



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ VALIVÉHO ODPORU PNEUMATIKY

DESIGN OF DEVICE FOR TYRE ROLLING RESISTANCE MEASUREMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Piskoř

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Martin Piskoř
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

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

Konstrukce zařízení pro měření valivého odporu pneumatiky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Sestavení kompletního konstrukčního návrhu měřicího zařízení pro experimentální identifikaci hodnoty valivého odporu pneumatik určených pro osobní a lehká užitková vozidla. Zařízení musí umožnit měření na různých typech povrchu a v různých povětrnostních podmínkách.

Cíle diplomové práce:

1. Detailní popis vzniku valivého odporu pneumatiky
2. Souhrn hlavních faktorů ovlivňujících velikost valivého odporu
3. Rešerše metod pro identifikaci valivého odporu pneumatiky
4. Principiální návrh měřicího zařízení
5. Detailní rozpracování konstrukčního návrhu zařízení
6. Výběr měřicí techniky a návrh měřicího řetězce
7. Analýza nejvýznamnějších chyb měření
8. Finanční odhad výroby a sestavení zařízení

Seznam literatury:

VLK, F.: Dynamika motorových vozidel. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000.

VLK, F.: Podvozky motorových vozidel. ISBN 80-239-6464-X, Nakladatelství VLK, Brno 2006.

REIMPELL, J., STOLL, H., BETZLER, J.: The Automotive Chassis: Engineering Principles. SAE International, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

PACEJKA, H. B.: Tyre Models For Vehicle Dynamics Analysis, ISBN 9026513321, 1993

DIXON, J. C.: Tires, suspension and handling. ISBN 1-56091-831-4, SAE International, Warrendale 1996.

HANEY, P.: The Racing & High-Performance Tire. 1st edition. Warrendale: TV Motor-sports and SAE, 2003. 286 s. ISBN 0-9646414-2-9.

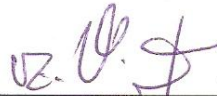
JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., ČUPERA, J.: Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-11-7.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 23. 11. 2015



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je vytvoření konstrukčního návrhu měřicího zařízení pro experimentální identifikaci valivého odporu pneumatik. První část je věnována popisu valivého odporu. Popisuje jeho vznik, faktory, které ho ovlivňují, a také metody identifikace valivého odporu. Druhá část této diplomové práce se zabývá samotným konstrukčním řešením zařízení pro identifikaci valivého odporu. Tato část obsahuje také analýzu napjatosti a posouzení bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy. Dále se tato práce věnuje výběru vhodné měřicí techniky včetně analýzy nejvýznamnějších chyb měření. Poslední kapitola se věnuje finančnímu odhadu nákladů spojených s výrobou a sestavením navrženého měřicího zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

valivý odpor, součinitel valivého odporu, pneumatika, vozidlo, síla

ABSTRACT

The aim of this thesis is a construction concept of tyre rolling resistance measuring device. The first part deals with the rolling resistance. It describes its causes, its influential factors and it also includes rolling resistance identification methods. The second part deals with construction design of the rolling resistance measuring device itself. It contains stress analysis, and fatigue analyses as well. It includes selection of transducers used for tyre rolling resistance measuring and also measurement error analyses. The last part focuses on estimated financial requirements connected with producing and assembling the designed measuring device.

KEYWORDS

rolling resistance, rolling resistance coefficient, tyre, vehicle, force



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PISKOŘ, M. *Konstrukce zařízení pro měření valivého odporu pneumatiky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 137 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

Martin Piskoř



PODĚKOVÁNÍ

Velice děkuji panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D., mému vedoucímu diplomové práce, za cenné rady, připomínky a náměty, které mě vedly a pomáhaly mi při psaní této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mě po celou dobu studia podporovali, zvláště svým rodičům a rodinným příslušníkům. Mé poděkování patří také všem, kteří mi byli ochotni poradit a pomoci při vypracování této diplomové práce. Mezi tyto osoby mimo jiné patří pan doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc., pan Ing. Pavel Ramík, pan Vít Pejcha ze společnosti FLUIDTECHNIK BOHEMIA, s. r. o., pan Tomáš Lahoda ze společnosti PRO kompresory, s. r. o., pan Jiří Klement ze společnosti HBP měřicí technika s. r. o., pan Pavel Kubát ze společnosti WELD PROFI s. r. o., pan Aris Atanasiadis ze společnosti AGRO SERVIS CZ, spol. s.r.o., paní Pavla Kelnerová ze společnosti KRÁLOPOLSKÁ STEEL, s. r. o. a také zaměstnanci brněnské pobočky společnosti Feron, a. s.



OBSAH

Úvod	17
1 Jízdní odpory	19
2 Valivý odpor	20
3 Faktory ovlivňující velikost valivého odporu.....	24
3.1 Konstrukce pneumatiky	24
3.2 Povrch vozovky	27
3.3 Rychlost	29
3.4 Teplota	32
3.5 Tlak v pneumatice.....	33
3.6 Podélná síla	34
3.7 Boční síla	35
4 Metody identifikace valivého odporu.....	37
4.1 Laboratorní měřicí stavy	37
4.2 Měřicí přívěsy a návěsy	43
4.3 Dojezdová zkouška	47
4.4 Měření spotřeby paliva	48
5 Principiální návrh měřicího zařízení.....	49
5.1 Předpisy	49
5.2 Přípojný kloub.....	50
5.3 Rám.....	50
5.4 Hlavní náprava.....	50
5.5 Zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou	51
5.6 Kryt kola s měřenou pneumatikou.....	52
5.7 Zvýšení zatížení zavěšení s měřeným kolem.....	52
5.8 Snímače.....	54
6 Konstrukce měřicího přívěsu.....	55
6.1 Použitý materiál	55
6.2 Přípojný kloub.....	55
6.3 Rám měřicího přívěsu	56
6.4 Zavěšení	62
6.5 Závaží pro zvýšení celkové hmotnosti přívěsu	64
6.6 Zavěšení kola s měřenou pneumatikou.....	66
6.7 Příčná ramena	68
6.8 Podélná ramena.....	70
6.9 Kryt kola s měřenou pneumatikou.....	72



6.10	Pneumatický okruh	74
6.11	Blatníky.....	80
6.12	Zadní světla.....	80
6.13	Celkový model měřicího přívěsu.....	81
7	Principiální schéma	82
8	Analýza napjatosti.....	83
8.1	Analýza napjatosti rámu měřicího přívěsu.....	83
8.1.1	Tvorba výpočtového modelu	83
8.1.2	Kontaktní dvojice.....	84
8.1.3	Výpočtová síť.....	85
8.1.4	Model vazeb (okrajové podmínky).....	86
8.1.5	Posouzení bezpečnosti vůči mezi kluzu.....	89
8.2	Analýza napjatosti konstrukce pro upevnění závaží	94
8.2.1	Tvorba výpočtového modelu	94
8.2.2	Kontaktní dvojice.....	94
8.2.3	Výpočtová síť.....	95
8.2.4	Model vazeb (okrajové podmínky).....	95
8.2.5	Posouzení bezpečnosti vůči mezi kluzu materiálu.....	96
8.3	Analýza napjatosti zavěšení kola s měřenou pneumatikou	99
8.3.1	Tvorba výpočtového modelu	99
8.3.2	Kontaktní dvojice.....	99
8.3.3	Výpočtová síť.....	100
8.3.4	Model vazeb (okrajové podmínky).....	101
8.3.5	Posouzení bezpečnosti vůči mezi kluzu.....	103
9	Posouzení bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu	105
9.1	Rám měřicího přívěsu	106
9.2	Konstrukce pro uložení závaží na rámu měřicího přívěsu	109
9.3	Zavěšení kola s měřenou pneumatikou	111
10	Výběr měřicí techniky a návrh měřicího řetězce	114
10.1	Tenzometrické snímače síly	114
10.2	Měřicí ústředna	115
11	Analýza nejvýznamnějších chyb měření.....	116
12	Finanční odhad výroby a sestavení měřicího přívěsu	118
12.1	Celková cena měřicího přívěsu.....	118
12.2	Finanční odhad výroby a sestavení měřicího přívěsu.....	118
12.3	Snímače.....	118



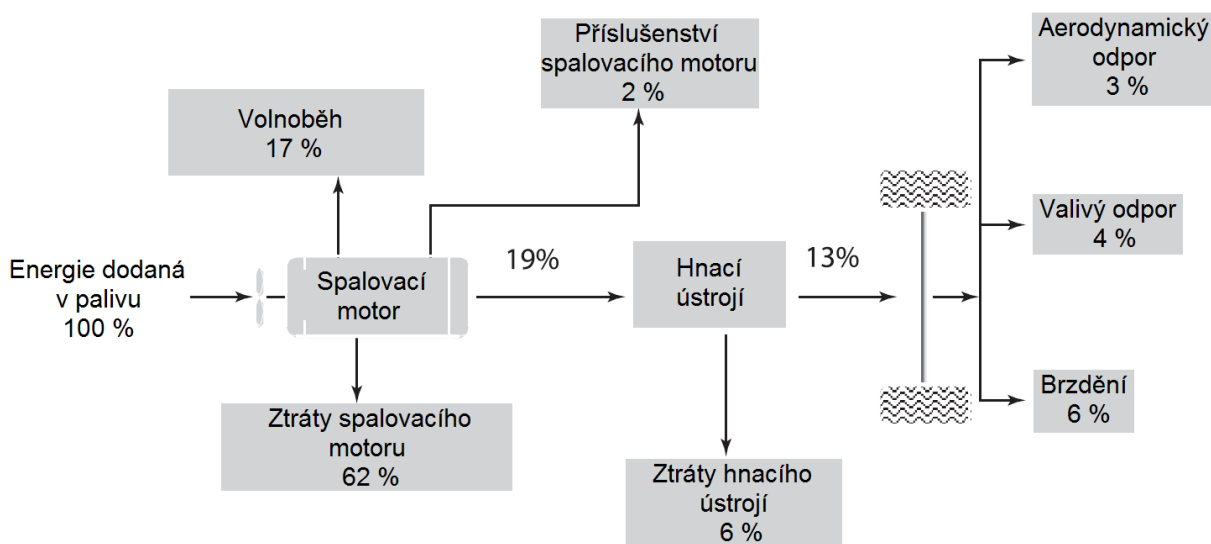
12.4	Pneumatický okruh.....	119
12.5	Nakupované součásti.....	120
12.6	Spojovací materiál.....	121
	Závěr.....	123
	Seznam použitých zkratk a symbolů	135
	Seznam příloh.....	137



ÚVOD

V současné době se všichni výrobci osobních automobilů snaží snižovat spotřebu pohonných hmot. Tento cíl je nastaven nejen z důvodu ceny pohonných hmot, ale také kvůli množství škodlivých látek vypouštěných spalovacím motorem během jeho provozu do ovzduší. Ke snižování spotřeby a množství vypouštěných škodlivých látek do ovzduší jsou výrobci nuceni především platnými normami a legislativou.

Spalovací motory mají termickou účinnost výrazně nižší než 100 %, přibližně 38 %. Při spálení určitého množství paliva ve válci spalovacího motoru se tedy pouze 38 % energie uložené v palivu přemění na energii mechanickou. Pro pohon vozidla je možné využít přibližně 19 % energie dodané do motoru v palivu. Pro překonání valivého odporu se spotřebují zhruba 4 % energie z paliva. Velikost jednotlivých ztrát je ale závislá na jízdním režimu vozidla, a proto se může lišit. Příklad energetických ztrát při provozu osobního automobilu střední třídy během provozu ve městě je uveden na následujícím obrázku. [1][26][39]



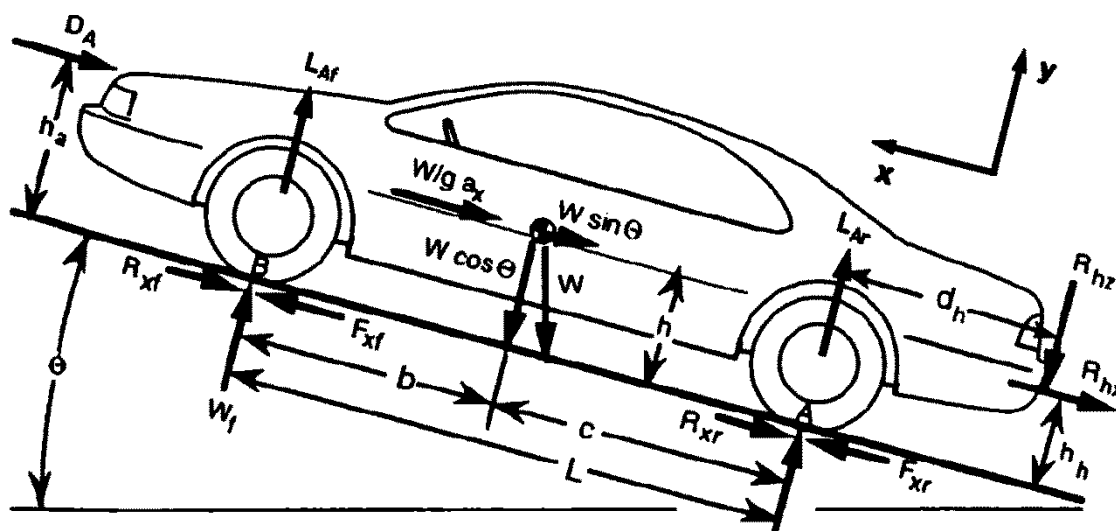
Obr. 1.1 Energetické ztráty při provozu vozidla střední třídy při jízdě ve městě [1]

Z důvodu poměrně velkého podílu valivého odporu na energetických ztrátách, ke kterým dochází při provozu vozidel, se snížením hodnoty valivého odporu zabývá velké množství výzkumných organizací. Také výrobci pneumatik se snaží vyrábět pneumatiky s nízkým valivým odporem. Snížením hodnoty valivého odporu je tak možné snížit spotřebu pohonných hmot vozidel a tím také snížit množství emisí výfukových plynů, které jsou produkovány spalovacím motorem. [1][21][34][44]



1 JÍZDNÍ ODPORY

Na vozidlo působí při jízdě po jakémkoliv povrchu velké množství sil. Tyto síly jsou graficky znázorněny na následujícím obrázku.



Obr. 1.1 Schéma sil působících na pohybující se vozidlo [3]

Z obrázku znázorňujícího silové působení na vozidlo lze ve směru jízdy (ve směru osy x) sepsat podle Newtonova pohybového zákona následující rovnici silové rovnováhy

$$M \cdot a_x = \sum F_{ix} \text{ [N]}, \quad (1)$$

kde M [kg] je hmotnost vozidla, a_x [$m \cdot s^{-2}$] je podélné zrychlení vozidla a F_{ix} [N] jsou silové účinky působící ve směru pohybu vozidla.

Uvedením jednotlivých sil působících při jízdě na vozidlo obdržíme následující rovnici

$$M \cdot a_x = \frac{W}{g} \cdot a_x = F_{xf} + F_{xr} - R_{xf} - R_{xr} - D_A - R_{hx} - W \cdot \sin(\theta) \text{ [N]}, \quad (2)$$

kde W [N] je tíha působící na vozidlo, g [$m \cdot s^{-2}$] je tíhové zrychlení, F_{xf} [N] je hnací síla přední nápravy, F_{xr} [N] je hnací síla zadní nápravy, R_{xf} [N] je síla valivého odporu působící na přední nápravě, R_{xr} [N] je síla valivého odporu na zadní nápravě, D_A [N] je síla aerodynamického odporu, R_{hx} [N] je síla působící na tažné zařízení vozidla a θ [°] je úhel stoupání.

Po úpravě získáme zjednodušený tvar

$$M \cdot a_x = \frac{W}{g} \cdot a_x = F_x - R_x - D_A - R_{hx} - W \cdot \sin(\theta) \text{ [N]}, \quad (3)$$

kde F_x [N] je celková hnací síla obou náprav, kterou lze přenést pneumatikami na vozovku, a R_x [N] je celková síla valivého odporu.

Síly, které snižují celkovou hnací sílu F_x , se také nazývají jízdni odpory. Dále bude detailně rozebrán pouze odpor valivý.



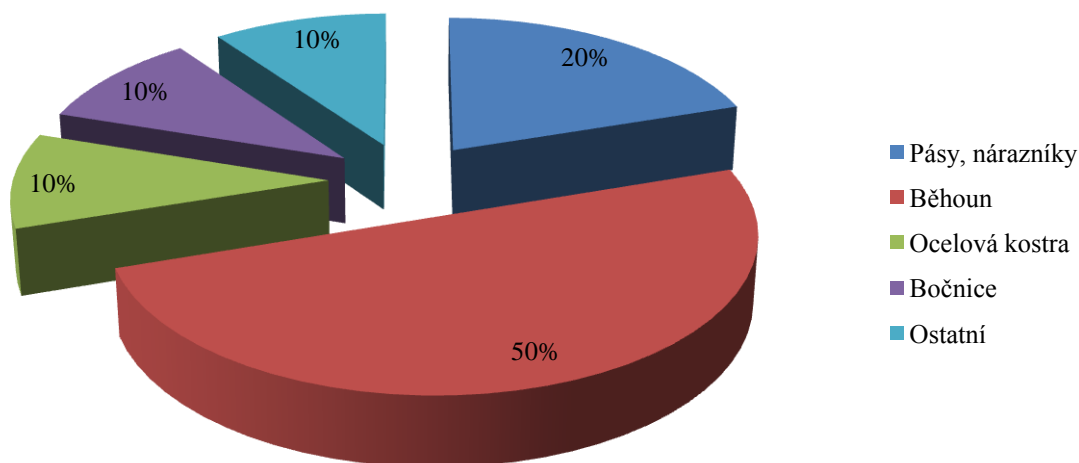
2 VALIVÝ ODPOR

Valivý odpor je jízdní odpor působící proti pohybu vozidla po jakémkoliv povrchu od okamžiku, kdy se roztočí jeho kola. Valivý odpor je možné charakterizovat jako důsledek energetických ztrát v pneumatice během jízdy vozidla. V některých případech se mimo energetických ztrát v pneumatice jako zdroj valivého odporu uvažuje i třecí odpor v ložiscích uložení kola. Hlavním důvodem vnitřních energetických ztrát v pneumatice je její poddajnost během pohybu vozidla po vozovce. Během jízdy dochází v oblasti kontaktu pneumatiky s vozovkou k ohybu kostry pneumatiky a k hysterezi materiálu, kterým je kostra pneumatiky obalena (jedná se o gumu různého složení). Hlavní části konstrukce pneumatiky jsou zobrazeny na obr. 2.1. [1][3][4][5][7][13][16][41]



Obr. 2.1 Konstrukce pneumatiky: A – pásky (nárazníky), B – příčné drážky běhounu, C – běhoun, D – podélné drážky běhounu, E – rameno, F – bočnice, G – vnitřní vrstva, H – patka, I – kostra [40]

Podíl jednotlivých částí pneumatiky na celkových ztrátách při valení je uveden na obr. 2.2.



Obr. 2.2 Podíl jednotlivých částí pneumatiky na celkových ztrátách při valení [41]



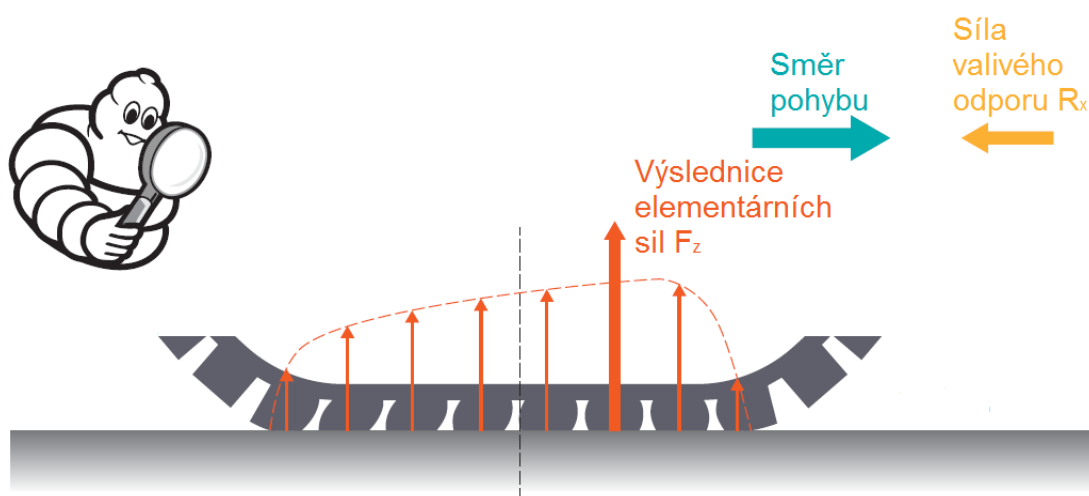
Při valení pneumatika v oblasti styku s vozovkou kopíruje tvar a strukturu vozovky. V případě dokonale hladké vozovky se pneumatiky v místě styku s vozovkou deformuje do roviny s vozovkou. Oblast styku pneumatiky a vozovky je označována jako stopa. Jakmile část pneumatiky stopu opustí, začne se vracet zpátky do kruhového tvaru. Síly, jež způsobí deformaci pneumatiky v oblasti kontaktu pneumatiky s vozovkou, se jako důsledek energetických ztrát nerovnájí silám umožňujícím navrácení pneumatiky do původního tvaru. [7][13][16][41]

Jelikož je pneumatika poddajná, je schopna také tlumit mírné rázy, ke kterým během jízdy vozidla může docházet. Jak při deformaci a hysterezi, tak při tlumení dochází k přeměně mechanické energie na energii tepelnou. Tato změna se projeví zvýšením teploty pneumatiky. Teplo vznikající při odvalování pneumatiky po vozovce je následně vyzařeno do okolního prostoru. Tento přenos tepla je nevratný. [3][7][13]

Valivý odpor vzniká při odvalování pneumatiky také v důsledku smýkání a tření mezi pneumatikou a vozovkou. Dále valivý odpor ovlivňuje i odpor vzduchu cirkulujícího uvnitř pneumatiky a vlivy vzduchu obtékajícího pneumatiku během jízdy. [3][7][16][41]

Experimentálně bylo zjištěno, že při odvalování pneumatiky se hystereze materiálu pneumatiky podílí na energetických ztrátách přibližně 90 až 95 %. Tření pneumatiky o vozovku se na ztrátách podílí přibližně 5 až 10 %. Odpor vzduchu v pneumatice i vzduchu obtékajícího pneumatiku se ztratí zhruba 1,5 až 3 % energie. Přesné procentuální vyjádření není možné, protože valivý odpor a jeho jednotlivé složky závisí na mnoha faktorech. Hlavní faktory ovlivňující velikost valivého odporu budou podrobně rozebrány v následující kapitole. [1][4][7][16]

Přestože se hystereze pneumatiky způsobuje největší množství energetických ztrát odvalující se pneumatiky, není možné ji výrazně snížit nebo dokonce i odstranit. Hystereze je jedním z mechanismů, které umožňují přenést hnací sílu motoru na vozovku vlivem tření mezi kolem a povrchem vozovky. Hystereze je velmi důležitá při jízdě na mokré vozovce, kde zprostředkovává většinu přenosu hnací síly motoru na vozovku. [1]

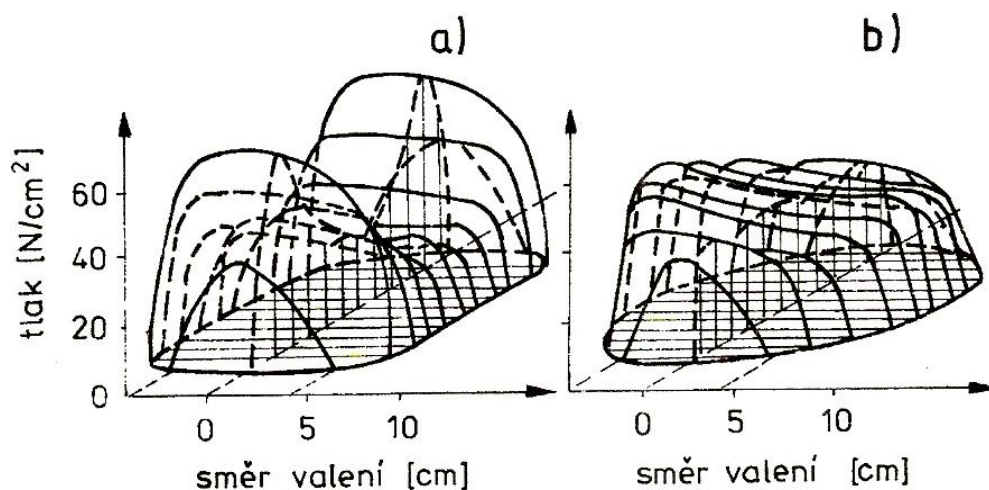


Obr. 2.3 Rozložení měrného tlaku ve stopě [47]

Jak již bylo uvedeno výše, pneumatika se při odvalování deformuje. Změna tvaru pneumatiky má za následek změnu rozložení měrného tlaku v oblasti styku pneumatiky s vozovkou.



Měrný tlak v přední polovině stopy je vyšší než v polovině zadní. Z tohoto důvodu se výslednice elementárních sil F_z působících mezi pneumatikou a vozovkou posune dopředu (ve směru pohybu vozidla) o určitou vzdálenost. Tato vzdálenost se nejčastěji označuje písmenem e . Výslednice elementárních sil se nejčastěji znázorňuje jako reakce vozovky v radiálním směru. Protože v oblasti kontaktu pneumatiky s vozovkou je daná část běhounu pneumatiky rovnoběžná s rovinou vozovky, lze uvažovat působení této výslednice ve svislém směru. Velikost výslednice F_z odpovídá celkovému zatížení daného kola. [14][16][41]



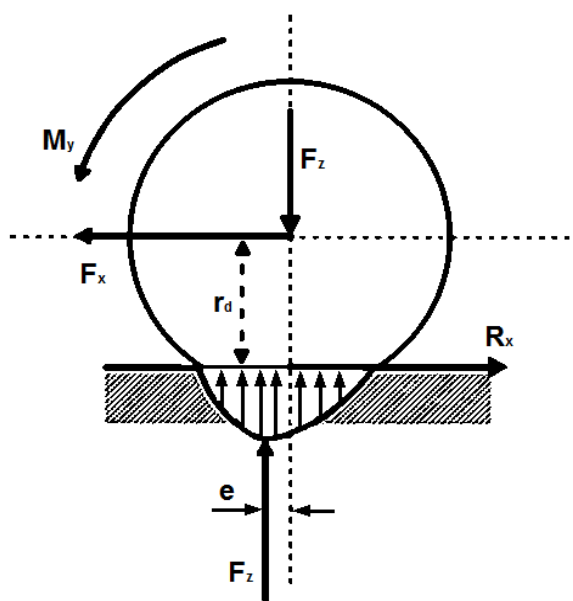
Obr. 2.4 Rozložení měrných tlaků pro a) diagonální a b) radiální pneumatiku [13]

Protože již výslednice sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou neprochází středem otáčení pneumatiky, je možné sílu F_z působící na rameni e nahradit momentem M_y . [13][41]

$$M_y = F_z \cdot e \text{ [N} \cdot \text{m]}, \quad (4)$$

kde M_y [N · m] je moment valivého odporu. [13][41]

Moment valivého odporu působí opačným směrem než je směr otáčení pneumatiky. [13]



Obr. 2.5 Síly působící na volně se odvalující se kolo[41]

Na základě zobrazení sil a momentu působícího na kolo, které se volně otáčí (obr. 2.5), je možné uvést následující rovnici

$$M_y = F_z \cdot e = R_x \cdot r_d \text{ [N} \cdot \text{m]}, \quad (5)$$

kde r_d [m] je dynamický poloměr kola. [13]

Po další úpravě získáme rovnici

$$R_x = F_z \cdot \frac{e}{r_d} \text{ [N]}. \quad (6)$$

Zlomek $\frac{e}{r_d}$ je možné nahradit jedním členem f_R , který je nazýván součinitel valivého odporu kola. Předchozí rovnici je poté možné zapsat ve tvaru

$$R_x = F_z \cdot f_R \text{ [N]}. \quad (7)$$

Tento zápis se používá se častěji než zápis pomocí rovnice (6). [3][7][9][13][16][41]

Z tohoto zápisu tedy vyplývá, že velikost valivého odporu závisí na zatížení daného kola a na součiniteli valivého odporu. Hodnotu součinitele valivého odporu ovlivňuje velké množství faktorů, kterými lze u stejné pneumatiky koeficient valivého odporu snížit, nebo zvýšit. Jednotlivé faktory budou rozebrány v následující kapitole.

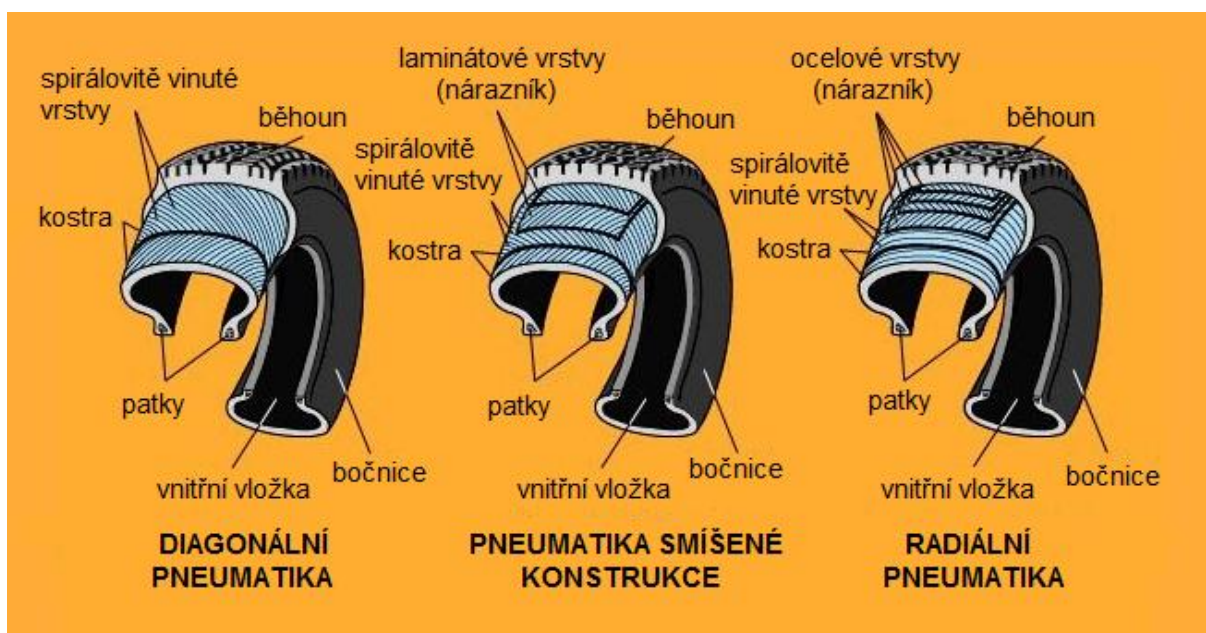


3 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ VELIKOST VALIVÉHO ODPORU

Velikost valivého odporu ovlivňuje zatížení kola a velikost součinitele valivého odporu f_R . Zatížení jednotlivých kol automobilu záleží na jeho konstrukci (pohotovostní hmotnosti automobilu) a aktuální obsazenosti (počtu členů posádky), na hmotnosti převáženého nákladu (zavazadel) a také na silách, které na vozidlo působí během jízdy. Mezi tyto síly patří například síly dynamické a aerodynamické. Tato kapitola se věnuje faktorům ovlivňujícím velikost součinitele valivého odporu f_R . Velikost součinitele valivého odporu záleží na pneumatice a podmínkách jejího používání.

3.1 KONSTRUKCE PNEUMATIKY

Prvním a jedním z hlavních faktorů ovlivňujících velikost součinitele valivého odporu f_R je konstrukce pneumatiky. Velikost součinitele valivého odporu f_R závisí na tom, jestli jsou na vozidle použity radiální pneumatiky, diagonální pneumatiky nebo pneumatiky smíšené konstrukce. Rozdílnost konstrukce je viditelná na obr. 3.1. Konstrukce pneumatiky ovlivňuje hodnotu energetických ztrát souvisejících s deformací pneumatiky, rozložením tlaku ve stopě a také s velikostí deformované části pneumatiky.



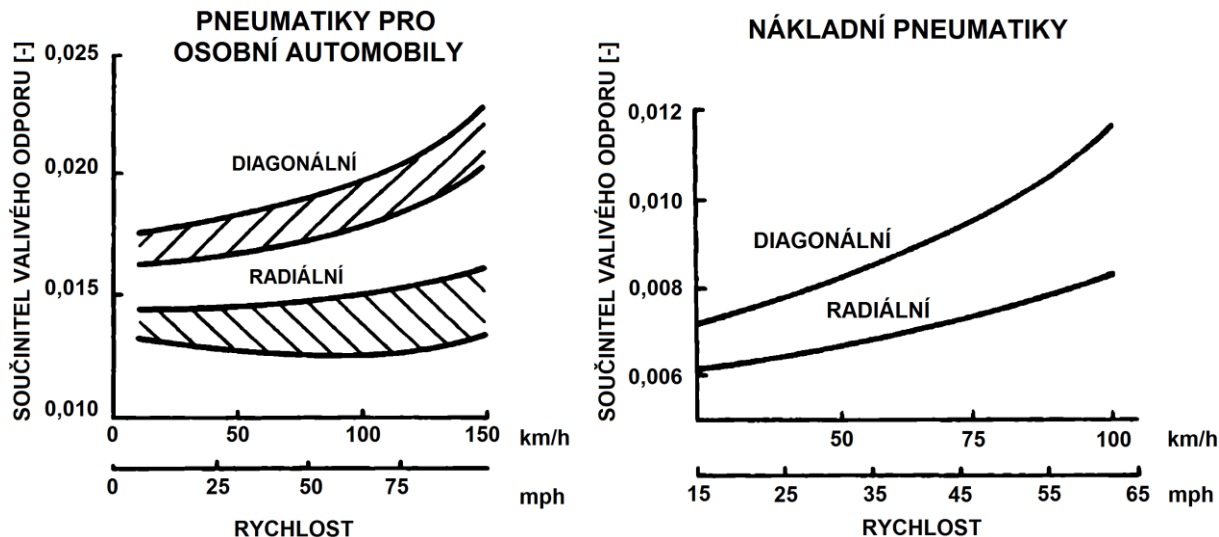
Obr. 3.1 Typy konstrukce pneumatiky [49]

V dnešní době u osobních a nákladních vozidel převažují radiální pneumatiky. Diagonální pneumatiky se v dnešní době, podle katalogů výrobců pneumatik, používají pro motocykly, zemědělské stroje nebo také pro vojenská vozidla. Pneumatiky smíšené konstrukce, někdy označované jako diagonální pneumatiky s pásem, představují určitý přechod mezi pneumatikou diagonální a radiální. Tyto pneumatiky mají kostru shodné konstrukce jako pneumatiky diagonální. Dále je jejich konstrukce doplněna nárazníkem jako u pneumatik radiálních, který může být tvořen laminátovými vrstvami. [7][16][27][42][46]



Teplu vznikající během jízdy vlivem hysterezních ztrát a tření mezi pneumatikou a vozovkou se odvádí pomocí běhounu pneumatiky. Aby v běhounu vznikalo tepla co nejméně, měl by být co nejtenčí. Jeho tloušťka je ale ovlivněna hloubkou dezénu. Dalším faktorem ovlivňujícím tloušťku běhounu je počet vrstev, ze kterých se pneumatika skládá. Počet vrstev se liší podle oblasti použití a zatížení, které je schopna pneumatika nést. Čím větší má pneumatika nosnost, tím větší počet vrstev musí být použit. Proto běhoun pneumatiky pro nákladní automobily a autobusy je vyšší než běhoun pro osobní automobily. Zmenšením tloušťky běhounu ale naroste jeho možná deformace, která má za následek nárůst teploty pneumatiky. Experimentálně bylo zjištěno, že i přes snížení počtu vrstev ze 4 na 2 dochází ke snížení součinitele valivého odporu o 8 až 13 %. Jiný výzkum se věnoval výšce dezénu pneumatiky. Výsledky měření ukazují, že nové pneumatiky s výškou dezénu 8 mm vykazují přibližně o 20 % vyšší součinitel valivého odporu oproti pneumatikám s výškou dezénu 2 mm. [7][14][44]

Radiální pneumatiky vykazují nižší součinitel valivého odporu než pneumatiky diagonální. Rozdíl ve velikosti součinitele valivého odporu může být až 20 %. Snížení hodnoty součinitele valivého odporu radiální pneumatiky je dosaženo díky menším energetickým ztrátám v důsledku její deformace. V konstrukci radiálních pneumatik nedochází během odvalování ke smykovým deformacím v kostře pneumatiky, což přispívá ke snížení valivého odporu. Nižší hodnota součinitele valivého odporu radiálních pneumatik je zřejmě způsobena i tím, že běhoun radiální pneumatiky doléhá celým povrchem na vozovku. Velikost součinitele valivého odporu pneumatiky dané konstrukce souvisí s ostatními faktory, které valivý odpor ovlivňují. [4][7][16][41]



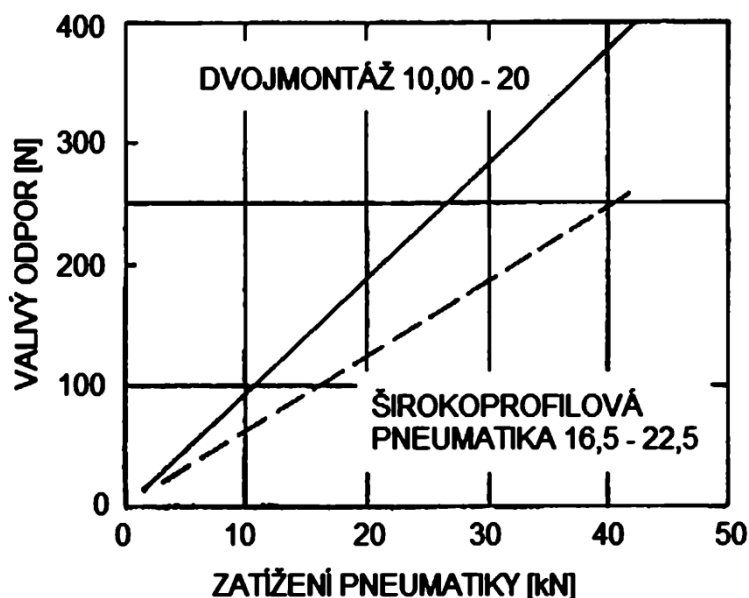
Obr. 3.2 Závislost součinitele valivého odporu na rychlosti jízdy pro diagonální a radiální pneumatiky osobních a nákladních automobilů [16]

Při porovnání pneumatiky pro osobní a nákladní automobily stejné konstrukce (radiální, nebo diagonální) vykazují nižší součinitel valivého odporu pneumatiky pro nákladní vozidla. Nižší součinitel valivého odporu pneumatiky nákladních vozidel je dosažen převážně z důvodu vyššího hustícího tlaku. U nákladních pneumatik dochází také ke snížení velikosti součinitele valivého odporu s rostoucím zatížením. Závislost hodnoty součinitele valivého odporu na zatížení je u nákladních pneumatik radiální konstrukce téměř lineární. [7][16][41]



Hodnotu součinitele valivého odporu je možné ovlivnit také složením směsi pneumatiky. Pneumatiky vyrobené z přírodního kaučuku vykazují menší hodnotu součinitele valivého odporu než pneumatiky vyrobené z kaučuku umělého. Menší hodnota součinitele valivého odporu je dána tím, že přírodní kaučuk vykazuje menší hysterezní ztráty než kaučuk umělý. V dnešní době se přírodní kaučuk k výrobě pneumatik příliš nepoužívá. Pneumatiky vyrobené z umělého kaučuku jsou levnější, neprodukují při jízdě tak velké množství nepříjemných zvuků, mají delší životnost a lepší přilnavost na mokré vozovce. Pokud by byl na výrobu pneumatiky použit umělý kaučuk vyrobený z butylu, tak by tyto pneumatiky vykazovaly vyšší součinitel valivého odporu než pneumatiky vyrobené ze syntetického kaučuku klasického složení. Výhodou pneumatik s příměsí butylu je však lepší trakce, nižší hlučnost a vyšší komfort jízdy. V porovnání s přírodním kaučukem vykazují pneumatiky vyrobené z kaučuku umělého přibližně 1,06 krát větší součinitel valivého odporu. Při použití kaučuku s příměsí butylu je rozdíl ještě větší. Součinitel valivého odporu je u těchto pneumatik přibližně 1,35 krát větší oproti pneumatikám z přírodního kaučuku. [14][16][41]

V případě srovnání dvou pneumatik s odlišnou výškou profilu bude mít menší valivý odpor pneumatika s nižším profilovým číslem. Nižší valivý odpor je docílen nižší výškou bočnice pneumatiky, a proto u pneumatik s nižším profilovým číslem dochází při jízdě po vozovce k menším deformacím. U nákladních vozidel je možné valivý odpor snížit použitím širokoprofilových pneumatik místo klasicky používané dvojmontáže. Při použití pneumatik rozměru 10,00 – 20 v provedení dvojmontáže byl naměřen součinitel valivého odporu o hodnotě 0,009. V případě připevnění širokoprofilových pneumatik na nákladní vozidlo se součinitel valivého odporu sníží na hodnotu 0,006. [4][7][41]

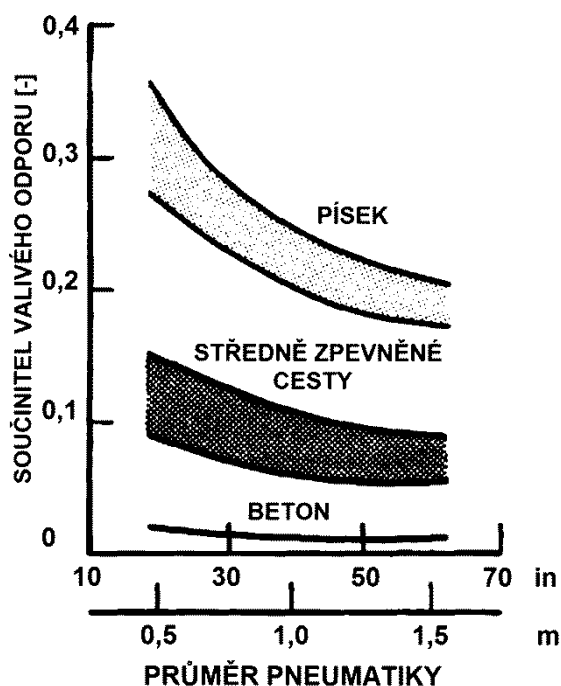


Obr. 3.3 Závislost valivého odporu na zatížení a typu použité pneumatiky pro nákladní automobily [7]



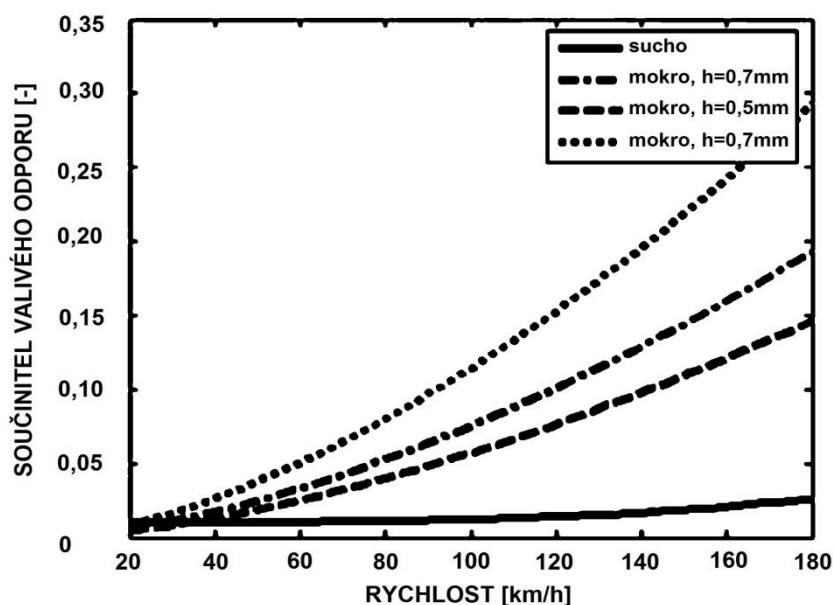
3.2 POVRCH VOZOVKY

Povrch vozovky, po které se pneumatika odvaluje, také ovlivňuje velikost valivého odporu. Povrchové nerovnosti vozovky ovlivňují velikost deformace a hystereze pneumatiky. Jak již bylo uvedeno výše, právě tyto dva faktory ovlivňují velikost valivého odporu. S rostoucí velikostí nerovností vozovky roste součinitel valivého odporu. Při jízdě na nezpevněných komunikacích zpravidla dochází k určitému zanoření pneumatiky do materiálu vozovky, například do písku nebo hlíny. V takovém případě dochází ke tření nejen mezi běhounem a vozovkou, ale také ke tření mezi bočnicemi a materiálem vozovky. Tím se zvětší plocha, na které dochází ke tření pneumatiky s materiálem vozovky, a proto dochází k vývinu většího množství tepla. Zvýší se tak množství tepla, které je nutné z pneumatiky odvést, a proto dochází i k nárůstu hodnoty součinitele valivého odporu. Velikost valivého odporu při jízdě po určitém povrchu ovlivňuje také průměr pneumatiky. Pokud bude pro stejnou aplikaci použita pneumatika většího průměru, bude u ní možné naměřit nižší součinitel valivého odporu. [3][4][7][13][16][41][44]



Obr. 3.4 Vliv průměru pneumatiky na součinitel valivého odporu pro různé povrchy [16]

Velikost valivého odporu ovlivňuje i množství vody na vozovce, které se nejčastěji kvantifikuje pomocí veličiny h - výšky vodního sloupce. Pokud se vozidlo pohybuje po mokré vozovce, pneumatika musí ze stopy odvádět vodu. S rostoucím množstvím odvedené vody narůstá hodnota součinitele valivého odporu. Zvětšení jeho velikosti je z převážné části způsobeno poklesem teploty pneumatiky, která je ve styku s chladnou vodou. Vliv teploty na hodnotu součinitele valivého odporu je podrobněji rozebrán v kapitole 3.4. Zvětšení hodnoty valivého odporu závisí dále na rychlosti jízdy a šířce běhounu pneumatiky. Valivý odpor s rostoucí rychlostí narůstá až do okamžiku, kdy již pneumatika není schopná vodu ze stopy odvádět a dochází k tzv. aquaplaningu. [18][41]



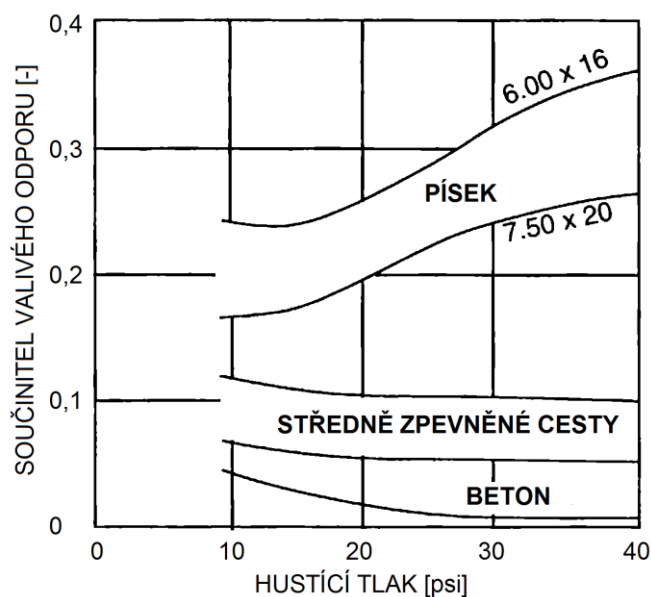
Obr. 3.5 Vliv výšky vodního sloupce na vozovce (h) na velikost součinitele valivého odporu [41]

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty součinitele valivého odporu pro různé povrchy, po nichž se může běžně vozidlo pohybovat.

Tab. 3.1 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek [13]

Povrch	Součinitel valivého odporu f_R	Povrch	Součinitel valivého odporu f_R
asfalt	0,01 - 0,02	travnatý terén	0,08 - 0,15
beton	0,015 - 0,025	hluboký písek	0,15 - 0,03
dlažba	0,02 - 0,03	čerstvý sníh	0,20 - 0,30
makadam	0,03 - 0,04	bahnitá půda	0,20 - 0,40
polní cesta - suchá	0,04 - 0,15	náledí	0,01 - 0,025
polní cesta - mokrá	0,08 - 0,20		

Povrch vozovky ovlivňuje velikost součinitele valivého odporu také společně například s hodnotou tlaku, kterým je pneumatika nahuštěna. V případě tvrdých povrchů, jako je například beton nebo asfalt, dochází se zvýšením tlaku v pneumatice ke snížení součinitele valivého odporu. Ke snížení dochází z důvodu poklesu deformace a hysterezních ztrát uvnitř pneumatiky. Zcela opačná situace nastává, pokud se pneumatika odvaluje po nezpevněných površích, například po písku. V takové situaci s rostoucím nahuštěním pneumatiky narůstá hodnota součinitele valivého odporu. Nárůst velikosti součinitele valivého odporu je spojen se zvětšením množství tepla, které je vyvíjeno v důsledku tření materiálu nezpevněné vozovky (například písku) o větší povrch pneumatiky. Kvůli zamezení pronikání pneumatiky do materiálu vozovky a hlavně pro zvětšení trakce mezi pneumatikou a vozovkou se ve většině případů pro nezpevněné povrchy volí nižší tlak nahuštění pneumatiky. Snížení hustičiho tlaku má v tomto případě za následek také snížení součinitele valivého odporu. Pokud se vozidlo pohybuje po středně nezpevněných silnicích, například po polních cestách, je součinitel valivého odporu téměř nezávislý na tlaku uvnitř pneumatiky. [3][7][16][41]

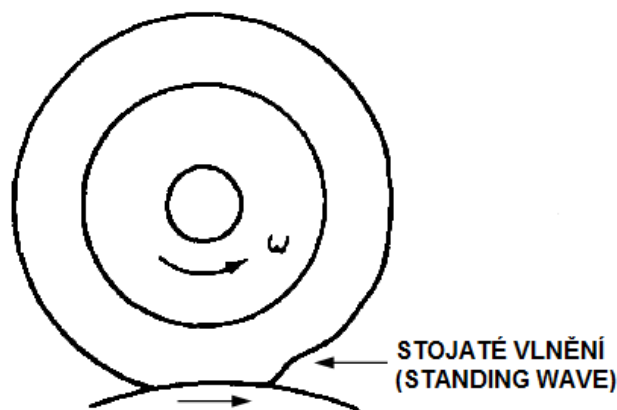


Obr. 3.6 Vliv povrchu vozovky a hustícího tlaku na hodnotu součinitele valivého odporu [3]

3.3 RYCHLOST

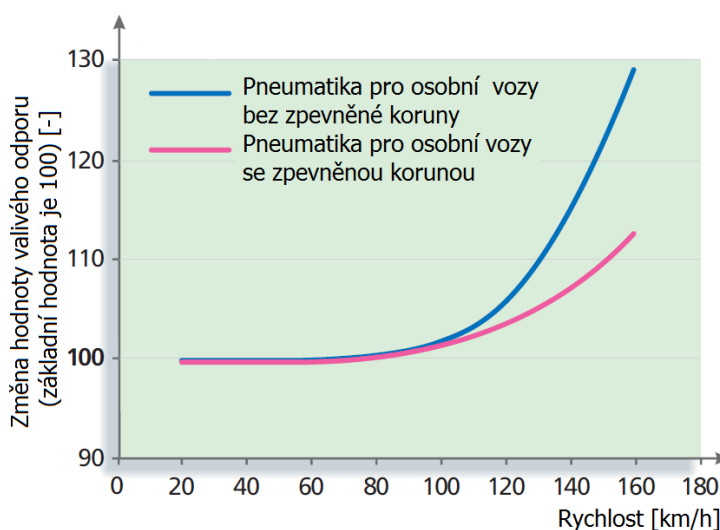
Mezi základní faktory, které ovlivňují velikost součinitele valivého odporu, patří také rychlost jízdy vozidla. Jak již bylo uvedeno, při otáčení kola se pneumatika deformuje v kontaktní oblasti s vozovkou. Jakmile část pneumatiky opouští oblast stopy, vrací se zpět do původního nedeformovaného tvaru. Změny tvaru s sebou přinášejí vývin tepla, které se vyzáří do okolí. Protože se s rostoucí rychlostí jízdy pneumatika rychleji otáčí, vzrůstá frekvence deformace a následného vracení se do původního tvaru, dochází tak ke zvětšení energetických ztrát. [3][4][7][13][16]

V důsledku nárůstu rychlosti otáčení dochází také ke zvětšení rozdílu mezi rychlostí, kterou pneumatika opouští stopu, a rychlostí návratu do původního tvaru. Vlivem rozdílu rychlostí, působení elastických a setrvačných sil pneumatika začne vibrovat, vzniká stojaté vlnění. Vlnění se projeví na změně tvaru pneumatiky v oblasti za stopou pneumatiky. Tento jev je v anglicky psané literatuře označován jako standing wave. Díky elastické konstrukci pneumatiky s vnitřním tlumením jsou vibrace postupně tlumeny a přeměněny na teplo. Vývin tepla tlumením způsobuje nárůst energetických ztrát a s nimi související nárůst valivého odporu. [1][7][16][18]



Obr. 3.7 Schematický náčrt tvaru pneumatiky při dosažení kritické rychlosti [16]

Kmitání části pneumatiky se projevuje až po překročení určité rychlosti, frekvence otáčení. Tato rychlost je označována jako rychlost kritická. Po jejím překročení dochází k nárůstu amplitudy kmitání stojatého vlnění. Může dojít k poškození nebo dokonce i ke zničení pneumatiky. Hodnota kritické rychlosti závisí na konstrukci pneumatiky, která může být doplněna pomocnými stabilizátory v bočnicích. V konstrukci některých pneumatik mohou být pro zvýšení kritické rychlosti použity také speciální zpevňující nárazníky v koruně pneumatiky. [1][3][7][16][28][41][47]



Obr. 3.8 Porovnání velikosti valivého odporu pneumatiky pro osobní automobily bez zpevněné koruny a se zpevněnou korunou [47]

Pro výpočet hodnoty kritické rychlosti existuje velké množství vzorců. Frekvenci otáčení, při které dochází ke vzniku stojatého vlnění, je možné vypočítat například následujícím vzorcem

$$\Omega_{krit} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ [Hz]}, \quad (8)$$

kde Ω_{krit} [Hz] je kritická frekvence, k [$N \cdot m^{-1}$] je tuhost pneumatiky a m [kg] je její hmotnost. [1][3][7][16][28][41][47]



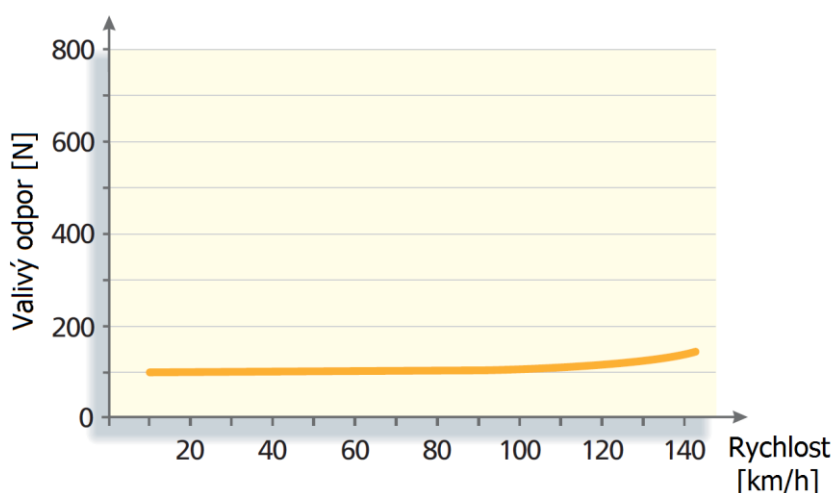
Výpočet frekvence podle rovnice (8) je shodný s výpočtem vlastní frekvence jakékoliv součásti. Z toho vyplývá, že i pro pneumatiku je nebezpečná vlastní frekvence. Rychlost vozidla, při které může dojít k vybuzení vlastní frekvence, lze vypočítat pomocí následující rovnice

$$v_{krit} = 2 \cdot \pi \cdot \Omega_{krit} \cdot r_d [m \cdot s^{-1}], \quad (9)$$

kde $v_{krit} [m \cdot s^{-1}]$ je kritická rychlost. [28]

Určení hodnoty kritické rychlosti je poměrně obtížné. Je možné ji určit na základě experimentů nebo pomocí nejrůznějších výpočtových vztahů nebo numerických modelů. Výpočet hodnoty kritické rychlosti je obtížný a mnohdy nepřesný kvůli obtížnému určení tuhosti pneumatiky. Přesnost vypočítané hodnoty například závisí na typu zvoleného modelu pneumatiky. Na základě měření a velké řady výpočtů byla stanovena hodnota kritické rychlosti pneumatik pro osobní vozidla v rozsahu 200 až 250 km·h⁻¹. Její hodnotu ovlivňuje mimo jiné i zatížení pneumatiky nebo její nahuštění. [33][36]

Velikost součinitele valivého odporu v závislosti na rychlosti je do dosažení kritické rychlosti přibližně konstantní. Po překročení této rychlosti dochází k prudkému nelineárnímu nárůstu jeho hodnoty. Vyztužením pneumatiky je možné dosáhnout zvětšení tuhosti pneumatiky a tím i zvýšení hodnoty vlastní frekvence a kritické rychlosti. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny průběhy závislosti hodnoty součinitele valivého odporu na rychlosti pro pneumatiky s různým rychlostním indexem. Rychlostní index je uveden na bočnici pneumatiky a udává nejvyšší dovolenou rychlost, do které je možné pneumatiku bezpečně provozovat. Na základě experimentálních měření bylo zjištěno, že pneumatiky s vyšším rychlostním indexem (například s rychlostním indexem W a ZR) mají vyšší valivý odpor oproti pneumatikám s rychlostním indexem pro nižší dovolené rychlosti (například pneumatiky s rychlostním indexem T). [1][3][7][10][16][44]



Obr. 3.9 Velikost valivého odporu pro vozidlo o hmotnosti 1,2 t opatřené čtyřmi pneumatikami s hodnotou součinitele valivého odporu 0,0085 [47]



Tab. 3.2 Symbol rychlostního indexu na bočnici pneumatiky a maximální dovolená rychlost tomuto symbolu odpovídající [18]

Symbol	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	B	D	E	G	J	K
Maximální rychlost [km·h⁻¹]	5	10	15	20	25	30	35	40	50	65	70	90	100	110
Symbol	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	H	V	W	Y	ZR
Maximální rychlost [km·h⁻¹]	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	240	270	300	>300

Na základě experimentálně získaných dat bylo sestaveno několik analytických vzorců pro výpočet hodnoty součinitele valivého odporu v závislosti na rychlosti jízdy. Analytické vzorce jsou velmi často použitelné pouze pro určitý typ pneumatiky (radiální, diagonální, osobní, nákladní) a platí pouze do určité hodnoty rychlosti jízdy. Jako příklad je možné uvést vzorce z [16]. Vzorce z této knihy platné pouze pro pneumatiky pro osobní automobily a pro jízdu na hladké zpevněné vozovce do rychlosti $150 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (93 mph) jsou uvedeny níže. [16]

Pro radiální pneumatiku je

$$f_R = 0,0136 + 0,40 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 [-], \quad (10)$$

kde $v[\text{km} \cdot \text{h}^{-1}]$ je rychlost jízdy.

Pro diagonální pneumatiku je

$$f_R = 0,0169 + 0,19 \cdot 10^{-6} \cdot v^2 [-]. \quad (11)$$

3.4 TEPLOTA

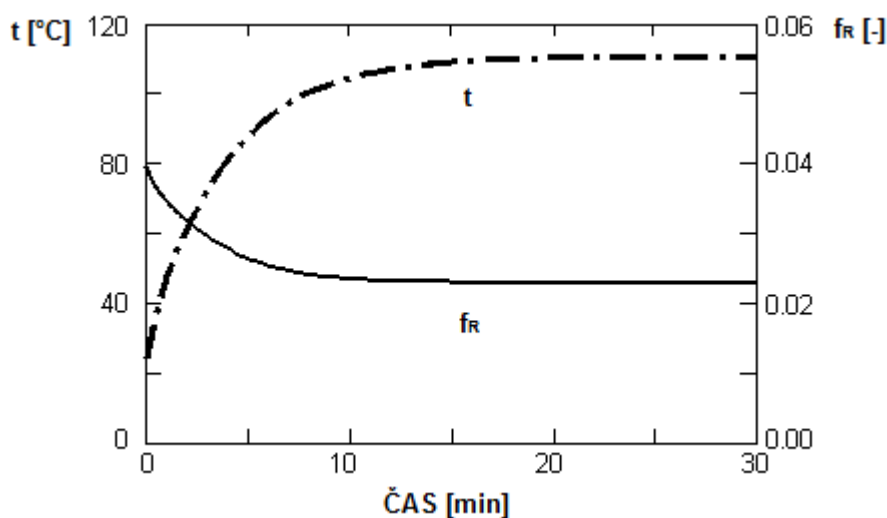
Teplota pneumatiky je dalším významným faktorem ovlivňujícím velikost valivého odporu pneumatiky. Teplota pneumatiky ovlivňuje hodnotu součinitele valivého odporu dvěma způsoby. Se změnou teploty dochází ke změně tuhosti pneumatiky a tím se změní i deformace a hysterezní ztráty v konstrukci pneumatiky. Na základě poznatků z termomechaniky je také zřejmý další důsledek změny teploty. Aby platila stavová rovnice, musí se při stejném objemu a hmotnosti vzduchu uvnitř pneumatiky změnit tlak v pneumatice. Vliv změny tlaku na velikost valivého odporu je podrobněji rozebrán v následující kapitole. [3][4][7][16][41][44]

Na velikost součinitele valivého odporu má vliv teplota části pneumatiky, ve které přechází běhoun do bočnice. Tato část je v literatuře označována jako rameno pneumatiky. [16][44]

Největší valivý odpor vykazuje studená pneumatika. Při odvalování pneumatiky po vozovce dochází vlivem tření mezi vozovkou a běhounem pneumatiky k postupnému zvyšování teploty pneumatiky. S nárůstem teploty dochází k postupnému poklesu součinitele tření, čímž se nárůst teploty pneumatiky postupně snižuje až k dosažení rovnovážné teploty pneumatiky. Po dosažení tepelné rovnováhy konstrukce pneumatiky teplota pneumatiky dále neroste. Při



těchto podmínkách vykazuje pneumatika nejlepší jízdní vlastnosti a je možné naměřit nejmenší hodnotu součinitele valivého odporu. Aby bylo dosaženo rovnovážné teploty pneumatiky, je nutné pneumatiku provozovat v kontaktu s vozovkou určitou dobu, například 20 minut, nebo s testovanou pneumatikou urazit určitou vzdálenost, například 32 kilometrů (20 mil). Experimentálně bylo také zjištěno, že s rostoucí teplotou pneumatiky dochází ke snižování hystereze materiálu pneumatiky. Díky tomu se snižuje nejen součinitel tření, ale i hodnota součinitele valivého odporu. I přes pokles hystereze nedochází ke snížení jízdních vlastností pneumatiky. Toto je způsobeno nárůstem adheze, která také ovlivňuje přilnavost mezi pneumatikou a vozovkou. [3][7][16][41]

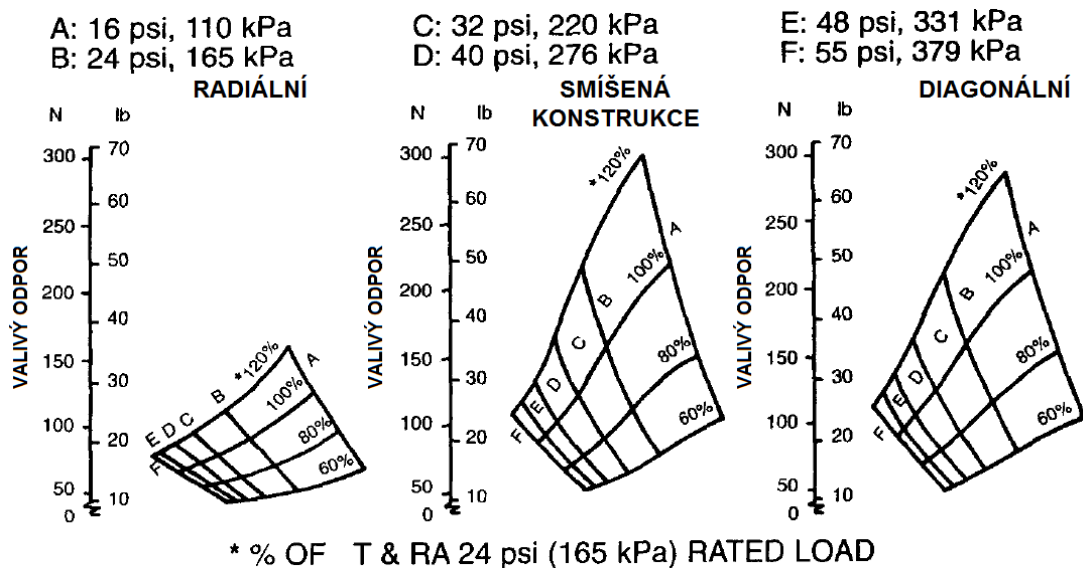


Obr. 3.10 Vliv teploty na součinitel valivého odporu [41]

3.5 TLAK V PNEUMATICE

Dalším faktorem ovlivňujícím velikost součinitele valivého odporu dané pneumatiky je tlak, kterým je pneumatika nahuštěna. Pneumatiky pro osobní automobily se obvykle hustí na tlak v rozmezí 193 až 248 kPa (28 až 36 psi). Typické hodnoty hustícího tlaku pro nákladní vozidla se nacházejí v rozmezí 620 až 827 kPa (90 až 120 psi). Velikostí hustícího tlaku pneumatiky lze ovlivnit elastickou deformaci a hysterezi pneumatiky. Velikost stopy a deformaci bočnic pneumatiky je možné ovlivnit také zatížením. Vliv huštění je závislý jednak na konstrukci pneumatiky, ale také na povrchu vozovky. [3][4][16]

Na obr. 3.11 je zobrazen vliv tlaku uvnitř pneumatiky v závislosti na konstrukci a zatížení pneumatiky. Při měření byla v pneumatikách udržována zvolená hodnota tlaku v určitém rozmezí. Jednotlivé hodnoty tlaku jsou uvedeny nad obrázkem velkými písmeny. Hodnoty zatížení pneumatiky jsou uvedeny v procentuálním vyjádření nominálního zatížení při tlaku v pneumatice 165 kPa (24 psi). [16]



Obr. 3.11 Vliv hustičního tlaku v pneumatice na její valivý odpor při různých zatíženích [16]

Z obr. 3.11 je patrné, že u pneumatik smíšené konstrukce a diagonálních pneumatik se valivý odpor v závislosti na nahuštění pneumatiky výrazně mění (až trojnásobný nárůst valivého odporu). Naopak u radiálních pneumatik se valivý odpor s měnícím se nahuštěním příliš nemění. [16]

Organizace SAE sestavila na základě svých výzkumů analytický vztah umožňující výpočet součinitele valivého odporu pro zvolený tlak v pneumatice, zatížení pneumatiky a rychlost jízdy vozidla.

$$f_R = \frac{K}{1000} \cdot \left(5,1 + \frac{5,5 \cdot 10^5 + 90 \cdot F_z}{p_i} + \frac{1100 + 0,0388 \cdot F_z}{p_i} \right) \cdot v^2 [-], \quad (12)$$

kde $K[-]$ je konstanta (pro radiální pneumatiky $K = 0,8$, pro ostatní typy pneumatik $K = 1$), $p_i [Pa]$ je hustiční tlak pneumatiky a $v [m \cdot s^{-1}]$ je rychlost jízdy vozidla. [18]

Tlak v pneumatice nemá vliv pouze na hodnotu valivého odporu pneumatiky, ale ovlivňuje například i ovladatelnost vozidla, opotřebení pneumatiky a komfort jízdy.

3.6 PODÉLNÁ SÍLA

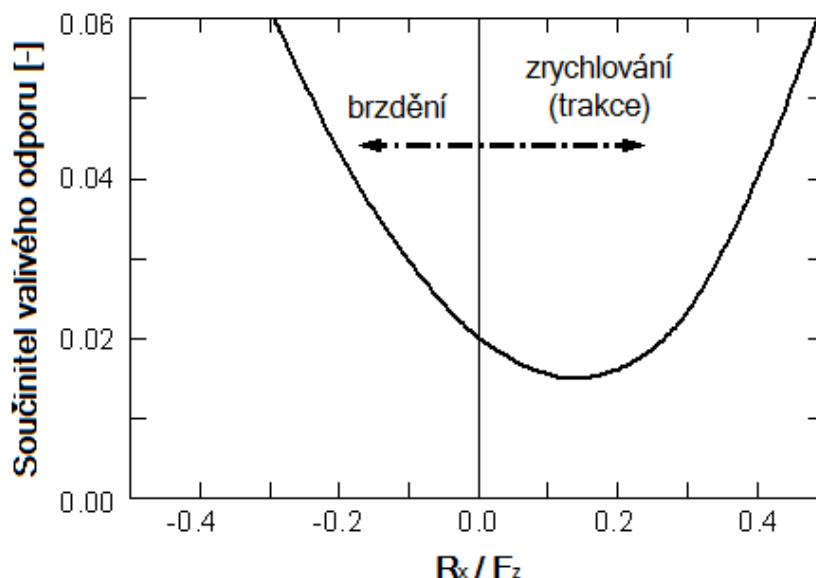
V případě, že bude měření valivého odporu prováděno na pneumatice zatížené podélnou silou, bude koeficient valivého odporu vyšší ve srovnání s pneumatikou, na kterou tato síla nepůsobí. Podélná síla vzniká na pneumatice kvůli brzdění nebo zrychlování (trakci). Přítomnost tohoto zatížení na pneumatice má za následek vznik skluzu mezi pneumatikou a vozovkou. Při skluzu se vlivem tření generuje teplo, které se následně z pneumatiky odvede zářím. Při brzdění, nebo zrychlování dochází také k nárůstu deformace pneumatiky, která jak již bylo uvedeno, zvyšuje energetické ztráty. [1][3][41]

Přítomnost podélné síly ve stopě nemusí vždy znamenat nárůst valivého odporu pneumatiky. V některých případech může malá podélná síla, která vznikne ve stopě při zrychlování,



způsobit i pokles hodnoty součinitele valivého odporu. Ve srovnání s pneumatikou nezátěženou podélnou silou způsobenou brzděním nebo zrychlováním, může být součinitel valivého odporu o 15 až 25 % nižší. [41]

Na obr. 3.12 je zobrazen vliv podélné síly na hodnotu součinitele valivého odporu. Součinitel valivého odporu je znázorněn v závislosti na poměru síly valivého odporu (R_x) a zatížení kola (F_z).



Obr. 3.12 Vliv podélné síly na hodnotu součinitele valivého odporu [41]

3.7 BOČNÍ SÍLA

Boční síla působící ve stopě má, stejně jako podélná síla, za následek zvýšení valivého odporu pneumatiky. Boční síla vzniká v oblasti kontaktu pneumatiky s vozovkou při zatáčení. Velikost součinitele valivého odporu závisí na poloměru zatáčky, velikosti úhlu směrové úchylnosti daného kola a také na hodnotě součinitele tření mezi pneumatikou a vozovkou při působení boční síly. [3][10][44]

Změnu hodnoty součinitele valivého odporu při zatáčení je možné vypočítat pomocí následující rovnice

$$f_{R,co} = f_R + \Delta f_R [-], \quad (13)$$

kde $f_{R,co}[-]$ je hodnota součinitele valivého odporu při působení boční síly a $\Delta f_R[-]$ je přírůstek hodnoty součinitele valivého odporu vlivem působení boční síly. [10]

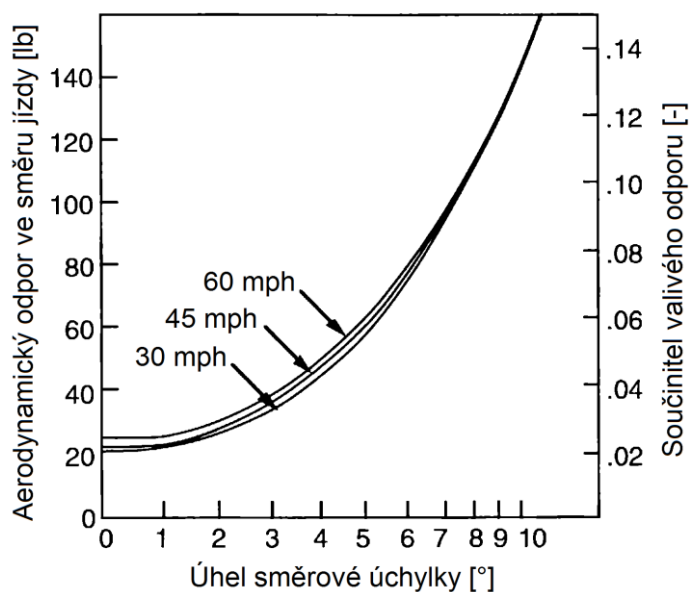
Přírůstek součinitele valivého odporu při zatáčení lze vypočítat na základě známých hodnot úhlu směrové úchylnosti a součinitele tření mezi pneumatikou a vozovkou při působení boční síly. [10]



$$\Delta f_R = \mu_{co} \cdot \sin(\alpha) [-], \quad (14)$$

kde $\mu[-]$ je součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou při působení boční síly a $\alpha[^\circ]$ je úhel směrové úchytky. [10]

Na obr. 3.13 je zobrazen vliv úhlu směrové úchytky na hodnotu součinitele valivého odporu při různých rychlostech. Křivky vycházejí z naměřených dat pro bezdušovou pneumatiku rozměru 7,30 – 40 při zatížení přibližně 492 kg (1085 lb) a hustícím tlaku 165,5 kPa (24 psi). [3]



Obr. 3.13 Vliv úhlu směrové úchytky pro odlišné rychlosti na součinitel valivého odporu [3]



4 METODY IDENTIFIKACE VALIVÉHO ODPORU

Je téměř nemožné vypočítat hodnotu valivého odporu jakýmkoliv způsobem. Když už existuje nějaký vzorec pro jeho výpočet, tak je založen na výsledcích měření a platí pouze pro přesně stanovené podmínky. V praxi existují čtyři metody, kterými lze určit valivý odpor pneumatik. První metodou je měření v laboratořích pomocí speciálních zařízení (stavů) vybavených válci (bubny). Zbývající tři způsoby měření valivého odporu umožňují měřit v reálných podmínkách. První z těchto metod je měření valivého odporu pomocí speciálně upravených přívěsů nebo návěsů. Další možností měření valivého odporu je měření pomocí dojezdové zkoušky. Poslední možností je měření valivého odporu pomocí měření spotřeby paliva. Volba použité metody závisí na výsledku, který má být získán. Záleží na tom, jestli má být určen součinitel valivého odporu měřené pneumatiky nebo jestli chceme určit například vliv povrchu vozovky na hodnotu součinitele valivého. Jednotlivé metody budou postupně rozebrány v následujících kapitolách. [28][44]

4.1 LABORATORNÍ MĚŘICÍ STAVY

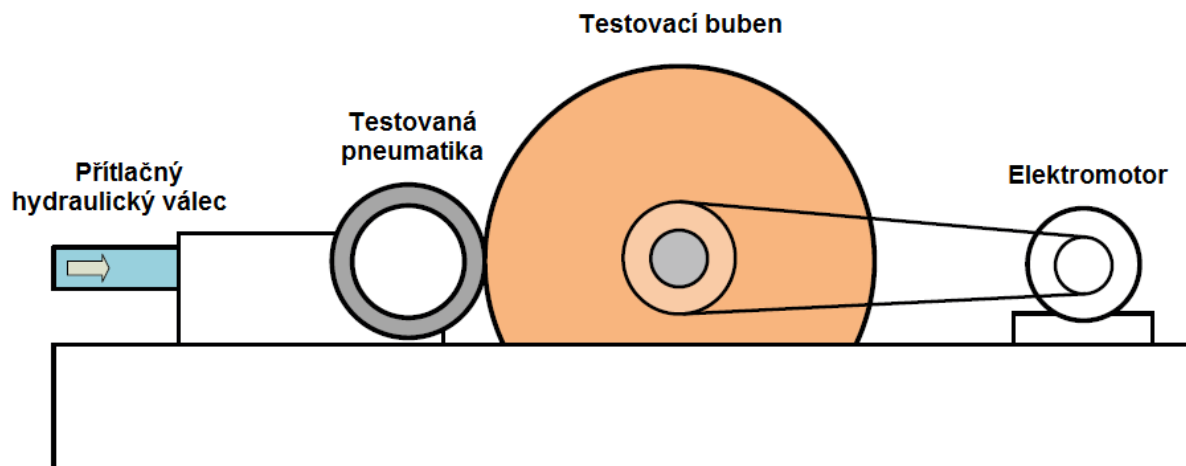
Laboratorní měřicí stavy jsou speciální zařízení pro měření valivého odporu pneumatik v laboratořích. Výhodou měření valivého odporu pomocí měřicích stavů je existence normy, která přesně stanovuje rozměry měřicího stavu, průběh měření a podmínky (teploty, rychlost otáčení, hustící tlak pneumatiky), za jakých lze výsledky považovat za správné a směrodatné. Nevýhodou laboratorních měřicích stavů je ve většině případů odlišnost měřicích podmínek od podmínek, při kterých je v běžném provozu pneumatika provozována. Není možné provádět měření na površích se sníženou adhezí, jako je například mokrá, zasněžená nebo i zledovatělá vozovka.

Průběh měření valivého odporu na měřicích stavech stanovuje ve svých předpisech jak International Organization for Standardization (ISO), tak také The Society of Automotive Engineers (SAE). V současné době jsou platné normy ISO 18164:2005, ISO 28580:2009, SAE J1269 a SAE J2452. Další aktuální normou pro měření valivého odporu je také mezinárodní norma ECE R 117 vydaná organizací UNECE (The United Nations Economic Commission for Europe). V České republice v současné době není platná jakákoliv norma pro měření valivého odporu vydaná Úřadem pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. Do 1. června roku 2011 byla platná norma ČSN 63 1507, která byla zrušena bez náhrady. Tento fakt je určitě jedním z důvodů, proč například Institut gumárenské technologie a testování, a. s. ve Zlíně provádí měření valivého odporu podle normy ECE R 117. [24][25][44]

Organizace, které se věnují testování pneumatik silničních vozidel, využívají bubnové měřicí stavy vlastní konstrukce nebo zařízení specializovaných společností, například TMSI nebo MTS. [44]

Nejběžnějším měřicím stavem na měření valivého odporu je tzv. bubnový měřicí stav. Zařízení se skládá z testovacího bubnu. Buben je poháněn elektromotorem. K otáčejícímu bubnu je v jeho ose přitlačována pneumatika. Přítlačná síla je vyvozena pomocí hydraulického válce. Pro měření valivého odporu se používají kruhové bubny. Pneumatika, u které se měří valivý odpor, může být přitlačována k bubnu na jeho vnějším nebo vnitřním

obvodu. Častěji se používají zařízení s malým bubnem. Pneumatika je přitlačována na jeho vnější průměr. [28][44]



Obr. 4.1 Schéma měřicího bubnového stavu pro měření valivého odporu [44]

Přítlačovaná pneumatika způsobuje zpomalování testovacího válce. Na základě brzdného účinku se následně stanovuje velikost valivého odporu pneumatiky. Brzdný účinek pneumatiky, ze kterého se určuje hodnota valivého odporu pneumatiky, se stanovuje pomocí různých metod. Metody jsou nazvány podle fyzikální veličiny, která se měřícím stavem snímá. Měřenými fyzikálními veličinami jsou:

- síla působící na čep uchycení pneumatiky (tzv. silová metoda)
- moment působící na náboj bubnu (tzv. momentová metoda)
- množství elektrické energie spotřebované pro pohon bubnu (tzv. výkonová metoda)
- zpomalení bubnu po odpojení elektromotoru od zdroje elektrické energie (tzv. zpomalovací metoda) [43][44]

Probíhá-li měření valivého odporu na bubnovém stavu, je nutné po měření získané hodnoty přepočítat. Přepočet je nutný kvůli zakřivení bubnu. Zakřivení způsobuje nárůst deformace pneumatiky v oblasti kontaktu pneumatiky s bubnem. Jak již bylo uvedeno výše, deformace ovlivňuje velikost valivého odporu pneumatiky. S rostoucí deformací se zvyšuje i valivý odpor. Pro přepočet naměřené hodnoty existuje velké množství vzorců, které vliv průměru bubnu eliminují. Jsou stanoveny buď normou, nebo organizací, která se dlouhodobě věnuje studiu a měření valivého odporu. [43][44]

Další veličinou, kterou je nutné při měření valivého odporu pomocí laboratorních stavů uvažovat a zahrnout ve výsledcích měření, je aerodynamický odpor a odpor v uložení měřicího bubnu a měřené pneumatiky. Každá z norem stanovuje, které z těchto odporů se musí při určování velikosti valivého odporu uvažovat. V normách je také uveden postup pro jejich určení. Například podle normy ECE R 117 lze tyto doprovodné odpory určit měřením při nízkém zatížení pneumatiky (malé síle přitlačující pneumatiku k bubnu) nebo měřením zpomalení nezatíženého bubnu a pneumatiky (jedná se o určitý druh dojezdové zkoušky). Problematickým je ale odpor vznikající v ložiscích uložení bubnu a v uložení zkoušené pneumatiky. Tento odpor je závislý na zatížení, a proto ho nelze přesně vyčíslit pomocí výše



uvedených měření. Norma ECE R 117 uvádí, že je možné tyto odchylky při měření zanedbat. [43][44]

Tab. 4.1 Parametry předepsané normami pro měření valivého odporu pneumatik osobních vozidel [43][44]

Norma	SAE J1269		SAE J2452	ISO 18164:2005	ISO 28580:2009	ECE R117
Počet měření, počet změn podmínek měření	jedno (single-point)	více (multi-point)	více (multi-point)	více (multi-point)	jedno (single-point)	jedno (single-point)
Způsob měření valivého odporu	síla, moment, výkon	síla, moment, výkon	síla, moment	síla, moment, výkon, zpomalení	síla, moment, výkon, zpomalení	síla, moment, výkon, zpomalení
Definice valivého odporu	síla	síla	energetické ztráty na ujeté vzdálenosti	energetické ztráty na ujeté vzdálenosti	energetické ztráty na ujeté vzdálenosti	síla
Průměr bubnu [m]	1,7	1,7	1,219 nebo více	1,5 nebo více	2,0 nebo > 1,7 korigovaný na 2,0	2,0 nebo > 1,7 korigovaný na 2,0
Struktura povrchu bubnu	středně drsná	středně drsná	středně drsná	hladká (volitelná struktura)	hladká (volitelná struktura)	hladká (povrch se strukturou)
Rozsah teplot pro měření [°C]	20 až 28	20 až 28	20 až 28	20 až 30	20 až 30	20 až 30
Doporučená teplota [°C]	24	24	24	24	24	25
Rychlost [km·h⁻¹]	80	80	dojezdová metoda, 115 až 15	80	80	80 (60 pro pneumatiky s rychlostním indexem J nebo žádným)

V případě, že norma předepisuje určitý počet změn podmínek měření, jedná se o opakované měření stejné pneumatiky pro více nastavení hustícího tlaku pneumatiky a velikosti síly přitlačující pneumatiku k bubnu. Během měření může dojít ke čtyřem až šesti změnám hustícího tlaku a zatížení pneumatiky. Počet změn závisí na tom, jestli se jedná o pneumatiku pro osobní automobily, lehká užitková vozidla, nákladní automobily nebo autobusy. [44]

Pro měření valivého odporu pneumatik nákladních vozidel a autobusů se používá buben většího průměru, obvykle 2,70 metru. Povrch měřícího bubnu předepsaného normou se poměrně zásadně liší od povrchů reálných vozovek. Ve většině případů je povrch bubnu, na

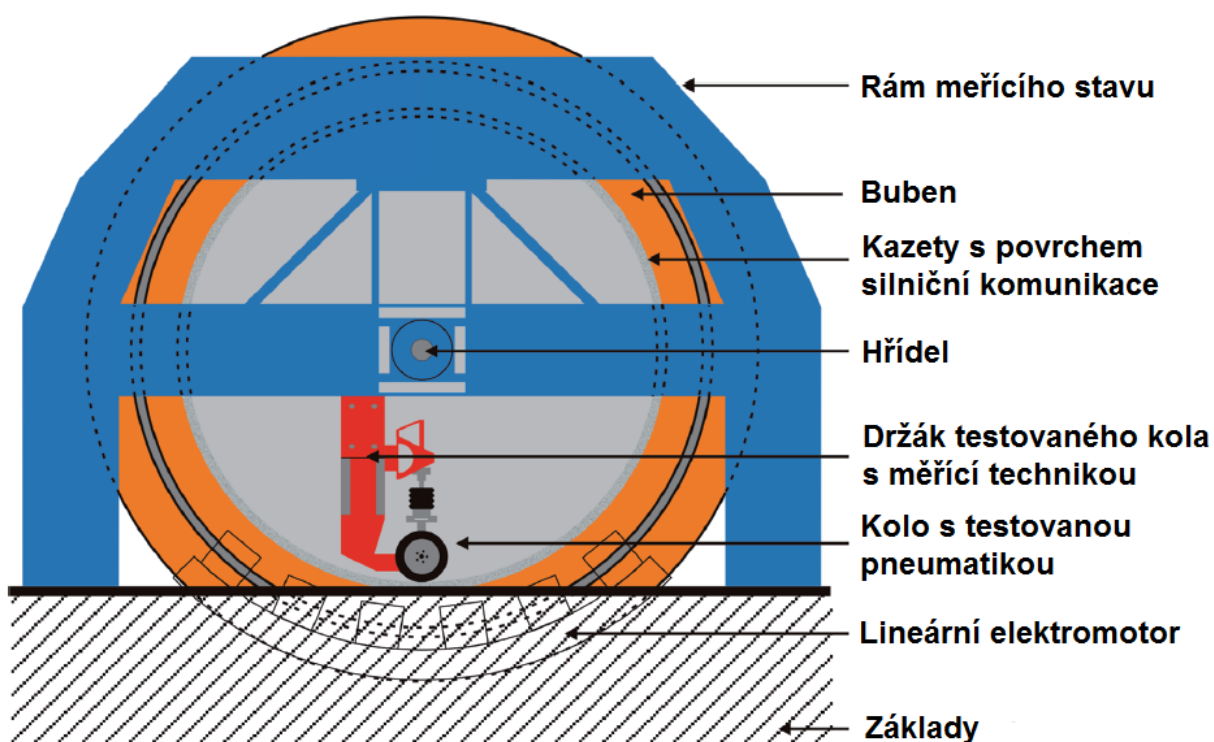


který je pneumatika přitlačována, hladký. Pro měření valivého odporu na bubnu s drsnějším povrchem se na povrch bubnu připevňuje papír. Na povrchu papíru je nanášena vrstva písku nebo jiného materiálu, ten simuluje jízdu po drsném povrchu vozovky. Některé organizace (například TUG – Technical University of Gdańsk nebo BASt - Bundesanstalt für Straßenwesen) na svých měřicích zařízeních umožňují použití povrchů podobajících se reálným povrchům silničních komunikací. [44]



Obr. 4.2 Kazety měřicího zařízení institutu BASt s nanášeným povrchem používaným na silničních komunikacích [30]

Německý institut BASt (Bundesanstalt für Straßenwesen – Federal Highway Research Institute) vlastní zařízení, které umožňuje měřit charakteristiky pneumatiky ve styku s vozovkou, mimo jiné i valivý odpor pneumatik a jejich hlučnost. Pneumatika se na rozdíl od výše popsaného stavu odvaluje po vnitřním obvodu bubnu. Vnitřní průměr bubnu je 5,5 metru. Hmotnost bubnu je 40 tun. Měřicí buben je připojen k hnací hřídeli, která se nachází ve středu bubnu, podobným způsobem jako je používán pro kola jízdních kol. Spojení bubnu s hnací hřídelí je realizováno pomocí 12 tyčí. Tyče jsou kvůli omezení tvorby vzdušných turbulencí a snížení hlučnosti obaleny ocelovými plechy a pěnovým materiálem. K pohonu bubnu se používá lineární elektromotor o výkonu 350 kW. Maximální rychlost otáčení bubnu je po přepočtu $280 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Konstrukce tohoto zařízení umožňuje měnit povrch na vnitřním obvodu bubnu. Povrchy silničních komunikací, pro které se provádí měření, jsou nanášeny na 18 speciálních kazetách. Je tak možné měřit charakteristiky pneumatiky na rozdílných površích odpovídajících povrchům silničních komunikací. Tímto je možné laboratorní měření přizpůsobit měření za skutečných podmínek. [30][44]



Obr. 4.3 Schéma měřicího stavu institutu BASt [30]



Obr. 4.4 Detail držáku kola s měřicí technikou pro měřicí stav institutu BASt [30]



Druhým typem stavů pro měření valivého odporu jsou zařízení, u kterých není zkoušená pneumatika přitlačována k bubnu, ale k pásu. Tyto stavy jsou kvůli své složité konstrukci používány pro měření valivého odporu oproti bubnovým stavům zřídka. Pás je připevněn ke dvěma bubnům zabezpečujícím jeho dostatečné napnutí a pohyb. Výhodou těchto měřicích stavů je to, že se měření blíží reálným provozním podmínkám pneumatik. Není nutná dodatečná korekce kvůli zakřivení bubnu. Povrch měřicího pásu může být hladký nebo může být opatřen povrchem, který odpovídá skutečnému povrchu silničních komunikací. Na rozdíl od bubnových měřicích stavů jsou pásové měřicí stavy zcela výhradně vyráběny specializovanými společnostmi. Jsou dodávány včetně programového vybavení pro vyhodnocování naměřených dat. Další předností tohoto typu měřicího stavu je také možnost měřit i jiné charakteristiky pneumatiky důležité pro dynamiku silničních vozidel. Příkladem tohoto typu měřicího zařízení je měřicí stav OnLevel™ od společnosti TSMI nebo Flat-Trac® společnosti MTS. [28][29][48][50]



Obr. 4.5 Měřicí stav OnLevel™ společnosti TSMI s příslušenstvím [50]



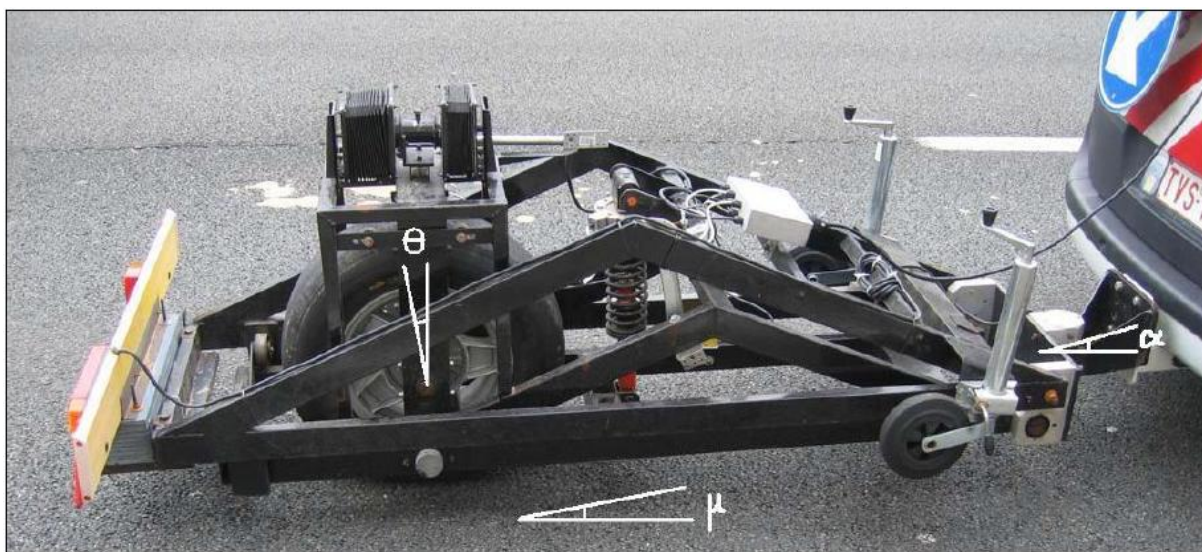
4.2 MĚŘICÍ PŘÍVĚSY A NÁVĚSY

Následující kapitola je zpracována z následujících zdrojů uvedených v seznamu literatury pod položkami číslo [21][28][34][44].

Měření pomocí speciálně upravených přívěsů nebo návěsů je výhodné hlavně kvůli tomu, že lze měřit valivý odpor za reálných podmínek. Měření může být prováděno na velkém množství silničních povrchů. Tato metoda může být také použita pro ověření dat získaných z laboratorního měření.

Tato zařízení nejsou vyráběna, na rozdíl od některých laboratorních měřicích stavů, nějakou specializovanou společností. Měřicí přívěsy a návěsy jsou výhradně sestrojeny organizací, která provádí měření valivého odporu. Vyskytuje se proto velké množství konstrukčních řešení. Hodnota valivého odporu se určuje na základě zvoleného konstrukčního řešení. V této kapitole budou uvedena jen některá z možných konstrukčních řešení.

První měřicí zařízení tohoto druhu bylo sestaveno v 80. letech minulého století organizací Belgian Road Research Centre (BRRC). V současné době vlastní měřicí přívěs nebo návěs kromě této organizace například Technická univerzita v Gdaňsku (TUG), institut BAST, IPW Automotive v Hannoveru nebo Institut für Kraftfahrzeuge (ika) s RWTH Aachen University.



Obr. 4.6 Měřicí přívěs organizace Belgian Road research Centre s vyznačením měřených úhlů [44]

Nejstarší měřicí přívěs organizace The Belgian Road Research Centre (BRRC) byl v roce 2009 repasován a znovu použit pro měření valivého odporu pneumatik. Měřicí přívěs je sestaven jako čtvrtinový model osobního automobilu. Protože byl postaven v 80. letech minulého století, má jeho konstrukce jistá omezení. Tento přívěs umožňuje měřit valivý odpor pneumatik instalovaných na ráfek průměru 14 palců. Kolo s měřenou pneumatikou není chráněno vůči aerodynamickým silám, které na něj mohou během jízdy působit, žádnými kryty. Valivý odpor je určován na základě natočení ramene o úhel θ , ke kterému je připevněno kolo s testovanou pneumatikou. Protože je natočení ramene malé, tak podle organizace BRRC součinitel valivého odporu odpovídá úhlu natočení ramene vyjádřeného v radiánech. Organizace BRRC neurčuje valivý odpor pouze na základě tohoto úhlu, ale během měření jsou měřeny další veličiny, například úhel sklonu mezi vodorovnou rovinou



vozovky a rámem přívěsu (úhel μ), úhel mezi přívěsem a vozidlem táhnoucím přívěs (úhel α), teplota pneumatiky, rychlost a zrychlení. Hodnota valivého odporu je poté určena s ohledem na všechny měřené veličiny.

Měřicí přívěs Technické univerzity v Gdańsku (TUG) má celkem tři kola. V přední části se nachází dvě kola na nápravě s nezávislým zavěšením. Nezávislé zavěšení je tvořeno dvěma příčnými rameny. Přední náprava je odpružená, ale odpružení se využívá pouze při jízdě k místu měření. Při měření valivého odporu je odpružení vyřazeno z provozu pomocí odnímatelných tyčí. Kolo, na kterém se nachází testovaná pneumatika, je pro snížení vlivu aerodynamického odporu na hodnotu valivého odporu chráněno kryty. Na tomto přívěsu je možné provádět měření valivého odporu pneumatik připevněných na ráfek o průměru 14 až 16 palců. Technická univerzita v Gdańsku určuje hodnotu valivého odporu, podobně jako BRRC, na základě vychýlení vertikálních ramen, ke kterým je připevněno kolo s měřenou pneumatikou. Vychýlení je měřeno pomocí laserových snímačů a na základě jeho velikosti se vypočítá podélná síla působící v uložení kola s testovanou pneumatikou. Hodnota součinitele valivého odporu se následně určí z podílu podélné síly způsobující vychýlení svislých ramen a zatížení zkoušené pneumatiky. Univerzita vyvinula patentované zařízení sloužící k omezení ovlivnění hodnoty součinitele valivého odporu negativními vlivy, například sklonem vozovky nebo podélným zrychlením. Naměřená data jsou přiváděna do počítače umístěného ve vozidle, které táhne měřicí přívěs.



Obr. 4.7 Měřicí přívěs Technické univerzity v Gdańsku [44]

Dalším typem měřicího přívěsu je přívěs institutu BAST. Pro měření valivého odporu je tento přívěs vybaven třemi koly. Dvě kola jsou umístěna na stranách přívěsu a zajišťují mu potřebnou stabilitu. Třetí kolo je umístěno uprostřed přívěsu a slouží k měření valivého odporu. Je možné díky němu měřit valivý odpor pneumatik připevněných na ráfek o průměru 14 až 16 palců. Pro omezení působení aerodynamických sil na toto kolo jsou na přívěs připevněny kryty. Prostřední kolo je k rámu přívěsu připevněno speciálním zavěšením. Zavěšení se skládá ze tří příčných a dvou podélných ramen. Spodní podélné rameno je



opatřeno snímačem pro měření velikosti podélné síly. Úhel odklonu kola je v zavěšení nastaven na 0° . Zatížení kola se zkoušenou pneumatikou lze měnit pomocí pneumatického válce plněného dusíkem z tlakové nádoby. Velikost síly, kterou je kolo zatěžováno, je měřena pomocí silového snímače. Velikost součinitele valivého odporu je poté určena jako podíl podélné a svislé (zatěžující) síly zaznamenané během měření. Kromě měření síly působící na kolo se zkoušenou pneumatikou je měřicí přívěs vybaven také snímači teploty okolního vzduchu a pneumatiky. Pro určení vlivu naklonění přívěsu na hodnotu valivého odporu jsou k přívěsu připevněny také dva snímače polohy, výšky přívěsu nad rovinou vozovky. Jeden snímač je umístěn v přední části a druhý v zadní části přívěsu.



Obr. 4.8 Měřicí přívěs organizace BASt [21]

Všechny přívěsy, které byly uvedeny v předcházejících odstavcích, slouží k experimentální identifikaci valivého odporu pneumatik pro osobní nebo lehká užitková vozidla. Pro měření určování valivého odporu pneumatik pro nákladní vozidla nebo autobusy sestavil Institut für Kraftfahrzeuge (ika) společně s RWTH Aachen University nákladní návěs. Jedná se o speciálně vyrobený dvounápravový návěs. Může být díky němu měřen nejen valivý odpor všech typů pneumatik o průměru od 600 do 1300 milimetrů. Testované pneumatiky jsou nasazeny na speciální měřicí náboj. Ten je připevněn ke speciálnímu držáku, který se nachází uprostřed tohoto návěsu. Držák s nábojem je navržen tak, aby bylo možné měřit velké množství parametrů při reálných i laboratorních podmínkách. Náboj je vybaven mimo jiné i kotoučovou brzdou a může tak být při měření přibrzdován. Držák s nábojem je odpružený čtyřmi vzduchovými pružinami pro omezení přenosu nežádoucích vibrací a sil na měřicí zařízení. Je tak možné během měření udržovat konstantní velikost nastavené svislé (přítlačné) síly.

Pro měření v laboratoři je vyroben měřicí buben o průměru 2,54 metru. S návěsem se nad něj najede tak, aby se testovaná pneumatika nacházela přesně nad ním. Povrch kovového bubnu není hladký, ale je na něj nanášena speciální vrstva třecího materiálu. Měřicí laboratorní zařízení je vybaveno momentovým snímačem na hnací hřídeli bubnu. Pro měření valivého



odporu tedy toto laboratorní zařízení využívá tzv. momentovou metodu pro určení valivého odporu. Měření na bubnu může zároveň sloužit ke kalibraci zařízení.

Díky návěsu lze určit kromě valivého odporu například úhel skluzu pneumatiky, odklon kola, zatížení kola, součinitel tření mezi vozovkou a pneumatikou, rychlost kola a hustíci tlak pneumatiky. Všechny tyto veličiny je navíc možné měnit během jízdy. Návěs je vybaven i snímači, které umožňují měřit například teplotu pneumatiky, okolního vzduchu a vozovky, vzdálenost pneumatiky od vozovky a rychlost návěsu v podélném i příčném směru pomocí snímače Correvit.

Při měření parametrů pneumatiky může být pneumatika zatížena svislou silou o velikosti až 60 kN.

Pro dodávku všech typů energií (elektrické, hydraulické i pneumatické) potřebných při provádění experimentů slouží 27 kW vznětový motor energie. Vznětový motor je uložen v zadní části měřicího návěsu nad dvojicí náprav.

Aby nedocházelo k vybočování celého návěsu při působení boční síly, která vzniká při natočení měřicího náboje s pneumatikou v kontaktu s vozovkou, jsou obě zadní nápravy řiditelné. Může být na nich nastaven takový úhel, aby byl vliv boční síly eliminován a návěs mohl pokračovat v přímé jízdě. Měření všech požadovaných veličin může být prováděno při rychlosti od 5 do 100 km·h⁻¹.



Obr. 4.9 Měřicí návěs sestavený Institut für Kraftfahrzeuge (ika) společně s RWTH Aachen University [44]

Jednodušším zařízením pro měření valivého odporu pneumatik je měřicí dvounápravový nákladní přívěs organizace IPW z Hannoveru. Pro měření hodnoty valivého odporu je použit



snímač síly umístěný na oji přívěsu mezi přívěsem a nákladním vozidlem. Snímač měří podélnou sílu mezi nákladním vozidlem a přívěsem. Přívěs není dále jinak upravený. Přívěs je zatížen závažím o celkové hmotnosti 18 tun tak, aby každá z náprav byla zatížena polovinou zátěže, tedy 9 tunami. Při měření valivého odporu se nákladní vozidlo s přívěsem pohybuje rychlostí $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ kvůli omezení vlivu aerodynamických odporů, které na soupravu působí a mohly by tak ovlivnit výsledek měření valivého odporu. Během měření je dále zaznamenávána rychlost větru a teplota okolního vzduchu a pneumatiky. Pro určení hodnoty valivého odporu jednotlivých pneumatik přívěsu je potřeba sílu změřenou snímačem síly vydělit počtem kol přívěsu, tedy čtyřmi. Hodnota součinitele valivého odporu je poté stanovena jako podíl čtvrtiny podélné síly a zatížení jedné pneumatiky (4 500 N).



Obr. 4.10 Souprava organizace IPW pro měření valivého odporu nákladních pneumatik s detailem snímače síly [22]

4.3 DOJEZDOVÁ ZKOUŠKA

Dojezdová zkouška je nejstarší metodou pro určování valivého odporu. První měření byla prováděna již ve 20. letech 20. století pro zjišťování vlivu různých povrchů vozovek na hodnotu valivého odporu. V 80. letech 20. století byla tato metoda využívána pro měření valivého odporu cyklistických pláštů institutem VTI (Swedish National Road and Transport Research Institute). [34][44]

Při dojezdové zkoušce se pomocí měřicích zařízení měří poloha, rychlost, případně zpomalení vozidla. Měření rychlosti může být prováděno až do zastavení vozidla, nebo pouze na začátku a konci vytyčené dráhy. Zrychlení je možné měřit přímo pomocí určitého měřicího zařízení (například pomocí akcelerometru) nebo jej lze určit z rychlosti pomocí integrace. Automobil je vlivem jízdních i pasivních odporů z počáteční rychlosti zpomalován až do úplného zastavení. Na základě několika měření se odvozují velikosti jednotlivých pasivních odporů. Pro stanovení velikosti jednotlivých odporů se využívají matematické modely. Jejich základem je Newtonův pohybový zákon ($\sum F = m \cdot a$). Valivý odpor je možné od ostatních odporů odlišit poměrně jednoduše v případě, že se měření provádí na odlišných površích vozovky. Během měření nesmí být v převodovce automobilu zařazen jakýkoliv rychlostní stupeň. [34][44]



Pro vyhodnocení naměřených hodnot musí být také sledovány meteorologické podmínky, zvláště rychlost a směr větru. Sledování rychlosti a směru větru je důležité pro následné určení aerodynamického odporu, který na vozidlo během měření působil. [34][44]

Výhodou této metody je její univerzálnost. Dojezdovou zkoušku je možné provést na všech možných typech vozidel. Naměřená data jsou získávána během reálných podmínek provozu vozidla. Pro určení valivého odporu je nutné, aby byly na všech kolech vozidla použity stejné pneumatiky. Pneumatiky musí být nahuštěny na stejný tlak a také jejich provozní teplota musí být shodná. Měřené veličiny, zvláště rychlost a poloha vozidla, musí být zaznamenávány velmi přesně. [34][44]

4.4 MĚŘENÍ SPOTŘEBY PALIVA

K určení valivého odporu na základě měření spotřeby paliva lze použít běžná sériová vozidla, která však musí být vybavena speciální měřicí technikou. Metoda určení valivého odporu z hodnoty spotřeby paliva není dostatečně přesná. Je totiž velmi obtížné určit, jakým dílem se valivý odpor na spotřebě paliva podílí. Další nevýhodou této metody jsou problémy s nastavením konstantního výkonu motoru během měření. Je také nutné použít na všechna kola stejný typ pneumatiky. Při měření je zapotřebí, aby se shodovala provozní teplota jednotlivých pneumatik, včetně jejich nahuštění. Je také nezbytné stejné opotřebení jednotlivých pneumatik. [34][44]



5 PRINCIPIÁLNÍ NÁVRH MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ

V následujících kapitolách je detailně popsán samotný konstrukční návrh zařízení pro měření valivého odporu. Vzhledem k požadavkům na konstrukci zařízení pro experimentální identifikaci valivého odporu uvedených v zadání této diplomové práce, se jako nejvhodnější varianta jeví konstrukce měřicího přívěsu. Jeho konstrukce vychází z měřicích přívěsů, které jsou uvedeny v předcházející kapitole. Dále jsou uvedeny nutné předpisy a jsou podrobně popsány jednotlivé konstrukční části.

5.1 PŘEDPISY

Protože se bude přívěs pohybovat po silničních komunikacích v České republice, je nutné, aby splňoval určité předpisy. Jednotlivé předpisy a technické požadavky, které musí měřicí přívěs pro získání homologace splnit, byly konzultovány na Magistrátu města Brna s panem Mgr. Bc. Bedřichem Poláčkem.

Předpisy a technické požadavky nutné pro získání homologace jsou v České republice v současnosti vymezeny zákonem číslo 56/2001 Sb., vyhláškou 341/2014 a dalšími souvisejícími předpisy stanovenými orgány Evropské unie. Jedná se například o nařízení Komise EU číslo 19/2001. Dále budou uvedeny jen některé informace uvedené v těchto předpisech, které se vztahují ke konstrukci měřicího přívěsu. [15][17][37]

Navržený měřicí přívěs lze označit podle zákona číslo 56/2001 Sb. jako jednotlivě vyrobené vozidlo. Přívěs je možné dále zařadit mezi silniční vozidla kategorie O₁. Pro tuto kategorii tento zákon stanovuje, že je bezprostředně po ukončení výroby silničního vozidla nutné požádat příslušný správní orgán o schválení technické způsobilosti vozidla k provozu na pozemních komunikacích. Ke schválení je nutné dodat technickou dokumentaci, technický protokol vydaný zkušební stanicí, návod k údržbě a obsluze vozidla. Technická dokumentace musí být doplněna o technický popis vyrobeného silničního vozidla v rozsahu údajů uvedených v technickém průkazu. Technický protokol může být nahrazen protokolem o zkoušce v příslušné prověřené zkušebně. [15][17][37]

K tomu, aby mohla být konstrukce měřicího přívěsu schválena pro provoz na silničních komunikacích, musí být na měřicím přívěsu připevněn výrobní štítek. [15][17][37]

Podle platné legislativy je možné na silničních komunikacích provozovat silniční vozidla o šířce maximálně 2,55 m. Celková délka jízdní soupravy s jedním přívěsem nesmí překročit 18,75 m. Protože lze měřicí přívěs zařadit do kategorie silničních vozidel O₁, nesmí jeho hmotnost převýšit hodnotu 750 kg. Platná legislativa také stanovuje, čím musí být silniční vozidla dané kategorie vybaveno. V případě přívěsů se jedná například o zadní registrační značku, zadní brzdové, směrové světlo a zadní mlhové svítilny. Registrační značka musí být osvětlena. [15][17][37]



5.2 PŘÍPOJNÝ KLOUB

Na základě zadání této diplomové práce bylo rozhodnuto, že navržený měřicí přívěs bude tažen buď osobním, nebo užitkovým vozidlem. K připojení k tomuto vozidlu bude sloužit přípojný kloub. Přípojný kloub je možné koupit v široké škále modelů například u prodejců náhradních dílů pro silniční vozidla nebo u prodejců přívěsných vozíků. Na základě průzkumu trhu bylo určeno, že pro připojení měřicího přívěsu k tažnému vozidlu bude použit přípojný kloub pro tažnou kouli průměru 50 mm.

5.3 RÁM

Na základě vypracování předcházející kapitoly a také po průzkumu trhu bylo rozhodnuto, že bude nutné pro konstrukci měřicího přívěsu navrhnout vlastní konstrukci rámu. Rám měřicího přívěsu bude navržen jako svařovaná konstrukce ze svařovaných uzavřených ocelových profilů, které nesou označení jáckl. Konstrukce rámu se bude skládat převážně z profilů čtvercového průřezu. Dále budou v konstrukci rámu použity svařované uzavřené profily obdélníkového průřezu, výpalky z plechů nejrůznější tloušťky a případně i další vhodné hutní polotovary.

K zvětšení celkové hmotnosti přívěsného vozíku, která umožňuje provádět změnu zatížení měřeného kola v rozsahu 200 až 500 kg, bude s největší pravděpodobností nutné použít přídatné závaží.

5.4 HLAVNÍ NÁPRAVA

S ohledem na předcházející kapitoly, věnující se mimo jiné i konstrukci měřicích přívěsů, bylo rozhodnuto, že v konstrukci měřicího přívěsu budou použity celkem tři kola. Dvě kola budou umístěna po stranách rámu měřicího přívěsu a budou tak přívěsu poskytovat nutnou stabilitu. Na třetí kolo bude možné připevnit pneumatiku, jejíž valivý odpor bude zjišťován měřením.

Po seznámení s konstrukcemi používaných měřicích přívěsů uvedených v předcházející kapitole bylo rozhodnuto, že se v konstrukci přívěsu použije náprava, zavěšení bez jakýchkoliv pružicích a tlumicích prvků. Protože žádný z výrobců přívěsných vozíků nenabízí ve svém sortimentu nápravu vhodnou pro konstrukci měřicího přívěsu, je v následující kapitole uveden návrh zavěšení jednotlivých kol.

Konstrukce zavěšení kol umístěných po stranách rámu přívěsu bude svařena z výpalků z ocelového plechu. Pro sestavení zavěšení před svařením budou na jednotlivých spojovaných částech navrženy zámky. Toto řešení umožňuje svaření zavěšení s dostatečnou přesností bez nutnosti použití speciálního přípravku. V případě nepoužití zámků by bylo nutné pro svaření navrženého zavěšení kol sestavit speciální přípravek a jeho výroba by tak prodražovala výrobu celého měřicího přívěsu.

K připevnění kola s pneumatikou k zavěšení budou použity náboje, které se používají v konstrukci některých přívěsných vozíků. Nebude tak nutné navrhovat konstrukci náboje, která by při výrobě pouze omezeného množství kusů prodražovala konstrukci měřicího



přívěsu. Náboje budou nakoupeny od společnosti Maro Kralovice s. r. o., ta tento typ náboje využívá v konstrukci svých přívěsných vozíků. Použitý typ náboje neprodává ve svém internetovém obchodu pouze společnost Maro Kralovice s. r. o. Podobný náboj je v nabídce i jiných internetových obchodů, ale pouze společnost Maro Kralovice s. r. o. byla ochotná poskytnout detailnější výkres svého náboje. Podle něj byl vytvořen jeho model v programu PTC Creo 2.0 a na základě modelu byla posouzena vhodnost a rozměry při jeho použití v konstrukci přívěsu.

Náboj umožňuje připevnění disků kol pomocí čtyř kolových šroubů. Kolové šrouby dodává společnost Maro Kralovice s. r. o. společně s nábojem. Závítové díry pro šrouby jsou umístěny na roztečné kružnici o průměru 100 mm. K připevnění náboje ke svařované konstrukci nápravy bude použito pouzdro svařené s konstrukcí zavěšení. Do tohoto pouzdra je náboj zasunut. Proti axiálnímu pohybu je zajištěn pomocí předpětí vyvolaného korunovou maticí. Korunová matice je našroubována na závit velikosti M20, který je k tomuto účelu na náboji vyroben. Mezi korunovou maticí a pouzdem bude použita ocelová podložka. Korunová matice je proti otočení po přitažení zajištěna závlačkou. Korunová matice, podložka i závlačka je také dodávána společností Maro Kralovice s. r. o. společně s nábojem.



Obr. 5.1 Kolový náboj společnosti Maro Kralovice s. r. o. [78]

Měřicí přívěs bude vybaven i blatníky, které budou upevněny k rámu nad koly připevněnými k zavěšení.

5.5 ZAVĚŠENÍ PRO KOLO S MĚŘENOU PNEUMATIKOU

Zavěšení kola s měřenou pneumatikou umožňuje experimentální identifikaci valivého odporu dané pneumatiky. Konstrukce zavěšení, ke kterému je připevněno kolo s vybranou pneumatikou, bude velmi podobná konstrukci zavěšení popsanému v předcházející podkapitole. Opět se bude skládat z výpalků z ocelových plechů. Pro nastavení požadované polohy jednotlivých výpalků před svařením budou navrženy zámky. Pro připevnění kola s pneumatikou bude i v tomto případě použit náboj společnosti Maro Kralovice s. r. o.

K náboji je možné přišroubovat disky o průměru 13 až 18 palců. Jistým omezením pro použití různých disků je poloha čtyř závítových otvorů na náboji. Ty jsou na náboji umístěny na roztečné kružnici o průměru 100 mm. Do průměru disku 16 palců lze u velkého množství



prodejce zakoupit disky plechové, pro zbývající průměry je již nutné koupit disky vyrobené ze slitin hliníku. Disky z hliníkových slitin je možné objednat například v internetovém obchodu E-PNEUMATIKY.cz. [19]

V případě, že by bylo potřeba k měření valivého odporu použít disk s jinou roztečí děr pro šrouby, bylo by nutné vyrobít speciální distanční podložky. Ty je možné vyrobít pro rozteč šroubů 5x100 mm. Podložka by v takovém případě byla přišroubována k náboji pomocí tří šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Pro připevnění kolového disku by bylo nutné do podložky zašroubovat čtyři svorníky. Pátý svorník by byl zašroubován přímo do náboje a závit pro našroubování matice by procházel distanční podložkou. Samotný disk s pneumatikou by bylo nutné k podložce přišroubovat pomocí kolových matic. Pro jiné rozteče je vyrobení distanční podložky problematické, protože díry pro novou rozteč (například 5x112 mm) zasahují do původních děr.



Obr. 5.2 Kolový svorník pro přišroubování distanční podložky [52]

5.6 KRYT KOLA S MĚŘENOU PNEUMATIKOU

Při tažení měřicího přívěsu za vozidlem mohou na kolo s měřenou pneumatikou působit aerodynamické síly. Pro snížení působení aerodynamických sil na testovanou pneumatiku bude v konstrukci měřicího přívěsu navržen kryt. Aby nedocházelo k přenosu zatížení od aerodynamických sil působících na kryt, bude kryt kola připevněn k rámu.

5.7 ZVÝŠENÍ ZATÍŽENÍ ZAVĚŠENÍ S MĚŘENÝM KOLEM

Pro zvýšení zatížení zavěšení s měřeným kolem byla na začátku návrhu konstrukce měřicího vozíku uvažována dvě možná řešení. Prvním z nich bylo použití hydraulického okruhu. Druhým řešením pro zvýšení zatížení měřeného kola bylo použití pneumatického okruhu. Jako konečné řešení byl po konzultaci s panem Doc. Ing. Miroslavem Škopánem, CSc. vybrán okruh pneumatický. Jedním z důvodů výběru tohoto okruhu byla skutečnost, že má zavěšení umožnit přenos zatížení do 500 kg. Toto zatížení je pro použití hydraulického



okruhu poměrně malé. Další výhodou pneumatického okruhu je jeho schopnost tlumit rázy, které se na kolo budou přenášet z vozovky. Předností pneumatického okruhu ve srovnání s okruhem hydraulickým by měla být také nižší cena jednotlivých komponentů pneumatického okruhu.

Detailnější návrh pneumatického okruhu a prvků, ze kterých se pneumatický okruh skládá, byl konzultován s panem Vítem Pejchou z brněnské společnosti FLUIDTECHNIK BOHEMIA, s. r. o. Požadavek změny zatížení měřeného kola v rozsahu 200 až 500 kg lze splnit při použití pneumatického válce o průměru 100 mm. Změnu zatížení v požadovaném rozsahu je možné u tohoto pístu dosáhnout při tlaku stlačeného plynu v rozsahu 2 až 8 barů (0,2 až 0,8 MPa). Na základě maximální hodnoty tlaku v tomto rozsahu bylo stanoveno, že by měl být do okruhu dodáván plyn při maximálním tlaku 10 barů (0,1 MPa). Toto navýšení je nutné z důvodu možných tlakových ztrát v jednotlivých částech okruhu. Hodnota tlaku 10 barů je také maximální přípustnou hodnotou tlaku pro všechny dostupné pneumatické válce. Na základě výběru pneumatického válce bylo možné navrhnout i ostatní prvky pneumatického okruhu.

Dalším důležitým prvkem pneumatického okruhu je zdroj stlačeného plynu. První možností, která připadala v úvahu, bylo použití kompresoru, který by do pneumatického okruhu dodával stlačený vzduch. Prvotní úvahy směřovaly k výběru kompresoru napájeného napětím 12 V z palubní sítě vozidla. Po průzkumu trhu, oslovení několika společností zabývajících se prodejem kompresorů a po konzultaci s panem Tomášem Lahodou ze společnosti PRO kompresory s. r. o. bylo toto řešení zavrhnuto. Hlavním důvodem zamítnutí tohoto řešení je nedostatečná hodnota tlaku dodávaná těmito kompresory. Kompresory napájené 12 V jsou schopny stlačit vzduch maximálně na hodnotu 8 barů (0,8 MPa). Dalším důvodem byla také skutečnost, že tyto kompresory neprodává žádná specializovaná společnost, která by mohla poskytnout detailnější informace o parametrech kompresoru a zaručit jejich parametry.

Kvůli těmto problémům se jako vhodnější varianta jevílo použití kompresoru napájeného 230 V v kombinaci s použitím měniče napětí. Měnič napětí by umožňoval pro napájení kompresoru změnit napětí z hodnoty 12 V dostupné z palubní sítě vozidla na hodnotu 230 V. Po další konzultaci s panem Tomášem Lahodou byl vybrán vhodný kompresor s označením FA 85-15-3M od společnosti Inaircom. Tento kompresor je schopen dodávat stlačený vzduch o tlaku až 15 barů, přičemž jeho příkon je pouze 560 W. Součástí jeho konstrukce je také tlaková nádoba o objemu 3 litry a tlakový spínač. Hodnota příkonu kompresoru je velmi důležitým parametrem pro následný výběr vhodného měniče. Protože při startu kompresoru dochází k výraznému (až šestinásobnému) nárůstu odebíraného výkonu z měniče (dochází k tzv. proudovému rázu), je nezbytné použít měnič se špičkovým výkonem 4 000 W. Měniče s tímto špičkovým výkonem lze zakoupit u některých prodejců elektronických přístrojů. Nakonec však ani řešení s tímto kompresorem nebylo pro dodávku vzduchu vybráno. Při rozhodování o použití, nebo zamítnutí tohoto řešení byla rozhodující vysoká cena tohoto řešení dodávky stlačeného vzduchu. Cena kompresoru je 10 090 Kč bez DPH. K jeho ceně je však nutné ještě přičíst cenu měniče. Měnič se stálým výkonem 2 000 W a špičkovým výkonem 4 000 W lze pořídit například u společnosti ASPA, a. s. za 4 185 Kč bez DPH. Celková cena tohoto řešení dodávky stlačeného vzduchu by se tedy pohybovala okolo 14 275 Kč bez DPH. [69][77]



Obr. 5.3 Kompresor FA 85-15-3M od společnost Inaircom [69]

V navržené konstrukci měřícího přívěsu je proto jako zdroj stlačeného vzduchu použita tlaková lahev o objemu 20 vodních litrů. V lahvi jsou stlačeny 4 m³ vzduchu při tlaku 200 barů (20 MPa). K redukci tlaku vzduchu z tlakové lahve na maximální hodnotu použitelnou v pneumatickém okruhu je použit redukční ventil. Vhodný redukční ventil byl vybrán po poradě s panem Pavlem Kubátem ze společnosti WELD PROFI, s. r. o. Výhodou řešení dodávky stlačeného vzduchu z tlakové lahve je kromě nižší ceny také možnost použití jiného druhu plynu (například dusíku) v pneumatickém okruhu.

5.8 SNÍMAČE

Pro měření velikosti valivého odporu bude měřící přívěs opatřen dvěma snímači síly. Snímače síly budou připojeny k podélným ramenům. Podélná ramena budou připojena k rámu a k zavěšení kola s měřenou pneumatikou pomocí kloubových hlavic.

Pro měření skutečné síly, kterým bude zatíženo zavěšení kola s měřenou pneumatikou, bude použit další snímač síly.



6 KONSTRUKCE MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU

Návrh konstrukce měřicího zařízení je provedena v softwaru Creo 2.0 společnosti PTC.

6.1 POUŽITÝ MATERIÁL

V konstrukci rámu měřicího přívěsu jsou použity ocelové profily a plechy vyráběné z oceli s označením S355J2 nebo S235JR. Písmeno S v označení těchto ocelí vyjadřuje zařazení tohoto materiálu do skupiny konstrukčních ocelí. Následující trojčíslí uvádí minimální mez kluzu materiálu. Z označení oceli S355J2 vyplývá, že minimální mez kluzu je 355 MPa. Minimální mez kluzu oceli označené S235JR je 235 MPa. Dvojice znaků za trojčíslím uvádějícím minimální mez kluzu dané oceli, určuje hodnotu nárazové práce při dané zkušební teplotě. Označení J2 odpovídá hodnotě nárazové práce 27 J při zkušební teplotě – 20°C. Dvojice písmen JR určuje, že u dané oceli byla naměřena nárazová práce 27 J při teplotě 20°C. [11][12]

Za znaky definujícími hodnotu nárazové práce mohou následovat další doplňující znaky. Pokud se na sedmém místě v označení oceli objevuje písmeno H, jedná se o ocel vhodnou pro duté profily. Je-li na téže pozici uvedeno písmeno C, jedná se o oceli vhodné i pro tváření za studena. [12]

Označení oceli může být také doplněno o symbol značící tepelné zpracování daného materiálu. Informace o tepelném zpracování oceli je u daných materiálů uvedena na poslední pozici v daném označení. Písmeno N značí, že byl výrobek z oceli normalizačně žíhán nebo válcován. Tato úprava se nejčastěji provádí pro snížení vnitřního pnutí v daném výrobku (převážně u plechů). [12]

Jak ocel s označením S355J2, tak ocel S235JR je vhodná ke svařování. [12]

Spojovací tyče podélných a příčných ramen jsou vyrobeny z oceli s označením C45. Jedná se o uhlíkovou ocel s mezí kluzu 390 MPa. [11][12]

Středící čepy vložené do otvorů v kloubových hlavicích sloužících pro připojení příčných ramen, podélných ramen a pneumatického pístu k zavěšení kola s měřenou pneumatikou jsou vyrobeny z oceli s označením 90MnCrV8+A. Mez kluzu v tlaku tohoto materiálu je podle materiálového listu 2 200 až 3 000 MPa v závislosti na následném tepelném zpracování. Mez pevnosti je přibližně 4 300 MPa. Tento materiál je použit kvůli vysokému namáhání těchto čepů, které bylo vypočítáno pomocí metody konečných prvků. Materiálový list oceli s označením 90MnCrV8+A je dostupný v [23].

6.2 PŘÍPOJNÝ KLOUB

K připojení měřicího přívěsu je použit přípojný kloub od výrobce Winterhoff s označením WW8-E. Tento přípojný kloub je výrobcem navržen pro připevnění na oj čtvercového nebo obdélníkového profilu o šířce 50 mm. Kloub lze použít na nebrzděné přívěsy s maximální hmotností nepřevyšující 750 kg. Přípojný kloub je doplněn držákem pro sedmipólovou



zástrčku. Přípojný kloub je výrobcem navržen pro připojení k tažné kouli o průměru 50 mm. Pro použití v modelu měřicího přívěsu je vytvořen zjednodušený model přípojného kloubu.



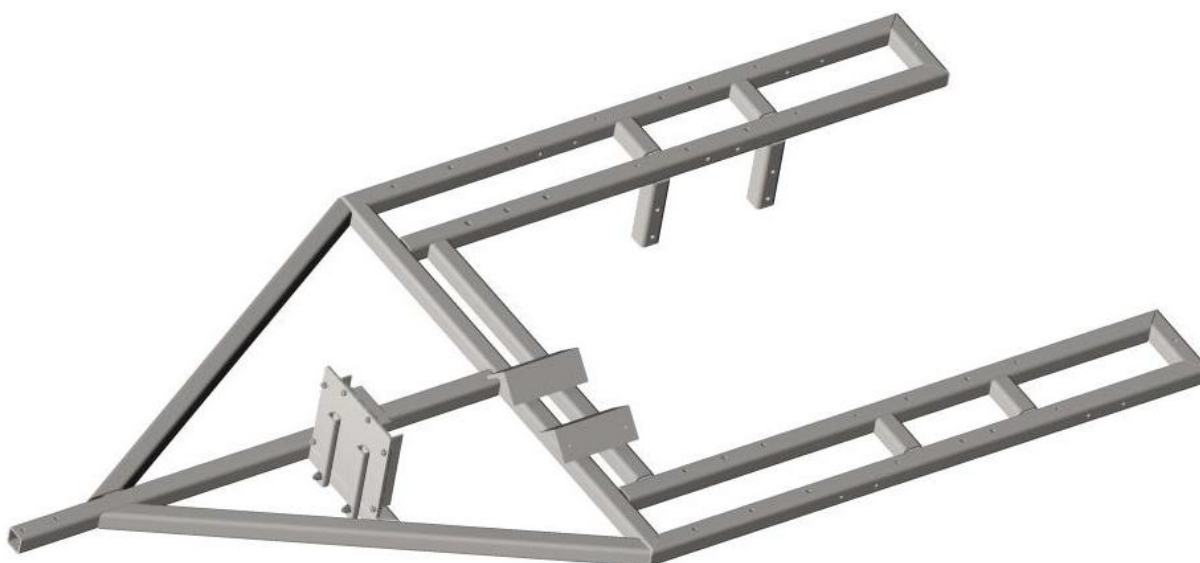
Obr. 6.1 Přípojný kloub Winterhoff WW8-E [84]

Tento přípojný kloub je možné nakoupit ve velkém množství internetových obchodů českých prodejců. Může být nakoupen u společnosti Maro Kralovice s. r. o. [60]

6.3 RÁM MĚŘÍCIHO PŘÍVĚSU

Jak již bylo uvedeno v předcházející kapitole, rám je navržen jako svařovaná konstrukce. Z tohoto důvodu jsou v modelu měřicího přívěsu mezi jednotlivými částmi ponechány mezery pro dostatečné provaření jednotlivých svarových spojů. Hlavní část rámu je tvořena dvanácti uzavřenými svařovanými ocelovými profily čtvercového průřezu. Vnější rozměr profilů je 50 mm a tloušťka stěny je 5 mm. Tyto profily se vyrábějí z oceli s označením S355J2H. Svařená konstrukce rámu připomíná písmeno U. Rám je tvořen dvěma krajními podélníky délky 1495 mm. Tyto podélníky jsou přivařeny ke krajnímu příčnicku o délce 1300 mm. Vnitřní podélníky jsou oproti krajním podélníkům kratší o 50 mm, protože jsou přivařeny ke krajnímu příčnicku. Jejich délka je tedy 1445 mm. Délka vnitřního příčnicku je 855 mm. Zadní konce rámu jsou tvořeny dvěma příčnickými, které jsou 220 mm dlouhé. Mezi každým krajním a vnitřním podélníkem jsou ještě dva příčnický délky 116 mm. Tyto příčnický slouží k vyztužení konstrukce rámu v oblasti, kde je připevněno k rámu zavěšení kol, rám pro připevnění pneumatického válce a také úchyt pro připojení zavěšení kola s testovanou pneumatikou. Konce krajních profilů rámu přívěsu jsou pro vzájemné přivaření uřezány pod úhlem 45 °.

K připojení měřicího přívěsu k tažnému vozidlu je navržena oje. Oje se skládá ze tří ocelových profilů stejných rozměrů jako v konstrukci rámu přívěsu. Prostřední část oje slouží také k připevnění tažného kloubu. Tažný kloub je ke střednímu profilu oje připevněn dvěma šrouby M10. Dva krajní ocelové profily jsou k rámu přivařeny a svírají s podélnou rovinou středního oje úhel 30 °. Konce krajních profilů jsou pro přivaření k prvnímu příčnicku rámu a k střednímu profilu oje uřezány pod odpovídajícím úhlem. Oje vozíku je přivařena k příčnicku rámu.



Obr. 6.2 Model rámu měřicího přívěsu

K levé části oje měřicího přívěsu je v příčném směru přivařený další čtvercový profil s rozměry 50x50x5 mm. Délka příčnicku je 295 mm. Tento profil slouží jako jedna z částí pro uchycení tlakové lahve k měřicím přívěsu. K tomuto příčnicku je pomocí dvojice šroubů M10 přišroubována konstrukce pro zamezení pohybu tlakové lahve při brzdění směrem dopředu. K připevnění této konstrukce k příčnicku rámu slouží dva obdélníkové uzavřené profily rozměru 30x20x3 mm. Jejich délka je 200 mm. Tyto profily jsou vyrobeny z oceli nesoucí označení S235JRH. Profily jsou připevněny k rámu měřicího přívěsu pomocí šroubů M10. K uzavřeným obdélníkovým profilům je přivařen plech o rozměrech 240x270 mm a tloušťce 6 mm vyrobený z oceli S355J2C+N. K plechu jsou na obou bočních stranách pomocí šroubů M8 připevněny tyče průřezu L o rozměru 50x30x5 mm. Délka těchto profilů je 210 mm. Tyto tyče jsou vyrobeny válcováním za tepla z oceli s označením S235JR. Pro zabránění pohybu tlakové lahve směrem vzhůru je k plechu přišroubována pomocí dvojice šroubů M8 další tyč průřezu L o rozměru 50x30x5 mm. Délka této tyče je 130 mm.

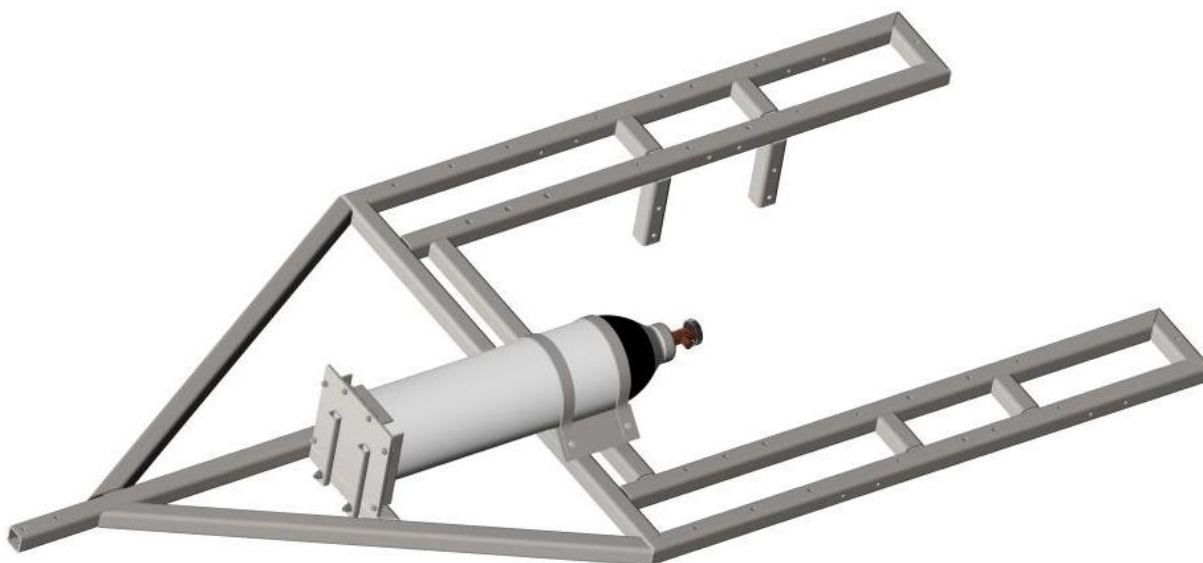


Obr. 6.3 Konstrukce pro zamezení pohybu tlakové lahve směrem dopředu



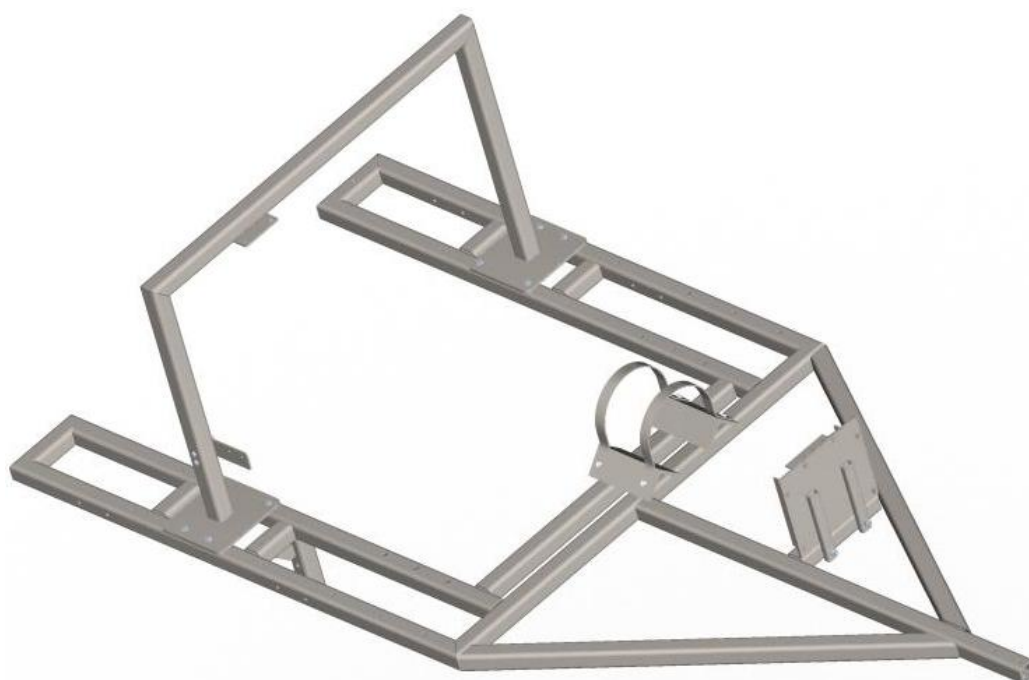
Na konstrukci rámu jsou pro připevnění tlakové lahve přivařeny také dvě rovnoramenné tyče průřezu L rozměru 80x80x10 mm. Délka těchto tyčí je 200 mm. Profily jsou vyrobeny válcováním za tepla z konstrukční oceli s označením S235JR. Po naložení tlakové lahve na měřicí přívěs je možné tlakovou lahev k těmto tyčím připevnit pomocí dvou obručí.

Požadovaný tvar obručí je dosažen ohýbáním a zakružováním. Polotovarem pro výrobu obručí je plochá ocelová tyč válcovaná za tepla. Tento typ tyče se vyrábí z oceli s označením S235JR. Šířka tyče je 30 mm, tloušťka je 4 mm. Každá obruč je k tyčím průřezu L připevněna pomocí dvojice šroubů M8. Šrouby se zašroubují do závitových otvorů vytvořených v tyčích průřezu písmene L.



Obr. 6.4 Model rámu měřícího přívěsu s připevněnou tlakovou lahví

Ve vzdálenosti 2 275 mm od pomyslného středu otáčení přípojného kloubu kolem tažné koule je k rámu připevněna konstrukce ve tvaru písmene U pro uchycení pneumatického válce. Konstrukce je svařena ze tří uzavřených ocelových profilů stejného rozměru jako u profilů použitých v konstrukci rámu. Délka svislých profilů je 715 mm. Vždy jeden konec svislých profilů je uřezán pod úhlem 45 ° pro přivaření k příčnému profilu. Délka příčného profilu je 1 130 mm. Oba konce příčného profilu jsou uřezány pod úhlem 45 °. Příčné profily jsou na svých volných koncích přivařeny k výpalku z plechu o rozměrech 220x200 mm a tloušťce 8 mm. Tento plech je vyroben z oceli s označením S355J2C+N. V plechu jsou vyvrtány otvory pro připevnění této konstrukce k rámu vozíku pomocí čtyř šroubů M10. Dva z těchto šroubů jsou společně také pro připevnění zavěšení kol. Pneumatický válec lze ke konstrukci ve tvaru písmene U připevnit pomocí plechu, který je přivařen k příčníku této konstrukce. Tloušťka plechu vyrobeného z oceli S355J2C+N měří 6 mm. Po přivaření k příčníku jsou do tohoto plechu vyvrtány čtyři otvory pro připevnění úchyty pneumatického válce pomocí šroubů.



Obr. 6.5 Model rámu měřicího přívěsu s rámem pro připevnění pneumatického válce

Aby bylo možné k rámu připevnit zavěšení kola s pneumatikou, jejíž valivý odpor bude měřen, jsou k rámu přivařeny dva uzavřené ocelové profily rozměru 50x50x5 mm. Jejich délka je 190 mm. Pro vyztužení konstrukce je mezi každým z těchto profilů a odpovídajícím příčnickem rámu přivařena vzpěra. Vzpěra je vypálena z ocelového plechu o tloušťce 6 mm. Vzpěry jsou vyrobeny z oceli s označením S355J2C+N.



Obr. 6.6 Vzpěry připevněné k rámu

K profilům uvedeným v předcházejícím odstavci je připevněna také konstrukce, ke které jsou připevněna podélná ramena. Konstrukce pro připevnění podélných ramen se skládá ze dvou uzavřených ocelových profilů o rozměru 40x40x4 mm. Pro výrobu těchto profilů je použita ocel s označením S235JRH. Profily jsou svařeny do tvaru písmene L. Délka podélného profilu je 795 mm. Délka příčného profilu měří 300 mm. K volnému konci příčného ramene jsou pomocí dvojice šroubů M6 připevněny dvě tyče L průřezu rozměru 50x50x5 mm. Tyče jsou vyrobeny z oceli s označením S235JR. Jejich délka je 40 mm. K tyčím je přišroubován



pomocí dvojice šroubů M6 plech o rozměrech 145x70x6 mm. Plech je vyroben z oceli S355J2C+N. Plech slouží k připevnění podélných ramen k rámu měřicího přívěsu.



Obr. 6.7 Model konstrukce pro uchycení podélných ramen

Pro připevnění zavěšení kola s měřenou pneumatikou k rámu je navržen úchyt. Skládá se z plechu o rozměrech 240x360 mm a tloušťce 8 mm. Plech je vyroben z oceli s označením S355J2C+N. K plechu jsou pro připojení příčných ramen zavěšení kola s měřenou pneumatikou přivařeny čtyři tyče průřezu L o rozměrech 75x50x6 mm a délce 50 mm. K výrobě tyče je použita ocel S235JR. K plechu je přivařeno delší rameno tyče průřezu L. Po svaření jsou do každého kratšího ramene tyčí průřezu L vyvrtány otvory pro připevnění příčných ramen zavěšení kola s měřenou pneumatikou. Do svařeného úchyty jsou také vyvrtány otvory pro jeho připevnění k rámu měřicího přívěsu.



Obr. 6.8 Úchyt pro připevnění příčných ramen k rámu měřicího přívěsu

Zadní část rámu měřicího přívěsu není uzavřena přivařeným profilem záměrně kvůli snadnějšímu přístupu ke kolu s pneumatikou, jejíž valivý odpor bude měřen. K zadní části rámu vozíku je připevněna konstrukce pro uchycení zadních světel a registrační značka.

Protože musí být měřicí přívěs pro provoz na silničních komunikacích vybaven zadním osvětlením, je k upevnění světel a registrační značky navržena speciální konstrukce. Tato konstrukce se skládá z uzavřeného ocelového profilu o rozměru 50x30x3 mm z oceli s označením S235JRH. Délka profilu je 1 300 mm. Profil je k rámu přívěsu připevněn pomocí dvojice šroubů M10. K uzavřenému profilu jsou pomocí trhacích nýtů s plochou hlavou připevněny 4 pásy, z ploché ocelové tyče válcované za tepla s rozměry 40x4 mm. Jejich délka je 180 mm. Tyč je vyrobena z oceli S235JR. K páskům je dále opět pomocí trhacích nýtů s plochou hlavou připevněn ocelový plech o tloušťce 2,5 mm. Šířka plechu měří



180 mm, jeho délka je 1 300 mm. Ocel, ze které je tento plech vyroben, nese označení DC01 (11 321). V plechu jsou pro připevnění zadních světel vyvrtány odpovídající otvory. Velikost otvorů by bylo vhodné přesně stanovit až po nakoupení světel, protože v modelu měřicího přívěsu jsou světla vymodelována jen na základě schématu dostupného na internetu. Umístění otvorů pro připevnění registrační značky a jejich velikost by bylo vhodné zvolit až po případné homologaci vozíku a obdržení registrační značky.



Obr. 6.9 Model konstrukce pro upevnění zadních světel k rámu měřicího přívěsu

Celková délka rámu (od středu otáčení kolem tažné koule) je 2 891 mm. Celková šířka rámu je 1 300 mm.

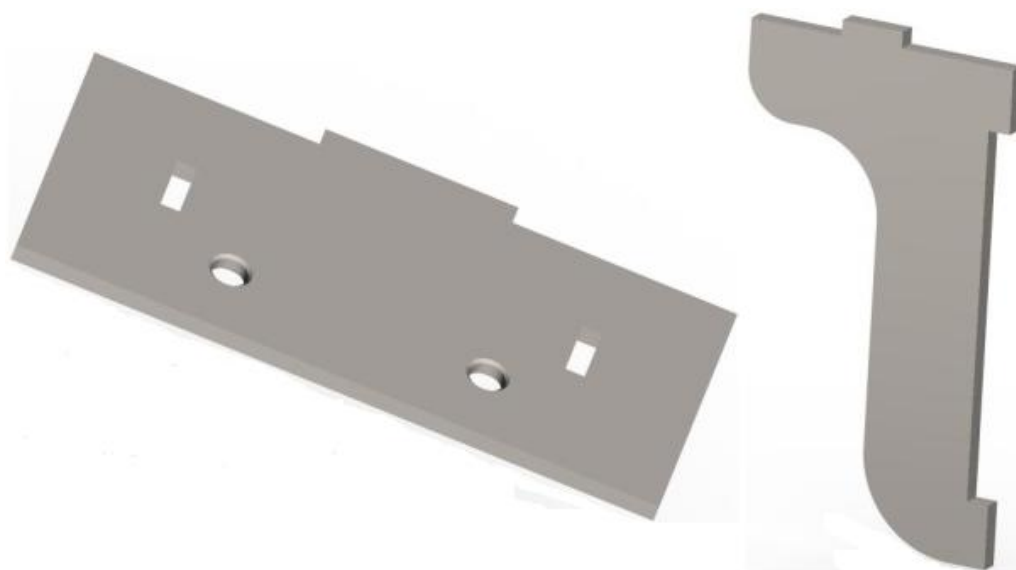


Obr. 6.10 Kompletní model rámu



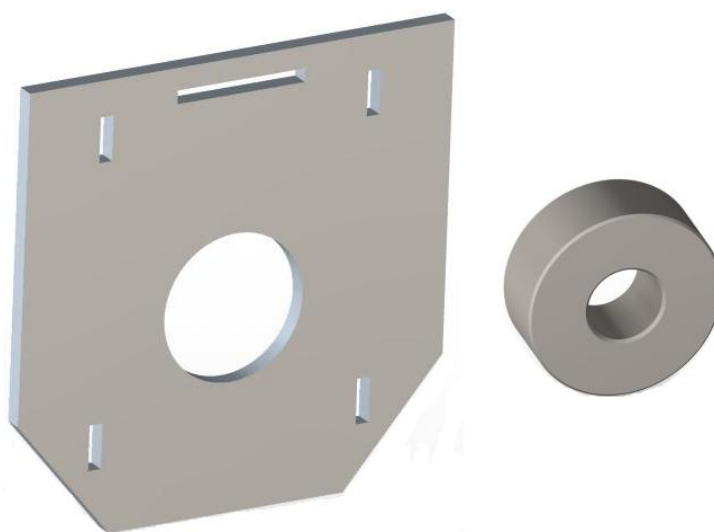
6.4 ZAVĚŠENÍ

Navržené zavěšení, které bude připevněno na bocích rámu měřicího přívěsu, se skládá celkem z pěti součástí. Součásti jsou v místech, kde se stýkají, k sobě přivařeny. První z nich je označena jako deska. Slouží k připevnění zavěšení k rámu přívěsu. Dalšími dvěma součástmi jsou vzpěry, které zvyšují ohybovou tuhost zavěšení. Čtvrtou součástí je svislý plech. K němu jsou přivařeny obě vzpěry i deska. Poslední částí je pouzdro. Pouzdro je přivařeno ke svislému plechu. K upevnění náboje nakoupeného od společnosti Maro Kralovice s. r. o. slouží otvor průměru 25 mm vyvrtaný v pouzdru. Způsob upevnění náboje k zavěšení je popsán v kapitole 5.4.



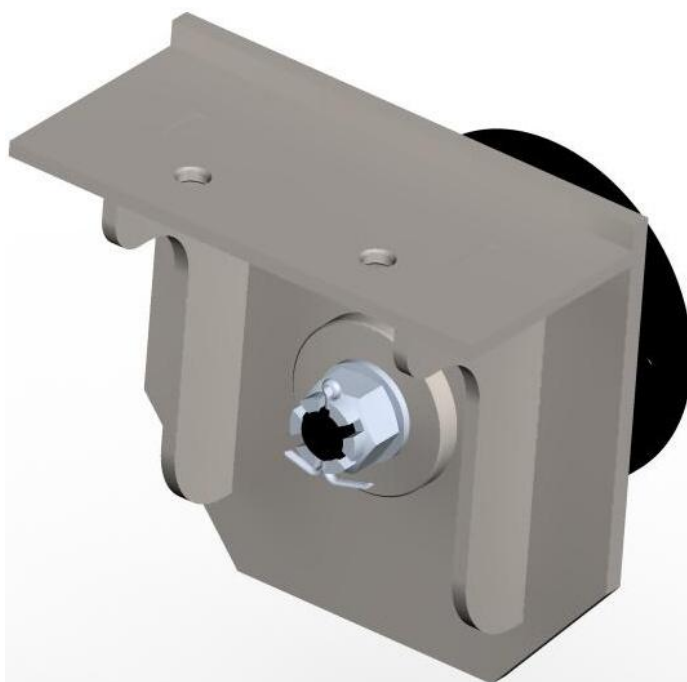
Obr. 6.11 Model desky zavěšení (vlevo) a vzpěry zavěšení (vpravo)

Součást označená jako deska a vzpěry zavěšení jsou vyrobeny z plechu válcovaného za tepla tloušťky 6 mm. Polotovarem pro výrobu součásti označené jako svislý plech byl vybrán plech válcovaný za tepla o tloušťce 8 mm. Otvory pro připevnění vrchní desky, obou vzpěr i pouzdra pro náboj jsou do plechu vypáleny dodavatelem polotovaru. Plechy jsou vyrobeny z oceli s označením S355J2C+N. Pouzdro pro připevnění nakupovaného náboje je vyrobeno z kruhové tyče válcované za tepla. Polotovarem je tyč o průměru 70 mm vyrobená z oceli s označením S355J2. Před svařením s plechem je zapotřebí průměr zmenšit na hodnotu 65 mm. Otvor pro připevnění náboje je vhodné vyvrtat až po svaření celé konstrukce zavěšení.



Obr. 6.12 Model svislého plechu zavěšení (vlevo) a pouzdra pro upevnění náboje (vpravo)

Zavěšení je k rámu měřicího přívěsu připojeno pomocí dvojice šroubů M10. Otvory pro šrouby je vhodné v zavěšení vytvořit až po svaření celé konstrukce zavěšení.



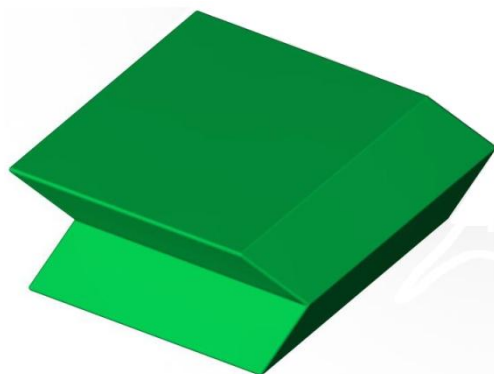
Obr. 6.13 Model zavěšení s upevněným nábojem od společnosti Maro Kralovice s. r. o.

Rozměry jednotlivých součástí zavěšení jsou navrženy tak, aby bylo možné k zavěšení připojit pneumatiku o minimálním průměru 13 palců. Při návrhu zavěšení byl brán zřetel také na to, aby nedocházelo ke kolizi rámu měřicího přívěsu a pneumatiky po připevnění zavěšení k rámu. V modelu měřicího přívěsu je k zavěšení pomocí čtyř kolových šroubů připevněna pneumatika o rozměru 165/70 R13 s diskem. Pneumatiku s diskem lze nakoupit u společnosti Maro Kralovice s. r. o. [68]



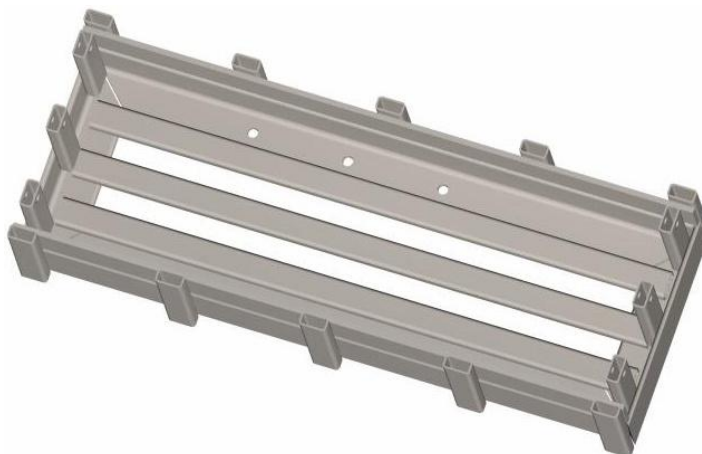
6.5 ZÁVAŽÍ PRO ZVÝŠENÍ CELKOVÉ HMOTNOSTI PŘÍVĚSU

Aby bylo možné provádět měření valivého odporu pneumatik v rozsahu zatížení od 200 do 500 kg, je nutné k jeho konstrukci připevnit dodatečné závaží. Po domluvě s vedoucím diplomové práce bylo rozhodnuto, že bude ke zvýšení hmotnosti měřicího přívěsu použito závaží Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Hmotnost jednoho kusu závaží je přibližně 5,6 kg. Ústav automobilního a dopravního inženýrství vlastní závaží o celkové hmotnosti přibližně 500 kg. V konstrukci měřicího přívěsu je použito celkem 48 kusů tohoto závaží. Závaží je rovnoměrně rozloženo na pravé i levé straně rámu přívěsu. Hmotnost přívěsu tak bude zvýšena přibližně o 269 kg.



Obr. 6.14 Model závaží pro zvýšení hmotnosti měřicího přívěsu

K umístění závaží na rámu je navržena speciální konstrukce.



Obr. 6.15 Model konstrukce pro uložení závaží na rámu měřicího přívěsu

Konstrukce se skládá z ocelových tyčí průřezu L o rozměru 65x50x6 mm. Tyče jsou vyrobeny válcováním za tepla z oceli s označením S235JR. Jsou použity tyče délky 670 mm a 230 mm. Konce tyčí jsou uřezány pod úhlem 45 °. Jsou navzájem svařeny a tvoří základ konstrukce pro upevnění závaží k rámu. Ke svařeným tyčím s průřezem L je dále přivařeno 16 uzavřených obdélníkových ocelových profilů rozměru 30x15x2 mm, které jsou vyrobeny z oceli s označením S235JRH. Profily slouží k zabránění vypadnutí závaží z konstrukce při akceleraci, brzdění nebo při projíždění zatáčky. Délka profilů je 135 mm. Aby nedošlo při jízdě s přívěsem k vypadnutí závaží z boční části konstrukce, je k obdélníkovým profilům



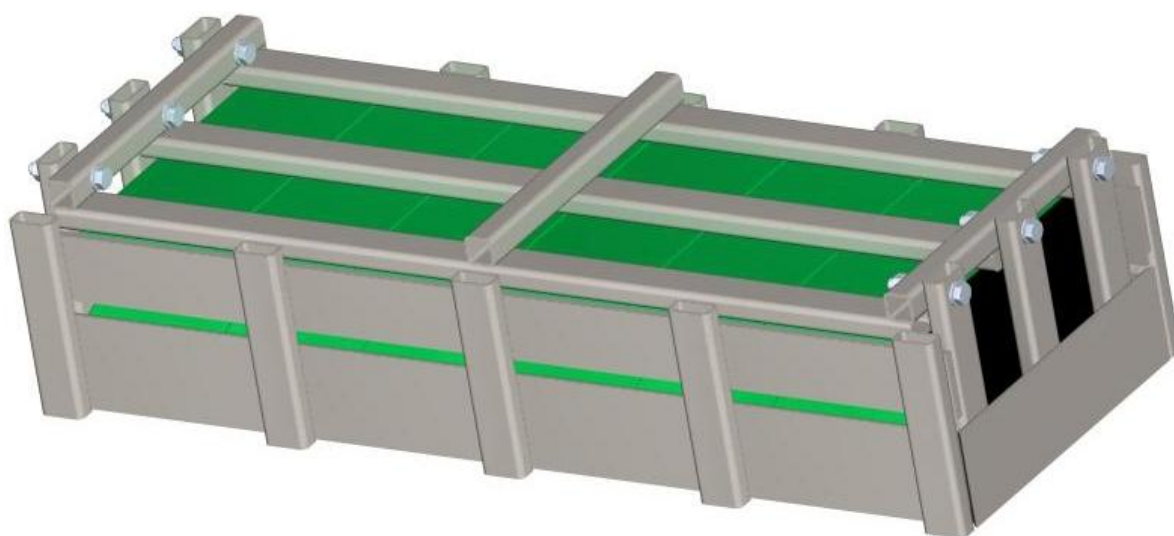
přivařen ocelový plech o tloušťce 6 mm. Plech je dlouhý 665 mm a široký 45 mm. Je vyroben z oceli S355J2C+N. K zabránění propadnutí vloženého závaží na vozovku, jsou uvnitř konstrukce přivařeny tři uzavřené obdélníkové profily o rozměru 30x15x2 mm vyrobené z oceli S235JRH. Jejich délka je 635 mm.

Pro zamezení svislého pohybu závaží směrem vzhůru při jízdě po vozovce, je ke konstrukci pomocí šesti šroubů přišroubován pomocný rám. Rám je tvořen třemi příčnými čtvercovými profily o rozměrech 20x20x2 mm a třemi podélnými obdélníkovými profily o rozměru 30x15x2 mm. Profily jsou v místech, kde na sebe dosedají, vzájemně svařeny. Příčné profily jsou vyrobeny z oceli s označením S355J0H. Jejich délka je 225 mm. Podélné profily jsou vyrobeny z oceli s označením S235JRH. Délka těchto profilů je 625 mm.



Obr. 6.16 Model horního rámu konstrukce pro uložení závaží na rámu měřicího přívěsu

Konstrukce pro uložení závaží je o 18 mm delší, než je délka šesti závaží, která jsou k sobě přiložena. Tato vůle je navržena pro snadnější vkládání a následné vyjímání závaží z konstrukce. Aby při jízdě nedocházelo k podélným pohybům závaží v konstrukci, je navrženo použití distančního plechu, který slouží k vymezení vůle mezi závažími a přední stěnou konstrukce. Distanční plech je vyroben z plechu tloušťky 18 mm. K výrobě tohoto plechu se používá ocel s označením S235JR+N. Pro vkládání plechu do konstrukce a jeho následné vyjímání jsou v plechu vytvořeny závitové otvory M6. Do těchto otvorů je možné při manipulaci našroubovat šroub s okem DIN 580. Tento šroub je možné zakoupit například u společnosti TEDOX s. r. o. [88]



Obr. 6.17 Kompletní model konstrukce pro upevnění závaží se závažími a distančním plechem



6.6 ZAVĚŠENÍ KOLA S MĚŘENOU PNEUMATIKOU

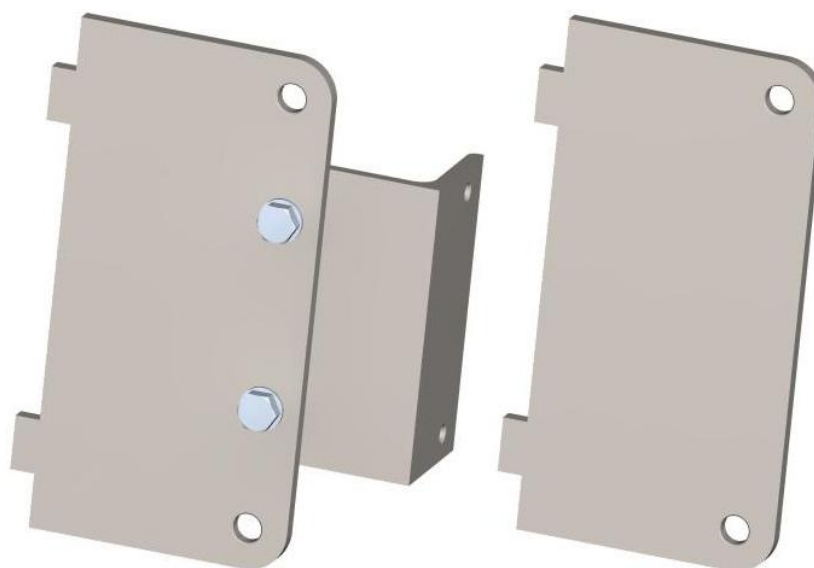
Zavěšení pro připevnění kola s pneumatikou, jejíž valivý odpor bude pomocí měřicího přívěsu měřen, se skládá ze sedmi částí. K upevnění kola s měřenou pneumatikou je znovu použit náboj od společnosti Maro Kralovice s. r. o. K upevnění náboje slouží pouzdro, ve kterém je vyvrtán otvor o průměru 25 mm. Pouzdro je totožné s pouzdrům použitým u zavěšení, jehož konstrukce je popsána v podkapitole 6.4. Pouzdro je přivařeno ke svislému plechu. Svislý plech tloušťky 10 mm je vyroben z ocelového plechu válcovaného za tepla. Plech je vyroben z oceli s označením S355J2. V plechu je pro připevnění pouzdra vytvořen otvor odpovídajícího průměru.



Obr. 6.18 Model svislého plechu s pouzdrém pro upevnění náboje

Zbývající čtyři obdélníkové otvory slouží pro připevnění dvou výpalků z plechu válcovaného za tepla o tloušťce 6 mm. Plech je vyroben z oceli s označením S355J2C+N. Tyto dva výpalky slouží k uchycení čtyř příčných ramen. Pro jejich uchycení jsou v každém plechu vyvrtány dva otvory pro šrouby M10. Díky příčným ramenům je zavěšení s měřenou pneumatikou připojeno k rámu měřicího přívěsu. Konstrukce příčných ramen je popsána v následující podkapitole.

Aby bylo možné k zavěšení připevnit také podélná ramena se snímači síly, je k zavěšení přišroubována také tyč L průřezu. Ramena této tyče měří 70 a 50 mm a jejich tloušťka je 6 mm. Délka tyče je 110 mm. Tyč je vyrobena z oceli s označením S235JR. Pro připevnění k zavěšení jsou na kratším rameni této tyče vyvrtány dva otvory pro šroub M8. Otvory vyvrtané na delším rameni této tyče slouží k uchycení kloubových hlavic podélných ramen. Podélná ramena jsou k zavěšení kola s měřenou pneumatikou připevněna pomocí šroubů M5.



Obr. 6.19 Modely plechů přivařených ke svislému plechu

K svislému plechu jsou dále připevněny dva úchyty. Každý úchyt je k tomuto plechu připevněn pomocí dvou šroubů M10. Úchyty jsou před ohnutím do požadovaného tvaru vypáleny z plechu o tloušťce 6 mm. Plech je vyroben z oceli s označením S355J2C+N. Tyto úchyty slouží k připevnění pneumatického válce k zavěšení kola s měřenou pneumatikou. Způsob uchycení je podrobně popsán v podkapitole číslo 6.10.



Obr. 6.20 Model zavěšení kola s měřenou pneumatikou

Při návrhu konstrukce zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou byly jednotlivé rozměry navrženy tak, aby bylo možné ke kolovému náboji připevnit pneumatiku s minimálním vnitřním průměrem o velikosti 13 palců.



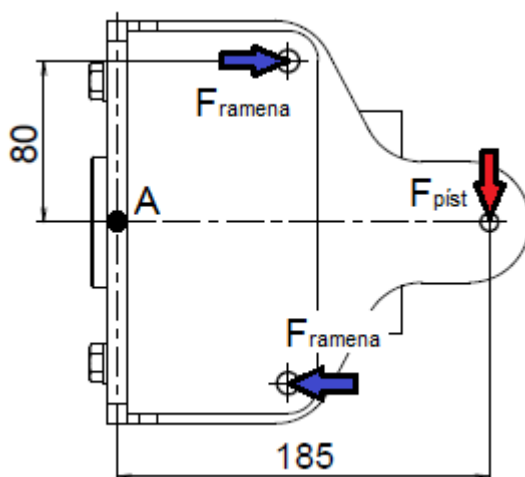
6.7 PŘÍČNÁ RAMENA

Jak již bylo uvedeno, příčná ramena slouží k připojení zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou k rámu měřicího přívěsu. Ramena se skládají z dvojice kloubových hlavic, dvojice matic a spojovací tyče. Tyč je vyrobena z kruhové ocelové tyče průměru 30 mm, která se vyrábí válcováním za tepla z oceli s označením C45+N. Kruhová tyč je také normalizačně vyžihána pro snížení vnitřního pnutí. Délka tyče je 170 mm a její průměr je obráběním zmenšen na 28 mm. Na každém konci tyče jsou vyrobeny závitové otvory pro našroubování kloubových hlavic. Na každou kloubovou hlavici je před přišroubováním k ocelové tyči našroubována matice. Tato matice zamezuje otáčení tyče, které by mohlo způsobit změnu délky ramene při jízdě s přívěsem.



Obr. 6.21 Kloubová hlavice (ilustrační obrázek) [58]

K připojení příčných ramen k rámu přívěsu a zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou slouží dvojice kloubových hlavic od společnosti SKF s označením SA 17 ES. Tento typ kloubových hlavic byl vybrán na základě jejich dynamické únosnosti a také na základě průměru přípojného otvoru. Výpočet únosnosti kloubových hlavic byl proveden pomocí momentové rovnováhy na základě následujícího schématu a následujících rovnic.



Obr. 6.22 Schéma sil působící na zavěšení kola s měřenou pneumatikou (rozměry v mm)



$$\sum M_A: F_{píst} \cdot 185 = F_{ramena} \cdot 80 \quad (15)$$

$$F_{ramena} = \frac{F_{píst} \cdot 185}{80} = \frac{7068 \cdot 185}{80} = 16400 \text{ N} \quad (16)$$

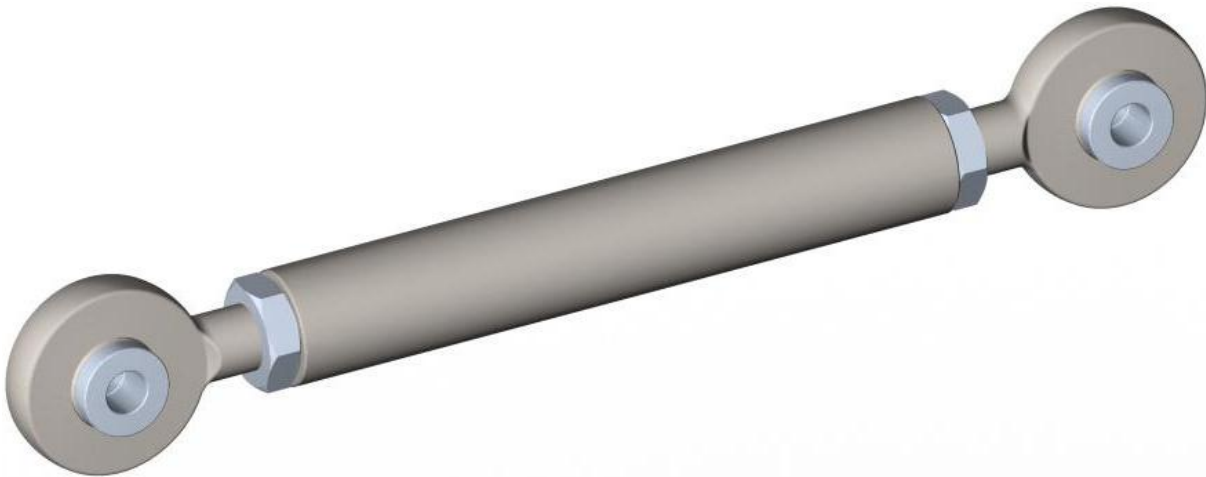
Sílu F_{ramena} přenáší dvě příčná ramena, a proto velikost síly přenášené jedním příčným ramenem je rovna 8 200 N. Při výběru vhodných kloubových hlavic bylo zohledněno také zrychlení, které se na zavěšení přenáší při jízdě po vozovce. Průběh tohoto zrychlení byl poskytnut vedoucím této diplomové práce. Výrobce kloubových hlavic ve svém katalogu uvádí dynamickou únosnost těchto kloubových hlavic 21,2 kN a statickou únosnost 31 kN. Hodnota dynamické únosnosti je vyšší než požadovaná hodnota, proto jsou tyto kloubové hlavice vhodné pro připojení zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou k rámu měřicího přívěsu. [35]

Kloubová hlavice byla vybrána také kvůli průměru přípojného otvoru. Protože jsou kloubové hlavice k odpovídající součástem měřicího přívěsu připevněny pomocí šroubů, je nutné vybrat kloubovou hlavici s vhodným průměrem přípojného otvoru. Žádný z výrobců nevyrábí kloubové hlavice s otvorem, který by byl shodný s doporučeným průměrem otvoru pro šroub. Vždy je příliš velká vůle mezi šroubem a kloubovou hlavicí. Proto je nutné použít vložky, které zmenšují průměr otvoru na doporučenou hodnotu.



Obr. 6.23 Model vložky

Vložky jsou navrženy také kvůli tomu, aby při pohybu zavěšení s měřenou pneumatikou nedocházelo ke kolizi kloubové hlavic se zavěšením nebo úchyty na rámu. Vložky jsou vyrobeny z ocelové tyče kruhového průřezu průměru 22 mm. Jako materiál pro výrobu této kruhové tyče je použita ocel s označením 90MnCrV8+A. Tento materiál byl vybrán z důvodu vysokého napětí, které bylo zjištěno při analýze napjatosti zavěšení kola s měřenou pneumatikou. Průměr části vložky, která je zasunuta do kloubové hlavic, je 17 mm. Část vložky nacházející se mimo kloubovou hlavici má průměr 21 mm. Pro umožnění připevnění kloubových hlavic k rámu a zavěšení kola s měřenou pneumatikou je v každé vložce vyvrtán otvor o průměru 10,5 mm. Příčná ramena jsou k rámu a zavěšení kola s měřenou pneumatikou připevněna pomocí šroubů M10.



Obr. 6.24 Model příčného ramene

6.8 PODÉLNÁ RAMENA

V konstrukci měřícího přívěsu jsou použita dvě podélná ramena. Každé podélné rameno se skládá z dvojice kloubových hlavice, dvojice šestihranných matic, kruhové ocelové tyče a snímače síly. Jejich konstrukce je navržena tak, aby umožňovaly měřit hodnotu valivého odporu pneumatik. K jeho měření slouží snímač síly. Použitý typ snímače je uveden v kapitole 10.1.

Na jednom konci snímače síly je připevněna kloubová hlavice SA 8 E od společnosti SKF. Tato kloubová hlavice byla vybrána kvůli rozměru závitu, kterým lze připevnit kloubovou hlavici k snímači. Výrobce kloubových hlavic ve svém katalogu uvádí dynamickou únosnost těchto kloubových hlavic 5,5 kN a statickou únosnost 12,9 kN. Tyto hodnoty jsou vyšší než velikost síly, kterou by měla podélná ramena s kloubovými hlavicemi přenášet na snímače síly. [35]

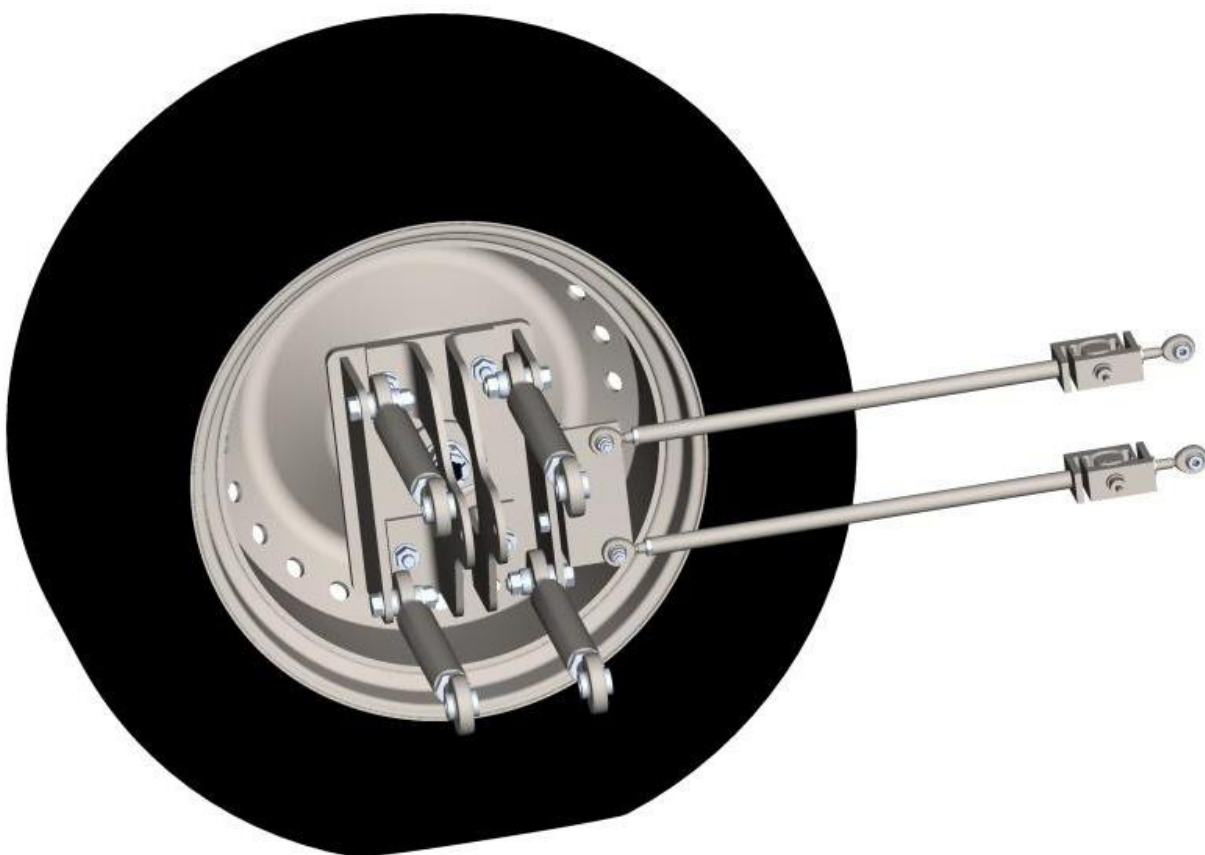
Maximální síla působící na zavěšení kola s měřenou pneumatikou by měla mít velikost maximálně 7 310 N (při zahrnutí síly vyvolané pneumatickým válcem a také zrychlení působící v záporném směru osy z). Z dostupných informačních zdrojů věnujících se valivému odporu, bylo zjištěno, že maximální hodnota součinitele valivého odporu u pneumatik pro osobní i lehká užitková vozidla nepřekračuje hodnotu 0,1 při jízdě po zpevněných površích. Velikost síly přenášené podélnými rameny by tedy neměla být vyšší než 731,0 N.

Před připevněním kloubové hlavice ke snímači síly je na závit kloubové hlavice našroubována matice. Ta po přitažení ke snímači síly zamezí volnému otáčení kloubové hlavice. Do druhého závitového otvoru v tělese snímače je našroubována ocelová tyč. Jako polotovár pro výrobu této tyče je použita kruhová ocelová tyč válcována za tepla o průměru 20 mm. Kruhová tyč je stejně jako tyč použitá u příčných ramen vyrobena z oceli s označením C45. Délka tyče je 335 mm. Její průměr je třískovým obráběním zmenšen na 18 mm. Pro přišroubování tyče k tělesu snímače je na jednom z jejích konců vyroben vnější závit M8 délky 6 mm. Jeho délka je stanovena výrobcem snímače síly. Na druhém konci tyče je vytvořen otvor s vnitřním závitem pro přišroubování kloubové hlavice.



Obr. 6.25 Model podélného ramene

Pro připevnění kloubových hlavic k zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou a k rámu jsou do každé kloubové hlavice vloženy dvě vložky. Vložky jsou vyrobeny z kruhové tyče průměru 16 mm z oceli označené jako 90MnCrV8+A. V čepích jsou pro připevnění ramen k rámu a zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou pomocí šroubu M5 vyvrtány otvory průměru 5,3 mm. Průměr části vložky, která je zasunuta do kloubové hlavice, je 8 mm. Část vložky nacházející se mimo kloubovou hlavici má průměr 11 mm.



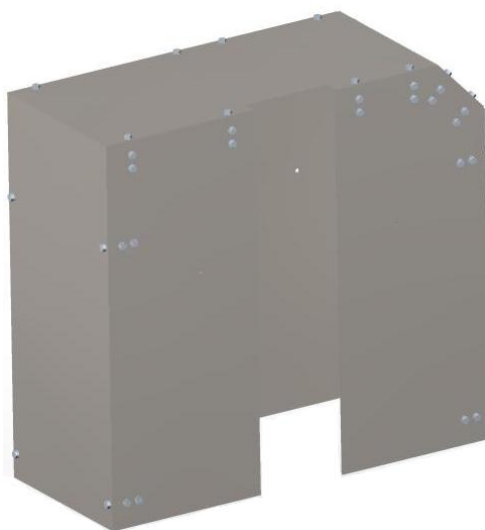
Obr. 6.26 Zavěšení kola s měřenou pneumatikou s příčnými a podélnými rameny



6.9 KRYT KOLA S MĚŘENOU PNEUMATIKOU

Pro omezení působení aerodynamických sil na kolo s měřenou pneumatikou při jízdě s měřicím přívěsem je navržen kryt tohoto kola. Kryt se skládá celkem z osmi plechů tloušťky 4 mm. Plechy jsou vyrobeny válcováním za tepla z oceli s označením S355J2C+N. Plechy jsou k sobě připojeny pomocí šroubů M8. Rozměry krytu kola s měřenou pneumatikou jsou navrženy tak, aby bylo možné k náboji kola připevnit kolo s pneumatikou až o rozměru 285/50 R18.

Pravá strana krytu kola se skládá ze dvou plechů. Mezera mezi plechy je ponechána pro to, aby kryt nezasahoval do zavěšení kola s měřenou pneumatikou, příčných ramen a také aby nedocházelo ke kolizím s pneumatickým válcem. Přední část krytu se skládá ze dvou plechů. Jeden z nich je skloněn pod úhlem 45° pro snížení aerodynamického odporu krytu kola.



Obr. 6.27 Model krytu kola s měřenou pneumatikou (pohled zprava)

Levá strana krytu se skládá také ze dvou plechů. Dva plechy jsou použity kvůli nižší hmotnosti každého z těchto plechů. Kdyby byl použit jeden plech, byl by poměrně těžký a rozměrný a manipulace s ním by byla obtížnější. Lze také předpokládat, že bude měření valivého odporu prováděno při různých hodnotách hustícího tlaku v testované pneumatice. Pokud by se levá strana krytu skládala pouze z jednoho plechu, bylo by nutné při každé změně hustícího tlaku v pneumatice demontovat velké množství šroubů a přemístit poměrně těžký plech. Díky tomu, že jsou plechy rozděleny, měla by tato operace probíhat snadněji i rychleji. Horní a zadní část krytu je tvořena jedním plechem. Ke spojení plechů na pravé straně krytu složí také dvě tyče L průřezu o rozměrech 50x30x5 mm. Její délka je 40 mm. K plechům je tato tyč přišroubována pomocí šroubů M6. K vzájemnému spojení tyčí je použit také šroub M6.



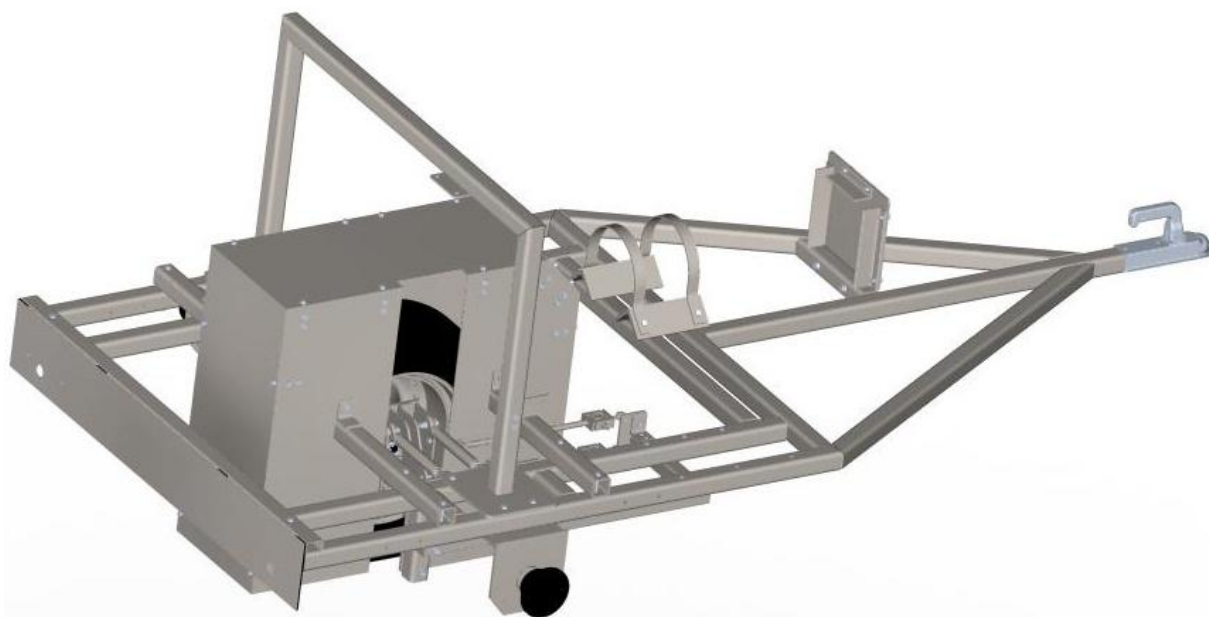
Obr. 6.28 Model krytu kola s měřenou pneumatikou (pohled zleva)

K vzájemnému spojení různě orientovaných plechů, ze kterých se kryt skládá, je použita speciální spojka. Spojka je vyrobena z ploché ocelové tyče válcované za tepla z oceli s označením S235JR. Šířka spojky je 22 mm. Spojka je 16 mm tlustá a její délka je 60 mm. Ve spojce jsou vyvrtány dva průchozí otvory pro šrouby M8 pro připojení podélně uložených plechů. Pro spojení podélných plechů s příčnými je ve spojce vyvrtán jeden otvor s vnitřním závitem M8.



Obr. 6.29 Model spojky pro vzájemné spojení plechů krytu kola s měřenou pneumatikou

Kryt kola s měřenou pneumatikou je připevněn k rámu pomocí čtyř příčníků. Polotovarem pro příčníky je uzavřený svařovaný ocelový profil o rozměrech 50x50x5 mm. Délka příčníku je 470 mm. Profil je vyroben z oceli s označením S355J2H. K připevnění příčníku k rámu měřicího přívěsu jsou na odpovídajících místech na příčníku i rámu vyvrtány dva otvory pro šrouby M8.



Obr. 6.30 Model rámu měřicího přívěsu se zavěšením kola s měřenou pneumatikou a jeho krytem

Ke každému příčníku je přivařena tyč L průřezu o rozměrech 50x50x5 mm. Její délka je 40 mm. Tyč je vyrobena z oceli s označením S235JR. V rameni tyče, které není přivařeno k příčníku, je vyvrtán otvor pro šroub M8. Tento šroub slouží ke vzájemnému spojení krytu kola s měřenou pneumatikou a příčníku.

6.10 PNEUMATICKÝ OKRUH

Ke změně zatížení kola s měřenou pneumatikou je navržen pneumatický okruh. Jako pracovní médium pneumatickém okruhu je použit stlačený vzduch. Zdrojem stlačeného vzduchu je tlaková lahev o objemu dvaceti vodních litrů plynu. V této lahvi jsou stlačeny 4 m³ vzduchu pod tlakem 200 barů (20 MPa). Tlaková lahev obsahuje syntetický vzduch, který je dodavatelem tlakových lahví míchán z čistého dusíku a kyslíku. Tento vzduch je tak velmi čistý a vysušený.

Protože v pneumatickém okruhu není možné použít stlačený vzduch o tlaku 200 barů (20 MPa), je nutné hodnotu tlaku snížit. Pro použití v navrženém pneumatickém okruhu lze použít stlačený vzduch o maximálním tlaku 10 barů (1 MPa). K redukci tlaku je použit redukční ventil od společnosti GCE (objednací číslo 07 80626). Redukční ventil se připevní přímo k uzavíracímu ventilu na tlakové lahvi. K připojení hadice k redukčnímu ventilu je použit nátrubek. Hadice je nastrčena na nátrubek. Aby nedocházelo k úniku stlačeného vzduchu a také aby hadice z nátrubku nespadla, je zajištěna pomocí stahovací nerezové objímky.



Obr. 6.31 Redukční ventil od společnosti GCE [53]

Pro rozvod stlačeného vzduchu v pneumatickém okruhu jsou použity polyamidové hadice. Polyamid by zvolen z důvodu jeho odolnosti vůči ultrafialovému záření, které na hadice může působit během používání měřicího přívěsu. Hadice má vnitřní průměr o velikosti 8 mm. Stěna hadice je silná 1 mm. Hadice je na vhodných místech připevněna k rámu měřicího přívěsu pomocí nylonových stahovacích pásků.

Z redukčního ventilu je hadicí vzduch dopravován přes kulový ventil do filtru s odlučovačem P32FB14ESMN od společnosti Parker. Hadice je ke kulovému ventilu připevněna pomocí přímého šroubení s převlečnou maticí. Kulový ventil je před filtrem s odlučovačem použit pro případné uzavření pneumatického okruhu. Uzavření pneumatického okruhu je vhodné například kvůli zamezení vniku velkých nečistot do filtru s odlučovačem. Pneumatický okruh lze díky tomuto ventilu uzavřít například i při výměně tlakové lahve. Tímto by mělo dojít pouze k malému uniku stlačeného vzduchu z pneumatického okruhu. Použití filtru s odlučovačem je vhodné i přes to, že by měl být stlačený vzduch z tlakové lahve velmi čistý. Při redukci tlaku vzduchu může docházet ke kondenzaci vlhkosti a při proudění z tlakové lahve může vzduch s sebou unášet malé částice (například z uzavíracího ventilu na tlakové lahvi). Tyto částice by následně mohly zanést zbývající prvky pneumatického okruhu. Filtr s odlučovačem umožňuje zachytit nečistoty větší než 5 μm . Při průchodu vzduchu přes odlučovač se vzduch uvnitř odlučovače roztočí. Díky působení setrvačné síly dopadávají kapičky vody na stěny odlučovače a stékají na jeho dno. K odvádění kondenzátu je filtr s odlučovačem vybaven manuálním ventilem pro jeho vypouštění.



Obr. 6.32 Filtr s odlučovačem P32FB14ESMN [56]

Umístění filtru s odlučovačem na rámu měřicího přívěsu bylo omezeno přikázaným směrem proudění vzduchu přes odlučovač. Proto je nakonec filtr s odlučovačem připevněn k rámu, který slouží k připevnění pneumatického válce. K připevnění k tomuto rámu je k pravému svislému profilu pomocí šroubů M8 přišroubována plochá ocelová tyč o šířce 50 mm, tloušťce 5 mm a délce 140 mm. Plochá tyč je vyrobena válcováním za tepla z oceli s označením S235JR. K připevnění filtru s odlučovačem k této tyči slouží speciální držák ve tvaru L, který je možné k filtru s odlučovačem dokoupit od společnosti Parker. Filtr s odlučovačem je k držáku připojen pomocí šroubů, které se dodávají k držáku. Pro spojení držáku s tyčí přišroubovanou k rámu pro připevnění pneumatického válce jsou použity dva šrouby M6.

Vyčištěný vzduch proudí z filtru s odlučovačem do proporcionálního regulátoru tlaku EPP4 Comfort od společnosti Parker. Regulátor je k filtru s odlučovačem připojen třídílnou spojkou z mosazi. Druhý otvor na tělese regulátoru slouží k odvodu tlakového vzduchu do pneumatického válce. Proporcionální regulátor umožňuje v další části pneumatického okruhu udržovat uživatelem nastavený tlak v rozsahu 0,05 až 10 barů. Velikost tlaku v pneumatickém okruhu proporcionální regulátor nastavuje podle hodnoty ovládacího napětí v rozsahu 0 až 10 V. Hodnota napětí se v případě použití proporcionálního regulátoru v konstrukci měřicího přívěsu nastavuje speciálním generátorem napětíového signálu. Generátor je napájen z palubní sítě vozidla a při měření valivého odporu bude umístěn v zavazadlovém prostoru vozidla, které bude měřicí přívěs táhnout. Při požadavku na snížení tlaku v pneumatickém válci proporcionální regulátor přebytečný tlak odpustí do okolí.

Použitím proporcionálního regulátoru je sníženo nebezpečí poklesu tlaku v pneumatickém okruhu, které by mohlo být způsobeno netěsnostmi v pneumatickém okruhu. Přejezd i malých nerovností by při nepoužití proporcionálního regulátoru mohl způsobovat značné změny zatížení kola s měřenou pneumatikou. Tyto změny souvisí se změnou zdvihu pístnice pneumatického válce. Změna zdvihu s sebou přináší i změnu tlaku v pneumatickém okruhu, která souvisí s velikostí síly vyvolané pneumatickým válcem.



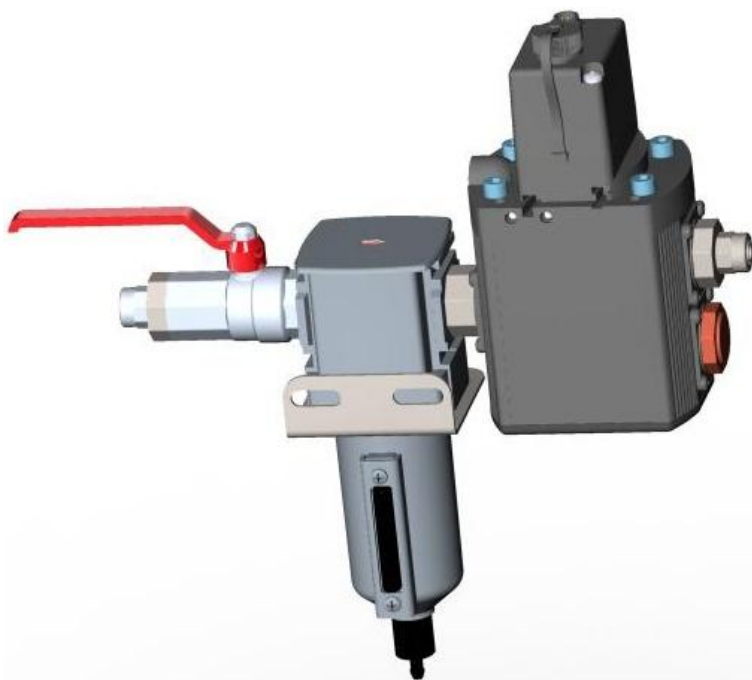
Obr. 6.33 Proporcionální ventil EPP4 Comfort [54]

K odpouštění přebytečného vzduchu z pneumatického okruhu slouží třetí otvor, který je umístěn na tělese regulátoru. Aby se zamezilo vniku nečistot do regulátoru přes tento otvor, je do otvoru zašroubován tlumič hluku D1K-1/2L. Ten zároveň slouží k tlumení hluku, který může vzniknout při odpouštění přebytečného vzduchu do okolí.



Obr. 6.34 Tlumič hluku D1K-1/2L [52]

Z proporcionálního regulátoru tlaku proudí stlačený vzduch v hadici do pneumatického válce. Hadice je k proporcionálnímu regulátoru připojena přes přímé šroubení s převlečnou maticí. K pneumatickému válci je hadice připojena pomocí úhlového šroubení s převlečnou maticí. Šroubení je našroubováno do příslušného otvoru v tělese pneumatického válce. Druhý otvor pneumatického válce je opatřen tlumičem hluku D1K-1/2L.



Obr. 6.35 Model sestavy součástí připevněných k filtru s odlučovačem P32FB14ESMN

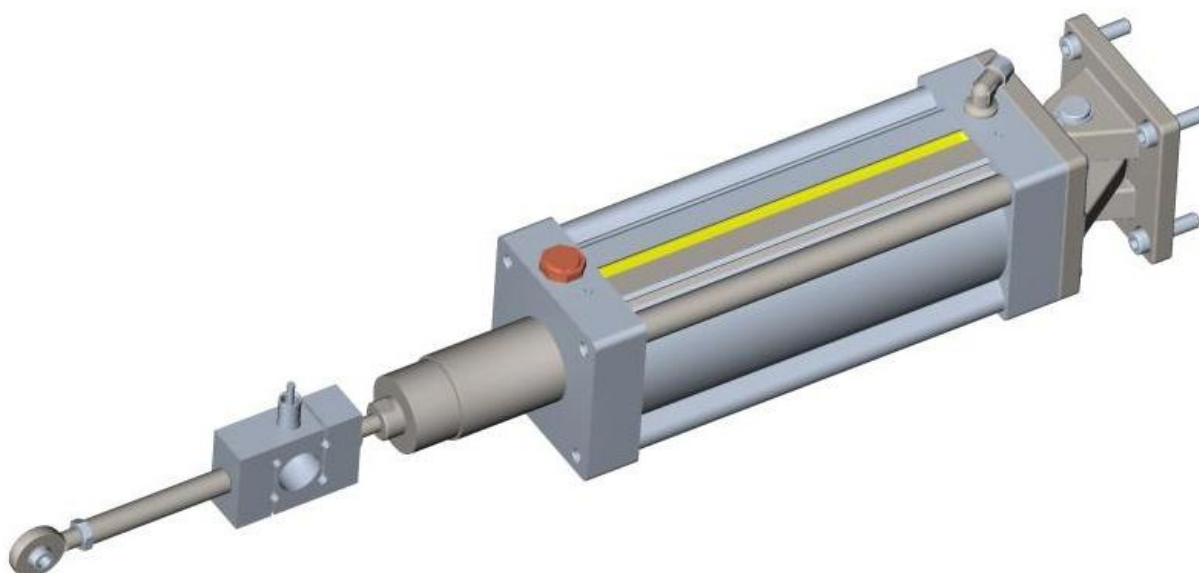
V konstrukci měřicího přívěsu je použit pneumatický válec s označením AZ5100/0200, který dodává společnost FLUIDTECHNIK BOHEMIA, s. r. o. Jedná se o pneumatický válec průměru 100 mm. Maximální zdvih je 200 mm. Oblast pracovního tlaku pneumatického válce leží v rozsahu 0,5 až 10 barů (0,05 až 1 MPa). Síla vyvolaná působením stlačeného vzduchu na píst se pohybuje přibližně v rozsahu 360 až 7 000 N. Aby bylo zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou zatíženo hmotností přibližně 500 kg, je potřeba do pneumatického válce dodat stlačený vzduch pod tlakem 7 barů (0,7 MPa). Síla vyvolaná pneumatickým válcem na zavěšení kola s měřenou pneumatikou při tomto tlaku je podle katalogu společnosti FLUIDTECHNIK BOHEMIA, s. r. o. 4 948 N. Při tlaku 8 barů (0,8 MPa) dokáže píst vyvinout sílu o velikosti 5 654 N.

Pneumatický válec je připevněn pomocí konzoly s pohyblivým okem BAS-100 a vidlice B-100 k plechu, který je přivařen ke konstrukci navržené pro upevnění pneumatického válce. Konzola s okem je připevněna k pneumatickému válci pomocí čtyř šroubů M10. Ty se zašroubují do závitových otvorů vyrobených v tělese pneumatického válce. Od otvoru v oku konzoly se zasune čep, který je součástí vidlice a obě části úchyty pneumatického válce se tak vzájemně spojí. Vidlice je přišroubována k plechu rámu pro připevnění pneumatického válce.



Obr. 6.36 Konzola s pohyblivým okem BAS-100 (vpravo) a vidlice B-100 (vlevo) [59]

Vnější konec pístnice pneumatického válce je opatřen vnějším závitem M12. Pomocí tohoto závitu je pneumatický válec připojen k snímači síly. Snímač síly je použit pro měření aktuální síly, kterou pneumatický píst působí na zavěšení kola s měřenou pneumatikou. Jeho parametry jsou podrobněji popsány v podkapitole číslo 10.1. Do druhého otvoru s vnitřním závitem je našroubována tyč průměru 18 mm a délky 115 mm. Polotovarem pro její výrobu je kruhová tyč průměru 20 mm z oceli s označením C45. Na jednom konci tyče je vyroben vnější závit M12 délky 15 mm pro přišroubování ke snímači síly. Druhý konec tyče je opatřen otvorem s vnitřním závitem M12 pro připevnění kloubové hlavice SA 12 E. Kloubová hlavice slouží k připevnění pneumatického válce se snímačem síly k zavěšení kola s testovanou pneumatikou. Protože ale je kloubová hlavice opatřena otvorem o průměru 12 mm, jsou do tohoto otvoru zasunuty vložky. Vložky jsou vyrobeny z kruhové tyče průměru 16 mm z oceli s označením 90MnCrV8+A. K připojení kloubové hlavice k zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou je ve vložce vyvrtán otvor o průměru 8,4 mm pro šroub M8. Tímto šroubem je kloubová hlavice s připevněným příslušenstvím připevněna k zavěšení. [35]



Obr. 6.37 Model sestavy pneumatického válce s připevněnými komponenty



6.11 BLATNÍKY

Měřicí přívěs je vybaven také blatníky upevněnými po stranách rámu nad odpovídajícími koly. Každý blatník je k rámu připevněn pomocí dvou trubkových držáků přišroubovaných k rámu dvojicí šroubů M6. K připevnění blatníku k trubkovému držáku slouží třmen s podložkou. Na koncích třmenu jsou vyrobeny závity M8. Pro připojení blatníku ke třmenu pomocí těchto závitů, je nutné do blatníku na vhodných místech vyvrtat otvory odpovídajícího průměru. Držák, třmen i blatníky lze nakoupit u společnosti VAPP s. r. o. [60][62][109]



Obr. 6.38 Trubkový držák blatníku se třmenem [62][109]

6.12 ZADNÍ SVĚTLA

Pro zadní osvětlení měřicího přívěsu je možné zakoupit velké množství nejrůznějších zadních svítlen. Pro použití na navrženém měřicím přívěsu byly vybrány zadní sdružené svítilny s označením Jokon 830. Na pravou a levou stranu měřicího přívěsu je potřeba koupit svítilnu, která je pro osvětlení požadované strany navržena výrobcem. Svítilny s označením Jokon 830 umožňují osvětlit také registrační značku.



Obr. 6.39 Zadní pravá svítilna Jokon 830 [87]

K připojení svítlen k palubní síti vozidla je použita sedmipólová zástrčka a kabeláž. Součástí kabeláže jsou také bajonety pro připevnění ke svítilnám. Svítilny lze nakoupit u společnosti Maro Kralovice, s. r. o. Kabeláž je možné nakoupit u společnosti Agados s. r. o. [86][87]



6.13 CELKOVÝ MODEL MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU



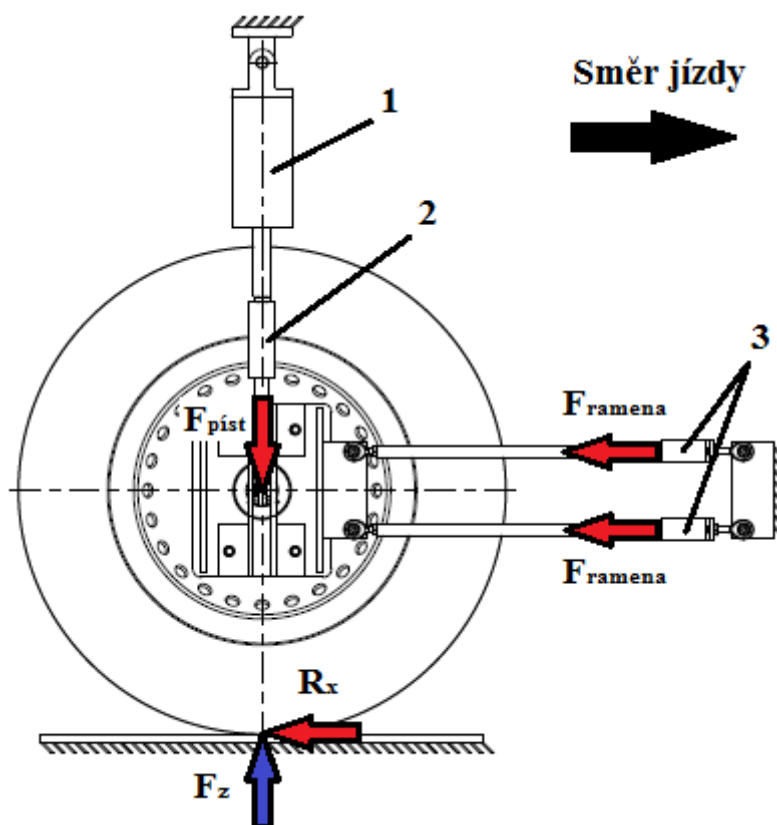
Obr. 6.40 Kompletní model měřicího přívěsu

Celková délka měřicího přívěsu (od středu tažné koule po hranu zadních svítilen) je 2 946 mm. Šířka přívěsu (od vnějších hran blatníků) je 1 774 mm. Hmotnost přívěsu byla určena pomocí programu PTC Creo 2.0. Její hodnota je 689 kg. Záměrně není dosažena maximální povolená hmotnost 750 kg, protože některé součásti jsou vymodelovány pouze přibližně na základě dostupných zdrojů s jejich rozměry. Skutečná hmotnost měřicího přívěsu se od hodnoty určené v programu PTC Creo 2.0 bude také lišit o hmotnost svarů, které nejsou v modelu přívěsu vymodelovány.



7 PRINCIPIÁLNÍ SCHÉMA

Na následujícím obrázku je zobrazeno zavěšení kola s měřenou pneumatikou, s přípevněnými rameny s tenzometrickými snímači síly a také pneumatický válec. Schéma zobrazuje princip měření velikosti valivého odporu pomocí navrženého měřicího zařízení.



Obr. 7.1 Principiální schéma (1 – pneumatický válec, 2 – snímač pro měření síly vyvozené pneumatickým válcem, 3 – snímače sil umístěné v podélných ramenech)

Stlačený vzduch přivedený do pneumatického válce (pozice 1) působením na pístnici vyvolá sílu F_{pist} . Hodnotu této síly je možné měřit pomocí tenzometrického snímače síly (pozice 2). V místě styku pneumatiky s vozovkou vznikne reakční síla F_z . Při jízdě na kolo s měřenou pneumatikou působí také síla valivého odporu, její velikost je možné změřit pomocí snímačů (pozice 1) připevněných k tyčím podélných ramen.



8 ANALÝZA NAPJATOSTI

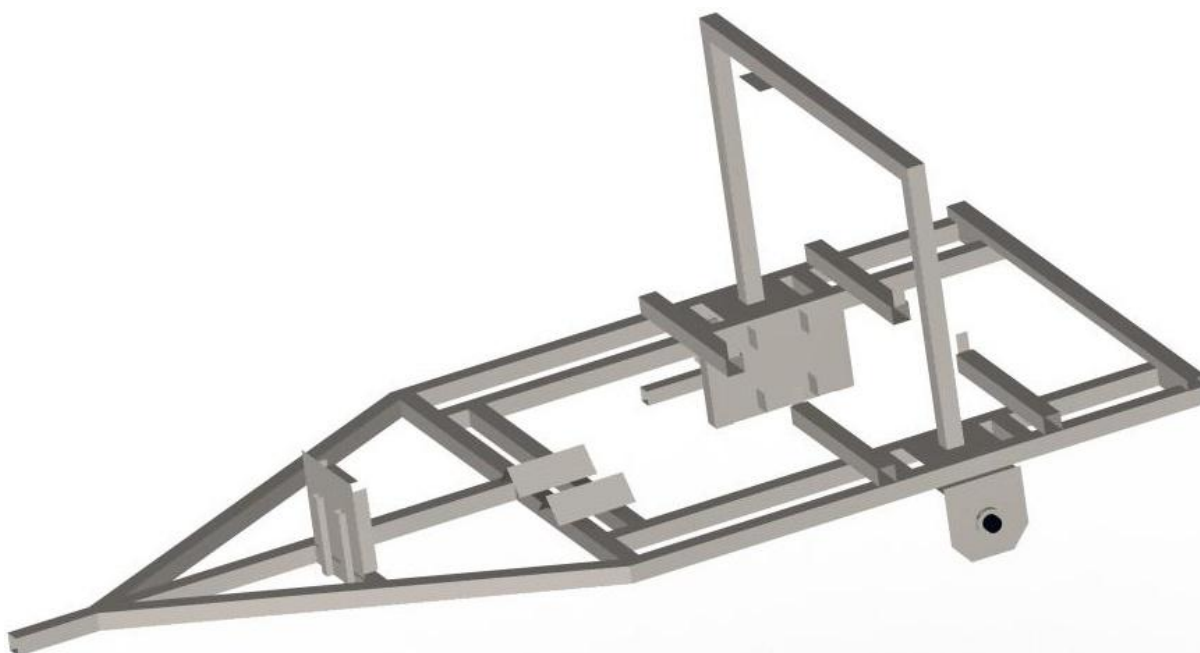
Analýzy napjatosti důležitých částí měřicího přívěsu byly provedeny pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS Workbench 14.0.

8.1 ANALÝZA NAPJATOSTI RÁMU MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU

8.1.1 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Protože se rám skládá z tenkostěnných profilů a plechů, bylo po konzultaci s vedoucím diplomové práce rozhodnuto, že budou při napěťové analýze rámu využity skořepinové prvky. Použitím těchto prvků je možné zkrátit dobu výpočtu při jeho dostatečné přesnosti.

Aby bylo možné pro výpočet napěťové analýzy použít skořepinové prvky, bylo nutné model rámu nejprve zjednodušit a následně vytvořit jeho střednicový model. Zjednodušení modelu rámu spočívalo v odstranění všech otvorů pro šroubové spoje. Z modelu jednotlivých prvků rámu byla také odstraněna všechna zaoblení a zkosení.



Obr. 8.1 Výpočtový model rámu

Tvorba střednicového modelu rámu probíhala opět v programu PTC Creo 2.0. Střednice jednotlivých profilů byly vytvořeny vždy v polovině tloušťky stěny daného profilu nebo uprostřed tloušťky plechu. Následně byly jednotlivé střednice prodlouženy, aby se střednice jednotlivých profilů dotýkaly. Střednicové plochy reprezentující jednotlivé plechy byly v modelu posunuty nebo prodlouženy tak, aby se dotýkaly jiného plechu nebo profilu. Pro zdárné provedení výpočtu analýzy napjatosti nesměly být mezi částmi rámu, které jsou ve skutečnosti v kontaktu, mezery.



Aby bylo možné na model rámu aplikovat okrajové podmínky co nejvíce podobné skutečnosti, byl k střednicovému modelu rámu připojen také střednicový model zavěšení kol po stranách měřicího přívěsu. V modelu zavěšení bylo jako objemový model ponecháno pouze pouzdro pro připevnění náboje od společnosti Maro Kralovice s. r. o. K zavěšení byl připojen také částečný model náboje s podložkou a zjednodušeným modelem korunové matice.

Hotový střednicový model rámu se zavěšením byl uložen ve formátu STEP (.stp). Model geometrie je možné v tomto formátu nahrát do programu ANSYS Workbench. Před uložením střednicového modelu rámu měřicího přívěsu do formátu STEP byl ještě zvolen hlavní souřadný systém, který byl následně použit také v programu ANSYS Workbench. Jako výchozí souřadný systém byl zvolen hlavní souřadný systém rámu. Tento souřadný systém se nachází uprostřed hlavní části modelu rámu.

V programu ANSYS Workbench byla pro analýzu napjatosti zvolena statická strukturální úloha (Static Structural). Po zvolení tohoto typu úlohy je možné pro vytvoření výpočtového modelu použít několik modulů. Pro přípravu výpočtového modelu se používá modul DesignModeler. Do tohoto modulu byl nahrán střednicový model měřicího přívěsu. Po načtení modelu bylo potřeba jednotlivým střednicovým plochám přiřadit odpovídající tloušťku. V modulu DesignModeler byly také připraveny plochy pro následné aplikování okrajových podmínek.

V modulu Mechanical používaném pro nastavení a realizaci výpočtů byly k rámu měřicího přívěsu přidány také hmotné body. Hmotnými body lze nahradit jednotlivé prvky, které jsou k rámu měřicího přívěsu připojeny. Při tvorbě hmotného bodu se určuje jeho poloha, hmotnost a také momenty setrvačnosti tělesa, které hmotný bod nahrazuje. Poloha hmotných bodů musí odpovídat poloze těžiště jednotlivých těles vzhledem ke stejnému souřadnému systému. Pomocí hmotných bodů bylo nahrazeno přídavné závaží, tlaková lahev, kryt zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou a také konstrukce osvětlení. Při tvorbě jednotlivých hmotných bodů byly zvoleny plochy, ke kterým jsou jednotlivé hmotné body připojeny. Poloha hmotných bodů byla určena s využitím programu PTC Creo 2.0, který také umožňuje určit polohu těžiště a momenty setrvačnosti jednotlivých těles k zvolenému souřadnému systému.

8.1.2 KONTAKTNÍ DVOJICE

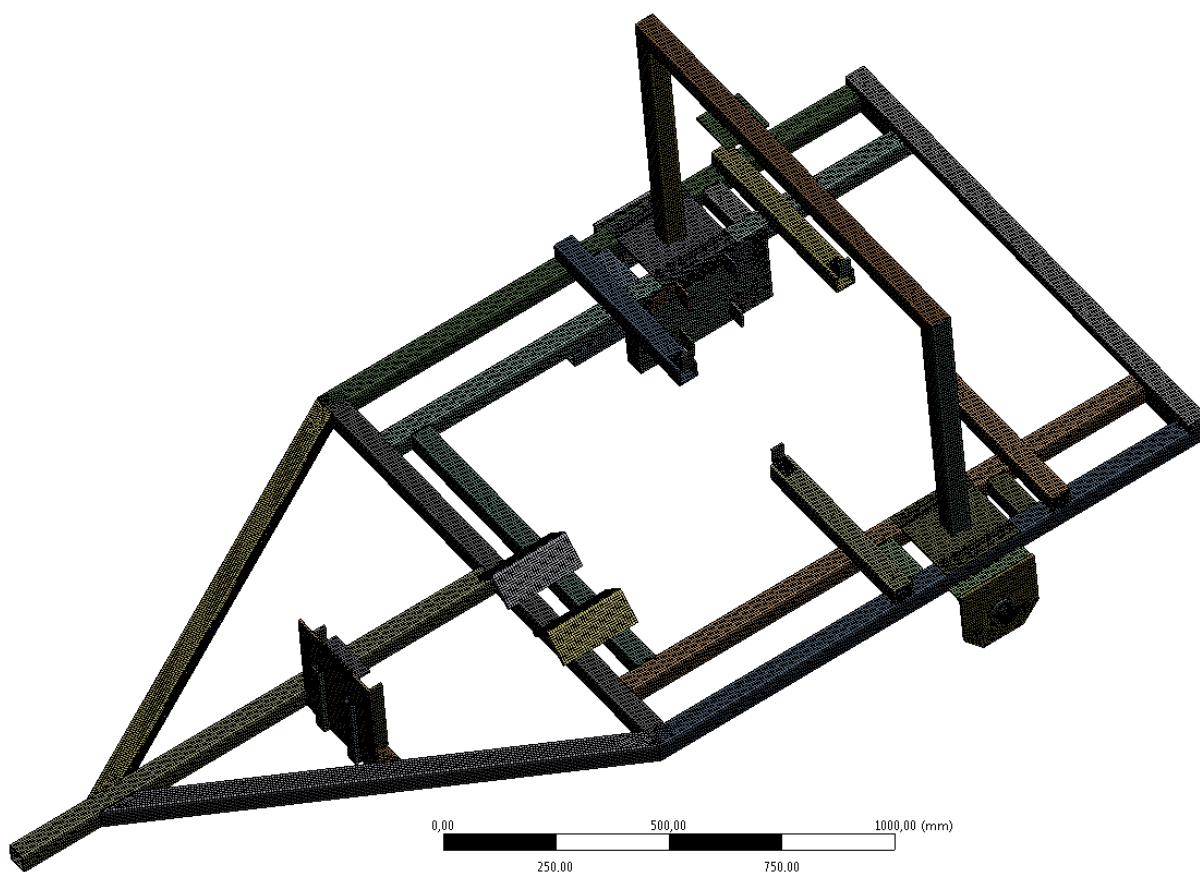
V modulu Mechanical bylo potřeba vytvořit také kontaktní dvojice mezi částmi, které se vzájemně dotýkají. Program ANSYS Workbench je schopen mezi některými částmi vytvořit kontaktní dvojice automaticky. Automaticky vytvořené kontaktní dvojice ale nejsou vždy vytvořeny správně a také orientace v automaticky vytvořených kontaktech je velmi obtížná. Proto byly veškeré automaticky vytvořené kontakty vymazány a následně byly mezi jednotlivými částmi, které se skutečně navzájem dotýkají, vytvořeny kontaktní dvojice ručně. Celkem bylo vytvořeno 105 kontaktních dvojic. Mezi částmi, které jsou k sobě pevně spojeny svarem nebo šroubovým spojem, byly vytvořeny kontakty typu Bonded. Mezi součástmi spojenými navzájem svařováním byla nastavena formulace MPC. Pro řešení kontaktních dvojic, které jsou ve skutečnosti tvořeny šroubovým spojem, byla ponechána výchozí formulace nastavená programem ANSYS Workbench. Mezi výpočtovým modelem nakupovaného náboje a pouzdem pro náboj byly na kontaktních plochách aplikovány



kontakty typu Frictional. Součinitel tření mezi těmito plochami byl zvolen 0,2. Tato hodnota byla zvolena na základě údajů uvedených v knize [11]. Kontakt typu Frictional byl nastaven také mezi pouzdrem pro náboj a podložkou, která na něj působením předpětí vyvolaného korunovou maticí dosedá. Součinitel tření byl opět nastaven na hodnotu 0,2. Pro řešení kontaktů typu Frictional, byla použita formulace označovaná jako Pure Penalty.

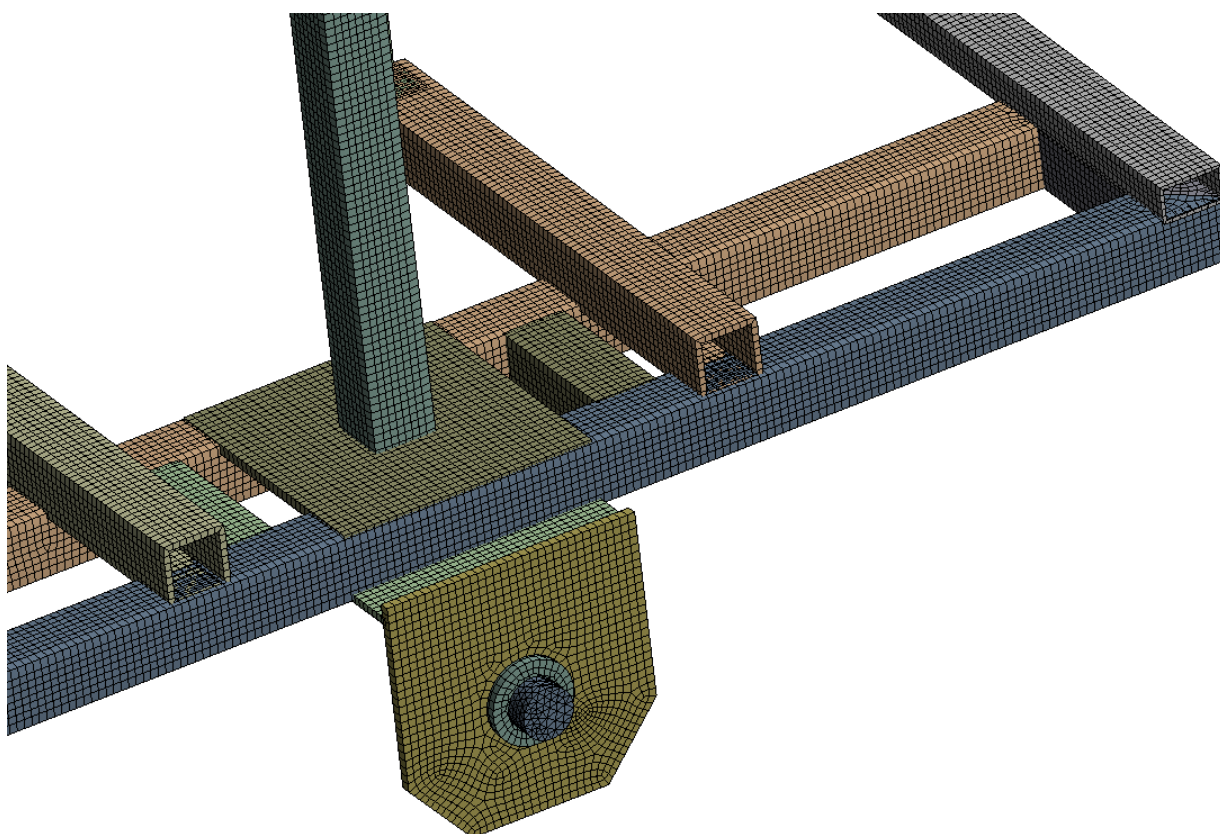
8.1.3 VÝPOČTOVÁ SÍŤ

Síť konečných prvků byla vytvořena v modulu Mechanical programu ANSYS Workbench. Výpočtová síť se skládá ze skořepinových (Shell181), objemových (Solid186, Solid187) a kontaktních prvků (Conta174, Conta175, Targe170). Působení síly předpětí je umožněno díky prvků Prets179.



Obr. 8.2 Síť konečných prvků

Minimální velikost prvku byla nastavena na 2 mm, prvky mohou být velké maximálně 6 mm. Maximální velikost plošných prvků byla nastavena na 5 mm. Síť konečných prvků byla následně vygenerována automaticky. Výpočtová síť se skládá z 182 535 uzlů a 167 603 prvků.



Obr. 8.3 Detail síť konečných prvků

8.1.4 MODEL VAZEB (OKRAJOVÉ PODMÍNKY)

Aplikace silových i geometrických okrajových podmínek byla provedena v modulu statické strukturální analýzy označeném Mechanical.

Na výpočtový model nakupovaného kolového náboje byla aplikována válcová vazba (Cylindrical Support). Posuv v radiálním a axiálním směru byl zamezen. V případě válcové vazby byl ponechán volný pouze tečný (tangenciální) pohyb. Na hrany předního konce středního profilu oje měřicího přívěsu byla nastavena vazba Remote Displacement. U tohoto typu okrajové podmínky lze omezit, nebo povolit jak posuvy ve směru všech os souřadného systému, tak také rotace kolem těchto os. Vazba typu Remote Displacement není vázána přímo na zvolenou geometrii, její umístění se nastavuje pomocí souřadnic vztažených k hlavnímu souřadnému systému. V případě použití této vazby ve výpočtovém modelu měřicího přívěsu byly zamezeny všechny tři posuvy. Rotace kolem všech tří os souřadného systému nebyly omezeny. Vazba Remote Displacement byla umístěna 2 135 mm od počátku hlavního souřadného systému ve směru osy x . Souřadnice ve směru osy y a z byly nastaveny na hodnotu 0 mm. Tímto nastavením je dosaženo nejlepší možné nahrazení přípojného kloubu, kterým je možné měřicí přívěs připojit k tažnému vozidlu.

V modulu Mechanical v programu ANSYS Workbench lze zadat, aby na model rámu měřicího přívěsu působilo tíhové zrychlení a také zrychlení působící ve směru všech tří os souřadného systému. Působení tíhového zrychlení bylo nastaveno v záporném směru



osy z hlavního souřadného systému. Jeho velikost byla ponechána na výchozí hodnotě zadané v programu ANSYS Workbench. Výchozí hodnota zrychlení je $9,807 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

Velikost zrychlení působícího na rám ve svislém směru (ve směru osy z) byla určena z průběhu zrychlení, které bylo poskytnuto vedoucím diplomové práce. Soubor dat obsahoval záznam z měření zrychlení odpružené a neodpružené hmoty osobního vozidla při jízdě ustálenou rychlostí $80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ po běžné (nerozbité) vozovce. Protože měřicí přívěs není vybavený žádným pružicím nebo tlumicím prvkem, bylo z těchto naměřených dat vybráno zrychlení neodpružené hmoty osobního automobilu. Pro analýzu napjatosti byly z průběhu naměřeného zrychlení neodpružené hmoty vozidla vybrány pouze maximální hodnoty. Velikost maximálního kladného zrychlení, které rám při jízdě odlehčuje, je přibližně $5,140 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Maximální zrychlení působící proti směru osy z (směr dolů) dosahuje hodnoty přibližně $4,50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Ve výpočtech je uvažováno pouze maximální zrychlení působící proti směru osy z , které zvyšuje zatížení rámu přívěsu.

Protože program ANSYS Workbench uvažuje pouze působení tíhového zrychlení ve zvoleném směru a u zbývajících zrychlení uvažuje jejich setrvačné účinky, bylo nutné pro zvýšení zatížení rámu měřícího přívěsu, zadat zrychlení působící v záporném směru osy z se znaménkem mínus (při výpočtu toto zrychlení působí směrem vzhůru).

Velikost zpomalení, které na měřicí přívěs může působit při kritickém brzdění, byla stanovena na základě směrnice 98/12/ES. Tato směrnice stanovuje pro vozidla kategorie M_1 hodnotu maximálního brzdného zpomalení na hodnotu $5,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. [45]

Velikost maximálního zrychlení působícího na konstrukci přívěsu při akceleraci byla určena na základě maximální síly, kterou je schopna pneumatika přenést na asfalt. K výpočtu byla použita následující rovnice

$$F_{xmax} = M \cdot a_{zrych} = M \cdot g \cdot \mu_x [N], \quad (17)$$

kde $F_{xmax}[N]$ je maximální síla působící v podélném směru, $M[kg]$ je hmotnost vozidla, $a_{zrych}[m \cdot s^{-2}]$ je zrychlení působící na vozidlo při akceleraci, $g[m \cdot s^{-2}]$ je tíhové zrychlení a $\mu_x[-]$ je součinitel tření mezi vozovkou a pneumatikou (pro asfalt $\mu_x = 0,8$). [8]

Po úpravách lze získat následující vztah pro výpočet maximálního zrychlení působícího na vozidlo při akceleraci

$$a_{zrych} = g \cdot \mu_x [m \cdot s^{-2}]. \quad (18)$$

Velikost vypočítaného zrychlení je $7,848 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

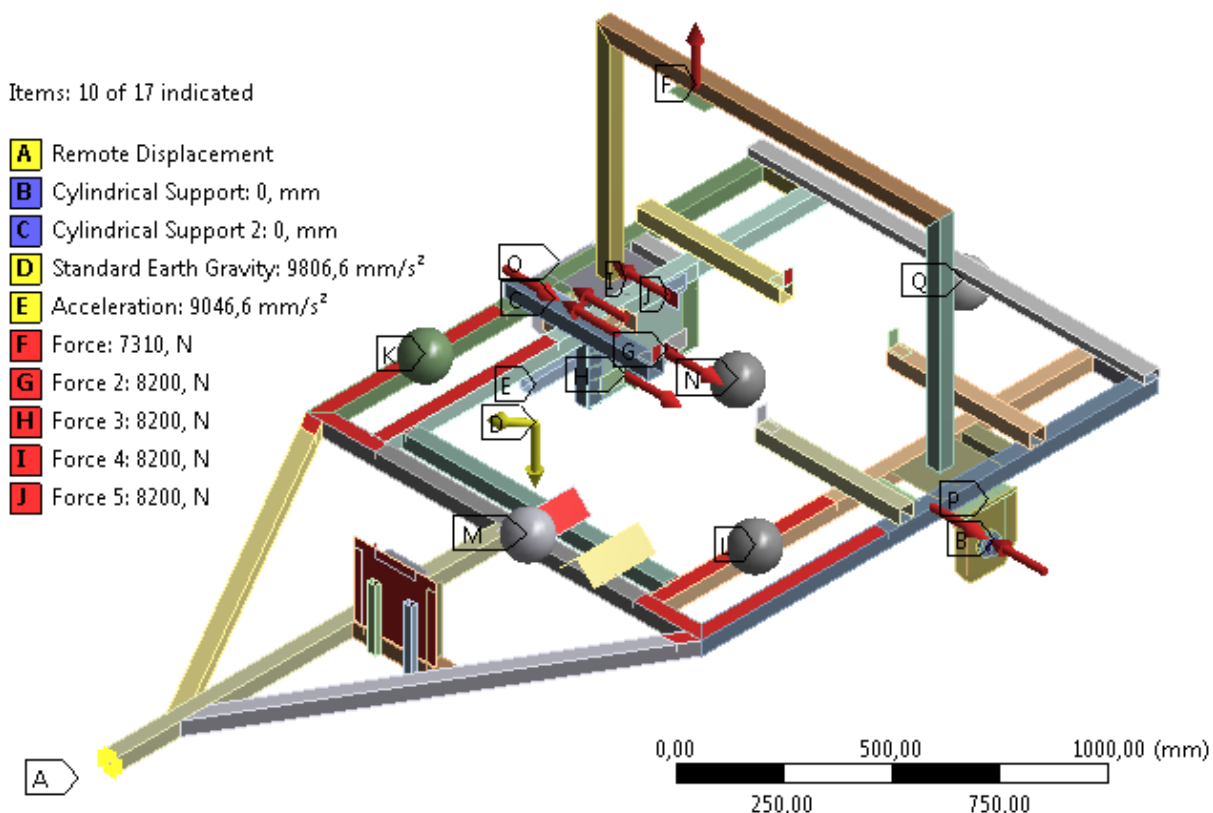
Velikost zrychlení, které na měřicí přívěs může působit při průjezdu zatáčkou, bylo určeno stejným způsobem. Jeho velikost byla výpočtem stanovena na $7,848 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

V místě, kde je k rámu připevněn pneumatický válec, byla aplikována síla o velikosti $7\,310 \text{ N}$. Tato síla po zaokrouhlení odpovídá velikosti síly, kterou může vyvodit pneumatický válec při tlaku 10 barů. Dále byla k této síle přičtena také velikost setrvačné síly. Její velikost byla vypočítána z hmotnosti zavěšení kola pro měřenou pneumatiku a sestavy pneumatického válce s příslušenstvím, které je k němu připojeno. Hmotnost byla zaokrouhlena na 47 kg



a následně vynásobena maximálním zrychlením působícím ve směru osy z, které bylo opět získáno z naměřených dat.

Na místa, kde jsou připevněna příčná ramena k rámu, byla aplikována síla o velikosti 8 200 N. Horní úchyty jsou zatíženy silou ve směru kladné osy y (doprava po směru jízdy), spodní úchyty jsou zatíženy silou v záporném směru osy y (doleva po směru jízdy).



Obr. 8.4 Okrajové podmínky pro zátěžný stav 4 (popsaný níže) zadané v programu ANSYS Workbench

Na výpočtový model kolového náboje je v místě kontaktu náboje a pouzdra pro náboj aplikováno pomocí volby Bolt Pretension předpětí vyvolané utažením korunové matice na náboji. Velikost předpětí byla vypočítána pouze přibližně, protože výrobce náboje nebyl ochoten poskytnout informaci o použitém materiálu a ani o hodnotě utahovacího momentu. Hodnota předpětí byla určena na základě doporučení uvedeného v knize [11].

Výpočet velikosti síly předpětí byl proveden pomocí následující rovnice

$$F_i = 0,75 \cdot A_s \cdot 0,85 \cdot Re [N], \quad (19)$$

kde $F_i [N]$ je síla přepětí, $A_s [mm^2]$ je výpočtový průřez šroubu a $Re [MPa]$ je mez kluzu materiálu. [11]

Hodnota výpočtového průřezu šroubu byla převzata z knihy [11] pro šroub M20 ($A_s = 245 \text{ mm}^2$). Velikost meze kluzu materiálu byla zvolena 235 MPa. Tato hodnota je nejmenší hodnotou meze kluzu materiálu, který je použit v konstrukci měřicího přívěsu. Vypočtená hodnota síly předpětí má hodnotu 36 704 N.



Uvedené velikosti zrychlení a sil, které na měřicí přívěs mohou působit, jsou uvažovány jako limitní. Protože je přívěs opatřen snímači, mělo by se s ním zacházet šetrně. Působící zrychlení by tak měla být v reálném provozu menší.

8.1.5 POSOUZENÍ BEZPEČNOSTI VŮČI MEZI KLUZU

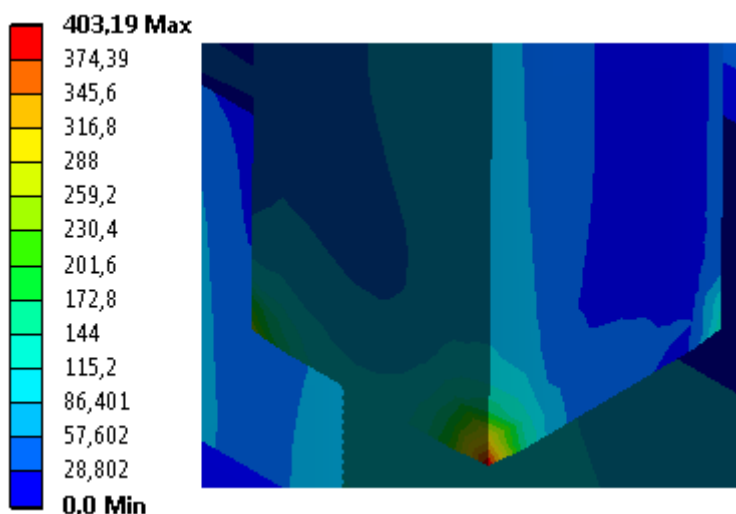
Výsledky analýzy napjatosti byly posuzovány pomocí redukovaného napětí podle teorie měrné energie změny tvaru (dále jen HMM). V programu ANSYS Workbench je redukované napětí vypočítáno podle této teorie označené jako Equivalent Stress (von-Mises).

Postupně bylo napočítáno celkem devět stavů s různým zatížením. Zatížení bylo postupně přidáváno a navzájem kombinováno. Jednotlivé zátěžné stavy jsou uvedeny v následující tabulce. Stavy, kdy na rám měřicího přívěsu působí zrychlení v kladném směru osy z, nebyly uvažovány, protože při těchto stavech dochází k nadlehčení celé konstrukce a výsledky by byly ovlivněny válcovými vazbami aplikovanými na modely kolového náboje.

Tab. 8.1 Jednotlivé zátěžné stavy

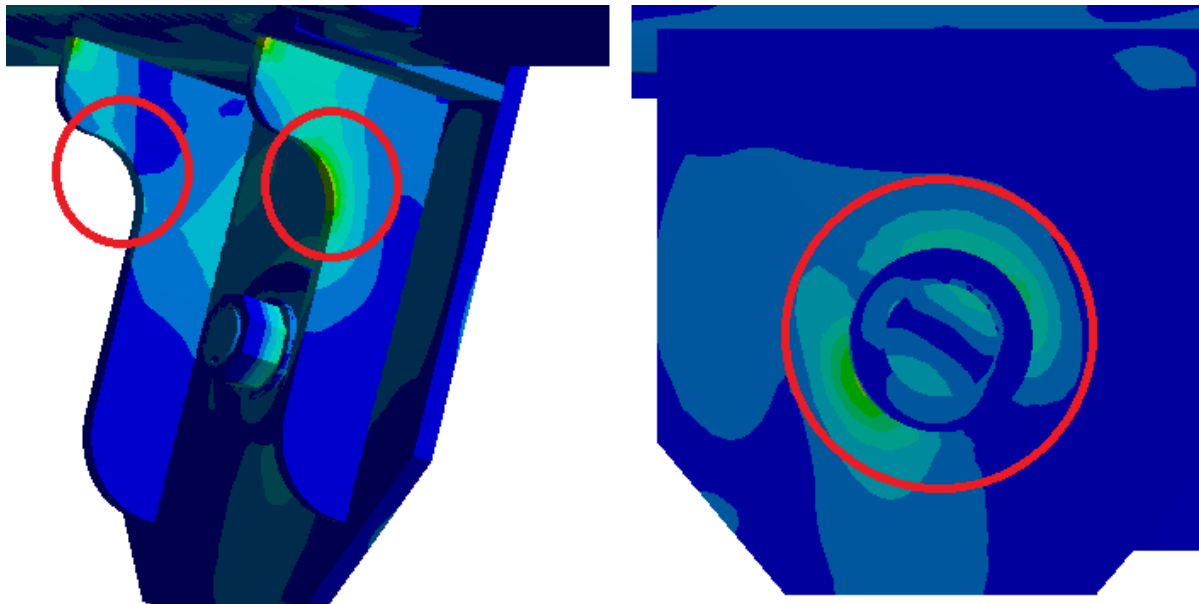
Stav_1	Předpětí	Tíhová síla				
Stav_2	Předpětí	Tíhová síla	Síla od pístu			
Stav_3	Předpětí	Tíhová síla	Síla od pístu	Záporné zrychlení		
Stav_4	Předpětí	Tíhová síla	Síla od pístu	Záporné zrychlení	Akcelerace	
Stav_5	Předpětí	Tíhová síla	Síla od pístu	Záporné zrychlení	Akcelerace	Zatáčení doleva
Stav_6	Předpětí	Tíhová síla	Síla od pístu	Záporné zrychlení	Akcelerace	Zatáčení doprava
Stav_7	Předpětí	Tíhová síla	Síla od pístu	Záporné zrychlení	Brzdění	
Stav_8	Předpětí	Tíhová síla	Síla od pístu	Záporné zrychlení	Brzdění	Zatáčení doleva
Stav_9	Předpětí	Tíhová síla	Síla od pístu	Záporné zrychlení	Brzdění	Zatáčení doprava

Nejvyšší redukované napětí vycházelo vždy na ostrých hranách (v oblasti lokální koncentrace napětí). Velikost těchto napětí proto nelze brát jako směrodatné pro posouzení bezpečnosti vůči mezi kluzu daného materiálu. Proto byla vybrána místa, která jsou od míst s lokální koncentrací napětí vzdálena. Na nich je již možné posoudit velikost redukovaného napětí a následně určit bezpečnost vůči mezi kluzu.

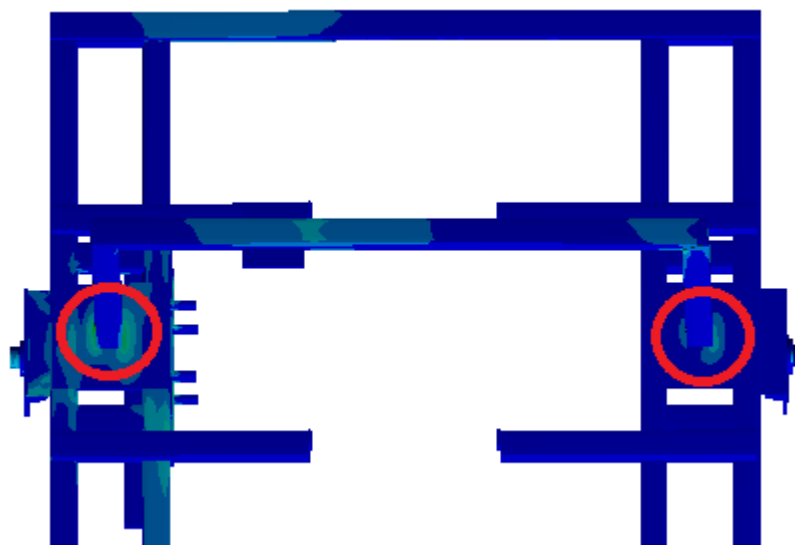


Obr. 8.5 Ukázka místa s koncentrací napětí na ostré hraně (legenda v MPa)

Pro posouzení bezpečnosti vůči mezi kluzu bylo vybráno sedm míst mimo místa s koncentrací napětí, na nichž se po zobrazení rozložení napětí objevovaly nejvyšší hodnoty napětí. Byla vybrána dvě místa na zavěšení kol na obou stranách rámu měřicího přívěsu, poté plechy pro připevnění rámu pro pneumatický píst k rámu přívěsu a také deska pro připevnění příčných ramen k rámu přívěsu. Jednotlivá nebezpečná místa na zavěšení kol a na rámu jsou červeně vyznačena na následujících obrázcích.



Obr. 8.6 Nebezpečná místa na zavěšení kol



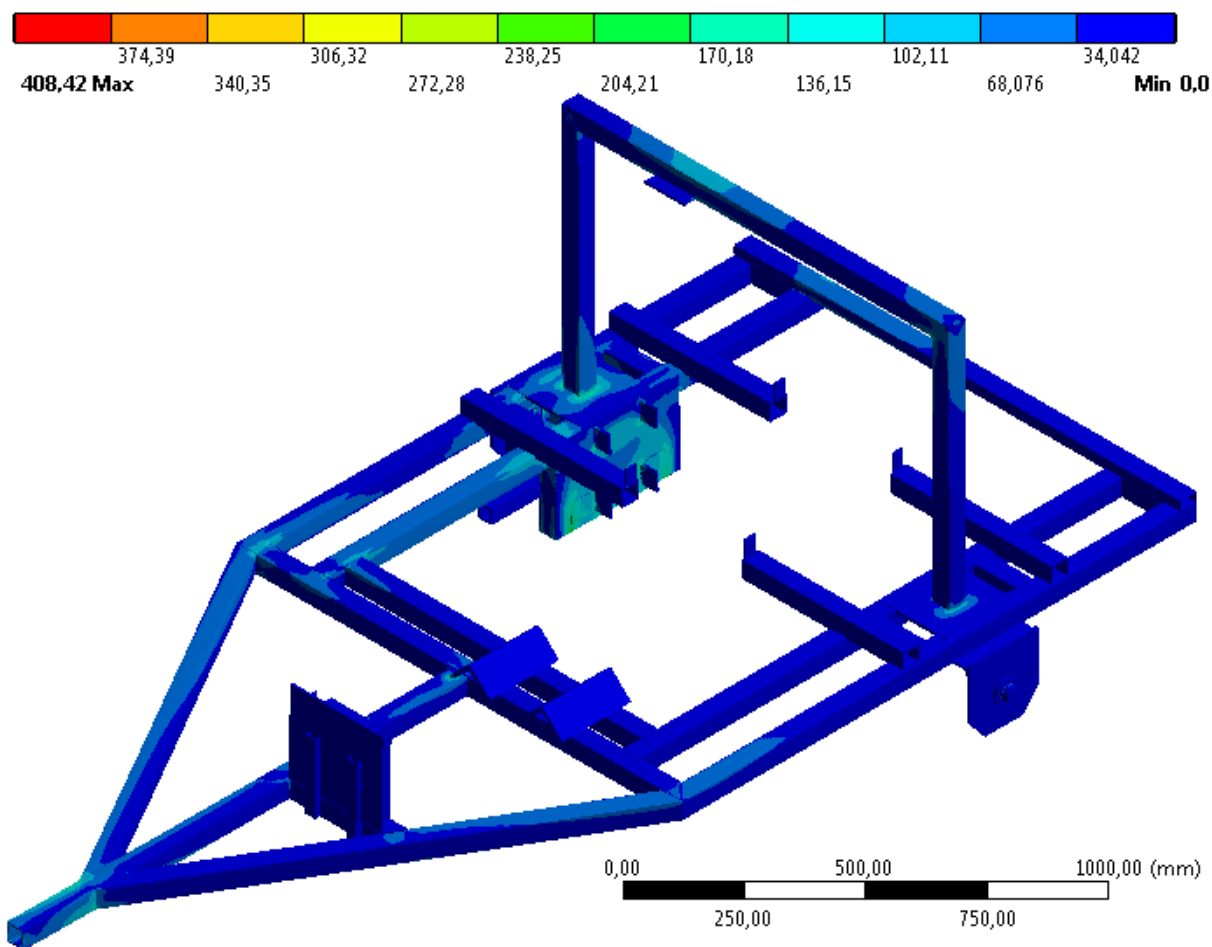
Obr. 8.7 Nebezpečná místa na rámu měřicího přívěsu

Na jednotlivých nebezpečných místech byla určena hodnota redukovaného napětí podle teorie HMM. Hodnoty redukovaných napětí jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 8.2 Redukovaná napětí σ_{red} na jednotlivých nebezpečných místech (hodnoty jsou uvedeny v MPa)

	Zaoblení levé vzpěry	Zaoblení pravé vzpěry	Plech levého zavěšení	Plech pravého zavěšení	Levý plech pro uchycení rámu pro připevnění pneumatického válce	Pravý plech pro uchycení rámu pro připevnění pneumatického válce	Plech pro příčná ramena
Stav_1	92	88	96	99	42	43	1
Stav_2	75	180	74	181	109	192	197
Stav_3	89	188	93	176	91	173	198
Stav_4	86	182	90	170	85	172	197
Stav_5	155	127	167	169	106	194	192
Stav_6	21	226	28	220	104	186	220
Stav_7	90	192	95	180	95	178	194
Stav_8	161	148	173	171	120	186	193
Stav_9	32	236	30	230	97	200	199

Na následujícím obrázku je zobrazen průběh redukovaného napětí na rámu měřicího přívěsu pro devátý zátěžný stav. Průběhy redukovaného napětí pro zbývající zátěžné stavy jsou uvedeny v příloze.



Obr. 8.8 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMH pro stav 9 (legenda v MPa)

Bezpečnost vůči mezi kluzu byla vypočítána pomocí následujícího vzorce

$$k_{Re} = \frac{Re}{\sigma_{red}} [-], \quad (20)$$

kde k_{Re} [-] je hodnota součinitele bezpečnosti vůči mezi kluzu, Re [MPa] je mez kluzu materiálu (oceli) a σ_{red} [MPa] je redukované napětí.

Vybraná nebezpečná místa se nacházejí na součástech měřicího přívěsu vyrobených z oceli s označením S355J2. Minimální mez kluzu této oceli je 355 MPa. [11][12]

Bezpečnosti vůči mezi kluzu na nebezpečných místech jsou pro všechny počítané stavy uvedeny v následující tabulce.

Tab. 8.3 Bezpečnost vůči mezi kluzu k_{Re} pro jednotlivá nebezpečná místa

	Zaoblení levé vzpěry	Zaoblení pravé vzpěry	Plech levého zavěšení	Plech pravého zavěšení	Levý plech pro uchycení rámu pro připevnění pneumatického válce	Pravý plech pro uchycení rámu pro připevnění pneumatického válce	Plech pro příčná ramena
Stav_1	3,86	4,03	3,70	3,59	8,45	8,26	355,0
Stav_2	4,73	1,97	4,80	1,96	3,26	1,85	1,80
Stav_3	3,99	1,89	3,82	2,02	3,90	2,05	1,79
Stav_4	4,13	1,95	3,94	2,09	4,18	2,06	1,80
Stav_5	2,29	2,80	2,13	2,10	3,35	1,83	1,85
Stav_6	16,90	1,57	12,68	1,61	3,41	1,91	1,61
Stav_7	3,94	1,85	3,74	1,97	3,74	1,99	1,83
Stav_8	2,20	2,40	2,05	2,08	2,96	1,91	1,84
Stav_9	11,09	1,50	11,83	1,54	3,66	1,78	1,78

Vypočítané hodnoty bezpečnosti jsou pro všechny zátěžné stavy vyšší než 1, a proto by nemělo dojít k poškození rámu měřicího přívěsu během jeho provozu. Jejich velikosti je však nutné uvažovat s mírnou rezervou. Během výpočtu bylo provedeno několik zjednodušení. Zároveň jsou velikosti sil působících na rám uvažovány jako limitní a při provozu by nemělo být dosaženo jejich velikostí.

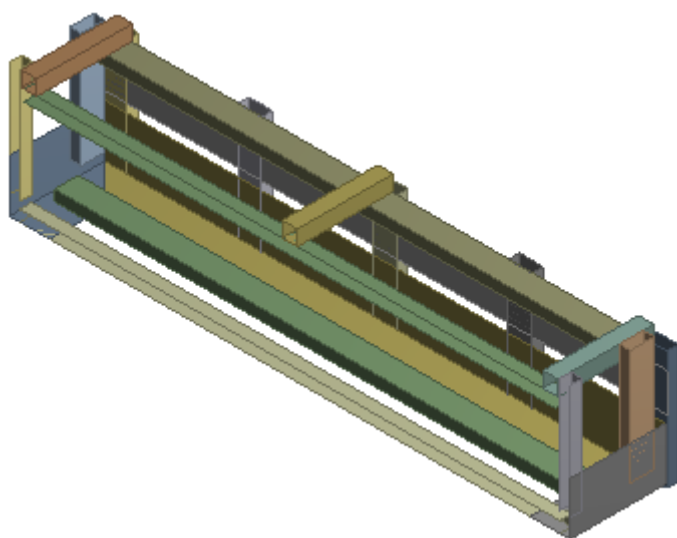
Jako nejhorší jízdní stav podle výsledků bezpečnosti vůči mezi kluzu vychází stav 9, kdy na měřicí přívěs působí tíhové zrychlení, zrychlení v záporném směru osy z , dochází ke kritickému brzdění a měřicí přívěs projíždí pravotočivou zatáčkou (zrychlení působí vpravo ve směru jízdy). Na rám dále působí síla od pneumatického pístu a reakční síly v příčných ramenech. Tento stav by měl být nejnebezpečnější i při reálném provozu. Nejvíce je při tomto stavu zatížena pravá strana přívěsu, na kterou zároveň působí síly od příčných ramen zavěšení kola s měřenou pneumatikou.



8.2 ANALÝZA NAPJATOSTI KONSTRUKCE PRO ULOŽENÍ ZÁVAŽÍ

8.2.1 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

K výpočtu analýzy napjatosti konstrukce pro uložení závaží na rámu měřicího přívěsu jsou použity skořepinové prvky. Jejich použití vyžaduje úpravy modelu a vytvoření jeho střednicového modelu. Protože konstrukce a také její zatížení je symetrické, je možné výpočet provést pouze s polovinou střednicového modelu. Střednicový model byl vytvořen v programu PTC Creo 2.0. Vytvořený střednicový model byl pro následné nahrání do programu ANSYS Workbench uložen ve formátu STEP (.stp). V programu ANSYS Workbench v modulu statické strukturální úlohy, který je označen jako Design Modeler, byl model rozdělen na dvě poloviny. Výpočet dále probíhal pouze s jednou polovinou. V modulu Design Modeler byla také jednotlivým profilům přiřazena odpovídající tloušťka stěny.



Obr. 8.9 Střednicový model konstrukce pro uložení závaží

K vytvořenému modelu konstrukce byl v modulu Mechanical přidán hmotný bod, který nahrazuje závaží uložené v konstrukci. Hmotnému bodu je přiřazena odpovídající hmotnost a momenty setrvačnosti. Poloha hmotného bodu je nastavena tak, aby byla shodná s těžištěm závaží, které hmotný bod nahrazuje.

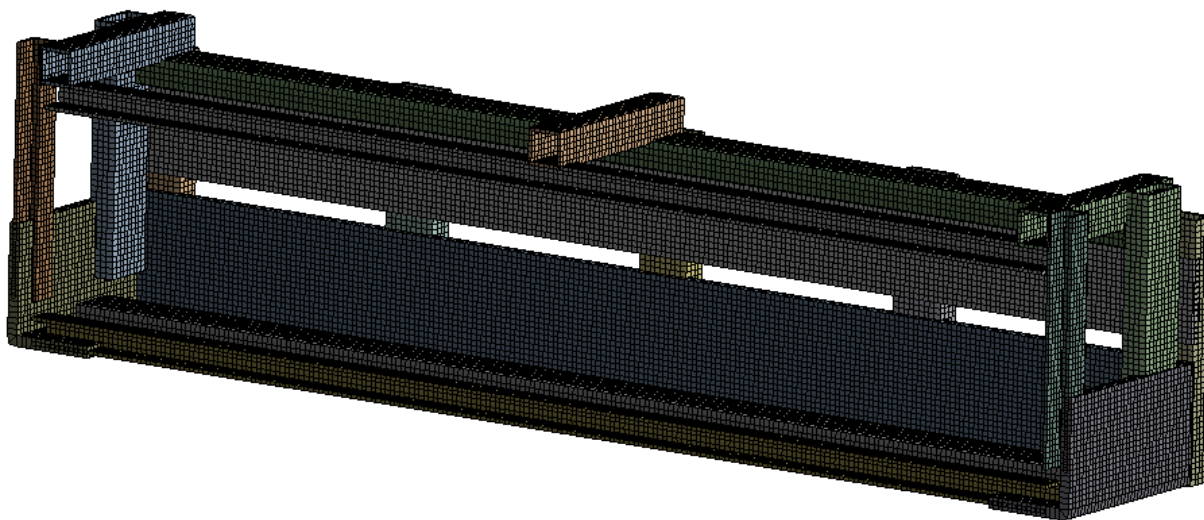
8.2.2 KONTAKTNÍ DVOJICE

Kontaktní dvojice byly vytvořeny v modulu Mechanical. Automatické kontakty mezi tělesy byly vymazány a následně bylo vytvořeno ručně 31 kontaktních dvojic. Protože jsou jednotlivé části spojeny svarovými nebo šroubovými spoji, byly mezi jednotlivými tělesy nastaveny kontakty typu Bonded. Pro výpočet kontaktních dvojic nahrazujících svarové spoje byla vybrána formulace MPC. U kontaktů nahrazujících šroubové spoje byla ponechána formulace nastavená programem ANSYS Workbench.



8.2.3 VÝPOČTOVÁ SÍŤ

Síť konečných prvků použitá pro analýzu napjatosti konstrukce pro uložení závaží na rámu měřicího přívěsu byla vytvořena v modulu Mechanical. Minimální velikost prvku byla nastavena na 1 mm. Maximální velikost prvku byla nastavena na 3 mm. Výpočtová síť se skládá ze skořepinových prvků (Shell181) a kontaktních prvků (Conta174, Target170). Síť konečných prvků obsahuje 44 534 uzlů a 43 035 prvků.

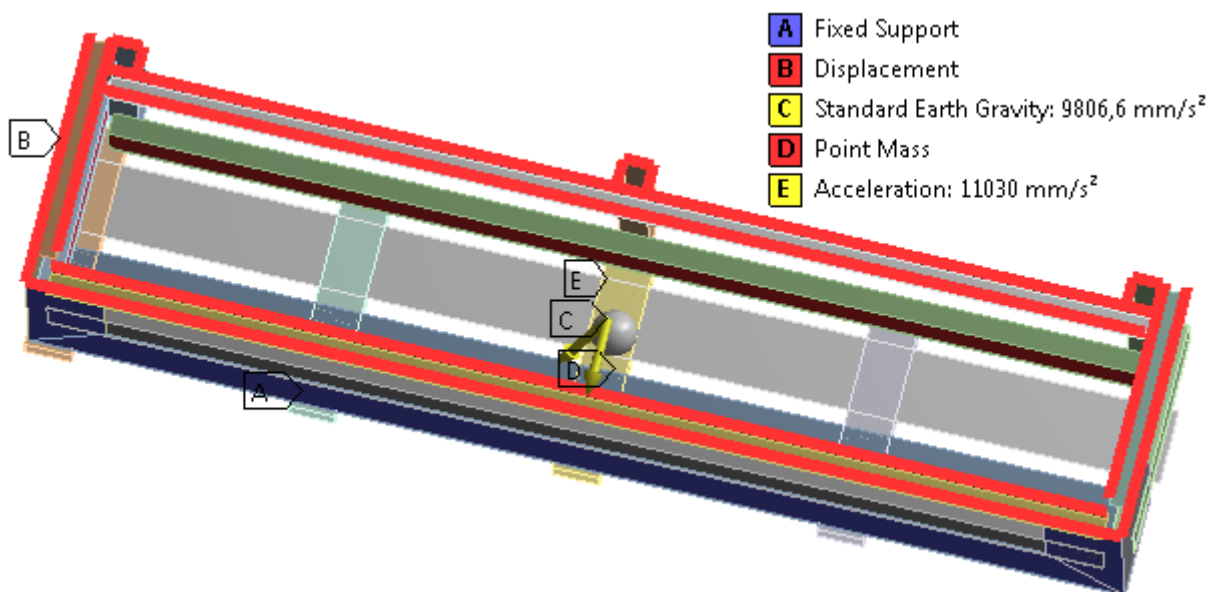


Obr. 8.10 Síť konečných prvků

8.2.4 MODEL VAZEB (OKRAJOVÉ PODMÍNKY)

Na spodní část výpočtového modelu konstrukce pro upevnění závaží byla nastavena vazba Fixed Support. Tato vazba nahrazuje pevné upevnění konstrukce k rámu pomocí šroubů. Jelikož je k výpočtu použita pouze polovina modelu konstrukce, bylo nutné pro splnění podmínky symetrie na hrany „uřezaných“ profilů aplikovat vazbu Displacement. V nastavení této vazby byl omezen posuv ve směru, ve kterém se v celém modelu nachází jeho druhá polovina.

V modulu statické strukturální úlohy Mechanical bylo na model konstrukce aplikováno také zatížení. Konstrukce pro závaží byla postupně zatěžována zrychleními, jejichž velikost a směr odpovídá jednotlivým stavům zatížení. Velikost zrychlení působících v jednotlivých stavech je shodná s hodnotami uvedenými v kapitole 8.1.4. Při analýze napjatosti konstrukce pro uložení závaží byl počítán také stav, při kterém na konstrukci působí zrychlení v kladném směru osy z (směr nahoru) o velikosti $5,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Při působení tohoto zrychlení je možné určit napjatost v horním rámu konstrukce.



Obr. 8.11 Okrajové podmínky zadané v programu ANSYS Workbench

8.2.5 POSOUZENÍ BEZPEČNOSTI VŮČI MEZI KLUZU MATERIÁLU

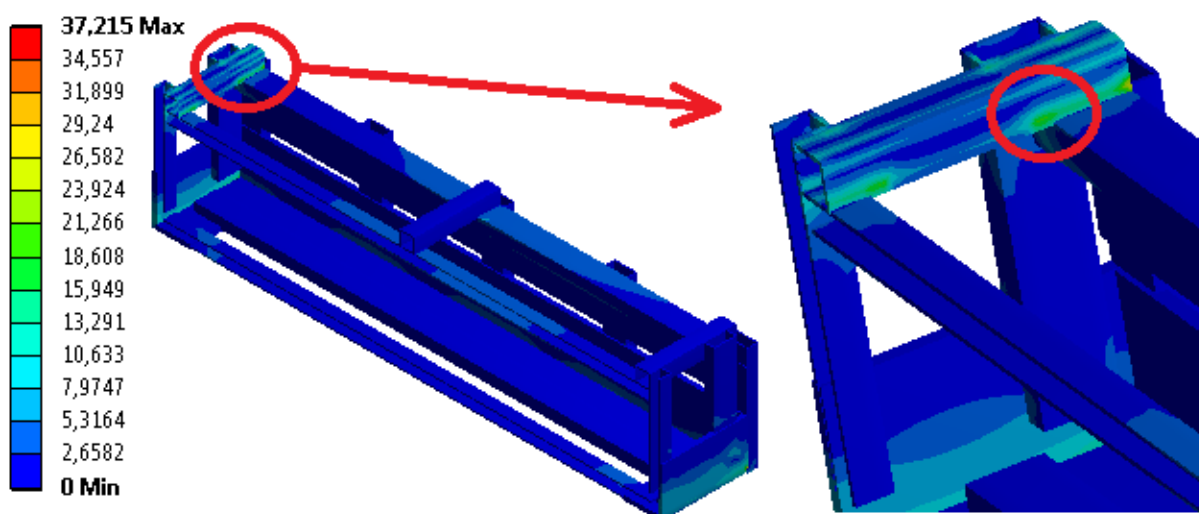
Výsledky analýzy napjatosti byly posuzovány pomocí redukovaného napětí podle teorie měrné energie změny tvaru (dále jen HMM). V programu ANSYS Workbench je redukované napětí vypočítáno podle této teorie označené jako Equivalent Stress (von-Mises).

Postupně bylo napočítáno celkem 5 stavů s různým zatížením. Zatížení bylo postupně přidáváno a navzájem kombinováno. Výběr zátěžných stavů byl proveden na základě analýzy napjatosti rámu měřicího přívěsu. Kromě prvního stavu zatížení na konstrukci pro uložení závaží působí nejvyšší celková zrychlení, která rám konstrukce nejvíce namáhají. Jednotlivé zátěžné stavy jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 8.4 Jednotlivé zátěžné stavy

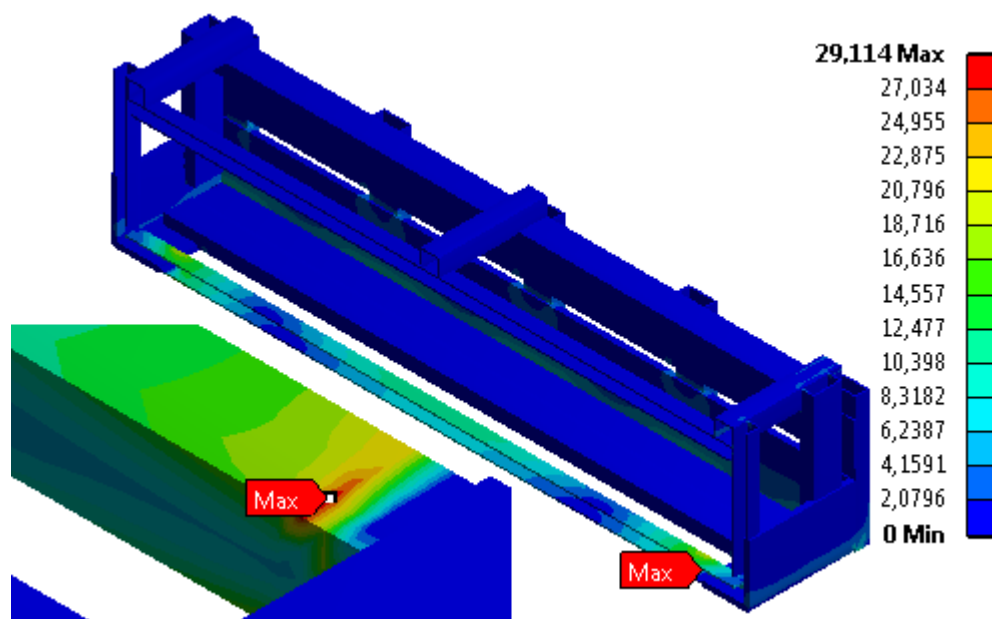
Stav_1	Tíhová síla			
Stav_2	Tíhová síla	Záporné zrychlení	Akcelerace	Boční zrychlení
Stav_3	Tíhová síla	Záporné zrychlení	Brzdění	Boční zrychlení
Stav_4	Tíhová síla	Kladné zrychlení	Akcelerace	Boční zrychlení
Stav_5	Tíhová síla	Kladné zrychlení	Brzdění	Boční zrychlení

V případě prvních tří zátěžných stavů nevyhází nejvyšší hodnoty redukovaných napětí na ostrých hranách, ale na spodních profilech. Proto jsou pro posouzení bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu materiálu uvažovány nejvyšší hodnoty redukovaného napětí. U zbývajících dvou stavů zatížení je nejvyšší hodnota redukovaného napětí na ostré hraně podélného L profilu. Proto u tohoto stavu není nejvyšší hodnota redukovaného napětí v tomto místě uvažována. Hodnota redukovaného napětí je odečtena z příčného profilu horního rámu (místo je zobrazeno na obr. 8.12). V těchto místech vychází nejvyšší hodnoty redukovaného napětí mimo oblasti koncentrace napětí.



Obr. 8.12 Oblast s nejvyšší hodnotou redukovaného napětí na horním rámu konstrukce pro uložení závaží

Hodnota redukovaných napětí pro jednotlivé stavy zatížení jsou uvedeny níže v tab. 8.5. Na následujícím obrázku je zobrazen průběh redukovaného napětí pro třetí zátěžný stav. Průběhy redukovaného napětí pro zbyvající zátěžné stavy jsou uvedeny v příloze.



Obr. 8.13 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro třetí stav zatížení (legenda v MPa)



Tab. 8.5 Hodnoty redukovaného napětí σ_{red} pro jednotlivé stavy zatížení

	Maximální hodnota redukovaného napětí	Napětí na příčném profilu horního rámu
Stav_1	17,3	
Stav_2	29	
Stav_3	29,1	
Stav_4		19,7
Stav_5		17

Profily, na kterých vychází nejvyšší hodnota redukovaného napětí, jsou vyrobeny z oceli S235JRH. Minimální mez kluzu této oceli je 235 MPa. Bezpečnost vůči mezi kluzu byla vypočítána pomocí rovnice (20). Hodnoty součinitele bezpečnosti vůči mezi kluzu jsou pro všechny počítané stavy uvedeny v následující tabulce. [11]

Tab. 8.6 Bezpečnost vůči mezi kluzu k_{Re} pro jednotlivá nebezpečná místa

	Součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu
Stav_1	13,6
Stav_2	8,1
Stav_3	8,1
Stav_4	11,9
Stav_5	13,8

Všechny hodnoty součinitele bezpečnosti vůči mezi kluzu jsou výrazně vyšší než 1, a proto by během používání měřicího přívěsu nemělo dojít k poškození konstrukce pro uložení závaží. Výsledky je opět nutné uvažovat s mírnou rezervou vzhledem k jistým zjednodušením použitým při výpočtu. Aplikované hodnoty zrychlení jsou i při této analýze uvažovány jako limitní. Neměly by být při reálném provozu měřicího přívěsu s ohledem na použité snímače dosaženy.



8.3 ANALÝZA NAPJATOSTI ZAVĚŠENÍ KOLA S MĚŘENOU PNEUMATIKOU

8.3.1 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Model zavěšení kola pro měřenou pneumatiku bylo nutné před samotným výpočtem částečně zjednodušit. Protože bylo rozhodnuto, že výpočet bude probíhat s objemovými prvky, nebyl vytvářen střednicový model zavěšení. Pouze „kompletní“ model kolového náboje byl nahrazen částečným modelem s podložkou a korunovou maticí. K modelu byly dále připojeny zjednodušené modely šroubů pro připevnění příčných ramen a pneumatického válce. Do sestavy modelu zavěšení kola pro měřenou pneumatiku byly přidány také modely středících vložek, které jsou vloženy do otvorů v kloubových hlavicích. Pro následnou aplikaci okrajových podmínek byl model zavěšení dále doplněn zjednodušenými modely kloubových hlavic. Jakmile byl výpočtový model připraven, proběhlo jeho uložení ve formátu STEP (.stp). V tomto formátu bylo možné model zavěšení nahrát do příslušného modulu statické strukturální analýzy v programu ANSYS Workbench. V modulu DesignModeler nebyla prováděna žádná další úprava nahraného modelu.



Obr. 8.14 Výpočtový model zavěšení kola s měřenou pneumatikou

8.3.2 KONTAKTNÍ DVOJICE

Pro aplikaci okrajových podmínek byl použit modul Mechanical. V tomto modulu bylo potřeba vytvořit kontaktní dvojice mezi částmi, které se vzájemně dotýkají. Kontaktní dvojice vytvořené programem ANSYS Workbench byly v modulu Mechanical odstraněny a mezi jednotlivými částmi, které se skutečně navzájem dotýkají, byly vytvořeny kontaktní dvojice ručně. Celkem bylo vytvořeno 81 kontaktních dvojic. Mezi částmi, které jsou k sobě pevně spojeny svarem nebo šroubovým spojem, byly vytvořeny kontakty typu Bonded. Nastavení formulace, kterou program ANSYS Workbench pro jejich řešení využívá, bylo ponecháno ve výchozím nastavení. Mezi součástmi, přes které jsou k zavěšení připevněna příčná ramena a sestava pneumatického válce s příslušenstvím, byly nastaveny třecí kontakty (typ

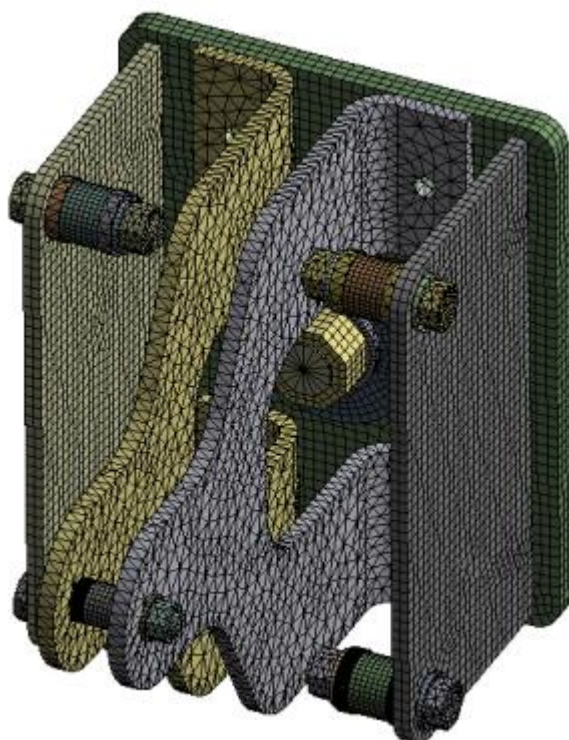


Frictional). Součinitel tření mezi těmito plochami byl zvolen 0,2. Tato hodnota byla zvolena na základě údajů uvedených v knize [11]. Pro řešení kontaktů typu Frictional, byla použita formulace s označením Pure Penalty.

8.3.3 VÝPOČTOVÁ SÍŤ

V modulu Mechanical byla vytvořena automatická síť konečných prvků. Velikost prvků byla změněna na 4 mm. Síť byla dále upravena na středících vložkách, které jsou vloženy do kloubové hlavice pro připojení sestavy pneumatického válce k zavěšení. Velikost prvků na těchto středících vložkách byla nastavena na 0,5 mm. Výpočtová síť byla vytvořena pomocí metody Hex Dominant. Síť konečných prvků byla stejným způsobem nastavena také na středících vložkách vložených do kloubové hlavice pravého spodního příčného ramene. Po spuštění prvního výpočtu byla na základě chybových hlášek vypsáných programem ANSYS Workbench upravena také síť vytvořená na podložkách. Velikost prvků byla zmenšena na 2 mm. Výpočtová síť zbývajících těles již dále nebyla upravována. Popsaný postup tvorby sítě konečných prvků byl zvolen hlavně kvůli použité výpočetní technice, která neumožňovala provést výpočet s menší velikostí prvků.

Síť se skládá z 506 813 uzlů a 117 089 prvků. Výpočtová síť je tvořena objemovými prvky (Solid186, Solid187) a kontaktními prvky (Conta174, Target170). Působení síly předpětí ve šroubech je umožněno díky použití prvků Prets179.



Obr. 8.15 Síť konečných prvků



8.3.4 MODEL VAZEB (OKRAJOVÉ PODMÍNKY)

Na zjednodušené modely vložek kloubových hlavice, kterými jsou k zavěšení kola s měřenou pneumatikou připevněna příčná ramena, byly aplikovány válcové vazby (Cylindrical Support). Posuv v radiálním a axiálním směru byl zamezen. V případě válcové vazby byl ponechán volný pouze tečný (tangenciální) pohyb. Na zjednodušený model vložky kloubové hlavice pro připevnění pneumatického válce k zavěšení, byla aplikována síla o velikosti 7 068 N. Velikost síly odpovídá síle vyvozené pneumatickým válcem při tlaku 10 barů (0,1 MPa). Její velikost je limitní a při reálném použití měřicího přívěsu by neměla být dosažena, protože pro zatížené pneumatiky silou odpovídající 500 kg je zcela dostačující tlak stlačeného vzduchu 8 barů (0,8 MPa).

Na zjednodušený model náboje pro připevnění kola s měřenou pneumatikou byla aplikována válcová vazba (Cylindrical Support). U této válcové vazby byly zamezeny pohyby ve všech směrech. V místě, kde je náboj zasunut do vložky v zavěšení, byla aplikována pomocí volby Bolt Pretension síla předpětí vyvolaná utažením korunové matice na náboji. Velikost síly je 36 704 N.

Na výpočtové modely šroubů bylo pomocí volby Bolt Pretension aplikováno předpětí vyvolané utažením matice. Velikost předpětí byla vypočítána na základě vztahů uvedených v knize [11] pro šroubové spoje namáhané kolmo k ose šroubu. Pro tyto spoje musí platit následující rovnice

$$F_i \cdot f_s \geq \frac{k_n \cdot F}{i}, \quad (21)$$

kde F_i [N] je síla předpětí, f_s [-] je součinitel tření na stykových plochách spojovaných součástí, k_n [-] je návrhový součinitel, F [N] je síla působící na jeden šroub a i [-] je počet šroubů. Ve výpočtech je hodnota návrhového součinitele k_n rovna 1,5. [11]

Velikost síly působící na šroub byla vypočítána pomocí momentové rovnováhy stejným způsobem, jako je tomu u síly působící na úchyty příčných ramen na rámu měřicího přívěsu. Její velikost je 8 200 N. Velikost síly působící na šroub M8 je rovna síle vyvolané pneumatickým válcem při tlaku 10 barů (1 MPa). Její velikost je rovna 7 068 N.

Výpočet velikosti síly předpětí byl proveden pomocí následující rovnice

$$F_i = 0,9 \cdot A_s \cdot S_p \text{ [N]}, \quad (22)$$

kde F_i [N] je síla předpětí, A_s [mm²] je výpočtový průřez šroubu a S_p [MPa] je zkušební napětí. [11]

Pro připevnění příčných ramen jsou použity šrouby M10 pevnostní třídy 10.9. Zkušební napětí S_p pro tyto šrouby má hodnotu 830 MPa. Výpočetní průřez šroubu A_s je roven 58 mm². Pneumatický válec je k zavěšení kola s měřenou pneumatikou připevněn pomocí šroubu M8 pevnostní třídy 10.9. Velikost zkušebního napětí S_p je stejná jako u šroubů M10. Výpočetní průřez A_s šroubů M8 je 36,6 mm². [11]

Na základě těchto hodnot byl proveden výpočet podle rovnice (21) a (22).



Pro šroub M10:

$$F_i = 0,9 \cdot 58 \cdot 830 = 43326 \text{ N}, \quad (23)$$

$$43326 \cdot 0,4 \geq \frac{1,5 \cdot 8200}{1}, \quad (24)$$

$$17300,4 \geq 12300, \quad (25)$$

Pro šroub M10 rovnice (22) platí. Síla předpětí o velikosti 43 326 N je dostatečně velká na to, aby nedošlo k smykovému namáhání šroubu. Tato síla je aplikována ve výpočtovém modelu pomocí volby Bolt Pretension na šrouby M10.

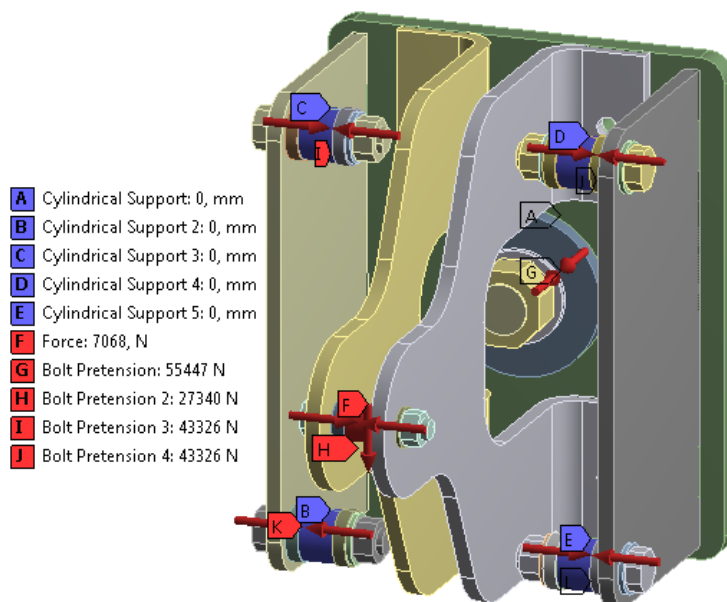
Pro šroub M8:

$$F_i = 0,9 \cdot 36,6 \cdot 830 = 27340,2 \text{ N}, \quad (26)$$

$$27340 \cdot 0,4 \geq \frac{1,5 \cdot 7068}{1}, \quad (27)$$

$$10936,1 \geq 10602, \quad (28)$$

I pro šroub M8 rovnice (22) platí. Síla předpětí o velikosti 27 340 N je dostatečně velká na to, aby nedošlo k smykovému namáhání šroubu. Proto je tato síla aplikována ve výpočtovém modelu pomocí volby Bolt Pretension na šroub M8.



Obr. 8.16 Okrajové podmínky pro první zátěžný stav zadané v programu ANSYS Workbench



8.3.5 POSOUZENÍ BEZPEČNOSTI VŮČI MEZI KLUZU

Výsledky analýzy napjatosti byly posuzovány pomocí redukovaného napětí podle teorie měrné energie změny tvaru (dále jen HMM).

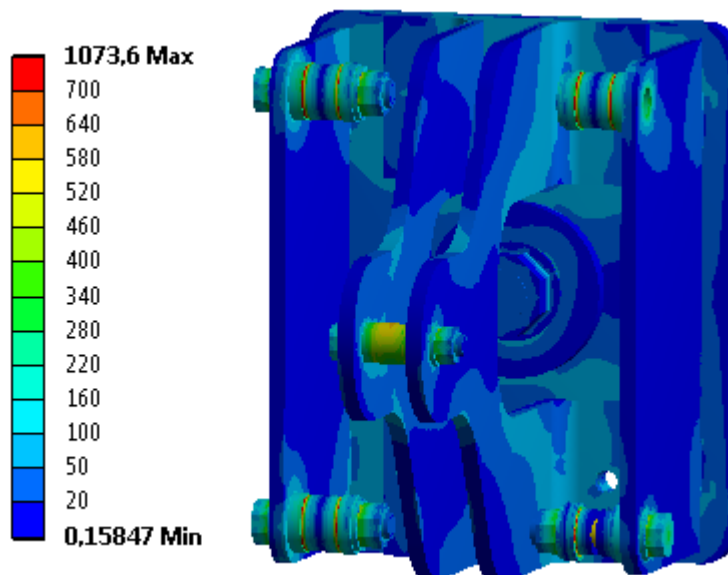
Výpočet v programu ANSYS Workbench byl proveden pro dva stavy zatížení. Prvním stavem je zatížení silou předpětí na všech šroubech. Při výpočtu druhého stavu je zavěšení kola pro měřenou pneumatiku zatíženo předpětím šroubů a také silou o velikosti 7 068 N.

Redukované napětí vychází nejvyšší na vložkách vložených do kloubových hlavice, které jsou použity pro připevnění říčních ramen k zavěšení kola s měřenou pneumatikou. Maximální velikost redukovaného napětí je 1 097 N. Toto napětí se nachází na zaoblení kloubové vložky a je vyvoláno silou předpětí. Maximální hodnota napětí na vložkách vychází pro první zátěžný stav. Kvůli tomuto vysokému napětí je potřeba k výrobě vložek použít materiál s označením 90MnCrV8+A.

Na součástech zavěšení kola s měřenou pneumatikou vychází nejvyšší napětí v otvoru pro šroub, kterým se k zavěšení připevňují kloubové hlavice. Mimo otvory dosahuje redukované napětí hodnoty pro druhý stav zatížení maximálně velikosti 90 MPa. Hodnoty napětí na jednotlivých součástech jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 8.7 Redukovaná napětí σ_{red} (hodnoty jsou uvedeny v MPa)

	Vložky kloubových hlavice	Otvory v úchytech pro připevnění pneumatického válce	Otvory v pleších pro připevnění příčných ramen
Stav_1	1097	276	260
Stav_2	1074	280	283



Obr. 8.17 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro druhý stav zatížení (legenda v MPa)

Pro posouzení bezpečnosti vůči mezi kluzu na vložkách kloubových hlavice je pro materiál 90MnCrV8+A uvažována velikost meze kluzu 2 200 MPa. Tato hodnota je nejnižší hodnotou



uvedenou v materiálovém listu této oceli. Součásti, ze kterých je složeno zavěšení kola s měřenou pneumatikou, jsou vyrobeny z oceli s označením S355J2 s minimální mezí kluzu 355 MPa. Bezpečnost vůči mezi kluzu je vypočítána pomocí rovnice (20). Hodnoty bezpečnosti jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 8.8 Součinitele bezpečnosti vůči mezi kluzu materiálu k_{Re}

	Vložky kloubových hlavíc	Otvory v úchytech pro připevnění pneumatického válce	Otvory v pleších pro připevnění příčných ramen
Stav_1	2,01	1,29	1,37
Stav_2	2,05	1,27	1,25

Hodnoty součinitelů bezpečnosti vůči mezi kluzu jsou pro všechna vybraná nebezpečná místa vyšší než 1. Jejich velikost je však nutné brát s rezervou kvůli zjednodušením, která byla během výpočtu použita. Zároveň je nutné brát v úvahu, že síly působící na zavěšení kola s měřenou pneumatikou jsou brány jako limitní. Během používání měřicího přívěsu, by měly být silové účinky menší.



9 POSOUZENÍ BEZPEČNOSTI VŮČI MEZNÍMU STAVU ÚNAVY MATERIÁLU

Protože bude měřicí přívěs zatěžován silami, jejichž velikost se v průběhu používání přívěsu bude měnit, je zapotřebí posoudit bezpečnost vůči meznímu stavu únavy materiálu.

Posouzení bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy je provedeno pomocí metody LSA. Metoda LSA slouží k přibližnému výpočtu únavové životnosti s využitím metody konečných prvků. K určení únavové životnosti se využívají skutečné hodnoty napětí stanovené pomocí metody konečných prvků.

Postup výpočtu únavové životnosti pomocí metody LSA vychází z podkladů k přednáškám z předmětu Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II a také z diplomové práce Lukáše Kapouna. [6][38]

Při výpočtu bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy je nejprve potřeba určit poměrný gradient, kterým je možné popsat koncentraci napětí. K určení poměrného gradientu je zapotřebí určit redukované napětí ve dvou sousedních uzlech sítě konečných prvků a také vzdálenost mezi nimi. Poměrný gradient se vypočítá pomocí následující rovnice

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{redX}} \cdot \max\left(\frac{\sigma_{redX} - \sigma_{redXi}}{|\bar{x}_i|}\right) [mm^{-1}], \quad (29)$$

kde $\chi_R [mm^{-1}]$ je poměrný gradient, $\sigma_{redX} [MPa]$ je nejvyšší redukované napětí ve zvoleném uzlu výpočtové sítě, $\sigma_{redXi} [MPa]$ je redukované napětí v sousedním uzlu výpočtové sítě a $|\bar{x}_i| [mm]$ je vzdálenost mezi uzly.

V dalším kroku je nutné s využitím poměrného gradientu určit korekční součinitel

$$f_g = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cO} - 1}{2}}{d_{vz}} \cdot \chi_R [-], \quad (30)$$

kde $f_g [-]$ je korekční součinitel, $\sigma_{cO} [MPa]$ je mez únavy materiálu v ohybu, $\sigma_{cT} [MPa]$ je mez únavy materiálu v tahu a $d_{vz} [mm]$ je průměr zkušební vzorku.

Protože při výpočtu pomocí metody konečných prvků neznáme nominální napětí, je potřeba součinitele koncentrace napětí vypočítat na základě poměru vrubového součinitele β a součinitele tvaru α_{tv}

$$\frac{\beta}{\alpha_{tv}} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{Re}{810}\right)} [-], \quad (31)$$

kde $\beta [-]$ je vrubový součinitel, $\alpha_{tv} [-]$ je součinitel tvaru a $Re [MPa]$ je mez kluzu materiálu.



Z důvodu proměnného namáhání součást je nutné určit maximální a minimální hodnotu redukovaného napětí v daném místě součásti. Maximální napětí se vypočítá následujícím vztahem

$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_1) \cdot \sigma_{redmax} [MPa], \quad (32)$$

kde $\sigma_{emax} [MPa]$ je maximální hodnota redukovaného napětí, $\sigma_1 [MPa]$ je první hlavní napětí a $\sigma_{redmax} [MPa]$ je maximální redukované napětí ve zvoleném uzlu. Funkce sign slouží k určení znaménka maximální hodnoty redukovaného napětí.

Minimální napětí se určí následujícím vzorcem

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_1) \cdot \sigma_{redmin} [MPa], \quad (33)$$

kde $\sigma_{emin} [MPa]$ je minimální hodnota redukovaného napětí a $\sigma_{redmin} [MPa]$ je minimální redukované napětí ve zvoleném uzlu.

Po vypočítání maximálního a minimálního napětí lze vypočítat amplitudu a střední hodnotu napětí

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} [MPa], \quad (34)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} [MPa], \quad (35)$$

kde $\sigma_{ea} [MPa]$ je amplituda napětí a $\sigma_{em} [MPa]$ je střední hodnota napětí.

Na závěr je možné určit součinitel únavové bezpečnosti k_u

$$\frac{1}{k_u} = \frac{\beta}{\alpha_{tv}} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{CT} \cdot \eta_{\sigma} \cdot v_{\sigma} \cdot f_g} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} [-], \quad (36)$$

kde $\eta_{\sigma} [-]$ je součinitel vlivu velikosti, $v_{\sigma} [-]$ je součinitel pravděpodobnosti přežití a $R_m [MPa]$ je mez pevnosti materiálu.

9.1 RÁM MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU

Při výpočtu bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy rámu měřicího přívěsu bylo nutné nejprve zvolit dva zátěžné stavy, z nichž se určí velikosti redukovaného napětí. Při výběru stavu zatížení rámu přívěsu byly uvažovány stavy uvedené v tab. 8.1. Jako první byl zvolen zátěžný stav 1, kdy na měřicí přívěs působí tíhová síla a na modely kolových nábojů je aplikována síla předpětí. Druhým zvoleným zátěžným stavem je stav 8, protože při tomto stavu vychází nejmenší hodnoty součinitele bezpečnosti vůči mezi kluzu materiálu. Posouzení bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy je provedeno na zaoblení vzpěry pravého zavěšení, které je při tomto stavu nejvíce zatíženo a také na tomto místě vychází nejmenší bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu.

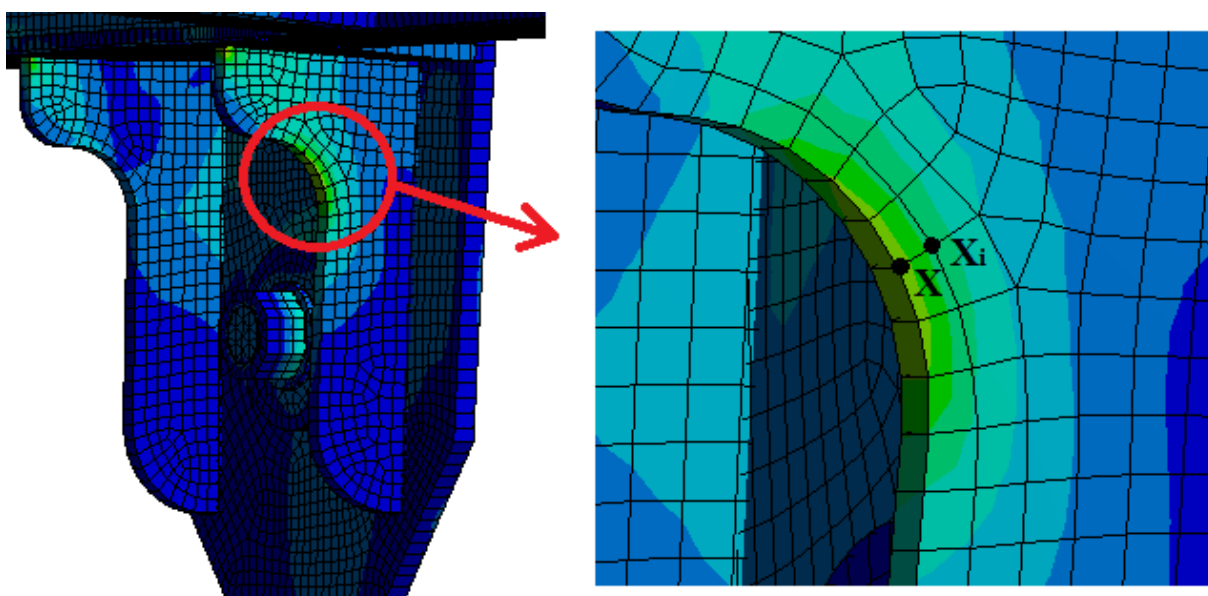
Vstupní hodnoty pro výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu jsou uvedeny v následující tabulce. Hodnoty jsou použity z následujících informačních zdrojů [6][11][38].



Tab. 9.1 Vstupní parametry pro výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu

Veličina	Označení	Hodnota
Mez kluzu	R_e	355 MPa
Mez pevnosti	R_m	490 MPa
Mez únavy v tahu	σ_{cT}	185 MPa
Mez únavy v ohybu	σ_{cO}	240 MPa
Součinitel vlivu velikosti	η_σ	0,89
Součinitel pravděpodobnosti přežití	ν_σ	0,897
Průměr zkušební vzorku	d_{vz}	7,5 mm

Pro výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu bylo zapotřebí na vzpěře zavěšení vybrat uzel s nejvyšší hodnotou redukováného napětí při stavu 8 a sousední uzel, tak aby hodnota zlomku $\left(\frac{\sigma_{redX} - \sigma_{redXi}}{|\bar{x}_i|}\right)$ byla nejvyšší. Také bylo nutné určit vzdálenost mezi vybranými uzly. Vybrané uzly jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obr. 9.1 Vybrané uzly

Redukované napětí v uzlu X má hodnotu 236,0 MPa, redukované napětí v uzlu X_i dosahuje hodnoty 165,3 MPa. Vzdálenost uzlů je 3,78 mm.

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty poměrného gradientu, korekčního součinitele a poměru β/α_{tv} , které jsou vypočítány podle rovnic (29), (30) a (31).


 Tab. 9.2 Hodnoty poměrného gradientu, korekčního součinitele a poměru β/α_{tv}

Poměrný gradient χ_R	0,0793
Korekční součinitel f_g	1,0884
Poměr β/α_{tv}	1,0458

V následující tabulce jsou uvedeny maximální a minimální hodnoty redukovaného napětí, prvního hlavního napětí a třetího hlavního napětí pro první a osmý zátěžný stav ve zvoleném uzlu X. Hodnoty hlavních napětí byly určeny v programu ANSYS Workbench.

Tab. 9.3 Hodnoty napětí ve zvoleném uzlu X

Napětí pro stav 1			Napětí pro stav 8		
Veličina	Označení	Hodnota [MPa]	Veličina	Označení	Hodnota [MPa]
Redukované napětí	$\sigma_{redmax1}$	21,4	Redukované napětí	$\sigma_{redmin8}$	236,0
První hlavní napětí	σ_{11}	21,7	První hlavní napětí	σ_{18}	255,8
Třetí hlavní napětí	σ_{31}	-3,5	Třetí hlavní napětí	σ_{38}	0

Z těchto hodnot je následně vypočítáno maximální napětí σ_{emax} , minimální napětí σ_{emin} , amplituda napětí σ_{ea} , střední hodnota napětí σ_{em} a také součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu.

Tab. 9.4 Hodnoty maximálního a minimálního napětí, amplitudy napětí a střední hodnoty napětí

Veličina	Označení	Hodnota [MPa]
Maximální napětí	σ_{emax}	236,0
Minimální napětí	σ_{emin}	21,4
Amplituda napětí	σ_{ea}	107,3
Střední hodnota napětí	σ_{em}	128,7
Součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu	k_u	1,041

Hodnota bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu ve zvoleném místě vzpěry pravého zavěšení je rovna 1,041. Je tedy vyšší než 1, a proto by s velkou pravděpodobností nemělo během používání měřicího přívěsu dojít k jeho poškození vlivem cyklického namáhání. Výsledky je však nutné brát s mírnou rezervou, protože je během výpočtu použito mnoho zjednodušení a zároveň velikosti sil uvažovaných během výpočtu jsou limitní. V reálném provozu by měly být síly působící na rám menší. Pro určení skutečných velikostí sil by bylo vhodné provést jejich měření. Na základě měření by bylo možné také určit skutečný průběh zatěžování.



9.2 KONSTRUKCE PRO ULOŽENÍ ZÁVAŽÍ NA RÁMU MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU

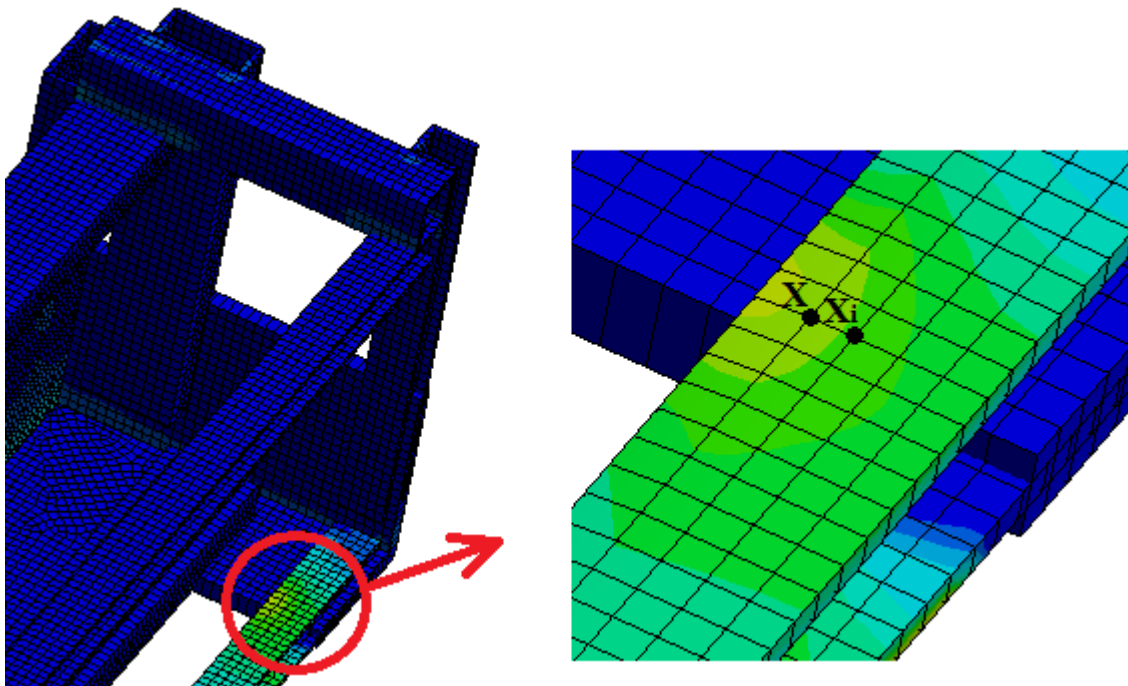
Pro posouzení bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy byl vybrán třetí stav zatížení a pátý stav zatížení. Uvažované stavy zatížení jsou totožné se stavy uvedenými v tab. 8.4. Třetí stav byl vybrán kvůli tomu, že při analýze napjatosti vychází při tomto zátěžném stavu nejvyšší hodnota redukovaného napětí. Protože v tomto místě působí tlakové namáhání, je vůči meznímu stavu únavy zkontrolováno místo na druhé (horní) straně profilu. Tato strana je při zatížení namáhána tahem. Při pátém zátěžném stavu bylo zjištěno, že ve stejném uzlu sítě konečných prvků je nejnižší hodnota redukovaného napětí.

Vstupní hodnoty pro výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu jsou uvedeny v následující tabulce. Hodnoty jsou použity z následujících informačních zdrojů [6][11][38].

Tab. 9.5 Vstupní parametry pro výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu

Veličina	Označení	Hodnota
Mez kluzu	R_e	235 MPa
Mez pevnosti	R_m	340 MPa
Mez únavy v tahu	σ_{cT}	135 MPa
Mez únavy v ohybu	σ_{cO}	175 MPa
Součinitel vlivu velikosti	η_σ	0,89
Součinitel pravděpodobnosti přežití	ν_σ	0,897
Průměr zkušební vzorku	d_{vz}	7,5 mm

Pro výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu bylo zapotřebí na spodním podélníku konstrukce vybrat uzel s nejvyšší hodnotou redukovaného napětí při prvním zátěžném stavu a sousední uzel tak, aby hodnota zlomku $\left(\frac{\sigma_{redX} - \sigma_{redXi}}{|\bar{x}_i|}\right)$ byla nejvyšší. Také bylo nutné určit vzdálenost mezi vybranými uzly. Vybrané uzly jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obr. 9.2 Vybrané uzly

Redukované napětí v uzlu X má hodnotu 18,17 MPa, redukované napětí v uzlu X_i dosahuje hodnoty 16,02 MPa. Vzdálenost uzlů je 2,78 mm.

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty poměrného gradientu, korekčního součinitele a poměru β/α_{tv} , které jsou vypočítány podle rovnic (29), (30) a (31).

 Tab. 9.6 Hodnoty poměrného gradientu, korekčního součinitele a poměru β/α_{tv}

Poměrný gradient χ_R	0,0424
Korekční součinitel f_g	1,0472
Poměr β/α_{tv}	1,0472

V následující tabulce jsou uvedeny maximální a minimální hodnoty redukovaného napětí, prvního hlavního napětí a třetího napětí pro první a osmý zátěžný stav ve zvoleném uzlu X .

 Tab. 9.7 Hodnoty napětí ve zvoleném uzlu X

Napětí pro stav 3			Napětí pro stav 5		
Veličina	Označení	Hodnota [MPa]	Veličina	Označení	Hodnota [MPa]
Redukované napětí	$\sigma_{redmax3}$	18,17	Redukované napětí	$\sigma_{redmin5}$	3,72
První hlavní napětí	σ_{13}	19,63	První hlavní napětí	σ_{15}	4,02
Třetí hlavní napětí	σ_{33}	0	Třetí hlavní napětí	σ_{35}	0



Z hodnot uvedených v tab. 9.7 je následně vypočítáno maximální napětí σ_{emax} , minimální napětí σ_{emin} , amplituda napětí σ_{ea} , střední hodnota napětí σ_{em} a také součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu.

Tab. 9.8 Hodnoty maximálního a minimálního napětí, amplitudy napětí a střední hodnoty napětí

Veličina	Označení	Hodnota [MPa]
Maximální napětí	σ_{emax}	18,17
Minimální napětí	σ_{emin}	3,72
Amplituda napětí	σ_{ea}	7,22
Střední hodnota napětí	σ_{em}	10,94
Součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu	k_u	10,1

Hodnota bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu ve zvoleném místě vzpěry pravého zavěšení je rovna 10,1. Je tedy vyšší než 1, a proto by s velkou pravděpodobností nemělo během používání měřicího přívěsu dojít k jeho poškození vlivem cyklického namáhání. Výsledky je však nutné brát s mírnou rezervou, protože je během výpočtu použito mnoho zjednodušení a zároveň velikosti sil uvažovaných během výpočtu jsou limitní. V reálném provozu by měly být síly působící na rám menší. Pro určení skutečných velikostí sil by bylo vhodné provést jejich měření. Na základě měření by bylo možné také určit skutečný průběh zatěžování.

9.3 ZAVĚŠENÍ KOLA S MĚŘENOU PNEUMATIKOU

Při výpočtu bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy zavěšení kola s měřenou pneumatikou byly využity oba dva zátěžné stavy uvedené v podkapitole 8.2.5. Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy je posouzena pouze pro vložky zasunuté do kloubových hlavic. Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy není posuzována v místech otvorů v pleších zavěšení kola s měřenou pneumatikou, protože tato místa jsou zatížena tlakem. Tlakové napětí nezpůsobuje růst trhlin, naopak je uzavírá.

V materiálovém listu oceli s označením 90MnCrV8+A není uvedena hodnota meze únavy v tahu σ_{cT} ani ohybu σ_{cO} . Jejich velikosti bylo nutné dopočítat pomocí následujících rovnic

$$\sigma_{cT} = 0,45 \cdot Rm = 0,45 \cdot 4300 = 1935 \text{ MPa}, \quad (37)$$

$$\sigma_{cO} = 0,5 \cdot Rm = 0,5 \cdot 4300 = 2150 \text{ MPa}. \quad (38)$$

Rovnice jsou uvedeny v podkladech k předmětu Konstruování strojů strojní součásti. [51]

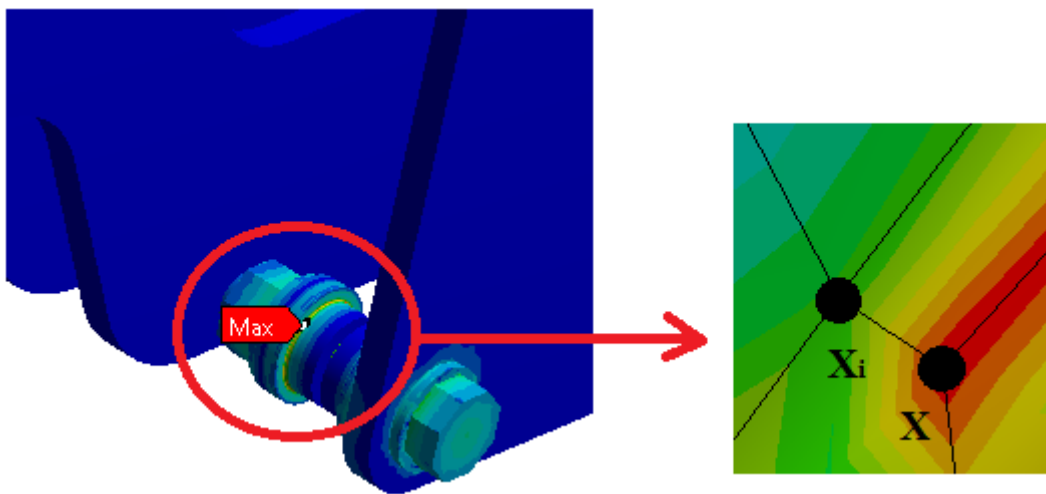
Vstupní hodnoty pro výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu 90MnCrV8+A jsou uvedeny v následující tabulce. Hodnoty jsou použity z následujících informačních zdrojů [6][23][38][51].



Tab. 9.9 Vstupní parametry pro výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu

Veličina	Označení	Hodnota
Mez kluzu	R_e	2200 MPa
Mez pevnosti	R_m	4300 MPa
Mez únavy v tahu	σ_{cT}	1935 MPa
Mez únavy v ohybu	σ_{cO}	2150 MPa
Součinitel vlivu velikosti	η_σ	0,89
Součinitel pravděpodobnosti přežití	ν_σ	0,897
Průměr zkušební vzorku	d_{vz}	7,5 mm

Pro výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu bylo zapotřebí na vložce vybrat uzel s nejvyšší hodnotou redukovaného napětí při prvním stavu zatížení a sousední uzel tak, aby hodnota zlomku $\left(\frac{\sigma_{redX} - \sigma_{redXi}}{|\bar{x}_i|}\right)$ byla nejvyšší. Také bylo nutné určit vzdálenost mezi vybranými uzly. Vybrané uzly jsou zobrazeny na obr. 9.3.



Obr. 9.3 Vybrané uzly

Redukované napětí v uzlu X má hodnotu 1097 MPa, redukované napětí v uzlu X_i dosahuje hodnoty 507 MPa. Vzdálenost uzlů je 0,209 mm.

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty poměrného gradientu, korekčního součinitele a poměru β/α_{tv} .

 Tab. 9.10 Hodnoty poměrného gradientu, korekčního součinitele a poměru β/α_{tv}

Poměrný gradient χ_R	2,5757
Korekční součinitel f_g	2,0732
Poměr β/α_{tv}	1,0014



V tab. 9.11 jsou uvedeny maximální a minimální hodnoty redukovaného napětí, prvního hlavního napětí a třetího napětí pro první a osmý zátěžný stav ve zvoleném uzlu X.

Tab. 9.11 Hodnoty napětí ve zvoleném uzlu X

Napětí pro stav 1			Napětí pro stav 2		
Veličina	Označení	Hodnota [MPa]	Veličina	Označení	Hodnota [MPa]
Redukované napětí	$\sigma_{redmax1}$	1097	Redukované napětí	$\sigma_{redmin2}$	1074
První hlavní napětí	σ_{11}	242	První hlavní napětí	σ_{12}	846
Třetí hlavní napětí	σ_{31}	-337	Třetí hlavní napětí	σ_{32}	421

Z těchto hodnot je následně vypočítáno maximální napětí σ_{emax} , minimální napětí σ_{emin} , amplituda napětí σ_{ea} , střední hodnota napětí σ_{em} a také součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu.

Tab. 9.12 Hodnoty maximálního a minimálního napětí, amplitudy napětí a střední hodnoty napětí

Veličina	Označení	Hodnota [MPa]
Maximální napětí	σ_{emax}	1097
Minimální napětí	σ_{emin}	1074
Amplituda napětí	σ_{ea}	11,9
Střední hodnota napětí	σ_{em}	1085
Součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu	k_u	3,9

Hodnota bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu ve zvoleném místě vložky kloubové hlavice je rovna 3,9. Je tedy vyšší než 1, a proto by s velkou pravděpodobností nemělo během používání měřicího přívěsu dojít k jeho poškození vlivem cyklického namáhání. Výsledky je však nutné brát s mírnou rezervou, protože jsou během výpočtu použita zjednodušení. Zároveň je velikost aplikovaných sil limitní a při používání měřicího přívěsu by měla být s ohledem na měřicí techniku menší.



10 VÝBĚR MĚŘICÍ TECHNIKY A NÁVRH MĚŘICÍHO ŘETĚZCE

10.1 TENZOMETRICKÉ SNÍMAČE SÍLY

Měřicí přívěs je osazen třemi tenzometrickými snímači od společnosti Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (HBM). Výběr snímačů byl konzultován s panem Jiřím Klementem ze společnosti HBP měřicí technika s. r. o. Dva snímače slouží k měření valivého odporu, třetí snímač slouží k podání informace o aktuálním zatížení zavěšení kola s měřenou pneumatikou.

Snímače pro měření valivého odporu jsou součástí podélných ramen, která jsou připevněna k zavěšení kola s měřenou pneumatikou a k rámu. Vybrané tenzometrické snímače síly nesou označení 1-S9M/10KN-1. Tyto snímače umožňují měřit působící sílu až do hodnoty 1 000 N. Tento rozsah by měl být dostatečný, protože maximální síla působící na zavěšení kola s měřenou pneumatikou by měla mít velikost maximálně 7 310 N (při zahrnutí síly vyvolané pneumatickým válcem a také zrychlení působící v záporném směru osy z). Z dostupných informačních zdrojů věnujících se valivému odporu bylo zjištěno, že maximální hodnota součinitele valivého odporu u pneumatik pro osobní i lehká užitková vozidla nepřekračuje hodnotu 0,1 při jízdě po zpevněných površích. Velikost síly valivého odporu, která bude měřena pomocí těchto snímačů, by měla dosahovat maximální velikosti 731 N.

Pro snímání síly vyvozené pneumatickým válcem na zavěšení pro kolo s měřenou pneumatikou byl vybrán snímač 1-S9M/10KN-1. Tento snímač umožňuje změřit sílu o velikosti až 10 000 N.



Obr. 10.1 Snímače S9M společnosti HBM, 1-S9M/10KN-1 (vlevo), 1-S9M/1KN-1 (vpravo) [55]

Snímače jsou tvořeny plným pasivním odporovým můstkem. Tenzometrický můstek je uložen uvnitř tělesa vyrobeného z nerezové oceli. Tyto snímače umožňují měřit tlakovou i tahovou sílu. Využití snímačů S9M v konstrukci měřicího přívěsu je vhodné také díky jejich odolnosti vůči vnějším vlivům. Společnost HBM deklaruje třídu odolnosti IP68 stanovenou podle normy EN 60529. Snímače jsou schopné odolat vodnímu sloupci o velikost 1 m po dobu 100 hodin. Další parametry snímačů jsou uvedeny v následující tabulce. [31]



Tab. 10.1 Parametry snímačů S9M [31]

Typ snímače	1-S9M/1KN-1	1-S9M/10KN-1
Nominální síla F_{nom} [N]	1 000	10 000
Třída přesnosti [-]		0,02
Chyba měření [% F_{nom}]		0,02
Změna citlivosti s teplotou [% $F_{nom}/10$ K]		0,02
Jmenovitá citlivost [mV/V]		2
Výstupní odpor [Ω]		350 \pm 1,5
Referenční budicí napětí [V]		5
Rozsah budicího napětí [V]		0,5 až 12
Pracovní teplota [$^{\circ}$ C]		-30 až +85
Maximální síla [% F_{nom}]		150
Maximální moment [N·m]	25	90

10.2 MĚŘICÍ ÚSTŘEDNA

Tenzometrické snímače síly budou připojeny k měřicí ústředně imc CRONOSflex. Tuto měřicí ústřednu vlastní Ústav automobilního a dopravního inženýrství.



Obr. 10.2 Měřicí ústředna imc CRONOSflex s doplňkovými moduly [32]

Jedná se o měřicí ústřednu, která je tvořena základní jednotkou. K ní lze připojit několik dalších měřicích modulů s měřicími kartami pro připojení snímačů. K připojení měřicí ústředny k počítači slouží síťové připojení (TCP/IP). Pro pouhý záznam dat lze využít paměťovou kartu, kterou je možné zasunout do patřičného slotu v měřicí ústředně. Ke komunikaci mezi jednotlivými moduly slouží vnitřní sběrnice (EtherCAT). [32]

Během měření valivého odporu bude měřicí ústředna umístěna uvnitř vozidla, které bude přívěs táhnout.



11 ANALÝZA NEJVÝZNAMNĚJŠÍCH CHYB MĚŘENÍ

Měření valivého odporu je ovlivněno několika chybami. Mezi první lze zařadit chyby způsobené nepřesností měření sil pomocí snímačů. Snímače nejsou schopny změřit skutečnou hodnotu sil. Změřená hodnota je vždy ovlivněna jejich přesností. Snímače S9M použité v konstrukci měřicího přívěsu pro měření sil dokážou velikost síly změřit s chybou 0,02 % velikosti nominální síly.

Další významná chyba, kterou může být měření valivého odporu ovlivněno, může být způsobena přepočtem snímaných veličin (napětí) na veličiny vhodné pro vyhodnocení valivého odporu (síly). Při přepočítávání mohou být výsledky ovlivněny zaokrouhlovacími chybami.

Při měření valivého odporu by se nemělo zapomenout také na vliv pasivních odporů v uložení náboje, ke kterému bude připevněno kolo s měřenou pneumatikou. Vliv pasivních odporů je možné určit před měřením například pomocí dojezdové zkoušky.

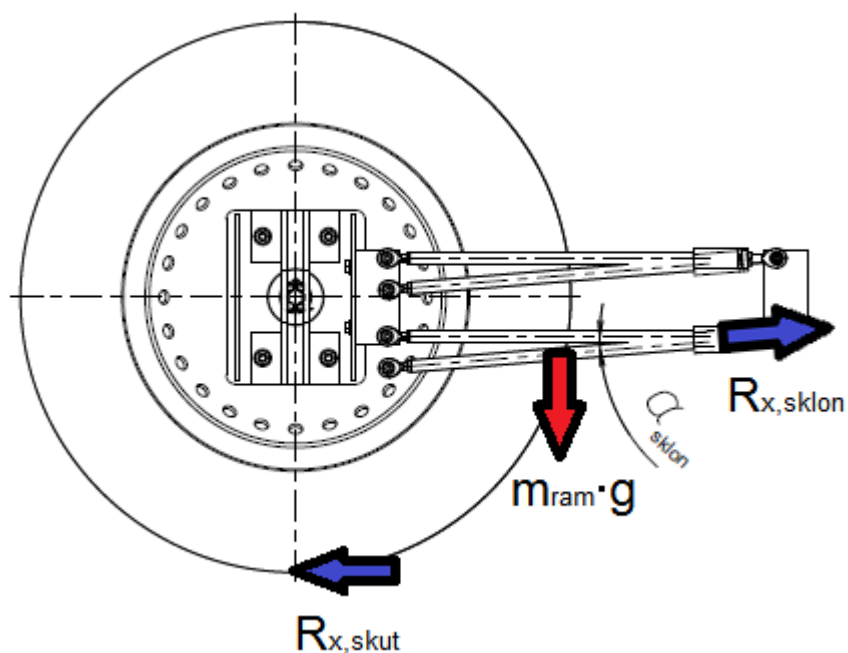
Další chybou, kterou bude měření ovlivněno, bude nepřesnost měření valivého odporu pomocí snímačů připevněných k podélným ramenům. Nepřesnost měření bude způsobena nakloněním podélných ramen. K naklonění ramen bude docházet při změně rozměru měřené pneumatiky a také při změně zatížení zavěšení s měřenou pneumatikou. S různou velikostí zatížení se bude měnit deformace pneumatiky.

Velikost chyby byla pro zjištění její přibližné hodnoty vypočítána. Základním stavem, který je vytvořen i v modelu měřicího přívěsu, je použití pneumatiky o velikosti 195/65 R15. V tomto případě jsou podélná ramena ve vodorovné poloze. Snímač síly by v tomto případě měl měřit pouze velikost valivého odporu. V případě, že se vymění pneumatika 195/65 R15 za pneumatiku 165/70 R13, dochází ke sklonění podélných ramen o úhel α_{sklon} . Při výpočtu byla uvažována pouze změna úhlu sklonění ramen v důsledku změny průměru pneumatiky. Velikost úhlu, o který se rameno skloní směrem dolů, byla určena v programu PTC Creo 2.0.

Chyba způsobená změnou sklonu podélných ramen byla vypočítána pomocí následující rovnice, která vychází z obr. 11.1.

$$R_{x.sklon} = R_{x.skut} \cdot \cos(\alpha_{sklon}) + m_{ram} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{sklon}) [N], \quad (39)$$

kde $R_{x.sklon}[N]$ je valivý odpor měřený snímačem na skloněném rameni, $R_{x.skut}[N]$ je valivý odpor, který by měl být skutečně změřen, $\alpha_{sklon}[^\circ]$ je úhel sklonění ramene, $m_{ram}[kg]$ je hmotnost ramene a $g[m \cdot s^{-2}]$ je tíhové zrychlení.



Obr. 11.1 Schéma sil

Velikost valivého odporu, která by měla být snímačem skutečně změřena, byla uvažována 500 N. Hmotnost podélného ramene, která byla určena v programu PTC Creo 2.0, je 1,15 kg. Tíhové zrychlení bylo uvažováno o velikosti $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

Velikost úhlu naklonění podélných ramen po připevnění pneumatiky 165/70 R13 je $4,67^\circ$. Při této změně úhlu dochází ke snížení velikosti měřené síly přibližně o 0,74 N. Po vyjádření v procentech vyplývá, že naklonění podélných ramen způsobí snížení velikosti síly o 0,15 %.

Stejný postup výpočtu byl proveden i pro případ, kdy došlo k výměně pneumatiky 195/65 R15 za pneumatiku 285/50 R18. Při změně velikosti pneumatiky dochází ke snížení velikosti síly měřené snímačem síly na skloněném ramenu přibližně o 2,2 N. Dojde tak ke změně síly o 0,44 %.



12 FINANČNÍ ODHAD VÝROBY A SESTAVENÍ MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU

Ceny jednotlivých součástí měřicího přívěsu byly konzultovány ve specializovaných společnostech nebo byly zjištěny v internetových obchodech jednotlivých dodavatelů. Peněžní částky za výrobu a sestavení měřicího přívěsu byly určeny odhadem jednotlivých pracovníků daných společností. Ceny komponentů (například pneumatického válce, snímačů) použitých v konstrukci přívěsu jsou stanoveny na základě aktuálních ceníků dostupných v jednotlivých společnostech nebo v internetových obchodech.

12.1 CELKOVÁ CENA MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU

Celkové náklady na výrobu a sestavení měřicího přívěsu jsou odhadnuty na 179 198 Kč bez DPH (217 202 Kč s DPH). Podrobnější rozpis cen jednotlivých částí (funkčních celků) je uveden v následujících podkapitolách.

12.2 FINANČNÍ ODHAD VÝROBY A SESTAVENÍ MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU

Peněžní částka za materiál (profily, plechy, tyče) použitý v konstrukci měřicího přívěsu byla stanovena zaměstnanci společnosti Feron, a. s. a paní Pavlou Kelnerovou ze společnosti KRÁLOVOPOLSKÁ STEEL, s. r. o. Celková částka za použitý materiál je po zaokrouhlení 13 689 Kč bez DPH (po zaokrouhlení 16 562 Kč s DPH). Ceny jednotlivých polotovarů jsou uvedeny v příloze.

Finanční odhad výroby a sestavení měřicího přívěsu byl proveden společností STROSS Engineering, s. r. o. Výroba měřicího přívěsu je odhadnuta na 46 200 Kč bez DPH (55 900 Kč s DPH). K této částce je potřeba ještě přičíst částku za nástřik jednotlivých částí měřicího přívěsu vhodným antikorozičním nátěrem. Finanční odhad nástřiku byl proveden panem Stanislavem Jurečkou ze stejnojmenné společnosti. Odhadovaná částka za nástřik měřicího přívěsu je 6 873 Kč bez DPH (8 700 Kč s DPH).

12.3 SNÍMAČE

Snímače použité v konstrukci měřicího přívěsu lze pořídit za 33 348 Kč bez DPH (po zaokrouhlení 40 351 Kč s DPH). Ceny snímačů byly stanoveny panem Jiřím Klementem ze společnosti HBP měřicí technika s. r. o.

Tab. 12.1 Ceny snímačů

Název	Počet kusů	Jednotková cena bez DPH [Kč]	Jednotková cena s DPH [Kč]	Celková cena bez DPH [Kč]	Celková cena s DPH [Kč]
1-S9M/10KN-1	1	11 116	13 450,36	11 116	13 450,36
1-S9M/1KN-1	2	11 116	13 450,36	22 232	26 900,72
		Cena celkem [Kč]		33 348	40 351,08



12.4 PNEUMATICKÝ OKRUH

Cena za pořízení komponentů pneumatického okruhu je stanovena na 58 747 Kč bez DPH (po zaokrouhlení 71 084 Kč s DPH). Peněžní částky za jednotlivé součásti pneumatického okruhu byly určeny panem Vítem Pejchou ze společnosti FLUIDTECHNIK BOHEMIA, s. r. o. Cena redukčního ventilu byla stanovena panem Pavlem Kubátem ze společnosti WELD PROFI s. r. o. Náklady spojené s pronájmem tlakové lahve byly stanoveny panem Arisem Atanasiadisem ze společnosti AGRO SERVIS CZ, spol. s. r. o.

Tab. 12.2 Ceny součástí pneumatického okruhu

Název	Počet kusů	Jednotková cena bez DPH [Kč]	Jednotková cena s DPH [Kč]	Celková cena bez DPH [Kč]	Celková cena DPH [Kč]
Pneumatický válec AZ5100/0200	1	6 027	7 292,67	6 027	7 292,67
Úchyt BAS-100	1	2 508	3 034,68	2 508	3 034,68
Úchyt B-100	1	1 014	1 226,94	1 014	1 226,94
Filtr-odlučovač P32KA00ML	1	1 257	1 520,97	1 257	1 520,97
Upevnění "L" pro filtr-odlučovač	1	171	206,91	171	206,91
Kulový kohout	1	172	208,12	172	208,12
Třídílná spojka	1	168	203,28	168	203,28
Šroubení přímé	2	112	135,52	224	271,04
Šroubení úhlové	1	119	143,99	119	143,99
Proporcionální regulátor EPP4	1	17 025	20 600,25	17 025	20 600,25
Generátor napěťového signálu	1	25 000	30 250	25 000	30 250
Hadice PA modrá	3 m	35	42,35	105	127,05
Kabel pro EPP4	1	1 525	1 845,25	1 525	1 845,25
Lahev se stlačeným vzduchem 20 l	1	344	416,24	344	416,24
Nájem za tlakovou lahev (půl roku)	1	1 050	1 270,5	1 050	1 270,5
Redukční ventil	1	1 974	2 388,54	1 974	2 388,54
Nátrubek k redukčnímu ventilu	1	64	77,44	64	77,44
Cena celkem [Kč]				58 747	71 083,87



12.5 NAKUPOVANÉ SOUČÁSTI

Celková cena nakupovaných součástí je po zaokrouhlení 10 147 Kč bez DPH (po zaokrouhlení 12 278 Kč s DPH).

V konstrukci měřicího přívěsu jsou použity součásti, které se běžně používají v konstrukcích přívěsných vozíků. Cena jednotlivých komponentů byla určena z internetových obchodů společností Maro Kralovice s. r. o., Vapp s. r. o. a Agados s. r. o. Do této kategorie je zahrnut také disk průměru 15 palců a pneumatika 195/65 R15 umístěná na zavěšení kola s měřenou pneumatikou.

Ceny byly určeny z následujících zdrojů [60][61][62][63][64][68][78][84][86][87][109].

Tab. 12.3 Ceny jednotlivých nakupovaných součástí použitých v konstrukci měřicího přívěsu

Název	Počet kusů	Jednotková cena bez DPH [Kč]	Jednotková cena s DPH [Kč]	Celková cena bez DPH [Kč]	Celková cena s DPH [Kč]
Přípojný kloub WW8-E	1	341,67	413,42	341,67	413,42
Náboj Maro	3	825,62	999	2 476,86	2 997
Blatník plechový oblý 13"/200 mm, pozink	2	254,53	307,98	509,06	615,96
Držák blatníku trubkový	4	298,33	360,98	1 193,32	1 443,92
Třmen M8 s podložkou pro trubkový držák	8	71,9	87	575,2	696
Světlo koncové Jokon 830-L (levé)	1	330,58	400	330,58	400
Světlo koncové Jokon 830-R (pravé)	1	359,5	435	359,5	435
Kabel 3,7 m	1	395	477,95	395	477,95
Kolo kompletní 165/70 R13	2	1 191	1 441,11	2 382	2 882,22
Disk KFZ 6Jx15 4x100 ET 39	1	865,29	1 047	865,29	1 047
Barum 195/65 R15	1	718,18	869	718,18	869
Cena celkem [Kč]				10 146,66	12 277,47



12.6 SPOJOVACÍ MATERIÁL

V této podkapitole jsou uvedeny ceny spojovacího materiálu. Mezi spojovací materiál jsou zařazeny také kloubové hlavice, nerezová stahovací objímka a také stahovací pásy. Ceny jednotlivých kloubových hlavic jsou stanoveny z internetového obchodu společnosti Mateza spol. s. r. o. Ceny šroubů, podložek a matic jsou určeny z internetového obchodu spojovací-materiál.net. Náklady spojené s nákupem nerezové stahovací objímky byly určeny z internetového obchodu společnosti ATH INTERNATIONAL. Cena stahovacích pásků je určena z internetového obchodu společnosti GM ELECTRONIC, spol. s. r. o.

Celková částka za spojovací materiál je po zaokrouhlení 10 194 Kč bez DPH (po zaokrouhlení 12 327 Kč s DPH).

Kloubové hlavice lze nakoupit po zaokrouhlení za 9 615 Kč bez DPH (po zaokrouhlení 11 626 Kč s DPH). Šrouby, matice, podložky a ostatní spojovací materiál lze nakoupit po zaokrouhlení za 579 Kč bez DPH (po zaokrouhlení 701 Kč s DPH). Ceny jednotlivých šroubů, matic, podložek a zbývajících spojovacího materiálu jsou kvůli velkému počtu typů uvedeny v příloze. Ceny jednotlivých kloubových hlavic jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 12.4 Ceny jednotlivých kloubových hlavic [65][66][67]

Název	Počet kusů	Jednotková cena bez DPH [Kč]	Jednotková cena s DPH [Kč]	Celková cena bez DPH [Kč]	Celková cena DPH [Kč]
Kloubová hlavice SKF SA 8 E	4	537,5	650,38	2 150	2 601,52
Kloubová hlavice SKF SA 12 E	1	680,8	823,77	680,8	823,77
Kloubová hlavice SKF SA 17 ES	8	848	1 025,08	6 784	8 200,64
Cena celkem [Kč]				9 614,8	11 625,93

Ceny zbývajících spojovacího materiálu jsou získány z následujících informačních zdrojů: [70][71][72][73][74][75][76][79][80][81][82][83][85][86][87][88][89][90][91][92][93][94][95][96][97][98][99][100][101][102][103][104][105][106][107][108].



ZÁVĚR

Na základě rešeršní části této diplomové práce byl proveden konstrukční návrh zařízení na měření valivého odporu. Zařízení je navrženo jako měřicí přívěs, který je možné táhnout za osobním nebo lehkým užitkovým vozidlem. Pomocí navrženého přívěsu lze provádět měření valivého odporu pneumatik průměru 13 až 18 palců pro osobní i lehká užitková vozidla při působení různých klimatických podmínek.

K měření velikosti valivého odporu slouží dva tenzometrické snímače S9M od společnosti HBM. Aby bylo možné určit velikost součinitele valivého odporu, je měřicí přívěs opatřen třetím tenzometrickým snímačem síly. Jedná se opět o snímač S9M od společnosti HBM, jen jeho měřicí rozsah je větší. Tento snímač slouží k určení velikosti síly, která přitlačuje zavěšení kola s měřenou pneumatikou k vozovce. K vyvození požadované síly slouží pneumatický válec. K dodávce tlakového média do pneumatického válce slouží tlaková lahev se stlačeným vzduchem. Aby při měření nedocházelo při přejezdu nerovností a také vlivem netěsností ke změně zatížení kola s měřenou pneumatikou, je součástí pneumatického okruhu proporcionální ventil. Tento ventil umožňuje udržovat nastavený tlak v pneumatickém válci na konstantní hodnotě.

K omezení vlivu aerodynamických sil působících na měřenou pneumatiku, které by mohly negativně ovlivnit změřenou hodnotu valivého odporu, je navržen kryt. Kryt je připevněn k rámu měřicího přívěsu. Na zavěšení kola s měřenou pneumatikou se tak nepřenáší hmotnost krytu a také není toto zavěšení dodatečně zatěžováno aerodynamickými silami působícími na kryt při jízdě s přívěsem. Velikost krytu do jisté míry omezuje maximální velikost pneumatik, jejichž valivý odpor lze pomocí měřicího přívěsu určovat. Pod kryt lze umístit pneumatiku o maximálním rozměru 285/50 R18. Maximální rozměr byl vybrán na základě průzkumu trhu s pneumatikami. Pneumatika uvedených rozměrů je největší běžně používanou pneumatikou pro osobní automobily. V případě, že by bylo potřeba měřit valivý odpor i větších pneumatik, muselo by se měření provádět bez tohoto krytu.

Diplomová práce obsahuje také napěťové analýzy sloužící k posouzení bezpečnosti vůči mezi kluzu materiálu a také k posouzení únavové životnosti. Výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu byl proveden metodou LSA s využitím výsledků získaných metodou konečných prvků (MKP). Všechny vypočítané součinitele bezpečnosti jsou vyšší než 1, a proto by nemělo dojít během používání měřicího přívěsu k jeho poškození způsobenému silami, které na přívěs mohou působit. Obdržené výsledky je nutné uvažovat s mírnou rezervou kvůli zjednodušujícím předpokladům, které byly použity pro jejich výpočet. Zároveň je nutné podotknout, že velikosti sil (zrychlení) použité při výpočtu hodnoty součinitele bezpečnosti vůči mezi kluzu a součinitele bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy materiálu jsou limitní. S ohledem na měřicí techniku by se mělo s měřícím přívěsem zacházet šetrně a nemělo by tak být dosaženo limitních jízdních stavů, stavů zatížení. Pro obdržení přesnějších hodnot součinitelů bezpečnosti by bylo vhodné provést měření, díky kterému by bylo možné určit skutečné velikosti sil působících na měřicí přívěs během jeho používání.

Úkolem této diplomové práce bylo také provést finanční odhad nákladů spojených s výrobou a sestavením měřicího přívěsu. Celková částka je odhadnuta na 179 198 Kč bez DPH (217 202 Kč s DPH). Materiál použitý k výrobě měřicího přívěsu lze nakoupit za 13 689 Kč bez DPH (16 562 Kč s DPH). Konstrukci měřicího přívěsu je možné vyrobit, sestavit a opatřit antikoročním nátěrem za 53 073 Kč bez DPH (64 600 Kč s DPH). Cena za použité snímače je stanovena na 33 348 Kč bez DPH (40 351 Kč s DPH). Prvky pneumatického okruhu, které



slouží k změně zatížení kola s měřenou pneumatikou, je možné nakoupit za 58 747 Kč bez DPH (71 084 Kč s DPH). Zbývající součásti použité v konstrukci měřicího přívěsu (například pneumatiky s diskem, zadní svítilny a spojovací materiál) lze pořídit za 20 341 Kč bez DPH (24 605 Kč s DPH).

Odhadnutá výše potřebných finančních nákladů by se měla blížit skutečné ceně potřebné k sestavení navrženého měřicího přívěsu, protože jednotlivé částky jsou odhadnuty pracovníky oslovených společností nebo jsou určeny z internetových obchodů na základě aktuálně platných ceníků.

Navržená konstrukce měřicího přívěsu je jistým způsobem unikátní v tom, že umožňuje s malými omezeními měřit valivý odpor pneumatik osobních i lehkých užitkových vozidel o průměru 13 až 18 palců. Všechny měřicí přívěsy, jejichž popisu se věnuje kapitola 4.2, umožňují měřit valivý odpor pneumatik osobních a lehkých užitkových vozidel s maximálním rozsahem jejich průměru 14 až 16 palců.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Seznam použitých informačních zdrojů je řazen abecedně podle jména autora nebo podle názvu uvedeného na dané internetové stránce.

TIŠTĚNÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Committee for the National Tire Efficiency Study, Transportation Research Board of the National Academies. *Tire and passenger vehicle fuel economy: informing consumers, improving performance*. Washington, D.C.: Transportation Research Board, 2006, 178 s. ISBN 0-309-09421-6.
- [2] DIXON, J. C. *Tires, suspension and handling*. 2nd edition. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1996, 621 s. ISBN 1_56091_831_4.
- [3] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 4th printing edition. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992, 495 s. ISBN 1-56091-199-9.
- [4] HANEY, P. *THE RACING&HIGH-PERFORMANCE TIRE: Using the Tires to Tune for Grip and Balance*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 2003, 287 s. ISBN 0-9646414-2-9
- [5] JAN, Z., B. ŽDÁNSKÝ, J. ČUPERA. *Automobily 1: Podvozky*. 2. vyd. Brno: Avid, 2009, 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.
- [6] KAPOUN, L. *Konstrukce disku kola osobního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 67 s. Vedoucí diplomové práce Ing Petr Hejtmánek, Ph.D.
- [7] MARCÍN, J., P. ZÍTEK. *Pneumatiky: Gumárenské výroby I*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1985, 496 s.
- [8] MOTL, J. *Vliv okamžitého zatížení vozidla na jejich brzdovou dráhu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2008, 68 s., 22. s. příl. Vedoucí diplomové práce doc Ing. Aleš Vémola, Ph.D.
- [9] PACEJKA, H. B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. 2nd Edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006, 642 s. ISBN 978-0-7506-6918-4
- [10] REIMPELL, J., H. STOLL, J. W. BETZLER. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2nd edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001, 456 s. ISBN 0-7506-5054-0.
- [11] SHIGLEY, J. E., CH. R. Mischke, R. G. Budynas, M. HARTL, M. VLK. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [12] SVOBODA, P., J. BRANDEJS, F. PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. 4. vydání. Brno: CERM, 2011, 228 s. ISBN 978-80-7204-751-2.



- [13] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [14] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přepracované, rozšířené a aktualizované vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [15] Vyhláška č. 341/2014 ze dne 19. prosince 2014 o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In: *Sbírka zákonů České republiky*. 2014. Dostupné také z: <http://www.mdcz.cz/NR/rdonlyres/7ADE511C-FEE0-463E-A16A-E52453019AA2/0/sb01342014.pdf>
- [16] WONG, J. Y. *Theory of ground vehicles*. 3rd edition. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001, 560 s. ISBN 0-471-35461-9.
- [17] Zákon č. 56/2001 Sb. ze dne 10. ledna 2001 o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb. In: *Sbírka zákonů České republiky*. 2001. Dostupné také z: <http://www.mdcz.cz/NR/rdonlyres/549ACB36-4977-4DFF-8282-BD43C6746755/0/MicrosoftWord56.pdf>

ELEKTRONICKÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [18] 02. Rychlostní symbol a rychlost. In: *Hankook* [online]. [cit. 2015-10-27]. Dostupné z: <http://www.hankooktire-eu.com/cz/hankook/strany/technologie/znaceni-pneumatik/rychlostni-index.html>
- [19] Alu kola 4x100 průměr 18. *E-PNEUMATIKY.cz* [online]. © 2003 – 2016 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <http://www.e-pneumatiky.cz/ats-streetrallye-rw-7.5x18-4x100-et38-zlute-napisy--bily-lak.html>
- [20] BAZLAMIT, S. M., F. REZA, Changes in Asphalt Pavement Friction Components and Adjustment of Skid Number for Temperature. *Journal of Transportation Engineering* [online]. June 2005 [cit. 2016-02-29]. Dostupné z: <http://web.a.ebscohost.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/ehost/detail/detail?sid=642b29a0-6a1d-47cd-99d4-9d5cbe8bfee7%40sessionmgr4002&vid=0&hid=4207&bdata=Jmxhbm9Y3Mmc2l0ZT1laG9zdC1saXZl#d b=a9h&AN=17070063>
- [21] BERGIERS, A. et al. Comparison of Rolling Resistance Measuring Equipment – Pilot study. *MIRIAM* [online]. 2011-12-31 [cit. 2016-01-18]. Dostupné z: http://miriam-co2.net/Publications/MIRIAM_Pilot_RRT_report_111231_final.pdf
- [22] BODE, O., M. BODE. Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen. *DEUTSCHE NATIONAL BIBLIOTHEK* [online]. 2013 [cit. 2016-01-18]. ISSN 2192-7863. Dostupné z: <http://d-nb.info/105315058X/34>
- [23] ČSN 41 9312 Nástrojová nízkolegovaná Mn-V ocel. [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <http://smf.pspace.cz/index.php?action=dlattach;topic=1452.0;attach=12869>



- [24] ČSN 63 1507 (631507) Zkoušení pneumatik. Stanovení valivého odporu. *Technor.cz* [online]. ©2005-2015 [cit. 2016-01-14]. Dostupné z: http://www.technicke-normy-csn.cz/631507-csn-63-1507_4_29673.html
- [25] Detailní informace o produktu. *ún mz* [online]. © 2015 [cit. 2015-11-25]. Dostupné z: <http://seznamcsn.unmz.cz/Detailnormy.aspx?k=29673>
- [26] DVOŘÁK, F. Úsporná jízda: černé auto žere víc než světlé. *auto.iDNES.cz* [online]. 17. května 2012 [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: http://auto.idnes.cz/tipy-na-uspornou-jizdu-myslet-na-spotrebu-se-vyplati-uz-pri-nakup-u-105-/automoto.aspx?c=A120515_154039_automoto_fdv
- [27] EM, MPT & Industriální pneumatiky. In. *Mitas* [online]. 29. 8. 2012 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: http://www.mitas-tyres.com/underwood/download/files/mitas_em-mpt-ind_databook_12_cz.pdf
- [28] EUROPEAN TYRE SCHOOL. *European Tyre School* [online]. ©1999 [cit. 2015-10-23]. Dostupné z: <https://www.tut.fi/ms/muo/tyreschool/index.html>
- [29] Flat-Trac® Tire Test Systems. *MTS* [online]. 10/14 [cit. 2016-01-16]. Dostupné z: https://www.mts.com/ucm/groups/public/documents/library/dev_002227.pdf
- [30] GLAESER, K. P., W. BARTOLOMAEUS. Vehicle-Pavement Interaction Facility (PFF). *bast* [online]. 2014.08.14 [cit. 2015-11-18]. Dostupné z: http://www.bast.de/EN/FB-F/Technology/F3-e-PFF.pdf?__blob=publicationFile
- [31] HBM. *S9M Force Transducer*. ©2016.
- [32] imc. *imc CRONOSflex Base-unit*. 27. 05. 2011
- [33] JUNG-CHUL AN, JIN-RAE CHO. Tire standing Wave simulation by 3-D Explicit Finite Element Method. *Tech Science Press* [online]. © 2008 [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: <http://www.techscience.com/doi/10.3970/icces.2008.007.123.pdf>
- [34] KARLSSON, R., U. HAMMARSTRÖM, H. SÖRENSEN, O. ERIKSSON. Road surface influence on rolling resistance: Coastdown measurements for a car and an HGV. *vti* [online]. 2011-12-07 [cit. 2015-11-16]. Dostupné z: <http://www.vti.se/en/publications/pdf/road-surface-influence-on-rolling-resistance--coastdown-measurements-for-a-car-and-an-hgv.pdf>
- [35] Kloubové hlavice nevyžadující domazávání. In: *SKF* [online]. poslední aktualizace 10. květen 2016 [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-122020/6116_1-EN.pdf
- [36] KRYLOV, V. V., GILBERT, O. On the theory of standing waves in tyre at high vehicle speeds. *Journal of Sound and Vibration* [online]. © 2010 [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X10003068>
- [37] Nařízení Komise (EU) č. 19/2011 ze dne 11. ledna 2011,... *EUR-Lex: Access to European Union Law* [online]. 12. 1. 2011 [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX%3A32011R0019>



- [38] NOVOTNÝ, P. *Aplikované metody řešení únavového poškození – 1. část*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. Podklady k předmětu Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II.
- [39] One third of car fuel consumption is due to friction loss. In: *VTT TECHNICAL RESEARCH CENTRE OF FINLAND LTD* [online]. 12/01/2015 [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: <http://www.vttresearch.com/media/news/one-third-of-car-fuel-consumption-is-due-to-friction-loss>
- [40] PARTS OF A TIRE. In. *Certified Service* [online]. ©2016 [cit. 2016-03-06]. Dostupné z: <http://www.mycertifiedservice.com/parts-of-a-tire.html>
- [41] PAUWELUSSEN, J., W. DALHUIJSEN, M. MERTS. *Tyre as car component* [online]. Arnhem: HAN University, 2007, [cit. 2015-09-23]. Dostupné z: https://www.tut.fi/ms/muo/vert/11_tyre_as_car_component/
- [42] Pneumatiky a duše pro motocykly, skútry, mopedy a motokáry. In. *Mitas* [online]. 13. 8. 2014 [cit. 2013-09-23]. Dostupné z: http://www.mitas-tyres.com/underwood/download/files/mitas_savatech_katalog_2013a_ces.pdf
- [43] Regulation No. 117: Uniform provision concerning the approval of tyres with regard to rolling sound emission and/or to adhesion on wet surfaces and/or to rolling resistance. In: *UNECE* [online]. February 2014 [cit. 2016-01-14]. Dostupné z: <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/updates/R117r3e.pdf>
- [44] SANDBERG, U. Rolling Resistance – Basic Information and State-of-the-Art on Measurement method. *MIRIAM* [online]. updated 2011-06-01 [cit. 2015-11-16]. Dostupné z: http://www.miriam-co2.net/Publications/MIRIAM_SP1_Road-Surf-Infl_Report%20111231.pdf
- [45] Směrnice Komise 98/12/ES ze dne 27. ledna 1998. *EUR-Lex: Access to European Union Law* [online]. 27. ledna 1998 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/PDF/?uri=CELEX:31998L0012&from=CS>
- [46] Technický rádce: Zemědělské pneumatiky 2014/2015. In. *Mitas* [online]. 2. 6. 2014 [cit. 2015-09-23]. Dostupné z: http://www.mitas-tyres.com/underwood/download/files/continental_databook_2014-15_cz.pdf
- [47] The tyre: Rolling resistance and fuel savings. In. *UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BRESCIA* [online]. 11-Jun-2003 [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: http://automotive.ing.unibs.it/~gadola/Michelin/Resistance_UK.pdf
- [48] Tire Rolling Resistance Measurement System. In: *MTS* [online]. 10/14 [cit. 2016-01-16]. Dostupné z: https://www.mts.com/ucm/groups/public/documents/library/dev_002230.pdf
- [49] Tire. In: *ENCYCLOPÆDIA BRITANNICA* [online]. ©2015 [cit. 2015-10-14]. Dostupné z: <http://media-2.web.britannica.com/eb-media/77/4677-004-2026F638.jpg>
- [50] TMSI: Testing innovation. In: *TMSI* [online]. 2010 [cit. 2016-01-16]. Dostupné z: <http://www.tmsi-usa.com/pdf/TMSIIIntroBook.pdf>



[51] ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ. *Konstruování strojů strojní součásti: Přednáška 2*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska2.pdf>

OBRÁZKY

[52] BRONZ/MOSAZ pneumatický tlumič výfuku G1/2“ Legris 0673 00 21. *kovaz* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.kovaz.cz/bronz-mosaz-pneumaticky-tlumic-vyfuku-g1-2-legris-0673-00-21-135579/#>

[53] DINCONTROL REGULATOR 200 BAR – SINGLE STAGE. *GCE* [online]. [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: <http://www.gcegroup.com/en/products/dincontrol-regulator-200-bar-single-stage-cz-po-hu-ro->

[54] EPP4 CONFIGURABLE PROPORTIONAL AIR PRESSURE REGULATORS – COMFORT SERIES. *Parker* [online]. ©2015 [cit. 2016-04-10]. Dostupné z: <http://ph.parker.com/us/en/epp4-configurable-proportional-air-pressure-regulators-comfort-series>

[55] Genauigkeit bei der Kraftmessung. *Industrie.de* [online]. 07. 06. 2011 [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: http://www.industrie.de/industrie/live/index2.php?menu=1&submenu=1&object_id=32686227

[56] GLOBAL PARTICULATE FILTER – P32F SERIES (COMPACT). *Parker* [online]. ©2015 [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <http://ph.parker.com/us/en/global-particulate-filter-p32f-series-compact>

[57] Kolový šteft M12x1,25x48+15, oboustranný závit, černý. In: *KOLOVÉ ŠROUBY* [online]. [cit. 2016-04-03]. Dostupné z: <http://www.kolovesrouby.cz/kolovesrouby/eshop/3-1-Stefty-svorniky/17-2-Zavit-M12x1-25/5/960-Kolovy-steft-M12x1-25x48-15mm-oboustranny-zavit-cerny>

[58] Male Rod Ends. *BestBearingsOnline.co.uk* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.bestbearingsonline.co.uk/male-rod-ends.html>

[59] Parker Pneumatic. *A complete range of system components* [online]. February 2016 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.parker.com/parker/jsp/documentdisplay.jsp?mgmtid=f099c87904d3c310VgnVCM100000200c1dacRCRD>

CENY

[60] Barum 195/65 R15 91T TL BRILANTIS 2. *PNEU-KVALITNE.cz* [online]. ©2012-2015 [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.pneu-kvalitne.cz/195-65-r15-91t-tl-brillantis-2-15404870000.html>

[61] Blatník plechový oblý 13“/200 mm, pozink. *VAPP* [online]. poslední aktualizace 25. 4. 2016 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <http://www.vapp.cz/eshop-detail/blatnik-plechovy-obly-13-200-mm/>



- [62] Držák blatníku trubkový pr. 33 mm. *VAPP* [online]. poslední aktualizace 25. 4. 2016 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <http://www.vapp.cz/eshop-detail/drzak-blatniku-trubkovy-pr-33-mm-delka-450-mm-cerny-lakovany/>
- [63] Kabel 3,7 m 7. pól. *Agados.cz* [online]. ©1992-2016 [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.agados.cz/nahradni-dily/sada-kabelova-4-15-m>
- [64] KFZ 6Jx15 4x100.0 ET39.0 56.5 plechový disk. *PNEU-KVALITNE.cz* [online]. ©2012-2015 [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.pneu-kvalitne.cz/kfz-6j-x15-4x1000-et390-plechovy-disk-6445.html>
- [65] Kloubová hlavice SKF SA 8 E. *mateza* [online]. [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.mateza.cz/e-shop/kloubova-hlavice-skf-sa-8-e>
- [66] Kloubová hlavice SKF SA 12 E. *mateza* [online]. [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.mateza.cz/e-shop/kloubova-hlavice-skf-sa-12-e>
- [67] Kloubová hlavice SKF SA 17 ES. *mateza* [online]. [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.mateza.cz/e-shop/kloubova-hlavice-skf-sa-17-es>
- [68] Kolo kompletní 165/70 R13. *maro-kralovice.cz* [online]. ©2007-2016 [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.maro-kralovice.cz/cs/katalog-produktu/nahradni-dily/kola-kompletni/kolo-kompletni-16570r13/>
- [69] Kompresor Inaircom FA 85-15-3M. *svářečky-nabiječky* [online]. [cit. 2016-04-22]. Dostupné z: http://www.svarecky-nabijecky.cz/index.php?route=product/product&product_id=288
- [70] Matice DIN 934 M5 |08| pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/matice/sestihranne/presne-din-934/ocel-tridy-8/pozink/matice-din-934-m5-08-pozink-6754.html>
- [71] Matice DIN 934 M6 |10| pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/matice/sestihranne/presne-din-934/ocel-tridy-10/pozink/matice-din-934-m6-10-pozink-6787.html>
- [72] Matice DIN 934 M8 |10| pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/matice/sestihranne/presne-din-934/ocel-tridy-10/pozink/matice-din-934-m8-10-pozink-6788.html>
- [73] Matice nízká DIN 439B M8 |04| pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/matice/sestihranne/nizke-din-439/ocel-tridy-4/pozink/matice-nizka-din-439b-m8-04-pozink-6833.html>
- [74] Matice DIN 934 M10 |10| pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/matice/sestihranne/presne-din-934/ocel-tridy-10/pozink/matice-din-934-m10-10-pozink-6789.html>
- [75] Matice nízká DIN 439B M12 |04| pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/matice/sestihranne/nizke-din-439/ocel-tridy-4/pozink/matice-nizka-din-439b-m12-04-pozink-6835.html>



- [76] Matice nízká DIN 439B M16 |04| pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/matice/sestihranne/nizke-din-439/ocel-tridy-4/pozink/matice-nizka-din-439b-m16-04-pozink-6837.html>
- [77] Měnič 12V/230V 2000W, modifikovaná sinus, USB, CARSPA CAR2KU. *ASPA.cz* [online]. © 2001-2016 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z: <http://www.aspa.cz/menic-12v-230v-2000w-modifikovana-sinus-usb-carspa-car2ku-z105355#>
- [78] Náboj MARO. *maro-kralovice-cz* [online]. ©2007-2016 [cit. 2016-04-22]. Dostupné z: <http://www.maro-kralovice.cz/cs/katalog-produktu/nahradni-dily/naprawy-a-prislusenstvi-naprav/naprawy-nebrzdene/naboj-maro/>
- [79] Objímka stahovací průměr 6-12 mm. *ATH INTERNATIONAL* [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.hadice-prumyslove.cz/p/2667/objimka-stahovaci-prumer-6-12-mm>
- [80] Podložka plochá DIN 125A M5/5,3 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/podlozky/ploche/din125a-pod-sestihran/ocel-100hv/pozinkovane/podlozka-plocha-din-125a-m5-5-3-pozink-7178.html>
- [81] Podložka plochá DIN 125A M6/6,4 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/podlozky/ploche/din125a-pod-sestihran/ocel-100hv/pozinkovane/podlozka-plocha-din-125a-m6-6-4-pozink-7179.html>
- [82] Podložka plochá DIN 125A M10/10,5 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/podlozky/ploche/din125a-pod-sestihran/ocel-200hv/pozinkovane/podlozka-plocha-din-125a-m10-10-5-200hv-pozink-18127.html>
- [83] Podložka plochá DIN 125A M8/8,4 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/podlozky/ploche/din125a-pod-sestihran/ocel-200hv/pozinkovane/podlozka-plocha-din-125a-m8-8-4-200hv-pozink-18126.html>
- [84] Přípojný kloub WINTERHOFF WW8-E. *maro-kralovice-cz* [online]. ©2007-2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.maro-kralovice.cz/cs/katalog-produktu/nahradni-dily/pripojne-klouby-a-najezdove-brzdy/pripojne-klouby-pro-nebrzdene-privesy/pripojny-kloub-winterhoff-ww8-e/>
- [85] Stahovací pásek KSS CV-450 x 8,0 mm. *GM ELECTRONIC* [online]. ©1990-2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.gme.cz/stahovaci-pasek-kss-cv-450-x-8-0mm-nylon-cerny-p656-711>
- [86] Světlo koncové Jokon 830-L (levé). *maro-kralovice-cz* [online]. ©2007-2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.maro-kralovice.cz/cs/katalog-produktu/nahradni-dily/svetla/koncova/svetlo-koncove-jokon-830-l-leve/>



- [87] Světlo koncové Jokon 830-R (pravé). *maro-kralovice-cz* [online]. ©2007-2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.maro-kralovice.cz/cs/katalog-produktu/nahradni-dily/svetla/koncova/svetlo-koncove-jokon-830-r-prave/>
- [88] Šroub s okem DIN 580, matice s okem DIN 582. *Tedox s. r. o.* [online]. ©2016 [cit. 2016-04-22]. Dostupné z: http://www.tedox.cz/download.php?group=stranky3_soubory&id=121
- [89] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M5x35-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihrana-hlava/cely-zavit-din-933/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-cely-zavit-din-933-m5x35-8-8-pozink-13415.html>
- [90] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M6x18-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihrana-hlava/cely-zavit-din-933/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-cely-zavit-din-933-m6x18-8-8-pozink-13424.html>
- [91] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M6x20-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihrana-hlava/cely-zavit-din-933/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-cely-zavit-din-933-m6x20-8-8-pozink-13425.html>
- [92] Šroub šestihranný částečný závit DIN 931 M6x60-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihrana-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m6x60-8-8-pozink-466.html>
- [93] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M8x16-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihrana-hlava/cely-zavit-din-933/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-cely-zavit-din-933-m8x16-8-8-pozink-1584.html>
- [94] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M8x22-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihrana-hlava/cely-zavit-din-933/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-cely-zavit-din-933-m8x22-8-8-pozink-1587.html>
- [95] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M8x25-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihrana-hlava/cely-zavit-din-933/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-cely-zavit-din-933-m8x25-8-8-pozink-1588.html>
- [96] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M8x35-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihrana-hlava/cely-zavit-din-933/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-cely-zavit-din-933-m8x35-8-8-pozink-1591.html>



- [97] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M8x45-10.9 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/cely-zavit-din-933/ocel-10-9/pozink/sroub-sestihranny-cely-zavit-din-933-m8x45-10-9-pozink-2138.html>
- [98] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M8x50-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m8x50-8-8-pozink-491.html>
- [99] Šroub šestihranný částečný závit DIN 931 M8x70-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m8x70-8-8-pozink-495.html>
- [100] Šroub šestihranný částečný závit DIN 931 M8x115-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m8x115-8-8-pozink-504.html>
- [101] Šroub šestihranný celý závit DIN 933 M10x45-10.9 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/cely-zavit-din-933/ocel-10-9/pozink/sroub-sestihranny-cely-zavit-din-933-m10x45-10-9-pozink-2154.html>
- [102] Šroub šestihranný částečný závit DIN 931 M10x70-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m10x70-8-8-pozink-521.html>
- [103] Šroub šestihranný částečný závit DIN 931 M10x75-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m10x75-8-8-pozink-522.html>
- [104] Šroub šestihranný částečný závit DIN 931 M10x80-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m10x80-8-8-pozink-523.html>
- [105] Šroub šestihranný částečný závit DIN 931 M10x90-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m10x90-8-8-pozink-525.html>
- [106] Šroub šestihranný částečný závit DIN 931 M10x95-8.8 pozink. *spojovací-materiál.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihranna-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m10x95-8-8-pozink-526.html>



- [107] Šroub šestihranný částečný závit DIN 931 M10x115-8.8 pozink. *spojovací-material.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/sestihrana-hlava/castecny-zavit-din-931/ocel-8-8/pozink/sroub-sestihranny-castecny-zavit-din-931-m10x115-8-8-pozink-530.html>
- [108] Trhací nýt Al/St 3,0x16. *spojovací-material.net* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/nyty/trhaci/standardni-plocha-hlava/al-st/trhaci-nyt-al-st-3-0x16-21145.html>
- [109] Třmen M8 s podložkou pro trubkový držák blatníku pr. 33 mm. *VAPP* [online]. poslední aktualizace 25. 4. 2016 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <http://www.vapp.cz/eshop-detail/trmen-m8-s-podlozkou-pro-trubkovy-drzak-blatniku-pr-33-mm/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_s	[mm ²]	výpočtový průřez šroubu
a_x	[m·s ⁻²]	podélné zrychlení vozidla
a_{zrych}	[m·s ⁻²]	zrychlení působící na vozidlo při akceleraci
D_A	[N]	síla aerodynamického odporu
d_{vz}	[mm]	průměr vzorku
e	[m]	rameno valivého odporu
F	[N]	síla působící na šroub
f_G	[-]	korekční součinitel
F_i	[N]	síla předpětí
F_{ix}	[N]	silové účinky působící na vozidlo ve směru jízdy
$F_{píst}$	[N]	síla vyvolaná pneumatickým válcem
f_R	[-]	součinitel valivého odporu
$f_{R,co}$	[-]	součinitel valivého odporu při působení boční síly
F_{ramena}	[N]	síla přenášená příčnými rameny
f_s	[-]	součinitel tření na stykových plochách spojovaných součástí
F_x	[N]	celková hnací síla obou náprav přenositelná na vozovku
F_{xf}	[N]	hnací síla přední nápravy
F_{xmax}	[N]	maximální síla působící v podélném směru
F_{xr}	[N]	hnací síla zadní nápravy
F_z	[N]	výslednice elementárních sil působících mezi pneumatikou a vozovkou
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
i	[-]	počet šroubů
k	[N·m ⁻¹]	tuhost pneumatiky
K	[-]	konstanta
k_n	[-]	návrhový součinitel
k_{Re}	[-]	součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu
k_u	[-]	součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy
M	[kg]	hmotnost vozidla
m	[kg]	hmotnost pneumatiky
M_y	[N·m]	moment valivého odporu
p_i	[Pa]	hustící tlak pneumatiky
r_d	[m]	dynamický poloměr kola



R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
R_{hx}	[N]	síla odporu působící na tažné zařízení
R_m	[MPa]	mez pevnosti materiálu
R_x	[N]	celková síla valivého odporu (valivý odpor)
R_{xf}	[N]	síla valivého odporu působící na přední nápravě
R_{xr}	[N]	síla valivého odporu působící na zadní nápravě
S_p	[MPa]	zkušební napětí
β	[-]	vrubový součinitel
v	[m·s ⁻¹]	rychlost jízdy
v_{krit}	[m·s ⁻¹]	kritická rychlost
W	[N]	tíha vozidla
xx_i	[mm]	vzdálenost mezi uzly sítě konečných prvků
α	[°]	úhel směrové úchylky
α_{tv}	[-]	součinitel tvaru
Δf_R	[-]	přírůstek součinitele valivého odporu vlivem působení boční síly
η_σ	[-]	součinitel vlivu velikosti
θ	[°]	úhel stoupání
μ_{co}	[-]	součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou při působení boční síly
μ_x	[-]	součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_1	[MPa]	první hlavní napětí
σ_3	[MPa]	třetí hlavní napětí
σ_{cO}	[MPa]	mez únavy materiálu v ohybu
σ_{cT}	[MPa]	mez únavy materiálu v tahu
σ_{ea}	[MPa]	amplituda napětí
σ_{em}	[MPa]	střední hodnota napětí
σ_{emax}	[MPa]	maximální hodnota redukovaného napětí
σ_{emin}	[MPa]	minimální hodnota redukovaného napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_{redx}	[MPa]	redukované napětí ve zvoleném uzlu sítě konečných prvků
ν_σ	[-]	součinitel pravděpodobnosti přežití
χ_R	[mm ⁻¹]	poměrný gradient
Ω_{krit}	[Hz]	kritická frekvence

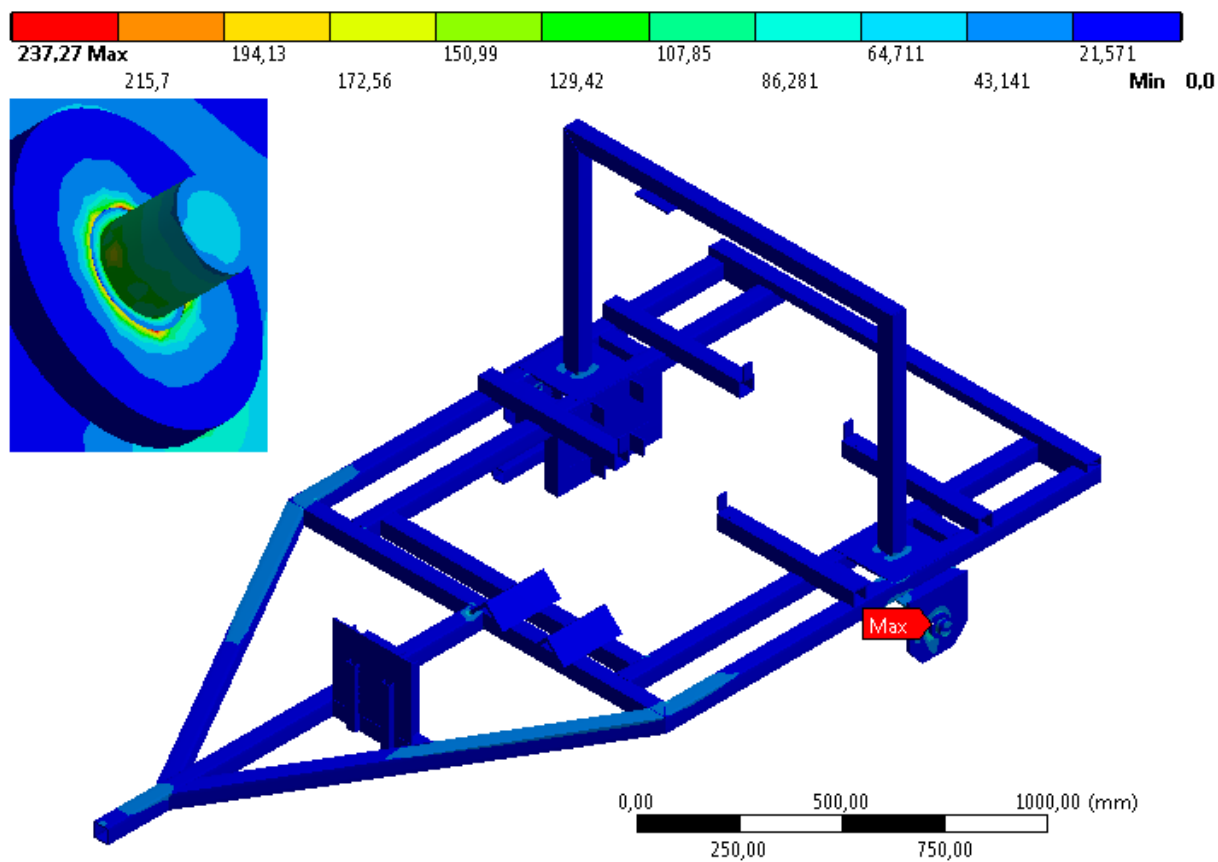


SEZNAM PŘÍLOH

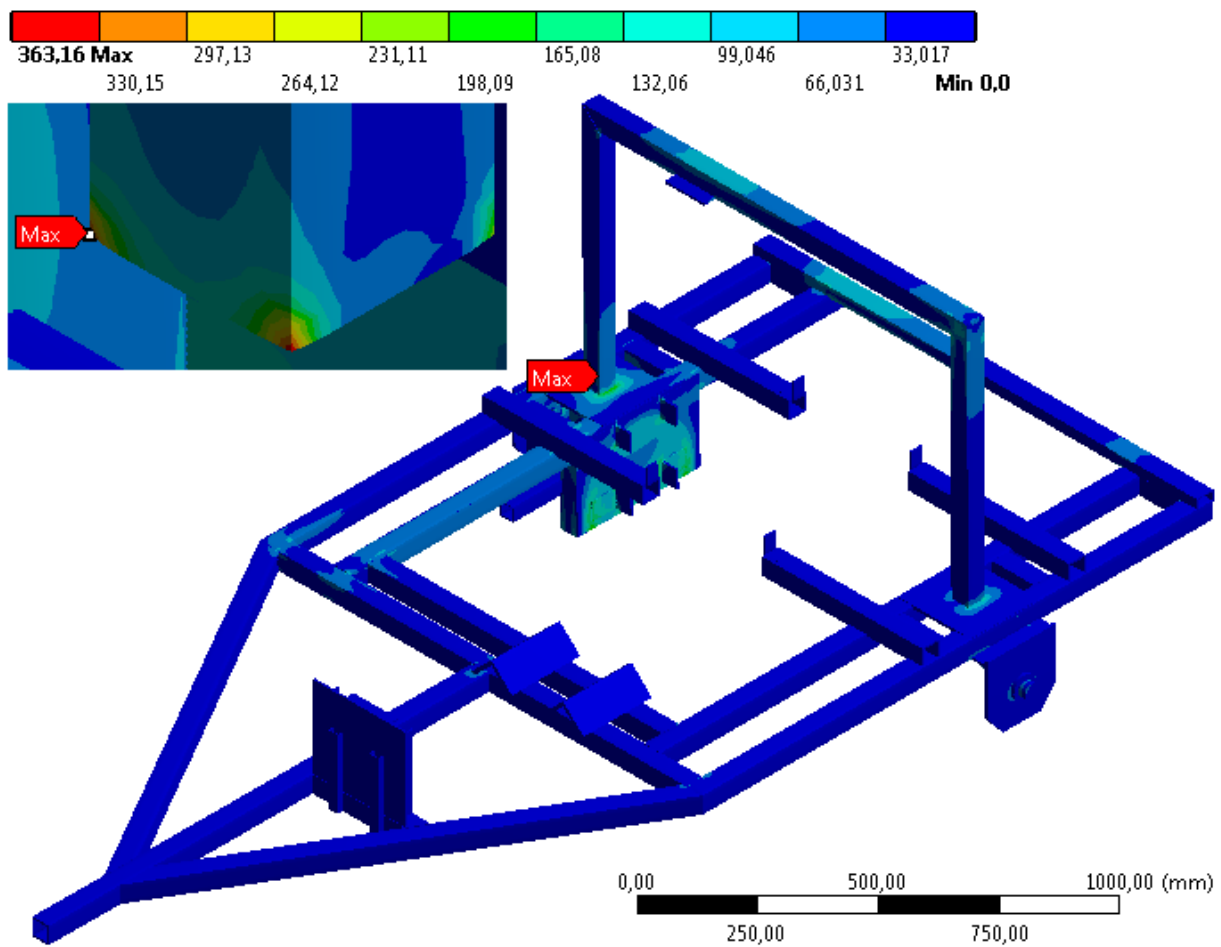
- Příloha 1: Průběhy redukováného napětí pro jednotlivé zátěžné stavy aplikované na rám měřicího přívěsu
- Příloha 2: Průběhy redukováného napětí pro jednotlivé zátěžné stavy aplikované na zavěšení kola s měřenou pneumatikou
- Příloha 3: Průběhy redukováného napětí pro jednotlivé zátěžné stavy aplikované na konstrukci pro uložení závaží na rám měřicího přívěsu
- Příloha 4: Ceny materiálu, šroubů, matic, podložek a ostatního spojovacího materiálu
- Příloha 5: DVD s obsahem: Elektronická verze diplomové práce a 3D modely jednotlivých částí měřicího přívěsu v programu PTC Creo 2.0



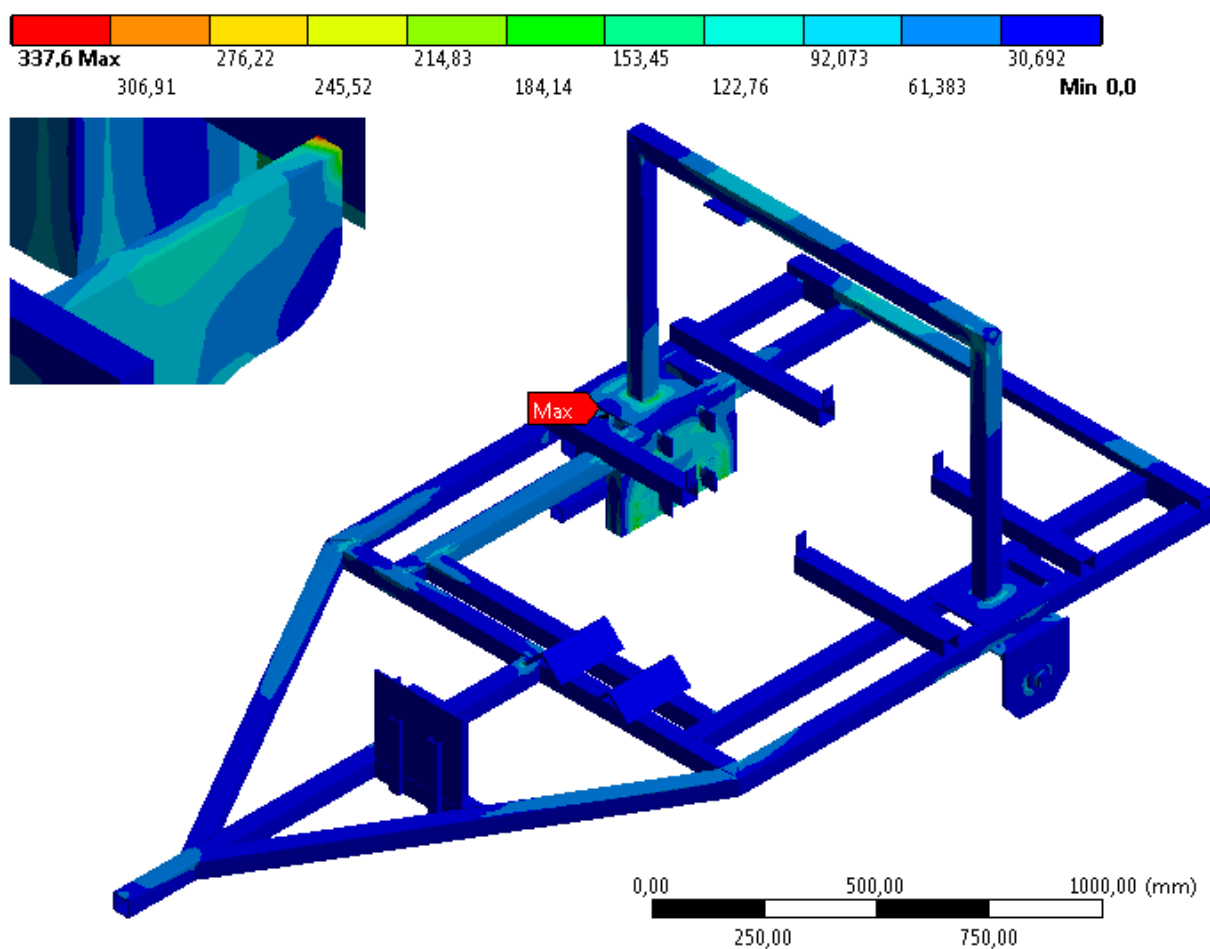
PRŮBĚHY REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ PRO JEDNOTLIVÉ ZÁTĚŽNÉ STAVY APLIKOVANÉ NA RÁM MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU



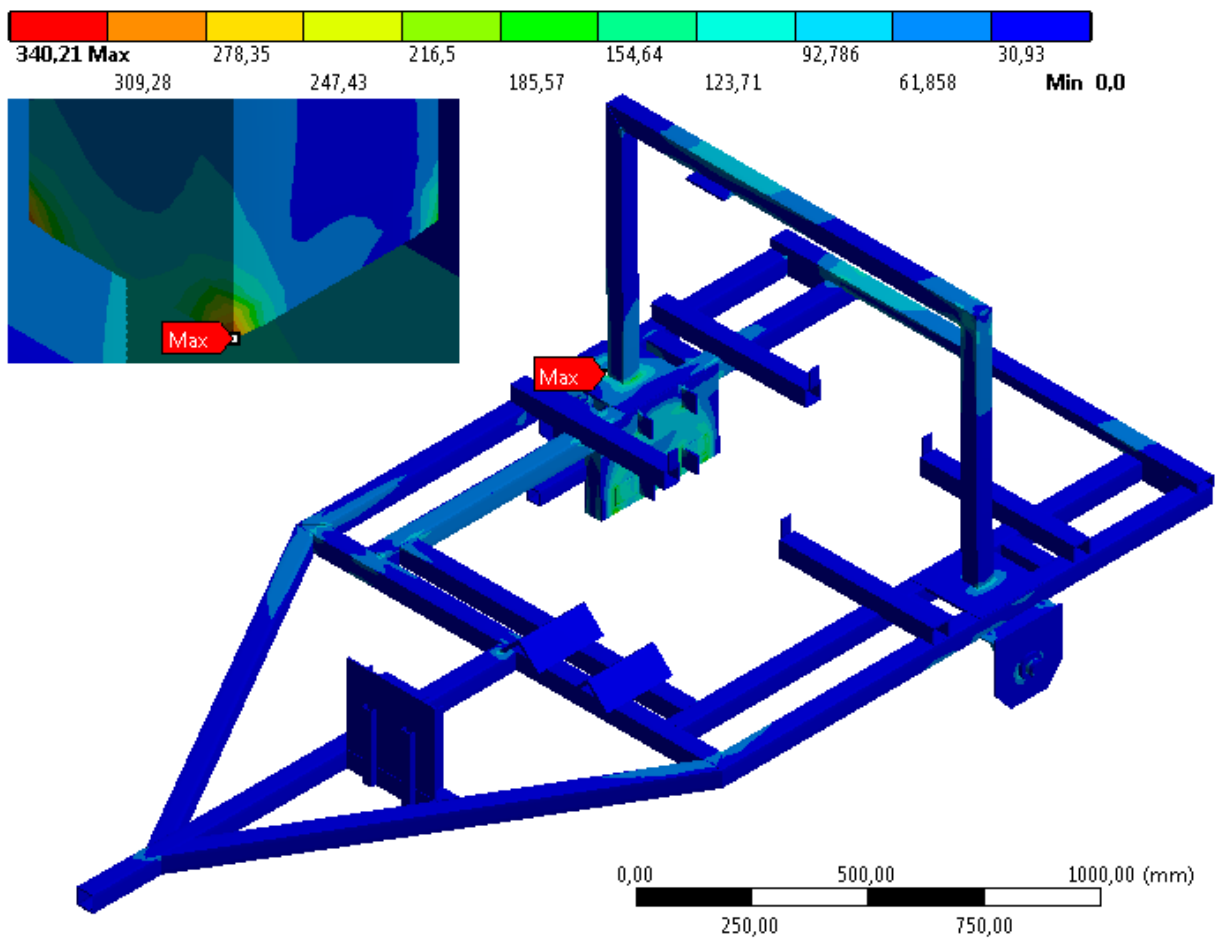
Obr. 1 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMH pro stav 1 (legenda v MPa)



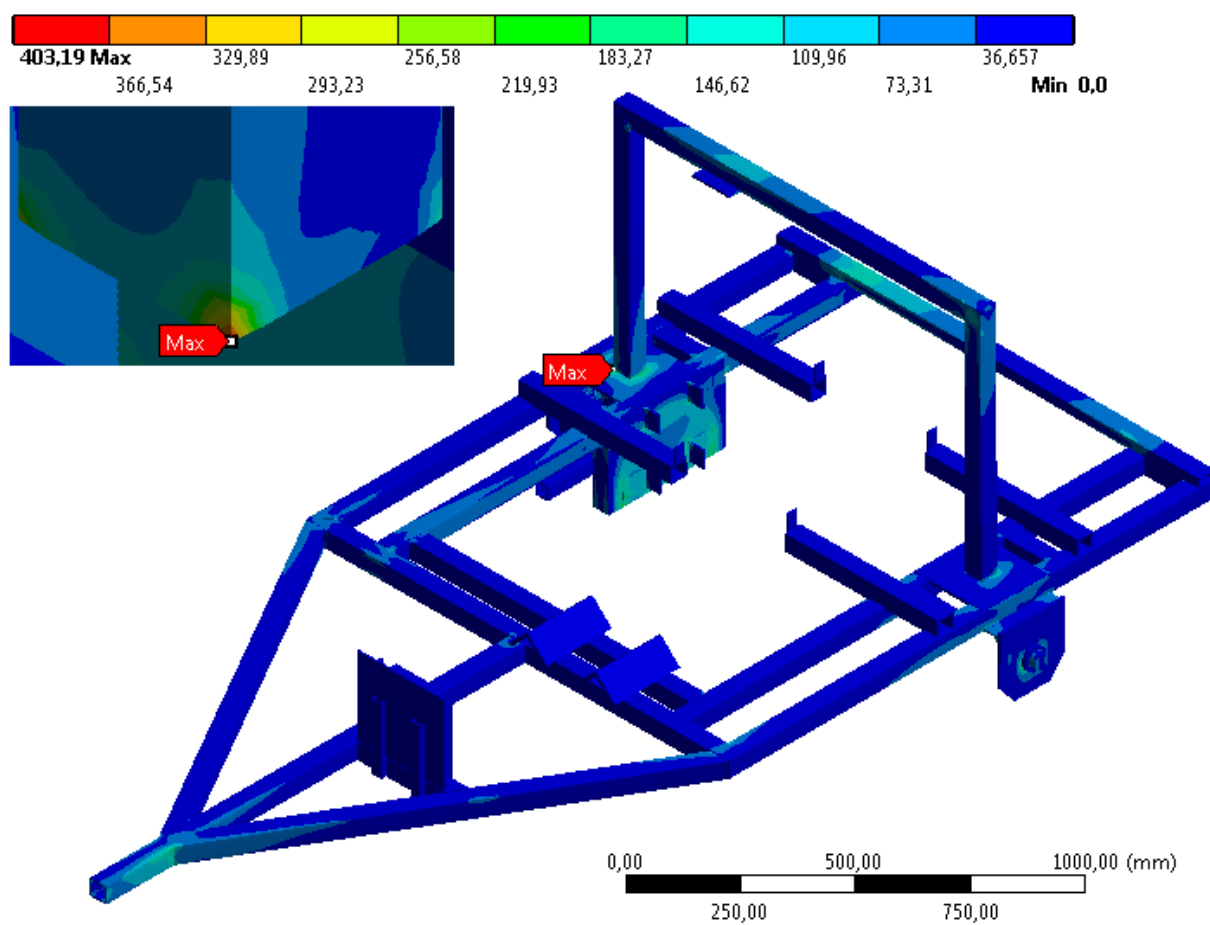
Obr. 2 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMH pro stav 2 (legenda v MPa)



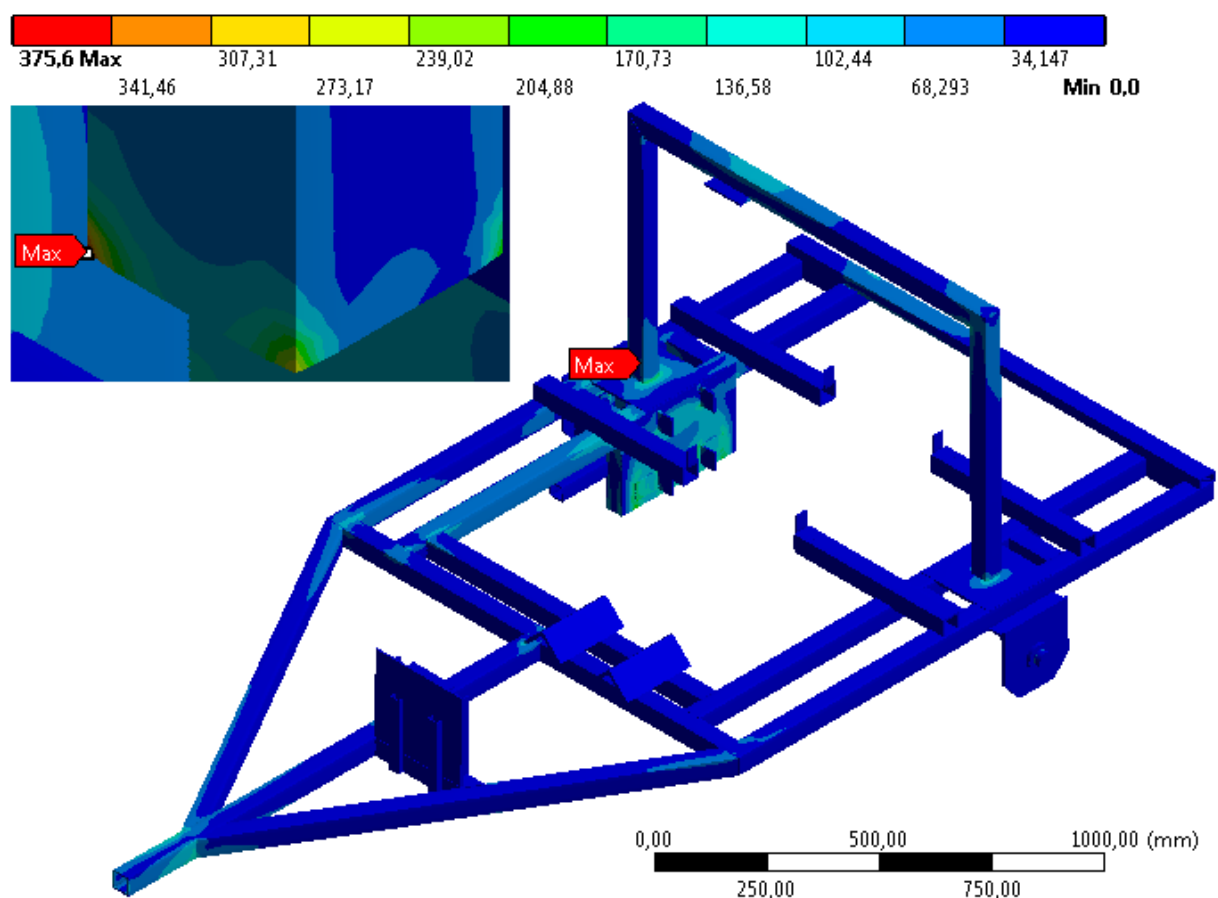
Obr. 3 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMH pro stav 3 (legenda v MPa)



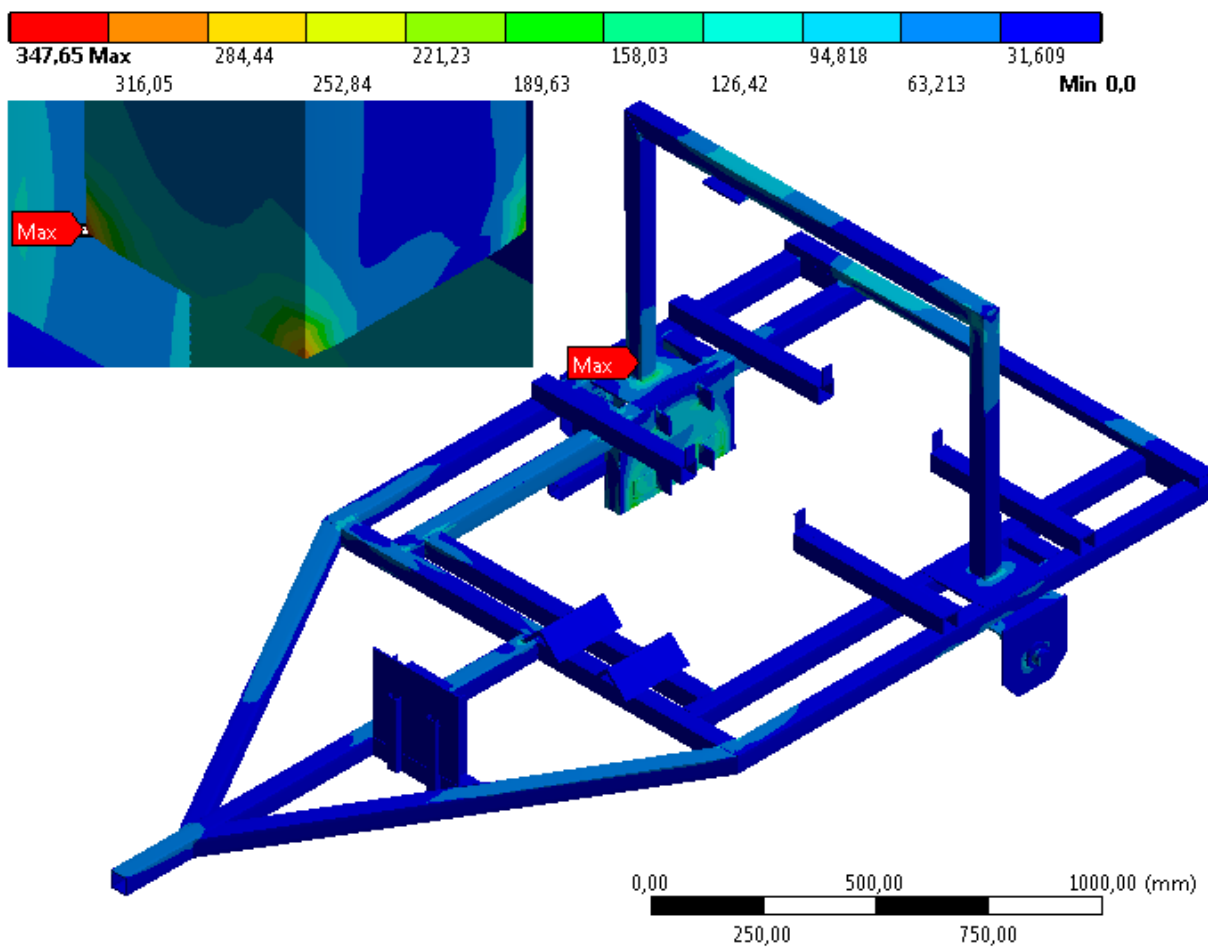
Obr. 4 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro stav 4 (legenda v MPa)



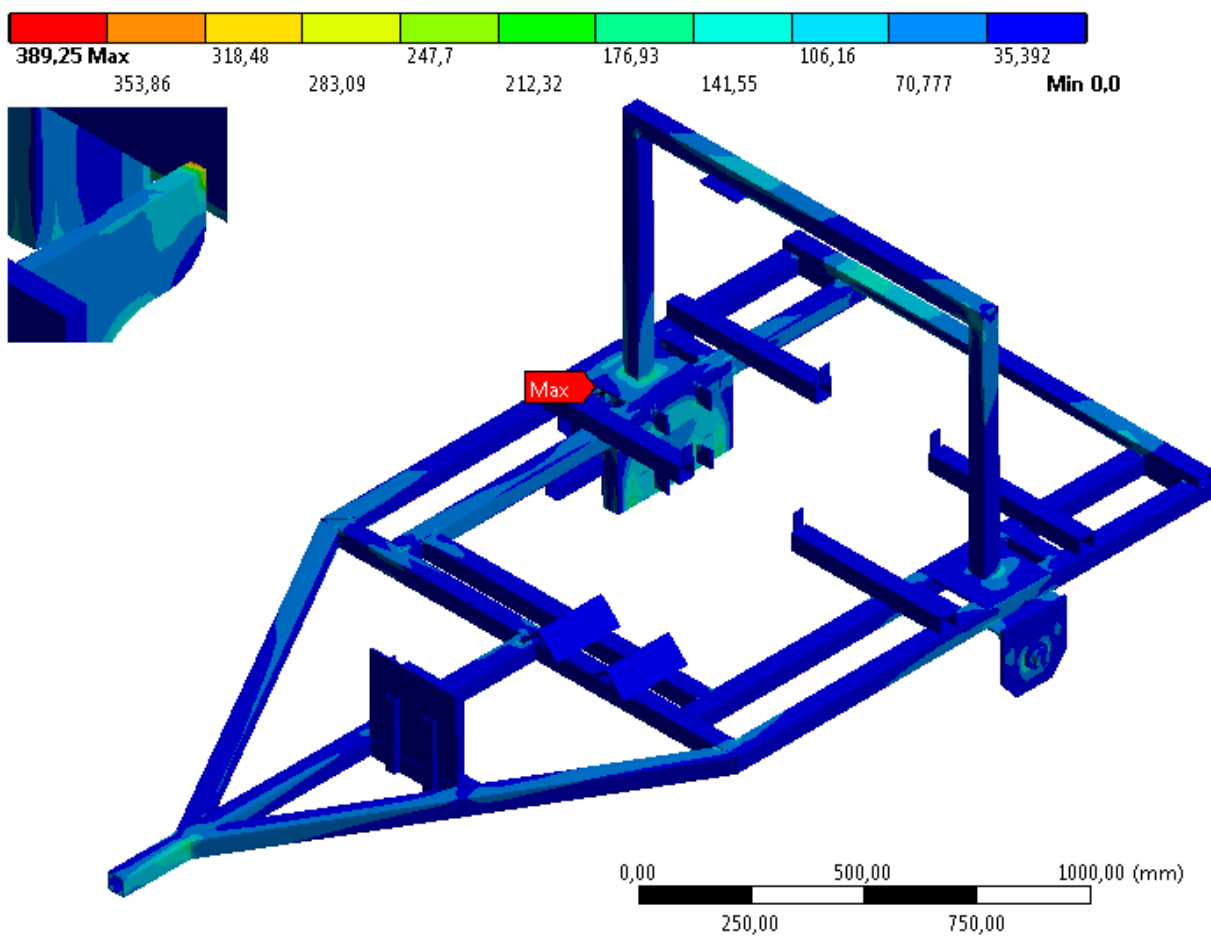
Obr. 5 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMH pro stav 5 (legenda v MPa)



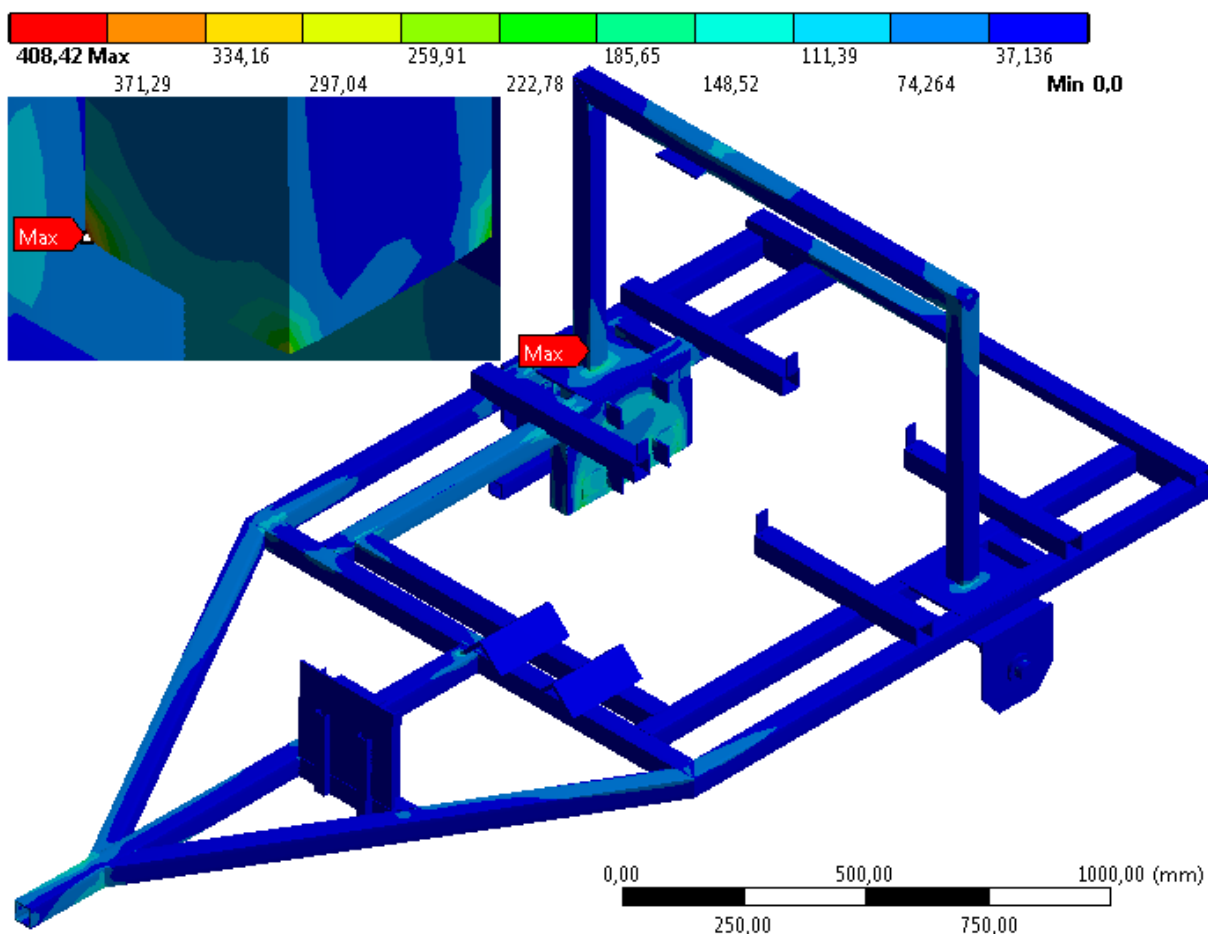
Obr. 6 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro stav 6 (legenda v MPa)



Obr. 7 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro stav 7 (legenda v MPa)



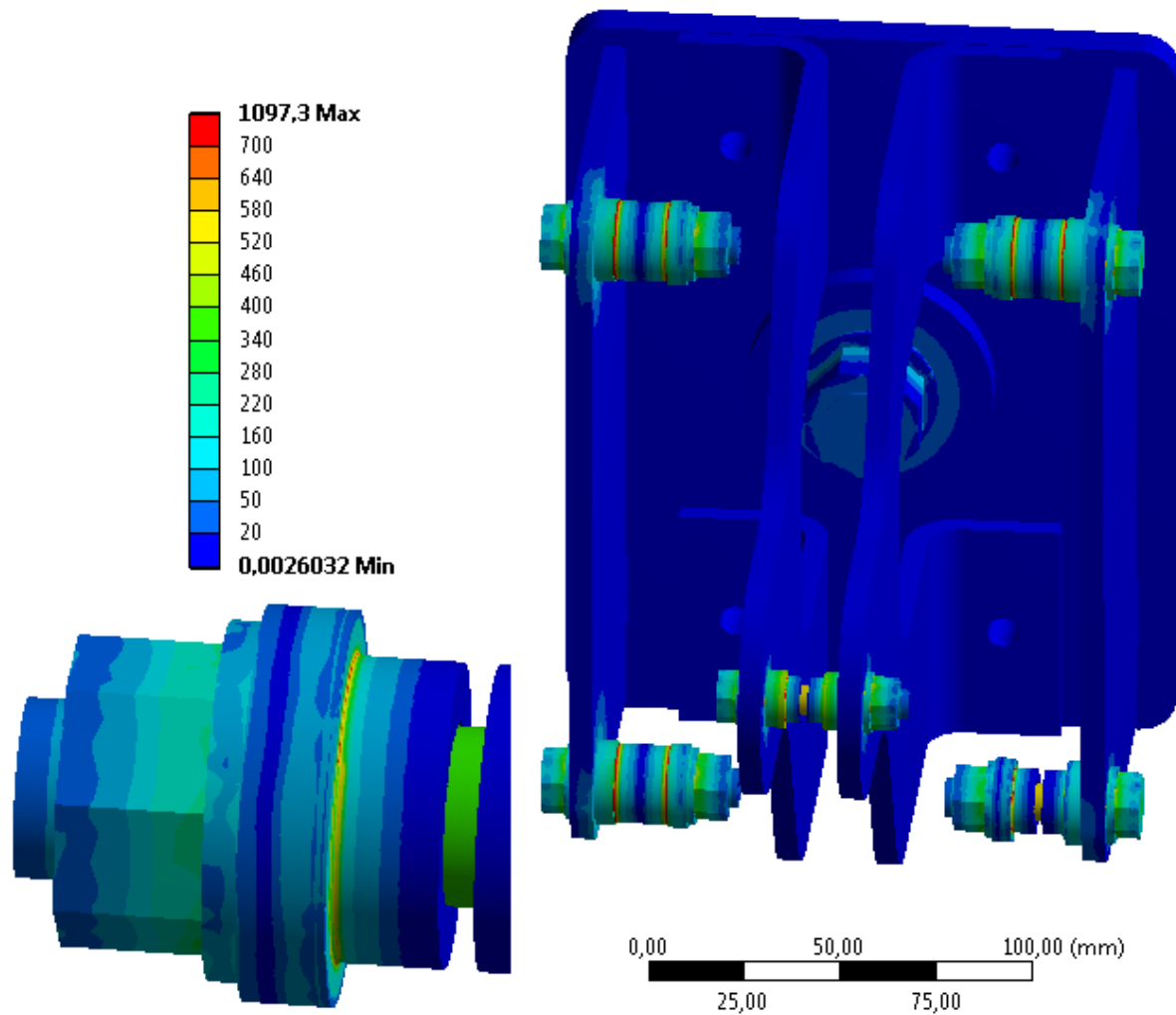
Obr. 8 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro stav 8 (legenda v MPa)



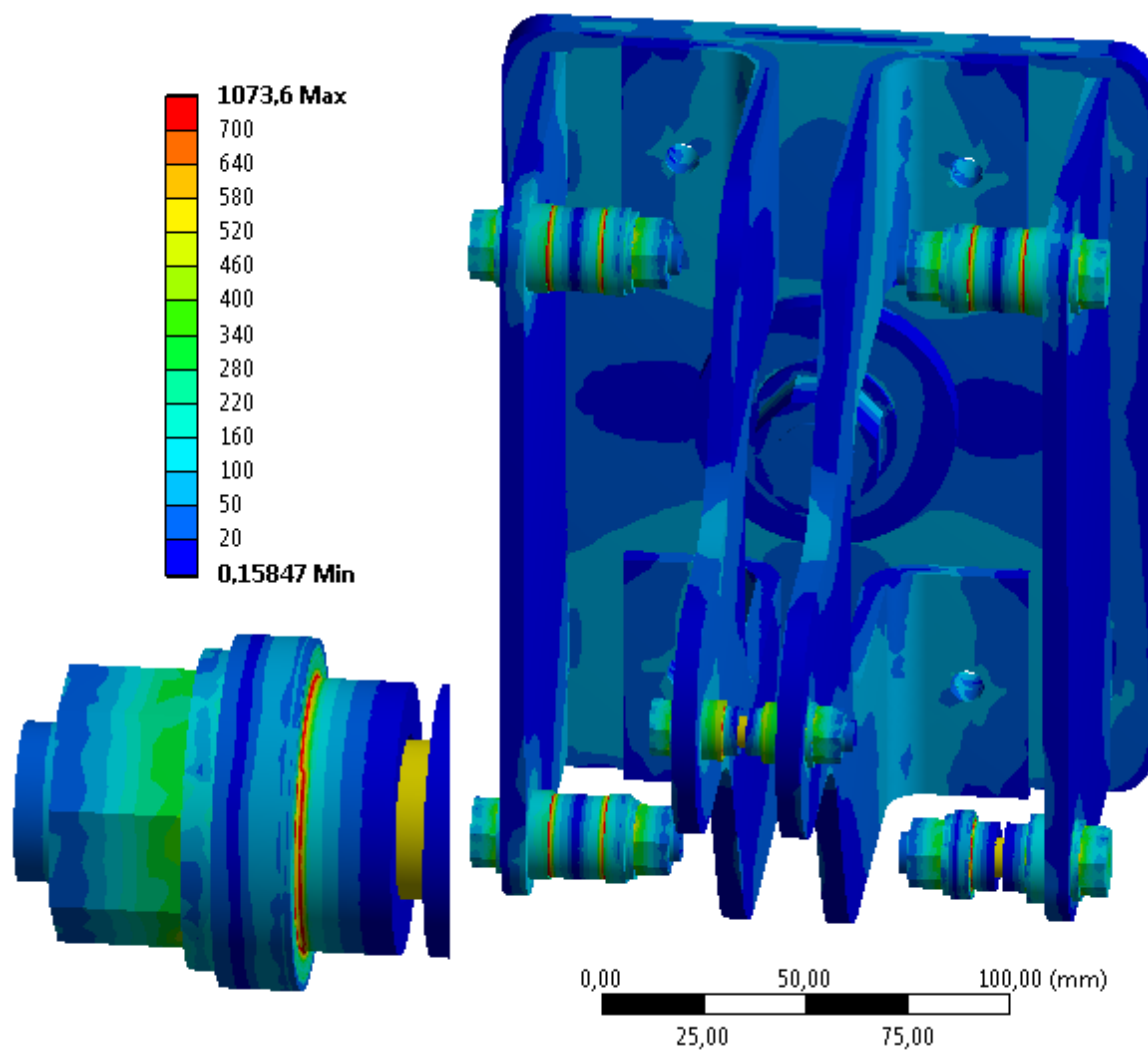
Obr. 9 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMH pro stav 9 (legenda v MPa)



PRŮBĚHY REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ PRO JEDNOTLIVÉ ZÁTĚŽNÉ STAVY APLIKOVANÉ NA ZAVĚŠENÍ KOLA S MĚŘENOU PNEUMATIKOU



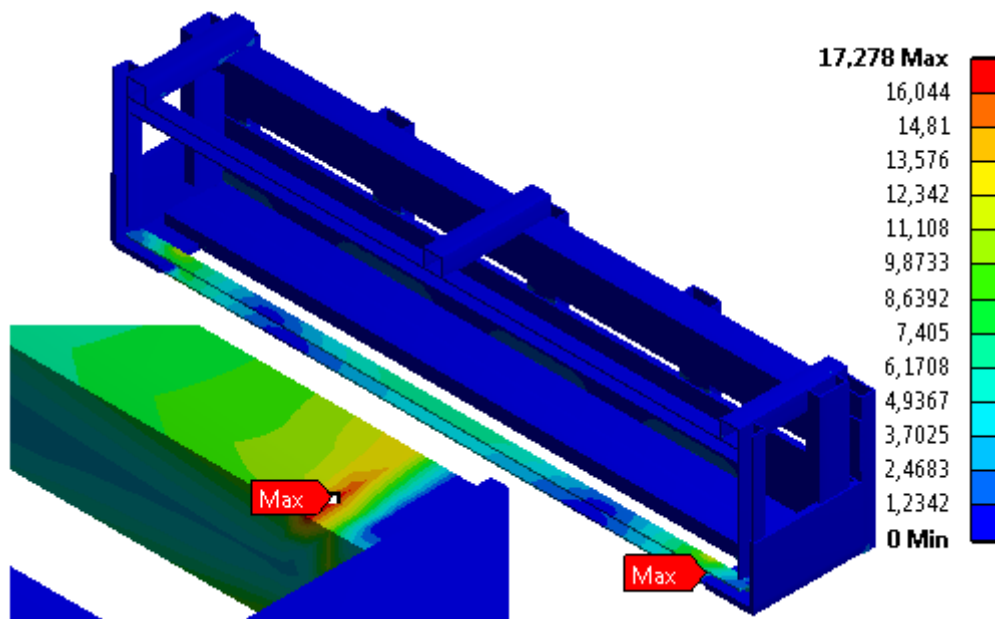
Obr. 10 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro první stav zatížení (legenda v MPa)



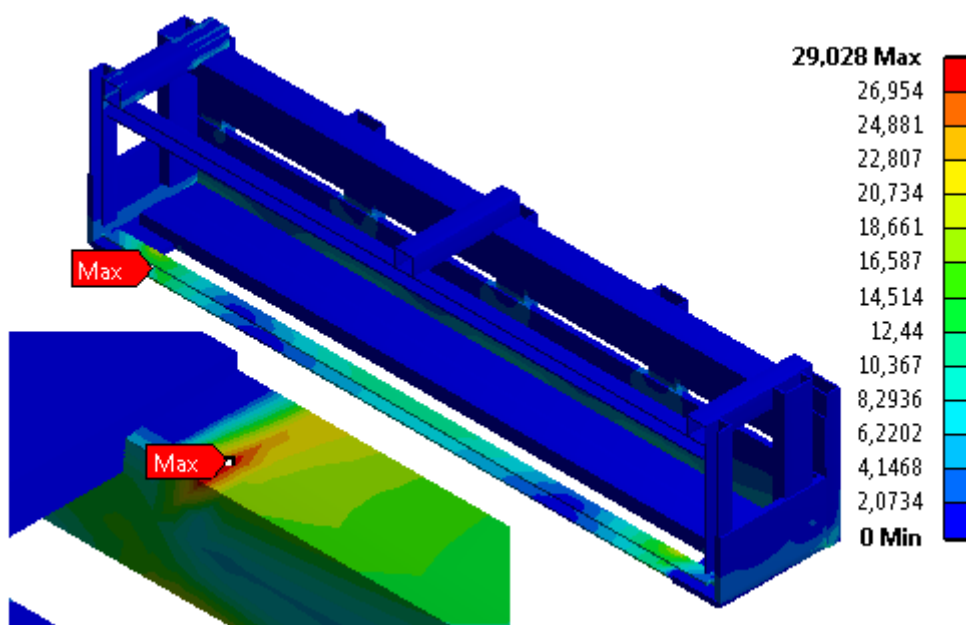
Obr. 11 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro druhý stav zatížení (legenda v MPa)



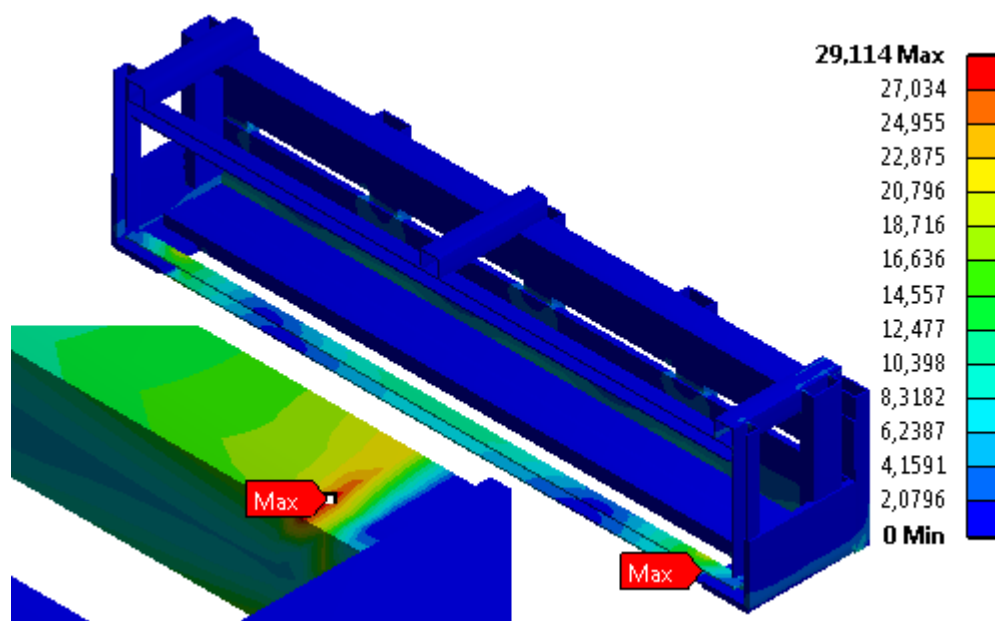
PRŮBĚHY REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ PRO JEDNOTLIVÉ ZÁTĚŽNÉ STAVY APLIKOVANÉ NA KONSTRUKCI PRO ULOŽENÍ ZÁVAŽÍ NA RÁMU MĚŘICÍHO PŘÍVĚSU



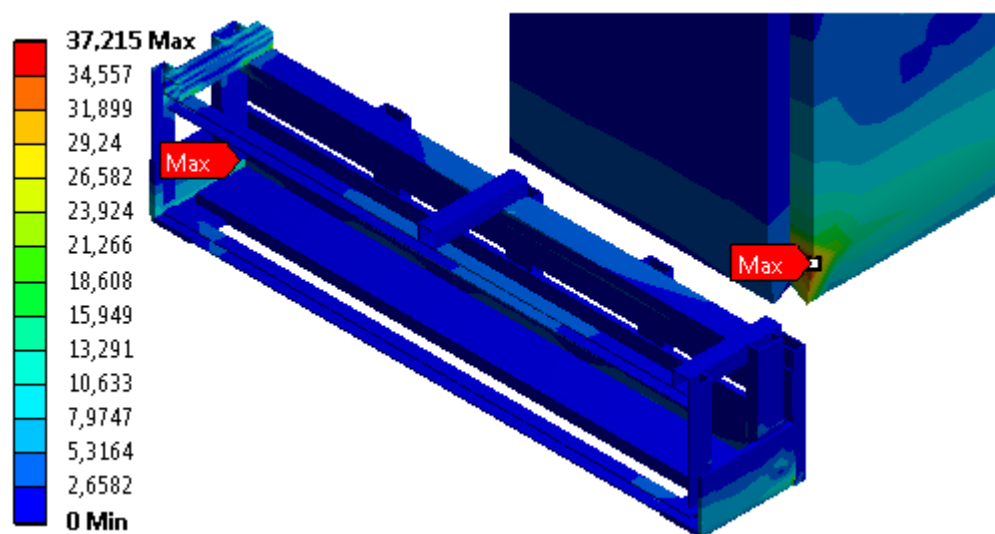
Obr. 12 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro první stav zatížení (legenda v MPa)



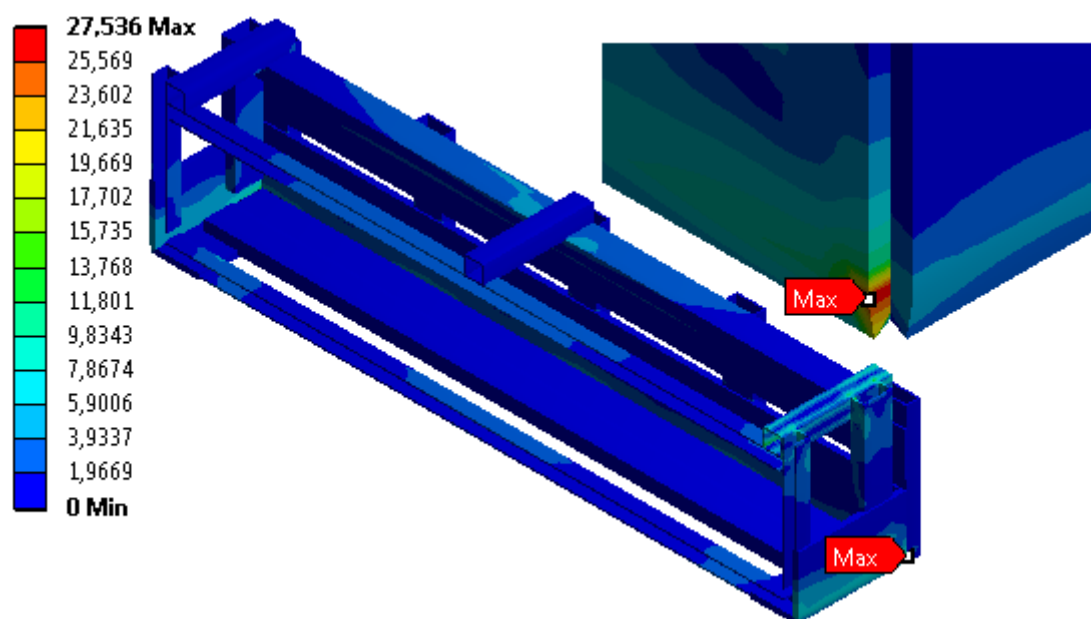
Obr. 13 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro druhý stav zatížení (legenda v MPa)



Obr. 13 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro třetí stav zatížení (legenda v MPa)



Obr. 14 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro čtvrtý stav zatížení (legenda v MPa)



Obr. 15 Vykreslení rozložení redukovaného napětí podle teorie HMM pro čtvrtý stav zatížení (legenda v MPa)



CENY MATERIÁLU, MATIC, ŠROUBŮ, PODLOŽEK A OSTATNÍHO SPOJOVACÍHO MATERIÁLU

Typ polotovaru	Délka [mm]	Cena bez DPH [Kč]	Cena s DPH [Kč]
Výpalky z plechů		5 370,81	6 498,68
Plech 2,5x180x1300 mm DC01		509,00	615,89
Tyč kruhová pr. 25 mm 90MnCrV8+A	300	247,00	298,87
Tyč kruhová pr. 16 mm 90MNCrV8+A	70	190,00	229,90
Jäckl 50x50x5 S355JRH	24 000	3 632,60	4 395,45
Jäckl 40x40x4 S235JRH	6 000	586,22	709,33
Jäckl 20x20x2 S235JRH	6 000	146,59	177,37
Jäckl 50x30x3 S235JRH	6 000	461,60	558,54
Jäckl 30x15x2 S235JRH	12 000	356,20	431,00
Profil L 80x80x10 S235JR	410	157,16	190,16
Profil L 75x50x6 S235JR	350	84,59	102,35
Profil L 50x50x5 S235JR	6 000	495,38	599,41
Profil L 50x30x5 S235JR	6 000	445,25	538,75
Tyč plochá 50x5 S235JR	6 000	253,67	306,94
Tyč plochá 30x4 S235JR	6 000	130,46	157,86
Tyč kruhová pr. 70 C45	100	151,00	182,71
Tyč kruhová pr. 30 C45	720	154,00	186,34
Tyč kruhová pr. 20 C45	930	317,00	383,57
Cena celkem:		13 688,53	16 562,12

Matice	Počet	Cena za 1 ks bez DPH [Kč]	Cena za 1 ks s DPH [Kč]	Cena celkem bez DPH [Kč]	Cena celkem s DPH [Kč]
M5	4	0,08	0,1	0,32	0,4
M6	9	0,22	0,27	1,98	2,43
M8	69	0,36	0,44	24,84	30,36
M8 nízká	4	0,29	0,35	1,16	1,4
M10	44	1,05	1,27	46,2	55,88
M12 nízká	2	0,82	0,99	1,64	1,98
M16 nízká	8	1,57	1,9	12,56	15,2
		Cena celkem [Kč]		88,7	107,65



Šrouby	Počet	Cena za 1 ks bez DPH [Kč]	Cena za 1 ks s DPH [Kč]	Cena celkem bez DPH [Kč]	Cena celkem s DPH [Kč]
M5x35	4	0,49	0,59	1,96	2,36
M6x18	2	0,48	0,58	0,96	1,16
M6x20	5	0,44	0,53	2,2	2,65
M6x60	2	1,12	1,36	2,24	2,72
M8x16	24	0,96	1,16	23,04	27,84
M8x22	4	1,12	1,36	4,48	5,44
M8x25	6	0,96	1,16	5,76	6,96
M8x35	40	1,44	1,74	57,6	69,6
M8x45 10,9	1	2,24	2,71	2,24	2,71
M8x50	12	1,6	1,94	19,2	23,28
M8x70	2	0,4	2,9	0,8	5,8
M8x115	4	5,92	7,16	23,68	28,64
M10x45 10,9	8	3,3	3,99	26,4	31,92
M10x70	2	3,38	4,09	47,32	57,26
M10x75	24	3,84	4,65	92,16	111,6
M10x80	4	5,2	6,29	20,8	25,16
M10x90	2	5,4	6,53	10,8	13,06
M10x95	2	5,28	6,39	10,56	12,78
M10x115	2	5,12	6,2	10,24	12,4
Šroub s okem	2	12	14,52	24	29,04
Cena celkem [Kč]				344,52	421,66

Podložky	Počet	Cena za 1 ks bez DPH [Kč]	Cena za 1 ks bez DPH [Kč]	Cena celkem bez DPH [Kč]	Cena celkem s DPH [Kč]
M5	8	0,06	0,07	0,48	0,56
M6	16	0,1	0,12	1,6	1,92
M8	194	0,26	0,31	50,44	60,14
M10	62	0,45	0,54	27,9	33,48
Cena celkem [Kč]				80,42	96,1

Název	Počet	Cena za 1 ks bez DPH [Kč]	Cena za 1 ks bez DPH [Kč]	Cena celkem bez DPH [Kč]	Cena celkem s DPH [Kč]
Trhací nýty	12	0,27	0,33	3,24	3,96
Objímka stahovací	1	15,8	19,2	15,8	15,8
Stahovací pásek	10	4,63	5,6	46,3	56
Cena celkem [Kč]				65,34	75,76