



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONCEPČNÍ NÁVRH SPORTOVNÍHO DVOUSEDADLOVÉHO VOZU

CONCEPTUAL DESIGN OF TWO-SEAT HIGH PERFORMANCE CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN STRAKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR PORTEŠ, Dr.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Straka

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Koncepční návrh sportovního dvousedadlového vozu

v anglickém jazyce:

Conceptual design of two-seat high performance car

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte koncepční návrh sportovního dvousedadlového vozu.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je vypracovat koncepční návrh sportovního dvousedadlového vozu se zaměřením na:

- konstrukci rámu,
- kinematiku náprav.

Seznam odborné literatury:

Aird, F. Race Car Chassis Design and Construction. Motorbooks International, USA 1997. ISBN 0-7603-0283-9.

Reimpell, J.; Stoll, H.; Edward, A., The automotive chassis - engineering principles. Arnold, London 1996. ISBN 0-340-61443-9.

Vlk, F. Dynamika motorových vozidel. Nakladatelství a zasilatelství vlk, Brno 2001, ISBN 80-238-5273-6

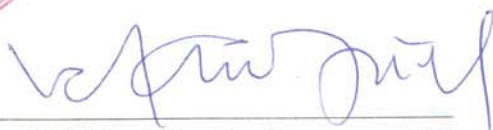
Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Porteš, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 17.11.2009



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Abstrakt

V této diplomové práci se zabývám návrhem koncepce dvousedadlového sportovního automobilu se zaměřením na torzní tuhost rámu a kinematiku náprav. Vypracování diplomové práce probíhalo od náčrtů, přes tvorbu modelu vozu s důležitými komponenty v CAD systému CATIA V5 R18. Posléze jsem provedl samotný výpočet torzní tuhosti v MKP programu ANSYS 12.0 a nakonec měření změny geometrie náprav během simulovaného zdvihu kola v MBS programu ADAMS 2007.

Abstract

This diploma thesis deals with design concept of two-seater sports car with the main focus on chassis torsional stiffness and axle kinematics. The main idea started with some paper sketches which were later transferred to the 3D model with all the main parts (engine, differential, driver etc.) using CATIA V5 design program. Then the torsional stiffness was counted using FEM software ANSYS 12.0. Finally the axis geometry during bump/rebump movement of the wheel was simulated in MBS system ADAMS 2007.

Klíčová slova

Sportovní automobil, torzní tuhost, hmotnost, těžiště, kinematika náprav, MKP, MBS, simulace.

Key words

Sports car, torsional stiffness, weight, C.G. (centre of gravity), axle kinematics, FEM, MBS, simulation.

Bibliografická citace VŠKP dle ČSN ISO 690

STRAKA, M. *Koncepční návrh sportovního dvousedadlového vozu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 125 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato diplomová práce byla zhotovena pouze mojí osobou bez cizí pomoci. Potřebné informace jsem zpracoval pouze z osobních znalostí, z literatury uvedené v seznamu a z odborných konzultací.

V Brně dne:

Podpis:

Poděkování

Zde bych rád poděkoval vedoucími diplomové práce Ing. Petru Portešovi, Dr. za jeho odborné vedení, cenné rady a celkovou pomoc při tvorbě této diplomové práce. Dále také svým rodičům, kteří mi umožňují studium na Fakultě Strojního Inženýrství.

1. Úvod	13
2. Přehled kategorie lehkých sportovních automobilů	14
3. Koncepce motorových vozidel	19
3.1. Rozdělení osobních automobilů	19
3.2. Rozlišení koncepcí:	19
3.2.1. Motor uložený v přední části vozidla s přední poháněnou nápravou	20
3.2.2. Motor uložený v přední části vozidla se zadní poháněnou nápravou	21
3.2.3. Motor uložený v zadní části vozidla se zadní poháněnou nápravou	22
3.2.4. Pohon všech kol	23
4. Karoserie, podvozky (bodys, chassis).....	24
4.1. Historie	24
4.2. Druhy karoserií a podvozků.....	24
4.2.1. Podvozková karoserie	24
4.2.2. Polonosná karoserie.....	28
4.2.3. Samonosná karoserie.....	28
4.3. Zavěšení kol (nápravy), geometrie.....	29
4.3.1. Přehled druhů náprav	30
4.3.1.1. Tuhá náprava (solid axle).....	30
4.3.1.2. Náprava De-Dion	31
4.3.1.3. Kyvadlová úhlová náprava (Semi trailing axle, Šikmý závěs)	32
4.3.1.4. Kliková náprava	33
4.3.1.5. Kliková náprava spřažená (Twist beam axle)	33
4.3.1.6. Lichoběžníková náprava (double wishbone axle).....	34
4.3.1.7. Vzpěra McPherson (Mc Pherson strut)	35
4.3.1.8. Více prvkové zavěšení (Multi link axle).....	37
5. Charakteristika prioritních bodů konstrukce Σ_01:.....	39
5.1. Hmotnost	39
5.2. Těžiště	39
5.3. Rozložení hmotnosti mezi PN a ZN	40
5.4. Zavěšení.....	40
5.5. Moment setrvačnosti.....	40
6. Postup řešení jednotlivých konstrukčních bodů vozu Σ_01:	42
6.1. Práce v programech:	42
7. CATIE V5 R18	43
7.1. Zhotovení figuríny.....	43
7.2. Motor s převodovkou Suzuki Hayabusa	45
7.3. Diferenciál Quaife	47
7.4. Rozvor náprav	49
7.5. Rozchod kol.....	50
7.6. Konstrukce rámu Σ_01.....	52
7.7. Palivová nádrž	57
7.8. Poloha těžiště a rozložení hmotností na jednotlivé nápravy	59

7.8.1.	Poloha těžiště statické zatížení náprav Σ_01 bez řidiče.....	60
7.8.2.	Poloha těžiště statické zatížení náprav Σ_01 s řidičem	61
7.9.	Návrh klopení náprav	63
7.9.1.	Přední náprava.....	64
7.9.2.	Zadní náprava	67
7.10.	Návrh klonění karoserie a efekt anti - dive/squat	69
7.11.	Střednicový model pro import do ANSYSu.....	73
8.	ANSYS 12.0	74
8.1.	Fáze řešení v ANSYSu:	74
8.2.	Preprocessor	75
8.2.1.	Typ elementů.....	75
8.2.2.	Materiálové vlastnosti	76
8.2.3.	Definice klíčových bodů, čar, ploch, objemů (modeling).....	77
8.3.	Solution.....	78
8.3.1.	Zatížení a okrajové podmínky	78
8.4.	General postprocessor.....	79
8.4.1.	Výpočet torzní tuhosti prvního referenčního rámu (rám_A):	79
8.4.1.1.	Hodnoty deformačních posunů vyselektovaných nodů:	81
8.4.1.2.	Posuv v řezu A:	83
8.4.1.3.	Torzní tuhost celého rámu:.....	83
8.4.1.4.	Posuv v řezu B:	84
8.4.1.5.	Posuv v řezu C:	84
8.4.1.6.	Torzní tuhost rámu v úseku B – C:	85
8.4.1.7.	Posuv v řezu D:	85
8.4.1.8.	Posuv v řezu E:.....	86
8.4.1.9.	Torzní tuhost rámu v úseku D – E:	87
8.4.1.10.	Posuv v řezu F:	87
8.4.1.11.	Posuv v řezu G:	88
8.4.1.12.	Torzní tuhost rámu v úseku F – G:.....	89
8.4.2.	Výpočet torzní tuhosti prvního odladěného rámu (rám_B):	90
8.4.2.1.	Hodnoty deformačních posunů vyselektovaných nodů:	92
8.4.2.2.	Posuv v řezu A:	93
8.4.2.3.	Torzní tuhost celého rámu:.....	93
8.4.2.4.	Posuv v řezu B:	94
8.4.2.5.	Posuv v řezu C:	94
8.4.2.6.	Torzní tuhost rámu v úseku B – C:	95
8.4.2.7.	Posuv v řezu D:	95
8.4.2.8.	Posuv v řezu E:.....	96
8.4.2.9.	Torzní tuhost rámu v úseku D – E:	97
8.4.2.10.	Posuv v řezu F:	97
8.4.2.11.	Posuv v řezu G:	98
8.4.2.12.	Torzní tuhost rámu v úseku F – G:.....	99

8.5.	Srovnání	99
9.	ADAMS 2007	102
9.1.	Popis měřených hodnot.....	102
9.1.1.	Úhel odklonu kola... ..	102
9.1.1.1.	Kladný odklon kol.....	102
9.1.1.2.	Záporný odklon kol	103
9.1.2.	Úhel sbíhavosti... ..	104
9.1.2.1.	Sbíhavost	104
9.1.2.2.	Rozbíhavost.....	105
9.2.	Fáze řešení v ADAMSu:	106
9.3.	Měřicí senzory	106
9.4.	Pohyb soustavy těles.....	106
9.5.	Výsledky měření	107
9.5.1.	Přední náprava.....	107
9.5.1.1.	Odklon kol.....	110
9.5.1.2.	Úhel sbíhavosti	111
9.5.2.	Zadní náprava	114
9.5.2.1.	Odklon kol.....	117
9.5.2.2.	Úhel sbíhavosti	118
10.	Závěr.....	121

1. Úvod

Cílem diplomové práce byl návrh celkové koncepce dvousedadlového sportovního vozu určeného pro jízdu po zpevněných komunikacích. Dále výpočet torzní tuhosti rámu a návrh zavěšení vozu a následné ověření kinematických vlastností náprav.

Ke splnění cíle jsem měl k dispozici tyto prostředky: Inspiraci ve vozech Catherman Roadstport, Lotus Exige, Ariel Atom, KTM X-bow, Radical SR3, odbornou literaturu, své studijní znalosti, vlastní tvůrčí přístup nezatížený konvencemi, možnost tvorby modelu v CAD programu CATIE, výpočty deformačních posunů pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS a simulaci pohybu za pomoci multi - body systému ADAMS.

Inspirací byly automobily převážně britské konstrukce, která se vydala cestou lehkých sportovních vozů i na úkor výkonu, a jak jednou prohlásil zakladatel značky Lotus, jedné z nejúspěšnějších sportovních a závodních automobilek, Collin Champan: „*Pokud zvýšíš výkon, budeš rychlejší na rovince, ale pokud snížíš váhu, budeš rychlejší i v zatáčce*“. Na základě těchto slov byly zvoleny stěžejní body, nadřazené nad ostatní části konstrukce, které se jim podřizovaly. Těmito základními body byly *hmotnost, těžiště, kinematika náprav a rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravu*. Díky zvolení hlavních podmínek byl jasně definován směr celkové konstrukce vozu tak, aby odpovídal zadanému tématu a cílům diplomové práce.

Vůz zpracovaný v této diplomové práci byl pro zjednodušení označen Σ_01 . Jedná se o uzavřený sportovní automobil určený pro silniční provoz, má nízkou hmotnost, motor uložený napříč uprostřed a poháněnou zadní nápravu.

Strukturu diplomové práce tvoří čtyři hlavní části. První teoretická část je věnována popisu různých koncepcí, karoserií a podvozků. Další tři části, které tvoří jádro diplomové práce, obsahují vlastní řešení konstrukčních problémů.

2. Přehled kategorie lehkých sportovních automobilů

Přehled vozů kategorie lehkých sportovních automobilů a jejich základní technická data.

	Catherman Roadsport, CSR 200/260, Superlight R500, [1]
Koncepce:	Motor uložen podélně za přední nápravou Hnaná zadní náprava Roadster
Hmotnost:	Cca 500kg – 600kg
Motor:	Automobilový, 1.6 – 2,3l Ford Cosworth, 120-263HP
Zrychlení 0-100km/h:	2,9 – 6,5s
Cena:	Cca Od 760 000Kč do 1 300 000Kč
Pozn.	Před padesáti lety navrhnul Collin Chapman a do dnes se vyrábí, na světě je spousta firem které dělají více či méně úspěšné kopie tohoto vozu, oficiálním pokračovatelem je Catherman



Obr. 1 Catherman Roadsport. [1]

	Lotus Elise /Exige, [2]
Koncepce:	Motor uložen napříč uprostřed
Hmotnost:	Cca 755kg - 935kg
Motor:	Automobilový - Toyota, 1.8l atmosférický / přeplňovaný kompresorem, 134 – 257HP
Zrychlení 0-100km/h:	4 – 6,5s
Cena:	Cca od 800 000 Kč
Pozn.	Rám vozu vytvořen hliníkovými profily



Obr. 2 Lotus Exige. [2]

	Radical SR3 RS/SR4 CS, [3]
Koncepce:	Motor uložen napříč uprostřed
Hmotnost:	Cca 450kg
Motor:	Motocyklový, Suzuki, 1,3l 205 – 280HP
Zrychlení 0-100km/h:	3s
Cena:	Od 1000000 Kč
Pozn.	Okruhový speciál s homologací pro silniční provoz



Obr. 3 Radical SR3 RS. [3]

	KTM X-BOW / Dallara, [4]
Koncepce:	Motor uložen napříč uprostřed
Hmotnost:	840kg
Motor:	Automobilový, AUDI, 2,0l 240HP
Zrychlení 0-100km/h:	4s
Cena:	Od 1500000Kč
Pozn.	Uhlíkový monokok vyvinutý firmou Dallara



Obr. 4 KTM X-BOW. [4]

	Ariel Atom, [5]
Koncepce:	Motor uložen napříč uprostřed
Hmotnost:	610kg
Motor:	Automobilový, Honda, 2,0l Od 245HP
Zrychlení 0-100km/h:	3s
Cena:	Od 1200000 Kč



Obr. 5 Ariel Atom. [5]

3. Koncepce motorových vozidel

Automobily lze rozdělovat podle různých typů.

Rozdělení automobilů je různorodé. Nejprve je lze rozdělit na užitkové/nákladní, autobusy a na osobní vozy. V následujícím textu následuje jen rozbor osobních vozů.

3.1. Rozdělení osobních automobilů

Osobní vozy je možné rozdělit podle zaměření a jejich použití, např. rodinné (Škoda Octavie), MPV (VW Multivan), SUV (sport utility vehicle, BMW X5), terénní (off-road, Land Rover Freelander), luxusní (Limousine, Rolls-Royce) a sportovní automobily (Lotus Exige, Ferrari 458 Italia)...

Dále je možné automobily rozdělit podle typu karoserie, např. sedan (Škoda 120), hatchback (VW Golf), Liftback (Alfa Romeo 33), Limousine (Maybach), Coupé (BMW M3), cabriolet, Roadster (Honda S2000), wagon/combi...a mnoho dalších vzájemných kombinací.

A v neposlední řadě podle koncepce. Pojmem koncepce motorových vozidel je obecně myšleno vzájemné uspořádání motoru, převodového ústrojí, diferenciálu a počtu poháněných náprav [6], [7].

3.2. Rozlišení koncepcí:

Podle uložení motoru:

1. Motor uložený vpředu vozidla
2. Motor uložený vzadu vozidla
3. Motor uložený mezi nápravami

Podle počtu hnaných náprav:

1. Jedna poháněná náprava
 - a. Přední
 - b. Zadní
2. Dvě poháněné nápravy
 - a. Stálý pohon všech kol (např. systém Subaru)
 - b. Automaticky připojitelný pohon čtyř kol (např. Haldex)
 - c. Manuální připojení pohonu všech kol

3.2.1. Motor uložený v přední části vozidla s přední poháněnou nápravou

Motor může být uložen před nebo za přední nápravou, také podélně nebo napříč podélné osy vozidla. U automobilů s motorem vepředu existuje celkem pět koncepcí uspořádání motoru, diferenciálu, převodovky a polohy přední nápravy [6].

- motor podélně uložený před diferenciálem a nápravou
- motor podélně uložený za diferenciálem a nápravou
- motor podélně uložený nad diferenciálem a nápravou
- motor příčně uložený nad převodovkou
- motor příčně uložený vedle převodovky

U vozu s předním pohonem, který je téměř vždy v kombinaci s motorem uloženým v přední části. Automobil je tažen a tím je vyvolána stabilita mezi hnací a setrvačnou silou, zatímco u hnané zadní nápravy dochází k nestabilnímu chování.

Výhody:

- Přední a hnaná a řízená náprava je zatížena díky hmotnosti motoru
- Vůz je dobře řiditelný (i na kluzkém povrchu jako je mokro a led)
- Nedotáčivost při průjezdu zatáčkou, bezpečnější pro silniční provoz (při nezvládnutí řízení automobil pokračuje po tečně ven ze zatáčky, nedostane do protisměru a je tu menší riziko čelního nárazu s protijedoucím vozidlem)
- Necitlivost na boční vítr
- Možnost použití jednoduššího zadního zavěšení
- Kompaktnost pohonné jednotky (motor, převodovka, diferenciál)
- Lze použít rovnou podlahu, není moc částí, protože se středový tunel využívá pro absorbování a šíření energie při nehodě
- Jednoduchá montáž pohonné jednotky
- Jednoduché chlazení motoru a přívod vzduchu k sání motoru
- Možnost použít stejnou podvozkovou platformu pro více karosářských verzí (sedan, hatchback, combi)

Nevýhody:

- Horší vlastnosti při akceleraci způsobené menší trakcí a „load transferem“
- Při plném zatížení špatná trakce, obzvláště na povrchu se špatnou přilnavostí (mokro, sníh, led)
- Větší zatížení přední nápravy, jsou potřeba větší síly na řízení, a proto je nutné použití posilovače řízení
- Dlouhé výfukové potrubí (vyšší hmotnost), jež je namáháno na ohyb
- Vyšší opotřebení předních pneumatik
- Horší rozložení brzdných sil (75% přední a 25% zadní náprava)
- Problém s použitím deformačních zón, které by byli dostatečně poddajné pro absorpci energie při nárazu, protože pohonná jednotka je velmi tuhá a nepoddajné těleso

3.2.2. Motor uložený v přední části vozidla se zadní poháněnou nápravou

Tato koncepce se nazývá klasickou koncepcí, protože ji již používaly první automobily. Bylo to z konstrukčních a trakčních důvodů. Motor uložený v přední části vozu měl lepší chlazení a konstrukce přední říditelné nápravy bez hnacích poloos mohla být jednodušší.

Podle rozmístění motoru, převodového ústrojí a diferenciálu, lze rozdělit tuto koncepci do dvou podskupin. Motor je ve většině případů uložen podélně, kvůli jednoduššímu napojení hnací hřídele, která vede k zadní nápravě [6], [7].

- Motor s převodovkou uložený u přední nápravy a diferenciálem u zadní nápravy (Catherman, BMW M5, Ford Sierra, Opel Omega)
 - o Kompaktnější provedení, méně prostorově náročné (obzvláště v prostoru zadní nápravy, převodovka je uložena ve středovém tunelu mezi řidičem a spolujezdcem)
- Motor uložený u přední nápravy a převodovka s diferenciálem leží u zadní nápravy, nazývaná Transaxle (Alfa Romeo GTV, Alfa Romeo 75, Ferrari 550 Maranello, M-B SLS AMG)
 - o Lepší pro rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou, jež vede k lepším jízdním vlastnostem, proto je tato koncepce používána převážně u sportovně zaměřených vozů

U klasické koncepce je motor uložen většinou podélně mezi předními koly nebo za přední nápravou, pro lepší rozložení hmotnosti mezi jednotlivé nápravy.

Výhody:

- Malé zatížení v uložení motoru, protože celkový převod je uložen v diferenciálu na zadní nápravě
- Při plném zatížení motoru je většina váhy na hnané zadní nápravě, lepší trakce hnací síly
- Možnost použití více variant u přední nápravy
- Rovnoměrnější opotřebení pneumatik
- Nekomplicovaný řadící mechanismus
- Možnost použití dlouhého výfukového potrubí, a tím více možností pro optimální naladění a odizolování, ale na úkor zvýšení hmotnosti
- Dostatečný prostor pro řadící mechanismus

Nevýhody:

- Nestabilní chování při akceleraci (přetáčivost), které ale může být korigováno nastavením přední nápravy

- Přetáčivé chování při průjezdu zatáčkou (v některých případech je to bráno jako přednost, např. u sportovních vozů)
- Nutnost středového tunelu s hnací hřídelí po celé délce podlahy vozu
- Prostorové omezení v přední i zadní části vozu

3.2.3. Motor uložený v zadní části vozidla se zadní poháněnou nápravou

Motor s převodovkou a diferenciálem je spojen s poháněnou zadní nápravou, a v některých případech i pohonem všech kol. Tuto koncepci lze opět rozdělit do dvou podskupin podle umístění motoru vůči zadní nápravě [6].

- Motor uložen za zadní nápravou (Porsche 911, Škoda 120)
 - o Horší rozložení hmotnosti mezi nápravy
 - o Hodně přetáčivý charakter vozu (lze eliminovat vhodnou zadní nápravou, např. Porsche LSA systém s virtuální rejdovou osou)
 - o Možnost použití i druhé řady sedadel
- Motor uložený před zadní nápravou (také nazýván jako koncepce s motorem uprostřed), (Ferrari 458, Porsche Carrera GT, Radical SR3...)
 - o Pouze dvousedadlová karoserie
 - o Nejvýhodnější pro rozložení hmotnosti a její optimální nastavení
 - o Nejmenší moment setrvačnosti ze všech koncepcí, *vhodné pro rychlou změnu směru*

Výhody:

- Velmi dobré akcelerační vlastnosti (dobrá trakce)
- Vhodné rozložení brzdných sil mezi nápravy
- Lehké řízení, díky nezatížené přední nápravě (u některých vozů bez nutnosti posilovače řízení, což přispívá k lepší komunikaci vozovky s řidičem)
- Přední náprava je neomezena motorem, a pokud je použito uložení motoru před zadní nápravou, je i menší omezení zadní nápravy pouze diferenciálem, případně převodovkou
- Není potřeba středový tunel nebo pouze malý
- Dobré sportovní vlastnosti vozu
- Širší možnost použití deformační zóny proti čelnímu nárazu

Nevýhody:

- Méně stabilní chování při akceleraci
- Velká přetáčivost v zatáčce
- Obtížné optimální naladění výfukového potrubí, protože je příliš krátké, ale o to lehčí

- Příliš dlouhý a těžký chladicí systém motoru, pokud je chladič umístěn v přední části automobilu
- Komplikované, bezpečné uložení palivové nádrže
- Nutnost zkušeného řidiče, obzvláště při zhoršených povětrnostních podmínkách jako je déšť a sníh

3.2.4. Pohon všech kol

U automobilů s vyšším výkonem nebo na povrchu s nízkým koeficientem tření (0,1 – 0,3) nastává problém s přenosem hnací síly. Hnací síla proudí prostřednictvím kol/pneumatik na vozovku. Pokud je více poháněných kol, pak je i lepší přenos hnací síly.

- Motor uložený u přední nápravy
- Motor uložený u zadní nápravy

Výhody:

- Lepší trakce
- Lepší akcelerace na nižší převodové stupně
- Redukuje citlivost na boční vítr
- Rovnoměrné opotřebení pneumatik

Nevýhody:

- Hluk od pohonného ústrojí
- Vyšší hmotnost
- Vyšší spotřeba paliva (5-10%)
- Složitost hnacího ústrojí

4. Karoserie, podvozky (bodys, chassis)

4.1. Historie

V první dekádě automobilového vývoje veškeré osobní i nákladní automobily používaly podvozek (Chassi) jako základnu pro celý vůz. Karoserie (body) bylo připevněno na podvozek. Takto navrhnutý podvozek se nazýval podvozková karoserie („rolling chassi“) a zahrnoval žebřinový rám jako páteř celého systému, který byl tvořen motorem, hnací hřídelí, převodovkou, předním a zadním zavěšením kol s odpružením a řízením.

V roce 1922 automobilka Lancia představila automobil Lambda s podvozkem, který nesl vnitřní strukturu karoserie, jež směřovala k výhodám samonosné karoserie. Dnes používají všechny osobní automobily samonosnou karoserii (unibody design). Pouze terénní automobily a užitkové vozy stále využívají samostatný podvozek a karoserii, jedná se převážně o žebřinový rám. I když moderní vozy SUV jsou již vybaveny také samonosnou karoserií, jelikož jsou navrhovány převážně pro pohyb po zpevněných komunikacích a ne v těžkém terénu, kde by se projevil výhody žebřinového rámu. Torzní tuhost karoserie může mít také vliv na jízdní komfort a ovladatelnost vozidla [7].

4.2. Druhy karoserií a podvozků

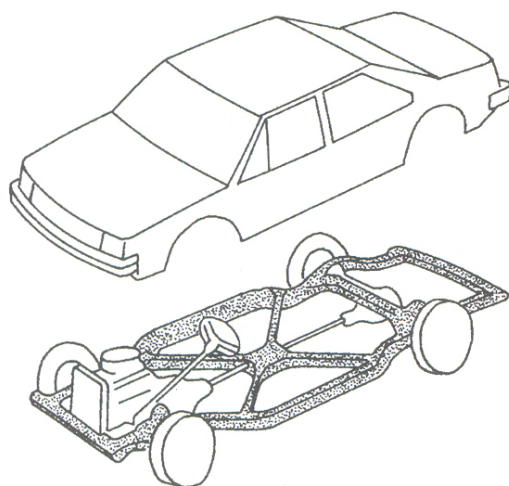
Karoserii s podvozkem lze rozdělit do třech základních skupin. Na podvozkovou (Rolling chassi), polonosnou (Subframe) a samonosnou karoserii (Monocouqe, Unitbody design).

4.2.1. Podvozková karoserie

Jak již bylo zmíněno, používala se v prvopočátcích automobilového inženýrství, a dnes má tato konstrukce uplatnění pouze u terénních nákladních automobilů.

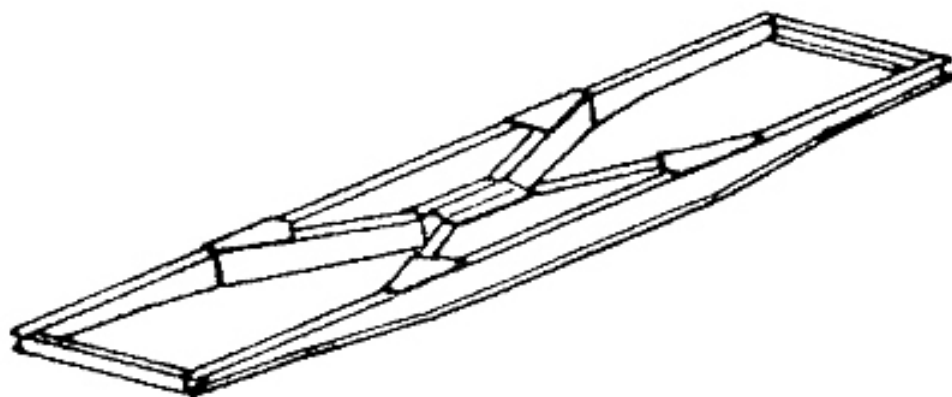
Na samostatný podvozek je připevněn motor, hnací ústrojí, podvozek, řízení a karoserie. Podvozek tvořil jakousi základovou desku, na kterou se vše dalo jednoduše namontovat. Výhodou této konstrukce byla levná výroba a velká tuhost samotného podvozku, proto se stále používá a u terénních automobilů. Všechny síly a momenty které jdou ze zavěšení náprav, uložení motoru, hnacího ústrojí, zachycuje pouze podvozek. Síly se totiž nerozkládají do celé karoserie, proto musí být podvozek bytelný, a tedy také těžký.

Rámy jsou obvykle tvořeny jedním až dvěma hlavními profily (podélníky) spojenými menšími profily (příčnky). Mohou mít různá uspořádání, např. tvar písmena X, žebřík nebo páteř těla [6].

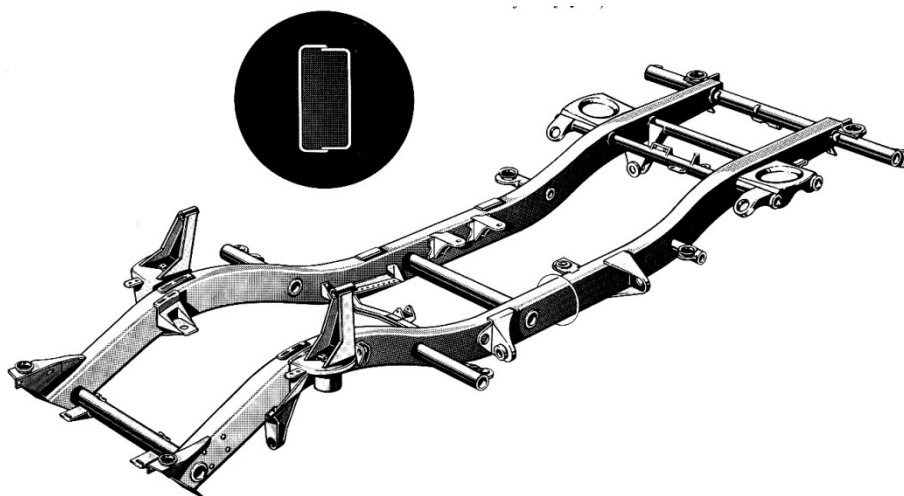


Obr. 6 podvozková karoserie. [6]

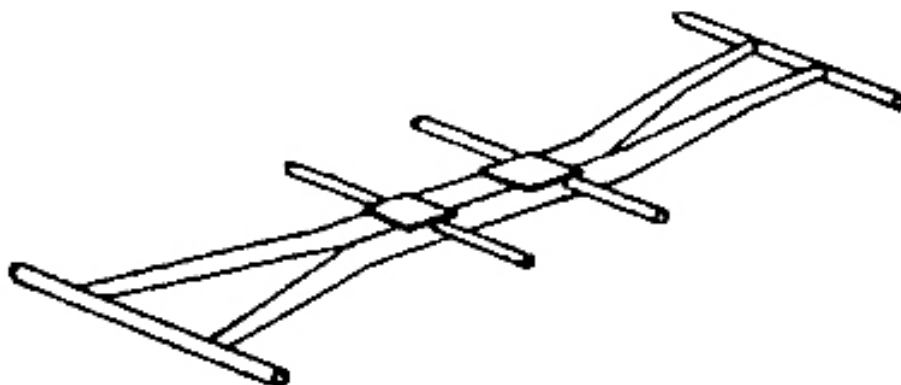
Příklady podvozkové karoserie:



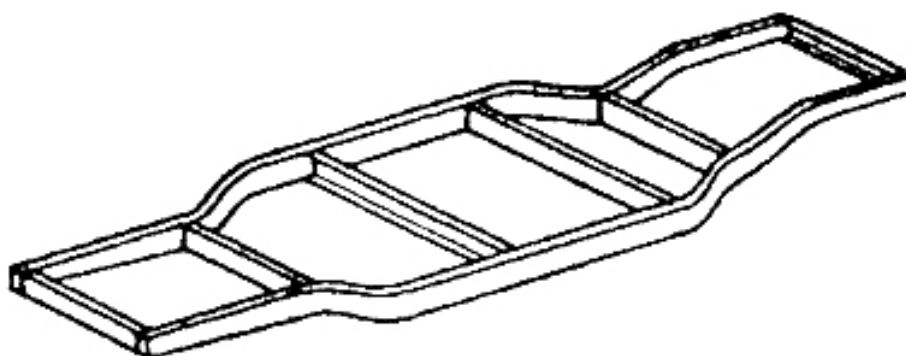
Obr. 7 Úhlopříčný rám. [6]



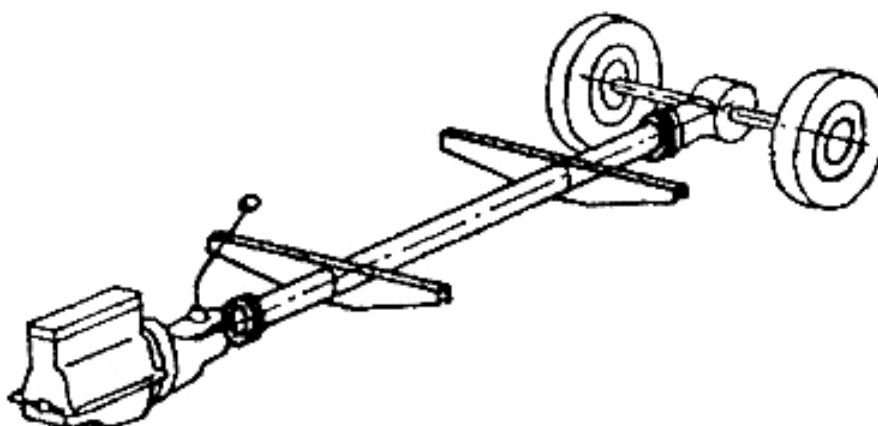
Obr. 8 Žebřinový rám. [6]



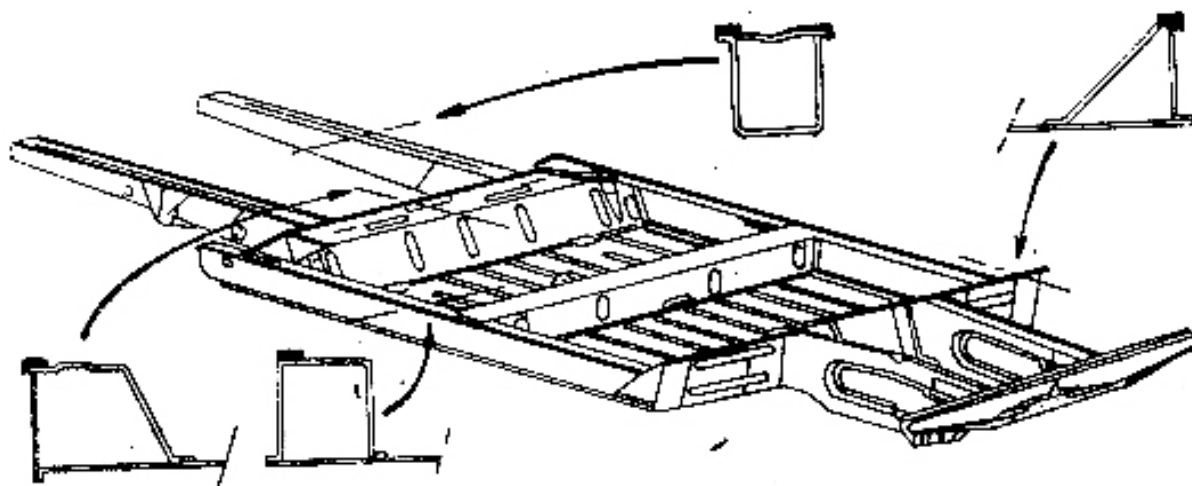
Obr. 9 Křížový rám. [6]



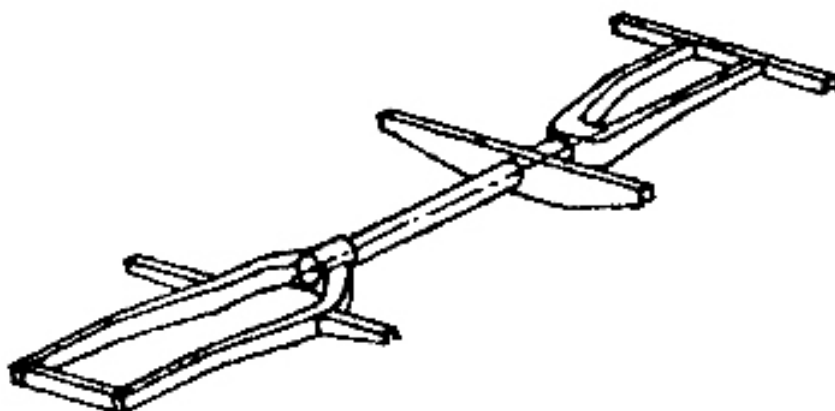
Obr. 10 Obvodový rám. [6]



Obr. 11 Páteřový rám. [6]



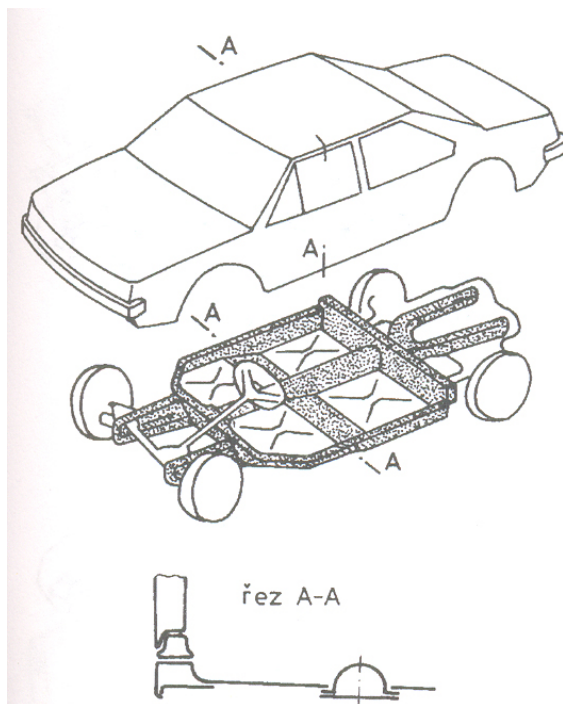
Obr. 12 Plošinový rám. [6]



Obr. 13 Páteřový rám rozvidlený. [6]

4.2.2. Polonosná karoserie

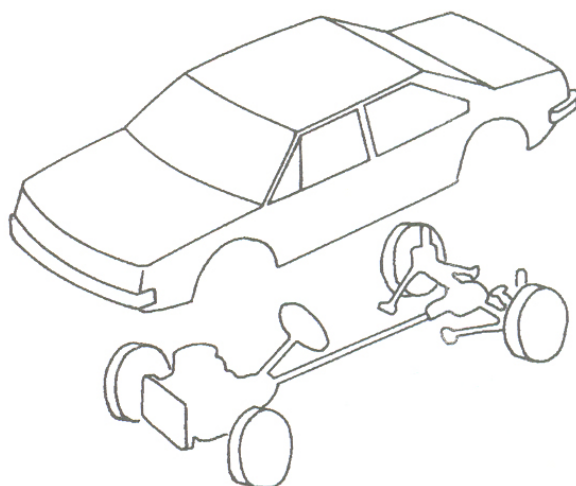
Polonosná karoserie je karoserie, která je rozebíratelně spojena s podvozkem. Podvozek zde stále slouží k uchycení zavěšení, ale zatížení, které vzniká při jízdě, je rozděleno mezi podvozek a karoserii [6].



Obr. 14 Polonosná karoserie. [6]

4.2.3. Samonosná karoserie

Karoserie je nerozebíratelně spojena s podvozkem vozu. Toto provedení nemá samostatný podvozkový rám. Zavěšení s odpružením kol, motor s hnacím ústrojím jsou připevněny přímo nebo prostřednictvím pomocných rámců do karoserie. Hlavní výhodou samonosné karoserie je její lehkost a přitom velká tuhost. Namáhání od vnějších i vnitřních sil a momentů je rozděleno do celé karoserie (*samozřejmě, jsou více a méně namáhaná místa*). Umožnění použít podvozkovou platformu pro více modelů (např. Škoda Octavia, VW Golf, Seat Leon atd.). Její nevýhodou jsou velké investiční náklady pro zavedení velkosériové výroby [6].



Obr. 15 Samonosná karoserie. [6]

- Příhradový rám

Nejedná se o klasickou samonosnou karoserii, ale spíše o nosný rám, do kterého je všechno uchyceno podobně jako u samonosné karoserie, ale samostatné panely karoserie leží až na tomto rámu a nejsou funkční složkou, jež by absorbovala vnější nebo vnitřní síly a momenty. Zatížení od kol, motoru, hnacího ústrojí působí na samotný příhradový rám. Tyto rámy jsou nejčastěji používány u sportovních vozů s malou produkcí, nejsou potřeba vysoké investice do výroby klasické samonosné karoserie a přitom si zachovávají dostatečnou torzní tuhost a hlavně nízkou hmotnost. K nízké hmotnosti u sportovních automobilů také přispívají panely karoserie vyrobené z kompozitu, tenkých plátů hliníku atd. [6].

4.3. Zavěšení kol (nápravy), geometrie

Podvozek plní několik rozmanitých úkolů.

- Spojuje kola s karoserií a přenáší veškeré podélné, příčné a vertikální síly a momenty
- Dovolí volný pohyb kolem okamžitých bodů otáčení (Momentary poles) bez zásahu do ostatních částí

Základní veličiny geometrie podvozku

- Sbíhavost, rozbíhavost (toe-in/out)
- Odklon kol (wheel camber)
- Závlek kola (wheel castor)
- Rozvor náprav
- Rozchod kol
- Příklon

- Záklon
- Poloměr rejdu
- Diferenční úhel rejdu
- Dovoluje pohyb kola nahoru a dolů (bump and rebound motion)
- Pérování kol/karoserie
- Tlumení kol a pohybů karoserie

Kinematické a elasto-kinematické vlastností náprav definují jízdní komfort, řídicí charakteristiku a bezpečný provoz vozidla [7].

4.3.1. Přehled druhů náprav

4.3.1.1. Tuhá náprava (solid axle)

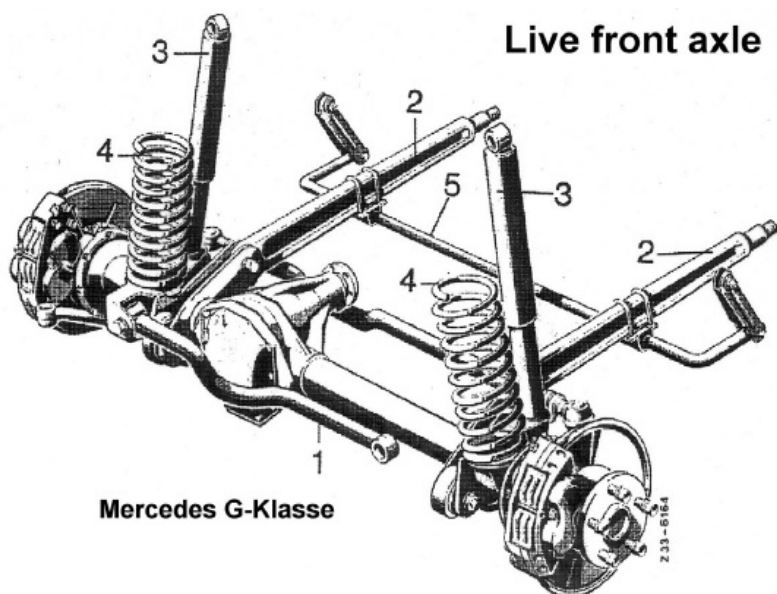
Tuhá náprava byla v hojné míře používána před druhou světovou válkou, jednalo se převážně o nepoháněnou přední nápravu (dead axle) a poháněnou zadní nápravu (live axle). U tuhé nápravy je skříň diferenciál pevně spojen s bočními trubkami, ve kterých rotují poloosy, takže jsou obě kola kinematicky spojena, jsou tedy na sobě závislá. Tento druh náprav je nazýván závislým zavěšením [6], [7].

Výhody:

- Levná na výrobu
- Jednoduchost
- Robustní/ bytelná, proto se používá u terénních a nákladních automobilů
- Konstantní odklon při klopení karoserie
- Konstantní odklon, sbíhavost, rozchod při propršení
- Zachycování bočních momentů Panhratskou tyčí nebo Wattovým přímovodem

Nevýhody:

- Velmi vysoká neodpružená hmotnost
- Vzájemné ovlivňování kol při jízdě přes nerovnosti (odklon se mění na obou kolech, i když jede přes překážku pouze jedno)
- Změna zatížení poháněných kol při jízdě, vlivem přiváděného točivého momentu
- Malá možnost nastavení kinematických, případně elasto-kinematických vlastností náprav
- Vyžaduje velký zástavbový prostor
- Nelze využít „bump steer“ (změna geometrie náprav při propršení, změna odklonu a hlavně sbíhavosti)

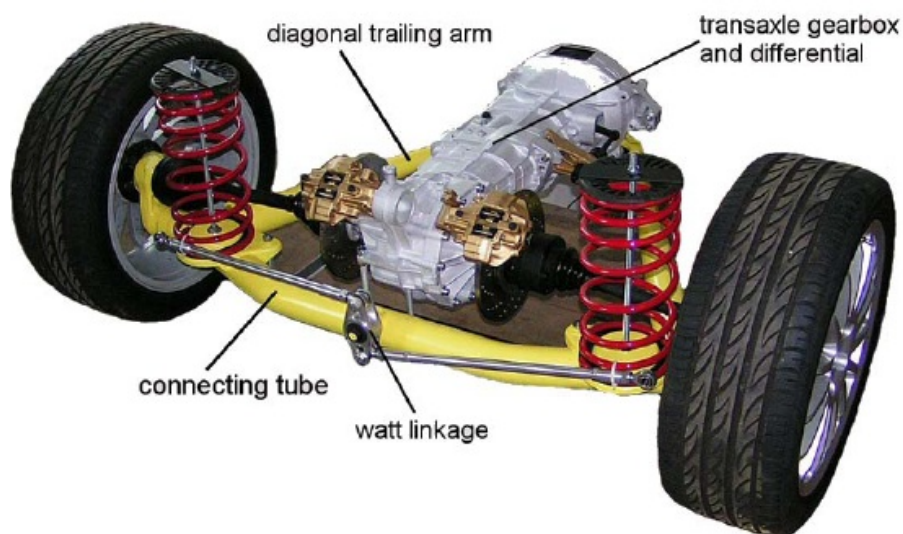


Obr. 16 Tuhá náprava. [7]

4.3.1.2. Náprava De-Dion

Náprava De-Dion vychází koncepčně z tuhé nápravy. Jedná se tedy o závislé zavěšení. Má stejné kinematické vlastnosti jako poháněná tuhá náprava, ale diferenciál je připevněn ke karoserii, a proto je částí odpružených hmot. Neodpružená hmotnost nápravy De-Dion je mnohonásobně menší u tuhé nápravy.

Výhody a nevýhody jsou téměř identické jako u tuhé nápravy, jen je menší neopružená hmotnost na úkor robustnosti a ochrany diferenciálu poloos.



Obr. 17 Náprava De-Dion. [7]

4.3.1.3. Kyvadlová úhlová náprava (Semi trailing axle, Šikmý závěs)

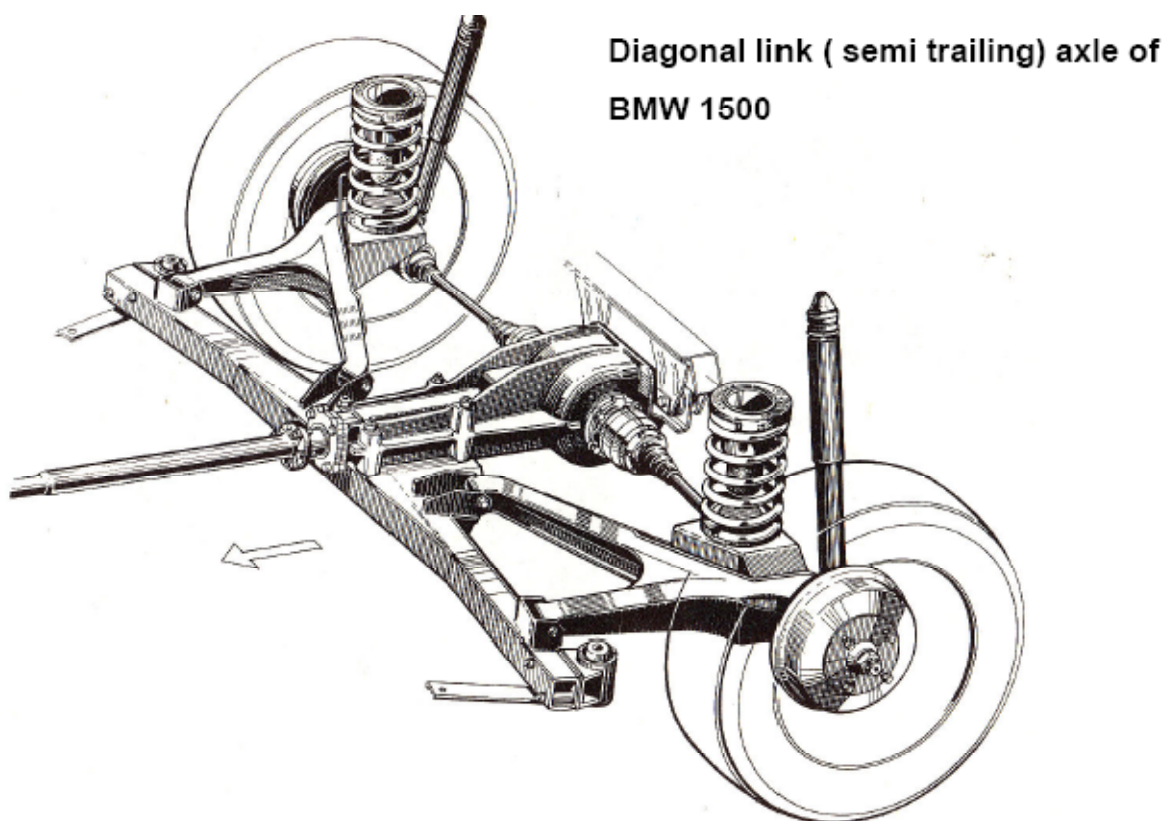
Kyvadlová náprava se používá jako zadní náprava. Osa kývání ramene v půdorysu šikmá a většinou i v nárysu, což vyvolává nedotáčivý účinek při bump steeru (samořízení). Kyvadlovou úhlovou nápravu používala automobilka BMW (dnes nahrazena víceprvkovou), která ji dovedla téměř k dokonalosti. Tato náprava má velký podíl na dnešní sportovní imagi značky BMW [6], [7].

Výhody:

- Větší možnost nastavení oprati tuhé nápravě (sklon ramen v nárysu a půdorysu)
- Nižší neodpružená hmotnost
- Jedná se o nezávislé zavěšení (pravé a levé kolo se neovlivňují navzájem, neuvažujem stabilizátor)

Nevýhody:

- Nutnost více místa pro zástavu
- Ne tak dobré kinematické a elasto-kinematické vlastnosti jako víceprvková náprava



Obr.18 Kyvadlová úhlová náprava. [7]

4.3.1.4. Kliková náprava

Náprava je tvořena podélnými rameny, jež se kolmo kývou vzhledem k podélné rovině vozidla. Dnes se již moc nepoužívá, pokud ano, tak pro zadní nepoháněnou nápravu [6], [7].

Výhody:

- Jednoduchá konstrukce a výroba
- Zabírá málo místa, lze dosáhnout velkého zavazadlového prostoru

Nevýhody:

- Zvětšené klopení karoserie v zatáčke
- Ke změně odklonu dochází jen při klopení karoserie (nemožné vhodně redukovat odklon kol kinematicky)
- Přetáčivý charakter (deformace ramen)

4.3.1.5. Kliková náprava spřažená (Twist beam axle)

Typově je spřažená náprava na pomezí mezi závislým a nezávislým zavěšením. Podélná ramena (podobná jako u klikové nápravy) jsou navzájem spojena tuhou příčkou, jež zde působí jako stabilizátor. Kombinuje nízkou cenu s řadou výhod. Místo mezi rameny lze využít pro palivovou nádrž nebo další místo pro zavazadlový prostor. Kinematickým nevýhodám při působení boční síly musí být věnována speciální pozornost. Spřažená náprava má přetáčivý charakter [6], [7].

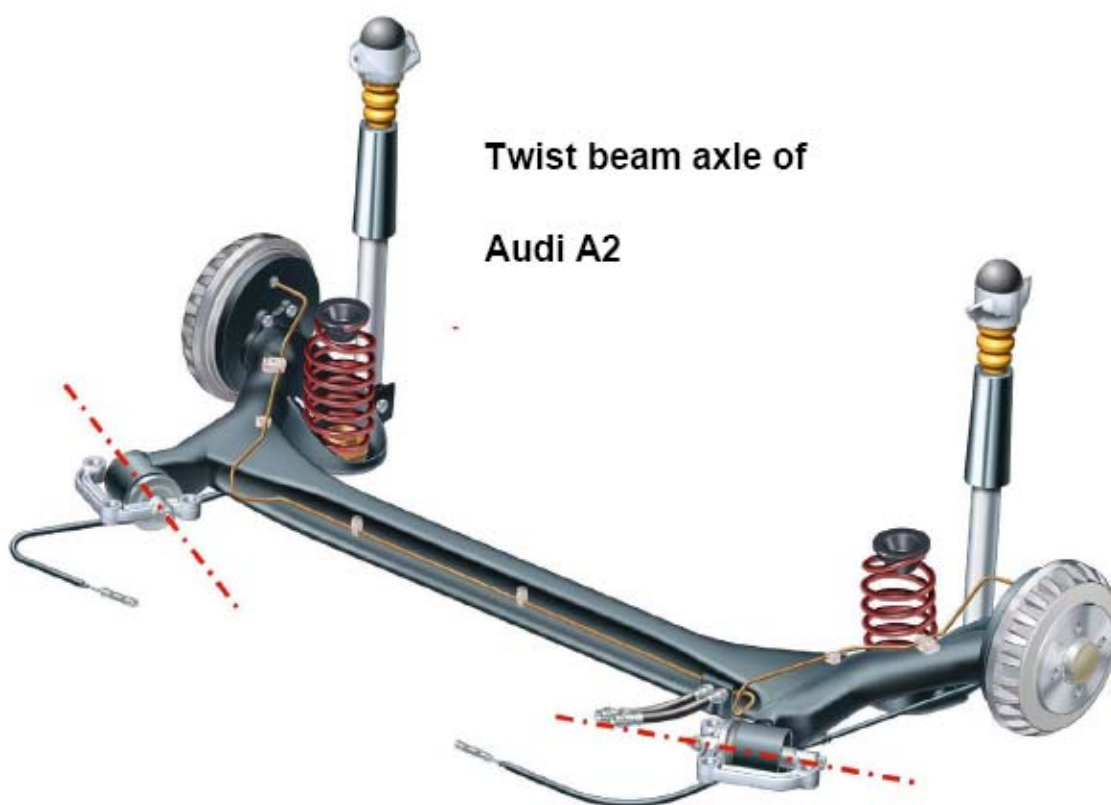
V současné době se jedná o velmi rozšířenou nápravu, která je velmi levná na výrobu a má nízké zástavbové nároky a lze ji jednoduše použít pro více druhů karoserií.

Výhody:

- Jednoduchá montáž a demontáž
- Málo částí, nejsou třeba žádná ramena a tyče
- Nízká neodpružená hmotnost
- Jednoduchá montáž pružících a tlumících prvků
- Torzní příčka funguje zároveň jako stabilizátor
- Možnost jednoduše ovlivnit anti-lift vlastnosti zadní části vozu
- Malá změna odklonu a rozchodu při propružení

Nevýhody:

- Jen pro nepoháněné nápravy
- Vysoké namáhání svárových spojů
- Vysoké napětí v torzní příčce
- Vzájemné ovlivňování kol
- Omezené možnosti ovlivnit chování kinematikou či elastokinematikou



Obr.19 Kliková náprava spřažená. [7]

4.3.1.6. Lichoběžníková náprava (double wishboune axle)

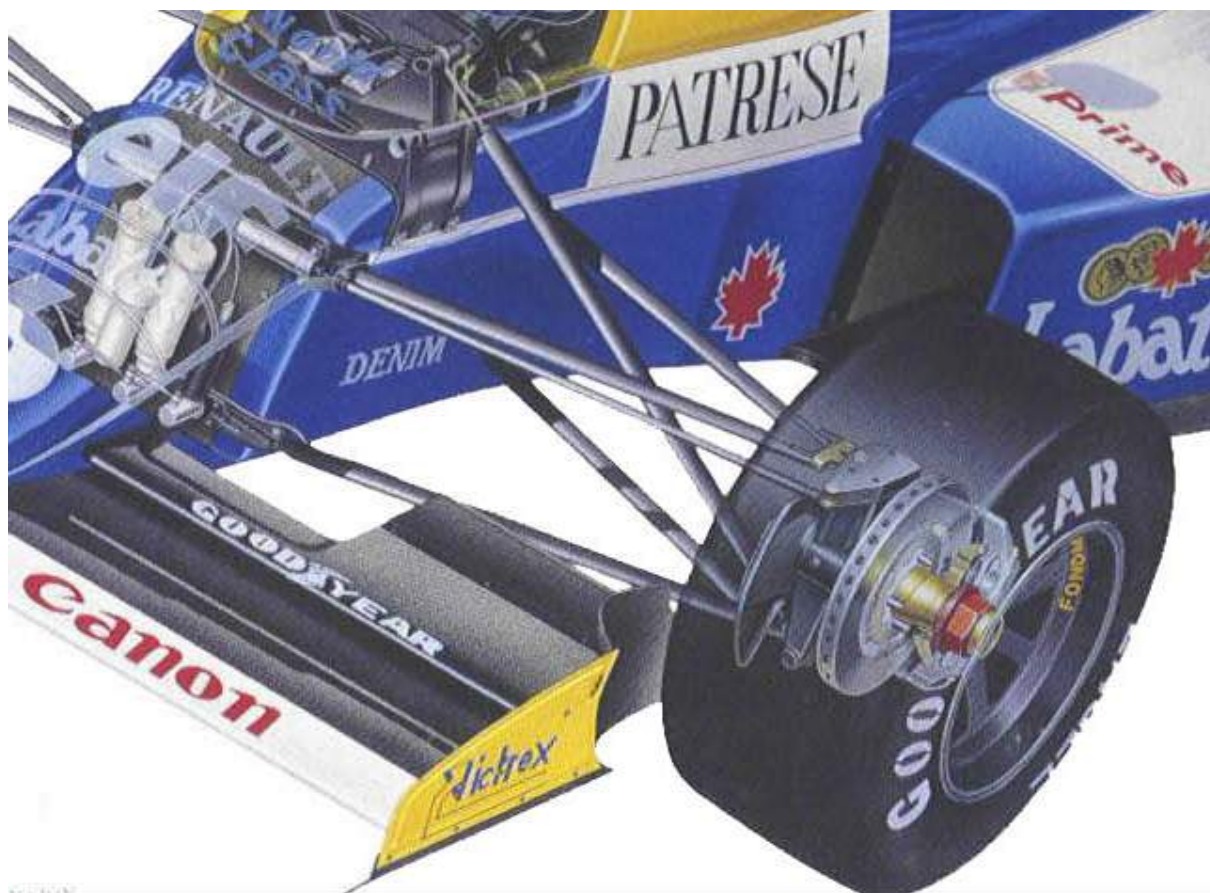
Jedná se o nezávislé zavěšení. Zavěšení jednotlivých kol se skládá ze dvou ramen. Ramena jsou obvykle trojúhelníkového tvaru, spojnice jejich krajních bodů tvoří lichoběžník, proto český název lichoběžníková náprava. Lichoběžníkovou nápravu lze použít jak pro přední, tak i pro zadní kola. Díky možnostem různého nastavení a vhodným kinematickým vlastnostem, je hojně používána u sportovních automobilů [6], [7].

Výhody:

- Velmi dobré kinematické vlastnosti
- Možnost rozsáhlého nastavení (poloha bodu klopení, délka ramen, elasto-kinematika)
- Nízká hmotnost
- Různorodé uložení pružin a tlumičů (push rod, „přepákování“)

Nevýhody:

- Nutný velký zástavbový prostor (zabírá místo pro motor nebo kufr)
- Drahé na výrobu
- Složitější konstrukce



Obr. 20 Lichoběžníková náprava. [6]

4.3.1.7. Vzpěra McPherson (Mc Pherson strut)

Nápravy McPherson také spadají do kategorie nezávislého zavěšení. Vychází z lichoběžníkové nápravy, kde je horní rameno nahrazeno posuvným vedením. Náprava je složena ze spodního ramene, většinou trojúhelníkového tvaru. Rameno je spojeno s příčnou vzpěrou tvořenou tlumičem a pružinou, horní uložení tlumiče, pružiny musí umožňovat řídicí pohyby kola a přitom by nemělo docházet ke spirálovitému natahování šroubové pružiny, proto je pružina uložena do karoserie přes ložisko nebo pryžový element. V dnešní době se jedná o nejpoužívanější zavěšení pro přední nápravy u osobních automobilů. [6], [7].

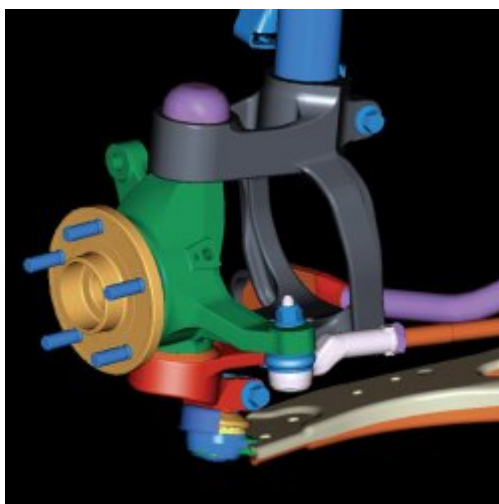
Výhody:

- Dobré jízdní vlastnosti za přijatelnou cenu
- Malé prostorové omezení (menší omezení motorového prostoru nebo kufru)
- Nízké výrobní náklady
- Nízká neodpružená hmotnost

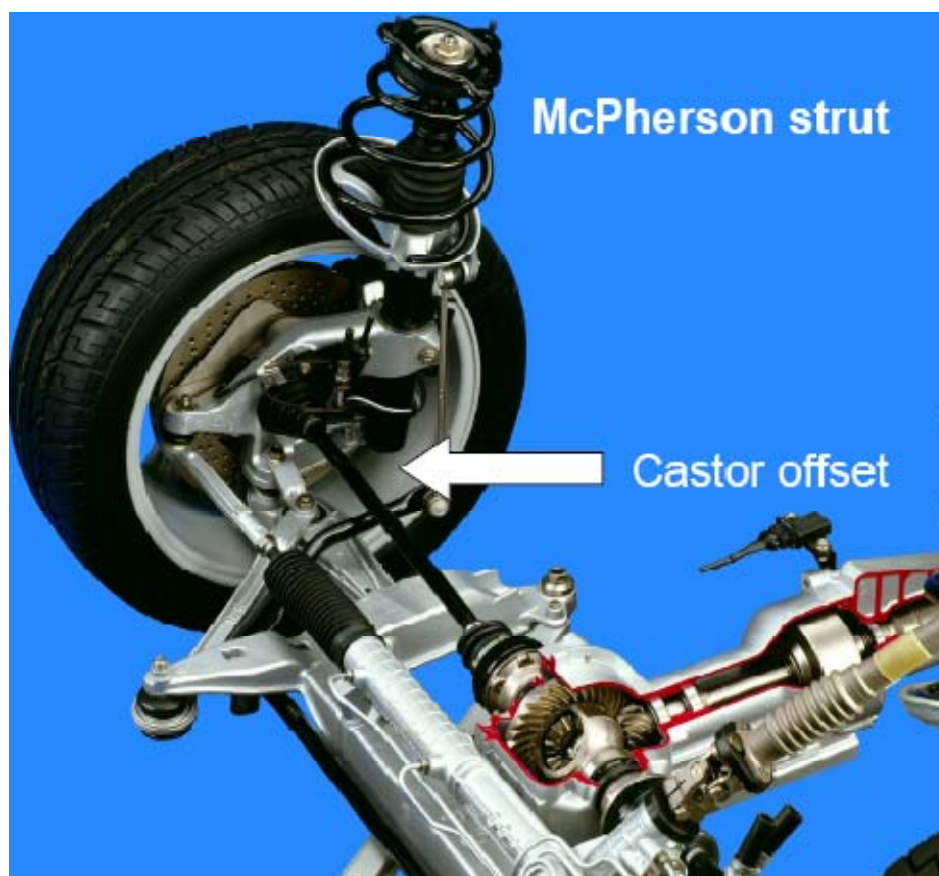
Nevýhody:

- Horší vedení kola (oproti lichoběžníkové nápravě)
- Nutnost mohutnějšího tlumiče a pružiny (větší třecí plochy v pístnici, při přejezdu přes malé nerovnosti může docházet k částečnému zablokování tlumiče)

- Horší kinematické vlastnosti než lichoběžníková náprava nebo víceprvková (u zadní nápravy)
- Znatelně rozdílné hnací síly mezi pravým a levým kolem přední nápravy, tzv. „tahání za volant“ u automobilů s předním pohonem a vyšším výkonem (cca od 200HP) je to způsobené polohou rejdové osy vůči působišti hnací síly (vznik momentu). Částečně vyřešeno modifikací od Revo Knuckle od Fordu



Obr. 21 Ford Revo Knuckle, Ford u sportovního modelu Focus RS s výkonem 300HP a poháněnou pouze přední nápravou, použil zavěšení vycházející z nápravy McPherson, ale posunutou virtuální rejdovou osou blíže k působišti hnací síly (blíže ke kolu, vzdálenost mezi rejdovou osou a silovým působištem tvoří rameno momentu), tím se podstatně snižuje moment vznikající na kolech, který při různých trakčních podmínkách mezi levým a pravým kolem způsobuje nechtěné otáčení volantu a stáčení kol kolem rejdové osy. [7]



Obr. 22 Vzpěra McPherson u Porsche 911. Neobvykle velký závlek předních kol. Je zde kvůli nižšímu hornímu uložení tlumící vzpěr, a tím lepší aerodynamice sportovního vozu, a také pro větší stabilitu při bočním rušení ve vysokých rychlostech (disturbulencích). [7]

4.3.1.8. Více prvkové zavěšení (Multi link axle)

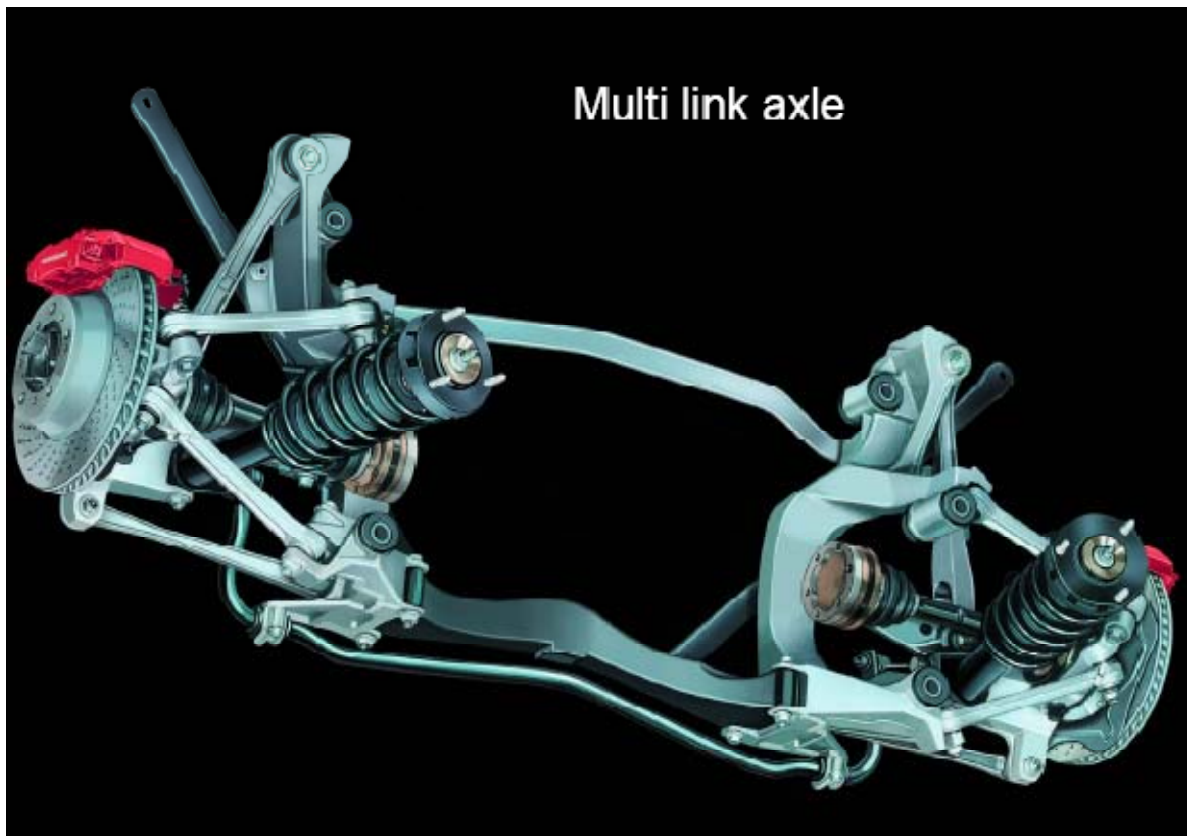
Více prvkové zavěšení nám nabízí vysokou volnost designu. Tlumiče, geometrie a elasto-kinematika může být navrhována přesně podle toho, co je požadováno od automobilu. Konstrukčně se jedná o systém podélných a příčných tyčí různých délek, tuhostí a uspořádání, používají se tři, čtyř a pětivrzkové provedení náprav. Velmi často používána jako zadní poháněná i nepoháněná náprava [6], [7].

Výhody:

- Velmi dobré vedení kola
- Velmi dobré jízdní vlastnosti a jízdní komfort
- Velké množství nastavení geometrie
- Velmi vhodné pro využití elasto-kinematiky
- Menší neodpružená hmotnost

Nevýhody:

- Vysoká výrobní cena
- Větší prostorová náročnost (omezení motorového/úložného prostoru)
- Složité nastavování geometrie (při servisu)



Obr. 23 Zadní víceprvková náprava LSA, Porsche 911, díky motoru uloženému za zadní nápravou má 911 velký sklon k přetáčivému chování. Proto byla vyvinuta zadní víceprvková náprava s virtuální rejdovou osou, která leží vně kola. Díky elasto-kinematickým vlastnostem mění sbíhavost na zadních kolech při zatížení boční, hnací a brzdou silou do sbíhavosti a tím potlačuje přetáčivost. [7]

5. Charakteristika prioritních bodů konstrukce Σ_{01} :

Popis, zdůvodnění a řešení stěžejních bodů konstrukce u automobilu Σ_{01} .

- 1) **Hmotnost**
- 2) **Poloha těžiště**
- 3) **Rozložení hmotnosti na nápravy**
- 4) **Zavěšení PN a ZN**
- 5) **Moment setrvačnosti**

5.1. Hmotnost

Nejvíce ovlivňuje jízdní dynamiku. V případě, že je hmotnost nižší, stačí menší motor pro dosažení minimálně stejných dynamických vlastností. Při nižší hmotnosti působí během průjezdu zatáčkou na automobil menší setrvačné síly, pneumatiky jsou pak méně zatěžovány, lze použít menší rozměr kol, menší průměr brzd, a tím podstatně snížit neodpruženou hmotnost.

Řešení u Σ_{01}

Pro co nejnížší hmotnost byla zvolena příhradová konstrukce rámu, která poskytuje dostatečnou torzní tuhost. Způsob připevnění panelů karoserie na rám je podmíněn užitím druhu lehkého materiálu např. sklolaminát, carbon, hliník...

5.2. Těžiště

Pohyby karoserie ovlivňuje poloha těžiště nad vozovkou. Čím je těžiště výše, tím dochází k větším pohybům karoserie během zatáčení, akcelerační a decelerační. Což způsobuje větší klopení a klonění karoserie, dochází k výraznějšímu load transferu a ke snížení rychlosti při průjezdu zatáčkou. Příliš velké pohyby karoserie během klopení a klonění lze redukovat vhodným umístěním bodu klopení a klonění náprav, rozchodem kol, tuhostí pružin, a konstrukcí stabilizátoru. Tato řešení však (tyto redukce) přináší jiné problémy - např. zhoršení jízdního komfortu, odskakování kol od vozovky na nerovném povrchu a tím zhoršení trakce. Proto je tendence u závodních automobilů co nejvíce snížit polohu těžiště a roli hraje každý milimetr.

Řešení u Σ_{01}

Pro sníženou polohu těžiště byla zvolena světlá výška 100mm, všechny komponenty umístěny do co nejnižších poloh rámu a hlavně modifikována poloha řidiče a spolujezdce. Posed řidiče je částečně přejat ze závodních vozů, hlavně formulových kategorií, kde závodník téměř leží. Pro Σ_{01} jsem provedl simulaci posedů, empiricky vyhodnotil nejvhodnější polohu při zachování komfortu posedu s dostatečně nízkou výškou mezi pánevní oblastí a temenem hlavy.

5.3. Rozložení hmotnosti mezi PN a ZN

Rozložení hmotností mezi nápravy je parametr, který velmi ovlivňuje jízdní vlastnosti. Poměr hmotnosti mezi PN a ZN se pro každý *typ automobilu odvíjí od jeho zaměření*. Vliv rozložení hmotnosti je nejvíce patrný při průjezdu zatáčkou, je jedním z parametrů, který určuje, zda vůz má přetáčivé (více hmotnosti na ZN) nebo nedotáčivé (více hmotnosti na PN) chování. Působí také na trakci hnací nápravy, pokud nejsou poháněná kola dostatečně zatížená, pneumatiky nepřenese požadovaný výkon motoru.

Řešení u Σ_01

Původní záměr použít podélně uložený čtyř-válcový motor VW 1,8l Turbo, tedy motor s dost vysokou hmotností (motor 140kg a převodovka 60kg), který neumožnil vhodné naladění rozložení hmotnosti při zachování zvoleného rozvoru náprav (2350mm), byl u poslední verze po prostudování alternativních možností a zvážení všech souvisejících aspektů vyloučen. U poslední verze je proto použit motocyklový motor s převodovkou Suzuki Hayabusa 1,3l. Motor s převodovkou je uložen napříč před zadní nápravou a pohání přes řetězový převod diferenciál Quaife na zadní nápravě. Varianta s motocyklovým motorem je podstatně lehčí (motor 68kg a převodovka 30kg), a díky řetězovému převodu dovolí jednodušší korekce rozvoru, a tím nastavit požadované rozložení hmotnosti. Tyto přednosti jsou pro účel vozu důležitější než negativa, která tato řešení přináší např. menší kroutící moment, nižší životnost motoru, mazání s mokrou skříní atd.

5.4. Zavěšení

Problematika popsána v odstavci lichoběžníková náprava (4.3.1.6.).

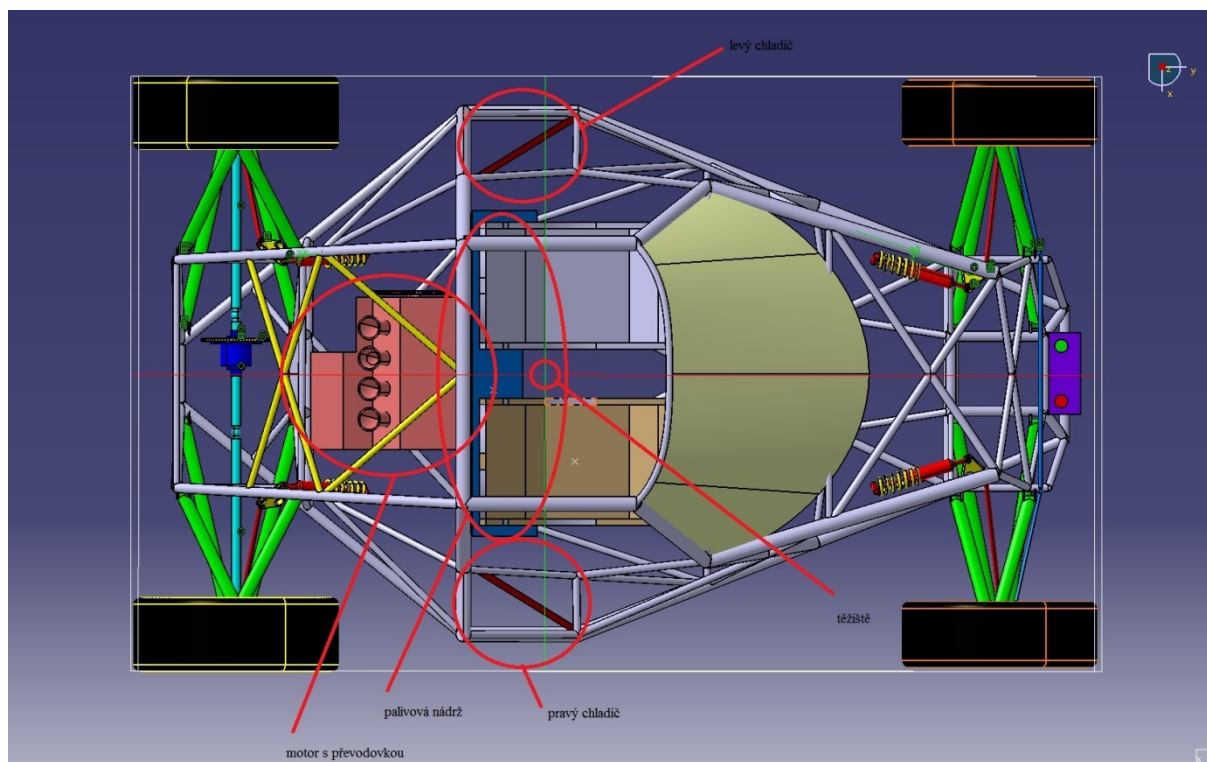
U automobilu Σ_01 je použito lichoběžníkové zavěšení. Pro dosažení co nejlepších kinematických vlastností byla zvolena délka spodního ramene výrazně delší než u horního ramene. Konec spodního ramene se pohybuje po trajektorie s větším poloměrem než koncový bod u horního ramene. Při propružení kola dochází k výrazné změně odklonu k negativním hodnotám, a tím by měla být částečně kompenzována změna odklonu ke kladným hodnotám, která je způsobena pohyby karoserie. Boční síla působící na pneumatiku se díky této kompenzaci odklonů nebude tolik snižovat a umožní rychlejší průjezd zatáčkou.

5.5. Moment setrvačnosti

Moment setrvačnosti ovlivňuje rychlost reakce automobilu na pohyby volantu. Pokud je moment setrvačnosti velký, automobil má pomalejší reakce na změnu směru, ale může působit předvídatelněji, čitelněji, a tím se stává použitelnější pro širší spektrum řidičů. U závodních a sportovních vozů, kde se počítá s vyšším stupněm řidičových schopností a rychlejších reakcí, je nutný co nejmenší moment setrvačnosti, který umožňuje co nejrychlejší odpověď na korekce volantu, a tím šetří čas na měřeném úseku.

Řešení u Σ_{01}

Sportovní automobil Σ_{01} potřebuje nízký moment setrvačnosti, z toho důvodu jsou jednotlivé dílčí prvky rozmístěny v co největší blízkosti těžiště, např. nádrž je uložena napříč mezi sedadly a motorem, motor je uložen napříč co nejblíže k těžišti, chlazení motoru je umístěno po stranách vedle řidiče a spolujezdce.



Obr. 24 Rozmístění důležitých hmotnostních dílů ve voze s ohledem na moment setrvačnosti.

6. Postup řešení jednotlivých konstrukčních bodů vozu Σ_{01} :

6.1. Práce v programech:

CATIA V5 R18

- Zhotovení figuríny
- Shromažďování potřebných dat k motoru, převodovce, diferenciálu, baterii a tvorba jejich modelů
- Návrh rozvoru náprav a rozchodu kol
- Konstrukce rámu
- Řešení palivové nádrže a její umístění
- Ladění těžiště a rozložení hmotností na nápravy
- Úprava délky ramen a konstrukce bodů klopení a klonění
- Tvorba střednicového modelu pro import dat do programu ANSYS

ANSYS 12.0

- Přiřazení daných profilů trubek k daným střednicím
- Zhotovení funkčního zavěšení s typem odpružení push-rod
- Výpočet torzní tuhosti rámu
- Odladění rámu

ADAMS VIEW 2007

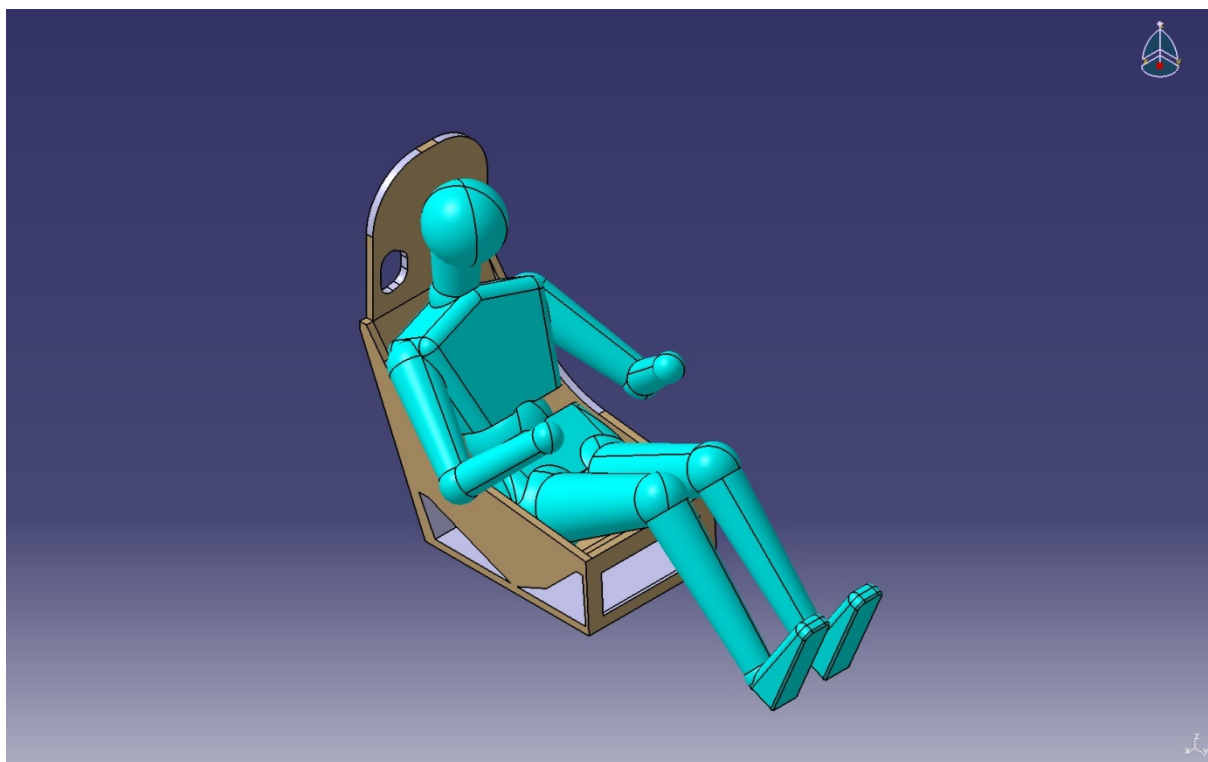
- Zhotovení modelu PN a ZN podle naměřených pozic bodů z CATII
- Simulace zdvihu kola
- Ladění sbíhavosti a odklonu

7. CATIE V5 R18

7.1. Zhotovení figuríny

Model řidiče (figuríny), posloužil při konstrukci jako prvek určující hlavní rozměry kabiny vozu a také ovlivnil volbu rozvoru náprav (určoval minimální hodnotu). Dále posloužil při zjišťování změny polohy těžiště a rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy během osazení posádkou a prázdným vozem.

Základní rozměry figuríny jsou převzaty z bakalářské práce *3D CAD MODEL FIGURÍNY ČLOVĚKA*, Kubo Miroslav [14]. Převzaté rozměry končetin odpovídají mužské postavě o výšce 180 cm, ale pro vůz Σ_01 byla zvolena hmotnost o 18kg vyšší. Poloha končetin a celková ergonomie posedu vychází z provedených měření.



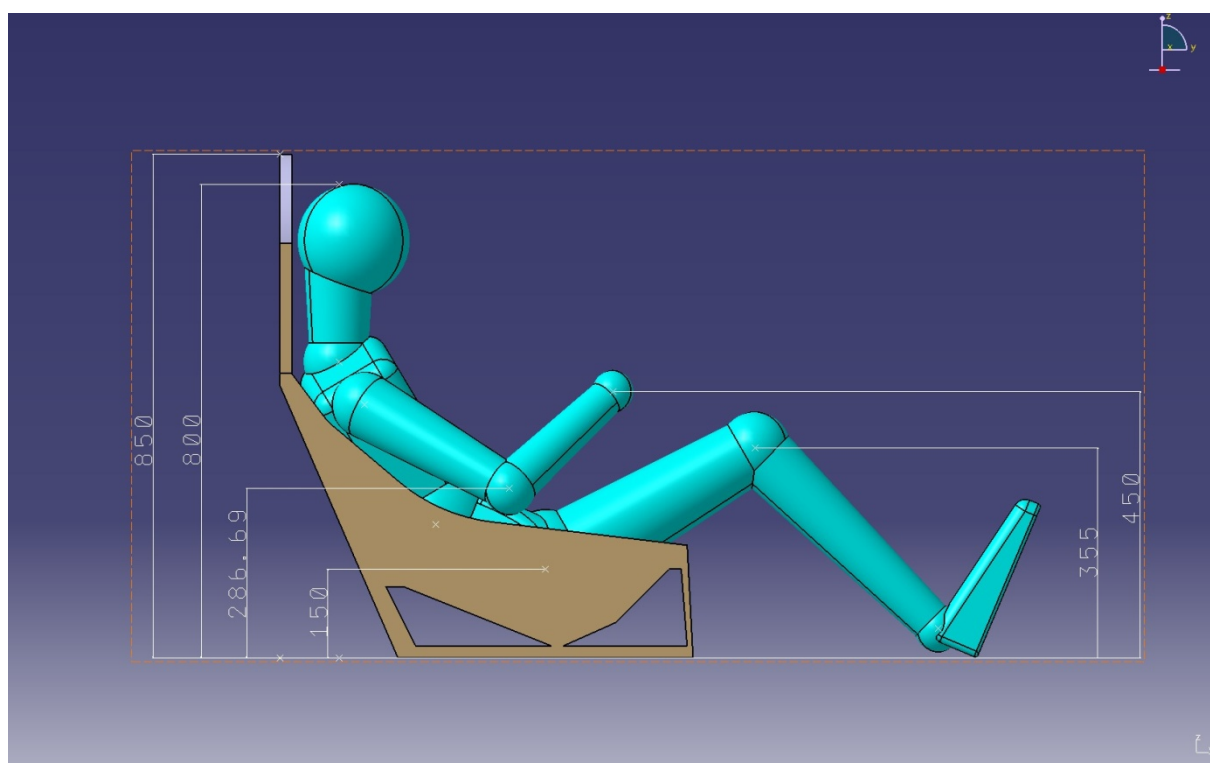
Obr. 25 Sedící figurína.

Hmotnost řidiče: 85-90kg

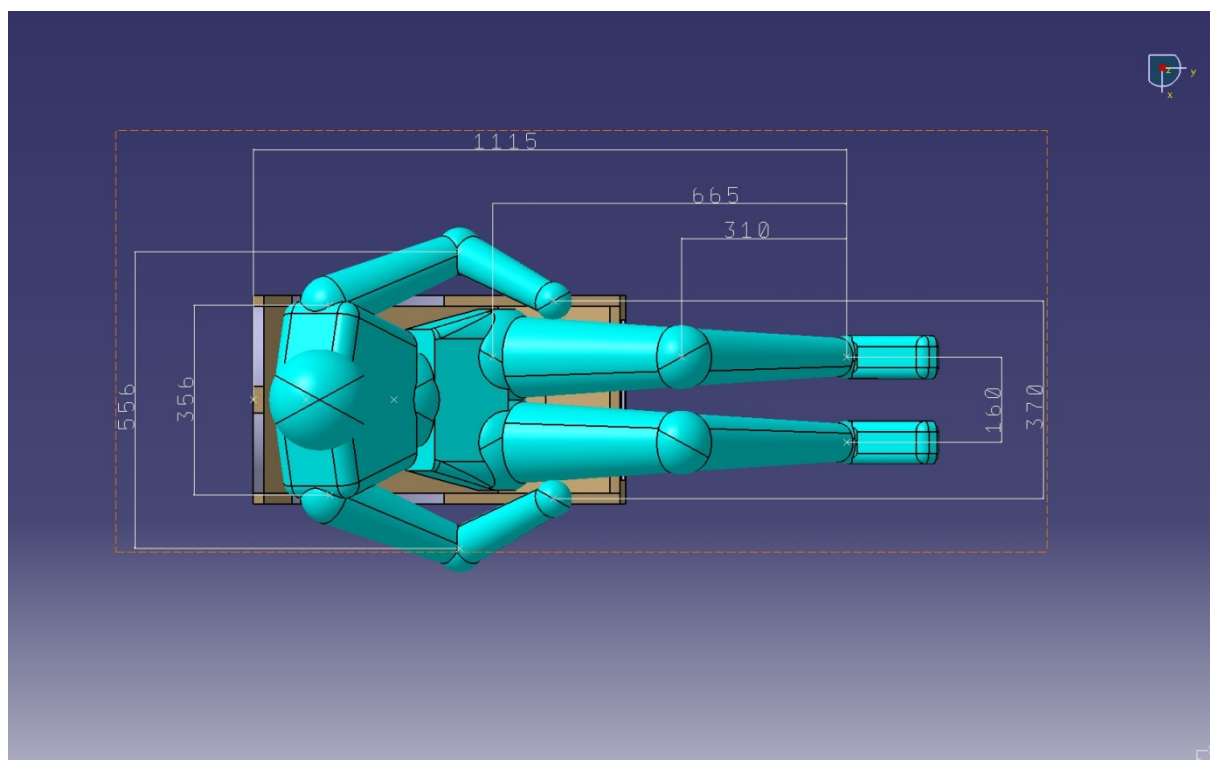
Hmotnost skořepinového sedadla: 5-10kg

Celková hmotnost: 95kg

Výška řidiče ve stoje: 180cm



Obr. 26 Posed řidiče v Σ_{01} , základní rozměry [mm], boční pohled.



Obr. 27 Posed řidiče v Σ_{01} , základní rozměry [mm], horní pohled.

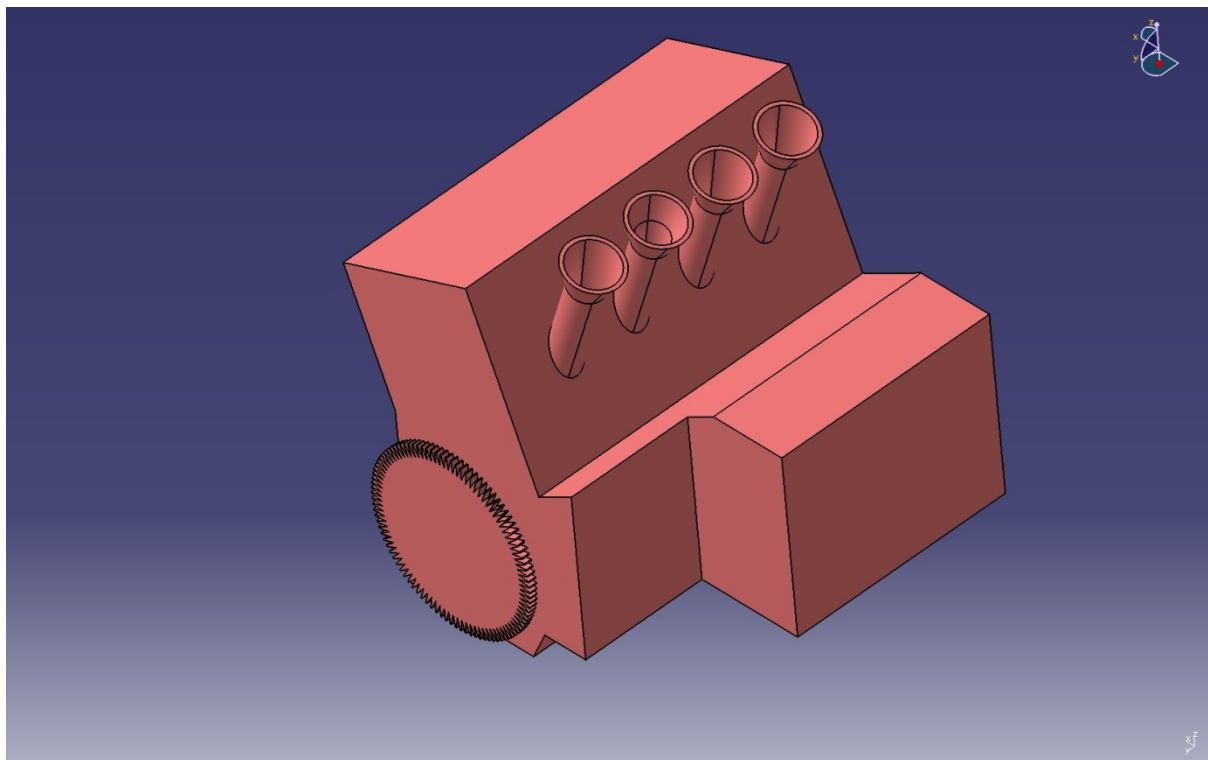
7.2. Motor s převodovkou Suzuki Hayabusa

Motocyklový motor Suzuki Haybusa 1,3l je jednou z nejvíce používaných motorizací pro pohon lehkých sportovních vozů o hmotnosti mezi 400-600kg. Jeho popularita je dána velmi dobrými výkonovými parametry pocházejícími již ze sériové výroby, a rozsáhlou možností úprav motoru při zachování dostatečné spolehlivosti. Úprav motoru je široké spektrum, např. od základní přestavby motoru na mazání se suchou skříní, změnou objemu, přeplňování turbodmychadlem až po stavbu motoru V8 vycházejícího ze dvou motorů Haybusa.

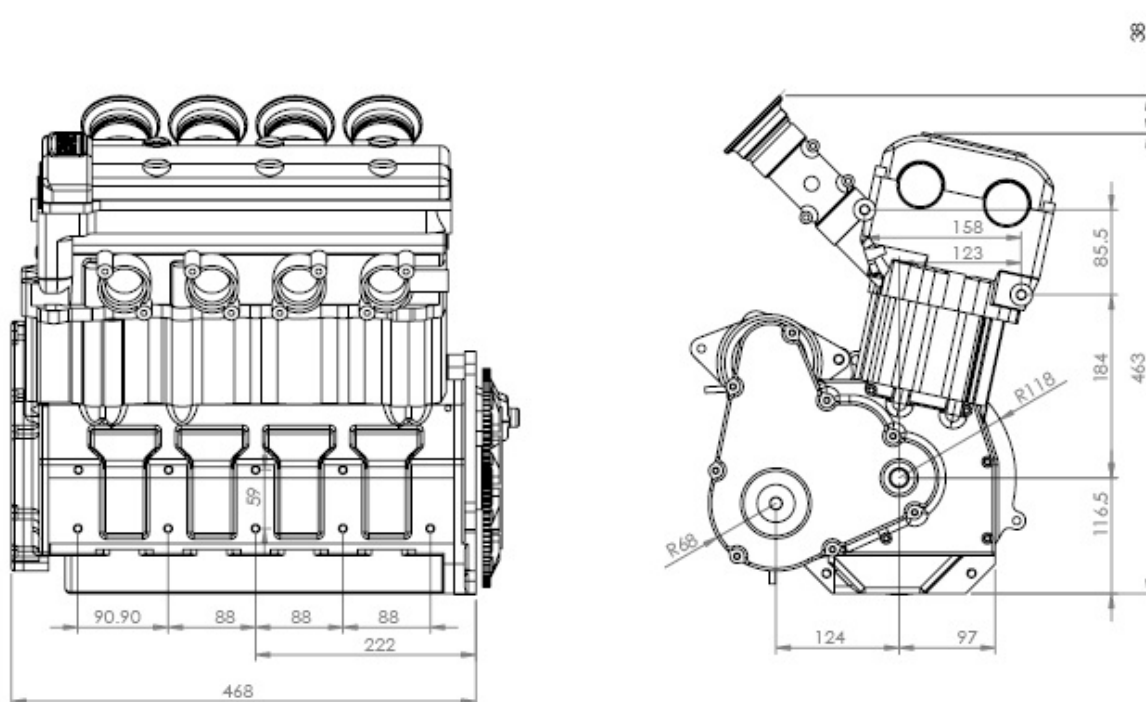
Pro vůz Σ _01 nejlépe vyhovuje varianta od americké motorárny Hartley Enterprises. Jedná se o modelovou specifikace H2 BUSA, vycházející ze sériového provedení, s úpravou na mazání se suchou skříní a možností volby zvětšení objemu motoru a přeplňování.

Technická data motoru H2 BUSA:

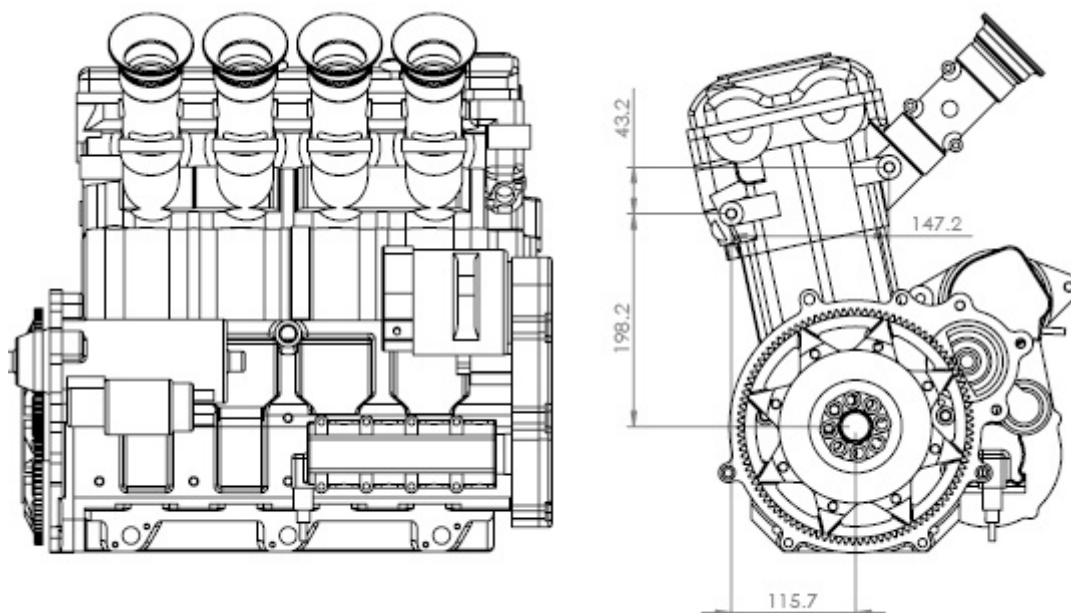
- Řadový čtyřválec o objemu 1,3-1,6l
 - 81mm vrtání x 63mm zdvih (1.3 l)
 - 84mm vrtání x 63mm zdvih (1.4 l)
 - 81mm vrtání x 72mm zdvih (1.5 l) – doporučeno pro přeplňování turbem
 - 84mm vrtání x 72mm zdvih (1.6 l)
- Váha motoru s příslušenstvím: 63kg
- Výkon motoru 175-250HP i vyšší ve variantě s turbodmychadlem
- Maximální otáčky 11000/min
- Váha motoru s převodovkou a náplněmi: 100kg (odhadnuto)



Obr. 28 Zjednodušený model motoru H2 BUSA s převodovou skříní z motocyklu.



Obr. 29 Základní rozměry [mm] motoru H2 BUSA(čelní a boční pohled). [8]



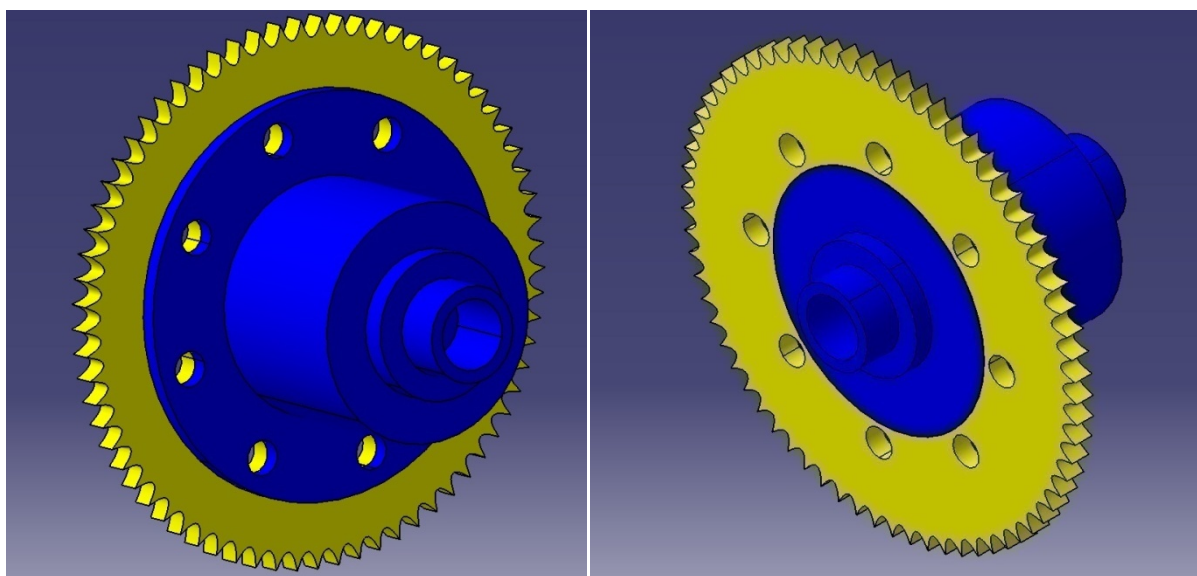
Obr. 30 Základní rozměry [mm] motoru H2 BUSA(zadní a pravý pohled). [8]

7.3. Diferenciál Quaife

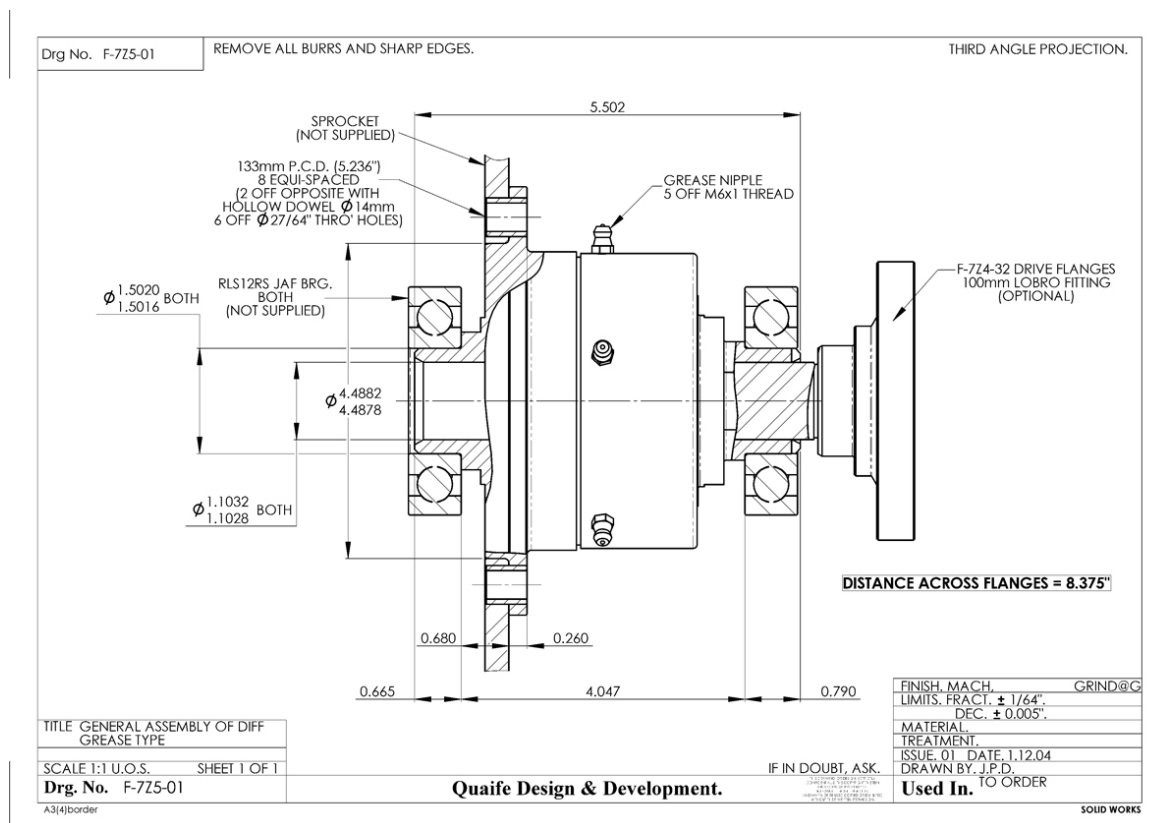
Na zadí nápravě je uložen u vozidla Σ _01 samosvorný diferenciál od Britské firmy Quaife určený pro automobily, které využívají motocyklový motor a zadní nápravu pohání pomocí řetězového převodu. Motocykly většinou nedisponují zpětným chodem, který je potřebný u automobilů. Jelikož je zde použita převodovka také z motocyklu, která není vybavena zpátečkou, nebyl tento problém řešen v rámci této diplomové práce. Zpětný chod lze vyřešit až v oblasti diferenciálu, kde se použije mechanismus pro změnu smyslu otáčení.



Obr. 31 Chain-drive Quaife LSD differential QDF7ZR.[9]



Obr. 32 Zjednodušený model diferenciálu Quaife s hmotností 7,5kg.



Obr. 33 Základní rozměry diferenciálu Quaife QDF7ZR [in]. [9]

7.4. Rozvor náprav

Rozvor náprav ovlivňuje stabilitu a obratnost automobilu. Delší rozvor je vhodnější pro stabilitu ve vyšších rychlostech, naopak kratší rozvor zaručuje lepší ovladatelnost během zatáčení (lépe mění směr). Automobil Σ_01 disponuje kratším rozvorem než běžné vozy, ale v třídě lehkých sportovních aut spadá do rozmezí používaných rozvorů náprav.

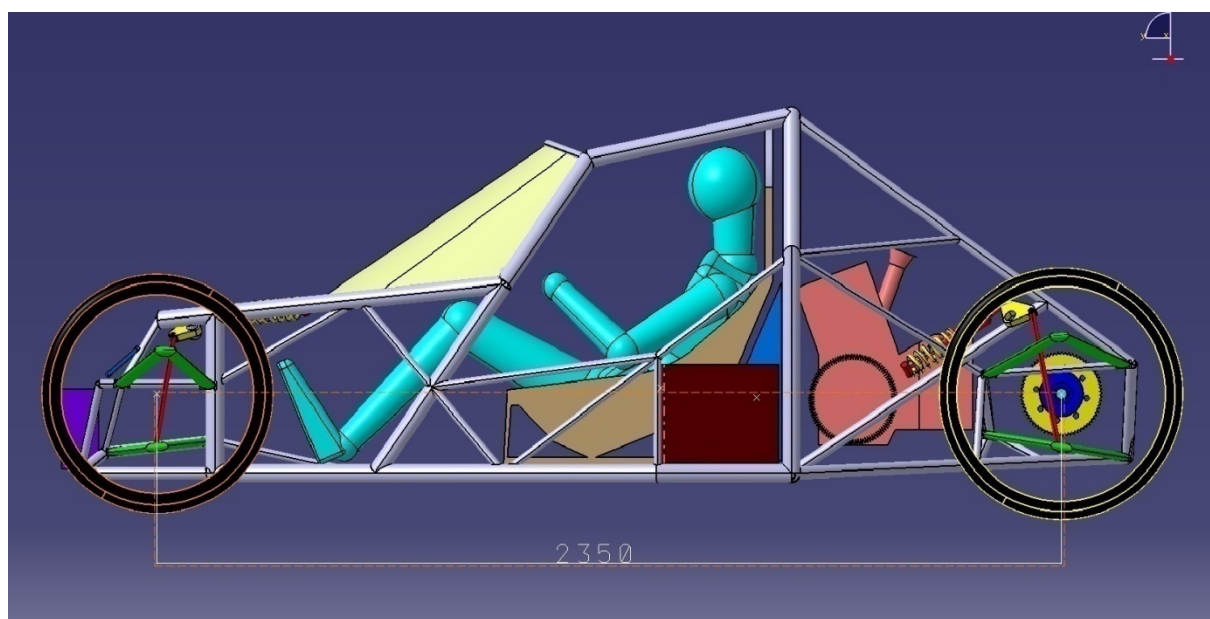
Porovnání rozvorů náprav automobilů kategorie lehkých sportovních vozů:

Ariel Atom: 2345mm

Lotus Elise: 2300mm

Radical SR3: 2210mm

Σ_01 : 2350mm



Obr. 34 Rozvor náprav [mm].

7.5. Rozchod kol

Rozchod kol a výška těžiště nejvíce ovlivňují přesun hmotnosti (tzv. load transfer) při zatáčení. Nižší poloha těžiště a širší rozchod kol způsobí menší load transfer. Z toho důvodu hodnota rozchodu kol u Σ_01 dosahuje horní hranice používané u této kategorie vozů. Rozchod kol na voze Σ_01 je pro přední i zadní nápravu shodný, různé jsou rozměry kol a pneumatik.

Srovnání rozchodů a velikosti kol na přední a zadní nápravě automobilů kategorie lehkých sportovních vozů:

Ariel Atom

- Rozchod kol
 - o PN: 1600mm
 - o ZN: 1600mm
- Rozměr kol
 - o PN: R15
 - o ZN: R15

Lotus Elise

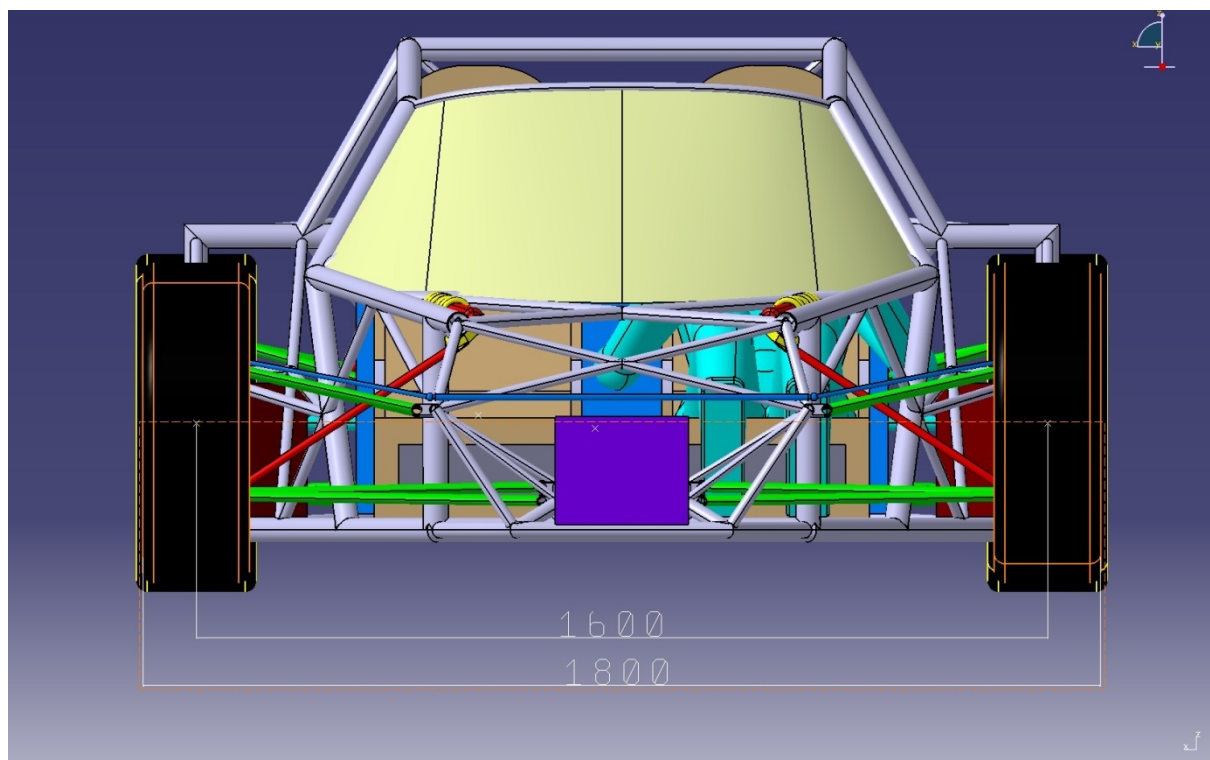
- Rozchod kol
 - o PN: 1457mm
 - o ZN: 1507mm
- Rozměr kol
 - o PN: R16
 - o ZN: R17

Radical SR3

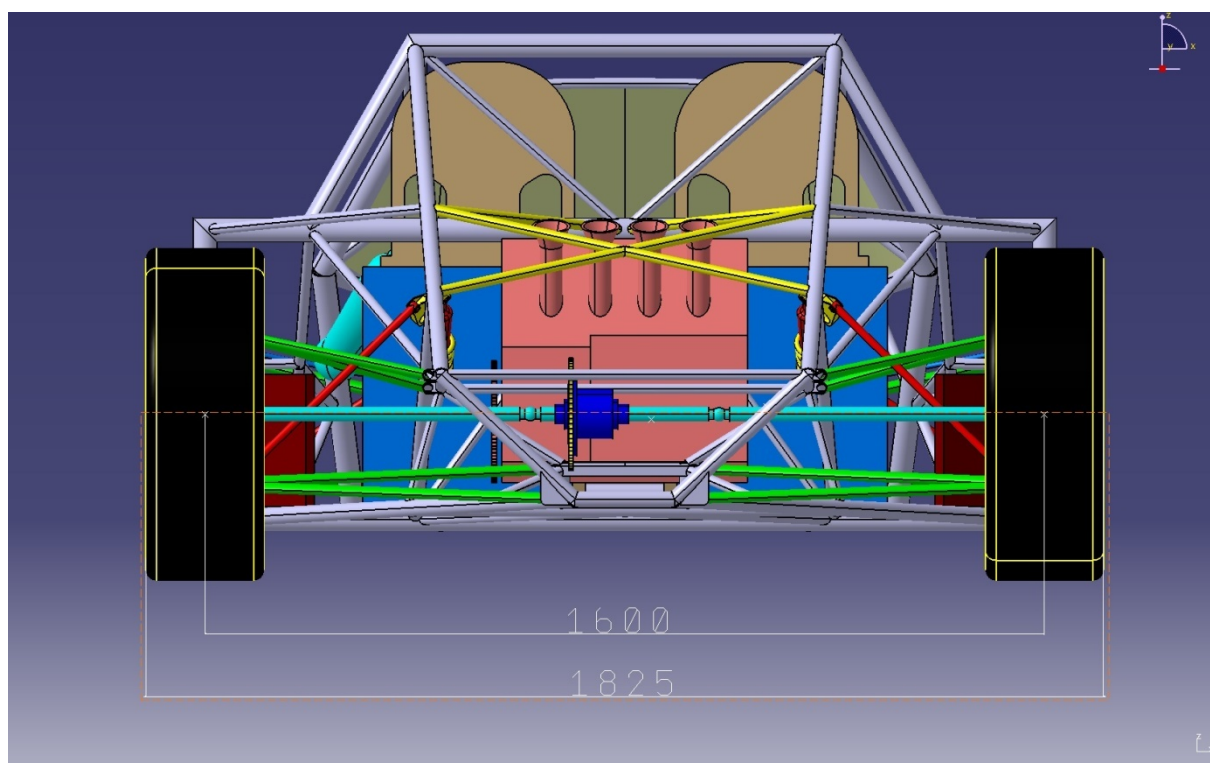
- Rozchod kol
 - o PN: 1550mm
 - o ZN: 1555mm
- Rozměr kol
 - o PN: R15
 - o ZN: R16

Σ_01

- Rozchod kol
 - o PN: 1600mm
 - o ZN: 1600mm
- Rozměr kol
 - o PN: R16
 - o ZN: R17



Obr. 35 Rozchod kol a celková šířka na PN [mm].



Obr. 36 Rozchod kol a celková šířka na ZN [mm].

7.6. Konstrukce rámu Σ_{01}

Konstrukci rámu pro vůz Σ_{01} nejvíce ovlivnily tři požadavky. Hlavním požadavkem byla co nejnížší přípustná hmotnost celého rámu. Za druhé dostatečná torzní tuhost a v poslední řadě se jednalo o vliv aerodynamiky na automobil.

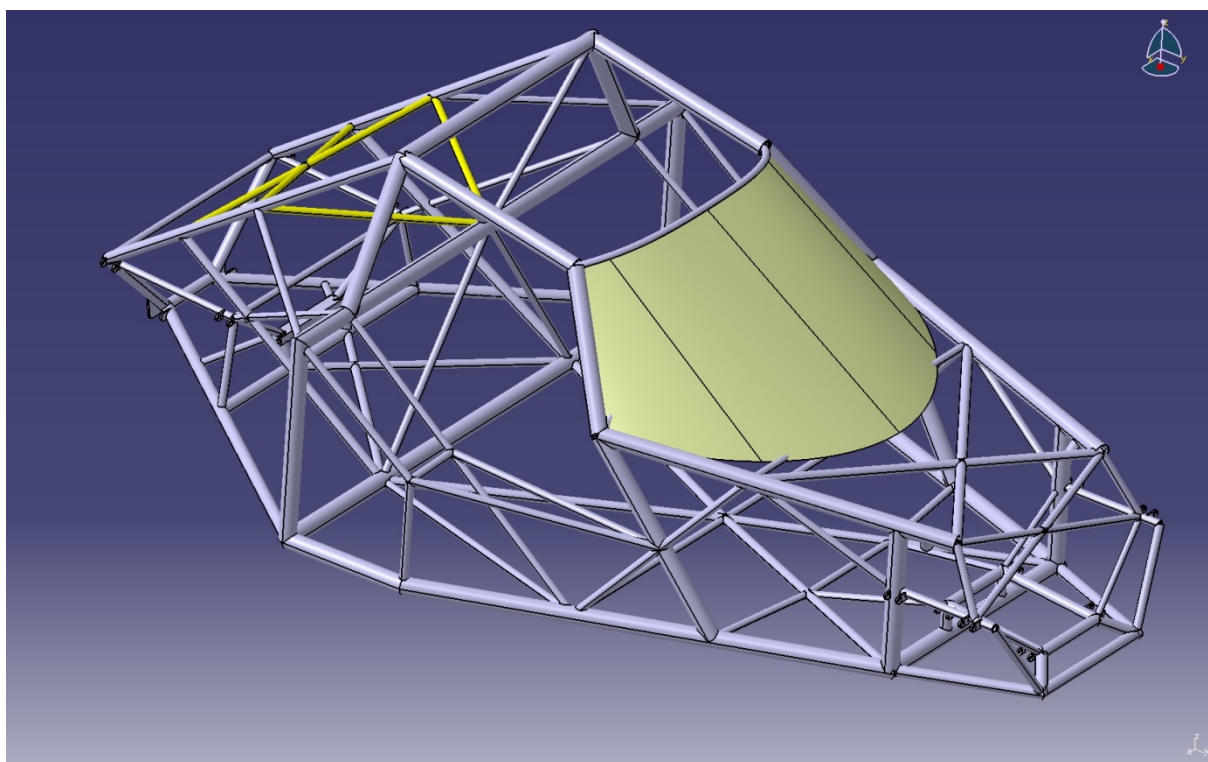
Hmotnost a torzní tuhost jsou dvě na sobě závislé veličiny. Pro co nejnížší hmotnost jsou vhodné lehké trubky. Pro vysokou torzní tuhost rámu se více hodí větší rozměr průměru trubky a hlavně trojúhelníkový profil vozu v podélné rovině. Proto rám Σ_{01} je navrhnut z tenkostěnných trubek různých profilů, který se jako celek přibližuje k trojúhelníkovému profilu.

Jednotlivé profily trubek:

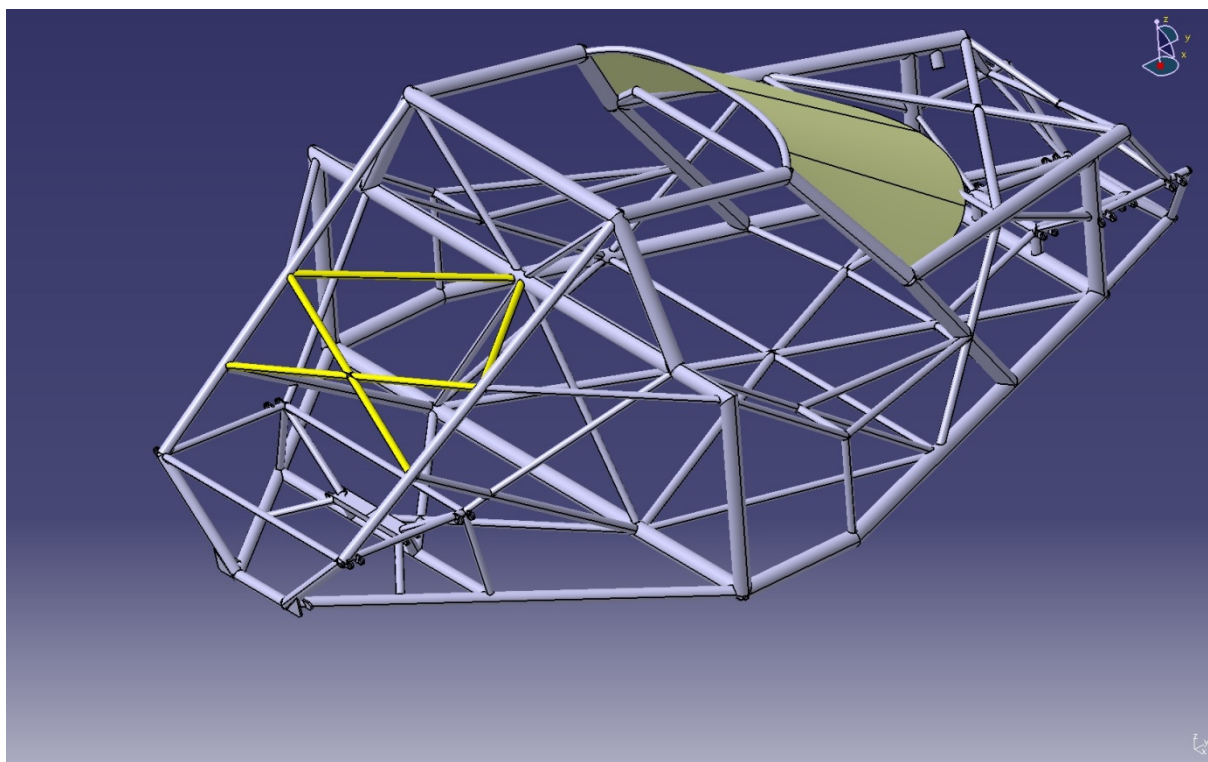
Průměr [mm]	Tloušťka T[mm]	Použití
Ø45	2	Bezpečností a nosné prvky konstrukce
Ø30	1,5	Nosné prvky a výztuhy
Ø25	1	Nosné prvky a výztuhy
Ø20	1	Výztuhy
Ø15	1	Výztuhy

Tab. 1 Použité profily tenkostěnných trubek

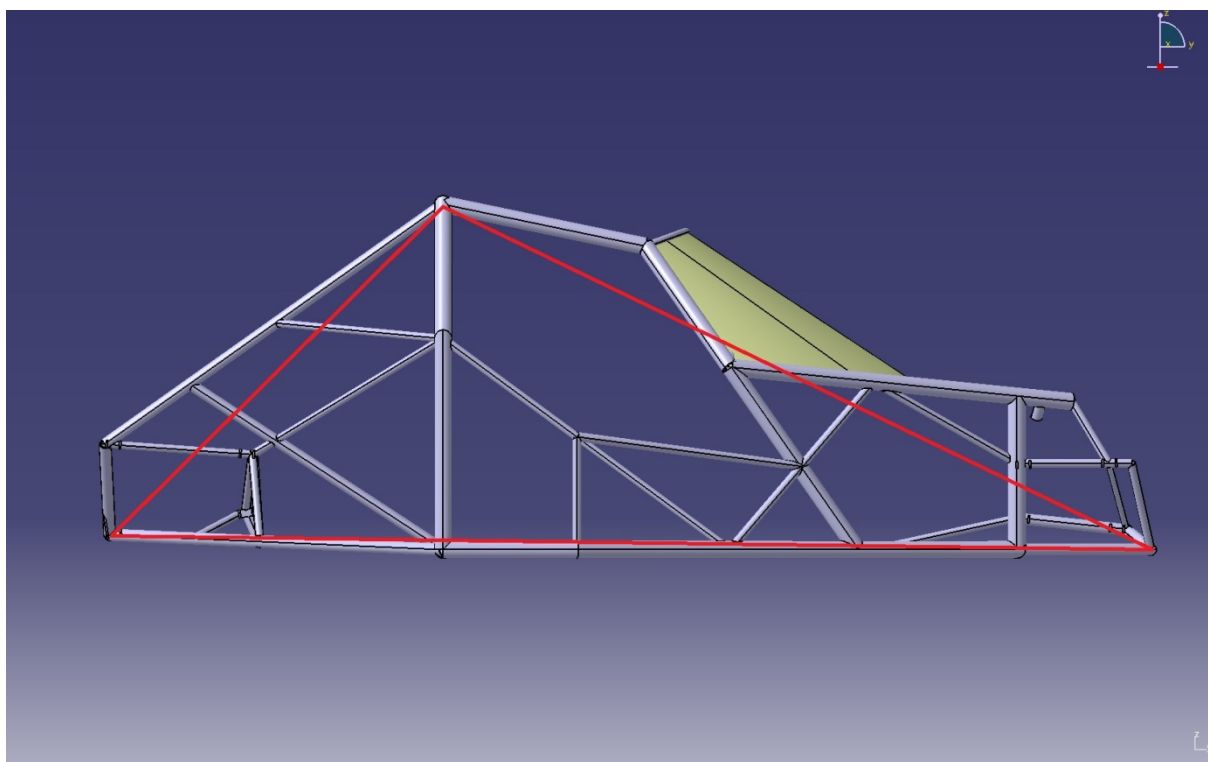
Aerodynamické kritérium mělo podstatně nižší vliv na konstrukci, jednalo se pouze o teoretické předpoklady, protože je potřeba provést řadu výpočtů a testování. A hlavně není přesně známa konkrétní podoba karoserie Σ_{01} .



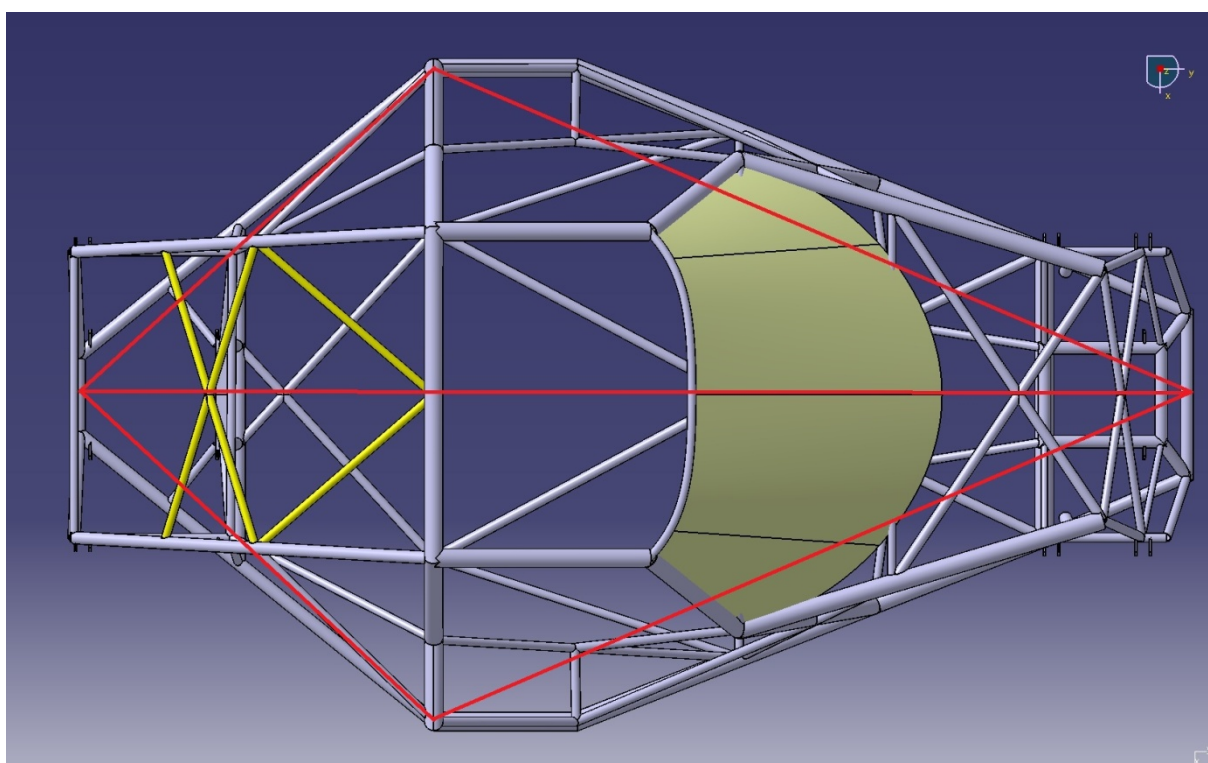
Obr. 37 Přední prostorový pohled na celý rám.



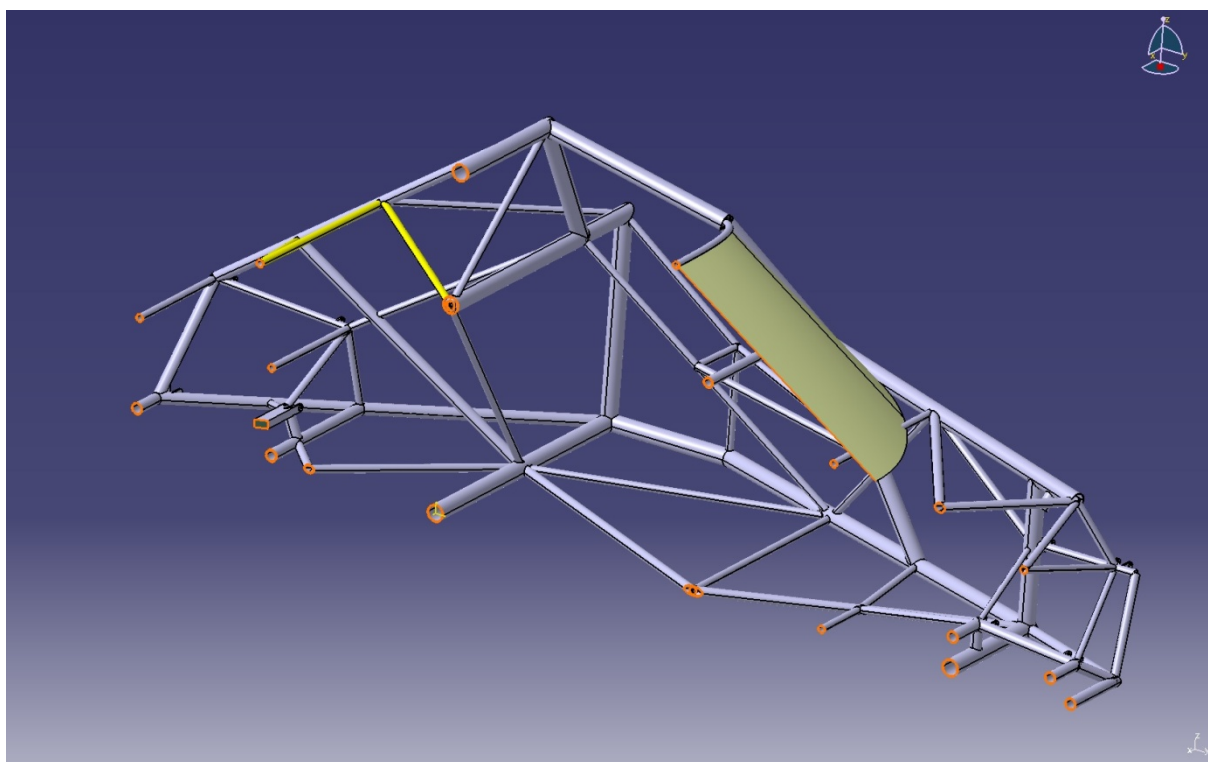
Obr. 38 Zadní prostorový pohled na celý rám.



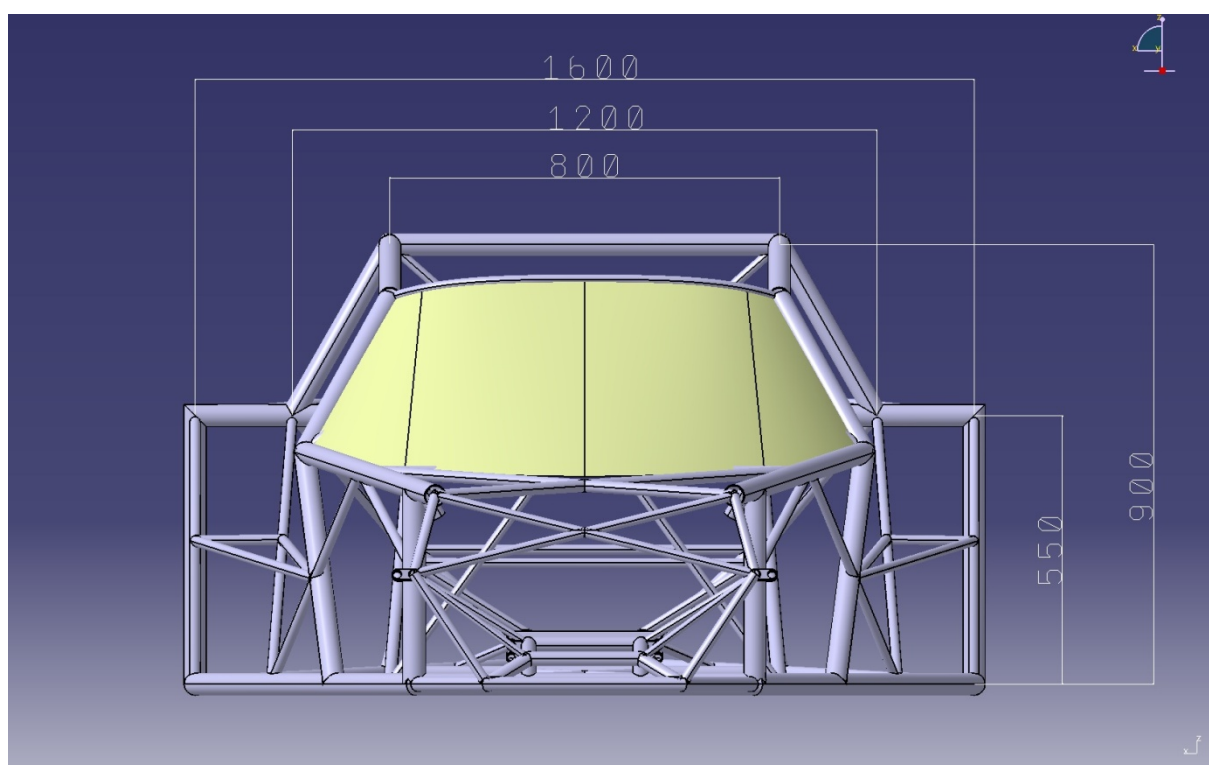
Obr. 39 Trojúhelníkový profil rámu, boční pohled (boční profil).



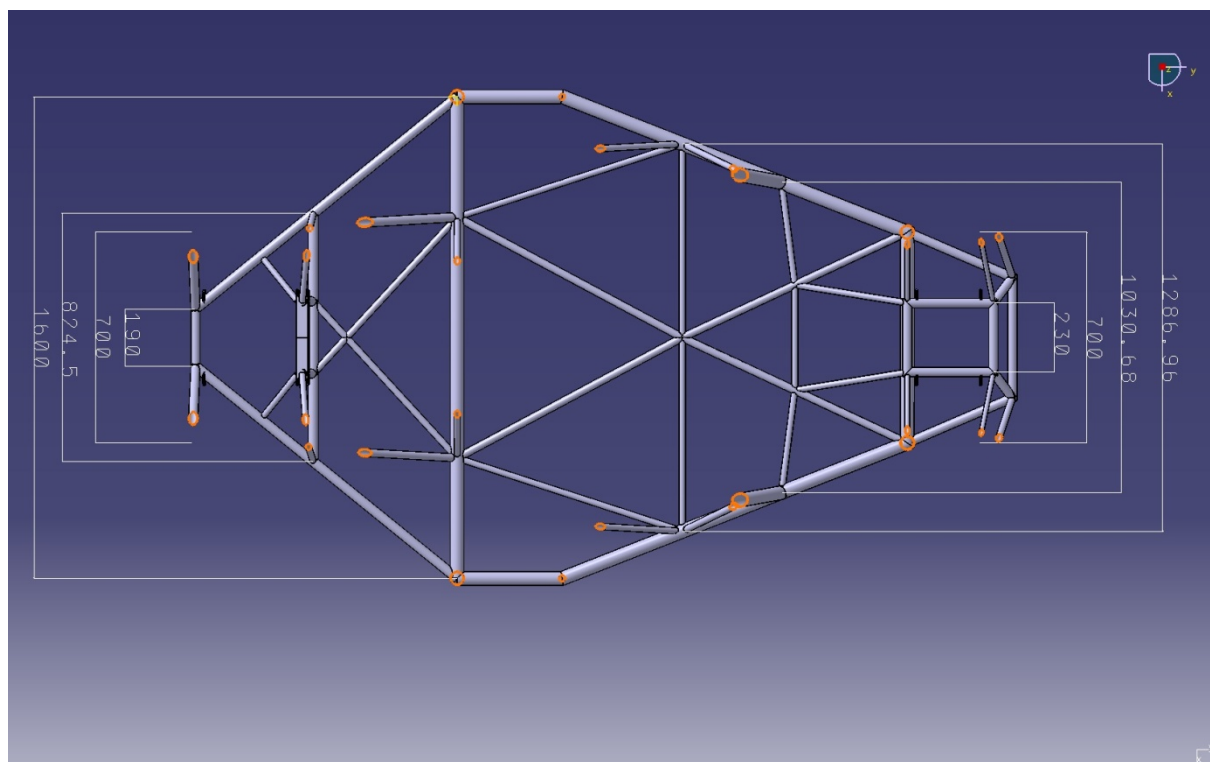
Obr. 40 Symetrická trojúhelníková koncepce pro lepší přívod vzduchu k chlazení a sání motoru umístěnému po stranách, snížení hmotnosti rámu a zvýšení torzní tuhosti, horní pohled (horní pohled).



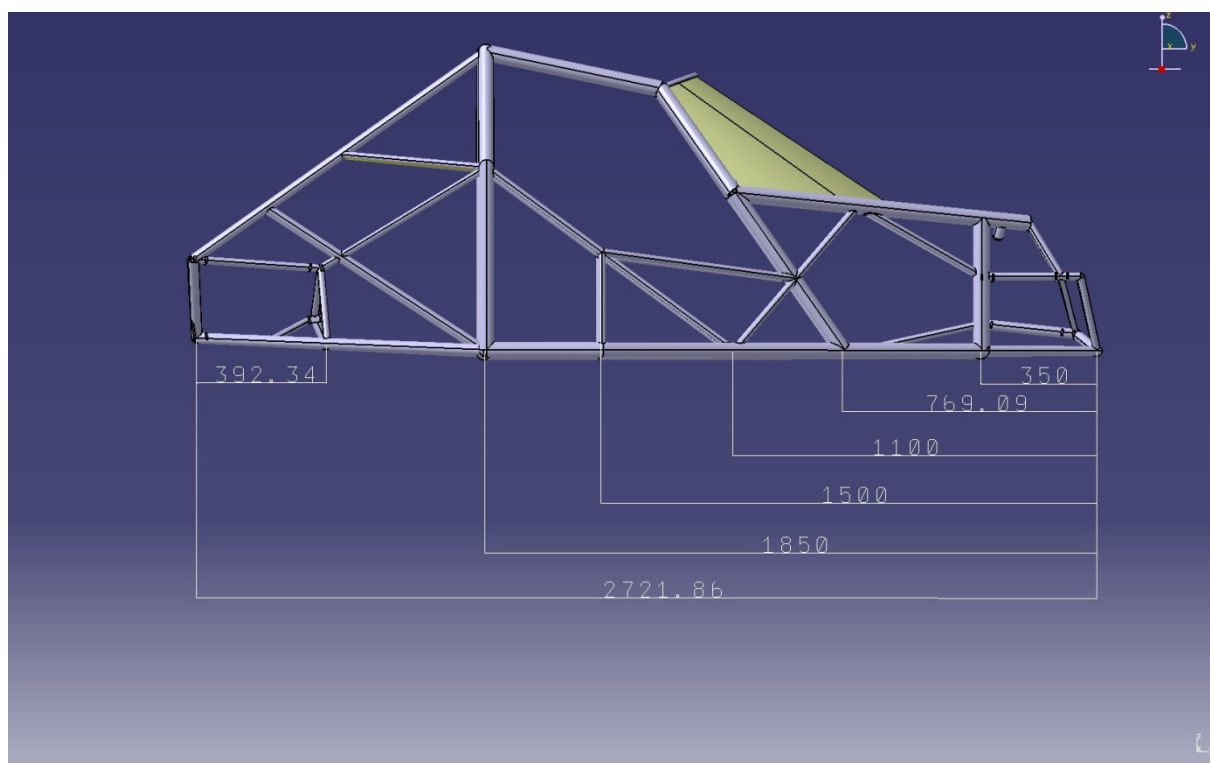
Obr. 41 Řez rovinou symetrie rámu.



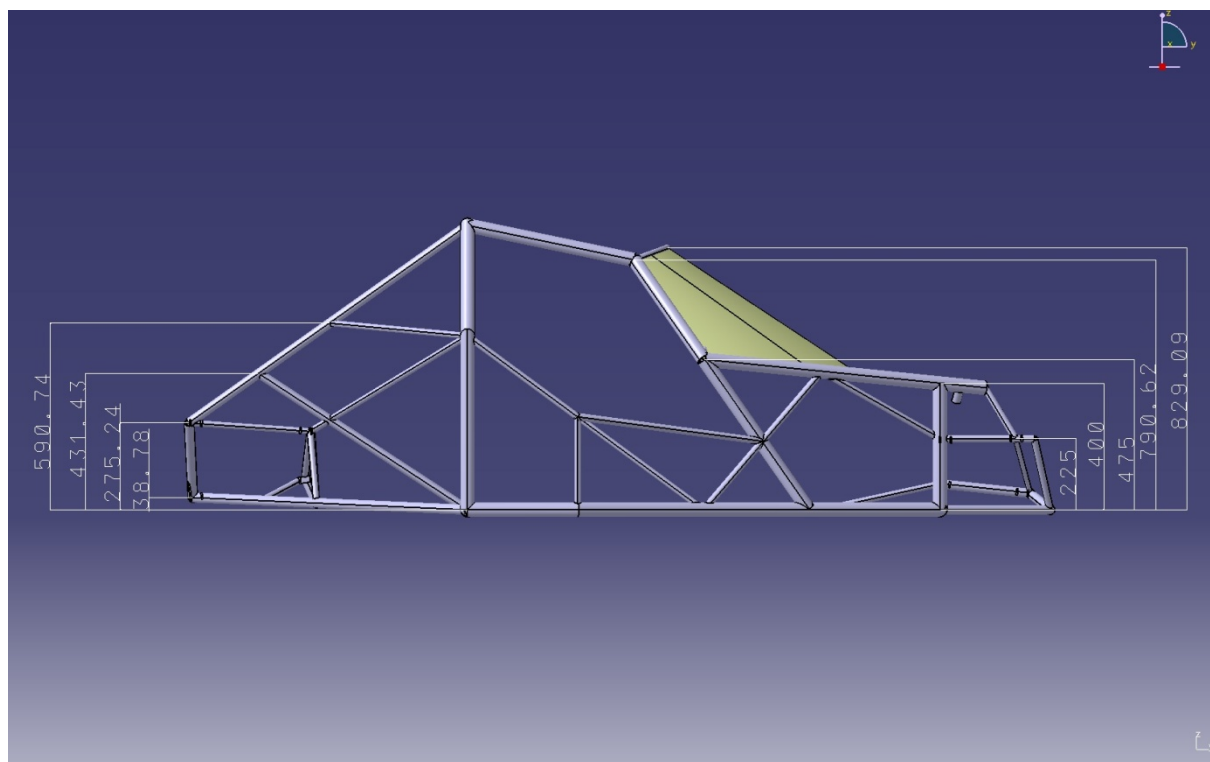
Obr. 42 Základní vnější rozměry [mm], čelní pohled.



Obr. 43 Základní vnější rozměry [mm], podlaha Σ_01 , řez paralelní rovinou s vozovkou.



Obr. 44 Základní rozměry [mm], boční profil.



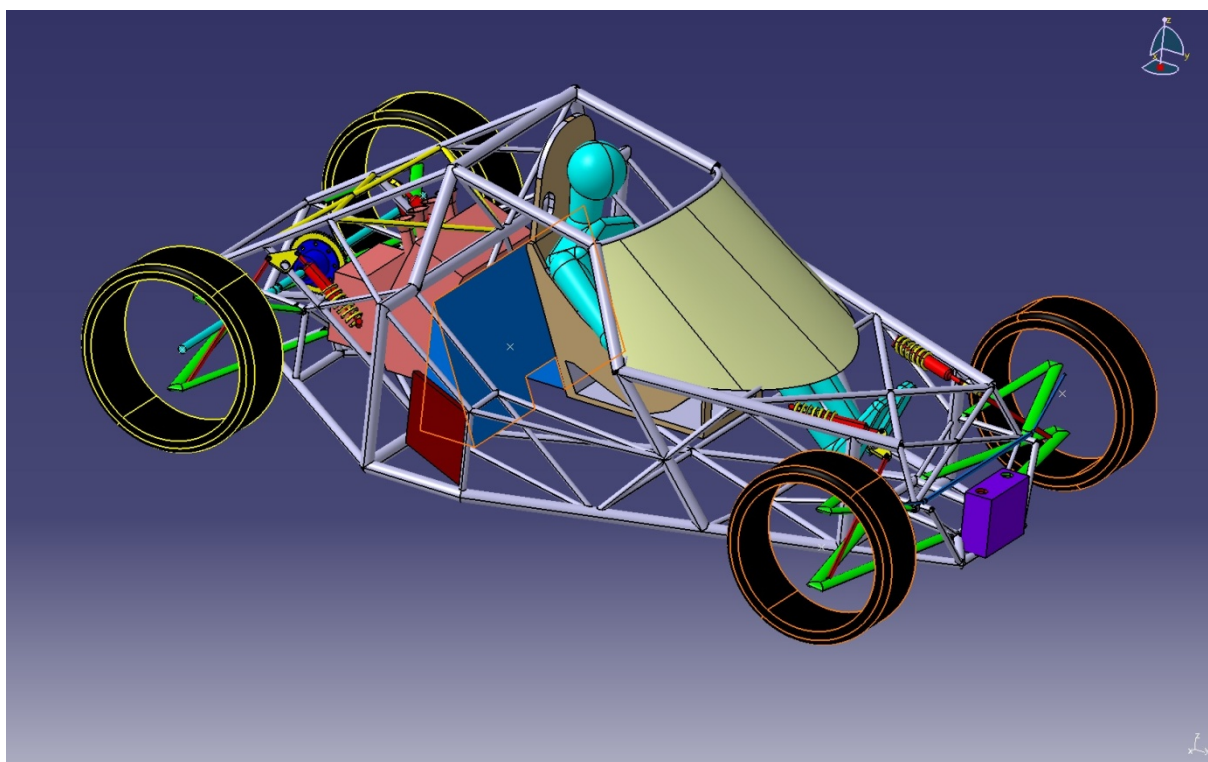
obr. 45 Základní rozměry [mm], boční profil.

7.7. Palivová nádrž

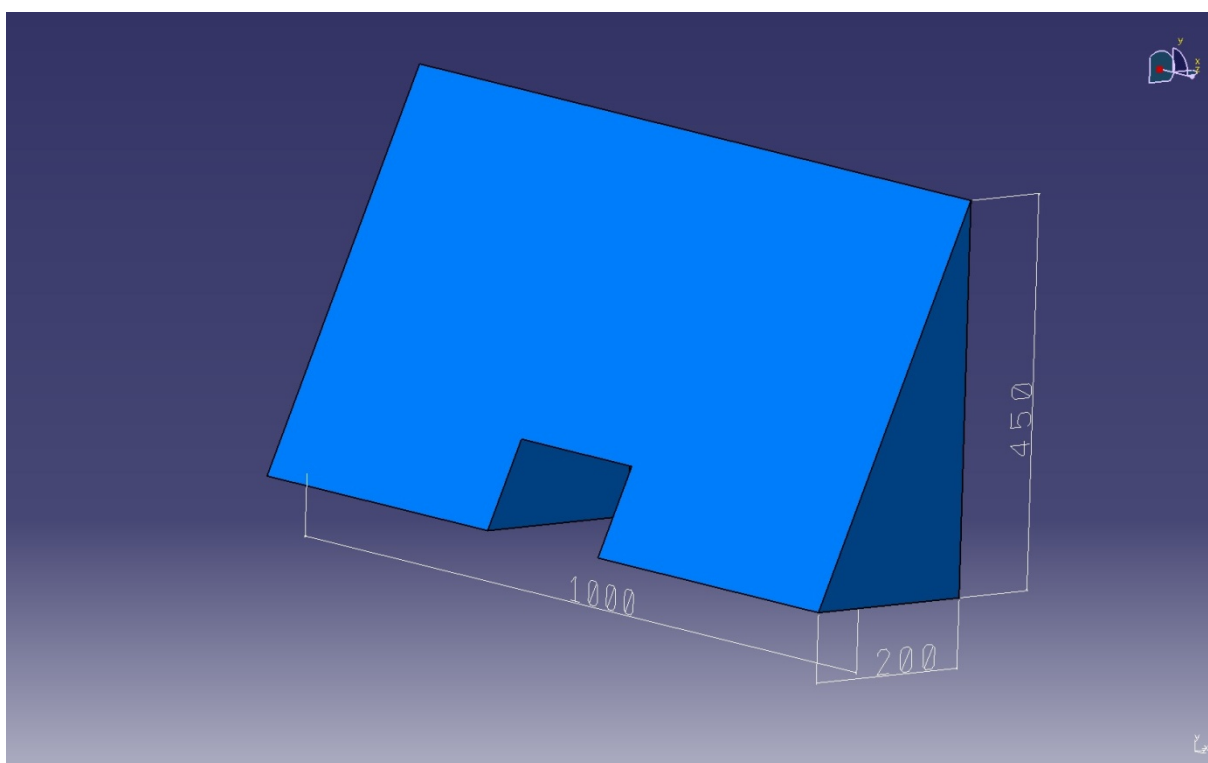
Moment setrvačnosti a poloha těžiště určily polohu a tvar palivové nádrže. Palivová nádrž nacházející se mezi sedadly a motorovým prostorem je trojúhelníkového profilu, který vyplňuje dutinu za opěradly sedadel. Tento profil se základnou na podlaze Σ_{01} snižuje výšku těžiště. Samotná konstrukce a bezpečnost nádrže není řešena.

Objem: 41 l

Hmotnost pro určení těžiště: 45,5kg (odhad hmotnosti plné palivové nádrže)



Obr. 46 Palivová nádrž umístěná mezi sedadly a motorovým prostorem.

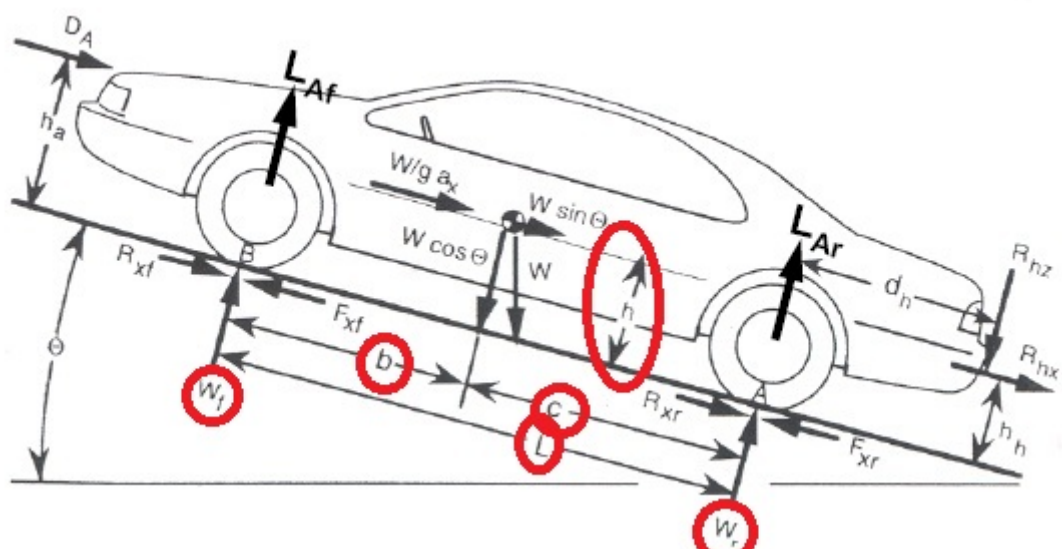


Obr. 47 Rozměry palivové nádrže [mm].

7.8. Poloha těžiště a rozložení hmotností na jednotlivé nápravy

U běžných osobních automobilů se výška těžiště nad vozovkou pohybuje mezi 400 až 500mm. Závodní automobily s velmi nízkou světlou výškou mají polohu těžiště v rozmezí 300 až 350mm. Automobil Σ_01 je světlou výškou 100mm (nastavení pro běžný provoz, na okruhové ježdění lze snížit), spadá s výškou těžiště do rozmezí závodních automobilů.

Pro automobil Σ_01 s motorem uprostřed a poháněnou zadní nápravou bylo požadováno celkové rozložení hmotnosti 40% pro přední nápravu a 60% pro zadní nápravu. Tento poměr hmotností zajišťuje dostatečné zatížení hnací nápravy a dobrou ovladatelnost při zatáčení.



Obr. 48 Zatížení náprav, [10]

$$\sum M_A = 0$$

$$W_f * L + L_{Af} * L + D_A * h_a + \frac{W}{g} * a_x * h + R_{hx} * h_h + R_{hz} * d_h + W * h * \sin \theta - W * c * \cos \theta = 0$$

$$-W_r * L + L_{Ar} * L + D_A * h_a + \frac{W}{g} * a_x * h + R_{hx} * h_h + R_{hz} * (L + d_h) + W * h * \sin \theta + W * b * \cos \theta = 0$$

Pro statické zatížení automobilu na rovné podložce, při znalosti polohy těžiště lze spočítat zatížení jednotlivých náprav. Vůz je v klidu, zanedbáváme vliv akcelerace, aerodynamiky, tažného zařízení, trakční sílu a úhel stoupání.

Po zjednodušení:

Statické zatížení přední nápravy: $W_f = \frac{W * c}{L}$

Statické zatížení zadní nápravy: $W_r = \frac{W * b}{L}$

7.8.1. Poloha těžiště statické zatížení náprav Σ_01 bez řidiče

Hmotnost vozu s náplněmi: $W = 339,727\text{kg} * g$

Rozvor náprav: $L = 2300\text{mm}$

Poloha těžiště: $b = 1423,554\text{mm}$

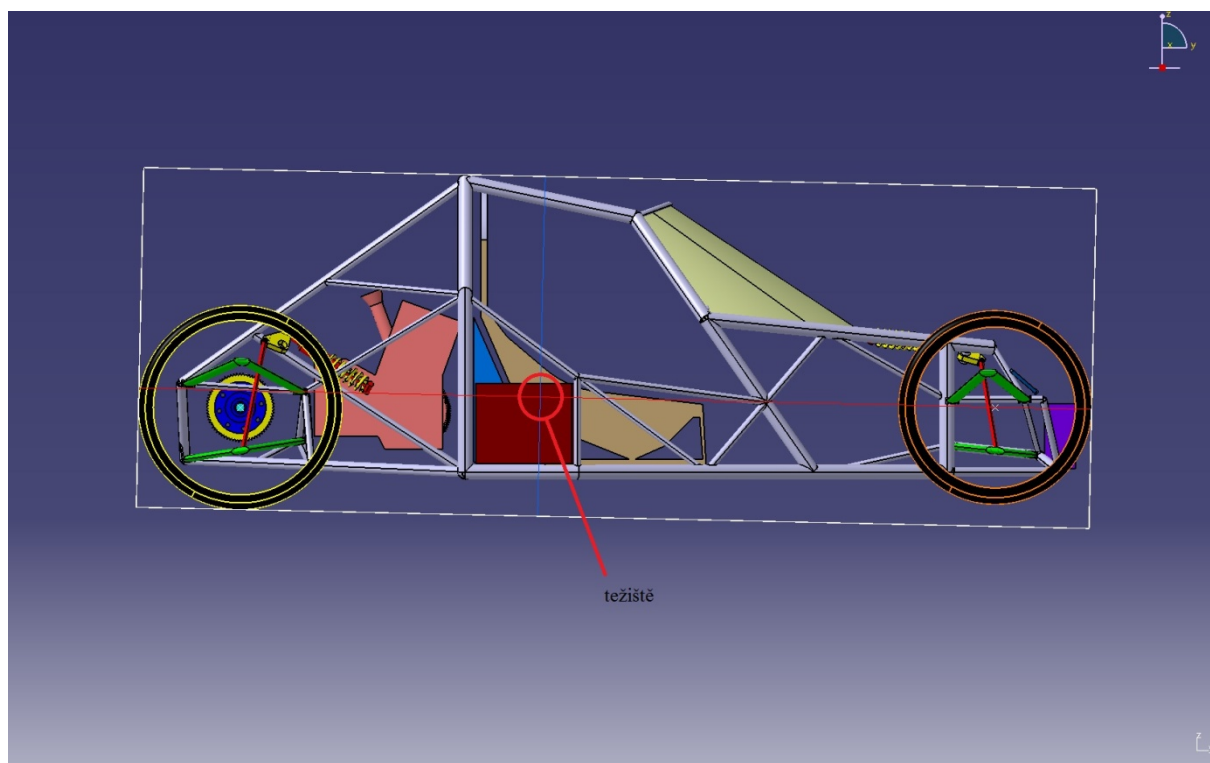
$c = 937,446\text{mm}$

$h = 332,747\text{mm}$

Statické zatížení přední nápravy: $W_f = \frac{339,727 * 937,446}{2350} = 135,5\text{kg} * g$

Statické zatížení zadní nápravy: $W_r = \frac{339,727 * 1423,554}{2350} = 204,2\text{kg} * g$

U staticky zatíženého vozu Σ_01 bez posádky, 39,9% hmotnosti leží na přední nápravě a 60,1% hmotnosti je ve prospěch zadní nápravy.



Obr. 49 Poloha těžiště v podélné rovině vozu bez řidiče.

7.8.2. Poloha těžiště statické zatížení náprav Σ_01 s řidičem

Hmotnost vozu s náplněmi: $W = 428,333\text{kg} * g$

Rozvor náprav: $L = 2300\text{mm}$

Poloha těžiště: $b = 1366,521\text{mm}$

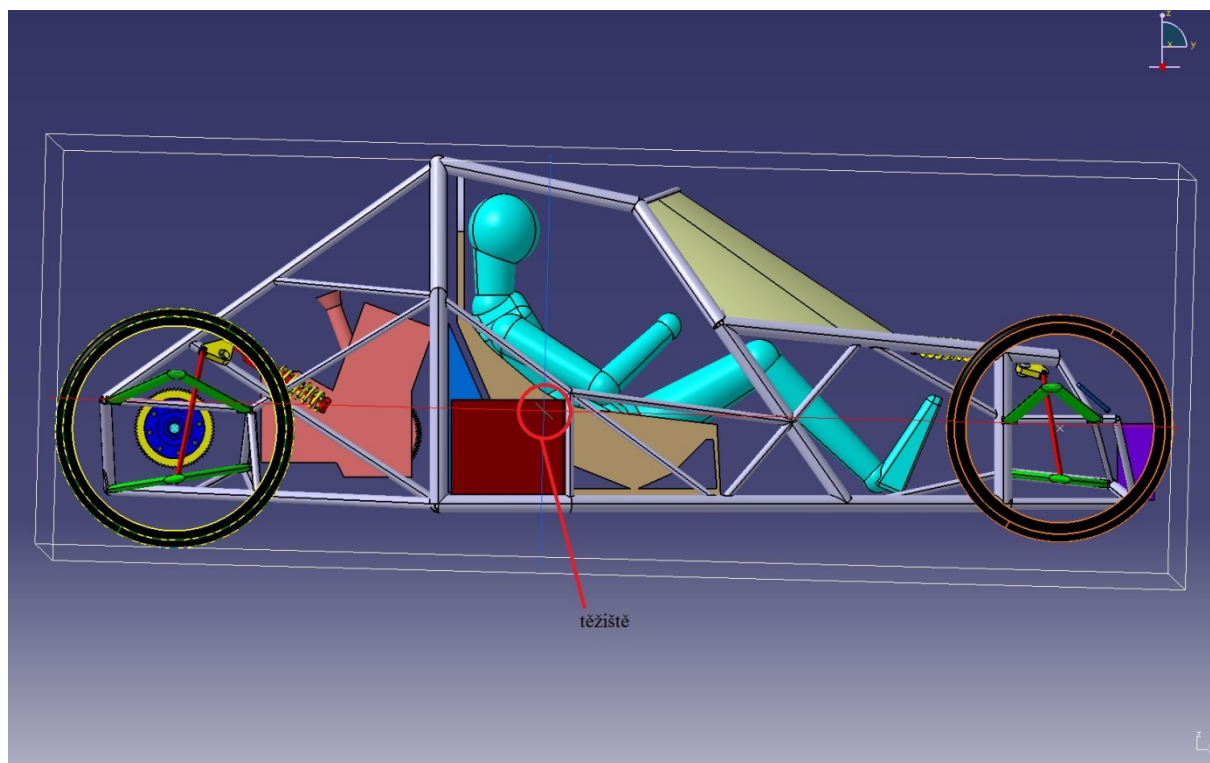
$c = 983,479\text{mm}$

$h = 346,653\text{mm}$

Statické zatížení přední nápravy: $W_f = \frac{428,333 * 983,479}{2350} = 117,1\text{kg} * g$

Statické zatížení zadní nápravy: $W_r = \frac{428,333 * 1366,521}{2350} = 249,1\text{kg} * g$

U staticky zatíženého vozu Σ_01 s řidičem, 41,8% hmotnosti leží na přední nápravě a 58,2% hmotnosti je ve prospěch zadní nápravy.



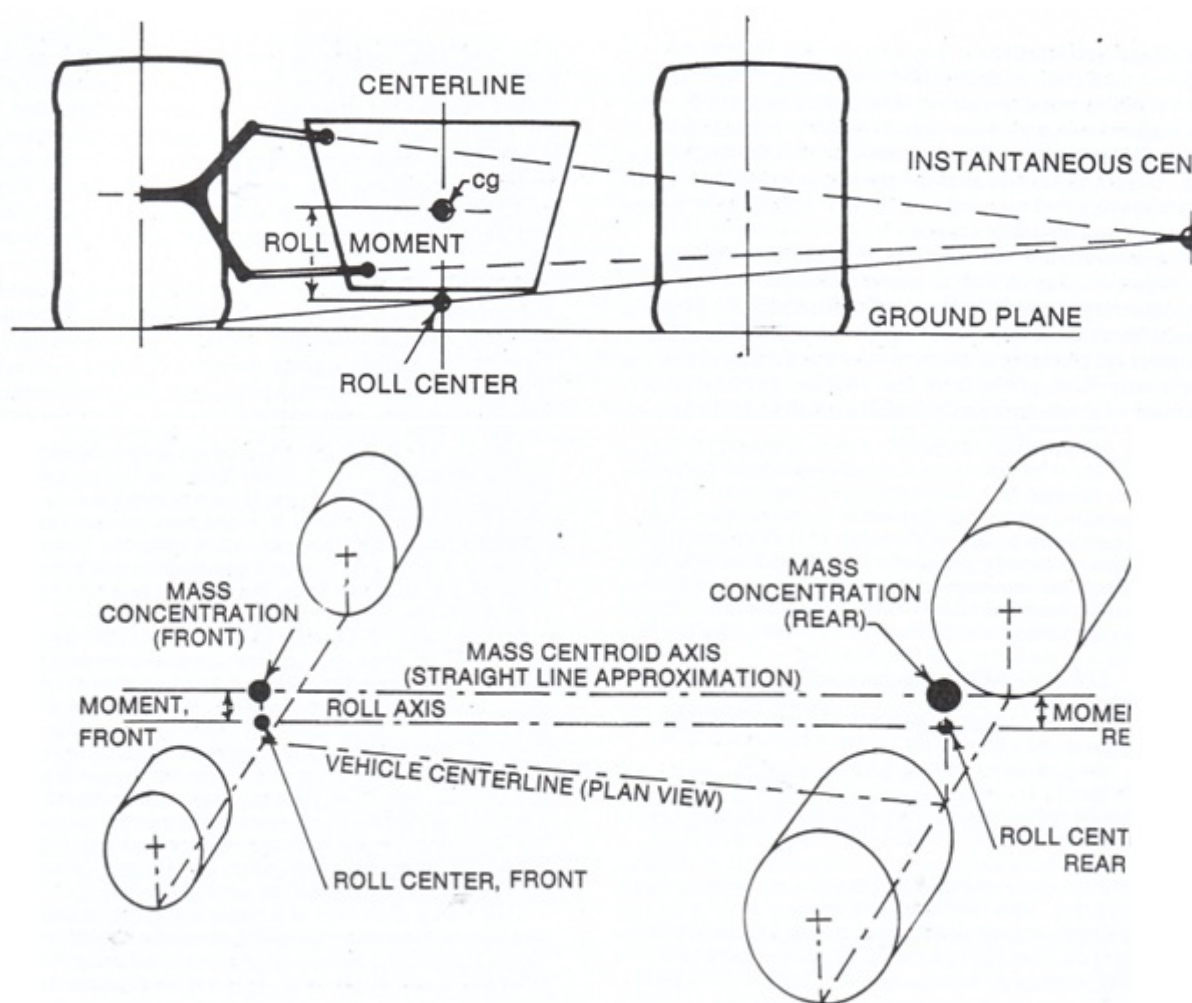
Obr. 50 Poloha těžiště v podélné rovině vozu s řidičem.

Poloha těžiště i s posádkou automobilu Σ_01 se podařila udržet mezi hodnotami závodních automobilů. Tato hodnota splňuje předpoklady dobrých jízdních vlastností.

Rozložení hmotností na nápravy se samozřejmě mění se zatížením řidičem, ale stále se pohybují velmi blízko požadovanému poměru 40/60. Jsou zde možné rezervy v nastavení, které by bylo potřeba provést až po zhotovení finálního modelu s karoserií a ostatními díly vozu. Možné úpravy rozložení hmotnosti, lehké korekce pozice motoru či rozvoru náprav.

7.9. Návrh klopení náprav

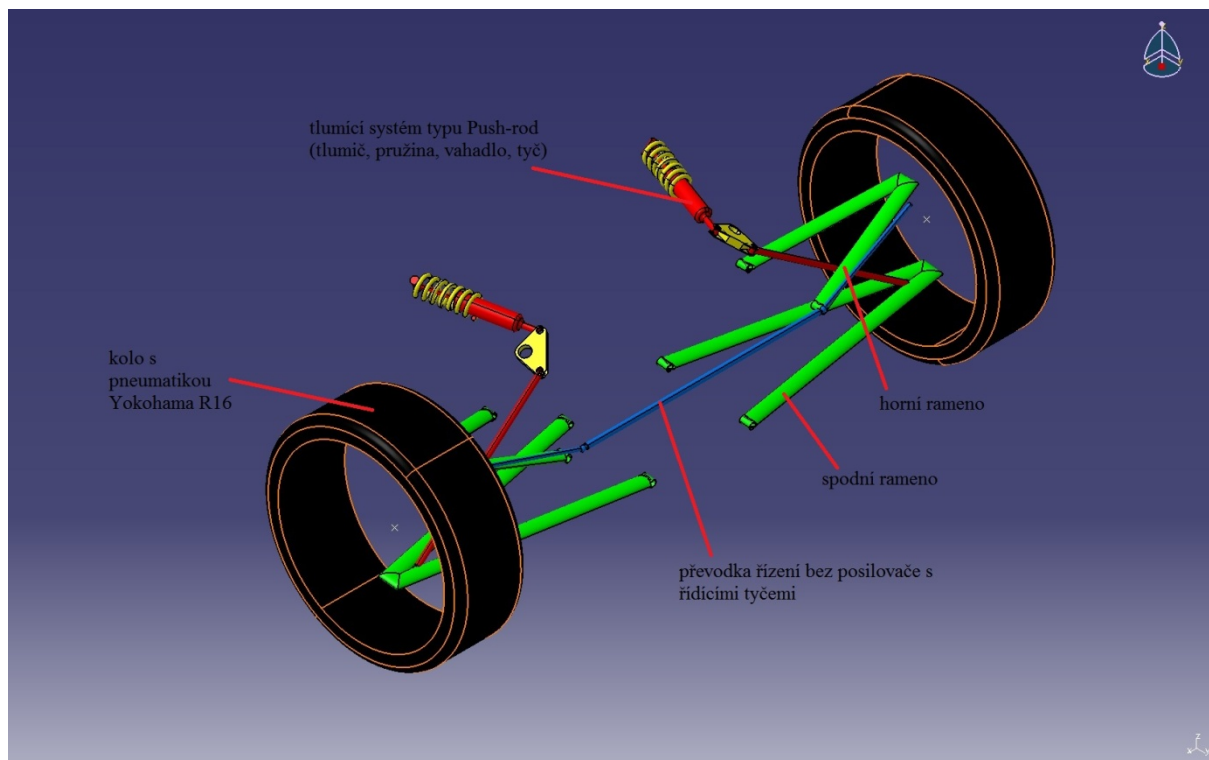
Kolem středu klopení (roll centr) dochází k pohybům karoserie při zatačení. Výslednice sil působící v těžišti leží na rameni, jehož velikost je dána vertikální vzdáleností těžiště od roll centra. Pro správnou výšku středu klopení nad vozovkou není jednotná teorie. Názory na polohu se různí, existují automobily s polohou středu klopení pod vozovkou i blízko těžiště. Pro výslednou polohu je potřeba provést řadu simulací, měření a výpočtů, do kterých je zahrnut vliv pneumatik, tuhost pružin atd. Výška středu klopení u Σ_01 byla zvolena pro úvodní studii okolo 100mm. Tento problém by měl být řešen další prací.



Obr. 51 Konstrukce středu klopení (roll center). [11]

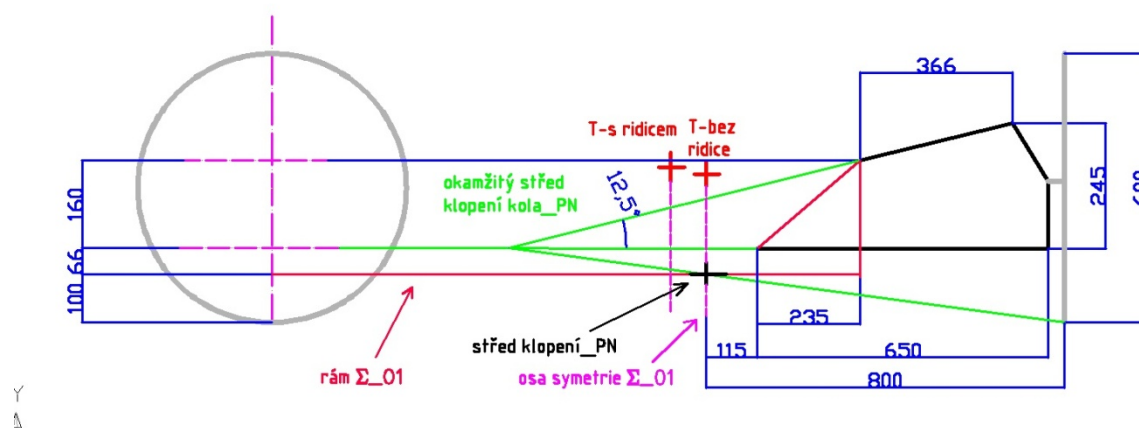
7.9.1. Přední náprava

Pro koncepční návrh vozidla Σ_01 byla výška středu klopení pro přední nápravu navrhována 100mm nad vozovkou.

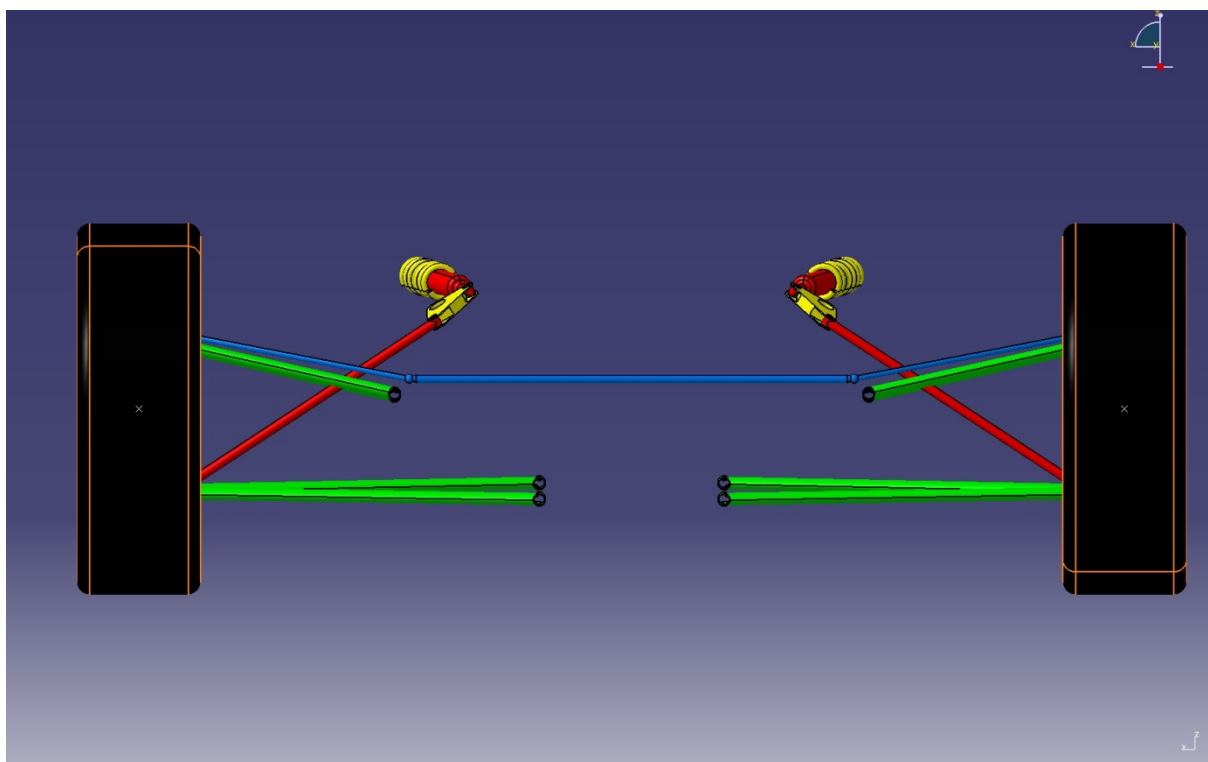


Obr. 52 Přední náprava Σ_01 s příslušenstvím.

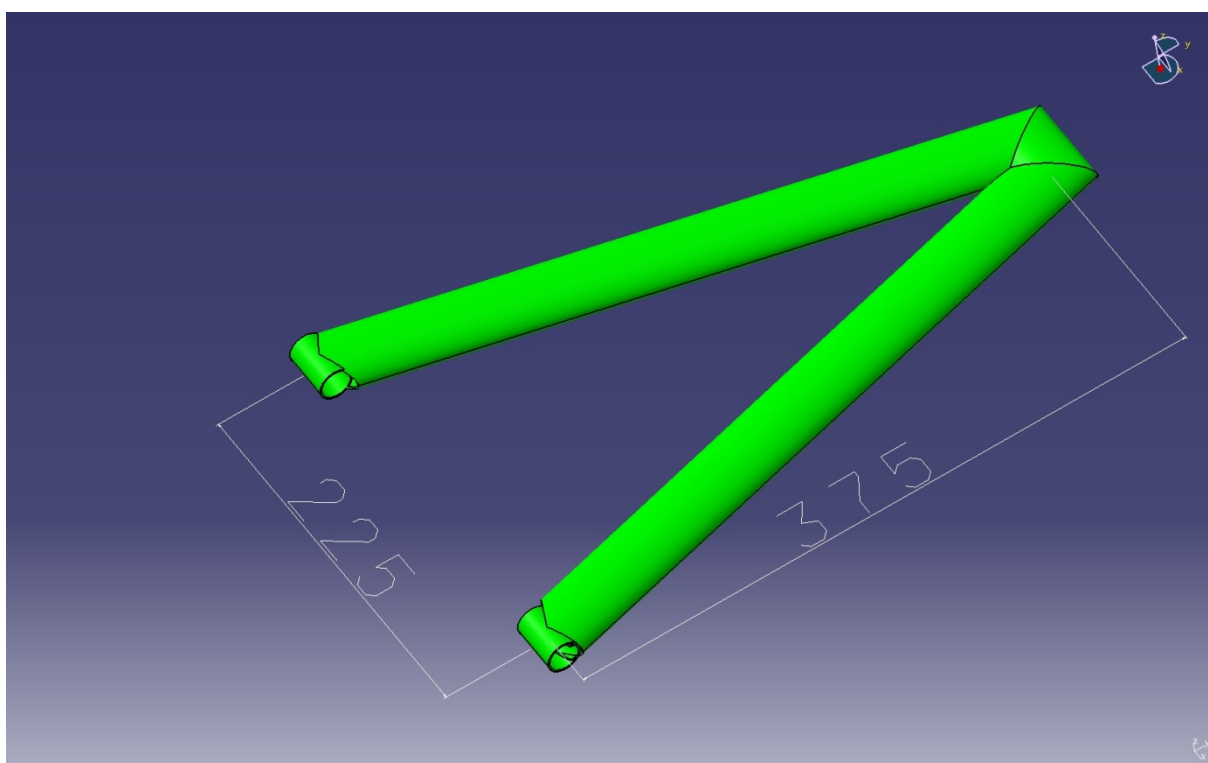
PN



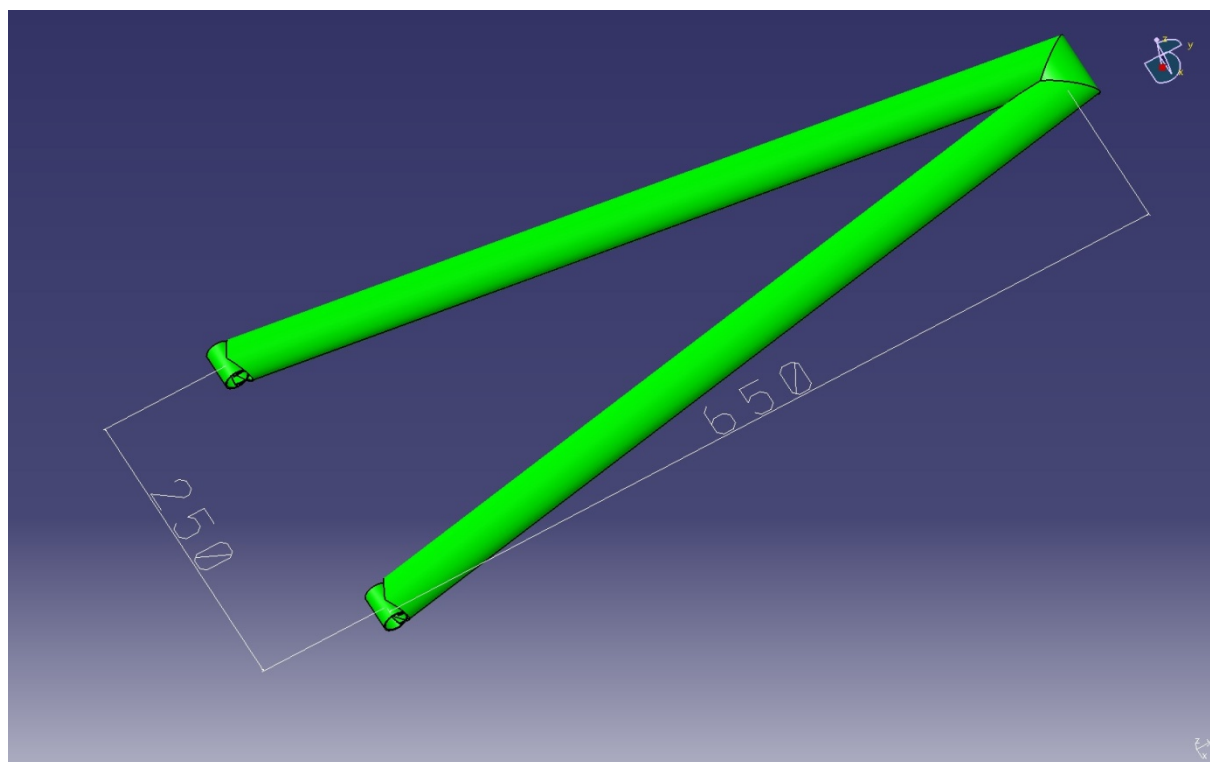
Obr. 53 Konstrukce a hlavní rozměry [mm] středu klopení ve výšce 100mm na PN u Σ_01 .



Obr. 54 Čelní pohled na polohu ramen u PN,



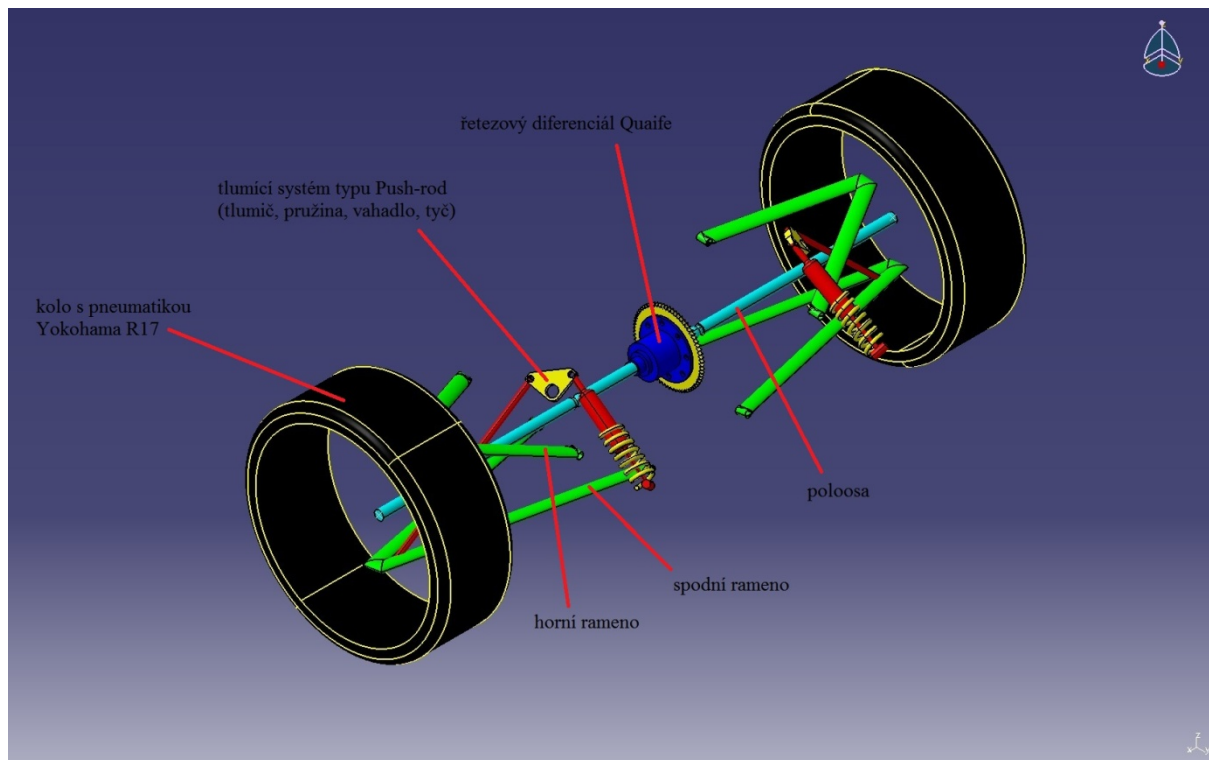
Obr. 55 Horní rameno přední nápravy [mm].



Obr. 56 Spodní rameno přední nápravy [mm].

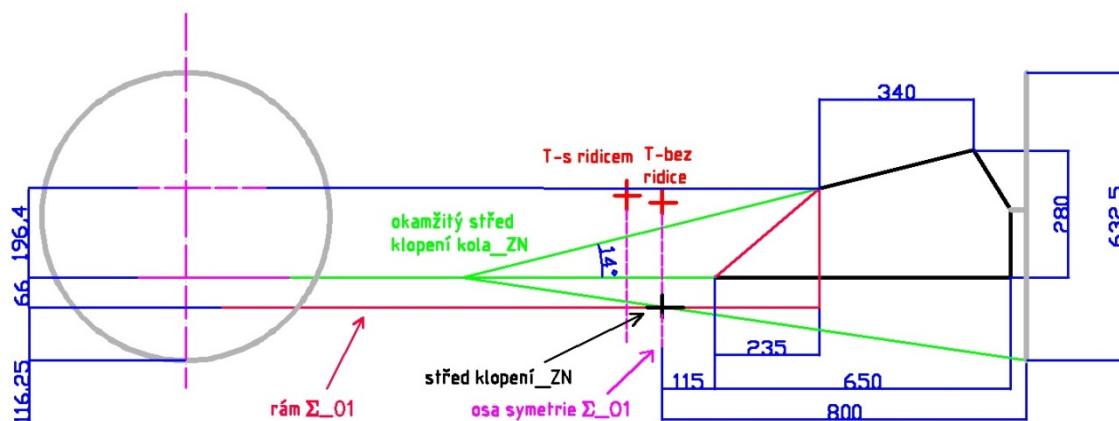
7.9.2. Zadní náprava

Pro koncepční návrh vozidla Σ_{01} byla výška středu klopení pro zadní nápravu navrhována 116mm nad vozovkou.

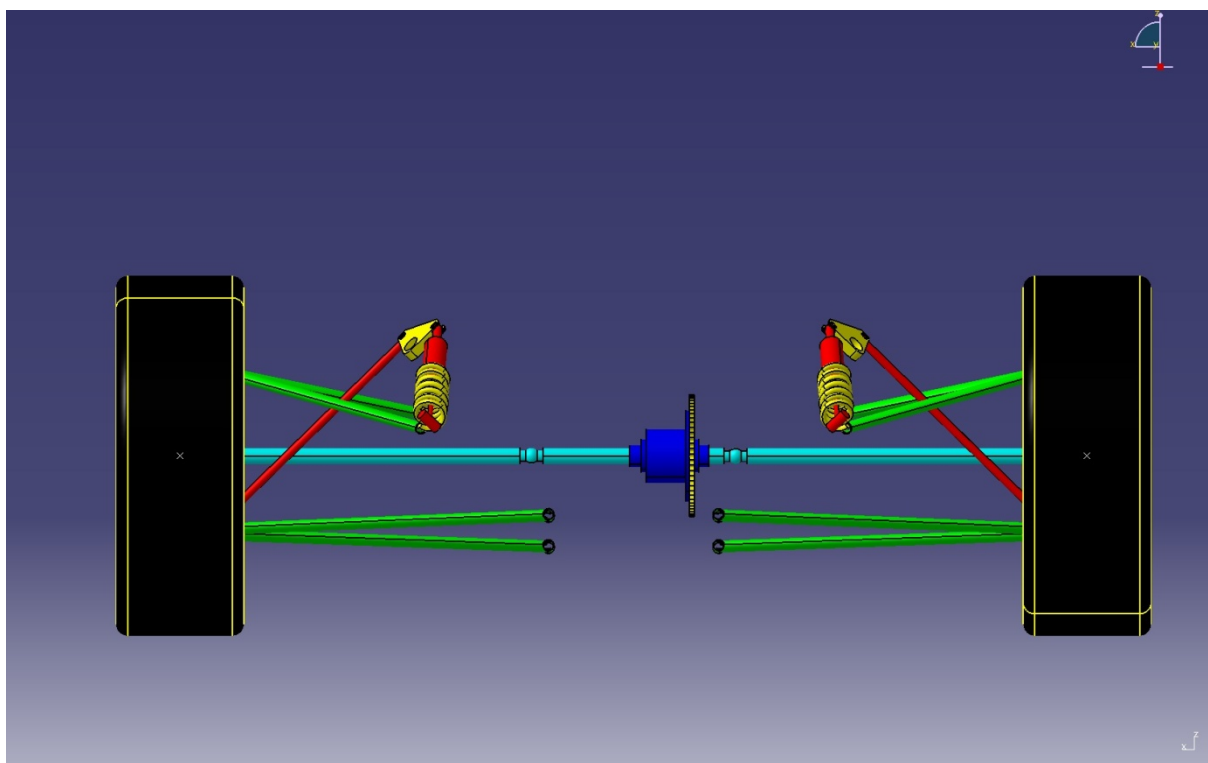


Obr. 57 Zadní náprava Σ_{01} s příslušenstvím.

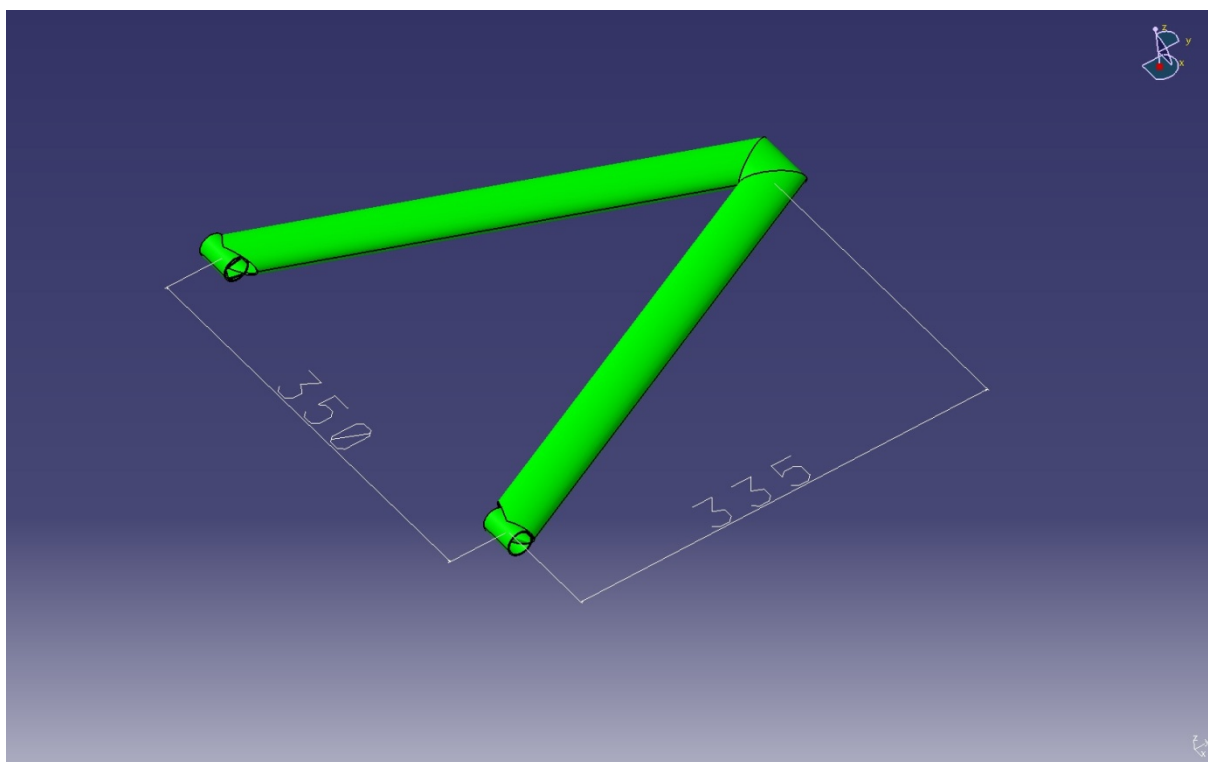
ZN



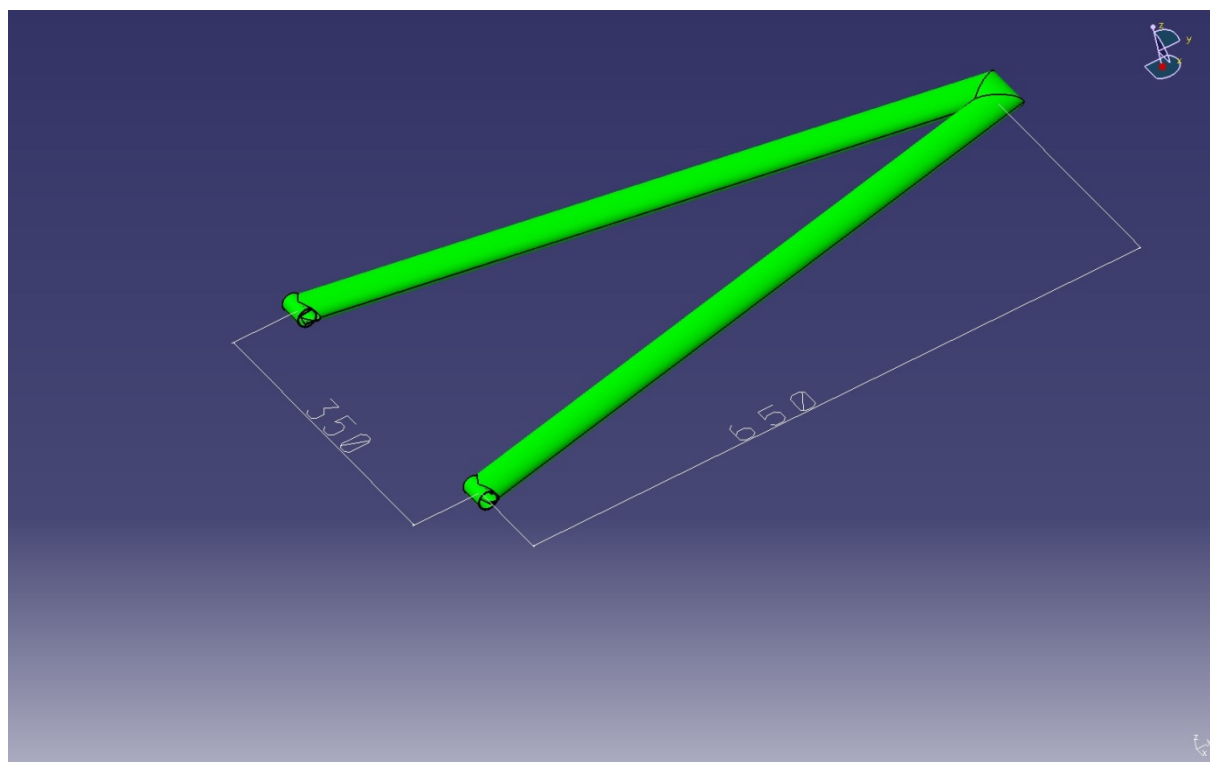
Obr. 58 Konstrukce a hlavní rozměry [mm] středu klopení ve výšce 116mm na ZN u Σ_{01} .



Obr. 59 Čelní pohled na polohu ramen u ZN.



Obr. 60 Horní rameno zadní nápravy.

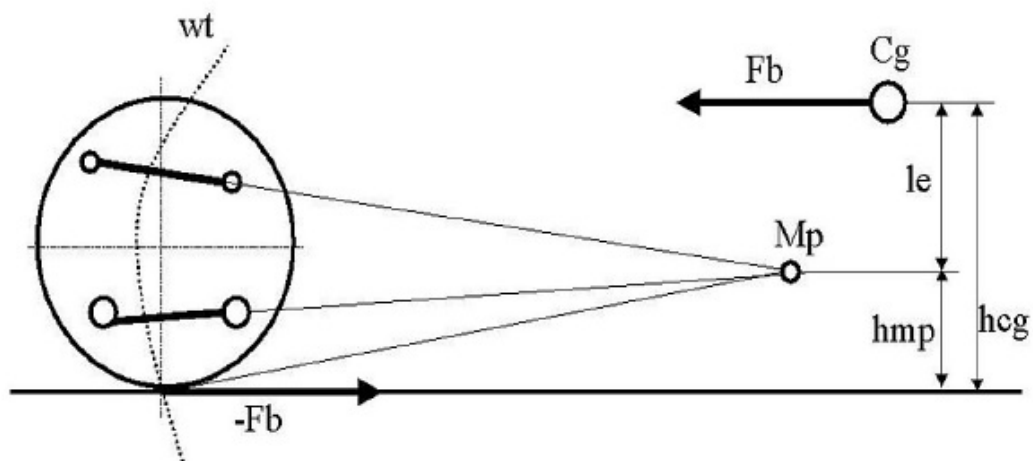


Obr. 61 Spodní rameno zadní nápravy [mm].

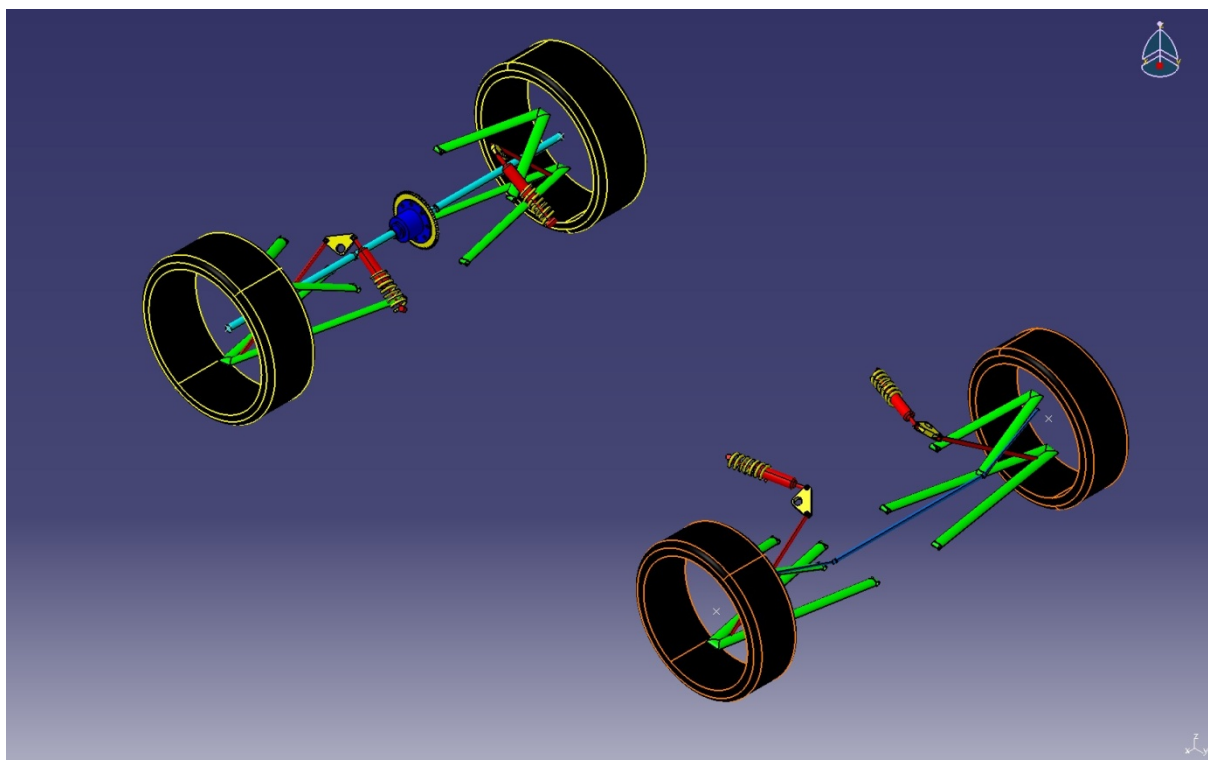
7.10. Návrh klonění karoserie a efekt anti - dive/squat

Kolem okamžitého středu klonění (momentary pole) dochází k pohybům karoserie při akceleraci nebo deceleraci v podélné rovině vozu. Anti dive (anti squat pro zadní nápravu) konstrukce zavěšení redukuje pohyb přídě směrem dolů (potápění) na přední nápravě během brzdění nebo klesání zádě v průběhu akcelerace automobilu. U vozu Σ_01 byl použit pouze doporučený sklon přímek procházející okamžitým středem klonění a stykem pneumatiky s vozovkou. Výchozí úhel, který svírá přímka s vozovkou byl zvolen pro přední nápravu 4° a pro zadní nápravu 7° . Stejně jako u klopení karoserie by bylo potřeba provést různé výpočty, simulace a měření.

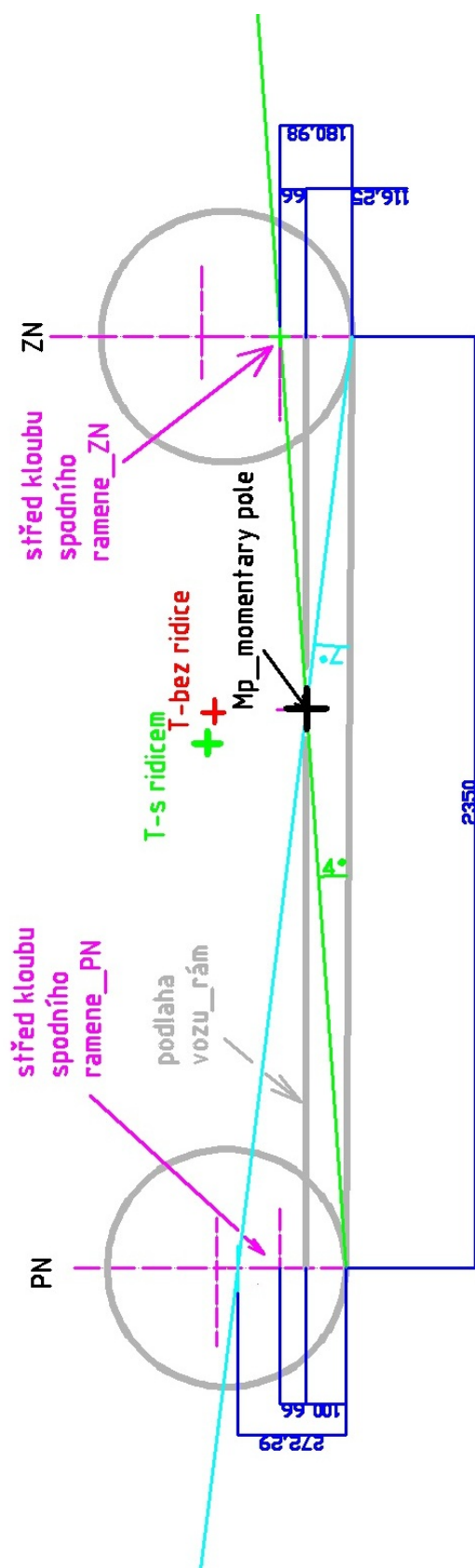
Effect of an anti dive design



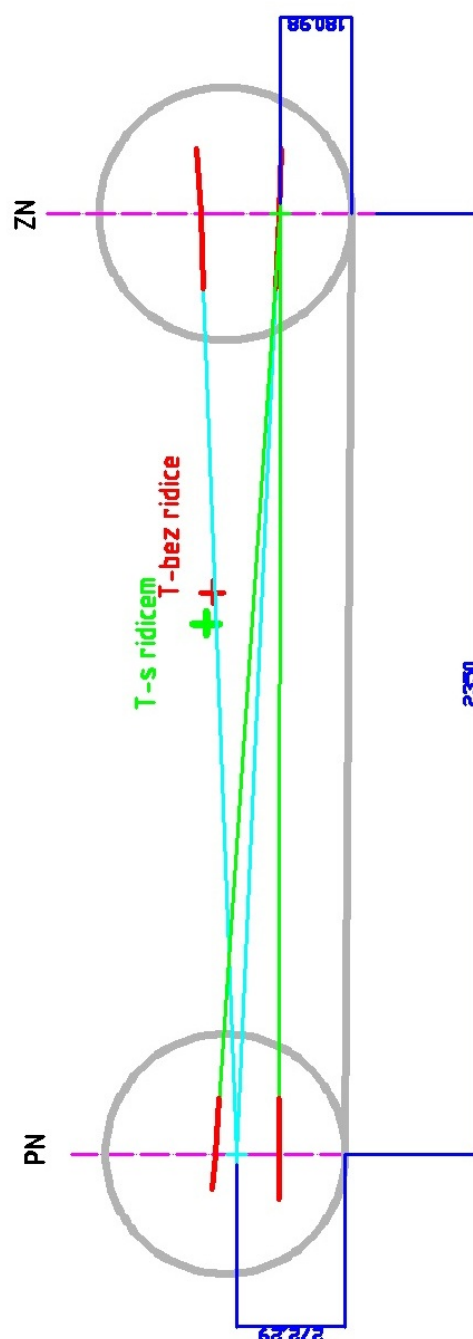
Obr. 62 konstrukce anti – divu. [7]



Obr. 63 Přední a zadní nápravy vozu Σ_{01} .



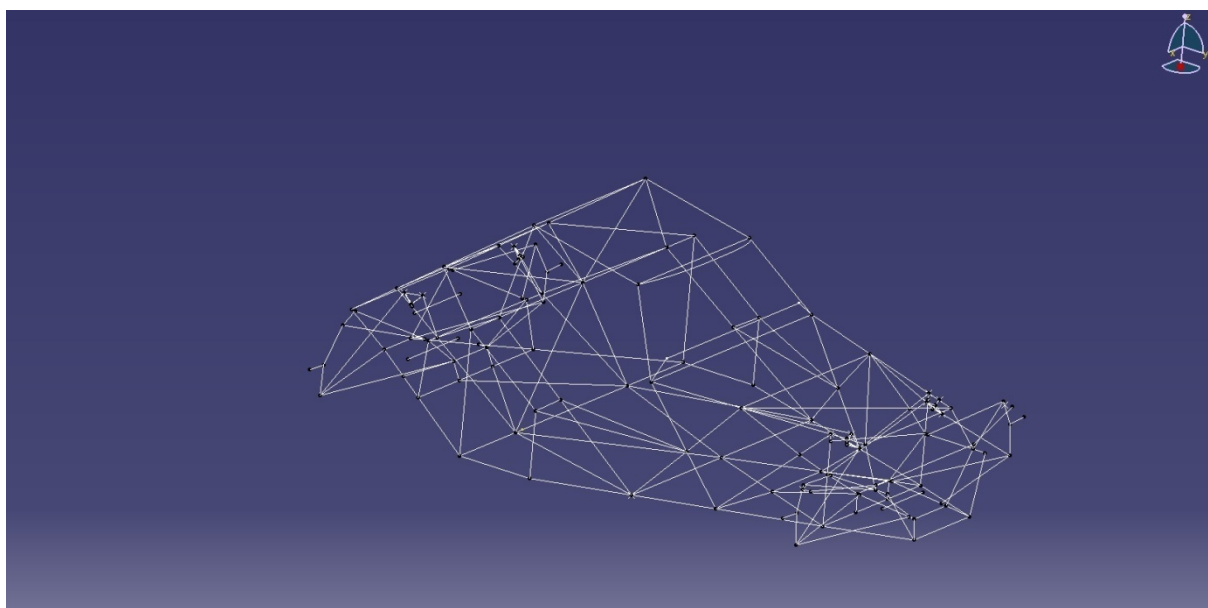
Obr. 64 Konstrukce okamžitého středu klonění (momentary pole) a kinematických center náprav pro Σ_{01} [mm].



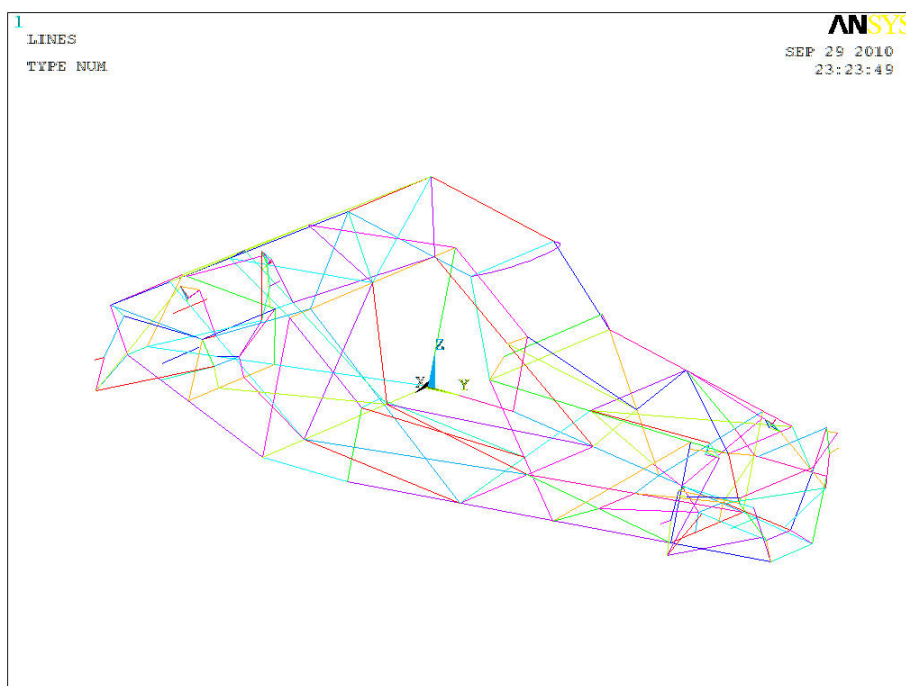
Obr. 65 Polohování konkrétních ramen podle konstrukce pro anti - dive/squat [mm].

7.11. Střednicový model pro import do ANSYSu

Výpočet torzní tuhosti rámu vozu Σ_01 probíhal pomocí výpočetního softwaru ANSYS, který pracuje pomocí metody konečných prvků. Export geometrie rámu z CATIE do ANSYSu proběhl pomocí formátu *.igs (IGES), tento formát je podporován všemi běžně užívanými softwary ve strojním průmyslu. Převod geometrie rámu s přiřazenými profily neproběhl úspěšně, proto bylo potřeba zhotovit v CATII střednicový model, jež odpovídal původním rozměrům. Střednicový model byl zhotoven společně s nápravami i mechanismem odpružení push-rod. Import tohoto souboru do ANSYSu proběhl bez dalších komplikací.



Ob .66 Střednicový model v CATII.



Obr. 67 Střednicový model importovaný do ANSYSu.

8. ANSYS 12.0

Výpočet torzní tuhosti rámu Σ_{01} probíhal v softwaru ANSYS 12.0 založeném na používání metody konečných prvků (Finite Element Method, FEM). Samotné řešení torzní tuhosti rámu nezahrnovalo setrvačné síly a byl použit lineárně elastický materiál, jednalo se tedy o lineárně statickou úlohu.

8.1. Fáze řešení v ANSYSu:

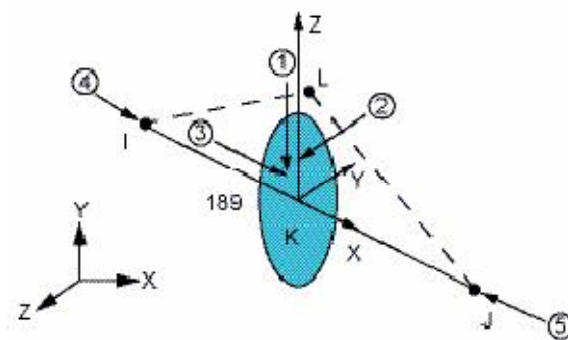
- Preprocessor – zadávání vstupních parametrů
 - Typ elementů
 - Reálné konstanty
 - Materiálové charakteristiky
 - Definice klíčových bodů, čar, ploch, objemů
 - Vytvoření sítě
 - Další vstupní parametry výpočtu
- Solution – vlastní řešení úlohy
 - Zatížení a okrajové podmínky
 - Řešení soustavy rovnic
- General postprocessor – výpis a zobrazení výsledků
 - Načtení výsledků
 - Zobrazení výsledků

8.2. Preprocessor

8.2.1. Typ elementů

BEAM 189

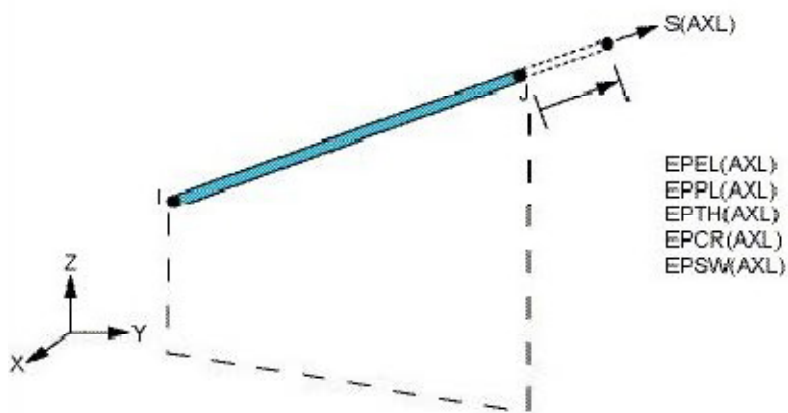
Beam 189 tvoří stěžejní prvek pro vysíťování prutů rámu. Beam 189 v kombinaci s nadefinovanými průřezy tvořil hlavní část rámu, kromě zavěšení s odpružením. Element beam 189 je kvadratický (3node) 3d beam element, který má 6 nebo 7 stupňů volnosti na každý node. Geometrie beamu 189 je definována nody I, J a K v globálním souřadnicovém systému.



Obr. 68 Beam 189. [12]

LINK 8

Link 8 tvoří vysíťování náprav s odpružením typu push-rod. Tento prvek je jednoduchý 3D element prutového charakteru se třemi stupni volnosti v každém uzlu, který může být namáhán pouze na tah nebo tlak. Vlastnosti linku 8 jsou definovány jeho průřezem, délkou a materiálem. Protože se na koncích linku 8 nacházejí klouby, bylo možné provést náhradu vahadla odpružení rotačním mechanismem, vytvořeným soustavou linku 8. Tím bylo dosaženo věrohodného rozložení zatěžující síly.



Obr. 69 Link 8. [12]

8.2.2. Materiálové vlastnosti

BEAM 189

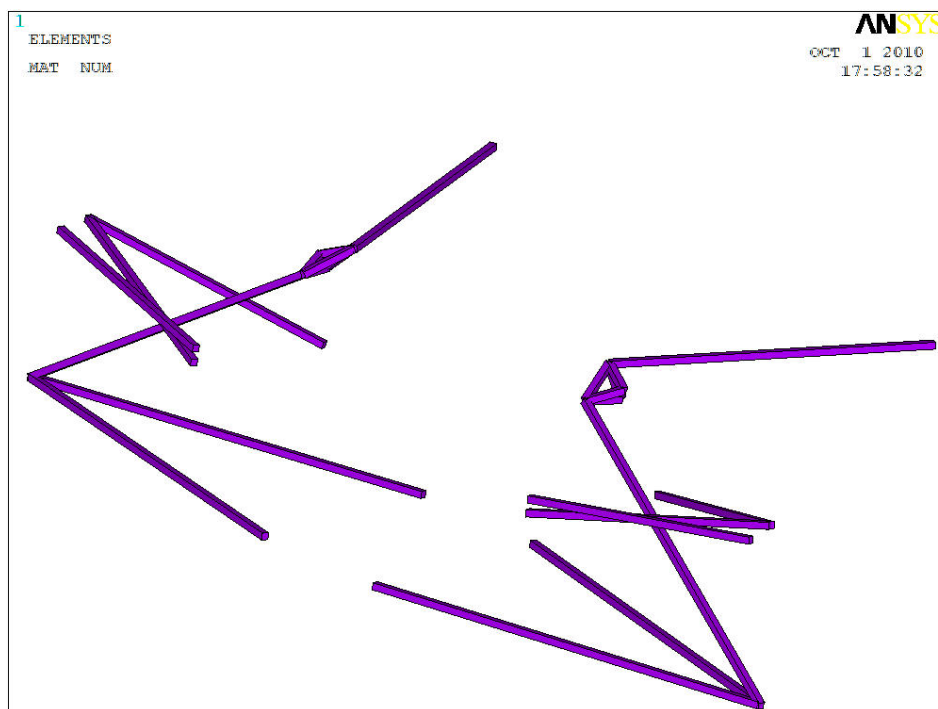
Materiál je konstrukční, lineární, elastický a isotropní

- Modul pružnosti v tahu (tlaku) $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Součinitel příčného přetvoření (Poissonovo číslo) $\mu = 0,3$
- Hustota materiálu $\rho = 7850 \text{ kg.m}^{-3}$

LINK 8

Materiál je konstrukční, lineární, elastický a isotropní

- Modul pružnosti v tahu (tlaku) $E = 2,1 \cdot 10^{10}$ MPa – extrémně pevný materiál, byl použit, aby nedocházelo k deformaci náprav, a tím ovlivnění výsledků torzní tuhosti
- Součinitel příčného přetvoření (Poissonovo číslo) $\mu = 0,3$
- Hustota materiálu $\rho = 8000 \text{ kg.m}^{-3}$



Obr. 70 Řešení odpružení push-rod na PN s řídicími tyčemi z elementů LINK 8

8.2.3. Definice klíčových bodů, čar, ploch, objemů (modeling)

V ANSYSu je možné modelování zkoumané součásti, ale bylo jednodušší importovat střednicový model přímo z CATIE, kde je vhodnější prostředí pro tvorbu modelu. Přesto byly provedeny úpravy i v ANSYSu. Po importování střednicového modelu bylo nutné provést *Booleansové* operace *intersection* a *glue*. Funkce *glue* „slepila“ jednotlivé sousedící konce střednic k sobě, aby nedocházelo k rozpadu modelu během zatížení. Funkce *intersection* vytvořila průniky křížících se střednic v místech vyztužených „křížem.“

Výpočtová síť vytvořená pomocí volného síťování (*free meshing*) má dostatečnou přesnost pro požadovaný výpočet.

8.3. Solution

8.3.1. Zatížení a okrajové podmínky

Zatížení a zavazbení rámu je v místech středů kol. Toto působíště vazeb a síly více odpovídá simulaci reálných podmínek, kde je automobil v kontaktu s okolím (vozovkou) prostřednictvím kol.

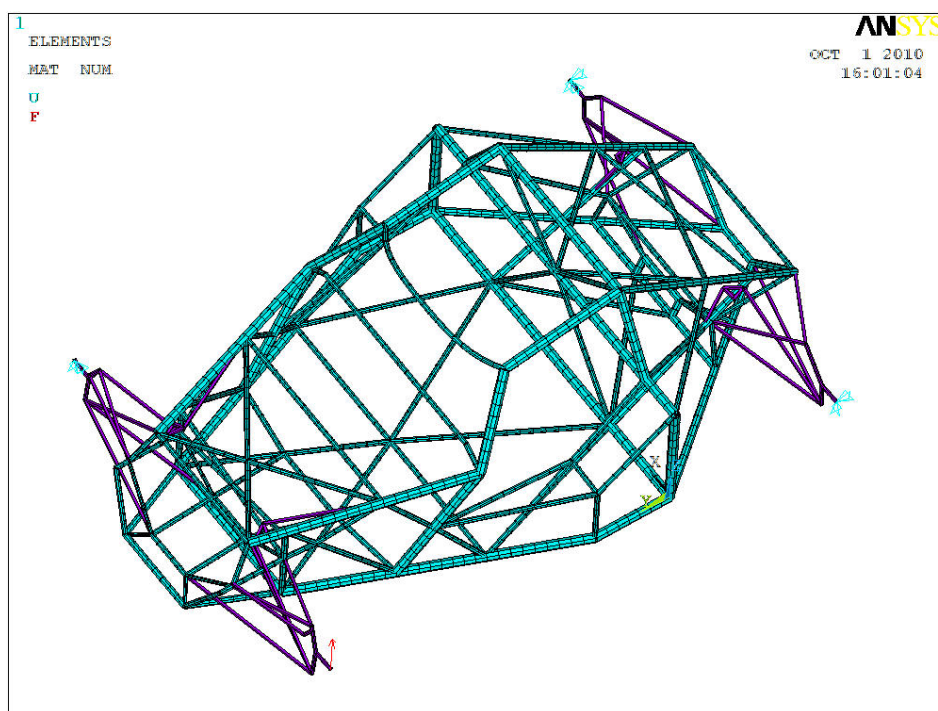
Orientace souřadného systému: Osa X – příčná osa vozidla
Osa Y – podélná osa vozidla
Osa Z – vertikální osa vozidla

Levé přední kolo – zatěžující síla o velikosti 1000N působící v ose Z

Pravé přední kolo – omezení posuvu v ose X a Z

Levé zadní kolo – omezení posuvu v ose Y a Z

Pravé zadní kolo – omezení posuvu v ose X, Y a Z



Obr. 71 Okrajové podmínky.

8.4. General postprocessor

Nejdříve byl konstruován rám se zaměřením na co nejnižší hmotnost, proto se použily trubky menšího průměru a tloušťky stěn. Po kompletizaci prvního rámu proběhl výpočet torzní tuhosti a z dosažených výsledků byly vyvozeny další úpravy rámu. Jednotlivé úpravy rámu spočívaly ve změně rozměrů profilu trubek, úpravy polohy, přidání nebo ubrání výztuh.

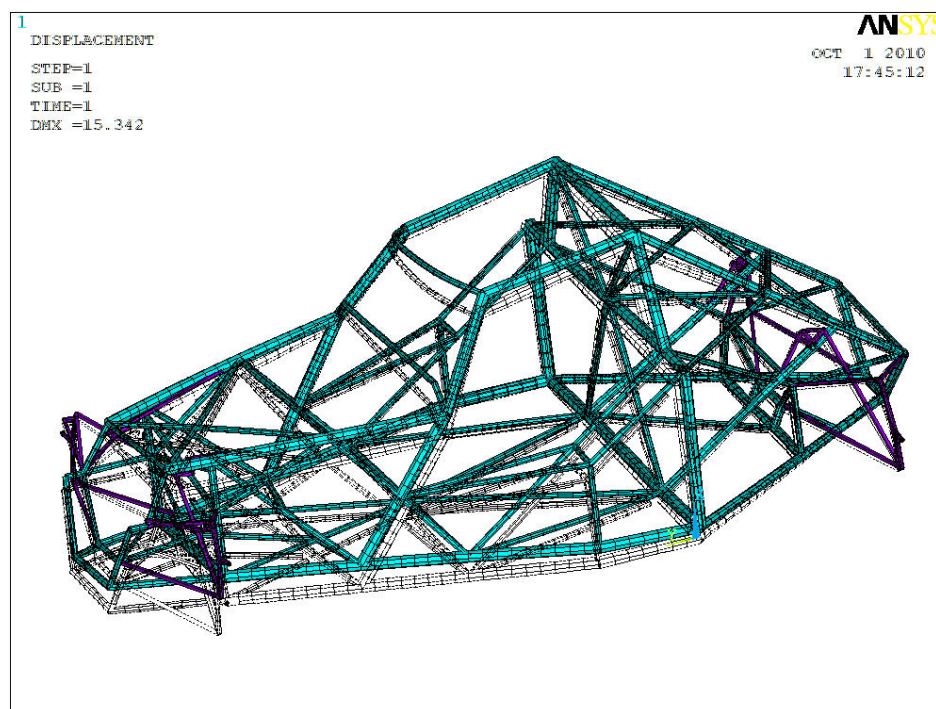
8.4.1. Výpočet torzní tuhosti prvního referenčního rámu (rám_A):

Hmotnost rámu_A: 56kg

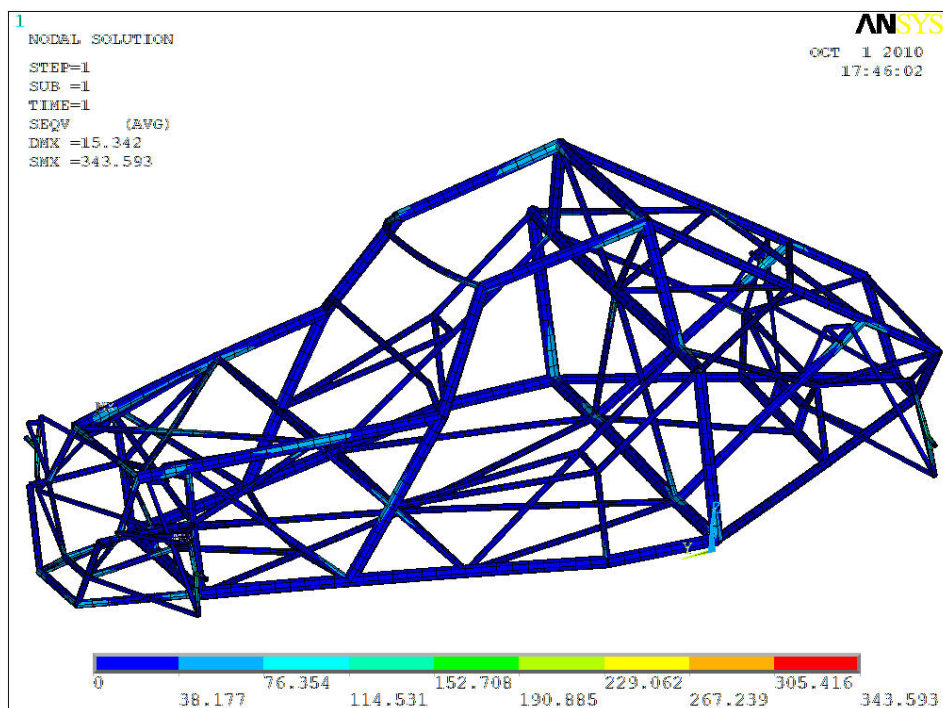
Původní rozměry profilů:

Průměr [mm]	Tloušťka T[mm]	Použití
Ø40	1,5	Bezpečností a nosné prvky konstrukce
Ø30	1,5	Nosné prvky a výztuhy
Ø25	1	Nosné prvky a výztuhy
Ø20	1	Výztuhy
Ø15	1	Výztuhy
Ø7,5	-	Nápravy (link 8)

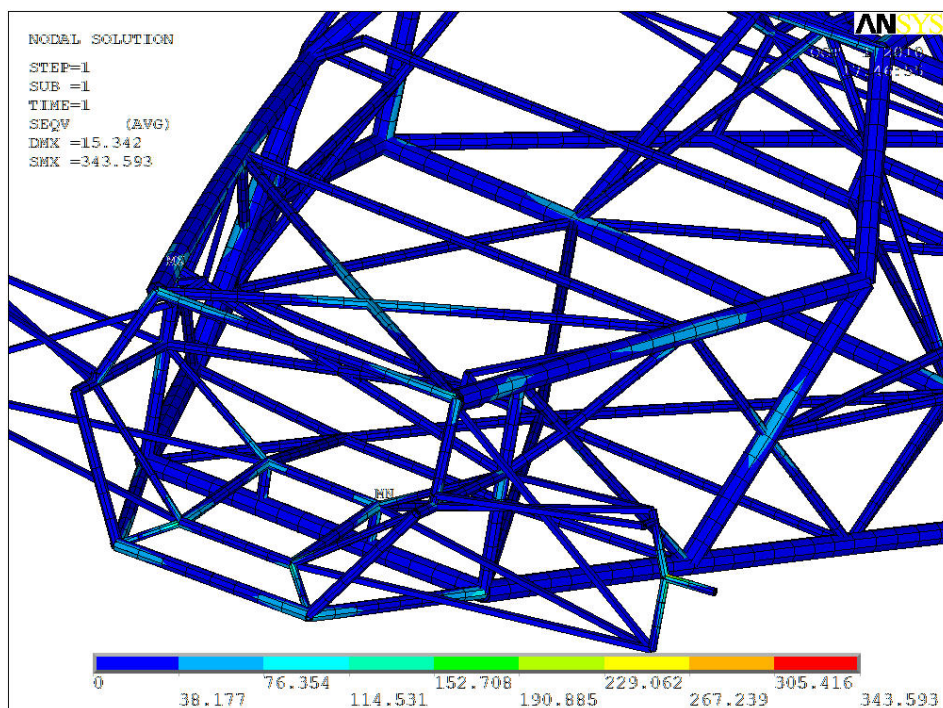
Tab. 2 Použité profily tenkostěnných trubek, rám_A.



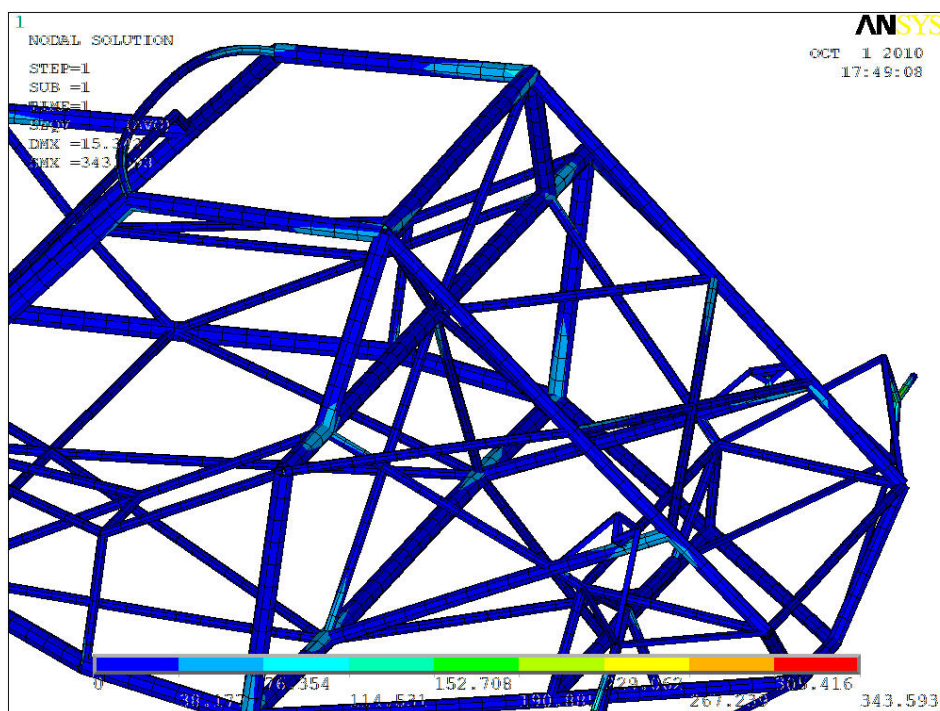
Obr. 72 Rám_A, deformovaný a nedeformovaný tvar.



Obr. 73 Redukované napětí rámu A podle podmínky HMM (Von Mises Stress).



Obr. 74 Redukované napětí rámu A v oblasti PN, podle podmínky HMM.

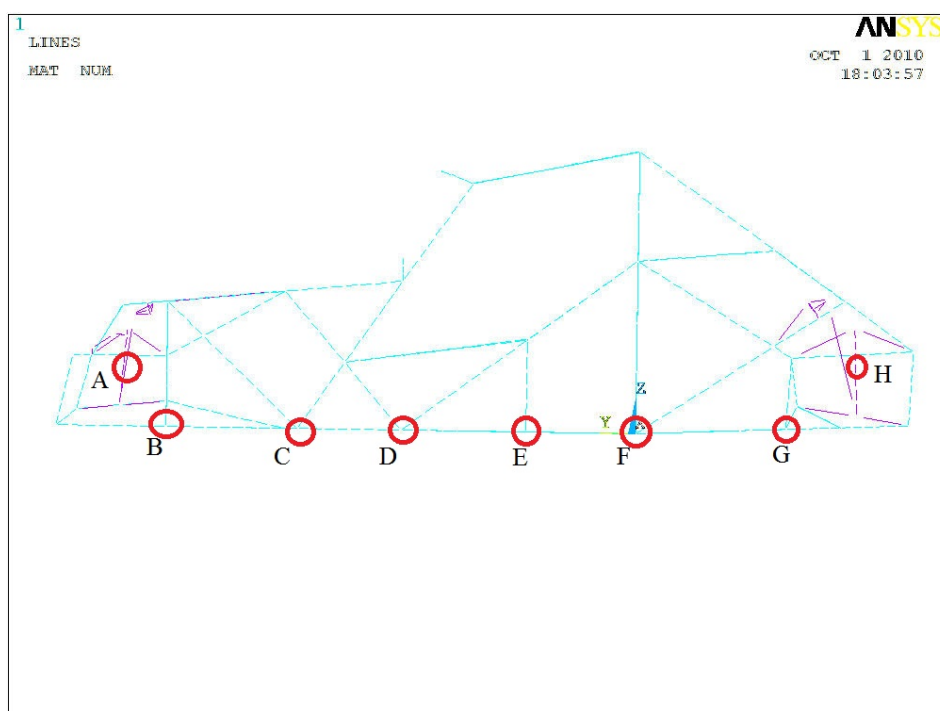


Obr. 75 Redukované napětí rámu_A v oblasti střechy a ZN, podle podmínky HMM.

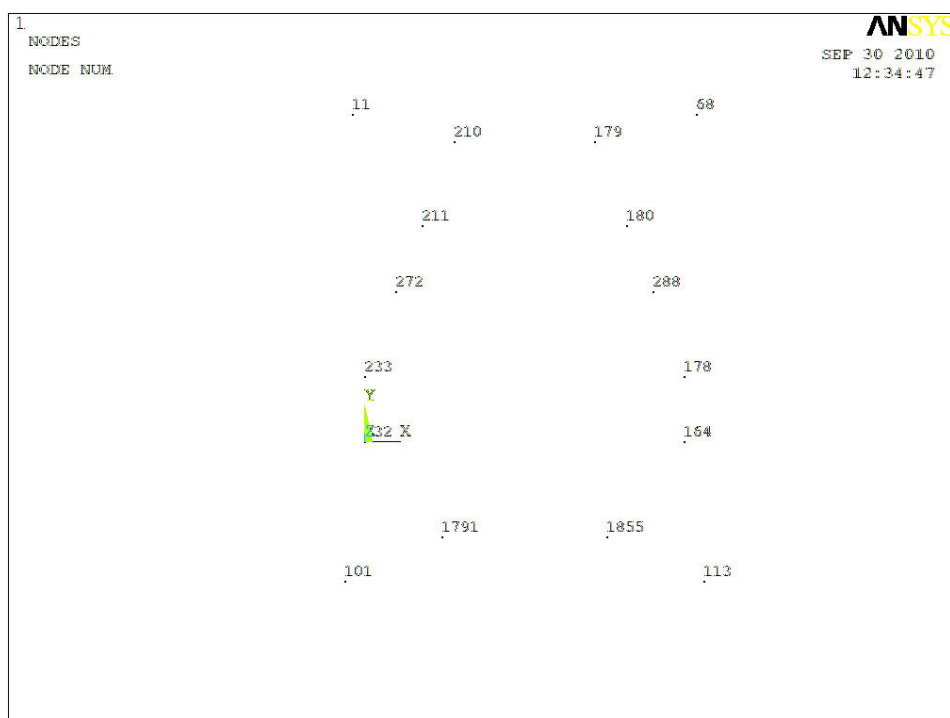
8.4.1.1. Hodnoty deformačních posunů vyselektovaných nodů:

Node	Ux [mm]	Uz [mm]
11	-0.18010e ⁻⁰²	15.046
68	0.0000	0.0000
101	-0.78161e ⁻⁰³	0.0000
113	0.0000	0.0000
164	-0.53970	0.31031
178	-0.58924	0.76719
179	-1.1730	4.5513
180	-0.94024	2.6991
210	-1.1731	9.6215
211	-0.94034	8.7887
232	-0.53975	4.2454
233	-0.58262	5.8778
272	-0.82993	7.7724
288	-0.82942	1.6009
1791	-0.22717	1.1492
1855	-0.22772	0.33072

Tab. 3 Hodnoty deformačních posunů ve vybraných nodech pro původní provedení.



Obr. 76 Úseky vyselektovaných nodů.



Obr. 77 Vyselektované nody, horní pohled.

8.4.1.2. Posuv v řezu A:

Posuv v ose X:

$$\underline{A} := 1600\text{mm}$$

$$U_{x11} := 0.18010 \times 10^{-2}\text{mm}$$

$$U_{x68} := 0\text{mm}$$

$$U_{xA} := U_{x11} - U_{x68}$$

$$U_{xA} = 1.801 \times 10^{-3} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z11} := 15.046\text{mm}$$

$$U_{z68} := 0\text{mm}$$

$$U_{zA} := U_{z11} - U_{z68}$$

$$U_{zA} = 15.046 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu A:

$$\alpha_A := \text{atan}\left(\frac{U_{zA}}{A - U_{xA}}\right)$$

$$\alpha_A = 0.539 \cdot \text{deg}$$

8.4.1.3. Torzní tuhost celého rámu:

Síla o velikosti 1000N působí na rameni o délce 1600mm (rozchod kol na PN)

$$M := 1600\text{N} \cdot \text{m}$$

$$C_{RP} := \frac{M}{\alpha_A}$$

$$C_{RP} = 2.97 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{deg}}$$

8.4.1.4. Posuv v řezu B:

Posuv v ose X:

$$B := 700\text{mm}$$

$$U_{x210} := 1.1731\text{mm}$$

$$U_{x179} := 1.1730\text{mm}$$

$$U_{xB} := U_{x210} - U_{x179}$$

$$U_{xB} = 1 \times 10^{-4} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z210} := 9.6215\text{mm}$$

$$U_{z179} := 4.5513\text{mm}$$

$$U_{zB} := U_{z210} - U_{z179}$$

$$U_{zB} = 5.07 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu B:

$$\alpha_B := \text{atan}\left(\frac{U_{zB}}{B - U_{xB}}\right)$$

$$\alpha_B = 0.415 \cdot \text{deg}$$

8.4.1.5. Posuv v řezu C:

Posuv v ose X:

$$C := 1028\text{mm}$$

$$U_{x211} := 0.94034\text{mm}$$

$$U_{x180} := 0.94024\text{mm}$$

$$U_{xC} := U_{x211} - U_{x180}$$

$$U_{xC} = 1 \times 10^{-4} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z211} := 8.7887 \cdot \text{mm}$$

$$U_{z180} := 2.6991 \text{ mm}$$

$$U_{zC} := U_{z211} - U_{z180}$$

$$U_{zC} = 6.09 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu C:

$$\alpha_C := \text{atan}\left(\frac{U_{zC}}{C - U_{xC}}\right)$$

$$\alpha_C = 0.339 \cdot \text{deg}$$

8.4.1.6. Torzní tuhost rámu v úseku B – C:

$$\alpha_{BC} := \alpha_B - \alpha_C$$

$$\alpha_{BC} = 0.076 \cdot \text{deg}$$

$$C_{BC} := \frac{M}{\alpha_{BC}}$$

$$C_{BC} = 2.117 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{deg}}$$

8.4.1.7. Posuv v řezu D:

Posuv v ose X:

$$D := 1287 \text{ mm}$$

$$U_{x272} := 0.82993 \text{ mm}$$

$$U_{x288} := 0.82942 \text{ mm}$$

$$U_{xD} := U_{x272} - U_{x288}$$

$$U_{xD} = 5.1 \times 10^{-4} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z272} := 7.7724\text{mm}$$

$$U_{z288} := 1.6009\text{mm}$$

$$U_{zD} := U_{z272} - U_{z288}$$

$$U_{zD} = 6.172 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu D:

$$\alpha_D := \text{atan}\left(\frac{U_{zD}}{D - U_{xD}}\right)$$

$$\alpha_D = 0.275 \cdot \text{deg}$$

8.4.1.8. Posuv v řezu E:

Posuv v ose X:

$$E := 1600\text{mm}$$

$$U_{x233} := 0.58262\text{mm}$$

$$U_{x178} := 0.58924\text{mm}$$

$$U_{xE} := U_{x233} - U_{x178}$$

$$U_{xE} = -6.62 \times 10^{-3} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z233} := 5.8778 \cdot \text{mm}$$

$$U_{z178} := 0.76719\text{mm}$$

$$U_{zE} := U_{z233} - U_{z179}$$

$$U_{zE} = 1.326 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu E:

$$\alpha_E := \operatorname{atan}\left(\frac{U_{zE}}{E - U_{xE}}\right)$$

$$\alpha_E = 0.048 \cdot \text{deg}$$

8.4.1.9. Torzní tuhost rámu v úseku D – E:

$$\alpha_{DE} := \alpha_D - \alpha_E$$

$$\alpha_{DE} = 0.227 \cdot \text{deg}$$

$$C_{DE} := \frac{M}{\alpha_{DE}}$$

$$C_{DE} = 7.041 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{deg}}$$

8.4.1.10. Posuv v řezu F:

Posuv v ose X:

$$F_{\text{ww}} := 1600 \text{ mm}$$

$$U_{x232} := 0.53975 \text{ mm}$$

$$U_{x164} := 0.53970 \text{ mm}$$

$$U_{xF} := U_{x232} - U_{x164}$$

$$U_{xF} = 5 \times 10^{-5} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z232} := 5.8778 \text{ mm}$$

$$U_{z164} := 0.31031 \text{ mm}$$

$$U_{zF} := U_{z232} - U_{z164}$$

$$U_{zF} = 5.567 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu F:

$$\alpha_F := \operatorname{atan}\left(\frac{U_{zF}}{F - U_{xF}}\right)$$

$$\alpha_F = 0.199 \cdot \text{deg}$$

8.4.1.11. Posuv v řezu G:

Posuv v ose X:

$$G := 825 \text{ mm}$$

$$U_{x1791} := 0.22717 \text{ mm}$$

$$U_{x1855} := 0.22772 \text{ mm}$$

$$U_{xG} := U_{x1791} - U_{x1855}$$

$$U_{xG} = -5.5 \times 10^{-4} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z1791} := 1.1492 \cdot \text{mm}$$

$$U_{z1855} := 0.33072 \text{ mm}$$

$$U_{zG} := U_{z1791} - U_{z1855}$$

$$U_{zG} = 0.818 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu G:

$$\alpha_G := \operatorname{atan}\left(\frac{U_{zG}}{G - U_{xG}}\right)$$

$$\alpha_G = 0.057 \cdot \text{deg}$$

8.4.1.12. Torzní tuhost rámu v úseku F – G:

$$\alpha_{FG} := \alpha_F - \alpha_G$$

$$\alpha_{FG} = 0.143 \cdot \text{deg}$$

$$C_{FG} := \frac{M}{\alpha_{FG}}$$

$$C_{FG} = 1.123 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{deg}}$$

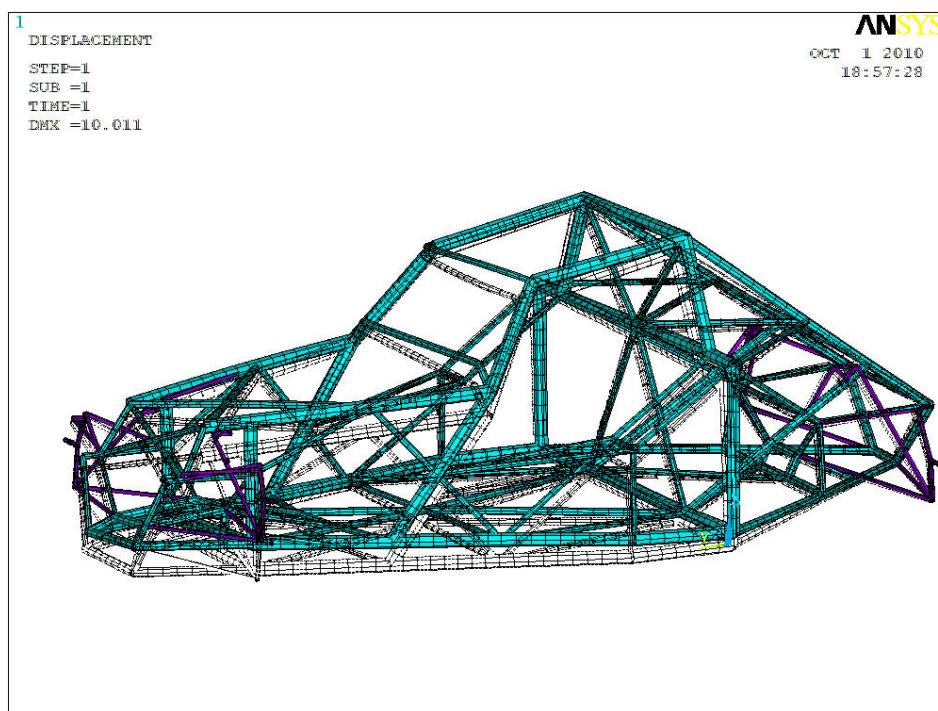
8.4.2. Výpočet torzní tuhosti prvního odladěného rámu (rám_B):

Hmotnost rámu_A: 72kg

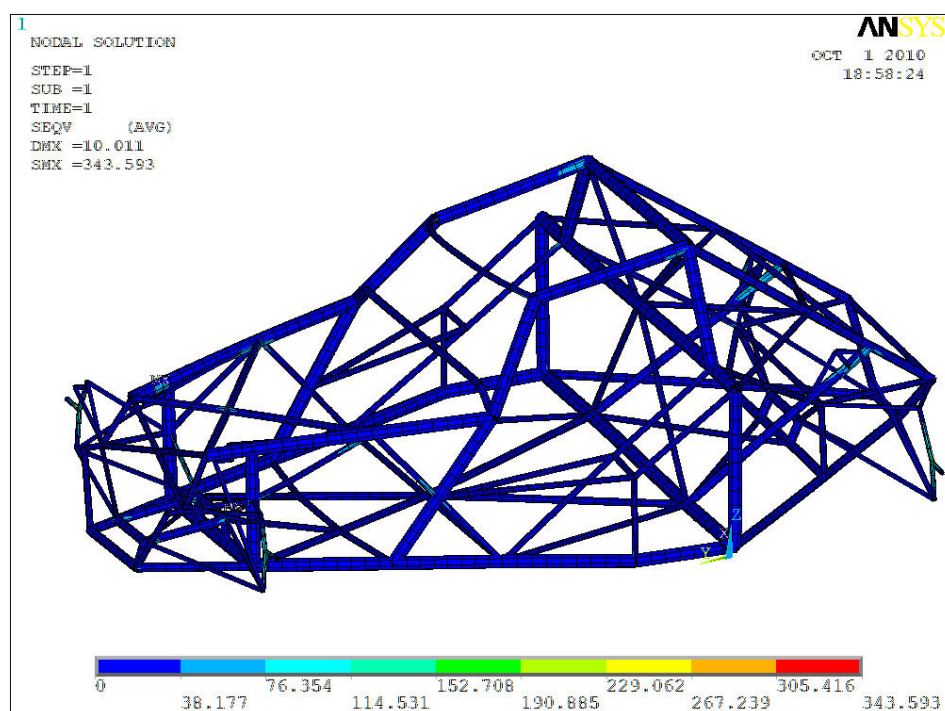
Nové rozměry profilů:

Průměr [mm]	Tloušťka T[mm]	Použití
Ø45	2	Bezpečností a nosné prvky konstrukce
Ø30	1,5	Nosné prvky a výztuhy
Ø25	1	Nosné prvky a výztuhy
Ø20	1	Výztuhy
Ø15	1	Výztuhy
Ø7,5	-	Nápravy (link 8)

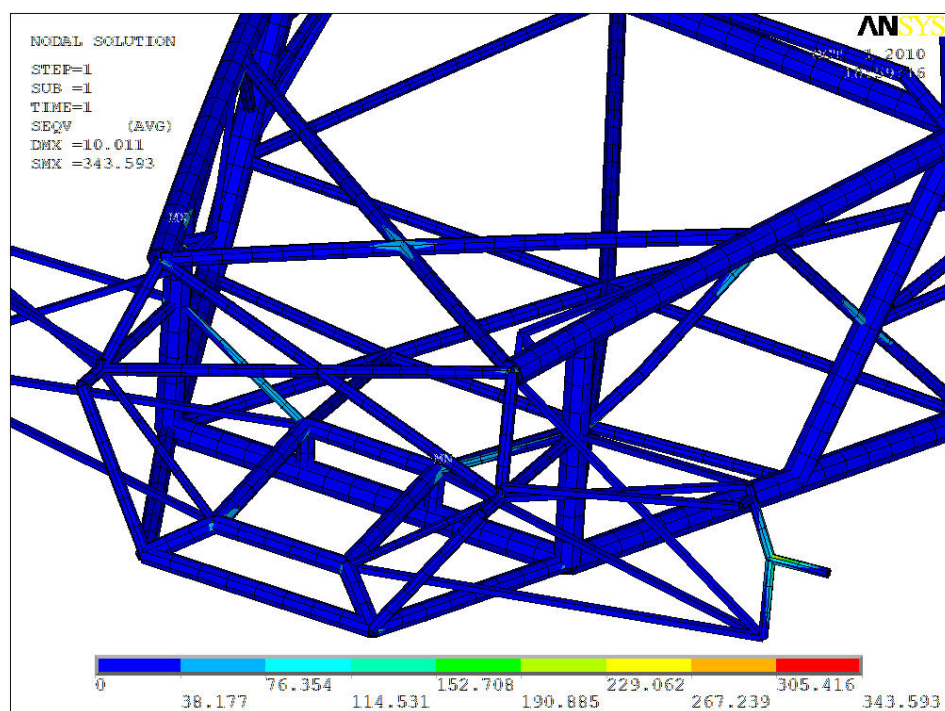
Tab. 4 Použité profily tenkostěnných trubek, rám_B.



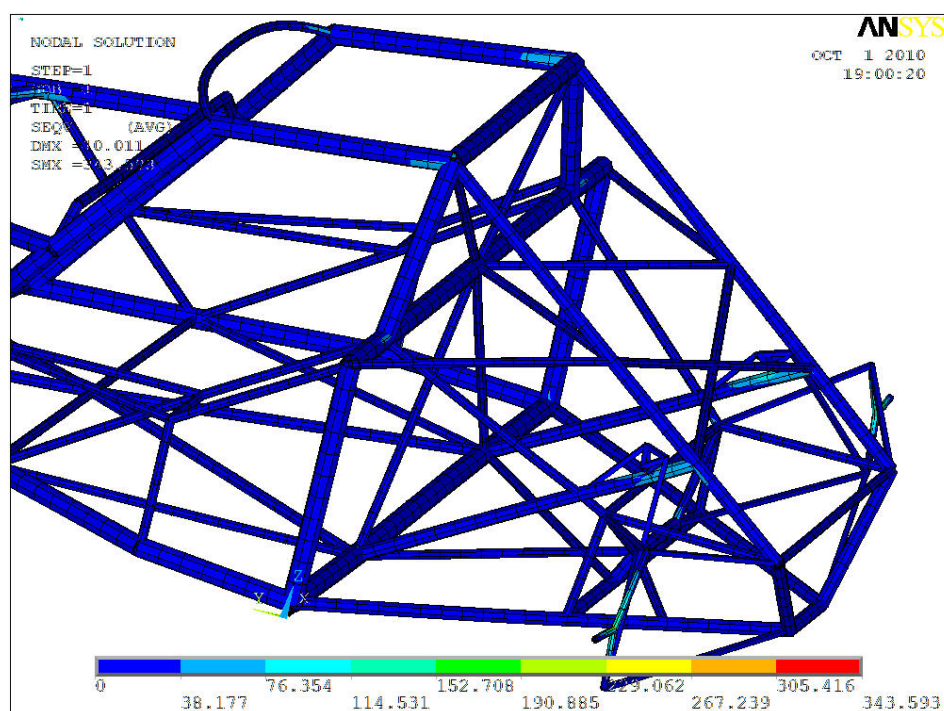
Obr. 78 rám_B, deformovaný a nedeformovaný tvar.



Obr. 79 Redukované napětí rámu_B podle podmínky HMM (Von Mises Stress).



Obr. 80 Redukované napětí rámu_B v oblasti PN, podle podmínky HMM.



Obr. 81 Redukované napětí rámu_B v oblasti ZN, podle podmínky HMM.

8.4.2.1. Hodnoty deformačních posunů vyselektovaných nodů:

Node	Ux [mm]	Uz [mm]
11	-0.58787e ⁻⁰³	9.8771
68	0.0000	0.0000
101	-0.93314e ⁻⁰³	0.0000
113	0.0000	0.0000
164	-0.44974	-0.57269e ⁻⁰¹
178	-0.49538	0.18126
179	-0.91696	2.9914
180	-0.76207	1.8154
210	-0.91700	6.3112
211	-0.76219	5.7229
232	-0.44988	3.0396
233	-0.49285	4.1753
272	-0.67081	5.2720
288	-0.67055	0.87719
1791	-0.18920	0.90719
1855	-0.19005	0.54932e ⁻⁰¹

Tab. 5 Hodnoty deformačních posuvů ve vybraných nodech pro původní provedení.

8.4.2.2. Posuv v řezu A:

Posuv v ose X:

$$A := 1600\text{mm}$$

$$U_{x11} := 0.58787 \times 10^{-3}\text{mm}$$

$$U_{x68} := 0\text{mm}$$

$$U_{xA} := U_{x11} - U_{x68}$$

$$U_{xA} = 5.879 \times 10^{-4}\cdot\text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z11} := 9.8771\text{mm}$$

$$U_{z68} := 0\text{mm}$$

$$U_{zA} := U_{z11} - U_{z68}$$

$$U_{zA} = 9.877\cdot\text{mm}$$

Úhel natočení v řezu A:

$$\alpha_A := \text{atan}\left(\frac{U_{zA}}{A - U_{xA}}\right)$$

$$\alpha_A = 0.354\cdot\text{deg}$$

8.4.2.3. Torzní tuhost celého rámu:

Síla o velikosti 1000N působí na rameni o délce 1600mm (rozchod kol na PN)

$$M := 1600\text{N}\cdot\text{m}$$

$$M := 1600\text{N}\cdot\text{m}$$

$$C_{RP} := \frac{M}{\alpha_A}$$

$$C_{RP} = 4.524 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{deg}}$$

8.4.2.4. Posuv v řezu B:

Posuv v ose X:

$$B := 700\text{mm}$$

$$U_{x210} := 0.91700\text{mm}$$

$$U_{x179} := 0.91696\text{mm}$$

$$U_{xB} := U_{x210} - U_{x179}$$

$$U_{xB} = 4 \times 10^{-5} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z210} := 6.3112\text{mm}$$

$$U_{z179} := 2.9914\text{mm}$$

$$U_{zB} := U_{z210} - U_{z179}$$

$$U_{zB} = 3.32 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu B:

$$\alpha_B := \text{atan}\left(\frac{U_{zB}}{B - U_{xB}}\right)$$

$$\alpha_B = 0.272 \cdot \text{deg}$$

8.4.2.5. Posuv v řezu C:

Posuv v ose X:

$$C := 1028\text{mm}$$

$$U_{x211} := 0.76219\text{mm}$$

$$U_{x180} := 0.76207\text{mm}$$

$$U_{xC} := U_{x211} - U_{x180}$$

$$U_{xC} = 1.2 \times 10^{-4} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z211} := 5.7229 \cdot \text{mm}$$

$$U_{z180} := 1.8154 \text{mm}$$

$$U_{zC} := U_{z211} - U_{z180}$$

$$U_{zC} = 3.908 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu C:

$$\alpha_C := \text{atan}\left(\frac{U_{zC}}{C - U_{xC}}\right)$$

$$\alpha_C = 0.218 \cdot \text{deg}$$

8.4.2.6. Torzní tuhost rámu v úseku B – C:

$$\alpha_{BC} := \alpha_B - \alpha_C$$

$$\alpha_{BC} = 0.054 \cdot \text{deg}$$

$$C_{BC} := \frac{M}{\alpha_{BC}}$$

$$C_{BC} = 2.966 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{deg}}$$

8.4.2.7. Posuv v řezu D:

Posuv v ose X:

$$D := 1287 \text{mm}$$

$$U_{x272} := 0.67081 \text{mm}$$

$$U_{x288} := 0.67055 \text{mm}$$

$$U_{xD} := U_{x272} - U_{x288}$$

$$U_{xD} = 2.6 \times 10^{-4} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z272} := 5.2720\text{mm}$$

$$U_{z288} := 0.87719\text{mm}$$

$$U_{zD} := U_{z272} - U_{z288}$$

$$U_{zD} = 4.395 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu D:

$$\alpha_D := \text{atan}\left(\frac{U_{zD}}{D - U_{xD}}\right)$$

$$\alpha_D = 0.196 \cdot \text{deg}$$

8.4.2.8. Posuv v řezu E:

Posuv v ose X:

$$E := 1600\text{mm}$$

$$U_{x233} := 0.49285\text{mm}$$

$$U_{x178} := 0.49538\text{mm}$$

$$U_{xE} := U_{x233} - U_{x178}$$

$$U_{xE} = -2.53 \times 10^{-3} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z233} := 4.1753 \cdot \text{mm}$$

$$U_{z178} := 0.18126\text{mm}$$

$$U_{zE} := U_{z233} - U_{z179}$$

$$U_{zE} = 1.184 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu E:

$$\alpha_E := \operatorname{atan}\left(\frac{U_{zE}}{E - U_{xE}}\right)$$

$$\alpha_E = 0.042 \cdot \text{deg}$$

8.4.2.9. Torzní tuhost rámu v úseku D – E:

$$\alpha_{DE} := \alpha_D - \alpha_E$$

$$\alpha_{DE} = 0.153 \cdot \text{deg}$$

$$C_{DE} := \frac{M}{\alpha_{DE}}$$

$$C_{DE} = 1.044 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{deg}}$$

8.4.2.10. Posuv v řezu F:

Posuv v ose X:

$$F_x := 1600 \text{ mm}$$

$$U_{x232} := 0.44988 \text{ mm}$$

$$U_{x164} := 0.44974 \text{ mm}$$

$$U_{xF} := U_{x232} - U_{x164}$$

$$U_{xF} = 1.4 \times 10^{-4} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z232} := 3.0396 \text{ mm}$$

$$U_{z164} := -0.57269 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$$

$$U_{zF} := U_{z232} - U_{z164}$$

$$U_{zF} = 3.097 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu F:

$$\alpha_F := \operatorname{atan}\left(\frac{U_{zF}}{F - U_{xF}}\right)$$

$$\alpha_F = 0.111 \cdot \text{deg}$$

8.4.2.11. Posuv v řezu G:

Posuv v ose X:

$$G := 825 \text{ mm}$$

$$U_{x1791} := 0.18920 \text{ mm}$$

$$U_{x1855} := 0.19005 \text{ mm}$$

$$U_{xG} := U_{x1791} - U_{x1855}$$

$$U_{xG} = -8.5 \times 10^{-4} \cdot \text{mm}$$

Posuv v ose Z:

$$U_{z1791} := 0.90719 \cdot \text{mm}$$

$$U_{z1855} := 0.54932 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$$

$$U_{zG} := U_{z1791} - U_{z1855}$$

$$U_{zG} = 0.852 \cdot \text{mm}$$

Úhel natočení v řezu G:

$$\alpha_G := \operatorname{atan}\left(\frac{U_{zG}}{G - U_{xG}}\right)$$

$$\alpha_G = 0.059 \cdot \text{deg}$$

8.4.2.12. Torzní tuhost rámu v úseku F – G:

$$\alpha_{FG} := \alpha_F - \alpha_G$$

$$\alpha_{FG} = 0.052 \cdot \text{deg}$$

$$C_{FG} := \frac{M}{\alpha_{FG}}$$

$$C_{FG} = 3.094 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{deg}}$$

8.5. Srovnání

Rám_A

Hmotnost: 56kg

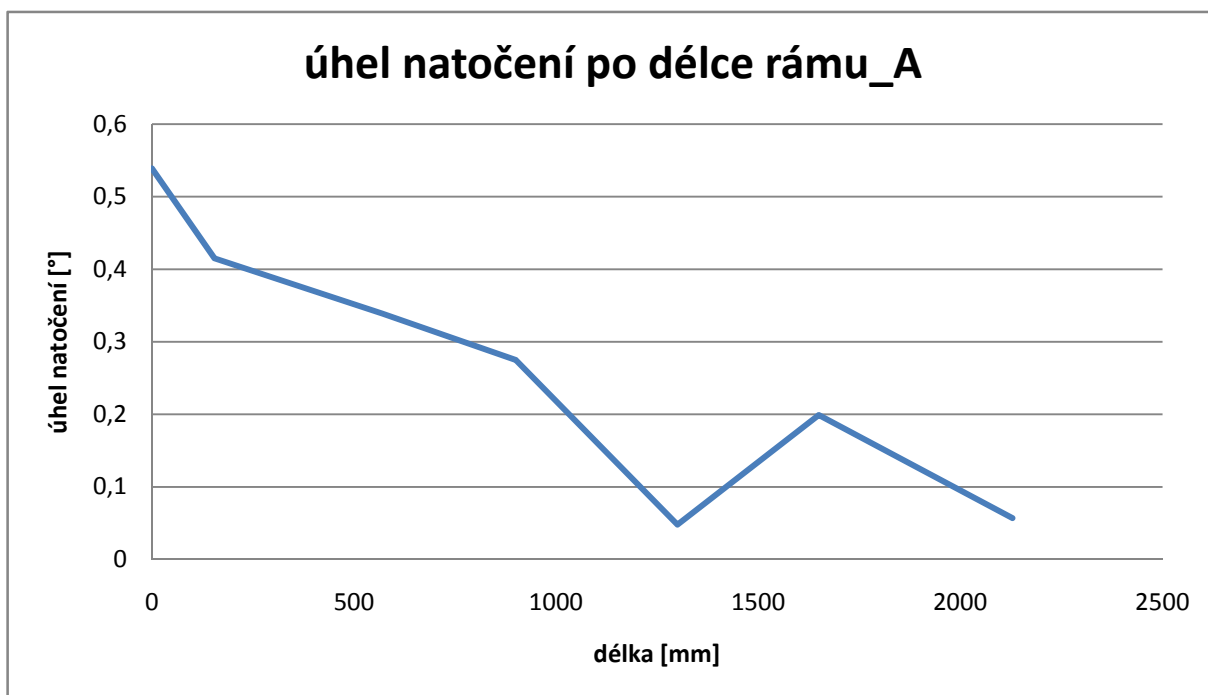
Torzní tuhost: 2970Nm/°

Rám_B

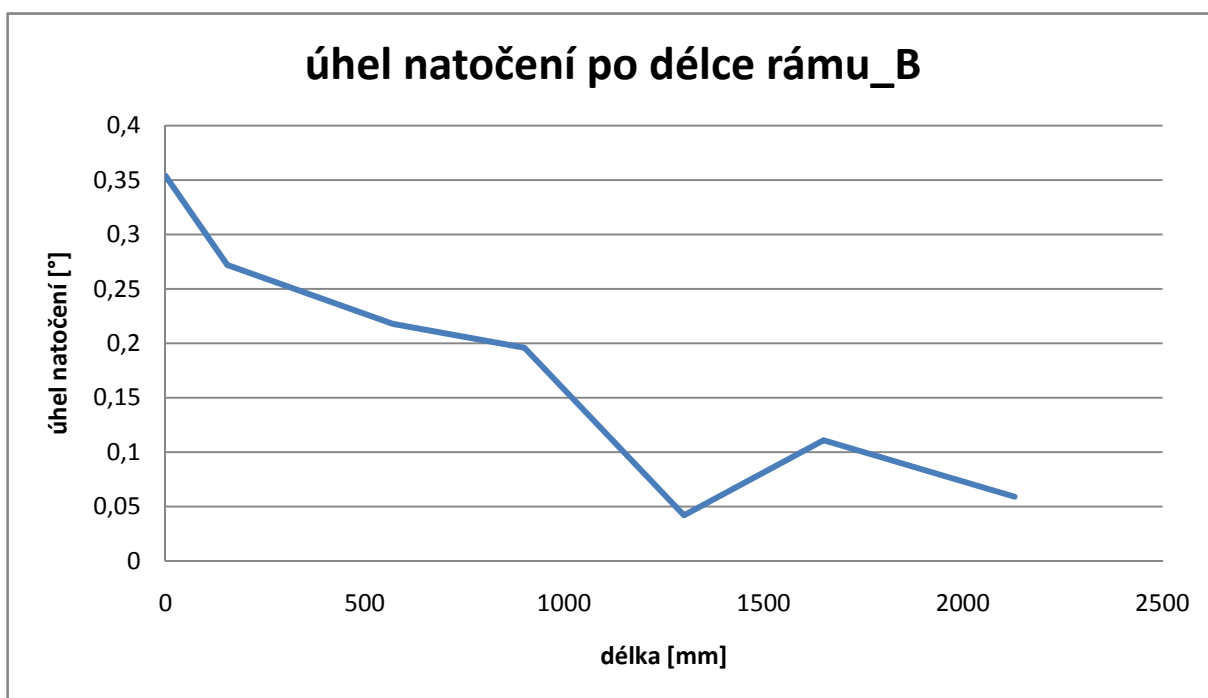
Hmotnost: 72kg

Torzní tuhost: 4524Nm/°

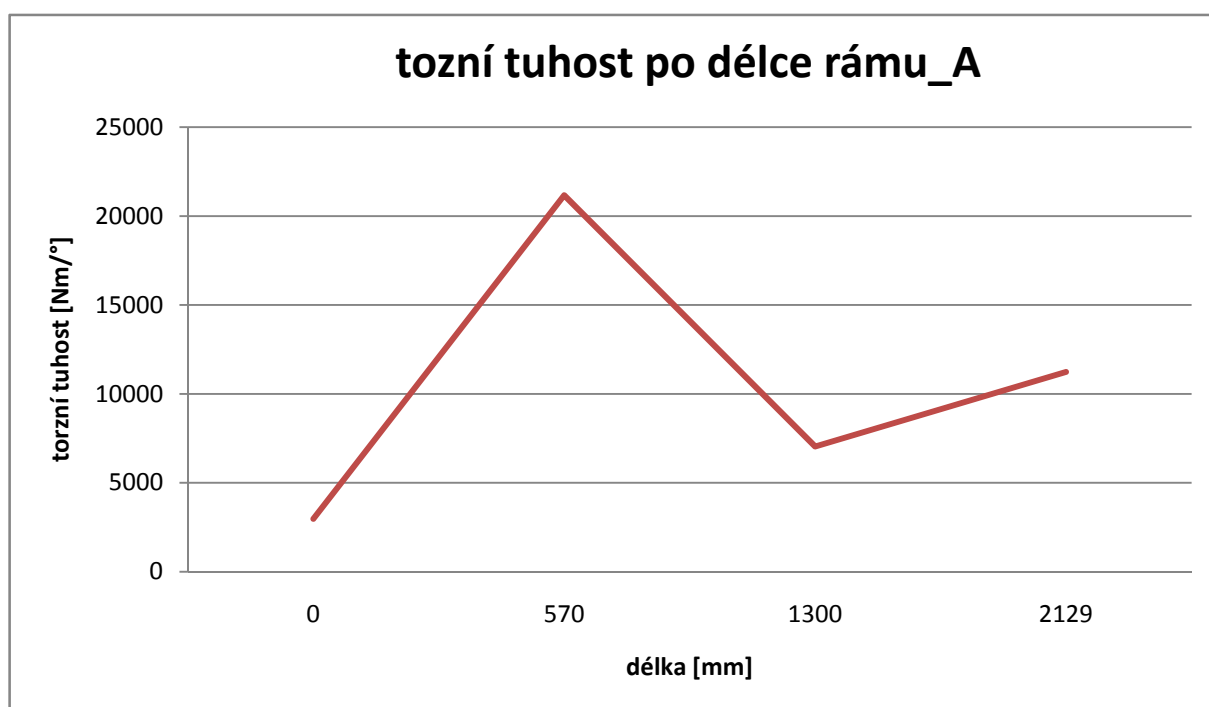
Hmotnost rámu _B narostla o 37% a torzní tuhost o 52%. Obě varianty mají rezervy. Konečnou podobu rámu ovlivní volba, zda preferovat lehčí rám, který je vhodnější pro dynamiku vozidla nebo těžší a bezpečnější rám.



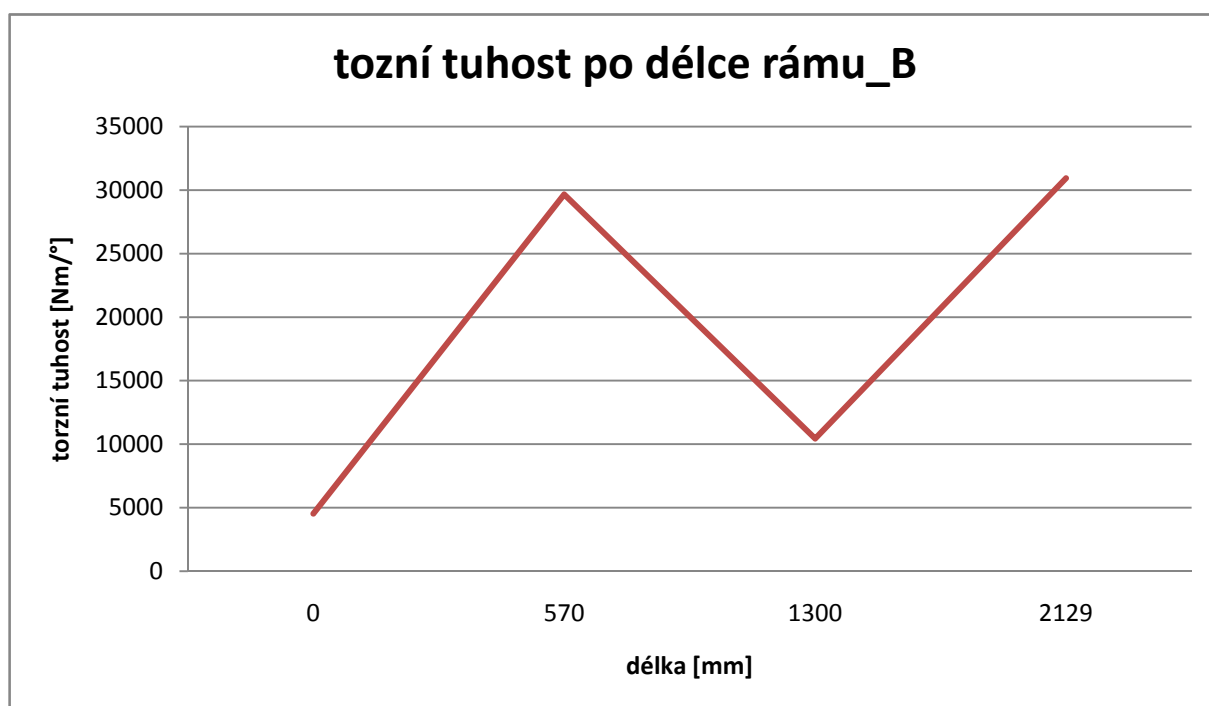
Graf. 1 Úhel natočení po délce rámu_A.



Graf. 2 Úhel natočení po délce rámu_B.



Graf. 3 Torzní tuhost po délce rámu_A .



Graf. 4 Torzní tuhost po délce rámu_B.

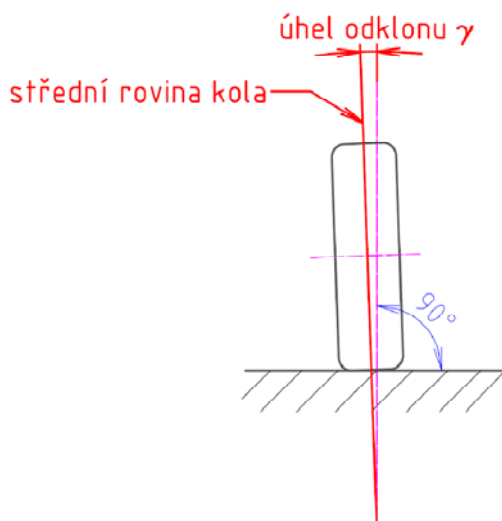
9. ADAMS 2007

Ověření funkčnosti náprav proběhlo v softwaru ADAMS. ADAMS je tzv. Multi Body Systém, který se využívá pro modelování dynamických a kinematických jevů. MBS je soustava tuhých nebo pružných těles, s kinematickými vazbami, působí na ně nehmotné silové účinky a tělesa vykonávají velké obecné pohyby.

9.1. Popis měřených hodnot

9.1.1. Úhel odklonu kola

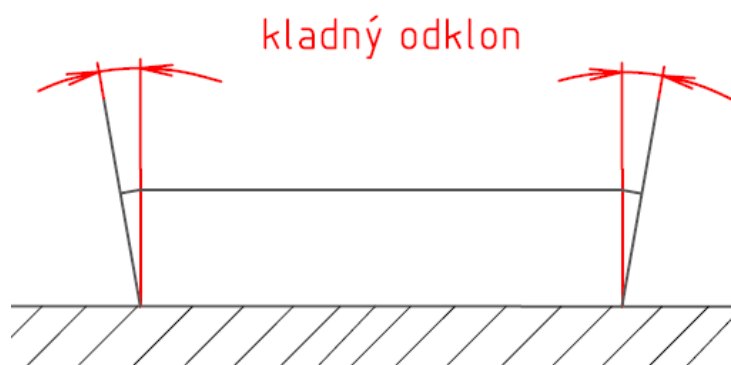
Úhel odklonu kola γ je dle ČSN 30 0034 sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Rozlišujeme dva základní případy, kladný a záporný odklon kol [13], [15].



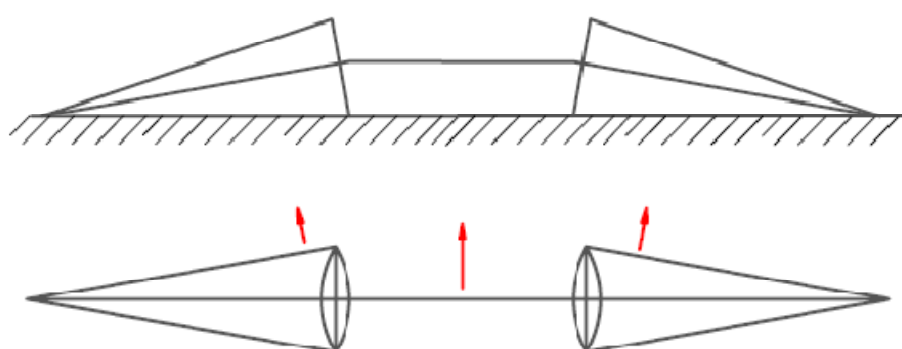
Obr. 82 Úhel odklonu kola. [15]

9.1.1.1. Kladný odklon kol

Kladný odklon uvažujeme, když se kolo naklání vně vozidla. Toto nastavení má za následek odvalování kol od sebe a ve styku s vozovkou vzniká tzv. valící kužel, který je tvořen kuželovou plochou (styk kola s vozovkou), jenž se odvaluje po kružnici se středem v průsečíku osy kola s rovinou vozovky (vrchol kuželové plochy). Odvalování kol při kladném odporu vede ke snížení kmitání kol, což dnes není velký problém vzhledem k technologiím umožňujícím uložení kol bez kmitání. Důsledkem dokonalého uložení je prokluz kol po vozovce, což má za následek opotřebení pneumatik (čím větší úhel kladného odklonu, tím větší opotřebení) [13], [15].



Obr. 83 Kladný odklon, zdroj [15]



Obr. 84 Odválování kol při kladném odklonu (valící kužel), zdroj [15]

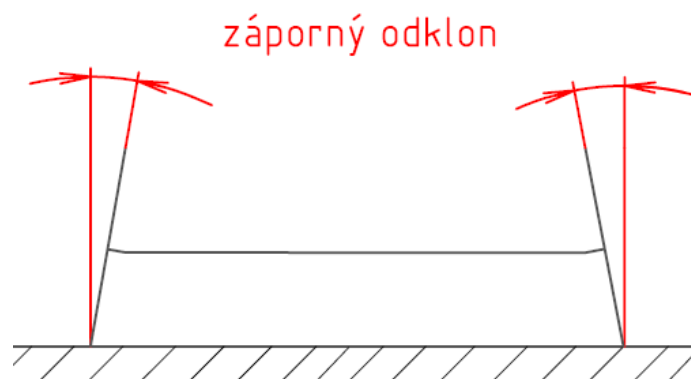
9.1.1.2. Záporný odklon kol

Záporný odklon kol uvažujeme tehdy, když se kolo naklání dovnitř vozidla.

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

U závislého zavěšení se vlivem odstředivé síly naklání karoserie na vnější stranu zatáčky, vnitřní kola se oddalují a vnější kola se přibližují ke karoserii, což způsobuje změnu úhlu odklonu. Změna odklonu vnějšího kola by měla vyrovnávat náklony karoserie, snažit se držet kolo v kolmé poloze vzhledem k vozovce, absorbovat maximální boční síly a tím umožňovat rychlejší a stabilnější projíždění zatáček. Toho je využíváno u sportovních automobilů, které mají záporný odklon již v nezátíženém stavu.

Záporný odklon zlepšuje jízdní vlastnosti, ale zvyšuje opotřebení pneumatik. Proto se využívá převážně tam, kde není životnost pneumatik důležitá (závodní a sportovní vozy) [13], [15].



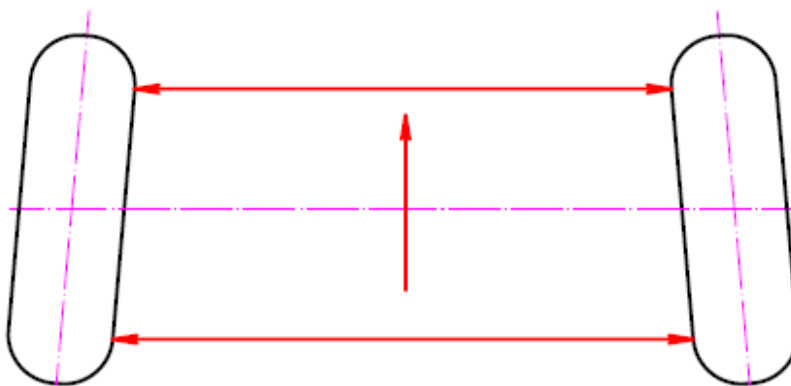
Obr. 85 Záporný odklon, zdroj [15]

9.1.2. Úhel sbíhavosti

Úhel sbíhavosti δ_0 je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Rozlišujeme dva základní případy, sbíhavá a rozbíhavá kola. Sbíhavost či rozbíhavost na přední a zadní nápravě je parametr geometrie kol, který má největší vliv na jízdní vlastnosti vozidla (přetáčivost nebo nedotáčivost během zatáčení) [13], [15].

9.1.2.1. Sbíhavost

Kolo je sbíhavé, pokud část kola je přikloněna k podélné ose vozidla.



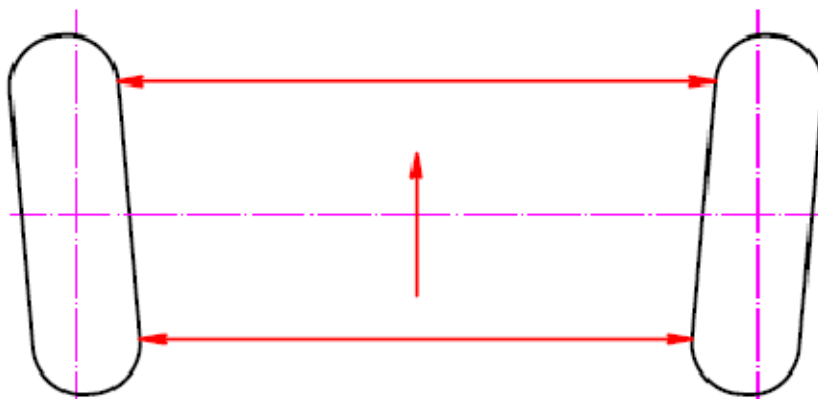
Obr. 86 Sbíhavost kol, zdroj [15]

Funkce sbíhavosti je, aby se kola při přímé jízdě odvalovala paralelně, je to velmi podobný účinek jako dává úhel směrové úchylky pneumatik (vlivem tohoto úhlu vzniknou na předních kolech malé boční síly, které se snaží natáčet kola do přímého směru). Tyto síly vyvolají momenty vzhledem k rejdovým osám, a to způsobí předpětí v mechanismu řízení. Kolo je natáčeno do rozbíhavosti vlivem valivého odporu pneumatik, poddajnosti řízení a zavěšení, proto se pro docílení přímého směru odvalování kol používá sbíhavost.

Sbíhavost částečně vyrovnává boční sílu, která vzniká při změně odklonu, když kolo zapruží. Nežádanou vlastností při velké sbíhavosti je značné opotřebení pneumatik. U osobních vozidel mívá hodnotu 0mm až 3mm (0° až 3°) [13], [15].

9.1.2.2. Rozbíhavost

Kolo je rozbíhavé, jestliže přední část kola je odkloněna k podélné ose vozidla. U vozidel s předním pohonem se snaží dopředu směřující hnací síla stlačit kola na přední straně, proto se zde jeví být výhodnější rozbíhavost. Přesto některá vozidla s poháněnou přední nápravou mají malou sbíhavost, která slouží ke stabilitě jízdy při brzdění motorem [13], [15].



Obr. 87 Rozbíhavost kol, zdroj [15]

9.2. Fáze řešení v ADAMSu:

- Sestavení modelu
 - Změření potřebných bodů v CATII a zadání jejich souřadnic do ADAMSu
 - Vytvoření geometrie ze zadaných bodů
 - Spojení jednotlivých dílů potřebnými vazbami (sférické vazby)
- Příprava měření
 - Vytvoření a umístění senzorů, pro snímání geometrie
 - Definování pohybu v požadovaném rozsahu zdvihu kol
- Měření
 - Rozpohybování modelu
 - Měření sbíhavosti a odklonu kol
 - Určení vhodných poloh pro bump steer

9.3. Měřicí senzory

- Zdvih
 - Poloha: střed kola
 - Typ: point – to - point
 - Měření pohybu středu kola vůči zemi podél osy Z
- Sbíhavost
 - Poloha: střed kola
 - Typ: orientation
 - Měření orientace středu kola vůči zemi kolem osy Z
- Odklon
 - Poloha: střed kola
 - Typ: orientation
 - Měření orientace středu kola vůči zemi kolem osy X

9.4. Pohyb soustavy těles

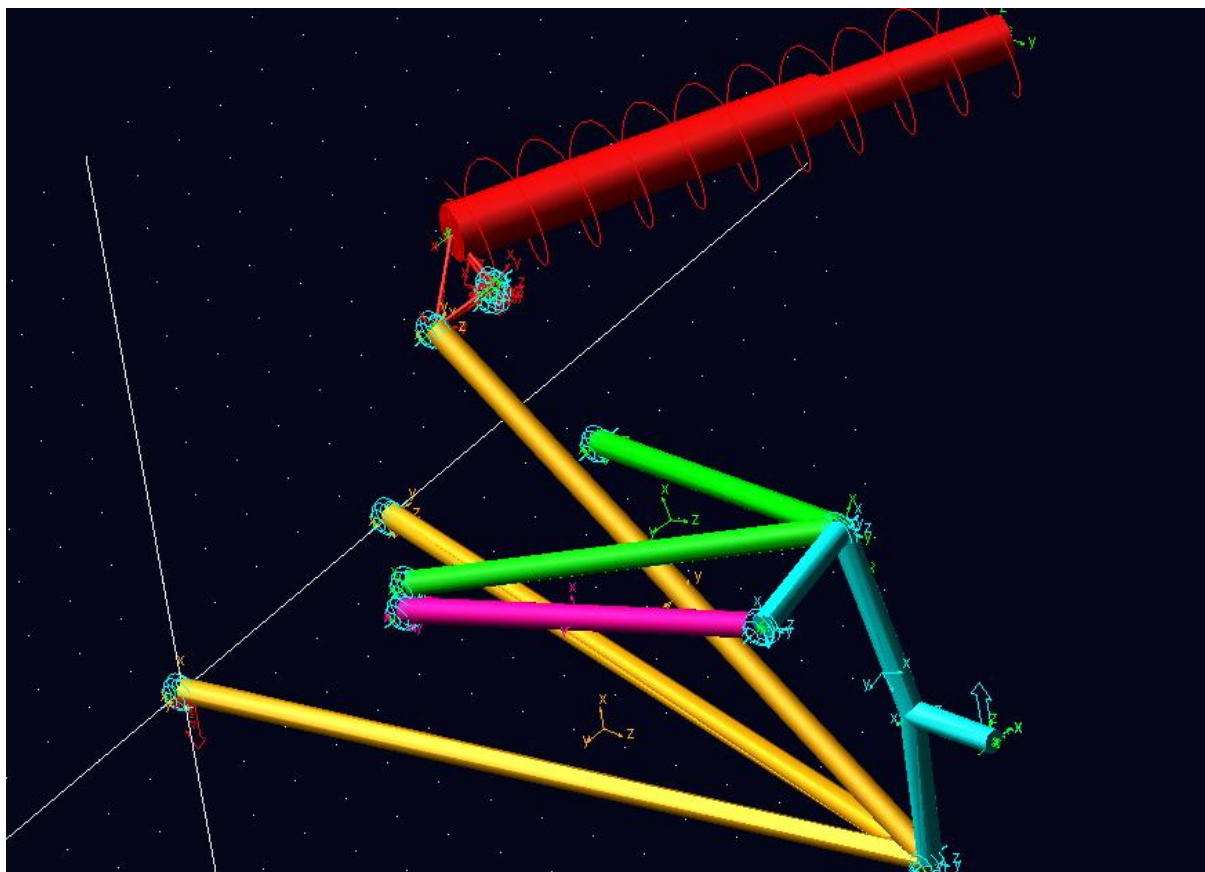
Model náprav je rozpohybován generátorem pohybu umístěním na těhlici ve středu kola. Jedná se o funkci Point Motion, která vyvolává pohyb ve směru osy Z, a tím simulují zdvih kola od -100mm do +100mm. Celkový zdvih je tedy 200mm. U sportovního automobilu pro zpevněný povrch nedochází k tak velkému vertikálnímu pohybu kola (okruhové vozy se pohybují kolem 30mm zdvihu), ale pro získání potřebných údajů větší hodnota zdvihu poskytne výraznější změnu geometrie.

Funkce Point Motion: **-100+2*time**

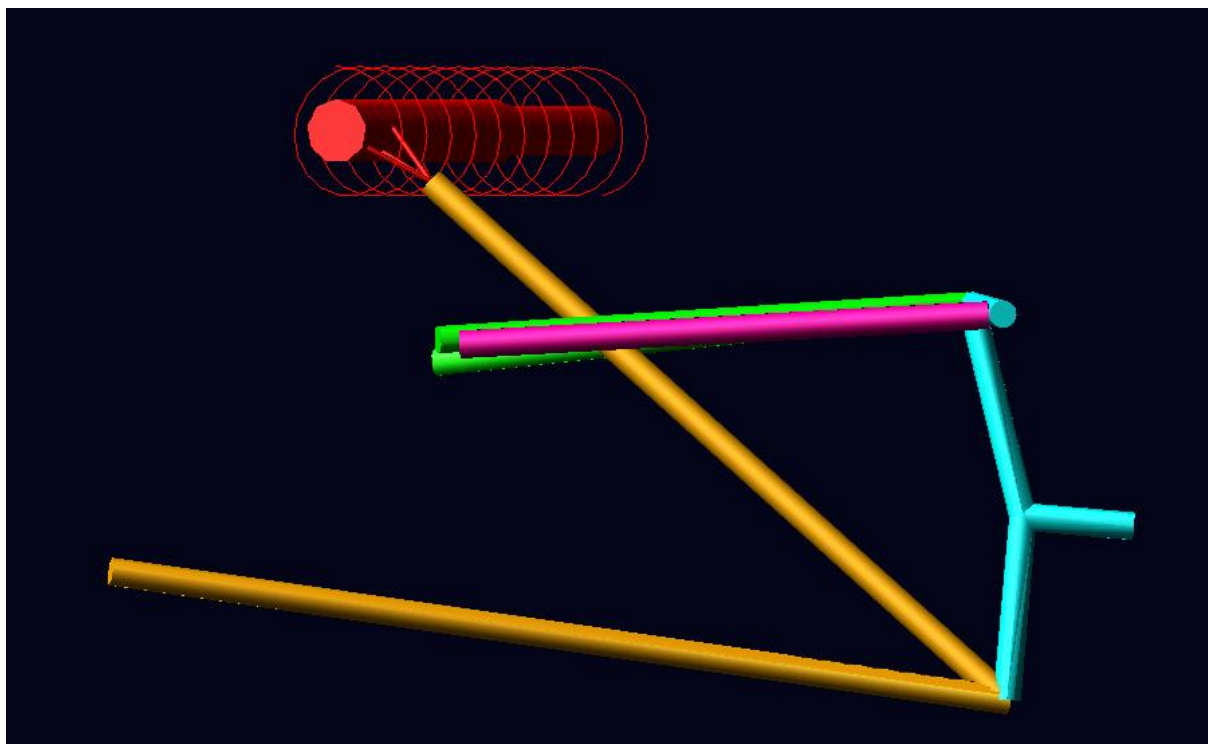
9.5. Výsledky měření

9.5.1. Přední náprava

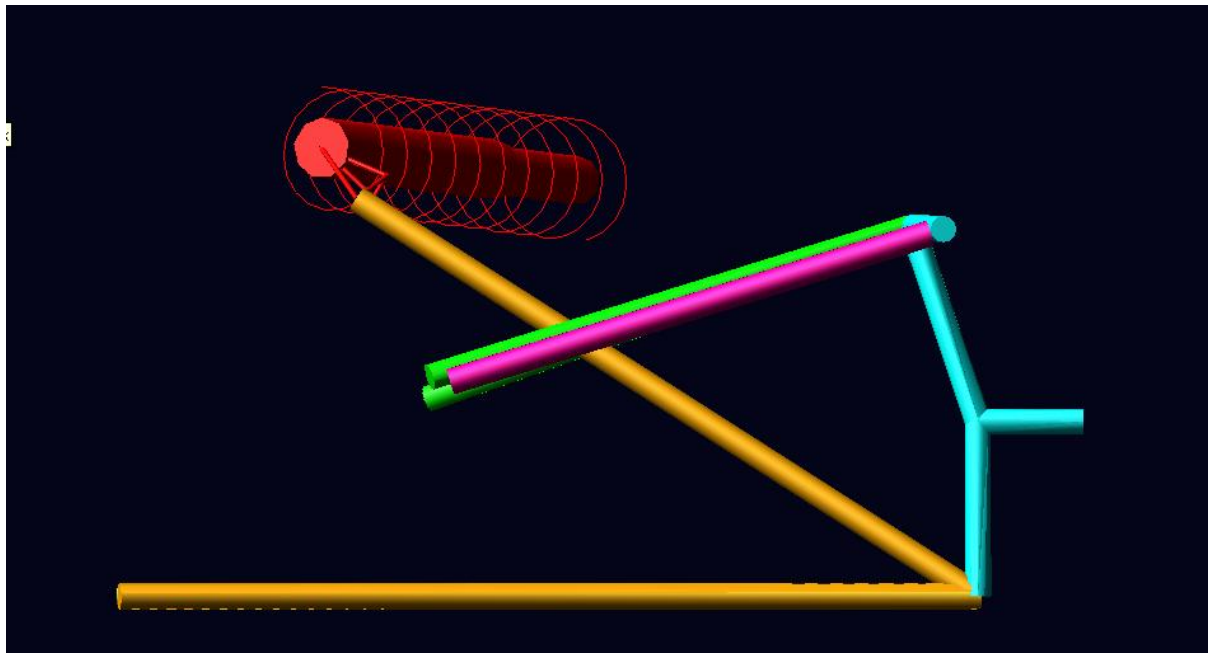
Ukázka ze simulace zdvihu přední nápravy a naměřené hodnoty odklonu a sbíhavosti graficky znázorněné v závislosti na zdvihu kola.



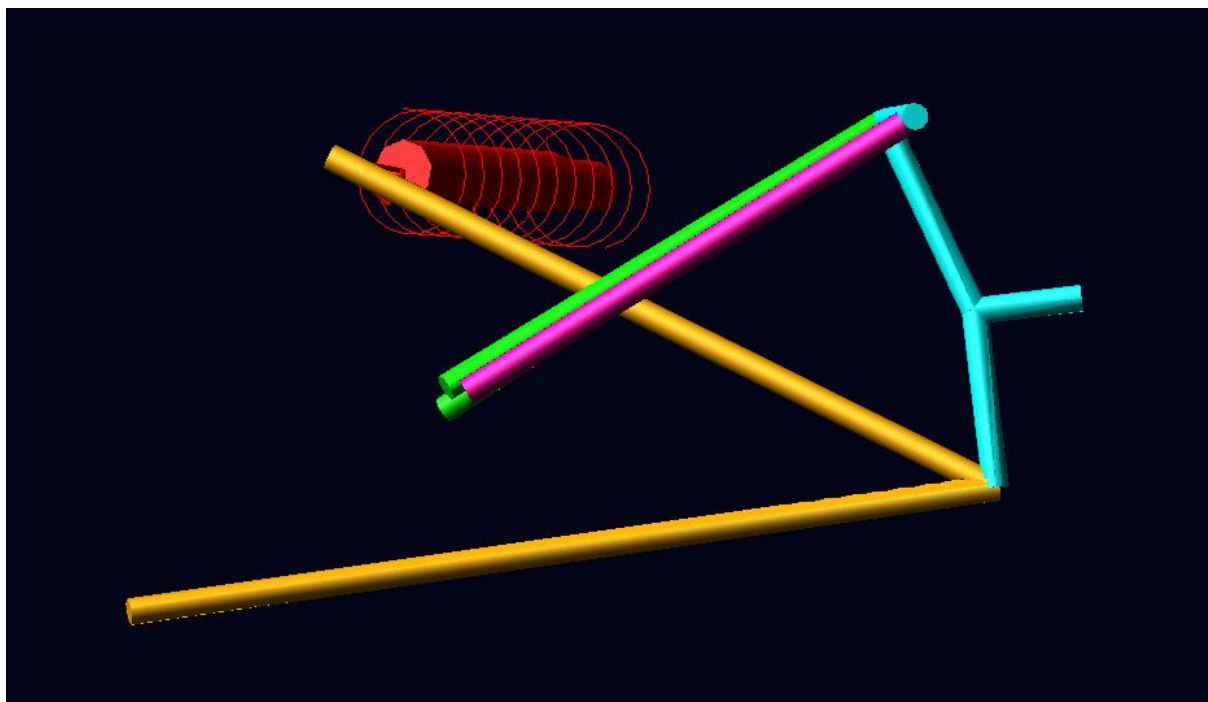
Obr. 88 Přední náprava s tyčí řízení a odpružením push – rod.



Obr. 89 Nejnižší poloha zdvihu PN (vyvěšené kolo).



Obr. 90 Polovina zdvihu PN (ustálená poloha vozu v klidu).

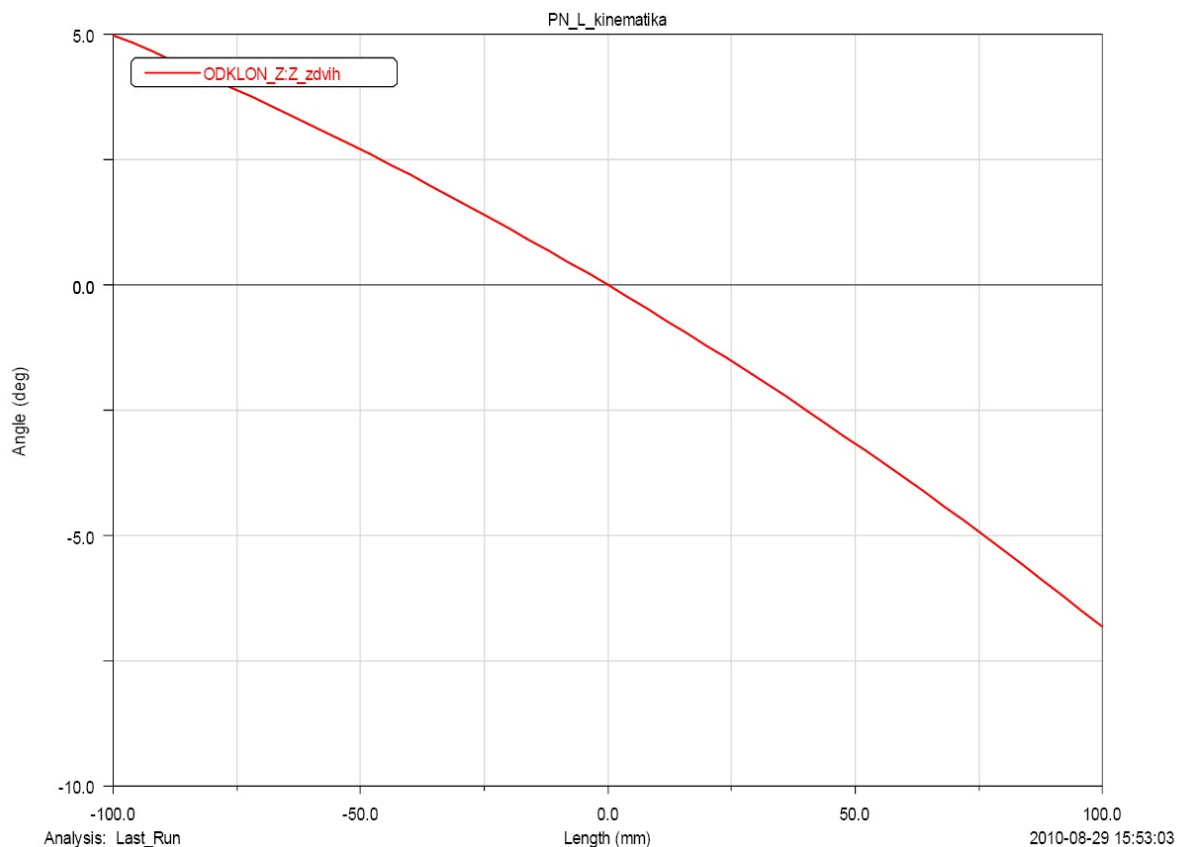


Obr. 91 Horní poloha zdvihu PN (maximální propružení).

Pro ověření kinematiky náprav u automobilu Σ_01 nebylo nutné, stanovit úhel odklonu a sbíhavosti v klidovém stavu, jiný než nulový. Pro odklon je potřeba vycházet z vlastností konkrétních pneumatik, a pro stanovení sbíhavosti závisí také na pneumatikách a na velké spoustě jiných podmětů. Proto jsou odklon i sbíhavost prvotně nastaveny s nulovým úhlem.

9.5.1.1. Odklon kol

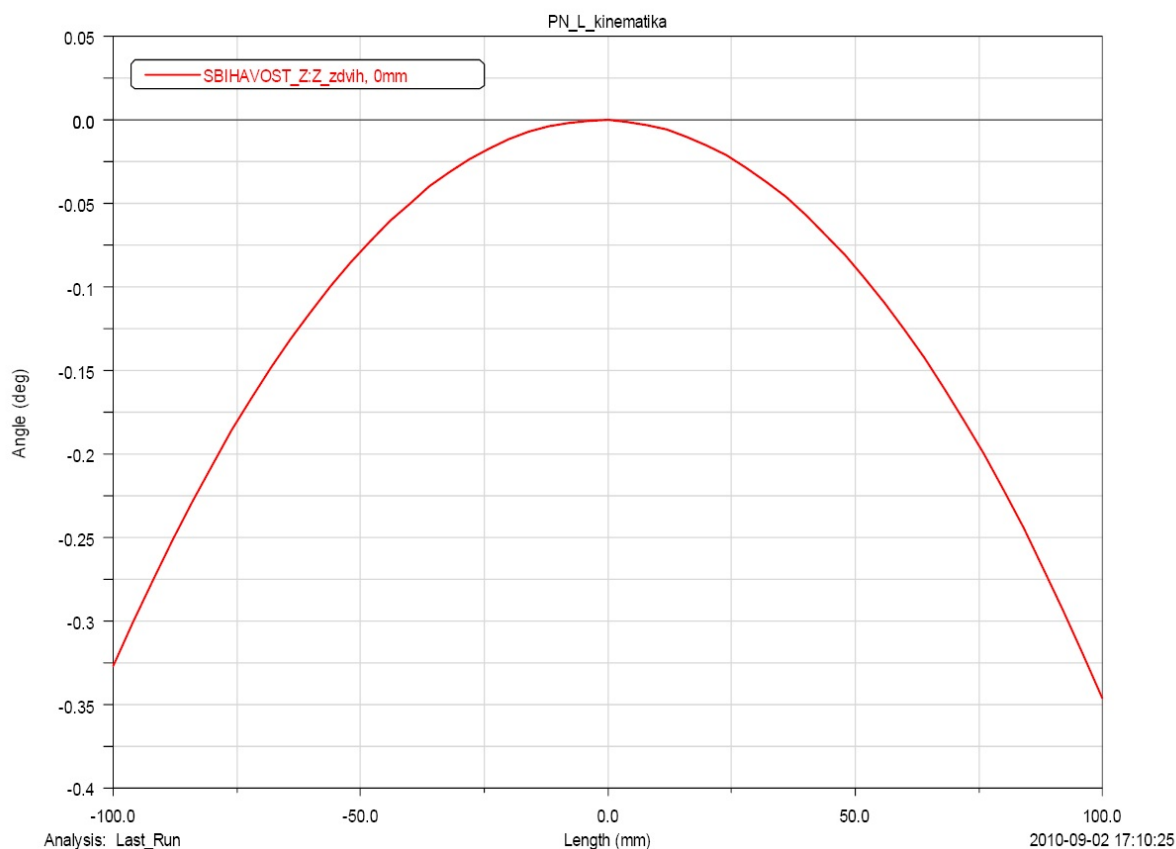
Náprava koná vhodné kinematické pohyby, pokud úhel odklonu kola nabývá záporných hodnot při propružení (zdvih 0-100mm). U lichoběžníkové nápravy, úhel odklonu lze ovlivnit délkou jednotlivých ramen a řídících tyčí.



Graf. 5 Závislost odklonu na zdvihu, přední náprava.

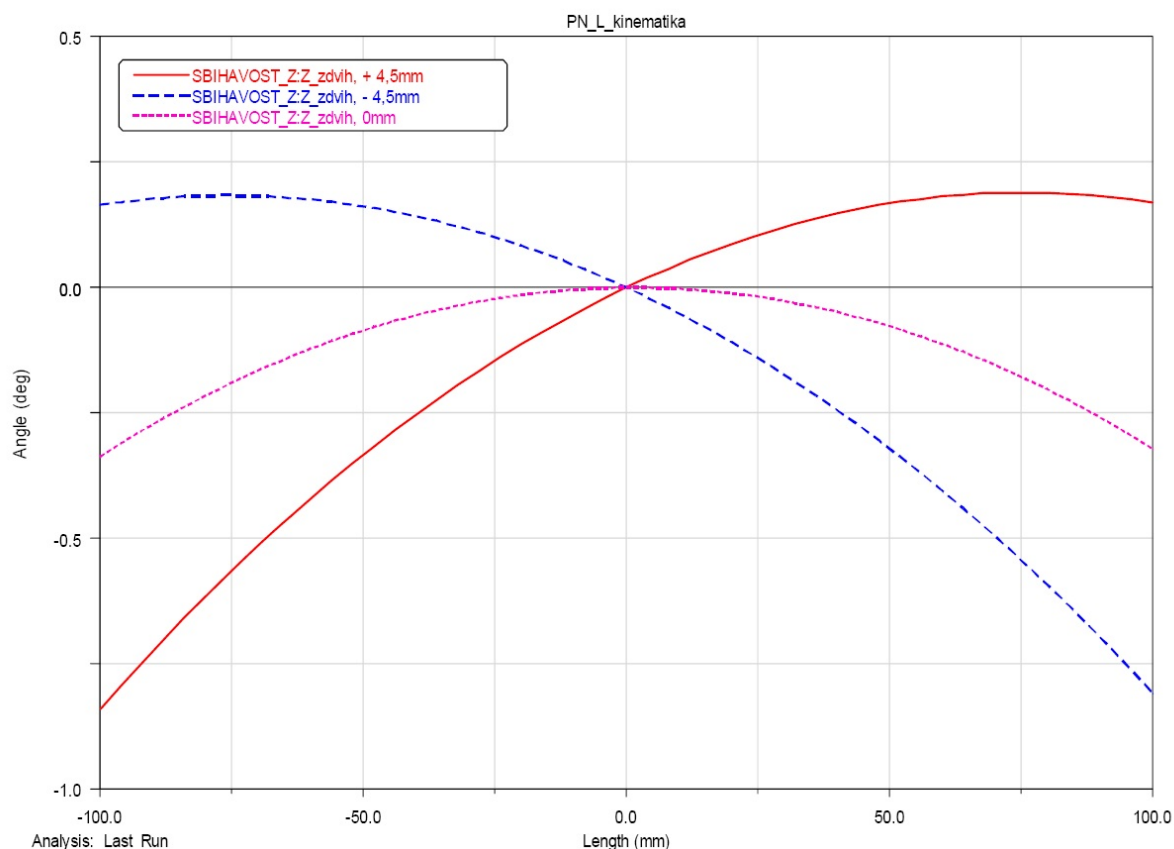
9.5.1.2. Úhel sbíhavosti

Jako ideální výchozí stav pro následující nastavení jízdních vlastností automobilu je vhodné se co nejvíce přiblížit k nulové změně sbíhavosti během celého zdvihu. Změnu sbíhavosti nejvíce ovlivňují dva body a jejich poloha ve vertikální a horizontální ose vozidla. Jedná se o konce řídicí tyče, spojovací bod mezi hřeben řízení a řídicí tyčí, druhý bod leží na druhém konci řídicí tyče spojené s těhlicí kola.



Graf. 6 Závislost výchozího stavu sbíhavosti na zdvihu kola, přední náprava.

Změna sbíhavosti na přední nápravě je naladěna na malou rozbíhavost při změně zdvihu. K největší rozbíhavosti $0^{\circ}19'$ dochází v krajních polohách zdvihu. Při samotné jízdě po zpevněném povrchu je předpokládáno vychýlení kola do 50mm zdvihu, kde nabývá rozbíhavost hodnot $0^{\circ}5'$. Hodnota sbíhavosti během propružení kola ovlivňuje tzv. Bump Steer, kdy při pohybu kola dojde ke změně sbíhavosti, a tím i charakteristiky přetáčivosti nebo nedotáčivosti vozu.



Graf. 7 Možné změny sbíhavosti během zdvihu na přední nápravě.

Pouze pomocí pohybu hřebene řízení ve vertikální ose (spojovací bod mezi koncem tyče a hřeben řízení) lze nastavit Bump Streeru a tím ovlivnit jízdní vlastnosti vozu.

SBÍHAVOT_Z:Z_ZDVIH, 0mm (ružová křivka)

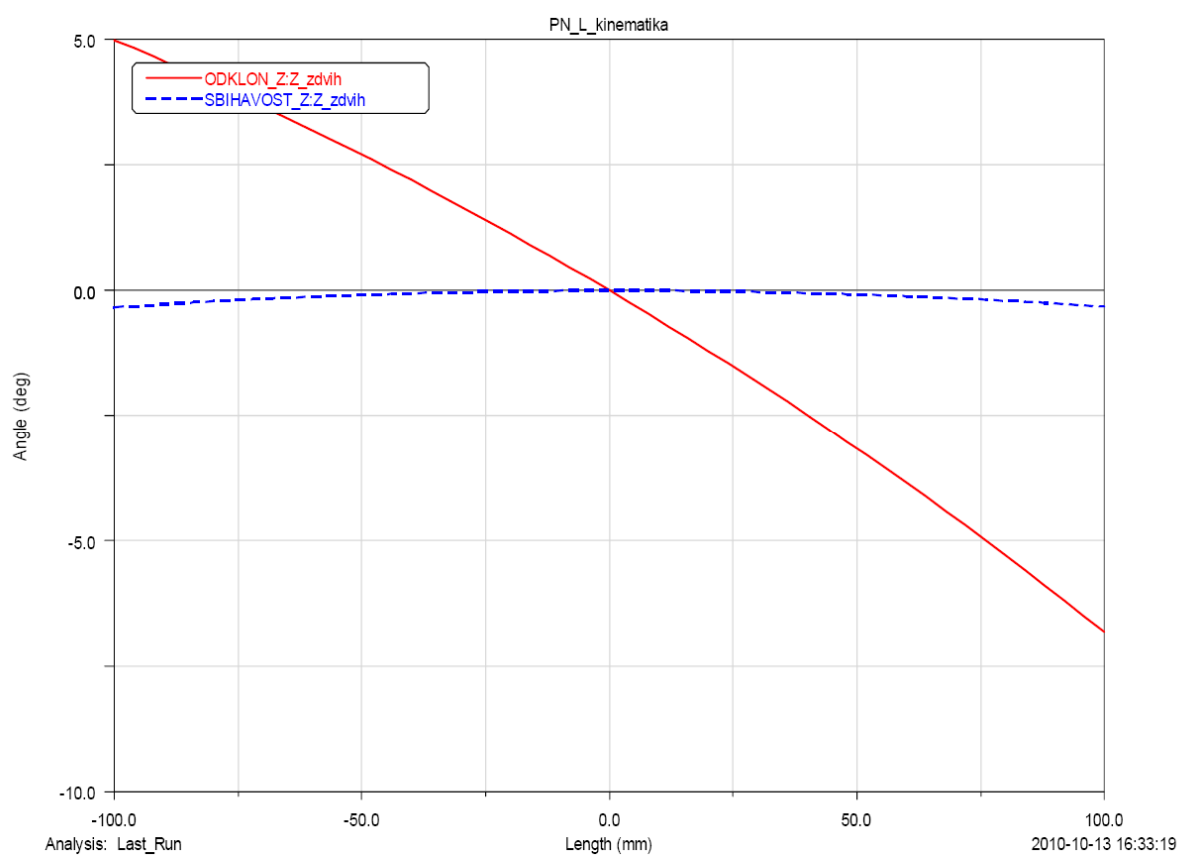
- Natavena jako výchozí poloha
- 0mm – referenční hodnota řídicího bodu, dalších charakteristiky jsou posuzovány vůči této hodnotě
- Rozbíhavost na přední nápravě u hodnot 0 – 100mm
 - Nedotáčivý charakter

SBÍHAVOT_Z:Z_ZDVIH, +4,5mm (červená křivka)

- +4,5mm – posun bodu směrem nahoru
- Sbíhavost na přední nápravě u hodnot 0 – 100mm
 - Přetáčivý charakter

SBÍHAVOT_Z:Z_ZDVIH, -4,5mm (modrá křivka)

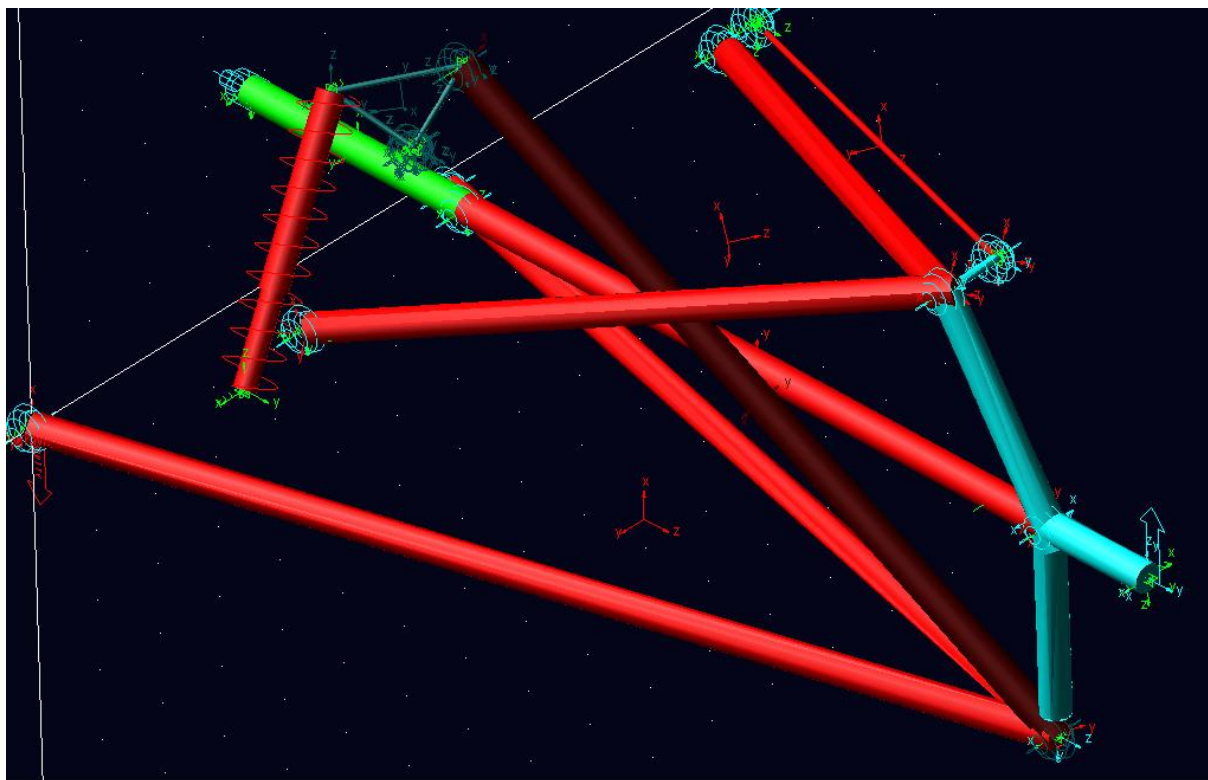
- -4,5mm – posun bodu směrem dolů
- Rozbíhavost na přední nápravě u hodnot 0 – 100mm
 - Nedotáčivý charakter (výraznější, než ve výchozím stavu)



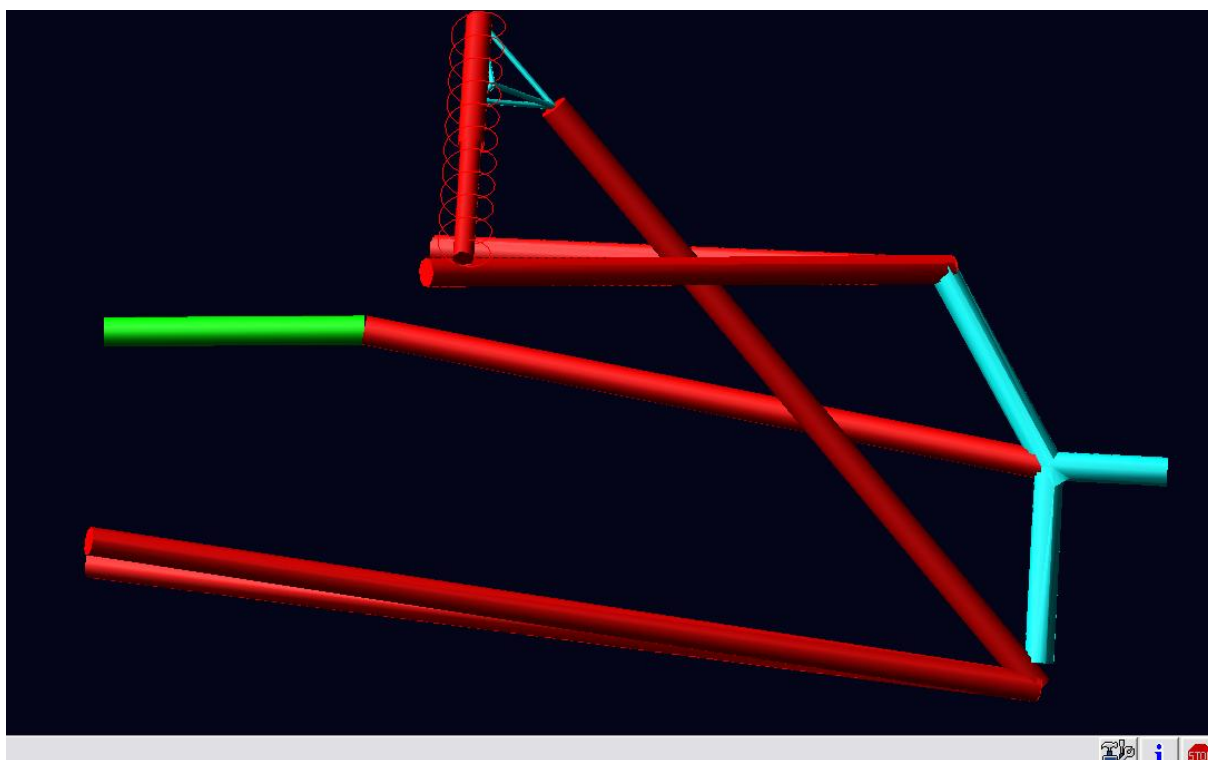
Graf. 8 Průběh výchozích stavů sbíhavosti a odklonu v závislosti zdvihu, PN.

9.5.2. Zadní náprava

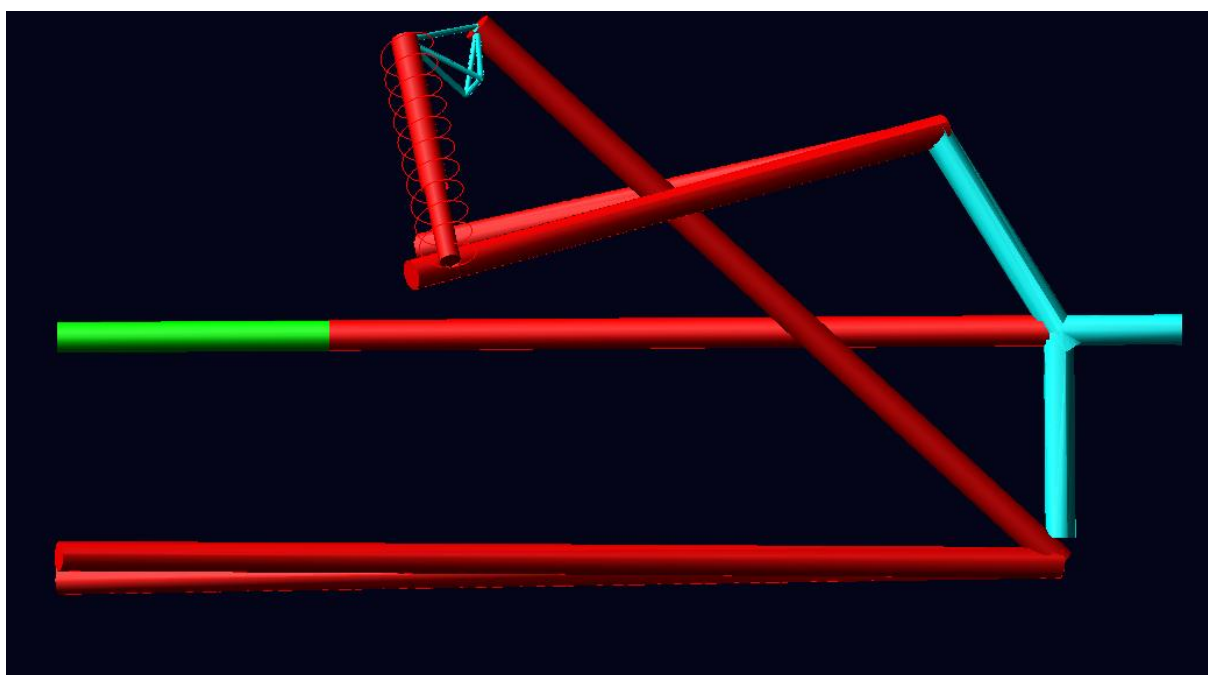
Ukázka ze simulace zdvihu zadní nápravy a naměřené hodnoty odklonu a sbíhavosti graficky znázorněné v závislosti na zdvihu kola.



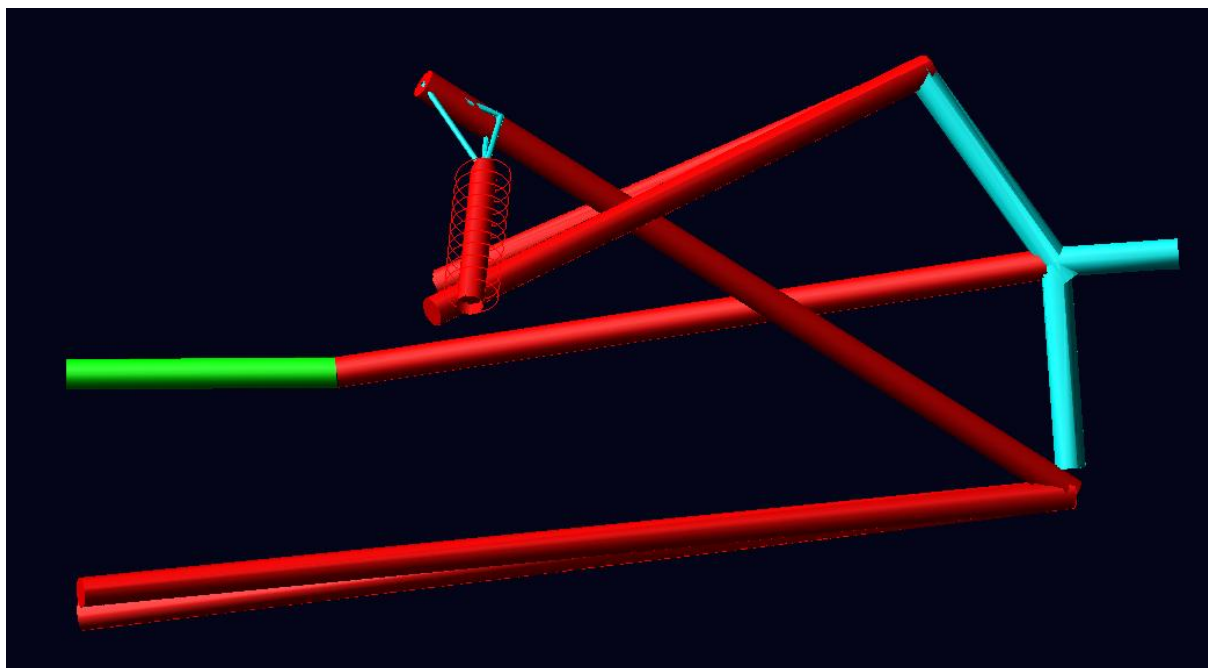
Obr. 92 Zadní náprava s poloosou, tyčí nastavující sbíhavost a odpružením push – rod.



Obr. 93 Nejnižší poloha zdvihu ZN (vyvěšené kolo).



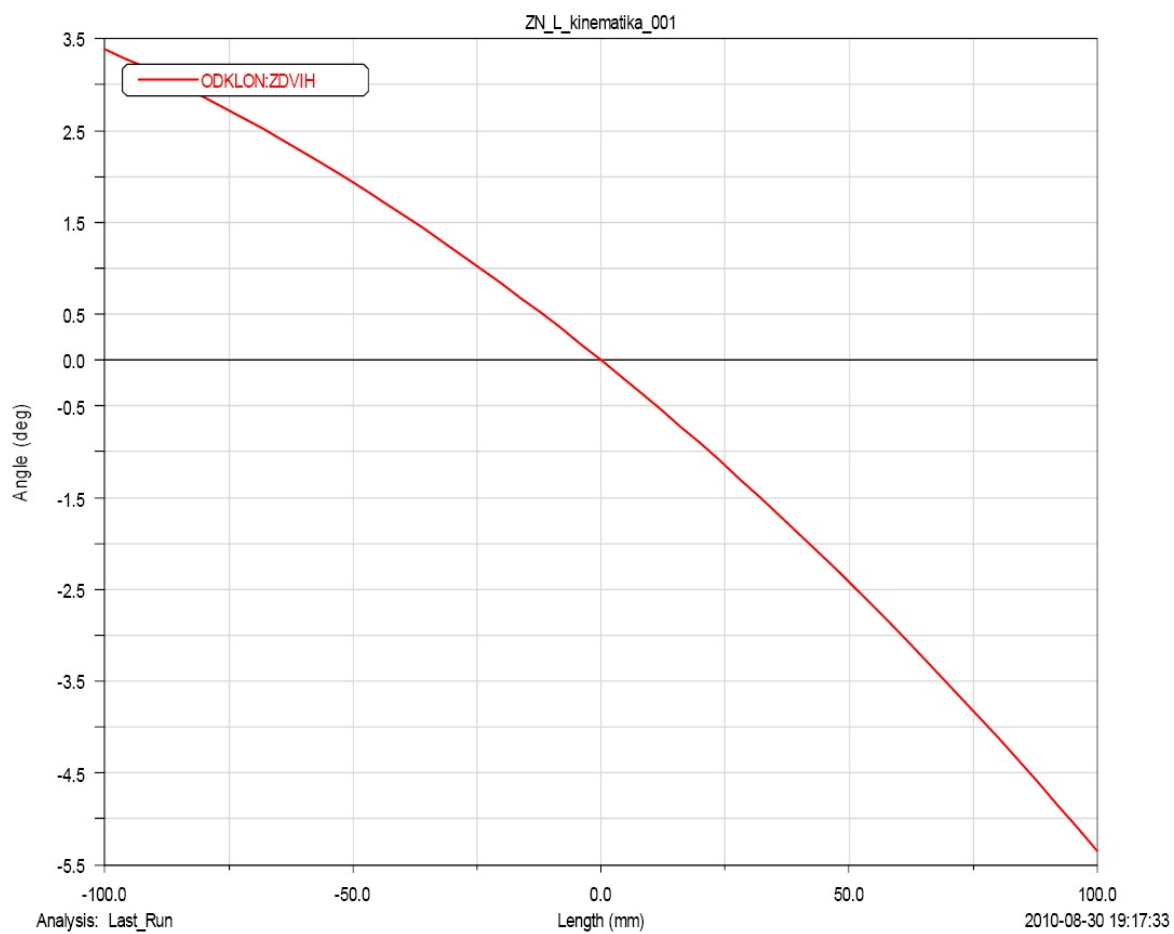
Obr. 94 Polovina zdvihu ZN (ustálená poloha vozu v klidu).



Obr. 95 Horní poloha zdvihu ZN (maximální propružení).

Stejně jako u přední nápravy byl výchozí úhel sbíhavosti a odklonu nastaven na nulové hodnoty.

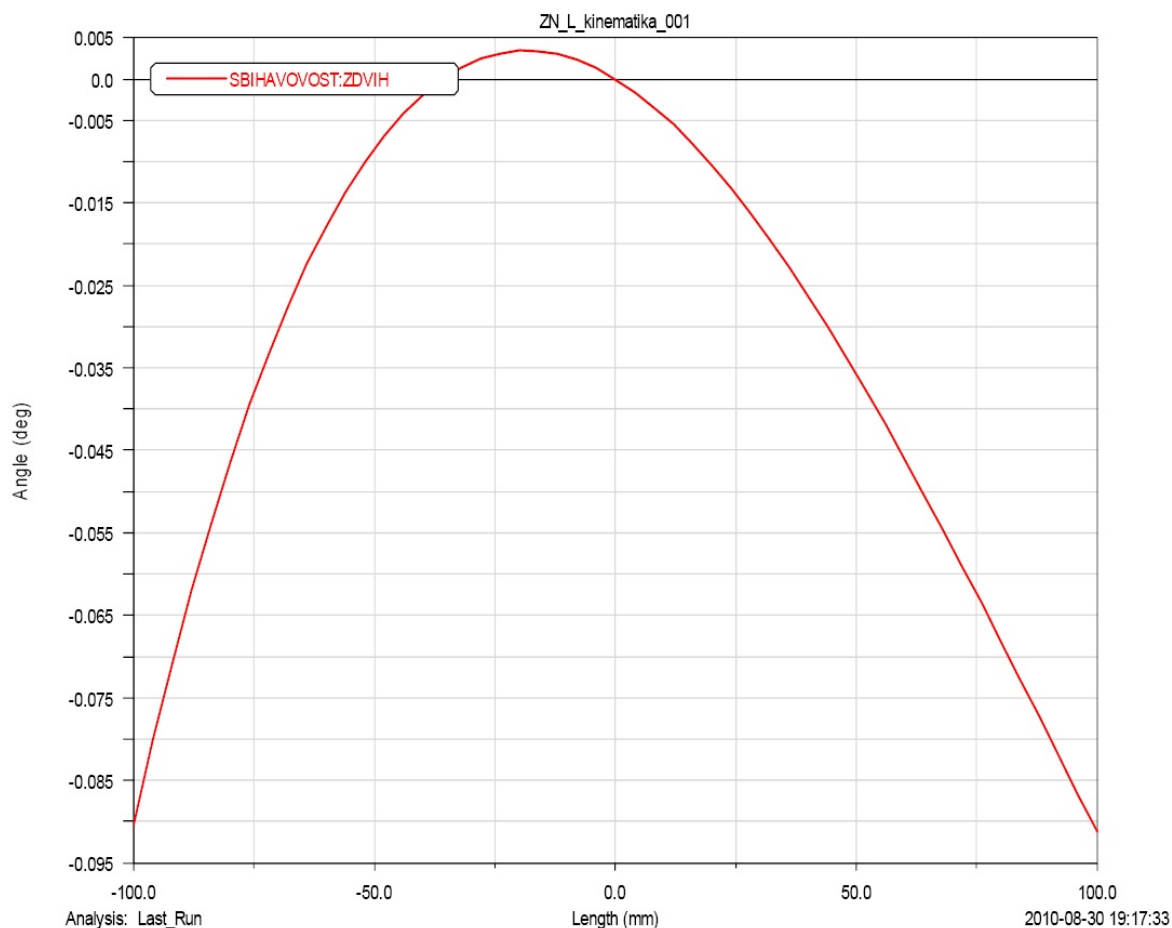
9.5.2.1. Odklon kol



Graf. 10 Závislost odklonu na zdvihu, zadní náprava.

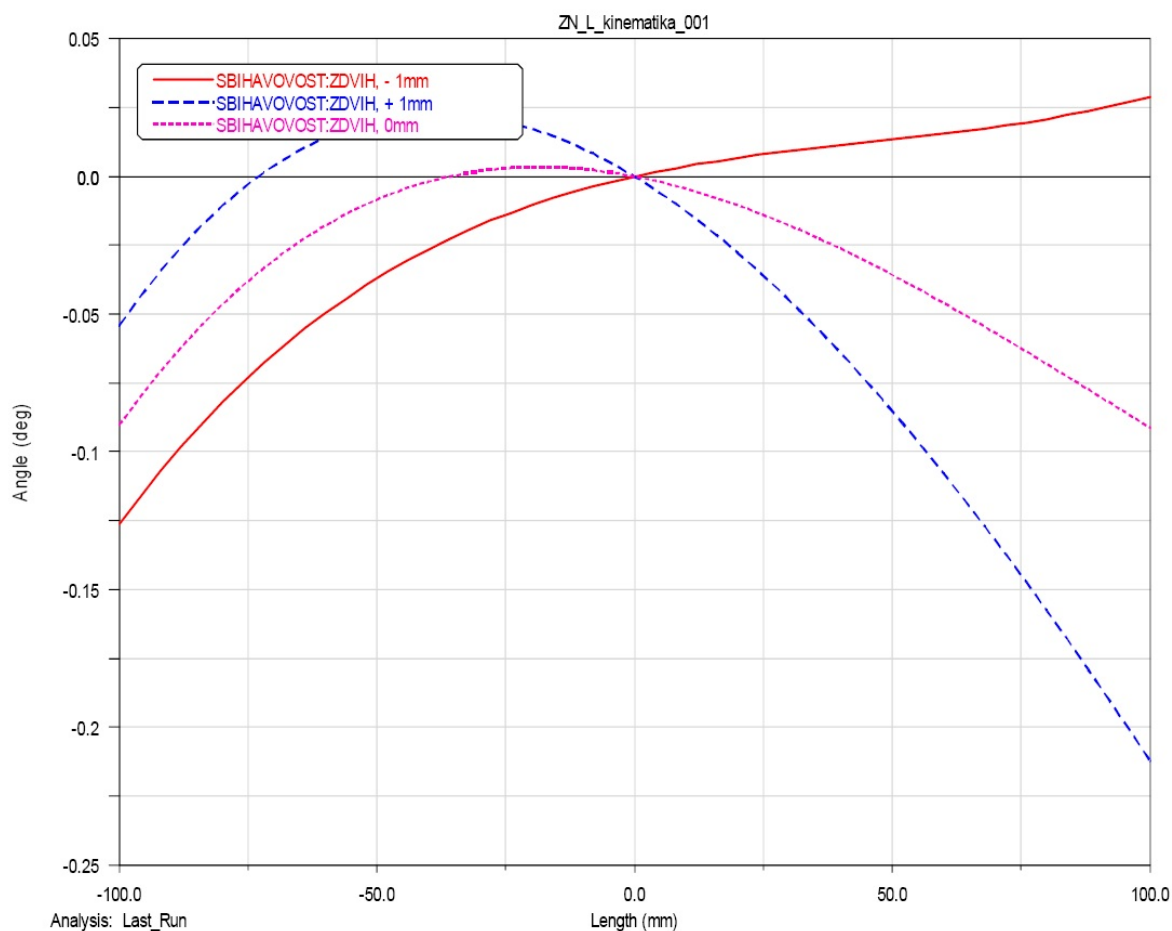
9.5.2.2. Úhel sbíhavosti

Podobně jako u přední nápravy sbíhavost při pohybu kola ve směru osy Z ovlivňuje polohou bodů tyče sbíhavosti.



Graf. 11 Závislost výchozího stavu sbíhavosti na zdvihu kola, přední náprava.

Změna sbíhavosti na zadní nápravě je naladěna na malou rozbíhavost při změně zdvihu. K největší rozbíhavosti $0^{\circ}4'$ dochází v krajních polohách zdvihu. Při samotné jízdě po zpevněném povrchu je předpokládán vychýlení kola do 50mm zdvihu, kde nabývá rozbíhavost maximálních hodnot $0^{\circ}2'$. Hodnota sbíhavosti během propnutí kola ovlivňuje tzv. Bump Steer, kdy při pohybu kola dojde ke změně sbíhavosti a tím i charakteristiky přetáčivosti nebo nedotáčivosti vozu.



Graf. 12 Možné změny sbíhavosti během zdvihu na zadní nápravě.

Pouze pomocí pohybu tyče sbíhavosti v horizontální ose.

SBIHAVOTST:ZDVIH, 0mm (růžová křivka)

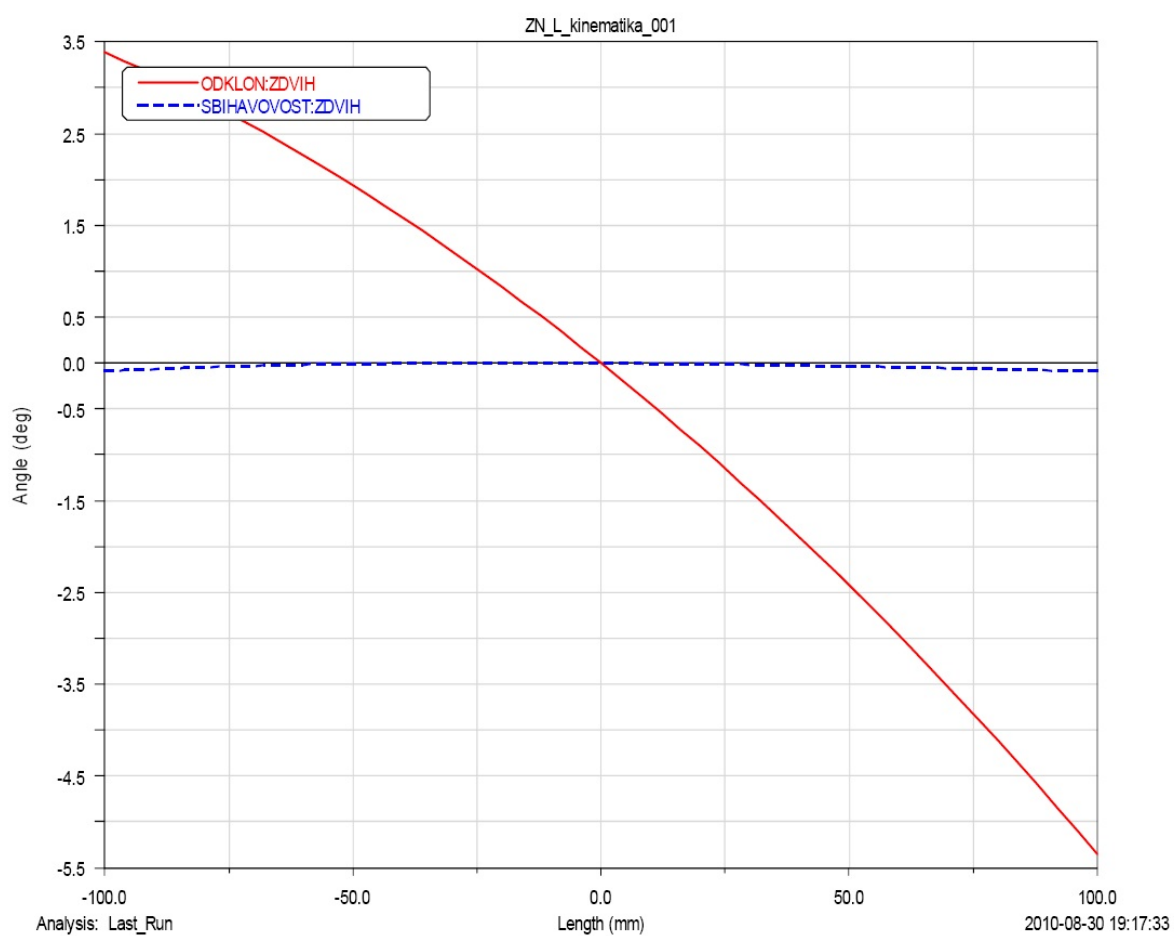
- Natavena jako výchozí poloha
- 0mm – referenční hodnota řídícího bodu, dalších charakteristiky jsou posuzovány vůči této hodnotě
- Rozbíhavost na přední nápravě u hodnot 0 – 100mm
 - Nedotáčivý charakter

SBIHAVOT:ZDVIH, +1mm (červená křivka)

- +1mm – posun budu směrem nahoru
- Sbíhavost na přední nápravě u hodnot 0 – 100mm
 - Přetáčivý charakter

SBIHAVOT:ZDVIH, -1mm (modrá křivka)

- -1mm – posun budu směrem dolů
- Rozbíhavost na přední nápravě u hodnot 0 – 100mm
 - Nedotáčivý charakter (výraznější, než ve výchozím stavu)



Graf. 13 Průběh výchozích stavů sbíhavosti a odklonu v závislosti zdvihu, ZN.

10. Závěr

Tato diplomová práce na téma Koncepční návrh sportovního dvousedadlového vozu se zaměřením na konstrukci rámu a kinematiku náprav, vznikala pod vedením Ing. Petra Porteše, Dr. a také za pomoci Ing. Pavla Ramíka.

V průběhu práce se podařilo navrhnout celkovou koncepci sportovního automobilu s dodržením stanovených konstrukčních parametrů.

Pro úspěšný návrh koncepce bylo potřeba zhotovit model lidské figuríny, pomocí které bylo možné definovat základní rozměry kabiny automobilu a celého vozu. Zvolit vhodný motor (Hayabusa) s nízkou hmotností a dostatečnými výkonovými parametry, následně zhotovit zjednodušený model motoru a umístit jej v rámu vozu tak, aby bylo dosaženo požadovaného rozložení hmotností na nápravy. Podobný postup byl také aplikován při tvorbě modelu diferenciálu (Quaife) a autobaterie. Vnější velikost modelu kol určují rozměry pneumatik (YOKOHAMA) R16 na přední nápravě a R17 na zadní nápravě. Palivová nádrž byla umístěna tak, aby byl zachován požadovaný poměr rozdělení hmotností mezi nápravy. Nezávislé lichoběžníkové zavěšení na obou nápravách se podařilo zakomponovat do příhradového rámu. Požadavek, aby docházelo k rozložení zatížení do rámu a přitom nebyla negativně ovlivněna výška těžiště vozu, byl vyřešen spojením náprav s rámem přes model odpružení typu push – rod (tlumič s pružinou, vahadlo a tyč).

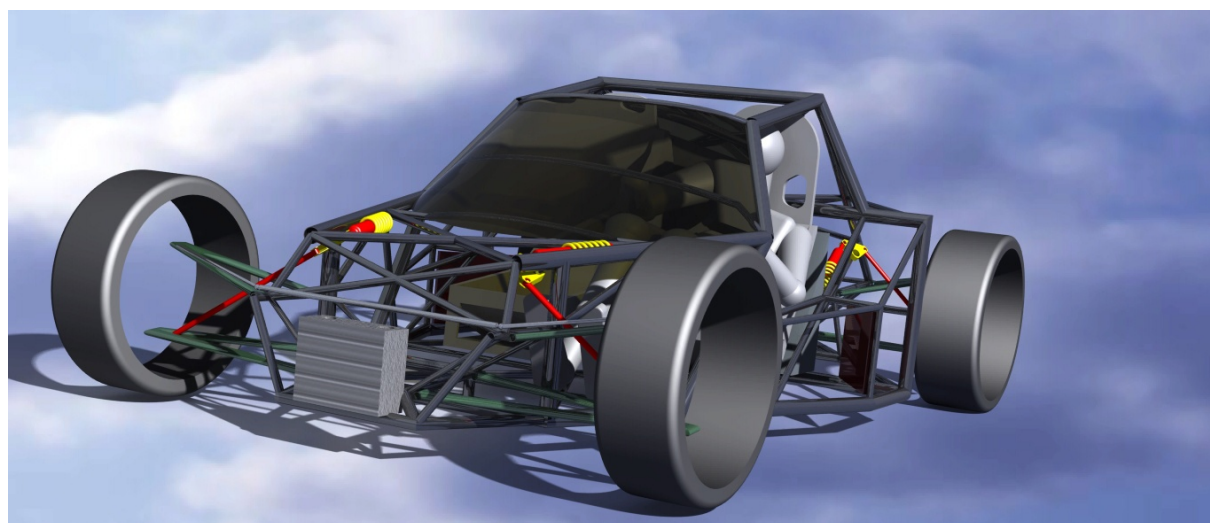
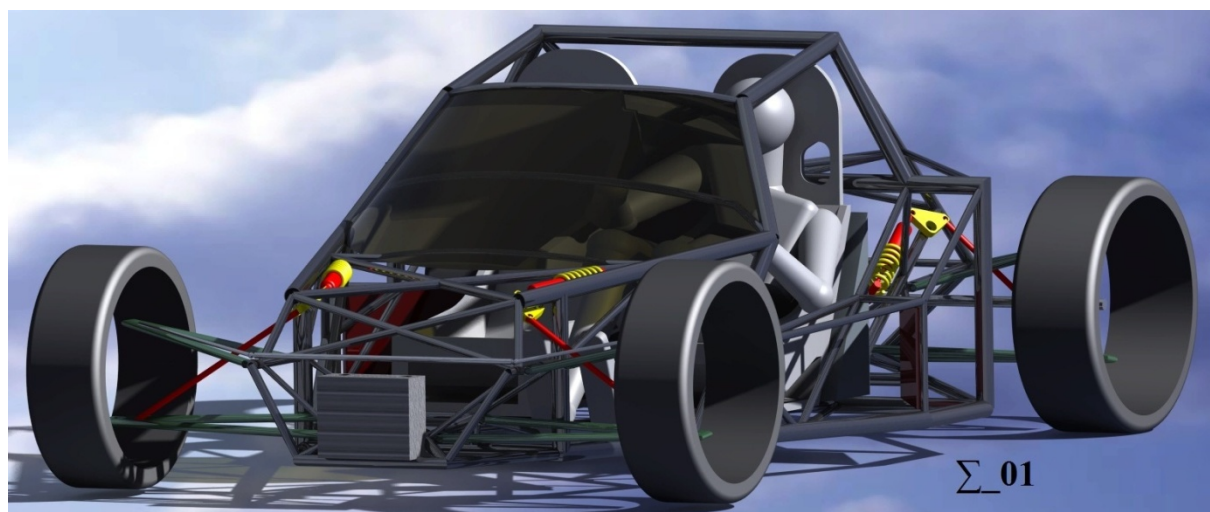
Výsledkem této práce je návrh dvoumístného sportovního automobilu, určeného pro silniční provoz. Mnou zvolené stěžejní konstrukční prvky jako jsou hmotnost vozu, poloha těžiště, rozložení hmotností na nápravy, lichoběžníkové zavěšení a moment setrvačnosti, se povedlo vyřešit v uspokojivých parametrech.

U konceptu vozu Σ_01 se povedlo udržet hmotnost i s plnou nádrží do 340kg a odhadovaná celková hmotnost po zhotovení a zabudování veškerých komponentů je do 500kg. Viz. Kap. 5.1. Výška těžiště na vozovku neobsazeného vozu 332mm, tato hodnota spadá do kategorie závodních automobilů, a tím splňuje i požadavky sportovního vozu pro silniční provoz. Viz. Kap. 5.2. Rozložení hmotností na nápravy v poměru 40/60 ve prospěch zadní nápravy bylo dosaženo hlavně díky poloze motoru a jeho poloze vůči rozvoru náprav. Viz. Kap. 5.3. Moment setrvačnosti byl minimalizován díky umístění palivové nádrže, motoru a chladičům motoru.

U rámu vozu Σ_01 zhotoveném jako všechny ostatní části také v CATII, proběhl navíc výpočet torzní tuhosti v ANSYSu. Výpočet byl proveden pro dvě varianty rámu. U varianty rám_A je upřednostněna nižší hmotnost před torzní tuhostí (56kg, 2970Nm/°), která by měla být dostatečná. U varianty rám_B je naopak upřednostněna vyšší torzní tuhostí před hmotností (72kg, 4524Nm/°), a tím je rám_B bezpečnější než rám_A. Konečné rozhodnutí o volbě rámu by záleželo na požadavcích, zda zvolit rychlejší vůz nebo bezpečnější. Viz. Kap. 8.4.1/2.

Měření změny sbíhavosti a odklonu při pohybu kola ověřila požadované kinematické vlastnosti náprav dané polohou a délkou ramen. Viz. Kap. 9.5.

Pro komplexní dořešení sportovního automobilu je nutno věnovat se ještě několika konkrétním problémům. Jsou to zejména pokračování v simulacích náprav a postupně i simulacím celého vozu, spočítání vhodného umístění bodů klonění a klopení. Navrhnout karoserii, provést výpočty i měření externí a interní aerodynamiky a provést výpočty a měření aerodynamiky motorového prostoru. Provést úpravy motoru s příslušenstvím, převodovky, diferenciálu a zkonstruovat zpětný chod. Navrhnout řešení celkové elektroinstalace. Teprve po dořešení výše uvedených problémů, by bylo možno přikročit k návrhům výrobních postupů.



Obr. 96, 97, 98 Vizualizace Σ_01

Seznam použitých zdrojů

- [1] *Server oficiálního zastoupení CATHERMAN CARS pro Českou republiku Catherman.cz* [online]. 200. Dostupné z WWW: <<http://www.catherman.cz>>.
- [2] *Oficiální server výrobce automobilů Lotus Cars.* [online]. 2010. Dostupné z WWW: <<http://www.lotuscars.com/en/lotus-range>>.
- [3] *Oficiální server výrobce automobilů Radical Sportscars.* [online]. 1997-2010. Dostupné z WWW: <<http://www.radicalsportscars.com/range/sr3-rs>>.
- [4] *Oficiální server výrobce automobilů/motocyklů KTM.* [online]. 2010. Dostupné z WWW: <<http://www.ktm-x-bow.com/Technical-Data.2020.html>>.
- [5] *Oficiální server výrobce automobilů Ariel Motor Company.* [online]. 2010..... dostupné z WWW: <<http://www.arielmotor.co.uk>>.
- [6] *BLAŽÁK, Ondřej. Motorová Vozidla, QMV-A:2_Motorová Vozidla_2_přednáškaM2A, Power Pointová prezentace.*
- [7] *STOCKMAR, Jürgen. Design of Automotive Suspension Systems: Chassis design and its influence on vehicle dynamics.* Vídeň: TU WIEN, 2010. 90s
- [8] *Oficiální server výrobce motorů HARTLEY ENTERPRISES* [online]. 2009-04-26. H2 BUSA specification. Dostupné z WWW: <<http://www.h1v8.com/h2specs.html>>
- [9] *Oficiální server výrobce příslušenství QUAIFE* [online]. 2010 Chain-drive sealed Quaife ATB Helical LSD differential. Dostupné z WWW: <<http://www.quaife.co.uk/catalogue/products/qdf7zr>>
- [10] *PORTĚŠ, Petr. Dynamika vozidel, QDY-A: Axle Loads,* 2009
- [11] *BLAŽÁK, Ondřej. Motorová Vozidla, QMV-A: 6-7_suspensionB, Power Pointová prezentace,* 2010.
- [12] *ANSYS 12.0 Documentation, HTML Online Documentation,* ANSYS Website, <http://ansys.com/education/resources.htm>, ANSYS Inc, Canonsburg, USA, 2008
- [13] *STRAKA, M. Geometrie rejdové osy osobních automobilů.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 72 s.
- [14] *KUBO, M. 3D CAD model figuríny člověka.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Svída.
- [15] *Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel.* 2.vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003. 392 s. ISBN 80-239-0026-9

Seznam použitých zkratk a symbolů

HP	koňská síla (HorsePower), výkon motoru ($1\text{HP} = 0,7457\text{kW}$)
Kg	kilogram
l	litr ($1\text{l} = 0,001\text{m}^3$)
s	sekunda
g	gravitační zrychlení ($g = 9,81\text{ m/s}^2$)
PN	přední náprava
ZN	zadní náprava
mm	milimetr
cm	centimetr
in	palce (jednotka délky $1\text{in} = 25,4\text{mm}$)
$W_f [\text{N}]$	statické zatížení přední nápravy
$W_r [\text{N}]$	statické zatížení zadní nápravy
$W [\text{N}]$	hmotnost vozidla působící v jeho těžišti
$L [\text{mm}]$	rozvor náprav
$b [\text{mm}]$	vzdálenost těžiště od přední nápravy v horizontální rovině
$c [\text{mm}]$	vzdálenost těžiště od zadní nápravy v horizontální rovině
$h [\text{mm}]$	výška těžiště nad vozovkou
CG	těžiště (centre of gravity)
FEM	metoda konečných prvků (finite element method)
MBS	multi – body systems
$E [\text{MPa}]$	modul pružnosti v tahu (tlaku)
$\mu [-]$	spířinitel příčného přetvoření (Poissonovo číslo)
$\rho [\text{kg.m}^{-3}]$	hustota
$F [\text{N}]$	síla zatěžující levé přední kolo
$A-G [\text{mm}]$	šířka rámců v místě řezu A až G
$U_{xA-G} [\text{mm}]$	deformační posuv rámců ve směru osy x v místech A až G
$U_{zA-G} [\text{mm}]$	deformační posuv rámců ve směru osy z v místech A až G
$U_{xi} [\text{mm}]$	deformační posuv nodu i ve směru osy x rámců
$U_{zi} [\text{mm}]$	deformační posuv nodu i ve směru osy z rámců
$\alpha_{A-G} [^\circ]$	úhel natočení rámců v místě A až G
$M [\text{Nm}]$	moment zatěžující přední nápravu v místě uchycení levého kola
$C_{RP} [\text{Nm}/^\circ]$	torzní tuhost celého rámu (mezi nápravami)
$C_{B-C} [\text{Nm}/^\circ]$	torzní tuhost rámu v úseku B-C
$C_{D-E} [\text{Nm}/^\circ]$	torzní tuhost rámu v úseku E-G
$C_{F-G} [\text{Nm}/^\circ]$	torzní tuhost rámu v úseku F-G