

## **ABSTRAKT**

V této diplomové práci byla řešena problematika přední nezávislé lichoběžníkové nápravy pro nízkopodlažní model autobusu NB12 CITY firmy SOR Libchavy s.r.o. Práce byla rozdělena do dvou hlavních částí: řešení kinematiky závěsu kola a pevnostní výpočet vybraných dílů závěsu kola pomocí metody konečných prvků. V závěru práce byl proveden únavový výpočet vybraných dílů nápravy dle Rešetovy metody predikce únavového poškození vycházející z tzv. metodiky zkrácených únavových zkoušek.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

nízkopodlažní autobus, přední nezávislá náprava, lichoběžník zavěšení, kinematické charakteristiky, geometrie řízení, multi-body systém ADAMS, ANSYS CLASSIC 10., metodika zkrácených únavových zkoušek

## **SUMMARY**

In those diploma work was solved problems of independent trapezoidal axletree for low-floor bus - NB12 CITY firm SOR Libchavy s.r.o . Work was divided into two main features: solving wheel-suspension kinematics and strenght calculation sorted parts of wheel suspension by the help of finite element method. There was effected fatigue calculation sorted parts of wheel suspension according to „Rešetova metoda“ of predicting fatigue damage flowing from so – called cutaway methodics of fatigue tests at the close of this work.

## **KEYWORDS**

low-floor bus, front independent axletree, trapezoidal axletree, wheel-suspension kinematics, steering geometry, multi-body system ADAMS, ANSYS CLASSIC 10., cutaway methodics of fatigue tests

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

MORAVEC, Jan. *Přední nezávislá náprava pro autobus* . Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Prokeš.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem tuto práci vytvořil samostatně a že jsem ve své práci uvedl veškerou literaturu, která byla při její tvorbě použita.

V Brně, dne 14.5.2008

.....  
Podpis



## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto děkuji panu Ing. Janu Černému z firmy SOR Libchavy s.r.o. za odborné vedení, poskytnutí cenných rad a zkušeností, dále firmě CAE Support, jmenovitě jednatelem Ing. Jiřímu Kopencovi, CSc. za odbornou pomoc při zpracování pevnostních a únavových výpočtů. V neposlední řadě děkuji také Ing. Josefu Nalezencovi, který mi poskytoval cenné rady v praktických otázkách konstrukce autobusů a svému internímu vedoucímu diplomové práce, panu Ing. Františku Prokešovi.

Největší dík však patří mé rodině - rodičům a přátelům, jejichž podpora a zázemí mi umožnily studovat a dokončit tak i tuto práci.

## OBSAH

<b>Bibliografická citace</b> .....	<b>11</b>
<b>Obsah</b> .....	<b>11</b>
<b>Úvod</b> .....	<b>13</b>
<b>1. Přehled současného stavu poznání</b> .....	<b>14</b>
1.1. Historický vývoj autobusu .....	14
1.2. Uvedení firmy SOR Libchavy s.r.o. ....	15
1.2.1. Vznik a historie firmy .....	15
1.2.2. Současnost.....	16
1.3. Přední náprava firmy SOR.....	16
1.3.1. Lichoběžník zavěšení .....	17
1.3.2. Těhlice.....	18
1.3.3. Brzda .....	18
1.3.4. Odpružení.....	19
1.3.5. Řízení .....	20
1.3.6. Pneumatiky.....	20
<b>2. Formulace řešeného problému a jeho analýza</b> .....	<b>21</b>
<b>3. Vymezení cílů práce</b> .....	<b>22</b>
<b>4. Návrh metodického přístupu k řešení</b> .....	<b>23</b>
4.1. Sestavení 3D sestavy nápravy.....	23
4.2. Návrh rozměrových variant budoucí pneumatiky .....	23
4.2.1. Rozměr 305/70 R19,5 .....	23
4.2.2. Rozměr 275/70 R22,5 .....	23
4.3. Analýza provozní zástavby kola .....	24
4.4. Kinematické charakteristiky .....	24
4.4.1. Charakteristické rozměry nápravy .....	24
4.4.2. Analytický výpočet stávajícího řešení nápravy (pneu 285/70 R 19,5).....	25
4.4.3. Analytický výpočet stávajícího řešení nápravy (pneu 275/70 R 22,5).....	33
4.4.4. Výpočet kinematických charakteristik řešené nápravy s novou a stávající pneumatikou pomocí MBS ADAMS .....	33
4.5. Kontrola geometrie řízení .....	34
4.5.1. Poloměr rejdu .....	35
4.5.2. Vzdálenost os rejdových čepů v rovině vozovky .....	36
4.5.3. Teoretický poloměr zatáčení .....	36
4.5.4. Teoretický maximální úhel natočení vnějšího kola.....	36
4.5.5. Teoretický úhel natočení vnějšího kola.....	37
4.5.6. Skutečné natočení vnějšího kola .....	37
4.6. Silové poměry na nápravě.....	38
4.6.1. Příímá jízda – statické zatížení – vnější silové působení .....	39
4.6.2. Brždění na mezi adheze v přímé jízdě .....	40
4.6.3. Průjezd zatáčkou na mezi převrácení .....	41
4.6.4. Silové působení v čepech A a B - přímá jízda .....	44
4.6.5. Silové působení v čepech A a B – brždění na mezi adheze .....	45
4.6.6. Silové působení v čepech A a B - zatáčení na mezi převrácení .....	46
4.7. Pevnostní výpočet vybraných dílů nápravy .....	47
4.7.1. Okrajové podmínky těhlice .....	48
4.7.2. Okrajové podmínky horního ramene.....	50
4.7.3. Okrajové podmínky dolního ramene.....	51
4.7.4. Okrajové podmínky kulových čepů .....	53

---

4.8. Únavový výpočet dle Rešetovy metody.....	54
<b>5. Analýza a interpretace získaných výsledků .....</b>	<b>56</b>
5.1. Zástavbová analýza kola .....	56
5.2. Kinematické charakteristiky.....	57
5.2.1. Analytický přístup.....	57
5.2.2. Multi Body System ADAMS .....	58
5.3. Kontrola řízení .....	62
5.4. Pevnostní výpočty .....	63
5.4.1. Těhlice.....	63
5.4.2. Horní rameno .....	65
5.4.3. Dolní rameno.....	67
5.4.4. Kulové čepy .....	69
5.5. Únavové výpočty .....	70
<b>6. Diskuze.....</b>	<b>71</b>
6.1. Kinematické charakteristiky.....	71
6.2. Pevnostní výpočty .....	71
6.3. Únavové výpočty .....	71
6.4. Co je možné řešit v budoucnu .....	72
<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>73</b>
<b>Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin.....</b>	<b>74</b>
<b>Seznam obrázků a grafů.....</b>	<b>77</b>
<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>78</b>

## ÚVOD

Myšlenka dopravy či přepravy osob a materiálu byla jednou z prvotních hybných sil v rozvoji technicky vyspělé civilizace. S rostoucími technickými a kvantitativními nároky na transfer je nutné myslet na účelovost a využitelnost daného technického stroje ve specifickém druhu přepravy.

S rozvojem automobilismu vznikaly postupem času specializované druhy vozidel, které svými konstrukčními zvyklostmi a zásadami utvořily zcela nové skupiny dopravních prostředků. Rostoucí nároky dopravců na komfort cestujících a ekonomičnost provozu daly vzniknout odvětví automobilismu, které se zabývá konstrukcí vozidel určených k hromadné přepravě osob.

Autobus je jedním z mnoha druhů vozidel, které v dnešní době můžeme využít k cestování. Tak jako každé vozidlo i autobus má svá konstrukční specifika a nároky na provoz. Můžeme namátkou vyjmenovat tyto – bezpečnost, jízdní pohodlí, ekonomičnost atd. A právě tyto aspekty musí bezpodmínečně splňovat i konstrukce podvozku a s ním spojené zavěšení kol.

Hledání nových a zdokonalování stávajících řešení zavěšení kol směrem k bezpečnějším, pohodlnějším a ekonomičtějším provozu je jedním z mnoha úkolů v průběhu konstrukce vozu, které ve výsledku dávají vzniknout ekonomicky atraktivnějším a konkurenceschopnějším vozidlům.

## 1. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Tato kapitola obsahuje tři hlavní části, ve kterých je postupně popsána stručná historie vývoje autobusu s důrazem na důležité milníky v celosvětovém i tuzemském dění, uvedení firmy SOR Libchavy s.r.o a konečně je zde přiblížena konstrukce přední nápravy, která bude předmětem této diplomové práce.

### 1.1. Historický vývoj autobusu

Jako vůbec první představil v roce 1662 v Paříži autobus s názvem Carrosse jeho tvůrce Blaise Pascal. Carrosse byl tažen koňmi, přepravil až osm lidí a stal se pravidelnou Pařížskou linkou viz. **Obr. 1**.



Obr. 1 Carrosse [ 1 ]

S příchodem páry nastaly autobusové dopravě doslova zlaté časy, v letech kolem roku 1830 začala autobusovou přepravu využívat téměř všechna významná evropská města jako Londýn, Paříž, Brusel atd. V této době se dokonce objevila i jakási obdoba prvního diferenciálu a to v parovoze jistého W.H. Jamesa.

Kolem roku 1896 se v Německu objevil první autobus s benzínovým spalovacím motorem o výkonu 4HP a rovněž jako Carrosse i tento měl kapacitu 8 cestujících. Opravdový boom kolem benzínových spalovacích motorů v autobusech však nastal až v roce 1915, kdy se autobusy postupně dostávaly do všech větších měst [ 1 ].

Na našem území se historie veřejné autobusové dopravy začala psát roku 1908, kdy bylo zahájeno pravidelné spojení mezi městy Pardubice - Holice a Pardubice - Bohdaneč. Velkým tehdejším výrobcem autobusů byla značka Laurin a Klement, která vyráběla autobusy s otevřeným prostorem pro řidiče, benzínovým spalovacím motorem o výkonu 24 HP a spotřebou až 62 l/100 km [ 2 ]

Důležitým milníkem v konstrukci autobusů v českých poměrech byl vývoj autobusů značek Tatra a Škoda – úspěšné „tatrovácké“ řešení kyvného zavěšení zadní nápravy a spolupráce s významným karosářem, panem Josefem Sodomkou v letech kolem roku 1925. Toto spojení sice nepřineslo revoluční změny v konstrukci samostatných autobusových podvozků – autobusy stále přejímaly podvozky z nákladních automobilů, avšak znamenalo velký posun vpřed v oblasti karosářské a celkového koncepčního řešení karoserie autobusu viz. **Obr. 2**.





Obr. 2 Tatra 24/67 [ 3 ]

Poválečný vývoj autobusů v Čechách byl vesměs v rukou Karosy, která stavěla na osvědčených podvozcích značek Škoda, Liaz a Tatra a právem si vydobyla výsadní postavení na tehdejší socialistickém trhu. Na **Obr. 3** je vyfotografován úspěšný model Škoda 706 RTO LUX, který byl také hojně exportován do zahraničí.



Obr. 3 Škoda 706 RTO LUX [ 4 ]

Porevoluční vývoj v 90. letech otevřel hranice a s nimi i západní trh. V relativně krátké době tak na český trh pronikla západní konkurence a společně s nimi i nově vzniklí čeští výrobci autobusů jako například SOR Libchavy.

## 1.2. Uvedení firmy SOR Libchavy s.r.o.

### 1.2.1. Vznik a historie firmy

SOR Libchavy sídlí poblíž města Ústí nad Orlicí, do roku 1990 zde probíhala strojírenská výroba s orientací na zemědělskou techniku.

Po privatizaci v roce 1991 byla oficiálně založena s.r.o. SOR Libchavy a následovalo přeorientování výrobního programu na stavební a dopravní techniku.

Na pozadí této výroby byl prováděn vývoj autobusů a v roce 1995 se začaly psát dějiny nové automobilky v České Republice [ 5 ].

### 1.2.2. Současnost

SOR Libchavy vyrábí autobusy celkem ve třech řadách: pro městskou, meziměstskou a turistickou dopravu. V současnosti produkuje téměř 440 autobusů ročně ve 14-ti modelech (ukázka městského modelu NB 12 CITY na **Obr. 4**). SOR Libchavy také zahajuje sériovou výrobu trolejbusů. Tímto krokem se stane dalším českým výrobcem těchto ekologických vozidel.



Obr. 4 SOR NB12 CITY [ 6 ]

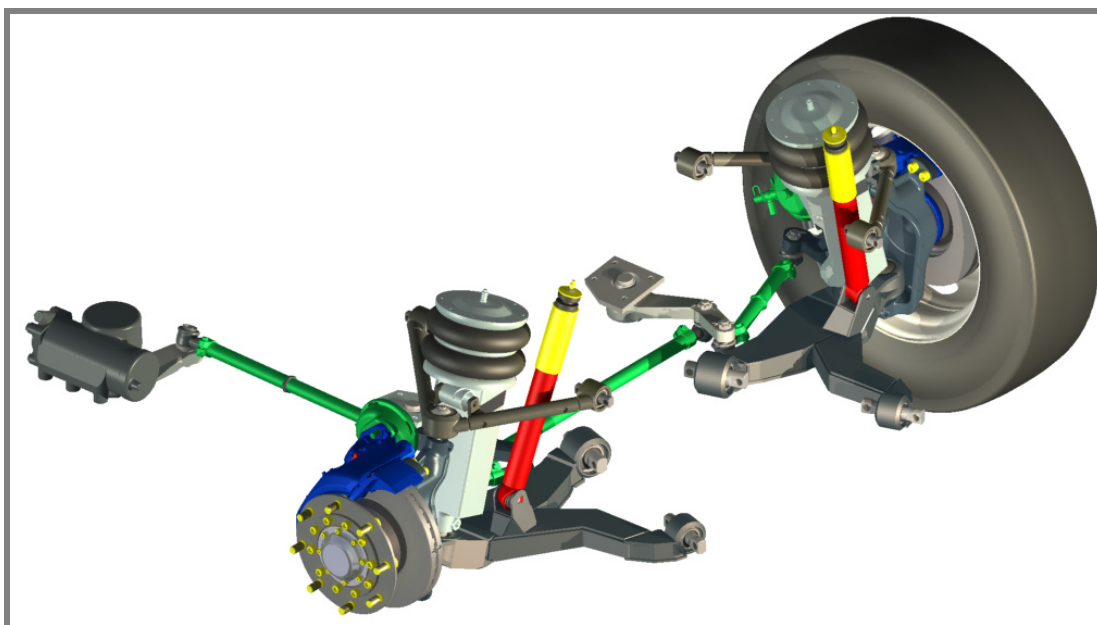
### 1.3. Přední náprava firmy SOR

Při konstrukci autobusu je nutné zahrnout fakt, že se jedná o veřejný dopravní prostředek. Tato skutečnost přináší do konstrukčního procesu spousty předpokladů, které by měly být dodrženy, pokud má být výsledný produkt úspěšný.

Od autobusu mimo jiné požadujeme z hlediska konstrukce podvozku: dobré jízdní vlastnosti (úzce spojené i s polohou těžiště vozidla), dále co možná nejnížší nástupní výšku, v městské hromadné dopravě také co možná nejmenší výšku podlahy nad vozovkou (dobrá přístupnost pro osoby s pohybovým omezením či tělesným postižením), a konečně také konstantní světlost vozu nezávislou na zatížení vozidla. Firma SOR Libchavy upřednostňuje do svých vozidel nezávislou přední lichoběžníkovou nápravu s vlnovcovým pneumatickým odpružením a hydraulickým tlumičem vibrací, kterou můžeme vidět na **Obr. 5**.

Vliv současného řešení nápravy na výše zmíněné požadavky - vhodnou konstrukcí lichoběžníku zavěšení a lichoběžníku řízení je možné zajistit takové vedení kola, které příznivě ovlivní životnost pneumatik a částečně i chování vozidla v zatáčkách; nezávislost zavěšení (náprava je dělená) dovoluje snížit výšku podlahy nad vozovkou v místě zavěšení na minimum a to umožní dobrý přístup i pro vozíčkáře či osoby s pohybovým omezením; snížení výšky podlahy posune vertikální souřadnici těžiště vozidla blíže k vozovce, což je výhodné např. z hlediska naklápění vozidla v zatáčkách či předklánění karoserie při brždění; vzduchové vlnovcové pérování umožňuje udržovat konstantní světlost vozu nezávisle na zátěži díky regulaci tlaku ve vlnovci zejména při stání vozidla.

V následujících bodech budou stručně popsány všechny důležité části nápravy.

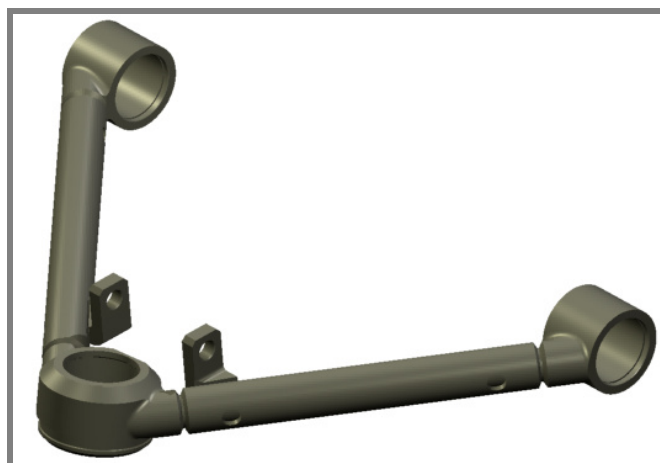


Obr. 5 Přední náprava firmy SOR

#### 1.3.1. Lichoběžník zavěšení

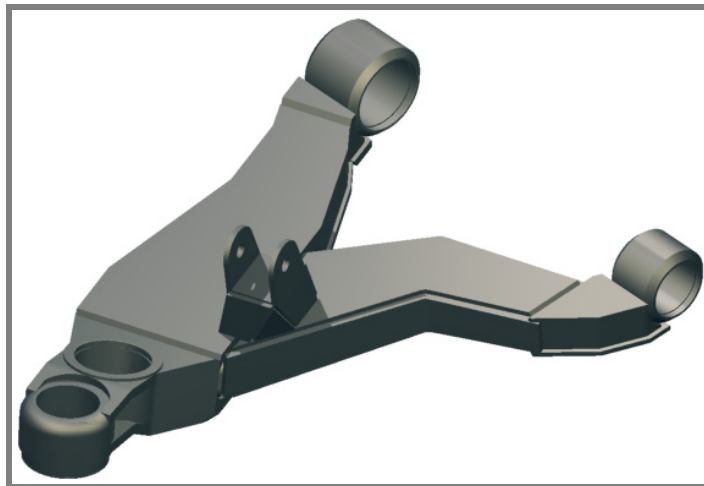
Lichoběžník zavěšení je realizován dvěma rameny, které jsou uchyceny k rámu pomocí ok se silentbloky, jež umožňují tlumení rázů vzniklých při jízdě po nerovnostech.

**Horní rameno** viz. **Obr. 6** je tvořeno dvěma odlitky výše zmíněných ok silentbloků a odlitkem pouzdra kulového čepu (materiál odlitků je ocelolitina), jejichž spojení je uskutečněno silovým spojem nalisováním ke dvěma trubkám. Takto vytvořený silový spoj je následně pojištěn obvodovým svarem.



Obr. 6 Horní rameno

**Dolní rameno** viz. **Obr. 7** je řešeno jako svařenec, přičemž pouzdro kulového čepu je odlitek (ocelolitina), který je ke zbývajícím částem ramene přivařen. Oka silentbloků jsou tvořena taktéž svarkem, přičemž válcová část těchto ok je z trubky.



Obr. 7 Dolní rameno

### 1.3.2. Těhlice

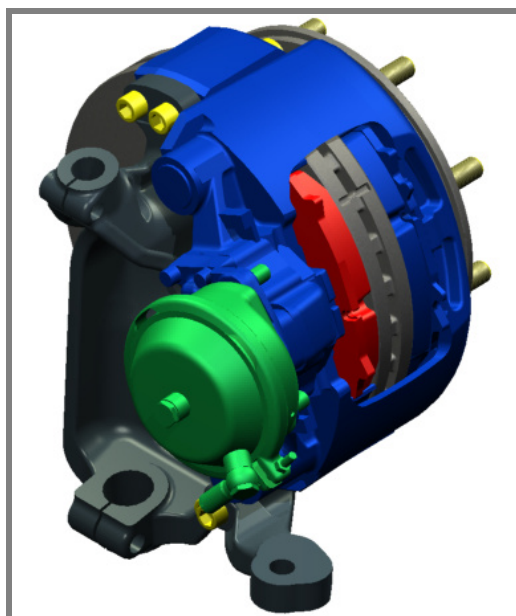
Těhlice neboli rejdový čep viz. **Obr. 8** je rovněž odlitek (ocelolitina). Kinematická vazba mezi lichoběžníkem zavěšení a těhlicí je realizována dvojicí kulových čepů, které jsou vsazeny do válcových objímek těhlice sevřených šroubovým spojem. Těhlice obsahuje přírubu pro montáž kotoučové brzdy a otvor pro montáž snímače otáček systému ABS.



Obr. 8 Těhlice

### 1.3.3. Brzda

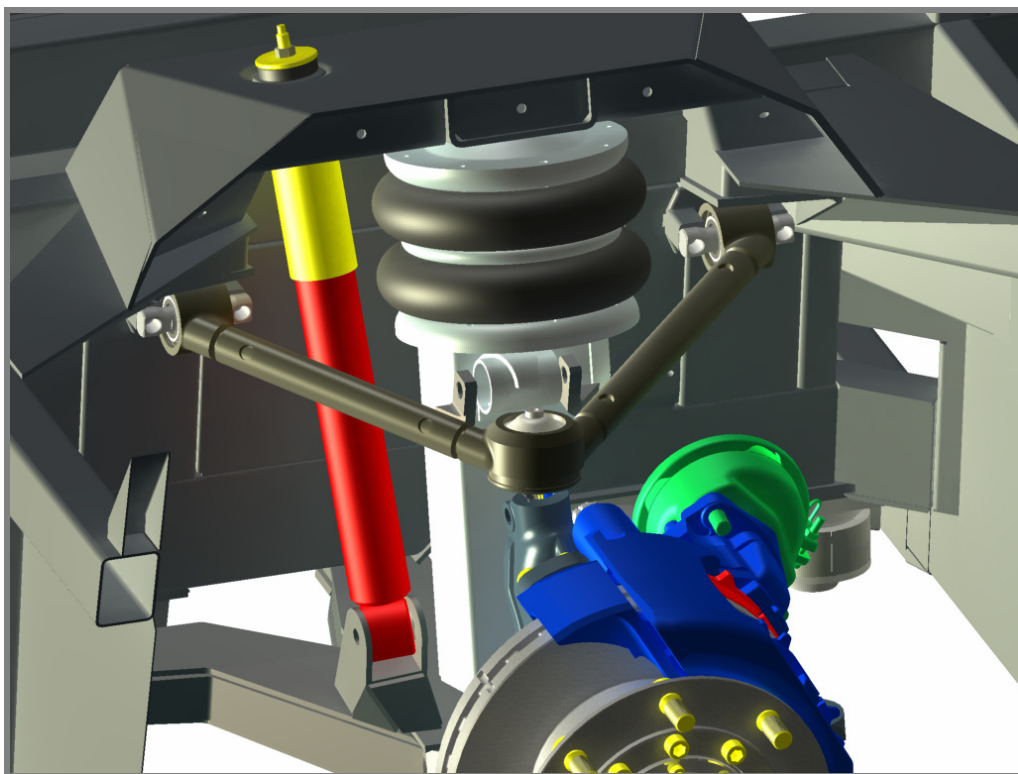
Brzda je kotoučová s pneumatickým ovládacím okruhem a regulačními systémy ABS a ASR. Příklad zástavby brzdy na těhlici je na **Obr. 9**, v tomto případě je zastavěna brzda PAN 19 od firmy Wabco



Obr. 9 Zástavba brzdy

#### 1.3.4. Odpružení

Odpružení je pneumatické s tlakovou regulací vzduchu ve vlnovci a statickou i dynamickou regulací výšky vlnovce. Tlumení kmitů umožňuje hydraulický tlumič, který je umístěn vně vlnovcového pérování viz. **Obr. 10**.



Obr. 10 Odpružení

### 1.3.5. Řízení

Řízení je protiběžné umístěné před osou přední nápravy. Kinematickými spoji mezi jednotlivými prvky řízení jsou kulové čepy. Převodka řízení je spojena s hlavní pákou řízení pomocí táhla.

### 1.3.6. Pneumatiky

Možné varianty volby rozměru pneumatiky byly určeny firmou SOR Libchavy. Rozměr pneumatiky a typ vzorku je závislý na únosnosti nápravy a režimu provozu. Pro ilustraci uvádím rozměr 305/70 R19,5“ s diskem o šířce 8,25“ viz. **Obr. 11**.



**Obr. 11** Pneu Continental se vzorkem typu HSR1 [ 7 ]

## 2. FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

Firma SOR Libchavy si dala za cíl zlepšit manévrovací schopnosti u modelů vozidel městských řad a zvýšit také jejich přepravní kapacitu. Dopady těchto požadavků by měly být analyzovány ve stávajícím řešení přední nápravy firmy SOR.

Zvýšení maximální kapacity cestujících má za následek zvýšení celkové přípustné hmotnosti autobusu. Tato změna, která se projeví také ve zvýšení zatížení přední nápravy, musí být provázena zvýšením její únosnosti.

Změna únosnosti nápravy je hlavním vstupním faktorem pro kontrolu či případnou změnu rozměru pneumatiky, jelikož každá pneumatika má svoji limitní únosnost.

Zvýšení celkové přípustné hmotnosti přináší změny v silových poměrech na nápravě během různých jízdních stavů. Tento fakt musí být zohledněn při řešení pevnostní analýzy rozhodujících prvků nápravy.

Změna silových a váhových poměrů na nápravě rovněž vyžaduje kontrolu brzdy a její případnou změnu.

Manévrovací schopnosti ovlivňuje rejdrový úhel přední nápravy, který bude zvýšen, což nepochybně přináší nutnost zástavbové analýzy provozního prostoru kola a okolních součástí či konstrukčních celků.

Firma SOR Libchavy definovala konkrétní vstupní parametry do budoucí analýzy:

- Zvětšení rejdrového úhlu na hodnotu 52° a to z původních 50°.
- Zvýšení únosnosti nápravy z původních 5600kg na 6300kg.

### **3. VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE**

SOR Libchavy předpokládá od této práce splnění následujících cílů:

- 1) Provedení analýzy zástavby kola v mezních polohách, při kterých by mohlo dojít ke střetu s některou ze součástí nápravy či podvozku vozidla.
- 2) Výpočet kinematických charakteristik s novou a stávající pneumatikou: změna rozchodu kol (v grafech nazýváno stopou kola) v závislosti na zdvihu kola, změna odklonu kola v závislosti na zdvihu kola, změna sbíhavosti v průběhu zdvihu kola [°], změna sbíhavosti na ráfku v průběhu zdvihu kola [mm].
- 3) Kontrola geometrie řízení: sestrojení křivky chyb.
- 4) Pevnostní výpočet následujících prvků nápravy: těhlice, horní rameno, dolní rameno a kulové čepy těhlice. Výpočet bude vycházet ze statické analýzy vůči meznímu stavu pružnosti.
- 5) Únavový výpočet prvků nápravy dle Rešetovy metody únavové životnosti.



## 4. NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

### 4.1. Sestavení 3D sestavy nápravy

Model přední nápravy byl vytvořen v programu Autodesk Mechanical Desktop firmou SOR Libchavy, pro jeho převod do prostředí Autodesk Inventor Professional bylo použito formátu SAT.

Po importu sestavy se objevil problém: každá součást sestavy byla automaticky převedena v podsestavu, která obsahovala samotnou součást a dále pak vždy několik součástí, které reprezentovaly pomocné body či roviny. Tímto vznikl neúměrně složitý strom modelu, který by ztěžoval následnou práci.

Dalším problémem byla ztráta vazeb způsobená převodem a ztráta materiálových listů a kusovníků.

Proto následovalo úplné restaurování modelu, které spočívalo v kompletním zjednodušení stromu modelu, nadefinování materiálových vlastností u každé ze součástí a kompletní zavazbení všech prvků sestavy tak, aby bylo možné v pozdější době vytvořit libovolný počet polohových reprezentací a popřípadě vytvořit pohybové simulace.

### 4.2. Návrh rozměrových variant budoucí pneumatiky

Původní řešení přední nápravy obsahovalo pneumatiku o rozměrech 285/70 R19,5 firmy Continental dimenzovanou na zatížení 2900kg při 8,5bar (zatížení připadající na jedno kolo). Tento typ však nespĺňoval výše uvedený požadavek na únosnost, jež dosahuje velikosti 3150kg na jedno kolo. Proto bylo nutné zvolit nový, vyhovující rozměr pneumatiky a to ze dvou možných variant, které navrhl Ing. Černý ze SOR Libchavy.

#### 4.2.1. Rozměr 305/70 R19,5

- Šířka profilu 305 mm
- Poměr (výška profilu/šířka profilu) = 0,7
- Radiální konstrukce
- Průměr ráfku 19,5“
- Statický poloměr 413mm
- Únosnost 3150kg při 8,5bar
- Pneumatika určená pro meziměstskou regionální dopravu se vzorkem typu HSR1 – steering axle

#### 4.2.2. Rozměr 275/70 R22,5

- Šířka profilu 275 mm
- Poměr (výška profilu/šířka profilu) = 0,7
- Radiální konstrukce
- Statický poloměr 447mm
- Průměr ráfku 22,5“
- Únosnost 3150kg při 8,5bar
- Pneumatika určená pro meziměstskou regionální dopravu se vzorkem typu HSR1 – steering axle

### 4.3. Analýza provozní zástavby kola

Po návrhu možných rozměrů pneumatiky bylo nutné zkontrolovat, zda nově zvolené pneu při svém provozu nezasahují do okolních součástí nápravy či podvozku. Průběh analýzy by měl být vhodně zdokumentován tak, aby bylo možné jednoduše popsat zkoumané provozní polohy pneumatiky a případné kolidující součásti. Pro tento typ analýzy se jako názorné a přesné řešení jeví polohová reprezentace v programovém prostředí Autodesk Inventor Professional.

Jako nejvíce problémové řešení se ukázalo použití rozměru 305/70 R19,5. Šířka profilu pneumatiky způsobovala kolize s horním a dolním ramenem a částí těhlice. Přeskupení těchto součástí by vyžadovalo zcela nově přepracovaný lichoběžník zavěšení, včetně nového umístění a uložení vlnovce, což je nepochybně velmi nákladné a časově náročné řešení. Varianta 305/70 R 19,5 byla tedy zamítnuta.

**Finální volba připadla na rozměr 275/70 R22,5.** Poukázání na problémová konstrukční místa v zástavbě pneumatiky a jejich stručný přehled je uveden v **Tab. 6**, v níž jsou uvedeny i odkazy na obrázkovou dokumentaci v příloze.

### 4.4. Kinematické charakteristiky

#### 4.4.1. Charakteristické rozměry nápravy

##### Hlavní rozměry

Rozchod kol	$R =$	2033	[mm]
Příklon čepu v nulové poloze	$\sigma_0 =$	10,18	[°]
Odklon kola v nulové poloze	$\gamma_0 =$	0,3	[°]
Záklon čepu	$\tau_0 =$	6,16	[°]
Průměr ráfku kola	$D_R =$	495,3	[mm]
Délka páky řízení	$r =$	253,25	[mm]

##### Délky ramen nápravy

Horní otočné rameno	$r_{AD} =$	317,3	[mm]
Dolní otočné rameno	$r_{BC} =$	586,73	[mm]

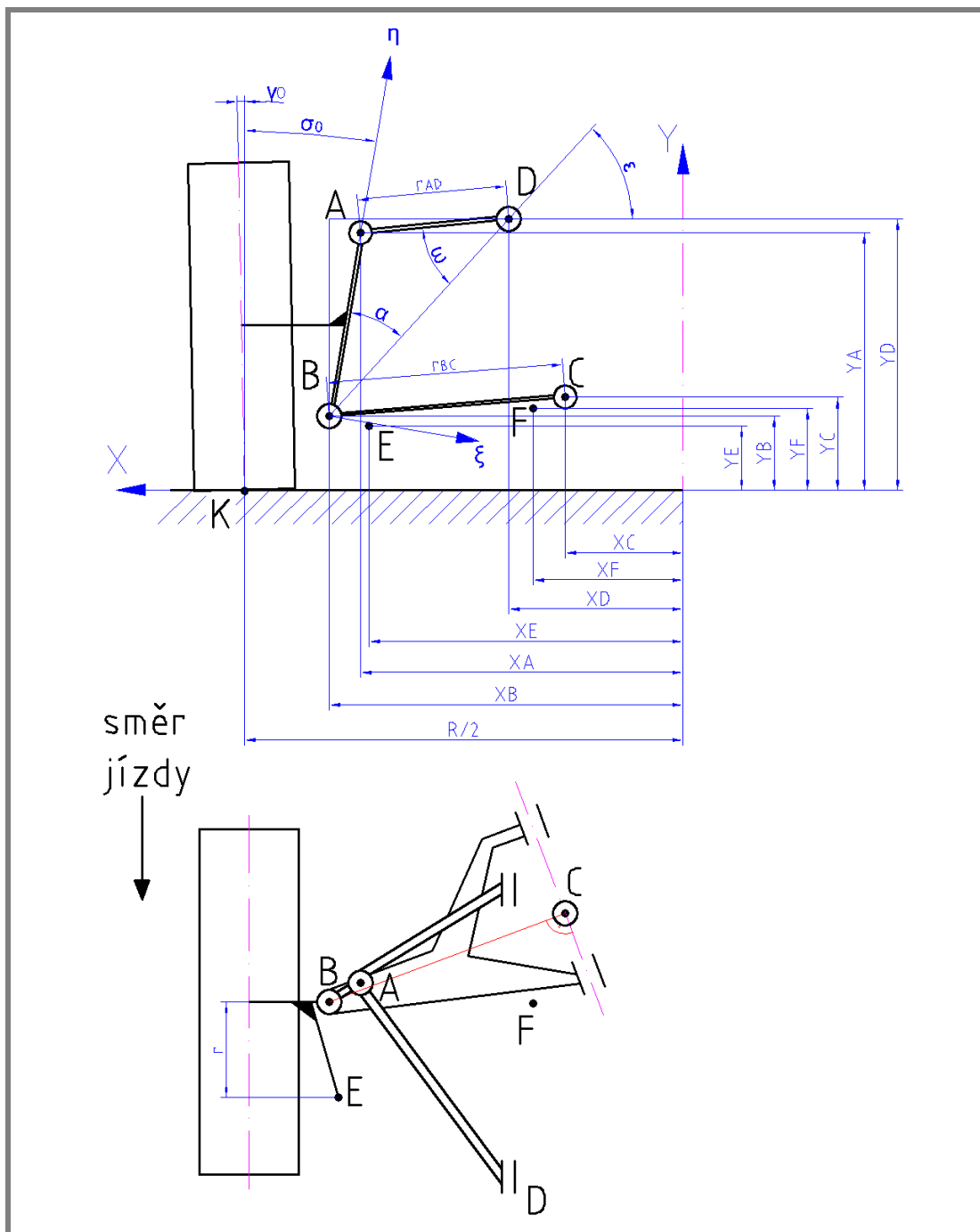
##### Body rotace a jejich souřadnice

Horní rameno	D	$X_D =$	510	[mm]	$Y_D =$	665	[mm]
Dolní rameno	C	$X_C =$	307	[mm]	$Y_C =$	292	[mm]
Pomocná páka řízení	F	$X_F =$	385,9	[mm]	$Y_F =$	269	[mm]

##### Středky kulových čepů a jejich souřadnice

Horní kulový čep	A	$X_A =$	826,8	[mm]	$Y_A =$	647	[mm]
Dolní kulový čep	B	$X_B =$	893,6	[mm]	$Y_B =$	275	[mm]
Kulový čep na páce řízení	E	$X_E =$	832,58	[mm]	$Y_E =$	270,3	[mm]
Bod dotyku kola a vozovky	K	$X_K =$	1016,5	[mm]	$Y_K =$	0	[mm]

4.4.2. Analytický výpočet stávajícího řešení nápravy (pneu 285/70 R 19,5)



Obr. 12 Charakteristické rozměry nápravy

Analytický výpočet vycházel ze zjednodušujícího předpokladu, že je spojnice otočných uložení dolního ramene rovnoběžná s podélnou rovinou autobusu. Pro tento předpoklad byl sestrojen bod C jako střed rotace dolního ramene. Tento a další charakteristické body byly promítnuty do roviny kolmé na podélnou rovinu vozidla a v této rovině byl také vyšetřován pohyb a kinematické charakteristiky závěsu. Následující výpočet demonstruje pouze postup, který byl čerpán z interních technických materiálů firmy SOR Libchavy s.r.o a literatury [ 8 ].

1) Vzdálenost středů kulových čepů

$$a = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_A - Y_B)^2} \quad (1)$$

$$a = \sqrt{(893,5\text{mm} - 827\text{mm})^2 + (652\text{mm} - 280\text{mm})^2}$$

$$\underline{a = 377,95\text{mm}}$$

Kde:

a	[mm]	vzdálenost středů kulových čepů
X <sub>B</sub>	[mm]	x-ová souřadnice bodu B ve statické poloze
Y <sub>B</sub>	[mm]	y-ová souřadnice bodu B ve statické poloze
X <sub>A</sub>	[mm]	x-ová souřadnice bodu A ve statické poloze
Y <sub>A</sub>	[mm]	y-ová souřadnice bodu A ve statické poloze

2) Rozsah zdvihu kulového čepu B

$$\Delta Y_{Bi} = -100\text{mm} + i \cdot 10\text{mm} \quad (2)$$

$$\Delta Y_{Bi} \in \langle -90\text{mm}; 90\text{mm} \rangle$$

Kde:

i	[-]	násobek přírůstku v rozmezí 1 až 19
ΔY <sub>Bi</sub>	[mm]	y-ová změna souřadnice kul. čepu B během zdvihu kola

Pozn: všechny další uvedené body výpočtů uvažují hodnotu i = 0 – statická poloha

3) Souřadnice bodu B při rotaci kolem bodu C v jednotlivých přírůstcích

$$X_{BCi} = X_C + \sqrt{r_{BC}^2 - (Y_B - \Delta Y_{Bi} - Y_C)^2}$$

$$X_{BC0} = 307\text{mm} + \sqrt{586,73^2\text{mm} - (275\text{mm} - 0\text{mm} - 292\text{mm})^2} \quad (3)$$

$$\underline{X_{BC0} = 896,57\text{mm}}$$

$$Y_{BCi} = Y_B + \Delta Y_{Bi}$$

$$i = 0 \Rightarrow \Delta Y_{B0} \Rightarrow Y_{BC0} = 586,73\text{mm} + 0\text{mm} \quad (4)$$

$$\underline{Y_{BC0} = 586,73\text{mm}}$$

Kde:

X <sub>BCi</sub>	[mm]	x-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích
Y <sub>BCi</sub>	[mm]	y-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích
X <sub>C</sub>	[mm]	x-ová souřadnice bodu C ve statické poloze
Y <sub>C</sub>	[mm]	y-ová souřadnice bodu C ve statické poloze
r <sub>BC</sub>	[mm]	poloměr rotace bodu B kolem C
Y <sub>B</sub>	[mm]	y-ová souřadnice bodu B ve statické poloze
ΔY <sub>Bi</sub>	[mm]	y-ová změna souřadnice kul. čepu B během zdvihu kola

- 4) Vzdálenost středů B a D během zdvihu

$$|BD| = \sqrt{(X_{BCi} - X_D)^2 + (Y_{BCi} - Y_D)^2}$$

$$\text{pro } i = 0 \Rightarrow$$

$$|BD| = \sqrt{(896,57\text{mm} - 510\text{mm})^2 + (586,73\text{mm} - 665\text{mm})^2}$$

$$\underline{\underline{|BD| = 547,02\text{mm}}}$$
(5)

Kde:

BD	[mm]	vzdálenost středů B a D během zdvihu
$X_{BCi}$	[mm]	x-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích
$Y_{BCi}$	[mm]	y-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích
$X_D$	[mm]	x-ová souřadnice bodu D ve statické poloze
$Y_D$	[mm]	y-ová souřadnice bodu D ve statické poloze

- 5) Úhel
- $\alpha$
- (
- $\angle ABD$
- )

$$\alpha_i = \arccos\left(\frac{a^2 + |BD|^2 - r_{AD}^2}{2 \cdot a \cdot |BD|}\right)$$

$$\alpha_0 = \arccos\left(\frac{377,95^2\text{mm} + 547,02^2\text{mm} - 317,3^2\text{mm}}{2 \cdot 377,95\text{mm} \cdot 547,02\text{mm}}\right)$$

$$\underline{\underline{\alpha_0 = 0,6\text{rad} = 34,34^\circ}}$$
(6)

Kde:

$\alpha_i$	[°]	úhel mezi body ABD s vrcholem v bodě B v přírůstcích
a	[mm]	vzdálenost středů čepů rejdové osy
BD	[mm]	vzdálenost středů B a D
$r_{AD}$	[mm]	poloměr rotace bodu A kolem D

- 6) Úhel
- $\omega$
- (
- $\angle ADB$
- )

$$\omega_i = \arccos\left(\frac{r_{AD}^2 + |BD|^2 - a^2}{2 \cdot r_{AD} \cdot |BD|}\right)$$

$$\omega_0 = \arccos\left(\frac{317,3^2\text{mm} + 547,02^2\text{mm} - 377,95^2\text{mm}}{2 \cdot 317,3\text{mm} \cdot 547,02\text{mm}}\right)$$

$$\underline{\underline{\omega_0 = 0,74\text{rad} = 42,22^\circ}}$$
(7)

Kde:

$\omega_i$	[°]	úhel mezi body ADB s vrcholem v bodě D v přírůstcích
$r_{AD}$	[mm]	poloměr rotace bodu A kolem D
BD	[mm]	vzdálenost středů B a D
a	[mm]	vzdálenost středů čepů rejdové osy

7) Pomocný doplňkový úhel  $\varepsilon$

$$\varepsilon_i = \operatorname{arctg} \frac{(Y_D - Y_{BCi})}{(X_{BCi} - X_D)}$$

$$\varepsilon_0 = \operatorname{arctg} \frac{(665\text{mm} - 586,73\text{mm})}{(896,57\text{mm} - 510\text{mm})}$$

$$\underline{\underline{\varepsilon_0 = 0,79\text{rad} = 45,48^\circ}}$$

Kde:

$\varepsilon_i$	[°]	doplňkový úhel mezi horizontálou a spojnici  BD  v přírůstcích
$X_D$	[mm]	x-ová souřadnice bodu D ve statické poloze
$Y_D$	[mm]	y-ová souřadnice bodu D ve statické poloze
$X_{BCi}$	[mm]	x-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích
$Y_{BCi}$	[mm]	y-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích

8) Úhel naklonění těhlice

$$\phi_i = \frac{\pi}{2} - (\alpha_i + \omega_i + (\varepsilon_i - \omega_i))$$

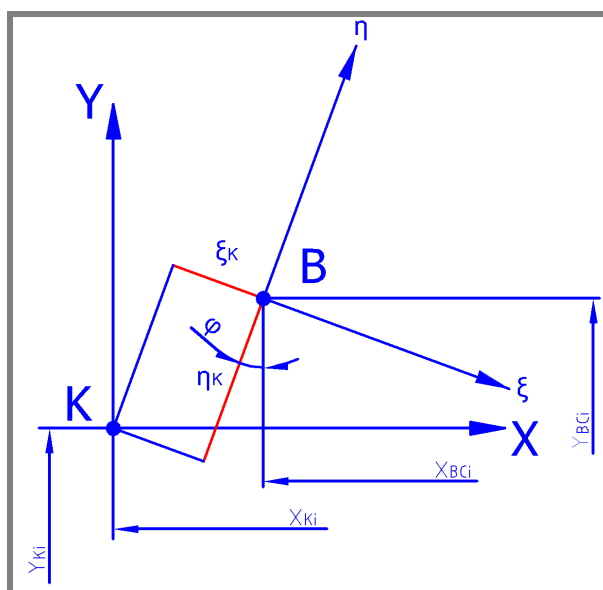
$$\phi_0 = \frac{\pi}{2} - (34,34^\circ + 42,22^\circ + (45,58^\circ - 42,22^\circ))$$

$$\underline{\underline{\phi_0 = 0,18\text{rad} = 10,18^\circ}}$$

Kde:

$\phi_i$	[°]	úhel naklonění těhlice v přírůstcích
$\alpha_i$	[°]	úhel mezi body ABD s vrcholem v bodě B v přírůstcích
$\omega_i$	[°]	úhel mezi body ADB s vrcholem v bodě D v přírůstcích
$\varepsilon_i$	[°]	doplňkový úhel mezi horizontálou a spojnici  BD  v přírůstcích

9) Transformace systému  $\xi$ - $\eta$  s počátkem v B do systému X-Y s počátkem v bodě K



Obr. 13 Transformace s.s. z bodu B

$$\begin{aligned}\xi_K &= (X_K - X_B) \cdot \cos(\varphi_0) - (Y_B - Y_K) \cdot \sin(\varphi_0) \\ \xi_K &= (1016,5\text{mm} - 893,6\text{mm}) \cdot \cos(10,18^\circ) - (275\text{mm} - 0\text{mm}) \cdot \sin(10,18^\circ) \\ \xi_K &= 72,39\text{mm}\end{aligned}\quad (10)$$

$$\begin{aligned}\eta_K &= (Y_B - Y_K) \cdot \cos(\varphi_0) + (X_K - X_B) \cdot \sin(\varphi_0) \\ \eta_K &= (275\text{mm} - 0\text{mm}) \cdot \cos(10,18^\circ) + (1016,5\text{mm} - 893,6\text{mm}) \cdot \sin(10,18^\circ) \\ \eta_K &= 292,36\text{mm}\end{aligned}\quad (11)$$

Kde:

$\xi_K$	[mm]	velikost složky souřadnice bodu K v ose $\xi$
$\eta_K$	[mm]	velikost složky souřadnice bodu K v ose $\eta$
$X_K$	[mm]	x-ová souřadnice bodu K ve statické poloze
$Y_K$	[mm]	y-ová souřadnice bodu K ve statické poloze
$X_B$	[mm]	x-ová souřadnice bodu B ve statické poloze
$Y_B$	[mm]	y-ová souřadnice bodu B ve statické poloze
$\varphi_0$	[°]	úhel naklonění těhlice ve statické poloze

10) Souřadnice trajektorie dotykového bodu v jednotlivých přírůstcích

$$\begin{aligned}X_{Ki} &= X_{BCi} + \xi_K \cdot \cos(\varphi_i) + \eta_K \cdot \sin(\varphi_i) \\ X_{K0} &= 896,57\text{mm} + 72,39\text{mm} \cdot \cos(10,18^\circ) + 292,4\text{mm} \cdot \sin(10,18^\circ) \\ X_{K0} &= 1016,5\text{mm}\end{aligned}\quad (12)$$

$$\begin{aligned}Y_{Ki} &= Y_{BCi} - \eta_K \cdot \sin(\varphi_i) - \xi_K \cdot \cos(\varphi_i) \\ Y_{K0} &= 586,73\text{mm} - 292,36\text{mm} \cdot \sin(10,18^\circ) - 72,39\text{mm} \cdot \cos(10,18^\circ) \\ Y_{K0} &= 0\text{mm}\end{aligned}\quad (13)$$

Kde:

$X_{Ki}$	[mm]	x-ová souřadnice bodu K v přírůstcích
$Y_{Ki}$	[mm]	y-ová souřadnice bodu K v přírůstcích
$X_{BCi}$	[mm]	x-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích
$Y_{BCi}$	[mm]	y-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích
$\xi_K$	[mm]	velikost složky souřadnice bodu K v ose $\xi$
$\eta_K$	[mm]	velikost složky souřadnice bodu K v ose $\eta$
$\varphi_i$	[°]	úhel naklonění těhlice v přírůstcích

11) Změna stopy kola

$$\begin{aligned}\Delta X_{Ki} &= X_K - X_{Ki} \\ \Delta X_{K0} &= 1016,5\text{mm} - 1016,5\text{mm} \\ \Delta X_{K0} &= 0\text{mm}\end{aligned}\quad (14)$$

Kde:

$\Delta X_{Ki}$	[mm]	změna stopy kola
$X_{Ki}$	[mm]	x-ová souřadnice bodu K v přírůstcích
$X_K$	[mm]	x-ová souřadnice bodu K ve statické poloze

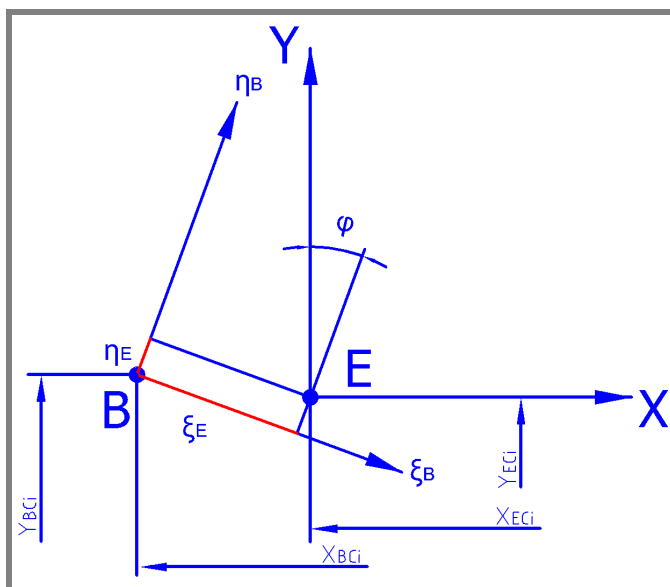
12) Změna odklonu kola

$$\begin{aligned}\Delta\gamma_i &= (\sigma_0 + \gamma_0) - \varphi_i \\ \Delta\gamma_0 &= (10,18^\circ + 0,3^\circ) - 10,18^\circ \\ \underline{\underline{\Delta\gamma_0}} &= \underline{\underline{0,3^\circ}}\end{aligned}\tag{15}$$

Kde:

$\Delta\gamma_i$	[°]	změna odklonu kola v přírůstcích
$\sigma_0$	[°]	příklon čepu v nulové poloze
$\gamma_0$	[°]	odklon kola v nulové poloze
$\varphi_i$	[°]	úhel naklonění těhlice v přírůstcích

13) Transformace systému  $\xi$ - $\eta$  s počátkem v B do systému X-Y s počátkem v bodě E



Obr. 14 Transformace s.s. z bodu E

$$\begin{aligned}\xi_E &= (X_B - X_E) \cdot \cos(\varphi_0) - (Y_B - Y_E) \cdot \sin(\varphi_0) \\ \xi_E &= (893,6mm - 832,58mm) \cdot \cos(10,18^\circ) - (275mm - 270,3mm) \cdot \sin(10,18^\circ)\end{aligned}\tag{16}$$

$$\underline{\underline{\xi_E}} = \underline{\underline{60,8mm}}$$

$$\begin{aligned}\eta_E &= (Y_B - Y_E) \cdot \cos(\varphi_0) + (X_E - X_B) \cdot \sin(\varphi_0) \\ \eta_E &= (275mm - 270,3mm) \cdot \cos(10,18^\circ) + (832,58 - 893,6mm) \cdot \sin(10,18^\circ)\end{aligned}\tag{17}$$

$$\underline{\underline{\eta_E}} = \underline{\underline{6,13mm}}$$



Kde:

$\xi_E$	[mm]	velikost složky souřadnice bodu E v ose $\xi_E$
$\eta_E$	[mm]	velikost složky souřadnice bodu E v ose $\eta_E$
$X_B$	[mm]	x-ová souřadnice bodu B ve statické poloze
$Y_B$	[mm]	y-ová souřadnice bodu B ve statické poloze
$X_E$	[mm]	x-ová souřadnice bodu E ve statické poloze
$Y_E$	[mm]	y-ová souřadnice bodu E ve statické poloze
$\varphi_0$	[°]	úhel naklonění těhlice ve statické poloze

14) Souřadnice bodu E při rotaci kolem C v jednotlivých přírůstcích

$$X_{Ei} = X_{BCi} - (\eta_E \cdot \sin(\varphi_i) + \xi_E \cdot \cos(\varphi_i))$$

$$X_{E0} = 895,57mm - (6,13mm \cdot \sin(10,18^\circ) + 60,8mm \cdot \cos(10,18^\circ)) \quad (18)$$

$$\underline{\underline{X_{E0} = 832,58mm}}$$

$$Y_{Ei} = Y_{BCi} - (\xi_E \cdot \sin(\varphi_i) - \eta_E \cdot \cos(\varphi_i))$$

$$Y_{E0} = 586,73mm - (60,8mm \cdot \sin(10,18^\circ) - 6,13mm \cdot \cos(10,18^\circ)) \quad (19)$$

$$\underline{\underline{Y_{E0} = 270,28mm}}$$

Kde:

$X_{Ei}$	[mm]	x-ová souřadnice bodu E v přírůstcích
$Y_{Ei}$	[mm]	y-ová souřadnice bodu E v přírůstcích
$\xi_E$	[mm]	velikost složky souřadnice bodu E v ose $\xi_E$
$\eta_E$	[mm]	velikost složky souřadnice bodu E v ose $\eta_E$
$X_{BCi}$	[mm]	x-ová souřadnice bodu B ve statické poloze
$Y_{BCi}$	[mm]	y-ová souřadnice bodu B ve statické poloze
$\varphi_i$	[°]	úhel naklonění těhlice v přírůstcích

15) Délka spojovací tyče v rovině X-Y

$$r_3 = \sqrt{(X_E - X_F)^2 + (Y_E - Y_F)^2}$$

$$r_3 = \sqrt{(832,58mm - 385,9mm)^2 + (270,3mm - 269mm)^2} \quad (20)$$

$$\underline{\underline{r_3 = 446,7mm}}$$

Kde:

$r_3$	[mm]	délka spojovací tyče v rovině X-Y
$X_E$	[mm]	x-ová souřadnice bodu E ve statické poloze
$Y_E$	[mm]	y-ová souřadnice bodu E ve statické poloze
$X_F$	[mm]	x-ová souřadnice bodu F ve statické poloze
$Y_F$	[mm]	y-ová souřadnice bodu F ve statické poloze

16) X-ová souřadnice bodu E při rotaci kolem F

$$X_{EFi} = X_F + \sqrt{r_3^2 - (Y_{Ei} - Y_F)^2}$$

$$X_{EF0} = 385,9\text{mm} + \sqrt{446,7^2\text{mm} - (270,2\text{mm} - 269\text{mm})^2} \quad (21)$$

$$\underline{\underline{X_{EF0} = 832,58\text{mm}}}$$

Kde:

$X_{EFi}$	[mm]	y-ová souřadnice E při rotaci kolem F v přírůstcích
$X_F$	[mm]	x-ová souřadnice bodu F ve statické poloze
$Y_F$	[mm]	y-ová souřadnice bodu F ve statické poloze
$Y_{Ei}$	[mm]	y-ová souřadnice E při rotaci kolem C v přírůstcích
$r_3$	[mm]	délka spojovací tyče v rovině X-Y

17) Diference bodu E způsobující změnu sbíhavosti

$$\Delta X_{Ei} = X_{Ei} - X_{EFi}$$

$$\Delta X_{E0} = 832,58\text{mm} - 832,58\text{mm} \quad (22)$$

$$\Delta X_{E0} = 0\text{mm}$$

Kde:

$\Delta X_{Ei}$	[mm]	diference bodu E během zdvihu kola při rozdílných středech rotace
$X_{Ei}$	[mm]	X-ová souřadnice E při rotaci kolem C v přírůstcích
$X_{EFi}$	[mm]	X-ová souřadnice E při rotaci kolem F v přírůstcích

18) Změna sbíhavosti na kole

$$\Delta \delta_i = \arcsin \left( \frac{\Delta X_{Ei}}{r_3} \right) \quad (23)$$

$$\Delta \delta_0 = \arcsin \left( \frac{0\text{mm}}{446,7\text{mm}} \right)$$

$$\Delta \delta_0 = 0^\circ$$

Kde:

$\Delta \delta_i$	[°]	změna sbíhavosti na kole v přírůstcích
$\Delta X_{Ei}$	[mm]	diference středů E během zdvihu kola
$r_3$	[mm]	délka spojovací tyče v rovině X-Y

## 19) Změna sbíhavosti na ráfku kola

$$\begin{aligned}\Delta S_i &= \operatorname{tg}(\Delta\delta_i) \cdot \frac{D_R}{2} \\ \Delta S_0 &= \operatorname{tg}(0^\circ) \cdot \frac{495,3\text{mm}}{2} \\ \underline{\underline{\Delta S_0}} &= 0\text{mm}\end{aligned}\tag{24}$$

Kde:

$\Delta S_i$	[mm]	sbíhavost na ráfku kola v přírůstcích
$D_R$	[mm]	průměr ráfku kola
$\Delta\delta_i$	[°]	změna sbíhavosti na kole v přírůstcích

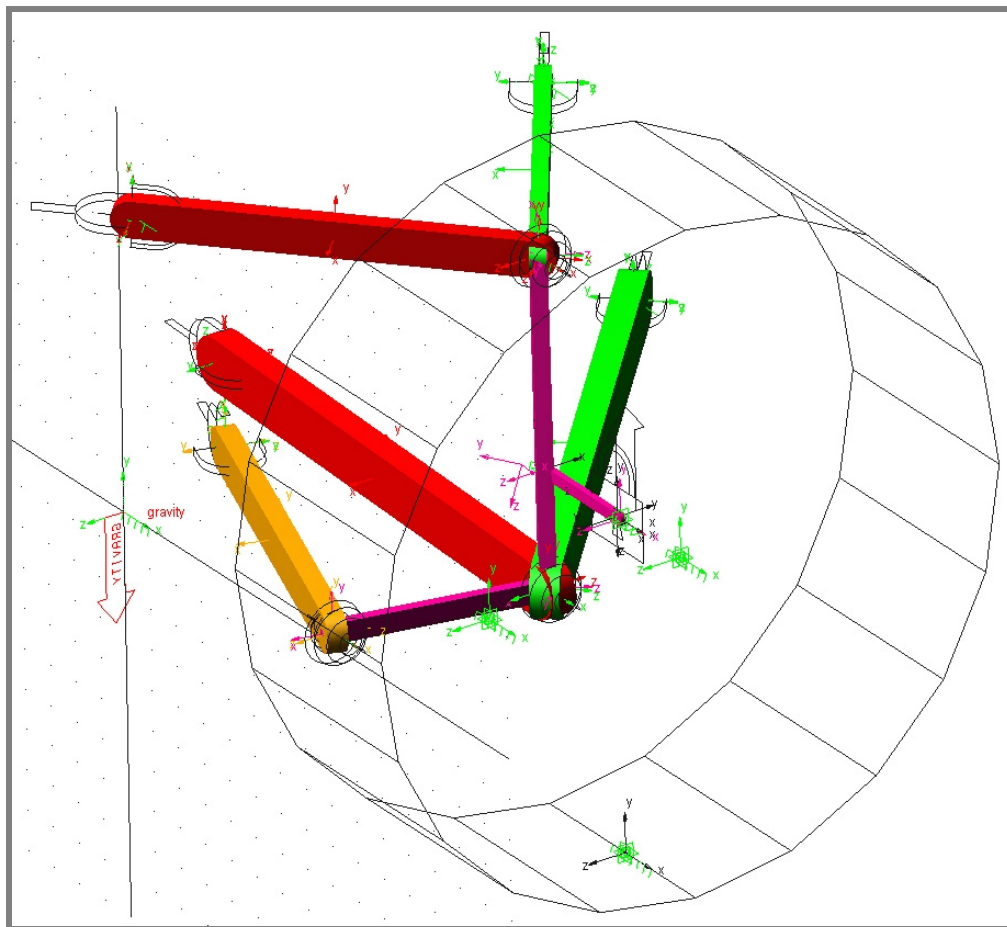
## 4.4.3. Analytický výpočet stávajícího řešení nápravy (pneu 275/70 R 22,5)

Analytický výpočet nápravy s novou pneu je postupem shodný s bodem 4.4.2. Musíme však uvažovat, že zvětšením rozměru pneumatiky a disku z 19,5“ na 22,5“, vzroste hodnota y-ové souřadnice důležitých bodů o 34mm. Tato hodnota je dána rozdílem velikosti statického poloměru pneumatiky 275/70 R22,5 a 285/70 R19,5.

## 4.4.4. Výpočet kinematických charakteristik řešené nápravy s novou a stávající pneumatikou pomocí MBS ADAMS

Jelikož analytický výpočet poukázal na příliš velké změny ve sbíhavosti, rozhodl jsem se tuto skutečnost ověřit v multi-body systému ADAMS. Výstup z této simulace by měl být také ukazatelem nepřesnosti, které jsem se dopustil zavedením zjednodušujícího předpokladu z bodu 4.4.2.

Postup práce na kinematické simulaci v prostředí ADAMS spočíval ve vytvoření charakteristických bodů nápravy tak, jak odpovídají realitě – uvažováno bylo i šikmé uložení dolního ramene – viz. **Obr. 15** Takto vytvořené body byly spojeny prvky LINK, pneumatika byla nahrazena prvkem CYLINDER a následovalo zavazbení vhodnými kinematickými vazbami (SPHERICAL JOINT, HOOKE JOINT, FIXED JOINT). Zavedení pohybu simulujícího zdvih pneumatiky ve směru osy y umožnila funkce MOTION s hodnotou  $90 \cdot \sin(\text{time})$ . Pomocí měřících nástrojů v sekci measure (POINT to POINT, ORIENTATION atd.), byly vyneseny důležité charakteristiky závislé v čase, které byly následně upraveny v režimu postprocessingu do podoby grafů v části 5.2.2.



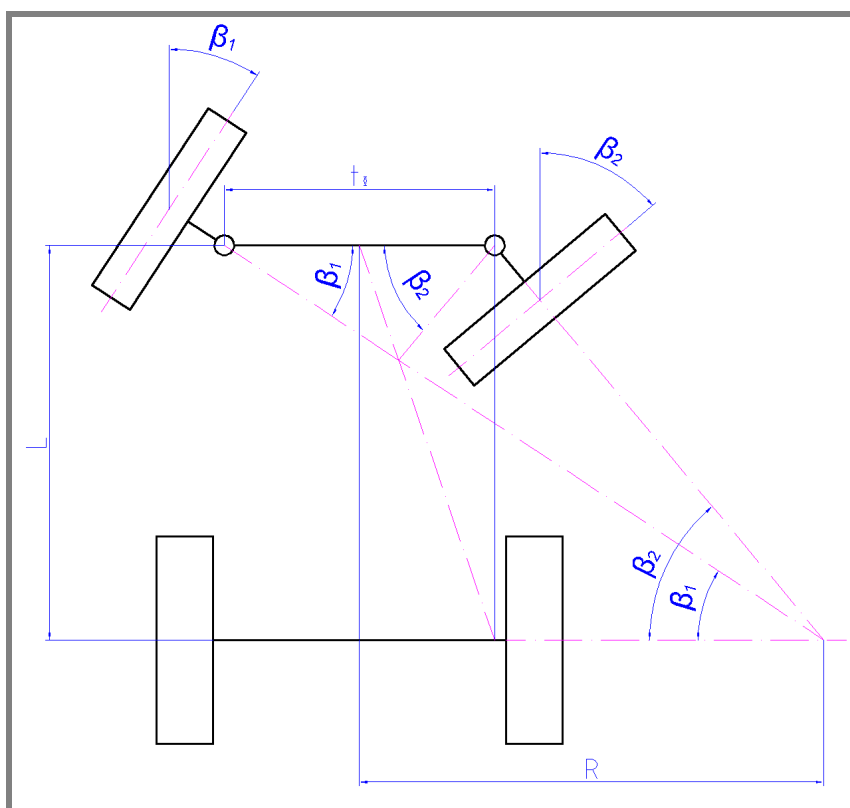
Obr. 15 Zavěšení kola v programovém prostředí ADAMS

#### 4.5. Kontrola geometrie řízení

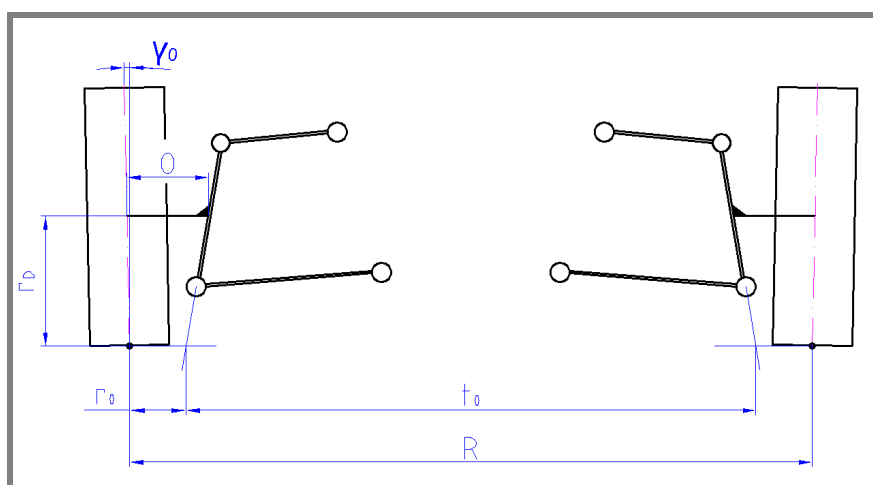
Aby bylo možné posoudit, zda dochází při velkých rejdrových úhlech k odvalování či smýkání kol, musíme sestavit křivku chyb, která vychází z tzv. teoretické Ackermanovy geometrie řízení viz. **Obr. 16**

Doslovně cituji z [ 9 ]: *Natočení řízených kol v zatáčce musí splňovat určité geometrické podmínky, aby se kola pouze odvalovala a nevznikalo smýkání pneumatik. Předpokládáme-li, že kola jsou bočně nepoddajná, musí střed otáčení vozidla ležet na prodloužené ose zadní nápravy ( za předpokladu, že jsou řízena jen přední kola).*Konec doslovné citace.

Postup výpočtu geometrie řízení byl doporučen a převzat z literatury [ 8 ] firmou SOR Libchavy.



Obr. 16 Ackermanova geometrie řízení [ 9 ]



Obr. 17 Zavěšení kol - pohled zepředu

#### 4.5.1. Poloměr rejdu

$$r_0 = O - r_D \cdot \tan(\gamma_0) - r_D \cdot \tan(\varphi_0)$$

$$r_0 = 147,97\text{mm} - 464,7\text{mm} \cdot \tan(0,3^\circ) - 464,7\text{mm} \cdot \tan(10,18^\circ)$$

(25)

$$\underline{\underline{r_0 = 62,05\text{mm}}}$$

Kde:

$r_0$	[mm]	poloměr rejdu
$O$	[mm]	vzdálenost od středu kola k průsečíku osy náboje s rejd. osou
$r_D$	[mm]	dynamický poloměr kola
$\gamma_0$	[°]	odklon kola v nulové poloze

#### 4.5.2. Vzdálenost os rejdových čepů v rovině vozovky

$$\begin{aligned}
 t_0 &= R - 2 \cdot r_0 \\
 t_0 &= 2033\text{mm} - 2 \cdot 62,05\text{mm} \\
 \underline{\underline{t_0}} &= \underline{\underline{1908,89\text{mm}}}
 \end{aligned}
 \tag{26}$$

Kde:

$t_0$	[mm]	vzdálenost průsečíků os rejdových čepů s rovinou vozovky
$R$	[mm]	rozchod kol
$r_0$	[mm]	poloměr rejdu

#### 4.5.3. Teoretický poloměr zatáčení

$$\begin{aligned}
 R_z &= \frac{L}{\tan(\beta_2^{MAX})} + \frac{t_0}{2} \\
 R_z &= \frac{6180\text{mm}}{\tan(52^\circ)} + \frac{1908,89\text{mm}}{2} \\
 \underline{\underline{R_z}} &= \underline{\underline{5782,79\text{mm}}}
 \end{aligned}
 \tag{27}$$

Kde:

$R_z$	[mm]	teoretický poloměr zatáčení při max. rejdu
$L$	[mm]	rozvor náprav
$t_0$	[mm]	vzdálenost průsečíků os rejdových čepů s rovinou vozovky
$\beta_2^{MAX}$	[°]	maximální úhel natočení vnitřního kola

#### 4.5.4. Teoretický maximální úhel natočení vnějšího kola

$$\begin{aligned}
 \beta_1^{MAX} &= \arctg \left( \frac{R_z + \frac{t_0}{2}}{L} \right) \\
 \beta_1^{MAX} &= \arctg \left( \frac{5782,79\text{mm} + \frac{1908,89\text{mm}}{2}}{6180\text{mm}} \right) \\
 \underline{\underline{\beta_1^{MAX}}} &= \underline{\underline{42,53^\circ}}
 \end{aligned}
 \tag{28}$$

Kde:

$\beta_1^{\text{MAX}}$ [°]	max. teoretický úhel natočení vnějšího kola
$R_Z$ [mm]	teoretický poloměr zatáčení při max. rejdu
$t_0$ [mm]	vzdálenost průsečíků os rejdových čepů s rovinou vozovky
$L$ [mm]	rozvor náprav

#### 4.5.5. Teoretický úhel natočení vnějšího kola

$$\beta_{1\text{teor}}^i = \arctg \left( \frac{1}{\frac{t_0}{L} + \frac{1}{\text{tg}\beta_2^i}} \right) \quad (29)$$

$$\beta_{1\text{teor}}^i = \arctg \left( \frac{1}{\frac{1908,89\text{mm}}{6180\text{mm}} + \frac{1}{\text{tg}\beta_2^i}} \right)$$

Kde:

$\beta_{1\text{teor}}^i$ [°]	natočení vnějšího kola po přírůstcích 5°
$t_0$ [mm]	vzdálenost průsečíků os rejdových čepů s rovinou vozovky
$L$ [mm]	rozvor náprav
$\beta_2^i$ [°]	úhel natočení vnitřního kola po přírůstcích 5°

$\beta_2^i$	$\beta_{1\text{teor}}^i$
5	4,87
10	9,49
15	13,90
20	18,12
25	22,18
30	26,10
35	29,93
40	33,68
45	37,38
50	41,06
52	42,53

Tab. 1 Teoretický úhel natočení vnějšího kola

#### 4.5.6. Skutečné natočení vnějšího kola

Skutečný úhel natočení vnějšího kola byl odměřen v polohových reprezentacích softwaru Autodesk Inventor, které byly vytvořeny v přírůstcích 5° natočení vnitřního kola v rozsahu 0° až 52°.

$\beta_{1 \text{ skut}}$	$\Delta\beta$
4,72	-0,15
9,2	-0,29
13,41	-0,49
17,4	-0,72
21,25	-0,93
25,02	-1,08
28,86	-1,07
32,7	-0,98
36,88	-0,50
41,64	0,58
43,84	1,31

Tab. 2 Skutečné natočení vnějšího kola

V části 5.3 nalezneme sestrojenou křivku chyb, která musí splňovat podmínku:

$$\Delta\beta = \beta_{\text{Skut}} - \beta_{\text{Teor}} \leq 1^{\circ}30'$$

#### 4.6. Silové poměry na nápravě

Během provozu autobusu dochází k mnoha zátěžným stavům, přičemž některé stavy mohou být považovány za kritické právě díky své povaze či míře působení. Detailní zkoumání silových a pevnostních dopadů na konstrukci nápravy u každého z nich by bylo nad rámec této práce.

Zátěžné stavy můžeme rozdělit do dvou odlišných skupin:

- Na čase nezávislé – STATICKÉ
- Na čase závislé – DYNAMICKÉ

Tato práce se zabývá stavy, které se dají považovat za statické, jelikož uvažují konkrétní situaci v jejím kritickém bodě a považují časovou změnu silových či deformačních poměrů za nulovou – tzn. kritický stav = ustálený stav.

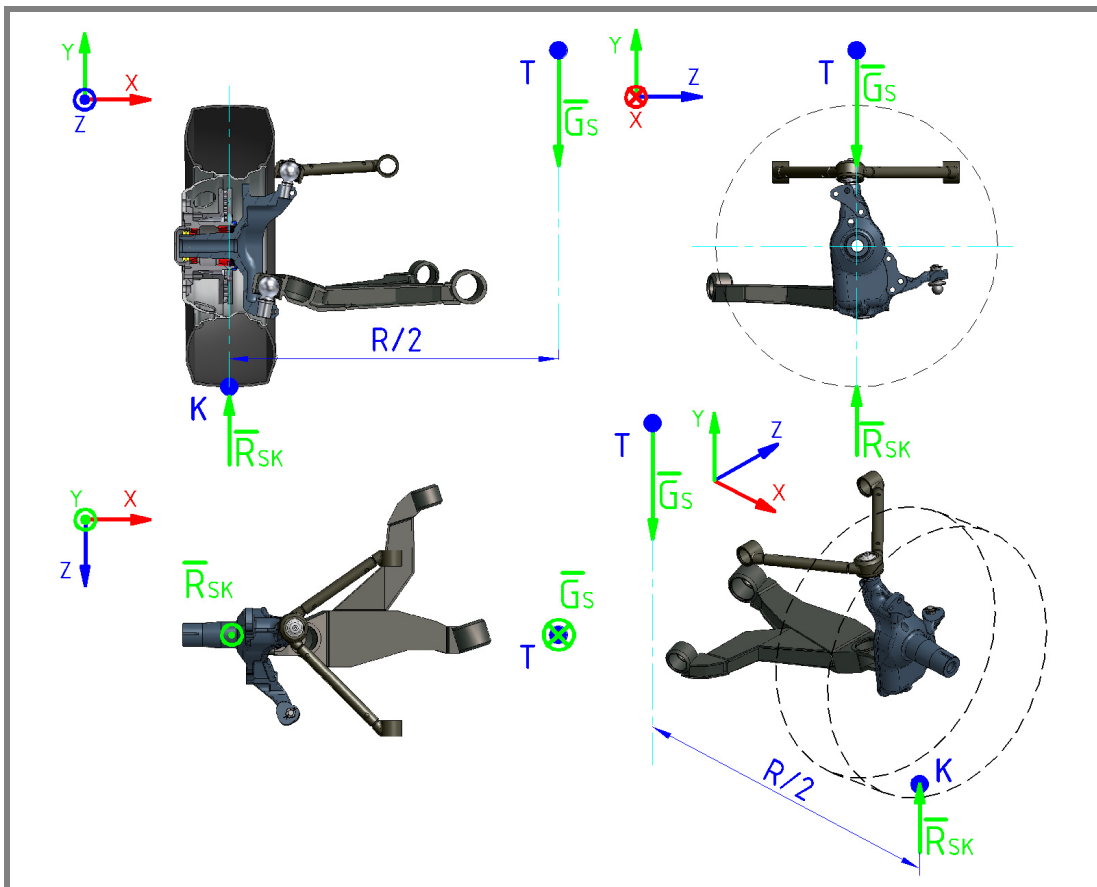
Pro výpočet silového rozložení na zkoumané nápravě byly uvažovány tyto stavy:

- Přímá jízda; dobrá vozovka
- Brždění na mezi adheze v přímé jízdě
- Průjezd zatáčkou na mezi převrácení

V každém tomto stavu bude zjištěno vnější silové působení na nápravu a kolo analytickým výpočtem. Pro výpočet reakcí na součástech vzniklých vlivem vnějšího silového působení bude použit MBS ADAMS.



4.6.1. Přímá jízda – statické zatížení – vnější silové působení



Obr. 18 Vnější síly - přímá jízda

1) Statické zatížení

$$G_s = m_p \cdot g$$

$$G_s = 6300 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \quad (30)$$

$$\underline{G_s = 61803 \text{ N}}$$

Kde:

$G_s$	[N]	statické zatížení přední nápravy
$m_p$	[kg]	statická únosnost přední nápravy
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení

2) Reakce připadající na jedno kolo

$$R_{SK} = \frac{G_s}{2}$$

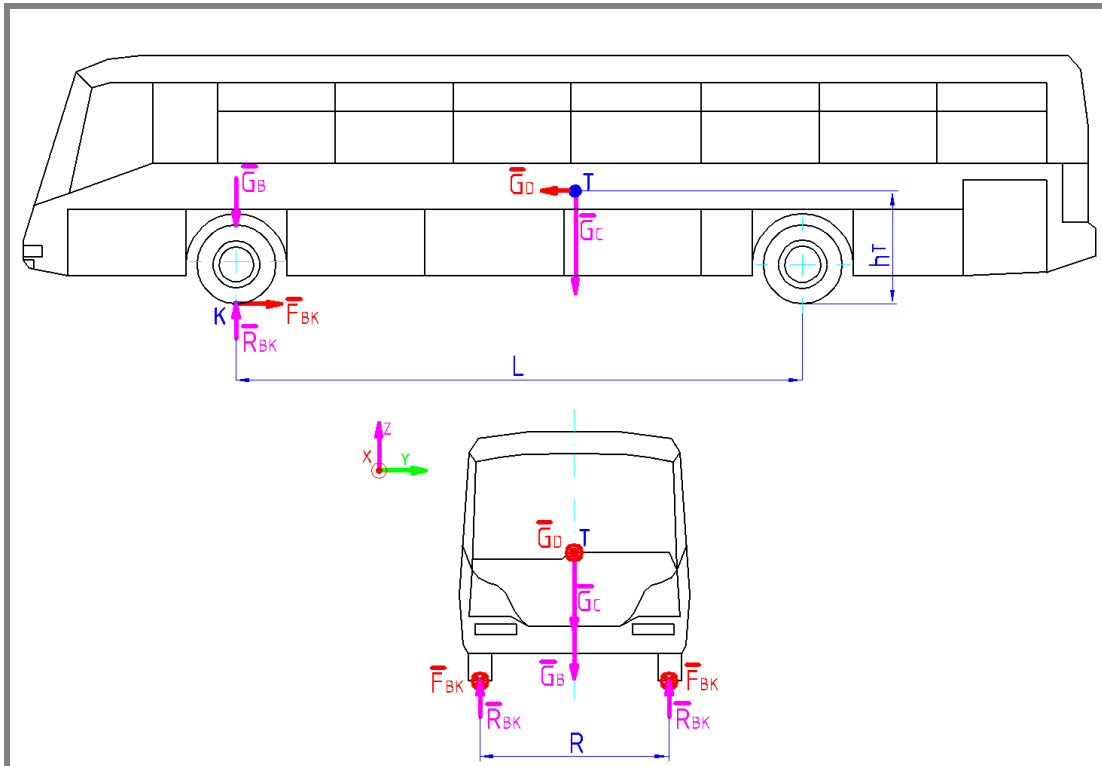
$$R_{SK} = \frac{61803 \text{ N}}{2} \quad (31)$$

$$\underline{R_{SK} = 30901,5 \text{ N}}$$

Kde:

$R_{SK}$	[N]	reakce působící na jedno kolo od vozovky
$G_s$	[N]	statické zatížení přední nápravy

4.6.2. Brzdění na mezi adheze v přímé jízdě



Obr. 19 Brzdění na mezi adheze v přímé jízdě

Při brzdění dochází k přitěžování přední nápravy vlivem působení setrvačného momentu těžiště vozidla na rameni  $h_T$  viz. **Obr. 19**. Toto přitížení je možné vyjádřit za předpokladu známého poměrného zpomalení vozidla při brzdění. Pro zjednodušení výpočtu uvažuji ideální rozložení brzdných sil a hodnotu poměrného zpomalení považuji rovnu součiniteli valivého tření.

1) Dynamické přitížení nápravy při brzdění

$$\Delta G_D = \frac{z \cdot G_C \cdot h_T}{L}$$

$$\Delta G_D = \frac{0,8 \cdot 17500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \cdot 1250 \text{ mm}}{6180 \text{ mm}} \quad (32)$$

$$\underline{\underline{\Delta G_D = 27779,13 \text{ N}}}$$

Kde:

$\Delta G_D$	[N]	dynamické přitížení přední nápravy
$z$	[-]	poměrné zpomalení vozidla při brzdění
$G_C$	[N]	maximální přípustná tíha vozu
$h_T$	[mm]	výška těžiště vozu od vozovky
$L$	[mm]	rozvor náprav

## 2) Svislé zatížení přední nápravy při brždění

$$\begin{aligned}
 G_B &= G_S + \Delta G_D \\
 G_B &= 61803N + 27779,13N \\
 \underline{\underline{G_B}} &= \underline{\underline{89582,13N}}
 \end{aligned}
 \tag{33}$$

Kde:

$G_B$	[N]	svislé zatížení přední nápravy při brždění
$G_S$	[N]	statické zatížení přední nápravy
$\Delta G_D$	[N]	dynamické přetížení přední nápravy

## 3) Reakce připadající na jedno kolo

$$\begin{aligned}
 R_{BK} &= \frac{G_B}{2} \\
 R_{BK} &= \frac{89582,13N}{2} \\
 \underline{\underline{R_{BK}}} &= \underline{\underline{44791,1N}}
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

$R_{BK}$	[N]	reakce od vozovky připadající na jedno kolo
$G_B$	[N]	svislé zatížení přední nápravy při brždění

## 4) Brzdná síla na kole

$$F_{BK} = R_{BK} \cdot z = 44791,063N \cdot 0,8 = \underline{\underline{35832,85N}} \tag{35}$$

Kde:

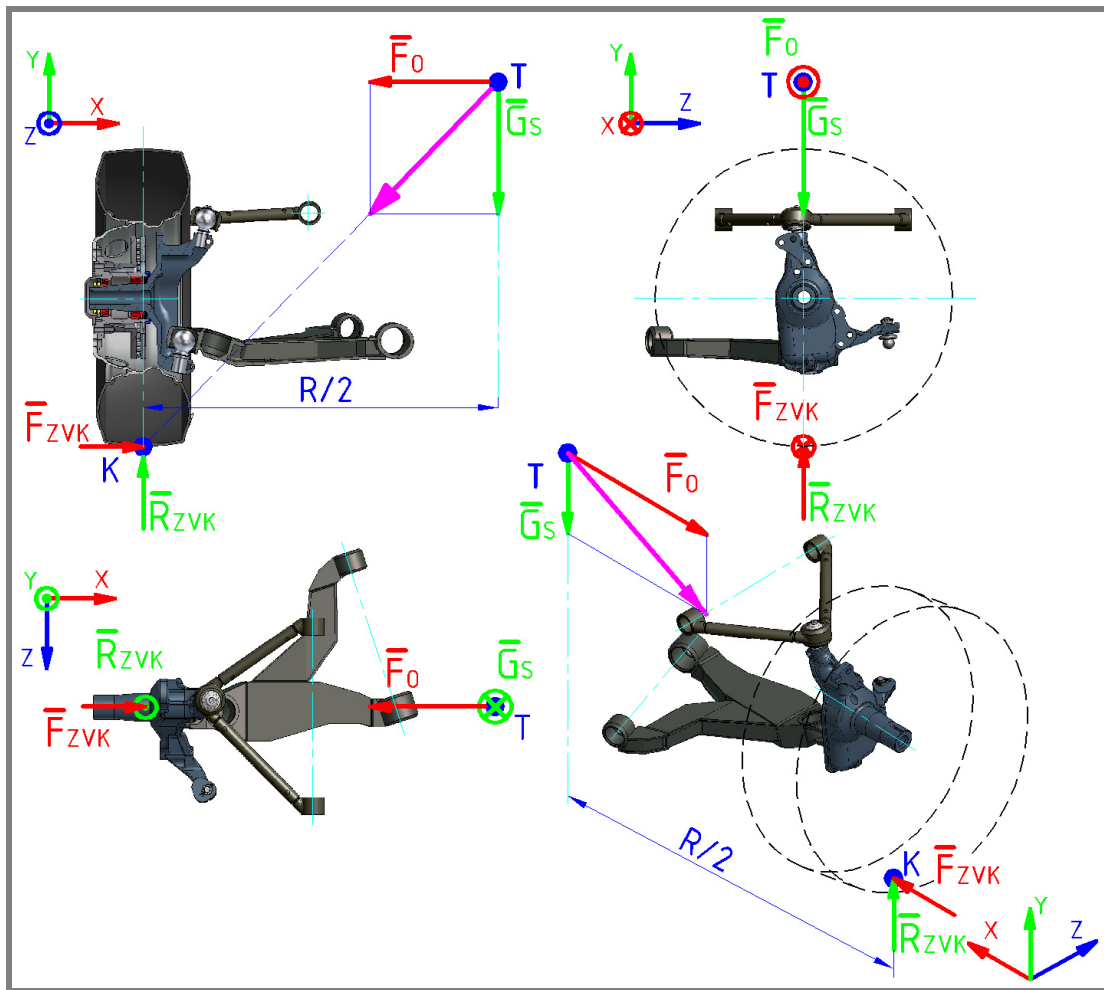
$F_{BK}$	[N]	brzdná síla na kole na mezi adheze
$R_{BK}$	[N]	reakce od vozovky připadající na jedno kolo
$z$	[-]	poměrné zpomalení vozidla při brždění

## 4.6.3. Průjezd zatáčkou na mezi převrácení

Při zatáčení dochází k přitěžování vnějšího kola a k odlehčení vnitřního kola o stejnou hodnotu  $\Delta R_{ZK}$ . Dochází také ke vzniku boční síly  $F_{ZVK}$ , která brání ztrátě boční adheze vozidla v zatáčce.

Okamžik, kdy výslednice odstředivé síly  $F_O$  a statického zatížení nápravy  $G_S$  prochází bodem styku pneu s vozovkou, nazýváme mezí převrácení viz. **Obr. 20**.

Na mezi převrácení dochází u vnitřního kola ke ztrátě kontaktu s vozovkou nebo je již tento kontakt z hlediska působících sil nevýznamný. Na vnějším kole tak dochází k extrémním hodnotám zatížení.



Obr. 20 Jízda zatáčkou na mezi převrácení - vnější síly

1) Součinitel boční adheze

Součinitel boční adheze je poměr odstředivé síly na mezi adheze ku svislému statickému zatížení a vychází z rovnováhy momentů od odstředivé síly  $F_0$  a svislého statického zatížení nápravy  $G_S$  v bodě styku kola s vozovkou.

$$\varphi_{Bm} = \frac{R}{2 \cdot h_T}$$

$$\varphi_{Bm} = \frac{2030mm}{2 \cdot 1250mm}$$

$$\varphi_{Bm} = 0,812$$
(36)

Kde:

$\varphi_{Bm}$	[-]	součinitel boční adheze
R	[mm]	rozchod kol
$h_T$	[mm]	výška těžiště vozu od vozovky

2) Přetížení vnějšího kola

$$\Delta R_{ZK} = \frac{G_S \cdot h_T \cdot \varphi_{Bm}}{R}$$

$$\Delta R_{ZK} = \frac{61803N \cdot 1250mm \cdot 0,812}{2030mm} \quad (37)$$

$$\underline{\underline{\Delta R_{ZK} = 30901,5N}}$$

Kde:

$\Delta R_{ZK}$ [N]	přetížení vnějšího kola v zatáčce
$G_S$ [N]	statické zatížení přední nápravy
$h_T$ [mm]	výška těžiště vozu od vozovky
$\varphi_{Bm}$ [-]	součinitel boční adheze
$R$ [mm]	rozchod kol

3) Zatížení vnějšího kola

$$R_{ZVK} = R_{SK} + \Delta R_{ZK}$$

$$R_{ZVK} = 30901,5N + 30901,5N \quad (38)$$

$$\underline{\underline{R_{ZVK} = 61803N}}$$

Kde:

$R_{ZVK}$ [N]	zatížení vnějšího kola v zatáčce
$R_{SK}$ [N]	reakce působící na jedno kolo od vozovky
$\Delta R_{ZK}$ [N]	přetížení vnějšího kola v zatáčce

4) Boční síla na vnějším kole

$$F_{ZVK} = R_{ZVK} \cdot \varphi_{Bm}$$

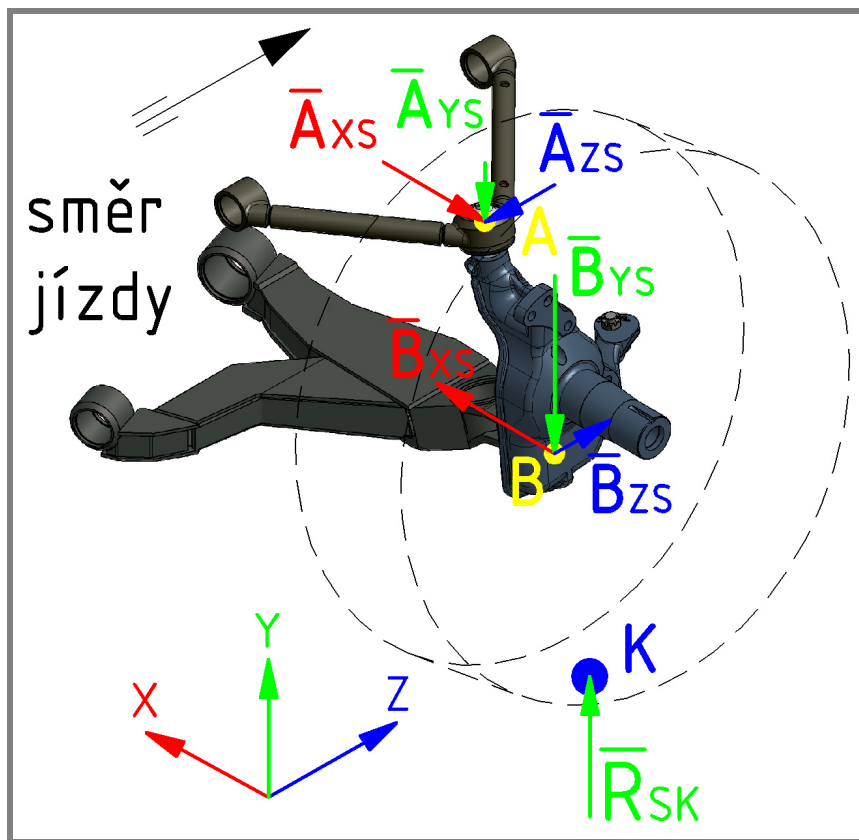
$$F_{ZVK} = 61803N \cdot 0,812 \quad (39)$$

$$\underline{\underline{F_{ZVK} = 50184N}}$$

Kde:

$F_{ZVK}$ [N]	boční síla na kolo
$R_{ZVK}$ [N]	zatížení vnějšího kola v zatáčce
$\varphi_{Bm}$ [-]	součinitel boční adheze

4.6.4. Silové působení v čepích A a B - přímá jízda



Obr. 21 Silové působení v čepích A a B - přímá jízda

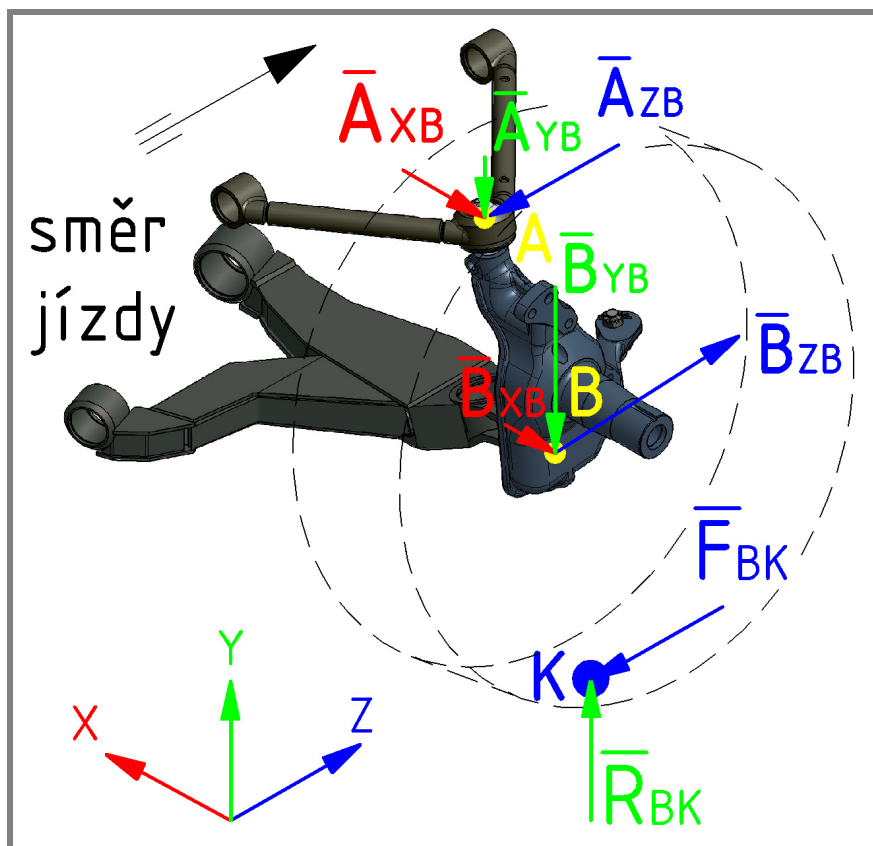
PŘÍMÁ JÍZDA						
ANALYTICKÝ VÝPOČET				MBS ADAMS		
A	$A_{XS}$	-10153,1	N	$A_{XS}$	-10435,25	N
	$A_{YS}$	0	N	$A_{YS}$	-595	N
	$A_{ZS}$	0	N	$A_{ZS}$	-1088	N
B	$B_{XS}$	10153,1	N	$B_{XS}$	12378,8	N
	$B_{YS}$	-30901,5	N	$B_{YS}$	-30311	N
	$B_{ZS}$	0	N	$B_{ZS}$	414,25	N

Tab. 3 Silové působení v čepích A a B - přímá jízda

Analytický výpočet neuvažoval vliv záklonu čepu a mechanismus byl řešen v poloze, kdy obě ramena jsou vzájemně rovnoběžná, což neodpovídá realitě statické polohy, kdy obě ramena svírají s horizontální rovinou určitý úhel. Analytický výpočet byl proto pouze informativní.

Pro zjištění sil vstupujících do následného pevnostního výpočtu byl použit MBS ADAMS, který řešil mechanismus ve skutečné statické poloze a to na stejném modelu, ve kterém byla vyšetřována kinematika závěsu. Vstupním zatížením na těhlici byly síly vnějšího působení spočtené v bodech 4.6.1. až 4.6.3. Detailnější popis zatížení těhlice bude přiblížen v bodě 4.7.1.

4.6.5. Silové působení v čepích A a B – brždění na mezi adheze



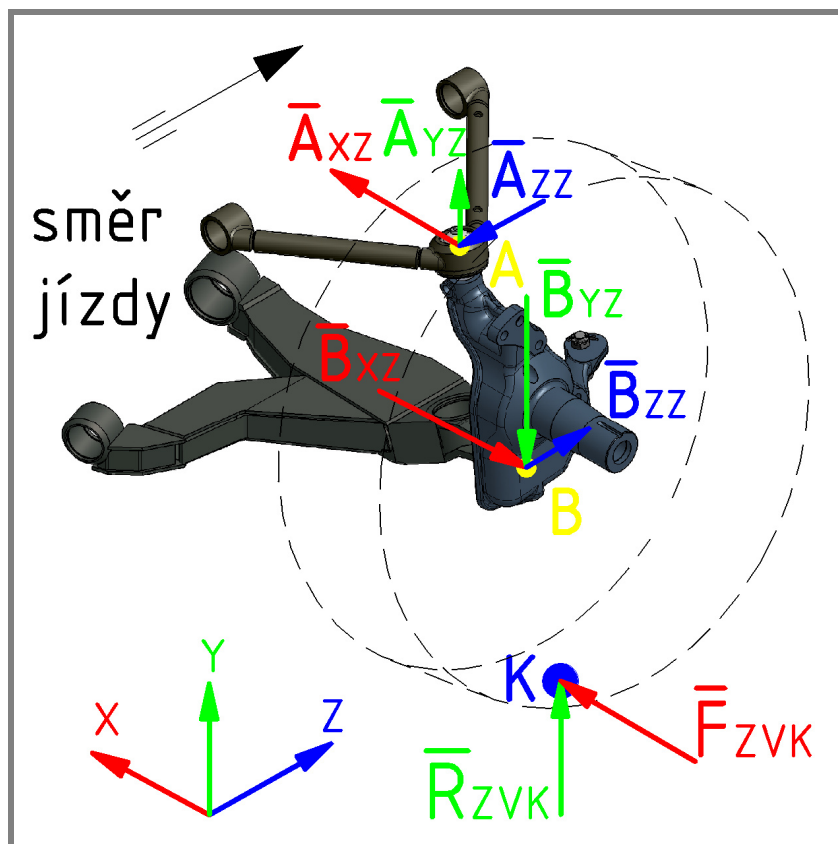
Obr. 22 Silové působení v čepích A a B - brždění na mezi adheze

BRŽDĚNÍ NA MEZI ADHEZE						
ANALYTICKÝ VÝPOČET				MBS ADAMS		
A	$A_{XB}$	-14604,26	N	$A_{XB}$	-15027	N
	$A_{YB}$	0	N	$A_{YB}$	-887	N
	$A_{ZB}$	-31477,5	N	$A_{ZB}$	-31939,25	N
B	$B_{XB}$	5856,6	N	$B_{XB}$	8962,25	N
	$B_{YB}$	-44791,6	N	$B_{YB}$	-43833,5	N
	$B_{ZB}$	67310,4	N	$B_{ZB}$	70052,25	N

Tab. 4 Silové působení v čepích A a B - brždění na mezi adheze

Rozbor sil v tomto případě nevažoval vliv předklánění karoserie při brždění a ani vliv propérování při špičkové hodnotě brzdné síly => geometrické uspořádání bodů leželo ve statické poloze.

4.6.6. Silové působení v čepích A a B - zatáčení na mezi převrácení



Obr. 23 Silové působení v čepích A a B - zatáčení na mezi převrácení

ZATÁČENÍ NA MEZI PŘEVŘÁCENÍ						
ANALYTICKÝ VÝPOČET				MBS ADAMS		
A	$A_{xz}$	24486,17	N	$A_{xz}$	22033	N
	$A_{yz}$	0	N	$A_{yz}$	1227,5	N
	$A_{zz}$	0	N	$A_{zz}$	-2518,5	N
B	$B_{xz}$	-74670,2	N	$B_{xz}$	-77291,25	N
	$B_{yz}$	-61803	N	$B_{yz}$	-63133,5	N
	$B_{zz}$	0	N	$B_{zz}$	4457,25	N

Tab. 5 Silové působení v čepích A a B - zatáčení na mezi převrácení

Na mezi převrácení autobusu dochází vlivem velkého zatížení vnějšího kola ke změně výšky pérování. Ve výsledcích viz. **Tab. 5** byla náprava uvažována ve statické poloze. Výsledky z analýzy při propérování 35mm v MBS ADAMS ukázaly prakticky podobné hodnoty sil v rozptylu max. 2000N.



#### 4.7. Pevnostní výpočet vybraných dílů nápravy

Vybrané díly:

- těhlice
- horní rameno
- dolní rameno
- horní kulový čep
- dolní kulový čep

Každý díl byl pevnostně kontrolován ke třem zátěžným stavům vycházejících ze silového rozboru viz. kapitola 4.6. U všech kontrolovaných součástí byla vyhodnocena tato napětí:

- Von Misses – redukované napětí (HMH)
- 1. hlavní napětí
- 3. hlavní napětí

Za mezní stav je považováno dosažení meze kluzu, proto vyhodnocená bezpečnost byla vztažena k této hodnotě.

Při výpočtu metodou konečných prvků bylo k definici silového zatížení využito výsledků ze silové analýzy MBS ADAMS z bodů 4.6.4 až 4.6.6, které bylo dle principu akce a reakce přeorientováno na vybrané díly.

Působištem vypočtených zatěžujících sil byl vždy bod – střed kulového čepu. Tato skutečnost není blízko realitě a může zanechat do řešení pomocí metody MKP nežádoucí napěťové špičky či další ovlivnění. Proto bylo nutné přenést toto zatížení na reálnou součást tak, aby co nejlépe odpovídalo realitě.

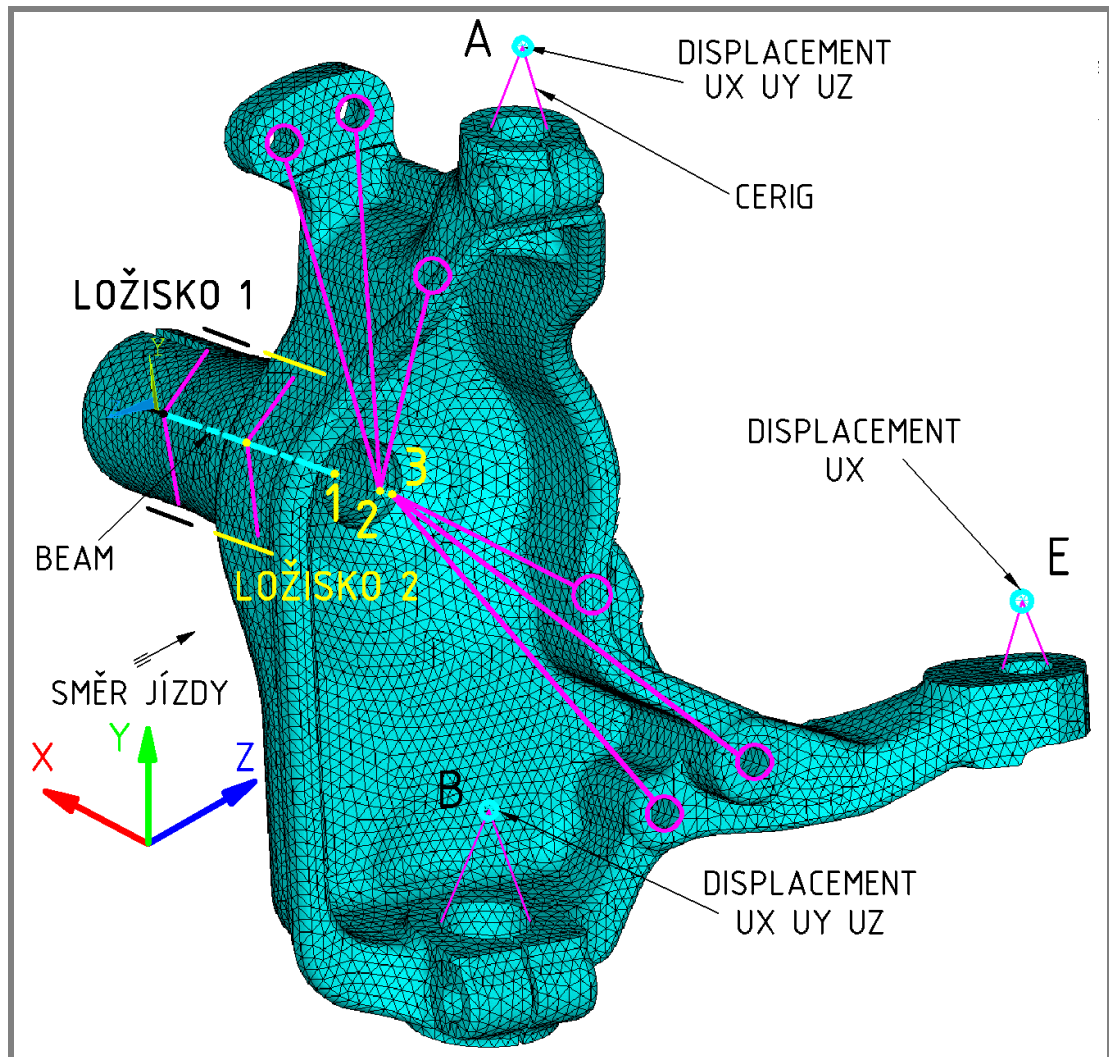
Po zvážení potřebných strojových časů k odstranění konvergenčních problémů kontaktních úloh v ANSYSu jsem k vyřešení tohoto problému využil vazby CERIG.

Vazba CERIG simuluje přítomnost tuhého tělesa tím, že sváže posuvy master nodu (působišťe síly) s okolními slave nody součásti. Takto ošetřené zadání sil a vazeb již nepřináší problémy s napěťovými extrémy a z hlediska rychlosti a přesnosti výpočtu je vyhovující a dostačující.

Všechny vybrané díly byly počítány v MKP softwaru ANSYS 10.0 CLASSIC, který používá k výpočtům i firma CAE SUPPORT.

Z důvodů velkých problémů při importu tvarově složitých těles (těhlice, horní rameno, dolní rameno) do prostředí ANSYS CLASSIC, mi byly firmou CAE SUPPORT tyto součásti dodány se sítí konečných prvků, která byla vytvořena v preprocesingu softwaru ANSA.

## 4.7.1. Okrajové podmínky těhlice



Obr. 24 Okrajové podmínky těhlice

V bodech A a B (středů kul. čepů) byly dle povahy sférické vazby zamezeny posuvy ve všech třech osách, rotace však zůstaly povolené. Bod E reprezentuje střed kulového čepu spojovací tyče. V tomto bodě byl tedy zamezen posuv pouze ve směru příčném k podélné ose vozidla – v ose x.

Na modelu těhlice byly předem připraveny tři nody, které sloužily k úplnému definování zatížení.

**MASTER NOD 1** (průsečík kolmice vedené ze stopy kola s osou náboje těhlice) sloužil k definici silových a momentových účinků (!mimo brzdný moment!), které byly následně pomocí prvku BEAM4 a vazeb CERIG převedeny do povrchových nodů válcové části náboje těhlice reprezentujících šířku a polohu ložisek náboje kola – viz. **Obr. 24** – ložisko 1 a 2.

Brzdná síla ze stopy kola vytváří na rameni dynamického poloměru kola moment k ose válcové části těhlice, který zachycuje třmen brzdy prostřednictvím brzdových destiček a kotouče.

Třmen brzdy je k těhlici upevněn pomocí šesti lícovaných šroubů. Otvory pro tyto šrouby jsou na **Obr. 24** označeny fialovými kroužky. Je zde také schematicky znázorněno užití vazby CERIG na tyto otvory. Pro zadání momentu brzdě síly slouží **MASTER NODY č. 2 a 3**. Každý z nich „odkazuje“ na povrchové slave nody třech otvorů příruby třmene brzdy. Zatížení momentem do těchto dvou nodů je tedy v poměru 50/50. Důvod tohoto rozdělení spočívá ve vlastnostech vazby CERIG. Pokud by byl zadán moment pouze z jednoho nodu na všech šest otvorů, pak bychom uměle vytvořili ideálně tuhé těleso v okolí příruby třmene, a tím by došlo k nežádoucímu nereálnému nárůstu tuhosti těhlice.

Síť konečných prvků modelu těhlice byla tvořena kvadratickým prvkem SOLID 187 s 10 nody o globální velikosti (sizing) 5mm, počet prvků: 105082

1) Přímá jízda

Do MASTER NODU 1 bylo zadáno:

síla v ose Y:  $R_{SK} = 30901,5\text{N}$  - kladný smysl osy Y

2) Brždění na mezi adheze

Do MASTER NODU 1 bylo zadáno:

síla v ose Y:  $R_{BK} = 44791\text{N}$  - kladný smysl osy Y

síla v ose Z:  $F_{BK} = -35832,85\text{N}$  přenesená podélná brzdná síla ze stopy kola - záporný smysl osy Z

Do MASTER NODU č. 2 a 3 bylo zadáno v poměru 50/50:

$M_X = F_{BK} * r_D = 35832,85\text{N} * 447\text{mm} = 16017284\text{Nmm}$  - vektor momentu směřuje v kladném smyslu osy X.

3) Zatáčka na mezi převrácení

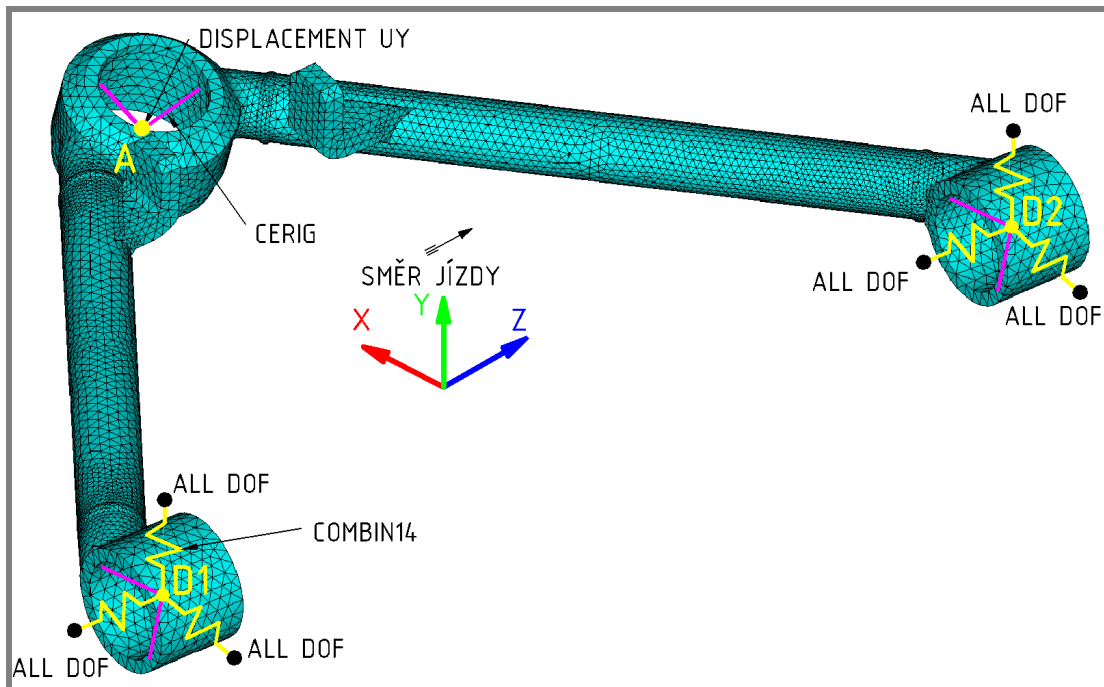
Do MASTER NODU 1 bylo zadáno:

síla v ose Y:  $R_{ZVK} = 61803\text{N}$  - kladný smysl osy Y

síla v ose X:  $F_{ZVK} = -50184\text{N}$  přenesená příčná síla ze stopy kola – záporný smysl osy X

moment v ose Z:  $M_Z = F_{ZVK} * r_D = -50184\text{N} * 447\text{mm} = -22432248\text{Nmm}$  - vektor momentu směřuje v záporném smyslu osy Z

## 4.7.2. Okrajové podmínky horního ramene



Obr. 25 Okrajové podmínky horního ramene

Horní rameno je schopno přenášet pouze síly, působící v rovině procházející středovými nody vazebních členů – nody A, D1 a D2 . Rameno tak může být namáháno tahově, tlakově a ohybovým momentem ve směru osy Y.

Síly zjištěné v bodech 4.6.4 až 4.6.6 bylo nutné promítnout do pootočeného souřadného systému horního ramene, kde se také potvrdily nulové složky sil v ose Y. Horní rameno je uchyceno k rámu podvozku pomocí dvou silentbloků. K simulaci tohoto typu zavěšení se nabízelo využití prvku COMBIN14. Tento prvek umožňuje, v závislosti na jeho tuhosti, simulovat deformační posuv vzniklý v pryžovém silentbloku vlivem zatěžujících sil. Bylo proto nutné nadefinovat pro každé uchycení celkem tři prvky COMBIN14, které simulují: radiální tuhost ve směru X a Y a axiální tuhost ve směru Z. Tuhost silentbloku byla do prvku COMBIN14 definována pomocí dvou reálných konstant: pro axiální tuhost 7000N/mm a radiální tuhost 21500N/mm. U vnějších koncových nodů každého prvku COMBIN14 bylo nutné odebrat všechny stupně volnosti k nadefinování pevného uchycení silentbloku.

V místě středu kulového čepu A – nod A byl zamezen posuv ve směru osy Y pro úplné definování ramene v prostoru.

Opět platí využití vazby CERIG pro všechny vazební členy ramene a jejich master nody.

Síť konečných prvků modelu horního ramene byla tvořena kvadratickým prvkem SOLID 187 s 10 nody o globální velikosti (sizing) 5mm, počet prvků: 52360

1) Přímá jízda

Do MASTER NODU A bylo zadáno:

síla v ose X:  $A_{XS} = -10452\text{N}$  – záporný smysl osy X

síla v ose Z:  $A_{ZS} = 1088\text{N}$  – kladný smysl osy Z

2) Brždění na mezi adheze

Do MASTER NODU A bylo zadáno:

síla v ose X:  $A_{XB} = 15053,25\text{N}$  – kladný smysl osy X

síla v ose Z:  $A_{ZB} = 31939,25\text{N}$  – kladný smysl osy X

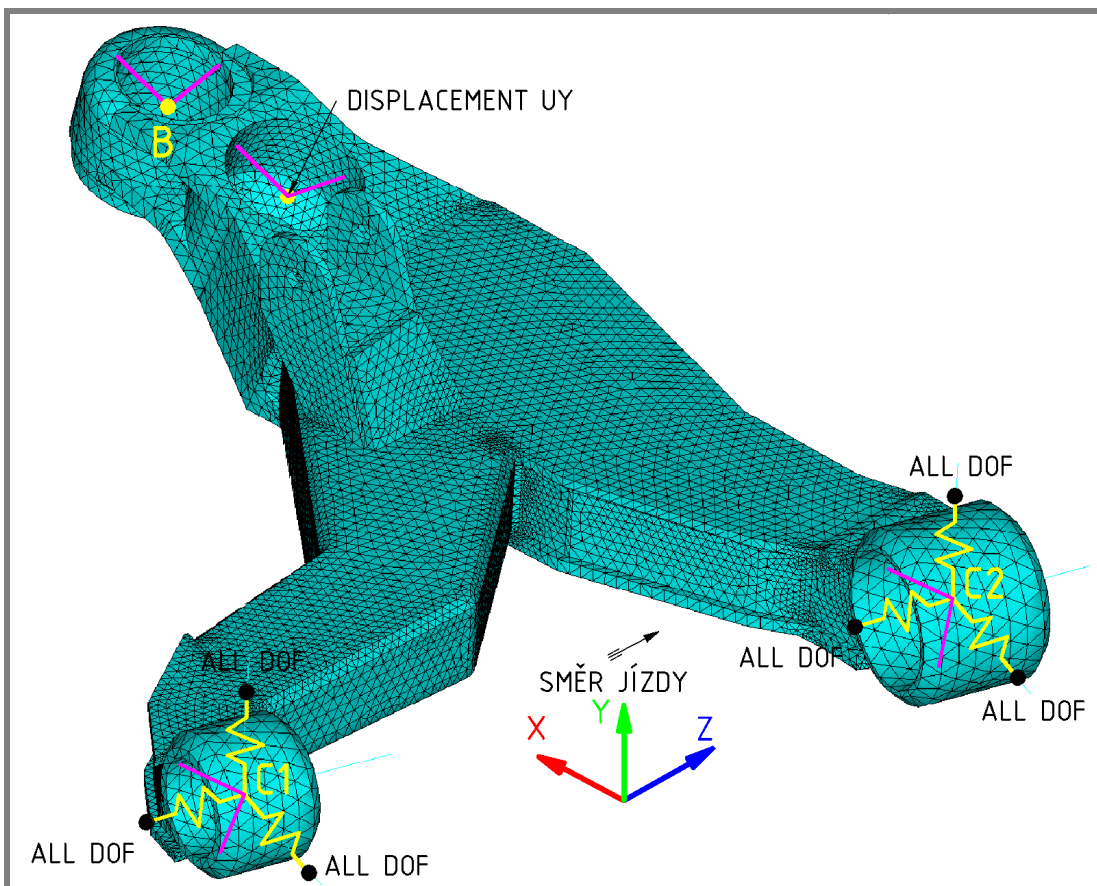
3) Zatáčka na mezi převrácení

Do MASTER NODU A bylo zadáno:

síla v ose X:  $A_{XZ} = 22067,25\text{N}$  – kladný smysl osy X

síla v ose Z:  $A_{ZB} = 2518,5\text{N}$  – kladný smysl osy X

4.7.3. Okrajové podmínky dolního ramene



Obr. 26 Okrajové podmínky dolního ramene

Dolní rameno je pružně uloženo podobně jako horní rameno - v pryžových silentblocích. Rozdíl je v odlišné velikosti silentbloků a v jejich tuhosti. Patní silentblok ( nod C2 ) disponuje radiální tuhostí o velikosti 37000N/mm a axiální tuhostí 12000N/mm. Zadní silentblok ( nod C1 ) o radiální tuhosti 33300N/mm a axiální tuhosti 10800N/mm je rozměrově menší.

Definování prvků COMBIN14 je naprosto shodné s postupem v případě horního ramene avšak s uvážením odlišných hodnot tuhostí v jednotlivých souřadných osách. V místě, kde se opírá pryžový palec pérovací jednotky, byl zamezen posuv ve směru osy Y.

Vliv sil od hydraulického tlumiče v místě jeho uchycení – držák hydraulického tlumiče, by připadal v úvahu pouze v případech dynamických rázů nebo jednoduše v dynamických stavech, kdy je tento tlumič v činnosti.

MASTER NOD B byl v tomto případě jediným nodem, ve kterém bylo definováno zatížení pro celé rameno.

Opět platí využití vazby CERIG pro všechny vazební členy ramene a jejich master nody.

Síť konečných prvků modelu dolního ramene byla tvořena kvadratickým prvkem SOLID 187 s 10 nody o globální velikosti (sizing) 5mm, počet prvků: 88005

#### 1) Přímá jízda

Do MASTER NODU B bylo zadáno:

síla v ose X:  $B_{XS} = 12378,8\text{N}$  – kladný smysl osy X

síla v ose Y:  $B_{YS} = 30311\text{N}$  – kladný smysl osy Y

síla v ose Z:  $B_{ZS} = 414,25\text{N}$  – záporný smysl osy Z

#### 2) Brždění na mezi adheze

Do MASTER NODU B bylo zadáno:

síla v ose X:  $B_{XB} = -8962,25\text{N}$  – záporný smysl osy X

síla v ose Y:  $B_{YB} = 43833,5\text{N}$  – kladný smysl osy Y

síla v ose Z:  $B_{ZB} = -70052,5\text{N}$  – záporný smysl osy Z

#### 3) Zatáčka na mezi převrácení

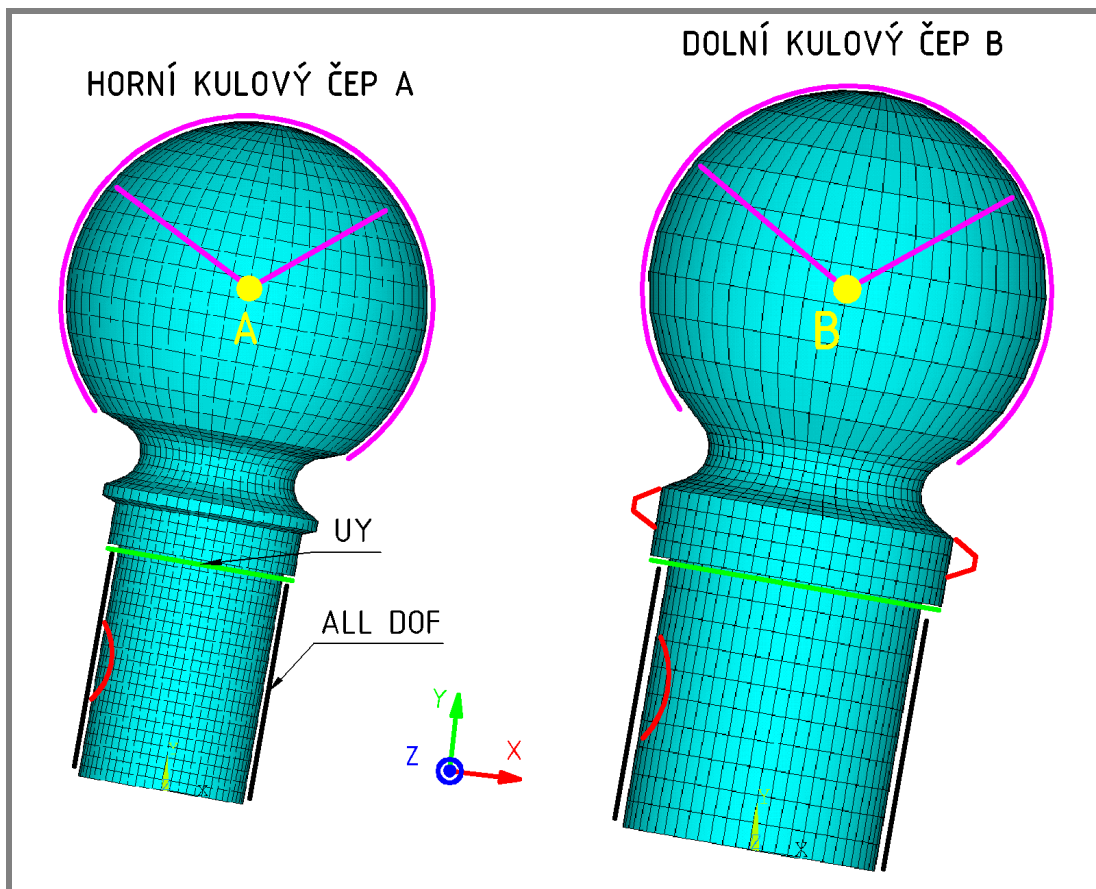
Do MASTER NODU A bylo zadáno:

síla v ose X:  $B_{XZ} = 77291,25\text{N}$  – záporný smysl osy X

síla v ose Y:  $B_{YZ} = 63133,5\text{N}$  – kladný smysl osy Y

síla v ose Z:  $B_{ZZ} = -4457,25\text{N}$  – záporný smysl osy Z

## 4.7.4. Okrajové podmínky kulových čepů



Obr. 27 Okrajové podmínky kulových čepů

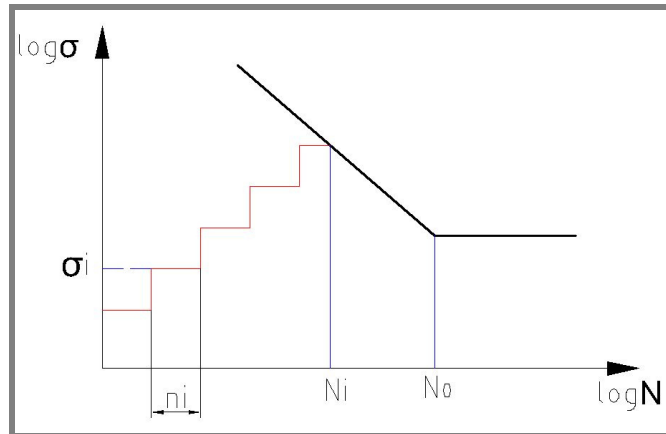
Upevnění čepů v těhlici je uskutečněno pomocí svěrného šroubového spoje v místech označených černou čarou – viz. **Obr. 27**. Ve skutečnosti jsou čepy v místě sevření opatřeny ještě válcovým vybráním, které umožňuje tvarový styk s dříkem svírajícího šroubu – naznačen červeným obloukem. Tento konstrukční prvek nebyl ve výpočetním modelu zahrnut. Na válcové ploše označené černými čarami bylo tedy aplikováno úplné vetknutí. Na osazení, kterým se čepy opírají o čela válcových otvorů, bylo aplikováno zamezení posuvu ve směru osy čepu. Schematicky znázorněno zelenou čarou.

U dolního čepu jsem neuvažoval přítomnost osazení pro přetažení těsnící manžety, které je zobrazeno na stejném obr. u horního čepu. Toto osazení neprokázalo v předchozích výpočtech úlohu významného koncentrátoru napětí a rozhodl jsem se proto tento prvek oříznout. V případě horního čepu jsem oříznutí neprovedl, jelikož bych narušil plynulý výběh radiusu krčku a to by nepochybně přineslo nežádoucí ovlivnění této oblasti.

Aplikované síly již byly vypočteny v kapitole 4.6.4 až 4.6.6. Nutné bylo pouze jejich přepočtení do pootočeného souřadného systému, kde byla osa Y orientována ve směru rejdové osy viz. **Obr. 27**. Opět platí využití vazby CERIG k zatížení kulové plochy čepu. Použitý prvek konečno-prvkové sítě: SOLID 95 s velikostí 1 mm v oblasti krčku horního čepu a 2mm v krčku dolního čepu.

#### 4.8. Únavový výpočet dle Rešetovy metody

Rešetova metoda predikce únavového poškození vychází z metodiky zkrácených únavových zkoušek. Opírá se o Palmgren – Minerovu hypotézu lineární kumulace poškození. Tato hypotéza uvažuje v průběhu dynamického namáhání součásti působení tzv. hladin napětí, z nichž každá tato hladina způsobí vznik dílčího poškození  $D_i$ . Poškození se kumuluje do té doby, než součet všech dílčích poškození dosáhne hodnoty 1. V této fázi nastává únavový lom součásti.



Obr. 28 Metodika zkrácených únavových zkoušek [ 10 ]

Celkové poškození  $D$

$$D = \sum D_i \leq 1 \quad \text{kde } D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (40)$$

Kde:

$D$	[-]	celkové poškození
$D_i$	[-]	dílčí poškození vzniklé od $i$ -té hladiny
$n_i$	[-]	počet cyklů na hladině namáhání – na hladině napětí
$N_i$	[-]	životnost na hladině namáhání

Za předpokladu aproximace šikmé větve Wohlerovy křivky platí:

$$\sigma^m \cdot N = konst = C \Rightarrow N_i = \frac{C}{\sigma_i^m} \quad (41)$$

$$C = \frac{\sigma_c^m}{N_0} \quad (42)$$

Kde:

$N_i$	[-]	životnost na hladině namáhání v počtu cyklů
$C$	[MPa]	konstanta určená z hodnot na mezi únavy
$\sigma_c$	[MPa]	mez únavy
$N_0$	[-]	životnost na mezi únavy v počtu cyklů
$m$	[-]	exponent sklonu šikmé větve wohlerovy křivky
$\sigma_i$	[MPa]	napětí na $i$ -té hladině



Základní vztah (40) lze transformovat na vztah

$$\sum_1^n \sigma_i^m \cdot n_i \leq C \quad (43)$$

Kde:

- $n_i$  [-] počet cyklů na hladině namáhání – na hladině napětí  
 $\sigma_i$  [MPa] napětí na i-té hladině  
 $C$  [MPa] konstanta určená z hodnot na mezi únavy  
 $m$  [-] exponent sklonu šikmé větve wohlerovy křivky

Pro jednotlivé hladiny postupně vyhodnocujeme součty ze vztahu (43). V okamžiku, kdy suma ve vzorci (43) dosáhne či přesáhne hodnotu  $C$ , nastává poškození na dané i-té hladině a počet cyklů na hladině do poškození vyjádříme vztahem:

$$\frac{C - C_{i-1}}{\sigma_i^m} = n_i \quad (44)$$

V praktických výpočtech je doporučeno uvažovat počet cyklů na hladině napětí 500000. Počet cyklů na mezi únavy se doporučuje uvažovat v rozmezí 1E+6 až 1E7. Vhodnější je však volit vyšší hodnotu, jelikož se poté s výpočtem únavy pohybujeme na bezpečnější straně.

Kapitola 4.8 byla převzata z literatury [ 10 ] a doplněna o vztahy č. 41, 42, 43 a 44 převzaté z interních technických materiálů firmy CAE Support s.r.o. viz. literatura [ 11 ].

## 5. ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

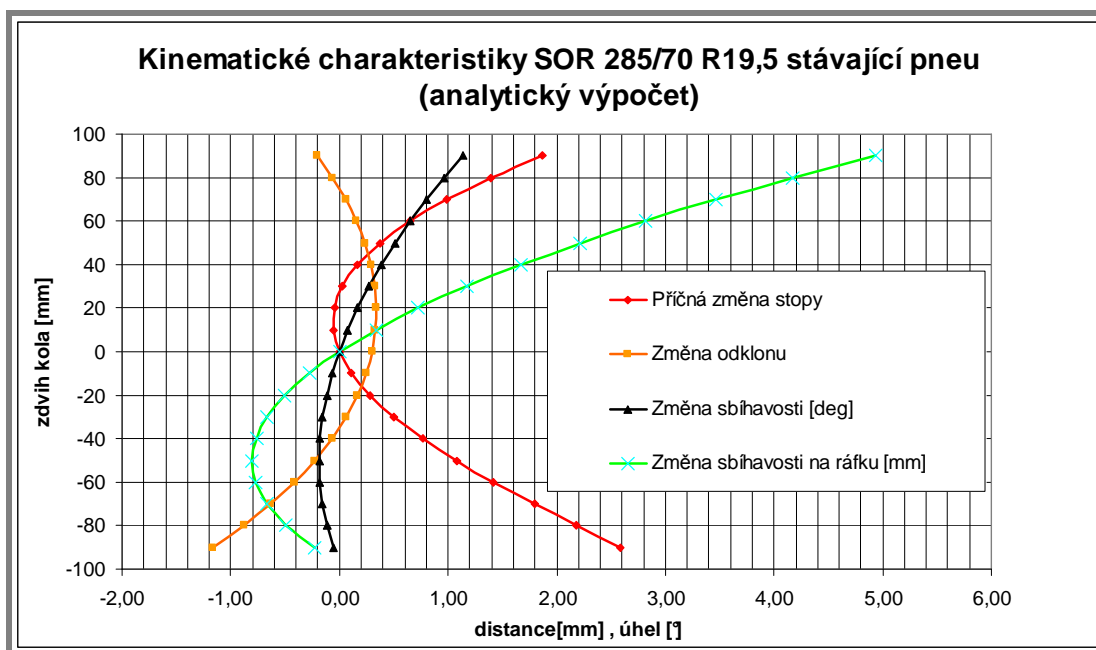
### 5.1. Zástavbová analýza kola

č. stavu	analýzované provozní stavy	kolize	kolidující dvojice	číslo obr.	rozměrové údaje, poznámky
1	přímá kola, stat. poloha	ne	-	-	-
2	max. rejď 52° na levém kole, stat. poloha	ano	levé kolo x dolní rameno	P1	min. vzd. mezi bokem pneu. a horním ramenem=21mm(levé kolo) min. vzd. mezi bokem pneu. a dolním ramenem=8,3mm(levé kolo) min. vzd. mezi bokem pneu. a horním ramenem=10,3mm(pravé kol) min. vzd. mezi membr. válcem a tělesem pérování=5mm(pravé kol) vzdálenost mezi hlavou šroubu příruby brzdy na těhlici a spodním ramenem = 4mm viz. obr. P1.1 (pravé kolo)
3	max. rejď 52° na pravém kole, stat. poloha	ano	pravé kolo x dolní rameno levé kolo x táhlo řízení	P2 P3	min. vzd. mezi bokem pneu. a horním ramenem=21mm(pravé kolo) min. vzd. mezi bokem pneu. a dolním ramenem=8,3mm(pravé kolo) min. vzd. mezi bokem pneu. a horním ramenem=10,3mm(levé kolo) min. vzd. mezi membr. válcem a tělesem pérování=5mm(levé kolo) vzdálenost mezi hlavou šroubu příruby brzdy na těhlici a spodním ramenem = 4mm (levé kolo)
4	max. kladný zdvih 90mm levé kolo max. rejď 52°	ano	levé kolo x dolní rameno levé kolo x podběh	P4 P5	min. vzd. mezi bokem pneu. a horním ramenem=12mm(levé kolo) min. vzd. mezi bokem pneu. a dolním ramenem = 0mm (levé kolo) min. vzd. mezi bokem pneu. a horním ramenem=10mm(pravé kolo) vzdálenost mezi hlavou šroubu příruby brzdy na těhlici a spodním ramenem = 4mm (pravé kolo)
5	max. záporný zdvih - 90mm levé kolo max. rejď 52°	ano	levé kolo x dolní rameno	P6	min. vzd. mezi membr. válcem a tělesem pérování=5mm(pravé kolo) min. vzd. mezi bokem pneu. a horním ramenem =19mm(levé kolo) min. vzd. mezi bokem pneu. a dolním ramenem = 17mm(levé kolo) min. vzd. mezi bokem pneu. a horním ramenem=10mm(pravé kolo) vzdálenost mezi hlavou šroubu příruby brzdy na těhlici a spodním ramenem = 4mm (pravé kolo)
6	max. kladný zdvih 90 mm pravé kolo max. rejď 52°	ano	pravé kolo x dolní rameno pravé kolo x podběh	P4 P5	situace je rozměrově shodná s č. 4, avšak zrcadlově otočená
7	max. záporný zdvih - 90mm levé kolo max. rejď	ano	pravé kolo x dolní rameno	P6	situace je rozměrově shodná s č. 5, avšak zrcadlově otočená
8	kola v rejdu cca 32°	ano	kolo x podběh	P7	v této poloze leží max. objem průniku těles

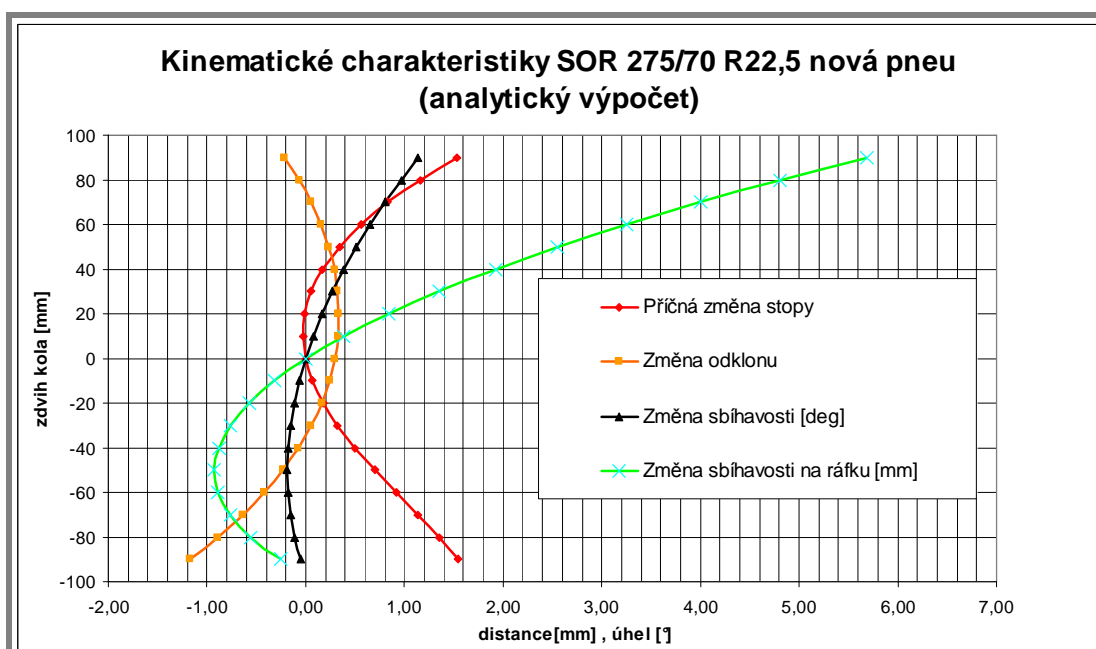
Tab. 6 Zástavbová analýza kola

## 5.2. Kinematické charakteristiky

### 5.2.1. Analytický přístup

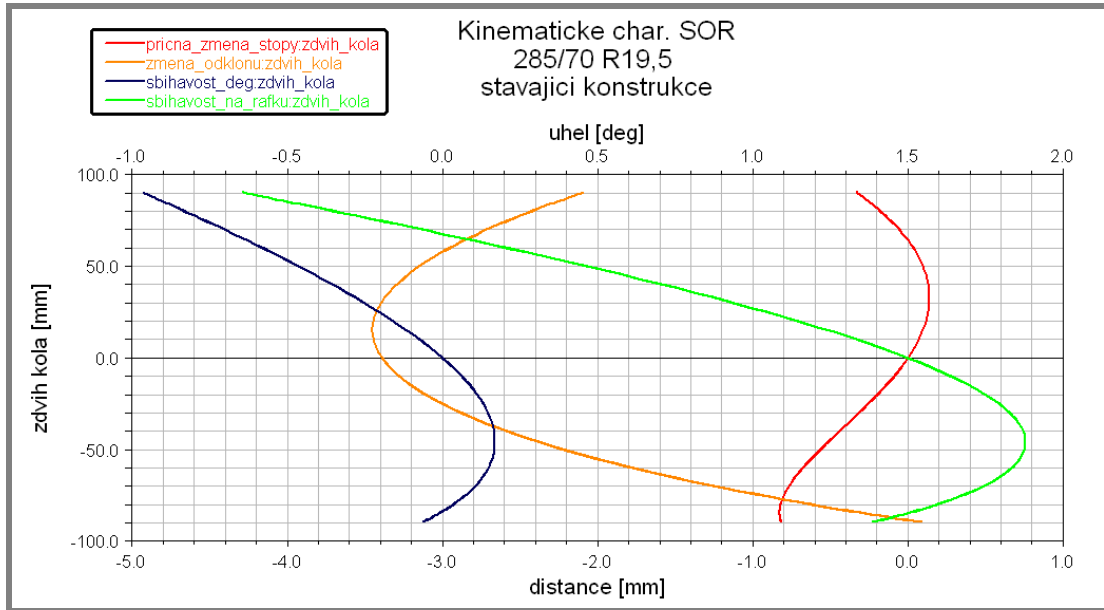


Obr. 29 Kinematické charakteristiky 285/70 R19,5 (analytický řešení)

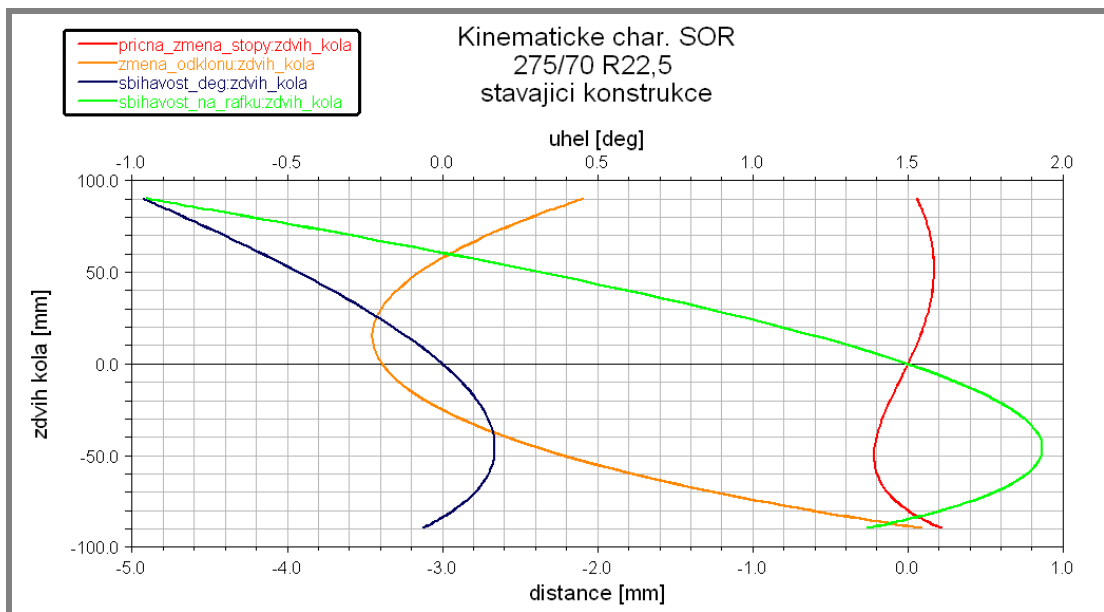


Obr. 30 Kinematické charakteristiky 275/70 R22,5 (analytický řešení)

### 5.2.2. Multi Body System ADAMS



Obr. 31 Kinematické charakteristiky 285/70 R19,5 (MBS ADAMS)



Obr. 32 Kinematické charakteristiky 275/70 R22,5 (MBS ADAMS)

Z výsledků obou přístupů vyplývá následující:

1) Změna stopy kola

Změna stopy kola se v analytickém výpočtu pohybovala v rozmezí přibližně 2,5mm a to u pneumatiky 285/70 R19,5 viz. **Obr. 29**. MSC ADAMS tuto změnu vyjádřil v rozmezí přibližně 1mm viz. **Obr. 31**. Oba dva výsledky naznačují příznivý průběh, kolo je v průběhu svého běžného provozního zdvihu ( $\pm 50\text{mm}$ ) prakticky neutrální a na životnost pneumatik takto malá změna nemá vliv.

Obdobná situace nastala i u pneumatiky 275/70 R22,5, kde analytický přístup ukázal změnu v rozsahu 1,5mm viz. **Obr. 30** a MSC ADAMS pak v rozsahu 0,4mm viz. **Obr. 32**.

2) Změna odklonu kola

Změna odklonu se pohybovala dle analytického výpočtu přibližně v rozmezí 1,4° (**Obr. 29**), MSC ADAMS ukázal tuto změnu v rozmezí 2,5° (**Obr. 31**). I tyto výsledky se jeví jako příznivé.

3) Změna sbíhavosti na ráfku kola

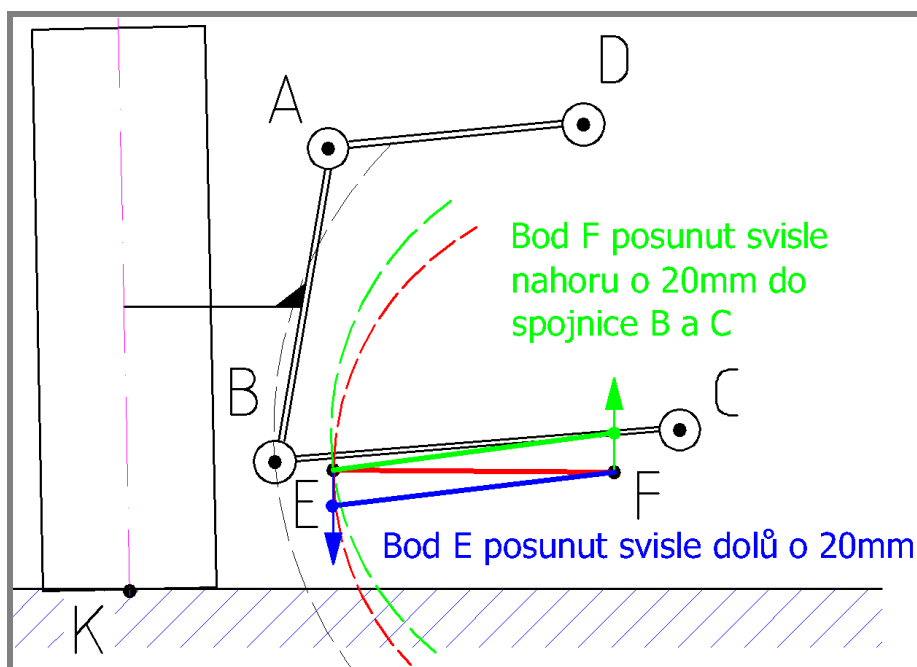
Jak analytický výpočet, tak MSC ADAMS poukazují na nepříznivou změnu sbíhavosti v oblasti kladných zdvihů – tzn. tam, kde je kolo zatíženo plnou vahou při propérování např. v zatáčce. Výsledky v analytickém přístupu jsou pro obě pneu konzervativnější, směřují na hodnotu 5mm na jednom kole v případě pneu 285/70 R19,5 (**Obr. 29**), na obou kolech by tedy činila změna sbíhavosti až 10mm. MSC ADAMS ukazuje na změnu menší, avšak stále nevýhodnou a to 4,2mm na jednom kole, tzn. na obou kolech tato hodnota dosáhne 8,4mm viz. **Obr. 31**.

U pneumatiky 275/70 R 22,5 je tato hodnota logicky větší vlivem nárůstu průměru ráfku, zde dosahuje hodnoty 5mm na jednom kole, na obou tedy 10mm viz. **Obr. 32**.

Jelikož takto velká změna sbíhavosti již může přinášet nadměrné opotřebování pneumatik. Rozhodl jsem se, mimo náplň práce, navrhnout řešení, které by byť jen částečně, avšak s minimálním zásahem do konstrukce nápravy, redukovalo změnu sbíhavosti na přijatelnější úroveň.

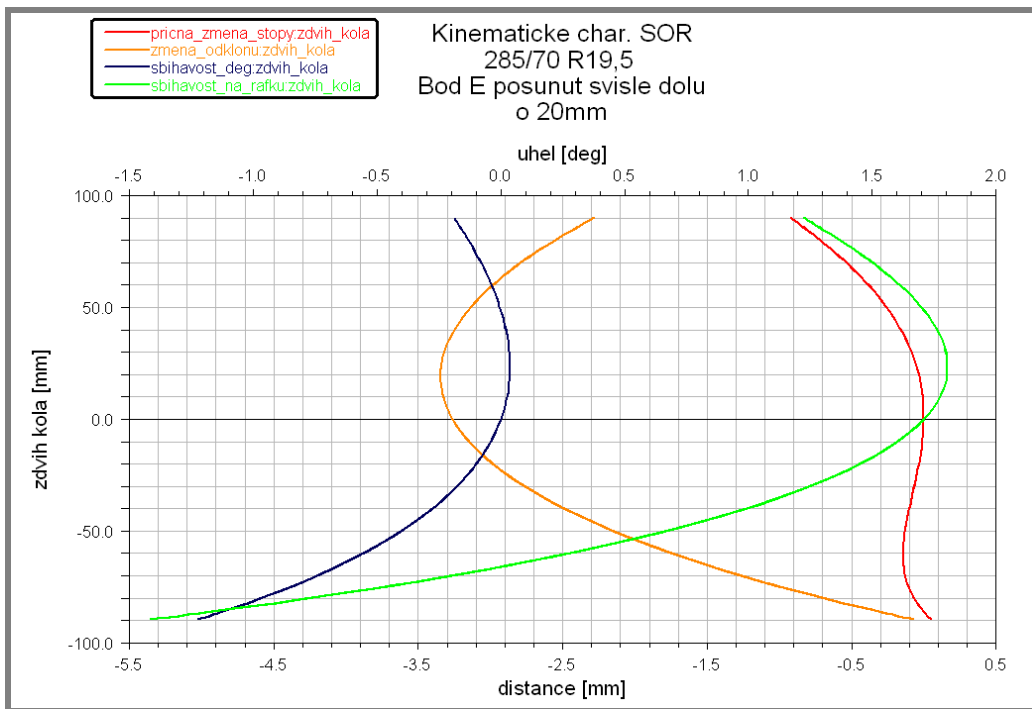
První úprava vycházející z nutnosti zmenšit vzrůstající diferenci středů v kladných zdvích, spočívá v posunutí bodu F (středu kulového čepu na předlohové páce) co možná nejlíže pomyslné spojnici bodů E a C – v **Obr. 33** zelená varianta se znázorněnou diferencí trajektorií bodů E a B.

Jako druhá možnost se nabízí posunutí bodu E (středu kulového čepu na páce řízení těhlice) svisle dolů tak, aby spojnice středů E a F ležela pokud možno rovnoběžně se spojnicí B a C – v **Obr. 33** modrá poloha. Červeně je znázorněno původní řešení.

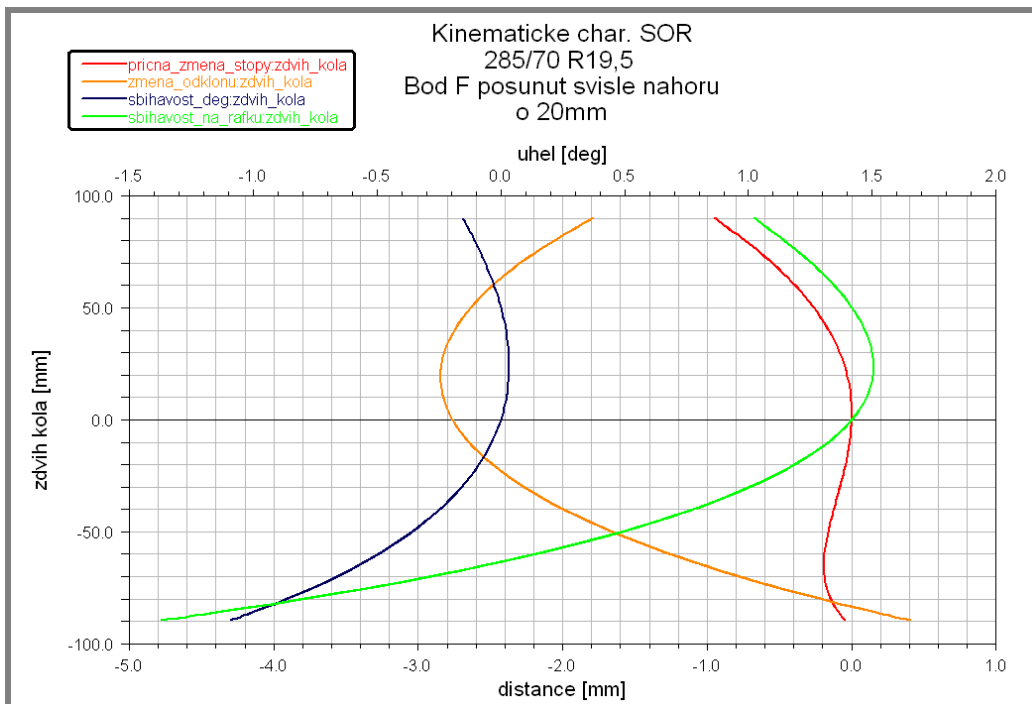


**Obr. 33** Schematické znázornění posuvů bodů

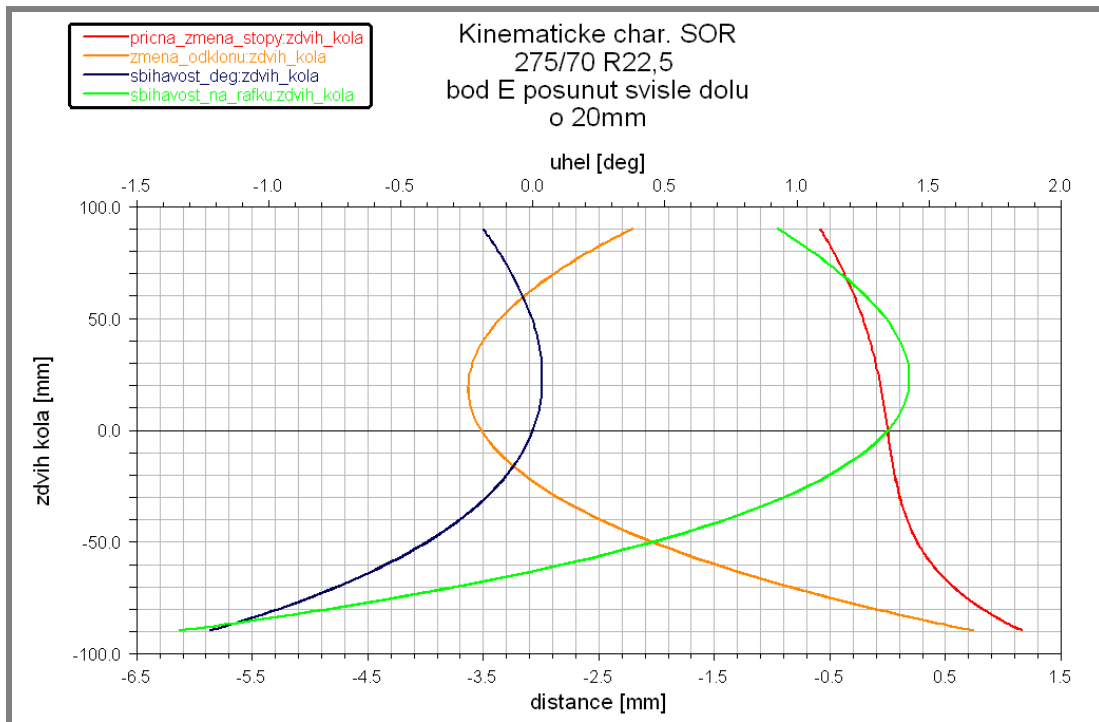
Výsledné změny ve sbíhavosti po jednotlivých úpravách znázorňují níže uvedené grafy. **Provedené změny celou situaci doslova obrátily. Při kladném zdvihu kola – kolo pod zatížením, dosahuje největší změna sbíhavosti hodnoty 0,7mm na ráfku kola.** Na obou kolech tedy činí 1,4mm. Největší změna sbíhavosti nastává při záporných zdvizích – směr do vozovky, tedy v situacích, kdy je kolo méně zatíženo.



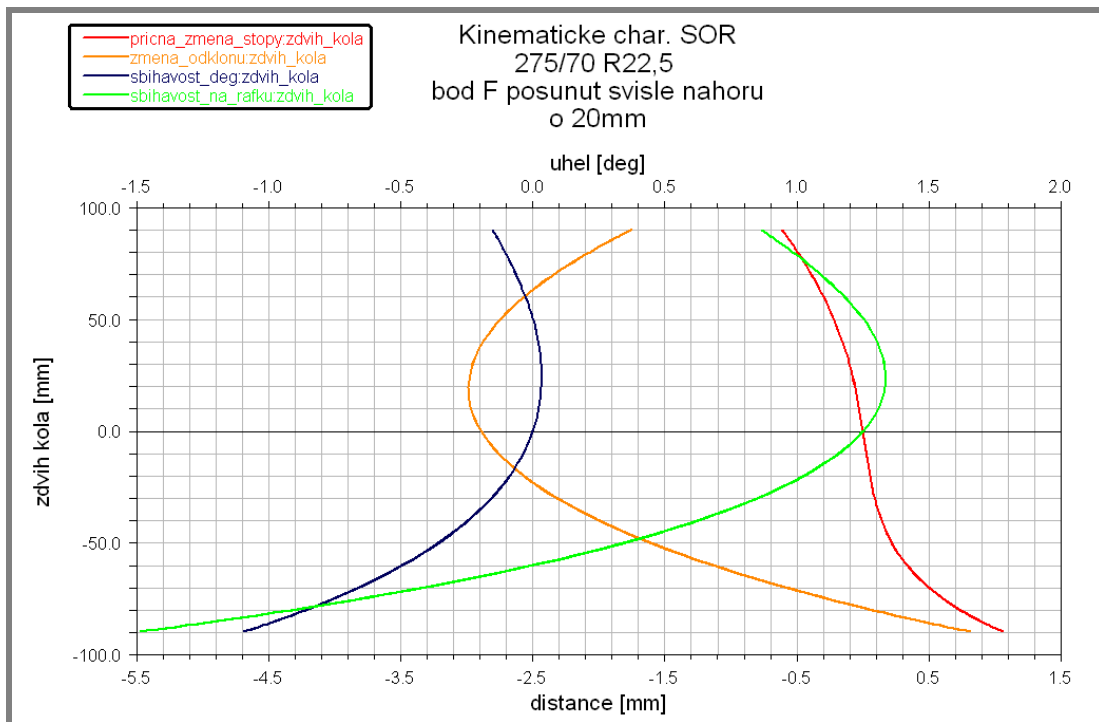
Obr. 34 Kinematické charakteristiky 285/70 R19,5 (MBS ADAMS) E



Obr. 35 Kinematické charakteristiky 285/70 R19,5 (MBS ADAMS) F

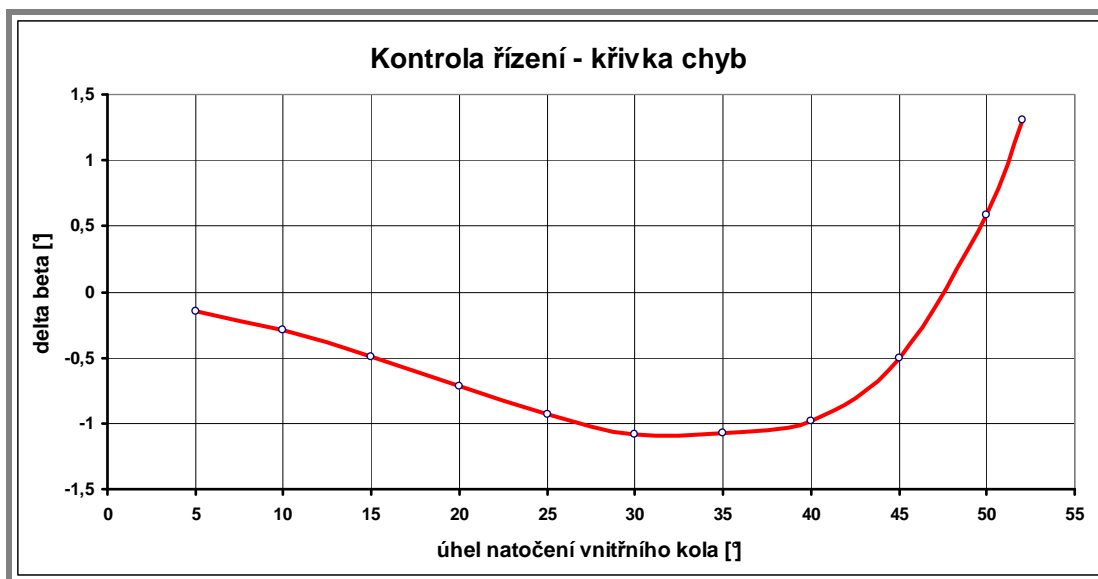


Obr. 36 Kinematické charakteristiky 275/70 R22,5 (MBS ADAMS) E



Obr. 37 Kinematické charakteristiky 275/70 R22,5 (MBS ADAMS) F

## 5.3. Kontrola řízení



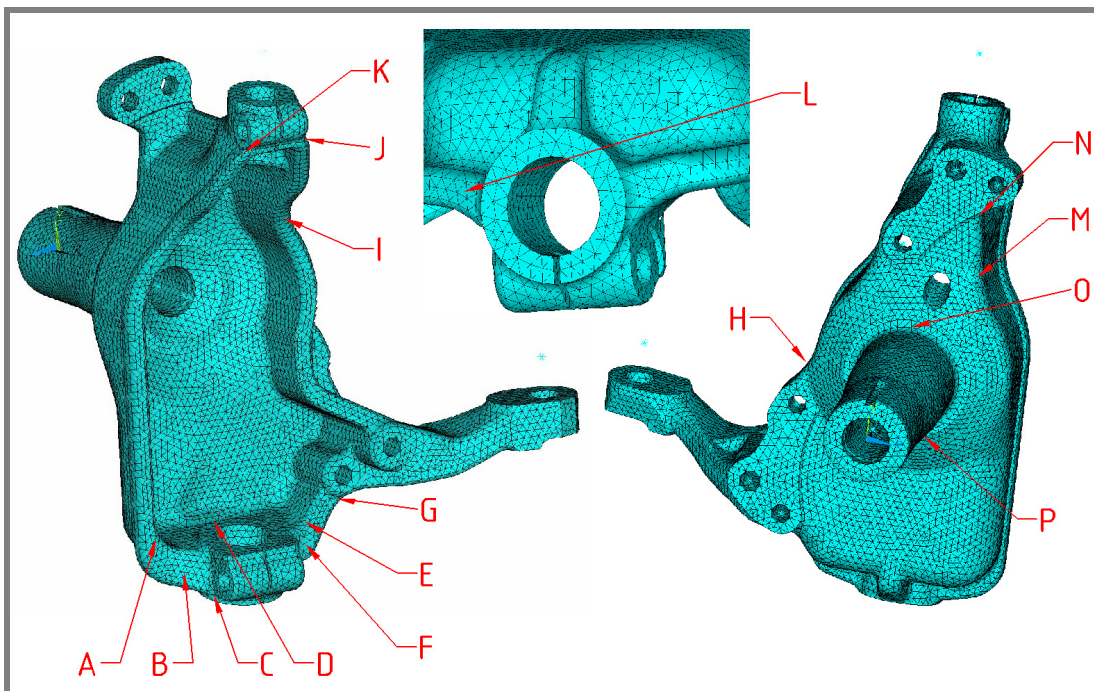
Obr. 38 Kontrola řízení - křivka chyb

Z grafu na **Obr. 38** je patrné, že kontrolovaný mechanismus řízení splňuje podmínku zmíněnou již v bodě **4.5.6.**, která říká, že odchylka skutečného a teoretického úhlu natočení vnějšího kola nesmí být v průběhu natáčení kol větší než  $1^{\circ}30'$ . **Tento požadavek byl splněn v celém rozsahu řízení.**



## 5.4. Pevnostní výpočty

### 5.4.1. Těhlice



Obr. 39 Zkoumaná místa těhlice

TĚHLICE	A	B	C	D	E	F	G	H
přímá jízda	132MPa	108MPa	87MPa	107MPa	73MPa	86MPa	95MPa	48MPa
brždění - adheze	496MPa	280MPa	183MPa	250MPa	791MPa	206MPa	350MPa	308MPa
zatáčka - převrácení	172MPa	60MPa	50MPa	229MPa	90MPa	90MPa	150MPa	250MPa
	I	J	K	L	M	N	O	P
přímá jízda	45MPa	15MPa	24MPa	83MPa	-	-	-	-
brždění - adheze	361MPa	115MPa	136MPa	364MPa	529MPa	650MPa	-	-
zatáčka - převrácení	200MPa	78MPa	120MPa	50MPa	-	-	925MPa	870MPa
	převládající tahová složka v redukovaném napětí Von Misses							
	převládající tlaková složka v redukovaném napětí Von Misses							

Tab. 7 Redukovaná napětí Von Misses - TĚHLICE

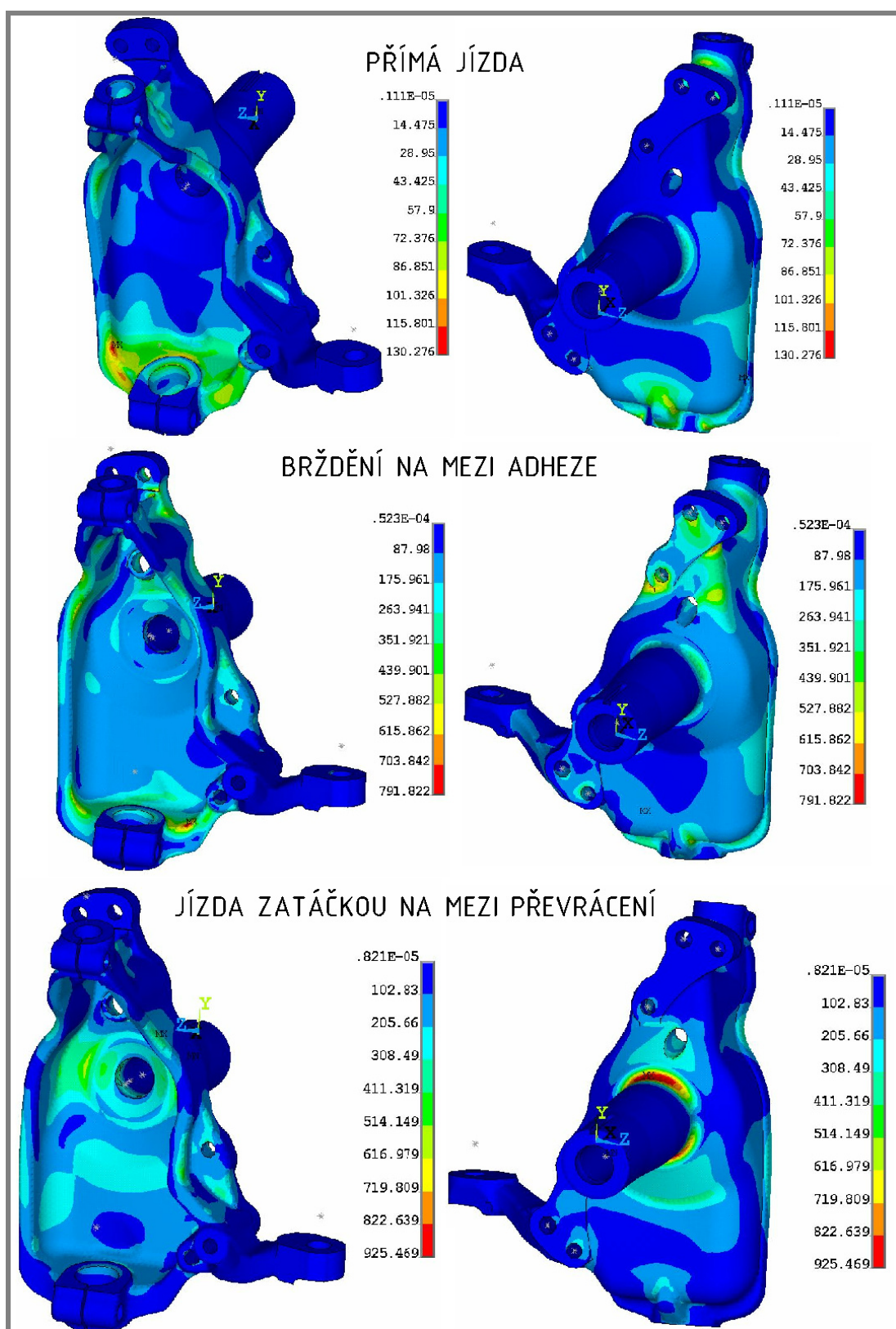
Materiál těhlice: zušlechtěná ocel na odlitky 422709.6 s minimální mezí kluzu  $Re = 450 \text{ MPa}$  a s minimální mezí pevnosti  $Rm = 650 \text{ MPa}$ .

Při hodnocení napjatosti byla v každém zkoumaném místě vyhodnocena povaha redukovaného napětí – zda převažuje tahová či tlaková složka. Tahová složka je z hlediska případného vzniku trhliny a jejího šíření do lomu nebezpečnější.

Červeným textem jsou označena místa s napětím přesahujícím mez kluzu materiálu.

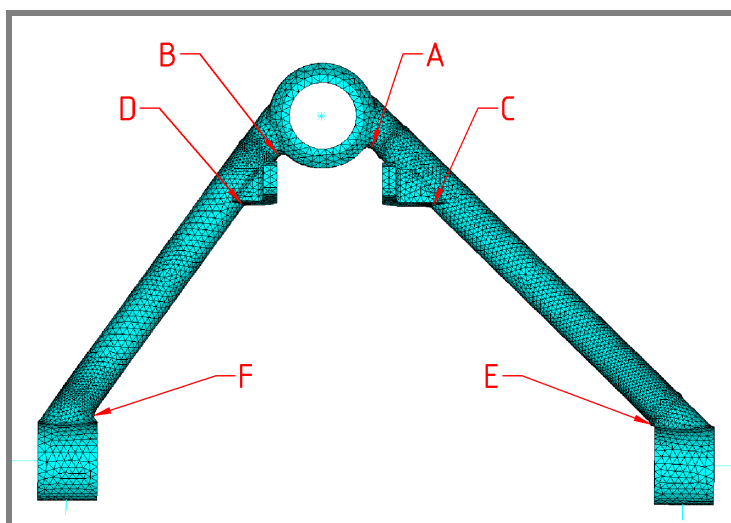
Bod E je mezi režimy přímá jízda – brždění cyklicky namáhán, mění se zde znaménko hlavních napětí, což může přispět ke vzniku a šíření únavové trhliny. K největším napětím docházelo při brždění na mezi adheze, neuvažujeme-li vznik extrémních hodnot na mezi převrácení skeletu v místech O a P. Rozložení napětí ve zkoumaných režimech je vykresleno na Obr. 40.

Ve výpočtovém modelu nebylo z časových důvodů zahrnuto simulování vlivu předpětí svěrného šroubu v místech uchycení kulových čepů. Toto předpětí má vliv na napjatost zejména v bodech C, J, K a L. S přihlédnutím k výsledkům z předešlých variant těhlic, docházelo právě zde k obtížím s časováním únavy.



Obr. 40 Redukovaná napětí Von Misses – TĚHLICE

5.4.2. Horní rameno



Obr. 41 Zkoumaná místa horního ramene

HORNÍ RAMENO	A	B	C	D	E	F
přímá jízda	102MPa	58MPa	80MPa	24MPa	20MPa	45MPa
brzdění - adheze	350MPa	275MPa	280MPa	325MPa	190MPa	240MPa
zatáčka - převrácení	185MPa	178MPa	110MPa	117MPa	88MPa	78MPa

Tab. 8 Redukovaná napětí Von Misses – HORNÍ RAMENO

Horní rameno je svařenec sestávající se z dílů:

Oko kulového čepu – body A,B: materiál 422709.1, minimální mez kluzu  $Re = 300\text{MPa}$ , minimální mez pevnosti  $Rm = 520\text{MPa}$ .

Oka silentbloků – body E,F: materiál 422709.1, minimální mez kluzu  $Re = 300\text{MPa}$ , minimální mez pevnosti  $Rm = 520\text{MPa}$ .

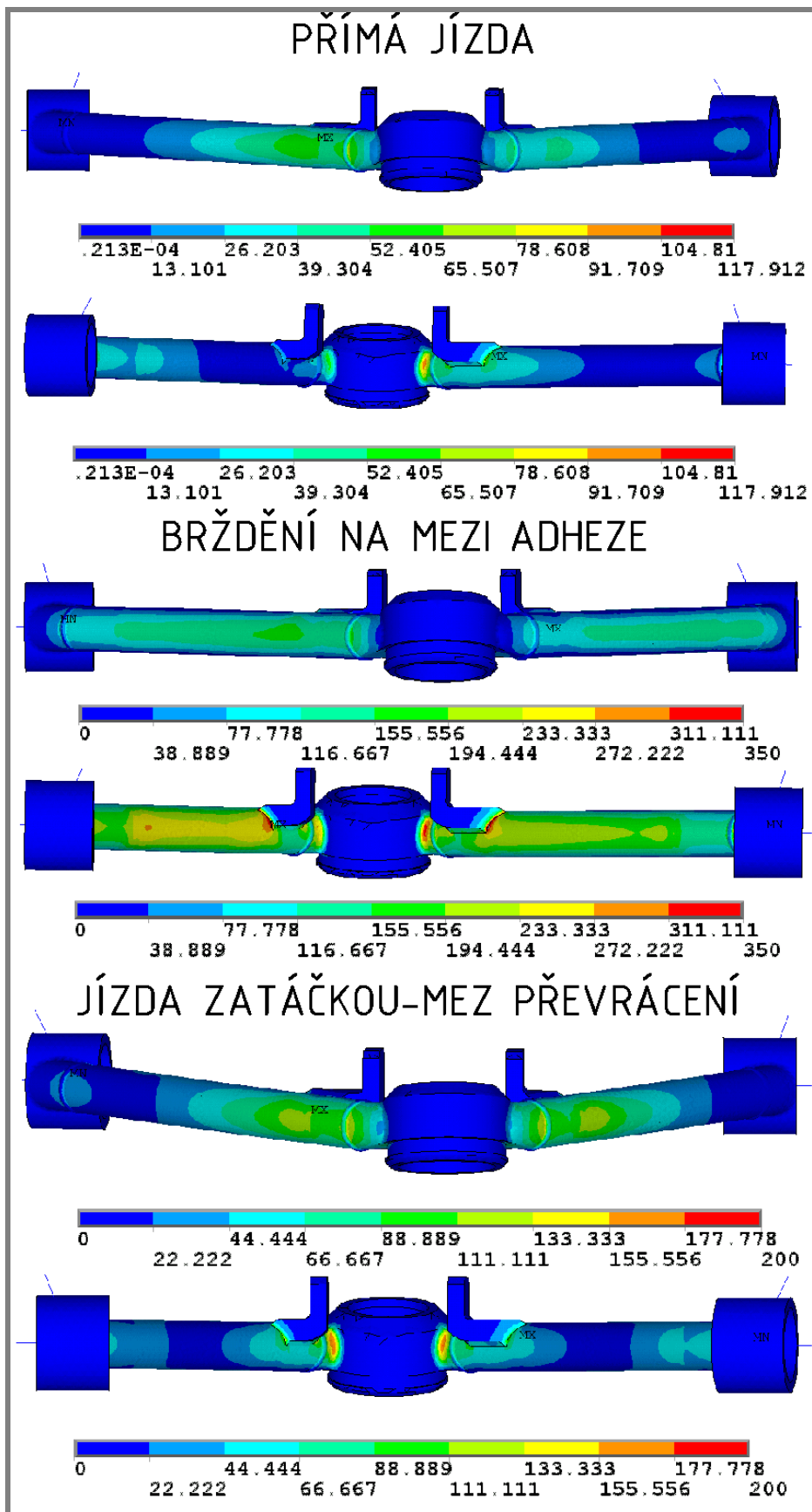
Trubky – body C,D: materiál 11353.0, minimální mez kluzu  $Re = 245\text{MPa}$ , minimální mez pevnosti  $Rm = 345\text{MPa}$ .

Červeným textem jsou označena místa s napětím přesahujícím mez kluzu materiálu.

Rozložení napětí ve zkoumaných režimech je vykresleno na **Obr. 42.** v předním a zadním pohledu na rameno. Delší rameno je vždy ve směru jízdy vpředu.

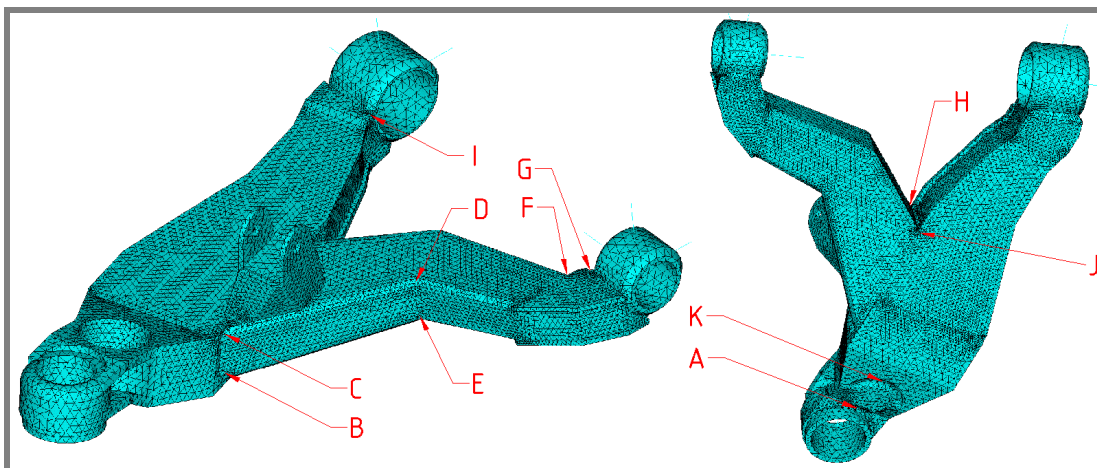
Tvarování svarového spoje v MKP modelu vyvolávalo lokální koncentrace napětí.

Při vyhodnocování napjatosti v těchto místech – C a D, nebyly uvažovány hranové efekty s vysokým nárůstem špičkových hodnot.



Obr. 42 Redukovaná napětí Von Mises – HORNÍ RAMENO

5.4.3. Dolní rameno



Obr. 43 Zkoumaná místa na dolním rameni

DOLNÍ RAMENO	A	B	C	D	E	F
přímá jízda	85MPa	40MPa	32MPa	2MPa	5MPa	40MPa
brždění - adheze	180MPa	292MPa	524MPa	1300MPa	940MPa	620MPa
zátáčka - převrácení	170MPa	212MPa	207MPa	140MPa	188MPa	162MPa
	G	H	I	J	K	
přímá jízda	15MPa	50MPa	25MPa	40MPa	90MPa	
brždění - adheze	480MPa	360MPa	350MPa	500MPa	143MPa	
zátáčka - převrácení	50MPa	167MPa	259MPa	203MPa	206MPa	

Tab. 9 Redukovaná napětí Von Misses – DOLNÍ RAMENO

Dolní rameno je svařenec sestávající se z dílů:

Oko kulového čepu – body A,K: materiál **422709.1**, minimální mez kluzu **Re = 300MPa**, minimální mez pevnosti **Rm = 520 MPa**.

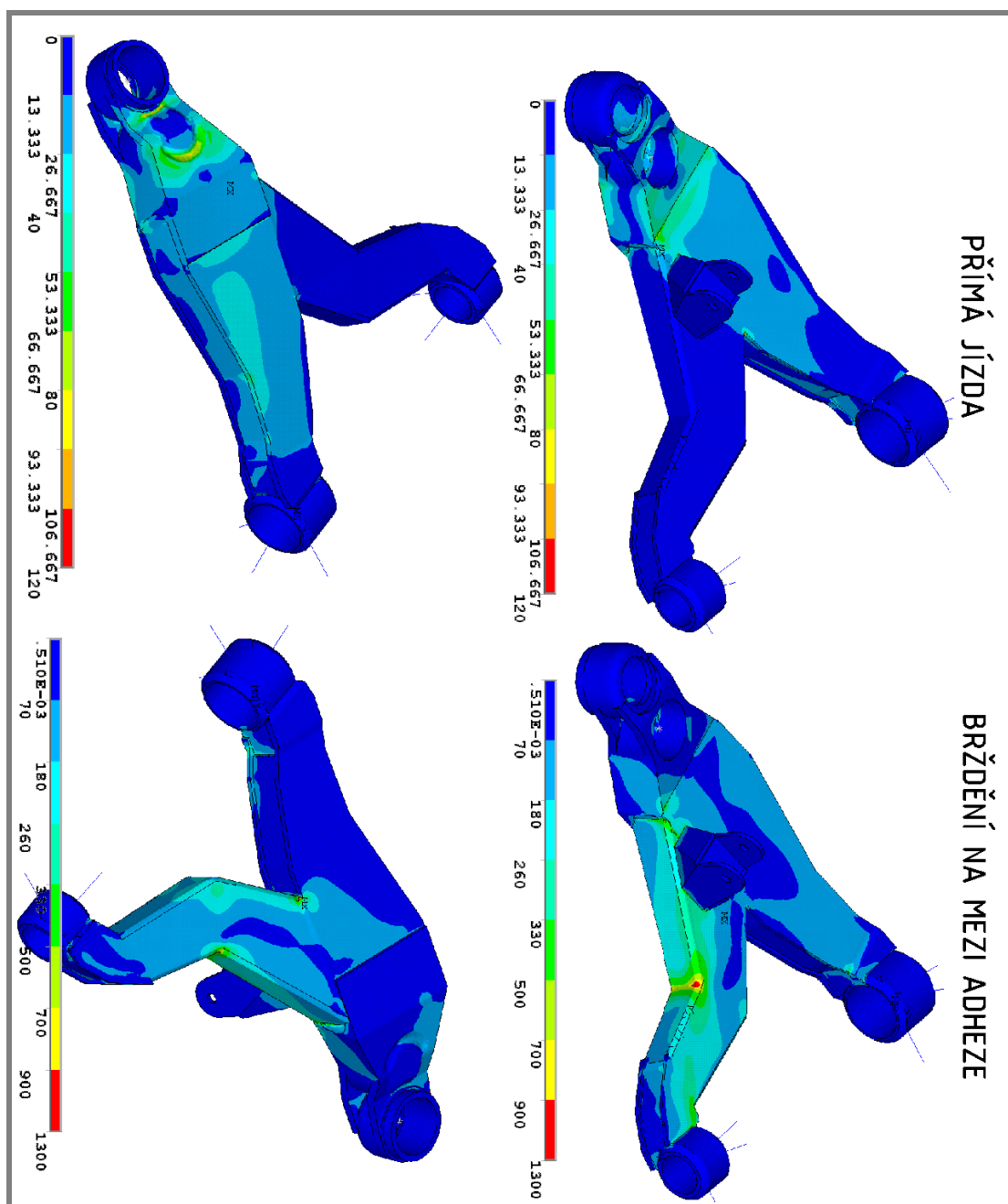
Tělo ramene – body B-F,H,J: materiál **11523.1**, minimální mez kluzu **Re = 335MPa**, minimální mez pevnosti **Rm = 490 MPa**.

Oka silentbloků – body G a I: materiál **11375.1**, minimální mez kluzu **Re = 235MPa**, minimální mez pevnosti **Rm = 360 MPa**.

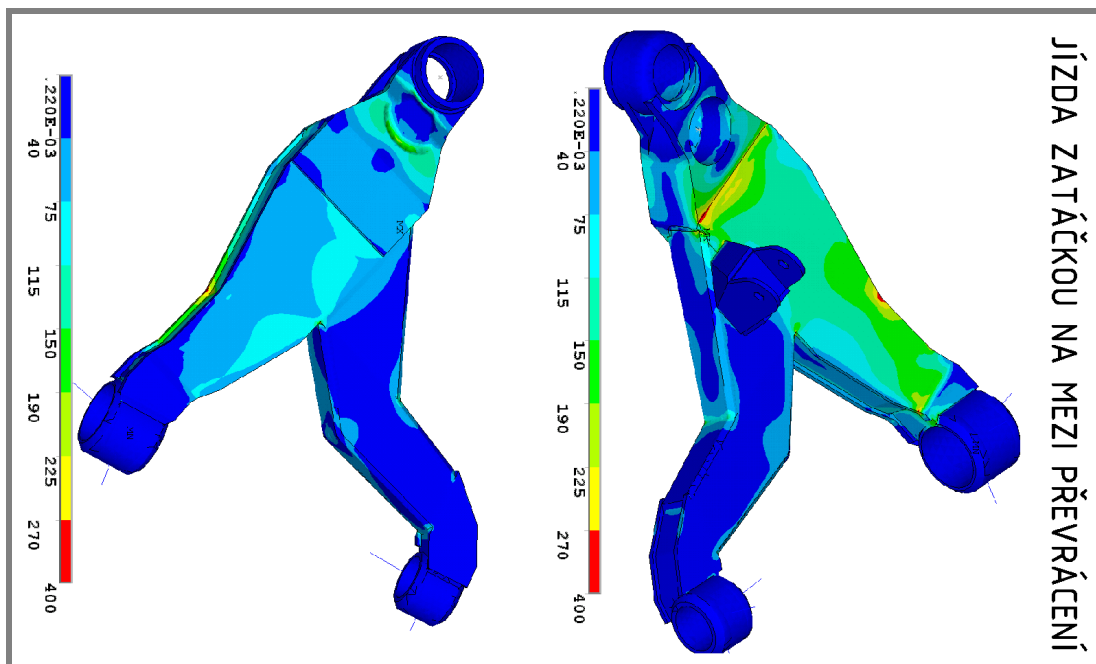
Červeně označená místa mají bezpečnost k mezi kluzu menší než 1.

Rozložení napětí ve zkoumaných režimech je vykresleno na **Obr. 44** a **Obr. 45**.

Tvarování svarového spoje v MKP modelu vyvolávalo lokální koncentrace napětí. Při vyhodnocování napjatosti v těchto místech nebyly uvažovány hranové efekty s vysokým nárůstem špičkových hodnot. Při vykreslování napjatosti bylo nutné přistoupit k předefinování hodnot na napěťové ose – vzhledem k přítomnosti významných koncentrátorů zejména v místech C, H a J, vytvořil ANSYS velmi hrubě rozdělené barevné spektrum, které neumožnilo detailní vykreslení napjatosti na dolním rameni – model byl až na místa s vysokou koncentrací napětí v barvě.



Obr. 44 Redukovaná napětí Von Misses – DOLNÍ RAMENO\_1



Obr. 45 Redukovaná napětí Von Misses – DOLNÍ RAMENO\_2

#### 5.4.4. Kulové čepy

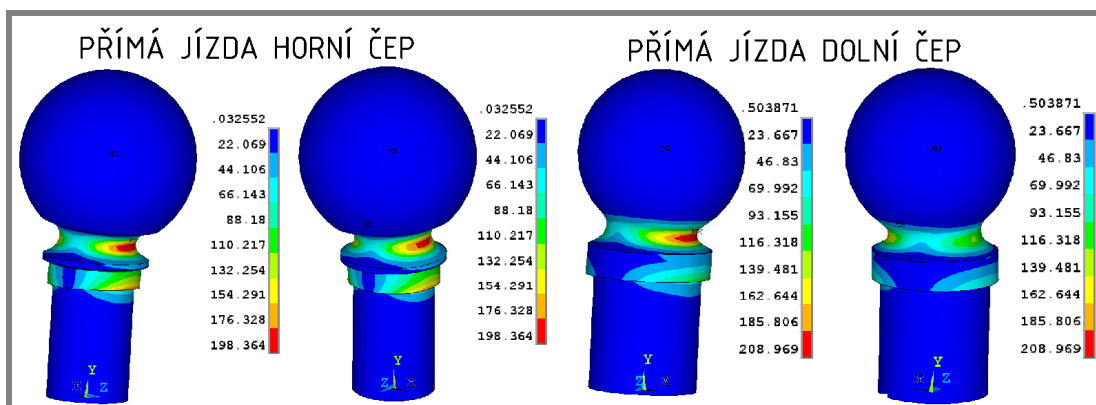
HORNÍ ČEP	KRČEK - OBLAST		DOLNÍ ČEP	KRČEK - OBLAST	
Zatěžující režim	tahová	tlaková	Zatěžující režim	tahová	tlaková
přímá jízda	185MPa	198MPa	přímá jízda	120MPa	208MPa
brzdění - adheze	660MPa	662MPa	brzdění - adheze	540MPa	700MPa
zatáčka - převrácení	418MPa	385MPa	zatáčka - převrácení	470MPa	724MPa

Tab. 10 Redukovaná napětí Von Misses - KULOVÉ ČEPY

Kulové čepy jsou vyrobeny ze zušlechtěné oceli 15 260.7, s těmito materiálovými vlastnostmi : minimální mez pevnosti : **Rm = 910 MPa**, minimální mez kluzu : **Re = 646 MPa**.

Červeně označená místa mají bezpečnost k mezi kluzu menší než 1.

Pro vykreslení napjatosti jsem použil pouze jízdní stav přímá jízda, v ostatních případech je rozložení napětí v krčku podobné, avšak s odlišnými hodnotami napětí.



Obr. 46 Redukovaná napětí Von Misses - KULOVÉ ČEPY

## 5.5. Únavové výpočty

Pro výpočet životnosti součásti byla použita Rešetova metoda, jejíž výpočetní algoritmus byl sestaven v MS EXCEL – viz. **Tab. 11**.

Zmíněná metoda předpokládá přítomnost celkem 5-ti napět'ových hladin, každá o  $n_i = 500\,000$  zatěžovacích cyklech. Zatěžovací cyklus má charakter pulsujícího v tahu, přičemž vyhovující životnosti je dosaženo, pokud se díl únavově neporuší na prvních 4 zkušebních hladinách.

**Následující součásti vykázaly proběhnutí 500000 cyklů na 5. napět'ové hladině**

- Těhlice
- Dolní rameno
- Kulové čepy

**Horní rameno vykázalo v bodě C proběhnutí 500000 cyklů na 4. napět'ové hladině**, na 5.té hladině by teoreticky selhalo po cca. 399 000 cyklech. I tento výsledek však ukazuje vyhovující životnost horního ramene.

Místo:	Horní rameno - bod C			
Materiál:	11 353.0			
80	... Redukované napětí $\sigma_s$ [MPa] při statickém zatížení			
55	... Mez únavy $\sigma_c$ [MPa]			
1,50E+06	... Počet cyklů $N_0$ na mezi únavy			
4,3157	... Exponent $m$ Wohlerovy křivky			
500000	... Počet cyklů na hladině			
Hladina	Amplituda redukovanéh o napětí $\sigma_{ai}$ [MPa]	Životnost $N_i$ na hladině namáhání	Celkové poškození $D$	Počet cyklů $n_i$ na hladině
1	13,3	679 323 147	0,001	500000
2	26,7	34 113 106	0,015	500000
3	40,0	5 928 765	0,100	500000
4	53,3	1 713 034	0,392	500000
5	66,7	653 930	1,156	397846

Tab. 11 Ukázka únavového výpočtu horního ramene v MS EXCEL



## 6. DISKUZE

### 6.1. Kinematické charakteristiky

Výsledky analýz z MBS ADAMS je možno považovat za korektní a použitelné. V analytických výpočtech se mi bohužel nepovedlo s dostatečnou přesností popsat kinematiku v případě uvažování skutečného zavěšení dolního ramene, kdy bod B při svém pohybu způsobuje i změnu záklonu rejdové osy. Důvod mého snažení o přiblížení se realitě v analytických výpočtech, spočíval v možnosti věnovat firmě SOR soubor výpočtů v programu MS EXCEL, který by umožnil do budoucna rychle zjistit změny kinematických charakteristik v případě rozměrových či konstrukčních změn závěsu kola bez nutnosti použití finančně nákladného systému ADAMS. Stávající analytický výpočet z bodu 4.4.2 v MS EXCEL je součástí elektronické přílohy a pro zevrubnou kontrolu charakteristik je dostačující.

Mnou navržené změny polohy spojovací tyče poukázaly na možnost zlepšit chování sbíhavosti za podmínky konstrukční změny a) úhlové a předlokové páky řízení nebo b) odlitku těhlice – zejména polohy rejdové páky. Tyto změny si vyžadají zejména u pák řízení další kolizní analýzy, avšak při mnou prováděné kontrole jsem nezjistil problém.

### 6.2. Pevnostní výpočty

Vnější silové působení vyjádřené analytickým výpočtem může být považováno v dnešní době za nedostačující, zejména pokud uvažíme možnost použití multibody systémů. Z porovnání výsledků jízdních simulací předešlých modelů autobusů, provedených v softwaru MSA firmou CAE Support jsem zjistil poměrně významné odlišnosti velikostí sil, zejména v podélném a příčném směru. Proto jakékoliv porovnání hodnot napětí součástí ve vymezených bodech (minulost x přítomnost) by bylo zavádějící a nepřesné z důvodu diametrálně odlišných výpočtových přístupů. Pro opravdu komplexní popsání napjatosti ve zkoumaných součástech v průběhu provozu autobusu by bylo potřeba zavést ještě další jízdní stavy, např.: brždění průměrnou silou při současném zatáčení, brždění na mezi adheze při současném zatáčení, jízda přes vysokou nerovnost atd. Řešení všech těchto stavů, včetně problematiky matematického modelu simulace jízdy autobusu, by bylo nad rámec práce a možnosti jednotlivce.

MKP modely obsahovaly zejména v oblastech, kde byl modelován svar, velké koncentrátoři napětí. Zde je na zvážení konstruktéra a výpočtáře, zda jsou tyto výsledky regulérní či nikoliv. Při hodnocení napjatosti na zkoumaných součástech, jsem měl k dispozici výsledky pevnostních analýz odpovídajících součástí z předešlých modelů autobusů poskytnutých firmou CAE Support.

Vysoká napětí u zkoumaných součástí, vzniklá zejména při mezních stavech brždění a zatáčení na mezi převrácení, mohou působit jako nepřijatelná. Důležité je však uvážit: četnost, se kterou tyto stavy nastávají během provozu autobusu a délku časového úseku, po který tyto extrémní stavy působí.

### 6.3. Únavové výpočty

Rešetova metoda je dlouhodobě využívána k predikci životnosti komponentů náprav autobusů v ČR při svislém zatěžování a slouží k porovnání vhodnosti provedených

konstrukčních změn. Snahou bylo volit takové směrnice sklonu Wohlerovy křivky a základní počet cyklů tak, abychom se vždy pohybovali na bezpečné straně výpočtu. Výsledky je proto možné považovat za dostatečně vypovídající avšak s přihlédnutím na regulérnost pevnostního výpočtu. V případě těhlice, kde nebyl uvažován vliv předpětí ve svěrném spoji kulových čepů, můžeme předpokládat pokles životnosti ve zmíněné oblasti, zejména v bodech C, J, K a L.

#### 6.4. Co je možné řešit v budoucnu

V případě mechanismu závěsu kola se nabízí kompletní přepracování lichoběžníku zavěšení, který je v současnosti rozměrově uzpůsoben na menší pneu a disk – tedy 19,5“. Současně by bylo možné řešit i optimalizaci kinematiky zavěšení kola.

Jelikož stávající řešení nápravy obsahuje svařence, které přestávají být ve velkých sériích výhodné – ekonomické a výrobní hledisko, bylo by možné tyto součásti nahradit odlitky. Navržené odlitky pak vhodně optimalizovat z hlediska technologického, konstrukčního a pevnostního.

Dalším možným tématem, spíše pro doktorské studium, může být predikce životnosti prvků nápravy pomocí metody stékajícího deště, s využitím histogramů obdržných z vhodně umístěných tenzometrů během různých jízdních režimů.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [ 1 ] *Autobus*. [online]. [2000], 7.4.2003 [cit. 2008-05-06]. Dostupný z WWW: <<http://www.quido.cz/objevy/autobus.htm>>.
- [ 2 ] BRAUNOVÁ. *BUSportal* [online]. 2001-2008 , 24.2.2008 [cit. 2008-05-05]. Dostupný z WWW: <<http://www.busportal.cz/modules.php?name=article&sid=4440>>.
- [ 3 ] LUKÁŠ, Jiří, MYKL, Martin. *Autobus Tatra 24/58* [online]. vydáno dne 26.11. 2007. Martin růžička, [2000] , [cit. 2008-05-05]. Dostupný z WWW: <<http://www.dopravni.net/view.php?cislocclanku=2007112602>>. ISSN 1801-905.
- [ 4 ] Formate Internet Services. *Officiální stránky českého výrobce autobusů Iveco Czech republic a.s., Vysoké Mýto. : O firmě - Historie - Katalog - Autobusy* [online]. Iveco Czech republic a.s., c2007- , [cit. 2008-05-06]. Dostupný z WWW: <[http://www.karosa.cz/main.php?show=history\\_catalogue\\_buses&language=czech](http://www.karosa.cz/main.php?show=history_catalogue_buses&language=czech)>.
- [ 5 ] SiteOne. *Výroba a prodej autobusů SOR Libchavy - SOR : O firmě SOR Libchavy - SOR* [online]. SOR Libchavy, [2006] , [cit. 2008-05-06]. Dostupný z WWW: <<http://www.sor.cz/o-firme/index.html>>.
- [ 6 ] SiteOne. *Výroba a prodej autobusů SOR Libchavy - SOR : Městský autobus SOR NB 12 CITY* [online]. SOR Libchavy, [2006] , [cit. 2008-05-06]. Dostupný z WWW: <<http://www.sor.cz/produkty/mestske-autobusy/sor-nb-12-city.html>>.
- [ 7 ] e-Pneushop - Ráfek 285/70R19,5 145/143M TL HSR1 - Continental. 2008, [cit. 2008-05-08] Dostupný z WWW: <<http://e-pneushop.eu/28570r195-145143m-tl-hsr1-continental-p-451.html>>
- [ 8 ] BITTER, Jiří. *Konstrukční návrh nezávislé lichoběžníkové nápravy pro autobus s nízkou podlahou*. [s.l.], 2002. 119 s. Univerzita Pardubice, Dopravní Fakulta Jana Pernera, dislokované pracoviště Česká Třebová, Katedra dopravních prostředků. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Černý.
- [ 9 ] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003. ISBN 80-239-0026-9. Mechanismus řízení, s. 209-221.
- [ 10 ] VOJTÍŠEK, Jaroslav, NOVOTNÝ, Josef, ŘEHOŘ, Pavel. *Ověření metodiky zkrácených únavových zkoušek*. Lektor Ing. Jiří Eret. Ústřední výzkumný ústav n.p. Škoda Plzeň : [s.n.], [1975?]. 5 s.
- [ 11 ] KOPENEC, Jiří. *Analýza napětí na těhlici přední nápravy autobusů SOR : protokol o výpočetní analýze*. Kopřivnice : [s.n.], 2004. 24 s. Technická zpráva pro SOR Libchavy MSA/SOR/2004/03.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN****Charakteristické body závěsu**

A	Střed horního kulového čepu
B	Střed dolního kulového čepu
C	Pomyslný střed rotace B kolem závěsu dolního ramene
D	Střed rotace horního ramene
E	Střed kulového čepu na páce řízení těhlice
F	Střed kulového čepu na předlokové páce řízení
K	Bod dotyku pneu s vozovkou

**Souřadnice charakteristických bodů závěsu**

$X_A$	X-ová souřadnice bodu A ve statické poloze	[mm]
$Y_A$	Y-ová souřadnice bodu A ve statické poloze	[mm]
$X_B$	X-ová souřadnice bodu B ve statické poloze	[mm]
$Y_B$	Y-ová souřadnice bodu B ve statické poloze	[mm]
$X_C$	X-ová souřadnice bodu C ve statické poloze	[mm]
$Y_C$	Y-ová souřadnice bodu C ve statické poloze	[mm]
$X_D$	X-ová souřadnice bodu D ve statické poloze	[mm]
$Y_D$	Y-ová souřadnice bodu D ve statické poloze	[mm]
$X_E$	X-ová souřadnice bodu E ve statické poloze	[mm]
$Y_E$	Y-ová souřadnice bodu E ve statické poloze	[mm]
$X_F$	X-ová souřadnice bodu F ve statické poloze	[mm]
$Y_F$	Y-ová souřadnice bodu F ve statické poloze	[mm]
$X_K$	X-ová souřadnice bodu K ve statické poloze	[mm]
$Y_K$	Y-ová souřadnice bodu K ve statické poloze	[mm]
$\Delta Y_{Bi}$	Y-ová změna souřadnice kul. čepu B během zdvihu kola	[mm]
$X_{BCi}$	X-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích	[mm]
$Y_{BCi}$	Y-ová souřadnice B při rotaci kolem C v přírůstcích	[mm]
$X_{Ei}$	X-ová souřadnice bodu E v přírůstcích	[mm]
$Y_{Ei}$	Y-ová souřadnice bodu E v přírůstcích	[mm]
$X_{Ki}$	X-ová souřadnice bodu K v přírůstcích	[mm]
$Y_{Ki}$	Y-ová souřadnice bodu K v přírůstcích	[mm]
$X_{EFi}$	Y-ová souřadnice E při rotaci kolem F v přírůstcích	[mm]

**Úhly**

$\beta_2^{MAX}$	Maximální úhel natočení vnitřního kola	[°]
$\beta_1^{MAX}$	Max. teoretický úhel natočení vnějšího kola	[°]
$\beta_{1teor}^i$	natočení vnějšího kola po přírůstcích 5°	[°]
$\beta_2^i$	úhel natočení vnitřního kola po přírůstcích 5°	[°]
$\Delta\gamma_i$	Změna odklonu kola v přírůstcích	[°]
$\Delta\delta_i$	Změna sbíhavosti na kole v přírůstcích	[°]
$\sigma_0$	Příklon čepu v nulové poloze	[°]
$\gamma_0$	Odklon kola v nulové poloze	[°]
$\tau_0$	Záklon čepu	[°]
$\alpha_i$	Úhel mezi body ABD s vrcholem v bodě B v přírůstcích	[°]
$\omega_i$	Úhel mezi body ADB s vrcholem v bodě D v přírůstcích	[°]
$\varepsilon_i$	Doplňkový úhel mezi horizontálou a spojnicí  BD  v přírůstcích	[°]

$\varphi_i$	Úhel naklonění těhlice v přírůstcích	[°]
$\varphi_0$	Úhel naklonění těhlice ve statické poloze	[°]

**Délkové rozměry**

R	Rozchod kol	[mm]
L	Rozvor náprav	[mm]
O	Vzd. od středu kola k průsečíku osy náboje s rejd. osou	[mm]
$\Delta X_{Ki}$	Změna stopy kola	[mm]
$\Delta X_{Ei}$	Diference bodu E během zdvihu kola	[mm]
$\Delta S_i$	Sbíhavost na ráfku kola v přírůstcích	[mm]
$\xi_K$	Velikost složky souřadnice bodu K v ose $\xi$	[mm]
$\eta_K$	Velikost složky souřadnice bodu K v ose $\eta$	[mm]
$\xi_E$	Velikost složky souřadnice bodu E v ose $\xi_E$	[mm]
$\eta_E$	Velikost složky souřadnice bodu E v ose $\eta_E$	[mm]
r	Délka páky řízení	[mm]
a	Vzdálenost středů kulových čepů	[mm]
$t_0$	vzdálenost průsečíků os rejd. čepů s rovinou vozovky	[mm]
$h_T$	Výška těžiště vozu od vozovky	[mm]
$r_0$	Poloměr rejdu	[mm]
$r_3$	Délka spojovací tyče v rovině X-Y	[mm]

**Poloměry, průměry**

$D_R$	Průměr disku kola	[mm]
$R_Z$	teoretický poloměr zatáčení při maximálním rejdu	[mm]
$r_{AD}$	Poloměr otáčení horního ramene	[mm]
$r_{BC}$	Poloměr otáčení dolního ramene	[mm]
$r_D$	Dynamický poloměr kola	[mm]

**Síly, momenty, hmotnosti**

$G_S$	statické zatížení přední nápravy	[N]
$R_{SK}$	reakce působící na jedno kolo od vozovky	[N]
$G_S$	statické zatížení přední nápravy	[N]
$\Delta G_D$	dynamické přetížení přední nápravy	[N]
$G_C$	maximální přípustná tíha vozu	[N]
$G_B$	svislé zatížení přední nápravy při brždění	[N]
$G_S$	statické zatížení přední nápravy	[N]
$\Delta G_D$	dynamické přetížení přední nápravy	[N]
$R_{BK}$	reakce od vozovky připadající na jedno kolo	[N]
$G_B$	svislé zatížení přední nápravy při brždění	[N]
$F_{BK}$	brzdná síla na kole na mezi adheze	[N]
$R_{BK}$	reakce od vozovky připadající na jedno kolo	[N]
$\Delta R_{ZK}$	přetížení vnějšího kola v zatáčce	[N]
$G_S$	statické zatížení přední nápravy	[N]
$R_{ZVK}$	zatížení vnějšího kola v zatáčce	[N]
$R_{SK}$	reakce působící na jedno kolo od vozovky	[N]
$\Delta R_{ZK}$	přetížení vnějšího kola v zatáčce	[N]
$F_{ZVK}$	boční síla na kolo	[N]
$R_{ZVK}$	zatížení vnějšího kola v zatáčce	[N]

$A_{XS}$	Síla na kul. čepu A ve směru osy X v přímé jízdě	[N]
$A_{YS}$	Síla na kul. čepu A ve směru osy Y v přímé jízdě	[N]
$A_{ZS}$	Síla na kul. čepu A ve směru osy Z v přímé jízdě	[N]
$A_{XB}$	Síla na kul. čepu A ve směru osy X při brždění	[N]
$A_{YB}$	Síla na kul. čepu A ve směru osy Y při brždění	[N]
$A_{ZB}$	Síla na kul. čepu A ve směru osy Z při brždění	[N]
$A_{XZ}$	Síla na kul. čepu A ve směru osy X v zatáčce	[N]
$A_{YZ}$	Síla na kul. čepu A ve směru osy Y v zatáčce	[N]
$A_{ZZ}$	Síla na kul. čepu A ve směru osy Z v zatáčce	[N]
$B_{XS}$	Síla na kul. čepu B ve směru osy X v přímé jízdě	[N]
$B_{YS}$	Síla na kul. čepu B ve směru osy Y v přímé jízdě	[N]
$B_{ZS}$	Síla na kul. čepu B ve směru osy Z v přímé jízdě	[N]
$B_{XB}$	Síla na kul. čepu B ve směru osy X při brždění	[N]
$B_{YB}$	Síla na kul. čepu B ve směru osy Y při brždění	[N]
$B_{ZB}$	Síla na kul. čepu B ve směru osy Z při brždění	[N]
$B_{XZ}$	Síla na kul. čepu B ve směru osy X v zatáčce	[N]
$B_{YZ}$	Síla na kul. čepu B ve směru osy Y v zatáčce	[N]
$B_{ZZ}$	Síla na kul. čepu B ve směru osy Z v zatáčce	[N]
$m_p$	statická únosnost přední nápravy	[kg]

#### Konstanty, koeficienty, součinitele

D	celkové poškození	[-]
$D_i$	dílčí poškození vzniklé od i-té hladiny	[-]
$n_i$	počet cyklů na hladině namáhání – na hladině napětí	[-]
$N_i$	životnost na hladině namáhání	[-]
$N_0$	životnost na mezi únavy v počtu cyklů	[-]
C	konstanta určená z hodnot na mezi únavy	[MPa]
m	exponent sklonu šikmé větve wohlerovy křivky	[-]
g	gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
z	poměrné zpomalení vozidla při brždění	[-]
$\varphi_{Bm}$	součinitel boční adheze	[-]

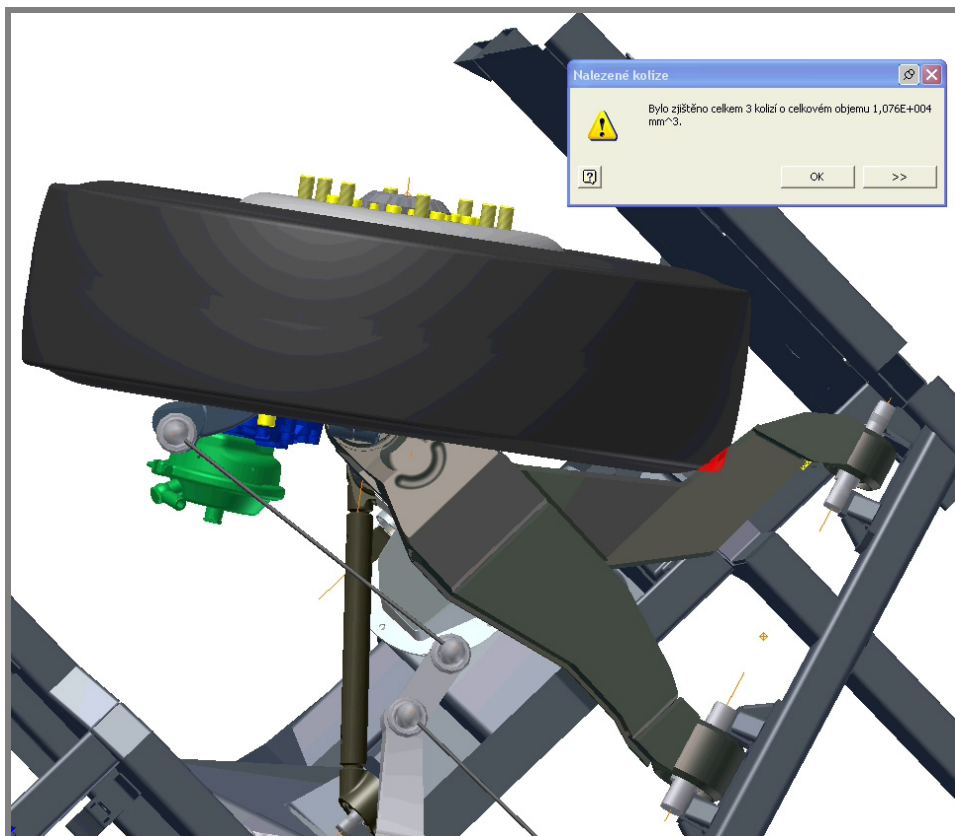
## SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

<b>Obr. 1</b> Carrosse [ 1 ].....	14
<b>Obr. 2</b> Tatra 24/67 [ 3 ].....	15
<b>Obr. 3</b> Škoda 706 RTO LUX [ 4 ].....	15
<b>Obr. 4</b> SOR NB12 CITY [ 6 ] .....	16
<b>Obr. 5</b> Přední náprava firmy SOR .....	17
<b>Obr. 6</b> Horní rameno .....	17
<b>Obr. 7</b> Dolní rameno.....	18
<b>Obr. 8</b> Těhlice.....	18
<b>Obr. 9</b> Zástavba brzdy .....	19
<b>Obr. 10</b> Odpružení.....	19
<b>Obr. 11</b> Pneu Continental se vzorkem typu HSR1 [ 7 ] .....	20
<b>Obr. 12</b> Charakteristické rozměry nápravy .....	25
<b>Obr. 13</b> Transformace s.s. z bodu B .....	28
<b>Obr. 14</b> Transformace s.s. z bodu E .....	30
<b>Obr. 15</b> Zavěšení kola v programovém prostředí ADAMS.....	34
<b>Obr. 16</b> Ackermanova geometrie řízení [ 9 ].....	35
<b>Obr. 17</b> Zavěšení kol - pohled zepředu .....	35
<b>Obr. 18</b> Vnější síly - přímá jízda .....	39
<b>Obr. 19</b> Brždění na mezi adheze v přímé jízdě .....	40
<b>Obr. 20</b> Jízda zatáčkou na mezi převrácení - vnější síly .....	42
<b>Obr. 21</b> Silové působení v čepích A a B - přímá jízda .....	44
<b>Obr. 22</b> Silové působení v čepích A a B - brždění na mezi adheze.....	45
<b>Obr. 23</b> Silové působení v čepích A a B - zatáčení na mezi převrácení .....	46
<b>Obr. 24</b> Okrajové podmínky těhlice .....	48
<b>Obr. 25</b> Okrajové podmínky horního ramene.....	50
<b>Obr. 26</b> Okrajové podmínky dolního ramene.....	51
<b>Obr. 27</b> Okrajové podmínky kulových čepů .....	53
<b>Obr. 28</b> Metodika zkrácených únavových zkoušek [ 10 ].....	54
<b>Obr. 29</b> Kinematické charakteristiky 285/70 R19,5 (analyticky řešené) .....	57
<b>Obr. 30</b> Kinematické charakteristiky 275/70 R22,5 (analyticky řešené) .....	57
<b>Obr. 31</b> Kinematické charakteristiky 285/70 R19,5 (MBS ADAMS) .....	58
<b>Obr. 32</b> Kinematické charakteristiky 275/70 R22,5 (MBS ADAMS) .....	58
<b>Obr. 33</b> Schematické znázornění posuvů bodů .....	59
<b>Obr. 34</b> Kinematické charakteristiky 285/70 R19,5 (MBS ADAMS) E .....	60
<b>Obr. 35</b> Kinematické charakteristiky 285/70 R19,5 (MBS ADAMS) F .....	60
<b>Obr. 36</b> Kinematické charakteristiky 275/70 R22,5 (MBS ADAMS) E .....	61
<b>Obr. 37</b> Kinematické charakteristiky 275/70 R22,5 (MBS ADAMS) F .....	61
<b>Obr. 38</b> Kontrola řízení - křivka chyb .....	62
<b>Obr. 39</b> Zkoumaná místa těhlice .....	63
<b>Obr. 40</b> Redukovaná napětí Von Misses – TĚHLICE .....	64
<b>Obr. 41</b> Zkoumaná místa horního ramene.....	65
<b>Obr. 42</b> Redukovaná napětí Von Misses – HORNÍ RAMENO .....	66
<b>Obr. 43</b> Zkoumaná místa na dolním rameni .....	67
<b>Obr. 44</b> Redukovaná napětí Von Misses – DOLNÍ RAMENO_1 .....	68
<b>Obr. 45</b> Redukovaná napětí Von Misses – DOLNÍ RAMENO_2 .....	69
<b>Obr. 46</b> Redukovaná napětí Von Misses - KULOVÉ ČEPY .....	69

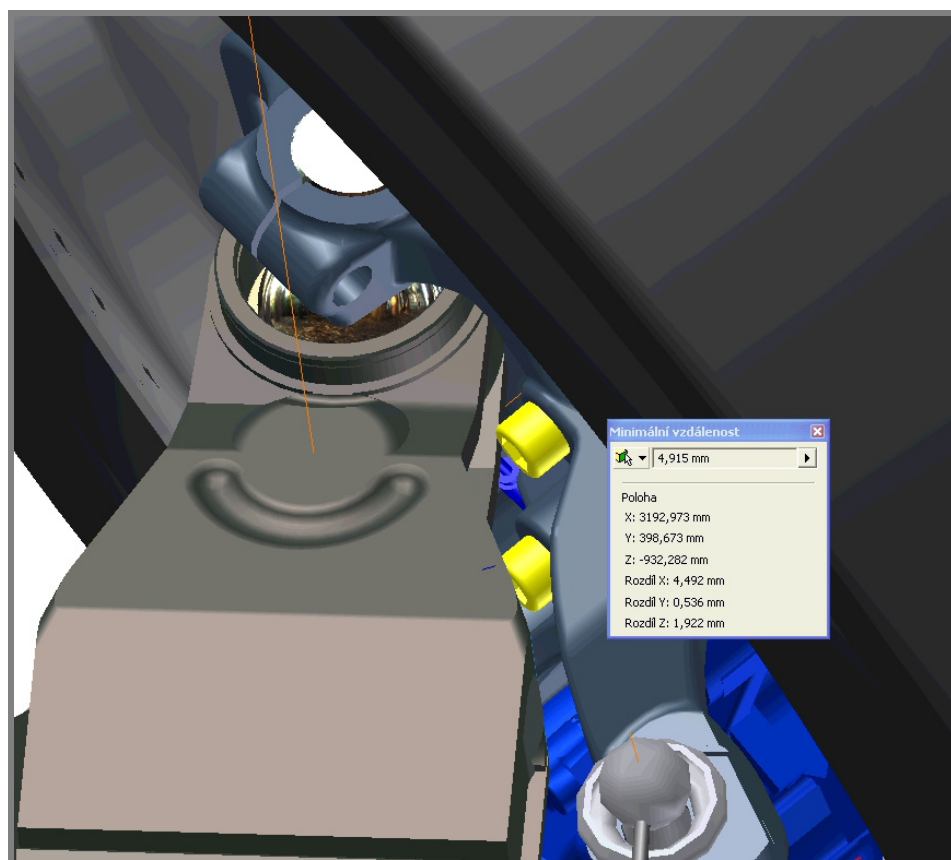
## SEZNAM TABULEK

<b>Tab. 1</b> Teoretický úhel natočení vnějšího kola.....	37
<b>Tab. 2</b> Skutečné natočení vnějšího kola .....	38
<b>Tab. 3</b> Silové působení v čepech A a B - přímá jízda .....	44
<b>Tab. 4</b> Silové působení v čepech A a B - brzdění na mezi adheze .....	45
<b>Tab. 5</b> Silové působení v čepech A a B - zatáčení na mezi převrácení .....	46
<b>Tab. 6</b> Zástavbová analýza kola .....	56
<b>Tab. 7</b> Redukovaná napětí Von Misses - TĚHLICE .....	63
<b>Tab. 8</b> Redukovaná napětí Von Misses – HORNÍ RAMENO .....	65
<b>Tab. 9</b> Redukovaná napětí Von Misses – DOLNÍ RAMENO .....	67
<b>Tab. 10</b> Redukovaná napětí Von Misses - KULOVÉ ČEPY .....	69
<b>Tab. 11</b> Ukázka únavového výpočtu horního ramene v MS EXCEL.....	70

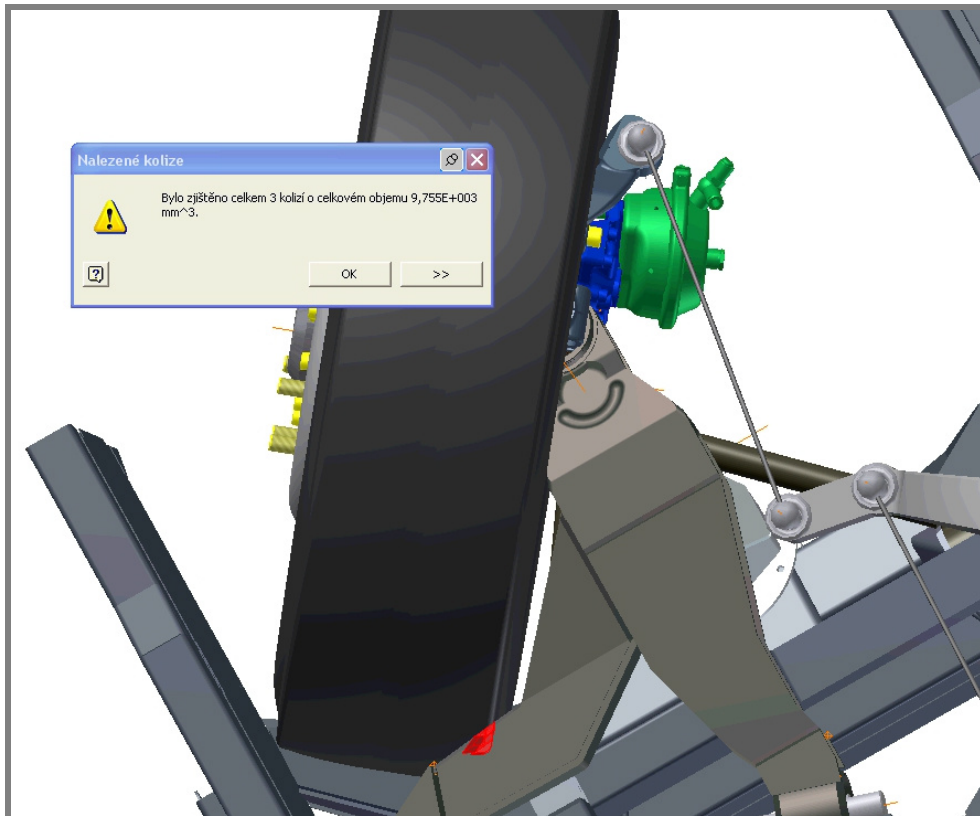




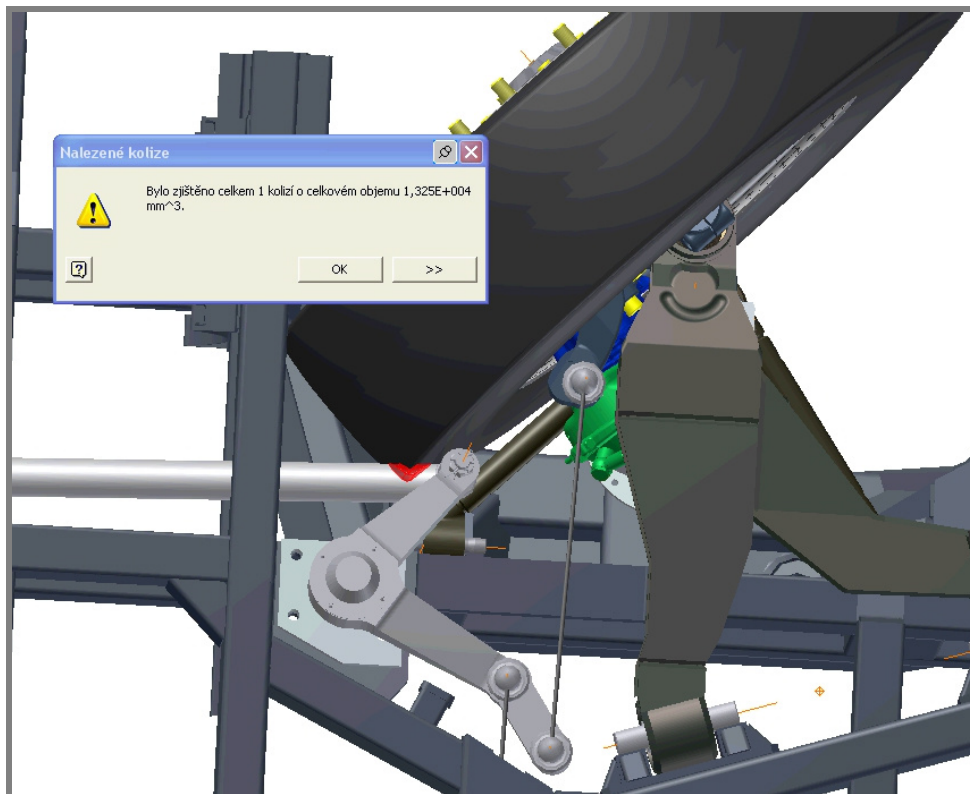
P 1



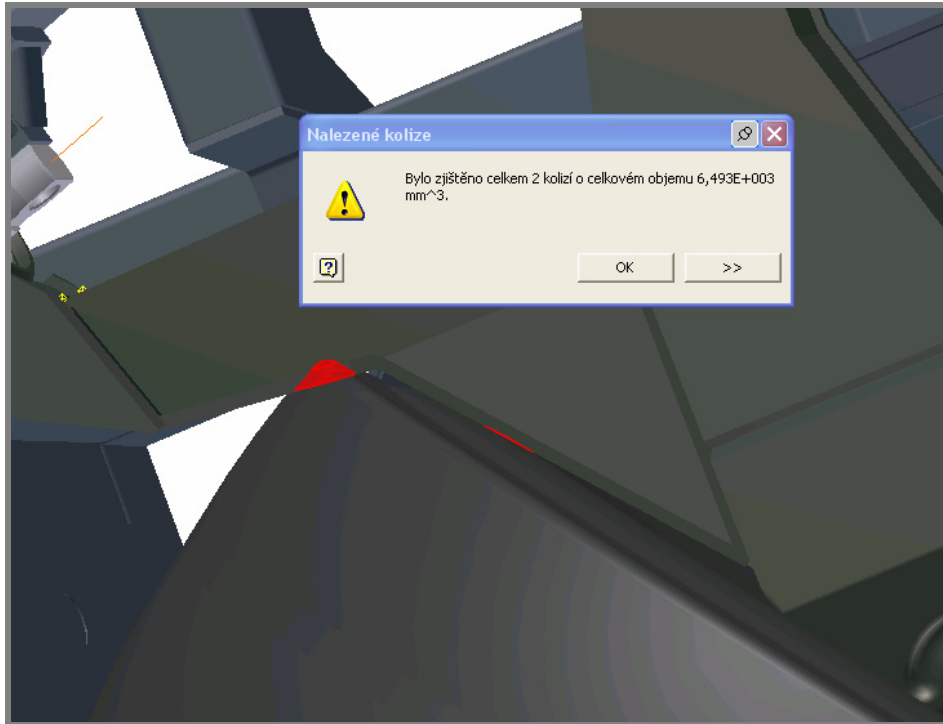
P 1.1



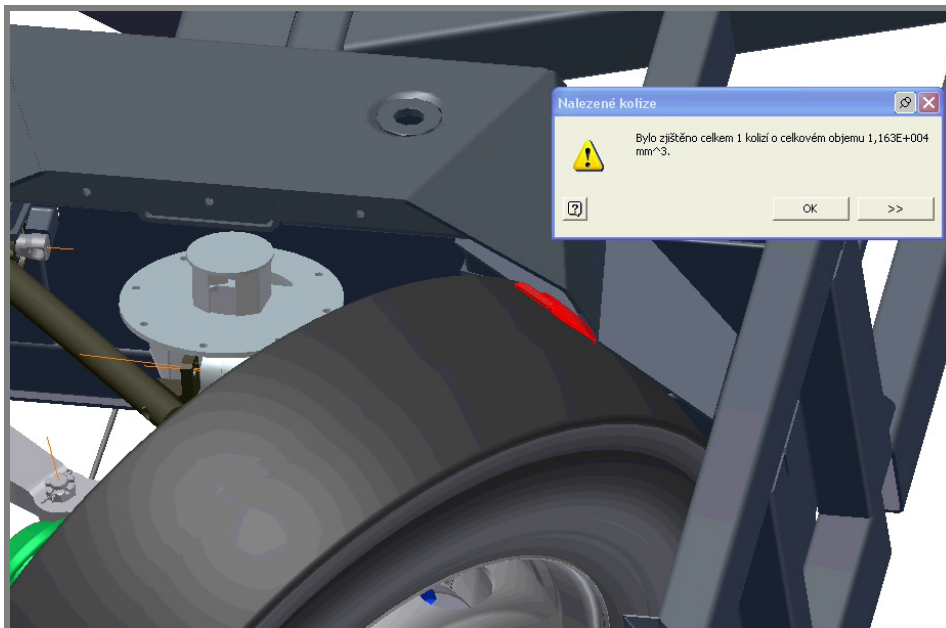
P 2



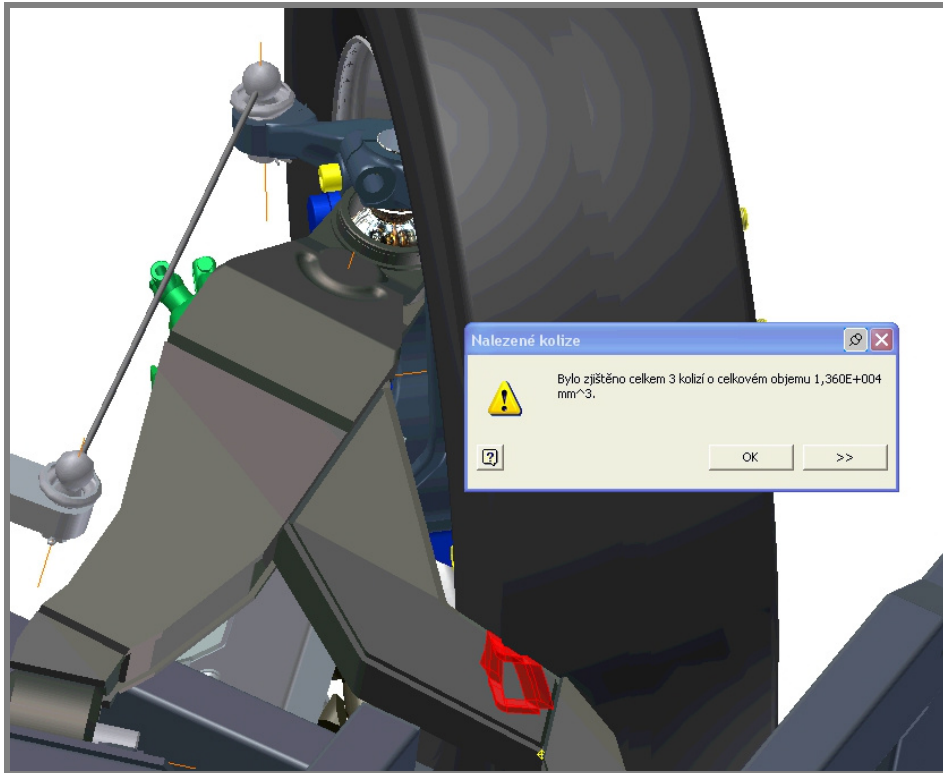
P 3



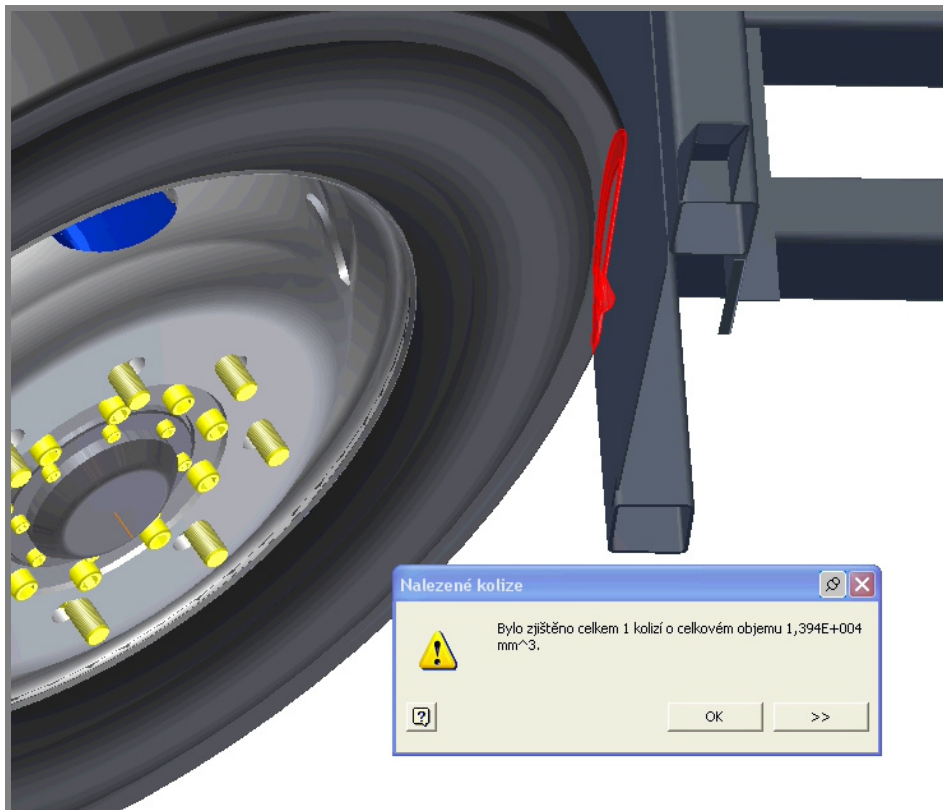
P 4



P 5



P 6



P 7

