

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Konstrukční návrh systému otočných náprav s integrovaným pohonem

Autor: **Bc. Petr VOLTR**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Josef FORMÁNEK, Ph.D.**

Akademický rok 2019/2020

# Prohlášení o autorství

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Doc. Ing. Josefa Formánka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Plzni dne 31. července 2020

.....  
Bc. Petr Voltr

# Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Doc. Ing. Josefovi Formánkovi, Ph.D. za rady, které mi poskytl při vypracovávání této práce, své rodině a přítelkyni za jejich podporu.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Voltr	<b>Jméno</b> Petr	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	Dopravní a manipulační technika		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Formánek, Ph. D.	<b>Jméno</b> Josef	
<b>PRACOVISTĚ</b>	ZČU – FST – KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Konstrukční návrh systému otočných náprav s integrovaným pohonem		

<b>FAKULTA</b>	strojí	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2020
----------------	--------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	107	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	83	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	24
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>	Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh zadní natáček náprav pro tříkolové osobní vozidlo. Cílem je zajistit lepší manévrovatelnost vozidla použitím systému natáček náprav.
<b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	nápravy, zavěšení kol, elektromotory, CAD, pružiny, tříkolová vozidla, FEM simulace
<b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Voltr		Name Petr	
<b>FIELD OF STUDY</b>	Transport Vehicles and Handling Machinery			
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Formánek, Ph. D.		Name Josef	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU – FST – KKS			
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of swivel axle system with integrated drive			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	107	<b>TEXT PART</b>	83	<b>GRAPHICAL PART</b>	24
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>	
<b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The diploma thesis contains a design of the rear swivel axle for a three-wheeled passenger car. The aim is to ensure better maneuverability of the vehicle by using a system of pivoting axles.
<b>KEY WORDS</b>	axles, wheel suspension, electric motors, CAD, springs, three-wheeled vehicles, FEM simulation

## Obsah

<b>ÚVOD</b> .....	<b>9</b>
<b>1. NÁPRAVY V AUTOMOBILOVÉM PRŮMYSLU</b> .....	<b>10</b>
1.1. PRVKY NÁPRAVY .....	10
1.2. TUHÉ NÁPRAVY.....	11
1.2.1. Panhardská tyč.....	12
1.2.2. Wattův přímovod.....	12
1.3. POLOTUHÉ (KLIKOVÉ) NÁPRAVY .....	13
1.3.1. Náprava se spřaženými rameny .....	13
1.4. VÝKYVNÉ NÁPRAVY .....	14
1.4.1. Kyvadlová (úhlová) náprava .....	14
1.4.2. Lichoběžníková náprava.....	15
1.4.3. Náprava MacPherson.....	17
1.4.4. Víceprvková náprava.....	18
<b>2. VYMEZENÍ POJMŮ</b> .....	<b>20</b>
2.1. JÍZDNÍ DYNAMIKA VOZIDLA A KINEMATIKA NÁPRAV.....	20
2.1.1. Klopení karosérie.....	20
2.1.2. Klonění karosérie.....	21
2.2. GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ KOLA .....	21
2.2.1. Sbíhavost a rozbíhavost kol.....	21
2.2.2. Odklon kola .....	22
2.2.3. Příklon rejdové osy.....	22
2.2.4. Poloměr rejdu .....	22
2.2.5. Záklon rejdové osy .....	23
2.2.6. Závlek kola .....	23
2.3. ACKERMANNOVÁ PODMÍNKA .....	23
<b>3. SPECIFIKACE POŽADAVKŮ</b> .....	<b>24</b>
3.1. STANOVENÍ POŽADAVKŮ NA NAVRHOVANÝ TECHNICKÝ SYSTÉM .....	24
<b>4. ROZBOR TECHNICKÝCH PARAMETRŮ</b> .....	<b>25</b>
4.1. ROZMÍSTĚNÍ KOL TŘÍKOLOVÉHO VOZIDLA .....	25
4.1.1. Dvě kola vpředu a jedno kolo vzadu .....	25
4.1.2. Jedno kolo vpředu a dvě kola vzadu.....	25
4.2. VOLBA TYPU ELEKTRICKÉHO POHONU .....	26
4.2.1. Elektromotor v kole.....	26
4.2.2. Elektromotor pohánějící více kol.....	27
4.3. VOLBA TYPU NÁPRAVY.....	27
<b>5. SESTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU</b> .....	<b>28</b>
5.1. GEOMETRICKÉ TĚŽIŠTĚ.....	28
5.2. ROZMÍSTĚNÍ HMOTNOSTÍ (HMOTNOSTNÍ TĚŽIŠTĚ) .....	29
5.3. ORIENTAČNÍ ROZLOŽENÍ ZATÍŽENÍ .....	30
5.4. VOLBA KOL A PNEUMATIK .....	30
<b>6. SCHÉMA SYSTÉMU OTOČNÝCH NÁPRAV</b> .....	<b>31</b>
<b>7. KINEMATICKÁ ANALÝZA</b> .....	<b>32</b>

<b>8. DYNAMICKÁ ANALÝZA.....</b>	<b>33</b>
8.1. SILOVÝ ROZBOR ZAVĚŠENÍ .....	33
8.1.1. Jízda po středně kvalitní vozovce – STAV1.....	34
8.1.2. Přejezd nerovnosti (Maximální spodní ráz) – STAV2 .....	34
8.1.3. Přejezd nerovnosti (Maximální boční ráz) – STAV3 .....	34
8.1.4. Prudký rozjezd – STAV4 .....	35
8.2. NÁVRH PRUŽINY .....	35
8.3. VOLBA TLUMIČE .....	37
<b>9. KONSTRUKČNÍ NÁVRH .....</b>	<b>38</b>
9.1. VOLBA MATERIÁLU:.....	38
9.2. SÍLY V UZLECH.....	39
9.3. NÁVRH HORNÍHO RAMENE .....	42
9.3.1. STAV1 – Jízda po středně kvalitní vozovce.....	42
9.3.2. STVAV2 – Maximální spodní ráz.....	44
9.3.3. STVAV3 – Maximální boční ráz.....	45
9.3.4. STVAV4 – Prudký rozjezd.....	46
9.3.5. Vyhodnocení.....	47
9.4. NÁVRH SPODNÍHO RAMENE .....	48
9.4.1. STAV1 – Jízda po středně kvalitní vozovce.....	48
9.4.2. STVAV2 – Maximální spodní ráz.....	50
9.4.3. STVAV3 – Maximální boční ráz.....	51
9.4.4. STVAV4 – Prudký rozjezd.....	52
9.4.5. Vyhodnocení.....	53
9.5. NÁVRH RAMENE PRO UCHYCENÍ KOLA .....	54
9.5.1. STAV1 – Jízda po středně kvalitní vozovce.....	54
9.5.2. STVAV2 – Maximální spodní ráz.....	56
9.5.3. STVAV3 – Maximální boční ráz.....	57
9.5.4. STVAV4 – Prudký rozjezd.....	58
9.5.5. Vyhodnocení.....	59
9.6. NÁVRH PATEK PRO ULOŽENÍ V UZLECH A A B.....	60
9.6.1. STAV1 – Jízda po středně kvalitní vozovce.....	60
9.6.2. STVAV2 – Maximální spodní ráz.....	62
9.6.3. STVAV3 – Maximální boční ráz.....	63
9.6.4. STVAV4 – Prudký rozjezd.....	64
9.6.5. Vyhodnocení.....	65
<b>10. ZÁVĚR.....</b>	<b>66</b>
<b>CITACE .....</b>	<b>68</b>
KNIŽNÍ.....	68
INTERNETOVÉ.....	68
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMOBLŮ.....</b>	<b>70</b>

## Seznam obrázků

Obr. 1.: Schéma výkyvné nápravy [2].....	10
Obr. 2.: Tuhé nápravy vlevo rozvidlená a vpravo nerozvidlená nápravnice [3] .....	11
Obr. 3.: Tuhá náprava s mostem nápravy [3] .....	11
Obr. 4.: Schéma Panhardské tyče [10] .....	12
Obr. 5.: Schéma Wattova přímovodu [11] .....	12
Obr. 6.: Schéma polotuhé nápravy [12].....	13
Obr. 7.: Náprava se spřaženými rameny [12].....	13
Obr. 8.: Schéma kyvadlové nápravy [4].....	14
Obr. 9.: Ukázka konstrukčního řešení kyvadlové nápravy [16].....	15
Obr. 10.: Schéma lichoběžníkové nápravy [13] .....	15
Obr. 11.: Ukázka konstrukčního řešení lichoběžníkové nápravy [13] .....	16
Obr. 12.: Schéma nápravy MacPherson [14][5].....	17
Obr. 13.: Přední (vlevo) a zadní náprava typu MacPherson [14].....	17
Obr. 14.: Kinematické schéma víceprvkové nápravy [15].....	18
Obr. 15.: Ukázka konstrukčního řešení víceprvkové nápravy s pěti rameny [15] .....	19
Obr. 16.: Souřadnicová soustava vozidla [2].....	20
Obr. 17.: Střed klopení kola P a střed klopení karosérie S [9] .....	20
Obr. 18.: Konstrukce středu klonění [9].....	21
Obr. 19.: Sbíhavost a rozbíhavost kol [20].....	21
Obr. 20.: Úhel odklonu kola [9] .....	22
Obr. 21.: Vlevo poloměr rejdu a vpravo příklon rejdové osy [21].....	22
Obr. 22.: Záklon a závlek kola .....	23
Obr. 23.: Vliv směrových úchylek na polohu středu otáčení [22].....	23
Obr. 24.: Schéma rozmístění kol .....	25
Obr. 25.: Schéma rozmístění kol .....	25
Obr. 26.: Vlevo Velorex a vpravo Piaggio Ape 50 [24][9] .....	25
Obr. 27.: Model motoru Elaphe M700 [17] .....	26
Obr. 28.: Podvozek elektromobilu Tesla Model 3 [18].....	27
Obr. 29.: Rozměry elektromobilu BMW i3[23].....	28
Obr. 30.: Schéma umístění geometrického těžiště .....	28
Obr. 31.: Model rozmístění vnitřních komponent ve vozidle.....	29
Obr. 32.: Výsledek umístění hmotnostního těžiště.....	29
Obr. 33.: Indexy nosnosti pneumatik [19].....	30
Obr. 34.: Předběžný náčrt navrhovaného systému .....	31



Obr. 35.: Schéma navrhovaného systému v softwaru NX.....	31
Obr. 36.: Schéma navrhovaného systému s rozměry .....	32
Obr. 37.: Graf stlačení pružiny .....	32
Obr. 38.: K vysvětlení radiální tuhosti pneumatiky [6].....	33
Obr. 39.: Pomocné grafy pro stanovení koeficientů svíslé síly a koeficientů boční síly [7] .....	33
Obr. 40.: Model navržené pružiny.....	36
Obr. 41.: Model tlumiče .....	37
Obr. 42.: Rozměry tlumiče .....	37
Obr. 43.: Vyhodnocení sil v uzlech pro stav 1 a 2 .....	39
Obr. 44.: Vyhodnocení sil v uzlech pro stav 3 a 4 .....	40
Obr. 45.: Popis modelu zavěšení .....	41
Obr. 46.: Ukázka vyhodnocení stavu 1 .....	42
Obr. 47.: Řez v namáhané oblasti.....	43
Obr. 48.: Ukázka vyhodnocení stavu 2 .....	44
Obr. 49.: Ukázka vyhodnocení stavu 3 .....	45
Obr. 50.: Ukázka vyhodnocení stavu 4 .....	46
Obr. 51.: Rozměry horního ramene.....	47
Obr. 52.: Ukázka vyhodnocení stavu 1 .....	48
Obr. 53.: Řez v namáhané oblasti.....	49
Obr. 54.: Ukázka vyhodnocení stavu 2 .....	50
Obr. 55.: Ukázka vyhodnocení stavu 3 .....	51
Obr. 56.: Ukázka vyhodnocení stavu 4 .....	52
Obr. 57.: Rozměry spodního ramene.....	53
Obr. 58.: Ukázka vyhodnocení stavu 1 .....	54
Obr. 59.: Řez v namáhané oblasti.....	55
Obr. 60.: Ukázka vyhodnocení stavu 2 .....	56
Obr. 61.: Ukázka vyhodnocení stavu 3 .....	57
Obr. 62.: Ukázka vyhodnocení stavu 4 .....	58
Obr. 63.: Rozměry ramene pro uchycení kola.....	59
Obr. 64.: Ukázka vyhodnocení stavu 1 .....	60
Obr. 65.: Řez v namáhané oblasti.....	61
Obr. 66.: Ukázka vyhodnocení stavu 2 .....	62
Obr. 67.: Ukázka vyhodnocení stavu 3 .....	63
Obr. 68.: Ukázka vyhodnocení stavu 4 .....	64
Obr. 69.: Rozměry patek .....	65

## Úvod

V automobilovém průmyslu v dnešní době probíhá revoluce elektromobility a zároveň je trendem vývoj tzv. „létajících aut“, které často využívají tříkolového podvozku. Cílem práce je navrhnout systém náprav, kde budou říditelné nápravy, jak vpředu, tak i vzadu.

V této diplomové práci je navržen systém otočných náprav pro tříkolové vozidlo, který bude mít lepší manévrovatelnost při nižších rychlostech. Pro toto řešení je vhodné umístit jako hnací prvek elektromotory v kolech, ale také je potřeba se zamyslet, zda by nebylo vhodné použít koncepci klasického elektromotoru.

Obsahem této práce je rešeršní zpracování náprav a jejich geometrie pro osobní automobilová vozidla, specifikace požadavků s ohledem na správnou funkčnost a konstrukční řešení systému otočné zadní nápravy pro tříkolové vozidlo, které by mohlo mít potenciál, pro následné využití.

## 1. Nápravy v automobilovém průmyslu

Nápravy musí být konstruovány s dostatečnou pevností, tuhostí a musí zajistit přenos sil mezi koly a karosérií a také pevné a přesné vedení kol. Je potřeba, aby byly co možná nejlehčí, protože se jedná o neodpruženou hmotu, a to by se mohlo projevit při vyšší rychlosti, v terénu, nebo na nerovné vozovce, jako nevhodné zvýšení setrvačných sil, což má vliv na zhoršení jízdních vlastností. [1]

Náprava je hlavní částí podvozku, která musí přenášet:

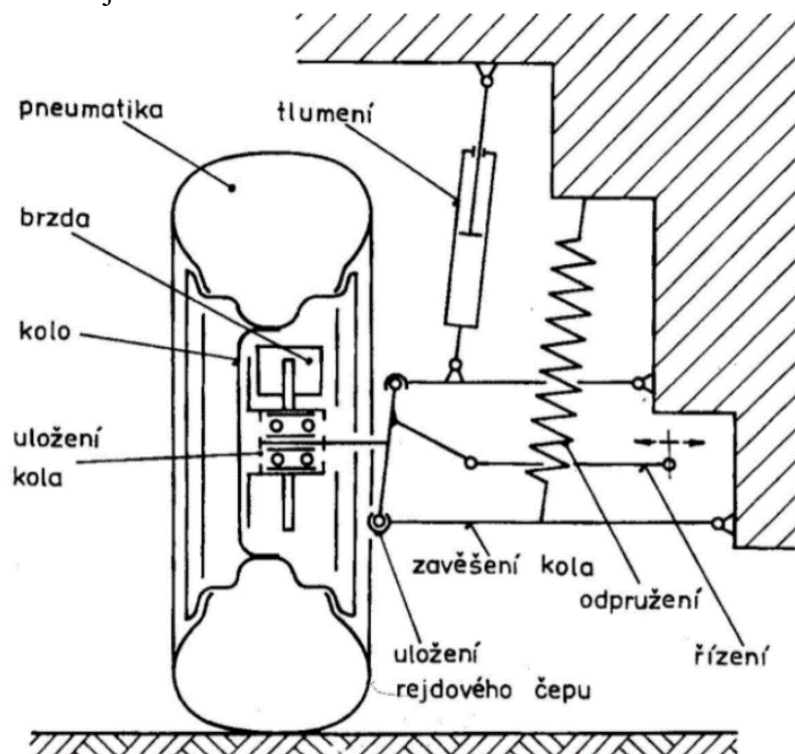
- Vlastní hmotnosti vozidla
- Hnací síly na kola
- Brzdné momenty vzniklé při brždění vozidla
- Odstředivé síly vzniklé při průjezdu zatáčkou, nebo od bočního větru

Podle konstrukce se dají nápravy rozdělit do dvou skupin:

- **Tuhé nápravy** – kola jsou spojena s tuhou nápravou, která je odpružená vůči karoserii
- **Polotuhé (klikové) nápravy** – kola jsou spojena pevně s nosníkem náprav, díky pružné deformaci nosníku je umožněn určitý vzájemný pohyb kol
- **Výkyvné nápravy** – nezávisle vzájemné pohyby kol na pravé a levé straně

### 1.1.Prvky nápravy

V automobilovém průmyslu je náprava tvořena z několika funkčních celků, a to ze zavěšení kol, odpružení kol, brzdy, a v případě řízené a hnací nápravy je tvořena i z celků řídicího a hnacího ústrojí.



Obr. 1.: Schéma výkyvné nápravy [2]

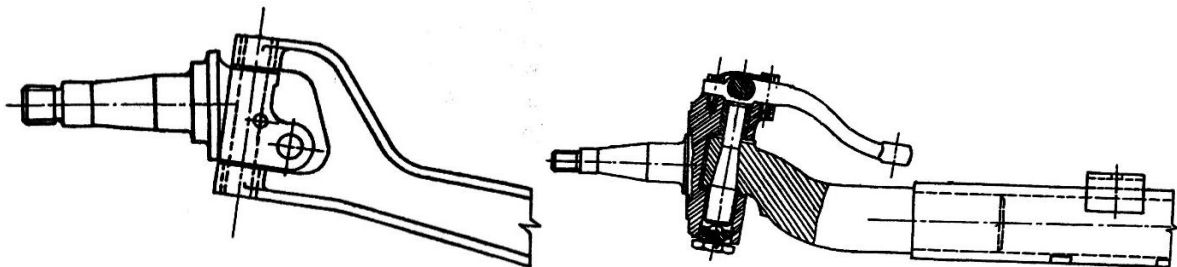
## 1.2. Tuhé nápravy

Tuhá náprava reprezentuje tzv. závislé zavěšení kol. To znamená, že u tuhé nápravy jsou obě kola pevně spojena. Výhodou tuhých náprav je, že při propružení kol nedochází ke změně rozchodu a jsou konstrukčně jednodušší a levnější, tím pádem je i jejich údržba jednodušší i levnější. Nevýhodou u tuhých náprav je vyšší hmotnost tzv. neodpružených hmot, což zhoršuje jízdní vlastnosti vozidla.

Hlavním prvkem tuhých náprav je nápravnice, nebo most nápravy.

Nápravnice:

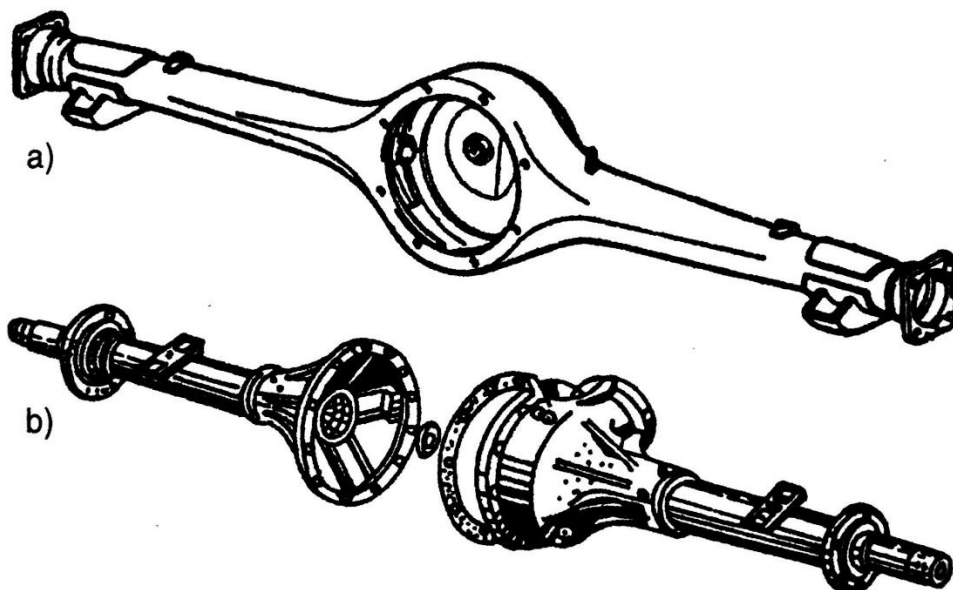
- Tvořena plným profilovým nosníkem, který plní pouze nosnou funkci
- V případě že je náprava použita jako řídicí může být nápravnice rozvidlená, nebo nerozvidlená



Obr. 2.: Tuhé nápravy vlevo rozvidlená a vpravo nerozvidlená nápravnice [3]

Most nápravy:

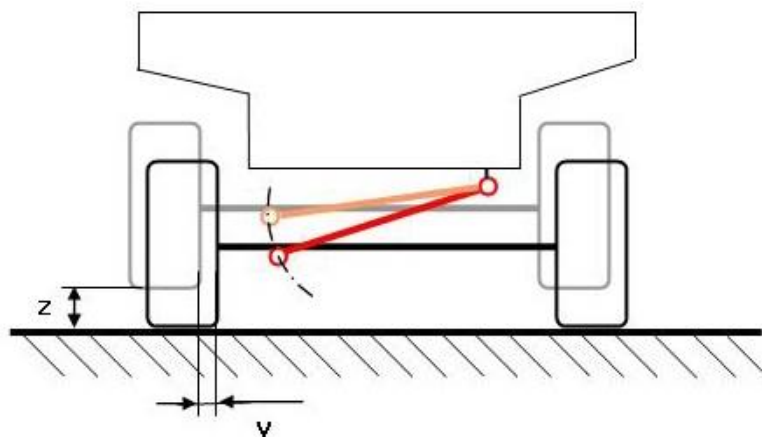
- Používá se pro hnací nápravy
- Náprava je tvořena mostovými rourami, ve kterých jsou uloženy hnací hřídele kol (poloosy), a skříní rozvodovky se soukolím stálého převodu a diferenciálem
- Tento druh nápravy může být celistvý, nebo skládaný



Obr. 3.: Tuhá náprava s mostem nápravy (a – celistvá, b – skládaná) [3]

V dnešní době jsou tuhé nápravy převážně odpruženy vinutými pružinami. Tohle řešení musí mít zajištěno vedení v bočním a podélném směru, a proto jsou k podélnému vedení tuhé nápravy s vinutými pružinami použita dvě nebo čtyři ramena. V příčném směru zajišťuje vedení nápravy příčné rameno (tzv. Panhardská tyč) nebo Wattův přímovod.

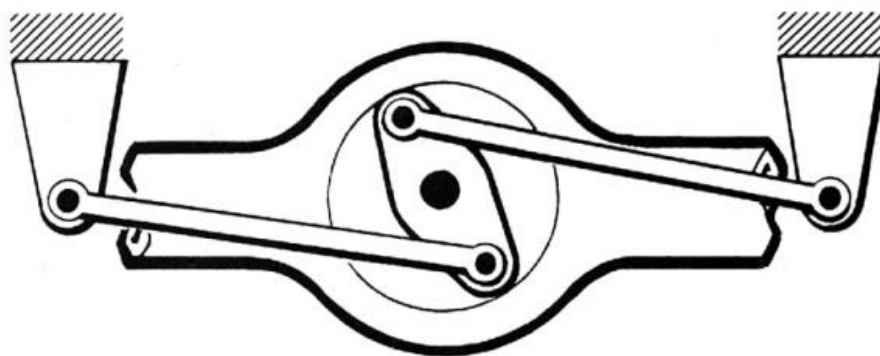
### 1.2.1. Panhardská tyč



Obr. 4.: Schéma Panhardské tyče [10]

Na schématu je znázorněna funkce Panhardské tyče při svislých pohybech karoserie, resp. tuhé nápravy. Z obrázku je patrné, že při propružení vozidla dochází vlivem působení Panhardské tyče k bočnímu posuvu tuhé nápravy. S tímto pohybem je spojeno boční kmitání nástavby, které zhoršuje pohodlí posádky. Z těchto důvodů musí být poloha Panhardské tyče nejlépe vodorovná a samotná tyč by měla být co nejdelší. Tím se minimalizuje boční posuv v ose „ $y$ “. [10]

### 1.2.2. Wattův přímovod

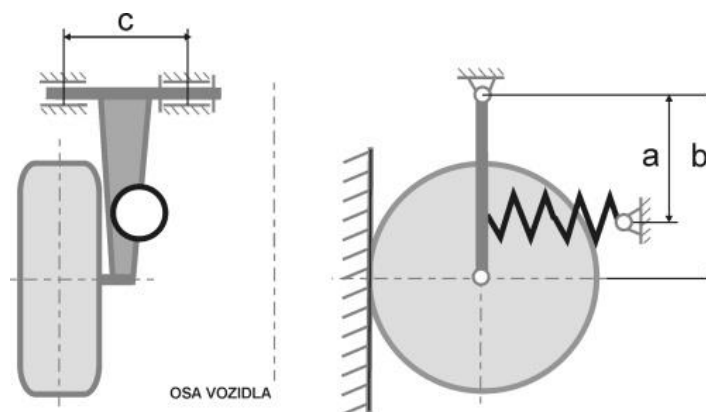


Obr. 5.: Schéma Wattova přímovodu [11]

Konstrukce Wattova přímovodu je v ideální podobě středově souměrná. Tato souměrnost zaručuje, že při změnách polohy jeho ramen se střed bude pohybovat po přímce. Na Wattův přímovod můžeme také nahlížet jako na dvě Panhardovy tyče montované proti sobě. Výhodou Wattova uspořádání je vzájemná kompenzace zakřivených pohybů obou tyčí. Výsledkem je přímý svislý pohyb nápravy. [11]

### 1.3. Polotuhé (klikové) nápravy

Polotuhá náprava má podélná ramena s příčnou osou kývání. Tento typ nápravy se nejčastěji používá pro nepoháněné zadní nápravy. Hlavní výhodou klikové nápravy je její prostorová nenáročnost a konstrukční jednoduchost. Díly nápravy nezužují podlahu zadní části vozu, proto může být podlaha kufru velmi nízko. Takové řešení je vhodné zejména pro automobily typu kombi s velkými pátými dveřmi. [12]

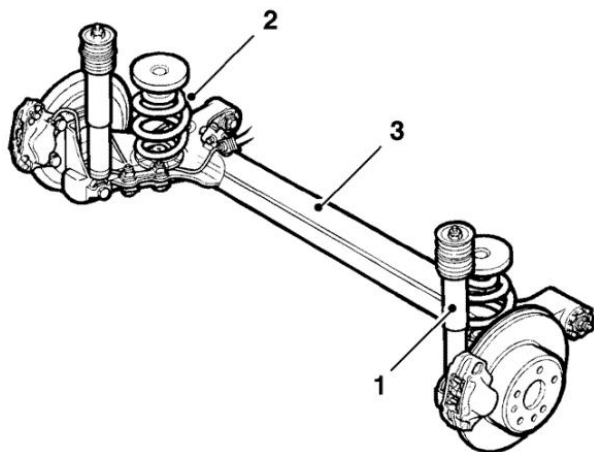


Uložení ramen je většinou realizováno pomocí pryžových ložisek. S ohledem na minimalizaci relativních pohybů ramen vůči karoserii, minimalizaci přenosu vibrací a hluku je dobré velikost sil v uložení nápravy snížit vhodnou geometrií ramen. *Např. vozidlové pružiny by měly být co nejbližší nad stopou pneumatiky, tím se snižuje svislé namáhání ložisek ( $a=b$ ).* Pokud je rameno nápravy uchyceno dvěma ložisky, je dobré zachovat mezi nimi co největší rozestup ( $c=max$ ). Vlečná ramena bývají většinou torzně spojena, což se nazývá náprava se spřaženými rameny. [12]

#### 1.3.1. Náprava se spřaženými rameny

Kliková náprava se spřaženými rameny je z kinematického hlediska přechodem mezi klikovou nápravou (nezávislým odpružením) a tuhou nápravou (závislým odpružením). Příčka je ohybově poměrně tuhá. Spojovacím prvkem je většinou otevřený U-profil, který se při sousledném propružení nedeformuje. Naopak při protiběžném (nesousledném) propružení kol zadní nápravy je příčka torzně namáhána a vlastně nahrazuje torzní stabilizátor. Pokud by byla

příčka posunuta do středů kol, pak by provedení získalo vlastnosti tuhé nápravy. [12]



Výhodami této nápravy je snadná montáž a demontáž, malá prostorová náročnost, velmi málo konstrukčních dílů a snadné upevnění pružící a tlumící jednotky, nízká neodpružená hmotnost, malá změna sbíhavosti, odklonu a rozchodu kol. Nevýhodami této nápravy jsou nemožnost použití jako poháněná náprava a vysoké namáhání nápravy omezující její nosnost.

Tato náprava má relativně dobré jízdní vlastnosti a často se používá jako zadní náprava vozů nižší a nižší střední třídy. Nápravu ovšem není možné použít jako hnací.

## 1.4. Výkyvné nápravy

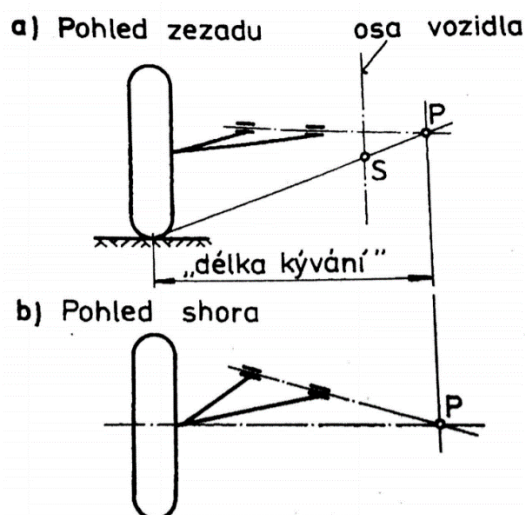
Výkyvné nápravy mají každé kolo nezávisle zavěšené pomocí závěsů spojených s nosnou konstrukcí automobilu. Tím se nepříznivé nárazy a výkyvy omezují pouze na jedno kolo nápravy, vozidlo je vystaveno menším otřesům. Velkou výhodou těchto náprav je jejich hmotnost, což se výrazně projeví u hnacích náprav. Rozvodovka, jako nejtěžší část, je upevněna na části odpružených hmot automobilu.

U nezávislého zavěšení kol se používají různé druhy pružících prvků – vinuté pružiny, torzní tyče, hydroelastické pérování a pneumatické pérování.

Zavěšení kola vyžaduje konstrukci jednoho nebo více závěsných ramen pro přesné vedení kol. Ta jsou polohována příčně, podélně nebo šikmo vzhledem k podélné ose vozidla. Jejich uložení na nápravnicích je téměř vždy v pružných kloubech. Vždy je při konstrukci těchto ramen a jejich uchycení brán zřetel na geometrii nápravy a řízení.

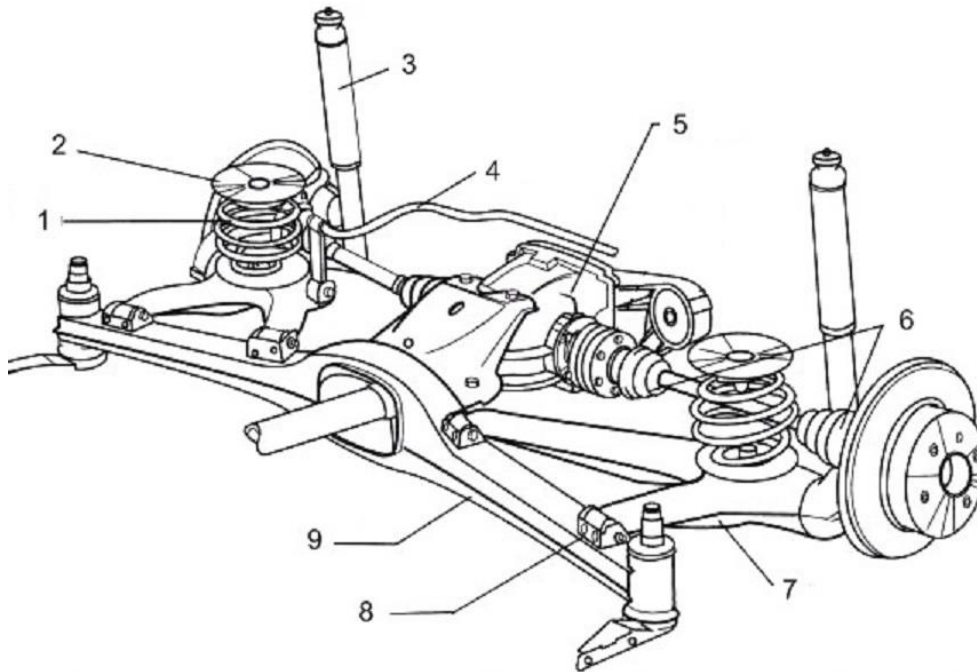
### 1.4.1. Kyvadlová (úhlová) náprava

Kyvadlová náprava se používá jako náprava zadní. Osa kývání ramene je v půdorysu šikmá. Většinou je osa kývání šikmá i v nárysu. Tímto opatřením vzniká při propružení samořízení, které má na chování vozidla nedotáčivý účinek. [4]



Obr. 8.: Schéma kyvadlové nápravy [4]

Okamžitý pól klopení kola P je dán průsečíkem osy otáčení kola a osy kývání ramene. [2] Vzdálenost pólu klopení P od kola je poměrně velký, téměř stejný jako rozchod kol, díky tomuto se při propružení mění rozchod a odklon kol jen nepatrně. [5]



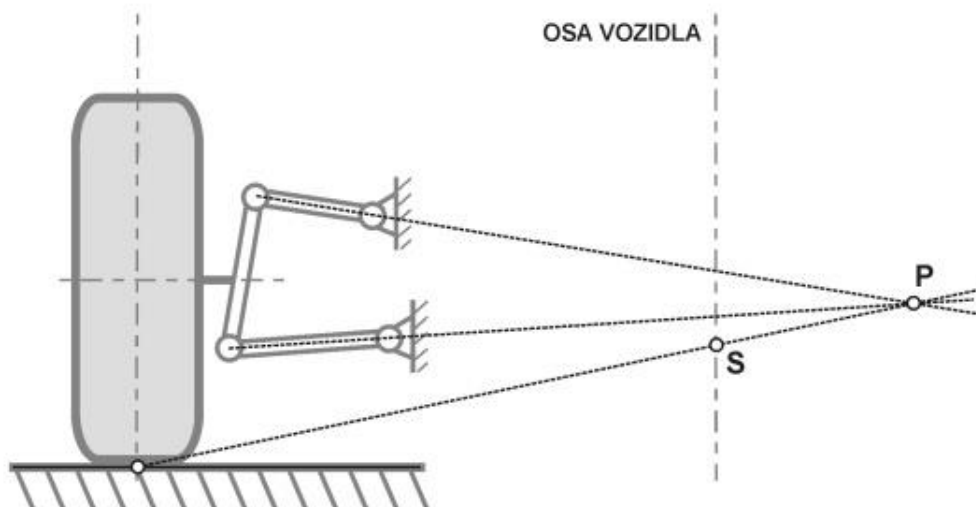
1 - vinutá pružina, 2 - horní opěra pružiny, 3 - tlumič, 4 - torzní stabilizátor, 5 - rozvodovka, 6 - klouby poloosy,  
7 - vlečené rameno, 8 - úchyt vlečeného ramene, 9 - nápravnice

Obr. 9.: Ukázka konstrukčního řešení kyvadlové nápravy [16]

Tato náprava má podobný základ jako kliková náprava, ale na rozdíl od ní má šikmou osu kývání. Kola jsou uchycena pomocí vidlicových ramen a kovopryžových lůžek k nápravnici. [5]

#### 1.4.2. Lichoběžníková náprava

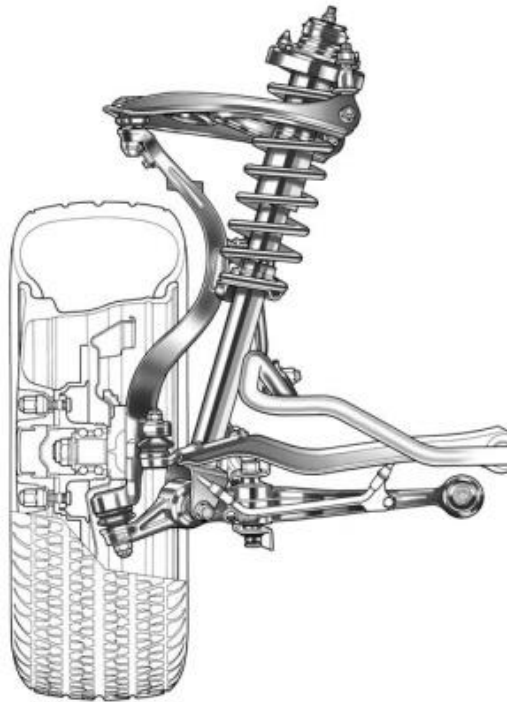
Lichoběžníková náprava je tvořena dvěma nestejně dlouhými trojúhelníkovými příčnými rameny, která v průmětu do svislé roviny tvoří lichoběžník.



Obr. 10.: Schéma lichoběžníkové nápravy [13]



Při propružení dochází ke změně odklonu kola, sbíhavosti a rozchodu kol, což má nepříznivý vliv na jízdní vlastnosti vozu. Tyto jevy je možné redukovat vhodnou volbou délky ramen. Pokud budou ramena nápravy rovnoběžná nebo téměř rovnoběžná, leží okamžitý pól klopení kola v nekonečnu, popřípadě ve velké vzdálenosti od kola. Toto řešení snižuje odklon kola a změnu rozchodu kol při propružení. Tato varianta ovšem posouvá střed klopení nápravy do roviny vozovky, což má nepříznivý vliv na polohu osy klopení vozidla. Pokud mají ramena zavěšení nestejnou délku, mění se úhel, který svírají při propružení kola. Tím se mění i poloha okamžitého bodu klopení kola a poloha středu klopení nápravy. Pro dosažení optimální polohy bodu klonění nápravy je nutné, aby byly osy ramen nápravy skloněny. [5]



Obr. 11.: Ukázka konstrukčního řešení lichoběžníkové nápravy [13]

Zavěšení je realizováno horním a spodním příčným trojúhelníkovým ramenem, většinou bývá horní rameno kratší než spodní. Ramena jsou zavěšena k nápravnici, rámu nebo v některých případech k rozvodovce. Trojúhelníková ramena, uložená v pryžových pouzdrech, jsou použita z důvodu nutnosti přenesení podélných sil od vozovky. Pružiny většinou bývají uloženy na spodním ramenu. Díky tomu, že je delší, při pohybu kola koná menší úhlové pohyby a pružina může být pevně vetknuta, aniž by docházelo k jejímu vyboulení. Spodní rameno bývá robustnější konstrukce z důvodu přenášení svislých, větší části podélných a příčných sil. Pokud se nad nápravou nachází agregát, bývá horní rameno výrazně menší z důvodu úspory prostoru. [5]

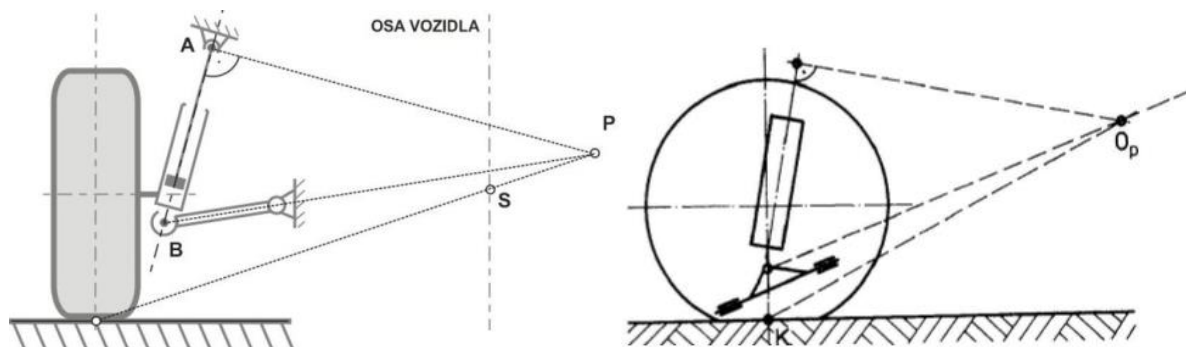
Použití lichoběžníkové nápravy:

- Přední hnanou i hnací nápravu
- Zadní hnanou i hnací nápravu

Lichoběžníková náprava má mnoho výhod, při správné konstrukci a geometrii zabezpečuje dobré vedení kola a vynikající jízdní vlastnosti. Další výhodou je taktéž možnost nízké stavby v porovnání s nápravou MacPherson. Oproti nápravě MacPherson je ovšem nákladnější. [5]

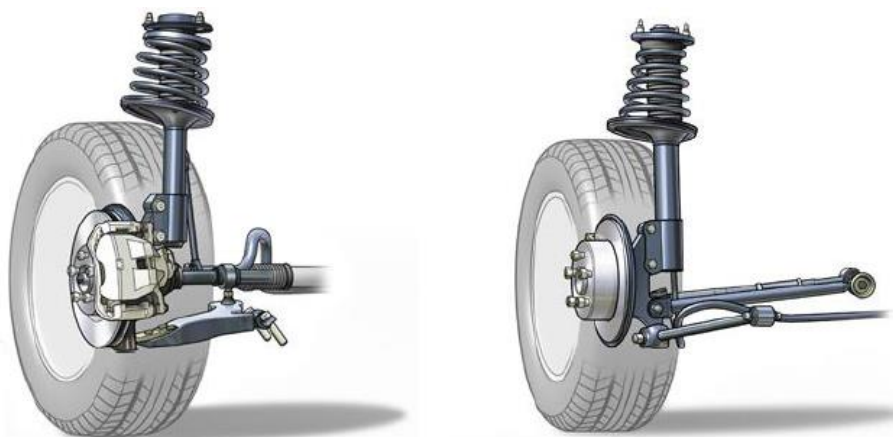
### 1.4.3. Náprava MacPherson

Náprava MacPherson je odvozena od lichoběžníkové nápravy, horní rameno je však nahrazeno posuvným vedením. To má oproti lichoběžníkové nápravě výhodu v získání většího prostoru např. pro uložení agregátu či prostornějšího zavazadlového prostoru. Spodní rameno nápravy bývá trojúhelníkové. [14]



Obr. 12.: Schéma nápravy MacPherson [14][5]

Okamžitý pól klopení kola  $P$  a klopení karoserie  $S$  leží vždy nad rovinou vozovky. Odklon kola se mění při propružení kola i při náklonu karoserie, toto chování má za následek kmitání řízení způsobené gyroskopickým momentem. Aby byla docílena vhodná poloha středu klonění nápravy, musí být osa kývání spodního ramene šikmá. [5]



Obr. 13.: Přední (vlevo) a zadní náprava typu MacPherson [14]

Spodní rameno většinou bývá trojúhelníkové a vzhledem k tomu, že je blíže k vozovce, přenáší i větší podíl příčných a podélných sil. V některých případech (zadní nápravy) je trojúhelníkové rameno nahrazeno jednoduchým příčným ramenem, které přenáší jen příčné síly, podélné síly jsou pak přenášeny ramenem zkrutného stabilizátoru nebo dodatečným vlečným ramenem. [4]

Posuvné vedení je realizováno tlumičem, protože je zatěžováno momentem od příčných sil. Je nutná masivnější konstrukce tlumiče, a to především jeho pístnice. Pokud se jedná o řídicí nápravu, musí horní uložení pístnice umožnit její natočení. Přitom je důležité, aby nebyla kroucena pružina při řídicím pohybu kola. Tomuto lze zabránit otočným uložením jednoho konce pružiny, většinou jsou použita axiální valivá ložiska. [4]

K odpružení většinou slouží vinutá pružina, uložena na plášti tlumiče. Díky tomuto řešení není vlastní posuvné vedení zatěžováno svislými silami, a tím je omezeno ložiskové tření při svislém zatížení. Nicméně, toto tření se stále projevuje a je způsobeno momentem od příčných a podélných sil při brzdění, akceleraci či zatačení. Ložiskové tření v tlumiči je nežádoucí jev, který může při přejezdu malých nerovností zablokovat pohyb posuvného vedení, tím vyřadit z činnosti celý systém odpružení a tlumení, a vozidlo začne kmitat jen na pneumatikách. Tento jev se dá omezit pomocí šikmého uložení pružiny a pryžovým uložením horního ložiska, umožňující relativní pohyb teleskopické vzpěry vůči karoserii. [4]

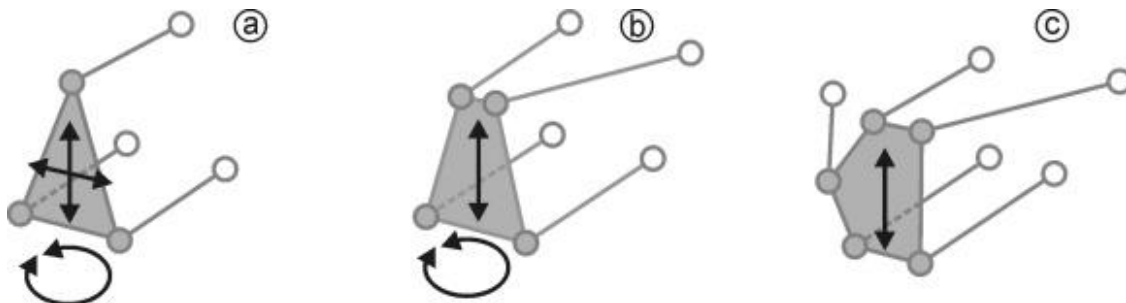
Použití nápravy MacPherson:

- Přední hnací či hnaná náprava.
- Zadní hnaná či hnací náprava.

S nápravou typu MacPherson se většinou setkáme ve vozech nižší a nižší střední třídy, kde je použita jako přední hnací náprava. Nicméně je jí možné použít, s mírnou změnou konstrukce, i jako zadní hnanou či hnací nápravu. Tohoto se využívá i v motorsportu, konkrétně v rallye. Náprava MacPherson má nespornou výhodu ve své jednoduché a nenákladné konstrukci, která využívá minimální počet dílů. Nevýhodou jsou horší jízdní vlastnosti a jízdní komfort z důvodu velké změny odklonu kola při propružení a velkého ložiskového tření v tlumiči. [5]

#### 1.4.4. Víceprvková náprava

Víceprvková náprava je realizována pomocí několika ramen (tyčí nebo trojúhelníkových ramen). Přední víceprvková náprava vznikla modifikací lichoběžníkové nápravy. v současnosti se jedná o nejvíce složitý systém zavěšení v osobních automobilech. I přes svou složitost ovšem vyniká svými vlastnosti nad jednoduššími systémy.



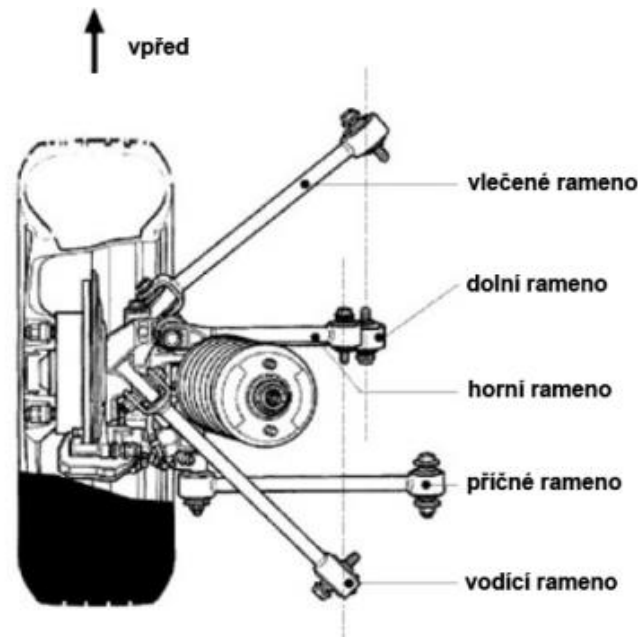
Obr. 14.: Kinematické schéma víceprvkové nápravy [15]

- 3 ramena, umožněn podélný, vertikální posuv a rotace kolem svislé osy (3 stupně volnosti)
- 4 ramena, umožněn vertikální posuv kola a rotace kolem svislé osy (2 stupně volnosti)
- 5 ramen, umožněn pouze vertikální posuv kola, nejpřesnější vedení (1 stupeň volnosti)

Kinematické vlastnosti víceprvkové nápravy závisí na počtu použitých ramen a na vlastním konstrukčním řešení. Tyto faktory se často liší a každá společnost většinou používá jedinečnou konstrukci. Z toho důvodu nelze všeobecně definovat přesnou kinematiku tohoto systému. Nicméně můžeme určit vedení kola v závislosti na počtu použitých ramen (uvažujeme jednoduchá ramena s kulovými klouby na obou koncích). [5]

Jak je patrné z obrázku, zavěšení s pěti rameny zabezpečuje nejkvalitnější vedení kola, nicméně toho lze využít jen u zadní nápravy. U předních řídicích náprav, se používají systémy se třemi či čtyřmi rameny, které umožňují řídicí pohyby kol. Zadní víceprvkové nápravy mohou zase při

správné konstrukci umožnit tzv. pasivní řízení. V závislosti na zatížení (např. při průjezdu zatáčkou) se mění úhel sbíhavosti kol.



Obr. 15.: Ukázka konstrukčního řešení víceprvkové nápravy s pěti rameny [15]

K zavěšení se používají jednoduchá přímá či trojúhelníková ramena. Tato ramena mohou být příčná, podélná či dokonce šikmo ložena (v horizontální i vertikální rovině). Cílem konstrukce je co nejlepší oddělení podélných a příčných sil působících na kolo od sil svislých. Díky nezávislosti ramen lze taktéž dosáhnout rozdílných tuhostí zavěšení v příčném a podélném směru, tímto se dramaticky zlepši jízdní komfort a jízdní vlastnosti. [5]

Odpružení a často i tlumení bývá uloženo na nosném, většinou příčném rameni. Toto rameno je zatěžováno vyšší silou než ostatní, proto může být vyrobeno z oceli (ostatní ramena bývají vyrobena z hliníkových slitin) a má mnohem mohutnější konstrukci. [5]

Velmi často se pro uložení ramen nápravy používá pomocného rámu, tzv. nápravnice. Tento rám usnadňuje instalaci nápravy do vozidla. Díky své konstrukci také zvyšuje tuhost celého zavěšení. Ke karoserii vozidla může být uložen pomocí kovopryžových pouzder. [5]

Použití víceprvkové nápravy:

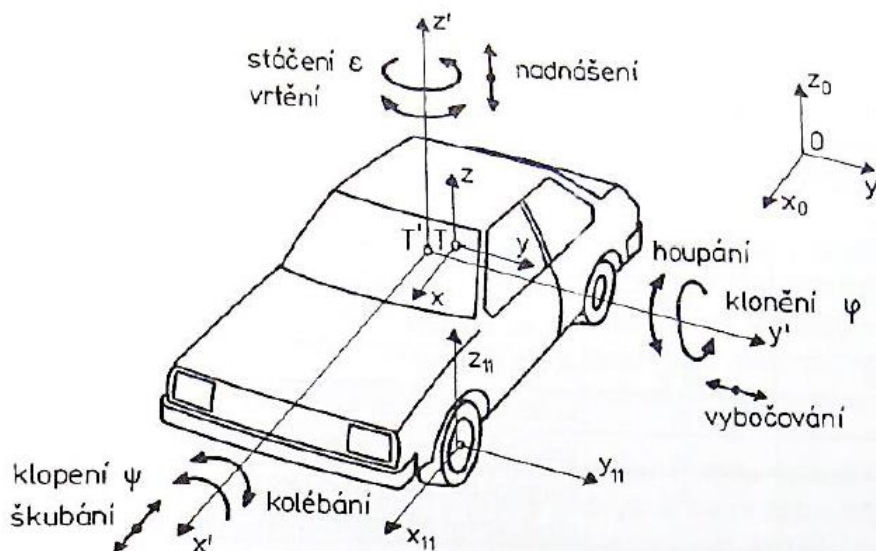
- Přední hnaná či hnací náprava
- Zadní hnaná i hnací náprava

Víceprvkový závěs má mnoho výhod. Vedle výborného vedení kola vyniká taktéž tlumením vibrací od vozovky, a tím i výborným jízdním komfortem. Dalšími výhodami jsou vysoká prostorová účinnost a nízká hmotnost. Na rozdíl od nápravy MacPherson také vyniká nízkým ložiskovým třením v tlumící jednotce. Pro konstruktéry je velkou výhodou možnost změnit konstrukci jednoho ramene bez nutnosti změny ostatních. Vzhledem k náročné konstrukci má i několik nevýhod. Jsou to především vysoké výrobní náklady a náročná údržba. V našich podmínkách se taktéž setkáváme s nižší životností jednotlivých ramen, především jejich pryžových lůžek. Následná výměna ramen je finančně náročnější, než je tomu např. u nápravy typu MacPherson. Z těchto důvodů se víceprvkový závěs téměř výhradně používá u vozů vyšších tříd či u sportovních vozů. [5]

## 2. Vymezení pojmů

### 2.1. Jízdní dynamika vozidla a kinematika náprav

Pro účely této diplomové práce jízdní dynamiku a kinematiku vozidla není třeba popisovat do detailu. Postačí se zaměřit na popis dvou základních prvků, které jsou ovlivňovány kinematikou náprav, tj. klonění a klopení karoserie.

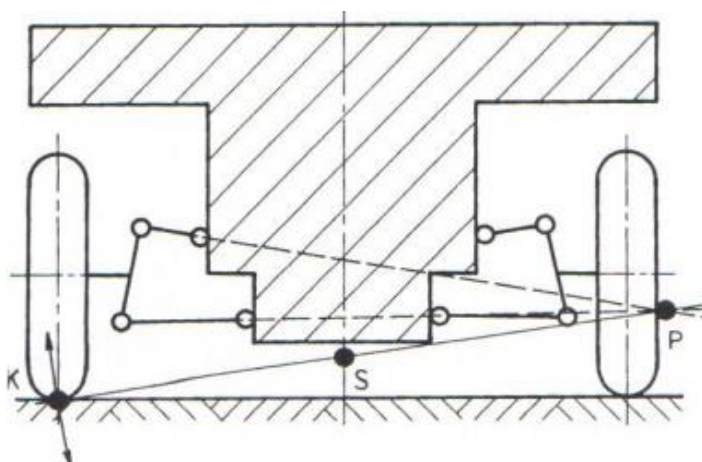


Obr. 16.: Souřadnicová soustava vozidla [2]

#### 2.1.1. Klopení karoserie

Vlivem odstředivých sil se karoserie při průjezdu zatáčkou naklápí kolem své osy klopení. Tím je způsobena změna postavení kol vůči vozovce a zhoršení jízdních vlastností vlivem nesouměrného zatížení kol. U některých náprav se kvůli naklápění mění rozchod kol a úhel odklonu kola. Lze to omezit posunutím pólu klopení kola „P“ co nejdále od kola.

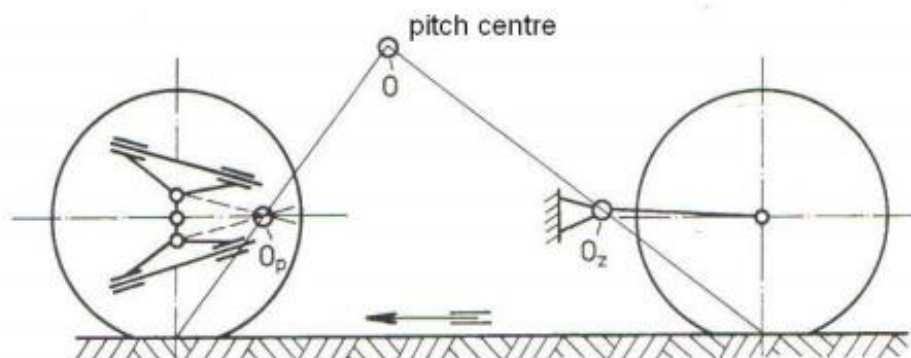
Osa klopení je spojnicí okamžitých středů klopení přední a zadní nápravy. K eliminaci efektu klopení karoserie je nutné, aby osa klopení karoserie procházela těžištěm vozu nebo v jeho blízkosti. Další možností zmírnění klopení je použití příčných stabilizátorů. [5]



Obr. 17.: Střed klopení kola P a střed klopení karoserie S [9]

### 2.1.2. Klonění karosérie

Karoserie vozidla se při brždění, akceleraci, nebo náhlé změně valivého odporu kol naklání kolem příčné osy. To způsobuje změnu postavení rejdových os a taktéž má negativní vliv na jízdní vlastnosti a jízdní komfort. Pro zamezení tohoto efektu je potřeba střed klonění karosérie dostat do stejné výšky, jako je těžiště vozu.



Obr. 18.: Konstrukce středu klonění [9]

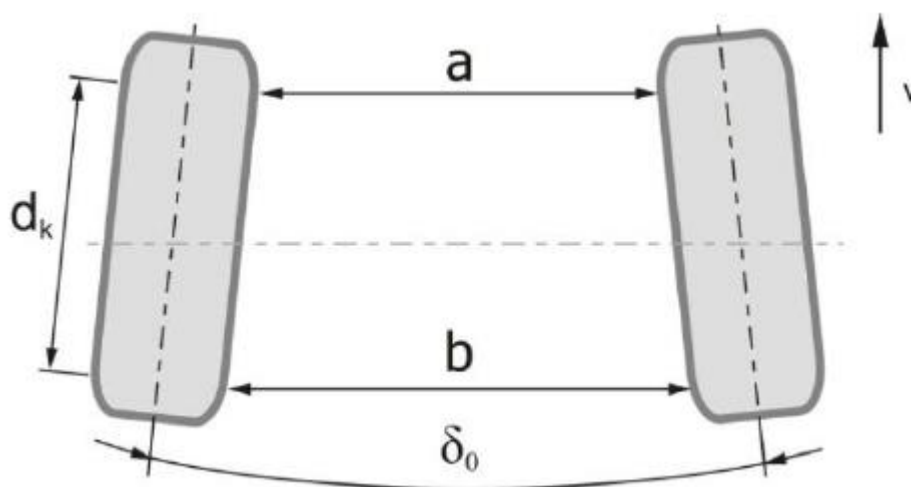
## 2.2. Geometrie zavěšení kola

Přesné postavení je zejména důležité u kol řídicí nápravy. Důvodem této definice je zajištění přesného vedení kola při přímé jízdě i při zatáčení, správného odvalování kol, lehkého, přesného a stabilního řízení. Z tohoto důvodu mají řízená kola a jejich rejdové osy určité odchylky od svislých rovin. Tyto odchylky jsou označovány jako „geometrie zavěšení kola“. [5]

### 2.2.1. Sbíhavost a rozbíhavost kol

Jedná se o uhel svíraný mezi středními rovinami protilehlých kol. Správná sbíhavost a rozbíhavost způsobuje lepší stabilitu při jízdě v přímém směru a vymezení vůlí řízení.

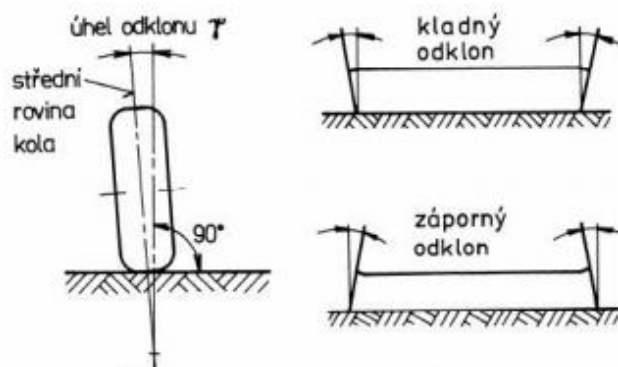
Pro vozidla s předním pohonem se nastavuje nulová sbíhavost, nebo mírná rozbíhavost, jelikož síla pohonu na předních kolech způsobuje stahování kol do středu vozidla.



Obr. 19.: Sbíhavost a rozbíhavost kol [20]

### 2.2.2. Odklon kola

Jedná se o odklonění roviny kola od svislé osy, které může být kladné, nebo záporné. Pokud je kolo nakloněno směrem k vozidlu jedná se o záporný odklon. Pokud je kolo nakloněno směrem od vozidla jedná se o kladný odklon. Když mají kola kladný odklon, odvalují se od sebe, a to způsobuje větší opotřebení pneumatik. Záporný odklon má pozitivní vliv na průjezd zatáčkami, a proto je hodně využíván u závodních vozů.



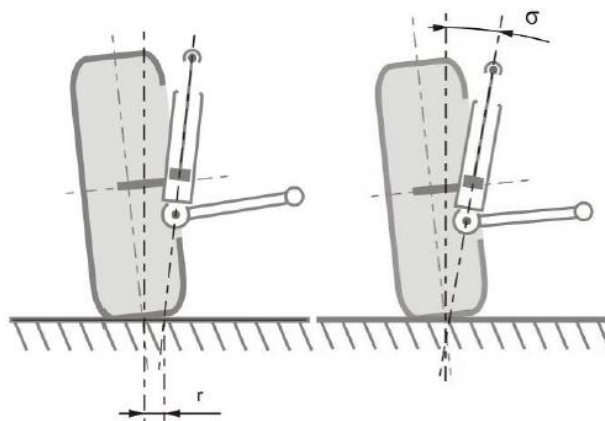
Obr. 20.: Úhel odklonu kola [9]

### 2.2.3. Příklon rejdové osy

Jedná se o úhel mezi rejdovou osou a svislou rovinou kola v příčné rovině vozidla. Klopný moment vyvolaný příklonem rejdové osy stáčí kola do přímého směru. Při natočení kola dochází k přizvedání vozidla, což způsobuje zvýšení potřebné síly k vytočení kola do rejdu.

### 2.2.4. Poloměr rejdu

Jde o vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky s vozovkou. Pokud se poloměr rejdu nachází na vnější straně od střední roviny kola, tak se jedná o záporný poloměr rejdu. Při zvětšování poloměru rejdu se zvětšuje i citlivost nápravy na podélné síly. Pokud nejsou tyto podélné síly na pravém a levém kole v rovnováze, musí řidič vyrovnat jejich účinky působením silou na volant. Více se používá záporný poloměr rejdu, aby byla kola tlačena do sbíhavosti.



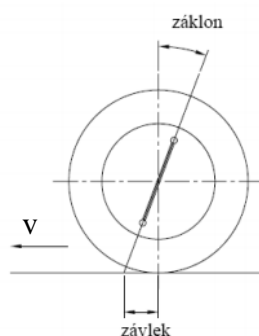
Obr. 21.: Vlevo poloměr rejdu a vpravo příklon rejdové osy [21]

### 2.2.5. Záklon rejdové osy

Jedná se o úhel mezi rejdovou osou a svislou rovinou kola v podélné rovině vozidla. Je-li rejdová osa nakloněna směrem vzad, pak má úhel kladnou hodnotu a hovoříme tedy o záklonu. Opačně se jedná o předklon a hodnota úhlu je záporná. Záklon rejdové osy má stabilizační účinek na řízení, ale při použití příliš velkého záklonu se zvýší potřebná síla na vychýlení kola při řízení.

### 2.2.6. Závlek kola

Jedná se o vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky s vozovkou v podélné rovině vozidla. Pokud je průsečík rejdové osy před stykem pneumatiky s vozovkou, jedná se o závlek kladný. Závlek způsobuje stabilizaci kola, jelikož je při jízdě kolo vlečeno.



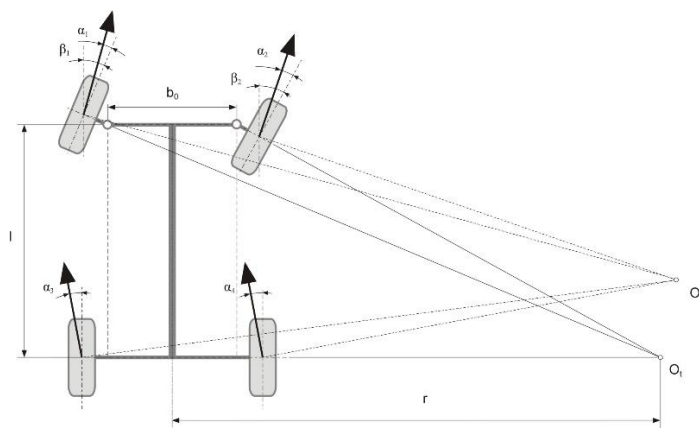
Obr. 22.: Záklon a závlek kola

## 2.3. Ackermannova podmínka

Vnitřní a vnější kola opisují při jízdě zatáčkou kružnice s jinými poloměry. Aby se kola při jízdě pouze odvalovala a nevznikalo nežádoucí smýkání po vozovce, musí podvozek splňovat tzv. Ackermannovu podmínku. [22]

V ideálním případě pro bočně nepoddajná kola. Ackermannova podmínka řízení říká, že střed otáčení musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy. [22]

V reálném případě vznikají při zatáčení směrové odchylky na všech kolech, které jsou vyvolané především vlivem odstředivé síly a poddajností pneumatik.



Obr. 23.: Vliv směrových odchylek na polohu středu otáčení [22]



### 3. Specifikace požadavků

Systém otočných náprav je navrhován pro tříkolové elektrické vozidlo, z čehož plyne požadavek na nižší hmotnost.

Požadavky na nápravy osobních automobilů jsou převážně:

- Minimální rozměry – Náprava by neměla omezovat vnitřní prostor karosérie pro cestující, či náklad.
- Přesné vedení kola – Parametr důležitý kvůli bezpečnosti, musí být zajištěn co nejlepší styk kola s vozovkou.
- Jízdní komfort – Náprava musí co nejméně přenášet vibrace na karoserii vozidla a nesmí svou konstrukcí vyvolávat nepříjemné vjemy jako například hlučnost, či neklidné řízení.
- Nízké provozní a výrobní náklady – Automobily jsou tvořeny z poměrně drahých komponent, a proto by náprava neměla zbytečně navyšovat cenu automobilu.

#### 3.1. Stanovení požadavků na navrhovaný technický systém

Tab. 1.: Stanovení požadavků na technický systém

Požadavek	Hodnota
Maximální rychlost	Alespoň 130 km/h
Výkon elektromotoru/ů	Alespoň 90 kW
Počet kol	3
Odpružení všech kol	Doporučeno
Hmotnost tříkolky	Maximálně 1000 kg
Nosnost tříkolky	500 kg
Použití v lehkém terénu	Nutná
Stabilita v terénu	Vysoká
Stabilita v zatáčkách při vyšších rychlostech	Vysoká
Tuhost systému	Vysoká
Jednoduchost konstrukce	Vysoká
Manévrovatelnost při malých rychlostech	Vysoká

## 4. Rozbor technických parametrů

Tento rozbor definuje parametry navrhovaného systému pro následné konstrukční zpracování.

### 4.1. Rozmístění kol tříkolového vozidla

U tříkolového vozidla můžeme rozmístit kola dvěma způsoby, a to jsou:

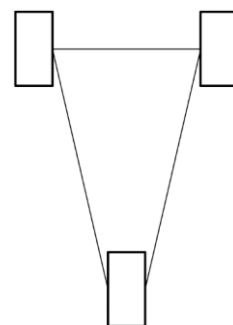
- Dvě kola vpředu a jedno kolo vzadu
- Jedno kolo vpředu a dvě kola vzadu

#### 4.1.1. Dvě kola vpředu a jedno kolo vzadu

Tento typ rozmístění kol s ohledem na stabilitu je vhodnější pro vozidla, která mají těžiště blíže u přední nápravy. Proto je tohle řešení vhodné pro osobní vozidla, která mají motor umístěný vpředu.

Příkladem tohoto rozmístění kol je známý tříkolový vůz jménem Velorex.

Obr. 24.: Schéma rozmístění kol

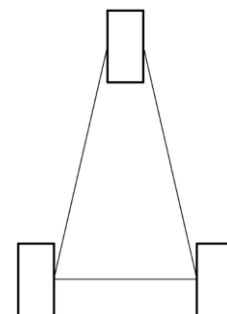


#### 4.1.2. Jedno kolo vpředu a dvě kola vzadu

Tento typ rozmístění kol je s ohledem na stabilitu vhodnější pro vozidla, která mají těžiště blíže u zadní nápravy. Proto je tohle řešení vhodnější pro nákladní vozidla, jelikož převážený náklad posouvá těžiště směrem k zadní nápravě.

Toto uspořádání bylo použito například u nákladního tříkolového vozidla Piaggio Ape 50.

Obr. 25.: Schéma rozmístění kol



Obr. 26.: Vlevo Velorex a vpravo Piaggio Ape 50 [24][9]

### Vyhodnocení:

Jelikož je navrhován systém náprav pro vozidlo s osobním využitím, tak se pro řešení diplomové práce více hodí rozmístění kol: „dvě kola vpředu a jedno kolo vzadu“.

## 4.2. Volba typu elektrického pohonu

U elektrických vozidel se z hlediska umístění využívají dva typy elektrických pohonů:

- Elektromotor v kole (HUB motor)
- Elektromotor pohánějící více kol

### 4.2.1. Elektromotor v kole

Tento typ elektromotoru, jak už z názvu vyplívá, je umístěný v kole. To je výhodné, jelikož elektromotory sice nejsou nejtěžší ze všech prvků, ale mají větší hmotnost. Tím, že jsou umístěny v kolech, posouvají těžiště blíže k zemi, což zlepšuje stabilitu v zatáčkách. Další výhodou mají v jednoduchém konstrukčním upevnění.

Nevýhodou je, že jsou omezeny prostorem a tím jsou omezeny i parametry jako například výkon. Pokud se ale nejedná zrovna o vozidlo typu supersport, tak to nevádí, protože dnes existují tyto elektromotory s naprosto dostačujícími parametry. Tím, že jsou umístěny v kolech, není možné použít pouze jeden motor, ale minimálně dva, a tím stoupá částka peněz, která se do nich musí investovat. Asi největší nevýhodou tohoto řešení je, že elektromotory v kolech jsou v tzv. neodpružených hmotách. To znamená, že směrem od vozovky jsou umístěny ještě před odpružením vozidla, což může způsobit vibrování kol při jízdě po nerovné vozovce například po kamenné dlažbě, a tím zapříčinit špatný vliv na jízdní vlastnosti vozidla.

Příkladem těchto motorů je motor od společnosti Elaphe s označením M700:

Tab. 2.: Tabulka parametrů motoru Elaphe M700 [17]

Při nominálním napětí 300 V	
Špičkový točivý moment	přes 700 Nm
Nominální točivý moment	400 Nm
Maximální otáčky	1500 ot/min.
Špičkový výkon	75 kW
Nominální výkon	50 kW
Hmotnost	23 kg

Motor Elaphe M700 se vejde do běžného 16“ ráfku a větších. Tento motor disponuje integrovanou třecí kotoučovou brzdou, takže už není potřeba ji instalovat na nápravu.



Obr. 27.: Model motoru Elaphe M700 [17]

#### 4.2.2. Elektromotor pohánějící více kol

Tento typ umístění elektromotoru za pomoci rozvodovky a diferenciálu pohání přední, či zadní kola zároveň. Tímto způsobem se pohání většina elektromobilů, které se dnes vyrábí.



Obr. 28.: Podvozek elektromobilu Tesla Model 3 [18]

Na obrázku 18 je vidět, že přední kola jsou poháněny jedním elektromotorem a zadní kola jsou poháněny jiným elektromotorem. Mohl by se použít i jeden motor pro všechna kola, ale toto řešení se moc nepoužívá z důvodu konstrukční složitosti, a tím i větším ztrátám.

Výhodou tohoto řešení oproti předešlému je, že motor můžeme umístit tak, aby byl odpružen. Také zde není tak razantní omezení prostorem, takže se mohou použít výkonnější elektromotory. Nevýhoda je, že u tohoto řešení musí být rozvodovka s diferenciálem, z čehož plyne větší konstrukční složitost a vyšší celková hmotnost.

#### Vyhodnocení:

S ohledem na konstrukční jednoduchost celého systému je pro řešení diplomové práce výhodnější elektromotor v kolech, i přes některé jeho nevýhody.

#### 4.3. Volba typu nápravy

Nápravy jsou podrobněji popsány v rešerši, a proto je zde pouze vyhodnoceno, jaký typ nápravy se použije.

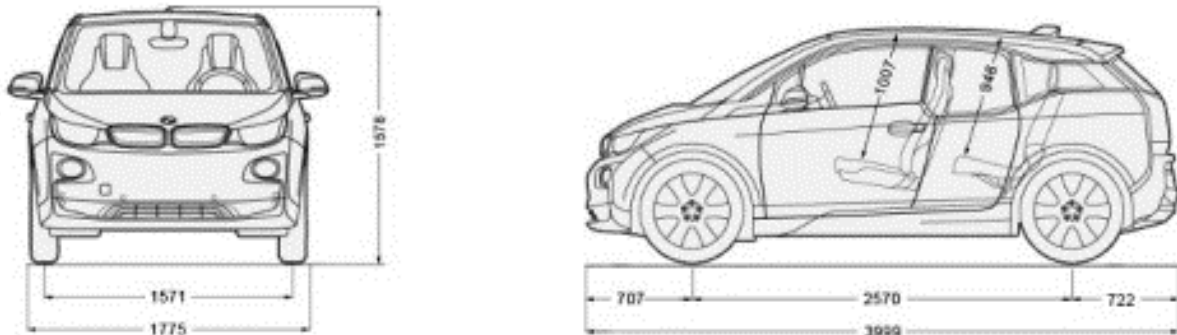
#### Vyhodnocení:

Pro přední kola musí být náprava říditelná, proto nejde použít polotuhá náprava. Tuhá náprava může být říditelná, ale jelikož bude použit elektromotor v kole, systém bude mít více neodpružených hmot. Víceprvková náprava nebude použita z důvodu vysokých nároků na údržbu a vyšších nákladů. Vybíráno bude tedy mezi lichoběžníkovou nápravou a nápravou MacPherson. S ohledem na to, že je použit elektromotor v kolech, byla zvolena lichoběžníková náprava pro lepších jízdní vlastnosti.

Pro zadní kolo bude specifikována náprava až v konstrukčním návrhu diplomové práce.

## 5. Sestavení výpočtového modelu

Pro sestavení výpočtového modelu budou použity rozměrové parametry vozidla BMW i3, s tím rozdílem, že se jedná o tříkolové vozidlo.

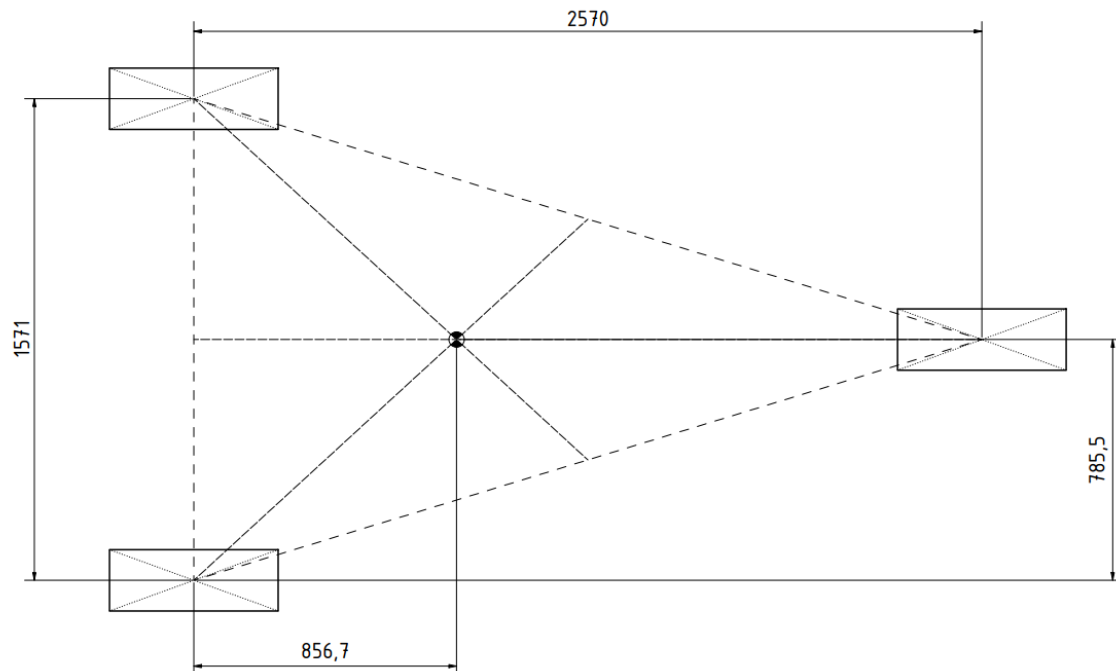


Obr. 29.: Rozměry elektromobilu BMW i3[23]

Důležitými parametry pro výpočtový model jsou rozchod a rozvor kol, které jsou znázorněné na obrázku. Rozchod kol je 1571 mm a rozvor kol je 2570 mm.

### 5.1. Geometrické těžiště

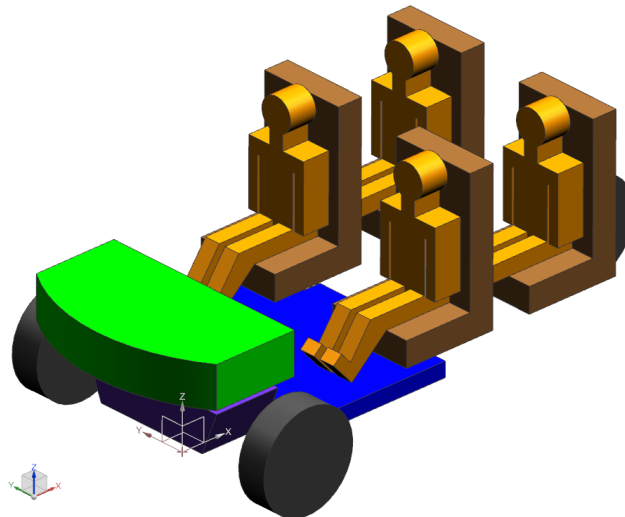
Pro určení rozmístění hmotnosti na nápravy je nejprve potřeba zjistit geometrické těžiště.



Obr. 30.: Schéma umístění geometrického těžiště

## 5.2. Rozmístění hmotností (hmotnostní těžiště)

Hmotnostní těžiště bude nalezeno uspořádáním hmotností všech komponent ve vozidle. Pro tříkolové vozidlo, s ohledem na stabilitu jízdy v zatáčkách, je nutné tyto komponenty rozmístit tak, aby bylo těžiště co nejnižže vozovce a co nejbližže předním kolům.



Obr. 31.: Model rozmístění vnitřních komponent ve vozidle

Pomocí rozmístění vnitřních komponent bylo zjištěno hmotnostní těžiště. V tomto těžišti není zahrnuta karosérie, jelikož je tato práce pouze teoretická a nepočítá se s reálným modelem. Proto se hmotností těžiště dá považovat pouze za orientační, ale pro výpočet postačující.

Do modelu byly umístěny tyto vnitřní komponenty:

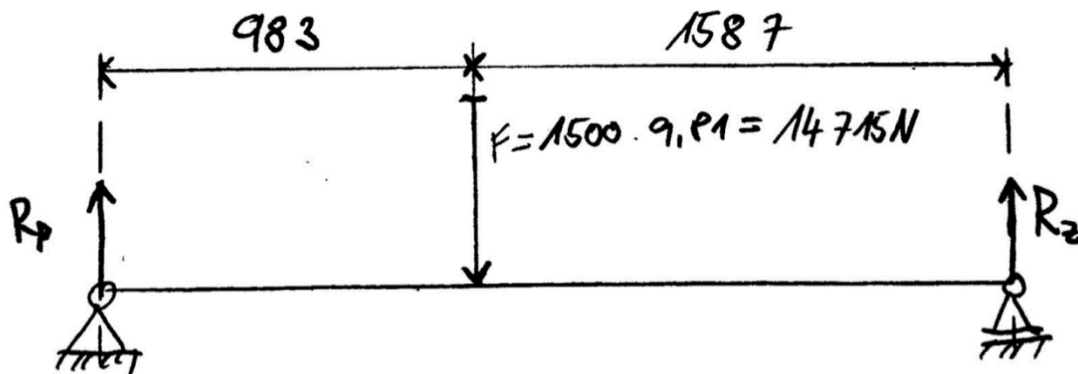
- **Baterie (modrá)** – pro zjištění hmotnosti baterií byla použita hmotnost bateriových boxů z Tesly, dopočtená hmotnost činí 250 kg
- **Výzbroj elektromotorů (fialová)** – pro výzbroj elektromotorů je uvažována hmotnost 50 kg
- **Zavazadlový prostor (zelená)** – pro zavazadlový prostor je uvažována hmotnost 50 kg
- **Sedačky (hnědá)** – pro přední sedačky je uvažována stejná hmotnost, jako mají sedačky od firmy Recaro, tudíž 16 kg jedna, zadní sedačky mají vždy o něco menší hmotnost, tak jejich hmotnost je uvažována 10 kg jedna
- **Člověk (oranžová)** – pro lidi na předních sedadlech je uvažovaná hmotnost 100 kg a pro lidi na zadních sedadlech je uvažovaná hmotnost 80 kg

Measurement Mass Properties	
Displayed Mass Property Values	
Volume	= 959531317.201084971 mm <sup>3</sup>
Area	= 19655862.393561505 mm <sup>2</sup>
Mass	= 761.999133784 kg
Weight	= 7472.658805325 N
Radius of Gyration	= 828.061554442 mm
Center of Mass	= 982.236621828, -0.000000000, 621.094047011 mm

Obr. 32.: Výsledek umístění hmotnostního těžiště

Hmotnostní těžiště bylo nalezeno pro využití při zjišťování rozložení zatížení mezi přední nápravu a zadní nápravu.

### 5.3. Orientační rozložení zatížení



$$\text{Zatížení zadní nápravy: } R_z = \frac{F \cdot 983}{983 + 1587} = 5628,35 \text{ N (573,7 kg)}$$

$$\text{Zatížení předních náprav: } R_p = F - R_z = 9086,65 \text{ N (926,3 kg)}$$

Rozložení zatížení bylo vypočteno pro využití v dynamické analýze a určení nosnosti pneumatik.

### 5.4. Volba kol a pneumatik

V rozboru byl definován elektromotor v kole, který se používá s běžnými 16“ koly, proto budou 16“ kola vybrána pro navrhovaný systém.

Volba pneumatik – 135/70 R16

Pneumatiky byly zvoleny podle rozměru kola a pro menší odpor pneumatik byl zvolen užší profil.

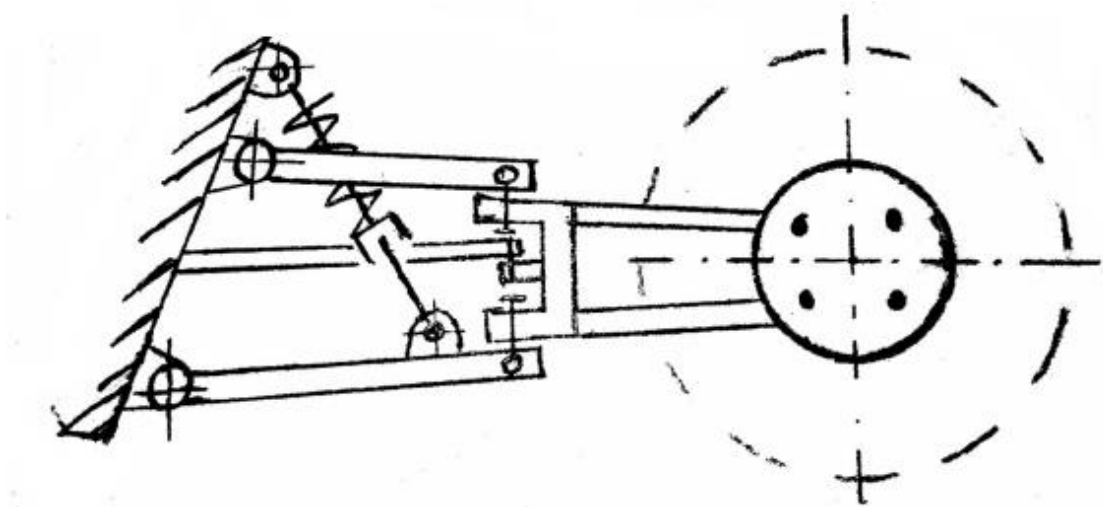
Na obrázku jsou vidět indexy nosností pneumatik. Zjistilo se, že maximální zatížení jednoho kola je na zadní nápravě, tudíž přibližně 578 kg. Z toho plyne, že minimální index nosnosti musí být 90.

Provozní charakteristika					
Index	Nosnost (kg)	Index	Nosnost (kg)	Index	Nosnost (kg)
70	335	89	580	108	1000
71	345	90	600	109	1030
72	355	91	615	110	1060
73	365	92	630	111	1090
74	375	93	650	112	1120
75	387	94	670	113	1150
76	400	95	690	114	1180
77	412	96	710	115	1215
78	425	97	730	116	1250
79	437	98	750	117	1285
80	450	99	775	118	1320
81	462	100	800	119	1360
82	475	101	825	120	1400
83	487	102	850	121	1450
84	500	103	875	122	1500
85	515	104	900	123	1550
86	530	105	925	124	1600
87	545	106	950		
88	560	107	975		

Obr. 33.: Indexy nosnosti pneumatik [19]

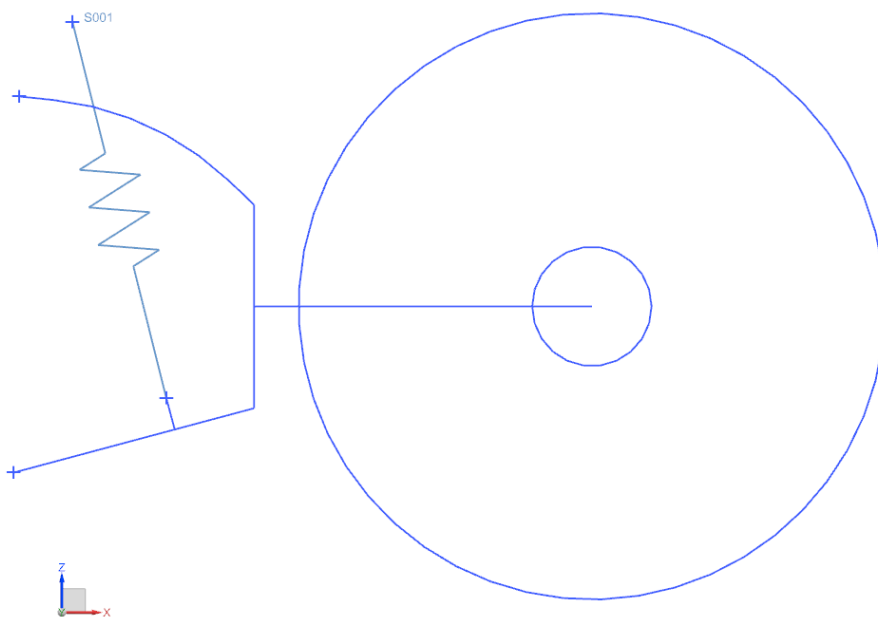
## 6. Schéma systému otočných náprav

Tato práce se zabývá návrhem systému otočných náprav, v rozboru se došlo k závěru, že pro přední nápravu je vhodné použít lichoběžníkové nápravy. Jelikož lichoběžníkové nápravy jsou v dnešní době už velmi propracovaný systém, bude tato práce směřována pouze ke konstrukčnímu návrhu zadní otočné nápravy. Pro zadní otočnou nápravu bylo nejprve zamýšleno použít polotuhou (klikovou) nápravu, ale po přezkoumání pomocí kinematických simulací v softwaru NX, bylo rozhodnuto implementovat místo polotuhé nápravy nápravu lichoběžníkovou.



Obr. 34.: Předběžný náčrt navrhovaného systému

Na obrázku je náčrt navrhovaného systému, ve kterém je vidět implementace lichoběžníkového zavěšení a zároveň podélné uchycení kola, což je hlavní rozdíl od běžného lichoběžníkového zavěšení.

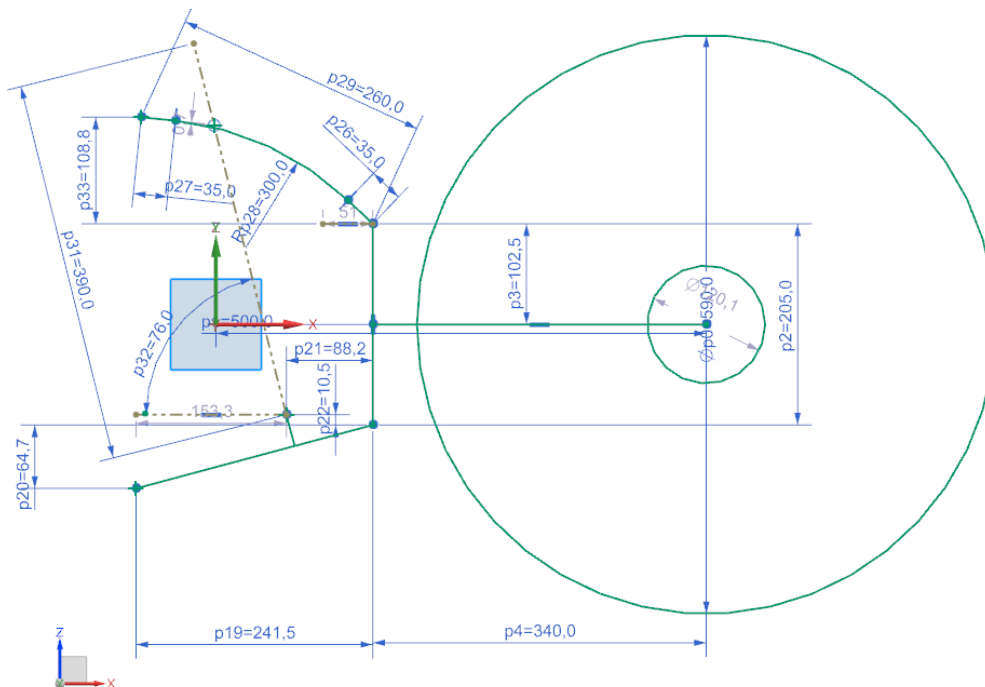


Obr. 35.: Schéma navrhovaného systému v softwaru NX



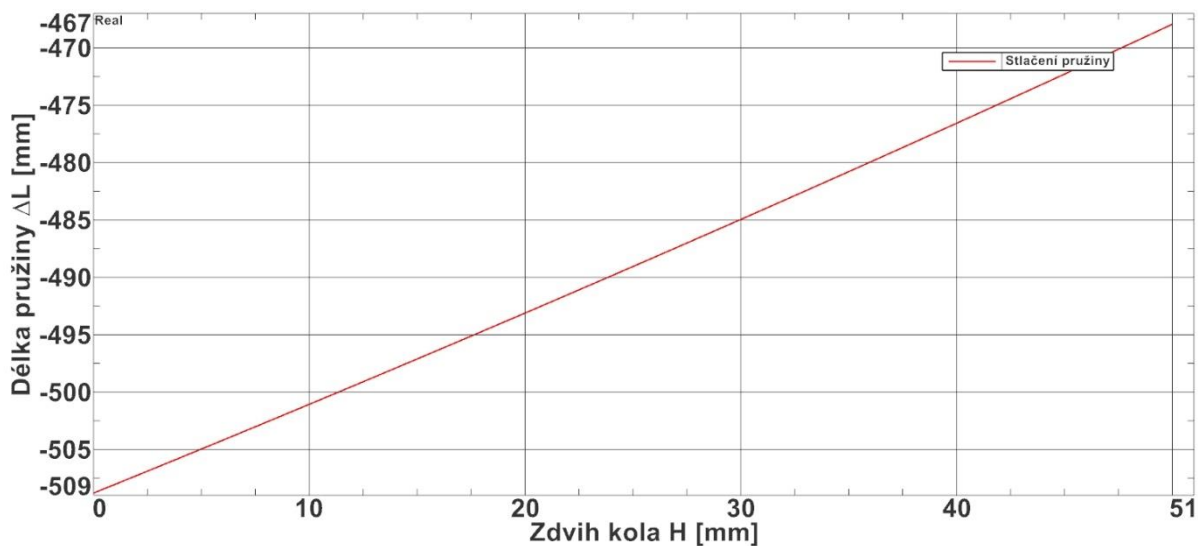
## 7. Kinematická analýza

Kinematická analýza byla vytvořena v softwaru NX pomocí schématu, který byl ukázán v předešlé kapitole. V kinematické analýze bylo zapotřebí určit rozměry systému.



Obr. 36.: Schéma navrhovaného systému s rozměry

Další kinematická analýza byla prováděna pro zjištění převodu mezi zdvihem kola a stlačením pružiny, označovaný ve světové literatuře jako motion ratio (MR).



Obr. 37.: Graf stlačení pružiny

Výpočet převodu mezi zdvihem kola a stlačením pružiny:

$$MR = \frac{H}{\Delta L} = \frac{50}{(509 - 468)} = 1,22$$

## 8. Dynamická analýza

V dynamické analýze se provádí silový rozbor zavěšení kola, návrh odpružení a tlumení nápravy

### 8.1. Silový rozbor zavěšení

Pro konstrukční návrh a provedení pevnostní analýzy je potřeba zjistit silové působení na jednotlivé díly. Nejprve se však musí zjistit vnější zatěžující síly zavěšení. Jedná se o síly v kontaktu kola s vozovkou, které jsou potřeba i v návrhu odpružení a tlumení nápravy. Na tyto síly má vliv několik proměnlivých faktorů, jako nerovnosti na vozovce a aktuální jízdní situace, ve které se vozidlo nachází (akcelerace, prudkého rozjíždění a zatáčení).

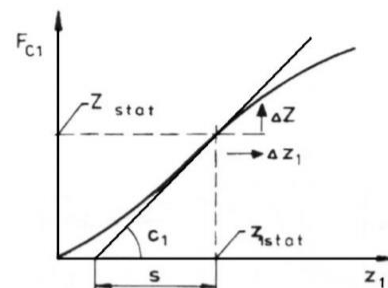
Pro výpočty je nutno znát radiální tuhost použité pneumatiky:

$$c = \frac{Z_{stat}}{s} = \frac{5628,35}{25} = 225,1 \text{ N/mm}$$

Kde:

- s...hodnota subtangenty (pro radiální pneumatiky s = 20 až 30)
- $Z_{stat}$ ...statické zatížení nápravy ( $Z_{stat} = R_z$ )

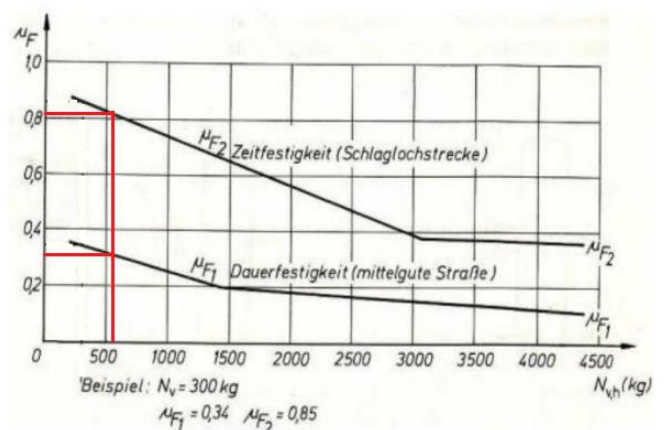
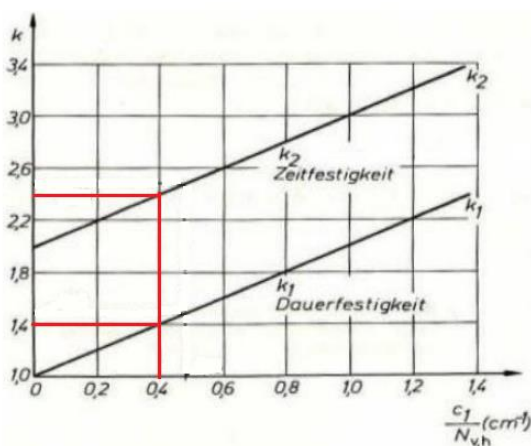
Obr. 38.: K vysvětlení radiální tuhosti pneumatiky [6]



Dále je nutno znát poměr radiální tuhosti pneumatiky k jejímu zatížení:

$$\frac{c}{R_z} = \frac{225,1}{5628,35} = 0,04 \text{ mm}^{-1} = 0,4 \text{ cm}^{-1}$$

Nyní použitím tohoto poměru a hmotností připadající na kolo zadní nápravy ( $N_h = 573,3 \text{ kg}$ ) určíme koeficienty svislé síly  $k_1$ ,  $k_2$  a koeficienty boční síly  $\mu_{F1}$ ,  $\mu_{F2}$ , které odečteme z těchto dvou grafů.



Obr. 39.: Pomocné grafy pro stanovení koeficientů svislé síly (vlevo) a koeficientů boční síly (vpravo) [7]

Pomocí grafů byly zjištěny koeficienty svislé síly  $k_1 = 1,4$ ;  $k_2 = 2,4$  a koeficienty boční síly  $\mu_{F1} = 0,32$ ;  $\mu_{F2} = 0,81$ .

Pro výpočet těchto sil se uvažují 3 jízdní stavy:

- Jízda po středně kvalitní vozovce
- Přejezd nerovnosti (maximální spodní ráz)
- Přejezd nerovnosti (maximální boční ráz)
- Prudký rozjezd

### 8.1.1. Jízda po středně kvalitní vozovce – STAV1

Pro kontrolu mezního stavu únavové pevnosti zavěšení (MSÚ) je zapotřebí zjistit síly vznikající v kontaktu kola během tohoto jízdního stavu. Jedná se o sílu svislou a sílu boční, která se však nevyskytuje pouze při zatáčení, ale důsledkem nerovností vozovky i v jízdě v přímém směru. Pro získání sil působících na kolo je nutno použít koeficienty  $k_1$  a  $\mu_{F1}$ . U svislé síly je zapotřebí znát účinek neodpružených hmot. Jejich hodnota je odhadnuta pomocí součtu hmotnosti elektromotoru, kola a části zavěšení, kde elektromotor váží 23 kg, kolo má přibližně hmotnost 20 kg a uvažují hmotnost části zavěšení 5 kg. Součet těchto hodnot tedy činí  $m_{nh} = 48$  kg.

Boční síla:

$$F_x = \mu_{F1} * N_h * g = 0,32 * 573,3 * 9,81 = 1968,4N$$

Svislá síla:

$$F_z = k_1 * N_h * g - m_{nh} * g = 1,4 * 573,3 * 9,81 - 48 * 9,81 = 7402,8N$$

### 8.1.2. Přejezd nerovnosti (Maximální spodní ráz) – STAV2

Tato situace by v ideálním případě měla nastat pouze ve výjimečných případech, proto není uvažována při kontrole zavěšení na mezní stav únavové pevnosti. Tento stav bude použit při kontrole zavěšení na mezní stav pružnosti (MSP). Pro tento výpočet je nutno použít koeficienty  $k_2$  a  $\mu_{F1}$ .

Boční síla:

$$F_x = \mu_{F1} * N_h * g = 0,32 * 573,3 * 9,81 = 1968,4N$$

Svislá síla:

$$F_z = k_2 * N_h * g - m_{nh} * g = 2,4 * 573,3 * 9,81 - 48 * 9,81 = 13026,9N$$

### 8.1.3. Přejezd nerovnosti (Maximální boční ráz) – STAV3

Tento stav, stejně jako předchozí, by měl v ideálním případě nastat pouze ve výjimečných případech, a proto je taktéž uvažován pouze při kontrole na mezní stav pružnosti. Pro tento výpočet je nutno použít koeficienty  $k_1$  a  $\mu_{F2}$ .

Boční síla:

$$F_x = \mu_{F2} * N_h * g = 0,81 * 573,3 * 9,81 = 4555,5N$$

Svislá síla:

$$F_z = k_1 * N_h * g - m_{nh} * g = 1,4 * 573,3 * 9,81 - 48 * 9,81 = 7402,8N$$

### 8.1.4. Prudký rozjezd – STAV4

Tento jízdní stav nastane při prudké zajiždění z nulové rychlosti a využití maximálního točivého momentu. Pro tento stav bylo dopočteno zrychlení, které vychází  $4,55 \text{ m.s}^{-2}$ . Při tomto stavu jsou uvažovány podmínky stavu 1, ale bude uvažován při kontrole na mezní stav pružnosti.

Boční síla:

$$F_x = \mu_{F1} * N_h * g = 0,32 * 573,3 * 9,81 = 1968,4N$$

Podélná síla:

$$F_y = N_h * a = 573,3 * 4,55 = 2608,5N$$

Svislá síla:

$$F_z = k_1 * N_h * g - m_{nh} * g = 1,4 * 573,3 * 9,81 - 48 * 9,81 = 7402,8N$$

Tab. 1: Síly v kontaktu kola pro jednotlivé jízdní stavy:

	Boční síla $F_y$ [14]	Svislá síla $F_z$ [14]	Podélná síla $F_x$ [14]
STAV1	1968,4	7402,8	0
STAV2	1968,4	13026,9	0
STAV3	4555,5	7402,8	0
STAV4	1968,4	7402,8	2608,5

## 8.2. Návrh pružiny

Odpružení má za úkol co nejvíce zamezit přenosu kmitavých pohybů zavěšení na karoserii vozidla z důvodu jízdního komfortu a zvýšení životnosti jednotlivých komponent vozidla. Zároveň zajišťuje, aby kolo neodlehlo od vozovky, a to i v případě přejezdu nerovnosti.

Pro stanovení tuhosti pružiny jsou potřeba hmotnosti odpružených a neodpružených hmot působících na zadní kolo. Celková hmotnost, která působí na zadní kolo je 573,3 kg. Po odečtu hmotnosti neodpružených hmot od celkové hmotnosti se vypočte hmotnost odpružených hmot, tudíž  $m_{oh} = 525,3 \text{ kg}$ . Pomocí těchto hmotností se vypočte optimální hodnota tuhosti pružiny přepočítané do svislé roviny procházející středem kola (Wheel rate).

$$WR = \frac{c * m_{nh} * m_{oh}}{(m_{nh} + m_{oh})^2} = \frac{225,1 * 48 * 525,3}{(48 + 525,3)^2} = 62,9N/mm$$

Dále pomocí převodu byla vypočtena tuhost pružiny zavěšení kola:

$$k_p = WR * MR^2 = 62,9 * 1,22^2 = 93,6N/mm$$

Konstrukční výpočet pružiny byl realizován pomocí vytvořeného excelu pro získání hodnot, které je potřeba zadat do modulu pro návrh pružin v softwaru Inventor. Ukázka výpočtu ze softwaru Inventor bude v přílohách.

Dalším důležitým ukazatelem pro vhodnost dané tuhosti pružiny je hodnota netlumených vlastních frekvencí odpružené a neodpružené hmoty. Během jejich rezonance dochází k největšímu přenosu vibrací od vozovky na karoserii. Tyto rezonance se nesmí projevit ve frekvenčním rozsahu 4 ÷ 8 Hz, jelikož v tomto frekvenčním rozsahu svislých vibrací sedačky dochází k rezonanci orgánů v břišní dutině lidského těla. Pro výpočet je potřeba nejprve vypočítat výslednou tuhost sériově řazených pružin s tuhostmi WR a c (Ride rate).

$$RR = \frac{WR * c}{WR + c} = \frac{62,9 * 225,1}{62,9 + 225,1} = 49N/mm$$

Výpočet vlastních frekvencí:

$$f_{oh} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{RR}{m_{oh}}} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{49}{525,3 * 0,001}} = 1,54$$

$$f_{nh} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{WR + c}{m_{nh}}} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{62,9 + 225,1}{48 * 0,001}} = 12,32$$

Z výpočtu netlumených vlastních frekvencí je patrné, že vypočtená tuhost pružiny je vhodná.

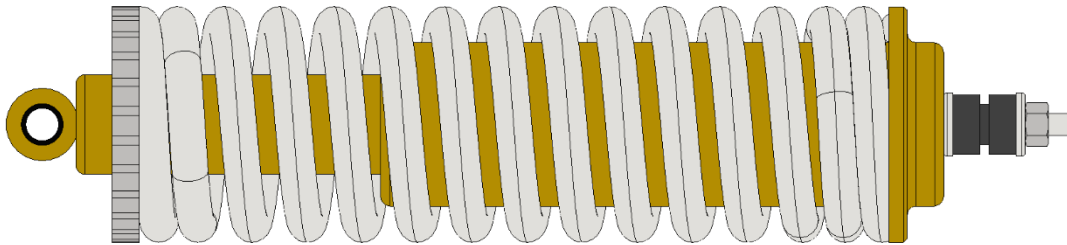


Obr. 40.: Model navržené pružiny

### 8.3. Volba tlumiče

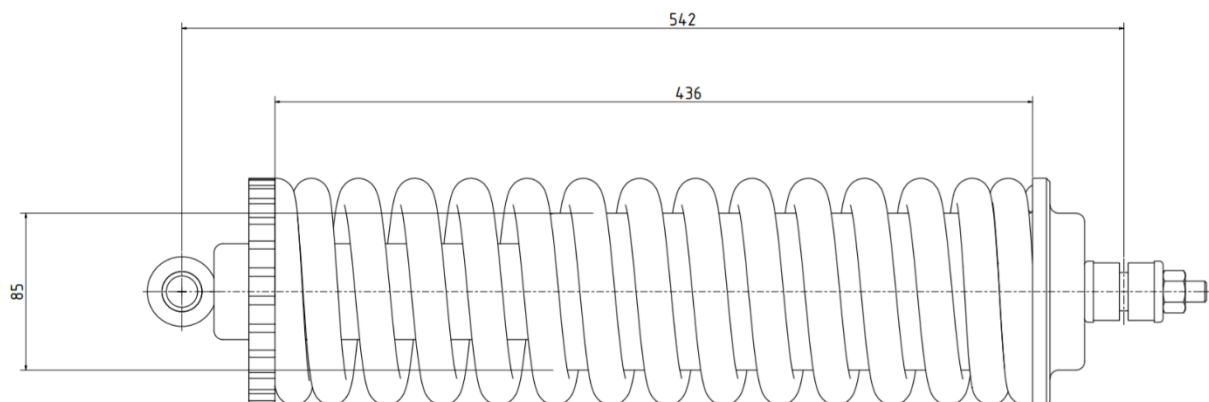
Tlumič má za úkol utlumit kmitavý pohyb zavěšení, jelikož ocelové šroubové pružiny mají velmi nízkou schopnost vnitřního útlumu. Hlavní funkcí tlumiče tedy je pohlcovat kinetickou energii pohybu a proměnit ji na teplo, které odvede ven ze systému. Dalšími funkcemi tlumiče je zvýšení bezpečnosti jízdy a jízdního pohodlí, a to pomocí zajištění co nejstálějšího svislého zatížení kola. Tím se při jízdě po nerovné vozovce omezí kolísání bočních i podélných sil v kontaktu s vozovkou, což zlepší stabilitu projíždění zatáček a zkrátí brzdnu dráhu vozidla.

Pro volbu tlumiče je zapotřebí katalog některého výrobce. Katalogy, které jsou dostupné široké veřejnosti se zaměřují na potřeby koncových zákazníků a ne konstruktérů, proto je zapotřebí definovat parametry tlumiče. Jelikož tlumení na tlumiči je nastavitelné, budou voleny pouze rozměry tlumiče a způsob jeho uchycení.



Obr. 41.: Model tlumiče

Na obrázku je vidět model tlumiče, kde je znázorněn způsob uchycení. Na dalším obrázku jsou znázorněny hlavní rozměry tlumiče.



Obr. 42.: Rozměry tlumiče

## 9. Konstrukční návrh

### 9.1. Volba materiálu:

Pro nenormalizované součásti byly zvoleny materiály:

- Součásti vyráběné odléváním budou z nelegované jakostní oceli GE300
- Ostatní součásti budou vyrobeny z oceli S355J0

Tab. 2.: Vlastnosti oceli GE300:

	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti v tahu	200 000	MPa
Poissonovo číslo	0,26	[-]
Mez kluzu	300	MPa
Mez pevnosti	600	MPa
Hustota	7 850	kg/m <sup>3</sup>

Zdrojem vlastností je technická norma EN 10293:2005.

Tab. 3.: Vlastnosti oceli S355J0:

	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti v tahu	200 000	MPa
Poissonovo číslo	0,27	[-]
Mez kluzu	(pro 16 < t < 40mm) 345	MPa
Mez pevnosti	470	MPa
Hustota	7 850	kg/m <sup>3</sup>

Zdrojem vlastností je technická norma EN 10025:2004.

Dovolená napětí a meze únavy:

Pro výpočet dovoleného napětí je použita bezpečnostní konstanta  $k = 1,5$ . Pro výpočet únavového napětí je použita hypotéza C. R. Mischkeho, kde je zapotřebí vypočítat nejprve předběžné únavové napětí, které bude dále násobeno koeficienty pro donou součást. Toto únavové napětí se vypočte ze vztahu, který odvodil pan C. R. Mischke a je závislé na mezi pevnosti.

Ocel GE300:

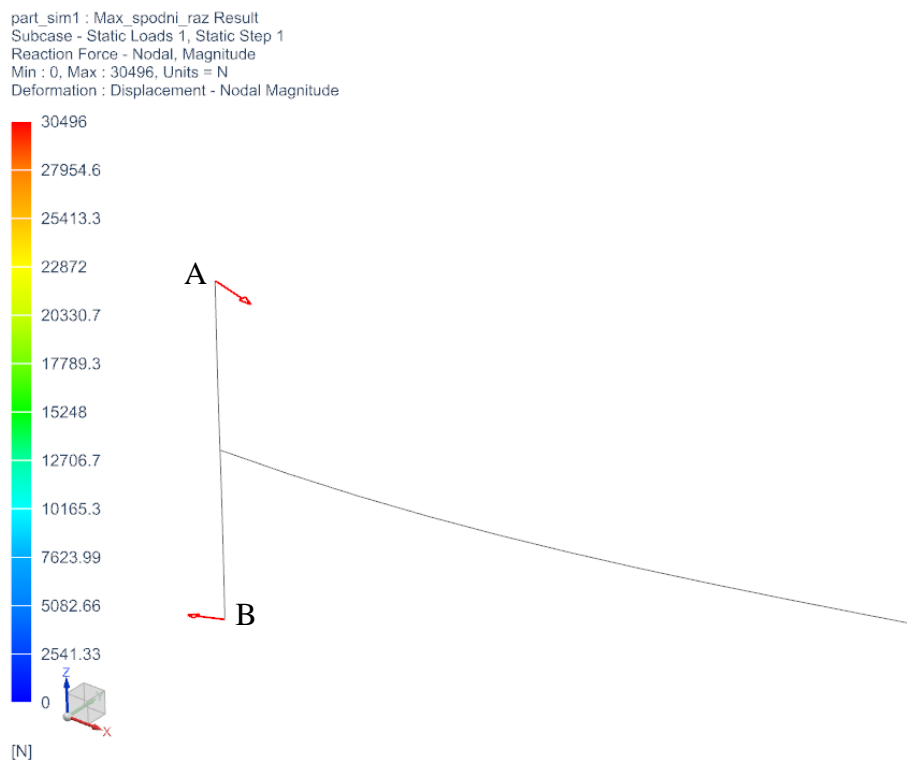
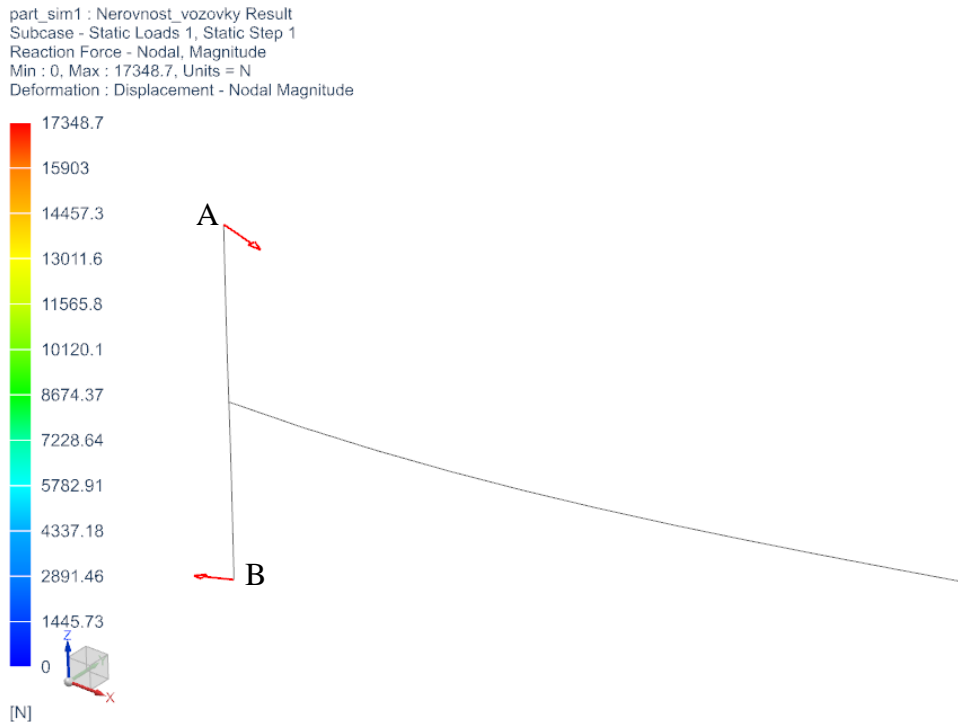
- Dovolené napětí –  $\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{300}{1,5} = 200 \text{ MPa}$
- Předběžné únavové napětí -  $\sigma_{co} = 0,504 * R_m = 0,504 * 600 = 302,4 \text{ MPa}$

Ocel S355J0:

- Dovolené napětí –  $\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{345}{1,5} = 230 \text{ MPa}$
- Předběžné únavové napětí -  $\sigma_{co} = 0,504 * R_m = 0,504 * 470 = 236,9 \text{ MPa}$

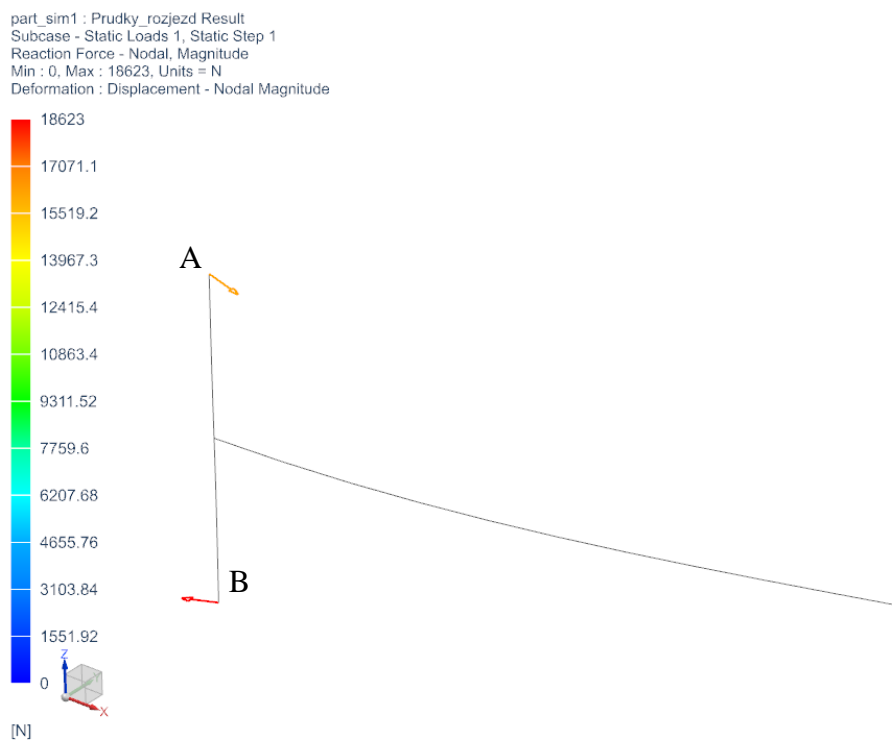
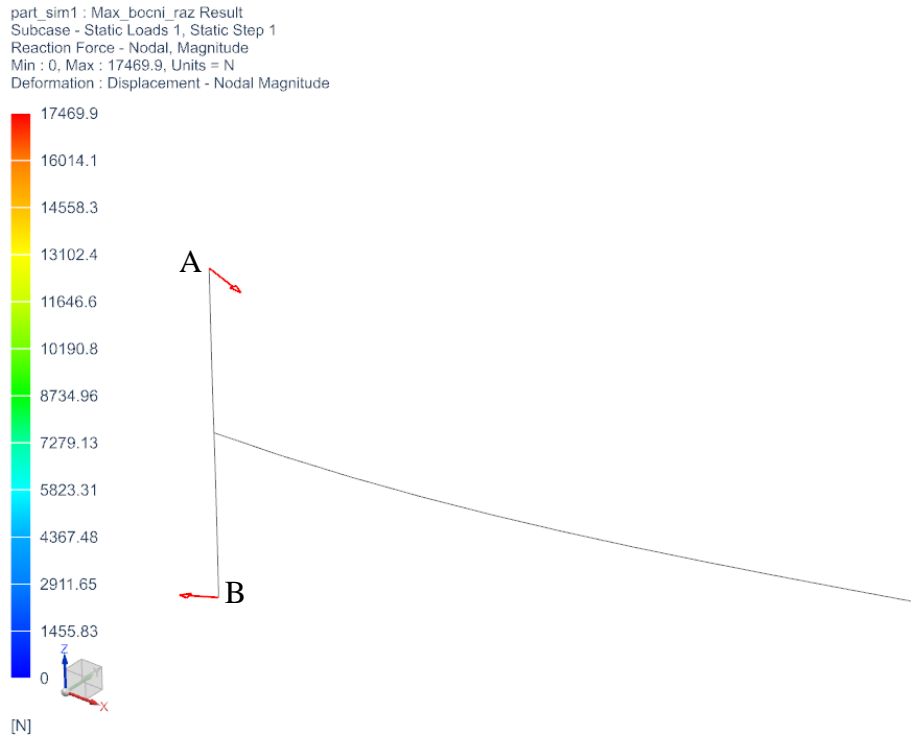
## 9.2. Síly v uzlech

Pro zjištění, jak jsou namáhána ramena zavěšení bylo nejprve potřeba zjistit síly ve spojovacích uzlech, které byly zjištěny zatížením ramena, ke kterému je připevněno kolo. To bylo provedeno v softwaru NX a byly k tomu využity 1D prvky pro rychlejší výpočet.



Obr. 43.: Vyhodnocení sil v uzlech pro stav 1 a 2





Obr. 44.: Vyhodnocení sil v uzlech pro stav 3 a 4

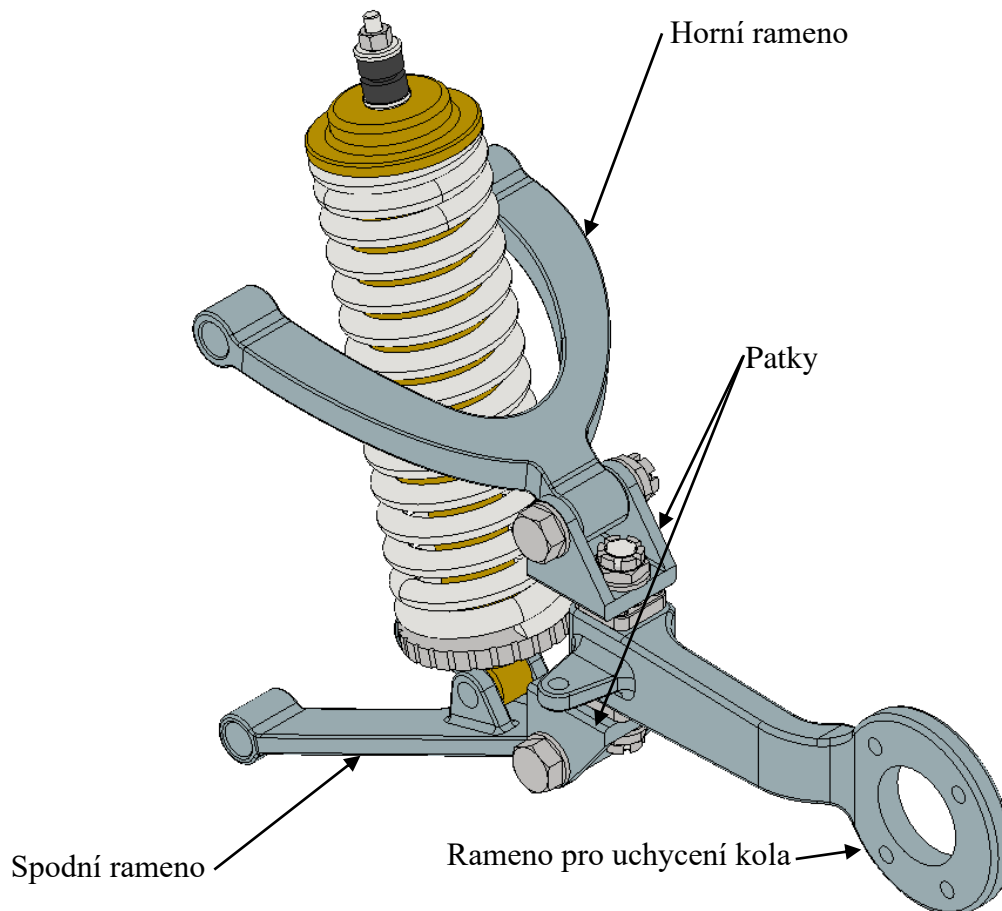
Na obrázku je vidět vyhodnocení sil v uzlech, které jsou znázorněné ve směru jejich působení. Dále v tabulce jsou rozepsány síly působící v uzlech do jednotlivých směru os X, Y a Z. Pomocí znamének + a – je znázorněno, zda síly působí ve směru osy (+), nebo v protisměru osy (-).

Tab. 4.: Síly v uzlech A a B

	A			B		
	X	Y	Z	X	Y	Z
STAV1	+16920,7 N	-984,2 N	-3701,4 N	-16920,7 N	-984,2 N	-3701,4 N
STAV2	+29776 N	-984,2 N	-6513,5 N	-29776 N	-984,2 N	-6513,5 N
STAV3	+16920,7 N	-2277,75 N	-3701,4 N	-16920,7 N	-2277,75 N	-3701,4 N
STAV4	+15616,4 N	-984,2 N	-3701,4 N	-18224,9 N	-984,2 N	-3701,4 N

Pomocí těchto sil se vypočte namáhání hlavních komponent zavěšení, kterými jsou horní rameno, spodní rameno, rameno pro uchycení kola a patky použité pro otočné uložení v uzlech A a B.

Jednotlivé komponenty zavěšení budou navrženy pomocí simulací v softwaru NX. V simulaci bude zjištěno, jak jsou jednotlivé komponenty namáhány a pomocí toho zhodnoceny po pevnostní a únavové stránce. Simulace jsou prováděny pro všechny 4 stavy, kde STAV1 pro zhodnocení únavového namáhání a zbylé 3 jsou pro zhodnocení pevnostního namáhání.



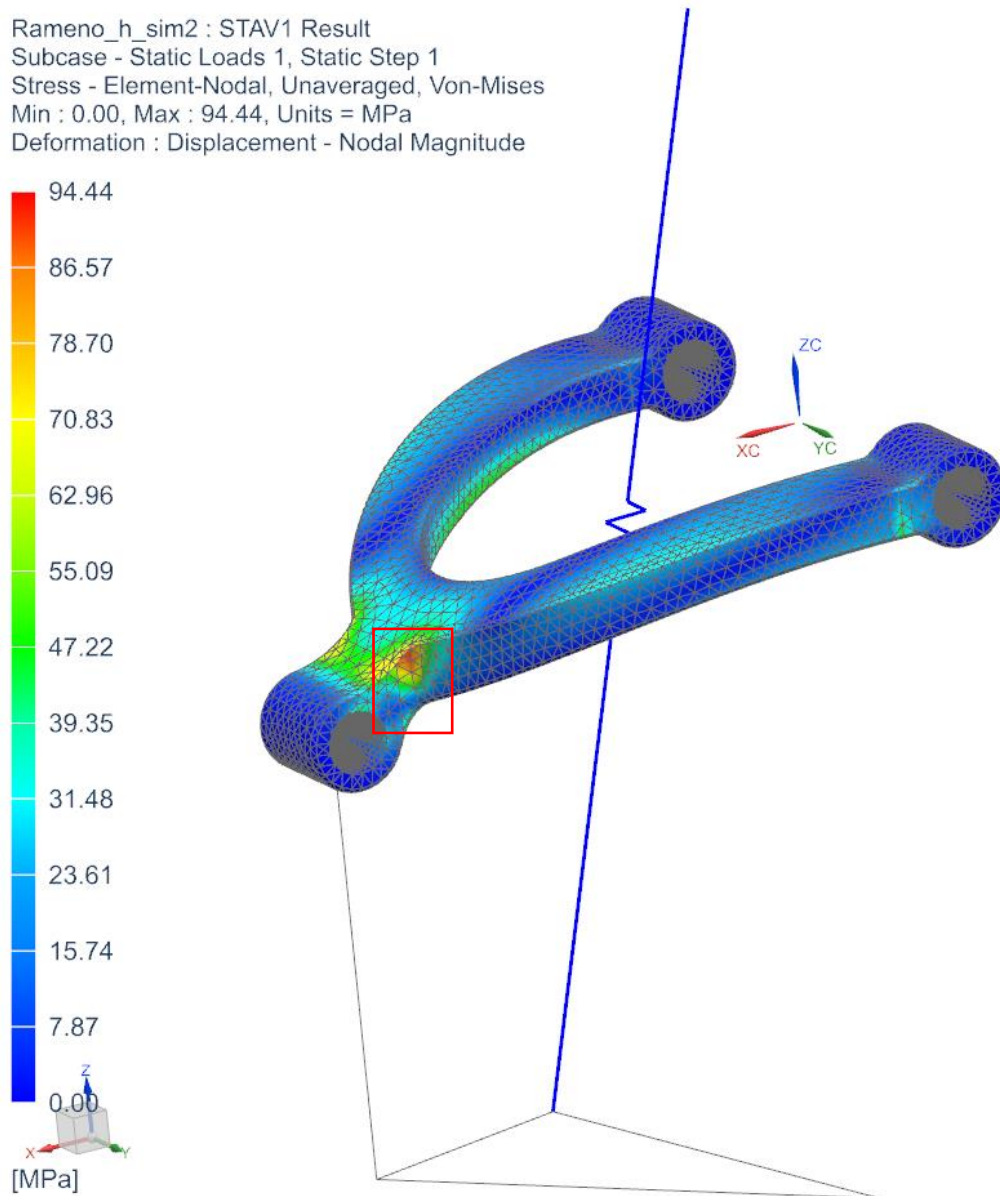
Obr. 45.: Popis modelu zavěšení

### 9.3. Návrh horního ramene

Horní rameno je navrženo, jako odlitek z důvodu tvarové složitosti, tím pádem je použit materiál GE300.

#### 9.3.1. STAV1 – Jízda po středně kvalitní vozovce

U tohoto stavu je zapotřebí nejprve vyhodnotit kritické místo, kde je součást nejvíce namáhána. Pomocí toho se určí koeficienty pro únavové namáhání.



Obr. 46.: Ukázka vyhodnocení stavu 1

Na obrázku je vidět, jak je horní rameno zavěšení namáháno a červeným rámečkem je znázorněno kritické místo, kde je nejvyšší koncentrace napětí.

Nyní je zapotřebí dopočítat koeficienty pro výpočet únavového napětí:

### Koeficient vlivu jakosti povrchu:

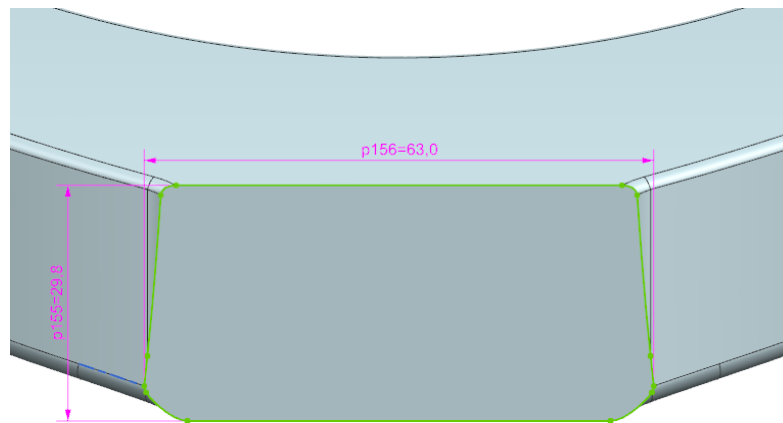
$$k_a = a * R_m^b = 272 * 600^{-0,995} = 0,468$$

kde vzorec a součinitele a, b byly zjištěny ze zdroje [8]

### Koeficient vlivu velikosti tělesa:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{35}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,848$$

Kde d je průměr v namáhané oblasti, jelikož počítaná součást není kruhového průřezu použije se přepočít na tzv. *efektivní rozměr*  $d_e$ .



Obr. 47.: Řez v namáhané oblasti

$$d_e = 0,808 * \sqrt{h * b} = 0,808 * \sqrt{28,9 * 63} = 35 \text{ mm}$$

kde použité vzorce byly zjištěny ze zdroje [8]

### Koeficient vlivu způsobu zatěžování:

Jelikož je součást zatížena ve všech směrech, může docházet k namáhání krutem, a pro krut je dle zdroje [8]  $k_c = 0,59$ .

### Koeficient vlivu teploty:

Koeficient teploty se dle zdroje [8] pohybuje v rozmezí teplot od 20 °C do 250 °C okolo jedné. Z toho důvodu se uvažuje koeficient  $k_d = 1$ .

### Koeficient spolehlivosti:

Spolehlivost systému se kvůli zvýšené bezpečnosti uvažuje 99 % a z toho plyne koeficient  $k_e = 0,814$

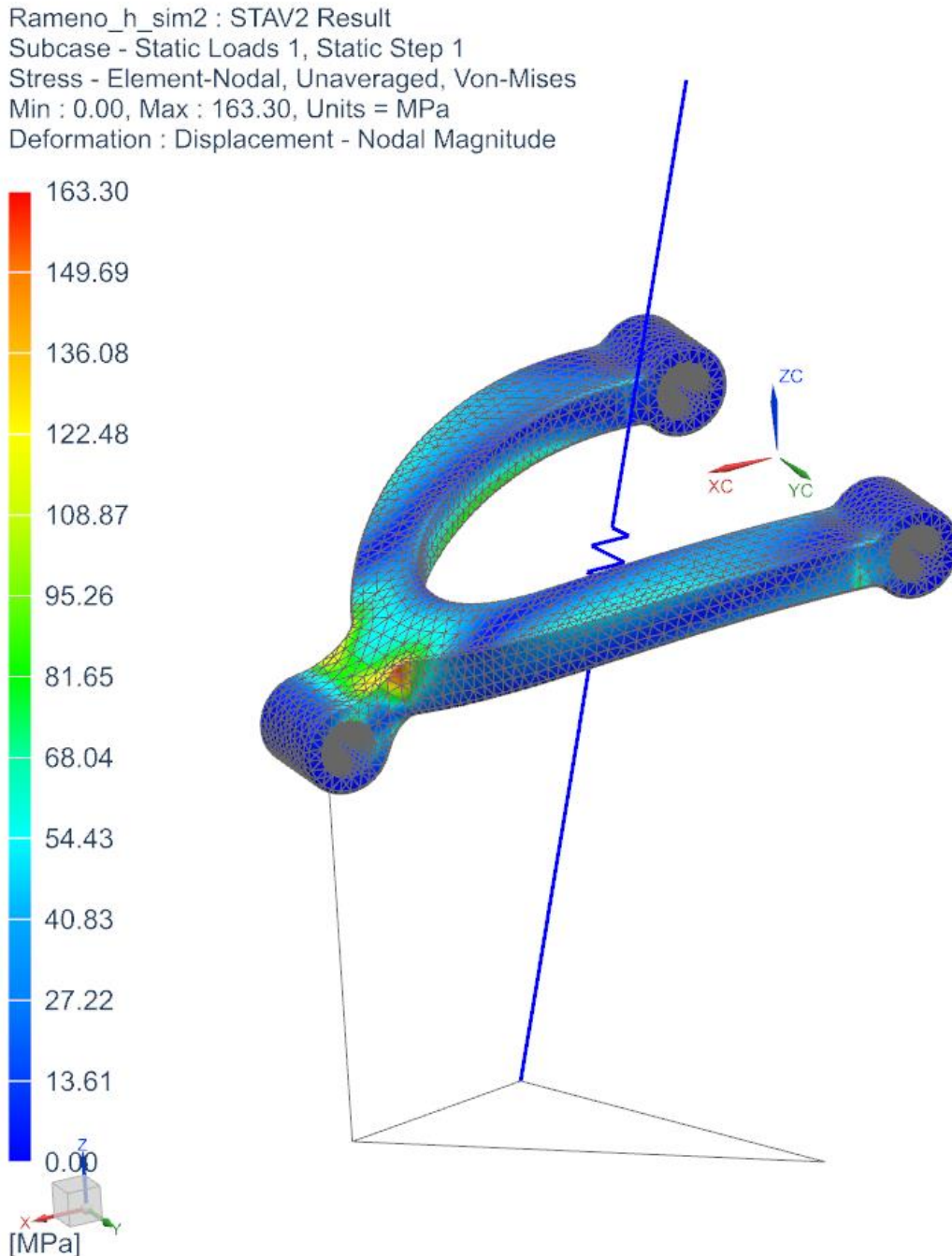
### Výpočet únavového napětí:

$$\sigma_c = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \sigma_{co}$$

$$\sigma_c = 0,402 * 0,848 * 0,59 * 1 * 0,814 * 302,4 = 97,66 \text{ MPa}$$

### 9.3.2. STVAV2 – Maximální spodní ráz

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.

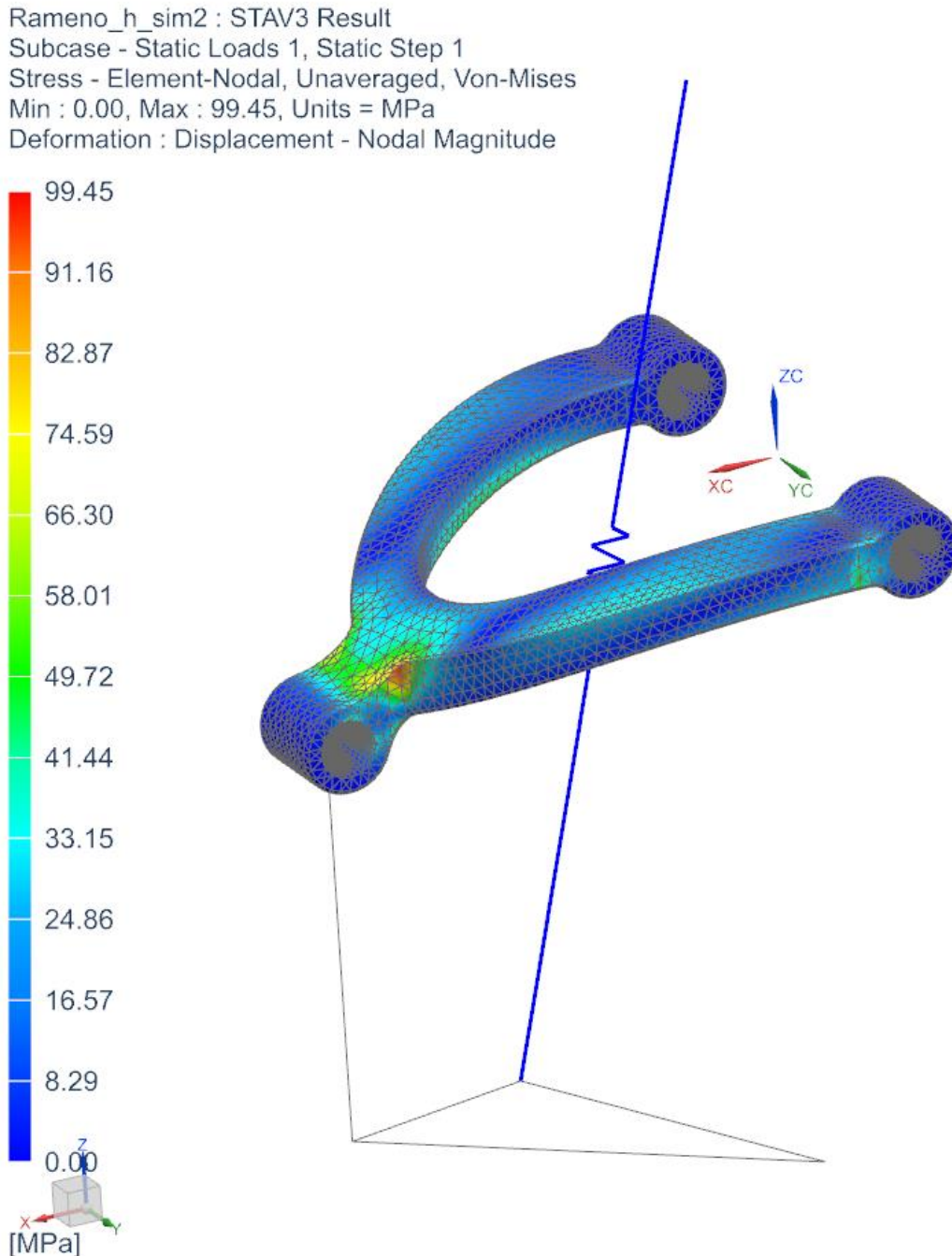


Obr. 48.: Ukázka vyhodnocení stavu 2

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMH, které je rovno 163,3 MPa.

### 9.3.3. STVAV3 – Maximální boční ráz

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.

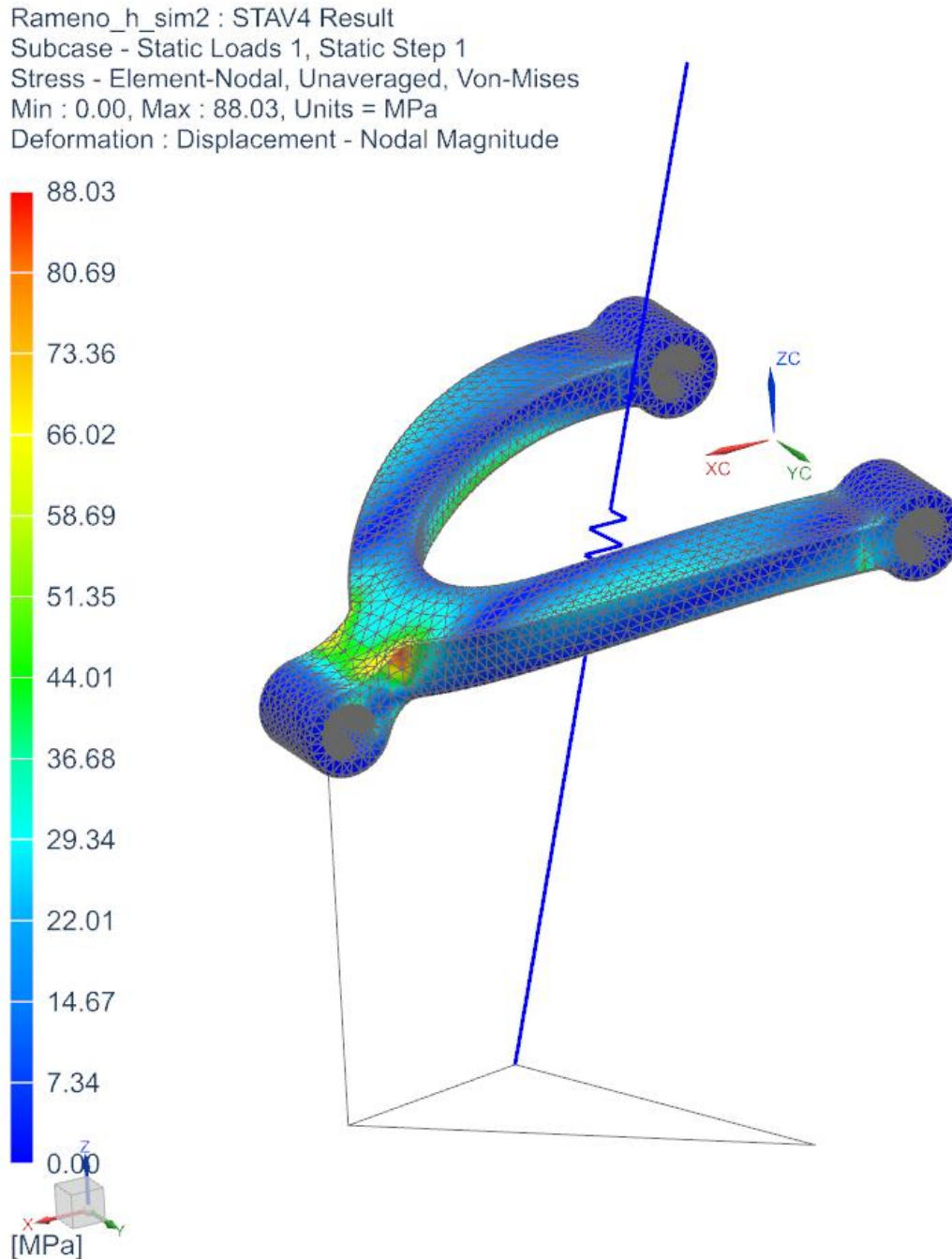


Obr. 49.: Ukázka vyhodnocení stavu 3

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMM, které je rovno 99,45 MPa.

### 9.3.4. STVAV4 – Prudký rozjezd

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.



Obr. 50.: Ukázka vyhodnocení stavu 4

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMM, které je rovno 88,03 MPa.

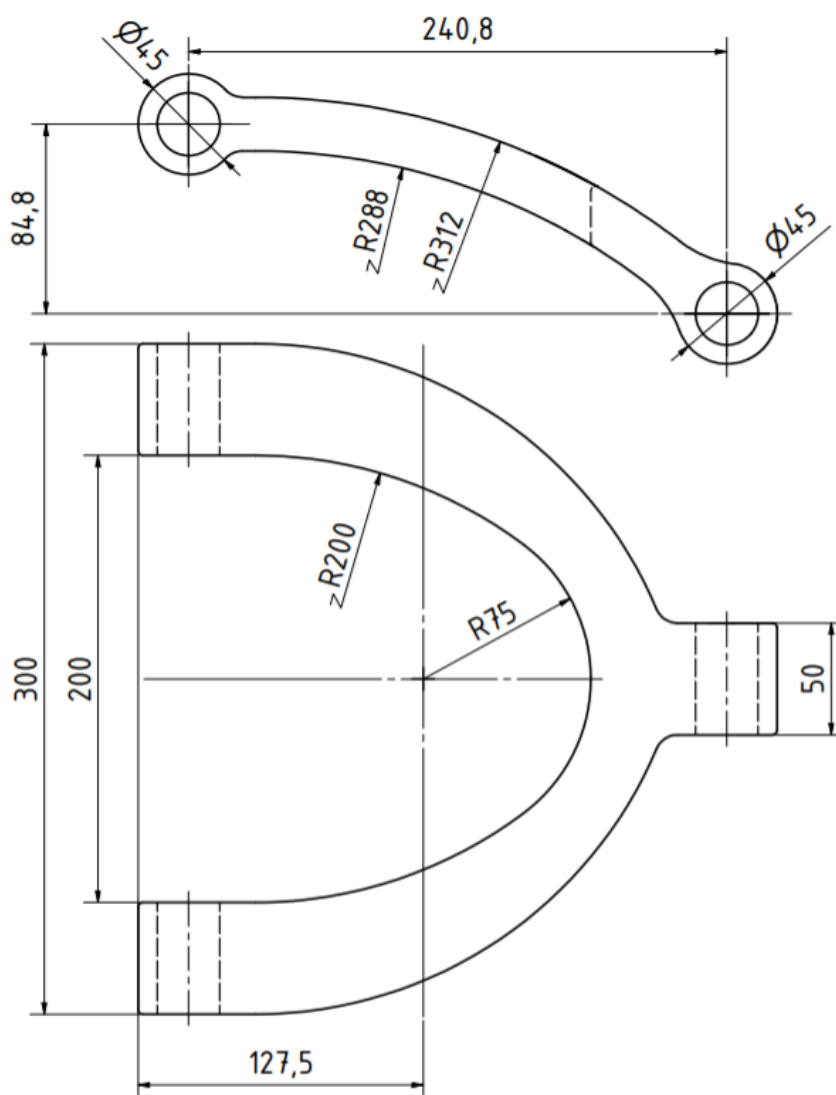
### 9.3.5. Vyhodnocení

Pro přehledné vyhodnocení jsou všechny zjištěné hodnoty shrnuty do následující tabulky.

Tab. 5.: Vyhodnocení návrhu horního ramene

	Maximální namáhání	Únavové/Dovolené napětí	Vyhodnocení
STAV1	94,44 MPa	97,66 MPa	Vyhovuje
STAV2	163,3 MPa	200 MPa	Vyhovuje
STAV3	99,45 MPa		Vyhovuje
STAV4	88,03 MPa		Vyhovuje

Z tabulky je patrné, že z hlediska únavového namáhání a pevnostního namáhání je součást navržena vhodně.



Obr. 51.: Rozměry horního ramene

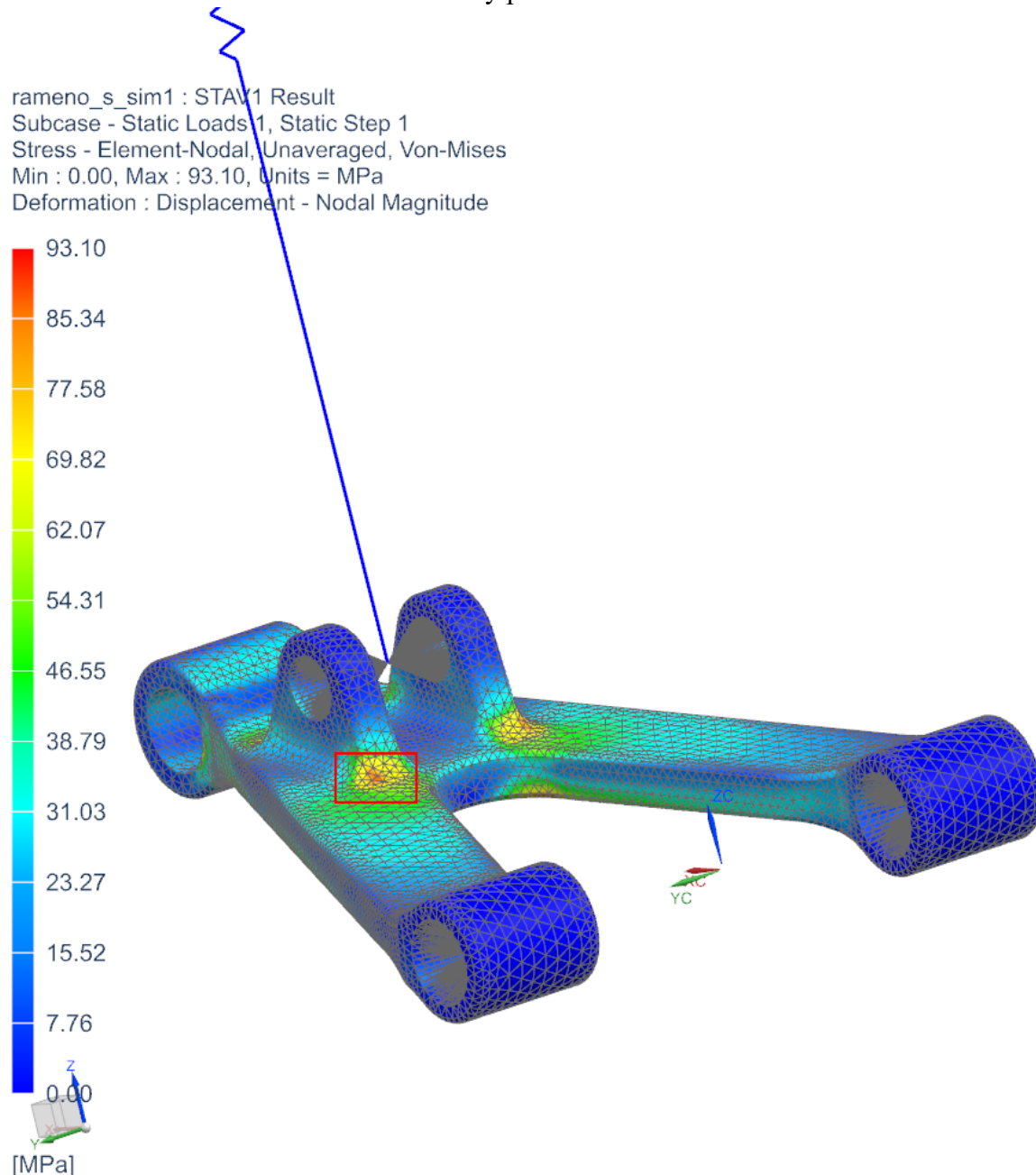


## 9.4. Návrh spodního ramene

Spodní rameno je navrženo jako odlitek z důvodu tvarové složitosti, tím pádem je použit materiál GE300.

### 9.4.1. STAV1 – Jízda po středně kvalitní vozovce

U tohoto stavu je zapotřebí nejprve vyhodnotit kritické místo, kde je součást nejvíce namáhána. Pomocí toho se určí koeficienty pro únavové namáhání.



Obr. 52.: Ukázka vyhodnocení stavu 1

Na obrázku je vidět, jak je spodní rameno zavěšení namáháno a červeným rámečkem je znázorněno kritické místo, kde je nejvyšší koncentrace napětí.

Nyní je zapotřebí dopočítat koeficienty pro výpočet únavového napětí:

**Koeficient vlivu jakosti povrchu:**

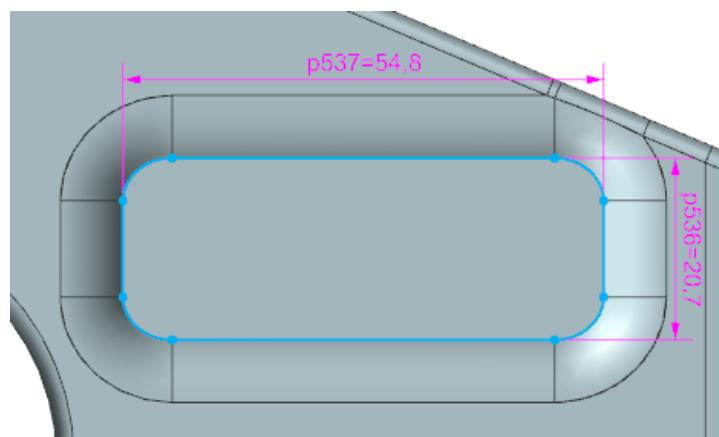
$$k_a = a * R_m^b = 272 * 600^{-0,995} = 0,468$$

kde vzorec a součinitele a, b byly zjištěny ze zdroje [8]

**Koeficient vlivu velikosti tělesa:**

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{27,7}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,871$$

Kde d je průměr v namáhané oblasti, jelikož počítaná součást není kruhového průřezu, použije se přepočet na tzv. *efektivní rozměr*  $d_e$ .



Obr. 53.: Řez v namáhané oblasti

$$d_e = 0,808 * \sqrt{h * b} = 0,808 * \sqrt{20,7 * 54,8} = 27,2 \text{ mm}$$

kde použité vzorce byly zjištěny ze zdroje [8]

**Koeficient vlivu způsobu zatěžování:**

Jelikož je součást zatížená ve všech směrech, může docházet k namáhání krutem, a pro krut je dle zdroje [8]  $k_c = 0,59$ .

**Koeficient vlivu teploty:**

Koeficient teploty se dle zdroje [8] pohybuje v rozmezí teplot od 20 °C do 250 °C okolo jedné. Z toho důvodu se uvažuje koeficient  $k_d = 1$ .

**Koeficient spolehlivosti:**

Spolehlivost systému se kvůli zvýšené bezpečnosti uvažuje 99 % a z toho plyne koeficient  $k_e = 0,814$

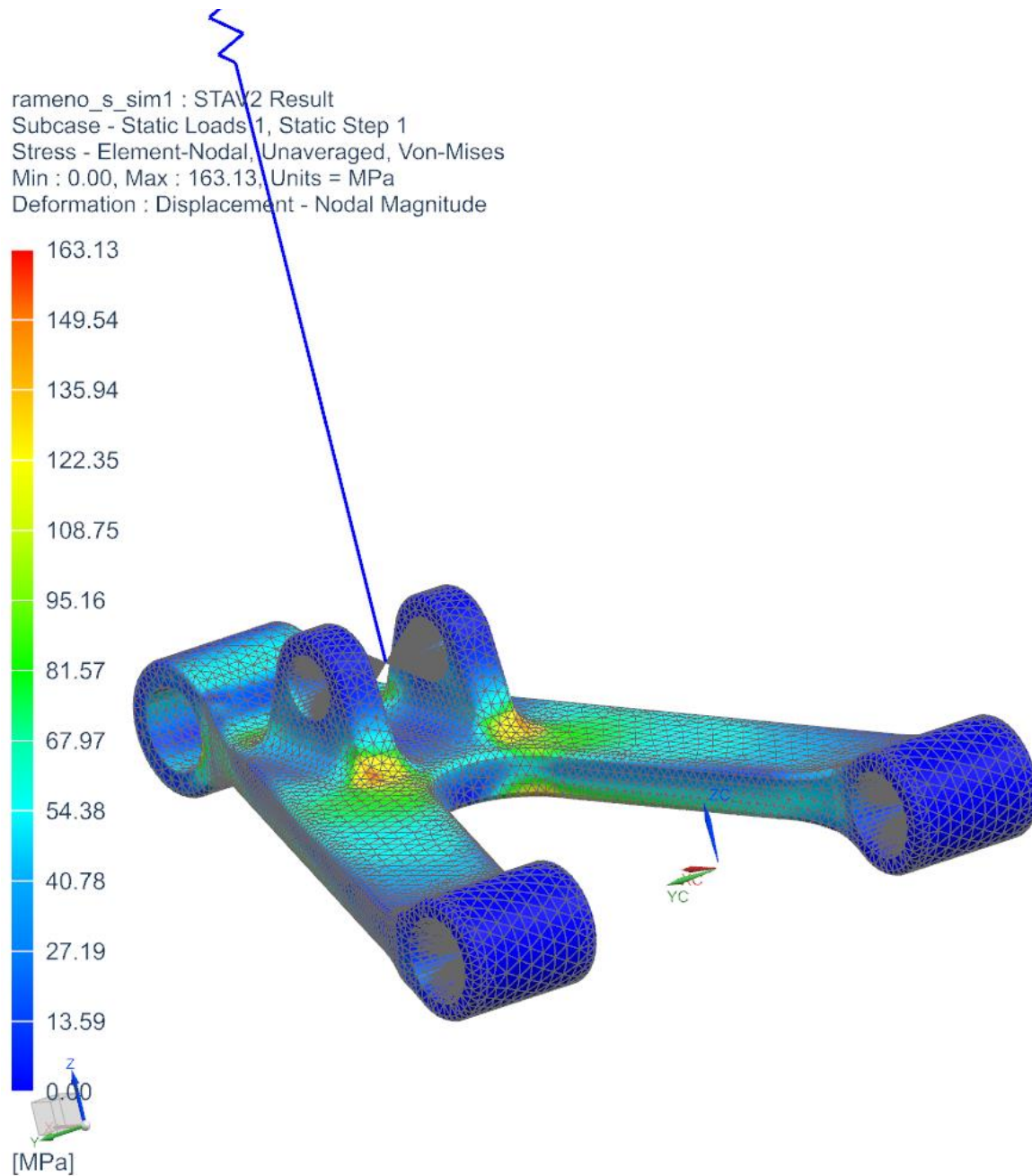
**Výpočet únavového napětí:**

$$\sigma_c = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \sigma_{co}$$

$$\sigma_c = 0,468 * 0,871 * 0,59 * 1 * 0,814 * 302,4 = 100,33 \text{ MPa}$$

### 9.4.2. STVAV2 – Maximální spodní ráz

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.

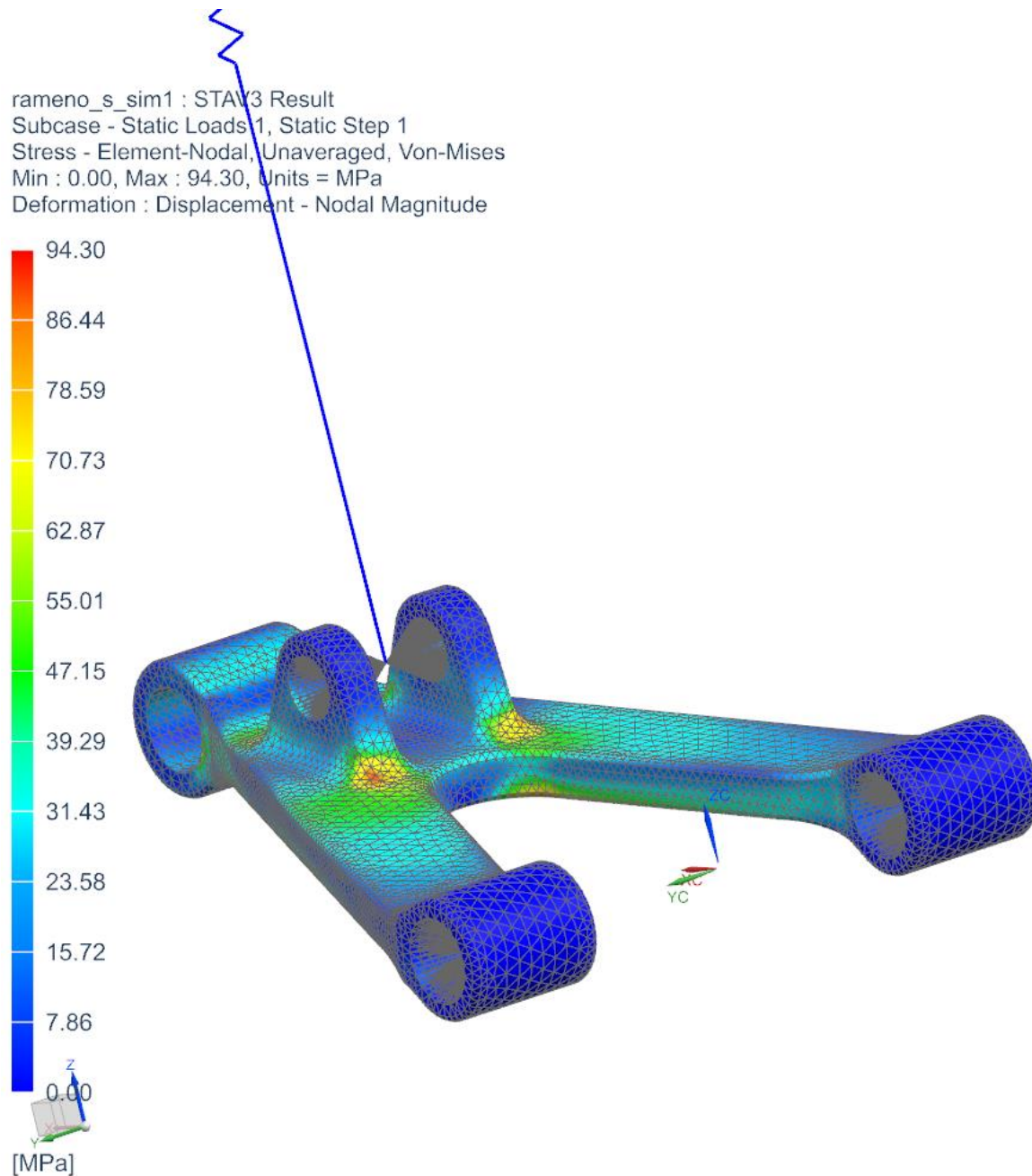


Obr. 54.: Ukázka vyhodnocení stavu 2

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMM, které je rovno 163,13 MPa.

### 9.4.3. STVAV3 – Maximální boční ráz

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.

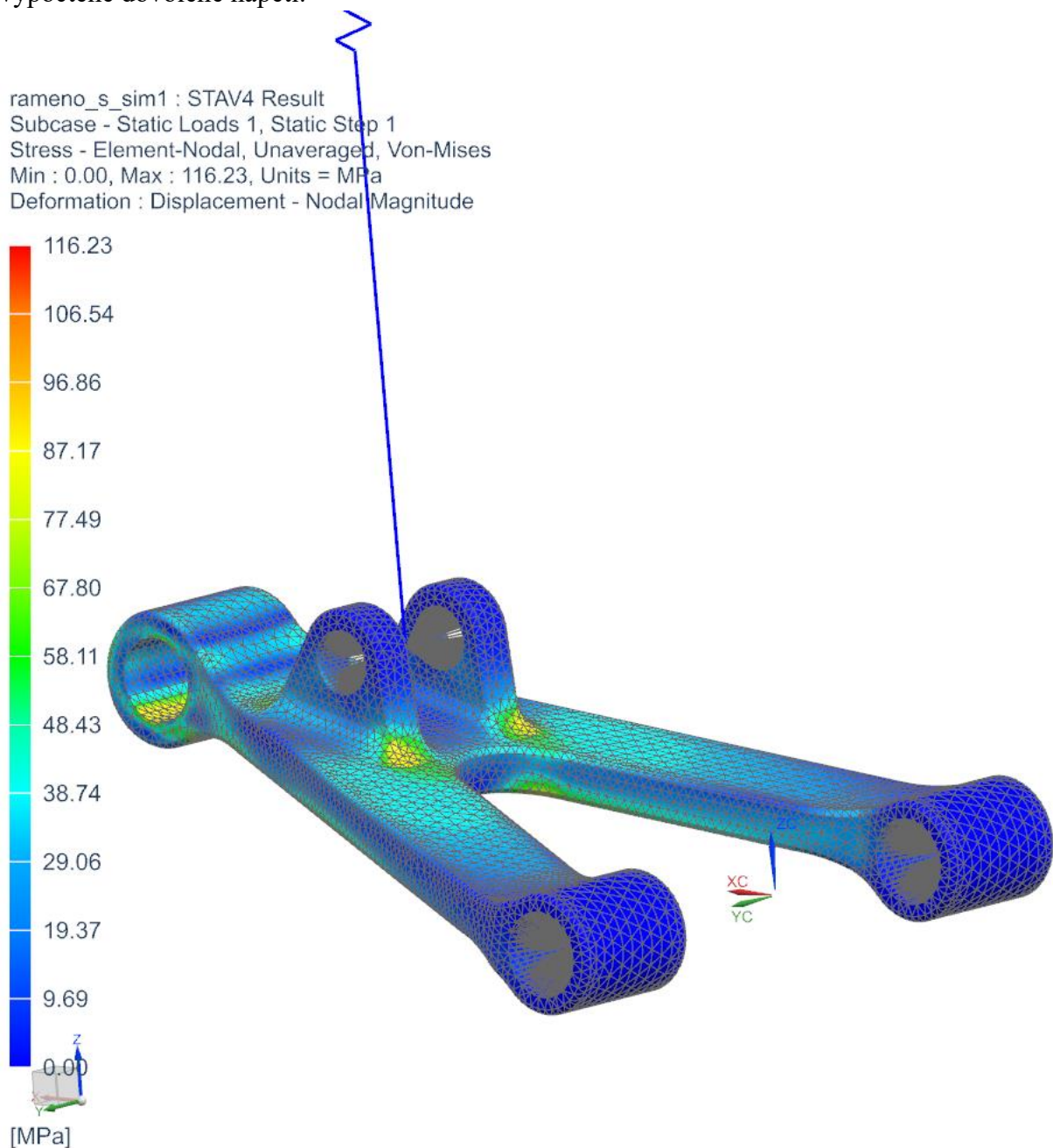


Obr. 55.: Ukázka vyhodnocení stavu 3

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMM, které je rovno 94,3 MPa.

#### 9.4.4. STVAV4 – Prudký rozjezd

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.



Obr. 56.: Ukázka vyhodnocení stavu 4

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMH, které je rovno 116,23 MPa.

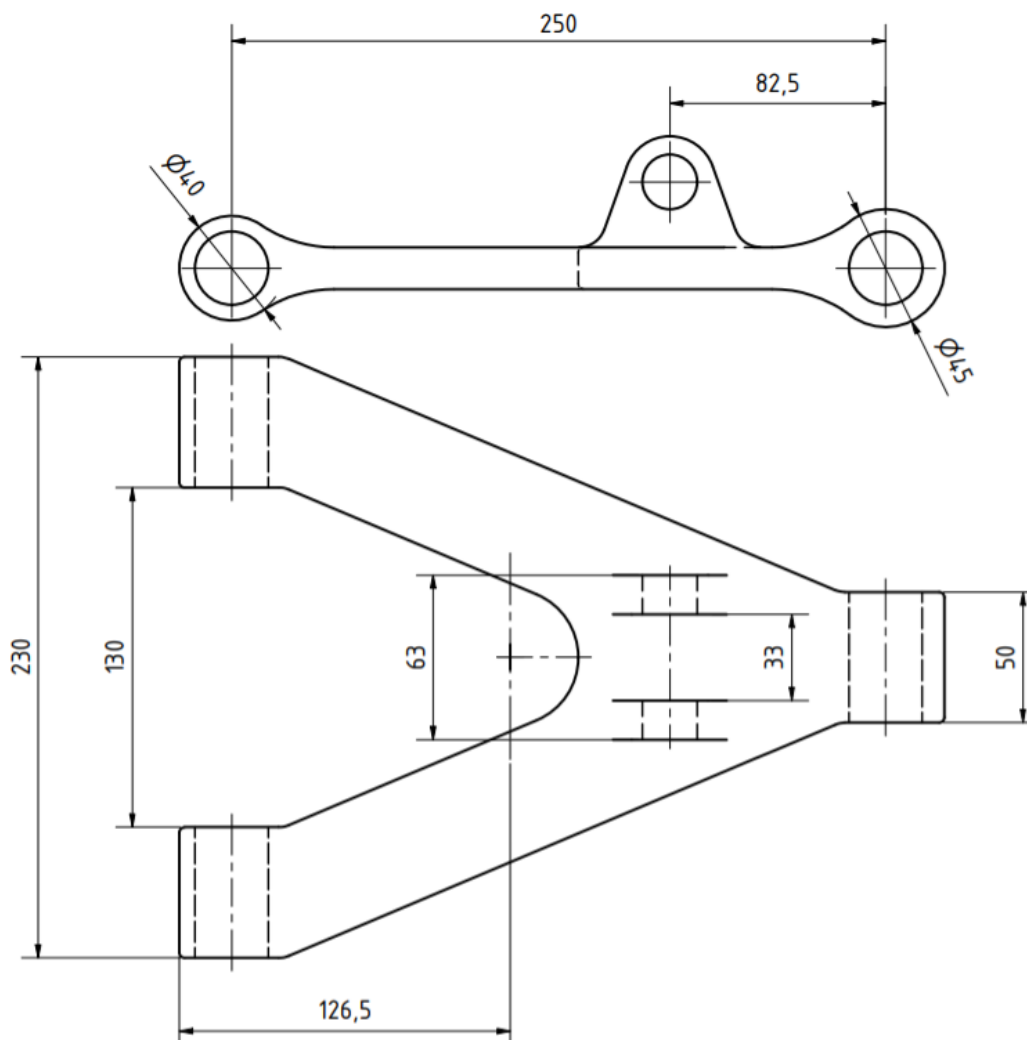
### 9.4.5. Vyhodnocení

Pro přehledné vyhodnocení jsou všechny zjištěné hodnoty shrnuty do následující tabulky.

Tab. 6.: Vyhodnocení návrhu spodního ramene

	Maximální namáhání	Únavové/Dovolené napětí	Vyhodnocení
STAV1	93,1 MPa	100,33 MPa	Vyhovuje
STAV2	163,13 MPa	200 MPa	Vyhovuje
STAV3	94,3 MPa		Vyhovuje
STAV4	116,23 MPa		Vyhovuje

Z tabulky je patrné, že z hlediska únavového namáhání a pevnostního namáhání je součást navržena vhodně.



Obr. 57.: Rozměry spodního ramene

## 9.5. Návrh ramene pro uchycení kola

Rameno pro uchycení kola je navrženo, jako odlitek z důvodu tvarové složitosti, jelikož je tato komponenta více namáhaná, než předešlé je nutné vybrat kvalitnější materiál, ze kterého bude vyrobena. Materiál pro tuto komponentu je ocel na odlitky G24Mn6, který disponuje vlastnostmi:

Tab. 7.: Vlastnosti oceli GE300:

	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti v tahu	200 000	MPa
Poissonovo číslo	0,26	[-]
Mez kluzu	550	MPa
Mez pevnosti	700	MPa
Hustota	7 850	kg/m <sup>3</sup>

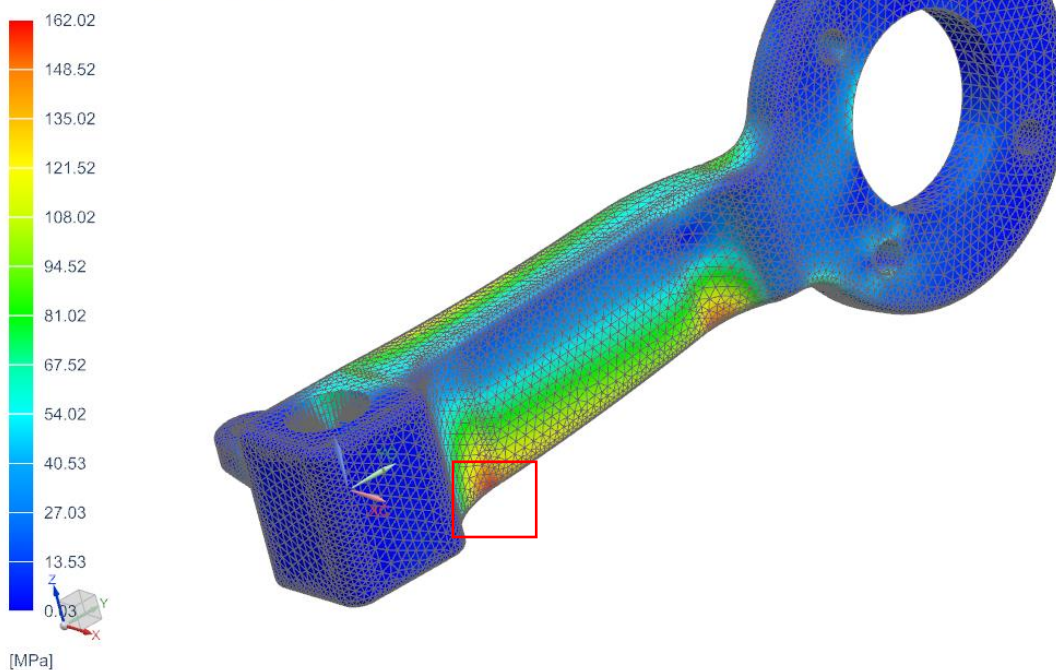
Zdrojem vlastností je technická norma EN 10293:2005.

Pro tento materiál je dopočteno následující dovolené napětí pro kontrolu pevnostního výpočtu a předběžné únavové napětí pro kontrolu komponenty z pohledu únavového namáhání.

- Dovolené napětí –  $\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{550}{1,5} = 366,7 \text{ MPa}$
- Předběžné únavové napětí -  $\sigma_{co} = 0,504 * R_m = 0,504 * 700 = 352,8 \text{ MPa}$

### 9.5.1. STAV1 – Jízda po středně kvalitní vozovce

stredni\_rameno\_sim1 : STAV4 Result  
STAV4, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
Min : 0.03, Max : 162.02, Units = MPa  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 58.: Ukázka vyhodnocení stavu 1

Na obrázku je vidět, jak je rameno pro zavěšení kola namáháno a červeným rámečkem je znázorněno kritické místo, kde je nejvyšší koncentrace napětí.

Nyní je zapotřebí dopočítat koeficienty pro výpočet únavového napětí:

**Koeficient vlivu jakosti povrchu:**

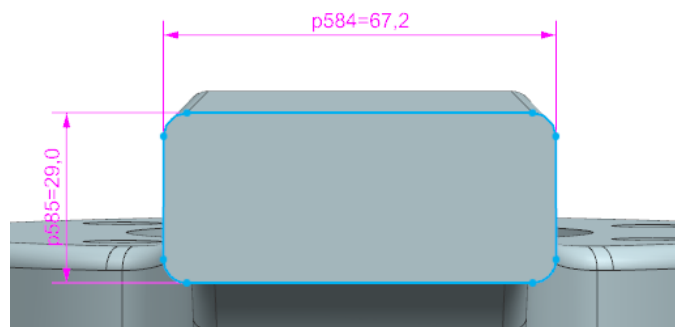
$$k_a = a * R_m^b = 4,51 * 600^{-0,265} = 0,795$$

kde vzorec a součinitele a, b byly zjištěny ze zdroje [8]

**Koeficient vlivu velikosti tělesa:**

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{35,66}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,846$$

Kde d je průměr v namáhané oblasti, jelikož počítaná součást není kruhového průřezu použije se přepočít na tzv. *efektivní rozměr*  $d_e$ .



Obr. 59.: Řez v namáhané oblasti

$$d_e = 0,808 * \sqrt{h * b} = 0,808 * \sqrt{29 * 67,2} = 35,66 \text{ mm}$$

kde použité vzorce byly zjištěny ze zdroje [8]

**Koeficient vlivu způsobu zatěžování:**

Jelikož je součást zatížená ve všech směrech, může docházet k namáhání krutem, a pro krut je dle zdroje [8]  $k_c = 0,59$ .

**Koeficient vlivu teploty:**

Koeficient teploty se dle zdroje [8] pohybuje v rozmezí teplot od 20 °C do 250 °C okolo jedné. Z toho důvodu se uvažuje koeficient  $k_d = 1$ .

**Koeficient spolehlivosti:**

Spolehlivost systému se kvůli zvýšené bezpečnosti uvažuje 99 % a z toho plyne koeficient  $k_e = 0,814$

**Výpočet únavového napětí:**

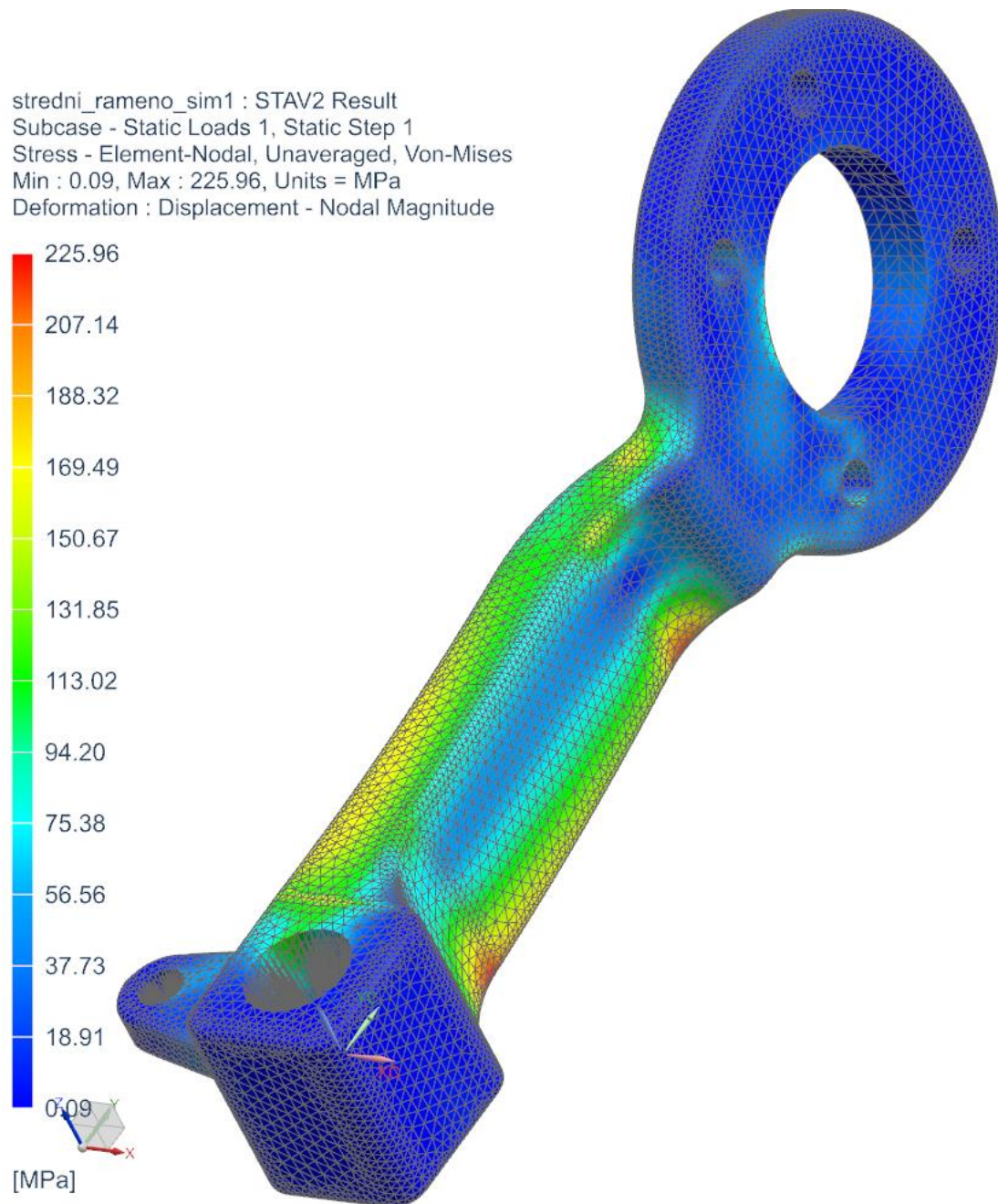
$$\sigma_c = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \sigma_{co}$$

$$\sigma_c = 0,795 * 0,846 * 0,59 * 1 * 0,814 * 352,8 = 193,1 \text{ MPa}$$



### 9.5.2. STVAV2 – Maximální spodní ráz

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.

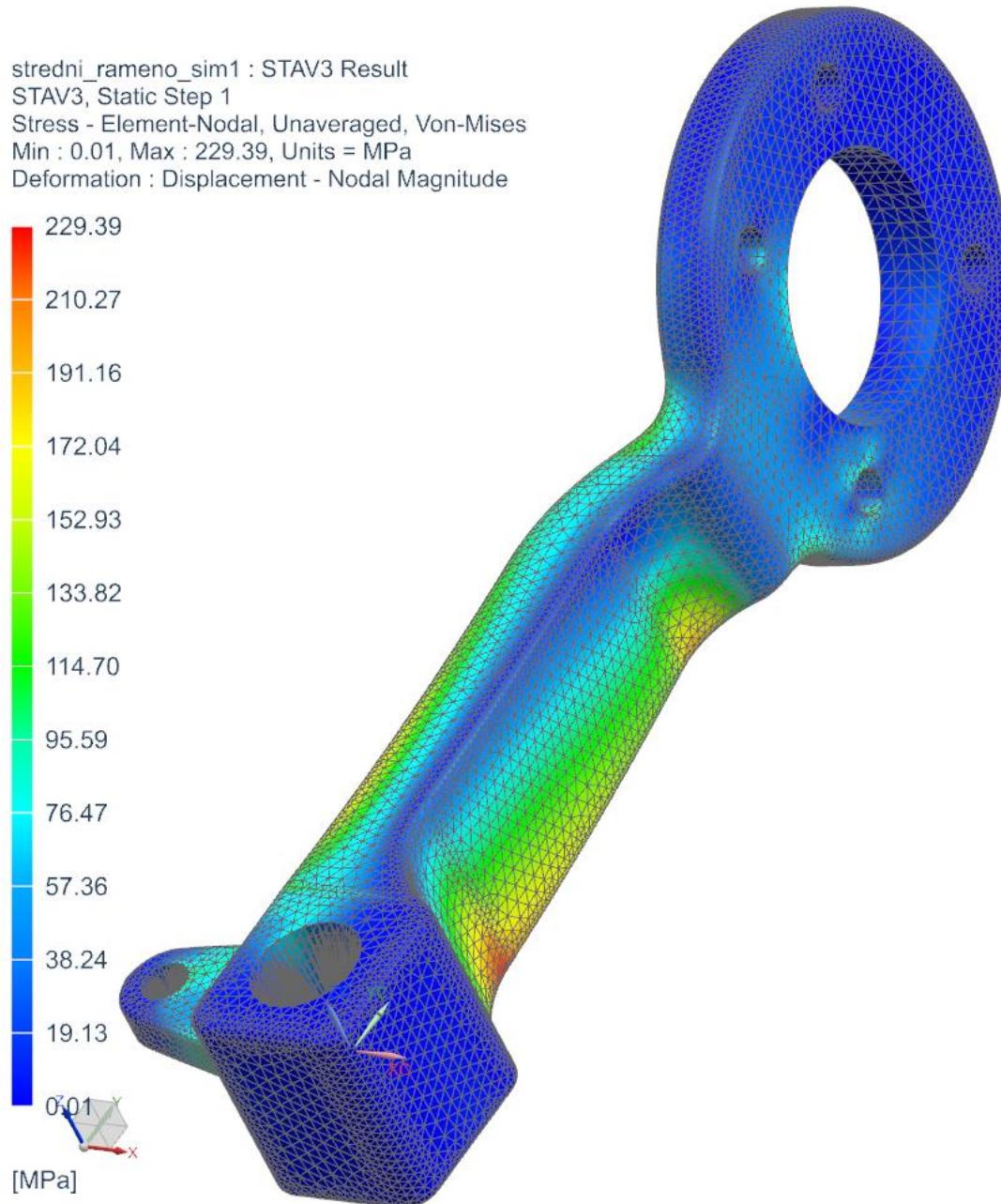


Obr. 60.: Ukázka vyhodnocení stavu 2

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMM, které je rovno 225,96 MPa.

### 9.5.3. STVAV3 – Maximální boční ráz

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.

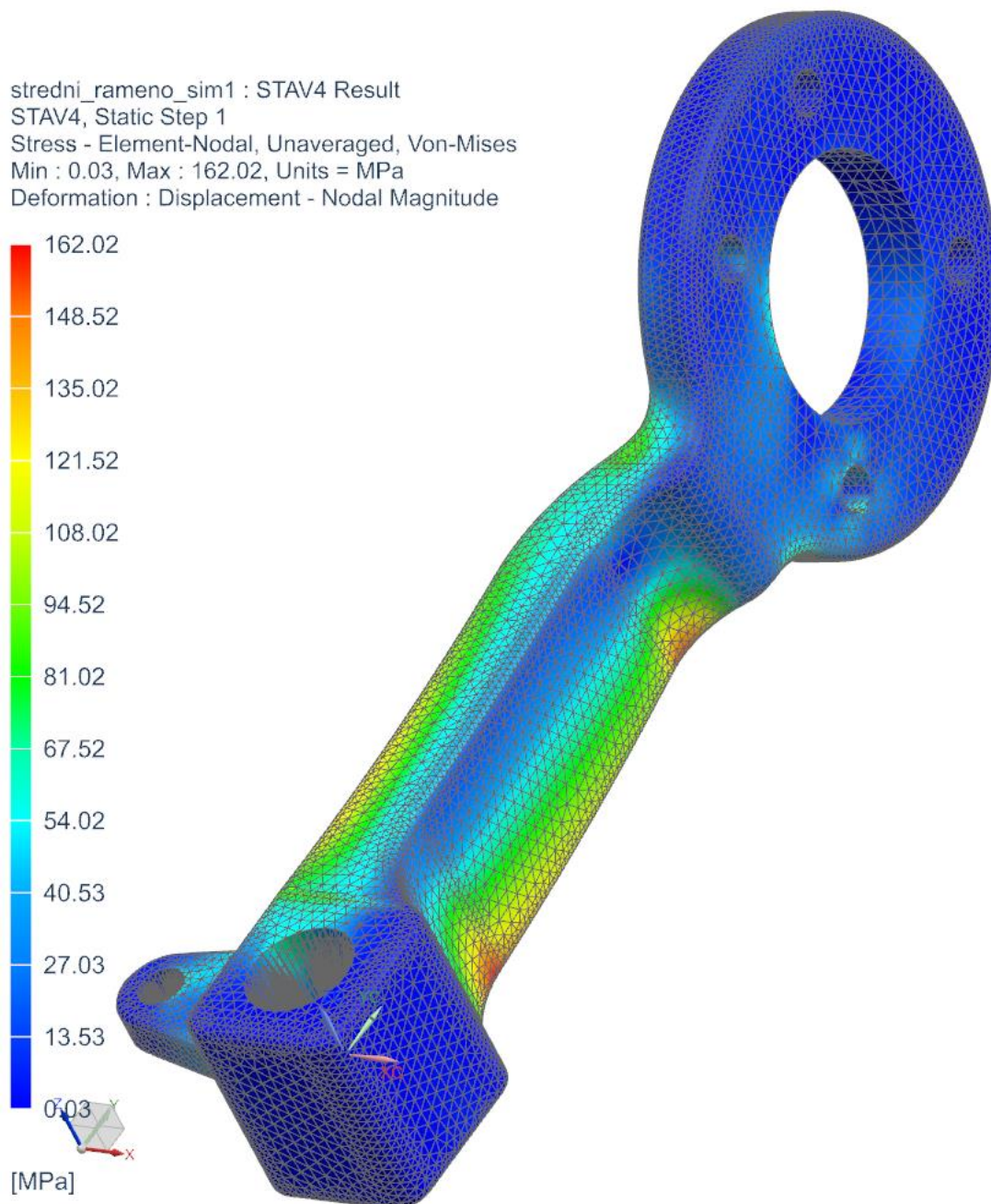


Obr. 61.: Ukázka vyhodnocení stavu 3

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMH, které je rovno 229,39 MPa.

#### 9.5.4. STVAV4 – Prudký rozjezd

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.



Obr. 62.: Ukázka vyhodnocení stavu 4

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMH, které je rovno 162,02 MPa.

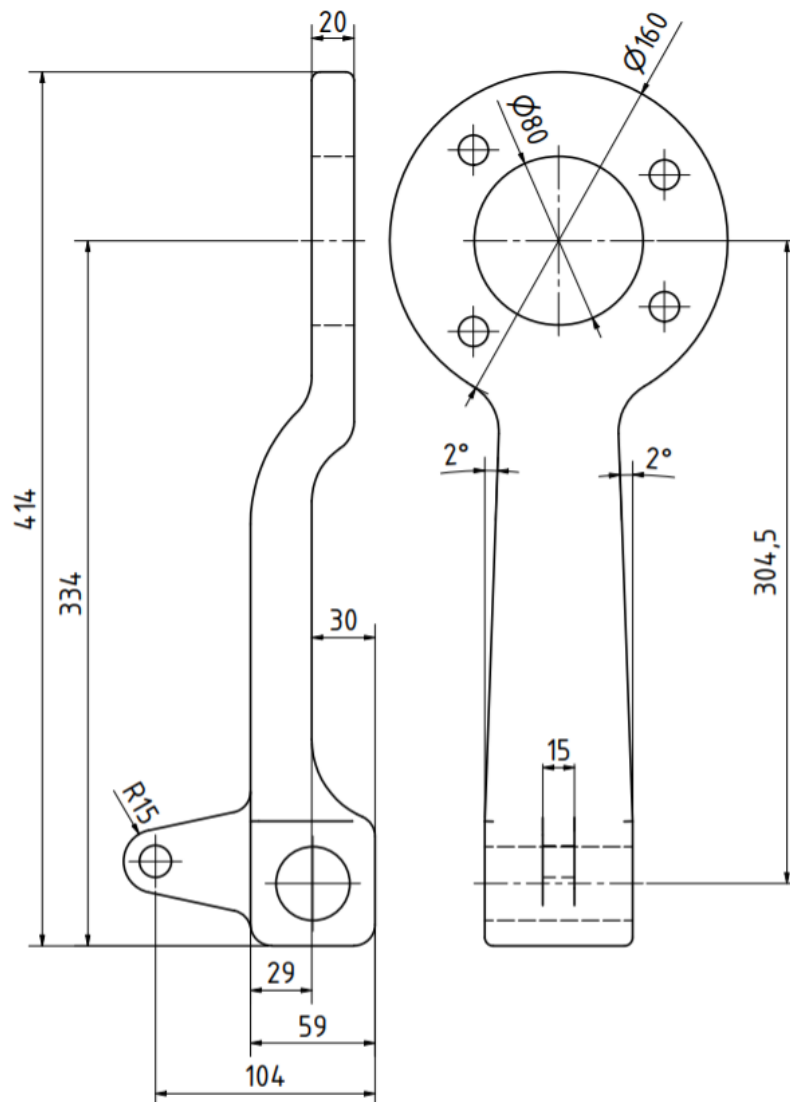
### 9.5.5. Vyhodnocení

Pro přehledné vyhodnocení jsou všechny zjištěné hodnoty shrnuty do následující tabulky.

Tab. 8.: Vyhodnocení návrhu ramene pro uchycení kola

	Maximální namáhání	Únavové/Dovolené napětí	Vyhodnocení
STAV1	162,02 MPa	193,1 MPa	Vyhovuje
STAV2	225,96 MPa	366,7 MPa	Vyhovuje
STAV3	229,39 MPa		Vyhovuje
STAV4	162,02 MPa		Vyhovuje

Z tabulky je patrné, že z hlediska únavového namáhání a pevnostního namáhání je součást navržena vhodně.



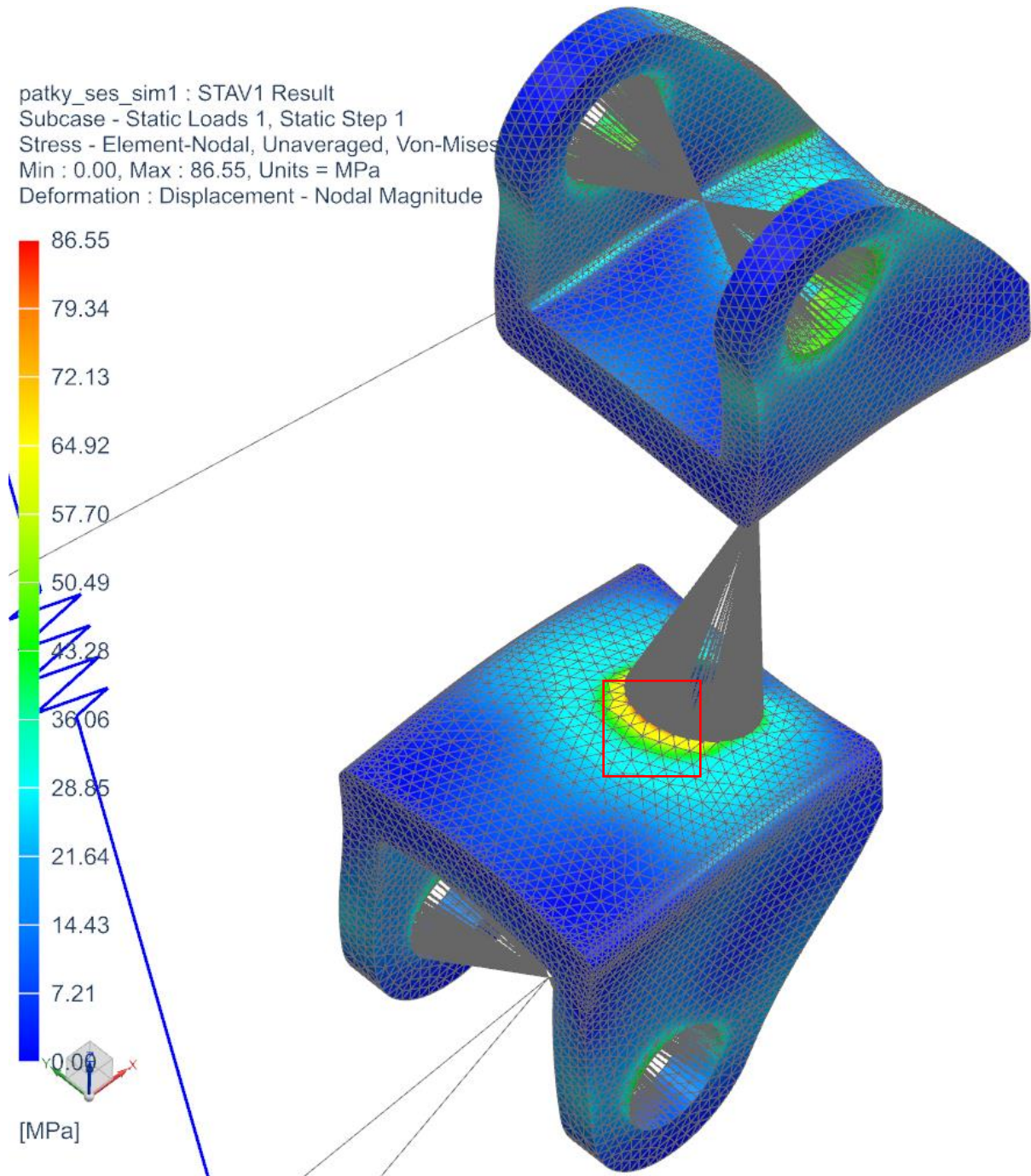
Obr. 63.: Rozměry ramene pro uchycení kola

## 9.6. Návrh patek pro uložení v uzlech A a B

Patky jsou navrženy, jako obrobek, tím pádem je použit materiál S355J0.

### 9.6.1. STAV1 – Jízda po středně kvalitní vozovce

U tohoto stavu je zapotřebí nejprve vyhodnotit kritické místo, kde je součást nejvíce namáhána. Pomocí toho se určí koeficienty pro únavové namáhání.



Obr. 64.: Ukázka vyhodnocení stavu 1

Na obrázku je vidět, jak jsou patky namáhány a červeným rámečkem je znázorněno kritické místo, kde je nejvyšší koncentrace napětí.

Nyní je zapotřebí dopočítat koeficienty pro výpočet únavového napětí:

**Koeficient vlivu jakosti povrchu:**

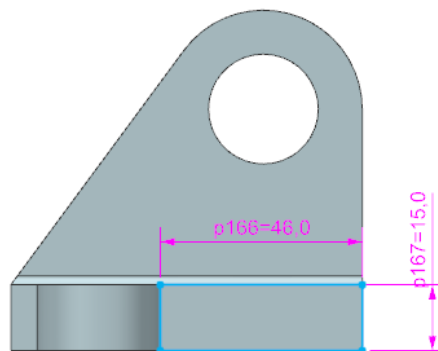
$$k_a = a * R_m^b = 4,51 * 600^{-0,265} = 0,883$$

kde vzorec a součinitele a, b byly zjištěny ze zdroje [8]

**Koeficient vlivu velikosti tělesa:**

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{21,2}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,894$$

Kde d je průměr v namáhané oblasti, jelikož počítaná součást není kruhového průřezu použije se přepočet na tzv. *efektivní rozměr*  $d_e$ .



Obr. 65.: Řez v namáhané oblasti

$$d_e = 0,808 * \sqrt{h * b} = 0,808 * \sqrt{15 * 46} = 21,2 \text{ mm}$$

kde použité vzorce byly zjištěny ze zdroje [8]

**Koeficient vlivu způsobu zatěžování:**

Jelikož je součást zatížena ve všech směrech, může tedy docházet k namáhání krutem, a pro krut je dle zdroje [8]  $k_c = 0,59$ .

**Koeficient vlivu teploty:**

Koeficient teploty se dle zdroje [8] pohybuje v rozmezí teplot od 20 °C do 250 °C okolo jedné. Z toho důvodu se uvažuje koeficient  $k_d = 1$ .

**Koeficient spolehlivosti:**

Spolehlivost systému se kvůli zvýšené bezpečnosti uvažuje 99 % a z toho plyne koeficient  $k_e = 0,814$

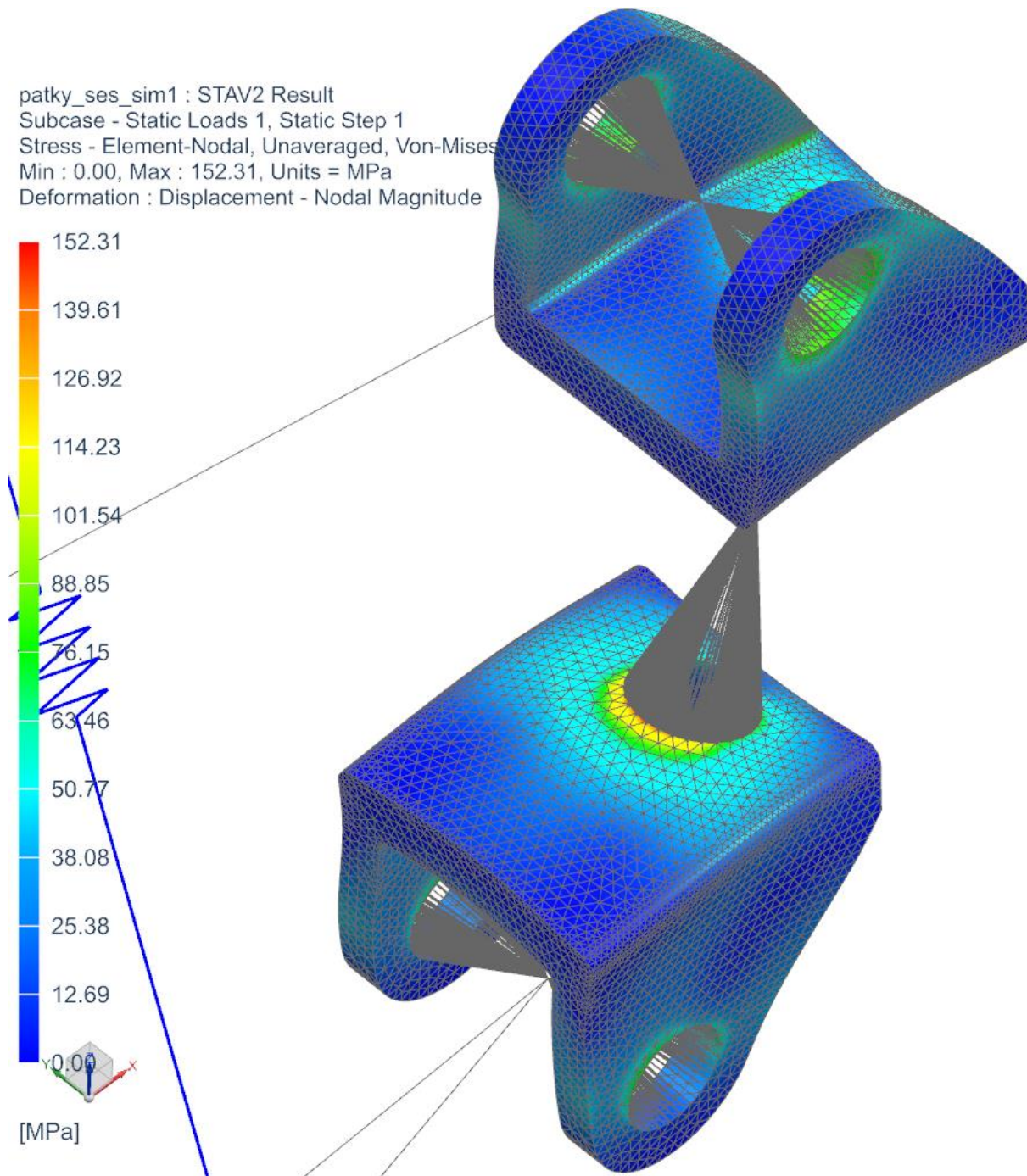
**Výpočet únavového napětí:**

$$\sigma_c = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \sigma_{c0}$$

$$\sigma_c = 0,883 * 0,894 * 0,59 * 1 * 0,814 * 236,9 = 152,3 \text{ MPa}$$

### 9.6.2. STVAV2 – Maximální spodní ráz

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.

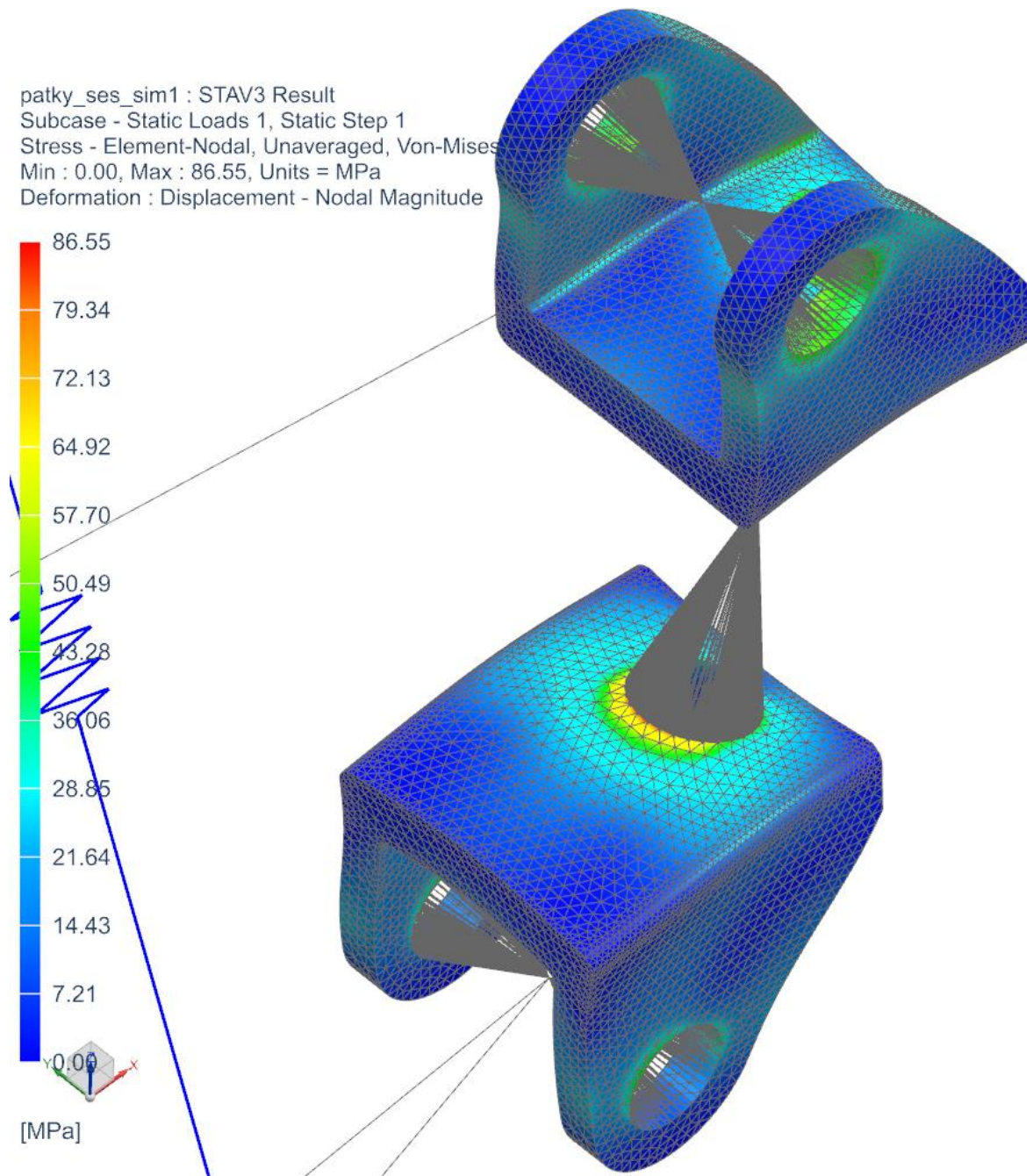


Obr. 66.: Ukázka vyhodnocení stavu 2

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMM, které je rovno 152,31 MPa.

### 9.6.3. STVAV3 – Maximální boční ráz

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.



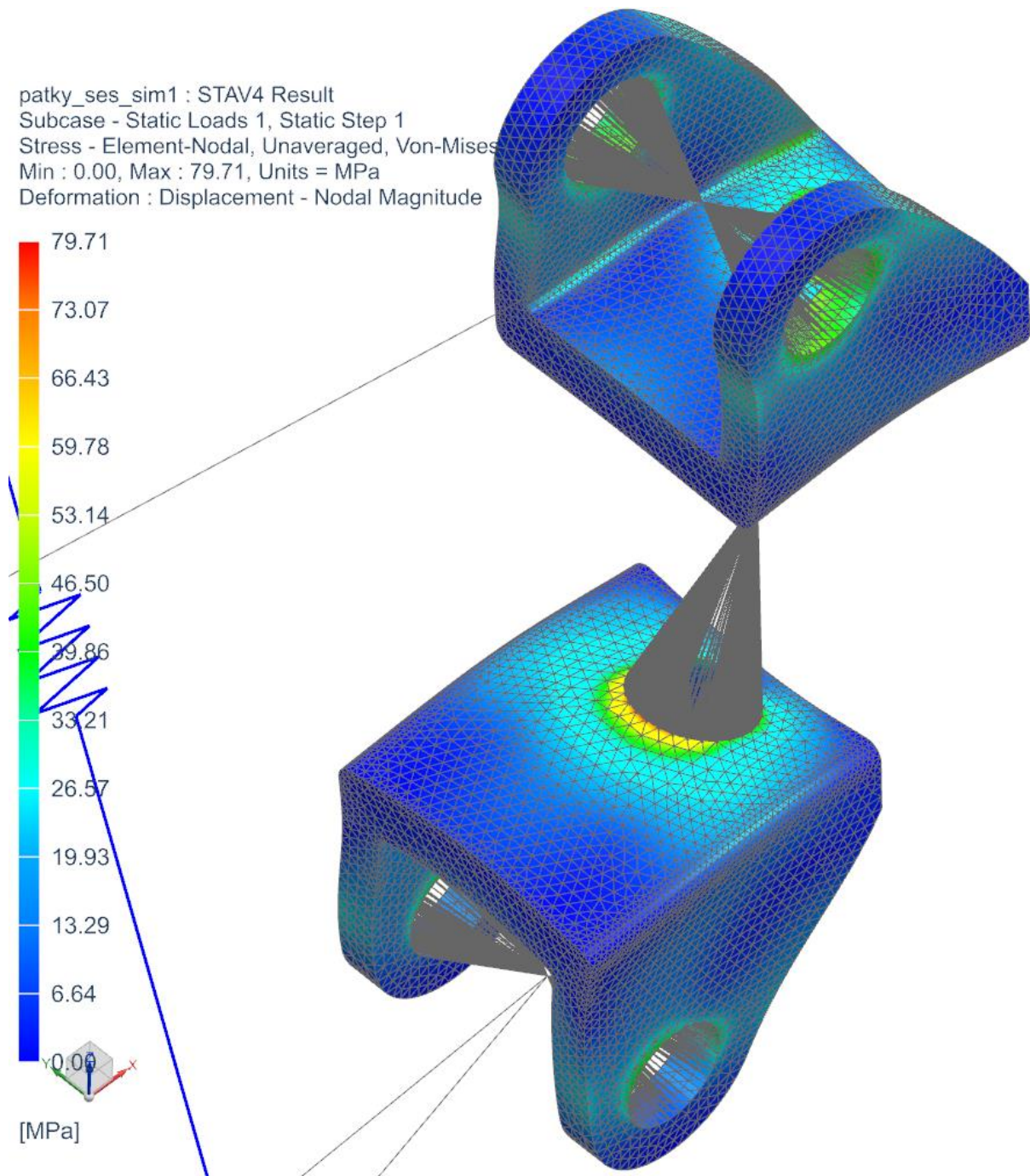
Obr. 67.: Ukázka vyhodnocení stavu 3

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMM, které je rovno 86,55 MPa.



#### 9.6.4. STVAV4 – Prudký rozjezd

U tohoto stavu je zapotřebí zjistit maximální vzniklé namáhání, které nesmí překročit vypočtené dovolené napětí.



Obr. 68.: Ukázka vyhodnocení stavu 4

Z obrázku je patrné maximální redukované napětí dle hypotézy HMM, které je rovno 79,71 MPa.

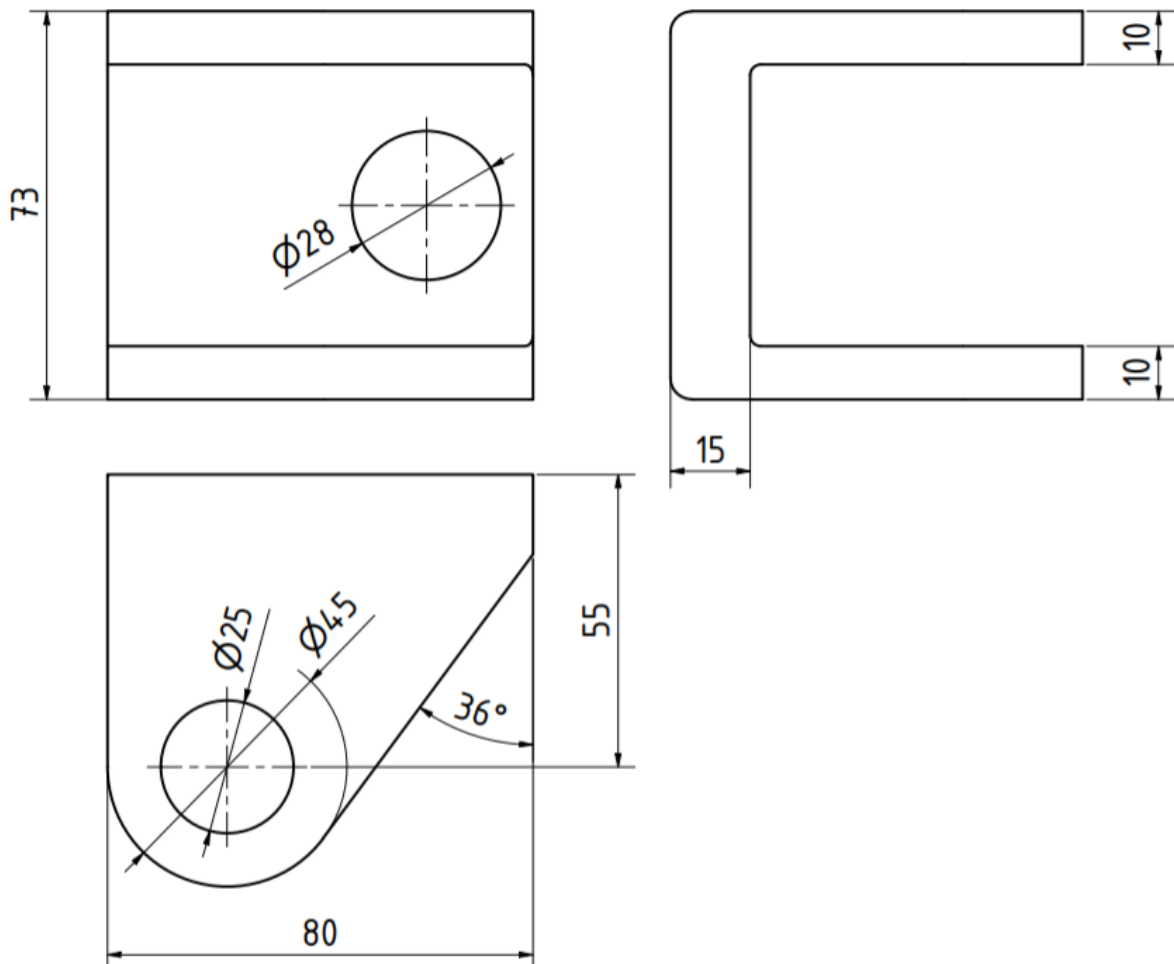
### 9.6.5. Vyhodnocení

Pro přehledné vyhodnocení jsou všechny zjištěné hodnoty shrnuty do následující tabulky.

Tab. 9.: Vyhodnocení návrhu ramene pro uchycení kola

	Maximální namáhání	Únavové/Dovolené napětí	Vyhodnocení
STAV1	86,55 MPa	152,3 MPa	Vyhovuje
STAV2	152,31 MPa	230 MPa	Vyhovuje
STAV3	86,55 MPa		Vyhovuje
STAV4	79,71 MPa		Vyhovuje

Z tabulky je patrné, že z hlediska únavového namáhání a pevnostního namáhání je součást navržena vhodně.



Obr. 69.: Rozměry patek

## 10. Závěr

Účelem této diplomové práce bylo vytvořit konstrukční návrhy systému otočných náprav s integrovaným pohonem pro využití v tříkolovém osobním vozidle. Typ tříkolového vozidla byl zvolen takový, kde vpředu jsou dvě kola a vzadu jedno kolo. Tento typ byl zvolen z důvodu lepší stability osobního vozidla. Jelikož u osobního vozidla je více hmoty vpředu, je posunuto těžiště směrem k přední nápravě a tím je zlepšena stabilita. Pro přední nápravy bylo zvoleno využití lichoběžníkového typu náprav, jelikož je zapotřebí zajistit lepší jízdní vlastnosti. Nebyla vybrána náprava typu MacPherson a nejedená o závodní vůz, což vyloučilo z výběru i víceprvkovou nápravu, která by byla pro takové použití ekonomicky nevýhodná. Z důvodu, že lichoběžníkové nápravy jsou už funkční a zavedený systém, bylo rozhodnuto konstrukční návrh věnovat návrhu zadní nápravy, kde musel být nejprve nějaký systém vymyšlen.

Zadní náprava byla prvotním nápadem uvažována jako polotuhá (kliková) náprava, ale při kinematickém přezkoumání bylo zjištěno, že tento systém nejde aplikovat pro otočný systém nápravy v tomto řešení. Dále se přistoupilo na implementaci lichoběžníkové nápravy s tím rozdílem, že kolo není k nápravě umístěno kolmo, nýbrž rovnoběžně. Tento systém při kinematickém přezkoumání prošel a byl nakonec použit.

Konstrukční návrh byl počítán pomocí FEM analýz v softwaru NX, kde byly počítány hlavní komponenty zavěšení (horní rameno, spodní rameno, rameno pro uchycení kola a patky pro otočně uložení ramen). Nejprve muselo být pro celý systém vypočteno zatížení, které vycházelo z maximální hmotnosti vozidla a jejího rozložení. Tím byla zjištěna statická síla působící od hmotnosti na zadní nápravu. K této síle musely být připočteny dynamické účinky vznikající při několika stavech, a to: jízda po středně kvalitní vozovce, maximální spodní ráz, maximální boční ráz a prudké rozjždění. Stav jízdy po středně kvalitní vozovce byl uvažován pro kontrolu mezního stavu únavové pevnosti a zbylé tři stavy byly uvažovány pro kontrolu mezního stavu pružnosti. Po zjištění působících sil těchto stavů, byla provedena analýza, pomocí které byly zjištěny reakční síly v uzlech rotačního uložení ramen. Tyto síly byly následně aplikovány při analýzách jednotlivých komponent zavěšení.

Při analýzách jednotlivých komponent byla pro stav jízdy po středně kvalitní vozovce zjišťována kritická oblast, kde je největší koncentrace napětí. Pro toto místo bylo následně určeno únavové napětí, které muselo být větší než maximální hodnota redukováného napětí v kritické oblasti. Ve zbylých stavech bylo zjišťováno maximální vzniklé redukované napětí, které muselo být nižší než dovolené napětí zvoleného materiálu. Všechny tři ramena jsou navrhována jako odlitek z oceli, kde by se měla použít technologie výroby pro dosažení co nejlepší jakosti povrchu. U ramene pro uchycení kola bylo zapotřebí použít kvalitnější materiál z důvodu většího zatěžování. Na této komponentě je zapotřebí obrobit vybrání prostoru, který je na rameni kvůli tomu, aby nedošlo ke kolizi kola s ramenem. Pro patky otočného uložení ramen byla navržena technologie výroby pomocí obrábění, jelikož se pro to tvarově hodí a pro lepší jakost povrchu a tím pádem lepší podmínky pro únavové namáhání.

Výpočet či volba komponent, které jsou použity v systému a nejsou počítány pomocí FEM analýzy, je ukázán v přílohách.

V této práci byl konstrukčně navržen systém otočné zadní nápravy pro tříkolové vozidlo, který je použit z důvodu lepší manévrovatelnosti vozidla. Zamyšlením a pokusy

projížděním libovolným vozidlem v zatáčkách, bylo usouzeno, že je toto řešení vhodné pro zlepšení manévrovatelnosti pouze při nízkých rychlostech, kde nedochází ke vzniku, tak vysoké odstředivé síly, že by se vozidlo v důsledku posunutí těžiště směrem ke středu zatáčení vzniklým natočením zadního kola, mohlo převrátit. Proto kdyby docházelo k implementaci takového systému muselo by se správně navrhnout řízení, tak aby se zadní náprava natáčela až s větším natočením volantu.

## Citace

### Knižní

- [1] – VLK, František a Vladimír MOTEJL. Automobilová technická příručka. Vyd. 4. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [2] – VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [3] – HOREJŠ, Karel a Vladimír MOTEJL. Příručka pro řidiče a opraváře automobilů. Vyd. 4. Brno: Littera, 2008. ISBN 978-80-85763-42-3.
- [4] – VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [5] – OKÁNÍK, František. NÁPRAVY MODERNÍCH OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ. Brno, 2012. Bakalářská práce. VUT v Brně.
- [6] – GREPLOVÁ, Kristýna. Pneumatika jako rozhodující prvek podvozku závodního automobilu. BRNO, 2007. Bakalářská práce. VUT v Brně
- [7] – REIMPELL, Jornsens. Fahrmerktechnik 2. Würzburg: Vogel – Verlag, 1973. ISBN 3-8023-0513-2.
- [8] – SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS.: Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] – AMBROŽ, Petr. Koncepční návrh malého tříkolového užitkového vozidla. Brno, 2009. Diplomová práce. VUT v Brně

### Internetové

- [10] Panhardská tyč – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 22.02.2020]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/panhardska-tyc/>
- [11] – Wattův přímovod – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 22.02.2020]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/wattuv-primovod/>
- [12] – Kliková náprava – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 30.01.2020]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/klikova-naprava/>
- [13] – Lichoběžníková náprava – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 22.02.2020]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/lichobeznikova-naprava/>
- [14] – Náprava MacPherson (McPherson) – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 22.02.2020]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-macpherson-mcpherson/>
- [15] – Víceprvková náprava – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 11.04.2020]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/viceprvkova-naprava/>
- [16] – Kyvadlová (úhlová) náprava – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 22.02.2020]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/kyvadlova-uhlova-naprava/>
- [17] – Direct-drive in-wheel motors – Elaphe. [online]. Copyright © Copyright 2019 [cit. 10.04.2020]. Dostupné z: <https://in-wheel.com/en/solutions/direct-drive-in-wheel-motors/>
- [18] – Tesla uvolnila detaily ohledně dvoumotorové verze Model 3 - Garáž.cz. Garáž.cz [online]. Copyright © 1996 [cit. 26.07.2020]. Dostupné z: <https://www.garaz.cz/clanek/tesla-uvolnila-detaily-ohledne-dvoumotorove-verze-model-3-84>

- [19] – Pneumatiky – konstrukce. AutoZnalosti.cz [online]. Dostupné z:  
<http://www.autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/12-pneumatiky-konstrukce.html>
- [20] – Sbíhavost kol – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 26.07.2020].  
Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/sbihavost-kol-d/>
- [21] – Poloměr rejdu – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 26.07.2020].  
Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/polomer-rejdu-r/>
- [22] – Ackermannova podmínka – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2020 [cit. 26.07.2020]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/ackermannova-podminka/>
- [23] – BMW: BMW i3 Technické údaje [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z:  
<http://www.bmw.cz/cs/all-models/bmw-i/i3/2016/technicke-udaje.html#tab-1>
- [24] – Velorex - Český hadrác - Autozine. Autozine - [online]. Copyright © 2020  
Autozine.cz [cit. 26.07.2020]. Dostupné z: <https://autozine.cz/velorex-cesky-hadrak/>
- [25] – SKF. [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCMF%20252821.5%20E>

## Seznam použitých zkratk a symbolů

$a$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení vozidla při prudkém rozjezdu
$b$	[mm]	Šířka řezu v kritické oblasti
$c$	[N/mm]	Radiální tuhost pneumatiky
$d_e$	[mm]	Efektivní rozměr řezu v kritické oblasti
$f_{nh}$	[Hz]	Vlastní frekvence neodpružených hmot
$f_{oh}$	[Hz]	Vlastní frekvence odpružených hmot
$F_x$	[14]	Boční síla
$F_y$	[14]	Podélná síla
$F_z$	[14]	Svislá síla
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$H$	[mm]	Zdvih kola
$h$	[mm]	Výška řezu v kritické oblasti
$k$	[-]	Bezpečnostní konstanta
$k_1$	[-]	Koeficient svislé síly
$k_2$	[-]	Koeficient svislé síly
$k_a$	[-]	Koeficient vlivu jakosti povrchu
$k_b$	[-]	Koeficient vlivu velikosti tělesa
$k_c$	[-]	Koeficient vlivu způsobu zatěžování
$k_d$	[-]	Koeficient vlivu teploty
$k_e$	[-]	Koeficient spolehlivosti
$k_p$	[N/mm]	Tuhost pružiny

$m_{nh}$	[kg]	Hmotnost neodpružených hmot
$m_{oh}$	[kg]	Hmotnost odpružených hmot
MR	[-]	Převod mezi zdvihem kola a stlačením pružiny
$N_h$	[14]	Ztížení zadní nápravy od hmotnosti vozidla
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$R_p$	[14]	Reakční síla působící na přední nápravu
RR	[N/mm]	Ride rate
$R_z$	[14]	Reakční síla působící na zadní nápravu
s	[mm]	hodnota subtangenty
WR	[N/mm]	Wheel rate
$z_{stat}$	[14]	Statické zatížení pneumatiky
$\Delta L$	[mm]	Stlačení pružiny
$\mu_{F1}$	[-]	Koeficient boční síly
$\mu_{F2}$	[-]	Koeficient boční síly
$\sigma_c$	[MPa]	Únavové napětí
$\sigma_{co}$	[MPa]	Předběžné únavové napětí
$\sigma_D$	[MPa]	Dovolené napětí



## **PŘÍLOHA č. 1**

### **Návrh pružiny**

Pro návrh pružiny je zapotřebí nejprve dopočítat zatěžující síly:

- Maximální síla působící na pružinu při maximální spodním rázu  

$$F_8 = 13026,9 * MR = 13026,9 * 1,22 = 15892,8N$$
- Síla působící na pružinu v při jízdě po středně kvalitní vozovce  

$$F = 7402,8 * MR = 7402,8 * MR = 9031,4N$$
- Minimální síla působící na pružinu při statickém zatížení  

$$F_1 = 5628,35 * MR = 5628,35 * 1,22 = 6866,6N$$

Dále je potřeba definovat materiál pro pružinu (54SiCr6):

- Modul pružnosti ve smyku  $G = 79000MPa$
- Mez pevnosti  $R_m = 1750MPa$
- Dovolené smykové napětí  $\tau_A = 0,75 * R_m = 1312,5MPa$
- Hustota  $\rho = 7800kg/m^3$

Návrhy pružiny byl vypočten pomocí softwaru Inventor, kde byly zadány vypočtené hodnoty:

Generátor komponent tlačných pružin

Výsledky	
a	17,040 mm
t	37,040 mm
$K_w$	1,263 ul
k	94,966 N/mm
$s_1$	72,306 mm
$s_8$	167,352 mm
$s_9$	213,000 mm
$s_{work}$	0,329 ul
$s_{max}$	0,538 ul
$L_{minf}$	337,250 mm
$L_9$	295,000 mm
$F_9$	20227,799 N
$\tau_e$	826,372 MPa
$\tau_1$	303,698 MPa
$\tau_8$	702,912 MPa
$\tau_9$	894,642 MPa
v	5,462 mps
f	47,359 Hz
$W_8$	1329,847 J
l	5280,000 mm
m	12,938 kg

11:13:34 Výpočet skončil úspěšně!

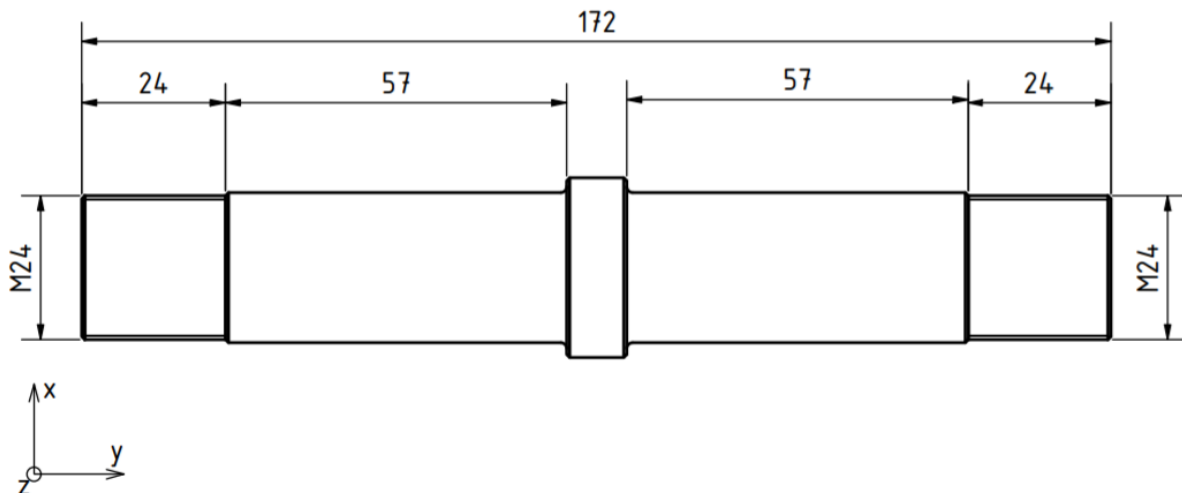
## **PŘÍLOHA č. 2**

### **Návrh hřídele otočného uložení**

Jelikož je na hřídeli nejkritičtějším místem závit, tak byla hřídel navrhována v této oblasti zatížená silami odpovídajícím stavu 2, protože v tomto stavu zde vznikají největší síly.

Pro hřídel byl přiřazen materiál S355J0.

	X	Y	Z
STAV2	29776 N	984,2 N	6513,5 N



Namáhání na stříh:

- Působící síla  $F_S = \sqrt{29776^2 + 6513,5^2} = 30480N$
- Oslabená průřezová plocha v oblasti závitu  $A_S = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20,752^2}{4} = 338,2mm^2$

Kde  $d_0$  je minimální průměr v oblasti závitu

- Stříhové napětí  $\tau_s = \frac{F_S}{A_S} = \frac{30480}{338,2} = 90,1MPa$

Namáhání tahem:

- Působící síla  $F_y = 984,2N$
- Oslabená průřezová plocha v oblasti závitu  $A_S = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20,752^2}{4} = 338,2mm^2$
- Tahové napětí  $\sigma_t = \frac{F_y}{A_S} = \frac{984,2}{338,2} = 2,91MPa$

Redukované napětí dle HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{90,1^2 + 3 \cdot 2,91^2} = 90,24MPa$$

Kontrola:

- Mez kluzu  $R_e = 345MPa$

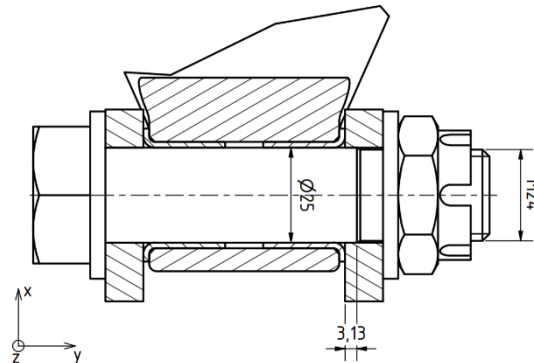
$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{345}{90,24} = 3,8$$

Hřídel v oblasti závitu vyhovuje s bezpečnostním součinitelem  $k = 3,8$ .

## **PŘÍLOHA č. 3**

### **Volba a návrh normalizovaných či katalogových součástí**

Otočné uložení ramen:



U tohoto uložení je zapotřebí navrhnout šroub a kluzná pouzdra.

Součásti se budou navrhovat na zatížení silami odpovídajícím stavu 2, protože v tomto stavu zde vznikají největší síly.

	X	Y	Z
STAV2	29776 N	984,2 N	6513,5 N

a) Šroub

Byl zvolen lícovaný šroub z důvodu otočeného uložení. U šroubu je potřeba provést kontrolu na stříh a na otláčení.

Otláčení:

- Působící síla  $F = \sqrt{29776^2 + 6513,5^2} = 30480\text{N}$
- Oslabená průřezová plocha v oblasti závitu  $A = \pi * 25 * 3,13 = 245,8\text{mm}^2$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{30480}{245,8} = 124\text{MPa}$$

Stříh:

- Působící síla  $F_s = \sqrt{29776^2 + 6513,5^2} = 30480\text{N}$
- Průřezová plocha dříku  $A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 25^2}{4} = 490,9\text{mm}^2$

Kde d je průměr dříku

$$\tau_s = \frac{F_s}{A_s} = \frac{30480}{490,2} = 62,2\text{MPa}$$

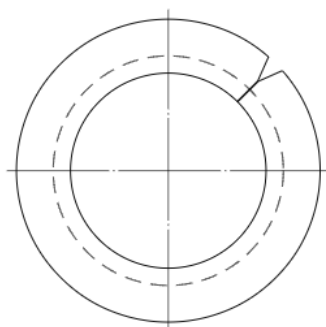
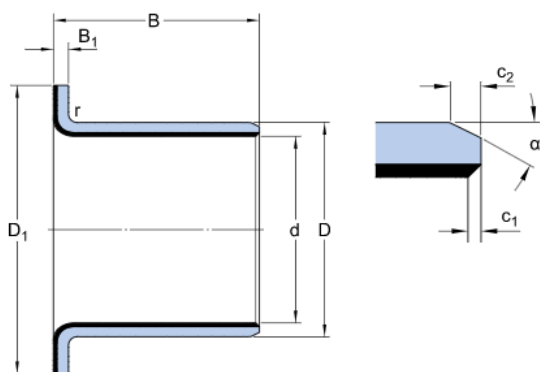
Podle vypočtených hodnoty byl ze strojnických tabulek přiřazen šroubu materiál 8G, který vyhovuje na stříh i na otláčení.

b) Kluzná pouzdra

Kluzná pouzdra byly zvolena z katalogu od firmy SKF, kde pomocí hodnot únosnosti byly vybrány vyhovující kluzná pouzdra.

Z katalogu bylo vybráno kluzné pouzdro PCMF 252821.5 E, které rozměrově sedí na šroub a má dostatečně velkou únosnost.

Rozměry a únosnosti kluzného pouzdra převzaté z webových stránek katalogu SKF [25]:



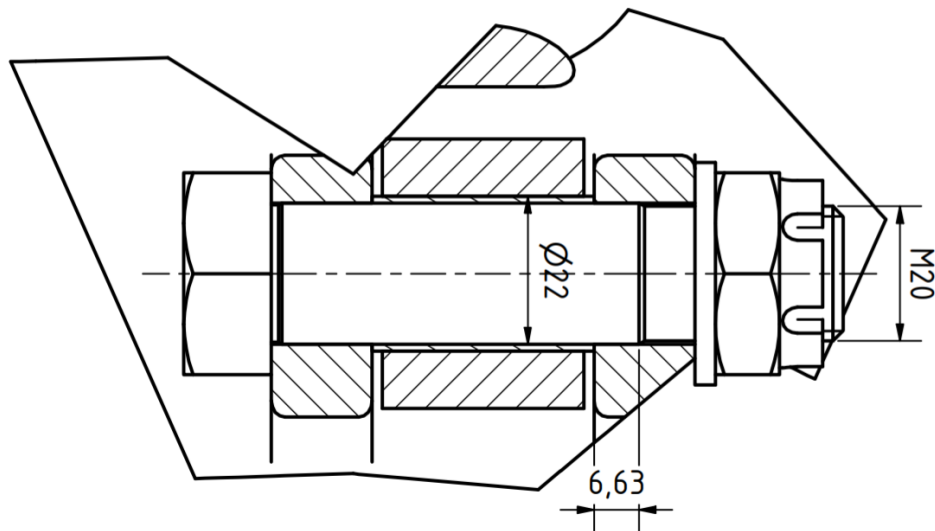
DIMENSIONS

d	25 mm
D	28 mm
B	21.5 mm
D <sub>1</sub>	35 mm
B <sub>1</sub>	1.5 mm
c <sub>1</sub>	min. 0.1 mm
c <sub>1</sub>	max. 0.7 mm
c <sub>2</sub>	min. 0.2 mm
c <sub>2</sub>	max. 1 mm
α	±8 20 °
r	max. 1.5 mm

Basic dynamic load rating - radial direction	C	37.5 kN
Basic static load rating - radial direction	C <sub>0</sub>	116 kN
Basic dynamic load rating - axial direction	C <sub>a</sub>	20.4 kN
Basic static load rating - axial direction	C <sub>0a</sub>	64 kN

Otočné uložení tlumiče:

U tlumiče bylo navrženo pouze šroub, protože kluzné pouzdro bývá součástí tlumiče.



Působící síla byla převzata z výpočtu pružiny, kde se vzala maximální zatížení  $F = 15892,8N$ .

Byl zvolen lícovaný šroub z důvodu otočeného uložení. U šroubu je potřeba provést kontrolu na otláčení a stříh.

Otláčení:

- Působící síla  $F = 15892,8N$
- Oslabená průřezová plocha v oblasti závitu  $A = \pi * 20 * 6,63 = 416,6mm^2$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{15892,8}{416,6} = 38,14MPa$$

Stříh:

- Působící síla  $F = 15892,8N$
- Průřezová plocha dřívku  $A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 20^2}{4} = 314,2mm^2$

Kde  $d$  je průměr dřívku

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{15892,8}{314,2} = 50,6MPa$$

Podle vypočtených hodnoty byl ze strojnických tabulek přiřazen šroubu materiál 4A, který vyhovuje na stříh i na otláčení.



Tabulky, ze kterých byl vybrán materiál šroubů:

Nynější značka šroubu	4A	4D	4S	5D	5S	6S	6G	8G	8E	10K	10G	12K
Značka šroubů podle ST SEV 759-77	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	6.9	8.8	-	10.9	-	12.9
Mez pevnosti $R_m$ (přibližně) (MPa)	340	350	400	500	500	600	600	800	800	1 000	1 020	1 200
Mez kluzu $R_c$ popř. $R_p 0,2$ (MPa)	200 -	210 -	320 -	300 -	400 -	480 -	- 540	- 640	- 650	- 900	- 900	- 1 080
Třída pevnosti matice	4			5		6		8		10		12
Zkušební napětí $S_p$ (MPa)	400			500		600		800		1 000		1 200
První doplňková číslice za ČSN	0			1	2	3		5	4	7	6	9

Materiál matice	Materiál šroubu										
	4A	4D	4S	5D	5S	6S	6G	8G 8E	10K 10G	12K	
	$p_D$ (MPa)										
Ocel	40	50	75	70	90	110	120	150	200	250	
Litina	25	30	45	40	55	70	80	90	125	150	
Hliníkové slitiny	18	20	30	27	35	45	50	60	80	90	

## **PŘÍLOHA č. 4**

### **CAD model sestavy navrženého systému s kolem**

