

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

PRUŽÍCÍ JEDNOTKA NÁPRAVY
SUSPENSION DAMPING UNIT

LIBEREC 2006

ZDENĚK SVOBODA

Prohlášení

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je původní a zpracoval jsem ji samostatně. Prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, že jsem v práci neporušil autorská práva (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb. O právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

Souhlasím s umístěním diplomové práce v Univerzitní knihovně TUL.

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé diplomové práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užit své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Beru na vědomí, že si svou diplomovou práci mohu vyzvednout v Univerzitní knihovně TUL po uplynutí pěti let po obhajobě.

V Liberci, dne 25. května 2006

.....

Podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat mým rodičům a přátelům za podporu během celého studia. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Maturovi za odbornou pomoc při vypracování této práce.

Abstrakt

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem kompaktního modulu podvozku, který spojuje teleskopický tlumič pérování a vakovou vzduchovou pružinu. Je zde souhrnný přehled dosavadního používání těchto prvků u podvozků v automobilovém průmyslu. Práce poskytuje základní přehled o zatěžovacích stavech jednotky při provozu ve vozidle. Je zde proveden zjednodušený výpočet odhadů parametrů vzduchové pružiny. Z těchto parametrů je pak provedena analýza napětových stavů v jednotlivých součástech. V závěru práce je popsán návrh na další postup při vývoji tohoto produktu.

Abstract

This thesis deals with the engineering design of chassis compact modulus, that joins the telescopic shock absorber and the air-spring bellows. It contains an overall survey of using these elements for chassis in the car industry. This dissertation provides the basic summary of the unit design spectrum during car activities. A simplified calculation of the estimated parameter of the air spring is produced here. An analysis of tension states in individual components is performed from these parameters. The conclusion describes a proposal for a further procedure in the development of this product.

Klíčová slova

- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| - pružící tlumicí jednotka | - suspension and damping unit |
| - tlumič | - shock absorber |
| - náprava | - axle |
| - pneumatická pružina | - air spring |
| - konstrukční návrh | - engineering design |

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	9
ÚVOD.....	12
1 PRUŽÍCÍ A TLUMICÍ JEDNOTKY V AUTOMOBILOVÝCH PODVOZCÍCH....	13
1.1 OSOBNÍ AUTOMOBILY	13
1.2 MOŽNOSTI UPLATNĚNÍ PTJ U PODVOZKŮ UŽITKOVÝCH VOZIDEL.....	14
1.2.1 Nákladní automobily.....	15
1.2.2 Autobusy	16
1.2.3 Nákladní návěsy.....	18
1.3 NÁPRAVA NÁVĚSU S NEZÁVISLÝM ZAVĚŠENÍM KOL.....	19
2 POPIS FUNKČNÍCH ČÁSTÍ JEDNOTKY	21
2.1 PRINCIP PTJ	21
2.2 VAKOVÁ PRUŽINA.....	21
2.2.1 Princip vakové pneumatické pružiny	22
2.2.2 Charakteristiky pružiny.....	23
2.2.3 Tuhost pružiny	25
2.2.4 Vlastní frekvence pružiny.....	26
2.3 HORNÍ DESKA.....	27
2.4 DVOUPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ PĚROVÁNÍ BRANO	27
2.4.1 Stlačovací útlum.....	28
2.4.2 Rztahovací útlum	29
2.4.3 Uzávěr tlumiče	30
2.4.4 Doraz tlumiče.....	31
2.4.5 Charakteristiky tlumičů.....	31
2.5 SILENTBLOK.....	32
2.5.1 Konstrukce silentbloku.....	32
2.6 ZHODNOCENÍ VÝHOD A NEVÝHOD POUŽITÍ PTJ	33
2.6.1 Výhody užití PTJ.....	33
2.6.2 Nevýhody užití PTJ.....	34
3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PROTOTYPU JEDNOTKY	34
3.1 HLAVNÍ POŽADAVKY NA VLASTNOSTI ODPRUŽENÍ.....	34
3.2 PROVOZNÍ STAVY	35
3.3 ZATĚŽOVACÍ STAVY PTJ.....	38
3.3.1 Zatížení tlakem.....	38
3.3.2 Zatížení tahem.....	38
3.3.3 Ohybové zatížení.....	38
3.3.3.1 Ohybové zatížení vlivem geometrie nápravy.....	38
3.3.3.2 Ostatní ohybová zatížení	41
3.4 VAKOVÁ PRUŽINA.....	42
3.4.1 Volba pružiny.....	42
3.4.2 Úprava parametrů pružiny	42

3.4.3	<i>Výpočet přibližných parametrů upravené pružiny</i>	43
3.4.4	<i>Porovnání výsledků s experimentálně získanými údaji</i>	44
3.5	PIST PRUŽINY	45
3.5.1	<i>Konstrukční návrh pistu</i>	45
3.5.2	<i>Volba materiálu pro součásti pistu</i>	46
3.5.3	<i>Výpočtový model pistu pružiny</i>	46
3.5.3.1	<i>Materiál pláště pružiny</i>	48
3.5.4	<i>Výsledky pevnostní analýzy</i>	48
3.5.4.1	<i>Návrh dalšího postupu v konstrukci pistu</i>	49
3.6	HORNÍ DESKA	49
3.6.1	<i>Konstrukce desky</i>	49
3.6.2	<i>První návrh tvaru desky</i>	50
3.6.3	<i>Optimalizace tvaru desky</i>	50
3.6.4	<i>Pevnostní analýza optimalizovaného tvaru</i>	50
3.6.4.1	<i>Tvorba sítě</i>	50
3.6.4.2	<i>Okrajové podmínky</i>	51
3.6.4.3	<i>Analýza horní desky při přetlaku vzduchu 1,2 MPa</i>	53
3.6.4.4	<i>Analýza desky při přetlaku vzduchu 1,4 MPa</i>	53
3.6.5	<i>Návrh dalšího postupu vývoje desky</i>	53
3.7	TLUMIČ PÉROVÁNÍ	54
3.7.1	<i>Volba typové řady</i>	54
3.7.2	<i>Konstrukční návrh tlumiče</i>	54
3.7.3	<i>Sílové poměry na tlumiči</i>	54
3.7.4	<i>Předpětí závěru tlumiče</i>	54
3.7.5	<i>Napětí vlivem ohřevu tlumiče</i>	55
3.7.6	<i>Napěťové poměry v ose tlumiče</i>	55
3.7.7	<i>Vliv ohybových zatížení</i>	59
3.7.8	<i>Shrnutí problematiky napěťových poměrů</i>	59
3.8	SILENTBLOK	59
3.8.1	<i>Konstrukce silentbloku</i>	59
3.8.2	<i>Měření sil působících na oka PTJ</i>	59
3.8.3	<i>Měření torzní tuhosti silentbloku</i>	62
3.9	PRYŽOVÝ DORAZ	64
3.9.1	<i>Konstrukční návrh dorazu</i>	64
3.9.2	<i>Montáž dorazu</i>	64
4	NÁVRH METODIKY MĚŘENÍ VLASTNOSTÍ PROTOTYPU	64
4.1	MĚŘENÉ VELIČINY	64
4.1.1	<i>Teplota oleje tlumiče</i>	64
4.1.2	<i>Teplota vzduchu v pružině</i>	65
4.1.3	<i>Tlak vzduchu v pružině</i>	65
4.1.4	<i>Tlak vzduchu v tlumiči</i>	65

4.1.5	<i>Zdvih jednotky.....</i>	65
4.2	UMÍSTĚNÍ MĚŘIDEL PRO ZKOUMÁNÍ VLASTNOSTÍ PTJ.....	65
4.2.1	<i>Použitá měřidla.....</i>	65
4.2.2	<i>Umístění měřících prvků na jednotce.....</i>	66
4.2.3	<i>Měření ve zkušebním stavu</i>	67
4.2.4	<i>Měření na vozidle</i>	67
5	ZÁVĚR.....	69
	POUŽITÁ LITERATURA.....	71
	SEZNAM PŘÍLOH.....	72

Seznam použitých symbolů

ABS		Antiblock Braking System
ECAS		Electronically Controlled Air Suspension
LDM		Luftfeder Dämpfer Modul
PTJ		pružicí a tlumicí jednotka
RSS		Roll Stability Support
T-EBS		Trailer Electronic Brake System
Δt	[K]	rozdíl teplot mezi válci
ϵ		poissonova konstanta
A_{pv}	[m ²]	plocha průřezu pracovního válce
A_t	[m]	amplituda harmonického pohybu
A_{vv}	[m ²]	plocha průřezu vnějšího válce
A_w	[m ²]	pracovní (činná) plocha vzduchové pružiny
A'_w	[m ²]	pracovní (činná) plocha původní pružiny
A_{wmp}	[m ²]	činná plocha modelu pružiny
c	[N/m]	tuhost pružiny
c_{dyn}	[N/m]	dynamická tuhost pružiny
c_{stat}	[N/m]	statická tuhost pružiny
d_{mv}	[m]	nejmenší průměr matice pístu
d_p	[m]	průměr pístu pružiny
d'_p	[m]	průměr původního pístu pružiny
d_{pt}	[m]	teoretický průměr pístu pružiny
d_{pv}	[m]	vnitřní průměr pracovního válce
D_{vv}	[m]	vnější průměr vnějšího válce
d_w	[m]	průměr činné plochy pneumatické pružiny
d'_w	[m]	průměr pracovní (činné) plochy původní pružiny
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	výtlačná síla pružiny
f	[Hz]	vlastní frekvence pružiny
F'_{32}	[N]	síla reakce levé jednotky na odpruženou hmotu
F'_{32z}	[N]	složka reakce F'_{32} v ose z
F_{32}	[N]	síla reakce pravé jednotky na odpruženou hmotu
F_{32z}	[N]	složka reakce F_{32} v ose z
F_{34}	[N]	reakce pružicí jednotky na kolovou jednotku
F_{34y}	[N]	složka síly F_{34} v ose y
F_{34z}	[N]	složka síly F_{34} v ose z
F_{54}	[N]	reakce horního ramene na kolovou jednotku

F_{54y}	[N]	složka síly F_{54} v ose y
F_{54z}	[N]	složka síly F_{54} v ose z
F_{64}	[N]	reakce spodního ramene na kolovou jednotku
F_{64y}	[N]	složka síly F_{64} v ose y
F_{64z}	[N]	složka síly F_{64} v ose z
F_o	[N]	odstředivá síla působící na vozidlo
F_{ot}	[N]	vnější osová síla
f_{pp}		koeficient tření mezi pryží a pístem
F_{Qz}	[N]	osová síla předpětí v závitě zátky
F_{vp}	[N]	výtlačná síla pružiny
F_{vp0}	[N]	výtlačná síla pružiny při pohotovostní poloze
F_{vp-110}	[N]	výtlačná síla pružiny při stlačení o 110 mm
$F_{vpe-110}$	[N]	experimentálně získaná hodnota výtlačné síly pružiny při stlačení o 110 mm
F_{vpm}	[N]	výtlačná síla modelu pružiny
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
G	[N]	síla od neodpružených hmot vlivem gravitačního zrychlení
k		koeficient bezpečnosti
l_j	[m]	vzdálenost os silentbloků pružící a tlumící jednotky
l_{pv}	[m]	délka pracovního válce
l_{vv}	[m]	délka vnějšího válce
m	[kg]	hmotnost odpružených hmot
m_n	[kg]	nosnost nápravy
$M_O(x)$	[Nm]	ohybový moment v bodě x
M_{o65}	[Nm]	ohybový moment ve vzdálenosti x=65
M_s	[Nm]	točivý moment silentbloku
M_{SH}	[Nm]	moment v horním silentbloku
M_{SS}	[Nm]	moment ve spodním silentbloku
N_{pv}	[N]	osová síla v pracovním válci
N_{vv}	[N]	osová síla ve vnějším válci
p	[Pa]	tlak vzduchu
p_a	[Pa]	tlak atmosférického vzduchu
p_{vp}	[Pa]	přetlak vzduchu ve vzduchové pružině
p_{vp0}	[Pa]	přetlak vzduchu v pružině v pohotovostní poloze
R_A	[N]	reakce v bodě A
R_B	[N]	reakce v bodě B
$R_{e min}$	[MPa]	minimální hodnota meze kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
s	[m]	zdvih pružiny

s_j	[m]	zdvih jednotky
t_{pv}	[m]	tloušťka stěny pracovního válce
V	[m ³]	objem stlačovaného vzduchu
v	[m/s]	okamžitá rychlost harmonického pohybu
V_{-110}	[m ³]	objem pružiny při stlačení o 110 mm
V_o	[m ³]	objem pružiny v pohotovostní poloze
x	[m]	vzdálenost od bodu A
y	[m]	okamžitá výchylka harmonického pohybu
Y_l	[N]	třecí síla mezi pneumatikou a vozovkou
Z_l	[N]	normálová síla mezi pneumatikou a vozovkou
α	[K ⁻¹]	koeficient teplotní roztažnosti
Δl	[m]	změna délky
Δl_{pv}	[m]	změna délky pracovního válce
Δl_{vv}	[m]	změna délky vnějšího válce
μ		poisonova konstanta
ξ_{32}	[°]	úhel natočení pružící jednotky vůči rámu vozidla
ξ_{34}	[°]	úhel mezi pružící jednotkou a kolovou jednotkou
ξ_{Z3}	[°]	úhel natočení jednotky vůči ose z
σ_{max}	[MPa]	maximální zjištěné napětí
σ_{ovvp}	[MPa]	osové napětí v pracovním válci
σ_{ovvv}	[MPa]	osové napětí ve vnějším válci
σ_{pvt}	[MPa]	napětí v pracovním válci vlivem ohřevu
φ		koeficient tření mezi vozovkou a pneumatikou

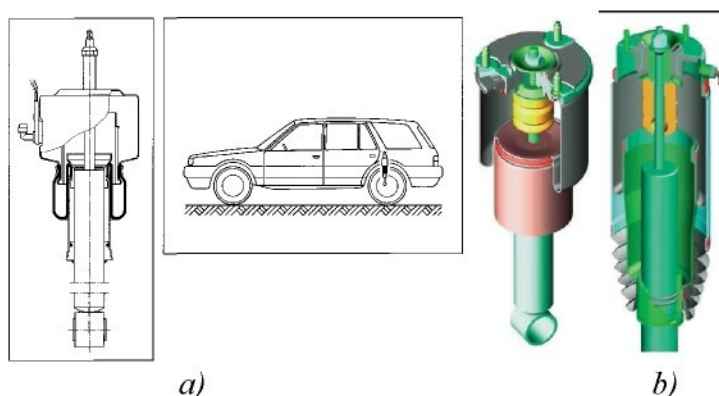
Úvod

Pružicí a tlumicí jednotka (dále jen PTJ) je jakýmsi trendem nahrazujícím v některých konstrukcích podvozků silničních vozidel klasické uspořádání vzduchového pérování. Firma Brano a.s. (dříve Ateso) působí již několik desítek let v oblasti výroby a vývoje teleskopických tlumičů pérování. Tato společnost je v dnešní době jedním z největších výrobců tlumičů pro nápravy nákladních návěsů v Evropě. Pro udržení kroku s předními výrobci podvozků se nyní snaží proniknout do problematiky pružících a tlumících jednotek. Toto, v podstatě nové, konstrukční řešení s sebou nese určité specifické problémy, které vyplývají ze spojení hydraulického tlumiče pérování a vzduchové pružiny v jeden kompaktní celek. Cílem této práce je konstrukční návrh funkčního vzorku, který poslouží pro prototypové zkoušky PTJ jak na zkušebním stavu, tak na vozidle při testech na polygonu. Je zde provedena pevnostní analýza důležitých součástí na základě mezních stavů, které jsou v jednotce připuštěny. Dále se práce soustředí na zvládnutí odhadu zatěžovacích stavů jednotlivých součástí PTJ. Aplikace, pro kterou je návrh vytvořen, je nákladní návěs s nezávislým odpružením všech kol. Jedná se o projekt nejmenované německé firmy, zabývající se výrobou náprav. Konstrukční řešení, které je zde navrženo, by mělo dobře posloužit pro získání potřebných poznatků o chování PTJ a vozidla samotného. Proto je součástí této práce i návrh na připojení snímačů, pro měření specifických veličin a vlastností PTJ.

1 Pružící a tlumicí jednotky v automobilových podvozcích

1.1 Osobní automobily

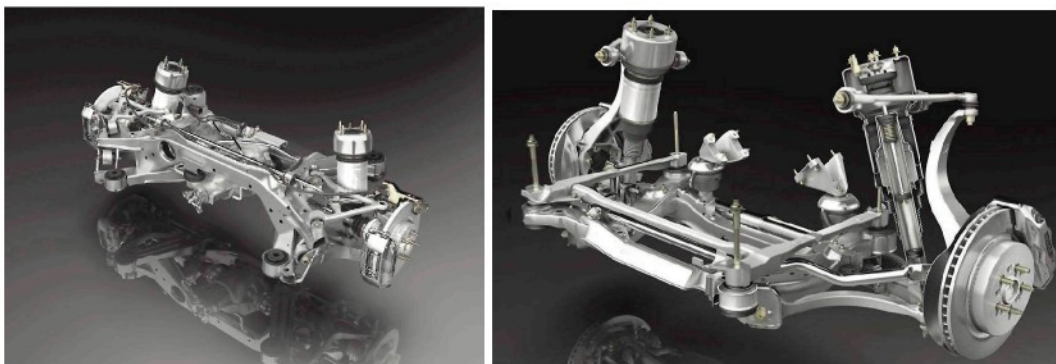
Pružící a tlumicí jednotkou myslíme v podstatě prvek podvozku, který koaxiálně spojuje hydraulický tlumič pérování a vzduchovou pružinu. Název *pružící tlumicí jednotka* (dále jen PTJ) je odvozen od dvou hlavních funkcí, které toto zařízení ve vozidle plní. Tedy: pérování a tlumení pérování. V Německu se jednotky označují názvem LDM (Luftfeder Dämpfer Modul). V osobních automobilech je spojení tlumiče a pružiny věcí naprosto samozřejmou a logickou. Vzduchové pérování je u osobních automobilů vzhledem k cenovému nepoměru vůči vinutým pružinám výsadou především automobilů vyšších tříd. U vzduchového odpružení moderního podvozku osobního automobilu se užívá většinou pružících a tlumících jednotek. Na obrázku č. 1a vidíme princip užití vzduchového pérování v zadní nápravě osobního automobilu. Obrázek č. 1b pak zobrazuje řezy různých konstrukčních řešení.



Obr. 1: PTJ osobních automobilů

- a) jednotka vzduchového pérování zadní nápravy osobního automobilu,
b) příklady jednotek podvozků osobních automobilů

Příklad konkrétní konstrukce moderního odpružení osobního automobilu je na obrázku č. 2. Jedná se o podvozek automobilu Jaguar, kde je jak na přední nápravě (obr. 2a), tak na zadní nápravě (obr. 2b) užitá konstrukce nezávislého zavěšení kol s víceprvkovým uložením a kompaktními moduly pneumatického pérování s kapalinovými tlumiči.



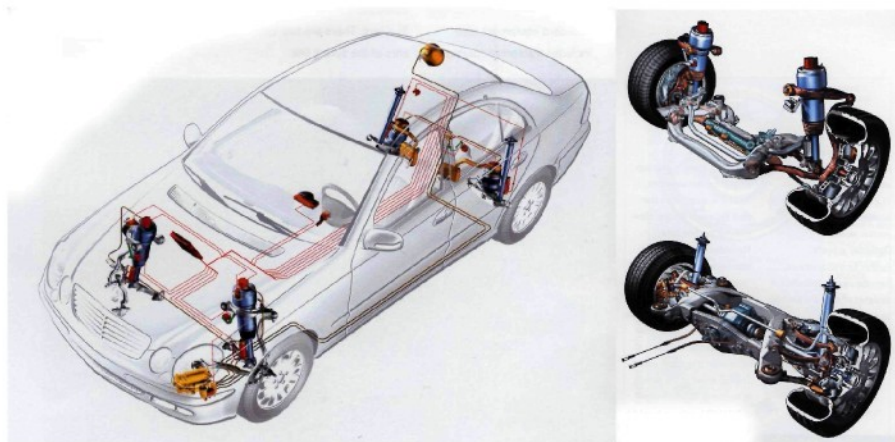
a)

b)

Obr. 2: Podvozek automobilu Jaguar

a) přední náprava, b) zadní náprava

Na obrázku č. 3 je pak znázorněn komplexní systém vzduchového odpružení Airmatic vozů Mercedes, kde je pro přední nápravu užito pružících jednotek, zatímco zadní náprava je vybavena samostatnými vzduchovými pružinami a kapalinovými tlumiči.



Obr. 3: Systém vzduchového odpružení Airmatic vozu značky Mercedes

1.2 Možnosti uplatnění PTJ u podvozků užitkových vozidel

Spojení kapalinového teleskopického tlumiče se vzduchovou pružinou pro užití v podvozcích autobusů, nákladních automobilů nebo přívěsných vozidel nebylo nikdy užito ve větším měřítku. Průkopníky v tomto odvětví jsou tradiční německé firmy, zabývající se vývojem a výrobou podvozků vozidel všech specifikací. Spoluprací firem Contitech (vzduchové pružiny), Sachs (tlumiče pérování) a ZF (podvozky) dnes vznikají jedny z nejlepších konstrukcí podvozků v automobilovém průmyslu. Pružící jednotky těchto firem jsou vidět na obrázku č. 4.



Obr. 4: Pružící a tlumící jednotky firmy Contitech

1.2.1 Nákladní automobily

V tomto odvětví se již jednotky využívají. Na obrázku č. 5a je průřez tahačem návěsů MAN TGA, vybaveného přední nápravou firmy ZF (obr. 5b). Tato náprava, vybavená jednotkami Contitech, nemá zkrutný příčný stabilizátor. Moduly jsou však vybaveny elektronickou kontrolou útlumových sil, která by měla určitým způsobem regulovat chování vozidla při naklánění. Výrobce udává, že vozidlo vybavené touto nápravou má větší jízdní stabilitu. Navíc tato náprava umožňuje manuální změnu světlé výšky celého vozidla v rozsahu 280 mm (obr. 6).



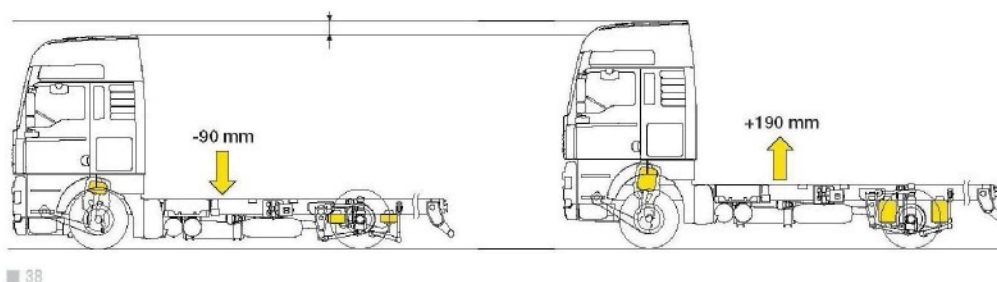
a)



b)

Obr. 5: Automobil MAN TGA

a) průřez vozidlem, b) detail přední nápravy



Obr. 6: Schopnost tahače MAN měnit pomocí PTJ světlou výšku v rozsahu 280mm

Na obrázku č. 7 je prototyp pružicí a tlumicí jednotky Tatra. Jedná se o kombinaci vlnovcové pružiny a kapalinového tlumiče. Projekt nebyl nakonec realizován.



Obr. 7: Prototyp PTJ Tatra

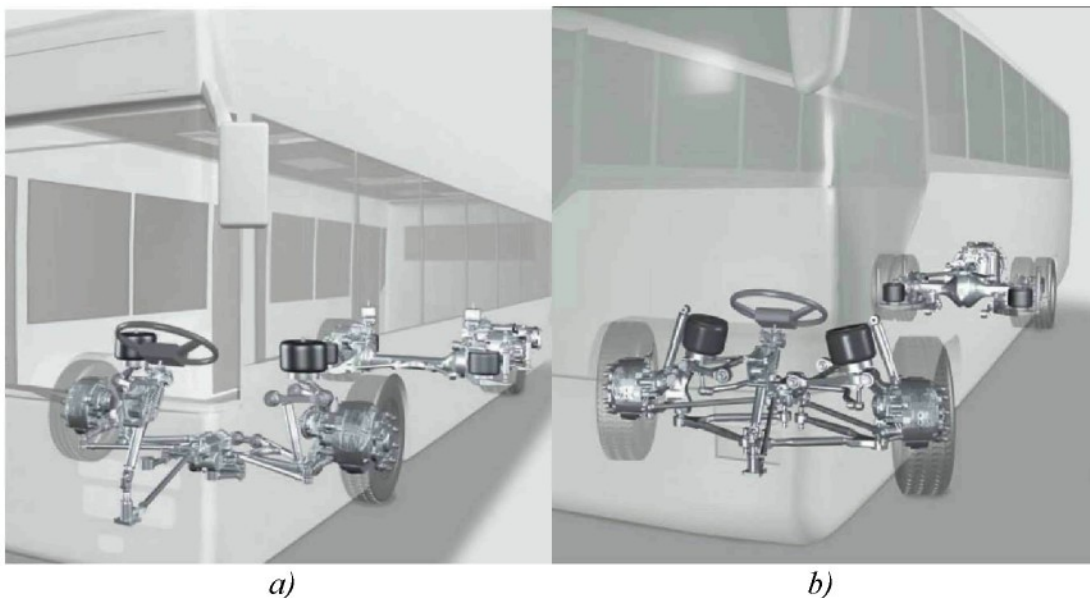
1.2.2 Autobusy

V odvětví autobusové dopravy jsou jednotky zatím využívány nejvíce, a to u předních náprav. U zadní nápravy, jejíž konstrukce je vidět na obrázku č. 8, je užití PTJ v podstatě bezpředmětné a to především z důvodů extrémně nízké zástavby.



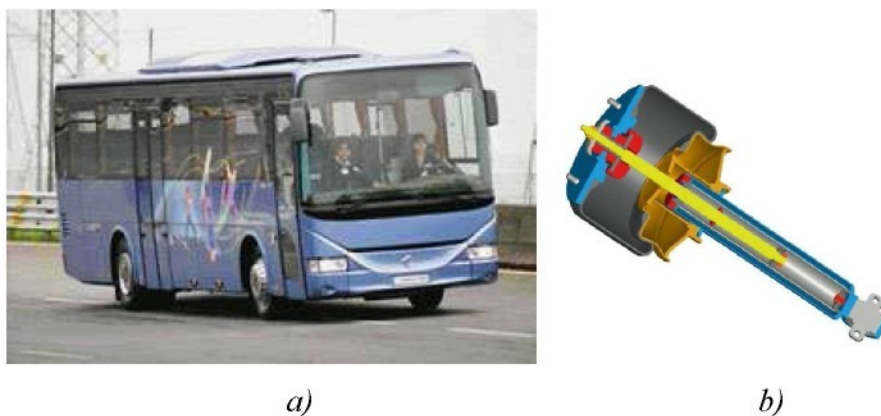
Obr. 8: Klasická konstrukce zadní nápravy meziměstského autobusu.

Přední nápravy však pro užití PTJ vhodné jsou. Na obrázku č. 9 jsou zobrazeny příklady konstrukcí předních náprav u nízkopodlažních a meziměstských autobusů s moderním uspořádáním vzduchového pérování. Obě zobrazené přední nápravy sledují poslední trendy v tomto odvětví. Kola přední nápravy jsou nezávisle zavěšena. Z obrázků je patrné, že spojení tlumiče s pružinou je v těchto aplikacích proveditelné.



Obr. 9: Přední autobusové nápravy ZF
a) nízkopodlažní autobus, b) meziměstský autobus

Nový typ autobusu Karosa, model Arway (obr. 11a) je vybaven pružicí jednotkou firmy Contitech. (obr. 10b). Náprava má zdvih v rozsahu +50 mm a -60 mm. Vhodná geometrie nápravy umožňuje při tomto zdvihu upevnění horní desky jednotky celou plochou na konzolu podběhu vozidla. Pístnice tlumiče je v desce uložena v pryžových silentblocích, čímž je zajištěna možnost jejího natáčení.



Obr. 10: Autobus Karosa Arway
a) vozidlo v zatáčce, b) PTJ přední nápravy značky Contitech.

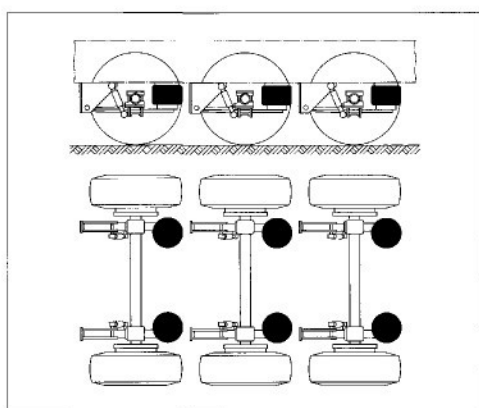
Firma SOR Libchavy používá u svých autobusů pouze vlnovcové pneumatické pružiny. Na obrázku č. 11 je vidět pružicí a tlumicí jednotka přední nápravy autobusu SOR.



Obr.11: PTJ přední nápravy autobusu SOR

1.2.3 Nákladní návěsy

Na obrázku č. 12a je znázorněn princip klasické koncepce odpružení nákladního návěsu. Vpravo je pak jedna z praktických konstrukcí německé firmy BPW (obr. 12b).



a)



b)

Obr. 12: Odpružení nákladního návěsu

a) klasické uspořádání pneumatického odpružení nákladního návěsu, b) náprava firmy BPW

Jedna z nejlepších náprav v této oblasti je v současnosti typ Intradisc německé firmy SAF (obr. 13).

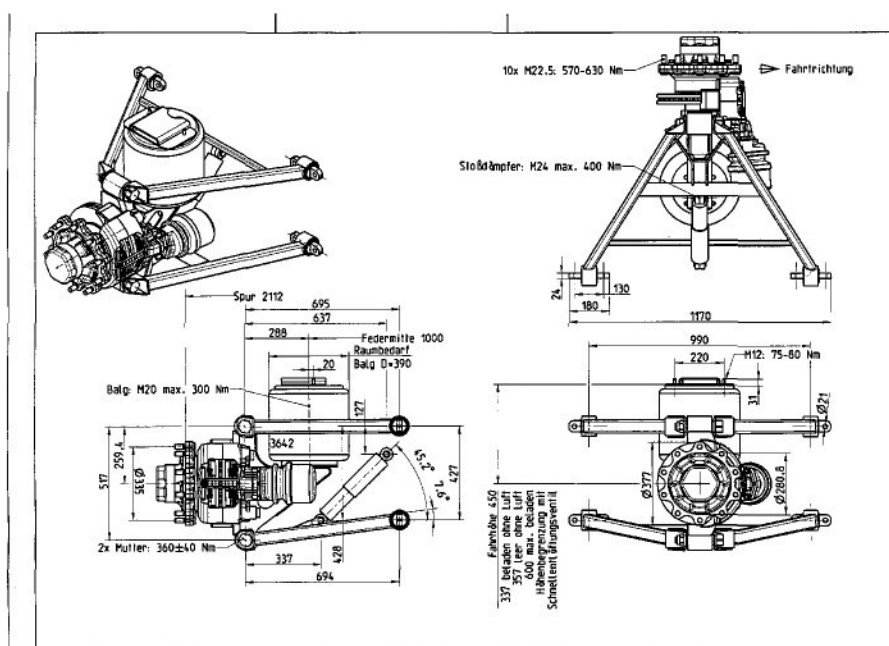


Obr 13: Náprava nákladního návěsu SAF Intradisc

Konstrukce náprav návěsů musí splňovat především požadavky na dobrou stabilitu a nízkou zástavbovou výšku. Ačkoli se použití PTJ v této aplikaci nejeví jako vhodné, vzniká nyní prototyp nákladního návěsu s použitím právě tohoto moderního prvku.

1.3 Náprava návěsu s nezávislým zavěšením kol

Náprava, pro kterou je určen náš konstrukční návrh, je projekt založený na myšlence vytvořit velmi lehkou konstrukci nápravy nákladního návěsu. Hmotnost neodpružené hmoty, kterou lze při konstrukci ušetřit, může být využita pro přepravovaný náklad. Konstrukce této nápravy je zcela odlišná od klasické koncepce, popsané v kapitole 1.2.3.



Obr. 14: Náprava nákladního návěsu s nezávislým zavěšením kol

Na obrázku č. 14 je zobrazen první prototyp této nápravy. Konstrukce nápravy je tvořena dvěma lichoběžníkovými rameny, která svírají kolovou jednotku s brzdou. Tlumič pérování je uchycen na spodním rameni a na rámu vozidla. Převodový poměr mezi zdvihem kola a tlumiče je přibližně 2,1. Pneumatická pružina je uchycena mezi rámem vozidla a kolovou jednotkou. Použití této koncepce bylo dosud známo především z oblasti osobních vozů, předních náprav autobusů a nákladních automobilů.

Výhodou této koncepce je především výrazná úspora hmotnosti neodpružených hmot. Tu lze následně využít pro užitečné zatížení vozidla. Dále je zde zvýšena míra komfortu vozidla.

Tato konstrukce s sebou samozřejmě nese i celou řadu nevýhod. V nápravách obvyklé konstrukce je náklon vozidla kromě působení vzduchové pružiny eliminován ještě působením samostabilizačních účinků pevné nápravy. Tato konstrukce nemá stabilizátor. Vozidlo je tak zjevně náchylnější k převrácení. Konstrukce se opírá o moderní elektronické systémy. Tento návěs bude vybaven systémem RSS (Roll stability support) od firmy Wabco.



Obr. 15: Reklamní obrázek firmy Wabco k elektronickému systému RSS

Jedná se o elektronický systém nezávislý na elektronických systémech tahače. Řídící jednotka vyhodnocuje signály o otáčkách kol, zatížení a příčném zrychlení návěsu. Nezávisle na tahači a zásazích řidiče se pak systém snaží předejít kritickým stavům, ohrožujícím návěs převrácením. Prostředkem k redukci těchto stavů je nezávislé brzdění kol návěsu. Systém RSS je doplňkovým programem k systému T-EBS (elektronický brzdový systém pro návěsy, zahrnující například ABS a kontrolu trakce).

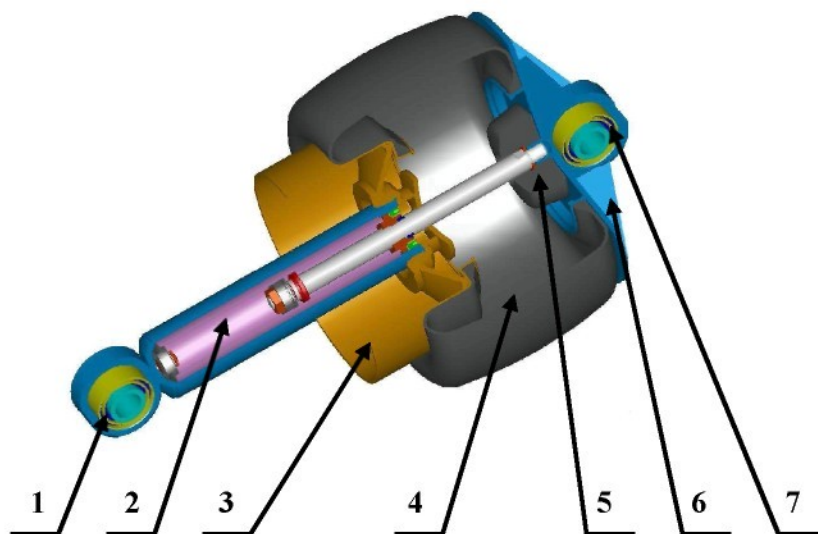
Na obrázku č. 15 je zobrazen reklamní příklad firmy Wabco o konkrétním přínosu systému RSS ke stabilitě návěsu.

Dalším krokem vývoje této nápravy je nahrazení pružiny a tlumiče jedním kompaktním modulem. Geometrické poměry v nápravě jsou pro tuto koncepci lehce pozměněny. Z těchto parametrů vychází i zadání této práce.

2 Popis funkčních částí jednotky

2.1 Princip PTJ

Na obrázku č. 16 je zobrazen průřez pružící a tlumicí jednotkou. Hlavními součástmi jednotky jsou vaková pneumatická pružina a dvouplošťový hydraulický tlumič pérování. Na obou koncích jednotky je oko s pryžovým silentblokem. Horní oko jednotky je součástí horní desky pružiny. Spodní oko je přivařeno na vnější válec tlumiče. Nezbytnou součástí vakové pružiny je pak pryžový doraz.



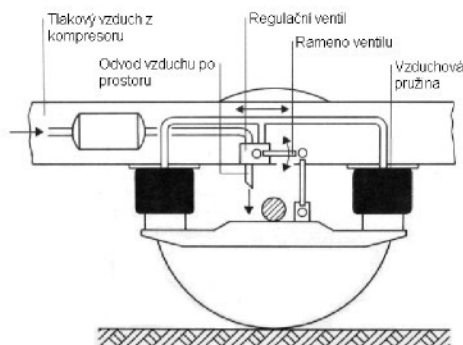
Obr. 16: Průřez pružící a tlumicí jednotkou

- 1) spodní silentblok, 2) kapalinový teleskopický tlumič pérování, 3) píst pružiny, 4) vaková pneumatická pružina, 5) pryžový doraz, 6) horní deska, 7) horní silentblok

2.2 Vaková pružina

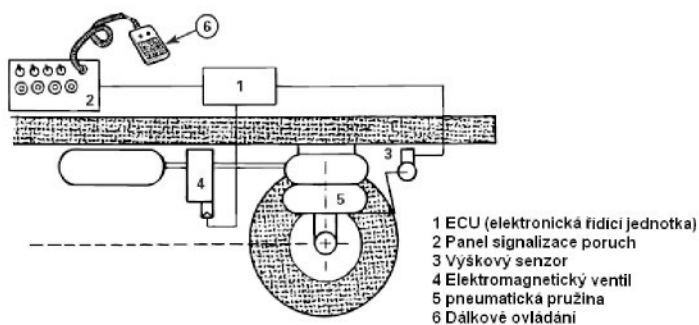
Vzduchová pružina je dnes již běžným prvkem odpružení. Její výhody oproti klasickému odpružení ocelovými pružinami jsou nezpochybnitelné (lepší komfort, stabilita světlé výšky). Dříve používané vlnovce jsou dnes nahrazovány pružinami vakovými. Ty se oproti vlnovcům vyznačují větším zdvihem při menších zástavbových rozměrech. Tvarováním pístu pružiny pak lze přesně definovat charakteristiku pružiny.

Nevýhodou oproti vlnovcům je pak menší životnost a únosnost. Tlak v pružině je ve vozidle nastavován automaticky tak, aby provozní výška pružiny byla vždy stejná, nezávisle na zatížení. Tato funkce bývá většinou zabezpečena mechanickým regulačním ventilem (obr. 17).



Obr. 17: Schéma funkce regulačního ventilu ve vozidle

Alternativní možností regulace světlé výšky vozidla jsou elektronické regulační systémy. Např. ECAS (Electronically controlled air suspension) od firmy Wabco (obr. 18). Tento systém sleduje a vyhodnocuje výšku a náklon vozidla vlivem hmotnosti a rozmístění nákladu. Zároveň umožňuje manipulovat s výškou vozidla při jeho stání pomocí manuálního ovládání.



Obr. 18: Schéma funkce elektronického regulačního systému ECAS

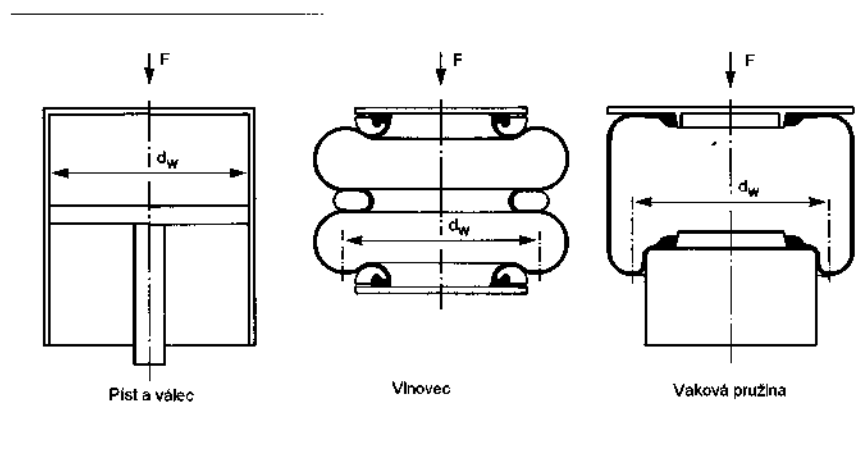
2.2.1 Princip vakové pneumatické pružiny

Vzduchová pružina je osově souměrná součást. Stěna pružiny je tvořena pryžovou maticí, vyztuženou několika vrstvami textilního kordu. V límcích pružiny, které se nasazují na připojovací prvky, je ocelový drát, zajišťující stálý tvar a průměr límce ve všech režimech zatěžování pružiny. V pohotovostní poloze je vak pružiny částečně navalen na osově souměrný píst. Při naplnění pružiny vzduchem dojde ke vzniku síly, působící v ose pružiny. Pracovní plocha A_w je ta část průřezu pružiny, přes

kterou je vlivem přetlaku vzduchu p_{vp} vytvořena síla F . Na obrázku č. 19 je znázorněna pracovní plocha vakové a vlnovcové pružiny a analogie s pneumatickým pístem. Vzhledem k tomu, že pracovní plocha je kruhového průřezu, můžeme vyjádřit velikost pracovní plochy A_w vztahem:

$$A_w = \frac{\pi \cdot d_w^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (1)$$

kde - d_w [m] je průměr činné plochy pneumatické pružiny.



Obr. 19: Analogie pneumatického válce a pneumatické pružiny

Výtláčná síla pružiny F je pak dána vztahem:

$$F = p_{vp} \cdot A_w \quad [\text{N}] \quad (2)$$

kde p_{vp} [Pa] je přetlak vzduchu v pružině.

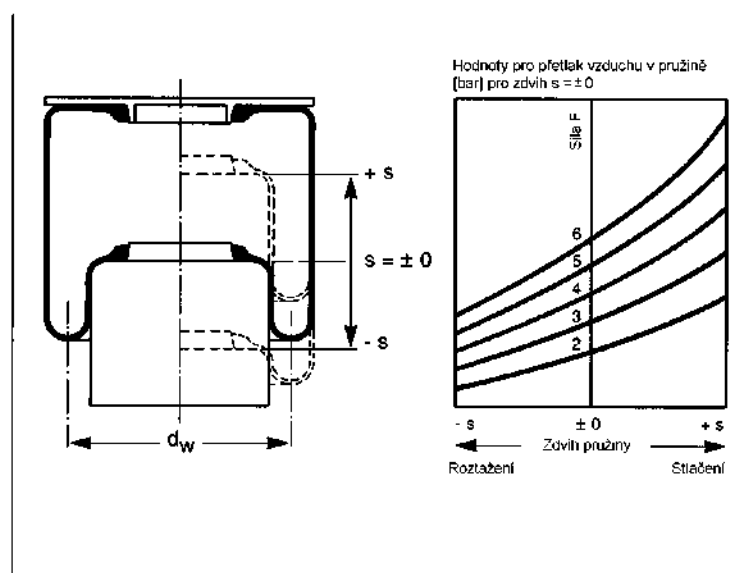
2.2.2 Charakteristiky pružiny

Při mechanickém stlačení pružiny dochází k termodynamické změně stavu vzduchu. Při pomalém stlačování (kdy dochází k vyrovnávání teploty s okolím) má tato změna charakter spíše izotermický, tedy definovaný vztahem

$$p \cdot V^n = konst. \quad (3)$$

kde V [m³] je objem stlačovaného vzduchu a $n = 1$.

Pro každé zatížení pružiny je dána právě jedna hodnota tlaku vzduchu. Na obrázku č. 20 je znázorněna vaková pružina s charakteristikami pro tlaky 2-6 bar (0,2-0,6 MPa).

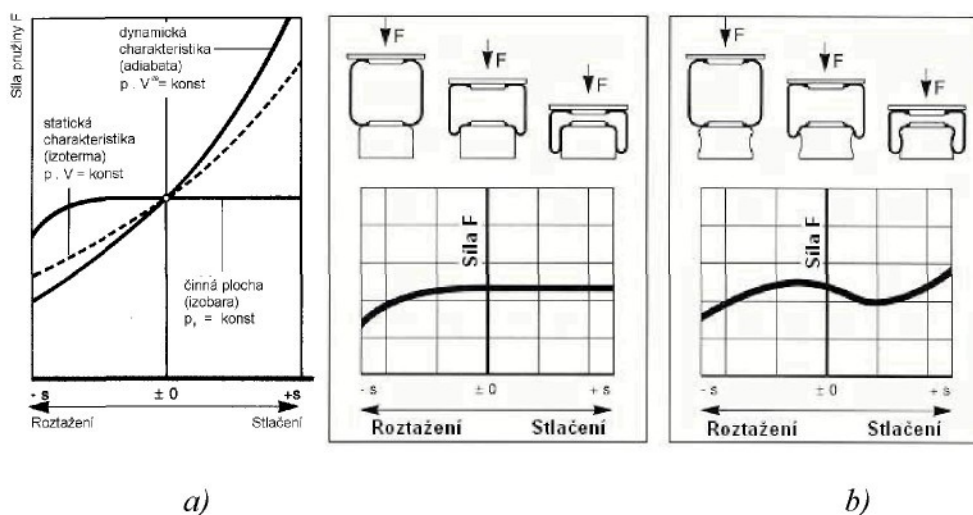


Obr. 20: Charakteristika pružiny v závislosti na zatížení

Dle rychlosti stlačování pružiny se pohybuje charakteristika mezi adiabatickým (v některé literatuře označovaným jako dynamickým) a izotermickým (v některé literatuře označovaným jako statickým) průběhem. Pro adiabatické stlačování je hodnota koeficientu $n = \gamma = 1,4$.

$$p \cdot V^\gamma = konst \quad (4)$$

Adiabatický, neboli rychlejší průběh stlačování je rozhodující pro vlastní frekvenci pružiny a s ní spojený komfort. Izotermický průběh (pomalé stlačování) ovlivňuje náchylnost vozidla k překlopení při jízdě v zatáčce. Tomu by měla být přizpůsobena konstrukce stabilizátorů. Proto je statický průběh uváděn jako fyzikální parametr pružin pouze pro úplnost. Třetí křivkou, kterou je pružina v literatuře většinou definována, je charakteristika činné plochy. Platí pro ni předpoklad, že objem pružiny $V \rightarrow +\infty$. Průběh stlačení je potom v podstatě izobarický. Na obrázku č. 21a jsou zobrazeny všechny 3 základní charakteristiky pružiny. Obrázek č. 21b pak zobrazuje izobarické charakteristiky ve vakových pružinách podle tvaru pístu.



Obr. 21 : Charakteristiky vakové pružiny

a) 3 základní charakteristické křivky pneumatické pružiny, b) vliv tvaru pístu pružiny na velikost činné plochy

2.2.3 Tuhost pružiny

Jestliže zanedbáme deformace stěny pružiny, je tuhost pružiny c [N/m] dána přímo vztahem síly F a zdvihu pružiny s [m].

$$c = \frac{dF}{ds} \quad [\text{N/m}] \quad (5)$$

který lze vyjádřit jako:

$$c = p_{vp} \cdot \frac{dA_w}{ds} + A_w \cdot \frac{dp_{vp}}{ds} \quad [\text{N/m}] \quad (6)$$

Vezmeme-li v úvahu termodynamickou změnu stavu vzduchu, lze výraz

$$A_w \cdot \frac{dp_{vp}}{ds} \quad (7)$$

napsat jako:

$$n \cdot (p_a + p_{vp}) \cdot \frac{A_w^2}{V} \quad (8)$$

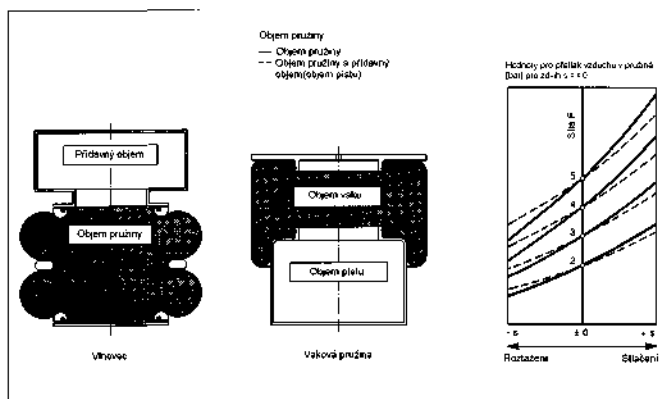
tzv. dynamická tuhost c_{dyn} je potom dána vztahem:

$$c_{dyn} = p_{vp} \frac{dA_w}{ds} + \kappa \cdot (p_a + p_{vp}) \frac{A_w^2}{V} \quad [\text{N/m}] \quad (9)$$

Statická tuhost c_{stat} pro izotermický průběh stlačování ($n=1$) je:

$$c_{stat} = p_{vp} \frac{dA_w}{ds} + (p_a + p_{vp}) \frac{A_w^2}{V} \quad [\text{N/m}] \quad (10)$$

Důležitou vlastností pružiny je její objem. Ten rozhoduje o tuhosti pružiny a vlastních frekvencích. Na obrázku č. 22 jsou znázorněny vlnovcová a vaková pružina a graf s vlivem přidavného objemu na charakteristiku pružiny.



Obr. 22: Vliv objemu pružiny na její charakteristiku

2.2.4 Vlastní frekvence pružiny.

Jedna z vlastností vzduchové pružiny je, že její tuhost se zvýšením zatížení stoupá, resp. klesá s jeho úbytkem. Proto nebývají pružiny charakterizovány pouze údajem o tuhosti. Jako míra jízdního komfortu se používá ještě vlastní frekvence pružiny. Ta vyplývá ze souvislosti mezi tuhostí pružiny c a hmotností odpružené hmoty m .

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{\sqrt{g}}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{F}} \quad [\text{Hz}] \quad (11)$$

U pružin s válcovým pístem můžeme předpokládat, že platí vztah:

$$p_{vp} \frac{dA_w}{ds} = 0 \quad (12)$$

Dosazením vzorce (12) do (9), vztahů (9) a (2) do (11) pak můžeme napsat vzorec pro výpočet vlastní frekvence:

$$f = \frac{\sqrt{g}}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{x \cdot \frac{A_w}{V}} \cdot \sqrt{\frac{p_a + p_{vp}}{p_{vp}}} \quad [\text{Hz}] \quad (13)$$

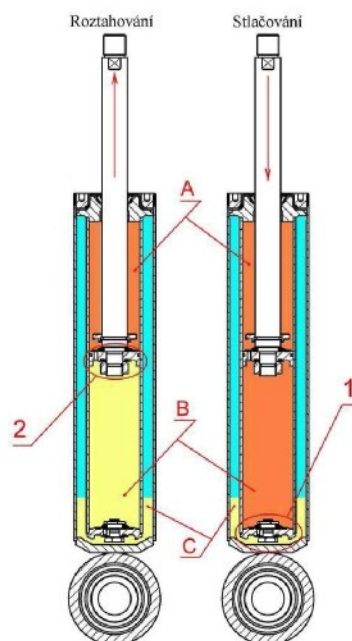
pozn.: vzorce použité v této kapitole pro výpočet pružiny převzaty z literatury [1].

2.3 Horní deska

Horní deska je částečně osově souměrná součást s okem pro silentblok, která plní několik funkcí: přenáší sílu vyvolanou tlakem ve vakové pružině, zachytává síly tlumiče pérování, je v ní umístěn plnicí otvor pro tlakový vzduch. Pro sériovou výrobu bude horní deska vzhledem k objemu sériové výroby a tvarové složitosti koncipována a navržena jako odlitek. Pro prototyp, který je zde řešen a který bude vybaven snímači, navrhujeme desku jako svařenec z třískově obrobených ocelových dílů. Výpočet horní desky je uveden v kapitole 3.6.

2.4 Dvouplášťový tlumič pérování Brano

Dvouplášťový tlumič Brano je klasická konstrukce kapalinového tlumiče, známá již několik desítek let. Jeho hlavní funkcí je zatlumení kmitavého pohybu soustavy pomocí transformace kinetické energie v energii tepelnou. Tato transformace je v tlumiči prováděna škrcením oleje při přepouštění mezi prostory v tlumiči. Schéma principu tlumiče je na obrázku č. 23. Tělo tlumiče tvoří dva válcové pláště: válec pracovní a válec vnější (jímka). Pracovní válec je při práci tlumiče zaplněn olejem. Prostor mezi pláští je částečně naplněn olejem a částečně vzduchem. V pracovním válci se pohybuje pístnice s pístem. Prostor mezi pláští plní funkci expanzní nádrže a zásobníku oleje. Na obrázku č. 23 je možno vidět rozdělení tekutin v tlumiči během provozu. Píst rozděluje objem pracovního válce na dva prostory: komora nad pístem A a komora pod pístem B. Prostor jímky mezi válci je označen jako C. Olej, který je škrcen a tudíž pod pracovním tlakem, je zobrazen oranžově. Zbylý olej, který při pohybu nepracuje, je zobrazen žlutě. Modrá barva zobrazuje vzduch. Útlumové síly v tlumiči jsou tvořeny škrcením oleje při přepouštění z oblasti oranžové do žluté na výkonových ventilových systémech tlumiče.



Obr. 23: Princip práce dvouplášťového tlumiče

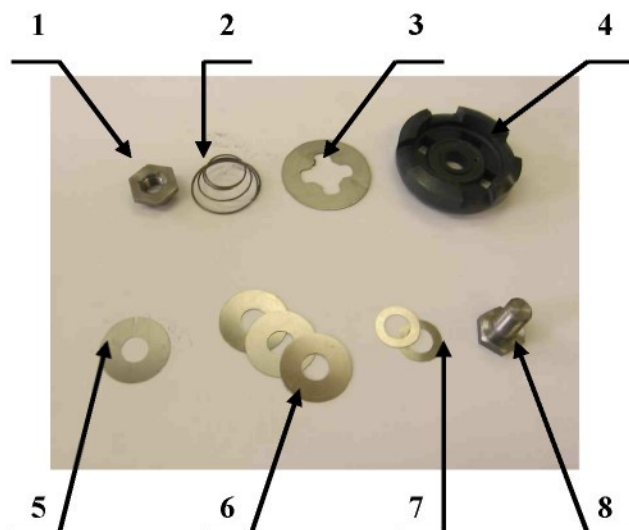
1) sací ventil, 2) píst, A) komora nad pístem, B) komora pod pístem, C) jímka

2.4.1 Stlačovací útlum

Pro tvorbu stlačovacího útlumu lze v tlumiči využít dvou skutečností:

- 1) Nutnost vytlačení oleje z pracovního válce vlivem nárůstu objemu pístnice při jejím vtlačování.
- 2) Přepouštění oleje z komory B do komory A.

Při konstrukci tlumičů se využívá buď možnosti 1 nebo 1 i 2 najednou. Primárně se využívá pouze varianty 1. Varianta 2 vyžaduje užití dvojčinného pístu a jednoho ventilu navíc. K této koncepci se občas přechází v případech, kdy nelze dosáhnout požadované rychlostní charakteristiky nebo jsou-li požadované útlumové síly příliš vysoké. Roztahovací útlum je zpravidla několikrát vyšší, než stlačovací. To vyplývá z principu odpružení podvozku silničního vozidla. V námi použitém tlumiči bude použit jednočinný píst. Při stlačování je třeba přepustit olej o objemu vtlačené pístnice z pracovního válce do jímky. Tento objem se volně rozdělí do komor A a B přes zpětný ventil na vrchní straně pístu (obr. č. 25-3). Škracení je prováděno na ventilovém systému sacího ventilu (obr. 24 -5,6).

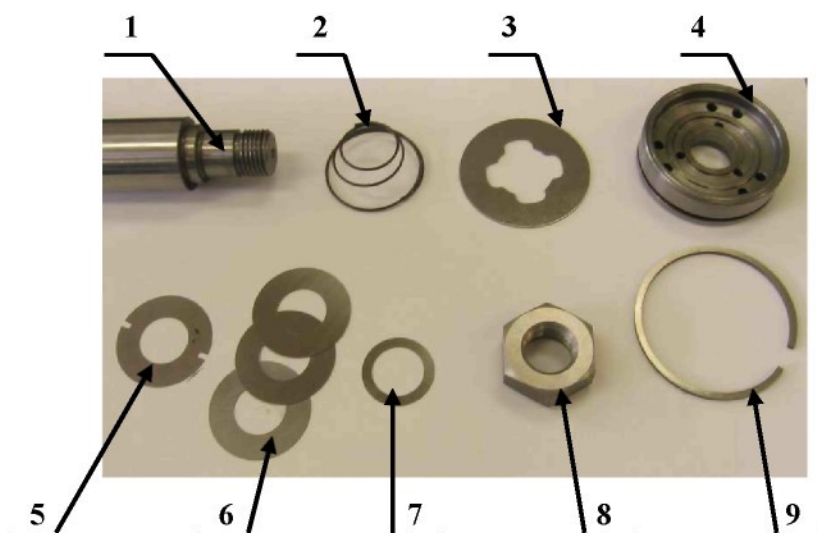


Obr. 24: Součásti sestavy sacího ventilu

1) matice, 2) pružina zpětného ventilu, 3) zpětný ventil, 4) těleso sacího ventilu, 5) planžeta stálého průtoku, 6) sestava planžet výkonového ventilu, 7) sestava opěrek, 8) šroub

2.4.2 Roztahovací útlum

Pro tvorbu roztahovacího útlumu je využíváno přepouštění oleje z komory A do komory B přes píst tlumiče. Olej je škrcen výkonovým ventilem pístu (obr. 25-5,6). V komoře B však vznikne prostor o objemu vytažené pístnice Tento olej je doplněn z jímky přes zpětný ventil na vrchní straně sacího ventilu (obr. 24-3).

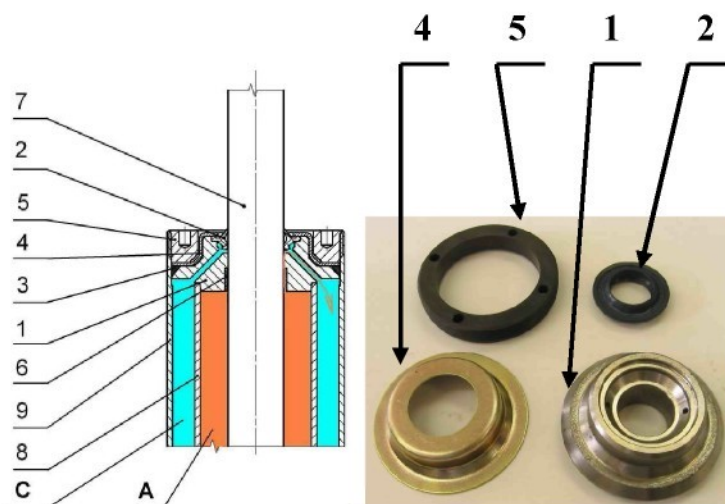


Obr. 25: Součásti pístu tlumiče

1) pístnice, 2) pružina zpětného ventilu, 3) zpětný ventil, 4) těleso pístu, 5) planžeta stálého průtoku, 6) sestava planžet výkonového ventilu, 7) sestava opěrek, 8) matice, 9) pístní kroužek

2.4.3 Uzávěr tlumiče

Na obrázku č. 26 je schéma systému uzávěru tlumiče. Uzávěr tlumiče plní několik funkcí: utěsňuje tlumič proti okolnímu prostředí, odděluje komory A a C, tvoří vedení pístnice, tvoří klíčový uzel tlumiče při namáhání na roztržení. Systém tvoří 6 součástí: vodítko, těsnění pístnice, těsnění vodítka, pouzdro těsnění a zátka. Do vodítka je nalisováno pouzdro pístnice pro zlepšení kluzných vlastností a trvanlivosti uložení pístnice ve vodítku. Vodítko s pouzdem je nasazeno na pístnici a pracovní válec. Na něj jsou nasazena obě těsnění. Ta jsou poté přikryta pouzdem těsnění, které tak společně s vodítkem svírá těsnění pístnice i vodítka. Celý systém je uzavřen zátkou se závitem. Důležitým prvkem je uložení pístnice vůči pouzdru vodítka. Toto uložení odděluje při roztahování tlumiče pracovní tlaky oleje (až kolem 30 MPa). Průsaky oleje, které tudy při roztahování projdou, jsou následně volně svedeny do komory C přes přepouštěcí kanálky ve vodítku. Z tohoto principu je patrné, že těsnění pístnice není vystavováno pracovnímu tlaku oleje při práci tlumiče. Při skladování tlumiče ve vodorovné poloze dojde časem k proniknutí vzduchu z komory C do komor A a B. Tento vzduch je pak touto cestou kolem pístnice vytlačen zpátky do prostoru C. Dojde k tomu během několika prvních zdvihů tlumiče.

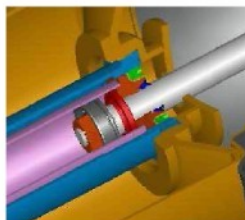


Obr. 26: Schéma uzávěru tlumiče

1) vodítko, 2) těsnění pístnice, 3) těsnění vodítka, 4) pouzdro těsnění, 5) vodítko, 6) pouzdro pístnice, 7) pístnice, 8) pracovní válec, 9) vnější válec, A) komora nad pístem, C) jímka

2.4.4 Doraz tlumiče

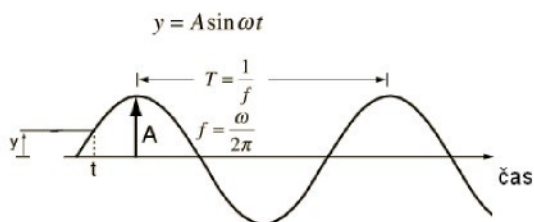
Pro tlumič lze použít dva druhy dorazu: hydraulický nebo mechanický. Pro naši konstrukci jsme použili klasický, jednoduchý mechanický doraz (obr. 27). Mechanický doraz slouží k zachycení hmotnosti neodpružených hmot při statickém vyvážení nápravy.



Obr. 27: Mechanický doraz tlumiče

2.4.5 Charakteristiky tlumičů

Kontrola útlumových sil tlumiče je prováděna na zkušebních mechanických nebo hydraulických stavech. Zkušební cyklus má sinusový průběh (obr. 28).



Obr. 28: Princip harmonického pohybu

popsaného rovnicí:

$$y = A_t \cdot \sin \omega t \quad [\text{m}] \quad (15)$$

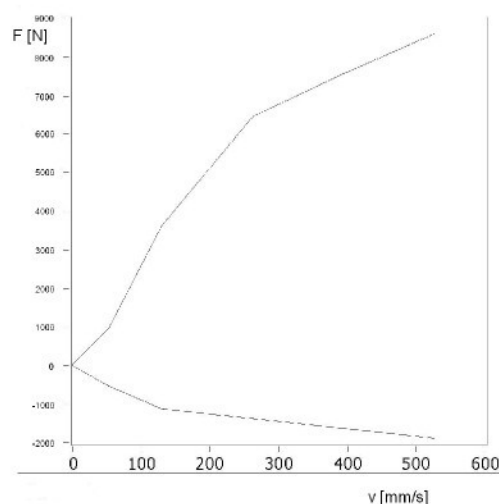
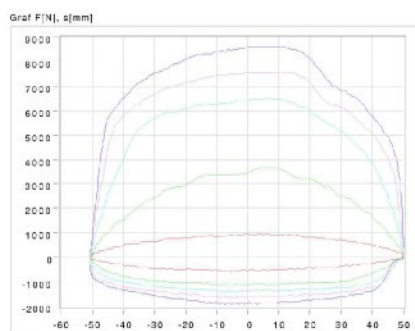
$$v = \omega \cdot A_t \cdot \cos \omega t \quad [\text{m/s}] \quad (16)$$

přičemž zdvih s tlumiče ve zkušebním stavu, neboli amplituda kmitavého pohybu $A_t = s/2 = 50\text{mm}$.

Ze vztahů (14) a (15) lze potom přepočítat vztah mezi otáčkami a obvodovou rychlostí. Tlumiče se zpravidla zkouší v několika rychlostních úrovních. Výsledkem je tzv. F-s diagram, neboli závislost útlumové síly na zdvihu. Graf průběhu útlumových sil při testu v pěti úrovních otáček je na obrázku č. 29a. V něm lze odhalit některé výrobní vady a nedostatky tlumičů. Z hodnot rychlostí v bodě $s=0$ se poté vytvoří tzv F-v diagram, neboli rychlostní charakteristika tlumiče (obr. 29b)

Zkušebna teleskopických tlumičů ATESO a.s.

Č. výrobní: 0000	Datum a čas: 26.1.2006 14:52
Č. výkresu: 621.018.001	Režim: SH100E
Typ tlumiče: JPT50x160D	Zařízení: Schenck
	Zkoušel: Svoboda



a)

b)

Obr. 29: Charakteristiky tlumičů

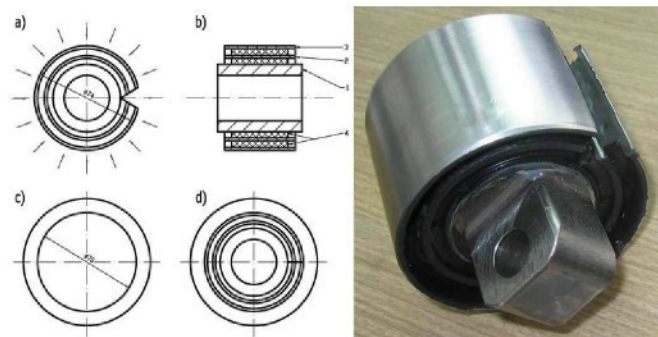
a) závislost síly na zdvihu tlumiče v různých úrovních rychlosti, b) rychlostní charakteristika

2.5 Silentblok

Silentblokem nazýváme pryžový díl, který má za úkol zmírnit rázy vzniklé provozem vozidla a umožnit tlumiči natáčení v bodech uchycení. Tento otočný pohyb je důsledkem geometrických poměrů v nápravě. Pryžový silentblok je dále schopen pohlcovat vibrace vysokých frekvencí.

2.5.1 Konstrukce silentbloku

Silentbloky, které se používají v běžných, samostatných tlumičích pérování Brano, jsou vyráběny samostatně a poté lisovány do oka. Tyto silentbloky jsou však konstruovány pro pohlcení pouze dynamických sil. Při stání vozidla je silentblok bez zatížení. Silentblok v PTJ bude namáhán vždy silou zatížení od neodpružené hmoty vozidla. K němu se poté budou přičítat dynamické síly od provozu vozidla. Pro tyto aplikace se proto vyrábějí silentbloky se speciální konstrukcí, znázorněnou na obrázku č. 30.



Obr. 30: Princip konstrukce silentbloku

a) silentblok před nalisováním do oka, b) řez silentblokem: 1-vnitřní pouzdro, 2-střední kroužek, 3-vnější kroužek, 4-pryž, c) oko tlumiče, d) silentblok nalisovaný do oka tlumiče, e) funkční vzorek silentbloku firmy Brano

Silentblok je tvořen dvěma ocelovými pouzdry s přerušením na obvodu, středovým prvkem pro uchycení v nápravě a pryží. Celý silentblok je vyroben vulkanizací, kdy se ve výrobní formě ocelové díly sesadí a mezery se vyplní pryží. Vulkanizace se provádí ve tvaru dle obrázku č. 30a. Hotový silentblok má vnější průměr 74 mm. Průměr díry oka je 70 mm. Důležitým prvkem silentbloku je trojúhelníkový výřez. Při montáži se celkový průměr zmenší o 4 mm, následkem čehož dojde k vymezení této mezery. V pryži dojde k radiálnímu stlačení, čímž se zvýší radiální tuhost silentbloku. Zároveň se však výrazně nezvýší torzní tuhost silentbloku, což je velmi důležité pro ohybové namáhání PTJ.

2.6 Zhodnocení výhod a nevýhod použití PTJ

Použití pružící a tlumící jednotky pro odpružení nápravy s sebou nese jako každé netradiční řešení své výhody a nevýhody.

2.6.1 Výhody užití PTJ

Užití PTJ znamená v konstrukci nápravy úsporu hmotnosti i prostoru. Navíc lze díky ušetřenému prostoru použít větší vzduchové pružiny s větším zdvihem. Při použití PTJ v přední nápravě autobusu nebo nákladního tahače je pak možnost dosáhnout většího rozsahu natáčení kol a tím zmenšení poloměru otáčení vozidla. Firma ZF navíc tvrdí, že řidič nákladního automobilu vybaveného nápravou s PTJ může lépe kontrolovat jízdní stabilitu a tendenci vozidla k převrácení. Dále pak použitím této koncepce roste jízdní komfort a pasivní bezpečnost vozidla.

Redukce členů nápravy tvoří konstrukci nápravy jednodušší. Tím se pak snižují logistické náklady a náklady na montáž náprav. Úspora místa v nápravě navíc tvoří více místa pro jiné prvky podvozku, například brzdy.

Tyto důvody budou v budoucnosti pravděpodobně vést k širšímu použití pružících a tlumících jednotek v nápravách užitkových vozidel.

2.6.2 Nevýhody užití PTJ

Jako největší předpokládaný problém s chováním PTJ jsou teploty. Tlumič je zdroj tepla, který bude zásadně ovlivňovat ohřev celé jednotky. Navíc je částečně skryt v pružině, která je sama o sobě také zdrojem tepla. Vak pružiny je z pryže a ta jak známo vlivem tepla degraduje. Hodnoty teplot tak mohou mít zásadní vliv na životnost celé jednotky. Další nevýhodou je zvýšené mechanické namáhání celého tlumiče, které může zásadně ovlivňovat jeho životnost. Při použití samostatné pružiny lze využít její velké výhody a to sice zachování funkčnosti při nepříznivých geometrických poměrech v nápravě. Další nevýhodou tohoto řešení je cena PTJ, která je značně vyšší než při užití pružiny a tlumiče samostatně. V neposlední řadě je nevýhodou fakt, že životnost tlumiče je přibližně 2x vyšší než životnost vakové pružiny. Výměna vaku v PTJ je složitější než u klasické koncepce.

3 Konstrukční návrh prototypu jednotky

Pro konstrukci PTJ jsme využili především softwaru Ideas r.11. Pevnostní výpočty pak byly provedeny pomocí programu MSC Marc Mentat 2005.

3.1 Hlavní požadavky na vlastnosti odpružení

Hlavní požadavky na vlastnosti PTJ ze strany výrobce nápravy jsou:

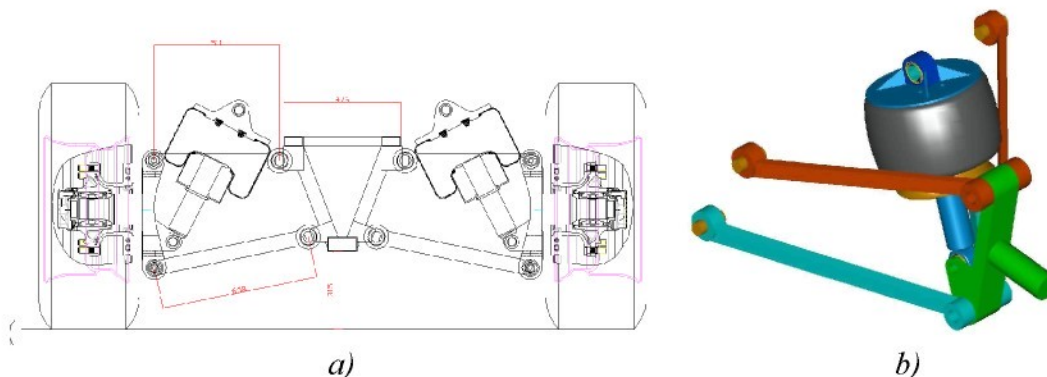
- zdvihová síla jednotky 50000 N při přetlaku vzduchu 7 bar (0,7 MPa)
- zdvih jednotky $s_f = \pm 110\text{mm}$ včetně deformace pryžového dorazu
- délka v pohotovostní poloze $l_f = 600\text{mm}$

Náprava je určena pro nákladní návěs se třemi nápravami.

Vozidlo spadá do kategorie O4, tedy přípojné vozidlo s hmotností nad 12 000 kg. Bude mít 3 nápravy s dílčím rozvorem od 1,3 do 1,4 m. Dle směrnice 96/53/ES je maximální zatížení takové trojnápravy vozidla 24 000 kg.

3.2 Provozní stavy

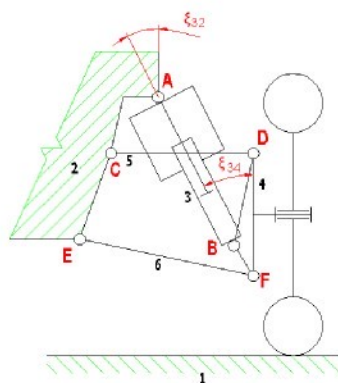
Při konstrukci jednotky v softwaru Ideas jsme vytvořili zjednodušený 3-D model nápravy (obr. 31b), odpovídající geometrii zadání, částečně zobrazeného na obrázku č. 31a. Tento model nám umožnil ověřit rozměrovou správnost konstrukce a zároveň jej můžeme použít pro zobrazení funkce jednotky v krajních polohách nápravy. Celkový přehled rozměrů nápravy a krajní polohy jsou znázorněny v příloze č. 1.



Obr. 31: Geometrie nápravy

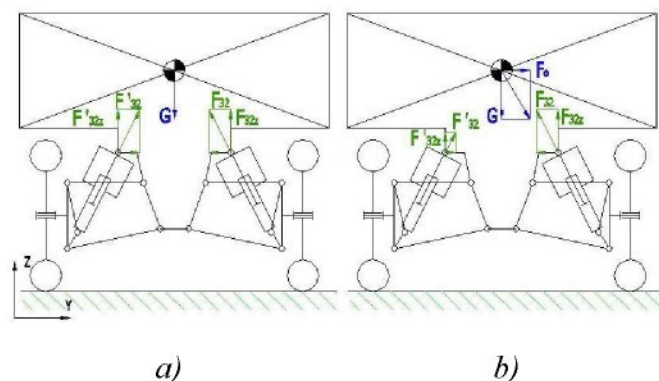
a) představa výrobce náprav u umístění PTJ ve vozidle, b) Zjednodušený 3D model nápravy pro zjišťování krajních poloh

V ose kolmé ke směru jízdy jsme pak zavedli popis jednotlivých členů dle obrázku č. 32.



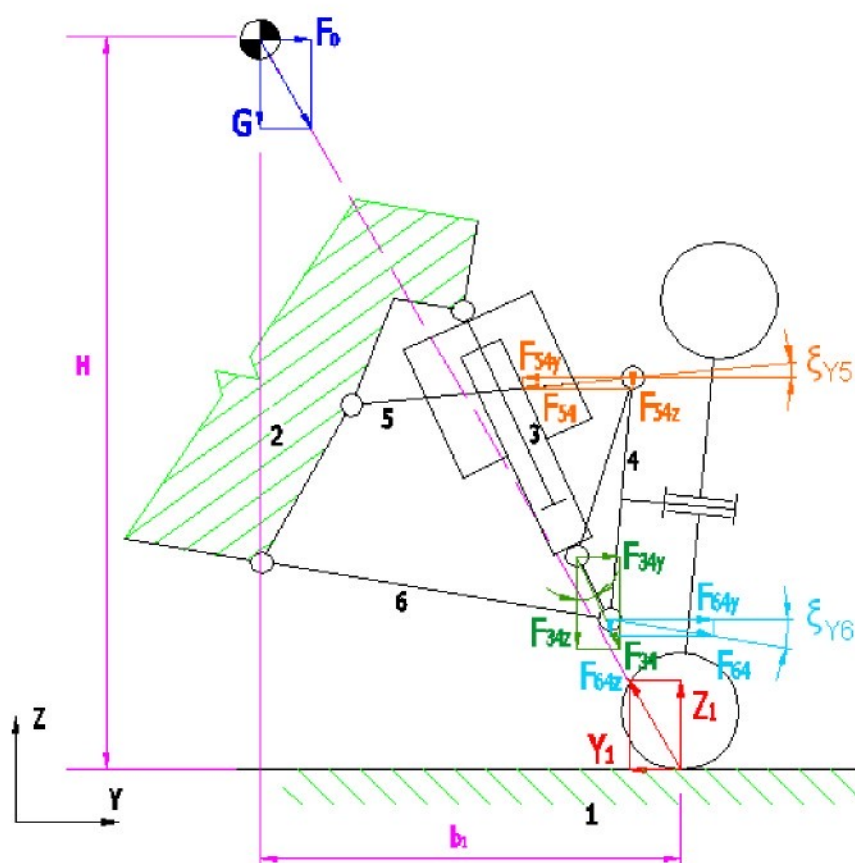
Obr. 32: Popis členů nápravy

1) vozovka, 2) odpružená část hmoty vozidla, 3) PTJ, 4) těhlice s kolovou jednotkou, 5) horní rameno nápravy, 6) spodní rameno nápravy



Obr. 33: Rozložení zatížení na jednotlivé PTJ

a) přímá jízda, b) zatáčka



Obr. 34: Silové poměry v nápravě na hranici překlacení vozidla

Při jízdě vozidla v přímém směru je hmotnost neodpružené části vozidla rozložena rovnoměrně na obě nápravy (obr. 33a). Zanedbáme nyní síly působící v ramenech nápravy, neboť jejich poloha je téměř vodorovná. Dále zanedbáme pasivní odpory nápravy. Z maximální zdvihové síly F_{32} a úhlu natočení PTJ v nápravě lze určit maximální statické zatížení nápravy G . Úhel natočení jednotky v nápravě v pohotovostní poloze $\xi_{32} = 27^\circ$. Maximální zatížení G :

$$G = 2 \cdot F_{32} \cdot \cos \xi_{32} = 2 \cdot 50000 \cdot \cos 27^\circ = 89100N \quad (16)$$

Tomu odpovídá nosnost nápravy m_n [kg]:

$$m_n = \frac{G}{g} = \frac{89100}{9,81} = 9082kg \quad (17)$$

Toto zatížení je maximálním statickým zatížením připadajícím na jednu nápravu vozidla. Při přechodu vozidla do zatáčky nebo jízdou po nakloněné rovině vzniká odstředivá síla F_o [N], jejímž působením se hmotnost přenáší na vnější kola (obr. 33b). Uvažujeme adhezní podmínky, kdy platí mezi pneumatikou a vozovkou podmínka:

$$Y_1 \leq \varphi \cdot Z_1 \quad (18)$$

kde φ je koeficient tření mezi vozovkou a pneumatikou. Za této podmínky se vozidlo může dostat do situace zobrazené na obr. č. 34. Vlivem působení odstředivé síly F_o dojde k přenosu celé hmotnosti G na vnější kolo nápravy. Situaci, kdy výslednice vektorů sil G a F_o protíná bod styku vnějšího kola nápravy s vozovkou, lze označit za mezní stav před překlopením vozidla. Na obr. č. 33 je dále uvolněn člen č. 4 (těhlice s kolovou jednotkou). Při zanedbání vlivu svislých složek sil v ramenech nápravy (F_{54Z} , a F_{64Z}), které jsou velmi malé, můžeme napsat vztah:

$$G \approx Z_1 \approx F_{34z} \quad [N] \quad (19)$$

přičemž:

$$F_{34} = \frac{F_{34z}}{\cos \xi_{23}} \quad [N] \quad (20)$$

Hodnota úhlu ξ_{23} závisí na jízdních stavech vozidla, poloze těžiště, deformaci pneumatik a dalších faktorech. Jeho hodnota se však zpravidla pohybuje okolo 25° (tento údaj byl změřen při zakreslení nápravy v krajních polohách). Vzhledem k hodnotám funkce cosinus pro tyto úhly je zřejmé, že při mezních stavech vozidla přenáší jedna PTJ více jak velikost síly G . Detailním rozbořením a výpočtem těchto stavů jsme se vzhledem k rozsahu práce nezabývali. V této situaci může dojít ke krajnímu tlakovému zatěžovacímu stavu. (kapitola 3.3.1)

3.3 Zatěžovací stavy PTJ

3.3.1 Zatížení tlakem

Jako maximální statické tlakové zatížení považujeme stav, kdy je jednotka mechanicky stlačena z pohotovostní polohy o zdvih $s_j = -110$ mm na délku $l_j = 490$ mm. Pro tento stav budeme provádět výpočty koeficientů bezpečnosti jednotlivých dílů PTJ.

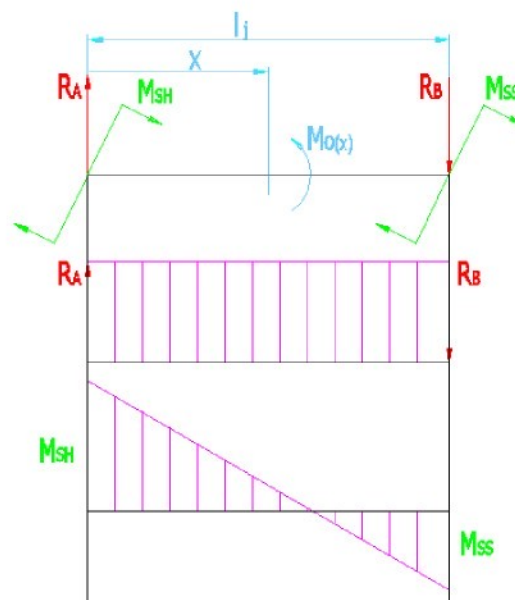
3.3.2 Zatížení tahem

V některých provozních situacích vozidla může dojít k tahovým zatížením PTJ. Maximální statické tahové zatížení může nastat vyvěšením kolové jednotky. Např. při stavech ohrožujících vozidlo převrácením. Daleko častěji však bude docházet k tahovým zatížením, vlivem dynamických účinků v nápravě. Např. při vjetí kola do díry ve vozovce dojde působením tlaku v pružině k vypružení nápravy proti vozovce.

3.3.3 Ohybové zatížení

3.3.3.1 Ohybové zatížení vlivem geometrie nápravy

Hlavním zdrojem ohybového namáhání jednotky ve vozidle je deformace silentbloků v koncích PTJ. Při práci jednotky dochází k natáčení obou silentbloků. Silentblok má při natáčení určitou torzní tuhost. Tato tuhost byla zjištěna a je popsána v kapitole 3.8.3. Pro určení ohybového momentu v nápravě lze jednotku zaměnit za jednoduchý nosník, zatížený dvěma točivými momenty: moment ve vrchním silentbloku M_{SH} a moment ve spodním silentbloku M_{SS} . Pro uvolnění nosníku zavedeme ještě dvě reakce R_A a R_B (obr. 35).



Obr. 35: Předpoklad průběhu posouvající síly a ohybového momentu v PTJ

Rovnice rovnováhy této soustavy je:

$$R_A - R_B = 0 \quad (21)$$

$$R_A \cdot l_j + M_{SH} + M_{SS} = 0 \quad (22)$$

$$R_A = -\frac{M_{SH} + M_{SS}}{l_j} \quad (23)$$

Ohybový moment ve vzdálenosti x od osy horního silentbloku tedy je:

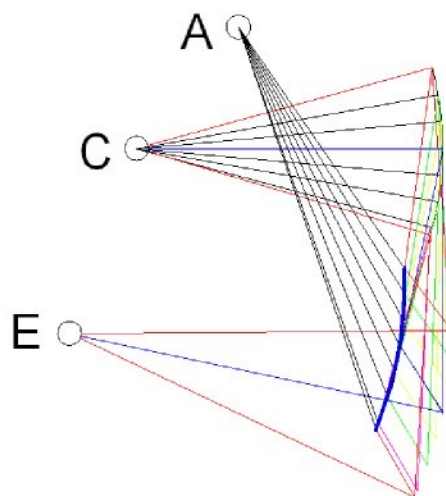
$$M_O(x) = R_A \cdot x + M_{SH} \quad (24)$$

$$M_O(x) = -\frac{M_{SH} + M_{SS}}{l_j} \cdot x + M_{SH} \quad (25)$$

$$\text{pro } x = 0 \quad M_O(0) = M_{SH} \quad (26)$$

$$\text{pro } x = l \quad M_O(l) = -M_{SS} \quad (27)$$

Z geometrických poměrů v nápravě jsme určili úhly natočení vrchního a spodního silentbloku. V softwaru Autocad jsme provedli grafické řešení geometrie nápravy (obr. 35). Rozměry nápravy vycházejí ze zadání a jejich přehled je uveden příloze č.1.



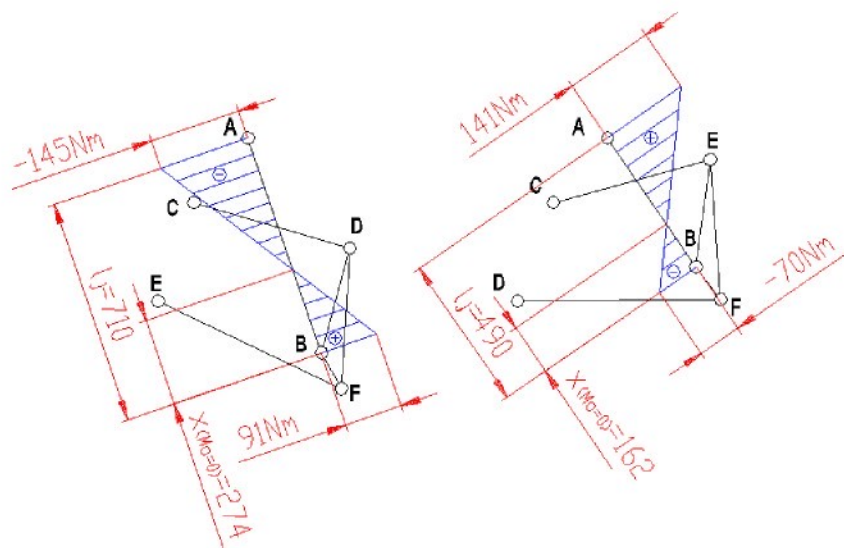
Obr. 36: Grafické řešení pohybu nápravy

Z výsledků grafické analýzy jsme vytvořili tabulku úhlů natočení a poloh jednotky (tab. 1). Zároveň jsme výsledků z měření vlastností silentbloku (kapitola 3.8.3.) určili velikosti točivých momentů pro jednotlivé stavy jednotky. Implementováním vztahu (25) pro výpočet ohybového momentu jsme do výsledků zahrnuli ještě průběh ohybového momentu ve vzdálenosti 65 mm od osy horního silentbloku M_{o65} . V této vzdálenosti je kritické místo při ohybových namáháních..

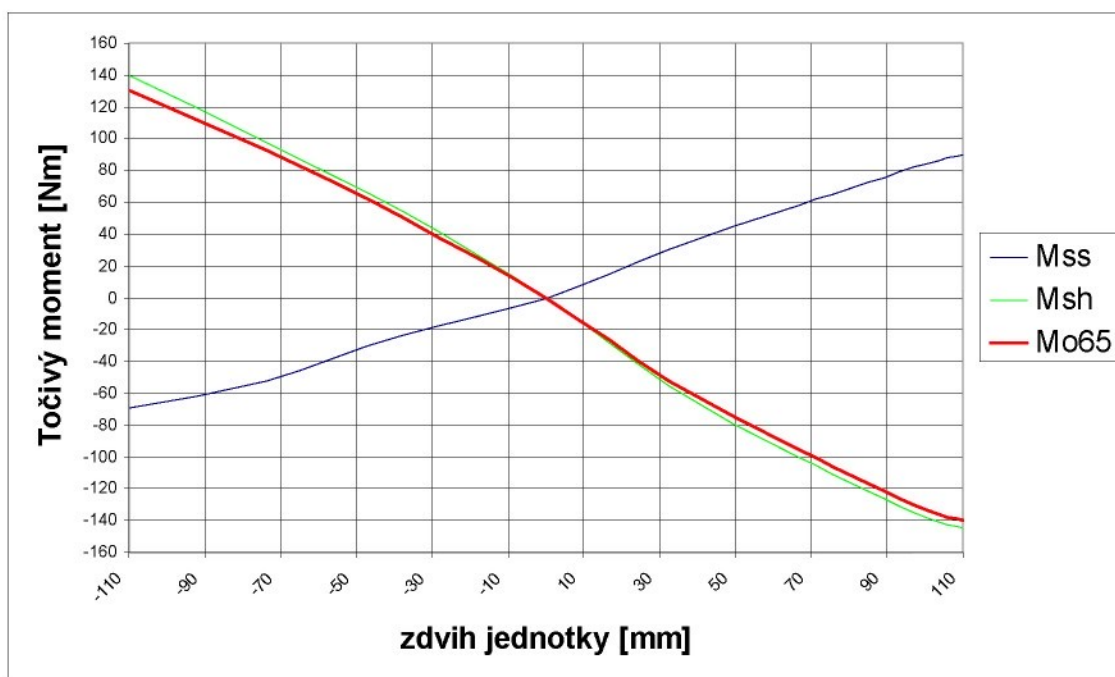
Tab. 1: Hodnoty z grafického řešení momentů v nápravě

i	spodní silentblok			horní silentblok			l_j [mm]	s [mm]	M_{o65} [Nm]
	ξ_{34i} [°]	$\Delta \xi_{34} = \xi_{34i} - \xi_{340}$ [°]	M_{SS} [Nm]	ξ_{32i} [°]	$\Delta \xi_{32} = \xi_{32i} - \xi_{320}$ [°]	M_{SH} [Nm]			
3	30,4	3,4	-70	34,6	7,6	141	489,3	-110,7	131,6
2	29,3	2,3	-52	31,9	4,9	98	526,4	-73,6	92,3
1	28,2	1,2	-24	29,5	2,5	54	562,4	-37,6	50,5
0	27,0	0,0	0	27,0	0,0	0,0	600,0	0,0	0,0
-1	25,7	-1,3	30	24,5	-2,5	-55	632,6	32,6	-52,4
-2	24,3	-2,7	58	22,0	-5,0	-100	667,0	67,0	-95,9
-3	22,8	-4,2	84	19,5	-7,5	-138	700,5	100,5	-133,0
-4	22,5	-4,5	90	19,0	-8,0	-145	710,0	110,0	-140,0

Grafické znázornění ohybového momentu v krajních polohách PTJ je zobrazeno na obrázku č. 37. Na obrázku č. 38 jsou pak zobrazeny vybrané hodnoty momentů pro celý zdvih jednotky.



Obr. 37: Průběh ohybového momentu v PTJ



Obr. 38. Průběh ohybového momentu v PTJ v celém zdvihu nápravy

3.3.3.2 Ostatní ohybová zatížení

Vlivem deformací ostatních silentbloků nápravy při dynamických jízdních režimech (přejíždění překážek, brždění) bude docházet k ohybovým namáháním i v jiných osách. Tyto stavy však budou záviset na konstrukci nápravy a v této úloze tak nebudou řešeny.

3.4 Vaková pružina

V následujících kapitolách jsou provedeny základní výpočty vakové pružiny. Výsledky jsou porovnány s katalogovými parametry dostupných pružin a pístů. Na základě těchto výpočtů byl vybrán odpovídající typ pístu a pružiny.

3.4.1 Volba pružiny

Pro naši aplikaci bylo třeba najít u výrobců pružin typ, který by splňoval požadované parametry. Tedy výtlak 50 kN při přetlaku v pružině o velikosti 0,7 MPa. Byla vybrána pružina V1E32 firmy Vibracoustic. Pružina má parametry dle katalogového listu obsaženého v příloze č. 2. Výtlaková síla této pružiny při tlaku 0,7 MPa je 45 kN. Velikost pístu pružiny d'_p je 250 mm.

3.4.2 Úprava parametrů pružiny

Jak je patrné, pružina svými parametry našim požadavkům neodpovídá. Jedná se však o nejvhodnější pružinu na trhu. Pro zvýšení síly F_{vp} je třeba zvětšit průměr pístu d'_p . Pracovní plochu pružiny s původním pístem A'_w určíme z izobarické charakteristiky (příloha č. 2) pro zatížení při 0,7 MPa.

$$A'_w = \frac{F'_{vp}}{p_{vp}} = \frac{45000}{700000} = 0,06429 m^2 \quad (28)$$

pro dosažení zadaných parametrů jsme určili potřebnou pracovní plochu A_w :

$$A_w = \frac{F_{vp}}{p_{vp}} = \frac{50000}{700000} = 0,07143 m^2 \quad (29)$$

Pracovními plochám A_w a A'_w odpovídají průměry d'_w resp. d_w :

$$d'_w = \sqrt{\frac{4 \cdot A'_w}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,06429}{\pi}} = 0,286 m \quad (30)$$

$$d_w = \sqrt{\frac{4 \cdot A_w}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,07143}{\pi}} = 0,302 m \quad (31)$$

Pro zjednodušený, ale přípustný výpočet využijeme předpokladu, že rádius ohybu pláště pružiny v činné ploše zůstává stejný. Pro výpočet průměru pístu potom platí vztah:

$$d'_W - d'_p = d_W - d_{pt} \quad (32)$$

kde průměr pístu původní pružiny $d'_p = 0,25$ m.

Teoretický průměr pístu pružiny d_{pt} potom můžeme určit ze vztahu:

$$d_{pt} = d_W - d'_w + d'_p = 0,302 - 0,286 + 0,25 = 0,266m \quad (33)$$

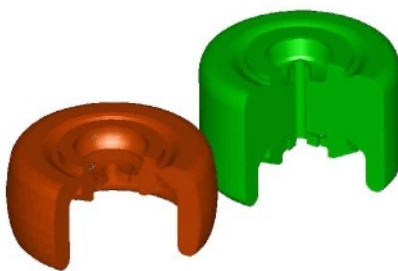
Nejbližší rozměr pístu dodávaný firmou Vibracoustic pro tyto přípojovací rozměry pružiny je $d_p = 0,265$ m. (příloha č. 3)

3.4.3 Výpočet přibližných parametrů upravené pružiny

Dle našeho předpokladu (20) by bylo vhodné, aby byla výtlačná síla pružiny při maximálním stlačení adiabatického charakteru F_{vp-110} :

$$F_{vp-110} \geq 2 \cdot F_{vp0} \quad (34)$$

Pro zvýšení celkové tuhosti pružiny jsme změnou konstrukce pístu eliminovali přídavný objem. Vlivem této úpravy tuhost pružiny výrazně stoupne. Zároveň se zvedne hodnota vlastní frekvence. Pro určení charakteristik nové pružiny jsme vytvořili 3D-model objemu vzduchu pro pružinu v pohotovostní (V_o) a stlačené (V_{-110}) poloze. Tento objem byl vytvořen na základě známých rozměrů pružiny a konstrukce součástí PTJ. Objemy jsou znázorněny na obrázku č. 39.



Obr. 39: 3-D modely objemů pružiny

Výsledné objemy jsou :

- objem vzduchu v pohotovostní poloze $s_j = 0$: $V_0 = 1,74 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3$
- objem vzduchu v poloze $s_j = -110 \text{ mm}$: $V_{-110} = 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

Ze vztahu pro adiabatický průběh charakteristiky stlačování (4) pak můžeme určit přibližnou hodnotu tlaku vzduchu při dynamickém stlačení PTJ o 110 mm. (p_{vp-110})

$$p_{vp0} \cdot V_0^{\gamma} = p_{vp-110} \cdot V_{-110}^{\gamma} \quad (35)$$

$$p_{vp-110} = p_{vp0} \cdot \left(\frac{V_0}{V_{-110}} \right)^{\kappa} \quad [\text{Pa}] \quad (36)$$

Pro adiabatický průběh ($\kappa=1,4$) bude velikost přetlaku vzduchu:

$$p_{vp-110} = 0,7 \cdot \left(\frac{1,74 \cdot 10^{-2}}{1,08 \cdot 10^{-2}} \right)^{1,4} = 1,36 \text{ MPa} \quad (37)$$

Činná plocha pružiny A_w se vlivem deformace pláště pružiny během stlačování mění. Zanedbáme-li však tento faktor, lze celkovou osovou sílu v pružině F_{vp-110} při maximálním stlačení vyjádřit vztahem:

$$F_{vp-110} = A_w \cdot p_{vp-110} = 0,0714 \cdot 136000 = 97104 \text{ N} \quad (38)$$

Dynamická tuhost c_{dyn} takto upravené pružiny pro zatížení 50 kN lze při využití předpokladu (12) získat ze vztahu (9). Statickou tuhost c_{dyn} jsme vypočítali za stejných předpokladů ze vztahu (10). Vlastní frekvenci pružiny f vypočítáme ze vztahu (13).

Hodnoty těchto 3 veličin jsou uvedeny v tabulce č. 2.

Tab. 2: Přibližné charakteristické hodnoty upravené pružiny

p_{vp} [MPa]	c_{dyn} [N/m]	c_{stat} [N/m]	f [Hz]
0,3	138100	98600	1,32
0,5	207100	148000	1,25
0,6	241700	172700	1,23
0,7	276200	197300	1,22

Z výsledků plyne, že podmínku (34) naše úpravy nesplňují. Další variantou zvýšení síly F_{vp-110} je tvarování spodní části pláště pístu. Píst této specifikace firma Vibracoustic nedodává. Pro prototyp tak budeme uvažovat tuto specifikaci.

3.4.4 Porovnání výsledků s experimentálně získanými údaji

Na základě výpočtů, uvedených v kapitole 3.4.3, jsme požádali firmu Vibracoustic o zaslání charakteristik pružiny VIE32 s pístem o průměru 265 mm bez přídavného objemu. Na základě tohoto požadavku jsme obdrželi graf a tabulku experimentálně získaných hodnot charakteristiky pružiny (příloha č.4).

Z těchto výsledků jsme zjistili, že maximální síla pružiny je při stlačení rovna $F_{vp-110}=104$ kN při přetlaku vzduchu $p_{vp}=1,4$ MPa. Rozdíl mezi vypočtenou a

naměřenou hodnotou maximální síly plyne především ze zjednodušujících předpokladů ohledně deformace pláště a nesprávného určení objemu vaku. Pro pevnostní analýzy součástí PTJ jsme uvažovali maximální zatížení ekvivalentní $F_{vpe-110}=104$ kN.

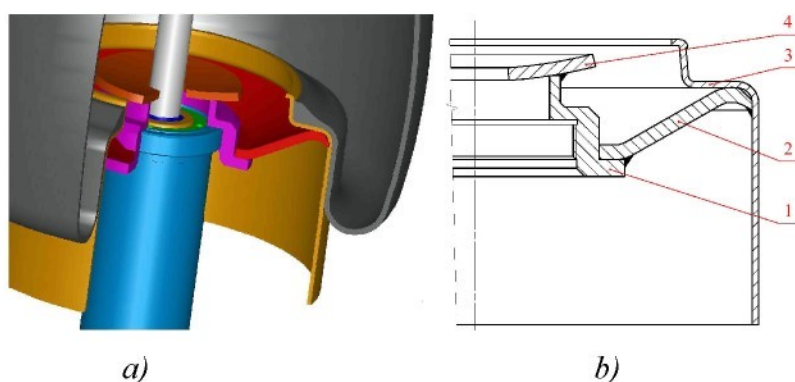
3.5 Píst pružiny

3.5.1 Konstrukční návrh pístu

Hlavní požadavky na konstrukci pístu:

- schopnost přenášet zatížení PTJ
- těsnost spoje s pružinou
- těsnost spoje s tlumičem

Konstrukce vnějšího pláště pístu vychází z typu vyráběného firmou Vibracoustic (příloha č. 3). Z důvodu potřeby eliminace přídavného objemu pístu jsme celou nosnou konstrukci převedli na vršek pístu.



Obr. 40: Konstrukce pístu pružiny

a) průřez 3D modelem, b) řez pístem: 1- matice pístu, 2- deska pístu, 3- plášť pístu, 4- talířek dorazu

Návrh konstrukce pístu je vidět na obrázcích 40a a 40b. Píst je navržen jako svařenec ze čtyř ocelových dílů. Hlavní nosnou částí je deska pístu, která je společně s talířkem dorazu přivařena na matici pístu. Na tuto podstavu je nasazen plášť pístu, který je k desce přivařen po obvodu. Celá sestava pak bude opatřena galvanickou povrchovou úpravou Fe/Zn12c2 - ISO 2081. Deska je pro větší únosnost navržena jako výlisek. Tloušťka desky byla zvolena 7 mm.

Píst bude k tlumiči připevněn závitem M95x2. Na čele vrchní části tlumiče je drážka pro umístění O-kroužku, který zajistí po dotažení pístu těsnost spoje. Sestava pístu je součástí výkresové přílohy této práce.

3.5.2 Volba materiálu pro součásti pístu

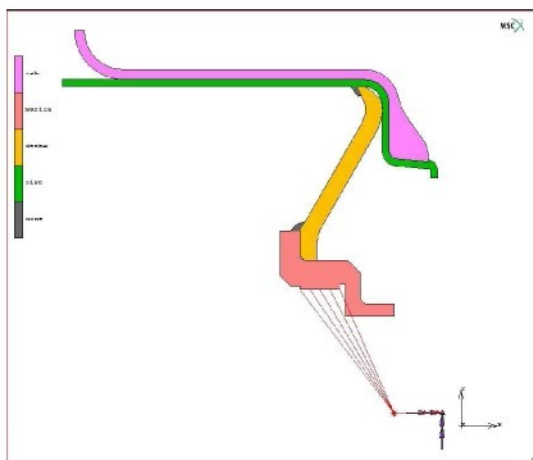
V tabulce č. 3 jsou uvedeny materiály součástí pístu a jejich parametry dle literatury [7].

Tab.3: Materiály součástí pístu

součást	Materiál	$R_{e_{min}}[MPa]$	$R_{m_{min}}[MPa]$
plášť pístu	11 320	260	270-340
matice pístu	11 523	333	510-647
deska pístu	11 523.1	353	510-628
talířek dorazu	11 523.1	353	510-628

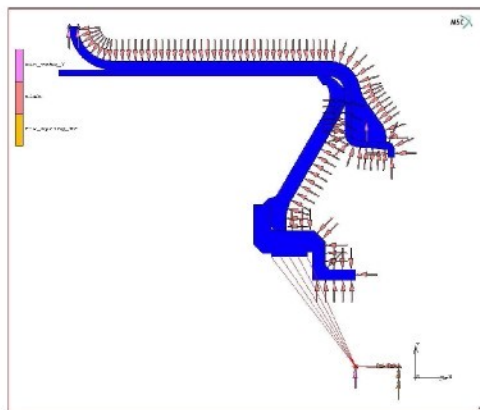
3.5.3 Výpočtový model pístu pružiny

Píst pružiny je osově symetrická součást, která navíc není zatěžována bočními silami. Tento fakt nám při pevnostní analýze umožňuje řešit úlohu na plošné síti v osovém průřezu. To výpočet značně zjednodušuje. Plošnou síť průřezu jsme vygenerovali z modelu vytvořeného v programu Ideas. Model odpovídá situaci stavu pružiny vůči pístu při maximálním stlačení PTJ. Pro výpočet jsme zanedbali talířek dorazu, který není namáhán přetlakem vzduchu. Pro simulaci silových účinků vakové pružiny jsme použili část jejího modelu. Jedná se o tu část vaku, která se podílí na pracovní ploše A_w . Řešili jsme tak kontaktní úlohu 4 těles (obr. 41). Síť byla pro tento výpočet vytvořena automatickým generátorem programu Ideas. Je tvořena elementy se čtyřmi uzly. Pro úplnost výpočtu jsme spojili jednotlivé součásti v místech svaru.



Obr. 41: Schéma kontaktní úlohy

Pro ověření správnosti zadaných okrajových podmínek jsme provedli fixaci matice pístu tak, že jsme do osy modelu umístili element simulující pružinu s tuhostí $1 \times 10^6 \text{ N/mm}$.



Obr. 42: Schéma zadání okrajových podmínek

Na jednotlivé elementy průřezu jsme zadali tlak vzduchu (obr. 42). V průřezu vakové pružiny jsme zavedli dvě fixace kolmé k ose symetrie. První respektuje fakt, že průměr pracovního průměru pružiny se nemůže zvětšit, a druhá simuluje přítomnost drátu v límci pružiny (obr. 42). Velikost pracovní plochy, která je zde zatížena, je dána mezikružím o průměrech 302 mm resp. 70 mm:

$$A_{Wmp} = \frac{\pi \cdot (d_w^2 - d_{mv}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,03^2 - 0,007^2)}{4} = 0,0668 \text{ m}^2 \quad (39)$$

Při zatížení tlakem o velikosti 1,4 MPa by se tak měla výsledná výtlačná síla tohoto průřezu F_{vpmp} pohybovat okolo hodnoty:

$$F_{vpmp} = A_{Wmp} \cdot p_{vp} = 0,0678 \cdot 14000000 = 94920 \text{ N} \quad (40)$$

Po zatížení úlohy tímto tlakem došlo k deformaci pružného elementu v ose x o hodnotu 0,095958 mm. To znamená, že chyba hodnoty výtlačné síly pružiny dle našeho modelu je:

$$95958 - 94920 = 1038 \text{ N} \quad (41)$$

Tuto odchylku jsme přijali jako akceptovatelnou.

3.5.3.1 Materiál pláště pružiny.

Jednou z podmínek přesnosti výpočtu je vztah mezi pružinou a pláštěm pístu. Pro volbu materiálu pružiny jsme se inspirovali výzkumnou prací doc. Marvalové a Ing. Urbana [8].

Materiál pláště pružiny byl zadán hodnotami, které jsou v této literatuře zadány pro vlákna vyztužujícího kordu.

- modul pružnosti $E = 2486 \text{ MPa}$
- poissonova konstanta $\mu = 0,35$

Koeficient tření mezi pryží a pístem $f_{pp} = 0,4$.

Tento předpoklad je samozřejmě velmi zjednodušený. Provedli jsme analýzy této úlohy pro různé materiály pružiny, avšak výsledné silové působení na plášť pístu bylo velmi podobné.

3.5.4 Výsledky pevnostní analýzy

Provedli jsme pevnostní analýzy pro dva zatěžovací stavy dané přetlakem vzduchu 1,2 a 1,4 MPa.

Výsledky pevnostních analýz jsou zobrazeny v příloze č. 5.

Jak je z obrázků patrné, největší napětí je soustředěno v matici pístu. Celková míra napětí v této soustavě je však velmi nízká. V následující tabulce (tab. 4) je zobrazen přehled maximálních hodnot napětí jednotlivých součástí pístu. Dále je zde uveden přehled hodnot meze kluzu pro tyto součásti. Poslední sloupec zobrazuje míru bezpečnosti k mezi kluzu.

Tab.4: Materiály součástí pístu

součást	zatěžovací tlak $p_{vp}[\text{MPa}]$	Max. napětí $\sigma_{\max}[\text{MPa}]$	Mez kluzu $R_e[\text{MPa}]$	$k = R_e / \sigma_{\max}$
plášť pístu	1,2	72	260	3,61
	1,4	76	260	3,42
matice pístu	1,2	129	333	2,58
	1,4	161	333	2,06
deska pístu	1,2	76	353	4,64
	1,4	94	353	3,75

3.5.4.1 Návrh dalšího postupu v konstrukci pístu

Jak je vidět z koeficientů bezpečnosti, deska je pro tyto 2 stavy značně předimenzovaná. Míra bezpečnosti jednotlivých součástí pístu je vysoká. Pro následující postup při vývoji pístu doporučujeme provést pevnostní analýzy při změně tloušťky materiálu desky pístu. Koeficient bezpečnosti by se měl pohybovat v hodnotách okolo 1,7.

3.6 Horní deska

3.6.1 Konstrukce desky

Deska je koncipována jako svařenec z ocelových dílů. Všechny díly budou vyrobeny třískovým obráběním. Materiál horní desky musí mít dobré mechanické vlastnosti a zároveň musí být svařitelný. Z těchto důvodů jsme pro díly horní desky zvolili konstrukční ocel ČSN 11 523, která má tyto vlastnosti:

- mez pevnosti v tahu $R_m = 441-667$ MPa
- mez kluzu $R_{e\ min} = 284 - 490$ MPa
- svařitelnost zaručená

Pro pevnostní výpočty volíme hodnotu meze kluzu:

$$R_e = 333 \text{ MPa}$$

Dle našeho názoru je vhodné, aby byl koeficient bezpečnosti roven minimálně hodnotě 1,7. Tomu odpovídá napětí:

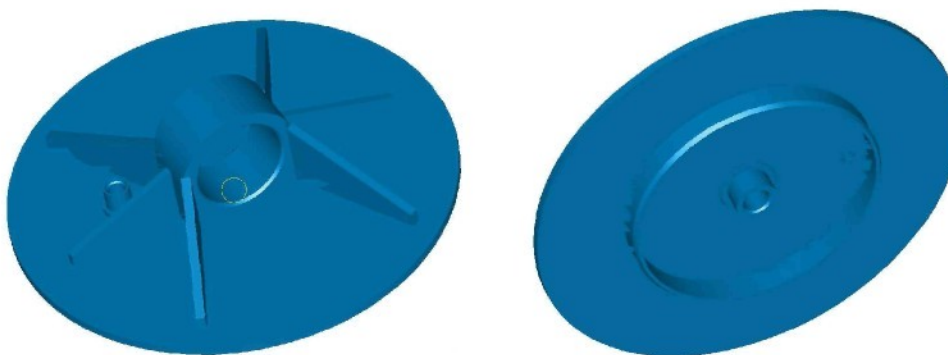
$$\sigma_{\max} = \frac{R_{e\ min}}{1,7} = 195,9 \text{ MPa} \quad (42)$$

Během konstrukce jsme se snažili dosáhnout co možná nejlepší kompromis mezi hmotností a pevností dílu. V programu Ideas verze 11 jsme vytvořili model a síť horní desky. Síť byla poté podrobena pevnostní analýze v programu Marc Mentat 2005. Řešení desky jako svařence z obráběných dílů je skutečně řešení pouze prototypové, pro ověření funkce nápravy. Pro případnou sériovou výrobu je předpokládán vývoj odlitku, který bude třeba dimenzovat na základě reálného zatěžovacího cyklu získaného z testů prototypu.

3.6.2 První návrh tvaru desky

První konstrukční návrh, který jsme provedli, měl 4 trojúhelníková podpůrná žebra o tloušťce 5 mm, natočená v úhlu 45° . Kruhová deska byla z plechu o tloušťce 6 mm a průměru 340 mm. Desku jsme zatížili pouze tlakem o velikosti 1,4 MPa na ploše o průměru 300 mm. Fixace byla provedena ve spodní polovině válcové plochy v díře pro silentblok. Pro tvorbu sítě byl užit element se 24 uzly. V příloze č. 6 jsou zobrazeny výsledky pevnostní analýzy, kdy maximální napětí v desce dosahovalo hodnot 395 MPa. Toto napětí se koncentrovalo především v žebrech a vlivem deformace desky i v límci pro nasazení pružiny. Proto jsme přistoupili k optimalizaci tvaru desky.

3.6.3 Optimalizace tvaru desky



Obr. 43: Optimalizovaný tvar desky

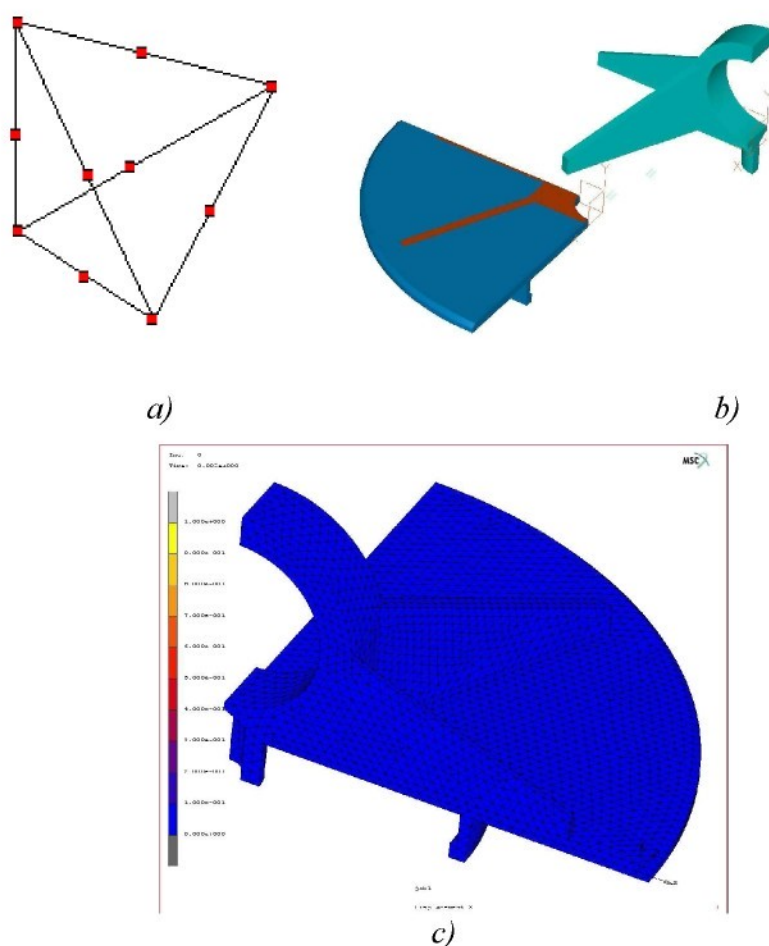
Zvýšení pevnosti bylo dosaženo především přidáním dalších dvou žebrek. Tvar žebrek byl po analýze prvního výpočtu změněn z trojúhelníkového na čtyřúhelníkový. U šikmého žebra jsme změнили tvar, tloušťku i úhel natočení. Žebro má nyní tloušťku 7 mm a je natočeno o úhel 64° vůči žebrech přímému (obr. 43). Zároveň byl lehce pozměněn tvar průřezu límce. Výkres horní desky je obsažen ve výkresové dokumentaci, která je přílohou této práce.

3.6.4 Pevnostní analýza optimalizovaného tvaru

3.6.4.1 Tvorba sítě

Pro pevnostní analýzu optimalizovaného tvaru horní desky jsme opět zanedbali plnicí otvor vzduchu, abychom mohli použít čtvrtinový model. Zároveň jsme zvolili odlišnou metodu pro tvorbu sítě. Těleso desky jsme nyní vymodelovali ve dvou částech: oko s žebry a desku s límcem (obr. 45a). Vytvořili jsme tak dvě sítě. Sít' byla vytvořena

opět automatickým generátorem sítě softwaru Ideas. Pro tvorbu sítě byl zvolen kvadratický čtyřčlen (obr. 44a), který se vyznačuje tím, že jsou jeho spojnice definovány třemi uzly. Počet elementů takto zesíťovaného modelu činil celkem 20 564 elementů a počet uzlů byl 39 168. Poté jsme sjednotili uzly sítě na společných hranách obou modelů (okraj červeně zabarvené plochy na desce (obr. 44b)). Tímto krokem jsme chtěli postihnout především podstatu tvaru mezi okem a deskou. Vytvořením modelu jako jednoho tělesa by byla tato tělesa spojena celou plochou.

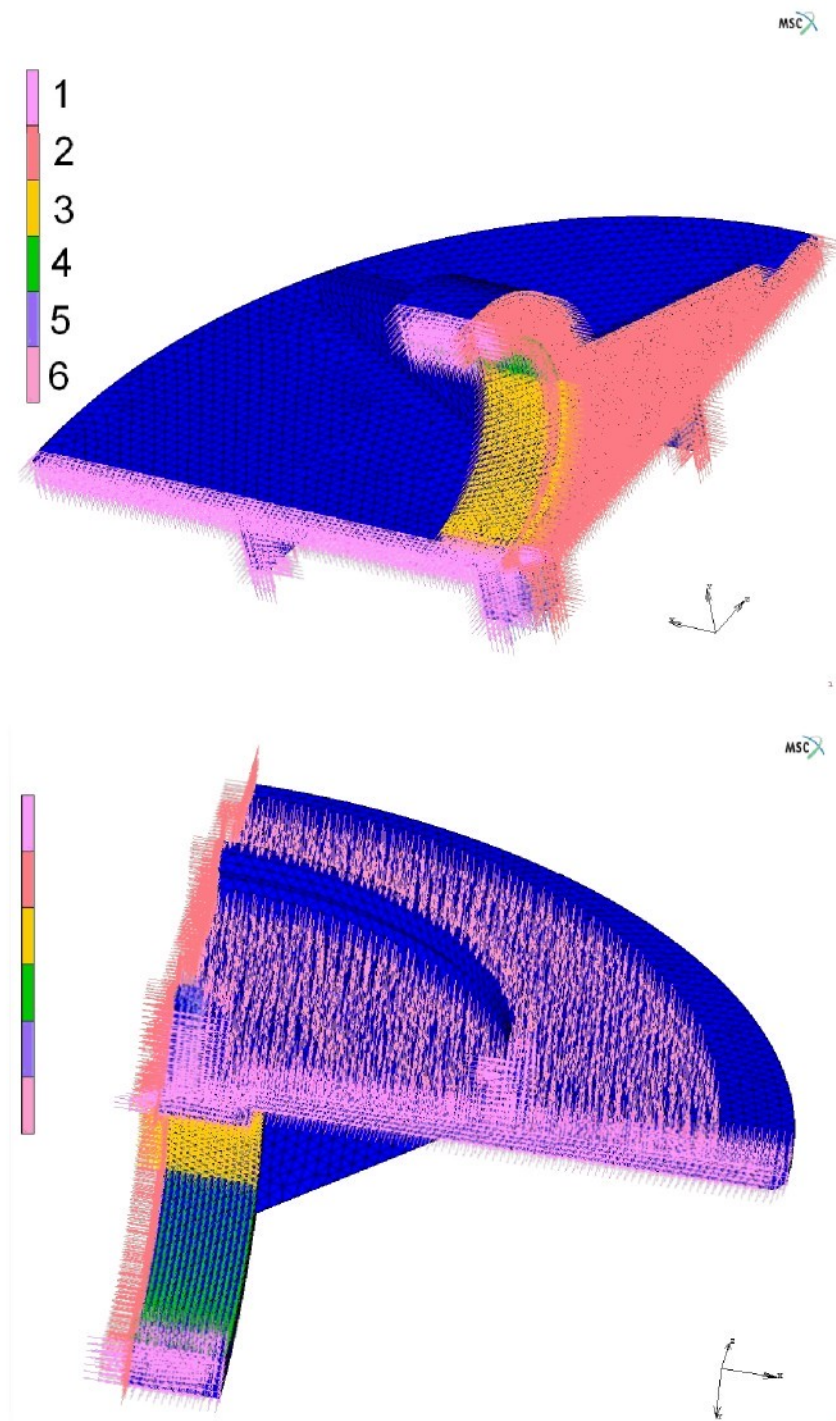


Obr. 45: Model a síť horní desky

a) kvadratický element, b) rozdělený model, c) síť modelu

3.6.4.2 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky byly zadány dle obrázku č. 45.



Obr. 45: Okrajové podmínky pro analýzu horní desky

1- symetrie XY, 2- symetrie YZ, 3- fixace desky, 4- síla od rozpínání oka, 5- tahová síla od pístnice, 6- přetlak vzduchu

Fixace desky byla provedena za spodní část díry pro silentblok. Do výpočtu jsme zároveň zahrnuli sílu od rozpínání silentbloku o celkové velikosti 40 000 N (10 000 N na jednu čtvrtinu modelu) a tahovou sílu od pístnice o velikosti 20 000 N (5 000 N na jednu čtvrtinu modelu).

Výpočet byl proveden pro 2 režimy zatížení: 1,2 a 1,4 MPa.

3.6.4.3 Analýza horní desky při přetlaku vzduchu 1,2 MPa

Výsledky této analýzy jsou obsaženy v příloze č. 7.

Maximální napětí v desce: $\sigma_{max} = 310$ MPa,

V příloze jsou také zobrazeny oblasti s výskytem napětí v nad 100 MPa a nad 200 MPa. Jak je z těchto výsledků patrné, všechna napětí nad 200 MPa jsou koncentrována v jednom místě a to ve tvaru mezi deskou a žebrem.

Proto jsme provedli ještě jednu analýzu za těchto zatěžovacích podmínek, přičemž obě sítě byly spojeny plošně. Celá síť desky tak tvořila jedno těleso. Výsledky této analýzy jsou zobrazeny v příloze č. 7.

Největší napětí ve svaru bylo $\sigma_{max} = 180$ MPa. Celkový výskyt napětí přesahující 200 MPa byl navíc pouze na velmi malém místě v oblasti oka. To je dle našeho názoru způsobeno především zjednodušeným předpokladem pro fixaci oka a silou od rozpínání silentbloku.

3.6.4.4 Analýza desky při přetlaku vzduchu 1,4 MPa

Ve druhé analýze jsme zatížili desku tlakem 1,4 MPa.

Pro výpočet jsme použili opět dvě sítě s přímkovým stykem.

Výsledky pevnostní analýzy jsou obsaženy v příloze č. 8.

Napětí se opět koncentruje především v oblasti svaru. Největší napětí ve svaru bylo $\sigma_{max} = 383$ MPa. Jinak jsou poměry v desce opět kolem hodnoty 200 MPa, což koresponduje s námi navrženou mezí bezpečnosti.

3.6.5 Návrh dalšího postupu vývoje desky

Koncentrace napětí v patě žebra je velmi nepříznivá. Pro jeho snížení by bylo vhodné zvětšit úhel jeho natočení. To bude však možné až po ověření zástavbových podmínek ve vozidle. Pro další vývoj desky bude třeba konzultace s výrobcem nápravy ohledně zástavby. Provedené výpočty dávají dobrý přehled o rozložení napětí v desce. Jak je z výpočtu patrné, provedení sítě v místě svaru výrazně ovlivňuje výsledky analýz. Pro další vývoj bude nezbytné vytvořit v této oblasti model svaru a zjemnit síť.

3.7 Tlumič pérování

3.7.1 Volba typové řady

Z výrobního programu firmy Brano jsme zvolili typovou řadu 50. Tzn. průměr pístu tlumiče je 50 mm. Tato řada je nejběžnější typ tlumiče používaný pro nákladní návěsy. Dále jsme vybrali pístnici o průměru 25 mm, což je největší běžně vyráběný průměr.

3.7.2 Konstrukční návrh tlumiče

Firma Brano má záměr užít v tlumiči komponenty používané v sériové výrobě. Zejména pak pracovní válec, sestavu pístu, sacího ventilu a systém uzávěru tlumiče. Konstrukce tlumiče se proto soustředí na vnější válec. Je třeba ho navrhnout tak, aby na sebe soustředil co pokud možná největší část přenášeného zatížení. Pro vnější válec byla zvolena trubka o vnějším průměru 80mm. Pro systém uzávěru tlumiče byl navržen zcela nový prvek Ten v sobě spojuje dva závity. Závít WM 68x1,337, což je speciální závit Brano pro zátky tlumičů, a závit M95x2, který poslouží pro připevnění pístu k tlumiči. Navíc je tato součást na čele opatřena drážkou pro umístění O-kroužku, pro zajištění těsnosti spoje

3.7.3 Silové poměry na tlumiči

Namáhání tlumiče je velmi složitá kapitola. Vlivů, které tlumič namáhají, je tolik, že vytvoření adekvátního výpočtového modelu překračuje rozsah této práce. Největším rozdílem v namáhání tlumiče oproti klasickému provedení je osová tlaková síla při přenosu zatížení. Kromě této síly působí na tlumič další zatížení:

- předpětí závěru tlumiče
- rozdíly teplot
- tlaky oleje, vyvozující útlumové síly
- zatížení od vzduchové pružiny
- ohybová zatížení od silentbloků atd.

3.7.4 Předpětí závěru tlumiče

Vlivem utažení zátky je v ose tlumiče vytvořeno předpětí. Pracovníky firmy Brano bylo tenzometrickou metodou zjištěno, že optimální utahovací moment pro

zachování funkčnosti tlumiče je roven 250 Nm. Tomu odpovídá dle experimentu osová síla předpětí $F_{Qz}=37$ kN.

3.7.5 Napětí vlivem ohřevu tlumiče

Při provozu je vnější plášť tlumiče chlazen proudícím vzduchem, zatímco pracovní válec má téměř teplotu oleje. Rozdíl je v praxi až 40°C. Ze známé rovnice pro napětí vlivem tepelné roztažnosti lze určit napětí vlivem teplotního rozdílu:

$$\sigma_{pvt} = -\alpha \cdot \Delta t \cdot E \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

Kde koeficient teplotní roztažnosti oceli $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5} [\text{K}^{-1}]$

V tabulce č. 5 jsou uvedeny napětí v závislosti na Δt .

Tab. 5: Vliv rozdílu teplot na napětí v pracovním válci

Δt [K]	σ_{pvt} [MPa]
20	-50,4
30	-75,6
40	-100,8
50	-126

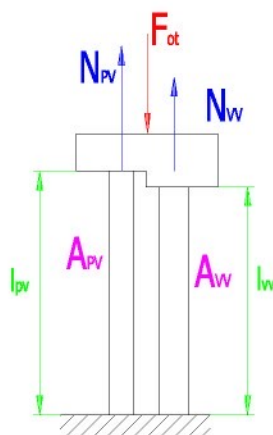
3.7.6 Napětíové poměry v ose tlumiče.

Jednoduchým příkladem lze vytvořit představu o osových napětíových poměrech v pláštích tlumiče.

Zjednodušující předpoklady

- válce nahradíme dvěma tělesy o průřezech A_{pv} , resp. A_{vv} a délkách l_{pv} a l_{vv}
- uzávěr tlumiče, dno a sací ventil jsou dokonale tuhá tělesa
- zanedbání ohybových složek působících na tlumič
- tlumič je v klidovém stavu

Z těchto předpokladů lze řešit úlohu dle obrázku č. 46.



Obr. 46: Schéma silových zatížení vlivem vnější osově síly

Kde lze vycházet z deformační podmínky:

$$\Delta l_{pv} = \Delta l_{vw} \quad [\text{m}] \quad (44)$$

Přičemž pro velmi malé deformace platí, že:

$$\Delta l = \frac{F_{ot} \cdot l}{A \cdot E} \quad [\text{m}] \quad (45)$$

Kde modul pružnosti pro ocel v tahu $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.

Z obrázku č. 46 je vidět, že celkovému tlakovému zatížení jednotky odpovídají síly N_{vw} a N_{pv} , jejichž velikosti jsou podmíněné splněním deformační podmínky (44).

Ze vztahu (45) tedy můžeme napsat, že:

$$\frac{N_{pv} \cdot l_{pv}}{A_{pv} \cdot E} = \frac{N_{vw} \cdot l_{vw}}{A_{vw} \cdot E} \quad (46)$$

a dále:

$$F_{ot} - N_{vw} - N_{pv} = 0 \quad (47)$$

Z těchto dvou rovnic lze vyjádřit obě zatěžující složky N_{vw} a N_{pv} .

Napětí ve vnějším válci vlivem osověho tlakového vnějšího zatížení σ_{ovvw} je potom:

$$\sigma_{ovvw} = \frac{N_{vw}}{A_{vw}} \quad [\text{MPa}] \quad (48)$$

A ve vnitřním válci:

$$\sigma_{ovvp} = \frac{N_{vp}}{A_{vp}} \quad [\text{MPa}] \quad (49)$$

Pro přehled vlivu tloušťky stěny vnějšího válce t_{vv} na velikosti napětí jsme vytvořili z uvedených vzorců tabulku, kdy vnější osová síla $F_{oi}= 100\,000\text{ N}$, osová síla předpětí v závitě $F_{QZ}= 40\,000\text{ N}$. Ostatní zatížení jsme pro přehlednost zanedbali. Dále je v tabulce uveden přehled nárůstu hmotnosti pracovního válce m_{vv} .

Konstantní parametry vnějšího válce

vnější průměr - $D_{vv} = 80\text{ mm}$

délka - $l_{vv}=295\text{ mm}$

Konstantní parametry pracovního válce

vnitřní průměr - $d_{pv} = 50\text{ mm}$

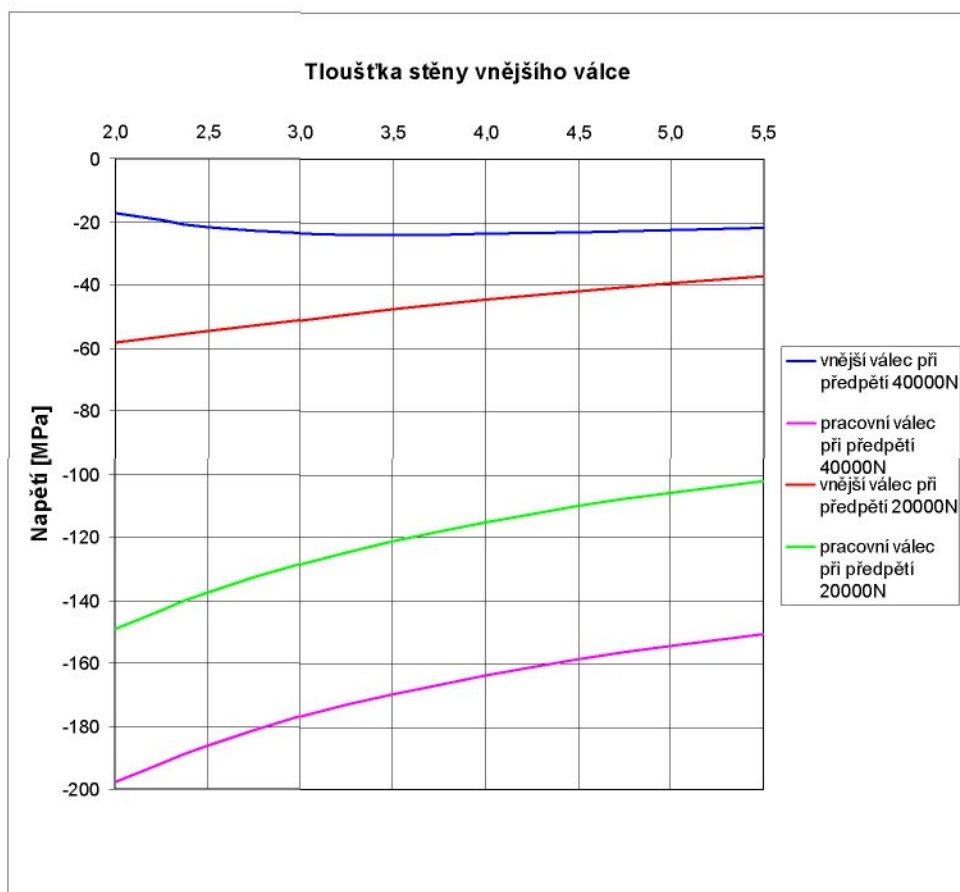
tloušťka stěny - $t_{pv} = 2,5\text{ mm}$

délka - $l_{pv} = 290\text{ mm}$

Tab. 6: Vliv tloušťky stěny vnějšího válce na napětové poměry v ose tlumiče

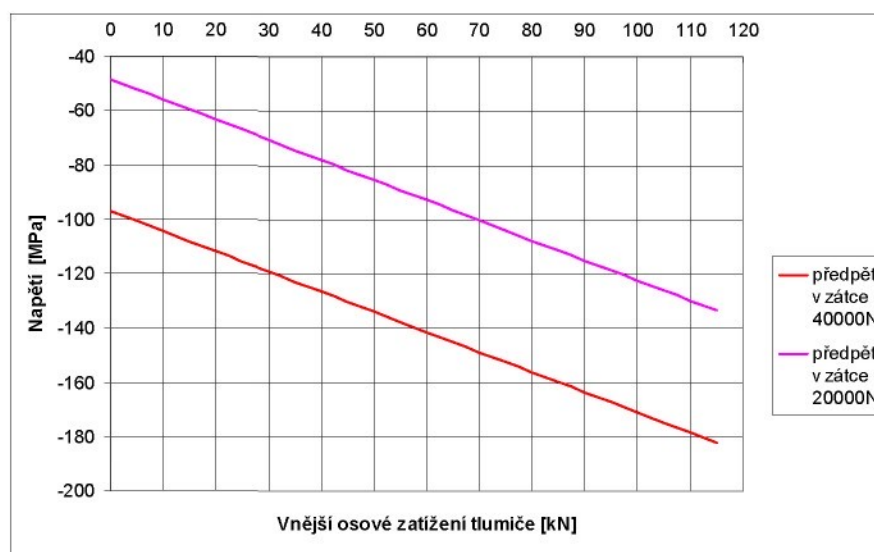
t_{vv} [mm]	A_{vv} [mm ²]	A_{pv} [mm ²]	N_{vv} [N]	N_{pv} [N]	σ_{ovvv} [MPa]	σ_{ovvp} [MPa]	m_{vv} [kg]
2,0	4,901E-04	4,123E-04	48495,2	41504,8	-17,33	-197,67	1,13
2,5	6,087E-04	4,123E-04	53282,8	36717,2	-21,82	-186,06	1,41
3,0	7,257E-04	4,123E-04	57035,0	32965,0	-23,47	-176,96	1,68
3,5	8,412E-04	4,123E-04	60054,1	29945,9	-23,84	-169,63	1,95
4,0	9,550E-04	4,123E-04	62535,3	27464,7	-23,60	-163,62	2,21
4,5	1,067E-03	4,123E-04	64610,0	25390,0	-23,06	-158,59	2,47
5,0	1,178E-03	4,123E-04	66370,0	23630,0	-22,38	-154,32	2,73
5,5	1,287E-03	4,123E-04	67881,5	22118,5	-21,66	-150,65	2,98

Z tabulky č. 6 jsme vytvořili graf průběhu osových napětí ve válcích v závislosti na tloušťce vnějšího válce a předpětí v závitě při zatížení 100 000 N (obr 47).



Obr. 47: Vliv tloušťky stěny vnějšího válce na napětí v pracovním válci

Volíme tloušťku pracovního válce t_{vv} 4 mm. Pro průběh tlakového napětí v pracovním válci v závislosti na velikosti zatěžující vnější síly je pak znázorněn v grafu na obrázku č. 48.



Obr. 48: Závislost napětí v pracovním válci na vnějším osovém zatížení tlumiče

3.7.7 Vliv ohybových zatížení

Velikosti ohybových momentů zjištěné v kapitole 3.3.3.1 nemůžou ohrozit pevnost tlumiče v ohybu. Bude však třeba podrobit tlumič testům, které určí vliv dlouhodobého střídavého ohybového namáhání na životnost tlumiče. Ta bude ohrožena především v místě vedení pístnice vodítkem, kde působením bočních sil bude docházet ke zvětšování vůle. Následně tak budou radiálně zatěžovány stírací hroty těsnění. Na tyto zatěžovací stavy je těsnění velmi citlivé, proto bude třeba dlouhodobými testy ověřit životnost tohoto dílu.

3.7.8 Shrnutí problematiky napěťových poměrů

Postihnout všechny vlivy a zatěžovací stavy tlumiče v PTJ je úkol vysoce nad rámec této práce. Z provedené analýzy je však patrné, že tlumič v PTJ bude oproti klasickému významně více zatěžován a to především v oblasti pracovního válce. Tyto zjednodušené úvahy byly provedeny pro tlumič s ustálené poloze. Při práci tlumiče dochází v obou směrech pohybu k nárůstu tlaku nad pístem. Tzn. pracovní válec je osovými silami odlehčován. Zároveň je však při práci namáhán tlakem oleje. Jelikož je záměrem firmy tyto díly v PTJ použít, bude třeba provést prototypové zkoušky, které ověří, zda je toto řešení schopné zvládat provozní stavy ve spojení s pružinou

3.8 Silentblok

3.8.1 Konstrukce silentbloku

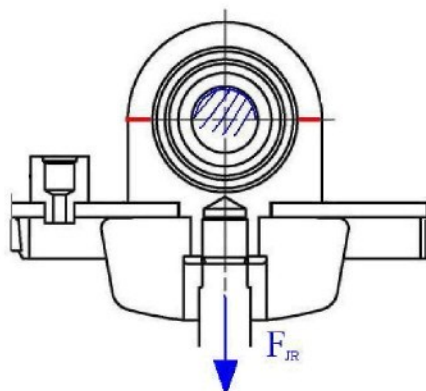
Silentblok, který byl zvolen pro použití v PTJ, je produkt, který je nyní ve firmě Brano ve fázi vývoje. Firma Brano požaduje do této aplikace silentblok použít. Jediná otázka konstrukce tohoto silentbloku je tvar středního čepu pro připojení PTJ do vozidla. Tato otázka zatím zůstává nedořešena. Předpokládejme však použití válcového pouzdra s dírou pro čep. Toto je jeden z klasických způsobů připojení tlumiče do vozidla. Konstrukce pryžové části se měnit nebude, což umožní použít pro vulkanizaci silentbloku stejné zařízení jako pro výchozí produkt. Několik funkčních vzorků přítomných ve firmě Brano nám posloužilo pro určení tuhosti silentbloku.

3.8.2 Měření sil působících na oka PTJ

Při montáži silentbloku je třeba nejprve mechanicky pomocí kuželového navádítka zmenšit jeho průměr. Pro stlačení silentbloku při montáži je třeba určitá síla.

Silentblok tedy působí na oka PTJ zatížením neznámé velikosti. Abychom do výpočtu horní desky mohli zahrnout i tento silový účinek, bylo třeba zjistit hodnoty těchto sil. Problém byl se stanovením metodiky. Jelikož je silentblok stlačen po celém svém obvodu, působí na oko, do kterého je vlisován, téměř rovnoměrným radiálním zatížením. Toto zatížení jsme pomocí dostupných prostředků nemohli naměřit tak, abychom dosáhli přesných výsledků.

Jediná dostupná metoda, jak zjistit alespoň přibližnou hodnotu tohoto zatížení, bylo naměřit síly potřebné ke stlačení silentbloku v jedné ose. K této metodě jsme se uchýlili po úvaze, že kritickým místem oka při namáhání na roztržení PTJ je rovina procházející osou silentbloku a kolmá na osu PTJ (obr. 49). Tento předpoklad vychází ze zkušeností pracovníků firmy Brano, kteří provádějí měření odolnosti tlumičů na roztržení. Jestliže dojde k prasknutí oka tlumiče, téměř vždy se tak stane v této rovině.



Obr. 49: Kritické místo oka desky při namáhání na roztržení

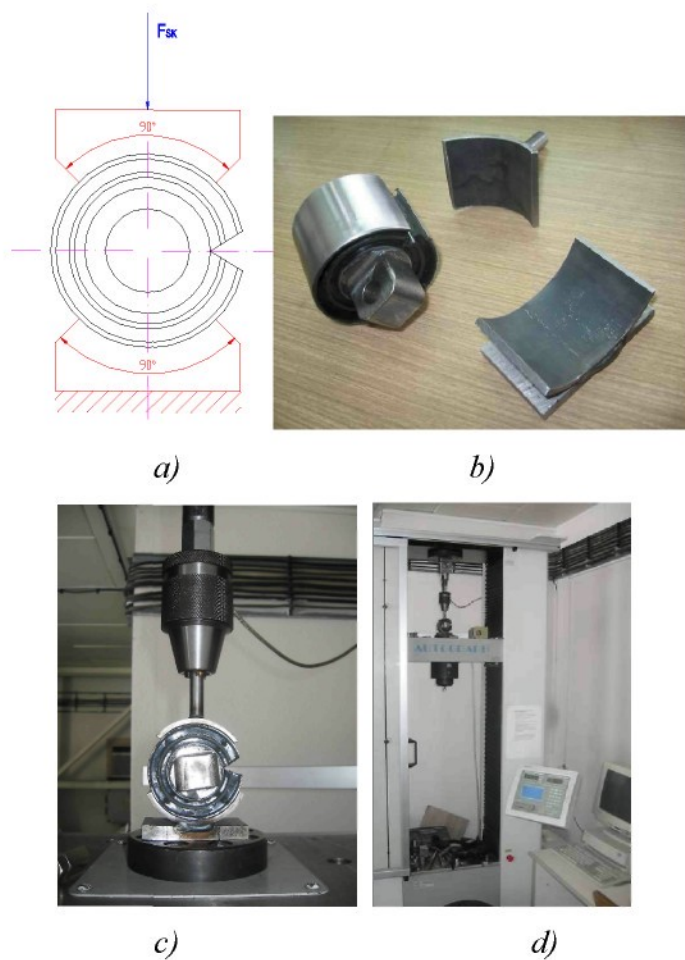
Nechali jsme si v prototypové dílně Brano vyrobit dva přípravky pro uchycení silentbloku ve zkušebním stavu a provedli jsme následující měření.

Metoda, kterou jsme pro toto měření navrhli a uskutečnili, je značně zjednodušená a ne příliš přesná. Umožní nám však získat představu o silových poměrech v silentbloku.

Jak již bylo popsáno v kapitole 2.5.1, průměr vnějšího pouzdra se zmenší o 4mm.

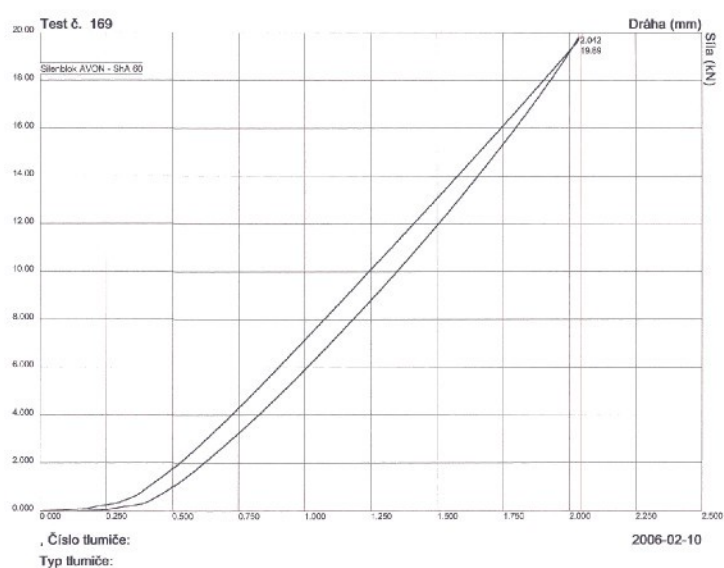
Provedli jsme tedy měření, kdy jsme stlačili silentblok až do rozsahu siloměru.

Měření bylo provedeno na mechanickém zkušebním stavu Shimadzu. Ke snímání síly byl použit siloměr s rozsahem 0-20 kN. Měření bylo nastaveno pro rozsah od 0 do 19,8 kN. Měření proběhlo dle následujících obrázků (obr. 50).



Obr. 50: Měření tuhosti silentbloku při montáži

a) schéma měření, b) přípravky, c),d) umístění ve zkušebním stavu

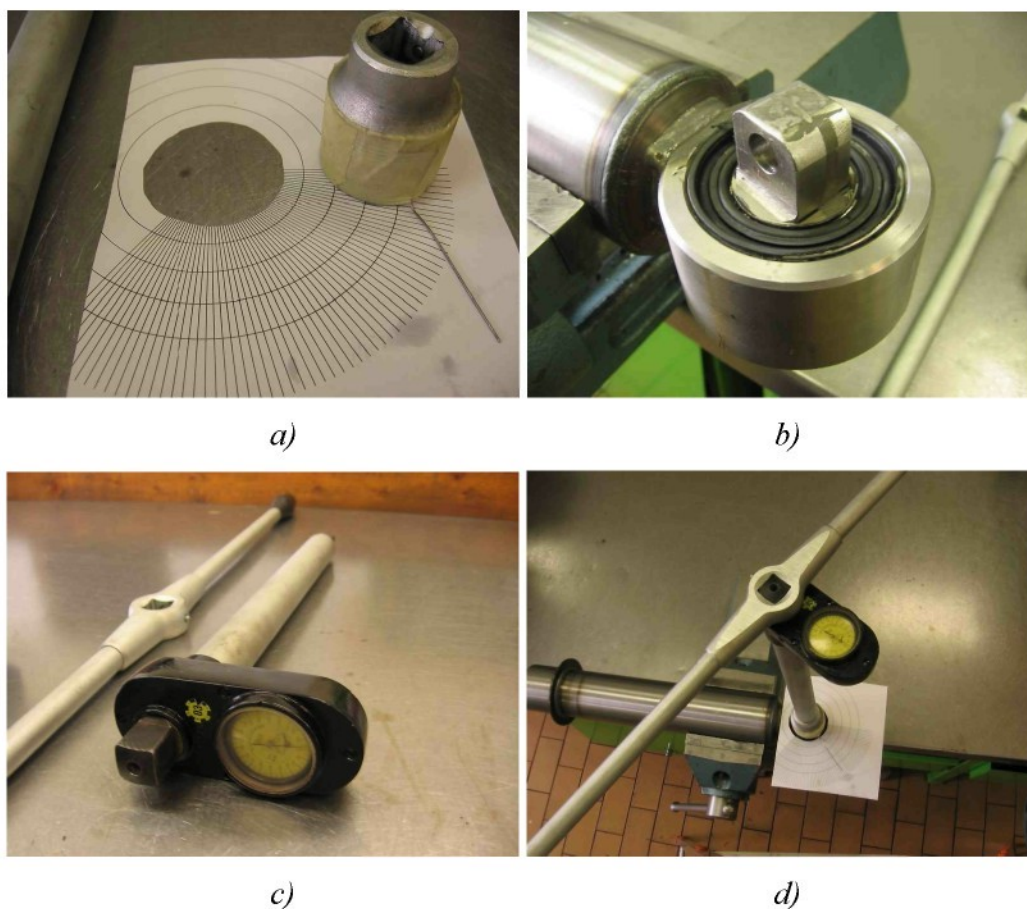


Obr. 51: Radiální tuhost silentbloku při stlačení

Výsledkem měření je graf radiální tuhosti. Tyto výsledky budou použity pro zatížení horní desky dle kapitoly 3.6.4.2. Naměřená tuhost silentbloku při stlačování v jedné ose je znázorněna v grafu na obrázku č. 51.

3.8.3 Měření torzní tuhosti silentbloku

Pro zjištění průběhu ohybového momentu v PTJ při propnutí nápravy bylo třeba zjistit torzní tuhost silentbloku. K určení této vlastnosti bylo užito funkčního vzorku silentbloku, použitého v oku tlumiče podobného produktu firmy Brano. Tento tlumič byl pevně uchycen k pracovnímu stolu. Měření bylo prováděno momentovým klíčem Tona TMK 05 s rozsahem 0 - 500 Nm . Byla vytvořena šablona se stupnicí pro možnost odečtu úhlu natočení silentbloku po dvou stupních. Na čep silentbloku byl nasazen momentový klíč. Na klíč jsme připevnili střelku pro odečet úhlu natočení. Průběh měření lze vidět na obrázku č. 52.



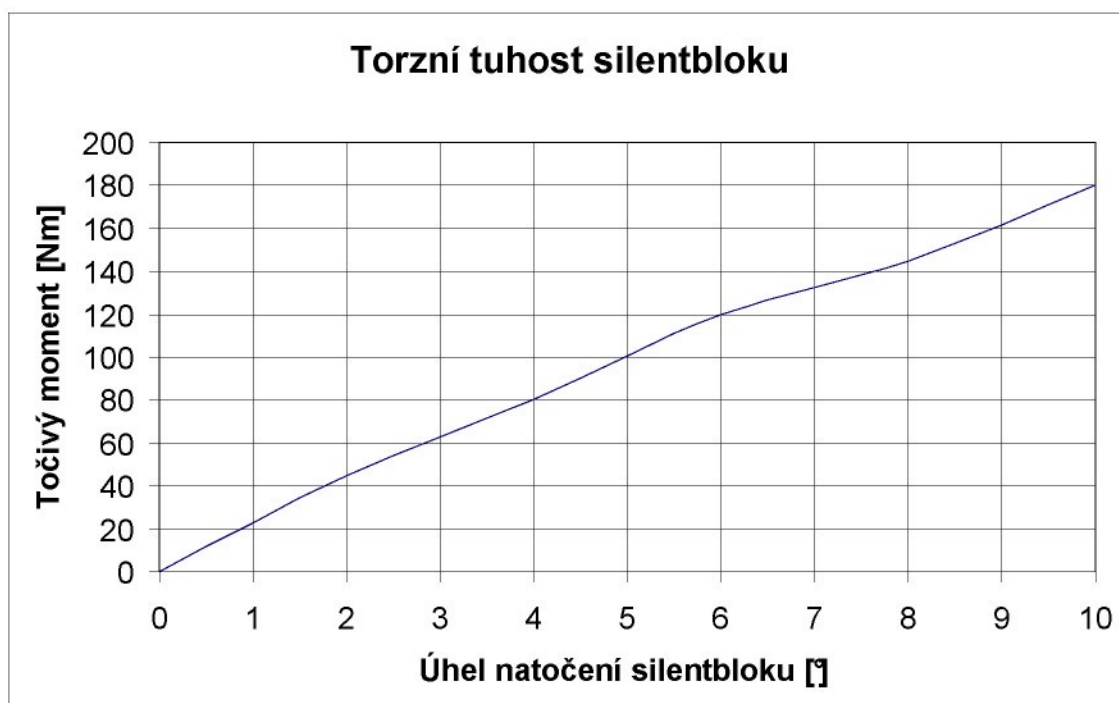
Obr. 52: Měření torzní tuhosti silentbloku

a) stupnice pro odečet úhlu natočení, b) prototyp silentbloku v oku tlumiče,
c) momentový klíč Tona TMK 05, d) měření

Měřením jsme zjistili hodnoty torzní tuhosti silentbloku (tab. 7).

Tab. 7: Tabulka naměřených hodnot z měření silentbloku

Torzní tuhost silentbloku	
Úhel natočení [°]	Točivý moment M_s [Nm]
0	0
2	45
4	80
6	120
8	145
10	180

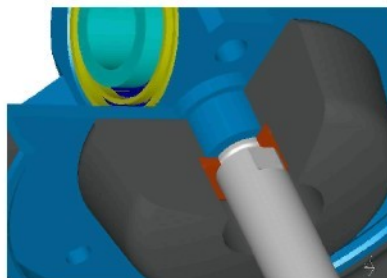


Obr. 53: Graf torzní tuhosti silentbloku

Z těchto hodnot jsme vytvořili graf torzní tuhosti silentbloku (obr. 53). Jak je vidět, tato charakteristika má přibližně lineární průběh, procházející počátkem souřadného systému.

3.9 Pryžový doraz

3.9.1 Konstrukční návrh dorazu



Obr. 54: Konstrukční řešení pryžového dorazu

Pryžový doraz (obr. 54) je navržen tak, že při stlačení PTJ o hodnotu 100 mm dojde k jeho kontaktu s talířkem dorazu na pístu pružiny. Hodnota maximální povolené deformace dorazu je 10 mm. Materiál silentbloku by měl být navržen tak, aby při statickém zatížení samotného silentbloku došlo ke stlačení o 10 mm vlivem zatížení o velikosti 50 kN. Materiál bude zvolen experimentálně. Bude vyrobena forma požadovaného tvaru a následně budeme hledat směs požadované hodnoty ShA, která bude tyto parametry splňovat. Doraz je na osazení krčku horní desky volně nasazen.

3.9.2 Montáž dorazu

Doraz bude volně navlečen na pístnici tlumiče. Po připojení horní desky k tlumiči bude jednotka mechanicky stlačena při vypuštění vaku, přičemž se pryžový doraz převlékne přes podložku a tím se zachytí k horní desce.

4 Návrh metodiky měření vlastností prototypu

4.1 Měřené veličiny

4.1.1 Teplota oleje tlumiče

Největším zdrojem tepla při práci podvozku je tlumič pérování. Vychází to z jeho principu. V závislosti na podmínkách, ve kterých je vozidlo provozováno, se může teplota oleje vyšplhat až k 160°C. Takto vysoká teplota již ohrožuje funkčnost tlumiče. Při užití klasického tlumiče pérování zpravidla není třeba tlumič vybavovat přídavným zařízením, které by odvádělo teplo. Teplota oleje v PTJ je ovlivněna

působením vzduchové pružiny. A to nejen jako zdrojem tepla, ale částečně také jako izolant. Teploty oleje budeme sledovat jak na vozidle, tak na zkušebním stavu.

4.1.2 Teplota vzduchu v pružině

Teplota vzduchu v pružině je parametr, který může výrazně ovlivnit životnost vaku. Vaky jsou navrženy pro práci při teplotách od -40°C do $+90^{\circ}\text{C}$. Tuto teplotu je proto třeba sledovat, a to jak v testech na zkušebním stavu, tak na vozidle. K měření bude použit snímač teploty PT 100

4.1.3 Tlak vzduchu v pružině

Tlak vzduchu v pružině je jeden z hlavních parametrů určujících její charakteristiky. Tlaky se mohou vyšplhat až do hodnoty 1,4 MPa.

4.1.4 Tlak vzduchu v tlumiči

Vlivem působení přetlaku vzduchu v pružině na těsnění pístnice a ohřevu tlumiče bude zajímavé sledovat průběh tlaku vzduchu v jímce tlumiče. Naměřené hodnoty poslouží především pro vývoj těsnění pístnice.

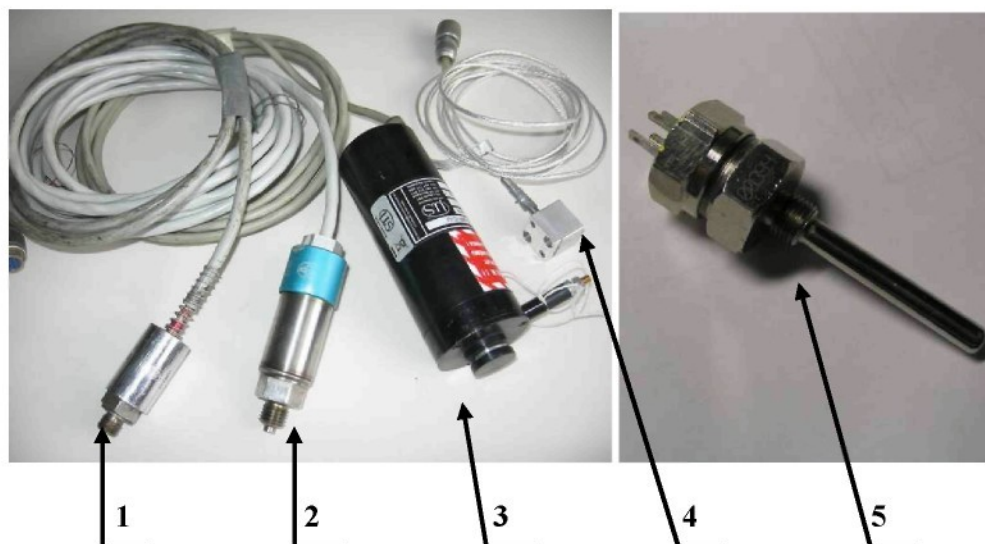
4.1.5 Zdvih jednotky

Pro určení rychlostí pístu tlumiče je třeba kromě akcelerace znát i zdvih tlumiče. Při zkouškách ve zkušebním stavu není třeba tuto veličinu měřit. Pro aplikaci ve vozidle bude jednotka vybavena lankovým snímačem zvihu s rozsahem 330 mm. Ten bude připevněn k horní desce. Lanko potom bude uchyceno k vnějšímu válci přípravkem z drátu o průměru 4 mm

4.2 Umístění měřidel pro zkoumání vlastností PTJ

4.2.1 Použitá měřidla

Pro ověřovací měření jsme se rozhodli použít měřidla, která jsou ve firmě Brano k dispozici. Obrázky měřidel jsou na obrázku č. 55.

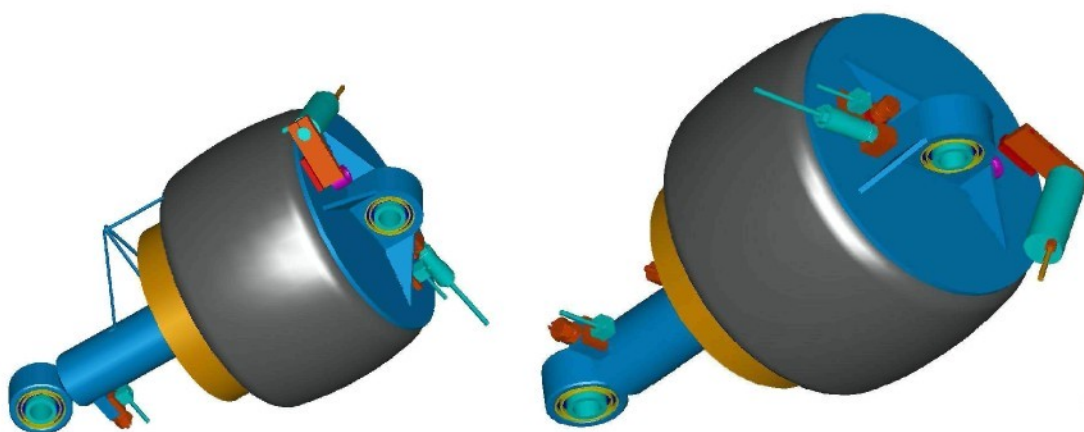


Obr. 55: Měřidla použitá pro ověření funkce PTJ

1- snímač tlaku ZPA (1,2 MPa), 2- snímač tlaku ZPA (1,6 MPa), 3- lankový snímač zdvihu Microsenzor (rozsah 330 mm), 4- jednoosý snímač zrychlení, 5- snímač teploty PT100

4.2.2 Umístění měřících prvků na jednotce

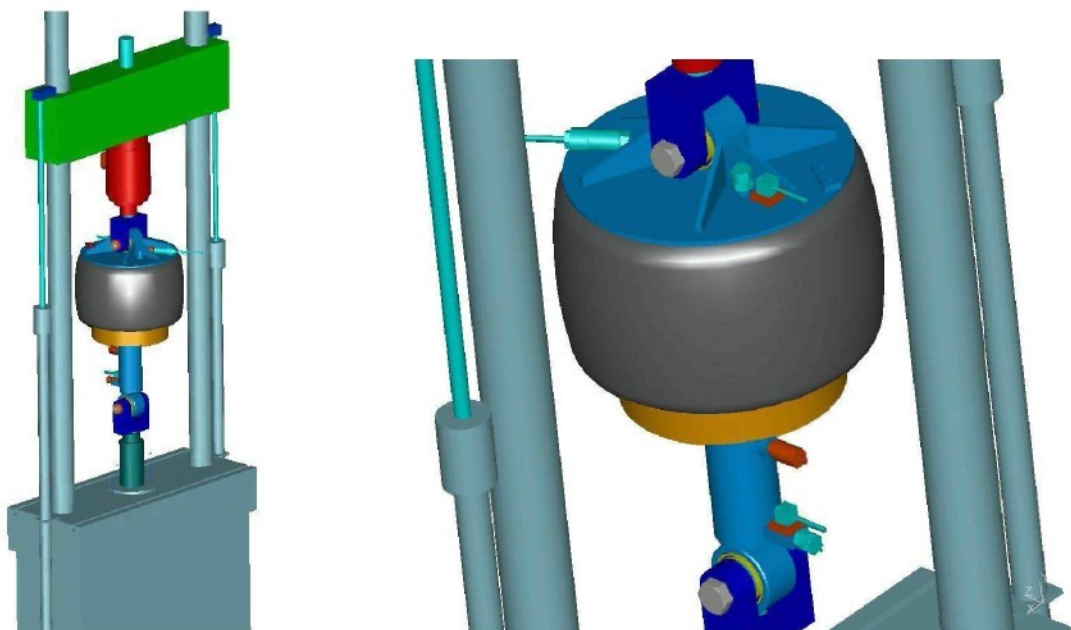
Rozmístění měřidel bude záviset na zástavbových poměrech v nápravě vozidla. Na obrázku č. 56 je znázorněn náš návrh na připojení snímačů. Na horní desce budeme měřit tlak a teplotu vzduchu v pružině. Deska bude dále uzpůsobena pro montáž lankového zdvihového snímače. Na tlumiči budeme měřit teplotu oleje a tlak vzduchu v jímce.



Obr. 56: Umístění měřidel na PTJ

4.2.3 Měření ve zkušebním stavu

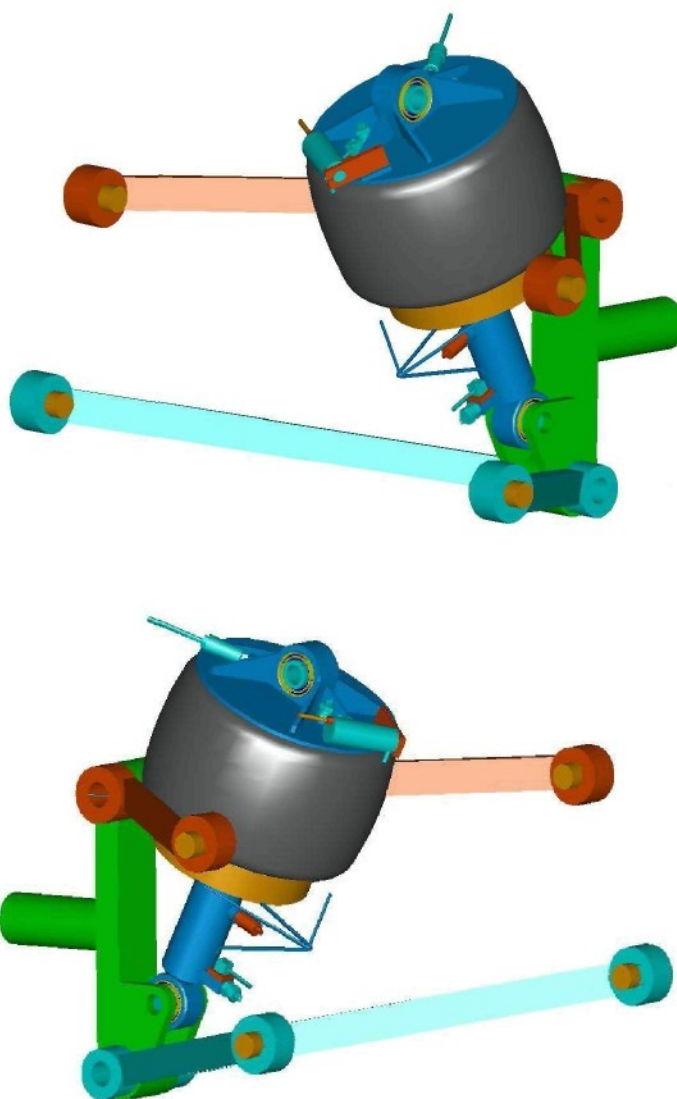
Pro laboratorní zkoušky bude využito zkušebního zařízení Inova, vybaveného silovým snímačem v rozsahu 0-100 kN. Pro měření ve zkušebním stavu není třeba instalovat snímač zdvihu. Kromě teplot a tlaků uvnitř jednotky lze ještě velmi dobře snímat teplotu povrchu jednotky bezdotykovými laserovými teplotními měřidly. Na obrázku č. 57 je znázorněn návrh umístění PTJ ve zkušebním stavu Inova.. Pro ověření funkčnosti PTJ navrhujeme provádět standardní cyklus měření útlumových sil tlumiče v pěti úrovních. Toto měření provádět pro tlaky 0-0,7Mpa v pohotovostní poloze. Zároveň provést měření pasivních odporů jednotky. Dále pak měřit charakteristiky pružiny měřením s tlumičem bez olejové náplně. Z porovnání těchto charakteristik sil lze poté studovat vliv tlaku vzduchu v pružině na velikost útlumových sil tlumiče. Tímto měřením ověříme funkčnost jednotky



Obr. 57: Umístění PTJ ve zkušebním stavu Inova

4.2.4 Měření na vozidle

Na obrázku č. 58 je znázorněn návrh umístění snímačů na jednotce v nápravě vozidla. Oproti měření ve zkušebním stavu je třeba vybavit jednotku snímačem zdvihu. Pomocí této veličiny a zrychlení neodpružených hmot je poté možno zjišťovat rychlosti pístu tlumiče při jízdních režimech na polygonu.



Obr. 58: Umístění měřidel na PTJ v nápravě vozidla

5 Závěr

V této kapitole bych chtěl navrhnout některá doporučení v oblasti pokračování vývoje PTJ. Uvedená doporučení lze rozdělit na tyto oblasti:

a) oblast pevnostních výpočtů

1. píst pružiny
2. horní deska
3. tlumič
4. spoj desky s tlumičem

b) oblast vypracování výkresové dokumentace

c) oblast zkoušení prototypů

ad a)1 Provést analýzy pro tloušťky desky 5 a 6 mm. Při tvorbě sítě se zaměřit na oblasti, kde vznikaly v námi provedených analýzách koncentrace napětí.

ad a)2 Konzultovat zástavbové rozměry s výrobcem nápravy pro ověření dalších možností úprav tvaru. Provést modelování svaru v místě paty šikmého žebra. Při tvorbě sítě se soustředit na místa, kde docházelo v našich analýzách k největším koncentracím napětí.

ad a)3 Provést analýzu metodou konečných prvků. Současně by však měly být prováděny experimenty pro zjištění únosnosti současných funkčních částí tlumiče. Především by pak měla být ověřena únosnost tělesa sacího ventilu a vodítka.

ad a)4 Provést analýzu metodou konečných prvků pro tento konstrukční uzel. Pro ohybové složky napětí mohou být použity naše výpočty ohybových momentů v tomto místě. Tahové složky by měly být určeny z charakteristiky tlumiče určené výrobcem nebo z měřením na vozidle.

ad b)Výkresová dokumentace této práce zahrnuje pouze zjednodušené sestavy klíčových dílů jednotky. Pro provedení kompletní dokumentace je však možno využít námi vytvořeného 3-D modelu jednotky v programu Ideas.

ad c) Při zkoušení prototypů bude třeba řádně prověřit funkčnost tlumiče při všech režimech tlaků v pružině. Případné poruchy funkčnosti by znamenaly nutnost změnit konstrukci celého tlumiče.

Závěrem bych chtěl zdůraznit, že precizní dimenzování není pro první funkční vzorky nezbytnou podmínkou. Tyto vzorky by měly především určit funkčnost jednotky v rozsahu jednotlivých zatěžovacích stavů. Zároveň budou sloužit výrobcí náprav k ověření jejich nové koncepce podvozku. Existence funkčního vzorku je navíc nezbytně nutná pro získání potřebných poznatků pro firmu Brano .

Použitá literatura

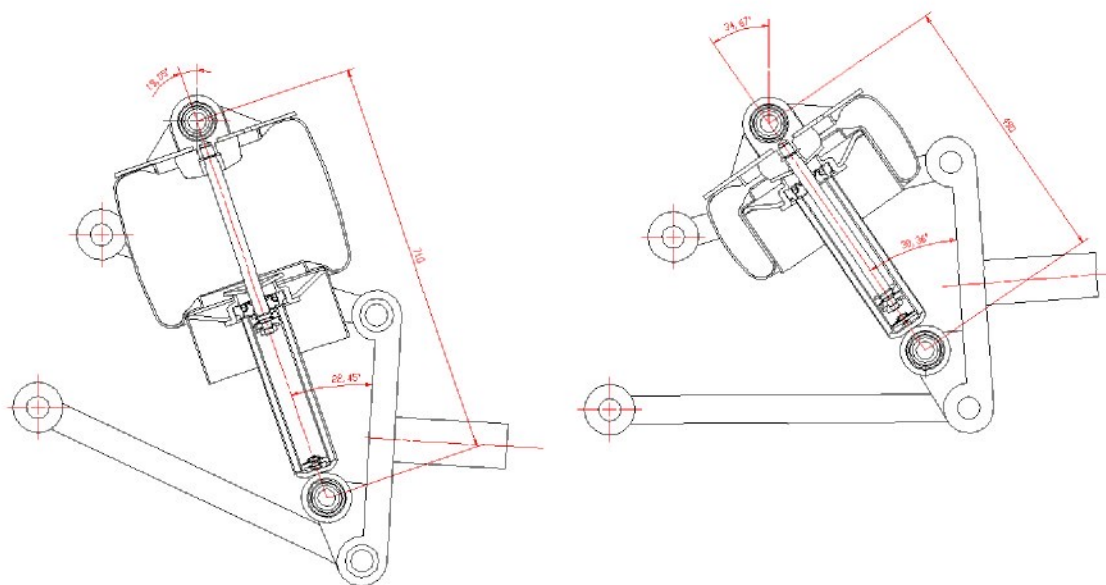
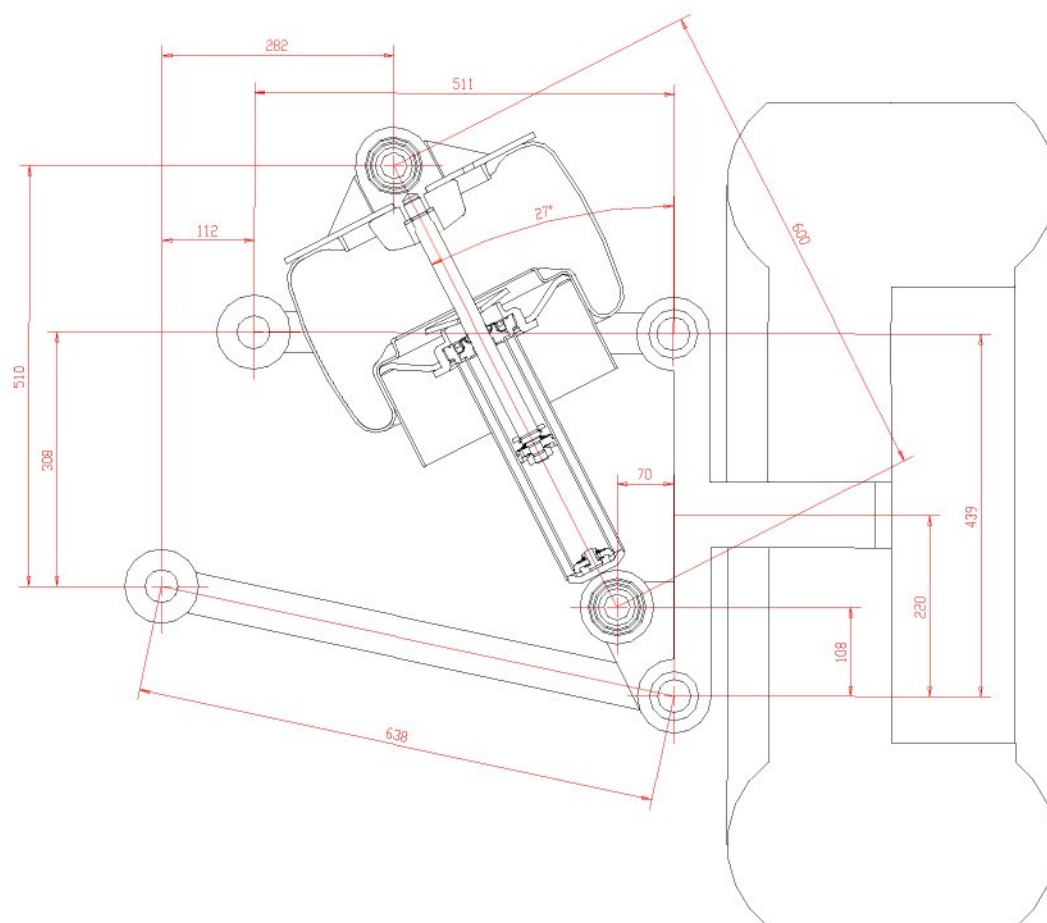
- [1] CONTI Luftfedern fuer Nutzfahrzeuge. Continental Aktiengesellschaft, Hannover. 1990.
- [2] http://www.zf-mediacycenter.de/sea_view_v2.php?id=119&pos=200&pRubA=&pRubB=&ts=&ft=&lang=d
- [3] http://www.sachs.es/direkt.php?link=owx_7_99821_1_5_0_b98154086669e3.html
- [4] <http://www.meritorwabco.com/literature/rss.asp>
- [5] Pešík, L.: Části strojů 2.díl. TUL, 2002.
- [6] Leinvebber, J., Řasa, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Scientia Praha, 1998.
- [7] Fiala, J., Bebr, A., Matoška, Z.: Strojnické tabulky 1. SNTL Praha, 1990.
- [8] Urban, R., Marvalová, B.: Výpočet deformace pláště válcové pneumatikové pružiny.
[Internet] [www.kmp.vslib.cz/ ukaz.php?soub=publikace/urban_vypocty2004.pdf](http://www.kmp.vslib.cz/ukaz.php?soub=publikace/urban_vypocty2004.pdf)
- [9] <http://www.karosa.cz/main.php?show=arway&language=czech>

Seznam příloh

1. Rozměry nápravy
2. Katalogový list pružiny V1E32 firmy Vibracoustic
3. Píst Vibracoustic
4. Adiabatická charakteristika pružiny V1E32 bez přídavného objemu
5. Pevnostní analýza pístu
6. Výsledky analýzy prvního konstrukčního návrhu horní desky
7. Pevnostní analýza optimalizovaného tvaru horní desky pro 1,2 MPa
8. Pevnostní analýza optimalizovaného tvaru horní desky pro 1,4 MPa
9. Výkresová dokumentace - volně přiložená

Příloha č. 1

Rozměry nápravy



Příloha č. 2

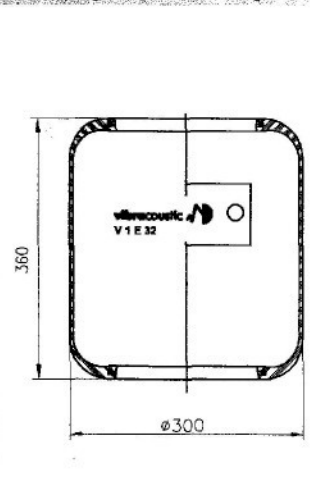
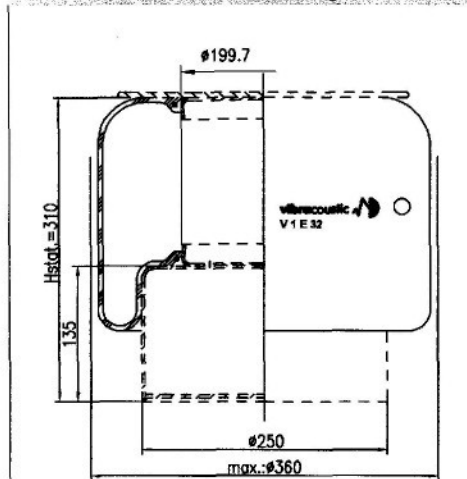
Katalogový list pružiny V1E32 firmy Vibracoustic

AIRSPRING/LUFTFEDER
V 1 E 32

vibracoustic 

Cross section view / Schnittdarstellung

Airspring bellow / Luftfederbalg

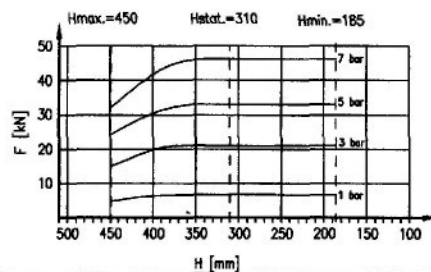


Sizes / Dimensionen : mm / metric

Technical data / Technische Daten

Loading capacity max. / Tragkraft max. (6 bar)	40.0 kN
Max. lifting pressure / Max. Druck für Hubvorgänge	7.5 bar
Diameter max. / Durchmesser max.	360 mm
Required space / Raumbedarf Ø	385 mm
Height max. / Max.Höhe (See diagram/Siehe Diagramm)	450 mm
Height min. / Min.Höhe (See diagram/Siehe Diagramm)	185 mm
Recommended assembly height / Empfohlene Einbauhöhe	310 mm
Weight / Gewicht	2.6 kg

Remark/Bemerkung: Top plate and piston are not included/Kopfplatte und Kolben gehören nicht zum Lieferumfang



DYNAMIC DATA
Static height 310 mm

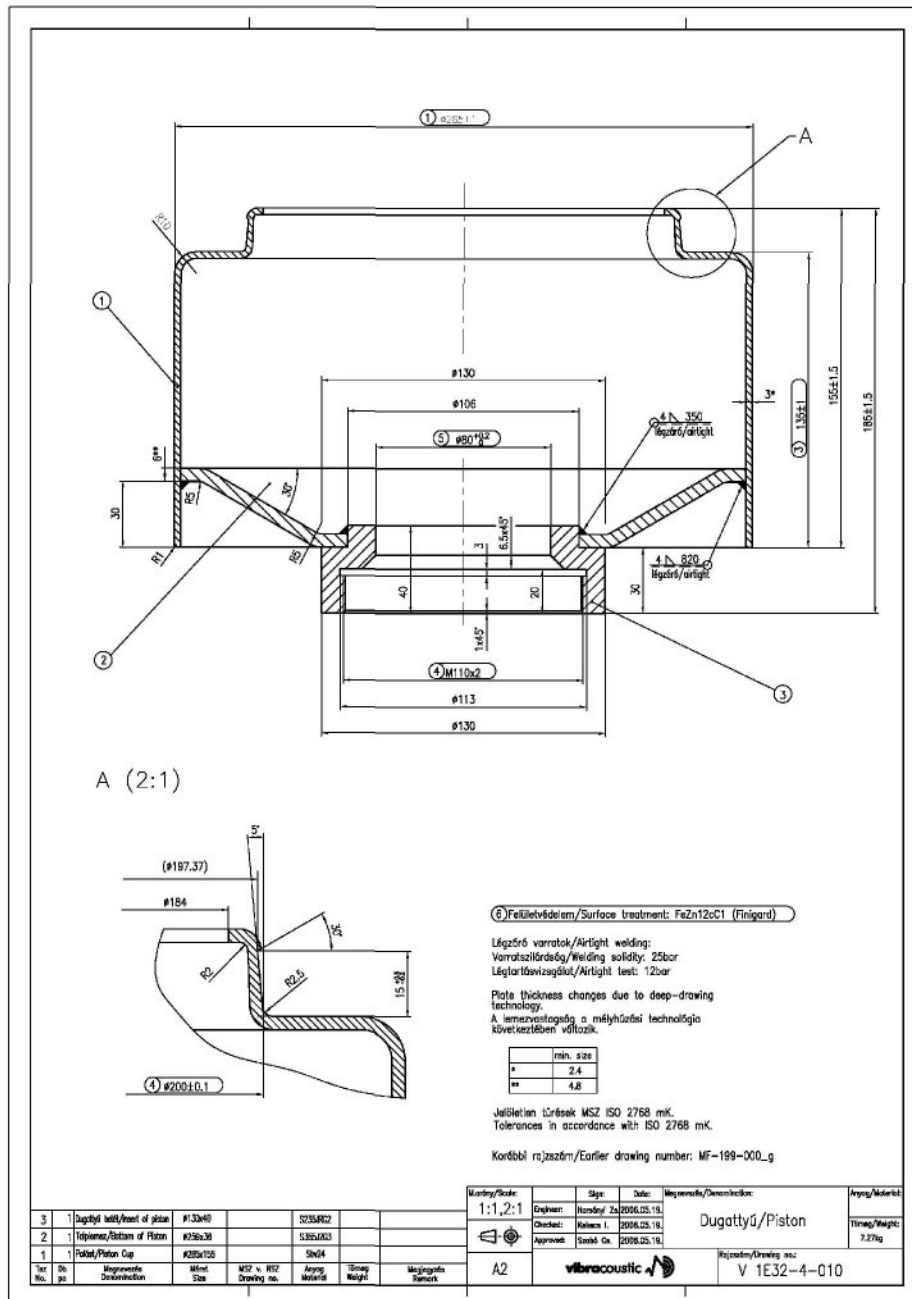
PRESSURE bar	FORCE kN	SPRING RATE N/mm	NATURAL FREQU. Hz
1	6.8	670	1.55
3	20.6	1320	1.25
5	33.0	1950	1.20
6	40.0	2025	1.10

Modifications without any previous notice/Änderungen vorbehalten

2003.05.19.

Příloha č. 3

Píst Vibracoustic

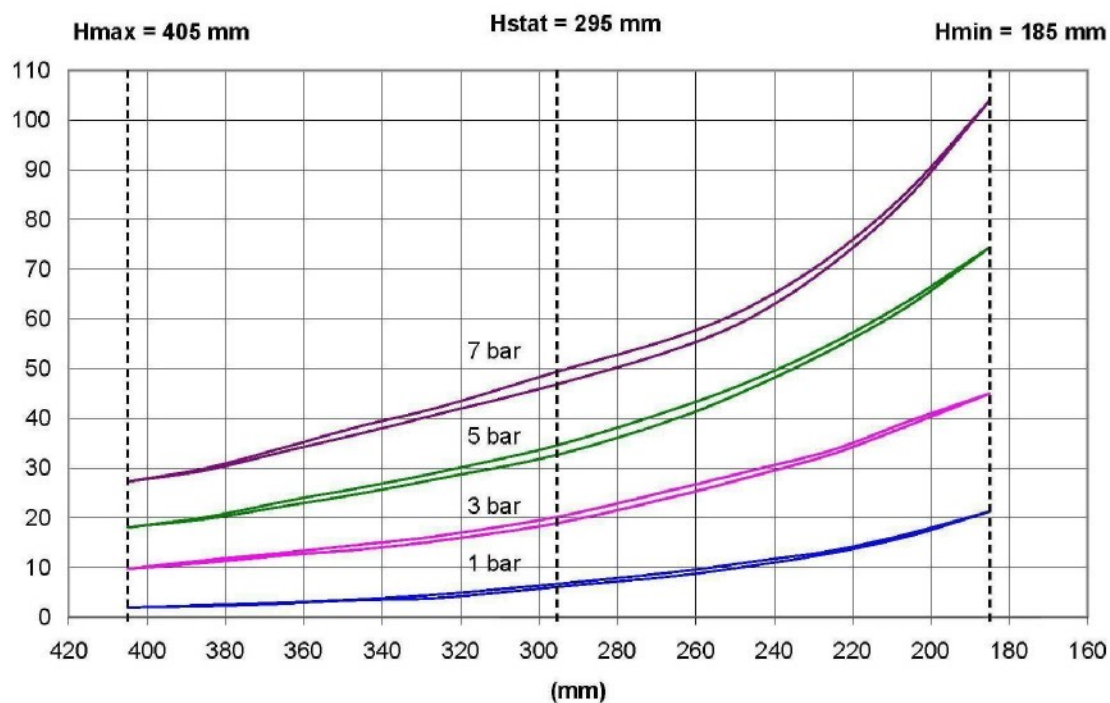


Příloha č. 4

Adiabatická charakteristika pružiny V1E32 bez přídavného objemu.

ADIABATIC DIAGRAM

V 1E32 without piston airvolume



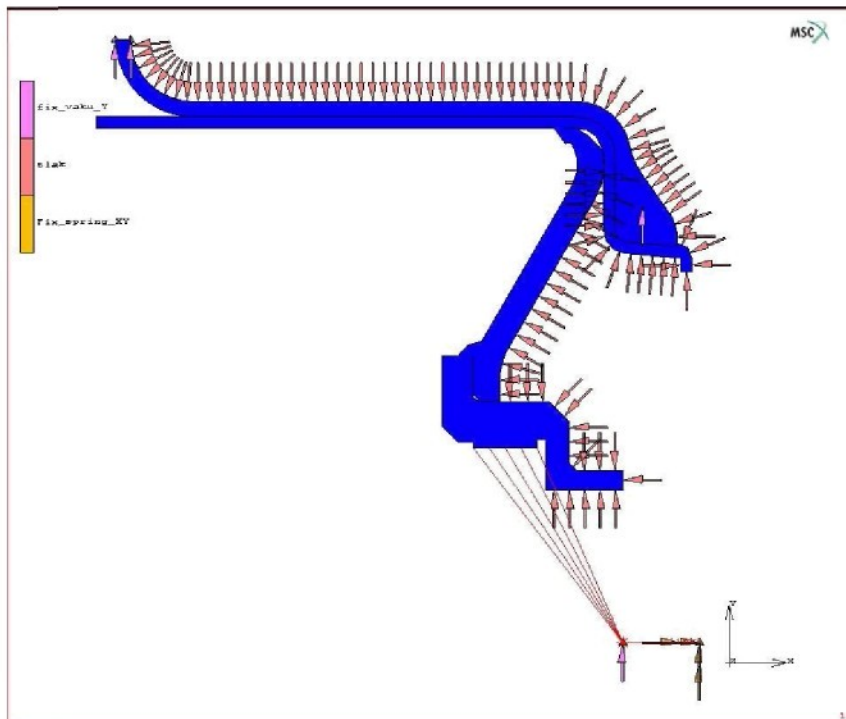
Figures

V 1E32 figures without piston airvolume									
Height [mm]	F [kN] @ 1 bar	F ₁ [kN] @ 1 bar	F [kN] @ 3 bar	F ₁ [kN] @ 3 bar	F [kN] @ 5 bar	F ₁ [kN] @ 5 bar	F [kN] @ 7 bar	F ₁ [kN] @ 7 bar	
185	21,30	21,30	45,00	45,00	74,40	74,40	104,00	104,00	
205	17,00	16,50	39,60	38,80	64,00	63,00	86,40	85,20	
225	13,50	13,00	33,70	32,90	55,20	54,00	72,90	71,20	
245	11,30	10,50	29,70	28,50	47,90	46,40	63,00	60,70	
265	9,20	8,40	25,80	24,40	42,00	40,00	56,40	54,00	
295	6,80	6,18	20,30	19,00	34,70	32,80	49,50	46,96	Hstat
325	4,70	4,00	16,50	15,50	29,30	28,00	42,40	41,00	
345	3,70	3,50	14,70	13,70	26,20	25,00	38,60	37,10	
365	3,00	2,80	13,00	12,50	23,30	22,40	34,20	33,40	
385	2,50	2,30	11,50	11,00	20,20	19,80	30,00	29,60	
405	2,00	2,00	9,80	9,80	18,10	18,10	27,30	27,30	

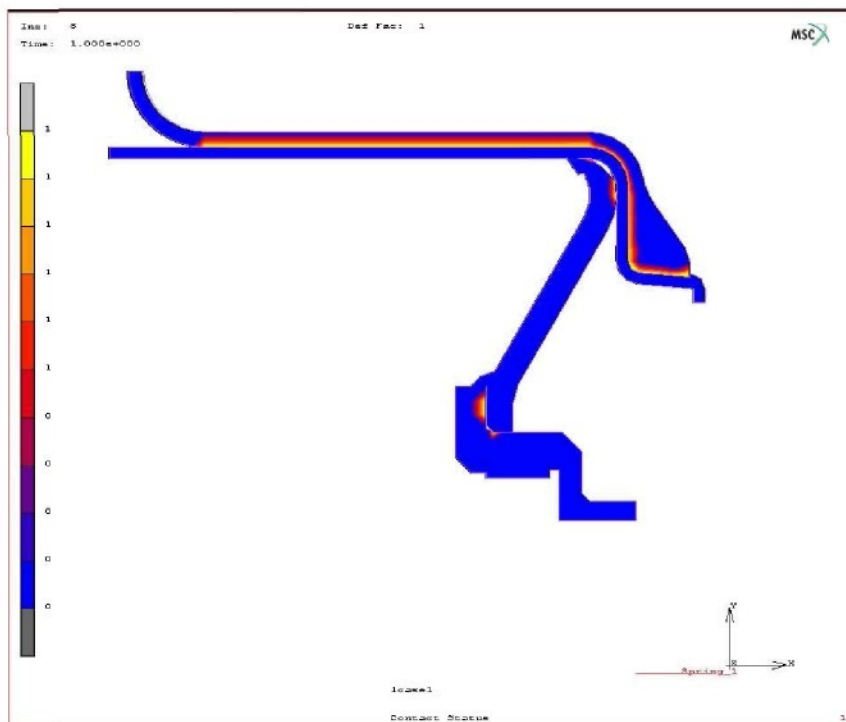
Příloha 5

Pevnostní analýzy pístu

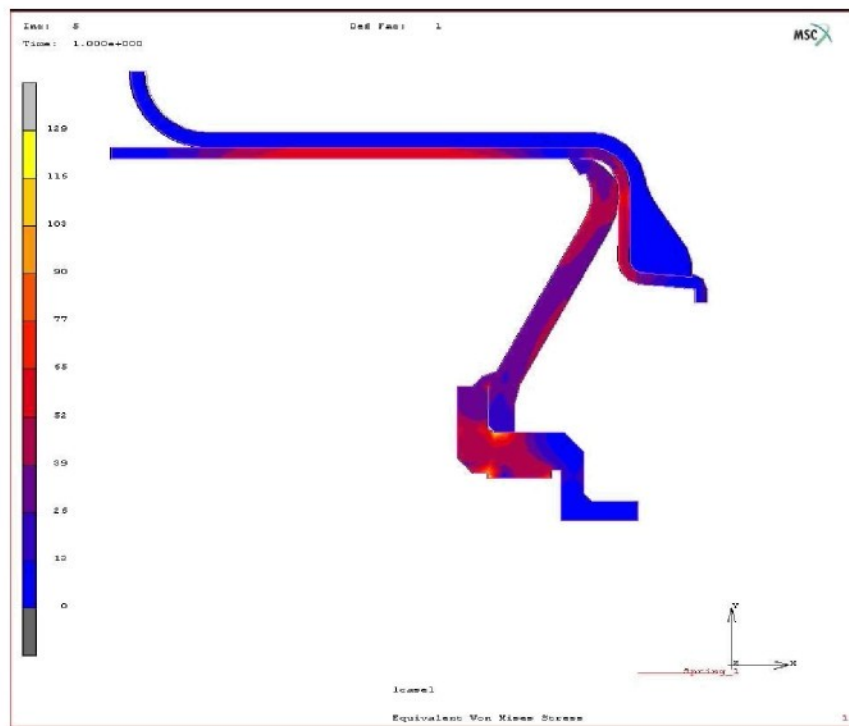
Okrajové podmínky úlohy



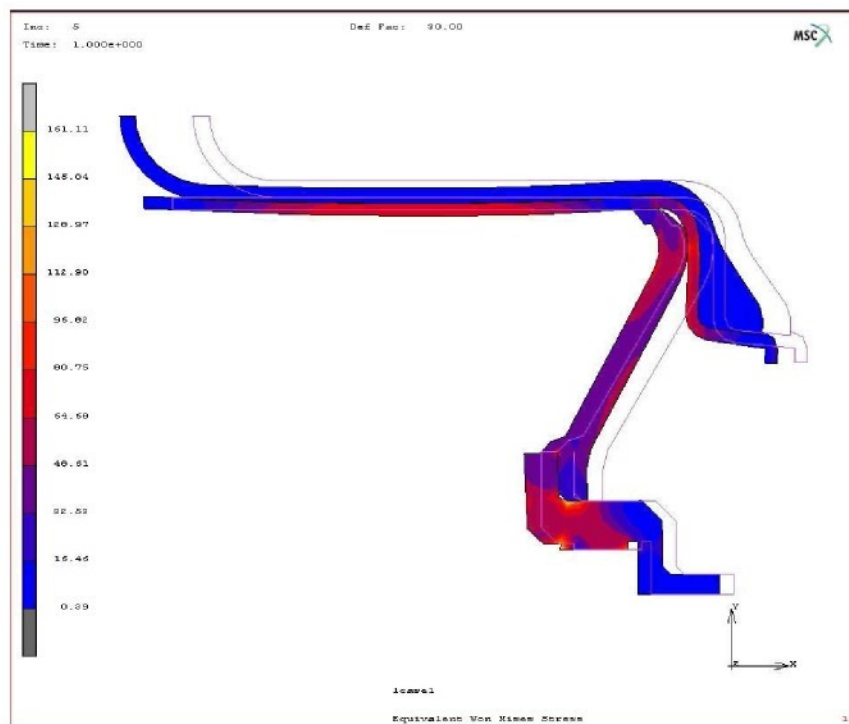
Zobrazení kontaktů v zadání úlohy pístu pružiny



Rozložení napětí v pístu pružiny pro tlak 1,2 MPa



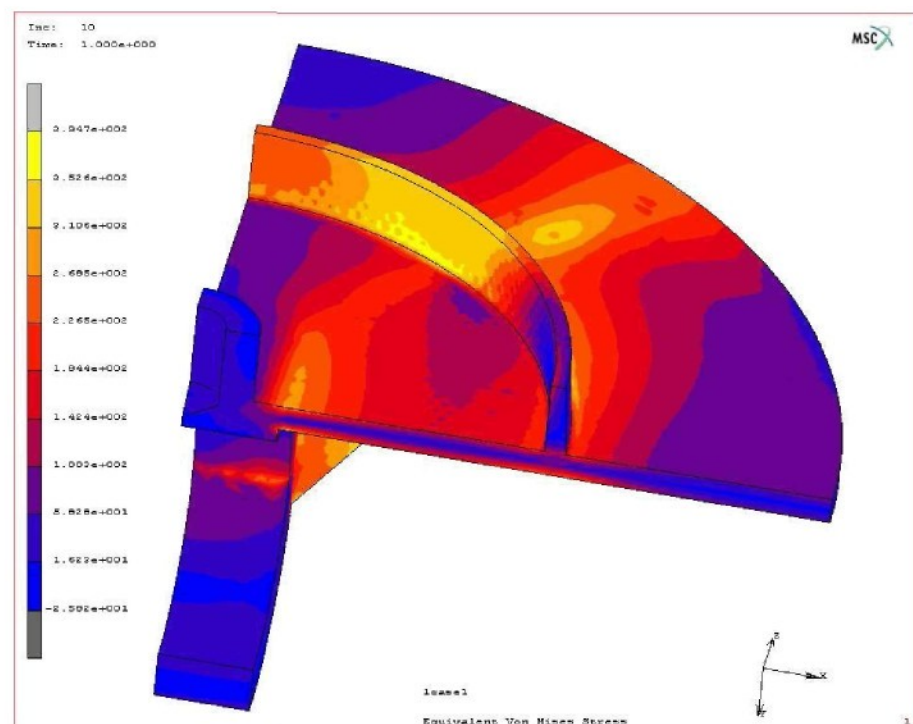
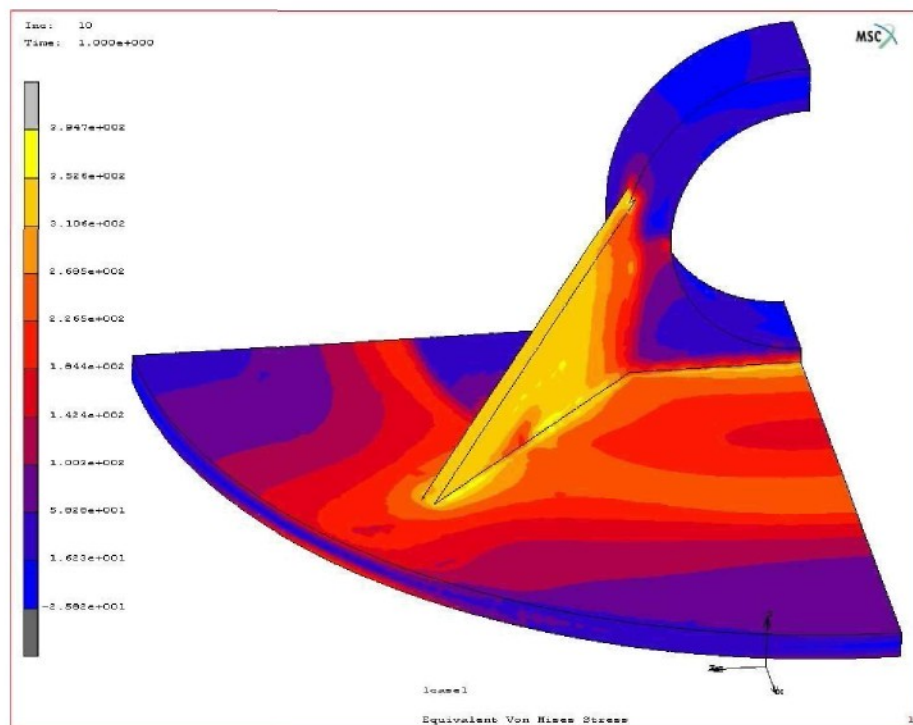
Rozložení napětí v pístu pružiny pro tlak 1, 4 MPa



Příloha č. 6

Výsledky analýzy prvního konstrukčního návrhu horní desky

Zatížení tlakem 1,4MPa

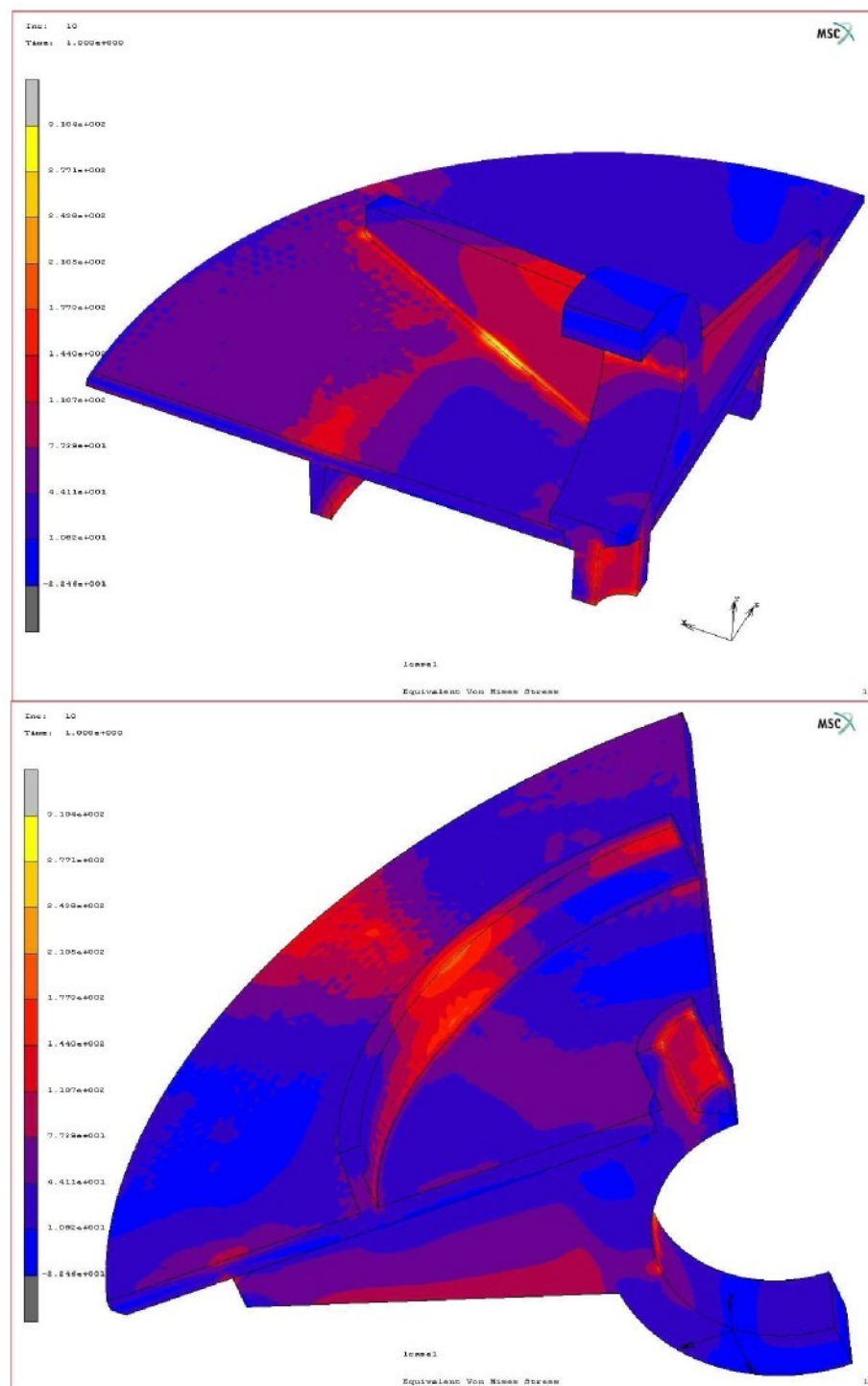


Příloha č. 7

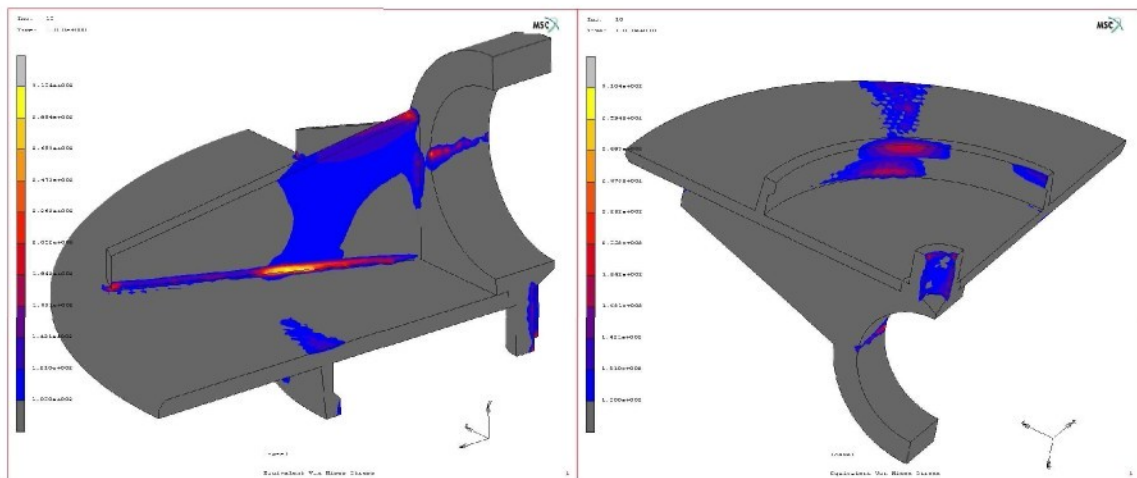
Pevnostní analýza optimalizovaného tvaru horní desky pro 1,2 MPa

Přetlak vzduchu 1,2MPa

Rozložení napětí metodou Von Mises

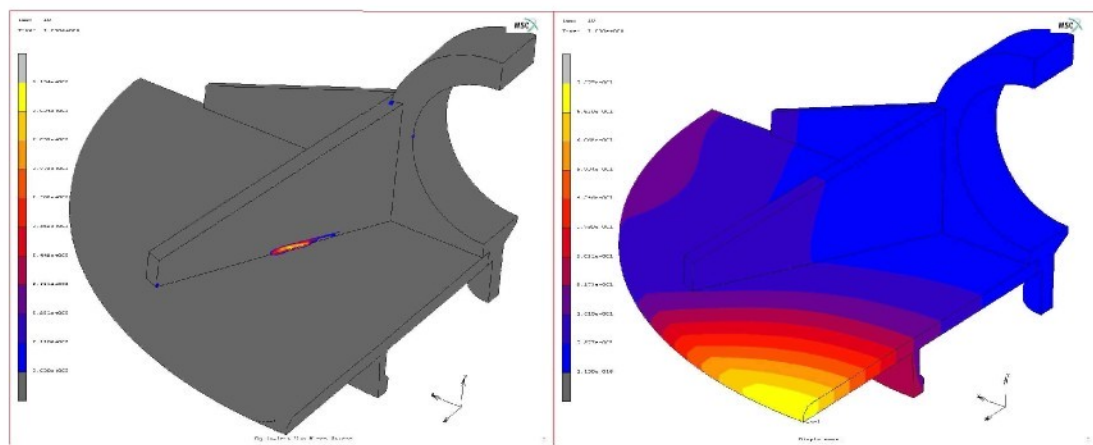


Výskyt napětí nad 100MPa

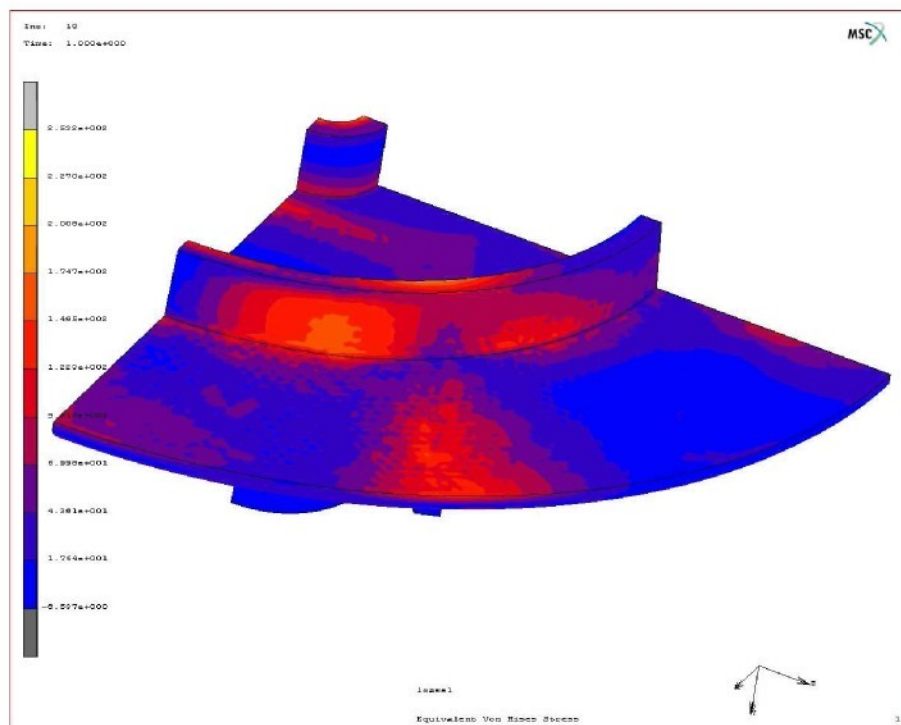
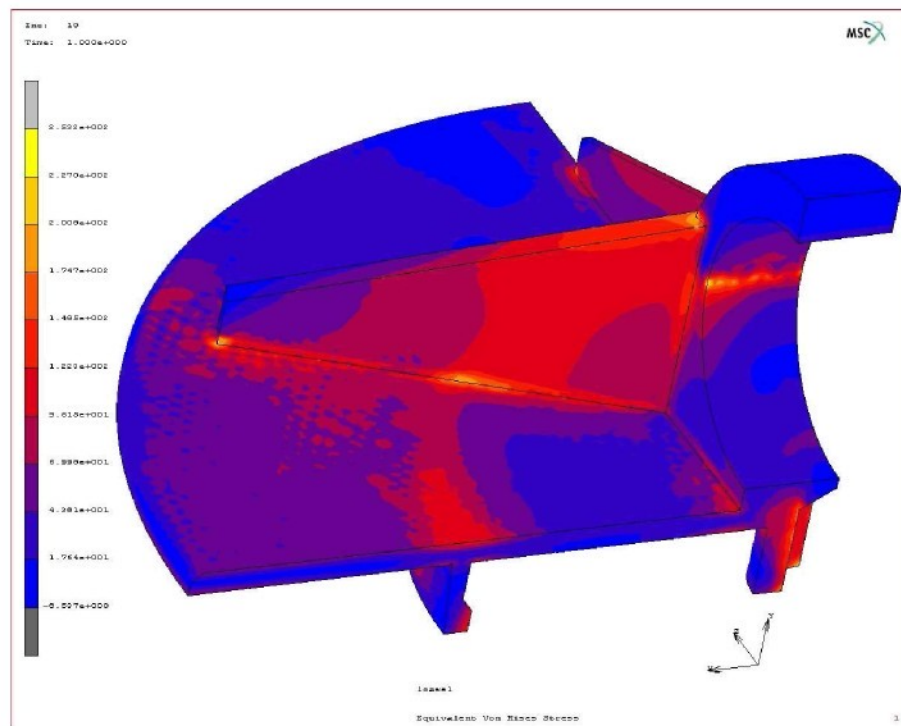


Napětí metodou Von Mises

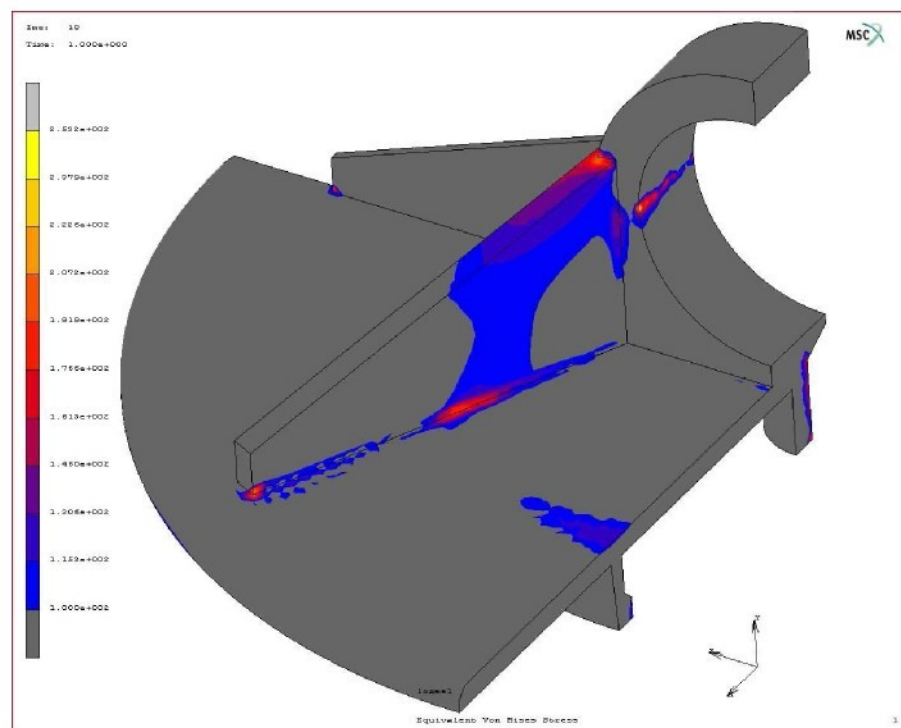
Výskyt napětí nad 200MPa



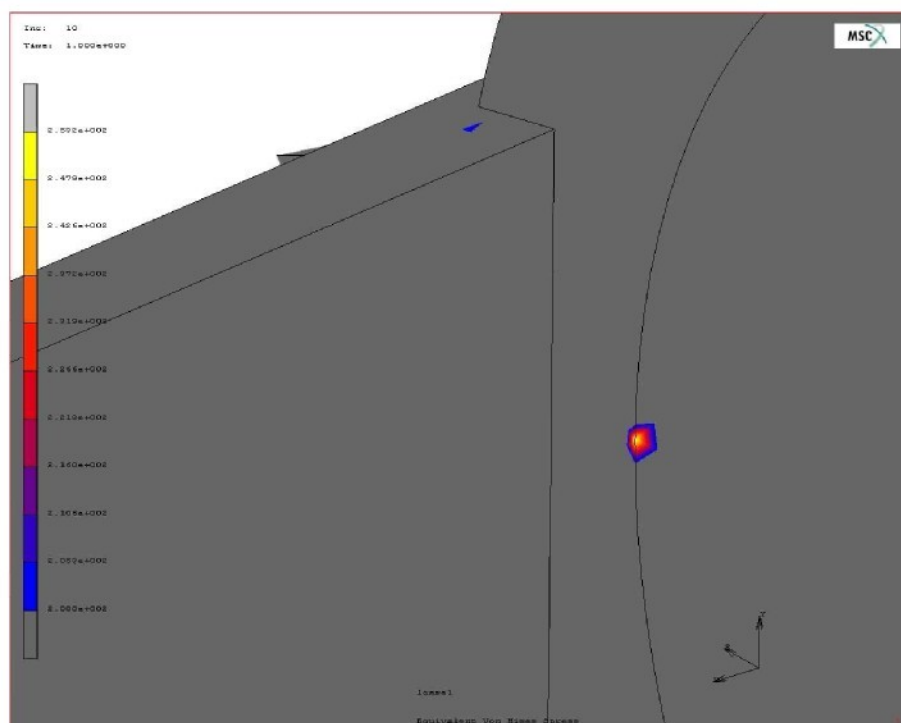
Rozložení napětí po sjednocení obou sítí



Výskyt napětí nad 100MPa



Výskyt napětí nad 200MPa



Příloha č.8

Pevnostní analýza optimalizovaného tvaru horní desky pro 1,4 MPa

Přetlak vzduchu 1, 4MPa

Rozložení napětí metodou Von Mises

