



Konstrukce pásového podvozku pro invalidní vozík

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Aleš Hloucal**
Vedoucí práce: Ing. Lukáš Stanislav, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Wheelchair tracked chassis design

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems

Author: **Bc. Aleš Hloucal**
Supervisor: Ing. Lukáš Stanislav, Ph.D.



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Aleš Hloucal**
Osobní číslo: **S14000287**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Konstrukce pásového podvozku pro invalidní vozík**
Zadávací katedra: **Katedra výrobních systémů a automatizace**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Student provede rešerši dostupných řešení pásového podvozku, vhodných pro použití u prototypu elektrického invalidního vozíku s ohledem na spotřebu energie, prostorových nároků a cenové dostupnosti.
2. Součástí práce bude dále technická dokumentace nejvhodnějšího řešení a nezbytné výpočty.
3. Budou provedeny pevnostní analýzy a kontrolní výpočty.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

[1] **WIEDEMANN, E.** *Konstrukce elektrických strojů*. SNTL- nakladatelství technické literatury, 1973.

[2] **JURÁŠEK, O.** *Nosné konstrukce stavebních strojů*. Brno: VUT, 1986.

[3] **JAVŮREK, J. a Z. ČEŘOVSKÝ.** *Elektrické pohony*. Praha: ČVUT, 2001. ISBN 8001023141.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Lukáš Stanislav, Ph.D.

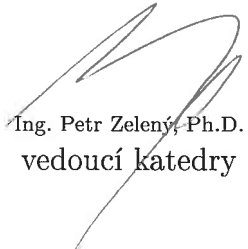
Katedra výrobních systémů a automatizace

Datum zadání diplomové práce: **15. listopadu 2015**

Termín odevzdání diplomové práce: **15. února 2017**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Petr Zelený, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2015

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Bibliografická citace

HLOUCAL, A. *Konstrukce pásového podvozku pro invalidní vozík*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, 2016. 91 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lukáš Stanislav, Ph.D..

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své diplomové práce, panu Ing. Lukáši Stanislavovi, Ph.D. za odborné vedení a nesčetné rady, připomínky a konzultace o konstrukci podvozku. Bez jeho přičinění by se tato práce pravděpodobně nedokončila. Dále bych chtěl poděkovat doc. Ing. Martinu Bílkovi, Ph.D., za pomoc při počítačových simulacích. Nakonec bych chtěl poděkovat za podporu morální i materiální své rodině a své ženě Nikole.

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí pásového podvozku pro invalidní vozík. V rešeršní části je stručně popsána historie invalidních vozíků a následně rozebrána používaná řešení pásových podvozků invalidních vozíků, vyskytujících se na trhu. V další části práce je popsána koncepce pásových podvozků, za kterou následuje rozbor jednotlivých variant uspořádání.

Po této teoretické části následuje návrh vlastního konstrukčního řešení pásového podvozku, doplněný o potřebné výpočty mechaniky pohybu a funkčních součástí. Navržený podvozek je poté podroben kinematické analýze pro ověření jeho správné funkce zároveň proveden výpočet pomocí metody konečných prvků pro pevnostní kontrolu součástí.

Výsledky této práce posloužily jako podklady pro výrobu pásového podvozku.

Klíčová slova

pásový podvozek, mechanika pohybu, návrh strojních součástí, odpružení, kinematická analýza, metoda konečných prvků

Abstract

The master thesis deals with the design of tracked chassis for a wheelchair. In the review part, the history of wheelchairs is briefly described. As next, the commonly used designs of tracked chassis for wheelchairs, which might be seen on a market are analysed. Related part of the thesis describes the concept of tracked chassis, followed by a chassis options of configurations.

After this theoretical part of the problem, the custom tracked chassis was designed. The design is supplemented by necessary calculations of a motion mechanics and functional parts. Complete chassis is thereafter subjected to a kinematic analysis to verify its correct function and to a finite element analysis for the stress control of components.

Results of this thesis were used as materials for the production of the tracked chassis.

Keywords

tracked chassis, motion mechanics, design of machine parts, suspension, kinematic analysis, finite element analysis

Obsah

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | Úvod..... | 13 |
| 2 | Historie invalidních vozíků | 14 |
| 2.1 | Manuální invalidní vozíky | 14 |
| 2.2 | Elektrické invalidní vozíky | 16 |
| 3 | Průzkum současného stavu pásových invalidních vozíčků na trhu..... | 18 |
| 3.1 | Evropský trh | 19 |
| 3.1.1 | TGR Explorer..... | 19 |
| 3.1.2 | ScoutCrawler..... | 20 |
| 3.1.3 | Der Ziesel..... | 21 |
| 3.2 | Americký trh | 22 |
| 3.2.1 | Action Trackchair..... | 22 |
| 3.2.2 | TankChair..... | 23 |
| 3.2.3 | TrackMaster | 24 |
| 3.2.4 | Ripchair 3.0..... | 25 |
| 4 | Koncepce pásového podvozku | 27 |
| 4.1 | Základní části závěsného ústrojí | 27 |
| 4.1.1 | Pružiny | 28 |
| 4.1.2 | Tlumiče odpružení | 28 |
| 4.1.3 | Vahadla | 28 |
| 4.1.4 | Omezovače zdvíhu | 28 |
| 4.1.5 | Omezovače ohybu..... | 28 |
| 4.2 | Základní části pásového pohybové ústrojí | 29 |
| 4.2.1 | Hlavní nosník | 29 |
| 4.2.2 | Hnací kolo | 29 |
| 4.2.3 | Pojezdová kola | 29 |
| 4.2.4 | Vodící kolo..... | 30 |
| 4.2.5 | Napínací ústrojí..... | 30 |

| | | |
|--------|--|----|
| 4.2.6 | Podpěrné kladky..... | 30 |
| 4.2.7 | Kolejový pás..... | 30 |
| 4.3 | Varianty uspořádání podvozku..... | 30 |
| 4.3.1 | Počet a velikost pojezdnych kol..... | 30 |
| 4.3.2 | Zavěšení pojezdnych kol..... | 31 |
| 4.3.3 | Umístění hnacího kola vpředu nebo vzadu | 32 |
| 4.3.4 | Umístění hnacích a vodicích kol na nebo nad úroveň terénu | 33 |
| 5 | Vlastní návrh pásového podvozku | 35 |
| 5.1 | Cíle návrhu..... | 35 |
| 5.2 | Návrh uchycení podvozku k základnímu rámu vozíčku | 35 |
| 5.3 | Návrh odpružení..... | 36 |
| 5.4 | Návrh pohonu/hnacího kola | 37 |
| 5.5 | Návrh pásů | 37 |
| 5.6 | Návrh pojezdnych kol a vodicích kol..... | 38 |
| 5.7 | Návrh mechanismu zavěšení pojezdnych kol | 40 |
| 5.8 | Návrh napínání | 40 |
| 5.9 | Kinematické schéma a základní rozměry navrhovaného podvozku..... | 40 |
| 5.10 | Popis samotné konstrukce podvozku | 43 |
| 5.10.1 | Pohon/hnací kolo..... | 43 |
| 5.10.2 | Zadní klopné rameno..... | 43 |
| 5.10.3 | Hlavní nosník | 44 |
| 5.10.4 | Přední klopné rameno s napínacím mechanismem | 45 |
| 5.10.5 | Pákový mechanismus | 47 |
| 5.10.6 | Model pásového podvozku..... | 48 |
| 6 | Výpočet mechaniky pohybu..... | 49 |
| 6.1 | Stabilita vozidla..... | 49 |
| 6.1.1 | Podélná stabilita statická..... | 49 |
| 6.1.2 | Příčná stabilita statická..... | 51 |

| | | |
|-------|--|----|
| 6.1.3 | Podélná stabilita dynamická..... | 52 |
| 6.1.4 | Příčná stabilita dynamická | 54 |
| 6.2 | Zatáčení vozidla | 55 |
| 6.2.1 | Kinematika zatáčení..... | 55 |
| 6.2.2 | Moment odporu proti zatáčení a síly potřebné pro zatáčení na rovině..... | 56 |
| 7 | Výpočet funkčních součástí | 62 |
| 7.1 | Potřebné výkonové parametry hnacího elektromotoru | 62 |
| 7.1.1 | Tahový výpočet přímé jízdy..... | 62 |
| 7.1.2 | Tahový výpočet zatáčení..... | 64 |
| 7.2 | Výpočet zatížení rámu..... | 65 |
| 7.3 | Napínání pásu..... | 67 |
| 7.3.1 | Výpočet napínací síly | 67 |
| 7.3.2 | Výpočet zdvihu napínací pružiny..... | 67 |
| 7.3.3 | Návrh napínací pružiny | 68 |
| 7.4 | Návrh odpružení rámu..... | 68 |
| 7.4.1 | Předběžný návrh odpružení pojezdových koleček | 69 |
| 7.4.2 | Předběžný návrh odpružení hnacího a vodícího kola..... | 70 |
| 8 | Numerická simulace chodu podvozku | 72 |
| 8.1 | Vytvoření simulačního modelu | 72 |
| 8.2 | Výsledky simulace | 73 |
| 9 | Pevnostní kontrola..... | 75 |
| 9.1 | Nosníky podvozku | 75 |
| 9.1.1 | Hlavní nosník | 75 |
| 9.1.2 | Podsestava předního klopného ramena | 77 |
| 9.1.3 | Zadní klopné rameno..... | 78 |
| 9.2 | Hlavní čepy | 79 |
| 10 | Závěr | 80 |
| | Použitá literatura | 81 |

| | |
|--|----|
| Seznam použitých zkratk a symbolů..... | 84 |
| Seznam obrázků..... | 88 |
| Seznam tabulek..... | 90 |
| Seznam grafů..... | 91 |
| Seznam výkresové dokumentace..... | 91 |
| Přílohy..... | 91 |

1 Úvod

Invalidní vozík neboli kolečkové křeslo. Toto slovní spojení by se dalo definovat jako „sedátko připevněné ke kolům, které je používáno lidmi neschopnými pohybu“. Většinou nevzbuzuje u lidí příjemné pocity. A není se čemu divit, protože když se člověk ocitne v situaci, kdy skutečně potřebuje používat invalidní vozík, je to většinou spojeno s nemocí, zdravotním postižením či stářím.

Počet obyvatel, kteří jsou odkázaní na invalidní vozík, byl podle průzkumu [29] ve Velké Británii 1,9% (1,3mil.) a podle průzkumu [27] v USA 1% (2,2 mil.) z celkového počtu tamních obyvatel. Tyto údaje poskytují obrázek o tom, jak obrovský počet lidí na celé Zemi by uvítalo spolehlivou, praktickou a pohodlnou konstrukci invalidního vozíku.

A právě kvůli tomu, kolika lidem a jak moc by jim právě takovýto vozíček mohl ulehčit život, jsem si vybral toto téma diplomové práce. Jednou z hlavních předností tohoto vozíčku je jeho schopnost nahradit schodolez. To znamená, že osoba užívající vozíček bude moci snadno vyjet jakékoliv menší či větší schodiště bez další pomoci či přídavného zařízení. Druhá přednost tkví ve schopnosti současně zastávat funkci jak interiérového, tak exteriérového vozíčku v jednom.

Jak vyplývá z názvu této DP, bude se v ní pojednávat o návrhu pásového podvozku pro invalidní vozík. Byl kladen důraz na jednoduchost provedení, minimální údržbu, komfortnost celého podvozku, spotřebu energie, design, funkčnost a v neposlední řadě na konkurenceschopnou cenu. Celá konstrukce podvozku vozíčku byla vymodelována v SW Catia V5R19 a poté zanalyzována v SW Creo Parametric 2.0:

2 Historie invalidních vozíků

2.1 Manuální invalidní vozíky

Mohlo by se zdát, že vynález kolečkového křesla přišel jen o něco málo později, než vynález kola okolo roku 3500 př.n.l.. Avšak k tomuto, dalo by se říci prostému vynálezu, se lidstvo dopracovalo až o mnoho století později. Není jasné, kde přesně kolečkové křeslo vzniklo. Mnoho pramenů uvádí různá data, leč bez ověřitelnosti pravdivosti.

Nejvíce pramenů označuje za původ kolečkového křesla antické Řecko v 6. století př.n.l. [24],[32],[15]. Právě tady se objevuje vynález, který by se dal považovat za předchůdce kolečkového křesla, a to kolečková postel (obr. 2). Její účel je nejistý, ale její nejpravděpodobnější funkce byla přeprava raněných a těžce nemocných lidí.

Přibližně o 3 století později se v Číně objevují zmínky o trakařích, které sloužily k přepravě jak nemohoucích lidí, tak i těžkých břemen. S rozlišování mezi těmito dvěma funkcemi si pak nikdo nedělal starosti, a to až do roku 525 n.l.. V této době se začali objevovat v čínském umění obrazy tzv. kolových křesel (obr. 1), určené speciálně pro přepravu lidí [24].



Obrázek 2: Dětská postel s kolečky, Řecko 530 př.n.l. [32]



Obrázek 1: Kolové křeslo Čína, 525 n.l. [32]

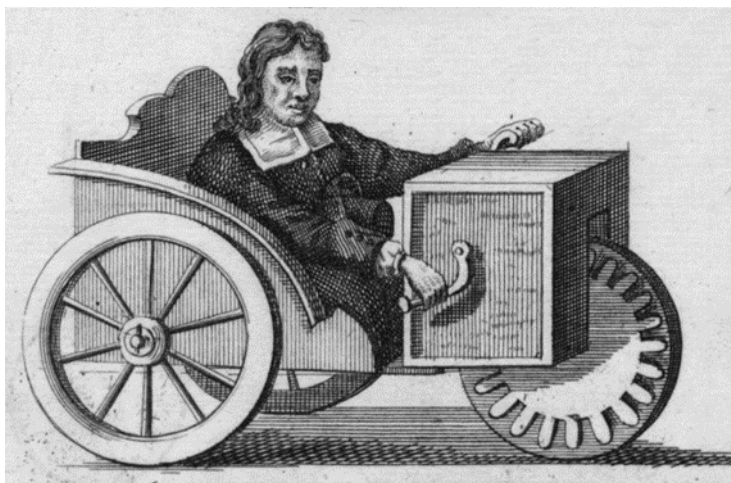
Dalším významným milníkem ve vývoji kolečkových křesel je pak kolečková židle (obr. 3), kterou si kolem roku 1595 nechal zhotovit kvůli své nemoci (dna) již starý španělský král Filip II [15]. Zajímavá byla tím, že se u ní poprvé objevila podnožka, područky a měla nastavitelný sklon opěradla. Disponovala jen malými kolečky, která měla vpředu připevněny aretační brzdy. Král s ní nemohl vlastní silou pohybovat. Měl však dozajista spoustu sluhů, kteří mu ochotně pomáhali.



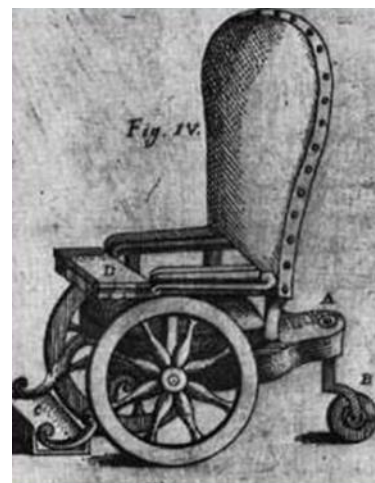
Obrázek 3: Kolečková židle, Španělsko 1595 n.l. [15]

O pár let později, v roce 1655 konečně spatřuje světlo světa vynález, který se dá považovat za opravdu první kolečkové křeslo na světě jako takové. A to z toho důvodu, že jako první umožňovalo uživateli přemístit se za pomoci vlastních sil. K tomuto účelu bylo přední kolo poháněno ručním pohonem skrze ozubená kola. Celodřevěná konstrukce umožňovala dokonce zatáčení právě pomocí předního kola. Již ve 22 letech [40] ho sestrojil ochrnutý německý hodinář Stephan Farfler (obr. 4).

Roku 1783 John Dawson v anglickém lázeňském městě Bath postavil tzv. lázeňské křeslo. Bylo uzpůsobeno buď k tahání či tlačení koňmi, přičemž k zatáčení sloužilo přední kolo. Křeslo bylo využíváno jednak nemohoucími klienty lázní, ale i bohatými a známými lidmi, kteří se do města přijeli pobavit. Tento koncept se brzy rozšířil po mnoha lázeňských městech v Evropě a křeslo se v nesčetných modifikacích používalo až do 19. století [16].



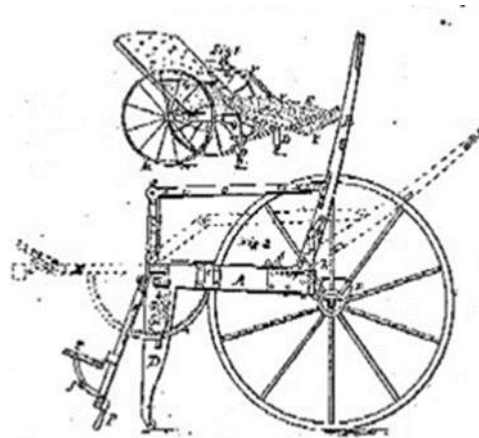
Obrázek 4: Stephan Farfler na svém kolečkovém křesle, 1655 n.l. [22]



Obrázek 5: Příklad kolečkové křesla z přelomu 18.-19. století [32]

V této době nicméně procházela kolečková křesla řadou změn a dostávala přibližnou podobu, kterou můžeme vidět dnes. Vozíky byly dřevěné konstrukce s loukoťovými koly (obr. 5). Posléze byla také vynalezena hmatná obruč, která zamezovala přímému styku rukou s kolem a tak přenosu nečistot na dlaně [32].

Roku 1869 se objevuje první patent (obr. 6) na invalidní vozík v USA [22]. Výrazné zlepšení odpružení přináší zavedení celogumových ráfků a roku 1889 Édouard Michelin představuje vyměnitelné pneumatiky s ventilkem [32]. Konečně roku 1894 si pak Amerika nechala patentovat vlastní moderní konstrukci pro pomoc invalidům z Občanské a První světové války [22].



Obrázek 6: První patent z roku 1869 na invalidní křeslo v Americe [31]

Přeskočme teď ke zrodu kolečkových křesel, jejichž koncept rámu se zachoval až do přítomnosti. V roce 1932 Harold C. Jennings a jeho přítel Herbert Everest, který utrpěl při důlní nehodě zranění páteře, vymysleli revoluční konstrukci rámu vozíku X-frame (obr. 7). Tato konstrukce umožňovala složení vozíčku a jeho převoz autem. Byla lehká a svařená z ocelových trubek. Oba okamžitě rozpoznali potenciál k prodeji tohoto vynálezu a založili firmu E&J. Začali s hromadnou výrobou a tak ovládli trh z vozíčky po mnoho let do takové míry, že se dokonce dostali do sporů s antimonopolními úřady [24].

Mnoho následných vylepšení vzešlo z používání kolečkových křesel ve sportu. Taková křesla vyžadovala především nízkou hmotnost, pevnost, odolnost a univerzálnost řešení. V této souvislosti stojí za zmínku firma Quickie, která uvedla roku 1979 tenisové křeslo (obr. 8). Vynikalo nejen výše jmenovanými vlastnostmi, ale také svým designem.



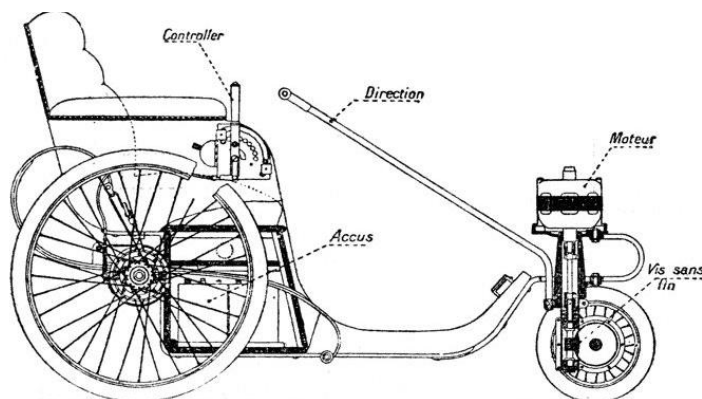
Obrázek 7: Konstrukce X-frame [32]



Obrázek 8: Tenisové křeslo Quickie [25]

2.2 Elektrické invalidní vozíky

První zmínky o motorizovaných vozících sahají do roku 1912, kdy byl 1,3 kW spalovací motor usazen na tzv. invalidní tříkolku. První komerčně vyráběný motorizovaný vozík se pak objevil o pár let později v Londýně (obr. 9). Dojezd činil 35-40 km a výkon elektromotoru, který byl umístěn nad předním kolem, dosahoval 0,2kW. Pro jeho vysokou cenu však téměř všichni invalidé zůstali u manuálních vozíků [21].



Obrázek 9: Schéma londýnského vozíčku [11]

Vzhledem k abnormálnímu počtu invalidů z Druhé světové války a tím i velká potřeba zdravotního personálu, který by byl potřeba na pomoc těmto válečným veteránům, vzrůstá poptávka po elektrickém invalidním vozíku. Začínají se tak objevovat lidé, kteří montují motory do svých E&J vozíčků. Ty však mají mizivou životnost a jsou nespolehlivé.

Roku 1950 kanadská vláda osloví George Kleina (obr. 10) a ten začne svůj výzkum elektrického invalidního vozíčku, který o 5 let později odhalí veřejnosti. Kvůli pomoci s výrobou a popularizací výrobku Kanada povolí USA vyrábět tento systém [41]. Toho se v té době chopí, již zmiňovaný, E&J a začne s masovou výrobou modelu E&J840. Ten nemá žádné řídicí obvody, při změně mezi dvěma rychlostními stupni vozík musí zastavit, zatáčení realizováno mechanicky a bylo trhané. Napájen byl automobilovou baterií a hřídel elektromotoru přenášela krouticí moment na hnací kolo pouhým třením. Nicméně například joystick, který se zde začal používat k zatáčení, se používá dodnes [22].



Obrázek 10: George Klein (světlá košile) při práci na el. vozíčku [13]

Roku 1980 byly přidány mikroprocesory do systému řízení [22]. Ty umožnily do konce 20. století rozvoj funkcí jako např. napřímění uživatele pomocí pístu umístěného za opěrkou, naklápění různých částí vozíku, jízdu do schodů za využití schodolezů či ovládání hlasem, dechem nebo jazykem.

3 Průzkum současného stavu pásových invalidních vozíčků na trhu

V dnešní době invalidní vozíčky nabízejí nespočet funkcí a uživatel si prakticky nemůže vymyslet nic, co by trh již nenabízel. Snad až na vozíček určený pro jízdu v terénu a zároveň schopný jízdy do schodů. Pokud se budeme bavit o evropském trhu, tak je naprostá většina elektrických vozíčků prodávána s kolovým podvozkem. Tyto vozíčky sice zvládají přejezd přes menší terénní nerovnosti (např. nízký obrubník) i lehce náročný terén (jízda po lesních cestách). O jízdě do schodů pomoci bez pomoci schodolezu, jízdě náročným terénem, sněhem či pískem však nemůže být vůbec řeč.

Invalidní vozíčky bychom mohli obecně rozdělit na manuální a elektrické. Manuální bývají využívány sportovněji založenými lidmi se zdravou horní polovinou těla nebo lidmi, pro které je rozhodující cena. Elektrické vozíčky poskytují vyšší pohodlí a komfort. Dříve byly primárně určeny pro uživatele, jejichž zdravotní stav jim neumožňoval použití vozíčků manuálních. V dnešní době se již staly standardem a využívá je většina handicapovaných lidí.

Elektrické vozíčky bychom dále mohli rozdělit na tzv. low-end a high-end. Rozdíl mezi nimi je zřejmý – cena, kvalita a vybavenost. Obě skupiny vozíčků pohánějí elektromotory uložené v rámu motoru, které přenášejí krouticí moment přes převodovky či variátory na hnací kola vozíčku.

U low-endové skupiny se používá rám, který nebývá příliš tuhý ani nadimenzovaný na vysokou nosnost. Jsou určeny pro interiérové používání a při jízdě ve venkovním prostředí většinou dochází k prasklinám rámu či jeho deformacím, poškození elektromotorů v důsledku přetížení nebo jiným defektům. Většinou nedisponují přídatnými funkcemi jako jsou naklápění sedaček, opěrek, stavění uživatele či příjemné ovládání. Oproti tomu high-endová skupina disponuje robustním rámem, zvládají jízdu mírnějším terénem a jejich podvozky bývají odpružené. Uživatel u této skupiny může také hledat všechny přídatné funkce, které u low-endů chybí.

V následujících kapitolách budou popsány všechny dostupné invalidní vozíčky s pásovým podvozkem na evropském trhu a některé vozíčky, která jsou v prodeji na americkém trhu. Vzhledem k patentní problematice se více zaměříme na vozíčky nabízené v Evropě. Americké vozíčky nebudou rozebírány do takových detailů (i vzhledem k jejich značnému počtu). Na asijském trhu paradoxně žádné běžně dostupné invalidní vozíčky s pásovým podvozkem nalezeny nebyly.

3.1 Evropský trh

Evropský trh je na pásové invalidní vozíky opravdu skoupý. Během průzkumu byla objevena pouze 3 vozítka, která by se dala do této kategorie zařadit. Oproti trhu americkému je to markantní rozdíl. Určitě je spousta Evropanů, kteří by takové vozítko ocenili. Nicméně si ho koupit nemůžou, protože na trhu jednoduše chybí.

3.1.1 TGR Explorer

Pásový interiérový vozík Explorer od italského výrobce TGR je jako jediný vozíček s pásy možno zakoupit v České republice. Žádné jiné pásové vozíčky u nás v současnosti nalezeny nebyly. Jeho cena se nepodařila zjistit.

Tento vozíček se při běžném provozu chová jako jakýkoliv jiný elektrický vozíček a pro pohyb využívá dvou zadních hnacích kol a jednoho předního směrového. Při jízdě do schodů využívá vestavěného schodolezu přímo v rámu vozíčku, který se aktivuje na ovládacím panelu. Pro najíždění a opouštění schodiště je podvozek na obou stranách vybaven hydraulicky ovládanými lyžinami, které zabraňují prudkému překlolení. Naklápění sedačky je zajišťováno také hydraulicky a je napojeno na senzory, které sedačku automaticky udržují ve vodorovné poloze při jízdě po schodišti. Pásový podvozek je tuhý a velice nepřizpůsobivý terénu (levý a pravý pás je nezávisle odpružen). Místo pojezdových koleček je pás veden v profilované trubce po celé délce spodní větve pásu. To při jízdě v náročnějším terénu znamená možné zanešení „vodící trubky“, přílišné zvýšení ztrát a opotřebovávání pásu. Nejen z tohoto důvodu není Explorer vhodný pro jízdu v terénu.



Obrázek 11: TGR Explorer [19]

Tabulka 1: Technické parametry TGR Explorer

| Technické parametry | Velikost | Jednotky |
|---------------------------------|----------|----------|
| Šířka vozíčku | 630 | [mm] |
| Délka vozíčku | 1130 | [mm] |
| Hmotnost (bez uživatele) | 118 | [kg] |
| Max. nosnost | 80/110 | [kg] |
| Max. rychlost | 5,5 | [km/h] |
| Max. rychlost na pásech | 0,5 | [km/h] |
| Max. podélný náklon na pásech | 33 | [°] |
| Max. podélný náklon na kolech | 8 | [°] |
| Poloměr otáčení | 1000 | [mm] |
| Akumulátory | 60 | [Ah] |
| Výdrž (podle charakteru terénu) | 3 | [hod] |

Vozíček jsem neměl možnost vidět na vlastní oči, nicméně z dostupných videí usuzuji, že na podvozku musí být spojka, která zajišťuje přenos krouticího momentu buď na zadní hnací kola,

nebo na pás. To společně s použitím nájezdových lyžin a veškerých teleskopicky výsuvných mechanismů koleček zbytečně zesložituje celou konstrukci podvozku, prodražuje jí a činí náchylnější k poruchám.

Celkový design vozičku, absence opěrky hlavy, neergonomická sedačka, nenastavitelné područky a podnožky či zastaralý ovládací panel ubírají vozičku z celkově dobrého dojmu. Voziček je na trhu již minimálně od roku 2004 a od té doby neprošel žádnou modernizací, což je škoda. Na druhou stranu pro něho na trhu nebyla téměř žádná konkurence a tak vývoj nebyl třeba.

3.1.2 ScoutCrawler

Pásová plošina ScoutCrawler není autonomní vozítko. Slouží sice k přepravě vozíčkářů, ti na ní ale nejprve musí najet svým vozíčkem, který k plošině připevní popruhy. Výrobce je britská společnost OttoBock, která má distribuci i v České republice. Je koncipován jako čistě exteriérový pro jízdu na písku, sněhu nebo polních cestách. Výjezd do schodů, bohužel, nezvládá. Zdravotní pojišťovny na něho pacientům nepřispívají a ti tak za něho musí zaplatit plnou cenu 260 000 Kč.

ScoutCrawler má dva elektromotory umístěné v přední části podvozku, kde se poté transformuje krouticí moment na přední hnací kola podvozku. Umístění hnacích kol vpředu není nejideálnější a v zadní části podvozku je dostatek místa, kam by pohon dozajista umístit šel. Pojezdová kolečka jsou pevně uchycena a nemají možnost kopírovat terén. Uvnitř základního rámu bude umístěn voziček s uživatelem, a tak zde již nezbylo místo na umístění baterií či jiných zařízení. Ty jsou uloženy v bočních černých nosičích. Podvozek není vzhledem k základnímu rámu Crawleru odpružen, a tak pokud nedisponuje odpružením samotný voziček na něm, musí být jízda značně nepohodlná. Základní rám vozičku není příliš robustní a je svařen z poměrně tenkých jeleků, takže se naskytá otázka, jaká bude celková tuhost a životnost. Rám podvozku tvoří jediná trubka. Ovládací panel je jednoduchý a plošina se ovládá joystickem.



Obrázek 12: ScoutCrawler [33]

Tabulka 2: Technické parametry ScoutCrawleru

| Technické parametry | Velikost | Jednotky |
|---------------------------------|----------|----------|
| Šířka vozičku | 1090 | [mm] |
| Délka vozičku | 980 | [mm] |
| Hmotnost (bez uživatele) | 60 | [kg] |
| Max. nosnost | 145 | [kg] |
| Max. rychlost | 6 | [km/h] |
| Max. podélný náklon | 30 | [°] |
| Výkon elektromotoru | 250 | [W] |
| Max. výška překážky | 4 | [mm] |
| Akumulátory | 36,8 | [Ah] |
| Výdrž (podle charakteru terénu) | 2.5 | [hod] |

Celkově má Crawler jízdní vlastnosti, vzhledem k dnes běžně prodávaným vozíčkům, podprůměrné. Svůj účel, jako pojízdné plošiny do mírného terénu, však splňuje. Jízda náročnějším terénem by mohla být problém, vzhledem ke skutečnosti, že vozíček je uchycen k plošině pomocí soustavy lan a karabin. Celkový design vozíčku je dobrý a výrobce se pyšní čestným uznáním z designové soutěže Red Dot Design Award.

3.1.3 Der Ziesel

Der Ziesel, neboli Sysel. Tento stroj prodává za našimi hranicemi v Rakousku firma Mattro. Není určen výhradně pro handicapované lidi a nemá tak certifikát zdravotní pomůcky. I přesto pro postižené lidi toto vozítko skrývá obrovský potenciál, protože pro exteriérové využití bychom asi stěží našli lepší stroj. Toto vozítko je relativní novinkou, protože první verze byla uvedena na trh v roce 2013. Asi i z důvodu zaměření na jinou cílovou skupinu obyvatel, startuje cena na 680 000 Kč.

Sysel je, stejně jako náš vozíček, poháněn dvěma silnými momentovými motory. Vzhledem ke skvělým momentovým charakteristikám těchto motorů a absenci veškerých převodových a transmisních členů je to výborná volba. Levý i pravý hlavní rám pásu je k základnímu rámu vozidla uchycen kyvně a odpružen pomocí ramena, na kterém jsou uchyceny tlumiče Bilstein s pružinami Eibach. Jak rám vozidla, tak podvozek je udělán velice robustně, zaručuje vysokou tuhost a pevnost. I samotné odpružení je velice tuhé a uživateli nenabízí příliš vysoký komfort. Se sedáčkou nelze žádným způsobem natáčet a tak zde není žádný systém, který by vyrovnával její náklony při průjezdu terénem, popř. vyjíždění schodů. Opěrky hlavy, područky ani podnožky nejsou nastavitelné, což handicapovaným lidem moc nepomůže. Vysoká šířka pásu znamená skvělou průchodnost terénem, šířka a délka vozíčku pak zaručuje dobrou stabilitu. Absence odpružení pojezdových koleček na celkovém jízdním komfortu nepřidá.



Obrázek 13: Der Ziesel, model sport [42]

Tabulka 3: Technické parametry der Ziesel

| Technické parametry | Velikost | Jednotky |
|-----------------------------------|----------|----------|
| Šířka vozíčku | 1230 | [mm] |
| Délka vozíčku | 1400 | [mm] |
| Hmotnost (bez uživatele) | 340 | [kg] |
| Max. nosnost | - | [kg] |
| Max. rychlost (podle akumulátorů) | 30/35 | [km/h] |
| Max. podélný náklon | 30 | [°] |
| Špičkový výkon elektromotoru | 7 | [kW] |
| Poloměr otáčení | - | [mm] |
| Akumulátory | 8/10 | [kWh] |
| Výdrž (podle charakteru terénu) | 4 | [hod] |

Mimo dobrých jízdních vlastností výrobce nabízí možnost výběru z několika barevných variant a modelových řad. Používá dřevo na blatnících a područkách. Jako joystick je použit „space-mouse“ s 5" displayem. Design je tedy na vysoké úrovni. Bezpečnost je zajišťována čtyř-bodovými pásy, konstrukcí odolnou proti překlopení, redundantní elektronikou a brzdou na motoru. Kombinace těchto prvků činí ze Sysla velice povedené vozidlo.

Firma Mattro podvozek vyvinula jako univerzální platformu s názvem Matro Roboter Platform. Sysel tuto mírně upravenou platformu používá, lze na ní však postavit i mnoho jiných vozidel. Tato strategie ušetří v konstrukci spoustu práce (viz automobilový průmysl).

3.2 Americký trh

Americký trh je k handicapovaným lidem mnohem vstřícnější než ten evropský. Figuruje zde mnoho společností, které vyrábějí vysoké množství vozíků. Společným rysem všech nabízených vozíků je, že jsou většinou polohovatelné a poskytují invalidům potřebnou modularitu, polohovatelnost apod. Už jen pár z nich se ale dokáže protáhnout standardními dveřmi, a tak je většina z nich čistě exteriérových.

3.2.1 Action Trackchair

Tato firma má v nabídce 2 modely exteriérových vozíků. První se nazývá Trackchair, druhý Trackstander. Oba dva modely jsou nabízeny v široké škále variací, které se liší především svými rozměry a dodávaným příslušenstvím (držáky zbraní, pluhy, úložné boxy atd...).

Prvně jmenovaný Trackchair, je v nejmenší variantě NT široký 750mm, což by mu mělo umožnit vjezd i do budov a jeho polohovatelné područky pak dávají uživateli trochu flexibility. Další jeho varianty jsou robustnější a nabízejí navíc například otočitelnou sedačku. Vozíček vydrží náklon pouze 20°, takže není schopen jízdy do schodů. Trackstander je dražší variantou, která nabízí uživateli možnost napřímení těla do stoje. To je provedeno mechanismem, jehož hlavní součástí je píst přichycený mezi sedačkou a rámem vozíčku. Cena levnějšího z nich startuje na 250 000 Kč, dražší pak na 360 000 Kč.

Oba modely jsou postavené na téměř stejném podvozku. Ten je přivařen k rámu vozíků bez jakéhokoliv odpružení, pomocí naohýbaných čtvercových ocelových profilů. Všechna kola jsou k rámu pevně uchycena a neumožňují jejich přizpůsobivost terénu či odpružení. Pojezdové a zadní kolo jsou mírně vyvýšeny nad úroveň terénu pro plynulejší nájezdy na překážky. Hnací kola jsou umístěna nad úrovní terénu v horní části trojúhelníkového uspořádání pásu. Jsou poháněna dvojicí elektromotorů s úhlovou převodovkou, k jejímuž hřídeli jsou připojeny přes oldhamovu spojku. Na vozíčku je vzadu kvůli bezpečnosti umístěno kolečko navíc, které zabraňuje převrácení.



Obrázek 14: Trackstander (vlevo) a Trackchair ST (vpravo) [14]

Tabulka 4: Technické parametry modelů Trackchair a Trackstander

| Technické parametry | Trackchair | Trackstander | Jednotky |
|---------------------------------|------------|--------------|----------|
| Šířka vozičku | 750-1100 | 939-990 | [mm] |
| Délka vozičku | 1200-1320 | 1066-1500 | [mm] |
| Výška vozičku | 1050-1200 | 1090/1600 | [mm] |
| Hmotnost (bez uživatele) | 160 | 214 | [kg] |
| Max. rychlost | 6.5 | 6.5 | [km/h] |
| Max. podélný náklon vpřed/vzad | 20°/20° | 5°/20° | [°] |
| Poloměr otáčení | 0 | 0 | [mm] |
| Světlá výška podvozku | 90 | 90 | [mm] |
| Akumulátory | 2x12 | 2x12 | [V] |
| Výdrž (podle charakteru terénu) | 3 | 3 | [hod] |

3.2.2 TankChair

Firma TankChair má v nabídce stejnojmenný pásový invalidní vozík. Kromě toho nabízí také několik kolových vozíků. U konstrukce TankChairu firma použila pásový podvozek Xgen STS4, který je primárně určen pro čtyřkolky či sněžné skútry. Na vozičku je umístěna závodní sedačka, která lze sklopit, ale její náklon se nedá nijak kompenzovat vzhledem k náklonu vozičku při jízdě. Dále je osazen joystickem s LCD displejem a umožňuje nastavení područek a podnožek. Cena startuje na 450 000 Kč.

Samotný podvozek Xgen STS 4 je trojúhelníkového uspořádání, kde hnací kolo je umístěno v jeho horním vrcholu. K hnacímu kolu jsou připojeny elektromotory s úhlovou převodovkou. Skrze hnací kolo je vedena hřídel, přes kterou je celý podvozek uchycen k rámu vozičku. Hnací kolo je připojeno k dolní konstrukci rámu pomocí robustního odlitku. Ve spojení odlitek-dolní konstrukce rámu je umístěn blíže nespecifikovaný torzní pružící systém. Ten umožňuje pojezdovým a vodícím kolečkům naklápění a přizpůsobování-se terénu, v omezené míře poté funguje jako odpružení vozičku. Čtyřkolky mají celý tento podvozek zavěšený na samostatné odpružené nápravě. Vodící a zadní kola jsou uložena ve dvojici ložisek pro zachycení klopného momentu.

Pojezdová kola jsou uložena v plastovém tvarovaném spodním rámu. Zadní kolo pak přes pružinu napíná samočinně pás. Na zadní straně vozičku je kvůli bezpečnosti umístěna dvojice kol, která zabraňuje překlopení.



Obrázek 15: TankChair [37]

Tabulka 4. Technické parametry TankChairu

| Technické parametry | Velikost | Jednotky |
|--|----------|----------|
| Šířka vozičku | 1180 | [mm] |
| Délka vozičku (sedačka ve výchozí poloze) | 1420 | [mm] |
| Výška vozičku (sedačka ve výchozí poloze) | 1397 | [mm] |
| Hmotnost (bez uživatele) ocelová/hliníková | 295/205 | [kg] |
| Max. podélný náklon | 10 | [%] |
| Výkon elektromotorů | 2x0.75 | [kW] |
| Akumulátory | - | [Ah] |
| Výdrž (podle charakteru terénu) | - | [hod] |

3.2.3 TrackMaster

Voziček je nabízen firmou Track2freedom ve dvou provedeních, MK-1 a MK-1Xtreme. MK-1 svojí šířkou 750mm a dezénem pásů umožňuje jízdu v interiérech. Masivnější MK-1Xtreme je určen pro exteriérové využití a sedačka je spojena s rámem pomocí vzduchových pružin. Výkonové parametry mají oba modely stejné. Nastavitelné opěradlo, područky a podnožky jsou pro tento voziček samozřejmostí. Za příplatek výrobce nabízí rozličné příslušenství přímo pro handicapované lidi. I když dle dostupných videí voziček vydrží značný náklon, jízdu do schodů kvůli těžišti umístěném příliš vzadu nezvládne. Cenu se nepodařilo zjistit.

Podvozek je lichoběžníkového uspořádání. Jeho rám je svařen z různorodých součástí a pevně přivařen k rámu vozičku, který je naohýbán z trubek. Zadní hnací kolo je poháněno elektromotorem s úhlovou převodovkou. Vodicí kolo je uchyceno k podvozku letmo a přes šroubový mechanismus je jím napínán pás. Je také nadzvednuto nad úroveň terénu, což zajišťuje plynulejší nájezd na překážky. Pojezdová kola jsou k rámu přichycena pevně, nemají tak žádnou možnost kopírování terénu. U modelu MK-1Xtreme je použito širšího pásu se složitějším dezénem, který bude přispívat lepší průchodností terénem.



Obrázek 16: TrackMaster MK-1 [39]

Tabulka 5: Technické parametry TrackMasterů

| Technické parametry | MK-1 | MK-1X | Jednotky |
|---------------------------------|--------|--------|----------|
| Šířka vozičku | 750 | 850 | [mm] |
| Délka vozičku | 1195 | 1345 | [mm] |
| Výška vozičku | 890 | 1016 | [mm] |
| Hmotnost (bez uživatele) | 160 | 160 | [kg] |
| Max. rychlost | 6.5 | 6.5 | [km/h] |
| Poloměr otáčení | 0 | 0 | [mm] |
| Výkon elektromotorů | 2x0.75 | 2x0.75 | [kW] |
| Výdrž (podle charakteru terénu) | 2.5 | 2.5 | [hod] |

3.2.4 Ripchair 3.0

Stejně jako ScoutCrawler, tak ani RipChair 3.0 není autonomním vozítkem, nýbrž ryze exteriérovou plošinou, na kterou vozičkář najede svým klasickým vozičkem a po upevnění popruhy může RipChair 3.0 naplno využívat. Tato „pojezdová plošina“ je však nesrovnatelně masivnější a výkonnější než ScoutCrawler. Směr jízdy je ovládán joystickem a další funkce pak sadou spínačů. Firma Howe and Howe kromě standartního vybavení (držáky, světla, rám proti překlpení atd...) nabízí jednu zajímavou příplatkovou výbavu, a to stabilizační systém pro střelbu z pušky, který je ovládaný přes mobilní telefon. Jako jediný zástupce pásových vozičků je poháněn zážehovým čtyřtákním motorem. Cena základního modelu začíná na rekordních 840 000 Kč,-. Je tak nejdražším zástupcem zde recenzovaných pásových vozičků a případný zájemce by měl raději zvážit koupi off-road automobilu.

Spalovací motor je umístěn v zadní části celého vozidla. Designéři ale paradoxně volili umístění hnacích kol vpředu podvozku a pro jejich pohon místo klasické převodovky zvolili hydraulickou alternativu. Zadní a vodící kolo jsou vzhledem k rámu nezávisle odpruženy pomocí pružiny s tlumičem a měli by tak zajišťovat požadovaný komfort. Zadní horní kolo poté napíná pás, pomocí šroubového mechanismu. Podvozek nemá žádná pojezdová kolečka a tak je možné, že při jízdě po nesoudržném terénu by mohlo vozidlo mít problém se zapadnutím. Rám podvozku je svařen z ocelových profilů a pevně přišroubován k rámu vozidla.



Obrázek 17: RipChair 3.0 [30]

Tabulka 6: Technické parametry RipChairu 3.0

| Technické parametry | Velikost | Jednotky |
|---------------------------------|----------|----------|
| Šířka vozičku | 1525 | [mm] |
| Délka vozičku | 1830 | [mm] |
| Výška vozičku | 1830 | [mm] |
| Hmotnost (bez uživatele) | 570 | [kg] |
| Max. rychlost | 16 | [km/h] |
| Max. podélný náklon | 30 | [°] |
| Špičkový výkon elektromotoru | 14 | [kW] |
| Poloměr otáčení | 0 | [mm] |
| Výkon motoru | 21 | [kW] |
| Výdrž (podle charakteru terénu) | - | [hod] |

4 Koncepce pásového podvozku

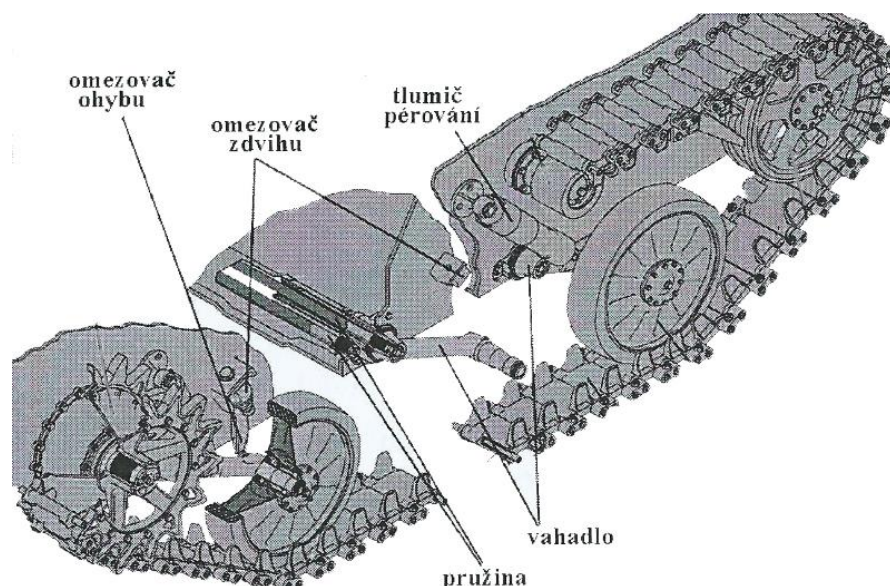
Obecně je podvozek soubor strojních skupin a agregátů, jehož účelem je zabezpečit přenos hmotnosti vozidla na vozovku, odpérování vozidla a přenos trakčních i bočních sil na vozovku. Konstrukční řešení podvozku výrazným způsobem ovlivňuje mobilitu vozidla, zejména jeho průchodnost v terénu. Má také rozhodující vliv na kmitání vozidla, což výrazně ovlivňuje pohodlí uživatele.

Podvozek je možné označit za jednu z nejvíce namáhaných částí vozidla. Z charakteru jeho činnosti jednoznačně vyplývá vysoké dynamické namáhání jednotlivých součástí. Pásový podvozek je určen pro jízdu v terénu a součásti podvozku tak budou trvale vystavovány vnějším vlivům (abrazivní prostředí jako písek, bahno, voda apod.).

Celou konstrukci podvozku lze rozdělit do dvou skupin. První skupina je tvořená závěsným ústrojím, tzv. odpružením. Druhou skupinu pak tvoří pásové pohybové ústrojí [6].

4.1 Základní části závěsného ústrojí

Závěsné ústrojí zabezpečuje odpružení vozidla. Umožňuje plynulý přenos hmotnosti vozidla na vozovku a výrazně ovlivňuje kmitání neodpružených hmot. Odpružení je velice specifická část pásových podvozků a může být realizováno mnoha způsoby. Ani konstrukce podvozku pro invalidní vozík není výjimkou, a tak bylo použito specifického zavěšení všech součástí, které je výhodné pro tuto aplikaci. Nicméně pro základní přehled čtenáře, by se dalo závěsné ústrojí konstrukčně rozdělit následovně.



Obrázek 18: Základní části závěsného ústrojí u pásového podvozku (tankový) [6]

4.1.1 Pružiny

Účelem pružiny je absorbovat energii, vzniklou v důsledku nárazu části podvozku na překážku či nerovnoměrnou jízdu a zabezpečovat stálý styk částí podvozku z vozovkou. V konstrukci pásových podvozků se můžeme setkat s mnoha typy používaných pružin. Pro těžké stroje nacházely v dřívějších dobách uplatnění pružiny listové. Dnes je již toto řešení povětšinou překonáno a využívá se pružin vinutých. Pokud je konstrukce zaměřená na vysokou odolnost a relativně nízkou cenu, lze využít torzních tyčí. U nejmodernějších strojů se používají pneumatické pružiny. Ty se výhradně v kombinaci s hydraulickými tlumiči odpružení souhrnně označují jako hydropneumatické jednotky. Mají řadu výhod, jako změna světlé výšky vozidla, náklonu korby či tuhosti pružiny.

4.1.2 Tlumiče odpružení

Tlumiče odpružení mají tlumit kmitavý pohyb korby vozidla vyvozený pružinami, v důsledku přejetí vozidla přes překážku či nerovnoměrnou jízdu. Používané typy tlumičů jsou v zásadě dva. První jsou hydraulické tlumiče, které fungují na principu škrcení průtoku kapaliny škrtícími ventily či kalibrovanými otvory. Tento typ je dnes výrobcí preferován a většinou je nabízen k prodeji v kompletu s pružinou. Druhý typ je mechanický tlumič odpružení.

4.1.3 Vahadla

Vahadlo zabezpečuje spojení pojezdného kola se základním rámem vozidla, při absenci hlavního rámu podvozku (viz kap. 4.2.1.). Mezi vahadly a korbou je umístěno odpružení. Použití vahadel závisí na konkrétní konstrukci.

4.1.4 Omezovače zdvihu

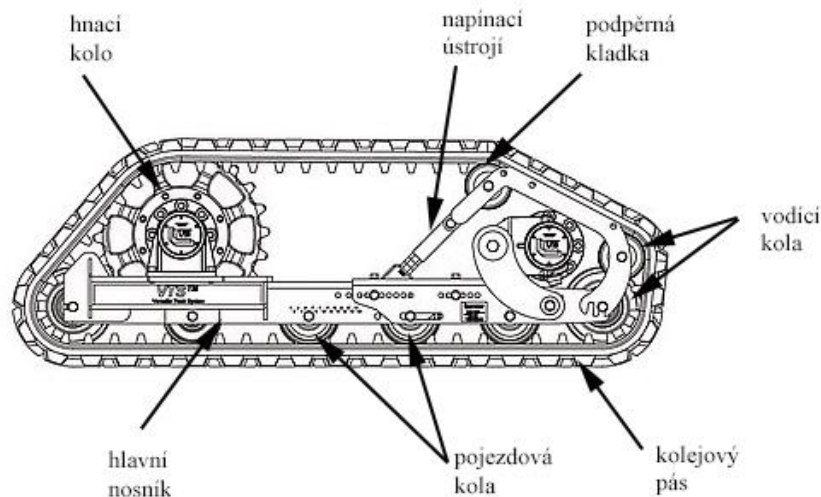
Omezovač zdvihu omezuje pohyb vahadla či přidruženého ramena na hodnotu, při které by síla v pružině, na kterou rameno či vahadlo navazuje, dosáhlo vyšší než maximální pracovní síly a pružinu by tak mohlo poškodit, popřípadě narazit do jiné části podvozku. Mohou také plnit funkci přidavné pružiny v závěrečné fázi zdvihu pružiny, čímž změní její charakteristiku na progresivní. Použití závisí na konkrétní konstrukci.

4.1.5 Omezovače ohybu

Tato součást závěsného ústrojí má za úkol omezit pohyb a namáhání kola, popř. vahadla v důsledku sil vznikajících v rovině styku pásu s vozovkou ve směru kolmém na pás. Tyto síly vznikají při jízdě po vrstevnici ve svahu či při zatáčení vozidla. Použití závisí na konkrétní konstrukci.

4.2 Základní části pásového pohybového ústrojí

Vlastní stavba podvozku lze rozčlenit do několika základních bloků, které dohromady tvoří tzv. pásové pohybové ústrojí. To zajišťuje styk pásu s vozovkou a přenos všech sil. Může být připojeno k základnímu rámu vozidla přes hlavní nosník podvozku (např. zemědělská technika), nebo bývá připojeno přímo k základnímu rámu vozidla bez jakéhokoliv hlavního nosníku (např. tanky). Základní bloky pásového pohybového ústrojí jsou následující [5].



Obrázek 19: Základní části pásového pohybového ústrojí (zn. GEHL)

4.2.1 Hlavní nosník

Hlavní nosník je stěžejní částí celého podvozku. Při jeho konstrukci je třeba dbát na dostatečnou tuhost, aby bezpečně a bez výraznějších deformací (i při přejíždění terénních nerovností) přenesl zatěžující síly. Zpravidla bývá konstruován z vytlačovaných, svařovaných či ohýbaných profilů, trubek, plechů či odlitků do komplexního ocelového celku.

4.2.2 Hnací kolo

Hnací kolo bývá napojeno na výstupní hřídel hnacího ústrojí. Jeho účelem je přenášení krouticího momentu z motoru na pás. Zabezpečuje také odvalování pásu po vozovce a tím změnu rotačního pohybu na posuvný. Povětšinou jsou konstruovány jako ozubená kola, která zapadají do zubových mezer v pásu (cévový záběr) nebo jako čepová kola, která zabírají se zuby v pásu (hřebenový záběr). Hlavní vliv na tvar má však typ použitého pásu.

4.2.3 Pojezdová kola

Tyto kola přenášejí horizontální a vertikální zatížení z vozidla na vozovku. Vedou dolní větev pásu a zabraňují svlečení pásu. Jejich počet a velikost ovlivňuje celkovou stabilitu a rozložení měrného tlaku mezi pásy a vozovku.

4.2.4 Vodící kolo

Vodící kolo zabezpečuje převíjení pásu mezi spodní a vrchní větví pásu. Je konstruováno jako hladké a vedením pásu o jeho boky se zabráňuje jeho svlečení. Konstruktivně bývá spojeno s napínacím ústrojím a pomocí vodícího kola je tak realizováno napínání pásu.

4.2.5 Napínací ústrojí

Pás se napíná kvůli zamezení jeho spadávání v různých režimech jízdy a kvůli jeho správnému vedení. Účelem napínacího ústrojí je zabezpečit správné napnutí a zamezit tím tak nadměrné namáhání pásu. Napínání pásu bývá uskutečňováno pomocí vodících kol.

4.2.6 Podpěrné kladky

Nosné kladky slouží k podpěře horní větve pásu. Ve vyšších rychlostech omezují rozkmitání pásu. Jsou konstruovány jako hladká, většinou pryžová kola. Standardně se ale nepoužívají u všech typů podvozků.

4.2.7 Kolejový pás

Účelem kolejového pásu je rozložit tíhu vozidla na velkou stykovou plochu a zabezpečit tak spolehlivý záběr s vozovkou pro přenos akcelerační a brzděné síly. Pás by měl dokonale obepínat hnací kolo a záběr s ním by měl být rovnoměrný, aby nenastávalo rozkmitání pásu. Také se musí zajistit dokonalé podélné vedení pásu, aby se zabránilo možnosti spadnutí.

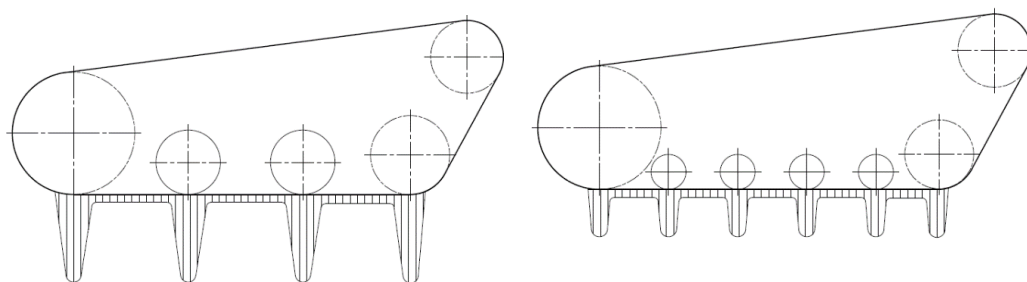
4.3 Varianty uspořádání podvozku

Uspořádáním podvozku se rozumí jeho uspořádání z hlediska umístění hnacích, vodících a pojezdových kol, dále pak ze způsobu zavěšení kol a umístění pohonu. Vhodné uspořádání jednotlivých komponent podvozku má rozhodující vliv na celkovou funkčnost, spolehlivost a splnění základních požadavků kladených na podvozek.

Za hlavní kritéria z pohledu uspořádání podvozku je možné považovat schopnost překonávání překážek, velikost a rozložení tlaku na půdu, a zatížení jednotlivých komponentů [13].

4.3.1 Počet a velikost pojezdových kol

Počet pojezdových kol významně ovlivňuje rozložení tlaku ve stykové ploše pásu a vozovky. Vyšší počet pojezdových kol zajišťuje rovnoměrnější rozložení tlaku a mezi jednotlivými pojezdovými koly budou vznikat menší tlakové špičky (obr. 20). To je výhodné zejména v situacích, kdy by se vozíček pohyboval v málo únosném prostředí, např. sněh.



Obrázek 20: Rozložení kontaktního tlaku pod pásy

Z výše uvedeného je tedy patrné, že naším záměrem bude umístění co nejvyššího počtu pojezdových koleček do konstrukce podvozku, abychom docílili dobrou průchodnost málo únosným terénem.

4.3.2 Zavěšení pojezdových kol

Způsob připojení pojezdových kol na rám podvozku, popř. vozidla má zásadní vliv na vlastnosti vozičku jak při jízdě po rovině, tak při překonávání překážek. Způsob zavěšení také ovlivňuje vzájemný poměr hmotností odpružených a neodpružených hmot vozidla, což má vliv na plynulost jízdy vozidla. Účelem každé konstrukce zavěšení pojezdových kol, by mělo být dokonalé kopírování terénu a tím zachování všech opěrných bodů pásu a vozovky.

V zásadě lze rozdělit zavěšení pojezdových kol následovně:

a) pevné

Pojezdná kola jsou kola pevně spojena s rámem a nejsou žádným způsobem odpružena. Tím pádem podvozek s tímto způsobem zavěšení ztrácí schopnost přizpůsobit se terénu, nepříznivě namáhá rám a je zde riziko přenášení hmotnosti vozidla pouze jedním kolem. Tento typ zavěšení se hodí jen na dostatečně tvrdý a po většinou rovný podklad.

b) individuální

V tomto případě je každé pojezdné kolo spojeno s rámem jednou samostatnou pružinou. Jejich pohyb je nezávislý na pohybu jiných kol. Podvozek dobře kopíruje terén, nicméně při přejetí překážky dochází k přetížení pružiny nad příslušným pojezdovým kolem a naopak k odlehčení sousedního kola. To má za následek zvýšení namáhání závěsu pojezdového kola nad překážkou a zvýšení kontaktního tlaku na půdu, což může negativně ovlivňovat průchodnost vozidla. Výhodou je jednoduchost konstrukce a příznivý poměr odpružených hmot vozidla.

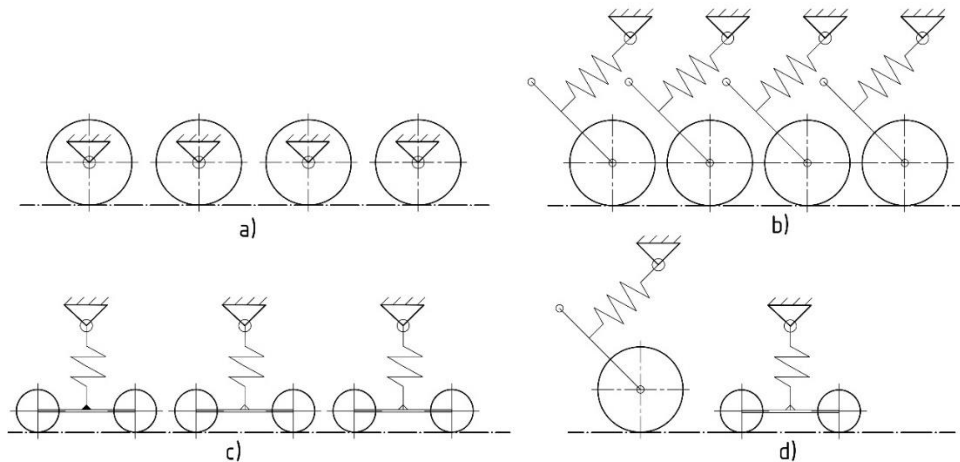
c) sdružené

Tento typ zavěšení propojuje několik pojezdových kol jednou pružinou a celé je přichyceno k rámu. Toto zajišťuje stejnou velikost přitlačné síly ve všech kolech. Při vhodném uspořádání kol do vahadlového systému je pak možné dosáhnout skvělého kopírování terénu a vedení pásu. Oba faktory pak zajišťují rovnoměrné rozložení kontaktního tlaku na půdu, což pozitivně ovlivňuje

jízdní vlastnosti. Nevýhodou tohoto uspořádání je složitější konstrukční řešení zavěšení a vyšší podíl neodpružených hmot na vozidle.

d) smíšené

Toto zavěšení kombinuje zavěšení sdružené i individuální.

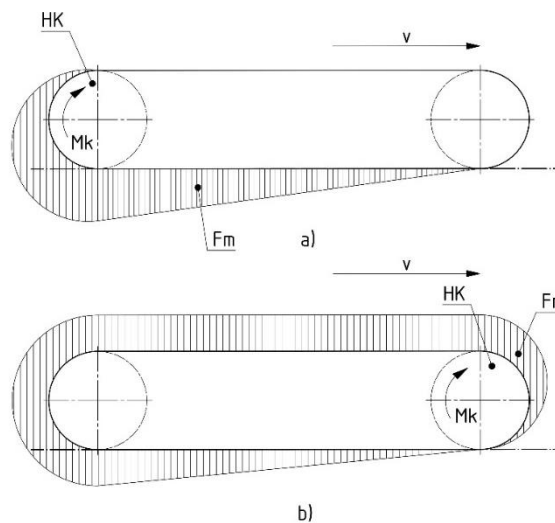


Obrázek 21: Způsoby zavěšení pojezdových kol

Z výše popsaných uspořádání se budeme při konstrukci našeho podvozku ubírat cestou sdruženého zavěšení pojezdových kol. Z již uvedených výhod v bodě c) je toto uspořádání zvolené také z ekonomických důvodů.

4.3.3 Umístění hnacího kola vpředu nebo vzadu

U umístění hnacího kola není pochyb o tom, že výhodnější umístění tohoto kola je v zadní části pásového pohybového ústrojí (obr. 22a). Při jeho umístění vzadu vzniká menší pravděpodobnost poškození při najetí vozidla na překážku nebo při čelním nárazu. Další výhodou je v namáhání pásu. Ten je hnací silou od motoru namáhán pouze ve své dolní větvi.



Obrázek 22: Umístění hnacího kola

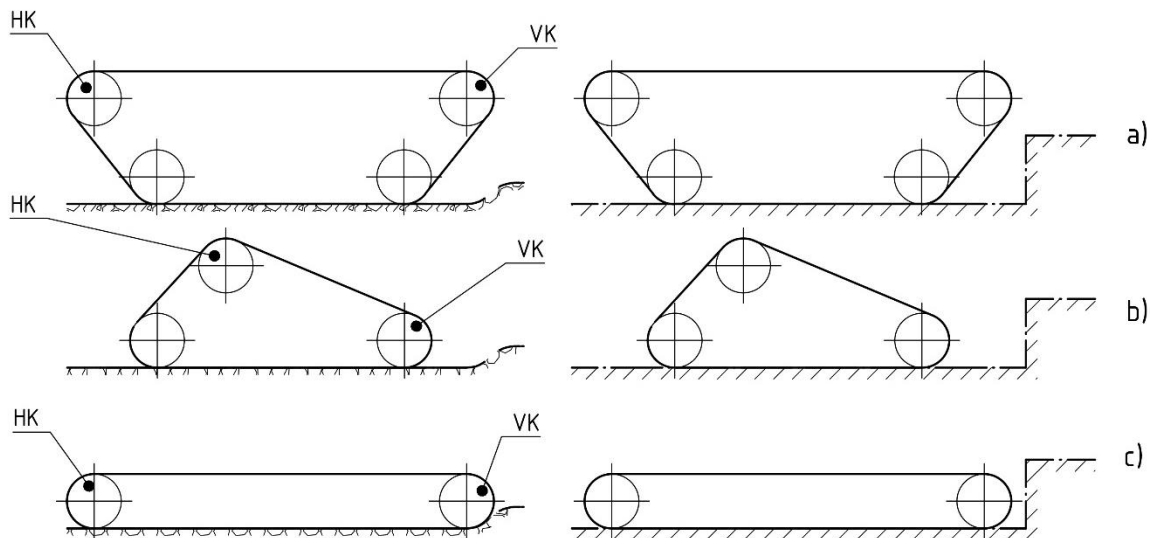
Při umístění hnacího kola vpředu (obr. 22b) je hnací silou motoru namáhán téměř celý pás. To má za následek jeho kratší životnost, ale také snížení mechanické účinnosti pásového pohybového ústrojí a tím pádem zvýšení ztrát v poháněcí soustavě vozidla. Jedinou výhodou lze spatřovat v menším kmitání horní větve, při umístění hnacího kola vpředu.

Podle výše uvedených informací se při konstrukci našeho podvozku budeme držet umístění hnacího kola vzadu.

4.3.4 Umístění hnacích a vodicích kol na nebo nad úrovní terénu

Umístěním obou kol na úroveň terénu získáváme vyšší podélnou stabilitu vozidla (obr. 23c), jelikož kola tak získávají funkci pojezdných kol a prodlužuje se styková plocha mezi pásy a zemí. Vozidlo tedy může zvládnout průjezd do strmějších svahů. Tímto uspořádáním také získáváme lepší rozložení tlaku vozidla na vozovku. Přílišná délka stykové plochy pásu s vozovkou však negativně ovlivňuje zatáčivost vozidla a klade vyšší nároky na pohon. Umístění těchto kol na terén má také za následek jejich zvýšené namáhání. Pokud tyto kola nejsou odpružena, tak zejména u hnacího kola vzniká nebezpečí poškození a negativní ovlivnění jízdních vlastností vozidla.

Umístění vodicích kol nad úroveň terénu přispívá podstatnou mírou k překonávání překážek a nerovností vozovky (obr. 23a). Nevýhody při umístění hnacího kola nad úroveň terénu, jako nižší podélná stabilita, převáží výhody v podobě nižší spotřebě výkonu při zatáčení a snazší konstrukce hnacího kola.



Obrázek 23: Překonávání překážek a nerovností při umístění kol na nebo nad úrovní terénu

Umístění těchto kol v praxi je velice individuální. Kdybychom měli použít jednotlivých variant zhodnotit, tak u pásového vozidla s velkou maximální rychlostí, hmotností a značnou délkou, které potřebují často překonávat členitý terén, se používá výhradně umístění hnacího i

pojezdového kola nad úrovní terénu (obr. 23a, bojová vozidla). U pásových vozidel s nižší maximální rychlostí, délkou a hmotností, která nepotřebují překonávat tolik členitý terén, se většinou používá umístění hnacího kola nad úrovní terénu a pojezdového kola na úrovni terénu (obr. 23b, zemědělská technika, sněžné skútry). Stroje z nízkou rychlostí, hmotností a délkou, které nepotřebují překonávat členitý terén, mohou používat umístění obou kol na úrovni terénu (obr. 23c, roboty, sněžné rolby).

U tohoto návrhu budeme vycházet z předpokladu, že voziček by měl být schopen jízdy popředu do schodů, najíždění na obrubníky, zdolávání náročného terénu apod.. Bude mít tedy pojezdové kolo umístěné nad úrovní terénu, aby byl zajištěn plynulý nájezd na překážku. Kvůli výběru pohonu a celkové stabilitě vozíku bylo zvoleno umístění hnacího kola na úroveň terénu. Obdobné uspořádání můžeme najít např. na švédském pásovém vozidle Bv 206 CDI (obr. 24), pouze s rozdílem v umístění hnacího kola vpředu, kvůli pozici motoru.



Obrázek 24: Bv 206 CDI [20]

5 Vlastní návrh pásového podvozku

V kap. 4.3 byly vybrány nejvhodnější varianty uspořádání pásového podvozku pro invalidní vozík. Ve zkratce lze základní uspořádání shrnout následovně. Je zapotřebí umístění většího počtu pojezdových koleček, zavěšeného na vahadlovém vícecestupňovém mechanismu. Hnací kolo bude umístěné v zadní stavbě podvozku a bude doléhat na úroveň terénu. Vodicí kolo v přední stavbě podvozku bude nad úrovní terénu. Těmito základními požadavky se budeme při celkovém návrhu podvozku řídit.

5.1 Cíle návrhu

Cílem návrhu je vytvořit 3D model pásového podvozku pro invalidní vozík. Tento vozík bude určen jak pro interiérové, tak exteriérové využití. Podvozek tak musí zvládnout jízdu náročnějším terénem, ale i jízdu do schodů a pohyb v omezených prostorách budov. Podvozek by také měl být do značné míry univerzální a jednoduše vyměnitelný. Tím může být použitelný i na jiných modelech vozíčků či strojů a v servise může být okamžitě vyměněn za jiný kus a až následně opraven. Vozíček bude vyráběn v kusové či malosériové výrobě, a tak musí být při návrhu podvozku vše navrhováno z běžně dostupných polotovarů a bez použití složitějších technologických operací. Šířka celého podvozku by neměla překročit rozměr 750 mm.

5.2 Návrh uchycení podvozku k základnímu rámu vozíčku

Způsob uchycení jsme se podle následujících úvah rozhodli realizovat skrze hlavní rám podvozku, který bude přichycen pomocí čepů k základnímu rámu vozíčku. Jako polotovar bude použit ocelový jekl obdélníkového průřezu.

Základní rám vozíčku není příliš robustní a primárně slouží k nesení baterií, agregátů pro pohon hydraulických jednotek, uchycení sedačky atd. Nebylo by vhodné ho tedy zeslabovat dalšími vruby v podobě otvorů ve svařených ocelových profilech. Místo toho budou na základní rám vozíčku navařeny úchyty, pomocí kterých bude tříbodově uchycen celý podvozek. Tento způsob spojení se používá např. v leteckém průmyslu, na spojení křídla a trupu. Tímto způsobem uchycení podvozku by se také měla výrazně zkrátit doba montáže a servisu.

Co se týče použitého polotovaru, mít hlavní rám podvozku vyhotovený jako odlitek či nahýbaný nebo vyformovaný z trubek by otevíralo zcela nové konstrukční možnosti. Bohužel po ekonomické stránce by to nebylo vhodné.

5.3 Návrh odpružení

Vzhledem k níže popsaným skutečnostem bude odpružení podvozku realizováno pomocí tlačné šroubovitě vinuté pružiny a hydraulického tlumiče. Oba konce pérování budou uchyceny pouze na rámu podvozku a nebudou zasahovat do základního rámu vozičku. Hnací a vodící kolo bude odpružené samostatným tlumičem s pružinou. Všechna pojezdová kola budou odpružena pomocí pákového mechanismu s tlumičem a pružinou.

Dle určených cílů návrhu v kap. 5.1, bude uchycení obou konců pérování realizováno pouze na rámu podvozku. Toto konstrukční řešení je sice výrazně náročnější, než uchycení jednoho konce pérování na základním rámu vozičku, ale splňuje tak zadané požadavky. Použité pérování by také mělo mít minimální hmotnost, aby zbytečně nezvyšovalo nároky na velikost pohonu. Toho bychom při použití listových pružin či torzních tyčí nedosáhli. Při použití tlačných pružin s tlumičem budeme mít také relativně velký výběr na trhu. Použitím stejné řady tlumičů na celém podvozku potom bude jednoduché podvozek naladit na větší či nižší tuhost výměnou pružin. Objednáním více kusů stejného tlumiče také dosáhneme výhodnější cenové nabídky.

Tlumicí systémy používané v automobilovém a motocyklovém průmyslu se nenabízejí v požadovaných rozměrech ani tuhostech. Tlumicí systémy pro jízdní kola od zahraničních firem Fox, RockShox nebo 5th Element vynikají sice svým zpracováním a skvělými charakteristikami odpružení, pro svojí cenu jsou však pro tuto aplikaci nepoužitelné. Čeští výrobci jako Benest, bohužel nabízejí tlumiče příliš dlouhé, které se do konstrukce podvozku nevešly.

Jako nejvhodnější byl vybrán hydraulický tlumič se šroubovitě vinutou tlačnou pružinou DV-6 od Asijské firmy DNM.



Obrázek 25: DNM DV-6 [17]

Tabulka 7: Parametry DNM DV-6

| popis | jednotky | velikost |
|--------------------------|----------|--|
| rozteč oko-oko | [mm] | 130 |
| zdvih | [mm] | 25 |
| hmotnost | [kg] | 0,16 |
| dostupné tuhosti pružiny | [N/mm] | 26/44/61/79 /96/131/149 /158/267 |

5.4 Návrh pohonu/hnacího kola

K požadavkům kladeným na podvozek (kap. 5.1) se logicky připojuje myšlenka udělat celý podvozek co nejméně komplikovaný a z co nejmenšího počtu dílů. Při klasickém uspořádání elektromotor → převodovka → hnací kolo by podvozek byl velice robustní a pravděpodobně by se hnací prvky musely umísťovat do základního rámu vozíčku. To znamená nesplnění zadaných cílů, zvyšování hmotnosti, složitější výrobu a montáž atd..

Vozíček bude osazen čtyřmi 12VDC gelovými olovenými akumulátory. Bylo tedy potřeba vybrat stejnosměrný elektromotor se sériovým budícím vynutím (vysoký moment při nízkých otáčkách, ve vyšších otáčkách poté moment strměji klesá). Ten může také fungovat jako generátor proudu při rekuperačním brždění, kdy motor začíná pracovat jako generátor proudu. Tyto motory se dají také dobře řídit.

Jako vhodné řešení byl vybrán momentový elektromotor. Momentový motor je zvláštním druhem bezkartáčových stejnosměrných strojů s permanentními magnety. Jelikož je zátěž přímo spojena s rotorem, bez použití převodových mechanismů, označují se tyto pohony jako přímé. Můžeme ho považovat za stočený lineární motor či klasický servomotor, avšak s velkým počtem pólů. Je to právě velký počet pólů, co umožňuje dosáhnout vysokých krouticích momentů v malých otáčkách, dokonce i v klidu (může tedy ideálně pracovat i bez využití převodovky). Motor snese vysokou míru přetížitelnosti a je vhodný pro dynamický provoz. Tyto motory se využívají především u obráběcích strojů. Své uplatnění nachází i jako přímé pohony automobilů či jízdních kol, kde jsou umístěné přímo v ráfku kola.

Ke spolupráci na vývoj momentového motoru byla vybrána firma TG drives, která se nabídla, že navrhne motor přímo na míru. Momentové motory se totiž řadí k tzv. nezapouzdřeným a většina firem je dodává bez krytu, ložisek, brzdy a čidel. TG drives je schopný motor dodat jako celek se všemi potřebnými komponenty. Během dokončování této práce na motoru stále probíhal vývoj, hlavně co se brzdy a výkonových parametrů týkalo.

5.5 Návrh pásů

Pás musí bezpodmínečně zabezpečit požadované adhezní vlastnosti v jakémkoliv terénu. Zejména v málo únosném prostředí je pak potřeba zajistit potřebnou šířku pásu a tím snížit měrný tlak mezi pásem a vozovkou. Přílišná šířka pásu však zvyšuje jízdní odpory a zvyšuje celkovou šířku vozidla. Se šířkou a strukturou pásu souvisí hmotnost. Pás se řadí mezi neodpružené hmoty vozidla a příliš vysoká váha negativně ovlivňuje jízdní vlastnosti a kmitání vozidla. Hmotnost také souvisí s nároky na pohon, kdy těžší a tužší pás klade větší odpory a spotřebuje tak více hnacího výkonu.

Obecně se pásy dělí na článkové a kontinuální. Článkové pásy se prodávají pouze s kovovou výstelkou a jsou určené pro těžké stroje. Tyto pásy nepřicházejí kvůli hmotnosti v úvahu. Kontinuální pásy již lze koupit bez ocelových výstelek. V ČR je pod různým zastoupením distribuuje pouze firma CAMSO rubber track. Bohužel jimi nabízený pás příliš nevyhovoval délkově, hmotnostně ani cenově.

Pro svoje dimenze, dezén a cenu byl nakonec vybrán pás GTR-124 asijského výrobce Gureat. Dezén na tomto pásu nebude klást přílišný odpor v příčném směru a otáčení s vozíčkem v interiérech by tím pádem nemělo tolik uškodit podlaze. Navíc by měl dezén poskytovat dobrou adhezi při jízdě do schodů.

Tabulka 9. Parametry pásu GTR-124

| popis | jednotky | velikost |
|----------------------------|----------|----------|
| celková délka pásu | [mm] | 2520 |
| šířka pásu | [mm] | 124 |
| rozteč hnacích zubů | [mm] | 70 |
| počet hnacích zubů | [-] | 32 |
| hmotnost pásu | [kg] | 5 |
| maximální nosnost | [kg] | 1000 |
| maximální rychlost vozidla | [km/h] | 40 |



Obrázek 26: pás GTR-124

5.6 Návrh pojezdných kol a vodících kol

Pojezdová kola by měla klást minimální valivý i čepový odpor a snižovat tak celkové ztráty v pásovém pohybovém ústrojí. K docílení nízkého valivého odporu je především nutná vůle mezi bokem kol a zubů pásu. Čepové tření se sníží použitím ložisek v místě uložení kol. Většina výrobců nabízí 4 typy provedení kol. S průchozí dírou, jedním radiálním kuličkovým ložiskem, dvěma radiálními kuličkovými ložisky a kluzným ložiskem.

Vzhledem ke skutečnosti, že při jízdě po vrstevnici ve svahu nebo při zatažení, bude na ložiska působit klopný moment, bylo by potřeba alespoň uložení kola ve dvou radiálních kuličkových ložiscích. Tyto kolečka jsou ale příliš široká a přesahovala by přes okraj pásu. Zvolili jsme

tedy provedení kol s průchozím otvorem, které budou nasunuta na hřídel a poté uložena do samostatných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem ve vahadlech. Ložiska budou utěsněna vhodnou záslepkou proti vniknutí nečistot.

Dlouhá životnost koleček je také jedním z důležitých faktorů. Vzhledem k charakteru zatěžení podvozku je potřeba, aby použitý materiál byl pokud možno otěruvzdorný a odolával agresivnímu prostředí (např. posolená zimní silnice). Kola také musí být lehká, takže jako použitý materiál přichází v úvahu pouze polymery.

V neposlední řadě také bylo potřeba mít jak pojezdová tak vodící kolečka ve stejném typovém provedení, aby design nepůsobil rušivým dojmem.

Průměr pojezdových kol byl zvolen tak, aby kola byla vedle sebe rovnoměrně rozestoupena a utvářela tak kompaktní dojem celého podvozku. Průměr vodících kol byl zvolen tak, aby nedocházelo k přílišnému zlomu při vracení pásu a tak k nepřiměřeným ztrátám v pohybovém ústrojí.

Na českém trhu působí celá řada prodejců, z nichž největší je TENTE. Tento výrobce však bohužel nenabízel kolečka v požadované šířce. Vhodná kolečka se našla až u německého výrobce Blickle. Pro pojezdová kolečka byl zvolen model POA 80/12G, pro vodící kola model POA 150/12G. Jsou vyrobená z tvrdého nylonu, odolného proti opotřebení a mají nízký valivý odpor.

Tabulka 10: Parametry pojezdového a vodícího kola

| popis | jednotky | POA 150/12G | POA 80/12G |
|-------------------------|-------------|-------------|-------------|
| průměr kola | [mm] | 150 | 80 |
| šířka kola | [mm] | 32 | 32 |
| šířka kola (přes náboj) | [mm] | 35 | 35 |
| nosnost | [kg] | 280 | 220 |
| průměr otvoru | [mm] | 12 | 12 |
| hmotnost | [kg] | 0.2 | 0.1 |
| tepelná odolnost | [°] | (-25)÷(+80) | (-25)÷(+80) |
| tvrdost | [° Shore D] | 70 | 70 |



Obrázek 27: Pojezdové kolo POA 80/12G (vlevo) a vodící kolo POA 150/12G (vpravo)

5.7 Návrh mechanismu zavěšení pojezdných kol

Pro konstrukci sdruženého systému zavěšení bylo třeba navrhnout mechanismus, který by spolehlivě plnil všechny požadavky (kopírování terénu, rovnoměrné rozložení kontaktního tlaku, odpružení apod...). Jako nejvhodnější volbou bylo tzv. mnohokladkové-vahadlové zavěšení. To bylo pro větší účinnost uděláno dvoustupňově (na pár vahadel navazuje další pár vahadel). Vystávala zde otázka, jak vše co nejefektivněji odpružit, nejlépe pouze za použití jednoho pérování pro všechna kola. Po inspiraci bojovou technikou bylo zavěšení uspořádáno do pákového mechanismu a pérování umístěno k vrchu.

Původní uspořádání tohoto pákového mechanismu mělo tvořit písmeno H (podle příjmení autora práce), nicméně kvůli prostorovým dispozicím podvozku musel být zvoleno uspořádání do X. Tento prvek pak dodává celému podvozku nádech „sportovního“ zařízení. Bližší popis v kap. 5.10.5.

5.8 Návrh napínání

Napínání pásu je nedílnou součástí každého vozidla postaveného na pásovém podvozku. Pro těžké stroje se používá povětšinou napínání hydraulickým válcem, pro lehký invalidní vozík však bude postačovat napínání mechanické napínání pružinou. V úvahu by ještě přicházelo napínání pomocí šroubu a matice, to by však pro invalidního člověka bylo nepraktické.

Napínací mechanismus splňuje několik důležitých funkcí. Zajišťuje správný záběr zubů pásu s hnacím kolem a zabraňuje spadávání. Na druhou stranu je příliš vysoké předpětí nevýhodné vzhledem k vytahávání pásu a příliš vysokým třecí ztrátám v pásovém pohybovém ústrojí. Pokud bereme v úvahu skutečnost, že při provozu bude často docházet k zanášení zubových mezer hnacího kola např. bahnem, které zde může značně zatvrdnout, musíme zabezpečit bezpečný přeběh zubů pásu po zanesených zubových mezerách. V opačném případě může stoupnout napětí v pásu nad únosnou mez, což by mohlo mít za následek jeho poškození, či nechtěnou deformaci samotného rámu. Toto lze realizovat buď umístěním napínací pružiny v předním teleskopickém ramenu podvozku, či excentrickým napínáním vodícího kola.

U tohoto návrhu bude použito umístění pružiny na teleskopickém rameni, což s sebou nese tu výhodu, že při nárazu vozičku do překážky se tlačná pružina bude chovat jako tlumič nárazu.

5.9 Kinematické schéma a základní rozměry navrhovaného podvozku

Celkový návrh mechanismu podvozku vychází z myšlenek popsanych v kapitolách 4 a 5. Před finálním řešením celkového mechanismu podvozku bylo pár pracovních variant, avšak po prozkoumání všech kritérií důležitých pro návrh podvozku se výsledná podoba vyselektovala do

řešení z obr. 28. Tento podvozek splňuje všechny zadané cíle návrhu. Při návrhu základních rozměrů se vycházelo primárně z délky pásu a hlavového průměru hnacího kola.

Rozvor L byl zvolen tak, aby podvozek disponoval dostatečnou stykovou plochou pásu s vozovkou a zároveň zajišťoval podélnou stabilitu a dobré jízdní vlastnosti

S tím souvisel i sklon výsuvné části předního ramena β_1 . Vyšší by příliš zkracoval stykovou plochu pásu a vozovky, nižší by nezabezpečil dostatečný nájezdový úhel podvozku.

Délka klopného ramene b_1 byla zvolena nejkratší možná, s ohledem na poloměr hnacího kola. Rozmístění kotevních bodů na základním rámu vozičku a rozvor kol L prakticky předurčili velikost klopného ramene c_1 .

Průměr hnacího kola d_1 byl dán rozměry pohonu, průměry vodících kol d_2 viz kap. 5.4, průměry pojezdových kol d_3 viz kap. 5.4.

Rozteč vodících kol e_1 se řídila celkovou délkou pásu, ale musela také zajišťovat potřebnou výšku pro najíždění na překážky.

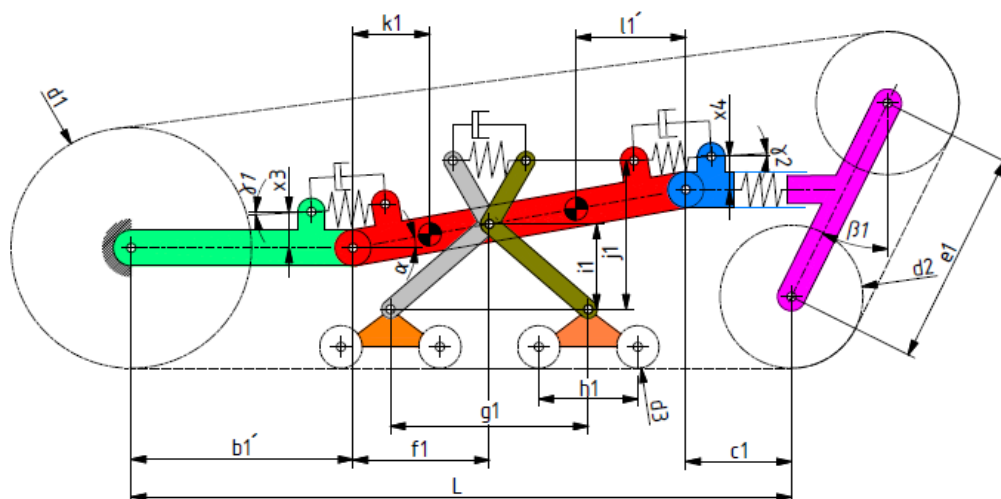
Umístění zavěšení pojezdových kol na hl. nosníku f_1 , rozteč vahadel g_1 a rozteč pojezdových kol h_1 byla navržena s ohledem na optimální rozložení tlaku mezi pásem a vozovkou, kdy šlo o to, aby rozteče mezi jednotlivými koly byly pokud možno stejné. Výška pákového mechanismu (od vahadel ke středu otáčení) i_1 se řídila umístěním zavěšení pojezdových kol f_1 , průměry pojezdových kol d_3 a rozměry vahadel pojezdových kol (oranžová). Výška pákového mechanismu (od vahadlům k pérování) j_1 byla navržena tak, aby pérování nezasahovalo do prostoru pásu.

Umístění kotevního bodu k_1 ; l_1 bylo zvolené tak, aby se těžiště celého vozičku posunulo vpřed. Zároveň ale záviselo na připojovacích rozměrech základního rámu vozičku a bylo důležité, aby pás zbytečně nepřesahoval přes rozměry vozičku.

Sklon hlavního nosníku a_1 vychází z připojovacích rozměrů základního rámu vozičku.

U velikosti sklonu zadního pérování γ_1 byla snaha přiblížit se spíše nižším hodnotám, aby veškerá síla vynaložená pružinou sloužila na zachytávání rázů při jízdě. Při vyšších hodnotách náklonu pružina vyvozuje vertikální sílu, která v konečném důsledku jen zvyšuje velikost klopného momentu, který je potřeba odpružit. Vyšší hodnoty sklonu předního pérování γ_2 naopak způsobují odlehčování předního kola. To není na škodu a tato hodnota byla volena především tak, aby spolu přední a zadní tlumič designově ladily.

Pokud jsme chtěli zachovat estetičnost celého podvozku, nemohli jsme ramena zadního i předního pérování x_3 ; x_4 navrhnout tak, aby byla v momentové rovnováze s reakcemi působícími na hnacím a vodícím kole. Zejména velikost zadního ramena x_3 by byla neúnosná. Místo toho jsme se rozhodli, že rozdíl doladíme předpětím pružin a ramena navrhne ve shodě se sklonem tlumičů $\gamma_{1,2}$.



Obrázek 28: Kinematické schéma a základní rozměry navrhovaného podvozku k tab.11

Tabulka 11: Základní rozměry navrhovaného podvozku

| | Popis (rozměry jsou uvedeny v [mm], není-li uvedeno jinak) | Rozměr |
|------------|--|--------|
| L | Rozvor mezi hnacím a spodním vodícím kolem | 734 |
| b1' | Délka zadního klopného ramena | 207,5 |
| c1 | Délka předního klopného ramena | 148 |
| d1 | Průměr hnacího kola (na hlavové kružnici) | 267,4 |
| d2 | Průměr vodících kol | 150 |
| d3 | Průměr pojezdových kol | 80 |
| e1 | Rozteč vodících kol (sklopená o úhel β) | 250 |
| f1 | Umístění zavěšení pojezdových kol na hl. nosníku (od zadního čepu) | 175 |
| g1 | Rozteč vahadel pojezdových kol | 200 |
| h1 | Rozteč pojezdových kol | 100 |
| i1 | Výška pákového mechanismu (od vahadel ke středu otáčení) | 95 |
| j1 | Výška pákového mechanismu (od vahadel k pérování) | 170 |
| k1 | Umístění zadního kotevního bodu (od zadního čepu) | 52 |
| l1' | Umístění předního kotevního bodu (od předního čepu) | 52 |
| x3 | Rameno zadního pérování | 57 |
| x4 | Rameno předního pérování | 73 |
| α_1 | Sklon hlavního nosníku | 20° |
| β_1 | Sklon výsuvné části předního ramena | 30° |
| γ_1 | Sklon zadního pérování | 10° |
| γ_2 | Sklon předního pérování | 10° |

5.10 Popis samotné konstrukce podvozku

5.10.1 Pohon/hnací kolo

Hnací kolo se skládá z momentového motoru (modrá), jehož rozměry a tvar byly vyvíjeny v kooperaci s firmou TG drives.

Silonové mezikruží (žlutá) zabezpečuje přenos krouticího momentu z motoru na pás. Vzhledem k tomu, že výrobce neposkytl k profilu zubu pásu žádné údaje, byla po fyzickém změření zubu pásu zubová mezera vymodelována jako negativ zubu pásu, s evolventním náběhem po jeho bocích. Šířka zubové mezery byla oproti šířce zubu zvětšena pro jeho snadné zapadání. Vnější průměr motoru d_1 byl navržen z rozteče mezi zuby r_z pásu následovně:

$$\frac{\pi \cdot d_1}{r_z} = \mathbb{Z}; \quad \frac{\pi \cdot 267,4}{70} = 12 \quad (1)$$

Mezi silonovým mezikružím a po jeho stranách budou vloženy ocelové pláty (šedivá), které by měly zpomalit stárnutí a opotřebování silonového bloku.

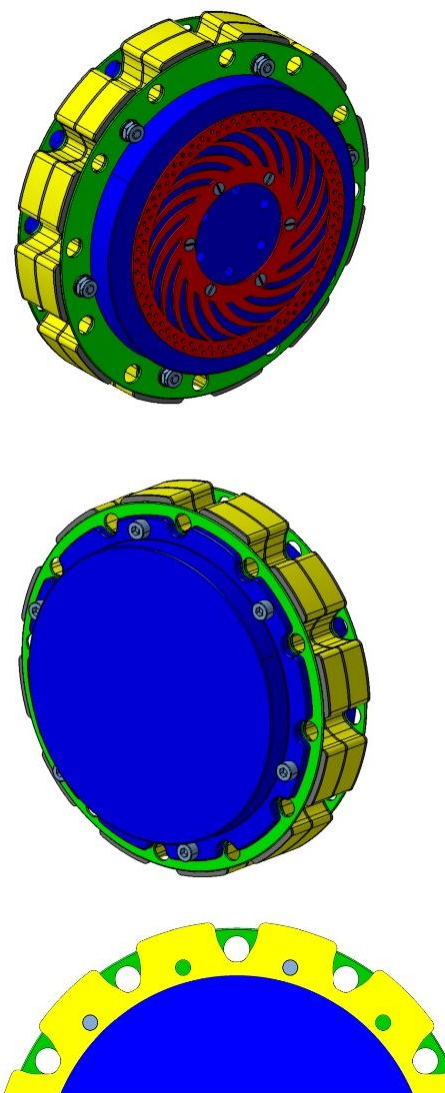
Z každé strany jsou umístěny vodící lišty (zelená), které zajišťují správné vedení pásu do záběru a jeho nevypadávání. Otvary v nich vyvrtané slouží pro odvod nečistot z místa záběru.

Všechny tyto součásti jsou sešroubované dohromady a přichyceny do rotorové části motoru, která je opatřena přírubou. Tím že není použito sváření je zajištěna relativně snadná vyměnitelnost opotřebovaných součástí a samotná montáž se zjednoduší.

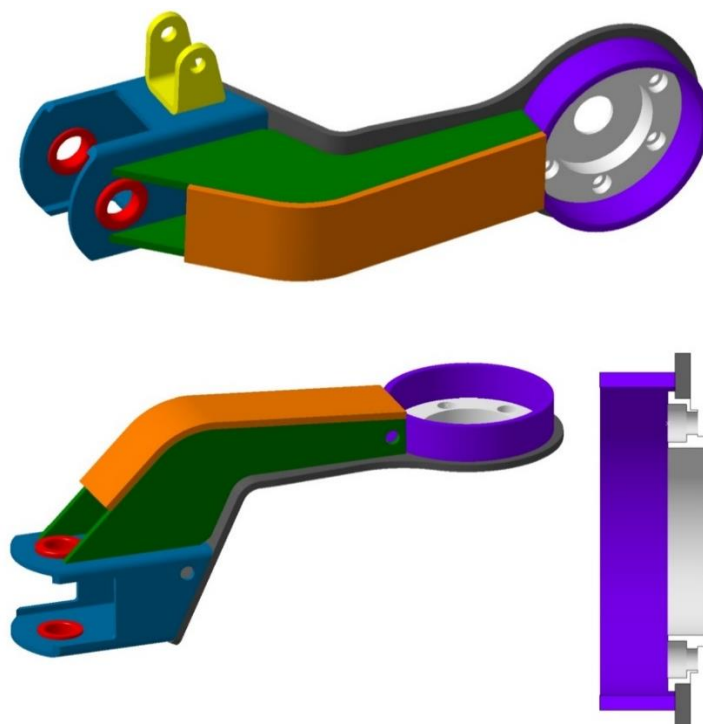
K rotorové části motoru je přichycen kotouč brzdy (červená).

5.10.2 Zadní klopné rameno

Zadní rameno je zhotoveno jako svařenec několika součástí. Sestava začíná jeklem (modrá), do kterého je vyvrtán horizontální otvor. Ten bude sloužit pro přivaření vložek (červená), ve kterých bude uchycen čep. V zadní části jeklu bude pak vyvrtán otvor pro odvod vody a nečistot.



Obrázek 29: Hnací kolo/pohon



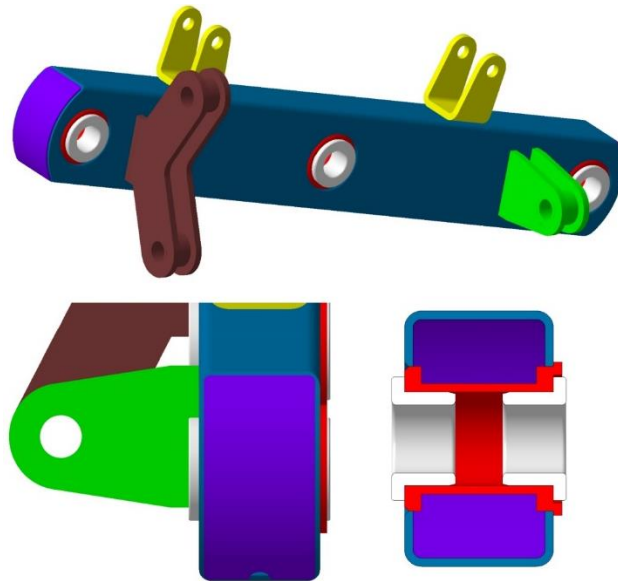
Obrázek 30: Zadní klopné rameno

Na jekl je shora přivařen držák tlumiče (žlutá). Ten je zhotoven ohýbáním z jednoho kusu plechu. Na zadní zkosenou část jeklu je zevnitř přivařen vyhnutý plech (černá), který ve své zadní části má navařenu přírubu (bílá). Ta má obrobený nejmenší průměr, který přijde zasunout do elektromotoru, aby tak vytvořil tvarovou vazbu a celé rameno nebylo uchyceno pouze na šroubech. Vnitřní dutinou příruby se k motoru přivedou napájecí kabely.

Celé rameno je vyztuženo dvojicí plechů (zelená) a ohnutým plechem (oranžová). Tato kombinace tvoří dohromady strukturu připomínající čtvercový jekl a měla by mít dobrou tuhost a pevnost v krutu i ohybu. Ze spodní strany je opět vyvrtán otvor pro odvod vody a nečistot.

5.10.3 Hlavní nosník

Základní část nosíku tvoří jekl (modrá), který má na stranách dva otvory na přichycení předního a zadního kyvného ramena, uprostřed je otvor pro uchycení pákového mechanismu pro pojezdová kola.



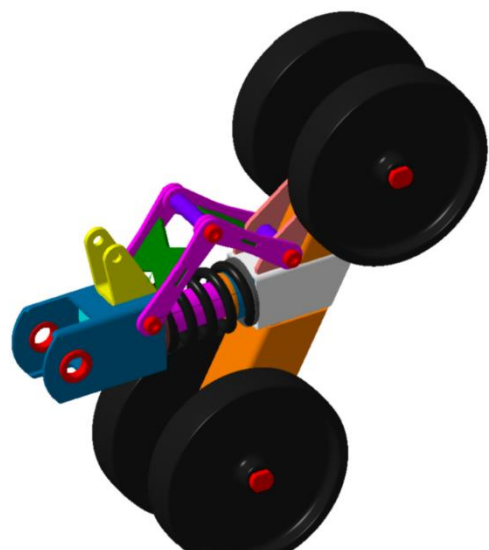
Obrázek 31: Hlavní nosník

V těchto otvorech jsou pouzdra ložisek (červené). Ty jsou z jedné strany opřeny o hlavní nosník a půjdou tak bez větších obtíží k hlavnímu nosníku přivařit. V pouzdrech jsou nalisovaná kluzná ložiska (bílá). Na vrchní straně nosníku jsou přivařeny držáky tlumičů (žlutá), které jsou zhotoveny ohýbáním z jednoho kusu plechu. Na stranách nosníku jsou přivařeny krytky (fialová), které budou zabraňovat vniknutí nečistot a vody. Spodní krytka je provrtaná, aby mohla odtékat případně zkondenzovaná voda.

K bokům hlavního nosníku jsou přivařeny držáky celého podvozku (zelená a hnědá). Tento systém uchycení by měl jít poměrně snadno a přesně přivařit k hlavnímu rámu. To vzhledem k tomu, že celý může být před přivařením vycentrován podle sousých otvorů.

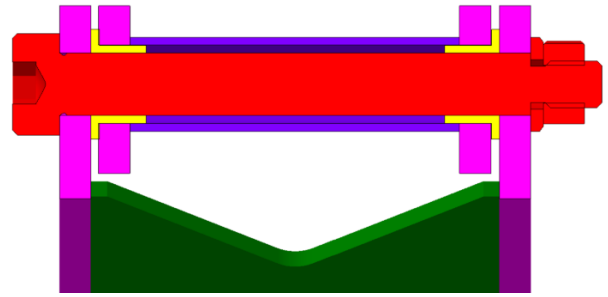
5.10.4 Přední klopné rameno s napínacím mechanismem

Přední rameno se skládá z několika dílčích podsestav. První je jekl (modrý), pomocí kterého je celé rameno uchyceno k hlavnímu rámu. V jeklu je vyvrtán horizontální otvor, který bude sloužit pro přivaření vložek (červená), ve kterých bude uchycen čep. V dutině jeklu jsou přivařeny dva segmenty (tyrkysová), ve kterých bude uložena trubka napínání (fialová). K přednímu segmentu je navíc přivařeno miska na opření pružiny (hnědá). Na vrchní straně jeklu je přivařen držák tlumiče (žlutá), který je zhotoven ohýbáním plechu.

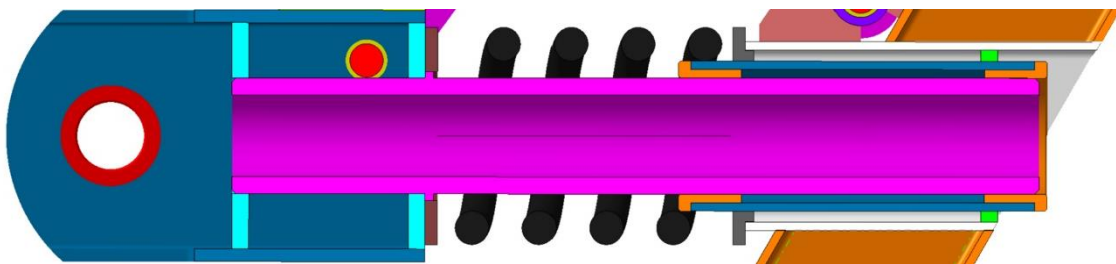


Obrázek 32: Přední klopné rameno s napínacím mechanismem

Druhou podsestavu tvoří pantograf, který je zde umístěn kvůli zachycení axiálního momentu. Je tvořen bočními rameny (fialová), které jsou uprostřed vyztuženy plechem (zelený). Pro střední čepové spojení pák je znázorněno na obr. 33. Ostatní čepová spojení jsou realizována obdobně. Čep (červená) je těsně uložen v krajních bočních ramenech. Na čepu je nalisováno kluzné ložisko (žlutá), okolo kterého se otáčí vnitřní ramena. Poloha vnitřních ramen je vymezena distanční trubičkou (fialová)

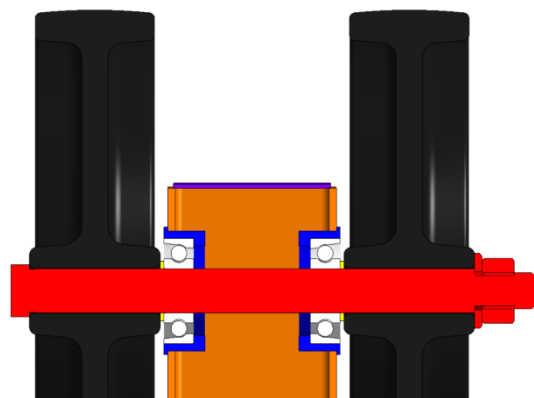


Obrázek 33: Pro střední čepové uložení pák



Obrázek 34: Napínací mechanismus

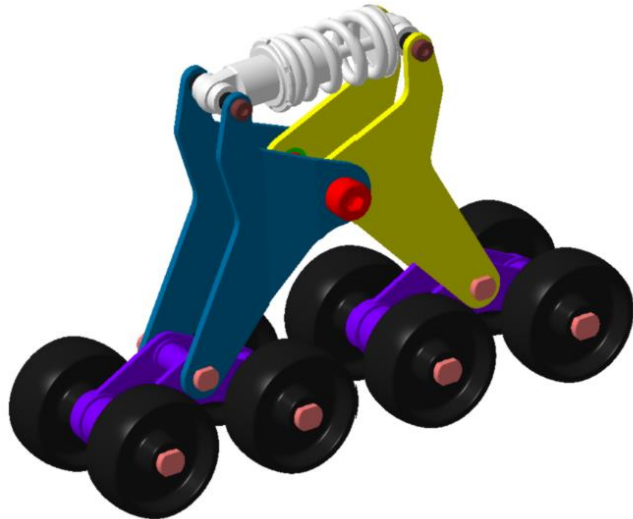
Poslední podsestavu tvoří přední výsuvná vidlice. Ta je tvořena svařením zkoseného jeklu (oranžová) a kořenového jeklu (bílá). Ty jsou vyztuženy dvěma žebry (lososová). Ke kořenovému jeklu je zleva přivařeno lůžko pro uložení pružiny (šedivá) a zprava plech (světlezelená). V nich je umístěna trubka (modrá), v níž jsou nalisována kluzná ložiska (oranžová), ve kterých se bude pohybovat trubka napínacího mechanismu. Celý mechanismus napínání se bude při montáži stahovat skrz tuto trubku a po nasazení pásu se opět uvolní. Ve zkoseném jeklu (oranžová) jsou vyvrtány horizontální otvory, ve kterých jsou přivařeny domečky ložisek (modrá). Samotná ložiska (bílá) jsou kuličková s kosoúhlým stykem. Mezi kolem (černá) a ložiskem je umístěn rozpěrný kroužek (žlutá). Předpětí v ložiscích je vyvozováno utahováním matice na konci čepu kol (červená). Zkosený jekl (oranžový) je na obou koncích zaslepen záslepkami (fialová). Ve spodní záslepce je vyvrtán otvor pro odvod zkondenzované vody.



Obrázek 35: Uložení vodicích kol

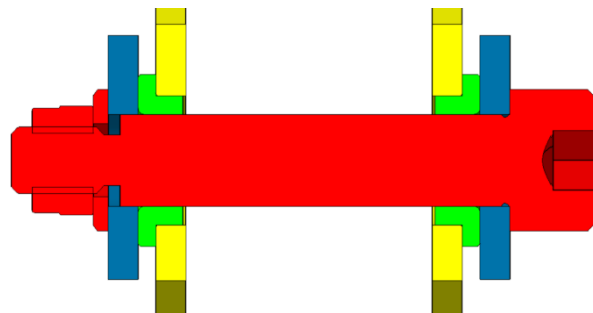
5.10.5 Pákový mechanismus

Základ pákového mechanismu tvoří dvě dvojice plechů, které dohromady tvoří písmeno X. Modrý plech je ohnutý tak, aby dohromady se žlutým tvořily jejich boky rovinnou. Tím pádem je dosaženo symetrie a navazující díly nemusí být pro každou dvojici jinak velké. V horních ocích plechů je připojen tlumič (bílá). Jeho poloha je vystředěna středícími kroužky (černá).



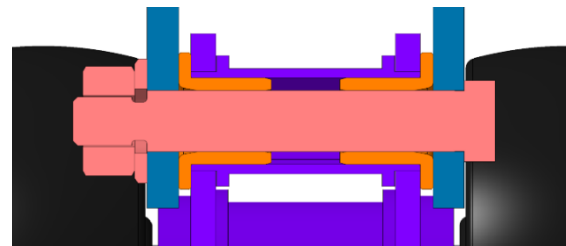
Obrázek 36: Pákový mechanismus

Pomocí prostředního čepu (červená), je celý mechanismus uchycen k hlavnímu nosníku. V hlavním nosníku je pak kluzné ložisko (není na obrázcích), ve kterém se celý čep i s modrým plechem může otáčet. Mezi plechy je vsunuto kluzné ložisko (zelená), na kterém se otáčí žlutý plech.

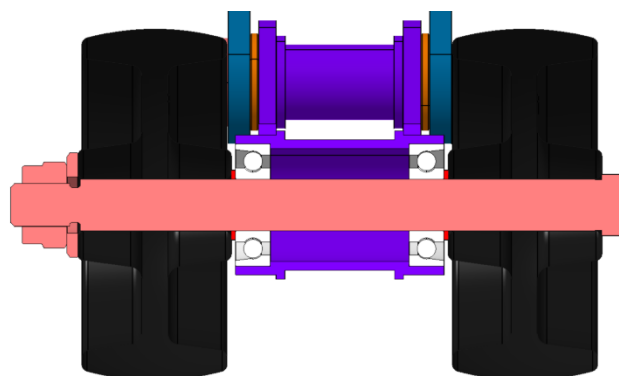


Obrázek 37: Uchycení k hlavnímu nosníku

Ve spodních rozích plechů jsou připojena vahadla (fialový svařenec). Ty jsou svařené ze dvou bočních plechů a jedné trubky v jejich vrcholu, ve které jsou zastrčena kluzná ložiska (oranžová). Ke spodní části vahadel je přivařena dvojice trubek, ve kterých bude umístěna dvojice valivých ložisek (bílá) s kosoúhlým stykem. Mezi ložisky a koly jsou umístěny rozpěrné kroužky (červená), aby kola nedoléhala přímo na ložiska. Přivařené trubky jsou opatřeny osazením, pro jejich snadné přivaření. Vše je staženo dohromady pomocí čepů (lososová).



Obrázek 38: Uchycení vahadel k plechům



Obrázek 39: Uchycení pojezdových koleček

5.10.6 Model pásového podvozku



Obrázek 40: Model pásového podvozku

6 Výpočet mechaniky pohybu

6.1 Stabilita vozidla

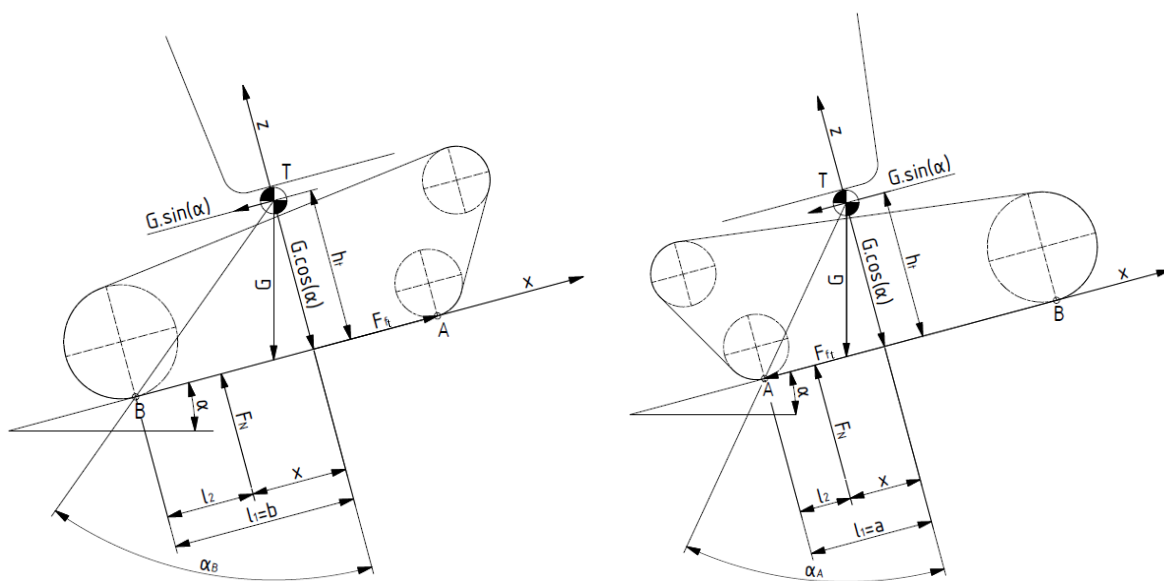
Jednou z významných vlastností pásových vozidel je pohyblivost. Ta je charakterizována mimo jiné také schopností překonávat překážky a to jak přirozené, tak i umělé. K tomu, aby tyto překážky mohli být překonány, je nutné znát mezní stav, kdy by došlo k překlopení vozidla, tzv. stabilitu. Stabilitou vozidla nazýváme jeho schopnost zachovat rovnovážnou polohu při působení momentů vnějších sil a nebo při vychýlení z rovnovážné polohy působením těchto momentů, po jejich zániku, návrat do původního rovnovážného stavu.

Podle účinků na vozidlo rozlišujeme stabilitu statickou a dynamickou, podélnou a příčnou. Při řešení statické stability je vozidlo v klidu. Při řešení stability dynamické je vozidlo ve zrychleném (zpomaleném) pohybu a projeví se účinky setrvačných sil. Stabilita podélná se řeší při vychýlení vozidla kolem příčné osy, např. při jízdě do nebo ze svahu. Stabilita příčná se řeší při vychýlení vozidla kolem podélné osy, např. při jízdě s bočním náklonem.

Při řešení stability je rozhodující poloha výslednice všech sil. Pokud tato prochází půdorysnou základnou vozidla, je vozidlo v dané situaci stabilní. Pokud výslednice projde mimo základnu, dochází k překlopení vozidla.

6.1.1 Podélná statická stabilitá

Na vozidlo stojící na svahu působí v těžišti tíhová síla, která se rozkládá na adhesní složku $G \cos(\alpha)$ a odpor proti stoupání $G \sin(\alpha)$. Adhesní složka tíhy vyvolává normálovou reakci půdy F_N a třecí sílu F_{ft} . Podle obr. 41 lze psát rov. rovnováhy (2), (3) a (4).



Obrázek 41: Podélná statická stabilita vozičku

$$\sum x: F_{ft} - G \cdot \sin(\alpha) = 0 \rightarrow F_{ft} = G \cdot \sin(\alpha) \quad (2)$$

$$\sum z: F_N - G \cdot \cos(\alpha) = 0 \rightarrow F_N = G \cdot \cos(\alpha) \quad (3)$$

$$\sum M_B: G \cdot \cos(\alpha) \cdot l_1 - F_N \cdot l_2 - G \cdot \sin(\alpha) \cdot h_T = 0 \quad (4)$$

Po dosazení rov. (3) do rov. (4) a úpravy že $x = l_1 - l_2$, dostaneme rov. (5).

$$G \cdot \cos(\alpha) \cdot x - G \cdot \sin(\alpha) \cdot h_t = 0 \quad (5)$$

Z rov. (5), dostaneme drobnou úpravou rov. (6).

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{x}{h_t}; \operatorname{tg}(\alpha_A) = \frac{a}{h_t}; \operatorname{tg}(\alpha_B) = \frac{b}{h_t}. \quad (6)$$

Úhly α_A a α_B se obecně nazývají jako tzv. podélné stabilizační úhly a používají se k hodnocení podélné stability vozidla.

Stejnou velikost podélných stabilizačních úhlů bychom obdrželi i v případě, že vozidlo jede rovnoměrnou rychlostí. Rov. (26) by bylo možné zapsat ve tvaru (7), a po dosazení rov. (3) dostáváme opět rov. (6).

$$x = \frac{1}{F_N} \cdot (F_N \cdot b - G \cdot \cos(\alpha) \cdot b + G \cdot \sin(\alpha) \cdot h_T) \quad (7)$$

Z rov. (6) je zřejmá závislost výšky těžiště h_t a vzdálenosti b , popř. a od pólu překlopení. Pro získání největšího možného podélného stabilizačního úhlu byla při konstrukci pásového podvozku snaha umístit tělo vozičku co nejnižší k zemi a snižovat tak výšku těžiště h_t . Zároveň byla snaha dodržet dostatečnou světlost podvozku, aby nedošlo k zaseknutí vozičku na terénní nerovnosti. Pro lepší stabilitu, zejména pak pro jízdu do schodů, je na vozičku umístěn mechanismus, který umožňuje pojíždět se sedačkou vozičku v podélném směru a ovlivňovat tak vzdálenost b .

Velikost podélného stabilizačního úhlu při jízdě vpřed se sedačkou ve výchozí poloze:

$$\alpha_B = \arctan\left(\frac{b}{h_t}\right) = \arctan\left(\frac{424}{415}\right) = 45^\circ, \quad (8)$$

velikost podélného stabilizačního úhlu při jízdě vpřed se sedačkou ve vysunuté poloze:

$$\alpha'_B = \arctan\left(\frac{b'}{h_t}\right) = \arctan\left(\frac{468}{415}\right) = 48^\circ, \quad (9)$$

velikost podélného stabilizačního úhlu při jízdě vzad:

$$\alpha_A = \arctan\left(\frac{a}{h_t}\right) = \arctan\left(\frac{307}{415}\right) = 36^\circ. \quad (10)$$

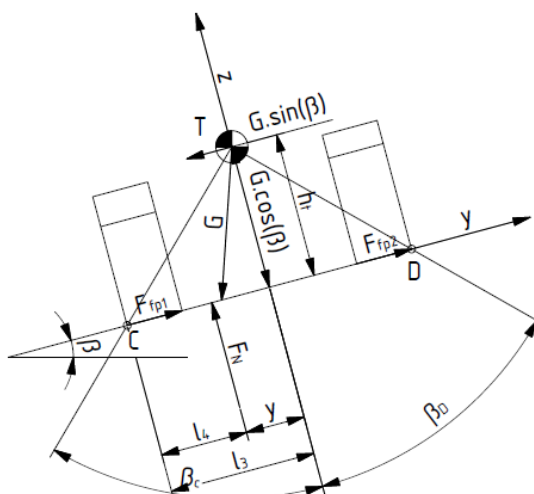
Pro podélnou stabilitu je významný součinitel adheze φ . Ten nabývá různých hodnot (viz příloha 1, pro beton např. 0,8) a omezuje podélný náklon vozidla dle rov. (11).

$$F_{ft} = \varphi \cdot F_N \rightarrow \alpha = \arctg(\varphi) = 39^\circ \quad (11)$$

Pokud tedy nenastanou mimořádně příznivé podmínky pro překlopení vozidla zvýšením součinitele odporu např. nahrnutím zeminy, nastane prokluz pásů dříve než překlopení, což je žádoucí.

6.1.2 Příčná stabilita statická

Na vozidlo s bočním náklonem působí tíha vozidla G v jeho těžišti. Tíha se rozkládá na adhezní složku $G \cos(\beta)$ a složku vyvozuující boční smyk (až překlopení) $G \sin(\beta)$. Adhezní složka tíhy vyvolává normálovou reakci půdy F_N a třecí příčné síly F_{fp1} a F_{fp2} . Podle obr. 42 lze psát rov. rovnováhy (12), (13) a (14).



Obrázek 42: Příčná statická stabilita vozičku

$$\sum y: F_{fp1} + F_{fp2} - G \cdot \sin(\beta) = 0 \rightarrow F_{fp1} + F_{fp2} = G \cdot \sin(\beta) \quad (12)$$

$$\sum z: F_N - G \cdot \cos(\beta) = 0 \rightarrow F_N = G \cdot \cos(\beta) \quad (13)$$

$$\sum M_C: G \cdot \cos(\beta) \cdot l_3 - F_N \cdot l_4 - G \cdot \sin(\beta) \cdot h_t = 0 \quad (14)$$

Po dosazení rov. (13) do rov. (14) a úpravy že $y = l_3 - l_4$, dostaneme rov. (15).

$$G \cdot \cos(\beta) \cdot y - G \cdot \sin(\beta) \cdot h_t = 0 \quad (15)$$

Z rov. (15) dostaneme drobnou úpravou rov. (16).

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{y}{h_t}; \operatorname{tg}(\beta_C) = \operatorname{tg}(\beta_D) = \frac{l_3}{h_t}; \beta_C = \beta_D = \arctan\left(\frac{343,5}{415}\right) = 40^\circ. \quad (16)$$

Úhly β_C a β_D se obecně nazývají jako tzv. příčné stabilizační úhly a používají se k hodnocení příčné stability vozidla.

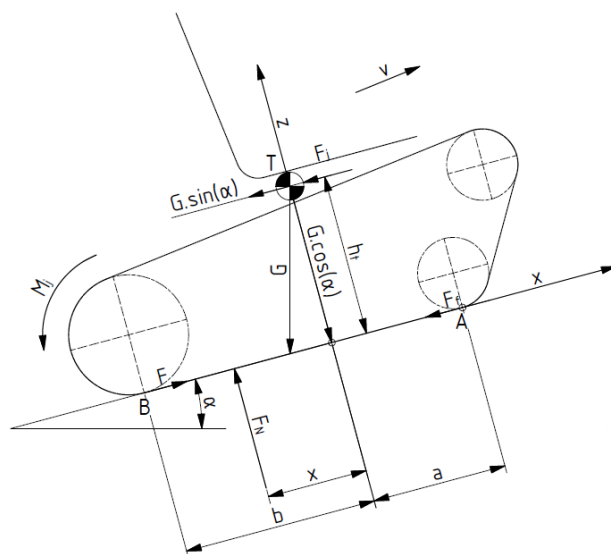
Z rov. (16) je zřejmá závislost výšky těžiště h_t a vzdálenosti l_3 . Při konstrukci pásového podvozku byly dodržovány stejné zásady jako v kap. 6.1.1, co se týče výšky těžiště. Rozměr l_3 nešel podstatnou mírou ovlivnit, neboť voziček musí být schopen projet standartními dveřmi, které mají šířku 800mm.

Pro příčnou stabilitu je významný součinitel odporu proti bočnímu smyku μ . Pro běžné povrchy dochází tak k bočnímu smyku při $\beta = 38^\circ$ [6]. Pokud tedy nenastanou mimořádně příznivé podmínky pro překlopení vozidla zvýšením příčného odporu např. nahrnutím zeminy, nastane boční smyk dříve než překlopení, což je žádoucí.

6.1.3 Podélná stabilita dynamická

Dynamická stabilita se bude projevovat při mezních stavech, a to když voziček bude zrychlovat při jízdě do kopce, nebo naopak zpomalovat při jízdě z kopce. Na akcelerující voziček na nakloněné rovině působí vnější síly a momenty podle obr. 43.

V těžišti vozičku působí tíhová síla rozložená do složek $G\cos(\alpha)$ a $G\sin(\alpha)$. Setrvačná síla F_j v těžišti působí proti směru zrychlení. Ve styku pásů s půdou vzniká síla hnací F a valivý odpor F_f . Kolmo na směr pohybu ve svém působišti je normálová reakce půdy F_N . Nakonec na soustavu působí výsledný moment setrvačných sil rotujících částí M_j (včetně pásů), které jsou v relativním pohybu vůči základně. Moment setrvačných sil je redukován na osu hnacího kola a působí proti úhlovému zrychlení.



Obrázek 43: Podélná dynamická stabilita vozičku

Setrvačnou sílu lze stanovit z rov. (17).

$$F_j = m \cdot \ddot{x} \quad (17)$$

Výsledný setrvačný moment, redukovaný na osu hnacího kola M_j určíme součtem redukovaných momentů hnacího kola, vodících kol, pojezdových kol a pásu.

Setrvačný moment k libovolnému kolu v pohybovém ústrojí rotující úhlovou rychlostí ω_p kolem vlastní osy rotace se určí z rov. (18).

$$M_{ip} = J_{ip} \cdot \varepsilon_{ip} = J_{ip} \cdot \frac{d\omega_p}{dt} \quad (18)$$

Převodový poměr i_{ip} od daného kola ke hnacímu kolu určíme z rov. (19).

$$i_{ip} = \frac{\omega_p}{\omega_k} = \frac{r_k}{r_p} \rightarrow \omega_p = i_{ip} \cdot \omega_k = i_{ip} \cdot \frac{v}{r_k} \quad (19)$$

Kde ω_k je úhlová rychlost hnacího kola, v je rychlost vozidla, r_k je poloměr hnacího kola a r_p je poloměr uvažovaného kolečka. Po dosazení rov. (19) do rov. (18) dostaneme setrvačný moment kolečka vzhledem k vlastní ose rotace, vyjádřený pomocí lineárního zrychlení vozidla. Viz rov. (20).

$$M_{ip} = J_{ip} \cdot \frac{i_{ip}}{r_k} \cdot \frac{dv}{dt} = J_{ip} \cdot \frac{i_{ip}}{r_k} \cdot \ddot{x} \quad (20)$$

Tento moment redukovaný na osu hnacího kola lze určit z rov. (21).

$$M'_{ip} = M_{ip} \cdot i_{ip} \rightarrow M'_i = J_{ip} \cdot \frac{i_{ip}^2}{r_k} \cdot \ddot{x} \quad (21)$$

Setrvačný moment pásu určíme z předpokladu, že celá hmota pásu uskutečňuje pouze přímočarý relativní pohyb, kdy zanedbáme úseky kolejového pásu v opásání kol. m_{kp} je hmotnost pásů, r_k je poloměr hnacího kola a \ddot{x} je zrychlení. Setrvačný moment kolejových pásů, redukovaný na osu hnacího kola určíme dle rov. (22).

$$M'_{KP} = m_{kp} \cdot r_k \cdot \ddot{x} \quad (22)$$

Výsledný setrvačný moment, redukovaný na osu hnacího kola pak lze zapsat jako v rov. (23).

$$M_j = M'_{KP} + M'_{ip} = \ddot{x} \cdot (m_{kp} \cdot r_k + \frac{1}{r_k} \cdot \sum_{i=1}^n J_{ip} \cdot i_{ip}^2) \quad (23)$$

Podle obr. 43 lze sestavit rov. rovnováhy (24), (25) a (26).

$$\sum x: F - F_f - F_j - G \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (24)$$

$$\sum z: F_N - G \cdot \cos(\alpha) = 0 \rightarrow F_N = G \cdot \cos(\alpha) \quad (25)$$

$$\sum M_B: G \cdot \cos(\alpha) \cdot [G \cdot \sin(\alpha) + F_j] \cdot h_t - M_j - F_N \cdot (b - x) = 0 \quad (26)$$

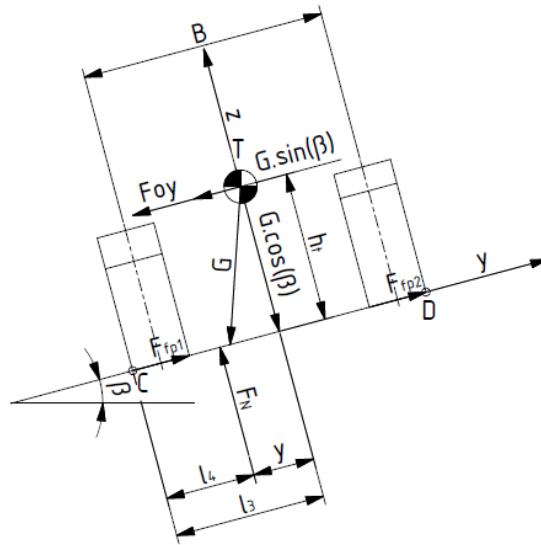
Z rov. (26) lze vyjádřit vzdálenost působíště normální reakce F_N od těžiště dle rov. (27).

$$x = \frac{1}{F_N} \{F_N \cdot b - [G \cdot \cos(\alpha) \cdot b - (G \cdot \sin(\alpha) + F_j) \cdot h_T - M_j]\} \quad (27)$$

Po dosazení číselných hodnot (viz příloha 2) zjistíme, že překlopení nastane při sklonu svahu $\alpha = 47^\circ$. Můžeme zkonstatovat, že při zrychleních, kterých vozíček momentálně dosahuje, je vliv dynamických sil na podélnou stabilitu zanedbatelný. Pokud by se v budoucnu vozíček dočkal silnějšího motoru, toto tvrzení už by platit nemuselo.

6.1.4 Příčná stabilita dynamická

Vzhledem k tomu, že síly působící na vozidlo v přímočarém zrychlujícím pohybu nevytvářejí složky, které by svými účinky měnily odvozené vztahy pro příčnou stabilitu statickou, bude uvažován případ stability dynamické při příčném překonávání svahu se zatáčením směrem do svahu. Podle obr. 44 lze psát rov. rovnováhy (28), (29) a (30).



Obrázek 44: Příčná dynamická stabilita vozíčku

$$\sum y: F_{fp1} + F_{fp2} - G \cdot \sin(\beta) - F_{Oy} = 0 \quad (28)$$

$$F_{Oy} = F_{fp1} + F_{fp2} - G \cdot \sin(\beta)$$

$$\sum z: F_N - G \cdot \cos(\beta) = 0 \rightarrow F_N = G \cdot \cos(\beta) \quad (29)$$

$$\sum M_C: G \cdot \cos(\beta) \cdot l_3 - F_N \cdot l_4 - G \cdot \sin(\beta) \cdot h_t - F_{Oy} \cdot h_t = 0 \quad (30)$$

Po dosazení rov. (29) do rov. (30) a úpravy že $y = l_3 - l_4$, dostaneme rov. (31).

$$G \cdot \cos(\beta) \cdot y - [G \cdot \sin(\beta) + F_{Oy}] \cdot h_t = 0 \quad (31)$$

Z rov. (31) můžeme dosazením za F_{Oy} získat rov. (32).

$$y = h_t \cdot \operatorname{tg}(\beta) + \frac{v_t^2}{R} \cdot \frac{h_t}{g \cdot \cos(\beta)} \quad (32)$$

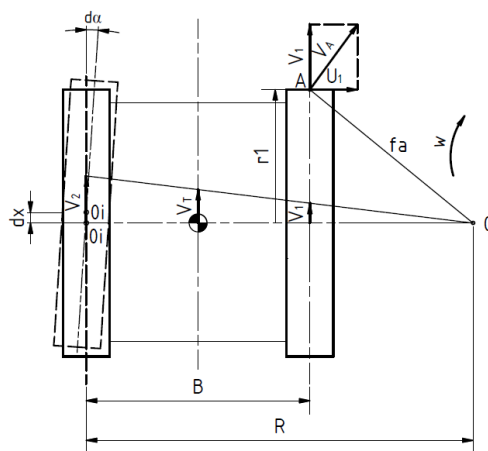
Při dosazení číselných hodnot, kdy $R = B = 563\text{mm}$, $h_t = 415\text{mm}$, $y = \frac{B}{2} = 281,5\text{mm}$ a uvažované maximální rychlosti ve svahu $v_{tmax} = 5\text{km/h}$ zjistíme, že k překlopení vozidla dojde při úhlu stoupání $\beta = 17,5^\circ$. Z rov. (32) je patrné, že se zvyšujícím se poloměrem zatáčení R či snižující se rychlostí v_t se zvyšuje stabilita vozidla.

6.2 Zatáčení vozidla

6.2.1 Kinematika zatáčení

Zatáčení pásového vozidla se uskutečňuje změnou rychlostí kolejových pásů. Pás s vyšší rychlostí (vnější) zatáčí vozidlo na stranu pásu s menší rychlostí (vnitřní). To způsobuje vznik většinou proti směru jízdy obrácené síly na pás s menší rychlostí, která spolu s hnací silou na pás s vyšší rychlostí vytváří zatáčivý moment.

Celý proces zatáčení si lze představit jako nekonečně velkou sumu nekonečně malých přímočarých posunutí pásu ve směru rychlosti a následující otočení o nekonečně malý úhel okolo bodu O_i . Tento pohyb vyvolává zvýšení jízdních odporů v důsledku zvyšování třecích sil mezi pásem a terémem či usmýkáním půdy dezénem pásu.



Obrázek 45: Základní principy kinematiky zatáčení

Relativní rychlosti pásů v_2 a v_1 budou měněny řízením rychlosti elektromotorů. Z principu bude možné měnit rychlost buď jednoho, či obou pásů současně.

Pokud označíme úhlové rychlosti hnacích kol ω_2 a ω_1 , potom celkový převodový poměr mezi hnacími koly i_{21} spočítáme dle rov. (33).

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{r_k \cdot \omega_2}{r_k \cdot \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R}{R - B} = i_{21} \quad (33)$$

Poloměr zatáčení R jako funkce známých rychlostí pásů, popř. převodového poměru i_{21} viz rov. (34).

$$R = \frac{v_2}{v_2 - v_1} \cdot B = \frac{1}{1 - \frac{v_1}{v_2}} \cdot B = \frac{i_{21}}{i_{21} - 1} \cdot B \quad (34)$$

Úhlová rychlost zatáčení vozidla se určí z rov. (35).

$$\omega = \frac{v_2}{R} = \frac{v_2 - v_1}{B} = \frac{v_T}{R - \frac{B}{2}} = \frac{v_1}{R - B} \quad (35)$$

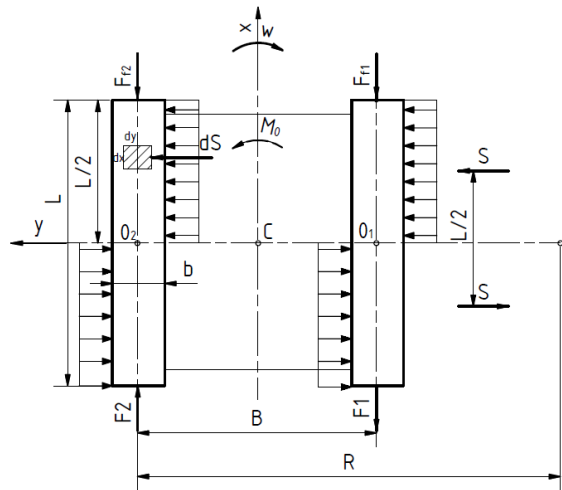
Z rov. (34) je patrné, že poloměr zatáčení nezávisí na absolutní hodnotě rychlostí, ale na jejich vzájemném poměru $(\frac{v_1}{v_2}; i_{21})$. Elektromotory musí zabezpečit změnu rychlostí pásů v prakticky jakémkoliv rozsahu. Při $v_1=0$ bude $R = B$, při $v_1 > 0$ bude $R > B$ a při $v_1 < 0$ bude $R < B$. V mezním případě kdy $v_1 = -v_2$ bude $R = \frac{B}{2}$.

Tyto rovnice poslouží k základnímu naprogramování řídicí jednotky pro elektromotory. Následné výpočty sil, které působí na podvozek při zatáčení, budou použity např. pro kontrolu výkonu elektromotorů.

6.2.2 Moment odporu proti zatáčení a síly potřebné pro zatáčení na rovině

Pro zjednodušení výpočtu budeme předpokládat následující:

- polohu těžiště na průsečnici rovin symetrií stykových ploch pásů s vozovkou,
- valivé odpory stejné jako v přímé jízdě,
- rovnoměrné rozložení zatížení vozovky pod kolejovými pásy,
- zatáčení na konstantním poloměru s konstantní hodnotou součinitele odporu proti zatáčení,
- zatáčení vozidla na rovině v malé rychlosti.



Obrázek 46: Silové poměry působící na zatáčející pás na rovině v malé rychlosti

Vnější síly, působící v tomto případě na vozidlo, jsou znázorněny na obr. 46. Příčné síly S působící proti zatáčení vytvářejí moment odporu proti zatáčení M_O . Pro vyšetření velikosti momentu odporu v obecném případě, s přihlédnutím k šířce kolejového pásu, vyčleníme na stykové ploše elementární plošku o stranách d_x a d_y . Elementární příčná síla působící ze strany vozovky na tuto plošku je vyjádřena rov. (36).

$$dS = \mu \cdot p \cdot d_x \cdot d_y \quad (36)$$

kde: μ – součinitel odporu při bočním pošunutí pásů, který se na základě experimentů v závislosti na poloměru zatáčení spočítá dle rov. (37)

$$\mu = \frac{\mu_{max}}{a_k + (1 - a_k) \cdot \frac{R}{B}} \quad (37)$$

kde: $\mu_{max} = 0,5$ [-] – součinitel pro hlinitou polní cestu, viz [7]

a_k – konstanta, jejíž velikost je rovna $0,8 \div 0,87$

R – teoretický poloměr zatáčení

p – normální zatížení připadající na jednotku stykové plochy, které se spočítá dle rov. (38)

$$p = \frac{G}{2 \cdot b_p \cdot L} = 0,0188 \text{ MPa} \quad (38)$$

kde: $G = m \cdot g = 350 \cdot 9,81 = 3433N$ - tíhová síla vozičku

$b_p = 124mm$ - šířka pásu

$L = 734mm$ - styková délka mezi pásem a terénem

Moment odporu proti zatáčení je vyjádřen (po integraci a dosazení rov. (38)) dle rov. (39).

$$M_O = 4 \cdot \int_0^b d_y \cdot \int_0^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p \cdot x \cdot dx = \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4} \quad (39)$$

Je zřejmé, že při rovnoměrném rozdělení zatížení po šířce pásu, nezávisí M_O na jeho šířce. Síla S působící na pás je tedy dána rov. (41).

$$S = \frac{\mu \cdot G}{4} = 927N \quad (41)$$

kde: $\mu = 1,08 [-]$ – pro poloměr zatáčení $R = \frac{B}{2} = 0,28m$, dle rov. (37),

$$G = m \cdot g = 350 \cdot 9,81 = 3433N - \text{tíhová síla vozičku}$$

Podélné síly F_1 a F_2 působící při zatáčení vozidla vyšetříme z rovnováhy momentů vzhledem k okamžitým pólům otáčení pásů 0_1 a 0_2 . Po dosazení za $F_{f1} = F_{f2} = f \frac{G}{2}$ získáme rov. (42) a (43).

$$\sum 0_2: (F_1 + F_{f1}) \cdot B = M_O \rightarrow F_1 = -f \cdot \frac{G}{2} + \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} \quad (42)$$

$$\sum 0_1: (F_2 - F_{f2}) \cdot B = M_O \rightarrow F_2 = f \cdot \frac{G}{2} + \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} \quad (43)$$

Z rov. (42) a (43) vyplývá několik závěrů. Síla F_2 na vnějším pásu je vždy kladná. Musí být tedy vyvozena hnacím momentem od motoru. Ten musí být vyšší, než celkový hnací moment potřebný pro přímočarou jízdu a při zatáčení je tedy elektromotor více zatížen.

Síla F_1 na vnitřním pásu je závislá na dvou členech rovnice. Bude-li druhý člen pravé strany rovnice větší, než člen první, bude síla F_1 působit proti směru pohybu pásu a bude muset být vyvozena brzděním (případně zpětným chodem motoru). Čím větší bude poloměr zatáčení, tím menší bude μ a tedy bude potřeba menší brzdná síla (výkon motoru). Výpočet síly v pásech s jejími průběhy viz příloha 4.

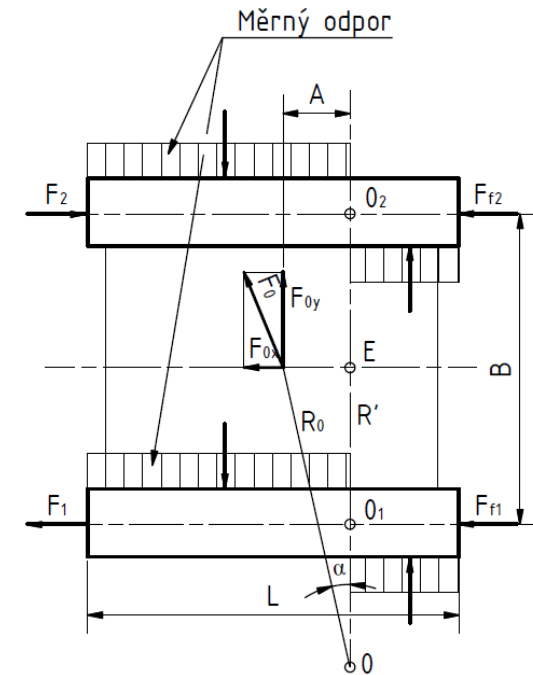
6.2.2.1 Zatáčení vozidla na rovině ve vysoké rychlosti

U vozidla, které se pohybuje vyšší rychlostí na vodorovné rovině, má na zatáčení vliv odstředivá síla (předpoklad max. rychlosti vozičku okolo 15km/h).

Na obr. 47 je znázorněno schéma na vozidlo působících sil. Odstředivá síla F_0 působí v těžišti a směřuje od středu zatáčení. Její složky je možné určit z rov. (44) a (45).

$$F_{0y} = \frac{m \cdot v_T^2}{(R - \frac{B}{2})} \quad (44)$$

$$F_{0x} = \frac{A \cdot F_{0y}}{\left(R - \frac{B}{2}\right)} \quad (45)$$



Obrázek 47: Silové poměry působící na zatačející pás na rovině ve vysoké rychlosti

Aby platila rovnováha sil, působících na vozidlo v příčném směru, je nutné, aby obrazce měrných odporů napravo, byly menší, než obrazce nalevo a aby se součet jejich výslednic rovnal složce odstředivé síly F_{0y} . Z toho plyne, že póly otáčení pásu se pošinou vpravo od příčné osy o hodnotu A . Kromě pošinutí pólů otáčení způsobuje odstředivá síla „nadzvedávání“ vnitřního pásu, který bude zatížen silou G_1 a vnější pás bude zatížen silou G_2 .

Měrné odpory proti zatačení (ekvivalenty sil S z předchozí kap.) jsou rozdílné, viz rov. (46).

$$\frac{\mu \cdot G_2}{L} \text{ a } \frac{\mu \cdot G_1}{L} \quad (46)$$

Velikost sil potřebných pro otáčení a pošinutí středu, zjistíme z rov. rovnováhy (47), (48) a (49)

$$\sum x: F_2 - F_1 - F_{f2} - F_{f1} - F_{0x} = 0 \quad (47)$$

$$\sum y: \left(\frac{\mu \cdot G_2}{L} + \frac{\mu \cdot G_1}{L}\right) \cdot \left(\frac{L}{2} + A\right) - \left(\frac{\mu \cdot G_2}{L} + \frac{\mu \cdot G_1}{L}\right) \cdot \left(\frac{L}{2} - A\right) - F_{0y} = 0 \quad (48)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{O1}: (F_2 - F_{f2}) \cdot B + F_{0y} \cdot A - \frac{F_{0x} \cdot B}{2} = \\ = \frac{1}{2} \left(\frac{\mu \cdot G_2}{L} + \frac{\mu \cdot G_1}{L}\right) \cdot \left[\left(\frac{L}{2} - A\right)^2 + \left(\frac{L}{2} + A\right)^2\right] = \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4} \left[1 + \left(\frac{2A}{L}\right)^2\right] \end{aligned} \quad (49)$$

Po dosazení valivých odporů $F_{f2} = f \cdot G_2$ a $F_{f1} = f \cdot G_1$ do rov. (47) a (49), z nich dostaneme velikost hnacích sil ve tvaru (50) a (51).

$$F_2 = f \cdot G_2 + \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} \cdot \left[1 + \left(\frac{2A}{L} \right)^2 \right] - \frac{F_{0y} \cdot A}{B} + \frac{F_{0x}}{2} \quad (50)$$

$$F_1 = -f \cdot G_1 + \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} \cdot \left[1 + \left(\frac{2A}{L} \right)^2 \right] - \frac{F_{0y} \cdot A}{B} - \frac{F_{0x}}{2} \quad (51)$$

Velikost pošnutí pólu otáčení A vyjádříme z rov. (48) jako rov. (52).

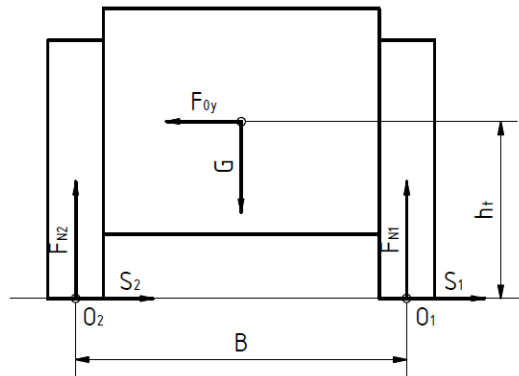
$$A = \frac{L \cdot F_{0y}}{2 \cdot \mu \cdot G} \quad (52)$$

Velikost zatížení pásů zjistíme podle obr. 48 z rov. rovnováhy (53), (54) a (55).

$$\sum x: F_{N2} - F_{N1} = G \quad (53)$$

$$\sum y: S_2 + S_1 = F_{0y} \quad (54)$$

$$\sum M_{01}: F_{N2} \cdot B - F_{0y} \cdot h_t - G \cdot \frac{B}{2} = 0 \quad (55)$$



Obrázek 48: Síly působící na podvozek ve vertikální rovině

Při extrémní situaci převrácení vozíčku, položíme v rov. (54) příčnou sílu na vnitřním pásu $S_1 = 0$, a dostaneme vztah pro maximální příčné namáhání pásového podvozku jako rov. (56).

$$S_{2max} = F_{0y} = \frac{m \cdot v_{Tmax}^2}{\left(R_{mp} - \frac{B}{2} \right)} = 2330N \quad (56)$$

kde: $v_{Tmax} = 4,16 \frac{m}{s} \left(15 \frac{km}{h} \right)$ – maximální předpokládaná rychlost

$m = 350kg$ – předpokládaná hmotnost vozíčku

$B = 0,563m$ – rozteč mezi středy pásů

$$R_{mp} = 2,88m - \text{mezní poloměr překlopení, při maximální rychlosti, viz. (57)}$$

Z rov. (50) a (51) plyne, že síla F_2 se při konstantním poloměru zatáčení se zvětšením rychlosti vozidla jednak zmenšuje (v důsledku složky F_{0y}) a jednak zvětšuje (v důsledku složky F_{0x} a síly fG_2). Praxe ukázala, že v rozsahu reálných hodnot R a v se síla F_2 zmenšuje [7].

Síla F_1 se při zvyšování rychlosti vozidla pouze zmenšuje (v důsledku působení F_{0y} a F_{0x}).

Z výše uvedeného je tedy patrné, že největší zatížení elektromotorů bude vznikat při otáčení pomalou rychlostí na místě, a naopak největší axiální síla na podvozek bude působit při zatáčení ve vyšších rychlostech.

6.2.2.2 Mezní poloměr zatáčení

Pod pojmem mezní poloměr zatáčení rozumíme takový poloměr, při kterém nastane porušení rovnováhy mezi vnějšími silami na vozidlo působícími a v důsledku toho se vozidlo buď překlopí, nebo dojde k bočnímu smyku.

Odstředivá síla F_{0y} způsobí vznik tečných reakcí půdy S_2 a S_1 (obr. 48) a vyvolá změnu normálových reakcí F_{N2} a F_{N1} . Čím větší bude odstředivá síla, tím větší bude reakce F_{N2} . Reakce F_{N1} se bude se vzrůstající odstředivou silou zmenšovat. V okamžiku, kdy F_{N1} bude nulová, vozidlo se začne překlápět kolem vnějšího pásu.

Když v rov. (55) dosadíme $F_{N1} = 0$ a F_{0y} , dostaneme teoretický mezní poloměr překlopení při maximální rychlosti vozíčku, viz rov. (57).

$$R_{mp} = \frac{2 \cdot v_{Tmax}^2 \cdot h}{g \cdot B} + \frac{B}{2} = 2,88m \quad (57)$$

kde: $v_{Tmax} = 4,16 \frac{m}{s} (15 \frac{km}{h})$ – maximální předpokládaná rychlost

$h = 0,415$ -- výška těžiště vozíčku

$B = 0,563m$ – rozteč mezi středy pásů

7 Výpočet funkčních součástí

7.1 Potřebné výkonové parametry hnacího elektromotoru

7.1.1 Tahový výpočet přímé jízdy

Z rov. (24), můžeme získat po drobných úpravách potřebný příkon motoru, resp. požadované zrychlení vozidla. Nejprve je do rov. nutné zanést hnací sílu F [N], která ale bude vyjádřena příkonem elektromotoru P_{mp} [W]. Ta je vyjádřena v rov. (58).

$$F = \frac{P_{mp} \cdot \eta_{celk}}{v} \quad (58)$$

kde: v – rychlost vozidla [m/s]

η_{celk} – celková účinnost [-], viz rov. (59)

$$\eta_{celk} = \eta_m \cdot \eta_{ppú} \quad (59)$$

kde: $\eta_m = 0,97$ [-] – účinnost elektromotoru, udávaná výrobcem

$\eta_{ppú}$ – účinnost pásového pohybového ústrojí, podle [7] určíme jako rov. (60)

$$\eta_{ppú} = 0,96 - 0,0035 \cdot v \quad (60)$$

Následně je potřeba do setrvačné síly F_j [N], která působí v těžišti vozidla zavést účinek výsledného redukovaného setrvačného momentu M_j [Nm], a to pomocí doplňkové setrvačné síly F'_j [N]. Tato síla musí být pohonem vyvozena pro rozběh všech rotujících částí pásu. Celková setrvačná síla poté bude vyjádřena rov. (61).

$$F_{jo} = F_j + F'_j \quad (61)$$

Doplňkovou setrvačnou sílu lze vyjádřit jako rov. (62).

$$F'_j = \frac{M_j}{r_k} \quad (62)$$

kde: r_k – poloměr hnacího kola [m]

Po dosazení za M_j z rov.(23) do rov. (62), můžeme psát velikost doplňkové setrvačné síly jako rov. (63).

$$F'_j = \ddot{x} \cdot \left(m_{kp} + \frac{1}{r_k^2} \cdot \sum_{i=1}^n J_{ip} \cdot i_{ip}^2 \right) = m' \cdot \ddot{x} \quad (63)$$

kde: m' – redukovaná hmotnost [kg]

Celkovou setrvačnou sílu F_{jo} [N], je vhodné vyjádřit v závislosti na setrvačné síle z rov. (64).

$$F_{jo} = \delta \cdot F_j = \delta \cdot m \cdot \ddot{x} \quad (64)$$

kde: δ - součinitel fiktivního zvětšení hmotnosti vozidla [-]

Dosazením rov. (64) a (63) do rov. (61) můžeme napsat rov. (65).

$$\delta \cdot m \cdot \ddot{x} = m \cdot \ddot{x} + m' \cdot \ddot{x} \quad (65)$$

Z rov. (65) dostaneme velikost součinitele fiktivního zvětšení vozidla jako rov. (66).

$$\delta = 1 + \frac{m_{kp}}{m} + \frac{1}{m \cdot r_k^2} \cdot \sum_{i=1}^n J_{ip} \cdot i_{ip}^2 \quad (66)$$

kde: m_{kp} je hmotnost kolejových pásů [kg], m je hmotnost vozidla [kg], r_k je poloměr hnacího kola [m], J_{ip} je moment setrvačnosti jednotlivých součástí [kg.m²] a i_{ip} je převodový poměr daného kola pásového ústrojí a ke hnacímu kolu. Výpočet viz příloha 3.

Pro zjednodušení ještě zavedeme součinitel celkových jízdnicích odporů f_c [-], který zahrnuje jak odpor vozovky f [-], tak odpor stoupání do svahu o sklonu α [°]. Viz rov. (67).

$$f_c = \sin(\alpha) + f \cos(\alpha) \quad (67)$$

Po dosazení rov.(67), (64) a (61) do rov. (24), můžeme psát velikost zrychlení vozidla jako diferenciální rov. (68).

$$\frac{P_{mp} \cdot \eta_{celk}}{v} - \delta \cdot m \cdot \ddot{x} - G \cdot f_c = 0 \quad (68)$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{\delta \cdot m} \cdot \left(\frac{P_{mp} \cdot \eta_{celk}}{v} - G \cdot f_c \right) = \frac{1}{\delta \cdot m} \cdot \left(\frac{M_{km} \cdot \eta_{celk}}{r_k} - G \cdot f_c \right)$$

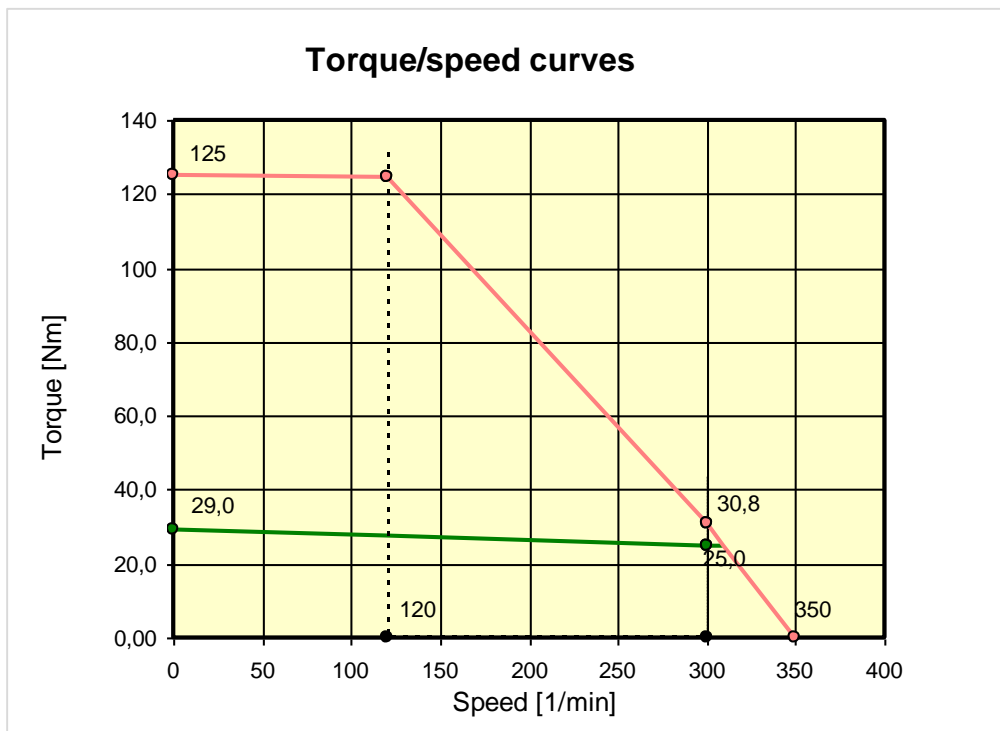
Z rov. (68) byly pro teoretické mezní stavy jízdy vypočítány potřebné hodnoty pro návrh pohonu.

První mezní stav nastane, když vozíček pojedou do schodů, které budou mít maximální sklon 35° (sklon běžného pohodlného schodiště je dle ČSN 74 3001 od 25° do 35°). Zajímá nás maximální krouticí moment, který bude muset motor při nízkých otáčkách vyvinout. Pokud budeme uvažovat, že přijatelná maximální rychlost pro stoupání vozíčku je $v = 3\text{km/h}$ (tzn. zrychlení $\ddot{x}_{(v=3)} = 0\text{m/s}^2$), získáme velikost potřebného krouticího momentu. Ten nastane při otáčkách motoru $n = 60/\text{min}$ a je roven $M_{km} = 149\text{Nm}$.

Druhý mezní stav nastává při jízdě po rovině. Zde nás zajímala velikost maximální rychlosti, kterou bude vozíček schopen dosáhnout. Náš požadavek byl, aby vozíček dosáhl maximální rychlosti alespoň $v = 15\text{km/h}$ (tzn. zrychlení $\ddot{x}_{(v=15)} \neq 0\text{m/s}^2$). Maximální rychlost nastane při

otáčkách $n = 300/\text{min}$. Výpočet s grafy viz příloha 5. Tyto údaje byly konzultovány s výrobcem.

Během dokončování této práce na motoru stále probíhal vývoj. Poslední navržená momentová charakteristika firmou TGdrives je vidět v grafu 1. S jejími zástupci jsme se ale domluvili, že motor bude upraven na požadovaný krouticí moment z přílohy 5. V opačném případě by těžší člověk musel do schodů jezdit za pomoci doprovodu.



Graf 1: Momentová charakteristika motoru

7.1.2 Tahový výpočet zatáčení

Krouticí moment elektromotorů musí být dostatečný nejen pro jízdu do svahu. Vysoké nároky na motor jsou kladeny i při zatáčení na rovině. Při zatáčení ve svahu budou potřebné hnací síly menší, než při zatáčení na rovině. Také se zvýšením rychlosti zatáčení klesají potřebné hnací síly.

S přihlédnutím k těmto skutečnostem budeme při výpočtu uvažovat zatáčení vozidla na rovině, se zanedbáním odstředivé síly. Vozíček potom bude mít velmi dobré zatáčecí vlastnosti i při jízdě ve svahu a bočním náklonu. Navíc zde vznikne, zanedbáním odstředivých sil, jistá rezerva výkonu.

Potřebný příkon pro zatáčení se tedy pro každý pás zvlášť spočítá z rov. (69).

$$P_{mp1,2} = \frac{F_{1,2} \cdot v_{1,2}}{\eta_{celk}} \leq P_{mpmax} \quad (69)$$

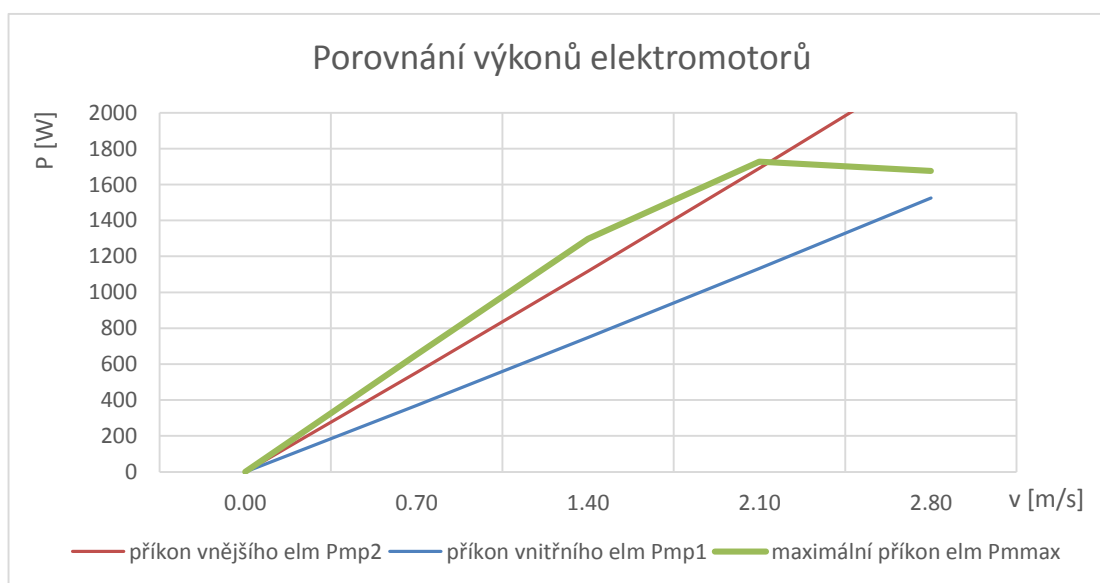
kde: $F_{1,2}$ - síly působící při zatáčení v nízké rychlosti na jednotlivých pásech (viz příloha 4)

$v_{1,2}$ – rychlost pásů [m/s]

η_{celk} - celková účinnost, viz (59)

Budeme uvažovat případ, kdy voziček bude zatáčet na nejmenším možném poloměru otáčení $R=B/2$. Bude nás zajímat, jestli motory budou mít dostatek krouticího momentu na roztočení pásů, respektive jakou max. rychlost pásů vyvinou, při uvažování špičkového krouticího momentu z momentové charakteristiky (viz graf 1). Pro zvyšující-se poloměry otáčení se bude potřebný výkon elektromotorů snižovat.

Podle rov. (33) zjistíme, že rychlosti pásů $v_1 = -v_2$. Protože potřebný příkon na vnějším páse při zatáčení P_{mp2} je větší jak příkon ve vnitřním páse P_{mp1} , spočítáme maximální možnou rychlost vnějšího pásu v_2 , a té se bude muset rovnat rychlost vnitřního pásu v_1 .



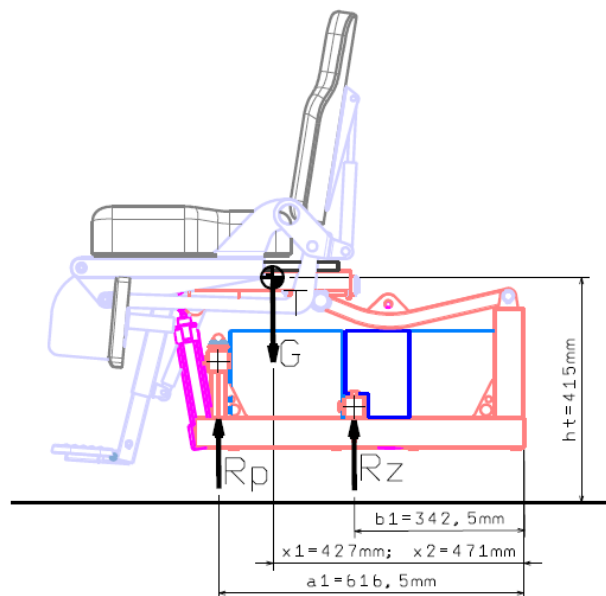
Graf 2: Porovnání výkonů elektromotorů

Z grafu vyplývá, že pásy se můžou při otáčení na místě otáčet maximální rychlostí $|v_1| = |v_2| = 2,1m/s$. Do této rychlosti elektromotory budou poskytovat dostatečný výkon pro otočení na místě. Navržené motory tak svojí charakteristikou vyhovují potřebám vozičku.

7.2 Výpočet zatížení rámu

Určení zatížení rámu je stěžejní krok pro správné nadimenzování všech součástí. V první řadě je tedy důležité najít těžiště těla vozičku (bez podvozku) a s uživatelem. V programu Catia

V5 byla pomocí ergonomického modulu navržena manekýna evropského muže v sedě s hmotností $m_{\xi}=120\text{kg}$. Samotné tělo vozíčku vážilo ve fázi návrhu 170kg , nicméně pro pozdější úpravy by bylo nevýhodné počítat jen s touto hmotností. Proto byla uvažována hmotnost těla vozíčku $m_v=230\text{kg}$ se stejným rozložením hmoty. Numerickým výpočtem bylo pak zjištěno umístění těžiště celého rámu vozíčku i s uživatelem. Vzhledem ke skutečnosti, že se se sedačkou dá pojíždět po ližinách o 150mm , bylo umístění těžiště určeno pro obě krajní polohy x_1 a x_2 .



Obrázek 49: Umístění těžiště těla vozíčku

Podle obr. 49 byly sestaveny rov.rovnováhy (70) a (71) pro výpočet reakcí na polovinu podvozku.

$$R_z = \frac{G}{2} - R_p \quad (70)$$

$$R_p = \frac{\frac{G}{2} \cdot (x_{1,2} - b_1)}{(a_1 - b_1)} \quad (71)$$

Tíhová síla těla vozíčku s člověkem je dána rov. (72).

$$G = (m_{\xi} + m_v) \cdot g = m \cdot g = (230 + 120) \cdot 9,81 = 3434\text{N} \quad (72)$$

Po dosazení proměnných do rovnic rovnováhy spočítáme velikosti reakcí, jejichž velikost vidíme v následující tabulce.

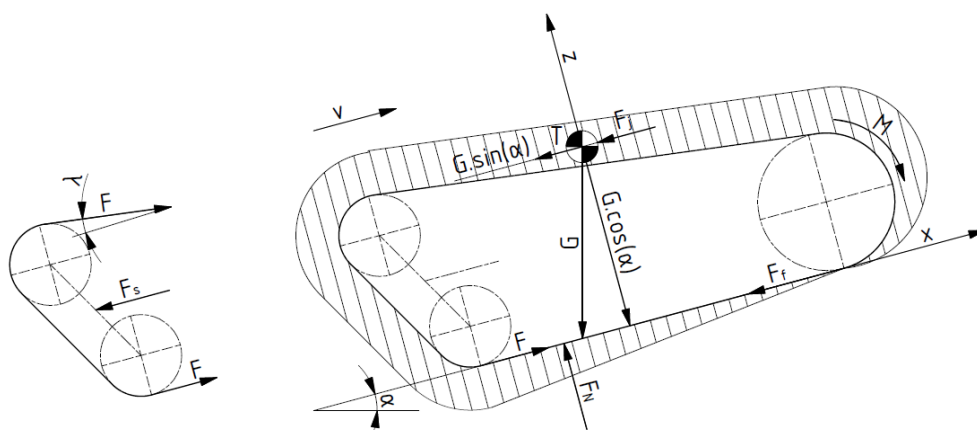
Tabulka 12: Reakce na 1/2 podvozku podvozku

| | Těžiště v poloze x_v | Těžiště v poloze x_p |
|-----------|------------------------|------------------------|
| R_p [N] | 530 | 805 |
| R_z [N] | 1189 | 912 |

7.3 Napínání pásu

7.3.1 Výpočet napínací síly

Správné určení minimální napínací síly je velice důležité, nemá-li docházet k neustálému pohybu vodící kladky v důsledku změny napětí v pásu. Napínací síla je rovna součtu sil v horní a dolní větvi pásu na vodících kladkách. Pružina nesmí při běžné provozu propružovat, a to ani při maximálním zatížení. To nastává při couvání vozíku (jízda hnacím kolem vpředu) do stoupání při současném působení maximálních zrychlujících sil.



Obrázek 50: Napětí v pásu, síly působící na pružinu napínání

Podle obr. 50 sestavíme rov. rovnováhy (73).

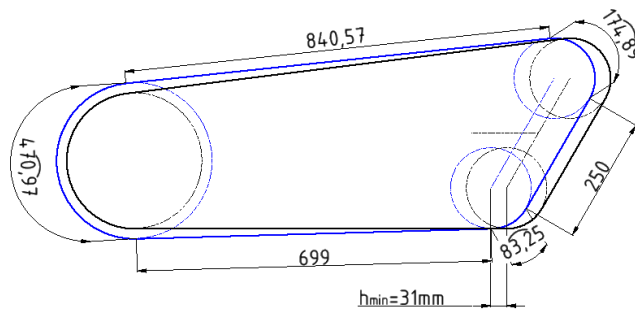
$$\sum x: F - F_f - F_j - G \cdot \sin(\alpha) = 0 \rightarrow F = F_f + F_j + G \cdot \sin(\alpha) \quad (73)$$

Poté se síla napínání, pro polovinu podvozku spočítá dle rov. (74) (dosazení viz příloha 7).

$$F_S = \frac{1}{2} \cdot [F + F \cos(\lambda)] = 2137N \quad (74)$$

7.3.2 Výpočet zdvihu napínací pružiny

Aby mohl pás přeběhnout přes hlavovou kružnici hnacího kola v extrémním případě zanesení zubů, musí mít pružina minimální zdvih. Ten je rovný rozdílu délky stlačeného a nestlačeného předního výsuvného ramene, pokud předpokládáme, že pás je dokonale tuhý a odpružená ramena vozíčku se se nepohnou. Modrá kontura na obr. 50 reprezentuje stlačený stav, černá výchozí. Pás má v obou stavech délku $L_p=2520\text{mm}$.



Obrázek 51: Zdvih pružiny napínání

7.3.3 Návrh napínací pružiny

Vzhledem ke značnému předpětí pružiny, uvažujeme při výpočtu typ namáhání pružiny jako statický. Podle doporučení [1] by maximální statická síla vyvozená na pružinu u vytvrzených a zušlechťených materiálů neměla přesáhnout 50% maximálního zatížení s ohledem na životnost. Při výpočtu minimálního zdvihu pružiny v kap. 7.3.2 nebylo uvažované pružení pásu ani pohyb odpružených ramen u pásového pohybového ústrojí. Tyto okolnosti by pásu umožnili přeběhnout po hnacím kole dříve, než by pružina dosáhla maximálního zdvihu při $h_{min} = 31mm$. Navíc se pružina v extrémním případě může stlačit až na dosednutí závitů. Takže aby pružina nebyla zbytečně masivní, byl zvolen efektivní minimální zdvih $h_{minef} = 25mm$.

Pružina by měla mít takovou statickou výchylku, aby dokázala pokrýt změny délky pásu v důsledku jeho vytahávání či pohybu celého systému odpružení. Tato hodnota byla zvolena na $h_{stat} = 23mm$ (48% celkového namáhání).

Maximální zatížení pružiny viz rov. (75).

$$F_8 = \frac{F_S}{h_{stat}} \cdot (h_{stat} + h_{minef}) = \frac{2137}{25} \cdot (23 + 25) = 4103N \quad (75)$$

Jako materiál pružiny byl zvolen 14 260, který je vhodný pro odpružení automobilů a obložení aktivních částí stavebních a zemědělských strojů. Má vysokou pevnost a otěruvzdornost. Pro korozní odolnost se nastříká zinkovým lakem a barvou. Výpočet pružiny viz příloha 10.

7.4 Návrh odpružení rámu

Pro optimální funkci tlumiče by mělo nastat jeho stlačení o tzv. pokles (pokles by měl tvořit 20% ÷ 30% celkového zdvihu tlumiče, zvoleno 30%). To znamená, že pokud je délka nestlačeného tlumiče $L_{oko-oko} = 130mm$ a jeho zdvih je $25mm$, tak výchozí délka tlumiče zabudovaného v rámu by měla být dle rov. (76).

$$L_{oko-oko-vychozi} = 130mm - 0.3 \cdot 25mm = 122,5mm \quad (76)$$

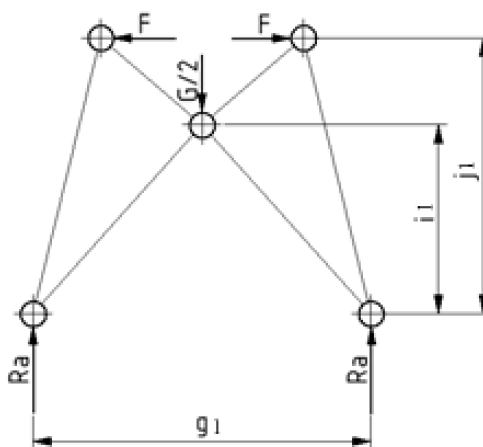
Stlačení pružiny při výchozím zatížení viz rov. (77).

$$x_p = 0,3 \cdot 25\text{mm} = 7,5\text{mm}. \quad (77)$$

Šroubením po obvodu tlumiče se pak bude moci zvyšovat předpětí pružiny, podle hmotnosti uživatele. Pro výpočet pružiny bude uvažováno nulové předpětí, čímž vznikne jakási rezerva v možném zvyšování tuhosti pérování.

7.4.1 Předběžný návrh odpružení pojezdových koleček

Návrh odpružení je proveden pro případ najetí na překážku, na které voziček bude polovinu svojí váhy přenášet pouze pomocí pojezdových koleček pásu. Proto budeme tuto sílu uvažovat při 50% stlačení tlumiče i pružiny (tj. o 20% ze zabudovaného stavu)



Obrázek 52: Pákový mechanismus

Z rovnováhy sil na obr. 52 vyplývá, že reakce v podporách je:

$$R_A = \frac{G}{4} = \frac{350 \cdot 9,81}{4} = 858 \text{ N} \quad (78)$$

Síla v pružině, při 50% stlačení tlumiče se vypočítá:

$$F_{50\%} = \frac{R_A \cdot \frac{g_1}{2}}{(j_1 - i_1)} = \frac{858 \cdot 100}{(163 - 93)} = 1250 \text{ N} \quad (79)$$

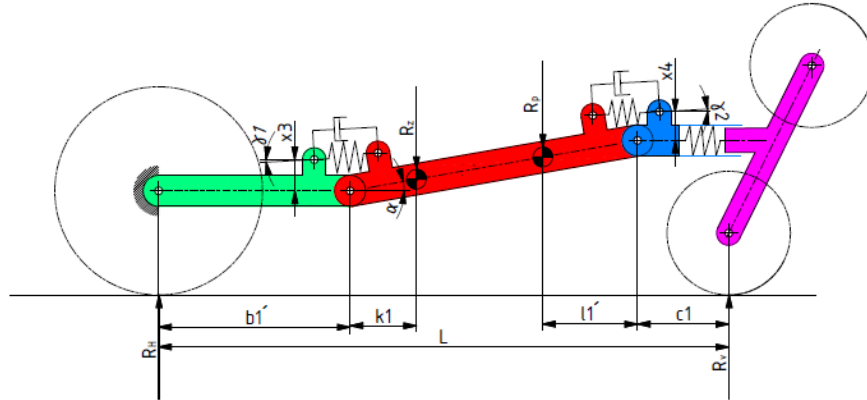
Tuhost pružiny, při 50% stlačení tlumiče je:

$$k = \frac{F_{50\%}}{y_t} = \frac{1250}{0,5 \cdot 25} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (80)$$

Tato hodnota tuhosti byla použita při numerické simulaci podvozku. Vzhledem k tomu, že ve výchozím stavu voziček přenáší nejvíce hmotnosti právě přes pojezdová kola a v návrhu nebyly uvažovány působící reakce od krajních tlumičů, se tato hodnota ukázala jako nedostatečná. Při statickém zatížení nevyhovovalo posunutí podvozku, a tak musela být její tuhost zvětšena.

7.4.2 Předběžný návrh odpružení hnacího a vodícího kola

Návrh odpružení vychází z extrémního případu, kdy vozíček stojí pouze na hnacím a vodícím kole (např. v příkopu), bez podepření vodícími kolečky. Poloha těžiště se uvažuje pro hnací kolo se sedačkou ve výchozí poloze a pro vodící kolo se sedačkou vysunutou vpředu (viz tab. 12). Proto budeme tuto sílu uvažovat při 50% stlačení tlumiče i pružiny (tj. o 20% ze zabudovaného stavu).



Obrázek 53: Reakce na hnací a vodící kolo

Z rovnováhy momentů na obr. 53 vyplývá, že reakce v podporách jsou:

- sedačka ve výchozí poloze, těžiště v poloze x_v

$$R_H = \frac{R_Z \cdot (L - b_1' - k_1) + R_P \cdot (l_1' + c_1)}{L} \quad (81)$$

$$R_H = \frac{1189 \cdot (734 - 207,5 - 52) + 530 \cdot (52 + 148)}{734} = 913N$$

- sedačka vysunutá dopředu, těžiště v poloze x_p

$$R_V = \frac{R_P \cdot (L - l_1' - c_1) + R_Z \cdot (b_1' + k_1)}{L} \quad (82)$$

$$R_V = \frac{805 \cdot (734 - 52 - 148) + 912 \cdot (207,5 + 52)}{734} = 908N$$

Síly v pružinách při 50% stlačení dostaneme uvolněním ramen a následných rovnic momentové rovnováhy k čepovým uložení:

- zadní pružina

$$F_{z50\%} = \frac{R_H \cdot b_1'}{\cos(\gamma_1) \cdot x_3} = \frac{913 \cdot 207,5}{\cos(10) \cdot 57} = 3374N \quad (83)$$

- přední pružina

$$F_{p50\%} = \frac{R_p \cdot c_1}{\cos(\gamma_2) \cdot x_4} = \frac{908 \cdot 148}{\cos(10) \cdot 73} = 1869N \quad (84)$$

Tuhost pružin při jejich 50% stlačení tlumiče je:

- zadní pružina

$$k_z = \frac{F_{z50\%}}{y_t} = \frac{3374}{0,5 \cdot 25} = 270N/mm \quad (85)$$

- přední pružina

$$k_p = \frac{F_{p50\%}}{y_t} = \frac{1869}{0,5 \cdot 25} = 149,5N/mm \quad (86)$$

Tyto hodnoty tuhostí byly použity při numerické simulaci podvozku. Přední pružina svou tuhostí vyhovovala, nicméně zadní byla zbytečně tuhá a pérování nedosahovalo optimálního poklesu. Její tuhost byla snížena s tím, že se případně zvýší předpětím pružiny.

8 Numerická simulace chodu podvozku

Princip fungování celého mechanismu podvozku byl v této chvíli již jasný. Nyní bylo třeba zjistit, jestli navržené pružiny budou vyhovovat při skutečném zatížení podvozku. Při malé tuhosti pružin by se mohl mechanismus podvozku deformovat, pás by ztrácel tvar a docházelo by k nefunkčnosti celého mechanismu. Při vysoké tuhosti pružin by byl celý podvozek naopak zbytečně tuhý a pérování by správně neplnilo svou funkci. Bylo tedy třeba zjistit posunutí hlavních členů podvozku při známém zatížení podvozku a dané tuhosti pružin.

Další věcí nezbytnou k návrhu podvozku bylo určení velikosti zatížení jednotlivých komponentů, které bude použito jako vstup k následné pevnostní kontrole jednotlivých součástí.

Simulace chodu a zatížení podvozku byla provedena v SW Creo Parametric 2.0.

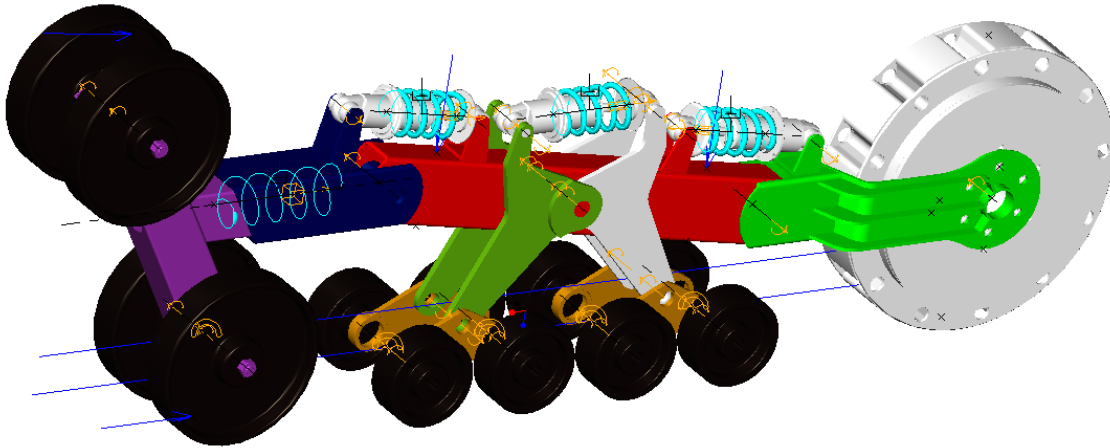
8.1 Vytvoření simulačního modelu

Nejprve bylo potřeba všechny díly převést do universálního formátu, abychom byli schopní díly vymodelované v Catii V5R19 otevřít v Creo Parametric 2.0. V našem případě byl pro konverzi použit formát .stp (pro svojí univerzálnost a kompatibilitu s oběma SW). Poté byl dílům přiřazen odpovídající materiál, „steel“ pro ocelové díly a „nylon“ pro kolečka. Následně proběhlo zavazbení všech dílů pomocí kinematických vazeb.

Pro potřeby statického modelu (to zahrnuje i jízdu konstantní rychlostí) byl uvažován motor jako díl s pevnou vazbou k počátku modelu. Toto bylo vyhodnoceno jako nejreálnější uspořádání modelu, kdy ve skutečnosti všechny hnací i brzdné síly bude zachycovat motor a zbytek rámu na něm bude závislý. Pro spojení mezi ocelovými profily, pérováním s ocelovými profily, hlavním rámem s pákovým mechanismem a vahadel s pákovým mechanismem bylo použito „čepových“ vazeb. Pro spojení povrchu terénu s kolečky by bylo výhodné použít vazbu „dotyku těles“, nicméně při celkové složitosti modelu a výpočetní náročnosti samotné vazby se čas k vyřešení takového modelu pohyboval v řádu desítek hodin, a to ještě s nejistým výsledkem (časté chyby výpočtu). Proto byla jako optimalizace modelu zvolena, pro spojení koleček s profilem terénu, vazba „drážka“. Spojení výsuvného předního ramena a jeho náboje bylo realizováno pomocí „posuvné“ vazby. Mezi nadefinovanými body součástí byly poté vymodelovány tlumiče s pružinami a celý podvozek se na kotevních bodech zatížil odpovídajícím zatížením.

Simulace pásu v tomto SW by byla značně složitá, ne-li nemožná. Pás je kontinuální, tj bez jakýchkoli segmentů a to by skýtalo řadu problémů. Na řešení takového úlohu existuje řada specializovaných SW, jako je např. MSC Adams – ATV. Tím ale bohužel naše univerzita nedisponuje a studentské licence udělovány nejsou.

Místo pásu bylo tedy v místě začátku styku s pásem zvoleno zatížena kolečka silou, kterou by jinak při svém působení pás způsoboval.



Obrázek 54: Simulační schéma podvozku (starší verze, rozměrově totožné)

8.2 Výsledky simulace

Nejprve se velikosti tuhostí pružin a velikost jejich předpětí dosadili přesně dle analytického výpočtu. Na to se ale celá struktura rámu zdeformovala a nedržela svůj základní tvar. Hledala se tedy taková kombinace tuhostí všech tří pružin (pokud možno stejně tuhých), aby se tvar podvozku nezdeformoval tak rapidně (s minimální přípustnou statickou výchylkou), ale aby se zároveň nestal až příliš tuhým.

Jako optimální se ukázala tuhost pružin $k_o=149\text{N/mm}$ při nastavení poklesu tlumiče o $x=7,5\text{mm}$. Velikost tlumení výrobce bohužel neposkytl, a tak byla pro potřeby simulace odhadnuta podle rov. (87).

$$\zeta = \frac{b_t}{2\sqrt{k_o m_t}} \rightarrow b_t = 10 \cdot \sqrt{k_o m_t} \quad (87)$$

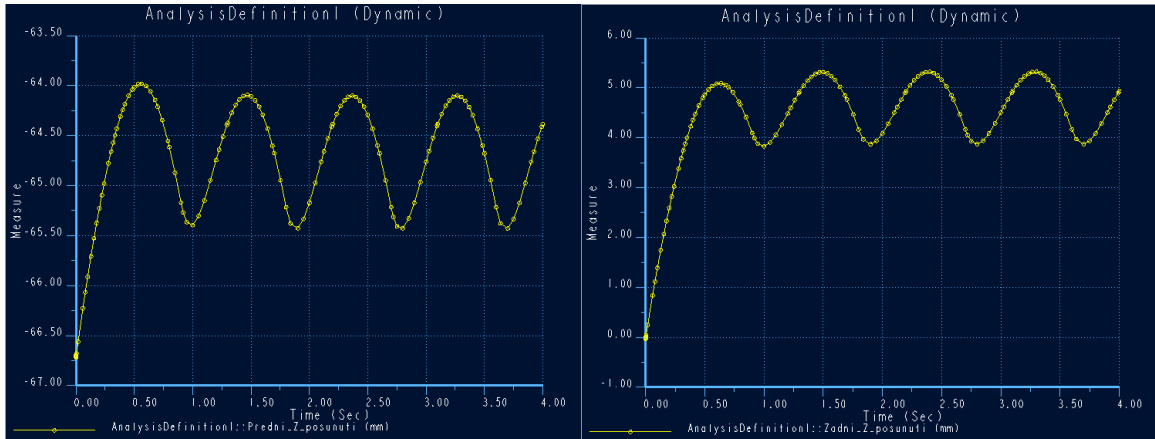
kde ζ je poměrný útlum. Jestli-že je soustava nadkriticky tlumená, pak musí platit $\zeta > 1$. Poměrný útlum byl tedy odhadnut na $\zeta = 5 [-]$. Vzhledem ke skutečnosti, že výrobce primárně prodává tyto tlumiče pro cyklistický průmysl, tlumená hmota byla odhadnuta na $m_t = 100\text{kg}$

Při statickém zatěžování byl podvozek zatížen reakcemi z tab. 12. Při těchto zatíženích měla osa předního i zadního čepu ustálenou výchylku ve vertikální ose o maximální velikosti 3 mm, což pro nás byl dobrý výsledek. Z rozložení reakcí v jednotlivých uloženích vyplývá (viz příloha 8), že při této konfiguraci tuhosti pružin bude největší zatížení spočívat na pojezdových kolečkách, což je výborné z pohledu stability a otáčení vozíčku.

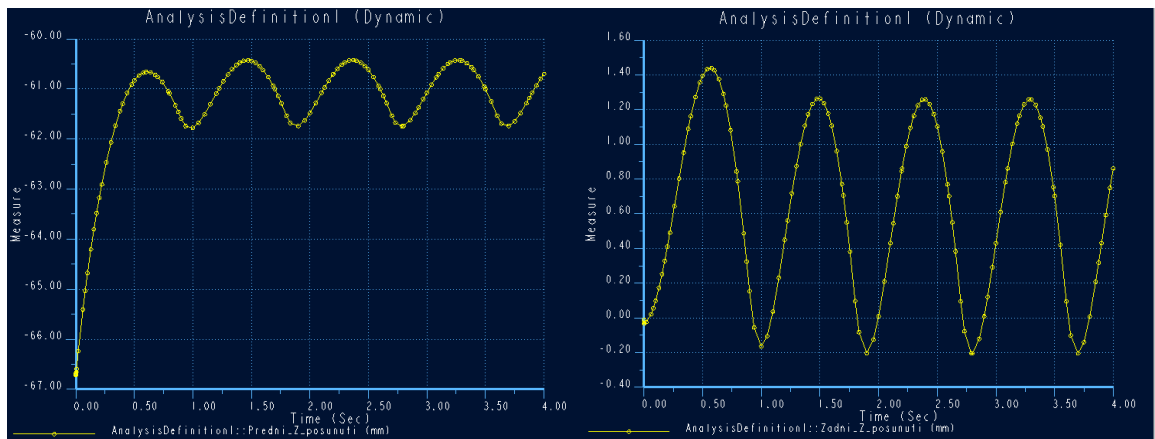
Při dynamickém zatěžování byl podvozek vystaven silám o velikosti dle rov. (88).

$$F(t) = R_{p,z} + |400 \cdot \sin(200t)| \quad (88)$$

kde $R_{p,z}$ byly reakce z tab. 12. Průběh výchylek předního i zadního čepu ve vertikální ose je zobrazen v grafu 3 a grafu 4. Je vidět, že i při dynamickém zatěžování podvozku se celý systém výrazněji nezdeformuje a spolehlivě pohltí rázy od periodické síly. Změna délky pásu dosahuje u obou zatěžování je max. 4 mm, s čímž systém napínání pásu nebude mít potíže.



Graf 3: Kmitání předního (levo) a zadního (pravo) čepu podvozku při sedačce ve výchozí poloze, závislost $z(t)$



Graf 4: Kmitání předního (levo) a zadního (pravo) čepu podvozku při sedačce v posunutě poloze, závislost $z(t)$

9 Pevnostní kontrola

U všech vyráběných součástí je použit nerezový materiál DIN 1.4301. Je to standardní materiál s vynikající odolností vůči korozi v přirozeném prostředí. Je lehce svařitelný, a to i bez přídavného kovu. Tepelná úprava po sváření není nutná. Obrobitelnost je dobrá. Jeho mez kluzu v tahu je dle technických listů $R_e = 360MPa$ [23].

9.1 Nosníky podvozku

Charakter zatížení součástí je tepavý. Ten sníží dovolené napětí v tahu [1] na $\sigma_{Dt} = 0,9 \cdot 360 = 324MPa$. Tato hodnota bude sloužit pro výpočet bezpečnosti a bude porovnána s kombinovaným napětím Von Misses.

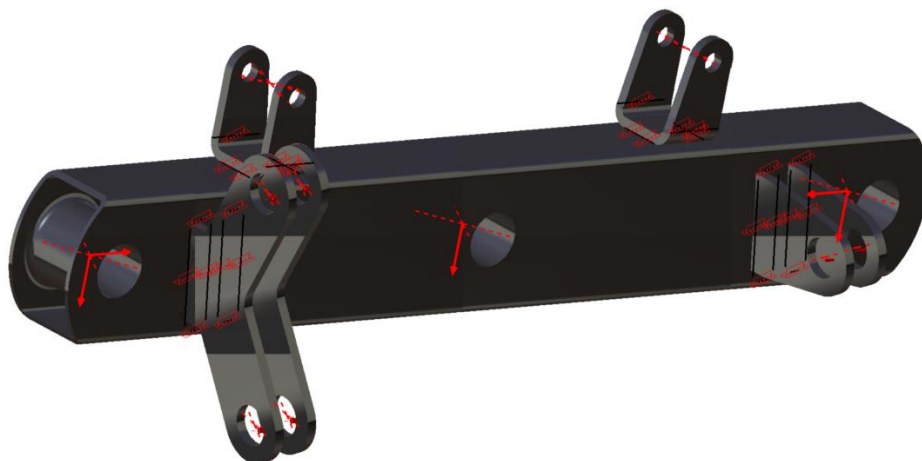
Vzhledem k tomu, že na podvozek nepůsobí jen tíhová síla od vozičku, ale i reakční síly pružin pérování a napínání pásu, nemohli být součásti kontrolovány analyticky. Mnoho z nich je několikrát staticky neurčitých či mají složitý tvar, což toto řešení téměř znemožňuje.

Z výsledků numerické analýzy byly tedy zjištěny velikosti zatížení jednotlivých součástí (příloha 8), při zatížení podvozku dle tab. 12 (při výchozím stavu sedačky). Toto zatížení se bude vyskytovat téměř po celou dobu životnosti vozičku. Objeví se však i případy, kdy na podvozek budou působit síly větší, v důsledku změny jízdních stavů či výskytu dynamických rázů. Kvůli tomu byla zvolena minimální bezpečnost nosníků $k = 2$

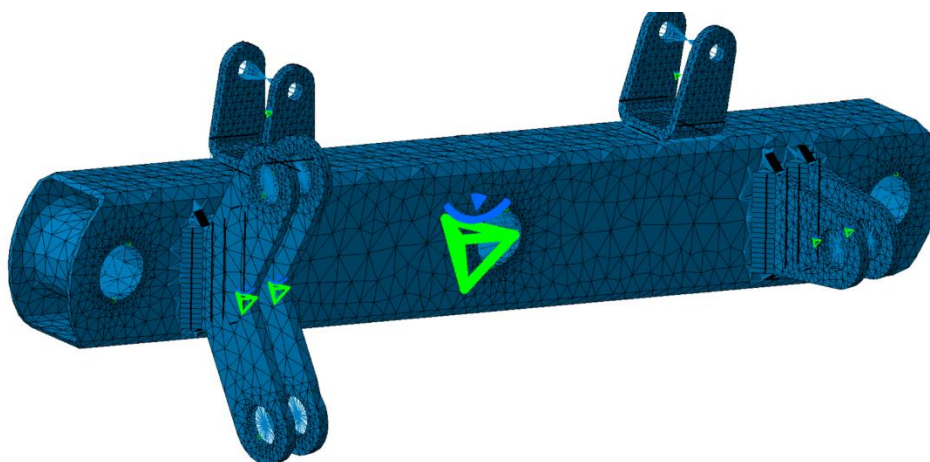
Síť modelů byla zjemněna u otvoru a okolo svarů, pro získání přesnějších výsledků. Svary, u kterých bylo zvláště důležité získat přesný výsledek, byly vytvořeny a zasítovány ručně. To kvůli tomu, že SW Catia automatické generování přesných tvarů svarů neumožňuje. U méně důležitých svarových spojení bylo použito svaru typu „rigid“, u něhož je vygenerován jen hrubý tvar.

9.1.1 Hlavní nosník

Při simulaci se vycházelo z myšlenky, že tělo vozičku a s ním i hlavním rámu je v relativním klidu oproti zemi, a ramena okolo něho kmitají. Okrajové podmínky byli umístěny do ok, pomocí kterých se celý nosník připojí k hlavnímu rámu. Je v nich umístěn virtuální čep a na něm čepová vazba se zamezeným horizontálním posuvem. Na bocích mezikruží ok je zavedena kontaktní vazba. Zatížení bylo zavedeno na virtuální čepy, které jsou umístěny ve zbývajících čepových otvorech nosníku.

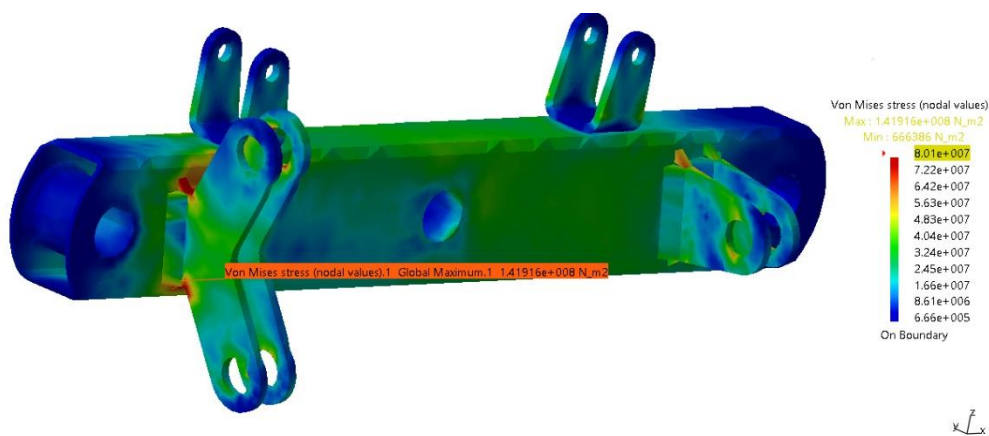


Obrázek 55: Okrajové podmínky hlavního nosníku.



Obrázek 56: Síť na hlavním nosníku

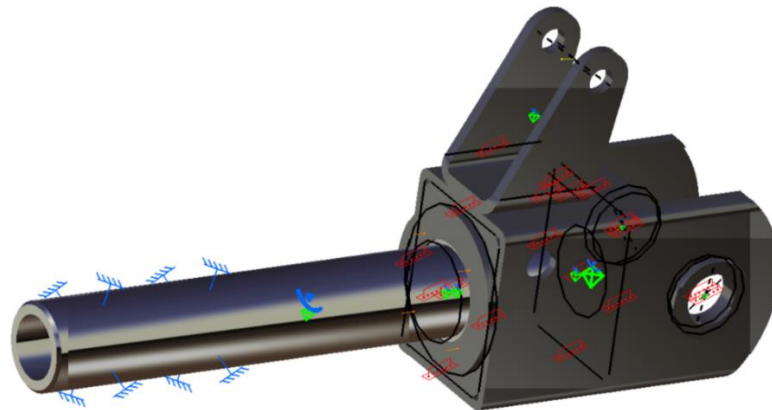
Nejvyšší kombinované napětí, které se vyskytlo, mělo velikost $\sigma_{RED} = 142MPa$. Toto napětí však bylo v místě napojení dvou svarů. Nejspíše zde tedy vznikla špička napětí, která se při plynulém obvaření připojovacího plechu po celém obvodu vůbec neprojeví. I s uvažovanou špičkou napětí bude celková bezpečnost $k = 2,5$ a součást vyhovuje požadavkům bezpečnosti.



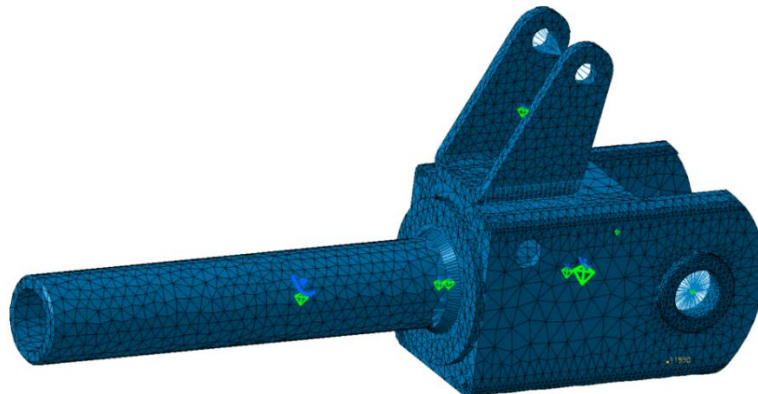
Obrázek 57: Kombinované napětí hlavní nosník

9.1.2 Podsestava předního klopného ramena

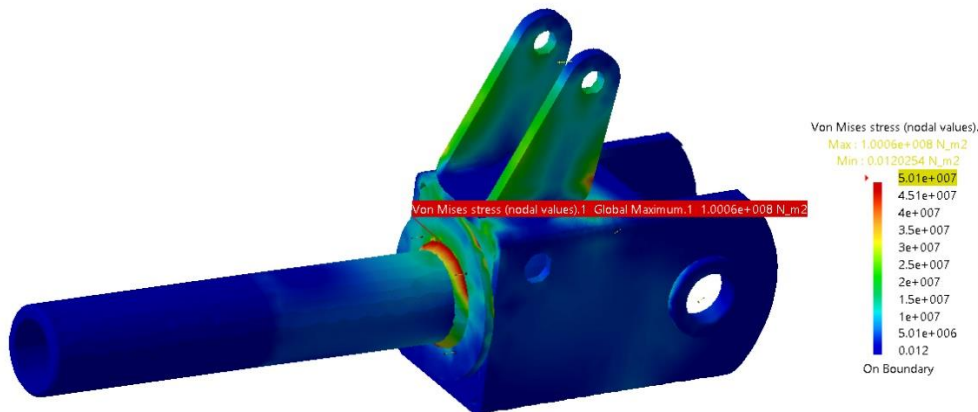
Simulace vychází z předpokladu, že trubka, která tvoří posuvný člen v mechanismu napínání, je v něm vetknuta. Z druhé strany na model budou působit čepové reakce. Pokud by soustava měla přenášet ještě axiální sílu, přenášel by jí pantograf a jeho reakce by byla zachycena jeklem. Maximální napětí by v tomto případě ovlivněno nebylo, neboť reálně má trubka možnost se v náboji otáčet. Okrajové podmínky byly tedy zavedeny jako vetknutí pro přední část trubky, dále byly umístěny virtuální čepy do otvorů pro čepy, a na ně zavedeny reakce.



Obrázek 58: Okrajové podmínky podsestavy předního klopného ramena



Obrázek 59: Síť podsestavy předního klopného ramena



Obrázek 60: Kombinované napětí podsestavy předního klopného ramena

Nejvyšší kombinované napětí o velikosti $\sigma_{RED} = 100MPa$ se vyskytlo v místě přivaření trubky k tělu ramena. S bezpečností $k = 3,6$ tato součást plně vyhovuje.

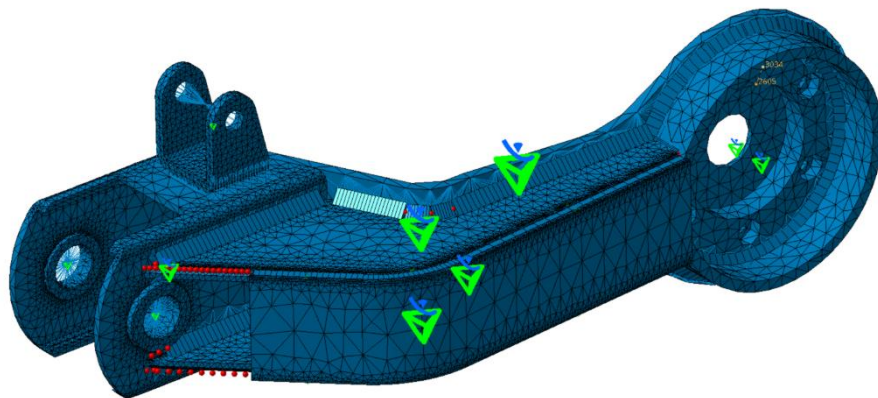
9.1.3 Zadní klopné rameno

Při simulaci zadního klopného ramena se vycházelo z předpokladu, že rameno je skrze čepy uchyceno k nehybnému hlavnímu rámu, okolo kterého působením reakce od elektromotoru kmitá.

Okrajové podmínky byly zavedeny do otvorů pro čepy, kde byly umístěny virtuální čepy a v nich byla aplikována čepová vazba se zamezeným pohybem v horizontálním směru. Na bocích čepových uložení byla zavedena kontaktní vazba. Na přírubu od motoru byly zavedeny reakce od elektromotoru.

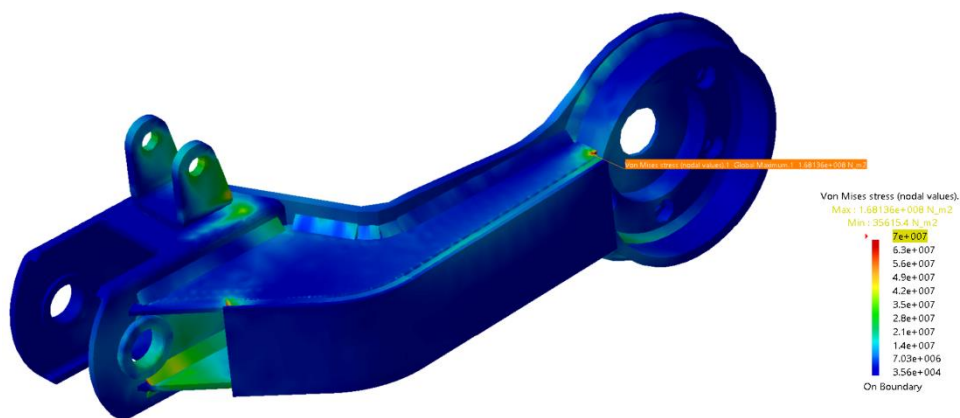


Obrázek 61: Okrajové podmínky zadní klopné rameno



Obrázek 62: Síť zadního klopného ramena

Nejvyšší kombinované napětí o velikosti $\sigma_{RED} = 168MPa$ se vyskytlo v místě svaru dvou plechů. Toto napětí vzniklo v místě napojení svarů. Stejně jako u hlavního nosníku, nejspíše i zde vznikla špička napětí, která se při plynulém napojení svarů neprojeví. Tato součásti má i s napěťovou špičkou bezpečnost $k = 2,15$ a tak vyhovuje požadavku kladenému na bezpečnost.



Obrázek 63: Kombinované napětí zadního klopného ramena

9.2 Hlavní čepy

Trojice čepů, na kterých je uloženo přední a zadní kyvné rameno spolu s nůžkovým mechanismem. Všechny 3 čepy byly navrženy se stejným průměrem, kvůli úspoře při nákupu polotovárů. Navržený průměr je $D = 15\text{mm}$.

Při kontrole se vycházelo z maximálního zatížení, které bude přenášet nejvíce exponovaný člen při zatížení podvozku dle tab. 12 (při výchozím stavu sedačky). Nejvíce exponovaný je prostřední čep, jelikož přenáší největší reakci (příloha 8) a je také nejdelší (bude na něm působit nejvyšší ohybové napětí).

Stejně jako na nosníky, tak i na čepy mohou působit větší síly, v důsledku změny jízdních stavů či výskytu vysokých dynamických sil. Bezpečnost byla stanovena vyšší než u nosníků rámu na velikost $k = 3$. Do výpočtu byl zahrnut vliv tepavého namáhání. Kontrola průměru čepů viz příloha 9.

10 Závěr

Jako příjemný úvod čtenáře ke čtení této práce, byla na začátku stručně shrnuta historie invalidních vozíků. Pro názornou ukázkou toho, jaký přínos bude mít pro společnost tento návrh, byl následně proveden průzkum evropského a amerického trhu. Z průzkumu vyplynulo, že my Evropané nemáme téměř žádnou možnost výběru, neboť jsou zde v oficiálním prodeji pouze 3 „vozičky“ s pásy. Průzkum dále vozičky detailně popisuje s bližším zaměřením na jejich podvozky. Poté byl proveden obecný popis koncepce pásových podvozků a zběžné seznámení čtenáře s jejich základními součástmi. Na to navazují varianty uspořádání, které se používají u pásových podvozků.

Hlavním cílem bylo navrhnout pásový podvozek pro invalidní vozík, který by zvládal jízdu v interiérech i exteriérech a zároveň plnil funkci schodolezu bez pomoci dalších osob. Začalo se tedy s rozбором vhodných řešení s ohledem na funkčnost, bezpečnost, spotřebu energie, prostorových nároků, design a cenu, ze kterého se nakonec vytvořila finální podoba podvozku. Jeho konstrukce je v práci důkladně popsána. Vzhledem k předpokladu kusové výroby jsou všechny součásti buď normalizované, nebo zhotoveny z běžně dostupných polotovarů.

Po návrhu tvaru podvozku bylo třeba provést nezbytné výpočty mechaniky pohybu. Výsledky těchto výpočtů nám udávaly potřebné údaje např. o stabilitě celého vozičku či o silách potřebných k vyvození žádaného pohybu. Tyto hodnoty byly dále použity při návrhových výpočtech funkčních částí podvozku.

Celý návrh se poté převedl do 3D modelu, který byl zhotoven v SW Catia V5R19. Technická dokumentace byla provedena pouze pro hlavní sestavu, neboť detailní návrh podléhá utajení.

Vzhledem ke značné složitosti celého podvozku a k obtížnému určování reakcí působících na podvozek, se přistoupilo k numerickému řešení v programu Creo parametric 2.0. Po otestování skutečné funkčnosti navržených součástí se vyšetřily kýžené reakce, které se použily jako vstup pro pevnostní kontrolu součástí pomocí MKP. Pevnostní kontrola byla provedena pro vybrané díly, s minimálním koeficientem bezpečnosti $k=2$.

Na numerickou simulaci se nelze stoprocentně spolehnout, a tak se případné nedostatky návrhu odladí na prvním prototypu vozičku, jehož plánované dokončení by mělo být ke konci roku 2016.

Použitá literatura

- [1] BYDYNAS, R.- NISBETT, K. *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition*. McGraw–Hill Primis, 2006. ISBN 0390764876.
- [2] HOJDAR, J.- GONDEK. H. *Povrchové dobývací stroje I*. Vysoká škola Báňská v Ostravě. 1991. ISBN 80-7078-125-4.
- [3] J. ŘASA J. ŠVERCL. *Strojnické tabulky I*. Scientia, spol. s.r.o., pedagogické nakladatelství, Praha 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [4] JAVŮREK, J., ČEŘOVSKÝ, Z. *Elektrické pohony*. ČVUT, 2001. ISBN 8001023141.
- [5] JEŘÁBEK, K.- HELEBRANT, F.- JURMAN, J.- VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, silniční stroje*. Vysoká škola Báňská v Ostravě. 1996.
- [6] KALA, M. *Bojová pásová vozidla (vybrané statě z teorie a stavby BVP: Část 1.)*. Brno . 1994.
- [7] KOLYBELNÍK, I. *Bojová pásová vozidla- Mechanika pohybu*. Brno : Vojenská akademie Antonína Zápotockého, 1983.
- [8] LEINVEBER, J.- VÁVRA, P. *Strojnické tabulky- 3 doplněné vydání*. Úvaly : Alhambra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [9] LUDVÍK PRÁŠIL. *Únava materiálu strojních součástí při periodickém zatěžování*. [online]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Unava_materiálu_strojních_soucasti_při_periodickém_zatezování.pdf
- [10] PEŠÍK, L. *Části strojů. 1. díl*. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4.
- [11] PEŠÍK, L. *Části strojů. 2. díl*. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2 .
- [12] WIEDEMANN, E. *Konstrukce elektrických strojů*. SNTL, 1973.
- [13] ŽALUD, Z.- NEUMANN, V. *Bojová s speciální vozidla II, podvozky BSV*. Brno : Fakulta vojenských technologií, 2014. ISBN: 978-80-7231-980-0.
- [14] ActionTrackchair [Online] [Citace: 29. 4 2016.] <http://www.action-trackchair.com/ActionTrackstander-Specs/Default.aspx>
- [15] Anderson, Rachel. *History of the Wheelchair*. [Online] [Citace: 13. 3. 2016.] <https://abilitytools.org/blog/history-of-the-wheelchair/>.
- [16] Bath chair. [Online] [Citace: 14. 3 2016.] http://www.bbc.co.uk/ahistoryoftheworld/objects/qcI7cMgiR0qmLnD_QPyIGQ.
- [17] DNM DV-6 [Online] [Citace: 29. 4 2016.] <http://www.dnmshock.com/>
- [18] Elektrický invalidní vozík. [Online] [Citace: 18. 3 2016.] <http://www.bejvavalo.cz/clanky.php?detail=20>.

- [19] Explorer (Fuori Produzione). [Online] [Citace: 29. 5 2016.]
<http://www.tgr.it/?portfolio=explorer>.
- [20] HAEGGLUNDS BV 206 CDI [Online] [Citace: 19. 4 2016.]
<http://www.hellgeth.com/tracked-vehicles/haegglunds-bv-206-cdi/>
- [21] History of the wheelchair. [Online] [Citace: 29. 5 2016.]
<http://www.mobilityscooters.co.nz>.
- [22] History of wheelchairs. [Online] [Citace: 14. 3 2016.] <http://www.wheelchair-information.com/history-of-wheelchairs.html>.
- [23] Chromium-nickel austenitic stainless steel. *Dew-stahl*. [Online] [Citace: 15. 5 2016.]
https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/RSH/Datenblatt_4301_UK_.pdf.
- [24] Koerth-Baker, Maggie. Mentalfloss. *Who Invented wheelchair*. [Online] 2009.
 [Citace: 13. 3. 2016.] <http://mentalfloss.com/article/20768/who-invented-wheelchair>.
- [25] Marilyn Hamilton Tennis Wheelchair Maker [Online] [Citace: 2016. 3 18.]
<http://amhistory.si.edu/sports/exhibit/removers/wheelchair/#>.
- [26] Momentové motory. <http://www.etel.ch/>. [Online] [Citace: 2016. 4 20.]
- [27] National institute of child healths and human development. *How many people uses assistive devices?* [Online] [Citace: 13. 3. 2016.]
<https://www.nichd.nih.gov/health/topics/rehabtech/conditioninfo/Pages/people.aspx>.
- [28] paobobadano [Online] [Citace: 13. 3. 2016.] <http://paolobadano.com/2015/05/12/madove-diavolo-e-finita-la-tecnologia/>.
- [29] Perry, Fleur C. Stand up and be counted. [Online] [Citace: 12. 3. 2016.]
http://www.mdctrailblazers.org/assets/0001/0981/Stand_Up_And_Be_Counted.pdf.
- [30] Ripchair 3.0 [Online] [Citace: 29. 4 2016.] <http://www.trackchairextreme.com/>
- [31] Salva, Peter. *Wheelchairs Throughout the Years*. [Online] [Citace: 2016. 3. 13.]
<http://www.spinalcord.org/chapters/nepa/wheelchairs-throughout-the-years/>.
- [32] Sawatzky, Bonita. Wheelchairnet. *Wheeling in the New Millennium*. [Online] [Citace: 13. 3. 2016.]
http://www.wheelchairnet.org/wcn_wcu/slidelectures/sawatzky/wc_history.html.
- [33] ScoutCrawler. [Online] [Citace: 29. 4 2016.] <http://www.ottobock.co.uk/wheelchairs-seating/adults/sports-adventure/scoutcrawler/>.

- [34] Svislé dopravní značky. *Ibesip*. [Online] [Citace: 29. 03 2016.]
www.ibesip.cz/data/web/soubory/.../01_vystrazne.doc.
- [35] Šika, Petr. Historický vývoj invalidního vozíku – 2. část. [Online] [Citace: 18. 3 2016.] <http://vozickar.com/historicky-vyvoj-invalidniho-voziku-2-cast/>.
- [36] Šroubovité pružiny válcové tlačné. *Nápověda programu MitCalc*.
- [37] TankChair [Online] [Citace: 29. 4 2016.] <http://www.tankchair.com/>
- [38] The brains behind the electric wheelchair, one of Canada's 'great artifacts'. [Online] [Citace: 18. 3 2016.] <http://www.theglobeandmail.com/report-on-business/small-business/sb-managing/the-brains-behind-the-electric-wheelchair/article4502631/>.
- [39] TrackMaster [Online] [Citace: 29. 4 2016.] <http://track2freedom.com/>
- [40] Woods, Brian. *History of wheelchair*. [Online] [Citace: 13. 3 2016.]
<http://www.britannica.com/topic/history-of-the-wheelchair-1971423>.
- [41] Wynler, Steve. George Klein and the Electric Wheelchair. [Online] [Citace: 18. 3 2016.] <http://www.wheelchair-review.co.uk/wheelchair-information/electric-wheelchairs/2/george-klein-electric-wheelchair.php>.
- [42] Ziesel.[Online] [Citace: 29. 4 2016.]
http://www.derziesel.com/de/konfigurator_sport.php.

Seznam použitých zkratek a symbolů

| | | |
|--------------------|-----------------------|---|
| α | [°] | Sklon svahu-podélná jízda |
| α_A | [°] | Stabilizační úhel podélný při jízdě vzad |
| α_B | [°] | Stabilizační úhel podélný při jízdě vpřed, se sedačkou ve výchozí poloze |
| α'_B | [°] | Stabilizační úhel podélný při jízdě vpřed, se sedačkou ve vysunuté poloze |
| α_I | [°] | Sklon hlavního nosníku |
| β | [°] | Sklon svahu- příčná jízda |
| β_C | [°] | Stabilizační úhel příčný |
| β_D | [°] | Stabilizační úhel příčný |
| β_I | [°] | Sklon výsuvné části předního ramena |
| γ_1 | [°] | Sklon zadního pérování |
| γ_2 | [°] | Sklon předního pérování |
| δ | [-] | Součinitel fiktivního zvětšení hmotnosti vozidla |
| ε_{ip} | [rad/s ²] | Úhlové zrychlení libovolného kola v ppú |
| η_{celk} | [-] | Celková účinnost |
| η_m | [-] | Účinnost elektromotoru |
| $\eta_{ppú}$ | [-] | Účinnost ppú |
| λ | [°] | Sklon horní větve pásu |
| ζ | [-] | Poměrný útlum |
| μ | [-] | Součinitel odporu při bočním pošnutí pásů |
| μ_{max} | [-] | Maximální součinitel odporu při bočním pošnutí pásů pro daný povrch |
| φ | [-] | Součinitel adheze |
| ω | [rad/s] | Úhlová rychlost zatáčení vozidla |
| ω_k | [rad/s] | Úhlová rychlost hnacího kola |
| ω_p | [rad/s] | Úhlová rychlost libovolného kola v ppú |
| ω_1 | [rad/s] | Úhlová rychlost vnitřního hnacího kola |
| ω_2 | [rad/s] | Úhlová rychlost vnějšího hnacího kola |
| A | [mm] | Pošnutí pólů otáčení pásu |
| a | [mm] | Vzdálenost těžiště od středu vodicího kola |
| a_1 | [mm] | Vzdálenost předního kotevního bodu od rámu vozíčku |
| a_k | [-] | Konstanta součinitele odporu proti bočnímu pošnutí pásů |
| b | [mm] | Vzdálenost těžiště od středu hnacího kola |
| b_t | [Ns/m] | Velikost tlumení |
| b_1 | [mm] | Vzdálenost zadního kotevního bodu od rámu vozíčku |
| b'_1 | [mm] | Délka zadního klopného ramena |
| b_p | [mm] | Šířka pásu |

| | | |
|-------------|------|--|
| B | [mm] | Střední šířka pásu |
| c_1 | [mm] | Délka předního klopného ramena |
| d_1 | [mm] | Průměr hnacího kola (na hlavové kružnici) |
| d_2 | [mm] | Průměr vodících kol |
| d_3 | [mm] | Průměr pojezdových kol |
| e_1 | [mm] | Rozteč vodících kol (sklopená o úhel β) |
| F | [N] | Hnací síla |
| f | [-] | Odpor vozovky |
| f_c | [-] | Součinitel celkových jízdních odporů |
| F_{ft} | [N] | Třecí síla |
| F_f | [N] | Valivý odpor |
| F_{fp1} | [N] | Třecí síla příčná na vnitřním páse |
| F_{fp2} | [N] | Třecí síla příčná na vnějším páse |
| F_{f1} | [N] | Valivý odpor na vnitřním páse |
| F_{f2} | [N] | Valivý odpor na vnějším páse |
| F_j | [N] | Setrvačná síla |
| F_j' | [N] | Doplňková setrvačná síla |
| F_{j0} | [N] | Celková setrvačná síla |
| F_N | [N] | Normálová reakce půdy |
| F_{N1} | [N] | Normálná reakce půdy na vnitřním páse |
| F_{N2} | [N] | Normálná reakce půdy na vnějším páse |
| F_{0x} | [N] | Odstředivá síla ve směru x |
| F_{0y} | [N] | Odstředivá síla ve směru y |
| F_S | [N] | Síla napínání |
| f_l | [mm] | Umístění zavěšení pojezdových kol na hl. nosníku (od zadního čepu) |
| F_1 | [N] | Podélná síla ve vnitřním páse |
| F_2 | [N] | Podélná síla ve vnějším páse |
| $F_{50\%}$ | [N] | Síla při 50% stlačení prostřední pružiny |
| $F_{p50\%}$ | [N] | Síla při 50% stlačení přední pružiny |
| $F_{z50\%}$ | [N] | Síla při 50% stlačení zadní pružiny |
| F_8 | [N] | Síla F_8 v zatěžovacím diagramu pružiny |
| G | [N] | Tíhová síla |
| g_1 | [mm] | Rozteč vahadel pojezdových kol |
| G_1 | [N] | Tíhová síla na vnitřním páse |
| G_2 | [N] | Tíhová síla na vnějším páse |
| h_T | [mm] | Výška těžiště |
| h_{min} | [mm] | Minimální zdvih pružiny |

| | | |
|-----------------------|---------------------|--|
| h_{minef} | [mm] | Efektivní minimální zdvih pružiny |
| h_{stat} | [mm] | Statická výchylka pružiny |
| h_1 | [mm] | Rozteč pojezdových kol |
| i_{ip} | [-] | Převodový poměr od daného kola ke hnacímu |
| i_1 | [mm] | Výška pákového mechanismu (od vahadlům ke středu otáčení) |
| i_{21} | [-] | Celkový převodový poměr mezi hnacími koly |
| J_{ip} | [kgm ²] | Moment setrvačnosti libovolného kola v ppú |
| j_1 | [mm] | Výška pákového mechanismu (od vahadlům k pérování) |
| k | [N/m] | Tuhost prostřední pružiny |
| k_o | [N/m] | Optimální tuhost pružin |
| k_p | [N/m] | Tuhost přední pružiny |
| k_z | [N/m] | Tuhost zadní pružiny |
| k_1 | [mm] | Umístění zadního kotevního bodu (od zadního čepu) |
| L | [mm] | Styková délka mezi pásem a terénem/ Rozvor mezi hnacím a spodním vodícím kolem |
| $L_{oko-oko}$ | [mm] | Délka nestlačeného tlumiče |
| $L_{oko-oko-vychozi}$ | [mm] | Délka tlumiče zabudovaného v rámu |
| L_p | [mm] | Délka pásu |
| l_1' | [mm] | Umístění předního kotevního bodu (od předního čepu) |
| l_1 | [mm] | Vzdálenost těžiště od pólu překlopení v podélném směru |
| l_2 | [mm] | Vzdálenost normálové reakce půdy od pólu překlopené v podélném směru |
| l_3 | [mm] | Vzdálenost těžiště od pólu překlopení v příčném směru |
| l_4 | [mm] | Vzdálenost normálové reakce půdy od pólu překlopené v příčném směru |
| m_v | [kg] | Hmotnost vozíčku |
| m_t | [kg] | Tlumená hmota |
| M_j | [Nm] | Výsledný redukovaný setrvačný moment na osu hnacího kola |
| M_{ip} | [Nm] | Setrvačný moment libovolného kola v ppú |
| M'_{ip} | [Nm] | Setrvačný moment libovolného kola v ppú, redukovaný na osu hnacího kola |
| m_{kp} | [kg] | hmotnost pásů |
| M'_{KP} | [Nm] | Setrvačný moment kolejových pásů |
| M_{km} | [Nm] | Krouticí moment na motoru |
| M_o | [Nm] | Odpor proti zatáčení |
| n | [1/min] | Otáčky motoru |
| p | [MPa] | Normální zatížení připadající na jednotku stykové plochy pásu |

| | | |
|-------------|---------------------|--|
| P_{mp} | [W] | Příkon elektromotoru |
| P_{mpmax} | [W] | Maximální příkon elektromotoru |
| R | [mm] | Poloměr zatáčení |
| R_A | [N] | Reakce na pákovém mechanismu |
| R_H | [N] | Reakce na hnacím kole |
| r_k | [mm] | Poloměr hnacího kola |
| R_{mp} | [mm] | Mezní poloměr překlopení |
| R_p | [N] | Reakce na přední čep uchycení podvozku k rámu |
| r_{p1} | [mm] | Poloměr pojezdových koleček |
| r_{p2} | [mm] | Poloměr vodících koleček |
| R_V | [N] | Reakce na vodícím kole |
| R_Z | [N] | Reakce na zadní čep uchycení podvozku k rámu |
| S | [N] | Příčná síla, působící proti zatáčení při pomalé jízdě |
| S_1 | [N] | Příčná síla, působící proti zatáčení při rychlé jízdě na vnitřním pásu |
| S_2 | [N] | Příčná síla, působící proti zatáčení při rychlé jízdě na vnějším pásu |
| S_{2max} | [N] | Maximální příčné namáhání podvozku |
| v | [m/s]; [km/h] | Rychlost vozidla |
| v_1 | [m/s] | Rychlost vnějšího pásu |
| v_2 | [m/s] | Rychlost vnitřního pásu |
| v_t | [m/s] | Rychlost těžiště vozidla |
| v_{Tmax} | [m/s] | Maximální rychlost těžiště vozidla |
| \ddot{x} | [m/s ²] | Zrychlení vozíčku |
| x_1 | [mm] | Vzdálenost těžiště od rámu vozíčku ve výchozí poloze sedačky |
| x_2 | [mm] | Vzdálenost těžiště od rámu vozíčku ve vysunuté poloze sedačky |
| x_3 | [mm] | Rameno zadního pérování |
| x_4 | [mm] | Rameno předního pérování |
| x | [mm] | Vzdálenost normálové síly od těžiště v podélném směru |
| x_p | [mm] | Stlačení pružiny při výchozím zatížení |
| y | [mm] | Vzdálenost normálové síly od těžiště v příčném směru |
| y_t | [mm] | Stlačení tlumiče |

Seznam obrázků

| | |
|---|----|
| Obrázek 1: Kolové křeslo Čína, 525 n.l. [32] | 14 |
| Obrázek 2: Dětská postel s kolečky, Řecko 530 př.n.l. [32] | 14 |
| Obrázek 3: Kolečková židle, Španělsko 1595 n.l. [15] | 14 |
| Obrázek 4: Stephan Farfler na svém kolečkovém křesle, 1655 n.l. [22] | 15 |
| Obrázek 5: Příklad kolečkové křesla z přelomu 18.-19. století [32] | 15 |
| Obrázek 6: První patent z roku 1869 na invalidní křeslo v Americe [31] | 15 |
| Obrázek 7: Konstrukce X-frame [32] | 16 |
| Obrázek 8: Tenisové křeslo Quickie [25] | 16 |
| Obrázek 9: Schéma londýnského vozičku [11] | 16 |
| Obrázek 10: George Klein (světlá košile) při práci na el. vozičku [13] | 17 |
| Obrázek 11: TGR Explorer [19] | 19 |
| Obrázek 12: ScoutCrawler [33] | 20 |
| Obrázek 13: Der Ziesel, model sport [42] | 21 |
| Obrázek 14: Trackstander (vlevo) a Trackchair ST (vpravo) [14] | 23 |
| Obrázek 15: TankChair [37] | 24 |
| Obrázek 16: TrackMaster MK-1 [39] | 25 |
| Obrázek 17: RipChair 3.0 [30] | 26 |
| Obrázek 18: Základní části závěsného ústrojí u pásového podvozku (tankový) [6] | 27 |
| Obrázek 19: Základní části pásového pohybového ústrojí (zn. GEHL) | 29 |
| Obrázek 20: Rozložení kontaktního tlaku pod pásy | 31 |
| Obrázek 21: Způsoby zavěšení pojezdných kol | 32 |
| Obrázek 22: Umístění hnacího kola | 32 |
| Obrázek 23: Překonávání překážek a nerovností při umístění kol na nebo nad úroveň terénu | 33 |
| Obrázek 24: Bv 206 CDI [20] | 34 |
| Obrázek 25: DNM DV-6 [17] | 36 |
| Obrázek 26: pás GTR-124 | 38 |

| | |
|---|----|
| Obrázek 27: Pojezdové kolo POA 80/12G (vlevo) a vodící kolo POA 150/12G (vpravo) . | 39 |
| Obrázek 28: Kinematické schéma a základní rozměry navrhovaného podvozku..... | 42 |
| Obrázek 29: Hnací kolo/pohon | 43 |
| Obrázek 30: Zadní klopné rameno..... | 44 |
| Obrázek 31: Hlavní nosník | 45 |
| Obrázek 32: Přední klopné rameno s napínacím mechanismem | 45 |
| Obrázek 33: Prostřední čepové uložení pák..... | 46 |
| Obrázek 34: Napínací mechanismus..... | 46 |
| Obrázek 35: Uložení vodících kol | 46 |
| Obrázek 36:Pákový mechanismus | 47 |
| Obrázek 37: Uchycení k hlavnímu nosníku..... | 47 |
| Obrázek 38: Uchycení pojezdových koleček..... | 47 |
| Obrázek 39: Uchycení vahadel k plechům | 47 |
| Obrázek 40: Model pásového podvozku..... | 48 |
| Obrázek 41: Podélná statická stabilita vozičku..... | 49 |
| Obrázek 42: Příčná statická stabilita vozičku | 51 |
| Obrázek 43: Podélná dynamická stabilita vozičku | 52 |
| Obrázek 44: Příčná dynamická stabilita vozičku..... | 54 |
| Obrázek 45: Základní principy kinematiky zatáčení | 55 |
| Obrázek 46: Silové poměry působící na zatačející pás na rovině v malé rychlosti | 57 |
| Obrázek 47: Silové poměry působící na zatačející pás na rovině ve vysoké rychlosti..... | 59 |
| Obrázek 48: Síly působící na podvozek ve vertikální rovině | 60 |
| Obrázek 49: Umístění těžiště těla vozičku..... | 66 |
| Obrázek 50: Napětí v pásu, síly působící na pružinu napínání..... | 67 |
| Obrázek 51: Zdvih pružiny napínání | 68 |
| Obrázek 52: Pákový mechanismus | 69 |
| Obrázek 53: Reakce na hnací a vodící kolo..... | 70 |
| Obrázek 54: Simulační schéma podvozku (starší verze, rozměrově totožné)..... | 73 |

| | |
|--|----|
| Obrázek 55: Okrajové podmínky hlavního nosníku | 76 |
| Obrázek 56: Síť na hlavním nosníku | 76 |
| Obrázek 57: Kombinované napětí hlavní nosník..... | 76 |
| Obrázek 58: Okrajové podmínky podsestavy předního klopného ramena | 77 |
| Obrázek 59: Síť podsestavy předního klopného ramena | 77 |
| Obrázek 60: Kombinované napětí podsestavy předního klopného ramena | 77 |
| Obrázek 61: Okrajové podmínky zadní klopné rameno | 78 |
| Obrázek 62: Síť zadního klopného ramena..... | 78 |
| Obrázek 63: Kombinované napětí zadního klopného ramena | 79 |

Seznam tabulek

| | |
|--|----|
| Tabulka 1: Technické parametry TGR Explorer..... | 19 |
| Tabulka 2: Technické parametry ScoutCrawleru..... | 20 |
| Tabulka 3: Technické parametry der Ziesel..... | 21 |
| Tabulka 4: Technické parametry modelů Trackchair a Trackstander..... | 23 |
| Tabulka 5. Technické parametry TankChairu..... | 24 |
| Tabulka 6: Technické parametry TrackMasterů | 25 |
| Tabulka 7: Technické parametry RipChairu 3.0..... | 26 |
| Tabulka 8: Parametry DNM DV-6 | 36 |
| Tabulka 9. Parametry pásu GTR-124 | 38 |
| Tabulka 10: Parametry pojezdového a vodícího kola..... | 39 |
| Tabulka 11: Základní rozměry navrhovaného podvozku..... | 42 |
| Tabulka 12: Reakce na ½ podvozku vozičku | 66 |

Seznam grafů

| | |
|---|----|
| Graf 1: Momentová charakteristika motoru | 64 |
| Graf 2: Porovnání výkonů elektromotorů | 65 |
| Graf 3: Kmitání předního (levo) a zadního (pravo) čepu podvozku při sedačce ve výchozí poloze, závislost $z(t)$ | 74 |
| Graf 4: Kmitání předního (levo) a zadního (pravo) čepu podvozku při sedačce v posunuté poloze, závislost $z(t)$ | 74 |

Seznam výkresové dokumentace

- 1) Nuzky
- 2) Podvozek
- 3) Střed
- 4) Vidlice přední
- 5) Vidlice zadní

Přílohy

1. Součinitel adheze

| charakteristika půdy - | | | součinitel adheze φ |
|--|-----------------------|------------|-----------------------------|
| druh | povrch | vlhkost | |
| hlinito-písčité | travnatý | - | 0,9 - 1,0 |
| | polní cesta | - | 0,8 - 1,0 |
| | ornice | - | 1,7 - 0,9 |
| podmáčená půda (v nížinách - povodí žek) | hustý travnatý porost | menší 30 % | 0,6 - 0,9 |
| | | větší 50 % | 0,6 ÷ 0,85 |
| bažina | řidký porost | - | 0,35 ÷ 0,4 |
| písek | bez porostu | menší 8 % | 0,4 ÷ 0,5 |
| | | větší 15 % | 0,6 ÷ 0,7 |
| asfalt, beton | - | - | 0,8 |
| šterková silnice | - | - | 0,75 ÷ 0,8 |
| sníh | - | - | 0,2 ÷ 0,8* |

+ Větší hodnoty při teplotě kolem $t = 0^{\circ}\text{C}$.

2. Výpočet podélné dynamické stability

$$x = \frac{1}{G \cdot \cos(\alpha)} \{G \cdot \cos(\alpha) \cdot b - [G \cdot \cos(\alpha) \cdot b - (G \cdot \sin(\alpha) + m \cdot \ddot{x}) \cdot h_T - M_j]\}$$

$$M_j = \ddot{x} \cdot \left(m_{kp} \cdot r_k + \frac{1}{r_k} \cdot \sum_{i=1}^n J_{ip} \cdot \left(\frac{r_k}{r_{pi}} \right)^2 \right) M_j = 0,3 \cdot$$

$$\cdot \left(2 \cdot 5 \cdot 0,1335 + \frac{1}{0,1335} \left[8 \cdot 1,098 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{0,267}{\frac{0,080}{2}} \right)^2 + 4 \cdot 7,346 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{0,267}{\frac{0,150}{2}} \right)^2 + 1 \cdot 0,08 \cdot \left(\frac{0,267}{\frac{0,267}{2}} \right)^2 \right] \right) = 0,6 \text{ Nm}$$

$G = m \cdot g = 350 \cdot 9,81 = 3433N$ - tíhová síla vozičku

$m = 350kg$ - odhadovaná hmotnost vozičku

$m_{kp} = 5kg$, pro pás GTR-124

$b = 468mm$ - vzdálenost těžiště vozičku od hnacího kola při vysunutí sedačky

$h_T = 415mm$ - výška těžiště vozičku

$\ddot{x} = 0,3 \frac{m}{s^2}$ - maximální zrychlení při jízdě do po rovině skloněné o 35° , zvětšené o bezpečnost $k = 3$

$r_{p1} = \frac{0,080}{2} m$, poloměr pojezdových koleček

$r_{p2} = \frac{0,150}{2} m$, poloměr vodících koleček

$r_k = \frac{0,267}{2} m$, poloměr hnacího kola

$J_{1p} = 1,098 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, moment setrvačnosti pojezdových koleček, okolo osy rotace

$J_{2p} = 7,346 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, moment setrvačnosti vodících koleček, okolo osy rotace

$J_{3p} = 0,08 \text{ kgm}^2$, moment setrvačnosti rotačních součástí motoru, okolo osy rotace

3. Fiktivní zvětšení hmotnosti vozidla

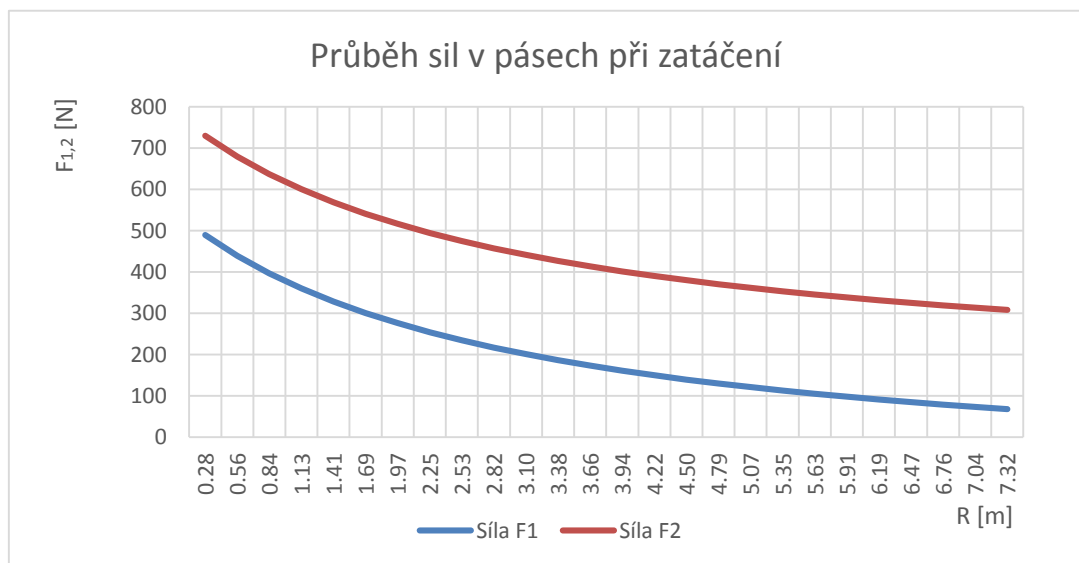
$$\delta = 1 + \frac{m_{kp}}{m} + \frac{1}{m \cdot r_k^2} \cdot \sum_{i=1}^n J_{ip} \cdot i_{ip}^2 = 1 + \frac{m_{kp}}{m} + \frac{1}{m \cdot r_k^2} \cdot \sum_{i=1}^n J_{ip} \cdot \left(\frac{r_k}{r_{pi}}\right)^2 =$$

$$= 1 + \frac{2 \cdot 5}{350} + \frac{1}{350 \cdot 0,1335^2} \cdot \left[8 \cdot 1,098 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{0,267}{0,080}\right)^2 + 4 \cdot 7,346 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{0,267}{0,150}\right)^2 + 1 \cdot 0,08 \cdot \left(\frac{0,267}{0,267}\right)^2 \right] = 1,05 [-]$$

- dosazené hodnoty viz. příloha 2

4. Průběh sil v pásech při zatáčení na rovině

| | | |
|---------------------------------------|-----|--------|
| střední šířka pásu B | [m] | 0.563 |
| tíhová síla G | [N] | 3433 |
| maximalní součinitel odporu u_{max} | [-] | 0.5 |
| součinitel odporu f | [-] | 0.07 |
| konstanta a | [-] | 0.835 |
| Styková délka pásů L | [m] | 0.734 |
| poloměr hnacího kola r | [m] | 0.1335 |



5. Momentová charakteristika

Tabulka 13: Jízda do kopce

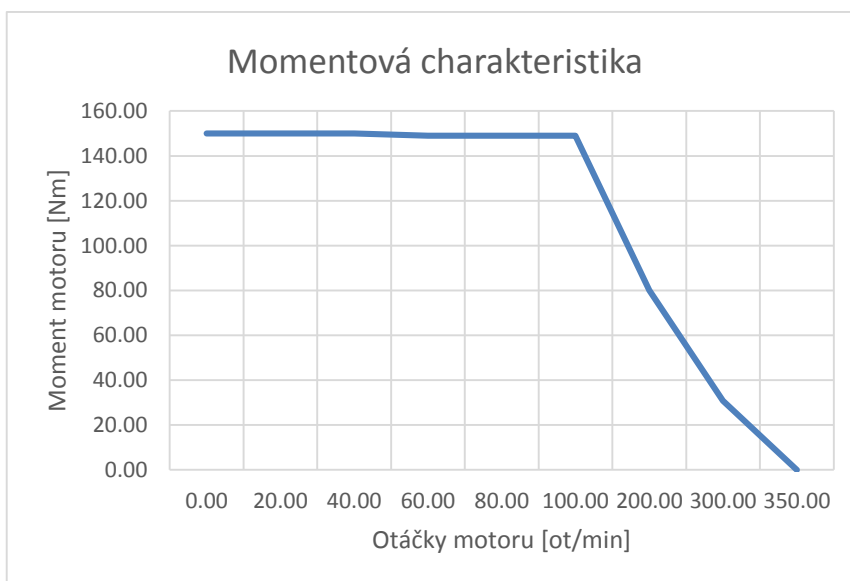
| zadaná veličina | jednotky | velikost |
|---|----------|----------|
| hmotnost vozidla m | [kg] | 350.00 |
| součinitel fiktivního zvětšení hmotnosti vozidla δ | [-] | 1.05 |
| úhel stoupání α | [°] | 35.00 |
| třecí koeficient f | [-] | 0.03 |
| součinitel celkových jízdních odporů f_c | [-] | 0.60 |
| poloměr hnacího kola r_k | [m] | 0.1335 |
| účinnost motoru η_c | [-] | 0.97 |

| | | | | | | | | | |
|-------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--------|--------|
| otáčky motoru (1/min) | 0.00 | 20.00 | 40.00 | 60.00 | 80.00 | 100.00 | 200.00 | 300.00 | 350.00 |
| kroučicí moment (Nm) | 150.00 | 150.00 | 150.00 | 149.00 | 149.00 | 149.00 | 80.00 | 30.80 | 0.00 |
| výkon (W) | 0.00 | 314.16 | 628.32 | 936.19 | 1248.26 | 1560.32 | 1675.52 | 967.61 | 0.00 |
| zrychlení (m/s ²) | 0.11 | 0.08 | 0.06 | 0.01 | -0.02 | -0.04 | -2.66 | -4.48 | -5.59 |
| rychlost (km/h) | 0.00 | 1.01 | 2.01 | 3.02 | 4.03 | 5.03 | 10.07 | 15.10 | 17.61 |
| hnací síla na 1 motor | 1123.60 | 1123.60 | 1123.60 | 1116.10 | 1116.10 | 1116.10 | 599.25 | 230.71 | 0.00 |
| účinnost celkova | 0.93 | 0.93 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.91 | 0.90 | 0.88 | 0.87 |
| účinnost ppů | 0.96 | 0.96 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.94 | 0.92 | 0.91 | 0.90 |

Tabulka 14: Jízda po rovině

| zadaná veličina | | jednotky | velikost |
|---|--|----------|----------|
| hmotnost vozidla m | | [kg] | 350.00 |
| součinitel fiktivního zvětšení hmotnosti vozidla δ | | [-] | 1.05 |
| úhel stoupání α | | [°] | 0.00 |
| třecí koeficient f | | [-] | 0.03 |
| součinitel celkových jízdních odporů f_c | | [-] | 0.60 |
| poloměr hnacího kola r_k | | [m] | 0.1335 |
| účinnost motoru η_c | | [-] | 0.97 |

| | | | | | | | | | |
|-------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--------|--------|
| otáčky motoru [1/min] | 0.00 | 20.00 | 40.00 | 60.00 | 80.00 | 100.00 | 200.00 | 300.00 | 350.00 |
| kroučicí moment [Nm] | 150.00 | 150.00 | 150.00 | 149.00 | 149.00 | 149.00 | 80.00 | 30.80 | 0.00 |
| výkon [W] | 0.00 | 314.16 | 628.32 | 936.19 | 1248.26 | 1560.32 | 1675.52 | 967.61 | 0.00 |
| zrychlení [m/s ²] | 5.41 | 5.39 | 5.37 | 5.31 | 5.29 | 5.27 | 2.65 | 0.82 | -0.28 |
| rychlost [km/h] | 0.00 | 1.01 | 2.01 | 3.02 | 4.03 | 5.03 | 10.07 | 15.10 | 17.61 |
| hnací síla na 1 motor [N] | 1123.60 | 1123.60 | 1123.60 | 1116.10 | 1116.10 | 1116.10 | 599.25 | 230.71 | 0.00 |
| účinnost celkova [-] | 0.93 | 0.93 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.91 | 0.90 | 0.88 | 0.87 |
| účinnost ppů [-] | 0.96 | 0.96 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.94 | 0.92 | 0.91 | 0.90 |



Graf 5: Požadovaná momentová charakteristika motoru

6. Zatáčení na poloměru B/2

Tabulka 15: Porovnání výkonů při zatáčení na poloměru R=B/2

| | | | | | | |
|---------------------------|---------|--------|--------|---------|---------|---------|
| síla na vnitřním pásu F1 | [N] | 489.61 | | | | |
| síla na vnějším pásu F2 | [N] | 729.92 | | | | |
| otáčky motoru n | [1/min] | 0.00 | 50.00 | 100.00 | 150.00 | 200.00 |
| kroučící moment Mk | [Nm] | 125.00 | 124.50 | 124.00 | 110.00 | 80.00 |
| ucinnost celkova η_c | [-] | 0.93 | 0.92 | 0.91 | 0.91 | 0.90 |
| rychlost pásů v | [m/s] | 0.00 | 0.70 | 1.40 | 2.10 | 2.80 |
| výkon vnějšího elm Pmp2 | [W] | 0.00 | 552.99 | 1116.32 | 1690.27 | 2275.16 |
| výkon vnitřního elm Pmp1 | [W] | 0.00 | 370.93 | 748.80 | 1133.79 | 1526.12 |
| maximální výkon elm Pmmax | [W] | 0.00 | 651.88 | 1298.52 | 1727.88 | 1675.52 |

7. Výpočet napínací síly

$$F_s = \frac{1}{2} [1 + \cos(\lambda)] \cdot (f_c \cdot G + m \cdot \ddot{x}) =$$

$$= \frac{1}{2} [1 + \cos(8)] \cdot (0,6 \cdot 350 \cdot 9,81 + 350 \cdot 0,25) = 2137N$$

kde: $f_c = \sin(\alpha) \cdot f \cos(\alpha) = [\sin(35^\circ) + 0,03 \cdot \cos(35^\circ)] = 0,6$ [-] součinitel celkových jízdnicích odporů, viz rov. (67)

$\ddot{x} = 0,22$ - maximální zrychlení při jízdě do schodů s bezpečností $k = 2$, viz. příloha 5

$m = 350kg$ - odhadovaná hmotnost vozíčku

$\lambda = 8^\circ$ - sklon horní větve pásu

$\alpha = 35^\circ$ - maximální sklon svahu (schodů)

f - součinitel tření mezi pásem a vozovkou [-]

8. Reakce v jednotlivých místech uložení

| Name | Value |
|-----------------------------|--------------|
| Cep_Predni_Radialni_reakceX | -6.82814e+08 |
| Cep_Predni_Radialni_reakceY | 9.96513e+08 |
| Cep_Prostredni_R1 | -6.00993e+08 |
| Cep_Prostredni_R2 | -6.25566e+08 |
| Cep_Prostredni_R3 | 5.10323e+08 |
| Cep_Prostredni_R4 | -5.5355e+08 |
| Cep_Zadni_Radialni_reakceX | 1.38798e+08 |
| Cep_Zadni_Radialni_reakceY | 8.68375e+08 |
| Tlumatic_Predni_reakce | 1.11202e+09 |
| Tlumatic_Zadni_reakce | 1.23465e+09 |

Jednotky reakcí jsou $[\frac{mm \cdot g}{s^2}]$, vygenerováno v Creo Parametric 2.0

9. Kontrola hlavního čepu

Dovolené statické napětí ve smyku $\tau_D = 0,58 \cdot R_e = 209 \text{ MPa}$

Dovolené statické napětí v ohybu pro houževnaté materiály $\sigma_{D0} \approx \sigma_{Dt} = 360 \text{ MPa}$

Zatížení

| | |
|--------|------------|
| Síla F | 2288.000 N |
|--------|------------|

Rozměry

| | |
|-----------------|-----------|
| Průměr kolíku d | 15.000 mm |
| Délka kolíku l | 67.000 mm |
| Šířka vidlice a | 16.000 mm |
| Šířka táhla b | 35.000 mm |

Vlastnosti spoje

| | |
|--|----------|
| Provozní součinitel (způsoby zatížení a uložení) k_s | 0.750 ul |
| Požadovaná bezpečnost S_v | 3.000 ul |

Materiál

Čep vidlice

| | |
|---------------------------------------|------------------|
| Materiál | Vlastní materiál |
| Dovolené smykové napětí τ_A | 209.000 MPa |
| Dovolené napětí v ohybu σ_{BA} | 360.000 MPa |

Vidlice

| | |
|---------------------|----------------|
| Materiál | Nerezové oceli |
| Dovolený tlak p_A | 90.000 MPa |

Táhlo

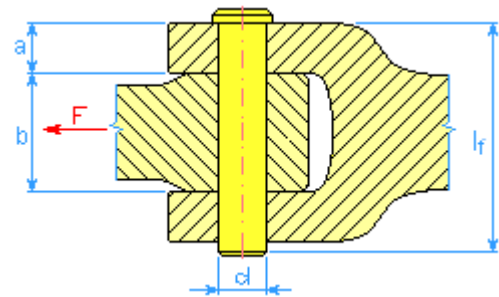
| | |
|---------------------|----------------|
| Materiál | Nerezové oceli |
| Dovolený tlak p_A | 90.000 MPa |

Výsledky

| | |
|-------------------------------|-----------|
| Min. průměr kolíku d_{\min} | 12.944 mm |
| Aktivní délka kolíku l_f | 67.000 mm |
| Pevnostní kontrola | Kladný |

Čep vidlice

| | | |
|---|------------------|-------------|
| Vypočtené smykové napětí | τ_c | 6.474 MPa |
| Smykové napětí kolíku redukované provozním součinitelem | τ_{Ared} | 156.750 MPa |
| Vypočtené napětí v ohybu | σ_{Bc} | 57.832 MPa |
| Napětí v ohybu kolíku redukované provozním součinitelem | σ_{BAred} | 270.000 MPa |
| Bezpečnost | S | 4.669 ul |



10. Návrh pružiny napínání

▣ Zatížení pružiny

| | | |
|-------------------|-------|------------|
| Min. zatížení | F_1 | 173.094 N |
| Max. zatížení | F_8 | 4320.000 N |
| Pracovní zatížení | F | 2137.000 N |

▣ Rozměry pružiny

| | | |
|------------------------|-------|------------|
| Délka volné pružiny | L_0 | 149.004 mm |
| Průměr drátu | d | 7.500 mm |
| Stoupání volné pružiny | t | 13.775 mm |
| Vnější průměr pružiny | D_1 | 40.500 mm |
| Střední průměr pružiny | D | 33.000 mm |
| Vnitřní průměr pružiny | D_2 | 25.500 mm |
| Poměr vinutí | c | 4.400 ul |

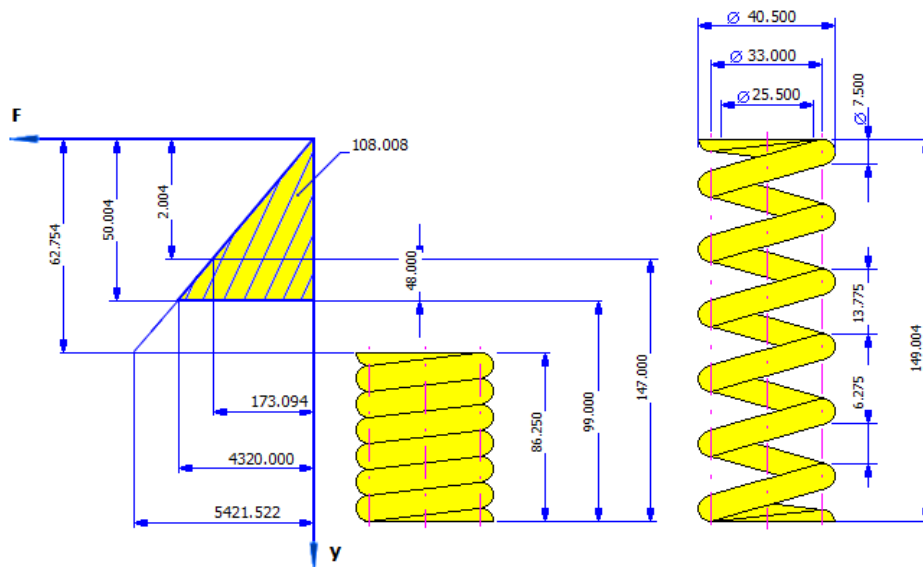
▣ Závity pružiny

| | | |
|---------------------------|-------------------|-------------------|
| Činné závity | n | 10.000 ul |
| Zaokrouhlení počtu závitů | | 1 |
| Směr závitu | | pravý |
| Konce pružin | | |
| Parametry | Začátek | Konec |
| Závity s uzavřeným koncem | n_{z1} 1.000 ul | n_{z2} 1.000 ul |
| Přechodové závity | n_{t1} 0.500 ul | n_{t2} 0.500 ul |
| Obrobené závity | z_{o1} 0.750 ul | z_{o2} 0.750 ul |

▣ Materiál pružiny

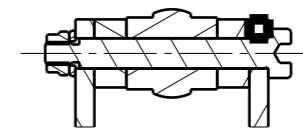
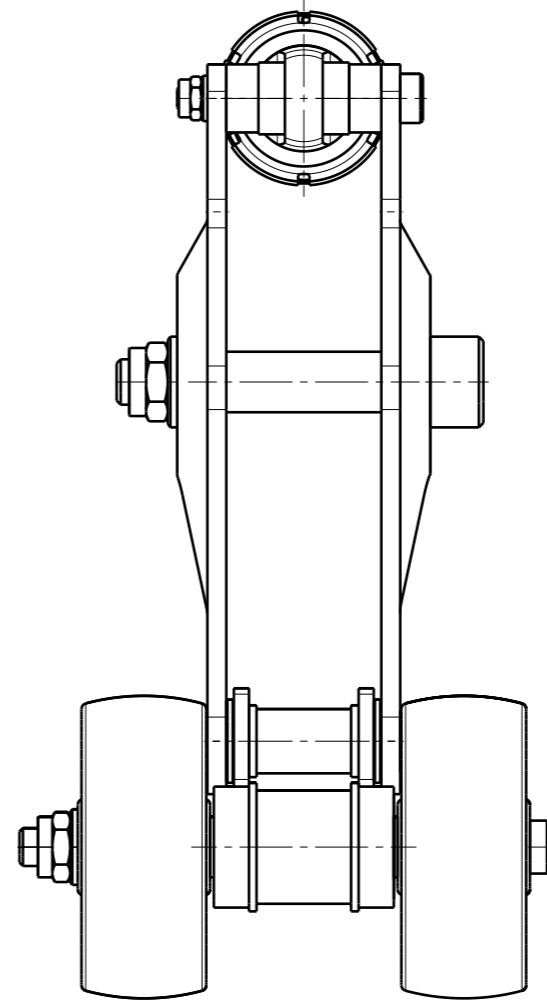
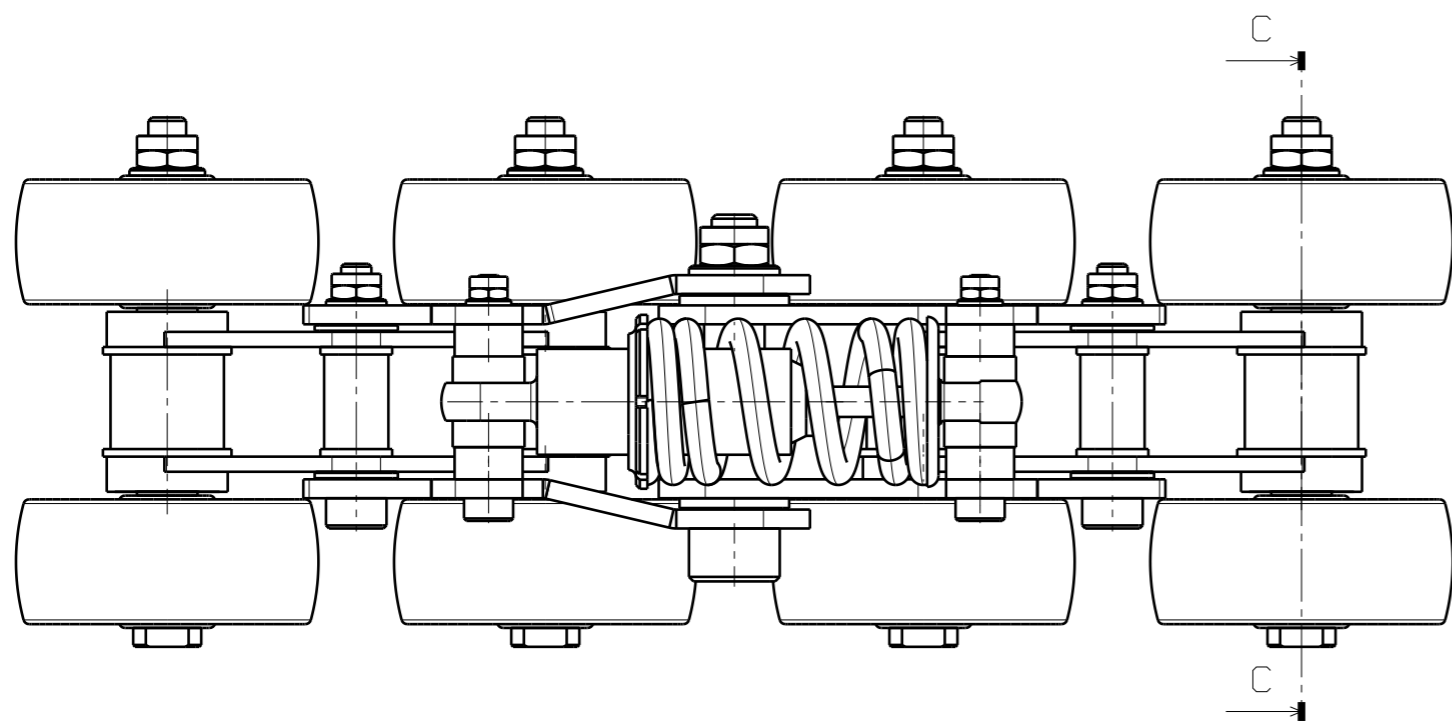
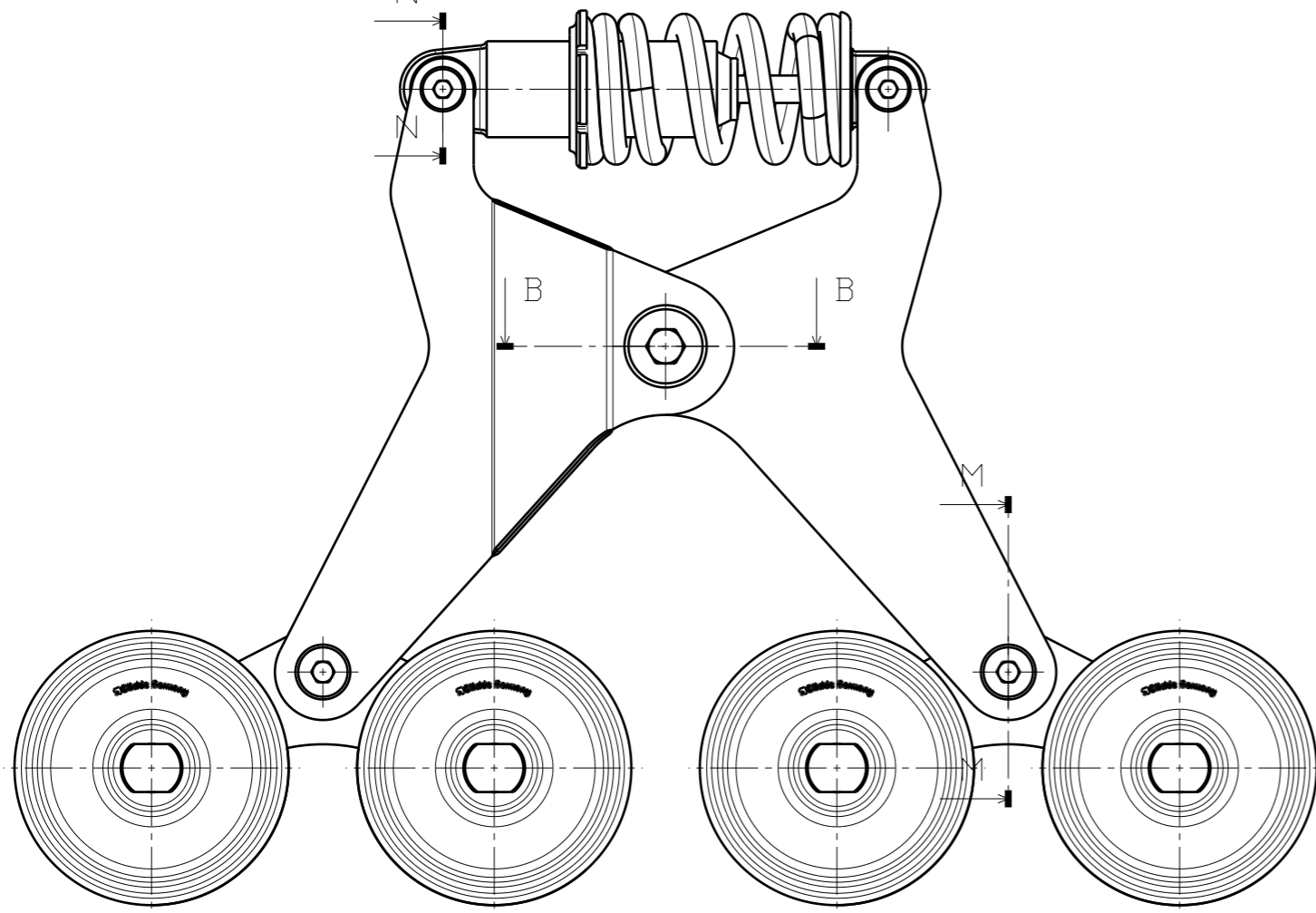
| | |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| Zušlechťený z oceli Si-Cr (14 260) | |
| Mez pevnosti v tahu | σ_{ult} 1720.000 MPa |
| Dovolené napětí v krutu | τ_A 1032.000 MPa |
| Modul pružnosti ve smyku | G 78500.000 MPa |
| Hustota | ρ 7850 kg/m ³ |
| Součinitel využití materiálu pružiny | u_s 0.900 ul |

▣ Pracovní diagram

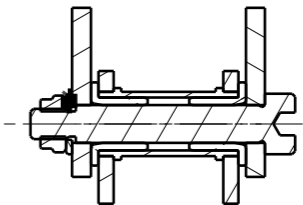


▣ Výsledky

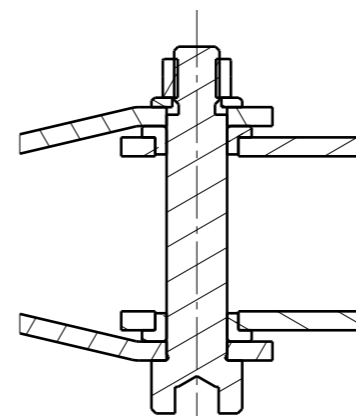
| | | |
|---|------------|---------------|
| Vůle mezi závity volné pružiny | a | 6.275 mm |
| Stoupání volné pružiny | t | 13.775 mm |
| Součinitel koncentrace napětí | K_w | 1.000 ul |
| Tuhost pružiny | k | 86.394 N/mm |
| Deformace pružiny při minimálním zatížení | s_1 | 2.004 mm |
| Deformace v plně zatíženém stavu | s_8 | 50.004 mm |
| Deformace pružiny při mezním zatížení | s_9 | 62.754 mm |
| Mezní zkušební délka pružiny | L_{minf} | 98.063 mm |
| Teoretická mezní délka pružiny | L_9 | 86.250 mm |
| Síla pružiny v mezním stavu | F_9 | 5421.522 N |
| Napětí při minimálním zatížení | τ_1 | 34.479 MPa |
| Napětí při maximálním zatížení | τ_8 | 860.506 MPa |
| Dosedací napětí | τ_9 | 1079.920 MPa |
| Kritická rychlost pružiny | v | 6.250 mps |
| Vlastní kmitočet pružiny | f | 245.097 Hz |
| Deformační energie | W_8 | 108.008 J |
| Délka drátu | l | 1267.200 mm |
| Hmotnost pružiny | m | 0.439 kg |
| Výsledek kontroly pružiny | | Kladný |



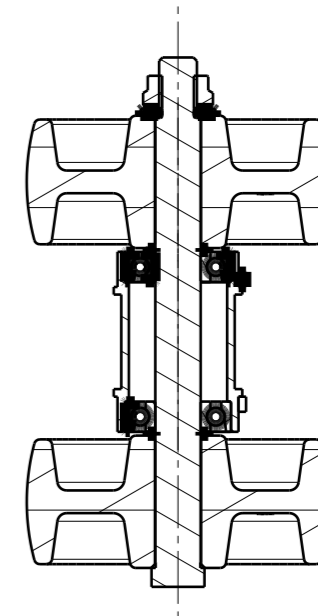
Section cut N-N
Scale: 1:2



Section cut M-M
Scale: 1:2



Section cut B-B
Scale: 1:2

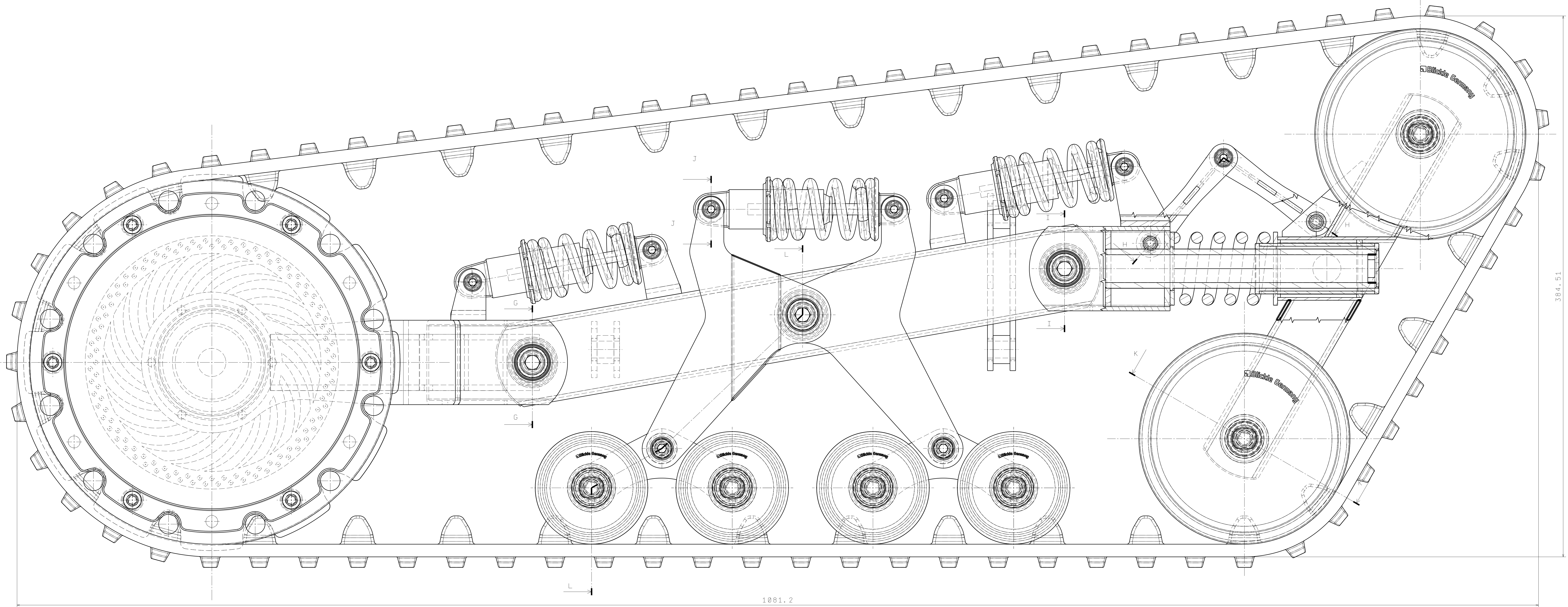


Section view C-C
Scale: 1:2

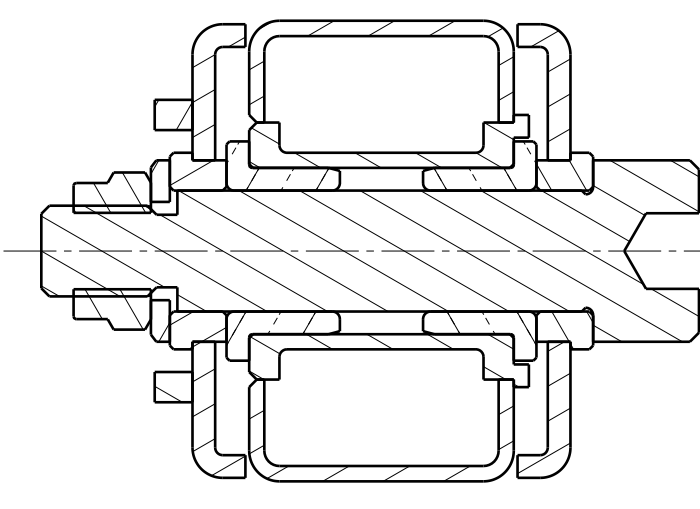
ATV project

Tento výkres je vlastnictvím firmy GRINDL s.r.o. a jejich následníků. Nemůže být reprodukován ani předáván třetím osobám bez písemného souhlasu vlastníka.

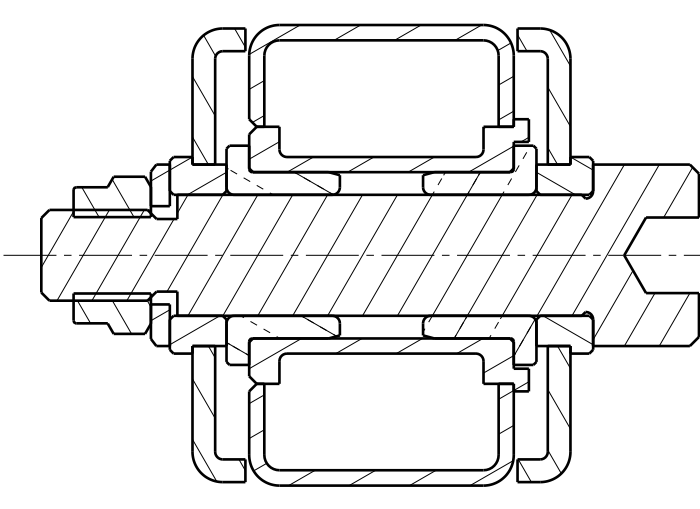
| | | | |
|-------------------------|--------------------|----------------|----------------------|
| Číslo výkresu Nuzky | Polotovar | Materiál | Hmotnost 1,318 kg |
| Kreslil Aleš Hloucal | Datum 27.5.2016 | Měřítko 1:2 | Formát A4 |



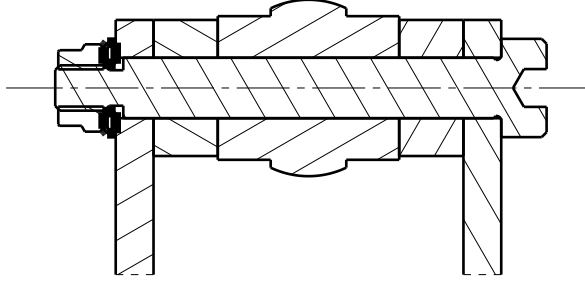
1081.2



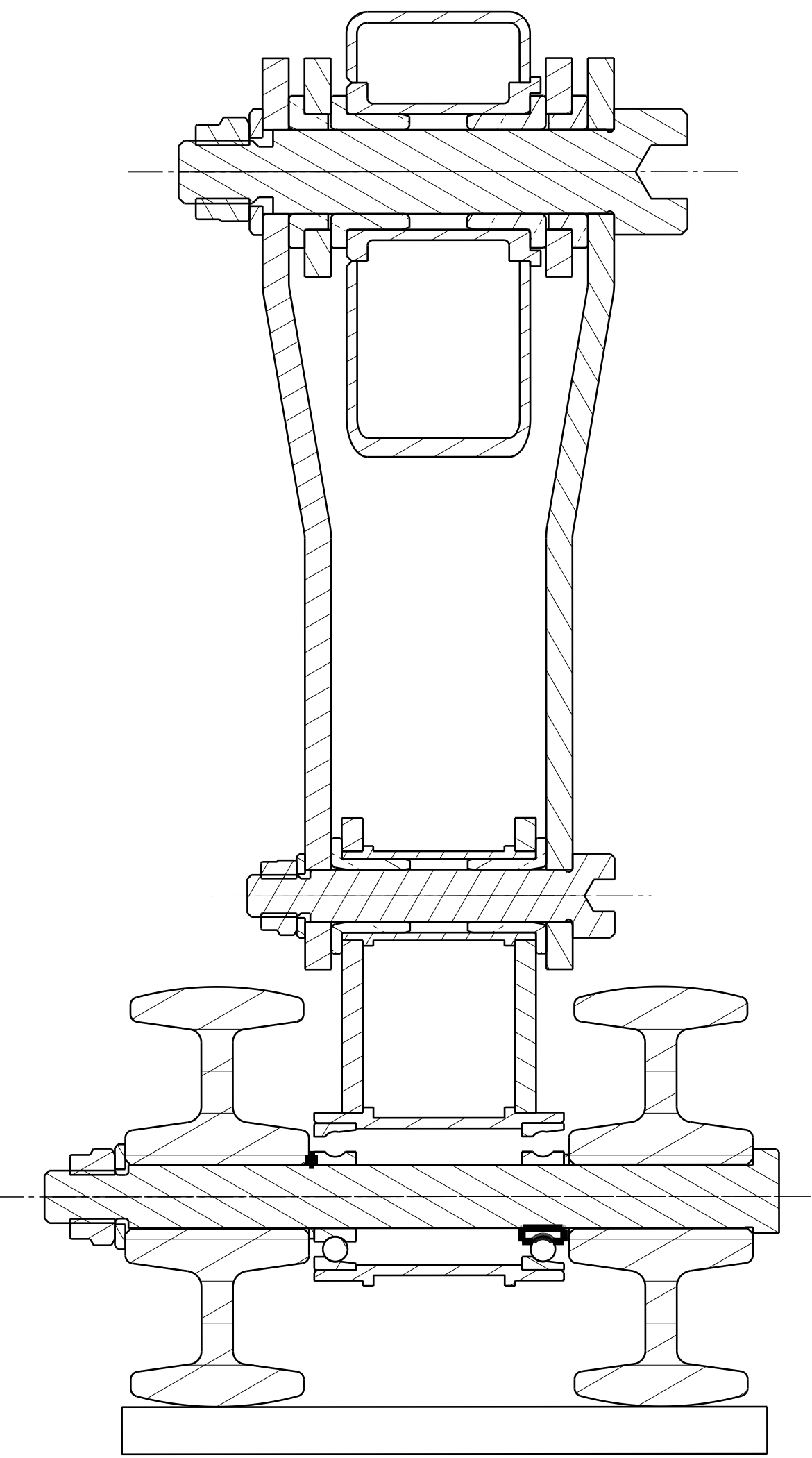
Section cut G-G
Scale: 1:1



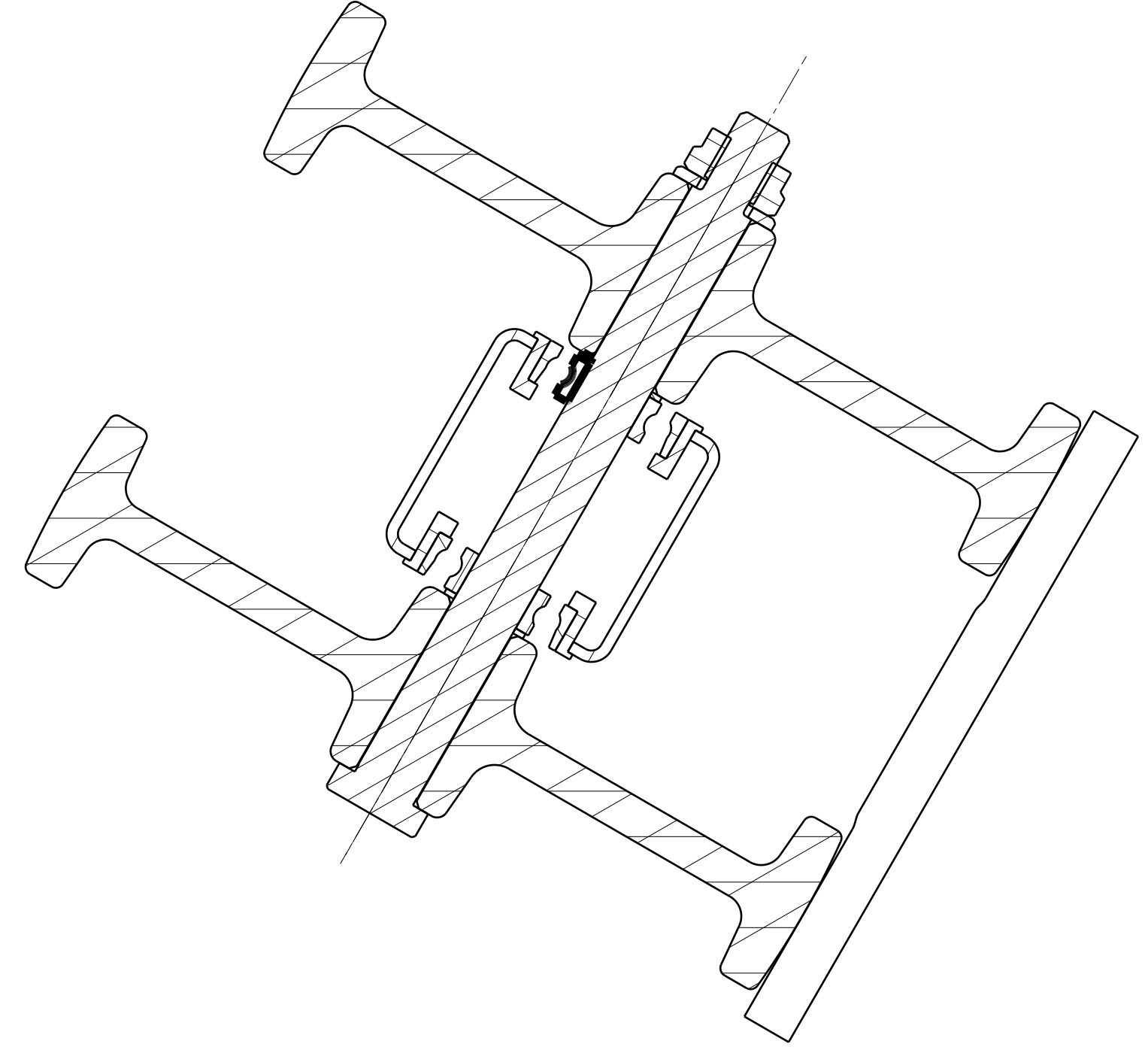
Section cut I-I
Scale: 1:1



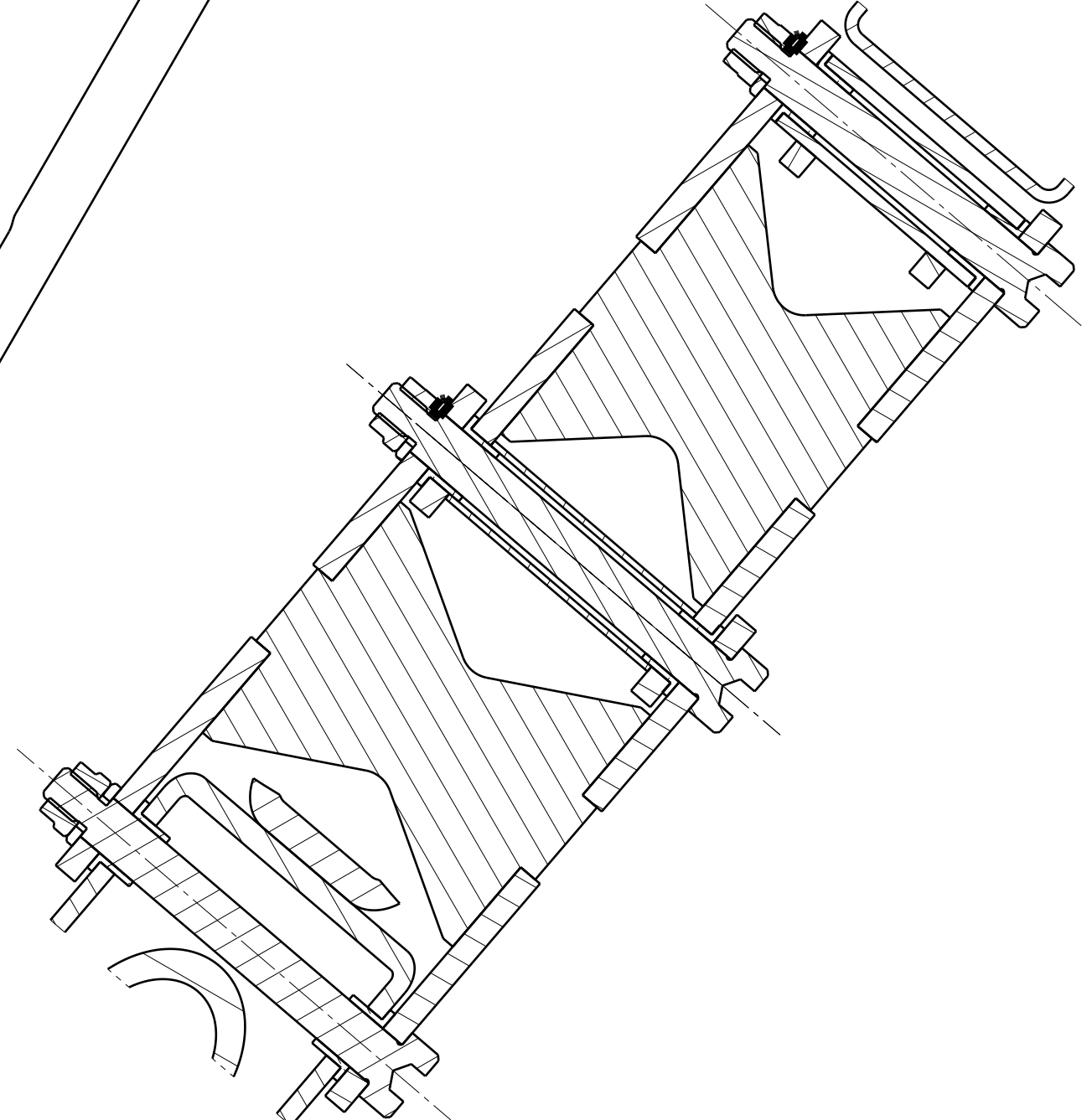
Section cut J-J
Scale: 1:1



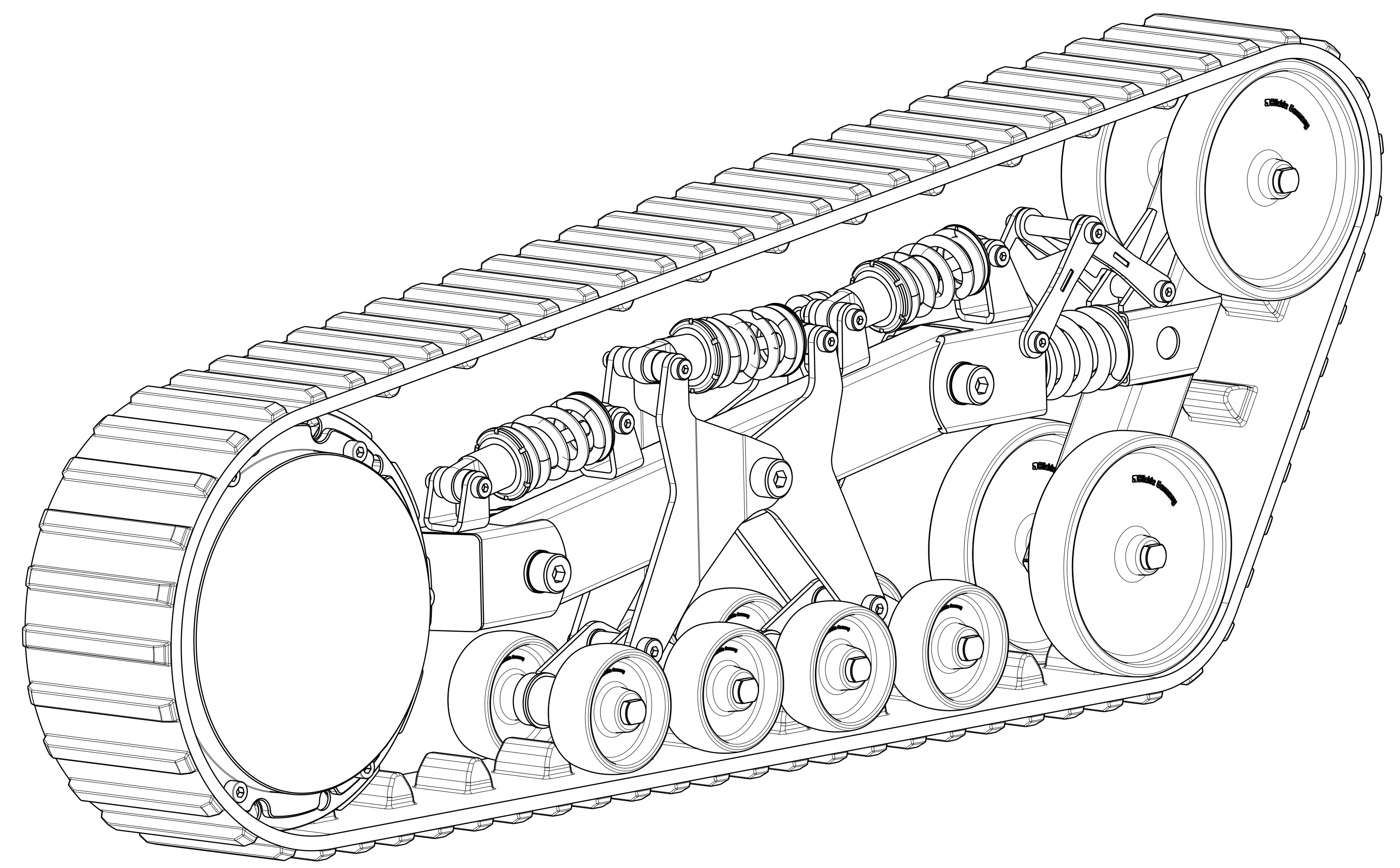
Section cut L-L
Scale: 1:1



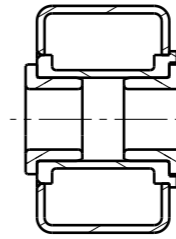
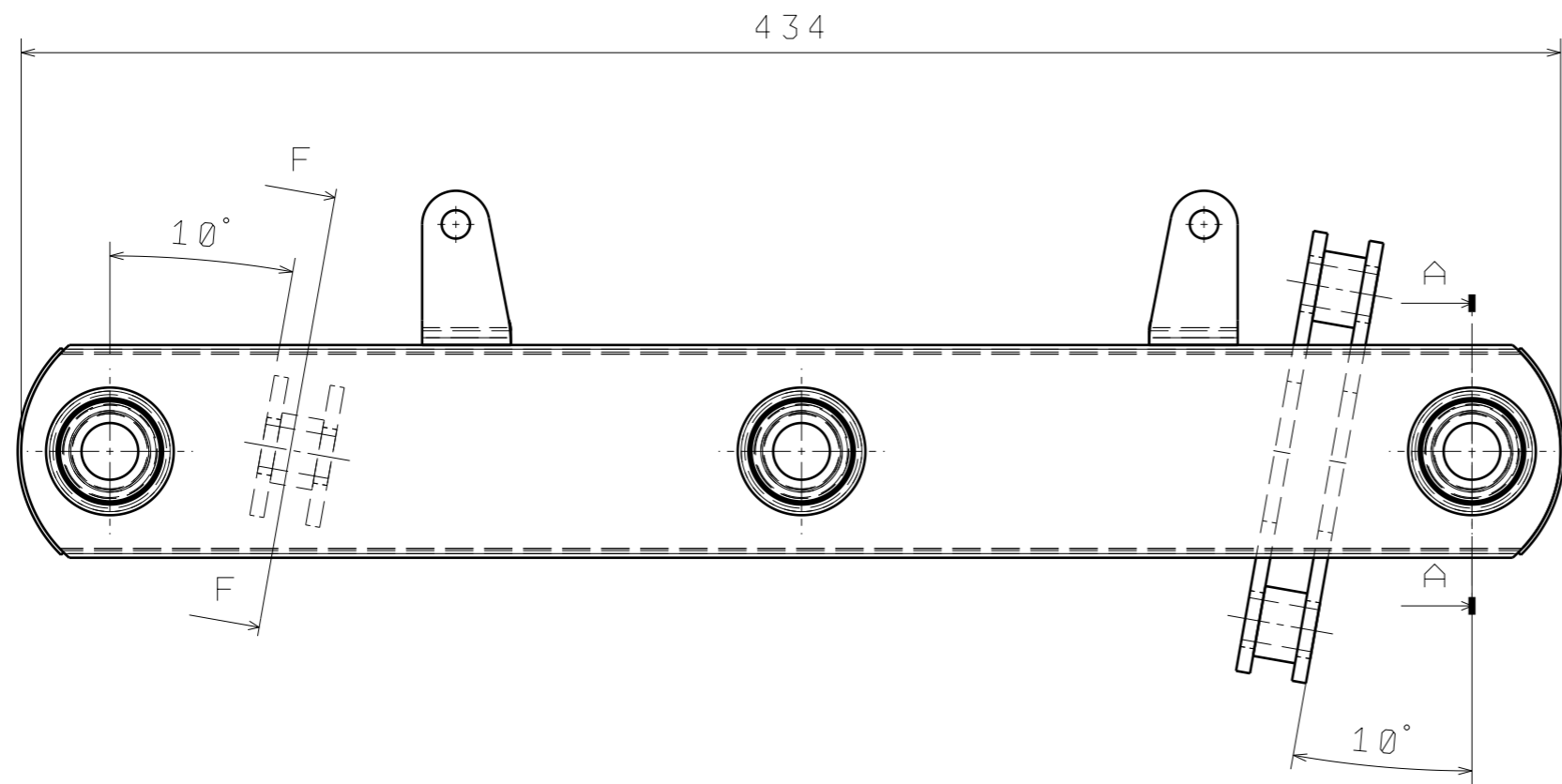
Section cut K-K
Scale: 1:1



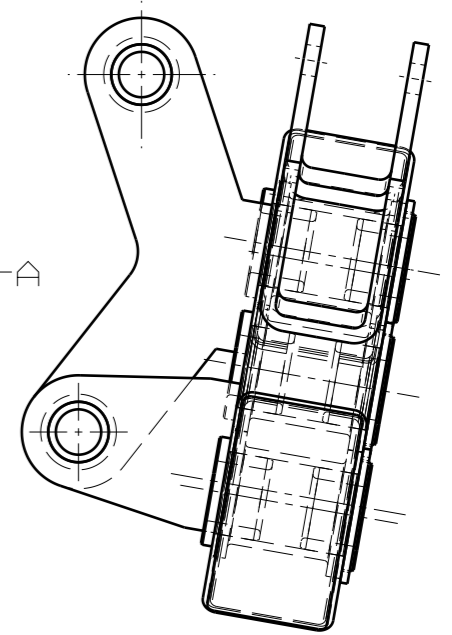
Section cut H-H
Scale: 1:1



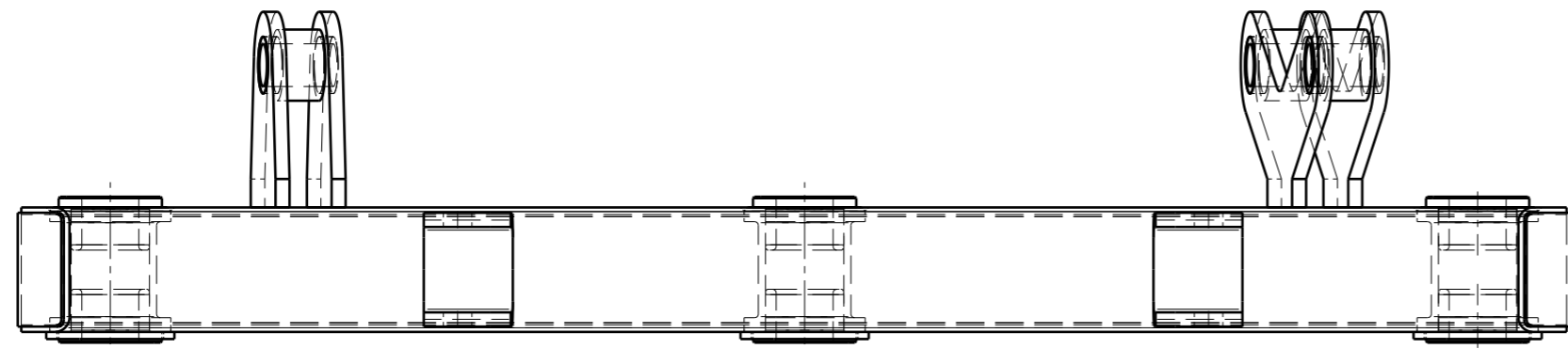
| | | | | |
|---------------|--------------|--|-----------|----------|
| ATV project | | Tento výkres je vlastnictvím firmy GRINEL, s.r.o. a jejích následníků. Nemělo být reprodukováno ani šířeno třetím osobám bez písemného souhlasu vlastníka. | | |
| Císlo výkresu | Podvozek | Polotovár | Materiál | Hmotnost |
| Kreslil | Aleš Hloucal | Datum | 27.5.2016 | Mřítko |
| | | | 1:1 | Formát |
| | | | | A4 |



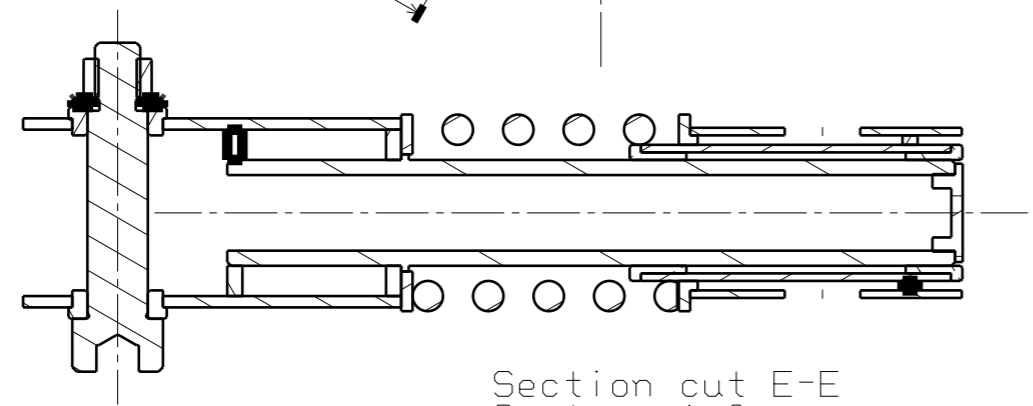
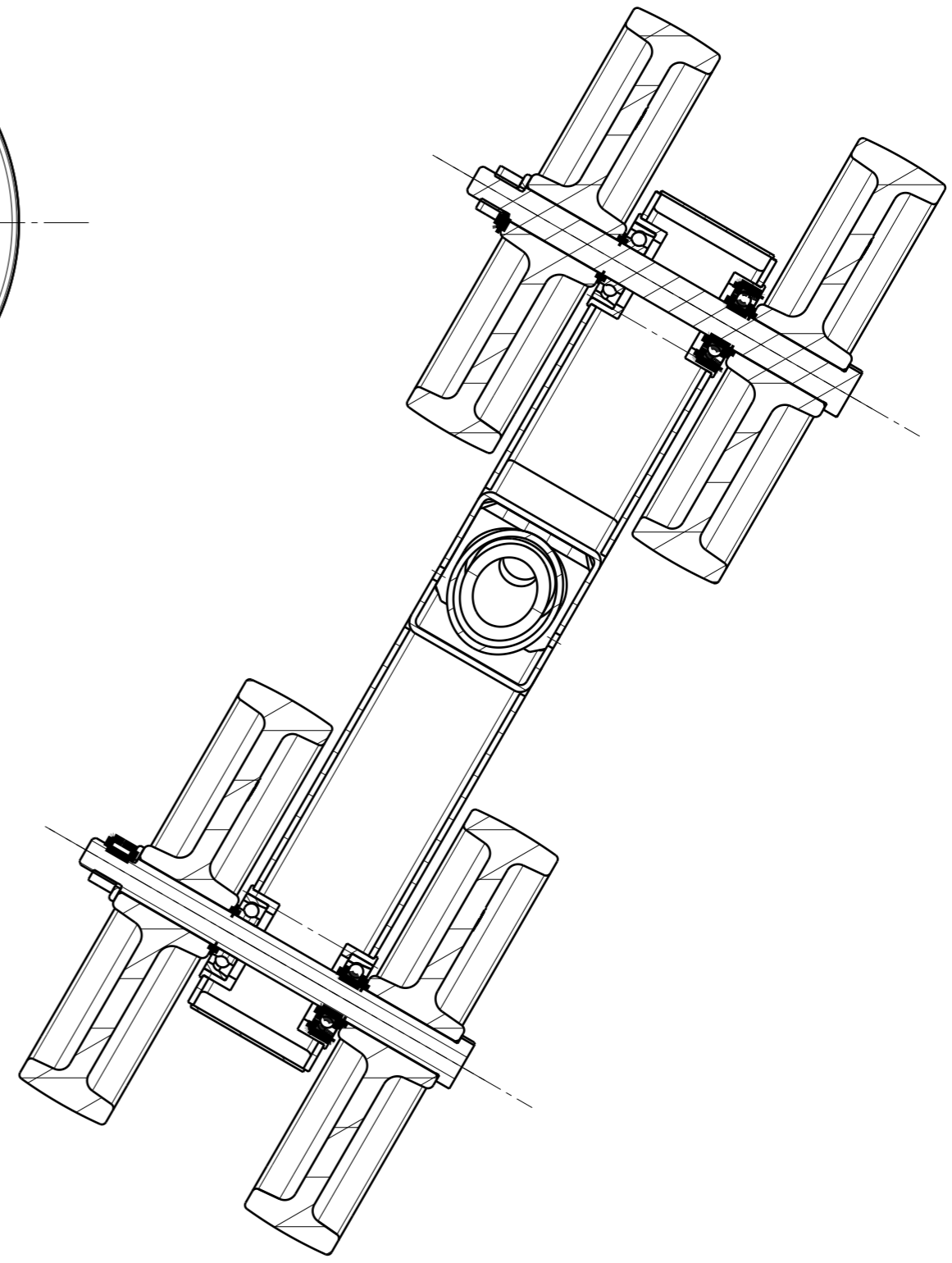
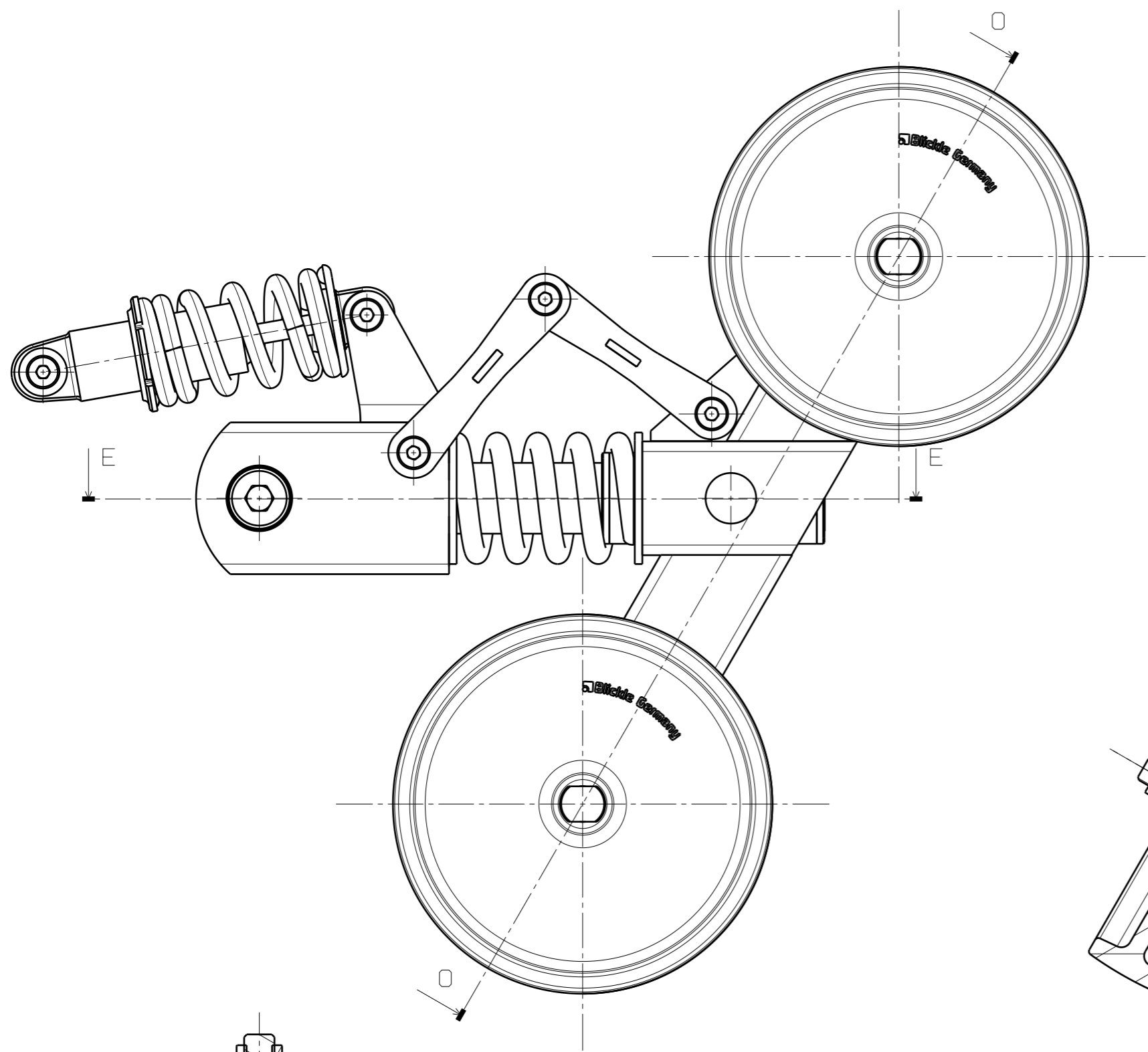
Section view A-A
Scale: 1:2



Auxiliary view F
Scale: 1:2

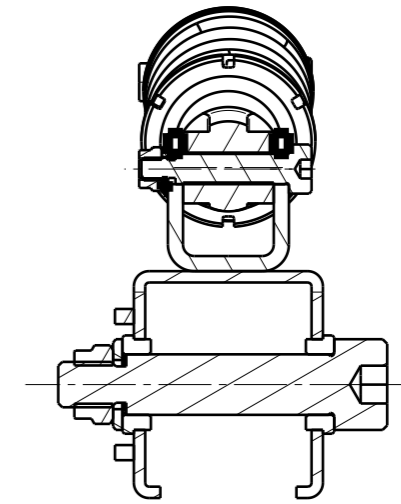
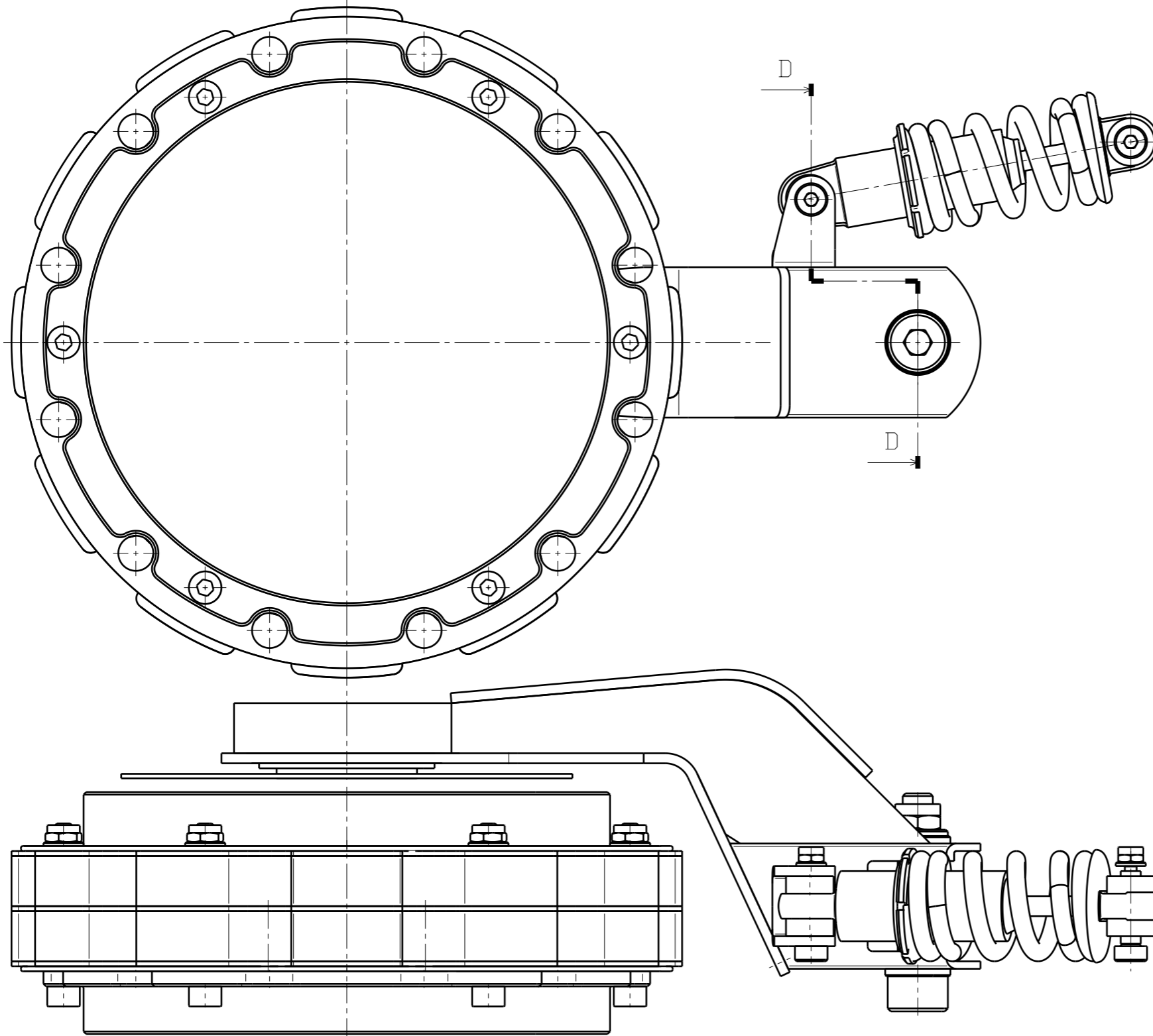


| | | | |
|-------------------------|--------------------|--|----------------------|
| ATV project | | Tento výkres je vlastnictvím firmy GRINDL s.r.o. a jejich následníků. Nemůže být reprodukován ani předáván třetím osobám bez písemného souhlasu vlastníka. | |
| Číslo výkresu Stred | Polotovary | Materiál | Hmotnost 0,258 kg |
| Kreslil Aleš Hloucal | Datum 27.5.2016 | Měřítko 1:2 | Formát A4 |



Section cut E-E
Scale: 1:2

| | | | |
|---------------------------------|----------------------|---|---------------------|
| ATV project | | Section view O-O Scale: 1:2 Tento výkres je vlastnictvím firmy GRINDL, s.r.o. a jejich následníků. Nemůže být reprodukován ani předáván třetím osobám bez písemného souhlasu vlastníka. | |
| Číslo výkresu Vidlice_predni | Polotovar | Materiál | Hmotnost 1,473kg |
| Kreslil Aleš Hloucal | Datum 27. 5. 2016 | Měřítko 1:2 | Formát A4 |



Section view D-D
Scale: 1:2

| | | | |
|--------------------------------|----------------------|--|---------------------|
| ATV project | | Tento výkres je vlastnictvím firmy GRINDL s.r.o. a jejích následníků. Nemůže být reprodukován ani předáván třetím osobám bez písemného souhlasu vlastníka. | |
| Číslo výkresu Vidlice_zadní | Polotovary | Materiál | Hmotnost 6,92 kg |
| Kreslil Aleš Hloucal | Datum 27. 5. 2016 | Měřítko 1:2 | Formát A4 |