



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

**SIMULACE PODMÍNEK VE VÝPOČTECH AERODYNAMIKY
VOZIDEL**

CONDITION SIMULATION IN VEHICLE AERODYNAMICS COMPUTATION

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Ondřej Čavoj

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2019

ABSTRAKT

Došlo k prověření několika oblastí odchylek CFD výpočtů od měření v tunelu i od skutečné jízdy. Ze srovnání metod simulace rotace kola plyne, že jednodušší stacionární přístupy někdy dokáží nahradit opravdovou rotaci kola, ale mohou být příliš citlivé na natočení kol. Pomocí srovnání proudových polí ve výpočtech a měření byl identifikován spodní úplav za koly jako klíčová oblast zájmu nejen při srovnávání metod, ale pro přesnost výpočtů obecně.

Dále bylo prokázáno, že míra detailu pneumatiky a její deformace u kontaktu s vozovkou nemá na shodu s měřením velký vliv. Díky chybě způsobené absencí rotace pneumatiky byla identifikována bočnice pneumatiky jako místo odtržení proudění se zásadním vlivem na proudové pole i silové účinky. Bylo také potvrzeno, že zanedbávání úhlu náběhu při hodnocení aerodynamického odporu způsobuje jeho podhodnocení. Pro přesnější posouzení by bylo vhodné získat data z reálného prostředí i pro horší povětrnostní podmínky. Poslední zkoumanou oblastí byla radiální expanze pneumatiky, která způsobuje pokles koeficientu odporu s rostoucí rychlostí a mění obtékání zadě. Její zanedbávání proto může negativně ovlivňovat aerodynamický vývoj vozu.

KLÍČOVÁ SLOVA

CFD, sliding mesh, deformace pneumatiky, úhel náběhu, radiální expanze pneumatiky

ABSTRACT

Several types of discrepancies have been examined between CFD simulations, wind tunnel measurements and real world conditions. The results of different wheel rotation methods show that while stationary approaches can often substitute real unsteady wheel rotation, they can also be very sensitive to the exact angular positioning of wheel rims. Using both measured and computed flow fields, the lower part of wheel wake was identified as a key area, showing differences between rotation methods and sources of simulation errors in general.

It was also shown that the level of detail in tyre geometry and its deformation near contact patch do not have a large impact on accuracy. Due to the absence of tyre rotation, the tyre sidewall was identified as an important place of flow separation with large effect on flow field and forces. Angle of attack study confirmed that assessing purely straight-line drag causes its under prediction compared to real-world values. This judgement would however benefit from obtaining data in more adverse conditions compared to those currently available. Finally, tyre radial expansion was investigated, causing a drop in drag with increasing vehicle velocity and altering the flow around the rear bodywork. Ignoring this effect can therefore negatively influence the aerodynamic development of a vehicle.

KEYWORDS

CFD, sliding mesh, tyre deformation, angle of attack, tyre radial expansion

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČAVOJ, O. *Simulace podmínek ve výpočtech aerodynamiky vozidel*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/113735>. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Václav Píštěk.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Ondřej Čavoj

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji oddělení aerodynamiky ve Škoda Auto za poskytnuté zdroje a povolení publikovat tuto práci. Dále děkuji kolegům ve Škoda Auto i na VUT za spolupráci a odbornou podporu.

OBSAH

Úvod.....	7
1 Definice a současný stav poznání.....	8
1.1 Definice	8
1.2 Současný stav poznání.....	9
2 Metody	14
2.1 Výpočetní metody.....	14
2.2 Měření v aerodynamickém tunelu	24
2.3 Měření za jízdy	26
2.4 Geometrie vozidel a varianty kol.....	27
2.5 Skenované pneumatiky.....	30
3 Simulace rotace kol	32
3.1 Vliv metod na integrální silové účinky.....	32
3.2 Srovnání proudových polí ve výpočtech s experimentem.....	40
3.3 Citlivost stacionárních metod na natočení kola	45
3.4 Vliv metod na průtok kolem.....	49
3.5 Vliv metod na motorový prostor	50
3.6 Ventilační moment pro metody rotace	51
3.7 Vliv turbulentního modelu na výsledky	52
4 Realistická geometrie pneumatiky	55
4.1 Vliv detailu pneumatiky na integrální silové účinky.....	55
4.2 Změny v proudovém poli způsobené detailní pneumatikou.....	59
4.3 Předčasné odtržení na bočnici skenované pneumatiky.....	63
4.4 Výsledky po vyčištění modelu pneumatiky.....	65
5 Vliv nenulových úhlů náběhu	68
5.1 Silové účinky pod nízkými úhly náběhu	68
5.2 Vliv úhlu náběhu na proudové pole.....	71
5.3 Odhad koeficientu odporu v realistických podmínkách	73
6 Radiální expanze pneumatik	77
6.1 Vliv na silové účinky.....	78
6.2 Vliv na proudové pole	81
Závěr.....	85
Použité informační zdroje	88
Seznam použitých zkratk a symbolů	90

Úvod

Vývoj aerodynamiky vozidel probíhá v praxi převážně ve dvou prostředích: virtuálně pomocí CFD výpočtů a experimentálně v aerodynamickém tunelu. Oba vývojové nástroje jsou do jisté míry idealizovanou simulací reálného prostředí, ve kterém se vozidla v provozu pohybují. Míra tohoto zjednodušení se mezi nimi liší, obvykle v neprospěch výpočtů. Přesto existuje silná motivace je využívat, zejména kvůli možnosti pracovat na voze už v čase, kdy ještě fyzicky neexistuje a rozsahu a detailu výsledků, které nabízí. Nedostatkem, který brání ještě širšímu využití výpočtů než dosud, je jejich omezená přesnost. Ta je částečně způsobena samotnými metodami výpočtu, ale také zmíněnými zjednodušeními a odchylkami od stavu v aerodynamickém tunelu a v reálném provozu.

Tyto odchylky je teoreticky možné rozdělit do dvou základních skupin. Jednou jsou rozdíly mezi geometrií modelu a geometrií skutečného vozidla a druhou zjednodušení okolního prostředí. Do první kategorie spadají například odchylky tvaru dané výrobními tolerancemi a nedokonalou pevností některých dílů (často podvozkových krytů), nedokonalý model pneumatik nebo deformace závisující na rychlosti pohybu jako změna tvaru pneumatik a aeroelasticita částí karoserie. Ve druhé kategorii se jedná například o zjednodušený tvar výpočetní domény, který neodpovídá měřicímu prostoru tunelu, nedokonalý způsob simulace rotujících kol a ubíhající vozovky nebo zanedbávání okolních podmínek ve výpočtech i v tunelu. Oba vývojové nástroje běžně pracují s vysoce homogenními podmínkami s nízkou intenzitou turbulence a nezohledňují se změny úhlů náběhu, ke kterým za provozu dochází.

Cílem této práce je ověřit vliv některých z výše uvedených faktorů, zejména s ohledem na kola a pneumatiky, protože jde o citlivou oblast, kde je soustředěna řada zmíněných nedokonalostí. Konkrétně dochází k ověřování vlivů metod rotace kola ve výpočtech, vlivu detailní pneumatiky deformované u styku s vozovkou oproti běžné hladké nedeformované, vlivu nenulových úhlů náběhu na aerodynamický odpor a vlivu změny tvaru pneumatiky způsobené odstředivými silami při její rotaci.

1 DEFINICE A SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

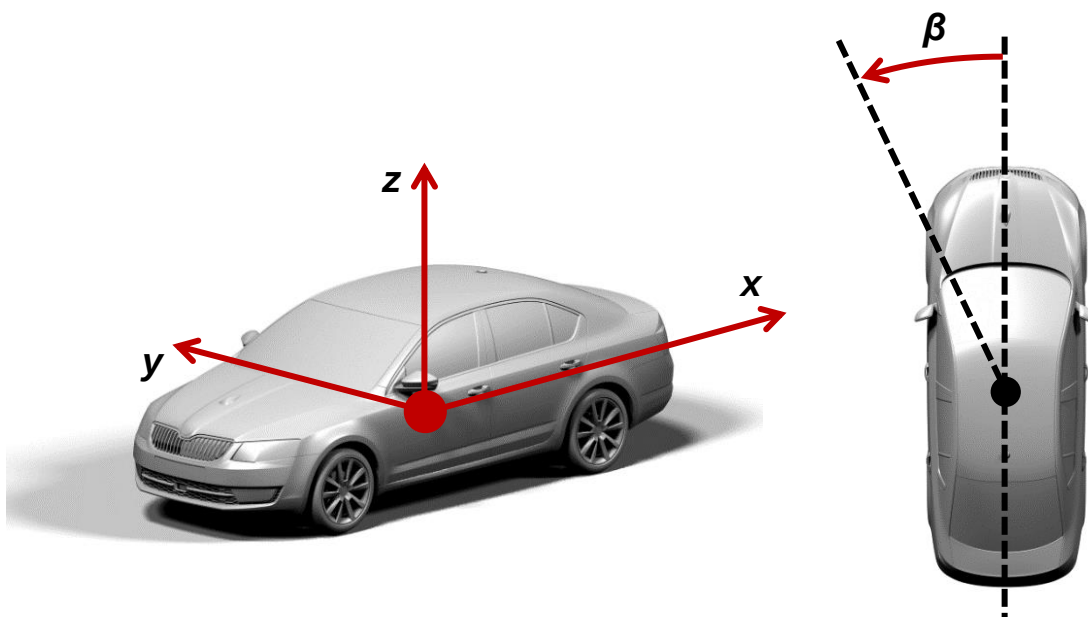
První kapitola se věnuje definicím souřadného systému, používaných veličin a shrnuje vybranou literaturu relevantní ke zkoumaným tématům.

1.1 DEFINICE

SOUŘADNÝ SYSTÉM A ÚHEL NÁBĚHU

Souřadný systém vozidla užívaný v celé práci je zobrazen na Obr. 1.1. Směr osy x míří dozadu, osa y směrem ke spolujezdcí a osa z nahoru. Počátek souřadného systému je umístěn do středu rozvoru v ose x, do středu rozchodu v ose y a do úrovně vozovky v ose z.

Úhlem náběhu se v této práci rozumí úhel natočení směru proudění v ose y. Podle Obr. 1.1 nabývá kladných hodnot při otáčení proti směru hodinových ručiček, takže levá strana vozu je návětrná (namířena proti proudu) a pravá strana vozu závětrná (namířena od proudu).



Obr. 1.1 Souřadný systém a úhel náběhu

KOEFICIENT TLAKU

Bezrozměrný koeficient tlaku je definován jako podíl rozdílu statického a referenčního tlaku ke tlaku dynamickému podle vztahu:

$$C_p = \frac{p_s - p_\infty}{p_d} = \frac{p_s - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho v^2}, \quad (1)$$

kde p_s je statický tlak, p_∞ referenční tlak (zde 101 325 Pa), p_d dynamický tlak, ρ hustota vzduchu a v rychlost ve volném proudu.

Pro vizualizaci oblastí energetických ztrát v proudovém poli je využit tzv. koeficient celkového tlaku C_{pT} . Jeho definice odpovídá koeficientu tlaku, pouze statický tlak je zaměněn za tlak celkový.

KOEFICIENTY SILOVÝCH ÚČINKŮ

Silové účinky jsou v této práci vždy uváděny jako bezrozměrné, vztažené k dynamickému tlaku a čelní ploše A podle následujících vztahů:

$$C_D = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \rho v^2 A}, \quad (2)$$

$$C_L = \frac{F_z}{\frac{1}{2} \rho v^2 A}, \quad (3)$$

kde C_D je koeficient odporu, C_L koeficient vztlaku, F_x síla působící na vůz v ose x a F_z síla působící na vůz v ose z . Analogicky by byl definován koeficient boční síly, ale pro zkoumaná témata není relevantní, stejně jako momenty otáčení okolo jednotlivých os.

Koeficient vztlaku bývá rozkládán do dvou složek: koeficientu vztlaku na přední nápravě C_{LF} a koeficientu vztlaku na zadní nápravě C_{LR} . To odpovídá měření v aerodynamickém tunelu, kde je celkový vztlak sčítán z měření pod všemi koly. K rozložení dochází jen tím, že se sčítají síly zvlášť pro přední a zadní nápravu.

Sledované změny koeficientů se obvykle pohybují v řádech $1 \cdot 10^{-3}$ nebo $1 \cdot 10^{-2}$. Pro zjednodušení se jedna tisícinu koeficientu označuje jako jeden „bod“ koeficientu, což odpovídá anglickému označení „count“.

1.2 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

SIMULACE ROTACE KOLA

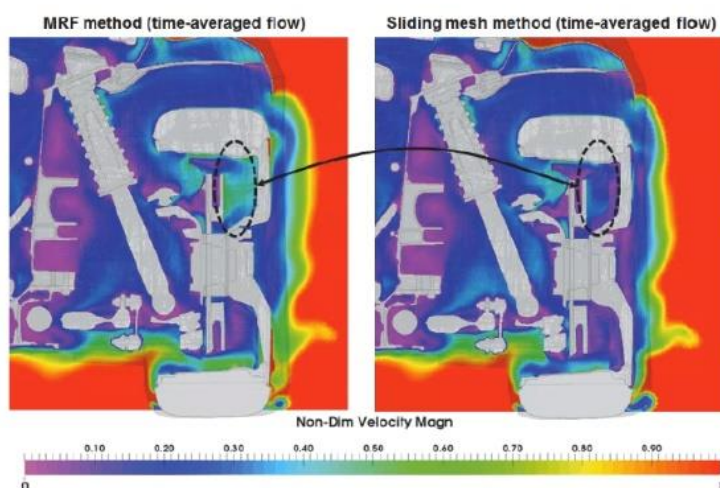
Vliv samotné rotace kol a ubíhající vozovky na aerodynamiku vozu je nyní již všeobecně přijatým faktem a obojí je běžně simulováno jak v tunelu, tak ve výpočtech. Rotaci kol dokonce vyžaduje při hodnocení aerodynamického odporu i aktuální evropský předpis pro stanovování emisí vozidel WLTP.

Na straně výpočtů je proto spíše otázkou, jak rotaci efektivně simulovat. Pokud jde o disk kola, existují tři možné přístupy: předpis tečné rychlosti na povrchu, předpis obvodové rychlosti do samostatné zóny kola pomocí metody MRF (obojí stacionární) a skutečná rotace geometrie, která je nejčastěji označována jako sliding mesh. Podrobněji se popisu uvedených metod věnuje podkapitola 2.1.5.

Ze stacionárních metod bývá obvykle volena metoda MRF, přestože je složitější na přípravu výpočtu. Srovnání MRF a sliding mesh na komplexních geometriích provedli např. Koitrant a Rehnberg [1]. Vůz Jaguar XF zde byl simulován s přístupem Lattice-Boltzmann (LBM). Autoři uvádí minimální rozdíl mezi metodami: koeficient odporu se pro uváděný příklad liší o 3 body, koeficienty vztlaku o 1 bod vpředu a 13 bodů vzadu. Vliv v proudovém poli je uváděn jako zanedbatelný vpředu, jediné rozdíly jsou viditelné u zadního kola a v jeho interakci se zadním úplavem vozu. Metoda sliding mesh má podávat konzistentně nižší hodnoty odporu než MRF.

Odlišné závěry nabízí Kandasamy [2], který testoval všechny tři metody rotace na testovací flotile zjednodušených modelů značky BMW, rovněž přístupem LBM. Obě stacionární metody vykazují oproti sliding mesh větší odchylky pro odpor (pro celou flotilu 5 % vs. 2 %) a v případě tečné rychlosti i pro vztlak. Metoda MRF dosahuje pro vztlak podobné přesnosti jako nestacionární přístup. V proudovém poli se zejména tečná rychlost projevuje odlišně v blízkosti předního kola. Celkově jsou metody řazeny v pořadí od nejméně přesné následovně: tečná rychlost, MRF a nejpřesnější sliding mesh.

S odlišným přístupem v podobě DDES výpočtů srovnával metody MRF a sliding mesh Lewis [3]. V tomto případě byly obě metody počítány nestacionárně, na voze Aston Martin Vanquish s motorovým prostorem. Z výsledků plyne, že metoda rotace má jen malý vliv na odpor vozu nebo průtok chladiče a mění se zejména přední a zadní vztlak. Bez vazby na experiment ale není možné konstatovat, která z metod je přesnější. Největší rozdíl by pozorován v proudovém poli v okolí brzdových kotoučů, kde metoda MRF nadhodnocuje rychlosti a způsobuje horší predikci chlazení (viz Obr. 1.2). Jednoznačnou nevýhodou sliding mesh je o 45 % delší doba výpočtu.



Obr. 1.2 Rychlost v řezu středem kola pro metody MRF a sliding mesh [3].

Stranou stojí rotace pneumatiky. Ta je ve všech uvedených pracích, stejně jako v této, simulována pouze metodou tečné rychlosti. Nasazení ostatních metod pro simulaci rotace vzorku je zatím v počáteční fázi vývoje [4].

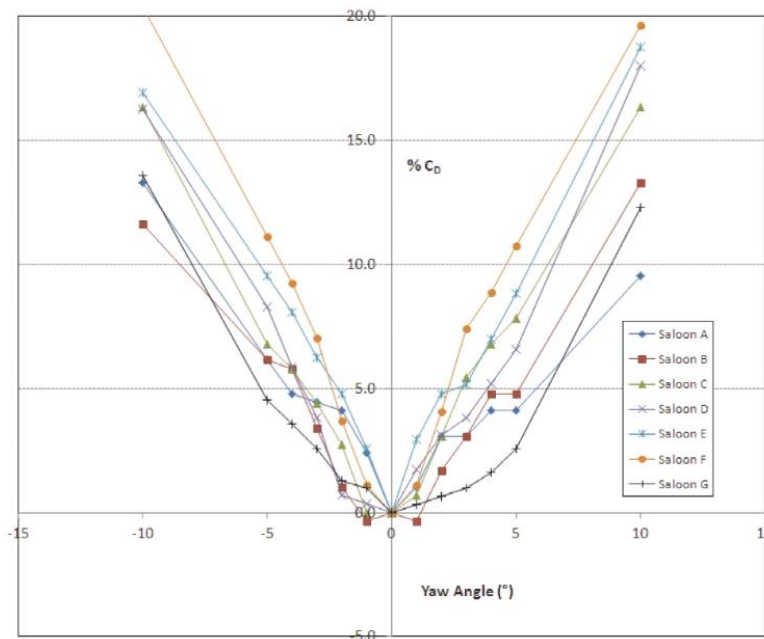
DETAILNÍ MODEL PNEUMATIKY

Vliv skenované detailní pneumatiky ve srovnání s obvyklým hladkým modelem prověřil např. Lounsberry [5], tentokrát zcela bez rotace kola. Hodnoty byly srovnávány s měřením v tunelu, taktéž bez rotace kol. Vůz je Dodge Caliber ve dvou variantách s otevřeným a uzavřeným motorovým prostorem. Výpočty byly i zde prováděny LBM přístupem. Zatímco s uzavřeným motorovým prostorem byl odpor s oběma modely pneumatik predikován velmi dobře, v případě otevřeného motorového prostoru byl odpor s detailní pneumatikou o 14 bodů vyšší a mnohem blíže experimentu. Vztlaky byly v lepší shodě s měřením ve všech případech. Kromě absence vzorku dezénů spočíval hlavní rozdíl mezi modely pneumatik v absenci hrany po celém obvodu bočnice hladké varianty. Skenovaná pneumatika zde nebyla deformována a ve výpočtech jsou proto stále zanedbány průtočné podélné drážky v kontaktu s vozovkou.

Detailní pneumatiku včetně deformace simulovali opět Koitrant a Rehnberg [1] v rámci výše uváděné práce. Platí tedy LBM přístup a vůz Jaguar XF. Zde byl vliv mnohem menší, a to 1 bod odporu, 5 bodů předního vztlaku a 1 bod zadního vztlaku.

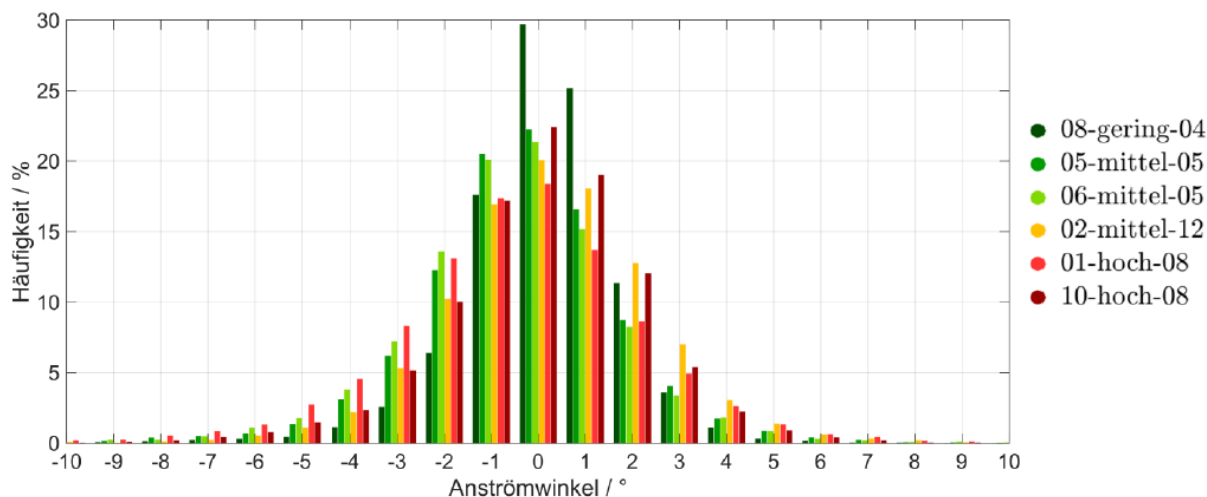
ÚHEL NÁBĚHU

Na velkém vzorku vozů několika typů ukázal závislost odporu na úhlu náběhu Windsor [6]. Jedná se výhradně o data měřená v tunelu, která byla anonymizována a pouze rozdělena do kategorií sedan a SUV. Pro kategorií sedan jsou výsledky ukázány na Obr. 1.3. Běžný je nárůst odporu o 5 % a více při úhlu náběhu 5°. Při použití metody výpočtu realistického odporu, kterou autor sám navrhuje, je výsledkem zvýšení odporu obvykle o cca 10 bodů (maximem je 15 bodů) nad hodnoty stanovené výhradně pro přímý směr proudění.



Obr. 1.3 Závislost odporu na úhlu náběhu pro skupinu vozů s karoserií sedan [6].

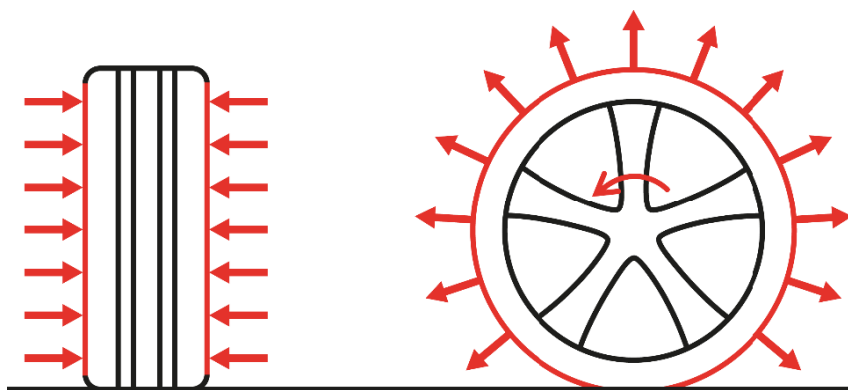
Data o úhlech náběhu, kterým je vůz vystaven při skutečné jízdě nabízí právě probíhající FAT (Forschungsvereinigung Automobiltechnik) projekt zaměřený na aerodynamiku vozidel v realistických povětrnostních podmínkách [7]. Podíl úhlů náběhu pro vybrané jízdní profily s různou rychlostí okolního větru a různou hustotou provozu je na Obr. 1.4. Data byla vyhodnocena z tlakových odběrů na povrchu vozu, které byly kalibrovány v aerodynamickém tunelu.



Obr. 1.4 Podíl úhlů náběhu pro různé profily jízdy.

RADIÁLNÍ EXPANZE PNEUMATIKY

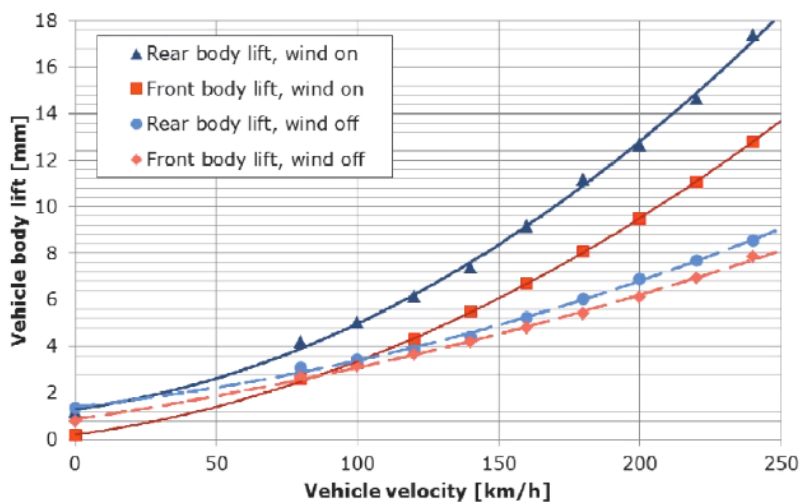
Při rotaci se pneumatika deformuje vlivem odstředivých sil. Dochází k jejímu zúžení a zvětšení poloměru, což se dále projevuje zvedáním středu kola. Změny tvaru jsou schematicky znázorněny na Obr. 1.5.



Obr. 1.5 Schéma radiální expanze pneumatiky.

Vliv expanze není možné korektně změřit, protože k ní dochází vždy a při nahrazení pneumatiky tuhým modelem by byla pro změnu opomíjena její deformace u kontaktu s vozovkou a nedocházelo by ke zvedání středů kol. Polohy středů kol a vliv na polohu karoserie změřil Vdovin [8] pomocí tzv. plovoucích trnů, které vozidlo v tunelu drží jen v podélném směru, ale dovolují jeho zvedání. Výsledky v závislosti na rychlosti ukazuje Obr. 1.6. Zatímco stavy s vypnutým ventilátorem (wind off) odpovídají čisté expanzi pneumatik, zapnutý ventilátor znamená složený vliv expanze a aerodynamického vztlaku.

Odpor byl pro případy s plovoucími trny zohledňujícími realistickou polohu karoserie vždy vyšší a tento rozdíl rostl se zvyšující se rychlostí. Efekt byl také prověřen pomocí CFD výpočtů, kde k němu docházelo také, ale v mnohem menší míře. To znamená, že vliv změny světelné výšky byl ve výpočtech podhodnocen.



Obr. 1.6 Zvedání karoserie v důsledku radiální expanze pneumatiky a aerodynamického vztlaku.

2 METODY

V této kapitole je popsáno především nastavení CFD výpočtů, dále způsoby měření v tunelu i pomocí dojezdových zkoušek a závěrem popsány zkoumané geometrie vozů, kol a pneumatik.

2.1 VÝPOČETNÍ METODY

Všechny simulace v této práci byly počítány v softwaru Siemens Simcenter StarCCM+ ve verzi 12.06.011. Využívá klasického přístupu Metody konečných objemů, kdy se výpočetní doména diskretizuje na soustavu malých buněk (výpočetní síť) a po nastavení okrajových podmínek se iterativním postupem dospěje k výsledku. Současně jde o jeden z běžně používaných programů pro průmyslové i akademické simulace externí aerodynamiky vozidel. Aktuální validaci softwaru pro realistické modely vozu nabízí například Ashton [9].

Použité nastavení vychází z doporučených postupů dodavatele softwaru a metodiky Škoda Auto a je dále upravováno pro každou ze zkoumaných oblastí kvůli zajištění funkce. Obvykle je nutné modifikovat zejména síť tak, aby byla například zajištěna rotační symetrie pro domény s disky kol nebo korektní rozlišení pro detailní skenované pneumatiky.

Přestože je CFD simulace běžně používaným nástrojem vývoje vozů a použité metody a prostředky jsou na dobré úrovni, je z řady důvodů přesnost stále nejistá a pokud je to možné, mělo by docházet k ověřování a srovnávání výsledků s relevantními experimenty.

2.1.1 MODELOVÁNÍ TURBULENCE A MEZNÍ VRSTVY

Až na specifické výjimky je pro všechny simulace použit přístup URANS, tedy nestacionární model, který simuluje průběh času namísto implicitně zprůměrovaného řešení v RANS. Stále však používá plné modelování turbulence na rozdíl od hybridních metod, které určitá spektra turbulentního proudění řeší přímo.

Turbulentním modelem je Realizable k-epsilon Two-Layer (dále jen RKE), tedy klasický dvourovnicový model k-epsilon modifikovaný o podmínku tzv. „realizability“ pro zajištění fyzikálního chování ve stagnačních oblastech. Jelikož jde původně o model pro vysoká Reynoldsova čísla a aerodynamika vozidel pracuje s nízkorychlostními režimy (Machovo číslo je nižší než 0,2 - 0,3), je vhodné použít jednu z variant tomuto přizpůsobených. V tomto případě jde o tzv. Two-layer přístup, který v těsné blízkosti stěn počítá disipaci turbulence epsilon jako funkci kinetické energie k a ve volném proudě řeší obvyklé transportní rovnice modelu. Podle jedné z volitelných funkcí pak s blížící se stěnou hodnoty disipace a viskozity z transportních rovnic plynule zvyšuje o hodnoty získané prvním přístupem. Díky tomu je flexibilnější a přesnější pro různá rozlišení prizmatických vrstev (ve StarCCM+ značeno jako all y^+ přístup) než modifikace modelu vyžadující pevně dané přístupy high y^+ nebo low y^+ , tedy vysokou, respektive nízkou první prizmatickou vrstvu sítě.

Výjimkou je upravené nastavení simulace v podkapitole 3.7, které využívá model k-omega SST. Standardní k-omega model je ve srovnání s k-epsilon možné bez dalších úprav použít pro celou mezní vrstvu a nabízí tak teoreticky vyšší přesnost pro negativní tlakové gradienty (místa odtržení proudění). Současně je ale mnohem citlivější na okrajové podmínky, což omezuje jeho

univerzální použití. Modifikace SST má využívat výhody obou modelů a chovat se jako k-omega blízko u stěny a přejít do režimu odpovídajícímu k-epsilon ve volném proudu. Tento přechod je silně empirický, to ovšem platí pro většinu parametrů dvourovnicových modelů. Dále je zde použit kvadratický vztah mezi Reynoldsovým napětím a deformací proudového pole místo běžného lineárního pro lepší napodobení anizotropního chování turbulence.

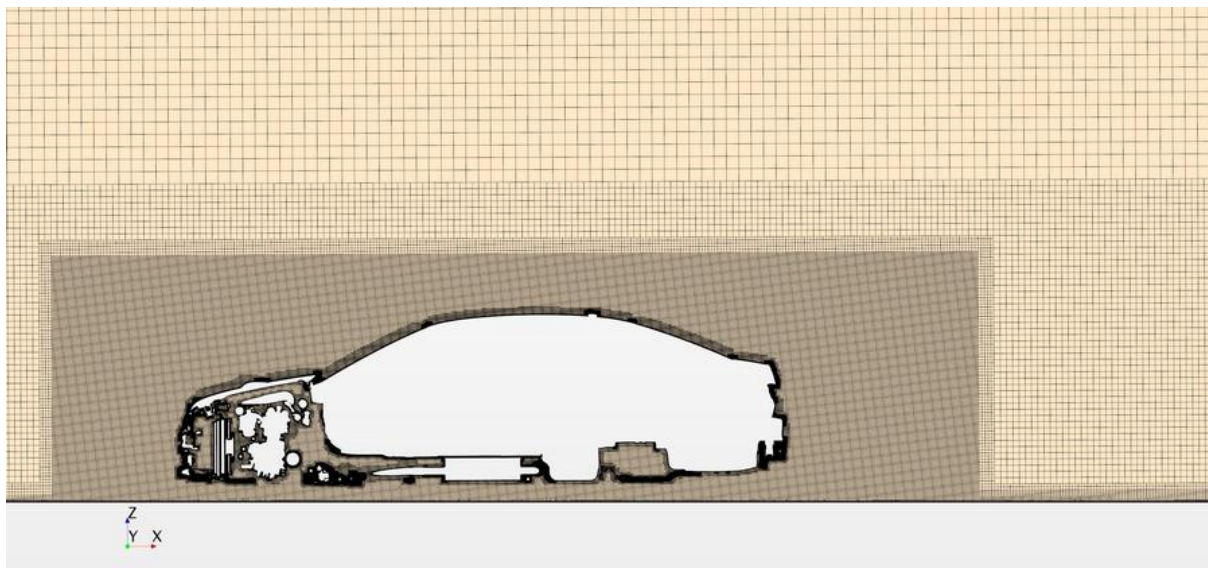
Pro mezní vrstvy je obvykle použito jemné rozlišení prizmatických elementů sítě, tedy low y^+ přístup s nízkou první vrstvou. Pro RKE se hodnoty bezrozměrné vzdálenosti od stěny y^+ pohybují od 1 do 5, u SST převážně pod 1 pro většinu ploch v kombinaci s high y^+ přístupem s y^+ přes 30 pro plochy mimo oblast zájmu jako součásti zavěšení nebo tunelu podvozku mimo volný proud. Podobně jsou mimo oblast zájmu plochy vozovky, pro které je zvolen high y^+ přístup ve všech nastaveních.

V posledních letech se díky rostoucím možnostem hardwaru stávají relativně dostupnými i hybridní turbulentní modely, z nichž je nejčastěji používán DES. Ten má v ideálním případě kombinovat jednorovnicový nebo dvourovnicový RANS model pro mezní vrstvy (kde je přímé řešení rovnic extrémně náročné na rozlišení sítě i časový krok) a volný proud s LES přístupem pro oblasti úplavu. LES řeší většinu turbulentního spektra přímo a pro silně turbulentní oblast úplavu má proto být mnohem přesnější než RANS modely. Nevýhodou DES modelu je například citlivost na nastavení sítě, které způsobuje rozdílné přepínání z jednoho režimu do druhého a poměrně dlouhá doba výpočtů – oproti prostším URANS výpočtům několikanásobně delší. Zejména z těchto důvodů nefunguje jako jednoduchý přepínač pro zvýšení přesnosti simulace a je nutné věnovat velkou péči jeho ladění pro zvýšení spolehlivosti výsledků. A i když v akademickém prostředí je využíván relativně dlouho, pro průmyslové nasazení je relativně málo prozkoumaný a ani dodavatelé softwaru neumí nabídnout opravdu kvalitní doporučení při jeho nastavení. V rámci této práce, která využívá výhradně velmi detailní geometrie pro průmyslový vývoj, proto nebyly pokročilejší metody řešení turbulence využity.

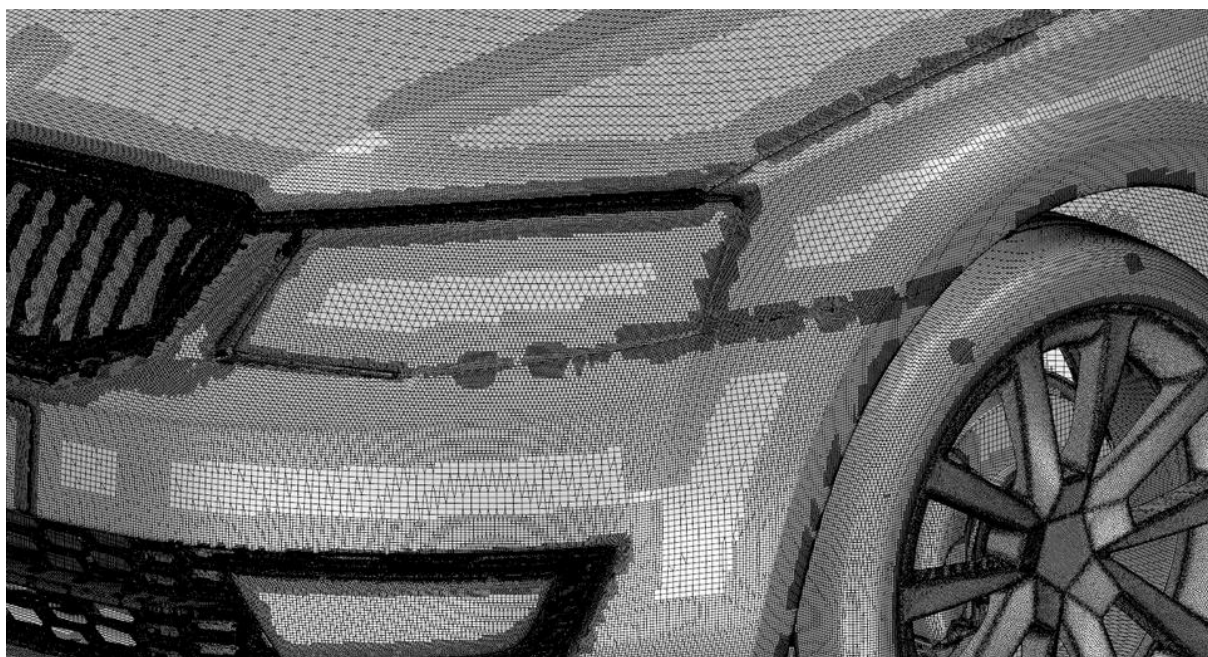
2.1.2 VÝPOČETNÍ SÍŤ

Sítě jsou stavěny tzv. trimovaným postupem, což znamená, že jsou převážně hexahedrální, s nepravidelnými tvary buněk v místech, kde dochází k šikmému napojování na povrch geometrie. Na povrchu vozu se rozměry buněk pohybují od 0,75 mm do 6 mm, v objemu je maximální povolená velikost 384 mm. V úplavu za vozem ale velikost nepřekračuje 100 mm. Pro zjemňování povrchu je využito částečně pevně předepsaných hodnot a částečně automatického zjemnění na základě poloměru zakřivení. V objemu je využita sada zjemňovacích zón s různými velikostmi sítě v závislosti na daných oblastech zájmu (např. menší velikost těsně za vozem a pod ním, střední velikost v zóně obalující kompletní vůz. Řez objemovou sítí a detail povrchové sítě ukazují Obr. 2.1 a 2.2.

Celkové počty elementů sítě přesahují 300 milionů. To je dáno vysokou mírou zjemnění, low y^+ přístupem v prizmatických vrstvách a vysokou mírou detailu modelů, které obsahují také motorový prostor.



Obr. 2.1 Řez objemem typické výpočetní sítě v rovině $y = 0$.



Obr. 2.2 Detail povrchu výpočetní sítě.

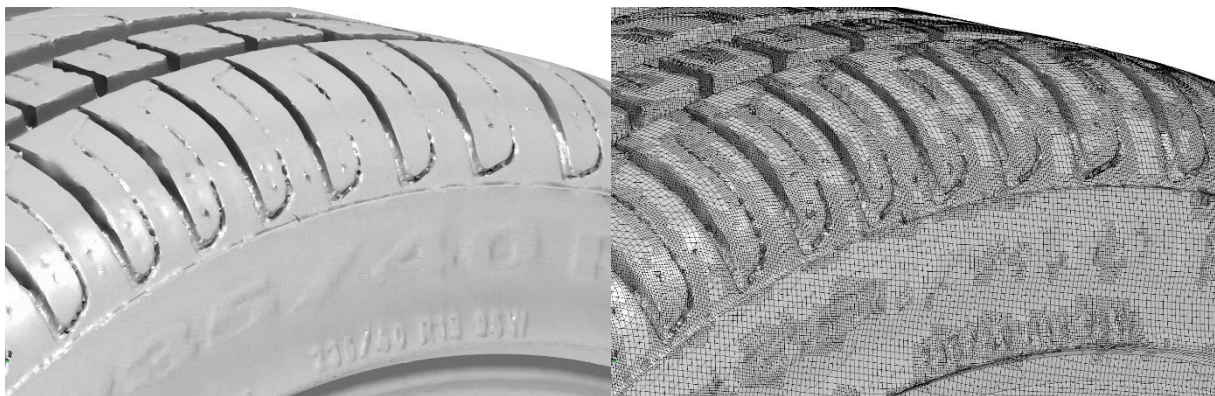
Běžnou praxí je provádění testů k ověření nezávislosti řešení na rozlišení sítě. Vzhledem k jemnému rozlišení a dlouhodobě ověřovanému a laděnému nastavení tyto testy nebyly v rámci práce prováděny.

Pro všechny simulace bylo použito shodné základní nastavení sítě, výjimkou je opět jen podkapitola 3.7 s adaptivním přístupem, kdy se prvotní stacionární simulace použije k cílenému zjemnění sítě na základě kritérií jako tlakové a rychlostní gradienty apod.

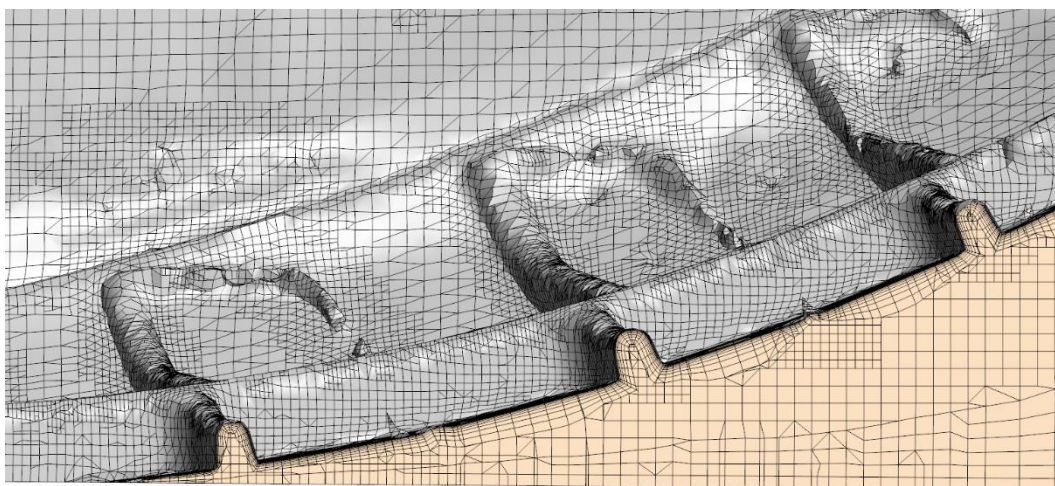
Menší změny pak byly prováděny podle potřeb dané aplikace. Konkrétně ve výpočtech s detailní pneumatikou musely být tyto pneumatiky zjemněny, aby nedošlo k vyhlazení a „zalití“ různých tvarových detailů. Zachování detailu skenované pneumatiky v síti ukazuje Obr. 2.3 a diskretizaci v drážkách Obr. 2.4. Vzorek pneumatiky zůstává převážně zachován, slepeny

jsou jen ty nejmenší drážky. Na bočnici zůstává zachováno i drobnější písmo, naopak je vyhlazen jemný reliéf v řádu desetin milimetru. Nasazení detailních pneumatik zvýšilo počet elementů výpočetní sítě o cca 30 milionů.

Ve výpočtech s malou změnou úhlu náběhu jsou pak rozšířeny zjemňovací zóny tak, aby přibližně postihovaly předpokládanou změnu polohy úplavu za vozem.



Obr. 2.3 Detail povrchové sítě skenované detailní pneumatiky bez zobrazení rozlišení (vlevo) a včetně rozlišení sítě (vpravo).



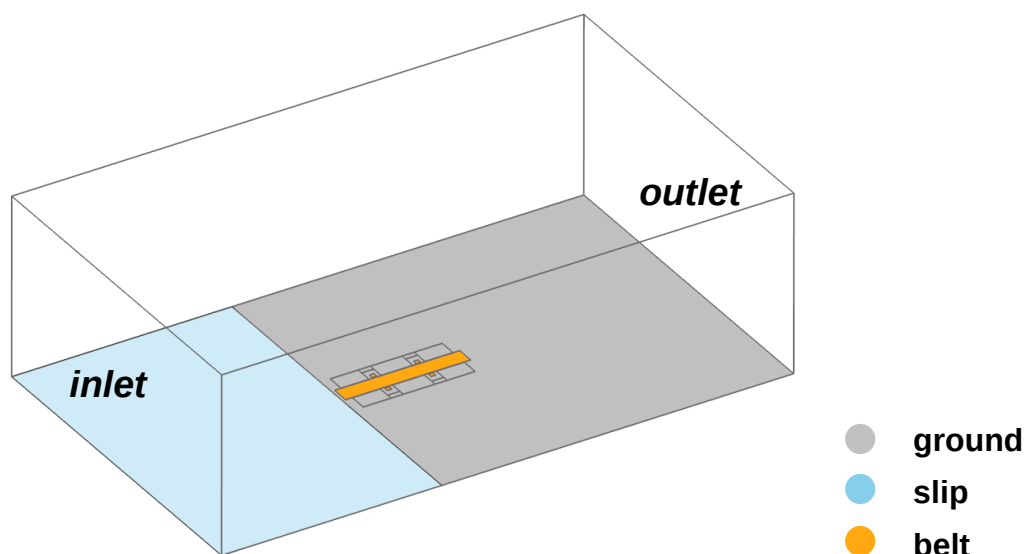
Obr. 2.4 Řez sítí a detail povrchu sítě v oblasti dezénu pro skenovanou detailní pneumatiku.

2.1.3 VÝPOČETNÍ DOMÉNA

Doména je obvyklého tvaru kvádrů o rozměrech 35 x 21 x 11 m, se vstupem s předepsanou rychlostí před vozem a výstupem s předepsaným statickým tlakem za ním. Na všech stěnách kromě podlahy je předepsána slip podmínka, která ignoruje mezní vrstvu a eliminuje potřebu používat prizmatické vrstvy na vzdálených stěnách se zanedbatelným vlivem na vůz.

Podlaha domény napodobuje podlahu aerodynamického tunelu FKFS s pětipásovým systémem simulace ubíhající vozovky. V něm je pohyblivý pás pod každým z kol zajišťující jejich rotaci a větší středový pás mezi koly. Dále je v simulacích před vozem část vozovky opět se slip

podmínkou. To slouží k napodobení odsávání mezní vrstvy v tunelu na základě podobnosti rychlostních profilů proudu v prázdném tunelu a prázdné výpočetní doméně. Prázdná doména je zobrazena na Obr. 2.5.



Obr. 2.5 Geometrie prázdné výpočetní domény.

2.1.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro všechny simulace byla nastavena rychlost proudění na vstupu 140 km/h, která se shoduje s rychlostí pro měření v tunelu i rychlostí jízdy na počátku dojezdových zkoušek, ze kterých se vyhodnocovaly světlé výšky a radiální expanze pneumatik.

Turbulentní veličiny na vstupu jsou předepsány pomocí kombinace turbulentní intenzity a poměru turbulentní viskozity. Zatímco turbulentní intenzita je běžnou veličinou popisující homogenitu reálného proudění a je nastavena na 1 % tak, aby přibližně odpovídala nízkým hodnotám v aerodynamických tunelech, turbulentní viskozita je umělou veličinou používanou pro dvourovnicové RANS modely. Hodnota je nastavena na 200 podle doporučení dodavatele. Obvyklým jevem je, že i takto nízko nastavená úroveň turbulence na vstupu ještě dále disipuje a k vozu se dostává prakticky nulová intenzita turbulence. To je potlačeno nastavením uvedených hodnot do zdrojů transportních rovnic modelů turbulence. Nastavení se tak promítá do celé domény a vůz je vystaven právě takovým podmínkám, jaké jsou na vstupu domény.

Na výstupu je nastaven statický tlak jako nulový. To může zavinit menší odchylky v tlakovém spádu domény, který neodpovídá tlakovému spádu v měřicím prostoru tunelu. V tunelu podmínky nejsou tak vyrovnané především kvůli samotné geometrii, kdy kolektor (výstupní otvor) velikosti nepokrývá celou stěnu měřicího prostoru. Tento rozdíl by se ale měl promítnout pouze v absolutních hodnotách silových účinků a například na rozdíly mezi variantami vozu by neměl mít vliv. Průběh tlaku v tunelu FKFS není zveřejňován, a tak jej není možné napodobit v simulaci.

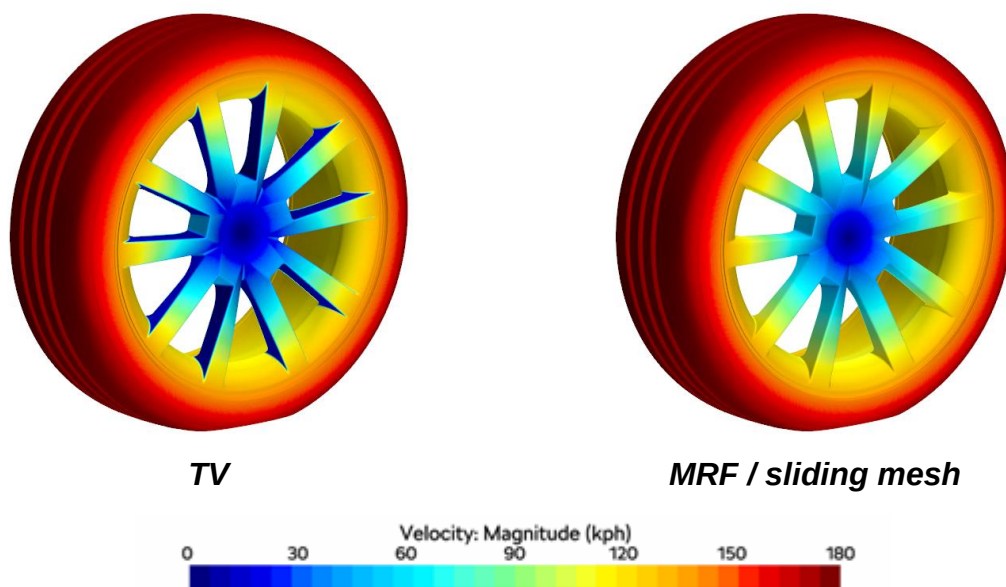
Tepelné výměníky v motorovém jsou zjednodušeny na tzv. porézní média, tedy bloky s předepsanými hodnotami ztráty hybnosti. Stejně jako pro ventilátory jsou hodnoty nastaveny podle zavedených postupů ve Škoda Auto.

Dále je na pneumatikách a částech disků kol vždy předepsána tečná rychlost na povrchu. Chování je analogické ke klasické okrajové podmínce stěny, ale běžná rychlost na stěně je 0 m/s. Tečná rychlost nahrazuje 0 jinou hodnotou, v tomto případě odpovídající úhlové rychlosti otáčení kol.

2.1.5 ROTACE KOL

Existují tři přístupy k simulaci rotace disků kol, které porovnává kapitola 3. Prvním z nich je tečná rychlost, kde se podobně jako na výše zmíněnou pneumatiku předepíše rychlost na stěně v tečném směru (anglicky tangential velocity, dále jen TV). Jak plyne z názvu, je nedostatkem nemožnost popsat také povrchy, které jsou ke směru rotace kolmé. Část ploch paprsků disku je proto tímto předpisem částečně nebo zcela vynechána v závislosti na jejich orientaci (viz Obr. 2.6).

Další možností je předpis rotace nikoli na stěnu, ale do daného objemu. Musí tedy dojít k oddělení oblasti paprsků kol od zbytku domény. Nazývá se nejčastěji Moving Reference Frame (dále jen MRF) a teoreticky nabízí korektní průměrované výsledky pro proudění, která jsou výhradně osově symetrická k ose rotace objektu (například v některých turbínách). V případě, že existuje složka proudu kolmá k ose rotace, dochází k nefyzikálnímu chování. Obtékání disků kol evidentně nepatří mezi osově symetrická proudová pole a použití metody tedy není korektní. Přesto je často používaným přístupem, především při slabších výpočetních kapacitách.



Obr. 2.6 Rychlost pohybu na povrchu kola pro různé metody rotace ve výpočtech.

Obě uvedené metody je možné nasadit ve stacionárních simulacích. Třetí a fyzikálně nej přesnější metodou je skutečná rotace sítě, nazývaná Rigid Body Motion nebo také jako sliding mesh. Ta jako jediná dovolu je realistický pohyb sítě v průběhu času. To také znamená, že je možné ji použít jen v nestacionárních simulacích, které jsou většinou několikanásobně, nebo dokonce řádově, delší.

Stejně jako u MRF je logicky nutné oddělit rotující části od zbytku domény. Při srovnávání metod rotace byly paprsky disků odděleny boxem shodným pro obě metody. Jeho tvar ukazuje řez kolem na Obr. 2.7). Těsné kopírování tvaru paprsků je výhodou pro MRF metodu, protože se tím minimalizuje nefyzikální ovlivnění proudového pole. Současně je nutností pro sliding mesh, protože s větším boxem roste riziko kolize s brzdovým třmenem a porušení podmínky rotační symetrie otáčející se části geometrie. Kvůli třmenu také nejsou do boxu zahrnuty brzdové kotouče, které by samy o sobě rotačně symetrické byly. Podobně jako na pneumatiky je pro ně použit předpis tečné rychlosti. Jelikož nejsou modelovány v plném detailu, tedy včetně vnitřních kanálků nebo otvorů, měly by oba přístupy být ekvivalentní.



Obr. 2.7 Tvar boxu oddělujícího hlavní výpočetní doménu od rotující domény s paprsky disku kola.

Nevýhodou blízkosti boxu k paprskům kola jsou z toho plynoucí nároky na síť. Kvůli ostrým gradientům v proudovém poli okolo hran paprsků, ale také zakřivení geometrie musí být rozlišení boxu velmi jemné. Maximální dovolená velikost elementu je 3 mm, na zakřivených plochách a plochách v okolí paprsků je rozměr 1,5 mm. S rostoucím počtem elementů boxu kola roste nejen velikost sítě a čas na jednu iteraci, ale především doba navazování obou domén po každém pootočení sítě.

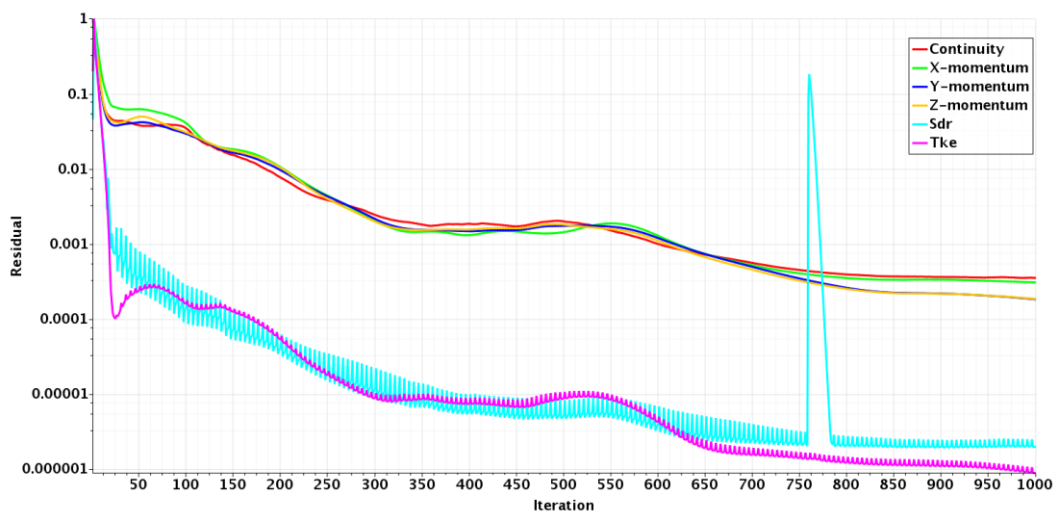
Metoda tečné rychlosti pro disky kol žádné dělení domény nevyžaduje. Kvůli zajištění rotační symetrie boxu a také dobrému vzájemnému navazování domén při rotaci ale došlo k menším úpravám výpočetní sítě. Aby byl tento vliv sítě ze srovnání eliminován, je i pro metodu tečné rychlosti použita síť s koly oddělenými od hlavní domény, pouze nedochází k aktivaci MRF nebo rotace sítě.

2.1.6 POSTUP A KONVERGENCE U STACIONÁRNÍCH VÝPOČTŮ

I když je převážná většina práce soustředěna na nestacionární výpočty, každému z nich předchází stacionární část, která slouží k co největšímu přiblížení proudového pole. Pokud by simulace startovaly rovnou s během času bez inicializace, musela by před ustálením sil

pomyslná částice projít přinejmenším jedenkrát celou doménou. Při rychlosti 140 km/h (38,9 m/s) a délce domény 35 m je to přibližně 1 s simulovaného času před začátkem odečítání sil. Použití úvodního stacionárního výpočtu tuto dobu zkrátí asi na polovinu.

U takovéto stacionární inicializace není prioritou ustálení silových účinků, ale jen tvar proudového pole. Délka je proto na základě zkušeností a testování stanovena pevně na 1 000 iterací. Ukázka typického průběhu normalizovaných residuálů je na Obr. 2.8. U hybnostních i turbulentních veličin dochází k poklesu o více než tři řády a oscilace jsou zanedbatelné. To obvykle znamená, že v proudovém poli už nedochází k větším posunům a je možné efektivně zahájit nestacionární simulaci.



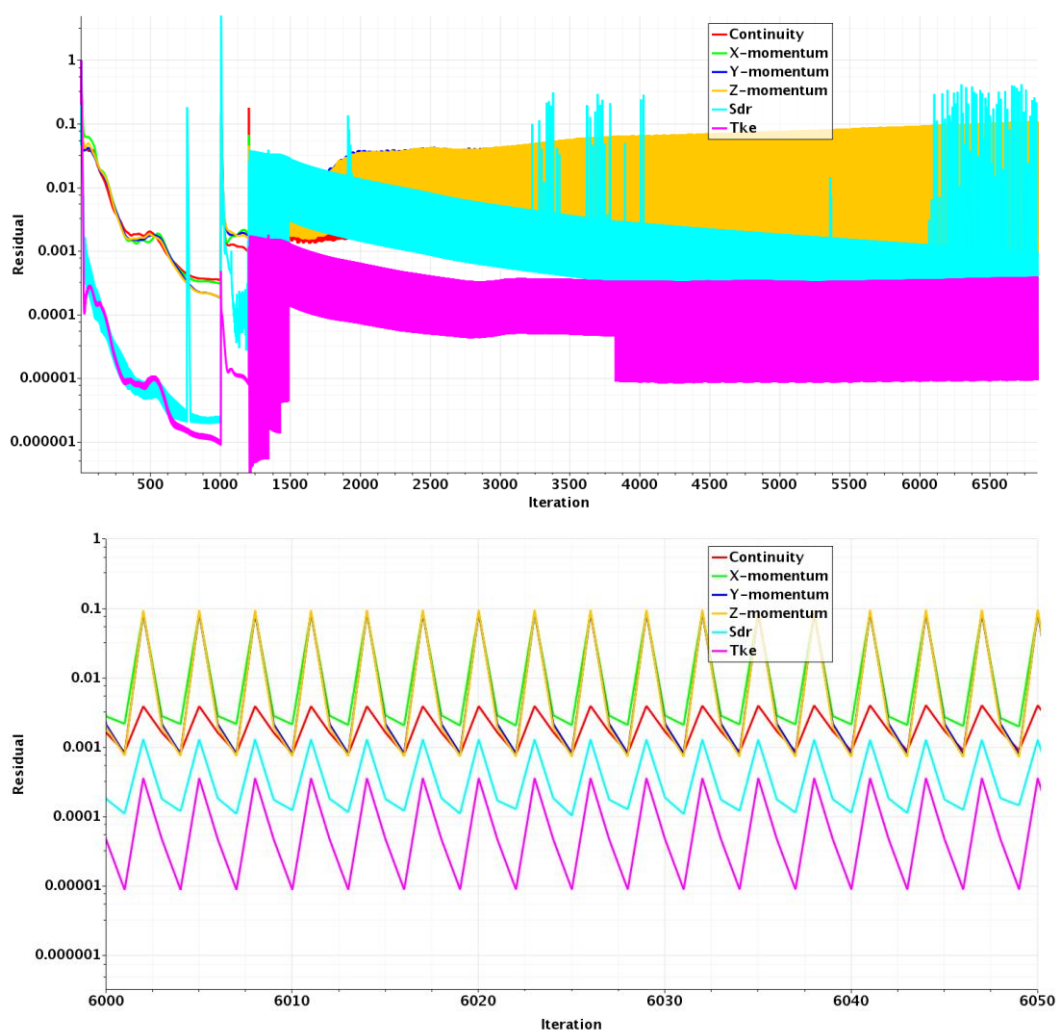
Obr. 2.8 Charakteristický průběh residuálů pro stacionární výpočet

Jiný způsob ukončení je použit u srovnání metod rotace kola, kde pro dvě ze tří metod postačují stacionární výpočty bez řešení v průběhu času. Tyto výpočty jsou na rozdíl od předchozích ukončovány na základě ustálení silových účinků, konkrétně koeficientu odporu jako nejsledovanější veličiny a koeficientu zadního vztlaku, který se dle zkušeností zpravidla ustaluje nejpozději ze všech. Typická délka takto ukončovaných výpočtů je od 2 000 do 3 000 iterací.

Pro všechny stacionární výpočty je použit Coupled Solver, s inicializací pomocí soustavy výpočtů nevazkého proudění na hrubých sítích a automatickým řízením konvergence.

2.1.7 POSTUP A KONVERGENCE U NESTACIONÁRNÍCH VÝPOČTŮ

Nestacionární výpočty postupují iterativně stejně jako ty stacionární, ale protože nepočítají rovnou průměrované řešení, jedná se o jednotky, maximálně nízké desítky iterací pro každý časový krok. Po dosažení konvergence v jednom čase se řešení posune o předem daný časový krok dopředu a iterace pokračují. Typický průběh residuálů v celkovém přehledu a v detailu je na Obr. 2.9. Míru konvergence je možné opět posuzovat na základě poklesu residuálů (obvyklé doporučení je pokles o řád v každém časovém kroku) nebo např. mírou změny silových účinků mezi vnitřními iteracemi.



Obr. 2.9 Charakteristický průběh residuálů pro nestacionární výpočet. Nahoře přehled pro celý výpočet, dole detail pro několik časových kroků simulace.

Počet těchto vnitřních iterací se v závislosti na daném problému a délce časového kroku obvykle pohybuje mezi 3 až 10. Pokud nedochází k rotaci sítě, odvíjí se délka časového kroku od charakteristických frekvencí proudění. Pro externí aerodynamiku vozu by délka kroku činila přibližně $1 \cdot 10^{-3}$ s.

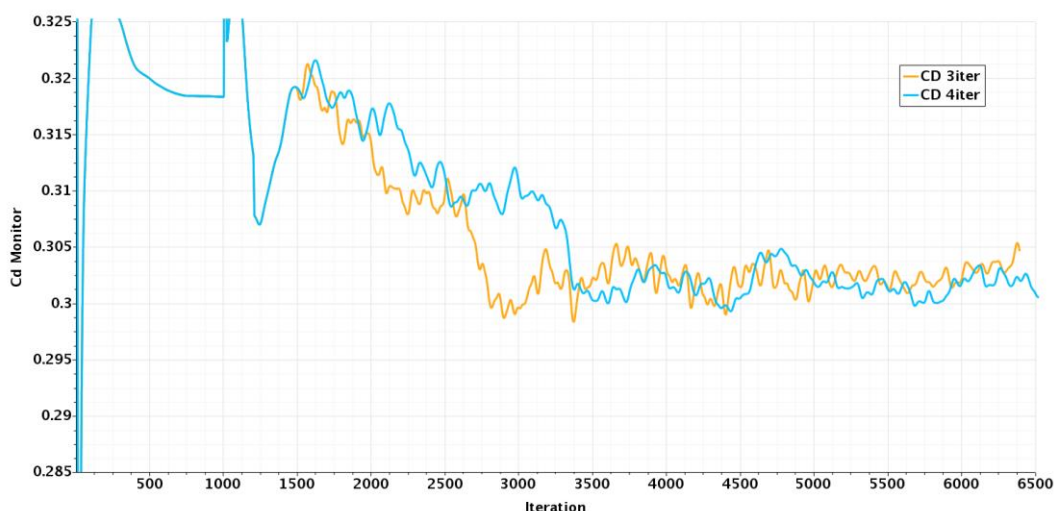
S rotací sítě se ale délka časového kroku řídí spíše přípustnou změnou polohy geometrie, tedy rotujícího kola. Tato změna by neměla pro jeden krok překračovat jednotky stupňů. Při simulaci rychlosti jízdy 140 km/h to znamená, že časové kroky jsou ještě o řád nižší. Po testech závislosti výsledků na délce kroku byla zvolena délka $2 \cdot 10^{-4}$ s.

Jak již bylo uvedeno, po stacionárním začátku je nutné počítat asi 0,5 s simulovaného času před dosažením výsledné hladiny silových účinků. Poté je nutné průměrovat výsledky alespoň po dobu odpovídající několika kompletním otáčkám kola, zde byl zvolen interval 0,15 s. Po zaokrouhlení nahoru kvůli vyšší jistotě proto celková simulovaná doba činila 0,7 s.

Počet vnitřních iterací je v průběhu výpočtu měněn v rozsahu 3 až 7. Na startu je počet vyšší kvůli stabilitě a postupně klesá pro rychlejší „vypláchnutí“ domény a dosažení výsledné hladiny silových účinků. Během průměrování, tedy v oblasti největšího zájmu, je opět mírně zvýšen.

Celkem na výpočet připadá okolo 10 000 iterací, přibližně čtyřnásobek než na výpočet stacionární. K tomu se přičítá čas nutný pro samotnou rotaci sítě, kterému se věnuje podkapitola 2.1.9.

Závislost výsledků na počtu vnitřních iterací ukazuje Obr. 2.10 s průběhy odporu pro konstantní nastavení 3 a 4 iterací. Přestože průběh odporu se liší, výsledná hladina je velmi podobná. Pro výpočty v této práci bylo pro jistotu použito konzervativnější nastavení 4 iterací v počáteční oblasti ustalování a 5 iterací v oblasti průměrování.



Obr. 2.10 Srovnání průběhu aerodynamického odporu pro 3 a 4 vnitřní iterace na časový krok.

Z výše uvedeného plyne, že nestacionární výpočty jsou nejen trvají déle, ale doba trvání je také mnohem citlivější na nastavení. Zatímco typický stacionární výpočet na počtu 1 400 CPU by pro používané geometrie a sítě trval méně než 10 hodin, první nestacionární výpočet před optimalizací na stejném počtu CPU trval téměř celý týden. Po ladění délky časového kroku, počtu vnitřních iterací apod. se tato doba zkrátila na cca 2 dny.

2.1.8 VLIV NESTACIONÁRNÍHO PŘÍSTUPU NA VÝSLEDKY

Mezi nestacionárními a stacionárními výpočty dochází rovnou ke dvěma změnám – kromě přístupu k času je aplikována metoda sliding mesh pro rotaci kola. Pro ověření vlivu byl tento krok dekomponován tak, že došlo ke srovnání výsledků stacionárního výpočtu se simulací rotace kola metodou MRF, nestacionárního výpočtu s MRF a nestacionárního výpočtu se skutečnou rotací. Výsledky silových účinků vztažené ke stacionární simulaci obsahuje Tab. 2.1.

Změny způsobené pouhým přepnutím do nestacionárního režimu jsou zde naprosto zanedbatelné a pohybují se spíše na úrovni opakovatelnosti výpočtů. Skutečný posun je způsoben až změnou metody rotace kola. To znamená, že srovnání metod rotace není zatíženo přechodem do nestacionární simulace a rozdíly ve výsledcích jsou způsobeny pouze rotací kol.

Tab. 2.1 Relativní silové účinky po aktivaci nestacionárního přístupu a rotace kol pomocí sliding mesh

	$\Delta C_D [-]$	$\Delta C_{LF} [-]$	$\Delta C_{LR} [-]$
stacionární + MRF	0,00000	0,00000	0,00000
nestacionární + MRF	0,00004	0,00002	-0,00002
nestacionární + sliding mesh	0,00176	0,00660	0,00778

2.1.9 ČASOVÁ NÁROČNOST METODY SLIDING MESH

Kromě vyššího počtu iterací k dosažení výsledku jsou nestacionární výpočty prodlužovány i metodou sliding mesh. Oddělené domény s paprsky kol je nutné navázat na hlavní doménu přes tzv. interface, aby mohlo docházet k výměně dat. Ve výpočtech bez pohybujících se uzlů sítě k tomuto navázání dochází pouze jednou, na začátku iterování. Pokud se ale síť jakkoliv změní – zde pootočením kola – je nutné po každém časovém kroku navázání povést znovu. Délka této operace závisí dominantně na velikosti sítě interface a neprobíhá paralelně na více jádrech. To znamená, že použití vyššího počtu CPU ji neurychlí.

V závislosti na použitém modelu turbulence se také liší strategie výpočtu vzdálenosti od stěny, která je v modelech klíčová. U zde používaných URANS modelů je možné přepočít vzdálenosti deaktivovat, zatímco pro pokročilejší hybridní metody by mělo při každé změně sítě k přepočtu dojít. Tím by celková doba dále narůstala.

Jak uvádí Lewis [3], na 192 CPU s modelem DES dosahuje relativní přírůstek času kvůli sliding mesh metodě 34,5 %. Zde je použit URANS model s deaktivací přepočtu vzdálenosti od stěny, ovšem na mnohem vyšším počtu jader, což relativní přírůstek zvyšuje. V závislosti na daném kole se v této práci pohyboval přírůstek v rozsahu 30 až 40 % pro 1 400 CPU.

2.2 MĚŘENÍ V AERODYNAMICKÉM TUNELU

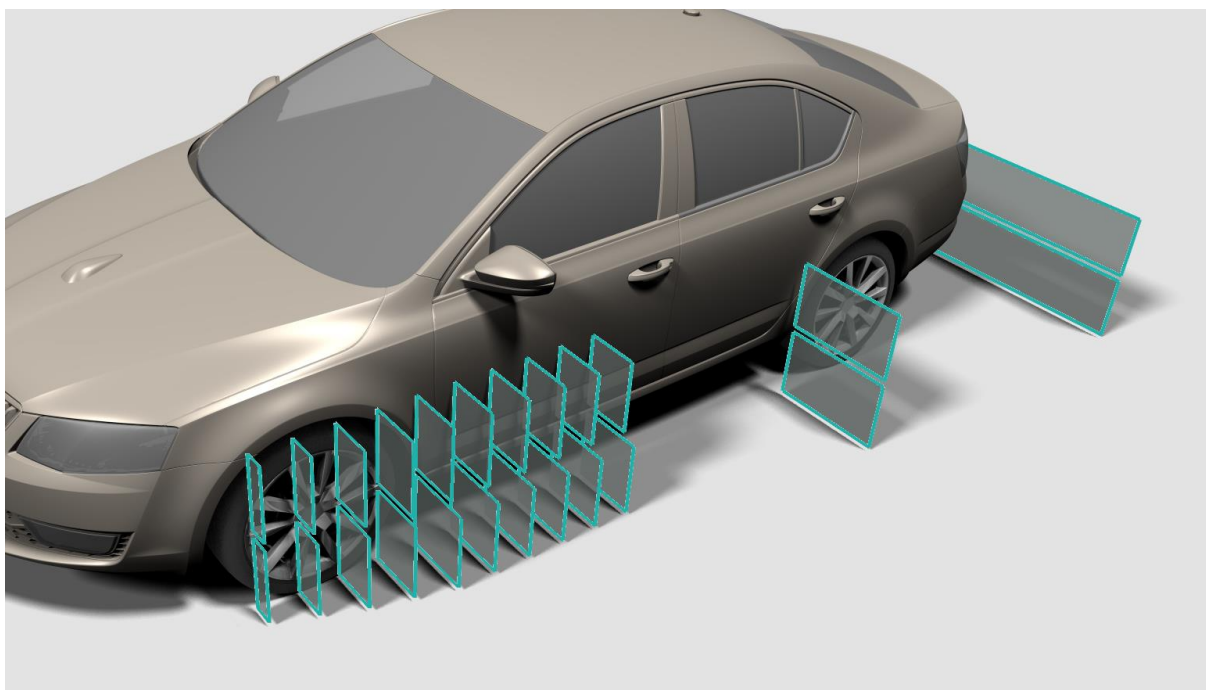
Silové účinky, vůči kterým jsou výsledky simulací porovnávány, byly měřeny v aerodynamickém tunelu FKFS ve Stuttgartu. Jedná se o tunel s otevřeným měřicím prostorem pro vozy v měřítku 1:1, s rozměry dýzy 5,8 m x 3,87 m [10]. Ubíhající vozovka je simulována pomocí 5pásového systému s velkým středovým pásem pod autem a čtyřmi pásy pod koly zajišťujícími jejich rotaci. Vůz je držen zespodu pomocí čtyř tyčí nedaleko kol, přes které je také odečítán aerodynamický odpor. Mezní vrstva na podlaze je redukována pomocí systému odsávání. Pohled na měřicí prostor tunelu je na Obr. 2.11.

Měřeny byly vždy reálné vozy, nikoli modely, bez zakrývání motorového prostoru. Rychlost proudění na vstupu byla ve všech případech 140 km/h. Silové účinky nebyly nijak korigovány, protože vliv korekcí na trendy mezi různými koly je zanedbatelný.



Obr. 2.12 Měřicí prostor v tunelu FKFS [11]

V tunelu byly také traverzovány roviny v okolí kol pomocí víceotvorové sondy. Rozložení traverzovaných rovin je na Obr. 2.12. Jelikož uvnitř úplavu je proudění silně chaotické a dochází k vysokým úhlům náběhu na sondu a tím k měření s velkou chybou, jsou data z měření i výpočtů zpracována a srovnávána s důrazem na identifikaci rozhraní úplavu a volného proudu. Uvnitř úplavu by detailní porovnání s výpočty nebylo korektní.



Obr. 2.11 Polohy rovin traverzovaných v tunelu víceotvorovou sondou.

2.3 MĚŘENÍ ZA JÍZDY

Pro výpočtové hodnocení vlivu světlé výšky a měření radiální expanze pneumatiky byly využity dojezdové zkoušky. Princip spočívá v měření rychlosti volně zpomalujícího vozidla, ze které jsou následně vyhodnoceny jízdní odpory. Toto měření odporu není tak přesné a citlivé jako měření v tunelu a nehodí se pro hodnocení relativně malých rozdílů mezi variantami kol. Proto není srovnáváno přímo s vypočtenými hodnotami.

Tunel naopak bez speciální výbavy nenabízí možnost měřit změny světlé výšky, protože vůz je držen ve stále poloze nezávisle na rychlosti. To také zkresluje radiální expanzi pneumatiky, ke které sice v tunelu dochází, ale jelikož je karoserie statická, působí proti zvedání středů kol v důsledku odstředivých sil působících na pneumatiky.

Zkouška začíná v rychlosti 145 km/h a měření trvá do dosažení 15 km/h. Rychlost je měřena pomocí inerciální GPS v zájmu vysoké přesnosti (odchylka měření je 0,05 km/h). Tyto i další parametry testů odpovídají požadavkům předpisu WLTP pro určení odporu vozu pomocí dojezdové zkoušky. Na začátku a na konci každé jízdy byly také kontrolovány tlaky a teploty pneumatik. Protože nedocházelo k podstatným změnám, je tento vliv na výsledky zanedbán.

Světlá výška byla měřena ve třech bodech – 2x vpředu a 1x vzadu – pomocí laserových snímačů vzdálenosti (viz Obr 2.13). Změna byla vyhodnocena pomocí polynomické regrese (polynomem 2. řádu) měřených dat a odečtením stavů pro 140 km/h a 65 km/h.



Obr. 2.13 Laserový snímač vzdálenosti použitý pro měření světlé výšky.

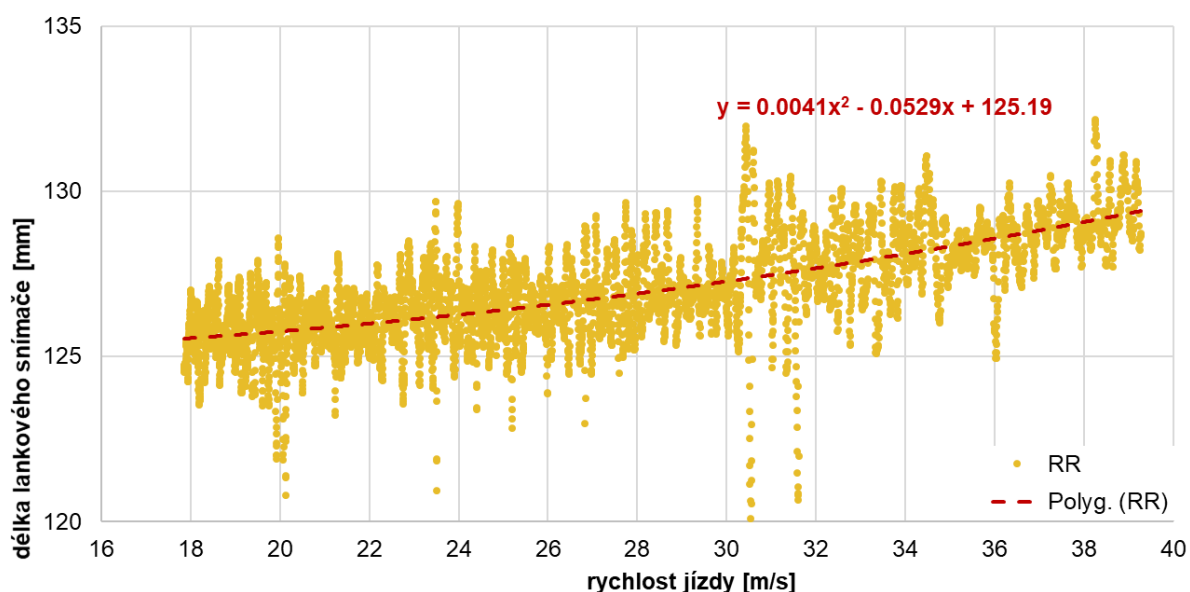
Radiální expanze pneumatik je vyhodnocena z kombinace dat měření světlé výšky a měření změny polohy zavěšení vůči karoserii. Ta je získávána z lankových snímačů upevněných v jednom bodě ke karoserii a ve druhém na rameno nápravy, jak ukazuje Obr. 2.14. Data jsou stejně jako u světlé výšky zpracována pomocí polynomické regrese. Radiální expanze je následně vyhodnocena jako rozdíl změny světlé výšky a změny polohy ramene zavěšení. Příklad vyhodnocení pro zadní lankový snímač je na Obr. 2.15.

Zatímco pro zadní nápravu vyšly hodnoty podle očekávání, pro přední nápravu výsledky nejsou smysluplné. Na vině může být chyba měření nebo také kinematika zavěšení, kdy se do posuvů ramen promítají také podélné síly a není možné jednoduše vztáhnout změnu polohy ramene ke změně výšky středu kola. Protože se dá předpokládat, že radiální expanze pneumatiky bude při shodných tlacích podobná pro přední i zadní pneumatiky (liší se pouze zatížením), byla pro úpravy geometrie v simulacích použita data lankových snímačů pouze ze zadní nápravy.



Obr. 2.14 Umístění lankových snímačů pro měření radiální expanze pneumatiky.

Vzhledem k povaze problému, kdy není znám přesný tvar pneumatiky za jízdy ani přesné výsledky z přední nápravy, byly hodnoty pro použití v simulacích zaokrouhleny na celá čísla. Radiální expanze všech pneumatik byla stanovena na 4 mm dynamického poloměru pneumatiky, což je v dobré shodě s literaturou [8]. Změna světlé výšky na přední nápravě byla stanovena na 5 mm a na zadní nápravě na 8 mm.



Obr. 2.15 Vyhodnocení dat z lankového snímače pomocí regresní analýzy.

2.4 GEOMETRIE VOZIDEL A VARIANTY KOL

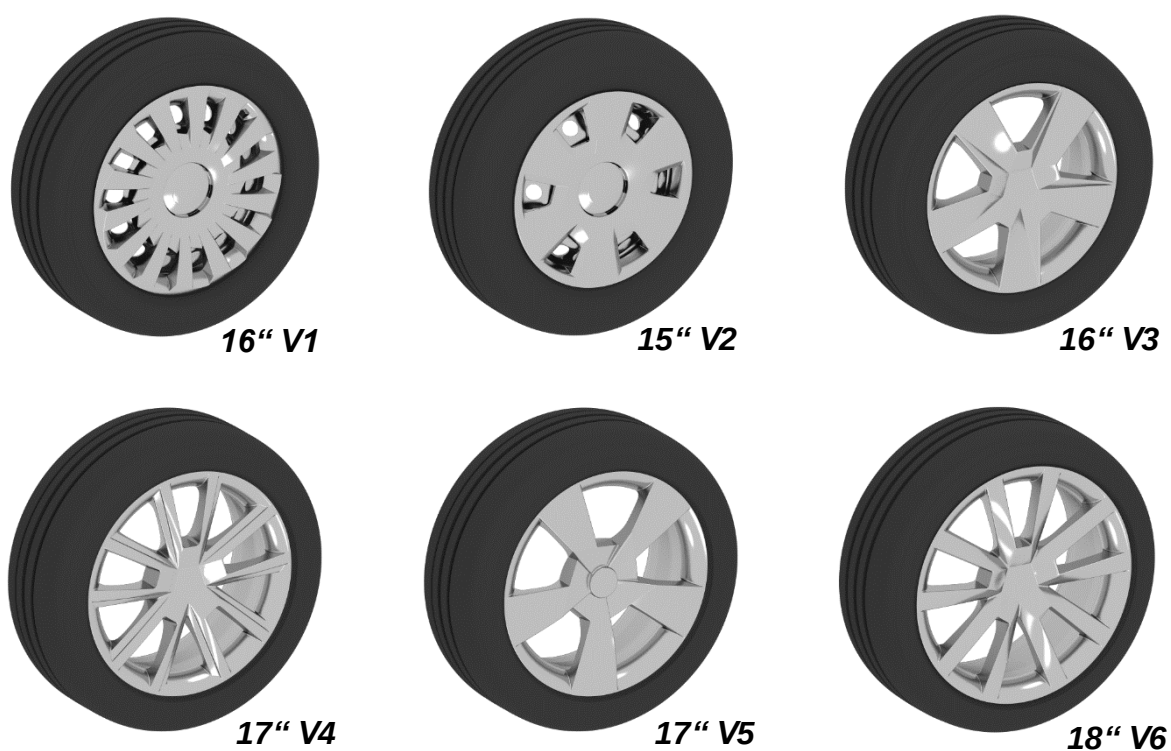
Následující podkapitola shrnuje vozy, kola a pneumatiky použité v této práci. S výjimkou kapitoly 4 je pro všechna zkoumaná témata použit model Škoda Octavia 3. generace, na Obr. 2.16 vlevo. Jde o běžný produkční model, pouze osazený měřicí technikou, která nemá podstatný vliv na obtékání vozu. V kapitole 4, která se věnuje vlivu skenovaných detailních pneumatik na CFD výsledky, je využit model Superb 3. generace, na Obr. 2.16 vpravo. Měření běžně probíhala bez úprav motorového prostoru, který je také obsažen v CFD modelech, podobně jako detailní podvozek. Jediná zjednodušení, ke kterým v CFD dochází, je ruční

vyčištění CAD dat od aerodynamický nerelevantních detailů a dále zanedbání takových detailů, jejichž rozměry jsou pod rozlišením výpočetní sítě. Vozy jsou ustaveny tak, aby světlé výšky odpovídaly měření v tunelu a pro silové koeficienty ve výpočtech jsou použity čelní plochy změřené na konkrétním použitém vozidle.



Obr. 2.16 Modely vozů použitých v práci.

Kola a pneumatiky použité v kapitole 3 pro srovnání metod rotace kola jsou zobrazeny na Obr. 2.17. Jejich charakteristické rozměry a typy pneumatik shrnuje Tab. 2.2.



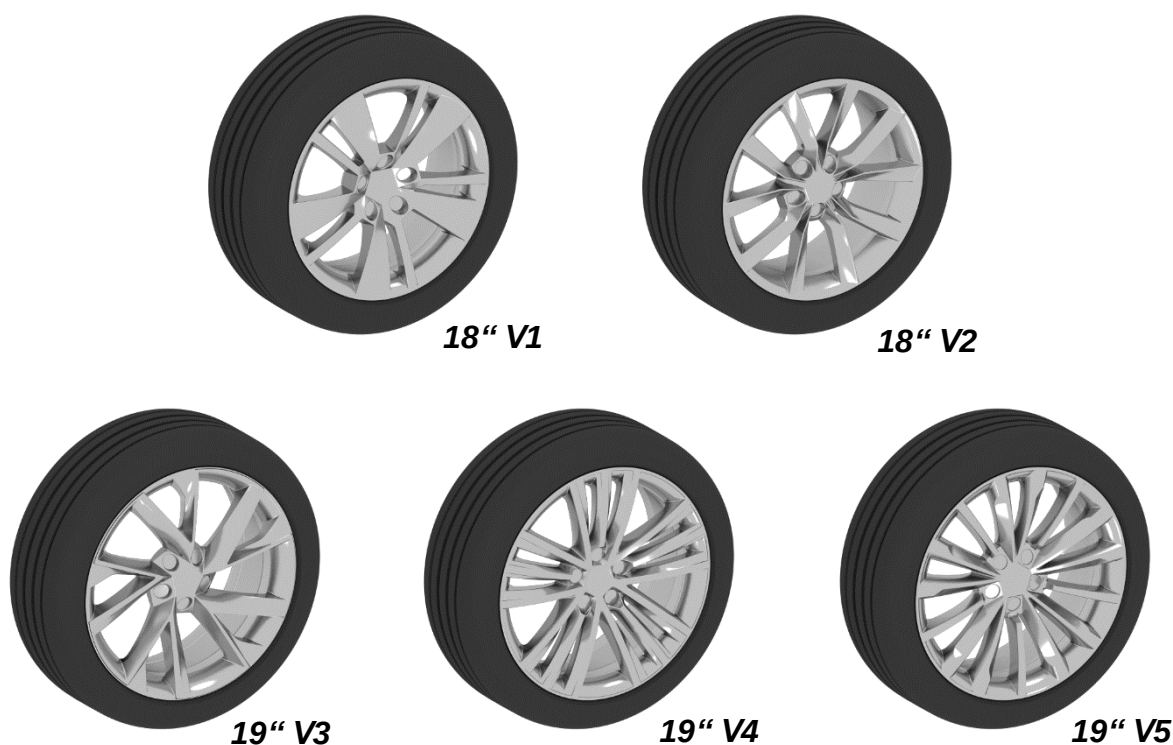
Obr. 2.17 Varianty kol pro vůz Škoda Octavia.

Tab. 2.2 Charakteristické rozměry a typy pneumatik pro vůz Škoda Octavia.

	rozměr disku	rozměr pneumatiky	průměr nezatížené pneumatiky [mm]	obchodní označení
16“ V1	R16 6J ET46	205/55	631,8	Michelin Energy Saver
15“ V2	R15 6J ET43	195/65	633,7	Michelin Energy Saver
16“ V3	R16 6J ET46	205/55	631,8	Michelin Energy Saver
17“ V4	R17 7J ET49	225/45	637,2	Bridgestone Turanza
17“ V5	R17 7J ET49	225/45	637,2	Bridgestone Turanza
18“ V6	R18 7J ET51	225/40	641,2	Bridgestone Potenza

V kapitole 5, která se zabývá vlivem úhlu náběhu, je pro výpočty zvoleno kolo 18“ V6. V kapitole 6 bylo k prověření vlivu světlé výšky a radiální expanze pneumatiky zvoleno kolo 16“ V1, a to z důvodu, že sloužilo při měření v tunelu a zejména při dojezdových zkouškách jako bazové a většina aktivit proběhla právě s ním. Současně má poměrně vysokou bočnici pneumatiky a efekty deformace pneumatiky by u něj měly být patrnější.

Kola a pneumatiky v původní podobě bez deformace a geometrických detailů použité v kapitole 4 jsou analogicky jako pro první vůz shrnuty na Obr. 2.18 a Tab. 2.3. Srovnání geometrie pneumatik bez deformace a s deformací se věnuje následující podkapitola.



Obr. 2.18 Varianty kol pro vůz Škoda Superb.

Tab. 2.3 Charakteristické rozměry a typy pneumatik pro vůz Škoda Superb.

	rozměr disku	rozměr pneumatiky	průměr nezatížená pneumatiky [mm]	obchodní označení
18" V1-2	R18 8J ET44	235/45	671,5	Pirelli Cinturato
19" V3-5	R19 8J ET44	235/40	674,4	Pirelli Cinturato

Vozidla jsou ve všech simulacích ustavena tak, aby světelné výšky odpovídaly poloze při měření v tunelu. Poloha vozu vždy vychází z modelu zavěšení, kde je vstupem předepsané zatížení náprav. Kontrolním místem mezi výpočty, měřeními v tunelu i dojezdovými zkouškami je maximální výška výkroju blatníků.

Výjimkou je kapitola 6, kde je cílem napodobit podmínky za jízdy a nikoliv v tunelu. Vozidlo je tedy zvýšeno podle hodnot uvedených v podkapitole 2.3, o 5 mm vpředu a 8 mm vzadu, středy kol byly zvýšeny o 4 mm. Podle toho byly také upraveny polohy ramen náprav.

2.5 SKENOVANÉ PNEUMATIKY

Skenování pneumatik bylo provedeno na speciálním zařízení, které dovoluje kromě požadovaného zatížení nastavit také odklon kola. Skenování poté probíhá ve dvou fázích: nejprve se skenuje volný povrch kola a následně otisk oblasti kontaktní plochy v zatuhlém směsi, do které je zespodu pneumatiky ponořena. Oba skeny jsou nakonec ručně napojeny a předběžně očištěny, aby vznikl výsledný CAD model zatížené detailní pneumatiky. Společně s pneumatikou je skenován také střed disku, podle kterého je takto získaný model usazen. To vše dvakrát pro každou sadu pneumatik kvůli různému zatížení přední a zadní nápravy.

Běžné hladké modely pneumatik vznikají tak, že se skenuje nezatížená pneumatika, ze které je vytvořen profil a symetrický rotován okolo osy kola. To znamená, že mezi detailní a hladkou pneumatikou je více rozdílů, než jen deformace u vozovky a vzorek běhounu a bočnic. Oba modely 19palcové pneumatiky jsou zobrazeny přes sebe na Obr. 2.19.

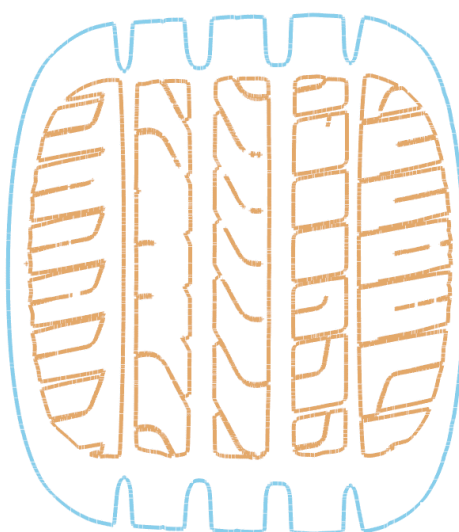
Detailní pneumatika má o několik mm větší poloměr, což patrně z toho, že vzorek vystupuje nad úroveň hladkého modelu. To může být způsobeno zatížením pneumatiky zespodu, které vytlačí zbytek pneumatiky ven. Dále je vidět vychýlení detailní pneumatiky do boku, kdy na vnější straně dochází k zasunutí pod úroveň hladké a naopak na vnitřní straně vystupuje ven. To je pravděpodobně způsobeno kombinací zatížení a odklonu pneumatiky a může jít o drobnou odchylku skenované varianty.

Největším rozdílem mezi modely pneumatik je tvar kontaktní plochy. U hladké nezatížené pneumatiky je nepřirozený, protože vzniká oříznutím kola o podlahu domény. Kvůli tomu je mnohem větší. Protože k oříznutí dochází nad hloubkou dezénu, jsou podélné drážky v kontaktu v podlahou zcela vymazány a pneumatika se stane neprůtočnou.

Ani v případě skenované pneumatiky není tvar kontaktní plochy plně odpovídající skutečnému, protože kvůli kvalitě výpočetní sítě musí dojít alespoň k částečnému průniku kola s vozovkou. Pneumatika tedy zasahuje asi 2 mm pod úroveň vozovky a dochází k menšímu zkreslení tvaru kontaktu a hloubky dezénu. Tvar obou variant kontaktní plochy pro 19palcovou přední pneumatiku je na Obr. 2.20.



Obr. 2.19 Srovnání tvaru původní hladké pneumatiky a detailní skenované pneumatiky.



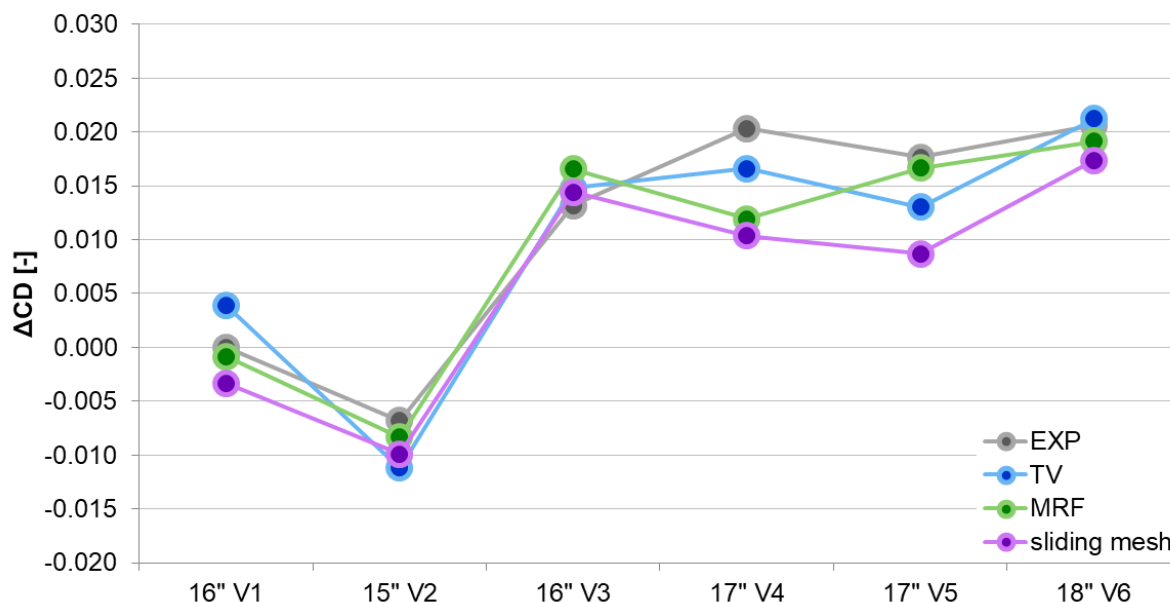
Obr. 2.20 Tvar kontaktních ploch předních pneumatik pro původní hladkou pneumatiku a detailní skenovanou pneumatiku.

3 SIMULACE ROTACE KOL

Vliv různých metod simulace rotace kola na integrální silové účinky na vozidlo pro několik variant disků kol je vyhodnocen v části 3.1, stejně jako srovnání s hodnotami změřenými v aerodynamickém tunelu. Některé z rozdílů jsou vysvětleny v části 3.2 za pomoci porovnání proudových polí v okolí kol ve výpočtech i v experimentu. Kontrola citlivosti stacionárních metod na natočení disků kol je probrána v podkapitole 3.3. Kapitulu doplňují přidružené efekty rotace jako vliv metod na průtok kolem i motorovým prostorem a možnost predikce ventilačního momentu. Nakonec je ověřen vliv turbulentního modelu v simulacích.

3.1 VLIV METOD NA INTEGRÁLNÍ SILOVÉ ÚČINKY

Vliv metod rotace a srovnání s experimentálními hodnotami koeficientu odporu pro 6 variant kol o různých rozměrech je zobrazen na Obr. 3.1. Hodnoty jsou vztaženy k bázi, kterou je hodnota odporu z měření kola 16" V1. Geometrie jednotlivých variant kol ukazuje Obr. 2.17.



Obr. 3.1 Relativní vliv metod simulace rotace kol na koeficient odporu pro různá kola.

Pro menší kola o průměrech 15 a 16 palců je chování přibližně ve shodě s očekáváním. Všechny metody vykazují poměrně dobrou shodu s experimentem a současně je rozdíl mezi nimi velmi malý, s menší výjimkou pro bazové kolo a metodu tečné rychlosti (zkratka TV). To je pravděpodobně dáno tím, že menší kola jsou málo otevřená a průtok skrz ně je tedy menší. Pokud skrz disk neprotéká vzduch a paprsky kola rotují v úplavu pneumatiky, měl by klesat vliv samotné rotace kola a použité metody simulace. Blokaci zde způsobuje design kola – ve dvou případech jde o velmi uzavřená plechová kola s kryty – a inherentně také rozměr. Malý průměr disku způsobuje, že odstup od brzdového kotouče a třmenu je úzký a kolo je tedy „uzavřeno“ z vnitřní strany, přestože samotný design je otevřený jako v případě kola 16" V3.

U menších kol jsou také typické větší a vyboulenější bočnice pneumatik, do kterých se snadněji schová box pro simulaci pomocí MRF metody a nehrozí tedy ovlivnění výsledků tím, že by MRF zóna zasahovala do rychlého okolního proudu a uměle ho deformovala.

Větší kola vykazují mnohem větší rozsah hodnot a často také větší odchylky od měření. Teoreticky zde dochází ke všem výše uvedeným vlivům: odstup kol od brzd roste a vnitřní blokace je nižší, všechna kola mají spíše otevřený design a hrozí zásah boxů do odtrženého proudu za pneumatikou.

Na první pohled je zřejmé, že pro větší kola není shoda s experimentem dobrá ani u jedné z metod simulace rotace. Pokud bychom uvažovali skupinu větších kol samostatně, relativní rozdíly mezi koly nejlépe vystihují metody tečné rychlosti a sliding mesh. V absolutních hodnotách je fyzikálně nejpřesnější metoda sliding mesh dokonce nejdále od experimentu.

Vzhledem k rozdílům mezi metodami pro kola o průměru 17 palců je překvapivě malý vliv způsobu simulace rotace a dobrá shoda s měřením u největšího kola 18" V6. Chováním odpovídá spíše menším kolům. Jeden možných důvodů lze sledovat na Obr. 3.2.

V řezech 150 mm nad vozovkou je zobrazeno levé přední kolo, které se částečně nachází v úplavu za spoilerem umístěným před kolem pro snížení odporu. Pneumatika je ale odstíněna jen částečně a vnější bočnice pneumatiky je vystavena rychlému proudu.

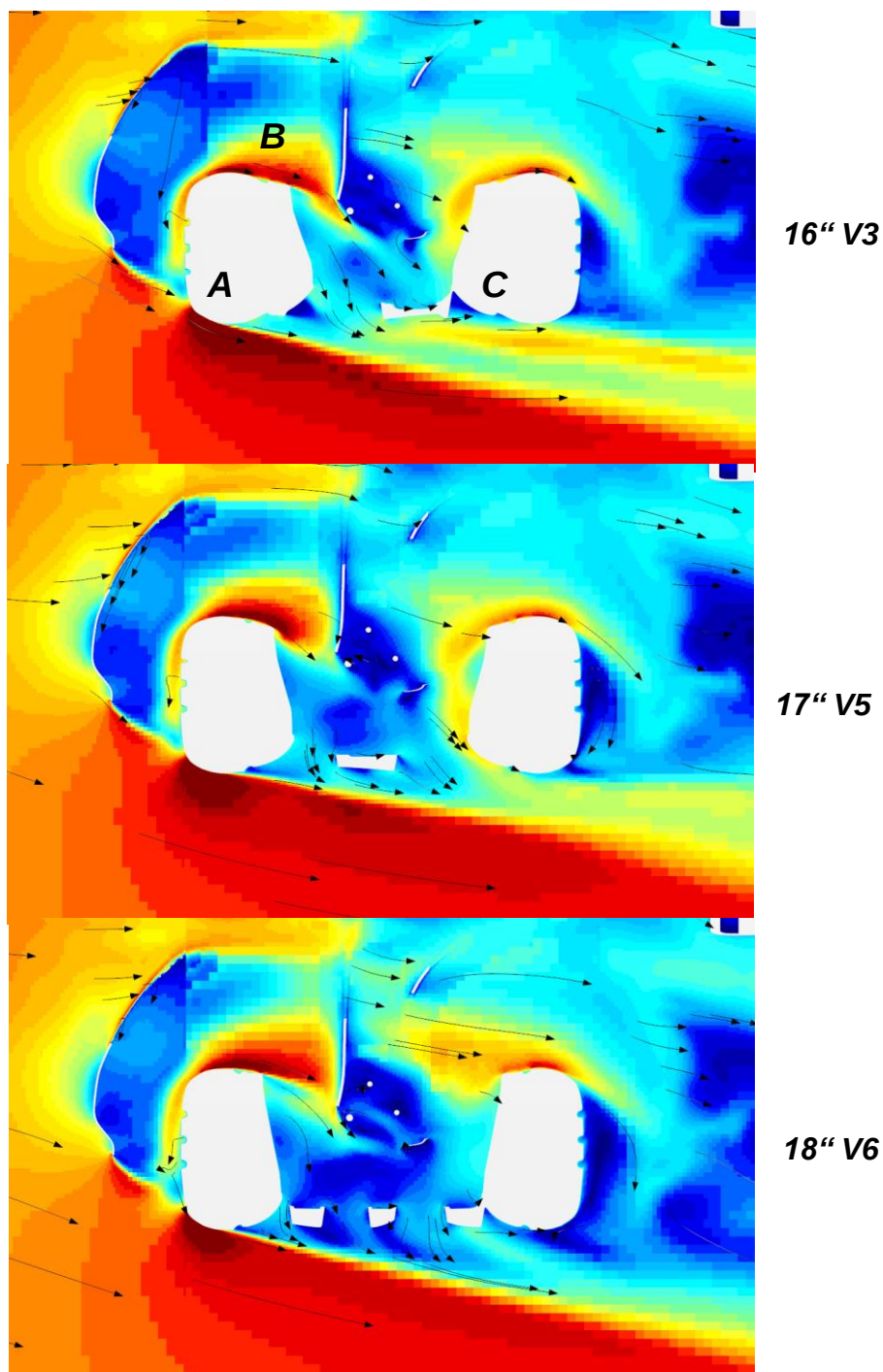
U menšího kola 16" V3 dochází k brzkému odtržení přibližně v polovině bočnice (místo A). Podobně i na pneumatice kola 18" V6 dochází k odtržení brzy, zde v důsledku nízkoprofilové pneumatiky s hranou pro ochranu disku. Zato u kola 17" V5 je pneumatika zaoblena tak, že proud drží déle přilnutý a smyková vrstva za odtržením je blíže ke kolu a může na něj mít větší vliv. Jinými slovy je disk méně skrytý v úplavu.

Drobný rozdíl je také v odtržení na vnitřní bočnici pneumatiky (místo B). U kola 17" V5 je i tady odtržení posunuto dozadu a ve srovnání s ostatními proud více ohýbán dovnitř kola. Tím může růst průtok kolem a vliv rotace.

Zatímco obtékání vnitřní bočnice pneumatiky vzadu je pro všechna kola podobné, zadní vnější strana (místo C) je zejména u kola 18" V6 odlišná tím, že proudění okolo ní je relativně pomalé – to opět naznačuje, že obtékání paprsků kol je zde méně významné.

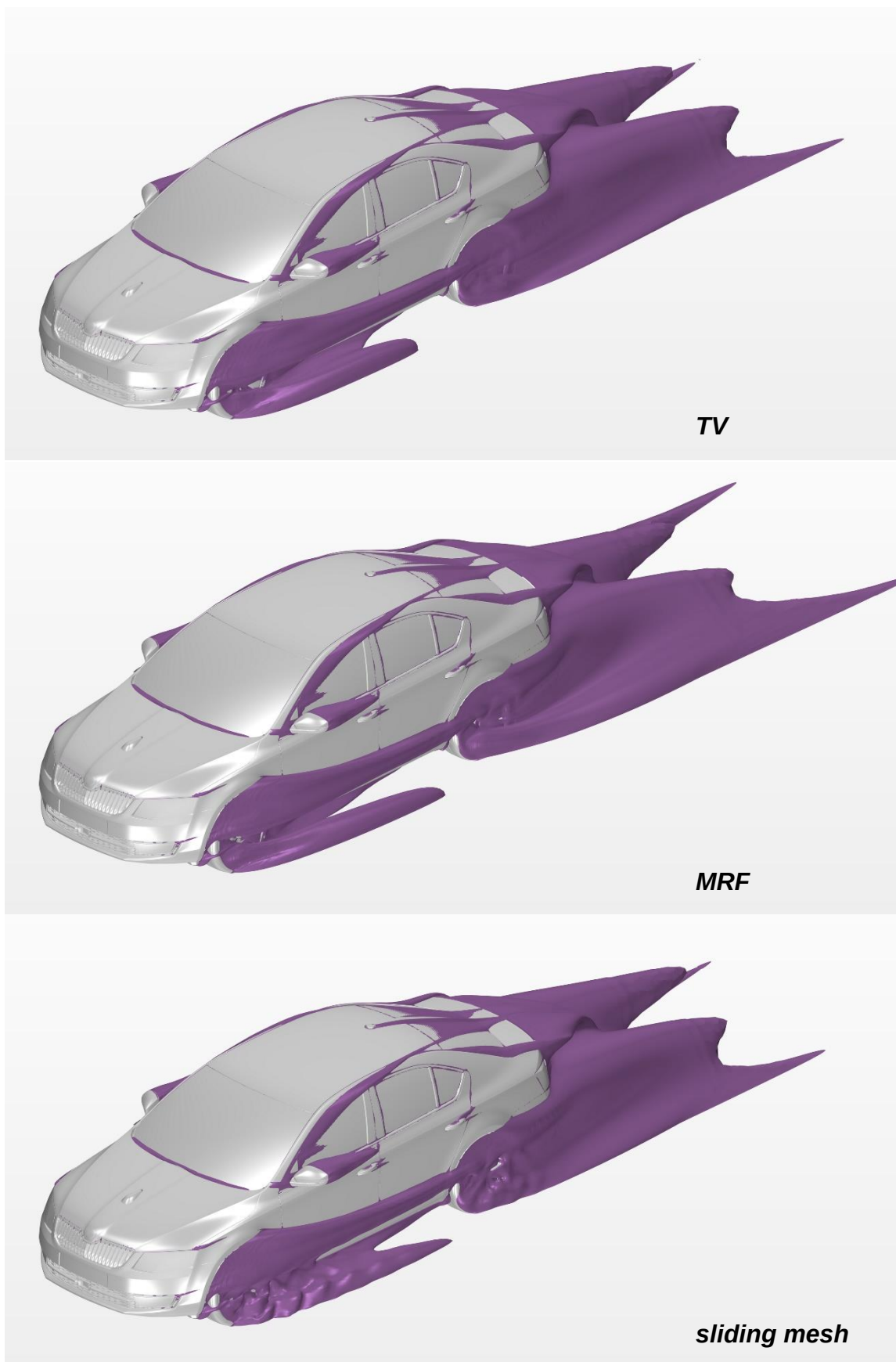
Z uvedeného plyne, že předpoklady na základě rozměrů nebo otevřenosti designu kola nemusí vždy platit. Ani otevřené větší kolo jako 18" V6 nemusí být citlivé na rotaci paprsků, pokud je například pneumatika takového tvaru, že způsobí konzistentní a brzké odtržení proudu a široký úplav. Z pohledu hodnocení aerodynamiky daného designu je pak pozitivní, že kolo by mělo být necitlivé na tvar a velikost paprsků. Převažuje však negativní aspekt, a to nevyhnutelně zvýšený odpor.

Obecnějším závěrem dále je, že realistická rotace disků způsobuje mírný pokles absolutních hodnot odporu, což je v souladu s literaturou. Rozdíl cca 0,002 koeficientu odporu je ale tak malý, že se vizuálně v proudovém poli nedá identifikovat.



Obr. 3.2 Rychlost v řezech proudovým polem ve výšce 150 mm nad vozovkou pro různá kola. Simulace rotace kola pomocí tečné rychlosti.

Vliv metod simulace na proudové pole je možné srovnat na Obr. 3.3. Vzhledem k blízkosti metod pro většinu kol bylo zvoleno kolo 17" V5, kde jsou rozdíly největší. Izoplochy celkového tlaku je možné zjednodušeně považovat za identifikátory oblastí energetických ztrát a vzniku aerodynamického odporu. Větší objem, který tyto izoplochy uzavírají obvykle znamená také větší odpor. Největší by tedy měly být pro metodu MRF, naopak nejmenší pro sliding mesh.



Obr. 3.3 Izoplochy celkového tlaku $C_{pT} = 0$ pro metody rotace kola. Varianta kola 17" V5.

Většina ploch je pro všechny metody prakticky beze změny. To značí, že vliv na obtékání zbytku vozu je jen velmi malý. Zřejmé rozdíly se nachází jen přímo za koly a zejména dole u vozovky. V souladu s očekáváním je horní o dolní část úplavu za předním kolem největší u metody MRF. To platí také pro spodní část úplavu za zadním kolem. U metody tečné rychlosti jsou menší úplavy za oběma koly dole u vozovky a u sliding mesh navíc i menší horní úplav za předním kolem. Vzhledem k blízkosti výsledků pro ostatní kola bohužel není možné z výše uvedeného učinit obecnější závěr o chování metod rotace.

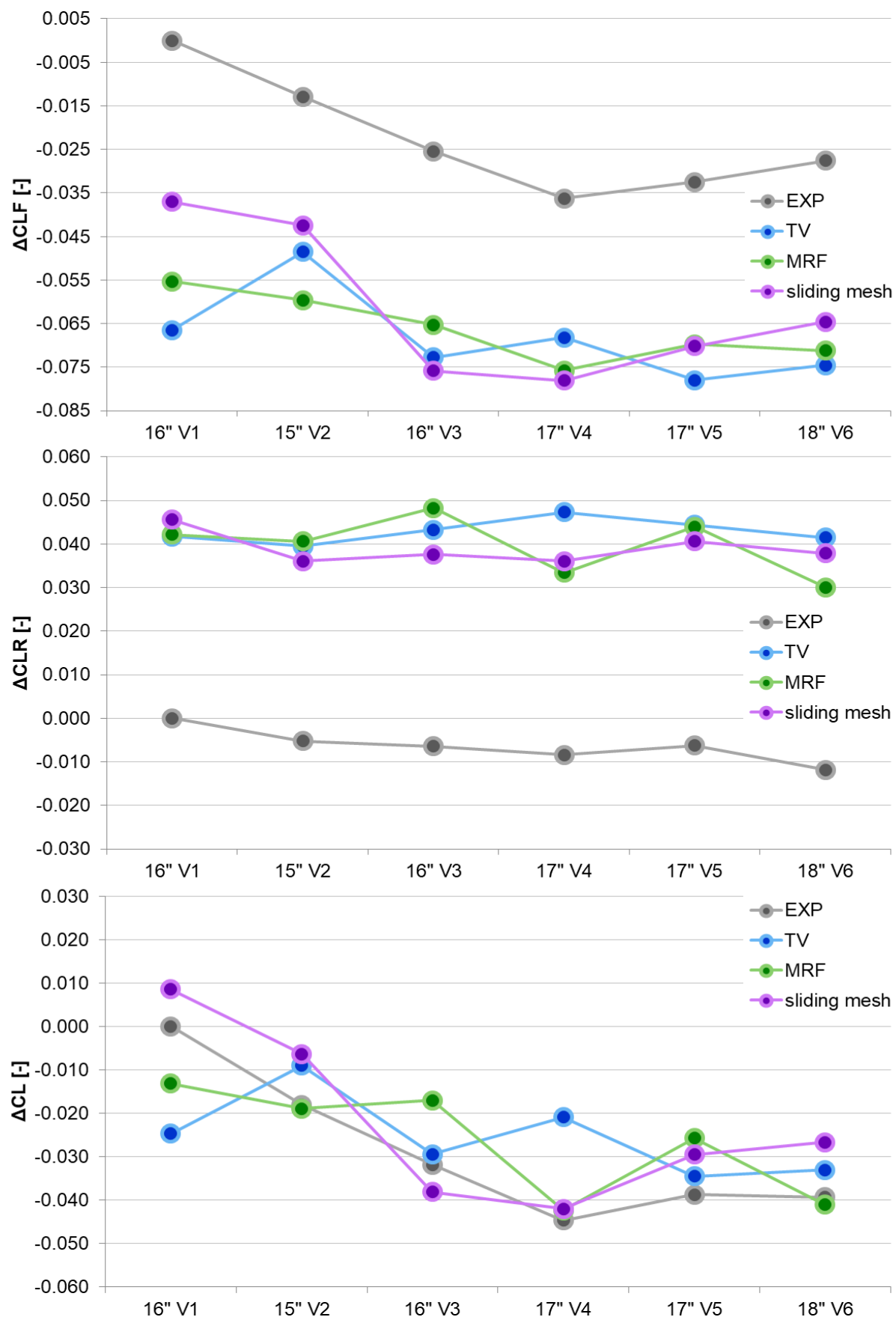
Pokud jde o deficit přesnosti simulace především u sedmnáctipalcových kol, možných příčin je více a je pravděpodobné, že půjde o jejich kombinaci. V důsledku potenciálně většího průtoku diskem kola rostou nároky na korektní simulaci nejen jeho rotace, ale také na samotné modelování turbulence. V simulacích je použit relativně jednodušší model turbulence z rodiny RANS, které pro komplexní úplav, jakým vnitřek kola a jeho úplav bezpochyby je, nemusí stačit. Ani geometrie navíc není zcela přesná. Pneumatika není deformovaná u kontaktu s vozovkou, což může nezanedbatelně ovlivnit především spodní část úplavu kola. Také není zohledněna deformace odstředivou silou v důsledku rotace kola, kdy dochází k zúžení pneumatiky a zvětšení jejího průměru. A nakonec není modelován přesný vzorek pneumatiky a její boční reliéf. Právě dva poslední důvody, tedy deformace rotací a boční reliéf, mohou mít u inkriminovaných kol nezanedbatelný vliv, jakkoliv jde zdánlivě o jemný detail. V případě, že dochází k odtržení proudění na zaoblené části bočnice pneumatiky může být místo odtržení špatně simulováno. To způsobí nepřesný tvar úplavu a nepřesné silové účinky.

O něco podrobnější informaci o odchylkách v proudovém poli nabídne srovnání simulace s experimentem v následující podkapitole.

Vyhodnocení metod rotace pro vztlak je problematičtější než v případě odporu. Kromě obvyklých nedostatků simulace vztlak významně ovlivňuje nepřesná geometrie pneumatiky, konkrétně absence stlačení od vozovky a příčného vyboulení. Při prostém ořezu pneumatiky, což je běžná praxe, tedy dochází k nepřesnému tvaru kontaktní plochy, nepřesnému tvaru u vozovky a úplnému zanedbání podélných drážek u vozovku. Oblast kontaktu je pak zcela neprůtočná. Problému se blíže věnuje následující kapitola.

Výše uvedené má dopad na všechny aspekty simulace, ale právě vyhodnocení vztlaku je pravděpodobně ovlivněno nejvíce. U kontaktní plochy i vlivem rotace kola dochází u čelní plochy pneumatiky k nárůstu koeficientu tlaku nad běžnou stagnační hodnotu 1, což ještě zvětšuje přirozené tlakové gradienty. Každá odchylka od skutečné geometrie má o to větší dopad na silové účinky. A protože většina ploch u vozovky je orientována dominantně vodorovně, jsou vztlaky ovlivněny více než například odpor.

Zřetel je potřeba brát také na fakt, že ve většině aerodynamických tunelů jsou kola roztáčena prostřednictvím tzv. pětipásové soustavy, kdy se pod každým kolem nachází samostatný pás, po kterém se kolo otáčí. Tyto pásy pod koly jsou přitom vyhodnocovány společně s celým vozem. Dopad na odpor je jen malý nebo dokonce zanedbatelný, a především relativně konstantní. Dopad na vztlak je ovšem mnohem větší, řádově v desítkách bodů na každou z náprav. V součtu se pásy pod koly mohou na celkovém vztlaku podílet třeba i 50 a více body. To může být více, než činí vztlak celého vozidla. Vlivem různých velikostí kol se navíc mezi sebou podstatně liší. Dále i na plochách pásů ve výpočtech platí, že geometrie kontaktní plochy není přesná a zavádí do hodnot chybu. Pro lepší relevanci vztlaky uváděné pro výpočty vždy zahrnují i oblast pod kolem, která rozměrem odpovídá rozměrům pásů pod koly v tunelu.



Obr. 3.4 Relativní vliv metod simulace rotace kol na koeficient předního vztlaku C_{LF} , zadního vztlaku C_{LR} a celkového vztlaku C_L pro různá kola.

Stejně jako u odporu jsou hodnoty vztlaků na Obr. 3.4 vždy srovnány vůči bázi, kterou je změřená hodnota pro první kolo. Obecným závěrem je, že zatímco pro vztlaky na přední nápravě dochází u všech výpočtů k systematickému podhodnocení, u zadní nápravy přesně naopak k nadhodnocení. U předních vztlaků je zřejmě dominantní příčinou výše uvedená nepřesná geometrie pneumatiky. Vzadu je odhad komplikovanější. Jelikož se zadní kola běžně nachází v úplavu za předními, nelze přesně říci, jak velký vliv na hodnoty má nepřesnost modelování turbulence. U celkového vztlaku se podhodnocení i nadhodnocení vyrovnává a hodnoty se pohybují na podobných hladinách jako při měření. Bez širšího vzorku vozů ale toto nelze brát jako globálně platné, může se jednat o náhodný jev.

Při podrobnějším pohledu pak vychází metoda sliding mesh pro odhad vztlaků nejlépe. U předního vztlaku s výjimkou kola 16“ V3 správně vystihuje všechny trendy i citlivosti. Například rozdíl mezi minimem a maximem je blízko měřeným hodnotám. Oproti tomu metoda MRF sice také solidně vystihuje trendy, ovšem její citlivost je podstatně nižší. Tečná rychlost nabízí jen velmi malou shodu s experimentem.

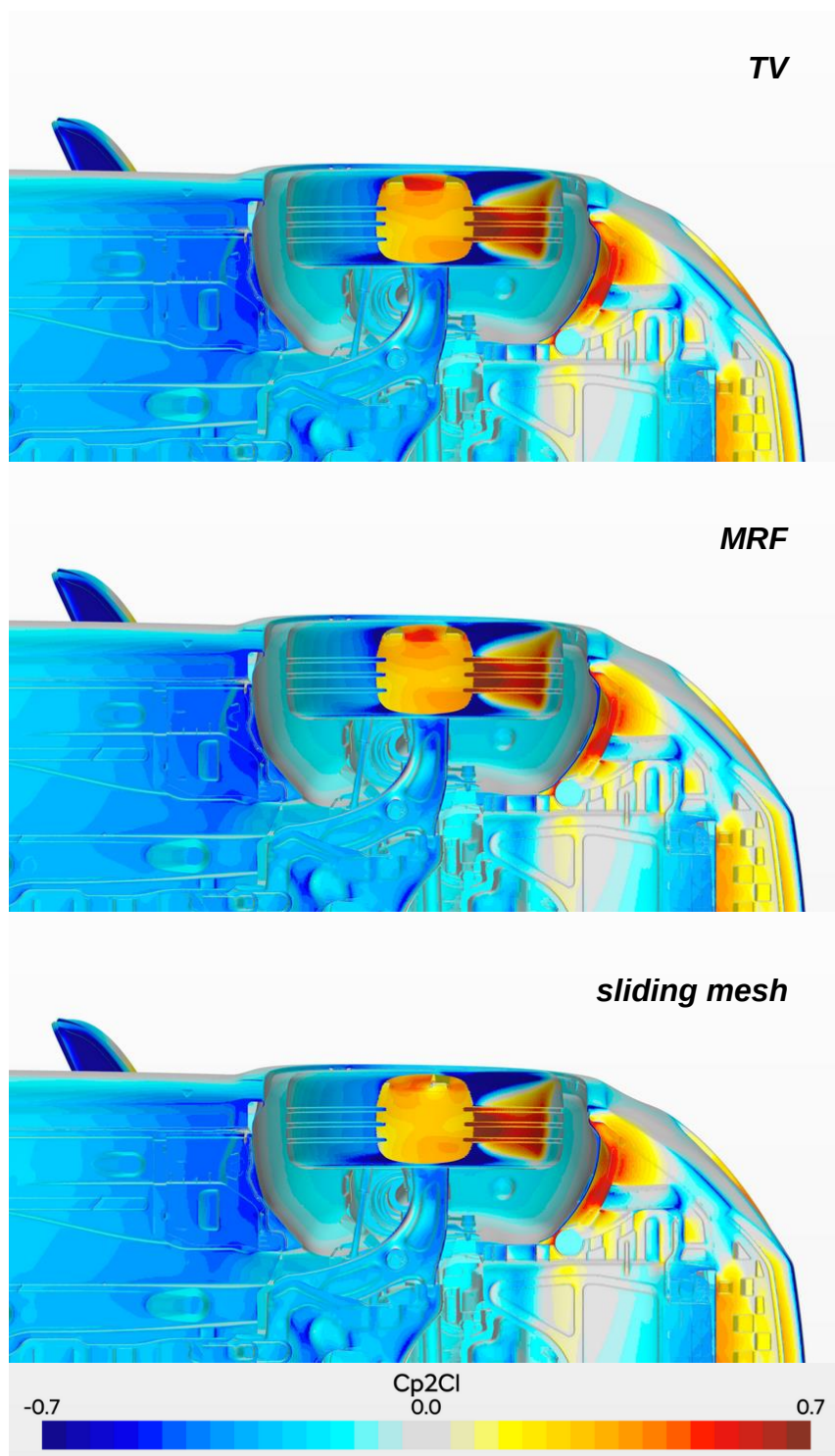
Zadní vztlaky se mezi jednotlivými měřenými variantami příliš neliší a je proto obtížnější činit závěry pro metody simulace. Nejhuř zde vychází metoda MRF, u které dochází k největšímu rozptylu hodnot.

Jelikož tečná rychlost špatně predikuje trendy pro přední vztlak a MRF zase pro vztlak zadní, nevyhnutelně dochází i ke špatné korelaci obou metod s měřením u celkového vztlaku. Metoda sliding mesh je zde jednoznačně nejlepší, protože přes určité nedostatky správně predikuje kola s nejnižším a nejvyšším vztlakem, stejně jako většinu trendů. Vzhledem k nepřesnostem predikce některých odporů a nízkým očekáváním přesnosti predikce vztlaků se zjednodušenou geometrií pneumatiky jde o pozitivní výsledek.

Sedmnáctipalcová kola, která se u odporu ukázala jako citlivá a simulacemi často špatně predikovaná u vztlaků nevykazují ani jeden z těchto aspektů.

Efekt různých metod rotace kola v proudovém poli ilustruje Obr. 3.5 pomocí složky koeficientu tlaku působící ve svislém směru. Jak ukazuje už Obr. 3.4, na horní části karoserie ke změnám prakticky nedochází. Smysl má proto zkoumat jen část spodní. Ani tady nedochází k zásadním změnám, rozložení tlaku na podvozkových krytech je vizuálně beze změn.

Rozdíly je možné sledovat pouze na pneumatice, při pečlivém zkoumání pak i na podvozkovém krytu za pneumatikou a spodním ramenu zavěšení. Nejpatrnější je vliv na zadní straně pneumatiky blízko vozovky. Především u metody MRF se odlišuje od dalších dvou metod, když je dominantní zóna podtlaku na vnější, nikoliv vnitřní straně pneumatiky. Současně se dále potvrzuje důležitost přesné geometrické reprezentace kontaktní plochy pro korektní hodnocení vztlaků pomocí výpočtů.



Obr. 3.5 Příspěvek koeficientu tlaku ke svislé složce síly v oblasti předního kola pro různé metody rotace.

3.2 SROVNÁNÍ PROUDOVÝCH POLÍ VE VÝPOČTECH S EXPERIMENTEM

Proudová pole jsou porovnávána v rovinách za předním kolem a jedné další rovině za vozem. Pro CFD výpočty je vykreslen celkový tlak, který je ve vyšších hodnotách odpovídajících volnému proudu zprůhledněn. Pro větší názornost a snadnější srovnání je dále úplav ohraničen izočarami pro hodnotu celkového tlaku 0,6. Experimentální data jsou reprezentována odpovídající izočarou opět pro hodnotu 0,6.

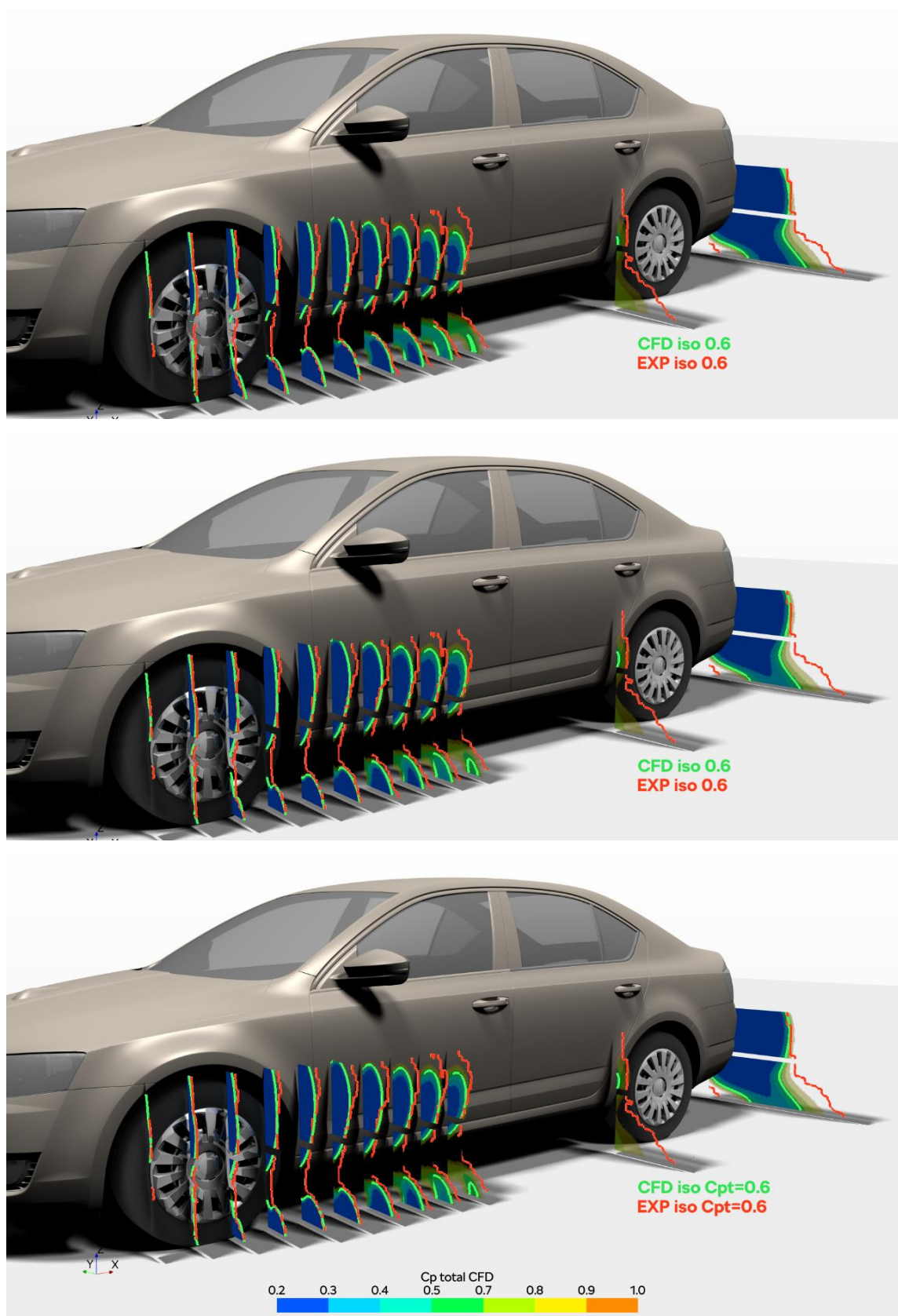
Traverzováno bylo 5 variant kol ze 6. Chybějící variantou je disk 17“ V4. Na Obr. 3.6 – 3.8 se nachází postupně varianty 16“ V1 a 15“ V2 jako menší kola s lepší predikcí odporu a malými rozdíly v odporu mezi metodami rotace a nakonec kolo 17“ V5, které je větší, citlivější a obvykle je u něj odpor ve výpočtu podhodnocen.

Pro všechny varianty je možné na základě měřených i vypočtených dat charakterizovat typické prvky úplavu, viditelné mimo jiné i na Obr. 3.3. Za předním kolem vznikají dvě zóny – horní úplav vycházející z podběhu a spodní úplav, který způsobuje vír vznikající za kontaktní plochou pneumatiky. Z měřených dat lze dále sledovat, že před zadním kolem se horní část úplavu téměř vytrácí, nebo spíše už není jasně ohraničena, zatímco spodní část je stále jasně rozeznatelná a zvětšuje se v důsledku rostoucího průměru víru. Poslední traverzovaná rovina za vozem v sobě už kombinuje úplav karoserie, zadního kola i předního kola a jen obtížně s v ní určují konkrétní fenomény. Oblastí zájmu je tu spíše spodní část u vozovky, která bude ovlivněna zejména koly. I tak ale není jasné, nakolik se zde případná neshoda výpočtu a měření vztahuje k úplavu předního kola a k nakolik úplavu zadního kola.

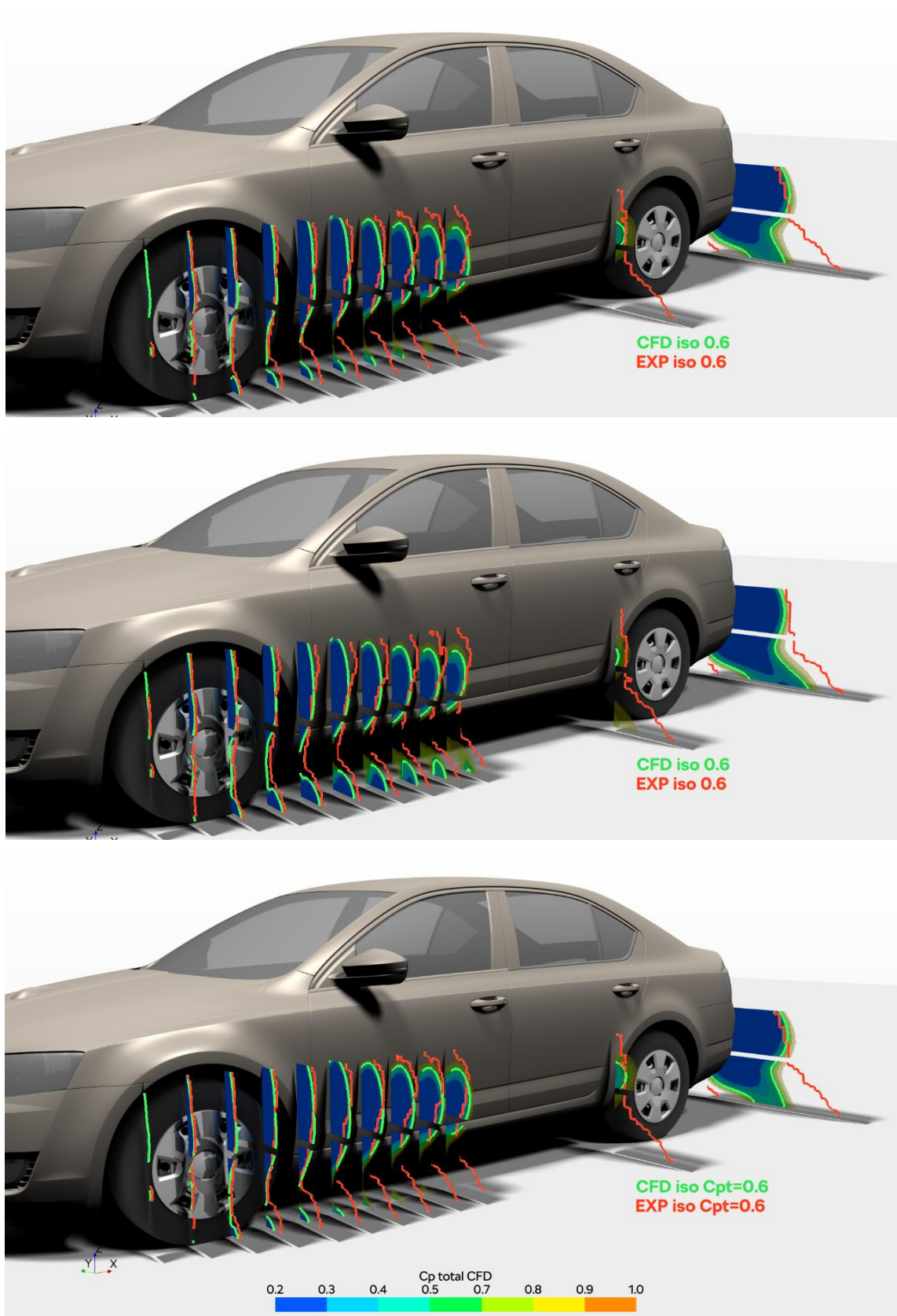
Rozdíl mezi variantami kol v měření jde jednoznačně nejlépe pozorovat právě na spodním úplavu předního kola. Zatímco první dvě kola mají úplav téměř totožný, pouze s malým rozdílem ve prospěch kola s nižším odporem, pro třetí zobrazené kolo je jasně patrný zvětšený úplav u vozovky, a to ve všech traverzovaných rovinách. To odpovídá mnohem vyššímu změřenému odporu vozidla. Horní úplavy za kolem jsou si naopak pro všechna kola velmi podobné a jen těžko v nich lze najít podobnou vazbu se silovými účinky.

Metody rotace pro první kolo 16“ V1 vycházejí u silových účinků spíše podobně a ve slušné shodě s měřením. Jen u tečné rychlosti je odpor o něco zvýšený. A těmto závěrům také převážně odpovídá proudové pole ve výpočtech. Zejména těsně u předního kola je shoda s experimentem pro všechny metody velmi dobrá. Směrem dozadu se shoda zhoršuje, když horní úplav ve srovnání s experimentem příliš klesá a spodní se vytrácí. U zadního kola je už shoda velmi slabá – v měření pozorujeme jasně definovaný úplav zejména u vozovky, ve výpočtech jsou z něj jen malé stopy. Za vozem je opět shoda u vozovky spíše slabá, ale dochází k širšímu úplavu pro točenou rychlost, což odpovídá zmíněnému zvýšenému odporu. I přes zřejmé nedostatky je oproti jiným variantám u tohoto kola relativně dobrá shoda výpočtů s experimentem. Citlivost na metodu rotace kola je zde jen velmi nízká.

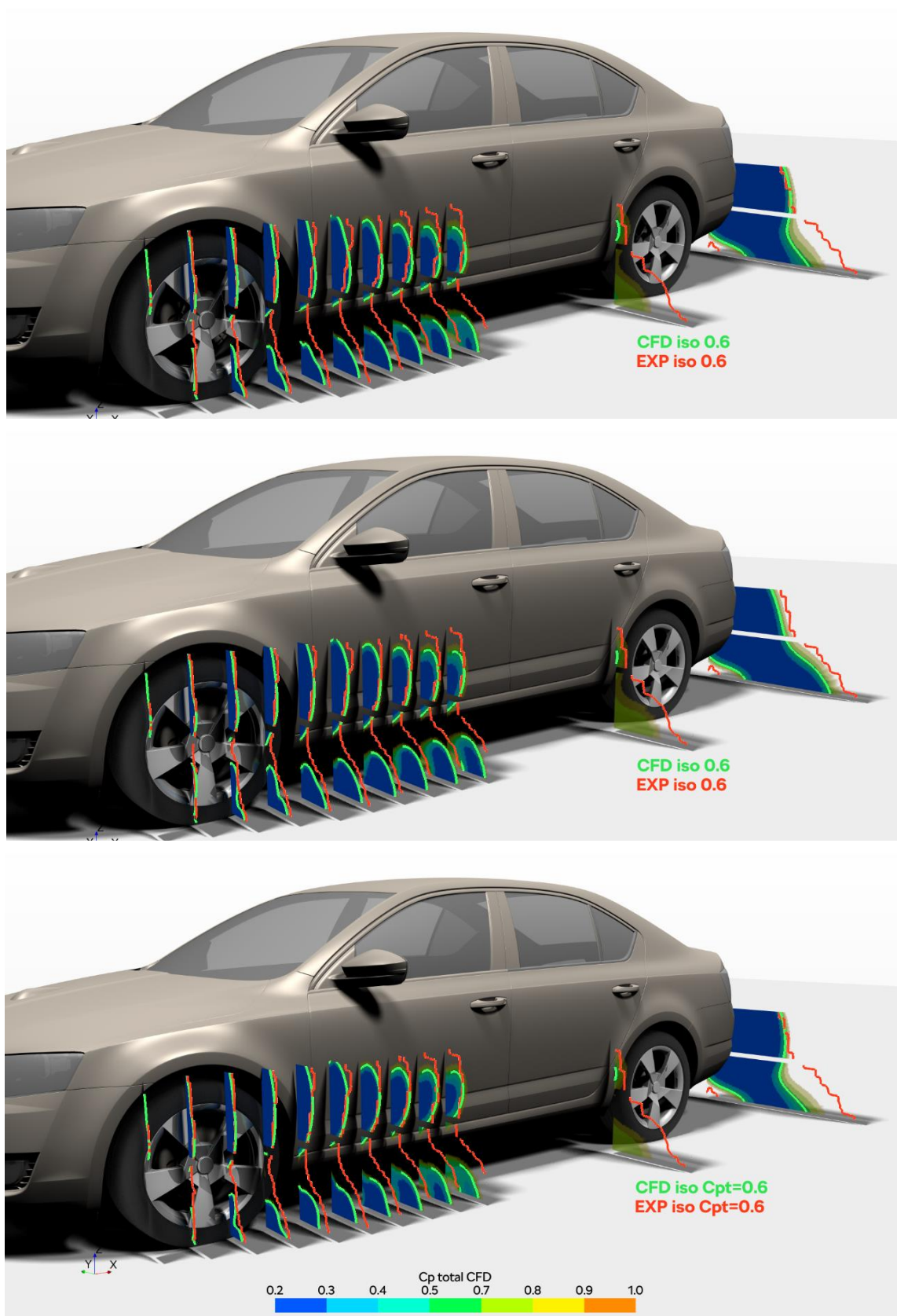
Totožné chování by se na základě silových účinků dalo očekávat i u dalšího kola 15“ V2. Jedná se také o malé uzavřené kolo s krytem a vysokou bočnicí pneumatiky a pro odpor i vztlak vycházejí metody rotace ještě podobněji a v mírně lepší shodě s měřením. Proudové pole ve výpočtech ale tyto předpoklady nepotvrzuje. Horní část úplavu se ještě chová podobně, ale spodní úplav je ve výpočtech marginální a zdaleka neodpovídá měřeným datům. Tato situace pokračuje po celé délce vozu, a i v poslední rovině je úplav u vozovky znatelně menší než v předchozí variantě. Stejná oblast v experimentu je přitom pro obě kola velmi podobná.



Obr. 3.6 Srovnání vypočtených proudových polí s měřením pro kolo 16" V1. Shora metody rotace tečná rychlost, MRF a sliding mesh.



Obr. 3.7 Srovnání vypočtených proudových polí s měřením pro kolo 15" V2. Shora metody rotace tečná rychlost, MRF a sliding mesh.



Obr. 3.8 Srovnání vypočtených proudových polí s měřením pro kolo 17" V5. Shora metody rotace tečná rychlost, MRF a sliding mesh.

Poměrně dobrá korelace v silových účincích je zřejmě do jisté míry náhodná, protože dochází současně k predikci slabšího spodního a silnějšího horního úplavu kola než bylo změřeno.

Ani mezi metodami simulace nedochází k takové podobnosti proudových polí, jak by naznačovaly silové účinky. Tečná rychlost a sliding mesh vycházejí podobně, ale u metody MRF je spodní úplav blíže k měření. Přesto se to příliš neprojevuje v hodnotě odporu, pravděpodobně protože horní úplav kola je zde naopak o něco slabší. Celkově tedy platí, že metoda MRF pro tuto geometrii funguje lépe než ostatní. I pro ni je shoda s experimentem o něco slabší než v prvním případě.

U třetího kola 17“ V5 se dá na základě hodnot odporu očekávat nejslabší shoda proudových polí s měřením, přinejmenším pro metody tečné rychlosti a sliding mesh. Stejně jako větší rozdíly mezi jednotlivými metodami. To se přibližně potvrzuje. Sliding mesh podhodnocuje odpor nejvíce a také spodní část úplavu predikuje jako jednoznačně nejmenší. Horní úplav je u této metody také o něco menší, ale rozdíly tu nejsou tak patrné. Tečná rychlost o něco lépe odpovídá měření ve spodním úplavu, ale nepřináší zásadní odlišnost. Nejvíce se liší metoda MRF, která jako jediná nabízí solidní shodu u hodnoty odporu. I v proudovém poli odpovídá měření nejlépe. Spodní úplav kola se ze všech metod liší nejméně, a především za vozem je tvar úplavu predikován relativně dobře. Naproti tomu v rovině před zadním kolem všechny metody selhávají.

Obecně lze na základě srovnání proudových polí usoudit, že nejcitlivějším místem je spodní část úplavu za předním kolem. To platí jak pro shodu výpočtů s měřením, tak pro rozdíly mezi jednotlivými variantami kol. U všech prověřovaných variant platí, že dokud je shoda spodního úplavu dobrá, je dobrá i shoda pro hodnotu odporu celého vozidla. Opačně už ale implikace nefunguje – shoda u odporu vozidla nutně neznamená, že je správně predikováno proudové pole, jak dokazuje varianta 15“ V2.

V horní části úplavu předního kola dochází k mnohem menším změnám při výměně kola i změně metody rotace. Vazbu této zóny na celkovou hodnotu odporu při její nízké citlivosti není možné stanovit. Překvapivé může být, že ani velmi slabá shoda proudových polí s experimentem v rovině před zadním kolem nebrání shodě v odporech. Protože je ale tato neshoda systematická, je pravděpodobné, že jde o chybu, která se – pokud jde o odpor – sčítá s jinou nepřesností v proudovém poli.

Pro rovinu za vozem se přibližně opakují výše uvedené teze. Horní část je na kola spíše necitlivá a čím lépe je predikována spodní část, tím lépe souhlasí i odpory vozu. Zde ale dále platí, že pokud je špatně predikován spodní úplav vpředu, je špatně predikován vzadu a obráceně. Oblastí největšího zájmu proto zůstává zóna za předním kolem.

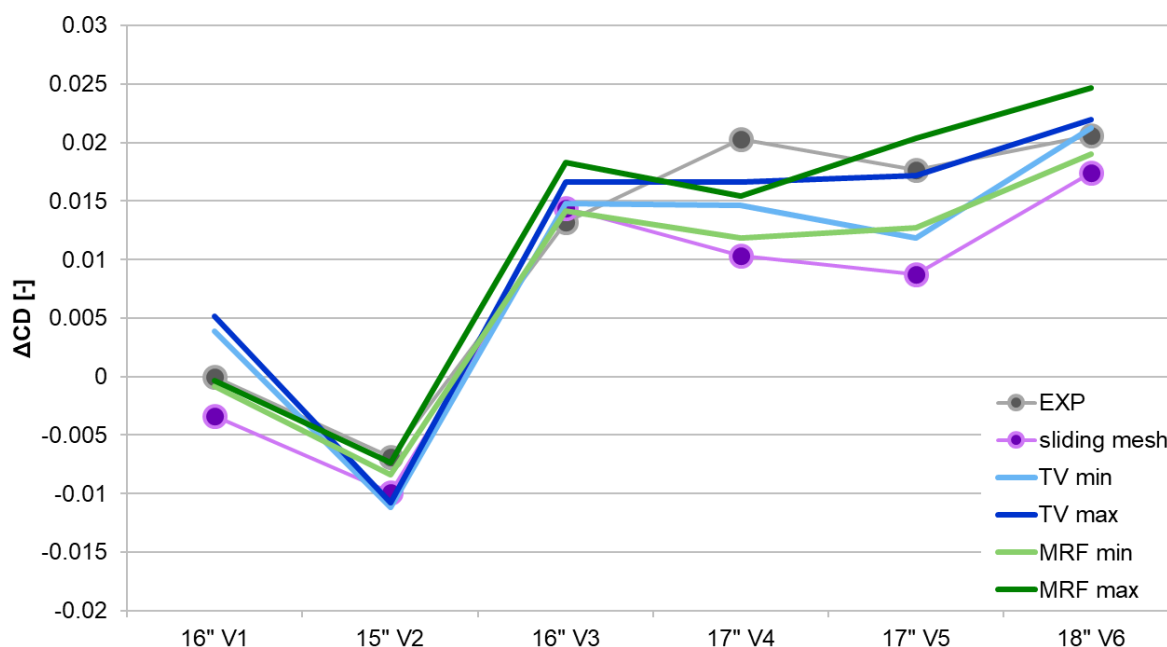
Hlavní důvody nesouhlasu s měřením ve spodním úplavu zůstávají, jak byly popsány výše u rozboru koeficientu odporu. Jde o ne zcela přesnou geometrii pneumatiky ve výpočtu a potenciálně nedostatečné modelování turbulence. Právě užší specifikace oblasti nesouhlasu ale poskytuje důležité doplňující informace. Ukazuje se, že právě kontaktní plocha pneumatiky a vyboulení u vozovky, u kterých se spodní úplav kola generuje, mohou hrát zásadní roli při snaze věrohodně hodnotit aerodynamiku disků kol. Při ladění modelu turbulence by pak mohlo být vhodné zaměřit se rychlost rozpadu víru, který utváří spodní úplav. Z dat u předního kola i roviny před zadním kolem se zdá, že směrem dozadu se odchylka výpočtu a měření zvětšuje. Chybou tedy nemusí být jen způsob a poloha tvorby víru, ale i to, jak s ním simulace dále nakládá.

Naopak se zde nepotvrzuje, že závažnou chybou je zjednodušení použitím metody rotace kola, která kolem realisticky neotáčí, ale rotaci jen napodobuje. Z dosavadního vyhodnocení proudových polí by bylo možné udělat závěr, že nejpřesnější metodou je MRF. Vzhledem k tomu, že sliding mesh je jednoznačně fyzikálně věrohodnější je však jasné, že hlavní nedostatky simulace leží jinde než v metodě rotace.

3.3 CITLIVOST STACIONÁRNÍCH METOD NA NATOČENÍ KOLA

Jelikož se u stacionárních metod z principu kolo nemůže otáčet, výpočty mohou do jisté míry záviset na natočení disků. Testy této závislosti byly provedeny pro všechna hodnocená kola tak, že byly postupně otáčeny. Krok jednotlivých pootočení se pro každé kolo liší v závislosti na počtu paprsků disku. Kryt kola 16" V1 je více-paprskový a k pootočení došlo jen jednou, konkrétně o $12,9^\circ$. Kryt kola 15" V2 má 6 paprsků, rozestup mezi nimi je tedy 60° . Zde byl zvolen krok otáčení 20° , celkem jde tedy o tři polohy včetně výchozí. Zbývající disky mají 5 paprsků (18" V6 celkem 10, ale paprsky nejsou stejné a základní schéma tvoří vždy dvojice paprsků). Jejich rozestup je proto 72° a byl pro ně zvolen krok 18° a celkem čtyři polohy včetně výchozí.

Graf s výsledky citlivostí pro odpor je na Obr. 3.9. Pro menší kola s kryty je citlivost zanedbatelná, ale od kola 16" V3 dále je mezi minimální a maximální hodnotou citelný rozdíl. Jako nejcitlivější se prokázalo kolo 17" V5 – mezi minimální a maximální hodnotou u metody MRF je téměř 8 bodů koeficientu odporu. To znamená, že v závislosti na natočení kola v simulaci může vyjít odpor o 3 body nahodnocený nebo o 5 bodů podhodnocený. Pro další kola je se s metodou MRF rozdíl pohybuje od 3 do 5 bodů.

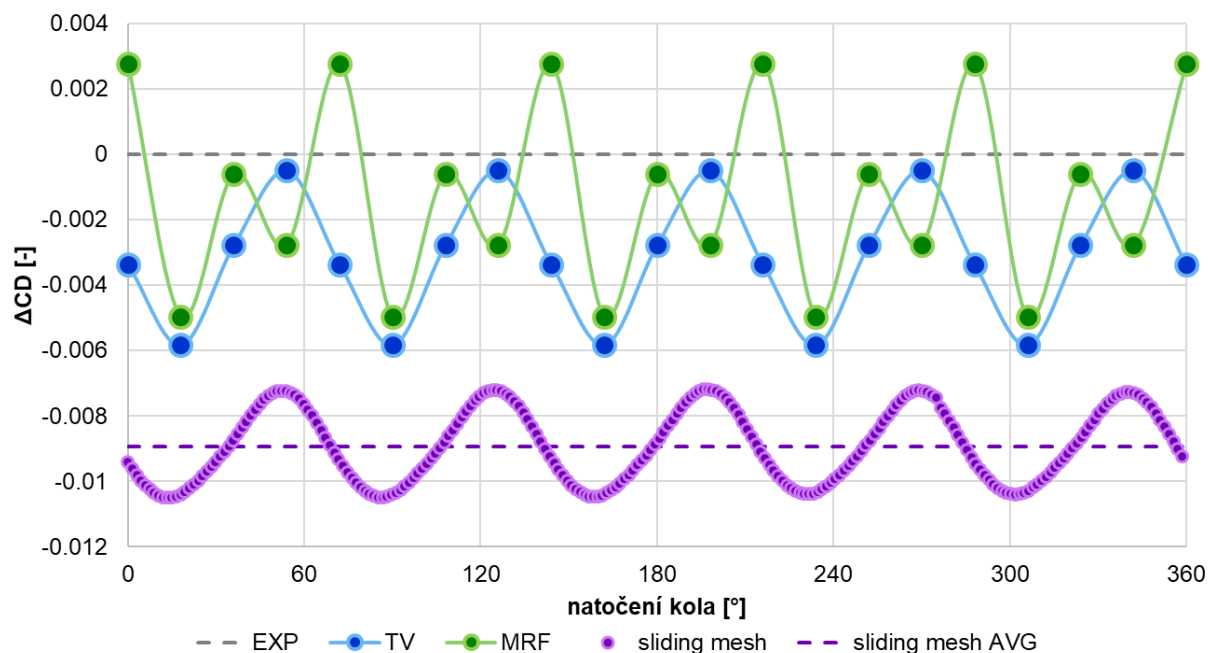


Obr. 3.9 Relativní vliv metod simulace rotace kol na koeficient odporu pro různá kola s minimálními a maximálními hodnotami stacionárních metod v závislosti na natočení kol.

Metoda tečné rychlosti je citlivá o něco méně. Extrém je zde 5 bodů, opět u kola 17“ V5, dále po 2 bodech pro 17“ V4 a 16“ V3. Nekonzistentní je citlivost u největšího kola 18“ V6. Při použití tečné rychlosti je citlivost zanedbatelná, zatímco pro MRF je rozsah hodnot asi 5 bodů. To by mohlo naznačovat, že pro velké kolo není MRF zóna dostatečně schovaná a zasahuje do smykové vrstvy odtrženého proudění. Tím může docházet k negativnímu ovlivnění výsledků geometrií MRF domény.

Platí, že pro kola citlivá na metodu rotace je nejistota stacionárních metod nejvyšší. Zatímco s tečnou rychlostí jsou kola necitlivá na metodu necitlivá i na natočení, s MRF jsou na natočení citlivá i kola s původně blízkými hodnotami odporu.

U nejcitlivějšího kola 17“ V5 byla dále vykreslena závislost odporu na natočení kol pro všechny metody v rozsahu 360° na Obr. 3.10. Zatímco pro sliding mesh jde o skutečný průběh odporu v čase, u stacionárních metod jsou body v odpovídajících polohách pro ilustraci interpolovány pomocí spline v Excelu. Cílem není dosáhnout co nejpřesnějšího průběhu odporu, jako spíše porovnat periodicitu a rozsah hodnot testovaných metod rotace. Případně vyhodnotit možnost využití stacionárních hodnot z více poloh kola pro napodobení nestacionárního průběhu.



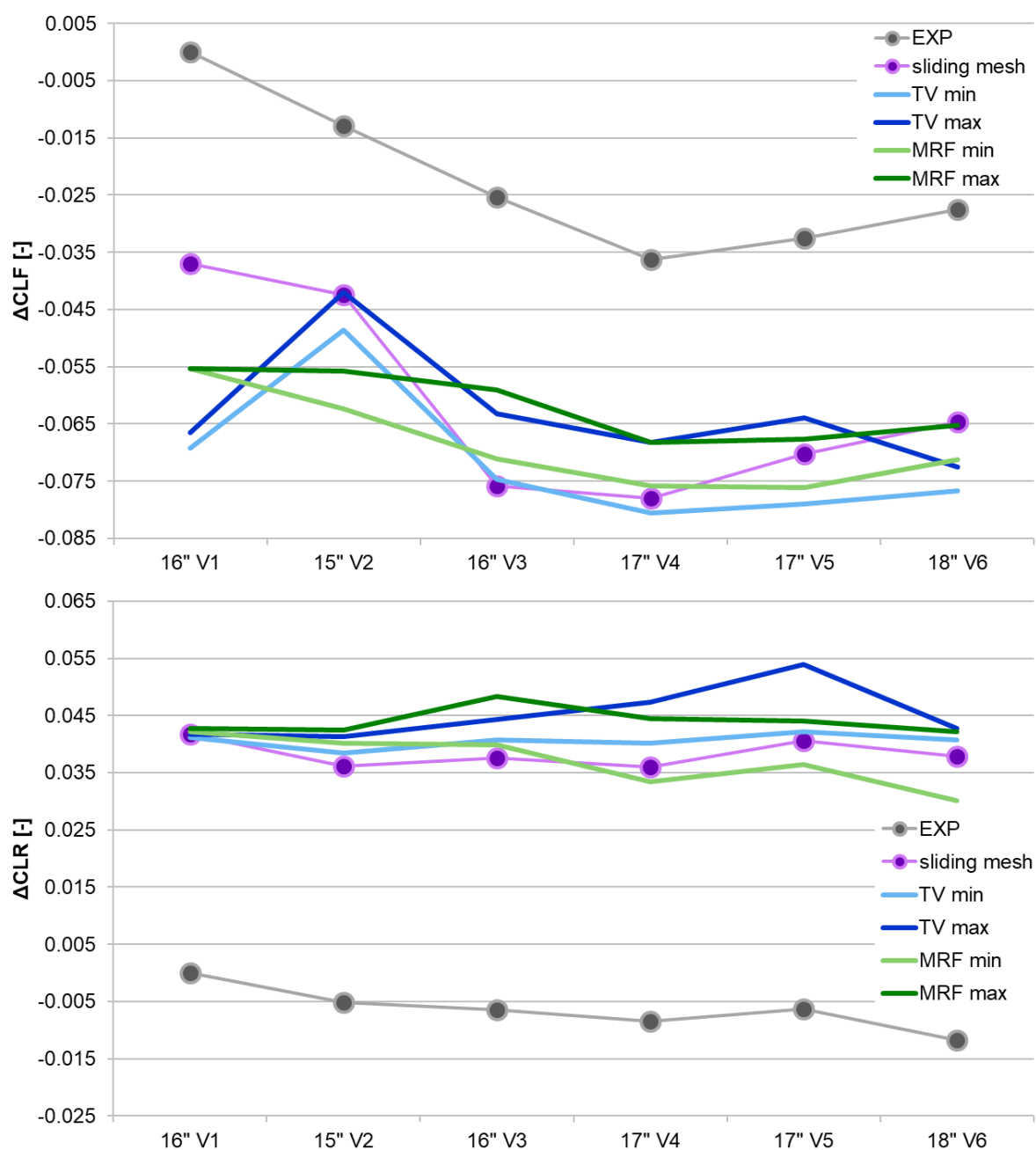
Obr. 3.10 Závislost koeficientu odporu na natočení kola pro různé metody rotace. Varianta kola 17“ V5.

Amplituda pro sliding mesh je ze všech metod nejmenší. To dává smysl, protože při stálém otáčení kol nedojde ke stabilizaci proudového pole jako ve stacionárních výpočtech. Tečná rychlost osciluje se shodnou periodou i fází jako nestacionární metoda, amplituda je ale vyšší stejně jako hodnoty odporu. Metody jsou si tedy poměrně blízké, což ostatně odpovídá proudovým polím, kde docházelo k častým shodám. Odlišné chování vykazuje MRF. Nejen že má největší rozsah, průběh navíc neodpovídá oscilaci dalších dvou metod. U všech metod se ovšem shoduje míra natočení kola v bodech nejmenšího odporu.

Při hledání minima a maxima odporu v závislosti na natočení kola může metodu sliding mesh nahradit pouze tečná rychlost. Otázkou je, zda je taková aktivita vlastně něčemu prospěšná. Pro

všechny ostatní aspekty není možné – přinejmenším u některých kol – zaměňovat metody stacionární a nestacionární. Ať už pomocí průměrování nebo jiného statistického zpracování.

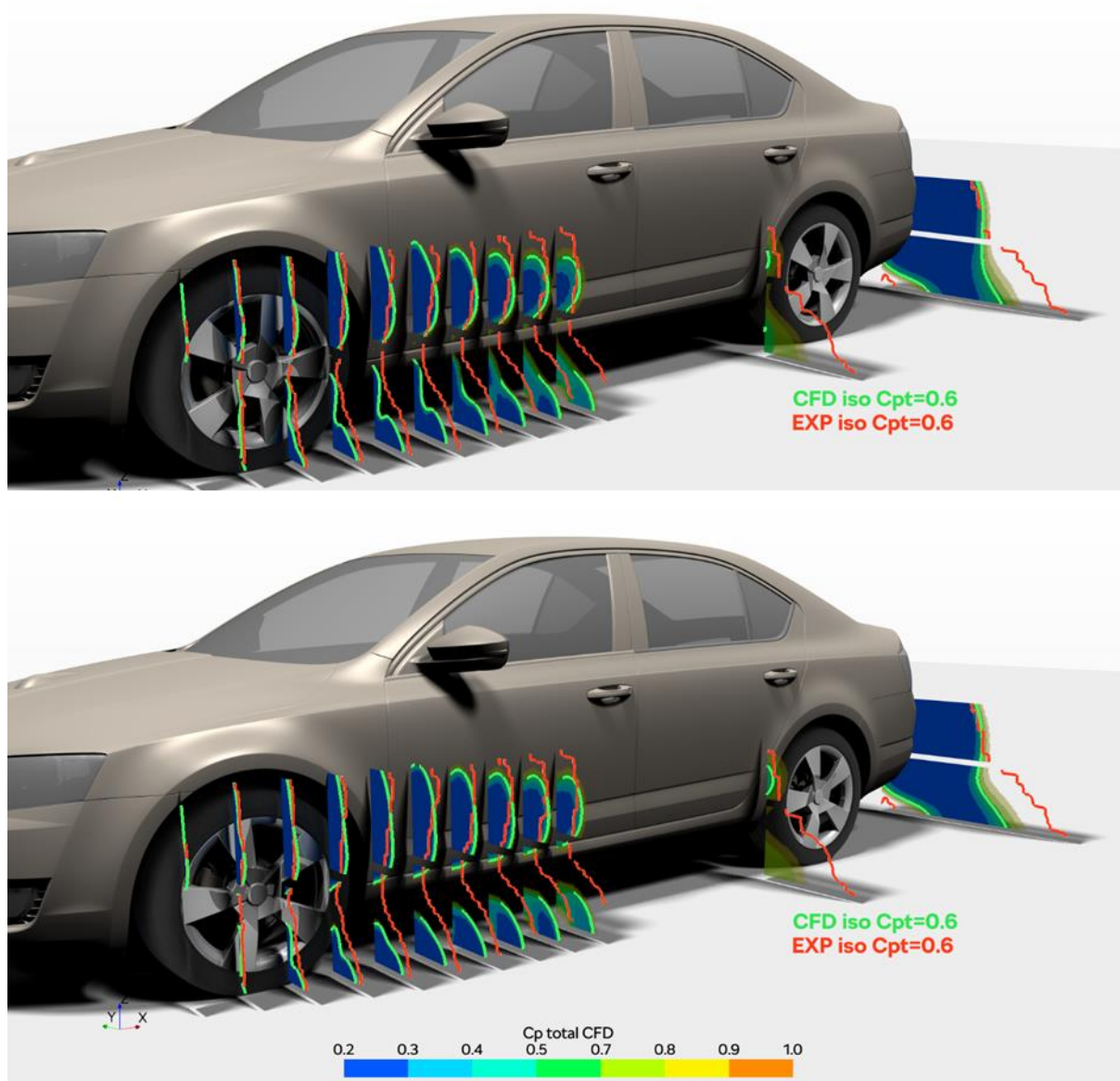
Citlivost vztlaků na natočení kola ve stacionárních výpočtech příliš neodpovídá dosavadním trendům (Obr. 3.11). Jediným skutečně necitlivým kolem je výchozí 16" V1, a to pro obě metody. Tentokrát i druhé uzavřené kolo s krytem 15" V2 vykazuje citelné změny hodnot při pootočení. Relativně méně citlivé je také největší kolo 18" V6 s tečnou rychlostí, ale pro ostatní varianty platí, že rozsah hodnot pro koeficienty předního i zadního vztlaku se pohybuje okolo 10 bodů. Je potřeba dodat, že pro celkový vztlak zde automaticky neplatí sčítání rozsahů. Neplatí, že minimum předního vztlaku odpovídá minimu vztlaku zadního apod.



Obr. 3.11 Relativní vliv metod simulace rotace kol na koeficienty předního a zadního vztlaku pro různá kola s minimálními a maximálními hodnotami stacionárních metod v závislosti na natočení kol.

Pokud u stacionárních metod platí, že je citlivost koeficientu odporu vozu na orientaci kol pro některé varianty rizikem, které může výpočty znehodnotit, u vztlaků je zkreslení téměř jisté. Tečná rychlost ani MRF pro predikci tlaků při návrhu disků kol nejsou vhodné.

Vliv natočení na proudové pole, a tedy i na hodnocení metod v předchozí podkapitole, je prověřen na Obr. 3.12. Jde o variantu s vysokým rozdílem minima a maxima koeficientu odporu, kolo 17“ V5 simulované metodou tečné rychlosti.



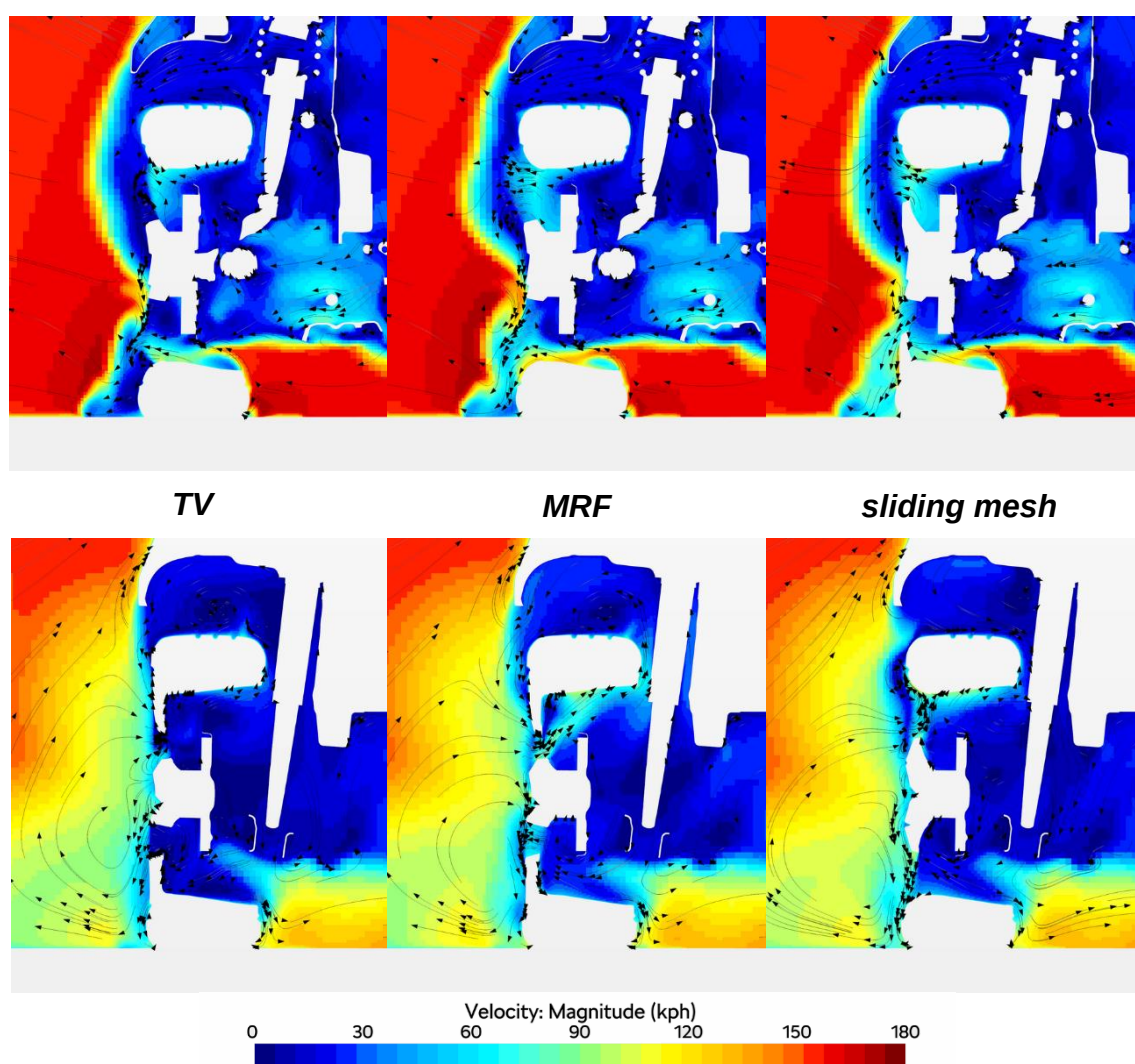
Obr. 3.12 Srovnání vypočtených proudových polí s měřením pro kolo 17“ V5 s různým natočením kol.

Mezi extrémy v odporu nedochází ke kvalitativním změnám – problémová místa zůstávají téměř nedotčena. Tvar spodního úplavu, kde je shoda výpočtů s měřením nejhorší, se sice mírně změnil, ale velikost zůstává nedostatečná. Navýšení odporu je pravděpodobně způsobeno zvětšením horní části úplavu. Ta u varianty s vyšším odporem o něco lépe odpovídá experimentu, ale zbytek proudového pole vykazuje nadále vysoké odchylky. Nelze tedy

konstatovat, že v závislosti na natočení kol u stacionárních metod je možné dosáhnout dobré a špatné shody s měřeným proudovým polem. Jeho základní charakteristika se s natočením nemění.

3.4 VLIV METOD NA PRŮTOK KOLEM

Ze srovnání metod MRF a sliding mesh, které provedl Lewis [3] plyne, že MRF způsobuje nefyzikální, příliš vysoký průtok kolem ve srovnání s realistickou rotací. Tím dochází především k modifikaci proudového pole a působících sil, ale také ke zkreslení případných simulací chlazení brzd tím, že v okolí brzdových kotoučů proudí více vzduchu a roste přestup tepla.



Obr. 3.13 Rychlost v řezech proudovým polem pro různé metody rotace. Nahoře přední kolo 17“ V5, dole zadní kolo 18“ V6.

Uváděný efekt byl zkontrolován především u otevřených kol, jelikož pro uzavřená kola z principu neproteče tolik vzduchu ani pro stacionární metody simulace. Vybrané řezy proudovým polem ukazuje Obr. 3.13, jednou pro přední kolo 17“ V5, jednou pro zadní kolo 18“ V6. Přesné porovnání je možné pouze mezi stacionárními metodami navzájem, jelikož pro

sliding mesh se neshoduje okamžitá poloha disku, ve které proběhl post-processing s polohou ve stacionárních výpočtech. Navíc by bylo nejvhodnější srovnávat časově zprůměrované proudové pole. To ovšem pro rotující doménu momentálně není k dispozici.

U předního kola 17“ V5 jde v oblasti paprsků kol rozeznat zvýšená rychlost v horní části disku a především skokové zvýšení rychlosti ve spodní části disku u metody MRF oproti tečné rychlosti. Právě změna ve spodní části může mít významný vliv na spodní úplav za kolem diskutovaným v podkapitole 3.2. U metody sliding se ale rychlost v řezu více podobá právě MRF.

Zadní kolo je do značné míry skryto v úplavu předního a proudění na něj proto nenabíhá pod úhlem, ale přibližně rovnoměrně. Také proto zde nedochází k průtoku směrem ven, ale naopak spíše dovnitř. I přesto je ale efekt MRF vůči tečné rychlosti jasně zřetelný. Průtok skrz kolo roste zejména na horní straně disku. Opakuje se také situace, kdy je sliding mesh blíže MRF, než tečné rychlosti. Urychlení proudu ale není tak velké jako pro MRF, to je patrné především v mezeře mezi kolem a tlumičem.

Obecně se tedy zdá, že největší odchylku způsobuje metoda tečné rychlosti, zatímco MRF a sliding mesh jsou si poměrně blízké. MRF napodobuje efekty dosažené se sliding mesh, ale pravděpodobně je příliš prohlubuje. Tečná rychlost naopak obtékání v okolí paprsků disku neumí věrohodně napodobit.

Poznanky z literatury o nadměrných rychlostech uvnitř disků při použití MRF nebyly zcela potvrzeny, tento jev se projevil jen náznakem. To může být dáno vhodnějším tvarem MRF zóny. Čím více přesahuje paprsky disku, tím větší je vliv na proudové pole a tím spíše bude docházet k negativním jevům. Naopak čím lépe a těsněji MRF zóna kopíruje tvar paprsků disku, tím větší je pravděpodobnost, že MRF napodobí skutečnou rotaci kola lépe než tečná rychlost.

3.5 VLIV METOD NA MOTOROVÝ PROSTOR

Jelikož metody rotace mění proudové pole v podběžích kol, kam často ústí výstupy motorového prostoru, je teoreticky možné, že použitá metoda rotace kol může ovlivnit predikci průtoku tepelnými výměníky. Změnu průtoku hlavním chladičem v závislosti na metodě rotace ukazuje Tab 3.1. Hodnoty jsou pro každou variantu samostatně vztaženy k metodě tečné rychlosti.

Zatímco mezi stacionárními metodami je rozdíl jen velmi malý a bez jednoznačného trendu, sliding mesh ve srovnání s nimi většinou predikuje o něco nižší průtoky. K největším změnám poněkud překvapivě dochází u kol uzavřených a na metodu rotace z hlediska silových účinků necitlivých.

Vizuálně je v proudových polích uvnitř motorového prostoru ale vliv metod sotva postřehnutelný a v rámci této práce nebyl dále zkoumán.

Tab. 3.1 Změna průtoku hlavním chladičem v závislosti na metodě rotace kola.

	TV $\Delta\dot{m}$ [kg/s]	MRF $\Delta\dot{m}$ [kg/s]	sliding mesh $\Delta\dot{m}$ [kg/s]
16" V1	0.000	-0.004	-0.014
15" V2	0.000	0.005	-0.005
16" V3	0.000	-0.002	0.001
17" V4	0.000	0.003	0.002
17" V5	0.000	-0.001	-0.002
18" V6	0.000	-0.001	-0.005

3.6 VENTILAČNÍ MOMENT PRO METODY ROTACE

Ventilační moment kola vyjadřuje aerodynamický odpor vznikající v důsledku jeho otáčení. Působí proti smyslu otáčení v ose rotace kola. Při měření bývá zanedbáván z důvodu, že běžné vybavení aerodynamického tunelu jeho zjištění neumožňuje. Hodnoty momentu pro metody rotace ve výpočtech jsou uvedeny v Tab. 3.2. Ve všech případech jde o součet všech čtyř disků. Vyhodnocovány jsou plochy pneumatiky a disku, bez brzdových kotoučů nebo dalších rotačních součástí zavěšení.

Tab. 3.2 Vliv metod rotace kola na ventilační moment kol.

	TV M_{vent} [Nm]	MRF M_{vent} [Nm]	sliding mesh M_{vent} [Nm]
16" V1	3.7	6.2	6.0
15" V2	3.3	4.5	4.3
16" V3	3.8	6.3	6.5
17" V4	4.0	8.5	5.6
17" V5	4.0	7.1	5.8
18" V6	4.6	10.6	9.0

Bez vazby na měřená data není možné dělat příliš specifické závěry, ale obecně výsledky odpovídají očekávání. Tečná rychlost, která zcela zanedbává některé plochy kola a jak uvádí podkapitola 3.4, neprodukuje v okolí paprsků kola rychlosti odpovídající skutečné rotaci, vykazuje také mnohem nižší hodnoty ventilačního momentu než zbylé metody. Pro predikci ventilačního momentu proto není vhodná.

Metoda MRF vychází téměř stejně jako sliding mesh pro menší kola, zatímco pro větší rozměry se výsledky rozcházejí a MRF predikuje vyšší ventilační momenty. Předpokladem je, že sliding

mesh je v tomto ohledu etalon, protože jako jediná kolem skutečné otáčí bez zanedbávání ploch nebo přímých zásahů do objemů v proudovém poli. Z tohoto pohledu také dávají smysl zvýšené hodnoty MRF u větších a zejména otevřenějších kol. Čím větší je totiž volný prostor v MRF zóně, tím je větší pravděpodobnost, že zásah do proudění je přehnaný a nepřesný. Tomu ostatně také odpovídají závěry podkapitoly 3.4. Pro potvrzení těchto premis by ale bylo zapotřebí srovnání s experimentem.

Pro odhad relevance ventilačního momentu je možné jeho absolutní hodnoty převést do podoby tzv. koeficientu ventilačního odporu a srovnat jej s hodnotami známého koeficientu aerodynamického odporu. Toho je dosaženo nahrazením momentu silou, která působí proti směru jízdy (jako aerodynamický odpor) v ose rotace kola. Ramenem je délka odpovídající výšce středu kola nad vozovkou neboli tzv. dynamickému poloměru kola. Koeficient je pak spočten analogicky k silovým koeficientům podle vztahu:

$$C_{DV} = \frac{M_V}{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \cdot r_d}, \quad (4)$$

kde C_{DV} je koeficient ventilačního odporu, M_V ventilační moment a r_d dynamický poloměr kola.

Pro typické hodnoty čelní plochy a dynamického poloměru a rychlost jízdy 140 km/h vychází hodnoty u metody sliding mesh okolo 10 bodů, pro kolo s nejvyšším ventilačním momentem ještě více. Pokud by základní koeficient aerodynamického odporu dosahoval hodnoty 0,3, koeficient ventilačního odporu by k této hodnotě přidával více než 3 %. Tento přídavek běžně není zohledňován ve výpočtech ani měřeních v aerodynamickém tunelu, přestože za jízdy ventilační moment nevyhnutelně působí.

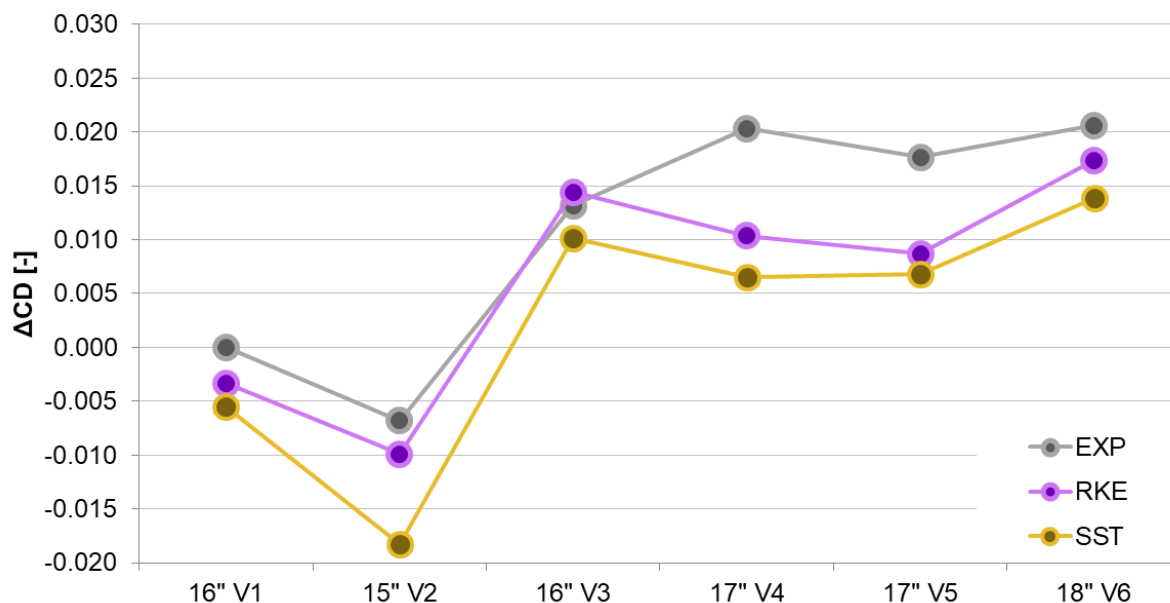
3.7 VLIV TURBULENTNÍHO MODELU NA VÝSLEDKY

Modelování turbulence je dostatečně komplexní na to, aby jeho vliv vydal na samostatnou práci. Zde není ambicí podat co nejúplnější zprávu, jako spíše naznačit citlivost silových účinků a proudových polí na relativně velký zásah do nastavení simulace.

Oproti výchozímu nastavení se změnil model turbulence na k-omega SST s kompenzací pro anizotropní chování turbulence, dále rozlišení prizmatických vrstev, a tedy i přístup k simulaci mezní vrstvy a strategie síťování na adaptivní. To znamená, že síť je generována dvakrát, poprvé jako hrubá výchozí, na které proběhne rychlý stacionární výpočet a podruhé jako zjemněná na základě výsledků prvního výpočtu. Teprve na takto zjemněné síti běží nestacionární výpočet s metodou sliding mesh.

Srovnání výsledků pro změnu koeficientu odporu je na Obr. 3.14. Hodnoty jsou jako obvykle vztaženy k bázi v podobě měření prvního z kol.

Shoda s měřením se pro odpor nezlepšila, v absolutních hodnotách je naopak dále než původní nastavení. Jak ale ukazuje další kapitola, srovnávání absolutních hodnot nemusí být vhodné, pokud je například zanedbán skutečný tvar pneumatiky. Pokud považujeme změnu u kol 16“ V3, 17“ V4 a 18“ V6 za offset, pak by kola 16“ V1 a 17“ V5 vycházela relativně lépe a kolo 15“ V2 relativně hůře.



Obr. 3.14 Relativní vliv turbulentního modelu na koeficient odporu pro různá kola.

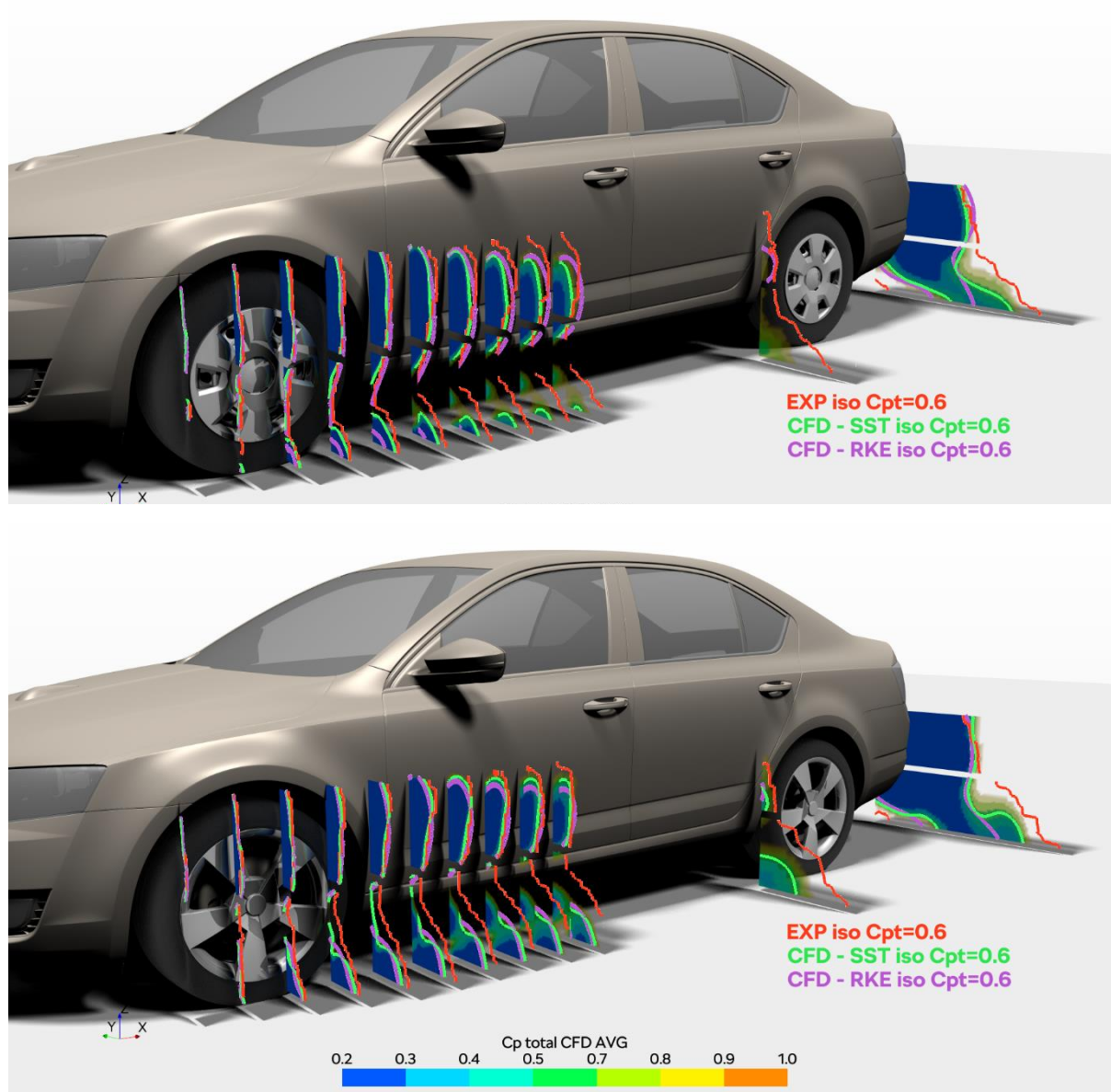
Bližší pohled na výsledky opět nabízí srovnání proudových polí s měřením na Obr. 3.15, a to pro kolo 15" V2 s předpokládaným zhoršením shody a kolo 17" V5 s předpokládaným zlepšením. Porovnávají jsou vzájemně pouze simulace s metodou rotace sliding mesh.

Kolo 15" V2 v původním nastavení vykazovalo dobrou shodu odporu s měřením pro všechny metody, ale v proudových polích se ukázalo, že jde o náhodu, kdy se vzájemně vyrovnává efekt podhodnoceného spodního úplavu kola s lehce přehnaným horním úplavem. Nové nastavení predikuje užší horní úplav, což je samo o sobě dobře, ale tvar stále není zcela správný. Spodní úplav je zpočátku predikován dobře, ale směrem dozadu příliš rychle disipuje. I v zadních rovinách je spodní úplav tvarově blíže experimentu, ale zůstává příliš malý. To odpovídá i relativně nízké hodnotě odporu. Celkově je v této variantě nové nastavení tvarem úplavu blíže měření, ale velikost úplavu zůstává malá.

Ve druhém příkladu na variantě 17" V5 došlo k zúžení a protažení horního úplavu, což je blíže měřeným datům. Spodní úplav sice mírně změnil tvar, ale velikost je prakticky beze změny. Největší posun je ale viditelný v zadních rovinách, kde je shoda nového nastavení jednoznačně lepší, i když velikost úplavu stále na experiment nedosahuje.

Změnou nastavení došlo k viditelným změnám v úplavu, a to převážně pozitivním. Přesto jsou rozměry stále nedostatečné, podobně jako silové účinky. Turbulentní model tedy může výsledky značně ovlivnit, ale patrně není jediným a možná ani převažujícím zdrojem nepřesnosti. Je ale nutné dodat, že větší rozdíl se dá očekávat s významnější změnou v přístupu k modelování turbulence, například s modely DES a LES, které dominantní vírové struktury nemodelují, ale řeší přímo. Zde zatím došlo jen k výměně modelu v rámci RANS přístupu, kde je modelováno vše. Model k-omega SST je navíc kombinací původního k-omega modelu v oblasti u stěny s modelem k-epsilon v oblasti volného proudu. S modelem Realizable k-epsilon jsou tedy příbuzné a výsledky mohou být podobné.

Dílčí změny v nastavení modelů nebo sítě s sebou obvykle nenesly skokové změny a nebudou podrobněji rozebírány. Modely DES a LES pro korektní nasazení vyžadují další změny v nastavení výpočetní sítě a v rámci této práce nebyly vyhodnoceny.



Obr. 3.15 Srovnání vypočtených proudových polí s měřením pro různé modely turbulence. Nahoře kolo 15“ V2, dole kolo 17“ V5.

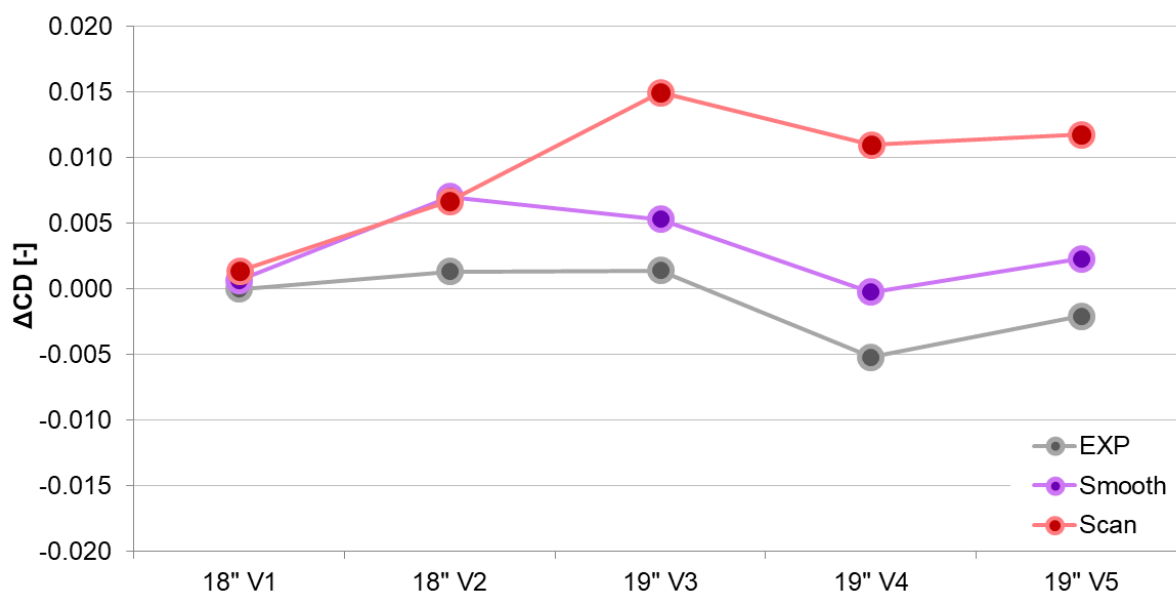
4 REALISTICKÁ GEOMETRIE PNEUMATIKY

Odchylky v geometrii pneumatiky mezi výpočty a skutečnými podmínkami patří mezi vůbec největší pro celé vozidlo, především u kontaktu s vozovkou, kde se reálná pneumatika deformuje. Dopad těchto rozdílů na simulace má prověřit tato kapitola, konkrétně pro pět variant kol se dvěma pneumatikami (vždy jedna shodná pneumatika pro jeden průměr disku kola). Podobně jako u metod rotace kola jsou nejprve v podkapitole 4.1 porovnány silové účinky ve výpočtech s měřením v tunelu, a to pro standardně používanou hladkou pneumatiku bez deformace a skenovanou pneumatiku v plném detailu včetně deformace u kontaktní plochy. Zanedbává zůstává jen deformace v důsledku rotace kola kvůli náročnosti přesného skenování této situace. Vliv detailu pneumatiky na obtékání vozu je porovnán také v proudových polích a na povrchu pneumatiky v podkapitole 4.2.

Pro srovnání je využit jiný vůz s jinými disky a pneumatikami než v předchozí kapitole. Poznatky jsou proto přenositelné jen v omezené míře. Ve všech výpočtech je rotace kola simulována metodou sliding mesh. Pro pneumatiku zůstává předpis tečné rychlosti. To může znamenat, že potenciál plného detailu skenované pneumatiky není zcela využitý – vzorek pneumatiky obsahuje malé plochy kolmé ke směru rotace, které tečná rychlost nepokrývá. Rotace detailní geometrie pneumatiky je jedním z aktuálních témat aerodynamiky vozidel, kterému se pro jeho technickou komplikovanost věnují samostatné práce.

4.1 VLIV DETAILU PNEUMATIKY NA INTEGRÁLNÍ SILOVÉ ÚČINKY

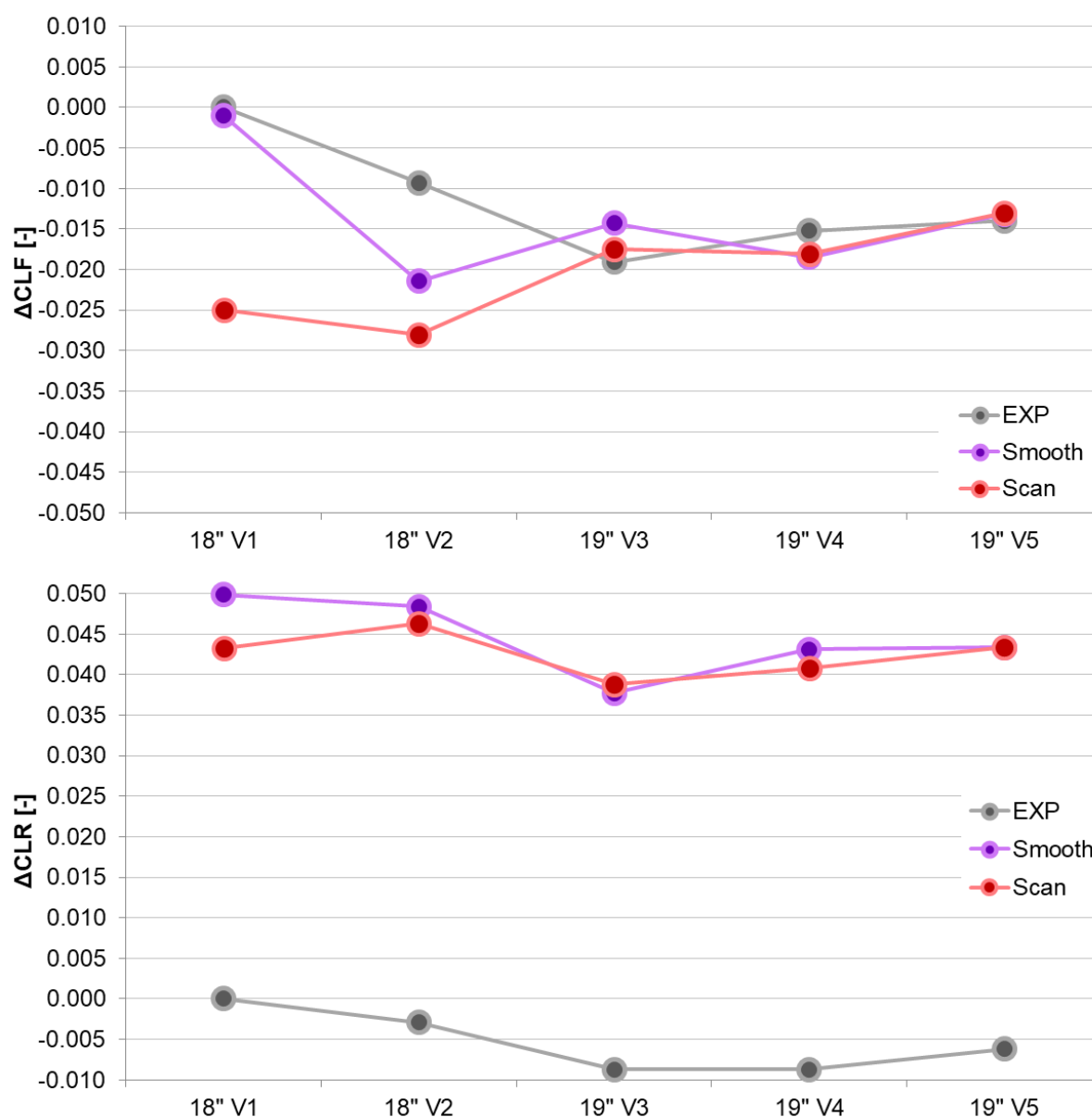
Pro standardní nastavení výpočtů je shoda s měřením pro koeficient odporu (viz Obr. 4.1) lepší než v předchozí kapitole. Největší odchylka je v trendu mezi 18palcovými koly, kdy je jedno v odporu na úrovni měření a druhé asi o 7 bodů nadhodnoceno. Pro 19palcová kola je velmi dobře vystižen trend, hodnoty jsou pouze posunuty o offset cca 5 bodů koeficientu.



Obr. 4.1 Relativní vliv detailního modelu pneumatiky na koeficient odporu.

Použití detailních pneumatik má zcela jiný dopad pro oba rozměry kol. Zatímco u menších kol je odpor prakticky nezměněn, u větších kol dochází k velkému posunu hodnot přibližně o 10 bodů. Navíc nejde o zcela konstantní jev, pro různé designy se posun mírně liší a dochází i k trochu odlišné predikci trendů.

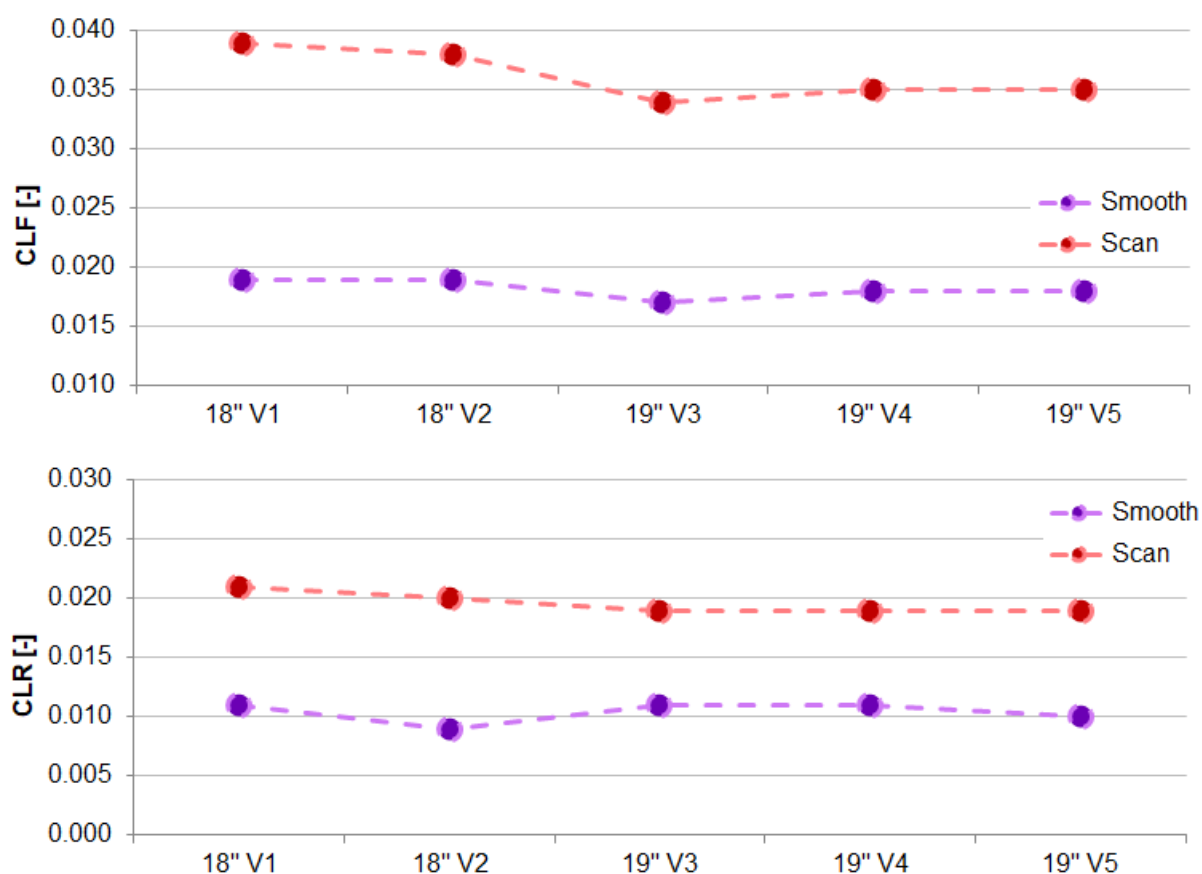
U předního a zadního vztlaku, které zobrazuje Obr. 4.2 je situace přibližně opačná. S detailními pneumatikami se především v předním vztlaku velmi odlišují 18palcové disky, a to vzájemným trendem i v absolutních hodnotách. Zatímco vzájemný rozdíl mezi nimi je predikován lépe, hodnoty se posouvají dále od experimentu. 19palcová kola jsou v solidní shodě s experimentem s oběma geometriemi pneumatik a současně jsou na změnu téměř necitlivé.



Obr. 4.2 Relativní vliv detailního modelu pneumatiky na koeficienty předního a zadního vztlaku.

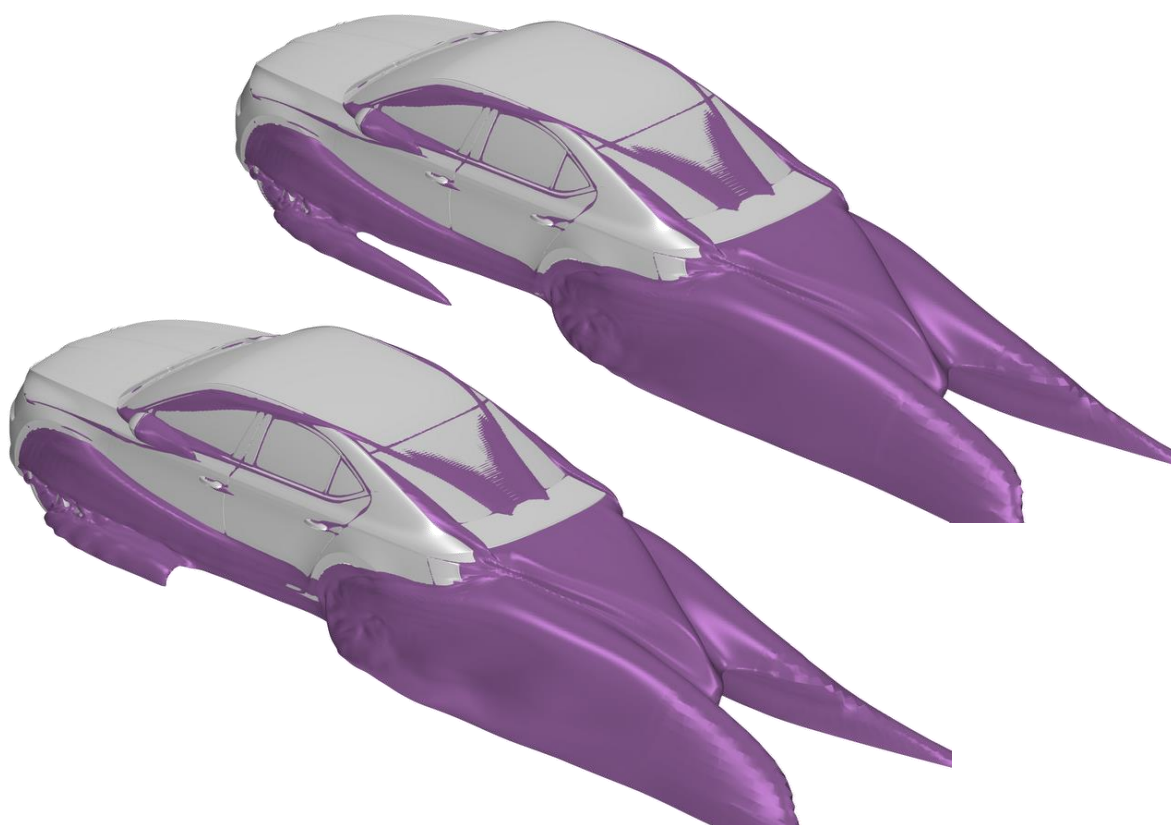
Hodnocení shody zadních vztlaků je opět komplikovanější, protože je nutné dát důraz na fakt, že se zadní kola nacházejí v úplavu předních a jakékoliv nedostatky modelování turbulence se projeví ještě více než u objektů ve volném proudu. Přesto jsou trendy vystiženy relativně dobře už ve výchozím stavu, po změně pak dochází jen k lehkému zlepšení 19palcových a zhoršení 18palcových kol. U menších kol to může být jen projev velké změny předních vztlaků, která se částečně zpropaguje po proudu až na zadní kola. Všechny hodnoty C_{LR} vycházejí posunuty asi o 50 bodů koeficientu výše a výměna pneumatik na tom nic nemění. To může být způsobeno uvedenou chybou v modelování úplavu předních kol, ale také dalšími nepřesnostmi v predikci obtékání nebo odchylkami geometrie jinde na vozidle.

Všechny uvedené hodnoty vztlaků zahrnují také příspěvek od pásů pod koly kvůli korektnímu srovnání s měřením, jak je diskutováno už v podkapitole 3.1. Tyto příspěvky od pásů jsou samostatně zobrazeny na Obr. 4.3, především pro vyhodnocení citlivosti na změnu rozměru pneumatiky. Vliv jakékoliv další geometrie na rozložení tlaku na pásích by měl být zanedbatelný.

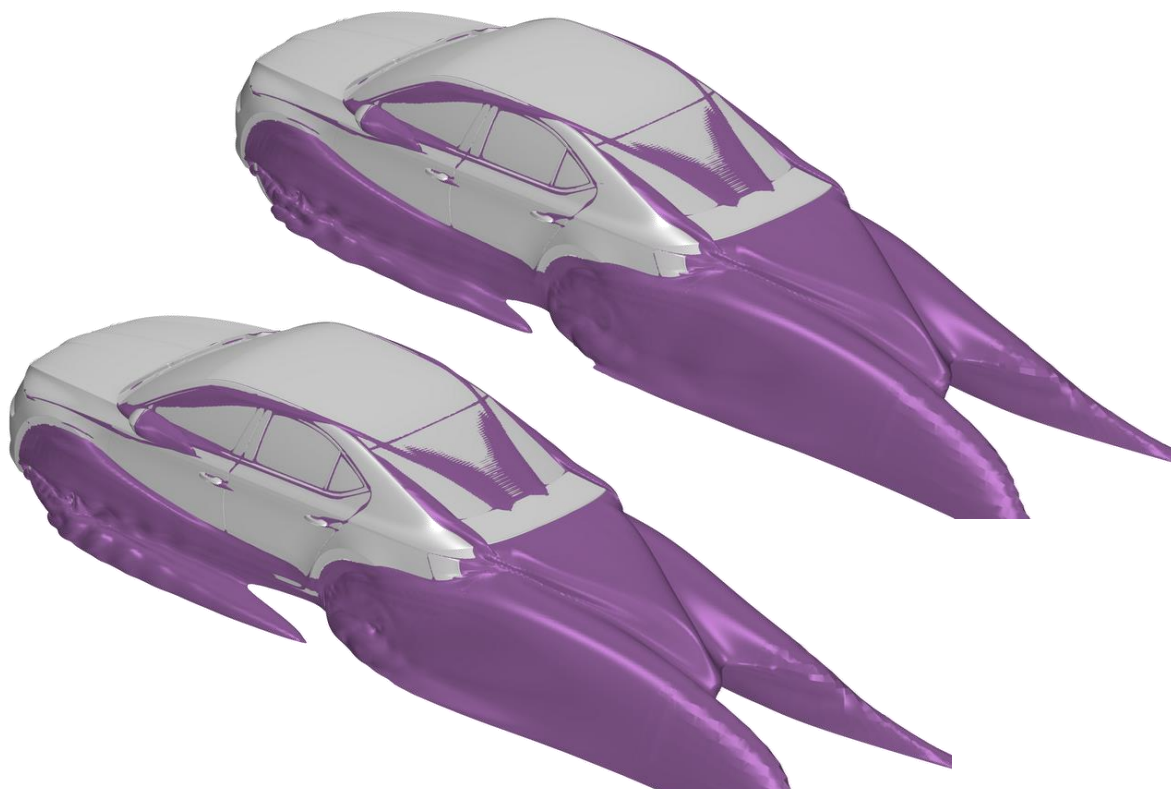


Obr. 4.3 Podíl pásů pod koly na koeficientech vztlaku ve výpočtech.

Obecně lze konstatovat, že pásy pod koly jsou na menší změny tvaru pneumatiky i na změnu disku kola poměrně necitlivé. To obzvlášť platí v simulacích s hladkými zjednodušenými pneumatikami, kde se všechny hodnoty pohybují v rozmezí ± 1 bod koeficientu předního i zadního vztlaku. Podobně necitlivé jsou i pásy vzadu při nasazení detailní pneumatiky. To se dá očekávat, jelikož jsou obtékány mnohem pomaleji než pásy přední. Jediný skutečný, i když stále malý rozdíl je na předním vztlaku mezi 18palcovými a 19palcovými koly s detailní pneumatikou.



Obr. 4.4 Izoplochy celkového tlaku $C_{pT} = 0$ pro hladkou (nahore) a detailní (dole) pneumatiku.
Varianta kola 18" V2.



Obr. 4.5 Izoplochy celkového tlaku $C_{pT} = 0$ pro hladkou (nahore) a detailní (dole) pneumatiku.
Varianta kola 19" V4.

Mnohem větší efekt mají pneumatiky na absolutní hodnoty vztlaků na pásech. U skenovaných dochází vpředu i vzadu k posunu o cca 20, resp. 10 bodů koeficientů. Vzhledem k tomu, že podobný nárůst nelze sledovat u odpovídajících hodnot celého vozu, je nanejvýš pravděpodobné, že snížení tlaku u kontaktu pneumatik s vozovkou v případě deformované pneumatiky (viz Obr. 4.4 a 4.5) dopadá rovnoměrně na obě strany, tj. jak na pás pod kolem, tak na pneumatiku. Jinými slovy, snížení tlaku na pásech se zrcadlí na pneumatice a vliv oblasti kontaktní plochy na trendy mezi jednotlivými variantami kol je mizivý. Pokud dochází k větším rozestupům vztlaků mezi variantami kol, měl by jejich původ spočívat jinde než u kontaktu s vozovkou.

Nejpozoruhodnějším aspektem silových účinků při použití detailních pneumatik je naprosto rozdílný dopad na různé velikosti kol. Zatímco pro 19palcová kola dochází k velkému zvýšení odporu a vztlaky jsou téměř nezměněny, u 18palcových kol je tomu přesně naopak: nemění se odpor, zato vztlaky ano, a to nejen absolutní hodnotou, ale i trendem. To vše při použití stejného typu pneumatiky o stejné šířce pro všechna kola. Jediným rozdílem je různá výška bočnice pneumatiky pro různé průměry disků.

Dá se proto očekávat, že někde v proudovém poli – pravděpodobně přímo na pneumatikách dochází po nasazení detailních pneumatik ke dvěma systematickým, ale vzájemně odlišným změnám. Jedna způsobuje růst odporu u 19palcových kol a druhá pokles předního vztlaku u 18palcových kol. Současně se ukazuje vysoká citlivost výpočtů na tvar pneumatiky. Prosté nasazení skenovaných detailních geometrií nemusí automaticky vést k lepším výsledkům. To může být způsobeno tím, že výpočty jsou nastaveny na co nejlepší shodu s experimentem pro hladké pneumatiky. Neboli tak, aby se různé chyby pokud možno vyrovnaly a v integrálních hodnotách se projevovaly co nejméně. Pokud je jedna z odchylek z takové pomyslné rovnováhy vyjmuta, mohou být výsledky s daným nastavením horší, přestože geometrie lépe odpovídá realitě. Dále je na místě připomenout, že ani detailní model pneumatiky není přesný, protože nezohledňuje radiální expanzi a zúžení rotující pneumatiky. Pokud je výsledek citlivý na tvar pneumatiky, mohl by i tento rozdíl zavinit horší míru shody s měřením.

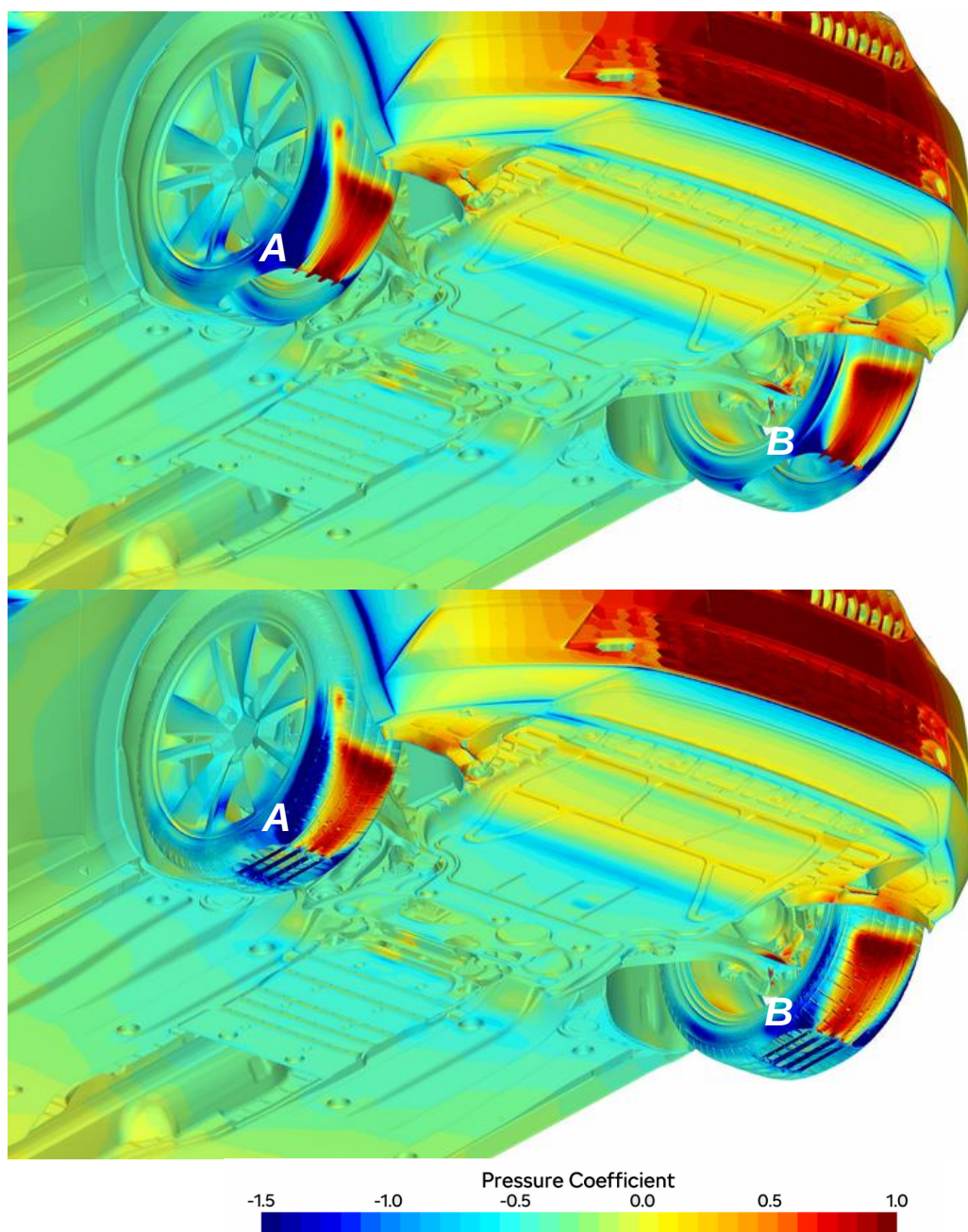
4.2 ZMĚNY V PROUDOVÉM POLI ZPŮSOBENÉ DETAILNÍ PNEUMATIKOU

Pro hrubou lokalizaci změn v proudovém poli jsou použity izoplochy celkového tlaku na Obr. 4.4 (18palcová kola V2) a Obr. 4.5 (19palcová kola V5). V obou případech je zřejmé, že podobně jako u srovnání metod rotace se rozdíly nacházejí v první řadě za předním kolem a v menší míře za kolem zadním. Ostatní izoplochy jsou prakticky beze změn. Při hledání rozdílů by proto měla stačit zaměřit se na oblast předních kol.

Dvojice jsou v obrázcích vždy řazeny tak, že nahoře vpravo se nacházejí izoplochy základní hladké pneumatiky a dole vlevo detailní skenované. V prvním případě pro 18palcová kola V2 jde vidět, že spodní úplav předních kol mění tvar, o velikosti zde není možné dělat jednoznačné závěry. Oproti tomu u 19palcového kola je i u takto vzdáleného pohledu viditelné, že s detailní pneumatikou narostl objem spodního úplavu kola – vystupuje dále od auta než v horním případě s hladkou pneumatikou. To odpovídá očekávání, koeficient odporu s detailní pneumatikou zde vychází téměř o 10 bodů vyšší, a to by se mělo v proudovém poli jasně projevit. Horní úplav kola vypadá u detailní pneumatiky spíše menší, ale už v předchozí kapitole se ukázalo, že s sebou pravděpodobně nese menší ztráty a změny ve spodním úplavu se na integrálních hodnotách projevují více.

Další srovnání se soustředí na přední kola, konkrétně na rozložení tlakového koeficientu na povrchu vozu. Nejprve jsou zobrazeny dvě verze pneumatik pro menší kolo V2 (Obr. 4.6), poté odpovídající stav s větším kolem V4 (Obr.4.7). V prvním případě je u detailní pneumatiky největší změnou snížení tlaku dole na čelní ploše pneumatiky. To je zřejmý efekt, jelikož podélné drážky pneumatiky jsou nyní průtočné a tvoří kanálky vyrovnávající vysoký tlak na čelní straně s nižším tlakem na zadní straně.

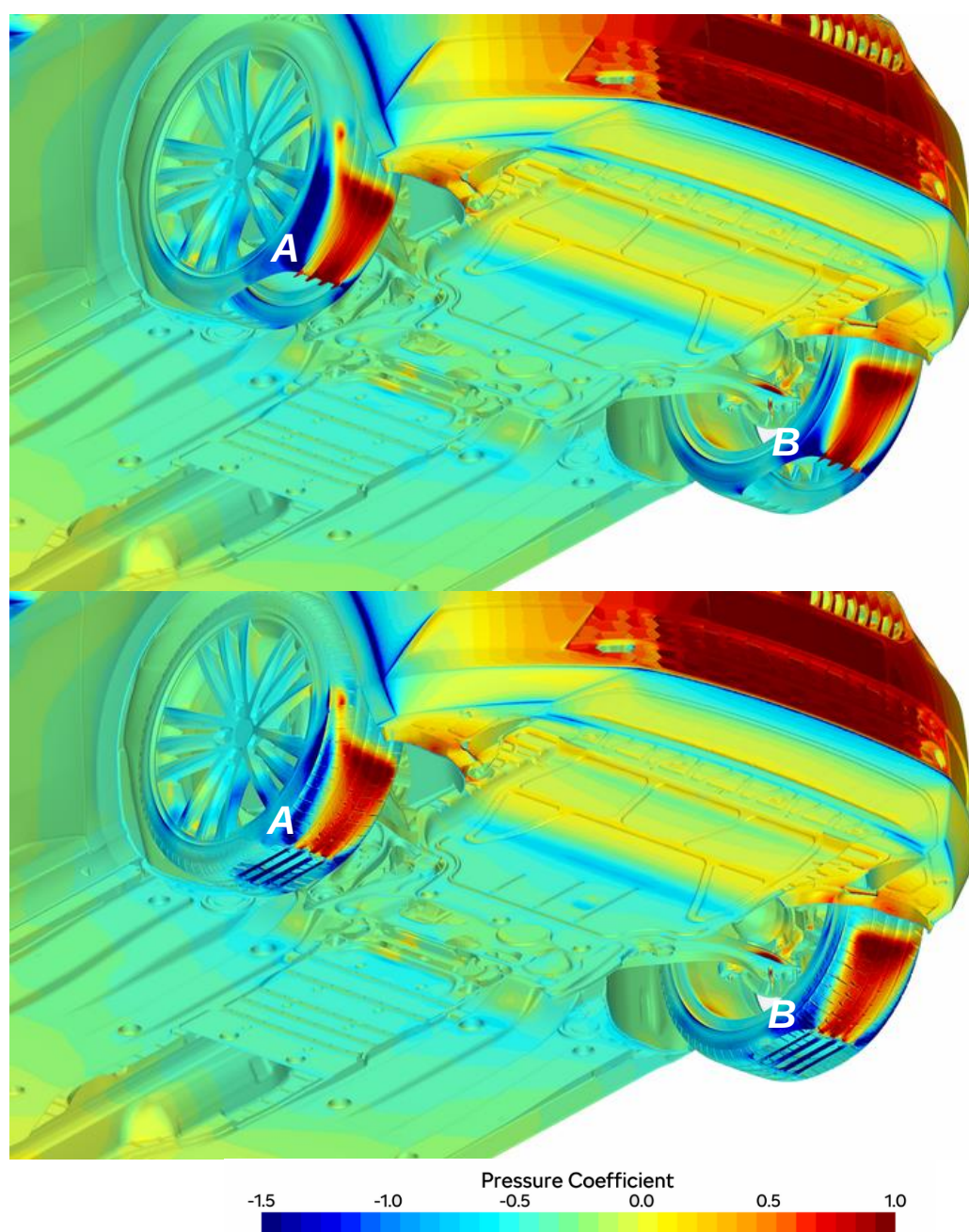
Další, menší změny lze najít dole na vnější straně pneumatiky (na obrázku místo A), kde je oblast podtlaku pro detailní model menší a analogicky na vnitřní straně pneumatiky (na obrázku místo B), kde je oblast podtlaku větší. Kontaktní plocha je zde tedy obtékána jinak. Změna



Obr. 4.6 Koeficient tlaku na povrchu vozu pro hladkou (nahore) a detailní (dole) pneumatiku. Varianta kola 18" V2.

předního vztlaku je tedy opodstatněná, stejně jako by byla změna odporu. Že u odporu k posunu nedochází je dáno spíše náhodou než tím, že by nasazení detailní pneumatiky nemělo vůbec žádný vliv na výsledky. Současně je ale možné potvrdit dojem z hodnot silových účinků, že pro tento konkrétní případ by mohl být detailní model pneumatiky zanedbán a na výsledky odporu, který je obvykle nejsledovanější, by to mělo zanedbatelný vliv.

Pro větší kola je situace podle očekávání značně odlišná. K poklesu tlaků na čelních plochách kol kvůli průtočným podélným drážkám samozřejmě dochází také, ale obtékání bočnic má jiný charakter. Na vnitřní straně kola (místo B) je i u zjednodušeného modelu podtlak narušen žebrem. To znamená, že přestože jsou pneumatiky stejné značky a typu, nemají stejné tvarové

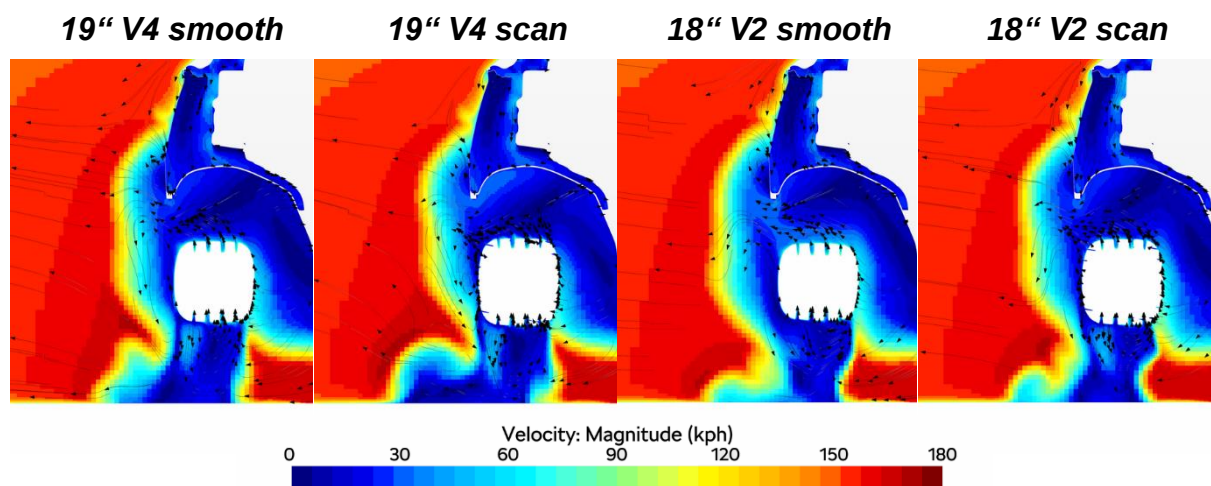


Obr. 4.7 Koeficient tlaku na povrchu vozu pro hladkou (nahore) a detailní (dole) pneumatiku. Varianta kola 19" V4.

prvky. U detailní pneumatiky je tento efekt stejný, ale zóna podtlaku je narušena ještě více. Největší rozdíl se pak nachází na vnější straně pneumatik (místo A). Zatímco u hladké výchozí je proudění přilnuté podobně jako u 18palcové varianty a způsobuje rozsáhlou podtlakovou zónu, u detailní je opět proudění narušeno a podtlak rozbit. Je zřejmé, že dochází k odtržení proudění a i bez dalšího zkoumání proudového pole je nanejvýš pravděpodobné, že se právě tímto odtržením zvětšuje spodní úplav kola a celkový odpor vozu. Také jde vidět, že změna místa odtržení se projevuje na paprscích disku kola blízko místa A. Růst odporu je tedy možné odůvodnit, ovšem to, že vztlak se nemění, zůstává bez možnosti bližšího srovnání s experimentem než jen pomocí integrálních hodnot spíše pozoruhodnou náhodou.

Vzhledem k nadhodnocení koeficientu odporu pro 19palcová kola s detailní pneumatikou je málo pravděpodobné, že k podobnému odtržení dochází také při měření v tunelu. Poněkud paradoxně se tak při použití realističtější geometrie může stát, že se simulace rozchází s experimentem. Možnému důvodu této diskrepance se věnuje následující podkapitola.

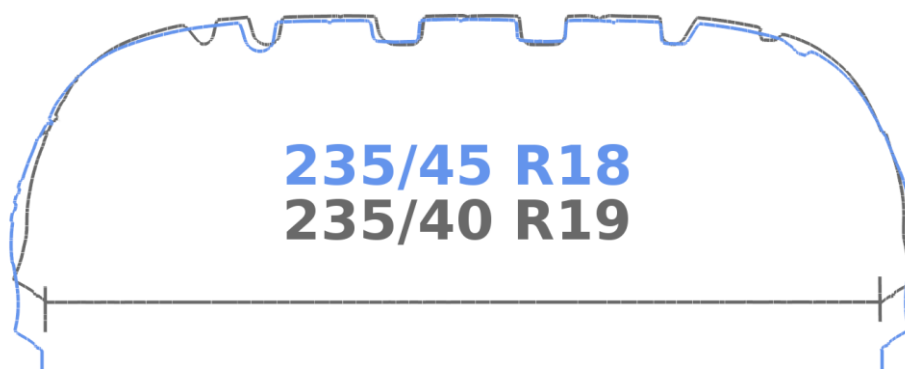
V návaznosti na předchozí kapitulu, kde pro jeden rozměr kola (17 palců) došlo k silnému podhodnocení odporu a systematické predikci příliš nízkého spodního úplavu kola stojí za zmínku vliv, který má odtržení na bočnici pneumatiky právě na tuto oblast. Úplav za předním kolem pro disky V2 a V4 s oběma typy pneumatik je zobrazen na Obr. 4.8 v řezu 300 mm za středem kola. Při odtržení na detailní 19palcové pneumatice dochází k růstu právě podhodnocované oblasti spodního úplavu. Pro 18palcové kolo sice spodní úplav tvar mění, ale jelikož se místo odtržení se změnou geometrie zásadně neposunulo, je stále přibližně stejně velký. Současně se v žádném z případů téměř nemění horní úplav kola. Z toho je možné vyvodit, že veškeré změny geometrie, které s sebou nese detailní pneumatika, tzn. přesný vzorek se všemi drážkami, reliéf na bočnicích, deformace u vozovky a průtočné podélné drážky v kontaktní ploše, se projevují pouze ve spodní části úplavu kola. A dále také to, že pokud je spodní úplav kola v simulaci nedostatečný, zřejmě je na vině nepřesné místo odtržení na vnější bočnici pneumatiky. Ať už je způsobeno odchylkou v geometrii nebo chybou v samotném řešení.



Obr. 4.8 Rychlost v řezu 300 mm za středem kola pro hladkou a detailní pneumatiku pro varianty kol 18" V2 a 19" V4.

4.3 PŘEDČASNÉ ODTRŽENÍ NA BOČNICI SKENOVANÉ PNEUMATIKY

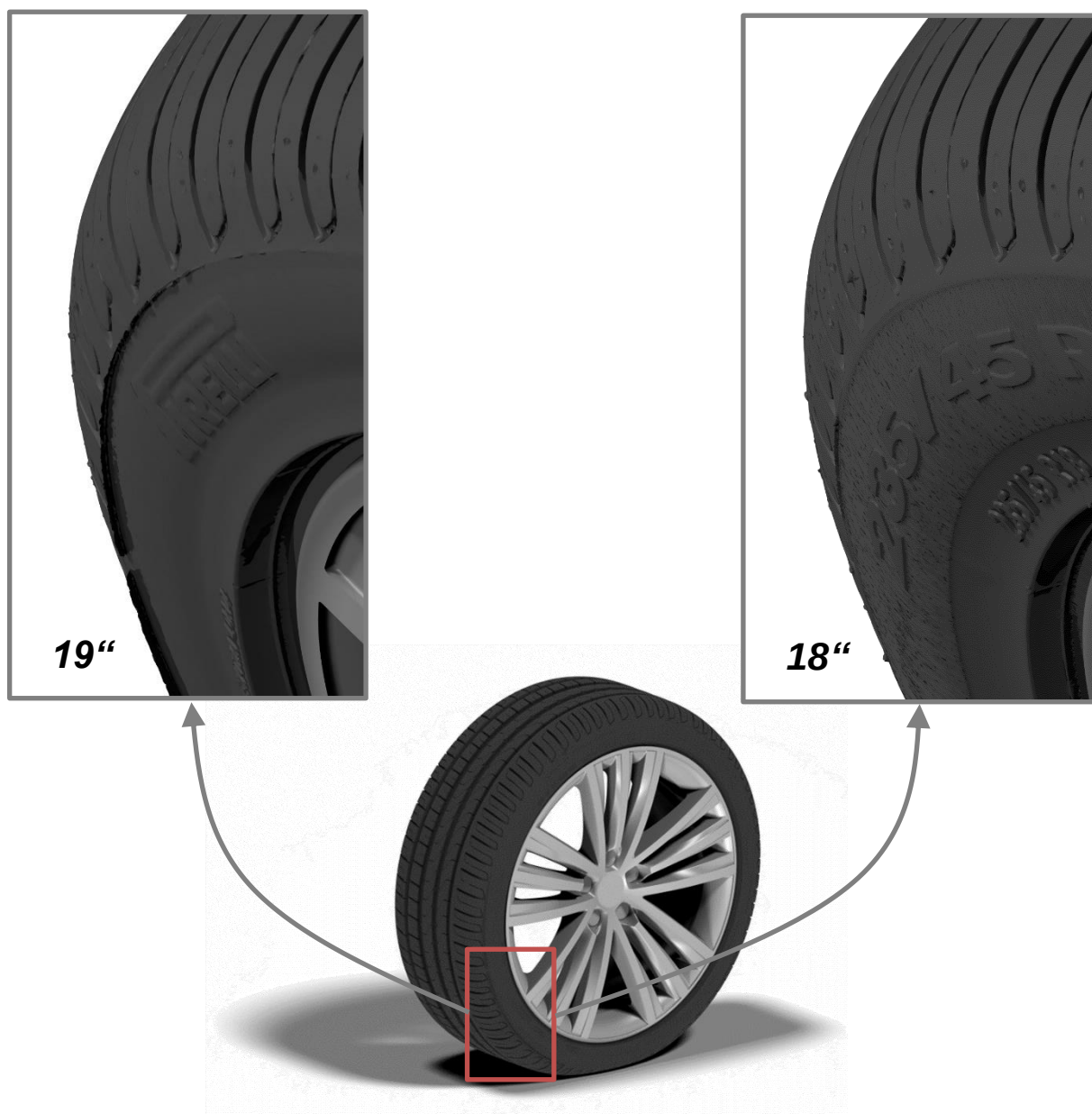
Kvůli neobvyklému chování s detailní 19palcovou pneumatikou byla blíže prozkumána skenovaná geometrie. Profil obou skenů v nedeformovaném místě ukazuje Obr. 4.9. Jde vidět, že pneumatiky se i přes stejné typové označení a podobný rozměr liší například jednou podélnou drážkou navíc pro 19palcovou pneumatiku. Kvůli jiné výšce profilu mají nevyhnutelně odlišné poloměry zakřivení bočnic, ale to by nezpůsobilo tak brzké odtržení v jednom a přilnutí proudů ve druhém případě.



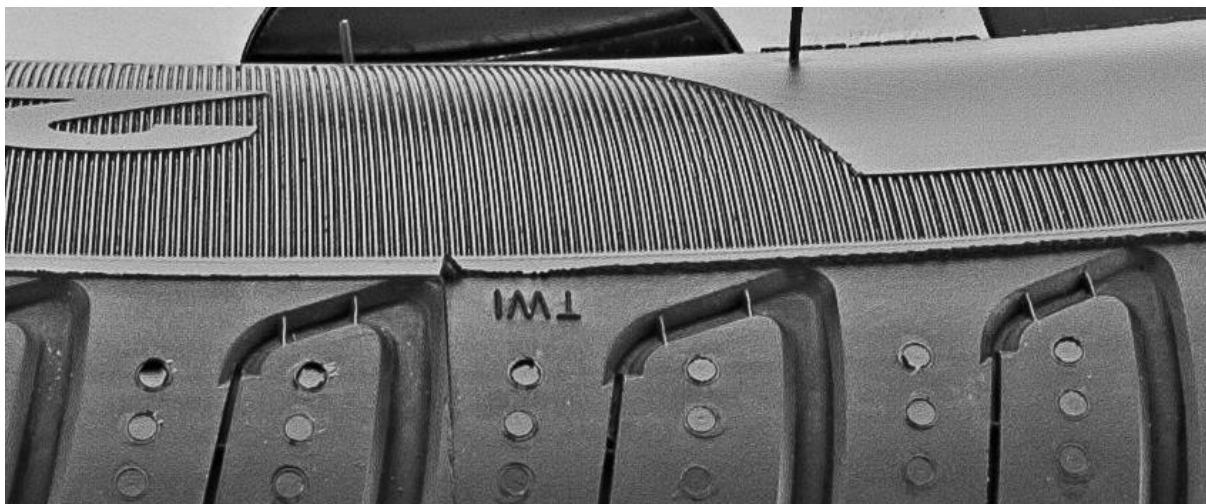
Obr. 4.9 Řez skenovanými detailními modely pneumatik.

Održení ale skutečně vychází z geometrie. Problematické místo je ovšem tak tenké, že je v profilu pneumatiky sotva patrné. Jedná se o otřep na rozhraní vzorku běhounu a bočnice, patrně v důsledku výrobního postupu. Sken má dostatečné rozlišení na to, aby tento tenký, asi 2 mm vysoký výstupek zahrnul do modelu. Otřep na pneumatice není po celém obvodu, naopak se nachází jen části pneumatiky a ve velmi malé míře jej lze najít i na 18palcové pneumatice (viz Obr. 4.10). Shodou náhod se ale právě u 19palcové pneumatiky dostal při skenování do polohy kousek nad kontakt s vozovkou. V simulaci je kvůli tomu v tom nejnevhodnějším místě, na vnější bočnici mimo podběh, kde dojde snadno k odtržení, které má současně velký vliv na obtékání kola.

Bez kontroly přímo se skenovaným kusem nelze potvrdit, jestli se právě takový otřep na pneumatice nacházel, nebo došlo například je zvětšení při zpracování skenovaných dat. Jak ale ukazuje detail skutečné pneumatiky tohoto typu na Obr 4.11, otřep v inkriminovaném místě skutečně být může. Problém simulace je, že pneumatika nerotuje a případné výstupky zůstávají na rozdíl od reálných podmínek stále na stejném místě. Pokud je toto místo citlivé, je jejich vliv nerealisticky zvýrazněn. Řešením je kromě rotace pneumatiky, která je v simulaci velmi náročná, zřejmě jen ruční vyčištění těchto nedokonalostí.



Obr. 4.10 Část vnější bočnice obou modelů detailních pneumatik.



Obr. 4.11 Detail bočnice skutečné pneumatiky odpovídajícího obchodního označení. [12]

4.4 VÝSLEDKY PO VYČIŠTĚNÍ MODELU PNEUMATIKY

Pro ověření uvedených závěrů byl model 19palcové pneumatiky upraven a přepočten pro variantu 19“ V5. Jedinou změnou je ruční odstranění hrany pneumatiky, tedy lokální vyhlazení skenu. Všechny ostatní tvarové detaily zůstaly zachovány. S ohledem na časovou náročnost provádění málo stabilních výpočtů se skenovanou pneumatikou v plném detailu nebyly přepočteny všechny varianty kola. Při podobnosti vlivu původní verze se dá předpokládat i podobnost vlivu této úpravy.

Srovnání relativních silových účinků (stále vztažených k hodnotám z měření varianty 18“ V1 jako výsledky uváděné výše) je v Tab. 4.1. Nadále platí, že vztlaky jsou uváděny včetně pásů pod koly.

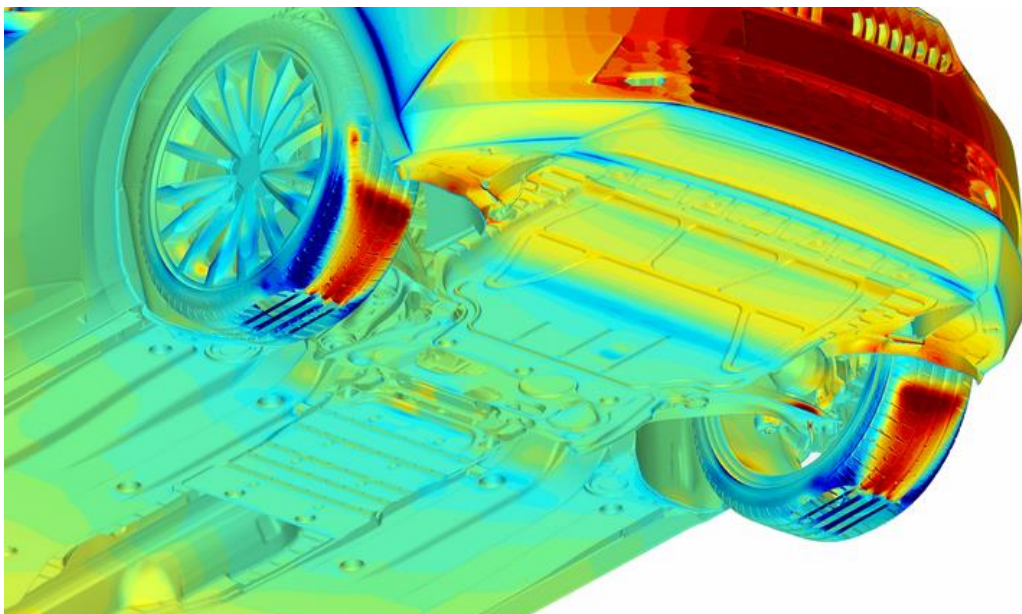
Tab. 4.1 Relativní silové účinky pro různé modely pneumatik. Varianta kola 19“ V5.

	$\Delta C_D [-]$	$\Delta C_{LF} [-]$	$\Delta C_{LR} [-]$
19“ V5 + hladká pneumatika	0,002	-0,013	0,043
19“ V5 + detailní pneumatika původní	0,012	-0,013	0,043
19“ V5 + detailní pneumatika vyhlazená	0,004	-0,009	0,036

Po vyhlazení odpor klesl přibližně na úroveň hladké pneumatiky. Tím se potvrzuje, že hodnoty byly uměle nadhodnoceny hranou v geometrii, která ve skutečnosti na rotující pneumatice nehraje tak zásadní roli. Přesto zůstává alespoň malý vliv detailní pneumatiky, který například u 18palcových kol není přítomen.

Také vztlaky po úpravě vykazují chování bližší 18palcovým pneumatikám, přinejmenším v tom smyslu, že jsou odlišné od simulace s hladkou pneumatikou bez deformace. Koeficient předního vztlaku je po vyhlazení o 4 body vyšší, což je obrácený trend než pro rozměr 18“, ale u zadního vztlaku je trend shodný a o několik bodů poklesl.

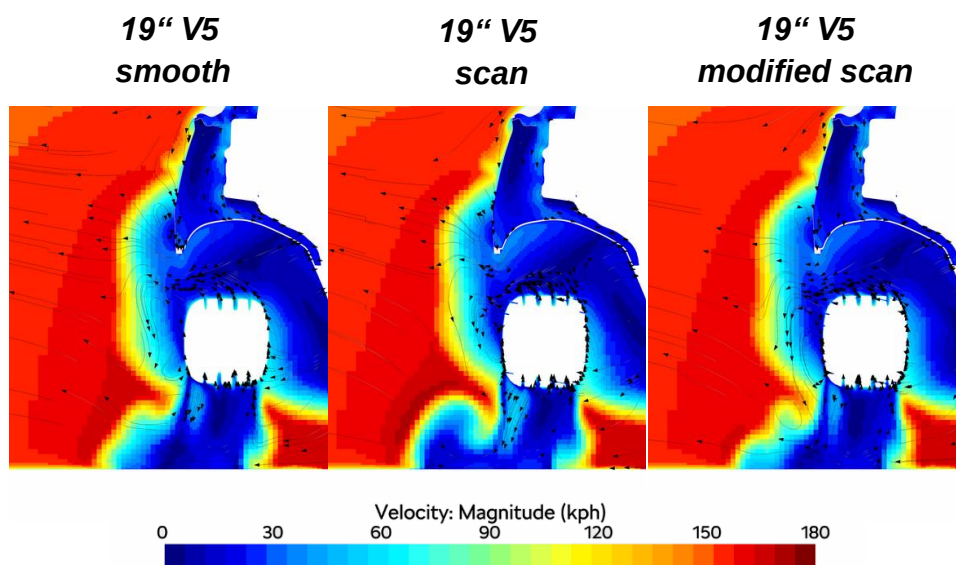
Podle předpokladu také po vyhlazení zůstává proud přilnutý na bočnicích pneumatik, jak ukazuje Obr. 4.12. Ten odpovídá Obr. 4.7 a ukazuje koeficient tlaku na spodní straně pneumatik. Na vnější straně pneumatik je opět souvislá zóna podtlaku, podobně jako u hladké pneumatiky i 18palcových detailních pneumatik. Na vnitřní bočnici zůstává hrana, která na hladké pneumatice není a může způsobovat drobné zvýšení odporu. V tomto případě ale nejde ořep, nýbrž skutečný tvarový prvek, který byl v hladkém modelu zanedbán.



Obr. 4.12 Koeficient tlaku na povrchu vozu pro vyhlazenou detailní pneumatiku. Varianta kola 19“ V5.

Vliv vyhlazení je patrný také v úplavu za kolem, viz Obr. 4.13 s rychlostmi v řezu 300 mm za středem kola. Spodní část úplavu, která byla původní detailní pneumatikou razantně zvětšena, je po vyhlazení opět přibližně stejně velká jako pro hladkou pneumatiku, pouze s malými změnami tvaru. I v tomto ohledu se upravená pneumatika blíží chování 18palcových variant.

Výsledky ukazují, že zanedbání detailu pneumatiky má na vypočtené hodnoty jen malý vliv. To platí jak pro odpor, tak pro vztlak. Použití plného detailu pneumatiky s sebou nese převážně nevýhody ve větší náročnosti a nižší stabilitě výpočtu a nebezpečí znehodnocení výpočtu detailem, který ve skutečnosti nemá velký význam. Je ale vhodné nezanedbávat všechny detaily a soustředit se zejména na hrany na bočnicích, které mají vliv na odtržení proudění.



Obr. 4.13 Rychlost v řezu 300 mm za středem kola pro různé modely pneumatik. Varianta kola 19" V5.

5 VLIV NENULOVÝCH ÚHLŮ NÁBĚHU

V minulosti se řešení problematiky bočního větru soustředilo téměř výhradně na stabilitu vozidla. Sledovanými veličinami proto byly zejména boční síla a moment stáčení, tedy silové účinky, které ovlivňují trajektorii a používané úhly náběhu se pohybovaly spíše od 5° výše, až do poněkud nerealistických hodnot jako 30° . Ty ve skutečnosti nastávají jen při poměrně nízkých rychlostech, kde jsou účinky aerodynamiky velmi omezené.

V této práci je boční vítr zkoumán naopak pro nízké úhly náběhu do 5° , a to především s ohledem na odpor vozidla. Motivací je zvyšující se důraz na reálné emise, které vozidla za jízdy vypouštějí. K tomu je zapotřebí znát skutečný aerodynamický odpor působící v různorodých povětrnostních podmínkách, nikoliv pouze idealizovaný odpor při přesně přímém směru proudění.

Měření při nízkých úhlech bočního větru, navíc ještě s jemným krokem ideálně menším než 2° , nejsou běžně prováděna a srovnání s měřením v této kapitole není k dispozici. V předchozích pracích [13] se ukázalo, že CFD výpočty dokáží odpor pod různými úhly náběhu predikovat relativně dobře (přinejmenším trendem). Cílem zde není ověřit shodu výpočtů s aerodynamickým tunelem a odhalovat rozdíly, ale spíše vyhodnotit důležitost samotné problematiky a zjistit, zda by bylo přínosné se jí zabývat podrobněji.

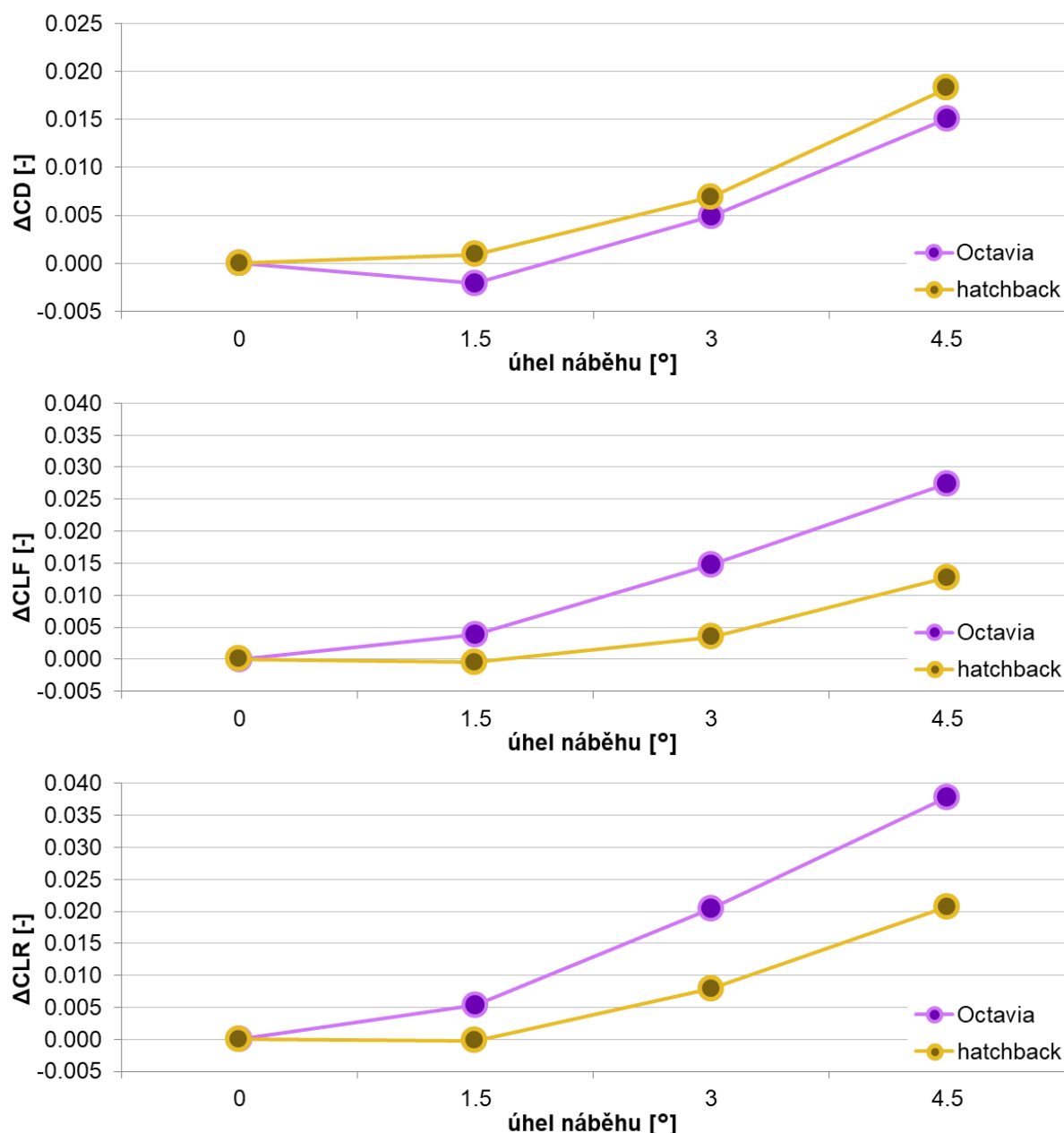
Kapitola se dominantně zaměřuje na vůz Octavia použitý i v ostatních kapitolách, ale pro porovnání výsledků je shodným způsobem hodnocen i náhodně vybraný hatchback z flotily Škoda. Smyslem je ověřit vliv úhlu náběhu jiného typu karoserie. Pokud se ukáže, že největší vliv na odpor v bočním větru má záď vozu, mohla by jiná karoserie vykazovat také odlišné chování a citlivost.

Rozsah úhlů náběhu byl zvolen od 0° do $4,5^\circ$, s krokem $1,5^\circ$. Výsledná rychlost zůstává zachována na 140 km/h. Mění se tedy jen úhel a nedochází k přidávání boční složky větru do konstantní rychlosti jízdy. Tento rozdíl je ale pro statické hodnocení bez simulace dynamických jevů poryvu větru zanedbatelný. Dále dochází ke změně úhlu jen ve smyslu otáčení proti směru hodinových ručiček (levá strana vozu je návětrná, pravá závětrná) a je tedy zanedbán případný vliv nesymetrické geometrie vozidla, zejména v oblasti podvozku.

5.1 SILOVÉ ÚČINKY POD NÍZKÝMI ÚHLY NÁBĚHU

Vývoj koeficientů odporu, předního vztlaku a zadního vztlaku v závislosti na úhlu náběhu pro oba vozy jsou na Obr. 5.1. Hodnoty jsou relativní, vztaženy k přímému směru proudění. Při změně úhlu pouze o $1,5^\circ$ téměř nedochází k jakýmkoliv změnám v silových účincích, pouze u modelu Octavia se mírně zvyšují oba vztlaky. Naopak odpor dokonce mírně klesá. To není zcela výjimečné, podobné chování lze pozorovat i v jiných studiích [6].

K citelnějším změnám dochází až při vyšších úhlech. U odporu dochází o obou vozů k nárůstu o více než 5 bodů při 3° a více než 15 bodů při $4,5^\circ$. Růst je tedy nelineární, s rostoucím úhlem odpor roste rychleji, opět ve shodě s literaturou.



Obr. 5.1 Závislost relativních silových účinků na úhlu náběhu.

Odlišné je chování u vztlaků, které u hatchbacku rostou mnohem pomaleji. To by u zadního vztlaku mělo být způsobeno tvarem zádi a relativně silným C-sloupkovým vírem, který působí na skloněné zadní okno modelu Octavia. Pro karoserii typu hatchback se vzpřímeným zadním sklem k tomuto jevu nedochází, na C-sloupku spíše dochází k posunu odrážení, které se promítá převážně do odporu. Odlišné chování u předního vztlaku nemá zřejmě vysvětlení v typu karoserie. Všechny vztlaky jsou uváděny včetně pásů pod koly.

Podrobnější informace o vývoji koeficientu odporu nabízí Tab. 5.1, ve které jsou vybrány plochy vozu, na kterých dochází k největším změnám. Hodnoty jsou vždy vztaženy ke stavu v nulovém úhlu náběhu a zbarveny pro každý sloupec nezávisle podle logiky, kdy červená odpovídá největšímu růstu odporu a zelená největšímu poklesu odporu. Plochy jsou rozděleny do čtyř kategorií: přední, zadní, postranní, a oblast kol.

Tab. 5.1 Změna podílu vybraných ploch na koeficientu odporu v závislosti na úhlu náběhu.

skupina	plocha	ΔC_D 1,5° - 0° [-]	ΔC_D 3° - 0° [-]	ΔC_D 4,5° - 0° [-]
zadní část	5th-door	0.001	0.005	0.008
	bumper-rear	0.002	0.006	0.011
	window-rear	0.001	0.002	0.003
přední část	bonnet	-0.001	-0.001	-0.002
	bumper-front	-0.001	-0.001	-0.003
	windscreen	-0.002	-0.002	-0.003
postranní plochy	a-pillar-left	0.001	0.001	0.002
	a-pillar-right	-0.001	-0.001	-0.002
	light-front-left	0.001	0.001	0.002
	light-front-right	-0.001	-0.002	-0.002
kola a podběhy	wheelarch-front-left	0.000	0.000	0.000
	wheelarch-front-right	0.001	0.001	0.002
	wheelarch-rear-left	0.000	0.000	0.000
	wheelarch-rear-right	0.000	-0.001	-0.001
	tyre-front-left	0.000	0.000	0.000
	wheel-front-left	-0.001	-0.001	-0.001
	tyre-front-right	0.000	-0.001	0.000
	wheel-front-right	0.001	0.001	0.002
	tyre-rear-left	-0.001	-0.001	-0.001
	wheel-rear-left	0.000	0.000	0.000
	tyre-rear-right	0.001	0.001	0.002
	wheel-rear-right	0.000	0.001	0.000

Obecně lze konstatovat, že všechny plochy se chovají v závislosti na úhlu konzistentně a dochází pouze k prohlubování daného trendu. Současně se dá chování rozlišit podle uvedeného dělení do skupin. Vpředu dochází k poklesu odporu na čelních plochách tím, jak na ně proudění postupně nabíhá pod úhlem. Vzadu naopak odpor roste s tím, jak dochází k posunům odtržení a k nesymetrickému úplavu. Na postranních plochách jako dveře a okna téměř nedochází ke změnám a jsou vybrány jen oblasti, na kterých je už ve výchozím stavu proudění silně zakřivené. Konkrétně se jedná o přední světla a A-sloupky. Při změně úhlu náběhu na nich nevyhnutelně přichází citelné změny. U ploch na závětrné pravé straně dochází k ještě silnějšímu zakřivení proudu a jelikož jsou orientovány převážně dopředu, přispívají tím ke snížení odporu. Právě opačná situace nastává na levé návětrné straně. Jak ukazuje tabulka,

z pohledu odporu se ale silové účinky jen přerozdělí a na výslednou hodnotu prakticky nemají vliv.

K podobnému přerozdělení sil dochází i pro oblast kol, ale spíše v obráceném smyslu: na pravé straně odpor roste a na levé klesá. Důvodem může být stav při nulovém úhlu náběhu, kdy jsou zejména přední kola obtékána šikmo tak, že proud míří pokaždé směrem od středu ven. Změna úhlu náběhu pak způsobí, že pro kola na návětrné straně se proud srovnává a kolo je obtékáno spíše napřímo. Na závětrné straně pak úhel u kola narůstá a odpor se zhoršuje.

Tabulka také ukazuje důvod vyrovnaného odporu pro nejnižší úhel náběhu $1,5^\circ$. Tím je vyrovnaní růstu odporu vzadu s úbytkem odporu vpředu. Se zvyšujícím se úhlem pak přední část už nestačí kompenzovat přírůstky odporu na zádi. Specificky způsobuje největší růst odporu tzv. báze vozidla, tedy zadní plocha, kterou v tomto případě tvoří část víka kufru a zadní nárazník. Negativní příspěvek má také skloněné zadní okno, ale na něm odpor roste relativně pomalu a lineárně.

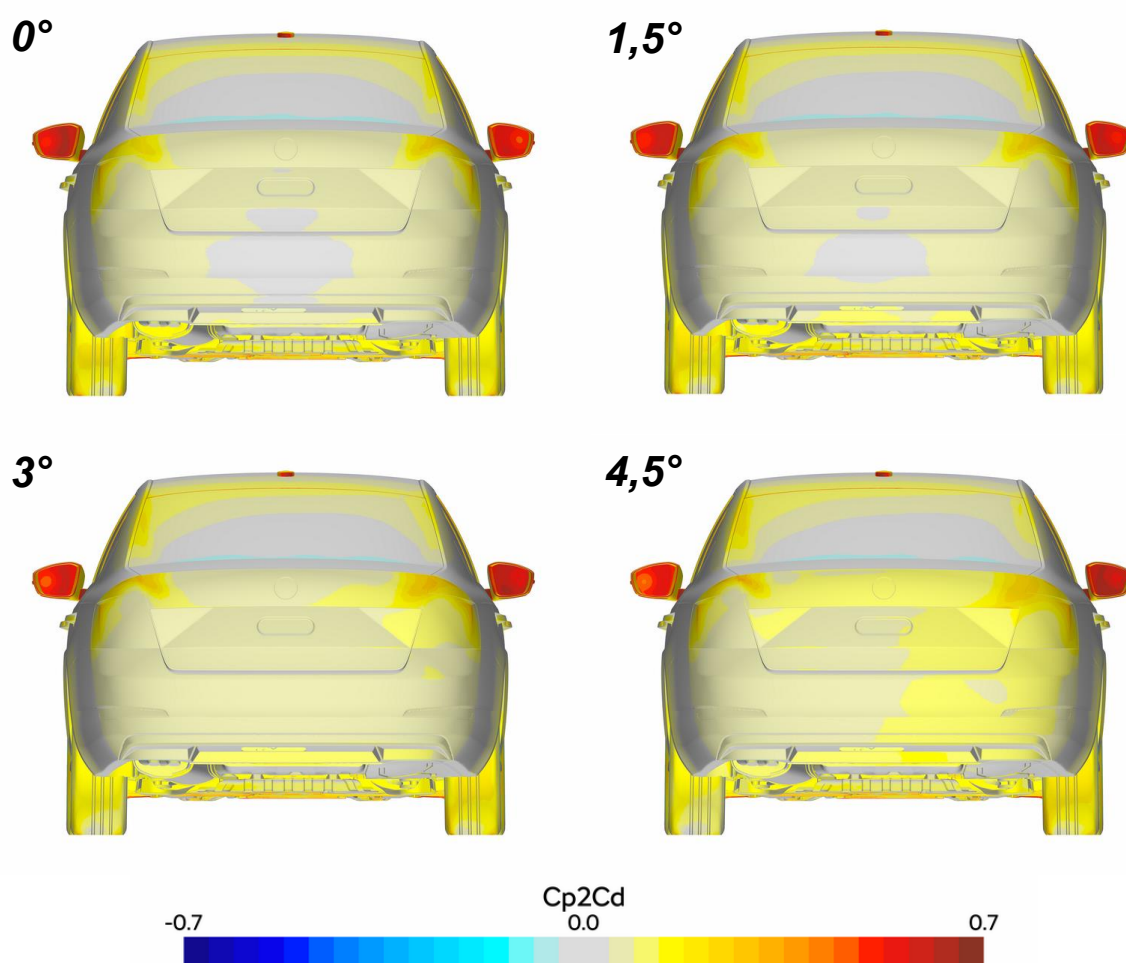
Z absence jakýchkoliv ploch na podvozku nebo v motorovém prostoru plyne, že tyto oblasti jsou na změnu úhlu náběhu spíše necitlivé, podobně jako například zpětná zrcátka. Také se ukazuje, že hodnoty růstu odporu nijak nevybočují od hodnot jiných studií [6]. Úhlu náběhu 5° zde odpovídá růst odporu o cca 5 – 6 %, což je přibližně průměrný růst v rámci těchto karosářských variant.

5.2 VLIV ÚHLU NÁBĚHU NA PROUDOVÉ POLE

V proudovém poli je na základě výše uvedených hodnot hlavní oblastí zájmu zadní část vozu a úplav za vozem. Příspěvek koeficientu tlaku k odporu na zadních plochách karoserie pro všechny zkoumané úhly náběhu je na Obr. 5.2. Je vidět, že na levé návětrné polovině vozu se rozložení příliš nemění a odpor zde roste spíše méně. To odpovídá pouze mírně urychlenému proudění na této straně, při kterém nedochází k podstatným změnám v topologii a místech odtržení. Větší změny jsou pozorovatelné na závětrné straně, kde příspěvek k odporu s úhlem náběhu výrazně roste. Zde se dají očekávat značné změny v obtékání.

Změna charakteru obtékání zádi je vidět i v rychlostech v řezu ve výšce 550 mm nad vozovkou, tedy na úrovni zadního nárazníku, na Obr. 5.3. V souladu s výše uvedenými předpoklady dochází při nerovnoměrném úhlu náběhu ke stabilnímu odtržení na návětrné straně a silnému zakřivení na straně závětrné. To dále způsobuje silně nesymetrický úplav za vozem. Dalšími projevy změny úhlu jsou zvětšený úplav za předním kolem na závětrné straně a zmenšený odpovídající úplav na návětrné straně a celkově podstatně nižší rychlost proudění v závětrné oblasti oproti návětrné.

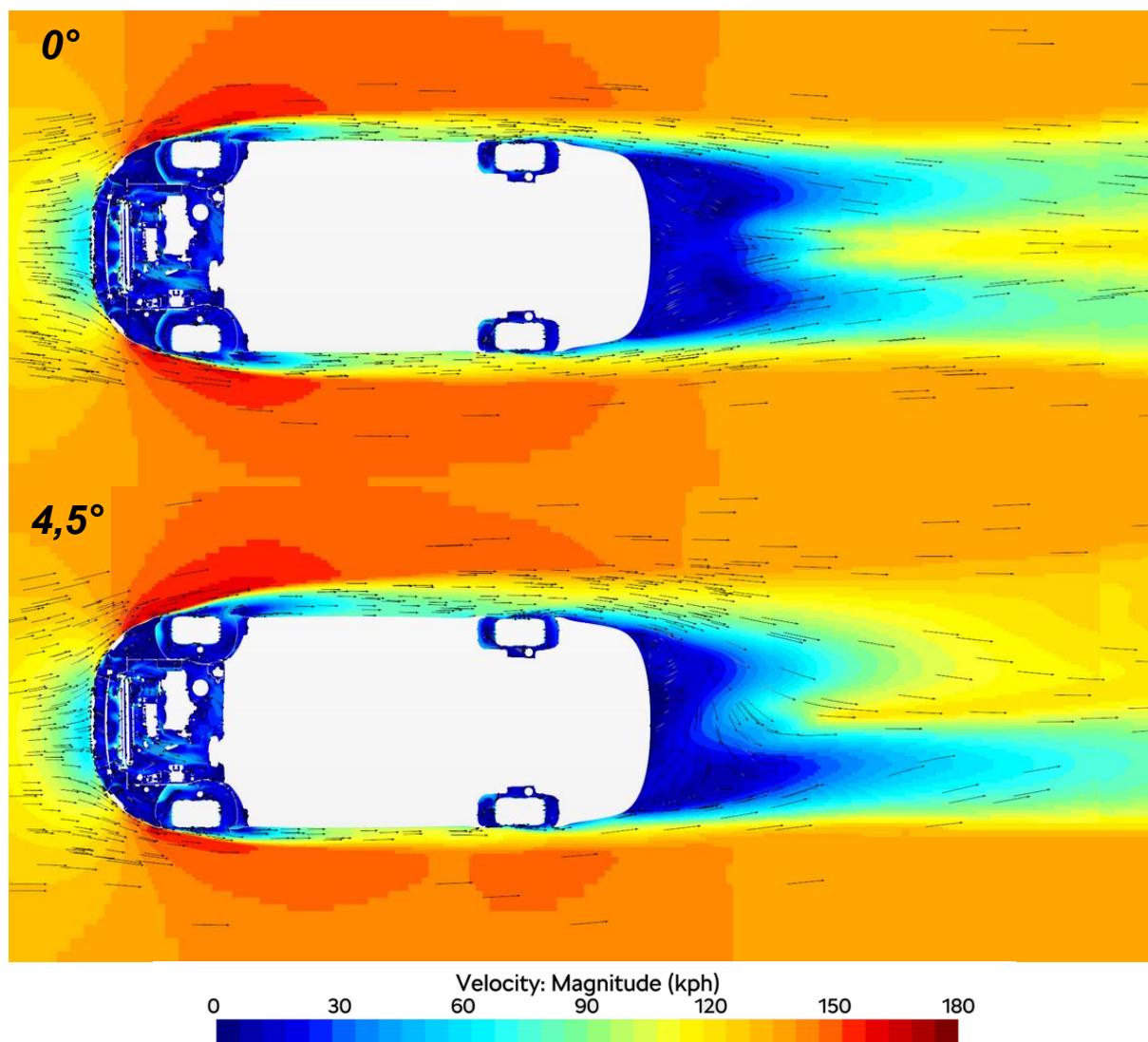
Tento popis proudového pole silně odpovídá závěrům ze studií klasického bočního větru s ohledem na jízdní stabilitu [14]. Dá se proto předpokládat, že i závěry dané práce zde mohou být relevantní. Jedním z hlavních byla existence nestacionárních jevů, které způsobují narůst dynamického momentu stáčení nad úroveň zjištěnou zkoumáním statických stavů. Analogicky by tedy mohlo docházet k dalšímu zvýšení odporu při kontinuálních změnách úhlu náběhu. To může sloužit jako námět pro další práci. Další závěr popisoval benefit výrazných odtrhových hran na zádi vozu, které zajistí stabilnější úplav. I zde by teoreticky mohl být nižší odpor pod úhlem zajištěn tím, že se ještě lépe geometricky definují místa odtržení okolo celé zádě.



Obr. 5.2 Příspěvek koeficientu tlaku k podélné složce síly na zádi pro jednotlivé úhly náběhu.

Další odpovědí hledanou v proudovém poli je původ zvýšených vztlaků na obou nápravách. K tomu slouží Obr. 5.4 s příspěvkem koeficientu tlaku k celkovému vztlaku pro přímý směr proudění a pro úhel 4,5°.

Zvýšený vztlak je možné pozorovat na otisku C-sloupkového víru na zadní sklo, jak je uvedeno výše. Ještě podstatnější je ale zřejmě zvýšený vztlak na střeše vozu, a to kvůli velké ploše, na které se tato změna projevuje. Právě střecha společně s dalším nárůstem vztlaku na závětrné straně kapoty vysvětlují vývoj vztlaku na přední nápravě s růstem úhlu náběhu.

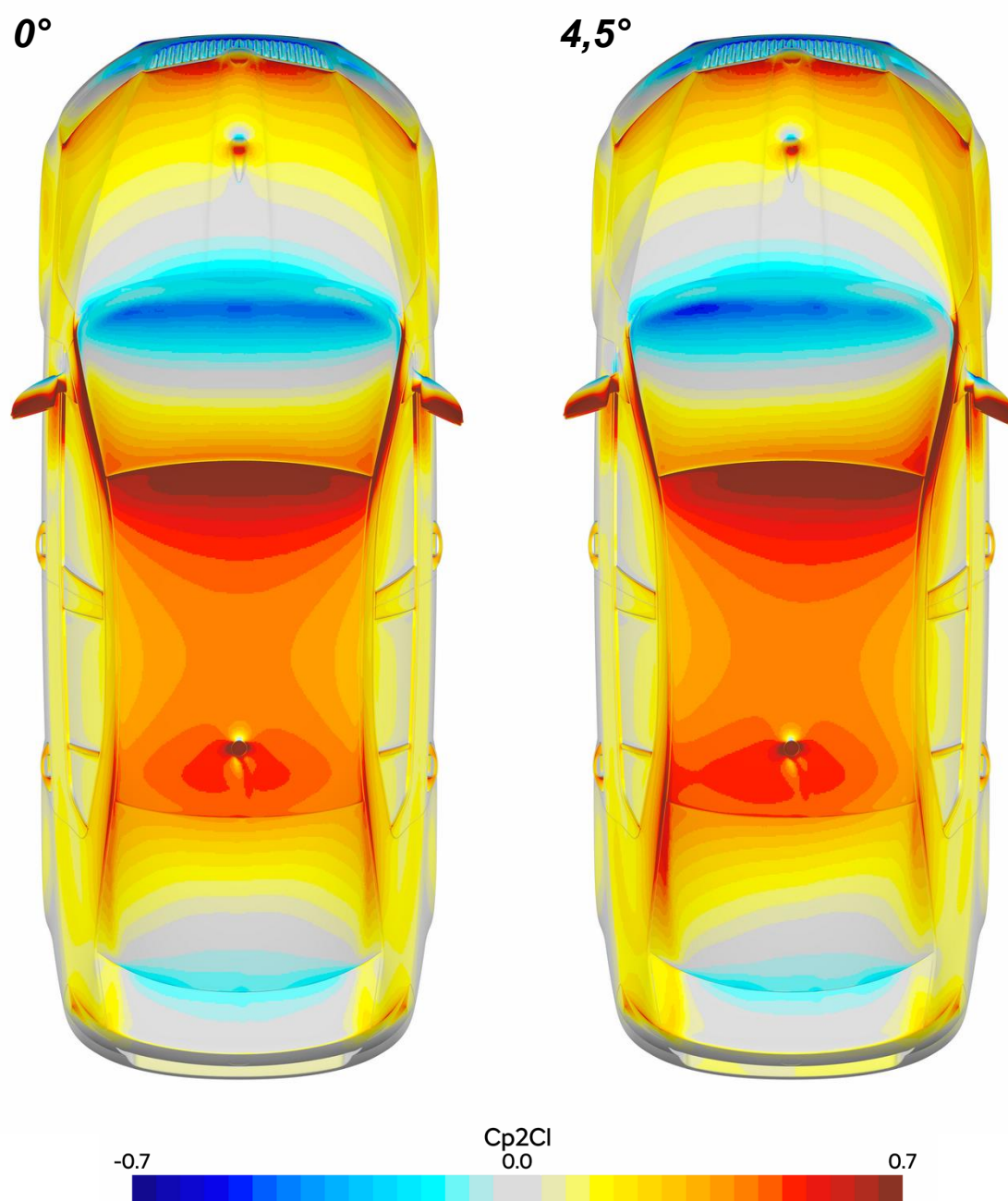


Obr. 5.3 Rychlost v řezu 550 mm nad vozovkou pro přímý směr a maximální úhel náběhu.

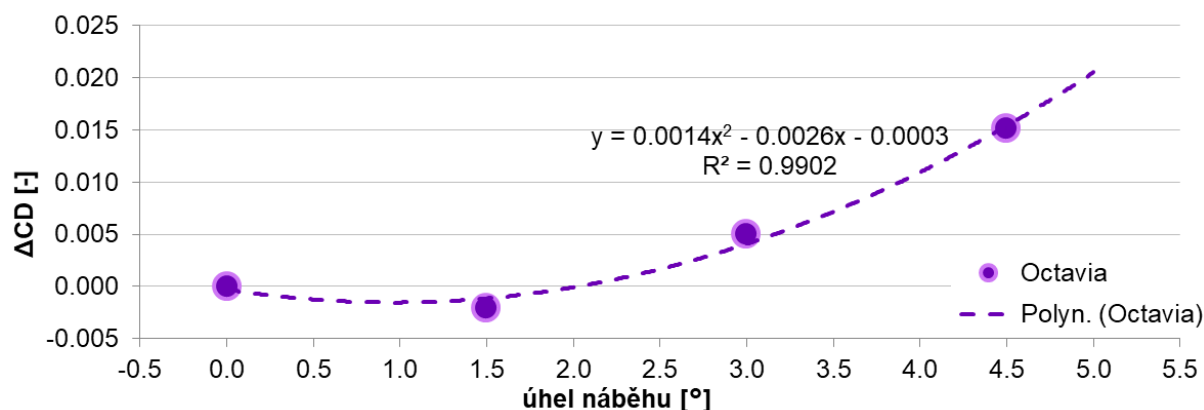
5.3 ODHAD KOEFICIENTU ODPORU V REALISTICKÝCH PODMÍNKÁCH

Pro odhad vlivu zvýšeného koeficientu odporu pod menšími úhly náběhu byla využita data z měření za jízdy z probíhajícího projektu FAT zaměřeného na aerodynamiku za realistických povětrnostních podmínek [7]. Byly použity dva profily jízdy, jeden s minimální rychlostí větru a druhý s maximální rychlostí větru ze všech průběhů jízdy. To se projevuje i na procentuálních podílech úhlů náběhu, které při těchto jízdách na vozidlo působily. Jelikož jsou k dispozici jen vizuální data s podíly, byla vytvořena tabulka s diskrétními úhly a odpovídajícím podílem času, po který byl vůz tomuto úhlu vystaven. K tomu byla vypočtená data závislosti odporu na úhlu náběhu pro zkoumaný vůz položena polynomem 2. řádu a extrapolována, jak ukazuje Obr. 5.5.

Z rovnice uvedené v grafu byly spočteny hodnoty přírůstku odporu pro jednotlivé úhly a následně spočten vážený průměr pro odpor. Výsledky jsou v Tab. 5.2 pro profil s nízkou rychlostí (průměr 1 m/s) a v Tab. 5.3 pro profil s vysokou rychlostí (průměr 2,3 m/s).



Obr. 5.4 Příspěvek koeficientu tlaku ke svislé složce síly na horní straně karoserie pro přímý směr a maximální úhel náběhu.



Obr. 5.5 Regresní analýza přírůstku koeficientu odporu v závislosti na úhlu náběhu.

Pro nízkou rychlost větru vyšel přírůstek odporu přesně nulový. To je dáno velmi nízkými podíly úhlů, při kterých odpor vyšel podstatně vyšší a nižším odporem než v přímém stavu pro úhly okolo 1°. Je možné konstatovat, že pro velmi klidné podmínky je faktor úhlu náběhu zcela zanedbatelný.

U vyšší rychlosti větru je na první pohled viditelný rostoucí podíl času, který vůz stráví v nenulovém úhlu náběhu. V přímém směru kolem něj vzduch proudí jen necelou pětinu jízdy. To se v tomto případě projevuje růstem koeficientu odporu o necelé 4 body.

To stále není mnoho a rychlý závěr by mohl vést k podcenění potenciálu problematiky. Je ale nutné brát v úvahu velmi klidné povětrnostní podmínky v použitých profilech jízdy. Všechna měření proběhla během dvou dnů, které se vyznačovaly i na mírné evropské podnebí spíše klidnými podmínkami. Například průměrná rychlost větru vyhodnocená z denních údajů za rok 2018 z meteorologické stanice Praha – Ruzyně [15] činila 3,6 m/s.

Tab. 5.2 Podíly úhlu náběhu a odpovídající přírůstky koeficientu odporu pro jízdní profil s nízkou rychlostí větru.

úhel náběhu [°]	podíl úhlu náběhu na profilu jízdy	ΔC_D [-]
0	30 %	-0.0003
1	42 %	-0.0015
2	19 %	0.0001
3	6 %	0.0045
4	2,5 %	0.0117
5	0,5 %	0.0217
celkem	100 %	-
vážený průměr	-	0.0000

Tab. 5.3 Podíly úhlu náběhu a odpovídající přírůstky koeficientu odporu pro jízdní profil s vyšší rychlostí větru.

úhel náběhu [°]	podíl úhlu náběhu na profilu jízdy	ΔC_D [-]
0	18 %	-0.0003
1	31 %	-0.0015
2	21 %	0.0001
3	13 %	0.0045
4	7 %	0.0117
5	6 %	0.0217
6	4 %	0.0345
celkem	100 %	-
vážený průměr	-	0.0036

Dá se tedy předpokládat, že není neobvyklé setkat se s podmínkami, které jsou ještě o další krok méně stabilní, nehledě na skutečně větrné počasí. Pokud je mezi zcela klidným a méně klidným prostředím rozdíl v koeficientu odporu cca 4 body a odpor s úhlem náběhu roste silně nelineárně, je možné očekávat, že i za zcela průměrných podmínek je skutečný odpor například o 10 nebo více bodů vyšší, než hodnota uváděná na základě simulací a měření v idealizovaném prostředí.

6 RADIÁLNÍ EXPANZE PNEUMATIK

Za jízdy stálou rychlostí po hladkém povrchu mění karoserie vozu světlou výšku ze dvou hlavních důvodů. Jedním je působení aerodynamického vztlaku a druhým radiální expanze pneumatiky. Zatímco vztlak pouze zvedá karoserii v zavěšení a kola zůstávají v téměř stejné poloze (pouze dochází k odlehčení), expanze pneumatiky posouvá celý vůz nahoru ve středech kol a současně mění geometrii pneumatik. Celková změna geometrie je proto poměrně komplexní.

V aerodynamickém tunelu je karoserie držena v předem dané, neměnné poloze. K expanzi pneumatik sice dochází, ale pevně uložená karoserie na ně vytváří zvýšený tlak, kvůli kterému nemusí docházet ke změnám tvaru odpovídajícím skutečné jízdě. Ve výpočtech jsou zanedbány oba efekty. Karoserie je v poloze odpovídající tunelu a pneumatiky běžně nejsou nijak deformovány.

Cílem této kapitoly je výpočtově ověřit vliv těchto jevů. Jejich měření za jízdy není z principu možné a v tunelu jdou ověřit jen pomocí speciálního vybavení specifického pro tento účel. Data pro úpravu geometrie do stavu podobnému skutečné jízdě však byla získána experimentálně, pouze s některými zjednodušeními. Světla výška na přední a zadní nápravě byla změřena za jízdy při 140 km/h, stejně jako posun středů kol. Tvar deformované pneumatiky s ohledem na radiální expanzi byl získán manuálním morfováním CAD modelu skenované statické pneumatiky. Jako podklad pro morfování sloužila data z měření bočního profilu rotující pneumatiky v aerodynamickém tunelu. Výsledkem je tedy spíše kvalifikovaný odhad tvaru rotující pneumatiky. Přesto by mělo jít o geometrii, která reprezentuje realistické podmínky za jízdy lépe než výchozí stav.

Pro jemnější rozlišení jednotlivých vlivů byl komplexní rozdíl mezi výchozím a konečným stavem dekomponován do několika kroků. Jednotlivé zkoumané stavy jsou tyto:

- **Výchozí stav.**

Běžný výpočet odpovídající variantě 16“ V1 v kapitole 3. Disky kol rotují metodou sliding mesh, světlé výšky odpovídají měření v tunelu a je zanedbána deformace i expanze pneumatik. Kontaktní plocha pneumatiky vzniká ořezem o podlahu a je neprůtočná.

- **Krok 1: změna světlé výšky.**

Výchozí stav je modifikován o změnu světlé výšky dle dat z dojezdových zkoušek. Na přední nápravě je posun ve svislém směru + 5 mm, na zadní nápravě + 8 mm. Je upravena poloha ramen zavěšení.

- **Krok 2: deformace pneumatiky.**

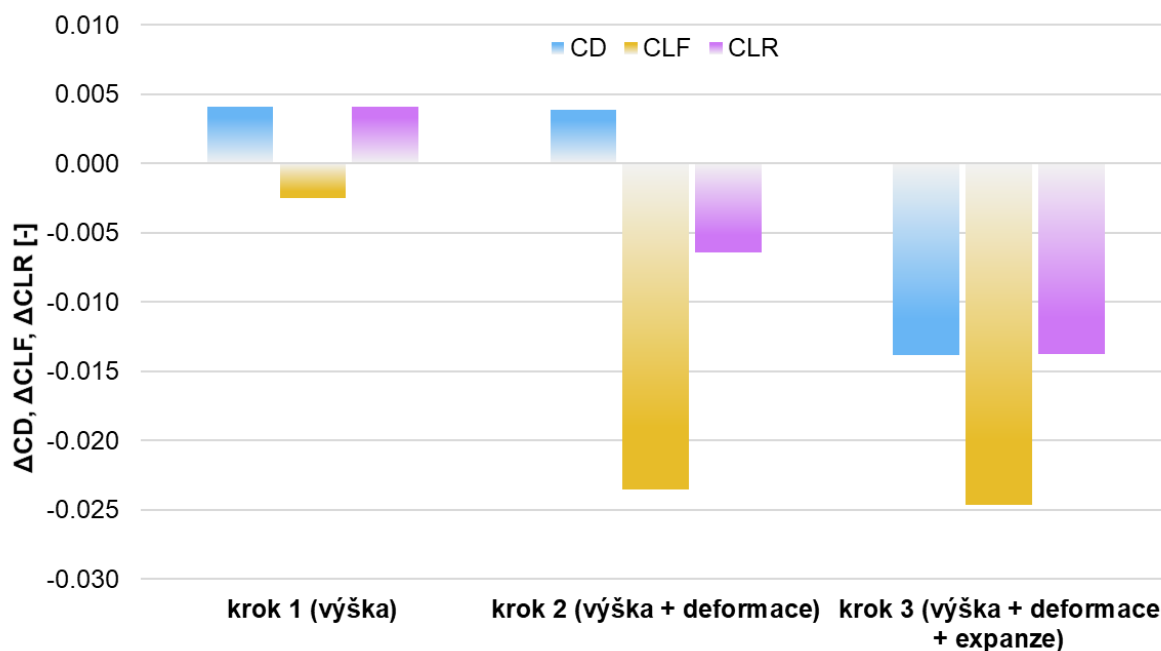
Předchozí stav je modifikován o deformovanou pneumatiku ve tvaru přibližně odpovídajícímu statickému zatížení. Kontaktní plocha je průtočná a okolní tvar pneumatiky je vyboulený. Nejde však o plně detailní geometrii jako v kapitole 4. Pneumatika je stále hladká, pouze s podélnými drážkami.

- **Krok 3: radiální expanze pneumatiky.**

Předchozí stav je modifikován o změnu polohy kol v důsledku radiální expanze pneumatiky. Posun středů kol ve svislém směru činí 4 mm. S tím souvisí další úprava polohy ramen zavěšení a další změna tvaru pneumatiky. Deformace u kontaktní plochy je zachována, ale zmenšena tak, aby docházelo k průniku s vozovkou. Průměr pneumatiky na zbytku obvodu je změněn na základě měření profilu rotujícího kola a interních dat Škoda Auto pro tvary pneumatik v závislosti na jejich zatížení. Volný průměr pneumatiky (mimo kontakt s vozovkou) byl zvětšen o 16 mm a maximální šířka zmenšena o 8 mm.

6.1 VLIV NA SILOVÉ ÚČINKY

Vývoj silových účinků v jednotlivých krocích je na Obr. 6.1. Hodnoty jsou vždy vztaženy k výchozímu stavu. Protože se nejedná o srovnání s hodnotami měřenými v tunelu, jsou zde i dále v kapitole vztahy uváděny bez pásů pod koly.



Obr. 6.1 Relativní silové účinky pro jednotlivé kroky k radiální expanzi pneumatik.

Při zvednutí karoserie dochází k růstu koeficientu odporu o necelých 5 bodů, přičemž vztahy se mění poměrně málo, i přes jiný sklon vozu způsobený odlišným posunem na přední a zadní nápravě.

Deformovaná pneumatika prakticky nemá vliv na odpor, což je v souladu s předchozími výsledky této práce. Zato zásadně mění vztahy, zřejmě protože změna na oblastech pneumatik blízkých k vozovce není v celkové hodnotě kompenzována odpovídajícím poklesem tlaku na páslech. Je v pořádku, že vpředu je efekt silnější než vzadu, jelikož se zadní kola nachází v úplavu a jsou tedy na změny méně citlivá.

Poslední krok zohledňující expanzi pneumatiky včetně posunu středu kola přináší poměrně razantní pokles odporu, podobný vztlak vpředu a další snížení vztlaku vzadu. Snížení odporu mohou přinášet dva faktory. Jedním je tvar pneumatiky, která je užší a protaženější a klade obtékání menší překážku. Druhým může být větší vyplnění podběhů kolem, které je kromě většího průměru také položeno vůči karoserii výše.

Další údaje o uvedených výsledcích a teoriích nabízí tabulky Tab. 6.1 a Tab. 6.2, kde jsou vybrány plochy s největšími změnami v koeficientu odporu, resp. vztlaku. Hodnoty jsou zbarveny pro každý sloupec samostatně, kdy červená značí největší růst a zelená největší pokles. Už ze samotných ploch a skupin je zřejmé, že působení obou sil se mění dominantně na specifických zónách karoserie (přední nárazník a zád) a kolech. Rozdíl spočívá v tom, že zatímco menší změny v odporu lze vysledovat i v podběžích kol, kde jsou změny vztlaků zanedbatelné, u vztlaku se vliv změn projevuje na podvozkových dílech. Dále jde vidět, že veškeré změny na kolech se ve skutečnosti odehrávají pouze na pneumatikách a vliv disků je zanedbatelný. Uváděné závěry by tedy na designu kol měly být nezávislé.

Tab. 6.1 Změna podílu vybraných ploch na koeficientu odporu pro jednotlivé kroky radiální expanze pneumatik.

skupina	plocha	ΔC_D [-] krok 1	ΔC_D [-] krok 2	ΔC_D [-] krok 3
karoserie	bumper-front	0.000	0.000	-0.001
	5th-door	0.000	0.001	-0.003
	bumper-rear	0.001	0.001	-0.001
podběhy kol	wheelarch-front-left	0.000	0.000	0.001
	wheelarch-front-right	0.002	0.002	0.002
	wheelarch-rear-left	0.000	0.000	0.000
	wheelarch-rear-right	0.000	0.000	0.000
kola	tyre-front-left	0.000	-0.001	-0.005
	wheel-front-left	0.000	0.000	0.000
	tyre-front-right	0.001	0.000	-0.003
	wheel-front-right	0.000	0.000	0.000
	tyre-rear-left	0.000	0.000	0.000
	wheel-rear-left	0.000	0.000	0.000
	tyre-rear-right	0.001	0.000	0.000
	wheel-rear-right	0.000	0.000	0.000

Tab. 6.2 Změna podílu vybraných ploch na koeficientu odporu pro jednotlivé kroky radiální expanze pneumatik.

skupina	plocha	ΔC_L [-] krok 1	ΔC_L [-] krok 2	ΔC_L [-] krok 3
karoserie	bumper-front	-0.002	-0.003	-0.002
	5th-door	0.000	0.000	-0.002
	window-rear	0.000	0.000	-0.002
podvozkové kryty a díly	floor-rear	0.002	0.002	0.000
	fuel-tank	0.001	0.001	0.000
	floor-left	0.002	0.003	0.003
	floor-right	0.000	0.002	0.001
	reserve-cover	-0.001	-0.001	0.001
	tunnel-exhaust	0.000	0.002	0.001
kola	tyre-front-left	0.000	-0.013	-0.013
	wheel-front-left	0.000	0.000	0.000
	tyre-front-right	0.000	-0.013	-0.013
	wheel-front-right	0.000	0.000	0.000
	tyre-rear-left	0.000	-0.007	-0.007
	wheel-rear-left	0.000	0.000	0.000
	tyre-rear-right	-0.001	-0.008	-0.007
	wheel-rear-right	0.000	0.000	0.000

Po zvednutí světlých výšek v kroku 1 dochází k soustavě malých změn, které se ve výsledku složí do necelých 5 bodů odporu. Odpor je zhoršen na zádi a vpředu v podběžích a na pneumatikách. Zde ovšem nesymetricky. To může naznačovat, že negativní dopad nemá jen zvýšení samo o sobě, ale také nesymetrická geometrie podlahy vozu. Vztlak se zde mění výhradně na spodní straně vozu, nejprve na předním nárazníku a efekt se dále propaguje do jiného obtékání podvozkových krytů.

Deformace pneumatiky krokem 2 se téměř neprojevuje ani na jednotlivých plochách. To znamená, že se nejen nemění celkový odpor, ale ani rozložení odporu. Změna geometrie pneumatiky tedy pro odpor není relevantní. Opak platí o vztlaku, který na předních i zadních pneumatikách markantně klesá. Změna je jen mírně kompenzována růstem na podvozkových dílech.

Expanze pneumatiky má komplexní dopad na obtékání vozu, protože k poklesu odporu nedochází jen na samotných pneumatikách – zde se projevuje jen na předním páru – ale také na karoserii vozu, především vzadu. Jen na zadním nárazníku a víku kufru klesá odpor o 4 body. Další 1 bod ubyl na předním nárazníku. Pokud je pokles na předních kolech oproti kroku 2 cca

7 bodů, pak více než třetina účinku nespadá přímo na kola. Dále se nepotvrdila teorie poklesu odporu v podběžích, kde jsou změny jen minimální a spíše negativní.

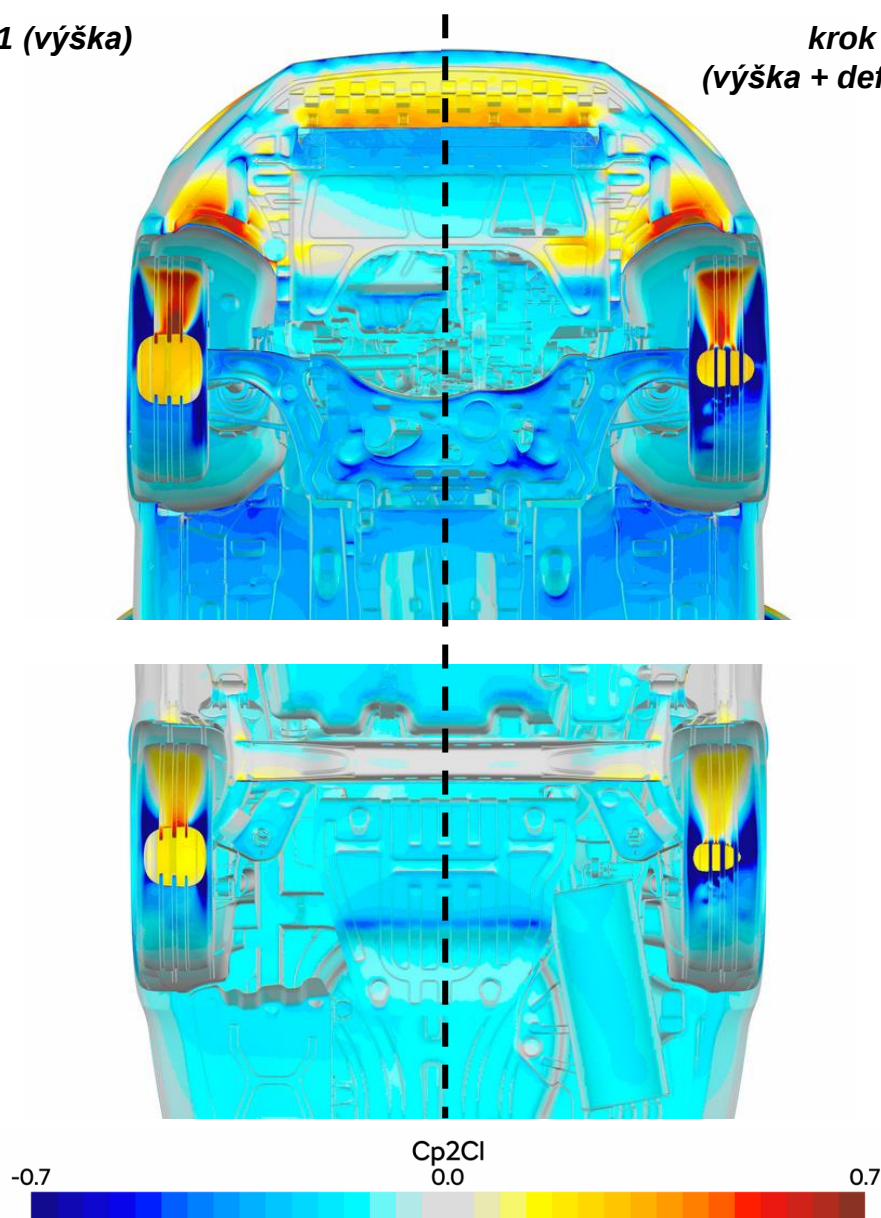
I přes změnu tvaru deformace u vozovky se posledním krokem prakticky nemění vztlaky na pneumatikách. Pokles zadního vztlaku je zde způsoben opět změnou obtékání zádi a v menší míře také změnami na podvozkových dílech.

6.2 VLIV NA PROUDOVÉ POLE

Dopad změny světlé výšky na integrální hodnoty je poměrně malý, a především rozprostřený do mnoha míst. Změny v proudovém poli jsou kvůli tomu ve velmi malých detailech a nejsou vhodné pro vizuální analýzu. V zásadě se jedná o spodní hranu nárazníku, která je obtékána pod jiným úhlem a posunutou zadní nápravu a dopad těchto dvou změn na okolí.

krok 1 (výška)

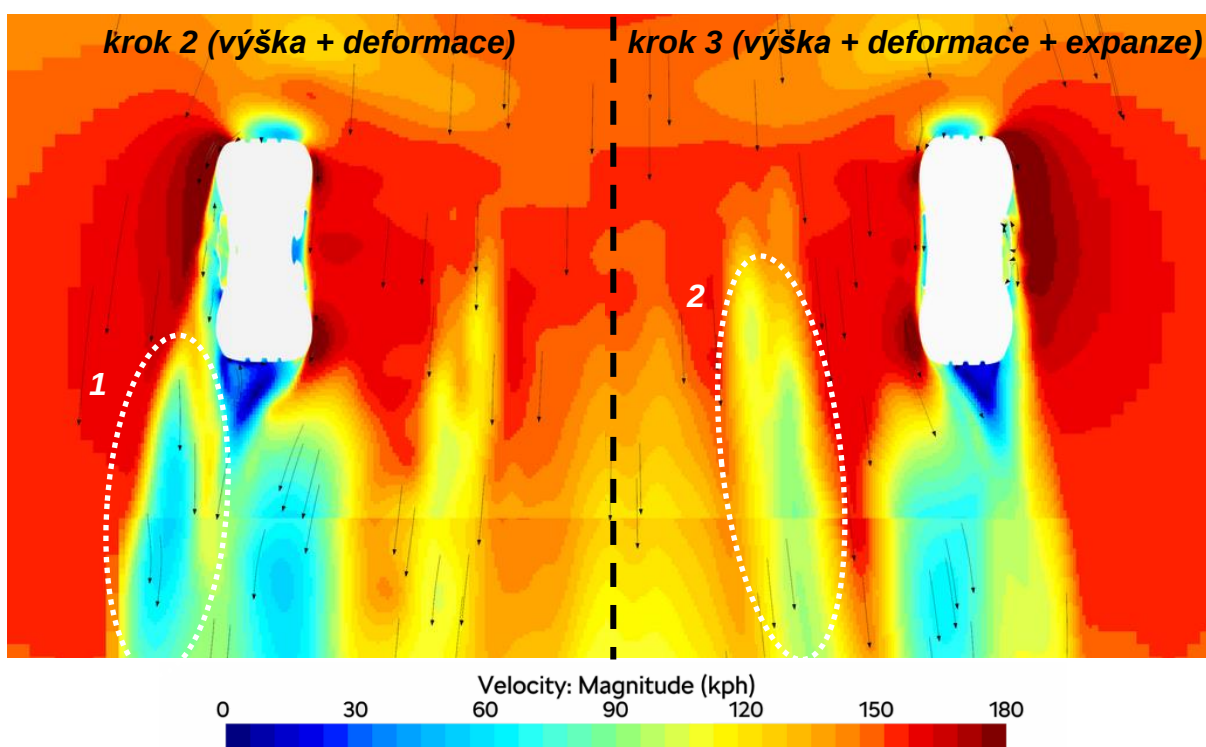
**krok 2
(výška + deformace)**



Obr. 6.2 Příspěvek koeficientu tlaku ke svislé složce síly na spodní straně karoserie.

Deformovaná pneumatika se projevuje převážně podtlakem v okolí kontaktu s vozovkou. Přestože je tato lokální změna výrazná, na zbytek proudového pole nemá podstatný vliv. Příspěvek koeficientu tlaku ke svislé složce sil na spodních stranách pneumatik je na Obr. 6.2.

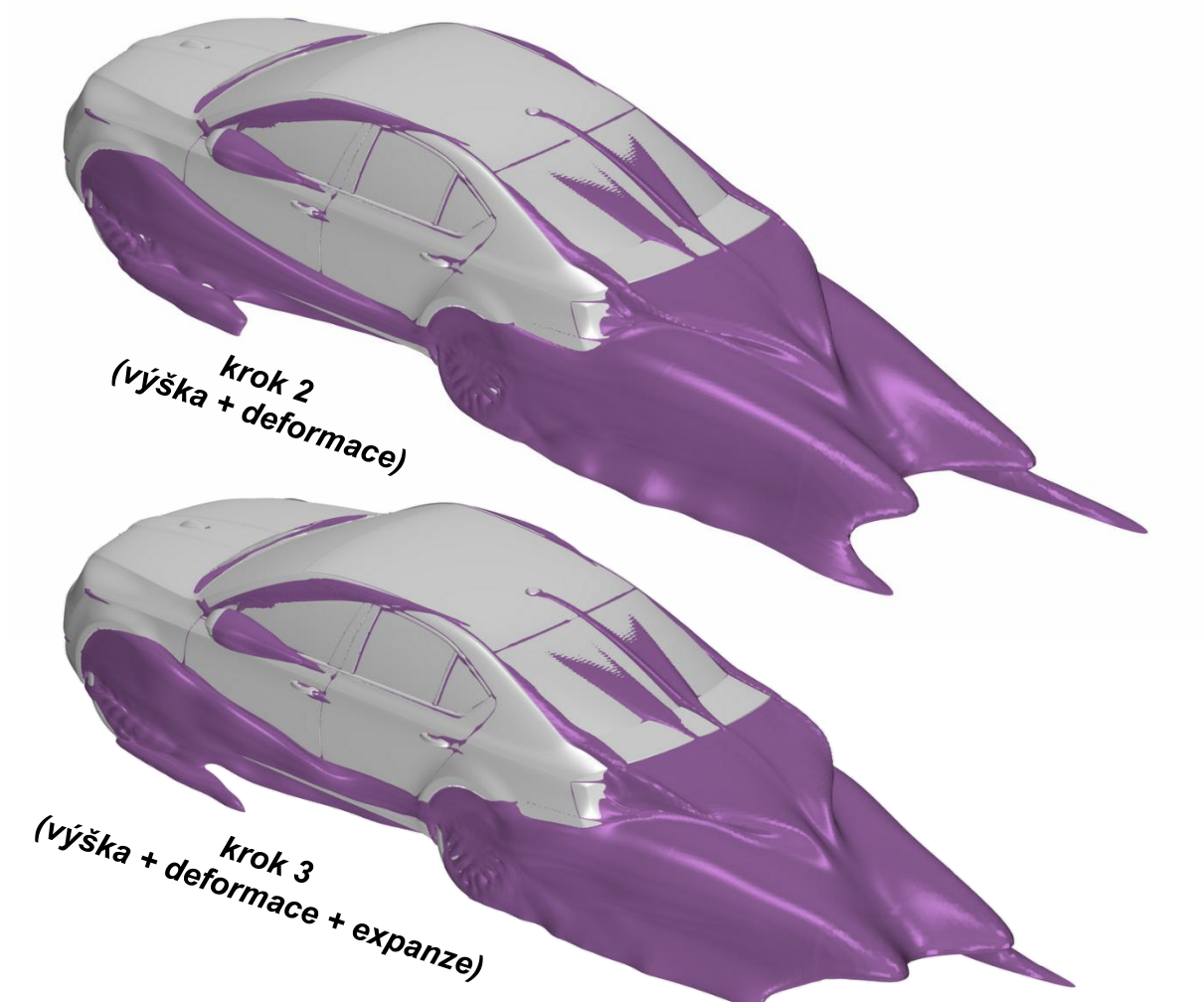
Jednoznačně největší efekt má radiální expanze pneumatik. Obr. 6.3 ukazuje řez 100 mm nad vozovkou pro variantu před expanzí (krok 2) a po ní (krok 3). Z rychlostí v řezu je patrné, že na bočníci užší pneumatiky je prodělení déle přilnuté a tvoří se za ní menší úplav – to je nejvíce vidět na zóně 1 v obrázku, které po expanzi zcela zmizela. Jiné obtékání kol naopak způsobilo posun úplavu mezi podběhy (v obrázku zóna 2). To se ale nijak významně neprojevilo na silových účincích a může sloužit spíše jako ukazatel, že expanze pneumatiky může mít vliv na obtékání podvozkových krytů. Ty tak ve výchozím stavu nemusí být vždy hodnoceny správně podle toho, jak se budou chovat ve skutečnosti.



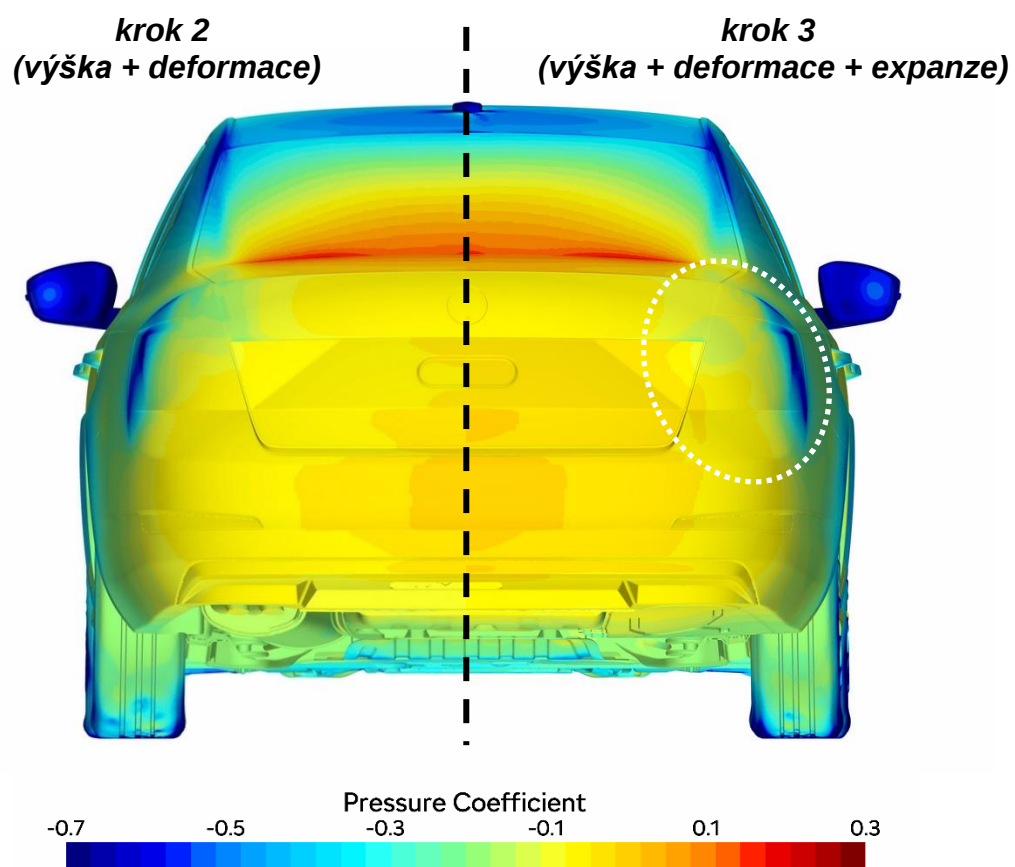
Obr. 6.3 Rychlost v řezu 100 mm nad vozovkou bez radiální expanze pneumatik (vlevo) a s ní (vpravo).

Obr. 6.4 nabízí globální pohled na změny v úplavu. Kromě menšího úplavu předních kol je podstatný zejména menší úplav kol zadních. Ten nezpůsobuje jen snížení odporu samotných kol, ale jinou interakci s hlavním úplavem vozu. Jelikož spodní část je menší, není úplav tolik stahován dolů. To způsobuje o něco větší horní část zadního úplavu za hranou víka kufru, ale celkový vliv je pozitivní jak pro nižší odpor, tak pro nižší zadní vztlak.

Expanze pneumatik má na zád' vozu ještě větší dopad než u podvozkových krytů. Podstatně mění obtékání všech zadních odtrhových hran (typicky na zadních světlech) a teoreticky může způsobit, že navrhovaná aerodynamická opatření v této oblasti nebudou fungovat, jak bylo zamýšleno. Změnu ilustruje zadní pohled na rozložení koeficientu tlaku na Obr. 6.5.



Obr. 6.4 Izoplochy celkového tlaku $C_{pT} = 0$ pro výpočet bez radiální expanze pneumatiky (nahore) a s ní (dole).



Obr. 6.5 Rozložení koeficientu tlaku na zádi vozu pro výpočet bez radiální expanze pneumatiky (nahore) a s ní (dole).

ZÁVĚR

Cílem práce bylo ohodnotit význam některých obvyklých odchylek, které se v různém zastoupení vyskytují mezi CFD výpočty, měřením v aerodynamickém tunelu a skutečnou jízdou. Konkrétně jde o rotaci paprsků kola, která bývá ve výpočtech simulována stacionárními metodami, zatímco v tunelu i za jízdy se kola otáčí. Podobně bývá ve výpočtech zjednodušen skutečný tvar a detail pneumatik, pokud jsou použity jen hladké obálky bez deformace u vozovky. Rotace kola za jízdy navíc pneumatiku deformuje ještě dále v podobě radiální expanze, při které se pneumatika zužuje a zvětšuje svůj průměr. Tento efekt je v tunelu vystižen jen přibližně a ve výpočtech je zanedbán zcela. V obou případech bývá také zanedbán posun středu kola a skutečná poloha karoserie za jízdy. Dále byl prověřen vliv malých úhlů náběhu na odpor, ke kterým ve skutečnosti dochází, ale při hodnocení odporu nebývají uvažovány. Je možné je zkoumat v tunelu i pomocí výpočtů, ale v praxi k tomu nedochází z časových důvodů nebo nízkému důrazu na tuto problematiku.

VLIV METOD ROTACE KOLA

Stacionární metody a skutečná rotace výpočetní sítě (sliding mesh) byly prověřeny na několika designech kola. Výpočty byly srovnány s integrálními silovými účinky a traverzovanými proudovými poli v tunelu.

Dílčí závěry ze srovnání metod jsou tyto:

- některá kola jsou metodu rotace necitlivá, a nejedná se jen o uzavřená kola s kryty,
- u kol citlivých na metodu nepřináší metoda skutečné rotace sliding mesh automaticky lepší predikci odporu,
- sliding mesh ze všech metod nejlépe predikuje vztlak,
- u kol citlivých na metodu dochází pro stacionární přístupy k silnému zkreslení výsledků vlivem natočení kola,
- metoda tečné rychlosti nedokáže věrohodně predikovat ventilační moment kol.

Dále ze srovnání proudových polí plyne, že čím lepší je v nich shoda výpočtu s experimentem, tím lépe odpovídají také silové účinky. Obráceně ale neplatí, že shoda hodnot vede ke shodě proudových polí, protože může dojít k vzájemným kompenzacím chyb. Hlavní oblasti zájmu je spodní část úplavu za předním kolem, kde se nejvíce projevuje jak rozdíl mezi metodami i designy kol, tak neshoda v predikci sil.

Hlavním benefitem použití metody sliding mesh není automatické zvýšení přesnosti, ale větší důvěra ve výsledek, který nemůže být zkreslen orientací (otočením) kol. Významným negativem zůstávají zvýšené nároky na délku výpočtu.

VLIV DETAILNÍHO MODELU PNEUMATIKY

Výpočty se dvěma modely o různém rozměru skenované zatížené pneumatiky v plném detailu byly společně s obvykle používanými hladkými modely pneumatiky bez deformace srovnány s integrálními silovými účinky v tunelu. Pro každý rozměr pneumatiky byly použity minimálně dva designy disků kol.

Výsledky menší 18palcové pneumatiky vyšly pro oba modely pneumatiky shodně pro odpor a ke změnám došlo pouze u vztlaků, především kvůli oblasti kontaktní plochy. Také vliv na proudové pole byl minimální. Pro 19palcové pneumatiky byl vliv přesně opačný, přestože šlo pouze o jiné velikosti téhož obchodního označení. Koeficient odporu se pro všechny designy kol zvedl o přibližně 10 bodů a podstatně narostl spodní úplav za koly. Vztlak se přitom téměř nezměnil.

Důvodem byla lokální hrana na větší z detailních pneumatik, která způsobila předčasné odtržení proudění na vnější bočnici. Její vliv byl uměle nadhodnocen tím, že ve výpočtech nedochází k rotaci pneumatik. Po vyhlazení hrany byly výsledky výpočtů konzistentní s 18palcovou variantou.

Vliv většiny detailů pneumatiky (např. příčné drážky nebo reliéf bočnice) na odpor vyšel jako zanedbatelný a dokud dochází ke srovnávání s tunelem, platí to i pro vliv deformace pneumatik u vozovky na vztlaky. Výsledky jsou citlivé především na místo odtržení proudění na bočnicích pneumatik.

VLIV NENULOVÝCH ÚHLŮ NÁBĚHU

Pomocí výpočtů byla ohodnocena citlivost vozu na úhel náběhu a pomocí regresní analýzy byl vyhodnocen teoretický koeficient odporu pro dvě sady povětrnostních podmínek změřených za jízdy v rámci projektu FAT.

Pro velmi nízké úhly do 2° vyšel vůz jako necitlivý. Poté odpor roste silně nelineárně, což se shoduje s výsledky v odborné literatuře. Z toho plyne, že pro velmi klidné podmínky s průměrnou rychlostí větru okolo 1 m/s je efekt úhlu náběhu zcela zanedbatelný. Pro mírně zhoršené podmínky s průměrnou rychlostí větru okolo 2 m/s vyšel teoretický koeficient odporu o 4 body vyšší než v ideálních podmínkách.

Ve skutečnosti jsou průměrné rychlosti větru většinou vyšší (3 m/s a více), a protože odpor s úhlem náběhu rychle roste, dá se předpokládat, že zkoumaný efekt bude významnější, než naznačují výsledky této práce. Pro přesnější odhad ale schází dostatek měřených dat.

Výpočty také ukázaly, že odpor s úhlem náběhu roste především na zadních plochách vozu a pro snížení citlivosti je vhodné optimalizovat právě tuto oblast.

VLIV RADIÁLNÍ EXPANZE PNEUMATIK

Pomocí změřených profilů rotující pneumatiky a změřených světlých výšek byl sestaven model pneumatiky napodobující její realistický tvar a polohu a vůz byl ustaven do polohy odpovídající skutečné jízdě. Vliv samotné radiální expanze na silové účinky není možné změřit a je nutné se spoléhat pouze na výpočty.

Zatímco vliv polohy karoserie je jen malý, radiální expanze pneumatik významně mění silové účinky i proudové pole. Na zúžených a protažených pneumatikách je proudění déle přilnuté, zmenšuje se úplav kol a výrazně klesá odpor. A to nejen na samotných kolech, ale také interakcí s hlavním úplavem za vozem. Změna tvaru pneumatiky má zanedbatelný vliv i na obtékání

odtrhových hran na zádi vozu. Zatímco v tunelu by tyto efekty měly být vystiženy alespoň přibližně správně, ve výpočtech nejsou zohledněny vůbec.

Důsledkem může být negativní vliv na přesnost hodnocení designů kol, podvozkových dílů i prvků na zádi ve výpočtech. Pro vyšší váhu těchto závěrů by ale bylo vhodné získat větší množství dat o tvarech rotujících pneumatik.

Obecným závěrem je, že pro zlepšení shody výpočtů s experimenty a zlepšení jejich výpovědní hodnoty o skutečném stavu za jízdy nestačí jen používat složitější a náročnější metody a ladit jejich nastavení (jakkoliv není záměrem snižovat důležitost těchto faktorů), ale je nutné se soustředit i na přesnost vstupních dat a do budoucna více zohledňovat prostředí, ve kterém se vozy skutečně pohybují. Specifickým závěrem je pak důležitost přesného tvaru pneumatiky, který bývá kvůli obtížnému sběru dat opomíjen, ale jehož význam byl ověřen hned několikrát.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOITRAND, S. a S. REHNBERG. *A Computational Investigation of Wheel and Underbody Flow* [online]. Göteborg, 2013 [cit. 2019-05-24]. Dostupné z: publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/184130/184130.pdf. Master's Thesis. Chalmers University of Technology.
- [2] KANDASAMY, S., B. DUNCAN, H. GAU, F. MAROY, A. BELANGER, N. GRUEN a S. SCHÄUFELE. Aerodynamic Performance Assessment of BMW Validation Models using Computational Fluid Dynamics. In: *SAE Technical Paper* [online]. 2012-04-16 [cit. 2019-05-24]. DOI: 10.4271/2012-01-0297. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2012-01-0297/>
- [3] LEWIS, R., M. CROSS a D. LUDLOW. The influence of rotating wheels on the external aerodynamic performance of a vehicle. In: *International Vehicle Aerodynamics Conference 2014*. 2014.
- [4] ALTMANN, P., L. BEETZ, ROSS a S. ROSS. Aerodynamics of a Treaded, Rotating Tire with Ground Contact. In: *Advanced Automotive Aerodynamics: International Forum*. Crewe, 2018.
- [5] LOUNSBERRY, T., M. GLEASON, S. KANDASAMY, K. SBEIH, R. MANN a B. DUNCAN. The Effects of Detailed Tire Geometry on Automobile Aerodynamics - a CFD Correlation Study in Static Conditions. *SAE Technical Paper* [online]. 2009 [cit. 2019-05-24]. DOI: 10.4271/2009-01-0777. ISSN 1946-4002. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2009-01-0777/>
- [6] WINDSOR, S. Real world drag coefficient – is it wind averaged drag?. In: *International Vehicle Aerodynamics Conference 2014*. 2014.
- [7] JESSING, C. a H. WILHELMI. *Auswirkung von instationären Anströmeffekten auf die Fahrzeugaerodynamik*. Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT), 2018.
- [8] VDOVIN, A., L. LOFDAHL, S. SEBBEN a T. WALKER. Investigation of vehicle ride height and wheel position influence on the aerodynamic forces of ground vehicles. In: *International Vehicle Aerodynamics Conference 2014*. 2014.
- [9] ASHTON, N., A. WEST, S. LARDEAU a A. REVELL. Assessment of RANS and DES methods for realistic automotive models. *Computers & Fluids* [online]. 2016, **128** [cit. 2019-05-24]. DOI: 10.1016/j.compfluid.2016.01.008. ISSN 00457930. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0045793016000190>
- [10] *Vehicle Aeroacoustics Wind Tunnel* [online]. Dostupné z: <http://www.fkfs.de/en/test-facilities/wind-tunnels/vehicle-aeroacoustics-wind-tunnel>
- [11] BLUMRICH, R., N. WIDDECKE, J. WIEDEMANN, A. MICHELBAACH, F. WITTMEIER a O. BELAND. New FKFS Technology at the Full-Scale Aeroacoustic Wind Tunnel of University of Stuttgart. *SAE Technical Paper* [online]. 2015 [cit. 2019-05-24]. DOI: 10.4271/2015-01-1557. ISSN 1946-4002. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2015-01-1557/>

- [12] Análisis de PIRELLI Cinturato P7 Blue [online]. Dostupné z: https://www.ocu.org/coches/neumaticos/test/neumaticos-205-55/pirelli-cinturato-p7-blue/34658_34674
- [13] ČAVOJ, O. Výpočet aerodynamických charakteristik vozidla s vybočením. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 66 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vančura.
- [14] THEISSEN, P. Unsteady Vehicle Aerodynamics in Gusty Crosswind [online]. München, 2012 [cit. 2019-05-24]. Dostupné z: mediatum.ub.tum.de/doc/1096026/520174.pdf. Dissertation. Technische Universität München.
- [15] Portál ČHMÚ : Historická data : Počasí: Denní data [online]. Dostupné z: <http://portal.chmi.cz/historicka-data/pocasi/denni-data#>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[m^2]$	čelní plocha
C_D	$[-]$	koeficient aerodynamického odporu
C_{DV}	$[-]$	koeficient ventilačního odporu
C_L	$[-]$	koeficient aerodynamického vztlaku
C_{LF}	$[-]$	koeficient aerodynamického vztlaku na přední nápravě
C_{LR}	$[-]$	koeficient aerodynamického vztlaku na zadní nápravě
C_p	$[-]$	koeficient tlaku
C_{pT}	$[-]$	koeficient celkového tlaku
F_x	$[N]$	aerodynamická síla ve směru osy x
F_z	$[N]$	aerodynamická síla ve směru osy z
M_V	$[-]$	ventilační moment
p	$[Pa]$	statický tlak
p_∞	$[Pa]$	Rychlost proudu nestlačitelné tekutiny
p_d	$[Pa]$	Rezonanční otáčky 2. tvaru kmitání
v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost volného proudu
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota tekutiny