Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh vstupních parametrů snímače pro dynamický adhezor

Ondřej Vícha

Bakalářská práce

2017

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	**Ondřej Vícha**
Osobní číslo:	**D13357**
Studijní program:	**B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor:	**Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu:	**Návrh vstupních parametrů snímače pro dynamický adhezor**
Zadávající katedra:	**Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování:

1. Teorie pneumatik
2. Přenos sil z vozidla na vozovku
3. Význam a druhy zkoušek pneumatik
4. Návrh vstupních parametrů snímače pro dynamický adhezor

Rozsah grafických prací:	podle pokynů vedoucího práce
Rozsah pracovní zprávy:	30 - 40 stran textu a přílohy
Forma zpracování bakalářské práce:	tištěná

Seznam odborné literatury:

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
PACEJKA, Hans B.; BESSELINK, Igo. Tire and vehicle dynamics. 3rd ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 9780080970165.
CLARK, Samuel K. Mechanics of pneumatic tires. Washington, D.C.: U.S.G.P.O., 1981, 931 p.

Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Ondřej Voltr Katedra dopravních prostředků a diagnostiky
Datum zadání bakalářské práce:	22. února 2016
Termín odevzdání bakalářské práce:	3. června 2016

doc. Ing. Ivo Drahotský, Ph.D.
děkan

L.S.

doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 22. února 2016

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

Tato bakalářská práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 2. 6. 2017

Ondřej Vícha

Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil svůj dík panu Ing. Ondřeji Voltrovi za odborné vedení, vstřícnost a připomínky při tvorbě této práce. Velice si vážím jeho pečlivosti, s jakou k vedení přistoupil.

Anotace

Práce pojednává o problematice pneumatik, stručně popisuje jejich vznik, funkci a konstrukci. Uvádí druhy zkoušek pneumatik a síly působící mezi vozovkou a pneumatikou. Cílem práce je návrh vstupních údajů pro snímač dynamického adhezoru.

Klíčová slova

Pneumatika, zkoušky pneumatik, síly působící mezi pneumatikou a vozovkou, dynamický adhezor

Title

Concept of Input Parameters of the Sensor for a Tire Test Machine

Annotation

The paper deals with issues concerning tires. It briefly describes their origin, function, and construction. It introduces types of tire tests and forces between a tire and the surface. The aim of the paper is to define input parameters for a tire test machine sensor.

Key words

Tire, tire tests, forces between a tire and the surface, tire test machine

Obsah

Úvod ... 9
2 Teorie pneumatik ... 10
2.1 Historie ... 10
2.2 Definice pneumatiky ... 13
2.3 Požadavky na pneumatiky ... 13
2.4 Funkce pneumatiky ... 13
2.4.1 Vedení směru ... 13
2.4.2 Nesení zátěže ... 14
2.4.3 Tlumení ... 14
2.4.4 Přenos výkonu ... 14
2.4.5 Valení ... 14
2.5 Rozdělení pneumatik ... 14
2.6 Konstrukce pneumatiky ... 15
2.6.1 Vnitřní vložka ... 15
2.6.2 Kostra ... 16
2.6.3 Patní lano ... 16
2.6.4 Patní pryž ... 17
2.6.5 Výztužný pásek ... 17
2.6.6 Bočnice ... 18
2.6.7 Patka ... 18
2.6.8 Nárazník ... 19
2.6.9 Polyamidový nárazník ... 19
2.6.10 Běhoun ... 20
2.6.11 Rozdělení pneumatik podle konstrukce kostry ... 20
3 Zkoušky pneumatik ... 23
3.1 Silniční zkoušky ... 24
3.2 Laboratorní zkoušky ... 25
3.2.1 Statické zkoušky ... 25
3.2.2 Dynamické zkoušky ... 26
4 Síly působící na pneumatiku ... 27
4.1 Osa x ... 28
4.2 Osa y ... 28
4.3 Osa z ... 29
5 Snímače používané v automobilovém průmyslu ... 33

5.1 Přehled řešení v automobilovém průmyslu 33
5.1.1 A&D technology 33
5.1.2 Kistler 34
5.1.3 MTS 35
6 Testovací zařízení Univerzity Pardubice 36
6.1 Stávající a požadované vlastnosti dynamického adhezoru 36
6.2 Popis konstrukce stávajícího ramene 38
7 Vstupní parametry snímače dynamického adhezoru 40
7.1 Působící síly a momenty při testování na dynamickém adhezoru 40
7.1.1 Síly v osách x a z a momenty kolem osy y 40
7.1.2 Síly působící v osách x a y a moment působící kolem osy z 42
7.1.3 Síly působící v osách y a z a moment kolem osy x 44
7.1.4 Výpočet síly odporu valení T 45
7.2 Alternativní řešení v podobě komerčních snímačů 46
8 Aplikace vybraného snímače 48
9 Závěr 52
Zdroje 54
Seznam tabulek a obrázků 58
Seznam příloh 60

Úvod

Stejně jako světlomety, které se přes obyčejné halogenové žárovky, xenonové výbojky a LED světlomety dostaly až k nejmodernějším laserovým, tak se i všechny ostatní komponenty včetně pneumatik staly předměty výrazného technologického vývoje. V případě pneumatik jsme se posunuli od plnopryžových kol přes vzduchem plněné pneumatiky s duší, diagonální, radiální až po dnešní bezdušové pneumatiky a s nejvyšší pravděpodobností se v budoucnosti setkáme s pneumatikami, jejichž konstrukce už nevyužívá plynné médium.

Pneumatiky jsou jediným prvkem přenášejícím síly mezi vozidlem a vozovkou. Je klíčové, aby vlastnosti pneumatiky byly co nejoptimálnější vzhledem k jízdním podmínkám a povrchu, a zároveň je logické, že nemůže existovat pneumatika fungující ideálně za každých jízdních podmínek. Právě důležitost, že se jedná o jediný prvek spojující vozidlo s vozovkou, a rozmanitost materiálů a technologií použitých při výrobě majících zásadní vliv na chování a vlastnosti pneumatiky, mě přivedly k této problematice.

Teoretická část bakalářská práce je rozdělena do třech oddílů. První z nich uvádí do obecné problematiky pneumatik – jejich rozdělení, funkčnosti a konstrukci. Další z oddílu je věnován zkouškám pneumatik, jejich rozdělení a bližšímu nastínění. Poslední z nich pojednává o působících silách mezi pneumatikou a vozovkou.

Předmětem praktické části je rešerše stávajících možných řešení v automobilovém průmyslu, současný stav dynamického adhezoru na Univerzitě Pardubice, rozbor sil a momentů působících ve styku kola s válcem adhezoru a závěrem výběr a zhodnocení použitelných řešení společně s aplikací na dynamický adhezor.

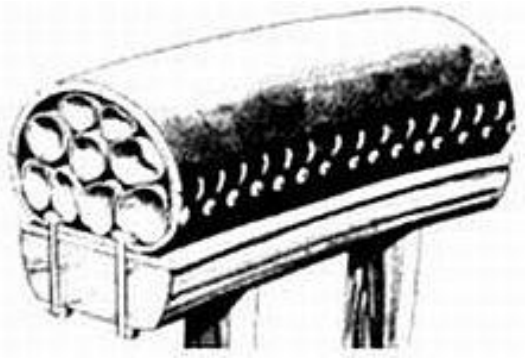
1 Teorie pneumatik

1.1 Historie

První zmínku o pneumatikách, které byly vyrobeny z pryže a alespoň trochu připomínaly ty dnešní, najdeme v polovině 19. století. Ovšem pneumatika by neexistovala, kdyby nebylo vynalezeno kolo už v době před naším letopočtem. Zpočátku bylo kolo plné a vyrobené ze dřeva jako celek, později bylo nahrazeno kolem paprskovým, a to z důvodu snížení hmotnosti při zvětšování jeho rozměrů. Dřevěná kola byla po určitou dobu dostačující, avšak s postupujícím vývojem a zvyšujícími se nároky, se zjistily jisté zásadní nedostatky. Jedním z nedostatků byl hladký běhoun, způsobující prokluz kola, druhým absence jakéhokoliv tlumiče rázů. Bylo tedy otázkou času, kdy bude vynalezeno řešení. Prvním zlepšením bylo loukoťové kolo parního stroje opatřeno masivní vroubkovanou obručí, které bylo objeveno roku 1769. O šedesát let později bylo kolo opatřeno silným pásem plsti. I když pás značně tlumil rázy, jeho životnost byla velmi nízká a musel se tedy často opravovat [2]. Průlomovým objevem v této problematice se stal až vynález pryže roku 1839. O tento objev se zasloužil Charles Goodyear, který přidal síru do roztaveného kaučuku, a vytvořil tak tento pružný a odolný materiál. [3]

O úplně první pneumatiku, která byla celopryžová, se zasloužil Thomas Hancock, jemuž byl za tento objev roku 1846 udělen patent. Zpočátku byl tento typ pneumatik upřednostňován díky jejich větší výdrži, avšak koncem 19. století v souvislosti se zvětšující se oblibou jízdních kol, byl pomalu vytlačen. Nové, na scénu přicházející pneumatiky, znovuobjevený[1] vynález Johna Dunlopa z roku 1888, byly již plněné vzduchem. [3]

[1] Roku 1845 Robert William Thomson získal patent na první vzduchem plněnou pneumatiku. Pneumatika byla určena pro kočáry tažené koni. Skládala z pryžové hadice a textilie naplněné stlačeným vzduchem, která byla ještě obalena tlustou vrstvou kůže. Nicméně se tento vynález v těchto letech neuchytil. [2], [3]



Obr. 1 - Historická pneumatika [1]

V roce 1892 George F. Stillman a Alexander T. Brown získali patent na první vzduchem plněnou pneumatiku určenou pro automobily, která se dala lehce vyměnit. Vzduchem plněné pneumatiky vyráběné ještě na konci 19. století se skládaly z pryžové hadice obalené kůží, přičemž vše bylo spojeno pomocí nýtů a tkaniček. Počátkem 20. století kůži nahradilo plátno s bavlněnými vlákny s pryžovým pokrytím. Tato konstrukce pneumatiky byla používána až do roku 1911, kdy Philip Strauss objevil první pneumatiku s duší[2]. Jeho pneumatiku tvořila tkanina vyztužená pryží a uvnitř pláště pneumatiky se nacházela pryžová duše. [3]

Následujících padesát let se pneumatika skládala z pláště pneumatiky, který poskytoval trakci a chránil duši. V kostře pláště se nacházely vrstvy pogumovaných textilních vláken[3], které se křížily a svíraly s obvodovou kružnicí úhel 30-40 stupňů. Díky této konstrukci vláken se pneumatice říkalo diagonální; dosahovalo se výrazného snížení opotřebení pneumatiky. [4]

Z důvodu vzrůstajících nároků na pneumatiky se jejich výrobci pokoušeli o vytvoření takových kvalit, jež by dokázaly splnit požadavky týkající se zvyšování rychlosti vozidla, jeho větší nosnost, stabilitu a další. Byla navržena různá vylepšení stávajících pneumatik, avšak průlomovým vynálezem se stala až radiální pneumatika představená firmou Michelin v roce 1946. Podstatou konstrukce byly kordy svírající s obvodovou kružnicí 90 stupňů, díky čemuž pneumatika nedokázala zachycovat obvodové síly, jako tomu bylo u pneumatiky diagonální, proto byl mezi běhoun a kostru umístěn nárazník z ocelových vláken. [5]

[2] Do počátku 20.století se objevilo mnoho pneumatik s duší, avšak žádná nebyla tak praktická jako pneumatika Philipa Strausse. [3], [4]
[3] V roce 1903 byl udělen patent C. H. Gray a T. Sloper za první pneumatiku obsahující textilní vlákna. [3]

Obr. 2 - První radiální pneumatika [5]

Dalším z významných vynálezů byla bezdušová pneumatika pro automobily[4], na kterou firma BF Goodrich roku 1952 dostala patent a roku 1954 jí začala využívat společnost The Packard Motor Car Company. [4]

Až do konce 60. let neprošla pneumatika zásadními změnami. Pneumatika run-flat, objevená v tomto období, se začala v běžném provozu používat až okolo roku 1990 na vozidlech Porsche 959 a Chevrolet Corvette. [6] Lze konstatovat, že i v současnosti je trendem zvýšení bezpečnosti proti protržení nebo nezávislosti na plnění vzduchem. Firma Bridgestone v roce 2013 představila svůj koncept nazvaný "Air Free Concept Tire" [7] a firma Michelin vynalezla Michelin X Tweel. [8] U obou těchto kol se jedná o "pneumatiku" zcela nezávislou na plnění vzduchem.

Obr. 3 - Michelin X Tweel [8]

[4] Bezdušová pneumatika byla vynalezena už v roce 1903 Paulem Litchfieldem ze společnosti Goodyear a roku 1918 byla ještě vylepšena v oblasti pláště Frederickem B. Cumpstonem. Nicméně prvních čtyřicet let o ně nejevil nikdo velký zájem až do roku 1952. [4]

1.2 Definice pneumatiky

Pneumatikou rozumíme plášť, ochrannou vložku a duši s ventilkem, u pneumatiky s duší nebo pláštěm a bezdušový ventilek u bezdušové pneumatiky namontované na ráfek a naplněné vzduchem. [9]

Pneumatiku můžeme popsat z několika různých hledisek:

- Z hlediska geometrie tvoří pneumatika uzavřený prstenec. [10]
- Z hlediska pevnosti a pružnosti ji chápeme jako tlakovou nádobu, kde jsou místo stěn pružné membrány. [10]
- Z hlediska složení jednotlivých částí chápeme pneumatiku jako těleso s anizotropními vlastnostmi. [10]
- Z hlediska působení sil ji chápeme jako jediné kontaktní místo mezi vozidlem a vozovkou přenášející síly. [10]

1.3 Požadavky na pneumatiky

Požadavky na pneumatiky můžeme rozdělit do šesti skupin, viz Příloha č. 1.

1.4 Funkce pneumatiky

Pneumatika je nedílnou, rovněž i jednou z nejdůležitějších součástí každého vozidla tvořící výhradní kontaktní místo mezi vozidlem a povrchem. Zde se pneumatika deformuje a vytváří dotykovou plošku, přes kterou se přenáší veškeré síly. Díky této plošce dokáže vozidlo reagovat na povrch vozovky, změny jízdních režimů, klimatické podmínky.

K dalším funkcím pneumatiky patří:

1.4.1 Vedení směru

Stabilita vozidla závisí na schopnosti pneumatik co nejlépe držet stopu; pneumatika by měla odolat jakékoliv síle, aniž by došlo ke smyku, nehledě na stav povrchu vozovky nebo klimatických podmínek. [11]

1.4.2 Nesení zátěže

Pneumatika při svých rozměrech a hmotnosti dokáže unést více jak padesátinásobek své vlastní váhy. Také musí odolávat stále se přesouvající zátěži při zrychlování a zpomalování vozidla, být oporou vozidla jak pohybujícího se, tak i stojícího. [11] [12]

1.4.3 Tlumení

Pneumatika dokáže, vzhledem ke své konstrukci, umožňující velkou pružnost zejména ve vertikálním směru, tlumit, popřípadě zcela utlumit rázy vzniklé nerovnostmi na vozovce, čímž je zvyšováno pohodlí cestujících, též i stabilita vozidla. [11]

1.4.4 Přenos výkonu

Přenos výkonu probíhá skrz dotykovou plochu mezi pneumatikou a vozovkou. Výkon musí být přenášen kdykoliv, a za jakýchkoliv okolností. [11]

1.4.5 Valení

Valivý pohyb závisí na odporu valení, který by měl být z hlediska spotřeby paliva co nejmenší, současně však takový, aby docházelo k pohybu, bez ohledu na povrch, po kterém se pneumatika odvaluje. [11]

Přestože je dodržení těchto funkcí důležitým faktorem pro zajištění bezpečnosti, hospodárnosti a pohodlí během jízdy, závisí převážně na schopnosti řidiče (spotřebitele) postarat se o ideální podmínky určené výrobcem. Mezi tyto předpoklady spadá například udržování doporučeného tlaku v pneumatikách (vzhledem ke konstrukci je stlačený vzduch v pneumatice hlavní složkou, díky níž dochází k mnoha chtěným funkcím pneumatiky) nebo přezouvání pneumatik v souvislosti s aktuálním ročním obdobím. Ačkoli je možno zimní pneumatiky používat i v létě, pakliže jsou vyrobeny z měkčí směsi, dochází u nich v letních měsících ke zvýšenému opotřebení. [11]

1.5 Rozdělení pneumatik

Rozdělení pneumatik podle jejich konstrukce, vlastností a použití je zobrazeno v Příloze č. 2.

1.6 Konstrukce pneumatiky

Plášť pneumatiky je složen z několika navzájem neoddělitelných částí působících jako celek. Jedná se o:

Obr. 4 - 1-vnitřní vložka, 2-kostra, 3-patní lano, 4-patní pryž, 5-výztužný pásek, 6-patka, 7-bočnice, 8-nárazník, 9-polyamidový nárazník, 10-běhoun [15]

1.6.1 Vnitřní vložka

Vnitřní vložka je součástí bezdušových pneumatik. Nachází se uvnitř pláště, kde se rozprostírá po celém obvodu od patky k patce. Jejím záměrem je zamezení úniku vzduchu z pneumatiky. Pro jejich použití se musí používat disky určené pro bezdušové pneumatiky obsahující bezpečnostní převýšení. Mezi převýšení a okraj disku je vložena patka pneumatiky. U nízkoprofilových pneumatik musí také vydržet vysoké smykové napětí. [14], [15]

Obr. 5 - Vnitřní vložka [15]

1.6.2 Kostra

Kostra je fundamentem pláště pneumatiky určujícím její vlastnosti, například nosnost, jízdní vlastnosti a další. Je tvořena kordovými vložkami omotanými okolo patních lan. Vložky mohou být vyrobeny z polyesteru, rayonu (používá se pro pneumatiky s rychlostním indexem W a vyšším), ocele nebo z aramidu. Úkolem kostry je zajištění přenosu tažné síly a také nesení většinového zatížení způsobeného vnitřním tlakem vzduchu v pneumatice. Podle úhlu, který svírají kordové vložky s obvodovou kružnicí, dělíme pneumatiky na diagonální, radiální a semiradiální. [14], [15]

Obr. 6 - Kostra [15]

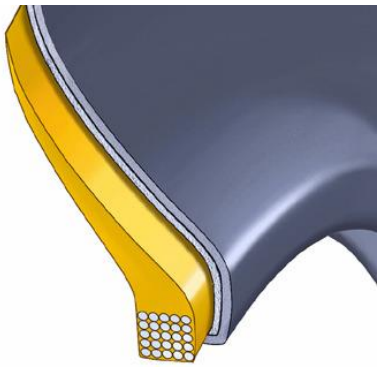
1.6.3 Patní lano

Skládá se z množství ocelových lan spojených k sobě, které většinou tvoří čtvercový průřez. Jeho zásadní funkcí je zajištění správného spojení mezi pneumatikou a ráfkem, potom vyztužuje patku v obvodovém směru a zaručuje těsnost spojení mezi pneumatikou a ráfkem. [14], [15]

Obr. 7 - Patní lano [15]

1.6.4 Patní pryž

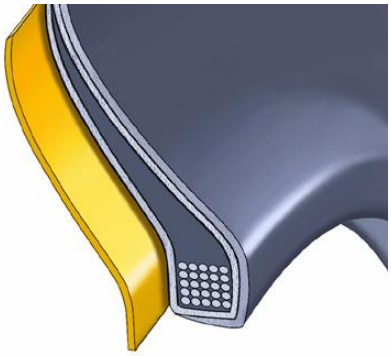
Patní pryž je trojúhelníkovitého tvaru. Jejím smyslem je zvýšení pevnosti v bočnicích a pevnost patního lana. Velikost a tloušťka má velký vliv na stabilitu vozidla a přesnější řízení. Čím je patní pryž vyšší a tenčí, tím se tyto dvě charakteristiky zlepšují, nicméně se zhorší odolnost ve vysokých rychlostech. [15]



Obr. 8 - Patní pryž [15]

1.6.5 Výztužný pásek

Jedná se o vrstvu nylonu připojenou v oblasti patky přímo ke kostře. Jeho úkolem je zpevnit spodní část bočnice (oblast patky), což má za následek zlepšení jízdních vlastností a stability ve vyšších rychlostech. [15]



Obr. 9 - Výztužný pásek [15]

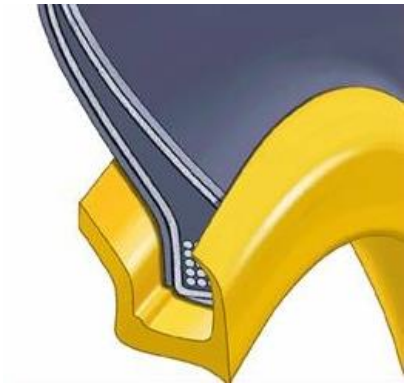
1.6.6 Bočnice

Bočnice je část pláště pneumatiky spojující patku a běhoun. Jejím účelem je chránit boční stranu kostry před vnějším mechanickým poškozením a před vlivy prostředí (UV záření, ozón). Používaným materiálem na výrobu bočnic je směs dvou nebo více typů kaučuků. Na bočnici se nacházejí všechny údaje, díky nimž lze danou pneumatiku identifikovat. [14], [15]

Obr. 10 - Bočnice [15]

1.6.7 Patka

Nachází se mezi bočnicí a ráfkem a zasahuje až na vnitřní vložku. Na výrobu se používá kaučuk s vysokou tvrdostí, která se určuje podle Shora. Úkolem patky je bezpečné, u bezdušové pneumatiky také vzduchotěsné, usazení pláště v ráfku zajišťující přenos sil. V patce pláště pneumatiky se nachází patní lano. [14], [15]



Obr. 11 - Patka [15]

1.6.8 Nárazník

Nachází se mezi polyamidovým nárazníkem a kostrou pláště. Skládá se ze dvou nebo více pogumovaných vložek z textilních, polyamidových nebo ocelových vláken. Vložky se navzájem překládají a kříží pod úhlem 22 až 34 stupňů. Vytvářejí tak jakýsi celek o specifické tuhosti v axiálním a obvodovém směru, která je dána šířkou vložek, konstrukci vláken a také úhlem křížení vložek. Celková konstrukce nárazníku má velký vliv na jízdní vlastnosti a odolnost pláště pneumatiky proti průrazu. [14], [15]

Obr. 5 - Nárazník [15]

1.6.9 Polyamidový nárazník

Zvaný také překrývací nárazník je umístěn mezi běhounem a nárazníkem. Může se skládat z jednoho nebo dvou plátů nylonu, pak se mu říká úplný polyamidový nárazník; nebo se místo plátů používají malé proužky (od 1 do 15 mm), které jsou navinuty okolo nárazníku, v tomto případě jde o spirálovitý (bezespárový) polyamidový nárazník. Materiál použitý na výrobu je nylon, jinak pro speciální případy nylon - aramid. Jeho hlavním úkolem je vyztužení spodní části běhounu, čímž umožnit pneumatice dosáhnout vyšší rychlosti při malých obvodových deformacích. Má také vliv na snížení valivého odporu a zlepšení jízdního komfortu. [14], [15]

Obr. 13 - Polyamidový nárazník [15]

1.6.10 Běhoun

Vnější obvodová část pláště pneumatiky vyrobené z různých směsí pryže závislých na použití pneumatiky a na svém povrchu opatřené dezénem. Poměr dezénu a hmoty je cca 80/20 z důvodu zamezení přehřívání pneumatiky (neplatí u pneumatik typu regroovable). Úkolem běhounu je ochrana kostry před poškozením vzniklým při průjezdu nerovností na vozovce a zajištění dobrého záběru pneumatiky během jakéhokoliv jízdního úkonu. Záběr pneumatiky by měl být umožněn bez ohledu na stav nebo kondici povrchu vozovky. Požadavkem na běhoun je odolnost proti abrazivnímu opotřebení. [14], [15]

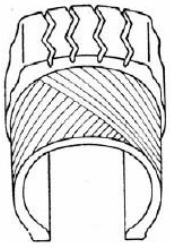
Obr. 64 - Běhoun [15]

1.6.11 Rozdělení pneumatik podle konstrukce kostry

Jak bylo výše uvedeno, pneumatiky můžeme rozdělit podle konstrukce kostry na pneumatiky diagonální, semiradiální a radiální.

a) Diagonální

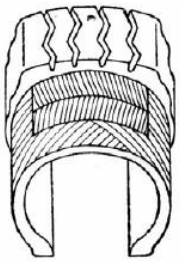
Kordové vložky jsou kladeny na sebe tak, aby se vždy dvě na sobě ležící navzájem křížily a aby jednotlivé vložky svíraly s obvodovou kružnicí úhel 30 až 40 stupňů. Počet vložek se odvíjí od nosnosti vozidla a rozměrů pneumatiky, ale vždy jsou tvořeny páry. Znamená to, že konečný počet je sudý. Diagonální pneumatika nemívá nárazník a obvodové síly jsou zachyceny díky orientaci kordových vložek. [14]



Obr. 15 - Diagonální pneumatika [16]

b) Semiradiální

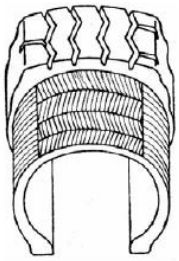
Konstrukce je skoro shodná s diagonálními pneumatikami, takže kordové vložky svírají s obvodovou kružnicí 30 až 40 stupňů. Jediným rozdílem je existence nárazníku. Díky němu došlo oproti diagonálním pneumatikám ke snížení odporu valení, zvýšení odolnosti a také životnosti. [17]



Obr. 16 - Semiradiální pneumatika [16]

c) Radiální

Kordové vložky zde nejsou zkříženy, ale jsou kolmé na obvodovou kružnici. Kostra pláště je z důvodu této konstrukce slabší než u diagonálních pneumatik, a proto obsahuje nárazník. Boční síly jsou zachyceny kordy a obvodové síly nárazníkem. [14]



Obr. 17 - Radiální pneumatika [16]

Výhody radiálních pneumatik

- menší opotřebení a zvětšená životnost
- lepší stabilita, kratší brzdná dráha
- větší nosnost a vyšší rychlostní index
- zlepšené adhezní vlastnosti
- snížená spotřeba paliva
- snížená teplota pneumatiky při deformacích (v provozu)
- zvýšené pohodlí při jízdě [14]

Nevýhody

- náklady na výrobu
- náchylnost bočnic proti průrazu
- vznik únavového poškození v oblasti přechodu běhounu a patky s bočnicí [14]

Diagonální pneumatiky se v dnešní době vzhledem k jejich charakteristice (vyšší odolnost proti průrazu bočnic, nižší rychlost) používají převážně u zemědělských strojů (traktory). Jejich nástupcem se staly radiální pneumatiky, které mají mnohem lepší vlastnosti na dnešní požadavky (viz. Výhody radiálních pneumatik). [14]

2 Zkoušky pneumatik

Pneumatika, jak už bylo zmíněno, tvoří jediné kontaktní místo mezi vozidlem a vozovkou, při kterém dochází k přenosu sil, zásluhou čehož patří k nejdůležitějším prvkům na vozidle.

Zjišťování chování pneumatik při různých typech zatížení a za odlišných podmínek podstatným způsobem přispívá k odhalení jejich důležitých parametrů nesoucích informace například o životnosti nebo bezpečnosti, ale také se využívají pro další výzkum a vývoj. Samozřejmě nejideálnější podmínky pro zkoušení jsou takové, pro které je daná pneumatika navržena, ale jelikož je jedním z požadavků na pneumatiku její velká životnost, bylo by takové zkoušení časově velmi náročné. Většina výrobců proto provádí zkoušky na zkušebních polygonech, kde dochází k simulacím různých zatížení a jevů. [18]

Zkoušky pneumatik můžeme rozdělit do několika skupin podle různých hledisek [19]:

1. **Obecné rozdělení**
    a. **zkoušky funkčních vlastností:**
        i. hmotnost pneumatiky a moment setrvačnosti
        ii. vnější průměr a šířka nezatížené pneumatiky
        iii. hloubka drážky dezénu
        iv. statická nevyváženost
        v. statický poloměr zatížené pneumatiky
        vi. velikost stopy na rovné podložce
        vii. statické deformační vlastnosti radiálně zatížené pneumatiky
        viii. odpor valení
        ix. směrové charakteristiky
        x. házivost v radiálním a bočním směru
        a další

b. zkoušky pevnosti a životnosti:

i. odolnost proti protlačování trnu
ii. pevnost pláště proti průrazu
iii. pevnost patních lan
iv. tlaková pevnost
v. zahřívání pneumatiky
vi. odolnost proti chemickým vlivům
a další

2. Podle místa konání zkoušky:

a. zkoušky silniční

i. dynamometrický přívěs
ii. na reálné vozovce
iii. na zkušebních polygonech

b. zkoušky laboratorní

i. statické
- destruktivní
- nedestruktivní

ii. dynamické
- destruktivní
- nedestruktivní

2.1 Silniční zkoušky

Silniční zkoušky se provádějí na reálné vozovce nebo zkušebních polygonech, jelikož některé parametry nelze získat z laboratorních zkoušek. Mezi tyto parametry patří například ovladatelnost, hluk, pohodlí, stabilita, adheze a další. Výhodou silničních zkoušek je velké přiblížení reálnému používání pneumatiky v provozu. Na druhou stranu jsou zde také faktory, jako je teplota, vlhkost a povětrností podmínky, jež nelze žádným způsobem korigovat. Zkušební pneumatiky jsou při silničních zkouškách namontovány přímo na vozidlo nebo na dynamometrický přívěs[5]. [19], [20]

[5] Dynamometrický přívěs je měřící zařízení připojené za vozidlem. Jeho úkolem je přitlačovat pneumatiku k vozovce, měřit směrové charakteristiky, vliv brzdných sil a zjistit skluzové charakteristiky. Přívěs je schopen, díky proměnlivé výšce zadní nápravy a konstrukčnímu provedení, měnit velikost přítlačné síly a také je možno zkoušet pneumatiky s různými rozměry. [21]

2.2 Laboratorní zkoušky

Laboratorní zkoušky jsou prováděny ve zkušebnách, které jsou k tomu přizpůsobené a v přesně definovaných podmínkách. Jejich výhodou je opakovatelnost a také možnost regulace zkušebních podmínek a parametrů jako jsou teplota okolí, vlhkost a různé nastavení měřících zařízení a pneumatik. Zkoušky dělíme na statické a dynamické, destruktivní a nedestruktivní. [18]

2.2.1 Statické zkoušky

U statických zkoušek nedochází k odvalování (rotaci) pneumatiky. Na začátku měření se zaznamená hmotnost, tvrdost běhounu a tloušťka koruny pláště. Poté je pneumatika nasazena na zkušební ráfek a nahuštěna na předepsaný tlak. U takto připravené pneumatiky jsou nejprve zjišťovány její vnější rozměry (šířka, vnější průměr pneumatiky a další) a poté následují další měření například [19], [20]:

1. **Vzduchotěsnost** – měří se pomocí tlakoměru pokles tlaku za určitou dobu. [20]
2. **Tuhost pneumatiky** – zjišťuje se statická radiální, boční, obvodová a torzní tuhost. Všechny změřené tuhosti se získají na měřícím stole ze závislosti síly na deformaci. [20]
3. **Velikost stopy** – běhoun zkoušené pneumatiky se natře barvou, a poté je přitlačen na tvrdý papír. U vzniklého obtisku se analyzují jeho rozměry a zaplnění dezénu. [20]
4. **Pevnost pláště** – jedná se o destruktivní zkoušku, při které se buď vtlačuje trn do běhounu a měří se průrazová energie nebo se pneumatika napouští vodou, tím se zvyšuje tlak až do doby porušení. U druhé metody je výsledkem měření tlak, objem vody, ale také místo a rozsah porušení. [20]
5. **Hloubka drážky dezénu** – měří se pomocí hloubkoměru. [20]

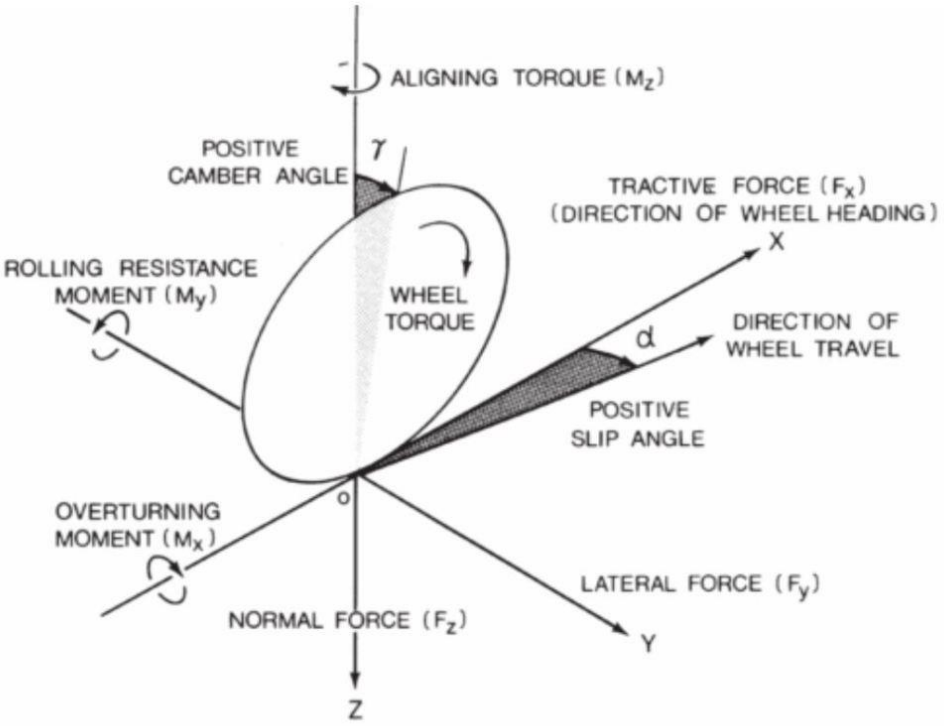
2.2.2 Dynamické zkoušky

Dynamické zkoušky jsou prováděny na laboratorních zařízeních (dynamickém adhezoru, kde je jeho hlavní část tvořena zkušebním bubnem) umožňujících rotaci pneumatiky. Oproti zkoušení pneumatiky na reálné vozovce mají dynamické zkoušky poměrně velkou nevýhodu právě v konstrukci. Dochází zde totiž k rozdílným silovým poměrům ve styku kola s bubnem oproti styku kola s vozovkou, protože se kolo odvaluje po válcové ploše. Mezi dynamické zkoušky patří například:

1. **Zkouška rychlosti** – během této zkoušky se otáčky bubnu v určitých časových intervalech zvyšují až do doby, než dojde ke zničení pneumatiky nebo než se dosáhne předepsaného času. Jestliže dojde k ukončení zkoušky po předepsaném čase, na pneumatice se nesmí objevit žádné známky porušení. Tato zkouška slouží ke zjištění bezpečnosti pneumatiky ve vysokých rychlostech. [20]
2. **Únavové zkoušky** – provádí se dva typy měření v závislosti na místě sledovaného projevu únavy. Prvním typem je únavová zkouška patky, která se provádí za nízkých rychlostí, ale za působení větší přítlačné síly. Druhým typem je únavová zkouška kostry konající se při vyšších rychlostech a větším tlaku v pneumatice. Zkouška je ukončena, když dojde k porušení pneumatiky a jejím výsledkem je nalezení nejslabšího místa v konstrukci nebo po určitém časovém intervalu. [20]
3. **Měření směrových charakteristik** – směrové charakteristiky mají zásadní vliv na jízdní vlastnosti vozidla a jeho ovladatelnost. Při jejích měření se zjišťují síly radiální, obvodová, boční a také momenty klopný a vratný. [20]

3 Síly působící na pneumatiku

Aby docházelo k pohybu vozidla, musí být pneumatika schopna přenést soubor různých sil a momentů. Tyto síly a momenty můžeme rozdělit do tří kategorií podle os, kolem nebo ve kterých působí.



Obr. 18 - Síly a momenty působící na pneumatiku podle SAE [22]

1. **Osa x**
    a. Tečná síla (Tractive force)
    b. Klopný moment (Overturning moment)
2. **Osa y**
    a. Boční síla (Lateral force)
    b. Moment odporu valení (Rolling resistance moment)
3. **Osa z**
    a. Radiální síla (Normal force)
    b. Vratný moment (Aligning moment)

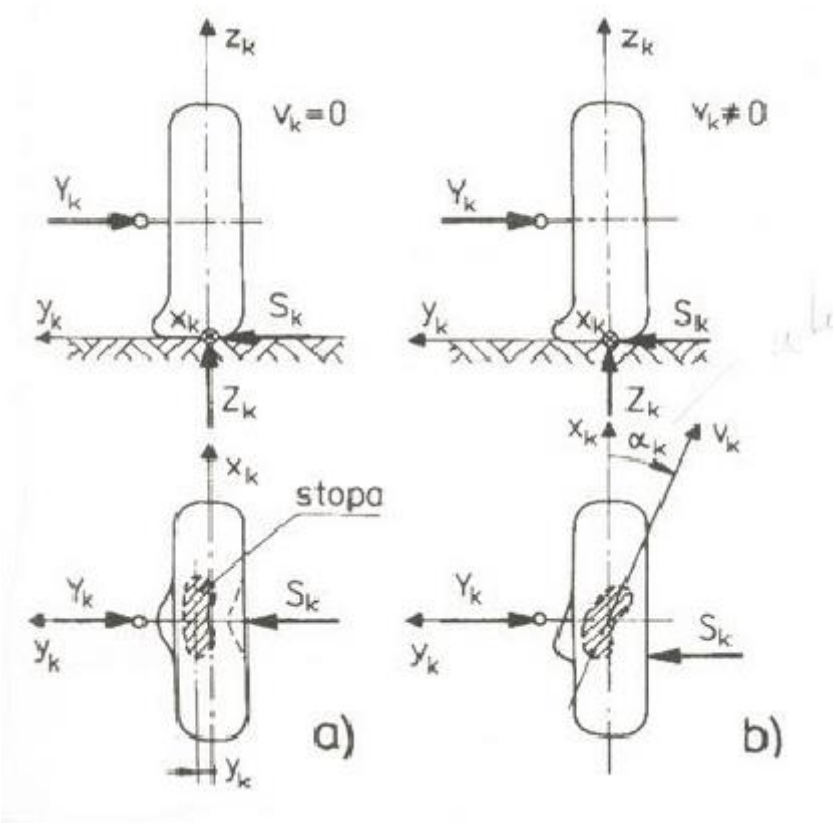
3.1 Osa x

a) **Tečná síla** – působí na rotující kolo tečně v ose x, řadíme zde sílu hnací (síly působící ve směru pohybu) a sílu brzdnou (síly působící proti směru pohybu).

b) **Klopný moment** – moment působící kolem osy x. Vzniká při zatáčení vozidla, tehdy se radiální síla posune ve směru osy y a nadále neleží na ose z.

3.2 Osa y

a) **Boční síla** – síla působící v ose otáčení kola (na Obr. 19 označena jako Y_K), která ve stopě vyvolává vodorovnou boční reakci S_K (dále jen S_K). Jestliže působí boční síla na kolo, dochází k pružné deformaci pneumatiky v bočním směru a osa stopy se vychýlí o určitou hodnotu vzhledem k podélné rovině kola. Velikost výchylky souvisí s velikostí boční síly a s boční tuhostí pneumatiky. [23]



Obr. 19 - Působení boční síly a) stojící kolo, b) valící se kolo[23]

b) **Moment odporu valení** – působí vždy proti smyslu otáčení kola. Vzniká při odvalování kola po vozovce. Vypočítá se:

$$M_f = b \cdot Z_K = F_f \cdot r_d \quad (1)$$

b = rameno reakce vozovky

Z_K = radiální reakce vozovky.

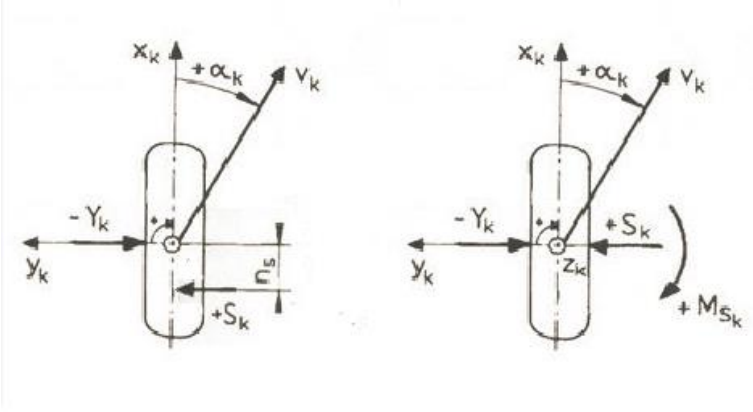
r_d =dynamický poloměr

F_f = odpor valení

3.3 Osa z

a) **Radiální síla** – jedná se o součet všech sil působících v ose kolmé na vozovku. Řadíme zde část tíhy vozidla, tíhu samotného kola a další zatížení. Velikost radiální síly není konstantní, jelikož během brzdění a akceleraci vozidla dochází k odlehčování nebo většímu zatěžování náprav. Radiální síla se používá například pro výpočet adhezní síly, souvisí s ní také radiální pružnost pneumatiky.

b) **Vratný moment** – tento moment je úzce spojen s boční silou a také boční tuhostí pneumatiky. Jestliže na pneumatiku působí boční síla a dochází k odvalování kola, potom vektor rychlosti pohybu kola není rovnoběžný s podélnou osou kola. Svírá s ní úhel α_k neboli úhel směrové úchylky. V důsledku toho S_K neleží v ose otáčení kola, ale je posunuta směrem dozadu proti pohybu o rameno síly nazývané jako závlek pneumatiky n_S. Z Obr. 20 je zřejmé, že pokud S_K posuneme tak, aby působila v ose otáčení, bude na kolo působit také moment M_{SK}. Tento moment nazýváme momentem vratným a natáčí kolo do směru jeho vektoru rychlosti. [23]



Obr. 20 - Vratný moment [23]

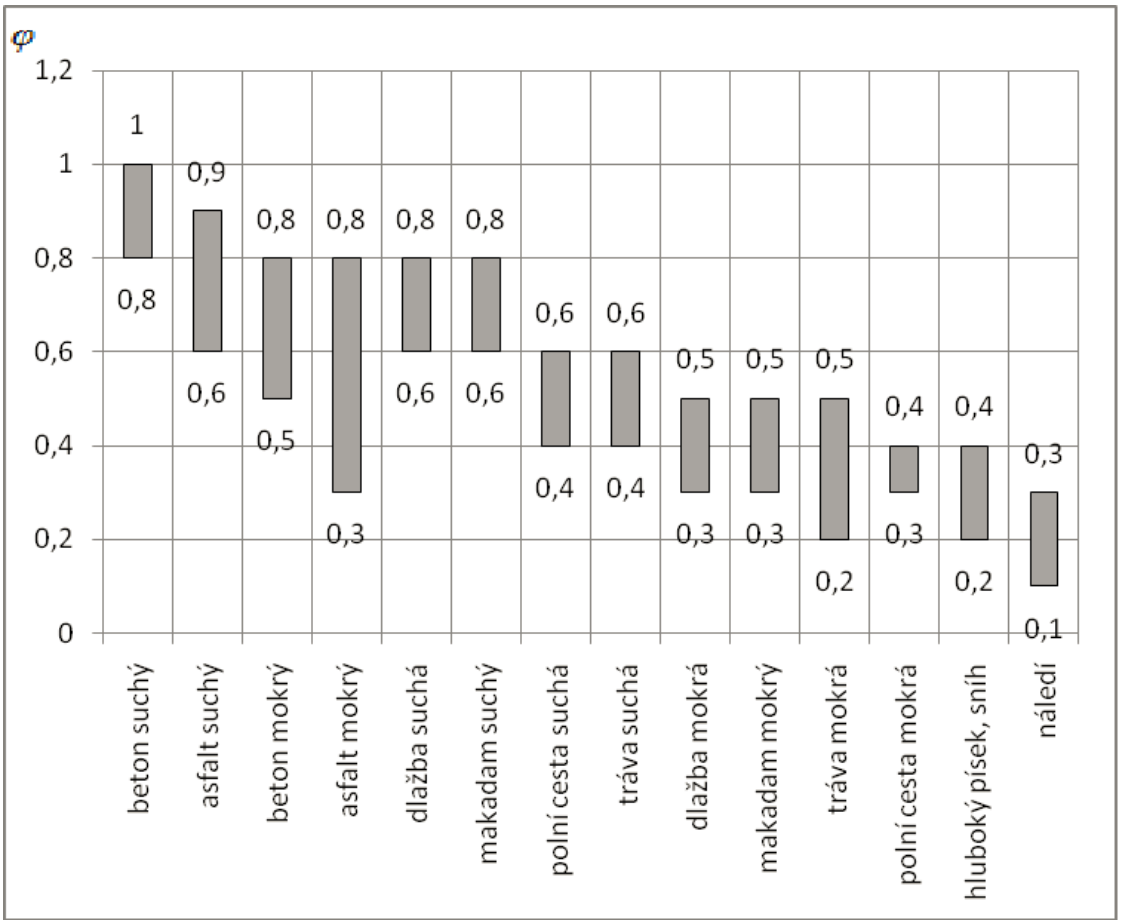
K tomu, aby došlo k přenosu sil mezi pneumatikou a vozovkou a k následnému odvalování, musí existovat ve stykové ploše nějaká přilnavost. Tato přilnavost je vyjádřena součinitelem přilnavosti neboli součinitelem adheze a je nutno podotknout, že velikost tečných sil, které je pneumatika schopna přenést na vozovku, je výrazně omezena právě tímto součinitelem. Maximální tečná síla, kterou lze přenést ve styku kola s vozovkou označujeme jako adhezní sílu F_{AD} a můžeme vyjádřit ze vztahu:

$$F_{AD} = Z_K \cdot \varphi \qquad (2)$$

φ = *součinitel adheze*

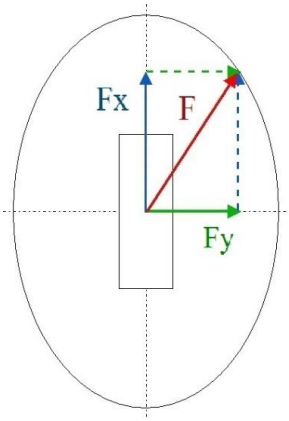
Z_K = *radiální reakce*

Součinitel adheze je závislý na mnoha faktorech, například na opotřebení, nahuštění, teplotě a materiálu pneumatiky, na povrchu vozovky nebo na rychlosti vozidla. Na Obr. 21 jsou uvedeny příklady součinitele adheze pro různé povrchy.



Obr. 21 - Součinitel adheze v závislosti na různých druzích povrchu [24]

Jak bylo výše uvedeno, velikost přenositelných sil pneumatikou, je omezena součinitelem adheze a radiálním zatížením kola. Pokud bude po pneumatice požadován přenos síly větší, než je adhezní síla, dojde ke ztrátě adheze, jelikož pneumatika není schopna větší sílu přenést. Pneumatika musí současně přenášet jak tečné síly F_x (hnací, brzdná), tak boční sily F_y. Výslednicí těchto sil je právě síla adhezní a jejich závislost je teoreticky možné vyjádřit pomocí tzv. Kammovy kružnice. Nicméně ze samotné podstaty konstrukčního řešení pneumatiky, a tím její horší schopnost přenášet sílu v bočním směru, je pro reálné potřeby přesnější vyjádřit tuto situaci pomocí elipsy. [25]



Obr. 22 - "Kammova elipsa"

F_x = *Tečná síla*

F_y = *Boční síla*

F = Výslednice z vektorového součtu tečné a boční síly

Z Obr. 22 vyplývá, že mohou nastat tři případy podle velikosti síly *F*.

1. Vektorový součet sil F_x a F_y tedy síla *F*, je větší než vzdálenost středu elipsy k jejímu okraji. Pokud tento případ nastane, dojde ke ztrátě adheze.
2. Síla *F* se dotýká okraje elipsy, což znamená, že síla *F* je maximální tečná síla, kterou je pneumatika schopna přenést (síla *F* je silou adhezní)
3. Síla *F* se ani neblíží k okraji elipsy – asi nejběžnější případ, kdy má kolo dostatečnou adhezi k požadovaným úkonům a nedosáhne tedy mezního stavu.

Z těchto tří případů a také z Obr. 22 vyplývá, že pokud by tečná síla F_x měla stejnou velikost jako hlavní poloosa elipsy, nesměla by působit žádná boční síla, aby nedošlo ke ztrátě adheze. To platí také obráceně pro sílu boční F_y. Jako příklad je možné uvést průjezd zatáčkou, jestliže síla F je větší než síla adhezní. V tomto případě je vhodné sešlápnout spojkový pedál, tím odpojit hnací sílu vozidla a nebrzdit. Podle Obr. 22 vidíme, že se obvodová síla F_x zmenší, což má také za následek zmenšení síly F.

4 Snímače používané v automobilovém průmyslu

4.1 Přehled řešení v automobilovém průmyslu

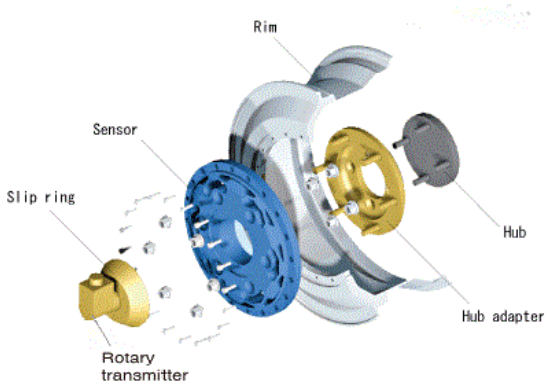
Pro lepší představu, jaké snímače využívají odborníci zabývající se mimo jiné také problematikou zkoušení pneumatik, jsou níže uvedeny tři společnosti včetně jejich výrobků (snímačů). Mezi ně patří společnost A&D Technology, Kistler a MTS.

Je také možné si všimnout, že všechny uvedené snímače těchto společností jsou umístěny co nejblíže centru působení sil, z důvodu co nejpřesnějšího měření.

4.1.1 A&D technology

A&D Technology – Společnost A&D Technology se zaměřuje na výzkum, výrobu a distribuci aplikovaných elektronických zařízení, do kterých řadíme například sensory nebo testovací zařízení pro různá odvětví průmyslu. [26] Do automobilového průmyslu přispěli například systémy pro testování pneumatik – RRTR – Tire Rolling Resistance Test Rig, FBTR – Flat Belt Tire Testing Rig, RR-Slim – Real Road Simulator, Moving Belt Systém. Pro laboratorní testování sil a momentů působících na pneumatiku se využívá Flat Belt Tire Testing nebo Tire Rolling Resistance Test Rig. [27] V obou těchto zařízeních se ke snímání využívá Model Based Sensor – MBS, který je schopen snímat síly a momenty ve všech třech osách a je umístěn na držáku pneumatiky. Je složen z několika tenzometrů, jejichž signál je ihned převáděn do digitální podoby a přepočítáván v reálném čase. [28]

Další možností, jak snímat síly a momenty na náboji je pomocí WFS – Wheel Force Sensor. Snímač se skládá z několika částí: náboje, adaptéru náboje, disku, sensoru, sběracího kroužku a otáčivý vysílač. [29]



Obr. 23 - Wheel Force Sensor [29]

4.1.2 Kistler

Společnost Kistler patří mezi celosvětové špičky v oblasti měřících technologií a samotného měření, hraje důležitou roli ve vývoji automobilového průmyslu a v průmyslové automatizaci. [30] Mezi produkty společnosti Kistler, které se využívají při testování pneumatik, patří měřící náboje nebo měřící kolo. U laboratorních testovacích zařízení je nejčastěji možné se setkat právě s měřícími náboji, ty se rozdělují do kategorií podle typu vozidla, na náboje pro autobusy a nákladní vozidla, pro osobní vozidla a pro užitková vozidla. Dále jsou rozděleny podle schopností snímání, na náboje snímající pouze dvě síly F_x a F_y a náboje snímající síly F_x, F_y, F_z a zároveň momenty M_x, M_y a M_z. [31] Měřící náboj se skládá z nerotující a rotující části, kde nerotující část je tvořena spodní deskou, vrchní deskou a čtyřmi sensory, které jsou umístěny uprostřed mezi deskami. Rotující část tvoří hřídel procházející vnitřní nerotující části, na její jedné straně se montuje samotné kolo a její druhá strana je přizpůsobena k uchycení brzdného nebo hnacího zařízení. [32]

Obr. 24 - Umístění měřícího náboje od Kistleru [31]

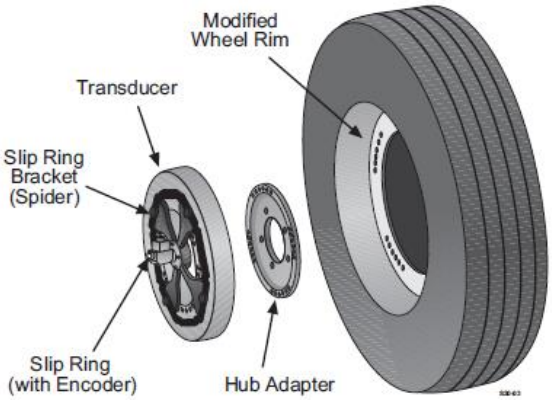
Obr. 25 - Umístění měřícího náboje od Kistleru [31]

4.1.3 MTS

Společnost MTS se zaměřuje na testování a měření a vše co je s těmito pojmy spojeno. Vyvíjí a vynalézá produkty pro různá odvětví průmyslu, například pro letectví, biomedicínu, a také pro silniční vozidla nebo kolejová vozidla. K jejím produktům v oblasti silničních vozidel řadíme testovací zařízení pneumatik Flat Trac.

Flat Trac se skládá z ocelového pásu (který má své dva konce spojeny dohromady) napnutého přes dva válce, proto je nazýváno Flat Trac. Pás je v přímém kontaktu s pneumatikou, takže ji uvádí do pohybu a pneumatika se po pásu odvaluje. Zařízení umožňuje pohyb pneumatiky ve všech třech osách, a přitom jsou snímány všechny síly a momenty, které zde působí. [33] Ke snímání je použit systém SWIFT (Spinning Wheel Integrated Force Transducer), který se skládá z několika částí, mezi něž patří: modifikovaný disk, adaptér náboje kola, snímač, držák sběracího kroužku, sběrací kroužek, snímač úhlového natočení a nerotující části. [34]

Obr. 26 - MTS Flat-Trac se snímačem SWIFT [34]



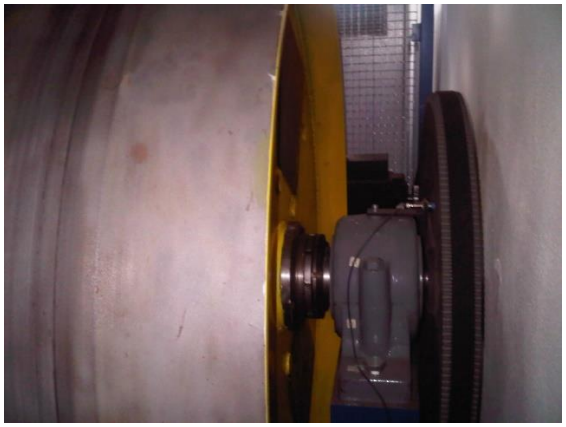
Obr. 27 - MTS SWIFT [34]

Samotný snímač je vyroben z jednoho kusu materiálu, takže zde nenajdeme žádné spoje. Jeho součástí jsou čtyři ramena směřující do středu, na kterých jsou umístěny tenzometry. K jedné straně snímače je namontován držáku sběracího kroužku následovaný sběracím kroužkem. Uvnitř držáku se nacházejí rozvody, které umožňují napájet tenzometry, a zároveň přenášejí naměřený signál na sběrací kroužek. V samotném sběracím kroužku se signál z držáku a snímače úhlového natočení setkají a přeposílají se pomocí kabelů vedoucích kolem nerotujících částí, až do TI (transducer interface), kde dochází k jejich převedení na analogové výstupy (*Fx*, *Fy*, *Fz*, *Mx*, *My* a *Mz*). Na opačné straně snímače je přímo namontován modifikovaný disk. [34]

5 Testovací zařízení Univerzity Pardubice

5.1 Stávající a požadované vlastnosti dynamického adhezoru

Ve 2. kapitole byly zmíněny laboratorní dynamické zkoušky, které se provádějí na laboratorním zařízení (zkušebním válci, bubnu). Takové zařízení vlastní Univerzita Pardubice ve svém Výukovém a výzkumném centru dopravy. Toto zařízení slouží ke zjišťování dynamických charakteristik automobilových pneumatik při zatížení. Zařízení je schopno testovat pneumatiky o rozměrech R 13 až R 17 a skládá se z několika částí, mezi které patří ochranný kryt stroje, rozvaděč elektra, hydraulický agregát, pohon válce (zobrazen na Obr. 28), nouzová brzda válce (zobrazena na Obr. 29), výměnný agregát, válec (buben) a upínač zkušebního vzorku s brzdou (zobrazen na Obr. 30 společně s namontovaným kolem). [35]



Obr. 28 – Část hnacího válce s jeho hnacím ústrojím

Obr. 29 – Část hnacího válce s brzdou

Obr. 30 – Rameno dynamického adhezoru

Povrch válce není po celém svém obvodu hladký, jsou zde vytvořeny dvě drážky, do kterých lze namontovat hranoly. Díky tomu je možné simulovat chování pneumatiky nejen při různých rychlostech a zatíženích, ale také při odvalování po nerovnostech nebo po hladkém povrchu. [35]

Během testování je možné automaticky měnit rychlost odvalování pneumatiky, přičemž 180 km/h je maximální hodnota, a také přítlak, a to jak jeho sílu, tak i rychlost jakou se přítlačné zařízení pohybuje směrem k válci (na opačnou stranu, tedy od válce se přítlačné zařízení pohybuje konstantní rychlostí 30 m/s). Maximální hodnota síly přítlaku pneumatiky na válec je 5kN, nicméně tato hodnota se dá považovat pouze jako orientační, jelikož je měřena na přítlačném pístu. [35]

Zařízení umožňuje použít automobilovou brzdu stiskem tlačítka „provozní brzda“. Z bezpečnostních důvodů je brzda aktivována pouze v případě, že rychlost je menší než 25 km/h. Doba jednoho stálého brzdění je omezena maximálně na 20 sekund, přičemž následné brzdění je možné až za 30 sekund od předchozího použití. Vhodným nastavením přítlaku lze také pomocí brzdy dostat pneumatiku do smyku. [35]

Část zkušebního zařízení, na kterém je umístěn upínač zkušebního vzorku s brzdou, je konstrukčně proveden tak, aby bylo možné natáčet celým kolem v rozmezí od -10° do +10° kolem osy x (osa vodorovná se směrem odvalování pneumatiky, viz Obr. 20) a zároveň, aby bylo možné měnit odklon kola v rozmezí od -8° do +8°. Tyto dvě zmiňované změny jsou bohužel proveditelné pouze manuálně pomocí šroubů, což z bezpečnostních důvodů znamená, že zařízení nesmí být v provozu. [35]

Celou část zkušebního zařízení skládající se z upínače zkušebního vzorku s brzdou a skupiny sloužící k nastavování odklonu a natáčení kola kolem osy x lze demontovat a nahradit skutečnou nápravou z vozidla. Tato záměna je vhodná se záměrem zkoumat působící síly na danou nápravu.

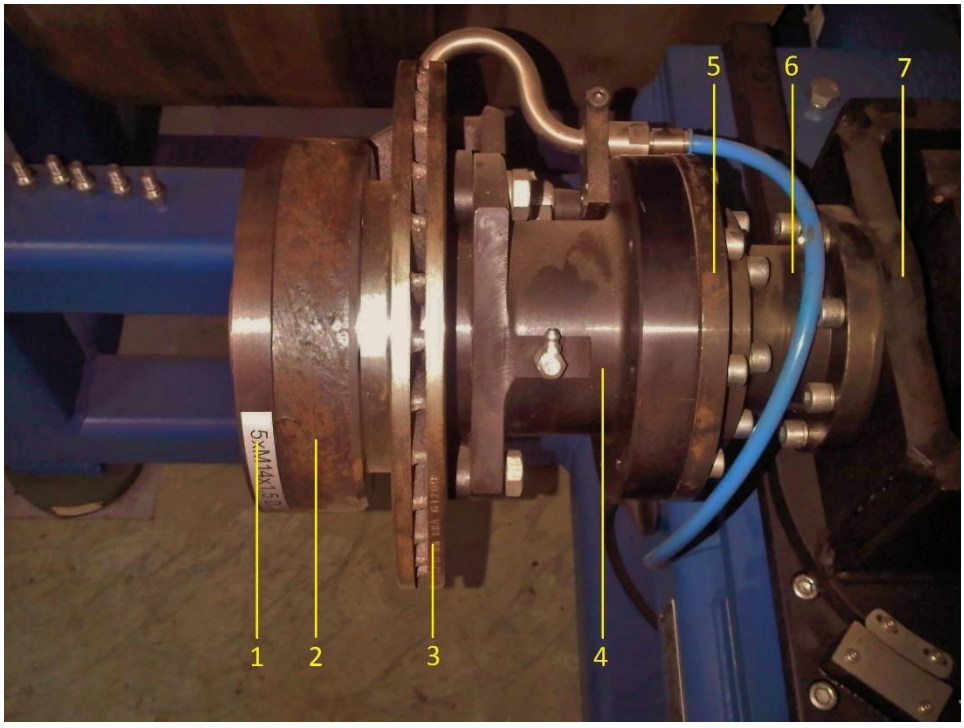
Vzhledem k absenci snímače sil a momentů a k faktu, že nelze prakticky snímat přítlačnou sílu, pouze orientačně, je možno v tuto chvíli na testovacím zařízení provádět pouze dynamické rychlostní nebo únavové zkoušky. Avšak u obou těchto zkoušek existuje omezení. Testovací zařízení je schopno vyvinout maximální rychlost 180 km/h, což znamená, že nelze při rychlostních zkouškách otestovat pneumatiky po celé škále

rychlostních indexů a u únavových testů je potřeba brát do úvahy onu orientační hodnotu přítlačné síly. [35]

Jak bylo výše uvedeno, možnosti využití testovacího zařízení jsou značně omezené, tudíž aby bylo možno lépe využít jeho potenciálu, je nutno namontovat snímač sil a momentů, který by byl schopen snímat ve třech na sebe kolmých osách, díky čemuž by bylo možné zkoumat například:

- valivý odpor
- dynamické směrové charakteristiky
- provádět únavové zkoušky, u kterých by byla známa skutečná hodnota přítlačné sílu (radiální zatížení) a po přidání hranolů na plochu válce, by bylo možné simulovat přejezd přes nerovnosti na vozovce
- adhezní vlastnosti pneumatiky

5.2 Popis konstrukce stávajícího ramene



Obr. 31 – Rameno dynamického adhezoru – 1 – první část adaptéru, 2 – druhá část adaptéru, 3 – brzdový kotouč, 4 – nepohyblivý mezikus, ve kterém končí hřídel, 5 – příruba, 6 – náhrada předpokládaného snímače, 7 – uchycení ramene umožňující natočení a naklopení kola

Celé rameno testovacího zařízení ve VVCD se skládá z několika části, které jsou zachyceny na Obr. 31. Mezi pohyblivé části patří adaptér náboje, který je složen ze dvou kusů (1 a 2), díky němu je možné testovat více variant (velikostí) disků, oba kusy jsou mezi sebou spojeny osmi šrouby M12 (na Obr. 32 je zřejmých osm otvorů pro tyto šrouby na vnějším okraji adaptéru). Druhý kus adaptéru je dále uchycen čtyřmi šrouby M14 k brzdovému kotouči (3), které jsou zobrazeny na Obr. 32.

Obr. 32 – Druhá část adaptéru, v pozadí lze vidět brzdový kotouč a třmen

V posledních dvou zmíněných částech (druhý kus adaptéru a brzdový kotouč) prochází hřídel o průměru 34,5mm, jejíž jeden konec končí zároveň s druhým kusem adaptéru, kde je vše zajištěno maticí s pojistkou proti uvolnění. Druhý konec hřídele je uložen pomocí dvou ložisek již v nerotující části ramena zkušebního zařízení (4) tak, aby byl umožněn její rotační pohyb. Mezi nepohyblivé části, než je rameno uchyceno k profilu umožňujícím odklon a naklopení (7), patří tři prvky. K těmto prvkům řadíme již zmíněnou část, ve které je uchycena a zároveň zde končí hřídel, na tuto část dále navazuje příruba (5), na jejíž druhou stranu je namontována třetí z nepohyblivých částí a tou je mezikus, který byl navržen a vyroben jako náhrada místo snímače (6).

6 Vstupní parametry snímače dynamického adhezoru

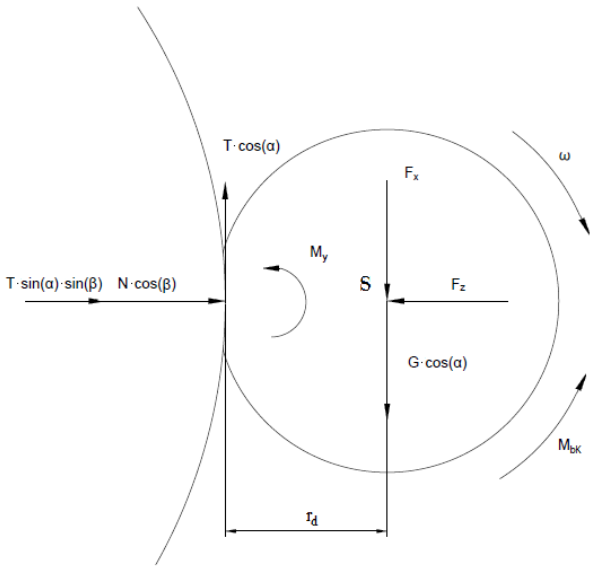
6.1 Působící síly a momenty při testování na dynamickém adhezoru

Jak již bylo konstatováno ve 3. kapitole, lze působící síly a momenty rozdělit do třech kategorií podle os, ve kterých nebo kolem kterých působí. Následující část práce bude rozdělena obdobně. Tři uvedené podkapitoly budou věnovány popisu sil působících ve dvou na sebe kolmých osách. Všechny působící síly jsou transformovány do souřadného systému osy snímače (osy otáčení kola) nikoli osy otáčení zkušebního válce a kolo se nachází v obecné poloze natočené o úhel α a naklopené o úhel β.

Na obrázcích v následujících podkapitolách jsou také všechny síly posunuty do osy kola, ve kterých působí. Ve skutečnosti při odvalování, natáčení a naklápění pneumatiky dochází k jejím deformacím a následkem toho také k posunu její stykové plochy s podložkou. Z tohoto důvodu působící síly neúčinkují v ose kola, ale jsou o určité hodnoty posunuty, proto vznikají jisté momenty, které jsou níže uvedeny.

6.1.1 Síly v osách x a z a momenty kolem osy y

Na Obr. 33 jsou zobrazeny síly a momenty působící na kolo při jeho přitlačení na hnací válec. V ose x je možné vidět reakci F_x, složku tíhové síly $G \cdot cos(\alpha)$ a složku síly odporu valení, což je vnitřní účinek mezi hnacím válcem a kolem, která má tvar $T \cdot cos(\alpha)$. V ose z se nachází složka normálové síly $N \cdot cos(\beta)$ (reakce po přitlačení kola na válec) a při naklonění kola zde působí také složka síly odporu valení $T \cdot sin(\alpha) \cdot sin(\beta)$. Proti těmto dvěma silám, jejichž smysly jsou totožné, působí reakce F_z. Kolem osy y působí momenty M_b, což je brzdný moment (za použití kotoučové brzdy je možné kolo brzdit, ale pouze do 25 km/h), a dále zde působí moment M_y, neboli moment odporu valení. Moment M_y působí proti valení kola a nahrazuje posunutí výslednice elementárních sil působících ve stopě pneumatiky (radiální reakce vozovky) o hodnotu e_K (rameno valivého odporu) ve směru pohybu kola. Velikost a smysl momentu M_y je totožný, jako by ho tato výslednice vytvářela na rameni e_K.



Obr. 33 - Síly působící na pneumatiku v osách x a z a moment kolem osy y

F_z = Měřená reakce v ose z

$T \cdot sin(\alpha) \cdot sin(\beta)$ = Složka odporu valení působící u nakloněného a natočeného kola

$N \cdot cos(\beta)$ = Kosinová složka normálové síly

F_x = Měřená reakce v ose x

$T \cdot cos(\alpha)$= Síla odporu valení, vnitřní účinek mezi kolem a hnacím bubnem, působící v ose x

$G \cdot cos(\alpha)$= Kosinová složka tíhové síly

M_y = Moment odporu valení

r_d = dynamický poloměr

α = Úhel natočení kola

β = Úhel odklonu kola

M_{bK} = Brzdný moment kola

Pohybové rovnice:

$$\sum F_x = 0; \qquad F_x + G \cdot cos(\alpha) - T \cdot cos(\alpha) = 0 \tag{3}$$

$$\sum F_z = 0; \quad N \cdot cos(\beta) + T \cdot sin(\alpha) \cdot sin(\beta) - F_z = 0 \tag{4}$$

$$\sum M_{Sxz} = 0; \qquad -T \cdot cos(\alpha) \cdot r_d + M_y + M_{bK} = I_{SK} \cdot \varphi_K \tag{5}$$

I_{SK} = Moment setrvačnosti ke středu kola

φ_K = Úhlové zrychlení kola

Po úpravách vyplývají z rovnic vztahy pro síly *F_x, F_y a M_y*:

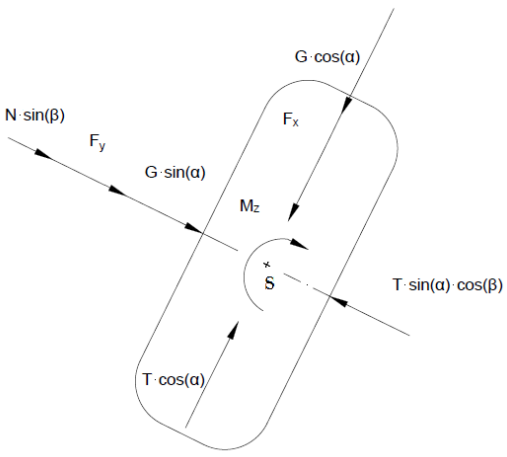
$$F_x = T \cdot cos(\alpha) - G \cdot cos(\alpha) \tag{6}$$

$$F_z = N \cdot cos(\beta) + T \cdot sin(\alpha) \cdot sin(\beta) \tag{7}$$

$$M_y = T \cdot cos(\alpha) \cdot r_d - M_{bK} + I_{SK} \cdot \varphi_K = N \cdot cos(\beta) \cdot e_K + T \cdot sin(\alpha) \cdot sin(\beta) \cdot e_K \tag{8}$$

6.1.2 Síly působící v osách x a y a moment působící kolem osy z

Tato podkapitola se zabývá silami působícími na kolo v osách *x* a *y* a momentem kolem osy *z*. Jelikož už v předchozí podkapitole byly zmíněny síly působící v ose *x*, bude popsána pouze osa *y* spolu s momentem kolem osy *z*. Z Obr. 34 je patrno, že v ose *y* působí složka vnitřního účinku $T \cdot sin(\alpha) \cdot cos(\beta)$. Z tohoto tvaru je zřejmé, že kdyby kolo nebylo natočeno o úhel α, vůbec by tato síla nepůsobila (neexistovala). Dále se zde nachází složka radiální reakce, která normálně působí kolmo k podložce, nicméně po naklopení kola se souřadný systém pootočí, takže složka této síly bude působit v ose *y* a bude mít tvar $N \cdot sin(\beta)$. U tíhové síly je to obdobné, avšak s tím rozdílem, že je závislá na pootočení kola, její tvar bude $G \cdot sin(\alpha)$. Poslední působící síla na této ose je reakce F_y. Obdobně jako v předchozí podkapitole je zde uveden moment jako výsledek posunutí určité síly o konkrétní hodnotu. Touto silou je myšlena výsledná boční síla, která je složena ze všech sil působících ve stopě pneumatiky. V tomto případě mezi ně patří složky radiální reakce (v případě, že kolo je naklopeno o úhel β) a vnitřního účinku. Výsledná boční síla působí na rameni n_s (závlek pneumatiky) od osy kola. Jestliže je kolo naklopeno, bude výsledný moment mimo boční síly vytvářet také síla $T \cdot cos(\alpha)$ na rameni δy, která bude z již výše zmíněné deformací pneumatiky působit mimo osu *x*. Výsledný vratný moment M_z potom bude viz rovnice (11)



Obr. 34 – Síly působící v osách *x* a *y* a moment kolem osy *z*

F_x = *Měřená reakce v ose x*

$T \cdot cos(\alpha)$ = *Síla odporu valení, vnitřní účinek mezi kolem a hnacím bubnem, působící v ose x*

$G \cdot cos(\alpha)$ = *Kosinová složka tíhové síly*

F_y = *Měřená reakce v ose y*

$N \cdot sin(\beta)$ = *Sinová složka normálové síly*

$G \cdot sin(\alpha)$ = *Sinová složka tíhové síly*

$T \cdot sin(\alpha) \cdot cos(\beta)$ = *Složka síly odporu valení působící při natočení a naklopení*

M_z = *Vratný moment*

α = *Úhel natočení kola*

β = *Úhel odklonu kola*

Pohybové rovnice:

$$\sum F_y = 0; \quad F_y + N \cdot sin(\beta) + G \cdot sin(\alpha) - T \cdot sin(\alpha) \cdot cos(\beta) = 0 \qquad (9)$$

Po úpravě vyplývá z rovnice (9) vztah pro sílu F_y:

$$F_y = T \cdot sin(\alpha) \cdot cos(\beta) - N \cdot sin(\beta) - G \cdot sin(\alpha) = 0 \qquad (10)$$

Výsledný vztah pro moment M_z je zobrazen v rovnici (11). Moment M_z vznikl, jak bylo uvedeno výše posunutím určitých sil do středu dotykové plochy mezi pneumatikou a válcem.

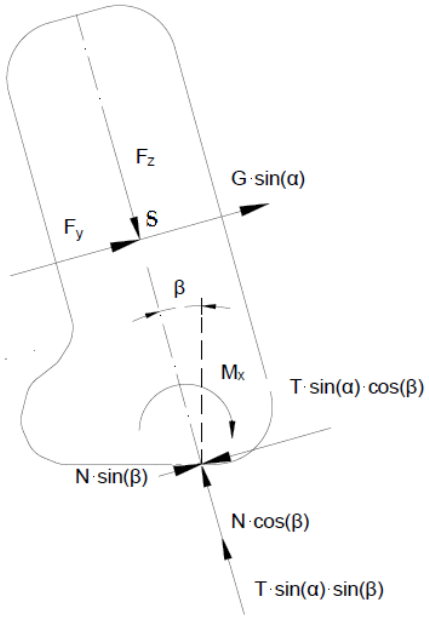
$$M_z = T \cdot sin(\alpha) \cdot cos(\beta) \cdot n_S - N \cdot sin(\beta) \cdot n_S - T \cdot cos(\alpha) \cdot \delta y \qquad (11)$$

n_s = *závlek pneumatiky*

δy = *rameno působící síly* $T \cdot cos(\alpha)$

6.1.3 Síly působící v osách y a z a moment kolem osy x

Síly působící v těchto dvou osách už byly zmíněny v předchozích dvou podkapitolách, nicméně z Obr. 35 je kromě působících sil zřejmý moment kolem osy *x*. Tento moment se nazývá klopný moment, značí se M_x, a je výsledkem posunutí normálové síly $N \cdot cos(\beta)$ a síly odporu valení $T \cdot sin(\alpha) \cdot sin(\beta)$ o hodnotu δy mimo osu *z*, vlivem deformací pneumatiky působením bočních sil nebo jejím naklopením.



Obr. 35 - Síly působící na pneumatiku v osách *y* a *z* a moment kolem osy *x*

F_z = *Měřená reakce v ose z*

$T \cdot sin(\alpha) \cdot sin(\beta)$ = *Složka odporu valení působící u nakloněného a natočeného kola*

$N \cdot cos(\beta)$ = *Kosinová složka normálové síly*

$G \cdot cos(\alpha)$ = *Kosinová složka tíhové síly*

F_y = *Měřená reakce v ose y*

$N \cdot sin(\beta)$ = *Sinová složka normálové síly*

$G \cdot sin(\alpha)$ = *Sinová složka tíhové síly*

$T \cdot sin(\alpha) \cdot cos(\beta)$ = *Složka síly odporu valení působící při natočení a naklopení*

M_x = *Klopný moment*

α = *Úhel natočení kola*

β = *Úhel odklonu kola*

Výsledný vztah pro moment M_x je zobrazen v rovnici (12)

$$M_x = N \cdot cos(\beta) \cdot \delta y + T \cdot sin(\alpha) \cdot sin(\beta) \cdot \delta y \qquad (12)$$

6.1.4 Výpočet síly odporu valení *T*

Ve výpočtech se objevují síly *N* a *T*, na kterých jsou všechny ostatní síly a momenty závislé. Síla *N* je normálová síla (vnitřní reakce) vznikající při přitlačení kola k hnacímu válci a přibližná snímaná maximální hodnota, která je v tomto případě rovna 5kN. Síla *T* je síla odporu valení (vnitřní reakce) působící také mezi hnacím válcem a pneumatikou, avšak ve směru tečném. Pro její výpočet lze využít faktu, že se jedná o soustavu těles tedy obě vnitřní reakce (normálová síla *N* a síla odporu valení *T*) působí mezi oběma tělesy (hnacím válcem a pneumatikou). Po uvolnění těles (pro sestavení rovnic) budou obě tyto síly figurovat v rovnicích jak pro kolo, tak pro hnací válec. Jejich velikosti vypočítané z rovnice jednoho tělesa budou totožné s hodnotami zjištěnými z rovnic druhého tělesa. Z toho vyplývá, že pro výpočet síly odporu valení lze využít rovnice hnacího válce, v tomto případě stačí použít pouze momentovou pohybovou rovnici (v ostatních rovnicích by se vyskytovaly další neznámé reakce), jejíž tvar je:

$$M_H - M_{bV} - N \cdot e_V + T \cdot R = I_{SV} \cdot \varphi_V \tag{13}$$

Upravená pohybová rovnice, vyjádřena síla odporu valení T:

$$T = \frac{I_{SV} \cdot \varphi_V + N \cdot e_V - M_H + M_{bV}}{R} \tag{14}$$

I_{SV} = *Moment setrvačnosti ke středu hnacího válce*

φ_V = *Úhlové zrychlení hnacího válce*

e_V = *Rameno valivého odporu*

M_H = *Hnací moment hnacího válce*

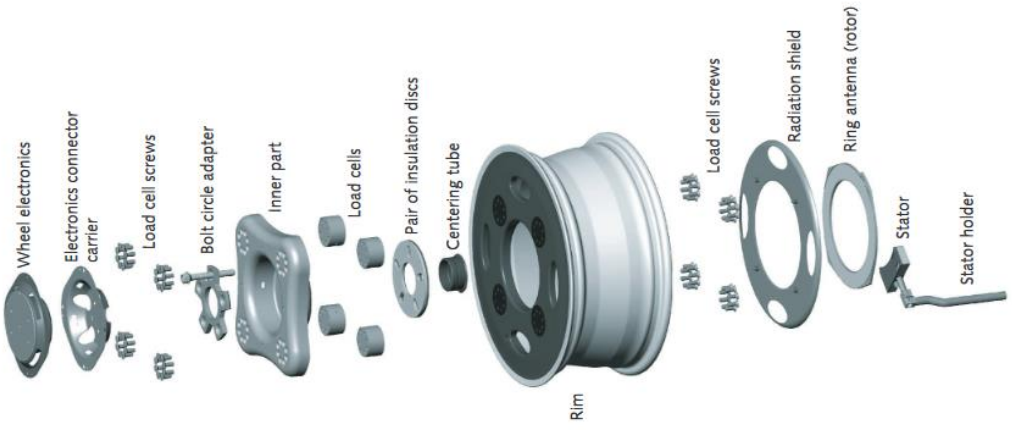
M_{bV} = *Brzdný moment hnacího válce*

R = *Poloměr hnacího válce*

6.2 Alternativní řešení v podobě komerčních snímačů

Ke snímání sil a momentů lze využít již existující komerční snímače od společností zabývajících se jejich vývojem a výrobou, obecně popsané v kapitole 4. Existuje více možností, jak potřebné fyzikální veličiny snímat, a to buď za pomocí měřícího kola nebo za pomocí vícekomponentního snímače (který se namontuje na připravené místo na ramenu testovacího zařízení) a poslední variantou je využití měřícího náboje. Rozdíl mezi těmito možnostmi je nejen v samotné konstrukci snímačů nebo v jejich umístění, ale také v přesnosti měření.

Měření měřícím kolem je nejpřesnější metodou a je také nejvíce využíván společnostmi při testování pneumatik jak na testovacích zařízeních, tak při reálných testech. Mezi tyto společnosti patří například MTS, Kistler a A&D Technology, a to z důvodu, že se snímač nachází přímo v působišti snímaných veličin. Nicméně jeho konstrukční řešení je současně i jeho nevýhodou. Snímač se montuje na upravený disk, takže pro každou velikost pneumatiky je zapotřebí použít jiný upravený disk. Snímač je však možné použít tentýž, pomocí různých adaptérů ho lze namontovat na jakýkoli takový modifikovaný disk a následně bez dalších úprav na sériově vyráběné vozidlo nebo testovací zařízení [36]. Vzhledem k této skutečnosti není důvod pro jeho montáž provádět konstrukční změny stávajícího ramene dynamického adhezoru ve VVCD. Toto tvrzení platí pouze pro montáž samotného měřícího kola, jelikož je nutné pomocí vedení zamezit poškození kabelů jdoucích od snímače.



Obr. 36 – Příklad konstrukce měřícího kola, konkrétně od společnosti Kistler RoaDyn S625 [36]

Druhou variantou je použití měřícího náboje pro osobní automobily od společnosti Kistler. Jedná se o zařízení, na jehož jednu stranu je přímo namontováno kolo a druhá strana je uchycena k testovacímu zařízení. Uvnitř měřícího náboje se nacházejí sensory snímající požadované veličiny v osách *x*, *y* a *z*. Tato metoda není omezena na použití speciálních disků (lze používat běžné typy) a také měření bude přesnější než u následující třetí varianty, nicméně montáž měřícího náboje na testovací zařízení bude problematičtější (bližší informace jsou níže popsány).

Další možností je snímaní vícekomponentním (víceosým) snímačem umístěným na již připraveném a k tomuto účelu vytvořeném místě dynamického adhezoru ve VVCD, přesněji na nepohyblivé části ramene zařízení (Obr. 32 pozice 6). Ve 4. kapitole se tato varianta neobjevuje, jelikož není využívaná společnostmi, které se zabývají testováním pneumatik, a to díky svým vlastnostem, které jsou níže popsány. Ke snímání lze využít senzor nabízený více společnostmi k nimž se řadí například firmy HBM, AMTI, Interface. Jelikož existuje více druhů a typů, lze najít takový, který by bylo možné pouze s malými úpravami, například pomocí příruby, namontovat na rameno dynamického adhezoru namísto mezikusu, který onen snímač v současnosti nahrazuje. Díky tomu lze také bez větších problémů docílit, aby se pneumatika odvalovala uprostřed hnacího válce. Další z výhod je variabilnost v testovaných pneumatikách, jelikož není nutné používat speciální disky jako u měřícího kola. Každé řešení však má mimo pozitiv i svá negativa, mezi něž patří přesnost a citlivost měření. Jelikož je snímač vzdálen od působiště sil, přibližně o hodnotu 300 mm, mimo jiných zatížení budou působící síly v osách kolmých k ose otáčení vytvářet ohybový moment. Z tohoto důvodu je nutné počítat s momentovou charakteristikou ramene, kde moment není po celé délce ramene konstantní, ale jeho hodnota se mění, tudíž může nastat situace, že snímač nezaznamená působící síly, jejichž hodnota by byla příliš malá.

Obr. 37 – Příklad vícekomponentního snímače od společnosti Interface [37]

Všechny tři varianty je možné použít ke snímání požadovaných veličin, ale vzhledem k jejich výhodám a nevýhodám bude následující část práce věnována pouze variantě měřícího náboje společnosti Kistler, jelikož nabízí přesné měření a nemusí se používat speciální disky.

7 Aplikace vybraného snímače

Obr. 38 – Snímač RoaDyn P530 [32]

Měřící náboj pro osobní automobily od společnosti Kistler nese označení RoaDyn P530 a je určen pro testování pneumatik namontovaných na 13 až 17 palcových discích. Pro jejich montáž slouží 12 otvorů pro šrouby z přední strany snímače, které leží na jedné ze tří kružnic s roztečí 100, 135 a 160 mm. Pro jiné uchycení je nutné použít adaptér. Náboj existuje ve dvou variantách rozdělených podle maximálně dosažitelných otáček na snímač pro maximálně 3000 1/min a pro 2000 1/min. Odlišují se v konstrukčním řešení mazání ložisek, kde snímač pro vyšší otáčky je mazán olejem (jsou zde zhotoveny kanály), zatímco snímač pro nižší otáčky je mazán mazacím tukem. [32]

Maximální velikosti sil a momentů, které je možné snímačem snímat jsou [32] další údaje jsou zobrazeny v Příloze č. 3:

$$F_x = -20\ldots20\text{kN}$$

$$F_y = -20\ldots20\text{kN}$$

$$F_z = 0\ldots30\text{kN}$$

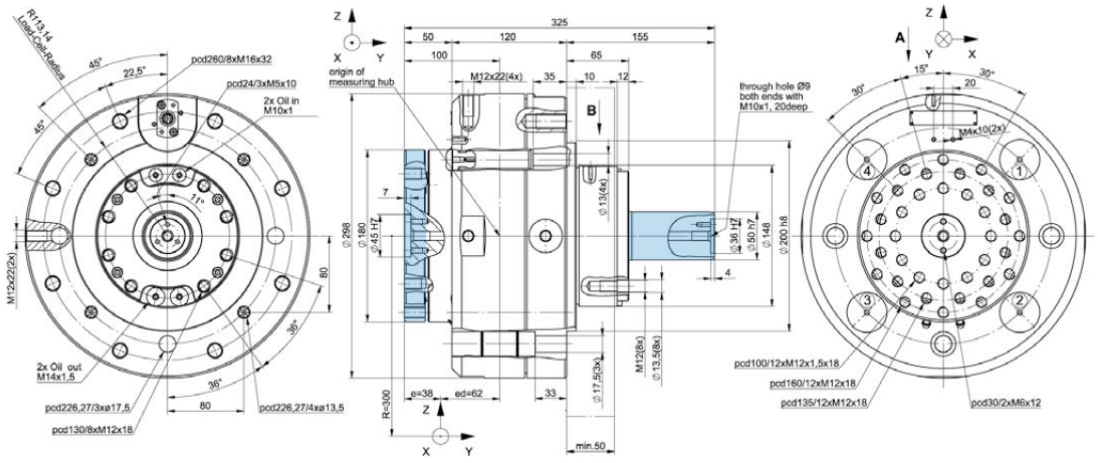
$$M_x = -7{,}86\ldots7{,}86\text{Nm}$$

$$M_y = -3{,}00\ldots3{,}00\text{Nm}$$

$$M_z = -1{,}24\ldots1{,}24\text{Nm}$$

Přitom přítlak pneumatiky na hnací válec je přibližně 5kN, což je jedna čtvrtina z maximální možné síly, kterou dokáže snímač naměřit, a za pomocí převodníku (není součástí snímače, musí se pořídit zvlášť) lze nastavit citlivost snímání N/V [32].

Snímač Kistler se skládá z pohyblivých a nepohyblivých částí, na Obr. 39 (nebo v Příloze č. 4) jsou pohyblivé části zbarveny modře. Z uvedeného obrázku je také možné vyčíst potřebné rozměry nutné ke konstrukčním změnám ramene testovacího zařízení, aby snímač správně fungoval. Vzhledem ke stavbě snímače a aktuální podobě ramene budou tyto změny výrazné.



Obr. 39 – Zobrazení snímače RoaDyn P530 – také v Příloze 4 [32]

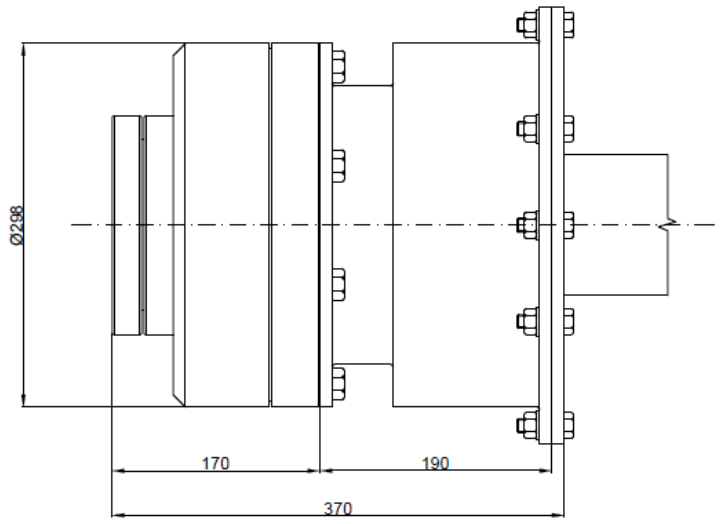
Snímač je možné podle výrobce uchytit dvěma způsoby. Prvním je uchycení zepředu, a to třemi šrouby M16 nebo čtyřmi šrouby M12. [32] Druhý způsob je uchycení zezadu osmi šrouby M16. U obou uchycení musí být absolutně rovná styková plocha mezi snímačem a částí sloužící k montáži snímače, v opačném případě mohou nerovnosti vést k nežádoucím signálům.

Díky konstrukci testovacího zařízení ve VVCD je možnost uchycení zezadu přijatelnější. Otvory pro šrouby na měřícím náboji jsou na roztečné kružnici o průměru 260 mm, což dokazuje Obr. 39. Z něj lze rovněž dedukovat, že tato část je vzdálena pouhých 170 mm k místu určenému k montáži kola. Širší pneumatiky přesahují tuto velikost, tudíž je nutné, aby uchycení (v případě kruhového průřezu) nemělo větší průměr než snímač, teda 298 mm, jinak by vadilo montáži kola (při větších rozměrech) a jeho pohybu.

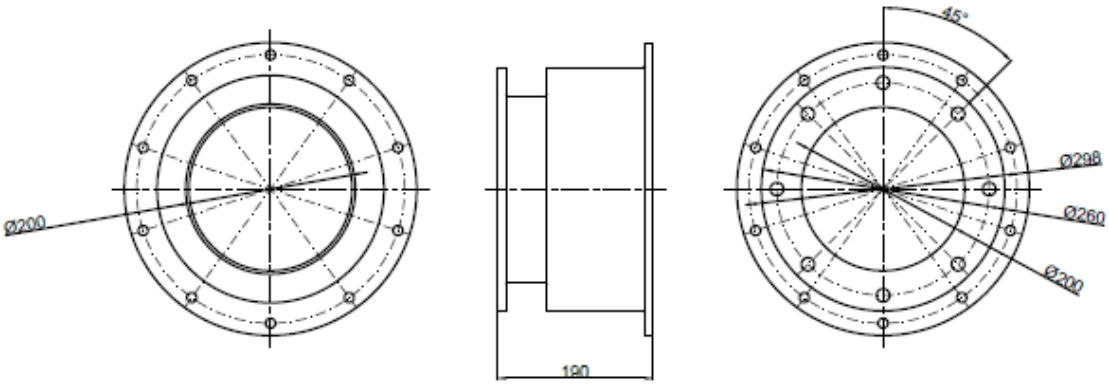
Snímač také umožňuje uchycení brzdy na jeho zadní stranu. Brzdění je možno provést pomocí kotoučové nebo elektromagnetické brzdy. Při použití kotoučové brzdy lze třmen

například uchytit nerotující část měřícího náboje pomocí šroubů M12 a samotný kotouč je možné namontovat přímo na hřídel poháněnou rotací kola.

Část (mezikus), který by sloužil k uchycení měřícího náboje ke konci ramene (konec ramene umožňuje jeho natáčení případně naklápění) musí splňovat několik podmínek. Jak bylo výše zmíněno jednou z podmínek je průměr mezikusu (v případě kruhového průřezu). Co se týče rozměrů mezikusu je také nutné dodržet jeho šířku (výšku) tak, aby se pneumatika odvalovala co nejblíže středu zkušebního bubnu. V tuto chvíli má rameno testovacího zařízení přibližně 360 mm a jeho konec je zhruba uprostřed bubnu, který má šířku 700 mm. K tomu, aby tato situace zůstala i nadále, musí mít mezikus velikost 190 mm, nicméně je možné mezikus trochu zvětšit. Další z podmínek je umožnění montáže brzdy a zajištění jejího následného bezpečného provozu (účinné chlazení brzdového kotouče).



Obr. 40 – Náčrt upraveného ramene dynamického adhezoru



Obr. 41 – Náčrt mezikusu upraveného ramene dynamického adhezoru

Na Obr. 40 a 41 jsou náčrty možného řešení uchycení snímače pro dynamický adhezor. Nejsou uvedeny všechny rozměry, jelikož u neuvedených není nutné dodržet jejich hodnoty, nicméně uvedené vychází z rozměrů snímače RoaDyn P530.

Jednou z otázek, která je nutná zmínit, je výdrž uchycení při plném zatížení, jelikož se při navrhování dynamického adhezoru počítalo s použitím snímače na nerotující části ramene. Při alternativě použití měřícího náboje RoaDyn P530 existuje možnost vzniku komplikací v uložení ramene, přesněji v části, která slouží k natáčení (Obr. 31 pozice 7). Stávající rameno nebylo váženo, ale předpokládá se, že bude vážit méně, než by vážilo rameno s měřícím nábojem, přičemž hmotnost samotného náboje je 70 kg [32]. Společně s kolem, brzdou, mezikusem a působícími silami bude zatěžovat uchycení. Toto zatížení společně se součinitelem bezpečnosti je minimální hranice, na kterou musí být dimenzováno uchycení, aby nedošlo k nehodě.

K výhodám citovaného snímače určitě patří variabilnost v používání kol (není závislý na určité typy disků) a velká přesnost a citlivost měření. Nevýhodou může být složitější uchycení, rovněž také i jeho pořizovací náklady. Výše ceny samotného snímače se pohybuje okolo 70 tisíc eur, je nutno připočítat kabel, přičemž 5 metrů stojí 2,5 tisíc eur a převodník, který stojí 14 tisíc eur. Z toho plyne, že cela sestava se pohybuje na částce 86,5 tisíc eur [32].

8 Závěr

Cílem bakalářské práce je provedení studie pro budoucí návrh vstupních údajů pro snímač dynamického adhezoru, částečně i s naznačením možných realizací s využitím již existujících řešení snímačů. Samotný dynamický adhezor je umístěn ve Výukovém a výzkumném centru v dopravě (VVCD) na Univerzitě Pardubice.

V bakalářské práci je řešena problematika sil a momentů působících na pneumatiku namontovanou na upínač zkušebního vzorku v kontaktu s rotujícím hnacím válcem. Pneumatika se nachází v obecné poloze; je natočena o úhel α a odkloněna o úhel β. Práci je nutno považovat jako první studii návrhu, jak by mohly síly vypadat a působit, z toho důvodu jsou uváděny pouze obecné vztahy.

Souhrnně uváděných šest výsledných vztahů vyjadřujících vstupní údaje snímače se vztahují k osám kolem nebo ve kterých působí. Nutno podotknout, že působištěm všech sil je průsečík osy rotace kola a střední roviny kola.

I přesto, že jednotlivé hodnoty byly odhadovány, jsou v příslušné části bakalářské práce navržena možná řešení snímání potřebných veličin za pomocí komerčních snímačů, které by bylo možné namontovat na dynamický adhezor umístěný ve VVCD. Celkově byly vybrány tři varianty, přičemž první dvě jsou snímače používané přímo společnostmi zabývajícími se testováním pneumatik a třetí variantou je snímač, který by bylo možné namontovat na již připravené místo dynamického adhezoru. U všech tří možností je rovněž uveden možný způsob jejich montáže na testovací zařízení. S ohledem na porovnání všech pozitiv a negativ těchto tří variant snímačů, byla jedna z nich vybrána a blíže specifikována, a to možnost s měřícím nábojem společnosti Kistler. Oproti měřícímu kolu nabízí Kistler nezávislost na speciálních discích, takže se nemusí pokaždé v případě testování jiného rozměru pneumatiky kolo přezouvat a přemontovávat snímač na požadovanou velikost disku. V případě snímače, který by byl umístěn na připraveném místě, je největším problémem vzdálenost mezi působícími silami a samotným senzorem. Vzhledem k tomu existuje vznik situace (samozřejmě záleží na citlivosti snímače), že snímač nezaznamená snímanou sílu, jelikož by její hodnota byla příliš malá. Nutno konstatovat, že i měřící náboj společnosti Kistler má svá negativa, jímž je jeho uložení. Vzhledem ke konstrukci snímače a stávajícího ramene dynamického adhezoru jsou nutné určité konstrukční úpravy druhého zmíněného.

Přínos práce spočívá v popisu a rozboru sil představující nezbytný krok pro správný návrh vstupních parametrů snímače, aby bylo možné lépe využít potenciál dynamického adhezoru, díky čemuž pak bude možné provádět zkoušky pneumatik například:

- měření valivého odporu
- měření směrových charakteristik
- zkoušky rychlosti
- únavové zkoušky

Práce se zabývá popisem pouze komerčních snímačů a jejich aplikací na dynamický adhezor, které by bylo možné použít pro snímání požadovaných veličin, bez ohledu na jejich finanční náročnost. Závěrem lze připustit ještě existenci varianty měření potřebných veličin, a to snímání za pomocí ručně vyrobeného senzoru. Zde by pak tato práce mohla být inspirací při jeho navrhování.

Zdroje

[1] Historie kola. *Autonet.* [online]. 2011. [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: http://net-auto.cz/moodle/mod/resource/view.php?id=131

[2] KULOVÁ, L. Z historie vývoje pneumatik. *Mechanizace zemědělství.* [online]. Poslední změna článku 19. 9. 2001. [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: http://mechanizaceweb.cz/z-historie-vyvoje-pneumatik/

[3] Car Tires. *carhistory4u.* [online]. [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: http://www.carhistory4u.com/the-early-history/car-tires

[4] Tires. *carhistory4u.* [online]. [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: http://www.carhistory4u.com/the-last-100-years/parts-of-the-car/part-2-section-6

[5] MICHELIN. History of the Michelin Group. *michelin.* [online]. [cit 2016-03-15]. Dostupné z: http://www.michelin.com/eng/michelin-group/profile/history-of-the-michelin-group/(date)/3435

[6] TAC RUNFLATS. What are run flat tires. *Runflat tire systems*. [online]. 28. 4. 2014. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: http://www.runflattiresystems.com/2014/04/what-are-run-flat-tires/

[7] BRIDGESTONE. News - 2013. *Bridgestone*. [online]. 21. 11. 2013. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: http://www.bridgestone.com/corporate/news/2013112101.html

[8] MICHELIN. *Michelin*. [online]. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: http://www.michelintweel.com/index.html

[9] GREPLOVÁ, K. *Pneumatika jako rozhodující prvek podvozku závodních automobilů* (bakalářská práce). 2007. Brno: Vysoké učení technické v Brně

[10] KRMELA, Jan. *Systémový přístup k výpočtovému modelování pneumatik I.: [System approach to computational modelling of tyres - I. part]*. Brno: Tribun EU, 2008. 102s. ISBN 978-80-7399-365-8.

[11] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. aktualizované vyd. Brno: František Vlk, 2006. 464s. ISBN 80-239-6464-X.

[12] The 6 functions of a tyre. *Rezulteo*. [online]. ©2009-2016. [cit 2016-03-15]. Dostupné z: http://www.rezulteo-tyres.co.uk/tyre-tips/tyres-technology/the-6-functions-of-a-tyre-042

[13] VALA, M., TESAŘ, M. *Kola a pneumatiky.* Přednáška. Katedra dopravních prostředků a diagnostiky, Dopravní fakulta Jana Pernera, Univerzita Pardubice. Pardubice: 2009

[14] Konstrukce, funkce a výroba pneumatiky. Pneuservis v Rokytnici, Poradce při výběru pneumatik, OMV dealer. [online]. Poslední změna článku 13. 12. 2015. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.pneu-asistent.cz/Konstrukce_funkce_a_vyroba_pneumatiky.html

[15] Tire Basic Course. PC Tire Construction [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: http://www.conti-challenge.sk/docs/PC-Tireconstruction.pdf

[16] KŘÍŽENECKÝ, P. Zpracování opotřebených pneumatik silničních vozidel (bakalářská práce). 2008. Pardubice: Univerzita Pardubice

[17] Bias-Belted Tires. *RightTurn*. [online]. ©2016 [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: https://www.rightturn.com/tire-guide/bias-belted-tires/

[18] KOMÁREK, J. *Opotřebení běhounových směsí a silně namáhaných pneumatik* (diplomová práce). 2015. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

[19] JÍLEK, A. *Zkušební zařízení pro testování pneumatik silničních vozidel* (bakalářská práce). 2014. Pardubice: Univerzita Pardubice

[20] MALÁČ, J. *Gumárenská technologie*. [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: http://www.home.karneval.cz/0323339201/text/vyrobky.pdf

[21] HULÍNSKÁ, L. *Identifikace vlastností pneumatik* (bakalářské práce). 2010. Liberec: Technická Univerzita v Liberci

[22] 82GL1100IWINGMAN. Design Differences Between Car and Motorcycle Rim/Tire. *Gold Wing Facts.com*. [online]. Poslední změna článku 2. 2. 2013. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: http://www.goldwingfacts.com/forums/10-reference-faq-forum/400426-design-differences-between-car-motorcycle-rim-tire.html

[23] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpruženost, řiditelnost, ovladatelnost, stabilita*. Brno: VLK, 2000. 434s. ISBN 80-238-5273-6.

[24] *Mechanika styku kola - vozovka.* [online]. [cit. 2016-05-28]. Dostupné z: http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/4_1.pdf

[25] SAJDL, J. Kammova kružnice přilnavosti. *Autolexicon.* [online]. Poslední změna článku 27. 1. 2016. [cit. 2016-05-27]. Dostupné z: http://www.autolexicon.net/cs/articles/kammova-kruznice-prilnavosti/

[26] A&D Company, Limited. *A&D Company, Limited.* [online]. ©2016 [cit. 2016-09-05]. Dostupné z: http://www.aandd.jp/company/company.html

[27] A&D Company, Limited. *A&D Company, Limited*. [online]. ©2016 [cit. 2016-09-05]. Dostupné z: http://www.aandd.jp/products/dsp/dsp.html#testsystem

[28] A&D Europe. *A&D Europe.* [online]. ©2013 [cit. 2016-09-09]. Dostupné z: http://www.aanddeurope.com/index.php/products/mbs-products

[29] A&D Technology. *A&D Technology*. [online]. Poslední změna článku Leden 2013. [cit. 2016-09-09]. Dostupné z: http://www.aanddtech.com/Docs/WFS%20Brochure%200113.pdf

[30] Kistler. *Kistler.* [online]. ©2016 [cit. 2016-09-12]. Dostupné z: https://www.kistler.com/cz/en/

[31] Kistler. *Kistler Measuring Systems for Vehicle Development.* [online]. ©2007 [cit. 2016-09-15]. Dostupné z: http://www.technovolt.ro/cataloage/kistler/APLICATII%20IN%20%20DINAMICA%20AUTOMOBILELOR.pdf

[32] Kistler. *Kistler RoaDyn P530.* [online]. ©2013 [cit. 2016-09-19]. Dostupné z: https://www.kistler.com/?type=669&fid=39471&model=document&callee=frontend

[33] MTS Systems Corporation. *Flat-Trac Tire Test Systems.* [online]. ©2014 [cit. 2016-09-22]. Dostupné z: http://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_002227.pdf

[34] MTS Systems Corporation. *Spinning Wheel Integrated Force Transducer (SWIFT).* [online]. ©2009 [cit. 2016-09-25]. Dostupné z: www.elhys.com.pl/download.php?id=51

[35] Technické údaje pro dynamický adhezor ve VVCD

[36] Kistler. *Kistler RoaDyn S625.* [online]. ©2009 [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: https://www.kistler.com/?type=669&fid=34883&model=document&callee=frontend

[37] Interface Force Measurements Ltd. Model 6A Series 6 Axis Load Cells (Fx Fy Fz Mx My Mz). [online]. [cit. 2016-10-05]. Dostupné z: http://downloadcentral.interfaceforce.co.uk/downloads/6A%20Axis%20and%20BSC8%20Product%20Bulletin%2020160725A.pdf

Seznam tabulek a obrázků

Obr. 1 - Historická pneumatika [1] 11

Obr. 2 - První radiální pneumatika [5] 12

Obr. 3 - Michelin X Tweel [8] 12

Obr. 4 - Konstrukce pneumatiky [15] 15

Obr. 5 - Vnitřní vložka [15] 15

Obr. 6 - Kostra [15] 16

Obr. 7 - Patní lano [15] 16

Obr. 8 - Patní pryž [15] 17

Obr. 9 - Výztužný pásek [15] 17

Obr. 10 - Bočnice [15] 18

Obr. 11 - Patka [15] 18

Obr. 12 - Nárazník [15] 19

Obr. 13 - Polyamidový nárazník [15] 19

Obr. 14 - Běhoun [15] 20

Obr. 15 - Diagonální pneumatika [16] 20

Obr. 16 - Semiradiální pneumatika [16] 21

Obr. 17 - Radiální pneumatika [16] 21

Obr. 18 - Síly a momenty působící na pneumatiku podle SAE [22] 27

Obr. 19 - Působení boční síly [23] 28

Obr. 20 - Vratný moment [23] 29

Obr. 21 - Součinitel adheze v závislosti na různých druzích povrchu [24] 30

Obr. 22 - "Kammova elipsa" 31

Obr. 23 - Wheel Force Sensor [29] 33

Obr. 24 - Umístění měřícího náboje od Kistleru [31] 34

Obr. 25 - Umístění měřícího náboje od Kistleru [31] 34

Obr. 26 - MTS Flat-Trac se snímačem SWIFT [34] 35

Obr. 27 - MTS SWIFT [34] 35

Obr. 28 – Část hnacího válce s jeho hnacím ústrojím 36

Obr. 29 – Část hnacího válce s brzdou 36

Obr. 30 – Rameno dynamického adhezoru 36

Obr. 31 – Rameno dynamického adhezoru 38

Obr. 32 – Druhá část adaptéru, v pozadí lze vidět brzdový kotouč a třmen 39

Obr. 33 - Síly působící na pneumatiku v osách x a z a moment kolem osy y 41

Obr. 34 – Síly působící v osách *x* a *y* a moment kolem osy *z* 42

Obr. 35 - Síly působící na pneumatiku v osách *y* a *z* a moment kolem osy *x* 44

Obr. 36 – Příklad konstrukce měřícího kola, konkrétně od společnosti Kistler RoaDyn S625 [36] 46

Obr. 37 – Příklad vícekomponentního snímače od společnosti Interface [37] 47

Obr. 38 – Snímač RoaDyn P530 [32] 48

Obr. 39 – Zobrazení snímače RoaDyn P530 – také v Příloze 4 [32] 49

Obr. 40 – Náčrt upraveného ramene dynamického adhezoru 50

Obr. 41 – Náčrt mezikusu upraveného ramene dynamického adhezoru 50

Seznam příloh

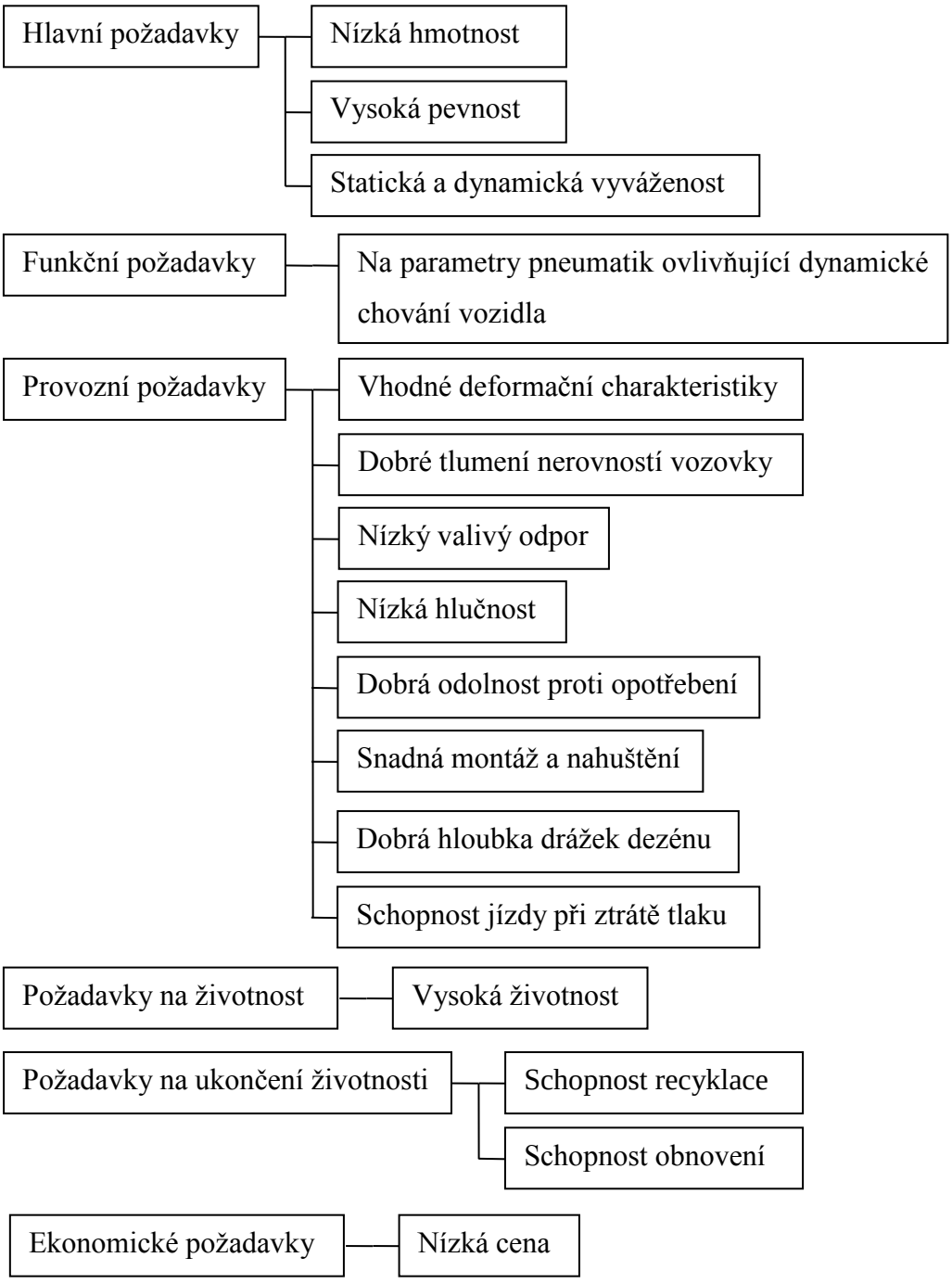
Příloha č. 1 61

Příloha č. 2 62

Příloha č. 3 63

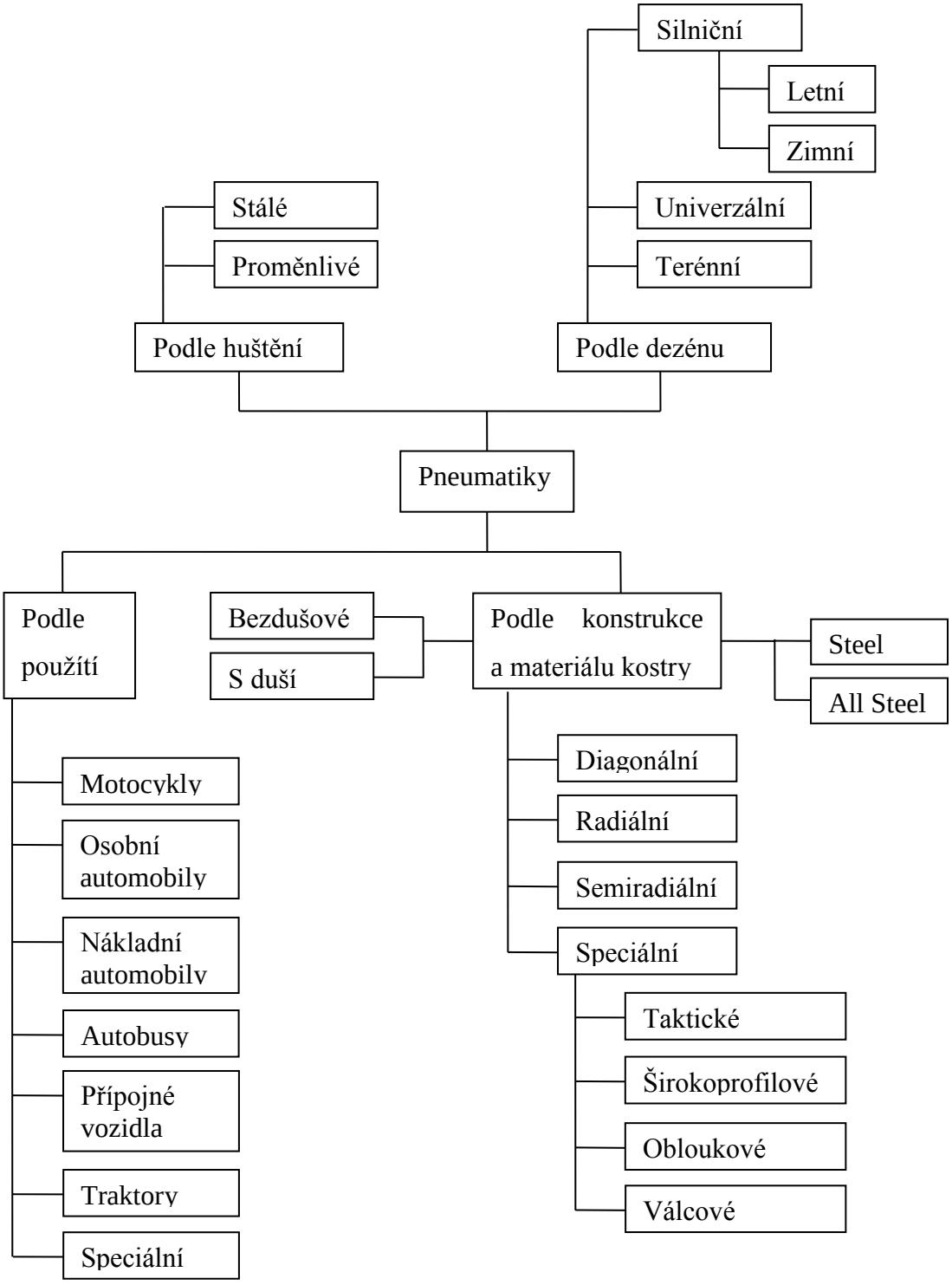
Příloha č. 4 64

Příloha č. 1



[10]

Příloha č. 2



[13]

Příloha č. 3

Technical Data

Measuring range	F_x, F_y	kN	–20 ... 20
	F_z	kN	0 ... 30
	M_x	kN-m	–7,86 ... 7,86
	M_y	kN-m	–3,00 ... 3,00
	M_z	kN-m	–1,24 ... 1,24
Overload	F_x, F_y	kN	–30 ... 30
	F_z	kN	0 ... 42
Calibrated range	F_x high	kN	0 ... –20
	F_x low	kN	0 ... –2
	F_y high	kN	0 ... 20
	F_y low	kN	0 ... 2
	F_z high	kN	0 ... 30
	F_x low	kN	0 ... 3
Force application point	R (tire radius)	mm	300
Force calibration	e (wheel offset)	mm	38
	e_D (offset)	mm	62
Active cell distance		mm	160
Nominal sensitivity	F_x	pC/N	–7,7
	F_y	pC/N	–3,9
	F_z	pC/N	–7,7
Linearity	F_x, F_y, F_z	%FSO	≤±0,5
Crosstalk [1]	F_x –> F_y, F_z	%	≤±2 (≤±1)
	F_y –> F_x, F_z	%	≤±2 (≤±1)
	F_z –> F_x, F_y	%	≤±2 (≤±1)
Natural frequency freely suspended	f_0 (x, z)	Hz	≈2 400
Rotational speed grease lubrication		1/min	≤2 000
oil lubrication		1/min	≤3 000
Operating temp. range		°C	–20 ... 80
Temperature error	y [2]	N/°C	≈15
	x, z	N/°C	≈5
Insulation resistance		Ω	$>10^{13}$
Ground insulation		Ω	$>10^{8}$
Degree of protection		EN60529	IP65
Output flange socket (ground-insulated)			Fischer, 9 pin neg.
Dimensions			see page 3
Weight (approx.)		kg	70

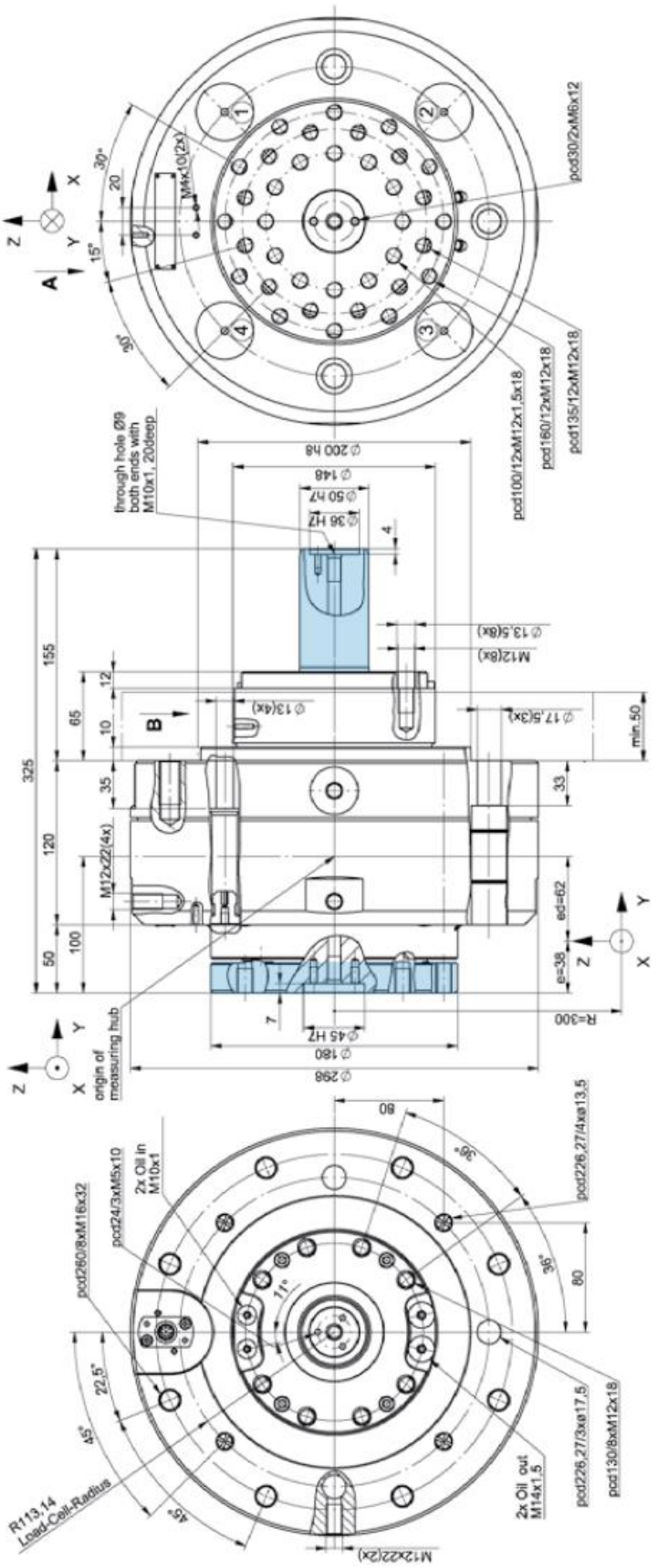
Requirements for Oil Lubrication

Supply pipe		number	2
Pipe diameter	di/da	mm	6/8
Oil pressure [3]	p	bar	≤0,5
Flow/per supply each	$\dot{V}$	l/min	0,5 ... 1
Flow/total	$\dot{V}$	l/min	1 ... 2
Kinematic viscosity	ν	mm^2/s	20 ... 25
Return pipe		number	2
Pipe diameter	di/da	mm	8/12
Oil pressure	p	bar	pressure-free

[1] typical values in brackets
[2] after warm-up
[3] pressure limiting valve recommended

[36]

Příloha č. 4



[36]