

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

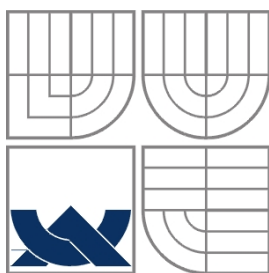
NÁVRH PŘEDNÍ NÁPRAVY FORMULE SAE

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

TOMÁŠ HONZÍK

BRNO 2008



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NÁVRH PŘEDNÍ NÁPRAVY FORMULE SAE DESIGN OF FORMULA SAE FRONT AXLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

TOMÁŠ HONZÍK

VEDOUcí PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. PETR PORTEŠ, Dr.

BRNO 2008

## Anotace

Tomáš Honzík

Návrh zavěšení kol přední nápravy studentské formule SAE

DP, UAI,2008, str. 80, obr. 81.

V diplomové práci se budu zabývat návrhem přední nápravy. Sestavu budu navrhovat v programu od MSC s názvem ADAMS. Budu sledovat kinematické změny vozu (např. změna polohy bodu klopení, odklon kola, nastavení geometrie, měření sbíhavosti nápravy a další potřebné hodnoty). Zpráva bude také obsahovat pevnostní výpočet jednotlivých částí nápravy. Také budu řešit stabilizátor nápravy včetně pevnostního výpočtu.

Klíčová slova: formule SAE, přední náprava, geometrie, sbíhavost, stabilizátor, střed klopení,

Thesis annotation

Tomáš Honzík

Design of formula SAE front axle

DP, IAE, 2008, 80 pp., 83 fig.

My thesis will be aimed at front axle design. I am going to design the assembly of the front axle in the program ADAMS by MSC. I am going to observe and record most of cinematic changes of the car such as change of position of vehicle roll centre ,wheel camber, geometry adjustment , wheel toe-in measuring and other necessary data. The final report is going to include strength calculation of particular axle parts. I am also going to solve the axle stabilizer including strength calculation.

Key words: formula SAE, front axle, geometry, wheel toe-in, stabilizer, roll centre

### **Bibliografická citace dle ČSN ISO 690**

HONZÍK, T. *Návrh přední nápravy formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008, 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš Dr.

### **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce Ing. Petra Porteše Dr. S použitím uvedené literatury.

Brno 2008

Podpis

-----  
Tomáš Honzík

#### Poděkování

Především bych rád poděkoval mému vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Portešovi Dr. za pomoc při řešení, za cenné rady a připomínky a za jeho podporu a celému našemu týmu, se kterým formuli SAE tvoříme. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

**Obsah:**

1. Úvod	3
2. Studentská formule	4
2.1 Souhrn pravidel pro návrh přední nápravy	4
2.2 Závodní disciplíny formule Student	6
3. Popis základní geometrie nápravy	11
3.1 Základní vlastnosti lichoběžníkové nápravy	11
3.1.1 Sbíhavost	12
3.1.2 Poloměr rejdu	12
3.1.3 Střed klonění	13
3.1.4 Střed klopení karosérie	13
3.1.5 Záklon rejdové osy a závlek	15
3.1.6 Odklon kola	16
3.1.7 Klopení karoserie	17
3.1.8 Klopný moment	17
3.2 Síly působící v lichoběžníkové nápravě	18
3.3 Odpružení	18
3.4 Stabilizátor	19
4. Popis použitého softwaru	20
4.1 Systém MSC ADAMS	20
4.2 Systém Pro/Engineer	21
4.3 Systém ANSYS	22
5. Kinematické řešení v systému ADAMS	23
5.1 Návrh základní geometrie	23
5.1.1 Návrh základních částí přední nápravy	24
5.1.2 Tvorba modelu v prostředí ADAMS	26
5.1.3 Úhel středu klonění	28
5.1.4 Měření základních kinematických veličin v ADAMS	28
6. Výpočet základních parametrů vozu	30
6.1 Základní parametry vozu	31
6.2 Výpočet odpružených a neodpružených částí vozu	31
6.3 Určení tuhosti pružin z vlastní frekvence	34
6.4 Tuhost prvků systému odpružení	35
6.5 Návrh předních pružin	36
6.6 Velikost klonění karosérie bez stabilizátoru	39
6.7 Vratné momenty	41
6.8 Určení parametrů tlumících prvků odpružení	43
6.9 Výchylka a změny při naklopení kola	44
7. Návrh stabilizátoru	45
7.1 Základní rozměry stabilizátoru	45
7.2 Výpočet zkrutné tyče stabilizátoru	47
7.3 Výpočet ramena stabilizátoru	48
7.4 Výpočet tuhosti stabilizátoru	49
8. Výpočet sil v nápravě při rovnovážných stavech	50
8.1 Popis jednotlivých stavů	50
8.2 Výpočet sil působících na kolo	51
8.3 Výpočet sil v systému ADAMS	53
9. Kontrola součástí na vzpěr	58
9.1 Výpočet tlačné tyče odpružení	58

9.2 Výpočet táhla stabilizátoru	59
10. Návrh konstrukčního řešení náprav	60
10.1 Návrh spodního ramena	60
10.2 Návrh horního ramena	60
10.3 Návrh vahadla	61
10.4 Návrh tlačné tyče odpružení	62
10.5 Návrh táhla řízení	62
10.6 Návrh odpružení	62
10.7 Kompletní model nápravy	63
10.8 Uchycení nápravy k rámu	64
10.8.1 První varianta	64
10.8.2 Druhá varianta	65
11. MKP analýzy částí nápravy v systému ANSYS	66
11.1 Výpočet pevnosti horních ramen	67
11.2 Výpočet pevnosti spodních ramen	67
11.3 Výpočet pevnosti vahadel	68
11.4 Výpočet pevnosti vzpěrné tyče odpružení	68
11.5 Výpočet pevnosti táhla řízení	68
11.6 Výpočet pevnosti stabilizátoru	68
11.7 Grafické výsledky MKP analýz	68
11.7.1 Horní rameno	69
11.7.2 Spodní rameno	71
11.7.3 Vahadlo	73
11.7.4 Vzpěra tlumičů	74
11.7.5 Táhlo řízení	75
11.7.6 Stabilizátor	77
12. Rozbor výsledků	78
13. Závěr	79
Použitá literatura a jiné zdroje	
Seznam použitých symbolů a zkratk	
Seznam příloh	

## 1. Úvod

Formule Student (název používaný v Evropě), neboli Formule SAE (název, který se používá v Americe), je projekt, kterým se zabývá většina technických univerzit na světě. Úkolem tohoto projektu je kompletní návrh formulového vozu poháněným motocyklovým motorem o obsahu 600ccm.

Základem vozu je tuhý rám s přední a zadní lichoběžníkovou nápravou, používaný u běžných formulových vozů. Ty jsou koncipovány především pro soutěžní klání, kde se sejdou různé univerzity a soutěží v různých disciplínách, které jsou předepsány pravidly. Jedná se o týmovou práci, kdy na celé formuli spolupracuje několik lidí.

Zavěšení kol je nejdůležitější prvek nápravy a rozumíme tím systém, jakým je spojeno kolo k rámu nebo karosérii vozidla. Při propružení nám zavěšení kola umožňuje hlavně svislý relativní pohyb kola vzhledem k rámu nebo ke karosérii vozidla. Při jízdě eliminuje nežádoucí pohyby kola. Jako například boční posuv. Přes zavěšení kol se nám přenášejí síly a momenty do rámu nebo karosérie vozidla. Mezi tyto síly můžeme zařadit síly od zatížení vozidla (svislé síly), síly při brzdění (boční síly) a další. Úkolem této diplomové práce je zavěšení kol patřičně dimenzovat. V našem případě provedu pevnostní výpočet spodních a horních ramen, vahadel, push-rodů, táhla stabilizátorů a samotného stabilizátoru. Součásti kontrolujeme na krut, ohyb a vzpěr, podle zatížení a tvaru součásti

Pro návrh celé formule byl sestaven konstrukční tým diplomantů. Každý se věnuje své vybrané části návrhu formule. Každé části se postupně věnuje jeden diplomant. Mojí částí diplomové práce byla konstrukce přední nápravy včetně odpružení. Náprava musí v základu splňovat pravidla mezinárodních soutěží a musí být uzpůsobena ke sportovnímu užití při různých disciplínách. Při návrhu náprav jsem sledoval různé kinematické veličiny a jejich projevy. Postupně jsem pak simuloval různé stavy vozidla a pozoroval změny kinematických veličin při propružení kola u stavů jako jsou akcelerace, brzdění nebo průjezd nerovností. Další fáze návrhu byla poloha klimatických bodů středů klopení a klonění nápravy. Další měřenou kinematickou veličinou je sbíhavost. Snahou je, aby se nám při maximálním propružení sbíhavost měnila minimálně.

Dalším úkolem mé práce je návrh odpružení formulového vozu. V tom spočívá konstrukční návrh pružin, tlumičů, vzpěrné tyče odpružení (push-rodů) a stabilizátorů. Přičemž je kladen vysoký požadavek na to, aby pružiny, tlumiče a stabilizátory měly možnost nastavení.

Další částí mé diplomové práce je návrh uchycení nápravy k rámu včetně systému odpružení. Tímto návrhem se budu zabývat jen konstrukčně. Nebudu ho počítat pevnostně. Počítá se s tím, že uchycení by mělo být flexibilní.

## 2.0 Formule student

Návrh formule musí vycházet z pravidel pro Formuli SAE. Tato pravidla jsou v anglickém jazyce k nahlédnutí na <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/> zdroj [5]. Nyní následuje krátký výpis pravidel pro tvorbu formule a pro soutěžní klání.

### 2.1 Souhrn pravidel pro návrh formule a přední nápravy

Na výrobě formule se podílejí formulové týmy univerzit složené ze studentů a postgraduálních studentů. Daný prototyp vozidla by měl stát méně než \$25,000.

Při technické kontrole se bude kontrolovat, zda auto splňuje níže uvedené požadavky a omezení. Zjištěný nesoulad musí být opraven a auto znovu zkontrolováno před tím, než bude moci být nastartováno.

Mezi základní rozměr pro tvorbu podvozku patří rozvor. Jeho minimální hodnota je stanovena pravidly na 1525 mm. Rozvor se měří od středů dotykových kontaktů ploch přední a zadní pneumatiky se zemí. Podmínka je, že kola musí být natočena rovně. Vozidlo musí mít 4 kola, která nejsou v přímce. Mezi další mezní rozměr patří rozchod kol. Ten by podle pravidel měl být 75% většího rozvodu. Formule by měla mít nekrytá kola a otevřenou kabinu pilota. Preferuje karosérii formulového typu. V karosérii nesmí být žádná otevření procházející skrz karosérii do prostoru řidiče zepředu vozidla. Vybrání kolem zavěšení kol je povoleno.

Světlá výška vozidla musí být dostačující k tomu, aby se zabránilo dotyku země s jakoukoliv částí vozidla (vyjma pneumatik) při soutěžích na závodisti. Kola podle pravidel musí mít minimální průměr 203,2 mm. Jakýkoliv systém připevnění kola, který používá přídržnou matici, musí být propojen se zařízením, které udrží matici a kolo v případě, že se matice uvolní.

#### **Na vozidlo se dají namontovat dva druhy pneumatik:**

Suché pneumatiky jsou pneumatiky, které jsou na vozidle v momentě technické kontroly definovány jako "suché pneumatiky" vozidla. Suché pneumatiky mohou být libovolné velikosti nebo typu. Mohou to být sliky nebo protektory. Tyto pneumatiky jsou vhodné pro suchý povrch vozovky.

Mokré pneumatiky mohou být libovolné velikosti, protektorového (*threaded*) nebo drážkového (*grooved*) typu. Používají ve většinou za deště a na mokré vozovce.

#### **Podmínka použití pneumatik:**

Profil pneumatiky nebo drážky byl lisován výrobcem pneumatik nebo byl vyřezán výrobcem pneumatik, popř. jím jmenovaným zástupcem. U jakýchkoliv drážek musí být v dokumentaci písemný doklad o tom, že byly vyřezány v souladu s těmito pravidly. Minimální hloubka protektoru (vzorku) pneumatik je 2.4 mm. V pravidlech se všem týmům zakazuje, aby si samy pneumatiky ručně protektorovaly, drážkovaly či jinak upravovaly. V rámci jedné sady pneumatik se nesmí měnit směs nebo velikost pneumatiky, typ kola nebo velikost kola poté, co se započalo se statickým posuzováním. Ohřívače pneumatik nejsou povoleny. Po započnutí statického posuzování se již nesmí na

pneumatikách používat žádné *zvětšovače rozchodu* (*traction enhancers*).

#### **Závěsy kol:**

Formule musí být vybavena zcela závěsným systémem včetně tlumičů nárazů. Tlumiče mají být vpředu i vzadu. Pravidla ukládají minimální propružení kola alespoň 50.8 mm. Což odpovídá 25.4 mm (1 palec) popršením nahoru a 25,4 mm propružení dolů. Tyto hodnoty se počítají se sedícím řidičem. Rozhodčí mají právo vyřadit auta, která nepředstavují vážný pokus o funkční systém pérování nebo která vykazují jízdní chování nevhodné pro autokrosovou okruhu. Všechny montážní body pro zavěšení nápravy musí být při technické kontrole viditelné buď přímým pohledem, nebo po odstranění krytů.

#### **Řízení:**

Řídicí ústrojí musí působit přinejmenším na dvě kola. Řídicí ústrojí musí mít jasné dorazy řízení, které zabraňují řídicím táhlům v zablokování (obrácení čtyřtyčového táhla na jednom z čepů). Zarážky mohou být umístěny na sloupcích (*uprights*) nebo na hřebenu řízení (*rack*) a musí bránit pneumatikám v kontaktu se závěsy, karosérií nebo prvky rámu (*frame members*) během soutěží na dráze.

Povolená vůle řízení je omezena na celkem 7 stupňů měřených na volantu. Řízení zadních kol je dovoleno jen tehdy, je-li mechanickými zarážkami omezen úhel otáčení zadních kol na  $\pm 3$  stupně od pozice přímo vpřed. Volant musí být mechanicky připojen k předním kolům, to znamená že "elektronické řízení" předních kol je zakázané.

#### **Brzdové soustavy:**

Auto musí být vybaveno brzdovou soustavou, která působí na všechna čtyři kola a je ovládaná jediným ovládním. Většinou pedálem. Brzdy by měly mít dva nezávislé kapalinové okruhy takové, aby v případě netěsnosti nebo selhání v nějakém bodu v systému, byl efektivní brzděný výkon udržován nejméně na dvou kolech. Každý kapalinový okruh musí mít svou vlastní rezervu kapaliny. Buď použitím separátních nádrží, nebo použitím přehrazené nádrže oem-stylu. Na zadní nápravě je dovoleno použít jednu brzdu na samosvorném diferenciálu. Nearnovaná plastová brzdová potrubí jsou zakázaná. Brzdové soustavy musí být chráněny rozptýlenými štíty (*scatter shields*) před selháním hnacího ústrojí nebo před menšími kolizemi.

#### **Rám:**

Rám je montovaná konstrukční sestava součástí, která podporuje (vyztužuje) veškeré funkční vozidlové systémy. Touto sestavou může být jednotlivá svařovaná konstrukce, vícenásobné svařované konstrukce nebo kombinace kompozitu a svařované konstrukce. Pro tvorbu rámu je dáno mnoho pravidel.

#### **Minimální požadavky na materiál:**

Primární konstrukce formule by měla být vyrobena z kruhových trubek z měkké nebo legované oceli (s minimálně 0,1% uhlíku).

#### **Stabilita proti převrácení - Roll Over Stability**

Rozchod kol (*track*) a těžiště auta musí být zkombinovány tak, aby poskytovaly příslušnou stabilitu proti převrácení.

### Test stability proti převrácení - Tilt Table Test

Stabilita proti převrácení se hodnotí úspěchem/neúspěchem při absolvování testu. Vozidlo se nesmí převrátit, je-li nakloněno v úhlu 60 stupňů od horizontály v obou směrech, což odpovídá 1.7g . Tento test se provádí s nejvyšším řidičem sedícím v normální jízdě poloze.

## 2.2 Závodní disciplíny formule Student

Základní disciplíny jde rozdělit do dvou kategorií. Na statické disciplíny a dynamické disciplíny:

### Statické disciplíny:

- Technická kontrola: Aby daný vůz mohl závodit, musí projít technickou kontrolou.
- Cena a výrobní analýza: Cena daného prototypu musí být nižší než 25000\$. A měl by se koncipovat návrh na sériovou výrobu na 4 vozy denně.
- Presentace
- Design: Zkušební komisaři hodnotí vzhled formule.

### Dynamické disciplíny:

Během dynamických soutěží se musí udržet mechanická neporušenost vozidla. Jakýkoliv stav vozidla snižující neporušenost vozidla, například poškozené pérování (zavěšení), brzdové součástky nebo díly řízení, nebo zhoršující povrch dráhy, například unikající kapalina nebo drhnoucí karoserie, je platným důvodem pro vyloučení ze soutěže až do odstranění problému

### Dynamické disciplíny:

- **Akcelerace:** V této disciplíně se měří akcelerace formulového vozu na přímé a rovné vozovce. Vozy akcelerují z nulové rychlosti do vzdálenosti 75m (82 yardů). Při tomto závodě se konají dvě rozjížděky. Přitom každá rozjížděka musí mít jiného řidiče a každý řidič musí odjet dvě rozjížděky. Hodnocení závodu se provádí měřením rozdílů časů, kdy auto protne startovací čáru až po dobu, než protne cílovou čáru. Při sražení kužele se připočítávají 2 vteřiny k upravenému času. Při vybočení z trati je daný vůz diskvalifikován.



Obr. 1. Měření zrychlení studentské formule zdroj[6]

- **Soutěž na zkušební dráze:** Cílem této soutěže je změřit točivé schopnosti automobilu

na rovinné ploše v zatáčce s konstantním průměrem. Každé auto opět startuje ve dvou rozjížděcích jako v minulé disciplíně. Přičemž musí v každé rozjížděci startovat jiný řidič. Každý řidič může jet maximálně dvě jízdy. Na tuto projížďku mohou existovat dvě separátní dráhy. Přitom každá projížďka se pojede na jiný dráze. Mezi 1. a 2. rozjížděčkou se nedělají rozdíly a nestanovuje se zvláštní pořadí. Okružní dráha se skládá z dvou kružnic o průměru 15.25 m tvořících osmičku. Kružnice jsou od sebe odděleny vzdáleností 18.25 m a šířka trati je stanovena pravidly na 3m. Značí se pomocí pylonů a křídovou čarou, která lemují dané pylony vně. Startovní čára a zároveň cílová je definována středy kružnic. Jeden okruh je definováno od čáry start/cíl pohybem po kružnici a návratem na čáru start/cíl. Vozidla najíždějí kolmo a projedou jedno celé kolo po pravé kružnici, aby se zavedlo natočení. Postupně jezdí do tvaru osmičky. Po ujetí čtyř kol se měří výsledný čas a vozidlo opouští dráhu. Změřený čas se průměruje potom, co se přičtou penalizace. Za každý sražený kužel se připočítává 0.25 vteřin. Vozy, které vybočí z tratě, jsou diskvalifikovány. Auta, která projedou jiný počet kol, než je dán pravidly, jsou automaticky také diskvalifikována.



Obr. 2. Soutěž na zkušební dráze zdroj[7]

- **Autokrosová soutěž:** V této disciplíně posuzujeme manévrovatelnost vozidla a kvalitu ovládní. Zkouška se provádí na uzavřeném okruhu. Na trati si nesmějí překážet vozidla. Tato zkouška prověřuje chování vozidla při zrychlení, brzdění a zatáčení. Tyto vlastnosti posuzuje komise. Při závodě se konají dvě autokrosově rozjížděčky. Každou rozjížděčku jede jiný řidič. Vozidlo se postaví na start. Musí být splněna podmínka, že přední kola musí být 6 m za startovací čarou. Časomíra začne měřit, když vůz protne startovní čáru. Každý řidič jede 2 měřená kola. Čas nejlepšího kola je hodnocen u každé rozjížděčky. Vozidla, které nedojedou do cíle, jsou ze závodu vyloučeny. Trať je navrhnutá, aby průměrná rychlost na trati byla 40 až 48km/hod. Rovinky jsou dlouhé maximálně 60 m. Trvalé zatáčky o průměru 23 m až 45 m. Minimální průměr vnější zatáčky je 9 m. Kužely na slalomy jsou od sebe vzdáleny 7.62 m až 12.19 m. Na trati se mohou ještě vyskytovat různé rozmanitosti, jako jsou šikany, vícenásobné zatáčky, zatáčky se zmenšujícím se poloměrem. Minimální šířka stopy je 3.5 m. Délka každé jízdy je stanovena na přibližně 0.805 km a každý řidič musí projet předepsaný počet jízd. K výslednému času se opět připočítávají penalizace. Například za sražení každého kužele se připočítávají 2 vteřiny. Počítají se i kužele za cílovou čarou. Při vynechání branky se řidič musí vrátit na dráhu nebo před branku, kterou vynechal. Pokud toto

neudělá, dostane penalizaci 20 vteřin. Penalizace se neoděluje v případě nehody nebo vyhýbání nebo při jiných důvodech, které uznají tratový komisaři. Jestliže se nám vozidlo zastaví a nejde pak rozjet bez pomoci jiných osob, je automaticky považováno za vyřazené. Nepojízdná vozidla budou z trati odstraněna traťovými pracovníky. Podle posouzení traťových komisařů může být členům týmu dovoleno, aby za jejich dohledu zprovoznili nepojízdné vozidlo a mohli pokračovat v soutěži. Výsledný čas je celkový čas jízdy plus přičtené penalizace. Vozidla, která pojedou na trati průměrnou rychlostí minimálně 80% rychlosti nejrychlejšího vozidla tak získají tzv.: výkonové body. K vyhodnocení soutěže slouží nejlepší čas, který tým dosáhl.



Obr. 3. Autokrosová soutěž zdroj[8]

- **Soutěže odolnosti a šetření paliva:** Na rozdíl od ostatních soutěží se tato disciplína skládá většinou z jediné rozjíždky. Záleží na typu směrnic, podle kterých soutěž probíhá. Je to tak zvaná separátní soutěž. Což znamená, že probíhá několik závodů najednou. Organizátor stanovuje specifický postup provedení soutěže v místě konání. Soutěž odolnosti je navržena tak, aby se ohodnotil celkový výkon vozidla. Přitom se celkově testuje jeho spolehlivost. Šetření paliva se měří při soutěži odolnosti. Šetření paliva v podmínkách soutěže je velmi důležité ve většině forem závodění. Spotřeba nám ukazuje, jak má tým auto naladěné pro soutěž. Šetření paliva se vypočítává z jedné rozjíždky. Před vstupem vozidla do soutěže se každá nádrž paliva plní k vozidlové rysce. Tankování během jízdy je zakázáno. Trať je specifikována na určité rychlosti. Průměrná rychlost tratě by měla být mezi 48km/hod až 57km/hod s maximální rychlostí přibližně 105km/hod. Na trati by měly být rovinky maximálně 77 metrů dlouhé. Trvalé zatáčky o průměru 30.0 m až 54.0 m. Vláškové zatáčky by měly být o průměru minimálně 9.0 m. Při slalomech jsou kužele od sebe vzdáleny 9.0 m až 15.0 m. V trati se mohou ještě nacházet šikany, vícenásobné zatáčky a zatáčky o klesajícím poloměru. Minimální šířka tratě je stanovena pravidly na 4.5 m. Soutěž probíhá na trati dlouhé 22.0 km. Během rozjíždky týmy nesmějí pracovat na svých vozidlech. Během jízdy se musí vyměnit řidiči, přičemž výměna řidiče může trvat maximálně tři minuty. Závodění kolo na kolo je zakázáno. Předjíždění je dovoleno pouze v předjížděcí zóně za dohledu traťového komisaře. Vozidlo musí být schopno startu/ restartu bez externí pomoci kdykoliv po započetí rozjíždky. Po závodě se nádrž doplní nádrž po plnění rýsky a natankované množství se zaznamená. Jak už bylo řečeno, na trati najedou závodí více vozů. V suchých podmínkách se povoluje 5 až 7 vozidel na kilometr tratě. Auta na trať vjíždějí postupně. Startovní pořadí je stanoveno podle konečného pořadí autokrosové soutěže. Nejrychlejší tým autokrosu jede první. Týmy, které nebudou

připraveny na startu, když na ně přijde řada, budou penalizovány 2 minutami. Vozidlo, které bude mít poruchu, bude odstraněno a už nebude mít povoleno vjet znovu na trať. Při závodu je dán požadavek na minimální rychlost. Je omezena tak, že jestliže vozidlo není schopno dosahovat časů na kolo v rozmezích 133% nejrychlejšího času kola pro tuto trať, musí ihned odstoupit. Penalizace jsou podobné jako v ostatních disciplínách. Za sražení kužele jsou 2 vteřiny. Za vyjetí z tratě pokud se nevrátí tam, kde vyjel, je penalizace 20 vteřin. Vynechání branek při slalomu se hodnotí penalizací 20 vteřin. Při jízdě mimo pořadí je penalizace 2 minuty. Při kontaktu s jiným vozidlem je vůz diskvalifikován.



Obr: 4. Soutěž odolnosti a šetření zdroj[9]

#### - **Dodatek k pravidlům:**

Organizátoři si vyhrazují právo na zadržení jakékoliv vozidlo po soutěži, aby mohli zkontrolovat daný vůz. Při kontrole kontrolují zdvihový objem motoru a velikost restriktoru.

Týmy jsou žádány, aby po skončení soutěže odstranily veškerý jejich materiál a odpadky, než odjedou z místa konání soutěže. Týmům, které zde zanechají nábytek nebo zanechají padok ve stavu, který vyžaduje zvláštní úklid, bude cena tohoto úklidu vyúčtována.

#### **Použití dynamometru:**

Na některých závodech je k dispozici dynamometr k měření výkonu motoru. Mohou ho používat všechny týmy. Před zkouškou na dynamometru musí mít všechna vozidla úspěšně za sebou všechny technické kontroly. Vyladění paliva, zapalování a hnacího ústrojí při testování na dynamometru je povoleno.

#### **Pohyb vozidla:**

Vozidla se nesmí pohybovat vlastní silou jinde než na tréninkových nebo soutěžních tratích. Mimo trať musí být vozidlo tlačeno pomocí tlačící tyče. Musí být všemi 4 koly na zemi. Ve vozidle sedí jeden člen na místě řidiče a vozidlo ovládá. Při nedodržení těchto pokynů jsou týmy penalizováni.

#### **Tlačící tyč:**

Je zařízení, které slouží k pohybu vozu na závodisti. Je to odstranitelné zařízení a

dovoluje 2 lidem stojícím přímo za vozem, tlačít auto při přesunu. Toto zařízení ještě musí umožňovat zpomalování nebo zastavení vozidla. Musí také umožnit tažení vozidla dozadu. Zařízení se představuje a musí být odprezentováno při technické kontrole.

#### **Běh motoru v padoku:**

Motory mohou v padoku běžet za předpokladu, že auto prošlo technickou kontrolou a splňuje následující podmínky:

- a) Auto je na adekvátních stojanech.
- b) Poháněná kola jsou přinejmenším 10.2 cm od země nebo jsou z vozidla sejmuta.

Pravidla pro řízení:

#### **Řízení za chodu motoru:**

Vozidlo může být řízeno pouze v případě:

- a) při soutěžní jízdě
- b) na tréninkové trati
- c) během zkoušky brzd
- d) během nějakého pohybu specifikovaného organizátory

Pro všechny další pohyby platí tlačení rychlostí normální chůze. Řízení mimo závodistiště je absolutně zakázané a zjistí-li se, že to nějaký tým porušil, bude automaticky vyřazen ze soutěže.

#### **Tréninková dráha:**

Tréninková dráha je dráha určená pro testování aut a k jejich ladění. Tréninková oblast je kontrolována organizátory a smí jí používat všechny týmy. Aby došlo k synchronizaci, každý tým má přesně naplánované tréninkové hodiny. Trénink nebo testování vozu mimo testovací dráhu je zakázáno. Řízení vozidla na tréninkové dráze mimo naplánované testovací hodiny může mít za následek minimální penalizaci 200 bodů nebo diskvalifikaci. Auta, která chtějí používat tréninkovou dráhu, musí mít všechny části technické kontroly.

#### **Soutěž odolnost – Řízení:**

Při soutěži odolnosti, kdy je více aut na trati. Musí se především dodržovat pravidla a požadavky na řízení. Řidiči by se měli vyvarovat agresivní jízdy, poslouchat znamení signalizace a další. Měli by dávat pozor, aby nedošlo ke kontaktu s jiným vozem, protože dotyk pneumatik může vozidlo vymrštít do vzduchu. Řidič musí neustále dodržovat vysoký stav připravenosti. K závěru bych dodal, že řidiči bojují jen s časem a nikoliv s jinými vozidly.

#### **Soutěž odolnosti – Předjíždění:**

Předjíždění je při soutěži zakázáno. Výjimku tvoří úseky, takzvané předjížděcí zóny, kde se může předjíždět. Zóny jsou pod neustálým dohledem komisařů. Předjížděcí zóny se skládají ze dvou paralelních uliček. Pomalý jízdní pruh pro vozidla, která jsou předjížděna a rychlý jízdní pruh pro vozidla, která předjíždějí. Pomalé vozidlo je

upozorněno vlajkou a musí vjet do pomalého pruhu a zpomalit. Rychlejší auto ho ve druhém pruhu předjede. Auto, které bylo předjeto, se na výjezdu může zařadit zpět. Přitom ho kontroluje komisař. Tato pravidla pro předjíždění se nepoužívají pro auta, která předjíždějí vozidla neschopná jízdy nebo na vozidla, která se nepohybují. Za normálních jízdních podmínek, pokud nedochází k předjíždění, používají všechna auta rychlý jízdní pruh.

#### **Soutěž odolnosti – Prohlídka tratě:**

Řidiči si mohou před soutěží odolnosti trat' projít. Všichni řidiči soutěže odolnosti jsou žádáni, aby si před startem soutěže trat' prošli.

#### **Definice sražení kužele:**

Řidič kužel srazil, nebo když celá základna kužele leží mimo rámeček vyznačující místo, kde se kužel původně nacházel ve výchozí poloze. Tyto zásahy jsou patřičně penalizovány podle typu disciplíny.

### **3. Popis základní geometrie nápravy**

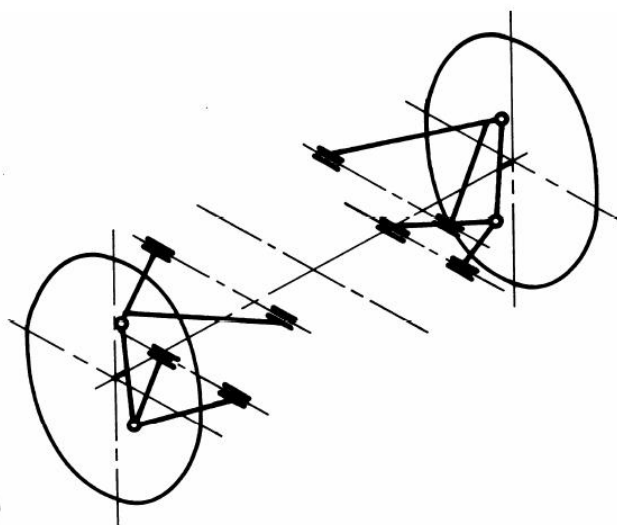
Kapitola se zabývá základním zavěšením a jeho vlastnostmi. Čerpal jsem především ze zdroje [1].

#### **Zavěšení kol:**

Zavěšení kol je velmi důležitý prvek nápravy. Pomocí zavěšení se připojují kola k rámu. Slouží k přenosu sil od kola do rámu. Přenáší svislé síly, které působí od zatížení vozidla. Podélné síly, které nám působí při rozjezdu a při brzdění, příčné síly a momenty od podélných sil. Mezi další prvky nápravy patří řízení, brzdy, odpružení a pohon. Geometrie zavěšení kol nám popisuje postavení kola vůči vozovce. Z průběhu některých charakteristik pak můžeme určit jízdní charakter vozidla. Zavěšení je omezeno normou ČSN 300034. Hlavní parametry geometrie automobilu jsou:  $\gamma$  – úhel odklonu kola,  $\sigma$  – příklon rejdové osy,  $\tau$  – záklon rejdové osy,  $\delta_0$  – úhel sbíhavosti,  $r_0$  – poloměr rejdu a  $n_k$  – závlek.

#### **3.1 Základní vlastnosti lichoběžníkové nápravy**

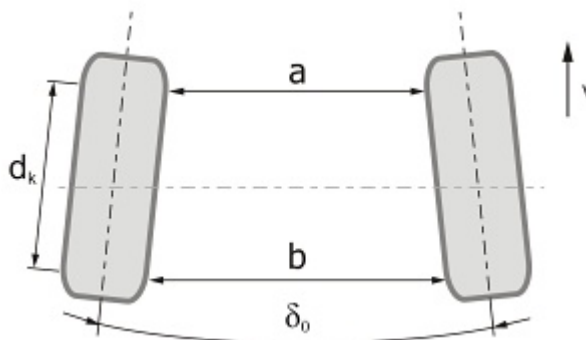
Je to jeden ze základních druhů nezávislého zavěšení. Její nejčastější použití je u formulových a závodních vozů. Náprava je v základu tvořena dvěma rameny ve tvaru trojúhelníku. Přičemž je pravidlo, že horní rameno je menší. Název pro tento druh zavěšení vznikl tak, že koncové body ramen tvoří do průmětu lichoběžník. U tohoto typu zavěšení je výhodou, že jsou kola zavěšena nezávisle a samostatně. To nám omezuje odskok kola. Velkou výhodou nápravy je nízká hmotnost neodpružených částí. Tato náprava má také dobré kinematické vlastnosti. Podle náklonu ramen můžeme určit výšku středu klopení.



Obr: 5. Základní geometrie lichoběžníkové nápravy zdroj[1]

### 3.1.1 Sbíhavost

Sbíhavost kol je jednou ze základních veličin nápravy. Je to průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Účelem sbíhavosti je, aby se kola odvalovala paralelně. Vlivem sbíhavosti vznikají v kolech malé boční síly. Tyto síly vyvolávají boční momenty k rejdovým osám. Je-li část kola přikloněna k podélné ose vozidla, geometrie se označuje jako sbíhavá. Při působení sil na kolo jako je například valivý odpor, má kolo snahu se natáčet do přímého směru. Tomu říkáme rozbíhavost. Sbíhavost se většinou vymezuje pomocí nastavitelné délky spojovací tyče řízení.

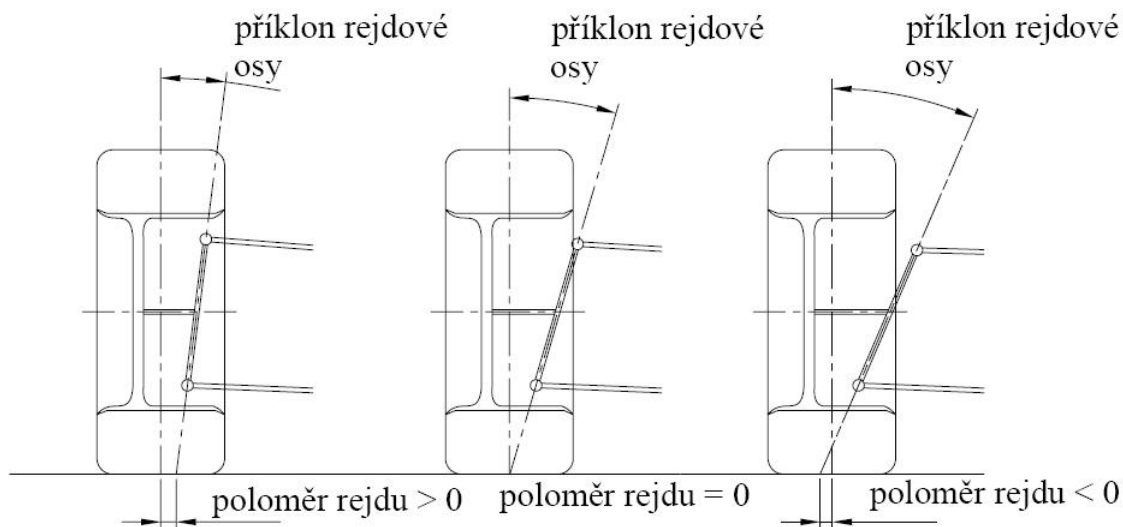


Obr: 5. Sbíhavost zdroj[10]

### 3.1.2 Poloměr rejdu

Mezi další základní rozměry nápravy patří poloměr rejdu. Je to vzdálenost od středu styku pneumatiky k průsečíku rejdové osy s rovinou vozovky. Máme dva druhy. Záporný poloměr rejdu leží vně střední roviny kola. Poloměr rejdu nám způsobuje, že nám v řízení vznikají silové momenty při různých jízdních stavech např. při brzdění nebo působením valivého odporu. Když nám roste poloměr rejdu, roste nám i citlivost na podélné síly. Pokud jsou tyto síly při jízdě rozdílné, musí řidič začít vyrovnávat jejich účinek na volantu.

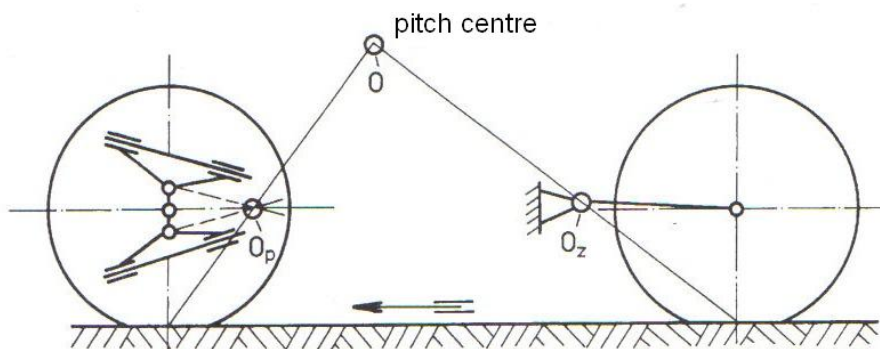
V posledních letech se čím dál častěji začíná používat záporný poloměr rejdu, jelikož má dobrý stabilizační účinek. Velikost poloměru rejdu má vliv na vracení volantu po původní polohy při výjezdu ze zatáčky.



Obr. 6 Poloměr rejdu v závislosti na příklonu rejdové osy zdroj [1]

### 3.1.3 Střed klonění

Střed klonění je další prvek důležitý pro tvorbu náprav. Jeho podstata je stejná jako u středu klopení. Je tvořen průsečíkem spojnic trojúhelníkových ramen v podélném směru vozu. Tvoří ho průsečík spojnic přední a zadní nápravy s bodem dotyku pneumatiky s vozovkou v podélném směru. Více patrné je to z daného obrázku.

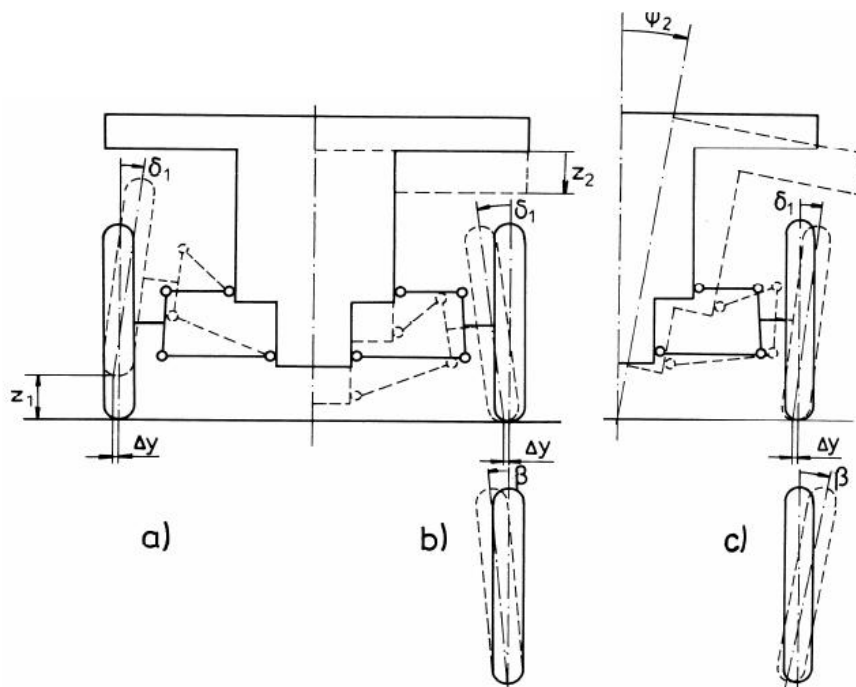


Obr 7. Konstrukce středu klonění zdroj [11]

### 3.1.4 Střed klopení karosérie

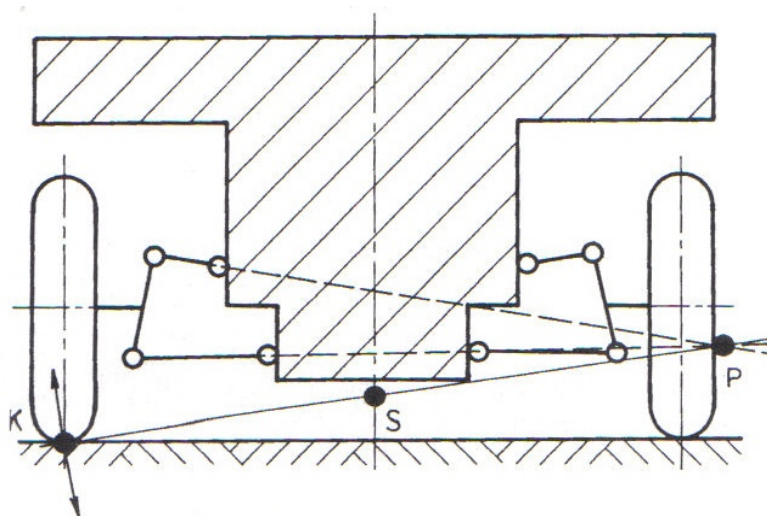
Mezi nejdůležitější kinematické změny patří změna polohy středu klopení při propružení kola. Střed klopení přední nápravy je bod, okolo kterého se přední část podvozku při průjezdu zatáčkou naklání (klopí). Z obrázku je patrné, že při propružení kola vůči nehybné karosérii  $z_1$  nebo karosérie vůči kolu  $z_2$  se nám začne měnit odklon kola  $\delta_1$  a

dochází k samořízení. Také se mění boční posuv  $\Delta y$  kol. Tyto kinematické změny se projevují podobně i při naklonění karosérie  $\psi$ .

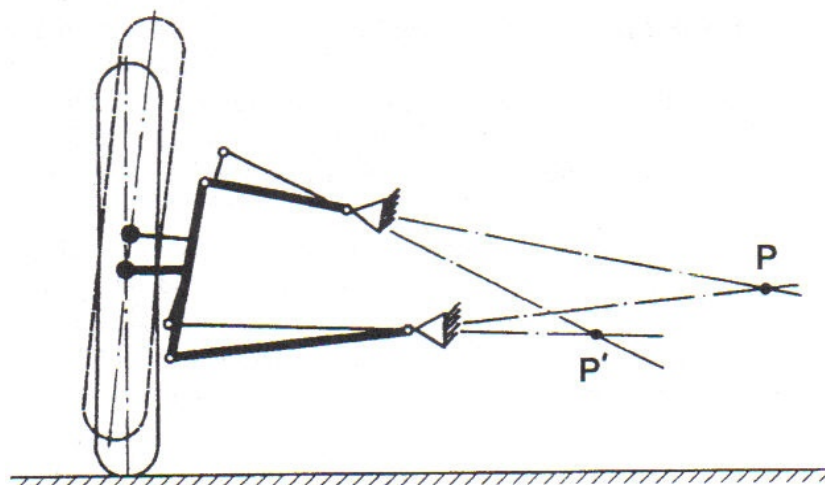


Obr.8 Kinematické změny vznikající při propružení nápravy [1]

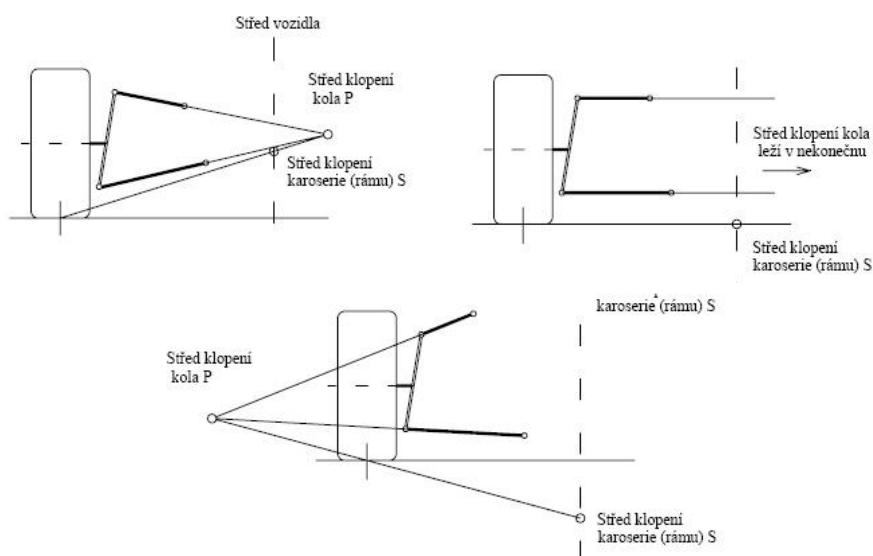
Na obrázku jsou vidět kinematické změny při propružení. Varianta a) je při propružení kola. Varianta b) je při propružení karosérie a c) je při klopení rámu a kola. Předpokládáme, že střed klopení rámu je v ose symetrie vozidla. V případě, že nám střed klopení leží daleko od kola, jsou změny odklonu a rozchodu velice malé. Pro případ rovnoběžných ramen se střed klopení kola nachází v nekonečnu a střed klopení karosérie leží na vozovce ve středu vozidla, ale to není náš případ. Při určitých případech může střed klopení kola ležet před kolem. Je to, když se sklon ramen sbíhá před kolem a ne za kolem. V tomto případě je střed klopení rámu položen pod hranicí vozovky. Všechny tři varianty jsou prakticky ukázány na obrázku. Naše náprava bude první varianta. Střed poloměru kola bude umístěn klasicky za kolem.



Obr.9 Střed klopení kola P a střed klopení karosérie S [1]



Obr. 10 Změna polohy středu klopení kola [1]

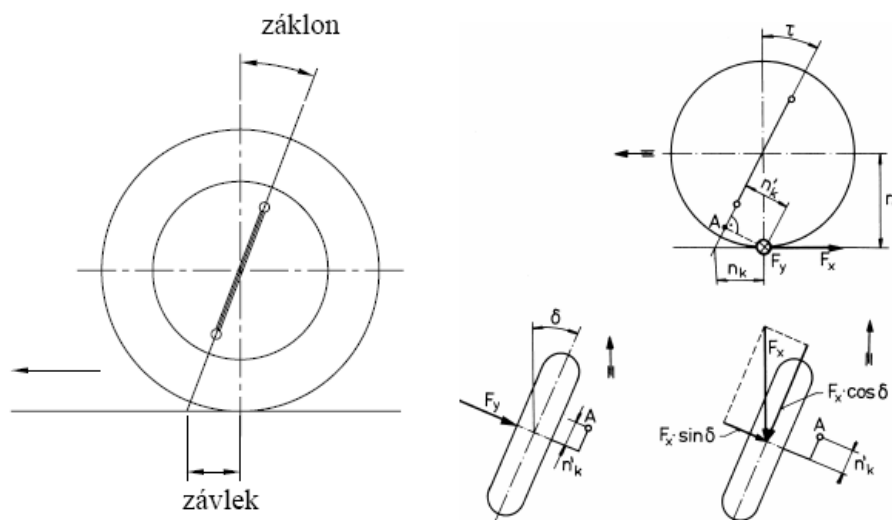


Obr 11. Uspořádání lichoběžníkové nápravy [1]

### 3.1.5 Záklon rejdové osy a závlek

Záklon rejdové osy a závlek je průmět úhlu mezi svislicí kola a rejdovou osou. Tento rozměr se bere v rovině podélné rovnoběžné s vozem. Kladné hodnoty jsou, je-li rejdová osa nakloněná dozadu. Toto uspořádání označujeme jako záklon. Je-li osa nakloněná vpřed, hovoříme o předklonu. Závlek je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky na vozovce promítnutý do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Kladná hodnota závleku je, když průsečík rejdové osy a roviny vozovky je před středem styku kola s vozovkou. V opačném případě je záporný a nazýváme ho předvlek. Záklon se používá u osobních automobilů a má

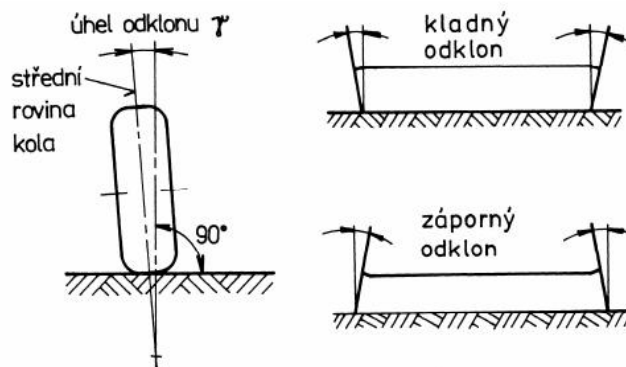
stabilizační účinek na kola udržovat je v přímém směru. To způsobuje vratný moment. Označujeme to jako příkon rejdrového čepu. Prakticky platí, že s větším záklonem se nám budou projevovat větší síly do řízení.



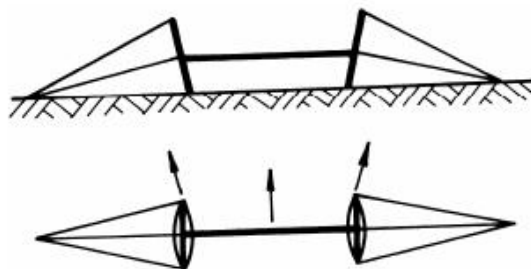
Obr 11. Záklon a závlek kola [1]

### 3.1.6 Odklon kola

Úhel odklonu kola je úhel mezi střední rovinou kola a svislou osou vozidla. Jsou dva druhy. V případě, že je kolo nakloněno k vozidlu, je to záporný odklon. Pokud ho nakloníme směrem ven je to kladný odklon. V případě, že je kladný odklon, nám kolo bude z našeho pohledu vytvářet kuželovou plochu. V praxi je to, že kolo má snahu odvalovat se po kružnici, jejíž střed leží v průsečíku kola s vozovkou. Kola s kladným odklonem se odvalují od sebe, což má za následek větší opotřebení pneumatik. Dané opotřebení se zvyšujícím odklonem roste. Pro průjezd zatáčkami je nejvýhodnější mít záporný odklon. Záporný odklon se používá hlavně u závodních vozů. Je to pro lepší ovladatelnost v zatáčkách. U některých typů náprav se pro nastavení odklonu používá speciálních podložek na spodním nebo na horním závěsu na rameni v místě těhlice. Používá se také metoda posunutím kulového čepu na spodním nebo horním rameni.



Obr 12. Úhel odklonu kola zdroj [1]



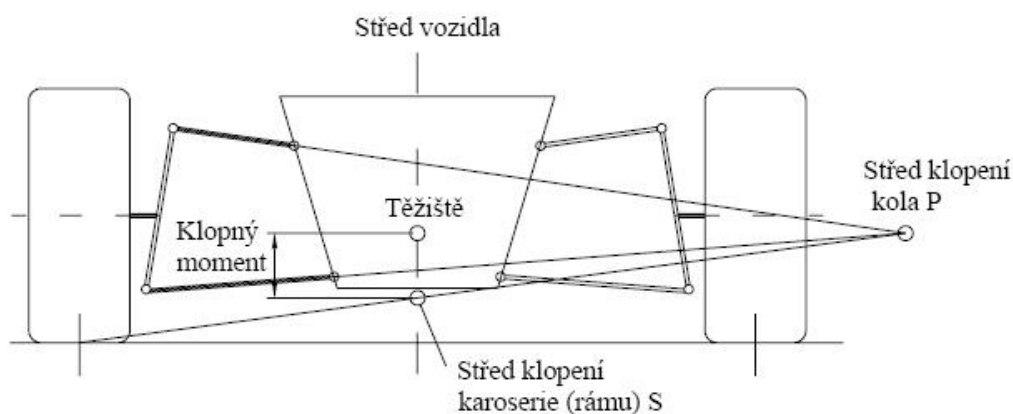
Obr 13. Kužel tvořený koly s kladným kuželem [1]

### 3.1.7 Klopení karoserie

Při jízdě se karosérie naklání. Při rozjezdu se karosérie předklání a při rozjezdu se karosérie zaklání. Toto chování bylo označeno názvem anti-dive efektem. Pro dosažení těchto podmínek musí střed klonění vozidla ležet ve stejné výšce jako těžiště vozidla. Anti-dive se počítá při několika náklonech. Aby došlo k efektu, musí být ramena vůči sobě skloněna. Hodnotu anti-dive spočítáme jako poměr tangente úhlu středu klonění přední nápravy a směrem výsledné síly v rovině rovnoběžné s podélnou rovinou vozu, danou hodnotu vynásobíme 100. Vychází nám hodnota v %. Pokud je anti-dive 100%, je to maximální hodnota při brzdění.

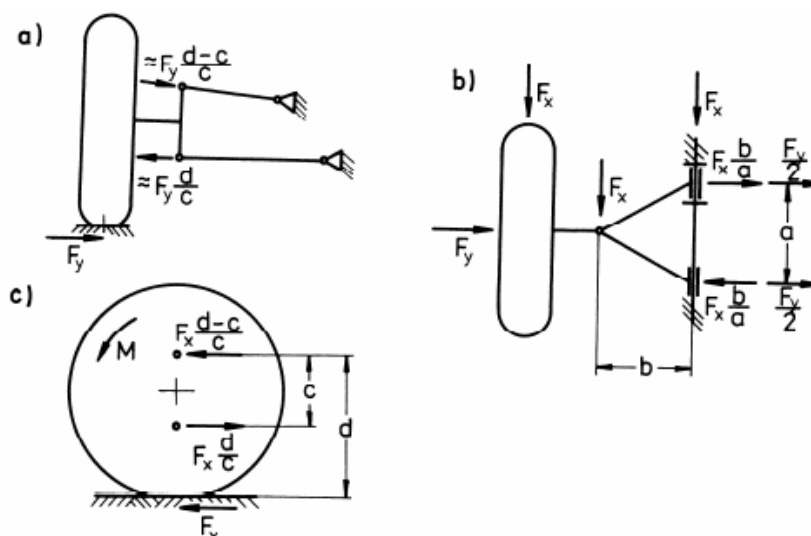
### 3.1.8 Klopný moment

Při průjezdu zatáčkou se nám vozidlo začne naklánět. Na vozidlo začne působit klopný moment, který vozidlo naklání kolem středu klonění. V přední části vozu podle předního středu klonění a vzadu podle zadního. Pokud uvažujeme, že je karosérie dokonale tuhá, tak se naklání podle osy, která prochází oběma středy. Nazýváme osou klonění. Klopný moment je moment, který působí mezi těžištěm a středem klonění karoserie. S klopným momentem souvisí přesun tíhy na kola. Při průjezdu zatáčkou se vždy váha přesouvá na vnitřní kolo, které projíždí zatáčkou. Chceme-li dosáhnout nejlepší přilnavosti, měla by být obě zatížení na vnitřní a vnější kolo při průjezdu zatáčkou stejná.



Obr 14. Klopný moment [1]

### 3.2 Síly působící v lichoběžníkové nápravě



Obr 15. Síly působící v lichoběžníkové nápravě [1]

Na posledním obrázku máme znázorněny síly působící v ramenech lichoběžníkové nápravy. Síla  $F_y$  na obrázku je boční síla.  $F_x$  je podélná síla. Normálová síla  $F_z$  je zanedbána, jelikož je přenášena hlavně pružinami do karosérie. Kdyby byla znázorněna, působila by z vozovky do kola. Všechny tyto síly a momenty jsou přenášeny na rám v místě uchycení ramen.

### 3.3 Odpružení

Odpružení je další významnou částí nápravy. Omezuje nám přenos kmitání na rám. Chrání posádku před kmitáním a otřesy. Prodlužuje životnost náprav. Při přejíždění nerovností udržuje, aby kolo neztratilo styk s vozovkou a nedošlo ke ztrátě přenosu sil z kola na vozovku.

#### Pružicí jednotka

Mezi hlavní části pružicí jednotky patří tlumič a pružina. V zásadě pružina tlumí rázy a tlumič se snaží karosérii ustálit. Úkolem této jednotky je zajištění bezpečnosti při jízdě a pohodlí cestujících. Vozidlový tlumič tlumí nárazy na karosérii a kmitání neodpružených částí nápravy. Při tlumení nerovností nám v tlumiči vzniká mechanická energie, která je měněna na jinou formu. Energie se mění na tepelnou buď třením, nebo jiným způsobem. U hydraulických tlumičů se mění hydraulickým odporem. Jako vozidlové pružiny se ve většině případů používají vinuté pružiny. U některých vozů se používají torzní pružiny. V našem případě použijeme podobnou jednotku jako je znázorněna na obrázku.

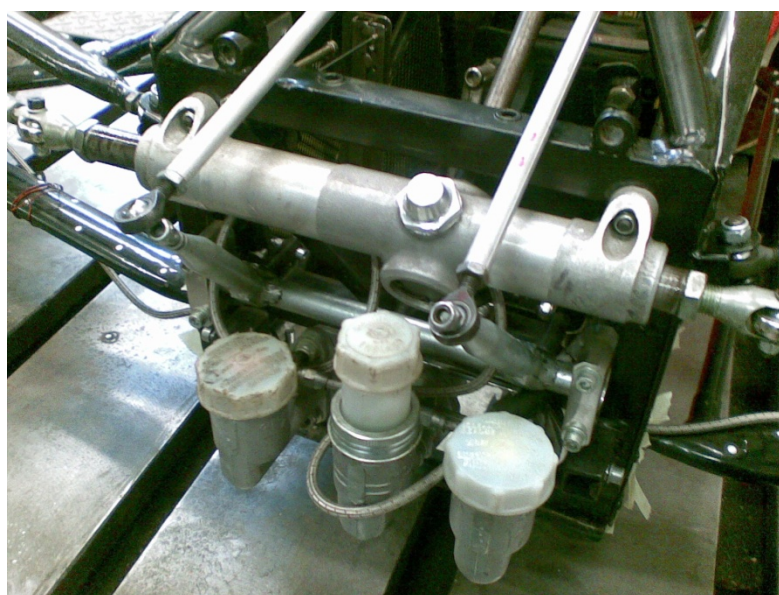


Obr 16. Pružící jednotka [1]

### 3.4 Stabilizátor

Stabilizátor slouží ke stabilizaci vozidla v příčném směru. Jeho funkce se projevuje hlavně v zatáčkách, kdy snižuje náklon karosérie k vnější straně zatáčky. Při jízdě rovně nemá vliv na pro pružení kol. Při nárazu na překážku oběma koly naráz se obě kola pro pruží stejně, stabilizátor se stejně natočí na obou stranách a nemá vliv na jízdu vozidla. Jestliže se však jedno kolo pro pruží více, jedno kolo se zvedne více než druhé. Stabilizátor se začne kroutit a dojde ke zmenšování náklonu karosérie.

Přední zkrutný stabilizátor je tvořen zkrutnou tyčí, rameny, táhly a vahadly. Přes vahadla přenáší svoji síly do soustavy. Stabilizátor je uložen příčně ke karosérii, proto se mu říká příčný stabilizátor. Velikostí ramena se dá nastavovat tuhost stabilizátoru, což velmi oceníme u naší formule.



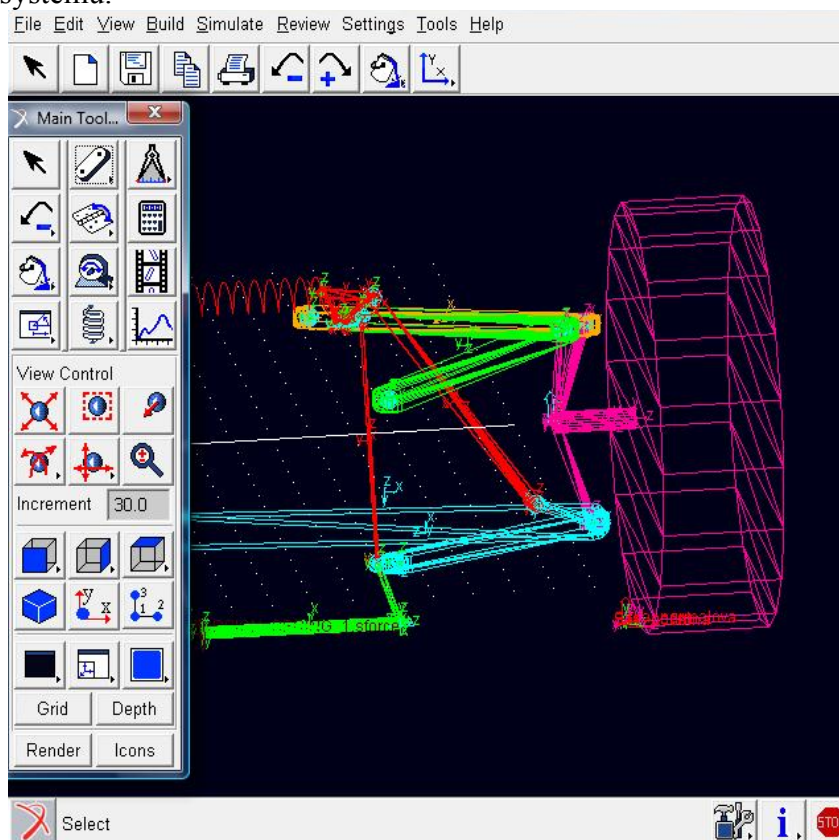
Obr. 17 Příčný stabilizátor

## 4. Popis použitého softwaru

Ke tvorbě své diplomové práce jsem využil tří základních počítačových systémů, které se používají ve strojírenství a jiných odvětvích. Jsou to ADAMS, Pro/Engineer a Ansys Workbench. V každé kapitole udělám drobný popis, aby jste měli představu, jak daný software vypadá. Pro tvorbu výpočtů jsem používal program zvaný Mathcad od PTC. Diplomovou práci jsem sepsal v programu Word od firmy Microsoft.

### 4.1 Systém MSC ADAMS

Produkt ADAMS od firmy MSC. My jsme používali jeho část ADAMS/VIEW a ADAMS/SOLVER. Je to program, který mě bude sloužit k základnímu vymodelování náprav, řízení a odpružení. Jeho hlavní funkce je měření kinematických veličin při simulaci pohybu nápravy. Změříme v něm zdvih kola, sbíhavost, změny odklonu, a ve finále v něm měříme zatíženou nápravu při různých stavech a reakce v ramenech a kloubových spojích. Tvorba modelu spočívá v tom, že si v souřadném systému vyneseme základní body geometrie. Ty pak spojíme tělesy. V Adamsu máme tři druhy těles. Tělesa tuhá, poddajná a soustředěná. Rozdíl mezi těmito tělesy je jestli se doformují a jestli mají zadané momenty setrvačnosti. Další tělesa, která můžeme vytvořit, jsou pružiny. Mezi daná tělesa rozmístíme potřebné vazby. Druhy vazeb jsou rotační, posuvná, sférická, obecná a další. Do soustavy můžeme umisťovat i síly a pohyby. Mezi hlavní součásti patří tzv. Markery. To jsou pomocné souřadné systémy pro definici těles, vazeb, nebo působících sil. V markerech i měříme dané hodnoty. Hlavní úlohou markeru je definice lokálního souřadného systému.



Obr. 18 Vzhled software ADAMS

Na obrázku 18 je znázorněno pracovní prostředí Adams/View. Je to jeden ze základních modulů. Prostředí se skládá z pracovní plochy. V levé části obrazu se nachází nástrojový panel. V horní části se nachází panel se základními příkazy. Většinu obrazu zabírá pracovní plocha, na které se nám zobrazuje model.

## 4.2 Systém Pro/Engineer

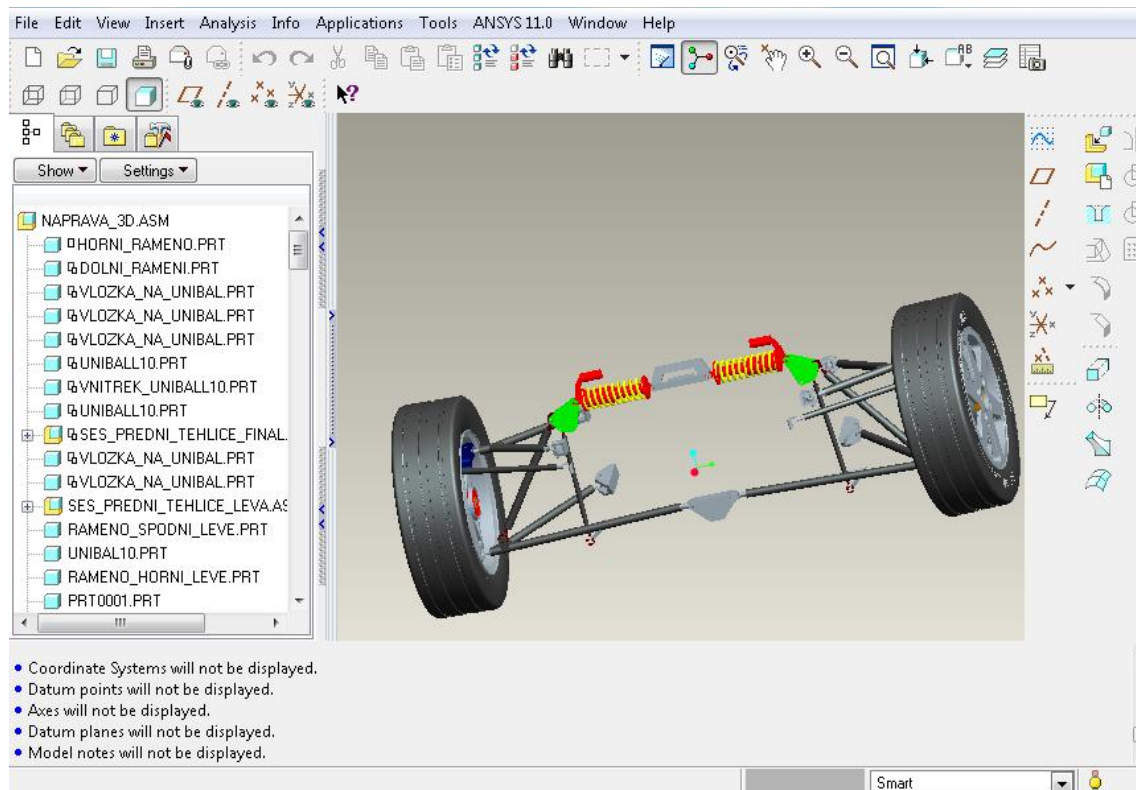
Jako další software jsem používal Pro/Engineer Wildfire 3.0. Patří do rodiny produktů Parametric Technology Corporation (PTC). Pro/Engineer je parametrický objemový modelovací systém, který slouží k návrhu součástí a sestav a výkresové dokumentace.

### Objemové modelování:

Objemový model je vlastně 3D reprezentace objektů. Je to přesné geometrické popsání objektu, které zahrnuje nejen vnější povrchy objektu, ale i vnitřní strukturu objektu. Námí vytvořený objemový model nám umožňuje určit důležité vlastnosti objektu, jako je hmotnost a těžiště. Máme několik druhů zobrazení modelů. Od drátové konstrukce až k plně vystínovanému tělesu

### Základní modelování:

Podstata modelování spočívá v základních operacích. Jako je vytahování profilu, rotování profilu kolem zadané osy, tvorba děr a žeber, tažení profilu po přímce a další operace. Základní profil si vytvoříme ve skicáři a pak už s ním provádíme dané operace. Při tvorbě sestav jednotlivá tělesa usazujeme podle vazeb tak, jak by probíhala montáž.

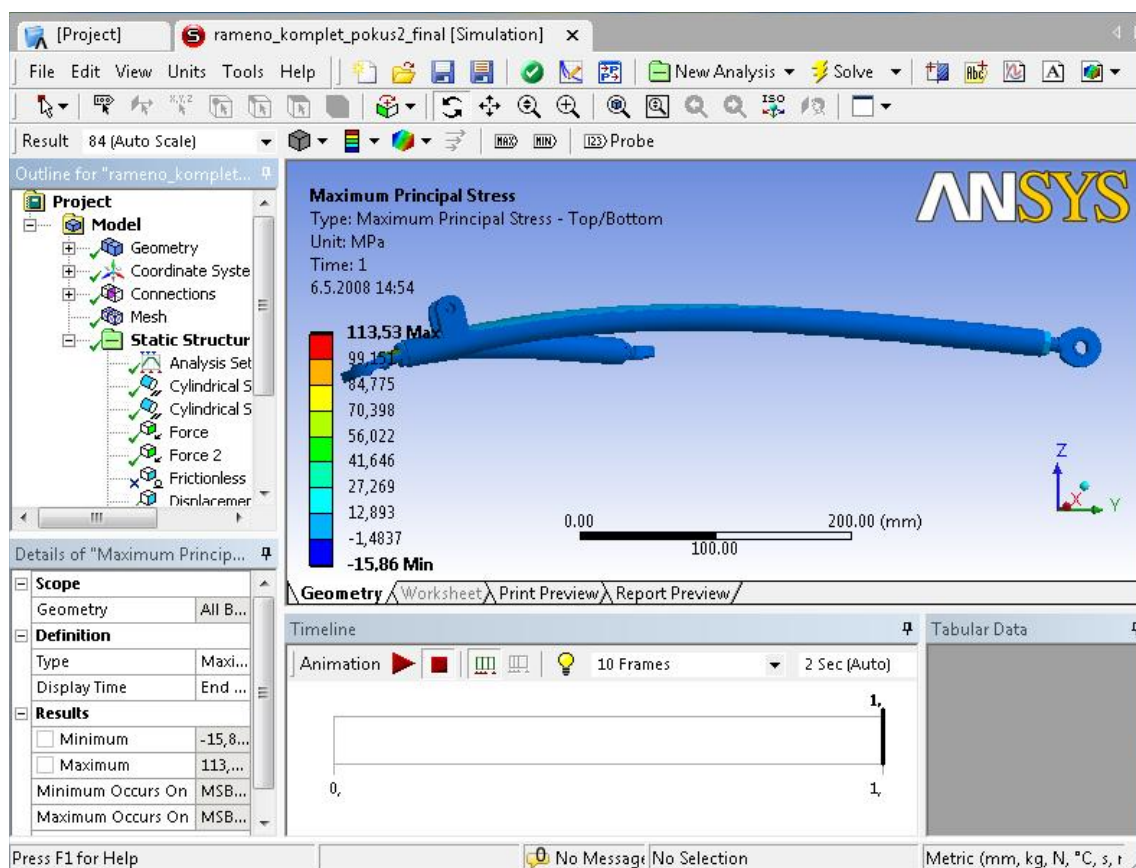


Obr. 19 Pracovní prostředí Pro/Engineer Wildfire 3.0

Na obrázku je znázorněna základní obrazovka při práci z Proe/Wildfire. Na vrchní části obrazu je znázorněná klasická nabídka programu. Pod ní jsou umístěny základní ikony, kde nastavujeme zobrazení prvků a režimy pohledů. V pravé střední části jsou znázorněny základní ikony pro tvorbu modelu nebo sestavy. V levé části je modelový strom, kde můžeme daný model nebo celou sestavu modifikovat. Spodní řádek je informační, kde nám systém vypisuje, co jsme zrovna provedli za operaci nebo chybové hlášení. Na pracovní ploše se nám znázorňuje daný model.

### 4.3 Systém ANSYS Workbench

Ansyes je na naší škole základní program pro tvorbu pevnostních výpočtů. Program má dvě verze. Ansys klasický a Ansys Workbench. Já provádím vypracování pevnostních výpočtů mé diplomové práce v Ansysu Workbench. Jeho prostředí je uživatelsky příjemnější a je rychlejší. I když výpočty trvají v obou verzích stejně dlouhou dobu. Řešení naší úlohy spočívá v tom, že objemový model z Pro/Engineeru převedeme jednoduchým úkonem do prostředí Ansys. Dané součásti vymeshujeme, což znamená, že těleso vyplníme elementy. Tyto elementy umí program pevnostně řešit. Zadáme zátěžné účinky. Stanovíme na tělesu dané vazby. Tím určíme, kde se těleso může pohybovat a kde ne. A po celkovém zadání necháme spočítat a dostaneme výsledky deformace a velikosti napětí.



Obr. 20 Pracovní prostředí Ansys

Na obrázku je znázorněno prostředí programu Ansys. Součástí prostředí je pracovní plocha. Ve vrchní části obrazu je základní menu a všechny ikony potřebné pro práci

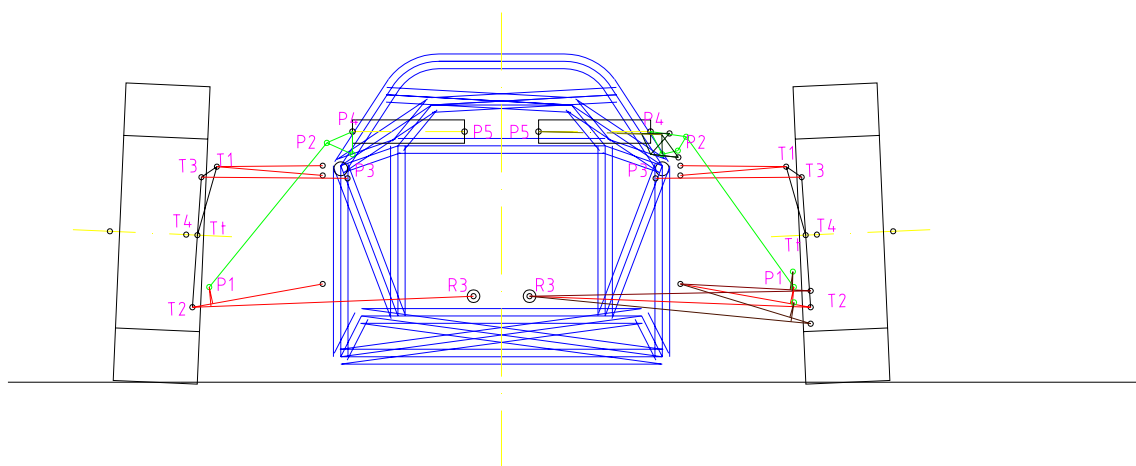
s programem. V levé střední části je modelový strom, kde se zadává meshování, síly a vazby. V levé spodní části je tabulka, kde můžeme nastavovat jednotlivé vlastnosti u prvků, které máme momentálně aktivní. Ve spodní tabulce můžeme udělat animaci deformací tělesa nebo se nám na daném místě vypisují chyby při řešení. Tento program umí více typů analýz. Při našem řešení jsme se zabývali statickým výpočtem. Program zvládne i teplotní analýzu, vypočítat únavu, vzpěr, umí spočítat vlastní frekvenci a mnoho dalších věcí.

V této kapitole jsem Vám v rychlosti naznačil, v jakých programech jsem diplomovou práci řešil a ukázal základní vzhled programu. Seznámení s programy bylo jen okrajové. Především jsem chtěl poukázat na to, co programy umí a shrnout můj pracovní postup.

## 5. Kinematické řešení v systému ADAMS

### 5.1 Návrh základní geometrie

Diplomovou práci jsem navázal na kolegu, který na tomto tématu pracoval asi 3 měsíce a pak se začal věnovat tvorbě rámu. Dostal jsem několik základních návrhů nápravy. Po měření v Adamsu a důkladném zvážení jsem se rozhodl pokračovat v poslední variantě. Moje práce má přesnější a detailnější zahrnutí a má za úkol je dovést nápravu do finální podoby. Jelikož to původně dělal jeden člověk, byla současně tvořena náprava včetně uchycení na rámu. Tak byly dobře vymyšlené body uchycení nápravy na rám. Jako vzor nám sloužila koncepce návrhu formule z minulého roku. Postupnými úpravami a změnami se všechno změnilo. Pro základní řešení byl v systému AutoCAD nakreslen 2D model základní nápravy pohled zepředu.



Obr. 21 Schéma původní nápravy

Na obrázku je znázorněna původní verze nápravy, která se postupem času modifikovala. Původní rozvor 1250 mm navrhl kolega, na kterého jsem v diplomové práci navázal. Dle pravidel musí být zdvih kola větší než 25,4 mm. Tuto hodnotu zvolil 29 mm. Tato náprava

měla dobré vlastnosti, jako je minimální změna sbíhavosti při propružení. Toto je základní nákres bez stabilizátorů.

### 5.1.1 Návrh základních částí přední nápravy

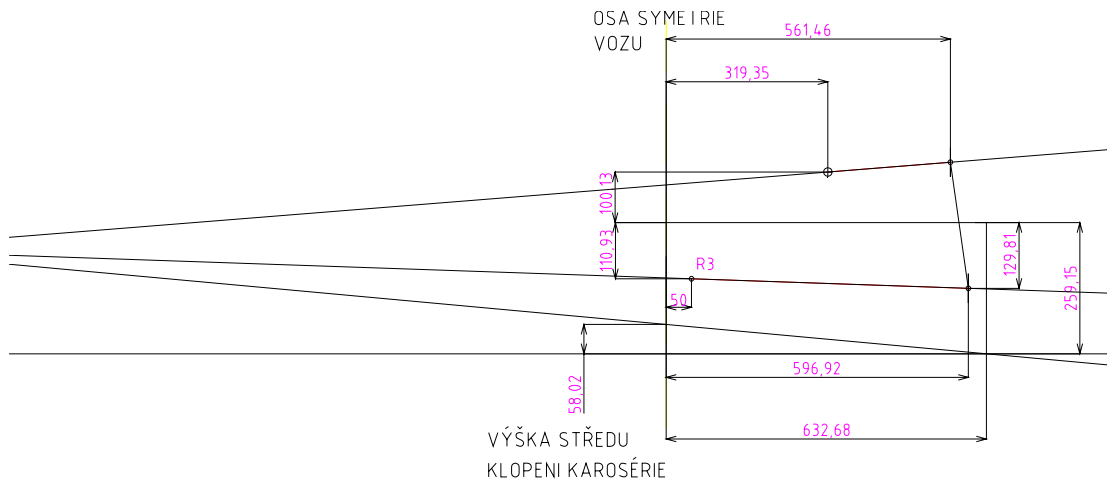
Na nápravě jsem se rozhodl změnit základní hodnoty. Zdvih kola jsem neměnil. Původní rozvor jsem zvětšil po konzultaci, jaký rozměr pneumatik dáme na náš vůz. Kolega z týmu udělal rešerši použitých kol na formuli SAE. Po důkladném srovnání, jaký používají ostatní týmy, jsme se dohodli, že použijeme 13 palcová kola. Vpředu bude šířka pneumatik 6 palců a vzadu 7 palců. Po domluvě s vedoucím diplomek použijeme na přední nápravě formule pneumatiky Hoosier 20.5 x 6.0-13 rozměry jsou uvedeny v palcích. Proto se musel upravit rozvor formule, aby kola byla v zákrytu. Mezi další rozměr, který se musel změnit, byl poloměr rejdu. Jeho velikost byla kolem 40mm a my jsme chtěli hodnotu menší. Vzorem byla jsem se u závodní formule, která měla poloměr rejdu 17 mm. A chtěli jsme dosáhnout podobné hodnoty. Protože příliš velký poloměr rejdu má vliv na rázy do řízení. Po úpravě rozvoru, poposunutí bodu těhlice a změně ET kola. Po úpravách jsem dostal poloměr rejdu 18.32 mm. A nový rozchod kol je stanoven na 1265 mm.

Do tabulky jsem zanesl nové body finální nápravy:

Název bodu	x	y	z
R1	10	-50	-110,93
R2	-265,22	-319,35	-91,16
R3	-211,96	-319,35	100,13
R4	99,32	-319,35	117,35
R5	200	-275	95
T1	10	-595,92	-129,81
T2	60	-596,49	104
T3	-10	-561,46	119,46
P1	10	-314,68	143,97
P2	10	-329,51	168,4
P3	10	-287,06	137,5
P4	10	-266	197,5
P5	10	-66	197,5
P6	7,4	-525,5	-103

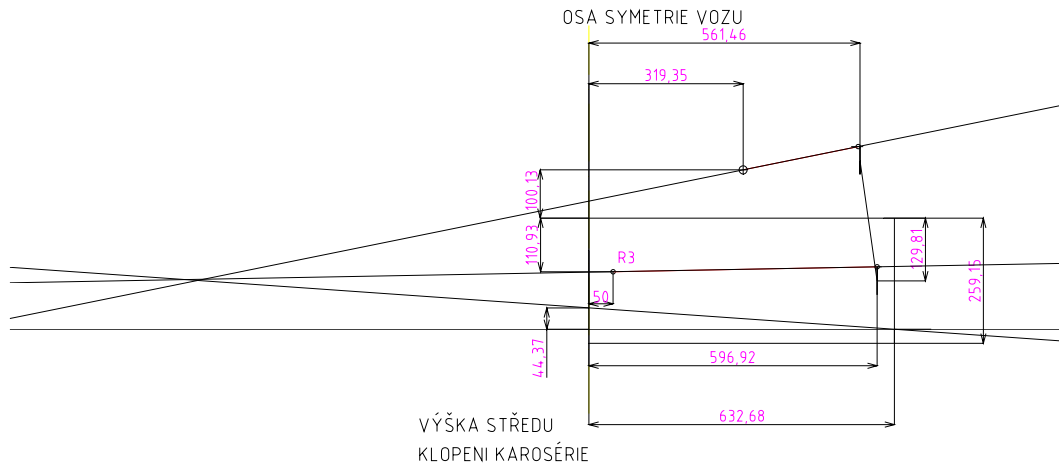
Po všech úpravách jsem dostal střed klopení:

Střed na této nápravě je relativně vysoko, jak vidíme na následujících obrázcích, proto ho budu ještě upravovat. Podmínkou je abych dosáhl velikosti středu klopení 20 mm od země.

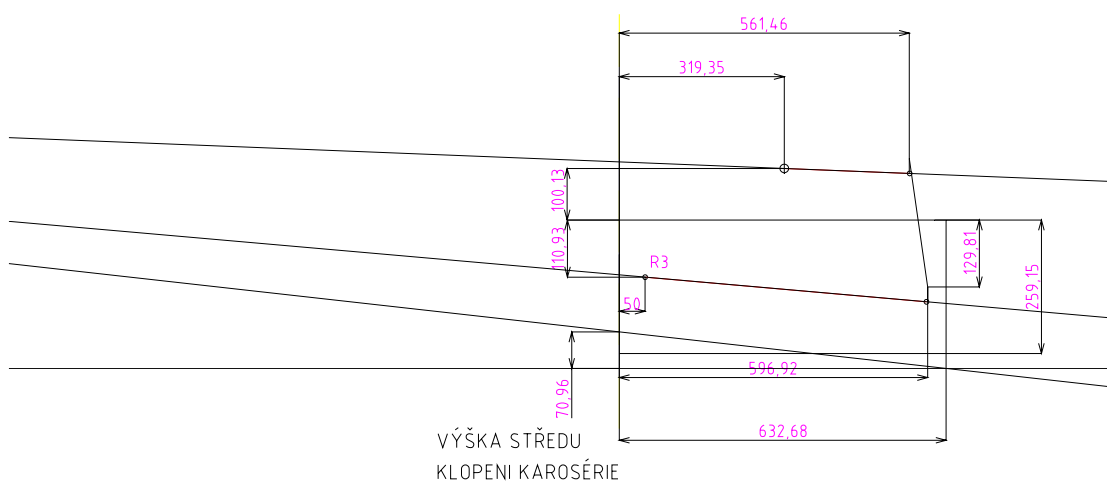


Obr 22 Střed klopení karosérie. Střed j ve výšce 58 mm

Nyní provedu měření středu klopení karoserie při propružení v obou krajních polohách.



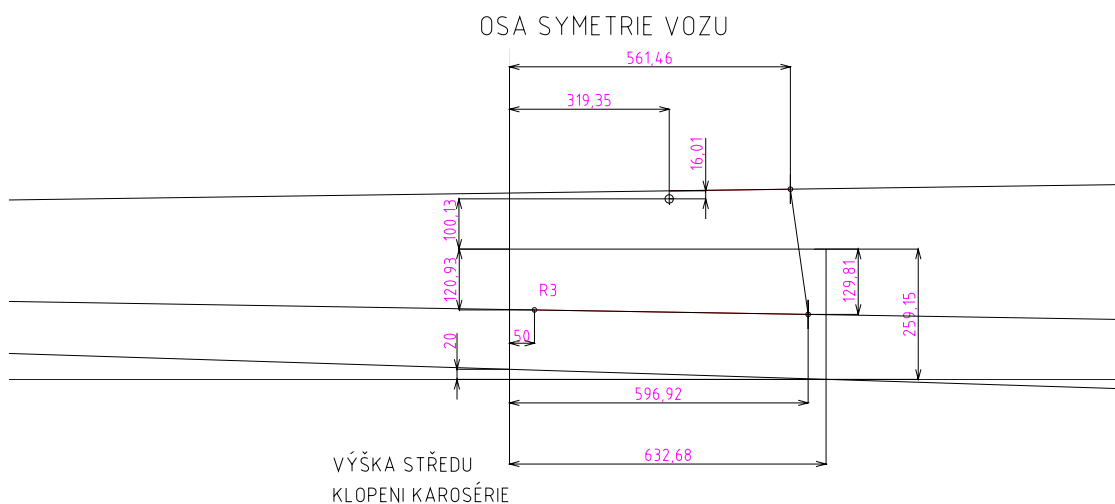
Obr. 23 Střed klopení při maximálním propružení + 29 mm. Střed je ve výšce 44.47 mm  
OSA SYMETRIE VOZU



Obr. 24 Střed klopení při maximálním propružení -29 mm. Střed je ve výšce 70.96 mm.

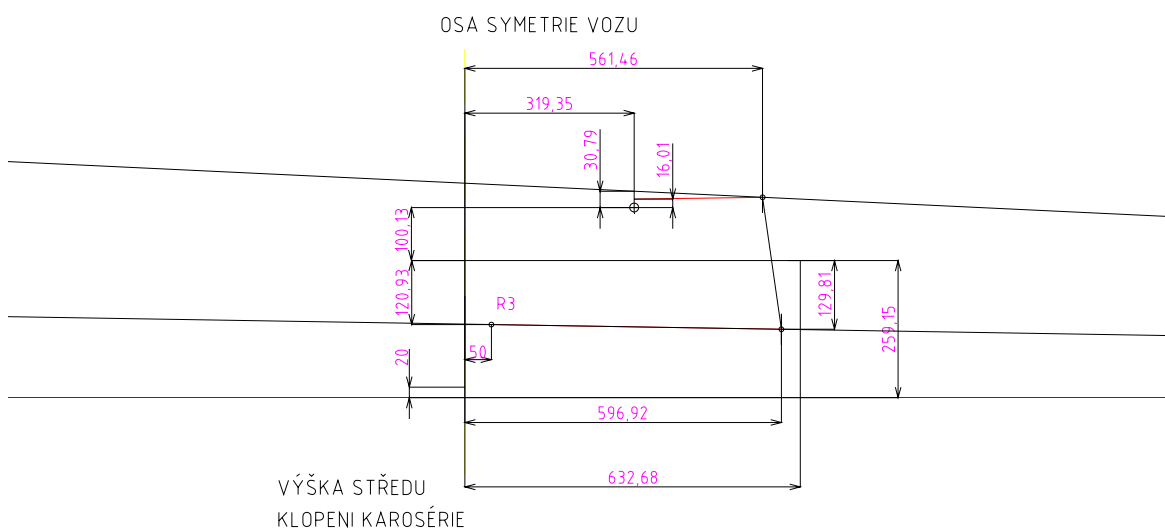
### 5.1.2 Úprava středu klopení

V této části jsem se rozhodl upravit polohu středu klopení. S vedoucím diplomové práce jsem se domluvil, že by jeho základní poloha byla ve 20 mm od země. Měl by být flexibilní v hodnotě od 0 mm do 40 mm.



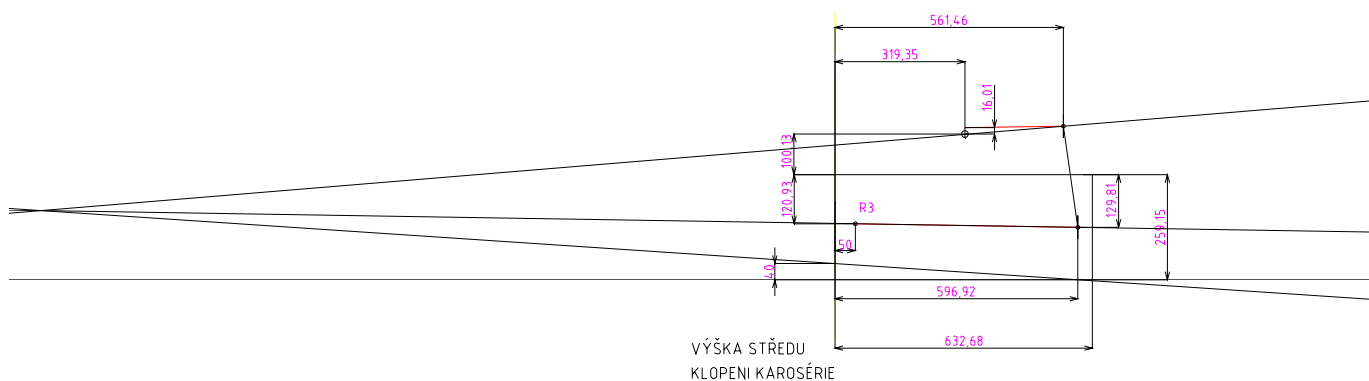
Obr. 25 Střed klopení přední nápravy. Střed je ve výšce 20 mm.

Postupnou úpravou jsem změnil střed klopení na velikost 20 mm. Docílil jsem toho poposunutím spodního bodu ramena o -10 mm v ose z. A horního bodu ramena o 16 mm v ose z. Nyní náprava splňuje základní požadavky. Nyní musím navrhnout body, abych měl možnost měnit polohu středu klopení od 0 mm do 40 mm.



Obr 26 Střed klopení přední nápravy. Střed je ve výšce 0 mm.

Na obrázku je změněn střed klopení na 0 mm. Docílil jsem toho posunutím bodu horního ramena o 30.8 mm. A posunutím spodního ramene o -10 mm. Nyní navrhnu ještě polohu středu 40 mm a budu mít kompletní nastavení středů klopení.



Obr. 27 Střed klopení přední nápravy ve výšce 40 mm.

Velikost středu klopení jsem dostal posunutím bodu spodního ramene o -10 mm.

Všechny potřebné jsem seřadil do tabulky:

Střed klopení nápravy	Posunutí spodního ramena	Posunutí horního ramena
[mm]	[mm]	[mm]
75	0	0
0	-10	30,80
20	-10	16
40	-10	0

Tabulka bodů pro dané středy klopení:

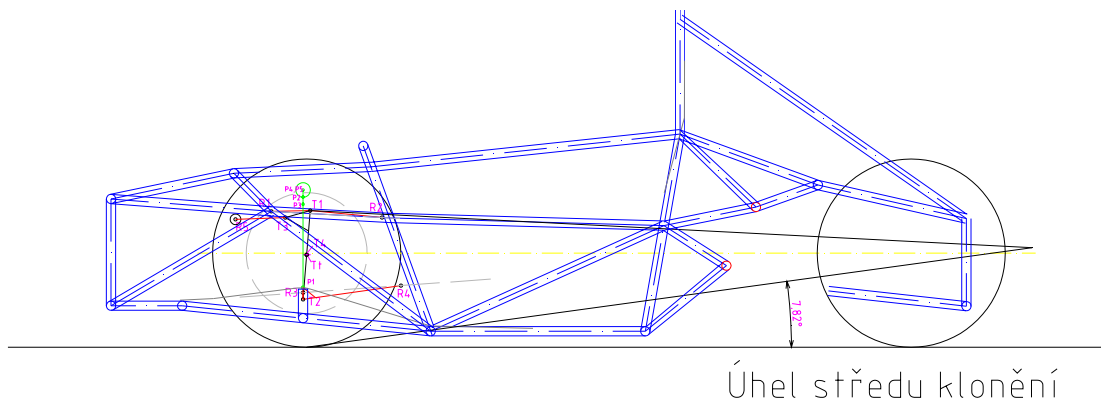
Podle této tabulky jsem se rozhod, že body na nápravě budou mít flexibilní uchycení. Na spodním ramenu bude od 0 do -20 mm. Na horním ramenu bude od 0 do 31.8 mm.

Střed klopení 58 mm	X-ová souřadnice	Y-ová souřadnice	Z-souřadnice
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
R1	10	-50	-110,93
R2	-265,22	-319,35	-91,16
R3	-211,96	-319,35	100,13
R4	99,32	-319,35	117,35
Střed klopení 0 mm	X-ová souřadnice	Y-ová souřadnice	Z-souřadnice
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
R1	10	-50	-120,93
R2	-265,22	-319,35	-101,16
R3	-211,96	-319,35	100,13

R4	99,32	-319,35	117,35
Střed klopení 20 mm	X-ová souřadnice	Y-ová souřadnice	Z-souřadnice
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
R1	10	-50	-120,93
R2	-265,22	-319,35	-101,16
R3	-211,96	-319,35	116,13
R4	99,32	-319,35	133,35
Střed klopení 40 mm	X-ová souřadnice	Y-ová souřadnice	Z-souřadnice
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
R1	10	-50	-120,93
R2	-265,22	-319,35	-101,16
R3	-211,96	-319,35	131,93
R4	99,32	-319,35	149,15

Hodnoty bodů nápravy pro dané středy klopení nápravy. Středy klopení jsou v poloze 58, 40, 20 a 0 mm nad zemí.

### 5.1.3 Střed klonění

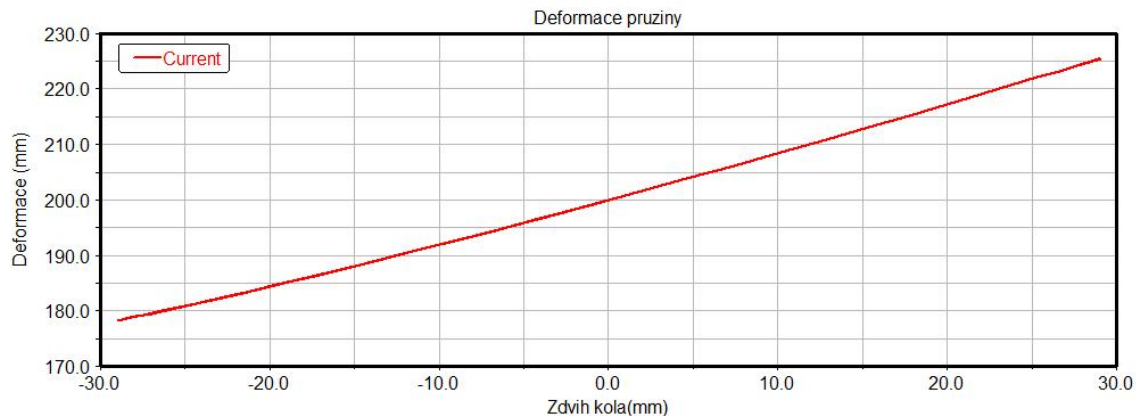


Obr. 28 Úhel středu klopení, jeho hodnota je  $7,82^\circ$

### 5.1.4 Měření základních kinematických veličin v ADAMS při propružení kola

V této fázi návrhu nápravy budeme měřit základní kinematické vlastnosti nápravy. Budu měřit změny rozchodu, odklonu kola a úhlu sbíhavosti při propružení. Je velmi důležité, aby tyto změny byly co nejmenší. Jako další potřebnou hodnotu budu měřit deformaci pružiny při propružení, kterou využiju pro návrh pružiny. Tyto hodnoty jsou měřeny v poloze středu klopení 20 mm. Toto je pro nás nejvýhodnější poloha pro daný návrh nápravy.

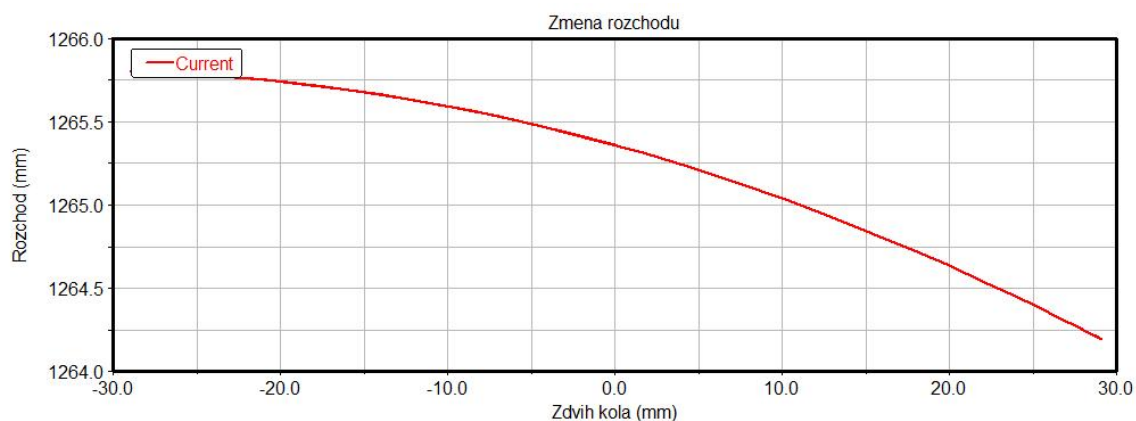
### Deformace pružiny při propružení:



Obr. 29 Průběh deformace pružiny

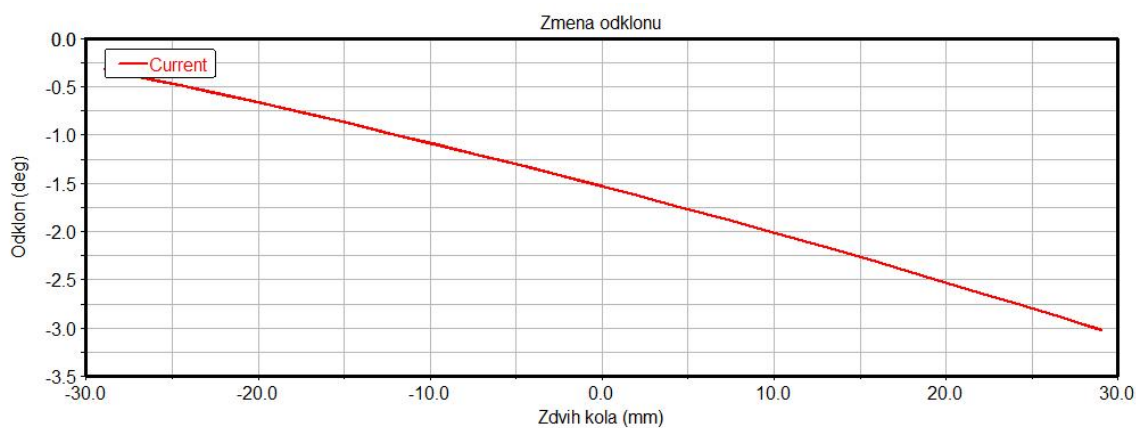
Z grafu je patrné, že při pružení se nám pružina deformuje o 26 mm. Tuto hodnotu použiju pro výpočet tuhosti pružiny a dalších hodnot.

### Změna rozchodu kol při propružení:



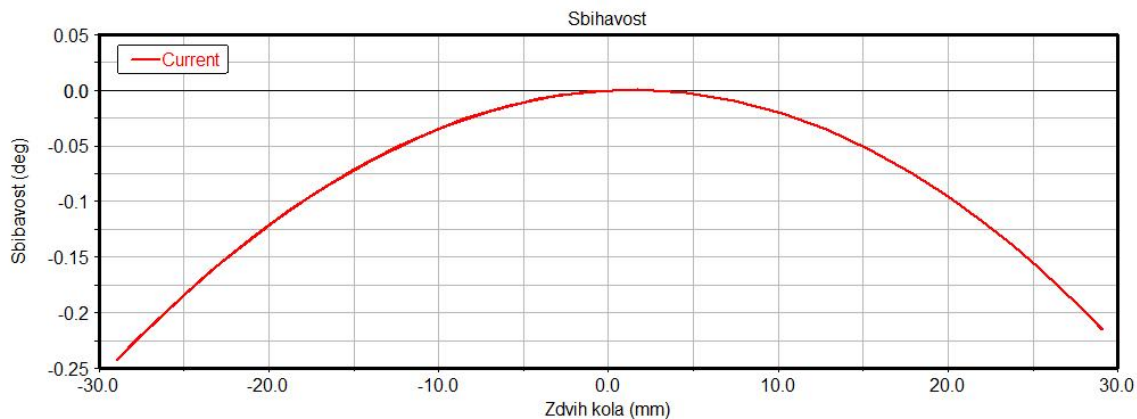
Obr. 30 Průběh změny rozchodu

### Změna odklonu kol při propružení:



Obr. 31 Změna odklonu kola při propružení

**Změna sbíhavosti kol při propružení:**



Obr. 32 Změna sbíhavosti při propružení

Tyto charakteristiky nám vyhovují, a proto začneme počítat základní parametry nápravy.

Základní parametry nápravy:

Rozchod kol	$R_{rozchod}$	[mm]	1265
Těžiště	$h$	[mm]	350
Zdvih kola	$X_m$	[mm]	-29
Vzdálenost středu klopení	$h_f$	[mm]	20
Světlá výška rámu	$X_R$	[mm]	31
Záklon rejdové osy	$\tau$	[°]	4,5
Příklon rejdové osy	$\sigma$	[°]	8
Poloměr rejdu	$r_0$	[mm]	18.33
Odklon ve statické poloze	$\chi$	[°]	2

## 6. Výpočet základních parametrů vozu

Návrh přední nápravy formule student. Tyto výpočty jsou převzaty ze zdroje [2] a [1]. Návrh spočívá v základním výpočtu tuhosti pružin. Naklopení vozidla bez stabilizátorů a se stabilizátorem.

### 6.1 Základní parametry vozu

Základní parametry vozidla důležité pro výpočet:

Rozvor kol:	$R_{\text{rozvorl}} = 1.7 \text{ m}$
Rozchod kol vpředu	$R_{\text{rozchod}} = 1.263 \text{ m}$
Hmotnost vozidla s řidičem	$m_{\text{cekl}} = 350 \text{ kg}$
Dráha kola při pružení	$P_{\text{propružení}} = 29 \text{ mm}$
Dráha kola při odpružení	$P_{\text{odpružení}} = 29 \text{ mm}$
Frekvence přední nápravy	$f_{\text{nf}} = 1.8 \text{ Hz}$
Frekvence zadní nápravy	$f_{\text{nr}} = 2 \text{ Hz}$
Poměr přední a zadní nápravy	$f_{\text{pomer}} = \frac{f_{\text{nr}}}{f_{\text{nf}}} = \frac{2\text{Hz}}{1.8\text{Hz}}$
	$f_{\text{pomer}} = 1.111$
Průměr kola	$d = 520.7 \text{ mm}$
Anti – squat	$x_s = 20\%$
Koeficient brzdné síly	$\xi = 0.6$
Radiální tuhost pneumatiky	$K_t = 125000 \frac{N}{m}$

### 6.2 Výpočet odpružených a neodpružených částí vozu

Určení odpružené a neodpružené hmoty:

Pro základní výpočet musím zjistit základní hmotnosti odpružených a neodpružených hmot na jednotlivých nápravách a kolech. Neodpružené hmoty jsou všechny hmoty, které jsou součástí nápravy, jako jsou kola, ramena, vzpěrné tyče odpružení a další. Mezi odpružené hmoty patří rám a vše co je v něm. Ve výpočtu počítám pouze neodpružené hmoty přední nápravy. Hodnoty pro zádni nápravu jsem dostal od kolegy, který navrhuje zadní nápravu.

Pneumatiky	$m_{\text{tire}} = 5 \text{ kg}$
Kola	$m_{\text{kola}} = 4.8 \text{ kg}$
Těhlice	$m_{\text{tehlice}} = 0.7 \text{ kg}$
Náboj	$m_{\text{náboj}} = 1.8 \text{ kg}$
Ložiska	$m_{\text{ložiska}} = 0.5 \text{ kg}$
Spodní rameno	$m_{\text{spod\_ram}} = 0.9 \text{ kg}$
Horní rameno	$m_{\text{hor\_ram}} = 0.4 \text{ kg}$
Pushrod	$m_{\text{pushrod}} = 0.3 \text{ kg}$
Šroub kola	$m_{\text{sroubkola}} = 0.05 \text{ kg}$
Tyč řízení	$m_{\text{řízení}} = 0.3 \text{ kg}$
Brzdy	$m_{\text{brzdy}} = 3.1 \text{ kg}$

$$\begin{aligned}
 U_{vf} &= 2m_{\text{tire}} + 2m_{\text{kola}} + 2m_{\text{tehlice}} + 2m_{\text{náboj}} + 2m_{\text{ložiska}} + 2m_{\text{spod\_ram}} + 2m_{\text{hor\_ram}} + \\
 &+ 2m_{\text{pushrod}} + 2m_{\text{sroubkola}} + 2m_{\text{řízení}} + 2m_{\text{brzdy}} = 2 \cdot 5 \text{ kg} + 2 \cdot 4.8 + 2 \cdot 0.7 + 2 \cdot 1.8 + \\
 &+ 2 \cdot 0.5 + 2 \cdot 0.9 + 2 \cdot 0.4 + 2 \cdot 0.3 + 2 \cdot 0.05 + 2 \cdot 0.3 + 2 \cdot 3.1 \\
 U_{vf} &= 35.7 \text{ kg}
 \end{aligned} \tag{1}$$

Rozložení hmotnosti. Návrh formule počítá s rozložením nápravy 45:55. Větší zatížení připadá na zadní nápravu.

	Přední:	Zadní
Neodpružená hmota nápravy	$U_{vf} = 35.7 \text{ kg}$	$U_{vr} = 30.67 \text{ kg}$

Zadní náprava je nižší hmotnost, protože je na ni navržena jen s jednou brzdou na diferenciálu. Přední náprava má uloženy brzdy na těhlicích.

### Hmotnost nápravy:

Přední náprava:

$$\begin{aligned}
 M_{ff} &= m_{\text{celk}} \cdot 0.45 = 350 \cdot 0.45 \\
 M_{ff} &= 157.5 \text{ kg}
 \end{aligned} \tag{2}$$

Zadní náprava:

$$\begin{aligned}
 M_{fr} &= m_{\text{celk}} \cdot 0.55 = 350 \cdot 0.55 \\
 M_{fr} &= 192.5 \text{ kg}
 \end{aligned} \tag{3}$$

**Síla vozu na vozovku:**

$$\begin{aligned}F_{celk} &= m_{celk} \cdot g = 350 \cdot 9.81 m \cdot s^{-2} \\F_{celk} &= 3432.327 N\end{aligned}\quad (4)$$

**Hmotnost odpružené hmoty na nápravu:**

Přední náprava:

$$\begin{aligned}N_{vf} &= M_{ff} - U_{vf} = 157.5 kg - 35.7 kg \\N_{vf} &= 121.8 kg\end{aligned}\quad (5)$$

Zadní náprava:

$$\begin{aligned}N_{vr} &= M_{ff} - U_{vf} = 192.5 kg - 30.67 kg \\N_{vr} &= 161.83 kg\end{aligned}\quad (6)$$

**Hmotnost odpružené hmoty na jedno kolo:**

Přední náprava:

$$\begin{aligned}N_{vfkolo} &= \frac{N_{vf}}{2} = 121.8 kg \\N_{vfkolo} &= 60.9 kg\end{aligned}\quad (7)$$

Zadní náprava

$$\begin{aligned}N_{vrkolo} &= \frac{N_{vr}}{2} = \frac{161.83}{2} \\N_{vrkolo} &= 80.91 kg\end{aligned}\quad (8)$$

V další fázi výpočtu provedeme návrh výpočtu silového zatížení na jedno kolo.

Přední náprava:

$$\begin{aligned}F_{nvf} &= N_{vf} \cdot g = 121.8 kg \cdot 9.81 m \cdot s^{-2} \\F_{nvf} &= 1194.45 N\end{aligned}\quad (9)$$

Zadní náprava:

$$\begin{aligned}F_{nvr} &= N_{vr} \cdot g = 161.83 kg \cdot 9.81 m \cdot s^{-2} \\F_{nvf} &= 1587.01 N\end{aligned}\quad (10)$$

### Zatížení na jedno kolo na nápravách:

Přední náprava

$$F_{\text{myfkolo}} = N_{\text{vfkolo}} \cdot g = 60.9\text{kg} \cdot 9.81\text{m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (11)$$

$$F_{\text{myfkolo}} = 597.22\text{N}$$

Zadní náprava

$$F_{\text{nvrkolo}} = N_{\text{vrkolo}} \cdot g = 80.91\text{kg} \cdot 9.81\text{m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (12)$$

$$F_{\text{nvrkolo}} = 793.5\text{N}$$

## 6.3 Určení tuhosti pružin z vlastní frekvence

### Frekvence přední a zadní části karosérie:

V této části výpočtů se budu zabývat návrhem a výpočtem tuhosti nápravy na kolech z frekvence kmitů zadní a přední části karosérie. Po domluvě a z doporučené literatury jsme se dohodli, že frekvenci přední části dáme 1.8 Hz a zadní části 2 Hz.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{rf}}{M}} \quad (13)$$

Přední část  $f_{\text{nf}} = 1.8\text{ Hz}$

Zadní část  $f_{\text{nr}} = 2\text{ Hz}$

### Výpočet celkové tuhosti na kolech:

Přední náprava:

$$K_{rf} = (2 \cdot \pi \cdot f_{\text{nf}})^2 \cdot N_{\text{vfkolo}} = (2 \cdot \pi \cdot 1.8\text{Hz})^2 \cdot 60.9\text{kg} \quad (14)$$

$$F_{\text{nvrkolo}} = 7789.723 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Zadní náprava

$$K_{rr} = (2 \cdot \pi \cdot f_{\text{nr}})^2 \cdot N_{\text{vrkolo}} = (2 \cdot \pi \cdot 2\text{Hz})^2 \cdot 80.91\text{kg} \quad (15)$$

$$F_{\text{nvrkolo}} = 12777.585 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tuhost předních a zadních pružin za předpokladu, že uvažujeme i tuhost pneumatiky. Pro základní výpočet jsem si vyhledal základní tuhost pneumatik. Tuhost použitých pneumatik Hoosier Tires odpovídá běžnému huštění pneumatik na 14 PSI. Nalezeno na jejich www stránkách.

## 6.4 Tuhost prvků systému odpružení

Tuhost pneumatik

$$K_{tf} = 125000 \frac{N}{m}$$

Přední náprava:

$$K_{sf} = \left[ \left( \frac{K_{tf} - K_{rf}}{K_{tf} \cdot K_{rf}} \right)^{-1} \right] = \left[ \left( \frac{125000 \frac{N}{m} - 7789.723 \frac{N}{m}}{125000 \frac{N}{m} \cdot 7789.723 \frac{N}{m}} \right)^{-1} \right] \quad (16)$$

$$K_{sf} = 8307.424 \frac{N}{m}$$

Zadní náprava:

$$K_{sr} = \left[ \left( \frac{K_{tf} - K_{rr}}{K_{tf} \cdot K_{rr}} \right)^{-1} \right] = \left[ \left( \frac{125000 \frac{N}{m} - 12777.585 \frac{N}{m}}{125000 \frac{N}{m} \cdot 12777.585 \frac{N}{m}} \right)^{-1} \right] \quad (17)$$

$$K_{sr} = 14232.434 \frac{N}{m}$$

Vypočítanou tuhost pružiny přepočítáme podle převodového poměru pružiny, což je poměr zdvihu kola k velikosti stlačení pružiny. Dle literatury je ideální od 0.9 do 1.1. V mém případě je zdvih kola 29 mm a při maximálním zdvihu je pružina stlačena na 26 mm. Daný převodový poměr jsem spočítal 0.9. Což je ideální nastavení.

Převodový poměr pružiny  $IR = 0.9$

Přední náprava

$$K_{sprf} = \frac{K_{sf}}{IR} = \frac{8307.424 \frac{N}{m}}{0.9^2} \quad (18)$$

$$K_{sprf} = 10.256 \frac{N}{mm}$$

Zadní náprava

$$K_{sprr} = \frac{K_{sr}}{IR} = \frac{14232.434 \frac{N}{m}}{0.9^2} \quad (19)$$

$$K_{sprf} = 17.57 \frac{N}{mm}$$

## 6.5 Návrh předních pružin

V této části výpočtů se budu zabývat výpočtem pružiny odpružení. Budu navrhovat kompletní pružinu. V základním výpočtu jsem spočítal zatěžující síly na pružinu od hmotnosti vozu a síly v pružině při maximálním propružení. Dále pak potřebuji délku pružiny, velikost pracovního zdvihu a vlastnosti materiálu, ze kterého bude pružina vyrobena. Tyto hodnoty pak zadám do programu Design Accelerator, který je součástí Autodesk Inventor. Nachází se i ve studentské verzi, která je zdarma po zaregistrování na stránkách Autodesku. Program mi vytvoří základní návrh pružiny. Pružinu kontrolujeme na maximální ohyb a krut. Vypočítanou pružinu jsem si ověřil ve výpočetním software Ansys Workbench. Dovolené napětí mi vyhovuje.

Zatížení od statické síly:

$$\begin{aligned}F_{\text{vyfko}} &= 597.22N \\x_{\text{fstat}} &= \frac{F_{\text{vyfko}}}{2 \cdot K_{\text{sprf}}} = \frac{597.225N}{2 \cdot 10256 \frac{N}{m}} \\x_{\text{fstat}} &= 0.029m\end{aligned}\tag{20}$$

Síla pružiny při propružení:

$$\text{Pracovní zdvih pružiny při propružení } P_{\text{pružiny}} = 0.026mm$$

Pracovní zdvih jsem naměřil v programu Adams.

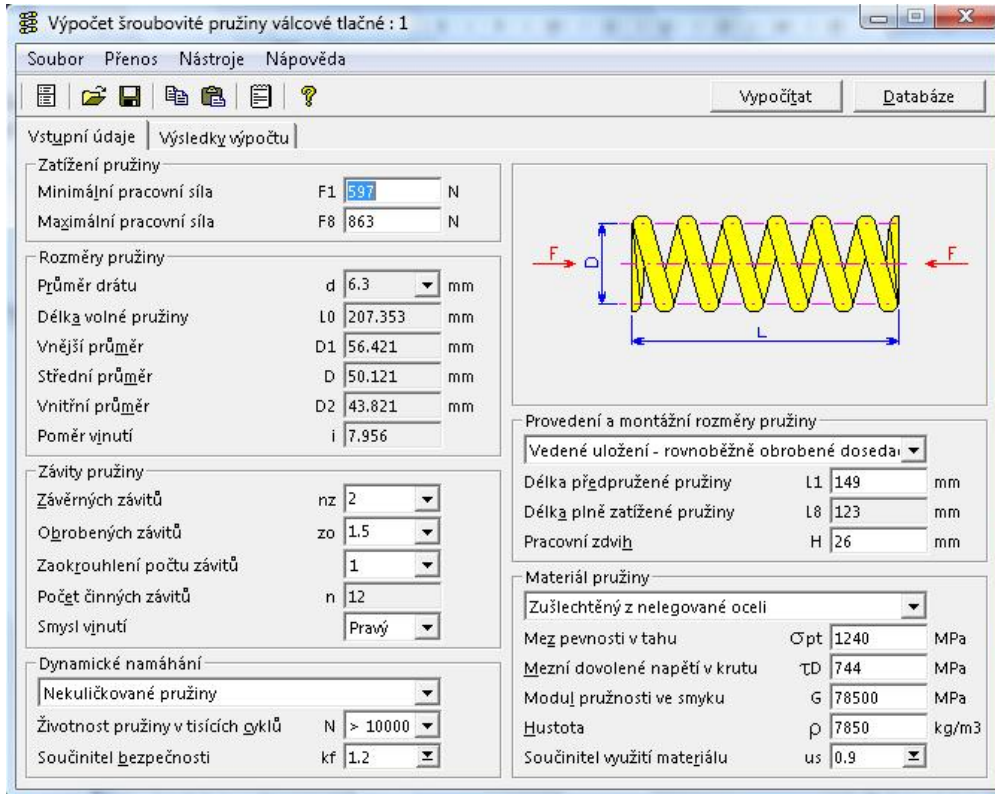
Pracovní síla pružiny

$$\begin{aligned}F_{\text{prop}} &= P_{\text{pružiny}} \cdot K_{\text{sprf}} = 0.026m \cdot 10256 \frac{N}{m} \\F_{\text{prop}} &= 266.658N\end{aligned}\tag{21}$$

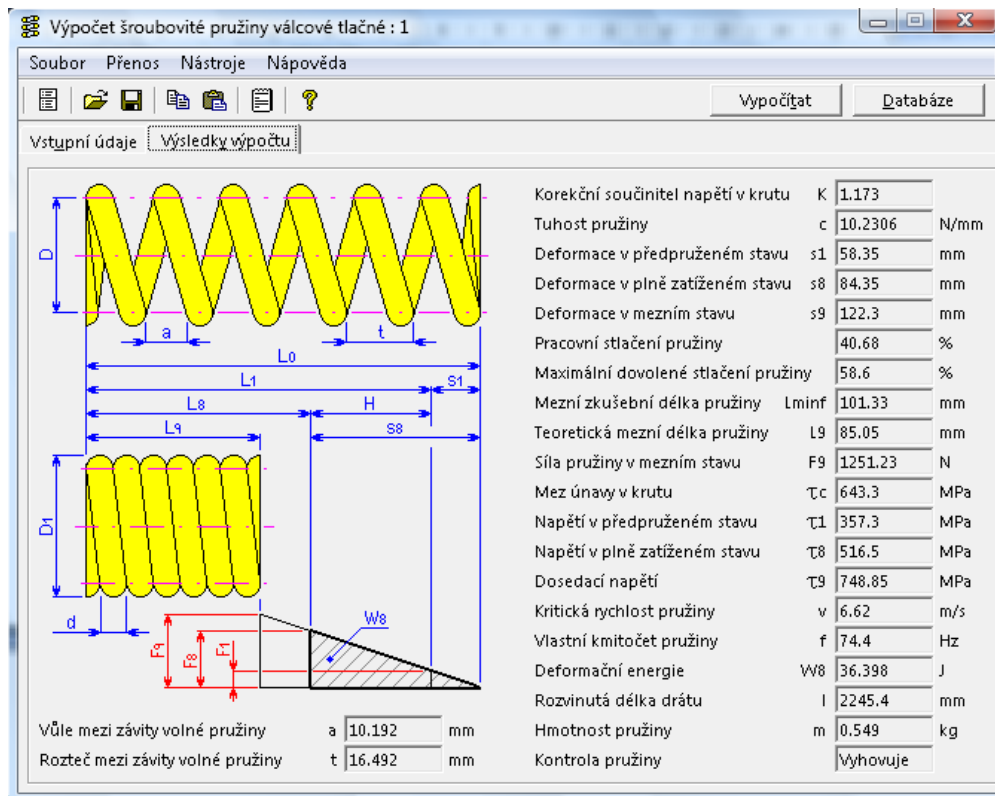
Maximální zatěžující síla na pružinu při maximálním propružení, skládající se ze statické síly od hmotnosti vozu a síly při maximálním zdvihu pružiny.

$$\begin{aligned}F_{\text{max}} &= F_{\text{vyfko}} + F_{\text{prop}} = 597.2N + 266.7N \\F_{\text{max}} &= 863.9N\end{aligned}\tag{22}$$

Výpočet pružiny:

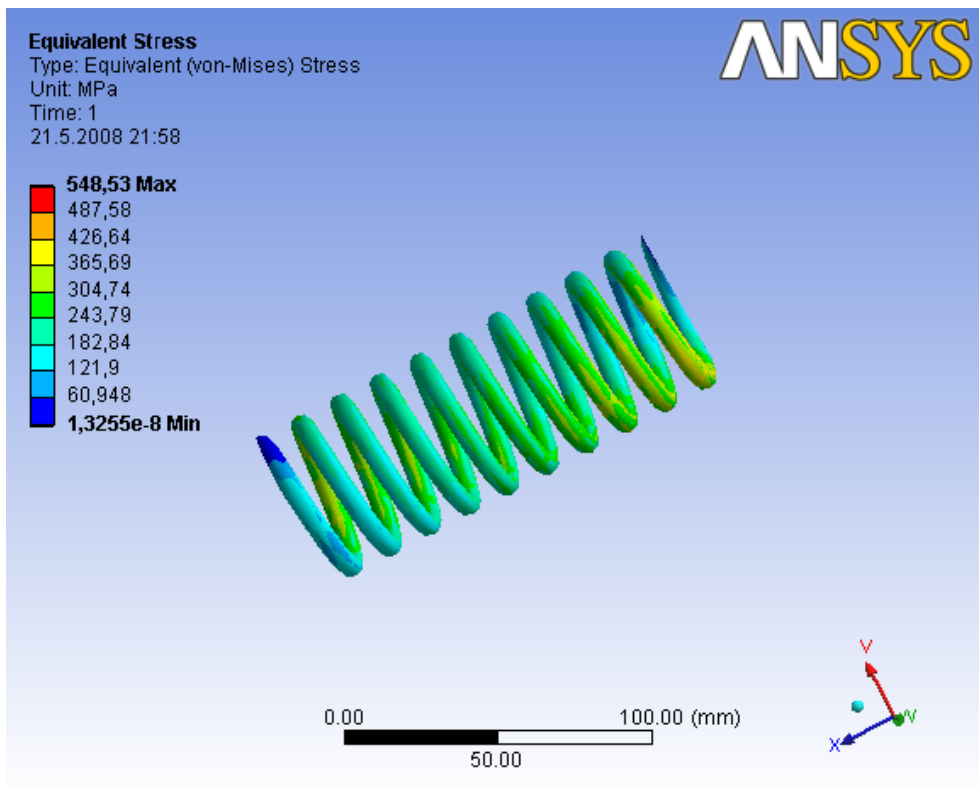


Obr. 33 Zadávání hodnot do Design accelerator

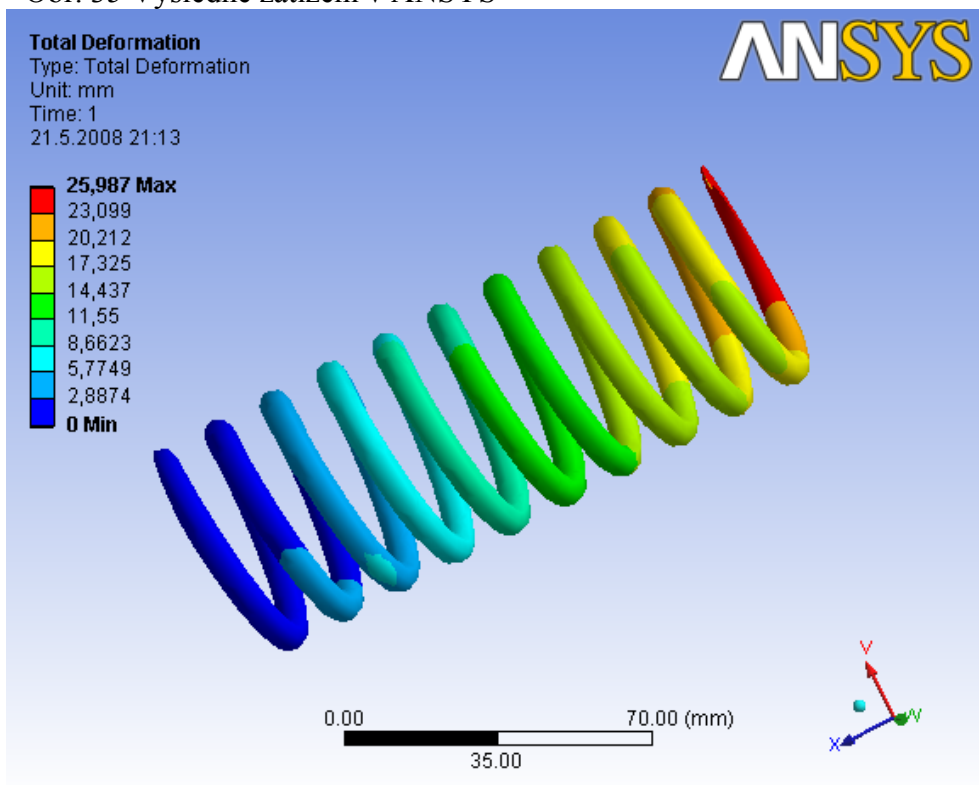


Obr. 34 Vypočtená pružina z programu Design accelerator

Danou pružinu jsem převedl do programu Ansys a zatížil podle zadání. Maximální povolené napětí vyhovuje.



Obr. 35 Výsledné zatížení v ANSYS



Obr. 36 Výsledná deformace v ANSYS

**Vratný moment vyvozený pružinami:**

Moment vyvozený na přední nápravu:

$$K_{\phi_f} = 0.5 \cdot K_{sf} \cdot R_{rozchod} = 0.5 \cdot 8307.424 \frac{N}{m} \cdot 1.263m$$

$$K_{\phi_f} = 6625.872 \frac{N \cdot m}{rad}$$
(23)

Moment vyvozený na zadní nápravu:

$$K_{\phi_r} = 0.5 \cdot K_{sr} \cdot R_{rozchod} = 0.5 \cdot 12777.585 \frac{N}{m} \cdot 1.263m$$

$$K_{\phi_r} = 11351.568 \frac{N \cdot m}{rad}$$
(24)

**6.6 Velikost klonění karosérie bez stabilizátoru**

V této části výpočtů jsem se zaměřil na velikost naklonění karosérie, když na vůz působí určité boční zrychlení.

Výška těžiště:  $h = 0.35 \text{ m}$

Výška středu klopení přední nápravy:  $h_f = 0.020 \text{ m}$

Výška středu klopení zadní nápravy:  $h_r = 0.030 \text{ m}$

Výška středu klopení:

$$h_{ra} = \frac{h_f - h_r}{2} + \frac{M_{ff} - M_{fr}}{m_{celk}} \cdot (h_r - h_f) = \frac{0.02m + 0.03m}{2} + \frac{157.5kg - 192.5kg}{350kg} (0.03m - 0.02m)$$

$$h_{ra} = 0.024m$$
(25)

Vzdálenost osy klonění od těžiště:

$$h_j = h - h_{ra} = 0.35m - 0.024m$$

$$h_j = 0.326m$$
(26)

Nyní by měl následovat výpočet naklonění ve dvou verzích. Se stabilizátorem a bez stabilizátoru.

Klopná tuhost bez stabilizátoru:

$$R_{\Phi} = \frac{[(m_{celk}) \cdot h_j]}{K_{\Phi_r} + K_{\Phi_f} - F_{celk} \cdot h_j} = \frac{[(350kg) \cdot 0.326m]}{6625.872 \frac{N}{m} + 11351.568 \frac{N}{m} - 3432.327N \cdot 0.338m} \quad (27)$$

$$R_{\Phi} = 3.803 \frac{\text{deg}}{g}$$

Úhel naklopení:

$$\Phi = 1g \cdot R_{\Phi}$$

$$\Phi = 3.803 \text{ deg}$$

$$\Delta z_w = 0.5 \cdot R_{rozchod} \cdot \sin(\Phi) = 0.5 \cdot 1.263m \cdot \sin(3.803 \text{ deg}) \quad (28)$$

$$\Delta z_w = 0.042m$$

LLTD bez stabilizátoru:

$$LLTD = \frac{\Delta F_{zf}}{\Delta F_{zr}} = \frac{\left( \frac{K_{\Phi_f} \cdot R_{\Phi} \cdot h_f}{F_{vf}} \right)}{\left( \frac{K_{\Phi_r} \cdot R_{\Phi} \cdot h_f}{F_{vr}} \right)} \quad (29)$$

Po úpravě vzorce jsem dostal vztah:

$$LLTD = \frac{K_{\Phi_f} \cdot R_{\Phi} + h_f \cdot M_{ff}}{K_{\Phi_r} \cdot R_{\Phi} + h_r \cdot M_{fr}} = \frac{6625.872 \frac{Nm}{rad} \cdot 3.803 \frac{\text{deg}}{g} + 0.02m \cdot 157.5}{11351.568 \frac{Nm}{rad} \cdot 3.803 \frac{\text{deg}}{g} + 0.03m \cdot 192.5} \quad (30)$$

$$LLTD = 0.581$$

Klopný moment vyvozený odstředivou silou

Při jízdě například zatáčkou nám na vůz působí odstředivá síla. Vůz se podle ní naklápí. V této kapitole budu počítat moment, který na karosérii působí při daném průjezdu zatáčkou. Moment se počítá při bočním zrychlení 1g. Budu počítat klopné momenty jednotlivých částí vozu, jako je přední nápravy, celé karosérie a náprav.

Boční zrychlení  $a_{bočni} = 1g$

Klopný moment přední části karosérie:

$$\begin{aligned} M_{klp} &= N_{vf} \cdot a_{bocni} \cdot (h - h_f) = 121.8kg \cdot 1g \cdot (0.35m - 0.02m) \\ M_{klp} &= 394.168Nm \end{aligned} \quad (31)$$

Klopný moment celé karosérie:

$$\begin{aligned} M_{klc} &= m_{celk} \cdot a_{bocni} \cdot (h - h_{ra}) = 350kg \cdot 1g \cdot (0.35m - 0.024m) \\ M_{klc} &= 1118.939Nm \end{aligned} \quad (32)$$

Klopný moment způsobený odstředivou silou náprav:

$$\begin{aligned} M_{kn} &= - \left[ U_{vf} \cdot \left( h_f - \frac{d}{2} \right) + U_{vr} \cdot \left( h_r - \frac{d}{2} \right) \right] \cdot a_{bocni} = \\ &= - \left[ 35.7kg \cdot \left( 0.02m - \frac{0.5207m}{2} \right) + 30.67kg \cdot \left( 0.03 - \frac{0.5207m}{2} \right) \right] \cdot 1g \\ M_{kn} &= 154.828Nm \end{aligned} \quad (33)$$

Celkový klopný moment:

$$\begin{aligned} M_{kcel} &= M_{klc} + M_{kn} = 1118.939Nm + 154.828Nm \\ N_{kcel} &= 1273.766Nm \end{aligned} \quad (34)$$

## 6.7 Vratné momenty

Další část výpočtů budu věnovat vratnými momenty, které při naklopení vyvinou pružiny:

$$\begin{aligned} K_{\Phi_c} &= K_{\Phi_f} + K_{\Phi_r} = 6490.175 \frac{Nm}{rad} + 11119.1 \frac{Nm}{rad} \\ K_{\Phi_c} &= 17609.275 \frac{Nm}{rad} \end{aligned} \quad (35)$$

Při výpočtech budu počítat s naklopením karosérie 1.5° při bočním zrychlení 1g.

$$X_{naklopeni} = 1.5deg$$

Maximální možný úhel daný dorazy:

$$\begin{aligned} \Phi_{max} &= \frac{0.058m}{R_{rozchod}} = \frac{0.058m}{1.265m} \\ \Phi_{max} &= 2.627 deg \end{aligned} \quad (36)$$

Velikost daného vratného momentu pro dané boční zrychlení a daný úhel naklopení karosérie:

$$K_{\phi} = \frac{M_{klc}}{X_{naklopeni}} \cdot \frac{a_y}{g} = \frac{1118.939 Nm}{1.5 \text{ deg}} \cdot \frac{1g}{g}$$

$$K_{\phi} = 745.959 \frac{Nm}{\text{deg}} = 42740.313 \frac{Nm}{\text{rad}}$$
(37)

Vratný moment pro jednotlivé nápravy:

Přední náprava: (mírná nedotáčivost)

$$K_{\phi ff} = (K_{\phi}) \frac{M_{ff}}{M_{ff} + M_{fr}} \cdot 0.95 = 42740.313 \frac{Nm}{\text{rad}} \cdot \frac{157.5kg}{157.5kg + 192.5kg} \cdot 0.95$$

$$K_{\phi ff} = 18271.484 \frac{Nm}{\text{rad}}$$
(38)

Zadní náprava:

$$K_{\phi rr} = K_{\phi} - K_{\phi ff} = 42740.313 \frac{Nm}{\text{rad}} - 18271.484 \frac{Nm}{\text{rad}}$$

$$K_{\phi rr} = 24468.829 \frac{Nm}{\text{deg}}$$
(39)

Nyní máme spočítanou vratné momenty náprav bez stabilizátoru a nyní provedu výpočty pro nápravu se stabilizátorem.

Vratný moment předního stabilizátoru:

$$K_{\phi farb} = K_{\phi ff} - K_{\phi f} = 18271.484 \frac{Nm}{\text{deg}} - 6646.874 \frac{N \cdot m}{\text{rad}}$$

$$K_{\phi farb} = 11624.61 \frac{Nm}{\text{rad}}$$
(40)

Vratný moment zadního stabilizátoru:

$$K_{\phi rarb} = K_{\phi rr} - K_{\phi r} = 24468.829 \frac{Nm}{\text{deg}} - 11387.548 \frac{N \cdot m}{\text{rad}}$$

$$K_{\phi rarb} = 13081.281 \frac{Nm}{\text{rad}}$$
(41)

Poměr vratného momentu mezi přední a zadní nápravou:

$$k = \frac{K_{\phi ff}}{K_{\phi rr}} = \frac{18271.484 \frac{Nm}{\text{rad}}}{24468.829 \frac{Nm}{\text{rad}}}$$

$$k = 0.747$$
(42)

## 6.9 Určení parametrů tlumících prvků odpružení

V této části budu počítat kritickou hodnotu tlumení karosérie. Tlumení karosérie budu počítat z jednotlivých odpružených hmot na přední a zadní části. Tlumení nápravy z neodpružených hmot přední a zadní nápravy.

Kritická hodnota tlumení karosérie:

Přední náprava:

$$C_{crbf} = \sqrt{4 \cdot K_{sf} \cdot M_{ff}} = \sqrt{4 \cdot 8307.424 \frac{N}{m} \cdot 157.5 kg} \quad (43)$$

$$C_{crbf} = 2287.723 \frac{Ns}{m}$$

Zadní náprava:

$$C_{crbr} = \sqrt{4 \cdot K_{sr} \cdot M_{fr}} = \sqrt{4 \cdot 14232.434 \frac{N}{m} \cdot 192.5 kg} \quad (44)$$

$$C_{crbr} = 3310.434 \frac{Ns}{m}$$

Kritická hodnota tlumení nápravy:

Přední náprava:

$$C_{crwf} = \sqrt{4 \cdot (K_{sf} + K_{tf}) \cdot U_{vf}} = \sqrt{4 \cdot (8307.424 \frac{N}{m} + 125000 \frac{N}{m}) \cdot 35.7 kg} \quad (45)$$

$$C_{crwf} = 3310.061 \frac{Ns}{m}$$

Zadní náprava:

$$C_{crwr} = \sqrt{4 \cdot (K_{sr} + K_{tr}) \cdot U_{vr}} = \sqrt{4 \cdot (14232.434 \frac{N}{m} + 125000 \frac{N}{m}) \cdot 30.67 kg} \quad (46)$$

$$C_{crwr} = 4132.921 \frac{Ns}{m}$$

Výpočet optimální hodnoty součinitele tlumení:

$$K = \sqrt{\frac{(N_{vf} + U_{vf}) \cdot K_{sf}^2}{K_{sf}} - \frac{2 \cdot K_{sf} \cdot N_{vf} \cdot U_{vf}}{N_{vf} + U_{vf}} + \frac{K_{sf} \cdot N_{vf} \cdot U_{vf}^2}{(N_{vf} + U_{vf})}}$$

$$K = \sqrt{\frac{(121.8kg + 35.7kg) \cdot \left(8307.424 \frac{N}{m}\right)^2}{8307.424 \frac{N}{m}} - \frac{2 \cdot 8307.424 \frac{N}{m} \cdot 121.8kg \cdot 35.7kg}{121.8kg + 35.7kg} + \frac{8307.424 \frac{N}{m} \cdot 121.8kg \cdot (35.7kg)^2}{(121.8kg + 35.7kg)}}$$

$$K = 1013.45 \frac{Ns}{m}$$
(47)

Výpočet poměrného útlumu karosérie:

$$D = \frac{K}{\sqrt{K_{sf} \cdot U_{vf}}} = \frac{1013.45 \frac{Ns}{m}}{\sqrt{8307.424 \frac{N}{m} \cdot 35.7kg}}$$

$$D = 0.93$$
(48)

## 6.10 Výchylka a změny při naklopení kola

Při propružení kola se mění naklopení kola a jiné kinematické veličiny. V této části budu počítat úhel naklopení. Výchylku kola a další veličiny.

Úhel naklopení kola:

$$\psi = \frac{M_{kcel}}{K_{\phi}} = \frac{19.529 \frac{Nm}{deg}}{745.959 \frac{Nm}{deg}}$$

$$\psi = 1.5 \text{ deg}$$
(49)

Zdvih kola při naklopení o 1 stupeň:

$$z_n = \frac{R_{rozchod}}{2} \cdot \frac{\pi}{180 \cdot \text{deg}} = \frac{1.265m \cdot \pi}{2 \cdot 180 \cdot \text{deg}}$$

$$z_n = 11.039 \frac{mm}{\text{deg}}$$
(50)

Výchylka kola naklopením:

$$\delta_k = \psi \cdot \frac{R_{rozchod}}{2} = 1.5 \text{ deg} \cdot \frac{1.265 \text{ m}}{2} \quad (51)$$

$$\delta_k = 16.559 \text{ mm}$$

Změna zatížení předního kola:

$$z_k = \frac{K_{\phi_f} \cdot \psi}{R_{rozchod}} + \frac{N_{vf} \cdot a_y \cdot (h - h_r)}{R_{rozchod}} = \frac{115.643 \frac{\text{Nm}}{\text{deg}} \cdot 1.5 \text{ deg}}{1.265 \text{ m}} + \frac{121.8 \text{ kg} \cdot 1 \text{ g} \cdot (0.35 \text{ m} - 0.024 \text{ m})}{1.265 \text{ m}} \quad (52)$$

$$z_k = 445.38 \text{ N}$$

## 7. Návrh stabilizátoru

V této kapitole se budu zabývat kompletním výpočtem stabilizátoru. Od samotného návrhu až po pevnostní výpočet. Stabilizátor budu kontrolovat na ohyb a na krut. Základní vzorce použiju ze strojnických tabulek [3]. V programu Adams si ze základního modelu odměřím maximální zkroucení stabilizátoru při maximálním propružení. Z této hodnoty si navrhnu jeho tuhost a začnu navrhovat jeho rozměry na požadovanou tuhost.

### 7.1 Základní rozměry stabilizátoru:

Z Adamsu jsem si odměřil jeho maximální zkroucení při maximálním propružení.

Maximální zkroucení:  $\alpha_{\max} = 3.17 \text{ deg}$

Poměr naklopení karosérie ku zkroucení stabilizátoru:

$$f = \frac{\phi_{\max}}{\alpha_{\max}} = \frac{2.627 \text{ deg}}{3.17 \text{ deg}} \quad (53)$$

$$f = 0.829$$

Pomocí toho poměru jednoduše spočítáme tuhost předního stabilizátoru:

$$K_s = K_{\phi_{arb}} \cdot f = 202.888 \frac{\text{Nm}}{\text{deg}} \cdot 0.829 \quad (54)$$

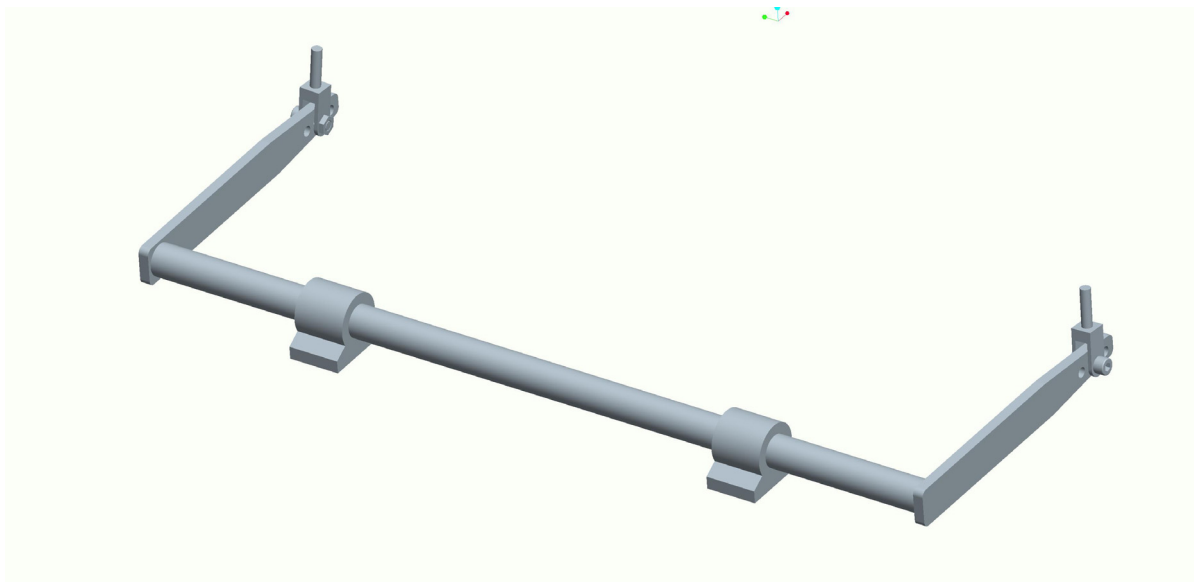
$$K_s = 168.134 \frac{\text{Nm}}{\text{deg}}$$

Nyní máme spočítanou základní tuhost stabilizátoru. Navrhnu základní rozměry stabilizátoru a budu je počítat dle základních pevnostních podmínek ze strojnických tabulek.

Rozměry stabilizátoru:

Délka ramene:	$r = 0.2077 \text{ m}$
Modul pružnosti v tahu:	$E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Modul pružnosti ve smyku:	$G = 8.3 \cdot 10^4 \text{ MPa}$
Vnější průměr trubky:	$D_t = 0.025 \text{ m}$
Vnitřní průměr trubky:	$d_t = 0.018 \text{ m}$
Délka trubky:	$l_t = 0.65 \text{ m}$
Šířka ramena:	$h_R = 0.03 \text{ m}$
Tloušťka ramena:	$b_r = 0.008 \text{ m}$

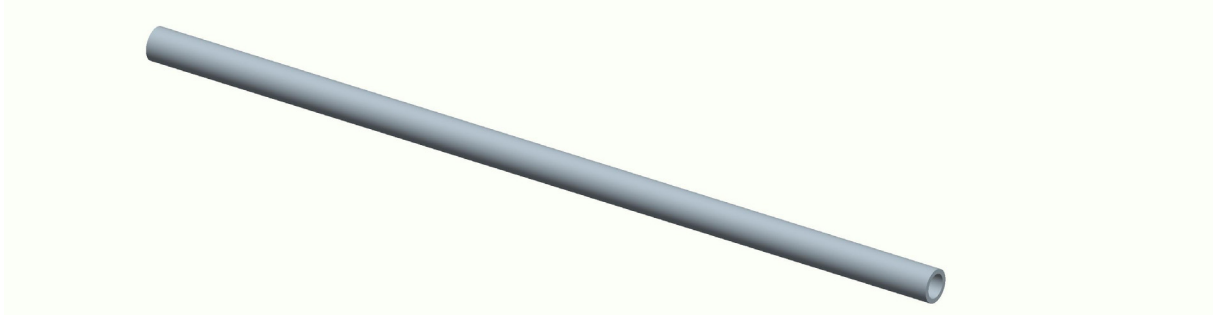
Stabilizátor se skládá z trubky, která tvoří střední zkrutnou část a dvou ramen.



Obr: 36 Stabilizátor přední nápravy, model z Pro/Engineera

Stabilizátor budu pro kontrolu taky řešit v Ansysu Workbench.

## 7.2 Výpočet zkrutné tyče stabilizátoru



Obr. 37 Zkrutná tyč stabilizátoru

Zkrutná tyč stabilizátoru je těleso kruhového průřezu. Nejprve si spočítáme polární moment a průřezový modul v křtu.

Polární moment:

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot (D_t^4 - d_t^4) = \frac{\pi}{32} \cdot ((0.025m)^4 - (0.018m)^4) \quad (55)$$

$$I_p = 2.804 \cdot 10^{-8} m^4$$

Průřezový modul v křtu:

$$I_p = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{D_t^3 - d_t^3}{D_t} \right) = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{(0.025m)^3 - (0.018m)^3}{0.025m} \right) \quad (56)$$

$$I_p = 2.243 \cdot 10^{-6} m^3$$

Maximální krouticí moment, při maximální překroucení:

$$M_k = K_s \cdot \alpha_{\max} = 168.134 \frac{Nm}{deg} \cdot 3.17 deg \quad (57)$$

$$M_k = 532.986 Nm$$

Maximální napětí v křtu pro kruhový průřez:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{532.986 Nm}{2.243 \cdot 10^{-6} m^3} \quad (58)$$

$$\tau_k = 237.571 MPa$$

Jako materiál je zvolena ocel 15230, která má maximální napětí v křtu 250 MPa . Když porovnáme výsledné napětí. Zjistím, že součást nám pevnostně vyhovuje.

Z tabulek odečtu úhel pro maximální zkroucení kruhového průřezu:

$$\alpha_t = \frac{M_k \cdot l_t}{G \cdot I_p} = \frac{532.986 Nm \cdot 0.65m}{8.3 \cdot 10^4 MPa \cdot 2.804 \cdot 10^{-8} m^4} \quad (59)$$

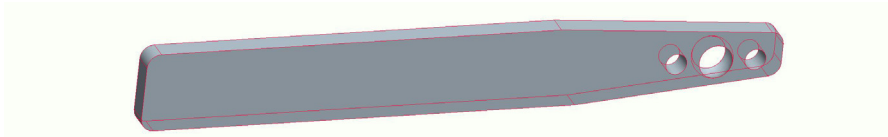
$$\alpha_t = 8.528 deg$$

V poslední části spočítám tuhost zkrutné tyče stabilizátoru. Je to poměr krouticího momentu a úhlu zkroucení stabilizátoru.

$$c_t = \frac{M_k}{\alpha_t} = \frac{532.986 Nm}{8.528 \text{ deg}} \quad (60)$$

$$c_t = 62.499 \frac{Nm}{\text{deg}}$$

### 7.3 Výpočet ramena stabilizátoru



Obr. 38 Rameno stabilizátoru

Rameno tvoří těleso obdélníkového průřezu. Na začátku si opět spočítám kvadratický moment průřezu a průřezový modul v ohybu, jelikož součást už není namáhaná na krut, ale na ohyb. Počítáme při stavu nejvyššího natočení. Vzorce jsou použity ze zdroje [3].

Kvadratický moment průřezu:

$$I_x = \frac{b_r \cdot h_R^3}{12} = \frac{0.008m \cdot 0.03^3 m}{12} \quad (61)$$

$$I_x = 1.8 \cdot 10^{-8} m^4$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{b_r \cdot h_R^2}{6} = \frac{0.008m \cdot 0.03^2 m}{6} \quad (62)$$

$$W_o = 1.2 \cdot 10^{-6} m^3$$

Ohybová síla na ramenu:

$$F_{ram} = \frac{M_k}{r} = \frac{532.986 Nm}{0.2077m} \quad (63)$$

$$F_{ram} = 2566.134 N$$

Úhel natočení průřezu, při působení síly na rameno:

$$\alpha_{ram} = \frac{F_{ram} \cdot r^2}{2 \cdot E \cdot I_x} = \frac{2566.134 N \cdot (0.2077m)^2}{2 \cdot 2.1 \cdot 10^5 MPa \cdot 1.8 \cdot 10^{-8} m^4} \quad (64)$$

$$\alpha_{ram} = 0.839 \text{ deg}$$

Velikost průhybu ramena při zatížení:

$$y_{ram} = \frac{F_{ram} \cdot r^2}{3 \cdot E \cdot I_x} = \frac{2566.134N \cdot (0.2077m)^3}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 MPa \cdot 1.8 \cdot 10^{-8} m^4} \quad (65)$$

$$y_{ram} = 2.028mm$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_k}{W_o} = \frac{532.986Nm}{1.2 \cdot 10^{-6} m^3} \quad (66)$$

$$\sigma_o = 444.155MPa$$

Jako materiál ramen taky volím ocel 15230, která má maximální napětí v ohybu 1000 MPa [3]. Já si však dovolím vyšší napětí, jelikož se domnívám, že tento stav nastane pouze výjimečně.

Tuhost ramene:

$$c_r = \frac{M_k}{\alpha_{ram}} = \frac{532.986Nm}{0.839 \text{ deg}} \quad (67)$$

$$c_r = 635.276 \frac{Nm}{\text{deg}}$$

V poslední části výpočtu spočítám celkovou tuhost stabilizátoru sečtením jednotlivých tuhostí.

Tuhost trubky:  $c_t = 62.499 \frac{Nm}{\text{deg}}$

Tuhost ramena:  $c_r = 635.276 \frac{Nm}{\text{deg}}$

### 7.3 Výpočet tuhosti stabilizátoru

Celková tuhost stabilizátoru:

$$c_s = \frac{c_t \cdot c_t \cdot c_r}{c_t \cdot c_r + c_t \cdot c_r + c_r \cdot c_r} =$$

$$= \frac{62.499 \frac{Nm}{\text{deg}} \cdot 635.276 \frac{Nm}{\text{deg}} \cdot 635.276 \frac{Nm}{\text{deg}}}{62.499 \frac{Nm}{\text{deg}} \cdot 635.276 \frac{Nm}{\text{deg}} + 62.499 \frac{Nm}{\text{deg}} \cdot 635.276 \frac{Nm}{\text{deg}} + 635.276 \frac{Nm}{\text{deg}} \cdot 635.276 \frac{Nm}{\text{deg}}} \quad (68)$$

$$c_s = 52.224 \frac{Nm}{\text{deg}}$$

Celkové natočení:

$$\begin{aligned}\alpha_c &= \alpha_t + 2 \cdot \alpha_{ram} = 8.528 \text{ deg} + 2 \cdot 0.839 \text{ deg} \\ \alpha_c &= 10.206 \text{ deg}\end{aligned}\tag{69}$$

Požadovaná tuhost stabilizátoru je  $K_s = 168.134 \frac{Nm}{deg}$ . A rozměry stabilizátoru jsou uvedeny za začátku výpočtů.

## 8.0 Výpočet sil v nápravě při rovnovážných stavech

Všechny síly a celkové další řešení je dimenzováno pro nápravu se středem klopení ve výšce 58 mm. Jedná se o původní variantu nápravy.

### 8.1 Popis jednotlivých stavů

Základem pro výpočet sil jsou určité jízdní stavy. V našem případě jsme si určili šest stavů. Tyto základní stavy jsou uvedeny v literatuře [4]. Ke každému stavu jsou tam uvedeny vzorce a koeficienty pro výpočet jednotlivých sil.

Jsou to:

- Vozidlo v klidu
- Nerušená přímá jízda
- Přejezd nerovnosti
- Vozovka s výmoly
- Prudké brzdění
- Prudká akcelerace

#### 1. Vozidlo v klidu:

Je základní stav, kdy vozidlo stojí a nehýbe se. Na vozidlo působí jen normálová síla od zatížení vozu. Tento stav nejméně zatěžuje nápravy. Síly odečítáme v nulové poloze kola.

#### 2. Nerušená přímá jízda:

Tento stav nastává nejčastěji. Je to klasická jízda po rovině bez nerovností. Na vozidlo působí normálová a boční síla. Síly odečítáme v nulové poloze kola.

#### 3. Přejezd nerovnosti:

Při tomto stavu dochází k přejezdu menší nerovnosti. Dochází k propružení kola. Na kolo působí normálová a boční síla. Síly v tomto stavu odečítám v nulové poloze.

#### 4. Vozovka s výmoly:

Tento stav je podobný předchozímu. Vozidlo projede výmolem. Kolo se při kontaktu s výmolem odpruží do maximální polohy, to je 29mm. Na kolo působí stále normálová a boční síla. Síly v Adamsu pro tento stav odečítáme v poloze maximálního zdvihu v +29mm.

**5. Prudké brzdění:**

Při tomto stavu řidič plnou silou sešlápně brzdový pedál a vozidlo prudce brzdí. Na kolo v této chvíli působí normálová a podélná síla. Při tomto stavu by měly být v nápravách největší síly. Síly v programu Adams odečítáme v nulové poloze.

**6. Prudká akcelerace:**

Při tomto stavu řidič plnou silou sešlápně plynový pedál a vozidlo prudce zrychluje. Na kolo v této chvíli působí pouze normálová síla. Síly v programu Adams odečítáme v nulové poloze.

V této části jsem Vám jednoduše popsal jednotlivé stavy, síly působící při těchto stavech a způsob odečítání hodnot v programu Adams. Nyní si spočítám velikosti sil pro jednotlivé stavy.

**8.2 Výpočet sil působících na kolo****Velikost normálových sil:**

Normálová síla pro stav vozidlo v klidu a stav prudké brzdění:

$$N_z = \frac{N_{vf} \cdot g}{2} = \frac{121.8kg \cdot g}{2} \quad (70)$$
$$N_z = 597.225N$$

Velikosti pro maximální normálové síly pro styk kola s vozovkou. Dle www stránek [13] přepočítaná základní tuhost pneumatik je:

$$c_{pneumatiky} = 130.253 \frac{kp}{cm}$$
$$c_k = \frac{c_{pneumatiky}}{\frac{N_z}{g}} = \frac{130.25 \frac{kp}{cm}}{\frac{121.8kg}{g}} \quad (71)$$
$$c_k = 2.139$$

$C_k$  je základní koeficient pro výpočet jednotlivých sil při dalších stavech. Pomocí něho spočítáme další koeficienty  $k_1$  a  $k_2$ .

$$k_1 = 1 + c_k = 1 + 2.139 \quad (72)$$
$$k_1 = 3.139$$

$$k_2 = 2 + c_k = 2 + 2.139 \quad (73)$$
$$k_1 = 4.139$$

Součinitel  $k_1$  využijeme pro výpočet normálové síly pro výpočet normálové síly pro nerušenou jízdu a pro prudkou akceleraci. Koeficient  $k_2$  použiju pro výpočet normálové síly pro výpočet stavu s nerovností a výmolem.

$$\begin{aligned}N_{z1} &= k_1 \cdot N_z = 3.139 \cdot 597.225N \\ N_{z1} &= 1874.541N\end{aligned}\tag{74}$$

$$\begin{aligned}N_{z2} &= k_2 \cdot N_z = 4.139 \cdot 597.225N \\ N_{z2} &= 2471.766N\end{aligned}\tag{75}$$

Výpočet bočních sil v obou směrech. Z tabulky z literatury (3) odečtu hodnoty koeficientu pro výpočet bočních sil.

Koeficient pro střední kvalitu vozovky:  $\mu_{F1} = 0.39$

Koeficient pro vozovku s výmoly:  $\mu_{F2} = 0.91$

Koeficient  $\mu_{F1}$  použiju pro výpočet sil pro jízdní stav neporušené jízdy a pro přejezd nerovnosti.  $\mu_{F2}$  použiju pro výpočet boční síly u vozovky s výmoly.

$$\begin{aligned}S_1 &= \mu_{F1} \cdot N_z = 0.39 \cdot 597.225N \\ S_1 &= 232.918N\end{aligned}\tag{76}$$

$$\begin{aligned}S_2 &= \mu_{F2} \cdot N_z = 0.91 \cdot 597.225N \\ S_2 &= 543.475N\end{aligned}\tag{77}$$

#### **Výpočet sil brzdění:**

Z tabulky odečtu koeficient pro výpočet podélné síly při brzdění.

$$\mu_{LB} = 1.7$$

Výpočet normálové a podélné síly při brzdění:

Podélná síla:

$$\begin{aligned}L_B &= \mu_{LB} \cdot N_z = 1.7 \cdot 597.225N \\ L_B &= 1015.282N\end{aligned}\tag{78}$$

Normálová síla:

$$\begin{aligned}N_B &= N_z \\ N_B &= 597.225N\end{aligned}\tag{79}$$

#### **Výpočet sil při akceleraci:**

Z tabulky odečtu koeficient pro výpočet podélné síly při brzdění.

$$\mu_{LR} = 0$$

Výpočet normálové a podélné síly při akceleraci:

Podélná síla:

$$\begin{aligned}L_R &= \mu_{LR} \cdot N_z = 0 \cdot 597.225N \\ L_R &= 0N\end{aligned}\tag{80}$$

Normálová síla:

$$N_B = N_{z1}$$

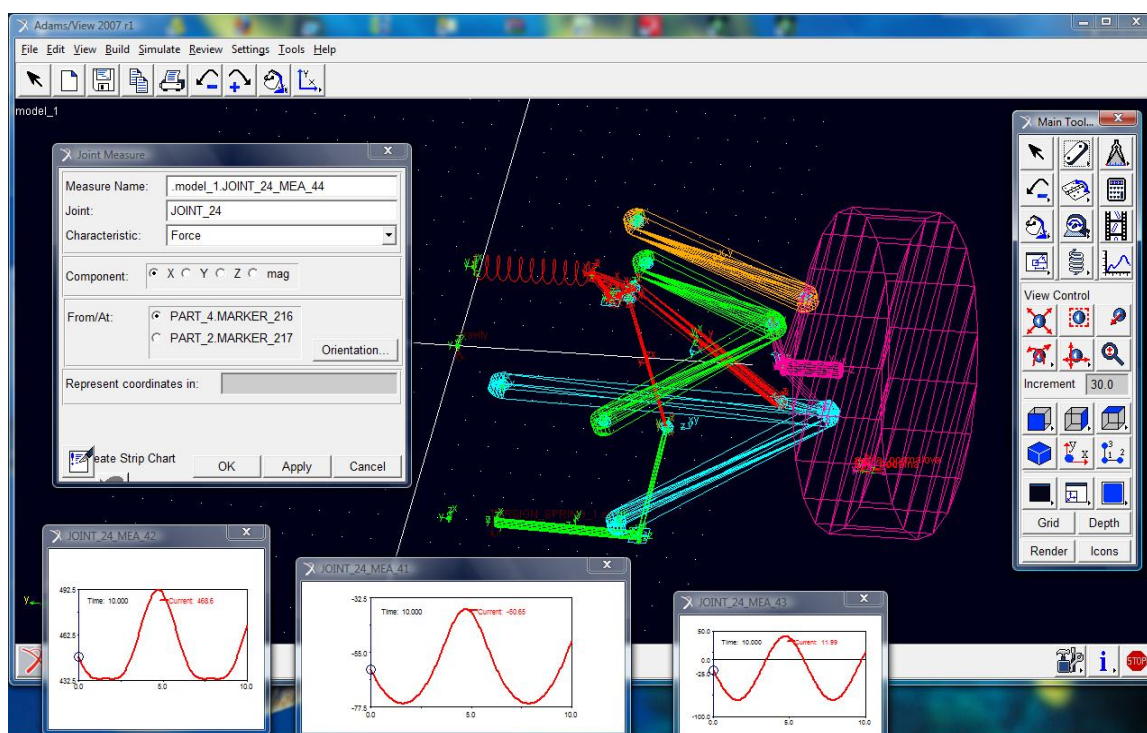
$$N_B = 1874.541N \quad (81)$$

Srovnání všech sil a koeficientů do tabulky:

Maximální síly působící na kolo během jednotlivých jízdních stavů										
Jízdní stav	$k_1$	$k_2$	$\mu_{F1}$	$\mu_{F2}$	$\mu_B$	kritérium	$N_z$	S	L	zdvih kola
							N	N	N	mm
1. Vozidlo v klidu							597	0	0	0
2. Nerušená přímá jízda	3.139		0.39			$\sigma_c$	1875	$\pm 232$	0	0
3. Přejezd nerovnosti		4.139	0.39			$R_p$	2472	$\pm 232$	0	+29
4. Vozovka s výmoly	-	4.139		0.91		$R_p$	2472	$\pm 543$	0	0
5. Prudké brzdění					1,7	$R_p$	597	0	-1015	0
6. Prudká akcelerace	3.139					$R_p$	1875	0	0	0

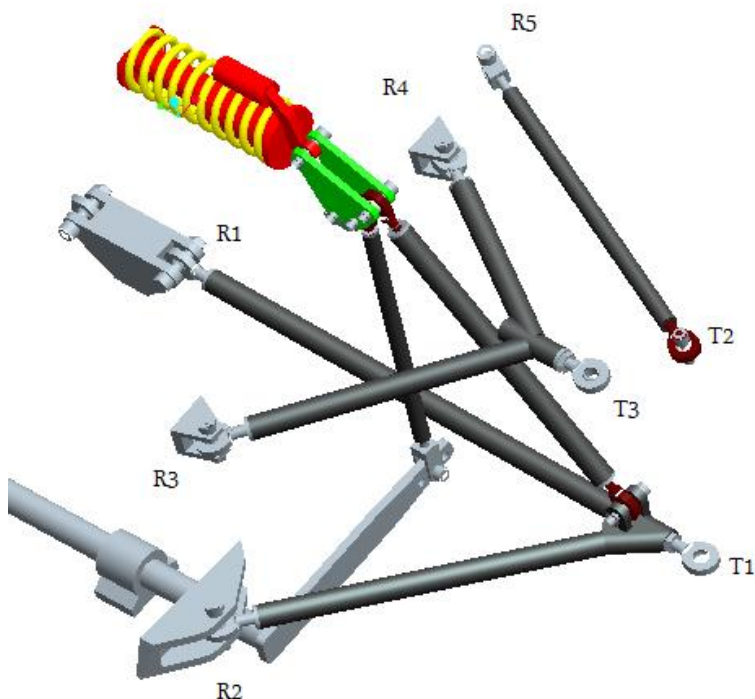
Toto jsou síly působící na kolo v bodě dotyku při různých jízdních stavech. Tyto síly budu postupně zadávat, aby působily na kolo v Adamsu a simulovat pohyb kola při propružení. Z jednotlivých vazeb ramen budu odečítat působící síly. Tyto síly pak použiji pro pevnostní výpočet ramen v programu Ansys.

### 8.3 Výpočet sil v systému ADAMS



Obr. 39 Ukázka měření sil v Adamsu

Znázornění popisu bodů:



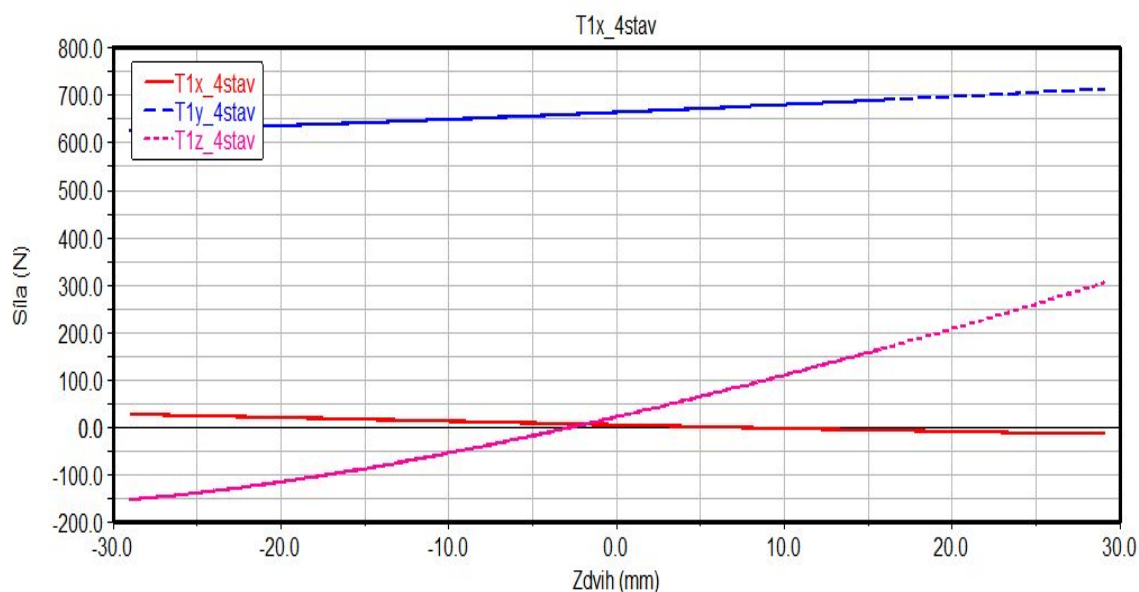
Obr. 40 Označení bodů pro měření velikosti sil

Velikosti naměřených sil v bodech nápravy:

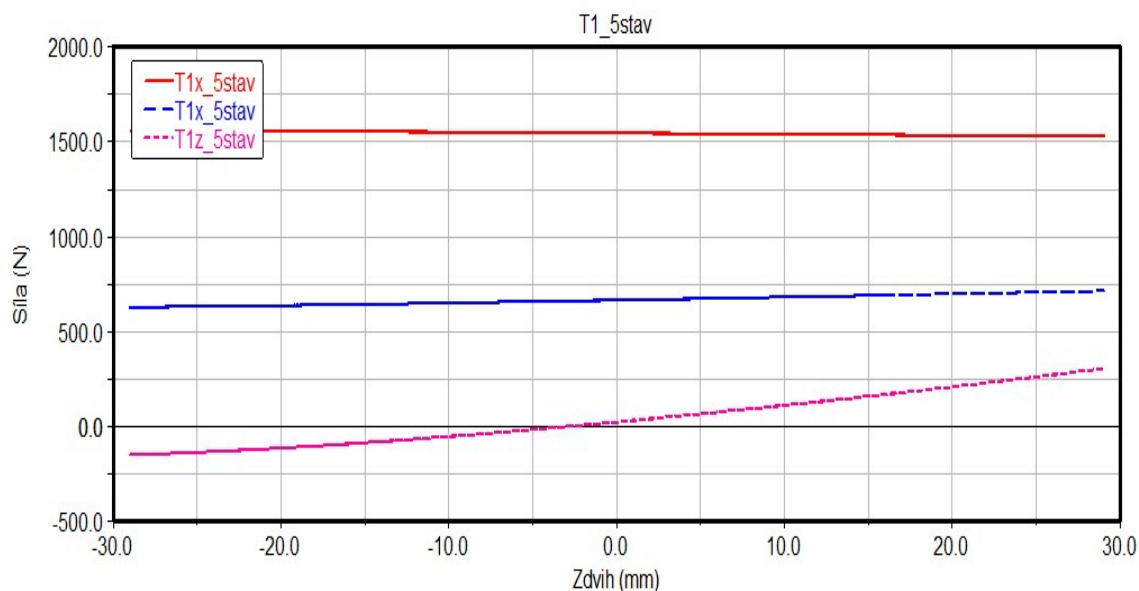
bod		Jízdní stav					
		Vozidlo v klidu	Nerušená přímá jízda	Přejezd nerovnosti	Vozovka s výmoly	Prudké brzdění	Prudká akcelerace
R1	x	1	3	4	-19	1543	3
	y	213	1029	1242	1524	3222	669
	z	7	35	43	116	-52	23
R2	x	0	0	0	0	0	0
	y	-1	-7	-8	58	-3061	-5
	z	0	0	0	4	-106	0
R3	x	-20	-87	-106	-102	610	-62
	y	65	249	315	357	-357	206
	z	-3	-13	-17	25	46	-10
R4	x	0	0	0	0	0	0
	y	-77	-269	-346	-445	-691	-243
	z	3	9	12	-39	23	8
R5	x	21	90	111	139	-82	65
	y	48	207	254	320	-188	149
	z	-1	-6	-7	22	5	-4
T1	x	1	4	4	-14	1543	3
	y	211	1022	1233	1771	161	663
	z	7	35	42	400	-158	23
T2	x	-21	-90	-111	-139	82	-65
	y	-48	-207	-254	-320	188	-149
	z	1	6	7	-22	-5	4
T3	x	-20	-86	-106	-102	610	-62
	y	142	517	660	802	334	448
	z	-6	-22	-28	64	23	-19

Grafy průběhu sil.

Podle průběhu sil jsem zvolil 4. a 5. Což je vozovka s výmoly a prudké brzdění. Tyto dva stavy vidím jako nejhorší a proto je budu řešit v Ansysu. Budu vykreslovat jen grafy sil, kterými dané části budu zatěžovat. Jsou to síly v  $T_1$  a  $P_6$  pro zatěžování spodního ramena. V horním ramenu budu zatěžovat silou  $T_3$ . Push-rod a vahadlo budu zatěžovat silou v bodě  $P_1$ . Průběh sil zatížení spodního ramena. Jednotlivé síly jsou znázorněny v grafu v různých barvách dle legendy a budou použity pro MKP analýzu v programu Ansys workbench.

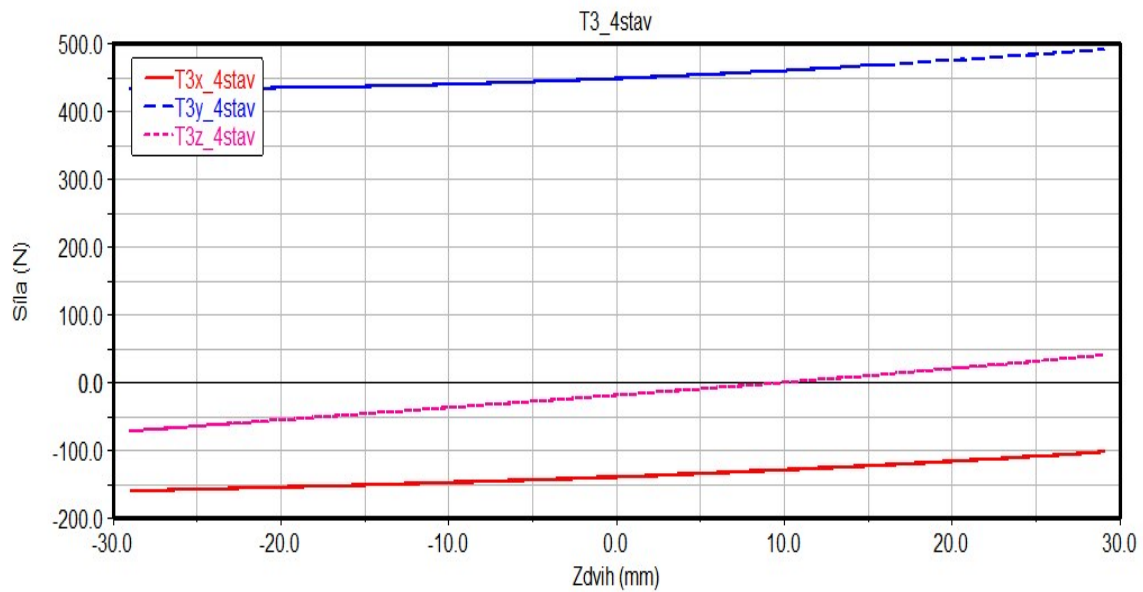


Obr. 41 Velikosti sil v bodě  $T_1$  při 4. jízdním stavu

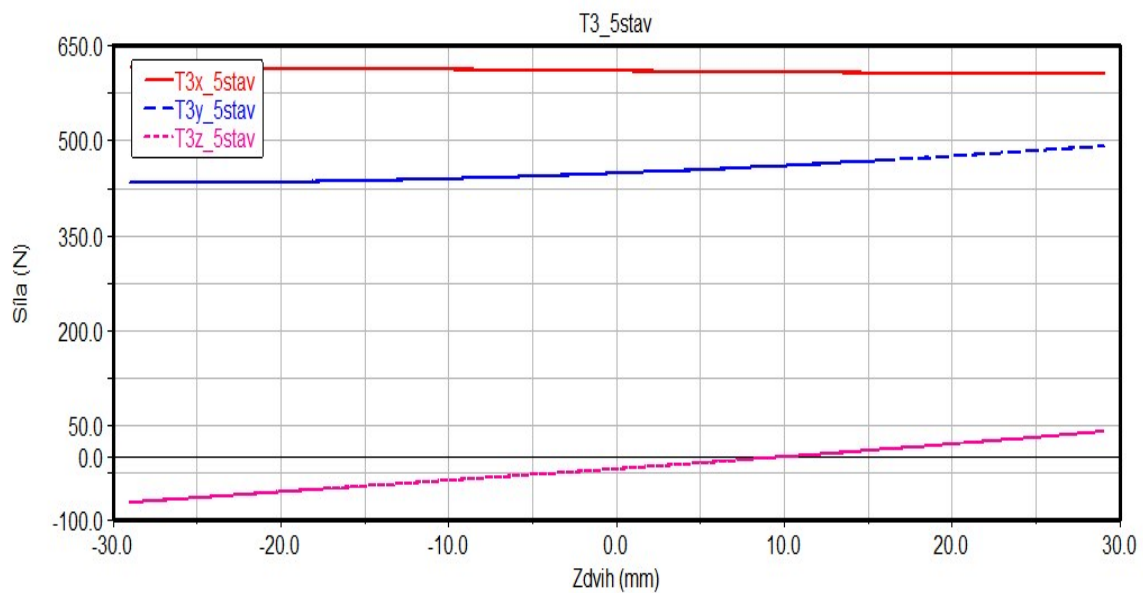


Obr. 42 Velikosti sil v bodě  $T_1$  při 5. jízdním stavu

Dle velikosti sil v celé nápravě vychází toto rameno jako nejvíc zatížené. Toto zatížení jsem akceptoval a podle toho jsem také navrhl rameno vhodné na toto zatížení. Nyní budou následovat zatěžující síly horního ramena.

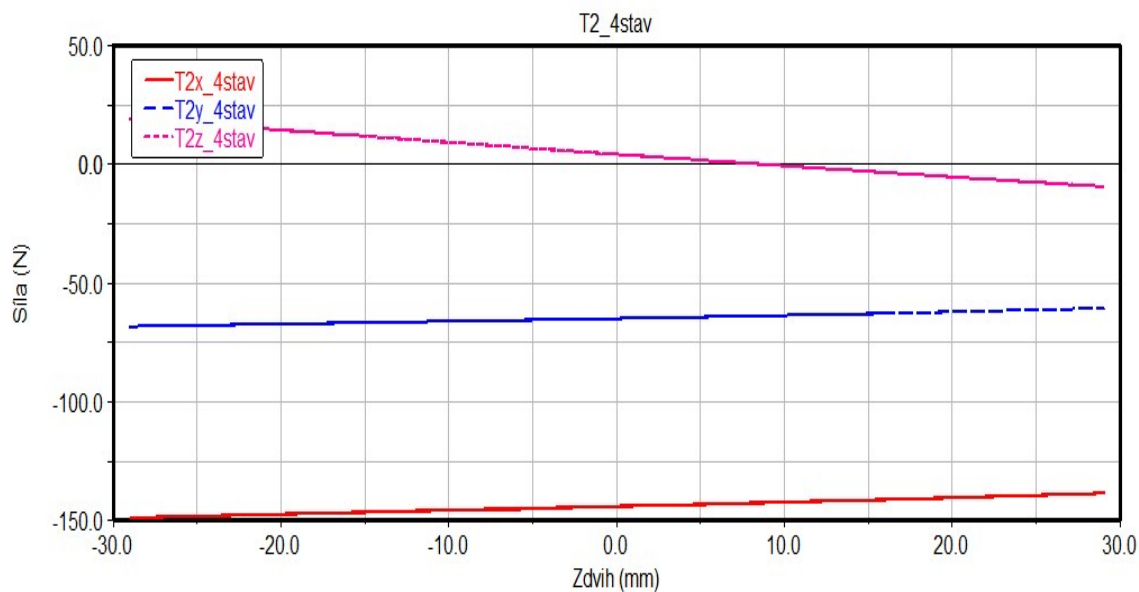


Obr. 43 Velikosti sil v bodě  $T_3$  při 4. jízdním stavu

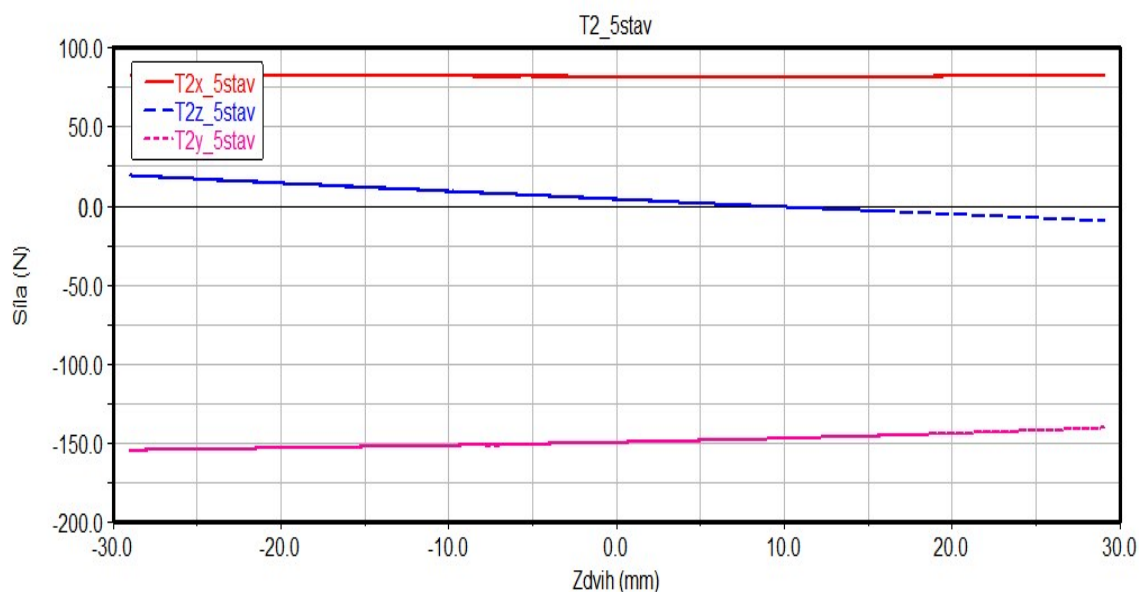


Obr. 44 Velikosti sil v bodě  $T_3$  při 5. jízdním stavu

V grafech jsou znázorněny jednotlivé složky sil zatěžující horní rameno v bodě  $T_3$ . Když hodnoty porovnáme s hodnotami zatížení ve spodním ramenu, zjistíme, že jsou podstatně nižší. Je to způsobeno konstrukcí lichoběžníkové nápravy. Odborníci tvrdí, že vrchní rameno má minimálně o třetinu menší zatížení. V dalších dvou grafech jednotlivých sil jsou znázorněny průběhy sil zatěžující řídicí tyč. Tato tyč má poměrně malé zatížení, když to srovnáme s rameny.



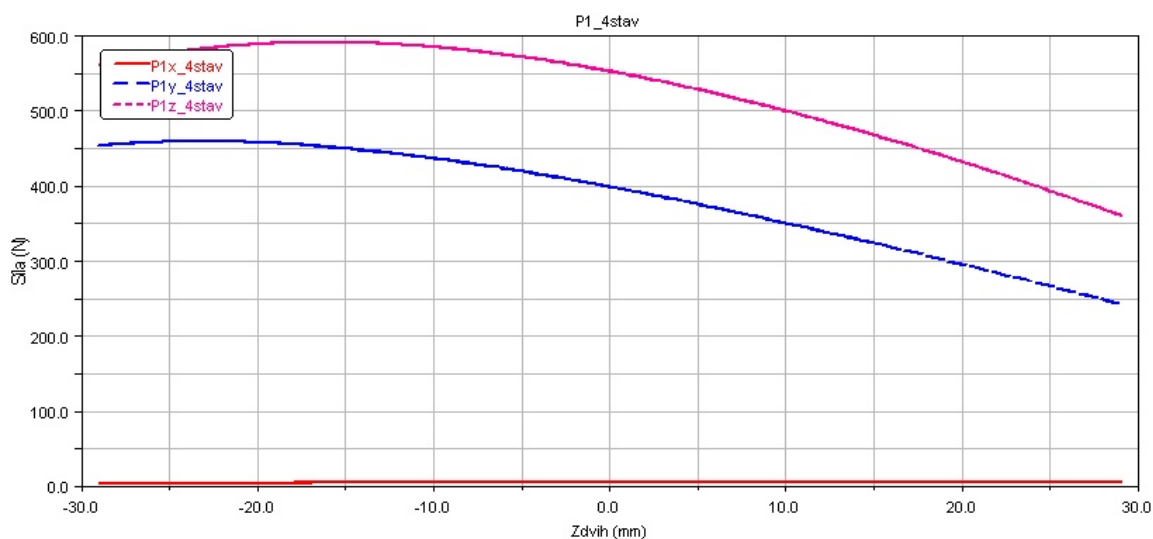
Obr. 45 Velikosti sil v bodě T<sub>2</sub> při 4. jízdním stavu



Obr. 46 Velikosti sil v bodě T<sub>2</sub> při 5. jízdním stavu

Poslední silou, nutnou pro výpočty, je síla v bodě P<sub>6</sub>. Síla není uvedena v seznamu sil, jelikož tuhost pružiny máme stále stejnou a v celé části se nemění, jelikož pružina při propružení působí stále stejnou silou. Síly v bodě P<sub>1</sub> a P<sub>6</sub> mají stejnou velikost. Liší se pouze v jiném směru. Velikost síly v P<sub>1</sub>:

P1	x	5
	y	399
	z	553



Obr. 47 Síla v bodě P<sub>1</sub>.

P6	x	5
	y	-399
	z	-553

Zatěžující síla v bodě P<sub>6</sub>

Nyní už mám připraveny všechny síly potřebné k jednotlivým výpočtům jednotlivých částí nápravy.

## 9. Kontrola součástí na vzpěr

Dle zatížení částí jsem se rozhodl kontrolovat push-rod a táhlo stabilizátoru proti vybočení. K výpočtu jsem použil základní vzorce ze strojnických tabulek [3].

### 9.1 Kontrola tlačné tyče odpružení (push-rodů)

Vnější průměr trubky:  $D_{push} = 20 \text{ mm}$

Vnitřní průměr trubky:  $d_{push} = 16 \text{ mm}$

Délka trubky:  $l_{push} = 272.8 \text{ mm}$

Kvadratický moment průřezu:

$$I_{push} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{push}^4 - d_{push}^4) = \frac{\pi}{64} \cdot ((20\text{mm})^4 - (16\text{mm})^4) \quad (82)$$

$$I_{push} = 4636.991\text{mm}^4$$

Průřez trubky:

$$A_{push} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{push}^2 - d_{push}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot ((20mm)^2 - (16mm)^2) \quad (83)$$
$$A_{push} = 113.97mm^2$$

Kritická síla působící na push-rod:

$$F_{kr\_push} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{push}}{l_{push}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5 MPa \cdot 4636.991mm^4}{(272.8mm)^2} \quad (84)$$
$$F_{kr\_push} = 129.085kN$$

Kritické napětí:

$$\sigma_{kr\_push} = \frac{F_{kr\_push}}{A_{push}} = \frac{129.085kN}{113.097mm^2} \quad (85)$$
$$\sigma_{kr\_push} = 1141.361MPa$$

Jelikož jsem naměřil maximální síly ve vzpěrné tyči odpružení do 2000N v programu ADAMS, součást vyhovuje.

## 9.2 Kontrola táhla stabilizátoru

Součást bude namáhána hlavně na tah a tlak. Rozhodl jsem se ji zkontrolovat na vzpěr.

Vnější průměr trubky:  $D_{push} = 14 \text{ mm}$

Vnitřní průměr trubky:  $d_{push} = 8 \text{ mm}$

Délka trubky:  $l_{push} = 261.6 \text{ mm}$

Kvadratický moment průřezu:

$$I_{tahlo} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{tahlo}^4 - d_{tahlo}^4) = \frac{\pi}{64} \cdot ((14mm)^4 - (8mm)^4) \quad (86)$$
$$I_{tahlo} = 1684.679mm^4$$

Průřez trubky:

$$A_{tahlo} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{tahlo}^2 - d_{tahlo}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot ((14mm)^2 - (8mm)^2) \quad (87)$$
$$A_{tahlo} = 103.673mm^2$$

Kritická síla působící na táhlo:

$$F_{kr\_tahlo} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{push}}{l_{push}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 1684.679 \text{ mm}^4}{(261.6 \text{ mm})^2} \quad (88)$$
$$F_{kr\_tahlo} = 51.034 \text{ kN}$$

Kritické napětí:

$$\sigma_{kr\_tahlo} = \frac{F_{kr\_tahlo}}{A_{tahlo}} = \frac{51.034 \text{ kN}}{103.673 \text{ mm}^2} \quad (89)$$
$$\sigma_{kr\_tahlo} = 492.262 \text{ MPa}$$

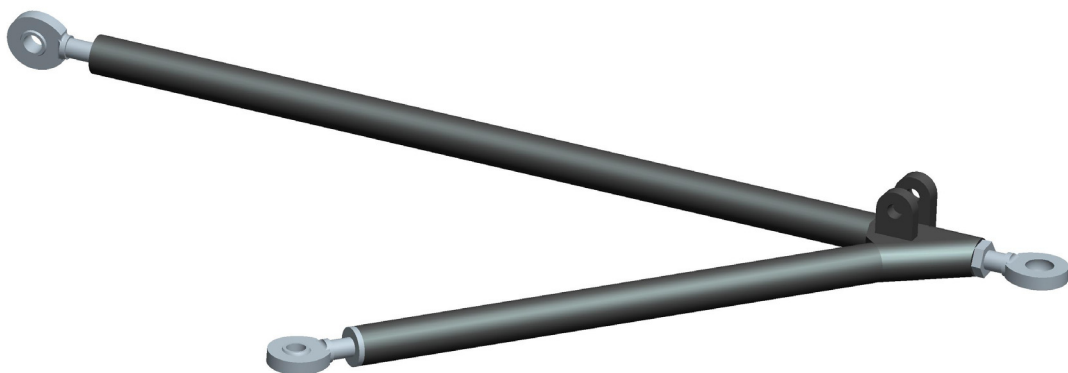
Dle měření programu Adams síly, působící v táhlu od stabilizátoru a výpočtem v předchozí kapitole maximální síla působící v táhlu, je  $F_{ram} = 2566 \text{ N}$ . Což je nižší než spočítaná kritická síla. Táhlo na vzpěr vyhovuje.

## 10. Návrh konstrukčního řešení náprav

V této části se budu zabývat kompletním návrhem nápravy ve 3D v systému Pro/Engineer Wildfire 3.0. Postupně navrhnu kompletní části nápravy a pak vytvořím kompletní sestavu přední nápravy. Všechny tyto součásti jsou konstruovány ze stejného materiálu jako rám. Což je materiál 15230.

### 10.1 Návrh spodního ramena

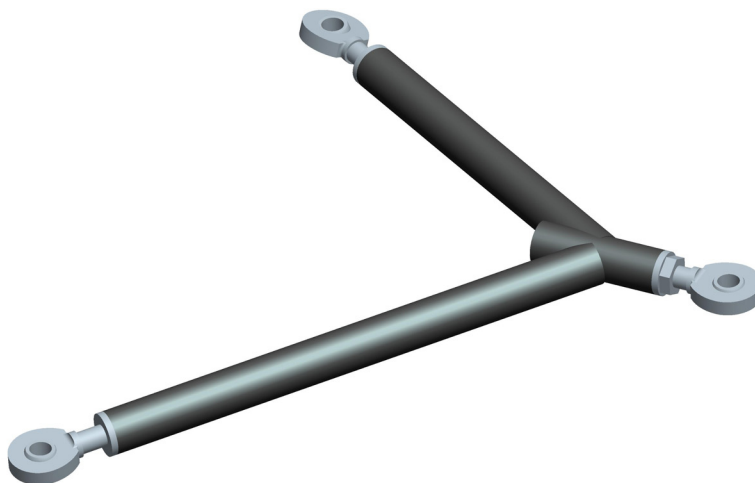
Návrh spodního ramena. Základním konstrukčním prvkem ramen bude bezešvá trubka s vnějším průměrem 20 mm a vnitřním průměrem 16 mm. Jelikož je vnitřní průměr moc velký pro uchycení 10 nebo 8 unibalů, rozhodl jsem se, že do funkční části trubky navážeme jednoduché vložky se závitem a tím zajistím smontovatelnou součást. Spodní rameno se skládá z dvou trubek a malé konzoly pro uchycení push-rodu. Sestava na obrázku je doplněna i o unibaly. Jedná se o svařovanou součást. Hmotnost ramena bude kolem 900g.



Obr. 48 Konstrukce spodního ramena včetně unibalů

## 10.2 Návrh horního ramena

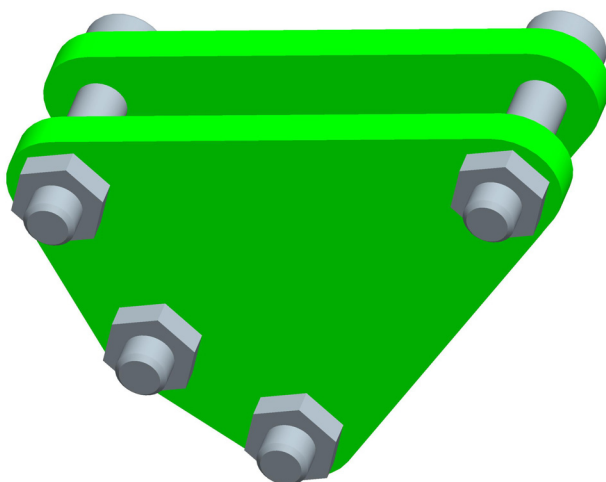
Konstrukce horního ramena. Je konstruováno ze stejného materiálu jako spodní rameno. Použijme i stejný průměr trubek. A je složeno pouze z trubek. Už nevytváříme plochu pro uchycení push-rodu, jelikož na horním ramenu není. Opět do trubek navařujeme vnitřní vložky se závitem pro montáž unibalu. Hmotnost ramena je kolem 400g , protože je podstatně menší než to spodní. Jedná se také o svařovanou součást.



Obr. 49 Konstrukce horního ramena včetně unibalů

## 10.3 Návrh vahadla

Vahadlo je jedna ze součástí, která slouží k přenosu síly od kola do pružiny. Jeho rozměry a přepákování nám udávají převodový poměr zdvihu kola ku stlačení pružiny. V našem případě je poměr 0.9. Je tvořen dvěma opracovanými plechy o tloušťce 6 mm. Spojí tvoří jen šrouby. Jednou částí je připojeno k rámu. Hmotnost součástí je 420g. Jedná se o obráběnou součást. V mezeře mezi plechy jsou umístěny unibaly, tlumič a držáky.



Obr. 50 Konstrukce vahadla

## 10.4 Návrh vzpěrné tyče odpružení

Vzpěrná tyč odpružení je spojovací tyč mezi spodním ramenem a vahadlem. Je to jeden z hlavních prvků, který přenáší sílu od kola na tlumič. Je tvořen trubkou o vnějším průměru 20 mm a vnitřním průměru 16 mm. Jelikož je průměr větší než průměr šibalu, budeme opět na obou koncích vkládat vložku se závitem M8. Vložka tam bude zavařena. Hmotnost push-rodu je kolem 300g.



Obr. 51 Konstrukce vzpěrné tyče odpružení

## 10.5 Návrh táhla řízení

Táhlo řízení je spojovací tyč mezi těhlicí a řízení. Skládá se z trubky o vnějším průměru 15 mm a vnitřním průměru 8 mm. Na krajích je vytvořen závit M8 pro vložení unibalu a vidličky řízení. Hmotnost táhla řízení je kolem 300g.



Obr. 52 táhlo řízení

## 10.6 Návrh odpružení

Nyní se budu zabývat návrhem odpružení. Ve výpočtech jsem si spočítal tuhost pružiny. A navrhl základní pružinu. Jako pružící jednotku jsem zvolil jednotku Fox DHX 5.0.

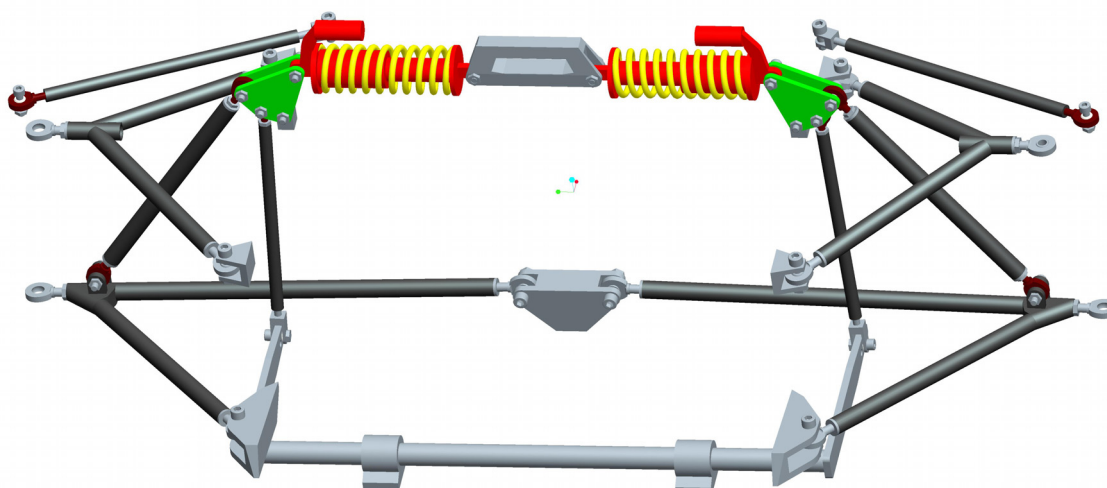
Pod tímto označením se nachází celá jednotka pružení. Pro naše užití použijeme z dodávaných rozměrů jednotka o montážní délce 200 mm. Jednotka má nastavitelnou tuhost. Takže nastavíme na námi požadovanou tuhost nebo vyměníme za pružinu, kterou jsem navrhl. Je to systém pružina olej. Má to 15° nastavení předpětí pružiny. A různé další nastavení. Jako je linearita a progresivita konce zdvihu. Hmotnost jednotky je 371 g bez pružiny. Pouzdra tlumiče jsou precizně nalisována, aby bylo dosaženo co největší pevnosti a trvanlivosti.



Obr. 53 Pružící jednotka FOX DHX 5.0 [12]

## 10.7 Kompletní model nápravy

Všechny předešlé součásti když spojíme, získáme základní sestavu nápravy. Sestava je doplněna o základní spojovací soustavy a jsou na ni navrženy základní držáky k rámu. Tyto držáky mají vymezovat přesnou polohu a nemají být flexibilní. Pro lepší nastavení nápravy jsme se rozhodli, že všechny držáky uděláme nastavitelné v z-ové ose.



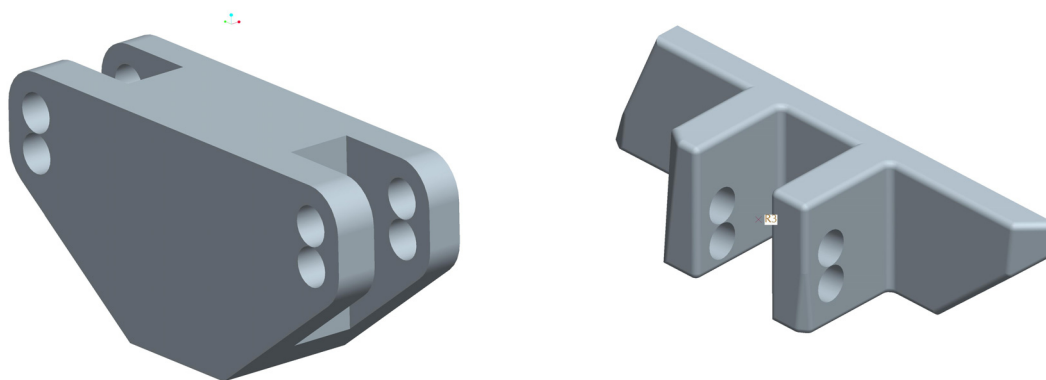
Obr. 54 Kompletní sestava nápravy

## 10.8 Uchycení nápravy k rámu

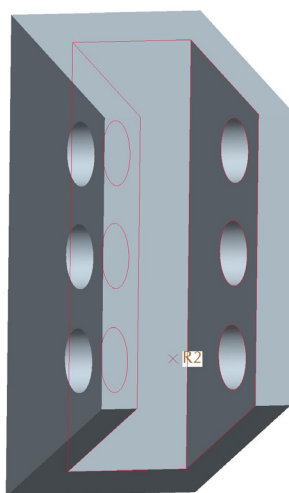
Abychom měli pohyblivé středy klopení, museli se vytvořit flexibilní závěsy náprav. V páté kapitole jsem určil, že spodní bod ramen by měl být pohyblivý od 0 do -10 mm a horní bod zavěšení by měl být pohyblivý od 0 do 32 mm do kladných hodnot. Pro tyto návrhy jsem navrhl dva typy flexibilních uchycení.

### 10.8.1 První varianta

První varianta spočívá v tom, že se přesně vyvrtají díry na úchyty. Díry jsou odstupňovány pro velikost středu klopení 58, 40, 20 a 0 mm podle tabulky v páté kapitole. Kombinací děr z tabulky dostáváme výsledný střed klopení. Spodní držáky jsou u obou variant stejné. Budou se lišit jen u horních variant.



Obr. 58 Spodní držáky, nulová poloha je v horní díře na obrázku

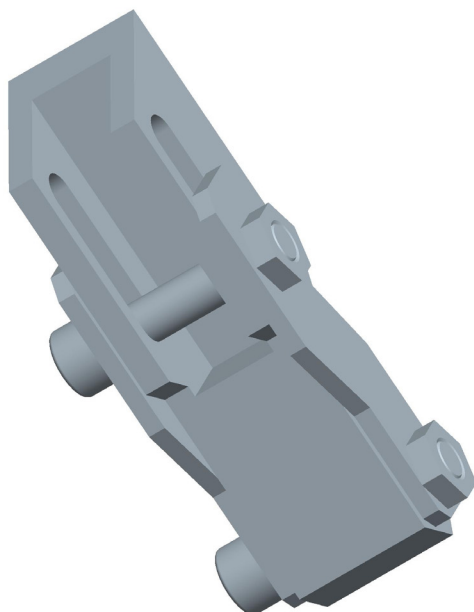


Obr. 59 Horní Držáky, nulová poloha je ve spodní díře

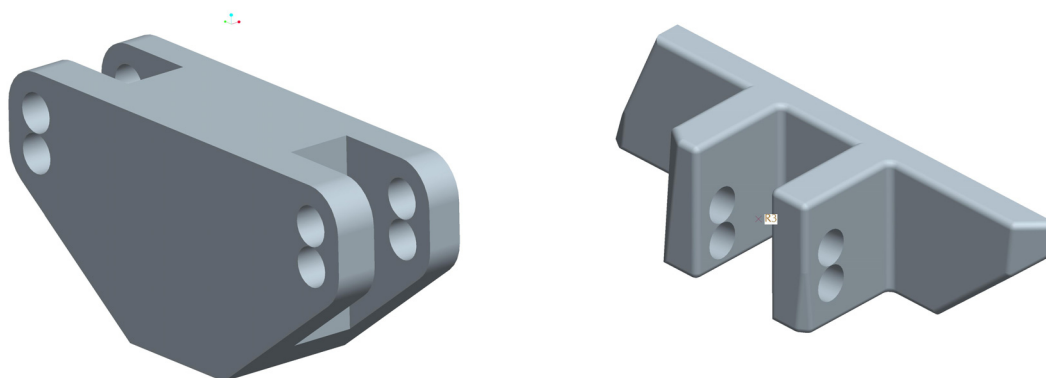
Oba horní držáky jsou stejné. Je to z důvodu usnadnění výroby.

### 10.8.2 Druhá varianta

U druhé varianty jsem se rozhodl použít spodní držáky stejné. Jelikož je na spodním ramenu větší zatížení nechám tam pevné držáky. Plynule nastavitelné od 0 mm do 32 mm budou jen horní, tím si zachováme optimální nastavení středů klopení od 0 mm do 40mm. Spodní šroub na úchyty je jistící, aby nedošlo u horního šroubu při zatížení k posunutí.



Obr. 60 Horní úchyt s možností změny polohy



Obr. 61 Spodní držáky, nulová poloha je v horní díře na obrázku

Tato verze uchycení nápravy je lepší, jelikož máme možnost optimálního nastavení. Problém je, že asi tyto držáky budou mít větší hmotnost, proto by to chtělo navrhnout nějakou optimalizaci. My tyto držáky pevnostně nepočítáme.

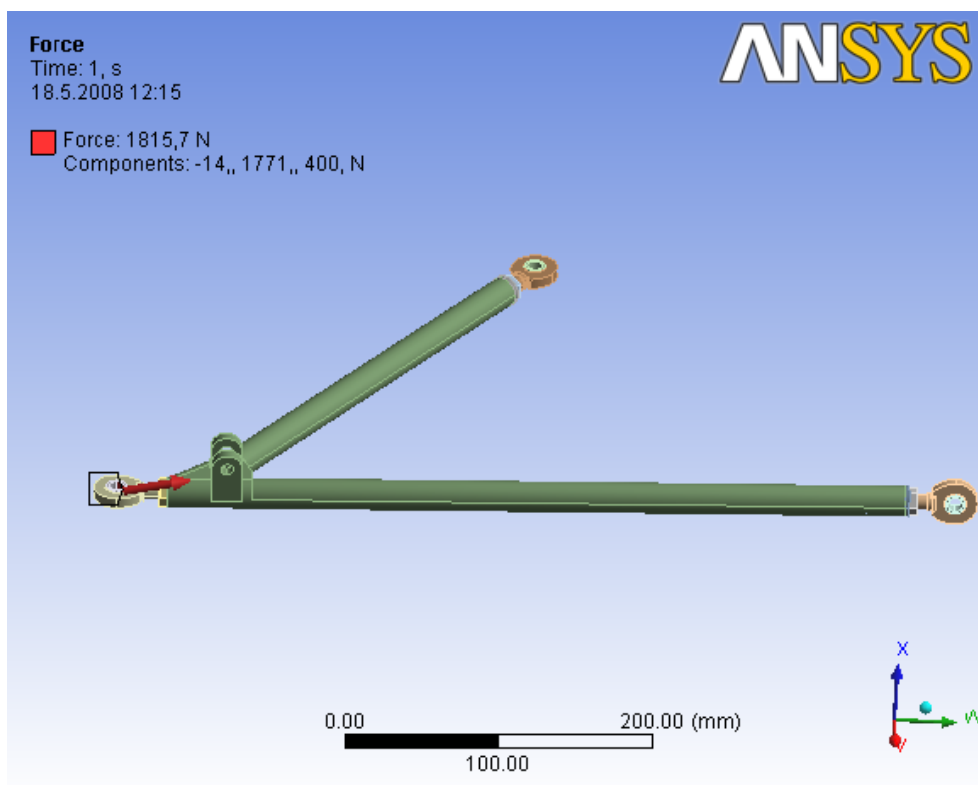
## 11. MKP analýzy částí nápravy v systému ANSYS

Nyní provedu MKP analýzy jednotlivých částí nápravy. Znamená to pevnostní výpočet částí pomocí metody konečných prvků. Na pevnostní výpočet bude použit zmiňovaný Ansys . Součásti si rozdělím na elementy o velikosti 3 až 5 milimetru. Podle jednotlivých součástí. Výpočet bude proveden vždy pro dva stavy. Vozovka s výmoly a prudké brzdění, jelikož u ostatních stavů nejsou tak velká zatížení.



Obr. 62 Ukázka vymeshované součásti elementy

V další části je ukázán způsob zadávání jednotlivých zatížení. Jsou dva druhy zadávání. Buď pomocí jednotlivých složek, nebo pomocí velikosti síly a směru jejího působení. Síly se dají zadávat na různé plochy. Teoreticky jde sílu umístit do jakékoliv plochy, kterou na daném modelu máme. Já jsem většinou zatěžoval tělesa u unibalech. Potom zadáváme okrajové podmínky. Těmito podmínkami stanovíme, jak se nám dané těleso může deformovat. S jejich pomocí můžeme stanovit pohyb tělesa. Po stanovení podmínek můžeme zadat vazby, jako je např. pevná, rotační, obecná a další. Po stanovení všech těchto částí se můžeme pustit do samotného výpočtu. Stanovíme si, jaký chceme výstupní řešení. Většinou to je maximální deformace tělesa a maximální napětí. Po výpočtu systém vykreslí těleso, na kterém máme znázorněny jednotlivé výsledky.



Obr. 63 Ukázka zadávání sil do model

## 11.1 Výpočet pevnosti horních ramen

Horní rameno je zatěžováno podstatně méně než spodní. Celou sestavu ramena vymeshujeme elementy o velikosti 5mm pro rameno a 5mm pro ostatní součásti. V sestavě je kolem 20000 elementů. Zatěžujeme v místě bodu  $T_2$ . Ostatní unibaly zajistíme cylindrických uchopení. Do unibalu jsou vloženy sférické vazby. Sestava je zatížena ve dvou stavech. 4. a 5 zátěžný stav.

## 11.2 Výpočet pevnosti spodních ramen

Součást vymeshuju velikosti elementů 5 mm na trubku a 3 mm na ostatní prvky. Při tomto rozdělení nám vznikne v součásti kolem 49000 nodů a 23000 elementů. Zatížení ramena je umístěno v bodech  $T_1$  a  $P_6$ . V unibalech jsou umístěny sférické vazby, aby byla zachována funkce. Je to největší součást nápravy. Toto je jedna z nejvíce zatížených součástí nápravy a jsou na ní největší deformace.

### 11.3 Výpočet pevnosti vahadel

Vahadla jsou další součástí nápravy vhodné pro výpočet. Pro výpočet vahadlo vymeshuju elementem o velikosti 3 mm. Vahadlo je jedna z nejmenších částí nápravy a má skoro 15000 elementů. Vahadlo uchopím v bodě uchycení k rámu a místě uchycení tlumiče. Zátěžná síla působí v místě vzpěrné tyče opružení. Tuto součást počítám pro 4. a 5. stav.

### 11.4 Výpočet pevnosti vzpěry tlumičů

Vzpěra tlumičů, neboli push-rod. Součást vymeshuju elementy o velikosti 3 mm. V celé sestavě nám vznikne necelých 10000 elementů, což postačuje pro klasický výpočet. Vzpěru zajistím v jednom unibalu ve všech třech směrech. A v druhém unibalu zatížím spočítanou silou a omezím všechny směry pohybu kromě pohybu unibalu v ose. Tato součást je zatížena pouze na tah a tlak. Tuto součást jsem ještě kontroloval na vzpěr. Tuto součást počítám jen pro jeden stav, jelikož tuhost pružiny a tlumení se nemění. Při všech propruženích je ve vzpěrné tyči stejná síla.

### 11.5 Výpočet pevnosti táhla řízení

Jako předposlední součást, kterou kontroluji, jsem si vybral táhlo řízení. Celou sestavu jsem vymeshoval velikostí elementů 3 mm. V celé součásti je kolem 6000 elementů. Součást je namáhána pouze na tah a tlak. Součást jsem uchytil ve vidličce řízení ve všech třech směrech. A v unibalu ji zamezím pohyb ve všech osách kromě podélné osy pohybu. Zatěžuji v unibalu silami ze 4. a 5. stavu.

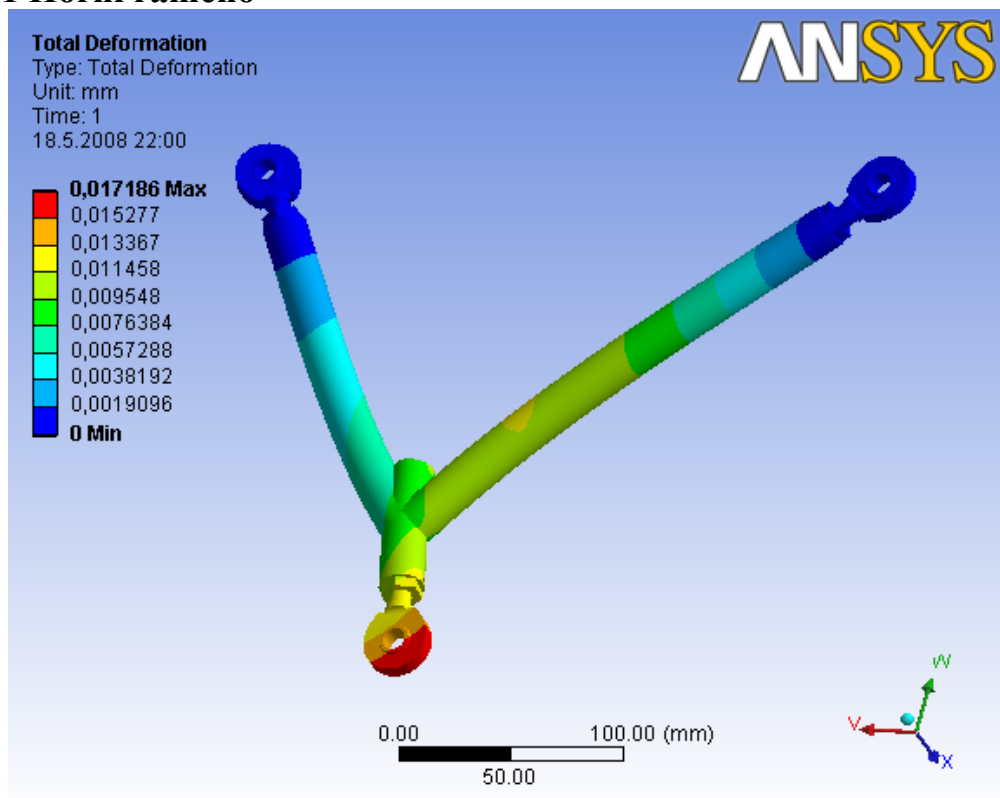
### 11.5 Výpočet pevnosti stabilizátoru

Jako poslední pevnostní výpočet jsem se rozhodl kontrolovat stabilizátor. Tuto součást jsem si vypočítal i klasicky, tak budu moci porovnat výsledky. Stabilizátor zatěžuji vypočtenou silou 2566 N, kterou jsem vypočítal z krouticího momentu stabilizátoru. A porovnávám deformaci a napětí, spočítanou a naměřenou. Když sečtu vypočtenou deformaci ramena a zkrutné tyče, podle mých výpočtů, když přepočítám deformaci z úhlu na posuv. Tak by měla celková deformace stabilizátoru vycházet kolem 34 mm. Stabilizátor počítám jen v jednom stavu, protože se nemění tuhost stabilizátoru, tak v něm působí při propružení vždy stejná síla.

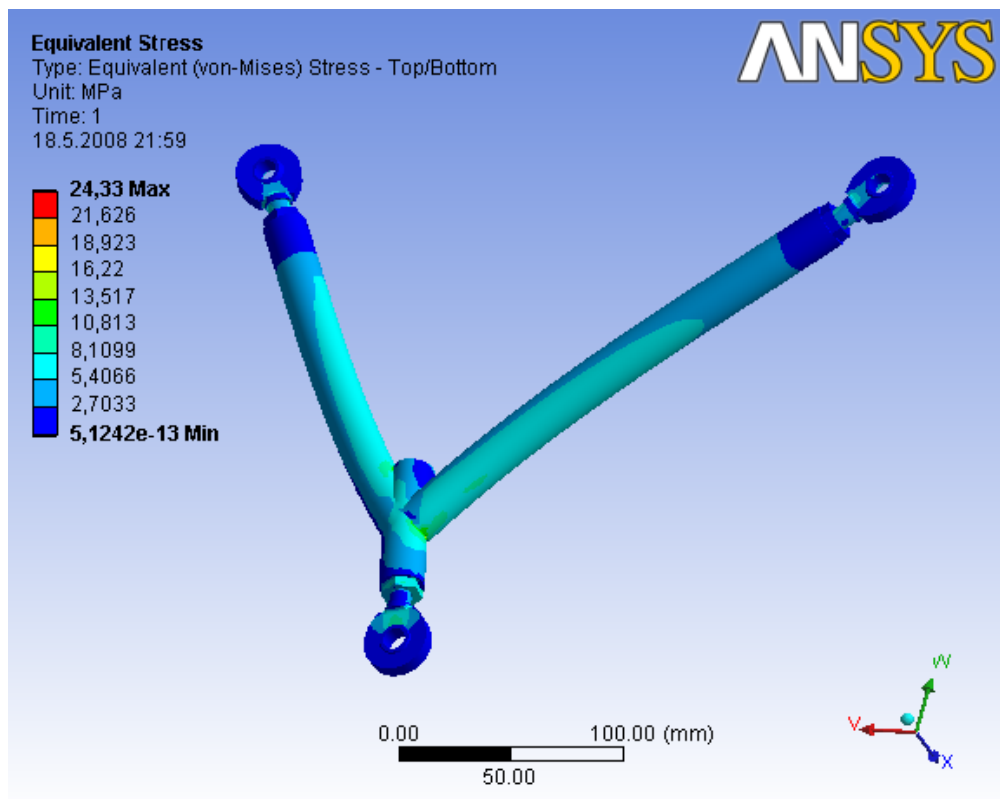
### 11.7 Grafické výsledky MKP analýz

Grafické zpracování výsledků. Vždy je součást znázorněna dvěma obrázky. První obrázek značí velikost deformace tělesa v mm. Druhý obrázek znázorňuje velikost maximálních napětí podle teorie HMM.

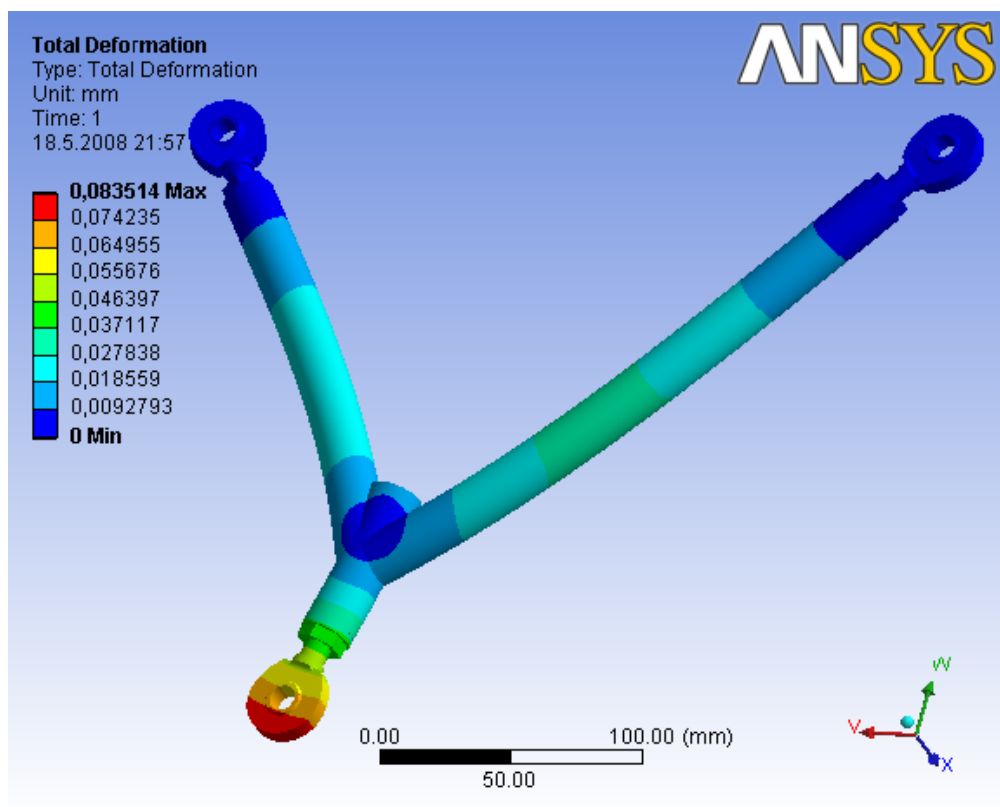
### 11.6.1 Horní rameno



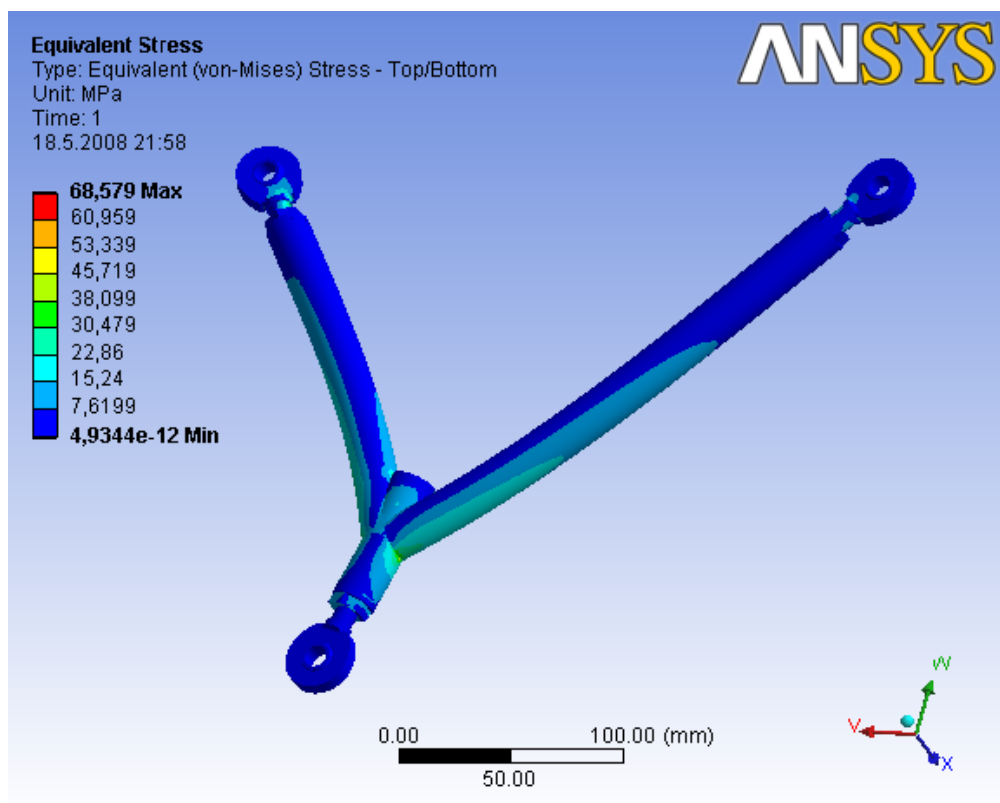
Obr. 64 Deformace horního ramena, zatížení 4. stav



Obr. 65 Maximální napětí horního ramena, zatížení 4. stav

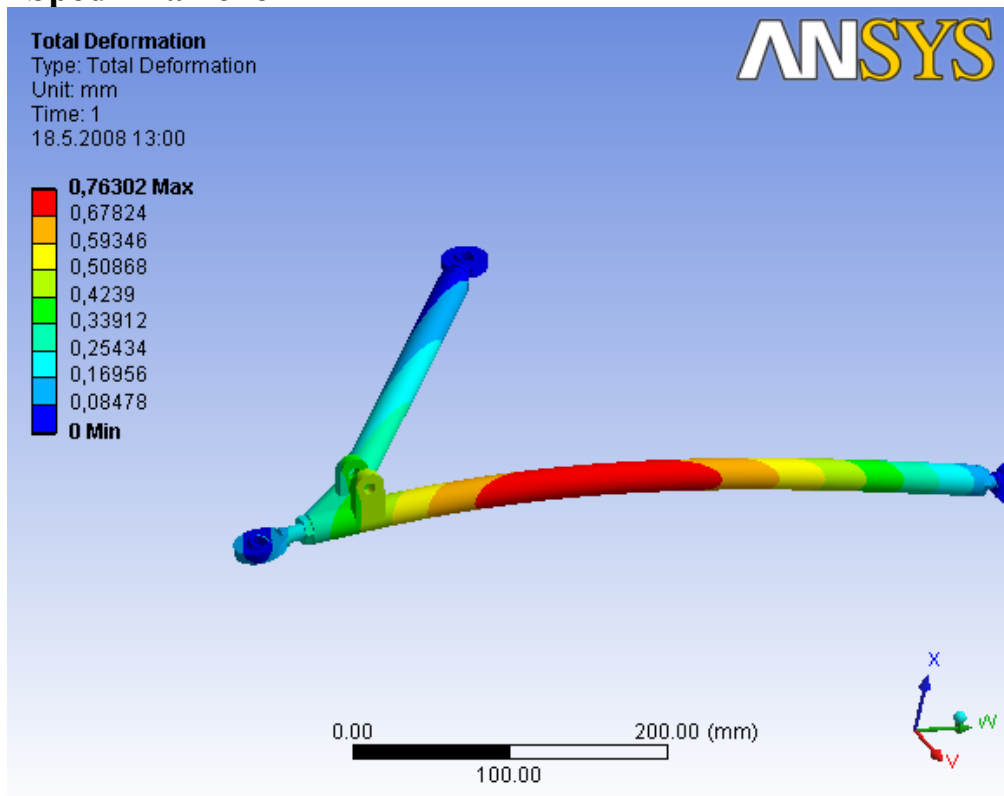


Obr. 66 Deformace horního ramena, zatížení 5. stav

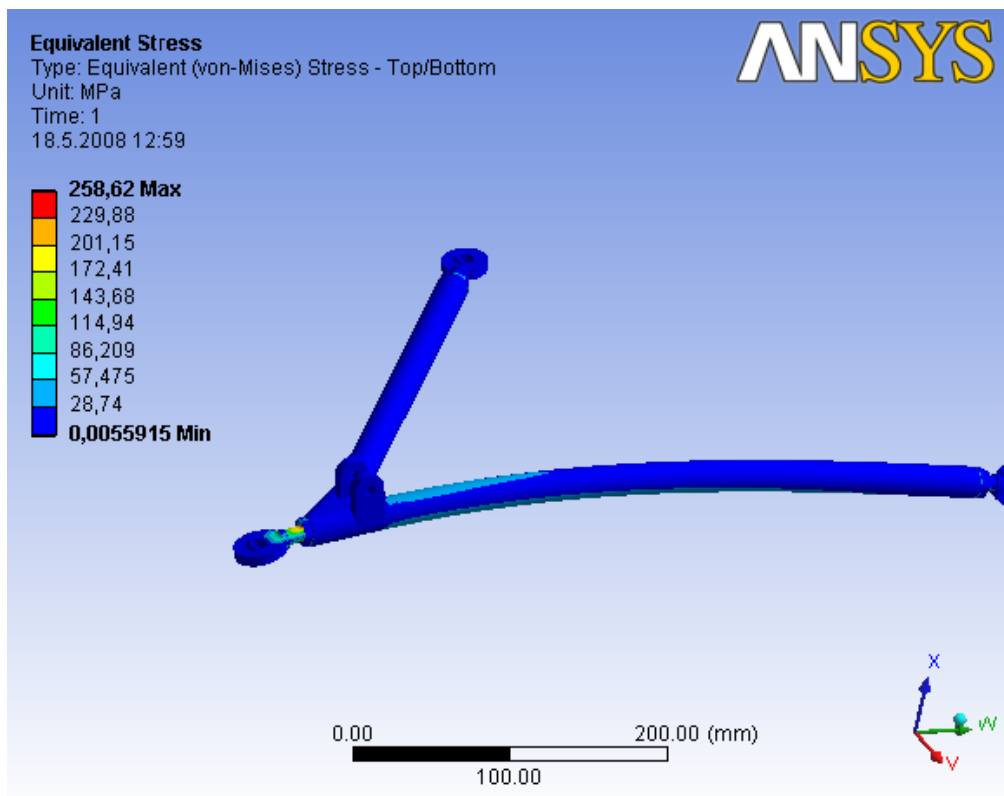


Obr. 67 Maximální napětí horního ramena, zatížení 5. stav

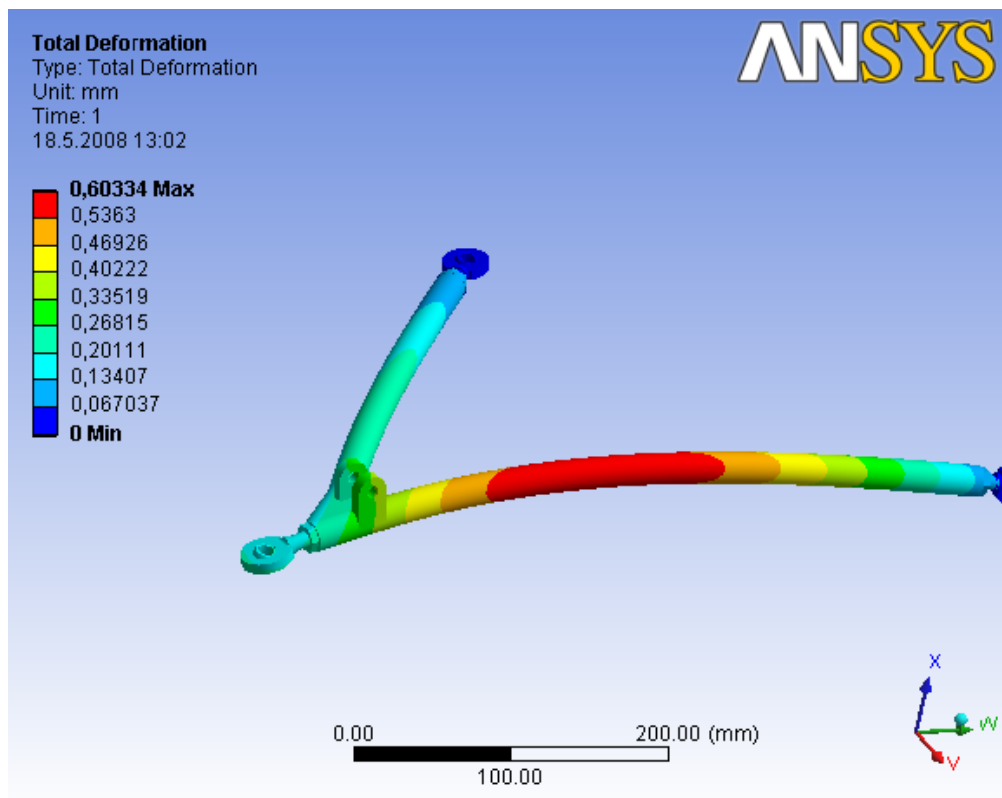
### 11.6.2 Spodní rameno



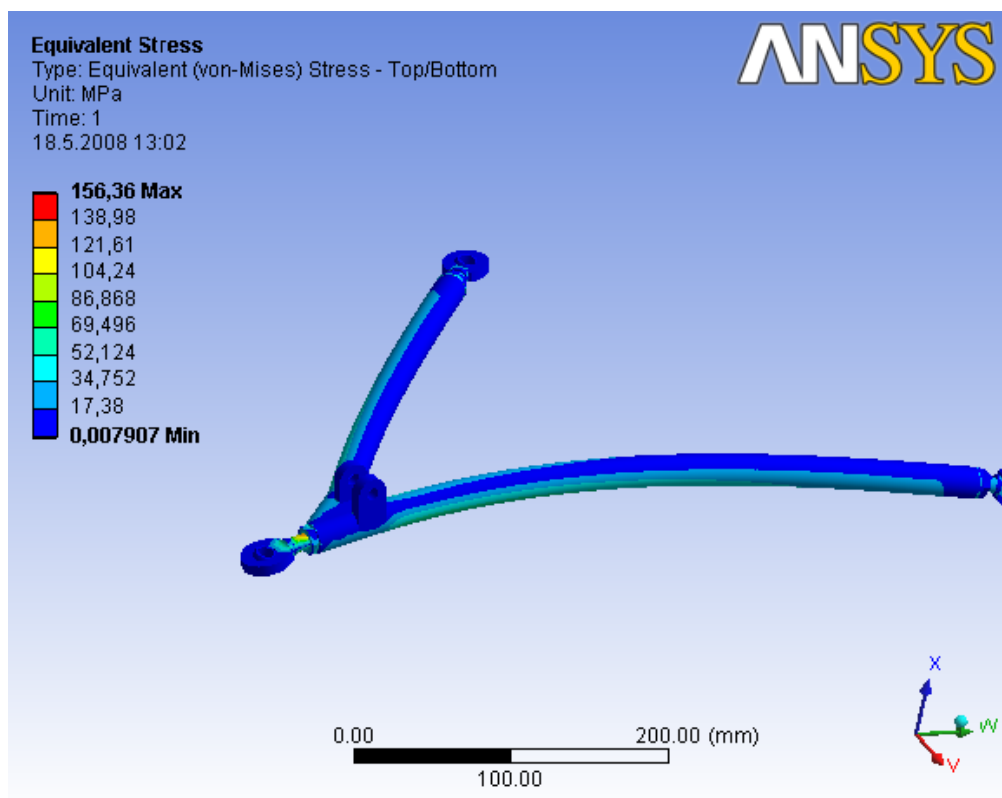
Obr. 68 Deformace spodního ramena, zatížení 4. stav



Obr. 69 Maximální napětí spodního ramena, zatížení 4. stav

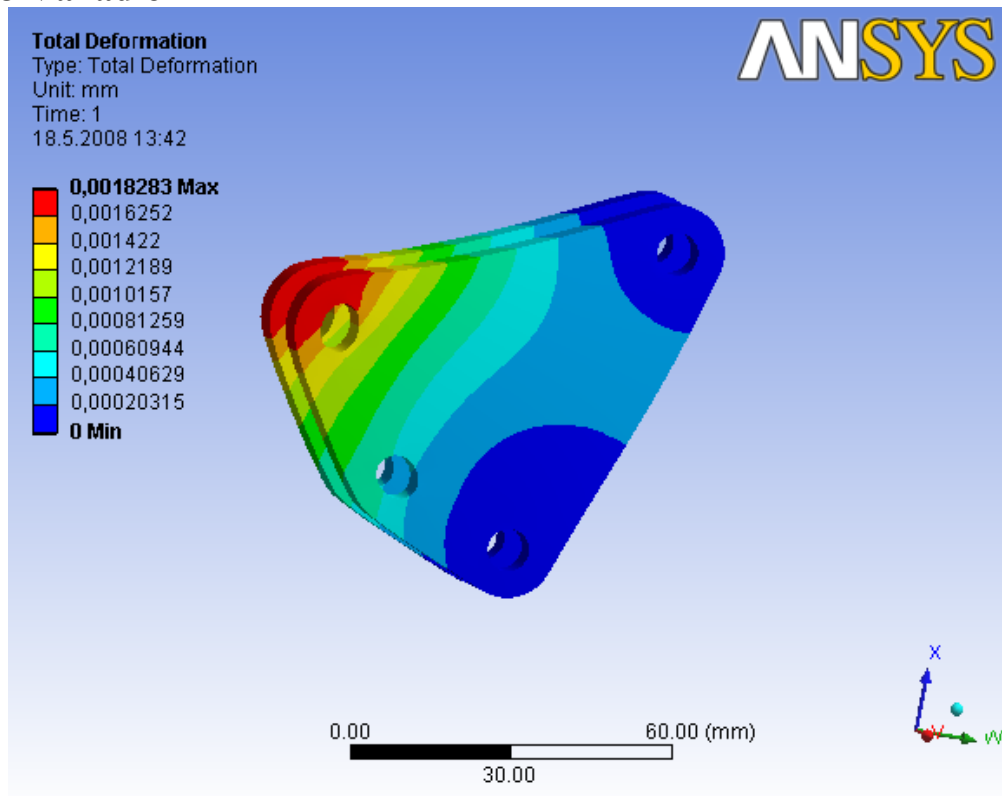


Obr. 70 Deformace spodního ramena, zatížení 5. stav

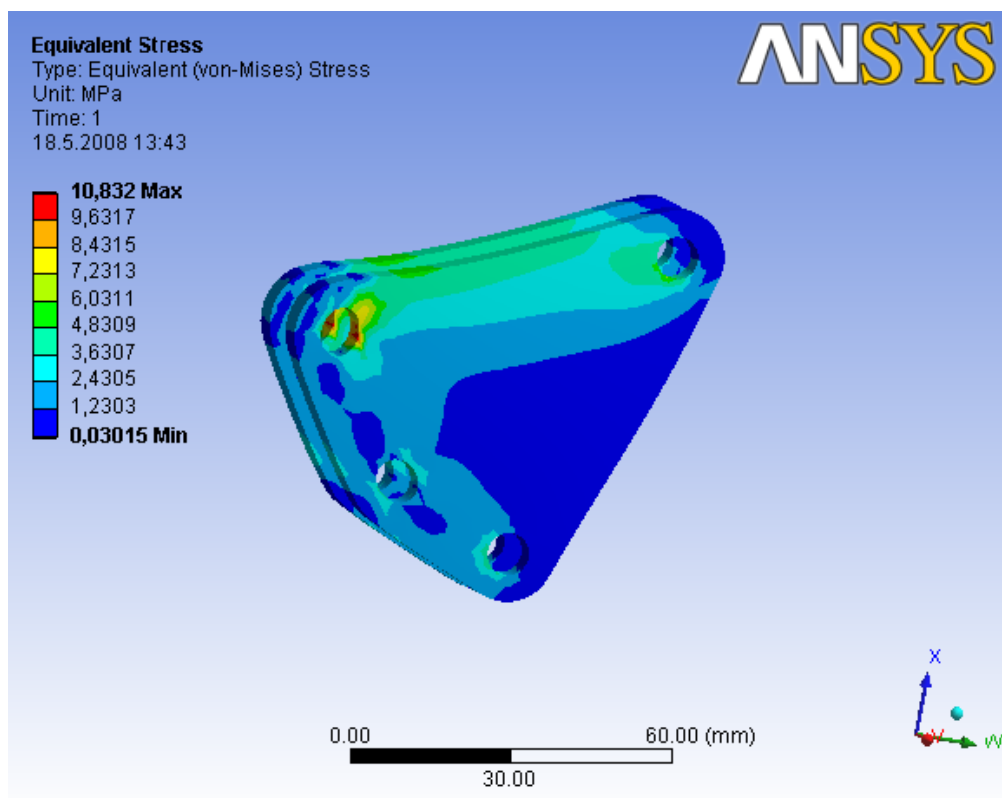


Obr. 71 Maximální napětí spodního ramena, zatížení 5. stav

### 11.6.3 Vahadlo

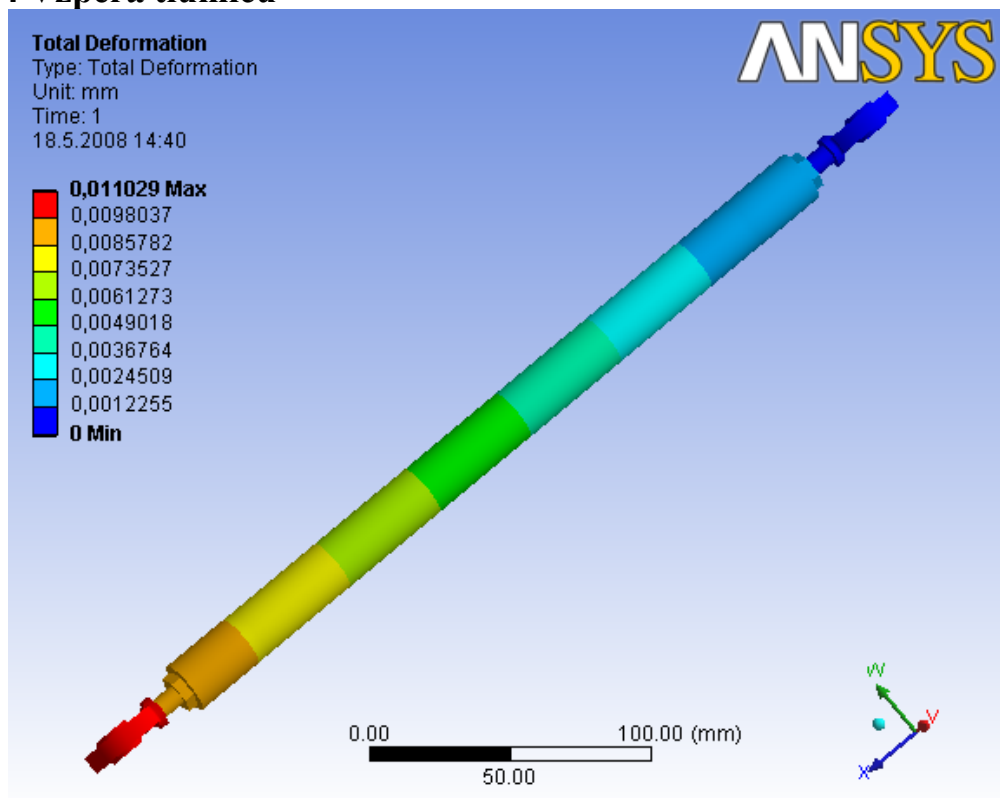


Obr. 72 Deformace vahadla

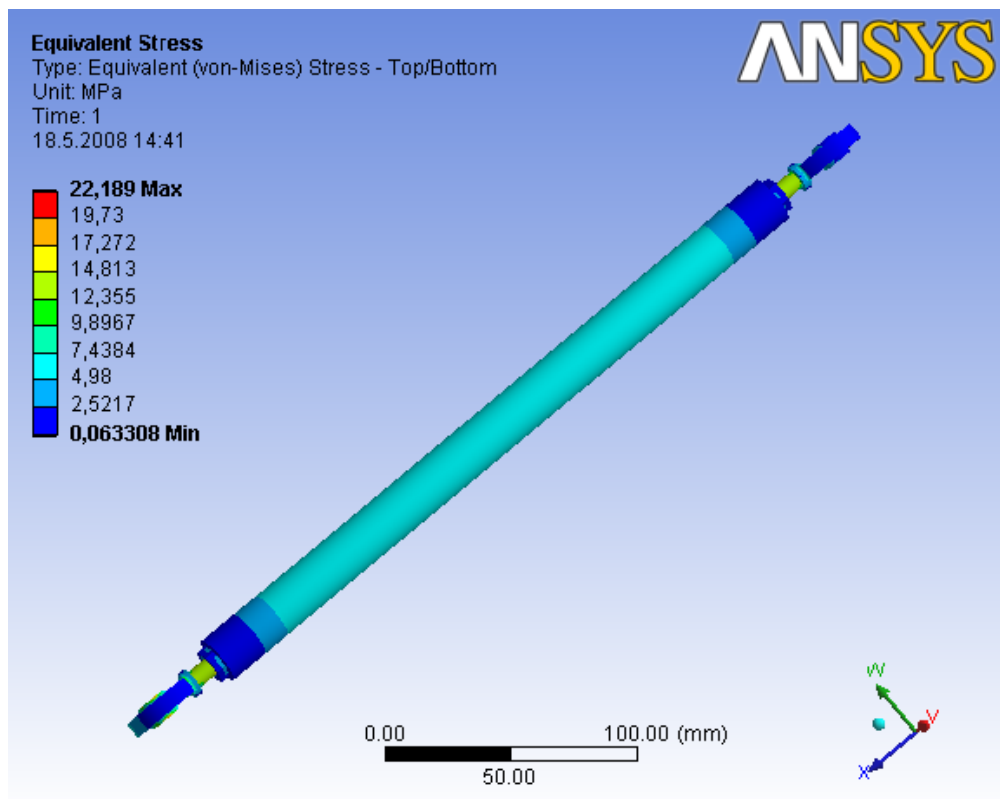


Obr. 73 Maximální napětí vahadla

### 11.6.4 Vzpěra tlumičů

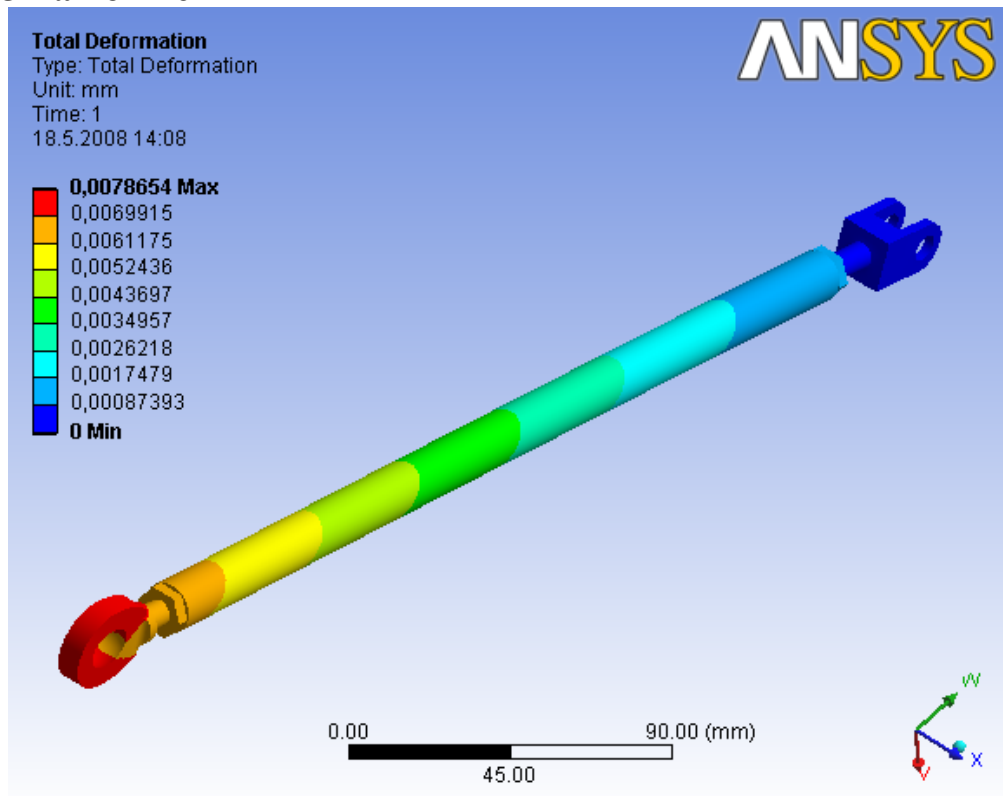


Obr. 74 Deformace vzpěry tlumičů

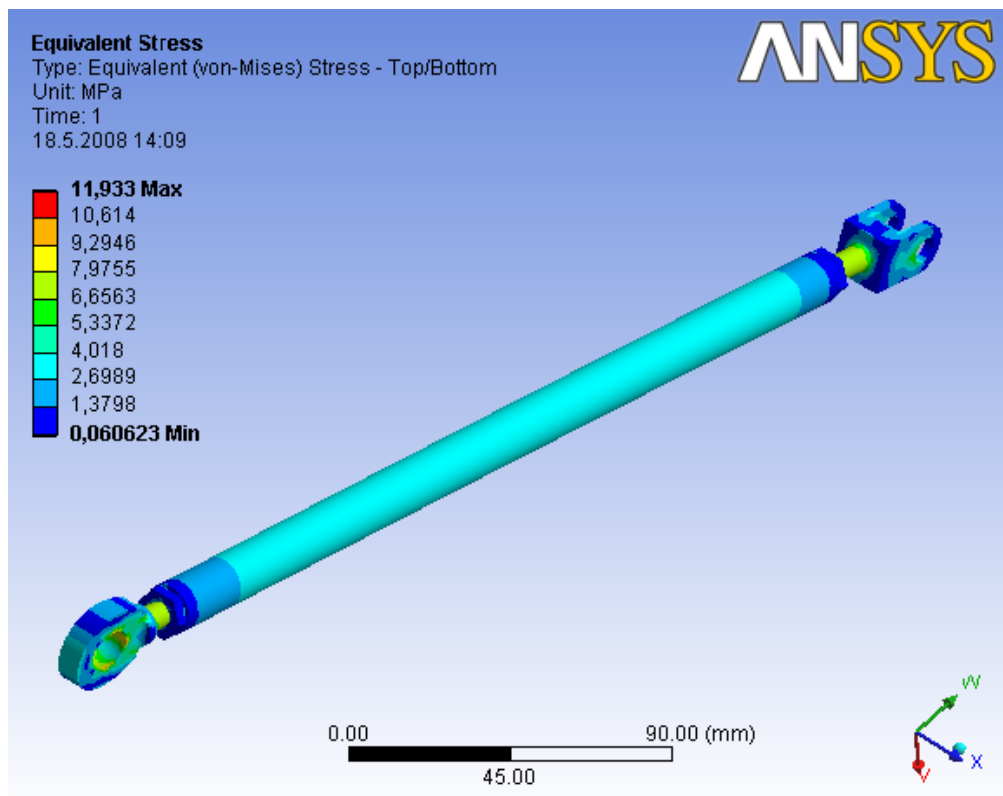


Obr. 75 Maximální napětí vzpěry tlumičů

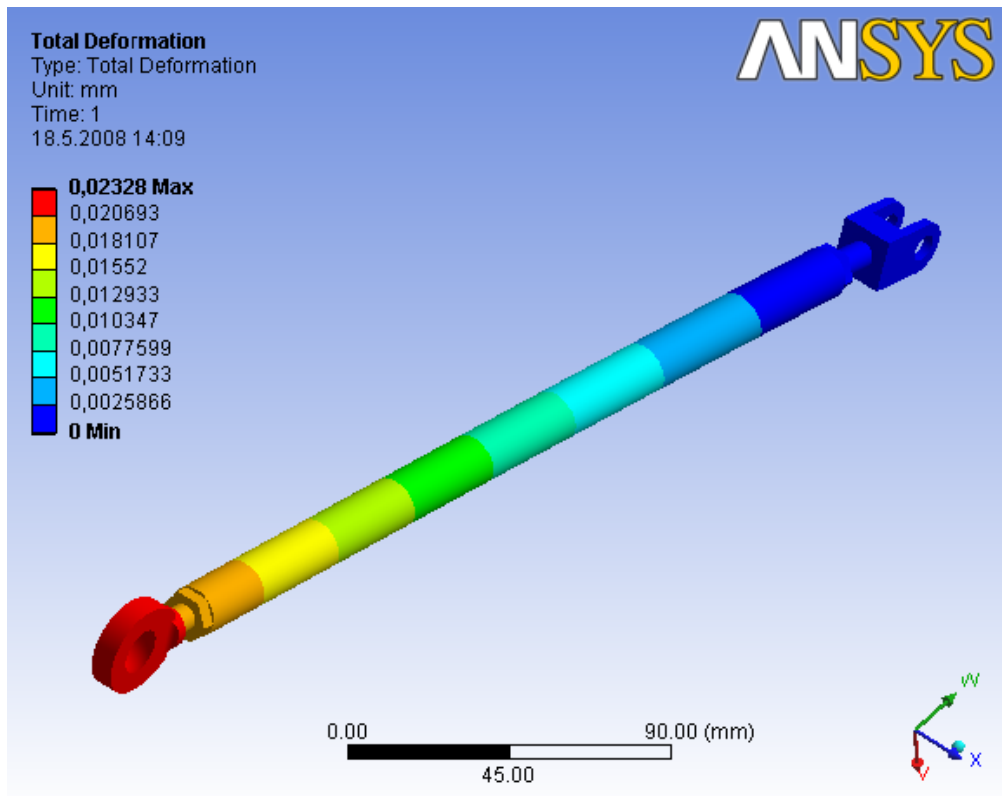
### 11.6.5 Táhlo řízení



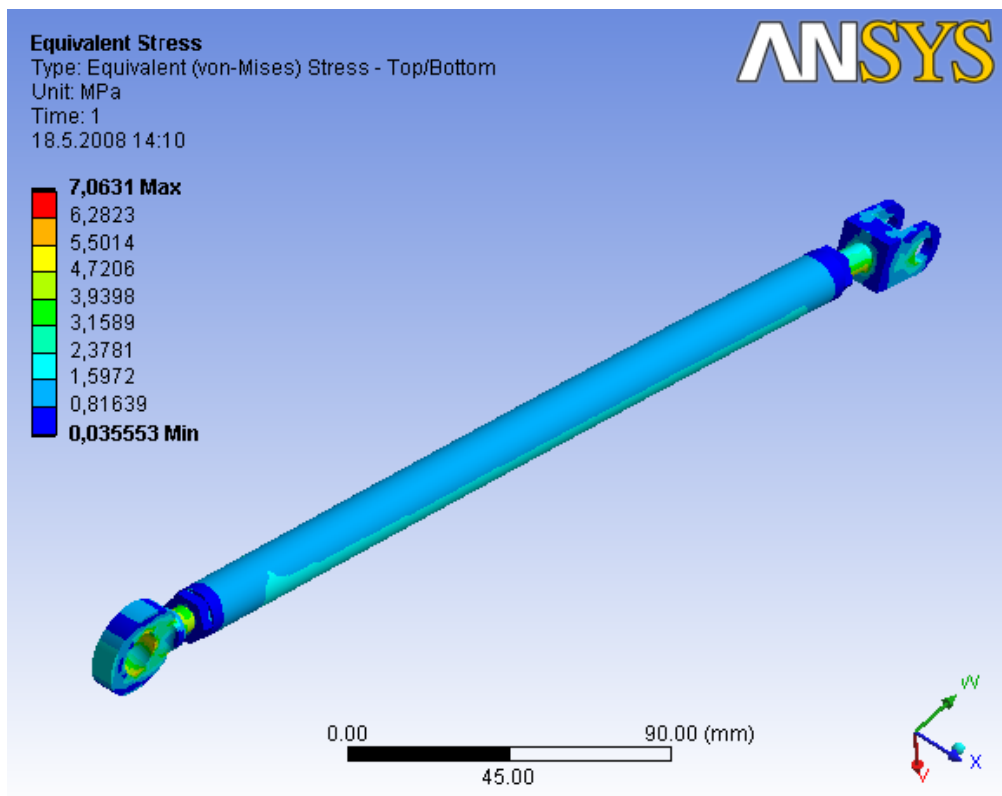
Obr. 76 Deformace vzpěry táhla řízení, 4. zátěžný stav



Obr. 77 Maximální napětí táhla řízení, 4. zátěžný stav

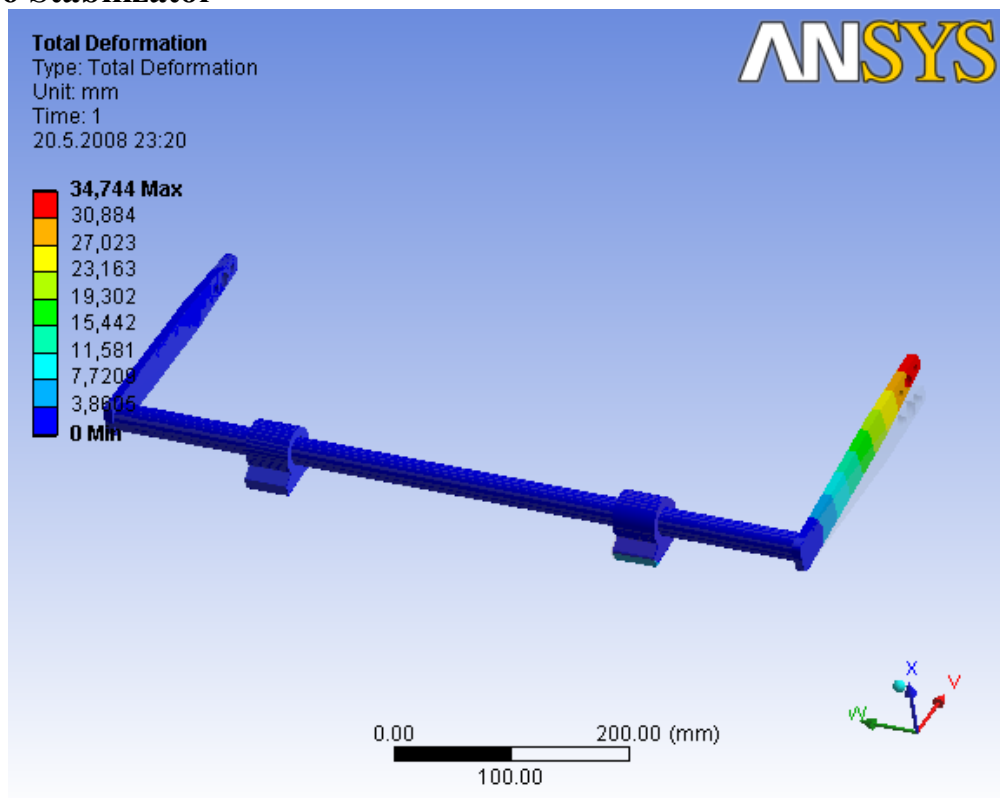


Obr. 78 Deformace vzpěry táhla řízení, 5. zátěžný stav

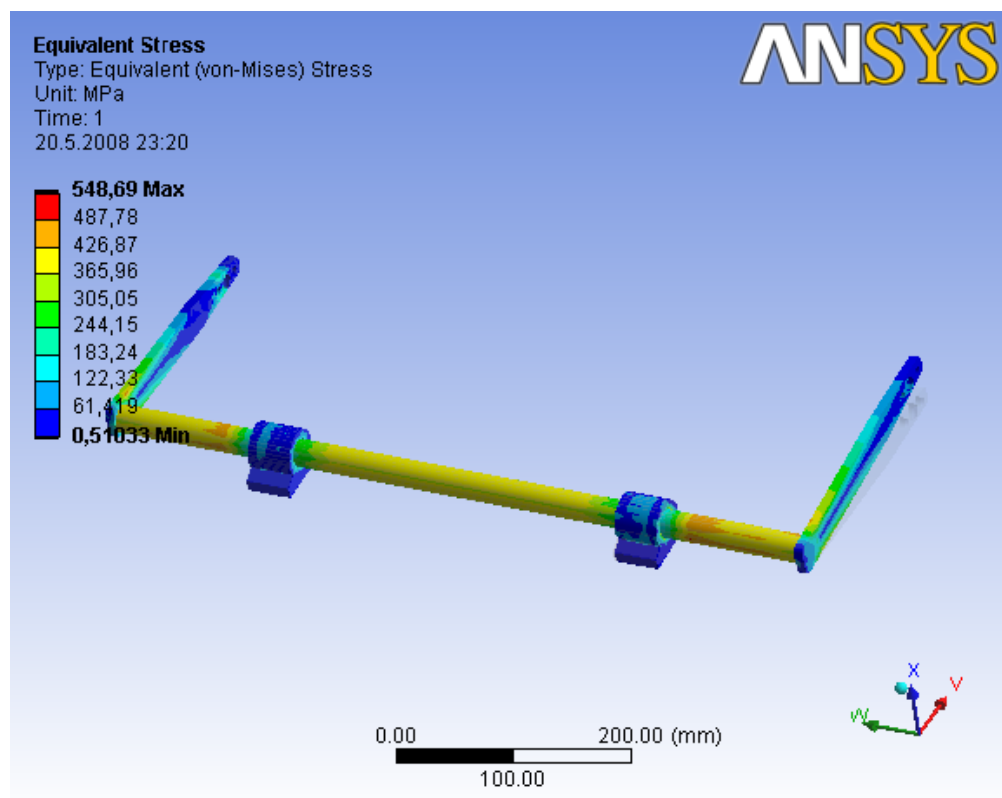


Obr. 79 Maximální napětí táhla řízení, 5. zátěžný stav

### 11.6.6 Stabilizátor



Obr. 80 Deformace stabilizátoru



Obr. 81 Maximální napětí ve stabilizátoru

## 11.7 Rozbor výsledků

Při měření a simulacích jsme dostali všechny potřebné výsledky. Z výsledků jsme dospěli k těmto závěrům, že nejvíc zatížené tělesa jsou stabilizátor a spodní rameno. Všechny výsledky jsem srovnal do tabulky. Pro konstrukci nápravy jsme vybrali materiál 15230. Její pevnost v tahu  $R_m = 1000$  až  $1200$  MPa. A mez kluzu  $R_e = 850$  MPa. Budu provádět kontrolní výpočet na bezpečnost. Pro výpočet bezpečnosti jsem vždy vybral vyšší napětí, které působí na součást.

$$k_k = \frac{\sigma_k}{R_m} = \frac{\sigma}{1000 \text{ MPa}} \quad (90)$$

Část nápravy	Deformace 4.stav	Deformace 5.stav	Maximální napětí 4.stav	Maximální napětí 5.stav	Bezpečnost
Jednotky:	[mm]	[mm]	[MPa]	[MPa]	1
Spodní rameno	0.76	0.603	258.62	156.36	3.86
Horní rameno	0.017	0.083	24.33	68.579	14.58
Vahadlo	0.0018	0.018	10.832	10.832	92.3
Vzpěra tlumičů	0.011	0.011	22.189	22.189	45.06
Táhlon řízení	0.0078	0.023	11,93	7,03	83.8
Stabilizátor	34,744	34,744	548,69	548,69	1,82

Dle tabulky srovnání bezpečností v tabulce jsem zjistil, že všechny součásti na bezpečnost vyhovují. Spočítaná deformace stabilizátoru a naměřená deformace se liší v rozsahu mm.

### 13. Závěr

V diplomové práci byla kompletně navržena přední náprava závodního vozu Formule SAE, kterou staví naše fakulta. Je to jeden z prvků, který významně ovlivňuje jízdním vlastnosti a stabilitu vozu. Její návrh se musí řídit podle předem stanovených pravidel asociace SAE. Náprava se skládá ze zavěšení kol, kde ramena a jejich uspořádání nám určují kinematiku vozu. Dalším prvkem je odpružení, které bylo navrženo společně s celou nápravou.

Z diplomové práce je patrné, že kinematika náprav závisí na více faktorech, jako je střed klopení, střed klonění a další. Jak všechny tyto parametry nápravy zjistit, je uvedeno v diplomové práci a uvedeno do praxe. Střed klopení karosérie jsem navrhl na velikost 20 mm od země. Také je zajištěna jeho flexibilita v rozmezí 0 až 40 mm. Z výpočtů můžeme zjistit, že poloha středu klopení souvisí se vzdáleností těžištěm vozu a ovlivňuje rozložení hmotnosti na obě kola při průjezdu zatáčkou.

Ve výpočtové části jsem věnoval návrhu systému odpružení. Pomocí frekvence zdvihu karosérie, který jsem si po domluvě s vedoucí stanovil na 1.8 Hz, jsem vypočítal základní tuhost přední a zadní části vozu. Při výpočtu jsem musel počítat i s tuhostí pneumatik. Z výpočtu jsem dostal výslednou tuhost pružiny, jelikož jsem měl převodový poměr deformace pružiny a zdvihu kola jiný než 1, musel jsem tuhost pružiny přepočítat na požadovaný převod 0,9. Po spočítání sil v pružině z tuhosti a zdvihu, jsem si v programu Design Accelerator navrhnul kompletní pružinu včetně pevnostního výpočtu. Následně jsem pokračoval dál ve výpočtech důležitých parametrů nápravy. S pomocí analytických výpočtů jsem si stanovil tuhost stabilizátoru a následně jsem navrhl rozměrově i pevnostně kompletní stabilizátor, který jsem si pak početně ověřil v programu Ansys. Porovnáním hodnot jsem zjistil, že hodnoty se výrazně neliší. V poslední části kapitoly jsem si ověřil vzpěrnou tyč tlumičů a táhlo řízení na vzpěr. Výpočtem jsem zjistil, že obě součásti vyhovují.

V další kapitole jsem se věnoval výpočtu zátěžných účinků na kolo. Pomocí odborné literatury jsem si tyto výpočty rozdělil do šesti stavů. Tyto stavy se nazývají: vozidlo v klidu, přímá nerušená jízda, vozovka s nerovností, vozovka s výmoly, prudké brzdění a prudká akcelerace. Následným výpočtem těchto stavů jsem doslal základní síly působící z vozovky na kolo. Tyto síly jsem si pak postupně dosazoval do modelu v programu Adams a odečítal z jednotlivých vazeb síly v ramenech.

V další kapitole jsem se zabýval kompletním konstrukčním řešením. V programu Pro/Engineer Wildfire 3.0 jsem si kompletně vytvořil všechny prvky nápravy a následně z nich sestavil kompletní sestavu. Části sestavy jsem si pak převedl do Ansysu Workbench. V tomto programu jsem provedl meshování a pak jsem dané součásti zatěžoval silovými účinky. Z výsledku je vyplývá, že nejvíce zatížený a deformovaný je stabilizátor. Jeho deformace při plném zkroucení je na koncích ramen 34,7 mm a největší napětí na něm vychází v ramenech o velikosti 548 MPa. Jako druhá nejvíce zatížená součást je spodní rameno. Vychází na něm největší deformace 0,7mm při stavu vozovka s výmolem a největší napětí 258 MPa. Všechny tyto součásti jsou z materiálu 15 230, který má mez pevnosti 1000MPa. Takže maximální napětí v součástech nedosahuje mezí napětí pro daný materiál.

Projekt Formule SAE je velmi zajímavý a kreativní. Mohl jsem se v něm seznámit detailněji s konstrukcí formulového vozu. Velikou výhodou tohoto projektu je, že si člověk vyzkouší jaké to je pracovat v týmu, což je velice dobrá zkušenost pro uplatnění v praxi.

## Literatura a použité zdroje:

- [1] VLK, F: Automobilová technická příručka., Nakladatelství VLK, Brno 2003.
- [2] Numerical design of racecar suspension parameters, poslední revize 21. 5. 2008  
<<http://www.sae.org/technical/papers/1999-01-2257>>
- [2] J. LEINVEBER, J. ŘASA, P. VÁVRA. Strojnické tabulky, ISNB 80-7183-164-6  
Pedagogické nakladatelství Scientia, Praha 1999.
- [4] REIMPELL, J. Fahrwerk technik 2, Vogel-Verlag Wurzburg, Germany 1973.
- [5] Pravidla Formule SAE, poslední revize 5. 5. 2007. Dostupné z:  
<<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/>>
- [6] Fotka ze zkoušky akcelerace, poslední revize 21. 5. 2008  
<<http://www.uwracing.com/images/207DynamicPhoto2crop.jpg>>
- [7] Fotka ze zkoušky vozu na dráze, poslední revize 21. 5. 2008  
<[http://www.k-state.edu/sae/pictures/formula\\_1.jpg](http://www.k-state.edu/sae/pictures/formula_1.jpg)>
- [8] Fotka z autokrosové soutěže, poslední revize 21. 5. 2008  
<<http://www.me.iitb.ac.in/~fsae/aboutfsae.html>>
- [9] Fotka ze zkoušky odolnosti a šetření, poslední revize 21. 5. 2008  
<<http://www.edmunds.com/media/reviews/top10/top10.automotive.colleges/texas.am.fsae.pan.500.jpg>>
- [10] Fotka sbíhavost kol, poslední revize 21. 5. 2008  
<<http://www.autolexicon.net/cz/article/sbihavost-kol-d>>
- [11] Elektronické přednášky z předmětu Motorová vozidla, část Suspension
- [12] Fotka pružící jednotky Fox DHX 5.0, poslední revize 21. 5. 2008.  
<http://www.iveco.cz/katalog-kol-07/dily/tlumice/?produkt=fox-dhx-5-0>
- [13] Hoosier SAE tires , poslední revize 21. 5. 2008.  
<<http://www.hoosiertire.com/Fsaeinfo.htm>>

## Seznam použitých symbolů a zkratek

$\alpha_t$	[°]	Úhel zkroucení zkrutné tyče stabilizátoru
$\alpha_{ram}$	[°]	Úhel zkroucení ramena
$\alpha_{max}$	[mm]	Maximální zkroucení stabilizátoru
$\chi$	[°]	Úhel odklonu kola
$\delta$	[°]	Sbíhavost
$\delta_k$	[mm]	Výchylka kola naklopením
$\mu_{F1}$	[1]	Koeficient pro vozovku střední kvality
$\mu_{F2}$	[1]	Koeficient pro vozovku s výmoly
$\xi$	[1]	Koeficient brzdné síly
$\sigma$	[°]	Příklon rejdové osy
$\sigma_o$	[MPa]	Ohybové napětí v ramenu
$\tau$	[°]	Záklon rejdové osy
$\tau_k$	[MPa]	Kroutící napětí na stabilizátoru
$\phi$	[°]	Úhel naklopení
$\phi_{max}$	[°]	Maximální úhel naklopení daný dorazy
$\psi$	[°]	Naklopení karosérie
$\Delta y$	[mm]	Boční posuv kol
$\Delta z_w$	[mm]	Zdvih při naklopení
$a_{boční}$	[g]	Boční zrychlení
$b_r$	[mm]	Tloušťka ramena stabilizátoru
$c_r$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Tuhost ramene
$c_s$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Celková tuhost stabilizátoru
$c_{pngumy}$	$[\frac{kp}{cm}]$	Tuhost pneumatiky
$c_t$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Tuhost zkrutné tyče stabilizátoru
$d$	[mm]	Průměr kola
$d_t$	[mm]	Vnitřní průměr zkrutné tyče
$f$	[1]	Poměr zkroucení stabilizátoru ku naklopení karosérie
$f_{nf}$	[Hz]	Frekvence přední nápravy
$f_{nr}$	[Hz]	Frekvence zadní nápravy
$f_{pomer}$	[1]	Poměr frekvencí přední a zadní nápravy
$h$	[mm]	Výška těžiště kola
$l_t$	[mm]	Délka zkrutné tyče
$h_r$	[mm]	Šířka ramena stabilizátoru
$h_f$	[mm]	Výška středu klopení přední nápravy
$h_r$	[mm]	Výška středu klopení zadní nápravy
$h_R$	[mm]	Šířka ramena stabilizátoru
$h_{ra}$	[mm]	Výška středu klopení vozu
$h_j$	[mm]	Vzdálenost osy klopení od těžiště
$k_{1,2}$	[1]	Koeficienty pro výpočet normálových sil při dalších stavech

$k$	[1]	Poměr vratného momentu mezi přední a zadní nápravou
$l_t$	[mm]	Délka zkrutné tyče
$m_{cekl}$	[kg]	Hmotnost vozidla s řidičem
$m_{fire}$	[kg]	Hmotnost pneumatiky
$m_{kola}$	[kg]	Hmotnost kola
$m_{tehlice}$	[kg]	Hmotnost těhlice
$m_{náboj}$	[kg]	Hmotnost náboje
$m_{ložiska}$	[kg]	Hmotnost ložiska
$m_{spod\_ram}$	[kg]	Hmotnost spodního ramena
$m_{hor\_ram}$	[kg]	Hmotnost horního ramena
$m_{pushrod}$	[kg]	Hmotnost push-rodů
$m_{sroubkola}$	[kg]	Hmotnost šroubu kola
$m_{řízení}$	[kg]	Hmotnost tyče řízení
$m_{brzdy}$	[kg]	Hmotnost brzdy
$p_{pruziny}$	[mm]	Pracovní zdvih pružiny v tlačné části
$r_0$	[kg]	Poloměr rejdu
$x_{sq}$	[%]	Anti-squat
$x_n$	[mm]	Zdvih kola
$x_p$	[mm]	Světlá výška rámu
$x_{naklopeni}$	[°]	Úhel naklopení karosérie při bočním urychlením $1g$
$x_{fstat}$	[mm]	Statická poloha pružiny
$y_{ram}$	[mm]	Velikost zkroucení ramena
$z_n$	[°]	Zdvih kola při naklopení o $1^\circ$
$D$	[mm]	Vnější průměr zkrutné tyče
$E$	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$F_{celk}$	[N]	Síla od zatížení vozu s řidičem v těžišti
$F_{nvf}$	[N]	Zatížení přední nápravy
$F_{nvr}$	[N]	Zatížení zadní nápravy
$F_{nvfkolo}$	[N]	Zatížení na jedno kolo přední nápravy
$F_{nvrkolo}$	[N]	Zatížení na jedno kolo zadní nápravy
$F_{prop}$	[N]	Síla při propružení
$F_{max}$	[N]	Maximální síla
$F_{ram}$	[N]	Síla působící v rameni
$G$	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
$IR$	[1]	Převodový poměr pružiny
$I_p$	[mm <sup>4</sup> ]	Polární moment
$I_x$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu
$K_{rf}$	$[\frac{N}{m}]$	Tuhost na kolech přední nápravy
$K_{rr}$	$[\frac{N}{m}]$	Tuhost na kolech zadní nápravy
$K_{sf}$	$[\frac{N}{m}]$	Tuhost pružin přední nápravě
$K_{sr}$	$[\frac{N}{m}]$	Tuhost pružin zadní nápravě
$K_t$	$[\frac{N}{m}]$	Radiální tuhost pneumatiky

$K_{sprf}$	$[\frac{N}{m}]$	Výsledná tuhost pružin přední nápravě
$K_{sprr}$	$[\frac{N}{m}]$	Výsledná tuhost pružin zadní nápravě
$K_{\Phi c}$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Celkový vratný moment při naklopení
$K_{\Phi}$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Vratný moment při daném naklopení a zrychlení karosérie
$K_{\phi farb}$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Vratný moment předního stabilizátoru
$K_{\phi varb}$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Vratný moment zadního stabilizátoru
$K_{\Phi f}$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Vratný moment vyvozeny pružinami na přední nápravu
$K_{\Phi r}$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Vratný moment vyvozeny pružinami na zadní nápravu
$K_s$	$[\frac{Nm}{rad}]$	Tuhost předního stabilizátoru
$L_{B,R}$	[N]	Podélná síla
$M_{ff}$	[kg]	Hmotnost přední nápravy
$M_{fr}$	[kg]	Hmotnost přední nápravy
$M_{klp}$	[Nm]	Klopný moment přední části karosérie
$M_{klc}$	[Nm]	Klopný moment karosérie
$M_{kn}$	[Nm]	Klopný moment způsobený odstředivou silou náprav
$M_{kcel}$	[Nm]	Celkový klopný moment
$M_k$	[Nm]	Krouticí moment stabilizátoru
$N_{vf}$	[kg]	Odpružená hmota přední nápravy
$N_{vr}$	[kg]	Odpružená hmota přední nápravy
$N_{vfkolo}$	[kg]	Odpružená hmota přední nápravy na jedno kolo
$N_{vrkolo}$	[kg]	Odpružená hmota přední nápravy na jedno kolo
$N_z$	[N]	Normálová síla působící na kolo
$P_{propruženi}$	[mm]	Dráha kola při pružení
$P_{odopruženi}$	[mm]	Dráha kola při odpružení
$R_{rozvorl}$	[mm]	Rozvor kol:
$R_{rozchod}$	[mm]	Rozchod kol vpředu
$R_{\Phi}$	$[\frac{deg}{g}]$	Klopná tuhost bez stabilizátoru
$R$	[mm]	Délka ramene stabilizátoru
$S_{1,2}$	[N]	Boční síla
$U_{vf}$	[kg]	Neodpružená hmota přední nápravy
$U_{vr}$	[kg]	Neodpružená hmota zadní nápravy
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu