

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Pokročilá dynamická numerická
studie chování podvozku osobního
automobilu**

Autor:
Bc. Markéta BLECHOVÁ

Vedoucí diplomové práce:
Ing. Petra VYČICHLOVÁ
Ing. Michal FRYDRÝN, Ph.D.

Ústav soudního znalectví v dopravě (16122)

29. května 2018





K622 Ústav soudního znalectví v dopravě

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení studenta (včetně titulů):

Bc. Markéta Blechová

Kód studijního programu a studijní obor studenta:

N 3710 – DS – Dopravní systémy a technika

Název tématu (česky): **Pokročilá dynamická numerická studie chování podvozku osobního automobilu**

Název tématu (anglicky): **Advanced Dynamic Numerical Study of the Behavior of the Chassis of the Car**

Zásady pro vypracování

Při zpracování diplomové práce se řiďte osnovou uvedenou v následujících bodech:

- V obecné části stručné uvedení do problematiky principu a konstrukce podvozku osobních automobilů. Pojednání o historickém vývoji podvozků a jejich hlavních konstrukčních částech, včetně popisu průběhů sil a momentů v celé soustavě podvozku.
- Úprava a optimalizace geometrického modelu podvozku osobního automobilu a následné vytvoření pokročilého konečněprvkového modelu tak, aby byl použitelný pro dynamické výpočty v řešiči LS-DYNA.
- Porovnání nově vytvořeného konečněprvkového modelu s modelem z bakalářské práce studentky a vytvoření popisného katalogu jednotlivých částí a sestav.
- Definovat okrajové podmínky odpovídající situaci průjezdu automobilu obloukem.
- Zhodnocení funkčnosti numerického modelu, vyhodnocení a rozbor výsledků z provedené numerické studie a porovnání.





- Rozsah grafických prací: dle pokynů vedoucího DP v textu nebo v příloze
- Rozsah průvodní zprávy: minimálně 55 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek, které jsou součástí průvodní zprávy)
- Seznam odborné literatury: VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 2. vydání. Brno: František Vlk, 2003
STONE, R and BALL, J. K., Automotive Engineering Fundamentals. SAE International, 2004
LS-DYNA User's manual, LSTC 2017


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petra Vyčichlová**
Ing. Michal Frydryn, Ph.D.

Datum zadání diplomové práce: **28. července 2017**
(datum prvního zadání této práce, které musí být nejpozději 10 měsíců před datem prvního předpokládaného odevzdání této práce vyplývajícího ze standardní doby studia)

Datum odevzdání diplomové práce: **29. května 2018**
a) datum prvního předpokládaného odevzdání práce vyplývající ze standardní doby studia a z doporučeného časového plánu studia
b) v případě odkladu odevzdání práce následující datum odevzdání práce vyplývající z doporučeného časového plánu studia


.....
doc. Ing. Tomáš Mičunek, Ph.D. prof. Dr. Ing. Miroslav Svítek, dr. h. c.
vedoucí děkan fakulty
Ústavu soudního znalectví v dopravě





Potvrzuji převzetí zadání diplomové práce.


.....
Bc. Markéta Blechová
jméno a podpis studenta

V Praze dne.....28. července 2017

Prohlášení autora

Nemám závažný důvod proti užívání tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Podpis:

V Kolíně dne:

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta dopravní
Ústav soudního znalectví v dopravě (16122)

Diplomová práce

**Pokročilá dynamická numerická studie chování podvozku osobního
automobilu**

od Markéty BLECHOVÉ

Abstrakt

Cílem této práce je vytvoření numerické simulace osobního automobilu projíždějícího obloukem. Numerický model je redukován na základní funkční část podvozku a kol, které jsou připojeny na zjednodušenou kostru vozu, která je doplněna o hmotu v předpokládaném těžišti tak, aby model hmotnostně odpovídal skutečnosti.

Provedené numerické analýzy sledují vliv výšky umístění těžiště a tuhosti stabilizátoru na dynamiku jízdy. K výpočtům byly využity softwarové aplikace dostupné v rámci univerzitních licencí (ANSYS SpaceClaim, ANSYS LS-DYNA, LS-PrePost).

Klíčová slova: osobní automobil, dynamická analýza, těžiště, podvozek, pneumatika, stabilizátor, LS-DYNA.

Abstract

The aim of this study is creating a numerical simulation of a car taking a curve. The numerical model is reduced to the basic functional part of the chassis and wheels that are connected to a simplified vehicle skeleton. Such skeleton is completed by a mass of assumed weight so the model corresponds to the reality.

The numerical analysis are performing the effect of the height of the center of gravity and the stiffness of the stabilizer on the driving dynamics. For the calculations, software applications available under university licences were used (ANSYS SpaceClaim, ANSYS LS-DYNA, LS-PrePost).

Keywords: passenger car, dynamics analysis, center of gravity, chassis, tire, stabilizer, LS-DYNA.

Poděkování

Ráda bych na tomto místě poděkovala Ing. Petře Vyčichlové a Ing. Janu Vyčichlovi, Ph.D., za pomoc při vypracování této diplomové práce. Především děkuji za jejich trpělivost a vstřícný a přátelský přístup.

Rovněž bych chtěla poděkovat společnosti PAL'KO AUTOMOTIVE a. s. za veškerou podporu, které mi bylo poskytnuto.

V neposlední řadě chci velice poděkovat své rodině za zázemí během celého mého studia.

Obsah

Prohlášení autora	iii
Abstrakt	iv
Poděkování	v
1 Úvod	1
2 Vozidlo	2
2.1 Části podvozku	3
2.1.1 Kolo s pneumatikou	3
2.1.2 Zavěšení kol	3
2.1.3 Odpružení	4
Pružiny	4
Tlumiče	5
Stabilizátor	5
3 Historie podvozku automobilu	7
4 Řízení	8
4.1 Geometrie řízení kol	8
4.1.1 Úhel odklonu kola	8
4.1.2 Příklon rejdové osy	9
4.1.3 Poloměr rejdu	9
4.1.4 Záklon a závlek rejdové osy	10
4.1.5 Sbíhavost kol	10
4.1.6 Princip Ackermanova řízení	10
5 Adheze	12
5.1 Vliv stavu vozovky na adhezi	12
5.2 Vliv stavu pneumatiky na adhezi	12
5.3 Vliv rychlosti jízdy na adhezi	13
6 Dynamika jízdy podvozku	14
6.1 Druhý Newtonův zákon	15
6.2 Dynamika zatížení náprav	15
7 Jaguar XJS V12	16
7.1 Historie	16
7.2 Technické parametry	16
8 Geometrický model	18
8.1 Tvorba modelu	18
8.2 Vyčištění modelu	20

9	Numerický model	22
9.1	System jednotek	24
9.2	Volba sítě	24
9.3	Definice materiálů	26
9.4	Definice vazeb mezi jednotlivými díly	27
9.5	Definice odpružení	30
9.6	Definice jezdce řízení	32
9.7	Definice rámu	35
9.8	Definice pneumatiky	35
9.9	Definice stabilizátoru	37
9.10	Dovážení numerického modelu	37
9.11	Definice vozovky	39
9.12	Stanovení okrajových podmínek	39
9.13	Testovací analýza	39
10	Numerická analýza	43
10.1	Analýza I – přímá jízda	43
10.2	Analýza II – průjezd obloukem	46
10.2.1	Rychlost 50 km/h	47
10.2.2	Rychlost 100 km/h	51
10.2.3	Rychlost 150 km/h	53
10.2.4	Rychlost 50 km/h se stabilizátorem	54
11	Závěr	58
A	Výsledky analýz	62
B	Katalog jednotlivých dílů	65
C	Katalog sestav	70
D	Fotodokumentace	73
E	Souhrn Part ID	79
F	Technická příručka součástí automobilu Jaguar XJS	82

Seznam obrázků

2.1	Brzdy: kotoučová (vlevo), bubnová (vpravo) [1]	2
2.2	Porovnání správného a špatného nahuštění pneumatik [3]	3
2.3	Zadní tuhá poháněná náprava [5]	4
2.4	Nezávislé zavěšení nápravy typu MacPherson [6]	5
2.5	Odpružovací systém s lichoběžníkovými rameny [11]	6
4.1	Znázornění úhlu odklonu kola [17]	8
4.2	Příklon rejdové osy [18]	9
4.3	Poloměr rejdu [19]	9
4.4	Závlek [14]	10
4.5	Sbíhavost a rozbíhavost kol [3]	11
4.6	Ackermanův princip řízení [20]	11
5.1	Porovnání správného a špatného nahuštění pneumatik [23]	13
6.1	Souřadný systém vozidla [24]	14
7.1	Jaguar XJS V12 Convertible [26]	17
8.1	Přední náprava geometrického modelu	19
8.2	Zadní náprava geometrického modelu	19
8.3	Výsledný geometrický model (pohled zepředu)	19
8.4	Výsledný geometrický model (pohled zezadu)	20
8.5	Porovnání geometrického modelu před a po úpravě pro tvorbu numerického modelu	21
9.1	Výsledný numerický model přední nápravy	22
9.2	Výsledný numerický model zadní nápravy	23
9.3	Výsledný numerický model (pohled zepředu)	23
9.4	Výsledný numerický model (pohled zezadu)	23
9.5	Porovnání numerického modelu podvozku z bakalářské (nahore) a diplomové (dole) práce	25
9.6	Porovnání geometrického a numerického modelu těhlice z bakalářské (uprostřed) a diplomové (vpravo) práce	26
9.7	Rozdělení těhlice pro objemové síťování	26
9.8	Zobrazení funkce RIGID_BODIES na spodním rameni přední nápravy	28
9.9	Princip fungování funkce RIGID_BODIES [30]	29
9.10	Zobrazení funkce JOINT_SPHERICAL na přední nápravě	29
9.11	Princip fungování funkce JOINT_SPHERICAL [30]	29
9.12	Zobrazení funkce JOINT_REVOLUTE na zadní nápravě	30
9.13	Princip fungování funkce JOINT_REVOLUTE [30]	30
9.14	Zobrazení funkce JOINT_UNIVERSAL na horním rameni zadní nápravy	31
9.15	Princip fungování funkce JOINT_UNIVERSAL [30]	31

9.16	Zobrazení funkce JOINT_TRANSLATIONAL na jezdcí . . .	31
9.17	Princip fungování funkce JOINT_TRANSLATIONAL [30] .	31
9.18	Zobrazení funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR na jezdcí	32
9.19	Princip fungování funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR [30]	32
9.20	Porovnání geometrického modelu pružin s tlumičem a numerické vazby	33
9.21	Kinematický mechanismus jezdce řízení	35
9.22	Skořepinový rám podvozku spojující jednotlivé části zadní nápravy	36
9.23	Nastavení pneumatiky	36
9.24	Síť bez viditelného efektu přesýpacích hodin (vlevo) a s viditelným efektem přesýpacích hodin (vpravo) [37]	37
9.25	Numerický model stabilizátoru na přední nápravě	38
9.26	Zobrazení působící síly na pružiny po dosednutí na vozovku a následné stabilizace	39
9.27	Zjednodušený model podvozu pro správné nastavení pneumatiky a pohonu zadních kol	40
9.28	Průběh posunutí uzlu na pneumatice v ose z	41
9.29	Správně nahuštěná pneumatika (vlevo) a přehuštěná pneumatika (vpravo)	41
9.30	Vyboulení bočnic pneumatiky při kontaktu s vozovkou . . .	42
9.31	Průběh rychlosti v ose x při absenci pohonu zadních kol . .	42
9.32	Průběh rychlosti v ose x při definici pohonu zadních kol . .	42
10.1	Posunutí centrálního bodu v ose x	43
10.2	Posunutí centrálního bodu v ose y	44
10.3	Posunutí uzlů sledovaných akcelerometrů v ose z	44
10.4	Posunutí uzlů sledovaných akcelerometrů v ose z (detail) . .	45
10.5	Posunutí uzlu na bočnici pneumatiky v ose z	45
10.6	Posunutí uzlu na bočnici pneumatiky v ose z (detail)	45
10.7	Výsledná síla působící na pružiny při přímé jízdě	46
10.8	Změna délky pružin při přímé jízdě	46
10.9	Graf posunutí těžiště v ose x při rychlosti 50 km/h	47
10.10	Graf posunutí těžiště v ose y při rychlosti 50 km/h	48
10.11	Graf posunutí těžiště v ose z při rychlosti 50 km/h	48
10.12	Graf výsledné síly působící na pružiny přední nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 50 km/h (detail)	48
10.13	Posunutí bodů na levé a pravé straně přední nápravy v ose z při rychlosti 50 km/h	49
10.14	Graf výsledné síly působící na pružiny zadní nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 50 km/h (detail)	49
10.15	Posunutí bodů na levé a pravé straně zadní nápravy v ose z při rychlosti 50 km/h	49
10.16	Umístění sledovaných bodů (akcelerometrů) na numerickém modelu podvozku	50
10.17	Graf výsledné síly působící na pružiny přední nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 100 km/h (detail)	51
10.18	Posunutí bodů na levé a pravé straně přední nápravy v ose z při rychlosti 100 km/h	51

10.19	Graf výsledné síly působící na pružiny zadní nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 100 km/h (detail)	52
10.20	Posunutí bodů na levé a pravé straně zadní nápravy v ose z při rychlosti 100 km/h	52
10.21	Graf výsledné síly působící na pružiny přední nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 150 km/h (detail)	54
10.22	Posunutí bodů na levé a pravé straně přední nápravy v ose z při rychlosti 150 km/h	54
10.23	Graf výsledné síly působící na pružiny zadní nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 150 km/h (detail)	55
10.24	Posunutí bodů na levé a pravé straně zadní nápravy v ose z při rychlosti 150 km/h	55
10.25	Posunutí těžiště v ose y v závislosti na průměru stabilizátoru	56
10.26	Výsledné síly v předních pružinách při použití stabilizátoru průměru 20 mm (detail)	57
A.1	Graf posunutí těžiště v ose x při rychlosti 100 km/h	63
A.2	Graf posunutí těžiště v ose y při rychlosti 100 km/h	63
A.3	Graf posunutí těžiště v ose z při rychlosti 100 km/h	63
A.4	Graf posunutí těžiště v ose x při rychlosti 150 km/h	64
A.5	Graf posunutí těžiště v ose y při rychlosti 150 km/h	64
A.6	Graf posunutí těžiště v ose z při rychlosti 150 km/h	64
D.1	Díly zadní nápravy	74
D.2	Vlevo díly zadní nápravy, ve středu kardan a vpravo jezdec řízení	74
D.3	Díly přední nápravy, uprostřed umístěny trojúhelníková ramena	75
D.4	Díly přední nápravy, uprostřed umístěna těhlice, nahoře stabilizátor	75
D.5	Těhlice přední nápravy	76
D.6	Těhlice zadní nápravy	76
D.7	Pružina a teleskopický tlumič	77
D.8	Kolo s výpletem	77
D.9	Autorka diplomové práce Markéta Blechová (vpravo) a vedoucí diplomové práce Petra Vyčichlová (vlevo)	78

Seznam tabulek

7.1	Technické parametry Jaguara XJS V12 [26]	17
9.1	Systém jednotek	24
9.2	Použité materiálové charakteristiky	27
9.3	Technické parametry pružin používaných pro Jaguar XJS V12	33
9.4	Nejmenší poloměry směrových kružnicových oblouků ve vztahu k uvažované rychlosti a dostřednému sklonu [33]	33
9.5	Nejmenší poloměry směrových kružnicových oblouků nevyžadující dostředný příčný sklon	34
9.6	Posun hřebene jezdce řízení v závislosti na poloměru oblouku	35
9.7	Čas výpočtu v závislosti na nastavení modelu	41
10.1	Nastavení okrajových podmínek pro výpočet podvozku jedoucího rychlostí 50 km/h	47
10.2	Náklon přední nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 50 km/h	50
10.3	Náklon zadní nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 50 km/h	50
10.4	Nastavení okrajových podmínek pro výpočet podvozku jedoucího rychlostí 100 km/h	51
10.5	Náklon přední nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 100 km/h	53
10.6	Náklon zadní nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 100 km/h	53
10.7	Nastavení okrajových podmínek pro výpočet podvozku jedoucího rychlostí 150 km/h	53
10.8	Náklon zadní nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 150 km/h	55
10.9	Náklon zadní nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 150 km/h	55
10.10	Definice počátečních podmínek pro výpočet podvozku se stabilizátorem	56

Seznam symbolů

Označení	Název	Jednotka
a	zrychlení	m s^{-2}
β_{out}	úhel natočení vnějšího kola	$^\circ$
β_{in}	úhel natočení vnitřního kola	$^\circ$
b	rozchod	m
F	síla	N
F_g	gravitační síla	N
g	gravitační zrychlení	m s^{-2}
k	tuhost pružiny	N m^{-1}
l	rozvor	m
m	hmotnost	t
μ	koeficient tření	
ω	netlumená vlastní frekvence	s^{-1}
p	dostředný sklon	$\%$
R	poloměr oblouku	m
s	dráha	mm
t	čas	s
v	rychlost	mm s^{-1}
v_n	návrhová rychlost	km h^{-1}

Seznam použitých zkratek

bw	butterworth filtr
CAD	Computer Aided Design
ČSN	Česká Soustava Norem
SAE	Society of Automotive Engineers
SI	Système International d'unités (International System of Units)
MKP	Metoda Konečných Prvků
XJS	eXperimental Jaguar Sports

Kapitola 1

Úvod

Jedním z hlavních cílů této práce je vytvoření numerického modelu osobního automobilu typu Jaguaru XJS V12. Tato práce přímo navazuje na mou bakalářskou práci a poznatky z ní získané. Vytvořený model je následně využit pro studium vlivu těžiště a torzní tuhosti stabilizátoru na dynamiku průjezdu osobního automobilu obloukem. Numerický model je redukován na základní funkční části podvozku a kol osobního automobilu, které jsou doplněny o hmotu v předpokládaném těžišti tak, aby model hmotnostně odpovídal skutečnosti. Numerický model tedy respektuje hmoty a setrvačné účinky všech částí podvozku, tuhosti pružin i útlum tlumičů a snaží se co nejpřesněji popsat chování optimálně nahuštěných pneumatik. Celkové nastavení modelu je ověřené několika dílčími analýzami, které testují funkčnost jednotlivých částí (pneumatika, náhon zadního kola, systém řízení, stabilizátor).

První část numerických analýz se zabývá vlivem výšky těžiště na polohu vozidla při průjezdu obloukem a dynamickými účinky v podvozku. Numerické analýzy jsou provedeny pro několik rychlostí, pro něž jsou odvozeny posuny řízení tak, aby se dosáhlo teoretického poloměru oblouku pro danou rychlost. Druhá část výpočtů se věnuje vlivu tuhosti stabilizátoru na polohu vozidla při průjezdu obloukem, ztrátu stability a dynamické účinky v podvozku při extrémním manévru. Pro přípravu modelu, výpočet modelu a vyhodnocení výsledků byly použity softwarové aplikace dostupné v rámci univerzity (ANSYS SpaceClaim, ANSYS LS-Dyna, LS-PrePost).

Všechny použité postupy a vzniklé modely se dají zařadit do analytické části hybridního procesu navrhování konstrukce a její optimalizace. Nedílnou součástí tohoto procesu je experimentální část, která se zaměřuje na měření jak skutečných objektů, tak modelu v měřítku. Nedílnou součástí tohoto procesu je experimentální část, která se zaměřuje na měření daného děje na skutečných objektech nebo modelech v měřítku. Výsledky tohoto měření následně slouží k upřesnění vstupů a okrajových podmínek numerického modelu a jeho validaci. Tato experimentální část není součástí mé diplomové práce.

Kapitola 2

Vozidlo

Automobil je možno pojmout jako celek, jenž sestává z individuálních konstrukčních skupin, které jsou složené z dílčích stavebních částí. Tyto konstrukční skupiny nazýváme karoserie, hnací a brzdová soustava a nejspodnější část, která zajišťuje bezpečnou a plynulou jízdu vozidla po daném povrchu, podvozek. Především podvozková část je důležitá pro interakci vozidla s vozovkou a má velký vliv na dynamiku jízdy a na její bezpečnost.

Karoserie je část vozidla, která slouží k umístění přepravovaných osob či nákladu. Účelem karoserie je chránit jednotlivé části vozidla před vnějšími vlivy, chránit posádku a náklad (před zraněním/poškozením v případě havárie) a co nejvíce snížit aerodynamický odpor vozidla.

Hnací soustava je část vozidla, která sestává z motoru se spojkou, převodovky, hnacích hřídelí a rozvodovky.

Brzdová soustava je nejdůležitější částí vozidla z hlediska aktivní bezpečnosti. Slouží k zastavení, zpomalení a zajištění stojícího vozidla proti nežádoucímu rozjetí. Brzdy fungují na principu zvětšování odporu tření, takže zajišťují jak zpomalení, tak zabraňují samovolnému pohybu vozidla. Brzdy dělíme na kotoučové a bubnové (obr. 2.1).

Podvozek je část vozidla, jejíž hlavní úlohou je bezpečná a plynulá jízda vozidla po daném povrchu. Síly a momenty, které vznikají nerovnostmi vozovky, se přenášejí z vozovky na kolo, z kola na jeho zavěšení, z něj na karoserii či rám vozidla. Také podvozek lze rozdělit do jednotlivých částí (kapitola 2.1).



OBRÁZEK 2.1: Brzdy: kotoučová (vlevo), bubnová (vpravo)

[1]



OBRÁZEK 2.2: Porovnání správného a špatného nahuštění pneumatik [3]

2.1 Části podvozku

2.1.1 Kolo s pneumatikou

Jedná se o spojovací článek, který umožňuje přímý kontakt mezi vozovkou a vozidlem. Slouží k zajištění hnacích a brzdících momentů a bočních sil na vozovku, nesení hmotnosti vozidla a nákladu a v neposlední řadě doplnění pružícího systému vozidla.

Pojmem pneumatika je označován celek složený z pláště naplněného stlačeným vzduchem, jehož vnější obvodová plocha přichází do styku s vozovkou. Pneumatika je nasazena na ráfek.

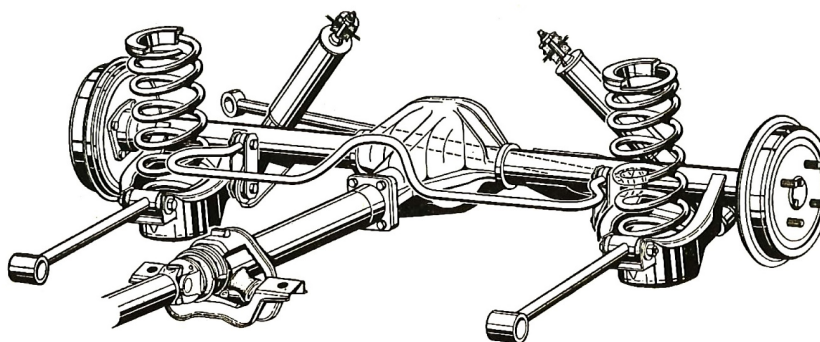
K brzkým ztrátám jízdních vlastností vozidla se vztahuje rychlé opotřebení pneumatik. To může být způsobeno nesprávným tlakem vzduchu. Podhuštěná pneumatika skýtá mnoho rizik, jako například nedotáčivost na přední nápravě, přetáčivost na zadní nápravě, čímž se v obloucích zhoršuje stabilita vozidla, a při dlouhodobějším nižším tlaku může dojít i k prasknutí pneumatiky. Brzdná dráha se může v některých případech prodloužit až o 11 metrů [2]. Přehuštěné pneumatiky hůře pohlcují nárazy, jízda se tak stává nepohodlnou a vozidlo se v důsledku horšího kontaktu s vozovkou hůře ovládá. Porovnání správného a špatného nahuštění pneumatik je na obrázku 2.2.

2.1.2 Zavěšení kol

Zavěšení kol vytváří spojení mezi samonosnou karoserií a koly, které umožňuje svislý relativní pohyb kola ke karoserii. Tento pohyb je potřebný z hlediska pružení a snížení nežádoucích pohybů vozidla na přijatelnou hodnotu. Dále přenáší statické síly od zatížení vozidla, dynamické síly od jízdy (odstředivé, hnací a brzdné síly), hnací a brzdné momenty [4]. Zavěšení kol dělíme na závislé zavěšení (tuhá náprava) a nezávislé zavěšení.

Tuhá náprava (obrázek 2.3) má kola pevně spojena do jednoho celku pomocí nápravnice. Při svislém pružení vzniká zároveň pohyb druhého kola. Výhodou tuhé nápravy je relativní jednoduchost, nižší výrobní náklady a dobré vedení kol. Na druhou stranu může zhoršovat jízdní vlastnosti na nekvalitních cestách. Tento typ nápravy se používá především u nákladních automobilů. Tuhé nápravy dělíme zpravidla na tyto typy:

- tuhá náprava s panhardskou tyčí,



OBRÁZEK 2.3: Zadní tuhá poháněná náprava [5]

- tuhá náprava s Wattovým přímovodem,
- náprava De Dion.

U nezávislého zavěšení nejsou pohyby kol rozchodu na sebe přímo vázány, ale každé je na karoserii zavěšeno zvlášť, tedy nevzniká žádné nadbytečné třepetání kol.

Nezávislé zavěšení dělíme obvykle na tyto typy:

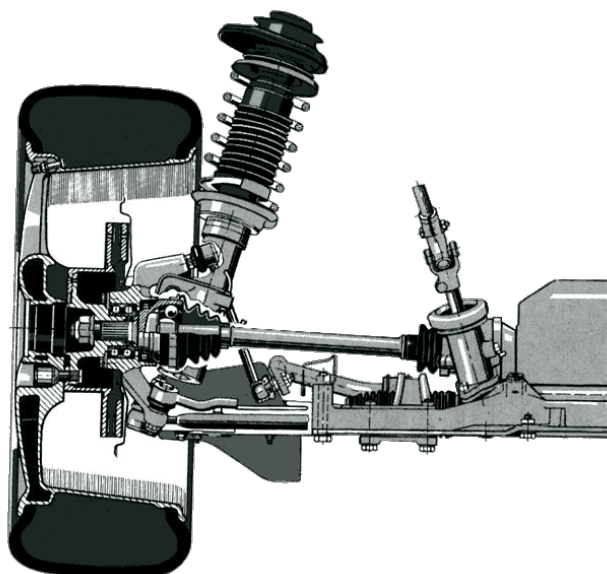
- u přední nápravy
 - lichoběžníková náprava,
 - náprava MacPherson (obrázek 2.4),
- u zadní nápravy
 - kyvadlová úhlová náprava,
 - kliková náprava,
 - torzní kliková náprava,
 - víceprvková náprava.

2.1.3 Odpružení

Odpružení je u vozidel realizováno z důvodu zvýšení pohodlí, vyšší bezpečnosti jízdy a snížení rázových sil zapříčiněných nerovnostmi vozovky. Odpružení karoserie osobních automobilů bývá v naprosté většině provedeno ocelovými vinutými pružinami, ale u některých konstrukčních provedení zavěšení kol lze využít i listových pružin nebo zkrutných tyčí. Odpružovací systém zahrnuje následující prvky:

Pružiny

Pružiny slouží ke zlepšení jízdního komfortu, a to tím, že zmenšují rázy, které vytváří kola automobilu a které působí na karoserii vozidla. Dále zajišťují stálý kontakt kol s vozovkou. Pružiny jsou umístěny mezi nápravou a rámem automobilu. V případě, že by pružiny byly přítomny jen na nápravě, byly by komfort posádky i přilnavost vozidla k vozovce negativně ovlivněny. Automobil by se po přejetí nerovnosti příliš



OBRÁZEK 2.4: Nezávislé zavěšení nápravy typu MacPherson [6]

rozkmital a mohl by se stát neovladatelným. Pro utlumení kmitů pružin slouží tlumiče pérování, díky kterým pružiny bezpečně pohltí energii všech rázů a kola si zachovávají kontakt s vozovkou. Důležitou charakteristickou konstantou pružiny je její tuhost. Ta je definována jako velikost zatěžující síly potřebné ke stlačení pružiny o 1 mm [7]. Určující veličinou pružení je netlumená vlastní frekvence ω [8], kterou můžeme zapsat jako:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Pokud se automobil dostane do vysokých frekvencí svislého kmitání, je potřeba zvolit dostatečně tuhé pružiny. Při příliš vysoké tuhosti pružin však vyvozují pružiny větší zrychlení karoserie, a tím zhoršují jízdní pohodlí.

Tlumiče

Tlumiče snižují počet kmitů karoserie. Samotné tlumiče fungují na principu přeměny svislého pohybu na tepelnou energii. Tlumič musí zajišťovat tlumení nárazů tak, aby se nepřenášely na karoserii a aby zajišťovaly co nejlepší styk všech kol s vozovkou.

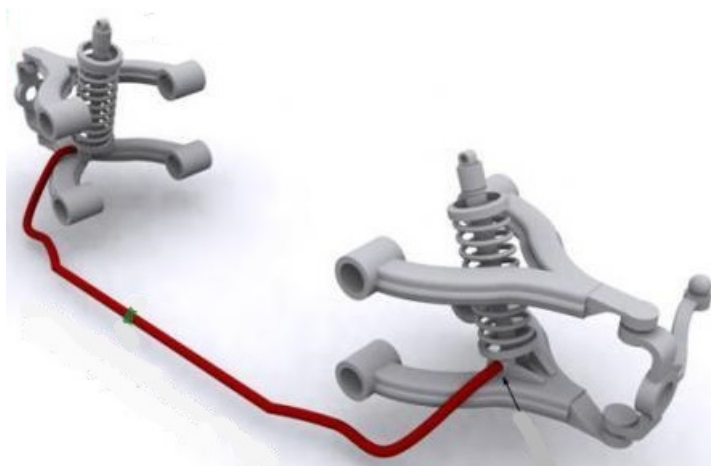
Doladění soustavy tlumiče a pružiny je poměrně komplikované a bývá v automobilovém průmyslu řešeno reálným testováním.

Stabilizátor

Stabilizátor zmenšuje naklonění karoserie, zejména při průjezdu vozidla obloukem, pomocí zvětšování rozdílů radiálních reakcí [9].

Odpružovací systém je na obrázku 2.5 a zahrnuje propojení mezi karoserií a vozovkou a má následující funkce:

- izolovat cestující a náklad od vibrací a otřesů,



OBRÁZEK 2.5: Odpružovací systém s lichoběžníkovými rameny [11]

- zlepšit pohyblivost,
- zlepšit ovládání vozidla [10].

Kapitola 3

Historie podvozku automobilu

Pomineme-li první experimentální automobily, byl podvozek prvních automobilů vyvinut z podvozků kočárů tažených koňmi, u nichž byla kola ke zbytku vozidla připevněna napevno v ložiscích bez jakékoli možnosti vzájemného pohybu. Cestování tímto kočárem však bylo extrémně nekomfortní, protože se vyznačoval jednoduchou konstrukcí tuhých náprav s odpružením listovými pery [12]. Toto řešení bylo nedostatečné vzhledem ke špatné kvalitě cest a absenci pneumatik.

Postupem času se ukázalo, že natáčení předních kol pomocí natáčení celé nápravy není příliš vhodným konstrukčním řešením, a proto bylo nahrazeno otočnou těhlicí.

Tuhá náprava byla nejčastěji používaným typem zavěšení předních a zadních kol až do roku 1923, kdy se na trhu objevila Lancia Lambda. Ta se pochlubila nejen samonosnou karoserií místo rámové, ale i nezávislým zavěšením předních kol, které spočívá v pohybu těhlice, uložení kola a náboje [13].

Konstrukce zavěšení kol Citroënu Rosaline z roku 1932 znamenala významný krok ve vývoji motorového vozidla. Vůbec poprvé se objevila lichoběžníková přední náprava s příčným zavěšením na vinutých pružinách, která byla v roce 1934 zkombinována s pohonem předních kol.

Zlom přišel v roce 1949 nápravou MacPherson, jejímž autorem byl Earle Steele MacPherson. Původně měl tento typ zavěšení připraven pro automobilku Chevrolet, kde ji měl aplikovat na vůz Chevrolet Cadet. Tento projekt byl však roku 1947 ukončen a MacPherson odešel ke konkurenčnímu Fordu, kde svoji konstrukci použil na přední nápravu automobilu Ford Vedette [14].

Náprava MacPherson byla původně vytvořena pro použití na všechna čtyři kola, ale běžněji se používá pouze na přední nápravě, kde je těhlice zesponu upevněna na kloub (čep) a přes spodní rameno připevněna k nápravnici. V současné době je náprava MacPherson jedním z nejvyužívanějších řešení zavěšení kol vozidla.

Roku 1969 přišel na trh Mercedes-Benz C111, který se mohl pochlubit víceprvkovou nápravou [15]. Jednalo se o prostorově náročnou konstrukci, která zahrnovala celkem pět ramen – dvě podélná a tři příčná – namáhaná na tak i tlak [16].

Kapitola 4

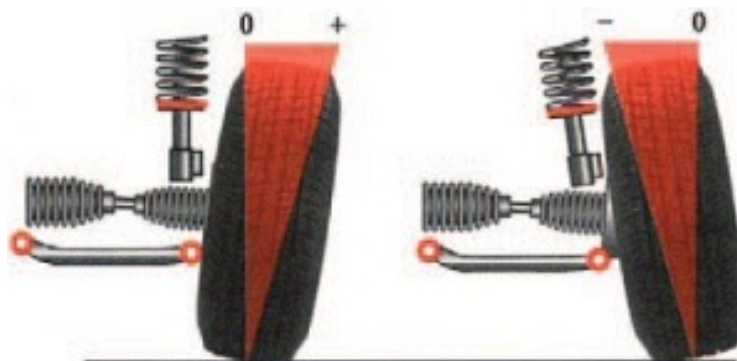
Řízení

Aby byly jízdní vlastnosti vozidla co nejlepší, tzn. s nízkým namáháním podvozku a co nejmenším hlukem a opotřebením pneumatik při jejich odvalování, musí mít řízená kola a rejdové čepy geometrické odchylky od svislé a vodorovné roviny vozidla. Tyto odchylky označujeme jako geometrie řízení kol, jejímiž prvky jsou úhel odklonu kola, příklon rejdové osy, poloměr rejdu, závlek a záklon rejdové osy a sbíhavost kol [8].

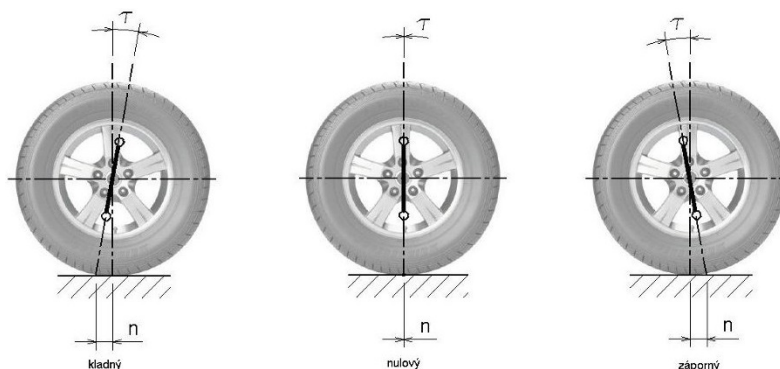
4.1 Geometrie řízení kol

4.1.1 Úhel odklonu kola

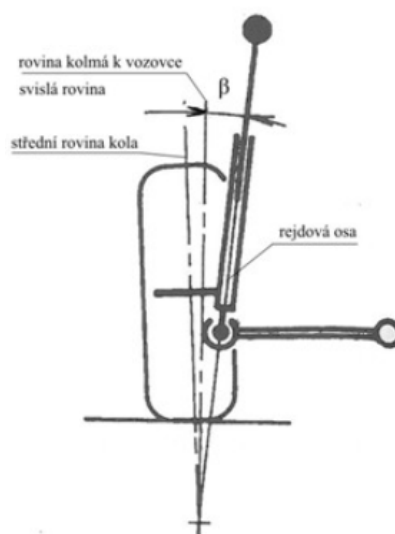
Odklon je úhel kola ve stupních mezi střední rovinou kola a svislou osou vozidla (obrázek 4.1). Jestliže se osa naklání vně vozidla, mluvíme o odklonu, pokud na druhou stranu, jedná se o příklon. Nulový odklon je vhodný pro zrychlení v přímém směru, příklon a odklon je výhodnější pro průjezd obloukem, kdy je karoserie nakláněna vlivem odstředivých sil vně oblouku. Příklon kola zlepšuje stabilitu vozu, ale při velkých hodnotách vede k většímu opotřebení pneumatiky. Změna úhlu během propružení by tak měla být z důvodu namáhání zavěšení co nejmenší. Oba typy sklonu kola vytváří axiální sílu, která zatěžuje ložiska, což má za následek zamezení kmitání kol. Příklon se používá pro zatíženější vnější kola, pro vnitřní kola je vhodnější naopak odklon. Z důvodu lepšího bočního vedení pneumatik v obloucích se volí úhel odklonu kola -1° až -2° [8].



OBRÁZEK 4.1: Znázornění úhlu odklonu kola [17]



OBRÁZEK 4.2: Příklon rejdové osy [18]



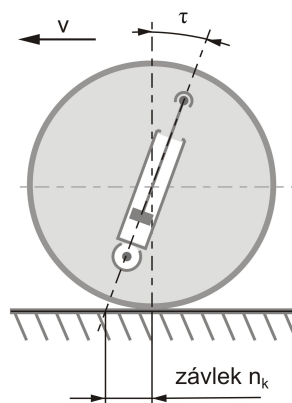
OBRÁZEK 4.3: Poloměr rejdů [19]

4.1.2 Příklon rejdové osy

Jako příklon rejdové osy označujeme průměr úhlu mezi rejdovou osou a podélnou rovinou vozidla kolmému k vozovce (obrázek 4.2). Rejdová osa imaginárně spojuje horní a dolní čep zavěšení. Kolem této osy se řízené kolo natáčí. Daný úhel slouží k samočinnému vracení řízených kol do polohy pro přímou jízdu a zabraňuje třepetání kol. Osobní automobily mají buď velký poloměr rejdů a malý úhel příklonu rejdové osy (např. $r=60$ mm, $g=5^\circ$), nebo záporný poloměr rejdů a velký úhel příklonu ($r=-10$ až -18 mm; $g=14^\circ$ až 18°) [8].

4.1.3 Poloměr rejdů

Jedná se o vzdálenost, na které působí třecí síla mezi kolem a vozovkou. Z obrázku 4.3 lze vyčíst, že se týká ramene středu stopky kola a průtnutí prodloužené rejdové osy s vozovkou. Je-li průsečík osy rejdů před rovinou středu kola, je kladný, v opačném případě je záporný. Výsledné síly působící kolem rejdové osy se budou snažit vytáčet kola ven, tedy do rozbíhavosti. Pro udržení stability řízení se nastavuje záporný poloměr rejdů [8].



OBRÁZEK 4.4: Závlek [14]

4.1.4 Záklon a závlek rejdové osy

Záklon je úhel sevření mezi rejdovou osou a svislou rovinou kola při pohledu z boku. Závlek (obrázek 4.4) je v principu to samé, hovoříme však o vzdálenosti mezi průsečíky těchto dvou os s vozovkou.

Kladný závlek kolo narovnává při pohybu rovně a udržuje tak původní směr. Pokud je rejdová osa nakloněna a projíždíme obloukem, závlek způsobuje, že zatáčející vnější kolo získává příklon a vnitřní odklon, čímž se naklání celá karoserie.

4.1.5 Sbíhavost kol

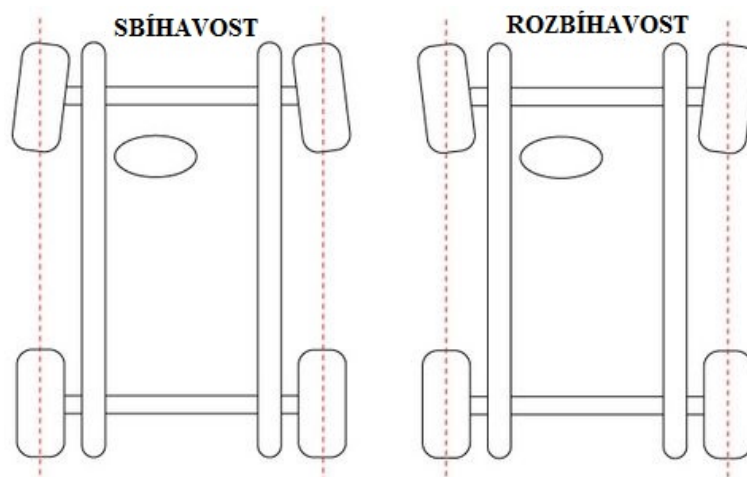
Úhlem sbíhavosti kol rozumíme rozdíl vzdáleností mezi vnitřními okraji ráfků kol při postavení kol do přímého směru. Jak lze vidět na obrázku 4.5, pokud jsou osy kol přikloněny k podélné ose vozidla, hovoříme o sbíhavosti. Jsou-li odkloněny od podélné osy, jde o rozbíhavost.

U osobních vozidel se využívá sbíhavosti kol z důvodu vyšší stability jízdy. Velké hodnoty sbíhavosti by vedly k většímu opotřebení pneumatik a rozbíhavost by způsobovala nestabilitu při přejezdu nerovností. Navíc má nutkání vozidlo natáčet. Při správném úhlu sbíhavosti směřují kola do jednoho bodu před vozidlem a mají tendenci se při výchylce vrátit a zůstat v původním směru.

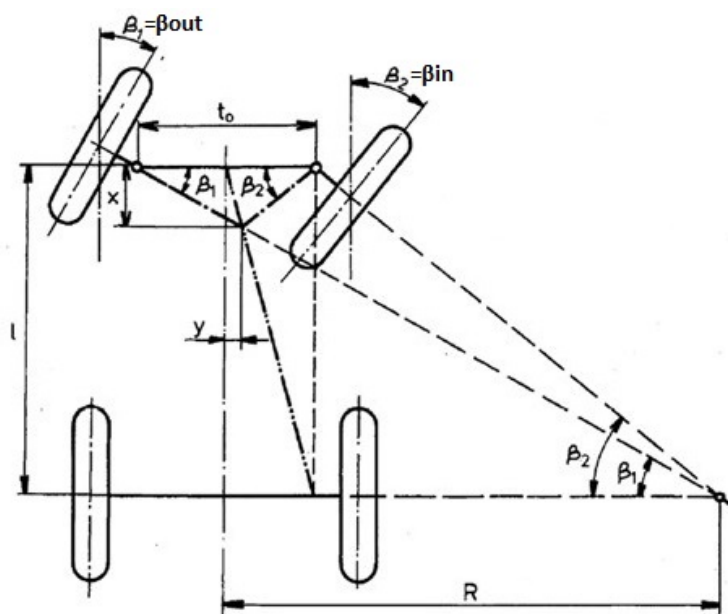
Sbíhavost u osobních vozidel bývá 0-3 mm (0° až 30°) a u nákladních vozidel 3-8 mm [8].

4.1.6 Princip Ackermanova řízení

Ackermanův princip řízení definuje geometrii, kterou lze aplikovat na všechna (dvoukolová, čtyřkolová) vozidla tak, aby byl zajištěn správný úhel natočení řídicích kol při průjezdu obloukem. Princip vypadá takto: pokud vozidlo projíždí obloukem, který má určitý poloměr, vnitřní kola jedou po menším poloměru kružnice než kola vnější. V případě, že jsou kola natočena pod stejným úhlem, dochází ke smýkání vnitřního kola, ke vzniku tepla vlivem tření a většího opotřebení pneumatiky. Tento problém lze eliminovat zvětšením úhlu natočení vnitřního kola oproti vnějšímu. Aby při průjezdu obloukem došlo k odlišnému úhlu natočení



OBRÁZEK 4.5: Sbíhavost a rozbíhavost kol [3]



OBRÁZEK 4.6: Ackermanův princip řízení [20]

řídících kol, je nutné dodržet určitou geometrii řídicího mechanismu. Tato geometrie je dána úhlem natočení řídicí páky kola a její délkou.

Ackermanův podvozek bývá používán zejména u vozidel, u kterých se předpokládá činnost na běžných komunikacích.

Pokud má být střed otáčení dobře definován, je nutné, aby byl úhel vnitřního kola podvozku větší než u vnějšího. Úhly natočení kol jsou na obrázku 4.6 a popisují je následující rovnice [4]:

$$\tan \beta_{out} = \frac{l}{R}$$

$$\tan \beta_{in} = \frac{l}{R - b}$$

Kapitola 5

Adheze

Adhezí rozumíme vlastnost pryže, která spočívá v její přilnavosti k jiným materiálům tím, že dochází k dočasnému molekulárnímu spojení mezi dvěma povrchy [21].

Důležitou hodnotou vyjadřující velikost přilnavosti, tj. soudružnost mezi pneumatikou a vozovkou, je tzv. součinitel adheze. Jeho velikost nabývá většinou hodnot menší než 1, nicméně automobily se speciálními závodními pneumatikami mohou mít součinitel adheze i mnohonásobně větší než běžně používaná pneumatika.

Dva nejdůležitější činitelé ovlivňující součinitele adheze dle [22] jsou:

- činitelé textury povrchu vozovky,
- činitelé vlastností pneumatik.

5.1 Vliv stavu vozovky na adhezi

Vliv vozovky na adhezi má hned několik faktorů. Jedním z nich je množství vody na vozovce, které se ale projevuje až u rychlosti nad 50 km/h a při tloušťce vodního filmu nejméně 2 mm, kdy se pod běhoun pneumatiky dostává tzv. vodní klín, který postupně odděluje pneumatiku od vozovky [22]. K dalším vlivům patří stav povrchu vozovky (makrotextura a mikrotextura), její znečištění, stáří a teplota, ale i stav pneumatiky a aktuální roční období.

5.2 Vliv stavu pneumatiky na adhezi

Značný vliv na adhezi, co se pneumatik týče, má vzorek pneumatiky a jeho ojetí, složení pryže běhounu, zatížení kola a v neposlední řadě huštění pneumatik. Problémem u nízkého či příliš vysokého tlaku je nerovnoměrné opotřebení materiálu. V případě nízkého tlaku v pneumatice jsou namáhány boční strany běhounů, které se tak opotřebovávají mnohonásobně více, než střední části. V případě vysokého tlaku vznikne naopak vypouklá střední část běhounu, která se opotřebuje rychleji, než-li boční strany. Stopa pneumatiky s různými hodnotami tlaku je na obrázku 5.1.



OBRÁZEK 5.1: Porovnání správného a špatného nahuštění pneumatik [23]

5.3 Vliv rychlosti jízdy na adhezi

Rychlost jízdy ovlivňuje interakci pneumatiky s vozovkou, a tím přímo i součinitel adheze. Hodnota součinitele klesá, jestliže se zvyšuje rychlost jízdy.

Pokud je vozovka suchá, je součinitel adheze nezávislý na rychlosti jízdy, pokud je však vozovka pokrytá tajícím sněhem, nebo je mokrá, klesá hodnota součinitele adheze při zvyšující se rychlosti jízdy [22].

Kapitola 6

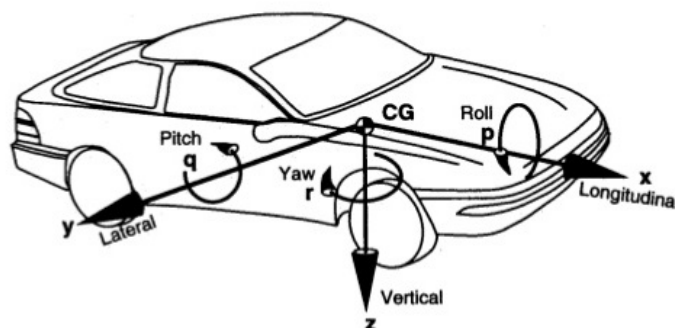
Dynamika jízdy podvozku

Síly a momenty jsou standardně definovány tak, v jakém směru působí na vozidlo. Pro správné chápání této problematiky je třeba definovat si souřadný systém vozidla, který se řídí tzv. pravidlem pravé ruky. Dle úmluvy celosvětového společenství SAE International, zabývajícím se leteckým, automobilovým a dopravním průmyslem, je definován souřadný systém takto:

- x – přední a podélná rovina symetrie (jízda vozidla vpřed),
- y – boční rovina na pravé straně vozidla (stabilita vozidla),
- z – svislá rovina (tíha vozidla),
- p – rotace kolem osy x (kolebání),
- q – rotace kolem osy y (klonění),
- r – rotace kolem osy z (stáčení) [22].

Souřadný systém vozidla je znázorněn na obr. 6.1.

Vedle pojmů, jakými jsou poloha, čas, rychlost a zrychlení, přistupují v dynamice vozidel další fyzikální veličiny. Jsou jimi např.: dynamika přímé jízdy, brzdění vozidla, teoretická a skutečná brzdná dráha, teorie zatáčení vozidla, skutečný poloměr zatáčení, dynamika zatáčení, stabilita vozidla.



OBRÁZEK 6.1: Souřadný systém vozidla [24]

6.1 Druhý Newtonův zákon

Základním zákonem, z něhož vychází většina dynamických analýz, formuloval Isaac Newton: „Zrychlení pohybu tělesa (hmotného bodu) je přímo úměrné působící síle a nepřímo úměrné jeho hmotnosti.“ Tento zákon nazýváme zákonem síly a lze ho zapsat vektorovou rovnicí:

$$\vec{F} = m \vec{a}$$

Za předpokladu, že $\vec{a} = \vec{g}$, získáme rovnici $\vec{F}_g = m \vec{g}$, což je rovnice podmínky vzniku interakce vozidla a vozovky, respektive rovnice vzniku síly potřebné pro přitlak [7].

6.2 Dynamika zatížení náprav

Druhý Newtonův zákon můžeme aplikovat na stanovení zatížení náprav vozidla za jakýchkoliv podmínek. Zatížení náprav ovlivňuje zrychlení, stoupání, maximální rychlost a tažnou sílu. Síla působící na těžiště vozidla je shodná s rovnicí vzniku potřebné pro přitlak. Hodnota g je na všech místech na zemském povrchu různá, nicméně ji lze přibližně stanovit na hodnotu $9,81 m \cdot s^{-2}$ [7]. V případě jízdy vozidla po šikmém/nakloněném povrchu je nutné tíhu vozidla rozložit na složky – sinusovou složku (rovnoběžnou s vozovkou) a kosinusovou složku (kolmou na vozovku) [25].

Mezi další veličiny, které můžeme zahrnout do dynamiky zatížení náprav, jsou normálové síly z kol, valivý a tažný odpor kol, aerodynamická síla a svislé a podélné síly působící při připojení přívěsu k vozidlu.

Kapitola 7

Jaguar XJS V12

Pro numerickou studii této práce byl využit podvozek sportovního automobilu značky Jaguar XJS V12 Convertible třídy Gran Turismo (GT), výherce závodu Trans-Am.

7.1 Historie

Jaguar XJS V12 (na obr. 7.1) byl oficiálně představen v roce 1975. Tento model však disponoval jediným dvanáctiválcovým motorem, proto dosahovala spotřeba paliva velmi vysokých hodnot. V době celosvětové ropné krize představovala spotřeba opravdu velký problém co se prodeje těchto vozů týče. V roce 1977 došlo k úpravě hlav dvanáctiválce, která měla za následek pokles spotřeby paliva o polovinu.

Jaguar XJS V12 Convertible je typem karoserie kabriolet, u kterého se kladl důraz na dostatečnou tuhost, a tedy i bezpečnost. O design se postaral Malcolm Sayer, který se vyznačoval vysokými nároky na aerodynamiku. Jeho výtvar se však stal terčem kritiky pro nevhodně zvolené proporce C-sloupků, kvůli kterým byl vůz označen za nebezpečný při jízdě vzad (nedostatečná viditelnost při výjezdu).

V 80. letech došlo k zavedení nových motorů, obměně interiéru a exteriéru a také ke změně ve vedení firmy. Všechny tyto zásahy ovlivnily zvýšení prodeje.

Výroba skončila po 21 letech v roce 1996.

7.2 Technické parametry

Jaguar XJS V12 disponuje třístupňovou automatickou převodovkou, u které se při řazení přesouvají příslušná ozubená kola na předlohové hřídeli. Tento typ konstrukce se již téměř nepoužívá kvůli její značné složitosti. Zařadit lze totiž pouze tehdy, jsou-li obvodové rychlosti ozubených kol přicházejících do záběru stejné. Při řazení na vyšší rychlostní stupeň to znamená, že řidič musí počkat, až se navzájem vyrovnají obvodové rychlosti řazených ozubených kol. Při řazení na nižší rychlostní stupeň je nutné pro vyrovnání obvodové rychlosti řazených ozubených kol dvakrát vyšlápnout pedál spojky a sešlápnutím akcelérátoru (plynového pedálu) urychlit předlohovou hřídel, tzv. řazení s meziplymem.

U Jaguaru je motor umístěn vpředu a poháněna jsou zadní kola, což umožňuje automobilu mnohem lepší ovladatelnost. Díky rozdělení rolí předních a zadních kol se do řízení nepřenáší žádný točivý moment



OBRÁZEK 7.1: Jaguar XJS V12 Convertible [26]

TABULKA 7.1: Technické parametry Jaguara XJS V12 [26]

Hmotnost prázdného vozidla	1 755 kg
Rozvor	2 591 mm
Rozchod předních kol	1 480 mm
Rozchod zadních kol	1 495 mm
Délka vozidla	4 764 mm
Šířka vozidla	1 793 mm
Výška vozidla	1 261 mm

a řidiči tak poskytuje lepší zpětnou vazbu předních kol. Systém pohonu automobilu je spalovací motor.

Rozměrové parametry podvozku automobilu, které využívám i v numerickém modelu, jsou hmotnost, rozvor a rozchod předních a zadních kol. Tyto hodnoty udává tabulka 7.1.

Technická příručka součástí automobilu Jaguar XJS se nachází v příloze F [27].

Kapitola 8

Geometrický model

Kvalitní geometrický model je výchozím předpokladem pro vytvoření reálného numerického modelu. Zadavatel poskytl parametrický model (CAD model) podvozku automobilu Jaguar XJS V12 Convertible, který je určen pro provoz na zpevněných komunikacích a na jehož základě jsem v aplikaci LS-PrePost vytvořila model numerický.

Numerický model s několika různými počátečními podmínkami byl podroben numerickým analýzám s využitím řešiče LS-DYNA. Výsledky těchto analýz jsou prezentovány v kapitole 10.

8.1 Tvorba modelu

Cest k vytvoření geometrického modelu se nabízí několikero. Patří sem například digitalizace, jejímž výsledkem je obraz reálného předmětu ve formě počítačového modelu. Nejedná se však o klasický CAD model, ale o síť bodů odebraných z předmětu. Digitalizace je používána především v případě fyzických předmětů, zejména při výrobních kontrolách.

Mezi další způsoby patří 3D skenování nebo parametrický model. Právě posledním zmíněným způsobem byl vytvořen podvozek automobilu použitý v této práci.

Parametrizace je nejčastěji využívanou metodou modelování. Metoda spočívá ve změření objektu a následném parametrickém modelování. Je potřeba změřit každou součástku, proto je tento způsob digitalizace předmětů velmi přesný.

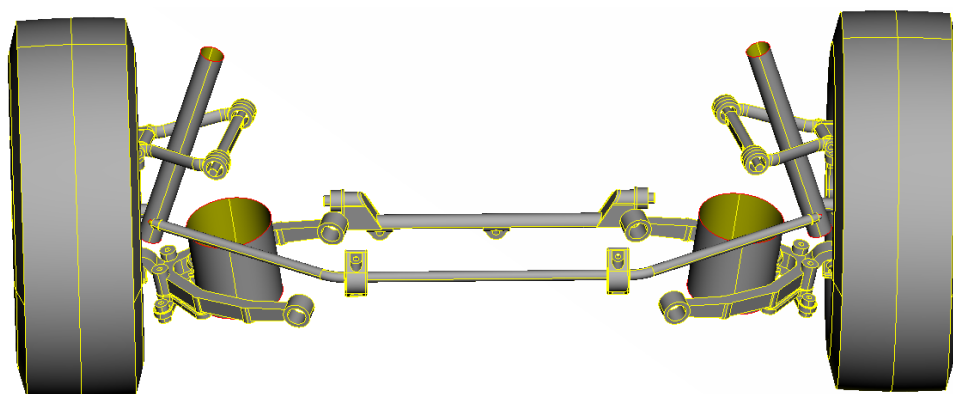
Model podvozku automobilu byl vytvořen systémem podporujícím trojrozměrný interaktivní návrh CATIA. Přední i zadní náprava jsou symetrického charakteru, což velmi zjednodušilo práci při tvorbě modelu.

Všechna kola jsou zavěšena nezávisle. Přední lichoběžníková náprava je tvořena horními a dolními trojúhelníkovými rameny, která jsou vsazena do tělesa uložení ramena – těhlice. Ty jsou odpruženy vinutými pružinami. Dále je přední náprava vybavena jezdcem a teleskopickými tlumiči pérování. Soustavu kola tvoří disky, pneumatiky, ráfek a kotoučová brzda.

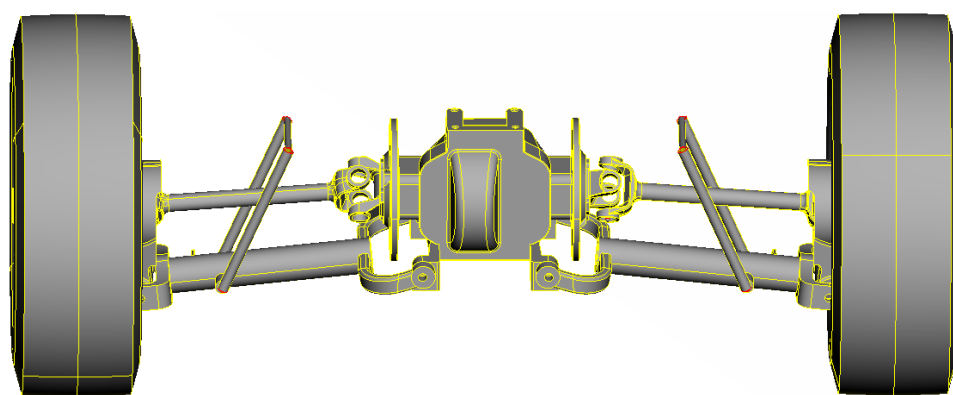
Zadní náprava sestává z těhlice, z níž vede spodní trubkovité vidlicové rameno a horní rameno, které je z jedné strany spojené kardanovým kloubem s ložiskem k těhlici a z druhé strany s brzdovým kotoučem umístěným na poloose v blízkosti diferenciálu (rovněž pomocí kardanu). Na zadní nápravě se taktéž nachází soustava kola.

Pružiny a tlumiče byly pro zjednodušení nahrazeny trubkami/trubkovou konstrukcí.

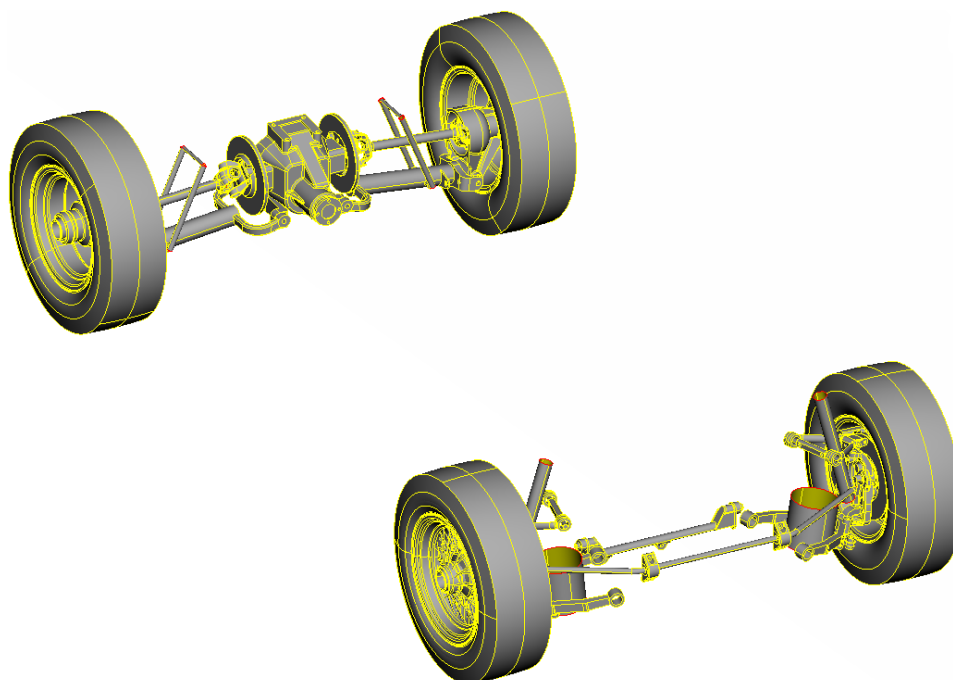
Pohled na geometrický model zepředu je zobrazen na obrázku 8.3 a zezadu 8.4. Přední a zadní náprava je na obrázcích 8.1 a 8.2.



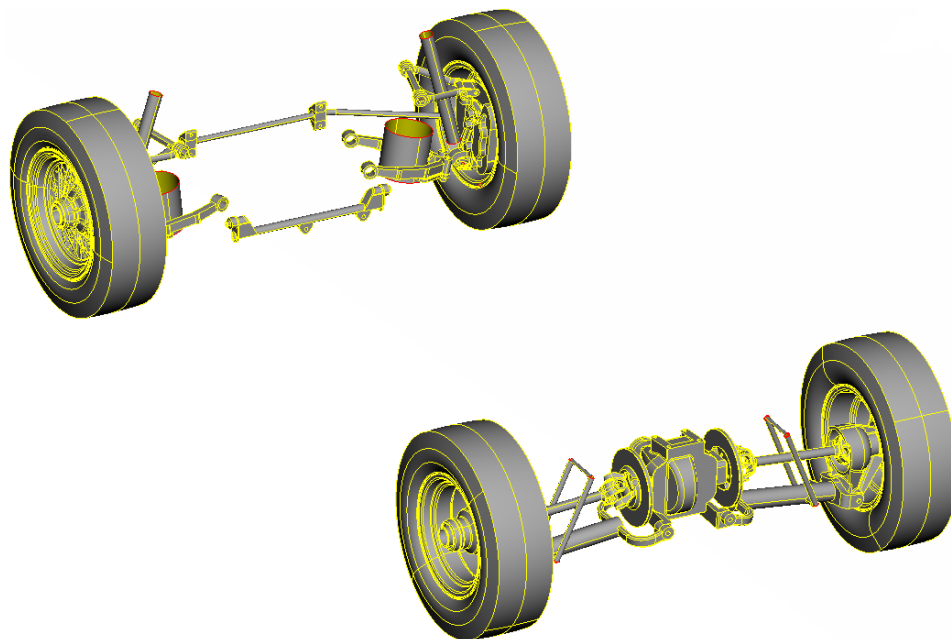
OBRÁZEK 8.1: Přední náprava geometrického modelu



OBRÁZEK 8.2: Zadní náprava geometrického modelu



OBRÁZEK 8.3: Výsledný geometrický model (pohled zředu)



OBRÁZEK 8.4: Výsledný geometrický model (pohled zezadu)

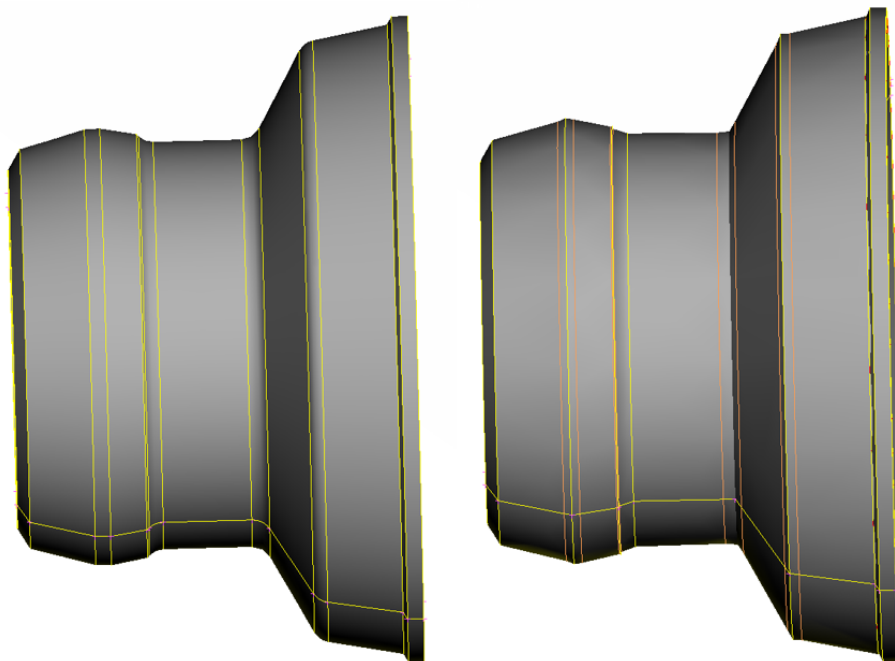
8.2 Vyčištění modelu

V mnoha případech obsahují analyzované součásti nepodstatné části a detaily, které nehrají z pohledu analýzy potřebnou roli. Proto je nutné geometrický model před jeho vysíťováním vyčistit.

Z tohoto geometrického modelu jsem vynechala některé díly, které jsem nepoužila z následujících důvodů:

- nepotřebnosti – diferenciálu,
- následného definování matematických vazeb v MKP modelu – pružiny a tlumiče,
- zjednodušení – disk kola.

Při dalším čištění modelu jsem odstranila úkosy malých zaoblení a vynechala malé otvory pro šrouby či malé díry. To vše dohromady zjednodušuje tvorbu sítě. Příklad úkosu malých zaoblení náboje kola je na obrázku 8.5.



OBRÁZEK 8.5: Porovnání geometrického modelu před a po úpravě pro tvorbu numerického modelu

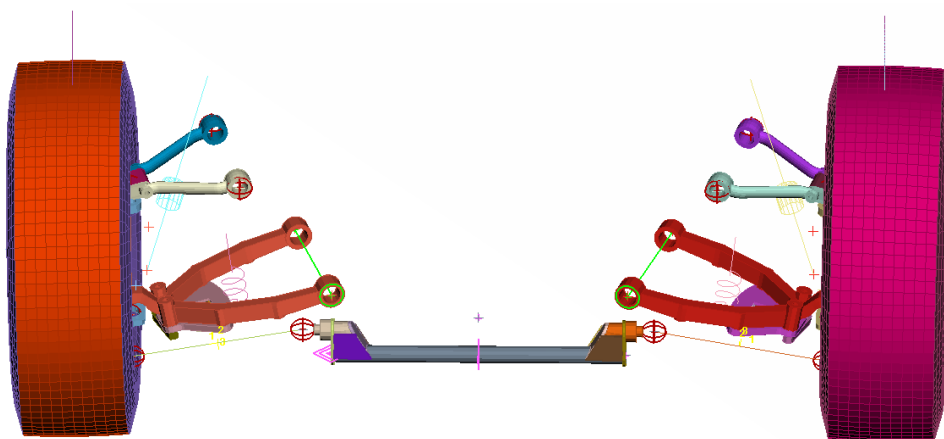
Kapitola 9

Numerický model

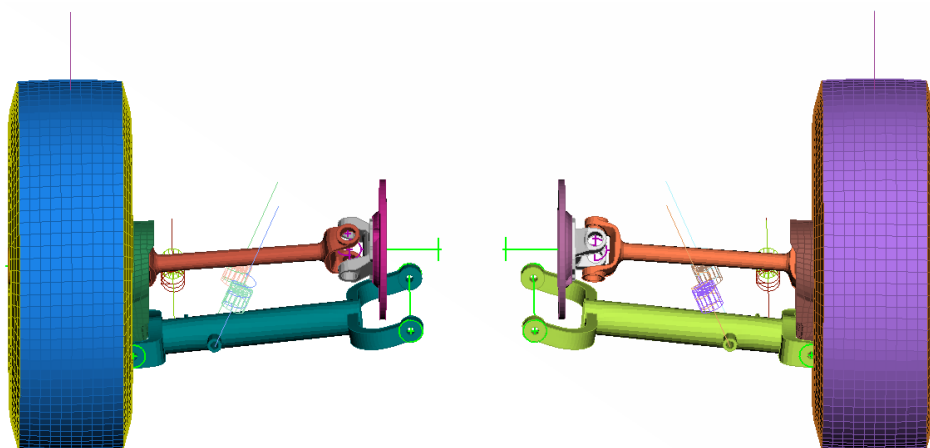
Tvorbu numerického modelu interakce podvozku s vozovkou a následné vyhodnocení výsledků jsem provedla v aplikaci LS-PrePost. LS-PrePost je moderní interaktivní program pro vytvoření samotného numerického modelu s názvem Pre-Processing. Následné vyhodnocování získaných výsledků se nazývá Post-Processing [28].

Jako řešič jsem použila aplikaci LS-DYNA, který se skládá z jednoho spustitelného souboru, a je plně řízena příkazovým řádkem. Pro spuštění tohoto programu je potřeba pouze vstupní soubor a dostatek volného místa na disku pro výsledky výpočtu. Tento řešič se zabývá rychlými nelineárními fyzikálními jevy. Primárně je určen pro velké deformace, které probíhají v krátkém časovém úseku, např. pro crash simulace.

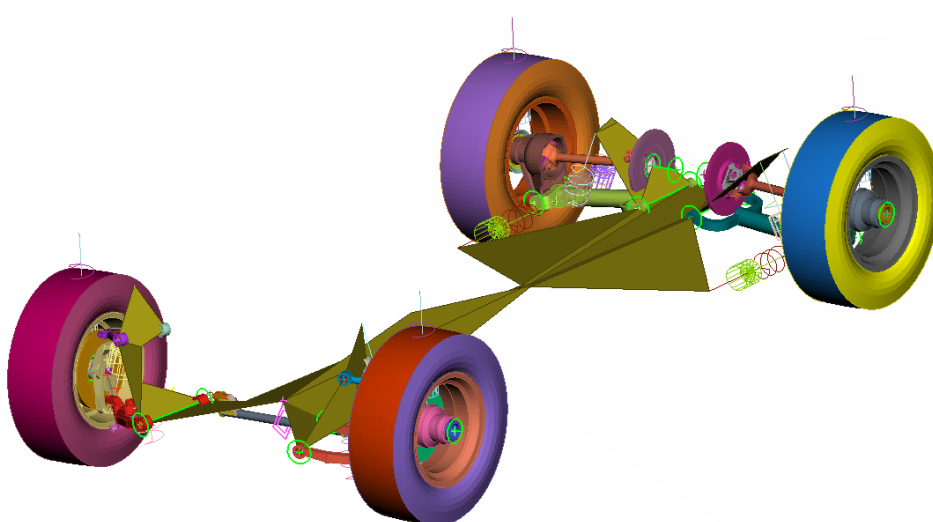
Vytvoření výsledného numerického modelu bylo provedeno v programu LS-PrePost. Proces tvorby numerického modelu spočíval v nasítování jednotlivých dílů podvozku a dále jejich spojení do kompletního stavu. Jak již bylo zmíněno v kapitole 8, z důvodu symetrie podvozku stačilo nasítovat pouze polovinu modelu a nesymetrické části. Tuto polovinu modelu jsem potom pouze ozrcadlila přes základní rovinu definovanou již v počáteční fázi tvorby numerického modelu. Tento postup vedl k ušetření času a práce. Dalšími kroky vedoucími k vytvoření konečného numerického modelu jsou definice materiálu, kontaktů a počátečních podmínek a dovážení. Všechny tyto procesy budou rozebrány v následujících kapitolách. Pohled na numerický model zepředu a zezadu je zobrazen na obrázcích 9.3 a 9.4. Přední a zadní náprava je na obrázcích 9.1 a 9.2.



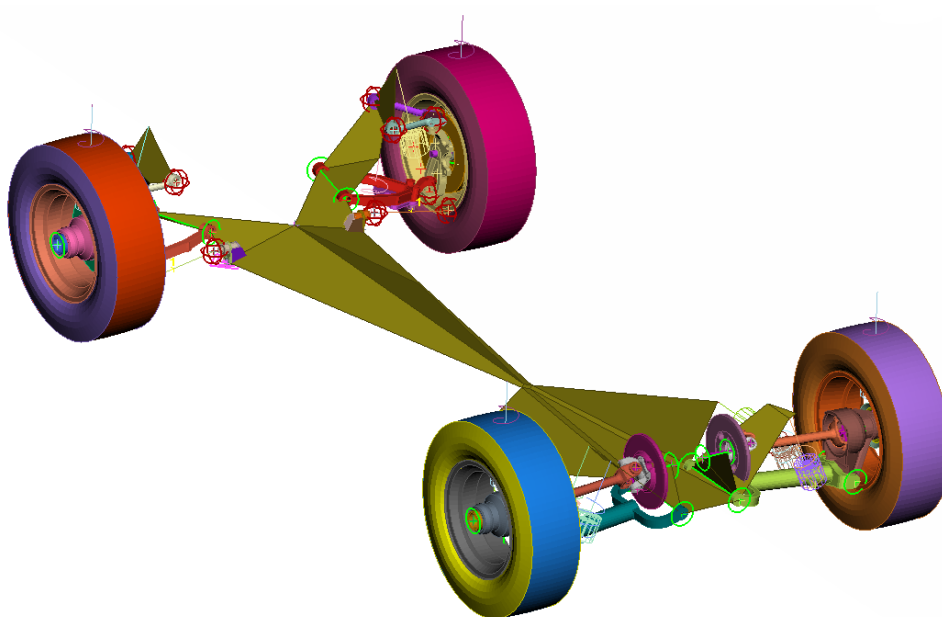
OBRÁZEK 9.1: Výsledný numerický model přední nápravy



OBRÁZEK 9.2: Výsledný numerický model zadní nápravy



OBRÁZEK 9.3: Výsledný numerický model (pohled zředu)



OBRÁZEK 9.4: Výsledný numerický model (pohled zezadu)

TABULKA 9.1: Systém jednotek

Veličina	Název jednotky	Označení jednotky
Hmotnost	tuna	t
Délka	milimetr	mm
Čas	sekunda	s
Síla	Newton	N
Napětí	MegaPascal	MPa
Hustota	tuna na milimetr krychlový	t/mm ³
Rychlost	milimetr za sekundu	mm/s
Energie	Newton na milimetr	N · mm

9.1 Systém jednotek

Veškeré definice numerického modelu se nastavují v programu LS-PrePost. Tento program nepracuje se základními jednotkami SI, ale v jejich poměrech. Při zadávání hodnot je nutné si uvědomit, v jakých jednotkách se budou jednotlivé veličiny zadávat, a tyto jednotky je nutné poté dodržovat během celé tvorby numerického modelu. Systém jednotek je uveden v tabulce 9.1. Systém jednotek jsem převzala z oficiálních stránek pro LS-DYNA [29].

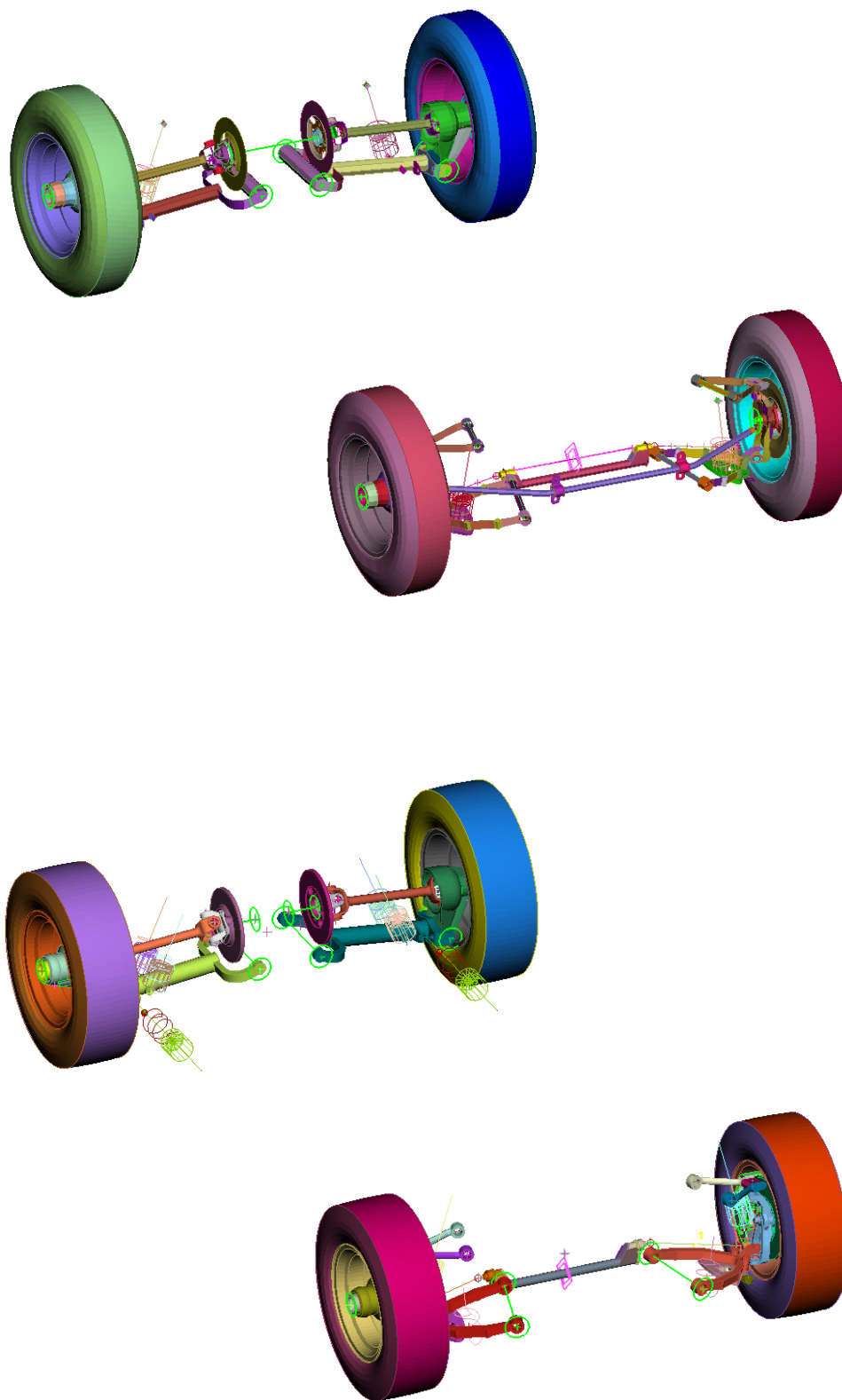
9.2 Volba sítě

V bakalářské práci [20] jsem vytvořila převážně tenkostěnný model, v němž byly plochy vytvořeny pomocí střednicových rovin jednotlivých dílů. Těmto dílům byla přiřazena určitá tloušťka tak, aby co nejvíce reprezentovala objemová tělesa, aniž by byly porušeny skutečné vlastnosti jednotlivých konstrukčních prvků. Toto řešení jsme však shledali jako nedostatečně přesné, a proto jsem přistoupila k tvorbě objemového numerického modelu. Porovnání geometrického modelu a numerického modelu celého podvozku a těhlice z bakalářské a diplomové práce je na obrázku 9.5 a 9.6.

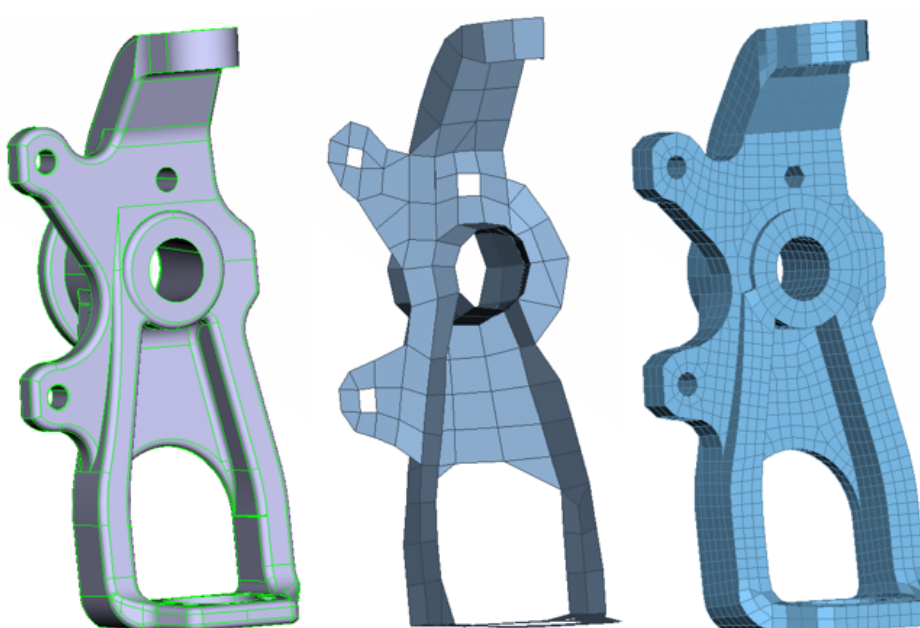
Objemový model je velice věrným obrazem skutečnosti oproti skořepinovým modelům. Jak lze vidět na obrázku geometrického a numerického modelu těhlice (obr. 9.6, geometrický model se velmi podobá objemovému konečně-prvkovému modelu (vytvořenému pro potřeby výpočtů v této diplomové práci) vpravo. Uprostřed se nachází tenkostěnný model vytvořený v bakalářské práci [20], který se již na první pohled velmi liší od skutečného geometrického modelu.

Téměř celý podvozek jsem vytvořila z objemových dílů, pouze pneumatika a ráfek jsou řešeny skořepinově. Důležité bylo si vhodně každý díl rozdělit na menší části, které jsem adekvátně nasít'ovala a potom spojila do jednoho celku.

Například těhlici, která je konstrukčně nejsložitějším dílem, jsem rozdělila na tyto základní části: boční části, horní otvor pro horní rameno, otvor v centru těhlice a na stojinu. Tyto základní části byly dále rozděleny na podčásti tak, aby bylo síť'ování co nejjednodušší a aby byl co



OBRÁZEK 9.5: Porovnání numerického modelu podvozku z bakalářské (nahore) a diplomové (dole) práce



OBRÁZEK 9.6: Porovnání geometrického a numerického modelu těhlice z bakalářské (uprostřed) a diplomové (vpravo) práce

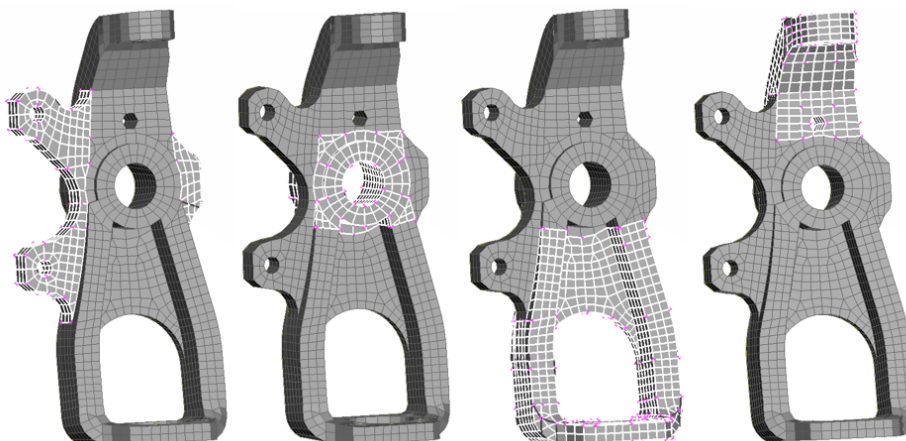
nejvíce zachován původní tvar geometrického modelu. Rozdělení těhlice je na obrázku 9.7

Velikost elementů sítě podvozku se pohybuje mezi 7 a 15 mm.

Další porovnání dílů geometrického a numerického modelu je zobrazeno v příloze B.

9.3 Definice materiálů

Podvozky osobních automobilů se obvykle vyrábí buď z oceli, nebo ze slitin hliníku. Ve výsledné sestavě podvozku osobního automobilu bylo použito několik druhů materiálů. Nejčastěji zastoupeným materiálem byla



OBRÁZEK 9.7: Rozdělení těhlice pro objemové síťování

TABULKA 9.2: Použité materiálové charakteristiky

Typ materiálu	Hustota [kg/m ³]	Youngův modul pružnosti v tahu [GPa]	Poissonovo číslo [-]
MAT_RIGID typ I	7850	210	0,3
MAT_RIGID typ II	7850	70	0,3
MAT_RIGID typ III	2700	70	0,3
MAT_RIGID typ IV	6450	70	0,3
MAT_ELASTIC	1830	210	0,3

konstrukční ocel. Různých materiálů bylo použito na ráfek, pneumatiku a také na pružiny s tlumičem. Tento druh materiálu bude podrobněji popsán dále.

Materiálové charakteristiky použité na podvozku automobilu můžeme obecně rozdělit do dvou základních skupin:

- rigidní těleso – nedeformovatelné, dokonale tuhé,
- nerigidní těleso – deformovatelné.

Materiály nejsou v programu LS-PrePost v základu nastaveny, charakterizují se materiálovými vlastnostmi, mezi které patří hustota materiálu, Youngův modul pružnosti a Poissonovo číslo. Pro potřeby numerické analýzy byly použity tři materiálové charakteristiky čistě rigidní a jedna charakteristika lineární.

Použité materiálové charakteristiky jsou společně s materiálovými vlastnostmi uvedeny v tabulce 9.2

9.4 Definice vazeb mezi jednotlivými díly

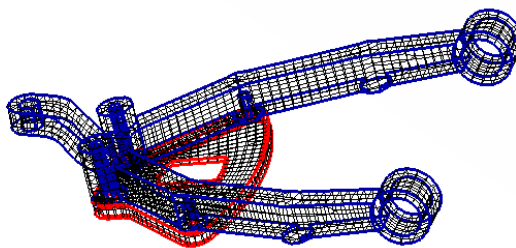
Základní vazbou je uživatelsky definovaná vazba, která umožňuje pomocí výběru souřadného systému a omezení v jednotlivých směrech navolit libovolnou okrajovou podmínku.

Aby model správně fungoval, je potřeba, aby žádná z vazeb nechyběla a zároveň aby nebyl model zbytečně převazben. Jedná se o velmi důležitou část při tvorbě numerického modelu.

Protože se vazby mezi jednotlivými prvky definují, není nutné je fyzicky modelovat. Jedná se o otočná (rotační) spojení, kulová spojení, rigidní vazby, kardanové spojení a translační vazbu. Z hlediska numerických výpočtů se jedná o matematické vazby, které se řídí dle počtu stupňů volnosti.

Vazby jsem vytvořila následovně:

- Rigidní vazba: funkce RIGID_BODIES
- Kulové spojení: funkce JOINT_SPHERICAL
- Otočná spojení: funkce JOINT_REVOLUTE
- Kardanové spojení: funkce JOINT_UNIVERSAL



OBRÁZEK 9.8: Zobrazení funkce RIGID_BODIES na spodním rameni přední nápravy

- Translační spojení (posun): funkce JOINT_TRANSLATIONAL
- Translační motor: funkce TRANSLATIONAL_MOTOR

Tato spojení se vytváří podle uzlů, které jsou součástí jednotlivých dílů. Výběr těchto uzlů se však řídí určitými pravidly, které je potřeba dodržovat. Umístění bodů pro správné fungování vazeb je uvedeno na obrázcích, které znázorňují princip nadefinování jednotlivých typů spojení, 9.9, 9.11, 9.13, 9.15, 9.17, 9.19. Při nadefinování těchto vazeb jsou díly pak mezi sebou spárovány a vznikají matematické vazby, které reprezentují vazby skutečné.

Rigidní vazba spojuje dvě rigidní (dokonale tuhá) tělesa. První rigidní těleso, které označujeme jako podřízené (slave), je připojeno k druhému nadřízenému tělesu (master). Podřízené těleso zachovává stejné posuny a rotace jako těleso nadřízené. Tuto rigidní vazbu definovanou funkcí RIGID_BODIES jsem použila pro pevné spojení kola s nábojem a ložiskem nebo na zadní nápravě pro spojení brzdového kotouče s uložením zadní poloosy.

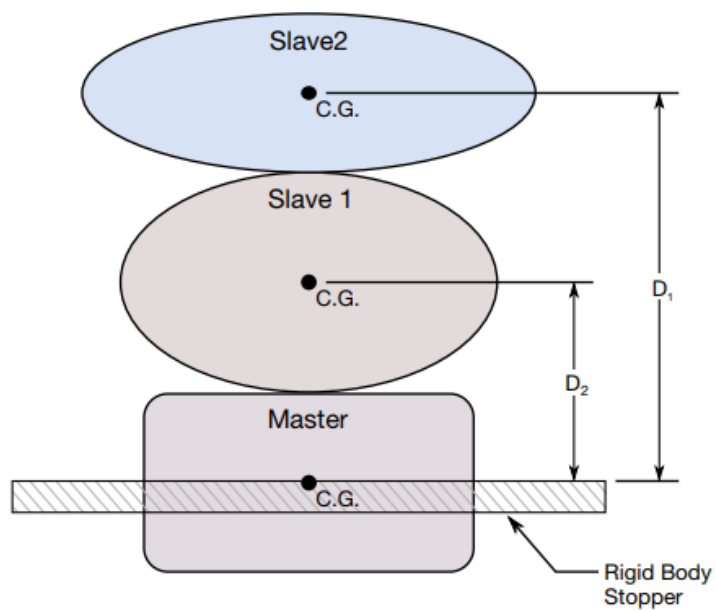
Příklad použití vazby RIGID_BODIES je na obrázku 9.8. Spodní rameno jsem stanovila jako nadřízené těleso (modré) a svařenec jako podřízené (červené). Princip fungování vazby RIGID_BODIES je znázorněn na obrázku 9.9.

Body pro definici JOINT_SPHERICAL se nachází v ose rotace. Kloub v prostoru zakazuje translační pohyb a umožňuje pohyb rotační kolem všech hlavních os. Vazbu jsem použila na přední nápravě mezi těhlicí a spodním ramenem. Zobrazení funkce JOINT_SPHERICAL na modelu přední nápravy je vidět na obrázku 9.10.

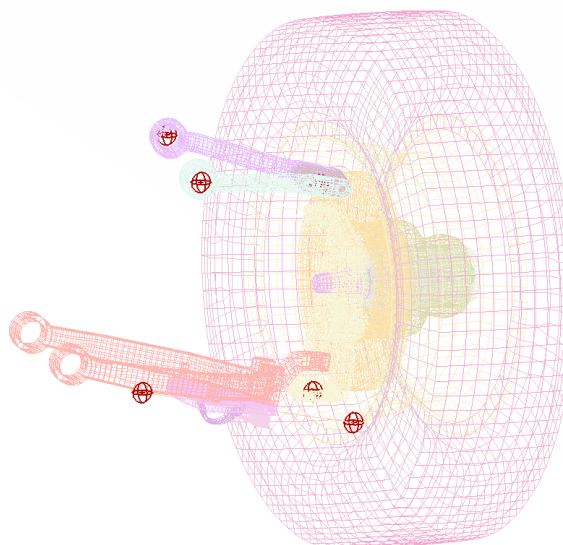
Pro spojení JOINT_REVOLUTE se body musí nacházet v ose rotace mezi díly. Daným tělesům je tak umožněn pouze rotační pohyb v této ose. Tuto vazbu jsem vytvořila u brzdových kotoučů a kol u uložení dolních zadních ramen nápravy. Zobrazení funkce JOINT_REVOLUTE na modelu přední nápravy je vidět na obrázku 9.12.

Aby jednotlivé vazby fungovaly, je nutné vytvořit externí bod, který se přiřadí k danému bodu dílu. Tato funkce se jmenuje EXTRA_NODES_SET a zajišťuje svázání bodu a tuhé části. Z toho vyplývá, že párování může proběhnout pouze mezi bodem a rigidním tělesem.

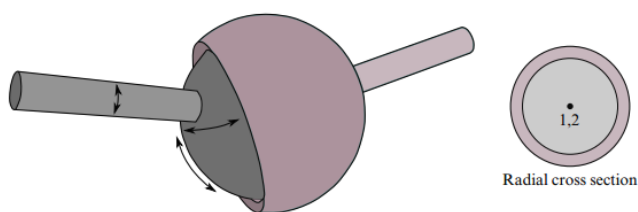
Funkce JOINT_UNIVERSAL představuje kardanový kloub, který se skládá ze dvou navzájem kolmo umístěných vidlic spojených kříženými osami v úhlu 90° . Kloub funguje jako spojka pro přenos točivého momentu. Vazbu jsem použila na zadní nápravě, kde je horní rameno uchyceno



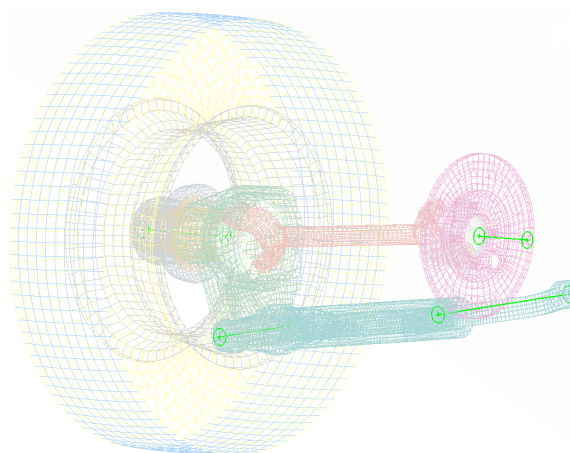
OBRÁZEK 9.9: Princip fungování funkce RIGID_BODIES [30]



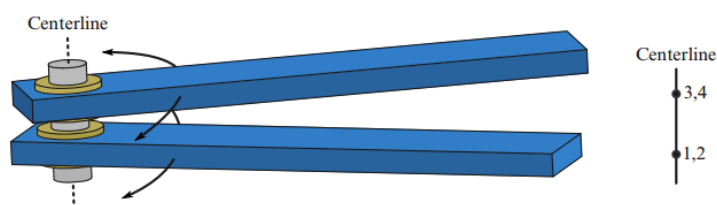
OBRÁZEK 9.10: Zobrazení funkce JOINT_SPHERICAL na přední nápravě



OBRÁZEK 9.11: Princip fungování funkce JOINT_SPHERICAL [30]



OBRÁZEK 9.12: Zobrazení funkce JOINT_REVOLUTE na zadní nápravě



OBRÁZEK 9.13: Princip fungování funkce JOINT_REVOLUTE [30]

pomocí kardanu z jedné strany k těhlici a z druhé strany k brzdovému kotouči. Zobrazení funkce JOINT_UNIVERSAL na modelu zadní nápravy je na obrázku 9.14.

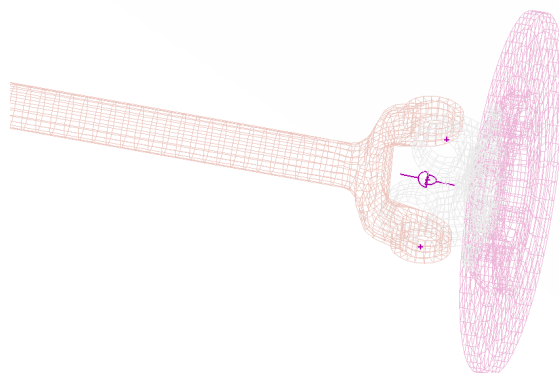
JOINT_TRANSLATIONAL je funkce umožňující translační pohyb v jedné ose. Je definována pomocí dvou trojic bodů. První trojice bodů udává normálu a osu, ve které se díl může posunovat. Rotace je v tomto případě zakázána. Druhá trojice bodů definuje pohyb předmětu v určené ose. Princip fungování vazby je znázorněn na obrázku 9.17. Vazbu jsem použila na jezdce u přední nápravy, viz obrázek 9.16.

Funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR definuje translační motor mezi dvěma rigidními tělesy. Na obrázku 9.19 je patrné, že první uzel patří jedné z rigidních částí, druhý a třetí uzel náleží ostatním částem. Tuto funkci jsem přiřadila jezdci u přední nápravy. Translační motor u jezdce je zobrazen na obrázku 9.18.

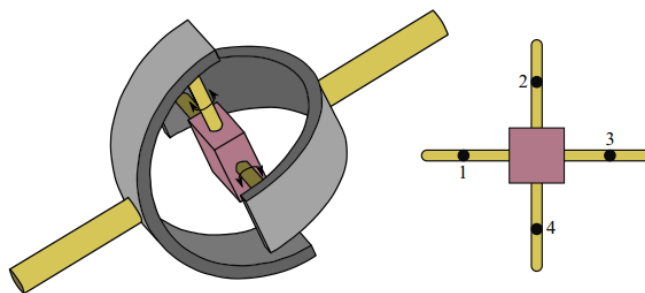
Každému uzlu, kterému jsem přiřazovala vazby, jsem z důvodu dynamiky přiřadila hmotnost 1 g.

9.5 Definice odpružení

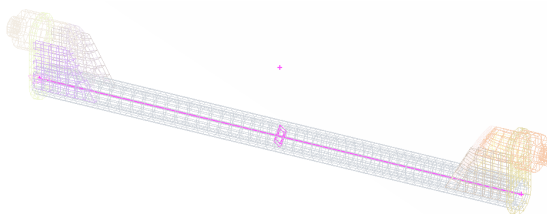
V numerickém modelu je znázorněna pružící soustava jako dva různé materiály – jeden pro pružiny a jeden pro tlumiče. Z toho vyplývá, že tlumiče ani pružiny není nutné modelovat a síťovat, stačí pouze znalost tuhosti pružiny, útlumu tlumiče a umístění dvou elementů představujících díly, mezi kterými je pružící soustava umístěna.



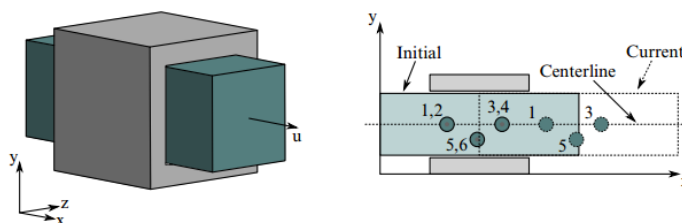
OBRÁZEK 9.14: Zobrazení funkce JOINT_UNIVERSAL na horním rameni zadní nápravy



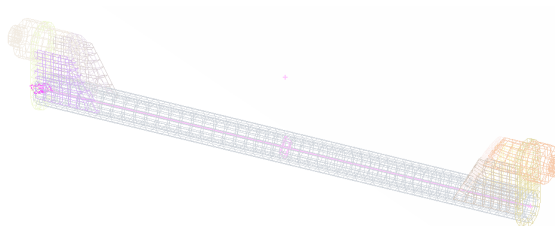
OBRÁZEK 9.15: Princip fungování funkce JOINT_UNIVERSAL [30]



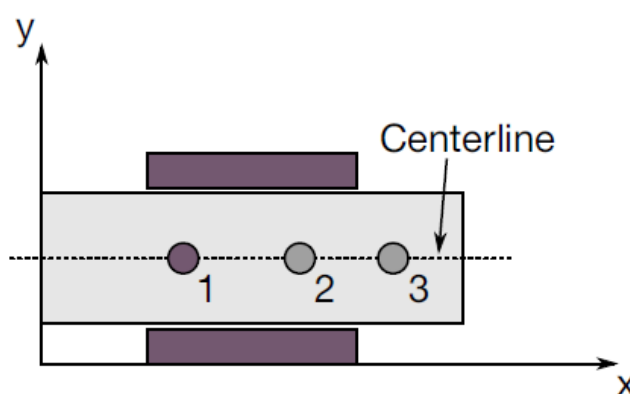
OBRÁZEK 9.16: Zobrazení funkce JOINT_TRANSLATIONAL na jezdcí



OBRÁZEK 9.17: Princip fungování funkce JOINT_TRANSLATIONAL [30]



OBRÁZEK 9.18: Zobrazení funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR na jezdci



OBRÁZEK 9.19: Princip fungování funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR [30]

Definováním materiálových charakteristik do bodů, které reprezentují uložení tlumiče s pružinou, vznikne požadovaná matematická vazba. Porovnání geometrického modelu pružin a numerické vazby s tlumičem na zadní nápravě je zobrazen na obrázku 9.20

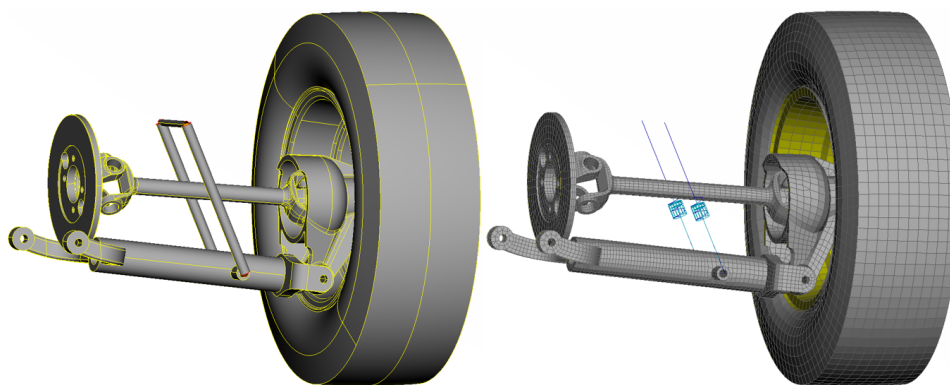
Parametry týkající se tuhosti pružin jsou veřejně přístupné informace, které jsou zmíněny na jejich obalu. Na mnou řešeném podvozku automobilu Jaguar XJS V12 se nachází dva typy pružin. Na zadní nápravě jde o dvě pružiny pro zadní nápravu o tuhosti 43,78 N/mm a na přední nápravě pružina pro přední nápravu V12 o tuhosti 81,61 N/mm. Výčet nejpoužívanějších z nich společně s jejich technickými parametry je uveden v tabulce 9.3.

Hodnotu útlumu tlumiče jsem převzala z webových stránek s dostupnými numerickými modely vozidel/automobilů [31].

9.6 Definice jezdce řízení

Pro správné projetí podvozku obloukem o určité rychlosti jsem musela zjistit, o jakou vzdálenost je potřeba posunout hřeben jezdce řízení, aby došlo ke správnému natočení kol. Jak jsem již zmínila v kapitole 9.4, pro horizontální posun jezdce jsem zvolila vazbu JOINT_TRANSLATIONAL.

Poloměry jsem stanovila pomocí normy ČSN 73 6101 Projektování silnic a dálnic [33]. Návrhové rychlosti a jim odpovídající poloměry na základě této normy jsou uvedeny v tabulce 9.4.



OBRÁZEK 9.20: Porovnání geometrického modelu pružin s tlumičem a numerické vazby

TABULKA 9.3: Technické parametry pružin používaných pro Jaguar XJS V12

	Pružina pro zadní nápravu	Tuhá pružina pro zadní nápravu	Pružina pro přední nápravu V12	Pružina pro přední nápravu	Super tuhá pružina pro přední nápravu
Průměr závitů [mm]	11,5	13	17,7	19	20
Celkový počet závitů* [-]	8,2	7,5	6,1	5,75	5,75
Vnější průměr [mm]	97	99	157	160	162
Tuhost [N/mm]	43,78	74,95	81,61	114,18	140,10
Volná výška [mm]	—	205	—	245	230

*včetně plochých spodních cívek a spodních cívek s nulovou roztečí [32]

TABULKA 9.4: Nejmenší poloměry směrových kružnicových oblouků ve vztahu k uvažované rychlosti a dostřednému sklonu [33]

Rychlost [km/h]	Poloměr [m]	Dostředný sklon [%]
50	300	2,5
100	1450	2,5
130	2450	2,5
150	3250	2,5

TABULKA 9.5: Nejmenší poloměry směrových kružnicových oblouků nevyžadující dostředný příčný sklon

Rychlost [km/h]	Poloměr [m]
50	400
100	1500
150	3300

Tuto hodnotu lze vypočítat ze vztahu mezi rychlostí, návrhovou rychlostí a dostředným sklonem směrových kružnicových oblouků uvedeného v normě ČSN 73 6101 v příloze C:

$$R_{min} = 0,3 \frac{v_n^2}{p} \text{ pro } v_n \leq 80 \text{ km/h}$$

$$R_{min} = 0,36 \frac{v_n^2}{p} \text{ pro } v_n \geq 80 \text{ km/h}$$

Právě tento vztah jsem využila k dopočítání poloměru směrového oblouku pro rychlost 150 km/h (maximální dovolená rychlost v normě je 130 km/h, tedy maximální rychlost jízdy po dálnicích).

V příloze D normy ČSN 73 6101 je uveden vztah pro směrové oblouky nevyžadující dostředný příčný sklon (použito v této práci):

$$R_0 = \frac{v_n^2}{g_n(f' + 0,01p)}$$

kde v_n je návrhová rychlost v m/s, g_n je normální tíhové zrychlení, které lze stanovit jako hodnotu $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, f' je součinitel příčného tření v jednotné hodnotě 0,055 a p je základní příčný sklon jízdního pásu ve směrovém oblouku bez dostředného sklonu.

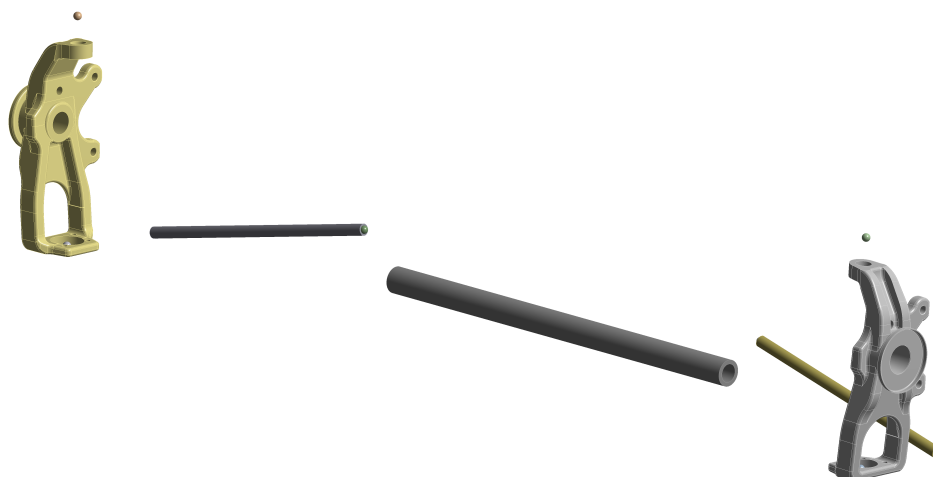
Po dosazení konstant, pokud p je 0%, a úpravě nabude tento vztah zjednodušeného tvaru:

$$R_0 = 0,143 v_n^2$$

Příslušné poloměry vypočítané podle uvedeného vzorce jsou zaokrouhlené na obvyklé tabelární hodnoty a uvedeny v tabulce 9.5.

Pro správné natočení kol jsem využila výpočtu pomocí Ackermanova pravidla zmíněného v kapitole 4. Kvůli správnému úhlu natočení kol v závislosti na posunu jezdce jsem vytvořila velmi zjednodušený kinematický model jezdce řízení, těhlic a táhel řízení (obr. 9.21). Tento mechanismus jsem definovala v softwaru ANSA a postup byl takový, že jsem na základě desítek pokusů definovala posun jezdce řízení v mm a ve výsledcích jsem sledovala úhel natočení těhlic tak, aby se tyto úhly co nejvíce shodovaly s úhlem natočení kol vypočteným pomocí Ackermannova pravidla.

V tabulce 9.6 jsou vypočítané úhly natočení kol a výsledné posuny jezdce řízení v závislosti na poloměru projížděného oblouku.



OBRÁZEK 9.21: Kinematický mechanismus jezdce řízení

TABULKA 9.6: Posun hřebene jezdce řízení v závislosti na poloměru oblouku

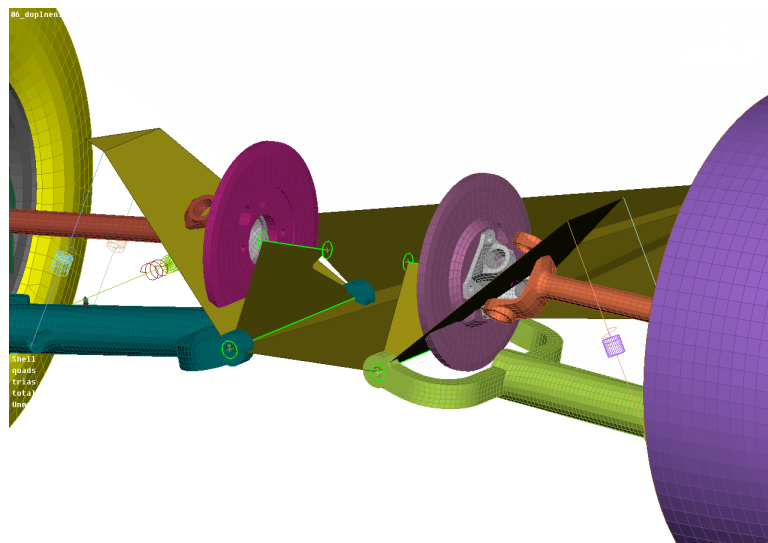
Poloměr [m]	Posun [mm]	Úhel [°]
400	0,88	0,37
1500	0,25	0,1
3300	0,125	0,05

9.7 Definice rámu

Důležitým parametrem zaručující vzdálenost předních a zadních kol je rozvor. Ten je zajištěn rámem vozidla, který byl modelován jako skořepina vzájemně propojující jednotlivé části přední a zadní nápravy. Jednotlivé krajní body této skořepiny byly u přední nápravy umístěny v místě tlumiče spojeného s nápravnicí a dále s horními a spodními rameny, mezi nimiž je umístěna vinutá pružina. Od jezdce vede dále kostra k přidávanému bodu o určité hmotnosti, který je umístěn tak, aby výsledný model dovážil na poměr 60 : 40 (přední náprava : zadní náprava), viz část 9.10. Se zadní nápravou je kostra spojená přes pár zadních tlumičů a dále pokračuje ke spodnímu rameni a ke středu kotoučových brzd, mezi nimiž je umístěn diferenciál. Detail spojení rámu se zadní nápravou přes spodní ramena, diferenciál a zadní pružiny uveden je na obrázku 9.22.

9.8 Definice pneumatiky

Jedním z cílů stanovených v mé bakalářské práci bylo přepracování definice pneumatiky. Předchozí nastavení pneumatiky v numerickém modelu bylo použitelné pouze pro krátké časové úseky. Toto nastavení tak nevyhovovalo mým potřebám dlouhé simulace. Pneumatika se po ujetí relativně krátké vzdálenosti začala deformovat a ke konci simulace měla již několikanásobně menší rozměry. Proto bylo potřeba zvolit takovou funkci, která bude použitelná i pro dlouhé dynamické děje.



OBRÁZEK 9.22: Skořepinový rám podvozku spojující jednotlivé části zadní nápravy

ID	TITLE	SID	SIDTYP	RBID	VSCA	PSCA	VINI	MWD	SPSF	CN	BETA	LCID	LCIDDR
1	AIRBAG_SIMPLE_PRESSURE_VOLUME												
66		1		0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0				
3.200e-004										1.0000000	0	0	

OBRÁZEK 9.23: Nastavení pneumatiky

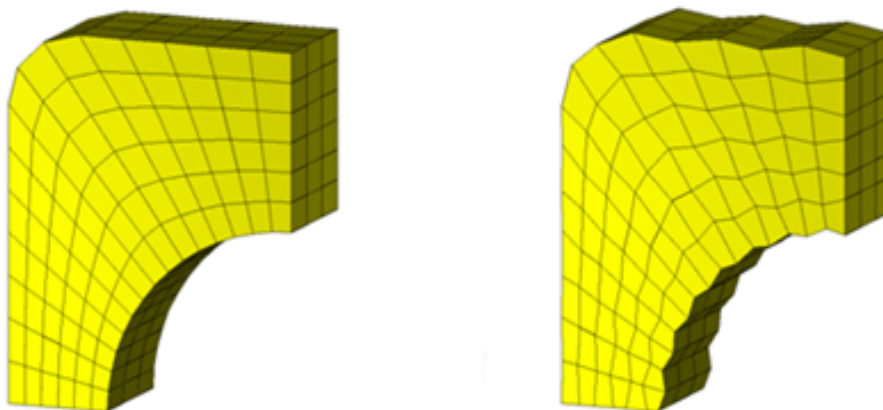
V numerickém modelu můžeme pneumatiku charakterizovat materiálovými vlastnostmi pryže a tlakem vzduchu, který pneumatiku rozpíná. Celý plášť je tedy namáhán normálovým tlakem.

Vlastnosti elastického materiálu použitého u pneumatik jsou stejné, jaké jsem používala ve své bakalářské práci. Tyto hodnoty jsem převzala z ukázkových příkladů pro LS-DYNA [34] a jsou uvedeny v tabulce 9.2.

Pro definici tlaku v pneumatice jsem použila funkci AIRBAG_SIMPLE PRESSURE_VOLUME. Specifikace nastavení této funkce se nachází na obrázku 9.24 a průběh nastavení je popsán v části 9.13. Pro vyplnění karty nastavení funkce pro tlak v pneumatice jsem se inspirovala výzkumnými projekty [35] a [36].

Aby nedocházelo k deformaci pneumatiky, bylo nutné vybrat správnou metodu integrace shell elementů (pro tuto práci plně integrované prvky) a metodu ochrany proti efektu přesýpacích hodin – hourglass. Hourglassing se objevuje v případě symetrické deformace prvku, kdy nedochází k odpovídající změně vnitřní energie. Ve výsledku výpočtu potom dochází k nerovnováze mezi kinetickou a vnitřní energií systému. Projevuje se typicky vlnitými deformacemi sítě, které nemají vliv na změnu vnitřní energie. Těleso se tak chová jako materiál s nulovou tuhostí.

Hourglassing je typický především pro explicitní metody, kdy se využívají prvky s jedním integračním prvkem (vhodné pro velké deformace).



OBRÁZEK 9.24: Síť bez viditelného efektu přesýpacích hodin (vlevo) a s viditelným efektem přesýpacích hodin (vpravo) [37]

9.9 Definice stabilizátoru

Podvozek při průjezdu obloukem vykonává pohyb po kružnici, kvůli kterému dochází ke klopení automobilu, kterému lze efektivně zabránit použitím stabilizátoru.

Pokud automobil projíždí levotočivým obloukem, probíhá přenos sil od levého kola k pravému. Takto se pravé kolo odpoutává od vozovky a levé kolo na ni více doléhá. Stabilizátor se snaží kola vrátit do původní polohy – pravé kolo tlačí směrem k vozovce a levé táhne směrem od vozovky, náprava tak přenesla ještě méně boční síly.

V mnou řešeném podvozku jsem stabilizátor modelovala jako nosník (beam). Stabilizátor má kruhový průřez, který je namáhán krutem. Je tedy důležité zvolit vhodnou tuhost, aby nedocházelo ani k přetáčivosti ani k nedotáčivosti podvozku automobilu. Tuhost stabilizátoru se odvíjí od jeho tvaru a průměru.

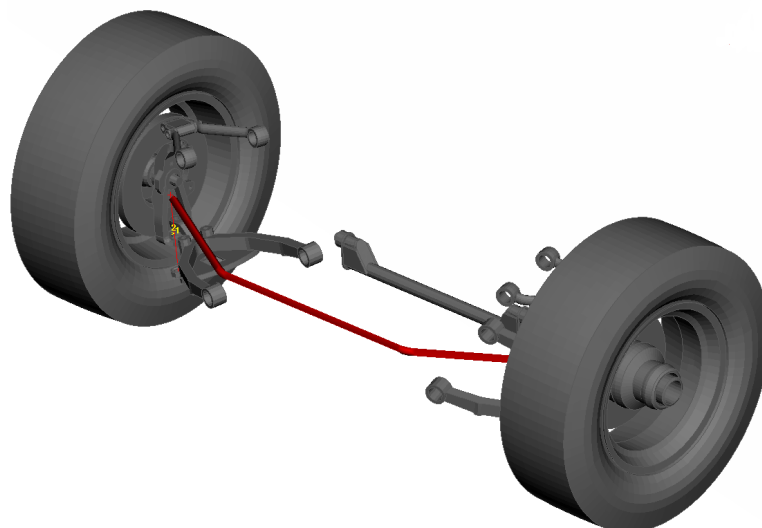
Stabilizátor je na reálném podvozku automobilu Jaguar XJS připevněn pomocí pryžových lůžek, umožňujících volné otáčení, k nápravnici a dále k ramenům nápravy. Pro tato upevnění jsem použila vazbu JOINT_SPHERICAL.

Zpracování stabilizátoru do systému podvozku byl jedním z úkolů, který jsem si zadala ve své bakalářské práci [20]. Tento plán jsem splnila, vytvořila jsem několik verzí průměrů stabilizátoru, které jsem spočítala, vyhodnotila a podrobila diskusi.

Numerický model stabilizátoru na přední nápravě je na obrázku 9.25.

9.10 Dovážení numerického modelu

Dalším krokem vedoucím ke kompletaci numerického modelu bylo jeho dovážení. Model podvozku Jaguar jsem musela dovážet, včetně hmotnosti připadající na ostatní části automobilu, pomocí funkce ELEMENT_MASS. Tuto funkci jsem použila pro jednotlivé díly podvozku a dále pro centrální díl, který charakterizuje právě karoserii, brzdovou a hnací soustavu.



OBRÁZEK 9.25: Numerický model stabilizátoru na přední nápravě

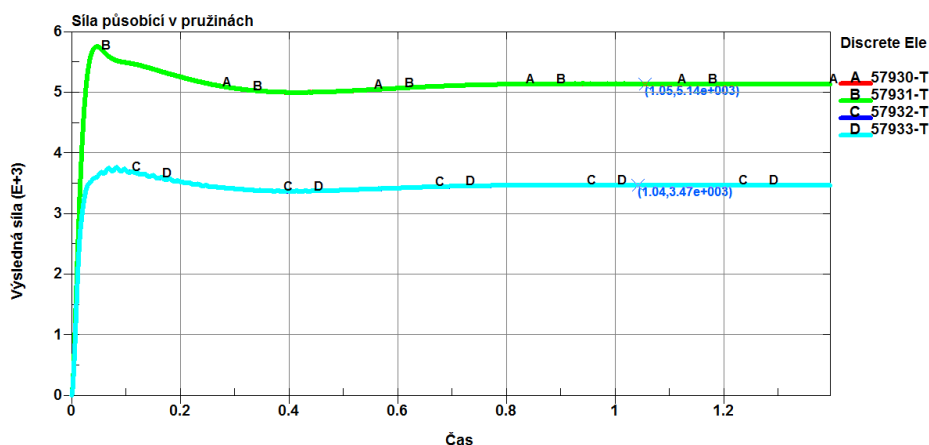
Hmotnost numerického modelu jednotlivých dílů je dána v závislosti na objemu a na jeho materiálových charakteristikách. Dovažovala jsem tedy díly, kterým chyběla určitá část hmotnosti. Dále jsem přiřazovala hmotnost chybějícím částem, které byly nahrazeny matematickými vazbami. Skutečné hmotnosti dílů byly poskytnuty zadavatelem. Dovážení jednotlivých dílů je zmíněno v příloze C.

Na základě domluvy se zadavatelem bylo dohodnuto rozložení hmoty podvozku automobilu následovně: protože se motor nachází v přední části automobilu, byla konstruktéry odhadnutá hmotnost připadající na přední nápravu 60 %, zbylých 40 % na zadní nápravu. Toto rozložení bylo potřeba zajistit i v numerickém modelu z důvodu zaručení co největší shody rozložení hmotnosti se skutečným automobilem. Z celkové hmotnosti 1,76 t [26] tak připadá 1,01 t na přední nápravu a zbytek (0,75 t) na nápravu zadní.

Správného rozložení hmotnosti jsem docílila posunutím centrálního bodu o hmotnosti 1,54 t do správné horizontální polohy. Zbylá hmotnost se odvíjela od velikosti jednotlivých dílů v závislosti na typu jejich materiálů a následného dovážení.

Správné rozložení hmotnosti jsem zjišťovala pomocí senzorů – pružin, které jsem umístila do os všech kol. V grafech stlačení těchto pružin jsem zobrazila síly působící v pružině v době, kdy je podvozek po dosednutí na vozovku stabilní a lze tak dopočítat rozložení poměrů na přední a zadní nápravu. Výsledný graf je zobrazen na obrázku 9.26.

Hodnota síly pružin přední nápravy (57930 a 57931) činí 5,14 kN, hodnota pružin zadní nápravy (57930 a 57931) činí 3,47 kN. Z toho vyplývá, že se díky horizontálnímu posunutí centrálního bodu povedlo docílit rozložení hmoty v poměru 40,3 % ku 59,7 %, což je pro potřeby naší numerické analýzy dostačující.



OBRÁZEK 9.26: Zobrazení působící síly na pružiny po dosednutí na vozovku a následné stabilizace

9.11 Definice vozovky

Pro numerickou studii interakce vozidlo – vozovka jsem zvolila suchý asfalt v kontaktu s pryží, kde koeficient tření činí $\mu = 0,55$ [38].

Vozovku jsem z důvodu co největšího zjednodušení zvolila jako dokonale tuhouněkonečnou rovinu, jejíž princip je takový, že jakýkoliv koncový bod sítě nesmí projít za hranici této rigidní desky. Rovinu jsem položila kolmo k ose z – vodorovná rovina.

9.12 Stanovení okrajových podmínek

Při jakémkoliv zkoumání jevu v systému se neobejdeme bez specifikace interakce řešeného prostředí s okolím. Proto, aby model správně dosedl na vozovku, jsem stanovila okrajovou podmínku společnou pro všechny analýzy. Tímto společným prvkem je gravitační zrychlení, jehož hodnota činí $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, kterou jsem aplikovala na všechny části celého modelu.

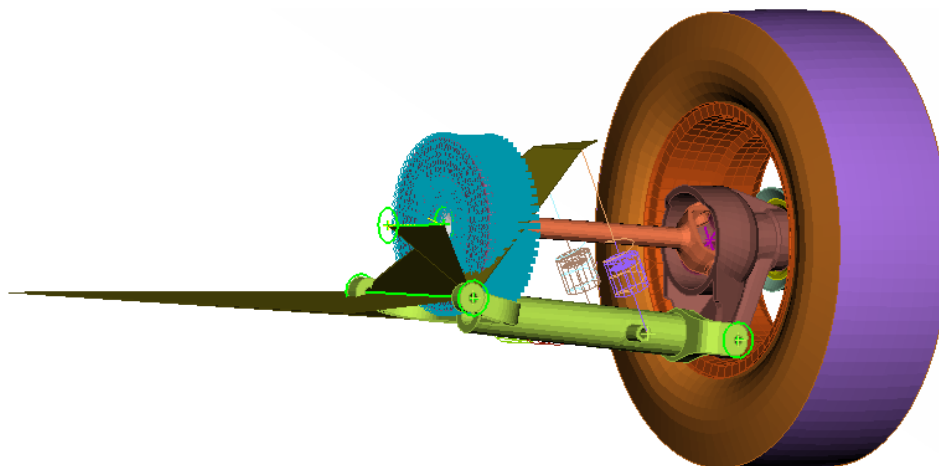
Další počáteční podmínky se liší dle prováděné analýzy a týkají se definice rychlosti a posunu jezdce řízení.

9.13 Testovací analýza

Pro prvotní správné nastavení tlaku v pneumatice a definici rotačního motoru jsem si zjednodušila celý podvozek na pouhou část – pravé zadní kolo s částí rámu. Toto zjednodušení mi dopomohlo k výraznému zkrácení času výpočtu. Mohla jsem tedy provádět nové definice bez zbytečné časové ztráty, a přitom provádět testovací analýzy jednotlivých nastavení modelu podvozku a zjišťovat, zda se chová reálně.

Zjednodušení celého numerického modelu podvozku na jedno kolo je na obrázku 9.27.

Hlavním požadavkem bylo, aby se pneumatika nedeformovala a aby se model podvozku vlivem valivého odporu pneumatik při jízdě příliš nezpomaloval.



OBRÁZEK 9.27: Zjednodušený model podvozu pro správné nastavení pneumatiky a pohonu zadních kol

U nastavení správného tlaku v pneumatikách jsem sledovala průběh posunutí uzlu na pneumatice v ose z . Výsledkem by měla být křivka tvaru sinusové funkce o stejné amplitudě a periodě kmitání.

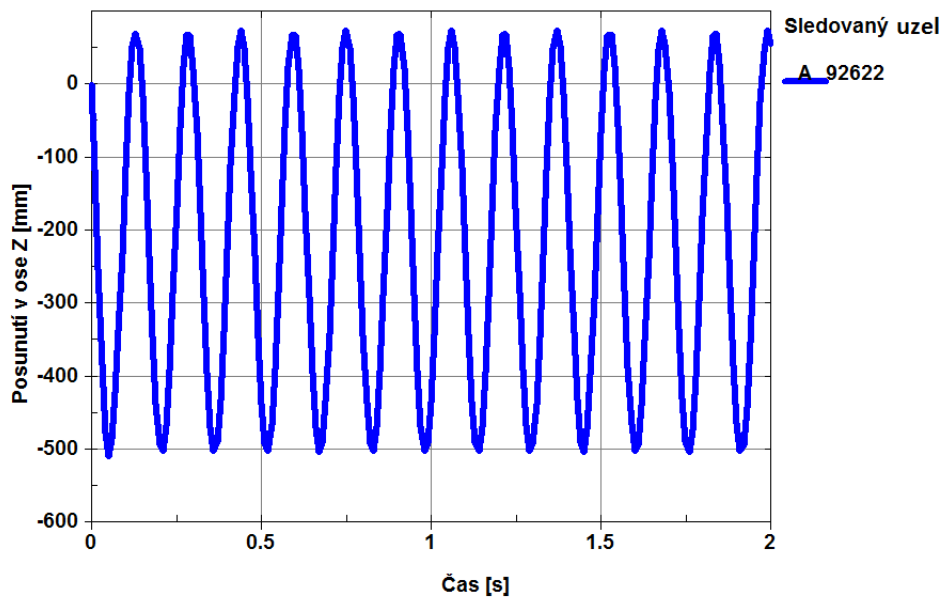
Přesně tento popis odpovídá grafu 9.28, který jsem vygenerovala ze simulace přímé jízdy zjednodušeného podvozu.

Že je pneumatika v numerickém modelu závislá na správném tlaku je zřejmé z obrázku 9.29. Příliš velký tlak v pneumatice zapříčiní její nadměrné rozpínání. Správný tlak způsobuje pouze částečný kontakt s vozovkou podobný tomu, který je uveden v kapitole 5 na obrázku 5.1 uprostřed. Podhuštěná pneumatika zde není zmíněna a to kvůli příliš hrubé síti numerického modelu pneumatiky, protože není zcela zřetelná změna kontaktu pneumatiky s podložkou ve srovnání se správně natlakovanou pneumatikou.

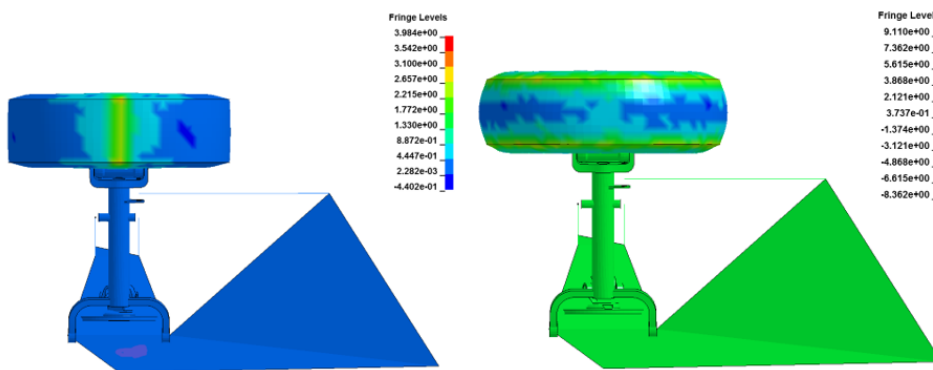
Na obrázku 9.30 lze vidět i mírné vyboulení u spodní části boční strany pneumatiky. Jedná se o přímý kontakt s vozovkou a vlivem hmotnosti a správného tlaku v pneumatice dochází ke zvětšení styčné plochy pneumatiky s vozovkou. Přesně takový jev je možné vidět i na skutečné pneumatice.

Pokud jsem u zjednodušeného modelu podvozu vynechala definici pohonu zadních kol, začal model v průběhu simulace zpomalovat. To dokazuje graf průběhu rychlosti uzlu v ose x , viz obrázek 9.31.

Pro definici poháněné zadní nápravy jsem použila funkci `BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION`. Tato definice se nastavuje tak, že jsem zvolila osu rotace části, která prochází středem tělesa těla, a směr otáčení se řídí pravidlem pravé ruky. Na obrázku 9.27 se jedná o modré vektory na zadním brzdovém kotouči poblíž diferenciálu. Průběh posunutí uzlu v ose x je zobrazen v grafu 9.32. Zde již nedochází ke zpomalování kola, proto jsem mohla veškeré nastavení přenést na kompletní model podvozu a začít s numerickými analýzami se stanovenými různými počátečními podmínkami.



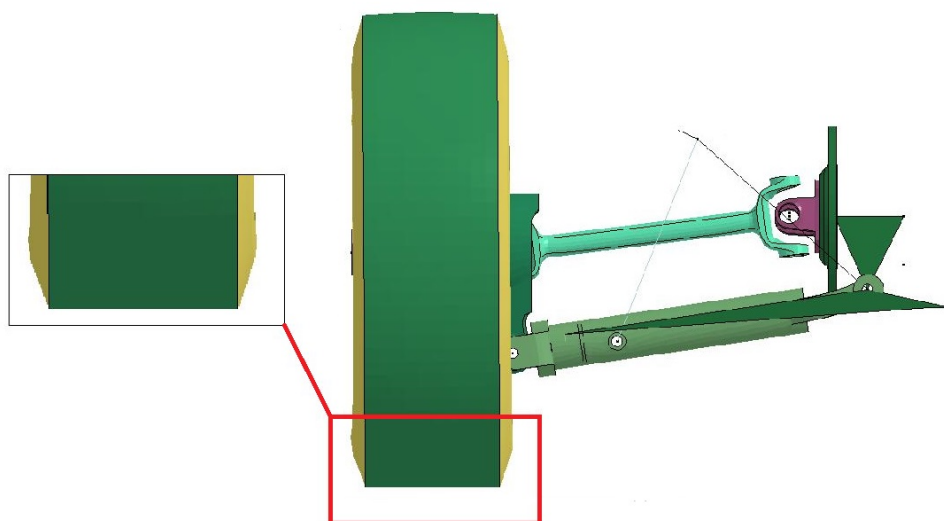
OBRÁZEK 9.28: Průběh posunutí uzlu na pneumatice v ose z



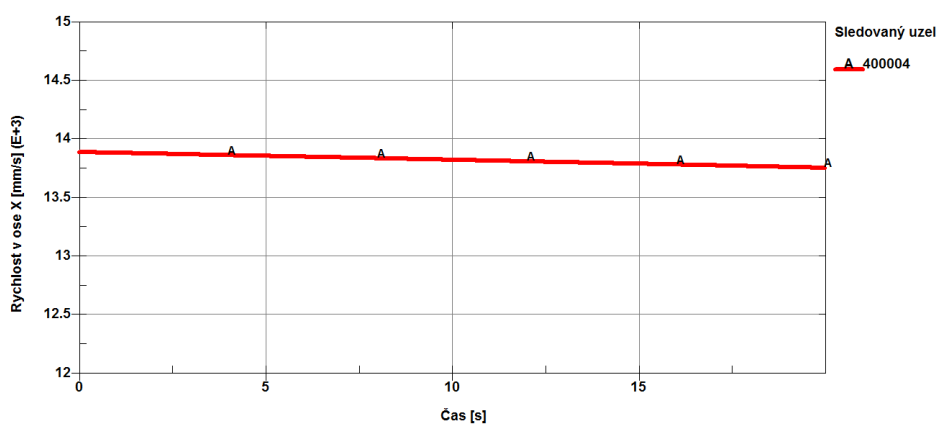
OBRÁZEK 9.29: Správně nahuštěná pneumatika (vlevo) a přehuštěná pneumatika (vpravo)

TABULKA 9.7: Čas výpočtu v závislosti na nastavení modelu

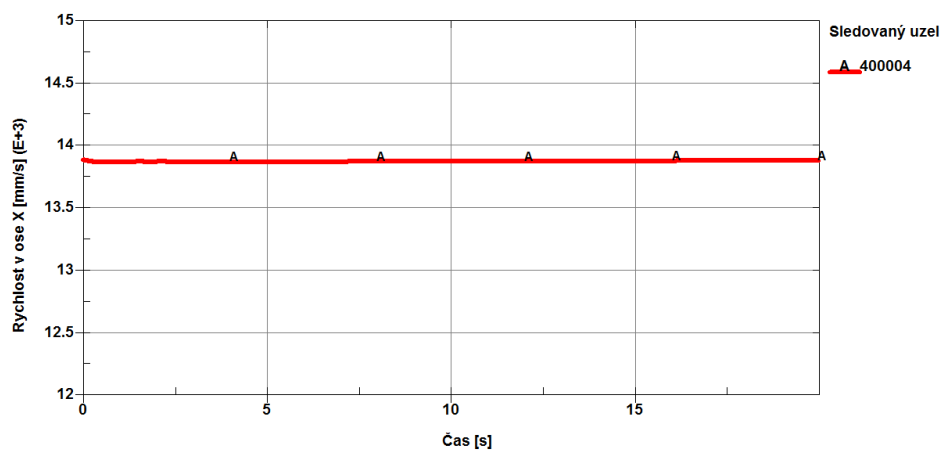
Pohon zadních kol	Rychlost [km/h]	Čas výpočtu [h : mm]
ANO	50	2:04
NE	50	1:50



OBRÁZEK 9.30: Vyboulení bočnic pneumatiky při kontaktu s vozovkou



OBRÁZEK 9.31: Průběh rychlosti v ose x při absenci pohonu zadních kol



OBRÁZEK 9.32: Průběh rychlosti v ose x při definici pohonu zadních kol

Kapitola 10

Numerická analýza

Pro všechny analýzy jsem použila vytvořený numerický model. V každé analýze jsem definovala takové počáteční podmínky, které jsou specifické pro danou situaci.

Protože nejsou k dispozici výsledky reálných testů, podrobila jsem veškeré výsledky logickým podmínkám skutečného chování podvozku, které popisují u všech analýz.

10.1 Analýza I – přímá jízda

V první analýze se zabývám přímou jízdou podvozku s definovanou počáteční rychlostí v čase $t = 0$. Rychlost jsem přiřadila každé části modelu včetně pomocných uzlů, hmot a vazeb. Rotujícím dílům jsem k translační rychlosti dodala i odpovídající rychlost rotační, respektující směr pohybu. Počáteční podmínkou je v této analýze rychlost 50 km/h, která odpovídá 13 888,89 mm/s a úhlové rychlosti 40,49 rad/s. Jedná se o přímou jízdu podvozku a sleduji posunutí těžiště v ose x , y a z .

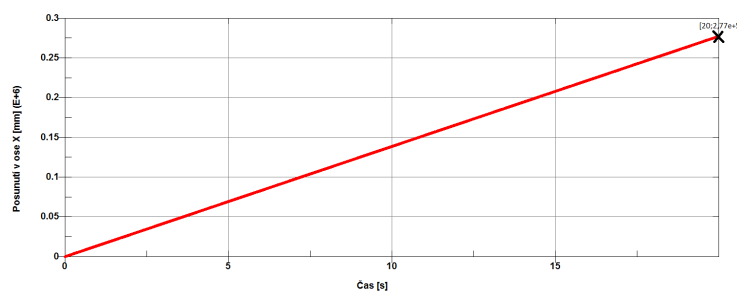
V ose x sleduji posun ve směru pohybu podvozku. Jestli se podvozek chová reálně lze zjistit jednoduchým vzorcem pro výpočet dráhy

$$s = v \cdot t$$

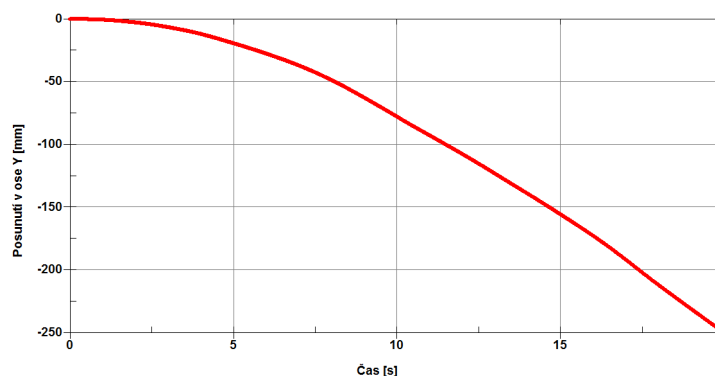
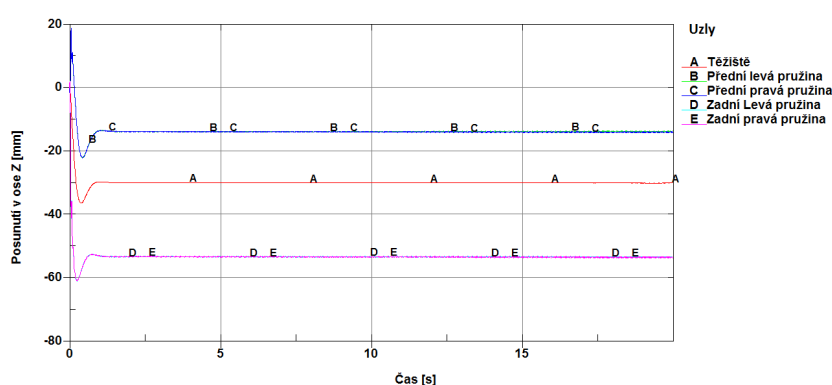
Pro rychlost 50 km/h lze výsledek ujeté dráhy za 20 s dopočítat a porovnat s výstupem Analýzy I. Výstup je čitelný z grafu 10.1 a činí 277 m.

$$s = v \cdot t = 13\,888,89 \cdot 20 = 277\,778 \text{ mm}$$

Po srovnání vypočteného výsledku s výstupy Analýzy I lze konstatovat, že dráha ujetá po 20 s odpovídá ujeté dráze teoretické.



OBRÁZEK 10.1: Posunutí centrálního bodu v ose x

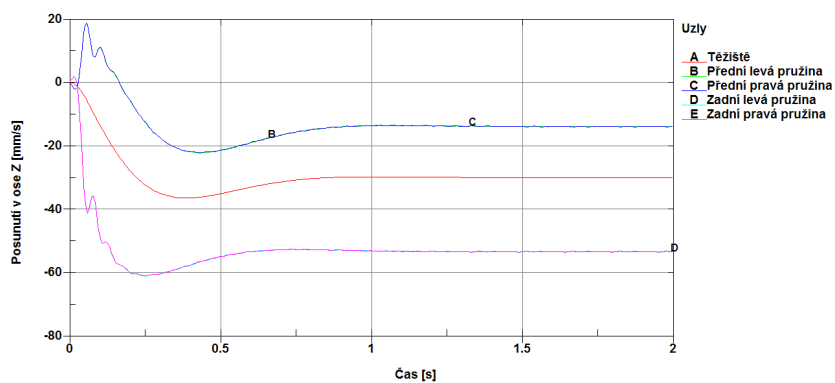
OBRÁZEK 10.2: Posunutí centrálního bodu v ose y OBRÁZEK 10.3: Posunutí uzlů sledovaných akcelerometrů v ose z

V ose y sleduji výchylku od přímého pohybu těžiště. V grafu 10.2 lze vidět, že při ujetých přibližně 277 m je výchylka těžiště v ose y asi 0,25 m. To představuje necelé 0,1 % celkové dráhy. Tato chyba vznikla z důvodu simulace dlouhého děje, kdy se při každém výpočetním kroku postupně načítají chyby způsobené nesymetrií sítě. Tato chyba je však natolik malá, že ji můžeme zanedbat a konstatovat, že model se pohybuje přímo.

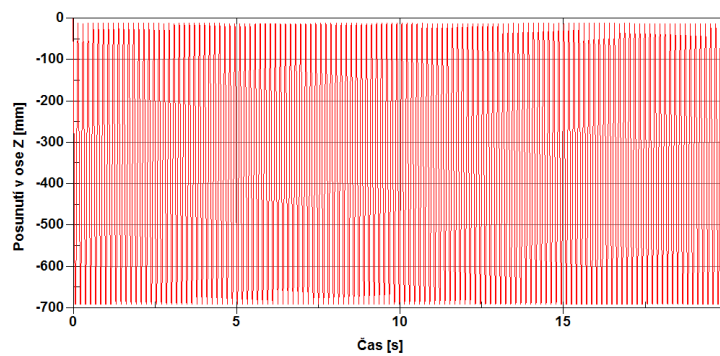
Na ose z sleduji stabilizaci podvozku při dosednutí na vozovku a dále funkci pružin a tlumičů. Z grafu 10.3 lze vyčíst, že se jedná o lehce podkritický útlum. Po dosednutí podvozku na podložku dojde k malému nadzvednutí podvozku a potom k úplné stabilizaci díky pracujícím pružinám a tlumičům. Tento útlum je přijatelný, protože těleso uložení nápravy se po dvou kmitech zcela ustálí. Detail tohoto grafu je na obrázku 10.4.

V kapitole 9 v sekci 9.13 jsem testovala správnou definici pneumatiky a náhonu na modelu zadní nápravy. Získanou definici pneumatiky a náhonu zadní nápravy jsem použila v celkovém modelu podvozku. Shodné chování pneumatiky lze vidět na srovnání grafů posunutí uzlu na pneumatice ve směru osy z z kapitoly 9.13 (graf 9.28) a 10.6. V této analýze má kolo během simulace stejný tvar (stejná amplituda) a stejnou rychlost (stejná frekvence) (graf 10.5).

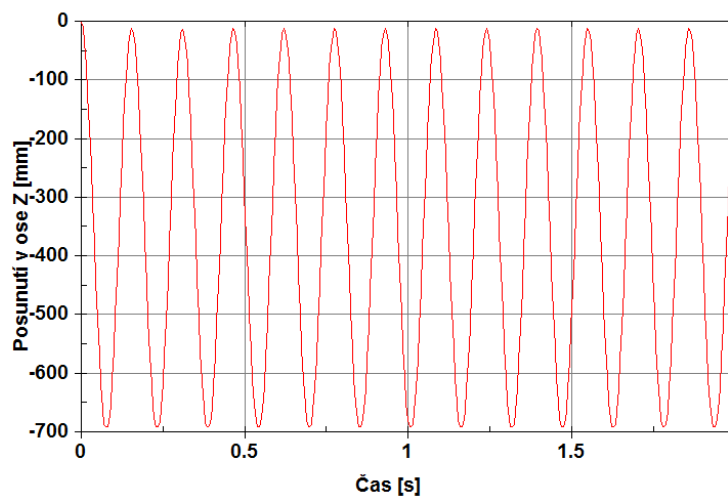
Graf 10.7 ukazuje průběh síly v pružinách přední a zadní nápravy a graf 10.8 jejich stlačení. Oba tyto grafy mají přímou souvislost s grafem



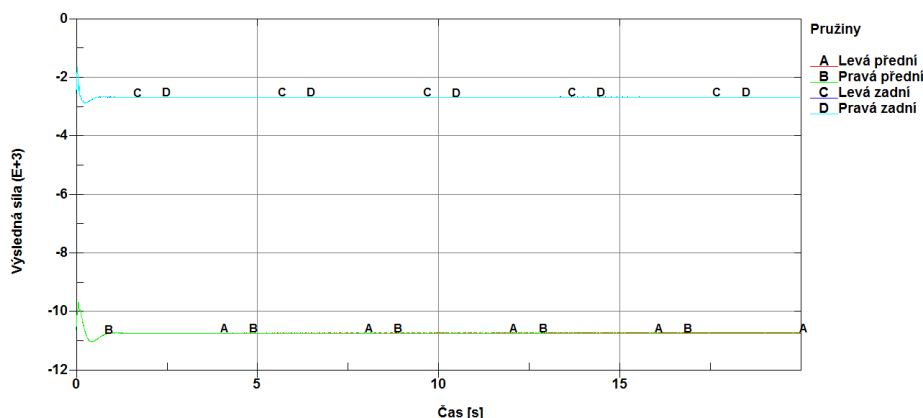
OBRÁZEK 10.4: Posunutí uzlů sledovaných akcelerometrů v ose z (detail)



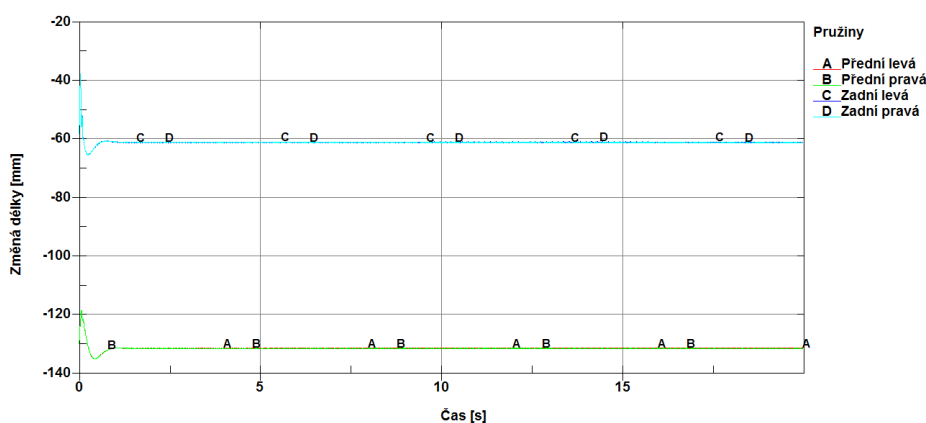
OBRÁZEK 10.5: Posunutí uzlu na bočnici pneumatiky v ose z



OBRÁZEK 10.6: Posunutí uzlu na bočnici pneumatiky v ose z (detail)



OBRÁZEK 10.7: Výsledná síla působící na pružiny při přímé jízdě



OBRÁZEK 10.8: Změna délky pružin při přímé jízdě

10.3. Důležité ale je, že hodnoty stlačení pružin a změn délky pružin levé a pravé strany jsou stejné. Přesně takový průběh charakterizuje přímou jízdu automobilu.

10.2 Analýza II – průjezd obloukem

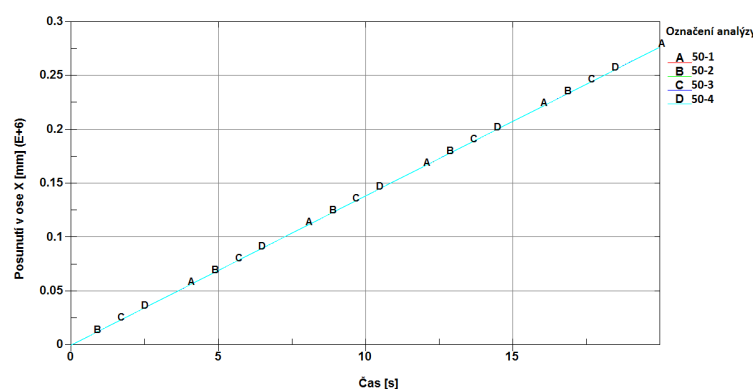
Podvozek při průjezdu obloukem vykonává pohyb po kružnici. Tak vzniká odstředivá síla, která působí na celé vozidlo. Protože těžiště neleží na úrovni vozovky, kde se kola dotýkají vozovky, setrvačná odstředivá síla na podvozek vyvolává moment, který má tendenci automobil převrátit kolem vodorovné osy. Tato síla odlehčuje vnitřní kola a zatěžuje vnější kola a dochází tak ke klopení automobilu. Tento jev lze pozorovat např. na působících silách v pružinách.

Ve druhé analýze se zabývám průjezdem podvozku určitou rychlostí stanoveným obloukem určitého poloměru. V této analýze prověřuji, jaký vliv má pozice těžiště při stanovené rychlosti a s ní souvisejícím poloměrem.

V této analýze prověřuji, jaký vliv má svislé umístění těžiště při stanovené rychlosti a nastavení řízení pro související poloměr na průjezd obloukem. Výsledky vyhodnocuji především sledováním

TABULKA 10.1: Nastavení okrajových podmínek pro výpočet podvozku jedoucího rychlostí 50 km/h

Označení analýzy	Rychlost [km/h]	Posun [mm]	Výška těžiště [mm]
50-1			50
50-2	50	0,88	100
50-3			150
50-4			200

OBRÁZEK 10.9: Graf posunutí těžiště v ose x při rychlosti 50 km/h

pozice těžiště v ose y , sil působících v pružinách přední a zadní nápravy a ve sledovaných bodech (akcelerometrech) na kostře vozidla. Všechny varianty rychlosti mají 4 obměny umístění těžiště: ve výšce 50 mm, 100 mm, 150 mm a 200 mm od povrchu vozovky z výchozí polohy podvozku.

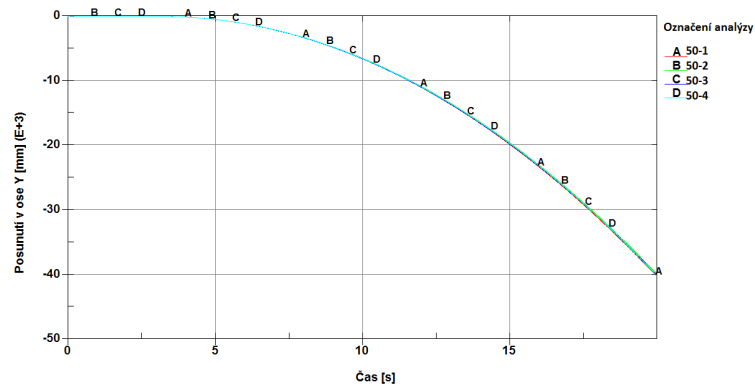
10.2.1 Rychlost 50 km/h

Pro tuto sadu analýz je charakteristická hodnota rychlosti 50 km/h. Těto rychlosti odpovídá teoretický návrhový poloměr oblouku 400 m a úhel pootočení těhlice řízené nápravy $0,37^\circ$ odvozený z Ackermanova pravidla. Z tohoto pootočení byl s využitím modelu řízení odvozen posun jezdce řízení 0,88 mm (viz 9.6). Nastavení okrajových podmínek je shrnuto v tabulce 10.1.

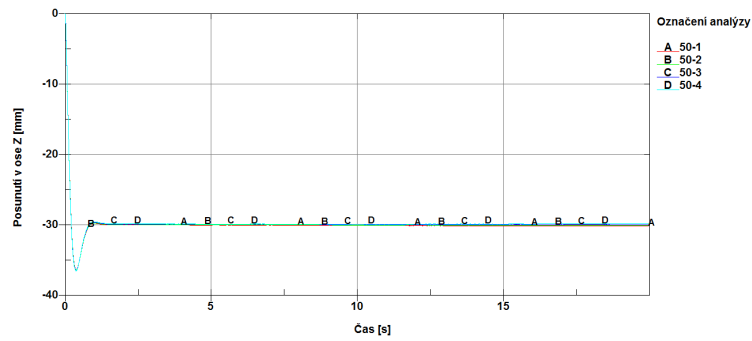
Poloha těžiště v čase je zobrazena v grafech 10.9 (osa x), 10.10 (osa y) a 10.11 (osa z). Je patrné, že čtyři varianty umístění těžiště automobilu nemají pro tuto konfiguraci příliš velký vliv na průjezd vozidla obloukem.

Pozice těžiště pro všechny varianty je téměř totožná. Jediný ukazatel, ze kterého lze posoudit vliv výšky těžiště na průjezd obloukem, je stlačení pružin.

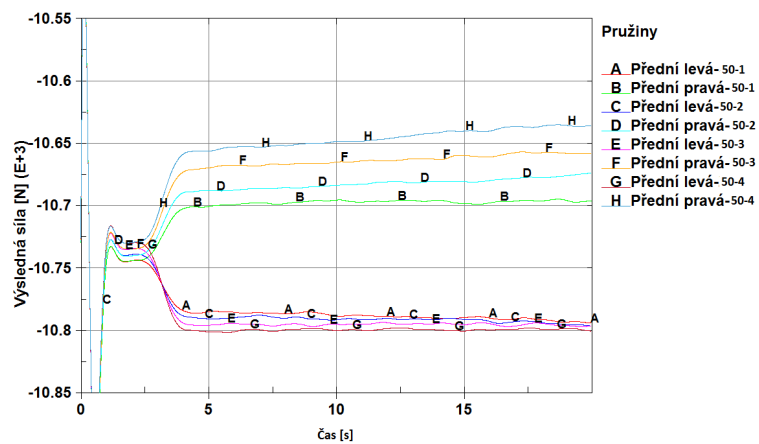
Při projíždění pravotočivým obloukem očekávám, že vlivem odstředivé síly budou pružiny na levé straně více zatíženy oproti straně pravé. Jak lze vidět na detailních grafech působících sil v pružinách 10.12 a 10.14, přesně tento průběh odpovídá všem grafům zobrazujícím působení sil v pružinách. Větší vliv umístění těžiště na průjezd obloukem je viditelný pouze na pravé straně přední nápravy.



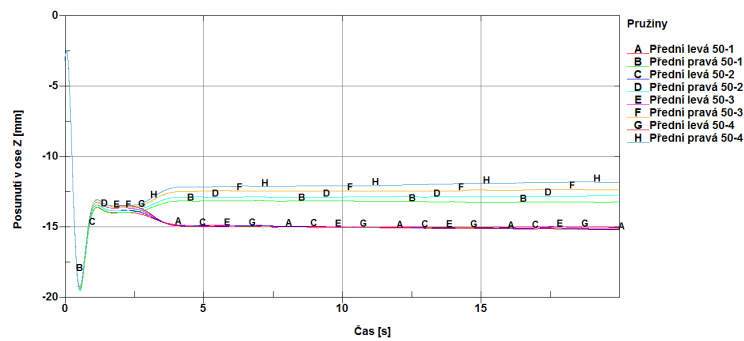
OBRÁZEK 10.10: Graf posunutí těžiště v ose y při rychlosti 50 km/h



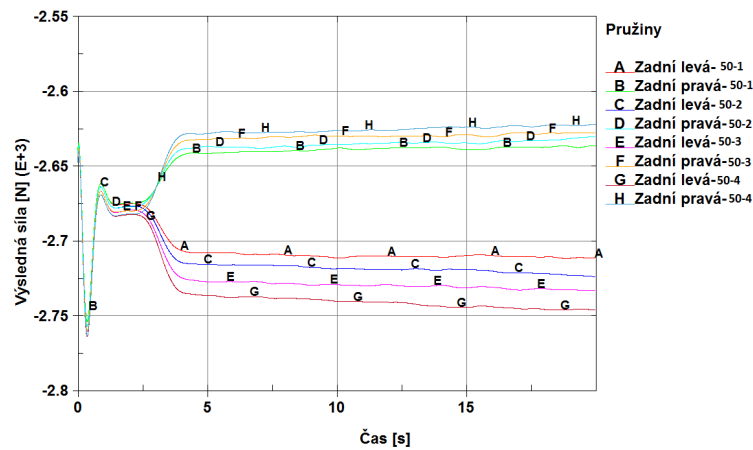
OBRÁZEK 10.11: Graf posunutí těžiště v ose z při rychlosti 50 km/h



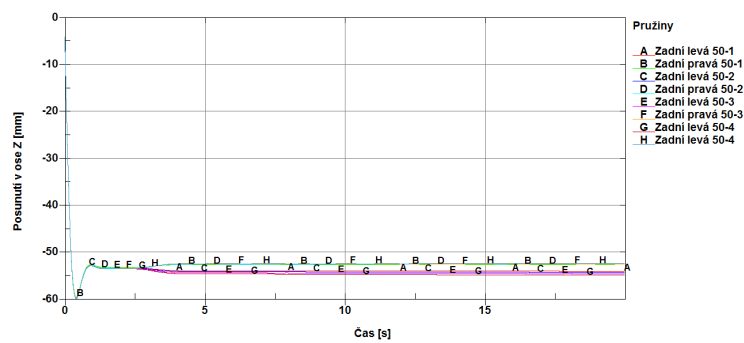
OBRÁZEK 10.12: Graf výsledné síly působící na pružiny přední nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 50 km/h (detail)



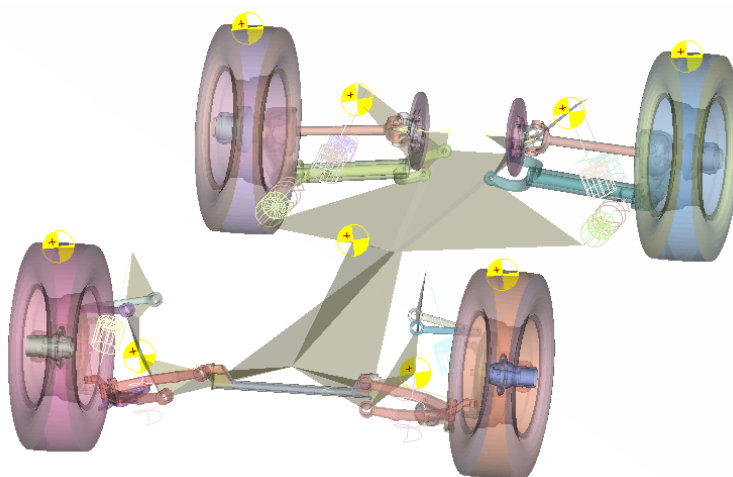
OBRÁZEK 10.13: Posunutí bodů na levé a pravé straně přední nápravy v ose z při rychlosti 50 km/h



OBRÁZEK 10.14: Graf výsledné síly působící na pružiny zadní nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 50 km/h (detail)



OBRÁZEK 10.15: Posunutí bodů na levé a pravé straně zadní nápravy v ose z při rychlosti 50 km/h



OBRÁZEK 10.16: Umístění sledovaných bodů (akcelerometrů) na numerickém modelu podvozku

TABULKA 10.2: Náklon přední nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 50 km/h

Označení analýzy	Levá strana [mm]	Pravá strana [mm]	Úhel náklonu [°]
50-1	-15	-13,2	0,110
50-2	-15	-12,9	0,128
50-3	-15	-12,5	0,153
50-4	-15	-12,1	0,177

Grafy působení sil v pružinách byly zahlceny šumem. Proto jsem použila v řešiči LS-DYNA *bw* filtr s frekvencí 1000 mm/s, který odfiltrává vysoké frekvence.

Posledním ukazatelem, ze kterého se dá určit naklopení vozu, jsou čtyři akcelerometry umístěné na kostře vozu nad každou z náprav. Umístění těchto akcelerometrů je na obrázku 10.16. Mimo umístění nad nápravou jsou zde dále body v místě těžiště a upevnění pružin a tlumičů k nápravnici. Svislé posunutí v bodech nad každou z náprav je viditelné v grafech 10.13 přední nápravy a 10.15 zadní nápravy.

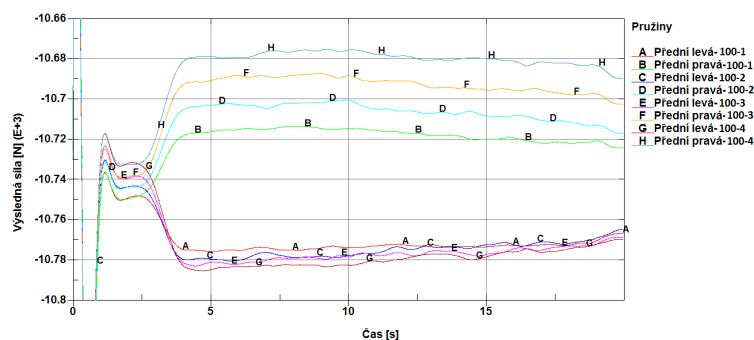
Průměrná hodnota posunu a dopočítaný náklon náprav v oblouku jsou vypsané ve výsledkových tabulkách 10.2 (přední náprava) a 10.3 (zadní náprava).

TABULKA 10.3: Náklon zadní nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 50 km/h

Označení analýzy	Levá strana [mm]	Pravá strana [mm]	Úhel náklonu [°]
50-1	-54	-52,6	0,111
50-2	-54,2	-52,5	0,135
50-3	-54,4	-52,5	0,151
50-4	-54,7	-52,5	0,175

TABULKA 10.4: Nastavení okrajových podmínek pro výpočet podvozku jedoucího rychlostí 100 km/h

Označení analýzy	Rychlost [km/h]	Posun [mm]	Výška těžiště [mm]
100-1			50
100-2	100	0,25	100
100-3			150
100-4			200



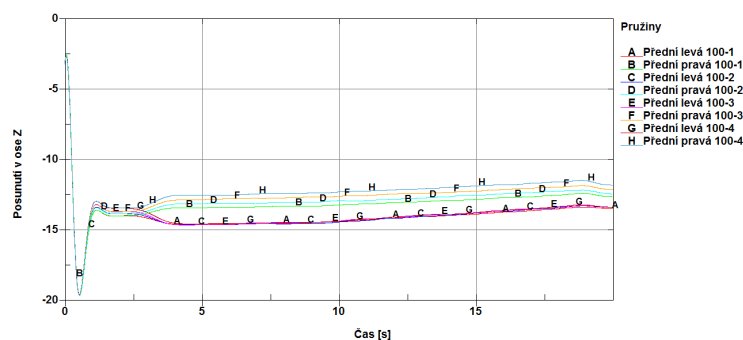
OBRÁZEK 10.17: Graf výsledné síly působící na pružiny přední nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 100 km/h (detail)

10.2.2 Rychlost 100 km/h

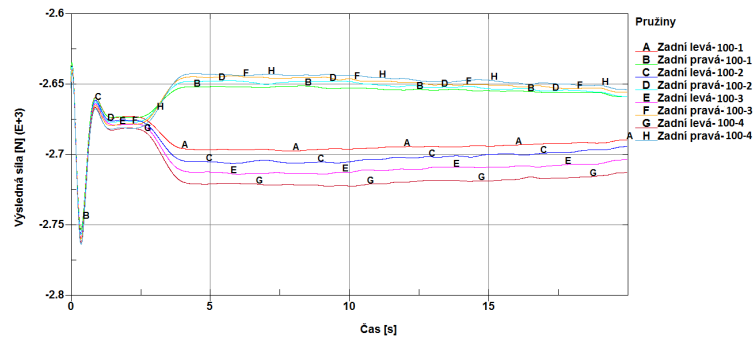
Pro tuto sadu analýz je charakteristická hodnota rychlosti 100 km/h. Této rychlosti odpovídá teoretický návrhový poloměr oblouku 1500 m a úhel pootočení těhlice řízené nápravy $0,1^\circ$ odvozený z Ackermanova pravidla. Z tohoto pootočení byl s využitím modelu řízení odvozen posun jezdce řízení 0,25 mm (viz 9.6). Nastavení okrajových podmínek je shrnuto v tabulce 10.4.

Poloha těžiště v čase je zobrazena v grafech A.1 (osa x), A.2 (osa y), A.3 (osa z). Tyto grafy jsou zobrazeny v příloze A.

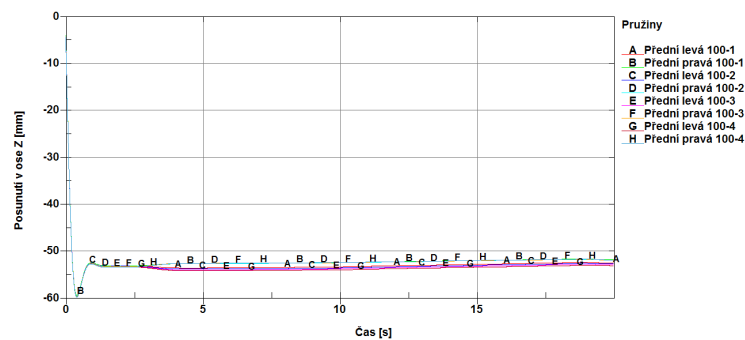
Pozice těžiště pro všechny varianty je téměř totožná. Jediný ukazatel, ze kterého lze posoudit vliv výšky těžiště na průjezd obloukem, je stlačení pružin.



OBRÁZEK 10.18: Posunutí bodů na levé a pravé straně přední nápravy v ose z při rychlosti 100 km/h



OBRÁZEK 10.19: Graf výsledné síly působící na pružiny zadní nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 100 km/h (detail)



OBRÁZEK 10.20: Posunutí bodů na levé a pravé straně zadní nápravy v ose z při rychlosti 100 km/h

TABULKA 10.5: Náklon přední nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 100 km/h

Označení analýzy	Levá strana [mm]	Pravá strana [mm]	Úhel náklonu [°]
100-1	-14,4	-13,2	0,073
100-2	-14,4	-12,9	0,092
100-3	-14,4	-12,6	0,110
100-4	-14,4	-12,3	0,128

TABULKA 10.6: Náklon zadní nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 100 km/h

Označení analýzy	Levá strana [mm]	Pravá strana [mm]	Úhel náklonu [°]
100-1	-53,3	-52,4	0,071
100-2	-53,6	-52,4	0,095
100-3	-53,7	-52,4	0,103
100-4	-54,0	-52,4	0,127

Jak lze vidět na detailních grafech 10.17 a 10.19 popisujících působení sil v pružinách, pružiny na levé straně jsou více zatíženy než na straně pravé. Je to z důvodu působení odstředivé síly. Větší vliv umístění těžiště na průjezd obloukem je viditelný pouze na pravé straně přední nápravy. Náklon vozu je viditelný i v grafech zobrazujících posunutí v bodech nad přední nápravou 10.18 a zadní nápravou 10.20.

Grafy působení sil v pružinách byly zahlceny šumem. Proto jsem použila v řešiči LS-DYNA *bw* filtr s frekvencí 1000 mm/s, který odfiltrává vysoké frekvence.

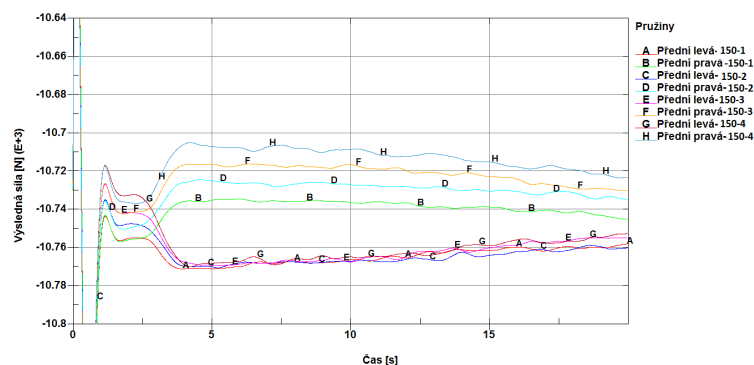
Průměrná hodnota posunu a dopočítaný náklon náprav v oblouku je vypsán ve výsledkových tabulkách 10.5 (přední náprava) a 10.6 (zadní náprava).

10.2.3 Rychlost 150 km/h

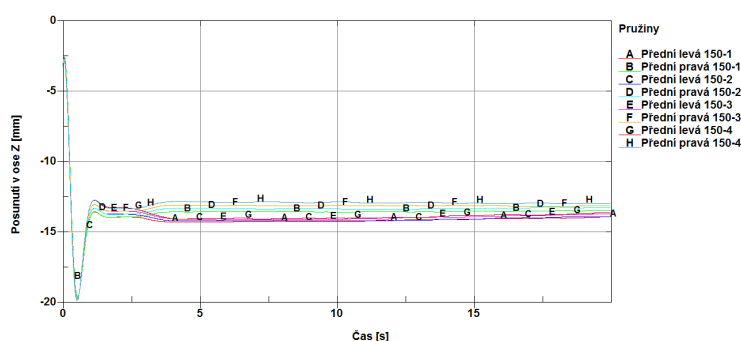
Pro tuto sadu analýz je charakteristická hodnota rychlosti 150 km/h. Této rychlosti odpovídá teoretický návrhový poloměr oblouku 3300 m a úhel pootočení těhlice řízené nápravy $0,05^\circ$ odvozený z Ackermanova pravidla. Z tohoto pootočení byl s využitím modelu řízení odvozen posun jezdce řízení 0,125 mm (viz 9.6). Nastavení okrajových podmínek je shrnuto v tabulce 10.7.

TABULKA 10.7: Nastavení okrajových podmínek pro výpočet podvozku jedoucího rychlostí 150 km/h

Označení analýzy	Rychlost [km/h]	Posun [mm]	Výška těžiště [mm]
150-1			50
150-2	150	0,125	100
150-3			150
150-4			200



OBRÁZEK 10.21: Graf výsledné síly působící na pružiny přední nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 150 km/h (detail)



OBRÁZEK 10.22: Posunutí bodů na levé a pravé straně přední nápravy v ose z při rychlosti 150 km/h

Poloha těžiště v čase je zobrazena v grafech A.4 (osa x), A.5 (osa y), A.6 (osa z). Tyto grafy jsou zobrazeny v příloze A.

Pozice těžiště pro všechny varianty je téměř totožná. Jediný ukazatel, ze kterého lze posoudit vliv výšky těžiště na průjezd obloukem, je stlačení pružin.

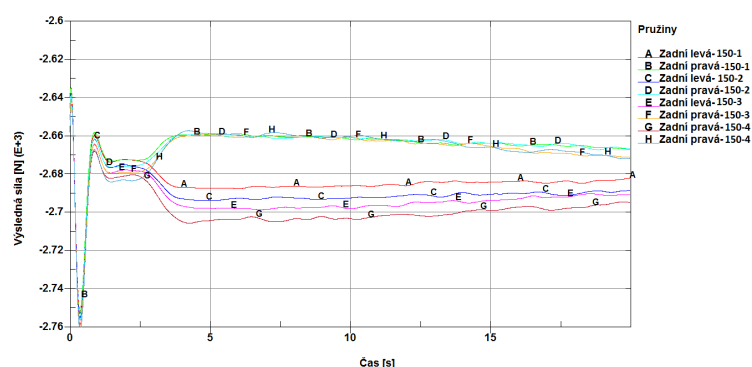
Jak lze vidět na detailních grafech zobrazujících působení sil v pružinách 10.21 a 10.23, pružiny na levé straně jsou více zatíženy než na straně pravé. Je to z důvodu působení odstředivé síly. Větší vliv umístění těžiště na průjezd obloukem je viditelný pouze na pravé straně přední nápravy. Náklon vozu je viditelný i v grafech zobrazujících posunutí v bodech nad přední nápravou 10.22 a zadní nápravou 10.24.

Grafy působení sil v pružinách byly zahlceny šumem. Proto jsem použila v řešiči LS-DYNA *bw* filtr s frekvencí 1000 mm/s, který odfiltrovává vysoké frekvence.

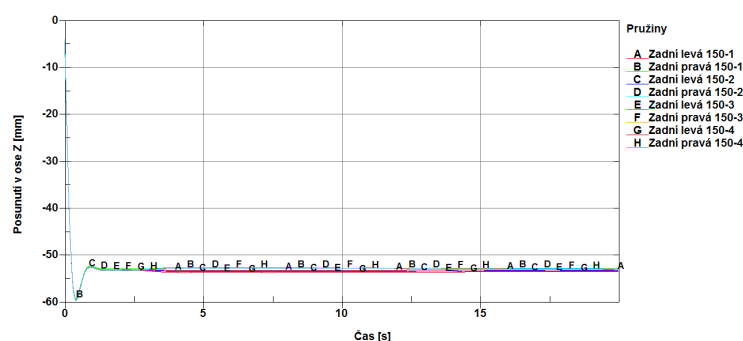
Průměrná hodnota posunu a dopočítaný náklon náprav v oblouku je vypsán ve výsledkových tabulkách 10.8 (přední náprava) a 10.9 (zadní náprava).

10.2.4 Rychlost 50 km/h se stabilizátorem

V této analýze jsem ponechala rychlost 50 km/h s výškou těžiště 100 mm a posunutím jezdce řízení o vzdálenost 2,6 mm vlevo. Podvozek se tak



OBRÁZEK 10.23: Graf výsledné síly působící na pružiny zadní nápravy v závislosti na umístění těžiště při rychlosti 150 km/h (detail)



OBRÁZEK 10.24: Posunutí bodů na levé a pravé straně zadní nápravy v ose z při rychlosti 150 km/h

TABULKA 10.8: Náklon zadní nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 150 km/h

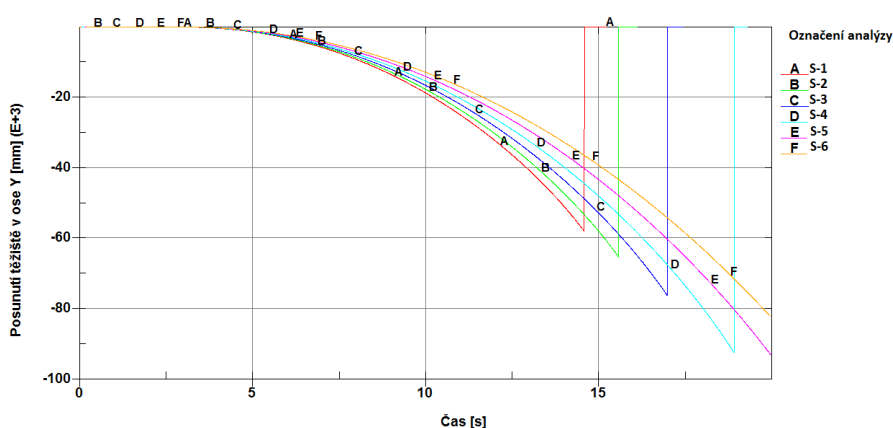
Označení analýzy	Levá strana [mm]	Pravá strana [mm]	Úhel náklonu [°]
150-1	-14,3	-13,6	0,073
150-2	-14,2	-13,4	0,092
150-3	-14,1	-13,1	0,110
150-4	-14,0	-12,9	0,128

TABULKA 10.9: Náklon zadní nápravy při průjezdu obloukem v rychlosti 150 km/h

Označení analýzy	Levá strana [mm]	Pravá strana [mm]	Úhel náklonu [°]
150-1	-53,2	-52,7	0,039
150-2	-53,4	-52,7	0,056
150-3	-53,5	-52,7	0,063
150-4	-53,6	-52,8	0,063

TABULKA 10.10: Definice počátečních podmínek pro výpočet podvozku se stabilizátorem

Označení analýzy	Rychlost [km/h]	Posun [mm]	Průměr stabilizátoru [mm]
S-1			bez stabilizátoru
S-2			10
S-3	50	2,6	15
S-4			20
S-5			25
S-6			30

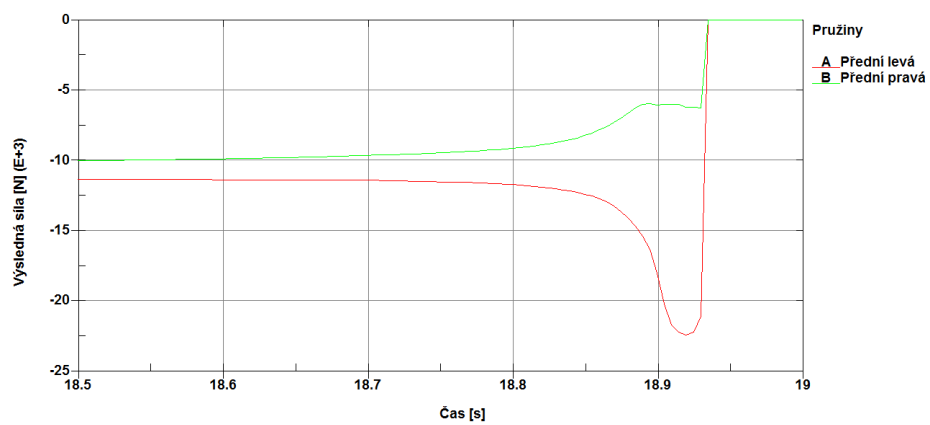
OBRÁZEK 10.25: Posunutí těžiště v ose y v závislosti na průměru stabilizátoru

dostal do smyku a následně došlo ke ztrátě stability výpočtu.

Nastavení počátečních podmínek (rychlost, výška těžiště a posunutí jezdce řízení) zůstalo ve všech variantách stejné, změna nastala pouze u stabilizátoru (změna tuhosti). Výčet použitých průměrů stabilizátoru je v tabulce 10.10.

Jak je z grafu 10.25 patrné, tuhost stabilizátoru hraje velmi důležitou roli v průjezdu obloukem. Pokud stabilizátor není použit, dojde ke smyku podvozku a následně ztrátě stability výpočtu mnohem dříve, než při jeho zapracování do systému podvozku. Při zvyšující se tuhosti stabilizátoru dochází ke zvětšení nedotáčivosti podvozku, který tak projíždí oblouk opisující větší poloměr. To odpovídá i reálnému stavu – při příliš tuhém předním stabilizátoru dochází k přetáčivosti, při nedostatečně tuhém dochází k nedotáčivosti. V případě konstrukce stabilizátoru je tedy potřeba zvolit optimální variantu tuhosti stabilizátoru, která bude prospěšná z hlediska co nejrychlejšího a nejstabilnějšího průjezdu oblouku.

V grafu 10.26 je detail působení sil v předních pružinách. Přibližně v čase 18,9 s dojde k již zmíněné ztrátě stability výpočtu a výsledky tak nelze považovat za důvěryhodné.



OBRÁZEK 10.26: Výsledné síly v předních pružinách při použití stabilizátoru průměru 20 mm (detail)

Kapitola 11

Závěr

V úvodní části jsem se věnovala problematice principu a konstrukce podvozků osobních automobilů, popisu a fungování jednotlivých částí a historií jejich vývoje.

Jedním z hlavních cílů této práce bylo vytvoření zjednodušeného numerického modelu osobního automobilu typu Jaguar XJS V12. Zjednodušení spočívá v redukci sestavy vozidla na základní funkční části podvozku a kol, které jsou připojeny na zjednodušenou kostru vozu, která je doplněna o hmotu v předpokládaném těžišti tak, aby model hmotnostně odpovídal skutečnosti. Numerický model tedy respektuje hmoty a setrvačné účinky všech částí podvozku, tuhosti pružin a útlum tlumičů a snaží se co nejpřesněji popsat chování optimálně nahuštěných pneumatik. Nastavení numerického modelu je ověřené několika dílčími analýzami, které testují funkčnost některých důležitých částí (pneumatika, náhon zadního kola, stabilizátor).

Pomocí popisného katalogu uvedeného v příloze B jsem porovnávala vytvořený model z této práce s modelem z mé bakalářské práce.

Numerické analýzy se zaměřují na vliv výšky těžiště na polohu vozidla při průjezdu obloukem a na dynamické účinky v podvozku. Tyto analýzy jsou provedeny pro několik rychlostí, pro něž jsou odvozeny posuny řízení tak, aby se dosáhlo teoretického poloměru oblouku pro danou rychlost. Základní sadu výpočtů jsem doplnila o výpočty zaměřené na vliv tuhosti stabilizátoru na polohu vozidla při průjezdu obloukem, ztrátu stability a dynamické účinky v podvozku při extrémním manévru.

Veškeré výsledky jsem podrobila rozboru a na základě těchto informací jsem komentovala a diskutovala funkčnost numerického modelu a popsala chování vozidla při daném ději. Chování numerického modelu ve všech analýzách se mi jeví jako očekávané a správné, nicméně je důležité připomenout, že numerický model a výsledky z něj zjištěné jsou pouze teoretické a je nutno je experimentálně ověřit.

Jsem přesvědčena, že je v mé práci mnoho oblastí, které by bylo možné dále zdokonalovat a zpřesňovat tak celý numerický model.

Pro přípravu modelu, výpočet modelu a vyhodnocení výsledků byly použity softwarové aplikace dostupné v rámci univerzity (ANSYS SpaceClaim, ANSYS LS-DYNA, LS-PrePost).

Všechny body uvedené v zadání jsem zpracovala a rozšířila o řešení vytčených cílů z mé bakalářské práce:

- přepracovala jsem numerický model pneumatiky, který lépe odpovídá skutečnosti,

- přepracovala jsem 3D síť elementů jednotlivých částí podvozku tak, aby modely odpovídaly skutečnosti a nebylo nutno je reálně dovažovat,
- provedla jsem katalogizaci všech součástí podvozku včetně převážení skutečných i numerických dílů,
- rešerší jsem zjistila koeficienty pro pružiny a tlumiče a přiblížila dynamické chování podvozku realitě,
- do systému podvozku jsem zapracovala stabilizátor a zjišťovala jsem vliv jeho torzní tuhosti na dynamiku průjezdu vozidla obloukem.

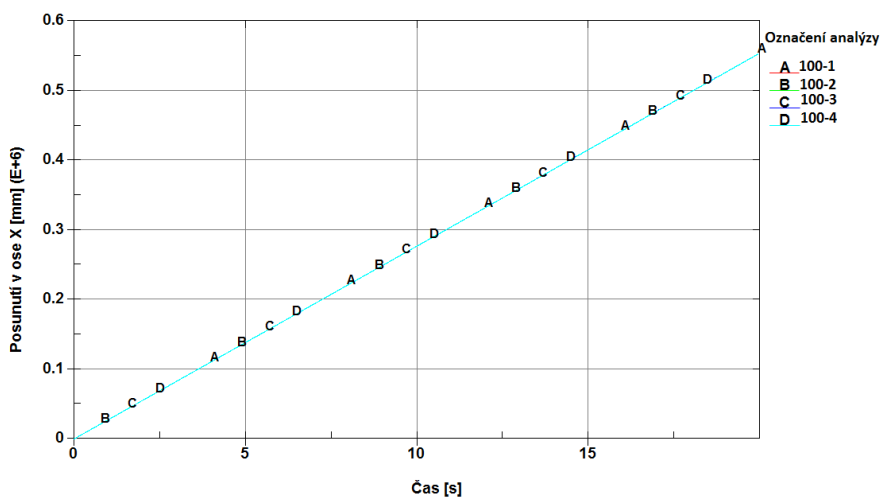
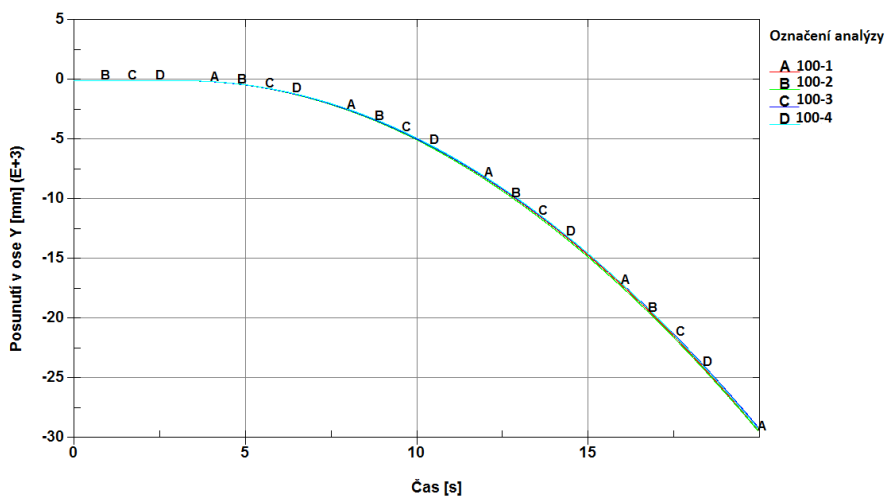
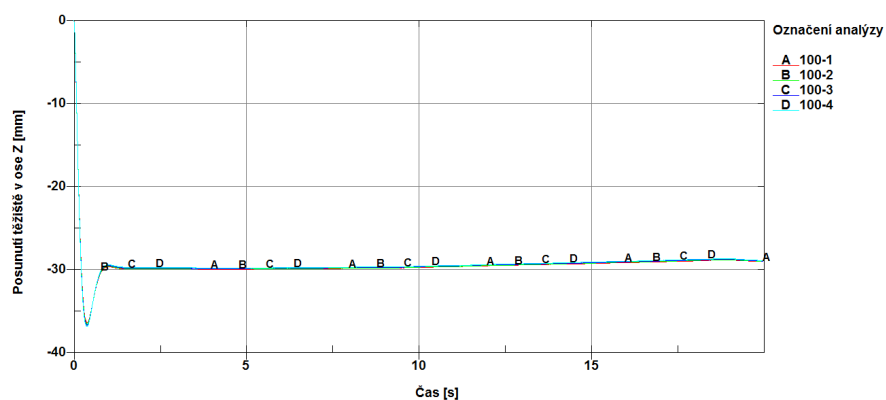
Literatura

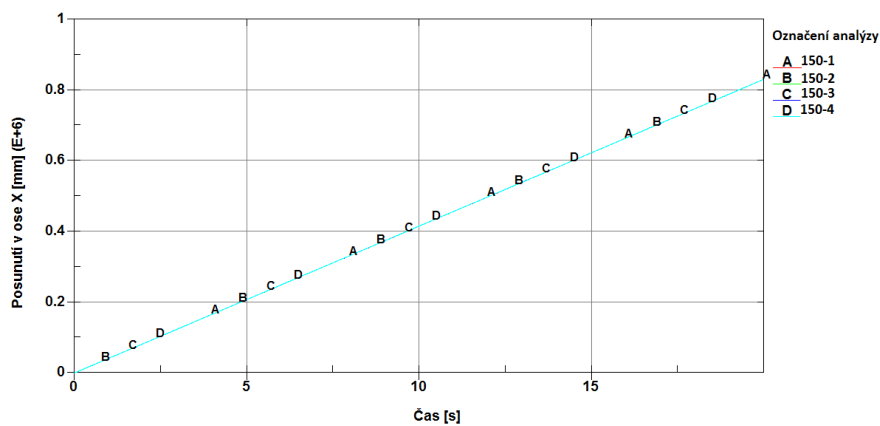
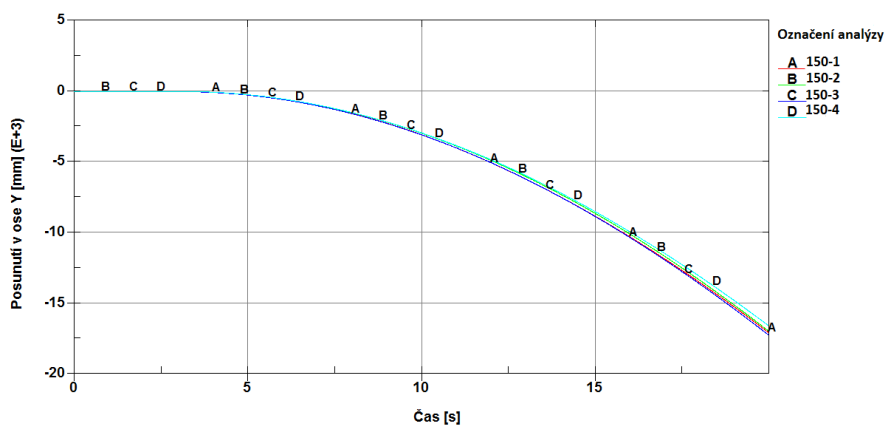
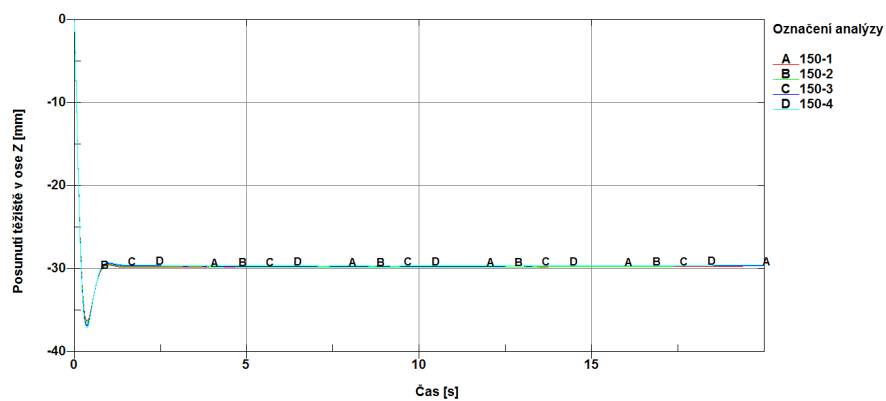
- [1] Motorist asurance program. © 2014. URL: <http://motorist.org/articles/auto-braking-systems> (cit. 11. 04. 2018).
- [2] AutoBild. *Nahustenie pneumatik*. © 2012. URL: <http://autobild.cas.sk/clanok/188730> (cit. 22. 04. 2018).
- [3] Pneuleader. URL: <https://www.pneuleader.cz/poradenstvi-pneumatik/>.
- [4] F. Vlk. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy*. Brno: Vlk, 2000.
- [5] Autolexicon.net. © 2018. URL: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/tuha-naprava/> (cit. 11. 04. 2018).
- [6] Auta5p. *Podvozek osobního automobilu*. URL: <https://auta5p.eu/informace/podvozek/podvozek1.php> (cit. 22. 04. 2018).
- [7] Z. Malá, D. Nováková a T. Vítů. *Fyzika I*. Ed. Praha: ČVUT. Sv. 188 s. Praha: ČVUT, 2009.
- [8] F. Vlk. *Podvozky motorových vozidel: rozš. a aktualiz. vyd.* Brno: Vlk, 2006.
- [9] J. Zdeněk a B. Ždánský. *Automobily, 3. vyd.* Sv. 211 s. Brno: Avid, 2004.
- [10] R. Stone a J. K. Ball. *Automotive engineering fundamentals*. Sv. 594 s. Pa.:SAE International, 2004.
- [11] Ducia Ciptaan. *Suspension system*. URL: <http://duniaciptaan.blogspot.cz> (cit. 22. 04. 2018).
- [12] G. Genta a L. Morello. *The automotive chassis*. Mechanical engineering series (Berlin, Germany). Dordrecht: Springer, 2009.
- [13] Populac mechanics. *Autos without axles promise easier riding*. © 1932. URL: <http://books.google.cz> (cit. 28. 03. 2016).
- [14] Autolexicon.net. *Záklon rejdové osy a závlek*. © 2018. URL: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaklon-rejdove-osy-a-zavlek/>.
- [15] Supercars.net. *1969 Mercedes Benz*. © 1996-2014. URL: <http://www.supercars.net/cars/3015.html> (cit. 27. 02. 2016).
- [16] autolexicon.net. *Víceprvková náprava*. © 2016. URL: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/viceprvkova-naprava/> (cit. 27. 02. 2016).
- [17] CAD.cz. *Přední náprava osobního automobilu*. © 2009-2018. URL: <http://www.cad.cz/component/content/article/4188.html>.
- [18] Střední škola stavební a technická. *Geometrie poíidvoozku*. URL: <http://slideplayer.cz/slide/11562177/>.
- [19] Autolexicon.net. *Poloměr rejdu*. © 2018. URL: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/tag/polomer-rejdu/>.

- [20] Markéta Blechová. "Úvod do dynamické numerické studie podvozku osobního automobilu". Dipl. ČVUT v Praze, Fakulta dopravní, 2016.
- [21] P. Haney. *The racing and high-performance tire: Using the tires to tune for grip and balance*. Sv. 286 s. Springfield: TV MOTORSPORT, 2003.
- [22] J. Šachl. *Adheze pneumatik v analýze silničních nehod*. ČVUT v Praze, Fakulta dopravní, Ústav soudního znalectví v dopravě, 2004.
- [23] autoPROFITEAM. *Podvozkové centrum APM Bilstein*. © 2011. URL: <http://www.autoprofiteam.cz/article.php?artid=669> (cit. 21. 02. 2018).
- [24] T. D. Gillespie. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: SAE, 1992.
- [25] F. Vlk. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řízení, ovladatelnost, stabilita*. Brno: Vlk, 2003.
- [26] AutoNoto. *Jaguar XJS V12 Convertible*. © 20016-2018. URL: <https://autonoto.cz/katalog/detail/jaguar-xjs-v12-convertible> (cit. 12. 04. 2018).
- [27] SNG BARRATT UK. *Catalogues and Downloads*. © 2017. URL: <https://www.sngbarratt.com> (cit. 18. 05. 2018).
- [28] LS PrePost. *O Programu LS – PrePost*. © 2011. URL: <http://www.lstc.com/lsp/> (cit. 25. 04. 2018).
- [29] LS-DYNA Support. *Consistent Units*. •. URL: <https://www.dynasupport.com/> (cit. 26. 05. 2018).
- [30] LS DYNA. *LS – DYNA Manual R 8.0 - Vol I*.
- [31] FEM Models for Semitrailer Trucks. *Tractor Sleeper*. •. URL: <https://thyme.ornl.gov/> (cit. 26. 05. 2018).
- [32] Forums. *XJS spring specs*. FEB 2006. URL: <https://forums.jag-lovers.com/t/racing-xjs-spring-specs/84328> (cit. 08. 04. 2018).
- [33] Český normalizační institut. *ČSN 73 6101 – Projektování silnic a dálnic*. říjen 2004.
- [34] LS-DYNA Examples. *Tire compression*. •. URL: <https://www.dynaexamples.com/> (cit. 24. 05. 2018).
- [35] Fabio Orengo; Malcolm M. Ray; Chuck A. Plaxico. "Modeling Tire Blow-Out In Roadside Hardware Simulations Using LS-DYNA". In: *2003 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (2003).
- [36] NTRCI University Transportation Center. "Enhanced Finite Element Analysis Crash Model of Tractor Trailers". In: *2003 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (2003).
- [37] CAE ASSOCIATES. *Why worry about hourglassing in explicit dynamics*. © 2017. URL: <https://caeai.com/> (cit. 17. 05. 2018).
- [38] Converter. *Součinitelé smykového tření*. © 2002. URL: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm> (cit. 25. 04. 2018).

Příloha A

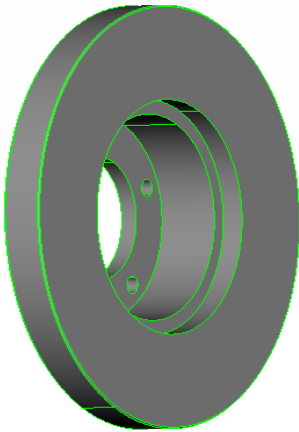
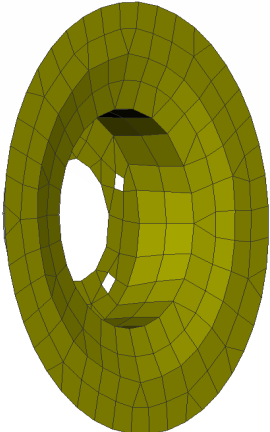
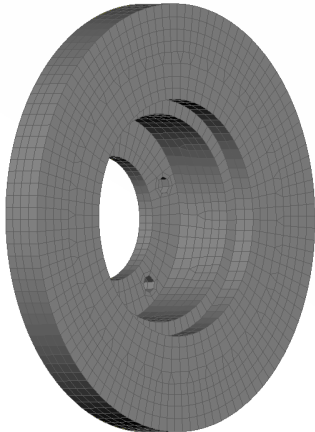
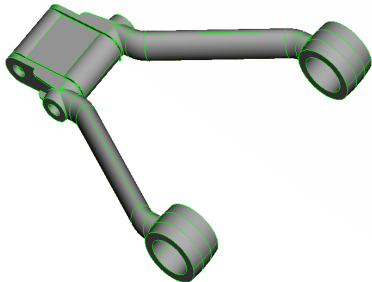
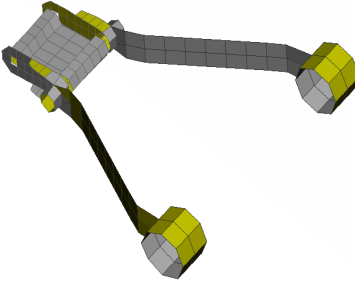
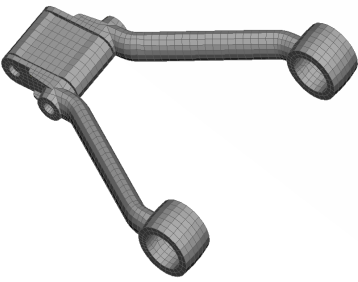
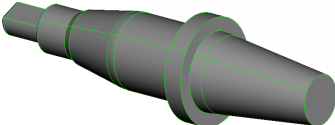
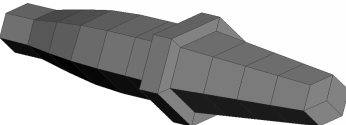
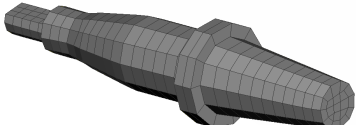
Výsledky analýz

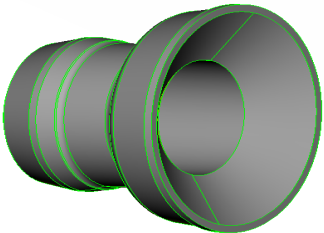
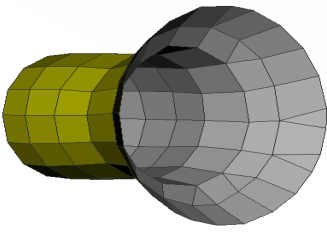
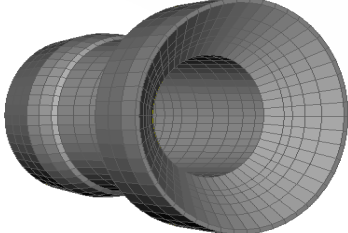
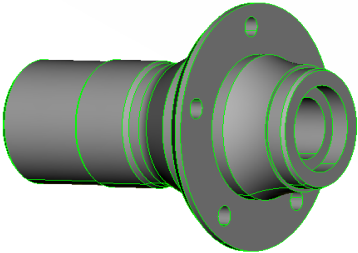
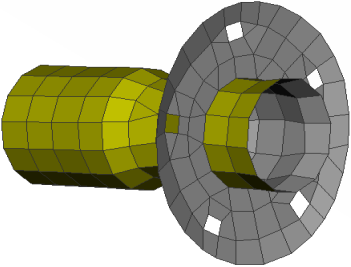
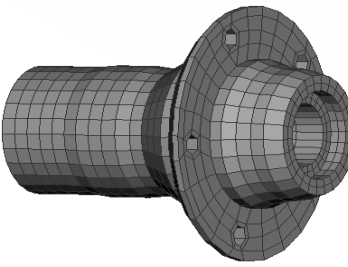
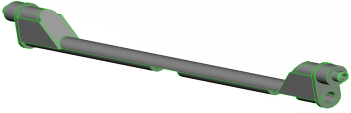
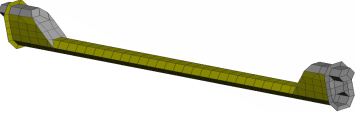
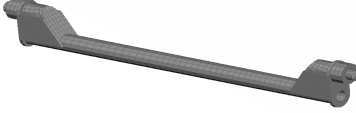
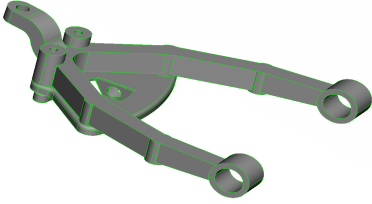
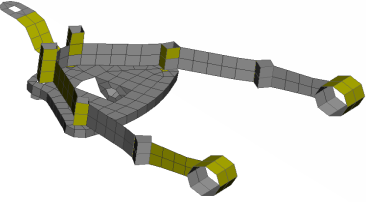
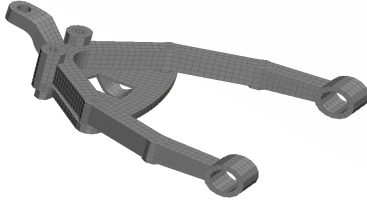
OBRÁZEK A.1: Graf posunutí těžiště v ose x při rychlosti 100 km/hOBRÁZEK A.2: Graf posunutí těžiště v ose y při rychlosti 100 km/hOBRÁZEK A.3: Graf posunutí těžiště v ose z při rychlosti 100 km/h

OBRÁZEK A.4: Graf posunutí těžiště v ose x při rychlosti 150 km/hOBRÁZEK A.5: Graf posunutí těžiště v ose y při rychlosti 150 km/hOBRÁZEK A.6: Graf posunutí těžiště v ose z při rychlosti 150 km/h

Příloha B

Katalog jednotlivých dílů

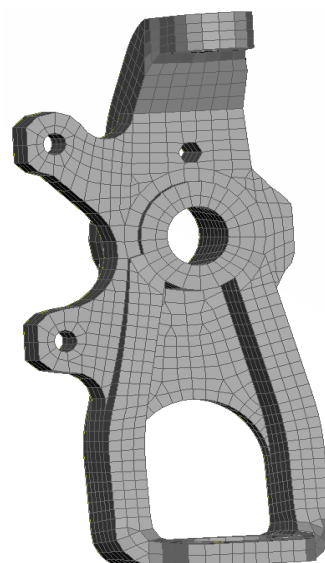
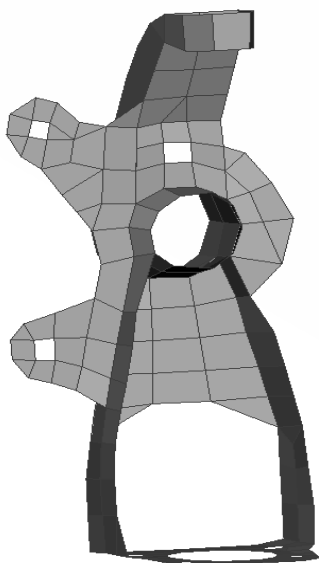
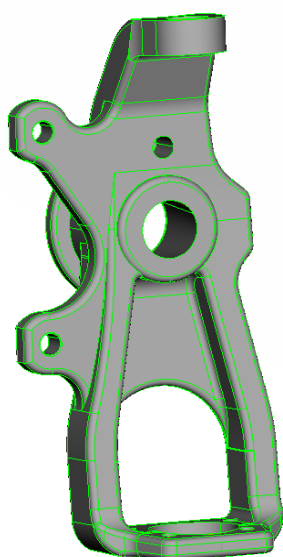
Geometrický model	Numerický model z bakalářské práce	Aktuální numerický model
		
Brzdový kotouč přední nápravy		
		
Horní rameno přední nápravy		
		
Hřídel náboje přední nápravy		

Geometrický model	Numerický model z bakalářské práce	Aktuální numerický model
		
Vnější náboj přední nápravy		
		
Vnitřní náboj přední nápravy		
		
Jezdec řízení		
		
Spodní rameno přední nápravy		

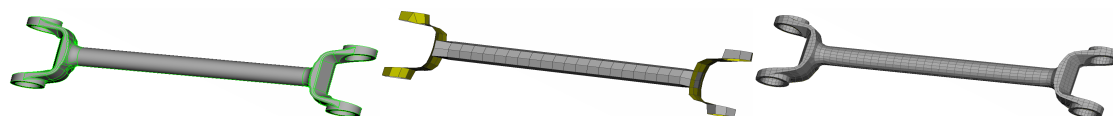
Geometrický model

Numerický model
z bakalářské práce

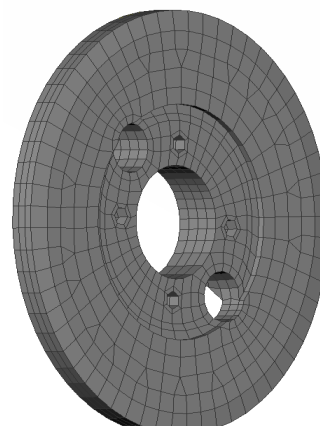
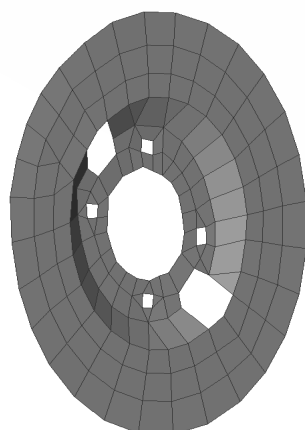
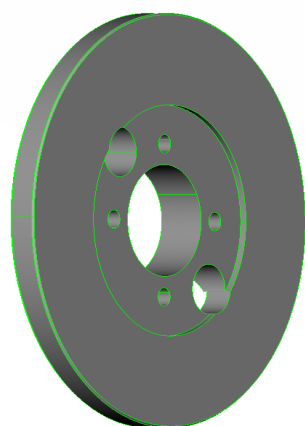
Aktuální numerický
model



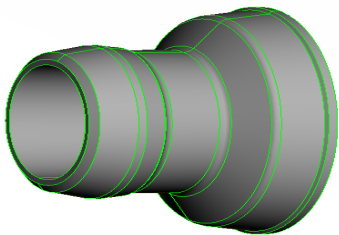
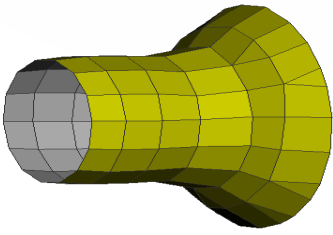
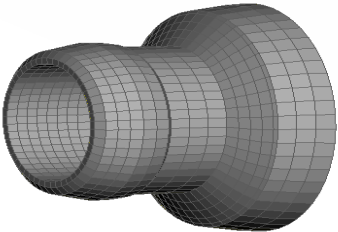
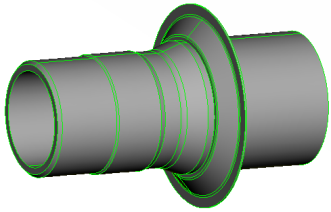
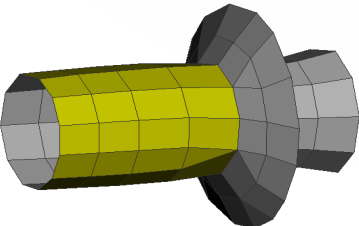
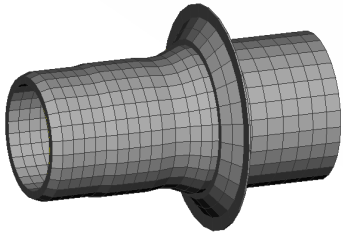
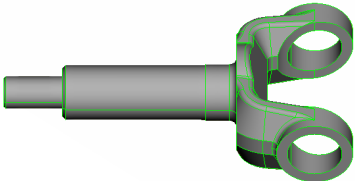
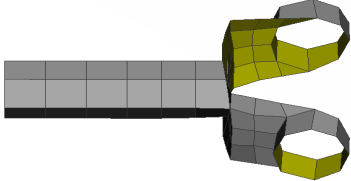
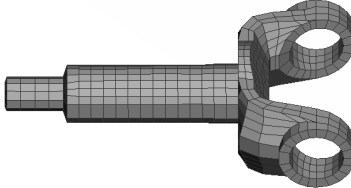
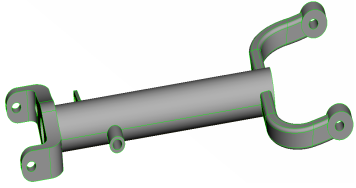
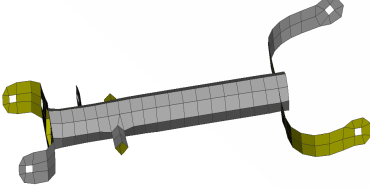
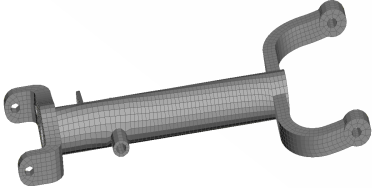
Těhlice přední nápravy



Horní rameno přední nápravy



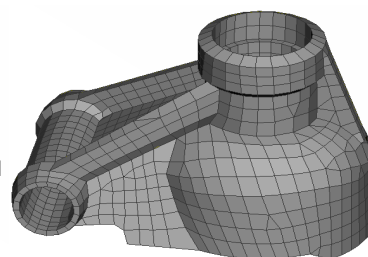
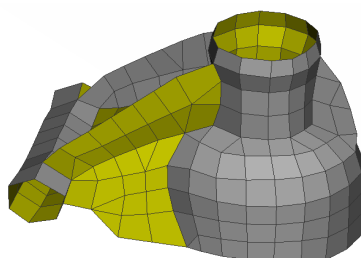
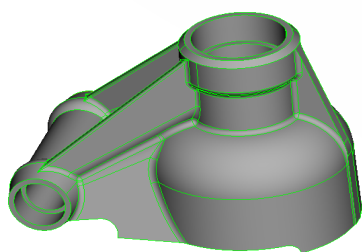
Brzdový kotouč zadní nápravy

Geometrický model	Numerický model z bakalářské práce	Aktuální numerický model
		
Vnější náboj zadní nápravy		
		
Vnitřní náboj zadní nápravy		
		
Náboj zadní poloosy		
		
Spodní rameno zadní nápravy		

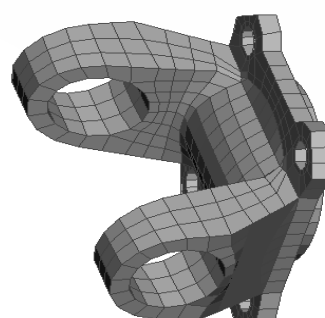
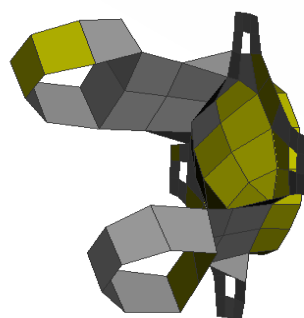
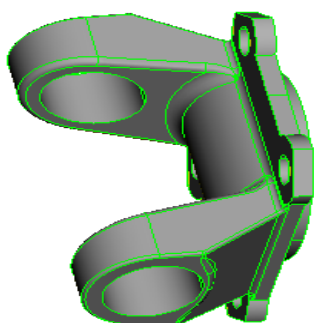
Geometrický model

Numerický model
z bakalářské práce

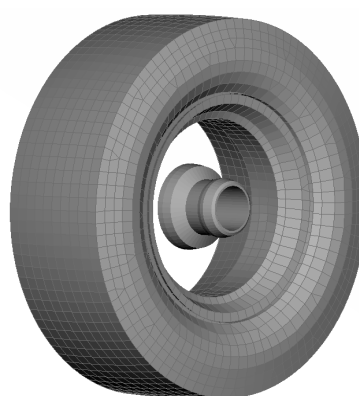
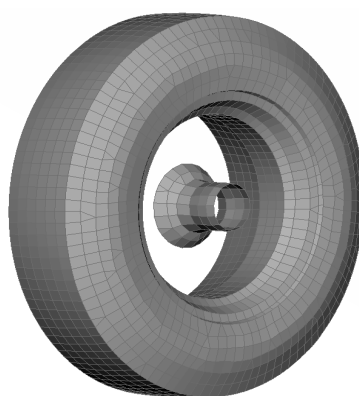
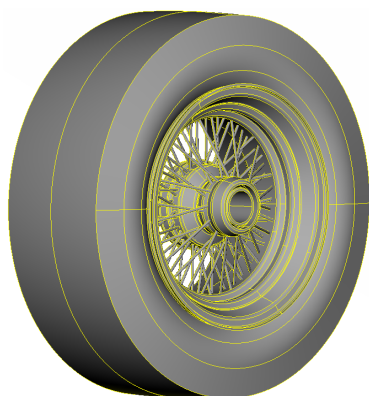
Aktuální numerický
model



Těhlice zadní nápravy



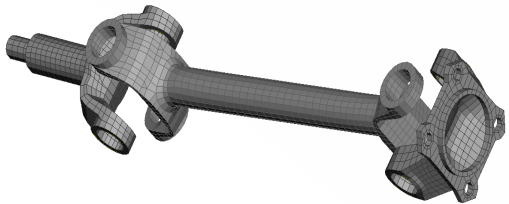
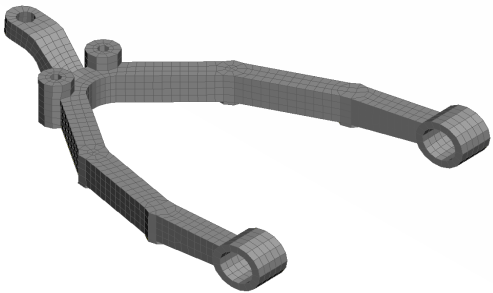
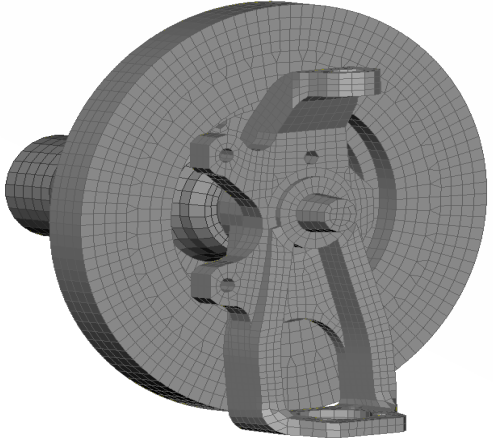
Uložení zadní poloosy

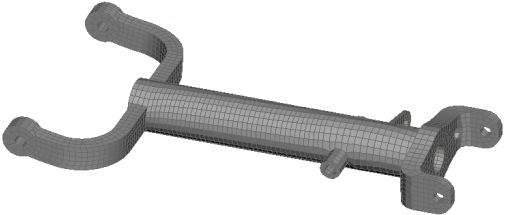
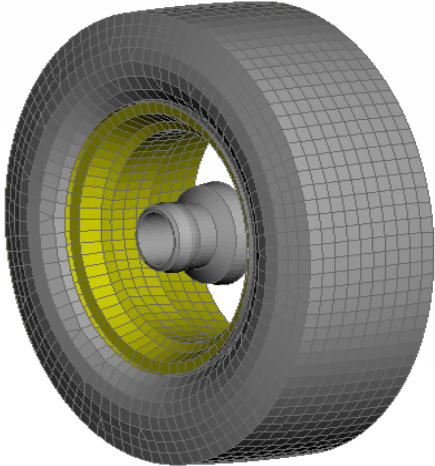
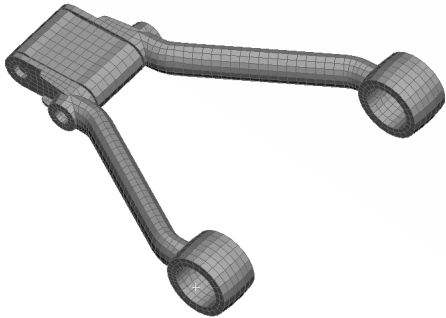


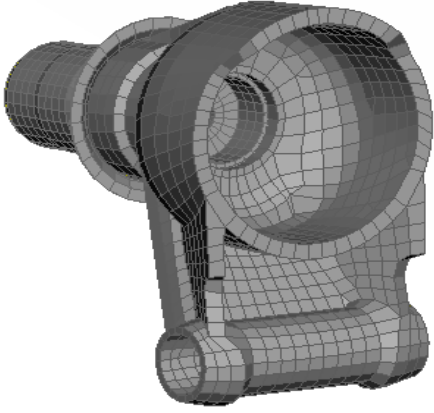
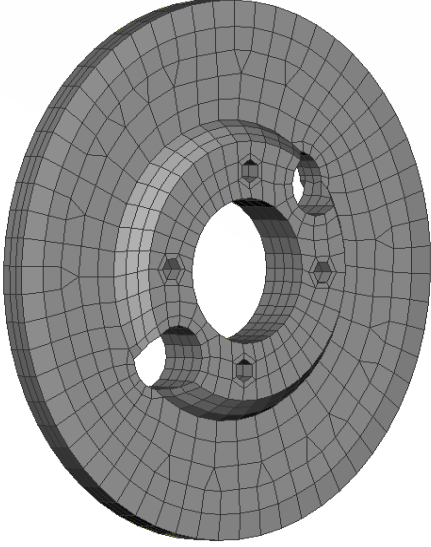
Sestava kola

Příloha C

Katalog sestav

Numerický model sestavy	Informace - hmotnost
	<p>Skutečná hmotnost: 8,2 kg</p> <p>Hmotnost numerického modelu: 5,9 kg <u>Dovážení: 2,3 kg</u> Celkem: 8,2 kg</p>
	<p>Skutečná hmotnost: 5 kg</p> <p>Hmotnost numerického modelu: 4,5 kg <u>Dovážení: 0,5 kg</u> Celkem: 5 kg</p>
	<p>Skutečná hmotnost: 21,6 kg</p> <p>Hmotnost numerického modelu: 18 kg <u>Dovážení: 3,6 kg</u> Celkem: 21,6 kg</p>

Numerický model sestavy	Informace - hmotnost
	<p>Skutečná hmotnost: 15,4 kg</p> <p>Hmotnost numerického modelu: 11 kg <u>Dovážení: 4,4 kg</u> Celkem: 15,4 kg</p>
	<p>Skutečná hmotnost: 19,6 kg</p> <p>Hmotnost numerického modelu: 19,4 kg <u>Dovážení: 0 kg</u> Celkem: 19,4 kg</p>
	<p>Skutečná hmotnost: 3 kg</p> <p>Hmotnost numerického modelu: 1,86 kg <u>Dovážení: 1,14 kg</u> Celkem: 3 kg</p>

Numerický model sestavy	Informace - hmotnost
	<p data-bbox="810 477 1150 510">Skutečná hmotnost: 6,4 kg</p> <p data-bbox="810 714 1318 748">Hmotnost numerického modelu: 6,2 kg</p> <p data-bbox="810 750 1026 784"><u>Dovážení: 0,2 kg</u></p> <p data-bbox="810 786 1002 819">Celkem: 6,4 kg</p>
	<p data-bbox="810 1104 1150 1137">Skutečná hmotnost: 4,4 kg</p> <p data-bbox="810 1417 1318 1451">Hmotnost numerického modelu: 4,4 kg</p> <p data-bbox="810 1453 1007 1487"><u>Dovážení: 0 kg</u></p> <p data-bbox="810 1489 1002 1523">Celkem: 4,4 kg</p>

Příloha D

Fotodokumentace



OBRÁZEK D.1: Díly zadní nápravy



OBRÁZEK D.2: Vlevo díly zadní nápravy, ve středu kardan a vpravo jezdec řízení



OBRÁZEK D.3: Díly přední nápravy, uprostřed umístěny trojúhelníková ramena



OBRÁZEK D.4: Díly přední nápravy, uprostřed umístěna těhlice, nahoře stabilizátor



OBRÁZEK D.5: Těhlice přední nápravy



OBRÁZEK D.6: Těhlice zadní nápravy



OBRÁZEK D.7: Pružina a teleskopický tlumič



OBRÁZEK D.8: Kolo s výpletem



OBRÁZEK D.9: Autorka diplomové práce Markéta Blechová (vpravo) a vedoucí diplomové práce Petra Vyčichlová (vlevo)

Příloha E

Souhrn Part ID

Díl s PID		Materiál
Soustava jezdců		
1000001	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000002	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000003	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000004	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000005	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000006	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000007	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000008	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000009	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000010	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000011	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
1000012	L_tr_jezdec	MAT_RIGID TYP I
Soustava předního spodního ramene - levá strana		
1000601	L_svarenc_spodniho_predniho_Ramene	MAT_RIGID TYP I
1000602	L_svarenc_spodniho_predniho_Ramene	MAT_RIGID TYP I
1000603	L_svarenc_spodniho_predniho_Ramene	MAT_RIGID TYP I
1000604	L_svarenc_spodniho_predniho_Ramene	MAT_RIGID TYP I
1000605	L_rameno_predni_spodni	MAT_RIGID TYP I
Soustava přední těhlice, brzdového kotouče, náboje a hřídele - levá strana		
1000800	L_tehlice_predni	MAT_RIGID TYP I
1000900	L_hridel_predniho_naboje	MAT_RIGID TYP I
2000610	L_naboj_predni	MAT_RIGID TYP I
1001200	L_brzdovy_kotouc_predni	MAT_RIGID TYP I
Soustava předního kola - levá strana		
1001000	L_naboj_predni	MAT_RIGID TYP II
1001300	Kolo_predni_L_rafek	MAT_RIGID TYP III
1001401	Kolo_predni_L_pneu_behoun	MAT_ELASTIC
1001402	Kolo_predni_L_pneu_bocnice	MAT_ELASTIC

Díl s PID		Materiál
Soustava předního spodního ramene - pravá strana		
1050601	P_svarenc_spodniho_predniho_Ramene	MAT_RIGID TYP I
1050602	P_svarenc_spodniho_predniho_Ramene	MAT_RIGID TYP I
1050603	P_svarenc_spodniho_predniho_Ramene	MAT_RIGID TYP I
1050604	P_svarenc_spodniho_predniho_Ramene	MAT_RIGID TYP I
1050605	P_rameno_predni_spodni	MAT_RIGID TYP I
Soustava přední těhlice, brzdového kotouče, náboje a hřídele - pravá strana		
1050800	P_tehlice_predni	MAT_RIGID TYP I
1050900	P_hridel_predniho_naboje	MAT_RIGID TYP I
2050610	P_naboj_predni	MAT_RIGID TYP I
1051200	P_brzdovy_kotouc_predni	MAT_RIGID TYP I
Soustava předního kola - pravá strana		
1051000	P_naboj_predni	MAT_RIGID TYP II
1051300	Kolo_predni_P_rafek	MAT_RIGID TYP III
1051401	Kolo_predni_P_pneu_behoun	MAT_ELASTIC
1051402	Kolo_predni_P_pneu_bocnice	MAT_ELASTIC
Spodní rameno zadní nápravy - levá strana		
2000001	L_rameno_spodni_leve	MAT_RIGID TYP I
Brzdový kotouč zadní nápravy - levá strana		
2000100	L_brzdovy_kotouc_zadni	MAT_RIGID TYP IV
Soustava zadní horní poloosy - levá strana		
2000200	L_ulozeni_zadni_poloosy	MAT_RIGID TYP I
2000300	L_rameno_horni	MAT_RIGID TYP I
2000500	L_naboj_zadni_poloosy	MAT_RIGID TYP I
Soustava zadní těhlice a náboje - levá strana		
2000400	L_tehlice_zadni	MAT_RIGID TYP III
2000600	L_naboj_zadni	MAT_RIGID TYP I
Soustava zadního kola - levá strana		
2000700	Kolo_zadni_L_rafek	MAT_RIGID TYP III
2000701	Kolo_zadni_L_naboj	MAT_RIGID TYP II
2000801	Kolo_Zadni_L_Pneu_Behoun	MAT_ELASTIC
2000802	Kolo_Zadni_L_Pneu_Bocnice	MAT_ELASTIC

Díl s PID		Materiál
Spodní rameno zadní nápravy - pravá strana		
2050001	P_rameno_spodni_leve	MAT_RIGID TYP I
Brzdový kotouč zadní nápravy - pravá strana		
2050100	P_brzdovy_kotouc_zadni	MAT_RIGID TYP IV
Soustava zadní horní poloosy - pravá strana		
2050200	P_ulozeni_zadni_poloosy	MAT_RIGID TYP I
2050300	P_rameno_horni	MAT_RIGID TYP I
2050500	P_naboj_zadni_poloosy	MAT_RIGID TYP I
Soustava zadní těhlice a náboje - pravá strana		
2050400	P_tehlice_zadni	MAT_RIGID TYP III
2050600	P_naboj_zadni	MAT_RIGID TYP I
Soustava zadního kola - pravá strana		
2050700	Kolo_zadni_P_rafek	MAT_RIGID TYP III
2050701	Kolo_zadni_P_naboj	MAT_RIGID TYP II
2050801	Kolo_Zadni_P_Pneu_Behoun	MAT_ELASTIC
2050802	Kolo_Zadni_P_Pneu_Bocnice	MAT_ELASTIC

Příloha F

Technická příručka součástí automobilu Jaguar XJS



Welcome to the SNG Barratt Jaguar XJS Parts Catalogue

Following the Worldwide success of our Definitive Jaguar Owners Catalogue which covers over 20 classic models in one 300 page publication we have taken the decision to release a range of more detailed catalogues for each of the more popular models that we cover. This will allow us to better illustrate the parts we have available and to make identification of the item required a little easier.

How to use this catalogue...

Use the illustration in each section to identify the component that you require. Note the indicated item number and find the corresponding number in the section listing. There you will see our part number for that item and to its right the quantity required per car. Very often this will be the original Jaguar part number, thus allowing you to refer to an original factory parts catalogue if more detail is required.

Each part number is listed in our price list. This listed price is per item and is plus VAT except in the case of books and other VAT exempt items.

If you then quote this part number when contacting our sales department, we will be able to confirm the cost and whether we have the part in stock.

If you cannot conclusively identify the item that you require then please call and we will assist you. Our staff have many years of experience with all aspects of the Jaguar marque and may have the just the answer...



Your customer number

Upon dealing with SNG Barratt for the first time you will be allocated a customer number. In many cases this will be your UK postcode. If you are overseas your sales advisor will use either your zip code or a number made using your surname. This customer number can either be found on your invoice or simply by asking the person serving you. The ability to provide your customer number when contacting our sales department will allow us to access your information far faster and serve you even more efficiently.

Customer number.....

Your vehicle details

Please complete this section as accurate vehicle information at your finger tips will prove to be invaluable. Very often identifying the correct part for your car can be all down to chassis or engine number. These details can best be found on the car itself, as registration documents can often prove to be incorrect due to engine swaps and vehicle upgrades that the DVLA have not been advised of. Please refer to the Vehicle Identification section on page 2 if you wish to cross reference any information.

Year of manufacture.....

Chassis/VIN number.....

Engine 3.6 / 4.0 / 5.3 / 6.0

Engine number.....

Gearbox Automatic / Manual



+44 (0) 1746 765432
sales.uk@sngbarratt.com



+1 603 622 1050
sales.usa@sngbarratt.com



+33 3 85 201 420
sngbarratt.france@wanadoo.fr



+31 13 52 11 552
verkoop@sngbarratt.com

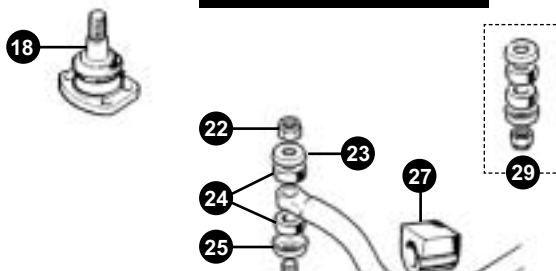
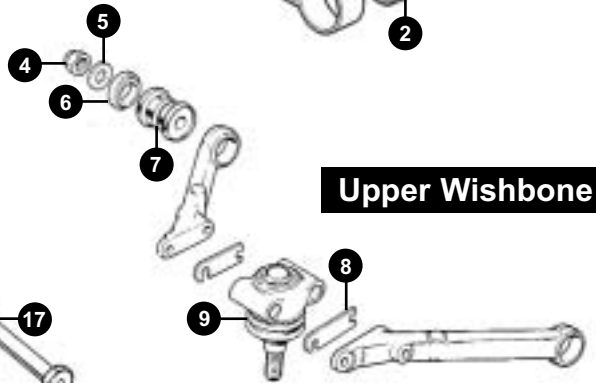
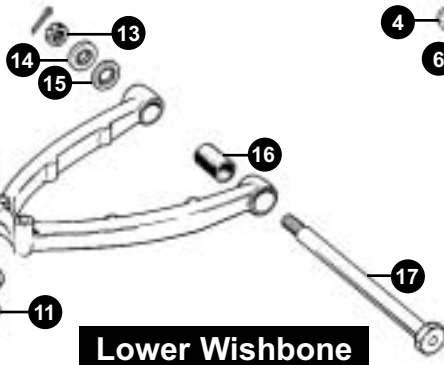
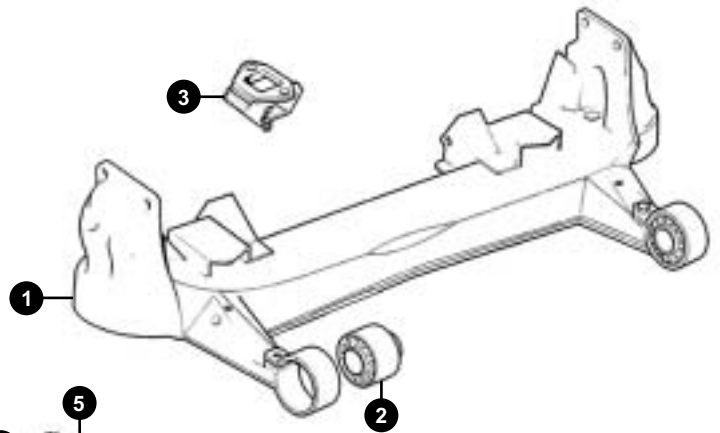
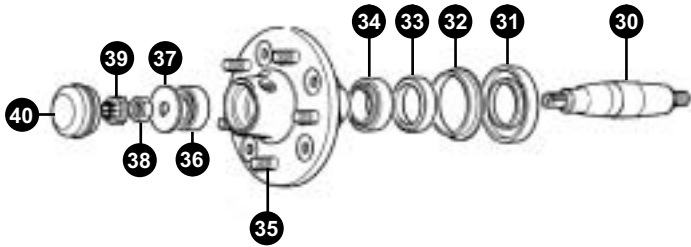


Front Suspension

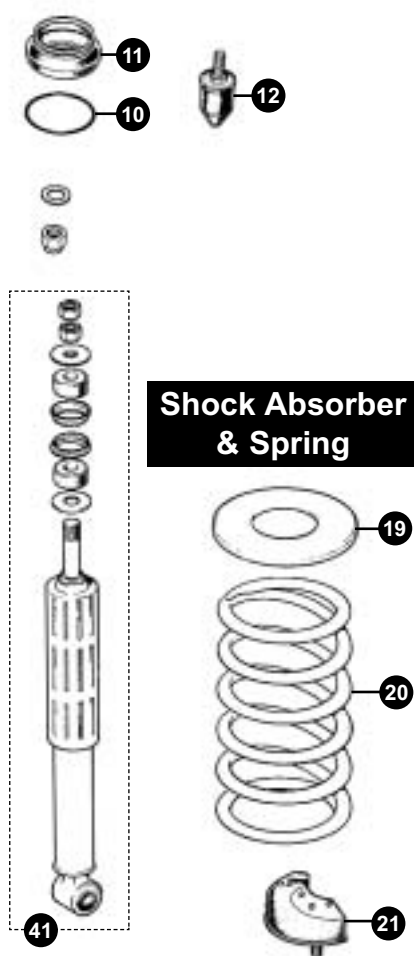
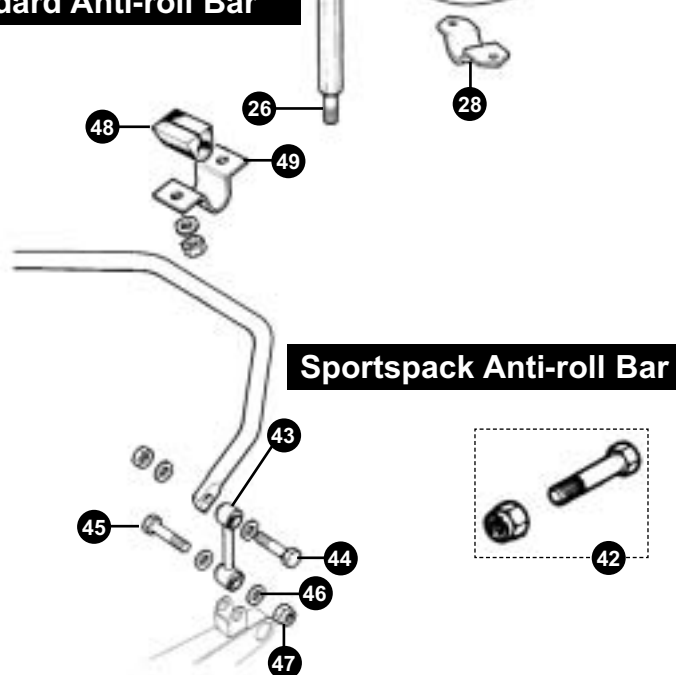
Buy on-line at www.sngbarratt.com



Front Hub & Stub Axle



Standard Anti-roll Bar



+44 (0) 1746 765432
sales.uk@sngbarratt.com



+1 603 622 1050
sales.usa@sngbarratt.com



+33 3 85 201 420
sngbarratt.france@wanadoo.fr



+31 13 52 11 552
verkoop@sngbarratt.com



Front Suspension

Buy on-line at www.sngbarratt.com



1. Front suspension crossmember		MHC2244AA	1	26. Anti roll bar link		C46186	2
2. Front suspension front mtg bush				27. Anti roll bar mounting bush			
Coupe		MHC2370AA	2	3.6 & 5.3 to 1987 (no spot)		C32925	2
Convertible		CBC5736	2	3.6 & 5.3 1987 on (white spot)		CAC4561/7	2
3. Front suspension rear "V" mtg		CBC5735	2	5.3 Sportspack (yellow spot)		CBC5580	2
4. Nut		C87375	4	Blue spot		CAC46516	2
5. Washer		C30993	4	28. Anti roll bar support bracket			
6. Washer		C29975	8	to VIN 139051	RH	C30500	1
7. Upper wishbone bush	standard	CAC9295	4		LH	C30501	1
	uprated	CAC9295U	4	Keeper plate for	RH	C30571	1
8. Shim	thick	CBC64161	8	C30500 & 01	LH	C30570	1
	thin	CBC64162	8	VIN 139052 on	RH	CBC5336	1
9. Upper ball joint		CAC9938	2		LH	CBC5337	1
10. Gaiter retaining band		C22969*	4	29. Anti roll bar link bush and washer set			
11. Ball joint gaiter	clear	C43216	4	Includes 27,28,29 & 30		JLM11906*	2
	black	C43216BLK	4	30. Stub axle			
12. Upper bump stop		C29979	4	Early to 2W2573 RHD/2W53169 LHD		C27787	2
13. Nut		NL609041J	2	Late 2W2574 RHD/2W53170 LHD on		CCC5136	2
14. Washer		C30955	2	31. Water deflector on stub		C18843	2
15. Washer		C30954	4	32. Water deflector on hub		C18842	2
16. Lower wishbone bush	standard	C8673	4	33. Hub oil seal			
	uprated	C8673U	4	Early to 2W2573 RHD/2W53169 LHD		C15350	2
17. Lower fulcrum pin		C30722	2	Late 2W2574 RHD/2W53170 LHD on		C45711	2
18. Lower ball joint		CAC9937	2	Later 1991 on cars with ABS		CBC2858	2
19. Packing ring 0.125"		C41271	A/R	34. Inner wheel bearing			
20. Front road spring				Early to 2W2573 RHD/2W53169 LHD		C15351	2
3.6 to VIN 144699		C32130	2	Late 2W2574 RHD/2W53170 LHD on		C45709	2
3.6 VIN 144700 on		JLM1424	1 kit	35. Wheel stud		C27779	10
4.0 to 188104 Coupe – non sportspack		JLM10920	1	36. Outer wheel bearing			
Coupe – Sportpack		JLM1424	1	Early to 2W2573 RHD/2W53169 LHD		C15352	2
Convertible		JLM11258	1	Late 2W2574 RHD/2W53170 LHD on		C45710	2
4.0 from 188105 Coupe		JLM11310	1	Front wheel bearing kit			
Convertible – USA/Canada spec		JLM11258	1	Early to 2W2573 RHD/2W53169 LHD		JLM257	2
Convertible – Non USA/Canada spec		JLM10920	1	Late 2W2574 RHD/2W53170 LHD on		JLM258	2
5.3 coupe (non sportspack)		RTC2751	1	Later 1991 on cars with ABS		JLM10848	2
5.3 Sportspack		JLM1718	1	37. D shaped washer			
5.3 Convertible		JLM1449	1	Early to 2W2573 RHD/2W53169 LHD		C3400	2
6.0 without sportspack		RTC2751	1	Late 2W2574 RHD/2W53170 LHD on		C45724	2
6.0 sportpack		JLM11309	1	38. Nut			
21. Lower bump stop	Coupe	C43790	2	Early to 2W2573 RHD/2W53169 LHD		NL609041J	2
	Convertible	CCC3927	2	Late 2W2574 RHD/2W53170 LHD on		NT610041J	2
Standard anti-roll bar				39. Lock nut			
22. Nut*		NZ 606041J	4	Late 2W2574 RHD/2W53170 LHD on		C45726	2
23. Washer *		C11045	4	40. Grease cap			
24. Bush*	standard	C10996	8	to VIN 148489		C3039	2
	uprated	C10996U	8	VIN 148490 on		CBC6766	2
25. Washer*		CCC6967	4				
*All included in kit		JLM11906	2				



Front Suspension

Buy on-line at www.sngbarratt.com

41. Shock absorber		
Standard Non Sportspack	CAC9089	2
3.6 Sportspack	CBC7830	2

4.0 non sportspack

Up to 188104	CBC7830	2
From 188105 to 192350	CBC9089	2
From 192350	MHD2140AA	2

4.0 sportspack

All	CCC7474	2
5.3 Non Sportspack	CAC9089	2
Sportspack	CBC6559	2

6.0 non Sportspack

Up to 192350	CAC9089	2
From 192350	MHD2140AA	2

6.0 Sportspack

All	CCC7474	2
-----	---------	---

Koni 3.6	80-2093	2
Koni 5.3	26-1089	2

42. Nuts & bolts

Bolt through front mounting bush	RTC2584	2
Nut for bolt through front mounting bush	252176J	2
V mounting attachment bolt	SH606091J	4
Nut for stud on V mounting	NY606041J	2
ARB bush keep plate bolt	JLM9676	4
ARB bush keep plate bolt- nut	NZ606041J	4
Bottom ball joint cap to housing bolt	C15344	8
Stub axle shaft inner nut	C8737/7	2
Lower shock absorber bolt	C22827	2
Lower shock absorber bolt- nut	NY607041J	2
Upper ball joint nut	NY608041J	2

Bolt though upper ball joint-short-to 187970	CBC7371	2
--	---------	---

Bolt though upper ball joint-short-from 187970	CBC7371	2
--	---------	---

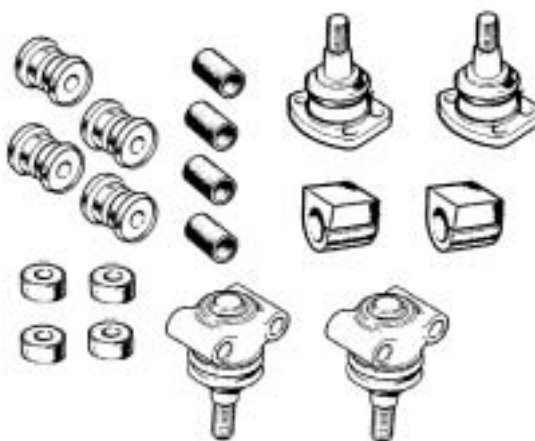
Bolt though upper ball joint-long	BH606321J	2
Lower ball joint nut	NZ609041J	2
Special bolt to fit lower b/jnt	CBC1805	8
Bolt through upper ball joint- short	C29890	2
Bolt through upper ball joint- long	BH606321J	2
Bolt through upper ball joint- nut	NY606041J	4
Pinch bolt for subframe front bush	SH608101	2
Bolt through fnt subframe eye bush	RTC2584	2
Vee mounting attachment bolt	SH605081	4
Vee mounting stud- nut	NY606041J	2
Nut for bottom bumpstop	JLM9684	4
Spring pan to lower wishbone bolt	SH606061J	8
Spring pan to shocker lwr bkt bolt	BH606261J	4
Spring pan to shocker lwr bkt bolt- nut	NY606041J	4

Sportspack anti-roll bar

43. Anti roll bar link assembly (complete with bushes)	C42907	2
--	--------	---

44. Bolt through top eye of link	C43807	2
45. Bolt through lower eye of link	BH607161J	2
46. Washers	WA600071J	8
47. Locknut on bolts	TN3210J	4
48. Anti roll bar mounting bush	CBC4901	2

49. Anti roll bar support bracket	MNA3501AA	2
-----------------------------------	-----------	---

**50. Front suspension rebuild kit**

Includes all standard suspensions bushes with upper and lower ball joints.

3.6	SU3015	1
4.0	SU3018	1
5.3	SU3014	1
6.0	SU3019	1

**51. Uprated polyurethane bush set**

Improved handling, longer life and simple to fit!

3.6	SU3015PB	1
4.0	SU3018PB	1
5.3	SU3014PB	1
6.0	SU3019PB	1



+44 (0) 1746 765432
sales.uk@sngbarratt.com



+1 603 622 1050
sales.usa@sngbarratt.com



+33 3 85 201 420
sngbarratt.france@wanadoo.fr

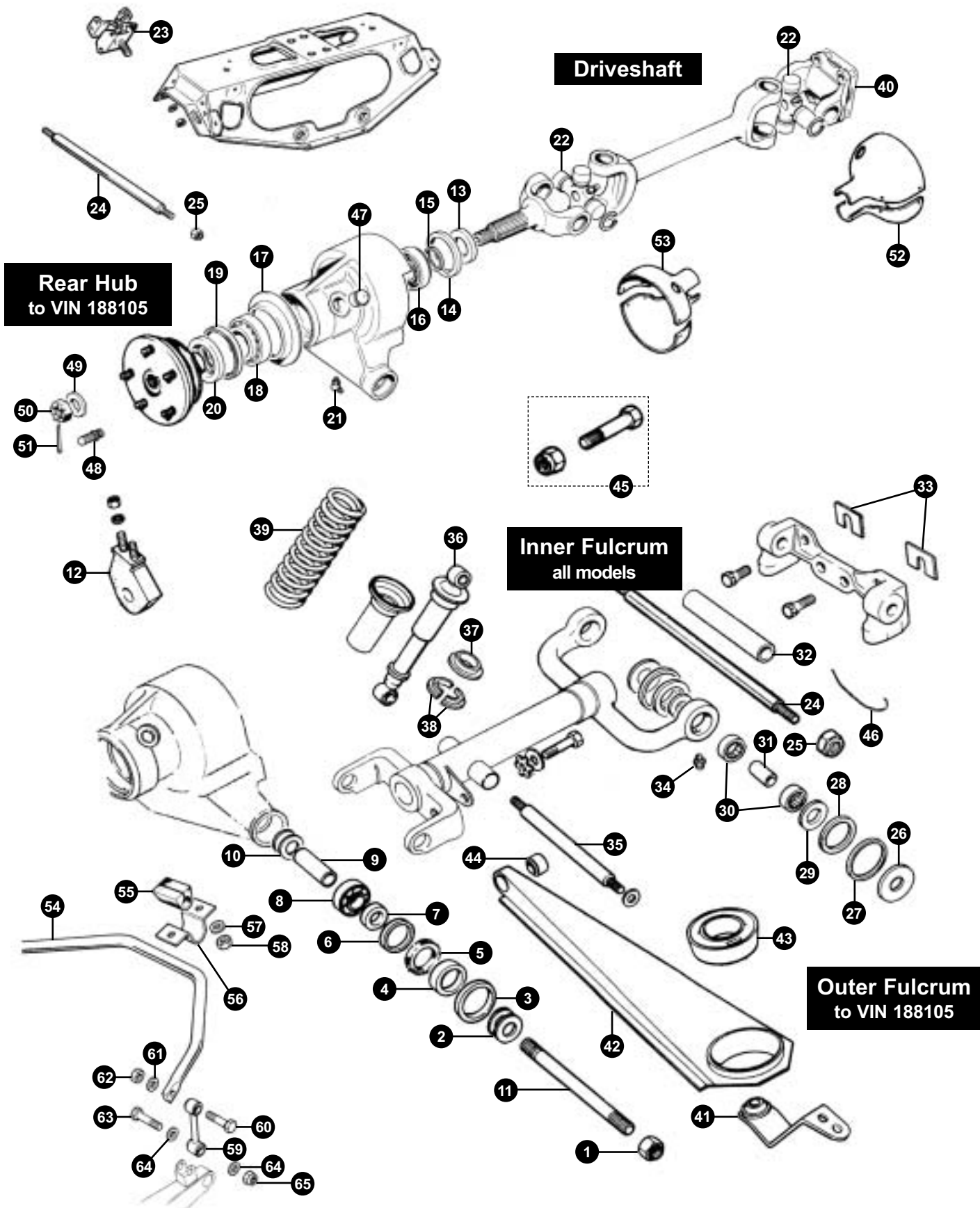


+31 13 52 11 552
verkoop@sngbarratt.com



Rear Suspension

Buy on-line at www.sngbarratt.com



Rear Suspension

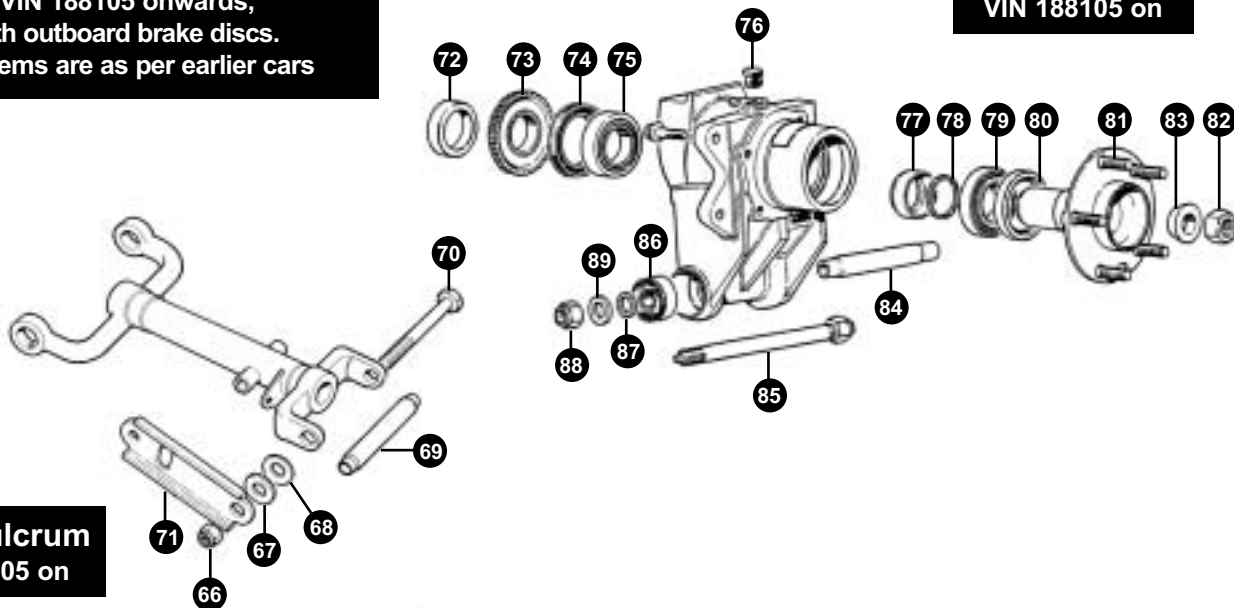
Buy on-line at www.sngbarratt.com



Outer Fulcrum & Rear Hub

from VIN 188105 onwards,
cars with outboard brake discs.
All other items are as per earlier cars

Rear Hub VIN 188105 on



Outer Fulcrum VIN 188105 on

OUTER FULCRUM to VIN 188105, cars with inboard brake discs

1. Nut		C86677	4
2. Shim	0.003"	C166261	A/R
	0.007"	C166262	A/R
3. Retaining washer		C20182	4
4. Oil seal retainer		C20179	4
5. Felt oil seal		C20178	4
6. Spacer		C20180	4
7. Seal seating ring		C16628	4
8. Outer fulcrum shaft bearing		C16029	4
9. Sleeve		C166231	4
10. Shim	0.004"	C16626	A/R
	0.007"	C166263	A/R

Items 1-10 are available as an outer fulcrum repair kit which contains enough parts for one side. C16029FK 2

11. Outer fulcrum shaft			
Early to 2W4022 RHD/2W54659 LHD		C16624	2
Late 2W4023 RHD/2W54660 LHD		CBC9118	2

12. Bump stop		C40158	2
---------------	--	--------	---

HUB & HUB CARRIER to VIN 188105, cars with inboard brake discs

13. Seating ring for inner oil seal		CCC6807	2
14. Inner hub oil seal		C15231±	2

15. Hub bearing spacer various sizes CCC680610-50 2
(Available in 21 sizes from 0.110" to 0.150" in increments of 0.002" corresponding to the suffix on part number CCC6806 EG 0.110"=CCC680610, 0.112" =CCC680612 etc)

16. Inner hub bearing		C15230±	2
17. Water thrower		C20813	2
18. Outer hub bearing		C19066±	2
19. Outer hub seal		C24789±	2

± Included in rear wheel bearing kit JLM9732 2

20. Seal seating ring		C24791	2
21. Grease nipple		LN30041J	2
22. Drive shaft universal joint to VIN188104		JLM9639	4
VIN188105 on		JLM1388	4

23. Cradle mounting	standard	CAC3067	4
	uprated	CAC3067P	4

INNER FULCRUM all models

24. Inner fulcrum shaft			
	to VIN 188105	C17008	2
	VIN188105 on	MHC2862AA	2

25. Nut		NY608041J	4
26. Thrust washer		C17165	8

27. Oil seal retainer		C17936	8
28. Sealing ring		C17213	8
29. Thrust washer		C17166	8
30. Inner fulcrum shaft bearing		C17167	8
31. Bearing tube		C17168/1*	4

Items 26-32 are available as an inner fulcrum repair kit which contains enough parts for one side. C17167FK

32. Fulcrum shaft distance tube		C176631	2
---------------------------------	--	---------	---



+44 (0) 1746 765432
sales.uk@sngbarratt.com



+1 603 622 1050
sales.usa@sngbarratt.com



+33 3 85 201 420
sngbarratt.france@wanadoo.fr



+31 13 52 11 552
verkoop@sngbarratt.com



Rear Suspension

Buy on-line at www.sngbarratt.com



33. Shim	0.005"	C28427	A/R
	0.007"	C28428	A/R
34. Grease nipple			
Early models		C3044/1	4
Later models		234532J	4
35. Shock absorber mounting shaft		C17013	2
36. Shock absorber			
3.6 & 5.3 non-sportspack models		CAC9091	4
(Assembly with spring)		CAC9091ASSY	4
5.3 Sportspack		CBC5742	4
4.0 & 6.0			
Coupe (non sportspack)			
To 188104		CBC5742	4
From 188105 to 192350		CAC90911	4
From 192351		MHD3540AA	4
Coupe (sportspack)		CCC7466	4
Convertible (non sportspack)			
To 192350		JLM20792	4
From 192351		MHD3540BA	4
Convertible (sportspack)			
To 189203		JLM20792	4
From 189204		MHC3540AA	4
Koni (Replacement for CAC9091)		80-2094	4
37. Spring seat		C37272±±	4
38. Split collet		C37273±±	4
±± Fits original style of shock absorbers only			
39. Coil spring			
3.6 standard models		CBC2793	4
4.0 Coupe			
to 188104		CBC2793	4
188105 on		JLM11311	2 kits
5.3 Coupe			
Non Sportspack		C39692	4
Sportspack			
to 188104		CBC2793	4
188105 on		JLM11311	2 kits
6.0 Coupe			
Sportspack		JLM11311	2 kits
Non-sportspack		C39692	4
All Convertible			
Non-Sportspack		JLM10995	2 kits
Sportspack		JLM11569	2 kits
40. Shim		C16621	A/R
41. Radius arm safety strap		C42220	2
42. Radius arm with bushes			
3.6 (non ABS)		C41831	2
4.0 (ABS)		C41831ABS	2
5.3			
Non Sportspack		C29310	2
Sportspack		C41831	2
6.0			
		MHC3155AA	2

43. Large radius arm bush			
Standard		MHC3170AA	2
Uprated (road use)		MHC3170U	2
Uprated (race use)		MHC3170U/RED	2
Bolt through bush		CBC9362	2
44. Small radius arm bush			
Standard		MHC3160AA	2
Uprated (road use)		MHC3160U	2
Uprated (race use)		MHC3160U/RED	2
Bolt through bush		C25365	2
45. Nuts & bolts			
Cradle mounting to body bolt		SH605071J	8
Cradle mounting to body bolt		UFS131/25R	8
Nut for cradle mounting bolt & studs		NY605041J	20
Shock absorber top mounting bolt		BH607171	4
Shock absorber top mounting bolt-nut		NY607041J	4
Nut for shock absorber lwr mtg shaft		NY607041J	4
Safety strap to body bolt		SH605061J	2
Brake disc retaining nut		NV60741J	8
46. Stainless steel locking wire (per metre)		C21126	A/R
47. Sealing plug	to VIN 188105	C18124	2
48. Wheel stud	to VIN 188105	C13365	10
49. Washer	to VIN 188105	C24923	2
50. Nut	to VIN 188105	ND612041J	2
51. Cotter pin	to VIN 188105	L105/13U	2
52. Half shaft cover	to VIN 188105	C28844	2
53. Half shaft cover		C23616	2
54. Rear anti roll bar			
5.3 to VIN 106451/ 3.6 VIN 139052 on		C41278/2	1
All Sportspack		C41278/3	1
55. Rear anti roll bar bush			
5.3 to VIN 106451/ 3.6 VIN 139052 on		C44931	1
5.3 Sportspack		CBC4901	1
56. ARB Bracket			
to VIN101279		C42114	2
VIN101280 on		MNA3501AA	2
57. Plain washer			
to VIN101279		C10217	2
VIN101280		BD541/9	2
58. Locking nut		JFY10804B	4
59. ARB link		C42907	2
60. Bolt		C43807	2
61. Washer plain		FW107/T	4
62. Nut		NY607041J	2
63. Bolt		UFB143/15R	2
64. Washer		FW107/T	4
65. Lockut		NY607041J	2
OUTER FULCRUM & REAR HUB from VIN 188105 onwards, cars with outboard brake discs			
66. Nut		NY114041J	4
67. Washer		JLM9571	4
68. Adjustable spacer		MHC3397AA1-13	

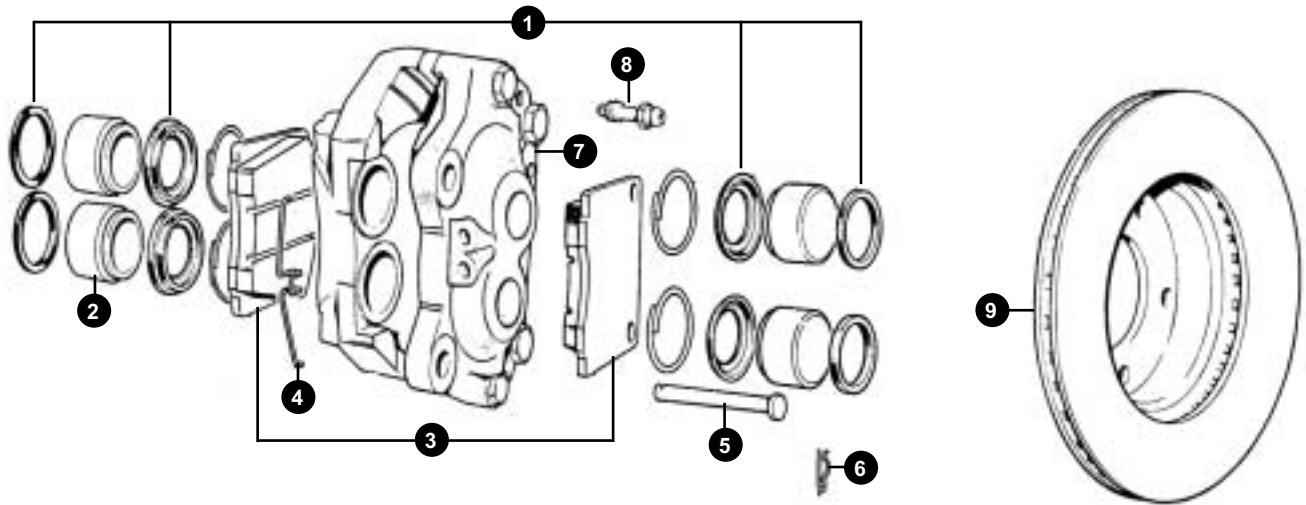


Front & Rear Brakes

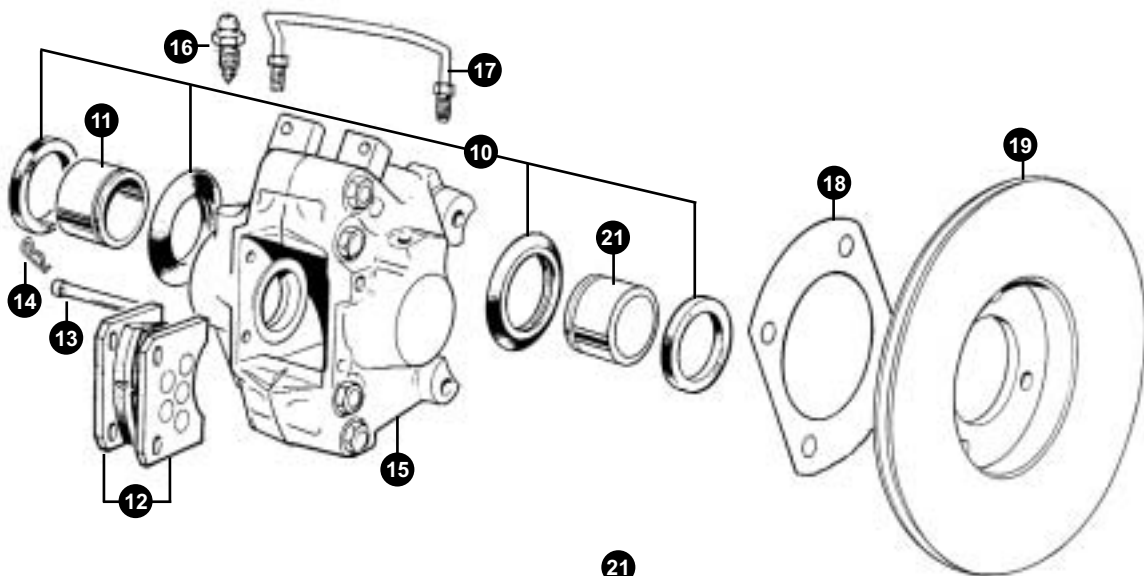
Buy on-line at www.sngbarratt.com



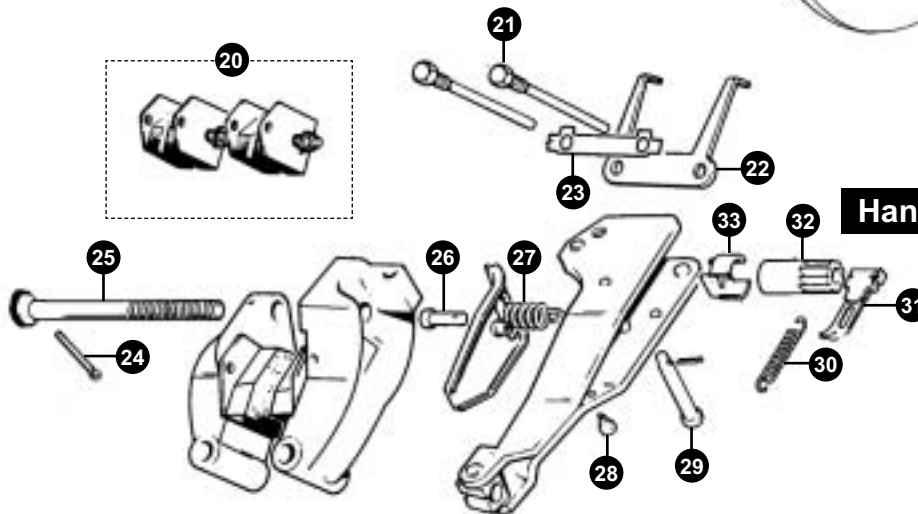
Front Brakes



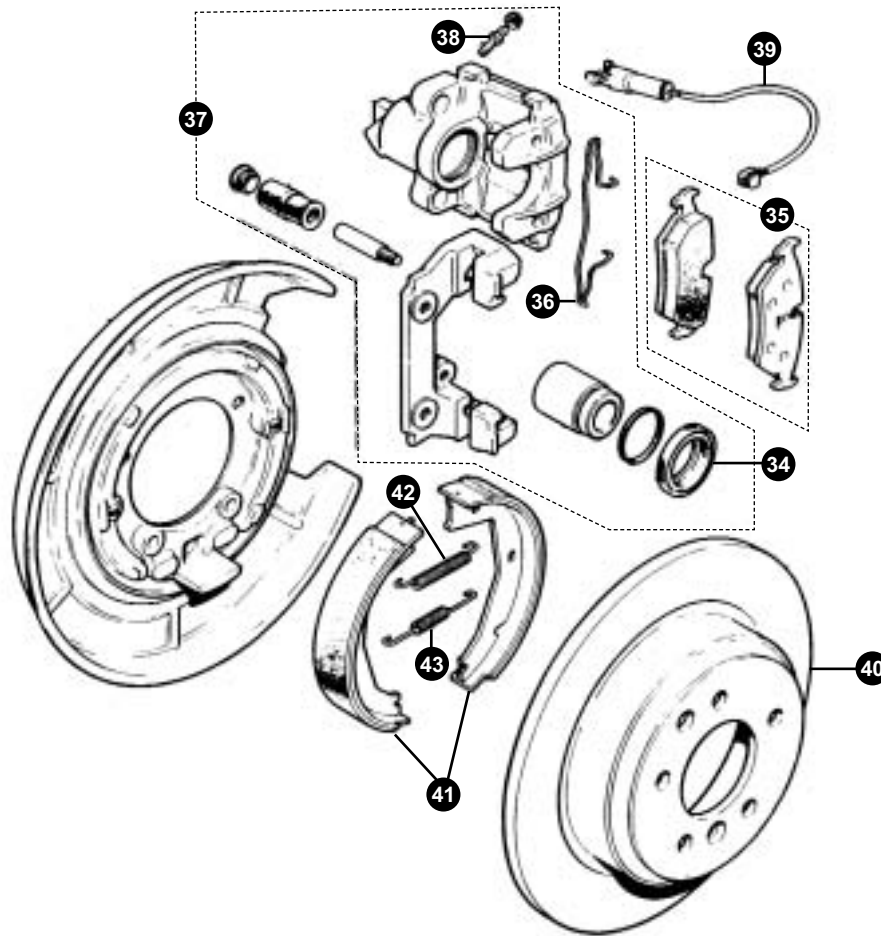
Inboard Rear Brakes to VIN 188104



Handbrake to VIN 188104



Outboard Rear Brakes VIN 188105 on



Front Brakes (all models)

1. Brake caliper seal set	RTC1116	1
2. Brake piston		
standard	RTC1119	4
stainless steel	RTC1119SS	4
3. Brake pad set		
standard	JLM1510	1
Kevlar	JLM1510K	
4. Anti rattle clip	RTC1702	4
5. Brake pad retaining pin	12798	4
6. Brake pad retaining pin clip	11369	4
7. Brake caliper assembly		
RH	AAU2102	1
LH	AAU2103	1
8. Bleed nipple	JLM787	2
9. Brake disc	C32764P	2

Inboard Rear Brakes to VIN 188104

10. Brake caliper seal set to 2W1190 RHD/2W 51037	11376	4
2W1191 RHD/2W 51038 on	AAU3380	4

11. Brake piston to 2W1190 RHD/2W 51037	std	11372	4
	s/steel	11372SS	4
2W1191 RHD/2W 51038 on	std	AAU3377	4
	s/steel	AAU3377SS	4
12. Brake pad set	standard	JLM9728	1
	Kevlar	JLM9728K	1
13. Brake pad retaining pin		11368	4
14. Brake pad retaining pin clip		11369	4
15. Brake caliper assembly to 2W1190 RHD/2W 51037	RH	11833R	1
	LH	11832R	1
2W1191 RHD/2W 51038 on	RH	AAU3378	1
	LH	AAU3379	1
16. Bleed nipple		556508J	2
17. Bridge pipe		AEU1068	2
18. Shim	0.020"	C33440	A/R
	0.005"	C334401	A/R
	0.010"	C334402	A/R



Front & Rear Brakes

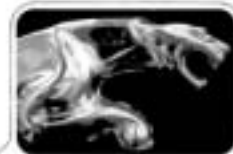
Buy on-line at www.sngbarratt.com



19. Brake disc	C26779	2
20. Handbrake pad set		
Standard	JLM9518*	1
Kevlar	JLM9518K	1
21. Handbrake attachment bolt	8016	4
22. Retraction fork	9750	2
23. Retraction fork locktab	9751	2
24. Cotter pin	3752	2
25. Adjustment bolt	8845	2
26. Anchor pin	8938	2
27. Return spring	8940	2
28. Anchor pin	8938	2
29. Hinge pin	8841	2
30. Pawl tension spring	8837	2
31. Pawl assembly	8836	2
32. Handbrake ratchet nut	8980	2
33. Ratchet nut friction spring	8840	2

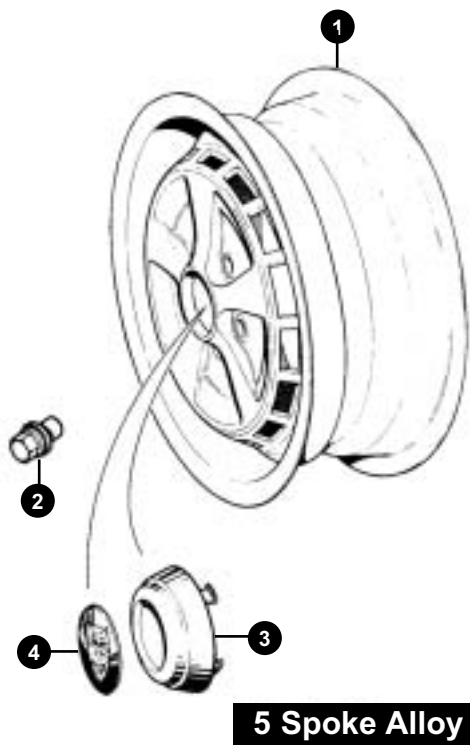
Outboard Rear Brakes from 1992 (from 188105)

34. Brake caliper seal set			
to VIN 198334	JLM11331	1	
VIN 198335	JLM20671	1	
35. Brake pad set			
to VIN 198334	standard	JLM1833	1

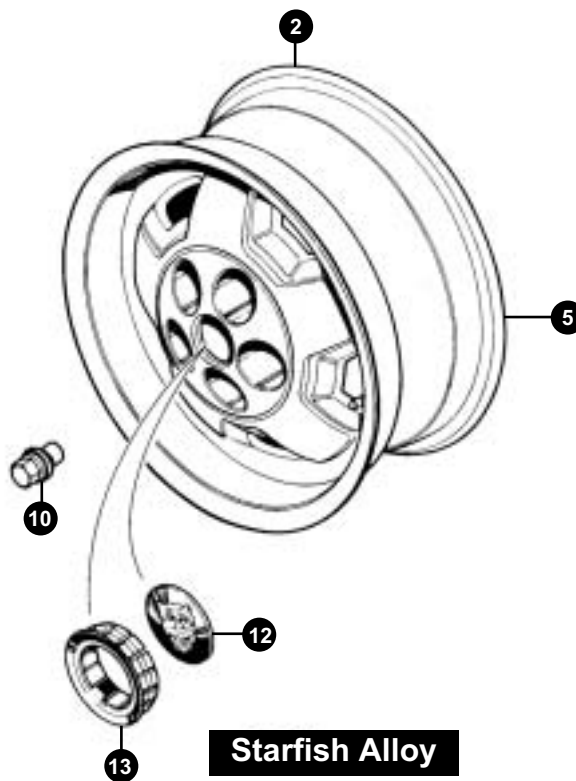


	Kevlar	JLM1833K	1
From VIN 198335	standard	JLM21344	1
	Kevlar	JLM21344K	1
36. Housing clip		MJD7864AA	2
37. Brake caliper assembly			
VIN to 198334	RH	JLM12422	1
	LH	JLM12423	1
From VIN 198335	RH	JLM12426	1
	LH	JLM12427	1
38. Bleed screw	to VIN 198334	JLM11328	2
	from VIN198335	JLM12120	2
39. Brake pad wear sensor		DBC6596	2
40. Brake disc	to 198334	JLM12424	1 kit
	from 198335	JLM20342	1 kit
41. Brake shoe kit		JLM2209	1
42. Tension spring (upper)		JLM2204	2
43. Tension spring (lower)		JLM2203	2

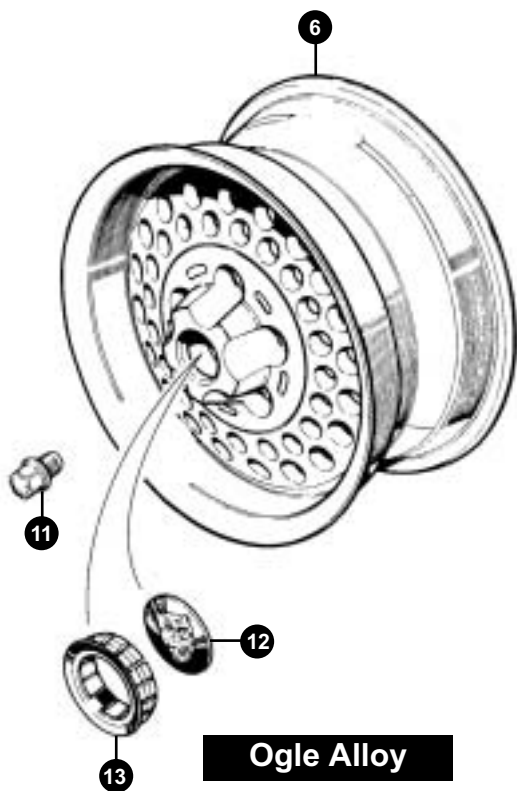




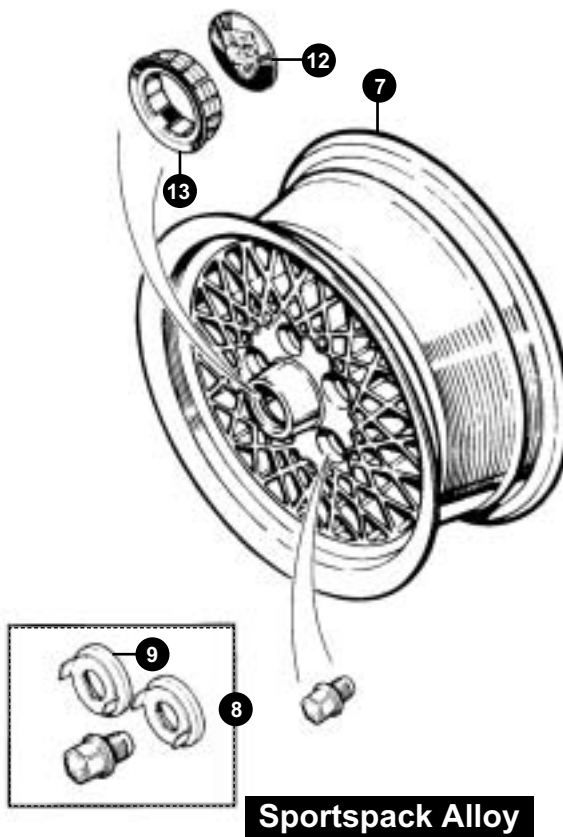
5 Spoke Alloy



Starfish Alloy



Ogle Alloy

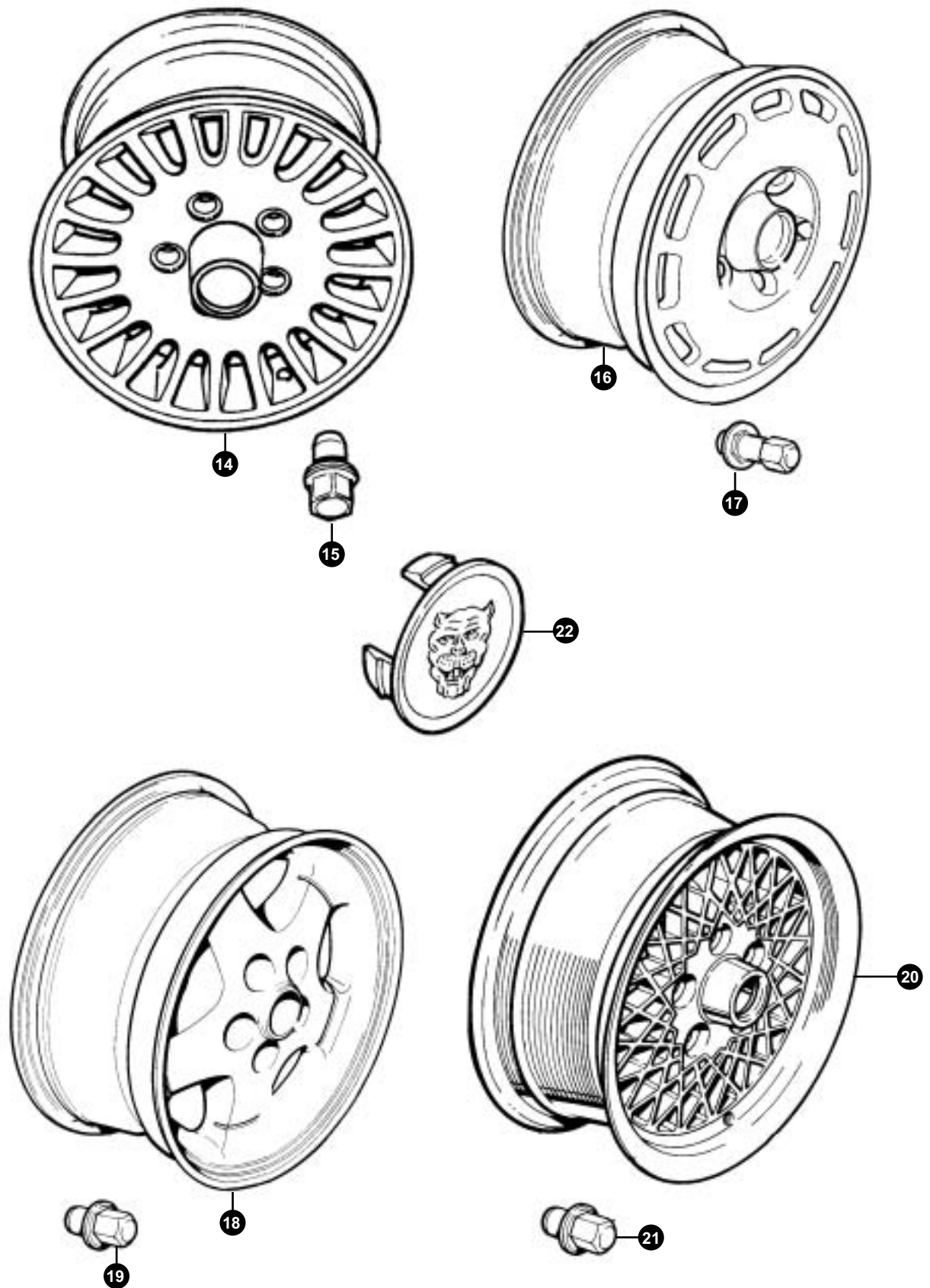


Sportspack Alloy



Roadwheels VIN 179737 on

Buy on-line at www.sngbarratt.com



To VIN 179736

1. 5 spoke alloy road wheel			
to VIN 101854	silver/dark grey	CAC3913	5
VIN 101855 on	silver/light grey	CAC3914	5

2. Wheel nut			
3/4" across flats		C41292	20
7/8" across flats		CAC2567	20

3. Centre cap		C42190	4
4. Badge		C42191	4

5. Starfish alloy roadwheel		CAC4379	4
6. Ogle perforated alloy roadwheel		CAC5667	4
7. Sportspack alloy roadwheel		CBC2469	4
8. Sportspack roadwheel fitting kit		JLM1459	1
(2 x JLM1458 washers & 20 x CBC1262 wheel nuts)			

9. Turning circle limiting washer		JLM1458	2
(Fitted to the steering rack on cars with CBC2469 Sportspack wheels to prevent wheel rub on full lock.)			

10. Wheel nut for Starfish wheels		CAC4549	20
11. Wheel nut for Ogle wheels		CBC1262	20
12. Jaguar centre badge		C42191	4
13. Centre badge retainer			
Starfish wheels		CAC5073	4
Ogle perforated		CAC6442	4

From VIN 179737

14. 20 Spoke diamond turned wheel	MNA6113FB	4
15. Wheel nut	CCC7028	20

16. 11 spoke cast	MHF6113AB	4
17. Wheel nut	CCC7029	20

18. 5 spoke wheel		
Silver painted alloy	CCC6943	4
Chrome	MHC6113EA	4
Alloy	MHC6113DA	4

19. Wheel nut	CCC7029	20
---------------	---------	----

20. Lattice wheel		
6.5J x 15"	CBC2469	4
7J x 16"	MHB6115AA	4

21. Wheel nut	CCC7028	20
---------------	---------	----

22. Wheel centre badges

All of the listed badges will fit any of these wheels, you can simply choose which colour you would like to fit!

Silver head on green	MNA6249AB	4
Gold head on ruby	MNA6249CB	4
Silver head on ruby	MNA6249EA	4
Gold head on black	MNA6249FA	4
Silver head on grey	MNA6249GA	4
Silver head on black	MXD6249CA	4

