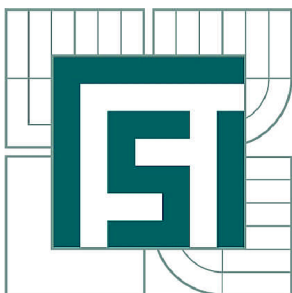


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH DÁLNIČNÍHO OSOBNÍHO VOZIDLA NA ELEKTRICKÝ POHON

DESIGN STUDY OF HIGHWAY ELECTRICAL PASSENGER CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. KAREL PŘIKRYL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Karel Příkryl

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:

Návrh dálničního osobního vozidla na elektrický pohon

v anglickém jazyce:

Design Study of Highway Electrical Passenger Car

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte koncepční návrh dálničního osobního vozidla na elektrický pohon.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte volbu koncepce a uspořádání pohonné jednotky navrhovaného vozidla.
2. Vytvořte konstrukční návrh základního konstrukčního rámu.
3. Vytvořte výpočtový model pro výpočet torzní tuhosti navrženého rámu pomocí FEM simulací.
4. Zhodnoťte získané výsledky a v případě potřeby navrhněte další úpravy vedoucí ke zlepšení konstrukce.

Seznam odborné literatury:

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992.
- [2] Vlk, F: Stavba motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, Brno 2006
- [3] KRATOCHVIL, C., ONDRÁČEK, E. Mechanika těles - Počítače a MKP. Vysoké učení technické v Brně, 1987.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 26.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem koncepce automobilu na elektrický pohon. Nejdříve byla řešena dynamika vozidla v programu MathCad. Ze získaných výsledků byly vybrány komponenty. Následně proběhl návrh koncepce uspořádání a návrh hlavních rozměrů vozidla. Rám byl vytvořen v programu ProEngineer a následně importován do programu ANSYS. V programu ANSYS proběhla simulace torzní tuhosti pomocí MKP.

KLÍČOVÁ SLOVA

Dálniční vozidlo, elektromobil, elektromotor, dynamika vozidla, torzní tuhost, MKP

ABSTRACT

This thesis deals with design concept of the electric car. At first, vehicle dynamics was solved in program MathCad. The components were selected from the obtained results. This was followed by a proposal layout design and vehicles main dimensions design. The frame was created in program ProEngineer, and then imported into ANSYS. Simulation of torsional rigidity was made in ANSYS by FEM.

KEYWORDS

Highway vehicle, electric car, electric motor, vehicle dynamics, torsional stiffness, FEM



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PŘIKRYL, K. Návrh dálničního osobního vozidla na elektrický pohon. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 79 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2011

.....

Karel Příkryl



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Davidu Svídovi, který mě vždy dokázal nasměrovat tím správným směrem a poskytnout mi cenné rady a odborný úsudek. Rád bych také poděkoval svému otci Ing. Bedřichu Přikrylovi, který mě vždy správně motivoval a poskytl mi drahocenné rady nejen při psaní této diplomové práce. Rád bych poděkoval i svému spolubydlícímu Bc. Jakubovi Horníkovi za trpělivost a odborné rady při řešení návrhu elektronických součástí. Návrh Elektronických součástí by se neobešel bez schválení doc. Ing. Pavla Vorla, Ph.D..

Děkuji...



OBSAH

Úvod	10
1 Elektromobily	11
1.1 Historie.....	11
1.2 Současnost a vývoj.....	12
2 Parametry vozidla	15
2.1 Aerodynamika.....	15
2.2 Bezpečnost	15
2.3 Dynamika vozu	16
2.3.1 Odpor valení	18
2.3.2 Odpor vzduchu	19
2.3.3 Odpor stoupání	20
2.3.4 Celkový odpor a potřebný výkon	20
2.3.5 Volba převodového poměru	23
2.3.6 Potřebná energie baterií	26
2.3.7 Zrychlení vozidla	27
2.4 Hlavní rozměry vozidla	30
2.4.1 Rozvor náprav	30
2.4.2 Rozchod kol	30
3 Volba komponent	32
3.1 Elektromotor	32
3.2 Baterie.....	34
3.3 Sekundární elektronické části stroje	35
3.3.1 Invertor	35
3.3.2 Konvertor.....	36
3.3.3 BMS (battery management system)	37
3.3.4 Nabíječka.....	37
3.4 Blokové schéma	38
3.5 Mechanické části stroje.....	38
3.5.1 Převodovka	38
4 Uspořádání.....	39
4.1 Požadavky	39
4.2 Návrh uložení hlavních komponent.....	39
4.3 Návrh uložení baterií	43
5 Volba materiálu	45
6 ProEngineer (Rám).....	46



6.1	Drátový model	46
6.2	3D model.....	47
7	ANSYS	49
7.1	Postup řešení v programu ANSYS	49
7.2	Import.....	49
7.3	Preprocessor.....	49
7.3.1	Element Type.....	50
7.3.2	Real constants	51
7.3.3	Material Props.	51
7.3.4	Section	52
7.4	Solution.....	52
7.4.1	Define loads	52
7.5	General postprocessor	53
7.5.1	Plot results	53
7.5.2	List Results	56
8	Vyhodnocení výsledků	58
8.1	Torzní tuhost	58
8.1.1	Hlavní torzní tuhost v řezu A (přední náprava).....	58
8.1.2	Torzní tuhost v jednotlivých částech rámu.....	60
8.2	Zatížení ohybem	65
8.3	Hmotnost.....	68
8.3.1	Hmotnost rámu	68
8.3.2	Hmotnost komponent	68
8.3.3	Celková hmotnost navrhovaných částí	69
8.4	Vozidlo ACeC.....	69
	Závěr.....	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů	76
	Seznam příloh.....	79



ÚVOD

Stejně jako příroda zažívá evoluci i člověk a prostředí kolem něj se neustále mění. Časy kdy Laurin a Klement brázdili se svými motocykly a velocipédy rychlostní tratě celé Evropy, jsou naší zlatou historií. Dny kdy sjel první vůz z automobilek Tatra nebo Škoda budou hrát hrdostí i naše generace. Avšak nové tisíciletí už překročilo svůj práh a spolu s ním i technické možnosti dnešní doby. Projekty, které dostaly červenou ať už z finančních, technických nebo komerčních důvodů, mají dnes zelenou a některé už jsou dokonce i na světě. Reč je o pokroku a vývoji v automobilovém průmyslu.

Automobily byly, jsou a nemalou dobu i budou součástí našeho života. Ať už je využíváme jako osobní dopravní prostředek, pro převoz materiálu nebo jako závodní vozy, vždy je budeme vnímat jako věc, bez které už se naše lidstvo jen těžko obejde.

V každodenním životě se snažíme být lepší než druzí a vydat ze sebe ten nejlepší výkon. A přesně tak se v poslední době snaží nejen ty největší, ale taky menší a mladší automobilky dát ze sebe to nejlepší, respektive do jejich aut. První impuls, který dosáhl úspěchu nejen v technické sféře, ale také v komerční se dá považovat automobil Toyota Prius. První hybridní vůz na světě, který se dokázal poprat nejen s technickými problémy, kterých bylo nemalé množství, ale taky s cenou vozu a dostupností pro celý svět. První metr ujetý na elektrický pohon spojený s benzinovým agregátem byl obrovský skok pro automobilový vývoj a směr, kterým se bude ubírat další desetiletí.

I přes ekonomickou krizi, která se dotkla hlavně automobilového průmyslu, se i ostatní automobilky snaží dohnat náskok Toyoty a přicházejí na trh s různými koncepcemi hybridních automobilů. Ať už se jedná o společnost Honda, Lexus, Opel nebo BMW, všechny mají společný cíl, držet krok s konkurencí a zachovat co nejvyšší výkon při co nejnižších emisních limitech a spotřebě paliva. A právě tyto poslední dvě myšlenky tedy spotřeba paliva a únik škodlivého CO₂ do ovzduší ženou dopředu další bláznivý nápad v automobilovém průmyslu: Elektromobil.

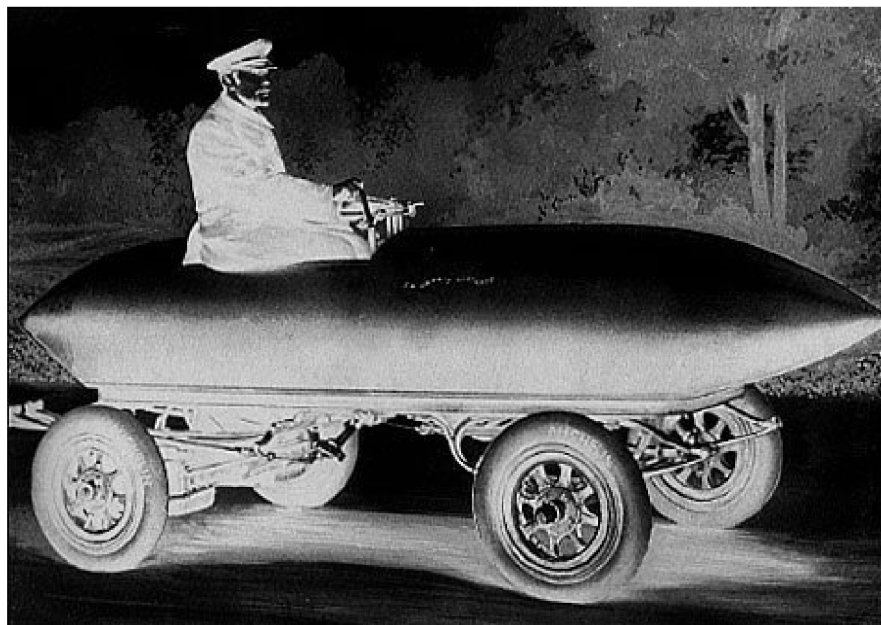
Ač se to může zdát jako odstavec z Vernova románu, právě v roce 2010 se stáváme svědky evoluce v automobilovém průmyslu. Evoluce ve formě Elektrického automobilu. Elektromobil byl doposud spíše hračkou na golfových polích, pomocníkem ve skladech nebo jako malé městské vozítko s krátkým dojezdem. Nejen vybrané automobilky (Tesla Motors, Fisker, Venturi, Lightning) ale i já se pokusím změnit tuto pozici elektrických automobilů a navrhnout koncept elektromobilu který na dnešním trhu nemá zastoupení, elektromobil který zaplňuje díru v pohodlných, sportovních a hlavně dálničních automobilech na elektrický pohon.

Při vývoji tohoto elektromobilu se budu snažit přiblížit jízdám vlastnostem automobilu se spalovacím motorem. Přiblížit tak aby jezdec uvnitř vozu téměř nepoznal rozdíl a užíval si dynamiku a výhody elektrického motoru. Navrhovaný Elektromobil budeme nazývat technickým názvem ACeC (Alternate Current electric Car)



1 ELEKTROMOBILY

1.1 HISTORIE



Obr. 1 Elektromobil Jamais Contente [7]

První zmínka o elektromobilu se objevuje již v roce 1835. Stavbu tohoto elektromobilu mají na svědomí holandský profesor Sibrandus Stratingh a jeho asistent Christopher Becker. Je nutno poznamenat, že v té době ještě nejezdil žádný automobil se spalovacím motorem.

Hlavní historickou událostí je překročení rychlosti 100km/h pomocí osobního automobilu. Toho bylo docíleno elektromobilem sestaveným Belgičanem Camille Jenatzy 29. dubna 1899. Díky svému elektromobilu ve tvaru doutníku (Jamais Contente viz Obr. 1) dosáhl rychlosti $105,8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

V roce 1900 jezdilo v Americe více elektromobilů než automobilů se spalovacím motorem. Tento rok bylo vyrobeno o třetinu více elektromobilů než automobilů. Vývoj a prodej elektromobilů se zastavil nejen díky jejich omezenému dojezdu a dlouhému nabíjení, ale hlavně díky masové produkci Fordova automobilu se spalovacím motorem, Modelu T. Ten si v roce 1908 získal velkou popularitu díky jeho ceně a spolehlivosti.

Mezi významné průkopníky ve výrobě elektromobilů se zapsal i František Křížík již v roce 1895. Jeho první elektromobil byl poháněn motorem o výkonu 3,7kW a napájení obstarávalo 42 článků baterií. Dalším milníkem v tomto světě je elektromobil EMA 1 Obr. 2 z roku 1969 (1970). Prototyp tohoto elektromobilu byl postaven ve VÚES Brno (Výzkumný ústav elektrických strojů). Jednalo se o třídveřový dvoumístný elektromobil. Pohon zadních kol zajišťovaly dva elektromotory, pro každé kolo jeden, o celkovém výkonu 4kW. Zdrojem elektrické energie byly olověné akumulátory o kapacitě 88Ah a 96V. Maximální rychlost dosahovala 50km/h a dojezd se pohyboval okolo 30-50km.



Obr. 2 EMA 1 (technické muzeum Brno) [8]

1.2 SOUČASNOST A VÝVOJ

K vývoji elektromobilu nesporně přispěly i velké automobilky. Nejvíce k rozvoji přispěla automobilka Citroen. Začala s výrobou nákladního vozu TUB. Poté co se automobilka Citroen spojila s další francouzskou firmou na výrobu automobilů Peugeot (dále jen PSA), začal vývoj a následný prodej dvou elektrických automobilů C15 Electricque a C25 Electricque. Vývoj nepřestal a společně s modelem AX bylo vyrobeno přes 5000 nových elektrických vozů. V roce 1995 byla spuštěna největší výroba elektromobilů všech dob. Ostatní automobilky v té době nepřesáhly výrobou 100 kusů. Vývoj elektrických automobilů se ve společnosti PSA zastavil v roce 2000.

Vývoj a následný prodej elektromobilů u ostatních evropských automobilek stagnoval na hranici několika desítek kusů ročně, nebo se výroby elektromobilů vůbec nezúčastnily. Ve spojených státech se však vývoj od roku 1990 hnal značně kupředu. Důvodem bylo spuštění Kalifornského projektu na výrobu elektromobilu „Zero Emissions vehicle“. Cílem tohoto programu bylo dostat na trh alespoň 2% automobilů z celkového počtu automobilů a to do roku 1998. Do roku 2003 dokonce 10%. Tento program byl závazný pro všechny velké americké automobilky (GM, Ford, Chrysler).

Jako pilotní vozidlo v tomto projektu bylo sportovní dvoumístné kupé od společnosti General Motors. Prototyp byl představen v roce 1993 a nesl název IMPACT. V roce 1996 začala sériová výroba ve městě Lansing. Elektromobil z této továrny vyjížděl pod názvem GM EV1. Zatímco japonské automobilky Honda a Toyota, které se také zapojily do projektu, u svých



automobilů (HONDA EV Plus a Toyota RAV4EV) použily sériové karoserie a pouze vytvořily zástavbu na elektromotor a baterie, GM a jeho EV1 využily zcela novou koncepci rámu postaveného ze směsi plastů, skla a hliníku.



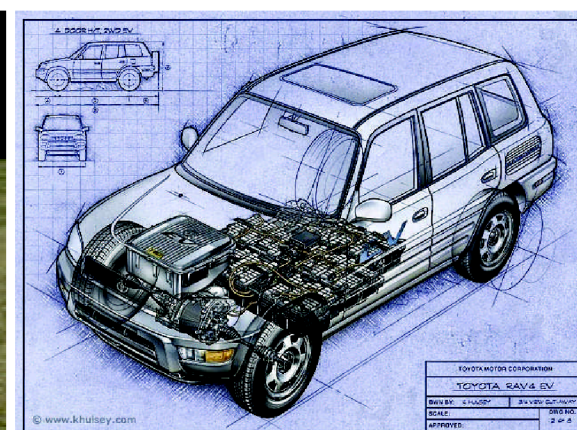
Obr. 3 Elektromobil GM EV1 [9][10]

„Bohužel vlivem automobilek, ropného průmyslu a novou politickou reprezentací se začalo silně lobovat proti projektu Zero Emissions Vehicle a ten byl následně zlikvidován spolu se zákony, které podporovaly výrobu elektromobilu.“ EV1 nebyly nikdy v soukromém vlastnictví pouze byly pronajímaly uživatelům. Po změně zákona jim byly tyto vozy odebrány a následně sešrotovány (až na několik kusů v muzeích).

Některé kusy vozu Toyota RAV4EV v soukromém vlastnictví jezdí od roku 1998 do dnes a mají najeto přes 200 tisíc kilometrů na původní baterie. Do výroby elektromobilů se po roce 2000 zapojily i další společnosti jako Ford (TH!NK) a Mitsubishi (Colt a Lancer). Mitsubishi využívá systému MIEV. U tohoto systému jsou použity elektromotory v kolech. Mitsubishi navíc vyrábí vozy na zcela nových platformách určených přímo pro elektromobily.



Obr. 5 Mitsubishi COLT EV [11]



Obr. 4 Toyota Rav4 EV [12]



V současnosti dostávají elektromobily zcela novou tvář. Výroba a vývoj mohou jít kupředu díky novým lithiovým bateriím, vysoké účinnosti elektromotorů (až 97%) a především dotací a daňovým úlevám v některých státech. Dnešní elektromobily dokážu ujet na jedno nabití 200 až 300 km a vyvinout přitom rychlost přes 200km/h. Příkladem může být hned několik automobilek: Venturi Fetish (2006, dojezd 250 km), Tesla Roadstar (2007, dojezd 320 km), Lighting GT (dojezd 400 km). Jedná se o malé, lehké, dvoumístné sportovní vozy s karoserií obdobnou automobilu Lotus Elise.

Nejočekávanější elektromobil poslední doby je bezesporu „Model S“ od společnosti Tesla. Tento vůz se sice tváří jako sportovní dravec, avšak ve skutečnosti se jedná o komfortní pětidveřový automobil, vyrobený pro praktické účely. Tento vůz nestaví svou rychlost, dojezd a účelnost před komfortní a pohodlnou jízdou, ve které uživatel může využívat všech výhod automobilu se spalovacím motorem. Naopak, automobil je pohodlný, bezpečný, spolehlivý, prostorný a zároveň splňuje požadavky náročného zákazníka na dojezd, maximální rychlost (192km/h) a zrychlení (z 0 na 100 za necelých 6sec). Nejlevnější verze ujede na jedno nabití až 260km, dražší pak 370 a 480km.



Obr. 6 Tesla Model S [13]

Právě takový automobil s elektrickým pohonem chybí na světovém trhu a právě takový automobil má šanci uspět v prodeji a spokojenosti zákazníka. Touto cestou se bude ubírat vývoj a výroba v příštím desetiletí. Elektromotory zcela jistě nevytlačí spalovací motory s jejich většinového podílu na trhu, avšak budou se na něm podílet z čím dál větší částí. Toho bude docíleno menšinovou výrobou elektromobilů a hybridních automobilů, které se především v zahraničí těší velké oblibě.



2 PARAMETRY VOZIDLA

Před samotným návrhem vozidla ACEC je nutné stanovit základní požadavky, které by mělo toto vozidlo splňovat. Hlavním cílem je navrhnout koncepci dálničního automobilu na elektrický pohon. Cílem návrhu tedy nebude malé městské vozítko s malým výkonem, krátkým dojezdem a miniaturními rozměry. Návrh koncepce vozidla musí splňovat tyto předpoklady:

- ▶ Přiblížit se jízdním vlastnostem automobilu se spalovacím motorem
- ▶ Dojezd: > 200km (Brno → Praha)
- ▶ Max rychlost: > 130km/h
- ▶ Zrychlení: > 3ms^{-1}
- ▶ Rozložení váhy: $\approx 50:50$
- ▶ Stabilita vozu: nízké těžiště, koncentrace hmot co nejbliže těžišti
- ▶ Nízká hmotnost: < 1200 kg

2.1 AERODYNAMIKA

Problematikou aerodynamiky se výrobci automobilu zabývají stále více a více. K této skutečnosti dochází, protože aerodynamika vozu, může snížit spotřebu paliva, zvýšit přítlačnou sílu vozu a celkově zlepšit dynamiku a jízdní vlastnosti automobilu. Aerodynamiku vozu může vysvětlit jako celkový odpor vzduchu a proměnou pro lepší jízdní vlastnosti automobilu. Odpor vzduchu vychází především z celkové plochy vozu a součiniteli odporu vzduchu. O této problematice dále pojednává kapitola 2.3.2 Odpor vzduchu.

Tato diplomová práce se zabývá pouze návrhem koncepce a rámu elektromobilu ne však problematikou aerodynamiky vozu. I když se aerodynamika vozu nenavrhuje přímo v této práci, je nutné s touto veličinou počítat a vědět jakých parametrů se při návrhu vyvarovat nebo naopak. Pokud budu navrhovat nový model automobilu podle volených parametrů je zapotřebí seznámit návrháře karoserií s těmito parametry a zajistit, aby bylo docíleno co nejbližších hodnot.

Při návrhu koncepce a rámu dálničního osobního vozidla na elektrický pohon lze aerodynamiku prakticky využít především v podvozkové části. Elektromobil má obrovskou výhodu absence výfuku, kardanu nebo palivové nádrže. Zde je zapotřebí brát v úvahu co nejmenší odpor podvozkových částí a docílit optimální přítlačné síly na vozidlo.

2.2 BEZPEČNOST

Bezpečnost se v automobilovém průmyslu rozděluje na aktivní a pasivní. Aktivní bezpečnost má za úkol předcházet haváriím. Do aktivní bezpečnosti patří zejména kvalitní brzdy, pneumatiky a jejich dobrý stav, spolehlivé a přesné řízení, osvětlení vozidla, dobrý stav tlumičů, dobrý výhled z vozidla a v moderní době především elektronické systémy ovládající trakci kol (ABS, ESP, ASR nebo EBA). Pasivní bezpečnost má za úkol ochránit posádku



v době kolize. Do pasivních bezpečnostních prvků patří především deformační zóny vozu, airbagy nebo bezpečnostní pásy.

U bezpečnosti elektromobilu je třeba dbát zvýšené pozornosti na hořlavost moderních článků baterií. Tato problematika se řeší především pasivní ochranou. Tuto pasivní ochranu představuje zesílený rám kolem těchto baterií, nádrž se stlačeným dusíkem (v případě požáru) a nehořlavý materiál mezi bateriemi a posádkou. Za aktivní ochranu se považuje dostatečné chlazení akumulátoru vzduchem a optimální nabíjecí a vybíjecí proudy pomocí BMS.

Na další komponenty elektromobilu není zapotřebí brát tak velký zřetel jako na baterie. Musí však být dodrženy základní bezpečnostní předpoklady. Tuto bezpečnost si můžeme představit jako zabránění vniknutí komponent do prostoru posádky při nárazu (elektromotor), volbu nehořlavých materiálů v okolí kontaktů a hlavních spojů (nebezpečí požáru při přeskočení jiskry) a především bezchybně zaizolovat a umístit mimo dosah uživatele vysoko napětovou kabeláž a kontakty.

Na bezpečnost jízdy má největší podíl uvědomělý řidič!!!

2.3 DYNAMIKA VOZU

Aby bylo možné navrhnout rám automobilu, je nutné znát rozměry a hmotnost hlavních komponent. Ke správnému výběru těchto komponent pro pohon vozu je zapotřebí zjistit základní dynamické vlastnosti vozu jako jízdní odpory, potřebný výkon nebo spotřebovanou energii na jednotku dráhy. K těmto výpočtům je použit program MathCad (příloha P1). Aby bylo možné začít počítat je zapotřebí si zvolit základní jízdní předpoklady, ty se odvíjí od základních předpokladů na koncepci.

Maximální hmotnost:

Maximální hmotnost je odborně volena od reálných automobilů na trhu, je volena s předpokladem na výrobu co nejlehčího automobilu s dobrými jízdními vlastnostmi a nízkou spotřebou energie. Po celou dobu návrhu elektromobilu bude snaha o co nejmenší hmotnost.

$$m_v = 1200 \text{ kg}$$

Součinitel valivého odporu:

Součinitel valivého odporu je volen jako průměrná hodnota mezi povrchy asfalt a beton viz tabulka 1.

$$f = 0,0175$$

Tab. 1 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek [1]

Povrch	Třecí součinitel f
asfalt	0,01 - 0,02
beton	0,015 - 0,025
dlažba	0,02 - 0,03
makadam	0,03 - 0,04
neupravená komunikace	0,04 - 0,4

**Maximální rychlost vozu:**

Při výpočtech je použita rychlost až do $60 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pro přehlednější vyhodnocení výsledků. Tato rychlost je počítána v celém rozsahu po jednom $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Maximální dovolená rychlost na dálnici je však $130 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ($36,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$). Hlavní výpočty se tudíž budou zabývat hlavně touto rychlostí.

$$v_{max} = 36,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Předpokládaný minimální dojezd:

Pro určení minimální hodnoty dojezdu elektromobilu nám poslouží jeden z hlavních úseků v České republice, konkrétně úsek mezi dvěma největšími městy, Prahou a Brnem. Tento úsek měří téměř 200km.

$$s = 200 \text{ km}$$

Součinitel odporu vzduchu:

Tuto hodnotu nemůžeme předem jasně stanovit, aniž bychom věděli, jak vypadá karoserie vozu. Pokud bychom znali karoserii vozu, můžeme hodnotu součinitele odporu vzduchu vypočítat pomocí virtuálního modelu s programem CFD nebo pomocí skutečného modelu v aerodynamickém tunelu. Můžeme, ale předpokládat jaké hodnoty lze reálně dosáhnout a tuto hodnotu zadat návrháři jako výchozí pro jeho model karoserie. V dnešní době se zcela běžně dosahuje hodnot 0,3 a nižších. Například Toyota Prius $c_d=0,26$. Pro výpočet volím hodnotu:

$$c_x = 0,33$$

Čelní plocha vozu:

Velikost čelní plochy nelze vypočítat, protože neznáme model karoserie. V zadání diplomové práce však stojí návrh dálničního automobilu, proto se návrh bude zabírat co nejmenší reálnou plochou vozu. Jako příklad nám poslouží některé starší sportovní vozy. Hodnota $1,9 \text{ m}^2$ odpovídá například automobilu Porsche 944 Turbo.

$$S_x = 1,9 \text{ m}^2$$

Hustota vzduchu:

Hustota vzduchu není stálá a pohybuje se v rozmezí $1,16 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ v letních dnech až po hodnotu $1,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ve dnech zimních. Velikost této veličiny je taktéž závislá na nadmořské výšce a na vlhkosti prostředí. Hodnota $1,25 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ je volena mírně nad střední hodnotou ($1,23 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$) a odpovídá velikosti při tlaku 1,013 bar (101,3 kPa) a teplotě $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\rho = 1,25 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$$

Maximální úhel stoupání:

Maximální úhel stoupání je odvozen z maximálního poměru stoupání „S“ na dálnici, který je 6%. Pak bude úhel beta (β) roven $3,43363^\circ$.



Poloměr kola:

Hodnota 0,288m odpovídá pneumatice 195/50 R15. Kde vnitřní průměr pneumatiky je 381mm a výška pneumatiky je 195mm, průměr je tedy 576mm a z toho poloměr $r_d=288$ mm. Pneumatika je volena s předpokladem pro optimální točivý moment na obvodu kola.

$$r_d = 0,288\text{m}$$

Tíha vozu:

$$G = m_v g = 11\,768\text{ N} \quad (1)$$

kde:

$$g \quad [\text{ms}^{-2}] \quad \text{gravitační zrychlení (9,807 ms}^{-2}\text{)}$$

2.3.1 ODPOR VALENÍ

Odpor valení vzniká deformací v přední části pneumatiky ve směru jízdy. Pneumatika se takto deformuje a tím klade odpor při jízdě. V zadní části se pneumatika navrácí do původního stavu a tlačí na vozovku. Rozdíl energií při stlačování a znovu narovnávání do kruhového stavu rozumíme odpor valení. Tato ztrátová energie se mění v teplo.

Na součiniteli valivého odporu f závisí kromě povrchu vozovky také další aspekty. Hlavní vliv na tento součinitel má deformace pneumatiky a rychlost vozidla. Na deformaci pneumatiky má vliv především správné huštění. Při nedostatečném tlaku vzduchu v pneumatice, bude docházet k větším deformacím a odpor valení se tím zvětší. Při vyšších rychlostech pneumatika nestačí vyrovnávat deformace v přední části stopy a naopak v zadní části stopy vznikají menší měrné tlaky. Zvýšení odporu valení ve vyšších rychlostech je do rychlosti 130 kmh^{-1} zanedbatelné. Ve vyšší rychlosti však tento odpor exponenciálně roste a je třeba jej zahrnout. V případě návrhu dálničního vozidla, s max. rychlostí 130 kmh^{-1} , tento nárůst odporu ve výpočtech neuvažujeme.

Kromě odporu valení vznikají na kole další ztráty: odpor sbíhavosti předních kol, odpor při jízdě na nerovných vozovkách (ztráty v kmitání vozidla a deformaci pneumatiky), vzdušný odpor kol, odpor při zatáčení vozidla a vliv ztrát v ložiskách kol. Tyto ztráty jsou buď velice malé a zanedbávají se, nebo se jejich hodnota počítá v jiných odporech (celkový odpor vzduchu).

Pro výpočet odporu valení se používá odvozená a zjednodušená rovnice:

Odpor valení je při jízdě do kopce (stoupání) nebo z kopce stejný:

$$O_{fs} = fG \cos \beta = 205,57\text{ N} \quad (2)$$

Odpor valení při jízdě po rovině:

$$O_f = fG = 205,94\text{ N} \quad (3)$$



2.3.2 ODPOR VZDUCHU

Pokud plyn (v našem případě vzduch) obtéká jakékoli těleso, dochází mezi těmto dvěma prvky ke tření a tím i odporu vůči proudění, respektive pohybu. Protože je tento pohyb relativní, nezáleží, jestli se těleso pohybuje v nehybném plynu a je zpomalováno nebo plyn proudí kolem nehybného tělesa a tím je těleso strháváno. Z toho vyplývá, že pokud se automobil bude pohybovat určitou rychlostí vůči vozovce a v opačném směru bude proudit vzduchu určitou rychlostí taktéž vzhledem k vozovce, je zapotřebí tyto síly sečíst a počítat tak s celkovou rychlostí proudícího vzduchu vzhledem k automobilu. Odpor vzduchu rozumíme součet třecích sil a normálových tlaků vzduchu na povrch karoserie.

U výpočtu se rychlost větru téměř zanedbává, protože u reálných situací dochází k proudění vzduchu ve všech směrech a tím nám rychlost proudění jednou zvýší odporovou sílu nebo naopak nám odporovou sílu zmenší (proud vzduchu ve směru jízdy). Zcela ji však zanedbat nemůžeme a musíme počítat s jejím výskytem v podobě dostatečných rezerv při volbě komponent. Průměrná rychlost větru se pohybuje okolo 2,5 až 5 ms⁻¹.

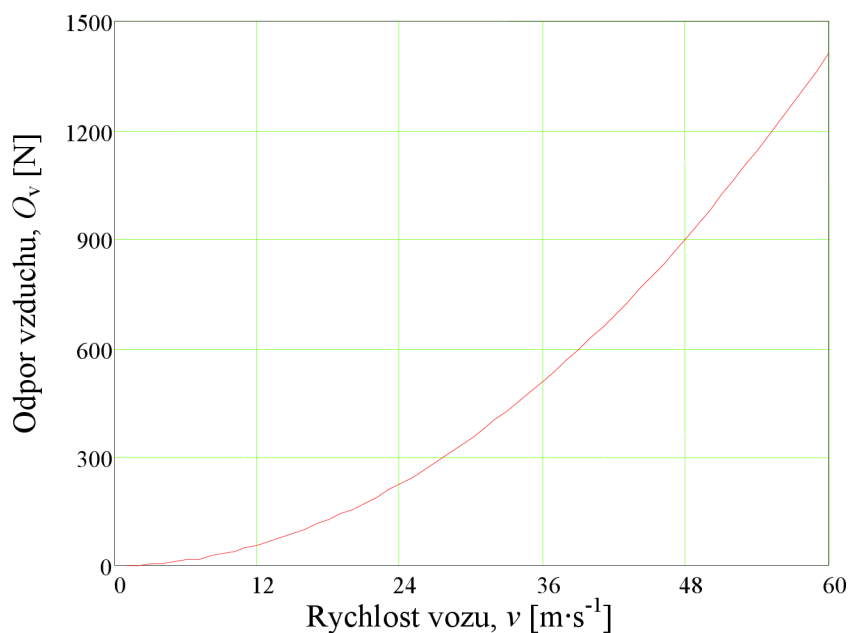
Výpočet odporu vzduchu:

$$O_v = c_x \frac{\rho}{2} S_x (v_i)^2 \quad (4)$$

kde:

O_v [N] odpor vzduchu

v_i [ms⁻¹] rychlost vozu (0- 60 ms⁻¹) po 1 ms⁻¹



Obr. 7 Graf závislosti odporu vzduchu na rychlosti vozidla



2.3.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Odpor stoupání je v podstatě poměrné zatížení vozidla gravitační silou v horizontální rovině. Tento poměr vychází z úhlu nakloněné roviny. Jelikož je vozidlo navrhováno především pro dálniční provoz, musí být schopno jet maximální rychlostí i při nejvyšším stoupání. Maximální stoupání na dálnici je dáno zákonem a nesmí překročit 6%. Přepočteno na úhel $\beta = 3,434^\circ$. Pro výpočty se používá procentuální jednotka $S = 0,06$.

Výpočet odporu stoupání:

$$O_s = SG = 706,1 \text{ N} \quad (5)$$

kde:

O_s	[N]	odpor stoupání
S	[%]	stoupání vozovky
G	[kg·m·s ⁻²]	gravitační zrychlení

Pro jízdu z kopce bude tato hodnota záporná ($O_k = -706,1\text{N}$) a pro jízdu po rovině bude hodnota nulová.

2.3.4 CELKOVÝ ODPOR A POTŘEBNÝ VÝKON

Celkový odpor udává sílu, kterou musí vůz překonat při jízdě v určité rychlosti. Vypočítá se součtem všech odporů v dané jízdní fázi (stoupání, klesání nebo jízda po rovině).

Odpor vzduchu pro jízdu do kopce:

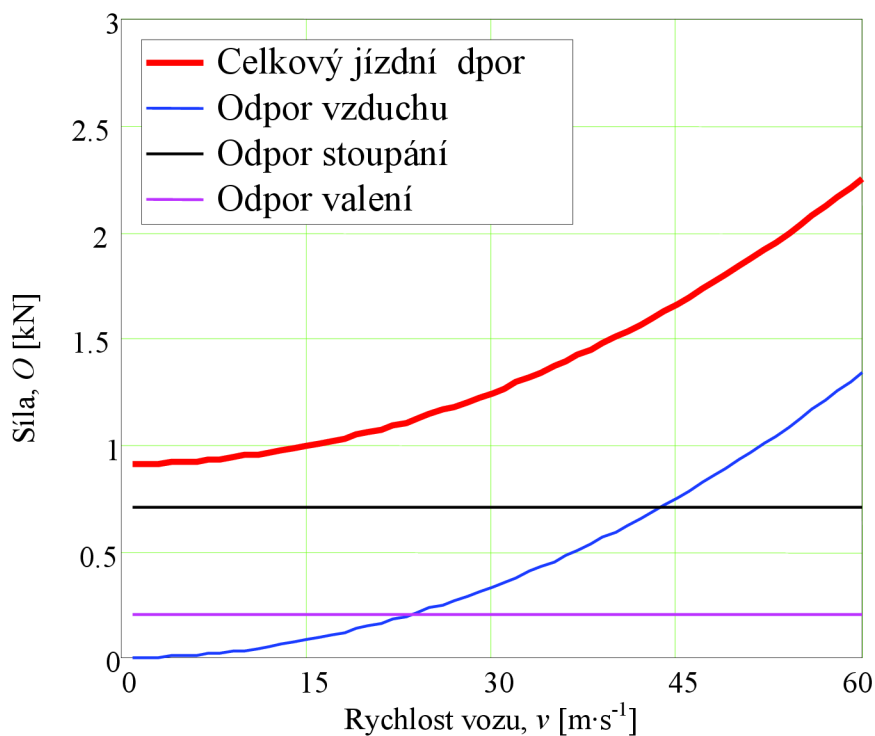
$$O_{cs} = O_{fs} + O_v + O_s \quad (6)$$

kde:

O_{cs}	[N]	celkový odpor vozu (stoupání)
----------	-----	-------------------------------

Potřebný výkon pro jízdu do kopce:

$$P_{cs} = O_{cs}v_i \quad (7)$$



Obr. 8 Celkový jízdni odpor vozidla

PRO JÍZDU Z KOPCE A PO ROVINĚ PAK BUDE PLATIT:

Pro jízdu z kopce:

$$O_{ck} = O_{fs} + O_v + O_k \quad (8)$$

kde:

O_{ck} [N] celkový odpor vozu (jízda z kopce)

O_k [N] záporný odpor stoupání (jízda z kopce)

$$P_{ck} = O_{ck} v_i \quad (9)$$

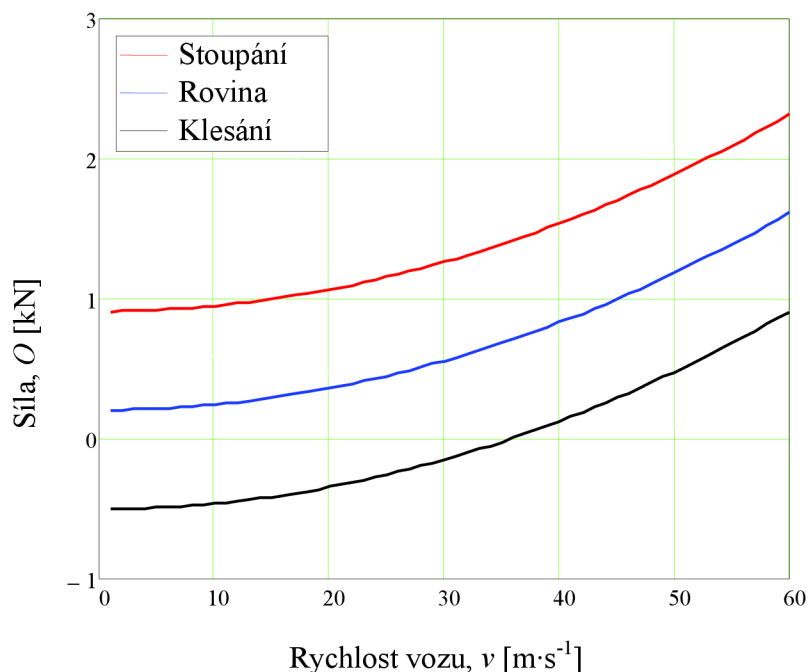
Pro jízdu po rovině:

$$O_{cr} = O_f + O_v \quad (10)$$

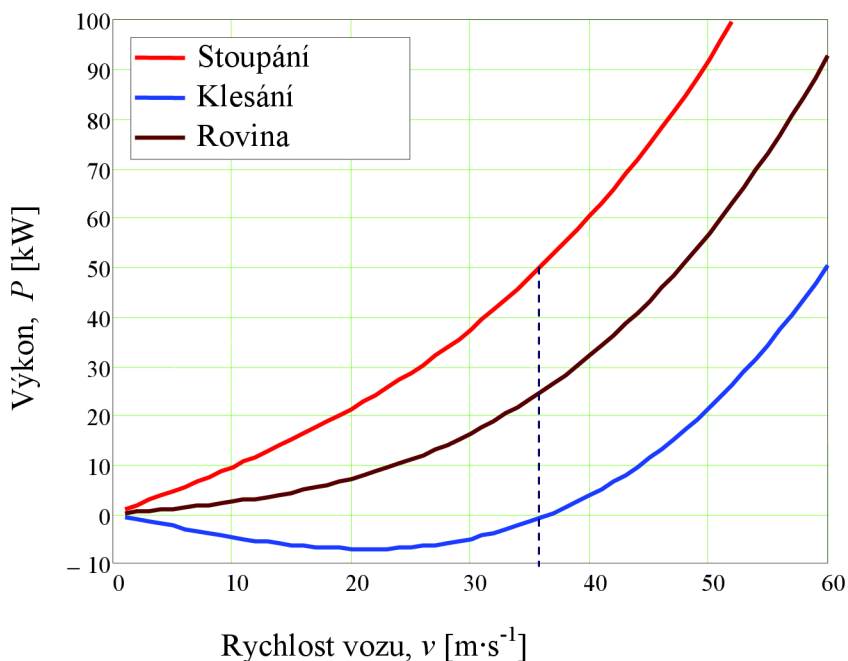
kde:

O_{cr} [N] celkový odpor vozu (rovina)

$$P_{cr} = O_{cr} v_i \quad (11)$$



Obr. 10 Potřebná hnací síla vozidla v jednotlivých fázích jízdy



Obr. 9 Potřebný výkon vozidla v závislosti na rychlosti a režimu jízdy

Z Obr. 9 je patrný minimální výkon, který bude vozidlo potřebovat pro jízdu do kopce. Pro jízdu při 6% stoupání a rychlosti $36 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ bude zapotřebí minimální výkon 50 kW. Vzhledem k účinnosti motoru a zanedbávaným ztrátám, je zapotřebí zvolit motor s výkonem vyšším minimálně o 20%. Minimální výkon motoru tím vzroste na 60kW. Tím dosáhneme dostatečné rezervy pro motor a případné další ztráty na vozovce (změna terénu, vyšší úhel stoupání...).



Dále budu počítat s hodnotami elektromotoru Siemens 1PV5135-WS28 viz kapitola 3.1 Elektromotor (volba komponent).

2.3.5 VOLBA PŘEVODOVÉHO POMĚRU

K výpočtu převodového poměru bylo zapotřebí přenést hodnoty výkonu a točivého momentu elektromotoru do vlastního grafu v programu MathCad (příloha P1). K odvození veličin jsem použil jednoduchého principu jedné neznámé a použití vzorce pro výpočet výkonu

$$P_m = M_{mot}\omega = M_{mot}2\pi n, \quad (12)$$

kde:

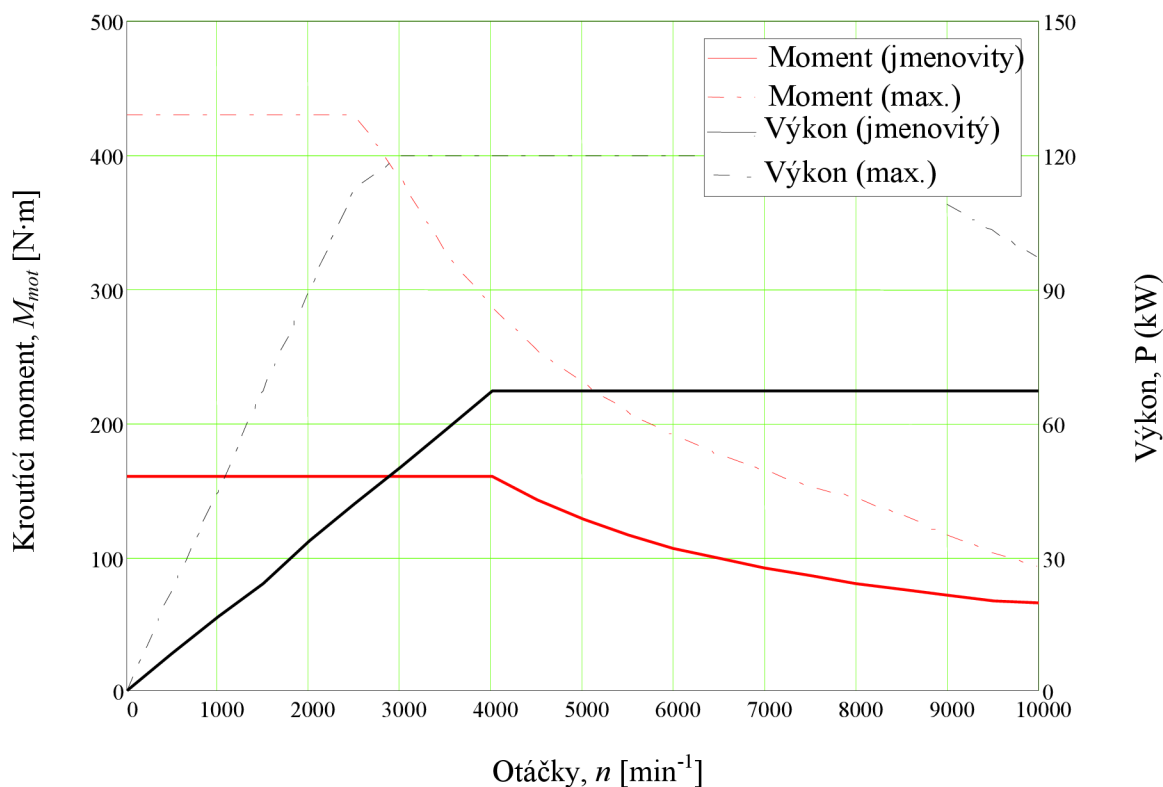
P_m	[W]	výkon motoru (hodnota závislá na otáčkách)
M_{mot}	[Nm]	točivý moment motoru
ω	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost
n	[s ⁻¹]	otáčky motoru

U daného elektromotoru je výkon nebo krouticí moment vždy v určitém rozsahu otáček na svém maximu a má konstantní hodnotu viz graf výrobce příloha P2 nebo kap 2.1 Elektromotor. V rozsahu 0 až 4000 min⁻¹ je točivý moment konstantní a dosahuje svého maxima. Pro tento rozsah otáček je možné vypočítat narůstající výkon motoru pomocí Rovnice 12. Ve zbývajícím rozsahu otáček je téměř konstantní výkon motoru a mění se krouticí moment.

Pomocí jednoduché úpravy rovnice 12 dostaneme rovnici na výpočet krouticího momentu:

$$M_{mot} = \frac{P_m}{\omega} = \frac{P_m}{2\pi n} \quad (13)$$

Výsledný graf je sestaven pomocí 21 bodů jak pro jmenovitý tak pro maximální výkon (točivý moment).



Obr. 11 charakteristika elektromotoru Siemens IPV5135-WS28

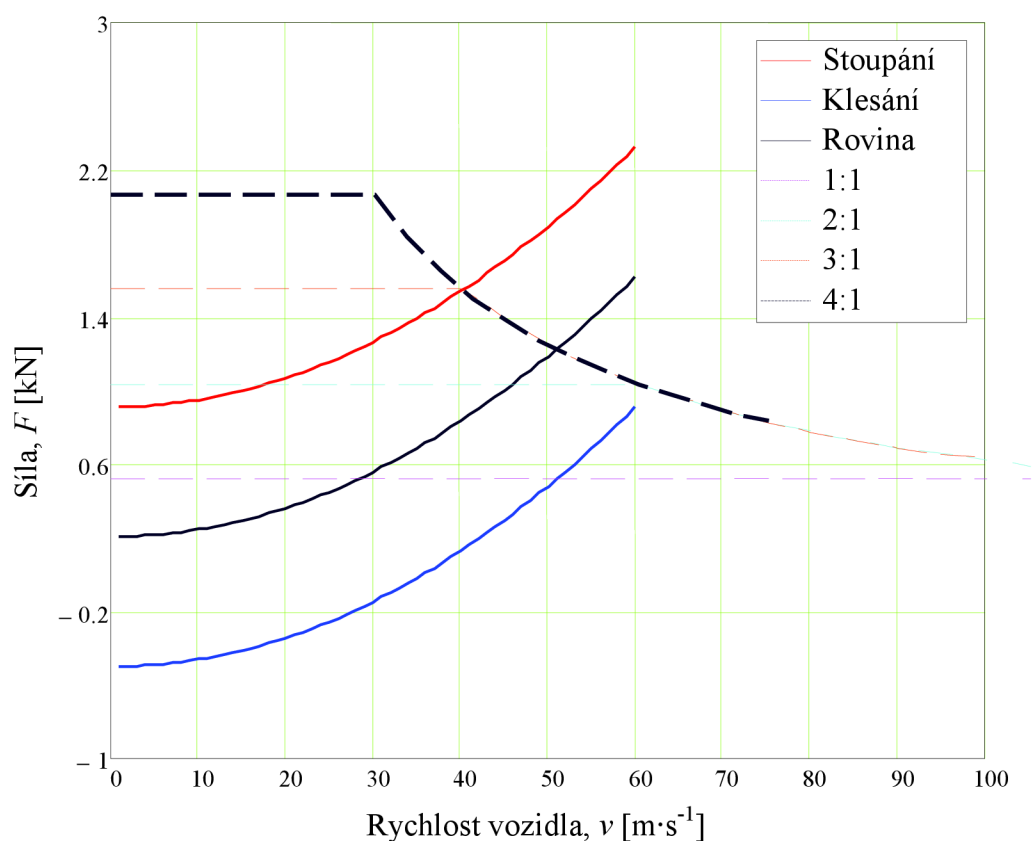
Protože přetížení motoru do maximálního výkonu je pouze krátkodobé, pohybuje se v rozsahu několika minut, budou se další výpočty vztahovat k jmenovitému výkonu a kroučícímu momentu.

Při volbě vhodného převodového poměru bude zapotřebí vzájemné propojení grafu na Obr. 10 a jmenovitého točivého momentu z grafu na Obr. 11. Jmenovitý točivý moment z elektromotoru je zapotřebí upravit na sílu, která je schopna pohánět vůz. K získání výsledné síly je zapotřebí započítat účinnost elektromotoru a převodu (kapitola 3.1 a 3.5), celkový převodový poměr a poloměr kola viz rovnice 14.

$$F_m = \frac{M_{mot} i_p \eta_p \eta_m}{r_d} \quad (14)$$

kde:

F_m	[N]	poháněná síla
i_p	-	převodový poměr (1:1, 2:1, 3:1, 4:1)
η_p	[%]	mechanická účinnost převodu
η_m	[%]	účinnost motoru



Obr. 12 Volba převodového poměru

Z grafu je patrné že převodový poměr 3:1 je dostatečný pro jízdu do kopce při rychlosti 36 ms^{-1} . Tento převodový poměr nebude stačit při větším stoupání vozovky a tím by automobil byl donucen radikálně zpomalit. Řidič automobilu zvyklý u spalovacího motoru, při jízdě do kopce, podřadí převodový stupeň a tím získá větší točivý moment za cenu zvýšení otáček, by byl v tuto chvíli velice omezen nízkým převodovým poměrem. Elektromotor má naštěstí dostatečný rozsah otáček a není zde problém převodový poměr zvýšit na 4:1. Vyšší převodový poměr zajistí dostatečné rezervy u jízdy do kopce a nezapočítaných odporů (změna jízdniho povrchu, přetížení vozu, zanedbávané ztráty...).

Naopak ještě vyšší volba převodového poměru než je 4:1 by měla za následek přetížení elektromotoru vlivem vysokých otáček.

Volím tedy převodový poměr 4:1, viz volba komponent kap 3.5.



2.3.6 POTŘEBNÁ ENERGIE BATERIÍ

Velikost energie baterií udává dojezd vozidla. Energie baterií, neboli jejich kapacita, se udává ve watthodinách [Wh].

Energie baterií udává výkon (resp. odebíraný proud a napětí), který je odebírán po určitou dobu. Pokud vypočtený potřebný výkon elektromobilu ACeC při rychlosti 130 km·h⁻¹ (viz. Rovnice 11, Obr. 9), podělíme účinností elektromotoru a mechanických částí, získáme nutný příkon elektromotoru. Pro výpočet dostatečné energie baterií bude platit:

$$E_{bat} = \frac{P_{cr36} s}{v_{max} \eta_m \eta_p} = \frac{25,967 \cdot 200\,000}{36 \cdot 0,96 \cdot 0,97} = 42,586 \text{ kW} \cdot \text{hod} \quad (15)$$

kde:

E_{bat} [kW·hod⁻¹] energie baterií

P_{cr36} [kW] potřebný výkon vozidla pro jízdu po rovině při 36 ms⁻¹

Z výsledku vyplývá, že pro překonání vzdálenosti 200km je minimální kapacita celého svazku baterií 42,5 kW·hod⁻¹. Výsledná hodnota je myšlena pro automobil jedoucí konstantní rychlostí 130 km·hod⁻¹ při konstantním výkonu 25,967kW (rovina). V reálném případě této hodnoty nikdy dosáhnout nemůžeme. K tomu abychom se dostali na reálnou hodnotu je zapotřebí počítat, že automobil v určitých částech úseku jede do kopce nebo naopak jede z kopce, zpomaluje nebo zrychluje, působí na něj síla větru anebo se mění stav vozovky (viz. české silnice a dálnice). Dále je třeba započítat účinnost invertoru, který vykazuje minimální avšak nezanedbatelné ztráty. Nesmíme opomenout ani spotřebu energie vedlejšími elektronickými spotřebiči: světla, rádio, řídicí jednotky, klimatizace... Předpokládaná kapacita bude vyšší o tyto reálné vlivy a o maximální hodnotu vybití baterií. Celková hodnota u reálného vozu je navýšena o 20% tj. 51kW. Hodnota 51kW bude platit pouze pro konstrukci automobilu. Pro další výpočty budeme uvažovat původní hodnou:

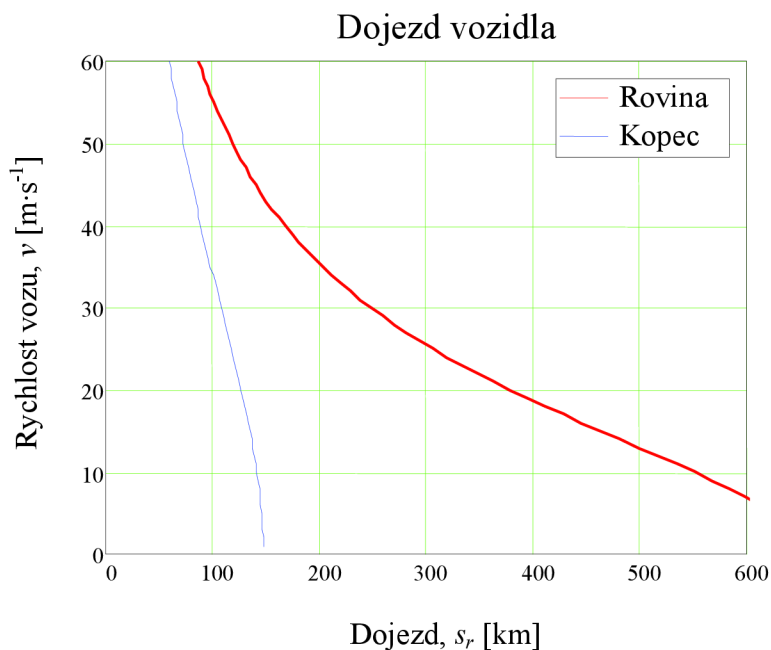
$$E_{bat} = 42,5 \text{ kW} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Z celkové energie baterií můžeme usoudit, jakou vzdálenost ujede vozidlo při optimálních podmínkách a při změně zatížení (rychlost, stoupání). Pro dojezd vozidla bude platit

$$s_r = \frac{E_{bat}}{P_{cr}} v_i \eta_m \eta_p \quad (16)$$

Kde:

s_r [km] dojezd vozu po rovině.



Obr. 13 Dojezd vozidla

2.3.7 ZRYCHLENÍ VOZIDLA

Ke zjištění teoretického zrychlení vozidla vycházíme z rovnice 17, která představuje odpor zrychlení. V této rovnici je příliš mnoho neznámých, a abychom byli schopni ji vypočítat je nahrazena zjednodušenou rovnicí 18.

$$O_z = \left[1 + \frac{(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta_p + \sum J_{Ki}}{m r_d^2} \right] m a = \vartheta m a \quad (17)$$

kde:

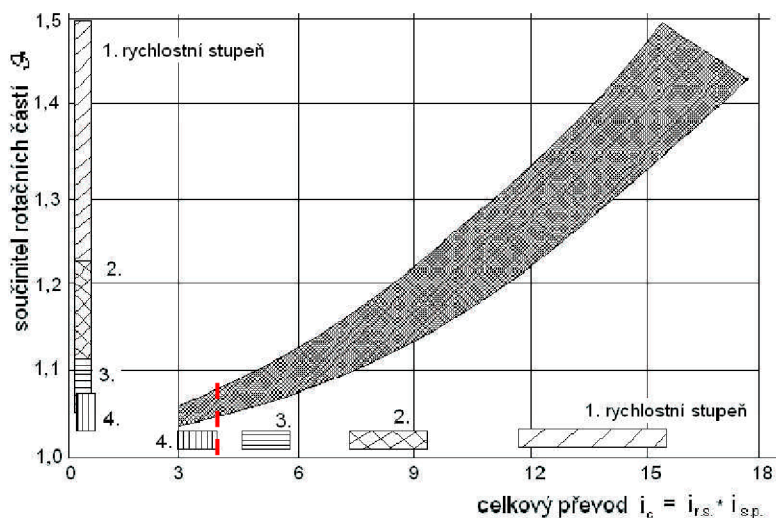
O_z	[N]	odpor zrychlení
J_m	[kg·m ²]	hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru
i_c	-	celkový převod mezi motorem a hnacími koly
J_p	[kg·m ²]	Hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí
i_r	-	převod rozvodovky
J_{Ki}	[kg·m ²]	hmotnostní moment setrvačnosti rotujících kol vozidla
ϑ	-	součinitel vlivu rotačních částí

Pokud neznáme přesné hmotnostní momenty setrvačnosti rotujících částí a pouze jeden převodový poměr je nutné vycházet ze zjednodušené rovnice.

$$O_z = \vartheta m a \quad (18)$$



Součinitel vlivu rotačních částí ϑ je odborně volen ze známých součinitelů dle Obr. 14.



Obr. 14 Vliv převodového poměru na vlivu rotačních částí (převzato a upraveno z [2])

A pro kontrolu přepočítán:

$$\vartheta = 1 + 0,04 + 0,0025 \cdot i_c^2 = 1,08 \quad (19)[6]$$

Podle Obr. 14 je patrné že pro zvolený převodový poměr $i_p=4$ lze volit součinitel rotačních částí 1,05 až 1,08. Pro výpočty bude vyhovovat volba součinitele rotačních částí 1,08 (viz. Rovnice 19).

Do upravené rovnice pro výpočet zrychlení vozidla není započítávána účinnost převodu η_p a motoru η_m . Tyto hodnoty jsou již obsaženy v rovnici pro výpočet hnací síly na kolech vozidla Rovnice 14. Pro tento výpočet je využit program MathCad (viz příloha P1).

$$a_s = \frac{F_m - (O_v + O_{fk} + O_s)}{\vartheta m_v} \quad (20)$$

$$a_r = \frac{F_m - (O_v + O_{fk})}{\vartheta m_v} \quad (21)$$

$$a_k = \frac{F_m - (O_v + O_{fk} - O_s)}{\vartheta m_v} \quad (22)$$

kde:

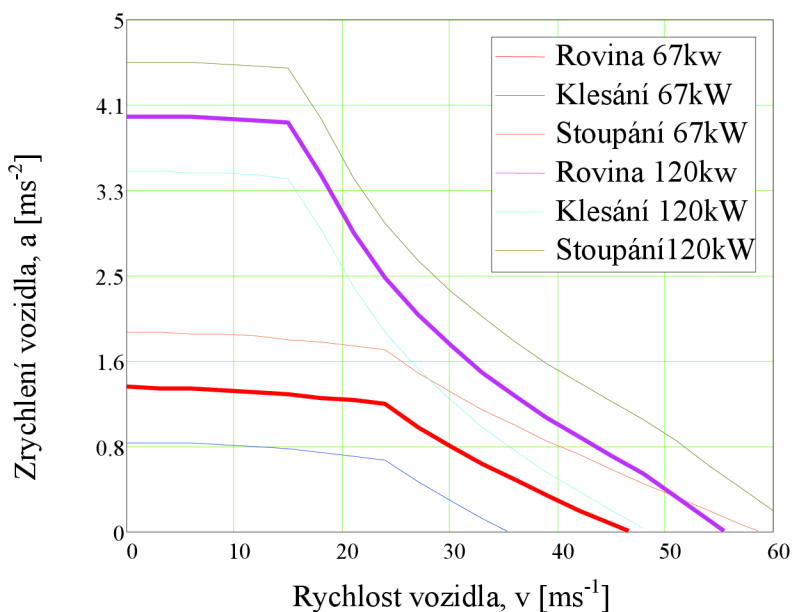
a_s [ms⁻²] Zrychlení vozidla při jízdě do kopce

a_r [ms⁻²] Zrychlení vozidla při jízdě po rovině

a_k [ms⁻²] Zrychlení vozidla při jízdě z kopce



Výsledný graf zrychlení vozu je znázorněn na Obr. 15. Z tohoto grafu je patrné, že vozidlo bude v nízkých rychlostech akcelerovat velmi dobře, ale s přibývajícím rychlosti jeho akcelerace prudce klesá. Tento pokles je způsoben zastavením růstu výkonu elektromotoru (Obr. 11) a exponenciálním růstem celkového odporu, který musí vozidlo překonávat (Obr. 8). V případě potřeby většího výkonu je možné implementovat motor s vyšším výkonem a točivým momentem. Touto problematikou se více zabývá kapitola 3.1 výběr elektromotoru.



Obr. 15 Zrychlení vozidla pro různé jízdní režimy



2.4 HLAVNÍ ROZMĚRY VOZIDLA

Mezi hlavní rozměry vozidla budou v našem případě patřit rozvor náprav, rozchod kol a rozměry kol (pneumatiky). Tyto rozměry jsou voleny podle předpokladu konstrukčního návrhu automobilu s počtem pasažérů 2+2. Dvě hlavní sedadla a dvě rezervní. Umístění středů kol může ovlivnit například stabilitu nebo dynamiku vozidla.

2.4.1 ROZVOR NÁPRAV

Rozvor náprav ovlivňuje dynamiku vozu, především stabilitu a obratnost. Malý rozvor náprav zajišťuje dobrou obratnost vozidla, naopak velký rozvor pomáhá stabilitě při vyšších rychlostech. Navrhovaný elektromobil ACeC disponuje optimálním rozvorem pro dvoumístný automobil s dvěma nouzovými sedadly.

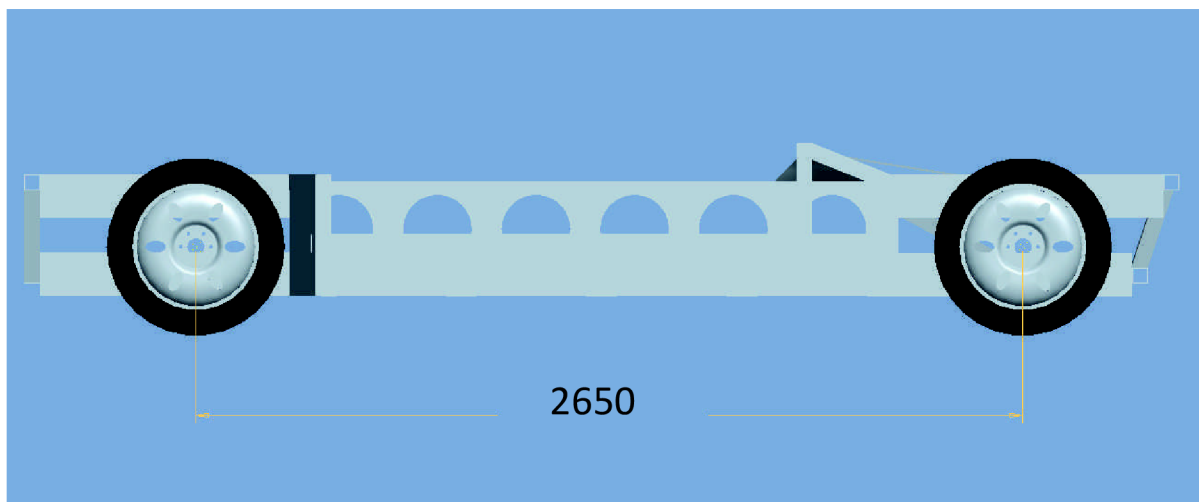
Porovnání osobních automobilů pro dálniční provoz:

Audi R8: 2650 mm

Mercedes Benz SL: 2560 mm

BMW 6 series coupe: 2855 mm

ACeC: 2650 mm



Obr. 16 Rozvor náprav

2.4.2 ROZCHOD KOL

Rozchod kol spolu s polohou těžiště ovlivňují klopení karoserie neboli přesun hmotnosti (Load transfer). U vozidla ACeC, je využito vysokého rozchodu kol pro danou kategorii vozu. Tato volba je ovlivněna především vysokou rychlostí vozidla a předpokládanou stabilitou.

Porovnání osobních automobilů pro dálniční provoz:

Audi R8:

Rozchod kol

PN: 1632mm

ZN: 1595mm

**Mercedes Benz SL:**

Rozchod kol

PN: 1559 mm

ZN: 1547 mm

BMW 6 series coupe:

Rozchod kol

PN: 1558 mm

ZN: 1596mm

ACeC:

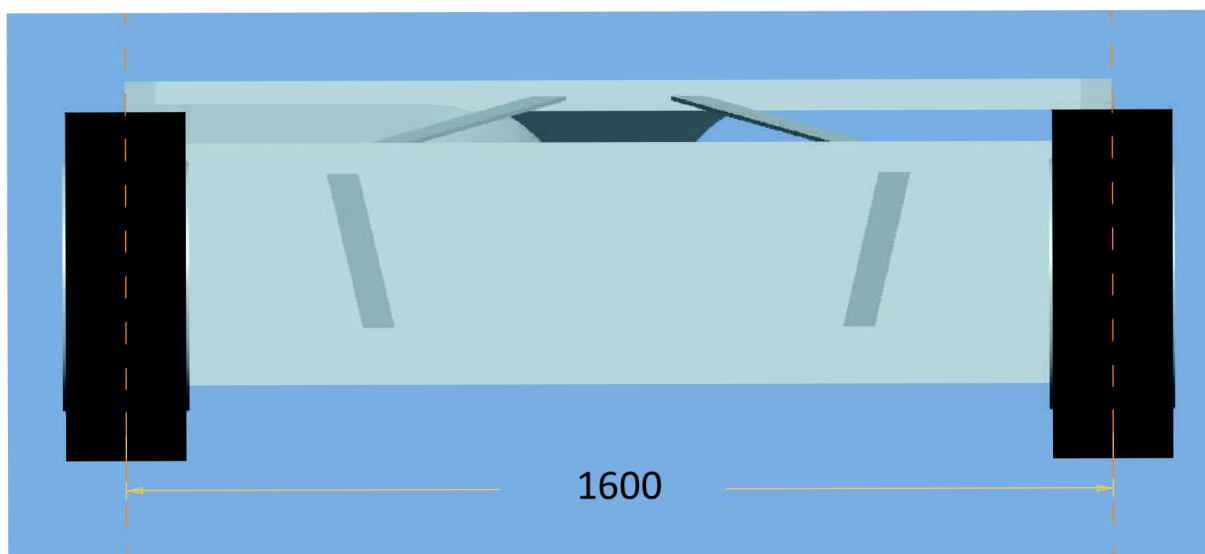
Rozchod kol

PN: 1600 mm

ZN: 1600 mm

Rozměr kol:

PN a ZN: R15 (195/50 R15)

*Obr. 17 Rozchod kol*



3 VOLBA KOMPONENT

Každý elektromobil se skládá z nedílných součástí, které jej odlišují od automobilu se sapovacím agregátem. Místo pohonné jednotky na fosilní paliva je použit elektromotor, který je poháněn elektrickou energií z bateriových článků. K ovládání otáček elektromotoru se používá potenciometr, který dává signál do ECU a dále do invertoru. Invertor odebírá potřebné množství stejnosměrného proudu z baterií, převádí jej na střídavý proud a tímto proudem napájí střídavý elektromotor.

O dobíjení baterií se stará nabíječka, která může, ale nemusí být v elektromobilu umístěna. Za rozdělování proudu do jednotlivých článků baterií je zodpovědný BMS (battery management system). V elektromobilu také nesmí chybět konvertor, který mění a zásobuje proudem vedlejší elektronické součásti, jako například osvětlení, stěrače nebo rádio.

3.1 ELEKTROMOTOR

Elektromotor je elektrický točivý stroj přeměňující elektrickou energii na mechanickou práci. Každý elektromotor se skládá ze dvou základních částí, rotoru a statoru. Tyto dvě komponenty vůči sobě působí silou magnetického pole. Toto magnetické pole je generováno permanentními magnety, budícím vinutím cívky nebo elektromagnetickou indukcí. Princip činnosti elektromotoru jde vysvětlit jako střídavé působení magnetických polí mezi státorem a rotorem. Toto vzájemné působení magnetických polí vytváří kroucí moment, který způsobuje rotaci točivé části stroje (rotoru). Rotor je uchycen k výstupní hřídeli, která vykonává mechanickou práci.

POŽADAVKY NA ELEKTROMOTOR

Elektromotor bude využívat automobil pro dálniční pohon. K dosažení vysokých rychlostí automobilu, musí být zajištěno dostatečného točivého momentu. Zrychlení automobilu ovlivňuje výkon motoru. K dosažení vyššího dojezdu musí být elektromotor schopen rekuperace energie při brzdění. Z konstrukčního hlediska musí být zajištěna kompaktní stavba, nízká váha motoru, bezúdržbový chod, vysoká odolnost před vniknutím nečistot, krátkodobá přetížitelnost, nízké udržovací náklady, vysoká spolehlivost, nízká hladina hluku a co nejnižší pořizovací cena.

Minimální výkon elektromotoru:

$$P_{min} = 60kW$$

Ze základních typů elektromotoru se tedy nabízí elektromotor na střídavý nebo stejnosměrný proud. Elektromotor na střídavý proud je podstatně lehčí, má jednodušší konstrukci, je bezúdržbový, silně přetížitelný a dosahuje vysokého rozmezí otáček (až 20 000 otáček min^{-1}). I když jsou stejnosměrné motory technicky vyzrálé, jednoduše řízené a cenově výhodné, nedosahují takových parametrů, jako motory na střídavý proud. Především účinnost a hustota výkonu je menší než u střídavých motorů.

Motory na střídavý proud se rozdělují na motory synchronní a asynchronní. Synchronní motory se snaží udržet otáčky synchronně s obíhajícím elektromagnetickým polem. Musí se však roztočit na pracovní otáčky, jsou špatně přetížitelné a méně spolehlivé než motory



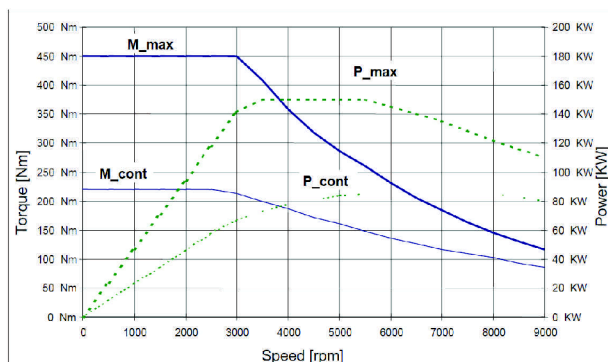
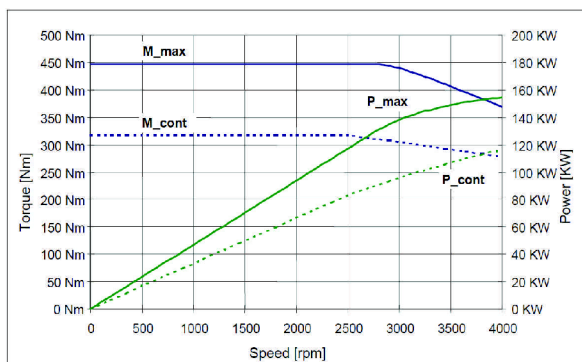
Asynchronní. Asynchronní elektromotor je silně přetížitelný, jednodušší konstrukce a spolehlivější než motor synchronní. Při srovnání výkonové charakteristiky synchronního a asynchronního elektromotoru je na tom lépe motor synchronní viz Obr. 18. Oba tyto motory lze navíc využít k rekuperaci brzděné energie.

Siemens 1FV5139-6WS28

Type	PM Synch. Generator
Cooling Media	Water-Glycol
Rated Voltage DC	650 V
Rated Power	85 KW @ 2500 rpm
Rated Torque	320 Nm
Max. Torque	450 Nm @ 250A
Rated Current	170 A
Max. Speed	4,000 rpm
Weight	120 kg
Dim. (LxWxH)	560 x 245 x 245 mm
Ambient Temperature	- 30 °C to 70 °C
Degree of Protection	IP 65 / 9k

Siemens 1PV5138-4WS24

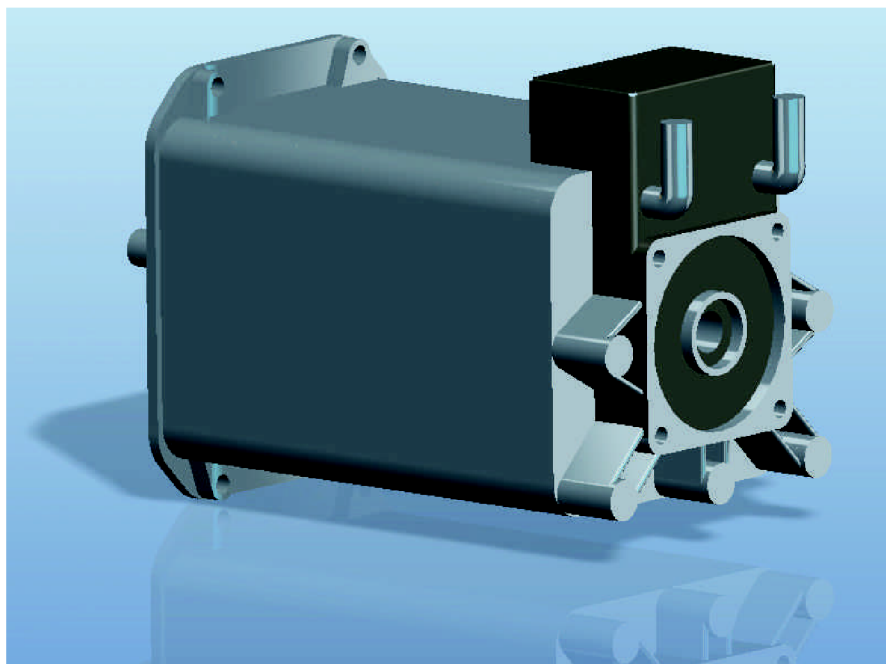
Type	AC Induction Motor
Cooling Media	Water-Glycol
Rated Voltage DC	650 V
Rated Power	85 KW
Rated Torque	220 Nm
Max. Torque	450 Nm @ 250A 530 Nm @ 300A
Rated Current	142 A
Max. Speed	9,000 rpm
Weight	120 kg
Dim. (LxWxH)	510 x 245 x 245 mm
Ambient Temperature	- 30 °C to 70 °C
Degree of Protection	IP 65 / 9k



Obr. 18 Porovnání synchronního a asynchronního elektromotoru (převzato z [14] a upraveno)

Vzhledem k čím dál většímu důrazu na spolehlivost automobilů a tedy i jeho komponent, je vybrán elektromotor asynchronní od společnosti Siemens typ 1PV5135-4WS28 Obr. 19 o jmenovitém výkonu 67kW s kapalinovým chlazením. Technický list tohoto elektromotoru je v příloze P2. Účinnost elektromotoru: $\eta_m = 97\%$.

Změní li se vstupní veličiny jako maximální rychlost, zrychlení nebo celková konstrukce vozu je možnost zvolit silnější elektromotor např. Siemens 1PV5138-4WS24 Obr. 18. Motor je o 86mm delší, o 30kg těžší a disponuje jmenovitým výkonem vyšším o 18kW.



Obr. 19 Model elektromotoru Siemens

3.2 BATERIE

Baterie nebo taky akumulátor, je zdroj elektrické energie. Jde o celek galvanických článků, které mění chemickou energii přímo na elektrickou energii nebo naopak. Sestávají se ze tří základních částí neboli reaktantů. Prvním reaktantem je záporná elektroda (katoda), druhým reaktantem je určitý druh roztoku (většinou mluvíme o elektrolytu) a třetí a poslední částí soustavy je kladná elektroda (anoda). Při uzavření elektrického obvodu dochází k chemické reakci, kterou se akumulátor nabíjí nebo vybíjí.

Při volbě trakční baterie se musíme zaměřit především na výkonovou a energetickou hustotu článku. Výkonová hustota, určuje rychlost a zrychlení vozidla. Energetická hustota, udává dojezd vozidla. Obě veličiny jsou vztaženy na jednotku hmotnosti. Požadavky na baterie:

- energetická hustota až 200 Wh/kg
- hustota výkonu > 100 W/kg
- bezúdržbové
- životnost 5-10let
- jízdní výkon > 50 000 km
- možnost rychlého nabíjení
- nízká pořizovací cena

Z těchto požadavků je zřejmé že se budeme muset zaměřit na moderní typy baterií, jakou jsou baterie Lithiové. Tyto baterie mají vysokou hustotu energie a výkonu, dostatečnou životnost až 1000 cyklů ale vysoké pořizovací náklady.

Pro dálniční osobní automobil na elektrický pohon jsou voleny baterie Lithium iontové od společnosti Saft. Tyto baterie disponují výjimečnou energetickou hustotou. Technický list výrobce je uveden v příloze P3. Počet těchto baterií je vypočten z celkové potřebné energie baterií a energetické hustoty jednoho článku.

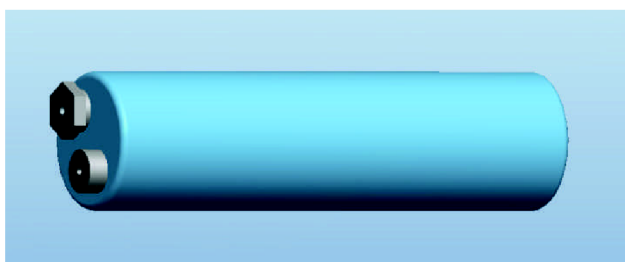


$$Z = \frac{E_c}{E_1} = \frac{751\,000\text{ W}}{185\text{ W}} = 275,67\text{ ks} \cong 276\text{ ks} \quad (23)$$

kde:

Z	[ks]	Počet kusů baterií
E_c	[W]	Energetická hustota celého svazku
E_1	[W]	Energetická hustota jednoho kusu

Protože jedna baterie váží 1kg bude výsledná hmotnost celého svazku stejná jako je počet kusů baterií, tedy 276kg.



Obr. 20 Model baterie

3.3 SEKUNDÁRNÍ ELEKTRONICKÉ ČÁSTI STROJE

Ovládací prvky zajišťují správný chod motoru, vyvážené nabíjení a vybíjení baterií, bezpečnost jízdy nebo chod ostatních elektronických částí vozidla jako osvětlení, větrání nebo rádio. Mezi tyto komponenty řadíme především invertor, konvertor, battery management system (dále jen BMS), nabíječka, potenciometr elektronická řídicí jednotka atd. Úloha, vlastnosti a volba základních součástí je popsána v jednotlivých podkapitolách.

3.3.1 INVERTOR

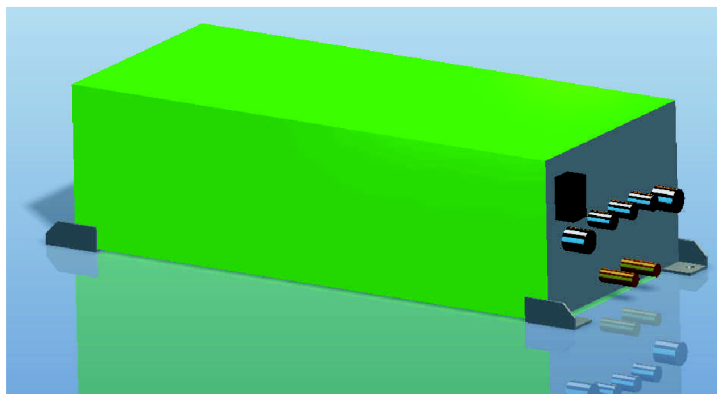
Invertor je elektronický přístroj, který převádí stejnosměrné napětí na střídavé, a ve většině případů i naopak. Pokud je elektromobil poháněn elektromotorem na střídavý proud je nutné převést stejnosměrný proud z baterií na střídavý, k tomu nám právě dopomáhá invertor. V případě využívání rekuperace energie brzděním je zapotřebí opačného cyklu, tedy převádění střídavého proudu z elektromotoru na stejnosměrný, který nabíjí baterie. Invertor pro moderní elektromobil tedy musí splňovat podmínku přeměny napětí v obou směrech.

Podmínky pro invertor jsou určeny z vstupních parametrů elektromotoru tedy:

- jmenovité vstupní napětí > 650V
- jmenovitý proud > 124A
- maximální proud (rms) > 250A
- jmenovitý příkon invertoru > 67kW
- maximální příkon invertoru (krátkodobý) > 120kW



Vybírám inverter od společnosti Centric AutoMotive typ Thrust | 200 traction inverter. Tento inverter vyniká především svým velkým rozsahem výstupních a vstupních parametrů. Technický list výrobce je uveden v příloze P4.

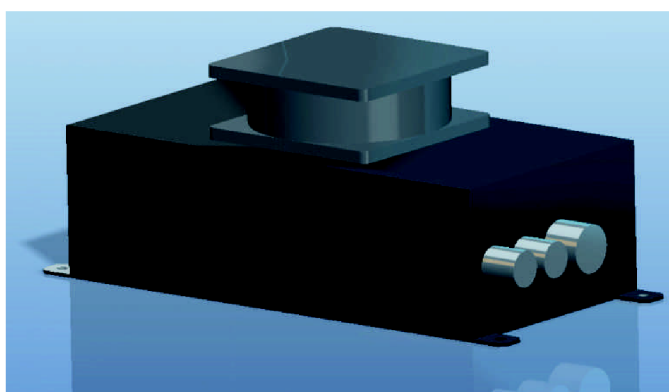


Obr. 21 Model Invertoru | Thrust 200

3.3.2 KONVERTOR

Konvertor je elektronický přístroj, převádějící vysoké napětí z baterií na nízké. V elektromobilech se nízkého napětí využívá k napájení přídatných zařízení jako osvětlení, rádio, řídicí jednotky, stěrače nebo čerpadla. Toto nízké napětí je nejčastěji 12 nebo 24 V.

Konvertory se vybírají podle dostatečného příkonu pro všechny elektronická zařízení. V našem případě je vybrán konvertor od společnosti MES DEA s.a. typ MES 400-1000. Návod a technický list výrobce je uveden v příloze P5.



Obr. 22 Model konvertoru



3.3.3 BMS (BATTERY MANAGEMENT SYSTEM)

Moderní typy akumulátorů jsou velice citlivé na dobíjecí a vybíjecí proudy, v rozmezí desetin voltů. Některé články v bateriovém svazku, se mohou nabíjet a vybíjet rychleji než jiné. Vlivem těchto nestabilních vlivů se mohou některé typy baterií ve svazku poškodit, jiné rapidně snížit svou životnost a některé mohou ve výjimečných případech začít hořet nebo explodovat.

Z tohoto důvodu se do elektromobilu instaluje tzv. BMS neboli Battery management system. Tato jednotka má na starosti správu baterií. Stará se aby ke každému bateriovému článku byl při dobíjení přiveden správný proud a článek se nepřebíjel nebo nedostatečně nabíjel. BMS může taky některé články plně odpojit, pokud jsou plně vybité nebo plně nabité v případě dobíjení. Rozmezí nabíjecích a vybíjecích proudů je zobrazeno v technickém listu baterií příloha P2. BMS se většinou navrhuje a vyrábí pro daný počet a typ baterií. Je obtížné na trhu najít přesný typ, který bychom potřebovali pro náš model elektromobilu. Můžeme však počítat s jistou hmotností a objemem na svazek baterií. V našem případě můžeme předpokládat BMS systém o váze < 50kg a objemu < 40 dm³ (cca 700x200x290mm). Návrh a výrobu tohoto zařízení provádí odborný pracovník.

3.3.4 NABÍJEČKA

Nabíječka je elektrický přístroj, který převádí střídavé napětí z rozvodové sítě na stejnosměrné. Tímto stejnosměrným napětím nabíjí články baterií. Nabíječka nemusí být součástí elektromobilu, protože neslouží výhradně k jeho pohonu. Pro nabíjení baterií o celkové kapacitě 51kW je použita vzduchem chlazená nabíječka od společnosti Brusa typ NLG514-Sx [15].

Tab. 2 základní technické údaje nabíječky Brusa NLG514-Sx [15]

Min. charging voltage	0 V
Min. charging voltage for full power	360 V
Max. charging voltage	720 V
Current	9 A
Output power	3.3 kW
Weight	6.2 kg

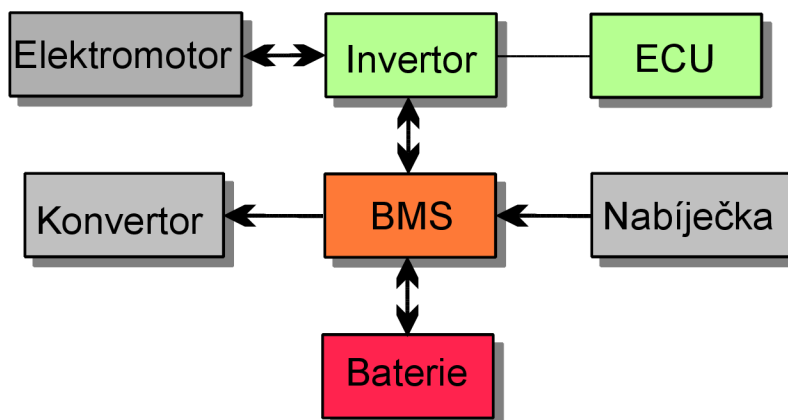


Obr. 23 Nabíječka BRUSA NLG514-Sx [15]



3.4 BLOKOVÉ SCHÉMA

Zvolené komponenty jsou mezi sebou navzájem propojeny. Toto propojení je znázorněno na blokovém schéma Obr. 24. Šipky znázorňují možný tok elektrického proudu.

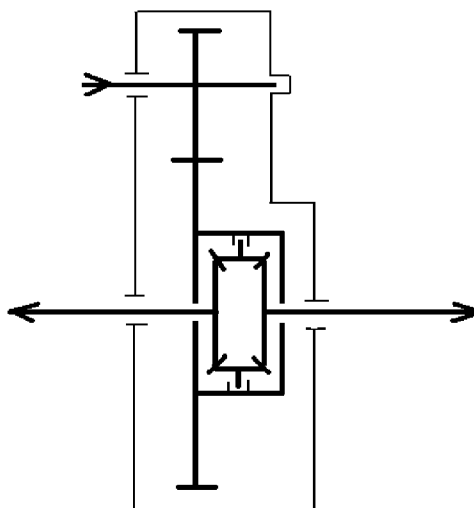


Obr. 24 Blokové schéma navrhované elektronické řídicí soustavy

3.5 MECHANICKÉ ČÁSTI STROJE

3.5.1 PŘEVODOVKA

Podle Obr. 12 je patrné že vozidlo ACeC si poradí s jedním převodovým stupněm a proto není nutná převodovka s více převodovými stupni. Zpětný chod je řešen změnou smyslu otáčení elektromotoru. Pro tuto koncepci je volen stálý převod s čelním soukolím. Schéma převodu včetně diferenciálu je zobrazeno na Obr. 25. Ztráty z převodů $\eta_p = 98\%$ jsou voleny podle výběru z ČSN 03 1001, účinnost 1° převodovky s čelním soukolím.



Obr. 25 Schéma 1° převodovky s čelním soukolím a diferenciálem



4 USPOŘÁDÁNÍ

4.1 POŽADAVKY

Primární požadavky na koncept uspořádání:

- jednoduchost
- dynamická vyváženost

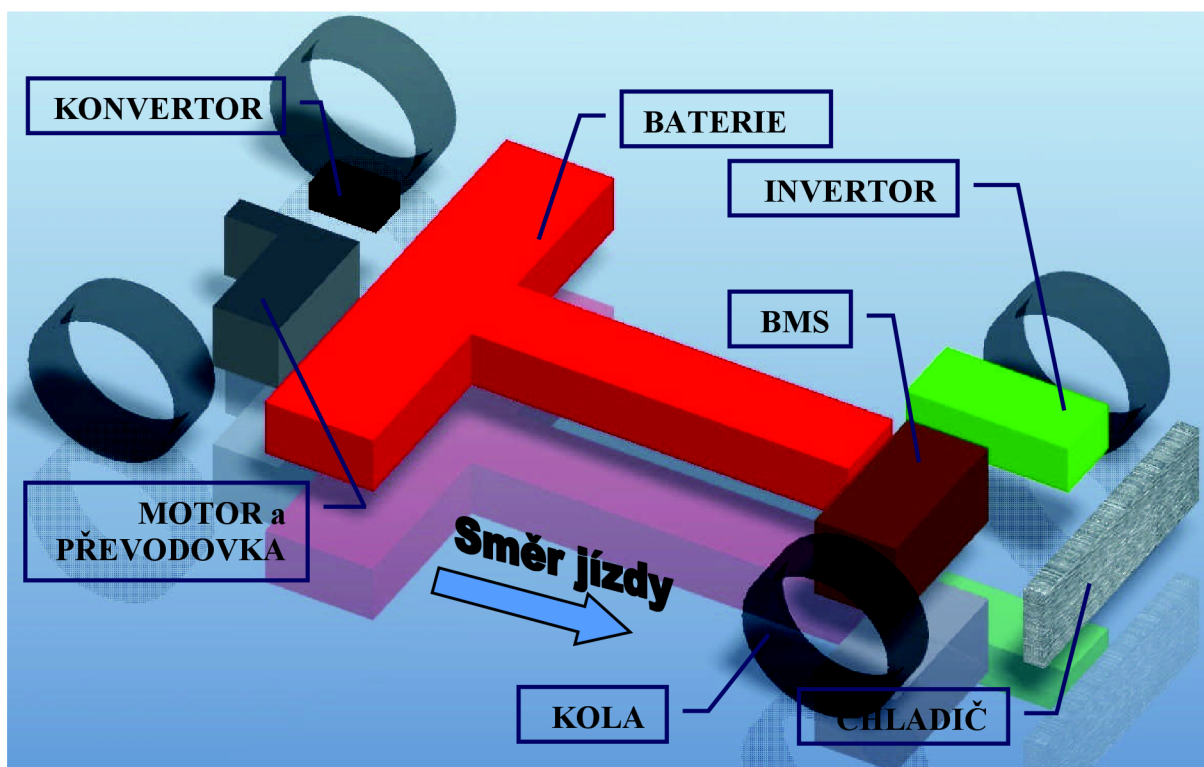
Mezi sekundární požadavky můžeme zahrnout:

- pohodlí řidiče
- snadný přístup k hlavním komponentám
- bezpečnost
- spolehlivost

4.2 NÁVRH ULOŽENÍ HLAVNÍCH KOMPONENT

Při návrhu rozložení hlavních komponent je využit programu ProEngineer. Rozměry hlavních komponent jsou převzaty ze skutečných dílů (viz přílohy P2, P3, P4 a P5) a značně zjednodušeny. Pro návrh uspořádání jsou tyto parametry zcela dostatečné.

NÁVRH Č.1



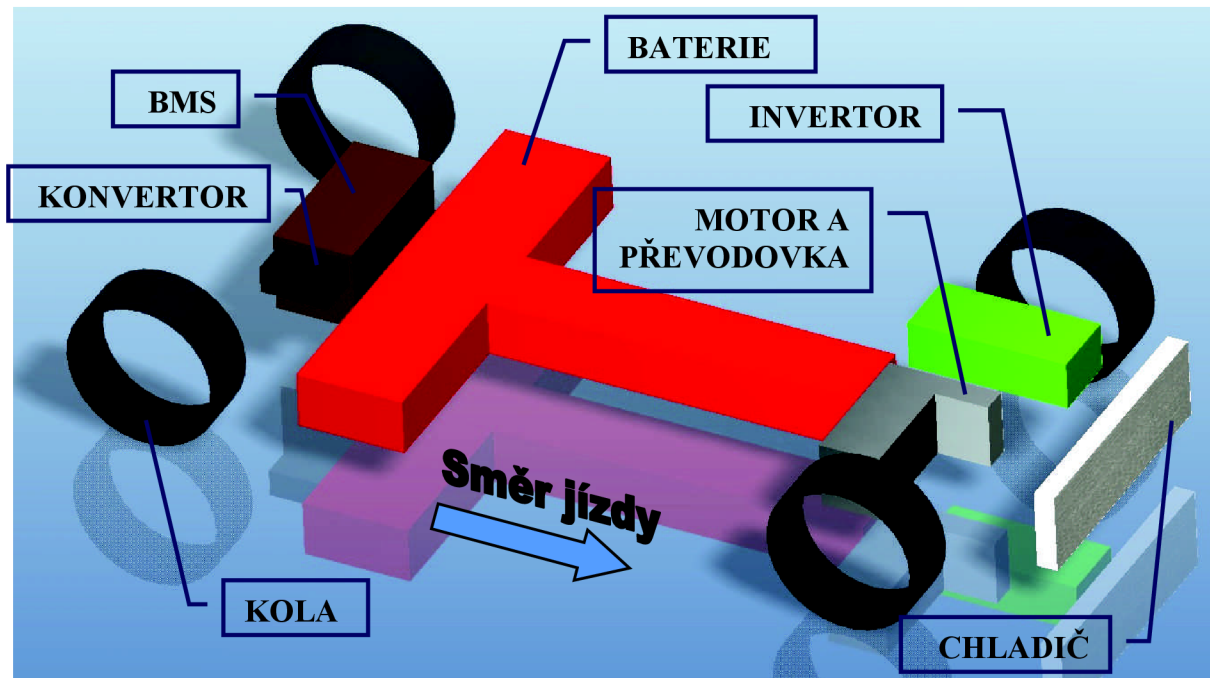
U návrhu č. 1 je volen zadní náhon vozu. Uložení baterií ve tvaru písmene „T“ a zbytek komponent umístěn v přední části vozidla pro lepší vyvážení náprav.

Při bližším zkoumání tohoto konceptu uspořádání je patrné, že těžiště vozidla je váhou motoru a baterií značně posunuto v zadní části vozidla. To může vést k přetáčivosti vozidla a



špatnému ovládní. Motor, který musí být chlazen vodou je umístěn daleko od chladiče. Vytvořit chlazení pro tento motor by bylo komplikovanější a nevyhovovalo by primárním požadavkům na jednoduchost.

NÁVRH Č.2

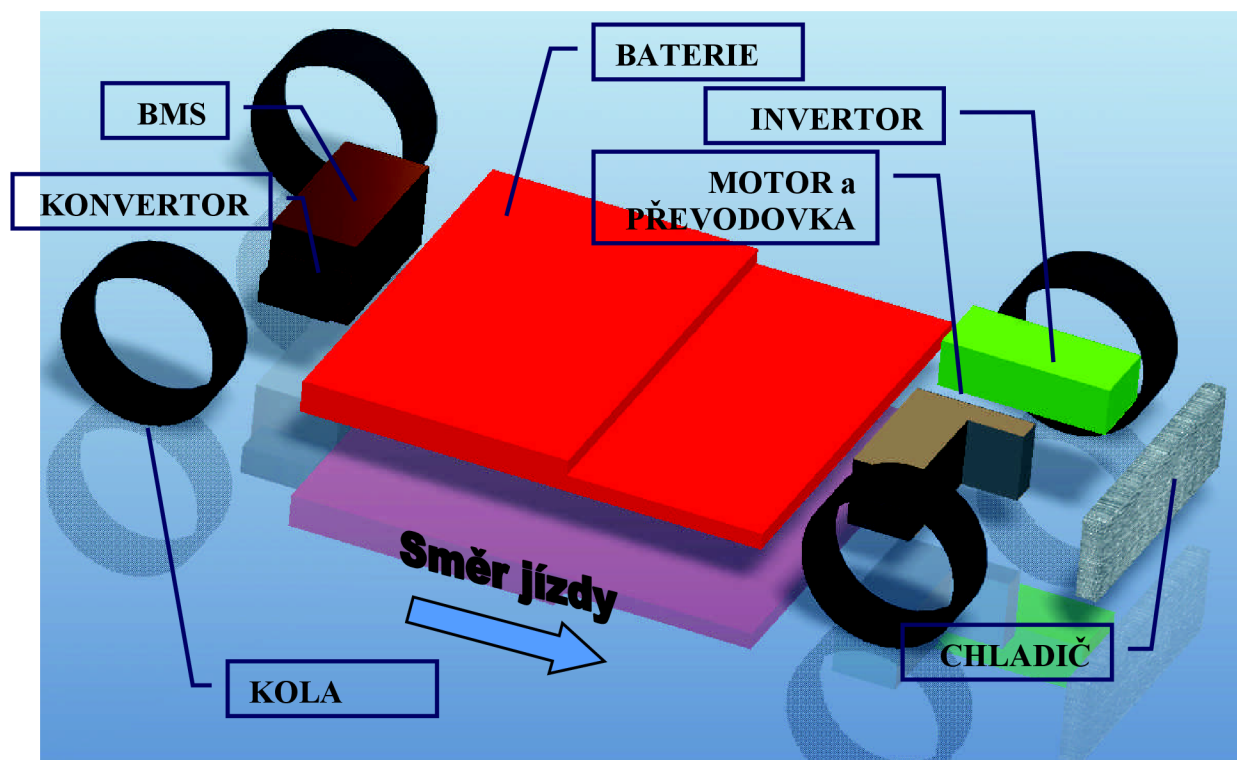


Návrh č 2 již zohledňuje co nejbližší umístění motoru a invertoru k chladiči. Dochází ke změně náhonu na přední kola. Výměna těžšího motoru s BMS navíc slouží k lepšímu vyvážení vozidla.

Na tomto návrhu je patrné vyvážené rozložení hlavních částí vozidla. Nejtěžší baterie jsou umístěny v prostřední a zadní části. Váhu zadní části baterií částečně vyvažuje motor a invertor. Nesmíme opomenout také BMS, který má značnou váhu a bude nám posouvat těžiště na zadní nehnaná kola. Prostor pro baterie ve tvaru písmene „T“ je nutné transformovat a rozšířit pro dostatečnou kapacitu a rezervu pro další články.



NÁVRH Č.3

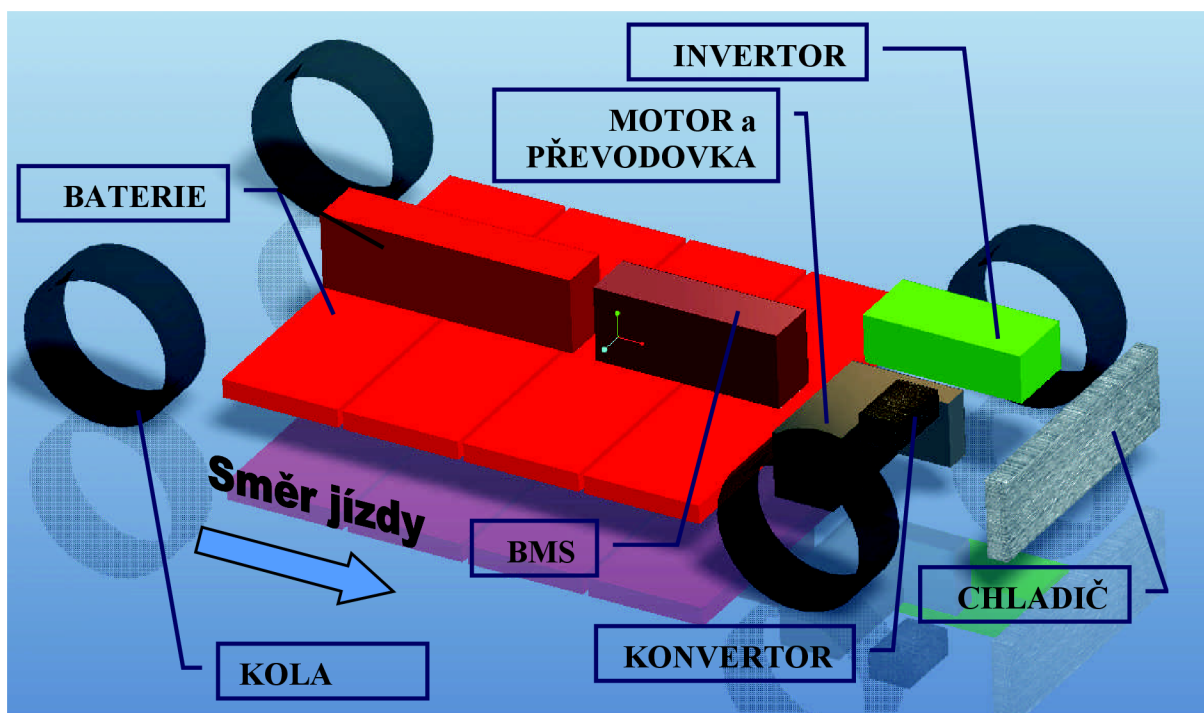


U návrhu č. 3 dochází k transformaci prostoru pro baterie. Je zajištěná blízká poloha chladiče k elektromotoru a invertoru. BMS a konvertor jsou umístěny v zavazadlovém prostoru. Baterie mají nepraktický tvar pro tvorbu rámu a podlahy kokpitu, je třeba na tomto tvaru provést úpravy.

Při návrhu rámu a následné simulaci torzní tuhosti bylo zjištěno, že je zapotřebí torzní tuhost zvýšit nadstandardním prvkem. V našem případě to je středový tunel, který se táhne celým prostorem posádky. Baterie o tak velké ploše je velice komplikované uchytit a jako celek se při poškození musí vyměnit značná část. Rozčlenění do více prvků je tedy praktičtější z hlediska uchycení, montáže, spolehlivosti a konstrukce podlahy pro pasažéry. Část baterií tedy bude uchycena v podlaze a menší část bude zakomponovaná ve středovém tunelu. Finální řešení je vyobrazena v návrhu č. 4.



NÁVRH Č.4



U návrhu č. 4 je efektivně využit vnitřní prostor již zmíněného středového tunelu. Uvnitř tohoto tunelu se nachází baterie, které již nebylo možné vložit pod podlahu a BMS, pro který je tento prostor ideální z hlediska vedení kabelů mezi invertorem a bateriemi. Rozložení váhy se pohybuje na rozmezí 60:40 ve prospěch přední hnané nápravy. Tento koncept má nepříznivý vliv na nedotáčivost, akceleraci a rozložení brzdných sil oproti náhonu na zadní kola. Tyto nedostatky jsou silně vykompenzovány jeho přednostmi:

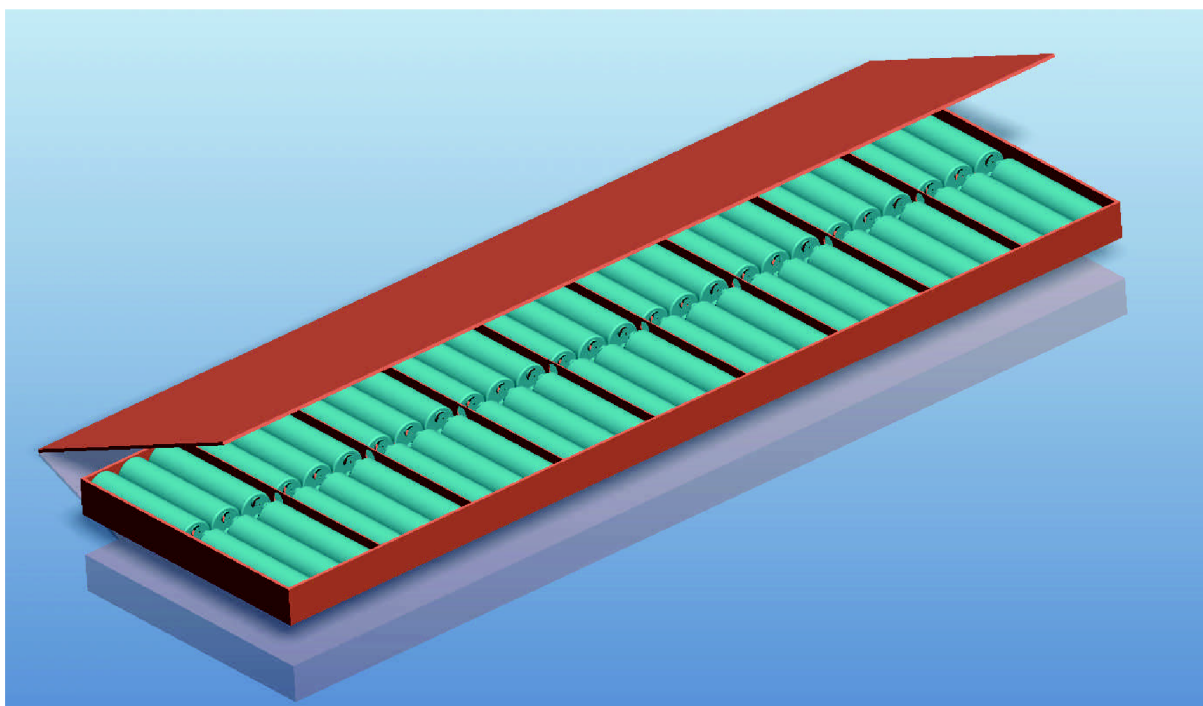
- Přední hnaná náprava je zatížena hmotností motoru a invertoru
- Vůz je dobře říditelný i na kluzkém povrchu
- Nedotáčivost při průjezdu zatáčkou (Toto řešení je bezpečnější pro silniční provoz.)
- Možnost použití stejného rámu (podvozku) pro více konstrukčních verzí (sedan, combi, hatchback).
- Jednoduchá montáž motoru a převodovky
- Možnost použít rovnou podlahu
- Kompaktnost pohonné jednotky (motor => diferenciál)
- Jednoduché chlazení motoru
- Využití jednoduššího zavěšení zadní nápravy
- Menší citlivost na boční vítr
- Hlavní hmotnost blízko těžiště automobilu

Protože řešení č. 4 využívá maximálně prostoru středového tunelu a prostoru pod kapotou nejsou cestující příliš omezeni prostorem v kokpitu a už vůbec ne místem v zavazadlovém prostoru. V zadní části vozu tím pádem vznikne prostor pro plnohodnotnou rezervu a objemný zavazadlový prostor. Zadní část se také může využít pro nadstandardní baterie, které zvýší dojezd vozu (volba zákazníka).

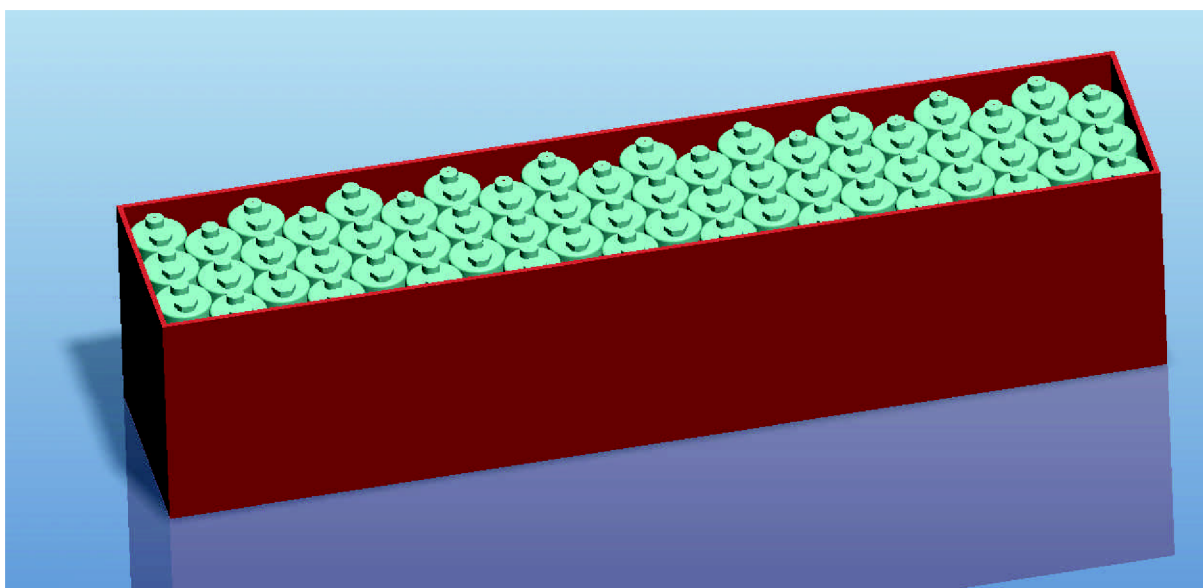


4.3 NÁVRH ULOŽENÍ BATERIÍ

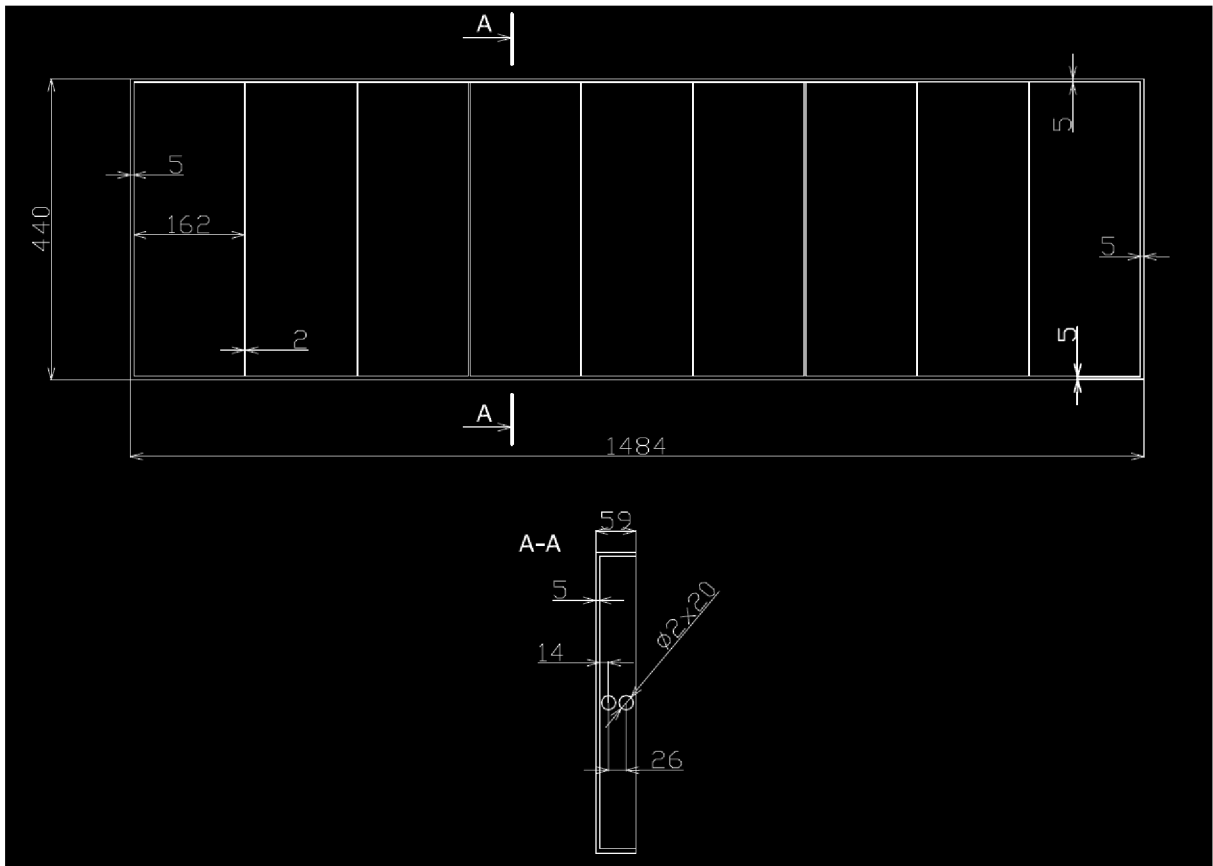
V podlaze automobilu jsou baterie ve čtyřech hlavních boxech, v každém z těchto boxů je uloženo 54 článků po dvou řadách Obr. 26. Celkový součet baterií v podlaze vozidla je 216ks. Zbýlých 60kusů je uloženo ve středovém tunelu Obr. 27.



Obr. 26 Návrh uložení baterií v podlaze vozidla



Obr. 27 návrh uložení baterií ve středovém tunelu



Obr. 28 Hlavní rozměry zásobníku baterií



5 VOLBA MATERIÁLU

Materiál musí být dostatečně pevný a lehký. Tyto vlastnosti ovlivňuje především modul pružnosti v tahu, mez pevnosti v tahu a hustota materiálu. Mezi nepoužívanější materiály na tvorbu rámu patří ocel a slitiny hliníku.

OCEL

Ocel se dodnes používá především na konstrukci svařovaných rámu. Materiál je dobře svařitelný a má velký modul pružnosti v tahu. Jeho hustota je výrazně vyšší, avšak u trubkového nebo žebřinového rámu je kompenzovaná vysokou tuhostí.

$$E < 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$R_m < 440 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2} < 245 \text{ MPa}$$

$$\rho = 7850 \text{ kgm}^{-3}$$

kde

E [MPa] Modul pružnosti v tahu

R_m [MPa] Pevnost v tahu

$R_{p0,2}$ [MPa] Mez kluzu

ρ [kg·m⁻³] Hustota

SLITINA HLINÍKU CERTAL

V moderních konstrukcích se stále více využívá slitin hliníku pro jejich relativně vysoký modul pružnosti v tahu, vzhledem k nízké hustotě materiálu (hmotnost). Pevnost rámu se v dnešní době zvyšuje variabilními a nestejnorodými profily v každé jeho části.

$$E < 72\,000 \text{ MPa}$$

$$R_m < 555 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2} < 495 \text{ MPa}$$

$$\rho = 2760 \text{ kgm}^{-3}$$

Elektromobil pro dálniční provoz s co nejmenší hmotností vyžaduje moderní technologie výroby a zpracování. Do těchto technologií můžeme zahrnout i hliníkovou konstrukci rámu nebo karoserie. Pro návrh elektromobilu je volen materiál CERTAL. Značná nevýhoda a komplikace při výrobě je špatná svařitelnost tohoto materiálu. Spojení profilů je tedy řešeno nejvhodnějšími svařovacími technologiemi: odporové svařování, WIG/MIG zde je však kladen důraz na použití spojovacího materiálu (AlMg4, 5MnZr nebo AlSi5) nebo svařování třením, které má nejvhodnější charakteristiku je však náročné na počáteční investice.



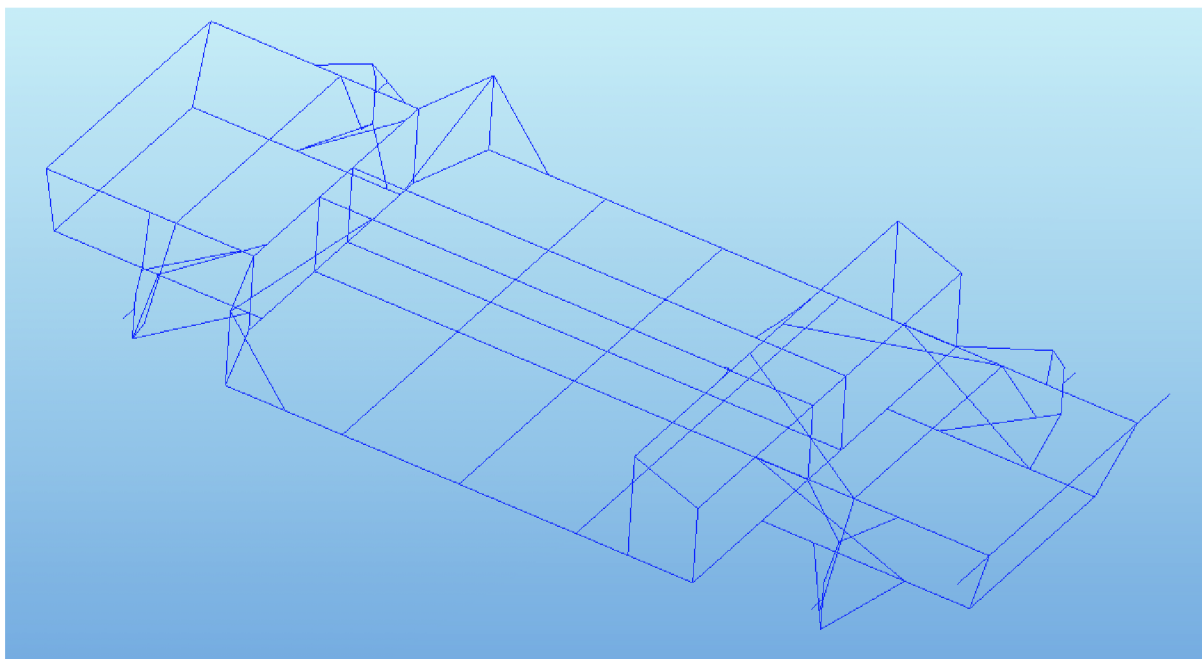
6 PROENGINEER (RÁM)

6.1 DRÁTOVÝ MODEL

Konstrukci rámu ovlivnilo především rozložení komponent a dostatečná torzní tuhost rámu. Dále pak celková hmotnost rámu a jeho aerodynamika. Aerodynamické kritérium má podstatně nižší význam. Návrh zohledňuje pouze teoretické předpoklady aerodynamiky.

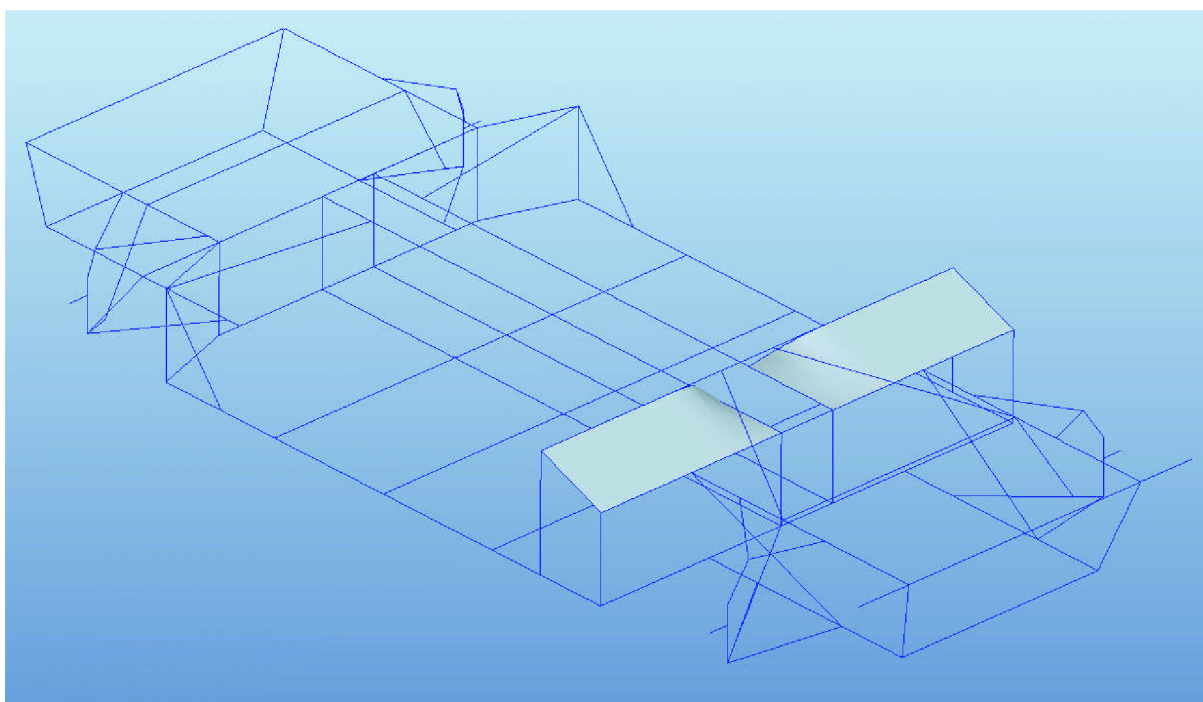
Rám je navrhován v programu ProEngineer. Nejprve bylo nutné převzít hodnoty rozvoru náprav a vytvořit tak počáteční souřadnicové systémy (Datum Coordinate System Tool) pro osy kol. V hlavních uzlech kolem baterií jsou vytvořeny body pomocí funkce (Offset Coordinate System Datum Point Tool). Další body jsou vytvořeny předpokládanými rozměry tunelu, náprav motoru, invertoru a zavazadlového prostoru. Výsledná soustava bodů je spojena pruty, které jsou vytvořeny funkcí (Insert a Datum Curve). Prochází li uzlem více jak dvě linky, musí být tyto linky k sobě svázány tímto uzlem. Pro jednoduchou manipulaci s výsledným objektem a rychlejší zpracování je vytvořena pouze půlka rámu, která je následně osově zrcadlena (mirror) do druhé poloviny. Polohu osy zrcadlení udává rozchod kol.

Výsledný drátový model nám poslouží jako osy profilových tyčí a také pro snazší import do programu ANSYS. Rozměry lichoběžníkového zavěšení kol jsou odborně voleny z již existujících automobilů.



Obr. 29 Střednicový model rámu

Vysokou torzní tuhost zajišťuje středový tunel a silné bočnice rámu. Rozložení napětí obstarávají přidavné plechy a tyče. Jelikož v Programu ANSYS je obtížné vytvořit plochu pomocí několika radiálně zahnutých prutů je vytvořena jedna plocha již v programu ProEngineer. Tato plocha je zobrazena na Obr. 30.








Obr. 30 Komplikovaná plocha v drátovém modelu

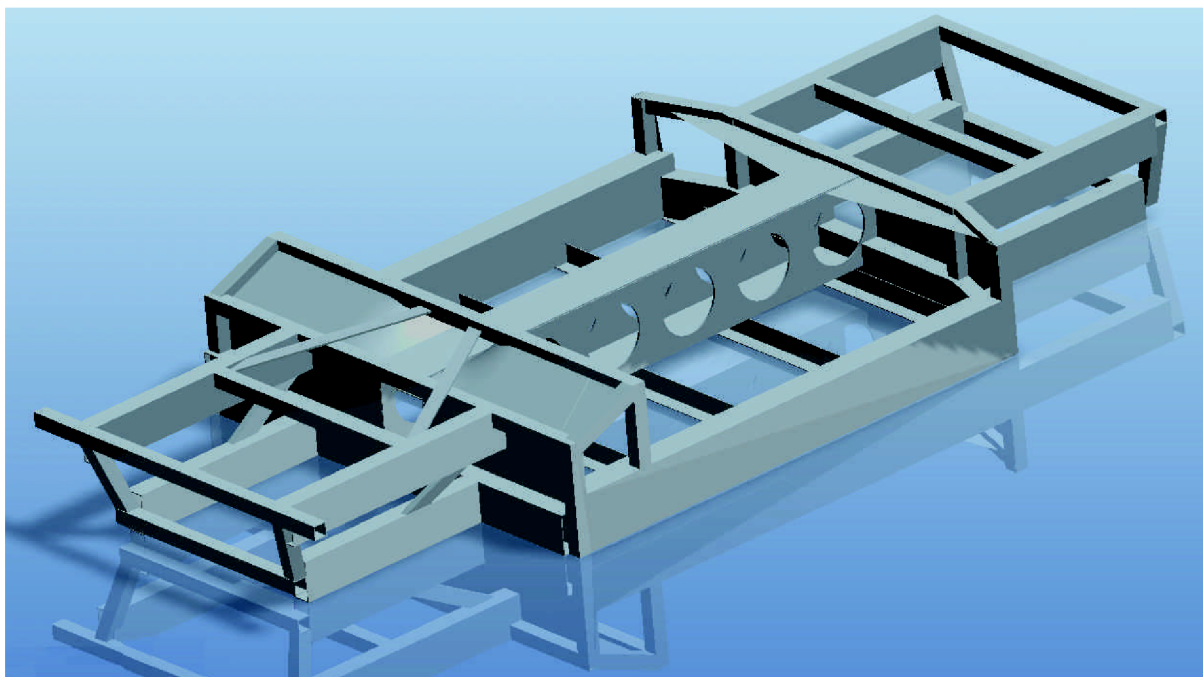
Výsledný model je uložen ve formátu *.igs (IGES). Tento formát je nejrozšířenějším formátem mezi 3D programy a následné načtení v programu ANSYS by mělo probíhat bez problému.

6.2 3D MODEL

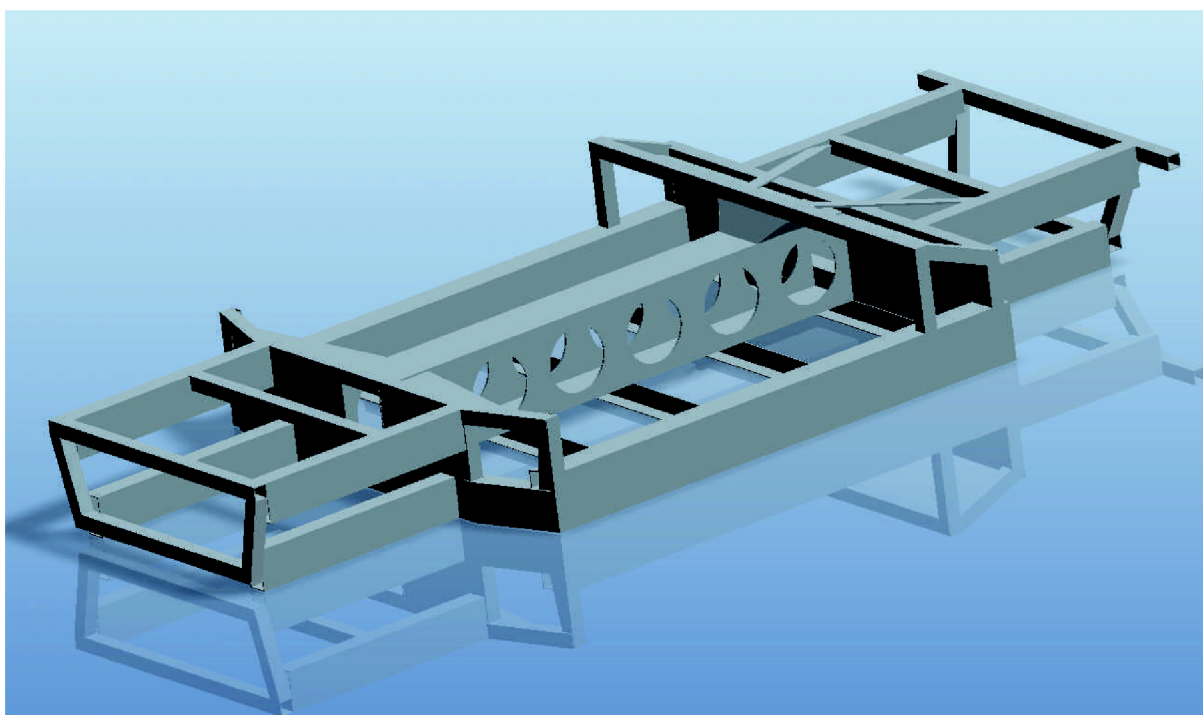
Rám je navrhnut z tenkostěnných trubek a plechu.

Tab. 3 Použité rozměry trubek a plechů

Profil (výška, šířka) [mm]	Tloušťka [mm]	Použití
 50x50	3	Nosné prvky a výztuhy
 140x70	3	Bezpečnostní a nosné prvky konstrukce
 200x100	3	Hlavní nosný prvek
 50x7	7	Výztuhy
 100x103	3	Nosné prvky a výztuhy
-Plech-	3	Výztuhy
-Plech-	7	Hlavní nosný prvek



Obr. 31 3D model rámu, pohled zepředu



Obr. 32 3D model rámu, pohled zezadu



7 ANSYS

Úprava, zatížení rámu a výpočet torzní tuhosti je řešen v programu ANSYS, který pracuje s metodou konečných prvků MKP nebo také FEM (Finite Element Method).

7.1 POSTUP ŘEŠENÍ V PROGRAMU ANSYS

IMPORT – (vlození dat z programu ProEngineer)

PREPROCESSOR – (přípravná fáze výpočtu, zadávání vstupních parametrů)

Element Type	- volba typu elementů
Real Constants	- zadávání reálné konstanty
Material Props	- vlastnosti materiálu
Section	- vytvoření profilů
Modeling	- tvorba ploch
Meshing	- vytvoření sítě

SOLUTION

Define loads;	-zadávání okolních podmínek a zatížení
Solve	-řešení soustavy

GENERAL POSTPROCESSOR – (generace výsledků)

Read Results	- načtení výsledků
Plot Results	- zobrazení výsledků
List Results	- textové zobrazení výsledků

7.2 IMPORT

Do Programu ANSYS je vložen konečno-prvkový model s 1D a 2D prvky, které byly vytvořeny v programu ProEngineer. Soubor *.igs (IGES).

7.3 PREPROCESSOR

Tato část slouží jako přípravná fáze, před samotným výpočtem. Zadání rozměrů profilů, jejich materiálová charakteristika a vytvoření sítě jsou jedny z parametrů, které musí být zadány v této sekci. Nejprve je třeba zadat, s jakými elementy budeme pracovat.

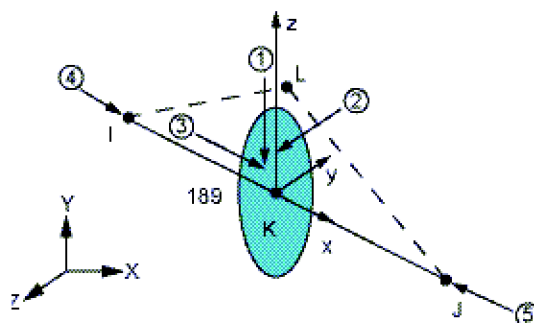


7.3.1 ELEMENT TYPE

BEAM 189

Element BEAM 189 je hlavním prvkem pro vytvoření prutů rámu. Je využit téměř v celé konstrukci kromě plechů a zavěšení a odpružení kol.

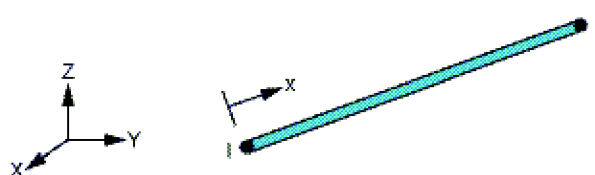
Prvek je vhodný pro analýzu štíhlých i silnějších prutových konstrukcí, pro spojení více prvků v jednom uzlu. Element je kvadratický 3 node beam element ve 3-D. U každého uzlu může nastat šest až sedm stupňů volnosti. Šest základních stupňů volnosti je definováno jako posuvy v ose x , y , z a rotace kolem os x , y a z . Sedmý stupeň volnosti je volitelný. Geometrie prvku je definována uzly I, J a K v globálním souřadnicovém systému. Prvek je vhodný pro lineární aplikace. (vychází z [5])



Obr. 33 BEAM 189 [5]

LINK 8

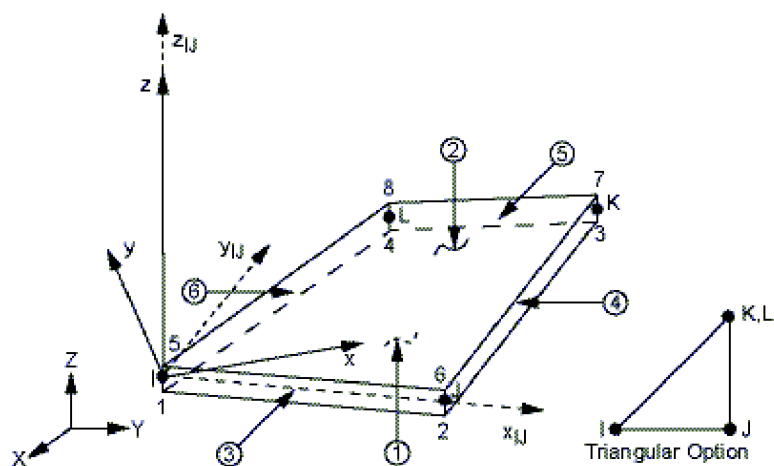
Tento element je použit u prutů náprav a odpružení. Jedná se o prvek se třemi stupni volnostmi v každém uzlu. Stupně volnosti jsou ve směrech osy x , y a z . Nosník je namáhán pouze na tah nebo tlak. Konce prvků jsou definované kloubovým ukotvením. (vychází z [5])



Obr. 34 LINK8[5]

SHELL 63

SHELL 63 může být namáhán v ohybu. Umožňuje zatížení in-plane a v normálové rovině. Prvek má šest stupňů volnosti v každém uzlu: posuvy v ose x , y a z a rotace kolem os x , y a z . Geometrie prvku je definována uzly I, J, K a L v globálním souřadnicovém systému. Element je použit pro vytvoření sítě středového tunelu a pomocných plechových výztuh. (vychází z [5])



Obr. 35 SHELL 63 [5]

7.3.2 REAL CONSTANTS

SHELL 63

Tloušťka stěny

Středový tunel: 7mm

Plechové výztuhy: 3mm

7.3.3 MATERIAL PROPS.

Materiálové vlastnosti jsou určeny pevností a pružností materiálu.

BEAM 189 a SHELL 63

Materiál CERTAL viz kapitola 5.

Konstrukční, lineární, elastický a isotropní.

- modul pružnosti v tahu EX= 72000 MPa
- součinitel příčného přetvoření PRXY= 0,33
- hustota materiálu DENS= 2760 kgm⁻³

LINK 8

Fiktivní vysoko pevnostní materiál. Zavěšení kol se musí chovat jako tuhý člen.

Konstrukční, lineární, elastický a isotropní.

- modul pružnosti v tahu EX= 7.1e⁹ MPa
- součinitel příčného přetvoření PRXY= 0,3
- hustota materiálu DENS= 7000 kgm⁻³









7.3.4 SECTION

V této části jsou vytvořeny profily tyčí pro celý rám a zavěšení kol.

[Section → Beam → Common Section]

Tab. 4 Použité rozměry plachů a tyčí v programu ANSYS

Profil (výška, šířka) [mm]	Tloušťka [mm]	Použití
 50x50	3	Nosné prvky a výztuhy
 140x70	3	Bezpečnostní a nosné prvky konstrukce
 200x100	3	Hlavní nosný prvek
 50x7	7	Výztuhy
 100x103	3	Nosné prvky a výztuhy
 r=22	-	Zavěšení kol

7.4 SOLUTION

7.4.1 DEFINE LOADS

ZATÍŽENÍ KRUTEM (TORZNÍ TUHOST)

Zatížení a omezení pohybu rámu je v místech středu kol. Aby bylo možné správně vyhodnotit výsledky a vypočítat torzní tuhost rámu je zapotřebí jej správně uchytit. Jeden střed kola je zatížen silou v našem případě $F_z = 1000\text{N}$. Zbývajícím středům kol jsou odebrány stupně volnosti posuvu v osách x, y a z, vždy tak aby mezi sousedícími středy kol mohlo docházet k posuvu v jedné z os x a y. Jinými slovy odebrané stupně volnosti nesmí zpevnit konstrukci rámu. Pouze takto může dojít ke správné simulaci.

Velikost zatěžující síly neovlivňuje výsledek torzní tuhosti, protože výsledná tuhost je vztažena na jednotku délky a úhlové posunutí. Jednotka torzní tuhosti je síla krát metr na stupeň [$\text{N}\cdot\text{m deg}^{-1}$].

Orientace souřadného systému:

Osa X – podélná osa vozidla

Osa Y – příčná osa vozidla

Osa Z – vertikální osa vozidla

Zatížení:

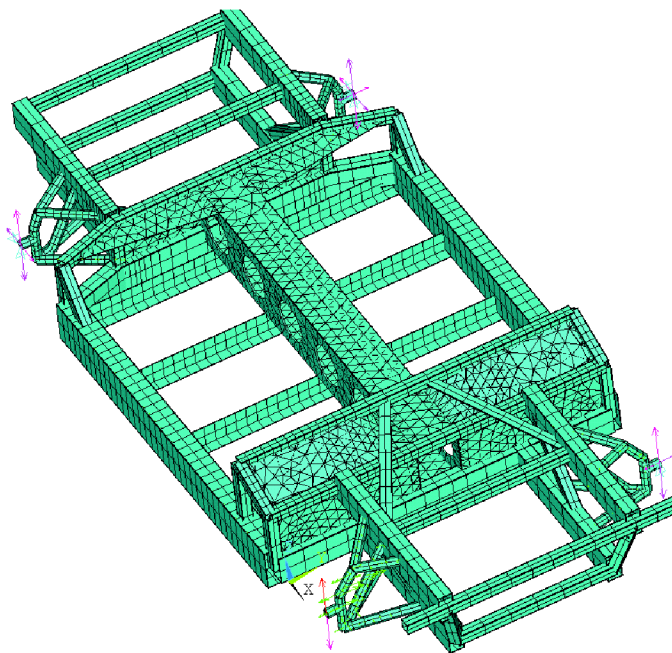
$F_z = 1000\text{N}$ Zatížení v ose Z pravého předního kola

Zamezení posuvu:

V ose y a z Levé přední kolo

V ose x a z Pravé zadní kolo

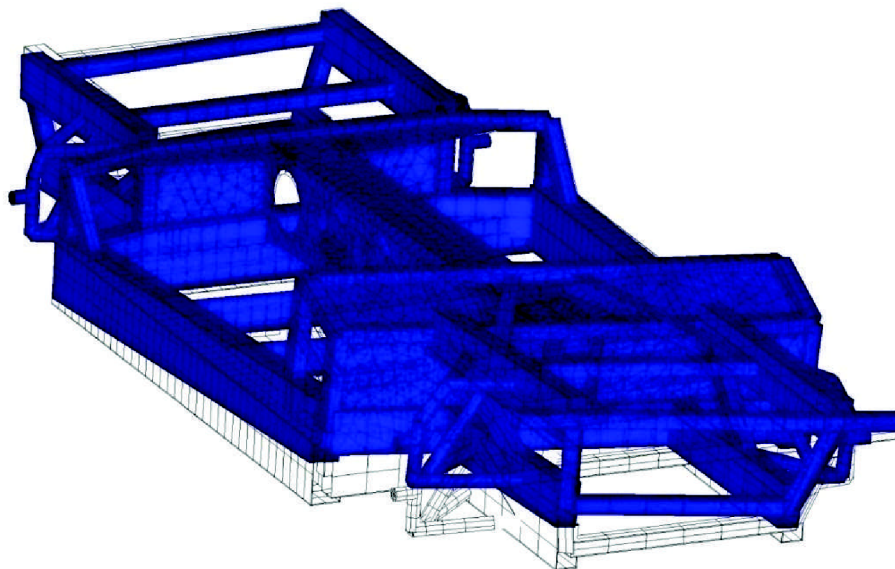
V ose x, y a z Levé zadní kolo



Obr. 36 Zatížení a zamezení posuvu rámu (pohled zepředu)

7.5 GENERAL POSTPROCESSOR

7.5.1 PLOT RESULTS



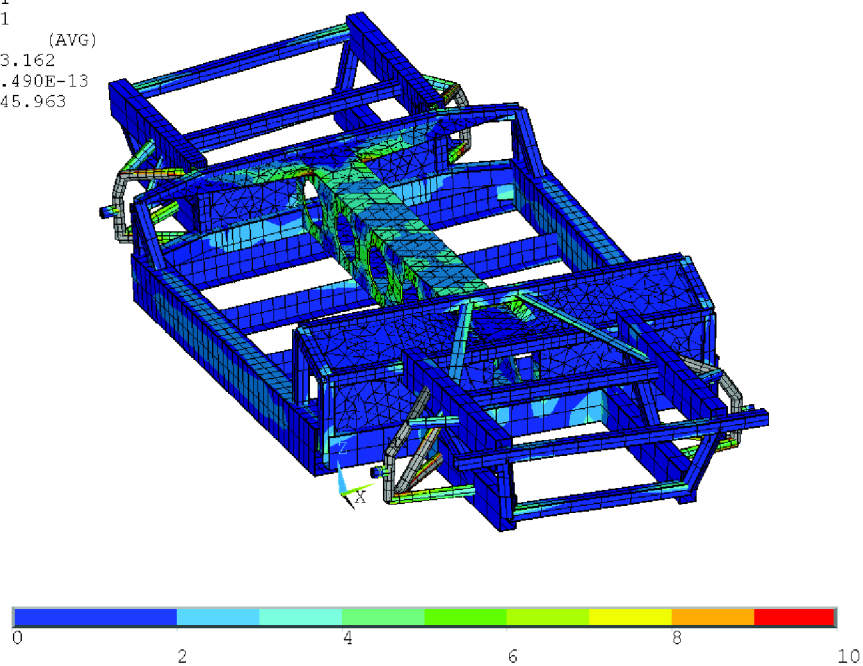
Obr. 37 Deformovaný a nedeformovaný tvar rámu

Redukované napětí rámu je vyhodnoceno podle podmínky HMH (von Mises stress).

Největší redukované napětí je koncentrováno v zavěšení kol, ty jsou však téměř dokonale pevné. Vzhledem ke zvýšené napjatosti v zavěšení je upravena horní hranice zobrazovaného redukovaného napětí tak, aby bylo možné vidět, ve kterých částech vozu dochází ke zvýšené napjatosti.

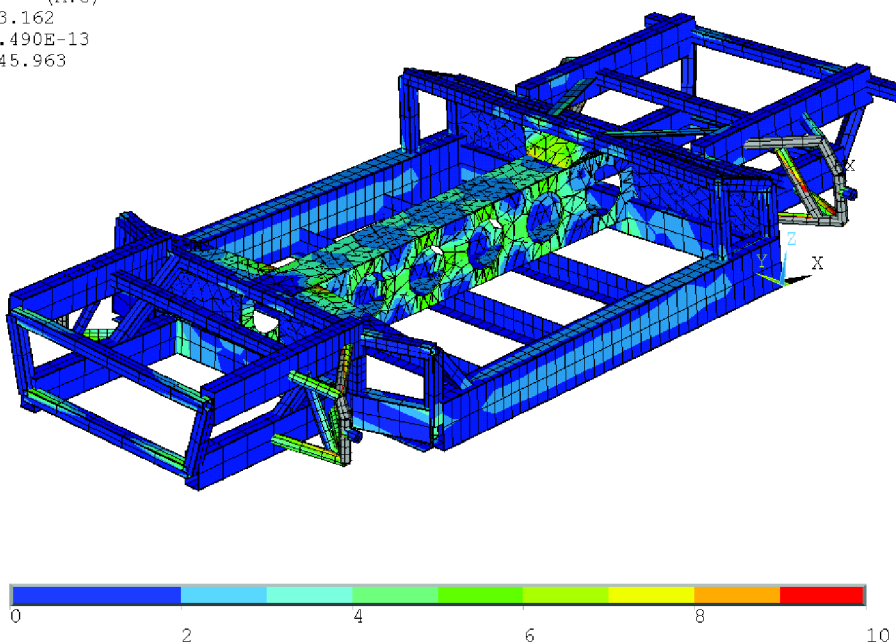


NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 SEQV (AVG)
 DMX =3.162
 SMN =.490E-13
 SMX =45.963

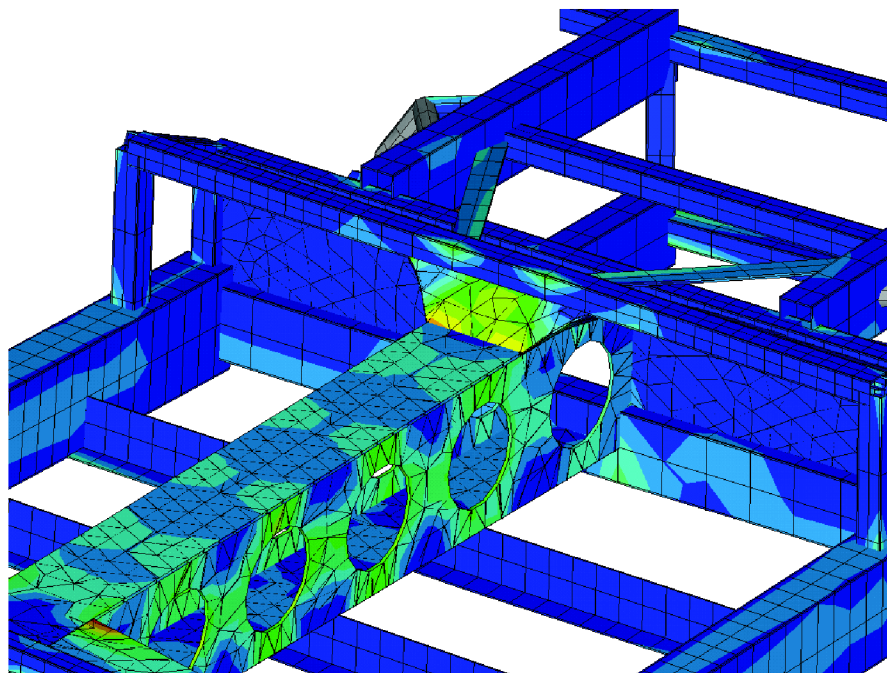


Obr. 38 Redukované napětí v rámu (pohled zepředu) [MPa]

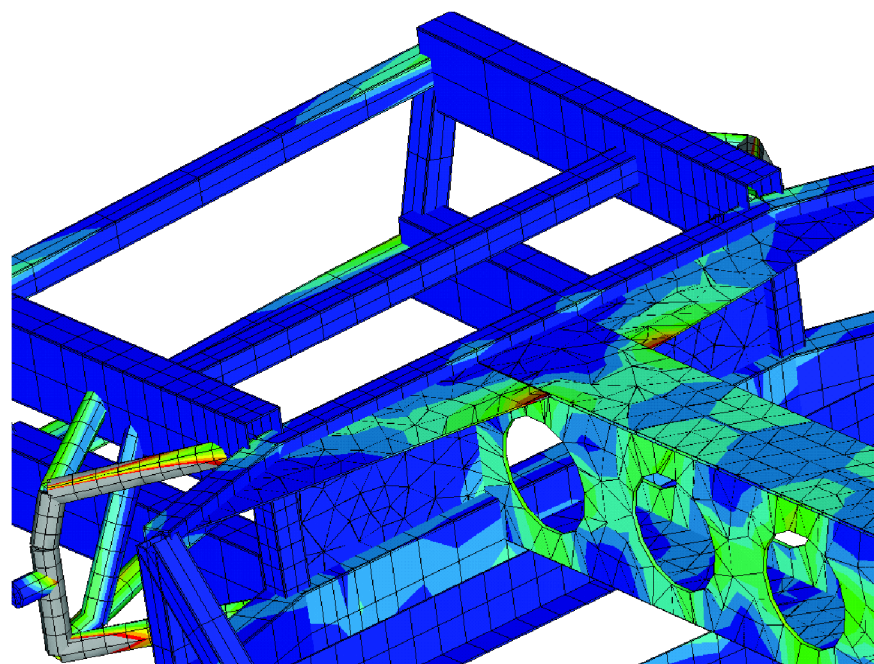
NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 SEQV (AVG)
 DMX =3.162
 SMN =.490E-13
 SMX =45.963



Obr. 39 Redukované napětí v rámu (pohled zezadu) [MPa]



Obr. 40 Napjatost ve středového tunelu v přední části vozidla



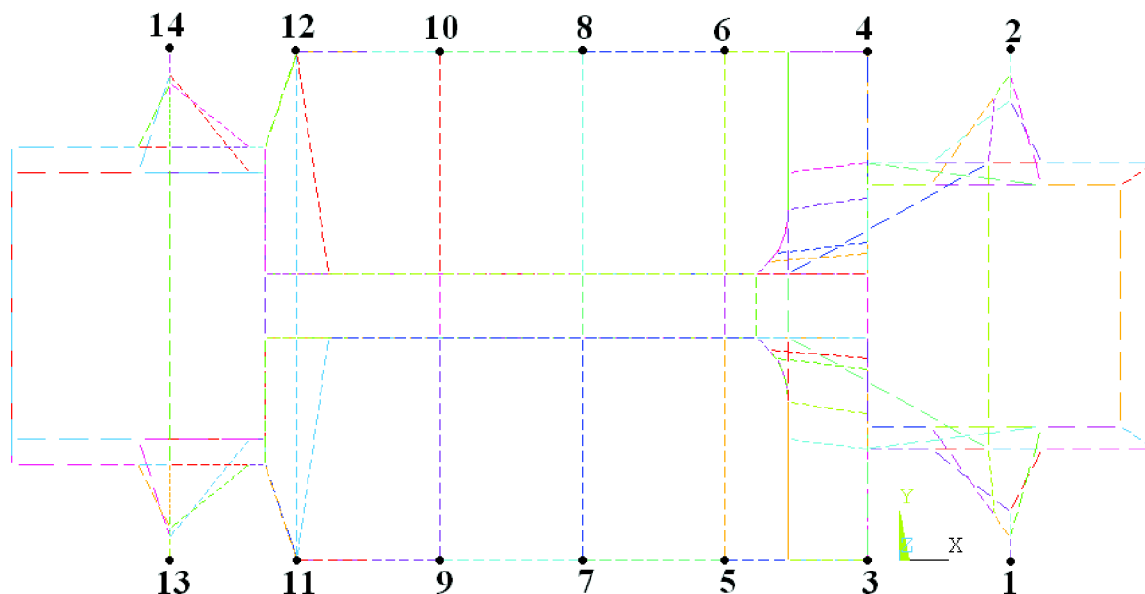
Obr. 41 Napjatost v uchycení středového tunelu v zadní části vozidla

Z obrázků je patrná vysoká napjatost ve středovém tunelu, plechových výtuhách a ve vzájemných spojích < 15 MPa. O něco menší napjatost je zaznamenáno v hlavních nosnících podél vozu. Z výsledku lze vyčíst, že středový tunel plní svou úlohu vyztužení rámu pro zatížení v krutu. Přední a zadní tyče, pro uchycení zavěšení kol nevykazují téměř žádnou napjatost. Tyto bezpečnostní a nosné prvky konstrukce však budou zatíženy hnacím ústrojím. Také slouží pro k absorpci energie při nárazu.

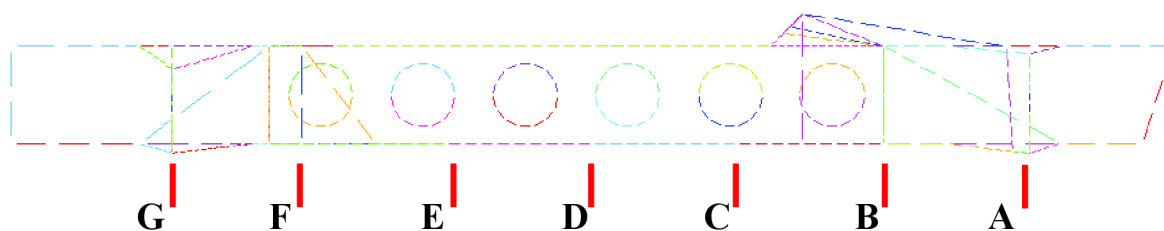


7.5.2 LIST RESULTS

K výpočtu torzní tuhosti je zapotřebí vybrat klíčové uzly a zjistit jejich souřadnice a posunutí vůči této původní poloze.



Obr. 42 Výběr klíčových bodů (horní pohled)



Obr. 43 Výběr rovin a úseků v klíčových uzlech (boční pohled)

Roviny jsou zvoleny přesně v ose protilehlých klíčových bodů Obr. 42. Například rovina A leží ose bodů 1 a 2.

Úseky jsou voleny mezi sousedícími rovinami, tedy A-B úsek je mezi rovinami A a B.



Tab. 5 Souřadnice bodů (před zatížení)

číslo bodu	Uzel	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	15226	350	0	93
2	15394	350	1600	93
3	2673	-100	0	0
4	2863	-100	1600	0
5	12247	-550	0	0
6	12318	-550	1600	0
7	12255	-1000	0	0
8	12326	-1000	1600	0
9	12273	-1450	0	0
10	12344	-1450	1600	0
11	2773	-1900	0	0
12	2958	-1900	1600	0
13	15156	-2300	0	93
14	15324	-2300	1600	93

[General postproc → List Results → Nodal Solution]

Tab. 6 Hodnoty posunutí bodů (po zatížení)

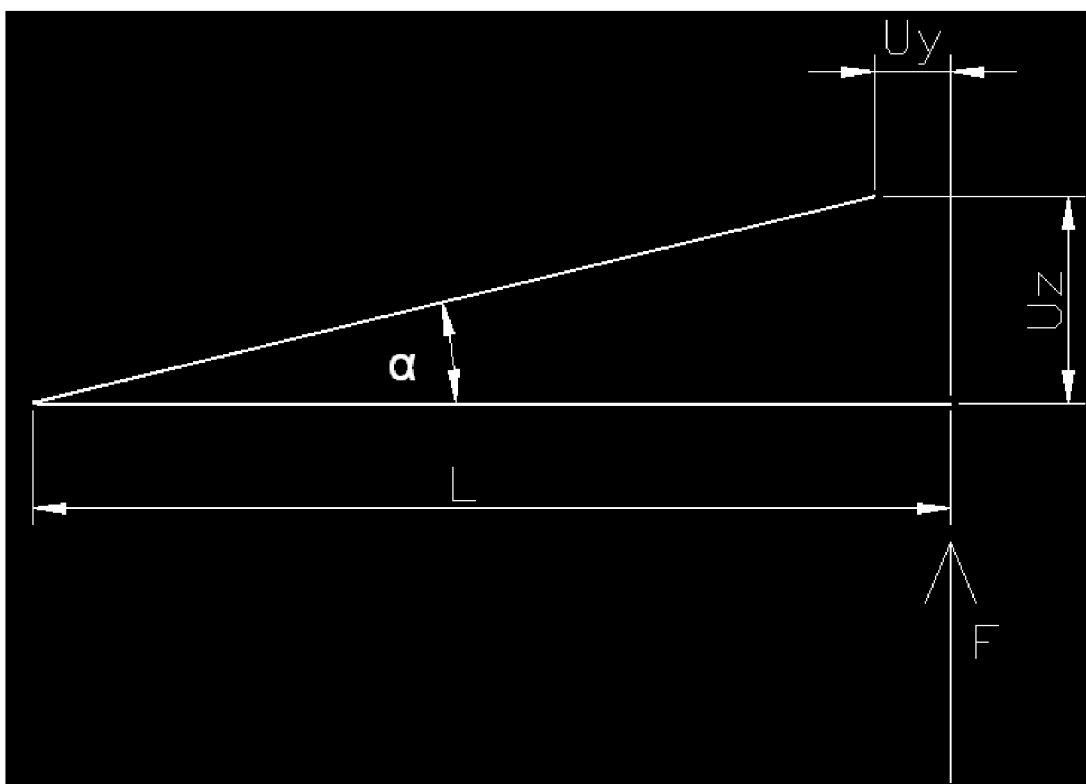
číslo bodu	uzel	Uz [mm]	Uy [mm]
1	15226	2,981000	-0,005570
2	15394	0,000000	0,000000
3	2673	2,580280	-0,178670
4	2863	-0,033740	-0,178230
5	12247	2,007500	-0,144070
6	12318	-0,043840	-0,144060
7	12255	1,486000	-0,105040
8	12326	-0,027529	-0,104950
9	12273	0,954620	-0,066592
10	12344	-0,001100	-0,066368
11	2773	0,429510	-0,026212
12	2958	0,019604	-0,026306
13	15156	0,000000	0,003992
14	15324	0,000000	0,000000



8 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

8.1 TORZNÍ TUHOST

Aby bylo možné posoudit torzní tuhost rámu, musí být vypočítána jak hlavní torzní tuhost, tak torzní tuhost v jednotlivých úsecích. Hlavní torzní tuhost rámu je vypočtena z úhlového natočení „ α “ myšleného prutu, z délky jeho ramene „ L “ (rozchod kol) a síly kterou na tento prut působíme „ F “.



Obr. 44 Znárodnění natočení myšleného prutu

8.1.1 HLAVNÍ TORZNÍ TUHOST V ŘEZU A (PŘEDNÍ NÁPRAVA)

Torzní tuhost je počítána mezi body 1 a 2

Nejprve je třeba zjistit absolutní vzdálenost mezi protilehlými body:

$$L_A = |y_1 - y_2| = |0 - (1600)| = 1600 \text{ mm} \quad (24)$$

kde:

L_A [mm] absolutní vzdálenost protilehlých bodu

y_n [mm] absolutní vzdálenost od základního souřadnicového systému



Posuv v ose y

$$U_y = U_{y1} - U_{y2} = -0,005570 - 0 = -0,00557 \text{ mm} \quad (25)$$

kde:

U_y [mm] celkové posunutí mezi body v ose y

U_{yn} [mm] posunutí od původní polohy v ose y, bodu „n“

Posuv v ose z

$$U_z = U_{z1} - U_{z2} = 0,2981 - 0 = 2,981 \text{ mm} \quad (26)$$

kde:

U_z [mm] celkové posunutí mezi body v ose z

U_{zn} [mm] posunutí od původní polohy v ose z, bodu „n“

Výpočet úhlu natočení ramene:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{U_z}{L - U_y} = \frac{2,981}{1600 - (-0,00557)} = 0,001863119 \quad (27)$$

$$\alpha = 0,106749^\circ$$

kde:

$\operatorname{tg} \alpha$ [rad] úhel natočení ramene

α [deg] úhel natočení ramene

Výpočet krouticího momentu

$$M_k = F_z B = 1000 \cdot 1,600 = 1600 \text{ Nm} \quad (28)$$

kde:

M_k [Nm] kroutící moment na daném rameni

F_z [N] síla působící na rameno

Výpočet torzní tuhosti

$$C = \frac{M_k}{\alpha} = \frac{1600}{0,106749} = 14988 \text{ Nm}/^\circ \quad (29)$$



kde:

C [Nm/°] Torzní tuhost

Výsledná torzní tuhost celého rámu je téměř 15 000Nm/°.

Vzdálenost mezi úseky:

$$k_{AG} = x_1 - x_{13} = 350 - (-2300) = 2650 \text{ mm} \quad (30)$$

kde:

k [mm] vzdálenost mezi rovinami

x_n [mm] souřadnice bodů v ose x

Výpočet torzní tuhosti na jednotku délky:

$$C_{kAG} = Ck_{AG} = 14988 \cdot 2,650 = 39781 \text{ Nm}^2/\text{°} \quad (31)$$

kde:

C_k [Nm²/°] torzní tuhost na jednotku délky

8.1.2 TORZNÍ TUHOST V JEDNOTLIVÝCH ČÁSTECH RÁMU

Torzní tuhost celého rámu nám dává jakousi představu jak je rám odolný v krutu. Abychom byli schopni zjistit, jestli nedochází k nadměrnému zkroucení v některé jeho části, je nutné provést výpočet torzní tuhosti mezi jednotlivými úseky (A-B, B-C, C-D...)

Nejprve je nutné vypočítat úhel natočení v jednotlivých rovinách (A, B, C..). Odečtením úhlu natočení sousedních rovin získáme úhel zkroucení (natočení) daného úseku. Tímto rozdílem pak stačí podělit kroučící moment a dostaneme torzní tuhost pro daný úsek.

VÝPOČET ÚHLU NATOČENÍ V JEDNOTLIVÝCH ROVINÁCH

ROVINA A

$$L_A = |y_1 - y_2| = |0 - (1600)| = 1600 \text{ mm} \quad (32)$$

$$U_{yA} = U_{y1} - U_{y2} = -0,005570 - 0 = -0,00557 \text{ mm} \quad (33)$$

$$U_{zA} = U_{z1} - U_{z2} = 0 - (-2,981) = 2,981 \text{ mm} \quad (34)$$

$$\text{tg } \alpha_A = \frac{U_{zA}}{L_A - U_{yA}} = \frac{2,981}{1600 - (-0,00557)} = 0,001863119 \quad (35)$$

$$\alpha_A = 0,106749^\circ$$



ROVINA B

$$L_B = |y_3 - y_4| = |0 - (1600)| = 1600 \text{ mm} \quad (36)$$

$$U_{yB} = U_{y3} - U_{y4} = -0,17867 - (-0,17823) = -0,00044 \text{ mm} \quad (37)$$

$$U_{zB} = U_{z3} - U_{z4} = 2,58028 - (-0,3374) = 2,61402 \text{ mm} \quad (38)$$

$$\text{tg } \alpha_B = \frac{U_{zB}}{L_B - U_{yB}} = \frac{2,61402}{1600 - (-0,00044)} = 0,00163376 \quad (39)$$

$$\alpha_B = 0,093608^\circ$$

ROVINA C

$$L_C = |y_5 - y_6| = |0 - (1600)| = 1600 \text{ mm} \quad (40)$$

$$U_{yC} = U_{y5} - U_{y6} = -0,14407 - (-0,14406) = -0,00001 \text{ mm} \quad (41)$$

$$U_{zC} = U_{z5} - U_{z6} = 2,0075 - (-0,04384) = 2,05134 \text{ mm} \quad (42)$$

$$\text{tg } \alpha_C = \frac{U_{zC}}{L_C - U_{yC}} = \frac{2,05134}{1600 - (-0,00001)} = 0,0012821 \quad (43)$$

$$\alpha_C = 0,073458^\circ$$

ROVINA D

$$L_D = |y_7 - y_8| = |0 - (1600)| = 1600 \text{ mm} \quad (44)$$

$$U_{yD} = U_{y7} - U_{y8} = -0,10504 - (-0,10495) = -0,00009 \text{ mm} \quad (45)$$

$$U_{zD} = U_{z7} - U_{z8} = 1,486 - (-0,027529) = 1,513529 \text{ mm} \quad (46)$$

$$\text{tg } \alpha_D = \frac{U_{zD}}{L_D - U_{yD}} = \frac{1,513529}{1600 - (-0,00009)} = 0,000945956 \quad (47)$$

$$\alpha_D = 0,0541993^\circ$$



ROVINA E

$$L_E = |y_9 - y_{10}| = |0 - (1600)| = 1600 \text{ mm} \quad (48)$$

$$U_{yE} = U_{y9} - U_{y10} = -0,66592 - (-0,066368) = -0,000224 \text{ mm} \quad (49)$$

$$U_{zE} = |U_{z9} - U_{z10}| = 0,95462 - (-0,0011) = 0,95572 \text{ mm} \quad (50)$$

$$\text{tg } \alpha_E = \frac{U_{zE}}{L_E - U_{yE}} = \frac{0,95572}{1600 - (-0,000224)} = 0,00059732 \quad (51)$$

$$\alpha_E = 0,0342242^\circ$$

ROVINA F

$$L_F = |y_{11} - y_{12}| = |0 - (1600)| = 1600 \text{ mm} \quad (52)$$

$$U_{yF} = U_{y11} - U_{y12} = -0,026212 - (-0,026306) = 0,000094 \text{ mm} \quad (53)$$

$$U_{zF} = U_{z11} - U_{z12} = 0,42951 - 0,019604 = 0,409906 \text{ mm} \quad (54)$$

$$\text{tg } \alpha_F = \frac{U_{zF}}{L_F - U_{yF}} = \frac{0,409906}{1600 - 0,000094} = 0,00025619 \quad (55)$$

$$\alpha_F = 0,0146787^\circ$$

ROVINA G

$$L_G = |y_{13} - y_{14}| = |0 - (1600)| = 1600 \text{ mm} \quad (56)$$

$$U_{yG} = U_{y13} - U_{y14} = 0,003992 - 0 = 0,00392 \text{ mm} \quad (57)$$

$$U_{zG} = U_{z13} - U_{z14} = 0 - 0 = 0 \text{ mm} \quad (58)$$

$$\text{tg } \alpha_G = \frac{U_{zG}}{L_G - U_{yG}} = \frac{0,00392}{1600 - 0} = 0,00000245 \quad (59)$$

$$\alpha_G = 0,00014037^\circ$$

**VÝPOČET TORZNÍ TUHOSTI A TORZNÍ TUHOSTI NA JEDNOTKU DÉLKY V JEDNOTLIVÝCH ÚSECÍCH****ÚSEK A-B**

$$k_{AB} = x_1 - x_3 = 350 - (-100) = 450\text{mm} \quad (60)$$

$$\alpha_{AB} = \alpha_A - \alpha_B = 0,106749 - 0,093607 = 0,0131418^\circ \quad (61)$$

$$C_{AB} = \frac{M_k}{\alpha_{AB}} = \frac{1600}{0,013149} = 121749 \text{ Nm}/^\circ \quad (62)$$

$$C_{kAB} = Ck_{AG} = 121749 \cdot 4,5 = 547898 \text{ Nm}^2 / ^\circ \quad (63)$$

ÚSEK B-C

$$k_{BC} = x_3 - x_5 = -100 - (-550) = 450 \text{ mm} \quad (64)$$

$$\alpha_{BC} = \alpha_B - \alpha_C = 0,093607 - 0,073458 = 0,020149^\circ \quad (65)$$

$$C_{BC} = \frac{M_k}{\alpha_{BC}} = \frac{1600}{0,020149} = 79406 \text{ Nm}/^\circ \quad (66)$$

$$C_{kBC} = Ck_{BC} = 79406 \cdot 4,5 = 357\,330 \text{ Nm}^2 / ^\circ \quad (67)$$

ÚSEK C-D

$$k_{CD} = x_5 - x_7 = -550 - (-1000) = 450\text{mm} \quad (68)$$

$$\alpha_{CD} = \alpha_C - \alpha_D = 0,073458 - 0,054199 = 0,019259^\circ \quad (69)$$

$$C_{CD} = \frac{M_k}{\alpha_{CD}} = \frac{1600}{0,019259} = 83078 \text{ Nm}/^\circ \quad (70)$$

$$C_{kCD} = Ck_{CD} = 83078 \cdot 4,5 = 373852 \text{ Nm}^2 / ^\circ \quad (71)$$

ÚSEK D-E

$$k_{DE} = x_7 - x_9 = -1000 - (-1450) = 450\text{mm} \quad (72)$$

$$\alpha_{DE} = \alpha_D - \alpha_E = 0,054199 - 0,034224 = 0,019975^\circ \quad (73)$$

$$C_{DE} = \frac{M_k}{\alpha_{DE}} = \frac{1600}{0,019975} = 80099 \text{ Nm}/^\circ \quad (74)$$



$$C_{kDE} = Ck_{DE} = 80099 \cdot 4,5 = 360\,449 \text{ Nm}^2/\text{°} \quad (75)$$

ÚSEK E-F

$$k_{EF} = x_9 - x_{11} = -1450 - (-1900) = 450 \text{ mm} \quad (76)$$

$$\alpha_{EF} = \alpha_E - \alpha_F = 0,034224 - 0,014679 = 0,019546^\circ \quad (77)$$

$$C_{EF} = \frac{M_k}{\alpha_{EF}} = \frac{1600}{0,019546} = 81860 \text{ Nm/°} \quad (78)$$

$$C_{kEF} = Ck_{EF} = 81860 \cdot 4,5 = 368\,370 \text{ Nm}^2/\text{°} \quad (79)$$

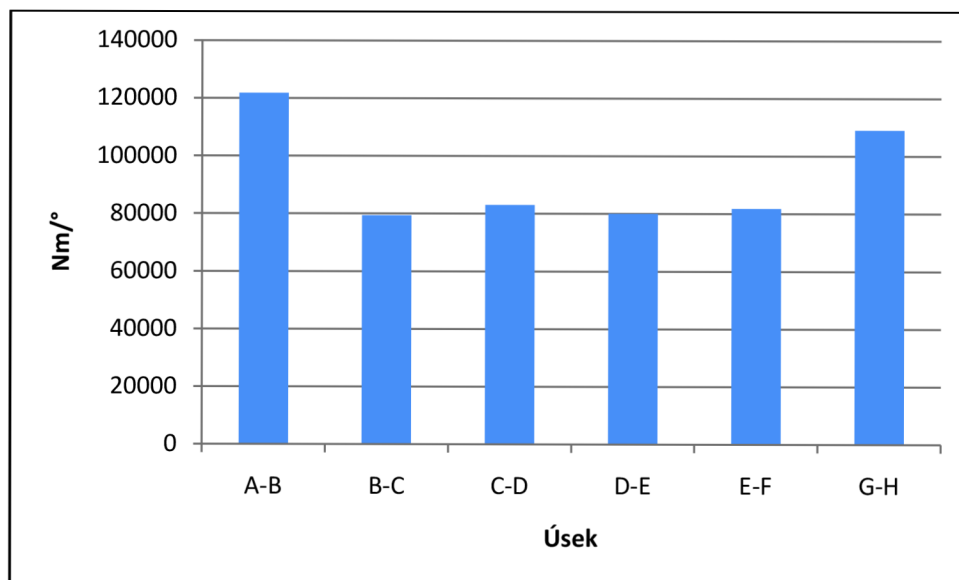
ÚSEK F-G

$$k_{FG} = x_{11} - x_{13} = 1900 - (-2300) = 450 \text{ mm} \quad (80)$$

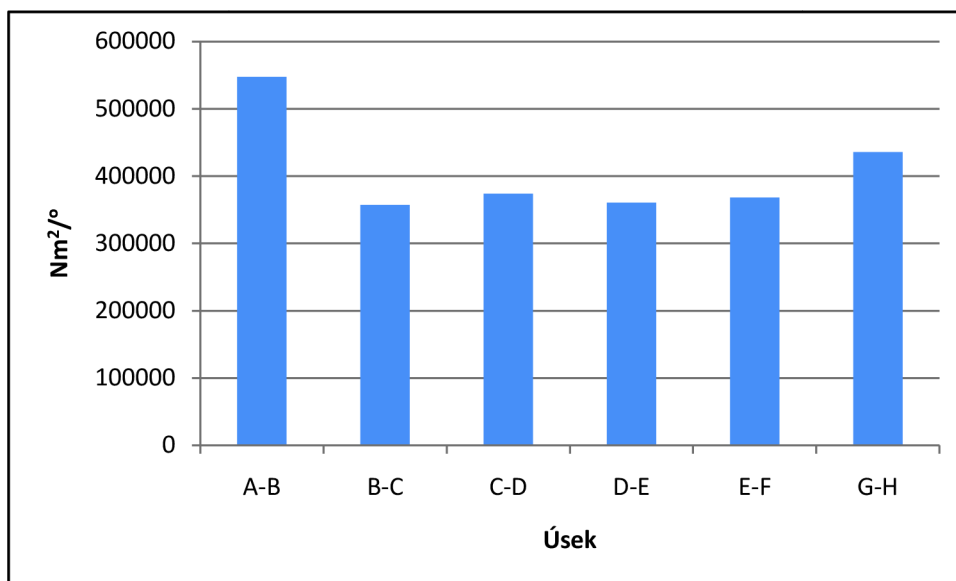
$$\alpha_{FG} = \alpha_F - \alpha_G = 0,014678 - 0 = 0,014679^\circ \quad (81)$$

$$C_{FG} = \frac{M_k}{\alpha_{FG}} = \frac{1600}{0,014679} = 109001 \text{ Nm/°} \quad (82)$$

$$C_{kFG} = Ck_{FG} = 14988 \cdot 4 = 436\,006 \text{ Nm}^2/\text{°} \quad (83)$$



Obr. 45 Graf torzní tuhosti



Obr. 46 Graf torzní tuhosti na jednotku délky

8.2 ZATÍŽENÍ OHYBEM

Zatížení ohybem je další faktor, který je u rámu zkoumán. Zatěžující síla F byla nahrazena vetknutím zamezující posuvu v ose z (Obr. 47). Odebraný stupeň volnosti je volen, tak aby docházelo k ohybu rámu.

Zatížením nosníků silami, které představují hmotnost komponent a posádky, bylo docíleno simulace zatížení rámu na ohyb.

Orientace souřadného systému:

Osa X – podélná osa vozidla

Osa Y – příčná osa vozidla

Osa Z – vertikální osa vozidla

Zamezení posuvu:

V ose z Právě přední kolo

V ose y a z Levé přední kolo

V ose x a z Právě zadní kolo

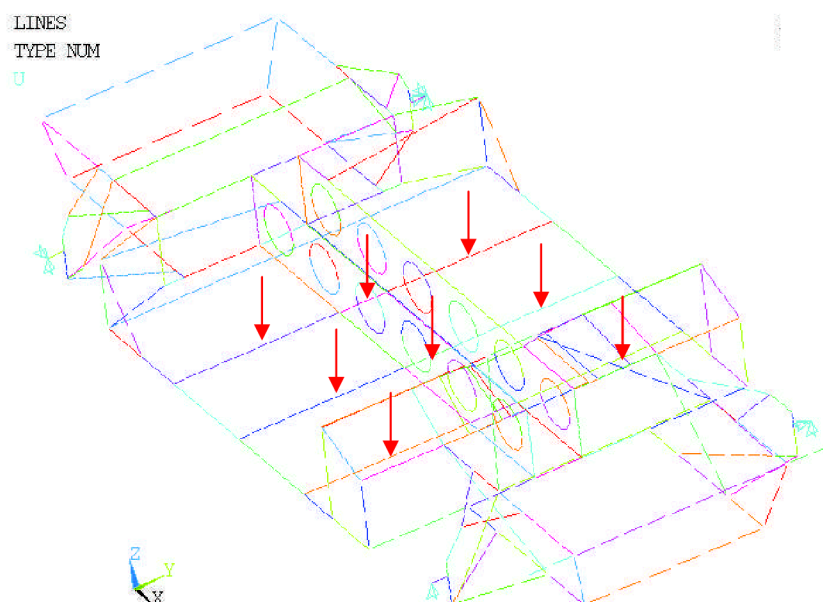
V ose x, y a z Levé zadní kolo

Zatěžující síla:

Rozložena v místech uchycení baterií, předpokládané polohy řidiče a BMS Obr. 47.

5 000N

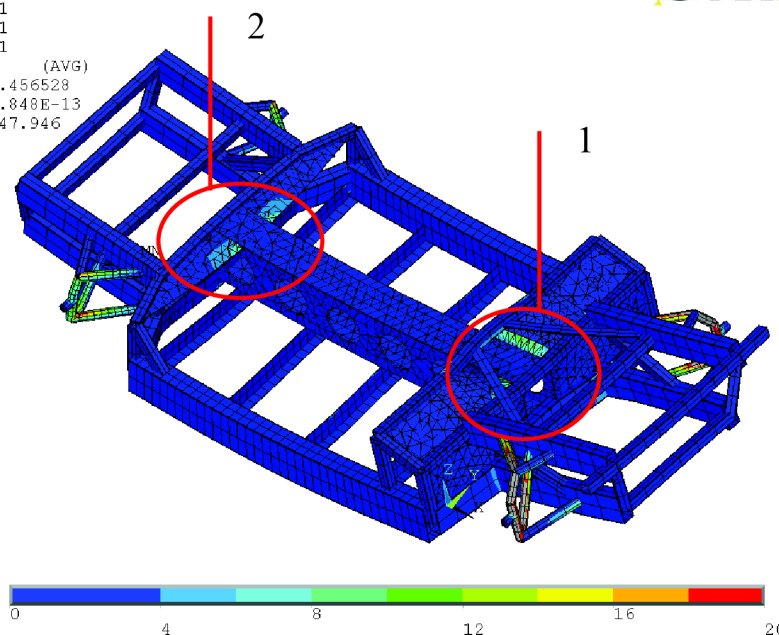
Zatěžující síla je vypočtena ze součtu hmotnosti hlavních komponent a posádky (2x 90kg).



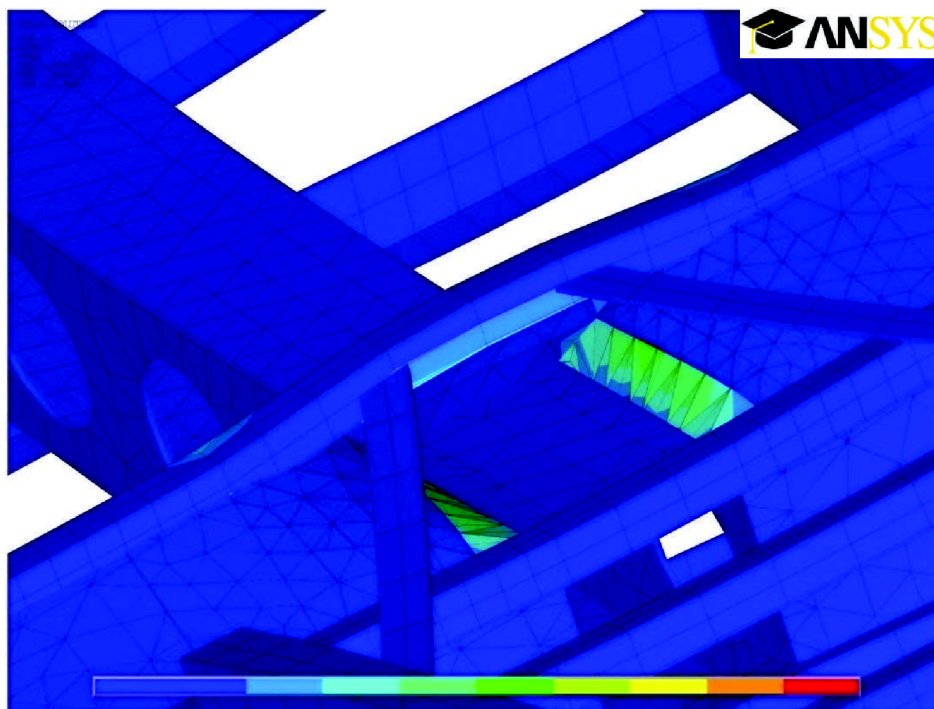
Obr. 47 Uchycení rámu pro zatížení na ohyb

Maximální redukované napětí v rámu je 47MPa. Tato napjatost se vyskytuje na zavěšení kol, na samotném rámu je maximální napjatost v kritických bodech mnohem nižší. Aby bylo možné toto redukované napětí vyhodnotit je maximální zobrazované redukované napětí 20MPa, za touto hodnotu se prvky vybarvují do sytě rudé až šedé. K největšímu napětí dochází v napojení středového tunelu na nosné tyče. Detail namáhané části je zakroužkován na Obr. 48, detail je následně zobrazen na Obr. 49 a Obr. 50.

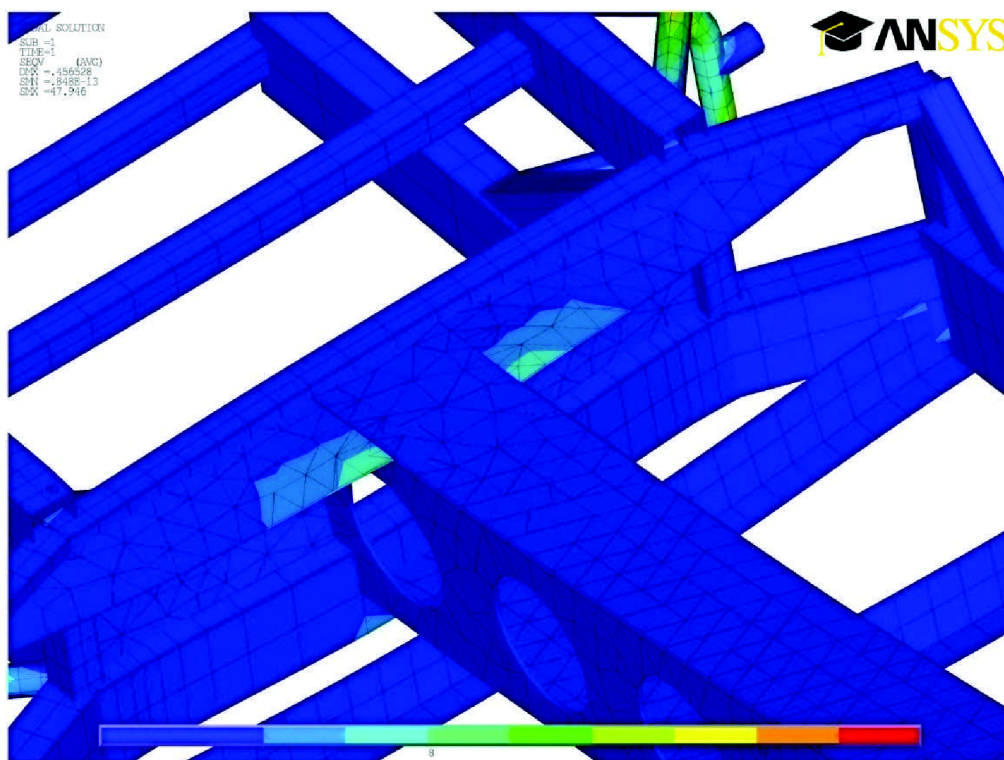
NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 SEQV (AVG)
 DMX =.456528
 SMN =.848E-13
 SMX =47.946



Obr. 48 Zatížení rámu na ohyb [MPa]



Obr. 49 Detail koncentrace napjatosti 1 [MPa]



Obr. 50 Detail koncentrace napjatosti 2 [MPa]

Maximální hodnota napjatosti v rámu do 30MPa je dostatečně malá, aby nedošlo k trvalé deformaci nebo velkému prohnutí rámu.



8.3 HMOTNOST

8.3.1 HMOTNOST RÁMU

Hmotnost profilu 50x50

$$m_1 = 24,5 \text{ kg}$$

Hmotnost profilu 140x70

$$m_2 = 34,2 \text{ kg}$$

Hmotnost profilu 200x100

$$m_3 = 17,9 \text{ kg}$$

Hmotnost profilu 50x7

$$m_4 = 1,4 \text{ kg}$$

Hmotnost profilu T 100x103

$$m_5 = 11 \text{ kg}$$

Hmotnost středového tunelu

$$m_6 = 36 \text{ kg}$$

Hmotnost plechových výstuh

$$m_7 = 9,9 \text{ kg}$$

Celková hmotnost rámu:

$$m_r = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 = 134,7 \text{ kg} \quad (84)$$

m_r [kg] hmotnost rámu

m_n [kg] hmotnost jednotlivých komponent

8.3.2 HMOTNOST KOMPONENT

Elektromotor: 86kg

Invertor: 20kg

Baterie: 276 kg

Konvertor: 4kg

BMS: 50 kg



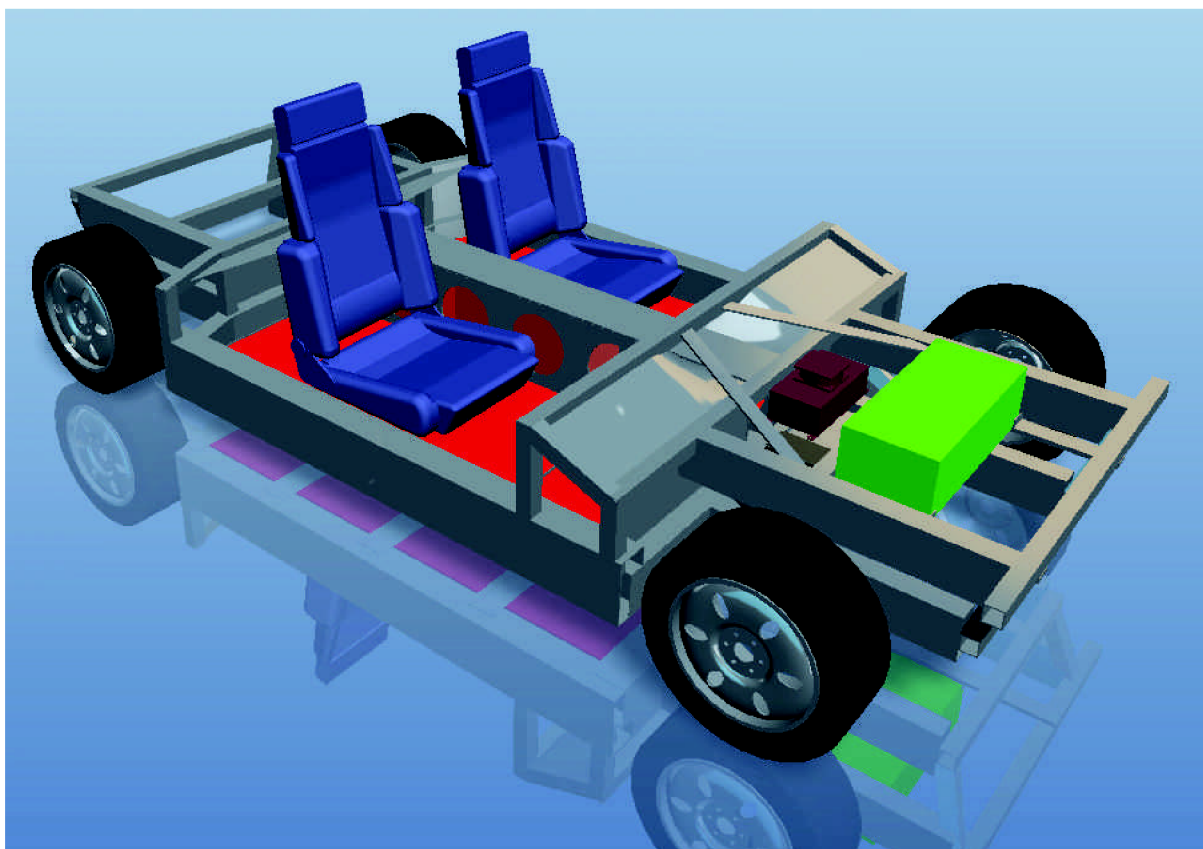
Hmotnost komponent: 436 kg

8.3.3 CELKOVÁ HMOTNOST NAVRHOVANÝCH ČÁSTÍ

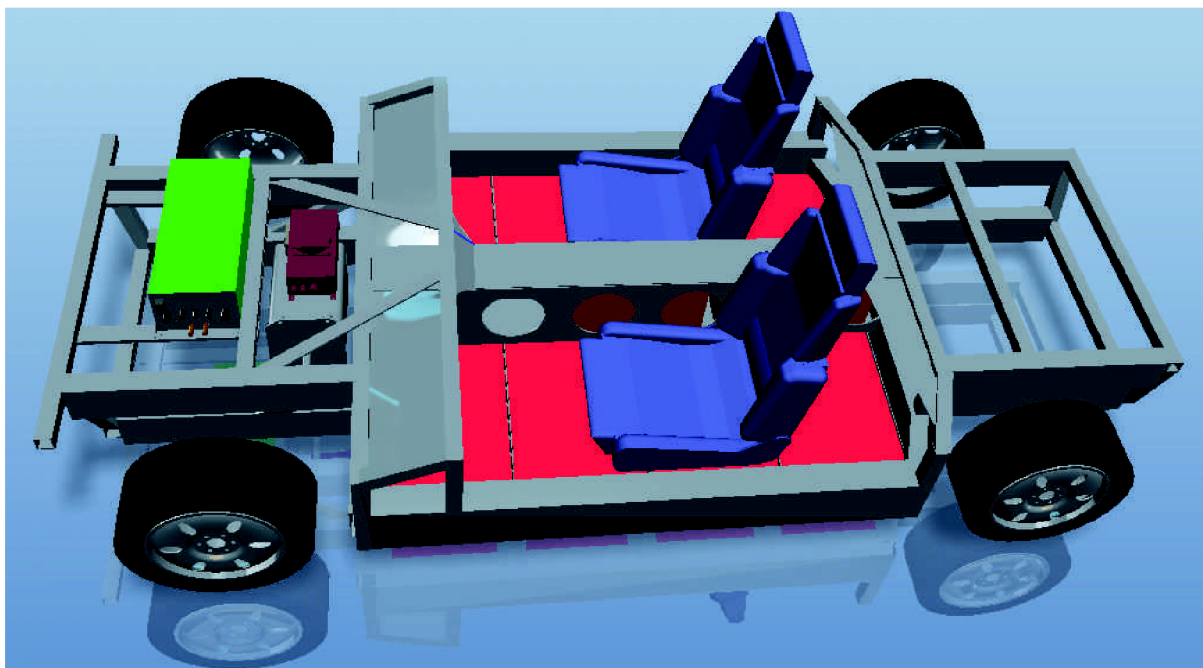
Hmotnost: 570,7 kg

Abychom byli schopni vypočítat celkovou hmotnost vozidla je zapotřebí k celkové hmotnosti navrhovaných komponent započítat vše, co takový automobil nesmí postrádat: karoserii, sedačky, kabelové svazky, chlazení, nápravy, zavěšení kol včetně odpružení, obložení kokpitu...)

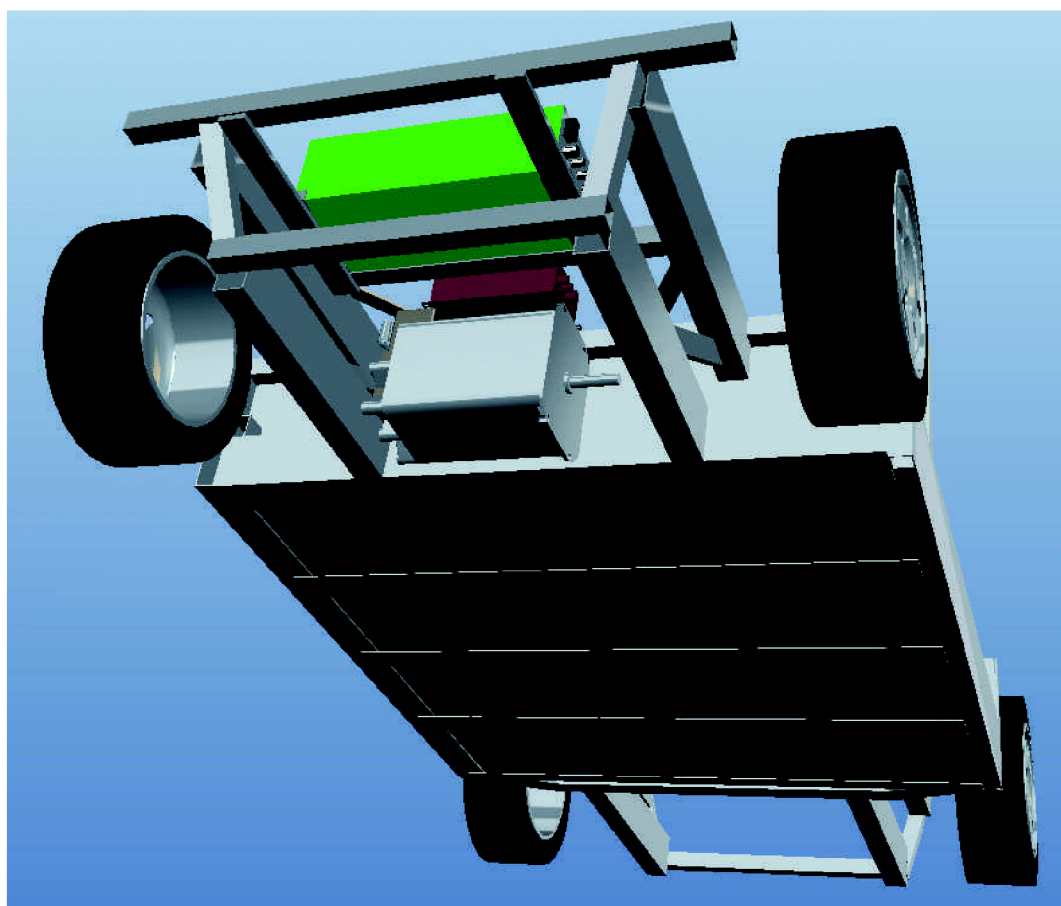
8.4 VOZIDLO ACeC



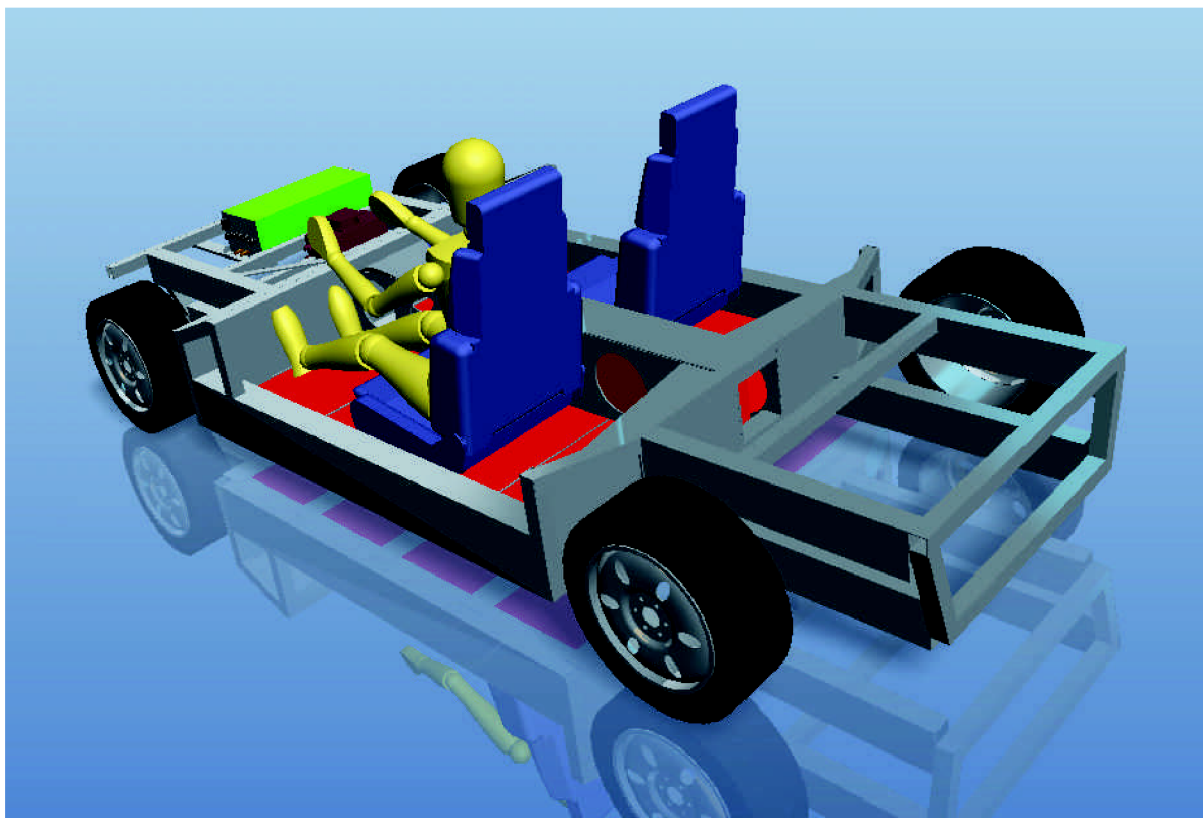
Obr. 51 Sestavený 3D model elektromobilu ACeC (pohled zepředu)



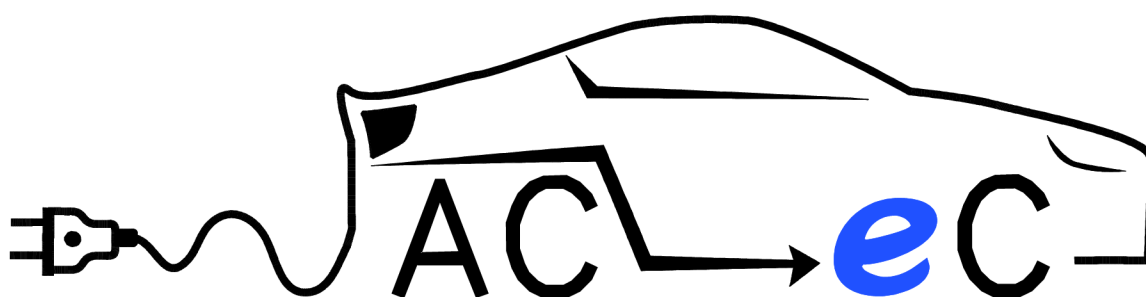
Obr. 52 Sestavený 3D model elektromobilu ACeC (pohled z boku)



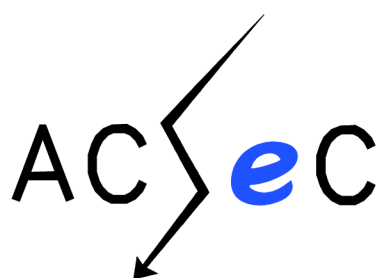
Obr. 53 Sestavený 3D model elektromobilu ACeC (pohled zespodu)



Obr. 54 Sestavený 3D model elektromobilu ACeC (pohled zezadu)



Obr. 55 Logo elektromobilu ACeC



Obr. 56 Značka elektromobilu ACeC



ZÁVĚR

Tato diplomová práce popisuje návrh dálničního osobního vozidla na elektrický pohon. Nejprve bylo nutné zvolit hlavní předpoklady a parametry vozidla. Z těchto základních údajů jako je maximální rychlost, dojezd nebo zrychlení se v programu MathCad vypočítaly základní specifikace pro výběr motoru a baterií. Následně proběhla volba komponent, která se odvíjela od elektromotoru a baterií. Při volbě komponent bylo nutné prostudovat problematiku základních elektronických součástí. Především byl kladen důraz na jejich vzájemnou kompatibilitu, hmotnost a rozměry.

Koncepce uspořádání komponent proběhla s hlavním cílem na co nejnižší umístění těžiště a rozložení váhy co nejbližší tomuto těžišti. Rozložení váhy bylo také podmíněno procentuálním rozdělením hmotnosti mezi přední a zadní nápravou.

Ze získaných rozměrů a umístění komponent byl vytvořen drátový model rámu s ohledem na budoucí umístění posádky. Z drátového modelu byl vytvořen 3D model v programu ProEngineer. Tím vznikla určitá vize, jak bude rám vypadat ve skutečnosti. Drátový model byl následně uložen tak aby jej bylo možné načíst v programu ANSYS.

V programu ANSYS se pomocí načteného konečno-prvkového modelu s 1D a 2D prvky, vymodelovaly jednotlivé části rámu a určily se jejich materiálové vlastnosti. Následně proběhla simulace torzní tuhosti. Ze získaných výsledků byla vypočtena torzní tuhost jak pro celý rám, tak pro jednotlivé úseky. Poté byla vytvořena simulace ohybu rámu, zatížením předpokládanými silami.

Nakonec byla spočtena hmotnost všech navrhovaných částí včetně rámu a porovnána s původními předpoklady.

Rám vozidla ACeC včetně jeho komponent se podařilo navrhnout podle zvolených cílů. Celkovou rychlost a zrychlení vozidla lze navýšit změnou elektromotoru. Celkový dojezd vozidla lze navýšit dalšími články baterií v zadní části rámu. Z konstrukčního hlediska se návrh rámu povedlo vytvořit s torzní tuhostí téměř $15\,000\text{ Nm}^\circ$ a s torzní tuhostí na jednotku délky téměř $40\,000\text{ Nm}^2/\circ$. Hodnota torzní tuhosti se na trhu s osobními automobily pohybuje od 4 do 30 tisíc Nm° . Předpokládá se, že torzní tuhost bude navýšena případnou karoserií, instalací komponent a bezpečnostními prvky.

K celkovému návrhu dálničního automobilu je zapotřebí vyřešit další konkrétní problémy. Nejprve je třeba vyřešit návrh zavěšení a odpružení kol a provést simulaci jak samotného zavěšení, tak celého automobilu. Navrhnout karoserii a provést výpočty měření její aerodynamiky. Provést úpravy převodovky a diferenciálu. Navrhnout elektroinstalaci a řízení elektronickou řídicí jednotkou. Poté by bylo možné zvolit výrobní postup. Zmíněné problémy, mohou být cílem řešení budoucích diplomových prací.

Elektromobily mají spoustu výhod a předností oproti automobilům se spalovacím pohonem. Jejich rozvoji však brání dva zásadní nedostatky. Prvním je cena, ta se pohybuje u elektromobilů s dojezdem nad 200km přes 1 000 000 Kč. Rozvojem těchto automobilů však tato cena bude klesat stejně, jako klesá cena osobních automobilů se spalovacím motorem. Navíc díky jejich efektivitě a ceně za ujetý kilometr není pořizovací hodnota až tolik směrodatná. Druhý mnohem zásadnější problém jsou baterie. Jejich kapacita na jednotku hmotnosti a objemu není v současné době na takové úrovni, aby bylo možné ujet



s elektromobilem vzdálenost delší než 400km. Baterie kromě své velké hmotnosti a objemu trpí dalším neopomenutelným problémem a tím je dobíjení. Zatím co řidič automobilu se spalovacím motorem načerpá dostatečné množství energie, v podobě nafty nebo benzínu, do nádrže během několika minut, řidič elektromobilu musí své auto nabíjet minimálně půl hodiny, aby načerpal alespoň částečnou energii do baterií.

Elektromobily nemohou zastat postavení osobních automobilů se spalovacím pohonem, avšak jejich prodej a tím následný vývoj jim umožní zdokonalit své nedostatky a stát se dostupnými pro širší skupinu lidí.

Všechny cíle zadání diplomové práce byly úspěšně splněny.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. *Pružnost a pevnost I*, VUT Brno 1992.
- [2] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [3] KRATOCHVIL, C., ONDRÁČEK, E. *Mechanika teles - Pocítace a MKP*. Vysoké učení technické v Brně, 1987
- [4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přepracované, rozšířené a aktualizované vydání. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2006. 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [5] *ANSYS 12.0 Documentation, HTML Online Documentation*, ANSYS Website, [http: ansys.com/education/resources.htm](http://ansys.com/education/resources.htm), ANSYS Inc, Conosburg, USA, 2008
- [6] POTREŠ, Pter. Vehicle dynamics : Acceleration performance. In *P03Power.pdf*. VUT Brno, 2008 [cit. 2011-05-20].
- [7] NĚMEC, Marek. <Http://www.hybrid.cz/> [online]. 2011-02-11 [cit. 2011-05-08]. <Http://www.hybrid.cz/elektromobily-minulosti-la-jamais-contente>. Dostupné z WWW: <<http://www.hybrid.cz/obrazky/elektromobily/historie/la-jamais-contente.jpg>>. ISBN 1802-5323.
- [8] <Http://www.cartype.com/> [online]. 2011 [cit. 2011-05-08]. <Http://www.cartype.com/pages/1767/vues>. Dostupné z WWW: <http://www.cartype.com/pics/3546/full/ema1_b_70.jpg>.
- [9] HECKEROT, Steve . <Http://www.motherearthnews.com/> [online]. 2006 [cit. 2011-05-08]. <Http://www.motherearthnews.com/Green-Transportation/2006-10-01/Why-We-Need-Electric-Cars.aspx>. Dostupné z WWW: <<http://www.motherearthnews.com/uploadedImages/articles/issues/2006-10-01/GMEV1.jpg>>.
- [10] <Http://www.evnut.com/> [online]. 2011 [cit. 2011-05-08]. Http://www.evnut.com/ev1_crushed.htm. Dostupné z WWW: <http://www.evnut.com/images/ev1/ev1_grave/ev1_crush5.jpg>.
- [11] <Http://www.elperiodicodelmotor.com/> [online]. 2005-05-20 [cit. 2011-05-08]. <Http://www.elperiodicodelmotor.com/epm/articulo/mitsubishi-apuesta-por-los-vehiculos-electricos/2992>. Dostupné z WWW: <http://www.elperiodicodelmotor.com/imgp/2005/05/20/bdepmc9209.jpg>
- [12] <Http://www.freebase.com/> [online]. 2003 [cit. 2011-05-08]. <Http://www.freebase.com/view/m/02dkkl9>. Dostupné z WWW: <<http://www.khulsey.com/portfolioimages/rav4-ev-electric-vehicle.jpg>>.
- [13] <Http://www.teslamotors.com/> [online]. 2010 [cit. 2011-05-08]. <Http://www.teslamotors.com/models/gallery/2966>. Dostupné z WWW:



- <<http://www.teslamotors.com/sites/default/files/imagecache/large-960/Tesla%20Model%20S.jpg>>.
- [14] *Http://www.sea.siemens.com/* [online]. 2004-11-15 [cit. 2011-05-08]. *Http://www.sea.siemens.com/us/internet-dms/Internet/MarineComm/General/Docs/ELFA_Data%20Sheet.pdf*. Dostupné z WWW: <http://www.sea.siemens.com/us/internet-dms/Internet/MarineComm/General/Docs/ELFA_Data%20Sheet.pdf>.
- [15] *Http://www.brusa.biz/* [online]. 2011 [cit. 2011-05-10]. *Http://www.brusa.biz/index.php?id=155&L=1*. Dostupné z WWW: <<http://www.brusa.biz/typo3temp/pics/6b4cca36b4.jpg>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_k	[ms ⁻²]	zrychlení vozidla při jízdě z kopce
a_r	[ms ⁻²]	zrychlení vozidla při jízdě po rovině
a_s	[ms ⁻²]	zrychlení vozidla při jízdě do kopce
C	[Nm/°]	torzní tuhost
C_k	[Nm ² /°]	torzní tuhost na jednotku délky
c_x	[-]	součinitel odporu vzduchu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
E_1	[W]	energetická hustota jednoho kusu
E_{bat}	[kW·hod ⁻¹]	energie baterií
E_c	[W]	energetická hustota celého svazku
f	[-]	součinitel válivého odporu
F_m	[N]	poháněná síla
F_z	[N]	síla působící na rameno
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
G	[N]	tíha vozidla
i_c	-	celkový převod mezi motorem a hnacími koly
i_p	-	převodový poměr
i_r	-	převod rozvodovky
J_{Ki}	[kg·m ²]	hmotnostní moment setrvačnosti rotujících kol vozidla
J_m	[kg·m ²]	hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru
J_p	[kg·m ²]	hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí
k	[mm]	vzdálenost mezi rovinami
L_A	[mm]	absolutní vzdálenost protilehlých bodů
M_k	[Nm]	kroučící moment na daném rameni
M_{mot}	[Nm]	točivý moment motoru,
m_{mot}	kg	maximální hmotnost elektromotoru
m_n	[kg]	hmotnost jednotlivých komponent
m_r	[kg]	hmotnost rámu



m_v	[kg]	hmotnost vozu
n	[s ⁻¹]	otáčky motoru.
n_{mot}	[min ⁻¹]	minimální otáčky motoru
O_{ck}	[N]	celkový odpor vozu (jízda z kopce)
O_{cr}	[N]	celkový odpor vozu (rovina)
O_{cs}	[N]	celkový odpor vozu (stoupání)
O_f	[N]	odpor valení pneumatiky
O_{fs}	[N]	odpor valení pneumatiky po nakloněné rovině
O_k	[N]	záporný odpor stoupání (jízda z kopce)
O_s	[N]	odpor stoupání
O_v	[N]	odpor vzduchu
O_z	[N]	odpor zrychlení
P_m	[W]	výkon motoru (hodnota závislá na otáčkách)
P_{min}	[kW]	minimální výkon elektromotoru
r_d	[m]	poloměr kola
R_m	[MPa]	pevnost v tahu
S	[%]	stoupání vozovky
s_r	[km]	dojezd vozu po rovině.
S_x	[m ²]	čelní plocha vozu
$tg \alpha$	[deg]	natočení úhlu ramene
U_y	[mm]	celkové posunutí mezi body v ose y
U_z	[mm]	celkové posunutí mezi body v ose z
U_{yn}	[mm]	posunutí od původní polohy v ose y bodu „n“
U_{zn}	[mm]	posunutí od původní polohy v ose z bodu „n“
v_i	[ms ⁻¹]	rychlost vozidla
v_{max}	[ms ⁻¹]	maximální rychlost vozidla
x_n	[mm]	souřadnice bodu v ose x
y_n	[mm]	absolutní vzdálenost od základního souřadnicového systému
Z	[ks]	počet kusů baterií



α	[deg]	úhel natočení ramene
β	[deg]	úhel naklonění vozovky
η_m	[-]	mechanická účinnost motoru
η_p	[-]	mechanická účinnost převodu
ρ	[kgm ⁻³]	hustota vzduchu
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
ν	[-]	součinitel vlivu rotačních částí
ω	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost



SEZNAM PŘÍLOH

<i>Příloha P1</i>	Výpočet v programu MathCad
<i>Příloha P2</i>	Technický list elektromotoru Siemens 1PV5135-4WS28
<i>Příloha P3</i>	Technický list baterií Saft VL 52 E
<i>Příloha P4</i>	Technický list invertoru Thrust 200
<i>Příloha P5</i>	Technický list konvertoru MES- dea