



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

KOEFICIENT VALIVÉHO ODPORU PNEUMATIK

ROLLING RESISTANCE COEFFICIENT OF TIRES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Matěj Hasala

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Matěj Hasala**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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

Koeficient valivého odporu pneumatik

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Valivý odpor patří mezi základní jízdní odpory vozidel, nejčastěji jsou jednotlivé pneumatiky porovnávány pomocí tzv. koeficientu valivého odporu, který závisí na velkém množství faktorů. Bakalářská práce by měla tvořit velmi ucelený přehled koeficientu valivého odporu nejen pneumatik různých kategorií, ale i získat maximální množství informací o všech významných faktorech ovlivňujících koeficient valivého odporu a metodikách pro jeho stanovení.

Cíle bakalářské práce:

Přehled obvyklých hodnot koeficientů valivého odporu pneumatik různých kategorií.
Vliv konstrukce a provozních parametrů pneumatiky na hodnoty koeficientu valivého odporu.
Vliv povrchu vozovky na koeficient valivého odporu.
Metody pro identifikaci hodnoty koeficientu valivého odporu.
Principiální návrh zařízení pro měření valivého odporu.

Seznam doporučené literatury:

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

DIXON, John. Tires, suspension and handling. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996. 621 s. ISBN 1-56091-831-4.

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

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

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zaměřuje na koeficient valivého odporu pneumatik jak z pohledu faktorů, které tento koeficient ovlivňují, tak z pohledu experimentálních metod pro jeho stanovení. V první části práce jsou detailně rozebrány klíčové faktory ovlivňující koeficient valivého odporu. Následuje popis metod používaných k měření valivého odporu v laboratorních a reálných podmínkách. Práce pokračuje přehledem typických hodnot koeficientu valivého odporu pneumatik různých kategorií, které byly ještě rozděleny do podkategorií a vzájemně porovnávány. Poslední část práce se věnuje principiálnímu návrhu měřicího zařízení pro měření valivého odporu. Návrh zohledňuje cenové náklady a možnost získání osvědčení o technické způsobilosti k provozu vozidla na pozemních komunikacích. V návrhu měřicího zařízení byly vybrány konkrétní měřicí přístroje a komponenty potřebné pro homologační proces a byla vytvořena cenová kalkulace známých dílů.

KLÍČOVÁ SLOVA

koeficient valivého odporu, pneumatika, valivý odpor, bubnová zkušebna, jízdní odpor

ABSTRACT

This bachelor thesis focuses on the rolling resistance coefficient of tyres both in terms of the factors that influence this coefficient and in terms of experimental methods for its determination. In the first part of the thesis, the key factors affecting the rolling resistance coefficient are discussed in detail. This is followed by a description of the methods used to measure rolling resistance in laboratory and real-world conditions. The thesis continues with an overview of typical rolling resistance coefficient values for tyres of different categories, which have been further divided into subcategories and compared with each other. The last part of the thesis is devoted to the principal design of a measuring device for rolling resistance measurement. The design takes the cost and capability of obtaining a certificate of roadworthiness into account. Specific measuring instruments and components needed for the homologation process were selected and price calculation of known parts was made.

KEYWORDS

rolling resistance coefficient, tyre, rolling resistance, drum test bench, driving resistance

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HASALA, Matěj. *Koeficient valivého odporu pneumatik*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/148911>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2023

.....

Matěj Hasala

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D., za jeho vedení, cenné rady, věnovaný čas a poznámky při zpracování této bakalářské práce. Dále bych chtěl vyjádřit vděčnost své rodině za neustálou podporu během celého mého studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Valivý odpor.....	12
1.1 Výpočet valivého odporu.....	13
1.1.1 Výpočet pomocí rovnic statické rovnováhy.....	13
1.1.2 Výpočet pomocí energetického přístupu.....	15
2 Vliv jednotlivých faktorů na valivý odpor.....	17
2.1 Tlak v pneumatice.....	17
2.2 Konstrukce a rozměry pneumatiky.....	19
2.3 Teplota.....	23
2.4 Rychlost.....	25
2.5 Povrch vozovky.....	27
2.6 Sbíhavost kol.....	33
2.7 Odklon kol.....	34
3 Způsoby měření valivého odporu.....	37
3.1 Měření v laboratorních podmínkách.....	37
3.1.1 Konvenční měření pomocí bubnového měřicího zařízení.....	39
3.1.2 Nekonvenční měření pomocí bubnového měřicího zařízení.....	41
3.1.3 Měření pomocí pásového měřicího zařízení.....	42
3.1.4 Výpočet valivého odporu bezkontaktním měřením.....	43
3.1.5 Další možnosti zjišťování velikosti valivého odporu.....	44
3.2 Měření v reálných podmínkách.....	45
3.2.1 Měření pomocí měřicích přívěsů a návěsů.....	45
3.2.2 Vozidla upravená pro měření valivého odporu.....	48
3.2.3 Určení valivého odporu pomocí spotřeby vozidla.....	48
3.2.4 Určení valivého odporu pomocí dojezdové zkoušky.....	49
3.3 Porovnání naměřených hodnot v laboratorních a reálných podmínkách.....	49
4 Hodnoty koeficientu valivého odporu.....	51
4.1 Pneumatiky pro osobní automobily.....	51
4.1.1 Letní pneumatiky.....	51
4.1.2 Zimní pneumatiky.....	52
4.1.3 Celoroční pneumatiky.....	53
4.1.4 Porovnání automobilových pneumatik.....	53
4.1.5 Porovnání hodnot z testů Auto Zeitung a Auto Bild.....	54
4.2 Pneumatiky pro komerční vozidla.....	56
4.3 Pneumatiky pro motocykly.....	57
4.4 Bicyklové pláště.....	58
4.5 Vzájemné porovnání.....	59
5 Principiální návrh měřicího zařízení.....	61
5.1 Princip měření síly valivého odporu.....	61
5.2 Díly potřebné pro konstrukci vozíku.....	67
5.3 Zvolené měřicí přístroje.....	70
5.4 Zhodnocení koncepce.....	75

Závěr	77
Použité informační zdroje	78
Seznam použitých zkratek a symbolů	88

ÚVOD

Stále se rozšiřující elektrifikace donutila výrobce vozidel přesunout se od vývoje vozidel využívajících spalovací pohonné jednotky k elektrickým vozidlům. Širokou veřejností je kritizován především dojezd elektrovozidel, který může být násobně menší než dojezd běžných vozidel se spalovacím motorem. Další příčinou kritiky elektromobilů byla i výrazně delší doba dobíjení akumulátorů oproti době načerpání paliva do nádrže konvenčního vozidla. Z těchto důvodů probíhají snahy o celkové zvyšování dojezdu, který je přímo závislý na efektivitě vozidel. Mechanická energie zbylá po transformaci z energie uložené v akumulátorech je použita pro překonání jízdních odporů, mezi které patří například valivý odpor. Valivý odpor je žádoucí minimalizovat, protože nezanedbatelná část této zbylé energie se využije pro jeho překonání.

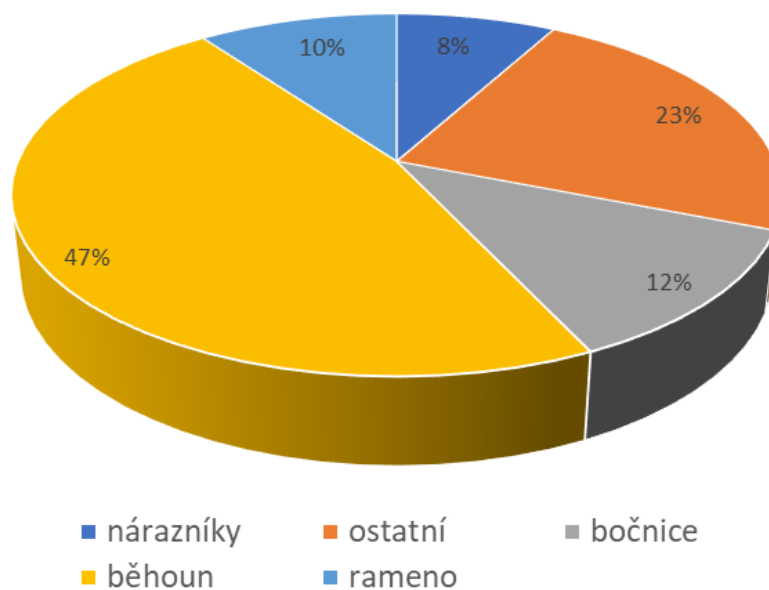
Velikost valivého odporu je důležitá nejen pro elektrovozidla, ale i pro běžná vozidla s konvenčními pohonnými jednotkami, kdy její snížení může snížit spotřebu vozidla, a tím zvýšit jeho efektivitu. Se spotřebou zároveň koreluje tvorba výfukových plynů, které jsou vypouštěny do ovzduší. Jedním ze způsobů jak spotřebu, a s tím spojené množství emisí, snížit i u vozidel, která jsou již provozována na cestách, je právě snížení valivého odporu, kterého lze docílit volbou správných pneumatik. Z tohoto důvodu je na výrobce pneumatik kladen velký tlak pro další vývoj a používání zlepšených konstrukcí a materiálů, které ve snižování valivého odporu pomáhají. K uvedení těchto vylepšených pneumatik do provozu dochází přirozeně, neboť životnost pneumatik je omezená a je potřebná jejich pravidelná výměna. Pro využití maximálního potenciálu vylepšených pneumatik je však velmi důležité nastavení provozních podmínek, jako je použití správného tlaku v pneumatikách, nastavení geometrie automobilu nebo rozmístění nákladu. Tato část je již na každém majiteli vozidla.

Práce má za cíl vytvořit ucelený přehled o jednotlivých faktorech a jejich vlivu na valivý odpor, uvést typické hodnoty valivého odporu pro pneumatiky různých typů pro různé dopravní prostředky a způsoby měření valivého odporu. Poslední částí této bakalářské práce je principiální návrh zařízení pro měření valivého odporu.

1 VALIVÝ ODPOR

Valivý odpor je jedním z jízdních odporů, které působí proti pohybu vozidla. Tento odpor vzniká interakcí mezi tělesem kruhového průřezu a povrhu, po kterém se toto těleso odvaluje. Při této interakci dochází k deformaci tělesa i povrchu, což vede k vytvoření síly, která brání pohybu vozidla a je známá pod názvem valivý odpor. Valivý odpor je možné charakterizovat silou potřebnou pro jeho překonání, případně koeficientem valivého odporu, který udává poměr mezi valivým odporem a zatížením kola [1]. Za stejných podmínek je valivý odpor menší než třecí síla vznikající při smykovém tření, v praxi proto dochází k použití ložisek pro uložení rotujících částí, ložiska poté nahrazují smýkání valením. Typickým příkladem míst, kde dochází ke vzniku valivého odporu, je odvalování pneumatiky po vozovce nebo již zmíněné ložisko, kde se odvalují jednotlivé valivé elementy po kroužku [2].

Při valení pneumatiky po vozovce může být valivý odpor charakterizován také jako ztráta energie v pneumatice za jednotku vzdálenosti [3]. Snižování této ztráty je velmi důležité, neboť u běžných vozidel se spalovací pohonnou jednotkou se v podobě mechanické energie na kola přenese pouze 16 % - 25 % energie obsažené v palivu a okolo 25 % této energie se využije pro překonání valivého odporu [4]. Přibližně 85 % až 90 % energetických ztát v pneumatice je způsobeno hysterezi, což je natažení pneumatiky v místě kontaktu s vozovkou a její následný návrat do původního stavu. Celý tento proces je doprovázen teplem, které vzniká v celé pneumatice, přičemž až ze 70 % v její koruně [1]. Koruna pneumatiky se skládá z nárazníků, části kostry a běhounu, který se pro osobní automobily vyrábí co nejtenčí, neboť za vzniklým teplem v pneumatice stojí až z 50 % [5], [6]. Pro komerční vozidla se běhoun vyrábí silnější z důvodu kladení důrazu na co nejdelší výdrž pneumatik a s tím spojené prořezávání po zmenšení hloubky dezénu. Rozložení energetických ztrát v pneumatice lze vidět na obrázku 1.



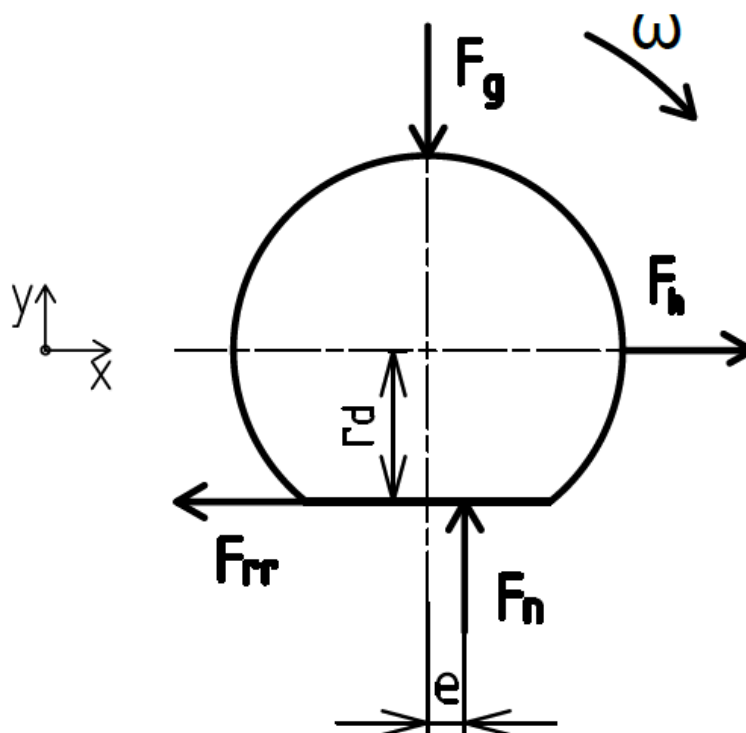
Obrázek 1 Rozložení energetických ztát v pneumatice [6]

Část výše se zabývala především valivým odporem vzniklým při odvalování pneumatiky po vozovce, což je často zjednodušováno jako valení, při kterém se deformuje pouze valící se těleso. K tomuto zjednodušení může dojít díky tomu, že deformace vozovky je tak malá, že je zanedbatelná vůči deformaci kola. U terénního použití pneumatik je již deformace podložky významná, a proto je při tomto použití valivý odpor vyšší. Při konstrukci pneumatiky do terénu by bylo ideální vytvořit pneumatiku s dobrou odolností, záběrem a nízkým koeficientem valivého odporu, to však zatím není možné, proto se vždy hledá kompromis mezi těmito charakteristikami. Práce se bude zaměřovat spíše na provoz pneumatik na pevné podložce (vozovce), neboť doprava po těchto cestách je mnohem významnější v porovnání s terénním použitím.

1.1 VÝPOČET VALIVÉHO ODPORU

Pro výpočet valivého odporu je možné využít různé postupy [7]. Dvě následující podkapitoly rozeberou dva nejčastější postupy pro stanovení této síly.

1.1.1 VÝPOČET POMOCÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY



Obrázek 2 Vnější zatížení působící na kolo

Měření pomocí tlakového senzoru bylo zjištěno, že tlak působící na styčné ploše není při jízdě rozložen rovnoměrně, ale je větší v blízkosti přední části kontaktní plochy vůči směru pohybu [7]. Z tohoto důvodu je výsledná síla normálová síla F_n posunuta dopředu ve směru pohybu. Zatěžující síla působící na kolo (F_g) je rovnoběžná se silou F_n a jejich vzdálenost, kterou můžeme označit jako e , je známá jako rameno valivého odporu. Díky tomu, že se síla F_n nachází na ramenu valivého odporu, tak vytváří moment, díky kterému kolo není ve statické rovnováze. Aby kolo ve statické rovnováze bylo, musí zde vzniknout síla zvaná valivý odpor, která celé kolo do statické rovnováhy přivádí. Vnější zatížení působící na kolo lze vidět na obrázku 2.

Z obrázku výše je možné složit rovnice statické rovnováhy, kde je pro osu x možné psát:

$$\Sigma F_x = 0 \text{ [N]} \quad (1)$$

Po rozepsání této silové podmínky a jednoduché úpravě je podoba rovnice následující:

$$F_h = F_{rr} \text{ [N]} \quad (2)$$

kde F_h [N] je hnací síla a F_{rr} [N] je valivý odpor.

Pro osu y vypadá silová podmínka následovně:

$$\Sigma F_y = 0 \text{ [N]} \quad (3)$$

Po úpravě je možné psát:

$$F_g = F_n \text{ [N]} \quad (4)$$

kde F_g [N] je zatěžující síla působící na kolo a F_n [N] je normálová síla působící od podložky.

Ještě je možné složit momentovou podmínku, kterou je nejméně výhodnější skládat vůči středu kola.

$$\Sigma M_z = 0 \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (5)$$

Po úpravě:

$$F_{rr} \cdot r_d = F_n \cdot e \quad (6)$$

kde e [m] je rameno valivého odporu a r_d [m] je dynamický poloměr kola.

Další vhodnou úpravou je nahrazení síly F_n silou F_g , protože jsou stejně velké (viz rovnice 4) a vyjádření této rovnice pro F_{rr} . Výslednou rovnici je možné psát v následujícím tvaru:

$$F_{rr} = \frac{F_g \cdot e}{r_d} \text{ [N]} \quad (7)$$

Poslední úpravu je možné udělat s využitím doplňkové rovnice:

$$C_{rr} = \frac{e}{r} \text{ [-]} \quad (8)$$

C_{rr} je zde součinitel valivého odporu.

Po využití rovnice (8) se z rovnice (7) stává následující rovnice:

$$F_{rr} = F_g \cdot C_{rr} \text{ [N]} \quad (9)$$

Upravená rovnice (9) je často k vidění v odborné literatuře [8]. Z postupných úprav tohoto vzorce vyplývá, že valivý odpor je závislý na dynamickém poloměru kola, síle, která zatěžuje kolo a ramenu valivého odporu. Vlivy, jako jsou například teplota, tlak v pneumatice, či konstrukce pneumatiky ovlivňují deformaci pneumatiky, která má za následek změnu délky ramena valivého odporu nebo změnu velikosti dynamického poloměru kola.

Při posuzování vlivů se pozoruje především změna hodnoty valivého odporu nebo koeficientu valivého odporu. Jak ukazuje rovnice (9), tak koeficient valivého odporu a valivý odpor jsou na sobě lineárně závislé. Většina měření probíhá s konstantním zatížením kola, proto vliv jednotlivých faktorů dále v práci může být posuzován jak z hlediska koeficientu valivého odporu, tak z hlediska valivého odporu. Detailnější rozbor vlivů faktorů na koeficient valivého odporu/valivý odpor bude dále v práci.

1.1.2 VÝPOČET POMOCÍ ENERGETICKÉHO PŘÍSTUPU

Jak je uvedeno výše, valivý odpor je charakterizován jako ztráta energie v pneumatice za jednotku vzdálenosti. Ztráta energie v pneumatice za jednotku vzdálenosti má jednotku J/m, což je ekvivalent jednotky Newton. Lze to dokázat například pomocí vzorce pro mechanickou práci:

$$W = F \cdot s \text{ [J]} \quad (10)$$

kde F [N] je síla, kterou působíme na dané těleso a s [m] je dráha, kterou těleso vykoná. Při sledování vzorce pouze z pohledu jednotek lze dostat:

$$J = N \cdot m \quad (11)$$

Po úpravě je možné psát:

$$\frac{J}{m} = N \quad (12)$$

Z tvrzení výše je možné sestavit rovnici:

$$F_{rr} = \frac{dE}{dl} \text{ [N]} \quad (13)$$

kde E [J] je energie, která je v pneumatice přeměněna na teplo a l [m] je vzdálenost, kterou pneumatika ujela.

Di lze nahradit ekvivalentním výrazem $v \cdot dt$, proto je možné psát:

$$F_{rr} = \frac{dE}{v \cdot dt} \text{ [N]} \quad (14)$$

kde v [m/s] je rychlost, kterou se kolo přímočaře pohybuje.

Po vyřešení této diferenciální rovnice je výraz ve tvaru:

$$F_{rr} = \frac{E-E_0}{\tau \cdot v} [\text{N}] \quad (15)$$

kde τ [s] je čas, po který se kolo přímočaře pohybuje.

Rovnici (15) je dále možné upravit díky doplňkové rovnici:

$$P = \frac{E}{\tau} [\text{W}] \quad (16)$$

kde P je výkon.

Po úpravě s využitím doplňkové rovnice je možné psát již upravenou rovnici ve tvaru

$$F_{rr} = \frac{P-P_0}{v} [\text{N}] \quad (17)$$

de P_0 je vstupní výkon a P je výstupní výkon. Protože síla F_{rr} působí v opačném směru než rychlost, tak je vhodné udělat úpravu, po které je tvar následující

$$F_{rr} = \frac{P_0-P}{v} [\text{N}] \quad (18)$$

Lze vidět, že v tomto vzorci vystupuje pouze vstupní a výstupní výkon a rychlost, žádné další konstanty se zde nenacházejí. Všechny ztráty jsou již zahrnuty v rozdílu výkonu a mohou sem spadat ztráty energie v pneumatice, v kole, ve vozovce, případně v ložiscích. Které z vlivů vstupují do výsledného výpočtu určuje způsob měření.

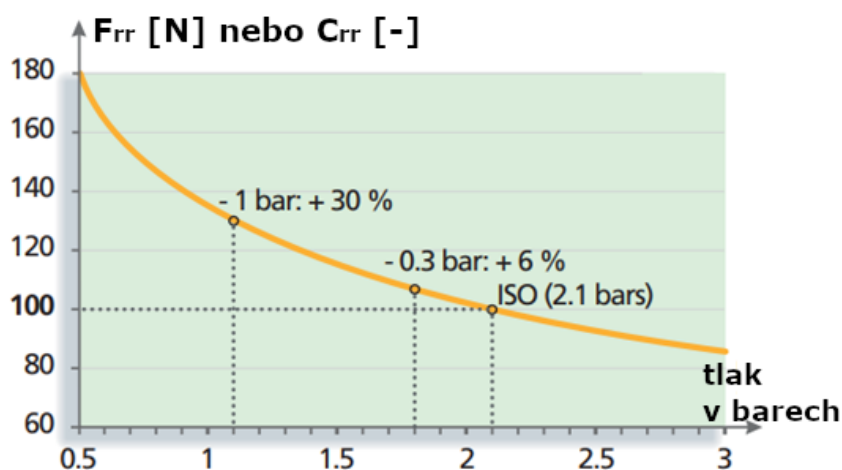
2 VLIV JEDNOTLIVÝCH FAKTORŮ NA VALIVÝ ODPOR

Výše je uvedeno, že na valivý odpor pneumatiky má vliv koeficient valivého odporu kola a zatížení kola. Velikost zatížení kola ovlivňuje především hmotnost a rozložení nákladu a pasažérů ve vozidle, dále hmotnost vozidla a síly, které působí na auto během jízdy. Na koeficient valivého odporu má vliv mnoho faktorů, tato práce bude rozebírat nejdůležitější z nich, jako jsou: tlak v pneumatice, konstrukce a rozměry pneumatiky, teplota, rychlost, typ povrchu vozovky, sbíhavost a odklon kol [9]. Další faktory, které mají jistý vliv na valivý odpor, jsou: skluz pneumatiky po vozovce, aerodynamický odpor pneumatiky, kmitání a vibrace pneumatiky, případně i přesuny vzduchu v pneumatice [9], [10]. Problémem těchto faktorů ve druhé skupině je to, že měření hodnot valivého odporu jsou jimi ovlivněna i přes to, že nemusejí vznikat pouze v důsledku valivého odporu.

2.1 TLAK V PNEUMATICE

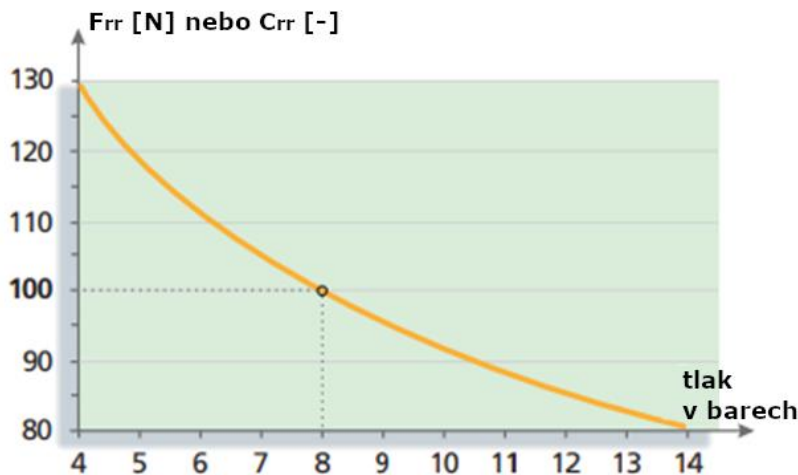
Uživatelsky nejjednodušší způsob pro udržení co nejmenšího valivého odporu při zachování jízdních vlastností je udržovat správný tlak pneumatiky. I přes snadnost úkonu jako je huštění pneumatik, má mnoho majitelů vozidel nesprávně nahuštěné pneumatiky. Průzkum provedený Americkým Národním úřadem pro bezpečnost silničního provozu ukázal, že zhruba 45 % vozidel osazených senzorem tlaku v pneumatikách má pneumatiky podhuštěné a u vozidel bez tohoto senzoru je to až 55 % [11]. Podhuštění způsobuje nárůst valivého odporu a potenciálně zhoršuje jízdní vlastnosti vozidel.

Obrázek 3 ukazuje závislost valivého odporu na tlaku v radiální pneumatice určené pro osobní vozidla. Lze si povšimnout, že při tlaku nižším o 0,3 baru roste valivý odpor přibližně o 6 % oproti valivému odporu pro referenční hodnotu (2,1 baru). V případě podhuštění pneumatiky o 1 bar je valivý odpor vyšší o 30 % než valivý odpor pro referenční hodnotu. Tento nárůst je způsoben zvýšenou deformací, které je dosaženo kvůli menšímu tlaku v pneumatice.



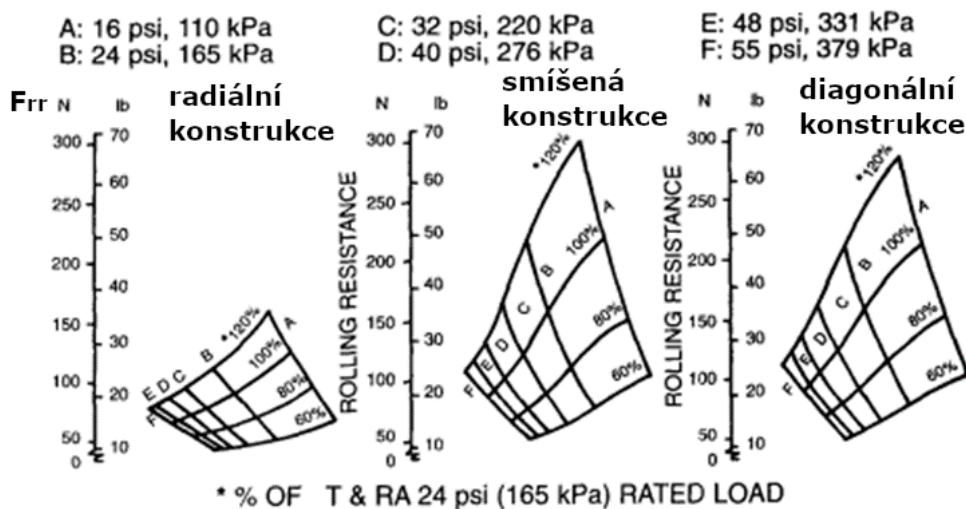
Obrázek 3 Vliv změny tlaku na valivý odpor u automobilové pneumatiky [1] (upraveno)

Obrázek 4 znázorňuje, jaký má tlak v pneumatice vliv na valivý odpor u nákladních vozidel. Za povšimnutí stojí, že pro zvětšení valivého odporu o 30 % je třeba podhustit pneumatiku o 4 bary. Tento znatelný rozdíl oproti pneumatikám použitých u osobních aut je způsoben mnohem větším provozním tlakem pneumatik u nákladních vozidel a jejich pevnější konstrukcí.



Obrázek 4 Vliv změny tlaku na valivý odpor u nákladní pneumatiky [1] (upraveno)

Obrázek 5 ilustruje vliv tlaku na valivý odpor v závislosti na použitém typu konstrukce pneumatiky. U radiálního typu konstrukce si lze všimnout pozvolného nárůstu valivého odporu při podhustění, kdy pro tlak 3,8 baru je síla valivého odporu přibližně poloviční než pro tlak 1,1 baru. U tohoto typu konstrukce není možné kontrolovat tlak v pneumatice vizuálně, protože se nedeformuje tolik jako diagonální pneumatiky. U diagonálního typu se nízký tlak v dutině projevuje prudkým nárůstem valivého odporu, kdy valivý odpor pro tlak 3,8 baru je téměř třikrát menší než valivý odpor pro tlak 1,1 baru.

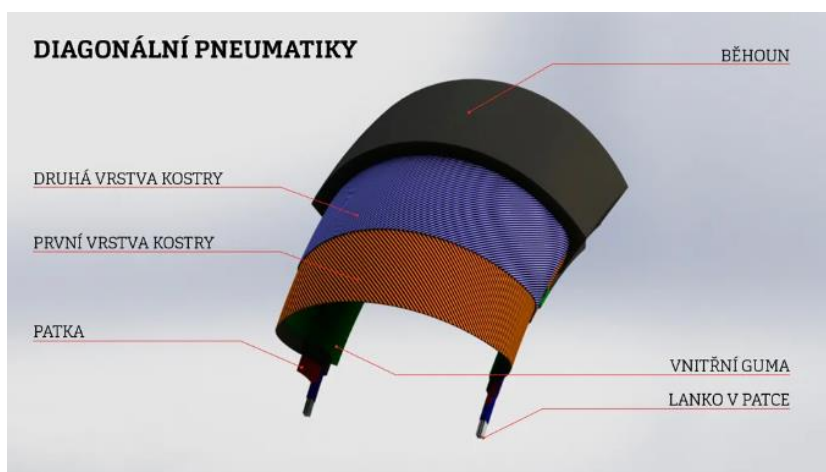


Obrázek 5 Závislost valivého odporu na různých zatíženích a tlacích pro odlišné konstrukce [12]

2.2 KONSTRUKCE A ROZMĚRY PNEUMATIKY

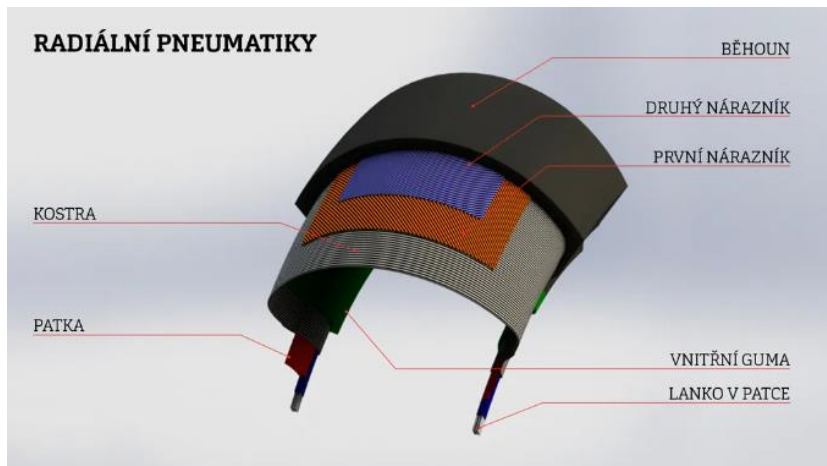
U pneumatik se využívají tři základní konstrukce: diagonální, radiální a smíšená [13]. U osobních vozidel, většiny nákladních vozidel a motocyklů se v dnešní době používají výhradně pneumatiky s radiální konstrukcí, zatímco u terénní techniky, starších motocyklů a některých typů nákladních vozidel se lze stále setkat s diagonální konstrukcí. Hlavní rozdíl mezi těmito konstrukcemi je ve způsobu kladení kordů v kostře pneumatiky.

U diagonálního typu konstrukce (obrázek 6), která byl vyvinuta jako první, se kordy v jednotlivých vrstvách diagonálně kříží pod úhlem menším než 90° , nejčastěji však pod úhlem $30\text{--}40^\circ$ [13]. Výhodou tohoto typu konstrukce je vyšší boční odolnost, která je ale vykoupena nižší nosností a životností při používání na tvrdém povrchu. Výhodou je naopak snadnější výroba díky jednoduché konstrukci. Diagonální pneumatiky lze poznat podle pomlčky mezi čísly, kde v případě použití rozměru 7.5–20 první číslo udává šířku pneumatiky v palcích a druhé průměr ráfku v palcích [8].



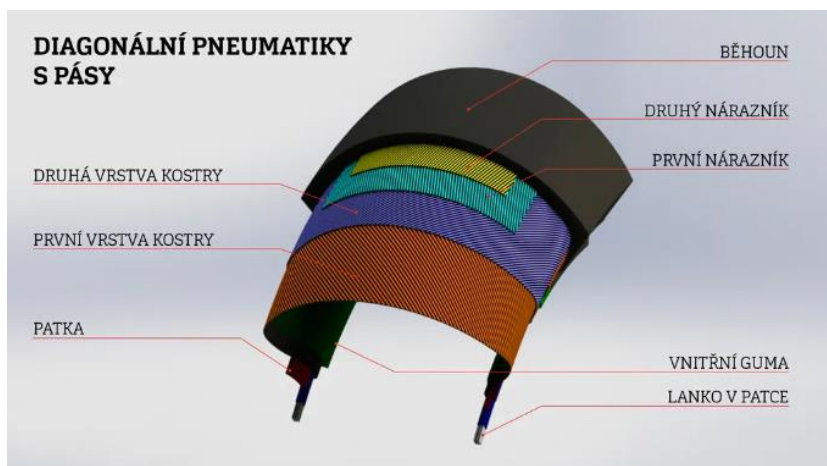
Obrázek 6 Stavba pneumatiky diagonální konstrukce [14]

Radiální konstrukce (obrázek 7) se vyznačuje kladením vláken kolmo na patní lana a přidávanými vrstvami textilních, kovových nebo plastových nárazníků, které pneumatiky stabilizují v obvodovém směru [13]. Nárazník se nachází pod běhounem, a díky jeho použití je část pod běhounem velmi pevná, ale boky jsou pružné, což má za následek větší komfort při jízdě na pevném povrchu, ale menší odolnost proti průrazu boků [14]. Nevýhodou je složitější konstrukce a s tím spojená cena. Radiální pneumatiky se označují třemi čísly. U rozměru 205/55 R16 značí první číslo šířku pneumatiky v milimetrech, číslo za lomítkem ukazuje procentuální poměr výška/šířka, písmeno R značí radiální konstrukci a číslo na konci ukazuje průměr ráfku v palcích [8].



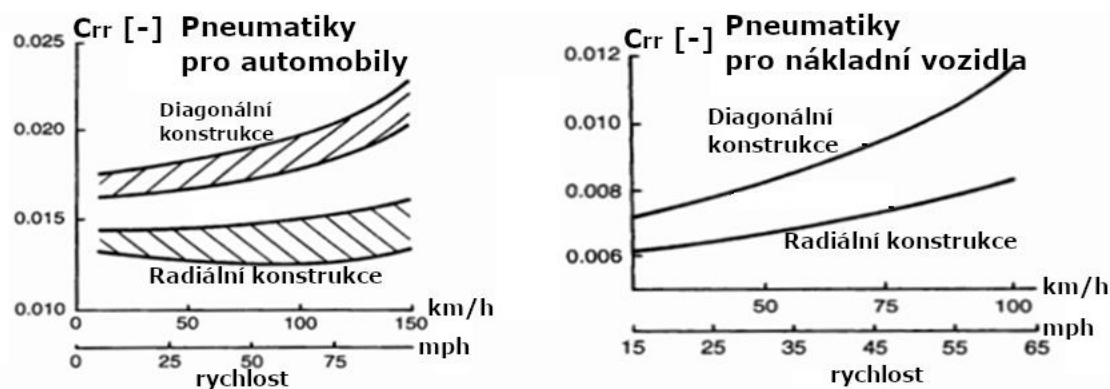
Obrázek 7 Stavba pneumatiky radiální konstrukce [14]

Smíšená konstrukce (obrázek 8) kombinuje kladení kordů, které se ve vrstvách diagonálně kříží pod stejnými úhly jako u diagonální konstrukce, s využitím nárazníků, které jsou nejčastěji z laminátu. Použití smíšené konstrukce není tak časté. Tyto pneumatiky jsou značeny obdobně jako pneumatiky radiální s tím rozdílem, že místo písmena R je použito písmeno B. [14]



Obrázek 8 Stavba pneumatiky smíšené konstrukce [14]

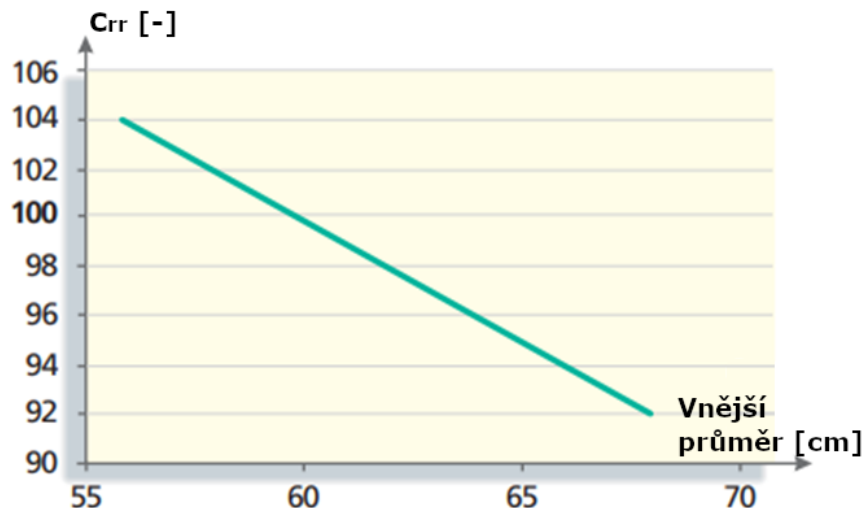
Na obrázku 9 si lze povšimnout, že radiální pneumatiky dosahují menšího součinitele valivého odporu než pneumatiky diagonální. Je to způsobeno deformací, která je menší u radiálního typu konstrukce. K menším deformacím v radiální pneumatice dochází díky použití nárazníků, které celou konstrukci stabilizují [13]. Dalším faktorem je také to, že běhoun u tohoto typu konstrukce doléhá celou svou plochou na vozovku, proto je tlak rozložen lépe, a díky tomu je i deformace menší [15].



Obrázek 9 Závislost valivého odporu na rychlosti pro radiální a diagonální pneumatiky [12] (upraveno)

Na obrázku 9 si lze rovněž povšimnout, že koeficient valivého odporu u nákladních vozidel je menší i přes to, že běhoun pneumatiky, který stojí za ztrátami až z 50 %, je mnohem širší kvůli větší zátěži a výdrži. Svůj podíl na tom má vyšší provozní tlak těchto pneumatik a pevnější materiály použité pro výrobu, kde tyto faktory kompenzují šířku běhounu [15]. Při použití pneumatik s radiální konstrukcí bude valivý odpor u nákladních vozidel nižší než v případě použití pneumatik s konstrukcí diagonální, stejně jako u osobních vozidel. U nákladních vozidel lze také snížit valivý odpor použitím široko profilových pneumatik, které dosahují menších hodnot valivého odporu než dvojmontáž, která se používá častěji [10].

Valivý odpor je také nepřímo úměrný dynamickému poloměru kola, což ukazuje rovnice (7). To znamená, že čím menší je vzdálenost středu kola ke kontaktní ploše, tím větší je valivý odpor. Dynamický poloměr je závislý na průměru disku a výšce pneumatiky, proto by se mohlo zdát, že by z hlediska valivého odporu bylo výhodné používat disky s velkým průměrem v kombinaci s pneumatikami s vysokou bočnicí [8]. Vždy se však musí najít kompromis mezi valivým odporem a jízdním ovlivněním od kol (komfort, ovladatelnost a jiné). V současné době se prodávané pneumatiky z hlediska výšky rozlišují na dva typy: nízko profilové a standardní. Jako nízko profilové pneumatiky jsou označovány pneumatiky, které mají poměr výšky k šířce menší než 55 %. Nízko profilové pneumatiky se v praxi využívají především pro sportovněji zaměřená vozidla, neboť řidiči zprostředkovávají lepší odezvu. Při použití na vozovce s horším povrchem nebo v dešti mohou být jízdní vlastnosti horší než u pneumatik standardních. Jako standardní pneumatiky jsou v dnešní době označovány pneumatiky s poměrem výšky k šířce větším než 55 %. Ty jsou vhodné především pro běžný provoz, protože větší prostor pro vzduch v dutině pneumatiky a boky, které jsou měkčí než boky pneumatik s nízkým profilem, zajišťují větší komfort. Dalo by se očekávat, že pro stejné pneumatiky s rozdílnou výškou bude platit, že čím větší je výška pneumatiky, tím nižší je valivý odpor. Teoreticky by to platit mělo, ale praxe v některých případech ukazuje, že pneumatiky s nižším profilem se mohou méně deformovat díky pevnějším bočnicím, a proto může být rameno valivého odporu menší než u pneumatik se standardním profilem [16]. Na obrázku 10 si lze povšimnout teoretické závislosti mezi průměrem kola a valivým odporem, ze které je možné vyvodit, že zvýšení průměru kola o 1 cm přinese 1% snížení valivého odporu.



Obrázek 10 Závislost koeficientu valivého odporu na průměru kola [1]

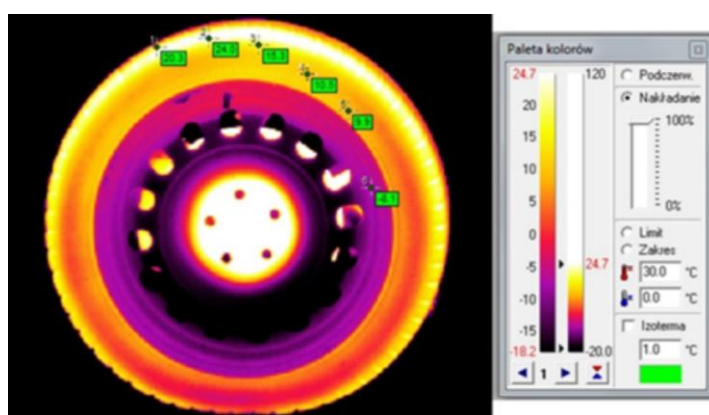
Další z vlastností pneumatik, která ovlivňuje valivý odpor, je složení pneumatiky. Pneumatika se skládá z vyztužujících materiálů, plniv, různých aditiv a kaučuku [13]. Kaučuk se používá kvůli své elasticitě a rozlišujeme dva druhy. Přírodní se primárně získává z kaučukovníku a používá se v menší míře, protože je drahý a jeho doprava je velmi nákladná. Společnost Continental ale zkoumá používání přírodního kaučuku z pampelišek, který je údajně srovnatelný s tradičním kaučukem z kaučukovníku [17]. Použití již bylo testováno na prototypch a osvědčilo se. Produkty z této přírodní pryže by mohly být masově vyráběny do deseti let. Přírodní kaučuk se téměř nepoužívá samostatně, pneumatiky vždy obsahují směs, kde je více kaučuku syntetického i přes to, že použití čistého přírodního kaučuku má nesporné výhody. Mezi tyto výhody vyšší pevnost v tahu, vyšší odolnost proti roztržení a lepší přilnavost k jiným materiálům, což je žádoucí, protože pneumatika obsahuje i ocelové kordy a jiné materiály [18]. Naopak nevýhodou může být menší odolnost proti chemikáliím, teplotě a UV záření [18].

Syntetický kaučuk se vyrábí pomocí polymerace uhlovodíků, mezi které patří například styren, butadien, etylen, propylen a další. Syntetický kaučuk je ve směsi zastoupen vyšší měrou kvůli jeho ceně. Jeho užívání rovněž přináší výhody v podobě větší odolnosti proti otěru, chemikáliím, stárnutí a menšího hluku při používání. Koeficient valivého odporu pneumatik vyrobených ze syntetického kaučuku může být o jednotky procent vyšší než koeficient valivého odporu pneumatik z kaučuku přírodního. Hlavní nevýhodou syntetického kaučuku je menší pružnost za nižších teplot než u kaučuku přírodního, který si svou pružnost zachovává i při nižších teplotách. [13], [18]

Dalším faktorem, který ovlivňuje valivý odpor, může být stav opotřebení pneumatik. Je udáváno, že valivý odpor již déle provozovaných pneumatik může být až o 20 % nižší, než valivý odpor pneumatik nových [19], [20]. Mezi důvody tohoto snížení valivého odporu v průběhu doby životnosti pneumatik může patřit menší tloušťka dezénu pneumatiky, kdy je tloušťka dezénu ztenčována průběžným opotřebením od vozovky.

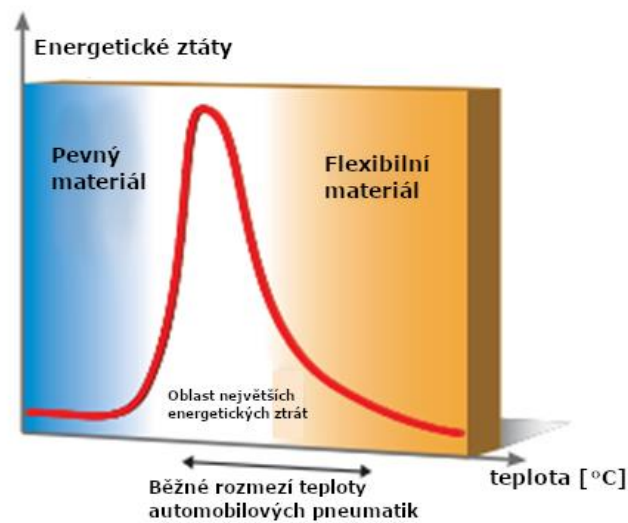
2.3 TEPLOTA

Teplota je také aspekt, který významně působí na valivý odpor. Při vyčíslování vlivu teploty na koeficient valivého odporu se naráží na jeden problém – pneumatika nemá stejnou teplotu po své celé ploše. Rozložení teploty je možné vidět na obrázku 11. Zjednodušení je tedy dosaženo pomocí zprůměrování teplot jednotlivých částí pneumatiky, případně se používá pouze teplota vzduchu v pneumatice [21]. Jak již bylo zmíněno, pneumatika je především ohřívána pomocí hysterze, dále slunečními paprsky a za jistých podmínek okolním vzduchem a vozovkou. U sportovní jízdy je třeba započítat i ohřev od brzd. Opačný vliv na teplotu má proudící vzduch kolem pneumatiky, vozovka a případně ochlazování od deště a sněhu. Rozdílné teploty mají i pneumatiky na přední a zadní nápravě, protože jsou jinak zatíženy a často je jedna náprava hnaná a jedna hnací. Běžné rozmezí teplot pneumatik běžného osobního auta je 20-60 °C [1].



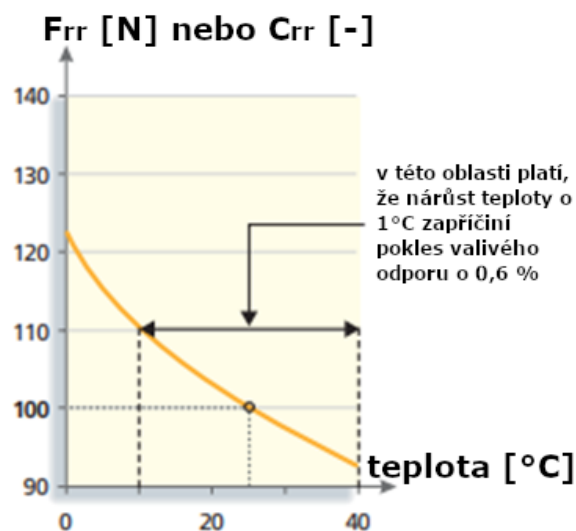
Obrázek 11 Rozložení teploty na pneumatice osobního automobilu [21]

Teplota ovlivňuje především tlak v pneumatice (při konstantním objemu platí, že čím vyšší je teplota, tím vyšší je tlak, což dokládá stavová rovnice) a tuhost pneumatiky, která má za následek změnu velikosti deformace a i energetické ztráty v pneumatice. Závislost ztrát energie v elastomerech na teplotě lze vidět na obrázku 12.



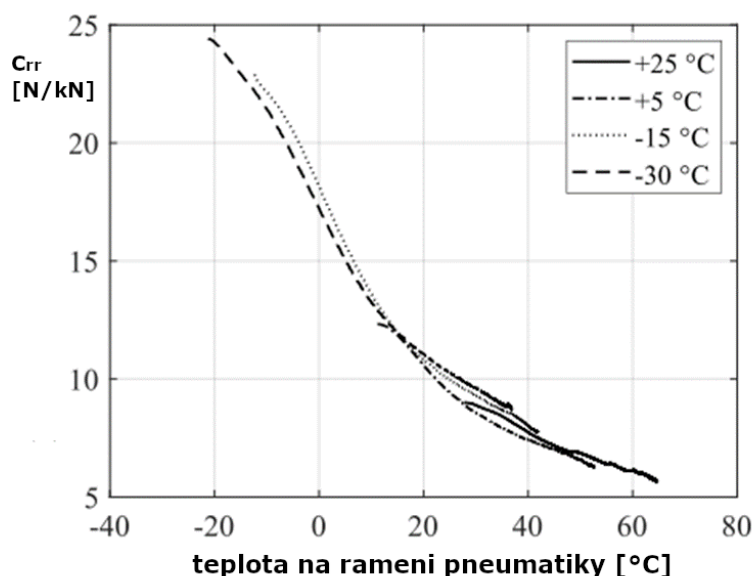
Obrázek 12 Závislost energetických ztrát na teplotě v elastomerech [1] (upraveno)

Závislost valivého odporu (koeficientu valivého odporu) pneumatik osobních vozidel na teplotě je znázorněna na obrázku 13. Typickou vlastností této závislosti je snižující se valivý odpor při rostoucí teplotě. Toto snížení však není lineární, ale jak lze vidět, tak mezi 10 °C a 40 °C platí přibližně úměra, že vyšší teplota o jeden stupeň zapříčiňuje pokles koeficientu valivého odporu o 0,6 %. Tento pokles má však svou hranici, která koresponduje s přehřáním pneumatiky.



Obrázek 13 Závislost valivého odporu na teplotě pro automobilové pneumatiky [1] (upraveno)

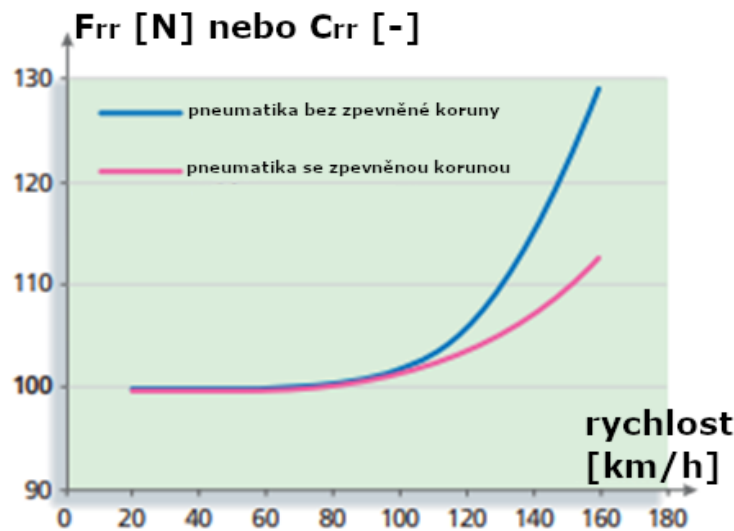
Stejnou závislost pro pneumatiky nákladních vozidel lze najít na obrázku 14. Teplota pneumatiky byla měřena na rameni běhounu. Při porovnání obou grafů si lze všimnout, že pokles koeficientu valivého odporu je rychlejší u nákladních vozidel. Vliv na tento rychlý pokles má již tak velký tlak v pneumatikách, který je ještě zvýšen ohřevem pneumatiky a vzduchu v ní.



Obrázek 14 Závislost valivého odporu na teplotě pro nákladní pneumatiky [22] (upraveno)

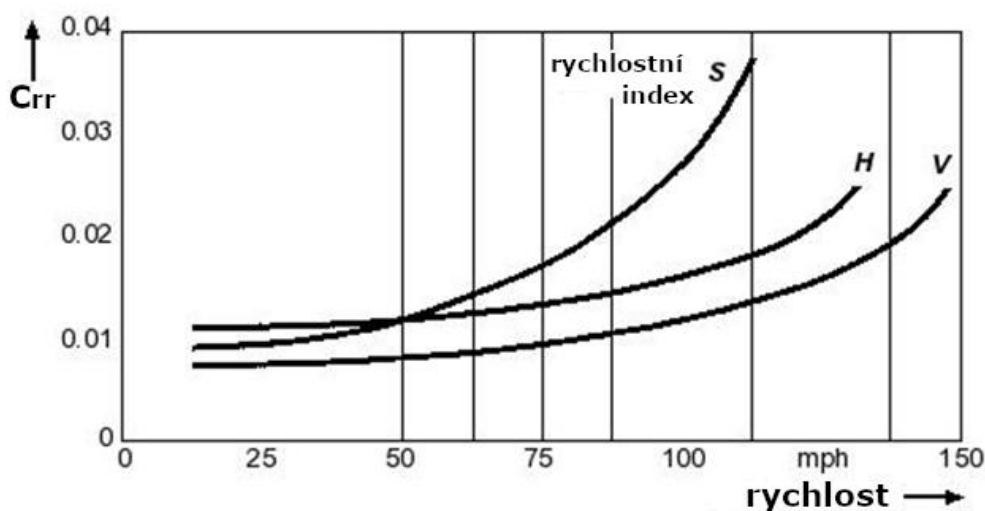
2.4 RYCHLOST

Dalším důležitým faktorem, který má vliv na koeficient valivého odporu, je rychlost. Při rozboru rovnice (18) se může zdát, že s rostoucí rychlostí klesá velikost valivého odporu, ale není to pravda. Při vyšší rychlosti dochází k zesílení vysokorychlostních vibrací, díky kterým dochází k výrazným deformacím pneumatiky nejen v místě kontaktu [1]. S rostoucí rychlostí také roste množství deformací za jednotku času (při vyšší rychlosti se za jednotku času pneumatika deformuje a následně navrácí do původního tvaru vícekrát než při nižší rychlosti). Toto zvýšené množství deformací a deformace od vysokorychlostních deformací se projeví vzniklým teplem v pneumatice, což je vlastně energetická ztráta. Z tohoto důvodu je v rovnici (18) čitatel při vyšší rychlosti větší, protože naměřený výstupní výkon je menší. Dalším vlivem na tento nárůst je narůstající silová reakce na dostředivé zrychlení, která způsobuje expanzi pneumatiky v radiálním směru a kompresi ve směru axiálním, což se opět negativně projevuje na naměřený výkon na výstupu [23]. Na obrázku 15 lze vidět, že valivý odpor (koeficient valivého odporu) je stále stejný přibližně do rychlosti 100 km/h, od rychlosti 100 km/h do rychlosti 120 km/h je možné vidět pozvolný nárůst koeficientu valivého odporu a od rychlosti 120 km/h je již nárůst prudký. Tento nárůst způsobují nejen větší frekvence otáčení, ale i zmíněné reakce na dostředivé zrychlení a vysokorychlostní vibrace [1].



Obrázek 15 Závislost valivého odporu na rychlosti pro automobilové pneumatiky [1] (upraveno)

Na obrázku 16 lze vidět závislost koeficientu valivého odporu na rychlosti pro radiální pneumatiky s různými rychlostními indexy. Lze vidět, že pneumatice s rychlostním indexem S (pneumatika je stavěna na maximální rychlost 180 km/h) razantně narůstá koeficient valivého odporu již od rychlosti 80 km/h. U pneumatiky s rychlostním indexem H (maximální konstrukční rychlost 210 km/h) lze vidět prudší nárůst součinitele valivého odporu až od rychlosti 120 km/h. Pneumatika s indexem V (maximální konstrukční rychlost 240 km/h) má základní koeficient valivého odporu menší než pneumatika s indexem H, ale tento koeficient roste podobným tempem. Jednotlivé rychlostní indexy a jim přiřazené maximální rychlosti lze vidět v tabulce 1. Graf závislosti rychlosti na koeficientu valivého odporu je nutné brát s určitou opatrností, neboť tento graf je založen pouze na počítačové simulaci, při praktickém testu by bylo nutné brát v potaz různé materiály použité při výrobě pneumatiky a další proměnné. Obecně se dá říci, že vyšší rychlostní index zapříčiňuje nárůst valivého odporu až při vyšších rychlostech. Rozdíl mezi pneumatikami stejného typu a jiných rychlostních indexů je především v použití vylepšených materiálů a zpevnění celé konstrukce pneumatiky. Test pro ohodnocení rychlostního indexu pneumatiky je proveden podle standardu Evropské hospodářské komise OSN [24] na bubnové zkušebně při startovní rychlosti, která je nižší o 40 km/h než rychlost maximální pro daný index. Následně je na této rychlosti pneumatika provozována po dobu deseti minut a po této době je rychlost zvýšena o 10 km/h. Po dokončení testu je sledováno, jestli došlo poškození pneumatiky. [25]



Obrázek 16 Závislost koeficientu valivého odporu na rychlosti pro různé rychlostní indexy [26] (upraveno)

Tabulka 1 Rychlostní indexy a jejich maximální rychlosti [25]

Rychlostní index	Q	R	S	T	U	H	V	W	Y	ZR
Maximální rychlost [km/h]	160	170	180	190	200	210	240	270	300	350

Porovnání závislosti valivého odporu na rychlosti pro diagonální i radiální pneumatiky určené pro osobní vozidla i nákladní vozidla ukazuje již dříve použitý obrázek 9. Na zmíněném obrázku je ukázáno, že koeficient valivého odporu v závislosti na rychlosti má strmější nárůst pro diagonální pneumatiky. Je to způsobeno větší deformací diagonálních pneumatik, které se také ztlačují více.

Vzorců, pomocí kterých lze vypočítat koeficient valivého odporu, je velké množství, každý z nich obsahuje různé proměnné, ale ve většině vzorců se objevuje tlak v pneumatice a rychlost jízdy. Další proměnné, které se ve vzorcích vyskytují jsou: zatížení, tuhost, dynamický poloměr nebo typ konstrukce. Jedním ze vzorců, který se používá pro výpočet koeficientu valivého odporu je vzorec [27]:

$$C_{rr} = 0,005 + \left(\frac{1}{p}\right) * (0,01 + 0,0095 * \left(\frac{v}{100}\right)^2) \quad (19)$$

kde p je tlak v barech a v je rychlost v km/h.

2.5 POVRCH VOZOVKY



Faktorem, který zásadně ovlivňuje koeficient valivého odporu pneumatiky, je typ povrchu vozovky, po kterém se pneumatika odvaluje. Typ vozovky lze rozdělit na dva základní druhy, a to ty, které se deformují minimálně (deformace je tedy zanedbatelná) a ty, které se

deformují. Obecně lze říci, že na vozovkách, u kterých dochází jak k deformaci vozovky, tak k deformaci pneumatiky, dochází k tření mezi bočnicí pneumatiky a materiálem vozovky. Z tohoto důvodu je část energie přivedené na kolo přeměněno v teplo, které se vyzáří do okolí. Při rozboru vstupů do rovnice (18) je tedy naměřený výstupní výkon menší, a proto je valivý odpor větší, koeficient valivého odporu proto roste. Vozovku, u které je deformace zanedbatelná, je možné charakterizovat drsností a nerovnostmi [28]. Drsnost a nerovnosti způsobují další malé deformace pneumatiky, ve kterých opět dochází k energetickým ztrátám, z čehož plyne, že se vzrůstající drsností a nerovnostmi roste koeficient valivého odporu, což dokládají téměř všechny provedené studie [29].

Pro porovnání koeficientů valivého odporu pro nejběžnější povrchy byla zvolena studie [30], ze které bylo vybráno pět povrchů, které jsou často používány. Koeficient valivého odporu na těchto površích byl měřen pomocí měřicího přívěsu s měřenou pneumatikou Michelin Primacy HP s rozměry 225/60 R16. Zvolené povrchy a naměřené koeficienty valivého odporu při rychlosti 50 km/h je možné vidět v tabulce 2 .

Tabulka 2 Koeficienty valivého odporu pro různé povrchy [30]

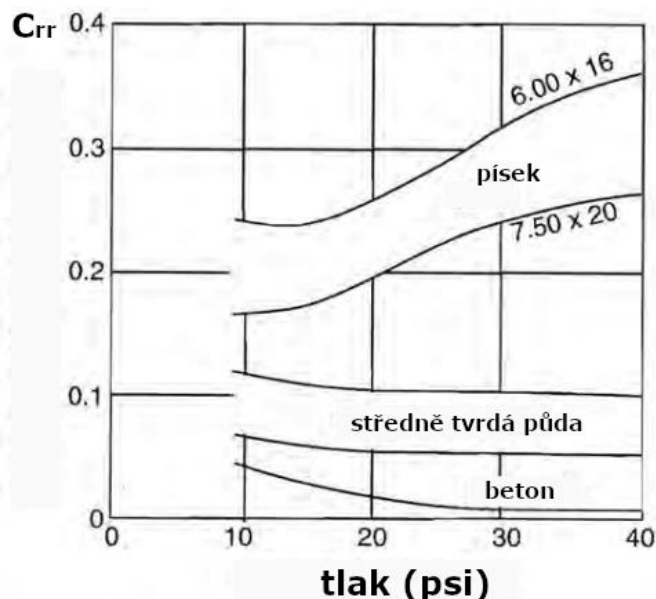
Fotografie povrchu	Druh povrchu	Koeficient valivého odporu [-]
	Hladký cementobeton	0,0108
	Hladký asfaltový beton	0,0109
	Kamenitý asfaltový beton	0,0118

Fotografie povrchu	Druh povrchu	Koeficient valivého odporu [-]
	Drsný cementobeton	0,0125
	Drsný asfaltový beton	0,0128

Tato studie ukázala, že koeficient valivého odporu pro hladký cementobeton a hladký asfaltový beton je téměř totožný. Jiné studie však ukazují, že pneumatiky provozované na cementobetonu mají o něco nižší koeficient valivého odporu [29]. Použití cementobetonu přináší jisté výhody, například lepší výdrž, nižší náklady na provoz (z hlediska správce komunikace) a světlý povrch, který pozitivně ovlivňuje viditelnost. Nevýhodou naopak může být vyšší hlučnost při jízdě po něm, menší komfort kvůli spárám, které se nacházejí mezi jednotlivými deskami a složitější technologie jeho opravy [31]. Výhodou asfaltového betonu je jeho snazší oprava, neboť asfaltový beton je jednodušeji odstranitelný než cementobeton. Nedá se však jednoznačně určit, který z těchto povrchů je lepší, a proto se používají oba, každý pro jiné okolnosti. Asfaltový beton například nešlo v minulosti použít kvůli jeho hořlavosti v tunelech a cementobeton se nepoužívá na mostech kvůli složitějšímu odstranění, které je z hlediska oprav důležitým faktorem [31]. Dalším důvodem, proč se cementový beton na mostech nevyužívá, je flexibilita asfaltového betonu, která pomáhá předejít poškození vlivem délkové dilatace mostové konstrukce.

Při porovnání vozovek, u kterých je deformace zanedbatelná a vozovek, které se deformují, je očekávatelné, že koeficient valivého odporu bude mít znatelně vyšší pneumatika odvalující se po deformovatelné vozovce z důvodů zmíněných výše. Toto potvrzuje obrázek 17 a tabulka 3, kde lze vidět, že koeficient valivého odporu automobilové pneumatiky je až 20x větší při pohybu v písku než na betonu. Pro pneumatiku určenou pro traktor je koeficient valivého odporu vyšší při provozu v písku pouze 10x proti provozu na betonové vozovce. Pokud se pneumatiky pohybují po středně tvrdé půdě, jako je například louka, koeficient valivého odporu pro automobilové pneumatiky se zvyšuje zhruba 5x v porovnání s betonovou vozovkou. Rozdíly v koeficientech valivého odporu mezi jednotlivými typy pneumatik jsou ovlivněny jejich provozním tlakem a možnou rozdílnou stavbou. Při jízdě na písku je velikost

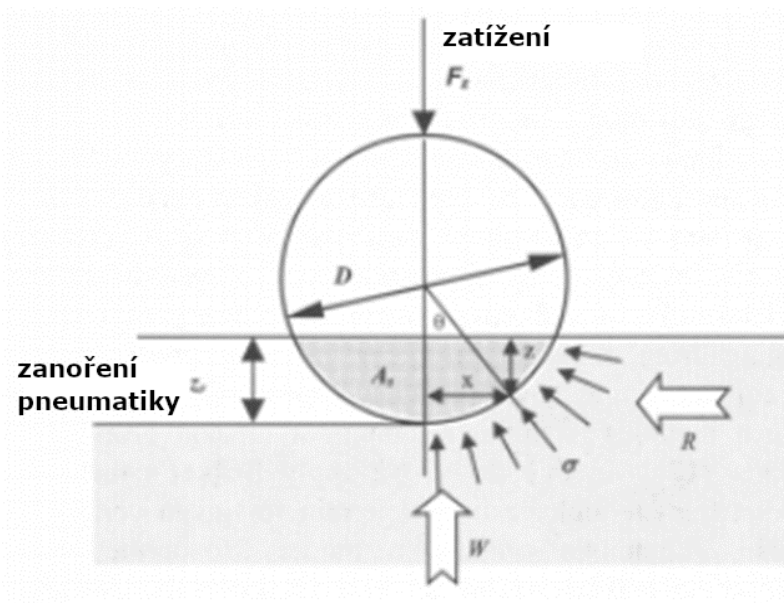
valivého odporu také ovlivněna buldozerovým efektem [32]. Při buldozerovém efektu dochází k vytlačování materiálu (v tomto případě písku) z místa kontaktu. Tento materiál je následně tlačěn před pneumatikou, což ztěžuje pohyb vozidla a přispívá ke zvětšení velikosti valivého odporu. Dochází také ke tření bočnice pneumatiky o materiál, v němž je zabořena, což opět zvětšuje velikost valivého odporu. Při modelování valivého odporu při jízdě na měkkém písku s nesníženým tlakem pneumatiky je možné uvažovat model, při kterém dochází pouze k deformaci podložky, která je tak rozsáhlá, že je možné vůči ní zanedbat deformaci pneumatiky samotné [33]. Zjednodušený náčrt tohoto případu je možné vidět na obrázku 18. Rozsah buldozerového efektu lze ovlivnit tlakem v pneumatice, šířkou pneumatiky, průměrem a výškou pneumatiky. Pomocí těchto parametrů dochází k ovlivnění velikosti plochy, na které interaguje písek s pneumatikou. Při zjednodušení lze uvažovat, že čím větší je tato plocha, na které vozidlo distribuuje svou hmotnost, tím menší je zaboření pneumatiky do písku a tím menší je výsledný valivý odpor. Zde je možné vidět hlavní rozdíl mezi odvalováním pneumatiky na vozovce a na písku, kdy na písku se snížením tlaku může docházet ke snížení velikosti valivého odporu (kvůli zvětšení plochy kontaktu), zatímco při provozu na vozovce se snížením tlaku dochází k růstu valivého odporu. S rostoucím průměrem pneumatiky a výškou pneumatiky lze také předpokládat menší odpor pohybu. Ovlivnění jednotlivými faktory je však komplexní a obtížně kvantifikovatelný problém [34].



Obrázek 17 Závislost koeficientu valivého odporu na tlaku v pneumatice pro různé povrchy [19]

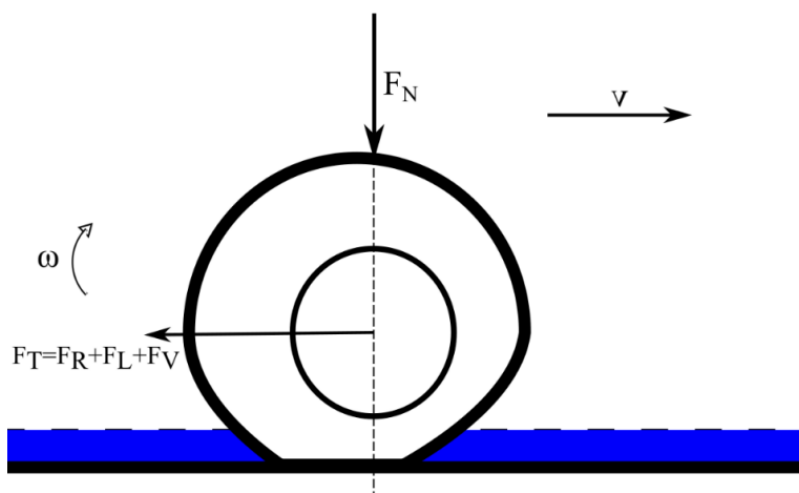
Tabulka 3 Koeficient valivého odporu pneumatik pro různé povrchy a různé typy pneumatik [19]

Typ pneumatiky	Povrch		
	Beton	Středně tvrdá půda	Písek
Pneumatika osobního vozidla	0,015	0,080	0,300
Pneumatika nákladního vozidla	0,011	0,060	0,250
Pneumatika traktoru	0,020	0,040	0,200

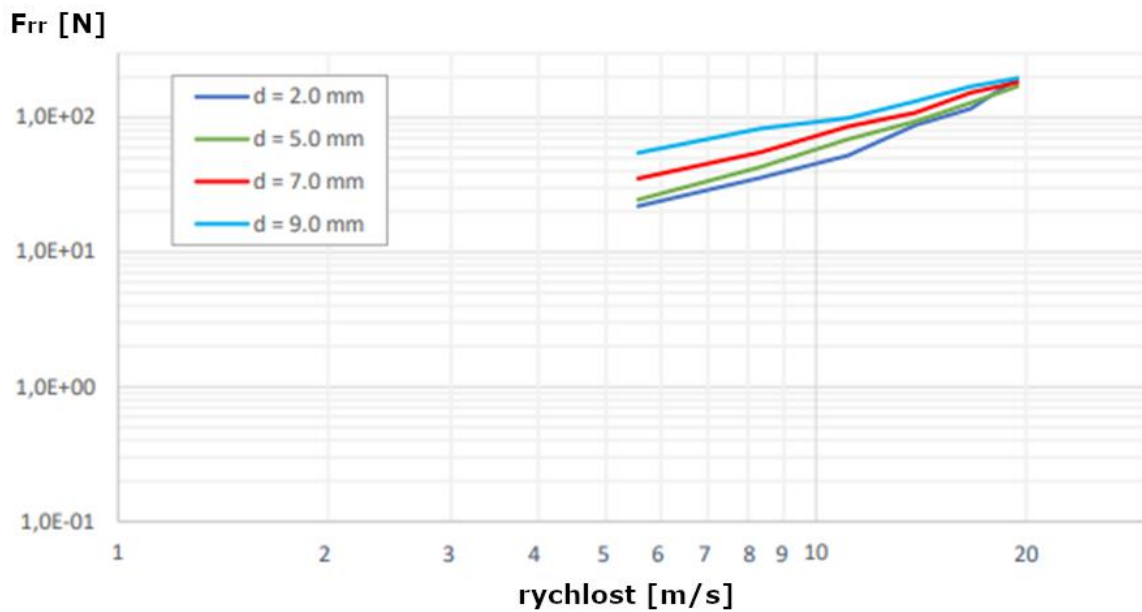


Obrázek 18 Buldozerový efekt [33]

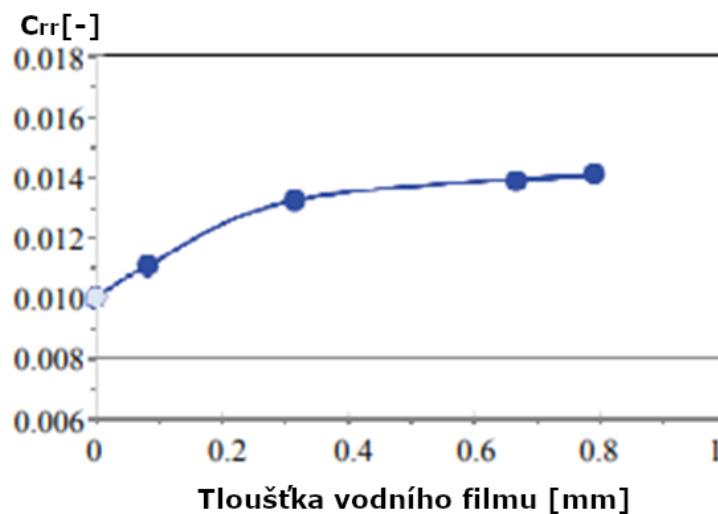
Další z vlivů, který ovlivňuje koeficient valivého odporu je výška vodního filmu na vozovce. Při odvalování pneumatiky na vozovce, která na sobě má ještě určitou výšku vody, dochází k odvádění části této vody dezénem. Tato voda na vozovce téměř vždy chladnější než samotná pneumatika, proto pneumatika předává teplo vodě a tím dochází k ochlazení pneumatiky. V kapitole 2.3 již bylo ukázáno, že s klesající teplotou koeficient valivého odporu roste. Další příčinou nárůstu velikosti valivého odporu je to, že voda ovlivňuje deformaci pneumatiky (lze vidět na obrázek 19), což má za následek nejen změnu kontaktní oblasti mezi pneumatikou a vozovkou, ale i velikost energetické ztráty v pneumatice [35]. Vliv rychlosti při různých výškách vody na vozovce na valivý odpor je znázorněn na obrázku 20. Lze si povšimnout, že pro vzrůstající rychlost je nárůst valivého odporu exponenciální, toto platí jen do určité rychlosti, poté tento nárůst končí okamžikem, kdy nastává aquaplaning [35]. Obrázek 21 ukazuje závislost koeficientu valivého odporu na výšce vodního sloupce na vozovce při konstantní rychlosti 50 km/h.



Obrázek 19 Ovlivnění deformace pneumatiky vodním sloupcem [35]



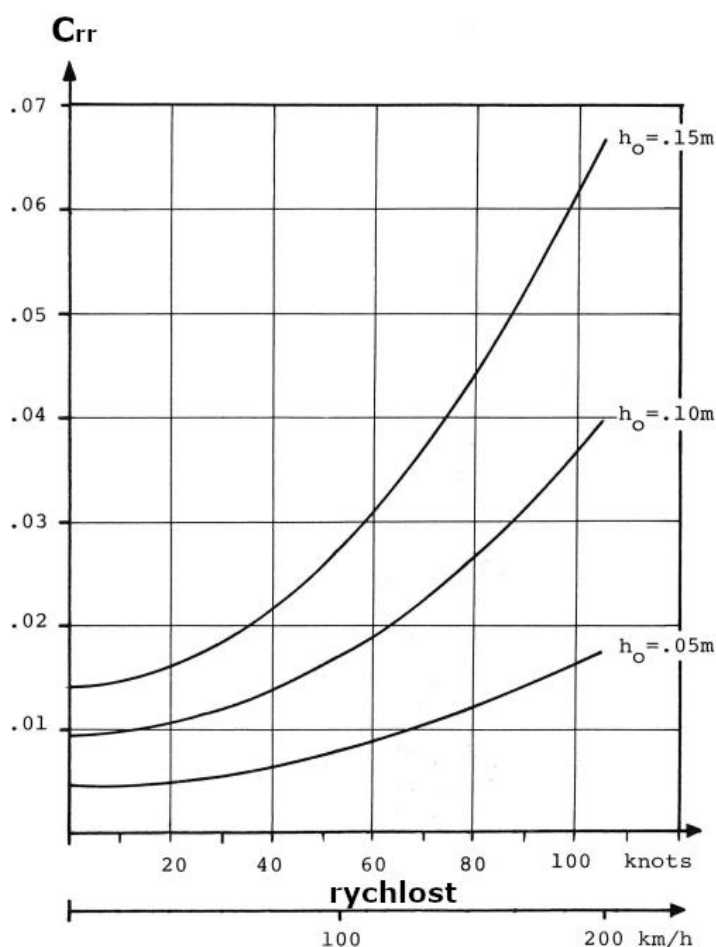
Obrázek 20 Vliv výšky vody na vozovce na valivý odpor [35] (upraveno)



Obrázek 21 Závislost valivého odporu na tloušťce vodního filmu pro konstantní rychlost [36] (upraveno)

Koeficient valivého odporu je ovlivněn i sněhovou vrstvou na vozovce. Určení změny koeficientu valivého odporu v závislosti na sněhové vrstvě je komplexní problém, protože vlastnosti sněhu jsou v čase proměnlivé [35]. Vlastnosti sněhu, které ovlivňují jeho chování jsou: hustota sněhu, teplota sněhu, obsah vody ve sněhu a velikost a tvar krystalků sněhu [37]. Při jízdě po sněhu dochází k deformaci sněhové vrstvy a tření mezi sněhem a bočníci pneumatiky. Pneumatika je opět ochlazována, a to ještě výrazněji než při jízdě na vozovce s vodním filmem. Závislost koeficientu valivého odporu na rychlosti pro různé výšky vrstvy sněhu na vozovce je možné vidět na obrázku 22. Lze si povšimnout, že koeficient valivého odporu roste exponenciálně v závislosti na rychlosti. Tato závislost byla určena pro pneumatiky letadla, tudíž v případě aplikace na automobilové pneumatiky by růst měl být

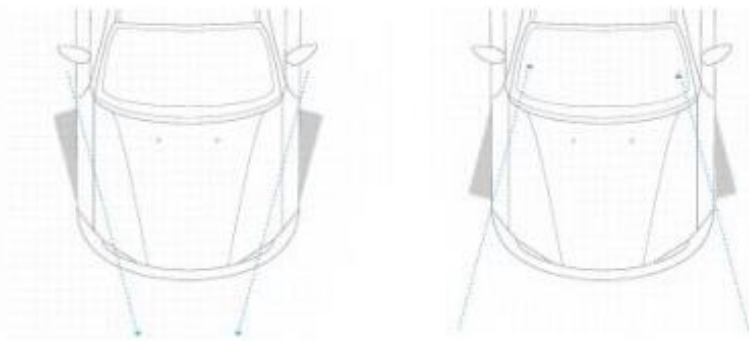
také exponenciální, lišil by se ale základ (koeficient valivého odporu při téměř nulové rychlosti).



Obrázek 22 Závislost koeficientu valivého odporu na rychlosti pro různé výšky sněhu [38]

2.6 SBÍHAVOST KOL

Sbíhavost kol je důležitým prvkem geometrie vozidla. Rozděluje se na kladnou a zápornou, kdy při kladné sbíhavosti přední části předních kol směřují před vozidlo a při záporné sbíhavosti směřují zadní části předních kol za vozidlo. Zápornou sbíhavost lze občas najít i pod pojmem rozbíhavost. Tento prvek geometrie vozidla ovlivňuje především stabilitu vozu při jízdě v přímém směru, a také chování při průjezdu zatáčkou. Škoda na základě své interní statistiky udává, že přibližně polovina vozů provozovaných po pozemních komunikacích má nastavenou geometrii mimo předepsané limity [39]. Příliš velká sbíhavost projevuje větším opotřebením pneumatiky na vnější straně a příliš velká rozbíhavost se naopak projevuje zvětšeným opotřebením na vnitřní straně pneumatiky. Ilustraci sbíhavosti a rozbíhavosti je možné najít na obrázku 23.



Obrázek 23 Ilustrace sbíhavosti (vlevo) a rozbíhavosti (vpravo) [40]

Pro většinu osobních automobilů se hodnoty sbíhavosti přední nápravy pohybují v rozmezí 0° až $0,25^\circ$, lze si tedy všimnout, že záporné sbíhavosti se spíše na běžných vozidlech nevyužívá, neboť primární pro běžná vozidla je stabilita v přímém směru, které pomáhá dosáhnout sbíhavost [41]. U vozidel s pohonem předních kol a nápravou s pozitivním poloměrem rejdu se využívá rozbíhavosti, těchto vozidel je však minimum [8]. Větší úhly sbíhavosti, případně rozbíhavosti jsou na škodu, protože se více začne projevovat opotřebení pneumatik a může být výrazněji ovlivněno jízdní chování vozidel. Dalším důvodem, proč je sbíhavost nastavována na malé úhly je to, že se vzrůstajícím úhlem roste razantně také valivý odpor, jak je možné vidět v tabulce 4.

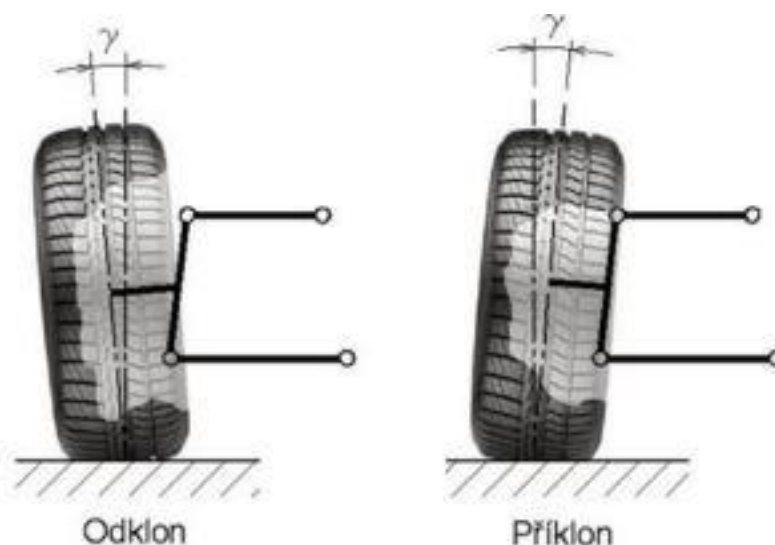
Tabulka 4 Valivý odpor při různých úhlech sbíhavosti [42]

Sbíhavost [$^\circ$]	Procentuální nárůst valivého odporu vůči referenční hodnotě při 0°
1	25,5 %
2	96,3 %
3	212 %
4	374 %
5	580 %

Důvodem tohoto nárůstu je úhel směrové úchytky, což je úhel mezi směrem, kterým kolo míří, a směrem, kterým se pohybuje [42]. S tímto rostoucím úhlem dochází ke zvětšování deformace pneumatiky a částečnému skluzu pneumatiky po vozovce, který se projevuje vytvořením bočních sil, které z části působí v podélném směru díky úhlu sbíhavosti. Tyto síly opět působí proti směru pohybu, jsou zahrnovány do valivého odporu, ale vznikají na jiné bázi. [43]

2.7 ODKLON KOL

Poslední z vlivů na koeficient valivého odporu, kterým se tato práce bude zabývat, je odklon kol. Některé práce ukázaly, že existuje korelace mezi prvky geometrie vozidla – konkrétně odklonem kola a sbíhavostí [41]. Odklon kola se opět rozděluje na kladný a záporný, kdy při kladně nastaveném odklonu míří horní část kola dále od vozidla a při záporně nastaveném odklonu (příklonu) míří horní část kola do vozidla. Znázornění odklonu a příklonu lze vidět na obrázku 24 .

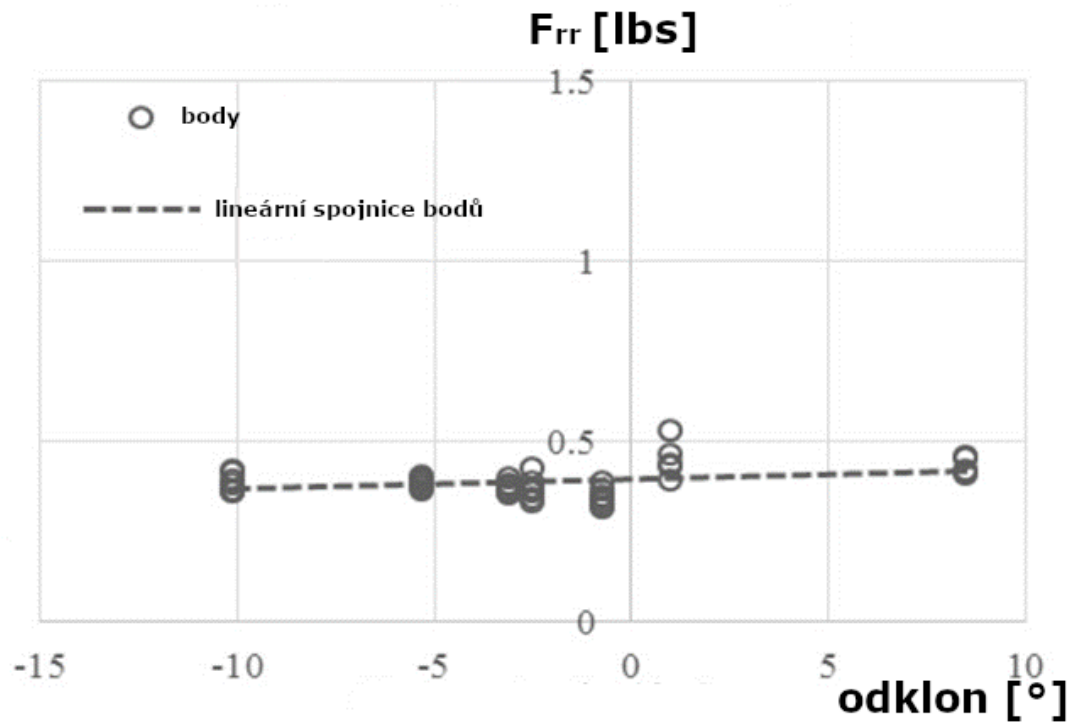


Obrázek 24 Znáornění úhlu odklonu a příklonu kola [44]

Pro velkou část vozidel je pro přední i zadní nápravu nastaven nulový, případně malý záporný odklon, který zlepšuje boční vedení při zatáčení. Pro běžné osobní automobily není využíváno velkých úhlů pro odklon kol, protože zvyšující se úhel zvyšuje nerovnoměrné opotřebení pneumatiky. V minulosti bylo pro přední nápravu automobilů využíváno spíše malého kladného odklonu, který zmenšoval poloměr rejdu a zlepšoval směrovou stabilitu při jízdě v přímém směru. [8]

Závodní vozidla většinou využívají odklon záporný, neboť při průjezdu zatáčkou je více zatížená pneumatika na vnější stopě ve vhodnějším úhlu vůči vozovce, což umožňuje posouvat limity vozidla při zatáčení. Výrazně kladný odklon se naopak používá například u zemědělských vozidel provozovaných v terénu, kdy zmenšuje sílu potřebnou na ovládání vozidla, ale jeho používání není časté. Nevýhodou při použití výraznějších odklonů kola je nerovnoměrné opotřebení pneumatik a ovlivnění dynamiky vozidla v podélném směru. [8]

Dostupnost výsledků z experimentálního měření vlivu odklonu kola na valivý odpor pro osobní automobily je omezená, ale jistý náhled do této problematiky by mohly poskytnout dva experimenty, které byly provedeny na invalidním vozíku [45] a modelovém vozítku [46]. V těchto měřeních byly nastavovány jak odklony kola, tak sbíhavost kol. Pokud byla měření provedena stejně, tak by výsledky měly být stejné nebo velmi podobné, ale při porovnávání závěrů těchto experimentů lze vidět, že u invalidního vozíku nebyl nalezen významný vliv odklonu kola na valivý odpor, jak lze vidět na obrázku 25. Opačný závěr vyvodil experiment s modelovým vozítkem, kde naměřené hodnoty v tabulce 5 ukazují, že s rostoucím úhlem odklonu kola roste i valivý odpor. Z těchto testů není možné určit jednoznačný závěr, proto je zde prostor tuto závislost dále zkoumat a testovat.



Obrázek 25 Závislost valivého odporu na úhlu odklonu kola (měření s invalidním vozíkem) [45] (upraveno)

Tabulka 5 Výsledky experimentu s modelovým vozítkem [46]

Úhel odklonu kola [°]	Sbíhavost [°]	Průměrná síla valivého odporu [N]	Průměrný koeficient valivého odporu
-3	0,5	2,34	0,005187
-5	0,5	5,28	0,01579
-7	0,5	6,31	0,01945
-3	-0,5	3,28	0,008114

3 ZPŮSOBY MĚŘENÍ VALIVÉHO ODPORU

Jak bylo ukázáno výše, valivý odpor lze snadno spočítat pomocí různých rovnic, které zahrnují více či méně proměnných, konstant a koeficientů. Problémem je to, že pomocí těchto vztahů je možné získat hodnoty valivého odporu jen pro předem dané podmínky, které je v reálném provozu nemožné po delší dobu získat. Tyto vztahy často nezahrnují rozdílné směsi a konstrukce pneumatik od různých výrobců, různý typ vozovky, proměnlivou teplotu okolí i pneumatiky a spoustu dalších proměnných. Výsledný výpočet může nabídnout základní odhad hodnoty valivého odporu, ale pro přesnější určení jsou určena měření, která co nejvíce zohledňují provozní podmínky. Tato měření také pomáhají určit koeficienty a konstanty do výše zmíněných rovnic. Měření lze rozdělit do dvou skupin: měření v laboratorních podmínkách a měření v reálných podmínkách [47]. Následující dvě podkapitoly budou o těchto dvou skupinách detailněji pojednávat.

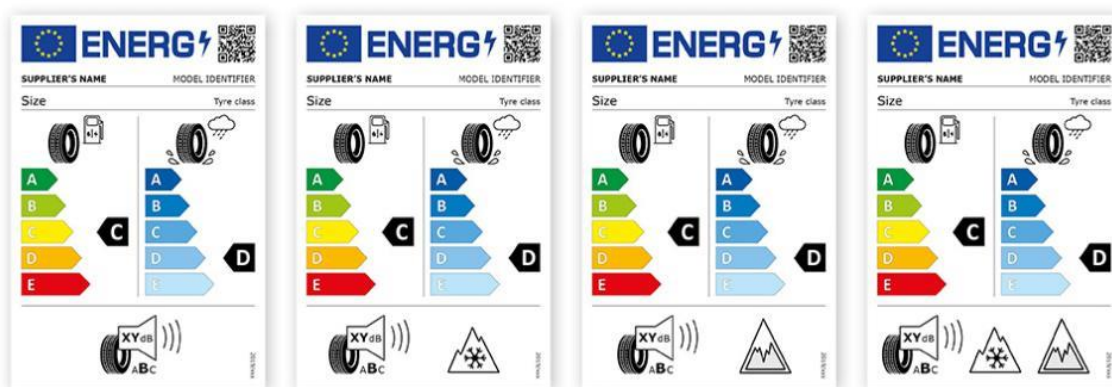
3.1 MĚŘENÍ V LABORATORNÍCH PODMÍNKÁCH

Velká část měření valivého odporu, která jsou provedena, probíhají v laboratorních podmínkách. Důvodem používání tohoto typu měření je jednoduchost, snadné nastavení měřicích podmínek, rychlost a možnost měřit i další jevy, jako je například hlučnost pneumatiky [47]. Další výhodou je normované měření, což umožňuje získávat výsledky stejným typem měření v různých zkušebnách. Nevýhodou je opět jistý rozdíl mezi laboratorními a reálnými podmínkami. Měření v laboratorních podmínkách je nejčastěji prováděno na zkušebních bubnech, které mohou být z různých materiálů, častěji se však na základní materiál používají různě drsné polepy, které mají pomáhat simulovat skutečnou strukturu vozovky. Mezi další způsoby patří měření na pásovém měřicím zařízení a bezkontaktní měření.

Měření lze provádět různými způsoby, ale nejčastěji se využívá právě měření, u kterých jsou podmínky dány normou. Výhodou použití těchto měření je to, že jsou zavedená, považují se za směrodatná a lze je porovnávat mezi sebou. Norem, které předepisují měřicí podmínky, je více, v současné době se nejvíce využívá těchto platných norem: SAE J2452_201707, SAE J1269_202012, ISO 28580:2018, ISO 18164:2005 [47]. Výhodou norem od Society of Automotive Engineers a International Organization for Standardization je to, že jsou neustále aktualizovány a revidovány. Normy SAE J1269 a ISO 28580 se zabývají měřením při stálé rychlosti, ISO 28580 při 80 km/h a teplotě okolí kolem 25 °C, SAE J1269 při rychlosti 80 km/h a teplotě okolí kolem 24 °C [48], [3], [49]. Další typ měření stanovuje norma SAE J2452, kde je kromě měření za stálé rychlosti i definováno měření, při kterém je nejprve kolo roztočeno na 115 km/h, a poté je postupně snižována rychlost po 15 km/h krocích, na kterých je rychlost krátce stabilizována pro změření valivého odporu [50]. Normou, která se využívá v Evropské unii, je UNECE Regulation No 117 [51]. Hodnoty naměřené pomocí měření využívající podmínky nastavené touto evropskou normou se využívají v programu VECTO, což je nástroj pro kalkulaci spotřeby vozidla nad 3,5 tuny zavedený Evropskou unií [52]. Dále se tato měření používají pro označování pneumatik štítky (viz obrázek 26), na kterých lze najít údaj o hlučnosti, přilnavosti za mokra a spotřebě paliva, která je úzce spjata s koeficientem valivého odporu [53]. Označování automobilových a nákladních pneumatik těmito štítky je povinné od roku 2012 [53]. Jednotlivé normy a jejich základní charakteristiky ukazuje tabulka 6.

Tabulka 6 Charakteristiky jednotlivých norem [54], [51]

	ISO 28580:2018	ISO 18164:2005	SAE J1269	SAE J2452	UNECE R. 117
Definice valivého odporu	Ztráta energie za jednotku vzdálenosti	Ztráta energie za jednotku vzdálenosti	Ztráta energie za jednotku vzdálenosti	Síla	Síla
Průměr bubnu [m]	2 nebo větší než 1,7 s korekcí na 2	1,5 nebo větší	1,7	1,219 nebo větší	2 nebo větší než 1,7 s korekcí na 2
Metoda měření	Silová, momentová, výkonová, doběhová	Silová, momentová, výkonová, doběhová	Silová, momentová, výkonová,	Silová, momentová	Silová, momentová, výkonová, doběhová
Struktura povrchu	Jakákoliv (běžně hladká)	Jakákoliv (běžně hladká)	Středně hrubá (zrnitost 80)	Středně hrubá (zrnitost 80)	Jakákoliv (běžně hladká)
Teplota okolí [°C]	20 až 30	20 až 30	20 až 28	20 až 28	20 až 30
Referenční teplota [°C]	25	25	24	24	25
Rychlost bubnu [km/h]	80	80 (pro automobilové pneumatiky i 50, 90 a 120)	80	80 (v případě stupňovitého měření 115 s poklesem po 15)	80 (pokud je pneumatika označena rychlostním indexem K nebo vyšším, jinak 60)



Obrázek 26 Energetické štítky pneumatik [53]

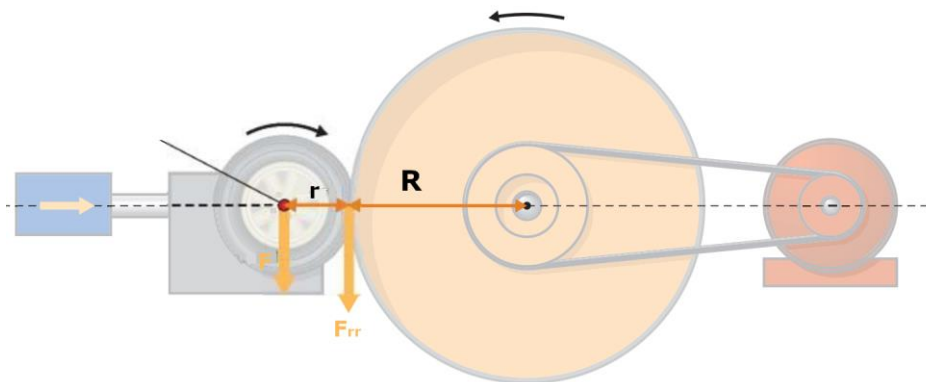
3.1.1 KONVENČNÍ MĚŘENÍ POMOCÍ BUBNOVÉHO MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ

Jak již bylo zmíněno výše, pro měření v laboratorních podmínkách je nejčastěji používáno měřicí zařízení obsahující buben velkého průměru, který je roztáčen elektrickým motorem a na něj je přitlačováno kolo s pneumatikou pomocí hydraulického zařízení. Měření pomocí bubnového zařízení je realizováno nejčastěji, a to díky jednoduché konstrukci a z toho plynoucí ceny měřicího aparátu. Častokrát se objevují nejrůznější konstrukce vyrobené pro soukromé účely, což je způsobeno již zmíněnou jednoduchostí konstrukce a její snadnou replikovatelností. Průběh měření stanovují jednotlivé normy, ale obecně se dá říci, že celý proces měření začíná zahřátím stroje a pneumatiky na provozní teplotu a následně probíhají jednotlivá měření [54]. Z hlediska průběhu měření rozlišujeme čtyři způsoby: metodu silovou, metodu momentovou, metodu výkonovou a metodu doběhovou [1].

Metoda silová měří sílu působící na hřídel kola (F) pomocí snímače síly. Tato síla na hřídeli vzniká, protože pneumatika má tendenci se odvalovat pomaleji než buben, proto má buben tendenci táhnout pneumatiku v tomto konkrétním případě dolů (viz obrázek 27). Následně může být vypočítána síla F_{rr} pomocí této rovnice [1]:

$$F_{rr} = F * \left(\frac{r + R}{R} \right) \quad (20)$$

Obecně se dá říci, že nevýhodou této metody je nutnost přepočtu výsledků, protože se zde projevuje vliv zakřivení bubnu. Z tohoto důvodu je potřeba měřit nejen sílu, ale i další veličiny (například dynamický poloměr kola), aby bylo možné provést korekci. Způsoby přepočtů opět stanovují jednotlivé normy [54].

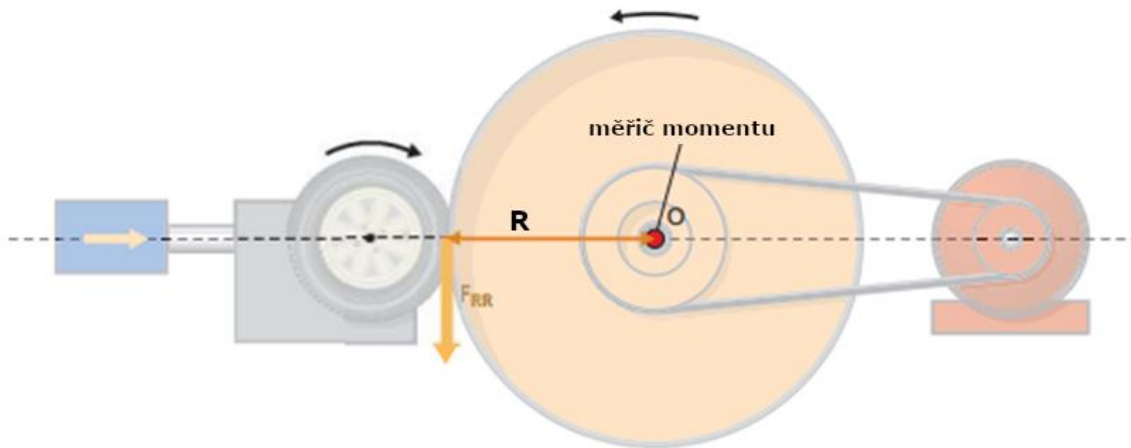


Obrázek 27 Měření na bubnové zkušebně pomocí silové metody [1] (upraveno)

Další metodou je metoda momentová (obrázek 28), kde je měřen moment na hřídeli bubnu. Poté se z tohoto momentu snadno dopočítá hodnota síly valivého odporu pomocí rovnice:

$$F_{rr} = \frac{M}{R} \quad (21)$$

kde R je poloměr bubnu a M je naměřený moment na hřídeli bubnu [54]. Výhodou je jednoduchost a snadné určení ztrát v ložiscích a uloženíh.

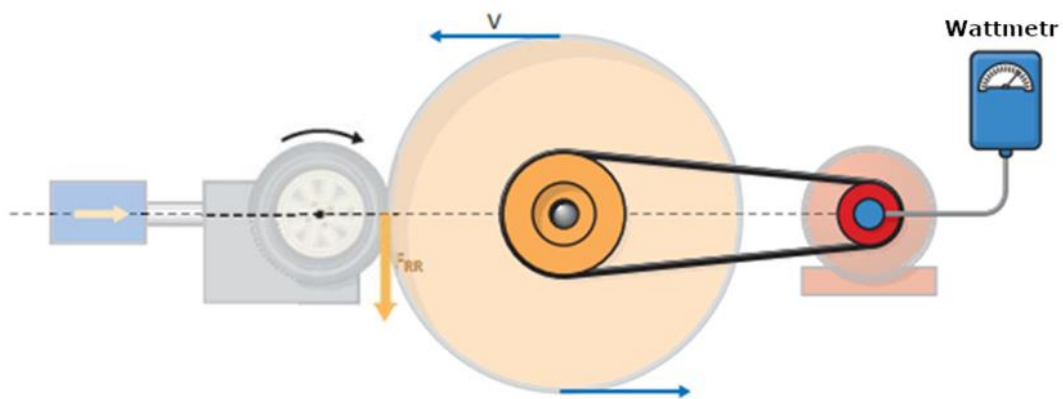


Obrázek 28 Měření na bubnové zkušebně pomocí momentové metody [1] (upraveno)

Metoda výkonová (obrázek 29) měří vstupní výkon. Nejprve je změřen výkon potřebný pro pohon bubnu při konstantní rychlosti a zároveň je pomocí rychlosti kola v místě kontaktu vypočtena síla valivého odporu pomocí vzorce [1]:

$$F_{rr} = \frac{P}{v} \quad (22)$$

Výhodou této metody je opět snadné dopočítání ztrát a jednoduchost měření.



Obrázek 29 Měření na bubnové zkušebně pomocí výkonové metody [1] (upraveno)

Doběhová metoda je nejjednodušší ze všech zmíněných metod. Její princip spočívá v roztočení bubnu na určitou rychlost a následném odpojení bubnu od motoru a změření průměrného úhlového zrychlení. Následně je pomocí základního vztahu

$$M = \alpha \cdot I \quad (23)$$

a doplňkového vztahu

$$M = F_{rr} \cdot r \quad (24)$$

složena rovnice ve tvaru

$$F_{rr} = \frac{I \cdot \alpha}{r} \quad (25)$$

ze které je možné dopočítat sílu valivého odporu. Nevýhodou této metody je její nepřesnost, neboť do rovnice vstupuje průměrné úhlové zrychlení, což ve výsledku znamená, že výsledkem je průměrný valivý odpor. Metodu lze modifikovat pomocí vysokofrekvenčního čidla, které měří změnu rychlosti s velkou frekvencí, poté je možné získat hodnoty přesnější.

3.1.2 NEKONVENČNÍ MĚŘENÍ POMOCÍ BUBNOVÉHO MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ

Pro měření valivého odporu v laboratorních podmínkách je někdy využíváno různých variací bubnových zařízení. Tyto variace se nepoužívají tak často jako konvenční metody, a to z důvodu své nepřesnosti nebo složité konstrukce. Ve specifických případech je ale nutné těchto zařízení využít.

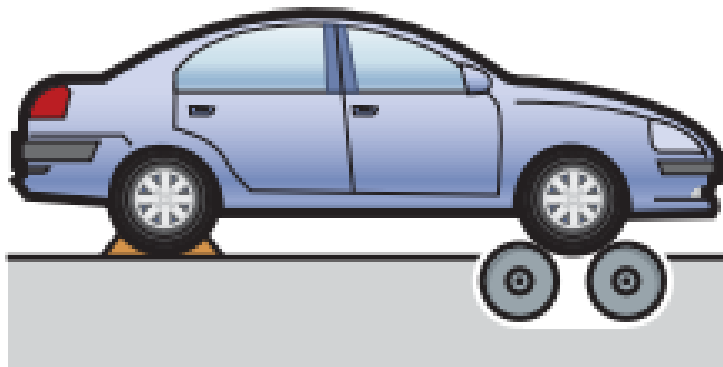
Jedním z těchto přístrojů je bubnová zkušebna Technického institutu v Karlsruhe, u které dochází k odvalování pneumatiky na vnitřní straně bubnu. Nevýhodou měření pomocí této metody je složitost konstrukce a mnohem rozměrnější měřicí zařízení. Mezi výhody patří variabilita testovacích podmínek, kdy je díky umožněné výměně jednotlivých segmentů, po kterých se pneumatika odvaluje, umožněno provádět měření na různých typech povrchů. Další nespornou výhodou je možnost provádět měření valivého odporu s vrstvou sněhu, ledu nebo vody na povrchu bubnu, což není umožněno na konvenčních bubnových zařízeních. Dalším specifíkem je využití bubnu s průměrem kolem čtyř metrů (záleží na konkrétním měřicím zařízení), což snižuje vliv zakřivení. Měření při různých podmínkách lze vidět na obrázku 30. [55]



Obrázek 30 Měření probíhající na vnitřní straně bubnu [55]

Historicky se využívalo například měření pomocí dvou válců, kdy jeden z válců byl hnací a druhý byl hnaný. Na hnaném válci byl měřen krouticí moment, který byl následně přepočten

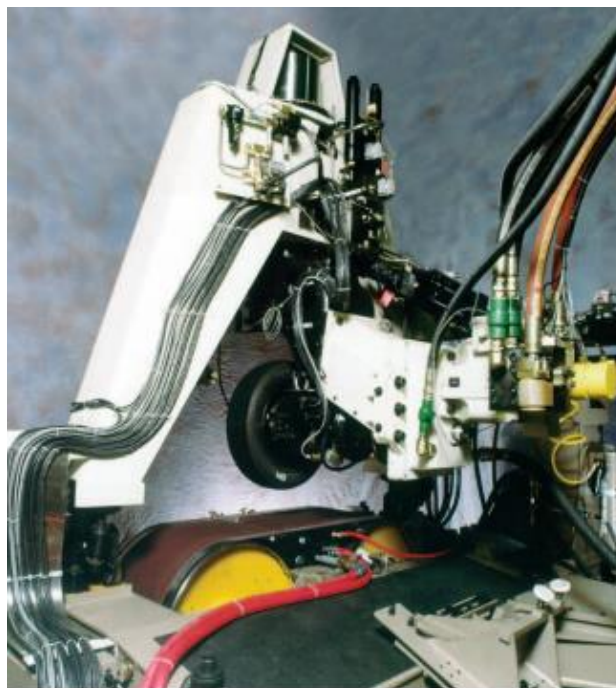
na sílu valivého odporu. Od této koncepce se upustilo, neboť při použití dvou válců malého průměru byl vliv zakřivení příliš vysoký a výsledky tak byly zatíženy velkou chybovostí. Při použití dvou válců malého průměru dokonce hrozí poškození pneumatiky, proto v případě využívání této metody je doporučeno nahustit pneumatiku na 150 % běžného tlaku. Tento jev by bylo možné eliminovat použitím válců s větším průměrem, ale to by nebylo výhodné ekonomicky a zařízení by bylo příliš velké, proto bylo nahrazeno zařízením používajícím jen jeden válec neboli buben. Schéma tohoto měření lze vidět na obrázku 31. [1]



Obrázek 31 Měření pomocí dvou válců [1]

3.1.3 MĚŘENÍ POMOCÍ PÁSOVÉHO MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ

Pásové měřicí zařízení se skládá ze dvou bubnů napínajících kovový pás s texturou, ke kterému je přitlačováno kolo s pneumatikou odvalující se po pásu (měřicí zařízení lze vidět na obrázku 32). Tato měřicí zařízení nejsou primárně sestrojena pro měření valivého odporu, ale ke zjištění celé řady silových charakteristik, nicméně měření valivého odporu lze na nich jednoduše realizovat. Výhodou je to, že se zde neuplatňuje odchylka vlivem zakřivení a lze snadno simulovat reálné povrchy díky různým povrchům pásů a jejich snadné vyměnitelnosti. Dalším pozitivem je možnost dynamicky měnit zátěž pneumatiky a rychlost pásu, díky čemuž je možné simulovat skutečné jízdní režimy, jako je zrychlování, prudké brzdění a jiné. Všechny měřené hodnoty jsou snímány na hřídeli, na kterou je upnuto kolo, což je rozdíl oproti bubnovým zkouškám, kde hodnoty mohou být snímány i na hřídeli bubnu. Zkoušky pomocí těchto zařízení zároveň umožňují dosahovat rychlostí přes 300 km/h, proto se tato měření často používají i pro simulaci valivého odporu závodních vozidel. Na rozdíl od konvenční bubnové zkušebny nejsou tato měřicí zařízení tak rozšířená, a to z důvodu složité konstrukce. Společnost MTS udává, že po celém světě je instalováno kolem 40 kusů těchto měřicích pásů, a že je schopna dodat takovou konfiguraci, která umožňuje měřit nejen pneumatiku, ale i celé vozidlo při zatáčení a jiných úkonech. Tato konfigurace obsahuje 4 měřicí pásy – každý pro jedno kolo. [56]



Obrázek 32 Pásová měřicí zkušebna [56]

3.1.4 VÝPOČET VALIVÉHO ODPORU BEZKONTAKTNÍM MĚŘENÍM

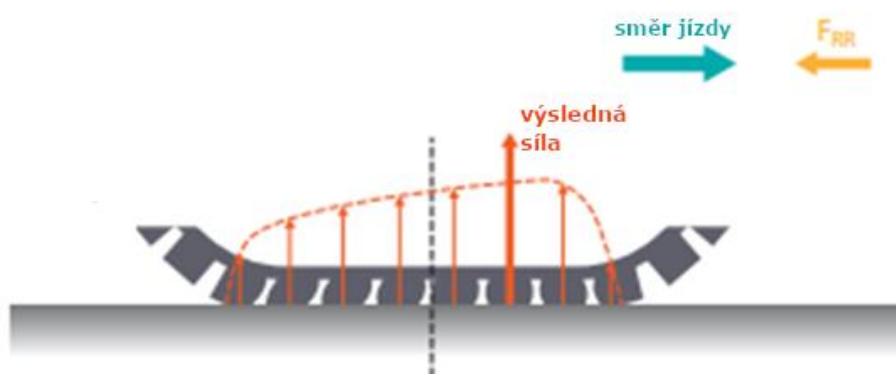
Novým typem měření, které se stále rozvíjí, je bezkontaktní měření využívající vysokorychlostních kamer. Měření probíhá za pomoci bubnového měřicího zařízení, které je však použito pouze pro uvedení a udržení kola s pneumatikou v pohybu, která má speciální texturu vytvořenou barvou, která musí být náhodná a nesmí mít hlavní směr. Následně je pomocí světelných zdrojů pneumatika nasvícena a dvě vysokorychlostní kamery začnou snímat pneumatiku. Uspořádání tohoto měření je zobrazeno na obrázku 33. Při zpracování měření je z kamerových záznamů vybrána oblast, která je měřena (pneumatika) a dále rozdělena na mřížku, u které se poté sledují posuny a napětí v jednotlivých uzlových bodech mřížky. Tento způsob je možné využít pro výpočet valivého odporu z toho důvodu, že valivý odpor přímo závisí na energii, která se v pneumatice ztratí vlivem deformace. Z popisu této metody lze poznat, že se jedná o nepřímou metodu, to znamená, že valivý odpor je potřeba dopočítat z jiných naměřených hodnot. Výhodou této metody oproti metodám jiným je, že umožňuje získat informace o deformaci v reálném čase. Další nespornou výhodou jsou informace o pohybu a deformaci pneumatiky v různých směrech, které je velmi náročné získat z jiných měření. Nevýhodou tohoto způsobu je potřeba speciálního vzoru na povrchu pneumatiky, nepřesnost, která je vnášena do výsledku složitými přepočty a to, že tato metoda je teprve rozvíjena a musí být ještě ověřována a dále vylepšována. Výzkum od Xueliang Gao, Ye Zhuang a Shu Liu ale ukazuje potenciál této metody a dokazuje, že je proveditelná. [57]



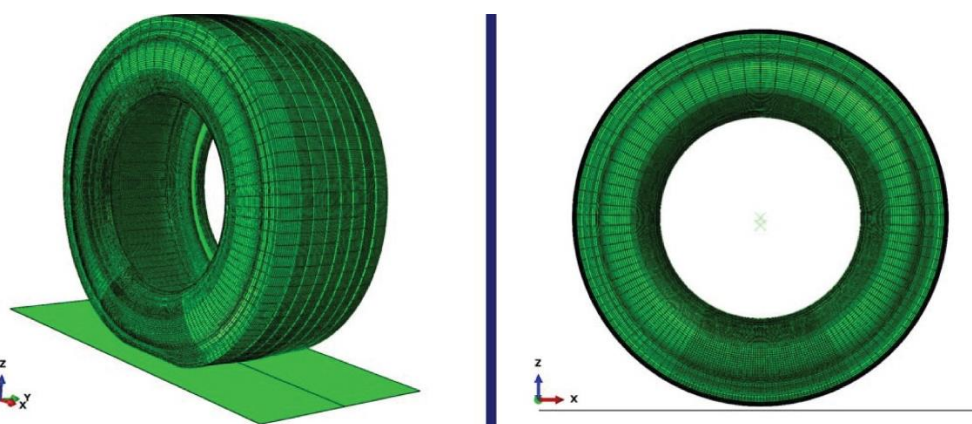
Obrázek 33 Bezkontaktní měření s využitím vysokorychlostních kamer [57] (upraveno)

3.1.5 DALŠÍ MOŽNOSTI ZJIŠŤOVÁNÍ VELIKOSTI VALIVÉHO ODPORU

Mezi další možnosti určování valivého odporu patří měření rozložení tlaku ve stopě a simulace pomocí numerických systémů, jako je například ANSYS. Při měření rozložení tlaku ve stopě (obrázek 34) lze určit velikost normálové síly a rameno valivého odporu [1]. Pomocí rovnic rovnováhy a naměřených hodnot je následně možné dopočítat sílu valivého odporu. Nevýhodou této metody je potřeba přesného měřicího nástroje, protože malé nepřesnosti mohou způsobit velký rozdíl hodnot. Při použití tohoto způsobu je dále potřeba znát dynamický poloměr kola. Při využití numerického modelování je potřeba nejprve vytvořit geometrii pneumatiky, následně této geometrii přiřadit materiálové vlastnosti, což není jednoduché, neboť každý výrobce pneumatik používá jiné materiály a postupy pro výrobu. Po těchto dvou krocích je vytvořena síť konečných prvků (obrázek 35), která je upravována tak, aby byla co nejjemnější v oblasti, která je z hlediska simulace důležitá. Přílišné zjemňování sítě však vede k prodloužení času výpočtu a možnému vzniku nežádoucích singularit. Následně je potřeba definovat okrajové podmínky a provést simulaci. Výstupem mohou být deformace a napětí v různých místech pneumatiky. Nevýhodou této metody je nelehké určování materiálových vlastností, jak již bylo zmíněno, a proto se výsledky z ní ověřují ještě experimentálními metodami. Výhodou je naopak to, že po validaci modelu je možné provádět různé simulace za jiných podmínek.



Obrázek 34 Měření pomocí tlakového senzoru [1] (upraveno)



Obrázek 35 Model pneumatiky se sítí konečných prvků [58]

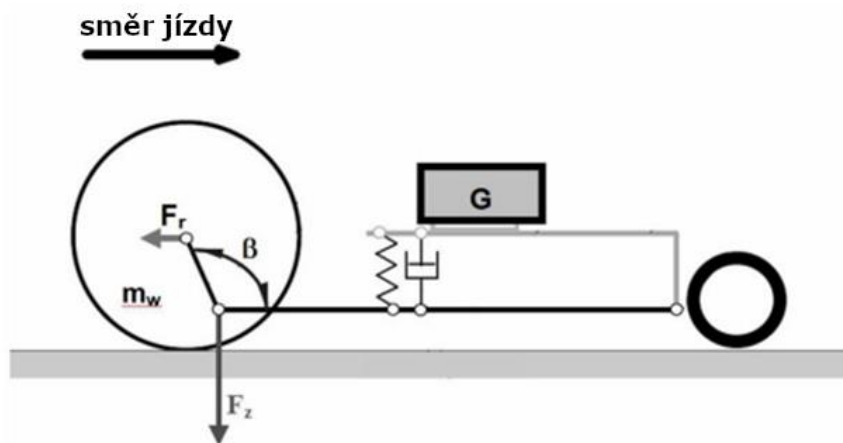
3.2 MĚŘENÍ V REÁLNÝCH PODMÍNKÁCH

Měření v reálných podmínkách představují druhý typ měření. Jak již název napovídá, tento typ měření probíhá ve venkovních podmínkách přímo na silnicích nebo speciálních testovacích drahách. K těmto experimentům se používají speciálně upravená vozidla, která umožňují měřit potřebné informace nebo měřicí přívěsy a návěsy. Výhodou těchto měření je možnost provádět je na různých površích, při různých podmínkách (déšť, sníh, led a jiné) a různých jízdních režimech, což pomáhá dostávat přesnější hodnoty koeficientu valivého odporu při běžném provozu. Mezi hlavní nevýhody patří nákladnost, potřeba homologace a ovlivnění jízdních vlastností vozidla přidáním měřicích zařízení nebo připojením měřicího přívěsu nebo návěsu. Pro testování ve venkovních podmínkách jsou používána výše zmíněná zařízení, která jsou často vyráběna na míru těm, kteří měření provádějí. Z tohoto důvodu je možné najít mnoho různých koncepcí, které se liší jak v pohledu na počet pneumatik, které jsou měřeny, tak ve způsobech připevnění pneumatik k přívěsům, případně používaných měřicích zařízeních. Detailnějším popisem různých koncepcí se budou zabývat následující podkapitoly.

3.2.1 MĚŘENÍ POMOCÍ MĚŘICÍCH PŘÍVĚSŮ A NÁVĚSŮ

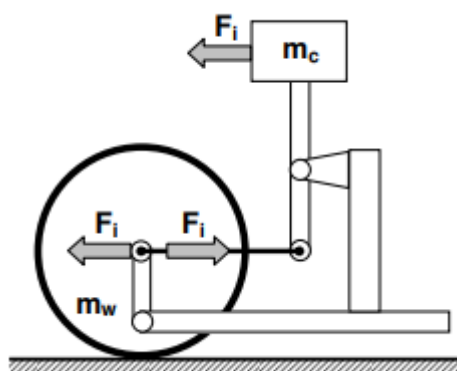
Měřicí přívěsy a návěsy se nejčastěji používají k měření na běžných silnicích, proto je u nich potřebná homologace, ale následnou výhodou je možnost testování na různě kvalitních površích, na různých trasách s různým profilem a za různých podmínek. Pokud přívěs není homologován, pak ho lze využívat pouze pro testování na uzavřených cestách (polygonech,

okruzích, testovacích drahách a podobně), což často neumožňuje provádět testování na kombinaci povrchů. Tato metoda využívá přívěsu nebo návěsu, který je připojen za tažné vozidlo. Většina konstrukcí obsahuje pouze jedno měřené kolo, které je zároveň využito pro pohyb měřicího přívěsu. Tento typ konstrukce je velmi rozšířený kvůli jednoduché konstrukci a s tím spojené pořizovací ceně. Další typy konstrukcí například obsahují dvě přídatná kola, která mohou být po stranách kola měřeného, případně v přední části přívěsu. Dvě přídatná kola zajišťují dodatečnou stabilitu a umožňují přívěsu dosahovat vyšších rychlostí. Pro měření valivého odporu pneumatik vyšších průměrů se využívají rozměrnější přípojné vozidla, která často mají vyšší počet kol a jsou tažena nákladními vozidly nebo tahači. Jak již bylo zmíněno výše, jednotlivých typů konstrukcí a způsobů měření je skutečně mnoho, vždy je však potřeba změřit podélnou sílu, která působí na kolo a sílu, která kolo zatěžuje. Koeficient valivého odporu je následně možné vypočítat jako podíl podélné síly a síly, která kolo zatěžuje. Podélná síla může být měřena snímačem síly mezi přívěsem a vozidlem nebo bylo vyvinuto zařízení, které pomocí laserového snímače měří úhlové vychýlení ramena, které je připevněno k náboji kola a rámu přívěsu, jak je možné vidět na obrázku 36 [47], [59]. Z této úhlové výchylky je následně možné dopočítat sílu podélnou.



Obrázek 36 Schéma měřicího přívěsu využívající měření pomocí ramena [59] (upraveno)

Problémem obou metod je skutečnost, že naměřená podélná síla neznamená čistě jen valivý odpor, ale i odpor aerodynamický nebo odpor zrychlení a odpor stoupání. Aerodynamickému odporu lze zabránit, v případě použití měřicího způsobu sledující úhlové vychýlení ramena, použitím přídatných krytů. Při měření pomocí snímače síly mezi přívěsem a vozidlem musí být aerodynamický odpor vypočítán a odečten. Pro eliminaci odporu zrychlení a odporu stoupání se u přívěsů, využívajících rameno, k měřenému ramenu připevňuje kompenzační člen, jak je znázorněno na obrázku 37 [59]. V případě použití přívěsu se snímačem síly musí být odpory výpočtem odečteny, proto tyto přívěsy musí obsahovat navíc ještě senzory náklonu a jiné. Na obrázku 38 je možné vidět přívěs Technické univerzity Gdaňsk využívající zmíněný systém s měřením úhlové výchylky ramene. Obrázek 39 ukazuje měřicí přívěs institutu Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren, který sídlí ve Stuttgartu [60]. Tento měřicí přívěs využívá systému táhel, ke kterému je přidělán silový snímač. Díky tomuto systému táhel, který je skrytý uvnitř zakrytovaného měřicího přívěsu nedochází k ovlivnění měření aerodynamickým odporem. Odpor stoupání může být snadno odečten díky měření síly ve více směrech. U vozíku je také využito laserových snímačů, které sledují náklon, který je možný upravovat tak, aby byl vozík rovnoběžně s vozovkou.



Obrázek 37 Schéma měřícího přívěsu s přidáním kompenzačním členem [59]



Obrázek 38 Měřící přívěs TUG R² Mk.2 [59]



Obrázek 39 Měřící přívěs Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) [60]

3.2.2 VOZIDLA UPRAVENÁ PRO MĚŘENÍ VALIVÉHO ODPORU

Dalším způsobem pro měření valivého odporu v reálných podmínkách jsou speciálně upravená vozidla, která obsahují velké množství senzorů zaznamenávajících informace z průběhu jízdy. Tato metoda je málo využívána z důvodu nákladů na pořízení měřicích senzorů, které je potřeba složitě montovat a kalibrovat, zároveň jsou těmito úpravami znatelně ovlivněny jízdní vlastnosti vozidla. Příkladem společnosti, která si upravila vozidlo pro potřeby měření, je A&D sídlící v Japonsku [61], [62]. Měřicí přístroje jsou připevněny na vozidlo Mini Cooper S (obrázek 40), na kterém jsou měřena zadní kola. Mezi namontované měřicí přístroje patří Dopplerův senzor rychlosti, senzor síly kol, senzor polohy kol, GPS, senzory naklonění vozidla a jiné. Informace ze všech senzorů jsou zapisovány na zaznamenávací zařízení s velkou vzorkovací frekvencí, což přispívá k přesnosti měření. Toto konkrétní vozidlo je používáno pouze na testovací dráze obsahující dvě zatáčky a dva rovné úseky o celkové délce 1792 m. Tato dráha je využívána pro dvě různé zkoušky, jedna zkouška probíhá tak, že jeden rovný úsek je používán pro zrychlování automobilu a druhý pro plachtění, v tomto režimu zkoušky je provedeno deset testovacích kol. Druhý typ zkoušky probíhá tak, že je provedeno šest testovacích kol, kdy jsou jednotlivá kola projeta za konstantní rychlosti, ale mezi jednotlivými koly probíhá nárůst rychlosti. Po ukončení měření jsou data nejprve pomocí filtru vyfiltrována a následně zpracována. Při porovnání s bubnovou zkušebnou však data vykazují nezanedbatelné odchylky, které mohou být způsobené energetickou ztrátou v tlumičích, ztrátou třením, nepřesně naměřenými hodnotami (například dynamický poloměr kola), teplotou, rozdílným povrchem nebo také sbíhavostí a odklonem kola [61]. Společnost A&D svá měření uzavírá tím, že je potřeba určit přesně rozdílnosti a upravit jak měření probíhající v laboratorních podmínkách, tak toto měření v reálných podmínkách [61].



Obrázek 40 Měřicí vozidlo společnosti A&D [61]

3.2.3 URČENÍ VALIVÉHO ODPORU POMOCÍ SPOTŘEBY VOZIDLA

Výše bylo popsáno, že valivý odpor přímo ovlivňuje spotřebu vozidla. Z tohoto důvodu byla navržena zkouška, která pomocí měření spotřeby paliva získává hodnotu valivého odporu. Hlavním problémem je to, že nejen valivý odpor ovlivňuje spotřebu vozidla, ale spousta dalších faktorů se na spotřebě také podílí. Moderní měření pomocí spotřeby paliva jsou proto složitá a zahrnují submodely pohonného ústrojí, motoru a dalších komponent, ze kterých je v dané komponentě určena ztráta, pomocí které je následně možné vypočítat hodnotu valivého odporu [47]. Při těchto testech je kladen velký důraz na použití přesných přístrojů a jejich kalibraci, použití stejných pneumatik se stejným nahuštěním na všech nápravách a důležitý je také provoz motoru při konstantním výkonu. Výhodou je možnost osazení měřicích přístrojů

téměř na každém vozidle. Celkově však nejde o metodu příliš přesnou, proto není využívána pro přesné určení hodnot, ale spíše ke komparaci.

3.2.4 URČENÍ VALIVÉHO ODPORU POMOCÍ DOJEZDOVÉ ZKOUŠKY

Základním principem dojezdové zkoušky je rozjetí vozidla na určitou rychlost a následné vyřazení rychlosti a plachtění bez zařazeného rychlostního stupně. Během zpomalování je pomocí vysokofrekvenčního čidla měřena změna rychlosti a poté lze pomocí Zákona síly dopočítat sílu, která stojí za zpomalováním vozidla. Zkoušku lze provést i rozjezdem na určitou rychlost a následným změřením doby potřebné pro zastavení, ale tento způsob je ještě méně přesný než metoda využívající vysokofrekvenční čidlo. Problém je zde shodný jako v případě metody pracující se spotřebou, a sice to, že valivý odpor je pouze částí této síly, která za zpomalením stojí. Pro přesnější stanovení je také využíváno submodelů, které pomáhají určit ostatní složky zmíněné síly. Pro vytvoření submodelů je však potřeba sledovat okolní podmínky, aby byly co nejpřesnější, ale stále se do výpočtů zanáší chyba, proto jde o metodu méně přesnou [47]. Naopak výhodou této zkoušky spočívá v možnosti jejího provedení na všech vozidlech s nízkými požadavky na vybavení.

3.3 POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT V LABORATORNÍCH A REÁLNÝCH PODMÍNKÁCH

Test, na kterém lze vidět porovnání naměřených hodnot na bubnové zkušebně a hodnot získaných pomocí měření využívající přívěs tažený za vozidlem, byl proveden Švédským národním institutem pro silniční a dopravní výzkum (VTI) ve spolupráci s Technickou univerzitou ve Gdaňsku, kdy byl využit výše zmíněný přívěs používající měření podélné síly pomocí vychýlení ramene [63]. Bubnová zkušebna byla osazena bubnem o průměru 1,7 m s replikou povrchu, po které se pohyboval skutečný přívěs, a měření bylo prováděno za podmínek stanovených normou UNECE R117. Měřeno bylo celkem 50 pneumatik, a to zimních, letních nebo celoročních. Některé typy pneumatik se opakovaly, ale byly jinak opotřeбенé. Tlaky a zatížení kola byly v laboratorních podmínkách i v reálných nastaveny stejně. Porovnání průměrných koeficientů valivého odporu pro jednotlivé druhy pneumatik naměřených pomocí přívěsu a pomocí bubnové zkušebny je možné vidět v tabulce 7.

Tabulka 7 Koeficienty valivého odporu různých typů pneumatik naměřených dvěma metodami [63]

DRUH MĚŘENÍ					
Koeficient valivého odporu – měřicí přívěs			Koeficient valivého odporu – bubnová zkušebna		
Letní pneumatiky	Zimní pneumatiky	Celoroční pneumatiky	Letní pneumatiky	Zimní pneumatiky	Celoroční pneumatiky
0,0138	0,0143	0,0161	0,0078	0,0082	0,0093

Z tabulky lze vyčíst značný rozdíl mezi měřeními provedeným na bubnové zkušebně a měřeními provedeným pomocí přívěsu. VTI zjistil, že mezi měřeními na bubnu a na silnici není žádná zásadní korelace na hladině spolehlivosti 95 % [63]. Zpráva VTI je uzavřena komentářem, že tento rozdíl je těžké vysvětlit a je potřeba dále zkoumat, proč k němu došlo. Zároveň lze vidět, že v obou případech mají nejnižší koeficient valivého odporu letní

pneumatiky následované pneumatikami zimními. Nejvyšší valivý odpor v tomto testu vykazovaly pneumatiky celoroční.

Jedno z prvních porovnání naměřených hodnot na bubnové a pásové zkušební s hodnotami naměřenými pomocí upraveného měřicího vozidla vypracovala společnost A&D [61]. Pro měření v reálných podmínkách bylo použito již zmíněné vozidlo Mini Cooper S s přidanými měřicími zařízeními. Měřena byla pneumatika Bridgestone Sneaker2 (205/55 R16 91V), která byla v případě osazení na vozidle nahuštěna na tlak 250 kPa a následně byla provedena již zmíněná šestikolová zkouška. Pro měření v laboratorních podmínkách byl stejný typ pneumatiky nahuštěn na tlak 210 kPa, následně byla pneumatika ohřata na provozní teplotu a byly provedeny testy na bubnové zkušební a pásové zkušební, kdy pneumatika byla odvalována pouze po oceli. Následně došlo k vyhodnocení všech zkoušek a pro testy prováděné na vozidle bylo mimo jiné zjištěno, že se síla valivého odporu výrazně s rychlostí nemění. Naměřené hodnoty z jednotlivých testů a z nich vypočítaný koeficient valivého odporu lze vidět v tabulce 8.

Tabulka 8 Porovnání koeficientů valivého odporu pro různé měřicí metody [61]

Druh testu	Síla valivého odporu [N]	Zatěžující síla [N]	Koeficient valivého odporu
Měření pomocí vozidla	84,97	2730	0,031
Měření pomocí bubnové zkušebny	42,5	4820	0,009
Měření pomocí bubnové zkušebny se započítáním vlivu zakřivení	37	4820	0,008
Měření pomocí pásové zkušebny	35	4820	0,007

Ve vypočítaných hodnotách koeficientů valivého odporu si lze všimnout velkých rozdílů, koeficient valivého odporu vypočítaný z dat naměřených automobilem je přibližně 4x větší než koeficient valivého odporu z dat z pásové zkušebny. Problémem tohoto porovnání je, že měření probíhala za různých podmínek, kdy tlaky v pneumatikách byly jiné, dále jiné bylo zatížení kola a mezi další příčiny rozdílnosti hodnot může patřit odlišná struktura povrchu, po kterém se kolo odvaluje, rozdílná provozní teplota nebo to, že měření v laboratorních podmínkách bylo provedeno s nulovou sbíhavostí, nulovým odklonem kola a bez tlumiče, který pohlcuje část energie. Lze také zaznamenat, že koeficient valivého odporu získaný pomocí měření na bubnové zkušební je téměř stejný jako koeficient valivého odporu získaný měřením na pásové zkušební. Při započítání vlivu zakřivení bubnu je rozdíl ještě menší.

4 HODNOTY KOEFICIENTU VALIVÉHO ODPORU

Tato kapitola se bude zabývat běžnými hodnotami koeficientu valivého odporu pro pneumatiky určené pro různé typy vozidel a odlišné typy použití (letní, zimní nebo celoroční).

4.1 PNEUMATIKY PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY

Pro porovnávání koeficientu valivého odporu byly zvoleny testy od motoristického časopisu Auto Zeitung, který je vydáván v německém jazyce. Důvodem zvolení jejich testů pro posuzování koeficientů valivého odporu je to, že jejich testy jsou jedny z mála testů, které pneumatiky posuzují i z tohoto hlediska a ve výpisech udávají přesné hodnoty koeficientu valivého odporu. Společnosti jako ADAC nebo jiné posuzují jen spotřebu vozidla, z čehož není možné získat přesné údaje o valivém odporu. V testech tohoto magazínu dojde nejprve ke zvolení rozměru, ve kterém budou pneumatiky testovány. Následně jsou vybrány různé pneumatiky, které jsou aktuálně dostupné a nové, pneumatiky jsou následně zakoupeny v běžných obchodech, kde je může zakoupit každý. Pneumatiky jsou poté podrobeny testům a zkoumány z hledisek jako je brzdná dráha na suché vozovce, brzdná dráha na mokré vozovce, ovladatelnost, odolnost vůči aquaplaningu, valivý odpor, hluk a jiné. Valivý odpor je v těchto testech měřen pomocí certifikované bubnové zkušebny využívající měření podle normy UNECE R117. [64]

Dalším motoristickým časopisem, který do svých testů pneumatik zahrnuje i měření valivého odporu, je Auto Bild, který provádí test s větším počtem pneumatik, ale značnou nevýhodou je měření valivého odporu pomocí válcového dynamometru, který však kvůli svému malému průměru válců může měření valivého odporu ovlivňovat [65].

4.1.1 LETNÍ PNEUMATIKY

Test letních pneumatik byl proveden s deseti pneumatikami, které měly rozměr 215/55 R17. Do tabulky 9 byly zaneseny přednostně hodnoty z testu od magazínu Auto Zeitung kvůli jejich metodice měření, ale pokud stejné pneumatiky byly měřeny i v testu Auto Bild, tak byly v tabulce použity i naměřené hodnoty z jejich testu. Ceny pneumatik byly získány z portálu Heureka a do tabulky byla zanesena vždy průměrná cena [66].

Tabulka 9 Koeficient valivého odporu letních pneumatik [67], [68], [66]

Označení pneumatiky	Koeficient valivého odporu AZ [-]	Koeficient valivého odporu AB [-]	Cena [Kč]
Continental EcoContact 6	0,00604	0,00569	3389
Bridgestone Turanza T005	0,00719	0,00694	3175
Goodyear Efficient Grip Performance 2	0,00719	0,0071	3572
Michelin Primacy 4	0,00736	0,00683	3680
Yokohama BluEarth GT AE51	0,00737	-	3115
BFGoodrich Advantage	0,00836	0,00819	2728
Vredestein Ultrac	0,00846	0,00842	3563

Označení pneumatiky	Koeficient valivého odporu AZ [-]	Koeficient valivého odporu AB [-]	Cena [Kč]
Nokian WetProof	0,00853	-	2968
Maxxis Premitra HP5	0,00915	0,00884	2025
Falken ZIEX ZE310 EcoRun	0,00931	0,00938	2443

Lze si povšimnout, že naměřené hodnoty obou magazínů jsou podobné a nevykazují příliš velký rozdíl. Pneumatiky s nižší cenou se umístily spíše na spodních příčkách tabulky, pneumatika Vredestein Ultra je vzhledem ke své ceně naopak nečekaně nízko, ale v ostatních aspektech testu dopadla mnohem lépe (například ukázala nejkratší brzdovou dráhu na suchu nebo nejlepší odolnost vůči aquaplaningu). Průměrná hodnota koeficientu valivého odporu pneumatik v této tabulce je 0,007896 (z testu od Auto Zeitung).

4.1.2 ZIMNÍ PNEUMATIKY

Pro porovnání zimních pneumatik byl opět zvolen test od Auto Zeitung, ve kterém bylo testováno 10 pneumatik v rozměru 235/55 R18, tabulka 10 je opět doplněna daty z testu od Auto Bild a cenami z portálu Heureka [69].

Tabulka 10 Koeficient valivého odporu zimních pneumatik [70], [71], [69]

Označení pneumatiky	Koeficient valivého odporu AZ [-]	Koeficient valivého odporu AB [-]	Cena [Kč]
Continental Winter Contact TS 850 P SUV	0,0073	0,00683	4574
Hankook winter i*cept evo 3 X	0,0077	0,00896	3792
Bridgestone Blizzak LM005	0,0079	0,00711	4102
Nokian WR SUV 4	0,0079	0,00743	4239
Goodyear UltraGrip Performance SUV Gen 1	0,008	0,00803	4913
Firestone Winterhawk 4	0,008	-	4569
Vredestein Wintrac Pro	0,0082	0,00851	4302
Michelin Pilot Alpin 5 SUV	0,0082	0,00802	5139
Pirelli Scorpion Winter	0,0085	-	4784
Falken Eurowinter HS01 SU	0,0093	0,00859	4566

Je možné zaznamenat, že hodnoty koeficientu valivého odporu opět v obou testech vycházejí podobně, větších rozdílů si lze povšimnout u pneumatik od výrobce Hankook, Bridgestone a Falken. U vyjmenovaných pneumatik je možné, že se projevila rozdílnost měření jednotlivých magazinů. Průměrná hodnota koeficientu valivého odporu pneumatik v této tabulce je 0,0081 (z testu od Auto Zeitung).

4.1.3 CELOROČNÍ PNEUMATIKY

Pro porovnání celoročních pneumatik byl použit test od časopisu Auto Zeitung, bohužel test se stejnou velikostí pneumatik (205/55 R16) již nebyl proveden magazínem Auto Bild, proto tabulka obsahuje jen jeden set hodnot. Ceny pneumatik byly opět získány z portálu Heureka.

Tabulka 11 Koeficient valivého odporu celoročních pneumatik [72]

Označení pneumatiky	Koeficient valivého odporu AZ [-]	Cena [Kč]
Nokian SeasonProof	0,0075	2080
Goodyear Vector 4Seasons Gen 3	0,0077	2383
Continental AllSeasonContact	0,0079	2201
Vredestein Quatrac	0,0079	2082
Bridgestone Weather Control A005 EVO	0,0083	2239
Michelin CrossClimate+	0,0084	2430
Hankook Kinergy 4S2	0,0087	1840
Falken EUROALL SEASON AS210	0,0089	1800
Maxxis Premittra All Season AP3	0,0092	1646

Lze si opět povšimnout skutečnosti, že pneumatiky s nižší cenou se umísťují na konci tabulky 11, což je očekávané. Průměrná hodnota koeficientu valivého odporu pneumatik v této tabulce je 0,00828.

4.1.4 POROVNÁNÍ AUTOMOBILOVÝCH PNEUMATIK

Porovnávat vzájemně tabulky mezi sebou spíše nelze, neboť každá tabulka se zabývá pneumatikami jiných rozměrů. Z vypočtených průměrů by se dalo říci, že nejvyšší průměrný koeficient valivého odporu mají celoroční pneumatiky následované zimními, naopak nejmenší průměrný koeficient valivého odporu mají pneumatiky letní. Jistým porovnáním může být test od Auto Bild z roku 2022 [73], kde byly porovnávány celoroční pneumatiky a do výsledné tabulky byly zaneseny i referenční hodnoty zimních a letních pneumatik. Při porovnávání letních a zimních pneumatik mají nižší koeficient valivého odporu pneumatiky letní. Z hlediska koeficientu valivého odporu se celoroční pneumatiky rozmísťovaly po celé tabulce, většina z nich se nacházela mezi referenčními hodnotami pneumatik letních a zimních, některé se však umístily za referenční hodnotou pneumatik zimních. V testech si však lze povšimnout, že nejlepší letní pneumatiky mají zpravidla nižší valivý odpor než nejlepší pneumatiky z kategorií celoroční a zimní.

4.1.5 POROVNÁNÍ HODNOT Z TESTŮ AUTO ZEITUNG A AUTO BILD

Zajímavé může být srovnání naměřených hodnot v testech Auto Zeitung a Auto Bild, protože v některých testech docházelo k měření pneumatik stejných typů a rozměrů. Díky odlišným metodám měření je možné porovnat, jestli naměřené hodnoty mají nějakou závislost. Za účelem porovnání je vytvořena tabulka, do které jsou zaneseny pouze pneumatiky, které byly měřeny v obou testech. Pro hodnoty z tabulky následně byla provedena korelační analýza pomocí Pearsonova korelačního koeficientu, který se využívá pro zjištění lineární korelace, kterou lze zde předpokládat.

Tabulka 12 Pneumatiky a jejich hodnoty koeficientů valivého odporu získané z testů od Auto Zeitung a Auto Bild, data převzata z [67], [68], [70], [71]

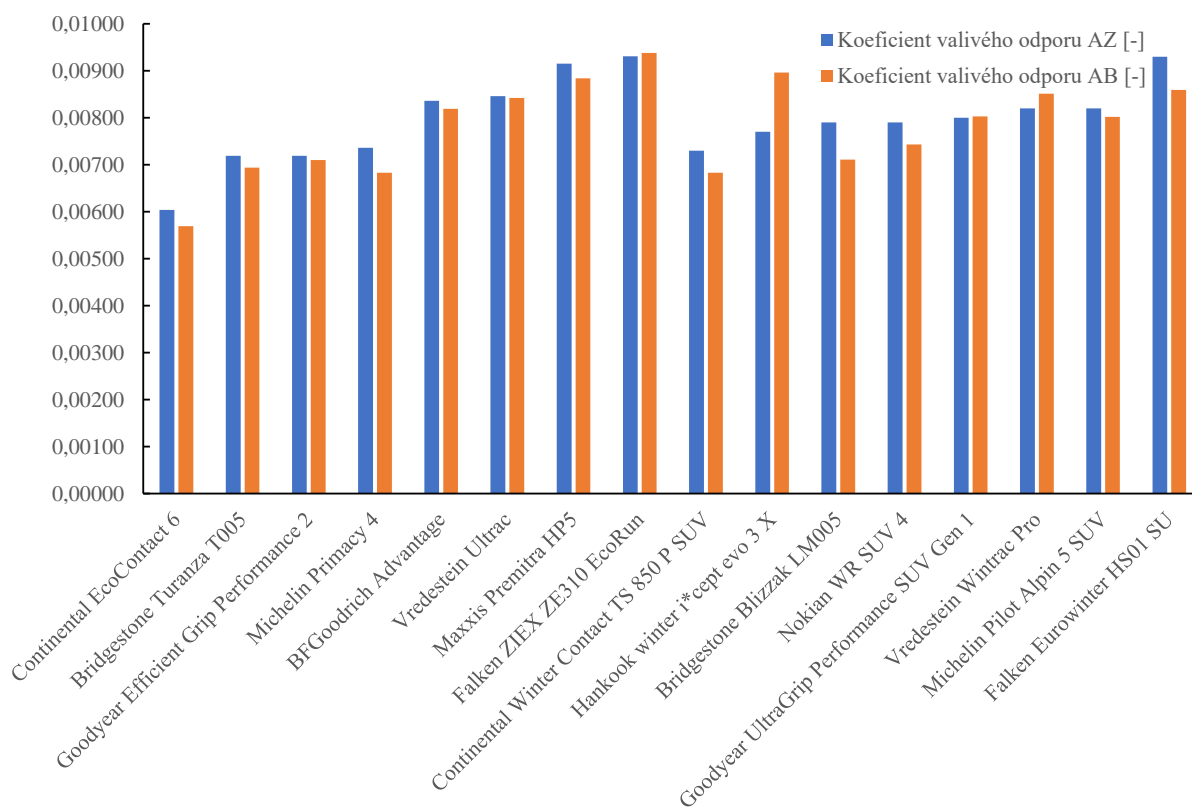
Označení pneumatiky	Koeficient valivého odporu AZ [-]	Koeficient valivého odporu AB [-]
Continental EcoContact 6	0,00604	0,00569
Bridgestone Turanza T005	0,00719	0,00694
Goodyear Efficient Grip Performance 2	0,00719	0,0071
Continental Winter Contact TS 850 P SUV	0,0073	0,00683
Michelin Primacy 4	0,00736	0,00683
Hankook winter i*cept evo 3 X	0,0077	0,00896
Bridgestone Blizzak LM005	0,0079	0,00711
Nokian WR SUV 4	0,0079	0,00743
Goodyear UltraGrip Performance SUV Gen 1	0,008	0,00803
Vredestein Wintrac Pro	0,0082	0,00851
Michelin Pilot Alpin 5 SUV	0,0082	0,00802
BFGoodrich Advantage	0,00836	0,00819
Vredestein Ultrac	0,00846	0,00842
Maxxis Premitra HP5	0,00915	0,00884
Falken Eurowinter HS01 SU	0,0093	0,00859
Falken ZIEX ZE310 EcoRun	0,00931	0,00938

Pro Pearsonův korelační koeficient bylo využito vztahu $r = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X}) \cdot (Y_i - \bar{Y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}}$, kde X_i

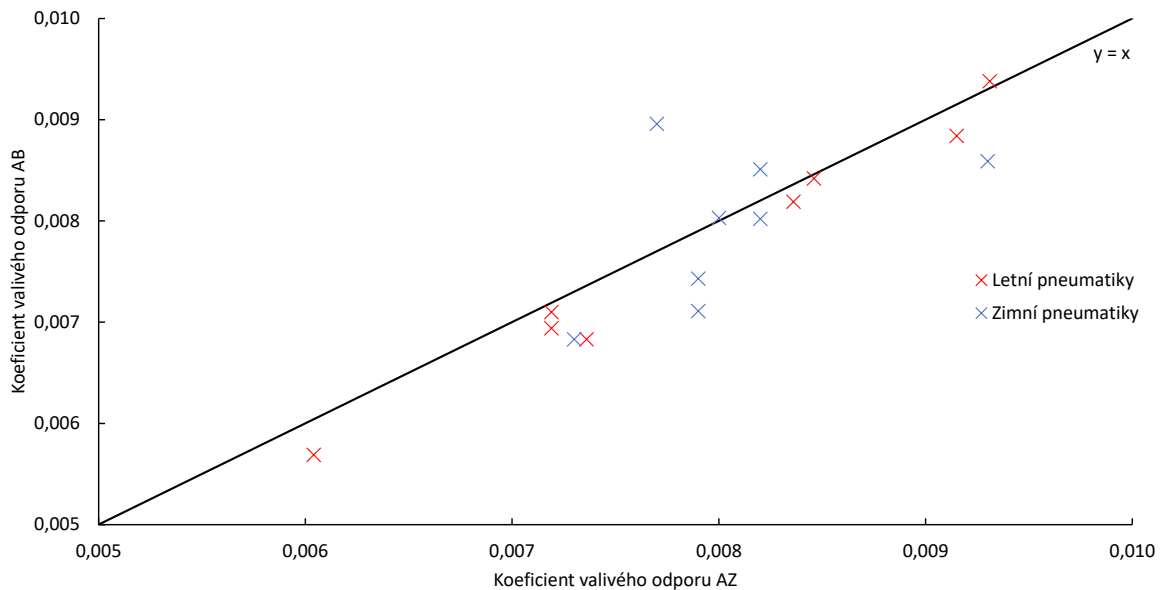
a Y_i jsou jednotlivé hodnoty z datového souboru a \bar{X} a \bar{Y} jsou aritmetické průměry hodnot z datového souboru [74].

Pro všechny pneumatiky měřené v testech obou magazínů byl vypočten korelační koeficient 0,8767, při sledování korelace mezi jednotlivými zimními pneumatikami byl vypočten korelační koeficient 0,5185. Pro pneumatiky letní korelační koeficient dosahuje hodnoty 0,991. U zimních pneumatik korelační koeficient ukazuje jen středně silnou pozitivní závislost, zatímco u letních pneumatik je závislost velmi silná a pozitivní. Je zvláštní, že letní pneumatiky dosahují tak vysokého Pearsonova korelačního koeficientu, zatímco pneumatiky zimní ne. Tento rozdíl může být způsoben změnou měření zimních pneumatik jedním z časopisů, nebo měřením při různých podmínkách.

Nutné je však ještě otestovat nulovou hypotézu, že neexistuje vztah mezi koeficientem valivého odporu z testu Auto Zeitung a Auto Bild. K této nulové hypotéze je přiřazena alternativní hypotéza, že existuje vztah mezi koeficientem valivého odporu z testu Auto Zeitung a Auto Bild. Pro ověření hypotéz bude použit t-test, pro který je potřeba nejprve vypočítat testové kritérium pomocí vzorce $t = \frac{r \cdot \sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}} = \frac{0,8767 \cdot \sqrt{16-2}}{\sqrt{1-0,8767^2}} = 6,8192$ [75]. Následně je potřeba určit kritický interval, který lze určit s pomocí statistických tabulek [76]. Tento kritický interval pro hladinu významnosti 95 % odpovídá následujícím hodnotám $(-2,145; 2,145)$. Lze si povšimnout, že hodnota testového kritéria nespadá do kritického intervalu, proto lze zamítnout nulovou hypotézu a přijmout hypotézu, že existuje vztah mezi koeficientem valivého odporu z testu Auto Zeitung a z testu Auto Bild na hladině významnosti 95 %. Graficky znázorněná porovnání je možné vidět na obrázku 41 a obrázku 42.



Obrázek 41 Porovnání hodnot koeficientu valivého odporu z testu od Auto Zeitung a Auto Bild ve sloupcovém grafu, data převzata z [67], [68], [70], [71]



Obrázek 42 Porovnání hodnot koeficientu valivého odporu z testu od Auto Zeitung a Auto Bild v bodovém grafu, data převzata z [67], [68], [70], [71]

4.2 PNEUMATIKY PRO KOMERČNÍ VOZIDLA

U vozidel určených pro komerční dopravy hraje valivý odpor velkou roli, neboť při ní dochází k velkému nájezdu kilometrů a vhodně zvolená pneumatika může výrazně snížit provozní náklady. To vše je velmi důležité pro dopravní společnosti vlastníci flotily tahačů a nákladních vozidel, kde provozní náklady tvoří velké částky a správně zvolené pneumatiky mohou přinést znatelné úspory. Hodnoty do tabulky 13 byly získány pomocí srovnávače [77], do kterého jsou hodnoty získávány pomocí normovaného měření v laboratorních podmínkách. Norma, podle které měření probíhá, je ISO 28580.

Tabulka 13 Koeficienty valivého odporu pneumatik komerčních vozidel [77]

Označení pneumatiky	Koeficient valivého odporu [-]
Michelin X Incity Z (pneumatika určená na autobus)	0,0056
Michelin XZA	0,0045
Michelin XT-1 AT Custom Mold Retread (pneumatika určená na návěs)	0,0048
Bandag B135 Fueltech Retread	0,0041
BF Goodrich Highway Control T (pneumatika určená na návěs)	0,0044
Bridgestone M710 Ecopia	0,0054
Bridgestone Route Control D	0,0065
Continental HDL2	0,0057
Continental HTR2 (pneumatika určená na návěs)	0,0045
Goodyear Endurance LHD	0,0062
Hankook TL01	0,0051
Yokohama RY617	0,0052

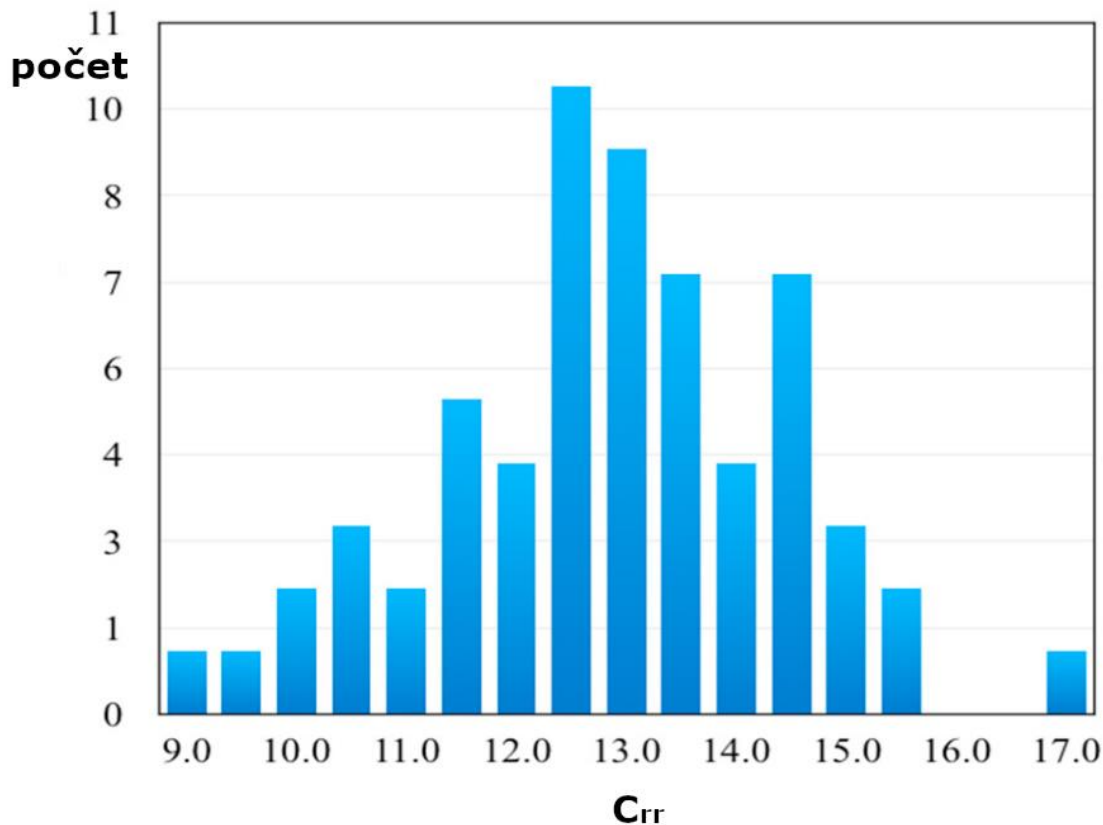
V tabulce 13 bylo rozlišeno, jestli se jedná o pneumatiky určené pro použití na návěsích nebo autobusech, pokud není zmíněno použití na návěsích nebo autobusech, tak se jedná o pneumatiku používanou na nákladních vozidlech nebo tahačích. Pneumatiky určené na návěsy vykazují nejnižší koeficienty valivého odporu, což je způsobeno prioritizací nosnosti a valivého odporu před trakcí. Trakce je naopak žádoucí na pneumatikách určených pro použití na hnacích a řídicích nápravách nákladních vozidel, tahačů a autobusů, proto pneumatiky určené pro tento účel mají o něco vyšší koeficienty valivého odporu. Průměrný koeficient valivého odporu určený z pneumatik v této tabulce je 0,0052

4.3 PNEUMATIKY PRO MOTOCYKLY

Samotný koeficient valivého odporu u motocyklových pneumatik není považován za nejvýznamnější faktor při výběru a návrhu motocyklových pneumatik. Je to způsobeno stavbou motocyklu, který má pouze dvě pneumatiky, stejně jako bicykl, ale pohybuje se mnohem vyšší rychlostí. Při průjezdu zatáčkou se motocykl spoléhá především na přilnavost dvou pneumatik, což je zásadní rozdíl od automobilů, které se spoléhají na pneumatiky čtyři. Z tohoto důvodu jsou při návrhu a výběru motocyklových pneumatik prioritizovány faktory jako jsou přilnavost, ovladatelnost a výdrž, protože právě tyto aspekty mají klíčový vliv na jízdní vlastnosti motocyklu a jeho bezpečnost. I přes to, že je nízký koeficient valivého odporu žádoucí, není to na úkor jiných klíčových faktorů.

Motocykly jsou také spíše používány jako rekreační vozidla než jako každodenní dopravní prostředek, proto se majitelé při výběru pneumatik spíše zaměřují na vlastnosti pneumatik než na to, jaký valivý odpor pneumatika bude mít. Motocyklové pneumatiky navíc nejsou označovány energetickými štítky jako pneumatiky pro osobní a komerční vozidla, proto měření koeficientů valivého odporu nejsou povinná, a pokud jsou prováděna, tak výrobcem pneumatik a konkrétní hodnoty zůstávají interní informací.

Jednou ze studií, která měřila koeficient valivého odporu pneumatik normovaným měřením, je studie, která podrobila testu 61 v Thajsku nejprodávanějších typů motocyklových pneumatik [78]. Měření byla prováděna na bubnové zkušebně podle normy ISO 18164:2005. Výsledkem testu bylo rozdělení pneumatik do kategorií podle velikosti koeficientu valivého odporu, jak lze vidět na obrázku 43. Průměrný koeficient valivého odporu těchto 61 pneumatik byl 0,0129 [78].



Obrázek 43 Rozdělení motocyklových pneumatik podle velikosti koeficientu valivého odporu [78]

4.4 BICYKLOVÉ PLÁŠTĚ

Měřením bicyklových pláštěů se zabývá internetová stránka Bicycle rolling resistance, která používá svou vlastní bubnovou zkušebnu s bubnem o průměru 77 cm [79]. Pohon bubnu je zajištěn stejnosměrným elektrickým motorem. U těchto testů je využívána metoda výkonová, kdy je měřen výkon, který je potřeba pro pohon bubnu při konstantní rychlosti po dobu 30 s. Všechny pláště jsou měřeny při rychlosti 28,8 km/h a zatížení 42,5 kg. Silniční pláště jsou měřeny se zvýšeným tlakem (6,9 bar) a terénní pláště jsou měřeny při nižším tlaku, což simuluje skutečné použití (silniční pláště jsou často používány při vysokých tlacích na rozdíl od pláštěů terénních). V tabulce 14 lze najít koeficienty valivého odporu pro různé pláště v různých kategoriích. Vždy byla použita hodnota měření, při kterém nebyla použita duše uvnitř pláště.

Tabulka 14 koeficient valivého odporu bicyklových pláštěů [80], [81], [82]

Silniční pláště (měřeno při 6,9 bar)	
Označení pláště	Koeficient valivého odporu [-]
Continental Grand Prix 5000 TT TdF	0,00228
Schwalbe Pro One TT TLE Addix	0,00243
Michelin Power Cup TLR	0,00288
Pirelli P Zero Race 4S	0,00369
Maxxis Padrone Tubeless Ready	0,0042

Pláště pro Gravel kola (měřeno při 3 bar)	
Continental Grand Prix 5000 S TR	0,00384
Challenge Strada Bianca Pro HTLR 40	0,00444
Panaracer GravelKing TLC 32	0,0057
Pirelli Cinturato Cross H 33	0,00641
Teravail Cannonball Light & Supple 42	0,00716
Pláště pro horská kola (měřeno při 2,4 bar)	
Schwalbe Thunder Burt Super Ground Addix Speed	0,00417
Continental Speed King II RaceSport	0,00498
Vittoria Mezcal TNT G+ 2.0	0,00618
Continental Cross King Protection 29x2.2	0,00659
Maxxis Rekon Race EXO TR	0,00689

Pro silniční pláště byl vypočítán průměrný koeficient valivého odporu 0,00422 ze 116 různých obutí, pro gravel pláště 0,00648 z 65 různých plášťů a pro pláště na horská kola 0,00679 ze 48 různých plášťů. Lze vyvodit závěr, že pláště na silniční kola vykazují nejnižší koeficient valivého odporu. Nevýhodou těchto testů může být to, že měření je prováděno na bubnu malého průměru, což může zapříčinit projev zakřivení bubnu na výsledném koeficientu valivého odporu.

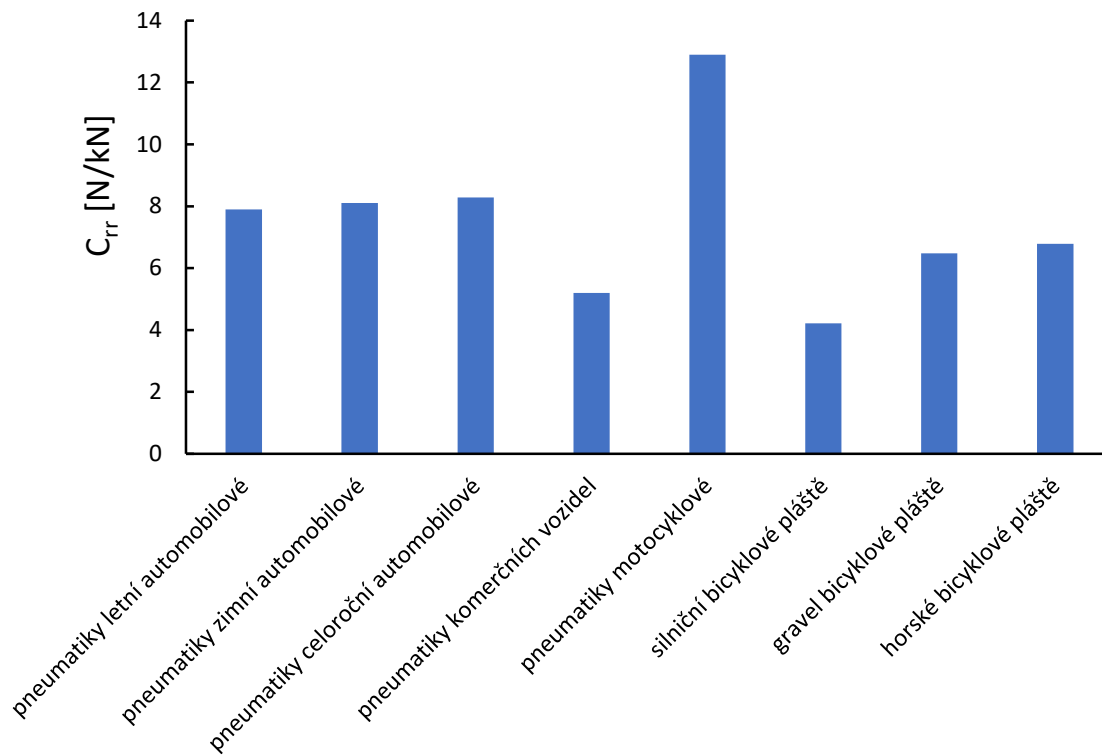
4.5 VZÁJEMNÉ POROVNÁNÍ

Do tabulky 15 byly zaneseny průměrné koeficienty valivého odporu jednotlivých druhů pneumatik, které byly vypočteny v podkapitolách dříve.

Tabulka 15 Průměrný koeficient valivého odporu jednotlivých druhů pneumatik

Pneumatiky letní automobilové	0,0079
Pneumatiky zimní automobilové	0,0081
Pneumatiky celoroční automobilové	0,0083
Pneumatiky komerčních vozidel	0,0052
Pneumatiky motocyklové	0,0129
Pneumatiky silniční bicyklové	0,00422

Lze si povšimnout, že nejnižší průměrný koeficient valivého odporu mají silniční bicyklové pláště, což je způsobeno jejich velkým průměrem a vysokým tlakem huštění. Dalším faktorem, kvůli kterému bicyklové pláště dosahují nízkého koeficientu valivého odporu, je jejich malá šířka a tenký běhoun. Druhý nejnižší průměrný valivý odpor mají pneumatiky komerčních vozidel, kde má opět velký vliv vysoký provozní tlak těchto pneumatik, pevnější materiály a větší průměr než jiné druhy pneumatik s výjimkou pneumatik bicyklových. Z pneumatik automobilových nejnižší průměrný valivý odpor vykazují pneumatiky letní následované zimními. Důvody byly již popsány v kapitole 4.1.4. Nejvyššího průměrného koeficientu valivého odporu dosahují pneumatiky motocyklové. Důvody byly zmíněny v kapitole 4.3.



Obrázek 44 Porovnání průměrných koeficientů valivého odporu pneumatik různých kategorií

5 PRINCIPIÁLNÍ NÁVRH MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ

Pro principiální návrh měřicího zařízení bylo nejprve potřebné zvážit, zda se bude jednat o měřicí zařízení určené pro měření v laboratorních nebo reálných podmínkách. Laboratorní měřicí stavy jsou velmi rozšířené a existuje velké množství různých typů a provedení, které byly ukázány v kapitole 3.1. Nevýhodou těchto laboratorních stavů je jejich cena a možnost měření jen v laboratorních podmínkách, kde často není umožněno využívat pro měření různé povrchy a podmínky, jako je například přítomnost vodního sloupce na vozovce. Jedním z měřicích zařízení, které umožňuje výměnu segmentů pro simulaci různých povrchů a zároveň umožňuje měření za podmínek simulujících déšť, je již zmíněná bubnová zkušebna Technického institutu v Karlsruhe, kde dochází k odvalování pneumatiky pro vnitřní straně bubnu. Toto zařízení je však velmi rozměrné a náklady na jeho vybudování jsou vysoké, proto bylo učiněno rozhodnutí, že bude navrhováno měřicí zařízení pro použití v reálných podmínkách. Cílem bude zařízení, jehož stavba bude cenově dostupná a zároveň umožní měření nejen valivého odporu, ale i koeficientu valivého odporu. Pro tyto předpoklady se jeví jako nejvhodnější navrhnout přípojně vozidlo, jehož použití je výhodné kvůli možnosti měření na různých površích a za různých podmínek při zachování co nejnižších nákladů na výrobu. Pro měření v reálných podmínkách by šlo použít i speciálně upravené vozidlo, ale zde se do nákladů přidává pořizovací cena vozidla, která by mohla převýšit i celkové náklady na výrobu měřicího vozíku. Vozidlo by poté bylo potřebné ještě osadit měřicí technikou a možnost měnit zatížení měřeného kola by byla omezená, proto bude navrhován měřicí přívěsné vozidlo.

Měřicí vozík je vhodné navrhnout tak, aby mohl být homologován pro provoz na pozemní komunikaci. Za tímto účelem bylo nutné prostudovat zákon č. 56/2001 Sb., vyhlášku č. 341/2014 Sb. a Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů č 48., které stanovují, co přípojně vozidlo musí splňovat, aby byla schválena technická způsobilost k provozu vozidla na pozemní komunikaci [83], [84], [85]. Potvrzení o technické způsobilosti vozidla k provozu na pozemní komunikaci je žádoucí získat, neboť vozidlo následně může být legálně provozováno na veřejných komunikacích, a měření tak není limitováno pouze na povrchy polygonů a uzavřených areálů, ale je možné získat data pro velké množství povrchů a podmínek. Po konzultaci s technikem na stanici technické kontroly ve Mstišově bylo zjištěno, že vozík by spadl do kategorie O, což jsou přípojná vozidla konstruovaná a vyrobená pro dopravu nákladů nebo osob i pro ubytování osob [83]. Žádoucí je, aby vozík spadl i do podkategorie O1, což jsou vozidla kategorie O s maximální hmotností nepřevyšující 0,75 tuny, což by umožnilo tažení vozíku za osobním vozidlem řízeným držitelem řidičského průkazu pro skupinu B [84].

Následující podkapitoly se budou zabývat principem měření valivého odporu, díly potřebnými pro konstrukci vozíku a měřidly, které by bylo vhodné použít.

5.1 PRINCIP MĚŘENÍ SÍLY VALIVÉHO ODPORU

Za účelem vytvoření principiálního návrhu měřicího zařízení bylo potřebné prostudovat již existující měřicí přípojná vozidla. Konkrétně bylo zkoumáno sedm vozidel (vozidlo institutu BASt, již zmíněného institutu FKFS, Technické univerzity ve Gdaňsku, Belgického dopravního institutu (BRRC), společnosti IPW automotive, Vysoké technické univerzity v Aachenu a společnosti Dufournier Technologies) [60]. U všech těchto přívěsů je síla valivého odporu měřena pomocí siloměrů, měřičů reakčních sil v uloženích nebo je sledována

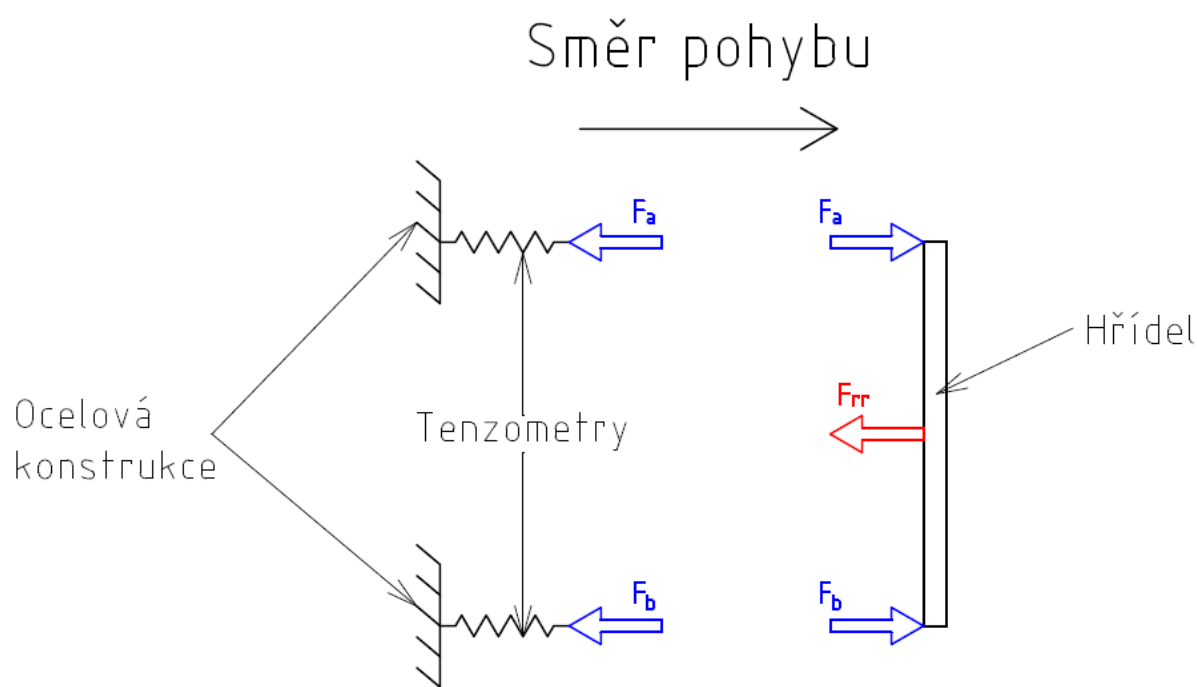
výchylka uložení kola a následně ze známé geometrie je valivý odporu dopočten. Způsoby stanovování síly valivého odporu jednotlivých měřicích vozidel lze vidět v tabulce 16.

Tabulka 16 Způsob měření valivého odporu již existujících přívěsů

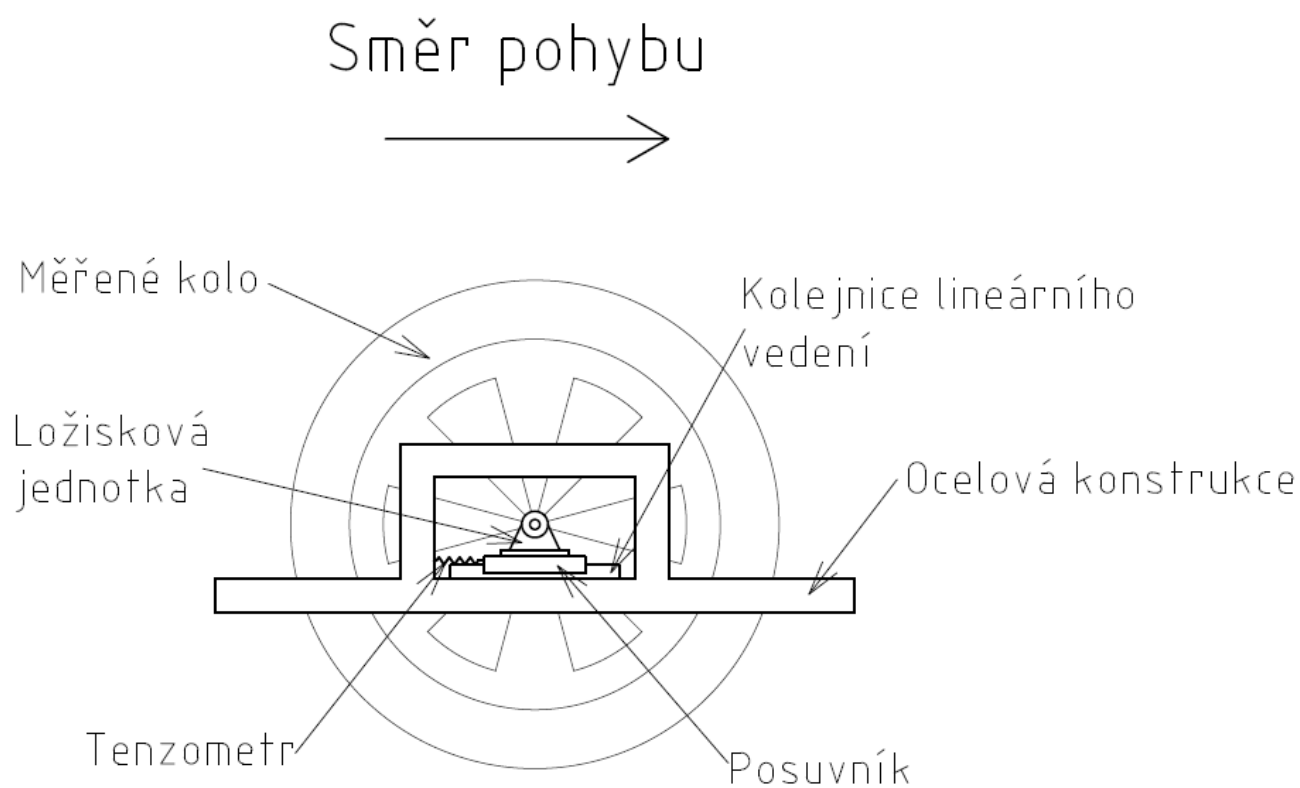
Provozovatel přípojného vozidla	Způsob měření valivého odporu
Technická univerzita Gdaňsk	Úhlové vychýlení ramena přepočtené na sílu
BASt institut	Dva siloměry na táhlech
FKFS institut	Siloměr na systému táhel
BRRC institut	Úhlové vychýlení ramena přepočtené na sílu
IPW automotive	Siloměr mezi přívěsem a táhnoucím autem
Technická univerzita Aachen	Náboj kola měřící sílu ve třech směrech
Dufournier Technologies	Náboj kola měřící sílu ve dvou směrech

Výše vypsané přívěsy využívají metody silové, protože je snadněji uplatnitelná než přístup energetický, u kterého by bylo potřebné měřit výkon na kolo vstupující a výkon z kola vystupující. Metoda výkonová používaná u bubnových zkušeben je také nesnadno aplikovatelná, neboť je náročné měřit výkon dodávaný vozíku, který by umožnil jeho setrvání v pohybu při konstantní rychlosti. Z tohoto důvodu bylo rozhodnuto, že návrh vozíku bude také pracovat s metodou silovou. Použit bude typ vozíku, který má celkem tři kola, z nichž je pouze jedno měřené. Tato koncepce byla vybrána, neboť použití koncepce pouze s jedním kolem použitým pro pohyb i pro měření by mohlo vést k problémům se stabilitou. Dvě přídatná neměřená kola dodají vozidlu stabilitu a umožní bezpečně dosáhnout vyšších rychlostí, které jsou pro měření valivého odporu a koeficientu valivého odporu také zajímavé. Tento typ konstrukce je využit i u přípojného vozidla Technické univerzity Gdaňsku, které bylo ukázáno v 3.2.1.

Pro navrhovanou metodu je potřebné připojit kolo k hřídeli tak, aby docházelo k otáčení hřídele zároveň s kolem. Hřídel je na obou koncích uchycena přes ložiskové jednotky k posuvníkům, které se mohou pohybovat po kolejnici lineárního vedení. Kolejnice lineárního vedení je připevněna k ocelovému rámu, čímž je zajištěno, že nedojde k deformaci kolejnice, a měření tak nebude zásadně ovlivněno. Posuvníky je vhodné zvolit takové, které obsahují valivé segmenty, což sníží tření a umožní to následně přesněji měřit sílu valivého odporu. Tyto posuvníky se tlakově dotýkají tenzometrů připevněných ke stejné ocelové konstrukci jako kolejnice. Při jízdě je díky tomu umožněno měřit reakční sílu v uložení a následně pomocí silové rovnováhy pro hřídel dopočítat sílu působící na hřídel v místě kola, která je při konstantní rychlosti stejně velká jako síla valivého odporu, což bylo ukázáno již dříve v rovnici 2. Silové schéma s měřenými silami (F_a a F_b) zobrazuje obrázek 45. Vhodné by bylo osadit posuvníky určitou formou dorazů, které by při přejezdu nerovností nebo prudkém brzdění ochránily tenzometr před přetížením a přenesly by část síly na ocelovou konstrukci. V rámci kalibrace vozidla před měřením by bylo důležité zajistit, aby kolejnice byla rovnoběžná s vozovkou, díky čemuž by naměřená síla byla pouze silou valivého odporu. Kalibrace by mohla být prováděna pomocí přípojného kloubu se kterým by bylo umožněno hýbat ve svislé ose a tím nastavovat jeho výšku. Schéma ocelové konstrukce s popsáním měřicím řetězcem je zobrazeno na obrázku 46.

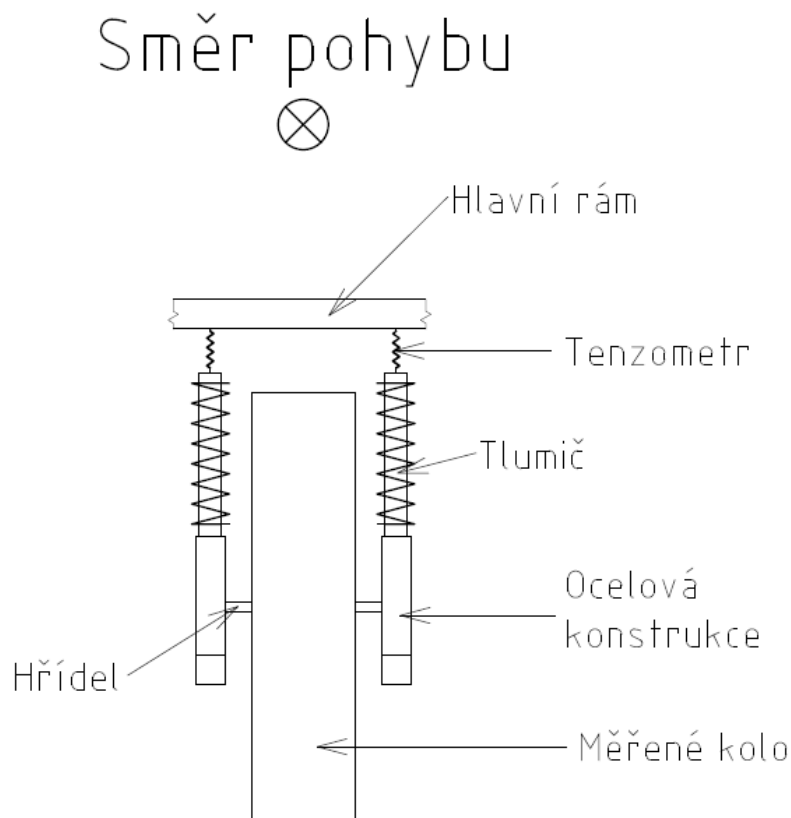


Obrázek 45 Silové schéma při pohledu shora



Obrázek 46 Schéma ocelové konstrukce s měřicími prvky

Dalším požadavkem na konstrukci je tlumení měřeného kola, což umožní komfortnější jízdu při měření a eliminuje to poskakování měřeného kola a rázy. Pro odpružení kola budou použity dva stejné tlumiče v paralelním zapojení, které jsou v horní části přes tenzometry připevněné k hlavnímu rámu přípojného vozidla a ve spodní části k ocelové konstrukci osazené měřicími prvky. Tenzometry na tlumičích umožní snímat sílu, kterou je kolo zatíženo, a díky známé síle valivého odporu a této zatěžující síle by bylo možné snadno dopočítat koeficient valivého odporu. Vhodné by bylo zvolit výškově nastavitelné tlumiče, které by mohly pomoci dosáhnout rovnoběžnosti ocelové konstrukce s vozovkou pro případ, že by výškový rozsah nastavení přípojného kloubu již nebyl dostačující. Nákres ocelové konstrukce k rámu přes tlumiče je možné vidět na obrázku 47.



Obrázek 47 Nákres upevnění ocelové konstrukce k rámu pomocí tlumičů

U tohoto způsobu konstrukce se objevuje jeden hlavní problém při brzdění nebo prudkém zrychlování a to síla, která tlumiče bude ohýbat. Tento problém by mohl být řešen vhodným dimenzováním tlumičů, například použitím tlumičů z nápravy MacPherson, které jsou v této nápravě zároveň využity jako vzpěry, a díky jejich robustnosti vydrží větší namáhání [86]. Lepším způsobem by mohlo být využití roln, které budou připevněny na ocelové konstrukci a budou opřeny o hlavní rám přípojného vozidla. Výhodou využití roln je to, že ustaví ocelovou konstrukci vůči rámu a zároveň zásadně neovlivní měření síly zatěžující kolo, protože se po hlavním rámu budou odvalovat při chodu tlumiče. Rolny mohou být použity společně s tlumičem použitým u nápravy typu MacPherson, což zajistí nejvhodnější podmínky pro měření. Rolna, která je k vidění na obrázku 48, by byla použita celkem v počtu čtyř kusů.



Obrázek 48 Rolna [87]

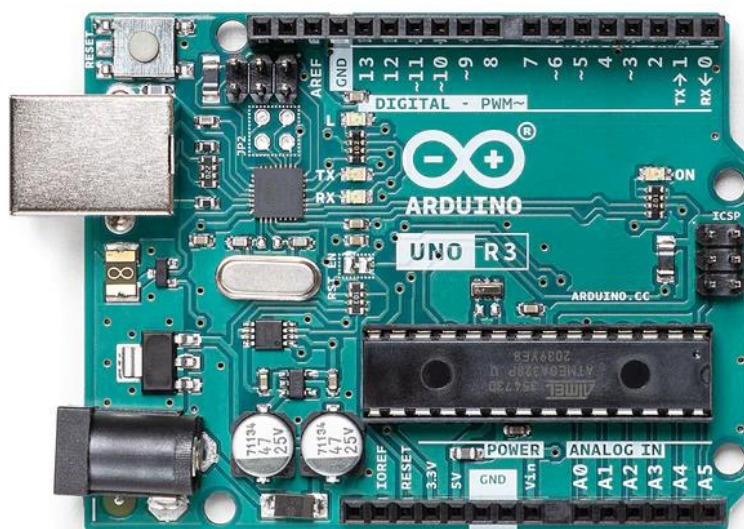
Provádět měření kola bude žádoucí i pro různá zatížení, proto je důležité myslet i na to, jak toto proměnné zatížení realizovat. Možností je více, kde mezi komplexní řešení patří využití hydraulického okruhu s pístem, který bude vyvozovat zatížení na kolo, případně je možné využít okruhu pneumatického, který by fungoval na podobném principu jako okruh hydraulický. Nejsnazším a cenově nejpřívětivějším řešením by bylo umístování závaží nad měřené kolo nebo do jiného místa na vozík. Závaží by mohla být vyrobena na míru, nebo by bylo možné využít kotoučů používaných k posilování. Kotouče by bylo možné nasouvat na tyč o průměru 50 mm umístěnou na rámu, čímž by bylo jednoduše docíleno zvýšení zatížení měřeného kola. Důležité by bylo správně vybrat umístění tyče na rámu, aby došlo především k zatížení kola měřeného, a ne kol přídatných v přední části přívěsu. Vhodné a cenově přijatelné kotouče je možné vidět na obrázku 49, jedná se o kotouče druhé jakosti, které mohou být drobně poškozené nebo mít jistou váhovou odchylku, ale jejich cena je nižší než cena kotoučů první jakosti [88]. Odchylka od váhy není pro použití na přípojném vozidle podstatná, neboť zatížení měřeného kola je přesně měřeno tenzometry.



Obrázek 49 Kotouče pro zatížení kola [88]

Aby měření bylo co nejpřesnější, je důležité, aby bylo provedeno za konstantní rychlosti. Při zrychlování nebo zpomalování by měřená síla byla ovlivněna odporem zrychlení, což je nežádoucí. Důležité je dále eliminovat vliv aerodynamického odporu, který by měření také znatelně ovlivňoval. Eliminace aerodynamického odporu by mohla být snadno provedena zakrytím měřeného kola pomocí krytu, který by byl připevněný k rámu přípojného vozidla. Eliminace odporu zrychlení je náročnější a mohla by být provedena dvěma způsoby, kdy je pro oba tyto způsoby potřebné na přípojně vozidlo umístit akcelerometr. Podle hodnot naměřených akcelerometrem by bylo možné eliminovat naměřená data ovlivněná zrychlením, případně výsledná naměřená síla valivého odporu by mohla být přepočtena tak, aby byl odpor zrychlování zanedbán. Pro tuto korekci by bylo možné využít druhého pohybového zákona ($F=m \cdot a$), přičemž by bylo nutné znát hmotnost měřeného kola, hřídelů, ložiskových jednotek, posuvníků a použitého spojovacího materiálu v této části konstrukce, aby mohla být síla měření ovlivňující dopočtena. Data z akcelerometru by bylo vhodné filtrovat přes nízkoprahový filtr, aby došlo k eliminaci zrychlení způsobeného otřesy. Posledním odporem, který by bylo potřebné eliminovat, je odpor stoupání. Jízda po nakloněné rovině by také změnila zatížení měřeného kola, což by ovlivnilo sílu valivého odporu, která je závislá na velikosti síly zatěžující, jak bylo ukázáno v rovnicích 7 a 9. Na vozíku by bylo potřebné sledovat jeho náklon vůči vodorovné ose a následně by mohla být naměřená data ovlivněná úhlem eliminována, nebo by mohla být provedena korekce.

Veškerá naměřená data je nutné zapisovat s co největší vzorkovací frekvencí, což zpřesní měření. Zařízení, které umožní data zapisovat je potřebné napájet, stejně jako některé měřicí přístroje. Napájení je možné řešit dvěma způsoby – akumulátorem připevněným k rámu vozíku nebo napájením z přívodního kabelu, který vede do zadních obrysových světel. Konstrukčně jednodušším řešením je připevnění akumulátoru k rámu, ale zde by se do ceny konstrukce přidaly náklady na akumulátor. Použití akumulátoru by sebou neslo i potřebu jeho dobíjení, proto jako vhodnější a cenově dostupnější řešení bylo zvoleno použití elektrické energie z kabelu vedoucího do zadních obrysových světel. Ovládání měřicích zařízení a zapisování naměřených dat může být realizováno pomocí jednodeskového počítače Arduino Uno (obrázek 50), který může být napájen stejnosměrným napětím v rozmezí 6 V až 20 V [89]. Izolovaný vodič napájecí zadní světla dodává 12 V, proto by bylo potřebné pořídit pouze DC jack, kterým je možné přímo Arduino napájet. Výhodou použití toho zapisovacího zařízení je možnost pomocí něj napájet digitální přístroje použité pro měření. Pro zápis dat z analogových tenzometrů by bylo možné využít přímo analogových vstupů na desce, ty jsou však pouze 12-bit, pro zpřesnění měření by bylo vhodné využít AD převodníku s 24-bit vstupem, což by zvýšilo přesnost a rozlišení převodu na digitální signál [90]. Cena tohoto jednodeskového počítače je 685 Kč bez DPH [91].



Obrázek 50 Arduino Uno Rev3 [89]

5.2 DÍLY POTŘEBNÉ PRO KONSTRUKCI VOZÍKU

Aby vozík mohl být provozován na pozemní komunikaci, tak musí získat potvrzení o technické způsobilosti vozidla k provozu. Povinně musí být přípojná vozidla vybavena dvěma červenými odrazkami trojúhelníkového tvaru, které musí být umístěny na zadním čele vozíku maximálně 400 mm od vnějšího obrysu vozidla a mezi jednotlivými odrazkami musí být vzdálenost alespoň 400 mm u vozidel s maximální šířkou do 1,3 metru, jinak je minimální vzdálenost mezi odrazkami 600 mm. Tyto odrazky musí být umístěny alespoň 250 mm nad vozovkou. Dále je povinné použití dvou blikačů, které mají oranžovou barvu, a pro umístění na šířku platí stejné náležitosti jako pro červené trojúhelníkové odrazky. Pro umístění na výšku je požadována vzdálenost alespoň 350 mm od vozovky, maximální vzdálenost však musí být 1,5 metru. Zadní blikače musí svítit přerušovaně ve stejné fázi jako vozidlo a jejich rozsvícení musí být možné nezávisle na jiných světlech. Zadními brzdovými světly musí být také vybaveno každé přípojně vozidlo, použita musí být dvě brzdová světla červené barvy, pro jejich umístění platí stejné povinnosti jako pro zadní blikače. Dále je povinné vybavení vozíku dvěma obrysovými světly, která musí z hlediska umístění dodržet totožné náležitosti jako zadní brzdová světla. Jedním z posledních povinných osvětlení na zadní straně vozíku je zadní mlhové světlo, které musí být umístěno na levé straně vozidla, minimálně 250 mm od vozovky. Mlhové světlo musí být umístěno alespoň 100 mm od zadního brzdového světla. Posledním povinným zadním světlem potřebným při provozu vozidla na pozemních komunikacích je osvětlení registrační tabulky. Toto světlo musí být bílé a je povinné alespoň v počtu jednoho kusu.

Pro řešení celého zadního osvětlení se jeví jako ideální řešení použití světelného panelu od společnosti Tanatech, který lze vidět na obrázku 51 [92]. Tento panel obsahuje všechna povinná světla potřebná k získání osvědčení o technické způsobilosti vozidla k provozu po pozemních komunikacích. Všechna tato světla jsou umístěna na kovové desce, kterou lze snadno namontovat na rám měřicího přívěsu. Světelný panel je dodán i s přívodním kabelem osazeným na konci sedmipólovou zástrčkou, která umožňuje spojení s vozidlem a zároveň napájí světla. Cena tohoto panelu je 883 Kč bez DPH.



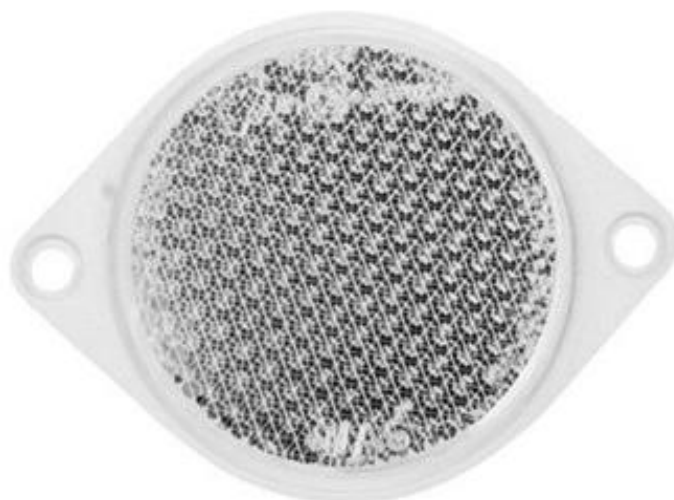
Obrázek 51 Světelný panel Tanatech [92] (upraveno)

Vozík kategorie O1 musí být na boční straně vybaven oranžovými odrazkami, které nesmí být trojúhelníkového tvaru. Pro umístění odrazek platí, že nejpřednější odrazka musí být vzdálena od předu vozidla maximálně 3 m, mezi jednotlivými odrazkami nesmí být větší vzdálenost než 3 m a pro nejzadnější odrazku musí platit, že je od konce vozidla vzdálena maximálně 1 m. Pro předpokládanou délku přípojného vozidla, která by měla být menší než 2 metry by všechny tyto požadavky splňovala jedna odrazka na každém boku umístěná ve středu vozidla. Vhodnou odrazkou může být odrazka FI 75 mm oranžová, při ceně za jeden kus 11,23 Kč bez DPH, kterou lze vidět na obrázku 52 [93].



Obrázek 52 Boční oranžová odrazka [94]

Pro vozík, jehož šířka nepřesahuje 1,6 metru, není povinné použití předních obrysových světel, ale je pouze povinné použití předních odrazek bílé barvy s jiným než trojúhelníkovým tvarem. Pro umístění platí, že odrazky musí být alespoň 250 mm nad vozovkou a maximálně 150 mm od kraje vozíku. Mezi odrazkami musí být vzdálenost alespoň 600 mm, pokud je šířka vozidla do 1,3 metru, pak je dostačující vzdálenost mezi nimi 400 mm. Pro tuto aplikaci je možné použít odrazku FI 75 mm bílou, jejíž cena je 11,23 Kč bez DPH za jeden kus [95]. Tuto odrazku je možné vidět na obrázku 53.



Obrázek 53 Přední bílá odrazka [96]

Pro spojení tažného vozidla a vozidla přípojného se běžně využívá přívěsný (tažný) kloub, který je upevněn na tažné zařízení. Vzhledem k tomu, že cílová hmotnost vozíku je pod 750 kg, tak je dostačující využití přívěsného kloubu pro nebrzděné přívěsy. Běžné tažné zařízení využívá kulový čep o průměru 50 mm, proto byl zvolen tažný kloub ZSK-750, který se připevňuje na ocelový profil čtvercového tvaru [97]. Podle použitého průřezu by následně bylo potřebné zvolit, který konkrétní přípojný kloub vybrat. Cena je však pro všechny typy stejná – 349 Kč bez DPH [98]. Tažný kloub je možné vidět na obrázku 54.



Obrázek 54 Přívěsný kloub na čtvercový profil 50 x 50 mm [99]

Pro usnadnění manipulace s vozíkem a předcházení poškození přívěsného kloubu je vhodné použít opěrné kolečko. Jako vhodné se jeví kolečko s průměrem trubky 48 mm při ceně 583 Kč bez DPH za jeden kus včetně montážního setu [100]. Použité opěrné kolečko pro návrh měřicího zařízení je možné vidět na obrázku 55.



Obrázek 55 Opěrné kolečko [100]

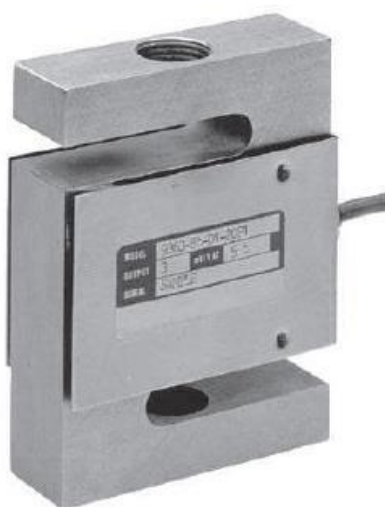
5.3 ZVOLENÉ MĚŘICÍ PŘÍSTROJE

Tenzometry pro měření síly valivého odporu je potřebné dimenzovat tak, aby nedošlo k jejich přetížení. Při jízdě může nastat případ, kdy měřená síla nebude pouze silou valivého odporu, ale ještě odpor zrychlení a odpor stoupání. Očekávanou sílu valivého odporu je možné odhadnout pomocí 14, kam se za zatížení kola může dosadit síla 7400 N (jde o velmi naddimenzovanou sílu, kterou by bylo kolo zatíženo pouze v případě, že by přenášelo celou hmotnost přípojného vozidla) a koeficient valivého odporu 0,02 (opět naddimenzovaná hodnota). Síla valivého odporu s tímto zatížením a koeficientem valivého odporu by byla přibližně 150 N. Pro sílu odporu zrychlení je nutné znát hmotnost disku, pneumatiky, posuvníků ložiskových jednotek a hřídele. Všechny zmiňované komponenty by dohromady mohly dosahovat hmotnosti 30 kg, kdy pro zrychlení 3 ms^{-2} by odpor zrychlení byl 90 N (pomocí rovnice $F_a = m \cdot a$). Pro odpor stoupání je nutné definovat úhel stoupání, což je úhel, který svírá vozovka s vodorovnou osou. Odpor stoupání je následně možné vypočítat pomocí rovnice $F_s = m \cdot g \cdot \sin \theta$, kde g je tíhové zrychlení a θ je úhel stoupání. Pro úhel 20° a dříve definovanou hmotnost odpor stoupání dosahuje přibližně hodnoty 100 N. Maximální síla, kterou je žádoucí měřit je tedy 340 N. Za předpokladu, že na každý tenzometr bude přenesena polovina síly, je potřebné, aby oba tenzometry byly schopné měřit sílu 170 N, což odpovídá hmotnosti 17,33 kg. Síla musí být přepočtena na hmotnost, protože podle hmotnosti, která bude tenzometr zatěžovat, se tenzometry volí. Nejbližší vyšší hodnota, na kterou jsou tenzometry běžně dimenzovány je 20 kg [101]. Pro tuto konkrétní aplikaci by šlo využít tenzometrického snímače Zemic L6D/20 kg C3 (obrázek 56), jehož cena je 990 Kč bez DPH za kus [102]. Zvolen byl tento tenzometr, protože má vhodné rozměry a je dostatečně přesný a rozšířený, proto je například používán ve váhách.



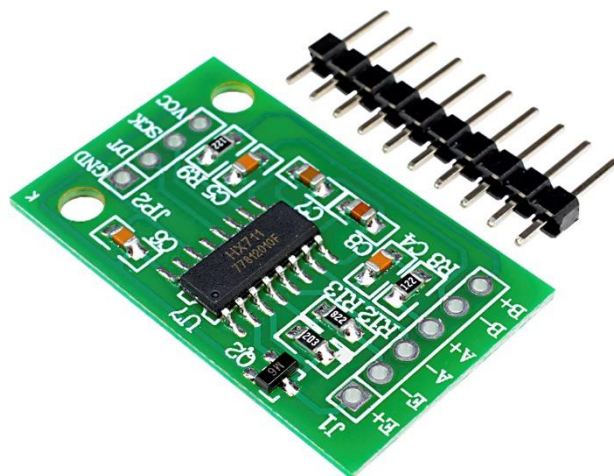
Obrázek 56 Tenzometrický snímač Zemic L6D [102]

Tenzometry umístěné na tlumičích je také potřeba naddimenzovat, ale zde stačí brát v úvahu maximální možnou hmotnost vozíku (750 kg) a odhadnout, že přes každý z tenzometrů bude přeneseno přibližně poloviční zatížení. Je vhodné ještě o něco více tenzometry naddimenzovat pro případ, že by došlo k poskočení přípojného vozidla na nerovnosti. Z tohoto důvodu byly vybrány tenzometrické snímače Revere 363/500 kg (obrázek 57), které je potřebné zatěžovat v ose snímače a jsou dimenzovány na hmotnost 500 kg [103]. Při výběru byl právě jeden z požadavků zatěžování v ose snímače, neboť přes tyto snímače budou připevněny tlumiče k rámu. Cena jednoho snímače je 3190 Kč bez DPH [103].



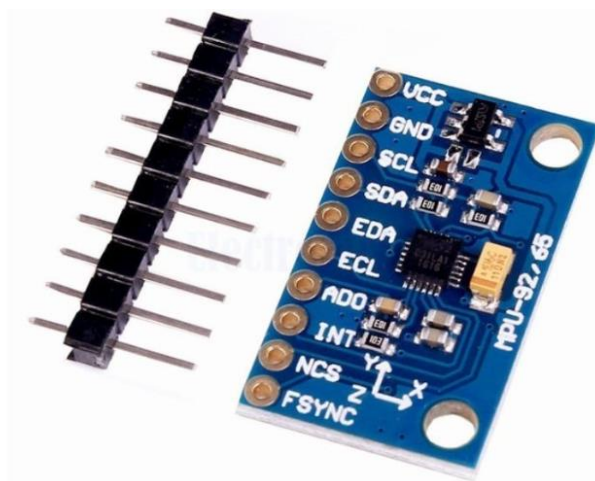
Obrázek 57 Tenzometrický snímač Revere 363 [103]

Použité tenzometry jsou analogové a naměřená data je třeba převést na data digitální. Již bylo zmíněno, že by bylo možné využít přímo vstupů na desce Arduina Uno, ale kvůli jejich 12-bit rozlišení je vhodnější použít AD převodník připojený k Arduinu, který má rozlišení 24-bit. Vhodným AD převodníkem je převodník HX711 (obrázek 58) s cenou 25 Kč bez DPH za jeden kus [104]. Tento převodník je dvoukanálový, proto by bylo vhodné pořídit dva. Jeden by převáděl analogové hodnoty naměřené tenzometry pro měření valivého odporu na hodnoty digitální a druhý převodník by byl použit pro tenzometry na tlumičích použitých pro měření zatížení kola.



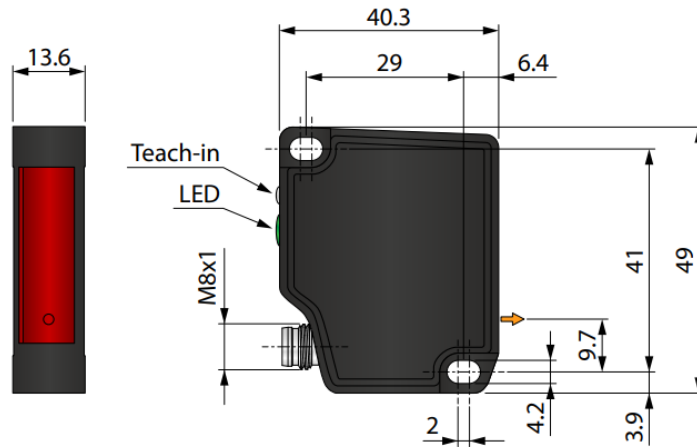
Obrázek 58 AD převodník HX711 [104]

Pro stanovení výše zmiňovaného odporu zrychlení a odporu stoupání je potřebné znát zrychlení a náklon celého přípojného vozidla. Měření zrychlení a úhlové rychlosti může být realizováno pomocí inerciální měřicí jednotky (IMU), která obsahuje gyroskop a akcelerometr. Měřit úhlovou rychlost je žádoucí, protože valivý odpor je ovlivněn boční silou, která při zatáčení vzniká, proto by výsledky mohly být opět přepočítány, nebo by mohla být provedena eliminace dat naměřených nad limitní hodnotou úhlové rychlosti. Odpor zrychlení a stoupání je možné dopočítat pomocí dat naměřených touto jednotkou tak, že pomocí dat bude určen náklon vozidla vůči vodorovné ose. Pro stanovení náklonu je potřebné znát podélné zrychlení, které bude odečteno od zrychlení v x ose naměřeného jednotkou IMU. Po odečtu by mělo zůstat zrychlení pouze v ose x a y, kde jde o rozložené tíhové zrychlení do těchto dvou os, pomocí kterého lze dopočítat náklon vozidla vůči vodorovné ose vzorcem $\theta = \tan^{-1} \left(\frac{|a_x|}{|a_z|} \right)$, kde a_x je zrychlení v x ose po odečtu podélného zrychlení a a_z je zrychlení v ose z. Určení podélného zrychlení může být provedeno pomocí numerické derivace rychlosti kola, kterou je také potřebné určit. Jako jednotku IMU lze využít jednotku MPU 9250 SPI/IIC (obrázek 59), jejíž výstupem je digitální signál, protože má v sobě zabudovaný 16bitový AD převodník [105]. Vhodným místem, kam IMU umístit je ocelový rám, přesněji profil, na které je upevněna i kolejnice lineárního vedení, což zajistí vhodnou orientaci os měřicího přístroje. Cena této jednotky je 378,5 Kč bez DPH za jeden kus [105].



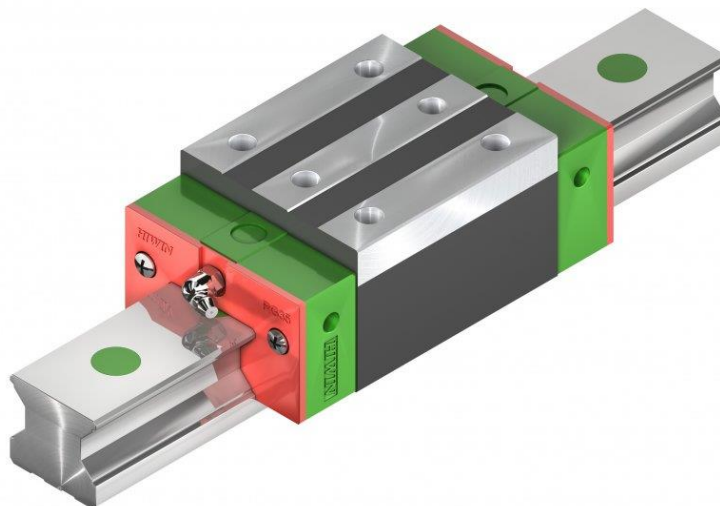
Obrázek 59 IMU jednotka MPU 9250 SPI/IIC [105]

Sledování rychlosti kola je potřebné pro určení podélného zrychlení, což bylo zmíněno již dříve. Sledovat rychlost kola je však důležité i pro určení rychlosti, při které byla síla valivého odporu měřena. Vzhledem k tomu, že je žádoucí, aby docházelo k výměně měřených kol na vozíku, tak je vhodné, aby rychlost kola byla stanovována pomocí otáček hřídele, která je s kolem pevně spojena. Lze předpokládat, že pro všechna kola bude využita totožná hřídel, proto je možné na hřídel připevnit kroužek a na rám Hallův snímač, což umožní měřit otáčky hřídele díky interakci kroužku a snímače. Pomocí této metody je však možné určit pouze úhlovou rychlost, nikoli však rychlost translačního pohybu vozíku. Pro určení rychlosti přípojného vozidla je potřebné znát ještě dynamický poloměr kola, který je nesnadno určitelný. Tento poloměr by mohl být určen měřením kola mimo vozík a následně by tato hodnota mohla být zapsána do měřicího programu nebo by bylo možné měřit dynamický poloměr kola v reálném čase přímo na vozidle. Měření v reálném čase přímo na vozidle je vhodnějším způsobem, neboť při každé výměně kola by nebylo potřebné externě dynamický poloměr měřit, ale byl by změřen přímo. Měření je možné provést pomocí laserového měřiče vzdálenosti, který bude umístěn na ocelovém rámu a následně bude k naměřené hodnotě přičtena vzdálenost od měřiče ke středu kola, která je neměnná. Hallův snímač by bylo nutné zvolit podle použitého kroužku, který by bylo potřebné volit podle průměru hřídele a způsobu uchycení k ní. Pro měření dynamického poloměru kola je možné využít laserového senzoru LAS2-TM-500 (obrázek 60), který umožňuje měřit vzdálenost v rozmezí 50 mm až 500 mm, což by mělo být dostatečné pro širokou škálu měřených kol [106]. Výstupem z tohoto senzoru je analogový signál, proto by bylo potřebné pořízení ještě jednoho AD převodníku. Cena jednoho laserového měřiče vzdálenosti je 16 500 Kč bez DPH [107].



Obrázek 60 Senzor LAS2-TM-500 [108]

Pro kolejnici a posuvník je žádoucí, aby se vozík po kolejnici pohyboval s co nejnižším třením. Z tohoto důvodu je vhodné využít posuvník obsahující valivé elementy, protože u těchto vozíku se uplatňuje valení namísto tření, což zajišťuje nižší ztráty. Vhodným posuvníkem by mohl být posuvník, který obsahuje válečky jako valivé elementy, což zajišťuje vysokou tuhost a únosnost. Vhodnými vozíky pro navrhované použití jsou vozíky typu RGH, které jsou určeny pro montáž shora [109]. Kolejnici je potřeba zvolit podle použitého typu vozíku, kde po tento typ vozíku je potřebné využít kolejnice RGR typu R, což zajistí vzájemnou kompatibilitu [110]. Konkrétní posuvník a kolejnici by bylo nutné zvolit podle rozměrů ocelového rámu, ke kterému bude kolejnice upnuta. Kolejnici s posuvníkem lze vidět na obrázku 61.



Obrázek 61 Kolejnice s posuvníkem [109]

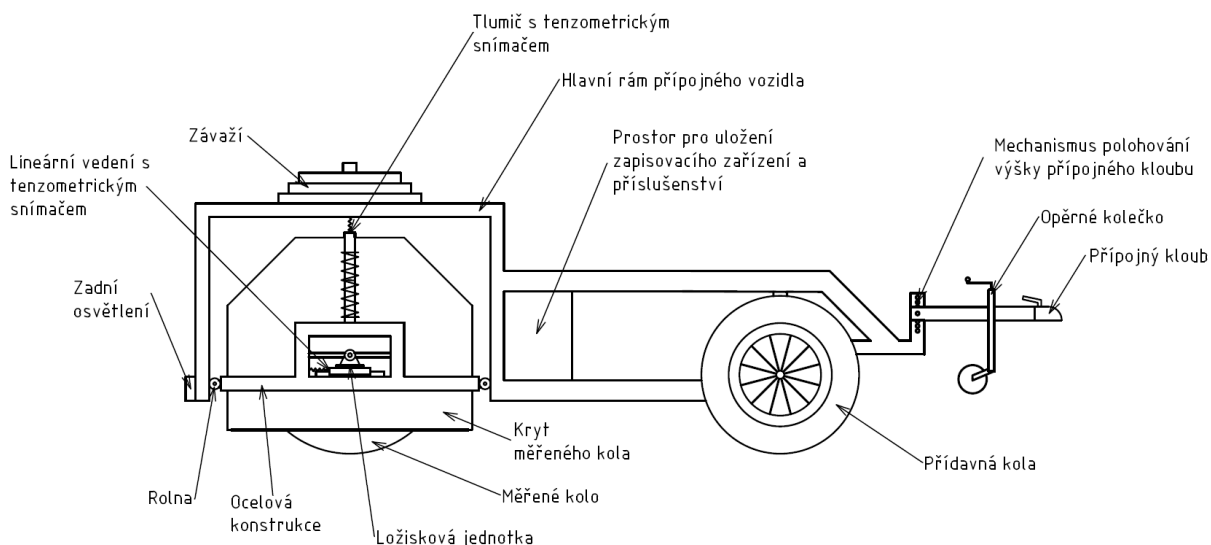
5.4 ZHODNOCENÍ KONCEPCE

Jedním z cílů při koncepčním návrhu přípojného vozidla bylo navržení způsobu měření tak, aby celá stavba vozidla byla cenově přijatelná. Dalším faktorem také bylo to, že by se měněné kolo mělo dát jednoduše vyměnit, čehož bylo dosaženo díky umístění kola na hřídel, kterou půjde snadno z ložiskových jednotek vysunout. Vzhledem k tomu, že celý návrh je prozatím koncepční, tak nelze přesně určit, jaké rozměry kol bude umožněno měřit. Velikost měřitelných kol je ovlivněna ocelovou konstrukcí, rámem a také rozsahem nastavení tlumičů a přípojného kloubu. Snadnou výměnu kola také podporuje fakt, že není potřeba externě měřit dynamický poloměr kola a ten zapisovat do měřicího programu, ale dynamický poloměr kola je měřen v reálném čase. Tento koncept měření dynamického poloměru kola za jízdy je však sebou nese nevýhodu v podobě pořizovací ceny laserového měřiče vzdálenosti, která je vyšší než součet cen všech ostatních dílů potřebných pro stavbu přívěsu a cen všech měřicích přístrojů. Znamé ceny všech použitých přístrojů a dílů jsou zaneseny do tabulky 17.

Tabulka 17 Ceny a počet použitých komponent

Komponent	Cena za kus bez DPH [Kč]
3x AD převodník HX711	25
2x Odrazka oranžová	11,23
2x Odrazka bílá	11,23
1x Přípojný kloub	349
1x IMU jednotka MPU 9250 SPI/IIC	378,5
1x Senzor LAS2-TM-500	16 500
1x Opěrné kolečko	583
1x Arduino Uno Rev3	685
1x Světelný panel Tanatech	883
2x Tenzometrický snímač Zemic L6D	990
2x Tenzometrický snímač Revere 363	3190
Součet	27 858,42

Nejnákladnějšími položkami, které však nejsou vyčísleny, bude stavba rámu dle požadavků konstruktéra, stavba ocelové konstrukce, tlumiče, kola použitá v přední části vozíku a homologační proces. Všechny tyto položky nyní nejdou vyčíslit, protože jsou závislé na konkrétním konstrukčním provedení a použitých materiálech. Do nákladů na stavbu se také přidají dvě kolejnice s posuvníkem, kde posuvníky mají cenu přibližně 2800 Kč bez DPH za kus a cena kolejnic je závislá na jejich délce, kterou nyní není možné stanovit [111]. Schématická vizualizace celého přípojného vozidla je k vidění na obrázku 62.



Obrázek 62 Schématická vizualizace přípojného vozidla

Nevýhodou celé koncepce může být řešení proměnlivého zatížení pomocí kotoučů, což umožní pouze schodovité nárůsty zatížení kola, nikoli však postupné zatížení, které by mohlo být umožněno hydraulickým nebo pneumatickým pístem. Hlavní výhodou tohoto řešení je však jeho cena a také to, že většinu hmotnosti kotoučů lze proměnit v zatížení kola, což by v případě využití pneumatického systému bylo náročné, neboť k jeho provozu je potřebný stlačený vzduch, který je nutné skladovat v tlakové lahvi, což je z velké části hmotnost, kterou nelze přeměnit v zatížení kola.

Po předložení technické dokumentace a technického protokolu vydaného zkušební stanicí je možné získat pro toto přípojné vozidlo osvědčení o technické způsobilosti vozidla k provozu, což umožní provoz tohoto vozidla pro veřejných komunikacích, jak bylo zmíněno dříve [10]. Před každou jízdou, při které bude provozováno měření, je potřebné, aby došlo ke kalibraci senzorů a zajištění rovnoběžnosti kolejnice lineárního vedení s vozovkou. Rovnoběžnost s vozovkou může být zajištěna na vodorovném povrchu pomocí měření libelou nebo mohou být využita data z akcelerometru, pomocí kterých je možné stanovit náklon vozíku. Tato kalibrace může být provedena primárně pomocí přípojného kloubu s nastavitelnou výškou, nebo může být využita nastavitelnost tlumičů na měřeném kole. Před prvním měřením by také bylo vhodné stanovit ztráty v měřicím řetězci, které měření ovlivní. Je důležité, aby byly co nejpřesněji určeny ztráty v lineárním vedení, které přímo ovlivňují měření síly valivého odporu. Pokud tyto ztráty budou známé, tak je možné výsledky přepočítat tak, aby se ztráty z velké části na výsledku nepodílely, čímž by došlo k zpřesnění měřené síly.

ZÁVĚR

Na výrobce pneumatik je kladen tlak kvůli vylepšování konstrukcí a vývoji nových materiálů jejich pneumatik, které ovlivňují například dojezd automobilu a množství emisí vytvořených u vozidel s konvenčním pohonem. To, co dojezd a množství vypouštěných emisí ovlivňuje, je valivý odpor, který je přímo závislý na zatížení pneumatiky a jejím koeficientu valivého odporu. Pomocí tohoto koeficientu lze jednotlivé pneumatiky mezi sebou porovnávat, a existuje velké množství faktorů, které součinitel valivého odporu ovlivňují. Hlavním cílem práce bylo utvořit ucelený přehled nejdůležitějších faktorů, popsat metody měření valivého odporu a ukázat typický příklad hodnot koeficientů valivého odporu. Posledním cílem bylo vytvořit principiální návrh měřicího zařízení, které bude schopno valivý odpor měřit.

Všechny důležité faktory ovlivňující koeficient valivého odporu byly v práci popsány, a vždy byla nalezena závislost koeficientu valivého odporu na tomto faktoru. Jediným místem, kde se tuto závislost nepodařilo nalézt, je vliv odklonu kola na valivý odpor, neboť pro tento faktor nebyl nalezen dostatek experimentů. Z tohoto důvodu bylo možné porovnat pouze dva dostupné experimenty, kdy každý z těchto experimentů vyvodil jiný závěr. Tato skutečnost však přináší možnost tuto závislost dále zkoumat a testovat.

Měření valivého odporu lze provádět v laboratorních nebo reálných podmínkách. V práci jsou popsány všechny důležité laboratorní způsoby měření, mezi které patří měření na konvenčních bubnových zkušebnách, které jsou velmi rozšířené a měření z nich se považují za směrodatná. Dále bylo popsáno měření na nekonvenčních bubnových zkušebnách, simulace pomocí metody konečných prvků nebo nové bezkontaktní měření, kdy je pneumatika se speciálním vzorem snímána vysokorychlostními kamerami a je proveden výpočet valivého odporu v reálném čase. Měření v reálných podmínkách může být provedeno pomocí měřicích přívěsů a návěsů, speciálně upravených vozidel nebo dojezdových zkoušek. Všechny tyto metody byly v práci popsány a bylo ukázáno, na co jsou vhodné. Práce také ukázala porovnání naměřených hodnot v reálných a laboratorních podmínkách.

Za účelem ukázání konkrétních hodnot koeficientu valivého odporu pneumatik různých kategorií byli kontaktováni výrobci pneumatik. Pro pneumatiky automobilové se hodnoty od výrobců nepodařilo získat, proto byly použity výsledky z testů motoristických časopisů, u kterých byla mezi sebou nalezena korelace, a proto bylo možné považovat hodnoty z těchto testů za vypovídající. Pro pneumatiky komerčních vozidel se od společnosti Michelin podařilo získat některé hodnoty, a pomocí srovnávače, do kterého jsou hodnoty získávány certifikovaným měřením, bylo možné získat další hodnoty i od výrobců jiných. V práci byly ukázány i hodnoty koeficientu valivého odporu pneumatik bicyklových a motocyklových.

Závěrem této bakalářské práce je principiální návrh měřicího zařízení, konkrétně přípojného vozidla, kde byl navržen dosud nevyužitý typ konstrukce, jež byl navrhován s ohledem na cenu měřicích přístrojů a možnost homologace. Získání osvědčení o způsobilosti k provozu na pozemních komunikacích je velmi důležité, neboť následně by mohlo být prováděno měření na širokém spektru různých povrchů. Nad rámec principiálního návrhu byly vybrány konkrétní měřicí přístroje, povinné osvětlení, odrazky a jiné komponenty. Pro všechny tyto komponenty byl nalezen konkrétní dodavatel a byla provedena cenová kalkulace. Dále bylo nastíněno, jak je možné výsledky měření přepočítávat, aby byly eliminovány jiné silové charakteristiky, které se na měřených hodnotách podílejí. Pro uskutečnění tohoto návrhu je potřebné navrhnout provedení rámu, správně dimenzovat rozměry a vhodně zvolit použité materiály a profily pro stavbu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *The tyre: Rolling resistance and fuel savings* [online]. Clermont-Ferrand: Société de Technologie Michelin 23, rue Breschet, 63000 Clermont-Ferrand, 2003 [cit. 2022-08-12]. Dostupné z: http://docenti.ing.unipi.it/guiggiani-m/Michelin_Tire_Rolling_Resistance.pdf
- [2] SHIGLEY, Joseph, Charles MISHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Akademické nakladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] *ISO 28580:2018: Passenger car, truck and bus tyre rolling resistance measurement method — Single point test and correlation of measurement results*. 2 edition. Geneva Switzerland: International Organization for Standardization, 2018-07.
- [4] THOMAS, John. Drive Cycle Powertrain Efficiencies and Trends Derived from EPA Vehicle Dynamometer Results. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* [online]. 2014, 7(4), 1374-1384 [cit. 2022-08-19]. ISSN 1946-4002. Dostupné z: doi:10.4271/2014-01-2562
- [5] SCHURING, D. Tread Contribution to Tire Rolling Loss. *SAE Transactions* [online]. SAE International, 1984, (92), 563-570 [cit. 2022-08-21]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:10.4271/830158.
- [6] MA, Gai-ling, Hong XU a Wen-yong CUI. Computation of rolling resistance caused by rubber hysteresis of truck radial tire. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A* [online]. 2007, 8(5), 778-785 [cit. 2022-08-20]. ISSN 1673-565X. Dostupné z: doi:10.1631/jzus.2007.A0778
- [7] LACLAIR, T. J. Rolling Resistance. *Pneumatic Tire* [online]. 2006, (9-18), 482-532 [cit. 2022-08-14]. Dostupné z: https://ideaexchange.uakron.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=&httpsredir=1&article=1830&context=mechanical_ideas#page=482
- [8] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 4. vydání. Brno: Avid, spol. s r. o., 2012. ISBN 978-80-87143-24-7.
- [9] YDREFORS, Lisa, Mattias HJORT, Sogol KHARRAZI, Jenny JERRELIND a Annika STENSSON TRIGELL. Rolling resistance and its relation to operating conditions: A literature review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* [online]. 2021, 235(12), 2931-2948 [cit. 2022-08-16]. ISSN 0954-4070. Dostupné z: doi:10.1177/09544070211011089
- [10] PISKOŘ, Martin. *Konstrukce zařízení pro měření valivého odporu pneumatiky*. Brno, 2016. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

- [11] KINGSLEY, Kristin, Santokh SINGH a Chou-Lin CHEN. Tire Pressure Maintenance - A Statistical Investigation. *United States Department of Transportation* [online]. [cit. 2022-09-19]. Dostupné z: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/Pubs/811086.PDF>
- [12] WONG, Jo Yung. *Theory of ground vehicles*. 3rd edition. USA: Wiley-Interscience, 2001. ISBN 0-471-35461-9.
- [13] LINDEMUTH, B.E. An Overview of Tire Technology. *Pneumatic Tire* [online]. 2006, 9-34 [cit. 2022-08-20]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/232669607.pdf#page=8>
- [14] Typy konstrukce pneumatik: Další informace o různých konstrukcích pneumatik. In: *Mitas* [online]. [cit. 2022-09-20]. Dostupné z: <https://www.mitas-moto.com/cs-cz/nastroje-a-zdroje/znalost-pneumatik/zpyy-konstrukce-pneumatik>
- [15] DIXON, John C. *Tires, suspension and handling*. 2nd ed. Warrendale: SAE International, 1996. ISBN 15-609-1831-4.
- [16] LAFFORD, John. Rolling resistance of bicycle tyres. *HUMAN POWER: TECHNICAL JOURNAL OF THE IHPVA* [online]. 2000, (50), 14-18 [cit. 2022-09-10]. Dostupné z: <http://www.ihpva.org/hparchive/pdf/hp50-2000.pdf>
- [17] Continental Brings Dandelion Rubber to Commercial Vehicles. In: *Continental: The future in motion* [online]. Hannover, 2016 [cit. 2022-08-28]. Dostupné z: <https://www.continental-tires.com/car/about-us/media-services/taraxagum/2016-09-15-dandelion-rubber-commercial-vehicles>
- [18] GENT, A. N. Mechanical Properties of Rubber. *Pneumatic Tire* [online]. 2006, 36-85 [cit. 2022-09-01]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/232669607.pdf#page=8>
- [19] GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 15-609-1199-9.
- [20] WADDELL, Walter, R. Christopher NAPIER a Larry R. EVANS. How tread loss affects rolling resistance. *Rubber & Plastics News* [online]. 2014, 14-18 [cit. 2022-08-21]. Dostupné z: <https://s3-prod.rubbernews.com/s3fs-public/RN9444252.PDF>
- [21] INFLUENCE OF TEMPERATURE ON THE TYRE ROLLING RESISTANCE. *International Journal of Automotive Technology* [online]. 2018, 45–54 [cit. 2022-09-2]. Dostupné z: doi:10.1007/s12239-018-0005-4
- [22] HYTTINEN, JUKKA. *Truck tyre rolling resistance: Experimental testing and constitutive modelling of tyres*. Stockholm, Sweden, 2022. Licenční práce. KTH royal institute of technology.
- [23] ČAVOJ, Ondřej, Ondřej BLAŽÁK, Petr HEJTMÁNEK a Jan VANČURA. Vehicle Ride Height Change Due To Radial Expansion Of Tires. *Journal of Middle European Construction and Design of Cars* [online]. 2015, **13**(2), 22-27 [cit. 2022-10-22]. ISSN

- 1804-9338. Dostupné z: doi:10.1515/mecdc-2015-0008
- [24] *E/ECE/324. 2.* Ženeva: Evropská hospodářská komise OSN, 2013.
- [25] WALTER, Joseph. Tire Standards and Specifications. *Pneumatic Tire* [online]. 2006, 656-670 [cit. 2022-09-02]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/232669607.pdf#page=8>
- [26] *Rolling resistance coefficients for different radial ply tyres.* 2005. EuroMotor: Dostupné z: <https://www.euromotor.org/mod/resource/view.php?id=21023>.
- [27] SASTRY, S.V. A. R. a S.V.Y. SASTRY. Comparison of the Overall Efficiency of the Cars At Different Speeds. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* [online]. 2013, (35) [cit. 2022-09-15]. Dostupné z: doi:10.13140/RG.2.2.27895.78244
- [28] WILDE, James. Rolling Resistance Measurements at the MnROAD Facility. *RESEARCH SERVICES* [online]. Minnesota department of transportation, 2012 [cit. 2022-09-18]. Dostupné z: <https://www.dot.state.mn.us/research/TS/2012/2012-07.pdf>
- [29] WILLIS, J., Mary ROBBINS a Marshall THOMPSON. *EFFECTS OF PAVEMENT PROPERTIES ON VEHICULAR ROLLING RESISTANCE: A LITERATURE REVIEW* [online]. Nation Center for Asphalt Technology, 2015 [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.eng.auburn.edu/research/centers/ncat/files/reports/2014/rep14-07.pdf>
- [30] EJSMONT, Jerzy, Beata ŚWIECZKO-ŻUREK, Grzegorz RONOWSKI a W. James WILDE. *Rolling Resistance Measurements at the MnROAD Facility, Round 2: MN/RC 2014-29* [online]. Minnesota: Minnesota Department of Transportation, 2014 [cit. 2022-09-10]. Dostupné z: <https://www.lrrb.org/pdf/201429.pdf>
- [31] *BETONOVÉ VOZOVKY* [online]. Praha, 2022 [cit. 2022-10-22]. ISBN 978-80-906541-8-1. Dostupné z: <https://s3.eu-central-1.amazonaws.com/uploads.mangoweb.org/shared-prod/betonovevozovky.cz/uploads/2023/02/betonovevozovky-2022-sbornik-1.pdf>
- [32] GEE-CLOUGH, D. The effect of wheel width on the rolling resistance of rigid wheels in sand. *Journal of Terramechanics* [online]. 1978, **15**(4), 161-184 [cit. 2023-03-17]. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/0022-4898(78)90002-2
- [33] LIANG, Chi-Ying, R. Wade ALLEN, Theodore J. ROSENTHAL, Jeffrey P. CHRSTOS a Patrick NUNEZ. Tire Modeling for Off-Road Vehicle Simulation. *SAE Transactions* [online]. 2004, (113), 1063–1073 [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: <http://www.jstor.org/stable/44724930>
- [34] SENATORE, C. a C. SANDU. Off-road tire modeling and the multi-pass effect for vehicle dynamics simulation. *Journal of Terramechanics* [online]. 2011, **48**(4), 265-276 [cit. 2023-03-17]. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2011.06.006

- [35] CARLSON, Annelie a Tiago VIEIRA. The effect of water and snow on the road surface on rolling resistance. *VTI* [online]. [cit. 2022-09-10]. Dostupné z: doi:10.13140/RG.2.2.12407.75686
- [36] EJSMONT, Jerzy, Leif SJÖGREN a Grzegorz RONOWSKI. Influence of Road Wetness on Tire-Pavement Rolling Resistance. *Journal of Civil Engineering and Architecture* [online]. 2015, **2015**(9) [cit. 2022-09-10]. ISSN 1302-1310. Dostupné z: doi:0.17265/1934-7359/2015.11.004
- [37] PYTKA, Jarosław. Determination of snow stresses under vehicle loads. *Cold Regions Science and Technology* [online]. 2010, **60**(2), 137-145 [cit. 2022-10-23]. ISSN 0165232X. Dostupné z: doi:10.1016/j.coldregions.2009.10.002
- [38] LIDSTRÖM, Mats. Aircraft Rolling Resistance in Loose Dry Snow. *VTI Rapport* [online]. Linköping: National Road Traffic & Research Institute, 1979 [cit. 2023-02-23]. ISSN 0347-6030. Dostupné z: <http://vti.diva-portal.org/smash/get/diva2:674319/FULLTEXT01.pdf>
- [39] DVOŘÁK, František. *Geometrii má nejen matematika. Auto bez ní špatně pojede* [online]. In: . iDNES, 2013 [cit. 2022-09-21]. Dostupné z: https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/geometrie-napravy.A130905_145910_automoto_fdv
- [40] Wheel balancing. In: *Michelin* [online]. [cit. 2022-09-21]. Dostupné z: <https://www.michelin.com.au/auto/advice/tyre-care/wheel-alignment-wheel-balancing>
- [41] STRAKA, Martin. *Geometrie rejdové osy osobních automobilů* [online]. Brno, 2008 [cit. 2023-02-12]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/5893>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Porteš.
- [42] WIEL, Jonathan, Boice HARRIS, Carl JACKSON a Norman REESE. *Exploring The Relationship Of Rolling Resistance And Misalignment Angle In Wheelchair Rear Wheels* [online]. [cit. 2022-12-18]. Dostupné z: https://www.resna.org/sites/default/files/conference/2016/wheelchair_seating/wiel.html
- [43] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International, 1995. ISBN 15-609-1526-9.
- [44] Odklon kol. In: *Brno racing team* [online]. [cit. 2022-09-20]. Dostupné z: <https://brnoracingteam.webnode.cz/nastaveni-vozu-rbr/odklon-kol/>
- [45] OTT, Joseph, Holly WILSON-JENE, Travis HENDERSON a Jonathan PEARLMAN. *Impact of Toe in/out due to Rolling Resistance Losses in Manual Wheelchair Propulsion* [online]. [cit. 2022-12-18]. Dostupné z: <https://www.wheelchairstandards.pitt.edu/news/impact-toe-inout-due-rolling-resistance-losses-manual-wheelchair-propulsion>

- [46] KARANJA, Bethuel a Elin SKOOG. *Experimental Investigation of Rolling Losses and Optimal Camber and Toe Angle*. Stockholm, 2015. Bakalářská práce. KTH Industrial Engineering and Management Machine Design. Vedoucí práce Kjell Andersson.
- [47] ANDERSEN, Lasse G., Jesper K. LARSEN, Elsje S. FRASER, Bjarne SCHMIDT a Jeppe C. DYRE. Rolling Resistance Measurement and Model Development. *Journal of Transportation Engineering* [online]. 2015, **141**(2) [cit. 2022-11-17]. ISSN 0733-947X. Dostupné z: doi:10.1061/(ASCE)TE.1943-5436.0000673
- [48] *ISO 18164:2005: Passenger car, truck, bus and motorcycle tyres — Methods of measuring rolling resistance*. 1. Geneva Switzerland: International Organization for Standardization, 2005-07.
- [49] *J1269_202012: Rolling Resistance Measurement Procedure for Passenger Car, Light Truck, and Highway Truck and Bus Tires*. 7. Warrendale, USA: SAE International, 2020.
- [50] *J2452_201707: Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance*. 1. Warrendale, USA: SAE International, 2017.
- [51] *Regulation No 117: Uniform provisions concerning the approval of tyres with regard to rolling sound emissions and/or to adhesion on wet surfaces and/or to rolling resistance*. In: . Ženeva: United Nations Economic Commission for Europe, 2016. Dostupné také z: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:42016X0812\(01\)](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:42016X0812(01))
- [52] Vehicle Energy Consumption calculation TOol - VECTO. In: *European Commission* [online]. [cit. 2022-12-27]. Dostupné z: https://climate.ec.europa.eu/eu-action/transport-emissions/road-transport-reducing-co2-emissions-vehicles/vehicle-energy-consumption-calculation-tool-vecto_en
- [53] Tyres: tyre label. In: *European Commission* [online]. Ženeva [cit. 2022-09-21]. Dostupné z: https://commission.europa.eu/energy-climate-change-environment/standards-tools-and-labels/products-labelling-rules-and-requirements/energy-label-and-ecodesign/energy-efficient-products/tyres_en#type-approval-legislation
- [54] EVANS, Larry, John HARRIS a James MACISAAC. *NHTSA Tire Fuel Efficiency Consumer Information Program Development: Phase 1 - Evaluation of Laboratory Test Protocols* [online]. [cit. 2023-01-15]. Dostupné z: https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.gov/files/fmvss/Laboratory_Test_Protocols.pdf
- [55] *Testing Facilities: Institute of Vehicle System Technology – FAST* [online]. In: . Karlsruhe, 2018 [cit. 2022-09-22]. Dostupné z: https://www.fast.kit.edu/download/DownloadsFahrzeugtechnik/Testing_facilities_KIT-FAST-LFF.pdf
- [56] Flat-Trac® Tire Test Systems. In: *MTS* [online]. [cit. 2022-09-22]. Dostupné z: <https://www.testsysteme.cz/sites/default/files/obsah/produkt/268/soubory/flat-track-tire->

test-systems.pdf

- [57] GAO, Xueliang, Ye ZHUANG a Shu LIU. High-speed 3D digital image correlation for measuring tire rolling resistance coefficient. *Measurement* [online]. 2021, **2021**(171) [cit. 2023-01-15]. ISSN 0263-2241. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.108830>
- [58] HERNANDEZ, Jaime A., Imad L. AL-QADI a Hasan OZER. Baseline rolling resistance for tires' on-road fuel efficiency using finite element modeling. *International Journal of Pavement Engineering* [online]. 2015, **18**(5), 424-432 [cit. 2022-09-23]. ISSN 1029-8436. Dostupné z: doi:[10.1080/10298436.2015.1095298](https://doi.org/10.1080/10298436.2015.1095298)
- [59] RONOWSKI, G. Design and Calibration of Rolling Resistance Test Trailer R 2 Mk.2. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* [online]. 2016, **148** [cit. 2023-01-15]. ISSN 1757-8981. Dostupné z: doi:[10.1088/1757-899X/148/1/012026](https://doi.org/10.1088/1757-899X/148/1/012026)
- [60] State of the art on rolling resistance measurement devices. *ROSANNE: Rolling resistance, Skid resistance, ANd Noise Emission measurement standards for road surfaces* [online]. 2014 [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: <https://www.rosanne-project.eu/ajax/DownloadHandlerFM.php/downloadFile?id=11822>
- [61] BREDENBECK, Jürgen, Rahul AHLAWAT, Michael SMITH, Tatsuo ICHIGE a Katsuhiko FURUYA. *Comparison of On-road&Laboratory-based Rolling Resistance Measurements* [online]. Aachen, 2013 [cit. 2023-11-20]. Dostupné z: https://www.aandd.jp/support/dsp_papers/comparison.pdf
- [62] BREDENBECK, Jürgen. *Rolling resistance measurement on the road: Rolling resistance measurement on the road: A dream?* [online]. Kolín nad Rýnem, 2012 [cit. 2023-09-22]. Dostupné z: https://www.aandd.jp/support/dsp_papers/rolling_resistance.pdf
- [63] VIERA, Tiago, Ulf SANDBERG a Sigurdur ERLINGSSON. Rolling Resistance Evaluation of Winter Tires on In-Service Road Surfaces. *Tire science and technology* [online]. 2021, **2021**(492) [cit. 2023-01-15]. ISSN 0090-8657. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.2346/tire.20.190225>
- [64] So testet die AUTO ZEITUNG: Reifentest: Vorgehen & Kriterien. In: *AUTO ZEITUNG* [online]. Kolín nad Rýnem [cit. 2023-02-10]. Dostupné z: <https://www.autozeitung.de/reifentest-vorgehen-kriterien-195998.html?image=0>
- [65] KLIPP, Henning a Dierk MÖLLER. Winterreifen-Test: Alle AUTO BILD-Winterreifen-Tests auf einen Blick. In: *Auto Bild* [online]. Hamburk [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.autobild.de/artikel/winterreifen-test-10811081.html>
- [66] Osobní pneumatiky 215, 55, R17, letní. In: *Heureka* [online]. [cit. 2023-09-11]. Dostupné z: <https://pneumatiky.heureka.cz/f:5428:100822;5434:215;5437:25273;8298:55/>

- [67] 2022 AZ SUV Tyre Test. In: *Tyre reviews* [online]. [cit. 2022-09-11]. Dostupné z: <https://www.tyreviews.com/Article/2022-AZ-SUV-Tyre-Test.htm>
- [68] 2022 Auto Bild Summer Tyre Test. In: *Tyre reviews* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.tyreviews.com/Article/2022-Auto-Bild-Summer-Tyre-Test.htm>
- [69] Osobní pneumatiky 235, 55, R18, zimní. In: *Heureka* [online]. [cit. 2023-09-11]. Dostupné z: <https://pneumatiky.heureka.cz/f:5428:23919398;5434:235;5437:25271;8298:55/>
- [70] 2021 AZ SUV Winter Tyre Test. In: *Tyre reviews* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.tyreviews.com/Article/2021-AZ-SUV-Winter-Tyre-Test.htm>
- [71] 2021 Auto Bild SUV Winter Tyre Test. In: *Tyre reviews* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.tyreviews.com/Article/2021-Auto-Bild-SUV-Winter-Tyre-Test.htm>
- [72] 2021 AZ All Season Tyre Test. In: *Tyre reviews* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.tyreviews.com/Article/2021-AZ-All-Season-Tyre-Test.htm>
- [73] 2022 Auto Bild SUV All Season Tyre Test. In: *Tyre reviews* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.tyreviews.com/Article/2022-Auto-Bild-SUV-All-Season-Tyre-Test.htm>
- [74] *Pearsonův korelační koeficient*. Brno. MATH and STATS SUPPORT CENTRE: Dostupné z: https://mathstat.econ.muni.cz/media/12657/pear_cor.pdf.
- [75] *Korelační analýza*. <https://is.muni.cz/el/1431/jaro2010/M6130/um/7457761/prednaska10.pdf>. Brno: Masarykova Univerzita.
- [76] KARPÍŠEK, Zdeněk. *STATISTICKÉ TABULKY*. Brno: Ústav matematiky FSI VUT v Brně, 2004.
- [77] ROLLING RESISTANCE COMPARISON. In: *Michelin* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://business.michelinman.com/tips-suggestions/pressure-calculation-tools/rolling-resistance-comparison>
- [78] WIRATKASEM, Kengkamon, Watcharapong TACHAJAPONG, Somchai PATTANA, Chutchawan TANTAKITTI a Krisanatas SUMDANGRIT. Draft of the MEPS and HEPS for Motorcycle Tyre in Thailand. *Energy Procedia* [online]. 2017, (141), 635-638 [cit. 2023-02-18]. Dostupné z: [doi:doi.org/10.1016/j.egypro.2017.11.085](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.11.085)
- [79] Test Info. In: *Bicycle rolling resistance* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.bicyclerollingresistance.com/the-test>

- [80] Road Bike Tires Overview. In: *Bicycle rolling resistance* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.bicyclerollingresistance.com/road-bike-reviews>
- [81] CX/Gravel Bike Tires Overview. In: *Bicycle rolling resistance* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.bicyclerollingresistance.com/cx-gravel-reviews>
- [82] Mountain Bike Tires Overview. In: *Bicycle rolling resistance* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.bicyclerollingresistance.com/mtb-reviews>
- [83] ČESKO. *Zákon č. 56/2001 Sb.: Zákon o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. In: . 2001, verze 40.
- [84] ČESKO. *Vyhláška č. 341/2014 Sb.: Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. In: . 2014, verze 5.
- [85] Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 48: Jednotná ustanovení pro schvalování typu vozidel z hlediska montáže zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci. In: *Úř. věst. L 265*. Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů.
- [86] REDDY, K. Vikranth, Madhu KODATI, Kishen CHATRA a Sandipan BANDYOPADHYAY. A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and MacPherson strut suspension systems. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2016, **105**, 441-470 [cit. 2023-04-28]. ISSN 0094114X. Dostupné z: doi:10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.001
- [87] Rolna plastová R-65-34/15. In: *Dům koleček: S námi jste v pohybu!* [online]. [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: https://www.dum-kolecek.cz/rolna-plastova-r-65-34-15_i2178
- [88] Barevné Bumper Kotouče - 2. JAKOST. In: *StrongGear: Get stronger* [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: https://www.stronggear.eu/p/bumper-kotouce-2-jakost?gclid=Cj0KCQjwgLOiBhC7ARIsAJeetVDjk_CJSW3fNjqbUgwYu25_E7q8EDAoZRDC3uryBg_o2rnV6l0xVUQaAoDMEALw_wcB#492
- [89] Arduino Uno Rev3. In: *Arduino store* [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://store.arduino.cc/products/arduino-uno-rev3>
- [90] ŠEBESTA, Vladimír a Zdeněk SMÉKAL. *Signály a soustavy* [online]. Brno [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: https://is.muni.cz/el/1431/podzim2011/Bi5440/um/Signaly_a_Soustavy_BASS.pdf. FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ.
- [91] Originál Arduino Uno Rev3. In: *Drátek.cz* [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://dratek.cz/arduino/1511-original-arduino-uno-rev3.html?gclid=CjwKCAjwge2iBhBBEiwAfXDBR0Sdw13ptLH4q7VpKxRgbiViOo>

DdIQ3EUnAJMr1NuhQvu7D9Hi3WAhoCb6kQAvD_BwE

- [92] Světelný panel 1200x140 6m kabel. In: *PRO VLEKY* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.provleky.cz/katalog/de/beleuchtung-und-elektrik-fur-anhanger--agro--truck/arbeitsscheinwerfer--rundumleuchte--warnleuchten--stangenleuchten/leuchtensatze--stangenleuchten/produkt/svetelny-panel-1200x140-6m-kabel>
- [93] Odrazka FI 75mm oranžová. In: *PRO VLEKY* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.provleky.cz/katalog/de/beleuchtung-und-elektrik-fur-anhanger--agro--truck/ruckstrahler--reflektierende-klebebander/produkt/odrazka-fi-75mm-oranzova>
- [94] Odrazka kulatá na šrouby oranžová, průměr 75 mm. In: *PREKOS: Autodoplňky pro kamiony* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.prekos.net/odrazka-kulata-na-srouby-oranzova-prumer-75-mm-19398cz225/>
- [95] Odrazka FI 75mm bílá. In: *PRO VLEKY* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.provleky.cz/katalog/de/beleuchtung-und-elektrik-fur-anhanger--agro--truck/ruckstrahler--reflektierende-klebebander/produkt/odrazka-fi-75mm-bila>
- [96] Odrazka kulatá 74 mm na 2 šrouby (uši) - bílá. In: *Přívěsy Litovel* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.privesylitovel.cz/odrazka-kulata-74-mm-na-2-srouby-usi-bila-2239>
- [97] Předpis Evropské hospodářské komise Spojených národů (EHK OSN) č. 55: Jednotná ustanovení týkající se schvalování mechanických spojovacích konstrukčních částí jízdních souprav vozidel. In: *Úř. věst. L 153*. Evropská hospodářská komise OSN, 2018.
- [98] Přívěsné klouby pro nebrzděné přívěsy. In: *PRO VLEKY* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.provleky.cz/katalog/dily-a-prislušenství-pro-privesy/tazne-klouby--oka--koule/privesne-klouby-pro-nebrzdene-privesy>
- [99] Kloub SPP ZSK-750H 50×50 mm (2 x 12,5 mm). In: *VAPOLcz* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.vapol.cz/kloub-spp-zsk-750h-50-50-mm-2-x-12-5-mm-8SZSK-750H>
- [100] Opěrné kolečko s držákem 48mm - set. In: *PRO VLEKY* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.provleky.cz/katalog/dily-a-prislušenství-pro-privesy/operna-kolecka-a-nohy/operna-kolecka/produkt/operne-kolecko-s-drzakem-48mm---set>
- [101] Tenzometrické snímače. In: *VÁHY ROBIN s.r.o.: Tenzometrické snímače* [online]. [cit. 2023-05-01]. Dostupné z: https://www.tenzometricke-snimace.cz/Tenzometricke-snimace-c1_0_1.htm
- [102] Tenzometrický snímač Zemic L6D/20kg C3: hliníkový snímač Single point. In: *VÁHY ROBIN s.r.o.: Tenzometrické snímače* [online]. [cit. 2023-05-01].

- [103] Tenzometrický snímač Revere 363/500kg: poniklovaný snímač "S". In: *VÁHY ROBIN s.r.o.: Tenzometrické snímače* [online]. [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: <https://www.tenzometricke-snimace.cz/Tenzometricky-snimac-Revere-363-500kg-d717.htm>
- [104] AD Převodník Modul 24-bit 2 kanály HX711. In: *Drátek.cz* [online]. [cit. 2023-05-01]. Dostupné z: <https://dratek.cz/arduino/998-ad-prevodnik-modul-24-bit-2-kanaly-hx711.html>
- [105] 3-osý Gyroskop + Akcelerometr + Magnetometr MPU-9250 SPI/IIC. In: *LaskaKit.cz: by makers for makers* [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://www.laskakit.cz/arduino-9dof-gyroskop-akcelerometr-magnetometr-mpu-9250-spi-iic/#relatedFiles>
- [106] Laserové senzory pro měření vzdálenosti. In: *Teprostroj* [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://teprostroj.com/42-senzory/1386-laserove-senzory-pro-mereni-vzdalenosti>
- [107] Laser-Distanz-Sensor LAS2-TM-Triangulation. In: *WayCon: Positionsmesstechnik* [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://www.sensoren.eu/laser-distanz-sensor-las-tm-triangulation>
- [108] LASER DISPLACEMENT SENSOR. In: *Teprostroj* [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://teprostroj.com/images/stories/senzory-mereni-polohy-a-vzdalenosti/Laser-Displacement-Sensor-LAS2-TM.pdf>
- [109] Vozík RGH. In: *HIWIN: We live motion* [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/valeckove-vedeni/rada-rg-qr/38_vozik-rg
- [110] Kolejnice RGR typu R. In: *HIWIN: We live motion* [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/valeckove-vedeni/rada-rg-qr/40_kolejnice-rgr-typu-r
- [111] RGH 30 CA ZAH-ZZ HIWIN Lineární vozík úzký, krátký. In: *EXVALOS: Ložiska a příslušenství* [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://e-shop.exvalos.cz/produkty/detail/15670/rg-30-ca-zah-zz-hiwin-linearni-vozik-uzky-kratky>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_x	[m/s ²]	Zrychlení v ose x
a_z	[m/s ²]	Zrychlení v ose z
C_{rr}	[-]	Koeficient valivého odporu
e	[m]	Rameno valivého odporu
E	[J]	Energie
F	[N]	Síla
F_a	[N]	Odpor zrychlení
F_g	[N]	Síla tíhová
F_h	[N]	Síla hnací
F_n	[N]	Síla normálová
F_{rr}	[N]	Valivý odpor
F_s	[N]	Odpor stoupání
F_x	[N]	Silová výslednice ve směru osy x
F_y	[N]	Silová výslednice ve směru osy y
l	[m]	Vzdálenost
M_z	[N·m]	Momentová výslednice ve směru osy z
P	[W]	Výstupní výkon
p	[Pa]	Tlak
P_0	[W]	Vstupní výkon
r	[-]	Korelační koeficient
r_d	[m]	Dynamický poloměr kola
s	[m]	Dráha
t	[-]	Testové kritérium
v	[m/s]	Rychlost
W	[J]	Mechanická práce
τ	[s]	Čas
θ	[°]	Úhel stoupání