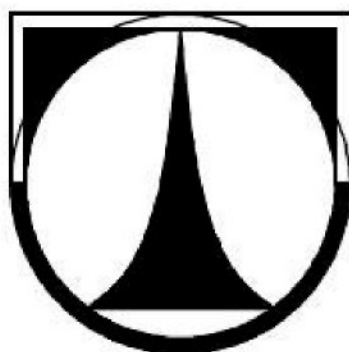


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA VOZIDEL A MOTORŮ



DISERTAČNÍ PRÁCE

**ELASTOKINEMATICKÝ MODEL PŘEDNÍ
NÁPRAVY A METODA JEHO VERIFIKACE**

JAN SAJDL

Liberec 2009

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

KATEDRA VOZIDEL A MOTORŮ

**ELASTOKINEMATICKÝ MODEL PŘEDNÍ NÁPRAVY
A METODA JEHO VERIFIKACE**

**ELASTOKINEMATIC MODEL OF THE FRONT AXLE
AND THE METOD OF ITS VERIFICATION**

Autor:	Ing. Jan SAJDL
Studijní program:	2302V STROJE A ZAŘÍZENÍ
Studijní obor:	2302V010 Konstrukce strojů a zařízení
Zaměření:	Kolové dopravní a manipulační stroje
Školící pracoviště:	Katedra vozidel a motorů
Školitel:	Doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

Disertační práce je k dispozici v Univerzitní knihovně – Voroněžská 13, Liberec.

PROHLÁŠENÍ

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

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Disertační práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím disertační práce.

Datum:

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval svému školiteli Doc. Ing. Miroslavu Malému CSc. z Katedry vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci za poskytnutý čas a cenné rady pro řešení této práce.

Dále bych rád poděkoval pracovníkům vývojového centra Škody Auto a.s. – Dynamické zkušebny. Zejména vedoucímu dynamické zkušebny Ing. Petru Suchému za umožnění provedení potřebných měření a experimentů. Dále pak pánům Ing. Vlastimilu Flodrmánovi a Ing. Radku Jeníkovi za pomoc při prováděných měřeních. Také bych rád poděkoval svému otci Ing. Janu Sajdlovi dlouholetému pracovníkovi vývoje Škoda Auto a.s. za poskytnuté cenné rady.

V neposlední řadě děkuji firmě Ford Bospor – Božena Sedláková za umožnění kvalitního tisku této práce.

ANOTACE

Elastokinematický model přední nápravy a metoda jeho verifikace

Tato práce je zaměřena na problematiku elastokinematiky přední nápravy osobního automobilu, zejména na její měření a počítačové simulace. K výpočtovým simulacím je využito programů ADAMS a NASTRAN společnosti MSC.Software. Práce je motivována snahou o zlepšení počítačových simulací v oblasti Virtual Prototypingu. Závěry a výsledky získané během řešení této práce jsou ověřovány pomocí laboratorního měření ve vývojových laboratořích Škoda Auto a.s.

Úvodní část práce se zabývá způsoby měření elastokinematických charakteristik. Na základě jejich analýzy je navržen vlastní způsob měření hlavních elastokinematických závislostí s využitím dostupných laboratorních prostředků. V práci jsou navrženy a popsány dvě použitelné metody měření elastokinematických charakteristik. Na základě objektivních příčin je zvolena jedna metoda, která je prakticky aplikována pro samotné měření.

V další části práce je popsán průběh prováděného experimentu a jsou zde uvedeny cenné poznatky získané při realizaci měření v laboratořích Škoda Auto a.s.

Druhá část práce je zaměřená na počítačové simulace v programu ADAMS/Car. V práci jsou popsány nově vytvořené modely přední nápravy za využití modelů poddajných těles. Jsou zde zmíněny také potíže a důležitá zjištění, která stavbu simulačních modelů provázela.

V další části práce jsou porovnávány výsledky naměřených elastokinematických charakteristik s výsledky získaných ze simulací. Toto srovnání reálného měření a počítačové simulace slouží jako vodítko pro další úpravy jednotlivých virtuálních modelů přední nápravy. Model nápravy je během řešení práce postupnými kroky zdokonalován, od čistě kinematického simulačního modelu, až po model respektující poddajné vlastnosti některých částí vázané mechanické soustavy přední nápravy. V závěru práce je rozebrán vliv jednotlivých poddajných částí na chování modelu, a naznačeny nové možnosti i směr dalšího zpřesňování.

Klíčová slova:

elastokinematika, měření elastokinematických charakteristik, počítačové simulace vázaných mechanických soustav, poddajná tělesa v programu ADAMS/Car

ANNOTATION

Elastokinematic model of the front axle and the method of its verification

This dissertation work is focused on the questions of elastokinematic model of the passenger vehicle's front axle, especially its measuring and computer simulations. For these calculated simulations are used ADAMS and NASTRAN computer applications of MCS.Software Company. This work is motivated by the effort to improve the computer simulations in the field of Virtual Prototyping. Conclusions and results obtained during the measuring and computer simulations are verified by the help of laboratory measurement in the R&D Labs (Research and Development laboratories) in Skoda Auto Company.

Introductory part is focused on measuring methods of elastokinematic characteristics. Based on analyzing of characteristics is suggested special method of measuring of main elastokinematic relation with the use of accessible laboratory instruments. On the basis of objective reasons one of the methods is selected, which is practically applied for the measurement itself.

Following part of this work the run of the experiment is described and valuable findings gained by the measurement in the Skoda Auto company labs are mentioned.

The second part of this work is targeted on the computer simulations in ADAMS/Car computer application. There is construction of two new models of front axle with the use of flexible bodies described. Difficulties and important findings are also mentioned here, which the simulation models creation were accompanied by.

In the following part there are results from elastokinematic characteristics compared to simulations results. This comparison of the real measurement and the computer simulation serves like a lead for further adjustment of individual virtual models of the front axle. The front axle model is progressively developed, from purely kinematic simulation model up to the model which respects flexible features of some parts bounded to mechanical set of front axle. In the final part of this work the influence of individual flexible parts on model behavior is analyzed and some new possibilities of further improvement are outlined.

Key words:

Elastokinematics, elastokinematic characteristics measurement, bounded mechanical sets computer simulations, yielding bodies in ADAMS/Car computer application

DIE ANNOTATION

Das elastokinematische Modell der vorderen Achse und die Methode seiner Verifizierung

Diese Arbeit konzentriert sich auf die Problematik der Elastokinematik der vorderen Achse des Pkws, insbesondere auf ihre Vermessung und Computersimulationen. Für die Rechnungssimulationen verwendet man die Programme ADAMS und NASTRAN der Gesellschaft MSC. Software. Die Arbeit ist durch das Bemühen um die Verbesserung der Computersimulationen auf dem Gebiet Virtual Prototyping motiviert. Die während der Lösung dieser Arbeit gewonnenen Schlussfolgerungen und Ergebnisse werden mit Hilfe der Labormessung in den Entwicklungslabors Škoda Auto AG verifiziert.

Die Einleitung des Werkes beschäftigt sich mit den Messarten der elastokinematischen Eigenschaften. Aufgrund deren Analysierens entwirft der Autor eigene Messarten der hauptelastokinematischen Abhängigkeiten mit Hilfe von den zu Gebote stehenden Labormitteln. Weiter beschreibt der Autor ausführlich die vorgeschlagenen Messmethoden und aufgrund der objektiven Ursachen wählt er eine Methode, die er bei dem Messen selbst praktisch anwendet.

Im weiteren Teil beschreibt der Autor den Verlauf des durchgeführten Experiments und er publiziert die wertvollen Kenntnisse, die er bei der Ausfertigung der Messung in den Labors Škoda Auto AG gewonnen hat.

Der andere Teil des Werkes ist konzentriert auf die Computersimulationen im Programm ADAMS/Car. Der Autor beschreibt den Bau der eigenen Modelle der vorderen Achse und er konzentriert sich auf die Beschwerden und Feststellungen, die den Bau der Simulationsmodelle begleitet haben.

Im weiteren Teil des Werkes vergleicht der Verfasser die Ergebnisse der gemessenen elastokinematischen Eigenschaften mit den bei den Simulationen gewonnenen Ergebnissen. Dieser Vergleich der wirklichen Messung und der Computersimulation dient als Richtlinie für weitere Bearbeitungen des Autors der einzelnen virtuellen Modelle der vorderen Achse. Das Modell der Achse wird schrittweise entwickelt von dem rein kinematischen Simulationsmodell zu dem Modell, das die nachgiebige Eigenschaften von einigen Teilen des gebundenen mechanischen Systems der vorderen Achse respektiert. Am Ende des Werkes analysiert der Autor den Einfluss der einzelnen nachgiebigen Teile auf das Verhalten des Modells und er bezeichnet neue Möglichkeiten und die Richtung der weiteren Präzisierung.

Die Schlüsselwörter:

Elastokinematik, Messung der elastokinematischen Eigenschaften, Computersimulationen der gebundenen mechanischen Systeme, nachgiebige Körper im Programm ADAMS/Car

OBSAH

1	ÚVOD DO PROBLEMATIKY	13
1.1	Virtual Prototyping a MSC.ADAMS.....	13
1.2	Problematika a současný stav řešení	14
2	CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	15
3	TEORIE ŘÍZENÍ AUTOMOBILU	16
3.1	Geometrie a kinematika zavěšení kol.....	16
3.2	Elastokinematika náprav a její měření.....	19
3.2.1	Elastokinematika náprav	19
3.2.2	Měření elastokinematiky náprav	19
3.2.3	Stavy kol a měřené charakteristiky	22
3.2.4	Vliv změn geometrie na jízdní vlastnosti.....	23
4	PODVOZEK OSOBNÍHO AUTOMOBILU.....	25
4.1	Zavěšení kol.....	25
4.1.1	Přední náprava McPherson	25
4.2	Odpružení automobilu.....	26
4.2.1	Vinuté pružiny	26
4.2.2	Příčné stabilizátory	28
4.2.3	Tlumiče.....	29
4.2.4	Dorazy a pružná uložení.....	30
4.3	Mechanismus řízení.....	31
4.4	Díly řízení.....	31
5	SIMULACE V PROSTŘEDÍ ADAMS.....	32
5.1	Virtual Prototyping.....	32
5.2	Možnosti a simulace v programovém prostředí ADAMS	33
5.2.1	Struktura systému ADAMS.....	34
5.2.2	Vytváření modelů v programu ADAMS	35
5.3	Simulace podvozku a řízení automobilu	36
5.4	Využití Modal Neutral Files (MNF)	37

6	MODEL PODVOZKU	42
6.1	Tvorba základního modelu přední nápravy – „kinematic“	42
6.2	Tvorba a zpřesňování modelu – „compliant“	44
6.2.1	Zavěšení kol	44
6.2.2	Bushing	45
6.2.3	Pružiny a tlumiče.....	46
6.3	Tvorba a zpřesňování modelu – „flex_stabi“ a „flex_all“	47
6.4	Vytvoření zatěžovacích cyklů - LOADCASE.....	51
7	MĚŘENÍ A POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ SE SIMULACÍ	53
7.1	Určení charakteristik.....	53
7.2	Volba sledovaných parametrů měření.....	55
7.3	Zkušební stav CARL SCHENCK AG a MTS.....	56
7.4	Návrh metodiky měření.....	58
7.4.1	Měření pomocí rovné desky	58
7.4.2	Metoda měřících lanek	60
7.5	Příprava měření.....	64
7.5.1	Zkušební stav a umístění nápravy	64
7.5.2	Náhrady kola	66
7.5.3	Konstrukce měřících přípravků	68
7.5.4	Parametry zkoušené nápravy.....	70
7.6	Měření a sběr dat.....	74
7.6.1	Buzení a systém značení	74
7.6.2	Sběr dat, měřicí kanály	77
7.6.3	Snímače a citlivost snímačů.....	78
7.6.4	Software	80
7.6.5	Přepočet naměřených výsledků.....	81
7.7	Porovnání výsledků a analýza odchylek	82
7.7.1	Měření č. 1.: Sousledné propružení SSPP	83
7.7.2	Měření č. 2.: Nesousledné propružení NSPP	86
7.7.3	Měření č. 3.: Sousledné propružení + podélná síla 1500 N (SSPP_1500_P)	89
7.7.4	Měření č. 4.: Sousledné propružení + podélná síla 3000 N (SSPP_3000_P)	92
7.7.5	Měření č. 5.: Nesousledné propružení + podélná síla 1500 N (NSPP_1500_P)	95
7.7.6	Měření č. 6.: Nesousledné propružení + podélná síla 3000 N (NSPP_3000_P)	98
7.7.7	Měření č. 7.: Nesousledné propružení + boční síla 1000 N (NSPP_1000_B).....	101

7.7.8	Měření č. 8.: Nesousledné propružení + boční síla 2500 N (NSPP_2500_B)	104
7.7.9	Měření č. 9.: Nesousledné propružení + boční síla 5000 N (NSPP_5000_B)	107
7.7.10	Další závěry jednotlivých měření	110
8	VÝSLEDKY SIMULACÍ.....	112
8.1	Simulace kinematiky – „kinematic“	112
8.2	Simulace lůžek – „compliant“	113
8.3	Simulace příčného stabilizátoru – „flex_stabi“	115
8.3.1	Důvod zavedení vlastního modelu příčného stabilizátoru	115
8.4	Simulace s poddajnými tělesy – „flex_all“	117
8.4.1	Přemístění markerů	118
8.4.2	Vliv polohy táhla řízení.....	121
8.4.3	Závěrečný model s poddajnými tělesy	123
8.5	Simulace opotřebení zadních lůžek nápravy McPherson	125
8.6	Možnosti dalšího zpřesňování.....	127
8.7	Závěry z měření	128
9	ZÁVĚR.....	129
10	LITERATURA.....	131
	SEZNAM PUBLIKACÍ K DANÉ PROBLEMATICE:	133
	PŘÍLOHY.....	134

SEZNAM ZKRATEK

Název	Jednotka	Popis
VP (Virtual Prototyping)		- obor zabývající se vytvářením modelu v digitální formě
CAD (Computer Aided Design)		- počítačová podpora konstruování - zkratka označující software (nebo obor) pro projektování či konstruování na počítači
CAM (Computer Aided Manufacturing)		- počítačem podporovaná výroba - zkratka označující software (nebo obor) pro řízení či automatizaci výroby, např. obráběcích strojů, robotů
CAE (Computer Aided Engineering)		- počítačem podporované konstruování - zkratka označující software (nebo obor) pro technické výpočty a navrhování (simulace, testování, analýzy MKP/FEM)
FEM (Finite Element Method)		- způsob zjednodušeného analytického výpočtu (např. zatížení, deformací) rozložením objektu modelu na malé jednoduché části. V překladu též MKP
MKP (Metoda Konečných Prvků)		- viz FEM
MKO (Metoda Konečných Objemů)		- obdoba MKP hojně využívaná v dynamice tekutin
ADAMS ADAMS/Flex		- programové prostředí - modul programového prostředí ADAMS pro výpočet s uvažováním poddajných těles
ADAMS/Car		- modul programového prostředí ADAMS pro využití v automobilovém průmyslu
ADAMS/Solver		- řešič programového prostředí ADAMS
DOF		- zkratka z anglického Degrees Of Freedom označuje stupně volnosti
ML2		- konstrukční bod, konstrukční poloha nápravy
ASCII		- American Standard Code for Information Interchange, kódová tabulka znaků
NSPP		- označení nesousledného propružení kol
SSPP		- označení sousledného propružení kol

Název	Jednotka	Popis
γ	[°]	- úhel odklonu kola
σ	[°]	- příklon rejdové osy
τ	[°]	- záklon rejdové osy
δ_0	[°]	- úhel sbíhavosti
a, b	[mm]	- vzdálenosti mezi ráfky kola
d_k	[mm]	- poloměr ráfku kola
r_0	[mm]	- poloměr rejdu
n_k	[mm]	- závlek
k	[N.s/m]	- tlumení
c	[N/m]	- tuhost pružiny
m	[kg]	- hmotnost
J_p	[kg.m ²]	- polární moment setrvačnosti
G	[MPa]	- modul pružnosti ve smyku
n	[-]	- počet závitů pružiny
D	[mm]	- střední průměr vinutí pružiny
d	[mm]	- průměr drátu
r	[mm]	- poloměr páky torzního stabilizátoru
l	[mm]	- délka stabilizátoru
x_i	[mm]	- délka měřicího lanka „i“
z	[mm]	- zdvih kola
α	[°]	- úhel sklonu měřicího lanka
R	[mm]	- rozteč měřicích šroubů
C	[V/mm]	- citlivost snímače
N	[V]	- napětí
R	[mm]	- rozsah
F_{XS}	[N]	- podélná síla od hydraulického válce
F_{XK}	[N]	- podélná síla působící na střed kola
z_s	[mm]	- skutečný zdvih
z_v	[mm]	- zdvih měřený na hydraulickém válci

Označení matic, vektorů a skalárů v kapitole 5

u	- vektor fyzikálních souřadnic
Φ	- matice modálních tvarů
q	- modální souřadnice
u_B	- vektor hraničních uzlů
u_I	- vektor vnitřních uzlů

1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY

Neustále se zvyšující nároky na vysokou kvalitu a nízkou cenu výrobků vedou společnosti k častějšímu inovování svého výrobního programu, proto je v posledních letech jedním z nejvíce se rozvíjejících oborů v konstrukci a vývoji tzv. *Virtual Prototyping* (dále jen VP).

Vzhledem k současným možnostem výpočetní techniky a snaze o rychlejší, kvalitnější a levnější vývoj nových produktů se stále častěji využívá počítačové simulace. Tím se na jedné straně výrazně zkracuje a zefektivňuje doba vývoje nového produktu, ale na druhé straně je třeba věnovat velkou pozornost verifikaci modelu a výsledků počítačových simulací.

Při zavádění počítačových simulací do procesu vývoje nového výrobku je nutné vypočítané a počítačově simulované výsledky ověřit např. měřeními. Dále je výhodné simulační postupy standardizovat a vytvořit ověřenou knihovnu šablon (šablon) používaných při dalším vývoji. Tímto způsobem pomocí tzv. metodik lze do jisté míry předejít chybám při výpočtech.

1.1 *Virtual Prototyping a MSC.ADAMS*

Současným trendem ve vývoji a konstrukci je vytvoření tzv. komplexního počítačového modelu budoucího výrobku. Skutečný VP totiž znamená vytvoření dostatečně přesného modelu ještě před zhotovením prvního funkčního vzorku. Na jeho zhotovení se podílejí různé CAD, CAE, CAM a FEM prostředky.

Jedním z rychle se rozvíjejících oborů je výpočet kinematiky a dynamiky mechanismů pomocí různých softwarů, mimo jiné například programem MSC.ADAMS. S nástupem výkonné počítačové techniky se stávají dynamické analýzy stále častějším cílem počítačových simulací a uzavírají tak pomyslný kruh virtuálního vývoje výrobku. Kinematické a dynamické výpočty se uplatňují v různých odvětvích průmyslu i výzkumu. Tvoří nosný základ pro konstrukci a navrhování nových produktů.

Významnou část na poli počítačové simulace tvoří produkty společnosti *MSC Software*. Vzhledem k zaměření této práce je pro nás nejzajímavějším produktem již zmíněný MSC.ADAMS. Pomocí tohoto softwaru lze simulovat kinematické a dynamické děje téměř libovolných mechanismů, k čemuž slouží modul ADAMS/View. Existují i další moduly, například speciálně pro automobilový průmysl byly vyvinuty ADAMS/Car a ADAMS/Engine. Tyto modifikace programu MSC.ADAMS umožňují komfortnější stavbu kinematických i dynamických modelů podvozku a agregátu, dovolují práci s šablonami a tvorbu modelů v různých uživatelských hladinách a oprávněních, což přispívá ke zkvalitnění práce s programem MSC.ADAMS.

Díky počítačovým simulacím je možné provádět analýzy vlivu změn jednotlivých parametrů na vlastnosti zkoumané soustavy. Z výsledků těchto analýz je pak možné uskutečňovat koncepční rozhodnutí ještě před existencí prvních fyzických vzorků. Případné konstrukční změny lze díky VP

mnohem snadněji a rychleji prověřovat. Pokud jsou počítačové simulace a měření na reálném (skutečném) prototypu aktualizována a navzájem propojena, získá se tak velmi silný nástroj pro vývoj nových produktů.

Tato disertační práce je motivována snahou právě takového propojení mezi počítačovou simulací a fyzickým měřením. Řešení této práce je jedním z důležitých úkolů směřujících k již zmíněnému komplexnímu virtuálnímu prototypu.

1.2 Problematika a současný stav řešení

Obecně se dá říci, že při konstrukci podvozku má v současné době stále rozhodující význam stavba fyzického prototypu. Většina automobilek si však dnes uvědomuje, že samotná stavba, případné modifikace a změny na fyzickém prototypu jsou finančně i časově velmi náročné. Řešením by tedy mohl být tzv. virtuální prototyp, tedy fyzikální model simulovaný pomocí počítačové techniky.

Např. společnost MSC.Software, která je jedním z největších poskytovatelů FEM programů pro automobilový průmysl na světě, nabízí celou řadu programů využitelných při vývoji nového vozu. Užití nabízených softwarů je samozřejmě obecné, pro účely mé práce se však soustředím pouze na oblast automobilového průmyslu, konkrétně pak na vývoj nových podvozkových platform. Nástrojem vhodným pro konstrukci podvozku automobilu je již zmíněný ADAMS/Car.

ADAMS/Car umožňuje výpočty kinematiky, elastokinematiky i dynamiky. Při výpočtech kinematiky se jedná především o výpočty různých geometrických závislostí s využitím parametrického modelování, možnosti tvorby knihoven v poměrně příjemném uživatelském prostředí. Takovéto výpočty jsou dnes v technické praxi využívány. Možnosti programu jsou však mnohem větší.

Doplněním modelu o charakteristiky poddajných částí, jako jsou lůžka, pružiny, tlumiče atd. je možné počítat i elastokinematické závislosti. Na této úrovni jsou, podle neoficiálních informací, současné simulace v automobilech. Tato oblast nových vývojových metod však spadá, v rámci konkurenčního prostředí, do oblasti podléhající jistému utajení.

Program ADAMS/Car umožňuje jít při simulacích ještě dál, a zavést výpočty s poddajnými částmi mechanismů pomocí tzv. *modal neutral filů*, ale toto je již na hranici současné komerční využitelnosti programu ADAMS. Cílem této práce, řešené ve spolupráci se ŠKODA Auto a.s., je posunout současné hranice reálného využití programu ADAMS/Car zapojením poddajných těles do modelu vázané mechanické soustavy. Respektování poddajnosti některých částí mechanismu by mělo zvýšit přesnost počítačových simulací. Pro tyto účely byl vybrán konkrétní případ stanovení elastokinematických charakteristik přední nápravy. Výsledky práce je možné uplatnit také na modelu jakékoliv jiné vázané mechanické soustavy. Pro účely měření elastokinematických charakteristik bude nutné vytvořit vlastní metodu měření, a prakticky ji realizovat v laboratořích Škoda Auto.

2 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Tato práce se soustředí na možnosti měření a simulace elastokinematických charakteristik přední nápravy osobního automobilu. Cílem práce je provést verifikační měření na skutečné nápravě a získaná data využít pro analýzu možností zlepšení virtuálního modelu. Účelem této práce je postupnými kroky zlepšit současnou úroveň a přesnost počítačových simulací začleněním poddajných těles do simulačního modelu.

Cíle této disertační práce lze rozdělit na základní podskupiny:

- výzkum v oblasti nových vývojových a simulačních metod v oblasti elastokinematiky
- návrh nových vývojových metod pro oblast konstrukce náprav s využitím programu ADAMS a ADAMS/Car
- tvorba nových přesnějších modelů přední nápravy v programu ADAMS/Car s využitím modulu ADAMS/Flex
- návrh vlastní měřicí metody použitelné pro ověření výsledků simulačních modelů
- měření na reálné nápravě pro získání potřebných charakteristik jednotlivých částí mechanismu
- návrh, příprava, realizace a vyhodnocení vlastního navrženého měření
- porovnání naměřených charakteristik a charakteristik získaných simulací
- posouzení vlivu jednotlivých poddajných částí zapojených do modelu nápravy

3 TEORIE ŘÍZENÍ AUTOMOBILU

Před samotným řešením této práce je třeba stručně popsat a vysvětlit některé pojmy z teorie automobilu. V následující kapitole se proto budu krátce zabývat geometrií podvozku, mechanismem řízení, stručně také popíši některé druhy zavěšení kol a další podstatné části podvozku. Z této problematiky uvedu pouze některé části teorie potřebné pro řešení této práce.

3.1 Geometrie a kinematika zavěšení kol

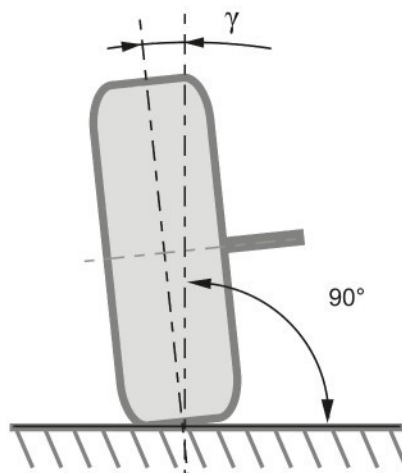
Kinematika zavěšení kol výrazně ovlivňuje postavení kola vůči vozovce. Správné postavení kola je důležité pro dobré jízdní parametry a vlastnosti vozidla. Vhodným nastavením a naladěním podvozku lze pak výrazně ovlivňovat ovladatelnost automobilu i bezpečnost jeho jízdy. Jízdní vlastnosti vozidla jsou dány přenosem sil od vozovky do karoserie, tyto jsou pak ovlivněny právě postavením kola při různých jízdních stavech. Proto je při konstrukci podvozku věnována taková pozornost geometrii zavěšení kola.

Geometrie zavěšení kol vlastně popisuje postavení kola vůči vozovce. Z průběhu některých kinematických charakteristik lze pak usuzovat na jízdní charakter vozidla. Geometrii definuje norma ČSN 30 0034. Na obr. 3.1.1 až 3.1.4 je znázorněna základní geometrie zavěšení kol. Hlavní parametry geometrie automobilu jsou: γ - úhel odklonu kola, σ - příklon rejdové osy, τ - záklon rejdové osy, δ_0 - úhel sbíhavosti, r_0 - poloměr rejdu a n_k - závlek. Dále popíši jednotlivé parametry a jejich vliv na chování vozidla. Pro účely řešení této práce bude důležitá především sbíhavost kol a odklon kola.

Úhel odklonu kola γ

je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla, obr. 3.1.1. Naklání-li se kolo vrchem vně vozidla, je uvažován odklon jako kladný, jestliže se naklání dovnitř, odklon je brán jako záporný.

Pozn.: Především starší literatura uvádí jako důvod pro odklon kol odstranění vůle v ložiskách otočného čepu. Kladný odklon totiž způsobí, že vlivem zatížení kola svislou silou F_z vznikne osová síla i v ložiskách náboje kola, tato síla pak svým působením vymezí vůle v řízení. Dnešní uložení kol u osobních automobilů jsou však téměř bez vůle, jelikož kolísající boční síly by byly příčinou hluku a vibrací. Proto významnějším efektem kladného odklonu kola je, že odvalující se kolo tvoří s vozovkou kužel. Kola tak vlastně navzájem působí proti sobě a snižují sklon ke kmitání řízení při přímé jízdě. Nevýhodou takového řešení je, že kola jsou po vozovce smýkána, což způsobuje nadměrné a nerovnoměrné opotřebení pneumatik.



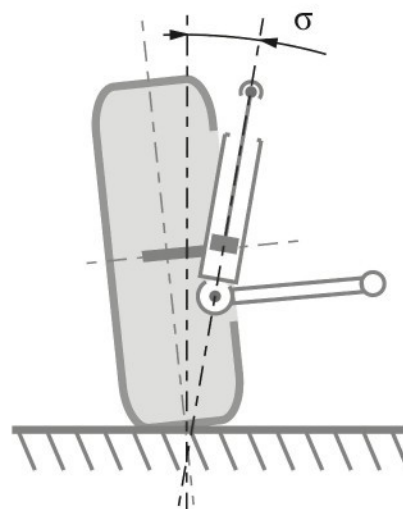
Obr. 3.1.1 Úhel odklonu kola.

U nezávisle zavěšených kol dochází při propružení ke změnám úhlu odklonu a vlivem gyroskopického účinku tak vzniká klopný moment, který je zachycován v řízení. Mění se odklon kola při propružení tak vnáší namáhání a neklid do řízení. Proto by změna odklonu kola měla být při propružení co nejmenší.

Příklon rejdového čepu σ

je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Lichoběžníková náprava rejdový čep nemívá a rejdová osa je tak tvořena spojnici horního a dolního kulového čepu. Obdobně u nápravy McPherson je rejdová osa tvořena spodním kulovým čepem a horním opěrným ložiskem.

Pozn.: Příčný sklon rejdového čepu zajišťuje klopný moment, který navrací kola do polohy pro přímou jízdu. Při natáčení řídicích kol dochází k jejich relativnímu poklesu a tím nadzvednutí auta. Síla k tomu potřebná je dodávána natáčením volantu. Při propružení opět dochází ke změně velikosti příklonu rejdového čepu v závislosti na zdvihu kola.

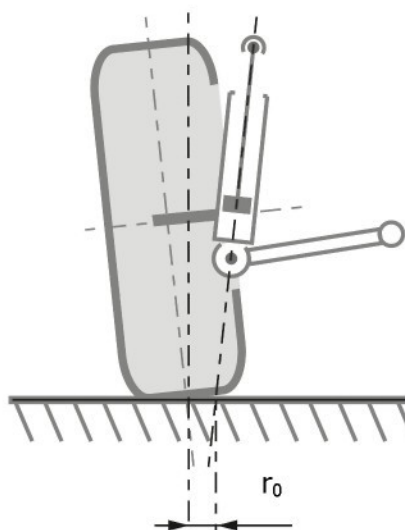


Obr. 3.1.2 Příklon rejdové osy.

Poloměr rejdu r_0

je vzdálenost od středu styku pneumatiky k průsečíku rejdové osy s rovinou vozovky. Poloměr rejdu je uvažován jako záporný, leží-li vně střední roviny kola.

Pozn.: Díky nenulovému poloměru rejdu vznikají v řízení silové momenty, např. při brzdění nebo vlivem valivých odporů apod. S rostoucím poloměrem rejdu roste i citlivost nápravy na podélné síly. Pokud jsou tyto síly do řízení rozdílné, musí jejich účinek vyrovnávat řidič svojí silou na volantu. V posledních letech se proto stále častěji používá záporný poloměr rejdu, který má stabilizační účinek na řízení. Kola jsou nucena do sbíhavosti a všechny případné vůle v uložení kola a spojovací tyči jsou stále vymezovány.



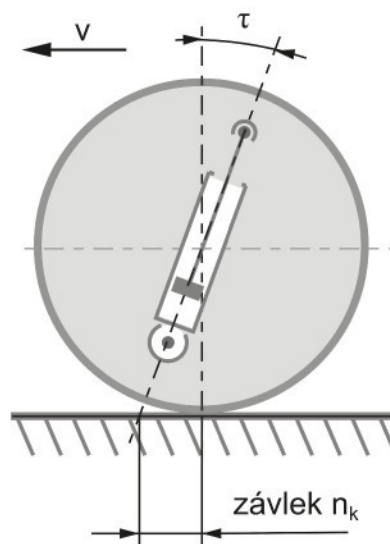
Obr. 3.1.2 Poloměr rejdu.

Záklon rejdové osy τ a závlek

je průmět úhlu mezi svislicí kola a rejdovou osou do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla, *obr. 3.1.3*. Kladné hodnoty jsou uvažovány při rejdové ose skloněné vzad, tzv. záklon. Analogicky, je-li osa skloněna vřed, hovoříme o předklonu.

Závlek je pak vzdálenost mezi středem styku pneumatiky a průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Závlek je kladný, je-li průsečík rejdové osy a roviny vozovky před středem styku pneumatiky s vozovkou. V opačném případě hovoříme o tzv. předvleku.

Pozn.: Záklon rejdového čepu má na řízení stabilizační účinek a navrácí kola do přímé polohy. Příliš velká hodnota záklonu ale způsobuje, spolu se zvýšením stabilizace kol, také zvýšení potřebné síly na volant (do řízení).

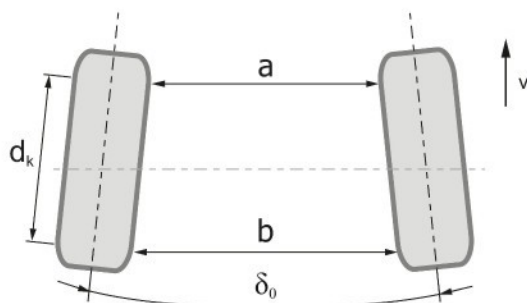


Obr. 3.1.3 Záklon rejdové osy a závlek.

Sbíhavost kol δ_0

je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Je-li přední část kola přikloněna k podélné ose vozidla, kolo je sbíhavé. Vlivem sbíhavosti předních kol vznikají na kolech malé boční síly. Tyto síly vyvolávají silové momenty vzhledem k redovým osám.

Pozn. Působením např. sil valivého odporu se kolo snaží natáčet do přímého směru (do rozbíhavosti). Kdežto u vozidel s předním náhonem se velikostně významnější dopředu směřující hnací síla snaží kola naopak stlačovat do sbíhavosti. Za účelem nezhoršení jízdních vlastností při ubrání plynu se ale i u těchto vozidel často používá mírná sbíhavost.



Obr. 3.1.4 Sbíhavost kol.

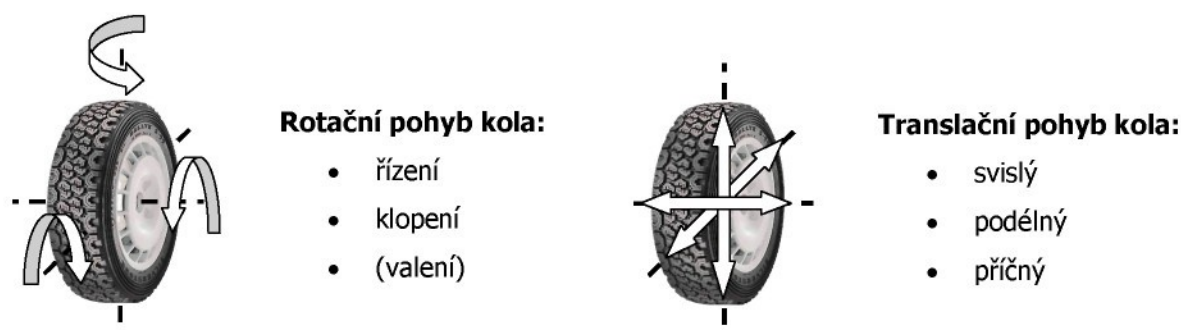
$$\delta_0 = \arcsin \frac{b-a}{d_k} \quad (3.1.1)$$

3.2 Elastokinematika náprav a její měření

3.2.1 Elastokinematika náprav

Postavení kola vůči vozovce popisuje geometrie zavěšení kola popsaná v předcházející kapitole. Pokud budeme uvažovat všechna kloubová kinematická spojení na nápravě jako ideálně tuhá, pak hovoříme o tzv. kinematice nápravy. Ta ovšem nepopisuje skutečné postavení kola zcela přesně. Vlivem poddajnosti pryžových lůžek, vůlí v kloubech i ve vedení tlumiče (náprava McPherson) a mnoha dalších aspektů je skutečné postavení kola vůči vozovce jiné. Pokud tedy chci zjistit skutečné postavení kola vůči vozovce, musím při řešení této práce rozšířit oblast kinematiky na oblast elastokinematiky, tedy uvažovat vliv nelineárních prvků v mechanismu nápravy.

Elastokinematika je změna počtu stupňů volnosti pod působením vnějších sil a pohybů. Každé volné těleso v prostoru má šest stupňů volnosti. Z těchto šesti stupňů volnosti je pět stupňů důležitých pro měření elastokinematických vlastností náprav, viz obr. 3.3.1. Valení nemá z hlediska elastokinematiky nápravy význam, proto jej není třeba uvažovat, resp. měřit.



Obr. 3.3.1 Pět hlavních pohybů postavení kola.

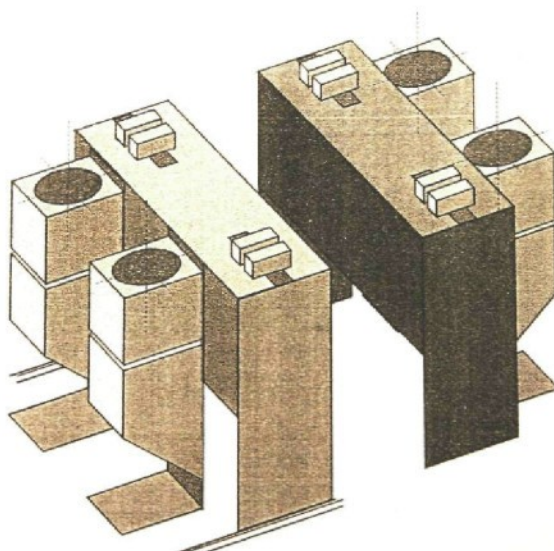
3.2.2 Měření elastokinematiky náprav

Pro měření elastokinematických vlastností náprav se používají speciální zkušební stavy. Jsou to velmi drahá a nákladná zařízení umožňující naměření požadovaných charakteristik samostatných náprav, nebo celého automobilu (obr. 3.3.4). Ukázky některých zařízení viz příloha 1.

Mezi nejlepší zkušební stavy pro měření elastokinematiky náprav se řadí měřicí zařízení americké společnosti MTS Systems Corporation. Tato společnost vyvíjí zkušební zařízení pro automobilový průmysl řadu let a za tu dobu si vydobyla celosvětově velmi silnou pozici. Krátce tedy vysvětlím princip měření elastokinematických charakteristik právě na zkušebním stavu MTS.

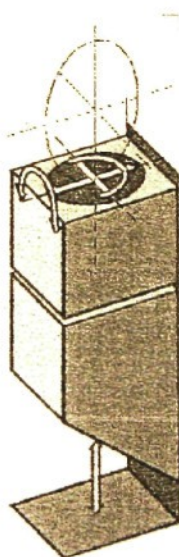
Karoserie automobilu je uchycena ke zkušebnímu stavu na tzv. centrální stůl. Každé kolo je umístěno na vlastní zkušební plošině, pomocí níž je na kolo vnášena síla. Tato síla je vnášena v místě

styku pneumatiky s plošinou. Pro přesnější měření existuje varianta, kdy je náprava nebo celý automobil umístěn na tzv. náhrady kola. To umožňuje vnášení sil do středu kola či ve středu stopy valícího se kola. Vliv pneumatik je v tomto případě eliminován.



Obr. 3.3.2 Schematické znázornění principu zkušebního stavu MTS, viz [2].

Díky pevnému uchycení karoserie automobilu k centrálnímu stolu a pohybu jednotlivých plošin či náhrad je vyvolána síla. Tato síla zatěžuje kolo a způsobuje změnu jeho postavení vůči vozovce, resp. plošině zkušebního stavu. Zatěžování kola je řízeno buď silově, nebo dráhově, viz obr. 3.3.3.



Zatížení kola:

- svislá pružicí síla nebo dráha propružení
- brzdná síla nebo podélná dráha
- boční síla nebo příčná dráha
- řídicí moment nebo úhel natočení kola
- moment odklonu nebo úhel odklonu

Obr. 3.3.3 Možnosti buzení zkušebního stavu, viz [2].

Každé kolo je osazeno měřicím zařízením, které zaznamenává změnu postavení kola vůči měřicí plošině. Hlavní sledované parametry jsou úhly sbíhavosti a odklonu kol. Při samotném měření je třeba sledovat i další veličiny:

- zdvih, podélná dráha, příčná dráha, úhel řízení a úhel odklonu
- svislá, podélná, příčná síla a moment řízení na kole
- při některých měřeních se ještě měří úhel a moment na volantu

Výstupem kompletního měření elastokinematických charakteristik celého automobilu tak může být měření devíti signálů na každém kole, plus dva na volantu, tzn. 38 kanálů.



Obr. 3.3.4 Ukázka zkušebního stavu pro zkoušení celého automobilu, viz [36].

Existují ještě další možnosti měření elastokinematických charakteristik, ale princip je vždy stejný. V některých případech, kdy chce výrobce získat elastokinematické charakteristiky pouze samotné nápravy, lze využít jednodušší zařízení, jako je např. na *obr. 3.3.5*.

Měření elastokinematických charakteristik na těchto specializovaných zkušebních stavech by bylo vhodné využít jako prostředek verifikace výsledků provedených počítačových simulací. Bohužel, jak jsem již uvedl, jedná se o velice nákladná a specializovaná měřicí zařízení, kterých není mnoho. Experiment tedy nebylo možné provést přímo na těchto zkušebních stavech. Abych však mohl provést potřebná verifikační měření, rozhodl jsem se upravit jedno ze stávajících zařízení dynamické zkušebny Škoda Auto. Tímto zařízením je zkušební stav SCHENK AG pro zkoušení životnosti automobilů. Bližší popis tohoto zařízení a provedeního měření naleznete v *kapitole 7*.



Obr. 3.3.5 Stav pro zkoušení samotné nápravy, viz [5].

3.2.3 Stavy kol a měřené charakteristiky

Sousledné propružení

Sousledné propružení je jedním ze základních zatěžovacích stavů, ke kterému dochází např. při přejezdu nerovnosti oběma koly současně nebo při brzdění a akceleraci.

- obě kola se současně posouvají ve svislém směru
- ve stopě je náhrada horizontálně volná
- kola jsou nebrzděná

Základní měřené veličiny a sestavené charakteristiky:

- tuhost pružiny a vlastní frekvence
- výškové postavení vozidla a rozdělení zdvihů nápravy
- dosednutí dorazů
- charakteristika pérování a velikost hystereze

Nesousledné propružení

Nesousledné propružení také patří mezi čtyři základní zatěžovací stavy. Při nesousledném propružení se vlivem stabilizátoru zvýší tuhost nápravy. K nesouslednému propružení dochází například při přejezdu nerovností pouze jedním kolem nebo při jízdě zatáčkou (plus boční síla).

- obě kola se střídavě pohybují ve svislém směru
- součet sil na levé a pravé kolo odpovídá zatížení nápravy
- ve stopě je náhrada horizontálně volná
- kolo je nebrzděné

Boční síla

Třetím důležitým zatěžovacím stavem je zavedení boční síly. Působení boční síly na kolo podporuje stáčení kola do rozbíhavosti.

- boční síla je zavedena ve stopě vnějšího kola, její působíště je posunuto o 35 mm za střed kola, síla je postupně zvyšována až do cca 5kN (na jedno kolo)
- obě kola jsou nebrzděná
- vertikální poloha je konstantní
- vozidlo je maximálně zatížené
- volant je blokován, motor běží

Brzdná síla

Posledním zatěžovacím stavem je zatížení v podélném směru, tedy zatížení od brzdné síly. Směr řídící tyče a charakteristika lůžka ramene určují charakteristiku změny sbíhavosti při zatížení brzdou silou.

- zavedená brzdná síla je do 3 kN (na jedno kolo)
- kolo je v bočním směru volné
- vertikální poloha je konstantní
- vozidlo je maximálně zatížené

Při všech těchto zatěžovacích stavech bývají hlavními sledovanými parametry sbíhavost kol, odklon kola a změna rozchodu kol. Z jejich průběhu se pak usuzuje na jízdní vlastnosti vozidla.

3.2.4 Vliv změn geometrie na jízdní vlastnosti

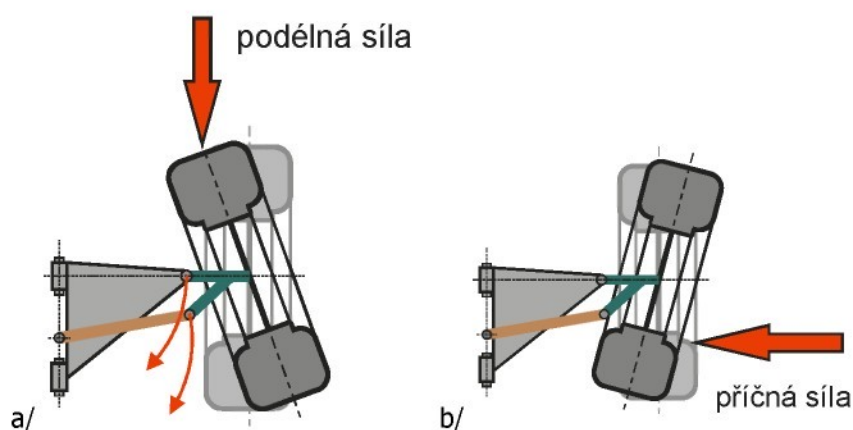
Popsání vlivu jednotlivých úhlů geometrie náprav na jízdní vlastnosti automobilu by jistě vydalo na samostatnou práci pouze na toto téma. Jedná se o problém tak rozsáhlý a komplexní, že zde uvedu pouze některé základní principy, abych lépe vyzdvihl význam elastokinematiky a jejího správného nastavení při konstrukci nových automobilů.

Důkladná znalost a pochopení principů elastokinematiky je klíčem k dobrým jízdním vlastnostem nového vozu. Proto jsou informace popisující vliv jednotlivých parametrů tak cenné a přísně utajované.

Přední náprava:

- změna do rozbíhavosti při propružení, vozidlo je nedotáčivé v zatáčke
- zvyšující se rozbíhání při svislém propružení směrem vzhůru znamená, že vozidlo je více nedotáčivé v naloženém stavu

- při jízdě v zatáčce podporuje změna geometrie do rozbíhavosti způsobená boční silou nedotáčivou charakteristiku vozu. Vnější kolo se vlivem poddajnosti ramen a řízení stáčí do rozbíhavosti, *obr. 3.3.6-b*.
- směr řídicí tyče a charakteristika zadního lůžka ramene určují charakteristiku změny sbíhání při zatížení brzdou silou.
- pro dobrý komfort odvalování je podélná poddajnost kola velká. Kolo se proto při brzdění pohybuje relativně daleko vzad. Různé poloměry a středy otáčení ramene a tyče řízení stáčí kolo do sbíhání, *viz obr. 3.3.6-a*.



Obr. 3.3.6 Vliv brzděné a boční síly, viz [2].

Zadní náprava:

- změna úhlu sbíhavosti zadní nápravy při sousledném propružení je pro držení směru druhořadá
- velké statická sbíhavost u naloženého vozu pomáhá bočnímu vedení

4 PODVOZEK OSOBNÍHO AUTOMOBILU

Tato práce se především zabývá návrhem a optimalizací dynamického modelu podvozku osobního automobilu. Proto se nyní krátce zaměřím na některé části podvozku a stručně vysvětlím jejich funkci v mechanismu nápravy. Soustředím se však pouze na věci podstatné pro tuto práci a např. pneumatiky, které jsou sice významnou součástí podvozku, nechám stranou mého zájmu. Činím tak z čistě metodických důvodů, abych si jasně vymezil oblast, ve které se budu při řešení práce pohybovat.

4.1 Zavěšení kol

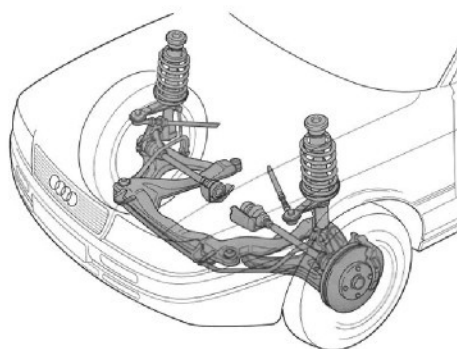
Zavěšením kol rozumíme způsob připojení kol ke karoserii či rámu vozidla. Zavěšení kola řeší kinematický pohyb kola vzhledem ke karoserii. Mechanismus zavěšení částečně eliminuje nežádoucí pohyby kola a přesně vymezuje tzv. vedení kola. Zavěšení dále přenáší svislé, podélné i příčné síly a momenty od vozovky do karoserie a naopak.

Zavěšení kol se výrazným způsobem podílí na bezpečnosti a komfortu jízdy. Existuje mnoho možných technických řešení realizace zavěšení kol. V méj práci se však soustředím pouze na modifikovanou lichoběžníkovou nápravu typu McPherson, kterou jsem zároveň využil pro laboratorní měření.

4.1.1 Přední náprava McPherson

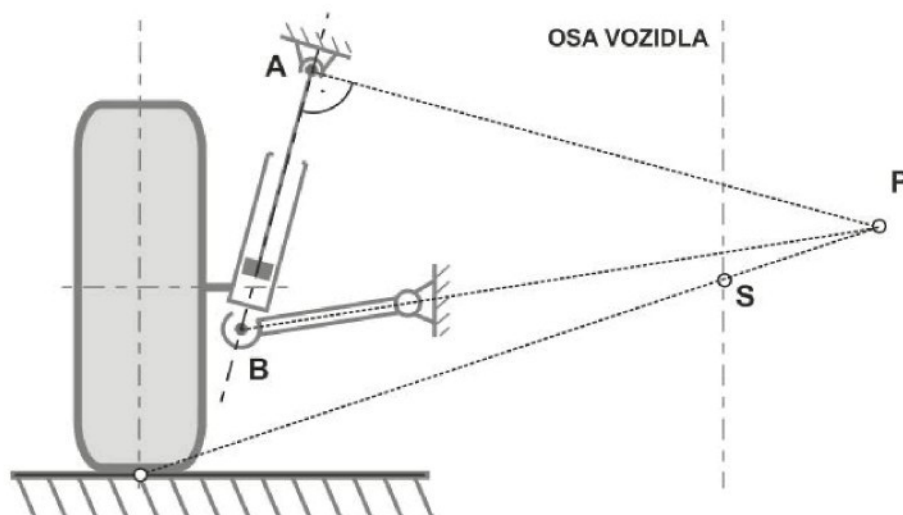
Pojem přední náprava rozumíme komplet dílů skládajících se z nápravnice, kyvných ramen, pružicích a tlumičích jednotek, nábojů kol a brzdového ústrojí, *obr. 4.1.1*.

V posledních letech se u osobních automobilů nižší a střední třídy začala nejčastěji využívat náprava typu McPherson. Tato náprava je odvozena od lichoběžníkové nápravy, horní rameno je však nahrazeno posuvným vedením. To má oproti lichoběžníkové nápravě výhodu v získání většího prostoru např. pro uložení agregátu či prostornějšího zavazadlového prostoru. Spodní rameno nápravy bývá trojúhelníkové. Je-li tato náprava použita jako řídící, natáčí se kolo při řízení kolem obou ložisek teleskopické vzpěry, *obr. 4.1.2*. Úsečka AB pak tvoří rejdovou osu kola. Vedení ve vzpěře je konstruováno jako hydraulický tlumič. Takové řešení vyžaduje mnohem tužší a pevnější konstrukci tlumiče. Pístnice je kvůli příčnému zatížení mnohem tužší než je tomu u jiných náprav. Kvůli zamezení nežádoucího tření píst-válec a pístnice-vedení je vinutá pružina ukládána šikmo a horní ložisko je uloženo do měkkého pryžového lůžka.



Obr. 4.1.1 Přední náprava Audi, viz [2].

Kinematické body nápravy McPherson jsou na obrázku 4.1.2. Pól klopení kola P a klopení karoserie S leží vždy nad rovinou vozovky. Při propružení nápravy a naklápění karoserie mění kolo hodnotu odklonu. Tato změna vytváří gyroskopický moment, který způsobuje kmitání volantu a neklid řízení. Kmitání řízení vzniká především tehdy, je-li ústrojí buzeno frekvencí blízkou jeho vlastní.



Obr. 4.1.2 Náprava McPherson.

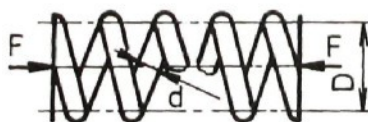
4.2 Odpružení automobilu

Hlavní funkcí odpružení je zmenšení přenosu kmitavých pohybů a sil do vozidla. Odpružení chrání jak posádku a náklad, tak i karoserii, agregát a některé části podvozku před nežádoucími otřesy. Tím zvyšuje nejen komfort a pohodlí jízdy, ale i životnost některých dílů podvozku. Druhou podstatnou funkcí odpružení je zajištění stálého styku pneumatiky s vozovkou při přejezdu nerovností. U řídicích kol by totiž ztráta styku pneumatiky s vozovkou měla nepříznivý dopad na řiditelnost vozidla. Třetí funkcí uplatněnou především u listových pružin je to, že tyto pružicí orgány přenášejí také suvnou a brzdou sílu do karoserie.

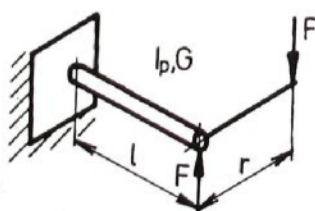
4.2.1 Vinuté pružiny

Pro mou práci jsou v tuto chvíli důležité pružiny ve formě vinutých pružin, které jsou používány v konstrukci nápravy typu McPherson jako součást pružicí a tlumicí jednotky. Vinuté pružiny slouží především k přenosu svislých sil od vozovky do karoserie. Pružina jako samostatný díl ovlivňuje elastokinematické vlastnosti nápravy především svojí tuhostí, lépe řečeno průběhem pružinové charakteristiky. Moje měření a simulace budou probíhat v oblasti kvazistatiky, tedy pomalých dějů, při kterých se neprojeví rozhodujícím způsobem vlivy dynamiky (hystereze charakteristik pružných členů mechanismu, tlumení). Proto v této práci bude mít největší význam hodnota tuhosti c a charakteristika pružiny.

Výpočet tuhosti pružin pro vinuté a torzní ocelové pružiny je pro úplnost uveden ve vztazích 4.2.1 a 4.2.2, kde G je modul pružnosti ve smyku, n je počet činných závitů a J_p je polární moment setrvačnosti.



$$c = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot n \cdot D^3}, \quad (4.2.1)$$

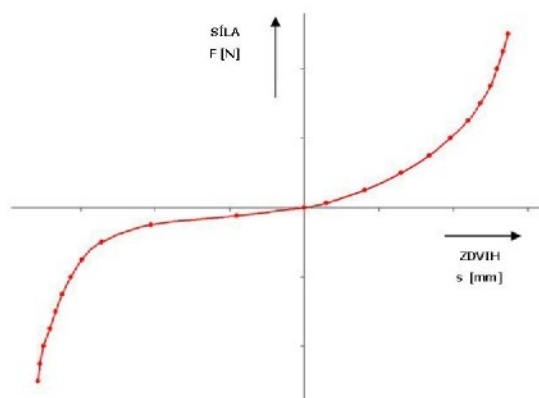


$$c = \frac{J_p \cdot G}{l \cdot r^2}, \quad (4.2.2)$$

Obr. 4.2.1 Výpočet tuhosti, viz [41].

Tuhost vinutých pružin je důležitým parametrem při vyšetřování svislé dynamiky vozidla. Kmitavé pohyby vznikají především při jízdě po nerovné vozovce. Kmitáním vozidla vznikají dynamické síly, které mění svislé zatížení mezi kolem a vozovkou. V extrémních případech může být svislé zatížení nulové, a proto nemůže být přenesena žádná vodorovná síla. Dynamická síla mezi vozovkou a kolem je tedy měřítkem jízdní bezpečnosti.

Pro řešení měřených a simulovaných kvazistatických úloh má velký význam zejména charakteristika pružiny (závislost síly na stlačení pružiny). Při maximálním zatížení vinuté pružiny nesmí dojít k doteku jednotlivých závitů. Taková pružina by způsobovala hluk a přenášela by do vozidla rázy. V praxi jsou proto využívány pružiny s progresivní charakteristikou, u nichž je špičkové zatížení zachycováno progresivně rostoucí silou na koncích charakteristiky. Na obrázku 4.2.2 je příklad takové progresivní charakteristiky, kterou jsem naměřil v laboratořích Škoda Auto a.s. pro účely této práce.

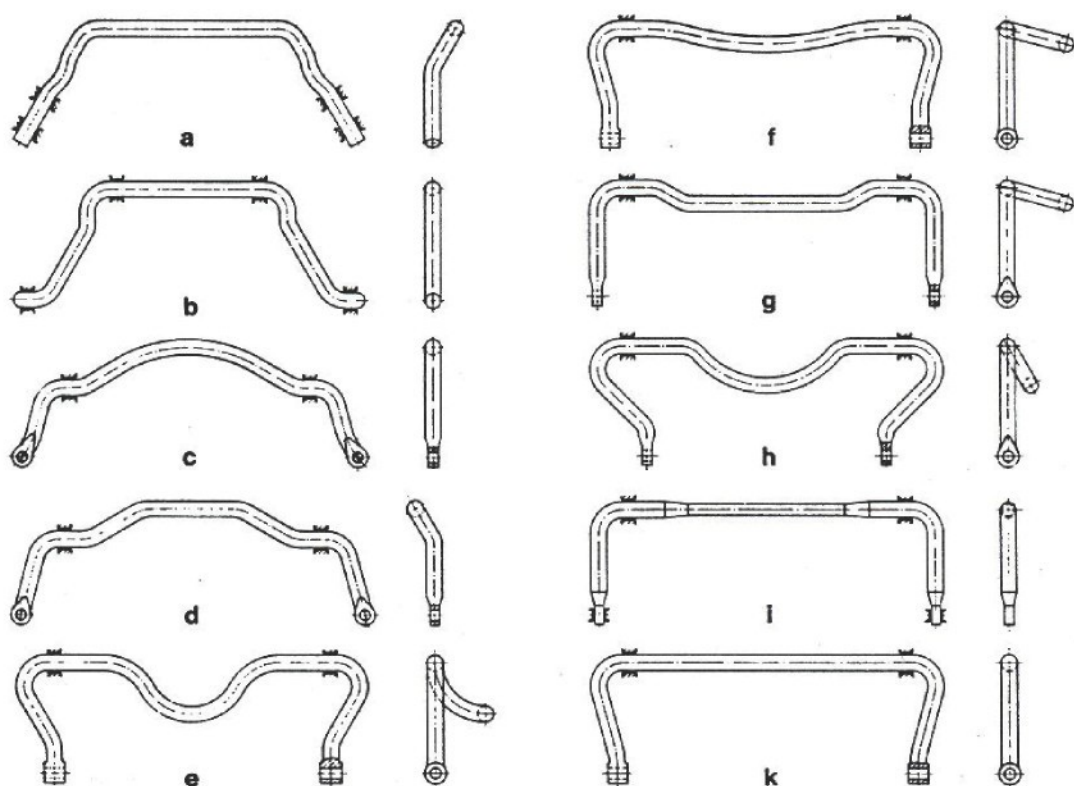


Obr. 4.2.2 Příklad progresivní charakteristiky vinuté pružiny.

4.2.2 Příčné stabilizátory

Příčný stabilizátor je specifickou součástí nápravy. Jeho funkce se neuplatňuje při sousledném, shodně velkém propružení obou kol jedné nápravy. Vliv stabilizátoru se projeví až při propružení kol, způsobeném přejezdem různě velikých nerovnosti a při jízdě zatáčkou. To je důležitá skutečnost především pro návrh vhodných zatěžovacích stavů, dále popisovaných v následujících kapitolách. Při měřeních a simulacích byly zatěžovací stavy mimo jiné rozděleny právě na sousledné a nesouslední propružení kol.

Stabilizátor je vlastně příčně uložená a torzně namáhaná tyč kruhového průřezu. Sestává se z hřbetu a dvou ramen. Stabilizátor svojí torzní tuhostí zabraňuje většímu naklonění karoserie kolem středu klopení. Při průjezdu zatáčkou tak výrazně zlepšuje komfort a bezpečnost jízdy. Zástavba a konkrétní provedení stabilizátoru je vždy voleno podle aktuálních možností, existuje proto mnoho různých provedení, viz obr. 4.2.3. Geometrický tvar a způsob připojení torzního stabilizátoru k nápravě také ovlivňuje kinematické, potažmo elastokinematické vlastnosti nápravy. Modelu torzního stabilizátoru byla v této práci věnována zvláštní pozornost.

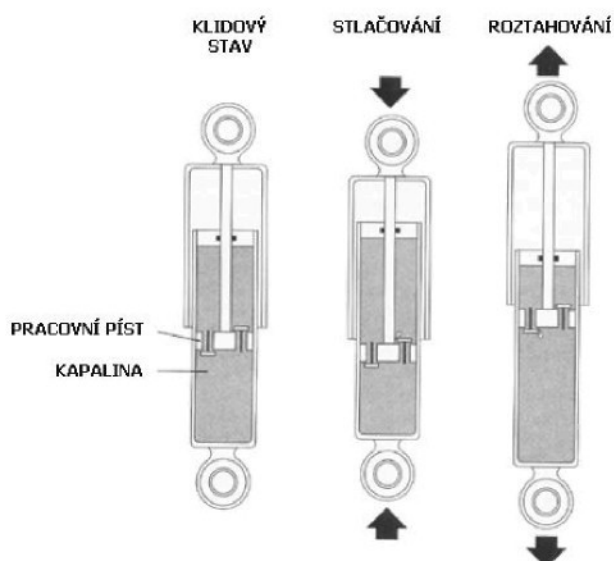


Obr. 4.2.3 Různá provedení příčných stabilizátorů, viz [15].

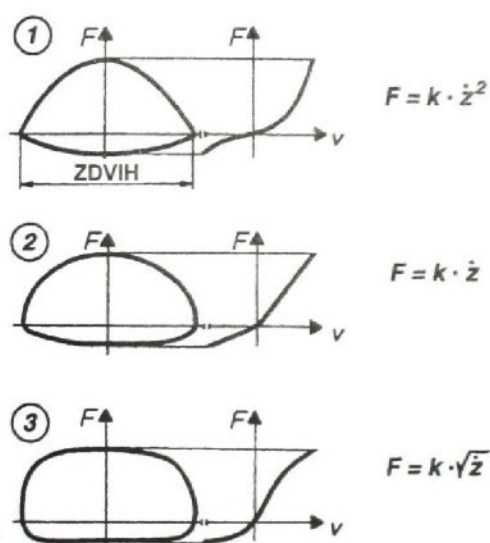
4.2.3 Tlumiče

Tlumiče zlepšují kontakt kola s vozovkou a zvyšují pohodlí jízdy. Svojí funkcí tlumí rázy vznikající při přejezdu nerovností a snižují intenzitu jejich přenosu do kabiny. Tlumiče nejen tlumí rázy, ale také udržují kmitání neodpružených částí v co nejmenší možné míře. V principu tlumič odebírá soustavě mechanickou energii a mění ji na jinou formu energie. Konvenční způsob transformace energie v tlumičích je převod mechanické energie pomocí hydraulického odporu na energii tepelnou. Při průtoku hydraulické kapaliny vhodnými ventily vzniká škrcením a stlačováním teplo, které je pak proudem vzduchu odváděno z tlumiče do okolí.

Dnes se téměř výhradně používají teleskopické tlumiče. Existují dva základní typy tlumičů, jednoplášťový a dvouplášťový. Oba pracují na stejném principu. Pohybem pracovního pístu ve válci je hydraulická kapalina přemísťována z jednoho pracovního prostoru do druhého. Při proudění pracovní kapaliny vzniká škrcením hydraulický odpor, který je příčinou tlumicí síly. Velikost tlumicí síly je závislá na rychlosti proudění ve ventilech, potažmo na rychlosti pohybu pracovního pístu. Funkce jednoplášťového tlumiče je znázorněna na obr. 4.2.4.



Obr. 4.2.4 Schematické znázornění jednoplášťového tlumiče.



Obr. 4.2.5 Progresivní (1), lineární (2) a degresivní (3) charakteristika tlumiče, viz [41].

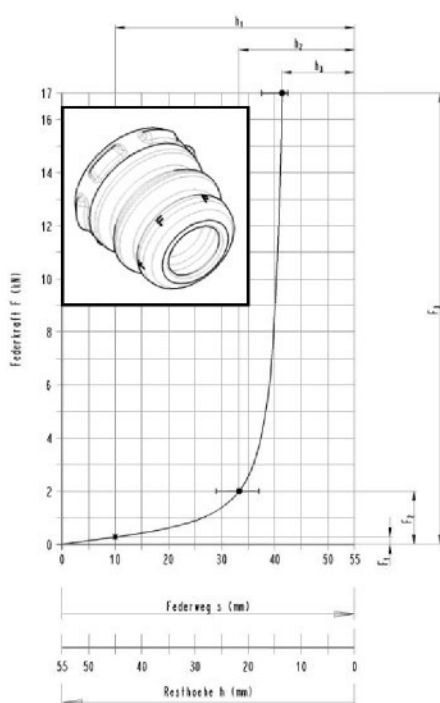
V současnosti se používají výhradně tzv. dvojčinné tlumiče, což znamená, že tlumicí účinek je při stlačování i roztahování rozdílný. V pracovním pístu tlumiče jsou většinou použity dva různé průtokové ventily. Tvar tlumicí charakteristiky (degresivní, lineární či progresivní) závisí především na tvaru těchto ventilů a na charakteristice jejich přitlačných pružin. Tímto způsobem lze docílit požadovanou tlumicí charakteristiku. Na obrázku 4.2.5 jsou znázorněny různé typy závislosti tlumicí síly na rychlosti a zdvihu.

Z charakteristiky tlumiče je zřejmé, že velikost tlumicí síly při daném konstrukčním uspořádání tlumiče je závislá na rychlosti pohyby pístnice. Mé laboratorní měření probíhalo kvazistaticky, tedy velmi pomalu. Při mých měřeních se tedy tlumič choval jako člen s mechanickým a hydraulickým odporem, daným třením ve vedení pístnice a pístu a pomalým prouděním přes škrtící ventily tlumiče. Na měřených charakteristikách lze pozorovat hysterezi způsobenou rozdílnou charakteristikou tlumiče při stlačování a při roztahování, viz kapitola 7.7.

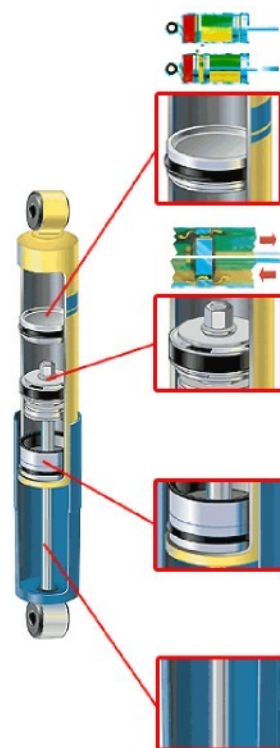
4.2.4 Dorazy a pružná uložení

V mechanismu nápravy existuje celá řada dorazů a pružných uložení. Například aby nemohlo dojít k dosednutí závitů vinutých pružin, viz kap. 4.2.1, je zavěšení kola obvykle opatřeno dolním a horním dorazem. Jako horního dorazu bývá použito pryžového bloku, který se vyznačuje výrazně progresivní charakteristikou, obr. 4.2.6. Pryžový blok je přivulkanizován na ocelovou podložku se šroubem. Dolní doraz bývá řešen jako pryžotextilní nebo ocelový pás zavěšený na karoserii. Oba dorazy lze také realizovat přímo v teleskopickém tlumiči.

Důležitější nežli dorazy v tlumičích jsou pro elastokinematické vlastnosti nápravy pružná uložení ramen, torzního stabilizátoru a nápravnice. Jejich vhodným navršením lze například způsobovat chování podvozku automobilu pro různé motorizace. Ukázky všech potřebných charakteristik pro simulace a měření naleznete v tabulce 7.5.1.



Obr. 4.2.6 Charakteristika tlumičového dorazu.



Obr. 4.2.7 Ukázka řezu tlumičem.

4.3 Mechanismus řízení

Řízení slouží k udržování nebo změně směru jízdy vozidla. Na geometrii řízení klademe celou řadu geometrických podmínek v čele s Ackermannovou podmínkou geometrie řízení. Svou funkcí řízení natáčí kola při jízdě do zatáček. Z hlediska elastokinematiky má však řízení také vliv na postavení kola vůči vozovce při přímé jízdě a propružení kol. Díky přímému propojení převodky řízení a náboje kola pomocí táhel řízení dochází při propružení kol k ovlivnění jejich geometrie.

V mém případě je použito nezávislé řízení s hřebenovou převodkou řízení. Řídící tyče jsou připojeny kulovými klouby na oba konce hřebenové tyče a k hlavě čepu kola. Řízení bylo pro měření seřízeno na nulovou vůli a zablokováno pomocí fixace pastorku. Tím byla definována okrajová podmínka ze strany řízení, shodná pro počítačové simulace i měření.

Poloha převodky řízení vůči mechanismu nápravy a dostatečná délka řídících tyčí má výrazný vliv na vhodnou kinematiku zavěšení kol. Vlivem změny polohy řídících tyčí jsem se zabýval v kapitole 8.4.2.

4.4 Díly řízení

Aby byl popis částí podvozku úplný, musím ještě zmínit důležité mezičlánky podílející se na mechanismu podvozku, jako jsou tyče řízení, kulové klouby, převodky řízení apod. Jejich funkce při řízení je zřejmá, přenášejí sílu od kol na volant. Při jejich konstrukci a návrhu je důležitá vhodná geometrie, dostatečná tuhost a zamezení vzniku vůlí.

Při modelování podvozku automobilu pro potřeby simulace budu uvažovat kulové klouby, převodku řízení s hřebenovou tyčí jako dokonale tuhá tělesa spojená bez vůle.

5 SIMULACE V PROSTŘEDÍ ADAMS

Program ADAMS/Car je v této práci brán jako nástroj pro vytvoření počítačových simulací. Princip jeho fungování a vnitřní algoritmy výpočtů nejsou předmětem mého zájmu. Mým cílem je vytvořit a začlenit modely poddajných těles do počítačové simulace a posoudit vliv takovýchto úprav. V následující kapitole proto pouze přiblížím některé pojmy a algoritmy řešení tak, aby čtenář méně se orientující v problematice užívání programu ADAMS dostal lepší představu o jeho fungování.

5.1 *Virtual Prototyping*

Zvyšování konkurenceschopnosti a zlevňování výroby je celosvětovým trendem. Prostředky vedoucí k takové výrobě musí zaručit minimalizaci nákladů při současném dodržení stanovené kvality finálního výrobku. Optimalizační nástroje posledních desetiletí stále větší měrou využívají počítačové podpory. Nové optimalizační nástroje sledují chování jednotlivých částí i celých sestav, pomáhají při návrhu nových výrobků, umožňují jednoduchou konstrukci i zhotovení výpočtové a výkresové dokumentace. Celý tento proces zhotovení projektu v digitální podobě lze zahrnout pod pojem *Virtual Prototyping*.

Pojem *Virtual Prototyping* (VP) je možné volně přeložit jako průběhový tvar slovních spojení fiktivní vzor, zdánlivý model či virtuální prototyp. Je to tedy obor zabývající se vytvářením modelu v digitální formě. Zahrnuje všechny CAD, CAE, CAM a FEM prostředky použité při vývoji nového produktu. *Virtual Prototyping* je obecný pojem zahrnující vytváření modelů součástí a sestav, jejich kontrolu a analýzu (kinematická, dynamická i pevnostní), simulace a optimalizace výroby.

Vytváření virtuálního prototypu dává konstruktérům, technologům i manažerům lepší představu o budoucím výrobku. Jeho fyzikální vlastnosti, funkčnost a chování jsou od začátku mnohem hmatatelnější a VP tak napomáhá kvalitnějšímu a rychlejšímu vývoji. Virtuální model nemusí zcela komplexně popisovat zamýšlený výrobek, může se jednat jen o model geometrický, matematický (diferenciální rovnice), numerický (MKP) či model technologický (technologické postupy). Rozsah virtuálních prací záleží na možnostech a požadavcích každé společnosti.

Geometrický model

Tvorbou geometrického modelu a příslušné výkresové dokumentace se v oblasti virtuálního prototypování zabývají CAD systémy. CAD = *Computer Aided Design*, neboli počítačově podporované konstruování. Moderní CAD systémy dnes již mnohdy překračují původní poslání, kterým je tvorba geometrie a nabízejí uživateli i další funkce, jako vytváření prezentací, databázové informace, týmovou spolupráci a další výhody.

Geometrický model bývá nejčastějším využitím VP v praxi. Slouží jako vstup pro další inženýrské aplikace využívající počítačové podpory. Proto jsou prostředky CAD nejvíce využívanou složkou VP.

Výpočtový model

Jde o matematické popsání výrobku, nejen jeho obecné geometrie a obecných vlastností, ale jsou zde popisovány i mechanické vlastnosti a fyzikální děje (rovnice přestupu tepla, rovnice proudění atd.) V případě výpočtového modelu může být matematický zápis poměrně složitý. Síly, napětí, deformace, proudění lze vyjádřit pomocí parciálních diferenciálních rovnic s počátečními a okrajovými podmínkami. Tyto podmínky vyjadřují vnější zatížení a omezení soustavy.

Mezi nejčastěji používané metody při řešení početních úloh patří metoda konečných prvků (MKP) a metoda konečných objemů (MKO). Vstupem do těchto úloh je geometrie. Její kvalita a přesnost výpočtových sítí (elementů) pak ovlivňuje přesnost a délku celého výpočtu.

Technologický model

Technologický proces výroby může zásadně ovlivnit výslednou funkčnost a kvalitu výrobku. Např. při tváření může docházet k technologickým chybám, které vedou ke zvýšení zmetkovitosti a nákladů na výrobu. Systémy CAM umožňují simulovat takové technologické procesy a předcházet tak chybám a nedostatkům při výrobě.



Obr. 5.1.1 Druhy počítačové podpory, viz www.cadforum.cz.

Obecně je tedy možné *Virtual Prototyping* definovat jako proces tvorby výrobku od návrhu, přes analýzu, kontrolu a optimalizaci, až po ověření technologických procesů a výrobitelnosti, prováděný na počítači.

5.2 Možnosti a simulace v programovém prostředí ADAMS

Program ADAMS byl vyvinut firmou *Mechanical Dynamics*, které působí v oboru počítačové konstrukce a výpočtů více než 25 let. Za tuto dobu se *Mechanical Dynamics* stal špičkou a uznávaným odborníkem na virtuální realitu. ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) je

výpočtový software pro simulace a modelování vázaných mechanických soustav (MBS – Multibody System) složených z tuhých i poddajných těles navzájem vázaných různými typy kinematických vazeb. V současné době pokračuje vývoj programu ve společnosti MSC.Software. ADAMS patří mezi nejpoužívanější výpočtové aplikace tohoto druhu. Program dovoluje provádět kinematické, statické, kvazistatické a dynamické analýzy. Rovněž dovoluje jejich optimalizování a verifikaci. Podrobnější popis vlastností tohoto softwaru nalezneme v nainstalovaném lokálním helpu, nebo na internetových stránkách společnosti MSC.Software [18].

Přestože se tato práce nezaměřuje na teoretické zákonitosti a principy fungování programu ADAMS, ve stručnosti popíši a krátce vysvětlím některé základní pojmy důležité pro snazší orientaci v následujícím textu.

5.2.1 Struktura systému ADAMS

Výpočtový systém ADAMS je tvořen celou řadou modulů (produktů), které je možné většinou použít nezávisle na ostatních. Jádrem celého systému je propracovaný řešič nazvaný ADAMS/Solver. Tento modul sestavuje matematický model mechanického systému pomocí soustav nelineárních algebraických a diferenciálních rovnic. Vstupní soubory obsahují matematický popis a řídicí příkazy psané ve vlastním programovém jazyku, tzv. ADAMS Data Language. Ten je v textovém módu a je ho možné jednoduše upravovat v textovém editoru. Pro snazší a uživatelsky přístupnější užívání je však ADAMS vybaven i grafickým vizualizačním prostředím, jeho základní modul nese název ADAMS/View. V dalším textu se nebudeme zabývat strukturou vstupních a výstupních textových souborů, ani algoritmy řešiče ADAMS/Solver. A to především z toho důvodu, že program ADAMS provádí všechny potřebné kroky automaticky. Bližší informace o programovém jazyku a algoritmech řešiče je možné dohledat v dokumentaci [18].

Mezi další důležité moduly patří ADAMS/PostProcessor (pro grafické vyhodnocování výsledků simulací), ADAMS/Vibration (pro analýzu vibrací), ADAMS/Durability (pro analýzu životnosti), ADAMS/Flex (potřebný pro možnost zahrnutí poddajných těles do analýzy vázaných mechanických soustav) a mnoho dalších modulů.

ADAMS je často využíván pro analýzy dopravních prostředků, jako jsou automobily, kolejová vozidla i letadla. Z toho důvodu vznikly i specializované moduly např. ADAMS/Car (analýza vozidel), ADAMS/Chassis (analýza podvozkových částí), ADAMS/Tire (specializovaný modul na matematický popis pneumatik), ADAMS/Rail (pro kolejová vozidla) a ADAMS/Aircraft. Tyto specializované moduly mají hlavní výhodu v tom, že obsahují knihovny předdefinovaných částí modelů (tzv. *template*). Využití těchto knihoven pak výrazně urychluje práci, tvorba modelů je mnohem efektivnější. Samozřejmě je možné všechny mechanické soustavy tvořit od základu bez použití *templatů*, v takovém případě je nejvhodnějším nástrojem základní modul ADAMS/View.

ADAMS/View je modul sloužící pro stavbu modelu, zcela automaticky spolupracuje s řešičem ADAMS/Solver i integrovaným postprocesorovým modulem pro vyhodnocování výsledků simulací ADAMS/PostProcessor. ADAMS/View dovoluje počítat prakticky všechny druhy vázaných mechanických soustav. Stavba modelů v ADAMS/View by se mohla zdát velice snadná a nenáročná. Opak je však pravdou. Při modelování zejména složitějších mechanických soustav je zapotřebí dobře znát základní teorii statiky, kinematiky a dynamiky. Zároveň využívat doporučení a postupů v uživatelských manuálech. Práce se softwarem ADAMS tak vyžaduje určité teoretické předpoklady a zkušenosti, nevyjímaje dostatečnou uživatelskou prostorovou a fyzikální představivost.

5.2.2 Vytváření modelů v programu ADAMS

Účelem dalších odstavců není podrobný popis postupu modelování a vytváření modelů vázaných mechanických soustav, to není cílem této práce. Pro snazší orientaci v dalším textu je však dobré alespoň velice krátce vysvětlit některé pojmy.

Každý model v ADAMSu je soustava těles vzájemně provázaných pomocí kinematických vazeb, tzv. *constraints*. Zároveň na tělesa mohou působit různé síly, deformovatelné vazby (tlumiče, pružiny - v ADAMSu reprezentované jejich silovým účinkem), dále i různé pasivní účinky v kinematických vazbách. Tělesa v mechanismu mohou být reprezentována jako dokonale tuhá (*rigid body*), nebo jako poddajná (*flex*).

Tělesa (*parts*)

Tělesa jsou pro ADAMS základní objekty, každé nově vytvořené volné těleso v ADAMSu má šest stupňů volnosti. Aby těleso bylo zahrnuto do výpočtu, je potřeba jej svázat pomocí kinematických vazeb s řešenou soustavou. V ADAMSu existují tři druhy těles:

- tuhé těleso (*rigid body*) – je definováno hmotností a momenty setrvačnosti
- poddajné těleso (*flexible body*) – je definováno hmotností, momenty setrvačnosti a navíc se těleso může deformovat. Více o poddajných tělesech použitých pro výpočty v této práci naleznete v další podkapitole 5.4
- bodová hmota (*point masses*) – je definována pouze hmotností, bez momentů setrvačnosti

Tělesa je možné v programu ADAMS přímo vytvářet, nebo je importovat z jiných CAD systémů. ADAMS je vytvořený tak, aby byl kompatibilní s nejpoužívanějšími CAD systémy, jako jsou Autodesk, CATIA, I-DEAS, Pro/Engineer, Solid Designer, Solid Edge, SolidWorks a Unigraphics. To umožňuje snadné importování přesnější geometrie do modelu. U importovaných těles je možné setrvačné vlastnosti automaticky spočítat z geometrie, nebo uživatelsky zvolit, tzv. *natvrdo*.

Marker (*marker*)

Marker definuje lokální souřadnicový systém každého tělesa nebo křivky. Každý marker má definováno umístění na tělese a orientaci, obojí lze pochopitelně měnit. Markery jsou důležité pro definování těžiště tělesa, prostřednictvím markerů jsou definovány vazby a působíště sil. Například tenký prut (link) má tři markery. Dva určující polohu konců a jeden je v těžišti.

Vazby a klouby (*constraints and joints*)

Vazby a klouby určují vzájemné kinematické vazby mezi tělesy. ADAMS využívá celou řadu předdefinovaných typů kinematických vazeb. Podrobný popis lze pak dohledat v manuálu. Vlastnosti vazeb a kloubů lze měnit a modifikovat, například přidáním pasivních odporů apod.

Síly (*forces*)

Síly v modelech ADAMS nereprezentují pouze roli budící či řídicí veličiny, ale také mohou představovat pružící a tlumící prvky. Pomocí silových charakteristik jsou nař. v ADAMS/Car definovány pružící a tlumící jednotky podvozku.

Pružná lůžka (*bushing*)

Pomocí bushingu je definována síla a tlumení mezi dvěma tělesy. Pružící a tlumící charakteristiky lůžka je možné definovat pro všechny tři osy (tzn. 3 pro translaci a 3 pro rotaci).

Výše popsané prvky nejsou zdaleka jediné. ADAMS obsahuje mnohem širší spektrum prvků sloužících při stavbě modelu. Pro tuto práci však není stěžejní detailní rozbor programového prostředí a algoritmů řešení. ADAMS je použit pouze jako nástroj. Musíme se proto spokojit pouze s tímto nástrojem, který dovolí (především osobám neznalým ADAMSu) lepší chápání dalšího textu.

5.3 Simulace podvozku a řízení automobilu

Pro simulace chování podvozku automobilu je vhodné využít rozšiřující modul ADAMS/Car. Tento modul obsahuje dvě uživatelské úrovně práce s modelem:

- Standard Interface – je uživatelská úroveň pro vytváření analýz podsestav a celých automobilů pomocí již hotového šablony. Uživatel nemá možnost výrazněji měnit nastavení šablony, resp. mechanismu.
- Template Builder – je uživatelská úroveň pro vytváření šablon.

Zároveň ADAMS/Car rozlišuje práci se třemi hlavními typy souborů:

- **Template** – je tvořen v prostředí Template Builderu. Template je vlastně parametrický model nějakého subsystému, např. přední náprava, zadní náprava, brzdy apod. V programu ADAMS/Car existují dokonce knihovny některých základních typů náprav apod., které je možné využívat a výrazně tak zefektivnit tvorbu modelu.
- **Subsystem** – je tvořen pomocí templatů, umožňují změny v modelu jako např. rozměry nápravy, polohy kinematických bodů, změny charakteristik lůžek, pružin a dorazů. Subsystem konkrétně popisuje např. určitou nápravu.
- **Assemblies** – je vlastně sestava tvořená jedním nebo několika subsystémy.

Díky takovéto hierarchické struktuře lze v programu ADAMS/Car tvořit parametrické modely přední, zadní nápravy, řízení, karoserie apod. Zároveň lze využívat již připravené šablony vytvořené ve standardu ADAMS/Car se zaručenou kompatibilitou a návazností.

Další výhodou ADAMS/Car je možnost využití předvytvořených zátěžných stavů pro různé typy analýz nebo možnost vytvoření analýzy vlastní.

Podrobný popis všech funkcí a výhod modulu ADAMS/Car je možné, v případě zájmu, dohledat v manuálu [18]. V následující kapitole se ještě zastavíme u krátkého popisu poddajných těles a jejich využití v ADAMSu.

5.4 Využití Modal Neutral Files (MNF)

ADAMS/Car obsahuje a plně podporuje modul ADAMS/Flex. ADAMS/Flex dovoluje použít při tvorbě šablon poddajná tělesa pomocí metody nazvané „modal flexibility“, volně přeloženo modální pružnost. Tato metoda určuje množinu vlastních tvarů kmitů poddajného tělesa. Poddajné těleso je tvořeno systémem stavových proměnných pro každý vlastní vektor, který počítá relativní amplitudy během výpočtu. K popsání deformace poddajného tělesa v každém časovém kroku je princip lineární superpozice kombinován s modálními tvary.

Začlenění poddajných těles do šablon

Začlenění poddajných těles do šablon modelů dovolí popisovat setrvačné a poddajné vlastnosti během simulací, studovat deformace jednotlivých poddajných částí a určit zatížení s větší přesností, díky čemuž dosáhneme mnohem realističtějších výsledků.

Charakteristiky poddajného tělesa jsou definovány pomocí metody konečných prvků v souboru zvaném „Modal Neutral File – MNF“. Soubor MNF obsahuje:

- geometrii (polohu všech uzlů a spojovacích uzlů)

- hmotnost a momenty setrvačnosti
- vlastní tvary kmitů
- zobecněnou hmotnost a tuhost pro jednotlivé tvary kmitů

Když do šablony vkládáme poddajná tělesa, musíme doplnit následující:

- modal neutral file, to znamená mít pro dané poddajné těleso napočítaný soubor *.mnf a mít ho uložený ve sdílené databázi
- umístění a orientaci poddajného tělesa v modelu
- vazby a koeficienty tlumení

Pro úspěšné vložení poddajných těles do modelu v ADAMS/Car a spuštění výpočtů je nutno respektovat následující skutečnosti:

- použít poddajná tělesa, když ovlivňují dynamické chování modelu, nebo když se zajímáme o přesné deformace tělesa zatíženého různými či proměnlivými stavy
- deformace poddajného tělesa jsou lineární kombinací deformačních tvarů, proto není možné modelovat součásti vystavené velkým nelineárním deformacím
- uvědomit si vyšší požadavky na výpočet, které kladou velmi detailně popsaná MNF poddajná tělesa, zejména pokud je zahrnuto více jejich vlastních módů
- verifikovat poddajné těleso a zkontrolovat vlastní frekvence s důležitými vlastními tvary kmitů, hmotností a setrvačnými vlastnostmi

Koeficient tlumení poddajných těles

Musí-li řešič zpracovat signál dílů s velmi vysokými frekvencemi, simulace dynamických systémů bývají velmi náročné. ADAMS/Solver v takovém případě musí integrovat signál s neúměrně krátkým časovým krokem, aby zachoval požadovanou přesnost. Vytvořená poddajná tělesa, která nahradila původní tuhá tělesa, tak mohou přispívat velkým množstvím vysokých frekvencí a výpočet může být komplikovaný.

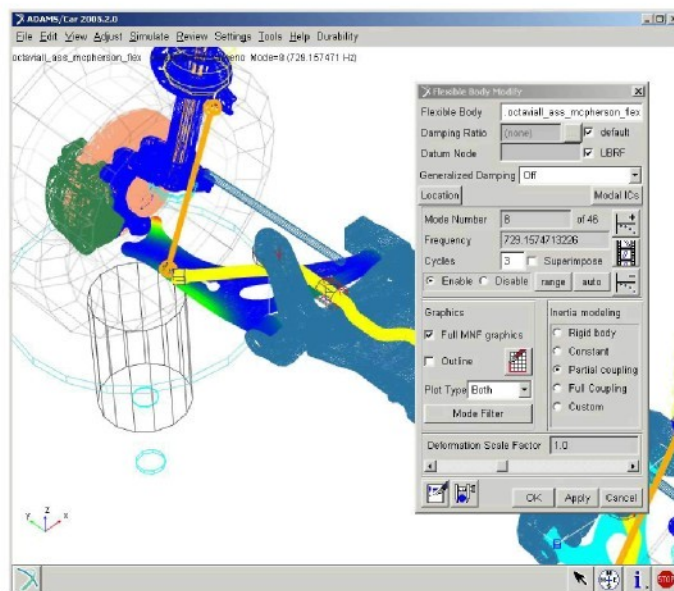
Vhodné použití modálního tlumení (vnitřního tlumení) může pomoci úspěšnému simulování modelů obsahujících poddajná tělesa. Je možné zadat skalární hodnotu tlumení pro celý model, využít uživatelské definice pomocí DMPSUB, nebo využít přednastavené nenulové tlumení ADAMS/Flex. Když uživatel nespecifikuje tlumení, ADAMS/Flex automaticky aplikuje následující parametry tlumení:

- 1% tlumení všech uzlů s frekvencí nižší než 100 Hz
- 10% tlumení všech uzlů s frekvencí mezi 100 až 1000 Hz
- 100% tlumení pro uzly s frekvencí nad 1000 Hz

Během simulací ADAMS vypíše zprávu o hodnotách použitého tlumení pro každé poddajné těleso použité v modelu.

Prohlížení, animace a úpravy jednotlivých módů

Pro práci s MNF v prostředí MSC.ADAMS lze dobře využít Mode Manager. Pomocí tohoto nástroje lze prohlížet a upravovat jednotlivé módy. Prvních 6 tzv. základních tvarů dává ADAMS automaticky, další tvary jsou statické (počet stupňů volnosti násobeno počtem významných uzlů) a dynamické. Všechny tyto tvary lze v Mode Manageru zobrazovat, případně z výpočtu vyloučit.



Obr. 5.4.1 Manažer poddajných těles – ADAMS/Car

Historie poddajných těles v ADAMSu

Poprvé byla metoda konečných prvků v ADAMSu využita v produktu ADAMS/FEA. V tomto softwaru byla ke snížení stupňů volnosti celého FEM modelu využita tzv. Guyanova redukce, někdy je tato metoda nazývána jako statická kondenzace (*static condensation*). Při této Guyanově redukci je matice tuhosti rozdělena na výběr tzv. řídicích uzlů (*master*) a výběr uzlů pomocných (*slave*), který je zjednodušen. Přičemž pomocné prvky (*slave*) nesmí být zatíženy.

Modální redukce a superpozice

Podstatou modální redukce je transformace pohybové rovnice z fyzikálních souřadnic do hlavních. Důležitým předpokladem superpozice pak je, že uvažujeme malé lineární deformace vztažené k lokálnímu souřadnicovému systému, zatímco tento lokální systém absolvuje velké nelineární komplexní pohyby.

Diskretizací poddajného tělesa v konečněprvkovém modelu jej popíšeme s konečným, avšak velmi velkým množstvím uzlových stupňů volnosti. Lineární deformace uzlů v tomto konečněprvkovém modelu ($\mathbf{u}$) mohou být aproximovány jako lineární kombinace menšího počtu vektorů tvarů (modálních tvarů) Φ .

$$u = \sum_{i=1}^M \Phi_i \cdot q_i$$

kde M je počet modálních tvarů, q_i je modální souřadnice. Jako příklad komplexního tvaru vytvořeného jako lineární kombinace jednoduchých tvarů slouží následující *obrázek 5.4.2*:



Obr. 5.4.2 Příklad tvorba komplexního tvaru poddajných těles, viz [18].

Základní předpoklad modální superpozice je, že deformační vlastnosti jednotlivých částí s velmi mnoha uzlovými stupni volnosti, mohou být popsány mnohem menším počtem modálních stupňů volnosti. Rovnice lze napsat v maticovém tvaru:

$$u = \Phi \cdot q$$

kde q je vektor modálních souřadnic, Φ je sloupcová modální matice modů φ_i . Modální matice Φ je transformací výběru modálních souřadnic q a velkého výběru fyzikálních souřadnic u .

Modální redukce poddajných těles

Pomocí metody modální syntézy – *Craig-Bamptonova metoda* byly vytvořeny modely poddajných těles. Tato metoda modální redukce vychází z předpokladu, že reálnou deformaci poddajného tělesa u lze popsat jako lineární kombinaci modálních tvarů (*mode shape* - Φ) a modálními souřadnicemi (*modal coordinates* - q). K úplné náhradě reálného tělesa by bylo teoreticky zapotřebí nekonečného počtu tvarů. Dostatečně přesné aproximace lze dosáhnout již při relativně malém počtu základních tvarů. Potřebný počet tvarů k popsání tělesa se určí z modální analýzy. Modální tvary (*modal shapes* - Φ) popisují statické i dynamické vlastnosti tělesa.

Craig-Bamptonova metoda dovoluje uživateli rozdělit uzly na dva rozdílné výběry (*sety*). První, tvořený z připojovacích nebo jinak významných uzlů, je tzv. hraniční (*boundary DOF*) u_B . Pomocí těchto uzlů lze zadat okrajové podmínky a zatížení. Druhý set uzlů je tzv. vnitřní (*interior DOF*) u_I .

- **Constraint modes** – představují statické tvary získané výpočty, kdy se předepíše postupně každému interface nodu jednotkový posuv. Ostatní nody jsou ukotveny. Celkový počet constraint módů je tedy dán počtem interface nodů násobených 6 DOF. Tímto jsou popsány všechny možné posuvy interface nodů mezi sebou. $q_C = u_B$



Obr. 5.4.2 Dva *constraint* mody pro nalevo uchycený nosník. Nosník vlevo odpovídá jednotkovému posunutí, kdežto nosník vpravo jednotkové rotaci, viz [18].

- **Fixed-boundary normal modes** – jsou vlastní tvary získané modální analýzou tělesa, při které jsou všechny interface nody fixovány, a je spočítáno vlastní řešení. Tyto tvary definují „modální expanzi“ struktury mezi interface nody. Kvalita chování tělesa a s tím související rozsah frekvenčního použití dílu v modelu je dán počtem těchto tvarů definovaných uživatelem. $q_N = u_I$



Obr. 5.4.3 Dva *fixed-boundary normal* mody pro nosník uchycený na obou koncích. Nosník vlevo odpovídá jednotkovému posunutí, kdežto nosník vpravo jednotkové rotaci, viz [18].

Vztah mezi fyzikálním modelem a Craig-Bamptonovými módy a jejich modálními souřadnicemi lze vyjádřit v následujícím maticovém tvaru:

$$u = \begin{Bmatrix} u_B \\ u_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_C \\ q_N \end{Bmatrix}$$

kde u_B boundary DOF

u_I interior DOF

$I, 0$ jednotková a nulová matice

Φ_{IC} ... fyzikální souřadnice vnitřních uzlů v *constraint módu*

Φ_{IN} ... fyzikální souřadnice vnitřních uzlů v *normal módu*

q_C ... modální souřadnice v *constraint módu*

q_N ... modální souřadnice v *fixed-boundary normal módu*

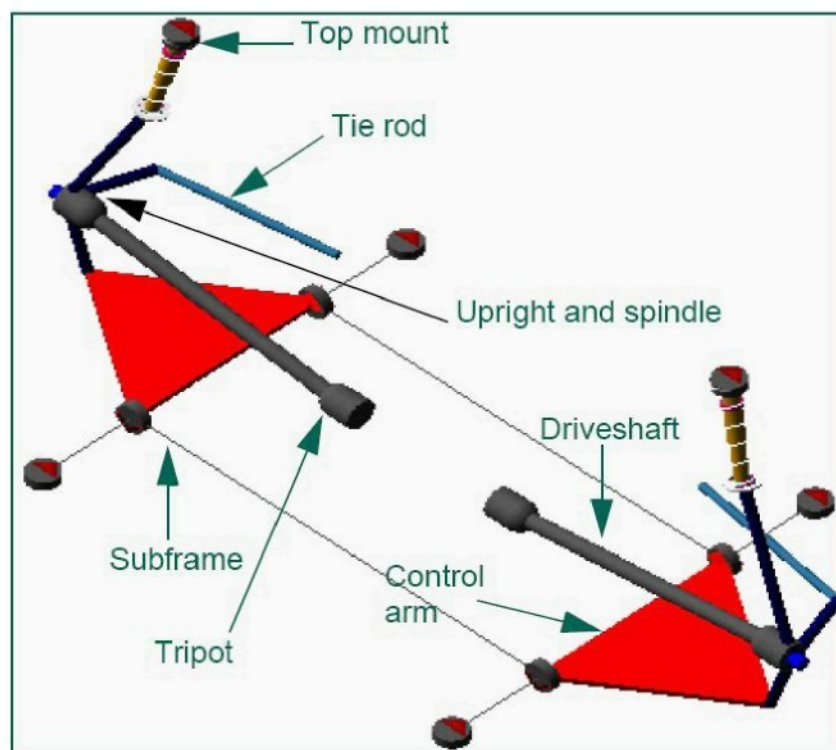
6 MODEL PODVOZKU

Předmětem zkoumání je přední náprava automobilu Škoda Octavia druhé modelové řady. Náprava byla umístěna na zkušební stav pomocí speciálně zkonstruovaného tuhého rámu (více informací o měření a umístění nápravy naleznete v kapitole 7). Tento tuhý rám představuje vlastní variantu zkušebního zařízení pro měření elastokinematických charakteristik. Stejný zkušební stav, jaký byl použit pro reálná měření v dynamické zkušebně Škoda Auto a.s., jsem vytvořil ve virtuální podobě i v programu ADAMS/Car. Vyjmutí nápravy z vozidla a umístění do tuhého rámu umožnilo přesnější definování okrajových podmínek pro výpočet.

V této kapitole stručně popíši mnou vytvořený model nápravy McPherson, který jsem využil pro výpočty a simulace. V závěru také přiblížím možnosti zatěžování nápravy při počítačových simulacích.

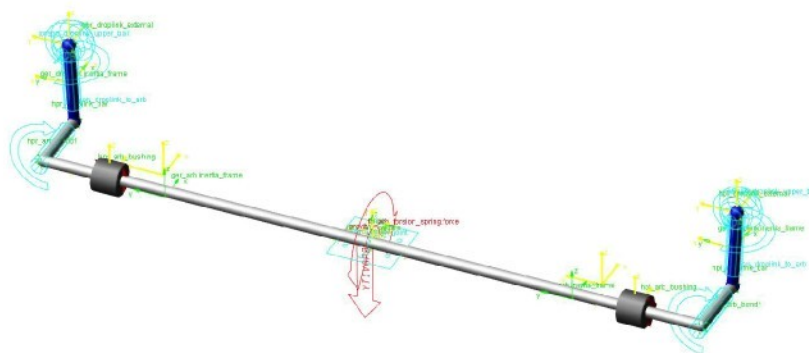
6.1 Tvorba základního modelu přední nápravy – „kinematic“

Tvorba modelu vycházela z template společnosti MSC.Software standardně dodávaného s programem ADAMS/Car – *macpherson.tpl*. Tento template jsem upravil tak, aby rozložení základních kinematických bodů odpovídalo přední nápravě již zmíněného konkrétního automobilu.



Obr. 6.1.1 Základní template nápravy McPherson v programu ADAMS/Car, viz [20].

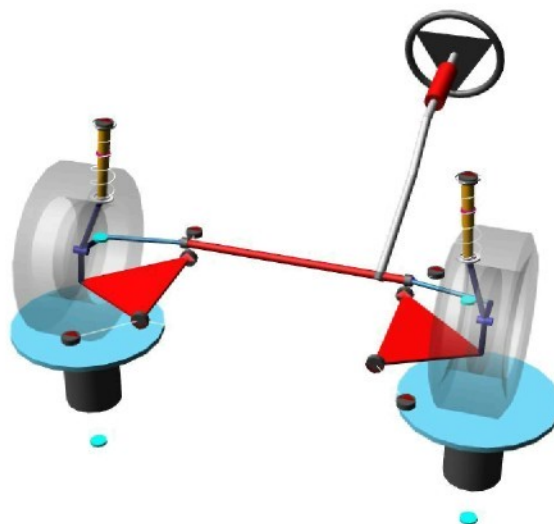
Druhou důležitou šablonou, kterou jsem zprvu použil, byl template torzního stabilizátoru – *antiroll_simple.tpl*. Tento template jsem po úpravách využil především v první fázi simulací. Později se totiž ukázal jako příliš zjednodušený a bylo zapotřebí jej zcela nahradit.



Obr. 6.1.2 Základní template torzního stabilizátoru v programu ADAMS/Car.

Oba výše zmíněné templaty tvořící model přední nápravy jsem propojil a umístil na virtuální zkušební stav. Pomocí tohoto virtuálního stavu budou do simulovaného mechanismu přední nápravy vnášena požadovaná zatížení, stejná jako na reálnou nápravu v laboratořích Škoda Auto.

První a výchozí model vytvořený v programu ADAMS/Car je zobrazen na *obrázku 6.1.3*. Je vytvořen z dokonale tuhých těles a vybaven pouze univerzálními charakteristikami pružin a tlumičů. Náprava je umístěna na zkušebním stavu. Je však třeba předeslat, že ačkoliv je zkušební stav vizuálně tvořen pouze ze svislých válců a v modelu jsou zobrazeny pneumatiky (*obr. 6.1.3*), výpočet je definován tak, že pneumatiky nejsou brány v potaz a zatěžovací síly je možné definovat v libovolném směru, tedy nejen svislém. Jak udává navržená metodika měření elastokinematických charakteristik (*kap. 3.3*), řízení je při měření blokováno. Všechny tyto aspekty umožnily simulovaný model výrazně zjednodušit a soustředit se opravdu jen na přední nápravu.



Obr. 6.1.3 Základní model přední nápravy vytvořený v programu ADAMS/Car.

Takto připravený základní model je však přibližný a vhodný pouze pro základní simulace např. kinematiky. Abych dosáhl lepší shody s realitou, bude nutné model dále zpřesňovat a zároveň

sledovat, kdy a čím dosáhnou lepší shody simulace s experimentem. Rovněž se dá předpokládat, že společně se vzrůstající přesností modelu, bude růst náročnost na přípravu takového modelu a růst bude i potřebný výpočtový čas.

Nyní si pro přehlednost shrňme, čím se liší můj první upravený model přední nápravy od standardního modelu MSC. První zmodifikovaný model:

- vychází z dodaného templatu
- model je modifikován podle skutečných rozměrů konkrétní nápravy (kinematické body)
- jednotlivé díly jsou brány jako ideálně tuhé
- lůžka nemají elastické vlastnosti, resp. počítají se pouze jako klouby

Tento první zmodifikovaný model je v kapitole 8 - *Výsledky simulací* označen slovem „**kinematika**“, jelikož jej lze využít pouze pro základní kinematické výpočty. Obdobný systém označení výpočtových modelů, jako například již zmíněná „**kinematika**“, bude použit v celém následujícím textu.

6.2 Tvorba a zpřesňování modelu – „**compliant**“

V této podkapitole se budu krátce věnovat popisu stavby modelu a způsobu jeho zpřesňování. Nebudu zde uvádět detailní popis všech nastavení, jelikož na to není dostatek prostoru. Spíše se budu věnovat nastavením, která mají podstatný vliv na přiblížení modelu k realitě.

Druhý model vytvořený a popsáný v této podkapitole představuje druhý stupeň zpřesňování modelu nápravy a ve výsledcích simulací ho budu později označovat jako „**compliant**“, tedy povolný (měkký).

6.2.1 Zavěšení kol

Pro správné nadefinování rozměrů konkrétní nápravy jsou důležité tzv. *hardpointy*. *Hardpointy* si lze představit jako kinematicky významné body, např. středy kloubových spojení, místa dorazů, uchycení poddajných lůžek apod. Pomocí těchto bodů, získaných z výkresové dokumentace, je možné nadefinovat rozměry konkrétní nápravy. Pomocí *hardpointů* byly definovány již rozměry výše zmíněného modelu „**kinematika**“.

V tomto druhém modelu jsem nahradil zjednodušenou ADAMSOVSKOU grafiku jednotlivých součástí přesnou CAD geometrií. Tím jsem zároveň do modelu vnesl přesné hmotnosti a inerciální vlastnosti jednotlivých částí mechanismu přední nápravy.

Pozn. Hmotnosti a momenty setrvačnosti jednotlivých těles lze v ADAMSu spočítat podle grafického modelu, nebo je ručně (tzv. natvrdo) zadat přímo pro jednotlivé části vázané mechanické soustavy.

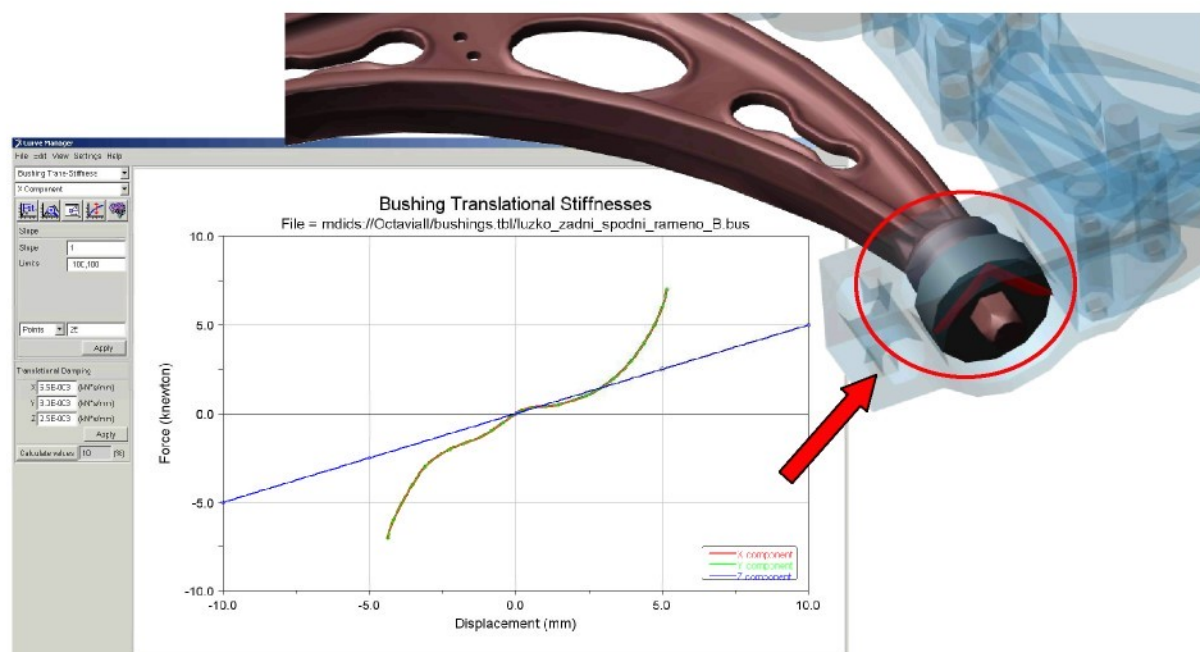


Obr. 6.2.1 Zpřesňování geometrických vlastností modelu.

6.2.2 Bushing

Bushing neboli lůžko definuje šest stupňů volnosti mezi dvěma tělesy. V těchto šesti stupních volnosti jsou definovány translační a rotační tuhosti a tlumení ve třech osách. V tomto modelu jsou definována především lůžka ramene nápravy. Malé lůžko ramene nápravy (číslo dílu 1K0 407 182 A) a velké lůžko ramene přední nápravy (číslo dílu 1K0 407 183). Dále pak charakteristiky horního dorazu (číslo dílu 1K0 412 303 F) a horního lůžka pružící a tlumicí jednotky (číslo dílu 1K0 412 331 B).

Charakteristiky lůžek jsem získal buď přímo z dokumentace, nebo jsem je naměřil v laboratořích Škoda Auto a.s. Bližší informace o parametrech nápravy a jejich získávání poskytne kapitola 7.5 Příprava měření.



Obr. 6.2.2 Ukázka definice charakteristik velkého zadního lůžka ramene.

6.2.3 Pružiny a tlumiče

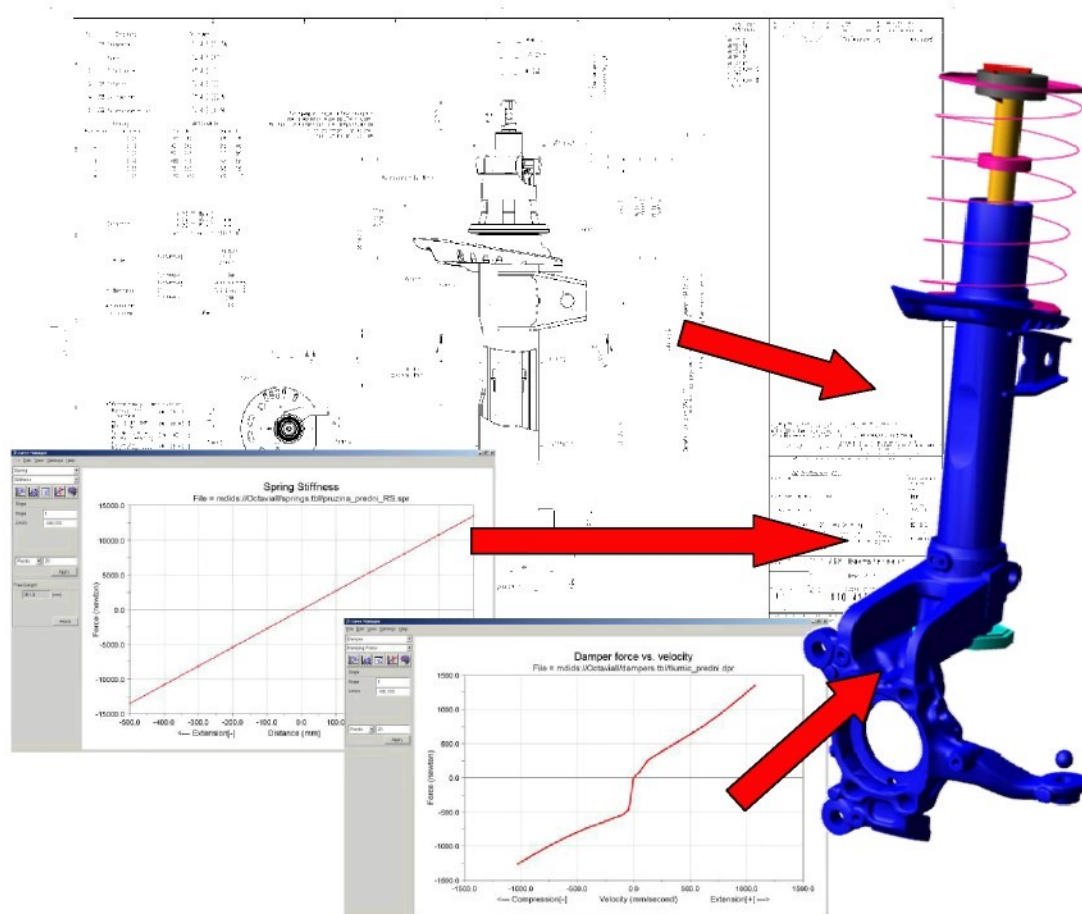
Pružicí a tlumicí jednotku jsem v modelu *compliant* také nahradil věrnější CAD geometrií, včetně doplnění hmotností a inerciálních charakteristik. Pružicí a tlumicí jednotka se skládá ze dvou hlavních částí: tlumiče a pružiny.

Pružina má vlastní souřadný systém a je charakterizována:

- okamžitým stlačením (vztaženým k úchytným bodům)
- předpětím nebo instalovanou délkou
- dále ještě pomocí tzv. Spring property file (obsahující charakteristiku pružiny popsanou pomocí křivky a její volnou délku)

Tlumič má také vlastní souřadnicový systém a je charakterizován:

- relativní rychlostí pístnice, resp. *markeru I* a *markeru J*
- a pomocí tzv. Damper property file (obsahující charakteristiku tlumiče popsanou pomocí křivky; pokud bychom chtěli tlumič popsat včetně hystereze, lze využít modul EDM Damper)



Obr. 6.2.3 Vstupní parametry pro model pružicí a tlumicí jednotky.

Nyní máme vytvořen druhý zpřesňující model ve výsledcích nazvaný „*compliant*“. Opět krátce shrnu zpřesnění, která tento model zahrnuje:

- geometrie CAD
- hmotnosti a inerciální charakteristiky jednotlivých součástí
- pružicí a tlumicí charakteristiky lůžek
- charakteristiky pružicí a tlumicí jednotky

6.3 Tvorba a zpřesňování modelu – „*flex_stabi*“ a „*flex_all*“

Poslední dva stupně zpřesnění modelu představují zavedení poddajných těles do mechanismu nápravy. Vznikl tak model označený „*flex_stabi*“ pro model s konečněprvkovým modelem stabilizátoru a model označený jako „*flex_all*“ pro model s poddajným stabilizátorem, vzpěrou McPherson a spodním ramenem nápravy.

Zpřesňování modelu stabilizátoru – „*flex_stabi*“

Dosavadní modely přední nápravy využívaly pouze velmi zjednodušený model příčného stabilizátoru, viz obr. 6.1.2. Stabilizátor se skládal ze dvou dokonale tuhých polovin spojených torzní pružinou. Vlastnosti této pružiny byly dány konstantní hodnotou tuhosti a tlumení. Tento model však nemohl dostatečně popsat chování skutečného torzního stabilizátoru.

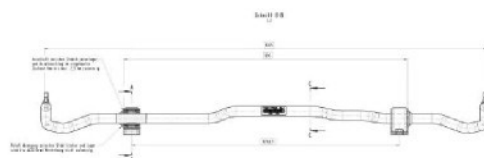
Tabulka parametrů příčného stabilizátoru 6.3.1:

Příčný stabilizátor

Číslo dílu: 1K0 411 303 N

Tuhost: 52 N/mm

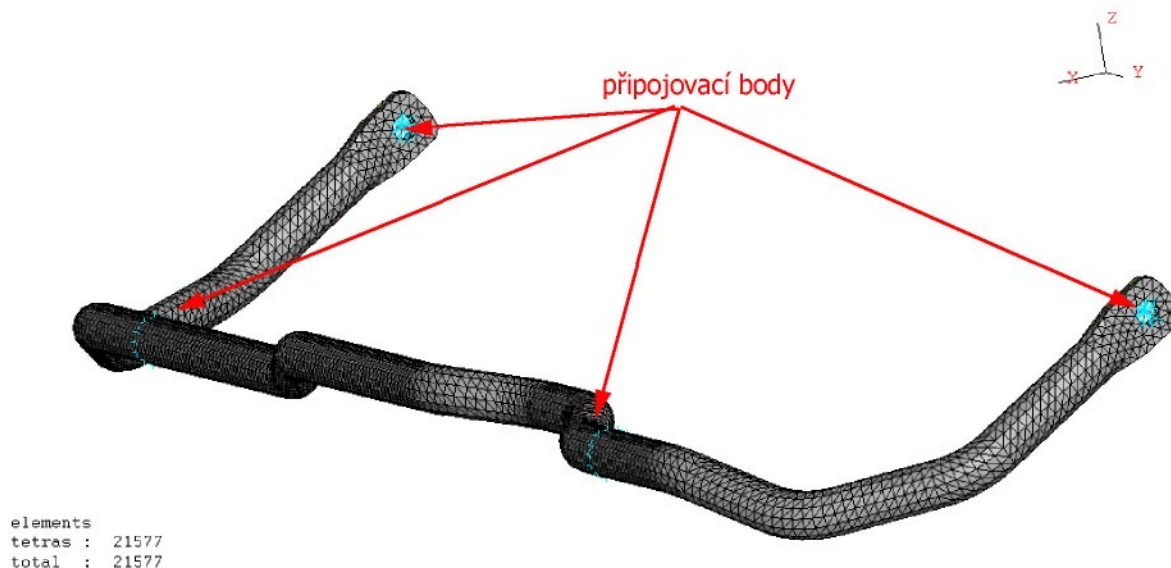
Tuhost ADAMS: 38 551 N.mm/rad



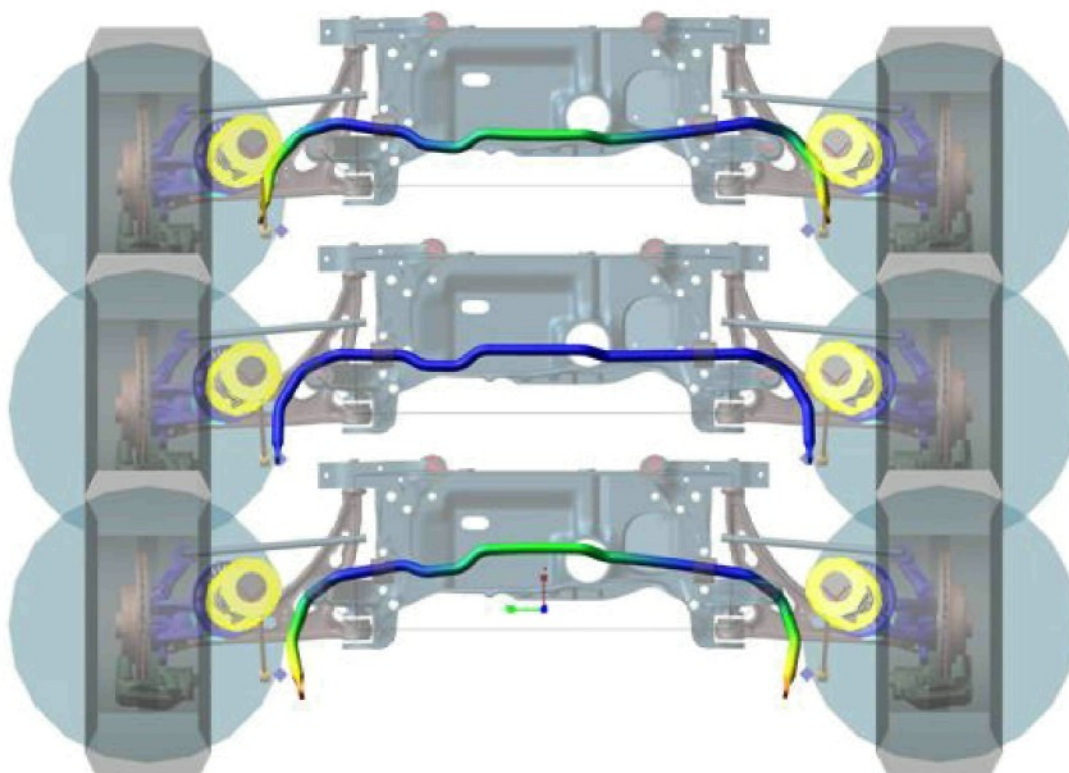
Výsledky simulací ukazovaly na nutnost nahrazení zjednodušeného matematického modelu konečněprvkovým modelem. Konečněprvkový model lépe popisuje pružnost tělesa torzního stabilizátoru a lze předpokládat zpřesnění výpočtu.

Z CAD geometrie stabilizátoru jsem v preprocesorovém softwaru ANSA vytvořil síť 21.577 tetra elementů. Dále jsem zvolil tzv. připojovací body, důležité pro tvorbu *Modal Neutral File*, viz kap 5.4. Z takto připraveného modelu jsem v programu NASTRAN vytvořil MNF File. Ten je možné v ADAMSu zapojit do modelu a nahradit stávající dokonale tuhé těleso poddajným.

Na *obrázku 6.3.2.* je ukázka prvního vlastního tvaru torzního stabilizátoru. Jak již bylo řečeno, prvních šest tvarů je statických, sedmý je tudíž první dynamický tvar. Touto náhradou vznikl další zpřesňující model, ve výsledcích nazvaný jako „*flex_stabi*“.



Obr. 6.3.1 Model torzního stabilizátoru vytvořený v programu ANSA.



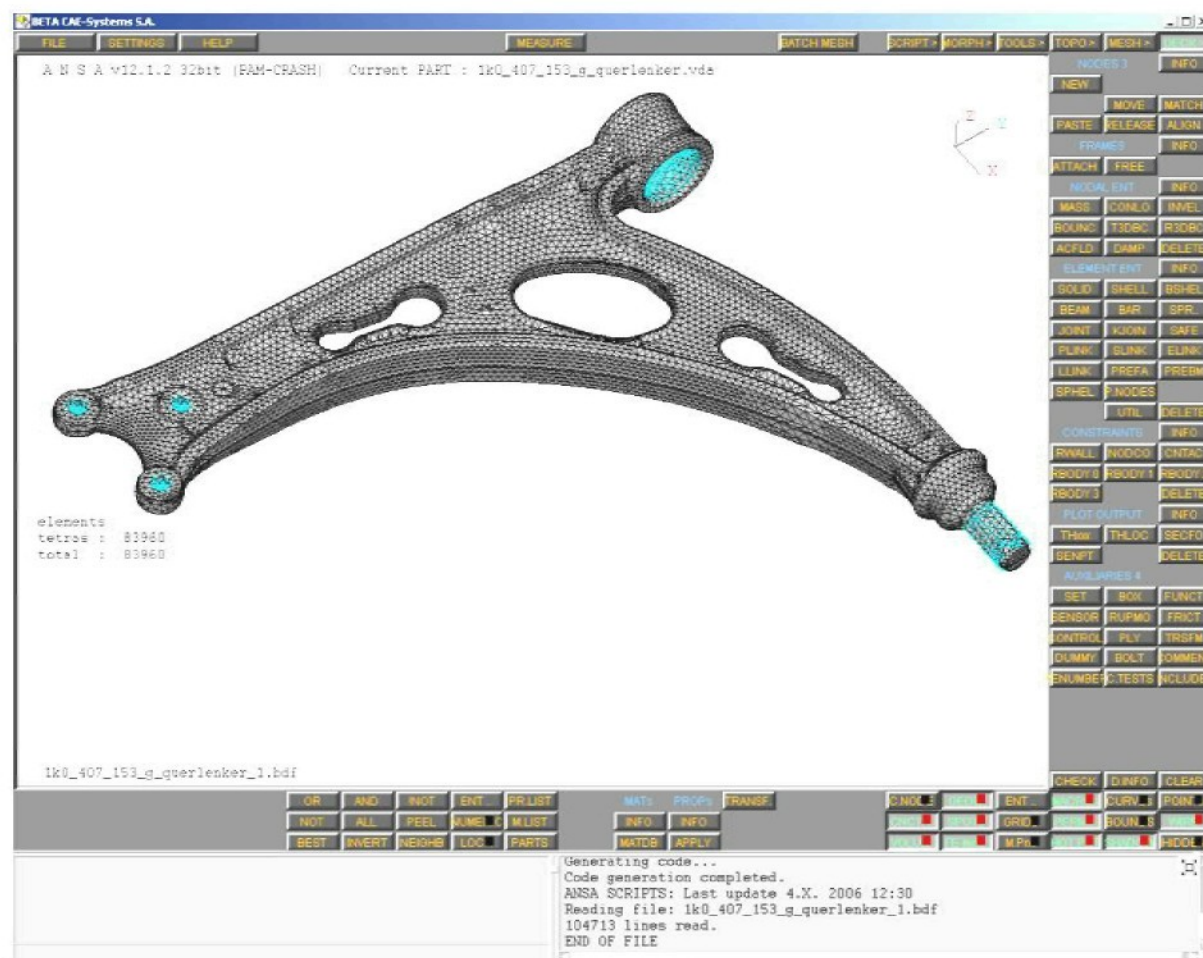
Obr. 6.3.2 Příklad prvního vlastního tvaru torzního stabilizátoru při 67.04 Hz.

Zpřesňování modelu stabilizátoru – „flex_all”

Stejným způsobem, jakým je popsána výměna torzního stabilizátoru, je možné nahradit všechna tělesa ve vázané mechanické soustavě. Použití poddajných těles však zvyšuje nároky na výpočetní techniku a čas. Proto je lepší volit poddajná tělesa pouze tam, kde lze předpokládat vliv. To bývají tělesa, jejichž tuhost v poměru k zatížení je relativně malá.

Jelikož je známo velmi málo prací zabývajících se podobnou tematikou, volil jsem při řešení mé práce cestu postupných výměn dokonale tuhých částí přední nápravy za poddajná tělesa. Vznikla tak celá řada modelů, které pro přehlednost v této práci vůbec neuvádím. Jako další evoluční model nese pojmenování *flex_all*. Těto variantě předcházeli např. model s poddajným pouze spodním ramenem, dále model s poddajnými táhly řízení a nakonec s poddajnou vzpěrou McPherson.

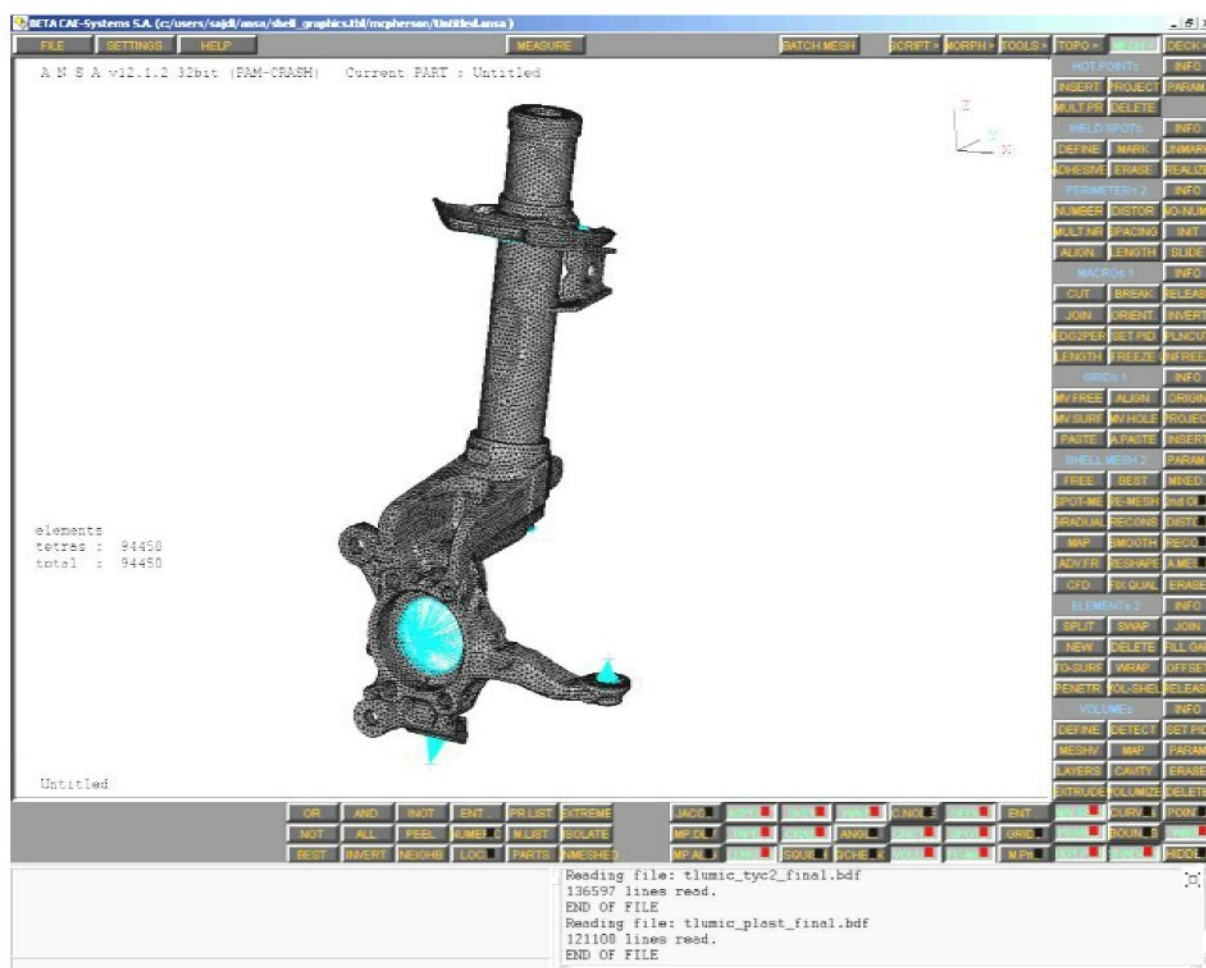
V programech ANSA a NASTRAN jsem pokaždé vytvořil model poddajného tělesa, který jsem následně zakomponovat do modelu. Porovnáním nově vypočtených a starých elastokinematických charakteristik jsem pak usuzoval na vliv jednotlivých nově přidaných těles, viz další kapitoly.



*Obr. 6.3.3 Model spodního ramene nápravy McPherson
a ukázka prostředí preprocesoru ANSA.*

Na *obrázku 6.3.3* je ukázka nasítovaného ramena a prostředí preprocesorového programu ANSA, který jsem si v rámci řešení této práce také musel osvojit. Na obrázku můžeme vidět vytvořené úchyty pro zapojení do ADAMSového modelu. Obdobným způsobem byla postupně připravena a nasítována také další tělesa.

Příprava modelu vzpěry McPherson však byla o něco pracnější, jelikož se nejedná o samostatný jednoduší díl, ale o montážní celek tlumiče a náboje kola. Tlumič je v tomto případě přichycen k náboji kola objímkou a stažen šroubem. Takovéto spojení není zcela ideálně tuhé, a příslušný výpočet by se v ADAMSu nedal uskutečnit. Proto jsem model tlumicí jednotky zjednodušil. Plášť tlumiče a náboj kola v mém modelu tvoří jedno solidové těleso, složené z 94.450 tetra elementů, viz *obr. 6.3.4*.



Obr. 6.3.4 Model vzpěry McPherson vytvořený v programu ANSA.

Zapojením dalších dvou poddajných těles na obou stranách nápravy vznikl finální model, obsahující pět poddajných těles (torzní stabilizátor, 2 x spodní rameno nápravy, 2 x vzpěra McPherson včetně náboje kola). Ve výsledcích nese tento model označení „*flex_all*“.

6.4 Vytvoření zatěžovacích cyklů - LOADCASE

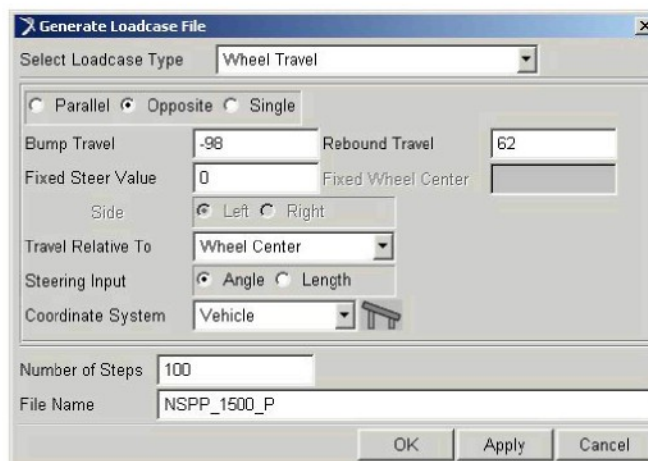
Při simulacích je možné využít standardních možností a voleb programu ADAMS/Car a vybrat vhodný typ simulace z menu programu. Pro složitější úlohy jsem však objevil výhody vytvoření datových souborů zatížení, tzv. *loadcase*. Vytvořením těchto souborů pro každý zatěžovací stav jsem mohl relativně jednoduše definovat zatížení přední nápravy mnohem podrobněji a lépe než to dovolují standardní nástroje v menu programu.

Na *obrázku 6.4.1* je ukázka tvorby základního souboru zatěžovacích dat pro nesousledné propružení kola (*Opposite Wheel Travel*) s amplitudou 160 mm. Takto vytvořený *loadcase* je nutné ještě upravit v textovém editoru.

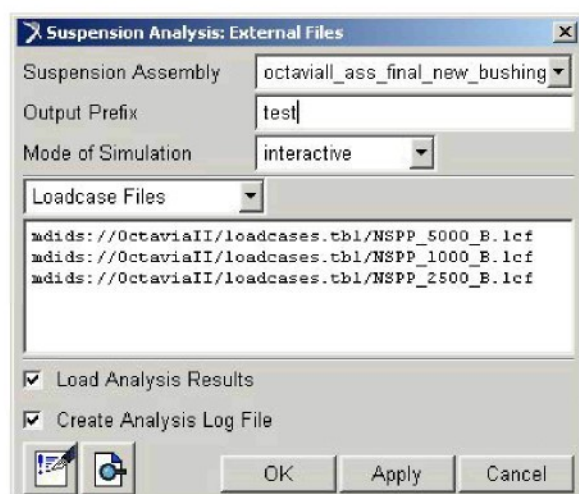
Tabulka 6.4.2 uvádí příklad zdrojového ASCII kódu zatěžovacího souboru *loadcase* pro zkoušku s označením NSPP_1500_P.

Výpis zatěžovacího souboru neuvádím záměrně celý, jelikož nejdůležitější pro

popis je především hlavička souboru. V té je uvedeno, o jaký typ testu jde, jaké budou jednotky fyzikálních veličin, je zde také uvedena velikost amplitudy a počet výpočetních kroků. Všechna tato data odpovídají parametrům nastaveným v dialogovém okně, viz *obr. 6.4.1*. Za hlavičkou [DATA] v ASCII kódu souboru *loadcase* se pak nachází matice zatížení nápravy. Tuto matici bylo nutné upravit pro příslušný typ zkoušky. Vhodná úprava umožní zadat přídatné síly působící na přední nápravu během simulace.



Obr. 6.4.1 Tvorba zatěžovacího souboru *loadcase*.



Obr. 6.4.2 Použití zatížení *loadcase*.

Matice zatížení obsahuje devatenáct sloupců, z nichž v mém případě první dva určují průběh zdvihu kol (*wheel z*), sloupce c3 a c4 velikost a průběh bočních sil (*lateral force*) a poslední dva pro nás důležité sloupce jsou c11 a c12. Tyto sloupce vyjadřují velikost a průběh brzdných sil působících na jednotlivá kola. Při zadávání průběhu sil je důležité dbát na správnou orientaci zatěžovacích sil, např. záporná velikost bočních sil působících na přední nápravu představuje síly působící při jízdě v pravotočivé zatáčce. Kladné hodnoty bočních sil znamenají, že se jedná o

simulaci jízdy v levotočivé zatáčce. Záporné hodnoty brzdné síly ve sloupcích c11 a c12 (*brake force*) mají stejný význam jako kladné hodnoty ve sloupcích c13 a c14 (*driving force*), mění brzdnu sílu na sílu hnací.

Takto předdefinované průběhy zatížení pro jednotlivé testy je možné použít v tzv. *External Files* a s jejich pomocí řídit simulace. Tolik krátce k *loadcase* souborům, které jsem zde popsal především proto, že nejsou zcela standardně využívány pro simulace v programu ADAMS přesto, že jsou velmi silným nástrojem pro simulaci složitějších dějů.

Tabulka 6.4.2:

```
$-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE      = 'lcf'
FILE_VERSION   = 6.0
FILE_FORMAT    = 'ascii'
(COMMENTS)
{comment_string}
'Loadcase type -- Opposite Wheel Travel'
$-----UNITS
[UNITS]
LENGTH        = 'mm'
FORCE         = 'newton'
ANGLE         = 'deg'
MASS          = 'kg'
TIME          = 'sec'
$
$Generation Parameters: (Do Not Modify!)
$ loadcase     = 2
$ nsteps       = 30
$ bump_disp    = 62.00 rebound_disp = -98.00
$ steering_input = angle
$ stat_steer_pos = 0.00
$
$-----MODE
[MODE]
STEERING_MODE  = 'angle'
VERTICAL_MODE  = 'wheel_center_height'
COORDINATE_SYSTEM = 'vehicle'
$-----DATA
[DATA]
$COLUMN:  input type:  type of input data:  side:
$ (c1)    wheel z      disp / force         left
$ (c2)    wheel z      disp / force         right
$ (c3)    lateral      force (y)             left
$ (c4)    lateral      force (y)             right
$ (c5)    damage_radius disp                left
$ (c6)    damage_radius disp                right
$ (c7)    damage_force  force               left
$ (c8)    damage_force  force               right
$ (c9)    aligning      torque (z-axis)       left
$ (c10)   aligning      torque (z-axis)       right
$ (c11)   brake         force (y)             left
$ (c12)   brake         force (y)             right
$ (c13)   driving       force (y)             left
$ (c14)   driving       force (y)             right
$ (c15)   otm           torque (z-axis)       left
$ (c16)   otm           torque (z-axis)       right
$ (c17)   roll res      torque (z-axis)       left
$ (c18)   roll res      torque (z-axis)       right
$ (c19)   steering      force / steer angle / rack travel
{ whl_z_l  whl_z_r      lat_l    lat_r    dam_rad_l  dam_rad_r  dam_for_l  dam_for_r  align_l
align_r    brake_l      brake_r    drive_l  drive_r    otm_l     otm_r      rollres_l  rollres_r
steer}
-98.0  62.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-92.7  56.7  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-87.3  51.3  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-82.0  46.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-76.7  40.7  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-71.3  35.3  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-66.0  30.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-60.7  24.7  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-55.3  19.3  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-50.0  14.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
-44.7  8.67  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  1500.0  1500.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0  0.0
.
.
.
```


7 MĚŘENÍ A POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ SE SIMULACÍ

V následující kapitole se budu věnovat měření, jehož význam je pro tuto práci značný. Výsledky naměřených elastokinematických charakteristik poslouží především pro verifikaci výpočtových simulací. Technická univerzita v Liberci bohužel nemá dostatečné vybavení pro měření takovýchto charakteristik a dalších souvisejících měření. Proto bylo nutné nalézt řešení formou spolupráce s průmyslem. Oslovil jsem společnost Škoda Auto a.s. a požádal ji o umožnění provedení tohoto experimentu v jejich laboratořích. Díky zajímavosti zvoleného tématu, možnosti praktického využití výsledků této disertační práce a také díky laskavosti a pochopení ze strany vedení Škoda Auto a.s., mi bylo umožněno využít vybavení dynamické zkušebny a potřebná měření uskutečnit.

Měření v laboratořích Škoda Auto a.s. probíhalo ve dvou rovinách. První rovinou bylo měření a stanovení různých charakteristik potřebných pro samotné sestavení modelu. Jednalo se především o určení charakteristik pružin, dorazů, příčného stabilizátoru apod. Tato část měření v zásadě pouze zpřesňovala či doplňovala informace z dokumentace, abych si mohl být jist správností vstupních dat pro výpočty a simulace. Druhou, pracnější, složitější a důležitější rovinou měření bylo naměření veličin pro stanovení elastokinematických charakteristik pro potřeby verifikace výpočtů v programu ADAMS.

V této kapitole postupně popíši, jakým způsobem jsem při měření postupoval a jaké jiné možnosti řešení daných problémů bylo možné využít. Upozorním na některé překážky a nedostatky provázející uskutečnění tohoto experimentu. Dále porovnáím různé možnosti a způsoby měření, abych objasnil, proč a jak bylo při experimentálním měření postupováno.

7.1 Určení charakteristik

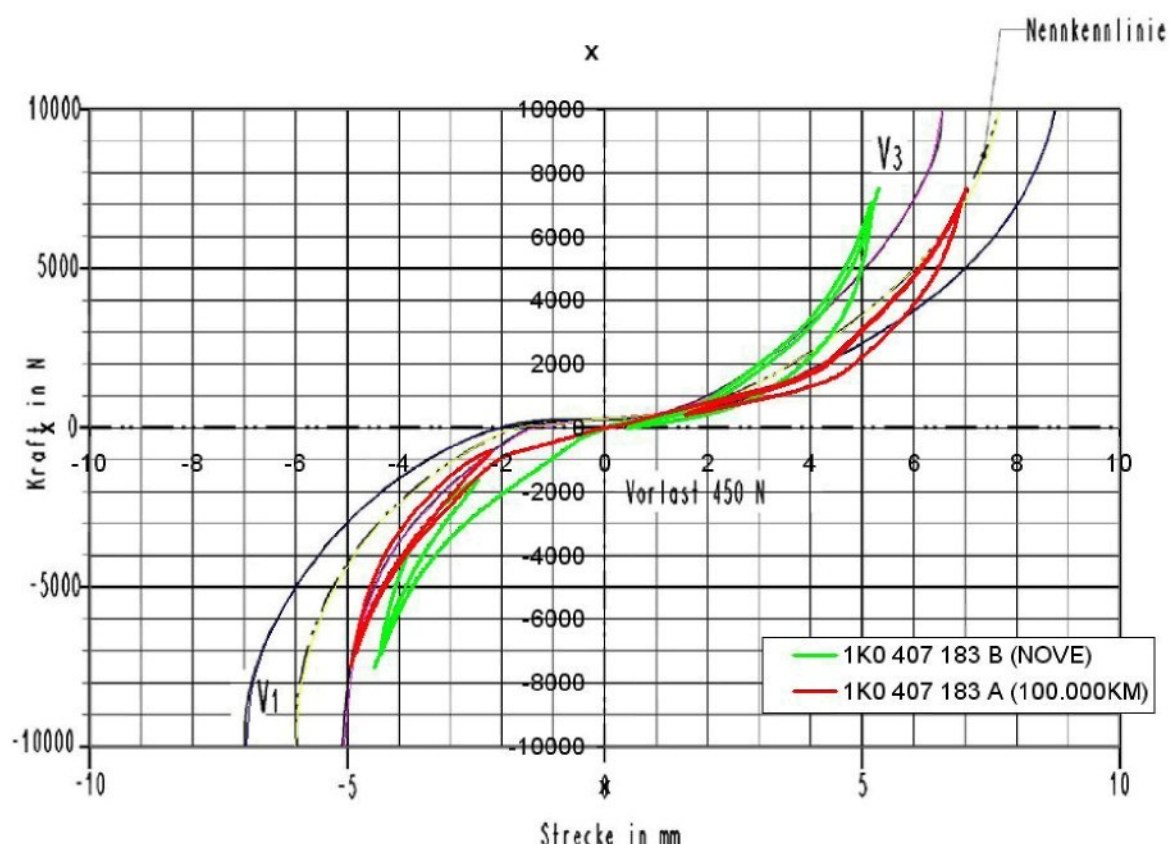
Abych si byl jist správností charakteristik zadávaných do počítačového modelu, musel jsem ověřit a naměřit mnoho různých charakteristik. Měření charakteristik pružin, všech dorazů, lůžek a dalších částí podvozků je celkem běžnou záležitostí a již existuje řada vypracovaných metodik a norem pro jejich měření. Proto se o těchto měřeních nebudu příliš mnoho rozepisovat a uvedu pouze jeden příklad měření, který je zajímavý ještě z dalšího pohledu.

Během realizace experimentů v laboratořích Škoda Auto a.s. jsem dostal možnost získat pro mé experimenty spodní ramena po životnostní zkoušce na 100000 km. Taková lůžka mají nutně pozměněnou charakteristiku, ovlivněnou jejich cyklickým namáháním. To je typický případ, kdy nelze použít charakteristiku z výkresové dokumentace, ale je nutné charakteristiku lůžka naměřit. Dá se totiž předpokládat, že charakteristiky nového lůžka a lůžka tzv. po životnosti budou mít rozdílný průběh.

Měření elastokinematických charakteristik pro všechny navržené zkušební stavy tedy proběhlo dvakrát. Nejprve pro nová ramena a posléze s rameny použitými. Takový postup umožnil získání bližších informací o citlivosti výpočtového modelu na změnu charakteristiky zadních lůžek.

Měření tuhosti lůžka přední nápravy

Měření jsem provedl celkem na čtyřech vzorcích. Dvěma vzorky byla lůžka nová (s charakteristikou RS) a dva vzorky byla lůžka po životnosti na 100.000 km (s klasickou charakteristikou pro benzínové motory). Vzorky byly při měření upnuty do přípravku tak, aby jejich poloha odpovídala zatěžování ve vozidle a aby bylo možné měřit závislost síly na deformaci pryžového elementu. Bližší informace o lůžku a jeho výrobním označení naleznete v *kap. 7.5.4*.



Obr. 7.1.1 Příklad naměřených charakteristik zadních lůžek (A a B) a tolerančního pole lůžka typu „A”.

Na *obrázku 7.1.1* je průběh obou naměřených charakteristik. Z průběhů je patrné, že lůžko 1K0 407 183 B má strmější průběh odpovídající charakteru sportovního podvozku. Naopak druhá charakteristika (červená) odpovídá měkčímu naladění klasického podvozku. Tato charakteristika je v určitých místech mimo toleranční pole, což můžeme přičítat opotřebení lůžka.

Naměřené rozdílné charakteristiky obou lůžek později vnesu do počítačových modelů s cílem sledovat vliv rozdílných lůžek na chování počítačového modelu. Zároveň budu moci porovnat vypočítané charakteristiky s naměřenými, *kapitola 8.5*.



Obr. 7.1.2 Ukázka ramen po 100.000 km.

7.2 Volba sledovaných parametrů měření

V kap. 3.3.2 stručně popisují princip a způsoby měření elastokinematiky celého vozu i samostatných náprav. V téže kapitole uvádím, že se pro měření využívají speciální zkušební stavy. Tyto zkušební stavy dokážou s určitou přesností proměřit změnu postavení kola vůči vozovce při různých simulovaných jízdních stavech, jako je např. přímá jízda, jízda zatáčkou, přejezd nerovností, brzdění a akcelerace. Při všech těchto zkouškách je obvykle měřeno a zaznamenáváno mnoho parametrů důležitých pro posouzení a vyhodnocení elastokinematických vlastností podvozku vozidla.

Takovéto zařízení však nebylo k dispozici, a proto jsem byl nucen měření přizpůsobit mým podmínkám a aktuálním možnostem v laboratořích Škoda Auto. V první řadě jsem redukoval počet sledovaných parametrů. Mnoho parametrů, které jsou zcela automaticky zaznamenávány při měřeních na speciálních zkušebních stavech, nemá pro moji práci žádný význam. Je tedy zbytečné chtít tyto závislosti měřit a již tak náročná měření ještě komplikovat.

Zvolil jsem hlavní sledované parametry tak, aby dostatečně popisovaly polohu kola a zároveň je bylo možné za daných podmínek ve zkušebně Škoda Auto naměřit. Pro vyhodnocení a verifikaci výsledků simulací jsem zvolil následující charakteristiky popisující postavení kola vůči vozovce, resp. základní rovině zkušebního stavu (v závorce uvádím anglické názvosloví, jelikož je použito v mnoha grafech) :

- odklon kola (camber angle)
- sbíhavost kol (toe angle)

K měření elastokinematických charakteristik nejsou zařízení ve Škoda Auto uzpůsobena. Proto jsem musel navrhnout způsob uchycení přední nápravy i vlastní metodiku měření.

Mé měření se odlišovalo od běžného měření geometrie ještě v několika dalších aspektech. Zaprvé, úhly musely být měřeny při propružení nápravy, tedy při pohybech kol. Zadruhé kromě zmíněného odklonu kola a úhlu sbíhavosti jsem potřeboval změřit velikosti sil působících na obě kola přední nápravy a to ve všech třech osách pro každé kolo.

7.3 Zkušební stav CARL SCHENCK AG a MTS

Ještě před samotným popisem navržené metody měření krátce popíši zkušební zařízení CARL SCHENCK AG, které jsem při experimentu použil. Toto krátké seznámení pomůže lépe pochopit, proč a jak jsem zvolil výsledný způsob měření a vyhodnocování experimentu.

Původní zkušební zařízení CARL SCHENCK AG bylo ve Škodě Auto postupem času modernizováno technikou americké společnosti MTS, která představuje světovou špičku ve vývoji a výrobě zařízení pro zkoušení mechanických soustav. Nicméně oba systémy, jak CARL SCHENCK, tak i MTS, jsou si velice podobné a principiálně shodné. Ostatně tato shoda také umožnila modernizovat původní hydraulické jádro zkušebního stavu SCHENCK AG elektronikou MTS. Jelikož jsou informace společnosti MTS volně dostupné, popíši obecnou funkci zkušebního stavu na podobném zařízení od MTS.

Stručně vyjádřeno, zkušební stav umožňuje specifické zatěžování mechanické soustavy, např. celého automobilu (*obr. 7.3.1*), pomocí několika elektronicky řízených hydraulických válců. Tyto válce působí na automobil ve všech třech osách přes tzv. náhrady kola. Výhodou použití takovéhoho zařízení je především možnost simulování reálného zatížení automobilu v laboratorních podmínkách, tedy utajeně a automatizovaně.

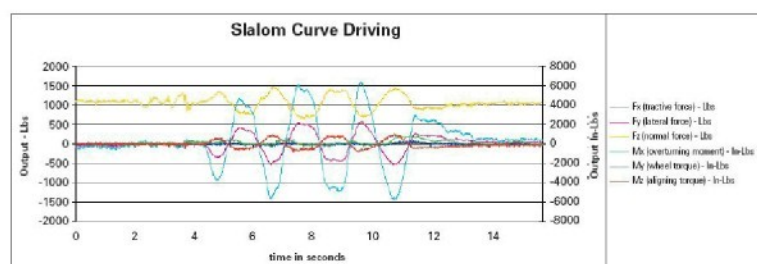
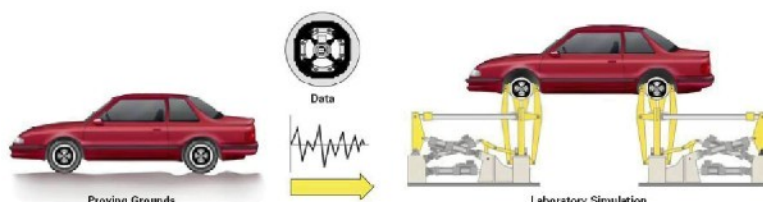


Obr. 7.3.1 Zkušební stav MTS, viz [24].

Průběhy působících sil a momentů, které vyvolává zkušební stav, je možné vytvářet a modifikovat pomocí řídicí elektroniky a softwaru. Běžnou praxí v tomto oboru je využití signálu získaného měřením pomocí tzv. měřicího kola. Signál se snímá při jízdách zkouškách na polygonu nebo jiné zkušební dráze. Měřicí kolo dokáže změřit a zaznamenat průběh sil a momentů působících na kolo. V laboratoři je pak pomocí softwarového vybavení zkušební stavu vytvořeno takové zatížení automobilu, jehož odezva na kole co nejvíce odpovídá zatížení naměřeným na reálném vozidle s reálnou tratí.

Nahrany průběh signálu by bylo možné využít i pro naše měření. Ověřování postavení kola při reálném zatížení na vozovce by vlastně znamenalo simulaci elastokinematických závislostí za reálného provozu a na reálné vozovce. To by znamenalo veliký přínos v této oblasti. Podle mého soudu jednou budou takové simulace běžně prováděnou praxí. A jak doufám, tato práce významně přispěje k brzkému dosažení takového cíle. Nyní jsme však na pomyslném počátku a je nutné dojít k vytyčenému cíli postupnými kroky.

Uvědomme si, že v případě simulace „nahráného“ signálu se dostáváme z oblasti kvazistatických dějů do oblasti dynamiky. Takovýto signál by bylo těžké vyhodnocovat a porovnávat, proto se na začátku soustředíme pouze na pomalé děje s jednoduchým umělým signálem.



Shown above is actual spindle load data taken with a SWIFT sensor from slalom (side-to-side steering) curve driving.

Obr. 7.3.2 Přenos signálu do zkušebního stavu MTS, viz [24].

Nahrávání signálu z vozovky, resp. snímání sil a momentů působících na kolo, je pro mé měření zajímavé ještě z jednoho hlediska. Pro snímání signálu je totiž využíváno tzv. měřicího kola, blíže popsaného v *kap. 7.6.3*. Jedná se v podstatě o měřicí zařízení umožňující on-line měření velikosti sil a momentů ve všech třech osách. Jelikož zkušební stav CARL SCHENK AG takové měření neumožňuje, využil jsem měřicího kola. Nevýhodou však je, že těleso měřicího kola trochu zkomplikovalo způsob měření elastokinematických charakteristik.

7.4 Návrh metodiky měření

Hlavním předmětem měření je stanovení závislosti úhlů sbíhavosti a odklonu kol během propružení. Tyto úhly jsou definovány vzájemnou polohou střední roviny kola a rovinou vozovky, viz *kap. 3.1*.

Právě požadavek stanovení změn těchto dvou úhlů v závislosti na propružení a přesném zatěžování kola neumožňuje použití žádné z klasických metod měření geometrie kol, jak je známe např. z STK, nebo z měření při montáži vozu. Mechanické či optické měření geometrie automobilu vyžaduje volná kola, aby na ně bylo možné nainstalovat měřicí nebo snímací zařízení. To však v mém případě není možné, jelikož náprava je ke zkušebnímu stavu uchycena pomocí náhrad. Umístění nápravy nemá klasická kola a navíc jsou přes náhrady kola do systému vnášeny síly. Středky kol mění svou polohu vlivem propružení kol, čím opět komplikují metodu měření. Musel jsem tedy hledat cestu, jak změřit polohu střední roviny kola na obou kolech zároveň a při různých zatíženích. Samozřejmě v celém průběhu pohybu kol.

Náhrady kol jsou buzeny dráhově sinusovým signálem. Frekvence buzení byla záměrně volena co nejnižší, aby děj probíhal kvazistaticky a měření nebylo příliš ovlivněno dynamikou či např. hysterezí tlumičů apod. Nejedná se tedy o rychlé dynamické děje, což je důležitá informace pro stanovení přijatelného způsobu měření.

Způsobů měření je jistě celá řada a vždy záleží na objektivních podmínkách a možnostech a také na požadované přesnosti naměřených výsledků. Já jsem nakonec navrhl způsoby dva. Popíši je v následujících podkapitolách.

7.4.1 Měření pomocí rovné desky

Rovina je dána třemi body, které neleží na jedné přímce. Tato myšlenka vede k první možnosti, jak přesně změřit změnu polohy střední roviny kola během jeho propružení. Pokud budu znát přesnou polohu třech bodů ležících v dané rovině kola, můžu pomocí analytické geometrie určit rovnici střední roviny kola. Následně pak vypočítat úhel mezi rovinou vozovky a střední rovinou kola (odklon kola) i úhel mezi středními rovinami levého a pravého kola (sbíhavost kol). Stanovení velikosti odchylky dvou rovin pomocí analytické geometrie je naznačeno na *obr. 7.4.1*.

K uskutečnění této měřicí metody je zapotřebí zcela rovná měřicí deska, rovnoběžná se střední rovinou kola, viz *obr. 7.4.2*. Tato deska je uchycena na náhradu kola tak, aby neomezovala její funkci, dovozovala potřebný pohyb a v žádném místě nedocházelo ke kolizi s hydraulickými válci. Zároveň však deska nesmí narušovat nebo upravovat dosavadní konstrukci náhrady, tento požadavek vychází z pozice hosta na dynamické zkušebně Škoda Auto. Při přípravě měření by tedy nemělo dojít k nevratným úpravám měřicích přípravků patřících Škodě Auto a měření by nemělo být příliš nákladné.

ODCHYLKA DVOU ROVIN

Odchylka dvou rovin je odchylka jejich normál
(normála roviny je každá přímka kolmá k dané rovině).

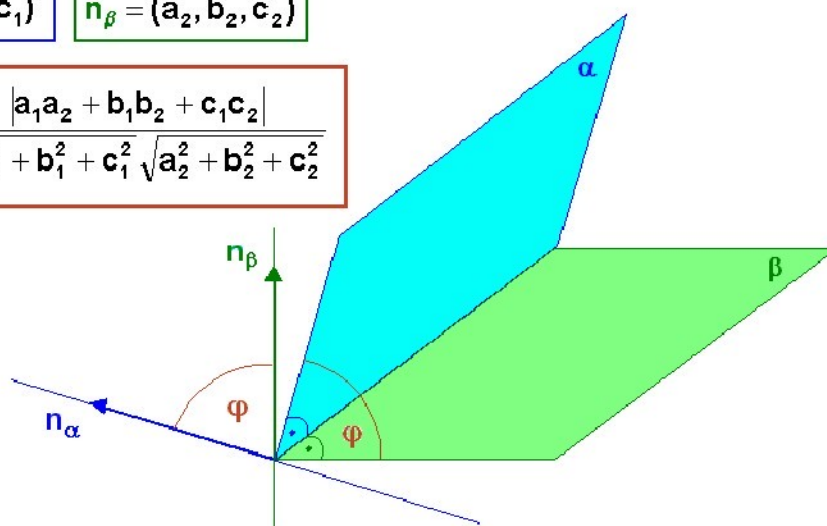
$$\alpha: a_1x + b_1y + c_1z + d_1 = 0$$

$$\beta: a_2x + b_2y + c_2z + d_2 = 0$$

$$\mathbf{n}_\alpha = (a_1, b_1, c_1)$$

$$\mathbf{n}_\beta = (a_2, b_2, c_2)$$

$$\cos \varphi = \frac{|a_1a_2 + b_1b_2 + c_1c_2|}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2 + c_1^2} \sqrt{a_2^2 + b_2^2 + c_2^2}}$$



Obr. 7.4.1 Odchylka dvou rovin, viz www.civ.cvut.cz.

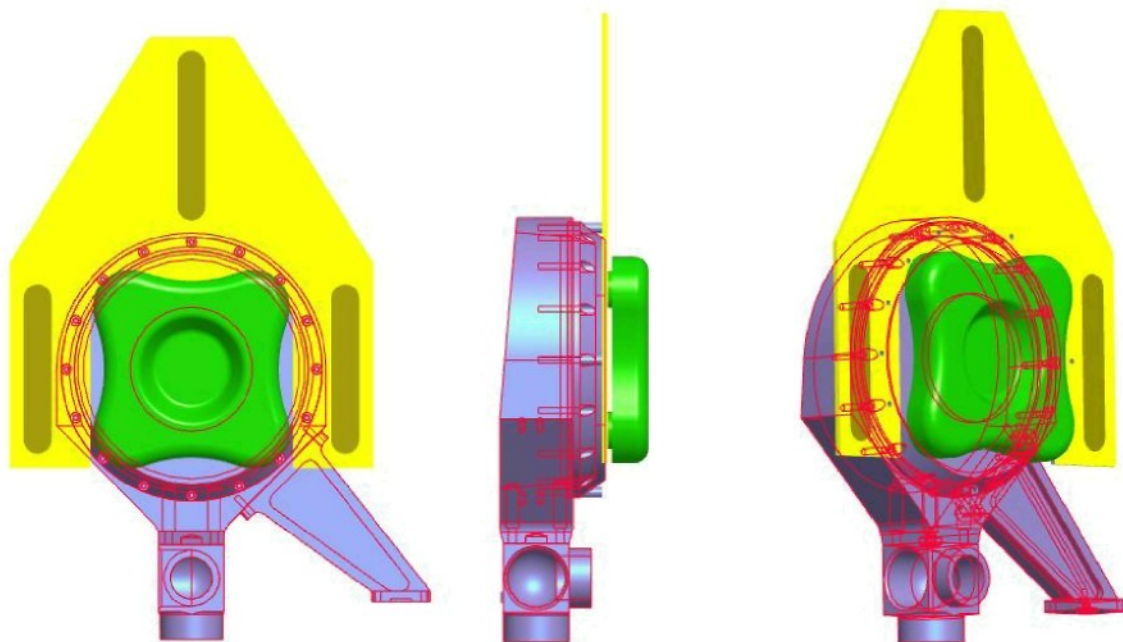
Postup měření

Způsob měření pomocí rovné desky spočívá v měření dráhové změny v jedné ose přesně umístěných snímačů. Jejich vzájemná poloha je přesně definována a brána za počáteční hodnotu při měření. Tedy za stav, kdy poloha nápravy je v konstrukčním bodě ML2, sbíhavost je pro zjednodušení v tomto bodě nulová a odklon kola je též nulový. Hodnoty sbíhavosti a odklonu kola vycházejí z technických dat uváděných dílenskou příručkou, *příloha 2*. Volba nulových hodnot sbíhavosti i odklonu umožňuje lepší představu a snadnější definování celého experimentu i měření. Není tedy omezením použitelnosti, a bylo by jistě možné vycházet i z jiných počátečních podmínek.

Hroty dráhových snímačů jsou přitlačovány pružinkou k měřicí desce, samotné snímače jsou pak pevně uchyceny k tuhému samostatnému rámu, který je nezávislý na pohybu a zatěžování obou kol nápravy. Měřicí pohyb dráhových snímačů je pouze ve směru osy Y .

Naklápěním měřicí desky při pohybu náhrady kola se dotýkající se hroty vysouvají nebo zasouvají, měří tak relativní natočení desky vůči tuhému rámu se snímači. Zatěžováním nápravy a propružením dochází k posouvání hrotů dráhových snímačů po měřicí desce. Předpokládané dráhy hrotů dráhových snímačů posouvajících se po měřicí desce jsou znázorněny na *obr. 7.4.2* hnědou barvou. Konce dotýkajících se hrotů dráhových snímačů tak během zatěžování a propružení nápravy tvoří požadované tři body roviny rovnoběžné se střední rovinou kola, díky nimž můžeme určit potřebné úhly. Jelikož však měříme pouze relativní změnu vysunutí dráhových snímačů, výsledkem je též pouze

relativní změna polohy měřicí desky. Tímto způsobem je tedy měřena odchylka roviny od počáteční polohy, proto je důležité správné nastavení a zvolení počáteční polohy.

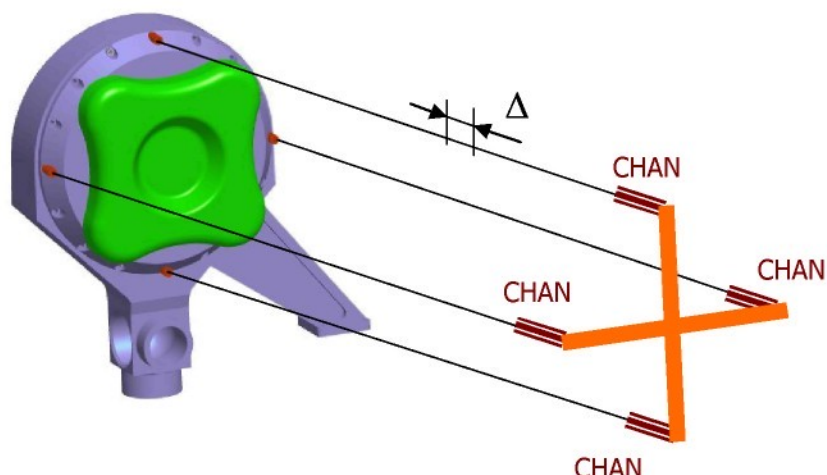


Obr. 7.4.2 První varianta měření s měřicí deskou.

Přílišná komplikovanost, náročnost na přesnost a velké náklady na materiál měřicích přípravků se bohužel staly překážkou v uskutečnění této měřicí metody. Měřicí deska by musela být dostatečně tuhá, rovinná a místa doteků snímačů jemně obrobena. Což relativně neúměrně prodlužovalo čas přípravy takových desek i jejich cenu. Ani zhotovení nezávislého tuhého rámu pro umístění dráhových snímačů tak, aby neomezoval pohyb ramen zkušebního stavu, by nebylo snadné. Z těchto důvodů jsem tedy musel najít jinou metodu měření. Tou se stala metoda měřicích lanek. Tato metoda vychází z podobného principu a je popsána v další podkapitole.

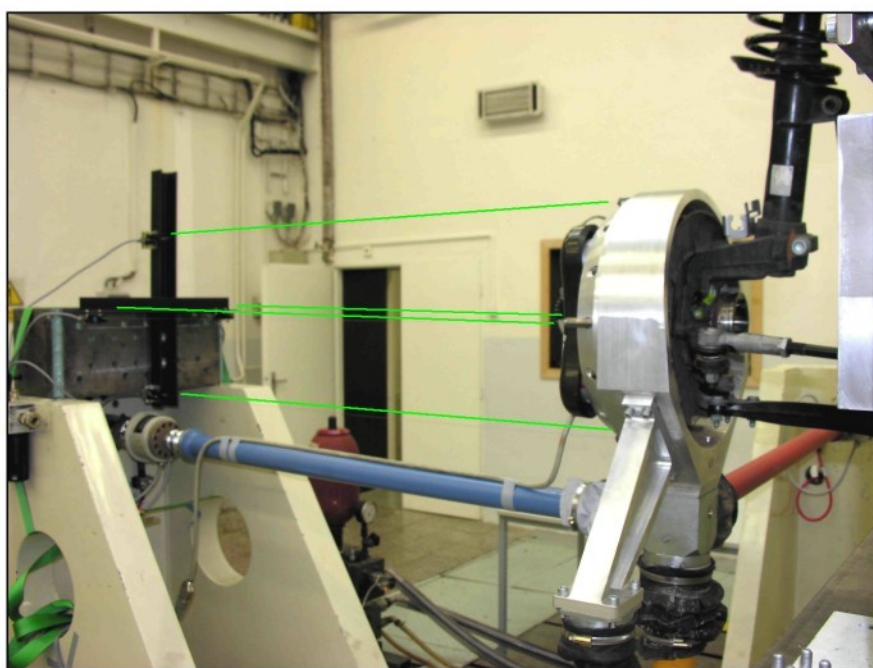
7.4.2 Metoda měřicích lanek

Metodu, kterou jsem pro měření navrhl, jsem pracovníě nazval „*metodou měřicích lanek*“. Princip spočívá v umístění lineárních snímačů dráhy na vzdálený podstavec, v mém případě na rám hydraulických válců, a měření dráhových rozdílů v ose Y. Princip měření je velmi podobný jako v předchozím případě, schematické znázornění této metody je na obr. 7.4.3.


Obr. 7.4.3 Metoda měřících lanek.

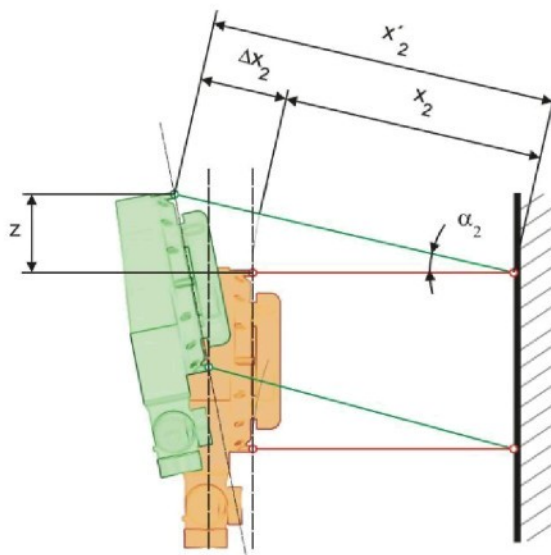
Postup měření

Náhrada kola je propojena tenkými pletenými ocelovými lanky s měřicím křížem, na který jsem umístil lineární snímače dráhy, *obr. 7.4.3* a fotografie *7.4.4*. Snímače dráhy, umístěné na měřicím kříži ve svislé rovině nad sebou, slouží ke stanovení relativní změny úhlu odklonu kola. Další dva snímače dráhy, umístěné na měřicím kříži vedle sebe ve vodorovné rovině, slouží ke stanovení relativní změny úhlu sbíhavosti pro jedno kolo. Pokud předpokládám v celém průběhu propružení kola zachování vzájemné rovnoběžnosti lanek v párech, pak mohu relativně snadno určit změnu jednotlivých úhlů.


Obr. 7.4.4 Umístění snímačů, lanka jsou graficky zvýrazněna.

Vzorec pro výpočet úhlu je odvozen ze schématu na *obr. 7.4.5*. Zde je velmi jednoduše znázorněn výpočet úhlu odklonu náhrady kola pomocí goniometrických funkcí. Platnost tohoto vztahu

předpokládá, že lanka jsou ve výchozí poloze rovnoběžná a délka lanek dostatečná tak, aby bylo možné považovat lanka za rovnoběžná v celém průběhu zdvihu.



Obr. 7.4.5 Stanovení úhlu α_2 .

Díky rovnoběžnosti dvojic lanek a jejich stejné délce není měření ovlivněno např. změnou rozchodu kol, zdvihem kol při propružení nápravy a ani pomyslnou změnou rozvoru náprav při pohybu kol vpřed či vzad. Správně umístěné snímače s rovnoběžnými lanky eliminují tyto vlivy, jelikož se projevují na obou snímačích v páru stejně.

Nepřesnosti vzniklé pootočením kola kolem jeho osy, či porušení rovnoběžnosti lanek v důsledku naklopení kola zanedbávám. Zmíněné pohyby kola jsou velmi malé.

Výpočet geometrických závislostí

Pro výpočet úhlu odklonu kola γ využiji geometrických závislostí znázorněných následujícím schématu obr. 7.4.6. Nejprve určím velikost úhlu α_2 .

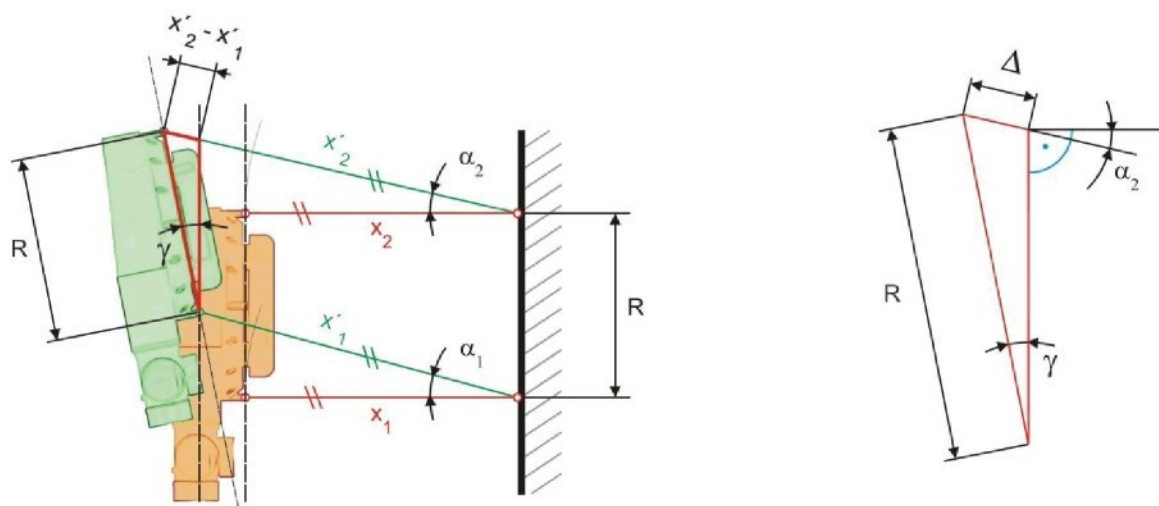
Označím proto přírůstek zdvihu kola jako „ z “ – měřen zkušebním stavem, délku měřicího lanka ve výchozí poloze ML2 jako „ x_2 “ (změřena při montáži), proměnnou délku měřicího lanka v průběhu měření „ x'_2 “ a přírůstek délky lanka jako „ Δx_2 “ (měřeno drážoměry). Ze schématu na obr. 7.4.5 vyplývají následující závislosti:

$$\sin \alpha_2 = \frac{z}{x'_2} \quad (7.1)$$

$$x'_2 = x_2 + \Delta x_2 \quad (7.2)$$

$$x'_2 - x'_1 = x_2 + \Delta x_2 - x_1 - \Delta x_1 = \Delta \quad (7.3)$$

Za předpokladu, že počáteční poloha kola byla zcela svislá, jsou hodnoty délek horního a dolního lanka stejné. Rovnici (7.3) proto můžu zjednodušit na vztah (7.4). Velikost strany Δ je pak vlastně rozdíl hodnot naměřených dráhovými snímači. K dalším úpravám využiji Sinovu větu. Její obecný tvar (7.5) jsem upravil pro můj konkrétní případ (7.6). Úhel odklonu kola γ pak stanovím ze vztahu (7.6).



Obr. 7.4.6 Stanovení úhlu odklonu γ .

$$\Delta = \Delta x_2 - \Delta x_1 \quad (7.4)$$

$$\frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \beta} = \frac{c}{\sin \gamma} \quad \text{dosazením za } a = \Delta; b = R; \alpha = \gamma; \beta = \left(\frac{\pi}{2} + \alpha_2\right) \quad (7.5)$$

$$\frac{\Delta}{\sin \gamma} = \frac{R}{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_2\right)} \quad (7.6)$$

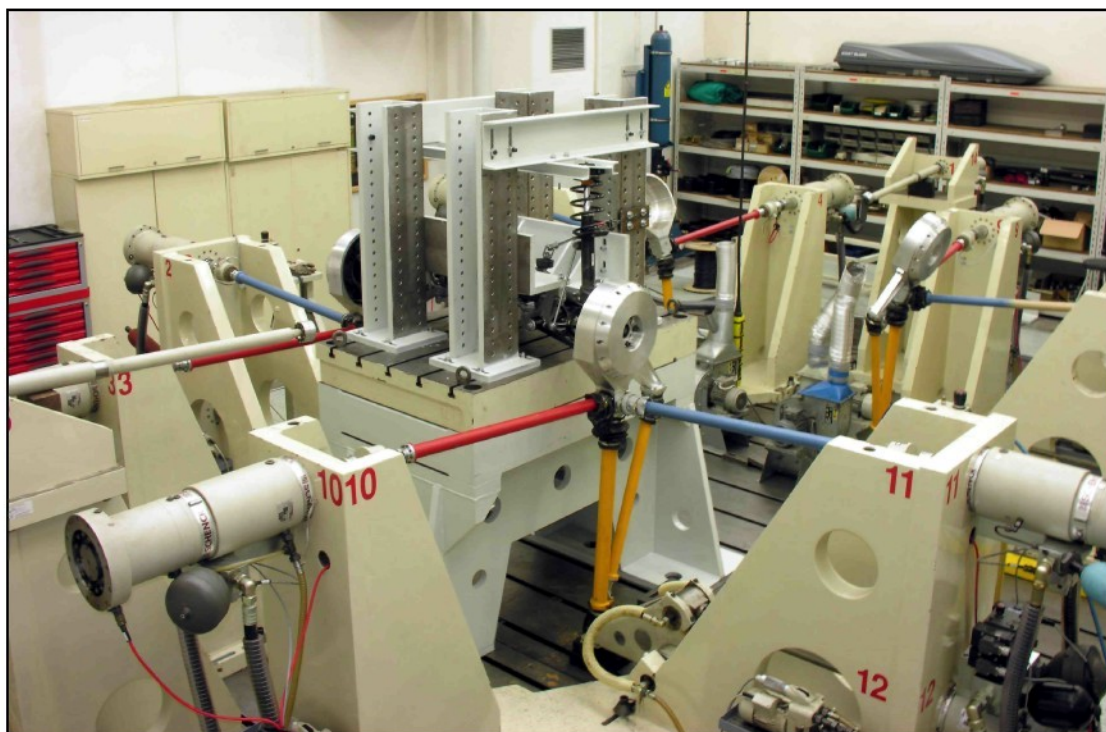
Analogií uvedeného postupu v horizontální rovině lze stanovit i úhly sbíhavosti obou kol přední nápravy. Princip měření zůstává zachován. Úhly sbíhavosti byly měřeny zároveň s úhly odklonu.

Uvedené dvě metody měření, z nichž ta druhá popisovaná byla použita, lze označit podle principu měření a snímání za mechanické. Pro měření lze jistě využít i jiných metod např. optických. Snímat polohu roviny kola lze pomocí laserových paprsků, kamerového systému apod. Nicméně všechny tyto způsoby měření jsou mnohem nákladnější a často vyžadují drahá zařízení. Vzhledem k nepoměrně obtížnější realizovatelnosti jsem nakonec zvolil výše popsanou mechanicko-elektronickou metodu měřících lanek.

7.5 Příprava měření

7.5.1 Zkušební stav a umístění nápravy

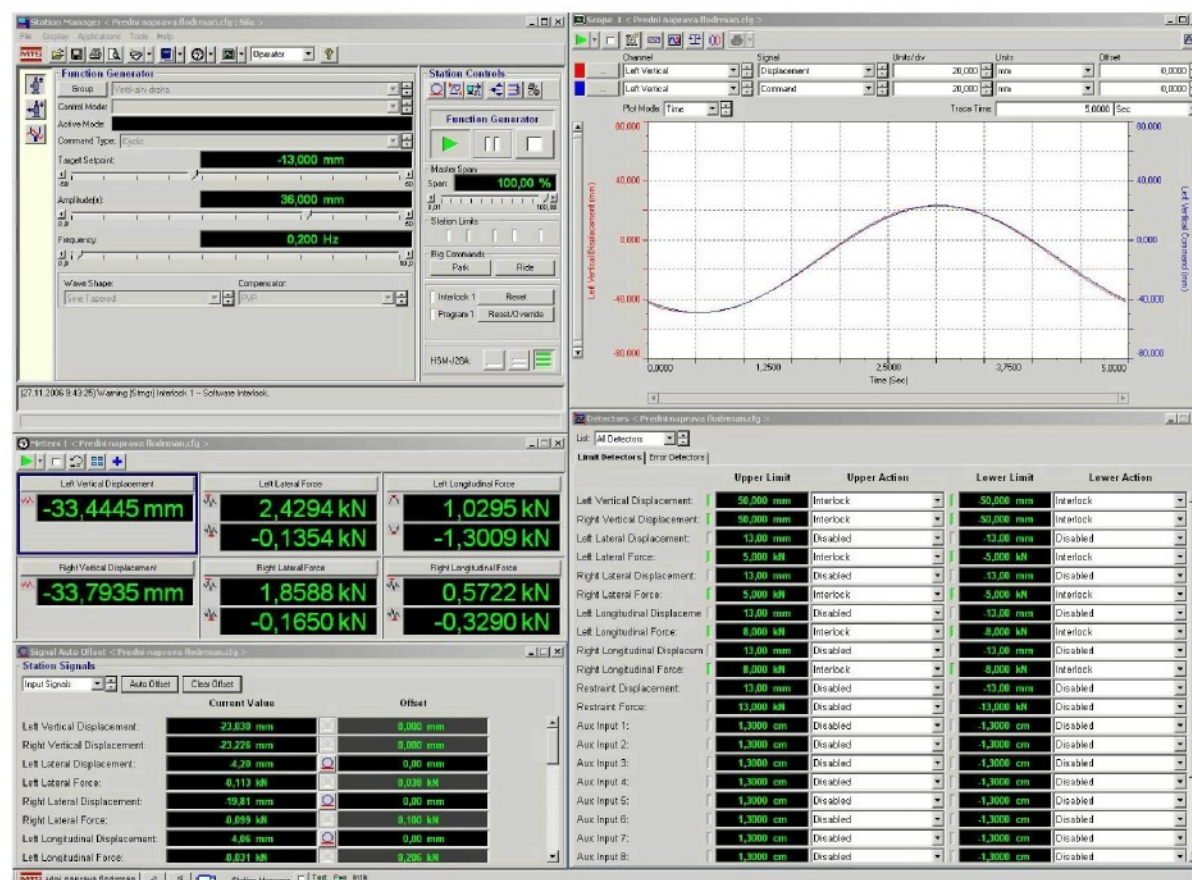
Dynamická zkušebna Škoda Auto je vybavena již zmíněným zkušebním zařízením pro zkoušení životnosti automobilu CARL SCHENCK AG, popsáném v kapitole 7.3. Tento zkušební stav umožňuje simulaci jízdních stavů vnášením svislých, příčných a podélných sil přes tzv. náhrady kola (kap. 7.5.2) do zkoušeného automobilu, nebo jiné mechanické soustavy. V mém případě je onou mechanickou soustavou pouze samostatná přední náprava bez karoserie.



Obr. 7.5.1 Pohled na zkušební stav SCHENCK a umístění přední nápravy McPherson.

Nápravu jsem uchytil do speciálního tuhého rámu zhotoveného přímo pro účely měření této disertační práce. Při konstrukci rámu a montáži nápravy byl kladen důraz na přesné umístění montážních a kinematických bodů tak, aby poloha nápravy souhlasila s montáží ve voze. Výchozí polohu pro měření jsem stanovil do bodu označovaného ML2. Bod ML2 je tzn. konstrukční bod, neboli stav či poloha náprav automobilu, ve které je automobil konstruován. Odpovídá statickému zatížení automobilu s pohotovostní zátěží umístěnému na rovné podložce. Přesnou polohu ramen nápravy jsem nastavil podle měřicího schématu, viz příloha 3. Zkoušená náprava umístěná ve zkušebním stavu má tedy výchozí postavení kol jako skutečný automobil při pohotovostním zatížení.

Ustavením přední nápravy do konstrukční polohy ML2 jsem získal výchozí stav nápravy pro mé simulace a zároveň výchozí stav pro prováděná měření. To je velmi důležité pro pozdější vzájemné porovnávání naměřených charakteristik i verifikaci výpočtového modelu. Přední náprava Škody Octavia II má dle montážního listu určenu sbíhavost v rozsahu 0° - 3° . Aby zkoumaný vzorek a virtuální simulovaná náprava měli stejnou hodnotu sbíhavosti, a tím i stejnou počáteční polohu obou kol, bylo nutné sbíhavost i odklon kola nastavit na 0° . Jak jsem vysvětlil v *kap. 7.4*, je to výhodné vzhledem k následnému měření a vyhodnocování.



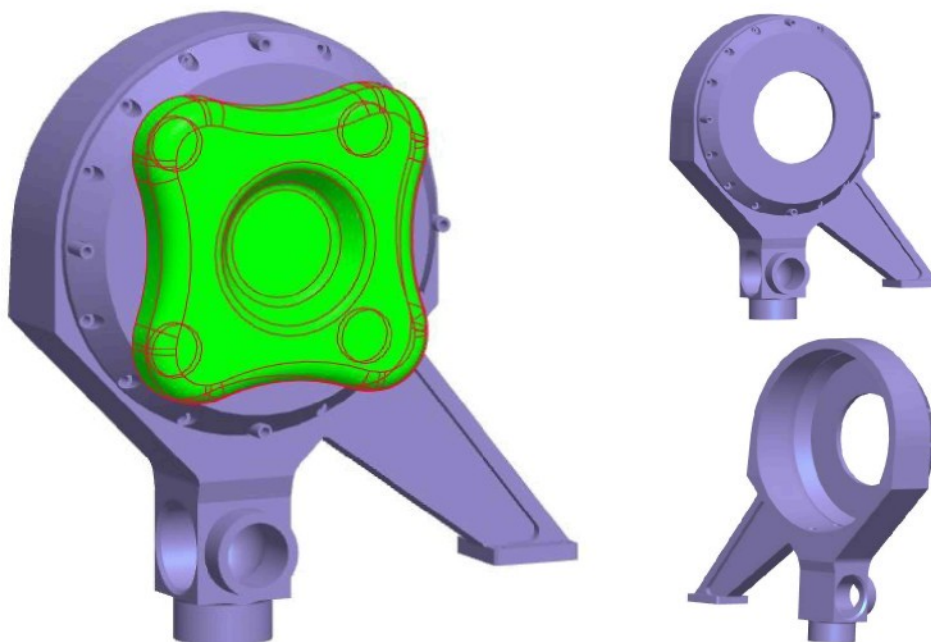
Obr. 7.5.2 Station Manager pro ovládání zkušebního stavu MTS.

Zkušební stav CARL SCHENCK AG umožňuje posuv hydraulických válců řídit dráhově nebo silově. Při mých simulacích jsem využil obou variant řízení. Elastokinematické charakteristiky jsou obvykle vynášeny v závislosti na dráze (resp. propružení kola), proto v této práci bude svislé zatěžování nápravy řízeno dráhou svislých válců. Válců působící ve vodorovné rovině budou vždy řízeny silově. Silové řízení vodorovných válců zaručí konstantní velikost boční síly a měření nebude ovlivněno příčnou deformací nápravy.

K ovládání zkušebního stavu byl použit software firmy MTS Station Manager. Tento software umožňuje základní ovládání zkušebního stavu, nastavení mezních hodnot a měření některých parametrů, jako je síla a dráha ve válcích, sfázování signálu atd. Ovládání tohoto softwaru je relativně náročné, jako ukázka poslouží *obrázek 7.5.2* zobrazující část ovládacích prvků tohoto softwaru.

7.5.2 Náhrady kola

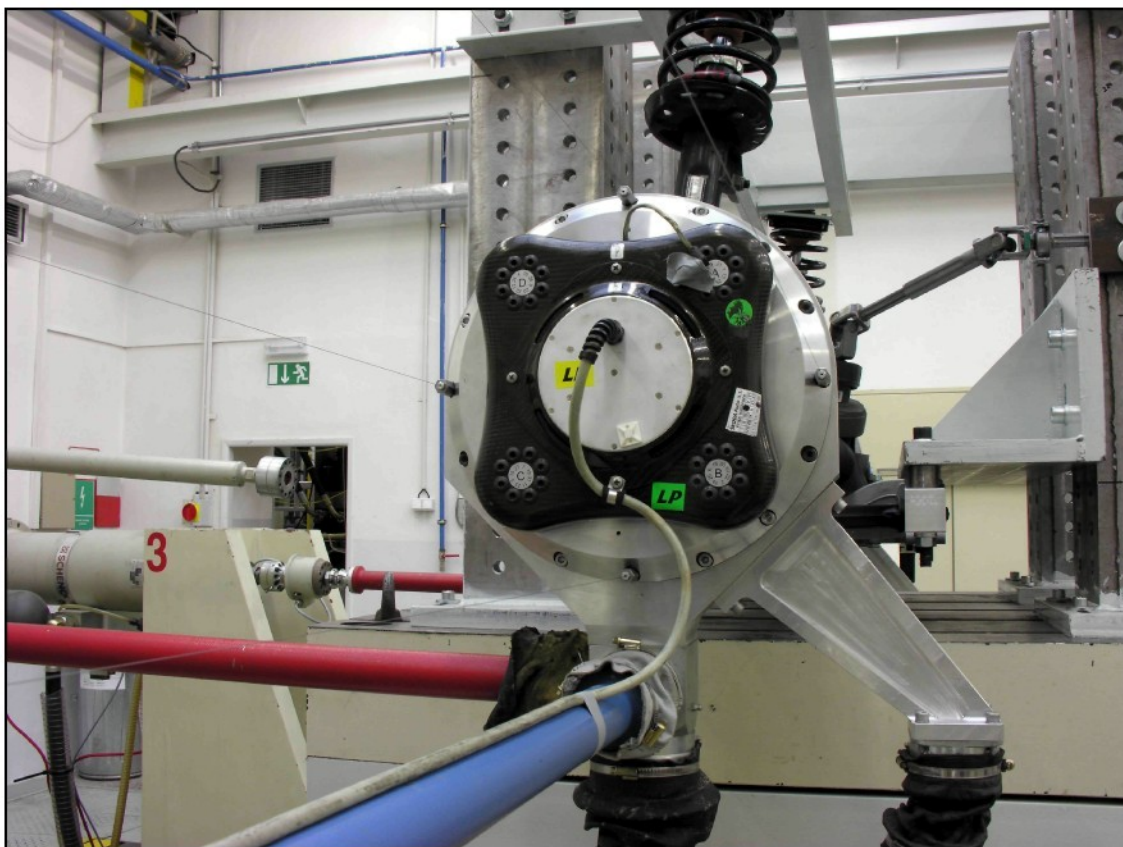
Síly jsou do soustavy vnášeny pomocí tzv. náhrady kola, *obr. 7.5.3*, které slouží k propojení a přenesení sil z hydraulických válců na kola zkoušeného automobilu či nápravy. Náhrada kola je navržena tak, že umožňuje vnášet síly na kolo v místě styku pneumatiky s vozovkou. Náhrada umožňuje vnášet sílu svislou, podélnou a příčnou.



Obr. 7.5.3 Model náhrady kola, vlevo náhrada kola s měřicím zařízením.

Elektronika zkušebního stavu umožňuje měřit dráhu (zdvih) hydraulických válců ve všech třech osách a velikost podélných a příčných sil působících na zkoušenou soustavu. Pro měření velikosti svislých sil je však nutné náhradu dovybavit přídatným měřicím zařízením, jelikož použitý zkušební stav toto měření neumožňuje. Přídatné měřicí zařízení (tzv. měřicí kolo) je na *obr. 7.5.3* znázorněno zeleně.

Princip měřicího kola je založen na tenzometrických snímačích, které měří napětí ve čtyřech symetricky rozmístěných bodech. Před každým měřením musí být náhrada společně s měřicím kolem zkalibrována, aby se hodnotám napětí přiřadila příslušná velikost zatížení, resp. velikost působící síly. Při měření je pak snímáný signál vyhodnocován přímo jako síla.



Obr. 7.5.4 Náhrada kola se zařízením pro měření sil.

Druhou možností, jak je možné zjistit svislou sílu na nápravě, je vybavit vzpěru McPherson soustavou tenzometrů a měřit sílu přímo v pružici a tlumicí jednotce. Získanou sílu by bylo možné přímo porovnávat se stejnou silou ve virtuálním modelu, nebo její velikost přepočítat na velikost svislé síly ve stopě pneumatiky.

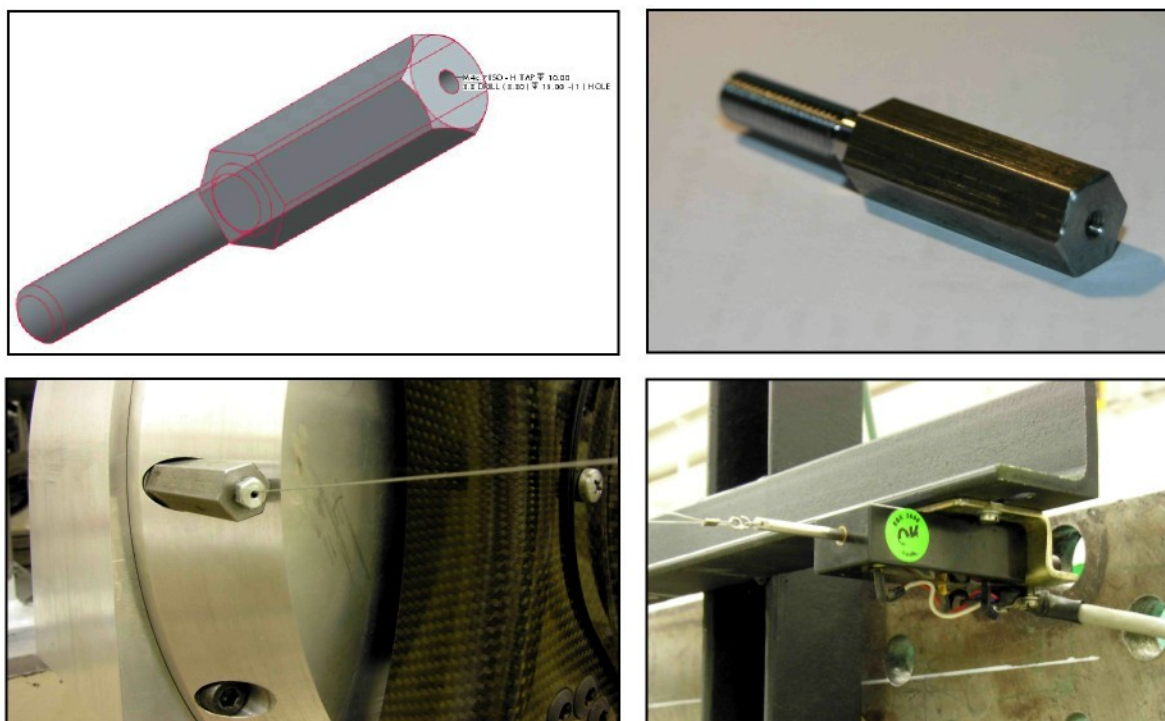
7.5.3 Konstrukce měřících přípravků

Abych mohl měření uskutečnit, musel jsem navrhnout, vyrobit a smontovat celou řadu přípravků. Mezi ty největší přípravky patří samotný rám pro usazení zkoušení nápravy. Dále jsem musel navrhnout a vyrobit dva měřicí kříže a sadu měřících šroubů.

Měřicí šroub

Náhrada kola nesměla být v zásadě narušena, proto jsem navrhl speciální úchyt lanka pomocí tzv. měřicího šroubu. Měřicí šroub je navržen tak, aby umožnil uchycení teflonového lanka na náhradu kola a zároveň nedošlo k porušení samotné náhrady kola. Tyto tzv. měřicí šrouby jsem rozmístil ve čtyřech místech po celém obvodu náhrady kola. Měřicí šrouby nahradily některé stávající imbusy a zároveň umožnily uchycení malého šroubku M4 s otvorem v jeho středu. Otvorem bylo možné protáhnout a zajistit lanko. Umístění lanka a jeho upevnění je tak přímo v ose šroubu a pro všechny čtyři měřicí body ve stejné vzdálenosti od střední roviny kola.

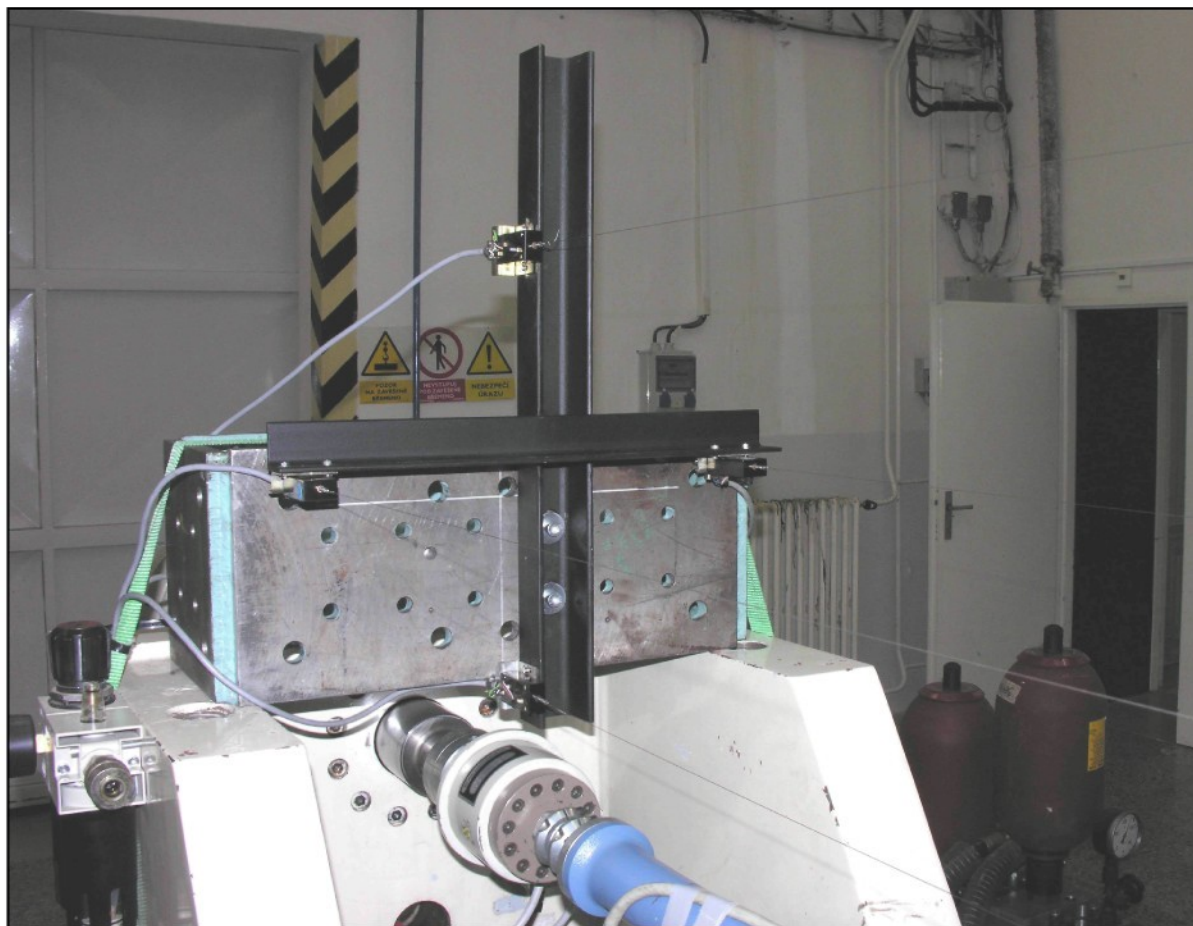
Lanko je pletené, ocelové, potažené teflonovým povrchem. Přes jeho vysokou pevnost je velmi lehké a při měření nepruží ani se nepronáší. Měření tím tedy není ovlivněno. Velikost předpětí v lanku zajišťuje zpětná pružina dráhových snímačů a je pro všechny snímače stejná.



Obr. 7.5.5 Měřicí šroub, dráhový snímač umístěný na měřicím kříži.

Měřicí kříž

Dalším přípravkem, který jsem musel pro měření navrhnout a vyrobit byl, tzv. měřicí kříž. Tento přípravek slouží jako rám pro dráhové snímače a je možné jej pevně přichytit na tuhý rám hydraulických válců. Zároveň se dá regulovat poloha snímačů vůči náhradě kola. Možnost snadné změny polohy celého kříže i na něm umístěných jednotlivých dráhových snímačů je velmi důležitá. Měřicí kříž musí být snadno nastavitelný do přesné polohy tak, aby byla dosažena správná výchozí poloha lanek.



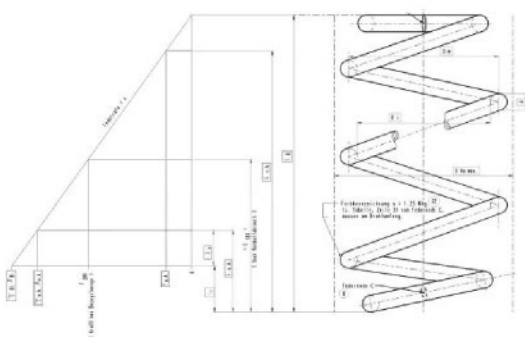
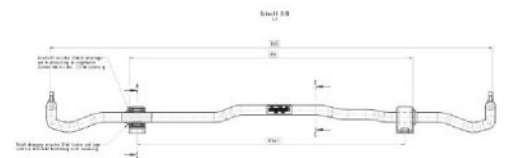
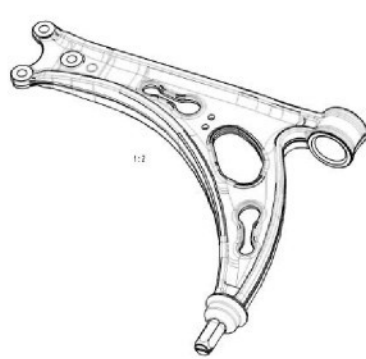
Obr. 7.5.6 Měřicí kříž.

Rozteč měřicích šroubů na jedné straně je 358 mm, rovněž rozteč os dráhových snímačů na druhé straně musí být stejná. Tím je zachována rovnoběžnost měřicích lanek. Střed měřicího kříže je ve stejné výšce jako střed hlavy kola, lanka jsou tudíž ve výchozí poloze měření vodorovná. Kříž je svařen ze vzájemně kolmých U a L profilů s vyfrézovanými drážkami pro jemné doladění polohy dráhových snímačů, *obr. 7.5.5 a 7.5.6.*

7.5.4 Parametry zkoušené nápravy

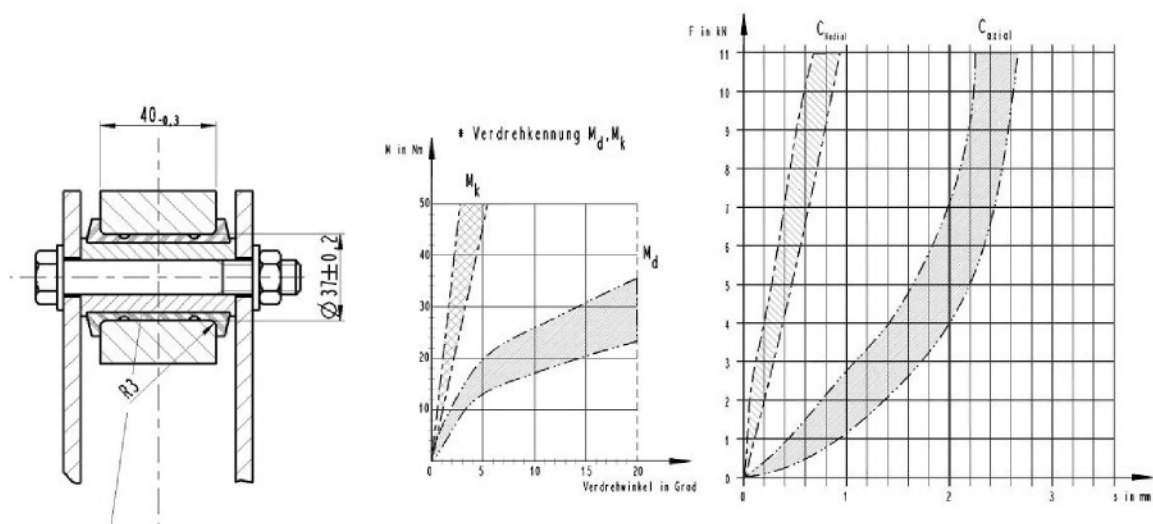
Před měřením bylo nutné zkontrolovat jednotlivé díly, zda zkoušená náprava odpovídá svými parametry výkresové dokumentaci. Případný omyl by mohl výsledky celého experimentu výrazně zkreslit. Náprava použitá pro měření byla zcela nová a její parametry jsou pro přehlednost uvedeny v tabulce 7.5.1.

Tabulka parametrů nápravy 7.5.1:

Náprava Typ: Mc Pherson Motorizace: Škoda Octavia 2.0 TDI / 147 kW Zatížení přední nápravy: 721 – 755 kg Hmotnost neodpružených částí: 102 kg	
Pružiny Tuhost: 27 N/mm Číslo dílu: 1K0 411 105 DA Barevné označení: 1 šedá 3 červené Staré barevné označení: 1 fialová 4 hnědé	
Příčný stabilizátor Tuhost: 52 N/mm Průměr: $\varnothing$ 23 mm Číslo dílu: 1K0 411 303 N	
Rameno nápravy Číslo dílu: 1K0 407 153 G	

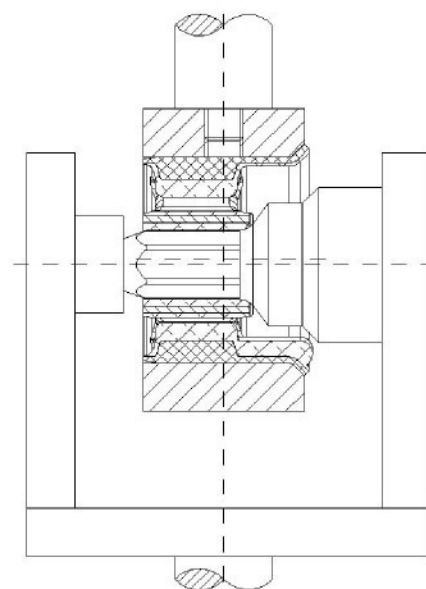
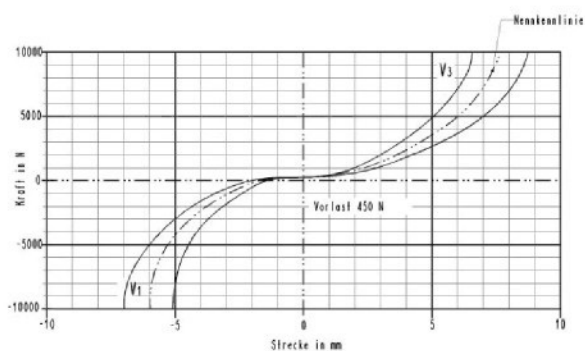
Malé lůžko ramene nápravy

Číslo dílu: 1K0 407 182 A

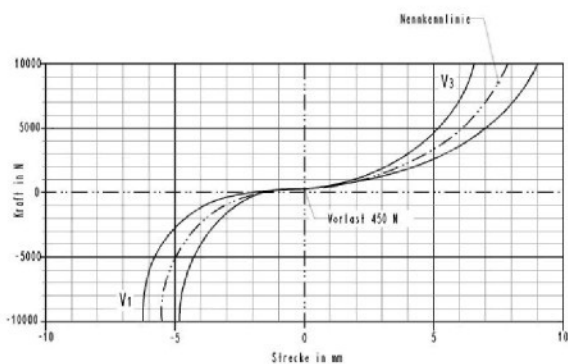


Velké lůžko ramene nápravy

Číslo dílu: 1K0 407 183 B (NOVE)

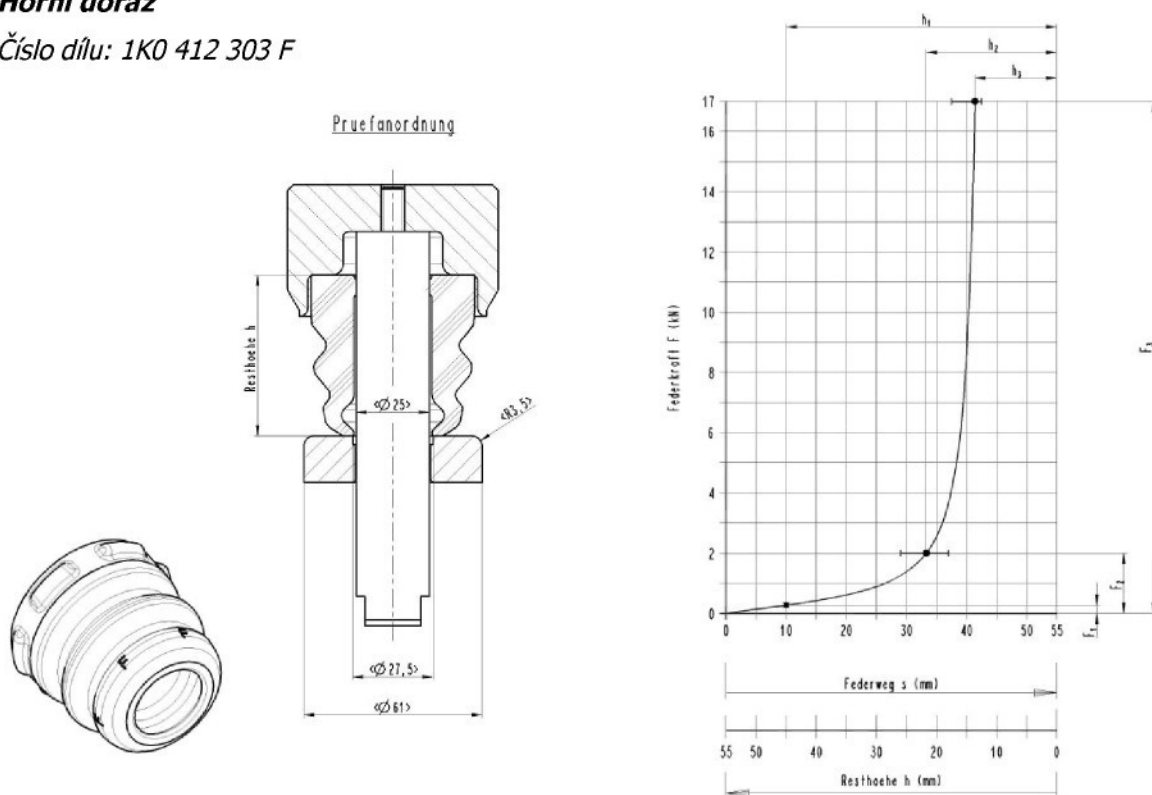


Číslo dílu: 1K0 407 183 A (100.000KM)



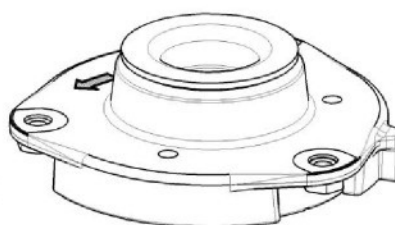
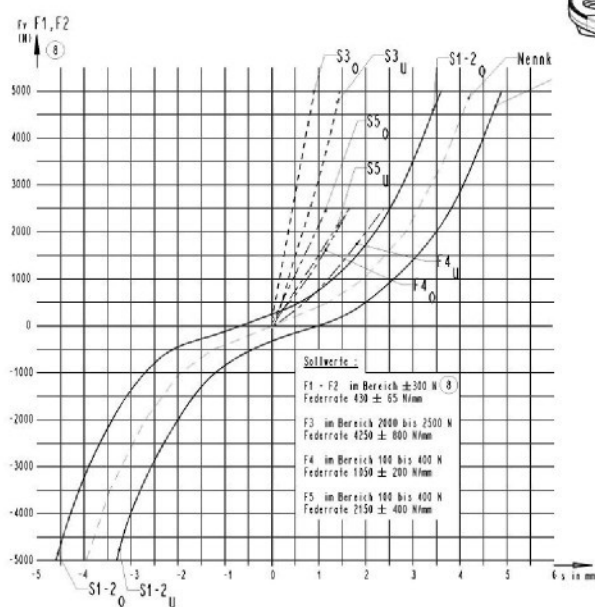
Horní doraz

Číslo dílu: 1K0 412 303 F



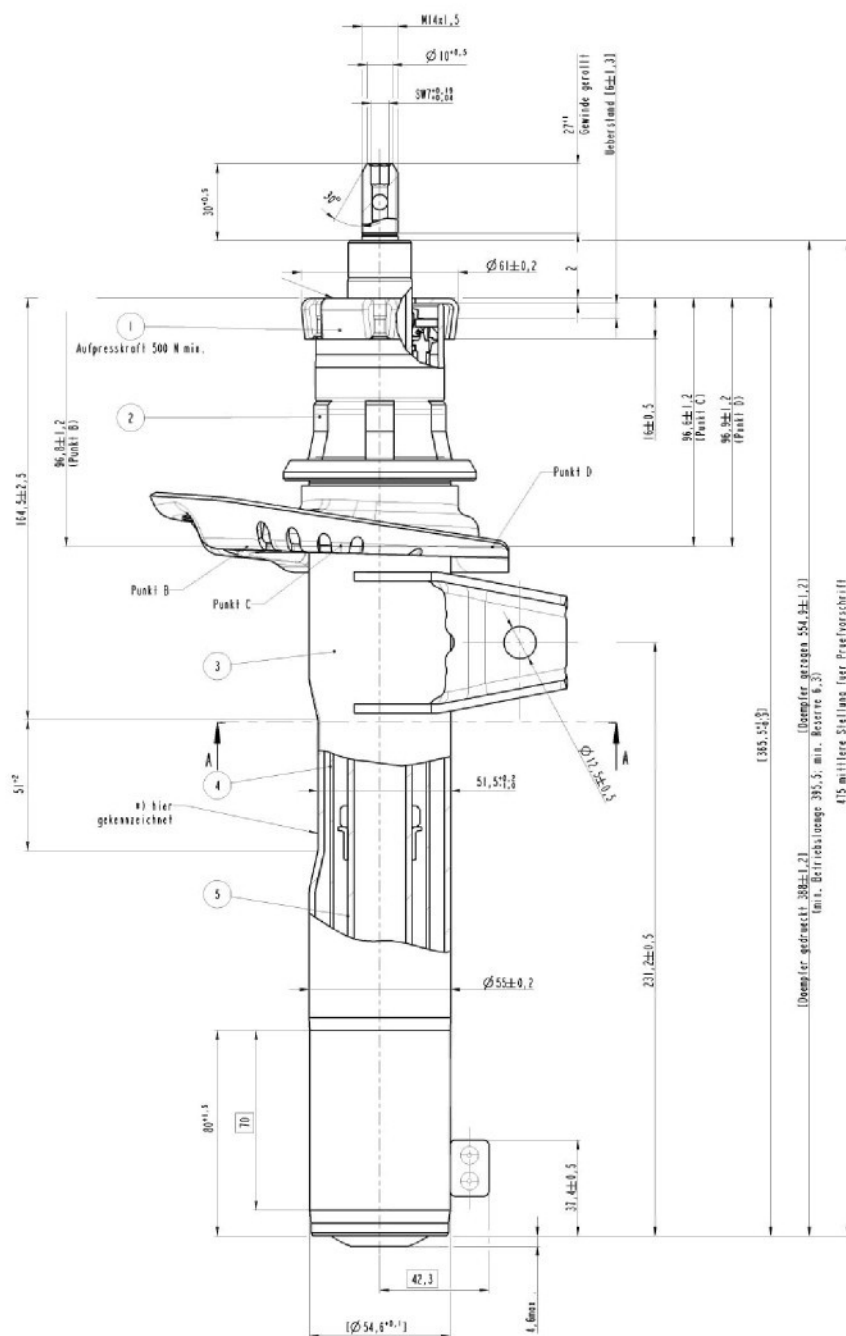
Horní lůžko

Číslo dílu: 1K0 412 331 B



Tlumič – přední

Číslo dílu: 1T0 413 031 DN



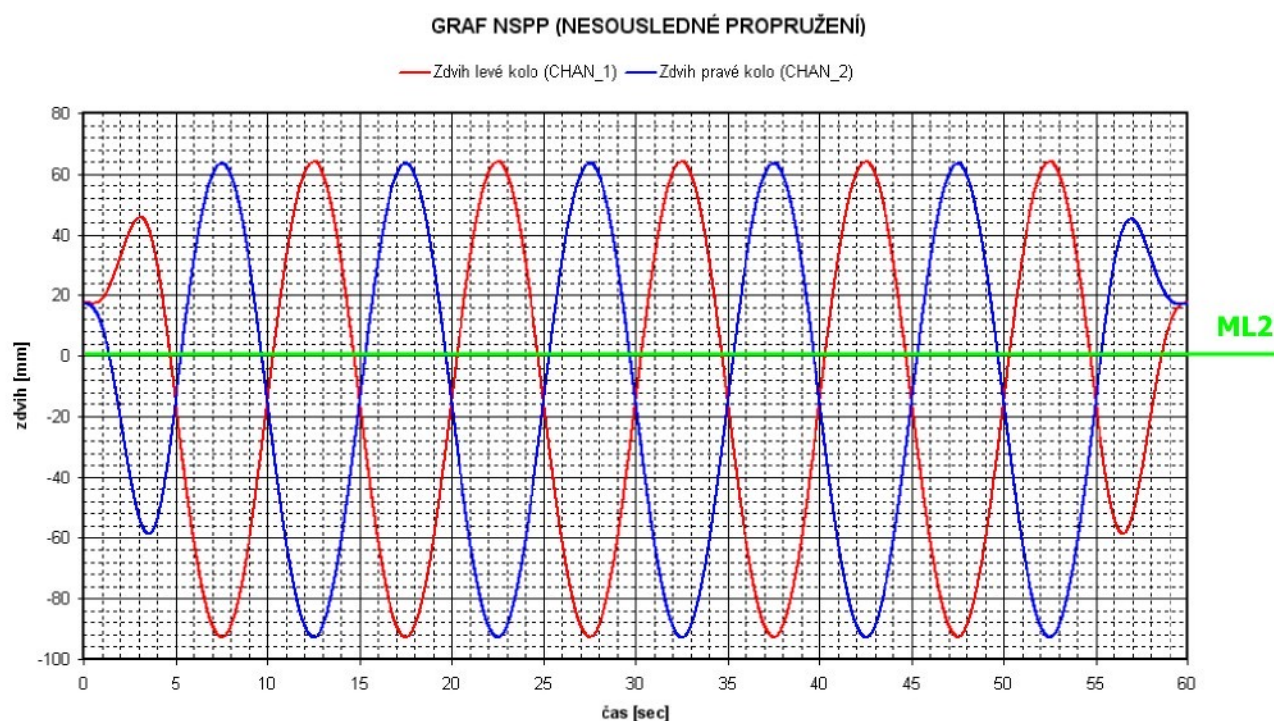
7.6 Měření a sběr dat

7.6.1 Buzení a systém značení

Buzení

Elastokinematické charakteristiky je obvyklé uvádět v závislosti na svislém propružení kola. Proto bude výhodné zatěžovat nápravu řídit drahou svislých válců. Svislý hydraulický válec je buzen dráhovým signálem sinusového tvaru. Průběh signálu a jeho parametry jsou tvořeny v programu *Test Pro* od firmy *MTS* dodaného k použitému zkušebnímu stavu.

Na *obr. 7.6.1* je uveden průběh svislého vysunutí hydraulických válců, který v mém případě představuje zdvih jednotlivých kol. Z průběhu je patrné, že jeden zatěžovací a měřicí cyklus se skládá z šesti kmitů kola během 60 sekund, což odpovídá budicí frekvenci 0.1 Hz. Z průběhů dále vidíme, že první a poslední kmity jsou tzv. zaváděcí a jsou odlišné.



Obr. 7.6.1 Budicí signál pro zkoušku NSPP.

Před stanovením zatěžovacích cyklů jsem musel prošetřit extrémní pohyby kol při provozu. Podle informací příslušného oddělení ve Škoda Auto se maximální amplituda kola přední nápravy, naměřená za extrémního provozu, pohybuje od +70 mm (maximální stlačení tlumiče) do – 110 mm (vyvěšení

kola). Jako nulová hodnota a střed pomyslné sinusovky je v mém případě brána poloha ML2, amplituda je tedy nesymetrická. Celková dráha propružení kola je 180 mm.

Vytvoření nesymetrické zatěžovací charakteristiky je na použitém zkušebním stavu relativně obtížné, proto pro účely simulace posunu střed symetrického budicího signálu z polohy ML2 (nula) do hodnoty zdvihu svislého válce -20 mm. Tím dostanu symetrický sinusový signál s amplitudou ± 90 mm. Taková amplituda zaručuje zdvih v celém rozsahu stoosmdesáti milimetrů. Nastavená amplituda zdvihu dovolí maximální prověření nápravy v celém rozsahu jejího zdvihu.

V průběhu zkoušek vznikla obava, že stlačení o +70 mm je přílišné a mohlo by dojít k porušení zkušebního vzorku nápravy či úchytného rámu nápravy. Varovným signálem před porušením zkoušené soustav bývá např. velký nárůst síly. Bohužel možnost měřit extrémně narůstající svislou sílu a simulaci případně přerušit nebyla. Jak jsem již uvedl, mnou použitý zkušební stav neumožňuje měřit absolutní hodnotu svislé síly. Byl tedy dovybaven o přídatné měřicí zařízení (tzv. měřicí kolo) pro měření sil působících ve všech třech osách na kola. Toto zařízení však zaznamenává pouze přírůstek síly, ne absolutní hodnotu. Z důvodu těchto obav byla horní hranice svislého zdvihu snížena. Výsledný budicí signál, znázorněný jako ukázka pro případ nesousledného propružení kol na *obr. 7.6.1*, má amplitudu ± 80 mm. Střed sinusového signálu je v hodnotě -18 mm a hodnota zdvihu svislého válce pro polohu ML2 je nula.

Typy buzení a systém značení

Zatěžovací stavy měřené nápravy vycházejí z provozních stavů, ve kterých se automobil v provozu běžně pohybuje. Nejedná se ovšem o zcela přesné napodobení jízdních stavů reálného automobilu. Jde pouze přibližné zatížení takové, aby se projevíly účinky příčných a podélných sil. Stejně zatížení jaké vyvolá zkušební stav, budu simulovat v programu ADAMS. Tím, že virtuální model bude odpovídat reálnému zkušebnímu stavu, se výrazně zjednoduší a zpřesní porovnávání výsledků simulací a naměřených charakteristik.

- Jízdní stavy:**
- propnutí na nerovnostech
 - brzdění v přímém směru
 - jízda zatáčkou
- Silová zatížení kol:**
- pouze samotné svislé zatížení kol
 - svislé zatížení a boční síla
 - svislé zatížení a podélná síla

Jak jsem již uvedl, druhy zatížení vycházejí z různých jízdních a silových stavů působících při provozu na nápravu automobilu. Tyto stavy jsem nakombinoval a určil velikosti zatěžovacích sil. Následující tabulka obsahuje devět mnou navržených zátěžných stavů a jejich příslušné označení.

Tabulka buzení nápravy (tab. 7.6.1)

	Typ buzení	Označení dat
1.	sousledné propnutí	SSPP
2.	nesousledné propnutí	NSPP
3.	sousledné propnutí + podélná síla 1500 N	SSPP_1500_P
4.	sousledné propnutí + podélná síla 3000 N	SSPP_3000_P
5.	nesousledné propnutí + podélná síla 1500 N	NSPP_1500_P
6.	nesousledné propnutí + podélná síla 3000 N	NSPP_3000_P
7.	nesousledné propnutí + boční síla 1000 N	NSPP_1000_B
8.	nesousledné propnutí + boční síla 2500 N	NSPP_2500_B
9.	nesousledné propnutí + boční síla 5000 N	NSPP_5000_B

7.6.2 Sběr dat, měřicí kanály

Tabulka 7.6.2:

Název měření	Označení kanálu	Rozsah snímače
Zdvih levého válce (Left Vertical Displacement)	CHAN_1	
Zdvih pravého válce (Right Vertical Displacement)	CHAN_2	
Boční zdvih levého válce (Left Lateral Displacement)	CHAN_3	
Boční síla levého válce (Left Lateral Force)	CHAN_4	
Boční zdvih pravého válce (Right Lateral Displacement)	CHAN_5	
Boční síla pravého válce (Right Lateral Force)	CHAN_6	
Podélný zdvih levého válce (Left Longitudinal Displacement)	CHAN_7	
Podélná síla levého válce (Left Longitudinal Force)	CHAN_8	
Podélný zdvih pravého válce (Right Longitudinal Displacement)	CHAN_9	
Podélná síla pravého válce (Right Longitudinal Force)	CHAN_10	
Dráha Y horní levý (Y Displacement Top Left)	CHAN_11	±14,88 mm / 2 x 5V
Dráha Y dolní levý (Y Displacement Down Left)	CHAN_12	±14,88 mm / 2 x 5V
Dráha Y přední levý (Y Displacement Front Left)	CHAN_13	±14,88 mm / 2 x 5V
Dráha Y zadní levý (Y Displacement Back Left)	CHAN_14	±14,88 mm / 2 x 5V
Dráha Y horní pravý (Y Displacement Top Right)	CHAN_15	±14,84 mm / 2 x 5V
Dráha Y dolní pravý (Y Displacement Down Right)	CHAN_16	±14,88 mm / 2 x 5V
Dráha Y přední pravý (Y Displacement Front Right)	CHAN_17	±15,02 mm / 2 x 5V
Dráha Y zadní pravý (Y Displacement Back Right)	CHAN_18	±14,84 mm / 2 x 5V
Podélná síla levé kolo (X Force Left)	CHAN_19	±35,85 kN
Boční síla levé kolo (Y Force Left)	CHAN_20	±24,15 kN
Svislá síla levé kolo (Z Force Left)	CHAN_21	±36,0 kN
Podélná síla pravé kolo (X Force Right)	CHAN_22	±34,15 kN
Boční síla pravé kolo (Y Force Right)	CHAN_23	±24,3 kN
Svislá síla pravé kolo (Z Force Right)	CHAN_24	±35,85 kN

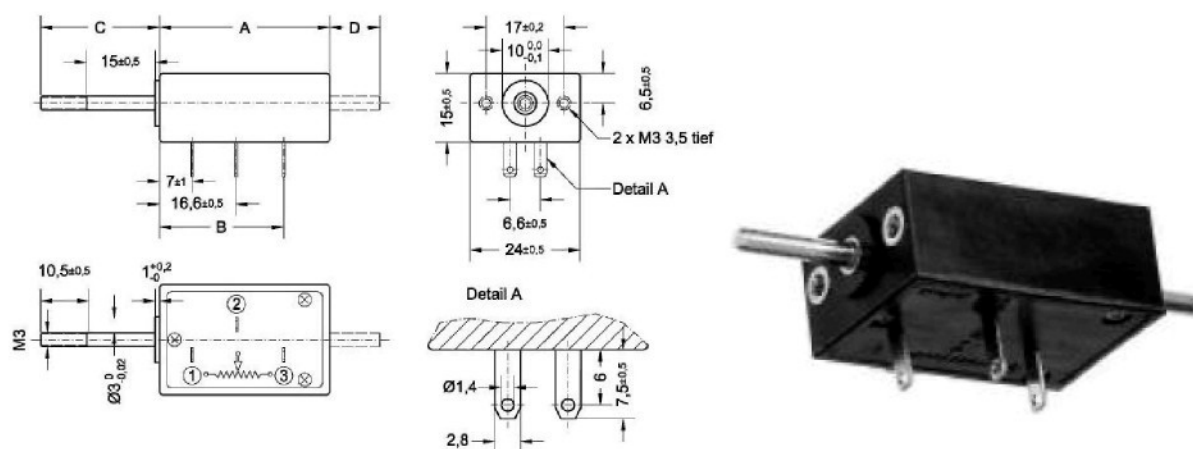
7.6.3 Snímače a citlivost snímačů

Dráhový snímač Megatron

Pro měření vzdálenosti měřicích šroubů od měřicího kříže jsem použil dráhový snímač firmy Megatron s označením MM30. Volba dráhového snímače s rozsahem 30 mm byla uskutečněna na základě prvních kinematických simulací v programu ADAMS. Musel jsem totiž dopředu určit potřebný rozsah dráhových snímačů a podle něj zvolit vhodný snímač. Při použití snímače z větším rozsahem bych zbytečně snižoval citlivost snímače, podle *vztahu 7.6.1*, a při volbě příliš malého rozsahu dráhového snímače by mohl dojít k jeho poškození.

$$(7.6.1) \quad C = \frac{N}{R} \quad C - \text{citlivost snímače, } N - \text{napětí, } R - \text{rozsah (viz tab. 7.6.2)}$$

Dráhové snímače jsou pravidelně kalibrovány a podle určené citlivosti je pak zpracován jejich signál a vyhodnocen jako dráha, resp. dráhový přírůstek. Technický list použitých dráhových snímačů Megatron MM30 je v příloze, *příloha 4*.



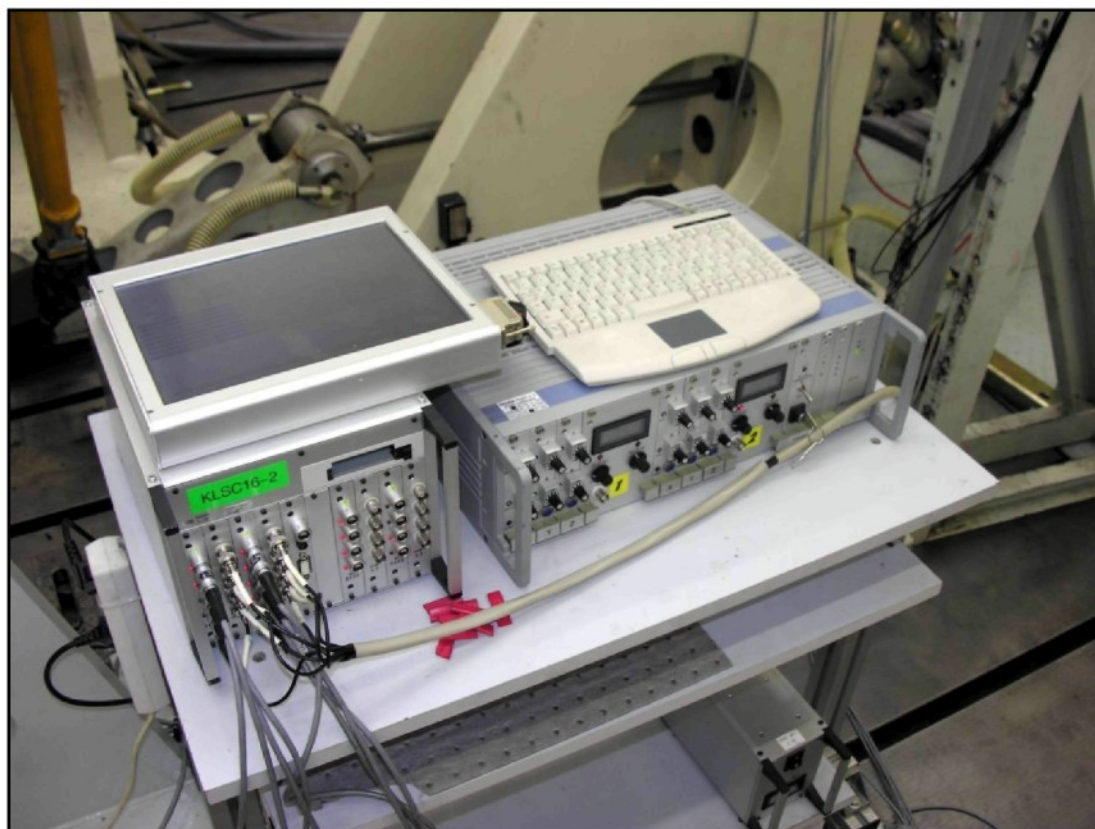
Obr. 7.6.2 Dráhový snímač Megatron MM30, viz přílohy.

Převodník sil – tzv. měřicí kolo

K měření sil působících na kolo jsem využil měřicí elektroniky firmy IGEL Ingenieurgesellschaft. Více informací o způsobech měření s tímto zařízením a principu jeho funkce naleznete v *kapitole 7.5.2*.

Sběr naměřených dat

Sběr naměřených dat jsem provedl pomocí ústředny ADITEC KLSC-16 v.č. 03112001. Tato ústředna umožňuje zaznamenávání několika signálů najednou. Nahraná data jsem dále zpracovával v tabulkovém programu MS Excel. Na *obrázku 7.6.3* je stůl s ústřednou ADITEC.

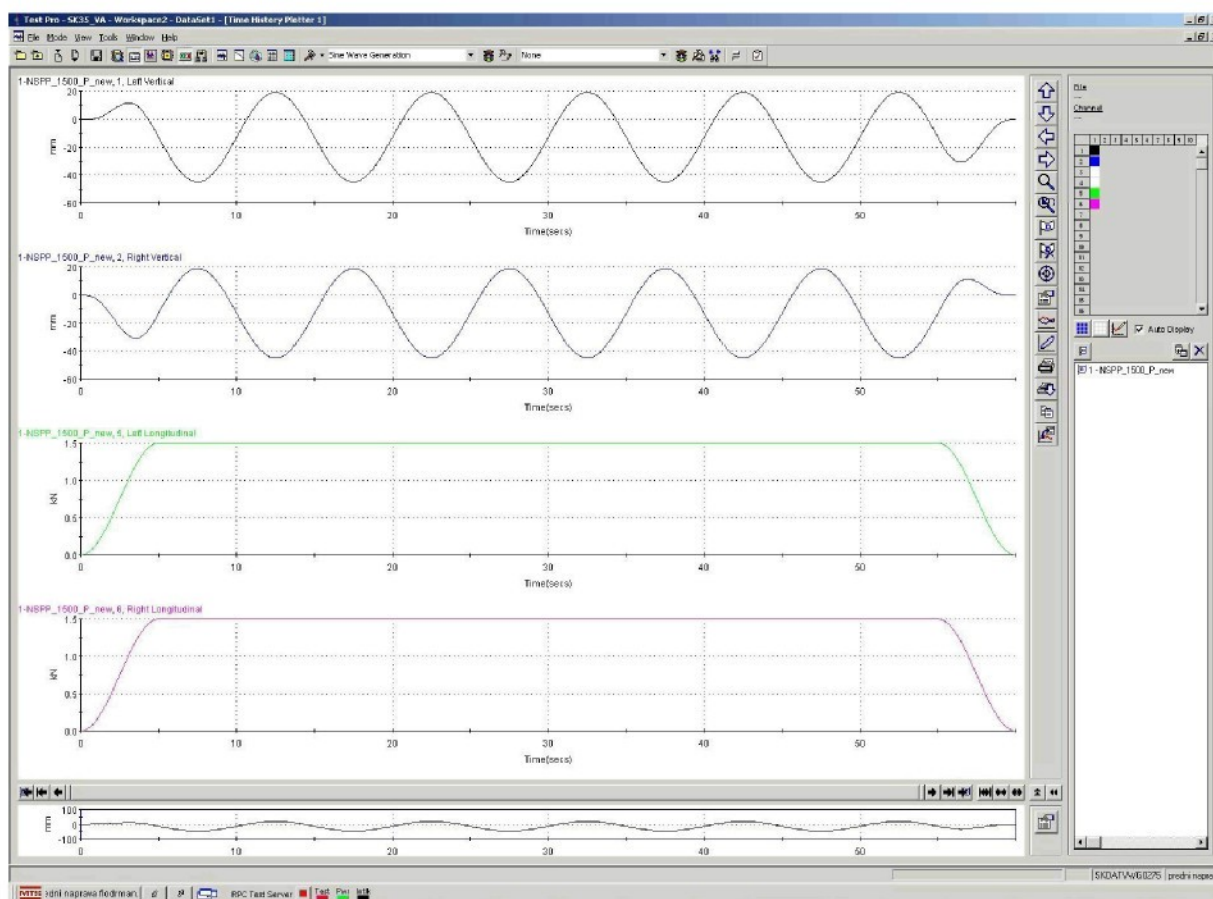


Obr. 7.6.3 Ústředna ADITEC.

7.6.4 Software

K ovládání hydrauliky zkušebního stavu slouží software dodaný firmou MTS nazvaný FlexTest II. Tento software umožňuje řízení hydraulických válců, nastavení různých ochran apod. Jeho nástavba RPC Project Manager pak umožňuje vytvoření vícekanálového zatěžovacího cyklu. Na *obr. 7.6.3* je ukázka softwarového prostředí a nastavení parametrů pro test nesousledného propružení s působením podélné síly 1500 N (NSPP_1500_P).

První křivka na *obrázku 7.6.3* (černá) představuje zdvih levého kola. Průběh křivky je sinusový, začínající v nule. První a poslední cyklus u všech zobrazených průběhů nedosahuje požadovaných amplitud, neboť se jedná o zaváděcí a parkovací cykly. Druhá křivka (modrá) představuje zdvih



Obr. 7.6.3 Prostedí programu RPC Project Manager.

právého kola. Z průběhů je patrné, že první a druhá křivka jsou fázově posunuté. To znamená, že zobrazené nastavení RPC Project Managera odpovídá zkoušce nesousledného propružení (odtud označení **NSPP_xxxx_x**). Zelená a fialová křivka znázorňují průběh velikosti působící podélné síly (NSPP_xxxx_P). Na obě kola působí stejně velká síla 1500 N. Odtud označení **NSPP_1500_P**.

Pro vyhodnocení a zpracování signálu z dráhových snímačů slouží program RPC Pro, který umožňuje práci s naměřenými daty nebo jejich export. V mém případě z důvodu dalšího zpracování

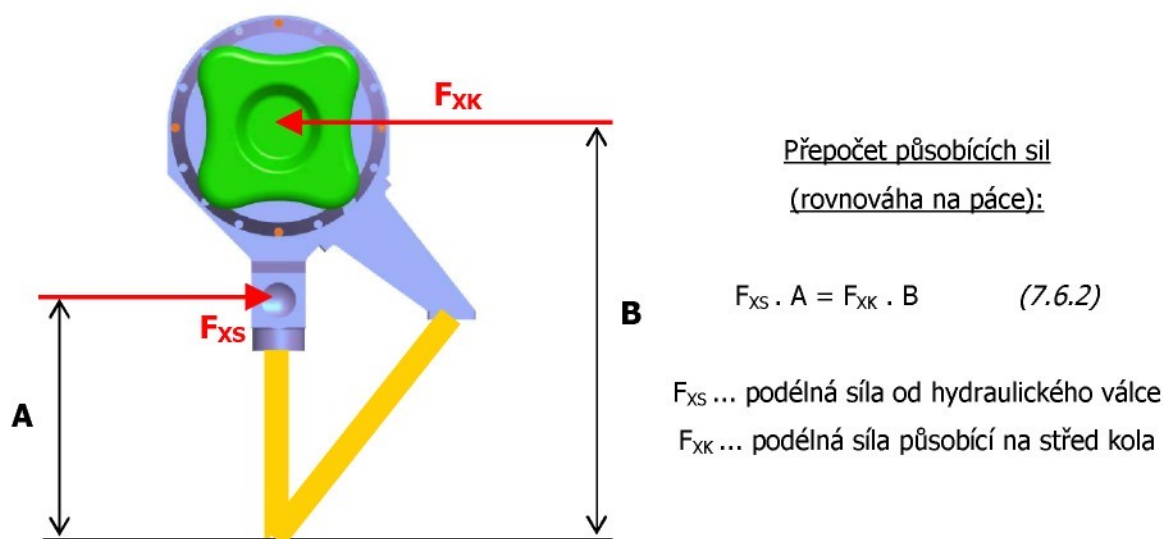
naměřených dat byla data exportována do ASCII souboru a další zpracování proběhlo pomocí softwaru Microsoft Excel. Příklad datového souboru z měření je v příloze, *příloha 5*.

7.6.5 Přepočet naměřených výsledků

V některých případech bylo zapotřebí naměřená data upravit nebo přepočítat. Aby nedošlo k pochybnostem, že jsou naměřená data manipulována, uvedu zde důvody jejich přepočtu.

Přepočet bočních a podélných sil

Díky konstrukci zkušebního stavu je potřeba při vyhodnocování počítat s tzv. „přepákováním“, což znamená, že síla změřená elektronikou hydraulického válce neodpovídá skutečné hodnotě síly působící na střed osy kola. To je způsobeno konstrukcí náhrady kola. Na *obr. 7.6.3* je pak znázorněno stanovení velikosti opravného koeficientu, resp. převodu páky, jehož velikost je 0,77.



Obr. 7.6.3 Schematické znázornění „přepákování“ hydraulických válců zkušebního stavu.

Svislý zdvih hydraulických válců

Další opravný koeficient, resp. přepočet, je použit u hodnoty zdvihu svislých válců. Je opět dán konstrukcí zkušebního stavu a jeho hodnota je 2,5. Dále je pak k hodnotě zdvihu přičtena hodnota 7,2. Tato hodnota vyjadřuje posunutí hydraulických válců z hodnoty parking do polohy ML2, znamená tedy jen posunutí stupnice svislého dráhoměru tak, aby fyzický model a model v ADAMSu měl stejnou počáteční polohu. Výpočet zdvihu v tabulkách měření má tedy tvar podle *vztahu 7.6.3*.

$$(7.6.3) \quad z_s = (z_v + 7,2) \cdot 2,5 \quad z_s - \text{skutečný zdvih, } z_v - \text{zdvih na válci}$$

7.7 Porovnání výsledků a analýza odchylek

Před studiem prvních výsledků měření uvedených v nadcházejících podkapitolách je nutné objasnit některé důležité skutečnosti, aby interpretace výsledků měření byla lépe pochopitelná.

Skutečná velikost amplitudy zdvihu kola

První z důležitých vysvětlení se týká „*skutečné velikosti zdvihu kola*“. Pozornému čtenáři totiž jistě neujde, že nastavená amplituda v grafu řídicího programu hydraulických válců je ± 32 mm (např. obr. 7.7.1), přesto uvádím amplitudu buzení ± 80 mm. To je způsobeno tzv. přepákováním na zkušebním stavu, popsaném a vysvětleném v kap. 7.6.5. Díky přepákování je v řídicím programu nastavená jiná velikost amplitudy, než je pak skutečný zdvih kola. Amplituda válců ± 32 mm tedy vyvolá zdvih kola ± 80 mm.

Hystereze tlumičů

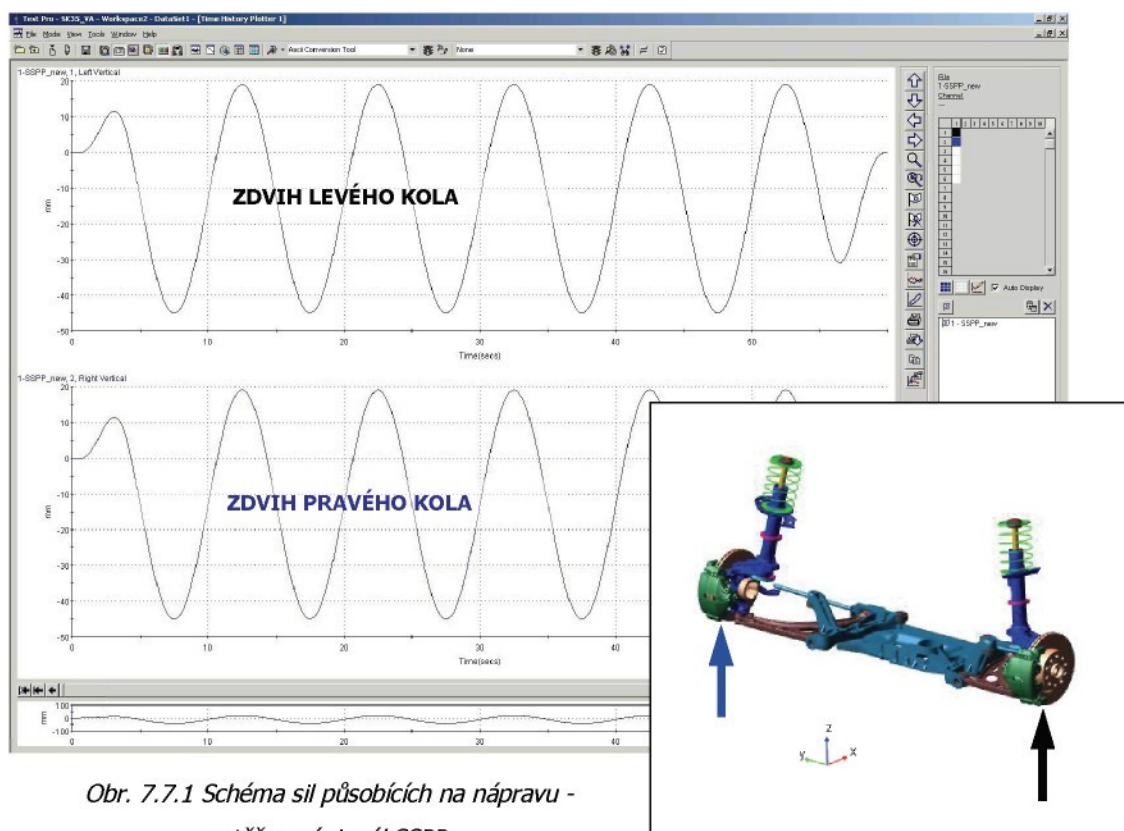
Druhá důležitá věc, kterou zde musím zmínit, je vliv útlumu tlumičů. Jak bylo zmíněno v kap. 4.2.3, tlumič má rozdílnou charakteristiku tlumení při stlačování a roztahování. Nestejný útlum způsobuje rozdíly v hodnotách naměřených úhlů při pohybu kola směrem vzhůru a dolů. Abych tento vliv co nejvíce eliminovat, zvolil jsem kvazistatické zatěžování nápravy. Frekvence svislého zatěžování je pouhých 0.1 Hz, což je relativně velmi pomalý pohyb nápravy. Přesto se dá na naměřených grafech vysledovat vliv rozdílného útlumu. Možným řešením, jak tento vliv zcela eliminovat, je měření opakovat s ještě menší frekvencí buzení (časově náročné), nebo upravit tlumič tak, aby neplnil svou funkci tlumení. Na takové úpravy však nebyl prostor.

Jelikož rozdíl naměřených hodnot při stlačení a roztahování tlumiče je velice malý (ve většině případů se pohyboval kolem $0,05^\circ$ a jen výjimečně překročil $0,1^\circ$), není dle mého soudu nutné měření opakovat. Pro přehlednější interpretaci výsledků jsem naměřené hodnoty nahradil polynomem druhého nebo třetího řádu.

Orientace zatěžovacích sil

Třetí a poslední skutečností, kterou je třeba předeslat, je orientace sil při zatěžování. Svislá síla, tedy síla způsobující propružení kol, stlačuje rameno nápravy, a její kladné hodnoty jsou brány v kladném směru osy Z. Podélná síla simuluje působení sil při brzdění, a její kladné hodnoty jsou brány v kladném směru osy X. Působení boční síly je díky postavení hydraulických válců trochu komplikovanější. V průběhu řešení práce je vždy simulována jízda pravotočivou zatáčkou. Síla měřená pravým hydraulickým válcem je brána jako tažná, její hodnota v grafech je proto záporná, viz obr. zatížení 7.7.7. Pro snazší představu směr působících sil znázorňují šipky.

7.7.1 Měření č. 1.: Sousedné propružení SSPP



Obr. 7.7.1 Schéma sil působících na nápravu - zatěžovací signál SSPP.

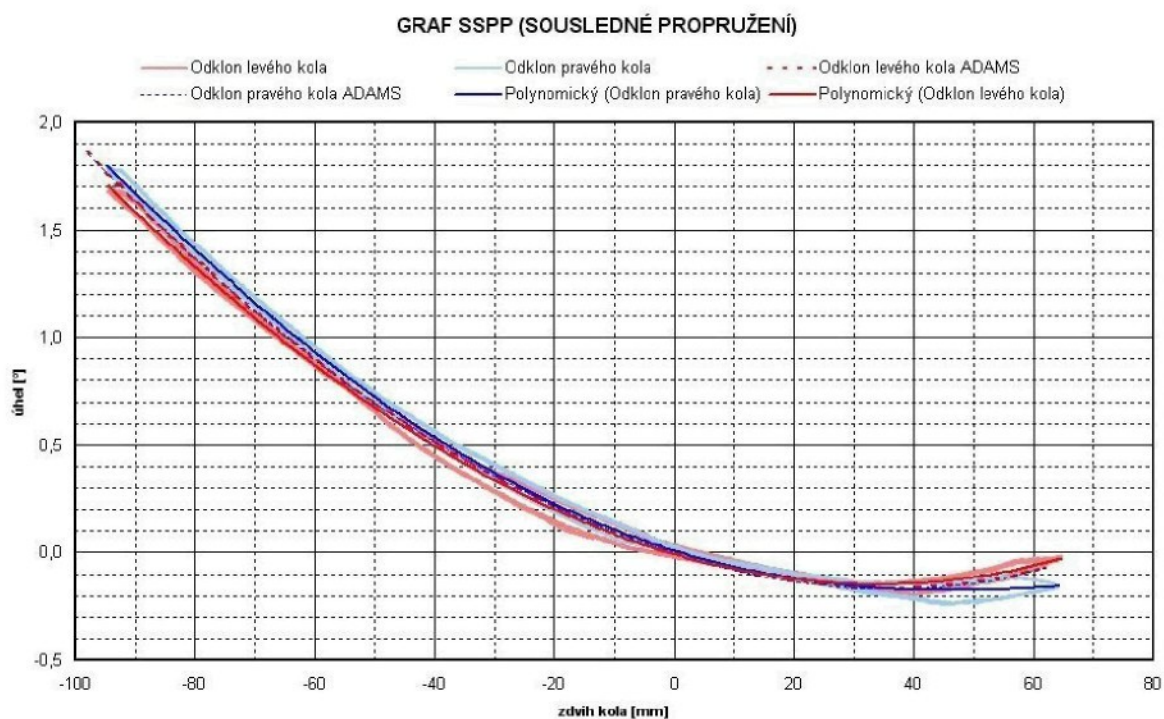
Zatížení:

- svislé zatížení je řízeno drahou svislých válců, levý a pravý válec jsou ve stejné fázi
- amplituda náhrady kola je ± 80 mm, řízení je blokováno
- boční a podélné síly zachovávají přibližně nulovou hodnotu v průběhu celého zdvihu

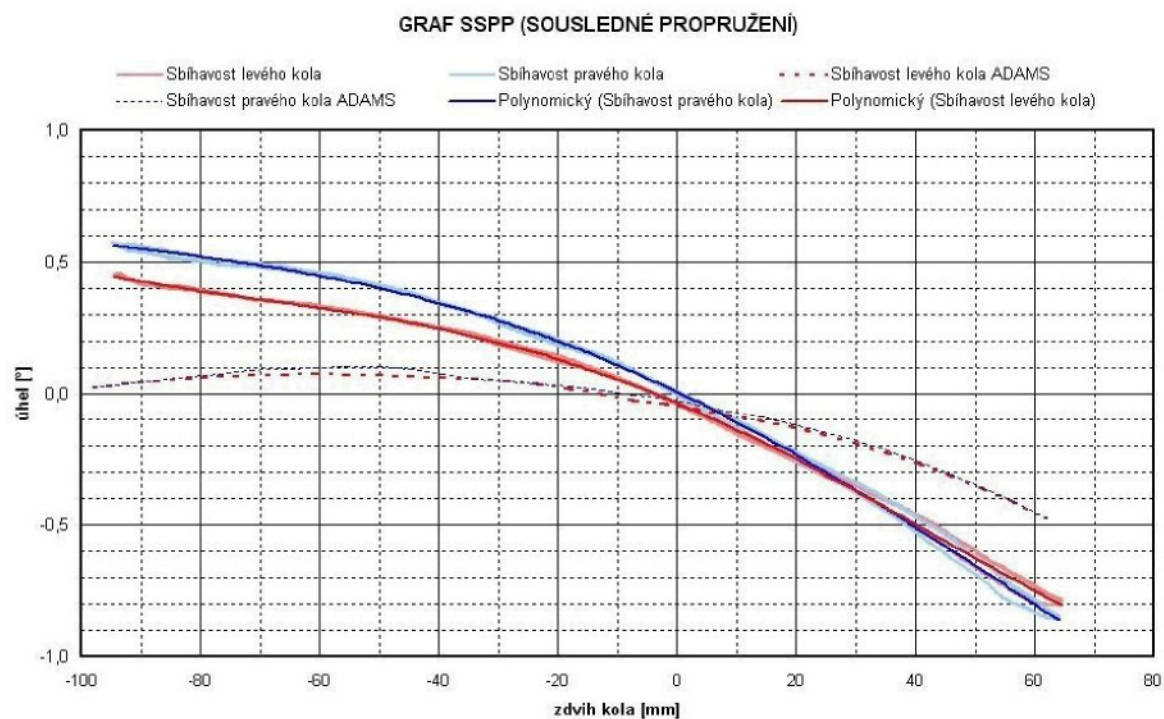
Hledané závislosti úhlů sbíhavosti a odklonu kola na zdvihu kola jsou uvedeny v grafech 7.7.1 a 7.7.2. V těchto grafech jsou vyneseny naměřené i počítačově simulované závislosti. Rozdíly v naměřených hodnotách levého a pravého kola mají několik příčin.

Odklon kola je dán především polohou hlavních kinematických bodů nápravy, jejich případnou montážní nepřesností, dále pak záleží na správném umístění do zkušebního rámu. Správná poloha horního úchyty pružic a tlumicí jednotky pak může ovlivňovat velikost odklonu kola. Odchylna odklonu levého a pravého kola není tedy způsobena pouze chybou měření, ale též nepřesností montáže přední nápravy na zkušební rám.

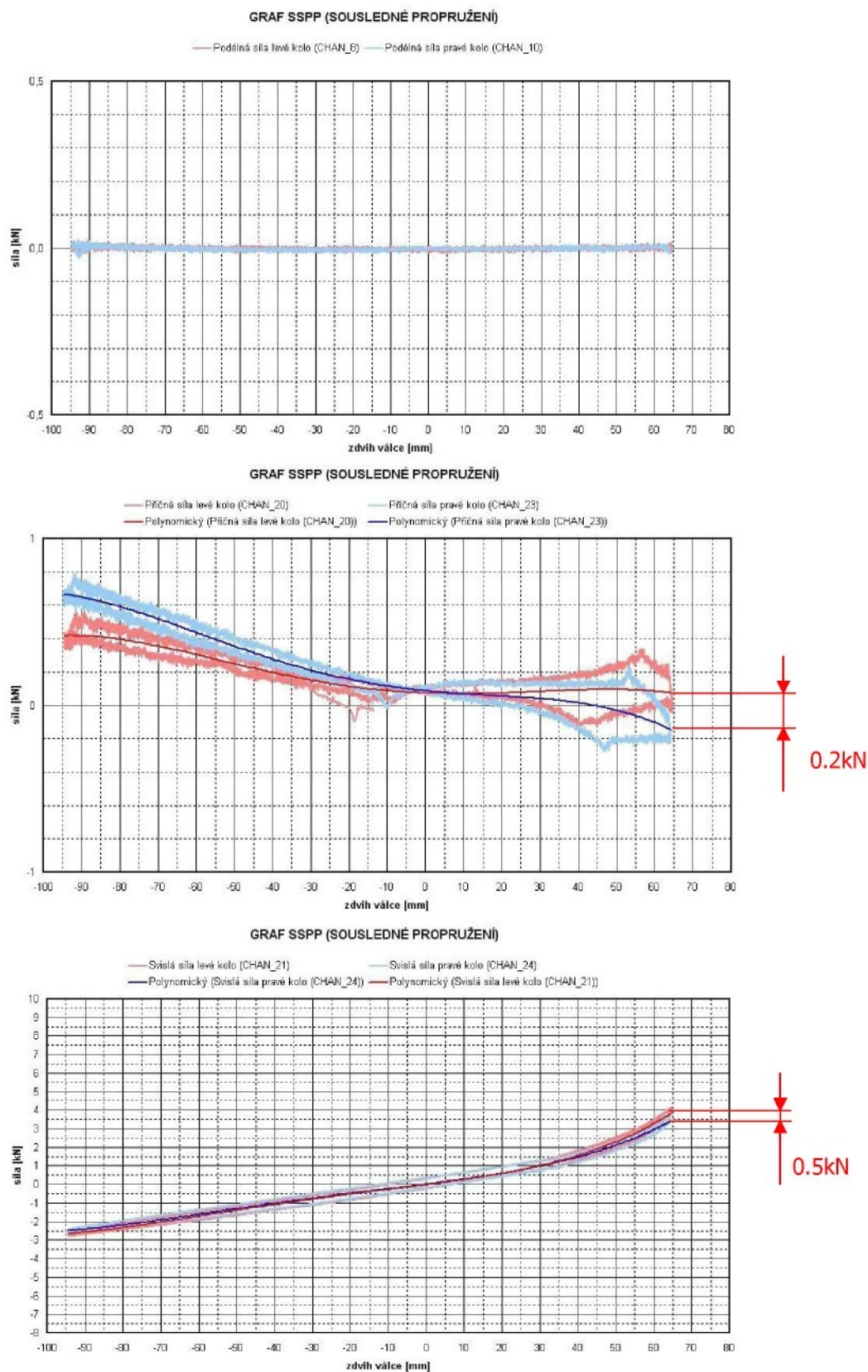
Další závěry pro jednotlivá měření naleznete v kapitole 7.7.10, je tomu tak z důvodu nedostatku místa pod grafy a z důvodu zachování jednotné formy a přehlednosti těchto dílčích vyhodnocení.



Graf 7.7.1 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kol, viz legenda.

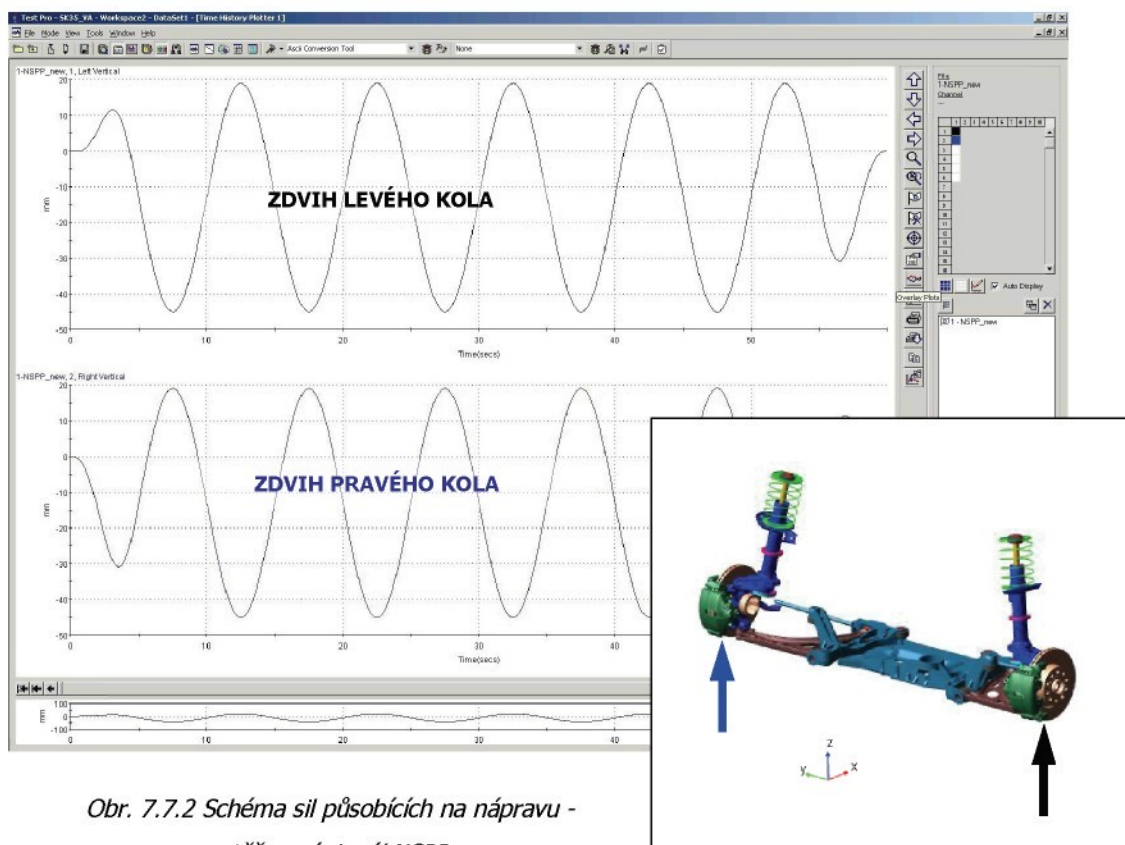


Graf 7.7.2 Závislost úhlu sbíhavosti na zdvihu kola, viz legenda.



Graf 7.7.3 Závislosti velikosti působících sil na zdvihu kola, viz legenda.

7.7.2 Měření č. 2.: Nesousledné propružení NSPP



Obr. 7.7.2 Schéma sil působících na nápravu - zatěžovací signál NSPP.

Zatížení:

- zatížení je řízeno drahou svislých válců, levý a pravý válec jsou fázově posunuty o 180°
- amplituda válců je ± 80 mm, řízení je blokováno
- boční síly zachovávají přibližně nulovou hodnotu v průběhu celého zdvihu, viz graf 7.7.6

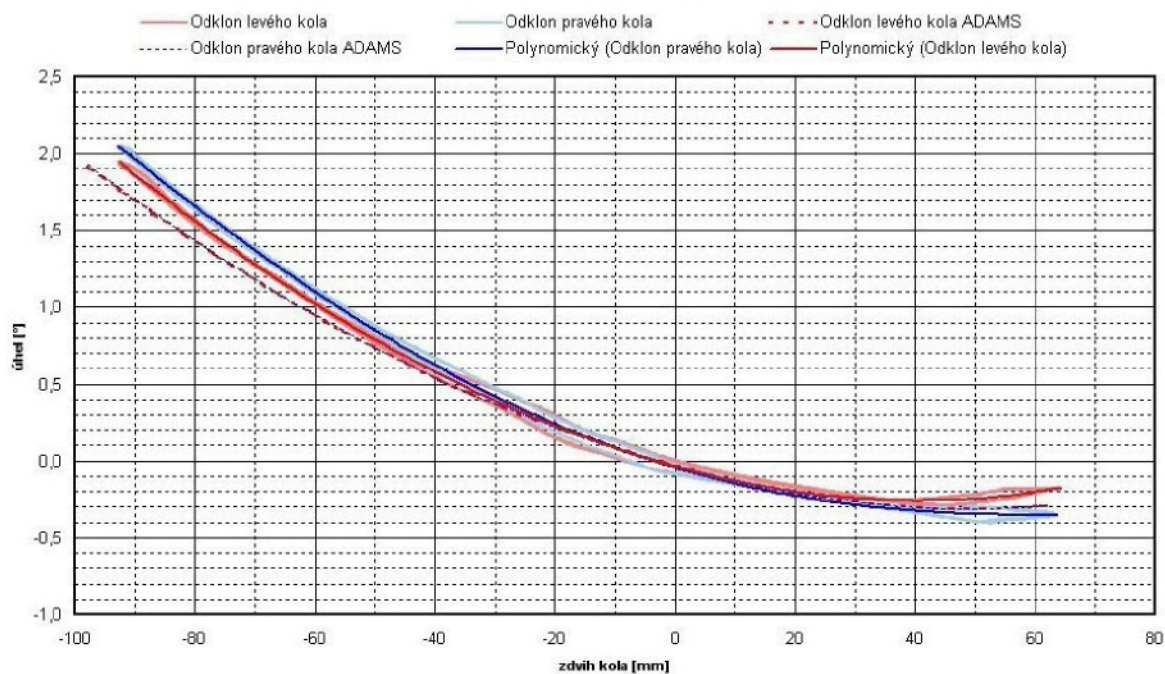
Na rozdíl od měření č. 1 je při tomto zatěžování využito funkce stabilizátoru, v prvním případě (SSPP) jsou obě kola levé i pravé zatěžována stejně a stabilizátor je prakticky nefunkční. V tomto případě (NSPP) jsou zatížení levého a pravého kola fázově posunutá o 180° a funkce stabilizátoru se začíná projevovat více.

Průběhy hledaných charakteristik sbíhavosti a odklonu kol jsou uvedeny v grafech 7.7.4 a 7.7.5, jsou v nich vyneseny naměřené i počítačově simulované závislosti. Rozdíly v naměřených hodnotách a simulacích mi posloužily jako vodítko při ladění simulačního modelu.

Rozdíly v hodnotách úhlu odklonu a sbíhavosti levého a pravého kola mají podobné příčiny jako u předchozího měření SSPP, tedy rozdílné velikosti působících bočních sil.

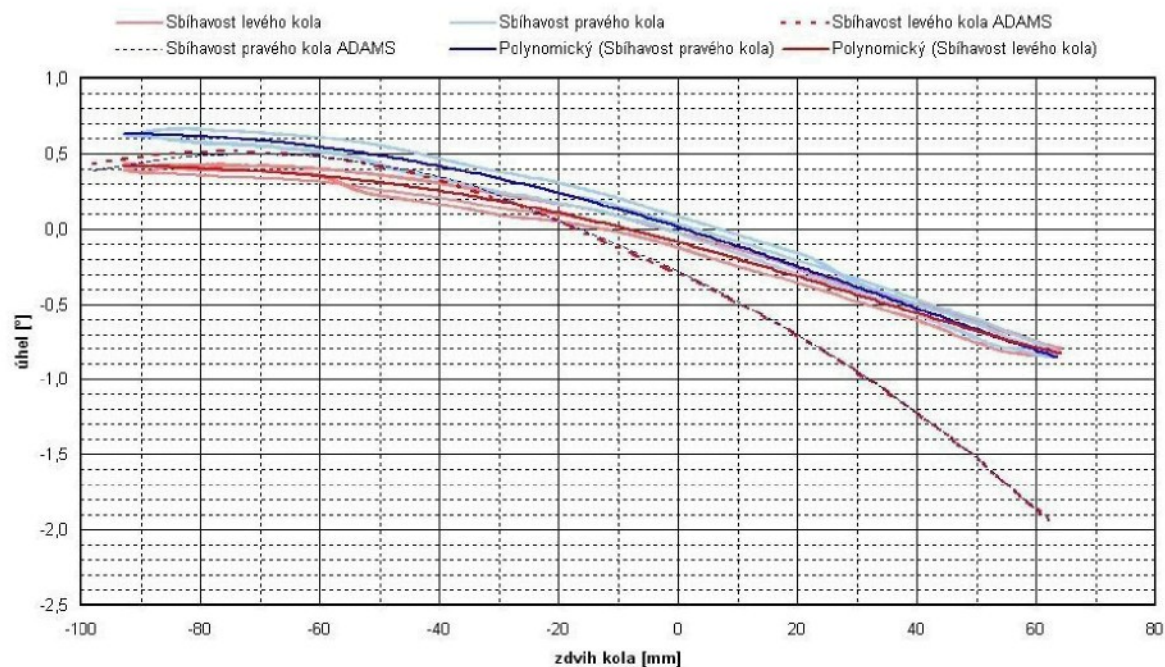
Rozdíly mezi výpočtem a měřením viz kapitola 7.7.10.

GRAF NSPP (NESOUSLEDNÉ PROPRUŽENÍ)

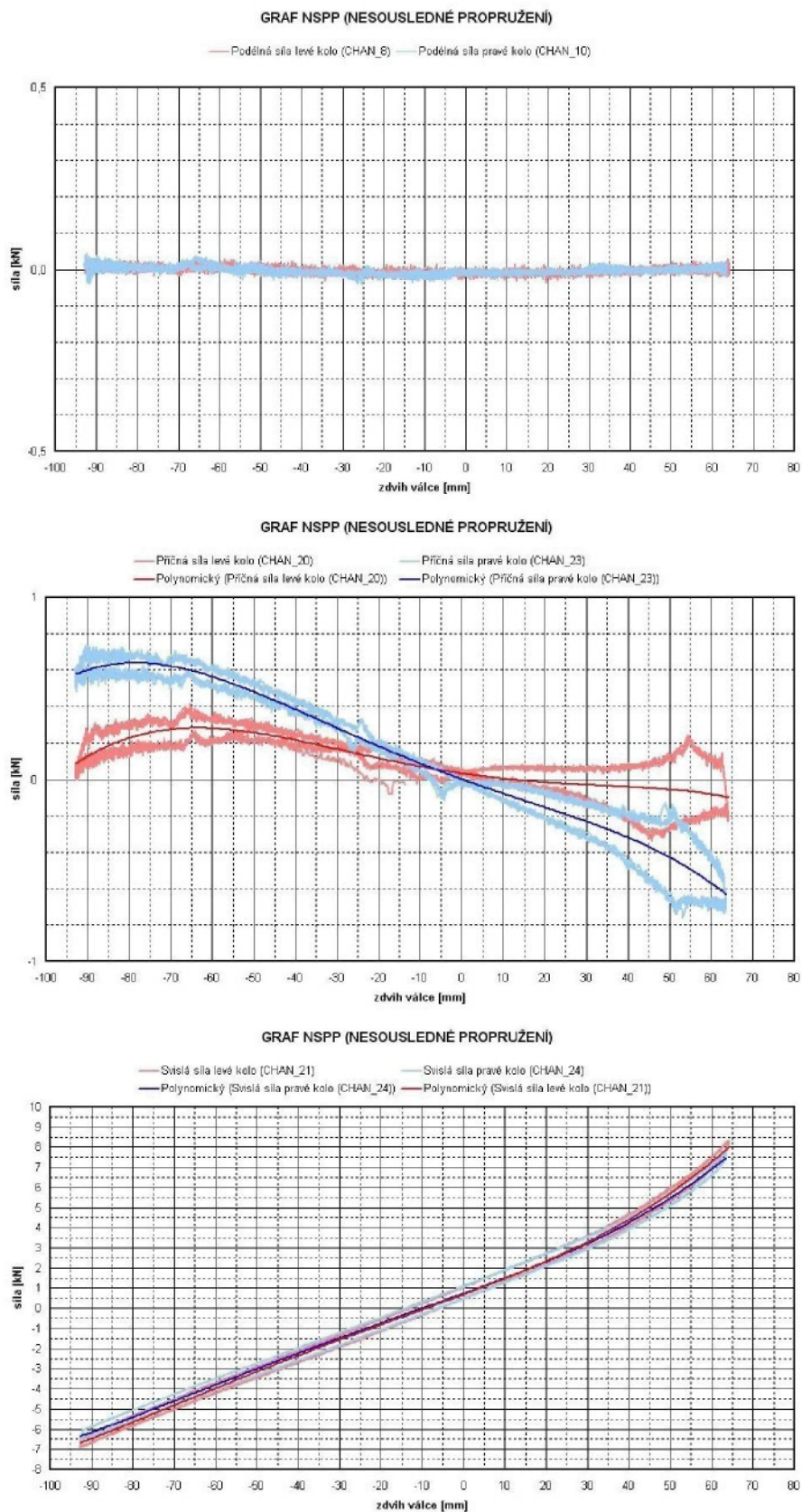


Graf 7.7.4 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kol, viz legenda.

GRAF NSPP (NESOUSLEDNÉ PROPRUŽENÍ)

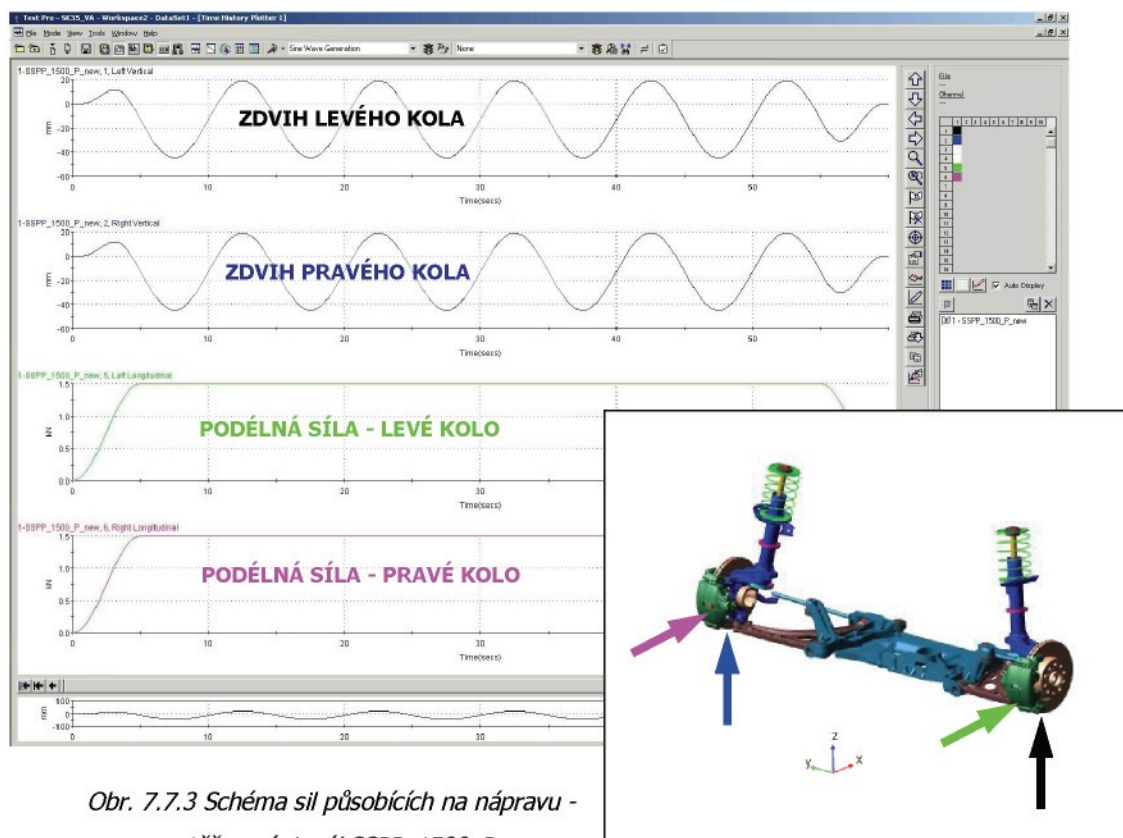


Graf 7.7.5 Závislost úhlu sbíhavosti na zdvihu kola, viz legenda.



*Graf 7.7.6 Závislosti velikostí působících sil na zdvihu
kola, viz legenda.*

7.7.3 Měření č. 3.: Sousedné propružení + podélná síla 1500 N (SSPP_1500_P)



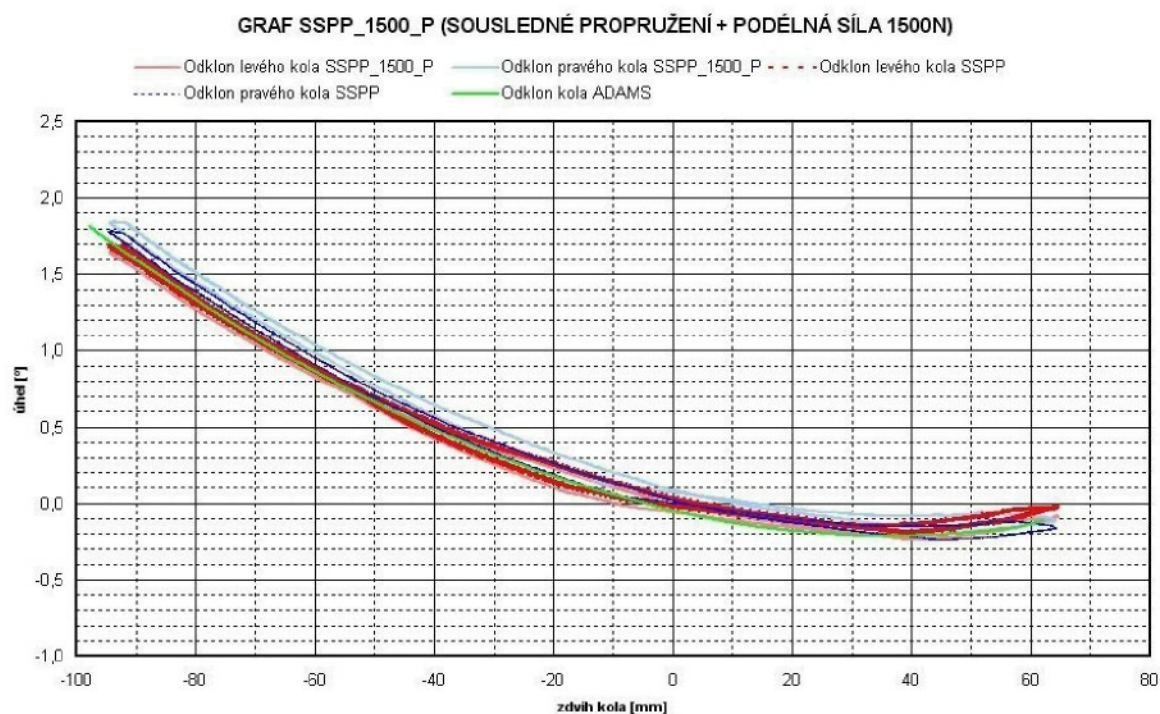
Obr. 7.7.3 Schéma sil působících na nápravu - zatěžovací signál SSPP_1500_P.

Zatížení:

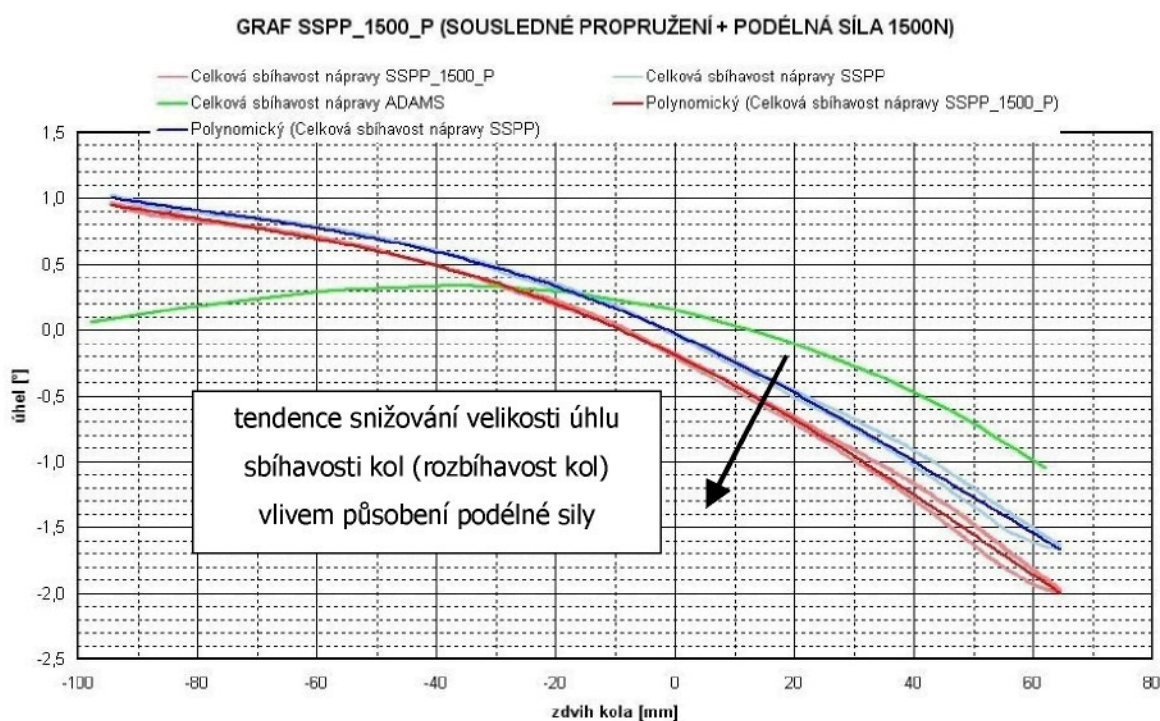
- svislé zatížení je řízeno drahou svislých válců, levý a pravý válec jsou ve stejné fázi
- amplituda válců je ± 80 mm, řízení je blokováno
- boční síly zachovávají nulovou hodnotu v průběhu celého zdvihu, viz graf. 7.7.9
- podélná síla simulující brzdnu sílu má přibližně konstantní hodnotu v průběhu celého zatěžovacího cyklu, viz graf. 7.7.9

Hledané závislosti úhlů sbíhavosti a odklonu kola na zdvihu kola jsou vyneseny v grafech 7.7.7 a 7.7.8. Jsou zde vyneseny naměřené i počítačově simulované závislosti. Simulované průběhy změn úhlů odklonu opět dosahují uspokojivé přesnosti. Vliv brzděné síly na změnu velikosti odklonu je zanedbatelný a je pravděpodobně způsoben nenulovou boční silou.

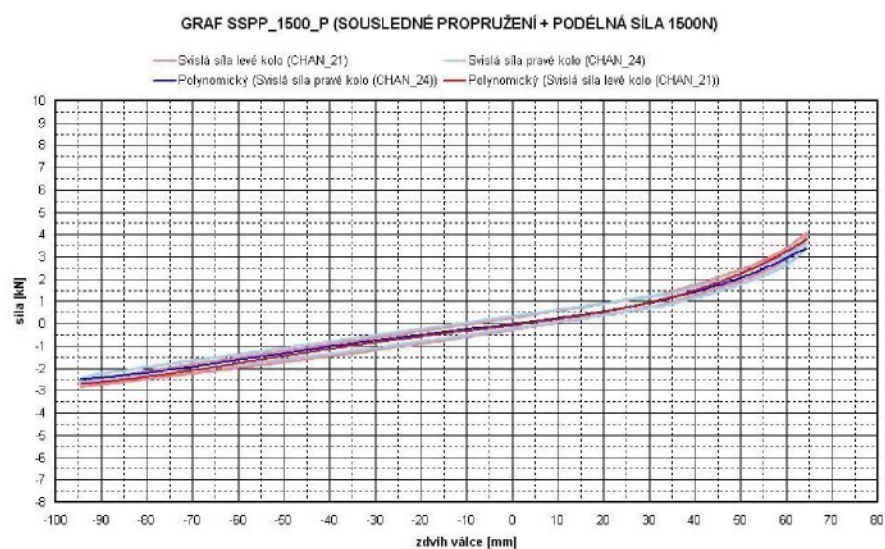
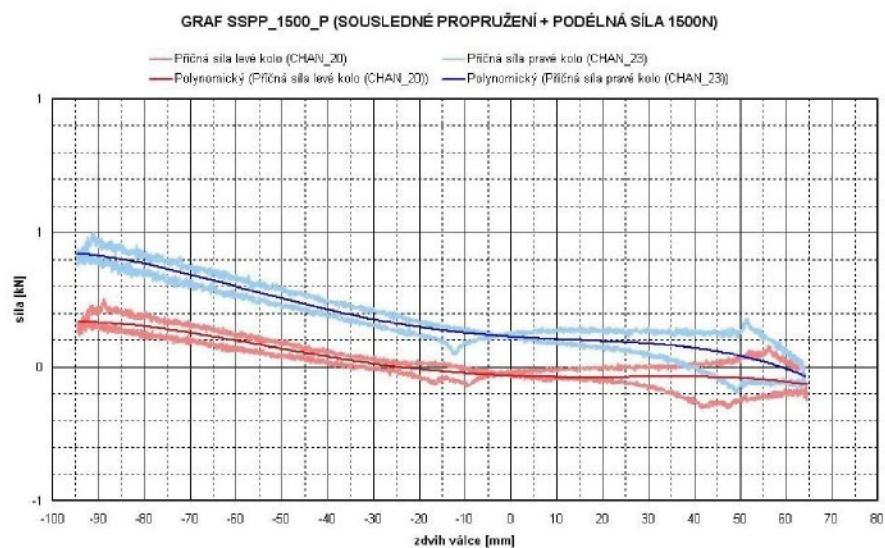
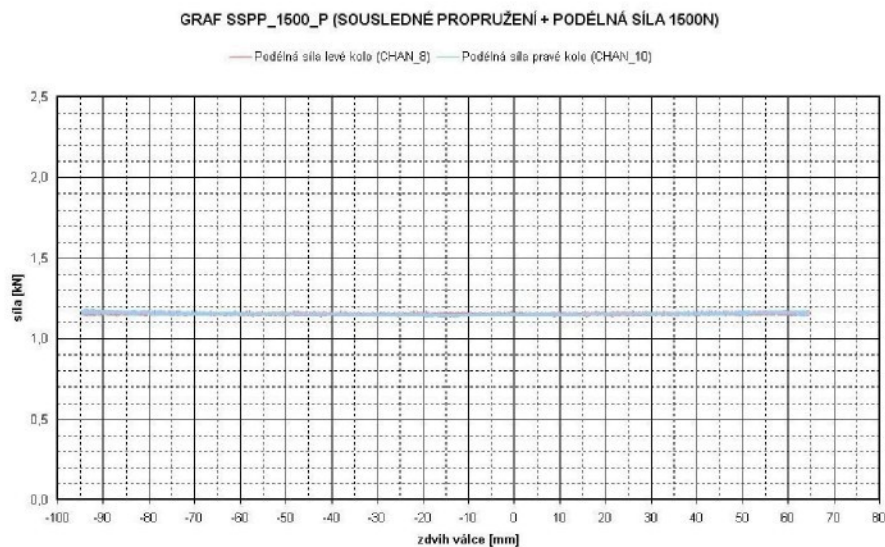
Sbíhavost viz kapitola 7.7.10.



Graf 7.7.7 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kol, viz legenda.

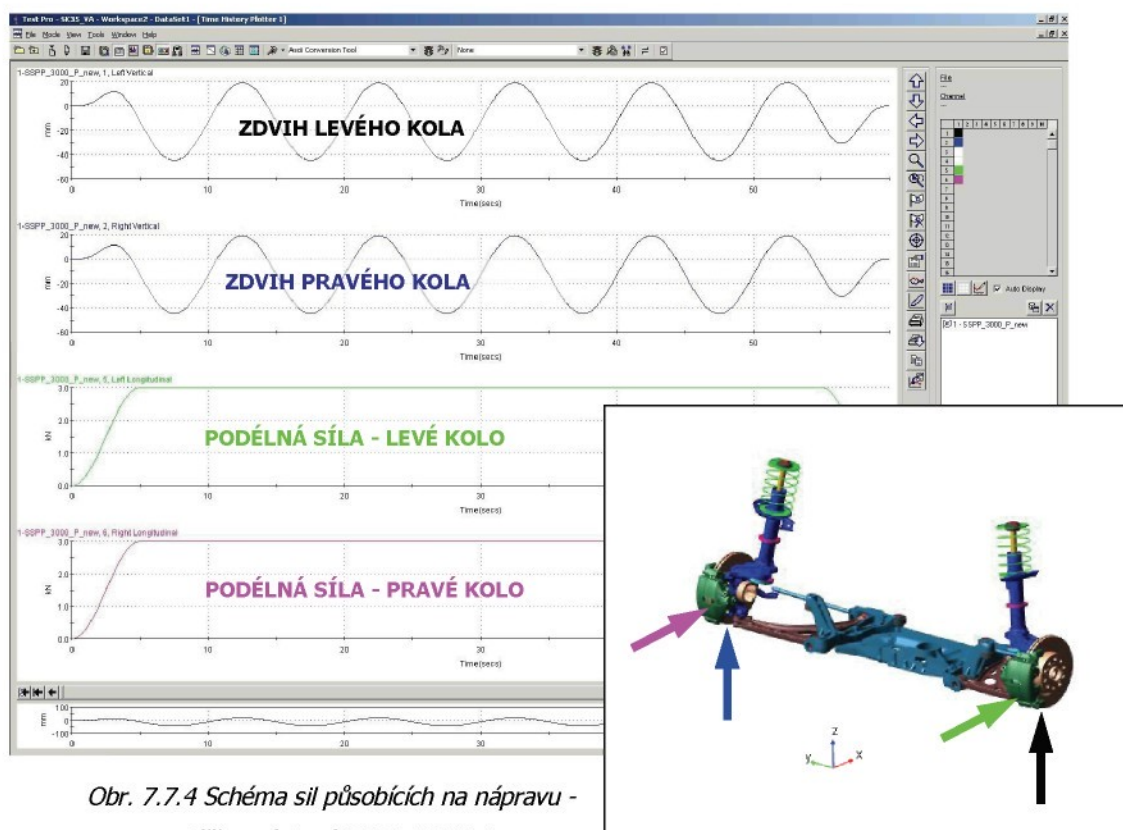


Graf 7.7.8 Závislost úhlu celkové sbíhavosti na zdvihu kola, viz legenda.



Graf 7.7.9 Závislosti velikostí působících sil na zdvihu kola, viz legenda.

7.7.4 Měření č. 4.: Sousedné propružení + podélná síla 3000 N (SSPP_3000_P)



Obr. 7.7.4 Schéma sil působících na nápravu - zatěžovací signál SSPP_3000_P.

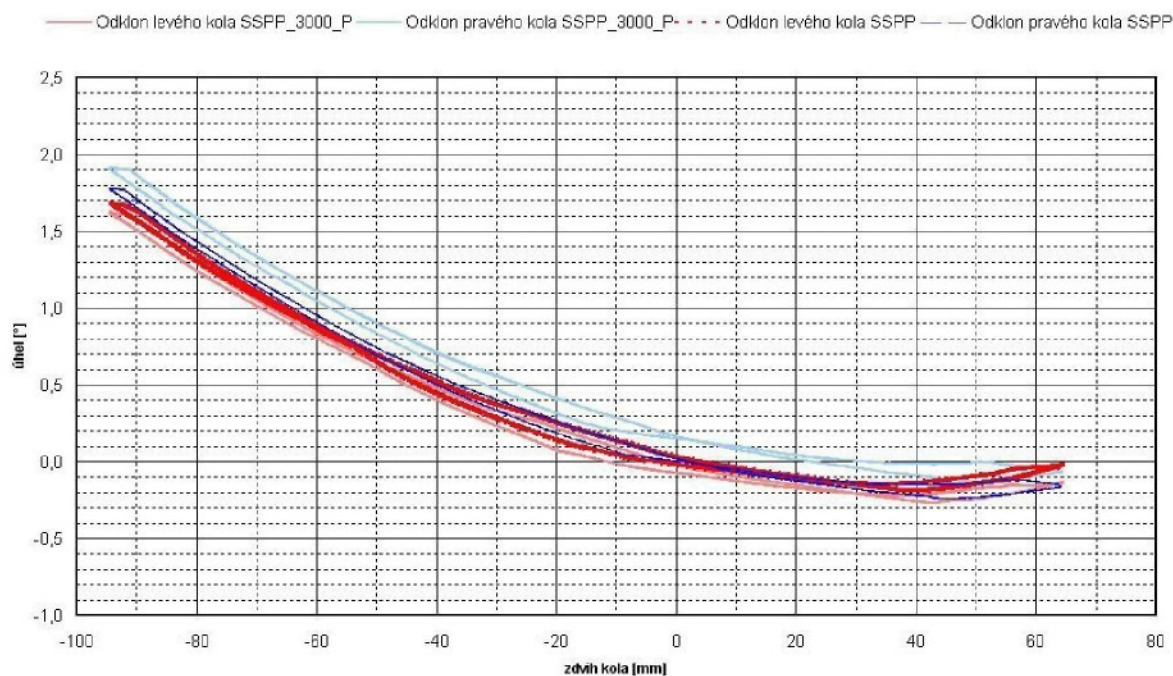
Zatížení:

- zatížení je řízeno drahou svislých válců, levý a pravý válec jsou ve stejné fázi
- amplituda válců je ± 80 mm, řízení je blokováno
- boční síly zachovávají nulovou hodnotu v průběhu celého zdvihu
- podélná síla simulující brzdovou sílu má přibližně konstantní hodnotu v průběhu celého zatěžovacího cyklu, viz obr. 7.7.12

Hledané závislosti úhlů sbíhavosti a odklonu kola na zdvihu kola jsou vyneseny v grafech 7.7.10 a 7.7.11, pro snazší porovnání jsou zde vyneseny pouze naměřené závislosti. Z grafů je patrné, že zatížení brzdovou silou 3000 N tlačí kola ještě více do rozbíhavosti.

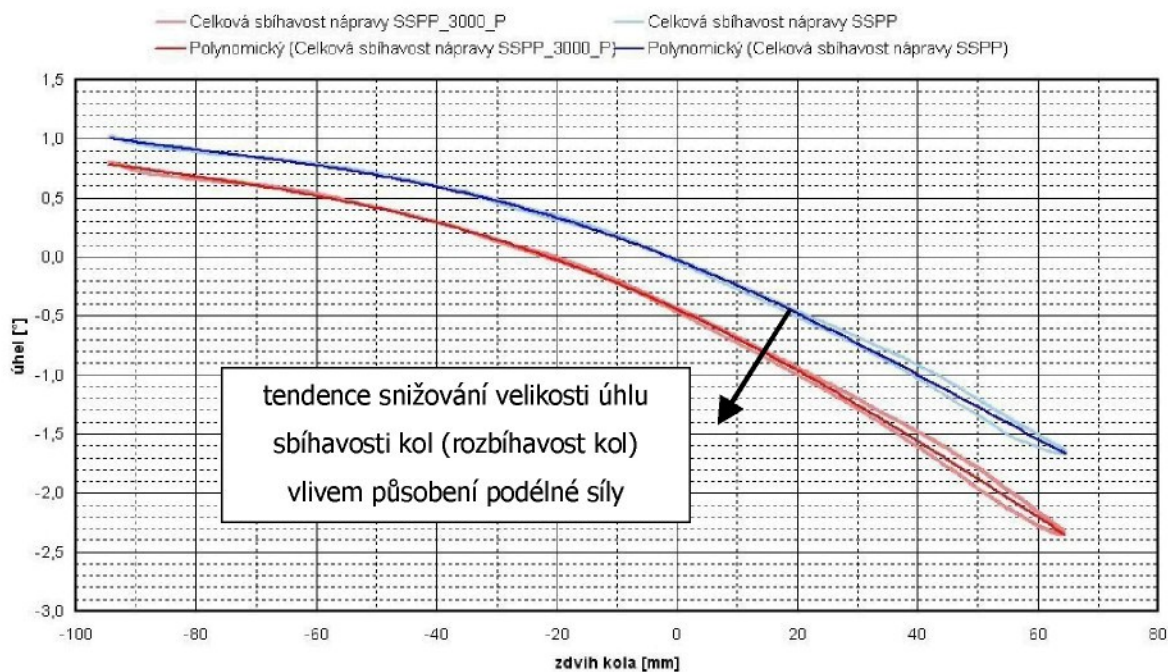
Výraznější změny v grafu odklonu jsou způsobeny především ještě větším rozdílem bočních sil, než tomu bylo v případě SSPP_1500_P.

GRAF SSPP_3000_P (SOUSLEDNÉ PROPRUŽENÍ + PODÉLNÁ SÍLA 3000N)

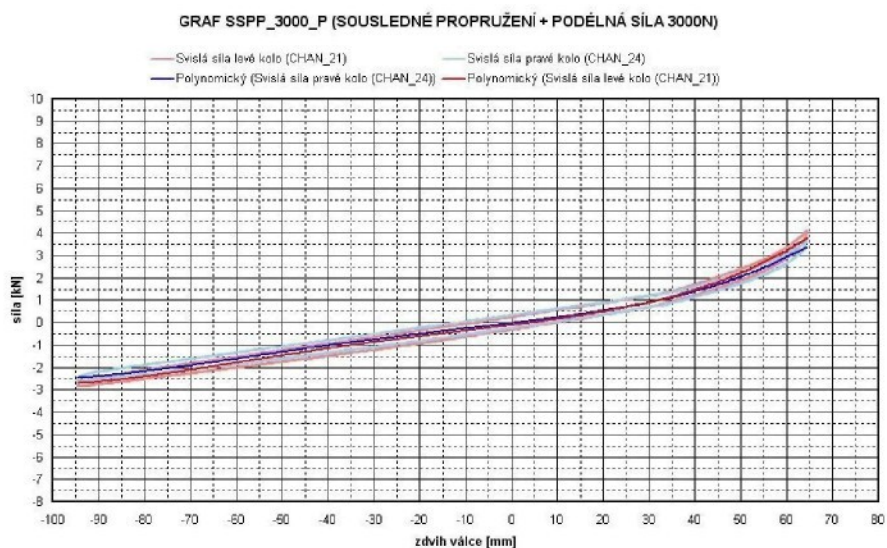
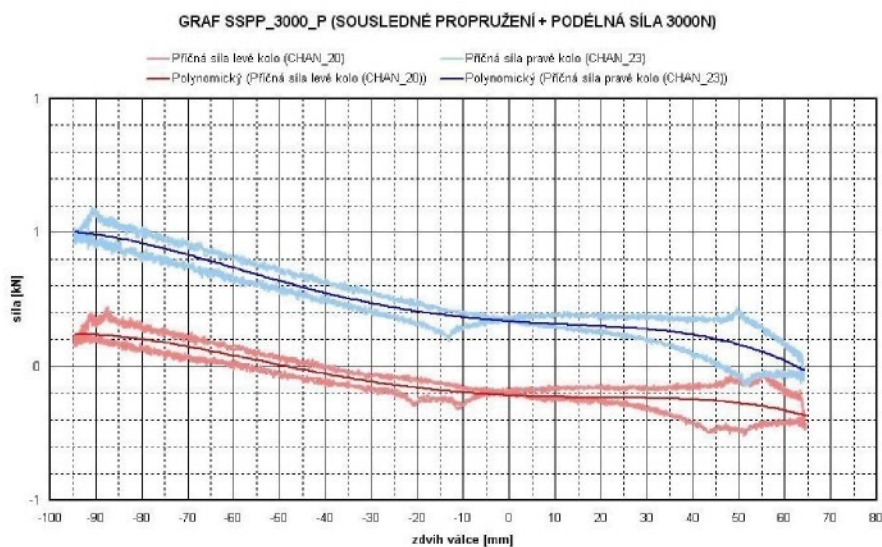
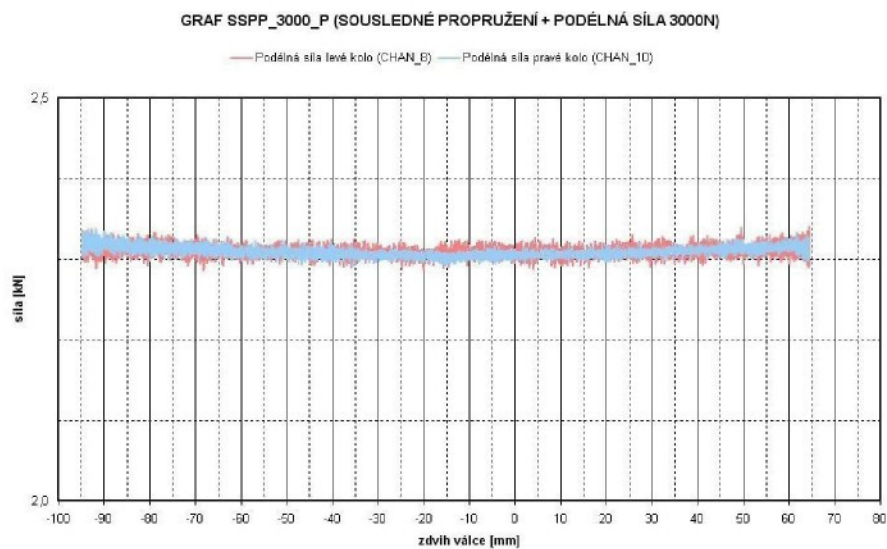


Graf 7.7.10 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kol, viz legenda.

GRAF SSPP_3000_P (SOUSLEDNÉ PROPRUŽENÍ + PODÉLNÁ SÍLA 3000N)

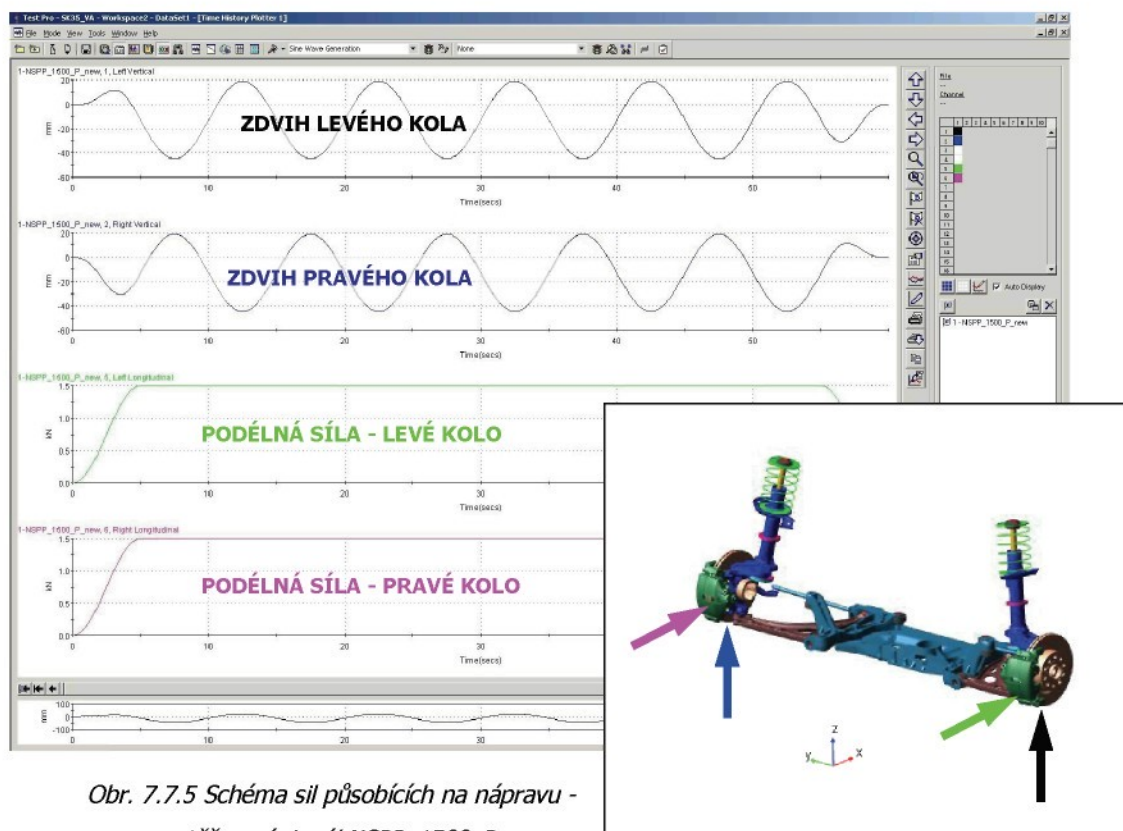


Graf 7.7.11 Závislost úhlu celkové sbíhavosti na zdvihu kola, viz legenda.



Graf 7.7.12 Závislosti velikostí působících sil na zdvihu kola, viz legenda.

7.7.5 Měření č. 5.: Nesousledné propružení + podélná síla 1500 N (NSPP_1500_P)



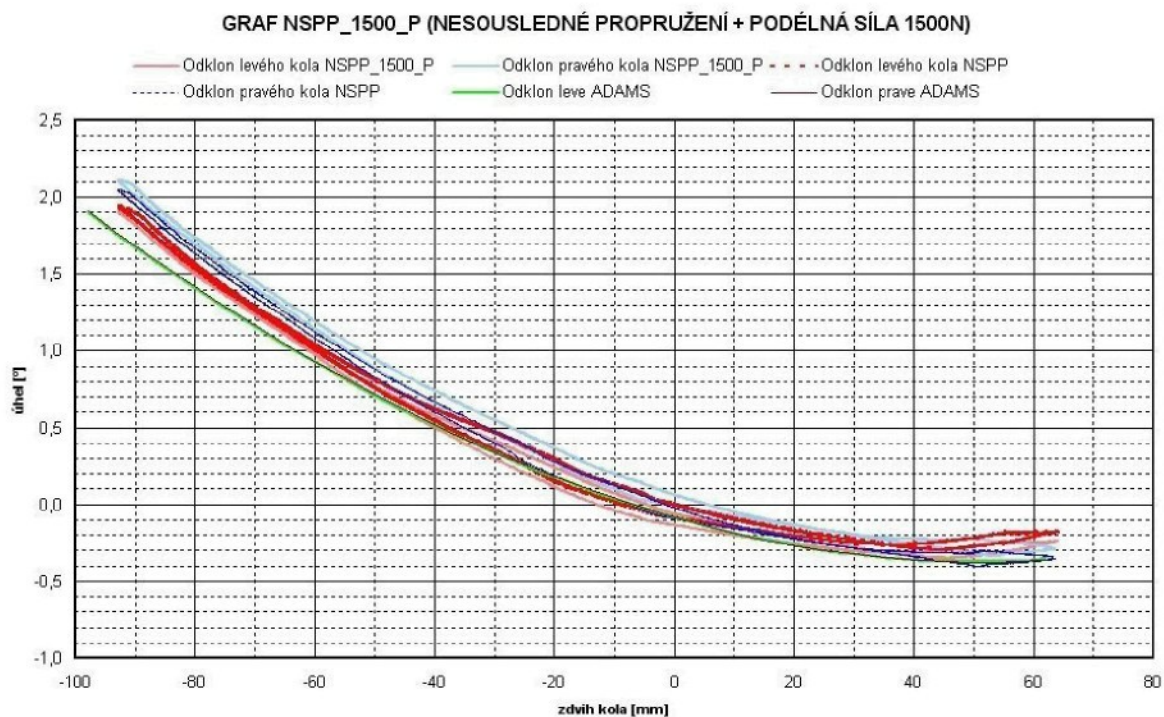
Obr. 7.7.5 Schéma sil působících na nápravu - zatěžovací signál NSPP_1500_P.

Zatížení:

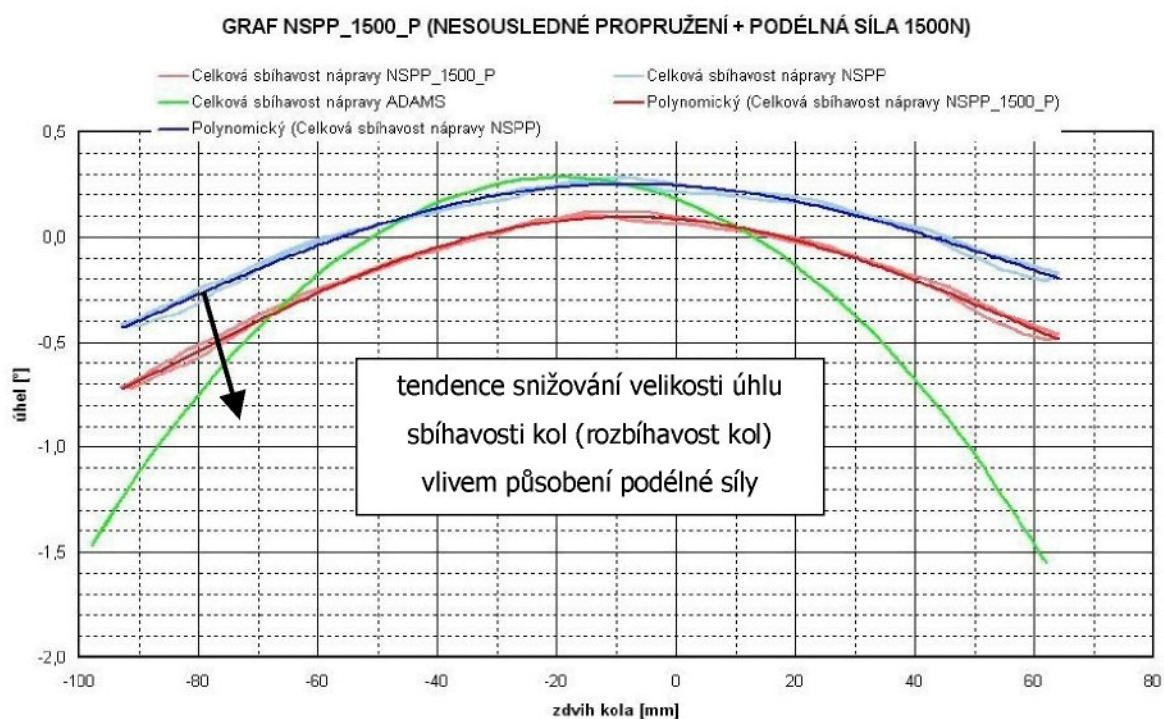
- zatížení je řízeno drahou svislých válců, levý a pravý válec jsou fázově posunuty o 180°
- amplituda válců je ± 80 mm, řízení je blokováno
- boční síly zachovávají nulovou hodnotu v průběhu celého zdvihu
- podélná síla simulující brzdovou sílu má přibližně konstantní hodnotu v průběhu celého zatěžovacího cyklu, viz graf 7.7.15

Průběhy hledaných závislostí úhlu sbíhavosti a odklonu kol jsou vyneseny v grafech 7.7.13 a 7.7.14, jsou zde vyneseny naměřené i počítačově simulované hodnoty.

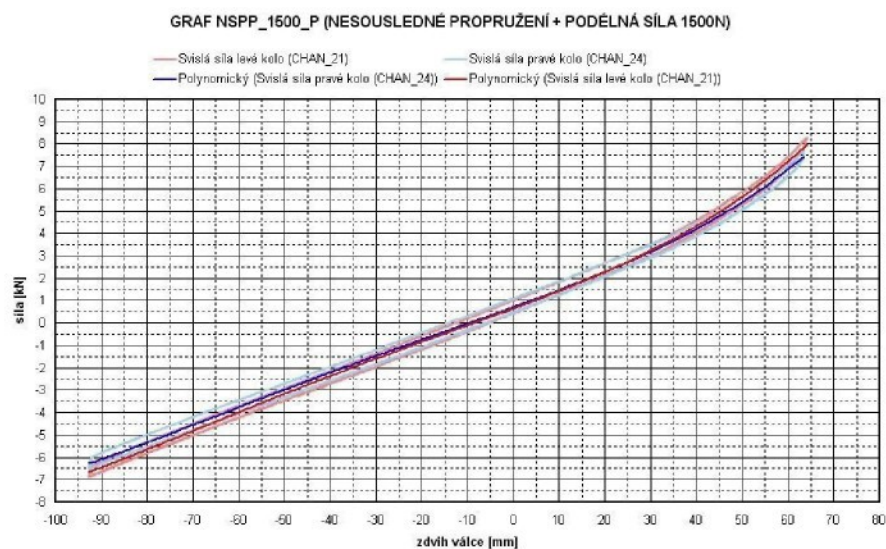
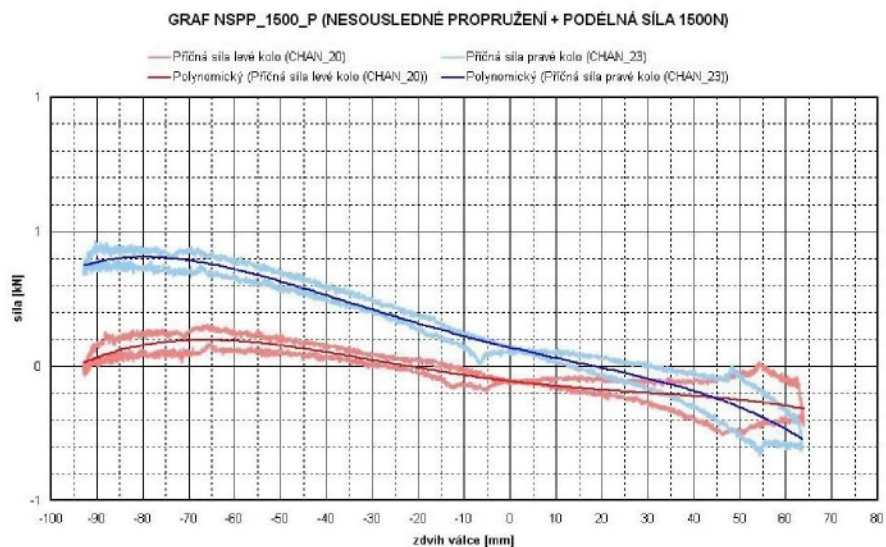
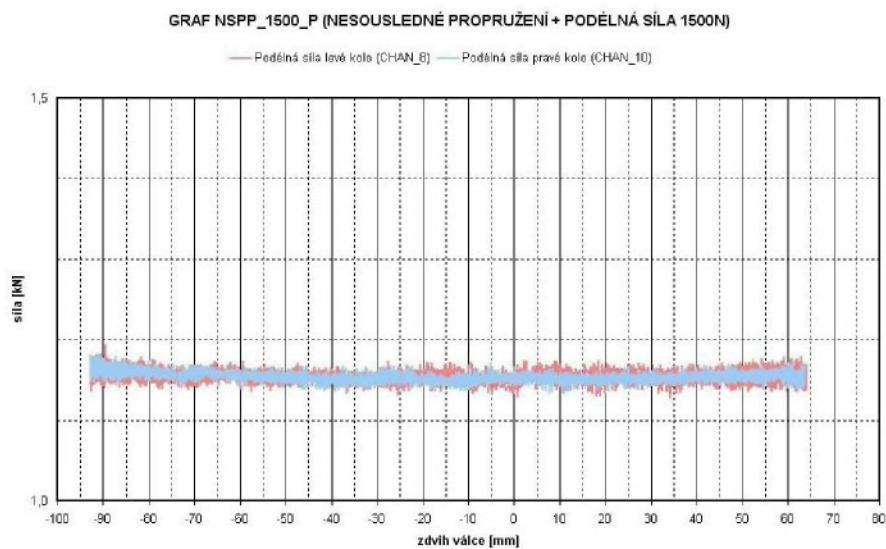
Stejně jako v předchozích případech jsou kola působením brzdové síly tlačena do rozbíhavosti. Vliv na odklon kol je opět způsoben především nenulovou boční silou.



Graf 7.7.13 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kol, viz legenda.

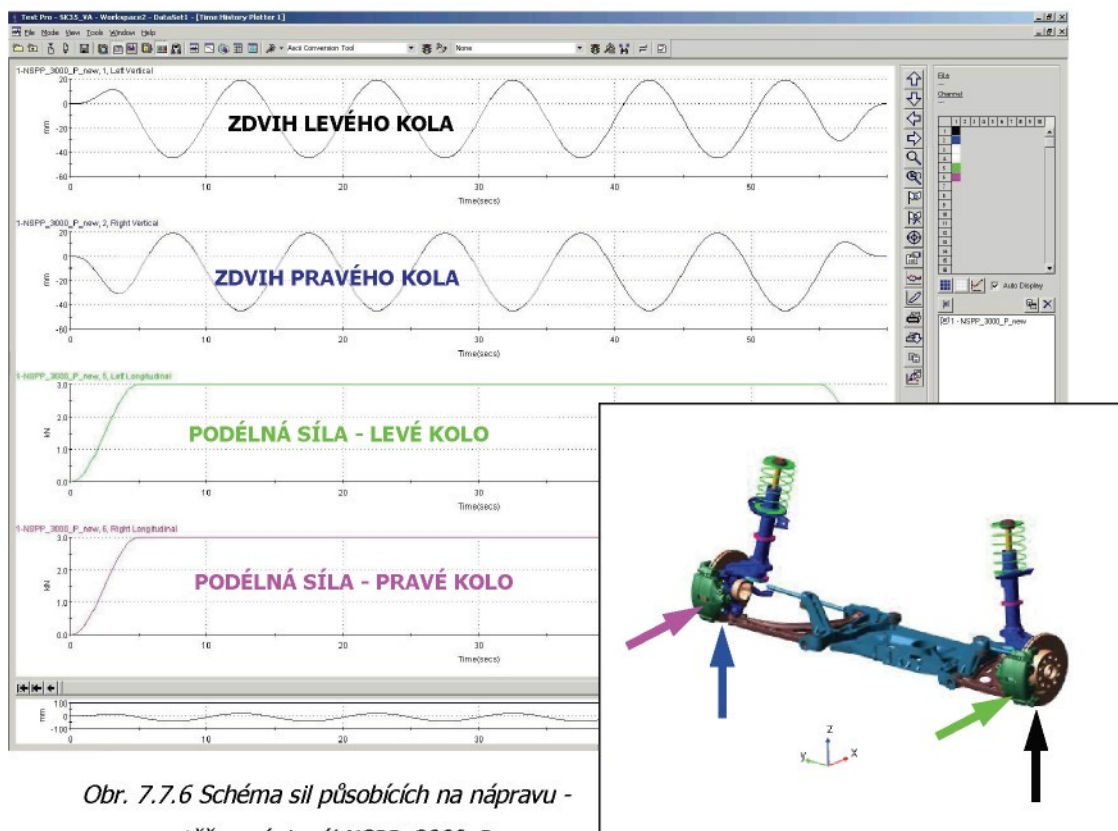


Graf 7.7.14 Závislost úhlu celkové sbíhavosti na zdvihu kola, viz legenda.



Graf 7.7.15 Závislosti velikostí působících sil na zdvihu kola, viz legenda.

7.7.6 Měření č. 6.: Nesousledné propružení + podélná síla 3000 N (NSPP_3000_P)



Obr. 7.7.6 Schéma sil působících na nápravu -
zatěžovací signál NSPP_3000_P.

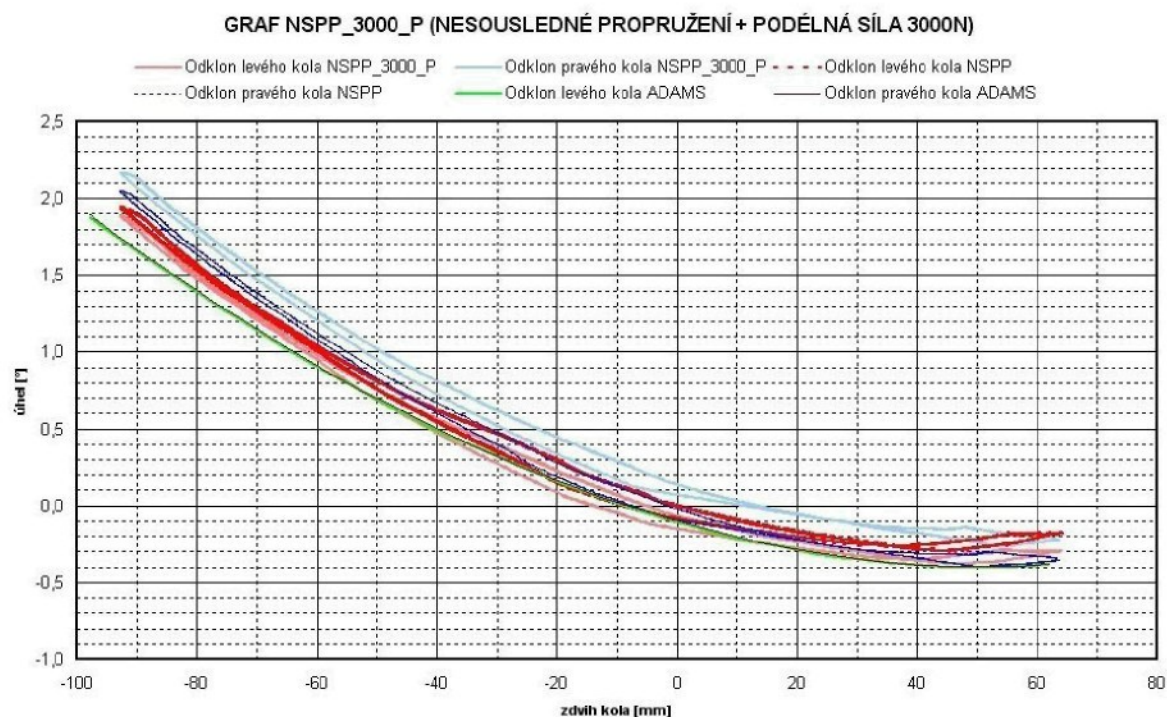
Zatížení:

- zatížení je řízeno drahou svislých válců, levý a pravý válec jsou fázově posunuty o 180°
- amplituda válců je ± 80 mm, řízení je blokováno
- boční síly zachovávají nulovou hodnotu v průběhu celého zdvihu
- podélná síla simulující brzdnu sílu má přibližně konstantní hodnotu v průběhu celého zatěžovacího cyklu, viz graf 7.7.18

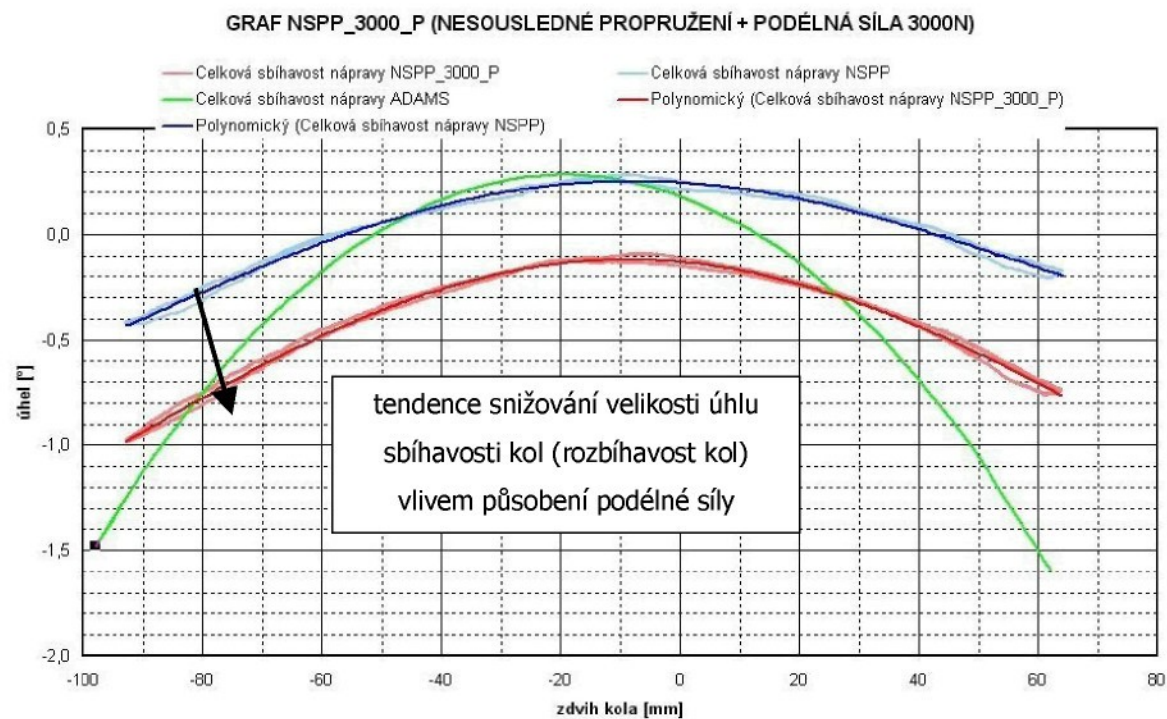
Hledané závislosti úhlu sbíhavosti a odklonu kol jsou vyneseny v grafech 7.7.16 a 7.7.17, jsou zde vyneseny naměřené i počítačově simulované hodnoty.

Při porovnávání simulovaných a naměřených výsledků jsou především u sbíhavosti patrná slabá místa počítačového modelu. V krajních polohách zdvihu jsou rozdíly mezi počítačovou simulací a měřením více než jeden stupeň.

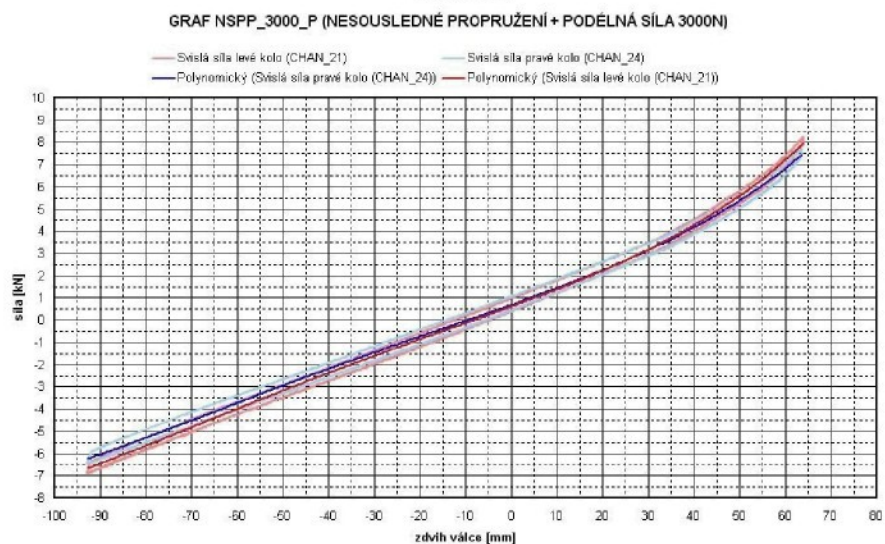
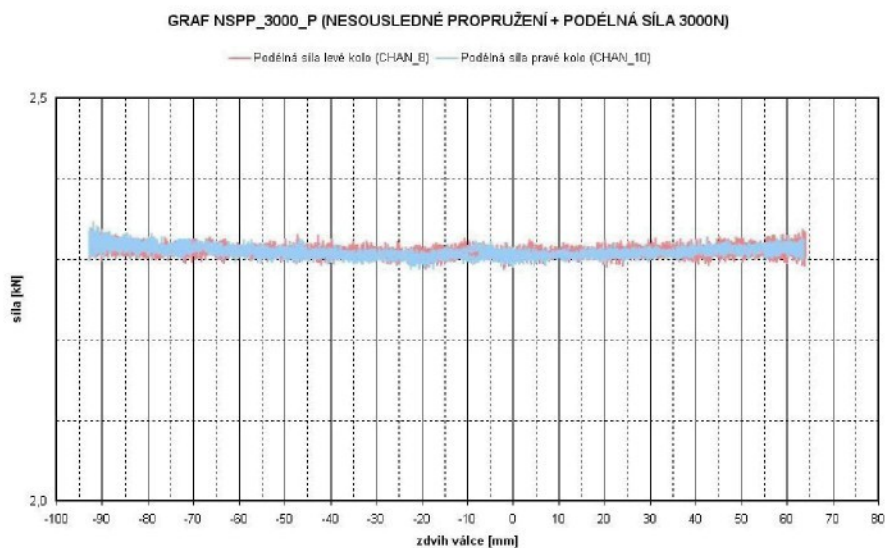
Zvýšením velikosti působící brzdny síly se oproti NSPP_1500_P opět zvýšila rozbíhavost kol, viz graf 7.7.17.



Graf 7.7.16 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kol, viz legenda.

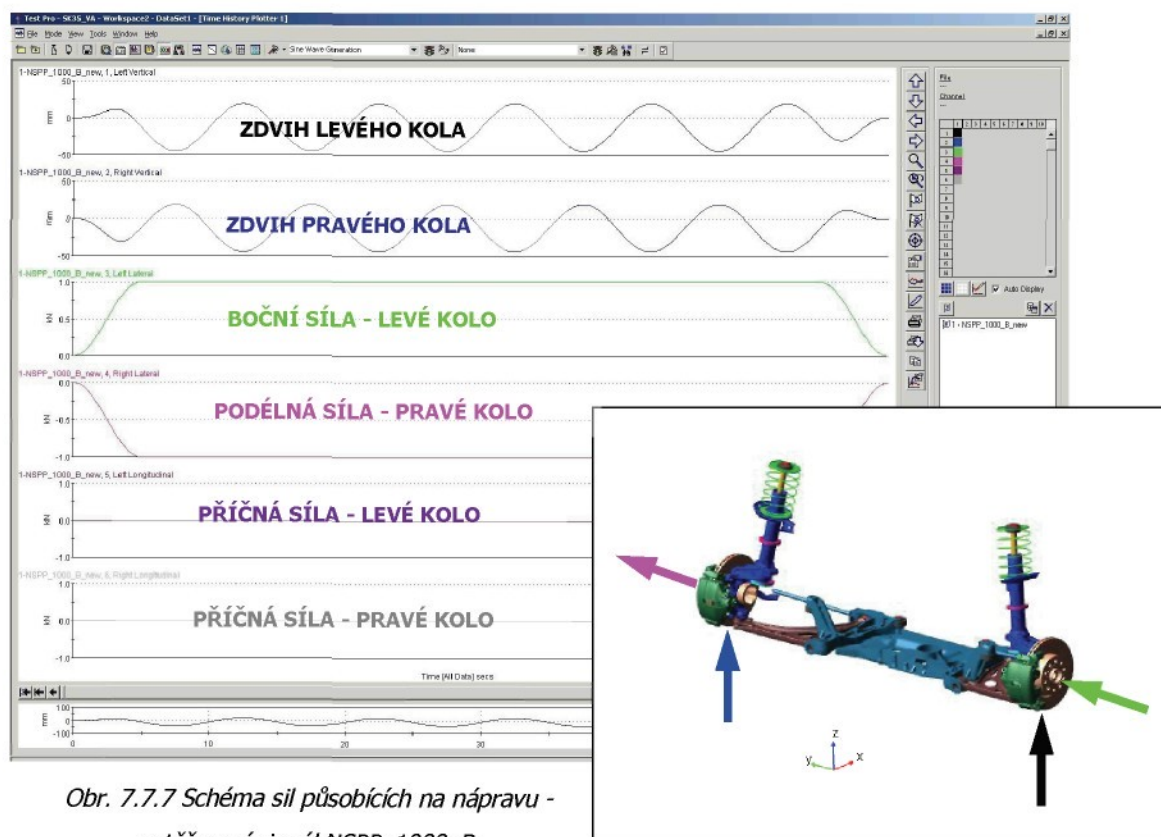


Graf 7.7.17 Závislost úhlu celkové sbíhavosti na zdvihu kola, viz legenda.



Graf 7.7.18 Závislosti velikostí působících sil na zdvihu kola, viz legenda.

7.7.7 Měření č. 7.: Nesousledné propružení + boční síla 1000 N (NSPP_1000_B)



Obr. 7.7.7 Schéma sil působících na nápravu - zatěžovací signál NSPP_1000_B.

Zatížení:

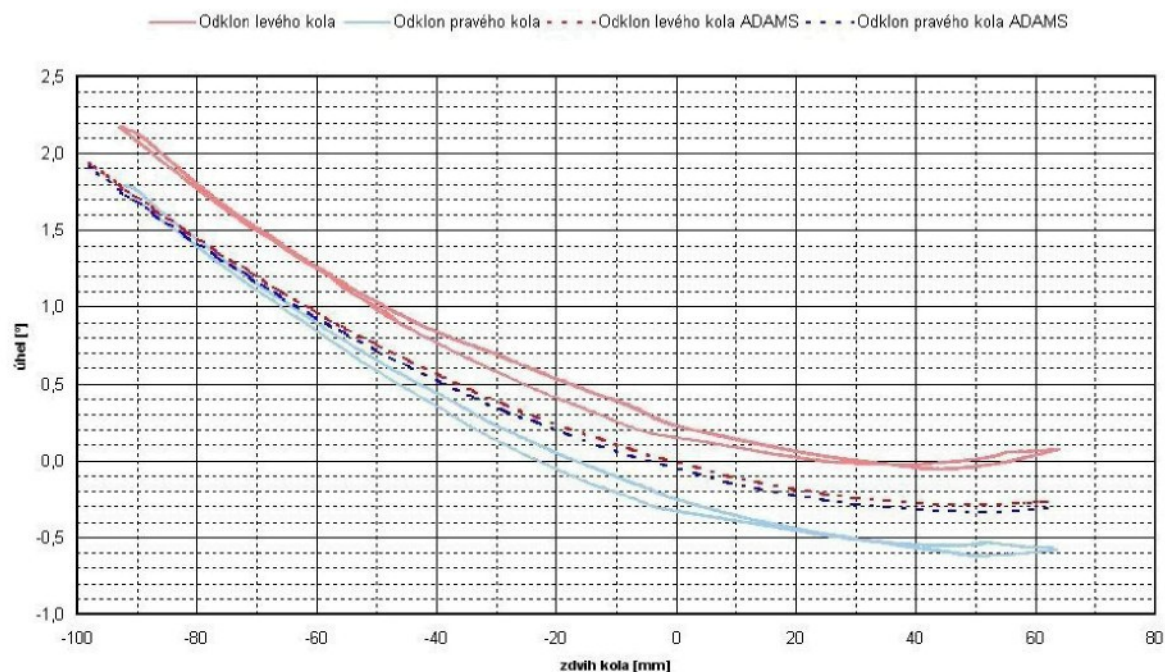
- zatížení je řízeno drahou svislých válců, levý a pravý válec jsou fázově posunuty o 180°
- amplituda válců je ± 80 mm, řízení je blokováno
- podélné síly zachovávají relativně nulovou hodnotu v průběhu celého zdvihu
- velikost bočních sil působících na levé a pravé kolo je znázorněna na grafu 7.7.21, orientace působících sil simuluje průjezd pravotočivou zatáčkou

Hledané závislosti úhlu sbíhavosti a odklonu kol jsou vyneseny v grafech 7.7.19 a 7.7.20, jsou zde vyneseny naměřené i počítačově simulované závislosti.

Působení boční síly se zatím v tomto počítačovém modelu příliš neprojevovalo. Hodnoty úhlu odklonu pro pravé i levé kolo jsou téměř shodné, a liší se od měření. Budu proto muset počítačový model upravit tak, aby lépe popisoval namáhání boční silou.

Z naměřené závislosti úhlu odklonu levého a pravého kola je patrné, že u pravého (vnitřního) kola je působením bočních sil zvyšován příklon, zatímco levé (vnější) kolo je tlačeno do většího odklonu.

GRAF NSPP (NESOUSLEDNÉ PROPRUŽENÍ + BOČNÍ SÍLA 1000N)

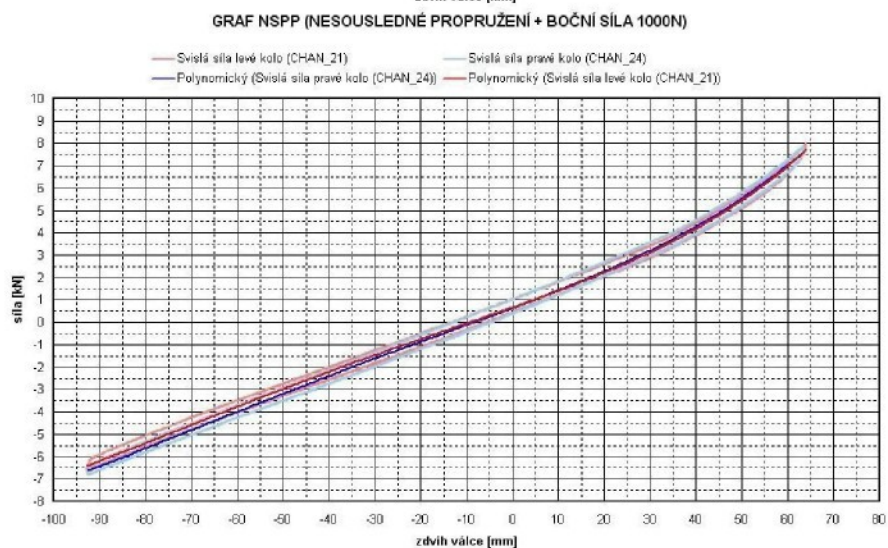
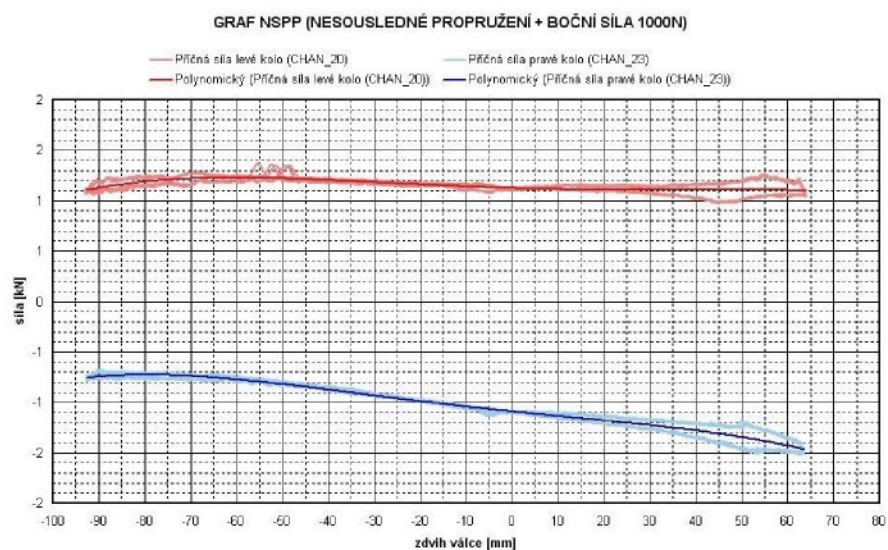
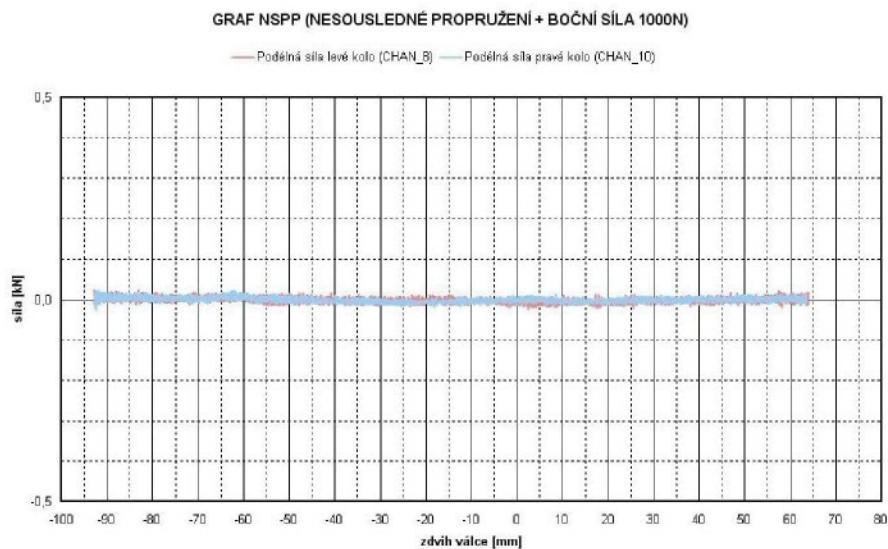


Graf 7.7.19 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kol, viz legenda.

GRAF NSPP (NESOUSLEDNÉ PROPRUŽENÍ + BOČNÍ SÍLA 1000N)

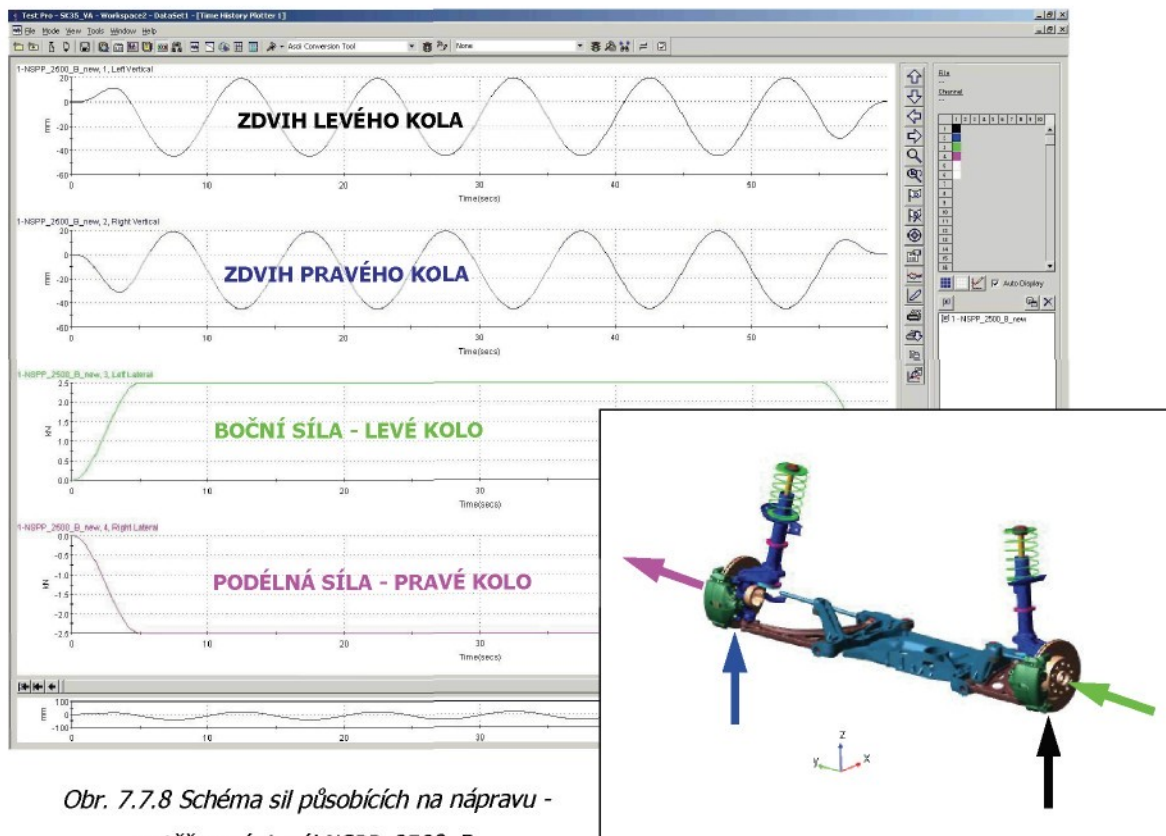


Graf 7.7.20 Závislost úhlu celkové sbíhavosti na zdvihu kola, viz legenda.



Graf 7.7.21 Závislosti velikostí působících sil na zdvihu kola, viz legenda.

7.7.8 Měření č. 8.: Nesousledné propružení + boční síla 2500 N (NSPP_2500_B)



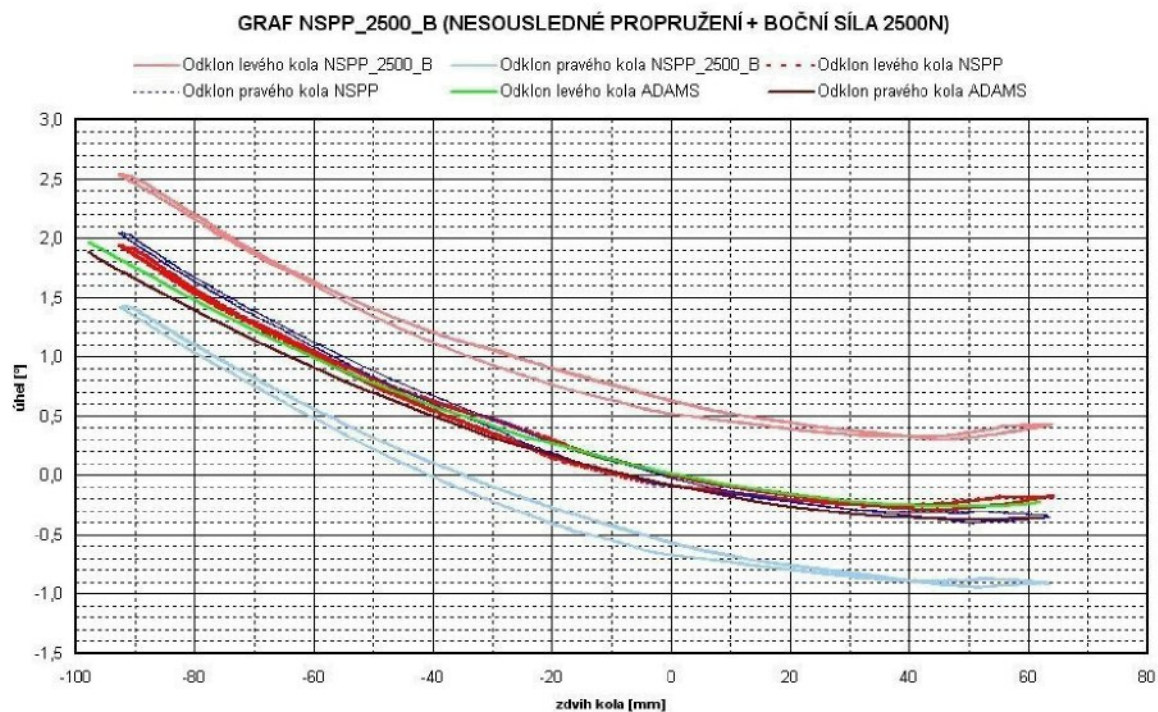
Obr. 7.7.8 Schéma sil působících na nápravu - zatěžovací signál NSPP_2500_B.

Zatížení:

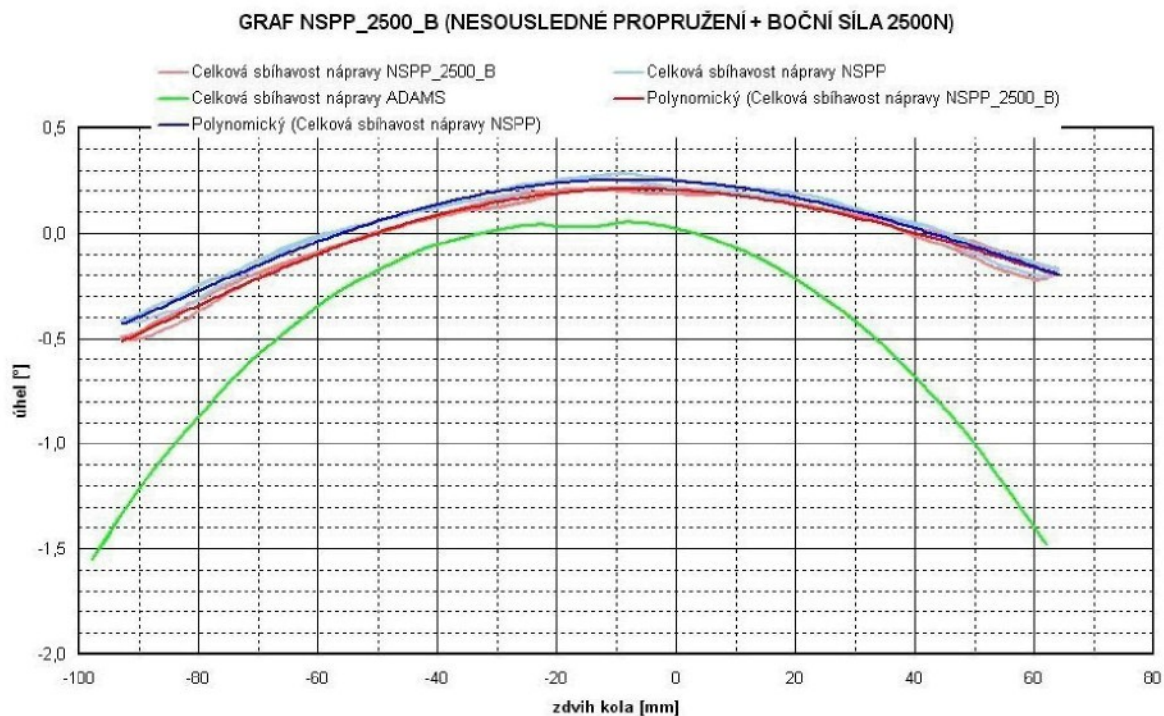
- zatížení je řízeno drahou svislých válců, levý a pravý válec jsou fázově posunuty o 180°
- amplituda válců je ± 80 mm, řízení je blokováno
- boční síly zachovávají nulovou hodnotu v průběhu celého zdvihu
- velikost bočních sil působících na levé a pravé kolo je znázorněna na grafu 7.7.24, orientace působících sil simuluje průjezd pravotočivou zatáčkou

Hledané závislosti úhlu sbíhavosti a odklonu kol jsou vyneseny v grafech 7.7.22 a 7.7.23, jsou zde vyneseny naměřené i počítačově simulované závislosti.

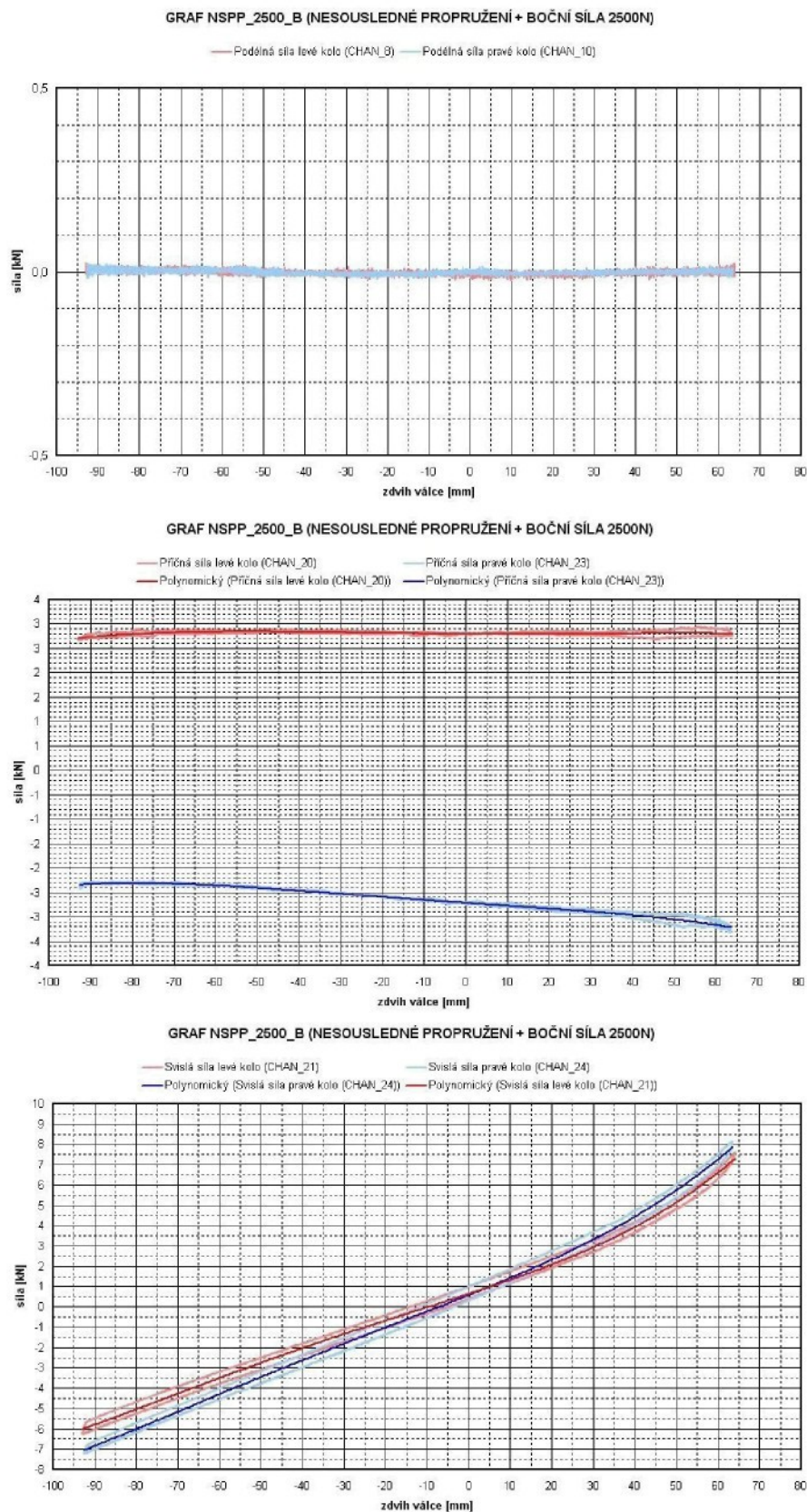
Narůstající boční síla snižuje úhel celkové sbíhavosti kol a především ovlivňuje úhel odklonu levého a pravého kola zcela analogicky předchozímu případu (NSPP_1000_B).



Graf 7.7.22 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kol, viz legenda.

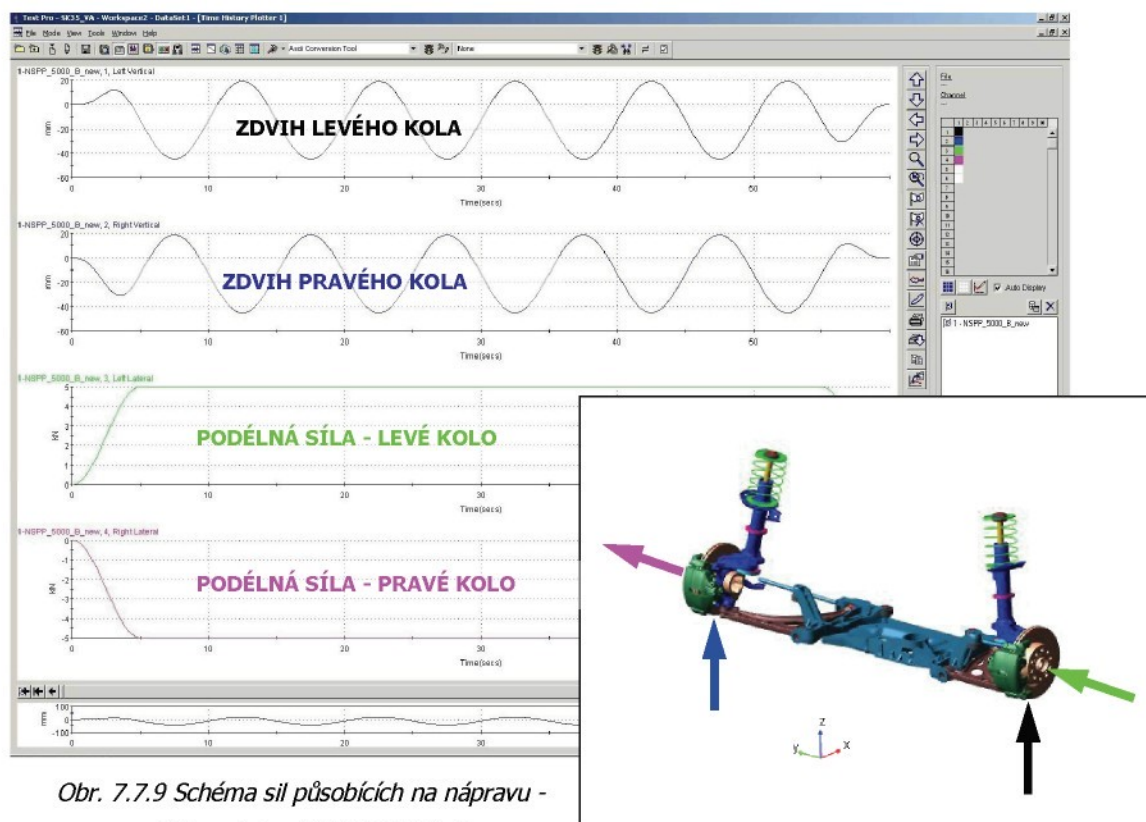


Graf 7.7.23 Závislost úhlu celkové sbíhavosti na zdvihu kola, viz legenda.



Graf 7.7.24 Závislosti velikostí působících sil na zdvihu kola, viz legenda.

7.7.9 Měření č. 9.: Nesousledné propružení + boční síla 5000 N (NSPP_5000_B)



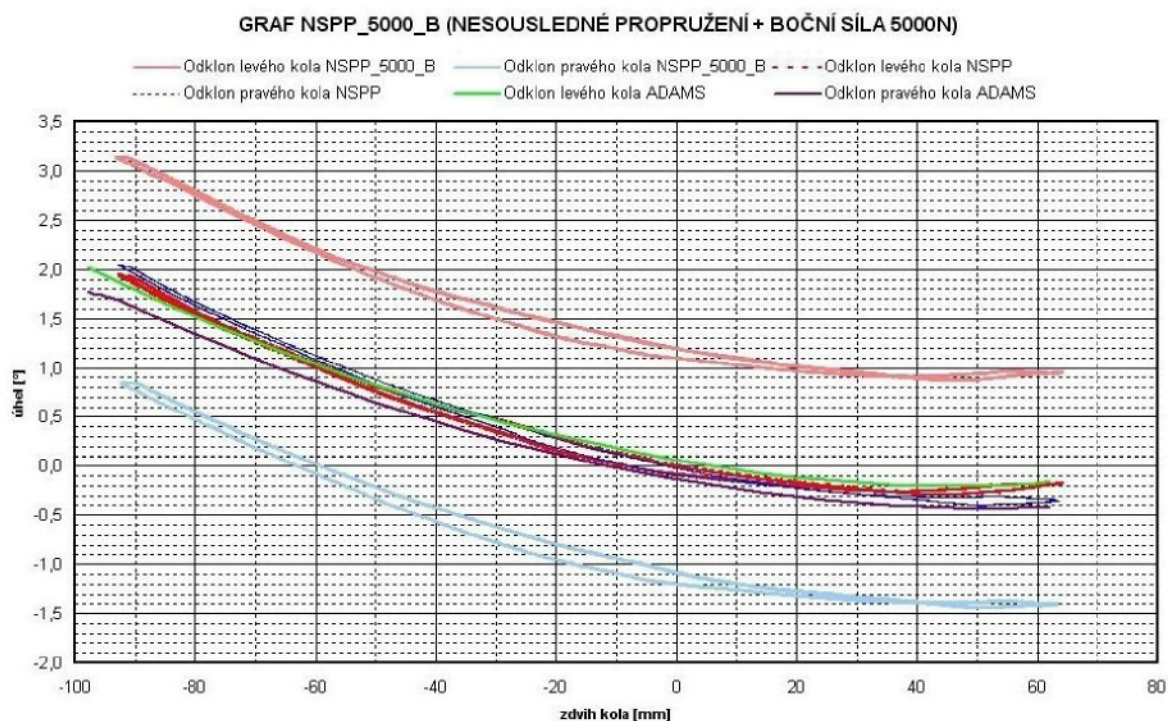
Obr. 7.7.9 Schéma sil působících na nápravu - zatěžovací signál NSPP_5000_B.

Zatížení:

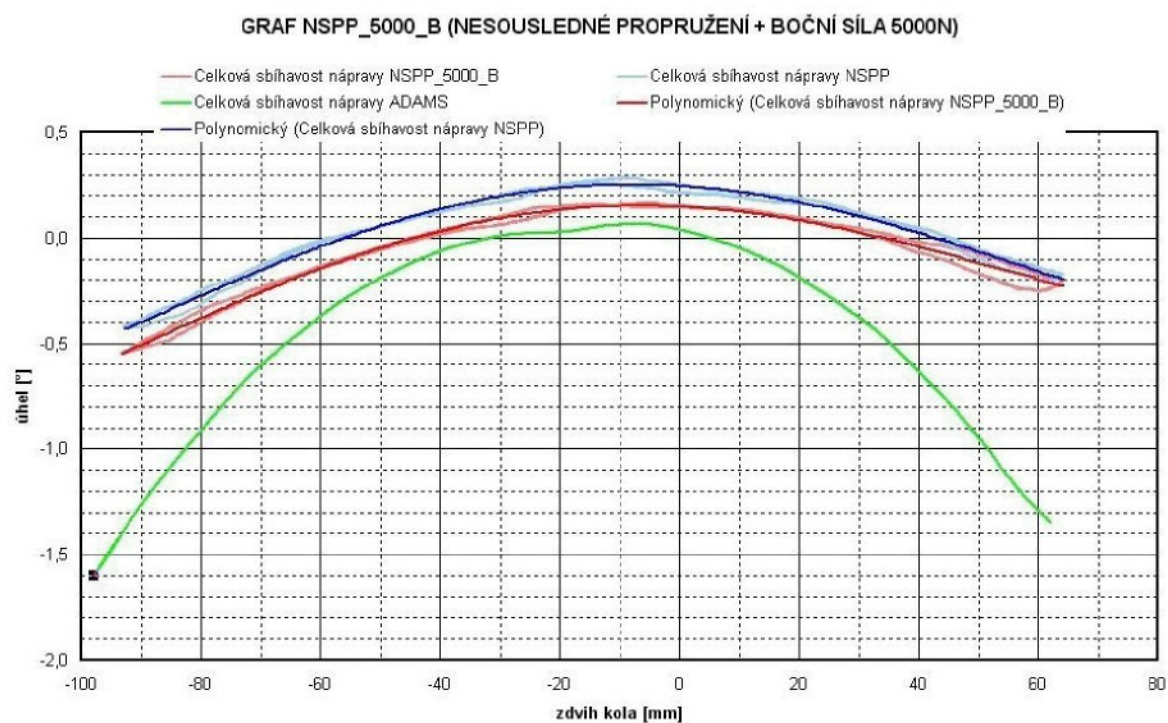
- zatížení je řízeno drahou svislých válců, levý a pravý válec jsou fázově posunuty o 180°
- amplituda válců je ± 80 mm, řízení je blokováno
- boční síly zachovávají nulovou hodnotu v průběhu celého zdvihu
- velikost bočních sil působících na levé a pravé kolo je znázorněna na grafu 7.7.27, orientace působících sil simuluje průjezd pravotočivou zatáčkou

Hledané závislosti úhlu sbíhavosti a odklonu kol na zdvihu kola jsou vyneseny v grafech 7.7.25 a 7.7.26. Jsou zde vyneseny naměřené i počítačově simulované závislosti.

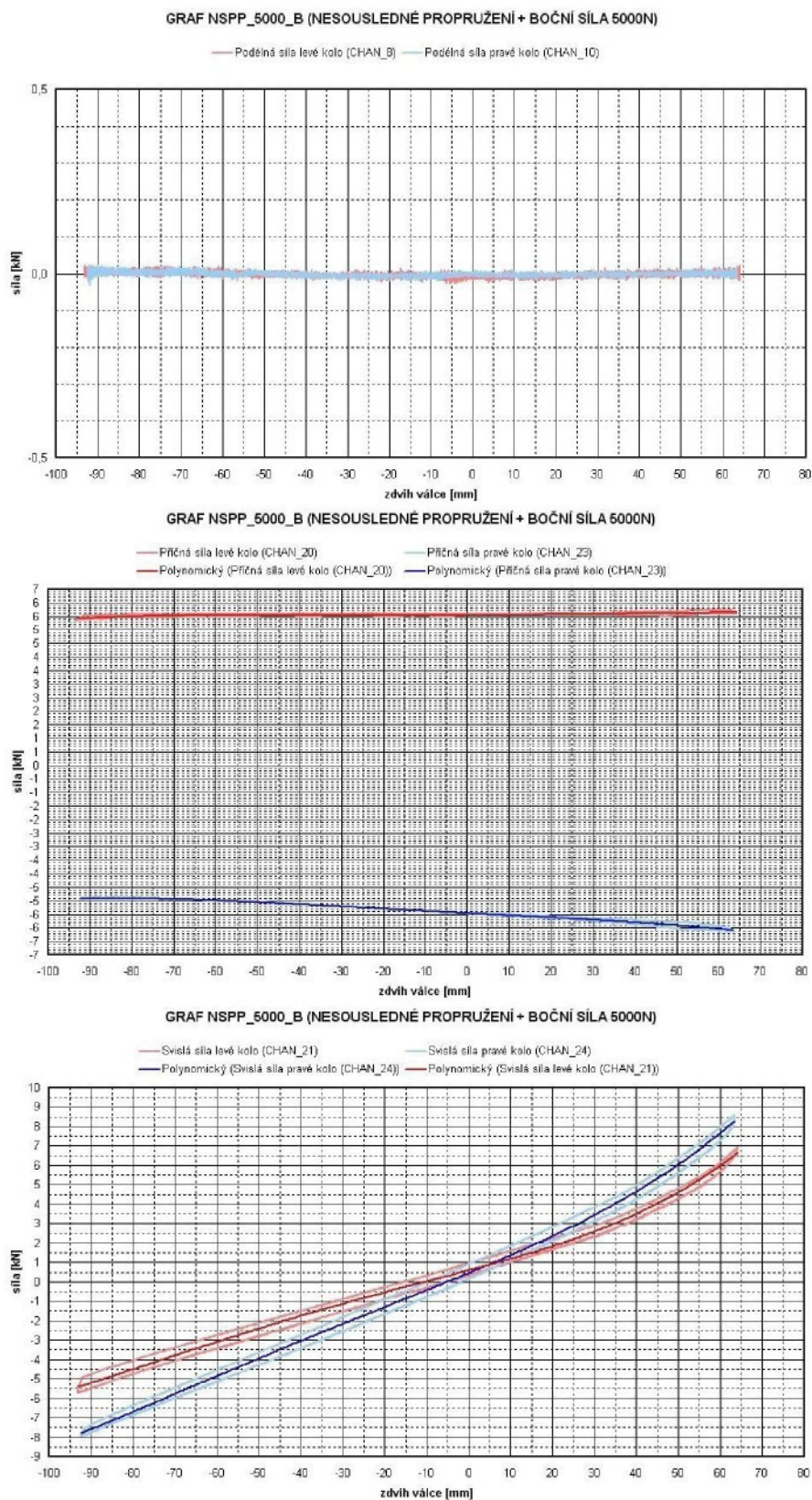
Působení boční síly 5000 N způsobí zvýšení příklonu vnitřního kola o cca. 1° a zvýšení úhlu odklonu vnějšího kola rovněž o cca. 1° .



Graf 7.7.25 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kol, viz legenda.



Graf 7.7.26 Závislost úhlu celkové sbíhavosti na zdvihu kola, viz legenda.



Graf 7.7.27 Závislosti velikostí působících sil na zdvihu kola, viz legenda.

7.7.10 Další závěry jednotlivých měření

Aby byla zachována jednotnost grafického podání v kapitolách 7.7.1 až 7.7.9, nebylo z důvodu místa možné u každé kapitoly popsat všechny závěry vyplývající z grafů. Proto zde uvádím závěrečné shrnutí naměřených výsledků a poznatků.

ad. kap. 7.7.1:

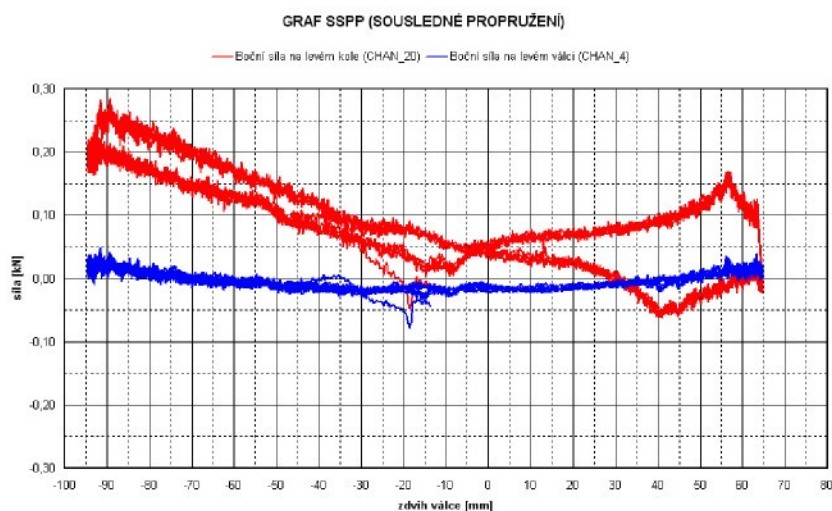
Pro prvotní přiblížení výsledků měření k výpočtovým simulacím jsou v grafech z měření zavedeny i vypočítané křivky v programu ADMAS/Car. K jejich dalšímu rozboru se dostanu v další kapitole.

Z grafů odklonu a sbíhavosti je patrné, že simulace i měření mají značnou shodu. Křivky se téměř kryjí, což naznačuje nejen správnost simulačního modelu, ale i správnost navržené metody měření elastokinematických charakteristik.

Ke konci zdvihu levého a pravého kola je patrná odchylka naměřených hodnot úhlu sbíhavosti (*graf. 7.7.1*). Odchylka je pravděpodobně způsobena rozdílnou velikostí svislých sil. Tento rozdíl je patrný např. v grafu průběhu svislých sil (*graf 7.7.3*). Rozdíl činí až cca. 500 N. Přičemž na levé kolo působí větší síla, a proto je i více tlačeno do odklonu.

K rozdílu ve velikostech svislých sil patrně došlo, protože zdvih svislých válců je řízen drahou. Pokud nastane např. odchylka v tuhosti levé a pravé pružiny, obě kola jsou sice stlačována ve stejné fázi a stejnou drahou, ale každé jinou silou (příčinou je dráhové buzení svislých válců).

Mírný rozchod křivek sbíhavosti levého a pravého kola je způsoben boční silou. Velikost boční síly má totiž značný vliv na úhel sbíhavosti. Proto měla být zachována nulová hodnota boční síly v celém zdvihu kol. Jak však ukázaly pozdější rozborů naměřených dat, elektronika zkušebního stavu nedokázala správně regulovat zvolené nastavení působících sil. V grafu 7.7.28 je patrný tento rozdíl mezi velikostí bočních sil změřených hydraulickým válcem a velikostí bočních sil změřených pomocí měřicího kola. Rozdíl není konstantní a místy činí až 200 N.



Graf 7.7.28 Ukázka průběhu působících bočních sil.

Graf 7.7.28 ukazuje porovnání velikosti bočních sil měřených siloměrem zkušebního stavu a bočních sil měřených zkušebním kolem. Rozdíl je patrný. Zpětná vazba pro řízení zdvihu hydraulického válce byla vedena od silového snímače hydraulického válce, a grafu je vidět, že veličina regulovaná hydraulickým válcem se opravdu pohybuje kolem nulové hodnoty. Bohužel průběhy sil z měřicího kola nulové nejsou a je možné předpokládat, že ani skutečné velikosti působících sil nebyly nulové. Kdyby byl zkušební stav řízen signálem od měřicího kola, bylo by možné odchylky v bočních silách minimalizovat. Nicméně měření nebylo možné opakovat a je třeba s tímto rozdílem počítat i ve všech následujících zátěžných stavech.

ad. kap. 7.7.2:

Výrazná odchylka mezi měřením a simulací v programu ADAMS/Car pravděpodobně ukazuje na málo přesný model příčného stabilizátoru. Měření tak mimo jiné ukazuje směr a možnosti dalšího zpřesňování výpočtového modelu v ADAMS/Car, tedy k lepšímu a přesnějšímu modelu stabilizátoru, jehož vliv se nejvíce projevuje právě při nesousledném propružení.

ad. kap. 7.7.3:

Přídavné zatížení brzdou silou 1500 N se nejvíce projevuje na změnách úhlu sbíhavosti. Souhlasně s teorií, *kap. 3*, jsou přední kola působením brzdících sil tlačena do rozbíhavosti (úhel sbíhavosti se zmenšuje).

Aby bylo vyhodnocování závislosti úhlu sbíhavosti na zdvihu kola přehlednější, od tohoto a dalších měření je v grafech uváděna společná (celková) sbíhavost levého i pravého kola.

Závěrem ke kapitole 7.7

Je nutné poznamenat, že řada zátěžných stavů je extrémní a v praxi téměř nenastává, především s ohledem na velikosti působících sil. Nicméně při těchto měřeních jde především o nastavování a zpřesňování výpočtového modelu a je dobré jít trochu do extrémů.

Srovnání naměřených a vypočítaných charakteristik v grafech celé podkapitoly 7.7 slouží pouze jako vodítko při hledání slabých článků počítačového modelu. Jak se dozvíte v další kapitole, při řešení této práce jsem vytvořil celou řadu různých výpočtových modelů přední nápravy. Vypočítané závislosti úhlu odklonu a sbíhavosti uváděné v kapitole 7.7 jsou platné pro čistě kinematický model (kinematic, viz dále).

8 VÝSLEDKY SIMULACÍ

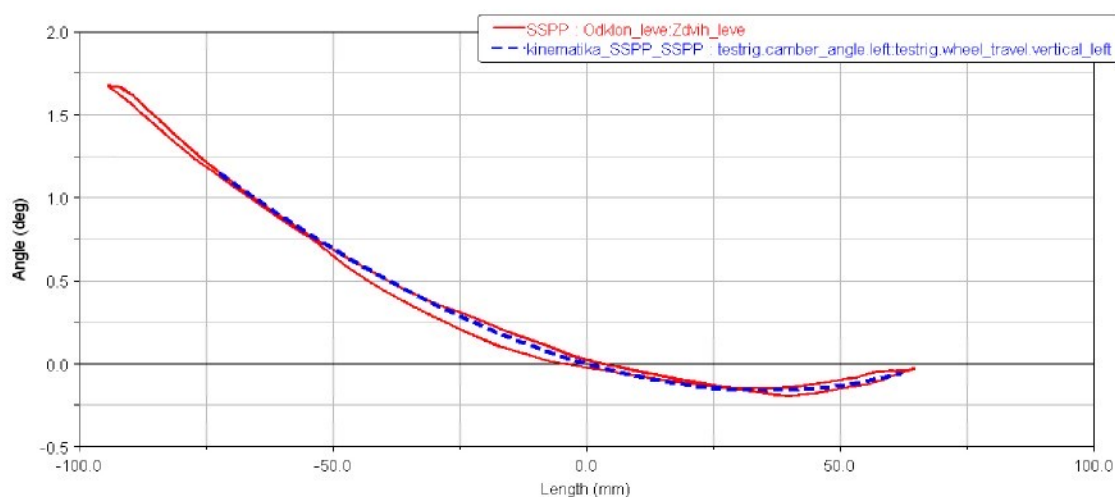
V této kapitole shrnu jednotlivé kroky postupného zpřesňování virtuálního modelu nápravy McPherson. Ukážu zde na konkrétních případech přínosy jednotlivých navržených úprav a porovná výsledky měření s výsledky simulací.

8.1 Simulace kinematiky – „kinematic“

Výchozím stavem pro zpřesňování modelu přední nápravy McPherson byly výpočty kinematiky v tzv. kinematickém módu blíže popsáném v *kap. 6.1*. V tomto módu jsou jednotlivé části mechanismu nápravy brány jako ideálně tuhé a jsou propojeny kinematickými vazbami. Porovnání naměřených a vypočtených průběhů všech zatěžných stavů je uvedeno v grafech v *kapitole 7.7*.

Velká část kinematických vazeb reálné nápravy je řešena pomocí pryžových lůžek. Jelikož poddajnost pryžových lůžek není v tomto modelu zohledněna, existoval od počátku předpoklad, že tento model nebude dostatečně přesný, a bude ho nutné upravit. První simulace základních zatěžovacích stavů však přinesly překvapivě dobré výsledky. Naopak ostatní zatěžovací stavy se shodovaly s měřením výrazně méně. Všechny tyto odlišnosti však ukazovaly slabiny současného modelu. Menší shodu výsledků vykazovaly např. modely, na které působily velké vnější síly a modely s nesousledným propružením. Analýzou těchto rozdílů jsem pak určil směr dalšího zpřesňování.

Pro názornost uvedu příklad shody simulace a měření na úhlu odklonu levého kola při sousledném propružení a zatěžování pouze svislou silou. Z *grafu 8.1.1* je patrné, že při tomto zatěžném stavu je shoda výpočtů s měřením velmi dobrá a pro takovýto případ mohu model považovat za dostatečně přesný.



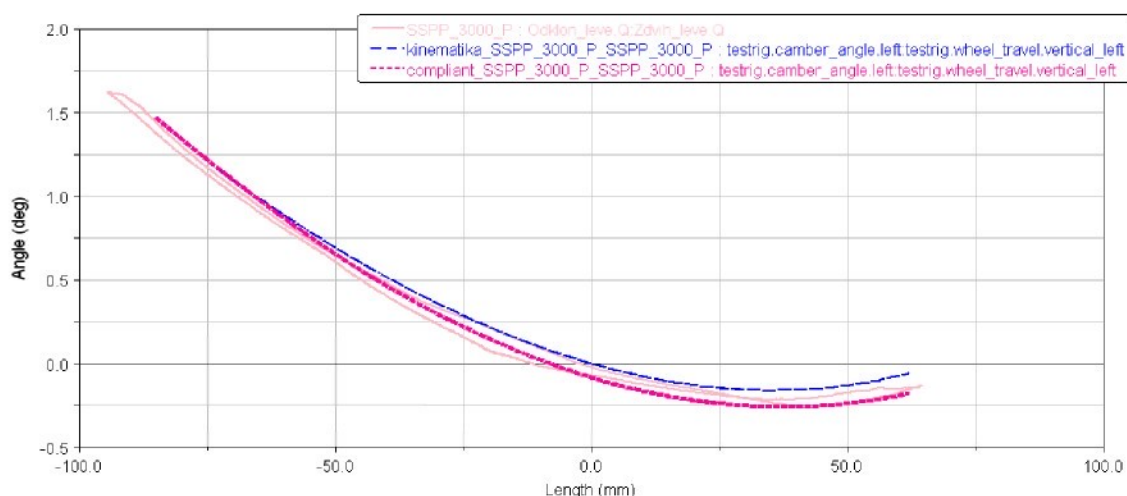
Graf 8.1.1 Ukázka shody simulací – SSPP.

Uvedený zátěžný stav je však bez příčných a podélných sil, takže dostatečně neprovedí např. vliv pryžových lůžek. Jak se můžeme přesvědčit v *grafu 8.2.1*, kde je již náprava zatížena podélnou silou 3000 N, shoda čistě kinematického modelu s měřením je horší. Boční síla deformující pružná lůžka nápravy v ose „y“ nemohla být v čistě kinematickém modelu dostatečně zohledněna. Na tomto příkladě je patrné, proč jsem od začátku tvořil tak komplexní soubor zátěžných stavů. Od počátku jsem se snažil do seznamu měřených stavů zařadit taková měření, která by nejen prověřila model nápravy jako celek, ale zároveň systematicky vedla k dalším zlepšovacím krokům.

Dalším krokem ve zpřesňování modelu bylo zavedení poddajných lůžek s charakteristikami odpovídajícími skutečným použitým dílům.

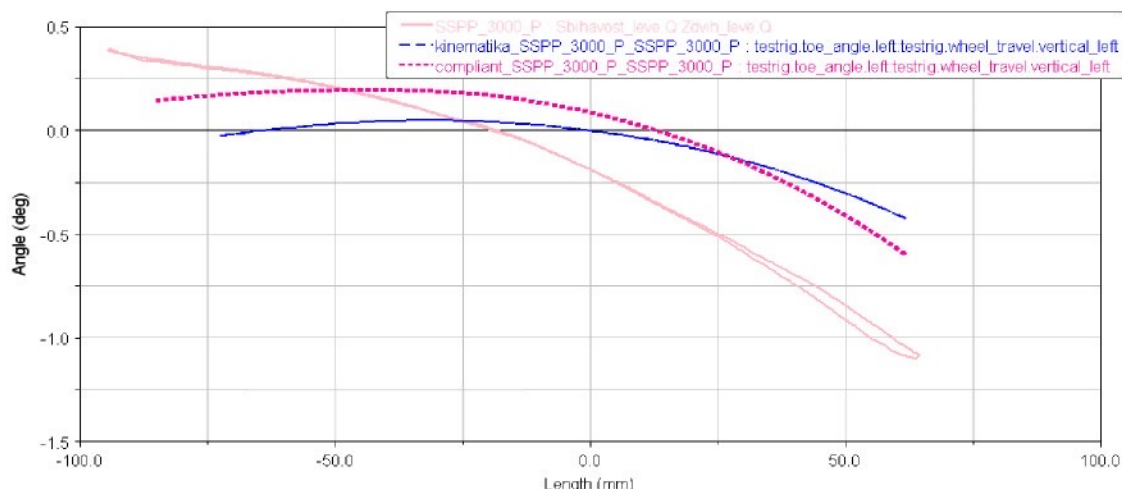
8.2 Simulace lůžek – „compliant“

V druhé pomyslné úrovni zlepšení jsem simulační model doplnil o mnou naměřené charakteristiky pryžových lůžek a o charakteristiky získané z dokumentace. Pro připomenutí, výsledky simulací s poddajnými lůžky jsou v závěrech a grafech označeny jako compliant (poddajný), více informací o tomto modelu naleznete v *kapitole 6.2*.



Graf 8.2.1 Ukázka shody simulací při zavedení brzdě síly – SSPP_3000_P.

Z průběhu sbíhavosti levého kola uvedené v *grafu 8.2.1* je patrné, že oproti čistě kinematickému modelu došlo zavedením pružných lůžek (*bushingů*) ke zlepšení shody simulace a měření. Připomeňme, že rozdíl v zatížení oproti křivkám uvedeným v *grafu 8.1.1* je v zavedení brzdě (podélné) síly. Tato síla deformuje pryžová lůžka a mění geometrii nápravy, což čistě kinematický model nebyl schopen zohlednit. Modrá (kinematická) křivka v *grafu 8.2.1* proto vykazuje menší shodu s měřením. Je zcela logické, že ke zlepšení shody v tomto druhém modelu „compliant“ došlo především v oblasti maximálního stlačení nápravy, tedy při stavu, ve kterém se lůžka nejvíce deformují.



Graf 8.2.2 Ukázka shody simulací – SSPP_3000_P.

Závislost velikosti úhlu sbíhavosti levého kola zobrazená v *grafu 8.2.2* se oproti předchozímu modelu čisté kinematiky rovněž přiblížila k naměřené charakteristice. Především sklon křivky více odpovídá reálnému měření. Výsledný tvar závislosti úhlu sbíhavosti předního levého kola současně zatíženého brzdou silou 3000 N přesto není zcela uspokojivý. S možností, jak tuto shodu ještě více vylepšit, se seznámíme v dalších kapitolách.

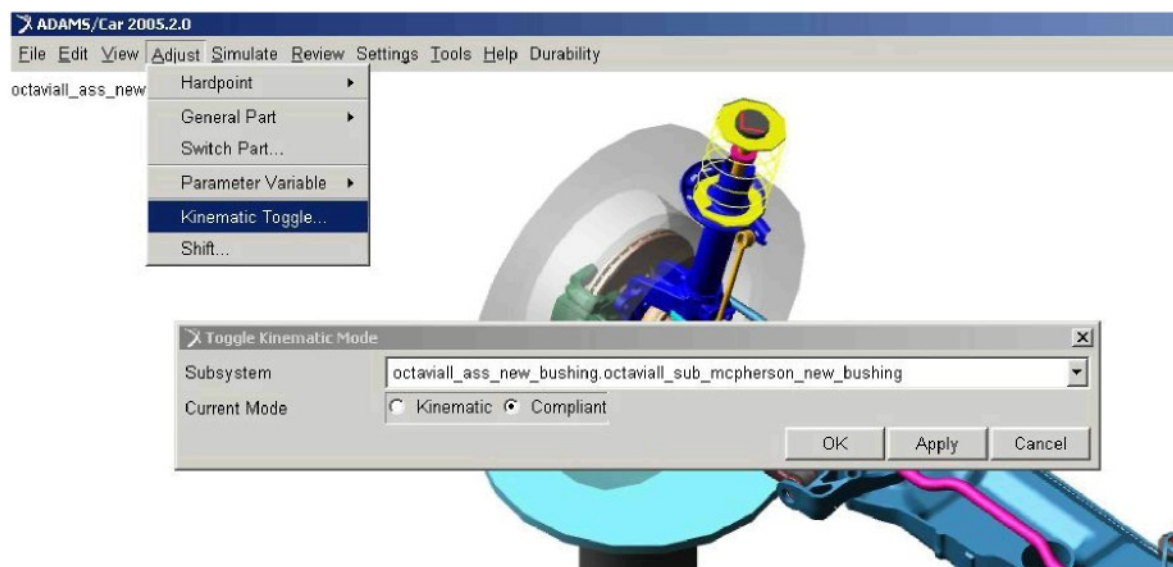
Přepínač „Kinematic/Compliant toggle“

Na tomto místě dovolte malou poznámku související s obsluhou programu ADAMS. Tato odbočka by mohla mnoha lidem pomoci při práci s tímto programem.

Výsledky předcházejících prací prováděných pro Škoda Auto naznačovaly, že zpřesňování, která mám v úmyslu provést, nemají průkazný vliv na chování modelu! Jako příklad uvedu zpřesňování modelu stabilizátoru pomocí prvků typu BEAM a pomocí poddajných těles MNF. Podle dostupných informací toto zpřesnění nevykazovalo prakticky žádný vliv na výsledky simulací.

Toto stanovisko však bylo v rozporu s mým budoucím zjištěním (*kap. 8.3*), podle kterého zapojení poddajných těles do modelu výrazně ovlivňuje výsledky simulací. Model se totiž díky těmto úpravám přibližuje k naměřeným hodnotám.

Domnívám se, že k výše uvedenému mylnému závěru došli mí předchůdci v důsledku ne zcela dostačujícího seznámení se s ovládáním programu ADAMS: mnoho uživatelů totiž neví, že pokud chce počítat s poddajností těles, je nutné přepnout načtený model z kinematického módu na poddajný mód (compliant). K přepnutí modelu do tohoto poddajného stavu slouží menu „kinematic toggle“, viz *obr. 8.2.3*. Bez tohoto přepnutí zůstává model v čistě kinematickém stavu a např. vlivy lůžek se nemohou projevit.



Obr. 8.2.3 Ukázka přepínání do elastického módu.

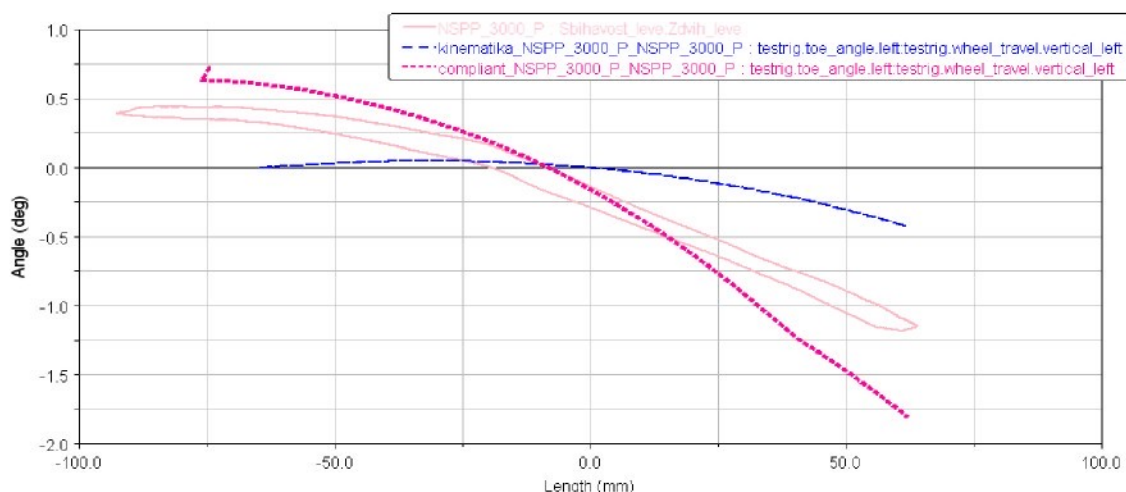
O vlivu správného použití přepínače mezi „kinematic“ a „compliant“ při zmiňovaných analýzách můžeme pouze spekulovat, to ovšem není podstatné. Důležité je vědět o této možnosti a před každým výpočtem kontrolovat nastavení modelu. To je ten hlavní důvod, proč zde tuto skutečnost uvádím.

8.3 Simulace příčného stabilizátoru – „flex_stabi“

8.3.1 Důvod zavedení vlastního modelu příčného stabilizátoru

Nyní se budu věnovat modelu příčného stabilizátoru, který jsem doposud nebral v potaz. Pro přehlednost jsem doposud uváděl pouze příklady zátěžných stavů se sousledným propružením. Abych mohl lépe ověřit kvality modelu příčného stabilizátoru, bylo nutné zařadit do série měřených stavů také nesousledné propružení kol přední nápravy. Jak jsem již zmínil, příčný stabilizátor začíná fungovat teprve v okamžiku rozdílných pohybů levého a pravého kola. Vliv funkce příčného stabilizátoru můžeme posoudit např. z *grafů 8.2.2 a 8.3.1*.

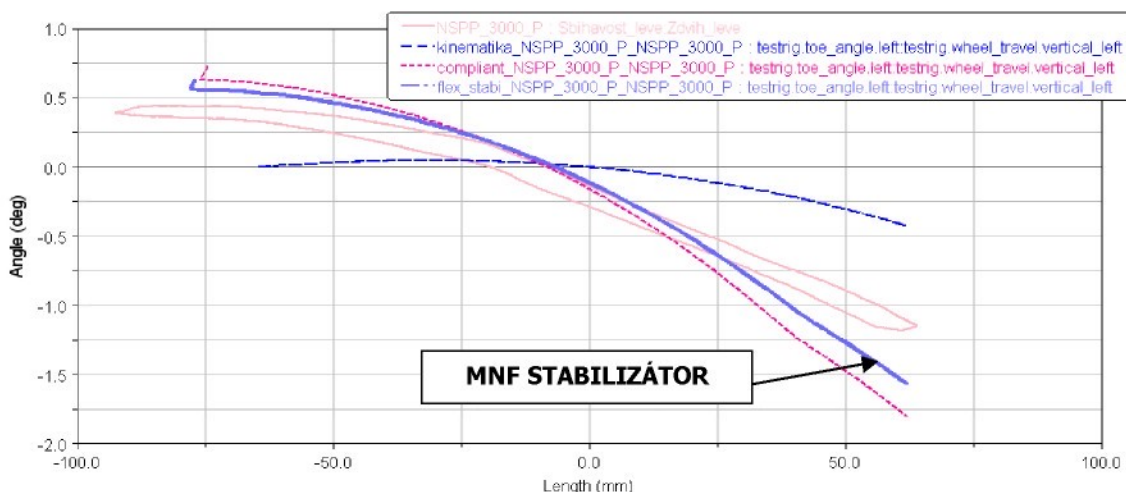
Jak se ukázalo, původní model příčného stabilizátoru, standardně dodávaný firmou MSC.Software k programu ADAMS, není příliš vhodný. Domnívám se, že právě nedostatečný model torzního stabilizátoru má významný vliv na rozdíly v přesnosti simulací sousledného a nesousledného propružení. Rozhodl jsem se proto tento model výrazněji inovovat a dosáhnout lepší shody s měřením.



Graf 8.3.1 Ukázka změny sbíhavosti při nesousledném propružení – NSPP_3000_P.

Pro zlepšení modelu příčného stabilizátoru jsem zvolil možnost jeho nahrazení poddajným tělesem MNF, viz kapitola 6.3. Od takového řešení jsem byl sice odrazován, nicméně se nakonec vyplatilo jít vlastní cestou a model připravit.

Vytvořil jsem novou variantu modelu přední nápravy s nahrazením modelu stabilizátoru pomocí poddajných těles. Po několika neúspěšných pokusech se mi podařilo vytvořit model stabilizátoru, který dosahuje mnohem lepší shody, nežli původní model od MSC. Výsledek mého snažení můžeme například posoudit na typickém průběhu úhlu sbíhavosti levého kola při nesousledném propružení a působení podélné síly 3000 N graf 8.3.2.



Obr. 8.3.2 Ukázka změny úhlu sbíhavosti s novým modelem torzního stabilizátoru.

Je třeba poznamenat, že tvorba a příprava MNF modelů jednotlivých součástí je relativně náročná. A to jak časově, tak i teoreticky. O teorii poddajných těles pomocí *.MNF souborů se krátce zmiňuji v kapitole 5. Samotný 3D model (pokud je k dispozici) je pak nutné nejdříve nasítovat pomocí

objemových prvků. Vytvořit úchyty v kinematicky významných bodech, tedy tam, kde jej chceme připojit nebo zatížit. Dále je nutné využít některý z konečně prvkových softwarů (v mém případě MSC.NASTRAN), a spočítat samotný Modal Neutral File. Následuje zabudování každého takto vytvořeného poddajného tělesa do modelu v ADAMS/Car. Při tomto postupu samozřejmě záleží na zkušenostech pracovníka a lze odhadnout, že zapracovaný a dobře vyškolený pracovník zvládne připravit model např. torzního stabilizátoru za několik hodin až jeden pracovní den. V mém případě, bez předchozího zaškolení a s omezenou softwarovou základnou se zprvu jednalo spíše o týdny.

Zahrnutí poddajných těles délku samotného výpočtu na solveru výrazně neovlivňuje. Rozdíl mezi výpočtem čistě kinematickým (*kinematic*) a výpočtem s poddajnými tělesy (*flex_all*) se pohybuje v řádu pouhých minut. Při tvorbě modelů s MNF je tedy nejvíce náročná příprava samotného modelu.

Podle mého názoru se mi podařilo vytvořením poddajného modelu stabilizátoru přiblížit simulaci k reálnému měření. Pokud zůstanou ostatní části přední nápravy (spodní rameno, tlumič, hlava kola) dokonale tuhá, lepší shody se nespíše nedosáhne.

V modelu *flex_stabi* jsou zahrnuty charakteristiky lůžek a poddajný stabilizátor tvořený MNF tělesem. Přes značnou pracnost tvorby poddajných těles jsem se rozhodl připravit ještě další modely s označením „*flex_all*“, a pokusit se učinit ještě další krok v přiblížení počítačových simulací reálnému měření.

8.4 Simulace s poddajnými tělesy – „flex_all“

Příprava poddajných těles formou MNF filů a jejich zástavba do modelu je poměrně velmi pracná, proto jsem musel pečlivě zvážit, které díly a proč vytvářet jako poddajné a které při daném zatížení nehrají tak výraznou roli. V mém případě byla pozornost nejprve soustředěna na spodní rameno a poté na mechanismus vzpěry McPherson. Bližší informace o tvorbě těchto poddajných těles jsou uvedeny v kapitole 6.3.

Zapojování poddajných těles do modelu nápravy bylo z metodických důvodů postupné, abych mohl určit vliv jednotlivých změn. Nejdříve jsem poddajnými tělesy nahradil pouze obě spodní ramena nápravy. Tento model však nepřinesl žádné významnější zlepšení. Spodní rameno se, i přes jeho vysoké namáhání, ukázalo jako dostatečně tuhé a jeho případné deformace (dočasné geometrické změny) ovlivňují elastokinematiku nápravy jen okrajově.

Na základě rozborů výsledků jsem zjistil, že k největším odchylkám mezi měřeními a simulacemi dochází při zatíženích boční nebo podélnou silou. Proto jsem jako druhou variantu zpřesnění zvolil vytvoření nového modelu vzpěry McPherson, která je právě při bočním zatížení kola vystavována zvýšenému ohybovému namáhání.

Vytvořit poddajný model vzpěry McPherson byl však relativně obtížný úkol. Již samotná geometrická náročnost celého dílu znesnadňovala síťování a tvorbu MNF filu. Navíc jeho zapojení do

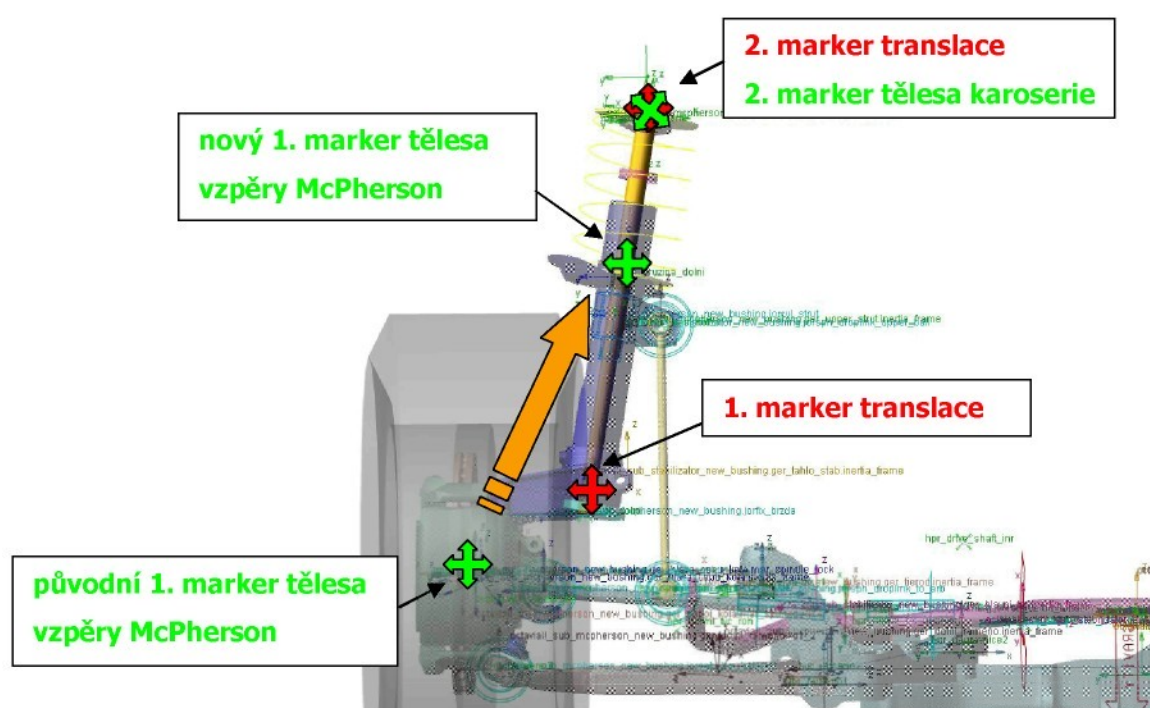
modelu nápravy bylo poněkud obtížnější, jelikož tlumič se skládá ze dvou vzájemně se pohybujících částí (pracovního pístu a pláště tlumiče). Reálné vedení pracovního pístu v pístnici není zcela ideální a zejména při zatížení boční silou dochází k zalomování teoretické osy tlumiče. Na reálné nápravě tím dochází k ovlivnění průběhu elastokinematických charakteristik.

V simulačním modelu je tento translační pohyb definován ideální kinematickou vazbou. Nahrazení vazby jiným typem by vedlo například na kontaktní úlohu, tedy simulace vedení pístu v tělese pláště. Takovéto typy úloh však ADAMS/Car neumožňuje, a proto jsem se pokusil alespoň o částečné zpřesnění za pomoci poddajných těles a úpravy původního kinematického zapojení od MSC.Software.

8.4.1 Přemístění markerů

Tuto podkapitulu věnuji další podstatné zkušenosti získané při snaze o vylepšení stávajícího modelu vzpěry McPherson.

V původním originálním templatu nápravy McPherson od firmy MSC.Software je mechanismus svislé vzpěry definován funkcí síly působící mezi dvěma tělesy. Jejich vzájemný pohyb je určen kinematickou vazbou, v tomto případě čistou translací. K určení této translace jsou zapotřebí dva tzv. vodící markery (definující osu translace, *obr. 8.4.1* červené kříže) a dva markery reprezentující obě spojená tělesa (na *obr. 8.4.1* zelené kříže). Červené kříže tedy definují osu pohybu vzpěry McPherson a zelené kříže místa uchycení (tj. místa působení sil).



Obr. 8.4.1 Struktura spojení vzpěry McPherson.

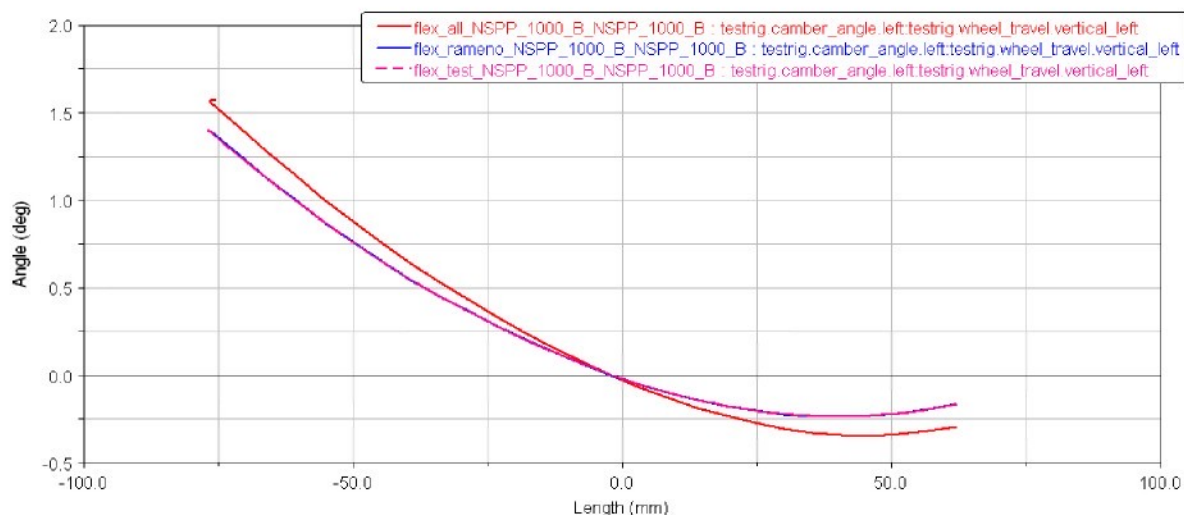
Standardní template je tvořen tak, že jako marker reprezentující těleso pláště tlumiče a náboj kola je zvolen marker ve středu náboje kola, a jako marker reprezentující druhé těleso (karoserii) je volen marker horního úchyty tlumiče (dva zelené kříže s označením 1 a 2 viz obr. 8.4.1.).

Toto uspořádání je v zásadě správné, ovšem korektně funguje pouze pro mechanismy tvořené z dokonale tuhých těles, které se nedeforují. Při počítání s poddajnými tělesy je zapotřebí připojovací markery přemístit tak, aby silové zatížení poddajných těles více odpovídalo skutečnosti a umožňovalo jejich pružné deformace.

V originálním modelu od MSC.Software je těleso vzpěry McPherson soustředěno do jednoho bodu umístěného ve středu náboje kola. Působíště boční síly je však rovněž ve středu náboje kola, proto boční síla nemůže způsobit deformace a průhyb vzpěry McPherson, což dosud u tuhých částí nevadilo. Pokud však chceme využít MNF, je nutné model upravit.

Jako důkaz tohoto tvrzení jsou uvedeny v grafu 8.4.2 tři průběhy odklonu levého kola, počítané pro stejná zatížení, ale tři různé modely. K prvnímu modelu s poddajným spodním ramenem patří v grafu 8.4.2. modrý průběh. Fialový průběh patří modelu s poddajným spodním ramenem a s poddajnou vzpěrou McPherson. Důležité je, že tato poddajná vzpěra je zapojena standardně podle templatu MSC.Software. Pokud má mít poddajná vzpěra McPherson vliv na průběh odklonu, obě křivky se budou lišit. Z grafu 8.4.2 je však patrné, že modrá a fialová křivka se beze zbytku kryjí. I průběh animací deformace naznačuje, že toto zapojení nedovoluje deformaci vzpěry.

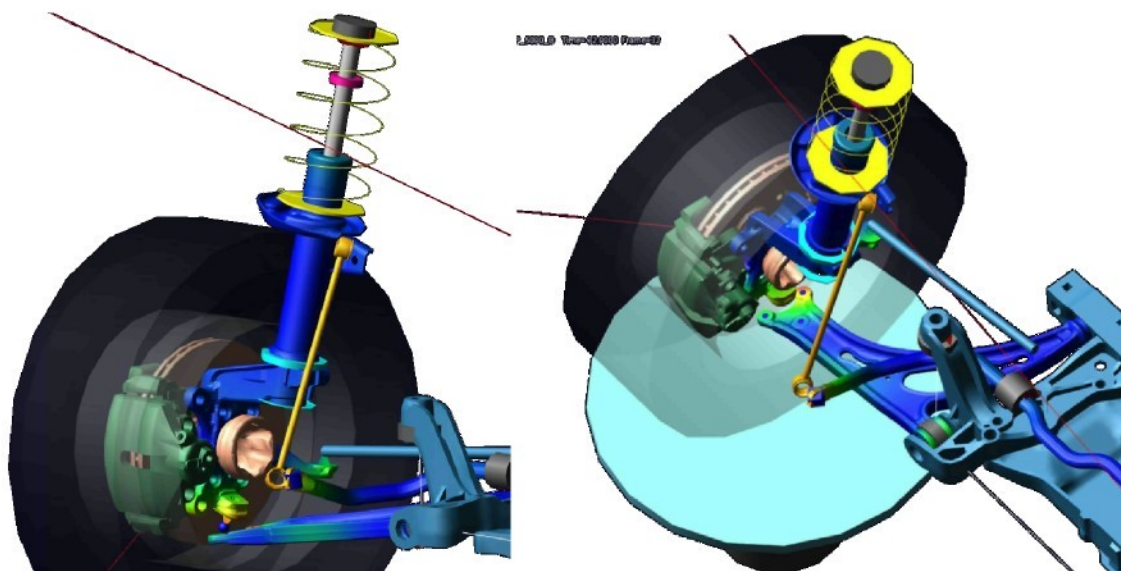
Pokud však marker vzpěry přesuneme do místa dolního uložení pružiny (viz obr 8.4.1, tzv. *nový marker tělesa*), zjistíme, že došlo ke změně v průběhu odklonu a k deformaci nově zapojeného poddajného tělesa svislé vzpěry McPherson (červená křivka v grafu 8.4.2).



Graf. 8.4.2 Vliv nového zapojení modelu.

Vliv změny zapojení je také možné sledovat v animacích průběhu deformací jednotlivých poddajných těles přímo v programu ADAMS/Car. Sledování těchto animací je snadnou vizuální

kontrolou správného zapojení do modelu. Průběhy deformací jsou zobrazeny v barevné škále a dávají dobrý přehled o deformování jednotlivých součástí sledovaného mechanismu.



Obr. 8.4.2 Ukázka vizualizace deformací MNF těles.

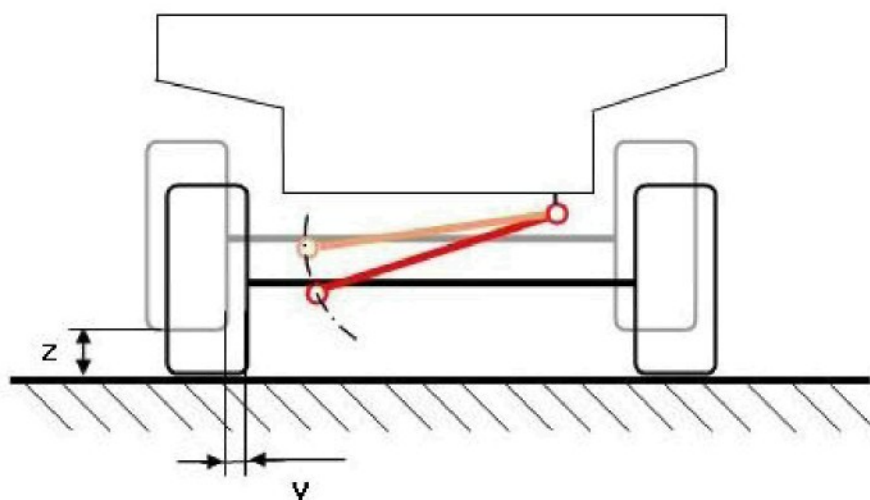
Výše popsaná úprava by měla být provedena, i u připojení spodního ramene k náboji kola nebo táhla řízení ke vzpěře McPherson. Nicméně přesunutím markerů ve smyslu uvedených zásad výrazně vzroste rozměr matice v solveru. Osobně jsem zde narazil na hranice paměti mé výpočetní stanice. Nemohl jsem tedy provést zcela precizní zapojení vzpěry McPherson tak, jak bych si představoval, tedy s nahrazením všech těles poddajnými tělesy a s přepojením markerů do bodů podle mnou navrhovaného způsobu. Tím by se pravděpodobně dosáhlo ještě lepší shody simulace a měření.

8.4.2 Vliv polohy táhla řízení

Při analyzování výsledků výpočtových simulací a porovnávání s naměřeným signálem jsem zjistil, jak významný vliv má např. poloha převodky řízení resp. poloha táhla řízení na průběhy elastokinematických charakteristik. Jelikož se jedná o relativně málo publikovanou skutečnost, dovoluji si v následující podkapitole uvést pár závislostí týkajících se této problematiky.

Při kinematickém návrhu nápravy (včetně řízení) se volí taková poloha jednotlivých kloubů, aby postavení kola odpovídalo požadavkům na jízdní vlastnosti a opotřebení pneumatik. Poddajnost jednotlivých částí se pak projeví na elastokinematice. Táhla řízení hrají významnou roli v celém mechanismu nápravy a ovlivňují jak kinematické, tak i elastokinematické charakteristiky.

Když se nad problémem zamyslíme, zjistíme, že problematika je vlastně analogická s chováním tuhé nápravy s Panhardskou tyčí. Pokud je Panhardská tyč dostatečně dlouhá a je uložena vodorovně, dochází při propružení automobilu vlivem rotace Pandardcké tyče pouze k malým změnám posunutí v ose „y“ (obr. 8.4.2). Čím je tato tyč kratší a její poloha svislejší, tím dochází k větším posuvům nápravy v ose „y“.

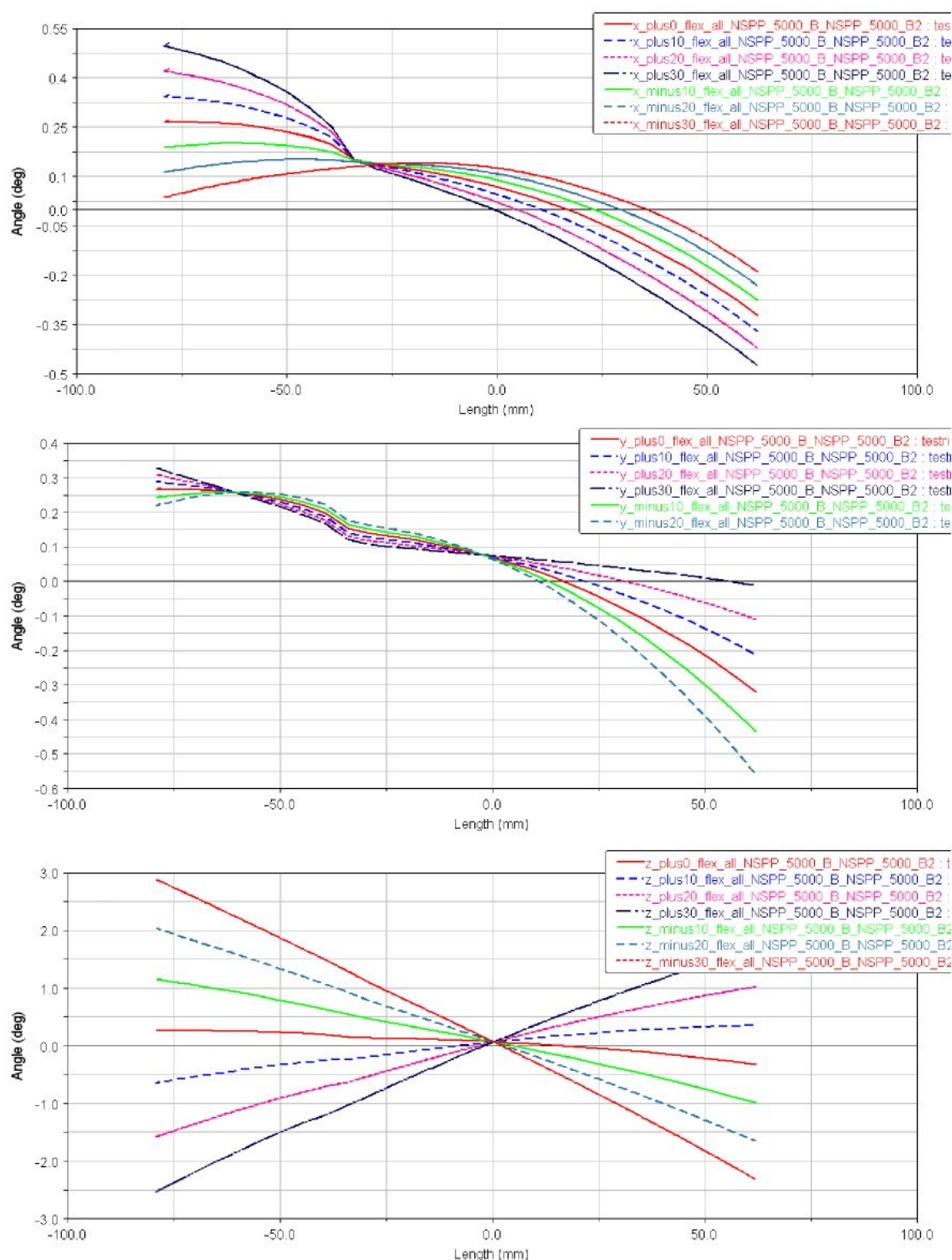


Obr. 8.4.2 Pohyby tuhé nápravy příčně ukotvené Panhardskou tyčí vlivem propružení.

Na stejném principu ovlivňují táhla řízení průběh geometrie přední nápravy při propružení vozidla. V této souvislosti jsou velice zajímavé charakteristiky v grafu 8.4.3. V tomto grafu uvádím změny průběhu odklonu a sbíhavosti v závislosti na posunutí převodky řízení.

Takovéto relativně rychlé analýzy jsou velkou výhodou virtuálních simulací. Zde se ukazuje velká síla virtuálního modelování a také jeden z důvodů a smyslů mého snažení.

V následujících grafech uvádím příklady změn elastokinematických charakteristik vlivem posunutí převodky řízení ve všech třech osách. Svým způsobem je to unikátní možnost seznámení se s tímto jevem, jelikož jsem se nikde v odborné literatuře s podobnou závislostí nesetkal.



Graf. 8.4.3 Závislost úhlu sbíhavosti na zdvihu kola

NSPP_2500_B – vliv posunutí v ose x, y a z.

Graf 8.4.3 ukazuje citlivost elastokinematických charakteristik na změnu polohy táhla řízení. V grafu jsou uvedeny změny úhlu sbíhavosti levého kola při posunutí výstupního kloubu převodky o ± 40 mm. Tak velké posunutí je samozřejmě pouze ilustrační.

Když jsem se následně začal o tuto problematiku zajímat více, zjistil jsem, že v některých případech kinematického rozvržení přední nápravy mohou elastokinematické charakteristiky naprosto změnit i mnohem menší posuvy převodky řízení, a dokonce i pouhé výrobní a montážní nepřesnosti.

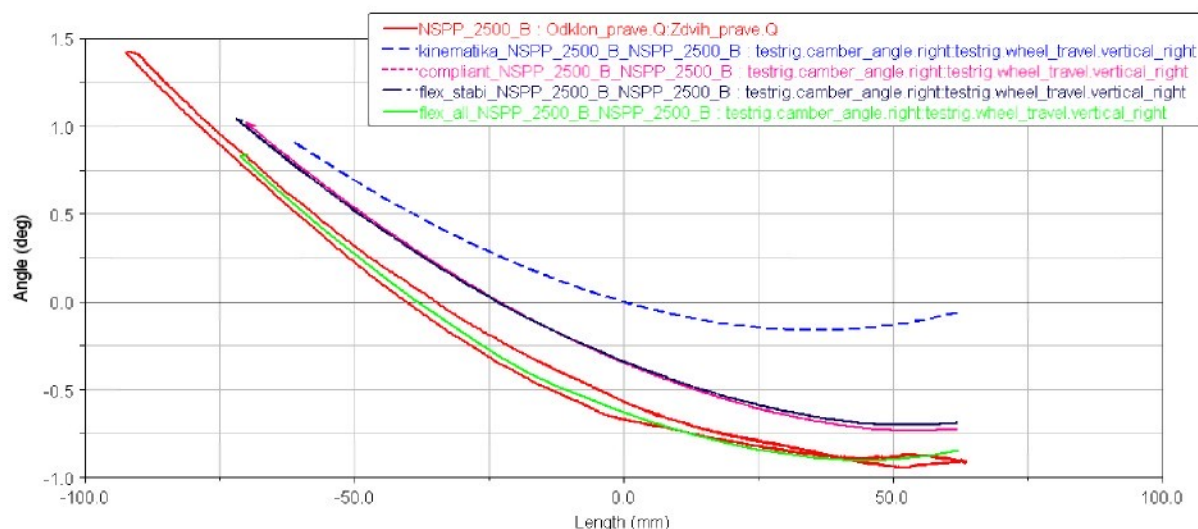
Poloha a délka táhla řízení se neprojevuje pouze na sbíhavosti kol, ale také na změnách odklonu kol. Vliv však není tak výrazný, a proto jsou zde uvedeny pouze grafy odklonu. Z průběhů *grafů 8.4.3* je patrné, že nejvýznamnější vliv má posunutí v ose „Z“. Posunutím převodky řízení o 40 mm nahoru či dolů jsme schopni zcela obrátit sklon křivky sbíhavosti. Na těchto průbězích se ukazuje důležitost a komplikovanost problematiky elastikonematiky přední nápravy.

8.4.3 Závěrečný model s poddajnými tělesy

Model s označením „flex_all“ představuje vázanou mechanickou soustavu s poddajným spodním ramenem a poddajnou vzpěrou McPherson zapojenou podle výše uvedených principů, tedy se změnou markerů.

Jako příklad ke krátkému rozboru jsem vybral jeden z nejtěžších zátěžných stavů - nesousledné propružení s působící boční silou (NSPP_2500_B). U tohoto zátěžného stavu dochází k výraznému namáhání vzpěry McPherson, proto bude tento zátěžný stav vhodný pro posouzení vlivu poddajného modelu vzpěry McPherson.

Závislosti uvedené v *grafu 8.4.4* ukazují, jakým způsobem se projevují různé modely přední nápravy. Na průbězích je celkem dobře patrné, že křivka čistě kinematického modelu se přibližuje k naměřené charakteristice nejméně. Další dva modely *compliant* a *flex_stabi* představují výrazný posun směrem k naměřeným hodnotám.

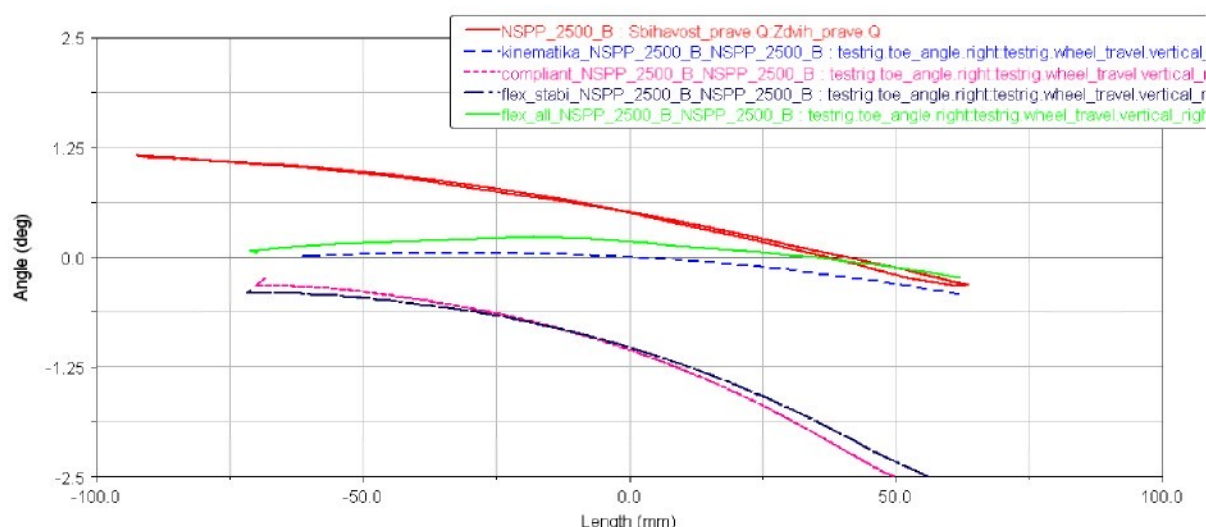


Graf. 8.4.4 Závislost úhlu odklonu na zdvihu kola - NSPP_2500_B.

V této souvislosti je zajímavé, že přestože se jedná o nesousledné pro pružení, vliv poddajného modelu torzního stabilizátoru není příliš patrný. Tvary průběhů *compliant* a *flex_stabi* jsou téměř identické. Pravděpodobně je to způsobenou působící boční silou, která ovlivňuje postavení kol.

Na průběhu sbíhavosti pravého kola znázorněném v *grafu 8.4.5* je zajímavá především ta skutečnost, že již kinematický průběh sbíhavosti dosahuje překvapivé přesnosti. Průběh křivky kinematického modelu se mnoho neliší od průběhů (početně náročnějšího) modelu *flex_all*. Je to způsobeno specifickým působením boční síly, která jakoby posouvá průběhy *compliant* a *flex_stabi* k nižším hodnotám. Jejich sklon je přitom velmi podobný naměřenému průběhu sbíhavosti.

Při pohledu na křivky by se dalo namítnout, že celá činnost byla téměř zbytečná. Tento průběh však musíme chápat v souvislosti s *grafem 8.4.4*, kde pouhá kinematika k dobré shodě nestačí.



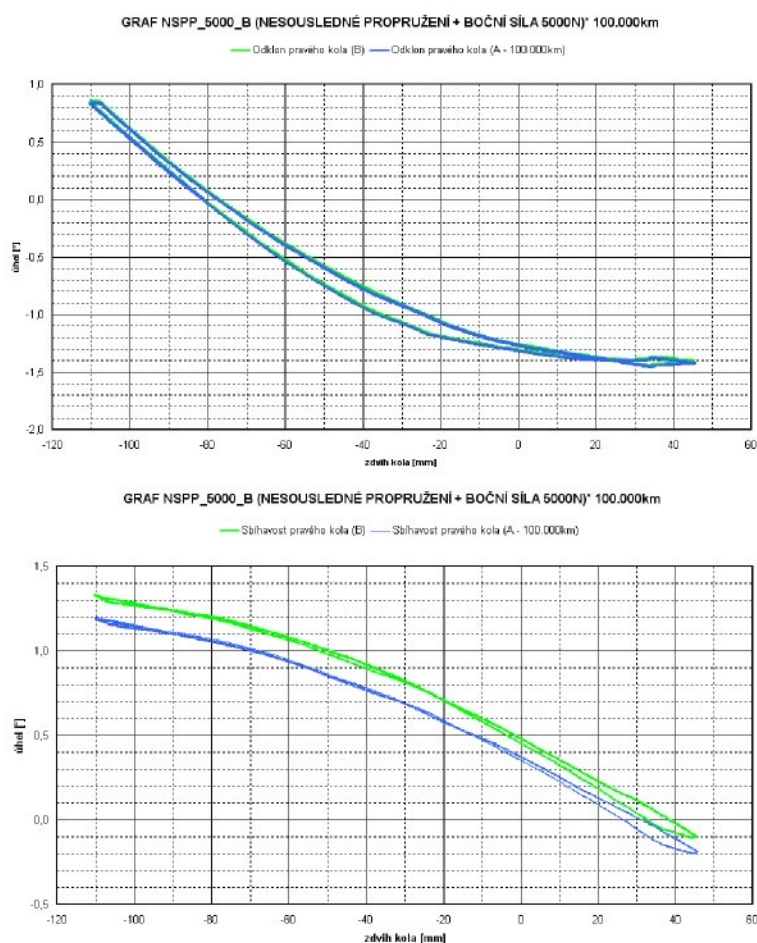
Graf. 8.4.5 Závislost úhlu sbíhavosti na zdvihu kola - NSPP_2500_B.

Průběhy v *grafu 8.4.5* také ukazují, že při odlehčeném kole (maximálně vysunutém tlumiči) je shoda mezi simulací a měřením horší nežli při stlačeném kole (maximální zasunutí pístnice). Příčinu tohoto rozdílu můžeme hledat v zatím ještě nedostatečném modelu vzpěry McPherson. Při maximálním zasunutí pístnice se vůle v mechanismu tlumiče snižuje a méně ovlivňuje geometrii. Při maximálním stlačení je shoda velmi dobrá. Naopak při vysunutí pístnice dochází k průhybu zapříčiněnému nejen poddajností všech součástí mechanismu, ale i vůlí v mechanismu tlumiče. Na zohlednění těchto vlivů však není tento simulační model zatím připraven.

8.5 Simulace opotřebení zadních lůžek nápravy McPherson

Přínosem v oblasti simulací je možnost sledovat citlivost počítačového modelu na změnu vstupních parametrů např. na změnu charakteristiky zadního lůžka spodního ramene nápravy McPherson. Pro zodpovězení této otázky jsem navrhl doplňkový experiment. K jeho provedení jsem použil spodní ramena s rozdílnou charakteristikou zadního lůžka.

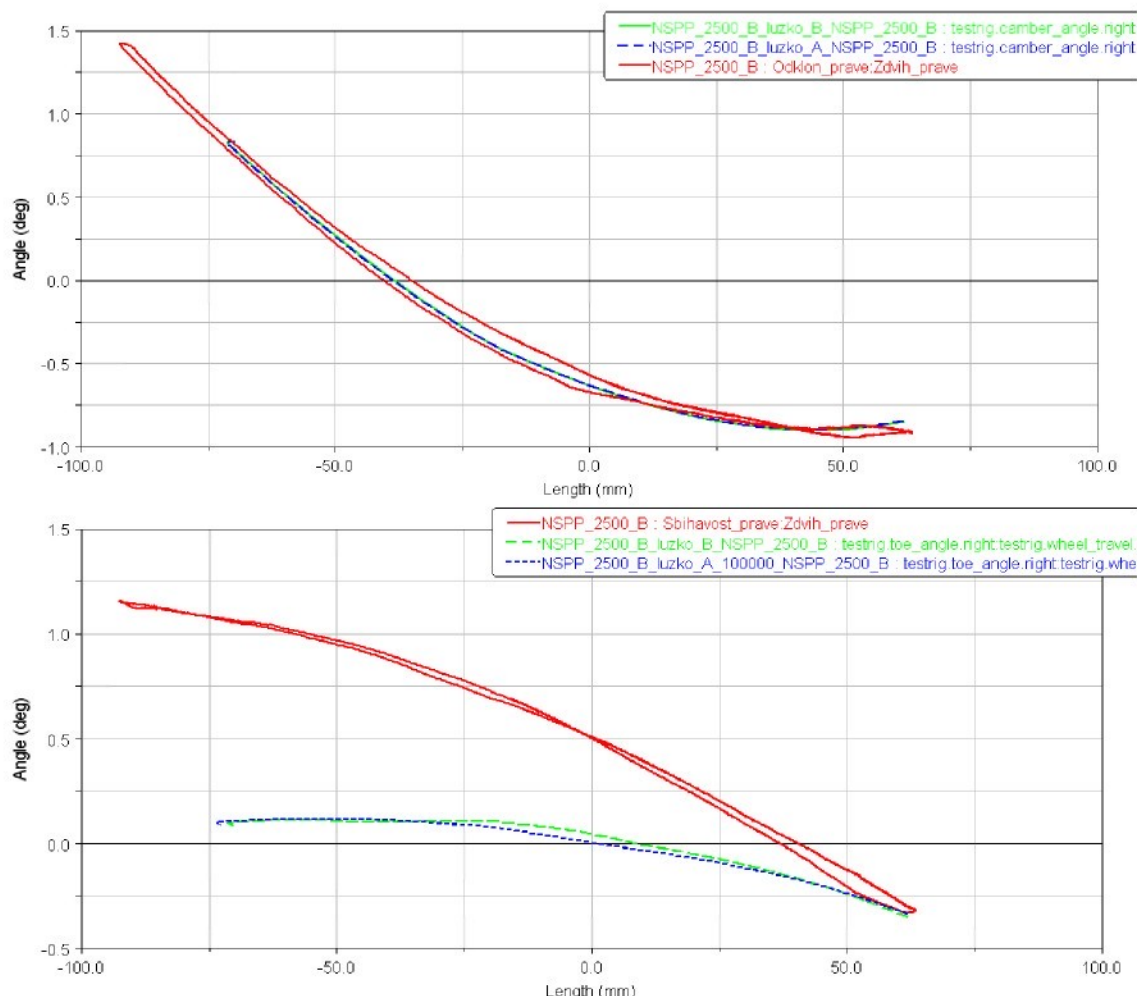
V *grafu 8.5.1.* uvádím pro názornost naměřený rozdíl v elastokinematických vlastnostech nápravy s novým lůžkem a lůžkem po 100000 km. Tento graf je pouze jako příklad za všechna provedená měření. Z důvodu úspory místa byl vybrán pouze jeden ukázkový případ. Z průběhů v *grafech 8.5.1* je patrné, že lehká změna v charakteristice zadních lůžek (*viz kapitola 7.1*), se téměř neprojevuje u změny odklonu kola, a to i přes velkou působící boční sílu 5000 N. Malou odchylku však můžeme pozorovat u změny úhlu sbíhavosti předních kol.



Graf. 8.5.1 Naměřený vliv opotřebení lůžka – NSPP_2500_B.

Jelikož je lůžko typu A po životnostní zkoušce, bylo třeba jeho charakteristiku pro potřeby počítačové simulace stanovit měřením. Obě získané charakteristiky naleznete v *grafu 7.1.1.*

Při porovnání počítačově simulovaných průběhů odklonu pravého kola pro různá lůžka vidíme, že změna charakteristiky zadního lůžka spodního ramene (vyvolaná opotřebením) téměř neovlivňuje průběh úhlu sbíhavosti kol. Toto zjištění potvrzují i téměř identické průběhy odklonu kola získané měřením v laboratořích.



Graf. 8.5.2 Simulovaný vliv opotřebení lůžka – NSPP_5000_B.

Naopak je tomu u křivek sbíhavosti, kde k ovlivnění změnou tuhosti lůžka dochází. Rozdíl je patrný u simulovaných (*graf 8.5.2*) i měřených průběhů (*obr. 7.1.1*). U simulovaných průběhů však není rozdíl tak výrazný. Přesto lze považovat za úspěch prokázanou citlivost na relativně malou změnu v charakteristice jednoho lůžka. Což svědčí o dobré kvalitě počítačového modelu.

Na druhou stranu z křivek je vidět, že dosažená shoda sbíhavostí mezi výpočty a měřením není zcela ideální. Jak bylo uvedeno v kapitole 8.4.3, na vině je pravděpodobně nedostatečný model vzpěry McPherson. Nicméně nám toto pokusné měření potvrdilo, že pokud se podaří uspokojivě odladit model přední nápravy, lze na něm provádět i analýzy použití různých nastavení podvozku.

8.6 Možnosti dalšího zpřesňování

Na závěr této kapitoly bych rád uvedl další možnosti a cesty, jak vylepšit simulační model přední nápravy McPherson a dosáhnout tak lepší shody mezi simulací a měřením. V předchozích kapitolách jsem uvedl některé nedostatky stávajících modelů nápravy, nyní se je pokusím shrnout a naznačit další možný směr zlepšování. Nutno podotknout, že některé cesty byly již podniknuty. Bohužel je již nebylo možné zahrnout do této disertační práce.

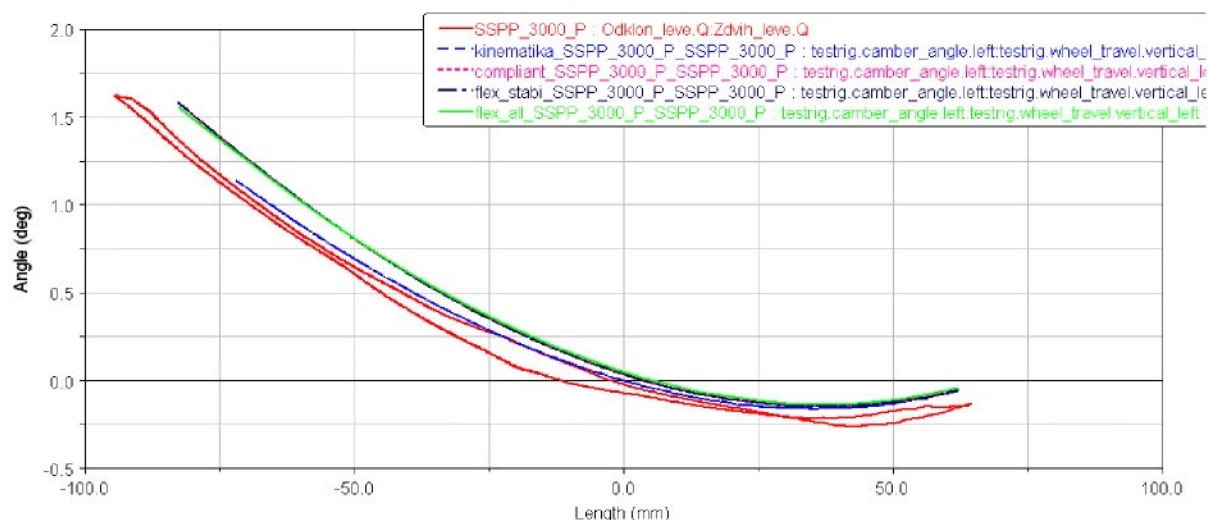
Poddajná tělesa, zapojení markerů

První možností jak ještě více zpřesnit stávající finální model, je zavedení dalších poddajných těles do mechanismu nápravy. Zároveň by bylo dobré nová tělesa zapojit podle mnou navrženého způsobu zapojení markerů a zásad uvedených v kapitole 8.4.1.

Jako další tělesa mechanismu nápravy vhodné pro tyto pokusy navrhuji obě táhla řízení. Již v podkapitole 8.4.2 jsem prokázal velký vliv právě polohy a uložení převodky řízení včetně obou táhel. Dá se tedy předpokládat, že poddajná táhla řízení můžou ovlivnit průběh elastokinematických charakteristik.

Nová definice vzpěry McPherson

Další částí, která by mohla být upravena, je vzpěra McPherson. Existují možnosti, jak vytvořit model této části tak, aby byla zohledňována např. proměnlivá délka vysunutí pístnice. Na nedostatečné zohlednění tohoto jevu v současných modelech ukazuje např. zvyšující se odchylka mezi měřením a simulací u vypruženého kola. Během zasouvání pístnice do tělesa tlumiče se shoda simulovaných a měřených průběhů zvyšuje, např. graf 8.6.1 a 8.5.2.



Graf. 8.6.1 Odklon levého kola SSPP_3000_P – vliv zasouvání pístnice.

8.7 Závěry z měření

Výsledky měření ukázaly, že navržený způsob měření elastokinematických charakteristik je zcela funkční a použitelný. Uskutečněné měření tak vlastně rozšířilo možnosti dynamické zkušebny Škoda Auto, což považuji za velký úspěch. Rád bych ale uvedl několik poznatků, které mohou budoucí měření ještě vylepšit.

Využití dutého tlumiče

Pro měření jsem nejprve uvažoval o využití tzv. náhradního tlumiče. Náhradní tlumič je vlastně tlumič, který plní pouze funkci vedení, nikoliv tlumení. Takovýto tlumič jsem chtěl připravit úpravou ze sériového. Tím bych dosáhl eliminace rozdílných účinků tlumiče při stlačování a roztahování tlumicí jednotky. Nakonec jsem v rámci úspor od tohoto záměru upustil. Při zpětném pohledu bych nyní na této úpravě trval.

Regulace zkušebního stavu

Důležitou skutečností, která nepříznivě ovlivnila měření, byla nedostatečná regulace zkušebního stavu. Řídící elektronika řízená signálem ze snímače síly v hydraulickém válci nedokázala správně regulovat zkušební stav. Při zatěžování docházelo k rozdílnému působení na levé a pravé kolo, viz kap 7.7.10. V některých případech tak nebyla např. dodržena nulová boční síla, která pak ovlivnila měření. Uvedenou skutečnost jsem zjistil až při rozboru výsledků.

Využití snímačů napětí

Zahrnutím poddajných těles do modelu nápravy získáváme možnost vyšetřování průběhů napětí v těchto poddajných tělesech. Ze simulovaných stavů tedy získáme nejen geometrické a silové závislosti, ale také průběhy napětí v konkrétních bodech. Pokud vybavíme např. ramena nápravy termoelektrickými senzory, můžeme naměřené hodnoty napětí využít pro verifikace výpočtových modelů.

9 ZÁVĚR

V dnešní době jsou klasické výpočtové postupy stále častěji nahrazovány moderními metodami, avšak i tyto moderní metody mají svá omezení a zvláštnosti. Proto je často nutné podrobit takto získané výsledky kritickému rozboru. V této práci jsem se zabýval možnostmi počítačové simulace elastokinematických charakteristik v programu ADAMS/Car a jejich následné verifikace reálným měřením na zkušebním stavu. Problematika elastokinematiky automobilu je sama o sobě rozsáhlá oblast, proto jsem se v mé práci soustředil pouze na samostatnou přední nápravu.

Vytvořený virtuální model přední nápravy jsem pro účely simulace elastokinematiky umístil na virtuální zkušební stav, jehož model jsem vytvořil dle reálného zkušebního stavu používaného v Technickém vývoji Škoda Auto pro účely životnostních zkoušek automobilů. Vzhledem k tomu, že řešené téma je aktuální, bylo mi umožněno tento reálný zkušební stav upravit pro potřeby měření elastokinematiky.

Úprava měřicího zařízení byla nutná, neboť použité zařízení původně nesloužilo k měření elastokinematických charakteristik a jiný zkušební stav k dispozici nebyl. Zvolil jsem tedy cestu přizpůsobení měřicí techniky aktuálním podmínkám. Upravit jsem zkušební stav a doplnil jej o další měřicí zařízení. Navrhl jsem vlastní metodu měření, pomocí níž jsem změřil závislosti úhlu odklonu a sbíhavosti přední nápravy osobního automobilu Škoda Octavia druhé modelové řady. Navržením a praktickou realizací návrhu jsem rozšířil použitelnost zkušebního stavu a možnosti dynamické zkušebny. Doufám, že takto úspěšně započatá spolupráce bude i nadále pokračovat a otevrou se další možnosti kooperace Technické univerzity v Liberci s automobilkou Škoda Auto a.s.

Data získaná z měření jsem využil pro verifikaci počítačově simulovaných elastokinematických charakteristik.

Ve druhé části práce jsem navrhl několik simulačních modelů vytvořených v programu ADAMS/Car. Tyto modely jsem se snažil metodicky upravovat tak, abych mohl sledovat vliv jednotlivě provedených úprav. Cílem těchto úprav bylo zvýšení citlivosti a přesnosti stávajícího počítačového modelu. Výsledky simulací jsem postupně porovnával s výsledky měření, s cílem najít citlivé části počítačového modelu přední nápravy. Výsledkem je několik blíže popsanych modelů, z nichž každý představuje určitou úroveň přesnosti a zároveň pracnosti.

Při tvorbě počítačových modelů jsem dále dospěl k několika důležitým zjištěním, které výrazně ovlivňují chování počítačového modelu vytvořeného v programu ADAMS/Car. Mezi nejdůležitějšími bych zmínil vytvoření modelu torzního stabilizátoru (*kap. 8.3*) a změny při zapojování markerů (*kap. 8.4.1*).

Pomocné výpočty vzniklé při řešení práce pomohly objasnit a popsat vliv polohy řídicí tyče na změnu geometrie přední nápravy. V budoucnu mohou takovéto simulace usnadnit řešení problémů spojených s konstrukcí a návrhem zavěšení kol.

Během řešení práce se ukázalo, jak důležitou a komplikovanou částí přední nápravy je vzpěra McPherson a především vedení pístnice v tělese tlumiče. Tento prvek se ukázal stěžejním bodem pro řešení kinematiky v krajní (vysunuté) poloze tlumičové vzpěry.

Podrobnější popis jednotlivých problematik naleznete v kapitole 8. V závěru této kapitoly také uvádím několik rad a možností dalších postupů pro tvorbu počítačových modelů v programu ADAMS i pro praktická reálná měření.

Přínos mojí práce pro praxi spatřuji především v návrhu a realizaci měření veličin pro sestavení elastokinematických charakteristik. Tento postup měření lze aplikovat obecně na obdobných měřících zařízeních a na různých typech náprav i celých automobilů.

Přínos pro vědu a výzkum spatřuji především v realizaci přímého srovnání fyzikálního experimentu s výsledky počítačových simulací. Postupné srovnávání vlivu jednotlivých poddajných těles na chování virtuálního modelu přineslo zajímavé poznatky o využití těchto těles při počítačovém modelování.

Dílčí výsledky získané při řešení této práce byly také využity při řešení jiných výzkumných úloh stejného změření, jako je například GAČR č. 101/06/1703-1: Inteligentní systém směrového řízení vozidla STEER-BY-WIRE.

10 LITERATURA

- [1] Apetaur, M. – Stejskal, V.: *Motorová vozidla VI. Ediční středisko ČVUT, Praha 1986*
- [2] Audi: firemní materiály, výzkumné zprávy a publikace + <http://www.audi.com>
- [3] Beroun, S.: *Základy teorie vozidel a pístových spalovacích motorů. TU Liberec, Liberec 1999*
- [4] Brát, V. – Brousil, J.: *Dynamika. Nakladatelství technické literatury, Praha 1967*
- [5] CFM Schiller GmbH: výzkumné zprávy + www.cfm-schiller.de
- [6] Erdman, A. G. – Sandor, G. N. – Kota, S.: *Mechanism Design, Analysis and Synthesis. Prentice Hall, ISBN-13: 9780130408723*
- [7] Fischer, E.: *ADAMS/Car-AT in the Chassis Development at BMW. ADAMS User Conference, 2001*
- [8] Gillespie, T. D.: *Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE International, ISBN 1-56091-199-9*
- [9] Hadenfeld, M. – Axmann J. K.: *Automatisieren von Fahrwerks-Simulationen mittels (MDO). Technische Universität Braunschweig, Matr.-Nr. 2523723*
- [10] Heiβing, B. – Brandl, J.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. Vogel Industrie Medien GmbH 2002, ISBN 3-8023-1903-6*
- [11] Horrmann, T. – Wilmes, M.: *Kinematics and Compliance Test Rig. Institut für Kraftfahrwesen Aachen, 2006*
- [12] Hudi, J. – Prokop, G. – Pausch, M. – Kvasnicka, P. – AUDI AG: *Integrated Application of Multibody Simulation in the Product-Development process. North American User Conference, 2001*
- [13] Charvát, J.: *Mechanika I. (Kinematika). VŠST v Liberci, Liberec 1985*
- [14] Jan, Z. – Vémola, A. – Ždánský, B.: *Automobily (I. Podvozek a převodová ústrojí). Akademické nakladatelství CERM, Brno 2003*
- [15] Kovanda, J.: *Konstrukce automobilů. Nakladatelství ČVTU, Praha 1997*
- [16] Karger, A. – Novák, J.: *Prostorová kinematika a Lieovy grupy. SNTL, Praha 1978*
- [17] Minen, D.: *Flexible Bodies Automatic Creation and Dynamic Stress Visualization Using ADAMS. Mechanical Dynamics, 2002*

- [18] MSC Software Corporation - lokální help + <http://www.mscsoftware.com>
- [19] MSC Software Corporation: *ADAMS - Full Simulation. USA 2003*
- [20] MSC Software Corporation: *ADAMS/Car – Training Guide. USA 2003*
- [21] MSC Software Corporation: *ADAMS/Car – Templates. USA 2001*
- [22] MSC Software Corporation: *ADAMS/Car – Running Analyses in ADAMS/Car. USA 2001*
- [23] MSC Software Corporation: *ADAMS AutoFlex. USA 2003*
- [24] MTS Systems Corporation: firemní materiály + <http://www.mts.com>
- [25] Palčák, F. - Kvasnička, P.: *Modeling, Analysis and Using of Compliant Supports in the Vehicle.*
- [26] Palčák, F.: příspěvky v časopise Computer Design, Dílna
- [27] Petruška, J.: *Počítačové metody mechaniky II., VUT v Brně*
- [28] Preukschat, A.: *Fahrwerktechnik: Antriebsarten. Vogel – Fachbuch Technik, Buchverlag Würzburg 1985, ISBN 3-8023-0736-4*
- [29] Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: *Professional Engineering Publishing. ISSN 0954-4070*
- [30] Pruckner, A. – Fischer, S.: *Vehicle Dynamics Control for a 4WS Prototype Car. ADAMS User Conference, 2000*
- [31] Reimpell, J.: *Fahrwerktechnik: Grundlagen. Vogel – Fachbuch Technik, Buchverlag Würzburg 1986, ISBN 3-8023-1727-0*
- [32] Reimpell, J.: *Fahrwerktechnik: Lenkung. Vogel – Fachbuch Technik, Buchverlag Würzburg 1984, ISBN 3-8023-0739-9*
- [33] Reimpell, J.: *Fahrwerktechnik: Stoßdämpfer. Vogel – Fachbuch Technik, Buchverlag Würzburg 1983, ISBN 3-8023-0719-4*
- [34] Riepl, A. – Schmid, M. – Reinalter, W.: *Application of ADAMS/Car in Vehicle Development. Steyr-Daimler-Puch, ADAMS User Conference, 2001*
- [35] Roppelt, T.: *Study about the Shimmy-Effect on a Mc Pherson front axle. ADAMS User Conference, 2000*
- [36] RWTH Aachen University: výzkumné zprávy + <http://www.ika.rwth-aachen.de>

- [37] Valášek, J. – Stejskal, V. – Březina, J.: *Mechanika A.*, Nakladatelství ČVUT, Praha 2004, ISBN 80-01-02890-9
- [38] Vlk, F.: *Diagnostika motorových vozidel.* Nakladatelství Vlk, Brno 2006, ISBN 80-239-7064-X
- [39] Vlk, F.: *Dynamika motorových vozidel.* Nakladatelství Vlk, Brno 2001, ISBN 80-239-0024-2
- [40] Vlk, F.: *Úlohy z dynamiky motorových vozidel.* Nakladatelství Vlk, Brno 2001, ISBN 80-238-6574-9
- [41] Vlk, F.: *Podvozky motorových vozidel.* Nakladatelství Vlk, Brno 2001, ISBN 80-239-0026-9
- [42] Zomotor, A.: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten.* Vogel – Fachbuch Technik, Buchverlag Würzburg 1987, ISBN 3-8023-0774-7

SEZNAM PUBLIKACÍ K DANÉ PROBLEMATICE:

- [42] Brabec, P. – MALÝ, M. – SAJDL, J. – Voženílek, R.: *Stanoviště pro zkoušení systémů Steer by Wire, 4th International Scientific Conference "Challenges in Transport and Communication", University of Pardubice Jan Perner Transport Faculty, Pardubice 2006.* ISBN 80-7194-880-2
- [43] BRABEC, P. – MALÝ, M. – SAJDL, J. - VOŽENÍLEK, R.: *Wheel steering – směrové řízení vozidla, VIIth International Scientific Conference "Riadenie tekutinových systémov 2006", Terchová 2006,* ISBN 80-968479-2-9
- [44] SAJDL, J.: *Measuring of elastokinematic properties of front axle of personal vehicle, 33rd International conference of departments of transportation, handling, building and agricultural machines, STU Bratislava 2007.* ISBN 978-80-227-2709-9
- [45] SAJDL, J.: *Zatěžovací stavy při měření elastokinematických charakteristik přední nápravy osobního automobilu, Vědecká pojednání – Wissenschaftliche abhandlungen – Prace Naukowe, ACC JOURNAL, ISSN 1801-1128*
- [46] SAJDL, J.: *Stanovení elastokinematických charakteristik přední nápravy, CAR2L2009, Liberec 2009*
- [47] SAJDL, J.: *Poddajná tělesa při simulaci elastokinematických charakteristik, CAR2L2009, Liberec 2009*

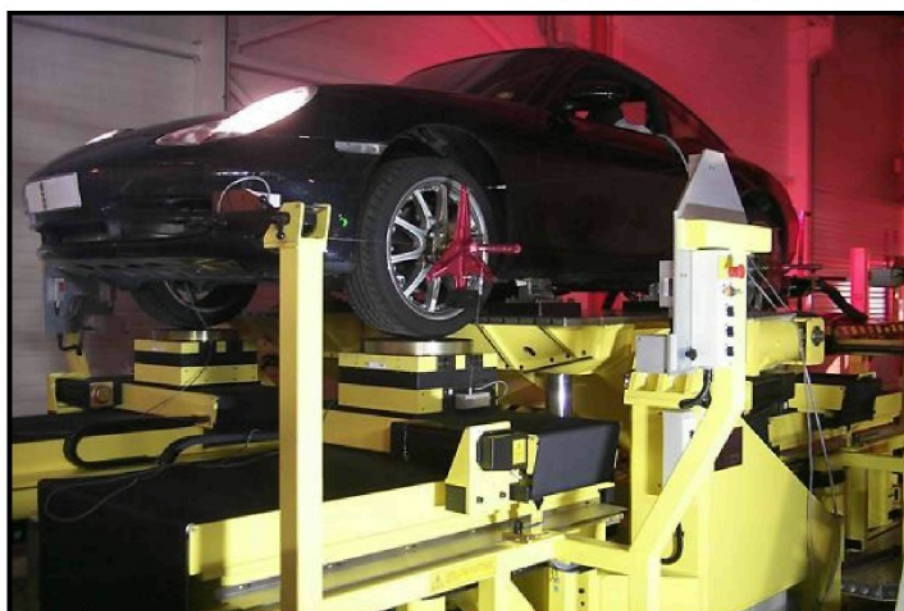
PŘÍLOHY

Příloha 1: Ukázky zkušebních stavů pro měření elastokinematických závislostí



Zkušební stav pro měření elastokinematiky celého automobilu.

Zdroj: ika , Německo, www.ika.rwth-aachen.de



Zkušební stav pro měření elastokinematiky celého automobilu.

Zdroj: AB Dynamics , Anglie, www.abd.uk.com



Zkušební stav pro měření elastokinematiky celého automobilu.

Zdroj: ELASIS , Itálie, www.elasis.it

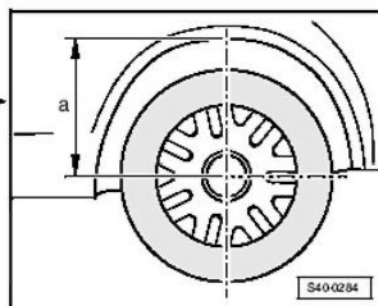


Zkušební stav pro měření elastokinematiky celého automobilu.

Zdroj: ika, Německo, www.ika.rwth-aachen.de

Příloha 2: Výňatek z dílenské příručky OCTAVIA II 2004, vydání 02.04
00-1 Podvozek
Přední náprava - předepsané hodnoty

Hodnoty výšky uvedené v tabulce se vztahují na rozměr $\rightarrow$

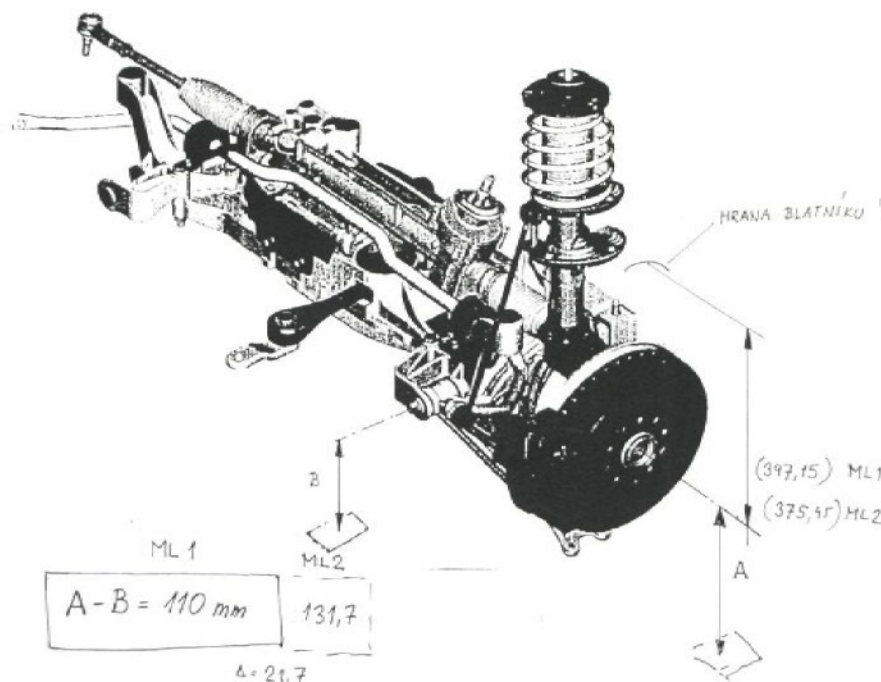


- Technická data platí pro vozidlo s plnou palivovou nádrží, plnou nádobkou ostřikovačů, rezervním kolem, sadou nářadí, zvedákem a bez řidiče.

Přední náprava	Standardní podvozek	Sportovní podvozek	Podvozek se zvýšenou světlostí
PR-čísla	2UA	2UC	2UB
Celková sblíhavost (nezatížené vozidlo)	$0^\circ \pm 10'$	$0^\circ \pm 10'$	$0^\circ \pm 10'$
Odsklon kola (kolo v přímém směru)	$-30' \pm 30'$	$-41' \pm 30'$	$-14' \pm 30'$
Nejvyšší přípustný rozdíl mezi oběma stranami	max. 30'	max. 30'	max. 30'
Rozdíl rejdových úhlů při natožení volantu o 20° vlevo a vpravo	$1^\circ 27' \pm 20'$	$1^\circ 30' \pm 20'$	$1^\circ 27' \pm 20'$
Záklon	$7^\circ 34' \pm 30'$	$7^\circ 47' \pm 30'$	$7^\circ 17' \pm 30'$
Nejvyšší přípustný rozdíl mezi oběma stranami	max. 30'	max. 30'	max. 30'
Výška v mm:	391 ± 10	376 ± 10	416 ± 10

Tyto požadované hodnoty platí pro všechny motorizace.

- Vysvětlení PR-čísel naleznete zde $\Rightarrow$ 00-1 strana 2

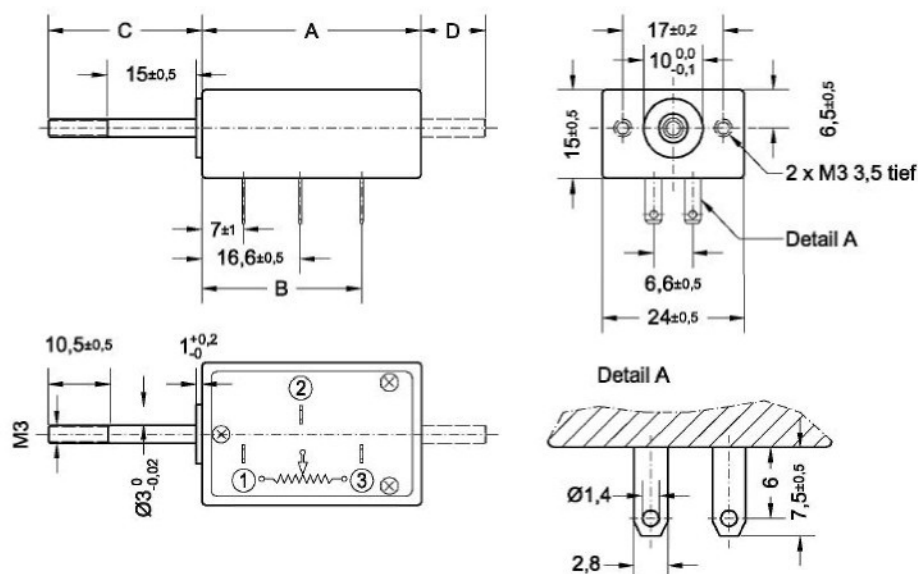
Příloha 3: Schéma pro stanovení polohy ramen do pozice ML1 a ML2


Příloha 4: Technický list – lineární snímač dráhy MEGATRON
Potentiometric Miniature Transducer
Series MM

- High resolution ($<0,01$ mm) conductive plastic element
- Strokes from 10 to bis 30 mm
- Small dimensions
- Shaft with double bearing
- Resistance value from 500 Ohm to 10 kOhm
- Internal spring return device optional

The compact series MM are mounted in a Dusoplast-housing. The stainless shaft can be provided with a spring return device, thus it is useabel as a sensor.

MM20

Drawing


Dimensions					Electrical connection
Type	MM(R) 11	MM(R) 15	MM(R) 20	MM(R) 30	Diagram is equivalent to the shaft position in the above drawing
A [±1 mm]	37	37	52	52	
B [±1,5 mm]	27	27	42	42	
C max [±0,1 mm]	26	31	36	46	
C min [±0,5 mm]	15	15	15	15	
D max [±0,5 mm]	11	16	21	31	
D min [±0,5 mm]	0	0	0	0	

->Version with solder lugs qualified for push-on-contact acc. DIN 46247 part 3, and AMP 110 (2,8 x 0,5)
->Included in delivery: 2 washers and 2 nuts.

TIP: At lowest strokes, and if high resolution and life expectance are required, we are recommending our inductive sensors with an internal electronic. They work with a direkt d.c. voltage-input and -output.



Potentiometric Miniature Transducer
Series MM

Electrical Specifications		MM 11	MM 15	MM 20	MM 30
Electrical stroke	[±0,5 mm]	10	15	20	30
Resistance value	[kOhm]	0,5, 1, 2, 5, 10			
Resistance tolerance	[%]	±10 standard			
Best resistance tol.	[%]	--			
Linearity tolerance	[%]	±1 standard	±0,5 standard		
Best linearity tolerance	[%]	±0,5 (opt.)	--		
Resolution	[mm]	<0,01			
Max. power at 40°C	[W]	0,2	0,3	0,4	0,5
Temperature coefficient/ res.	ppm/K	400			
Starting resistance	[%]	<2			
Insulation resistance	[MOhm]	>1000 (at 1000V DC)			
Dielectric strength		1000Veff./1 min.			
Max. wiper current	[mA]	1			
Recommended wiper current	[µA]	<1 (Voltage divider)			

Mechanical Specifications		MM 11	MM 15	MM 20	MM 30
Mechanical stroke	[mm]	10±2	15±2	20±2	30±2
Max. operating friction	[N]	0,3			
Stopper strength statically	[N]	20			
Weight	[ca. g]	30			
Bearing pushing rod		2 x Gleitlager			
Max. displacement speed	[m/s]	2			
Average lifetime (shaft movements)		MM (without spring): 40 Mio. / MMR (with spring): 20 Mio.			
Housing material		Duroplast			
Pushing rod material		stainless steel			
Terminals		gold-plated solder lugs, for AMP 110 series (28 x 0,5 mm) or replacement types			

Environmental Specifications		
Operating temperature	[° C]	-30...+105
Storage temperature	[° C]	-40...+125
Vibration		15 g/10...2000 Hz
Shock		50 g/11ms
Protection grade		IP40 (opt. IP54, with another mechanical dimensions)

Options / Accessories / Subsequent Processing Devices

Mechanical options: – Special shaft (length, shape, bushing) – Spring return device (lower life expectancy) – IP54 (Attention: other mechanical dimensions)	Electrical Options: – Special resistance values – Tighter tolerances – Center tap
---	---

Ordering Description

Series	Mech. version	Type	Resistance value	Resistance tolerance	Linearity tolerance
MM	—	11	R 5 kOhm	W ±10%	L ±1%
– = without spring return device R = with spring return device Ordering example: Potentiometric transducer type MM 11, resistance value 5 kOhm, standard-resistance tolerance ±10%, standard-linearity tolerance ±1%					

The specifications and informations in this datasheet can not consider the special customer demands in his application. Any modification may affect the specification of our equipment.

Příloha 5: Příklad datového souboru z měření

ANALYSIS_ENGINEER	=	
AVERAGES	=	0
BALLAST_CONDITION	=	
BYPASS_FILTER	=	0
CHANNELS	=	24
COMPUTED_CHANNELS	=	0
CONTROLLER_CALIB_FILE	=	
CONTROLLER_TEST_FILE	=	
DATA_TYPE	=	SHORT_INTEGER
DATE	=	01-Dec-2006 09:38:47
DELTA_T	=	4.882813E-003
DESC.CHAN_1	=	Left Vertical Displacement
DESC.CHAN_10	=	Right Longitudinal Force
DESC.CHAN_11	=	SYH_PL
DESC.CHAN_12	=	SYD_PL
DESC.CHAN_13	=	SYP_PL
DESC.CHAN_14	=	SYZ_PL
DESC.CHAN_15	=	SYH_PP
DESC.CHAN_16	=	SYD_PP
DESC.CHAN_17	=	SYP_PP
DESC.CHAN_18	=	SYZ_PP
DESC.CHAN_19	=	FXMRPL
DESC.CHAN_2	=	Right Vertical Displacement
DESC.CHAN_20	=	FYMRPL
DESC.CHAN_21	=	FZMRPL
DESC.CHAN_22	=	FXMRPP
DESC.CHAN_23	=	FYMRPP
DESC.CHAN_24	=	FZMRPP
DESC.CHAN_3	=	Left Lateral Displacement
DESC.CHAN_4	=	Left Lateral Force
DESC.CHAN_5	=	Right Lateral Displacement
DESC.CHAN_6	=	Right Lateral Force
DESC.CHAN_7	=	Left Longitudinal Displacement
DESC.CHAN_8	=	Left Longitudinal Force
DESC.CHAN_9	=	Right Longitudinal Displacement
DESCRIPTION	=	
EQUIVALENT_LENGTH.UNITS	=	
EQUIVALENT_LENGTH.VALUE	=	0
FILE_TYPE	=	TIME_HISTORY
FORMAT	=	ASCII
FRAMES	=	12
HALF_FRAMES	=	0
INT_FULL_SCALE	=	32752
LF_CORNER_WEIGHT	=	
LF_TIRE_PRESSURE	=	
LR_CORNER_WEIGHT	=	
LR_TIRE_PRESSURE	=	
NUM_HEADER_BLOCKS	=	48
NUM_PARAMS	=	189
OPERATION	=	
PART.CHAN_1	=	1
PART.NCHAN_1	=	24
PARTITIONS	=	1


```

PROVING_GROUND =
PTS_PER_FRAME = 1024
PTS_PER_GROUP = 1024
REPEATS = 0
RF_CORNER_WEIGHT =
RF_TIRE_PRESSURE =
RLDA_ENGINEER =
RR_CORNER_WEIGHT =
RR_TIRE_PRESSURE =
SIMULATOR =
TEST_ENGINEER =
TIME_TYPE = RESPONSE
TIRE_TYPE/SIZE =
TUNING_PARAMETERS(P,D,I,F) =
UNITS.CHAN_1 = mm
UNITS.CHAN_10 = kN
UNITS.CHAN_11 = mm
UNITS.CHAN_12 = mm
UNITS.CHAN_13 = mm
UNITS.CHAN_14 = mm
UNITS.CHAN_15 = mm
UNITS.CHAN_16 = mm
UNITS.CHAN_17 = mm
UNITS.CHAN_18 = mm
UNITS.CHAN_19 = kN
UNITS.CHAN_2 = mm
UNITS.CHAN_20 = kN
UNITS.CHAN_21 = kN
UNITS.CHAN_22 = kN
UNITS.CHAN_23 = kN
UNITS.CHAN_24 = kN
UNITS.CHAN_3 = mm
UNITS.CHAN_4 = kN
UNITS.CHAN_5 = mm
UNITS.CHAN_6 = kN
UNITS.CHAN_7 = mm
UNITS.CHAN_8 = kN
UNITS.CHAN_9 = mm
VEHICLE/PROGRAM_NAME =
VEHICLE_MODEL =
SCALE.CHAN_1 = 1.526624328e-003
UPPER_LIMIT.CHAN_1 = 1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_1 = -1.300000000e+000
MAP.CHAN_1 = Left Vertical Displacement
SCALE.CHAN_2 = 1.526624328e-003
UPPER_LIMIT.CHAN_2 = 1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_2 = -1.300000000e+000
MAP.CHAN_2 = Right Vertical Displacement
SCALE.CHAN_3 = 3.053248657e-003
UPPER_LIMIT.CHAN_3 = 1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_3 = -1.300000000e+000
MAP.CHAN_3 = Left Lateral Displacement
SCALE.CHAN_4 = 7.633121641e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_4 = 1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_4 = -1.300000000e+000

```

MAP.CHAN_4	=	Left Lateral Force
SCALE.CHAN_5	=	3.053248657e-003
UPPER_LIMIT.CHAN_5	=	1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_5	=	-1.300000000e+000
MAP.CHAN_5	=	Right Lateral Displacement
SCALE.CHAN_6	=	7.633121641e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_6	=	1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_6	=	-1.300000000e+000
MAP.CHAN_6	=	Right Lateral Force
SCALE.CHAN_7	=	3.053248657e-003
UPPER_LIMIT.CHAN_7	=	1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_7	=	-1.300000000e+000
MAP.CHAN_7	=	Left Longitudinal Displacement
SCALE.CHAN_8	=	7.633121641e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_8	=	1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_8	=	-1.300000000e+000
MAP.CHAN_8	=	Left Longitudinal Force
SCALE.CHAN_9	=	3.053248657e-003
UPPER_LIMIT.CHAN_9	=	1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_9	=	-1.300000000e+000
MAP.CHAN_9	=	Right Longitudinal Displacement
SCALE.CHAN_10	=	7.633121641e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_10	=	1.3
LOWER_LIMIT.CHAN_10	=	-1.300000000e+000
MAP.CHAN_10	=	Right Longitudinal Force
SCALE.CHAN_11	=	9.086468072e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_11	=	1.299999981
LOWER_LIMIT.CHAN_11	=	-1.299999981e+000
MAP.CHAN_11	=	SYH_PL
SCALE.CHAN_12	=	9.086468072e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_12	=	1.299999981
LOWER_LIMIT.CHAN_12	=	-1.299999981e+000
MAP.CHAN_12	=	SYD_PL
SCALE.CHAN_13	=	9.086468072e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_13	=	1.299999981
LOWER_LIMIT.CHAN_13	=	-1.299999981e+000
MAP.CHAN_13	=	SYP_PL
SCALE.CHAN_14	=	9.086468072e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_14	=	1.299999981
LOWER_LIMIT.CHAN_14	=	-1.299999981e+000
MAP.CHAN_14	=	SYZ_PL
SCALE.CHAN_15	=	9.062042106e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_15	=	1.299999974
LOWER_LIMIT.CHAN_15	=	-1.299999974e+000
MAP.CHAN_15	=	SYH_PP
SCALE.CHAN_16	=	9.086468072e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_16	=	1.299999981
LOWER_LIMIT.CHAN_16	=	-1.299999981e+000
MAP.CHAN_16	=	SYD_PP
SCALE.CHAN_17	=	9.171959826e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_17	=	1.299999943
LOWER_LIMIT.CHAN_17	=	-1.299999943e+000
MAP.CHAN_17	=	SYP_PP
SCALE.CHAN_18	=	9.062042106e-004
UPPER_LIMIT.CHAN_18	=	1.299999974

LOWER_LIMIT.CHAN_18	=	-1.299999974e+000				
MAP.CHAN_18	=	SYZ_PP				
SCALE.CHAN_19	=	1.175500733e-003				
UPPER_LIMIT.CHAN_19	=	1.29999998				
LOWER_LIMIT.CHAN_19	=	-1.299999980e+000				
MAP.CHAN_19	=	FXMRPL				
SCALE.CHAN_20	=	1.007572173e-003				
UPPER_LIMIT.CHAN_20	=	1.299999896				
LOWER_LIMIT.CHAN_20	=	-1.299999896e+000				
MAP.CHAN_20	=	FYMRPL				
SCALE.CHAN_21	=	1.175500733e-003				
UPPER_LIMIT.CHAN_21	=	1.299999998				
LOWER_LIMIT.CHAN_21	=	-1.299999980e+000				
MAP.CHAN_21	=	FZMRPL				
SCALE.CHAN_22	=	1.144968246e-003				
UPPER_LIMIT.CHAN_22	=	1.3				
LOWER_LIMIT.CHAN_22	=	-1.300000000e+000				
MAP.CHAN_22	=	FXMRPP				
SCALE.CHAN_23	=	1.038104543e-003				
UPPER_LIMIT.CHAN_23	=	1.300000022				
LOWER_LIMIT.CHAN_23	=	-1.300000022e+000				
MAP.CHAN_23	=	FYMRPP				
SCALE.CHAN_24	=	1.144968246e-003				
UPPER_LIMIT.CHAN_24	=	1.3				
LOWER_LIMIT.CHAN_24	=	-1.300000000e+000				
MAP.CHAN_24	=	FZMRPP				
END_OF_HEADER						
0,0000000E00	-,19388129	-,26410601	-5,5874452	7,6331217E-03	-2,2887152E+01	-
6,1064973E-03	4,2684416	3,0532486E-03	1,0148998E+01	5,3431853E-03	1,7936687	
1,0594822	0,67966783	2,3215925	1,7453492	1,1403517	0,75668669	
2,1042060	4,7020029E-02	3,6272597E-02	0,50899184	3,5494015E-02	6,4362481E-02	
0,48203164						
4,8828125E-03	-,19693454	-,26257938	-5,5813384	1,5266243E-03	-2,2881046E+01	
0,0000000E00	4,2501220	-1,2212995E-02	1,0130679E+01	-1,9846117E-02	1,7927601	
1,0594822	0,67875916	2,3206839	1,7453492	1,1403517	0,75760388	
2,1042060	3,7616022E-02	3,3249881E-02	0,51486933	2,2899365E-02	6,7476794E-02	
0,47058195						
9,7656250E-03	-,19846116	-,25647289	-5,5782852	-3,8165608E-03	-2,2877993E+01	
9,9230586E-03	4,2623353	-1,1449683E-02	1,0130679E+01	1,0686371E-02	1,7927601	
1,0594822	0,67875916	2,3215925	1,7444430	1,1403517	0,75760388	
2,1042060	3,9967027E-02	4,1310459E-02	0,52309781	3,6638983E-02	6,3324377E-02	
0,46485710						
1,4648438E-02	-,19693454	-,25036639	-5,5813384	-7,6331216E-04	-2,2881046E+01	
3,0532486E-03	4,2806544	5,3431853E-03	1,0145946E+01	1,2212995E-02	1,7945774	
1,0603908	0,67966783	2,3225011	1,7444430	1,1403517	0,75760388	
2,1042060	4,8195530E-02	3,4257453E-02	0,51369381	4,0073890E-02	8,0972157E-02	
0,46027723						
0,47516182						

DÁLE POKRAČUJÍ POUZE DATA Z MĚŘENÍ!!!