



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh podvozku pro generátor G100

Design of Generator G100 Chassis

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

Bc. Pavlo ATYAKSHYN

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Martin Dub, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Atyakshyn** Jméno: **Pavlo** Osobní číslo: **453562**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh podvozku pro generátor G100

Název diplomové práce anglicky:

Design of Generator G100 Chassis

Pokyny pro vypracování:

- V rámci diplomové práce navrhnete podvozek generátoru G100. Osnova:
- Rešerše problematiky podvozků a potřebné legislativy.
 - Návrh koncepčních řešení.
 - 3D CAD model a výkresová dokumentace podvozku generátoru.
 - Kontrolní výpočty rámu podvozku.
 - Vyhodnocení, závěry.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Martin Dub, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:


Datum zadání diplomové práce: **08.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **29.05.2020**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. Martin Dub, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

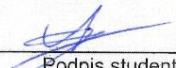

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

23.06.2020
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci s názvem „Návrh podvozku pro generátor G100“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Duba, Ph.D., s použitím literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury.

V Praze dne 20. 7. 2020

Pavlo Atyakshyn

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své diplomové práce panu Ing. Martinu Dubovi, Ph.D. za trpělivé vedení, podporu a čas, který mi věnoval ke konzultacím. Dále bych chtěl poděkovat kolegům ve firmě Doosan Bobcat, zejména panu Ing. Kamilu Mrštnému za poskytnutí zadání diplomové práce, odborné konzultace a cenné připomínky. Také bych rád poděkoval panu Ing. Jozefu Steinhüblovi, Ph.D. z firmy KNOTT, spol. s r. o. za poskytnuté podklady a cenné rady.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Pavlo ATYAKSHYN
Název DP: Návrh podvozku pro generátor G100
Anglický název: Design of generator G100 chassis
Rok: 2020
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP: Ing. Martin Dub, Ph.D.
Konzultant: Ing. Kamil Mrštný
Bibliografické údaje: počet stran 67
počet obrázků 97
počet tabulek 4
počet příloh 3
Klíčová slova: mobilní generátor, podvozek, přívěs, rám, jízdní stabilita, pevnostní analýza, MKP
Keywords: mobile generator, chassis, trailer, frame, driving stability, FEM
Anotace:

Diplomová práce se zabývá návrhem podvozku pro mobilní diesel-elektrický generátor Doosan G100. Podvozek by měl být navržen jako přívěs, provozovatelný na silnicích v EU a v lehkém terénu. Práce obsahuje rešerši mobilních dieselových generátorů na podvozcích, přehled legislativních požadavků pro schválení přípojných vozidel, popis funkce hlavních nakupovaných komponent a rozbor zatěžovacích stavů. Dále je popsán návrh podvozku a pevnostní kontrola jeho rámu v MKP programu. V závěru byly navrženy úpravy rámu, které byly znovu ověřeny MKP výpočtem, a byla provedena také pevnostní kontrola šroubů.

Abstract:

The diploma thesis deals with the design of a chassis for a mobile diesel-electric generator Doosan G100. The chassis should be designed as a trailer, operable on EU roads and in light off-road. The work includes a research of mobile diesel generators on chassis, an overview of legislative requirements for the homologation of trailers, a description of the function of the main purchased components and an analysis of load cases. Then the design of the chassis and strength control of its frame in the FEM program is described. In conclusion modifications for the frame were proposed, and were again verified by FEM simulation, and was also performed the strength control of the bolts.

OBSAH

1. Úvod.....	1
1.1. Cíle diplomové práce.....	1
2. Provedení diesel-elektrického generátoru.....	2
2.1. Dieselové generátory na rámu.....	2
2.2. Mobilní dieselové generátory.....	3
2.2.1. Dieselové generátory na podvozku.....	3
2.2.2. Dieselové generátory na lyžích.....	4
2.2.3. MPS – Mobile Power Station.....	5
2.3. Přehled mobilních dieselových generátorů od konkurenčních firem.....	6
3. Základní parametry generátoru Doosan G100.....	8
4. Legislativní požadavky.....	11
4.1. Zákon č. 56/2001 Sb.....	11
4.2. Vyhláška č. 341/2014 Sb.....	11
4.3. Předpisy a směrnice EHK, EHS/ES.....	12
4.4. Maximální povolené rozměry a hmotnosti přípojných vozidel.....	13
4.5. Požadavky na osvětlení a světelnou signalizaci.....	14
4.6. Požadavky na umístění zadní registrační tabulky.....	17
5. Popis hlavních komponentů podvozku.....	18
5.1. Konstrukce nápravy.....	18
5.1.1. Odpružení nápravy.....	18
5.2. Tažná oj a nájezdová brzda.....	21
6. Návrh konstrukce podvozku.....	23
6.1. Konstrukce rámu.....	24
6.2. Volba nápravy.....	26
6.3. Kola a pneumatiky.....	26
6.4. Volba oje.....	27
6.5. Opěrné kolečko a nožičky.....	28
6.6. Osvětlení.....	28
7. Další možné provedení podvozku.....	30
8. Zatěžovací stavy a jízdní stabilita podvozku.....	32
8.1. Statické zatížení.....	32
8.1.1. Kontrola svislého zatížení na tažném oku.....	33
8.2. Brzdění.....	33
8.3. Jízda zatáčkou.....	34
8.4. Brzdění v zatáčce.....	37
9. Pevnostní analýza.....	39
9.1. Tvorba modelu.....	39
9.1.1. Náhrada generátoru.....	39
9.1.2. Náhrada nápravy a kol.....	40
9.1.3. Náhrada tažné oje a oka.....	42
9.2. Nastavení zatěžovacích stavů.....	42
9.2.1. Statické zatížení.....	42

9.2.2.	Brzdění	43
9.2.1.	Zatáčení a brzdění v zatáčce	44
9.3.	Výsledky analýzy.....	45
9.3.1.	Statické zatížení	45
9.3.2.	Brzdění	46
9.3.3.	Zatáčka	47
9.3.4.	Brzdění v zatáčce.....	48
10.	Návrh úprav konstrukce	49
10.1.	Pevnostní kontrola šroubů	52
10.1.1.	Zatížení šroubu	52
10.1.2.	Kontrola šroubů	53
10.2.	Shrnutí výsledků	57
11.	Závěr	58
	Seznam zkratk a symbolů	60
	Seznam obrázků	62
	Seznam tabulek	64
	Seznam příloh.....	64
	Použitá literatura.....	65

1. Úvod

V dnešní době se svět neobejde bez elektrické energie, která hraje zásadní roli v životě každého člověka. V takových místech, jako jsou velké průmyslové podniky, letiště, nemocnice, školy atd., je nutno zabezpečit nepřetržitou dodávku elektrické energie. Zároveň je občas potřeba dodat elektrickou energii do míst, kde není možné připojení k běžné elektrické síti, což jsou například stavby nebo různé venkovní festivaly a kulturní akce. To všechno lze vyřešit pomocí mobilního diesel-elektrického generátoru, který může být snadno a rychle dodán tam, kde není přístup k elektrické síti, nebo může zajistit dodávku energie v případě plánované odstávky nebo výpadku ve firmách, výrobních podnicích a tak dále.

Firma Doosan Bobcat je jedním z výrobců mobilních dieselových generátorů a po celém světě dodává na trh generátory s rozsahem výkonů 10–500 kVA.

1.1. Cíle diplomové práce

Cílem této diplomové práce je navrhnout podvozek pro mobilní diesel-elektrický generátor Doosan G100 (generátor s výkonem 100 kVA). Podvozek bude navržen jako přívěš provozovatelný na silnicích v EU a v lehkém terénu. Samotný generátor bude tvořit dedikovaný náklad pevně připojený k podvozku, bude však odmontovatelný. Podvozkový přívěš musí být provozovatelný i bez generátoru. Rám generátoru bude využit jako spolunosná struktura celku přívěsu s generátorem.

První část práce obsahuje rešerše možných variant provedení dieselových generátorů, s větším důrazem na provedení mobilních dieselových generátorů na podvozku.

V další části jsou uvedeny základní rozměry generátoru Doosan G100, dále je zde popsáno měření hmotnosti a polohy těžiště generátoru.

V následujících dvou kapitolách je proveden rozbor legislativních požadavků pro provoz přívěsů na pozemních komunikacích v České republice a Evropské unii a je vyhotoven rovněž popis funkcí hlavních nakupovaných komponent přívěsu.

Další dvě kapitoly se věnují konstrukčnímu návrhu podvozku a volbě nakupovaných komponent.

V následující části je uveden rozbor nejnebezpečnějších zatěžovacích stavů, které mohou nastat během jízdy přívěsu, a zároveň je posouzena příčná stabilita navrženého podvozku.

Poslední dvě kapitoly se věnují pevnostním výpočtům nosných částí konstrukce přívěsu v MKP programu, následné optimalizaci konstrukce podvozku generátoru a pevnostní kontrole šroubů.

2. Provedení diesel-elektrického generátoru

Mobilní diesel-elektrický generátor poskytuje účinnou pomoc v případě plánovaného výpadku proudu a může být použit k napájení celých objektů, např. firem, průmyslových podniků, úřadů atd. Kromě toho, jak už bylo popsáno dříve, takové zařízení umožňuje dodávat elektrickou energii do těžko přístupných míst, například může být využito k napájení světelné a zvukové techniky na festivalech a koncertech. Při výběru dieselového generátoru jsou důležité nejen jeho výkon, provozní a technické parametry, značka výrobce atd., ale především je nutno rozhodnout a vybrat optimální typ provedení dieselového generátoru.

2.1. Dieselové generátory na rámu

V tomto případě mluvíme spíše o stacionárním provedení dieselového generátoru, který je obvykle přepravován k zákazníkovi pomocí kamionu. Generátor může být úplně otevřený (Obr. 1), v takovém případě provozovatel musí splnit řadu podmínek. Například musí vyčlenit speciálně připravenou místnost, v níž bude provedena montáž generátoru, který bude mít všechny potřebné systémy a související zařízení. V případě tohoto typu provedení je zakázáno provozovat dieselový generátor venku, protože zařízení nemá žádnou ochranu před negativními vnějšími vlivy prostředí. [3]



Obr. 1: Otevřený dieselový generátor [3]

V dnešní době je téměř každý velký výrobce dieselových generátorů schopen nabídnout zakrytované generátory, které mají speciální protihlukovou kapotu (Obr. 2). Protihluková kapota je zpravidla pevná kovová konstrukce, která je zevnitř opláštěna izolačním materiálem. Úkolem kapoty je nejen chránit zařízení před negativními vnějšími vlivy, ale také výrazně snížit hladinu hluku. Díky nižší úrovni hluku je pak možné umístit dieselový generátor poblíž obytných budov. [3]

Právě takové provedení mají všechny dieselové generátory, které firma Doosan Bobcat vyrábí v České republice a dodává je na evropský trh.



Obr. 2: Zakrytované generátory [3]

Generátory s větším výkonem (od cca 850 kVA) se místo zakrytování umísťují do standardních blokových kontejnerů (Obr. 3), což je levnější řešení a zároveň přepravu takto velkých generátorů usnadňuje. Kromě toho, pokud by generátor měl pracovat při nízkých venkovních teplotách, může být navíc kontejner vybaven velmi silnou tepelnou izolací. [3]



Obr. 3: Generátor v blokovém kontejneru [3]

2.2. Mobilní diesellové generátory

2.2.1. Diesellové generátory na podvozku

Při provedení na podvozku je generátor umístěn na jednonápravovém (pro menší generátory) nebo na dvounápravovém (pro větší generátory) přívěsu (Obr. 4). Přívěs je vybaven univerzálním spojovacím zařízením, což umožňuje použít pro přepravu běžné automobily. Konstrukce je kompaktní a ve většině případů nevyžaduje zvláštní povolení k provozu na pozemních komunikacích. [3]



Obr. 4: Generátory na podvozku [3]

Stejně jako u zakrytovaného generátoru existuje možnost umístění mobilního generátoru do blokového kontejneru na podvozku (Obr. 5), který poskytuje maximální úroveň ochrany zařízení před nepříznivými vnějšími vlivy a umožňuje nejen snadno generátor přemístit, ale také provozovat diesellový generátor ve venkovním prostředí bez předchozí přípravy na místě instalace. Tento typ mobilního generátoru je obvykle namontován na dvounápravovém přívěsu s vysokým rámem. [3]



Obr. 5: Mobilní generátory na podvozku [3]

2.2.2. Diesellové generátory na lyžích

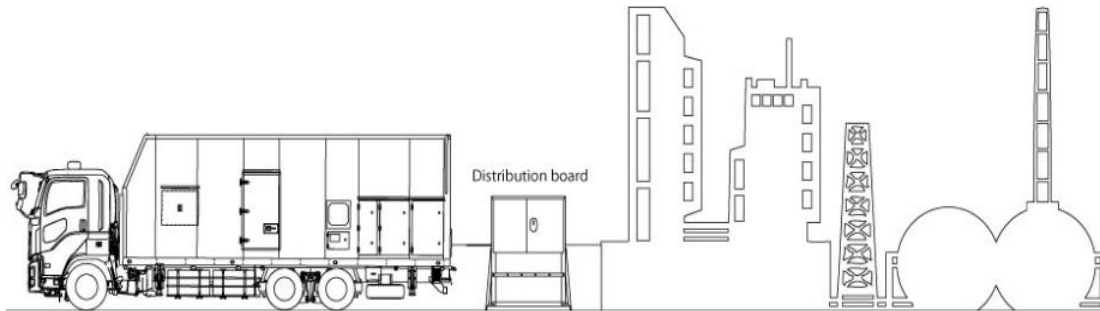
Existuje možnost provedení mobilního diesellového generátoru na lyžích. Tato varianta se hojně využívá v místech, kde nejsou silnice a kde je zemský povrch sypký (sníh, písek, jiná syká zemina), což znamená, že přeprava diesellových generátorů na podvozku není možná. V tomto případě je diesellový generátor umístěn do blokového kontejneru na lyžích (Obr. 6), přeprava takových jednotek se provádí tažením. Toto provedení se používá pro generátory s poměrně velkou hmotností. Kovové lyže jsou schopny přenášet velké zatížení. Tato zařízení se přepravují pomocí kamionů, traktorů nebo jiným zvláštním zařízením. [3]



Obr. 6: Mobilní generátory na lyžích [3]

2.2.3. MPS – Mobile Power Station

MPS – Mobile Power Station (mobilní energetická stanice) je docela populární provedení mobilního diesellového generátoru v Japonsku a Jižní Koreji. Takové zařízení vyrábí například japonská firma Shinko Engineering Co., Ltd. V podstatě je to vozidlo, které je vybaveno diesellovým generátorem, kabely a dalším potřebným příslušenstvím pro výrobu a dodání elektrické energie (Obr. 7), (Obr. 8). Řidič takového auta zároveň zprovožňuje a obsluhuje diesellový generátor. [5]



Obr. 7: Mobile Power Station [5]

MPS může přijet do libovolného místa, kde je potřeba zajistit dodávku elektrické energie a generovat a dodávat elektrickou energii na místě. Takové zařízení plní účinnou roli nejen při nouzovém dodání elektřiny s vynikající mobilitou, ale představuje také účinné opatření v případě katastrofy nebo plánovaného výpadku proudu. [5]

Firma vyrábí mobilní stanice v rozsahu výkonů 75 až 1 000 kVA a nabízí také řešení pro nesjízdný terén (Obr. 9).



Obr. 8: Low-voltage Mobile Power Station [5]


100 kVA KMP-100L-CL (Crawler type)



Obr. 9: MPS pro nesjízdný terén [5]

2.3. Přehled mobilních dieselových generátorů od konkurenčních firem

Na evropském trhu je pro Doosan Bobcat jedním z největších konkurentů firma Atlas Copco. Tato firma vyrábí generátory v rozsahu výkonu 9 až 1 250 kVA, kromě toho nabízí provedení generátorů na podvozku jak pro americký, tak pro evropský trh (Obr. 10). Mobilní generátory vyrábí na jednonápravovém nebo dvounápravovém podvozku.



Obr. 10: Mobilní dieselové generátory Atlas Copco [10], [11]

Je třeba zmínit, že firma Doosan Bobcat také vyrábí mobilní dieselové generátory na podvozku (Obr. 11) pro americký trh. Kromě toho je to na americkém trhu standardní provedení, americké legislativní požadavky pro schvalování přípojných vozidel jsou podstatně mírnější než v Evropské unii. Americká verze generátoru je udělaná tak, že k rámu stroje se přišroubuje oj, náprava, blatníky a další potřebné příslušenství, pak následuje homologace celého stroje. Pro evropský trh vyrábí Doosan Bobcat podobným způsobem pouze mobilní kompresory. V případě mobilního generátoru na podvozku není taková cesta vhodná vzhledem k náročnějším legislativním požadavkům. Proto firma požaduje, aby byl homologován jenom samotný přívěs, generátor pak bude tvořit pouze dedikovaný náklad a bude odmontovatelný.



Obr. 11: Mobilní generátory Doosan Bobcat pro americký trh [9]

Dalším velkým konkurentem Doosan Bobcat je firma Caterpillar, která nabízí různé verze generátorů v rozsahu 20 až 1 893 kVA. Stejně jako Doosan Bobcat vyrábí tato firma mobilní generátory na podvozku pro americký trh (Obr. 12).



Obr. 12: Mobilní dieselové generátory Caterpillar [12]

Mobilní generátory na podvozku vyrábějí i některé evropské firmy, například španělská firma HIMOINSA nabízí řadu mobilních generátorů s různými výkony na podvozcích (Obr. 13). Také polská firma FOGO má široký sortiment generátorů (Obr. 14), včetně provedení na podvozku. Různé druhy mobilních generátorů nabízí i italská firma PRAMAC (Obr. 15).



Obr. 13: Mobilní generátor HIMOINSA [7]



Obr. 14: Mobilní generátor FOGO [6]



Obr. 15: Mobilní generátory PRAMAC [8]

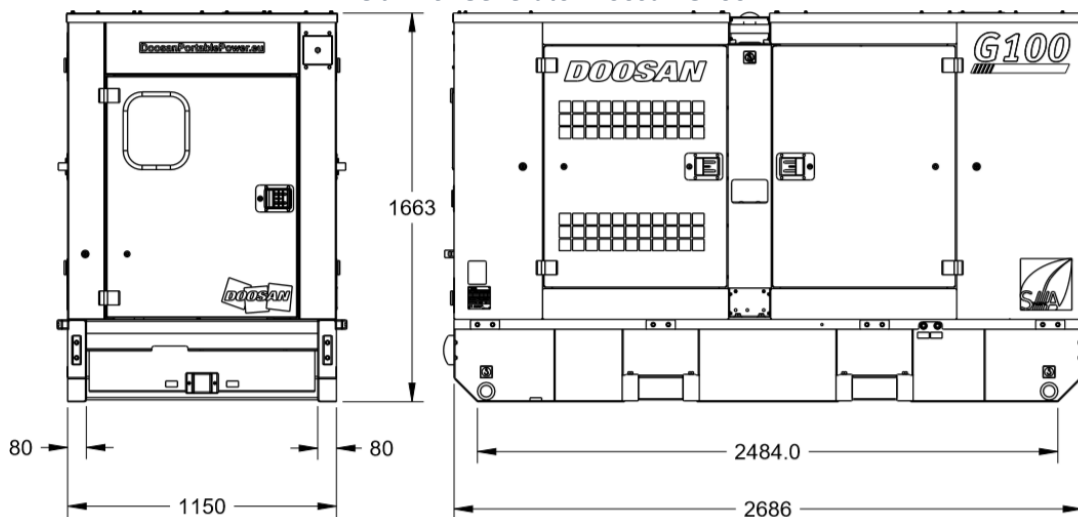
3. Základní parametry generátoru Doosan G100

Hlavním cílem této práce je návrh podvozku pro mobilní diesel-elektrický generátor Doosan G100. V dané kapitole budou popsány základní parametry tohoto stroje (případně bude popsán způsob měření některých veličin).

Doosan G100 – diesel-elektrický generátor s výkonem 100 kVA (Obr. 16) vyráběný firmou Doosan Bobcat. Základní rozměry stroje: 2,7 x 1,2 x 1,7 m (Obr. 17).



Obr. 16: Generátor Doosan G100



Obr. 17: Rozměry generátoru



Obr. 18: Měření hmotnosti generátoru

Skutečná hmotnost generátoru byla zjištěna pomocí měření na zkušebním pracovišti (Obr. 18). Měření bylo provedeno s plnou a s prázdnou palivovou nádrží.

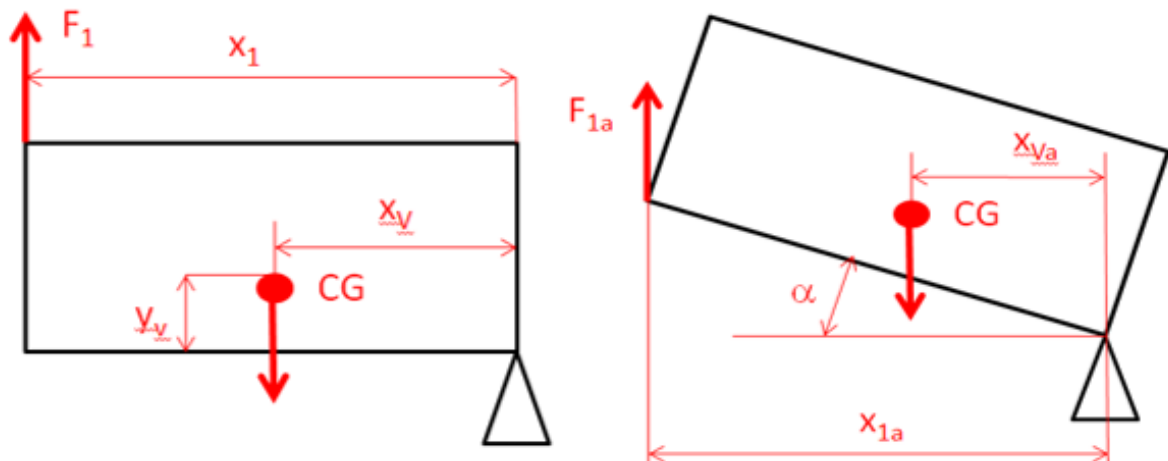
Tab. 1: Výsledky měření hmotnosti generátoru

Veličina	Prázdná nádrž	Plná nádrž
Celková hmotnost	1 915 [kg]	2 138 [kg]
Axiální naklápění	2,5°	1,5°
Naklápění do boku	0,5°	0,3°

Poloha těžiště generátoru byla také zjištěna měřením (Obr. 19). Na jedné straně byl generátor umístěn na podporu, na druhé straně byl zavěšen na háku. Generátor se zvedal do vodorovné polohy (úhel naklápění $\alpha = 0^\circ$), pak byla změřena síla na háku. Dále se generátor zvedal do úhlu naklápění $\alpha = 15^\circ$ a znovu byla změřena síla na háku (Obr. 20). V obou případech byla rovněž změřena vodorovná vzdálenost od podpory do místa zavěšení.



Obr. 19: Měření polohy těžiště



Obr. 20: Schéma měření polohy těžiště

Naměřené hodnoty jsou uvedené v následující tabulce.

Tab. 2: Naměřené hodnoty

Veličina	Prázdná nádrž	Plná nádrž
CG [kg]	1 915	2 138
F_1 [kg]	954	1 066,5
X_1 [mm]	2 575	2 575
$F_{1\alpha}$ [kg]	837,5	952
$X_{1\alpha}$ [mm]	2 410	2 410

Poloha těžiště pak byla stanovena pomocí následujících vztahů:

$$X_{V\alpha} = \frac{X_{1\alpha} \cdot F_{1\alpha}}{CG} \quad (1)$$

$$X_V = \frac{X_1 \cdot F_1}{CG} \quad (2)$$

$$Y_V = \left(X_V - \frac{X_{V\alpha}}{\cos \alpha} \right) \cdot \frac{1}{\tan \alpha} \quad (3)$$

Kde: α [°] úhel naklápění generátoru

CG [kg] celková hmotnost generátoru

X_1 [mm] vodorovná vzdálenost od podpory do místa zavěšení při naklápění $\alpha = 0^\circ$

$X_{1\alpha}$ [mm] .. vodorovná vzdálenost od podpory do místa zavěšení při naklápění $\alpha = 15^\circ$

$X_{V\alpha}$ [mm] .. vodorovná vzdálenost od podpory do těžiště při naklápění $\alpha = 15^\circ$

F_1 [kg] síla na háku při naklápění $\alpha = 0^\circ$

$F_{1\alpha}$ [kg] síla na háku při naklápění $\alpha = 15^\circ$

X_V [mm] výsledná vodorovná poloha těžiště

Y_V [mm] výsledná svislá poloha těžiště

Tab. 3: Výsledné hodnoty

Veličina	Prázdná nádrž	Plná nádrž
$X_{V\alpha}$ [mm]	1 053,982	1 073,115
X_V [mm]	1 282,794	1 284,489
Y_V [mm]	715,2011	647,5881

Získané hodnoty hmotnosti a polohy těžiště z (Tab. 1) a (Tab. 3) budou použity v návrhových výpočtech v dalších kapitolách.

4. Legislativní požadavky

Každé přípojné vozidlo provozované na pozemních komunikacích musí splňovat určité legislativní požadavky. V České republice se návrh konstrukce přívěsu a jeho provoz na veřejných komunikacích řídí podle zákona č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, a vyhláškou č. 341/2014 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Pokud bude přípojné vozidlo provozováno v Evropské unii, musí plnit další evropské směrnice EHK, EHS a ES (mít globální homologaci), které upravují především jednotlivé technologické celky montované na vozidlo.

4.1. Zákon č. 56/2001 Sb.

„Tento zákon zpracovává příslušné předpisy Evropské unie, zároveň navazuje na přímo použitelné předpisy Evropské unie a upravuje tyto podmínky provozu vozidel na pozemních komunikacích:

- a) registraci vozidel,*
- b) technické požadavky na provoz silničních vozidel a zvláštních vozidel a schvalování jejich technické způsobilosti,*
- c) práva a povinnosti osob, které vyrábějí, dovážejí a uvádějí na trh vozidla,*
- d) práva a povinnosti vlastníků a provozovatelů vozidel,*
- e) práva a povinnosti stanice technické kontroly a stanice měření emisí a*
- f) kontroly technického stavu vozidel v provozu.*

Zákon upravuje výkon státní správy a státního dozoru v oblasti podmínek provozu vozidel na pozemních komunikacích. Zákon se nevztahuje na vojenská vozidla.“ [13]

Navrhovaný podvozek pro generátor G100 spadá do kategorie silničních nemotorových vozidel, které jsou definované tímto zákonem.

„Silniční vozidlo je motorové nebo nemotorové vozidlo, které je vyrobené za účelem provozu na pozemních komunikacích pro přepravu osob, zvířat nebo věcí.“ [13]

„Přípojné vozidlo je silniční nemotorové vozidlo určené k tažení jiným vozidlem, s nímž je spojeno do soupravy.“ [13]

Pro homologaci přívěsu je důležitá především třetí část tohoto zákona – Schvalování silničních vozidel:

„Silniční vozidla, jejich systémy, konstrukční části nebo samostatné technické celky nebo nedokončená silniční vozidla lze uvádět na trh pouze, pokud je schválena jejich technická způsobilost.“ [13]

4.2. Vyhláška č. 341/2014 Sb.

V této vyhlášce jsou důležité především části popisující technické požadavky pro silniční vozidla, jejich systémy a konstrukční části. Je třeba zmínit, že v řadě případů se tato

vyhláška odkazuje na předpisy EHK nebo směrnice EHS/ES, podle kterých se schvaluje způsobilost vozidla (nebo jeho části). V příloze č. 2 k této vyhlášce je uvedeno rozdělení vozidel dle jednotlivých kategorií [14]:

- „Kategorie L – dvoukolová a tříkolová vozidla a čtyřkolky.“
- „Kategorie M – motorová vozidla konstruovaná a vyrobená především pro dopravu osob a jejich zavazadel.“
- „Kategorie N – motorová vozidla konstruovaná a vyrobená především pro dopravu nákladů.“
- „Kategorie O – přípojná vozidla konstruovaná a vyrobená pro dopravu nákladů nebo osob i pro ubytování osob.“

Dále je detailněji rozebráno rozdělení kategorie O [14]:

- „Kategorie O1 – vozidla kategorie O s maximální hmotností nepřevyšující 0,75 tuny.“
- „Kategorie O2 – vozidla kategorie O s maximální hmotností převyšující 0,75 tuny, ale nepřevyšující 3,5 tuny.“
- „Kategorie O3 – vozidla kategorie O s maximální hmotností převyšující 3,5 tuny, ale nepřevyšující 10 tun.“
- „Kategorie O4 – vozidla kategorie O s maximální hmotností převyšující 10 tun.“

Z tohoto rozdělení je zřejmé, že podvozek pro generátor Doosan G100 spadá do kategorie O2. Z vyhlášky č. 341/2014 Sb. vyplývá, že v rámci jednotlivého schvalování technické způsobilosti přípojného vozidla kategorie O nesmí být nejvyšší konstrukční rychlost vozidla větší než 80 km/h. Tuto nejvyšší konstrukční rychlost vozidla lze navýšit až na 100 km/h (u vozidla kategorie O2), ale pouze na základě protokolu vydaného technickou zkušebnou, který obsahuje hodnocení jízdních vlastností vozidla a ověření stability. [14]

4.3. Předpisy a směrnice EHK, EHS/ES

Navrhovaný podvozek pro generátor musí být provozovatelný na silnicích Evropské unie. Takže musí mít tzv. globální homologaci a plnit předpisy Evropské hospodářské komise (EHK) a směrnice Evropského společenství (EHS/ES).

Směrnice evropského parlamentu a rady 2007/46/ES obsahuje seznam regulačních aktů nutných ke schválení vozidel kategorií M, N, O. Z velkého množství směrnic byly vybrány ty, které jsou důležité při konstrukci přípojných vozidel kategorie O2.

Tab. 4: Vybrané předpisy a směrnice [15]

Předmět	Odkaz na regulační akt
Palivové nádrže / zadní ochranná zařízení	70/221/EHS
Umístění zadní registrační tabulky	70/222/EHS
Mechanismy řízení	70/311/EHS
Brzdová zařízení	71/320/EHS
Potlačení vysokofrekvenčního rušení	72/245/EHS
Povinné štítky	76/114/EHS
Montáž zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci	76/756/EHS
Odrázky	76/757/EHS
Svítilny doplňkové, přední obrysové, zadní obrysové, brzdové, denní, boční obrysové	76/758/EHS
Směrové svítilny	76/759/EHS
Svítilny zadní registrační tabulky	76/760/EHS
Zadní mlhové svítilny	77/538/EHS
Zpětné světlometry	77/539/EHS
Pneumatiky	92/23/EHS
Hmotnosti a rozměry	97/27/ES
Spojovací zařízení	94/20/ES

Je třeba zmínit, že nařízením (ES) č. 661/2009 byla většina směrnic uvedených v (Tab. 4) zrušena. Požadavky stanovené v uvedených směrnících byly přejaty tímto nařízením, případně nahrazeny odkazy na odpovídající předpisy EHK OSN. Odkazy na zrušené směrnice se považují za odkazy na nařízení (ES) č. 661/2009. [16]

Vzhledem k tomu, že hlavní komponenty (náprava, oj) budou nakoupeny od výrobce (podrobněji v kapitole 6), většina předpisů a směrnic již bude splněna. Je ale potřeba zkontrolovat, aby celkové rozměry a hmotnost navrženého přívěsu splňovaly legislativní požadavky, a zároveň je potřeba zvolit správný typ a umístění osvětlení přívěsu a umístění zadní registrační tabulky.

4.4. Maximální povolené rozměry a hmotnosti přípojných vozidel

Maximální rozměry a hmotnosti upravuje především směrnice 97/27/ES, případně se tato směrnice odkazuje na směrnici 96/53/ES. Největší povolené rozměry přípojných vozidel pak jsou dle [28] a [29]:

- maximální délka: 12,0 m;
- maximální šířka: 2,55 m;
- maximální výška: 4,0 m.

Největší povolená hmotnost na nápravu v případě jednonápravového připojeného vozidla je 10 tun. [28], [29]

V případě tandemového přívěsu maximální zatížení na obě nápravy závisí na vzdálenosti mezi nápravami, pak dle [29]:

- pro vzdálenost menší než 1,0 m, maximální zatížení obou náprav je 11 tun;
- pro vzdálenost 1,0 ÷ 1,3 m, maximální zatížení obou náprav je 16 tun;
- pro vzdálenost 1,3 ÷ 1,8 m, maximální zatížení obou náprav je 18 tun.

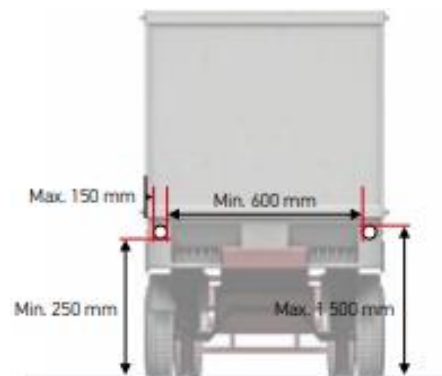
4.5. Požadavky na osvětlení a světelnou signalizaci

Každý přívěs, stejně jako obyčejné vozidlo, musí splňovat určité legislativní požadavky na osvětlení. Tyto požadavky jsou popsány v předpisu č. 48 EHK – Jednotná ustanovení pro schvalování typu vozidel z hlediska montáže zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci.

V následující části budou popsány vybrané požadavky na osvětlení pro kategorie přívěsu O2 dle [17]:

1) Přední obrysová světla:

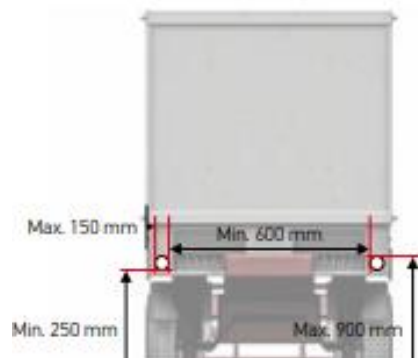
- povinná pro přívěsy šířky > 1,6 m;
- počet: 2 ks;
- umístění: na přední části vozidla; max. 150 mm od vnějšího obrysu na kterékoli straně vozidla; min. 250 mm, max. 1500 mm nad vozovkou;
- vzdálenost min. 600 mm mezi oběma předními obrysovými světly;
- úhly geometrické viditelnosti: svislý úhel = $\pm 15^\circ$; vodorovný úhel = 80° dozadu a 5° dopředu;
- barva světla: bílá.



Obr. 21: Přední obrysová světla [17]

2) Přední odrazka:

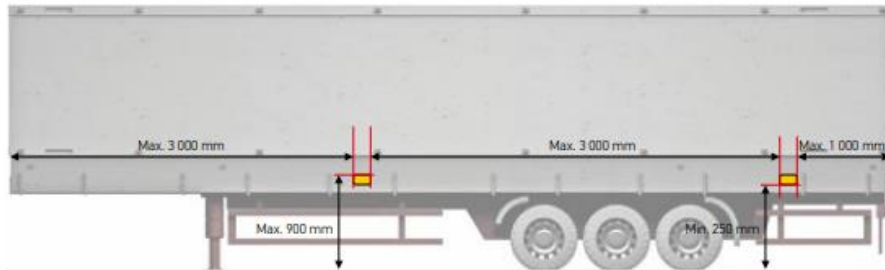
- povinné pro všechny přívěsy;
- počet: 2 ks;
- tvar: nesmí být trojúhelníkový;
- umístění: na přední části vozidla; max. 150 mm od vnějšího obrysu na kterékoli straně vozidla; min. 250 mm, max. 900 mm nad vozovkou;
- vzdálenost min. 600 mm mezi oběma odrazkami;
- úhly geometrické viditelnosti: svislý úhel = $\pm 10^\circ$; vodorovný úhel = 30° dozadu a 10° dopředu;
- činná plocha odrazky může mít části společné s plochou jakékoli jiné přední svítilny;
- barva: bílá/bezbarvá.



Obr. 22: Přední odrazka [17]

3) Boční odrazky:

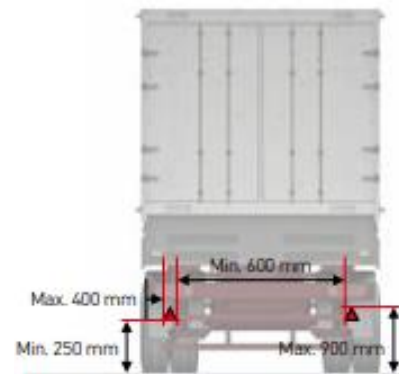
- povinné pro všechny přívěsy;
- umístění: na boční části vozidla; min. 250 mm, max. 900 mm nad vozovkou;
- počet: na vozidla o délce $L \leq 6$ m: jedna boční odrazka;
- minimálně jedna odrazka musí být umístěna v prostřední třetině vozidla;
- barva: oranžová.



Obr. 23: Boční odrazky [17]

4) Zadní odrazka:

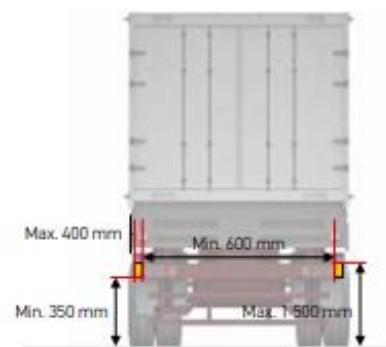
- povinné pro všechny přívěsy;
- počet: min. 2 ks;
- tvar: trojúhelníkový;
- uspořádání: vrchol trojúhelníku musí směřovat vzhůru;
- umístění: na zádi vozidla; max. 400 mm od vnějšího obrysu na kterékoli straně vozidla; min. 250 mm, max. 900 mm nad vozovkou;
- vzdálenost min. 600 mm mezi oběma odrazkami;
- úhly geometrické viditelnosti: svislý úhel = $\pm 15^\circ$; vodorovný úhel = $\pm 30^\circ$;
- barva: červená.



Obr. 24: Zadní odrazka [17]

5) Zadní blikače:

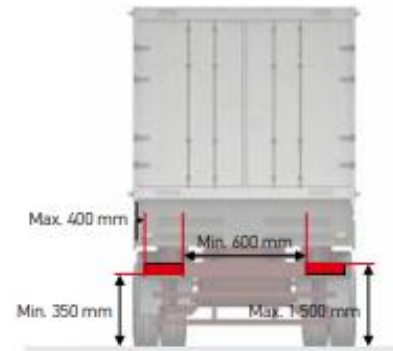
- povinné pro všechny přívěsy;
- počet: 2 ks;
- umístění: na zádi vozidla; max. 400 mm od vnějšího obrysu na kterékoli straně vozidla; min. 350 mm, max. 1 500 mm nad vozovkou;
- úhly geometrické viditelnosti: svislý úhel = $\pm 15^\circ$; vodorovný úhel = 45° až 80° dozadu;
- barva světla: oranžová.



Obr. 25: Zadní blikače [17]

6) Zadní obrysová světla:

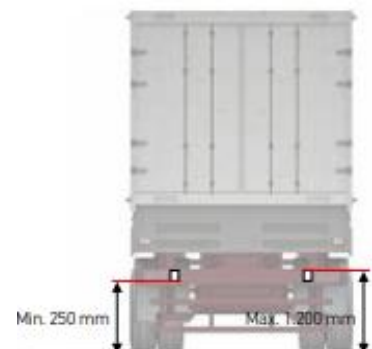
- povinná pro všechny přívěsy;
- počet: 2 ks;
- umístění: na zádi vozidla; max. 400 mm od vnějšího obrysu na kterékoli straně vozidla; min. 350 mm, max. 1 500 mm nad vozovkou;
- úhly geometrické viditelnosti: svislý úhel = $\pm 15^\circ$; vodorovný úhel = 45° až 80° dozadu;
- barva světla: červená.



Obr. 26: Zadní obrysová světla [17]

7) Couvací zadní světla:

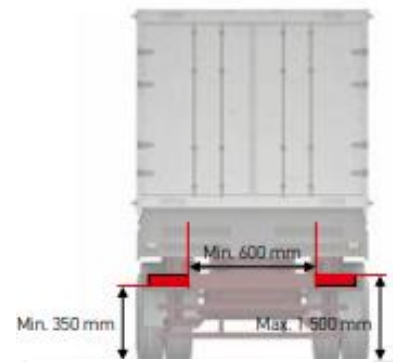
- povinné u všech přívěsů kategorie O2, O3 a O4;
- počet: 1 ks povinný a další 1 ks nepovinný (pro $L \leq 6$ m);
- umístění: min. 250 mm, max. 1 200 mm nad vozovkou;
- úhly geometrické viditelnosti: svislý úhel = 15° nahoru a 5° dolů; vodorovný úhel = $\pm 45^\circ$ – v případě jednoho světloometu nebo min. 45° dozadu a 30° dopředu v případě 2 světlometů;
- barva světla: bílá.



Obr. 27: Couvací zadní světla [17]

8) Brzdové světlo:

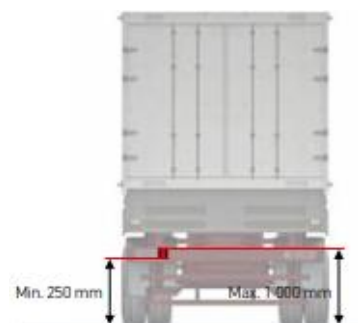
- povinné pro všechny přívěsy;
- světla kategorie S1 nebo S2;
- počet: 2 ks;
- umístění: na zádi vozidla; min. 600 mm mezi oběma brzdovými světly; min. 350 mm, max. 1500 mm nad vozovkou;
- úhly geometrické viditelnosti: svislý úhel = 15° nahoru a 5° dolů; vodorovný úhel = $\pm 45^\circ$;
- barva světla: červená.



Obr. 28: Brzdové světlo [17]

9) Zadní mlhové světlo:

- povinné pro všechny přívěsy;
- světla kategorie F, F1, F2;
- počet: 1 nebo 2 ks;
- umístění: na zádi vozidla; min. 250 mm, max. 100 mm nad vozovkou;
- úhly geometrické viditelnosti: svislý úhel = $\pm 5^\circ$; vodorovný úhel = $\pm 25^\circ$;
- barva světla: červená.



Obr. 29: Zadní mlhové světlo [17]

10) Osvětlení zadní registrační tabulky:

- povinné pro všechny přívěsy;
- počet: min. 1 ks;
- umístění: tak, aby byla registrační tabulka osvětlena;
- barva světla: bílá.



Obr. 30: Osvětlení registrační tabulky [17]

4.6. Požadavky na umístění zadní registrační tabulky

Místem pro připevnění zadní registrační tabulky musí být podle směrnice 70/222/EHS rovná nebo téměř rovná obdélníková plocha nejméně 520 x 120 mm. [18]



Obr. 31: Zadní registrační tabulka [32]

Spodní hrana tabulky musí být umístěna v minimální výšce 0,30 m nad vozovkou, horní hrana tabulky musí být nejvýše 1,20 m nad vozovkou. Pokud nelze tento druhý požadavek splnit, může být poloha horní hrany tabulky nad vozovkou výše než 1,20 m, musí však být k tomuto rozměru tak blízko, jak to dovoluje konstrukce vozidla, a v žádném případě nesmí být výše než 2 m. [18]

Směrnice 70/222/EHS taky upravuje úhly viditelnosti registrační tabulky:

„Tabulka musí být viditelná v celém prostoru ohraničeném těmito čtyřmi rovinami: dvěma svislými rovinami, které se dotýkají bočních hran tabulky a svírají s podélnou střední rovinou vozidla směrem navenek úhel 30°; rovinou, která se dotýká horní hrany tabulky a svírá s vodorovnou rovinou směrem nahoru úhel 15°; vodorovnou rovinou procházející spodní hranou tabulky (pokud je však výška umístění horní hrany tabulky nad vozovkou větší než 1,20 m, musí být tato rovina vzhledem k vodorovné rovině skloněna směrem dolů pod úhlem 15°).“ [18]

5. Popis hlavních komponentů podvozku

V této kapitole bude uveden přehled funkcí hlavních nakupovaných komponentů podvozku, což jsou náprava a oj.

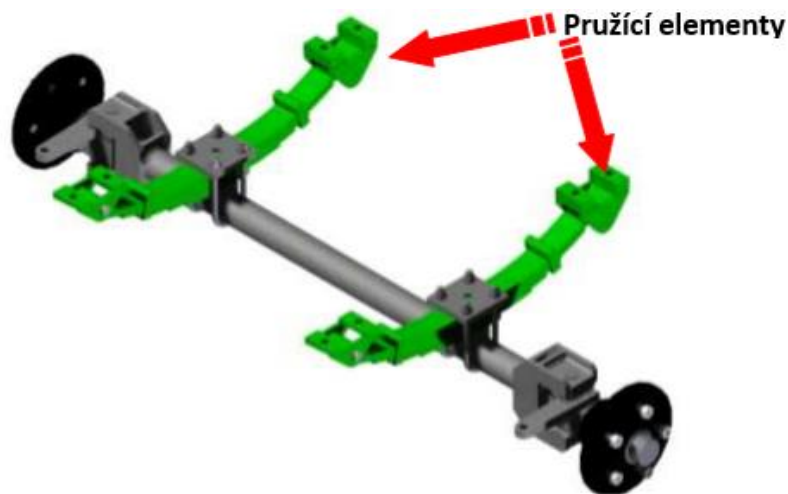
5.1. Konstrukce nápravy

Náprava je jednou z nejdůležitějších částí podvozku a je tvořena několika funkčními celky: zavěšení kol, uložení kol, odpružení kol, brzdový systém, případně řídicí nebo hnací ústrojí. [2]

Zavěšením kol rozumíme způsob připojení kol k rámu podvozku a obecně jej můžeme rozdělit na 3 druhy dle [2]:

- tuhá náprava;
- kliková náprava;
- nezávislé odpružení.

U přívěsu se obvykle používá kliková vlečená náprava nebo tuhá náprava. V případě klikové nápravy je nástavba přichycena přímo na příčník nápravy, jejíž těleso obsahuje pružící elementy. V případě tuhé nápravy je nástavba přichycena k pružícím elementům a kola jsou pevně spojena do jednoho celku, viz. (Obr. 32). [21]



Obr. 32: Tuhá náprava [21]

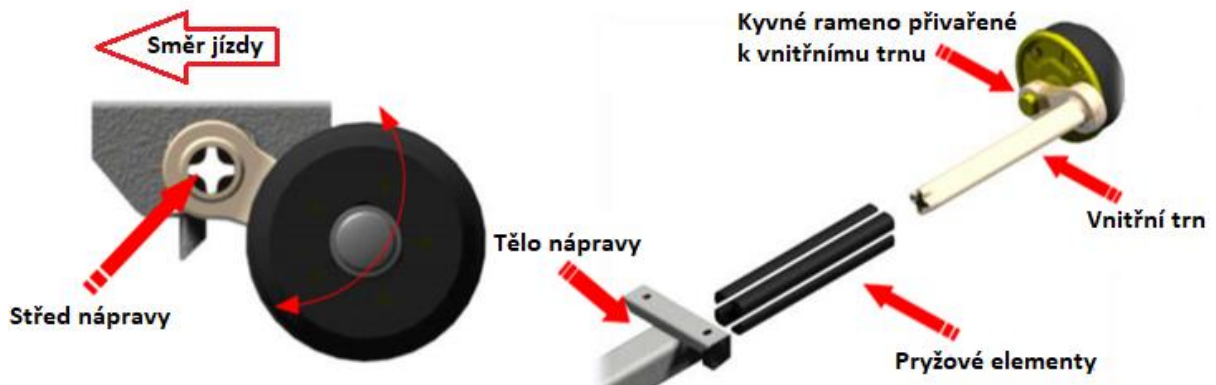
Hlavní funkcí nápravy je tedy nejen přenos tíhy rámu a nákladu, ale taky dostatečné tlumení nárazů způsobených nerovnostmi vozovky. Podle legislativních požadavků pro kategorie O2 musí mít náprava vlastní brzdový systém.

5.1.1. Odpružení nápravy

Jak již bylo zmíněno výše, náprava podvozku musí být vhodně odpružena, aby byla schopna tlumit nárazy a zajistit pohodlnou jízdu.

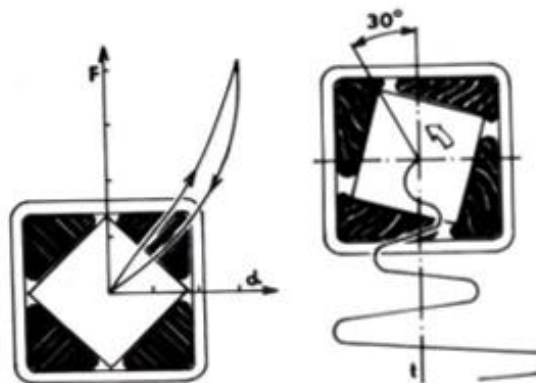
V současné době je v přívěsové technice nejrozšířenějším způsobem pružení, tzv. pryžové odpružení pomocí gumových prutů. Princip spočívá ve stlačování tvarových

gumových tyčí v centrální příčné trubce (Obr. 33). Kromě pryžových tyčí jsou hlavními díly centrální speciálně profilovaná trubka a vnitřní tvarovaný trn, na kterém je přivařena klika (kyvné rameno) s osou kola. [4], [21]



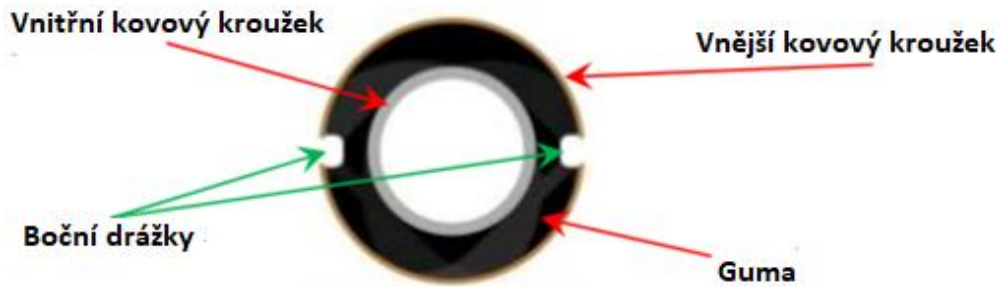
Obr. 33: Odpružení pomocí gumových prutů [21]

Při zkrutovém namáhání vnitřního trnu dochází k elastické deformaci předepnutých pryžových tyčí. Závislost deformační síly na velikosti zákrutu je progresivní, což znamená, že tuhost pérování se s růstem zákrutu zvětšuje. Při dynamickém namáhání pružících elementů plně naloženým přívěsem dochází k zákrutu vnitřní tyče o 30° (Obr. 34). Díky vlastnímu útlumu, který vzniká v pryžových tyčích, lze vynechat u tohoto typu odpružení tlumiče, což výrazně snižuje cenu a hmotnost tohoto provedení. Kromě toho technická koncepce nápravy zajišťuje celému systému takové přednosti, jako je provozní spolehlivost, nadprůměrná životnost, odolnost vůči vodě, prachu a ostatním agresivním vlivům, naprostá spolehlivost upevnění dílů pružící jednotky nalisováním, odolnost vůči teplotě v rozsahu od -30 °C až do +50 °C a hlavně nenáročnost na údržbu a mazání. [4], [19]



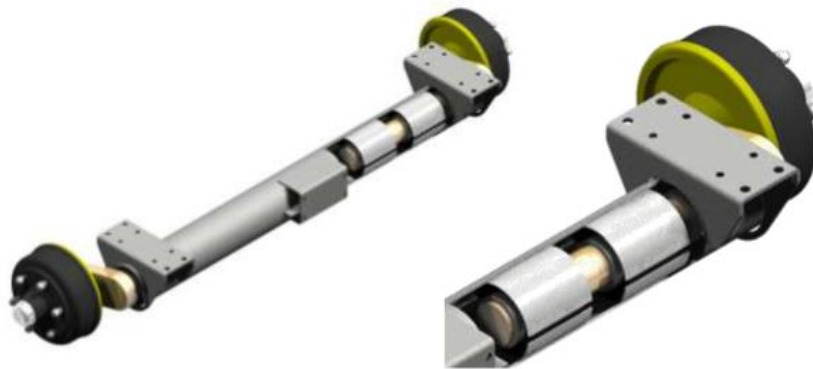
Obr. 34: Pryžové odpružení [19]

Další možností je pryžové odpružení pomocí zkrutných gumových silentbloků. Tohle provedení má vyšší stupeň kvality odpružení nápravy a nabízí ho pouze firma KNOTT. Pružení je realizováno pomocí kruhových pryžových silentbloků (Obr. 35). Každý silentblok má vnější a vnitřní kovový kroužek, mezi nimiž je navulkanizovaná guma. [21]



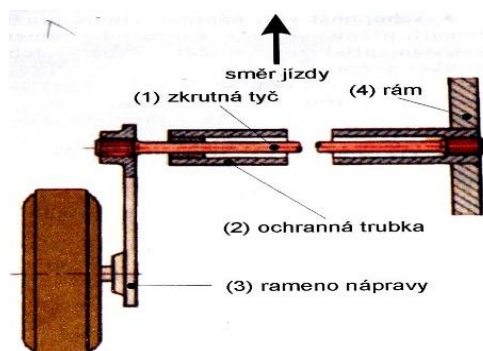
Obr. 35: Konstrukce gumového silentbloku [21]

Silentbloky se navařují na tyč ramene nápravy a následně lisují do kruhového tělesa nápravy, které má po bocích vnitřního průměru vodící výstupky (Obr. 36). Během jízdy rameno nápravy vykonává rotační pohyb kolem středové axiální osy trubky nápravy a stlačuje gumové silentbloky. [21]



Obr. 36: Náprava odpružená pomocí gumových silentbloků [21]

Další možností je odpružení pomocí torzních tyčí (Obr. 37). V tomto případě jsou pružícím prvkem zkrutné ocelové tyče. Tyče jsou obvykle ve svazku 2–3 plochých obdélníkových profilů, na konci tohoto svazku je kyvné rameno, na jehož opačném konci je oko s cepem pro kolo s pneumatikou. Vzhledem k tomu, že torzní tyče mají poměrně nízké tlumivé účinky, musí být tento systém vždy doplněn tlumičem. Svazek ocelových tyčí je ve středu nápravy opatřen členem, který umožňuje nastavení předpětí podle hmotnosti přívěsu. Tohle řešení je dražší, ale zároveň je docela jednoduché a nevyžaduje žádnou údržbu. [4]



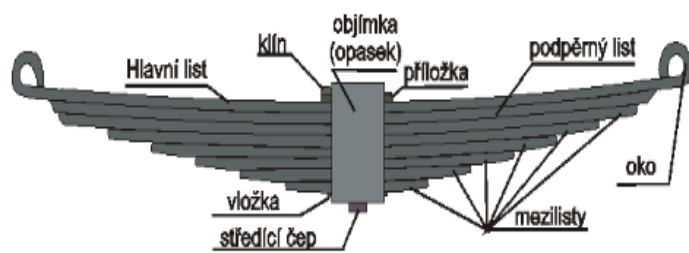
Obr. 37: Odpružení pomocí torzních tyčí [31]

Další možností je odpružení pomocí listových nebo vinutých pružin. Odpružení pomocí listových pružin se používá v případě tuhých náprav a vhodnou skladbou listových pér lze docílit požadovaného progresivního účinku odpružení. Ale zároveň se při použití listových pružin zvětšuje světelná výška mezi podvozkem a vozovkou, což výrazně zhoršuje jízdní vlastnosti. Vinuté pružiny mají lepší jízdní vlastnosti, ale musejí být doplněny o tlumiče, což zvyšuje jak cenu, tak hmotnost podvozku, nevýhodou listových pružin jsou podstatně větší nároky na údržbu. [4]

Jak listové, tak vinuté pružiny se používaly pro odpružení přívěsové techniky spíše ve druhé polovině minulého století. V současné době jsou často nahrazeny moderními způsoby odpružení (gumové pruty/silentbloky, torzní tyče), občas se používají při amatérské stavbě přívěsu. [4]



Obr. 38: Vinuté pružiny [30]



Obr. 39: Listová pružina [30]

5.2. Tažná oj a nájezdová brzda

Tažná oj je dalším důležitým komponentem přívěsu. Je to zařízení, pomocí kterého se přívěs připojuje k tažnému vozidlu. Podle způsobu připojení může být tažná oj buď pevná (Obr. 40), nebo výškově nastavitelná (Obr. 41), což umožňuje nastavit spojovací výšku přívěsu tak, aby byla stejná jako u tažného vozidla.



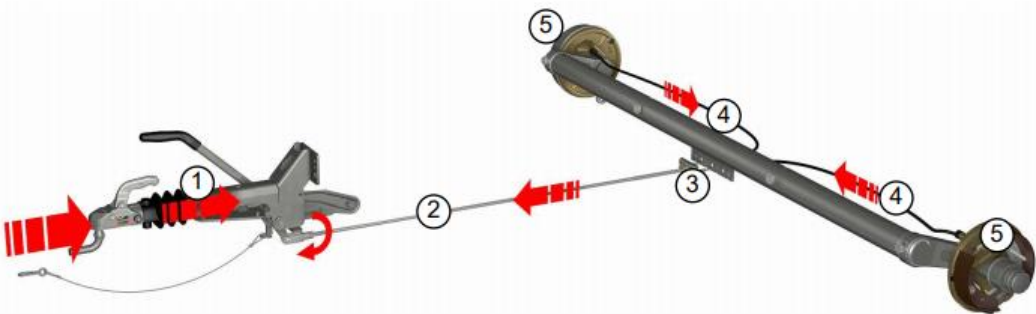
Obr. 40: Příklady pevných ojí [21]



Obr. 41: Příklady výškově nastavitelných ojí [21]

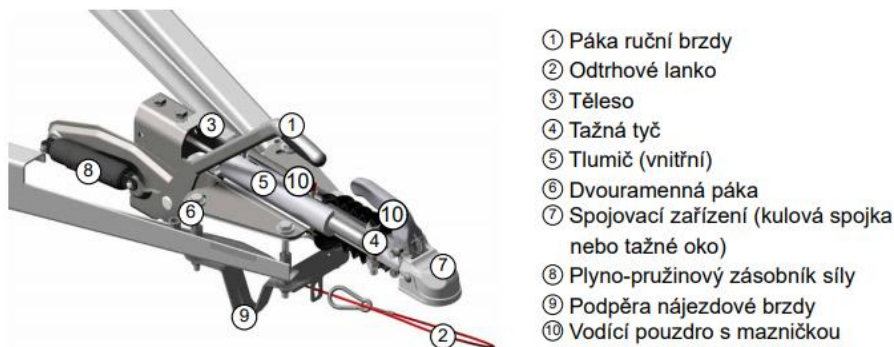
Jak již bylo zmíněno výše, přípojné vozidlo kategorie O2 musí být vybaveno vlastním brzdným systémem. Takže tažná oj nejenom spojuje tažné vozidlo s přívěsem, ale je vybavena i mechanismem nájezdové a parkovací brzdy. [21]

Princip funkce nájezdové brzdy je popsán na (Obr. 42). Když tažné vozidlo pojedě z kopce nebo začne brzdit na tažnou oj, začne působit brzdná síla. Tato síla bude tlačit přes tažnou tyč (1) na dvouramennou páku nájezdové brzdy. Pak bude tažnou tyčí aktivována brzdová soustava. Páka vyvine sílu na táhlo (2), které bude přes vahadlo (3) působit na brzdová lana (4). Brzdová lanka pak ovládají čelisti kolových brzd. [20]



Obr. 42: Popis funkce nájezdové brzdy [20]

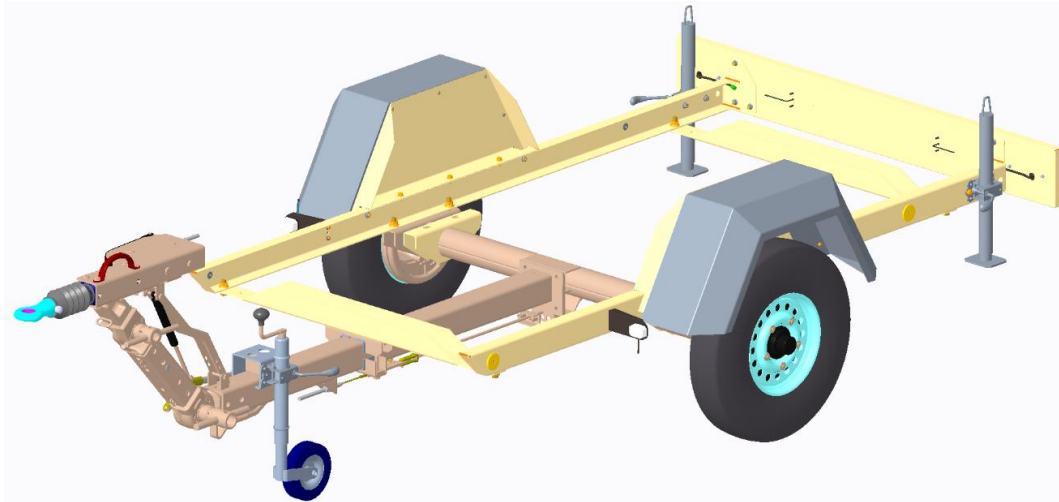
Nájezdová brzda je pak obvykle vybavena dalšími komponenty: ruční brzdou, která umožňuje bezpečné stání při parkování, odtrhovacím lankem, které aktivuje parkovací brzdou v případě, že se přívěs neúmyslně odpojí od tažného vozidla, a někdy také podpěrou nájezdové brzdy (Obr. 43). [20]



Obr. 43: Komponenty nájezdové brzdy [20]

6. Návrh konstrukce podvozku

Podvozek pro generátor G100 byl navržen tak, aby byl poměrně lehký, ale zároveň dostatečně pevný a tuhý, kromě toho by měl podvozek splňovat veškeré legislativní normy a požadavky pro homologaci popsané v předchozích kapitolách. Výsledkem je jednonápravový podvozek zobrazený na následujícím obrázku (Obr. 44).



Obr. 44: Navržený podvozek pro generátor

Podvozek byl vymodelován v programu Creo Parametric 4.0. Pohotovostní hmotnost navrženého přívěsu je 411 kg. Na dalším obrázku (Obr. 45) je zobrazen generátor G100 na navrženém podvozku.



Obr. 45: Generátor Doosan G100 na podvozku

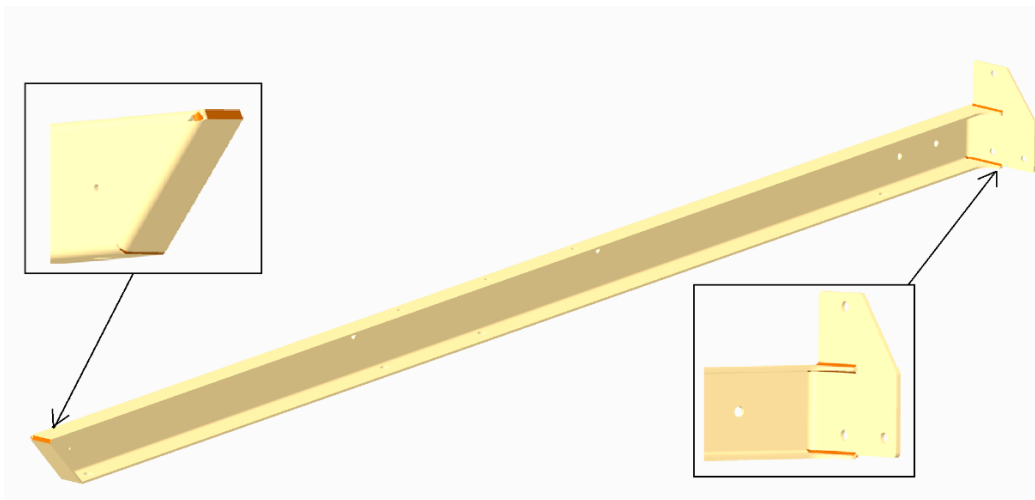
V následujících kapitolách bude podrobněji popsána konstrukce a postup volby nebo návrhu jednotlivých částí podvozku.

6.1. Konstrukce rámu

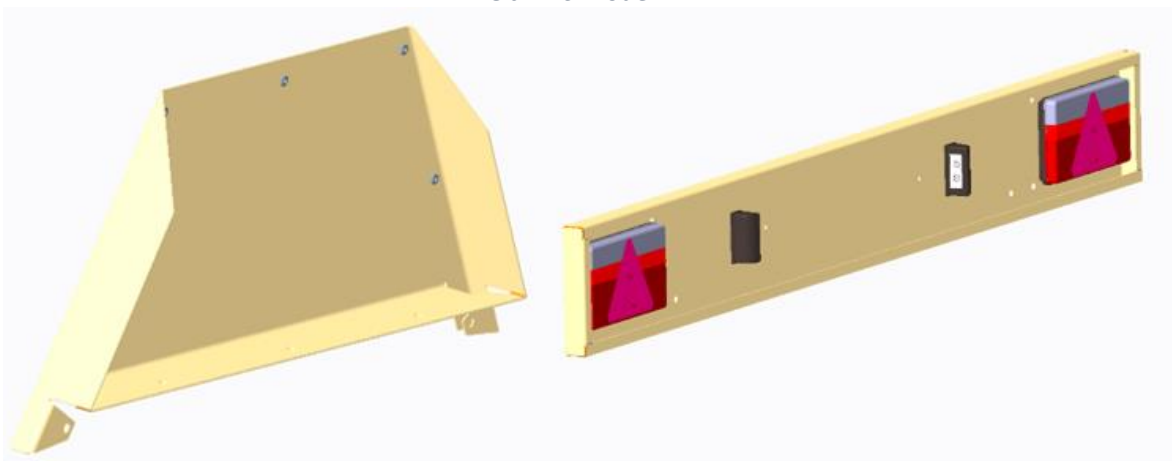
Rám je jednou ze základních částí podvozku. Jak již bylo uvedeno, měl by být dostatečně tuhý a zároveň lehký. Vzhledem k výrobním možnostem a požadavkům firmy bude celý rám vyroben z ohnutých plechů. Pro materiál plechů byla zvolena ocel S355JO dle EN 10025. Tato ocel je zaručeně svařitelná a má mez kluzu $R_{e,S355JO} = 355 \text{ MPa}$.

Rám je tvořen dvěma podélníky (Obr. 46) vzdálenými od sebe 1 206 mm. Podélníky budou vyrobeny z plechů o tloušťce 4 mm, které pak budou ohnuté do tvaru U profilu o rozměrech 100 x 50 x 4 mm. V přední části jsou podélníky zkosené a ohnuty tak, aby odpovídaly tvaru rámu generátoru. Také plech je v zadní části ohnut a vypálen tak, aby šlo připojit zadní nárazník. K podélníkům budou přišroubovány i držáky na blatníky.

Nárazník a držáky blatníků (Obr. 47) budou taktéž vyrobeny z ohýbaných plechů, jejich tloušťka bude 2 mm. Plechy budou z oceli ČSN 11 321.



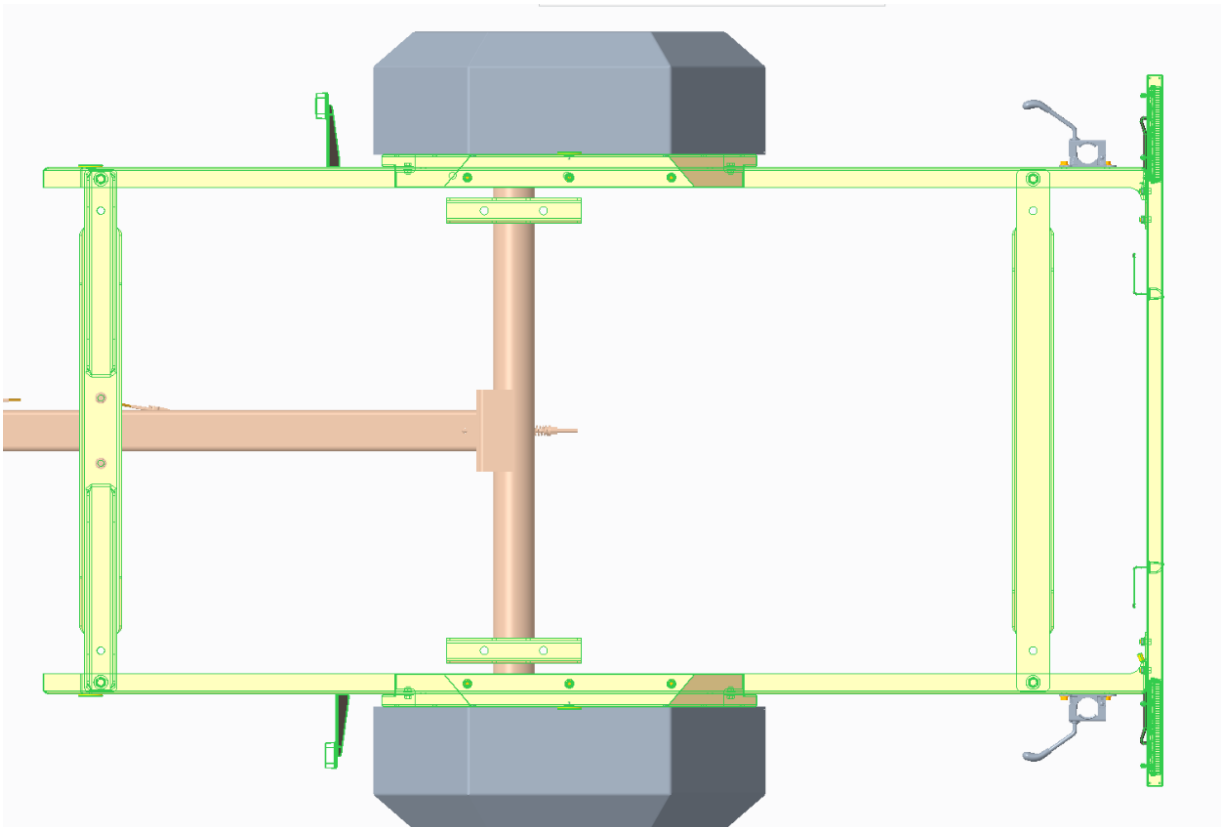
Obr. 46: Podélník



Obr. 47: Držák blatníků a zadní nárazník

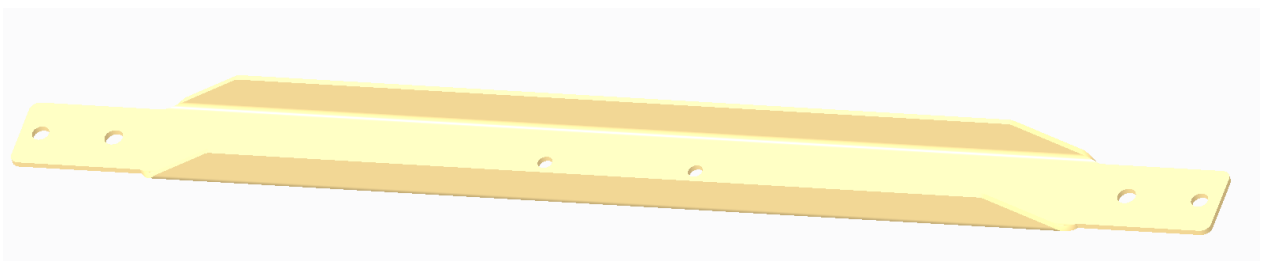
Kvůli snížení namáhání na rám bude generátor připevněn přímo na nápravu (náprava je standardně dodávaná od výrobce se dvěma navařenými držáky pro připojení rámu/nástavby, počet navařených držáků lze zvýšit podle potřeb konstrukce). V takovém

případě nebudou podélné nosníky nijak extrémně zatíženy hmotností generátoru, protože největší část zatížení bude přenášet přímo náprava, vepředu a vzadu se generátor opře o přední a zadní příčníky. Rám podvozku pak nemusí být udělán jako celosvařená konstrukce (což bylo také jedním z požadavků firmy), příčníky budou zesponovaně k podélníkům pomocí šroubu ISO 4162 - M16 - 10,9. V rámu generátoru jsou připraveny díry pro šrouby M16, proto bylo rozhodnuto použít stejné šrouby, jak pro připevnění generátoru, tak pro montáž rámu podvozku.



Obr. 48: Rám podvozku

Příčníky budou rovněž vyrobeny z plechu tloušťky 4 mm (Obr. 49). Pro zvýšení tuhosti (hlavně předního příčníku) budou uprostřed ohnuty opět do tvaru U-profilu o rozměrech 100 x 50 x 4 mm. Přední příčník bude přišroubován k objímce na tažné oje.



Obr. 49: Příčník

6.2. Volba nápravy

Na českém a evropském trhu existuje několik velkých firem vyrábějících přívěsovou techniku. Dvěma největšími výrobci jsou firmy KNOTT a AL-KO. Doosan Bobcat už dlouhá léta spolupracuje s firmou KNOTT CZ, s. r. o., která dodává nápravy, oje a jiná příslušenství pro mobilní kompresory vyráběné firmou Doosan Bobcat.

Vzhledem k tomu bylo vhodné pro podvozek mobilního generátoru volit nápravu od stejného výrobce. Jako nejvhodnější byla zvolena náprava GB30-S od firmy KNOTT (Obr. 50). Jedná se o brzděnou nápravu, odpruženou pomocí gumových silentbloků. Maximální nosnost nápravy je 3 000 kg, maximální povolená rychlost 140 km/h. Pro brzdění je použita mechanická bubnová dvoučelistová brzda, což je nejvhodnější varianta pro přívěsy, výhodou jsou oproti kotoučové brzdě delší životnost a výrazně nižší cena, kromě toho ji lze poměrně jednoduše spojit s parkovací brzdou.

Konstrukce brzdy je zobrazena na dalším obrázku (Obr. 51). Rozpěrka mechanické bubnové brzdy je ovládána pomocí brzdového mechanismu. Což způsobuje, že se brzdové čelisti opírají zevnitř proti brzdovému bubnu a přívěs se zabrzdí.



Obr. 50: Náprava KNOTT GB30-S [27]

Obr. 51: Konstrukce bubnové brzdy KNOTT [27]

6.3. Kola a pneumatiky

Firma KNOTT zároveň nabízí pro své nápravy celou řadu kol a pneumatik. Pro podvozek generátoru G100 byla zvolena kola o rozměru 205/70R15, šířka pneumatik je 205 mm. Kola mají hmotnostní index 124J, což znamená, že nosnost každého kola je 1 600 kg.



Obr. 52: Kolo 205/70R15 [27]

6.4. Volba oje

Vzhledem k výkonu, rozměru a hmotnosti generátoru Doosan G100 je patrné, že tažným vozidlem může být nejenom osobní automobil, ale například i nákladní nebo nějaké zvláštní vozidlo. Bylo tedy rozhodnuto použít pro podvozek výškově nastavitelnou oj KHA35 od firmy KNOTT (Obr. 53). Maximální nosnost oje je 2 700–3 500 kg a maximální povolené svislé zatížení oka (nebo kloubu) při stání vozidla nesmí překročit 350 kg.

Úhel mezi tažnou ojí a mezikusem může být nastaven od -10° do $+49^\circ$. Čelní ozubení jsou spojena svorníkem se závitem a zajišťovací maticí. Zvedací a seřizovací zařízení lze volitelně integrovat mezi tažnou oj a nájezdovou brzdou. [20]



Obr. 53: Oj Knott KHA35 [27]

Spolu s ojí od firmy KNOTT bude nakoupeno i potřebné příslušenství: tažné oko, táhlo, brzdová lana a vahadla, která jsou nutná pro vymezení rozdílných vůlí v kolových brzdách a k zajištění přenosu stejných sil na kolové brzdy. Zapojení táhla a brzdových lan je vidět na následujícím obrázku (Obr. 54).



- ① Táhlo
- ② Vahadlo (3x)
- ③ Brzdová lana ke kolovým brzdám

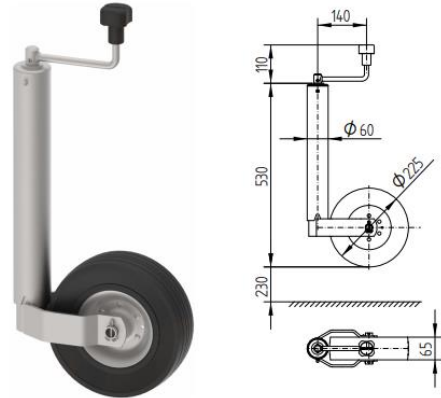
Obr. 54: Soustava táhla, vahadel a brzdových lan [20]

6.5. Opěrné kolečko a nožičky

Opěrné kolečko a nožičky usnadňují manipulace s přívěsem a zajišťují stabilní polohu při stání a odpojení od tažného vozidla. Toto příslušenství bude také nakoupeno od firmy KNOTT. Bylo zvoleno opěrné kolečko TK60 s maximálním svislým zatížením 300 kg. Dále byly zvoleny 2 opěrné nožičky s maximálním zatížením 175 kg na každou nožičku.



Obr. 55: Opěrná nožička KNOTT [27]

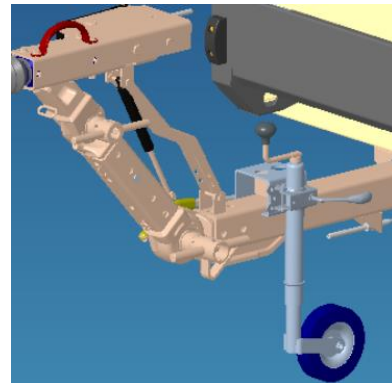


Obr. 56: Opěrné kolečko KNOTT TK60 [27]

Pro připojení opěrného kolečka k přírubě tažné oje a nožiček k zadní části rámu byl použit kovový držák LBG48.



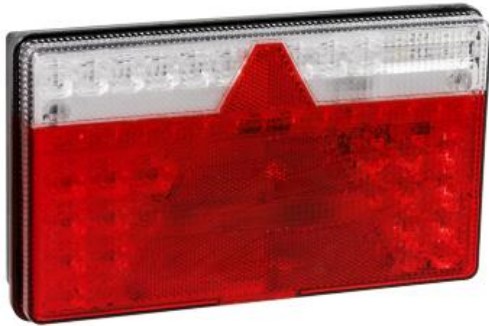
Obr. 57: Držák LBG48 [27]



Obr. 58: Spojení opěrného kolečka s tažnou ojí

6.6. Osvětlení

Pro osvětlení přívěsu byla zvolena světla a odrazky od firem HELLA a ASPÖCK. Budou použity dva zadní sdružené LED světlomety ASPÖCK MultiLED II a dvě přední obrysově bílé svítilny ASPÖCK Flexipoint LED, které zároveň mohou sloužit jako přední odrazky. Pro osvětlení SPZ budou použity dva světlomety ASPÖCK FT-016 LED. Světla budou doplněna čtyřmi oranžovými bočními odrazkami HELLA 8RA. Parametry zvolených světel a odrazek a jejich umístění odpovídají legislativním požadavkům z kapitoly 4.



Obr. 59: Sdružený světlomet ASPÖCK
MultiLED II [19]



Obr. 60: Osvětlení SPZ
ASPÖCK FT-016 LED [19]



Obr. 61: Odrazka HELLA [23]



Obr. 62: Přední obrysová svítidla
ASPÖCK Flexipoint LED [22]

7. Další možné provedení podvozku

V rámci koncepčního návrhu byla probrána další možná varianta podvozku. Podvozek by mohl být udělán jako dvounápravový tandemový přívěs (Obr. 65). V takovém případě by se použily 2 menší nápravy VGB15-MV od firmy KNOTT (Obr. 63). Každá náprava má nosnost 1 500 kg a je odpružena pomocí gumových tyčí. Zároveň by se použila menší kola 175R13-C (Obr. 64). Ostatní komponenty by byly stejné jako u jednonápravového přívěsu.

V takovéto variantě by měl přívěs díky menším nápravám a kolům nižší polohu těžiště, a tím pádem lepší příčnou stabilitu.



Obr. 63: Náprava VGB15-MV [27]



Obr. 64: Kolo 175R13-C [27]



Obr. 65: Vizualizace tandemového podvozku pro generátor G100

Po konzultacích ve firmě byla tato varianta odmítnuta, protože měla řadu nevýhod oproti prvnímu návrhu:

- tandemový přívěs má horší manévrovatelnost kvůli umístění náprav za sebou, což se projevuje hlavně v ostrých zatáčkách;
- velmi obtížná manipulace s odpojeným tandemovým přívěsem;



- mobilní generátor se často používá na stavbách a musí být schopen se pohybovat v lehkém terénu. Menší nápravy a kola u tandemového přívěsu snižují světelnost podvozku;
- při pohybu tandemového podvozku v terénu bude docházet k většímu namáhání rámu podvozku.

Dalším důvodem byla snaha zachovat koncepce a použít co nejvíce stejných nakupovaných komponent jako u těžkého jednonápravového mobilního kompresoru Doosan. Firma zároveň doposud nikdy nevyrobila dvounápravový tandemový mobilní kompresor, a proto bylo doporučeno i pro mobilní generátor navrhnout jednonápravový podvozek.

8. Zatěžovací stavy a jízdní stabilita podvozku

Při návrhu přípojného vozidla je třeba věnovat zvláštní pozornost zatěžovacím stavům vznikajícím během jízdy vozidla. Za jízdy na přívěs působí několik různých silových účinků, které způsobují nejenom namáhání a deformace rámu nebo jiných částí podvozku, ale ovlivňují také jízdní vlastnosti a stabilitu.

Nejjednodušším zátěžným stavem je statické zatížení. V tomto případě působí na podvozek jenom gravitační síla, která je způsobena gravitačním zrychlením Země ve svislém směru. Dále byly zvoleny tři nejhorší stavy, které mohou nastat během jízdy. Jsou to brzdění, jízda zatáčkou a kombinace těchto dvou stavů – brzdění v zatáčce. Tyto stavy výrazně ovlivňují jízdní stabilitu přívěsu a v důsledku vzniku setrvačných účinků způsobených podélným nebo příčným zrychlením (případně jejich kombinací) na rám podvozku působí podstatně větší zatížení než při stání.

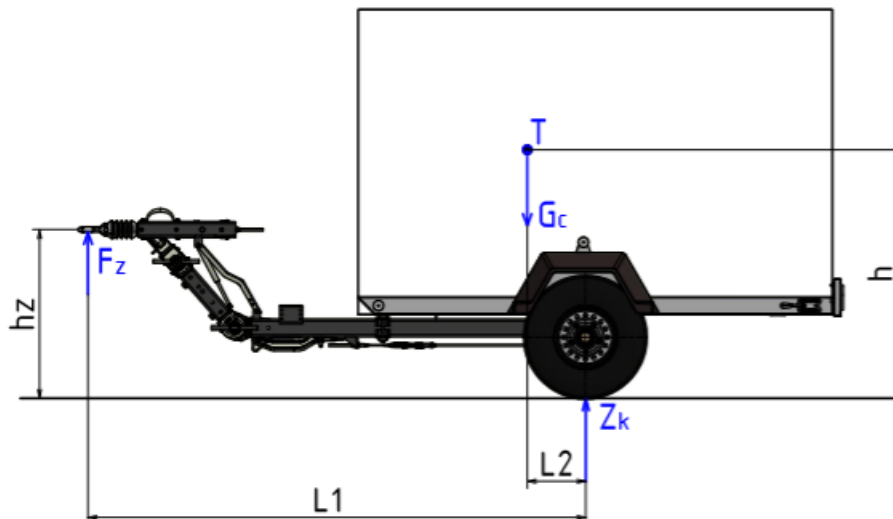
8.1. Statické zatížení

Jak již bylo psáno výše, tento zatěžovací stav je způsoben pouze gravitačním zrychlením Země, jehož velikost je přibližně $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Při stání nebo při jízdě konstantní rychlostí pak bude na přívěs působit gravitační síla, která se vypočítá dle vztahu:

$$G_c = m_c \cdot g \quad (4)$$

Kde: m_c [kg] ... celková hmotnost přívěsu s generátorem

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] ... gravitační zrychlení Země



Obr. 66: Rozložení sil při stání/jízdě konstantní rychlostí

Na Obr. 66 jsou zobrazeny síly, které budou působit na přívěs. Síla Z_k je reakce mezi kolem a vozovkou, síla F_z je svislé zatížení tažného oka. Podle katalogu výrobce oka při statickém zatížení a rovnoměrném rozložení nákladu síla F_z nesmí překročit 350 kg ($\approx 3\,500 \text{ N}$). Podle požadavků Doosan Bobcat by pro snadnou manipulaci s přívěsem měla být síla F_z v rozmezí 50 až 150 kg.

8.1.1. Kontrola svislého zatížení na tažném oku

Celková hmotnost stroje je 2 549 kg, síla tíhy pak $G_c = 25\,006\text{ N}$. Tažná oj má nastavitelnou výšku, což znamená, že výpočet bude proveden jak pro maximální délku $L_{1max} = 3\,053\text{ mm}$, tak pro minimální $L_{1min} = 2\,933\text{ mm}$, těžiště stroje leží ve vzdálenosti $L_2 = 62\text{ mm}$ od svislé osy kola.

Při změně výšky tažné oje zřejmě dojde k posuvu těžiště celkové soustavy. Tuhle skutečnost můžeme ignorovat, protože posuv těžiště bude zanedbatelně malý.

- **Fz při maximální délce L1max:**

$$G_c = Z_k + F_z \quad (5)$$

$$Z_k \cdot L_{1max} = G_c \cdot (L_{1max} - L_2) \rightarrow Z_k = \frac{G_c \cdot (L_{1max} - L_2)}{L_{1max}} \quad (6)$$

$$F_z = G_c - \frac{G_c \cdot (L_{1max} - L_2)}{L_{1max}} = G_c \cdot \left(1 - \frac{L_{1max} - L_2}{L_{1max}}\right) \quad (7)$$

$$\rightarrow F_z = 25006 \cdot \left(1 - \frac{3053 - 62}{3053}\right) = \mathbf{507,8\text{ N}}$$

- **Fz při minimální délce L1min:**

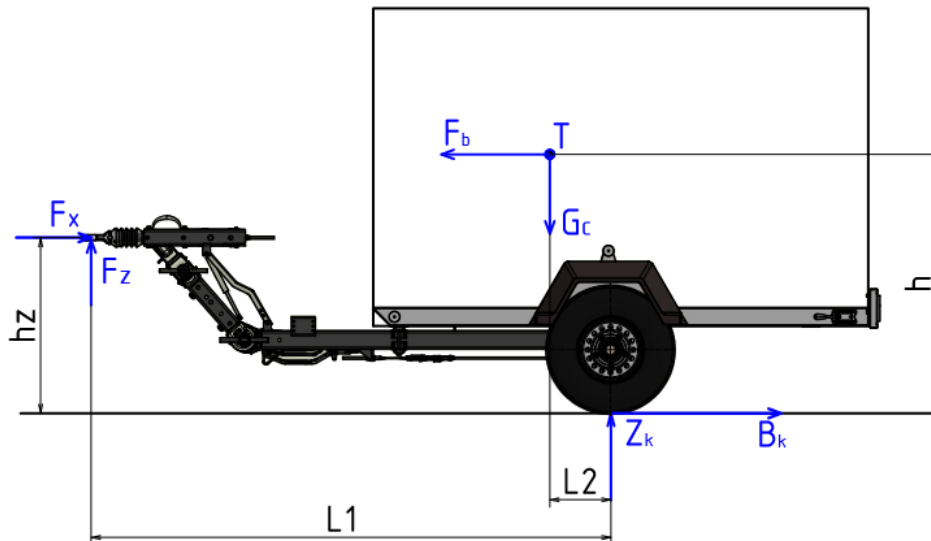
$$F_z = G_c - \frac{G_c \cdot (L_{1min} - L_2)}{L_{1min}} = G_c \cdot \left(1 - \frac{L_{1min} - L_2}{L_{1min}}\right) \quad (8)$$

$$\rightarrow F_z = 25006 \cdot \left(1 - \frac{2933 - 62}{2933}\right) = \mathbf{528,6\text{ N}}$$

Jak je vidět, výsledky odpovídají požadavkům: při maximální délce L1max je svislé zatížení na tažném oku kolem **52 kg**, při minimální délce L1min je přibližně **54 kg**.

8.2. Brzdění

Další stav, který běžně nastává při provozu přípojného vozidla, je brzdění. Při tomto stavu v důsledku vzniku třecí (brzdné) síly mezi pneumatikami a vozovkou působí na přívěs brzdné zrychlení, které je záporné, a tím pádem působí proti pohybu. V těžišti přívěsu bude působit setrvačná síla vyvolaná brzdným zrychlením (Obr. 67).



Obr. 67: Rozložení sil při brzdění

Setrvačnou sílu určíme dle vztahu:

$$F_b = m_c \cdot a_b \quad (9)$$

Kde: $m_c [kg]$ celková hmotnost přívěsu s generátorem

$a_b [ms^{-2}]$... brzdné zrychlení

Silová dvojice vyvolaná setrvačnou silou v těžišti a brzdou silou na kolech způsobuje odlehčení zadní části přívěsu, a naopak víc zatěžuje přední část rámu a zvětšuje svislou reakci v místě zavěšení tažného oka.

Pro určení maximální setrvačné síly budeme vycházet z okamžiku, kdy dojde ke smyku (zablokování) kol. Pneumatiky pro běžná přípojná vozidla umožňují na suchém povrchu na mezi blokování kol dosáhnout součinitele adheze $\mu = 0,8$.

Pak můžeme určit maximálně možné brzdné zrychlení dle vztahu [1]:

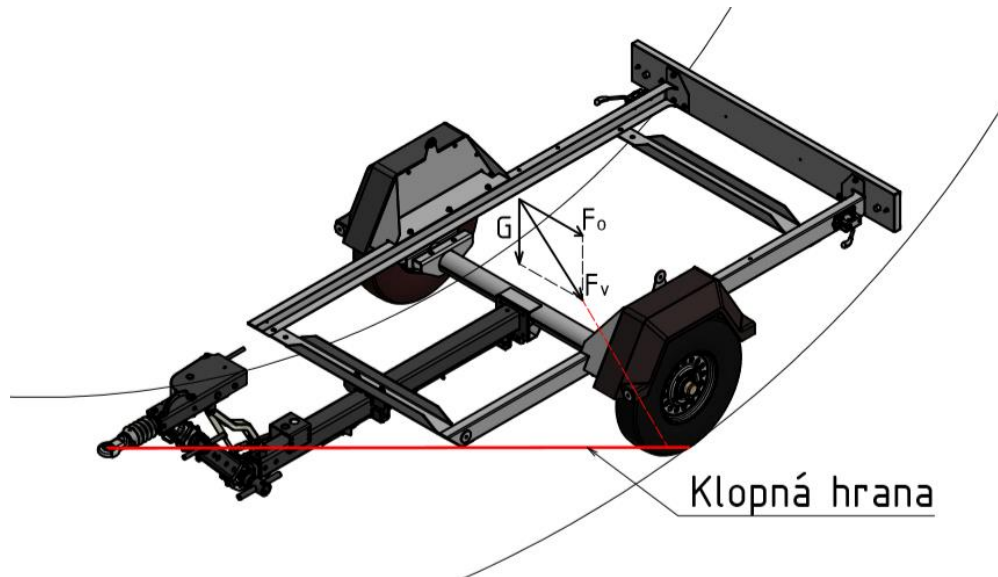
$$a_b = \mu \cdot g \quad (10)$$

Kde: $\mu [1]$... součinitel adheze v podélném směru

8.3. Jízda zatáčkou

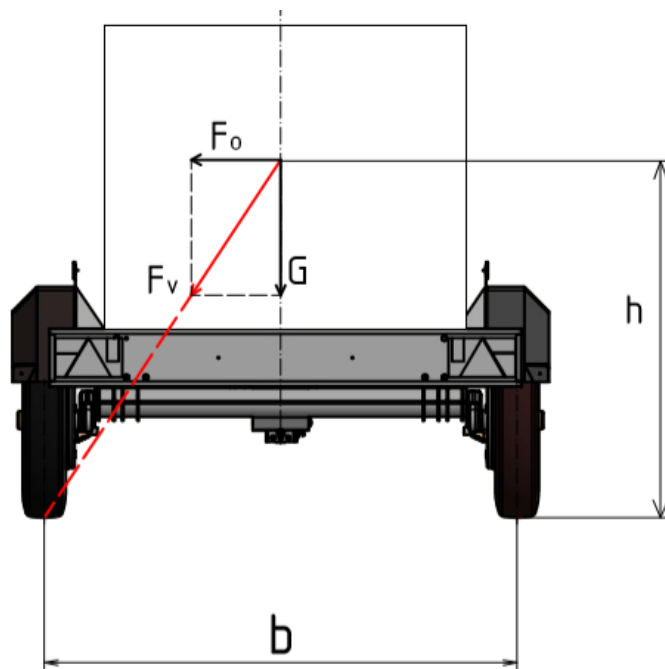
Jízda zatáčkou (což je v podstatě rovnoměrný pohyb po kružnici) je nebezpečný stav hlavně z hlediska příčné stability. Při jízdě zatáčkou bude v těžišti vozidla působit setrvačná (odstředivá) síla. Kvůli působení této síly může za určitých podmínek dojít až k převrácení přívěsu.

V dane kapitole neuvažujeme možný vznik bočního smyku kol. Na následujícím obrázku (Obr. 68) je zobrazen přívěs na mezi převrácení. V těžišti přívěsu působí odstředivá síla F_o a tíha G , výsledná síla F_V prochází klopnou hranou. V případě jednonápravového přívěsu je klopnou hranou spojnice stopy kola a středu tažného oka.



Obr. 68: Jízda zatáčkou

Vzhledem k tomu, že výsledná poloha těžiště celé soustavy se nachází velmi blízko svislé osy kola (ve vzdálenosti ≈ 62 mm), můžeme tento stav zjednodušit na 2D případ a jako klopnou hranu stanovit osu pneumatiky přívěsu (Obr. 69).



Obr. 69: Jízda zatáčkou 2D případ

V Doosan Bobcat procházejí stroje vyráběné na podvozku testováním na příčnou stabilitu podle vnitřních firemních předpisů:

- Stroje s celkovou hmotností menší než 1 300 kg musejí být schopny projet zatáčkou o poloměru 33 m v rychlosti 30 mph ($\approx 48,3$ km/h);
- Stroje s celkovou hmotností větší než 1 300 kg musejí být schopny projet zatáčkou o poloměru 33 m v rychlosti 25 mph ($\approx 40,2$ km/h).

Z Obr. 69 lze odvodit vztah pro rychlost na mezi převrácení [1]:

$$\frac{b}{2 \cdot h} = \frac{F_o}{G_c} \quad (11)$$

Kde: b [mm] ... rozchod kol

h [mm] ... výška těžiště

F_o [N] odstředivá síla

G_c [N] celková tíhová síla

Odstředivou sílu určíme dle vztahu:

$$F_o = m_c \cdot a_o = m_c \cdot \frac{v^2}{R} \quad (12)$$

Kde: a_o [$m \cdot s^{-2}$] ... odstředivé zrychlení

v [$m \cdot s^{-1}$] rychlost přívěsu

R [m] poloměr zatáčky

Po úpravách obdržíme výsledný vztah pro rychlost na mezi převrácení:

$$v_{max} = \sqrt{\frac{g \cdot b \cdot R}{2 \cdot h}} \quad (13)$$

Do vztahu (13) dosadíme známé hodnoty, tj. poloměr zatáčky $R = 33$ m, rozchod kol $b = 1765$ mm a výšku těžiště $h = 1018,4$ mm, která byla zjištěna v programu Creo Parametric.

Pak určíme maximální rychlost v zatáčce:

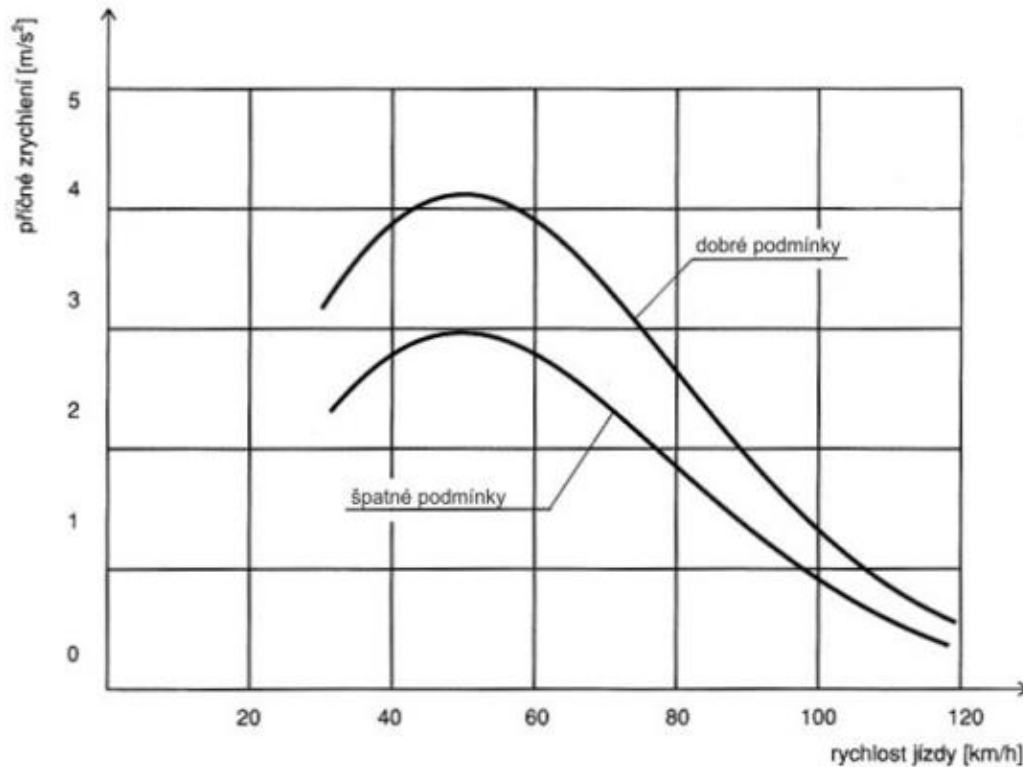
$$v_{max} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1765 \cdot 10^{-3} \cdot 33}{2 \cdot 1018,4 \cdot 10^{-3}}} = 16,75 \frac{m}{s} = \mathbf{60,3 \text{ km/h}}$$

Jak lze vyčíst z výsledku, navržený přívěs zřejmě splňuje požadavky firmy Doosan Bobcat na příčnou stabilitu. Při průjezdu zatáčkou o poloměru $R = 33$ m bude přívěs na mezi převrácení až při rychlosti 60,3 km/h, což je výrazně vyšší hodnota než firemní normou stanovená rychlost $\approx 40,2$ km/h.

Dále určíme maximální odstředivé zrychlení, které bude působit v těžišti na mezi převrácení:

$$a_o = \frac{v^2}{R} = \frac{14,98^2}{33} = \mathbf{8,5 \text{ m/s}^2}$$

Zjištěná hodnota odstředivého zrychlení je poměrně velká a v reálném provozu přívěs takové hodnoty příčného zrychlení skoro nikdy nedosáhne. Pro zjištění běžné dosahované hodnoty příčného zrychlení je třeba vycházet z výsledku měření v běžném provozu, viz. (Obr. 70). Graf napovídá, že v provozu dosahujeme podstatně menších hodnot příčného zrychlení, nejvyšší hodnota je cca $4,1 \text{ m/s}^2$. Při špatných podmínkách, například při horší viditelnosti, náledí nebo mokré vozovce tato hodnota obvykle nepřesahuje 3 m/s^2 . [1]



Obr. 70: Dosahovaná příčná zrychlení v běžném provozu [1]

8.4. Brzdění v zatáčce

Tento zátěžný stav je kombinací předchozích dvou případů. Jak už bylo popsáno na Obr. 67, při brzdění na kole vznikne obvodová (brzdná) síla B_k . Tato síla je omezena přilnavostí třecí dvojice pneumatika-vozovka. Největší přenositelnou brzdou sílu můžeme pak popsat dle vztahu:

$$B_{kmax} = \mu \cdot Z_k \quad (14)$$

Pokud v tento okamžik přívěs vjede do zatáčky, potom v důsledku působení odstředivé síly vznikne ve stopě pneumatiky mimo obvodovou sílu ještě síla boční. Nemá-li dojít ke smyku kola, pak nesmí geometrický součet těchto dvou sil překročit určitou hodnotu, která je závislá na přilnavosti (adhezi) pneumatik. Za předpokladu stejné přilnavosti v podélném a příčném směru (ve skutečnosti je přilnavost v podélném směru větší než v příčném směru) můžeme vyjádřit výslednou sílu dle [2]:

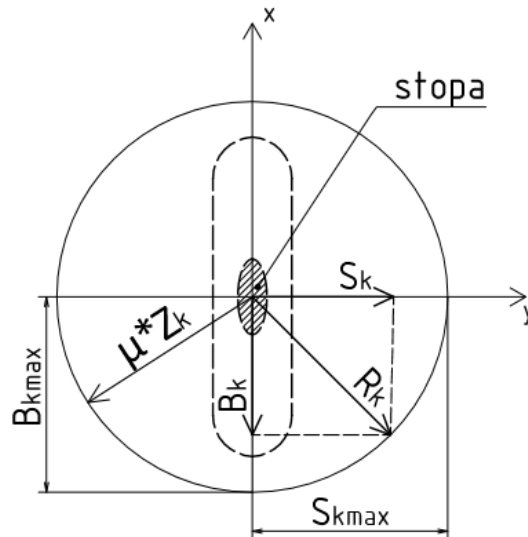
$$R_k = \sqrt{B_k^2 + S_k^2} \leq \mu \cdot Z_k \quad (15)$$

Kde: B_k [N] brzdná síla kola

S_k [N] boční vodící síla kola

Z_k [N] radiální reakce kola

Geometrickým místem koncových bodů vektoru výsledné přenositelné síly R_k je tzv. Kammova kružnice přilnavosti (Obr. 71), která je opsaná ze středu stopy pneumatiky, poloměrem $\mu \cdot Z_k$. [2]



Obr. 71: Kammova kružnice přilnavosti.[2]

Jestliže se brzdná síla na kole rovná maximálně přenositelné síle B_{kmax} , pak boční síla kola S_k se rovná nule, kolo není bočně vedeno a přívěs je na mezi zablokování kol. Když bude brzdná síla větší než B_{kmax} , dojde k zablokování kola, které se začne pohybovat smykem bez boční vodící síly. [2]

V případě, kdy boční síla na kole se rovná maximálně přenositelné síle v bočním směru S_{kmax} , brzdná síla na kole B_k je nulová. Síla S_{kmax} je omezena přilnavostí pneumatiky v příčném směru. Když síla $S_k > S_{kmax}$, bude překročena mez boční přilnavosti a dojde ke smyku kola v příčném směru, případně při poměrně vysoké výšce těžiště může dojít k převrácení přívěsu ještě předtím, než dojde k příčnému smyku kol. [2]

Obecně pro každé vozidlo platí, že převrácení se považuje za podstatně nebezpečnější stav než boční smyk vozidla. Právě z tohoto důvodu se většina vozidel navrhuje tak, aby v zatáčce dříve došlo ke smyku vozidla. Ne u všech vozidel lze ale tuto podmínku dodržet, nejde to například u některých terénních nebo nákladních vozidel. [24]

Tuhle podmínku můžeme vyjádřit vztahem dle [24]:

$$\mu < \frac{b}{2 \cdot h} \quad (16)$$

Pokud do vztahu (16) dosadíme hodnoty navrženého přívěsu, obdržíme maximální možný součinitel tření:

$$\mu < \frac{1765}{2 \cdot 1018,4} = \mathbf{0,867}$$

Jak je vidět, tato hodnota je větší než dosahovaný součinitel adheze kol přívěsu, který se rovná 0,8 (v příčném směru je tento součinitel ještě menší). Takže je zřejmé, že u navrženého přívěsu při jízdě zatáčkou dojde dříve k bočnímu smyku kol než k převrácení.

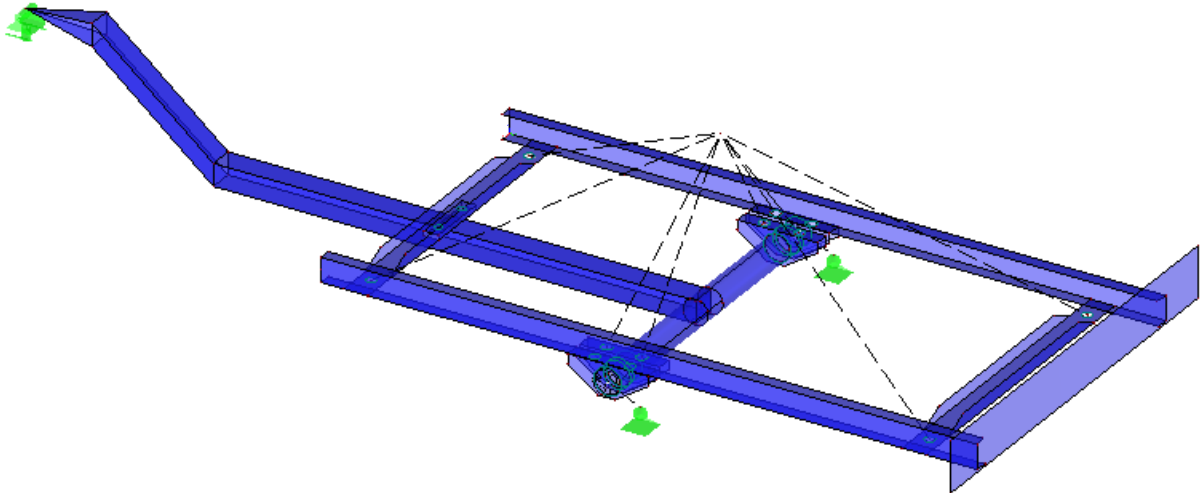
9. Pevnostní analýza

Vzhledem k tomu, že náprava a oj jsou nakupované díly (jejich pevnost je tedy zaručena výrobcem), pevnostní analýza bude provedena pouze pro rám podvozku. Cílem pevnostní analýzy je zjistit maximální napětí v rámu, najít kritická místa a ověřit, jestli navržený rám vyhovuje z hlediska bezpečnosti. Pevnostní analýza bude provedena pomocí metody konečných prvků (MKP).

Navržený rám má poměrně jednoduchou konstrukci, takže pro pevnostní výpočet byl zvolen program RFEM 5 od firmy DLUBAL SOFTWARE S. R. O.

9.1. Tvorba modelu

V programu RFEM 5 byl vytvořen tzv. plošný model. Podvozek byl vymodelován pomocí střednicových ploch, kterým byly přiřazeny odpovídající fyzikální vlastnosti (tloušťka a materiál). Je třeba zmínit, že byl vytvořen zjednodušený model rámu, například různá zkosení, zaoblení a některé díry byly zanedbané. Některé části podvozku, které nebyly předmětem pevnostního rozboru, byly také zanedbané (např. držáky blatníků) nebo byly nahrazeny jinými vazbami a prvky tak, aby model co nejvíce odpovídal realitě. Tyto náhrady budou popsány v následujících kapitolách.



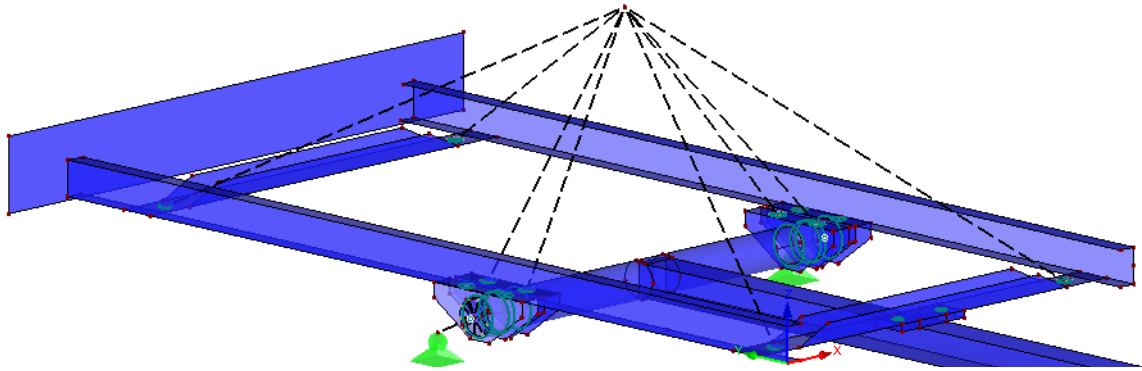
Obr. 72: Model podvozku v programu RFEM 5.

9.1.1. Náhrada generátoru

Nahrazení generátoru spočívá v nahrazení hmotnosti a ve správném rozložení silových účinků do rámu podvozku. Tahle náhrada bude udělána tak, že do těžiště celého stroje se umístí uzel, na který ve svislém směru dolů bude působit tíha generátoru. Poloha těžiště samotného generátoru je ve výsledku téměř totožná s polohou těžiště celkové sestavy (podvozek a generátor), a proto, v rámci zjednodušení, budou síly umístěny právě do těžiště celé sestavy. Poloha tohoto bodu byla nalezena v programu Creo Parametric.

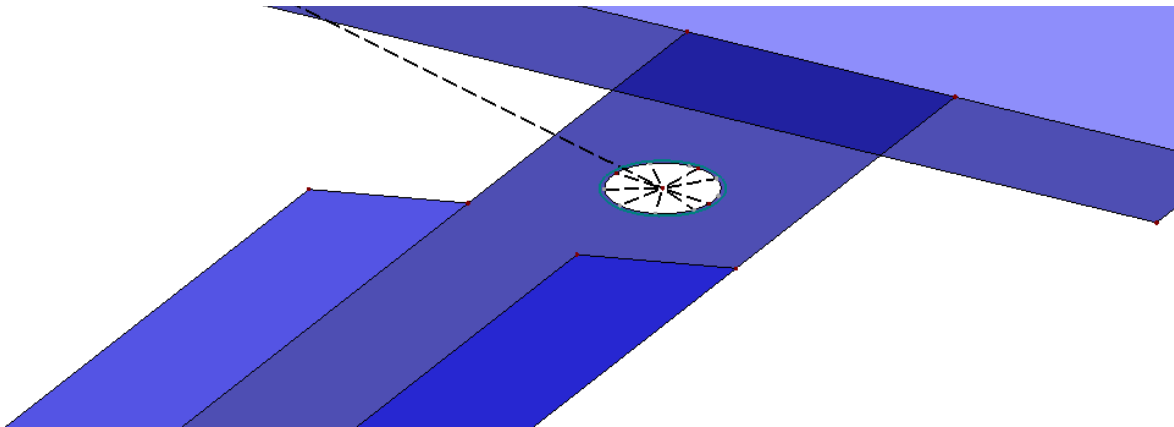
Přenos silového účinku tíhy z uzlového bodu v těžišti stroje do rámu je udělán pomocí tuhých prutů, což jsou nehmotné prvky, které mají nekonečnou tuhost. Pomocí těchto

tuhých prutů je uzlový bod spojen se středy děr v předním a zadním příčniku a v držácích na nápravě (Obr. 73).



Obr. 73: Náhrada generátoru

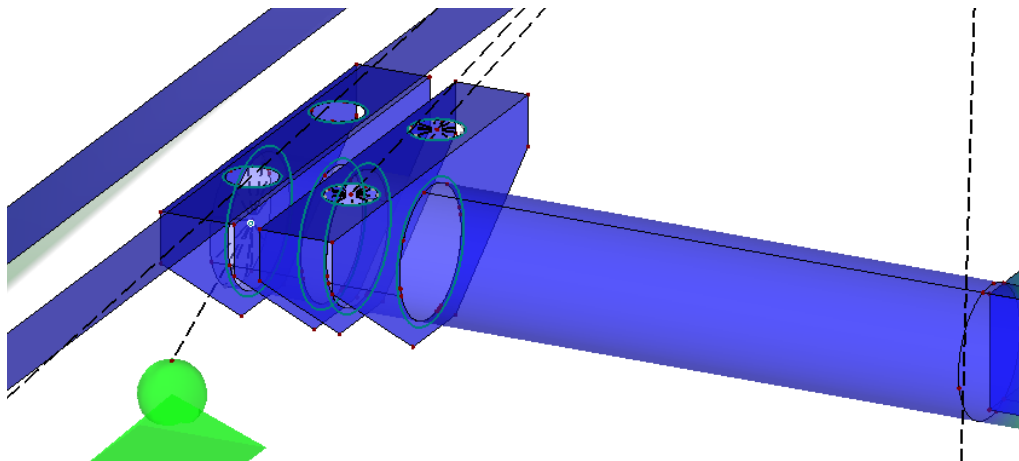
Pro lepší rozložení silového účinku je střed každé díry spojen s obvodem pomocí několika tuhých prutů (Obr. 74).



Obr. 74: Rozložení zatížení na plochu příčniku

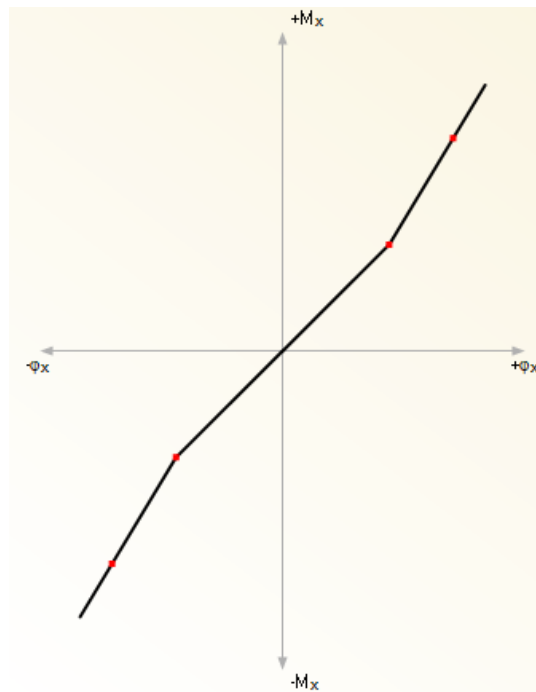
9.1.2. Náhrada nápravy a kol

Náhrada nápravy v MKP modelu je zobrazena na dalším obrázku (Obr. 75). Náprava, jejíž pevnost je zaručena výrobcem, není předmětem pevnostní analýzy, a proto je vymodelovaná zjednodušeně jako vytažená válcová plocha o tloušťce 4 mm.



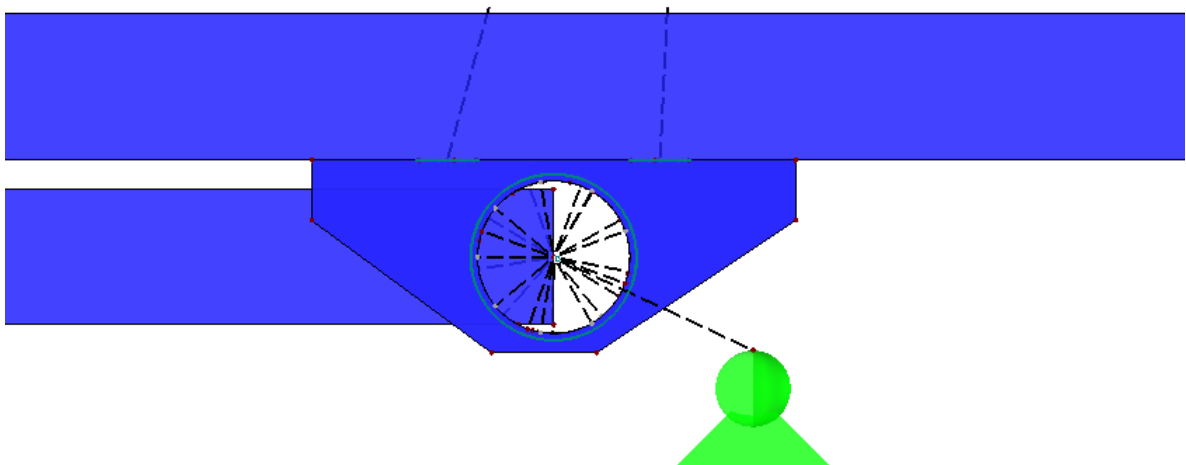
Obr. 75: Náhrada nápravy

Střed nápravy je spojen s obvodem pomocí tuhých prutů. Kyvné rameno nápravy je taktéž nahrazeno tuhým prutem, který spojuje střed kružnice s uzlovou podporou (Obr. 77). V místě spojení prutu se středem nápravy je přidán kloub, pomocí kterého je zadána torzní tuhost gumových silentbloků. Průběh torzní tuhosti nápravy je nelineární a byl zjištěn přímo od firmy KNOTT (Obr. 76).



Obr. 76: Průběh torzní tuhosti nápravy

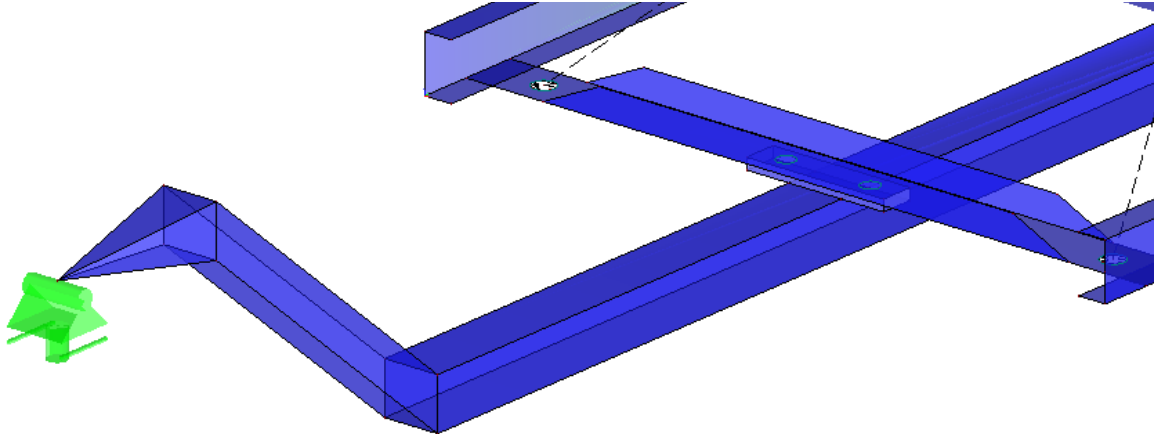
Uzlová podpora nahrazuje kolo a je umístěna v jeho středu. Podpora zakazuje posuvy ve všech třech směrech a rotace kolem svislé osy. Podle informace získané od firmy KNOTT, pneumatiky přivěsu jsou obvykle natlakované na své maximum, což znamená, že jejich tuhost můžeme v MKP modelu opomenout a vzít do úvahy, že pryžové elementy nápravy snesou veškeré zatížení od vozovky.



Obr. 77: Náhrada kyvného ramena a kola

9.1.3. Náhrada tažné oje a oka

Náhrada tažné oje a oka je zobrazená na následujícím obrázku (Obr. 78). Stejně jako náprava budou tyto části vymodelované zjednodušeně. Tažná oj a oko budou vymodelované pomocí střednicových ploch s tloušťkou 6 mm. Ve středu tažného oka je umístěna uzlová podpora, která zakazuje posuvy ve svislém a příčném směru a rotace kolem podélné osy.



Obr. 78: Náhrada tažné oje

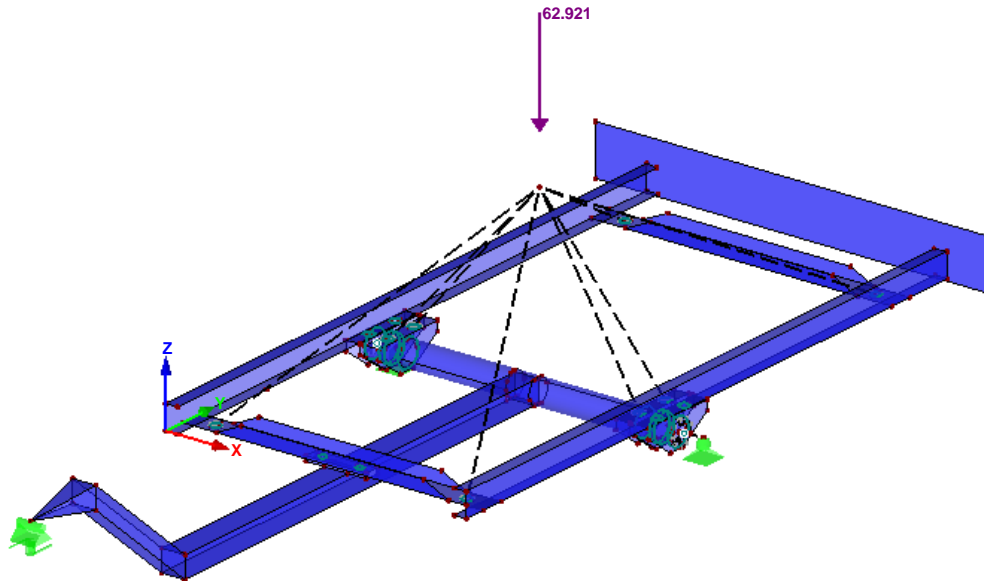
9.2. Nastavení zatěžovacích stavů

Výpočet rámu bude proveden pro 4 zatěžovací stavy, které byly definované v předchozích kapitolách, jsou to: statické zatížení, brzdění, zatáčka, brzdění v zatáčce.

9.2.1. Statické zatížení

Jak už bylo popsáno dříve, jedná se o nejjednodušší zátěžný stav, kdy rám je zatížen pouze vlastní tíhou a tíhou generátoru. V těžišti stroje bude působit síla ve svislém směru vyvolaná hmotností generátoru $m_g = 2\,138\text{ kg}$ (Obr. 79), ostatní komponenty modelu budou zatížené gravitačním zrychlením o velikosti $9,81\text{ m/s}^2$. Do výpočtu je třeba zahrnout dynamické účinky, které působí na rám během jízdy, proto bude tíha generátoru vynásobena dynamickým součinitelem $\varepsilon_D = 3$. Výslednou hodnotu tíhy generátoru určíme dle vztahu:

$$G_D = m_g \cdot g \cdot \varepsilon_D = 2138 \cdot 9,81 \cdot 3 = \mathbf{62921\text{ N}} \quad (17)$$



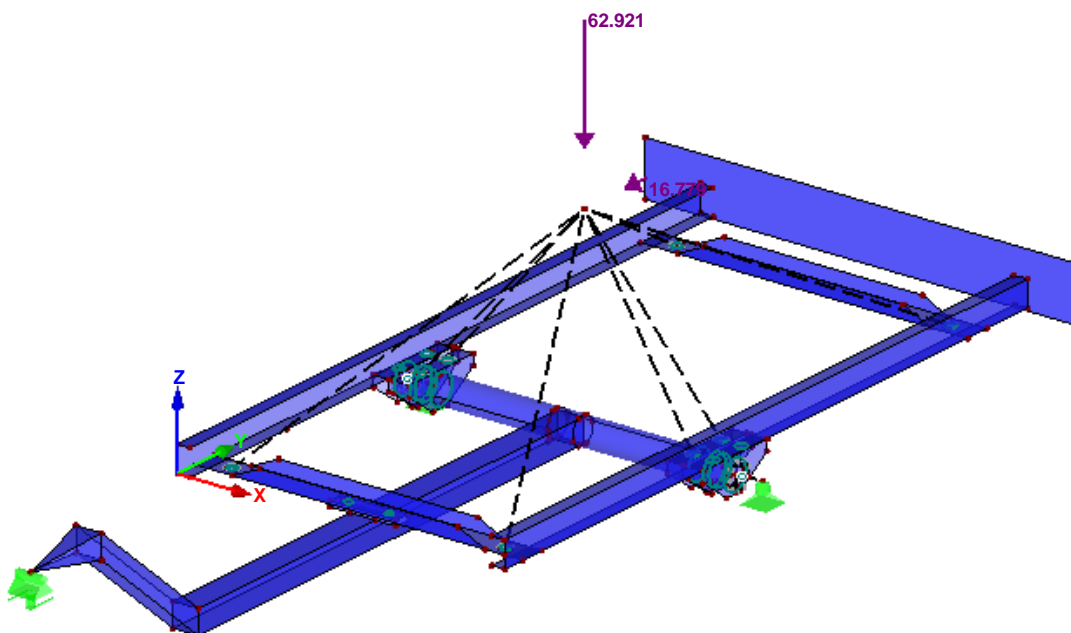
Obr. 79: Statické zatížení

9.2.2. Brzdění

V tomto stavu budou na přívěs působit setrvačné síly způsobené brzděním. Setrvačné síly v tažné oji, nápravě a rámu nebudeme brát v tomto případě v potaz vzhledem k malé hmotnosti těchto komponent. Největší setrvačný účinek bude způsobovat právě generátor, který tvoří téměř 85 % celkové hmotnosti celé sestavy.

Do těžiště v MKP modelu přidáme v podélném směru setrvačnou sílu způsobenou hmotností generátoru (Obr. 80), kterou určíme dosazením hmotnosti generátoru a součinitele adheze do vztahu (9) a (10). Výslednou hodnotu síly určíme dle následujícího vztahu:

$$F_d = m_g \cdot \mu \cdot g = 2138 \cdot 0,8 \cdot 9,81 = \mathbf{16779 \text{ N}}$$

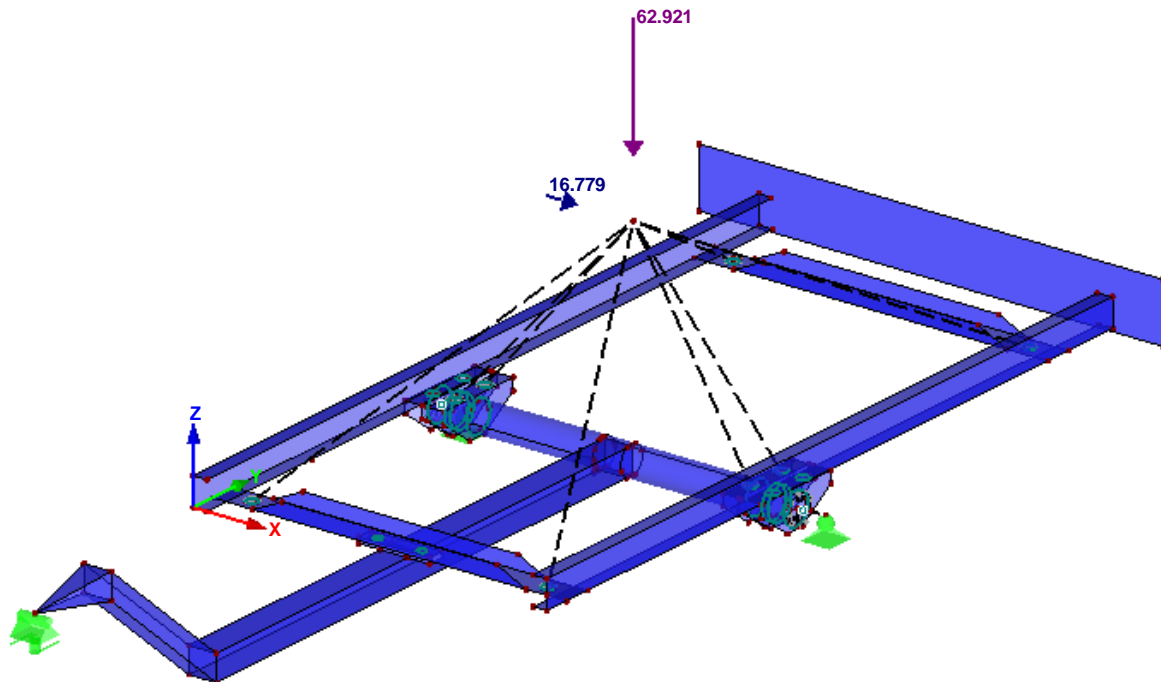


Obr. 80: Zatížení při brzdění

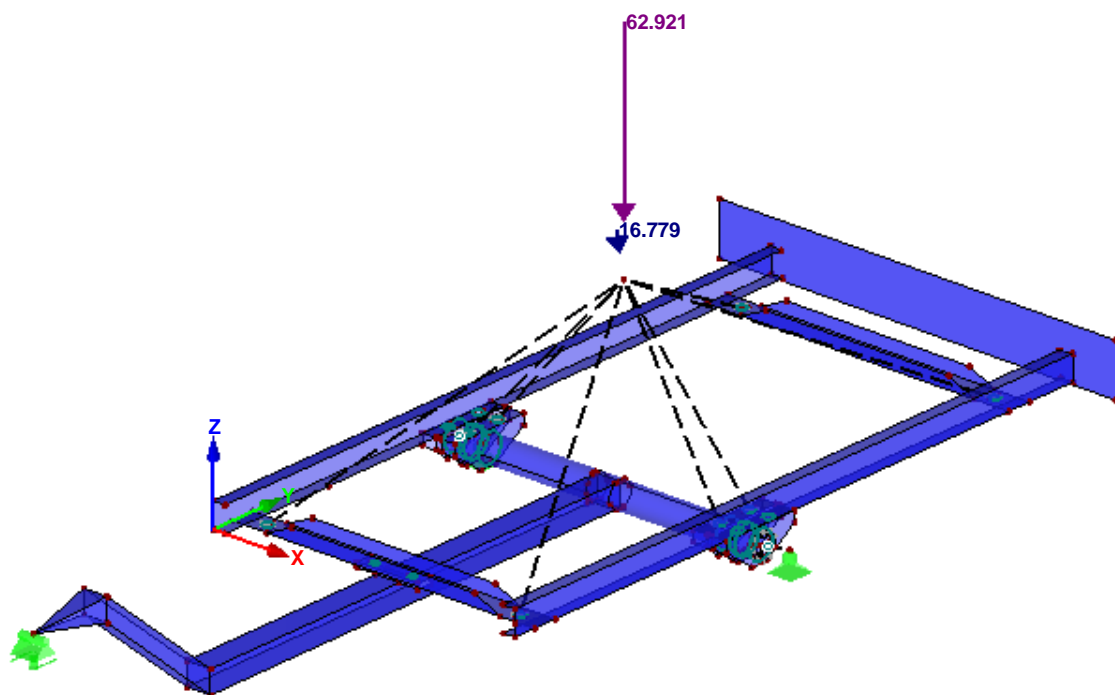
9.2.1. Zatáčení a brzdění v zatáčce

Jak bylo popsáno v kapitole (8.4), ke smyku přívěsu dojde dříve než k převrácení. Pak je maximální setrvačná síla omezena přilnavostí pneumatik a bude mít v podstatě stejnou maximální velikost jako při samotném brzdění.

Pro zatáčení rovnoměrnou rychlostí bude setrvačná síla přidaná do těžiště stroje směrem doleva (Obr. 81). Pro brzdění v zatáčce bude působit pod úhlem 45° (Obr. 82).



Obr. 81: Zatížení v zatáčce

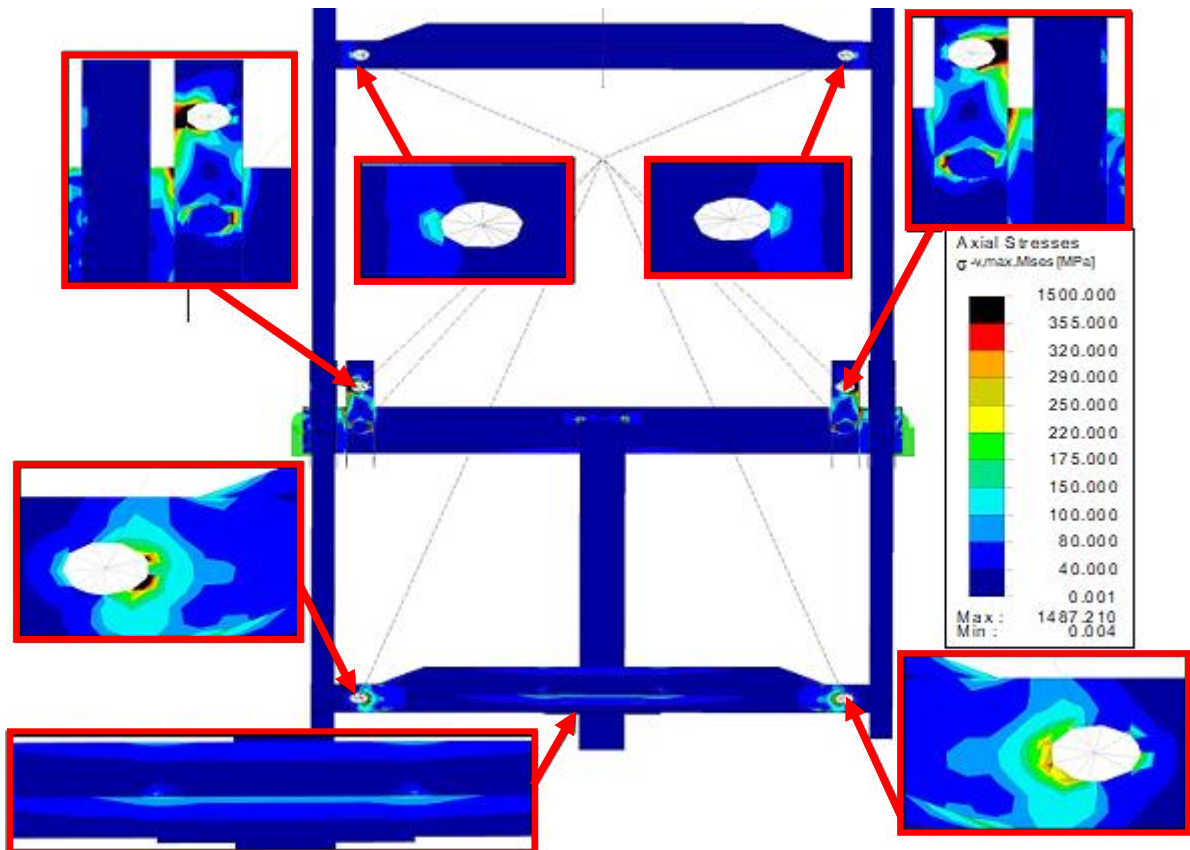


Obr. 82: Zatížení při brzdění v zatáčce

9.3. Výsledky analýzy

V následujících kapitolách budou uvedeny výsledky MKP analýzy pro každý zatěžovací stav. Stav napjatosti bude stanoven dle teorie HMH. Pro přehlednost výsledků je barevná stupnice volena tak, aby nejvyšší hodnota byla 355 MPa, což je mez kluzu materiálu (pro některé stavy je pro lepší přehlednost výsledků nejvyšší hodnota 500 MPa). Napětí přesahující tuto hodnotu bude zobrazeno černou barvou.

9.3.1. Statické zatížení



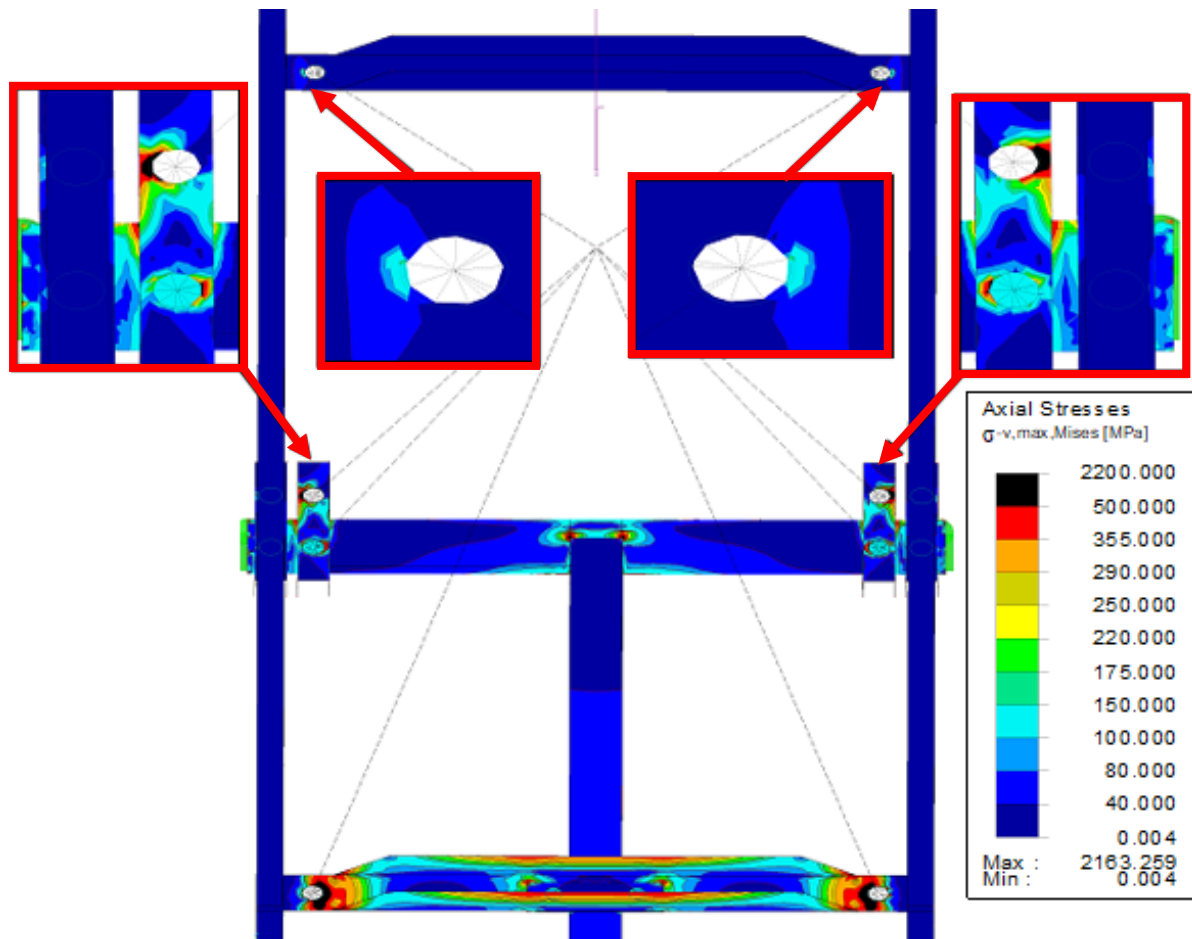
Obr. 83: Průběh napětí při statickém zatížení (Von Mises)

Na Obr. 83 je vidět průběh redukováného HMH napětí při statickém zatížení. Maximální hodnota napětí je až 1 487 MPa, jedná se ale o špičkové hodnoty napětí, které neodpovídají realitě. Tyto hodnoty vznikají ve výpočtovém modelu v důsledku nedokonalého přenosu zatížení na plochu pomocí tuhých prutů. Dalším důvodem vzniku koncentrace napětí jsou ostré přechody mezi střednicovými plochami plošného modelu.

Na předním příčnicku dosahují hodnoty napětí 150 až 175 MPa. V okolí děr lze pozorovat i vyšší hodnoty, které ale nemusíme brát v úvahu, protože jsou zřejmě ovlivněny koncentracemi napětí, které vznikají kvůli rozložení síly přes tuhé pruty. Na zadním příčnicku se hodnoty napětí pohybují kolem 80 MPa. Špička 150 MPa je způsobena také nedokonalým rozložením síly tuhými pruty.

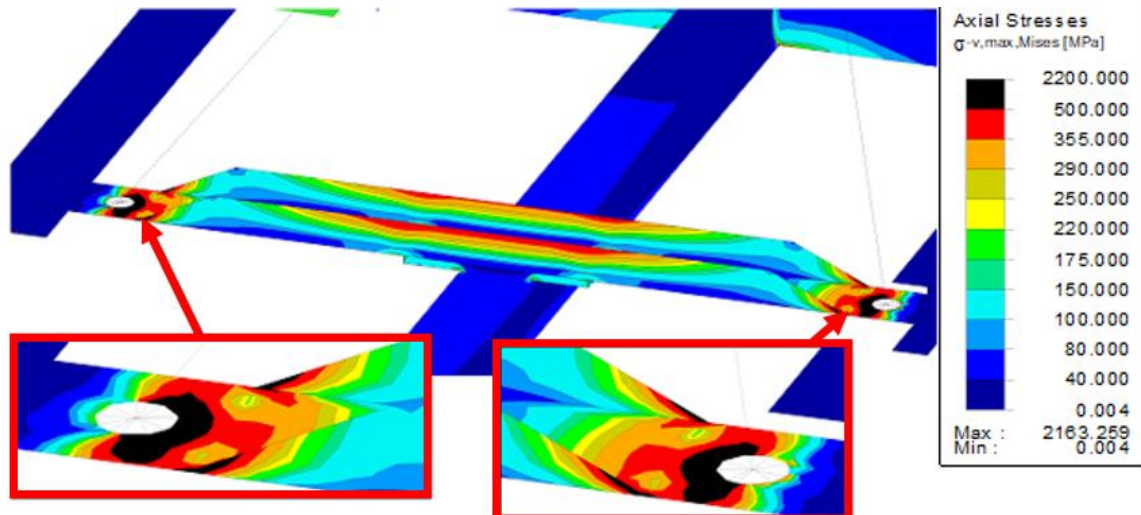
Velké hodnoty napětí lze pozorovat i na nápravě. Vzhledem k tomu, že náprava s naváženými držáky je nakupovaná položka, není třeba napětí v této oblasti nějak zvlášť kontrolovat. Zároveň, jak bylo popsáno výše, byla náprava vymodelovaná zjednodušeně a vyšší hodnoty napětí se zde opět vyskytují v důsledku ostrého styku ploch modelu a nedokonalého přenosu zatížení ve výpočtovém modelu.

9.3.2. Brzdění



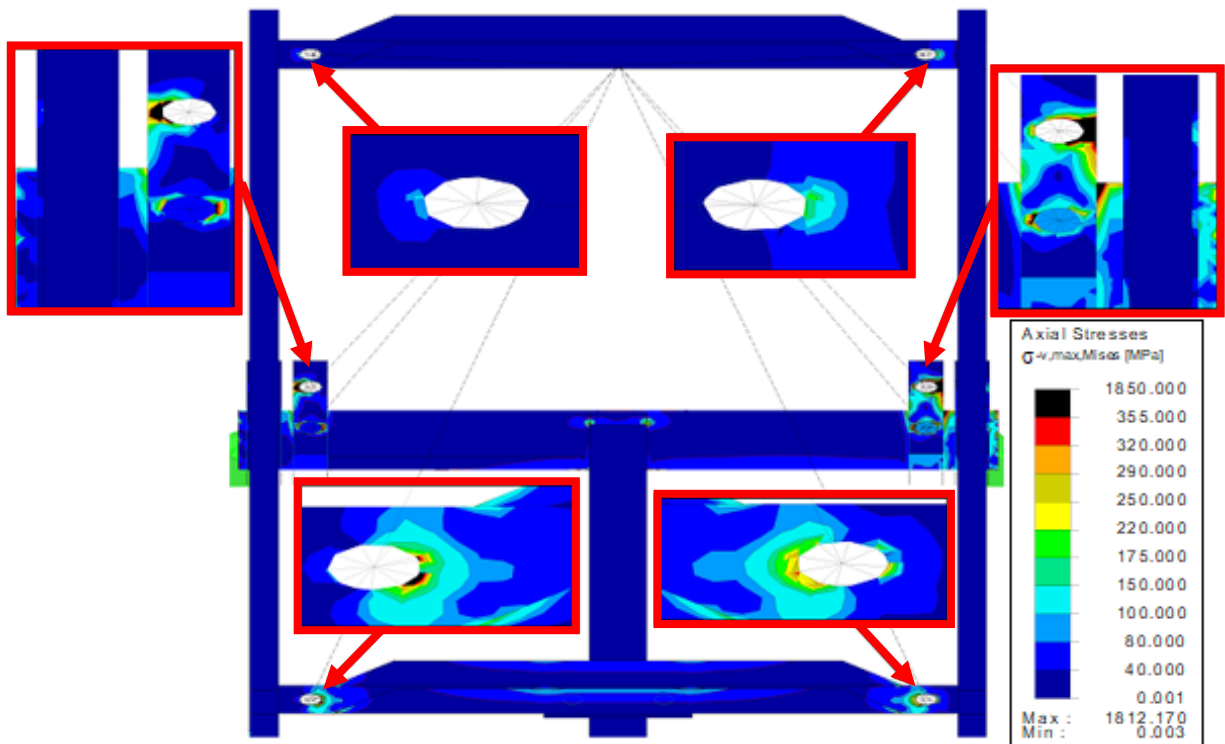
Obr. 84: Průběh napětí při brzdění (von Mises)

Na Obr. 84 lze pozorovat průběh napětí při dalším zatěžovacím stavu – brzdění. Zde se opět vyskytují kritické hodnoty napětí až do 2 163 MPa, jejich vznik byl popsán v předchozím zatěžovacím stavu. Je ale zřejmé, že na předním příčnicku dojde k překročení meze kluzu, a to hned v několika místech, viz. (Obr. 85). Přední příčník jistě nevyhovuje z hlediska pevnosti a vyžaduje konstrukční úpravy.



Obr. 85: Průběh napětí na předním příčniku při brzdění (von Mises)

9.3.3. Zatáčka

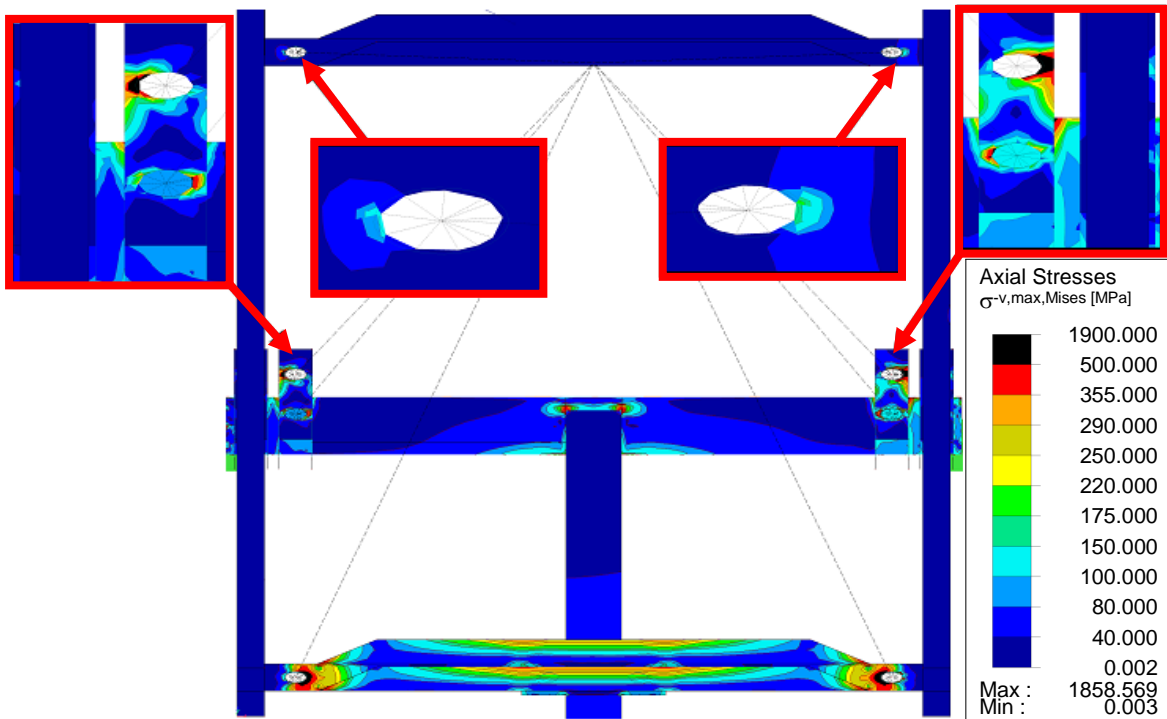


Obr. 86: Průběh napětí při jízdě zatáčkou (von Mises)

Z výsledků na Obr. 86 je vidět, že jízda zatáčkou není nebezpečný stav z hlediska pevnosti. Hodnoty napětí na předním příčniku dosahují 150–175 MPa. Vyšší hodnoty napětí v okolí děr, jsou znovu ovlivněny špičkovými hodnotami, stejně jako při zatížení vlastní tíhou.

Z obrázku je rovněž patrné, že levá část nápravy a zadního příčniku je zatížena více než pravá, což je způsobeno směrem odstředivé síly. Napětí na levé straně zadního příčniku dosahuje 150 MPa, zároveň se zde vyskytuje vysoká hodnota kolem 175 MPa.

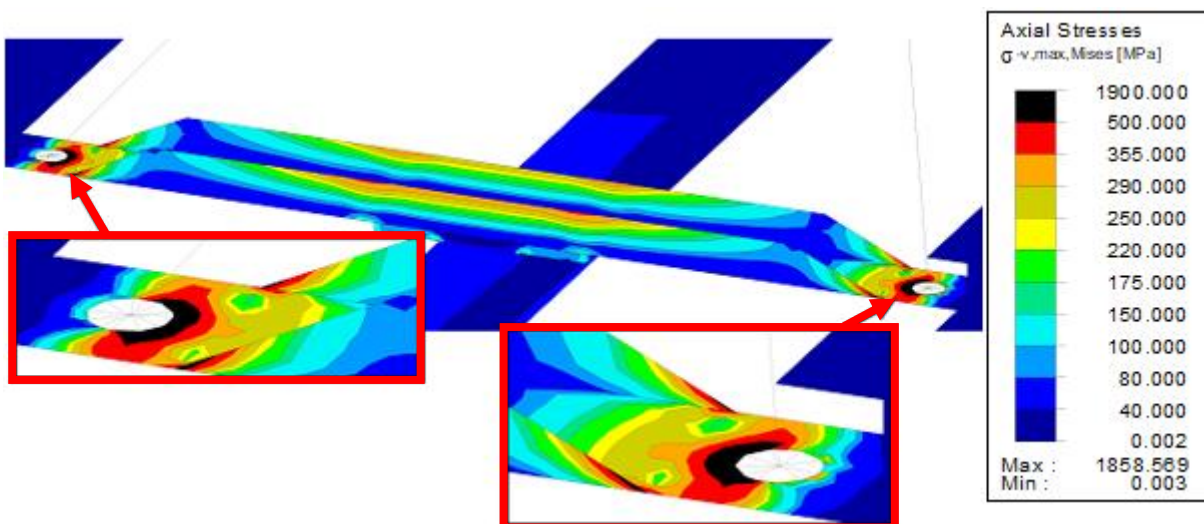
9.3.4. Brzdění v zatáčce



Obr. 87: Průběh napětí při brzdění v zatáčce (von Mises)

Z Obr. 87 je patrné, že se jedná o další nebezpečný stav. Je to kombinace předchozích dvou zatěžovacích stavů, opět zde dochází k většímu namáhání levé části nápravy a zadního příčnicku.

Přední příčník při tomto zatěžovacím stavu nevyhovuje také z hlediska pevnosti, což je jasně vidět na Obr. 88. Hodnoty napětí zde dosahují 500 MPa. Ačkoliv to může být částečně ovlivněno koncentracemi napětí v okolí děr, je zřejmé, že v několika místech napětí dosáhne meze kluzu a v určitých místech tuto hodnotu přesáhne.

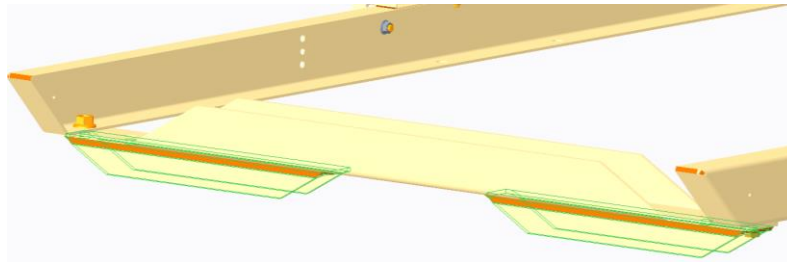


Obr. 88: Průběh napětí na předním příčnicku při brzdění v zatáčce (von Mises)

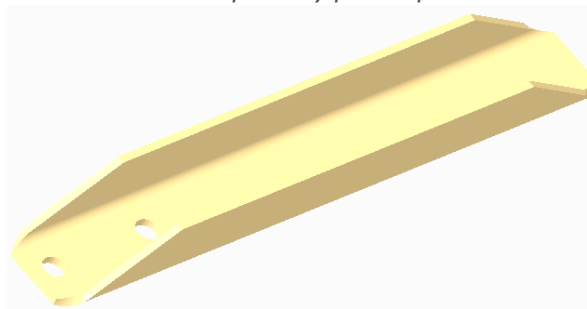
10. Návrh úprav konstrukce

Z výsledků předchozí kapitoly lze vyvodit, že přední příčník nevyhovuje z hlediska pevnosti, hlavně ve dvou zatěžovacích stavech: brzdění a brzdění v zatáčce. Kromě toho i při dalších dvou stavech (zatížení vlastní tíhou a jízda zatáčkou) se na předním příčníku vyskytují docela velké hodnoty napětí.

Pro zvýšení tuhosti obou příčníků byla tloušťka plechu zvětšena na 6 mm a byla zvětšena výška ohýbaného profilu. Výsledný profil předního a zadního příčníku je potom 100 x 80 x 6 mm. Navíc k přednímu příčníku budou zesponu přivařené 2 plechy ohnuté do tvaru U profilu o rozměrech 70 x 50 x 6 mm (Obr. 89).

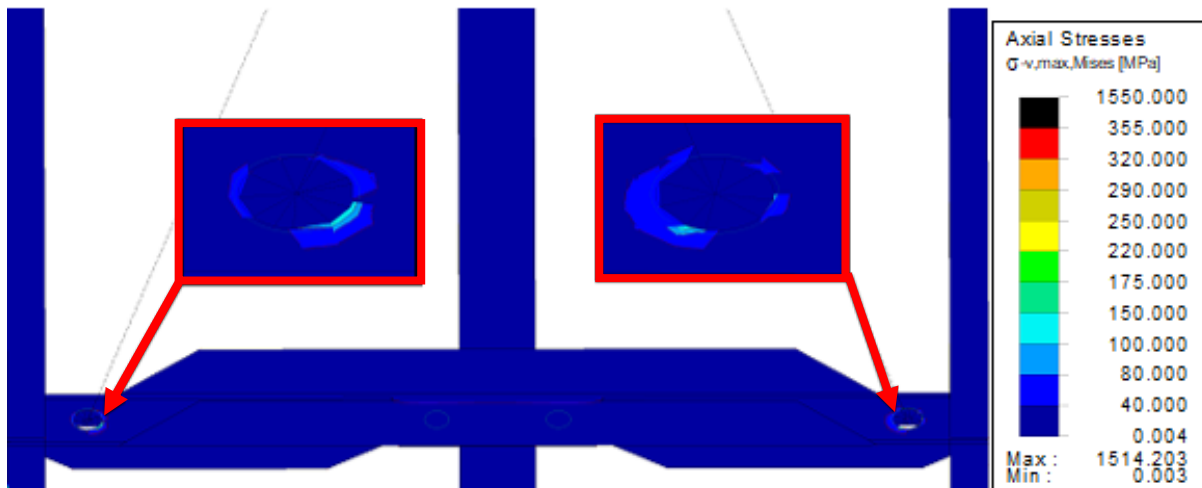


Obr. 89: Upravený přední příčník

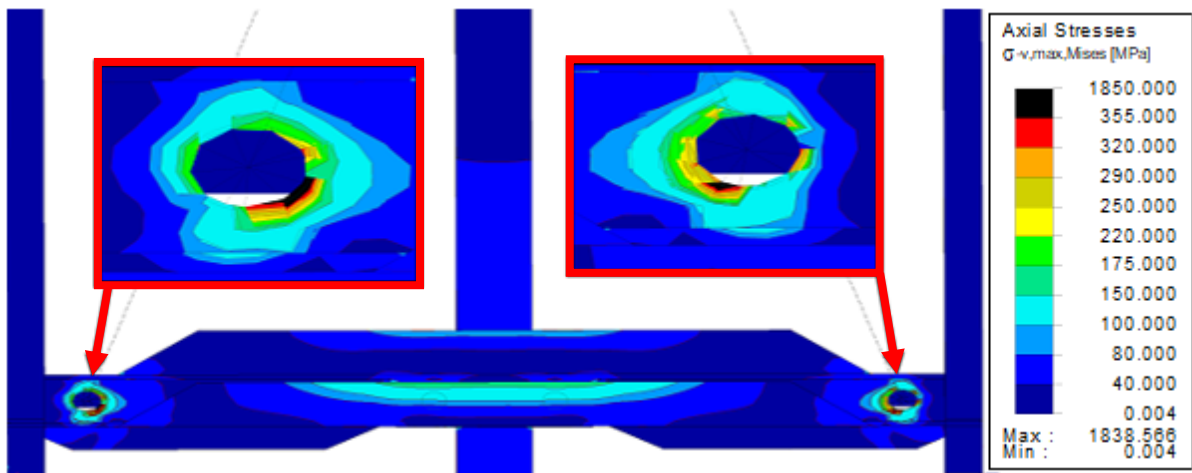


Obr. 90: Výztuha předního příčníku

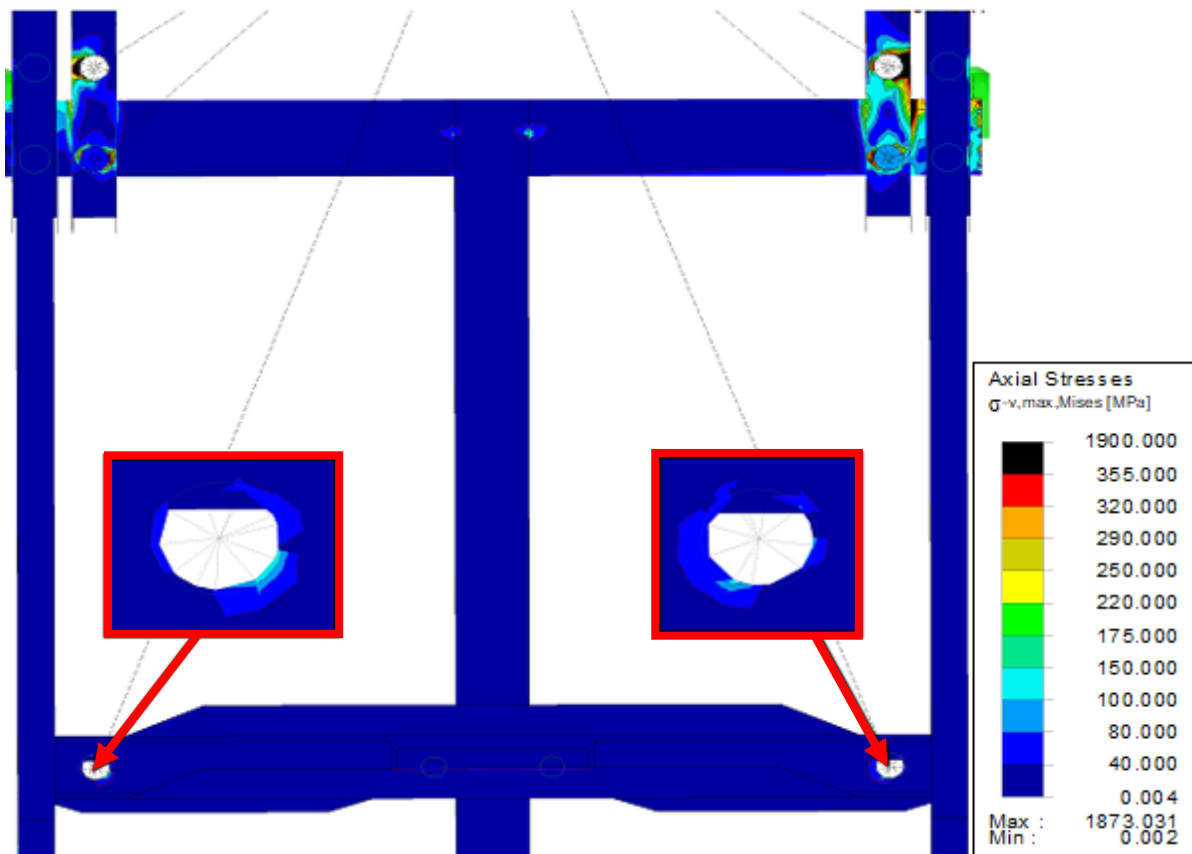
Pro upravený model byly znovu provedeny kontrolní MKP výpočty pro všechny zatěžovací stavy. Kontrolován byl hlavně přední příčník, v jiných místech koncentrace napětí vznikají v důsledku nedokonalosti plošného MKP modelu, což bylo popsáno v předchozích kapitolách.



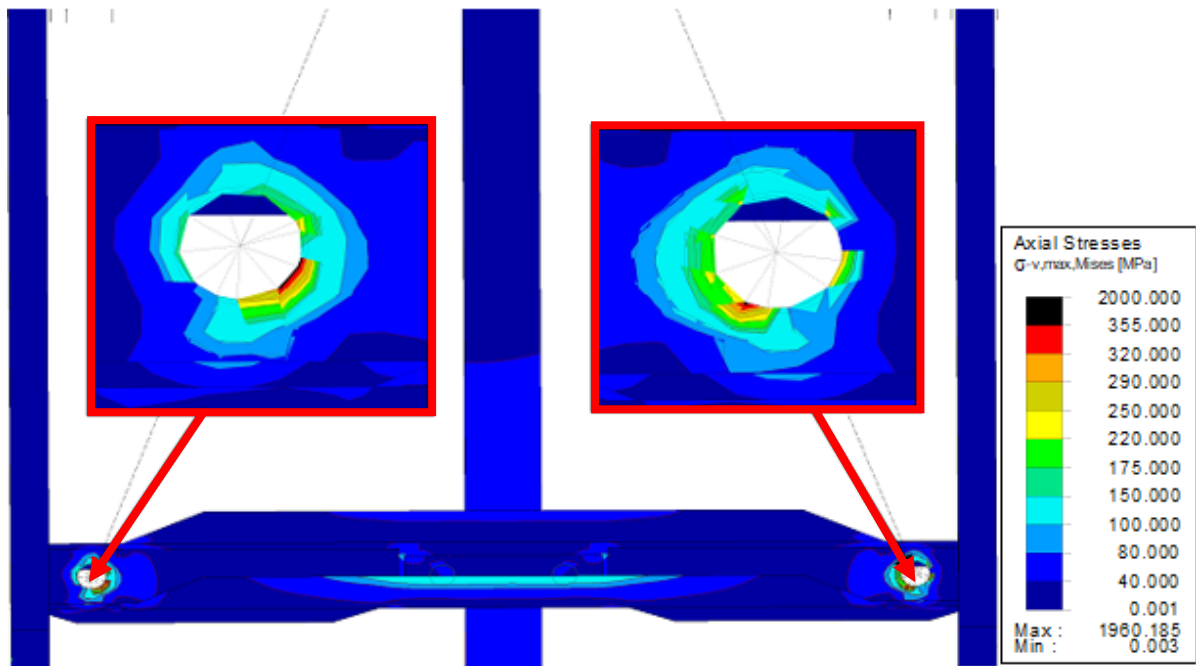
Obr. 91: Statické zatížení (upravený model, von Mises)



Obr. 92: Brzdění (upravený model, von Mises)



Obr. 93: Zatáčení (upravený model, von Mises)



Obr. 94: Brzdění v zatáčce (upravený model, von Mises)

Z výsledků je vidět, že v důsledku provedených konstrukčních úprav došlo k výraznému snížení napětí na předním příčniku. Při zatížení vlastní tíhou nebo při jízdě zatáčkou (Obr. 91, Obr. 93) dosahují maximální hodnoty napětí 80 MPa. Ani hodnoty napětí v okolí děr nepřesahují hodnotu 150 MPa.

Při brzdění nebo brzdění v zatáčce (Obr. 92, Obr. 94) se maximální hodnoty napětí vyskytují na bočnici příčniku a opět v okolí děr. Napětí na bočnici dosahuje 175 MPa. Napětí v okolí děr je také ovlivněno vysokými hodnotami napětí, které, jak už bylo popsáno dříve, vznikají v důsledku nedokonalého rozložení zatížení na plochu prostřednictvím tuhých prutů. Je zřejmé, že když bude generátor reálně připevněn k rámu, pak nemůže dojít k tak velké koncentraci napětí v několika malých oblastech v okolí děr příčníků. Takže tyto lokální koncentrace napětí nemusíme brát v úvahu, protože nevzniknou na reálné konstrukci. Výslednou bezpečnost vůči mezi kluzu lze určit dle vztahu:

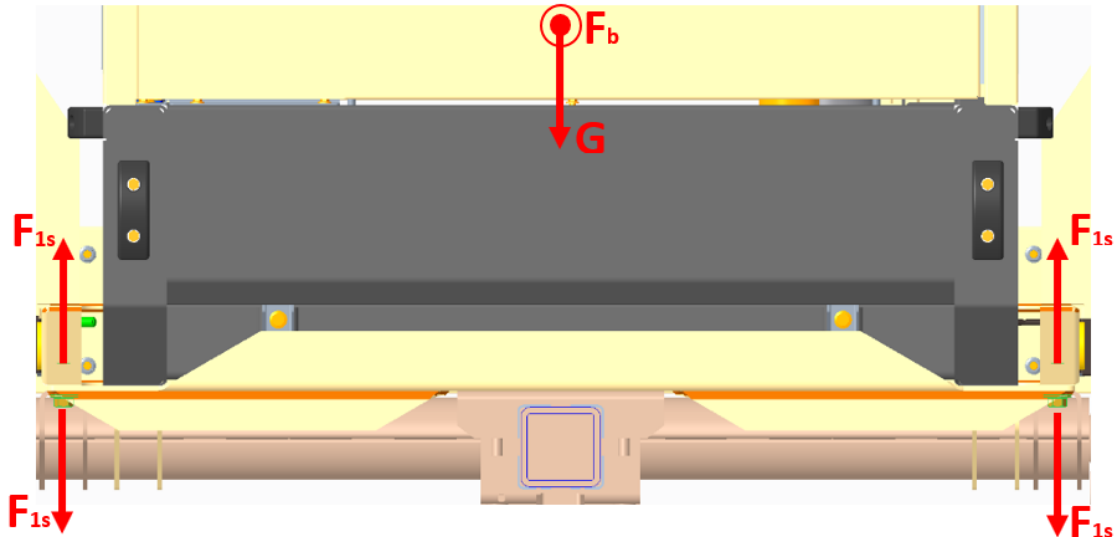
$$k_c = \frac{R_{e,S355JO}}{\sigma_{MAX,MKP}} \quad (18)$$

$$k_c = \frac{355}{175} = 2,03$$

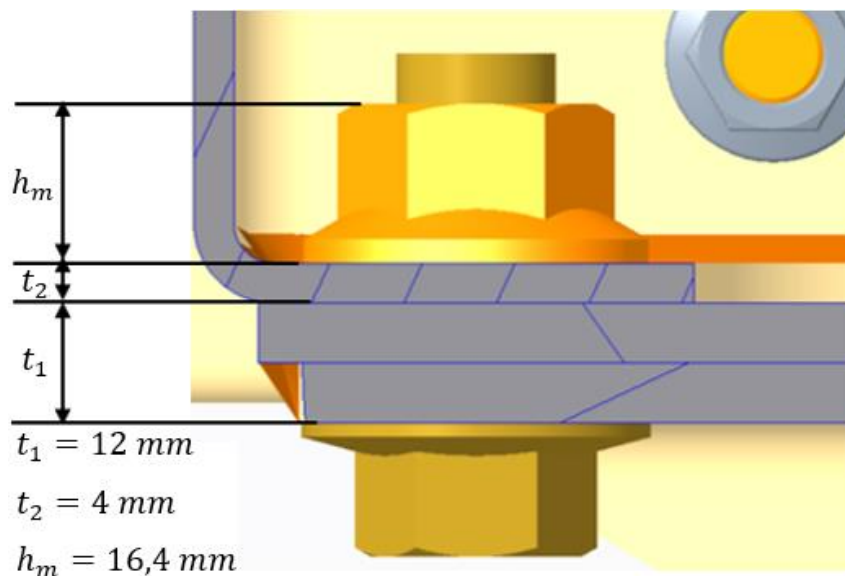
Po provedených konstrukčních úpravách vyhovuje navržený rám podvozku s minimální bezpečností **2,03** vůči mezi kluzu.

10.1. Pevnostní kontrola šroubů

Z výsledků pevnostní analýzy lze odvodit, že dochází k poměrně velkému namáhání předního příčnicku, zejména při brzdění. Příčnický jsou přišroubované zespodu k podélníkům a je zřejmé, že dojde k tahovému namáhání šroubů. Z toho důvodu bude provedena pevnostní kontrola šroubů v místě spojení předního příčnicku s podélníky ve stavu brzdění.



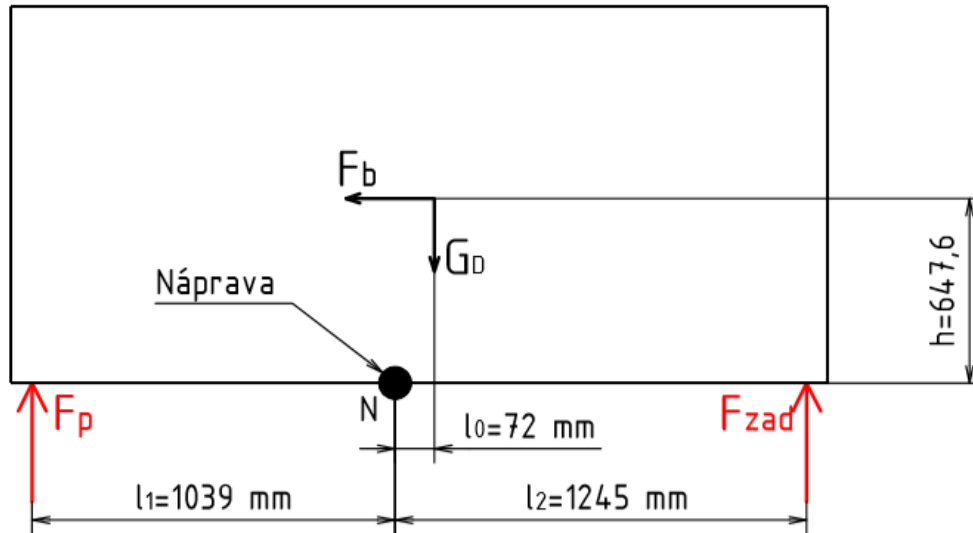
Obr. 95: Zatížení šroubů



Obr. 96: Detail spojení

10.1.1. Zatížení šroubu

Vzhledem k tomu, že nejde zjistit přesný rozsah dynamického zatížení, kontrola šroubů bude provedena pro statické zatížení stálou silou, s určitou mírou bezpečnosti. Zatížení spočítáme podle zjednodušeného schématu (Obr. 97), zároveň bude použita tíhová síla vynásobená dynamickým součinitelem ze vztahu (17).



Obr. 97: Schéma zatížení

Sílu působící na přední příčnicí určíme z rovnice rovnováhy ve svislém směru a pomocí momentové rovnice k nápravě:

$$F_p + F_{zad} = G_D \rightarrow F_{zad} = G_D - F_p \quad (19)$$

$$M_N: F_b \cdot h + F_{zad} \cdot l_2 - F_p \cdot l_1 - G_D \cdot l_0 = 0 \quad (20)$$

$$F_p = \frac{F_b \cdot h + G_D \cdot l_2 - G_D \cdot l_0}{l_2 + l_1} \quad (21)$$

$$F_p = \frac{16779 \cdot 647,6 + 62921,34 \cdot 1245 - 62921,34 \cdot 72}{1245 + 1039} = 37072,2 \text{ N}$$

10.1.2. Kontrola šroubů

Nejprve určíme tahovou sílu působící na jeden šroub:

$$F_{1s} = \frac{F_p}{n_s} \quad (22)$$

$$F_{1s} = \frac{37072,2}{2} = 18536,1 \text{ N}$$

Pak určíme průřez jádra a průměr šroubu:

$$\frac{F_{1s}}{S_3} = \frac{u \cdot \sigma_{kt}}{1,2 \cdot (1 + q)} \quad (23)$$

$$S_3 \geq \frac{F_{1s} \cdot 1,2 \cdot (1 + q)}{u \cdot \sigma_{kt}} \quad (24)$$

$$S_3 \geq \frac{18536,1 \cdot 1,2 \cdot (1 + 1)}{0,8 \cdot 940} = 59,15776 \text{ mm}^2$$

Kde σ_{kt} bylo zvoleno pro pevnostní třídu 10.9 dle [25] str. 55

q bylo zvoleno pro konstantní zatížení dle [25] str. 54

u bylo zvoleno pro konstantní zatížení dle [25] str. 54

Pak lze spočítat minimální průměr šroubu:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} \quad (25)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 59,15776}{\pi}} = 8,67882 \text{ mm}$$

Je vidět, že pro takový spoj by stačil šroub M10. Jak bylo popsáno v kapitole 6.1, byl zvolen šroub M16, což zaručuje větší bezpečnost.

Základní parametry šroubu M16x2-10.9

- $p = 2 \text{ mm}$
- $d = 16 \text{ mm}$
- $d_1 = 13,835 \text{ mm}$
- $d_2 = 14,701 \text{ mm}$
- $d_3 = 13,546 \text{ mm}$

V dalším kroku určíme konstantu tuhosti šroubu:

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{S_i} = \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{\frac{h_m}{2}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} + \frac{t_1 + t_2}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \right) \quad (26)$$

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{\frac{16,4}{2}}{\frac{\pi \cdot 14,701^2}{4}} + \frac{12 + 4}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} \right) = 7,5872 \cdot 10^{-7}$$

$$\rightarrow C_s = 1318011,24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Výpočet tuhosti přírub bude proveden na základě představy o náhradní trubce:

$$C_p = \frac{E \cdot S_T}{(t_1 + t_2)} \quad (27)$$

$$C_p = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 603,19}{(12 + 4)} = 7916868,75 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Kde podle [26]

$$S_T = \frac{\pi \cdot (D^2 - D_2^2)}{4} \quad (28)$$

$$(D = 2 \cdot d = 32 \text{ mm}; D_2 = d = 16 \text{ mm})$$

$$\rightarrow S_T = \frac{\pi \cdot (32^2 - 16^2)}{4} = \mathbf{603.19 \text{ mm}^2}$$

Dále určíme předběžnou velikost předpětí ve šroubu:

$$Q'_0 = F_{1s} \cdot \left(q + \frac{C_p}{C_p + C_s} \right) \quad (29)$$

$$Q'_0 = 18536,1 \cdot \left(1 + \frac{7916868,75}{7916868,75 + 1318011,24} \right) = \mathbf{34426,71 \text{ N}}$$

Musíme ale brát v úvahu, že šrouby musejí zajistit, aby nedošlo k posuvu přišroubovaného generátoru nebo přičníku v důsledku působení setrvačných sil při brzdění nebo v zatáčce. To znamená, že předpětí ve šroubu musí vyvolat dostatečně velkou třecí sílu pod maticí, která udrží generátor, s minimální bezpečností 2,5 (což bylo dohodnuto po konzultaci ve firmě). Generátor je přišroubován osmi šrouby, minimální potřebnou třecí sílu pak určíme podle vztahu:

$$T_{TM} = \frac{F_b}{8} \cdot 2,5 \quad (30)$$

$$T_{TM} = \frac{16779}{8} \cdot 2,5 = \mathbf{5243,4 \text{ N}}$$

Potřebnou osovou sílu pak určíme ze vztahu:

$$T_{TM} = Q_o \cdot f_m \rightarrow Q_o = \frac{T_{TM}}{f_m} \quad (31)$$

$$Q_o = \frac{5243,4}{0,11} = \mathbf{47667,3 \text{ N}}$$

Kde $f_m = tg(\varphi_m) = 0,11$ [1]..... součinitel tření pod maticí (zvoleno dle [26] str. 34)

Dále spočítáme velikost utahovacího momentu:

$$M_{KK} = M_z + M_{TM} \quad (32)$$

$$M_{KK} = Q_o \cdot tg(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + Q_o \cdot f_m \cdot \rho_m \quad (33)$$

Kde dle [26] str. 36: $\rho_m = 0,75 \cdot d_2 = \mathbf{11,026 \text{ mm}}$

$$tg(\gamma) = \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 0,0433 \rightarrow \gamma = \mathbf{2,4796^\circ} \quad (34)$$

$$tg(\varphi') = f' = \frac{f}{\cos\beta} = \frac{0,14}{\cos 30^\circ} = 0,162 \rightarrow \varphi' = \mathbf{9,2027^\circ} \quad (35)$$

Zjištěné hodnoty dosadíme do vztahu (33) a určíme výsledný utahovací moment:

$$M_{KK} = 47667,3 \cdot tg(11,6823) \cdot \frac{14,701}{2} + 47667,3 \cdot 0,11 \cdot 11,02 = \mathbf{130260,8 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

Pak určíme smykové napětí ve šroubu

$$\tau = \frac{M_z}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{Q_o \cdot tg(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (36)$$

$$\tau = \frac{47667,3 \cdot tg(11,6823) \cdot \frac{14,701}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} = \mathbf{148,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}$$

V dalších krocích určíme celkové provozní zatížení Q_1

$$F_2' = F_{1s} \cdot \frac{C_p}{C_p + C_s} \quad (37)$$

$$F_2' = 18536,1 \cdot \frac{7916868,75}{7916868,75 + 1318011,24} = \mathbf{15890,6 \text{ N}}$$

$$F_1' = F_2' \cdot \frac{C_s}{C_p} \quad (38)$$

$$F_1' = 15890,6 \cdot \frac{1318011,24}{7916868,75} = \mathbf{2645,5 \text{ N}}$$

$$Q_1 = Q_o + F_1' \quad (39)$$

$$Q_1 = 47667,3 + 2645,5 = \mathbf{50312,8 \text{ N}}$$

Pak lze určit tahové napětí v šroubu:

$$\sigma_{Q1} = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (40)$$

$$\sigma_{Q1} = \frac{50312,8}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 349,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Velikost redukovaného napětí spočítáme podle teorie HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q1}^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (41)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{348,6^2 + 3 \cdot 148,4^2} = 433,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Bezpečnost šroubu je pak:

$$k_s = \frac{R_{emin,s}}{\sigma_{red}} \quad (42)$$

$$k_s = \frac{940}{433,5} = 2,17$$

Z výsledků je zřejmé, že šroub ISO 4162 - M16 - 10,9 vyhovuje s bezpečností **2,17** vůči mezi kluzu. Ačkoli není přesně znám rozsah dynamického zatížení, výslednou hodnotu bezpečnosti lze považovat za dostačující.

10.2. Shrnutí výsledků

V dané kapitole byl proveden návrh úprav rámu podvozku. Tloušťka plechu příčnicku byla zvýšena na 6 mm, výška bočnic zvýšena na 80 mm, zároveň byl přední příčník vyztužen pomocí zesponu navařených plechů ohnutých do U profilu o rozměrech 70 x 50 x 6 mm.

Po provedených úpravách minimální bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu při nejhorším zatěžovacím stavu (brzdění) vychází kolem 2,03.

Výsledná bezpečnost šroubů ISO 4162 - M16 - 10,9 (navržených s minimální třecí únosností 2,5) vychází 2,17.

Navržené úpravy rámu podvozku a použité šrouby lze vyhodnotit jako vhodné.

11. Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce byl konstrukční návrh podvozku pro mobilní diesel-elektrický generátor Doosan G100. Práce byla vyhotovena ve spolupráci s firmou Doosan Bobcat s. r. o., která tento generátor vyrábí. První část práce byla zaměřena na rešerše provedení diesel-elektrických generátorů a přehled existujících mobilních generátorů na podvozku, jak od různých konkurenčních firem, tak i od americké pobočky Doosanu. Práce obsahuje také rozbor legislativních požadavků pro schválení navrženého podvozku v zemích Evropské unie a popis funkce hlavních nakupovaných komponent.

V další části práce je udělán návrh jednonápravového podvozku, popis konstrukce rámu a volba nakupovaných komponent. Byl také zhotoven předběžný koncepční návrh druhé varianty – dvounápravového tandemového podvozku. Po konzultacích ve firmě byla druhá varianta odmítnuta a konečnou variantou je jednonápravový podvozek. Pro tuto variantu byl vytvořen detailní 3D model a potřebná výrobní výkresová dokumentace podle firemních norem a požadavků. Všechny výkresy byly udělány podle amerických norem ASME, a bylo použito promítání metodou 3. kvadrantu (ISO A). Výkres sestavy podvozku je uveden v příloze č. 1, další dokumentace je uvedena v příloze č. 2.

Následující část je věnována příčné stabilitě a zatěžovacím stavům, které mohou nastat během jízdy podvozku. Kromě statického zatížení bylo probráno několik nebezpečných zatěžovacích stavů: brzdění, zatáčení a brzdění v zatáčce. Byly zjištěny maximální hodnoty setrvačných sil působících na přívěs a uděláno posouzení příčné stability, ze kterého vyplývá, že k bočnímu smyku kol přívěsu dojde dříve než k převrácení.

V další části byl proveden MKP výpočet navrženého podvozku. Byl podrobně popsán postup při tvorbě MKP modelu v programu Dlubal RFEM 5 a definování zatěžovacích stavů. Z výsledku MKP analýzy pak vyplývá, že nejnebezpečnějším zátěžným stavem je brzdění (případně brzdění v zatáčce). Při těchto zatěžovacích stavech napětí na předním příčniku rámu výrazně překračuje mez kluzu materiálu. Zároveň se v modelu vyskytují špičkové hodnoty napětí, které vznikají především v místech ostrých přechodů a v místech spojení tuhých prutů s plochami. Z toho lze vyvodit, že tyto hodnoty jsou způsobeny nekvalitním spojením střednicových ploch, pomocí kterých byl vytvořen celý MKP model, a nedokonalým rozložením sil na plochy prostřednictvím tuhých prutů.

V poslední části byly navrženy konstrukční úpravy předního příčniku rámu a provedena nová kontrola v MKP programu. Navržené úpravy byly zároveň probrány a odsouhlaseny ve firmě.

Po provedených změnách rámu lze dojít k závěru, že dochází k výraznému poklesu napětí na předním příčniku, a to i při nejhorších zatěžovacích stavech (brzdění a brzdění v zatáčce), maximální hodnoty napětí dosahují 175 MPa. Jak už bylo popsáno výše, lokální oblasti koncentrace napětí není třeba brát v potaz, jelikož jsou způsobeny nepřesnostmi MKP modelu.

Minimální bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu vychází kolem 2,03 a navržené úpravy lze vyhodnotit jako plně vyhovující.

Kromě toho byla provedena pevnostní kontrola šroubů spojujících přední příčnick s podélníky. Šrouby byly navrženy s minimální třecí únosností 2,5. Výpočet byl proveden pro statické zatížení a je třeba zmínit, že do výpočtu byla zahrnuta tíha stroje vynásobená dynamickým součinitelem. Výslednou bezpečnost šroubů 2,17 lze pak považovat za dostačující, ačkoli není přesně znám rozsah dynamického zatížení.

Hlavní cíle diplomové práce lze považovat za splněné. Navržený podvozek byl předložen firmě a byl schválen. Doosan Bobcat plánuje využít tento koncepční návrh v budoucím vývoji generátoru G100.

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka	Jednotky	Název
a_b	$[m \cdot s^{-2}]$	Brzdné zrychlení
a_o	$[m \cdot s^{-2}]$	Odstředivé zrychlení
b	$[mm]$	Rozchod kol
B_k	$[N]$	Brzdná síla na kole
B_{kmax}	$[N]$	Maximální přenositelná brzdná síla na kole
CG, m_g	$[kg]$	Celková hmotnost generátoru
C_p	$[N \cdot mm^{-1}]$	Konstanta tuhosti přírub
C_s	$[N \cdot mm^{-1}]$	Konstanta tuhosti šroubu
d	$[mm]$	Jmenovitý průměr závitu šroubu
D	$[mm]$	Vnější průměr náhradní trubky
d_1	$[mm]$	Malý průměr závitu šroubu
d_2	$[mm]$	Roztečný průměr závitu šroubu
D_2	$[mm]$	Vnitřní průměr náhradní trubky
d_3	$[mm]$	Průměr jádra šroubu
E	$[N \cdot mm^{-2}]$	Modul pružnosti v tahu
f	$[1]$	Součinitel tření v závitu
F_1	$[kg]$	Síla na háku při naklápění $\alpha = 0^\circ$
F_1'	$[N]$	Složka vnější síly zatěžující šroub
F_{1s}	$[N]$	Tahová síla působící na jeden šroub
$F_{1\alpha}$	$[kg]$	Síla na háku při naklápění $\alpha = 15^\circ$
F_2'	$[N]$	Složka vnější síly odlehčující příruby
F_b	$[N]$	Setrvačná síla vyvolaná brzdným zrychlením
f_m	$[1]$	Součinitel tření pod maticí
F_o	$[N]$	Odstředivá síla
F_p	$[N]$	Síla působící na přední příčník
F_V	$[N]$	Výsledná síla
F_Z	$[N]$	Svislé zatížení na tažném oku
F_{zad}	$[N]$	Síla působící na zadní příčník
G	$[N]$	Tíhová síla generátoru
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení Země
G_c	$[N]$	Tíhová síla přívěsu s generátorem
G_D	$[N]$	Tíhová síla generátoru vynásobena dynamickým součinitelem
h	$[mm]$	Výška těžiště
h_m	$[mm]$	Výška matice
k_c	$[1]$	Součinitel bezpečnosti materiálu vůči mezi kluzu
k_s	$[1]$	Bezpečnost šroubu
l_0	$[mm]$	Vzdálenost od nápravy do těžiště
l_1	$[mm]$	Vzdálenost od předního příčníku do těžiště
L_{1max}	$[mm]$	Maximální vzdálenost od svislé osy kola do místa zavěšení
L_{1min}	$[mm]$	Minimální vzdálenost od svislé osy kola do místa zavěšení
L_2	$[mm]$	Vzdálenost od svislé osy kola do těžiště

l_2	[mm]	Vzdálenost od zadního příčnicku do těžiště
m_c	[kg]	Celková hmotnost přívěsu s generátorem
M_{KK}	[N · mm]	Moment na klíči
M_{TM}	[N · mm]	Moment v závitech
M_z	[N · mm]	Třecí moment pod maticí
n_s	[1]	Počet šroubů
p	[mm]	Rozteč závitu šroubu
q	[1]	Součinitel provozního předpětí
Q_0	[N]	Předpětí ve šroubu
Q'_0	[N]	Předběžné předpětí ve šroubu
Q_1	[N]	Provozní předpětí ve šroubu
R	[m]	Poloměr zatáčky
$R_{emin,s}$	[N · mm ⁻²]	Mez kluzu šroubu
$R_{e,S355JO}$	[N · mm ⁻²]	Mez kluzu materiálu (ocel S355JO)
R_k	[N]	Výsledná reakce na kole
S_3	[mm ²]	Průřez jádra šroubu
S_k	[N]	Boční vodící síla kola
S_{kmax}	[N]	Maximální přenositelná síla v bočním směru
S_T	[mm ²]	Plocha průřezu náhradní trubky
t_1	[mm]	Tloušťka plechu podélníku
t_2	[mm]	Tloušťka předního příčnicku
T_{TM}	[N]	Třecí síla pod maticí
u	[1]	Součinitel využití meze kluzu
v	[m · s ⁻¹]	Rychlost přívěsu
v_{max}	[m · s ⁻¹]	Maximální rychlost na mezi převrácení
X_1	[mm]	Vodorovná vzdálenost od podpory do místa zavěšení při naklápění $\alpha = 0^\circ$
$X_{1\alpha}$	[mm]	Vodorovná vzdálenost od podpory do místa zavěšení při naklápění $\alpha = 15^\circ$
X_V	[mm]	Výsledná vodorovná poloha těžiště
$X_{V\alpha}$	[mm]	Vodorovná vzdálenost od podpory do těžiště při naklápění $\alpha = 15^\circ$
Y_V	[mm]	Výsledná svislá poloha těžiště
Z_k	[N]	Radiální reakce kola
α	[°]	Úhel naklápění generátoru
β	[°]	Úhel profilu závitu
ε_D	[1]	Dynamicky součinitel
μ	[1]	Součinitel adheze v podélném směru
ρ_m	[mm]	Třecí poloměr pod maticí
σ_{kt}	[N · mm ⁻²]	Mez kluzu šroubu v tahu
$\sigma_{MAX,MKP}$	[N · mm ⁻²]	Maximální napětí získané z MKP modelu
σ_{Q1}	[N · mm ⁻²]	Tahové napětí ve šroubu
σ_{red}	[N · mm ⁻²]	Redukované napětí
τ	[N · mm ⁻²]	Napětí v krutu
γ	[°]	Úhel stoupání závitu
φ'	[°]	Třecí úhel závitu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Otevřený diesellový generátor [3]	2
Obr. 2: Zakrytované generátory [3]	3
Obr. 3: Generátor v blokovém kontejneru [3]	3
Obr. 4: Generátory na podvozku [3]	3
Obr. 5: Mobilní generátory na podvozku [3]	4
Obr. 6: Mobilní generátory na lyžích [3]	4
Obr. 7: Mobile Power Station [5]	5
Obr. 8: Low-voltage Mobile Power Station [5]	5
Obr. 9: MPS pro nesjízdny terén [5]	5
Obr. 10: Mobilní diesellové generátory Atlas Copco [10], [11]	6
Obr. 11: Mobilní generátory Doosan Bobcat pro americký trh [9]	6
Obr. 12: Mobilní diesellové generátory Caterpillar [12]	7
Obr. 13: Mobilní generátor HIMOINSA [7]	7
Obr. 14: Mobilní generátor FOGO [6]	7
Obr. 15: Mobilní generátory PRAMAC [8]	7
Obr. 16: Generátor Doosan G100	8
Obr. 17: Rozměry generátoru	8
Obr. 18: Měření hmotnosti generátoru	8
Obr. 19: Měření polohy těžiště	9
Obr. 20: Schéma měření polohy těžiště	9
Obr. 21: Přední obrysová světla [17]	14
Obr. 22: Přední odrazka [17]	14
Obr. 23: Boční odrazky [17]	15
Obr. 24: Zadní odrazka [17]	15
Obr. 25: Zadní blikáče [17]	15
Obr. 26: Zadní obrysové světlo [17]	16
Obr. 27: Couvací zadní světla [17]	16
Obr. 28: Brzdové světlo [17]	16
Obr. 29: Zadní mlhové světlo [17]	16
Obr. 30: Osvětlení registrační tabulky [17]	17
Obr. 31: Zadní registrační tabulka [32]	17
Obr. 32: Tuhá náprava [21]	18
Obr. 33: Odpružení pomocí gumových prutů [21]	19
Obr. 34: Pryžové odpružení [19]	19
Obr. 35: Konstrukce gumového silentbloku [21]	20
Obr. 36: Náprava odpružená pomocí gumových silentbloků [21]	20
Obr. 37: Odpružení pomocí torzních tyčí [31]	20
Obr. 38: Vinuté pružiny [30]	21
Obr. 39: Listová pružina [30]	21
Obr. 40: Příklady pevných ojí [21]	21
Obr. 41: Příklady výškově nastavitelných ojí [21]	21
Obr. 42: Popis funkce nájezdové brzdy [20]	22
Obr. 43: Komponenty nájezdové brzdy [20]	22
Obr. 44: Navržený podvozek pro generátor	23
Obr. 45: Generátor Doosan G100 na podvozku	23
Obr. 46: Podélník	24
Obr. 47: Držák blatníků a zadní nárazník	24
Obr. 48: Rám podvozku	25
Obr. 49: Příčnick	25
Obr. 50: Náprava KNOTT GB30-S [27]	26
Obr. 51: Konstrukce bubnové brzdy KNOTT [27]	26
Obr. 52: Kolo 205/70R15 [27]	26

Obr. 53: Oj Knott KHA35 [27]	27
Obr. 54: Soustava táhla, vahadel a brzdových lan [20]	27
Obr. 55: Opěrná nožička KNOTT [27].....	28
Obr. 56: Opěrné kolečko KNOTT TK60 [27]	28
Obr. 57: Držák LBG48 [27]	28
Obr. 58: Spojení opěrného kolečka s tažnou ojí.....	28
Obr. 59: Sdružený světlomet ASPÖCK MultiLED II [19]	29
Obr. 60: Osvětlení SPZ ASPÖCK FT-016 LED [19]	29
Obr. 61: Odrážka HELLA [23]	29
Obr. 62: Přední obrysová svítidla ASPÖCK Flexipoint LED [22].....	29
Obr. 63: Náprava VGB15-MV [27]	30
Obr. 64: Kolo 175R13-C [27]	30
Obr. 65: Vizualizace tandemového podvozku pro generátor G100	30
Obr. 66: Rozložení sil při stání/jízdě konstantní rychlostí.....	32
Obr. 67: Rozložení sil při brzdění	34
Obr. 68: Jízda zatáčkou	35
Obr. 69: Jízda zatáčkou 2D případ	35
Obr. 70: Dosahovaná příčná zrychlení v běžném provozu [1]	37
Obr. 71: Kammova kružnice přilnavosti.[2]	38
Obr. 72: Model podvozku v programu RFEM 5.	39
Obr. 73: Náhrada generátoru	40
Obr. 74: Rozložení zatížení na plochu příčnicku	40
Obr. 75: Náhrada nápravy	40
Obr. 76: Průběh torzní tuhosti nápravy.....	41
Obr. 77: Náhrada kyvného ramena a kola.....	41
Obr. 78: Náhrada tažné oje	42
Obr. 79: Statické zatížení	43
Obr. 80: Zatížení při brzdění	43
Obr. 81: Zatížení v zatáčce.....	44
Obr. 82: Zatížení při brzdění v zatáčce	44
Obr. 83: Průběh napětí při statickém zatížení (Von Mises)	45
Obr. 84: Průběh napětí při brzdění (von Mises)	46
Obr. 85: Průběh napětí na předním příčnicku při brzdění (von Mises)	47
Obr. 86: Průběh napětí při jízdě zatáčkou (von Mises).....	47
Obr. 87: Průběh napětí při brzdění v zatáčce (von Mises).....	48
Obr. 88: Průběh napětí na předním příčnicku při brzdění v zatáčce (von Mises)	48
Obr. 89: Upravený přední příčník	49
Obr. 90: Výztuha předního příčnicku	49
Obr. 91: Statické zatížení (upravený model, von Mises)	49
Obr. 92: Brzdění (upravený model, von Mises)	50
Obr. 93: Zatáčení (upravený model, von Mises).....	50
Obr. 94: Brzdění v zatáčce (upravený model, von Mises)	51
Obr. 95: Zatížení šroubů	52
Obr. 96: Detail spojení.....	52
Obr. 97: Schéma zatížení	53



SEZNAM TABULEK

Tab. 1: Výsledky měření hmotnosti generátoru	8
Tab. 2: Naměřené hodnoty	9
Tab. 3: Výsledné hodnoty	10
Tab. 4: Vybrané předpisy a směrnice [15]	13

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – Výkres sestavy podvozku (46828265)

Příloha č. 2 – Výrobní výkresová dokumentace v elektronické podobě

Příloha č. 3 – CD obsahující diplomovou práci a výše uvedené přílohy v elektronické podobě

Použitá literatura

- [1] PTÁČEK, Petr; Aleš KAPLÁNEK. Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě. 2002. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-720-4257-2.
- [2] VLK, František. Automobilová technická příručka. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [3] Tipy ispolnenij dizelnych generatorov: Typy provedení diesellových generátorů. Motorgen [online]. [cit. 2020-04-29]. Dostupné z: <http://www.motorgen.ru/type/>
- [4] JAKUBEC, Julius. Přívěsy za osobní automobil. 2. uprav. a dopln. vyd. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1983.
- [5] Mobile Power Stations. Shinko Engineering Co., Ltd. [online]. [cit. 2020-04-29]. Dostupné z: <http://www.shinko-zoki.co.jp/en/product01.html>
- [6] Diesel Generator HHW 35 T5. HIMOINSA [online]. [cit. 2020-06-18]. Dostupné z: <http://www.himoinsa.ge/diesel-generators/diesel-generator-hhw-35-t5-26-kw-3-phase-closed-skid-by-road-trailer/>
- [7] APEX POWER GENERATORS [online]. [cit. 2020-06-18]. Dostupné z: <https://agregaty-generatory.pl/agregat-pradotworczy-fogo-FI100RCGP>
- [8] Kenton Hughes [online]. [cit. 2020-06-18]. Dostupné z: http://www.wholesalegenerators.co.uk/standard_display.php?category=5
- [9] Doosan Portable Power [online]. [cit. 2020-07-05]. Dostupné z: <https://www.doosanportablepower.com/en/products/generators/25-through-125-kva>
- [10] USED GENERATORS ATLAS COPCO QAS100 FOR SALE. MARCUS [online]. [cit. 2020-07-05]. Dostupné z: https://www.mascus.com/construction/atlas_copco,qas100,1,relevance,modelgroup.html
- [11] Elektrocentrála Atlas Copco QAS 125Vd 125,0 kVA. ELEKTROCENTRALY [online]. [cit. 2020-07-05]. Dostupné z: <https://www.elektrocentraly-eshop.cz/trifazove-elektrocentraly-s-avr-regulaci-400v/elektrocentrala-atlas-copco-qas-125vd-125-0-kva>
- [12] MOBILE GENERATOR SETS. CAT [online]. [cit. 2020-07-05]. Dostupné z: https://www.cat.com/en_GB/products/new/power-systems/electric-power/mobile-generator-sets.html
- [13] Zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb., Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001
- [14] Vyhláška Ministerstva dopravy č. 341/2014 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 19. prosince 2014.
- [15] SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 2007/46/ES: *kteřou se stanoví rámec pro schvalování motorových vozidel a jejich přípojných vozidel, jakož i systémů, konstrukčních částí a samostatných technických celků určených pro tato*

- vozidla, 2007. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=celex%3A32007L0046>
- [16] NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (ES) č. 661/2009: *o požadavcích pro schvalování typu motorových vozidel, jejich přípojných vozidel a systémů, konstrukčních částí a samostatných technických celků určených pro tato vozidla z hlediska obecné bezpečnosti*, 2009. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX%3A32009R0661>
- [17] Legal regulations. HELLA [online]. Germany, 2013 [cit. 2020-07-02]. Dostupné z: [https://www.hella.com/hella-com/assets/media_global/673 Legal Requirements Brochure HELLA EN.pdf](https://www.hella.com/hella-com/assets/media_global/673_Legal_Requirements_Brochure_HELLEN.pdf)
- [18] Směrnice Rady: *o sblížení právních předpisů členských států týkajících se umístění a připevnění zadních registračních tabulek na motorových vozidlech a jejich přípojných vozidlech (70/222/EHS)*, 1970. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/ELI/?eliuri=eli%3Adir%3A1970%3A222%3A1973-01-01>
- [19] Universální přívěšové nápravy. SPORTJACHT [online]. Praha [cit. 2020-05-17]. Dostupné z: <http://www.sportjacht.cz/vyrobky/autoprivesy/prives.php?disk=16>
- [20] Servisní příručka. KNOTT [online]. 2017, 1-26 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://knott.cz/ke-stazeni>
- [21] STEINHÜBL, Jozef. *Aplikácia náhodných procesov pri vývoji nových produktov v privesovej technike*. Bratislava, 2010. Písemná práce k dizertačnej skúške. Slovenská technická univerzita v Bratislavě.
- [22] Aspöck Systems [online]. [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://www.aspoeck.com/en/top/downloads#produktinformationsblaetter-411>
- [23] Reflectors. *Catalog.hella.com* [online]. [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://catalog.hella.com/lighting/reflectors.html?p=8>
- [24] SZTWIERTNIA, Česlav. *Stabilita vozidla při jízdě v zatáčce*. Pardubice, 2006. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [25] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů – spoje a části spojovací*. Praha: ČVUT, 1997. ISBN 80-01-02533-0.
- [26] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů – příklady*. Praha: ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04137-0.
- [27] Bauteilkatalog 2018. KNOTT [online]. [cit. 2020-07-06]. Dostupné z: <https://www.knott.de/downloads/trailertechnik/Bauteilkatalog2018-de.pdf>
- [28] SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 97/27/ES: *o hmotnostech a rozměrech určitých kategorií motorových vozidel a jejich přípojných vozidel a o změně směrnice 70/156/EHS*. 1997. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1594499461673&uri=CELEX:31997L0027>
- [29] SMĚRNICE RADY 96/53/ES: *kteřou se pro určitá silniční vozidla provozovaná v rámci Společenství stanoví maximální přípustné rozměry pro vnitrostátní a mezinárodní provoz a maximální přípustné hmotnosti pro mezinárodní provoz*. 1996. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1594502909275&uri=CELEX:31996L0053>



- [30] Druhy odpružení. *ELUC* [online]. [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1485>
- [31] VANCL, Karel. VÝUKOVÝ MATERIÁL PRO ŽÁKY. *Projekt.iss-slany.cz* [online]. [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: http://projekt.iss-slany.cz/wp-content/uploads/2011/10/AUTOMOBILY_KV-bar_tisk1.pdf
- [32] Technická specifikace druhů tabulek registračních značek. *Smlouvy.gov.cz* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <file:///C:/Users/patyakshyn.DSG/Downloads/P%C5%99%C3%ADloha%20%C4%8D.%201%20SoD%20-%20Technick%C3%A1%20specifikace.pdf>