



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH KONSTRUKCE A ŘÍZENÍ VŠESMĚROVÉHO PODVOZKU DO PÍSKOVÉHO TERÉNU

DESIGN AND CONTROL OF THE OMNIDIRECTIONAL CHASSIS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Andrej Rendek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Mikuláš Szabari

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Andrej Rendek
Studijní program:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Mikuláš Szabari
Akademický rok:	2021/22

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

Návrh konstrukce a řízení všesměrového podvozku do pískového terénu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student navrhne konstrukci všesměrového podvozku určeného pro jízdu v písku, který bude složit jako subsystém mobilního servisního robota s maximální nosností 25 kg. Součástí práce je také návrh řídicího algoritmu ke zkonstruovanému všesměrovému podvozku.

Cíle diplomové práce:

Rešerše v oblasti všesměrových podvozků.

Rozbor řešené problematiky.

Vytvoření nejméně tří návrhových variant, jejich hodnocení a výběr vhodné varianty na základě multikriteriální analýzy.

Konstrukční návrh vybrané varianty.

Návrh řídicího algoritmu.

Návrhové výpočty.

Výkresová dokumentace vybraných dílů a výkres sestavy.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

KOLÍBAL, Zdeněk. Roboty a robotizované výrobní technologie. Brno: Vysoké učení technické v Brně - nakladatelství VUTIUM, 2016. ISBN 978-80-214-4828-5.

KÁRNÍK, Ladislav, Radek KNOFLÍČEK a Jozef NOVÁK-MARCINČIN. Mobilní roboty. Opava: Mářvy Slezsko, 2000, 212 s. : il. ISBN 80-902746-2-5.

NOVÁK, Petr. Mobilní roboty: pohony, senzory, řízení. Praha: BEN - technická literatura, 2004, 247 s. ISBN 80-7300-141-1.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práca sa venuje návrhu lokomočného ústrojenstva všesmerového robota určenému pre pohyb v piesku. Úvodnú časť práce predstavuje rešerš v oblasti súčasných riešení všesmerových podvozkov mobilných robotov. Práca ďalej nadväzuje zostavením možných variantov. Variant vyhodnotený ako najvhodnejší je následne detailne spracovaný. Spracovanie zahŕňa analýzu odporov pôsobiacich na podvozok pri podmienkach a pohyboch reprezentujúcich všesmerový pohyb v piesku. Nasleduje výber pohonov a konštrukčné riešenie doplnené o pevnostné výpočty. Posledná časť práce popisuje algoritmus riadenia podvozku.

ABSTRACT

The master's thesis deals with the design of a locomotion system of an omnidirectional robot designed for application in sandy environment. The introductory part of the thesis is an overview in the field of current solutions of omnidirectional chassis of mobile robots. The thesis continues with a choice of possible variants. The variant evaluated as the most suitable is then elaborated in detail. This includes an analysis of the resistances acting on the chassis under conditions and movements representing omnidirectional movement in the sand. Analysis is followed by a selection of drives and a design solution supplemented by stress analysis. The final part is focused on the chassis control algorithm.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Všesmerový podvozok, piesok, skrutkový pohon, mobilný servisný robot

KEYWORDS

Omnidirectional chassis, sand, screw propulsion, mobile service robot

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

RENDEK, Andrej. *Návrh konstrukce a řízení všesměrového podvozku do pískového terénu* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140338>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Mikuláš Szabari.

POĎAKOVANIE

Chcel by som touto cestou poďakovať môjmu vedúcemu práce Ing. Mikulášovi Szabarimu za ochotu a cenné rady poskytnuté pri vypracovaní tejto záverečnej práce.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Mikuláš Szabari a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 20.5.2022

.....

Andrej Rendek

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	PREHLAD RIEŠENÍ VŠESMEROVÝCH ROBOTOV	17
2.1	Roboty s kolesami	18
2.1.1	Jednokolesové roboty	18
2.1.2	Trojkoľesové roboty	19
2.1.3	Štvorkolesové roboty	20
2.2	Pásovú roboty	21
2.3	Kráčajúce roboty	22
2.4	Špeciálne roboty	23
2.4.1	Sférický robot	23
2.4.2	Roboty so skrutkovým pohonom	24
3	ROZBOR ÚLOHY	25
3.1	Prehľad kladených požiadavkov	25
3.2	Vylúčenie nevhodných variantov	25
3.3	Výber vhodného variantu	25
3.4	Požiadavky na konštrukciu	25
3.5	Konštrukčné uzly	26
4	NÁVRHOVÉ VARIANTY	27
4.1	Variant 1	27
4.2	Variant 2	28
4.3	Variant 3	29
4.4	Variant 4	30
5	VÝBER VHODNÉHO VARIANTU	31
5.1	Formulácia kritérií	31
5.2	Priradenie váh kritériam	33
5.3	Hodnotenie variantov	34
6	DETAILNÝ NÁVRH VARIANTU	35
6.1	Stručná história skrutkového pohonu	35
6.2	Voľba počtu a konfigurácie kolies	36
6.3	Parametre skrutkového kolesa	36
6.3.1	Materiál kolesa	36
6.3.2	Priemer a dĺžka kolesa	37
6.3.3	Uhol stúpania závitú	37
6.3.4	Výška hrebeňa skrutky	37
6.3.5	Šírka hrebeňa	37
6.3.6	Počet chodov závitú	37
6.3.7	Zvolené parametre	37
6.4	Charakteristika piesku a hmotnosť podvozku	39
6.5	Výpočet poklesu kolesa	39
6.5.1	Pokles kolesa pri odvaľovaní	39
6.5.2	Pokles kolesa v neodvaľujúcom sa stave	41
6.6	Analýza vybraných stavov	42
6.6.1	Stav 1 - pohyb vpred po naklonenej rovine	42
6.6.2	Stav 2 - pohyb do strany po naklonenej rovine	48
6.6.3	Stav 3 – pohyb diagonálne po naklonenej rovine	50
6.7	Pohony	53

6.7.1	Kontrola dynamiky.....	54
6.7.2	Napájanie.....	55
6.8	Koleso a pevnostné výpočty	56
6.8.1	Postup montáže	57
6.8.2	Kontrola drážky pre pero na otláčenie	60
6.8.3	Výpočty reakcií v ložiskách	60
6.8.4	Kontrola ložisiek na statickú bezpečnosť.....	64
6.8.5	Výpočet skrutkového spoja príruha-rameno	65
6.8.6	Pevnostné výpočty ramien	66
6.9	Algoritmus ovládania	70
7	ZHODNOTENIE A DISKUSIA	73
8	ZÁVER.....	75
9	ZDROJE	77
10	ZOZNAM SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULIEK	81
10.1	Zoznam symbolov	81
10.2	Zoznam tabuliek	84
10.3	Zoznam obrázkov	84
11	ZOZNAM PRÍLOH.....	87

1 ÚVOD

Lokomočné ústrojenstvá mobilných robotov môžu mať rôznu podobu a využívať rôzne mechanizmy k dosiahnutiu požadovaného pohybu. Medzi obvyklé typy patrí prevedenie s kolesami, pásmi, či kráčajúce s končatinami. Nie všetky typy podvozkov robotov sú však vhodné do piesočnatého prostredia a ešte menšie množstvo z nich je schopné požadovaného všesmerového pohybu.

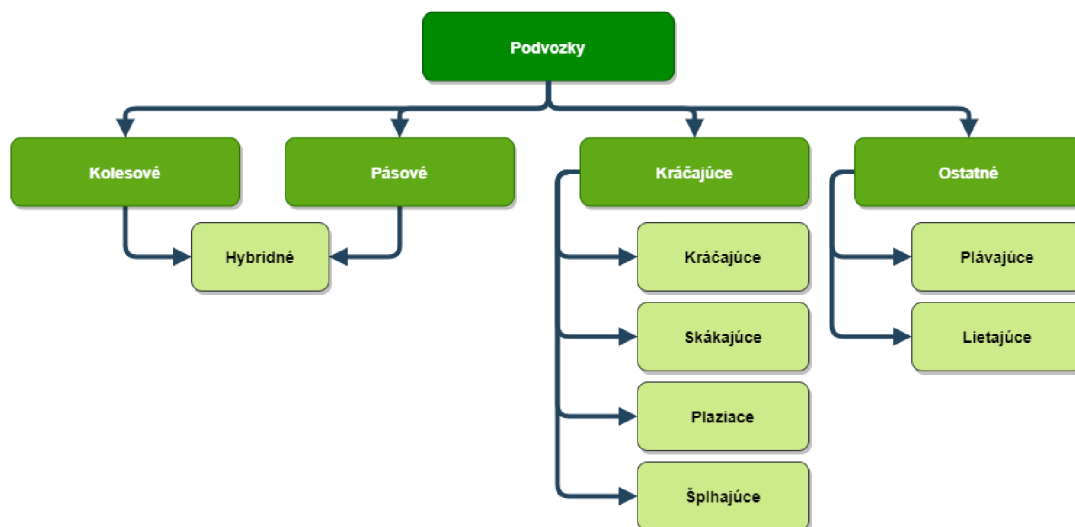
Roboty s možnosťou všesmerového pohybu sú schopné pohybovať sa v akomkoľvek smere bez ohľadu na ich orientáciu. Táto vlastnosť ich predurčuje pre aplikácie v prostrediach, kde je veľkosť priestoru pre manévrovanie limitujúcim faktorom. Nachádzajú tak uplatnenie hlavne v skladoch a iných vnútorných prostrediach obývaných ľuďmi. Väčšinou sa jedná o roboty s kolesami určené pre pohyb po rovnom a tvrdom podklade.

Cieľom tejto práce je navrhnuť lokomočné ústrojenstvo robota tak, aby bolo schopné fungovať v piesku pri rešpektovaní požadovanej nosnosti a požiadavky na všesmerovosť, t.j. schopnosť okamžite sa pohybovať v akomkoľvek smere bez nutnosti predchodzieho natočenia podvozku. Navrhnuté pohybové ústrojenstvo tak umožní aplikáciu robota do prostredia do ktorého zvyčajne nie sú všesmerové roboty určené. Všesmerovosť robota zaručí, že sa bude schopný pohybovať v zúžených priestoroch či obchádzať rôzne prekážky. Keďže je podvozok určený vyslovene do vonkajšieho prostredia - piesku, mohol by byť využitý pre činnosti, ktoré sú pre ľudí repetitívne či nebezpečné ako je napr. prieskumná činnosť, zber vzoriek, vykonávanie meraní alebo iné, špecifickejšie činnosti akými sú napr. odmínovanie oblastí či čistenie pláží od odpadkov.

Diplomová práca sa bude najprv zaoberať analýzou súčasne používaných typov všesmerových podvozkov a následne návrhom konštrukcie všesmerového podvozku vhodného do piesočnatého prostredia. Podvozok vrátane pohonov bude dimenzovaný tak, aby bol schopný pohybu v zadaných podmienkach s ohľadom na kladené požiadavky a ich dôležitosť. Návrh podložený výpočtami bude doplnený o algoritmus riadenia a výkresovú dokumentáciu vybraných dielov.

2 PREHĽAD RIEŠENÍ VŠESMEROVÝCH ROBOTOV

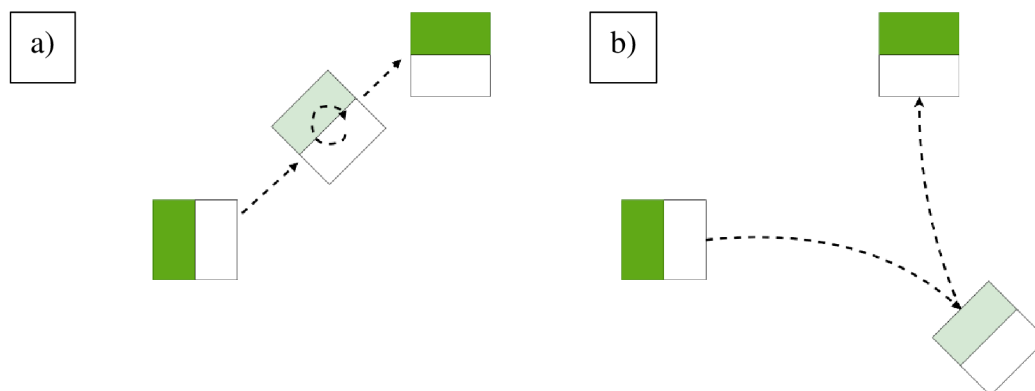
Podvozky mobilných robotov môžeme rozdeliť podľa využitého princípu do viacerých kategórií. Jedno z možných rozdelení je zobrazené na Obr. 1.



Obr. 1) Druhy podvozkov mobilných robotov [1]

Všesmerovosť znamená schopnosť systému okamžite sa pohybovať v ľubovoľnom smere bez ohľadu na konfiguráciu systému. Väčšina mobilných systémov je dizajnovaná pre vykonávanie planárneho pohybu, t.j. po podlahe v sklade, po povrchu stola atď. Takýto systém má 3 stupne voľnosti – translácia v 2 smeroch + rotácia okolo osy. Klasické podvozky však nemajú schopnosť ovládať všetky stupne voľnosti samostatne. Konvenčné kolesá nie sú schopné pohybu paralelného k ich ose – hovoríme o neholonómnom obmedzení kolesa. Roboty s klasickými kolesovými podvozkami sú síce schopné dosiahnuť akúkoľvek polohu a orientáciu v priestore, no najskôr je potrebné komplikované plánovanie trajektórie a samotné manévry, vďaka ktorým sa do požadovanej konfigurácie dostanú. Rozdiel medzi holonómnyimi a neholonómnyimi podvozkami je patrný z Obr. 2. [2]

V praxi sa môžeme stretnúť s rôznymi prevedeniami robotov schopných všesmerového pohybu vhodných pre rôzne typy aplikácií. Nasledujúce podkapitoly obsahujú prehľad obecné používaných riešení s konkrétnymi príkladmi reálnych robotov.



Obr. 2) Pohyb holonómnych (a) & neholonómnych (b) podvozkov [3]

2.1 Roboty s kolesami

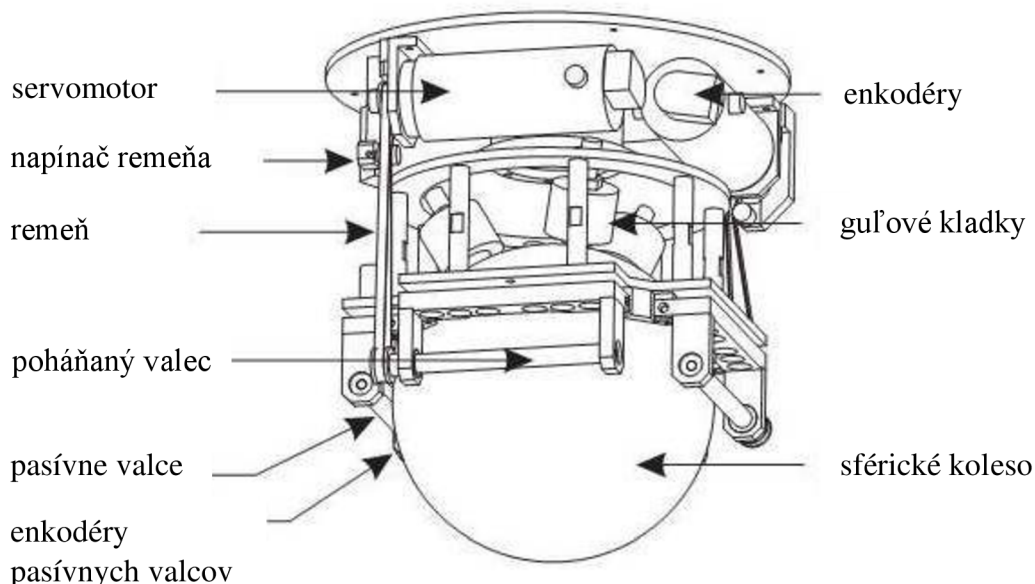
Kolesové podvozky existujú vo viacerých prevedeniach a to jednak čo sa týka počtu kolies ale aj druhu použitého kolesa.

2.1.1 Jednokolesové roboty

Tento typ robota je dizajnovaný tak, aby bol schopný udržať rovnováhu a pohybovať sa po jednom sférickom kolese. Bodový kontakt robota s podkladom po ktorom sa pohybuje zaručuje výbornú manévrovateľnosť, všesmerovosť, dynamickú stabilitu a „organickosť“ pohybu v porovnaní s inými riešeniami podvozkov. Jednokolesový robot je založený na princípe obráteného kyvadla. [4]

V minulosti boli mobilné roboty navrhované najmä vzhľadom na požiadavku statickej stability – tzn. tak, aby neplytvali energiou pri státi na mieste. Táto požiadavka bola docielená použitím troch a viac kolies. Kvôli predídaniu prevrátenia robota je hmota zvyčajne sústredená čo najnižšie. Široké podvozky viackolesových robotov taktiež znemožňujú pohyb v zúžených priestoroch. Vďaka svojej dynamickej stabilite je možné jednokolesových robotov navrhnuť tak, aby väčšina ich masy bola sústredená do výšky a tým pádom zaberali čo najmenej priestoru a mohli vykonávať činnosť aj v obmedzených priestoroch. Tento dizajn je aplikovateľný najmä pre servisné roboty v domácnostiach a kancelárskych priestoroch. Súčasné jednokolesové roboty sú obmedzené na pohyb po hladkých povrchoch – do náročnejšieho terénu bez akejkoľvek modifikácie nie sú vhodné. [4]

Na Obr. 3 je možné vidieť jedno z riešení jednokolesového robota s názvom „CMU Ballbot“. Robot obsahuje dva na seba kolmo uložené valce, ktoré sú poháňané dvoma jednosmernými servomotormi pomocou remeňového prevodu. Naproti obom poháňaným valcom sa nachádzajú pasívne valce, ktoré sú pritlačované pružinami. [5]

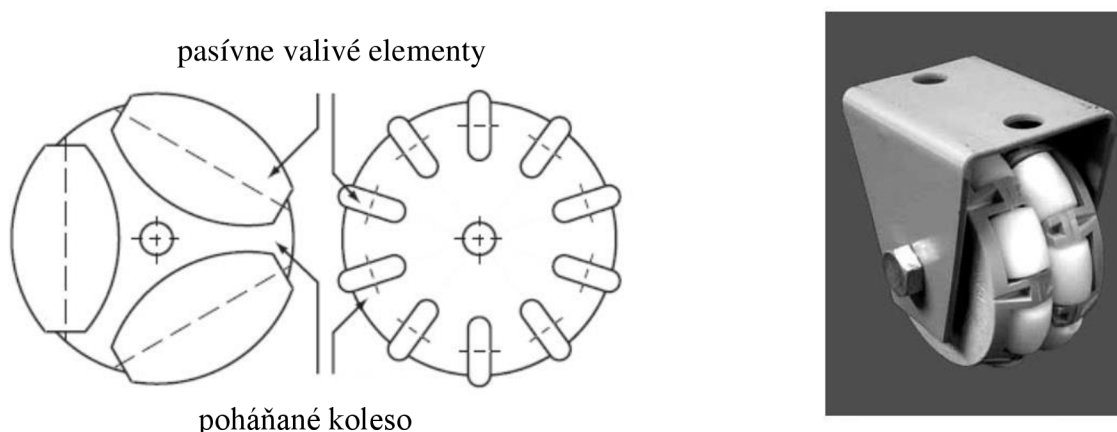


Obr. 3) Pohonná jednotka jednokolesového robota „CMU Ballbot“ [5]

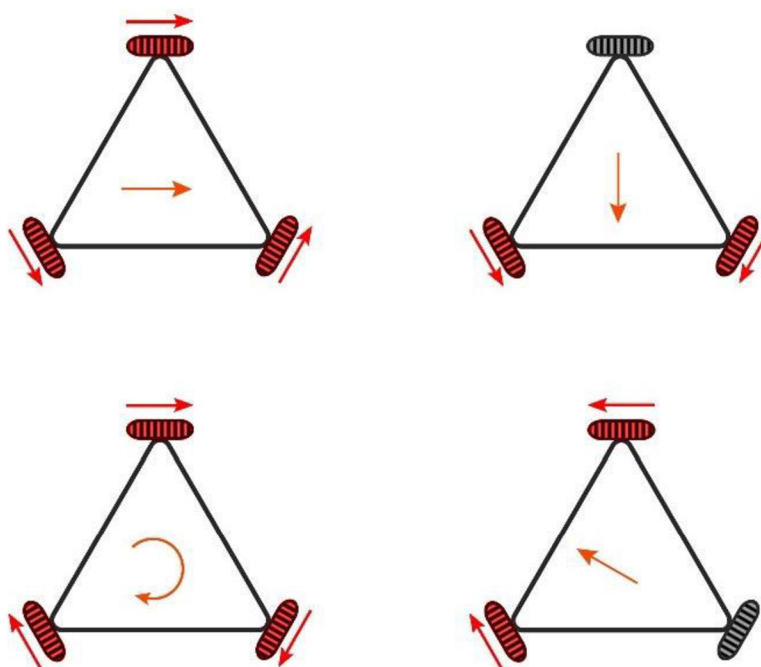
2.1.2 Trojkolesové roboty

Tieto roboty využívajú k pohybu špeciálne navrhnuté všesmerové kolesá zvané „omni wheel“ zobrazené na Obr. 4. Tento typ kolesa sa odvaľuje rovnako ako klasické koleso smerom dopredu/dozadu. Čím však vyniká, je možnosť pohybu do strany (v smere jeho osy) pod pôsobením externej sily. Koleso má po svojom obvode valivé elementy, rotujúce okolo vlastnej osy, ktorá je kolmá na osu kolesa. [6]

Kolesá sú na podvozku robota rozmiestnené zvyčajne v rozostupe 120° a podvozok má často trojuholníkový tvar. Podľa požadovaného smeru pohybu sú vhodným riadením budené odpovedajúce motory – prehľad základných pohybov s vyznačenými smermi pohybu kolies je zobrazený na Obr. 5.



Obr. 4) Všesmerové koleso typu "omni wheel" [2]



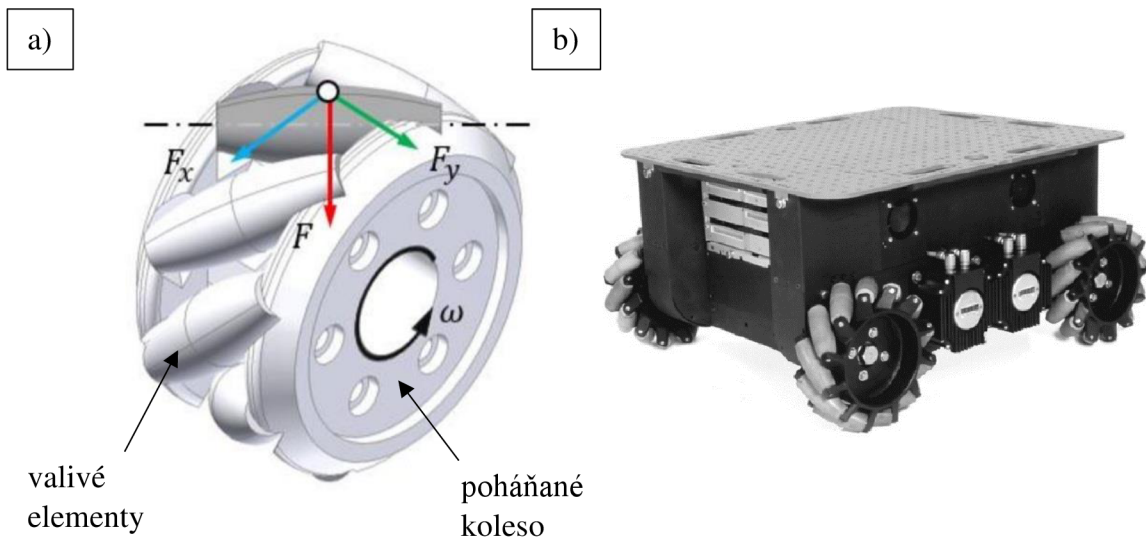
Obr. 5) Pohyby trojkolesového všesmerového podvozku [7]

2.1.3 Štvorkolesové roboty

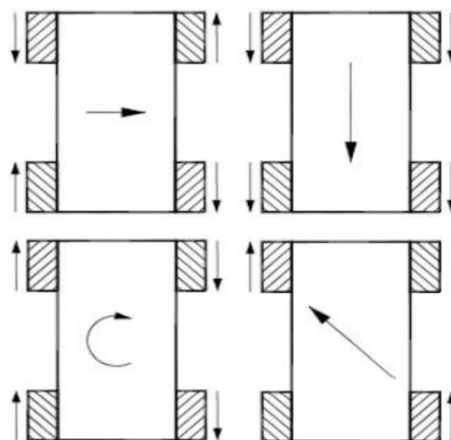
Roboty so štyrmi kolesami môžu využívať rovnaký typ kolies „omni wheel“ zmienený v predchodzej kapitole alebo typ „mecanum“ zobrazený na Obr. 6 (a) s jeho prvou aplikáciou pre mobilný robot z roku 1987 na Obr. 6 (b). Tento typ kolies bol prvý krát zostrojený švédskou firmou Mecanum AB a znova pozostáva z hnanej časti s pasívnymi valivými elementmi po obvode – tentokrát však nie sú uložené kolmo na osu kolies ale zvierajú uhol 45° . Elementy sú tvarované tak, aby priemet kolies do roviny normálovej k ose kolies bol kruhový. [2]

Uvedenie mecanum kolies do pohybu spôsobí, že voľne otáčajúci sa valček, ktorý je práve v kontakte s podlahou prenáša silu v smere svojej osy. Od kombinácie smeru a rýchlosti otáčania každého z kolies závisí výsledný smer pohybu celého podvozku. Týmto spôsobom je tak možné riadiť smer podvozku bez samotného natáčania kolies. Prehľad základných pohybov s vyznačenými smermi pohybu kolies je zobrazený na Obr. 7. [8], [9]

Rovnako ako aj u predchádzajúcich kolesových podvozkov je doporučené doplniť podvozok robota o odpruženie – inak je tento typ kolies vhodný len do priestorov s rovným podkladom. [1]



Obr. 6) Koleso mecanum (a) [9], robot „Uranus“ (b) [8]



Obr. 7) Pohyby štvorkolesového všesmerového podvozku [8]

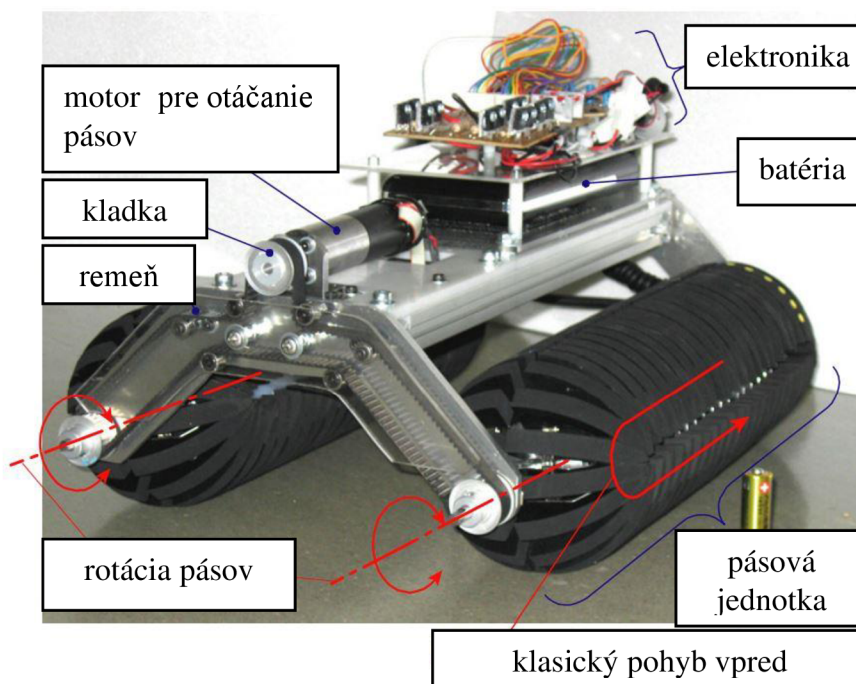
2.2 Pásové roboty

Pásové podvozky sa nedokážu pohybovať okamžite v ľubovoľnom smere z akejkoľvek konfigurácie takže ich nemožno považovať za všesmerové. Toto obmedzenie sa však dá prekonať použitím špeciálnych pásov s valivými elementmi rovnako ako tomu je u kolesových podvozkov. Takýto systém je možno vidieť na Obr. 8. Systém na obrázku bol vyvinutý v spolupráci s nemeckou spoločnosťou IVA Johann GmbH zaoberajúcou sa stavebnými strojmi. Všesmerové pásy sú založené na konvenčnom dizajne a valivé elementy sú prispôbené väčším nárokom na povolenú záťaž – jadrá valčekov sú z kovu a sú využitie klzné ložiská. [9]



Obr. 8) Robot so všesmerovými pásmi [9]

Iné riešenie všesmerových pásov predstavuje podvozok predstavený na medzinárodnej konferencii v St. Louis, USA. Pásky kruhového obrysu (v pohľade spredu) sú v tomto prípade tvorené množstvom zaoblených segmentov. Podvozok zobrazený na Obr. 9 umožňuje taktiež rotáciu celej pásovej jednotky okolo pozdĺžnej osy, čím umožňuje všesmerový pohyb. [10]



Obr. 9) Alternatívne prevedenie všesmerových pásov [10]

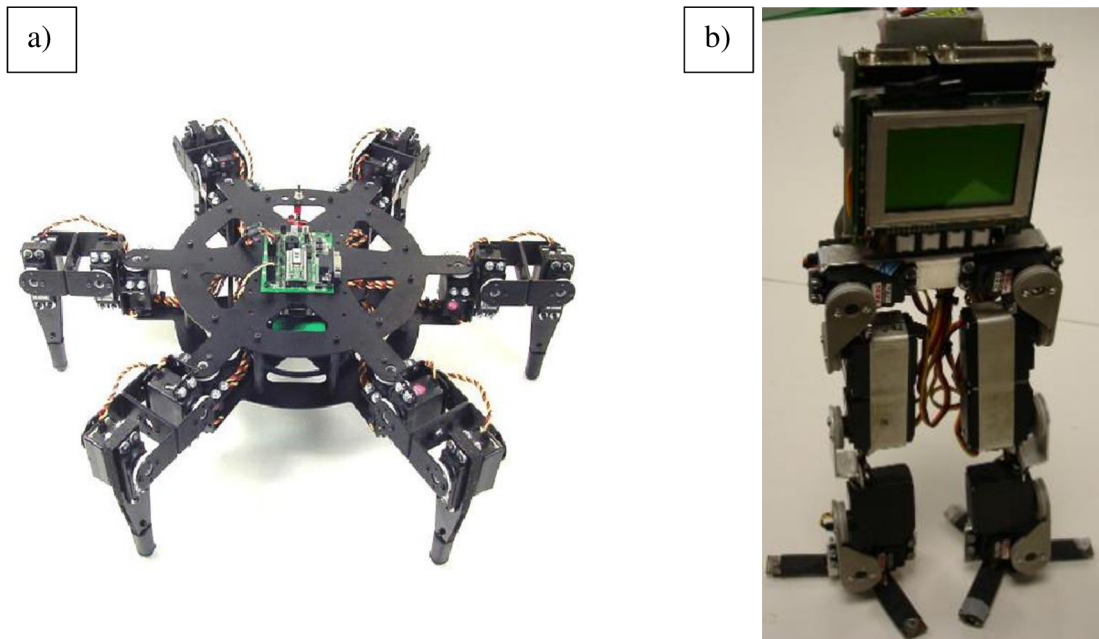
2.3 Kráčajúce roboty

Alternatívou ku kolesovým a pásovým pohonom tvorí kategória kráčajúcich robotov. Ich hlavnou výhodou je možnosť aplikácie v prostrediach s náročnejším terénom naproti kolesovým a pásovým podvozkom, ktoré vyžadujú zväčša rovnejší povrch. V porovnaní s predchádzimi typmi lokomočných ústrojenstiev majú kráčajúce roboty vyšší potenciál pre prekonávanie prekážok vo forme zvlnenia terénu či schodov v prípade aplikácie v mestskom prostredí či vnútri budov. Kráčajúce roboty existujú v rôznych prevedeniach čo sa týka počtu končatín či prevedenia „chodidla“ – existujú aj hybridné roboty s končatinami zakončenými kolesami. [11]

Jedným z možných prevedení je tzv. „hexapod“ – robot so šiestimi končatinami zobrazený na Obr. 10a. Toto prevedenie vyniká svojou stabilitou. Pri typickom kráčajúcom pohybe sú vždy tri končatiny v kontakte s povrchom a zvyšné tri sú v pohybe. Stabilita robota je zaistená za predpokladu, že ťažisko robota je v trojuholníku vymedzenom tromi opornými bodmi. [11], [12]

Pre štvornohé roboty predstavuje stabilita omnoho väčší problém, no stále nie až taký ako je tomu u dvojných. Dvojnohé roboty predstavujú zo skupiny kráčajúcich robotov z hľadiska balansovania tú najväčšiu výzvu – pri kráčaní majú totiž na zemi len jednu z končatín a dosiahnutie statickej stability je možné len za predpokladu veľkej kontaktnej plochy chodidla a podkladu. [11]

Pri dvojných alebo tiež humanoidných tzv. „android“ robotoch však nie je jednoducho dosiahnuteľná dynamická stabilita. U tohto typu robota sa jeho ťažisko nenachádza v určitej fáze chôdze nad kontaktnou plochou chodidla. Prakticky to znamená, že bez akéhokoľvek kompenzačného zásahu ako je napríklad nakláňanie robota do strany, hrozí prevrátenie robota. Na Obr. 10b je zobrazený robot „Andy Droid“ s piatimi stupňami voľnosti v oboch končatinách, umožňujúcich okrem ohybu v nohách aj nakláňanie torza do strán. Jeho chodidlá majú tri prsty s tenzometrami. Vďaka spätnej väzbe z prstov je možné upraviť parametre chôdze alebo vykompenzovať nerovnováhu naklápaním torza. [13]

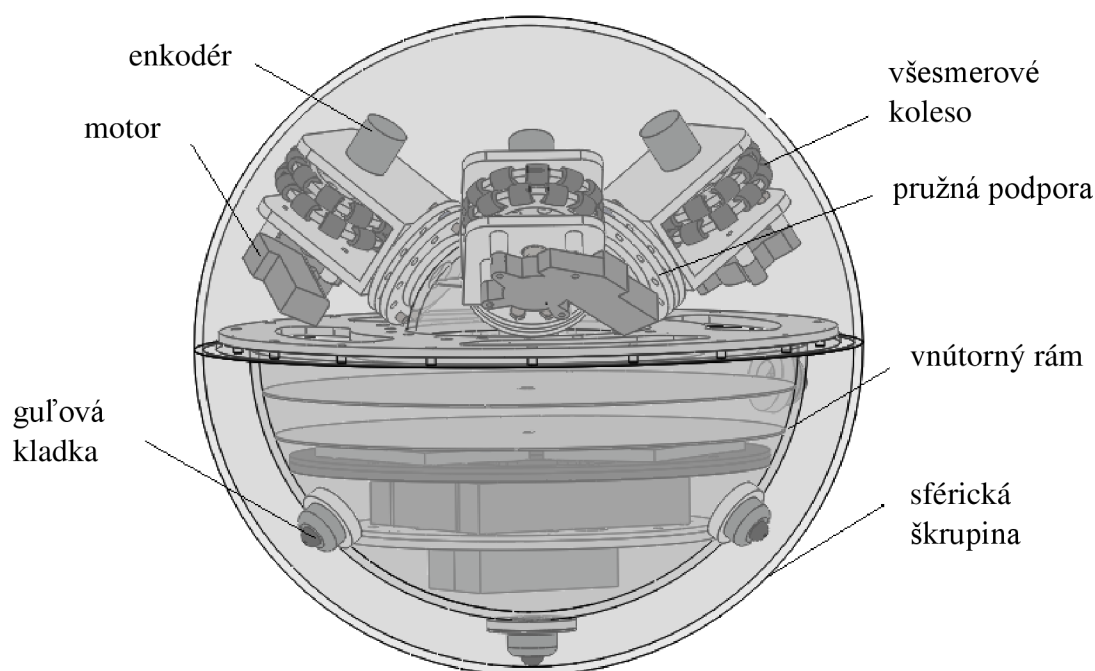


Obr. 10) Hexapod (a) [12], humanoidný robot Andy Droid (b) [13]

2.4 Špeciálne roboty

2.4.1 Sférický robot

Mobilný robot využívajúci k svojmu pohybu guľovú škrupinu, ktorá zároveň obklopuje všetky jeho ostatné časti sa nazýva sférický robot. Existujú viaceré koncepcie. Jedno z riešení je využitie jedného hnaného kolesa jazdiaceho po vnútornej ploche škrupiny. Výsledkom je premiestnenie ťažiska mimo vertikálnu osu robota a pohyb v smere tohto premiestnenia. Na Obr. 11 je možné vidieť návrh sférickeho robota s tromi všesmerovými kolesami v jeho hornej časti, spojenými s rámom prostredníctvom pružných podpôr, ktoré zaisťujú dokonalý kontakt s vnútrom škrupiny. Rám sa v spodnej časti dotýka škrupiny guľovými kladkami, ktoré sú tiež uložené na pružných podporách. Tri kolesá sú hnané motormi podľa požadovaného smeru a udávajú škrupinu do pohybu vďaka kontaktu medzi kolesami a jej stenou. Zásadný rozdiel oproti jednokolesovému robotu je vo fakte, že všetky súčasti sférickeho robota sú uložené vnútri škrupiny a aj samotný kontakt kolies je z vnútornej strany. Tento dizajn tým pádom ponúka väčšie možnosti z hľadiska prevedenia vonkajšej steny, ktorá by mohla mať povrch členitého charakteru, zlepšujúceho schopnosti robota prekonávať nielen hladký povrch ale aj zvlnený terén. [14]

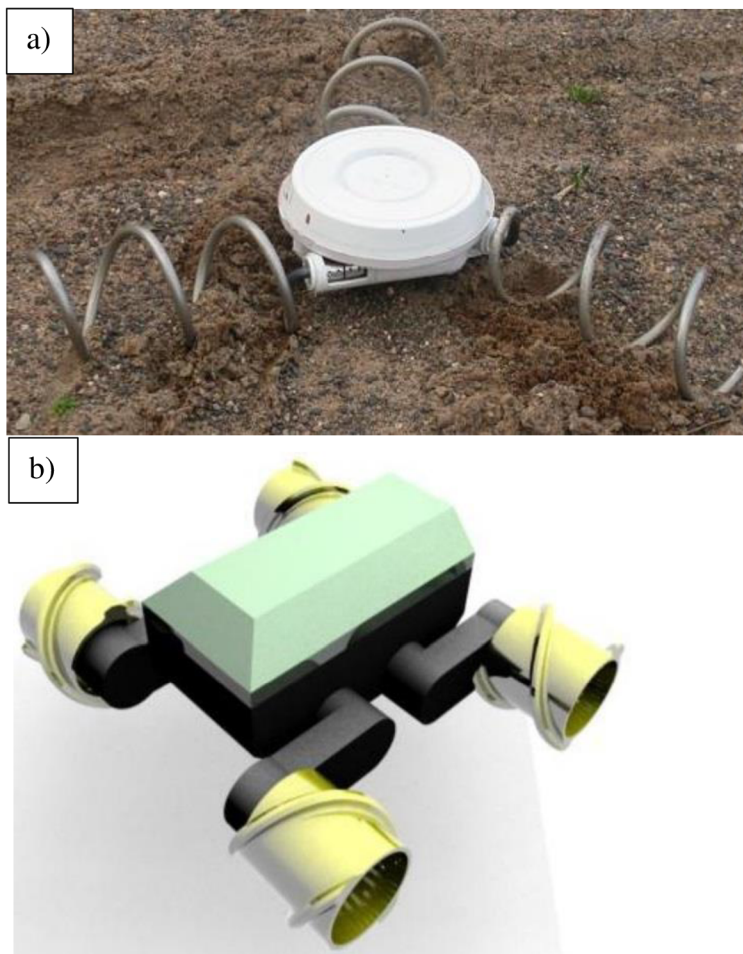


Obr. 11) Návrh sférickeho robota a jeho časti [14]

2.4.2 Roboty so skrutkovým pohonom

Pre vonkajšie prostredia s nerovným terénom existujú varianty podvozkov s lokomočným ústrojenstvom založenom na princípe Archimedovej skrutky. Na Obr. 12a je zobrazený variant využívajúci troch hrubých oceľových drôtov zahnutých do tvaru špirály. Pri rotácii špirály dochádza podľa smeru otáčania buď k priťahovaniu alebo odťahovaniu robotu do žiadanej pozície. Tento mechanizmus funguje najlepšie za predpokladu pohybu v poddajných médiách akým je napr. aj piesok. Menej vhodný je však pre pohyb po tvrdých podkladoch. Povrch špirál je kvôli zníženiu príľnavosti média po ktorom sa robot pohybuje povlakovaný. [15]

Na Obr. 12b je zobrazený variant so štyrmi skrutkovými kolesami fungujúci analogicky ako štvorkolesové podvozky s kolesami mecanum. Zostrojený prototyp vykazoval konzistentné výkony bez výraznejších deviácií pri pohybe najmä v snehu a piesku. [16]



Obr. 12) Roboty v trojskrutkovej (a) [15] a štvorskrutkovej konfigurácii (b) [16]

3 ROZBOR ÚLOHY

3.1 Prehľad kladených požiadavkov

Cieľom práce je navrhnuť podvozok, ktorý:

- je všesmerový, tzn. je schopný okamžite sa pohybovať v ľubovoľnom smere bez ohľadu na konfiguráciu systému,
- je určený na pohyb po piesočnatom podklade,
- má nosnosť minimálne 25 kg.

Zadanie nešpecifikuje maximálne rozmery podvozku. Rozmery budú však do istej miery závislé od zadanej nosnosti a zvoleného typu lokomočného ústrojenstva. Zároveň bude vyvinutá snaha o čo najkompaktnejšie riešenie, ktoré daný typ ústrojenstva povoľuje s čo najnižšie položeným ťažiskom pre potreby stability.

3.2 Vylúčenie nevhodných variantov

Na vyššie uvedené požiadavky na podvozok je nutné brať ohľad pri zostavovaní prvotných variantov. V predchodzej časti práce je zhrnuté množstvo koncepcií pre konštrukciu všesmerového pohybového ústrojenstva robota. Nie všetky z nich sú však vhodné pre aplikáciu do piesočnatého prostredia. Napr. sférické roboty predstavujú zaujímavý variant avšak pre podvozok servisného robota nevyužiteľný.

Jednokolesové roboty so sférickým kolesom nie sú vhodné z dôvodu:

- nutného hladkého povrchu kolesa, ktorý by spôsobil v piesku preklzovanie,
- energetickej náročnosti vyplývajúcej z nutnosti konštantného balansovania torza robota,
- zlej odolnosti mechanizmu voči vniku nečistôt.

Troj/štvorkolesové roboty so všesmerovými kolesami typu mecanum alebo s valivými elementmi kolmými na osu kolesa nie sú vhodné z dôvodu:

- nevhodnosti do členitého prostredia – využitie kolies predpokladá bodový kontakt valivého elementu s podlahou,
- zlej odolnosti voči vniku nečistôt medzi valivé elementy/dovnútra elementov,
- zlej odolnosti voči abrazívnemu poškodeniu gumového povlaku elementov.

3.3 Výber vhodného variantu

Po vylúčení vyššie uvedených riešení nasleduje zostavenie potenciálne vhodných variantov a ich klasifikácia pomocou metódy multikriteriálnej analýzy. Pri zostavovaní variantov a ich následnej analýze je nutné brať do úvahy požiadavky definované v zadaní diplomovej práce ale omnoho vhodnejšie je odhaliť aj takzvané „skryté“ požiadavky, ktoré môžu výrazne ovplyvňovať výsledné skóre variantu a aj samotný detailný návrh podvozku.

3.4 Požiadavky na konštrukciu

Po konštrukčnej stránke sa očakáva návrh podložený relevantnými výpočtami, výkresová dokumentácia vybraných dielov a výkres zostavy. Od konštrukcie sa ďalej odvíha aj návrh

riadiaceho algoritmu popisujúceho riadenie motorov pre požadované smery pohybov akými sú napr. pohyb vpred/vzad, do strán, po diagonále či otáčanie na mieste.

Po vyselektovaní vhodného variantu na základe analýzy bude nasledovať jeho detailný návrh. Konštrukcia sa bude vo veľkej miere odvíjať od vybraného typu lokomočného ústrojenstva. Okrem rešpektovania požiadavkov zadania a „skrytých“ požiadavkov by mala byť konštrukcia optimalizovaná z hľadiska:

- dimenzovania pohonov pre danú nosnosť,
- dimenzovania vyrábaných a nakupovaných komponentov,
- výrobitel'nosti jednotlivých súčastí,
- jednoduchej zmontovateľnosti do celku,
- servisovateľnosti,
- nákladov na výrobu,
- výdrže na jedno nabitie, atď.

3.5 Konštrukčné uzly

Podvozok bude zložený z nasledujúcich súčastí na ktoré sú kladené požiadavky rôzneho charakteru.

- Rám, ktorý tvorí nosnú konštrukciu celého podvozku. Tvorí základňu na ktorej je postavená zvyšná časť robotu a poskytuje priestor pre uloženie batérie, elektronickej výbavy, prípadne motorov a prevodových ústrojenstiev. Rám, rovnako ako aj zvyšné súčastí musí byť schopný nosnosti aspoň 25 kg. Typ, veľkosť, tvar a materiál rámu výrazne ovplyvňuje celkovú hmotnosť podvozku a tým aj výber motorov. Rám by mal tiež ochrániť všetky časti v jeho vnútri od vonkajších vplyvov. Je preto nutné tomuto uzlu venovať pozornosť.
- Batéria a elektronickej výbava, pričom batéria musí byť schopná napájať akčné členy aj všetku ostatnú elektroniku. Dôležité je jej napätie a kapacita, ktorá má priamy vplyv na výdrž na jedno nabitie.
- Akčné členy v podobe elektromotorov, ktoré musia byť schopné vyvolať potrebný krútiaci moment a otáčky. Musí byť zaručená schopnosť rotácie v oboch smeroch a motory je nutné napájať prostredníctvom jednosmerného napätia z batérie.
- Prevodové mechanizmy a súčastí na prenos krútiaceho momentu akými sú napr. hriadele a perá musia byť dimenzované tak, aby splnili požadovanú funkciu, t.j. prenos momentu a zároveň spĺňali bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti prípadne medznému stavu únavovej pevnosti.
- Uloženia - musia byť chránené pred vnikom nečistôt a musia byť schopné prenášať požadované sily v radiálnom či axiálnom smere.
- Kolesá alebo iné mechanizmy s prípadným odpružením majú za úlohu prevádzať moment od motoru na pohyb celého podvozku. Mali by byť odolné voči vniknutiu nečistôt a schopné vykonávať svoju funkciu v piesočnatom prostredí.
- Krytovanie - Vzhľadom na to, že robot má byť určený do piesku, dá sa dôvodne predpokladať, že počas svojho fungovania bude môcť byť vystavený zvýšenej vlhkosti, prípadne dažďu a iným nepriaznivým podmienkam. Pre správne fungovanie je preto nutné dbať na zakrytie dôležitých častí, výber materiálov či povrchových úprav, ktoré zlepšia korozivzdornosť konštrukcie.

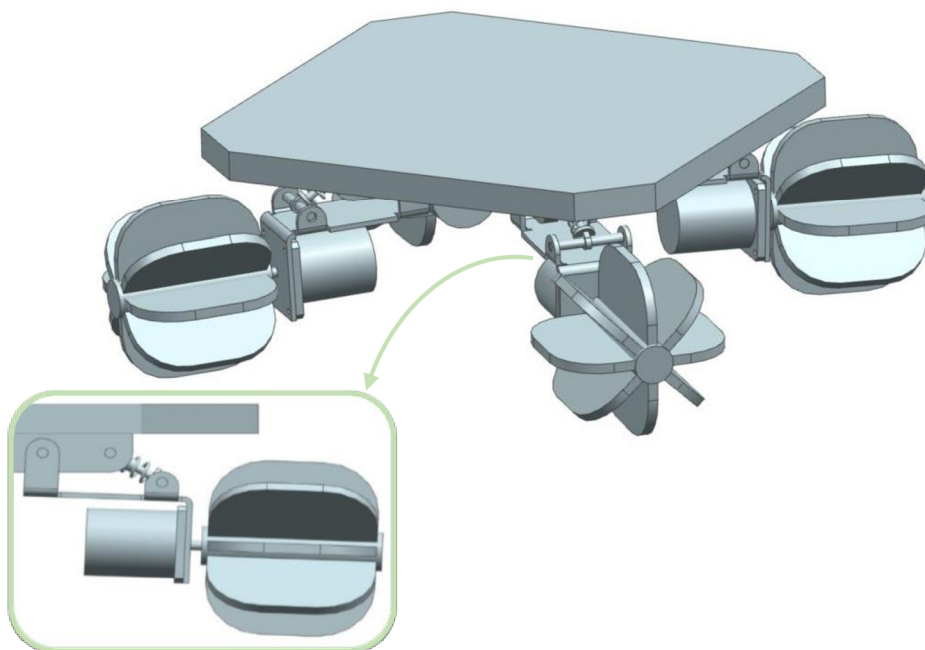
4 NÁVRHOVÉ VARIANTY

Po odfiltrovaní nevhodných variantov v kapitole 3.2 nasleduje zostavenie vhodných variantov z ktorých bude následne na základe multikriteriálnej analýzy vybraný optimálny variant splňujúci požiadavky v najvyššej možnej miere.

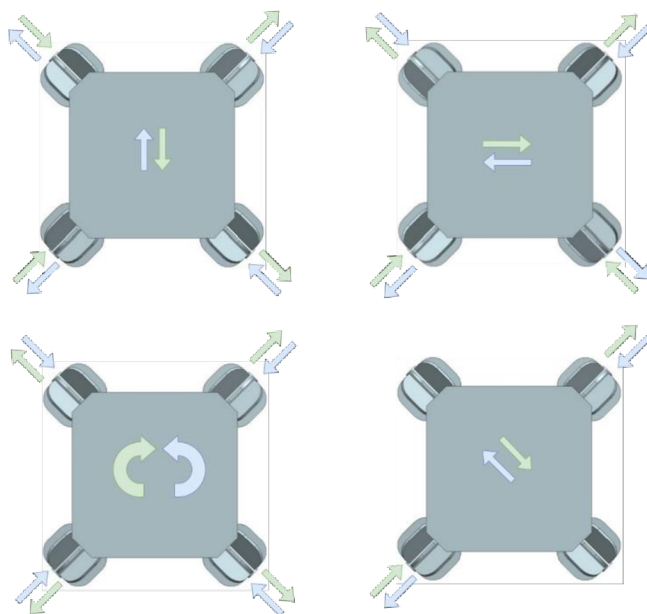
4.1 Variant 1

Variant č.1 implementuje štyri „kolesá“ s lopatkami v každom z rohov podvozku štvorcového pôdorysu. Tento dizajn kolesa pripomína všesmerové koleso z kapitoly 2.1.2 avšak s absenciou valivých elemenov, ktoré v piesku nemajú význam. Lopatky sú na oboch koncoch zaoblené aby bol minimalizovaný odpor pri pohybe v axiálnom smere kolesa. Kvôli zníženiu efektu vibrácií by riešenie varianty pravdepodobne obsahovalo systém odpruženia.

Tento variant je pomerne konštrukčne jednoduchý avšak nie je úplne vhodný do piesočnatého terénu paradoxne práve z dôvodu lopatiek. Do priestoru medzi lopatkami by sa mohol dostať napr. vlhký piesok, ktorý by priľnul a funcia lopatiek by bola znemožnená. Odolnosť voči vniku nečistôt je tak na úrovni nižšieho priemeru spomedzi všetkých variantov a štyri oporné body zaisťujú dobrú stabilitu. Vzhľadom na to, že variant využíva ku generovaniu pohybu odtlačanie piesku lopatkami, nie je príliš vhodný pre pohyb po tvrdých podkladoch kde tento princíp nie je možné využiť. Riadenie malého počtu motorov je pomerne jednoduché. Závislosť smeru otáčania kolies a pohybu podvozku je zobrazená na Obr. 14. kde sa smery otáčania kolies pre príslušné pohyby riadia podľa pravidla pravej ruky. Lopatky kolies by svojou činnosťou spôsobovali výrazné narušenie podkladu a vytvárali by vibrácie, ktoré by mali nežiaduci efekt na zvyšok robotu akými sú napríklad uvoľňovanie mechanických súčastí/elektrických spojov. Preto by bolo vhodné doplniť návrh o systém odpruženia. Variant má potenciál pre relatívne rýchly pohyb a vzhľadom na fakt, že v kontakte s pieskom by boli len jednoducho vymeniteľné štyri lopatkové kolesá, nepredstavovalo by opotrebenie až taký výrazný problém.



Obr. 13) Vizualizácia variantu č.1 s možným prevedením systému odpruženia

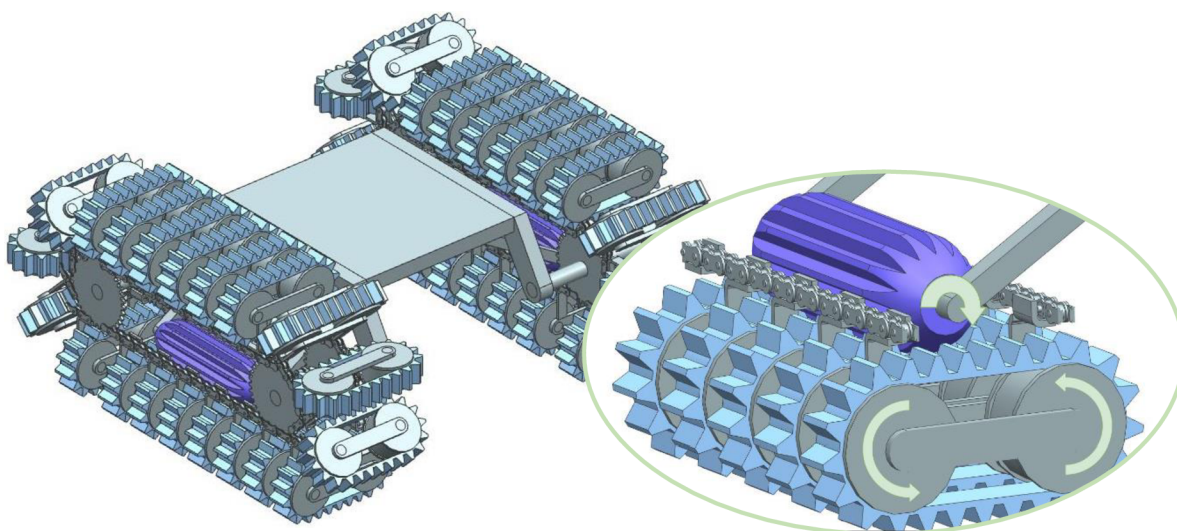


Obr. 14) Typy pohybov podvozku

4.2 Variant 2

Pásky sú využívané vo vojenskej a stavebnej technike a majú potenciál pre pohyb vo vonkajšom piesočnatom prostredí a spomedzi navrhovaných variantov by boli vhodné aj pre tvrdé podklady, nielen piesok. Prevedenie v podobe na Obr. 9 však nie je schopné plne všesmerového pohybu. Vzhľadom na fakt, že toto prevedenie má nevýhodu v podobe singularity pri dvoch rôznych natočeniach pásovej jednotky je nutné uvažovať nad alternatívnym riešením.

Podoba variantu č. 2 zobrazenej na Obr. 15 vychádza z konceptu pohybovej platformy pre virtuálnu realitu predstavenej v [17]. Obsahuje dve pásové jednotky s reťazovým pohonom zaisťujúcim pohyb vpred/vzad. K článkom reťaze sú uchytené jednotlivé segmenty skladajúce sa z dvoch kladiek s ozubeným remeňom. Remene v spodnej časti sú v kontakte s ozubeným valcom, ktorý zaisťuje napnutie remeňov a svojou rotáciou zároveň aj pohyb do strán.

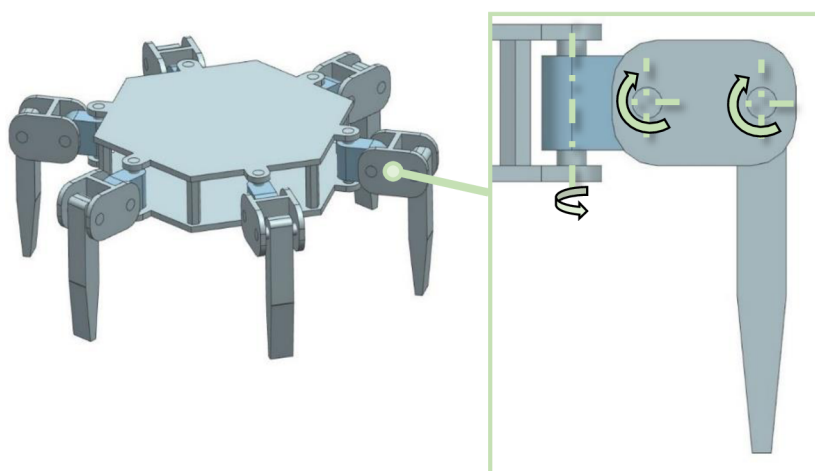


Obr. 15) Vizualizácia variantu č. 2

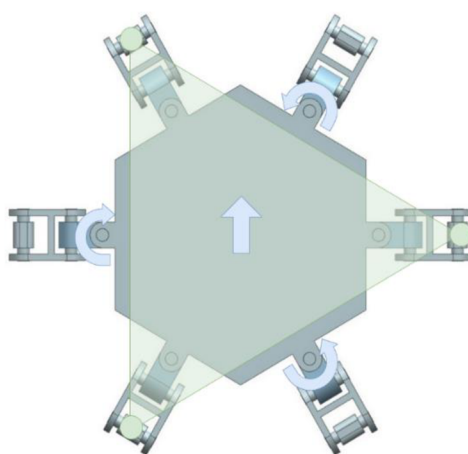
Variant je energeticky nenáročný v zmysle, že napríklad pri diagonálnom smere pohybu nemusí podvozok prekonávať odpory, ktoré sú mu kladené nehybnými časťami (viz. pohyb po diagonále u varianty č.1 na Obr. 14). Nevýhodou však môže predstavovať veľká hmotnosť a moment zotrvačnosti tvorený veľkým množstvom kladiek. Pásky sú vhodné do terénu no vo vonkajšom prostredí do ktorého je robot určený hrozí zachytenie predmetu typu konár, kameň apod. do jednej z mnohých voľných medzier v mechanizme. Okrem zachytenia väčších predmetov hrozí taktiež rýchle opotrebenie mechanizmu vplyvom čiastočiek piesku. Výhodou pásov je možnosť použitia v širokej škále prostredí.

4.3 Variant 3

Variant č. 3 zobrazený na Obr. 16 a Obr. 17 tvorí kráčajúci podvozok so šiestimi končatinami (hexapod), rovnomerne rozmiestnených po obvode podvozku, pričom každá z končatín má 3 stupne voľnosti.



Obr. 16) Vizualizácia variantu č. 3



Obr. 17) Podporné body pri kráčaní vpred

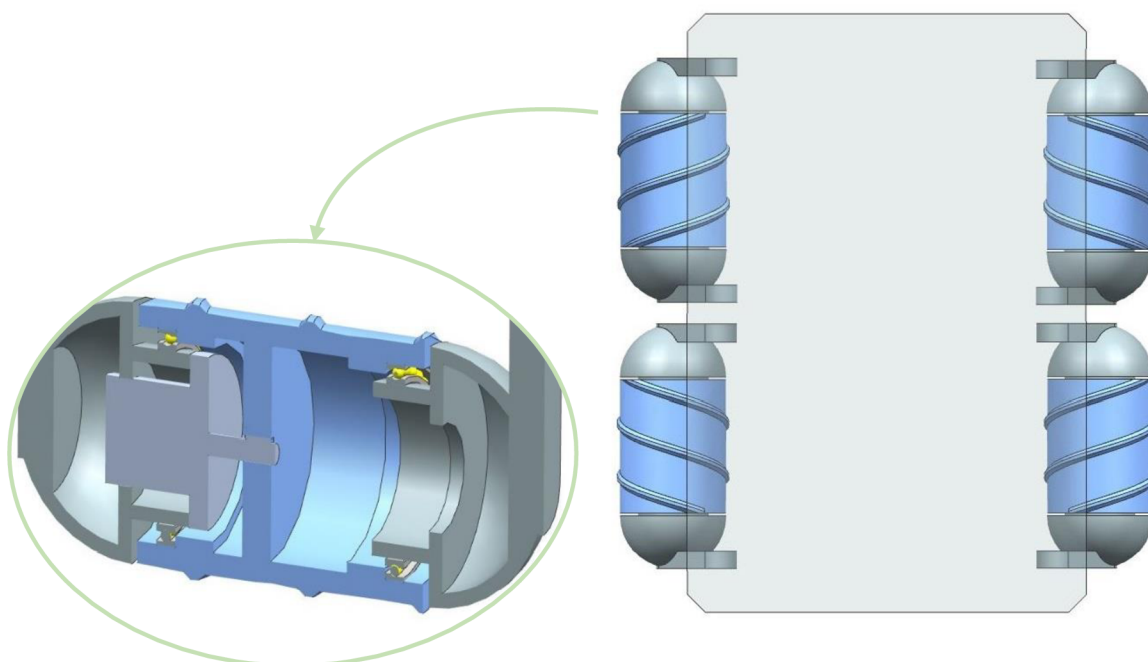
Kráčanie je však energeticky náročnejší typ pohybu. Energia je navyše spotrebovaná v určitom prípade aj pri státi na mieste a to v prípade, že je nutné aby bol podvozok pri státi nad zemou. V prospech hovorí vysoká vhodnosť do terénu s možnosťou prekážky nielen obchádzať

ale i prekračovať. Variant s končatinami má zároveň výhodu v jeho prirodzenej odolnosti voči vniku nečistôt vyplývajúcej z dĺžky posledného ramena končatiny. Nevýhoda príliš dlhého ramena je však horšia stabilita, ktorá je ešte zhoršená pri samotnom kráčaní, kedy robot stojí len na troch končatinách zatiaľ čo hýbe zvyšnými tromi. Plocha vymedzená opornými bodmi (Obr. 17) je tým pádom menšia ako u ostatných variant. Vhodnosť pre tvrdé podklady je výborná – robot v tomto prevedení by dokázal fungovať nielen v piesku ale aj v iných prostrediach. V neprospech variantu vraví menšia rýchlosť pohybu, zložitejšia konštrukcia a riadenie väčšieho počtu stupňov voľnosti.

4.4 Variant 4

Variant č. 4 na Obr. 18 predstavuje podvozok s kolesami upravenými pre potreby robotu do piesku. Kolesá skrutkového typu majú na svojej vonkajšej ploche špirálovitý hrebeň, ktorého interakcia s pieskom pri rotácii kolesa generuje silu kolmú na bok profilu závit. Vhodným smerom otáčania kolesa a vhodnou veľkosťou otáčok kolies je možné meniť smer pohybu. Súčasným riadením všetkých štyroch kolies sa robot môže pohybovať všesmerovo. Motory vrátane prevodového ústrojenstva by boli umiestnené vnútri kolesa a rotovala by len dutá trubkovitá časť so závitom. Toto umiestnenie má výhodu v podobe nižšie položeného ťažiska, lepšie využitého priestoru prípadne zníženia rizika poranenia z dôvodu kontaktu s prevodovým ústrojenstvom.

Za predpokladu dostatočného utesnenia vnútra kolesa je tento variant pomerne dobre odolný voči vniku piesku do citlivých častí a odolný voči opotrebeniu. Variant spoľieha na tesné obklopenie závitov pieskom a negatívum teda môže predstavovať neschopnosť si poradiť s prekážkami akými sú kamene a iné nehomogenity v piesku. Rovnakú príčinu má aj nevhodnosť pre tvrdé podklady ako je napr. betón alebo dlaždice. Podvozok tiež môže svojou činnosťou vytvárať priehlbiny v piesku, ktoré pri opätovnom prechádzaní po tej istej trase môžu spôsobovať zahrabávanie.



Obr. 18) Vizualizácia variantu č. 4

5 VÝBER VHODNÉHO VARIANTU

5.1 Formulácia kritérií

Prvým krokom pri výbere variantu, ktorý bude detailne spracovávaný je definícia kritérií na základe ktorých bude prevedená multikritériálna analýza. Tab. 1 uvedená nižšie predstavuje zhrnutie kritérií s príslušnými definíciami.

Tab. 1) Kritériá

Číslo	Kritérium	Vysvetlenie
1	Energetická náročnosť	<p>Mobilný robot je závislý na zásobe el. energie z batérie. Pod energetickou náročnosťou sa rozumie spotreba el. energie a to:</p> <ul style="list-style-type: none"> • pri pokojovom stave kedy sa robot nepohybuje a iba stojí na mieste, • pri pohybe. <p>Vyššie hodnotenie znamená menšiu energetickú náročnosť.</p>
2	Jednoduchosť konštrukcie	<p>Jednoduchosť konštrukcie znamená použitie čo najmenej súčastí a mechanizmov k dosiahnutiu rovnakého cieľu a jednoduchá vyrobiteľnosť. Môže sa premietnuť nasledujúcimi spôsobmi:</p> <ul style="list-style-type: none"> • nižšie náklady na výrobu a výslednú cenu, • jednoduchšia montáž, • užší dodávateľský reťazec, • jednoduchšie vyhľadávanie závad a servisovateľnosť, • jednoduchšia likvidácia. <p>Vyššie hodnotenie znamená jednoduchšiu konštrukciu.</p>
3	Vhodnosť do terénu	<p>Pod terénom sa nerozumie len samotné piesočnaté prostredie ale aj jeho zvlnenie a nehomogenita. V tomto kritériu je tiež zahrnutá schopnosť prekonávať prekážky.</p> <p>Vyššie hodnotenie znamená vyššiu schopnosť vysporiadať sa s rôznorodým terénom a prekonávať prekážky bez nutnosti zmeny smeru.</p>
4	Odolnosť voči vniku nečistôt	<p>Robot má byť aplikovateľný do piesočnatého prostredia, čo znamená, že bude neustále vystavený približne 0,05 až 2,0 mm veľkým časticám piesku. Vniknutie piesku môže mať neželané následky akými sú:</p> <ul style="list-style-type: none"> • zhoršenie mechanickej účinnosti, • abrazívne opotrebenie mechanických súčiastok, • nepredvídaný pohyb, • úplné zastavenie robotu. <p>Vyššie hodnotenie znamená väčšiu odolnosť voči vniku nečistôt.</p>

5	Stabilita	<p>Ťažisko robota mimo jeho stredu, ťažisko položené príliš vysoko alebo zaťaženie od externej sily počas pohybu v kombinácii s naklonením podvozku od terénu by mohlo mať za následok nežiaduce prevrátenie a s ním súvisiace škody.</p> <p>Vyššie hodnotenie znamená lepšiu odolnosť voči prevráteniu.</p>
6	Vhodnosť pre tvrdé podklady	<p>Zadanie nešpecifikuje potrebu pre pohyb po tvrdom podklade, avšak je reálne, že niektoré sekcie terénu nebudú čisto piesočnaté. Ďalším argumentom je, že univerzálnejšie riešenie vhodné do viacerého prostredia predstavuje pre potencionálneho zákazníka pridanú hodnotu.</p> <p>Vyššie hodnotenie znamená jednoduchšie riadenie.</p>
7	Jednoduchosť riadenia	<p>Rôzne typy lokomočných ústrojenstiev sa líšia algoritmom riadenia. Algoritmus je závislý na zvolenom type ústrojenstva, počte motorov, väzieb v kinematickom reťazci a aj na samotnom kinematickom usporiadaní, ktoré môže byť buď sériové, alebo paralelné.</p> <p>Vyššie hodnotenie znamená jednoduchšie riadenie.</p>
8	Narúšanie podkladu	<p>Pri určitých aplikáciách môže byť narúšanie podkladu spôsobené pohybom robota nežiaduce. Ak sa bude musieť robot vrámci svojho použitia pohybovať neustále po rovnakej trajektórii tak by mohol svojou činnosťou rozrušovať podklad a tým sám sebe škodiť, v krajnom prípade úplne znemožniť pohyb po danej trajektórii.</p> <p>Vyššie hodnotenie znamená menšiu hĺbku zanechanej stopy, prípadne menšiu veľkosť ovplyvnenej oblasti.</p>
9	Plynulý chod bez rázov a vibrácií	<p>Rázy a vibrácie môžu spôsobiť uvoľnenie mechanických komponentov, prerušenie elektrických spojov prípadne aj porušenie pájených kontaktov. Dôsledkom môže byť el. skrat, strata funkcie, úraz apod.</p> <p>Vyššie hodnotenie znamená plynulejší chod s menším množstvom rázov a vibrácií.</p>
10	Rýchlosť	<p>Požadovaná rýchlosť nie je špecifikovaná zadáním, no pri výbere vhodného variantu môže hrať rolu.</p> <p>Vyššie hodnotenie znamená vyššiu dosiahnuteľnú rýchlosť pohybu.</p>
11	Odolnosť voči opotrebeniu	<p>Vzájomným pôsobením funkčných plôch mechanizmu a média v ktorom sa pohybuje dochádza k opotrebeniu. Vyššia miera opotrebenia súčastí má za následok nutnosť častejších servisných úkonov a prejaví sa vo vyšších nákladoch na prevádzku.</p> <p>Vyššie hodnotenie znamená vyššiu odolnosť voči opotrebeniu, prípadne menej súčastí vystavených opotrebeniu.</p>

5.2 Priradenie váh kritériam

Pre určenie váh jednotlivých kritérií bude použitá metóda párového porovnania tiež nazývaná ako Fullerova metóda podľa [18]. Pri párovom porovnávaní porovnáваме dve kritériá zo všetkých možných kombinácií dvoch rôznych kritérií z celkového počtu $k=11$ na základe dôležitosti. Celkový počet porovnávaných dvojíc je daný vzťahom (1).

$$N = \binom{k}{2} = \frac{k(k-1)}{2} = \frac{11 \cdot 10}{2} = 55 \quad (1)$$

Pre porovnanie dvojíc kritérií bol zhotovený tzv. Fullerov trojuholník (Tab. 2 naľavo). Pre každú dvojicu bolo vybrané dôležitejšie kritérium (vyznačené zelenou farbou) spomedzi dvoch porovnávaných kritérií.

Váhy zaokrúhlené na dve desatinné miesta uvedené v Tab. 2 napravo sú spočítané pomocou vzťahu (2) pričom n_i je množstvo dvojíc v ktorých bolo i -té kritérium dôležitejšie (vychádza z Tab. 2):

$$v_i = \frac{n_i}{\sum_{i=1}^k n_i} = \frac{n_i}{N} \quad (2)$$

Tab. 2) Porovnanie dvojíc a hodnoty výsledných váh

1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
3	4	5	6	7	8	9	10	11		
3	3	3	3	3	3	3	3	3		
4	5	6	7	8	9	10	11			
4	4	4	4	4	4	4				
5	6	7	8	9	10	11				
5	5	5	5	5	5					
6	7	8	9	10	11					
6	6	6	6	6						
7	8	9	10	11						
7	7	7	7							
8	9	10	11							
8	8	8								
9	10	11								
9	9									
10	11									
10										
11										

i	n_i	v_i
1	9	0,16
2	7	0,13
3	6	0,11
4	10	0,18
5	4	0,07
6	3	0,05
7	2	0,04
8	1	0,02
9	5	0,09
10	0	0,00
11	8	0,15
súčet	55	1

5.3 Hodnotenie variantov

Pre výber optimálneho variantu bola využitá multikritériálna analýza – viz. Tab. 3 a Tab. 4. Jednotlivým kritériám bola prisúdená váha podľa

. Variantom bolo pre každé kritérium udelené hodnotenie v rozmedzí 1 až 4 s krokom 1, pričom hodnota 1 je pridelená variantu, ktorý spĺňa kritérium v najnižšej miere a hodnota 4 je priradená variantu, ktorý spĺňa kritérium v najvyššej miere spomedzi uvedených variantov. Hodnoty 2 a 3 boli priradené zvyšným dvom variantom. V prípade, že zvyšné dva varianty spĺňujú kritérium vo veľmi podobnej (rovnakej) miere, je im udelené rovnaké hodnotenie a jedna z hodnôt zostane nevyužitá. (Pozn.: Uvedené váhy v tabuľkách sú zaokrúhlené na dve desatinné miesta no výsledky v tabuľkách počítajú s nezaokrúhlenými hodnotami váh.)

Tab. 3) Multikritériálna analýza variantov 1 & 2

Kritérium	Váha	Varianta 1		Varianta 2	
		Hodnotenie	Výsledok	Hodnotenie	Výsledok
Energetická náročnosť	0,16	3	0,49	4	0,65
Jednoduchosť konštrukcie	0,13	4	0,51	1	0,13
Vhodnosť do terénu	0,11	2	0,22	3	0,33
Odolnosť voči vniku nečistôt	0,18	2	0,36	1	0,18
Stabilita	0,07	4	0,29	4	0,29
Vhodnosť pre tvrdé podklady	0,05	1	0,05	4	0,22
Jednoduchosť riadenia	0,04	3	0,11	4	0,15
Narušenie podkladu	0,02	1	0,02	3	0,05
Plynulý chod bez rázov a vibrácií	0,09	1	0,09	4	0,36
Rýchlosť pohybu	0	3	0,00	4	0,00
Odolnosť voči opotrebeniu	0,15	3	0,44	1	0,15
			2,58		2,51

Tab. 4) Multikritériálna analýza variantov 3 & 4

Kritérium	Váha	Varianta 3		Varianta 4	
		Hodnotenie	Výsledok	Hodnotenie	Výsledok
Energetická náročnosť	0,16	1	0,16	3	0,49
Jednoduchosť konštrukcie	0,13	2	0,25	3	0,38
Vhodnosť do terénu	0,11	4	0,44	1	0,11
Odolnosť voči vniku nečistôt	0,18	4	0,73	3	0,55
Stabilita	0,07	1	0,07	4	0,29
Vhodnosť pre tvrdé podklady	0,05	4	0,22	2	0,11
Jednoduchosť riadenia	0,04	1	0,04	3	0,11
Narušenie podkladu	0,02	4	0,07	2	0,04
Plynulý chod bez rázov a vibrácií	0,09	2	0,18	4	0,36
Rýchlosť pohybu	0	1	0,00	2	0,00
Odolnosť voči opotrebeniu	0,15	4	0,58	3	0,44
			2,75		2,87

6 DETAILNÝ NÁVRH VARIANTU

Na základe analýzy bude ďalej vypracovaný variant číslo 4 so skrutkovým pohonom z dôvodu najvyššieho celkového hodnotenia. Následne bude prebiehať podrobný návrh vybraného variantu vrátane konštrukčného návrhu podloženého výpočtami, výberu motorov a vytvorenia riadiaceho algoritmu.

6.1 Stručná história skrutkového pohonu

Vozidlá so skrutkovým pohonom vynikajú najmä v pohybe po poddajných médiách typu pôda/blato, sneh či dokonca voda. Ich charakteristický pohon im tým pádom umožňuje vysokú všestrannosť a použitie vo viacerých prostrediach s výnimkou tvrdých podkladov. Tieto vozidlá majú aj napriek svojej nekonvenčnosti pomerne bohatú históriu. Predstavu môže poskytnúť veľmi stručné zhrnutie niektorých vozidiel z preľadu z [19], [20]:

- 1899 – Patent J.J.A. Moratha pre poľnohospodársky stroj so skrutkovým pohonom.
- 1907 – Patent Ira Peavey pre vozidlo pre prepravu v drevárskom priemysle. Bolo poháňané spaľovacím motorom s dvoma za sebou umiestnených dvojíc skrutkovitých kolies, ktoré boli vzhľadom na seba natočiteľné.
- 1926 – Spoločnosť Snow-Motor Co. Inc. vytvorila tzv. Armstead Snow-Motor kit, ktorým bol osadený traktor Fordson (Obr. 19), na ktorom boli dovtedy používané pásy.
- 1950-1959 – Vojenské vozidlo M29C Weasel je vybavené skrutkovými kolesami nahradzujúcimi pásy a je testované americkou armádou v Grónsku.
- 1960-1969 – Vyvinuté ruské skrutkové vozidlo ZIL-2906 pre vyzdvihávanie kozmonautov a družíc v hustom snehu.
- 2002 – Snowbird 6 (Obr. 19) úspešne prekonal Beringov prieliv – 83 km vody a plávajúceho ľadu s teplotou -30°C medzi Amerikou a Ruskom. Použité vozidlo, „Snowbird 6“, bol Bombardier 160 s 6-valcovým motorom Perkins vybaveným vodotesnými a plávajúcimi polohovateľnými skrutkovitými pontónmi, ovládanými hydraulicky. Súpravu dopĺňal aj navijak umiestnený vpredu a prídavný zadný plavák ovládaný hydraulikou.



Obr. 19) Traktor Fordson [20], Snowbird 6 [21]

6.2 Voľba počtu a konfigurácie kolies

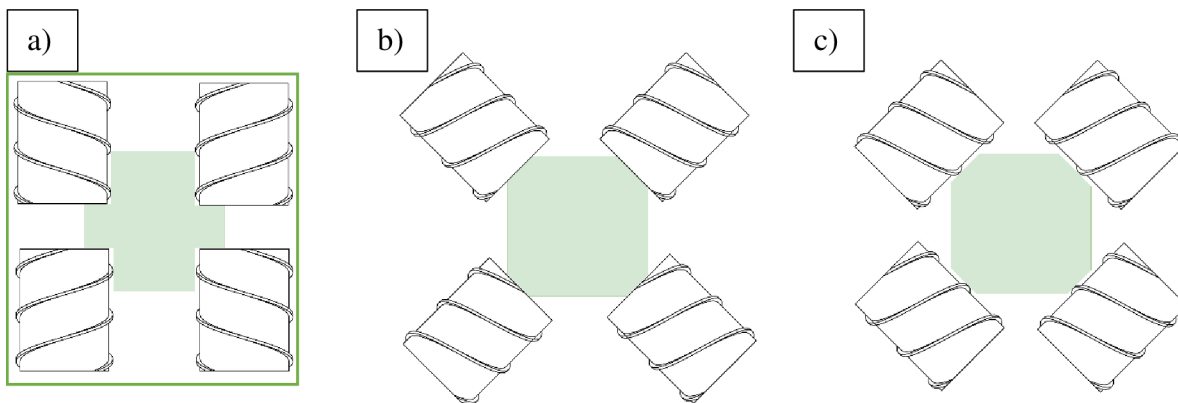
Z hľadiska počtu kolies prevládajú v praxi dvoj a štvorkolesové prevedenia pričom pre dosiahnutie všesmerového pohybu je vhodné práve štvorkolesové prevedenie. V tejto oblasti existuje viacero konfigurácií vzájomnej orientácie kolies a smeru stúpania závitov. Najznámejšie konfigurácie sú zobrazené na Obr. 20.

Na Obr. 20a je možné vidieť usporiadanie pri ktorom sú osy dvojice kolies kolineárne a smer stúpania závitov týchto dvoch kolies je navzájom opačný. Spoločné osy dvojíc kolies sú paralelné.

Na Obr. 20b je možné vidieť tzv. konfiguráciu „do kríža“, kedy sú osy dvojice kolies kolineárne a smer stúpania závitov týchto dvoch kolies je rovnaký. Druhá dvojica kolies má v tomto prípade opačný smer závitov a je orientovaná voči prvej dvojici o 90° .

Obr. 20c zobrazuje tzv. variant „diamant“. Kolesá v dvojici majú rovnaký smer závitov, no narozdiel od variantu na Obr. 20b sa líšia tým, že osy kolies v dvojici nie sú kolineárne ale paralelné. Druhá dvojica je rovnako ako v predchodcom prípade pootočená o 90° a má opačný závit.

V práci [20] boli zmienené konfigurácie testované v rôznych prostrediach vrátane piesku a konfigurácia na Obr. 20a dosahovala lepšie alebo rovnaké výsledky v takmer všetkých prostrediach spomedzi testovaných troch štvorkolesových variantov. Na základe týchto výsledkov a podobnosti v riadení s kolesami mecatum bude ďalej spracované práve toto usporiadanie.



Obr. 20) Typy konfigurácií [20]

6.3 Parametre skrutkového kolesa

Ohľadom parametrov bola v šesťdesiatych rokoch 19. storočia vykonaná štúdia zameraná napr. na uhol stúpania závitov a dĺžku skrutkového kolesa. Bola testovaná dvojskrutková konfigurácia a to vo vode a aj v piesočnatom prostredí. Nasledujúce podkapitoly obsahujú prehľad zistení zhrnutých v [20]. Volené parametre sú zobrazené na Obr. 21.

6.3.1 Materiál kolesa

Samotné koleso bude tvoriť duté trubkovité teleso so závitom na vonkajšom obvode. Polotovarom bude odliatok a potrebné funkčné plochy budú doobrobené. Zvolený materiál bude zliatina hliníku kvôli dobrým mechanickým vlastnostiam pri nízkej mernej hmotnosti, ktorá tiež zaistí nižší moment zotrvačnosti pre potreby dynamiky.

6.3.2 Priemer a dĺžka kolesa

Pod priemerom kolesa sa myslí vnútorný priemer závit. Priemer a dĺžka kolesa budú mať vplyv na tlak, ktorý vyvoláva tiaž podvozku na podklad po ktorom sa pohybuje a tým pádom bude ovplyvňovať hĺbku „ponoru“ kolesa do piesku. Príliš malá hĺbka by mohla znamenať prerušenie kontaktu v prípade nerovností čo môže mať za následok pohyb v inom, nepredpokladanom smere alebo imobilizáciu robotu. Príliš veľká hĺbka môže spôsobiť navýšenie odporu prostredia voči pohybu v žiadanom smere, v krajnom prípade zahrabávanie a imobilizáciu robotu. Väčší priemer a dĺžka kolesa môžu na druhú stranu negatívne vplyvať svojím momentom zotrvačnosti na dynamiku podvozku.

6.3.3 Uhol stúpania závit

Vo vyššie zmienenej štúdiu boli porovnávané rôzne hodnoty stúpania závit (20°, 30° a 40°) z hľadiska ťažnej sily. Vzhľadom na to, že robot musí byť schopný pohybovať len s vlastnou váhou a kvôli potrebám všesmerovosti bude použitý uhol o veľkosti 45°. Tento uhol zaručí, že veľkosť axiálnej a radiálnej zložky normálovej sily pôsobiacej na strednom polomere závit bude rovnaká a podvozok bude schopný pohybu v pozdĺžnom aj laterálnom (bočnom) smere.

6.3.4 Výška hrebeňa skrutky

Pomer medzi výškou závitového hrebeňa na vonkajšom priemere kolesa a priemerom kolesa, ktoré bolo testované bol rovný 0,375 pretože bol vyhodnotený ako adekvátny voči požiadavkám na pevnostné vlastnosti hrebeňa. V inej štúdiu boli testované pomery 0,125; 0,167 a 0,208 a bolo vyhodnotené, že väčší pomer má negatívny dôsledok pri testovaní v pohybe v blate v podobe väčšieho množstva usadenej pôdy v priestore medzi jednotlivými závitmi. Usadená pôda spôsobovala väčší odpor voči pohybu. Podobný efekt by mohol nastať aj pri pohybe v mokrom piesku. Hrebeň bude tiež spôsobovať odpor napr. pri pohybe po diagonále, kedy budú hnané len dve kolesá s pravotočivým/ľavotočivým závitom a ostatné dve kolesá sa budú kĺzať bez otáčania a preto bude výška hrebeňa čo najmenšia.

6.3.5 Šírka hrebeňa

Šírka nie je v dostupných štúdiách diskutovaná. Bude volená tak, aby bol závit schopný odolávať záťaži, ktorej bude vystavený. Výsledná šírka bude súvisieť aj s ostatnými parametrami akými je volený materiál a výška hrebeňa.

6.3.6 Počet chodov závit

O tomto parametre nie je dostupných mnoho informácií. Bol však vykonaný výzkum spoločnosťou Chrysler, ktorý sa týmto parametrom zaoberal. Detaily výzkumu nie sú známe avšak je zrejmá preferencia dvojchodého závit – obe vozidlá RUC a MSA vyvinuté spoločnosťou majú práve dvojchodý závit. Viacchodý závit zaručí tiež lepšie vyváženie kolesa.

6.3.7 Zvolené parametre

Na základe vyššie uvedených informácií, požiadavok zadania a rozmerových limitácií boli hodnoty parametrov zobrazených na Obr. 21 zvolené nasledovne, pričom pre hodnoty stúpania a rozstupu závit platia vzťahy (3) a (4).

Tab. 5) Parametre kola

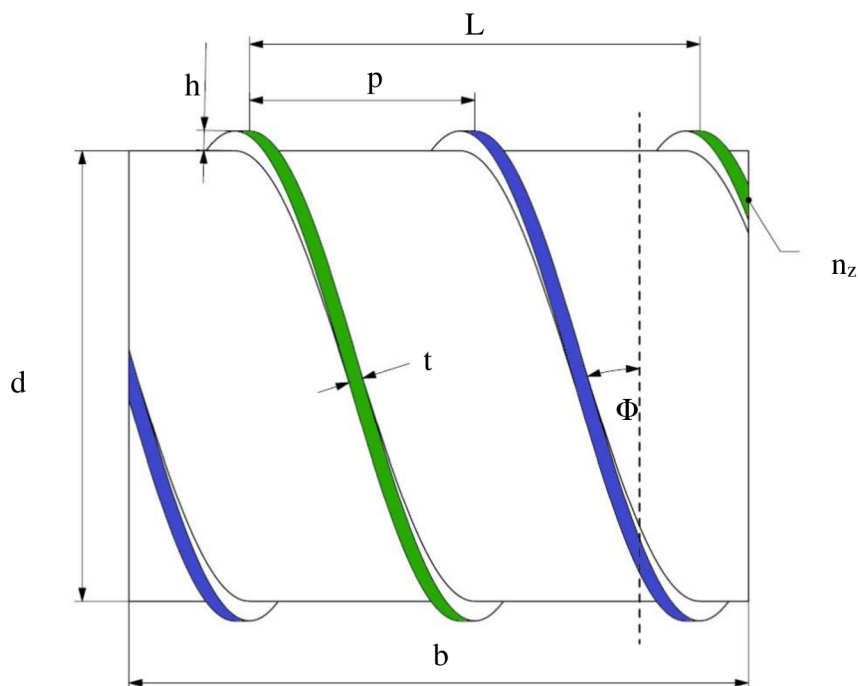
Označenie	Význam	Hodnota	Jednotka
d	Priemer kola	130	mm
b	Dĺžka kola	120	mm
n_z	Počet chodov závitů	5	-
h	Výška hrebeňa skrutky	10	mm
t	Šírka hrebeňa	5	mm
Φ	Uhol stúpania závitů	45	°
L	Stúpanie závitů	408,41	mm
p	Rozstup závitů	81,68	mm

Pre hodnotu stúpania závitů platí:

$$L = \tan(\Phi) \cdot \pi \cdot d = \tan(45^\circ) \cdot \pi \cdot 130 = 408,41 \text{ mm} \quad (3)$$

Pre hodnotu rozstupu platí:

$$p = \frac{L}{n_z} = \frac{408,41}{5} = 81,68 \text{ mm} \quad (4)$$



Obr. 21) Parametre kola

6.4 Charakteristika piesku a hmotnosť podvozku

Pre ďalšie výpočty je nutné charakterizovať piesočnaté médium v ktorom sa robot bude pohybovať. Jedná sa o piesok, čo znamená čiastočky tvorené úlomkami hornín a minerálov (najčastejšie kremeň) o veľkosti 63 μm až 2 mm. [22]

Medzi základné vlastnosti rôznych typov granulárnych materiálov patrí tzv. sypný uhol (viz. Obr. 22), ktorý vyjadruje uhol medzi vodorovnou rovinou a povrchovou priamkou kužeľa tvoriaceho povrch nasypaného materiálu. V práci bude počítané s hodnotami sypného uhlu $\varepsilon=28^\circ$ a s hustotou piesku $\rho_s=1602 \text{ kg/m}^3$ prebraných z [23].



Obr. 22) Sypný uhol piesku [24]

Materiál kolesa bude hliníková zliatina a pre výpočty je nutné určiť koeficient trenia hliník-piesok. Bude počítané s hodnotou $\mu_s=0,56$ prevzanou z [25].

Hmotnosť podvozku a nosnosť má veľký vplyv na dimenzovanie pohonov. Bude predpokladané, že pri prevádzke robotu bude využitá jeho požadovaná nosnosť v plnej miere. Hmotnosť m_l pripadajúca na jedno koleso za predpokladu rovnomerného rozloženia hmotnosti je daná nasledujúcim vzťahom:

$$m_1 = \frac{m_z + m_p}{n_k} = \frac{25 + 33,55}{4} = 14,64 \text{ kg} \quad (5)$$

kde:

- m_z – nosnosť podvozku [kg],
- m_p – celková hmotnosť samotného podvozku (motory, kolesá, rám, batéria, ...) získaná z modelu zostavy v Autodesk Inventor [kg],
- n_k – počet kolies [-].

6.5 Výpočet poklesu kolesa

Pre výpočet potrebného momentu od motoru je nutné uvažovať odpory, ktoré sú podvozku kladené pri jeho rôznych pohybových stavoch. Tieto odpory sú typické pre pohyb v poddajných granulárnych médiách a sú závislé na hĺbke do ktorej koleso poklesne.

6.5.1 Pokles kolesa pri odval'ovaní

Pre dôvody popísané vyššie bude preto vyčíslená hĺbka ponoru pre odval'ujúce sa koleso a následne odpor, ktorý v piesku pre toto koleso vzniká. Pre túto situáciu bude použiť

metodológia popísaná v [26]. Uvedený model je vhodný práve pre kombináciu tuhých kolies malých rozmerov a poddajného podkladu.

V prvom rade je nutné poznať záťaž, ktorou pôsobí koleso kolmo na podklad. Je možné predpokladať, že podvozok sa nebude pohybovať po dokonale rovnom podklade a pre výpočty bude tak ďalej uvažovaný uhol naklonenej roviny po ktorej bude podvozok stúpať $\theta=10^\circ$ a pôsobiace gravitačné zrýchlenie g [m/s²]. Na základe tejto hodnoty je možné podľa rovnice (6) určiť veľkosť záťaže ako zložku tiaže kolmej na podklad a to nasledovne:

$$W = m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta) = 14,64 \cdot 9,81 \cdot \cos(10^\circ) = 141,44 \text{ N} \quad (6)$$

Pre výpočet je nutné charakterizovať chovanie kolesa v piesku. Pre tento účel slúžia nasledujúce koeficienty s hodnotami platnými pre piesok.

Tab. 6) Výpočtové koeficienty pre piesok

Označenie	Význam	Hodnota	Jednotka
m'	Exponent priemeru valiaceho sa kolesa	0,39	-
n'	Exponent hĺbky poklesu valiaceho sa kolesa	0,8	-
k'	Koeficient pre výpočet tlaku vyvolaného valiacim sa kolesom	1604	kN/m ^(n'+ m'+2)

Na základe rozmerov kolesa, veľkosti záťaže a parametrov piesku je hĺbka poklesu valiaceho sa kolesa daná podľa rovnice (7):

$$z_o = \left(\frac{3 \cdot W}{b \cdot (3 - n') \cdot k' \cdot d^{(m'+0,5)}} \right)^{\left(\frac{2}{2 \cdot n' + 1} \right)}$$

$$z_o = \left(\frac{3 \cdot 141,44}{1,2 \cdot 10^{-1} \cdot (3 - 0,8) \cdot 1604 \cdot 10^3 \cdot (1,3 \cdot 10^{-1})^{(0,39+0,5)}} \right)^{\left(\frac{2}{2 \cdot 0,8 + 1} \right)} \quad (7)$$

$$z_o = \left(\frac{424,32}{68899,79} \right)^{0,77} = 1,986 \cdot 10^{-2} \text{ m} = 19,86 \text{ mm}$$

Vyššie uvedená hĺbka nezohľadňuje vplyv preklzu špirálovitého hrebeňa na vonkajšom povrchu kolesa. Pre účely ďalších výpočtov bude počítané s hodnotou preklzu 30%. Približnú hodnotu dodatočnej hĺbky do ktorej sa koleso zahrabe je možné získať podľa [28] ako:

$$z_p \approx h \cdot s = 1 \cdot 10^{-2} \cdot 0,3 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3 \text{ mm} \quad (8)$$

Celková hĺbka poklesu odvaľujúceho sa kolesa na Obr. 23 je teda daná súčtom:

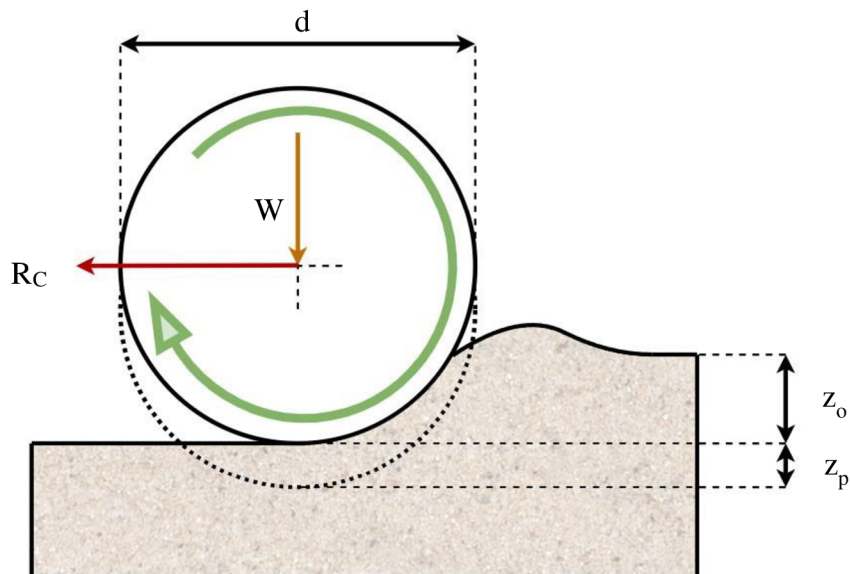
$$z_{c_odv} = z_o + z_p = 19,86 + 3 = 22,86 \text{ mm} \quad (9)$$

Odpor kladený voči odvaľujúcemu sa kolesu je daný ako:

$$R_C = b \cdot k' \cdot d^{m'} \cdot \frac{z_{c_odv}^{n'+1}}{n'+1}$$

$$R_C = 1,2 \cdot 10^{-1} \cdot 1604 \cdot 10^3 \cdot (1,3 \cdot 10^{-1})^{(0,39)} \cdot \frac{(22,86 \cdot 10^{-3})^{0,8+1}}{0,8+1} \quad (10)$$

$$R_C = 53,69 \text{ N}$$



Obr. 23) Pokles odvalujícího sa kola [26]

6.5.2 Pokles kola v neodvalujúcom sa stave

Pri určitom pohybe podvozku sa nebudú kolesá odvalovať ale budú sa pohybovať v smere svojej osy. Pre tento prípad bude pre výpočet poklesu využitá metodológia popísaná v [27]. Hodnoty koeficientov pre piesok v tabuľke boli prebrané z literatúry [28] pričom pre hodnotu K_S platí vzťah (11).

Tab. 7) Koeficienty piesku

Označenie	Význam	Hodnota	Jednotka
n	Exponent hĺbky poklesu kola	1,1	-
k_c	Modul kohézie piesku	0,99	kPa/m ⁿ⁻¹
k_φ	Modul trenia piesku	1528,43	kPa/m ⁿ
K_S	Ekvivalentný modul poklesu	$1,54 \cdot 10^6$	kg/(m ^{21/10} ·s ²)

$$K_S = \frac{k_c}{b} + k_\varphi = \frac{0,99 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 10^{-1}} + 1528,43 \cdot 10^3 = 1,54 \cdot 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^{21/10} \cdot \text{s}^2} \quad (11)$$

Na základe rozmerov kola a materiálových konštánt piesku je hĺbka poklesu kola pri nehybnom stave daná nasledovne:

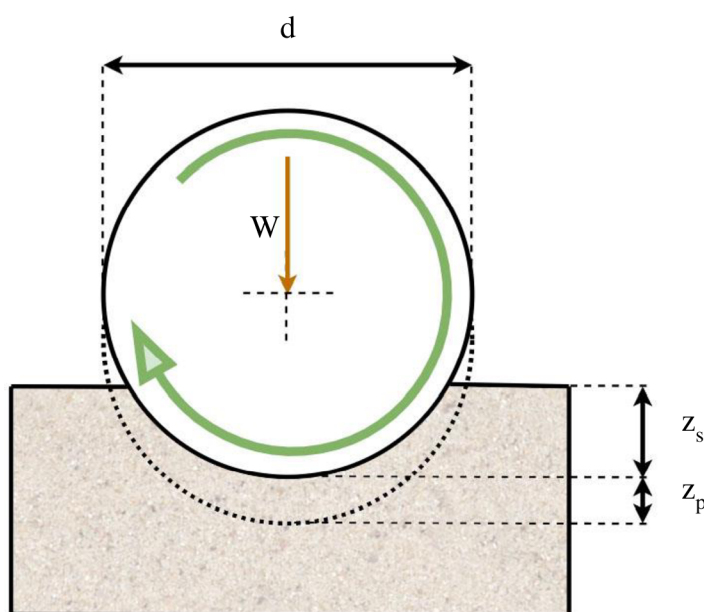
$$z_s = \left(\frac{W}{\sqrt{\left(2 \cdot \frac{d}{2}\right) \cdot b \cdot K_S}} \right)^{\frac{1}{n+0,5}} \quad (12)$$

$$z_s = \left(\frac{141,44}{\sqrt{\left(2 \cdot \frac{1,3 \cdot 10^{-1}}{2}\right) \cdot 1,2 \cdot 10^{-1} \cdot 1,54 \cdot 10^6}} \right)^{\frac{1}{1,1+0,5}}$$

$$z_s = 0,02134 \text{ m} = 21,34 \text{ mm}$$

Celková hĺbka poklesu kolesa pri pohybe v axiálnom smere je daná súčtom poklesu kolesa pri nehybnom stave a poklesu spôsobeného preklzom:

$$z_{c_st} = z_s + z_p = 21,34 + 3 = 24,34 \text{ mm} \quad (13)$$



Obr. 24) Hĺbka poklesu neodvalujúceho sa kolesa [27]

6.6 Analýza vybraných stavov

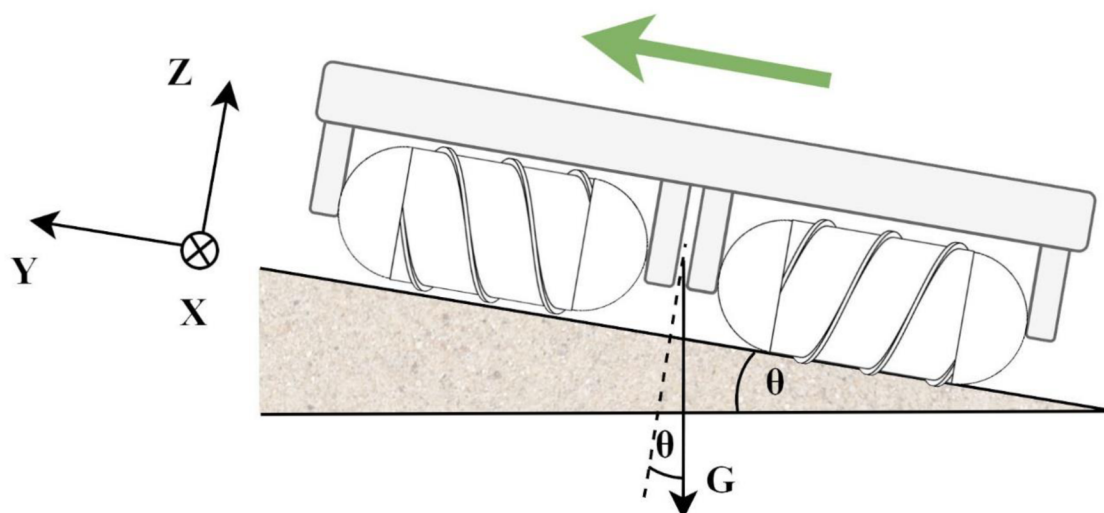
Pre účely stanovenia potrebného momentu motorov budú uvažované 3 z rôznych stavov, ktoré môžu nastať. Podľa maximálneho potrebného momentu z týchto troch výpočtov bude následne prebiehať výber pohonu.

V prvom rade je nutné zohľadniť požadované zrýchlenie robotu. Zrýchlenie sa prejaví ako dodatočná sila okrem pasívnych odporov, ktorú musí podvozok prekonať. Veľkosť sily je daná vzťahom (14), kde a_p [m/s^2] je zrýchlenie podvozku. Vzhľadom na to, že nie je zadaním dané, bude počítané so zvolenou hodnotou 1 m/s^2 .

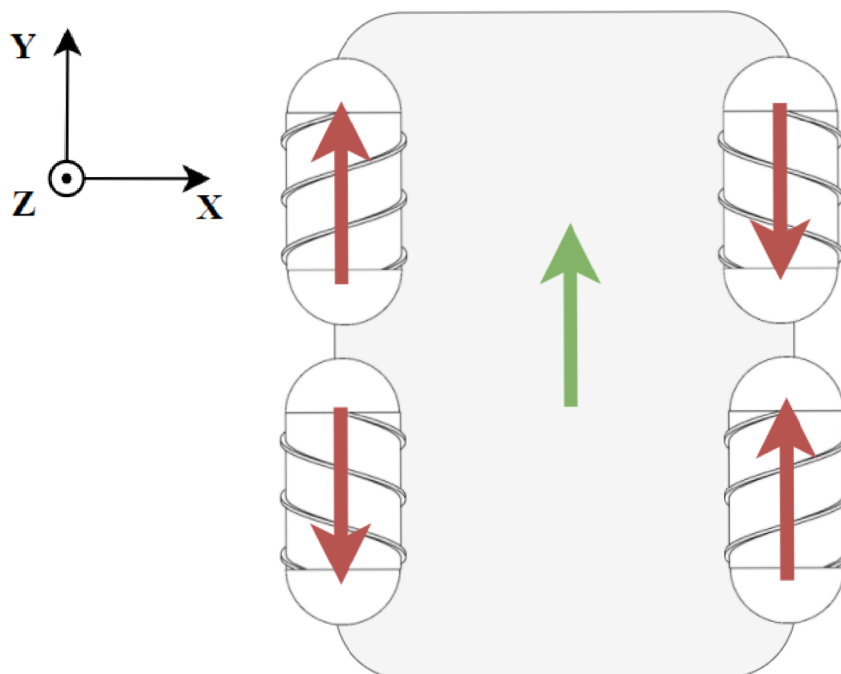
$$F_{a_p} = (m_z + m_p) \cdot a_p = (25 + 33,55) \cdot 1 = 58,55 \text{ N} \quad (14)$$

6.6.1 Stav 1 - pohyb vpred po naklonenej rovine

Prvým možným prípadom je pohyb vpred po naklonenej rovine v smere osí kolies. Na uvedených obrázkoch je znázornený smer pohybu podvozku so smermi otáčania kolies červenou farbou (podľa pravidla pravej ruky).

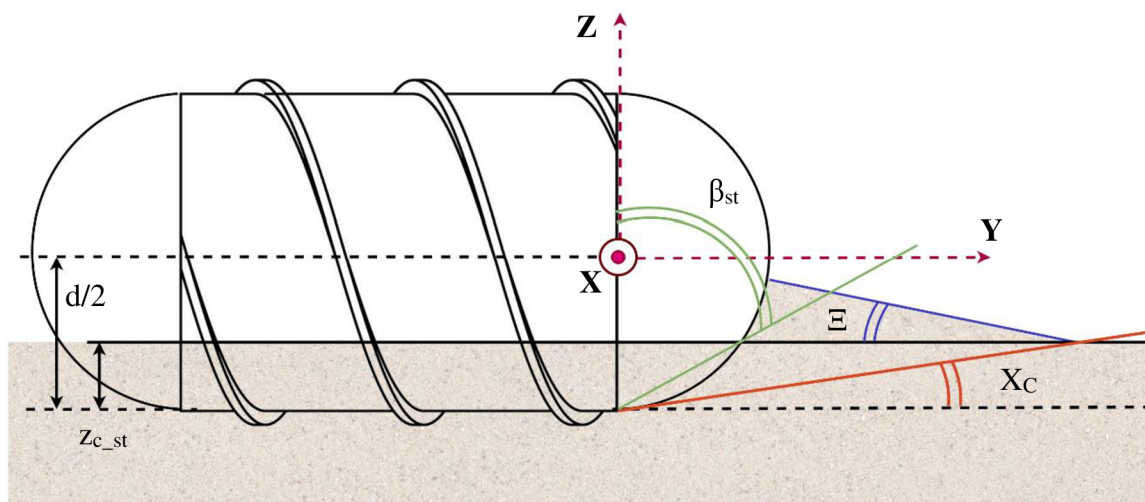


Obr. 25) Stav 1 - smer pohybu



Obr. 26) Stav 1 - smery otáčania kolies

Pri tomto pohybe zaoblený poglobulovitý nábeh kola rozráža a odtlačuje piesok. Tým pádom naň pôsobí sila proti smeru pohybu podvozku. Veľkosť tejto sily je možné odhadnúť podľa metódy popísanej v [29] a [30]. Na Obr. 27 sú graficky zobrazené niektoré z parametrov vstupujúcich do výpočtu.



Obr. 27) Koleso v piesku [29]

Veľkosť deštruktívneho uhlu X_C je daná vzťahom:

$$X_C = 45^\circ - \frac{\epsilon}{2} = 45^\circ - \frac{28^\circ}{2} = 31^\circ \quad (15)$$

Uhol nábehu pre neodvalujúce sa koleso β_{st} je daný ako:

$$\beta_{st} = \sec\left(\sqrt{\frac{z_{c_st}}{d}}\right) = \sec\left(\sqrt{\frac{24,34}{130}}\right) = 1,1015 \text{ rad} = 63,11^\circ \quad (16)$$

Pri tomto výpočte sa zaoblený povrch kolesa prevedie na plochú lopatku, ktorá rozráža piesok a je sklonená pod uhlom β_{st} . Odpor vyvolaný rozrážaním piesku (viz. Obr. 29) na jednotku šírky lopatky, ktorá ho rozráža je daný rovnicou (17),

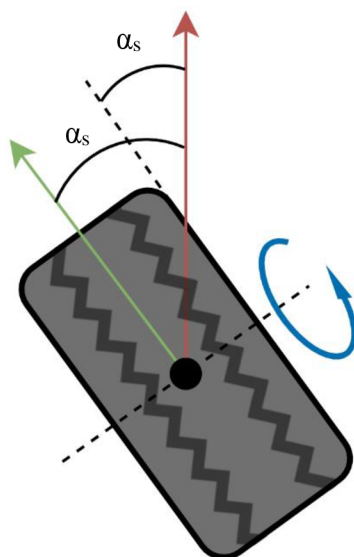
$$R'_B = \alpha_s \cdot g \cdot \left\{ \left(\frac{\cot(X_C) + \tan(X_C + \epsilon)}{1 - \tan(\beta_{st}) \cdot \tan(X_C + \epsilon)} \right) \cdot \left[z_{c_st} \cdot c_p + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \rho_s \cdot z_{c_st}^2 \cdot ((\cot(X_C) - \tan(\beta_{st})) + \frac{(\cot(X_C) - \tan(\beta_{st}))^2}{\tan(\beta_{st}) + \cot(\epsilon)}) \right] \right\} \quad (17)$$

$$R'_B = \frac{\pi}{2} \cdot 9,81 \cdot \left\{ \left(\frac{\cot(31^\circ) + \tan(31^\circ + 28^\circ)}{1 - \tan(63,11^\circ) \cdot \tan(31^\circ + 28^\circ)} \right) \cdot \left[24,34 \cdot 10^{-3} \cdot 106,01 + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot 1602 \cdot (24,34 \cdot 10^{-3})^2 \right] \cdot \left((\cot(31^\circ) - \tan(63,11^\circ)) + \frac{(\cot(31^\circ) - \tan(63,11^\circ))^2}{\tan(63,11^\circ) + \cot(28^\circ)} \right) \right\}$$

$$R'_B = -5,61 \text{ kg/m}$$

kde:

- α_s – uhol sklzu, ktorý vplýva na výsledný odpor vplýva a je zrejmy z nižšie uvedeného obrázku. Pre konvenčné koleso automobilu (viz Obr. 28) je definovaný ako uhol medzi smerom pohybu kolesa (na obr. červenou farbou) a žiadaným smerom pohybu kolesa (na obr. zelenou farbou) resp. uhol medzi čelnou plochou kolesa a smerom pohybu kolesa [rad],
- g – gravitačné zrýchlenie [m/s^2],
- c_p – kohézne napätie [kg/m^2], hodnota pre piesok prebraná z [28].



Obr. 28) Uhol sklzu [30]

Sila od odporu na jednotku dĺžky v newtonoch je:

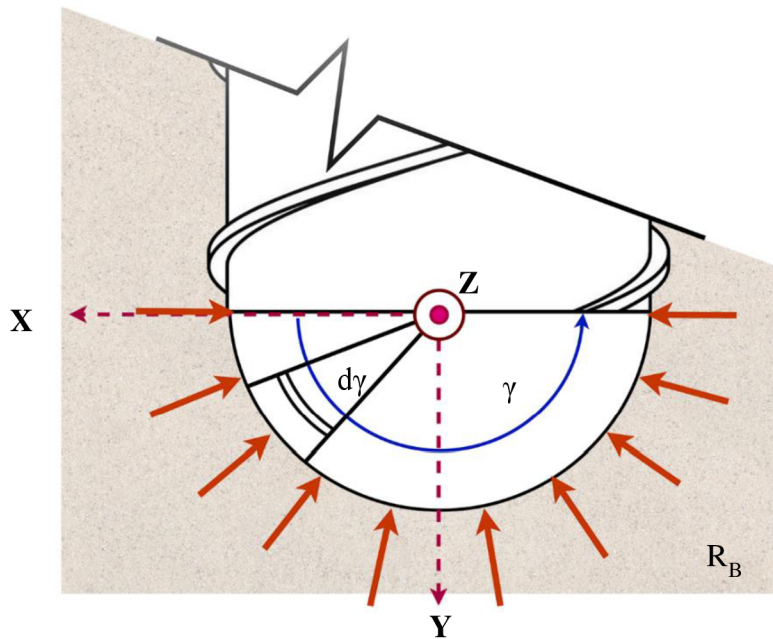
$$R'_B = R'_B \cdot g = -5,61 \cdot 9,81 = -55,03 \text{ N/m} \quad (18)$$

Sila vyvolaná odporom v smere osy kolesa (osa Y na Obr. 29) je daná ako:

$$F'_{By} = \int_{0^\circ}^{180^\circ} \left(\frac{d}{2}\right) \cdot R'_B \cdot \sin(\gamma) d\gamma \quad (19)$$

$$F'_{By} = \left(\frac{1,3 \cdot 10^{-1}}{2}\right) \cdot (-55,03) \cdot (-\cos(180^\circ) + \cos(0^\circ))$$

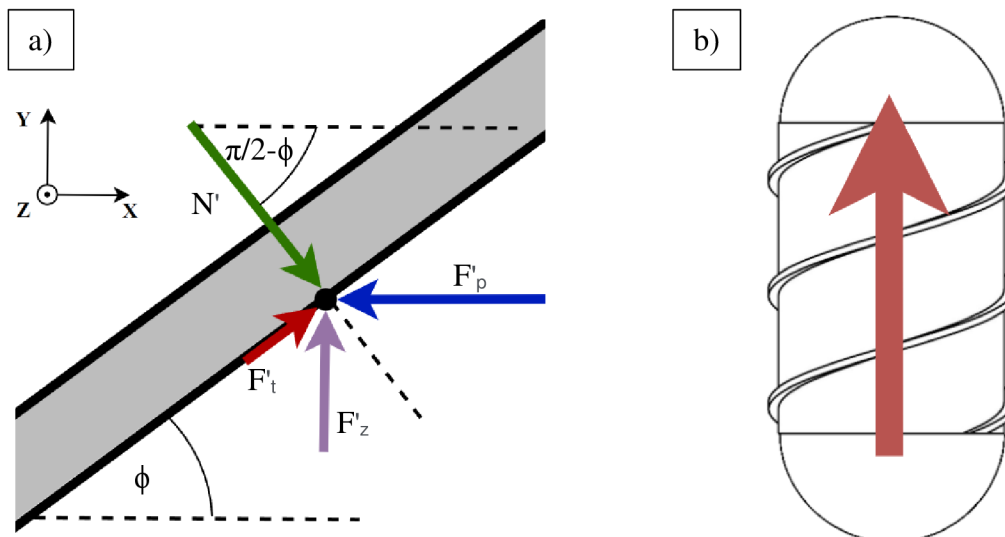
$$F'_{By} = 7,15 \text{ N}$$



Obr. 29) Odpor voči pohybu kolesa v ose Y [29]

Pri tomto pohybe pôsobí na bok profilu závitú viacero síl. Za predpokladu koncentrácie síl na strednom polomere závitú môžeme podľa [31] vykonať silový rozbor na pravotočivom závitú (Obr. 30(a)), pričom:

- F'_t – trecia sila medzi kolesom a pieskom [N],
- F'_z – záťaž tvorená tiažou podvozku, odporom vyvolaným rozrážaním piesku a zrýchlením podvozku [N],
- F'_p – požadovaná sila vyvolaná momentom od motoru s prevodovkou [N],
- N' – normálová sila medzi pieskom a bokom profilu závitú [N].



Obr. 30) Silový rozbor na pravotočivom závitú (a) [31], smer otáčania kolesa (b)

Zátěž je možné vyčíslit' podľa rovnice (20).

$$F'_z = m_1 \cdot g \cdot \sin(\theta) + F'_{By} + \frac{F_{a,p}}{4} \quad (20)$$

$$F'_z = 14,64 \cdot 9,81 \cdot \sin(10^\circ) + 7,15 + \frac{58,55}{4} = 46,73 \text{ N}$$

Na to aby sa podvozok pohyboval v zadanom smere je potrebné aby zložka reakčnej sily v ose Y (\uparrow) bola väčšia ako sila vyvolaná odporom rozrážaného piesku, tiažou podvozku a požadovaného zrýchlenia. Táto zmieňovaná reakčná sila je daná ako vektorový súčet trecej a normálovej sily z vyššie uvedeného obrázku.

Pre statickú rovnováhu v osách X,Y platí:

$$\sum F_x = 0$$

$$-F'_p + F'_t \cdot \cos(\phi) + N' \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \phi\right) = 0 \quad (21)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F'_z + F'_t \cdot \sin(\phi) - N' \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \phi\right) = 0$$

Pre treciu silu platí:

$$F'_t = \mu_s \cdot N' \quad (22)$$

Statická rovnováha v osách X a Y po doplnkovej rovnici:

$$-F'_p + \mu_s \cdot N' \cdot \cos(\phi) + N' \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \phi\right) = 0 \quad (23)$$

$$F'_z + \mu_s \cdot N' \cdot \sin(\phi) - N' \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \phi\right) = 0$$

Zo statickej rovnováhy v ose Y môžeme získať veľkosť potrebnej normálovej sily ako:

$$N' = \frac{-F'_z}{\mu_s \cdot \sin(\phi) - \sin\left(\frac{\pi}{2} - \phi\right)} \quad (24)$$

$$N' = \frac{-46,73}{0,56 \cdot \sin(45^\circ) - \sin(90^\circ - 45^\circ)} = 150,2 \text{ N}$$

Zo statickej rovnováhy v ose X môžeme získať veľkosť potrebnej sily od motoru s prevodovkou ako:

$$F'_p = \mu_s \cdot N' \cdot \cos(\phi) + N' \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \phi\right) \quad (25)$$

$$F'_p = 0,56 \cdot 150,2 \cdot \cos(45^\circ) + 150,2 \cdot \cos(90^\circ - 45^\circ)$$

$$F'_p = 165,68 \text{ N}$$

Potrebný krútiaci moment so započítaním odporu v podobe trenia vyvolaného zložkou tiaže po obvode kolesa je vypočítaný pomocou (27) pričom r_s je stredný polomer závitú na vonkajšom povrchu kolesa s veľkosťou vypočítanou podľa (26):

$$r_s = \frac{d + h}{2} = \frac{130 + 10}{2} = 70 \text{ mm} \quad (26)$$

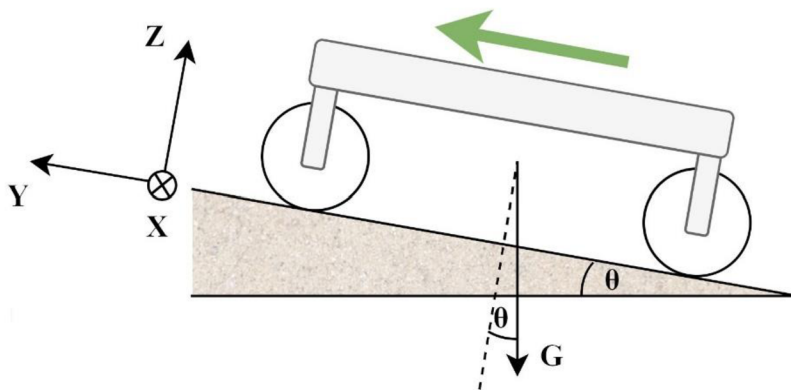
$$M'_p = F'_p \cdot r_s + \mu_s \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta) \cdot \frac{d}{2} \quad (27)$$

$$M'_p = 165,68 \cdot 0,7 \cdot 10^{-1} + 0,56 \cdot 14,64 \cdot 9,81 \cdot \cos(10^\circ) \cdot \frac{1,3 \cdot 10^{-1}}{2}$$

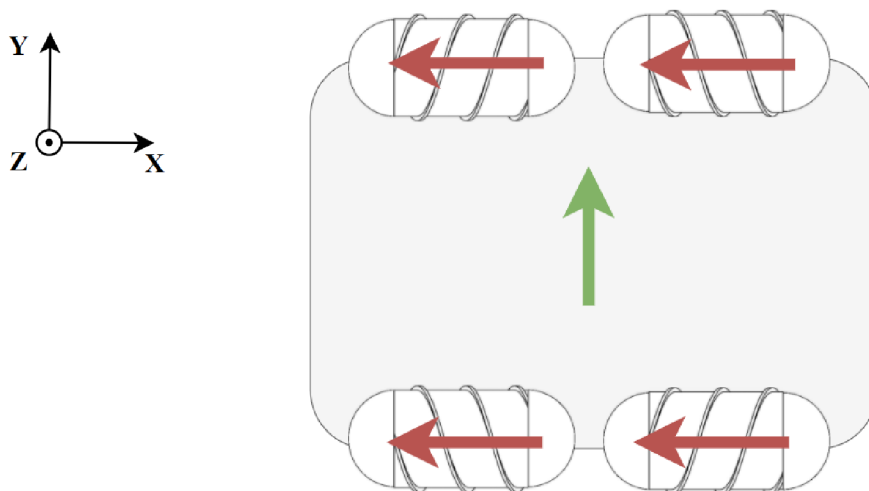
$$M'_p = 16,74 \text{ N} \cdot \text{m}$$

6.6.2 Stav 2 - pohyb do strany po naklonenej rovine

Druhým z možných prípadov je chod do strany po naklonenej rovine so smerom pohybu a smermi otáčania kolies na Obr. 31 a Obr. 32.



Obr. 31) Stav 2 – smer pohybu



Obr. 32) Stav 2 – smery otáčania kolies

Uhol nábehu β_{odv} je pre tento prípad daný ako:

$$\beta_{odv} = \sec\left(\sqrt{\frac{z_{c_{odv}}}{d}}\right) = \sec\left(\sqrt{\frac{22,86}{130}}\right) = 62,73^\circ \quad (28)$$

Odpor vyvolaný rozrážaním piesku na jednotku šírky lopatky, ktorá ho rozráža je daný rovnicou (29):

$$R_B'' = \alpha_s \cdot g \cdot \left\{ \left(\frac{\cot(X_C) + \tan(X_C + \varepsilon)}{1 - \tan(\beta_{odv}) \cdot \tan(X_C + \varepsilon)} \right) \cdot \left[z_{c_odv} \cdot c_p + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \rho_s \cdot z_{c_odv}^2 \right] \cdot \left((\cot(X_C) - \tan(\beta_{odv})) + \frac{(\cot(X_C) - \tan(\beta_{odv}))^2}{\tan(\beta_{odv}) + \cot(\varepsilon)} \right) \right\} \quad (29)$$

$$R_B'' = \frac{\pi}{2} \cdot 9,81 \cdot \left\{ \left(\frac{\cot(31^\circ) + \tan(31^\circ + 28^\circ)}{1 - \tan(62,73^\circ) \cdot \tan(31^\circ + 28^\circ)} \right) \cdot \left[22,86 \cdot 10^{-3} \cdot 106,01 + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot 1602 \cdot (22,86 \cdot 10^{-3})^2 \right] \cdot \left((\cot(31^\circ) - \tan(62,73^\circ)) + \frac{(\cot(31^\circ) - \tan(62,73^\circ))^2}{\tan(62,73^\circ) + \cot(28^\circ)} \right) \right\}$$

$$R_B'' = -5,43 \text{ kg/m}$$

Sila od odporu na jednotku dĺžky v Newtonoch je:

$$R_B'' = R_B'' \cdot g = -5,43 \cdot 9,81 = -53,27 \text{ N/m} \quad (30)$$

Sila vyvolaná odporom v smere osy Y pologuľovitými nábehmi kolesa je daná ako:

$$F_{By}'' = 2 \cdot \int_0^{90^\circ} \left(\frac{d}{2} \right) \cdot R_B'' \cdot \sin(\gamma) \, d\gamma \quad (31)$$

$$F_{By}'' = 2 \cdot \left(\frac{1,3 \cdot 10^{-1}}{2} \right) \cdot (-53,27) \cdot (-\cos(90^\circ) + \cos(0^\circ)) = 6,93 \text{ N}$$

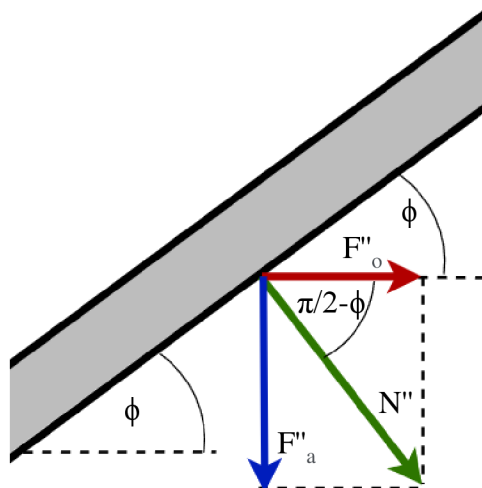
Záťaž v ose Y pri pohybe do strany (na jedno koleso) tvorená odporom z rozrážania piesku pologuľovitými koncami kolesa, valivým odporom valcovitej časti kolesa, tiažou podvozku a silou od zrýchlenia podvozku je daná rovnicou:

$$F_z'' = F_{By}'' + R_c + m_1 \cdot g \cdot \sin(\theta) + \frac{F_{a_p}}{4} \quad (32)$$

$$F_z'' = 6,93 + 53,69 + 14,64 \cdot 9,81 \cdot \sin(10^\circ) + \frac{58,55}{4} = 100,2 \text{ N}$$

Podľa [31] je možné vypočítať silové pomery na kolese pre obecný prípad (viz. Obr. 33), kde:

- F''_o – obvodová sila [N],
- F''_a – axiálna sila [N],
- N'' – normálová sila [N].



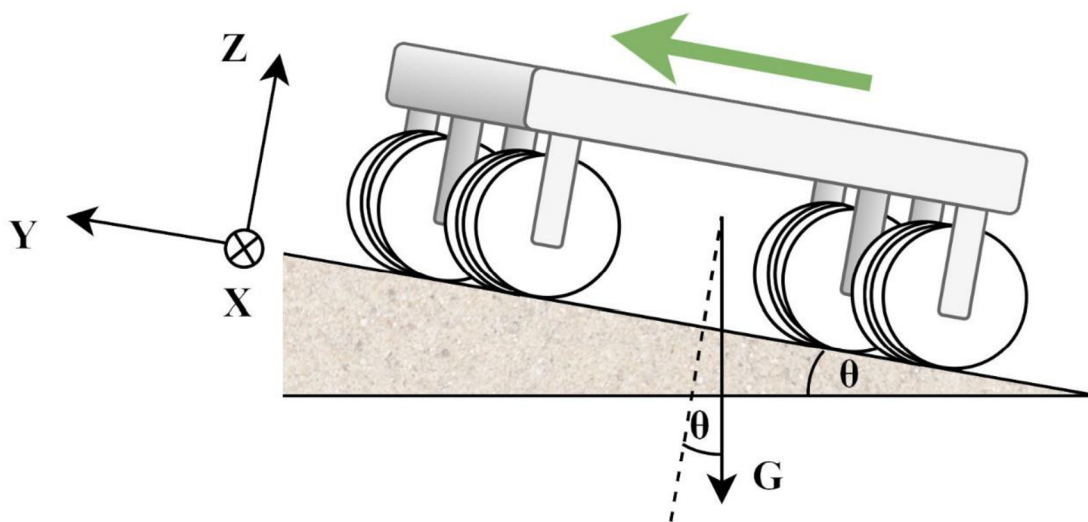
Obr. 33) Silové pomery na závite

Pre pohyb podvozku je nutné aby obvodová sila bola minimálne rovná záťaži v ose Y. Pre potrebný moment teda platí:

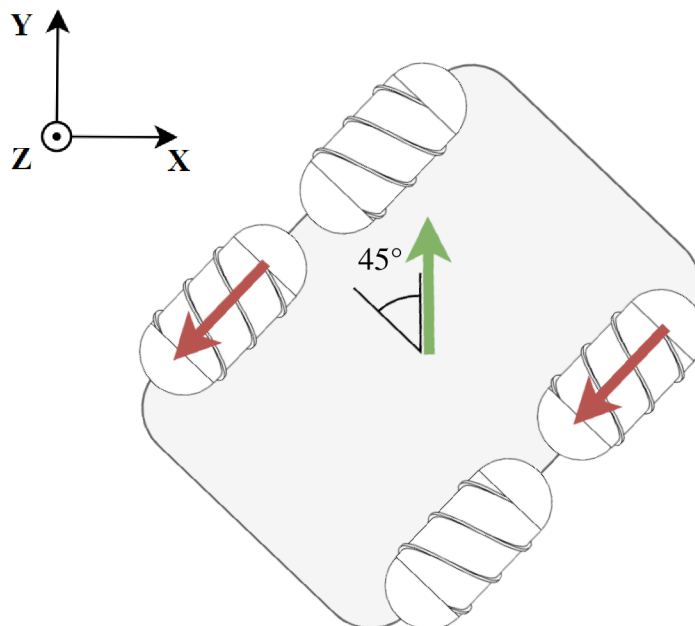
$$M_p'' = F_z'' \cdot r_s = 100,2 \cdot 0,7 \cdot 10^{-1} = 7,01 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (33)$$

6.6.3 Stav 3 – pohyb diagonálne po naklonenej rovine

Tretím analyzovaným prípadom je pohyb podvozku do šikma. V tomto prípade sú hnané len dve z kolies a zvyšné dve sa na pohybe nepodieľajú. Naopak, vytvárajú odpory, ktoré je nutné prekonať.



Obr. 34) Stav 3 - smer pohybu



Obr. 35) Stav 3 - smery otáčania kolies

Odpor vyvolaný rozrážaním piesku pologuľovitým nábehom kola na jednotku šírky lopatky, ktorá ho rozráža je daný rovnicou (34).

$$\begin{aligned}
 R_B''' &= \alpha_s \cdot g \cdot \left\{ \left(\frac{\cot(X_C) + \tan(X_C + \mathcal{E})}{1 - \tan(\beta_{st}) \cdot \tan(X_C + \mathcal{E})} \right) \right. \\
 &\quad \cdot \left[z_{c_st} \cdot c_p + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \rho_s \cdot z_{c_st}^2 \cdot ((\cot(X_C) - \tan(\beta_{st})) \right. \\
 &\quad \left. \left. + \frac{(\cot(X_C) - \tan(\beta_{st}))^2}{\tan(\beta_{st}) + \cot(\mathcal{E})} \right) \right] \left. \right\} \\
 R_B''' &= \frac{\pi}{2} \cdot 9,81 \cdot \left\{ \left(\frac{\cot(31^\circ) + \tan(31^\circ + 28^\circ)}{1 - \tan(63,11^\circ) \cdot \tan(31^\circ + 28^\circ)} \right) \right. \\
 &\quad \cdot \left[24,34 \cdot 10^{-3} \cdot 106,01 + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot 1602 \cdot (24,34 \cdot 10^{-3})^2 \right. \\
 &\quad \left. \left. \cdot \left((\cot(31^\circ) - \tan(63,11^\circ)) + \frac{(\cot(31^\circ) - \tan(63,11^\circ))^2}{\tan(63,11^\circ) + \cot(28^\circ)} \right) \right] \right\}
 \end{aligned} \tag{34}$$

$$R_B''' = -5,61 \text{ kg/m}$$

Sila od odporu na jednotku dĺžky v Newtonoch je:

$$R_B'' = R_B''' \cdot g = -5,61 \cdot 9,81 = -55,03 \text{ N/m} \tag{35}$$

Sila vyvolaná odporom v smere osy Y pologuľovitými nábehmi kola je daná ako:

$$F_{By}''' = \int_{0^\circ}^{135^\circ} \left(\frac{d}{2} \right) \cdot R_B''' \cdot \sin(\gamma) \, d\gamma \tag{36}$$

$$F_{By}''' = \left(\frac{1,3 \cdot 10^{-1}}{2} \right) \cdot (-55,03) \cdot (-\cos(135^\circ) + \cos(0^\circ))$$

$$F_{By}''' = 6,11 \text{ N}$$

Odpor vyvolaný rozrážaním piesku na jednotku šírky valcovej časti kolesa, je daný rovnicou (37), pričom α_{sv} – uhol sklzu valcovitej časti kolesa [rad].

$$R_{BV}''' = \alpha_{sv} \cdot g \cdot \left\{ \left(\frac{\cot(X_C) + \tan(X_C + E)}{1 - \tan(\beta_{st}) \cdot \tan(X_C + E)} \right) \cdot \left[z_{c_{st}} \cdot c_p + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \rho_s \cdot z_{c_{st}}^2 \right] \cdot \left((\cot(X_C) - \tan(\beta_{st})) + \frac{(\cot(X_C) - \tan(\beta_{st}))^2}{\tan(\beta_{st}) + \cot(E)} \right) \right\}$$

$$R_{BV}''' = \frac{\pi}{4} \cdot 9,81 \tag{37}$$

$$\cdot \left\{ \left(\frac{\cot(31^\circ) + \tan(31^\circ + 28^\circ)}{1 - \tan(63,11^\circ) \cdot \tan(31^\circ + 28^\circ)} \right) \cdot \left[24,34 \cdot 10^{-3} \cdot 106,01 + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot 1602 \cdot (24,34 \cdot 10^{-3})^2 \right] \cdot \left((\cot(31^\circ) - \tan(63,11^\circ)) + \frac{(\cot(31^\circ) - \tan(63,11^\circ))^2}{\tan(63,11^\circ) + \cot(28^\circ)} \right) \right\}$$

$$R_{BV}''' = -2,8 \text{ kg/m}$$

Sila od odporu na jednotku dĺžky v Newtonoch je:

$$R_{BV}''' = R_{BV}''' \cdot g = -2,8 \cdot 9,81 = 27,47 \text{ N/m} \tag{38}$$

Výsledná odporová sila od valcovitej časti kolesa je:

$$F_{BVy}''' = R_{BV}''' \cdot b = 27,47 \cdot 1,2 \cdot 10^{-1} = 3,3 \text{ N} \tag{39}$$

Podvozok musí navyše prekonať treciu silu medzi pieskom a stacionárnymi kolesami. Veľkosť trecej sily pre jedno stacionárne koleso je daná ako:

$$F_t''' = \mu_s \cdot m_1 \cdot g = 0,56 \cdot 14,64 \cdot 9,81 = 80,43 \text{ N} \tag{40}$$

Záťaž pri pohybe po diagonále v smere pohybu vrátane požadovaného zrýchlenia podvozku, tiaže a trenia (na 1 koleso):

$$F_z''' = F_{BVy}''' + 2 \cdot F_{By}''' + R_C \cdot \cos(45^\circ) + \frac{F_{a-p}}{2} + 2 \cdot m_1 \cdot g \cdot \sin(\theta) + F_t'''$$

$$F_z''' = 3,3 + 2 \cdot 6,11 + 53,69 \cdot \cos(45^\circ) + \frac{58,55}{2} + 2 \cdot 14,64 \cdot 9,81 \cdot \sin(10^\circ) + 80,43 \tag{41}$$

$$F_z''' = 213,07 \text{ N}$$

Na to, aby sa podvozok pohyboval sa táto sila musí rovnať normálovej sile (viz. Obr. 33), ktorú je nutné zabezpečiť na boku profilu závitů. Obvodová sila je daná rovnicou (42). Po dosadení F_z''' za hodnotu normálovej sily získame veľkosť potrebnej obvodovej sily:

$$F_o''' = N''' \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \phi\right) = 213,07 \cdot \cos(90^\circ - 45^\circ) = 150,66 \text{ N} \quad (42)$$

Potrebný moment je teda:

$$M_p''' = F_o''' \cdot r_s = 150,66 \cdot 0,7 \cdot 10^{-1} = 10,55 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (43)$$

6.7 Pohony

Maximálna hodnota potrebného momentu vychádza u situácie č.1 - pohyb vpred po naklonenej rovine:

$$M_{p_max} = \max(M_p', M_p'', M_p''')$$

$$M_{p_max} = \max(16,74; 7,01; 10,55) = 16,74 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (44)$$

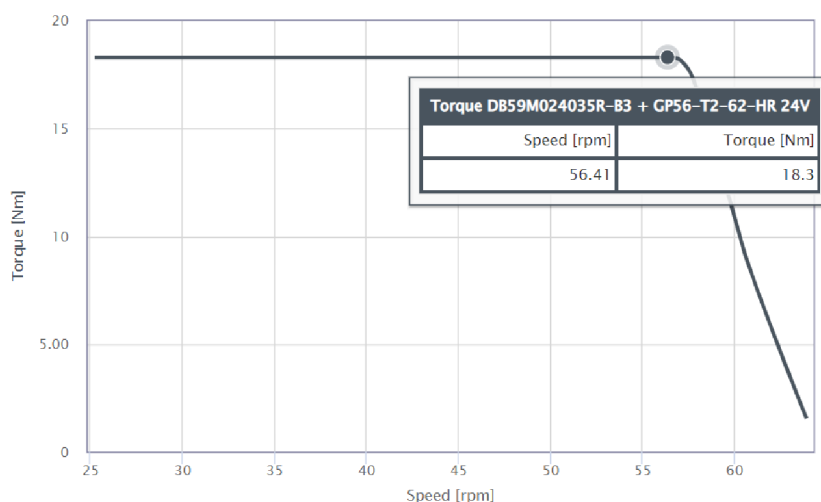
Na základe požadovaného momentu je potrebné vybrať vhodný pohon. Motor bude musieť okrem tejto požiadavky musieť spĺňať aj iné, nemenej dôležité faktory. Motor by mal byť čo najmenších rozmerov za účelom umiestnenia dovnútra kolesa. Napájanie motorov musí byť možné zo zdroja jednosmerného napätia (batéria 24V). Ďalej je nutné aby bola umožnená regulácia veľkosti otáčok a samotného smeru. Požadované otáčky súvisia s rýchlosťou podvozku, ktorá ale nie je zadaním špecifikovaná. Do úvahy pripadajú DC, BLDC a stepper motory.

Vzhľadom na momentové požiadavky, kompaktnosť, vysokú účinnosť a dlhú životnosť bez údržby bol zvolený elektricky komutovaný BLDC motor od firmy Nanotec s označením DB59M024035R-A v kombinácii s planétovou prevodovkou GP56-T2-62-HR od rovnomennej firmy (viz. Obr. 36).



Obr. 36) Vybraná prevodovka a motor [32]

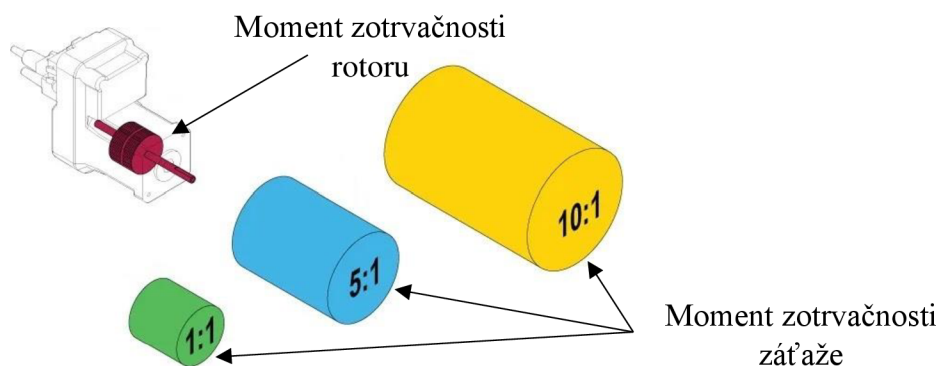
Jedná sa o trojfázový motor s napájacím napätím 24 V. Komutácia prebieha na základe informácie o natočení rotoru zo zabudovaného Hallovho senzoru. Na Obr. 37 je zobrazená momentovo - otáčková charakteristika zvoleného pohonu s prevodovkou. [32]



Obr. 37) Momentovo - otáčková charakteristika [32]

6.7.1 Kontrola dynamiky

Bude prevedená kontrola dynamiky pohonov. Podvozok je schopný všesmerového pohybu, ktorý je dosiahnutý reguláciou smeru a rýchlosti otáčania jednotlivých kolies. Je teda odôvodnené predpokladať časté zmeny rýchlostí a smerov otáčania. Pre správny chod takto riadených kolies je teda dôležité, aby pohony vyhovovali z hľadiska dynamických vlastností. Obvykle kontrolovaným parametrom je pomer momentu zotrvačnosti záťaže voči momentu zotrvačnosti rotoru motoru (viz. Obr. 38), kedy za optimálnu hodnotu sa považuje pomer menší ako 10:1 a ideálne čo najbližšie hodnote 1:1. [33]



Obr. 38) Pomery momentov zotrvačnosti [33]

Moment zotrvačnosti nerotujúcich častí vzťahnutý na jedno koleso je daný rovnicou (45) pričom m_r je hmotnosť rámu s batériou.

$$I_r = \frac{m_r \cdot d^2}{16} = \frac{17,95 \cdot 130^2}{16} = 18959,69 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (45)$$

Pre moment zotrvačnosti záťaže vzťahnutý na rotor platí rovnica (46). Hodnoty momentov boli získané zo stránok výrobcu pohonov a programu Autodesk Inventor.

$$I_z = \frac{I_{vl} + I_{kol} + I_r}{i_p^2} + I_{rot} + I_{prev} \quad (46)$$

$$I_z = \frac{6,63 + 5522 + 18959,69}{62,33^2} + 10,5 + 3,2 = 20 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

kde:

- I_{vl} – moment zotrvačnosti ocelej vložky s drážkou pre pero [$\text{kg}\cdot\text{mm}^2$],
- I_{kol} – moment zotrvačnosti zvyšnej rotujúcej časti kolesa [$\text{kg}\cdot\text{mm}^2$],
- I_r – moment zotrvačnosti rámu (vzťahnutý na jedno koleso) [$\text{kg}\cdot\text{mm}^2$],
- I_{rot} – moment zotrvačnosti rotoru [$\text{kg}\cdot\text{mm}^2$],
- I_{prev} – moment zotrvačnosti prevodovky [$\text{kg}\cdot\text{mm}^2$],
- i_p – prevodový pomer [-].

Výsledný pomer zotrvačnosti pre nezaťažovaný podvozok je dostatočne nízky:

$$\frac{I_z}{I_{rot}} = \frac{20}{10,5} = 1,9 \quad (47)$$

6.7.2 Napájanie

Pre napájanie pohonov je nutné zabezpečiť zdroj jednosmerného napätia o veľkosti 24 V. Vzhľadom na svoje kompaktné rozmery, pomerne nízku hmotnosť a dostatočne vysokú kapacitu lítium-iónová batéria „PowerBrick+“ s kľúčovými parametrami uvedenými v Tab. 8. Batéria dokáže poskytnúť energiu na prevádzku robota na dobu ~1,5 hod. [34]



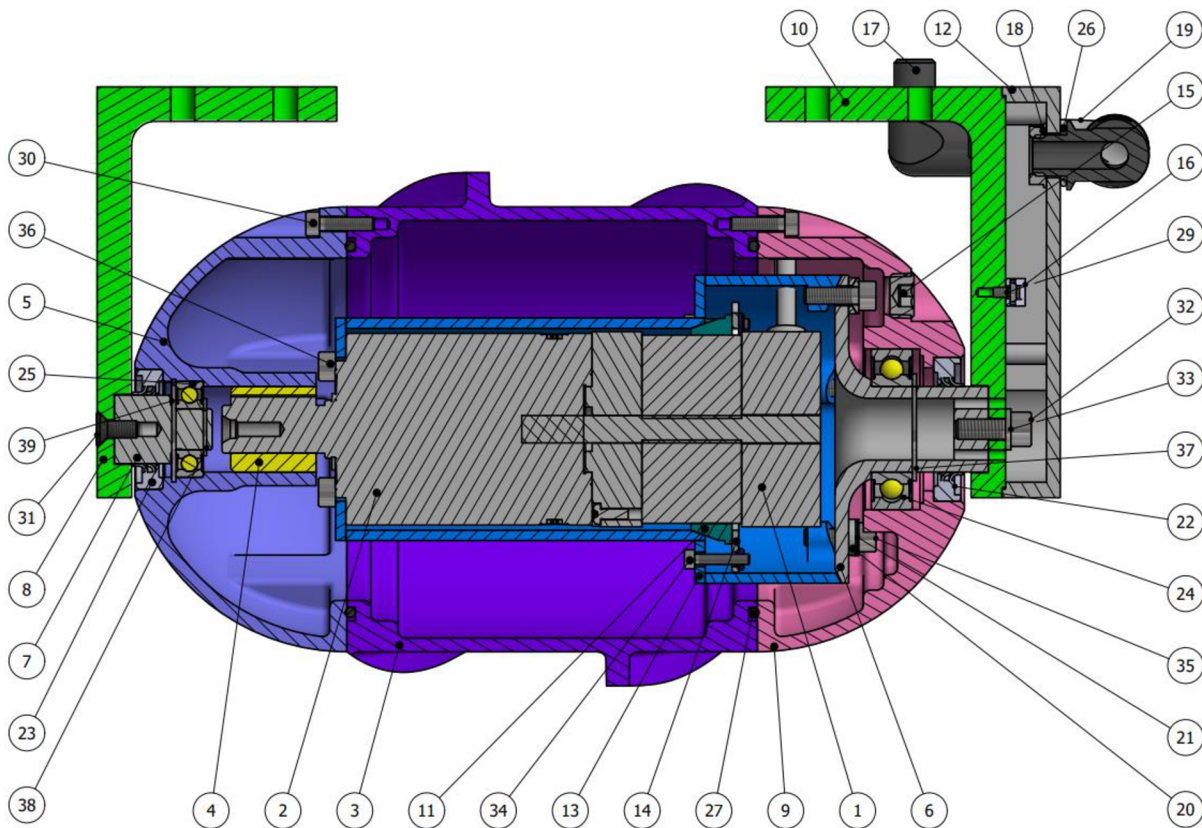
Obr. 39) Zvolená batéria [34]

Tab. 8) Parametre batérie [34]

Menovité napätie	25,6 V
Menovitá kapacita	32 Ah
Množstvo uloženej energie	819 Wh
Životnosť	>3000 cyklov
Nabíjacie napätie	28,8 V ± 0,4 V
Max. vybíjací prúd/nepretržitý	75 A / 50 A
Max nabíjací prúd/nepretržitý	32 A / 16 A
Rozmery	197 x 166 x 169 mm
Hmotnosť	7,8 kg

6.8 Koleso a pevnostné výpočty

Rez konštrukciou kolesa je zobrazený na Obr. 40.

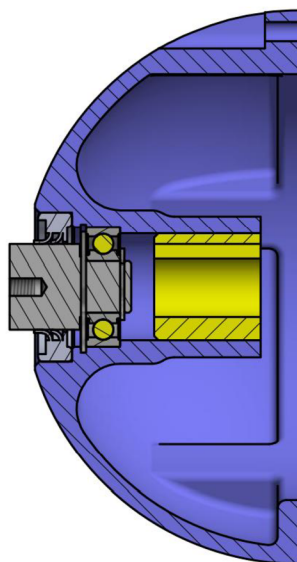


Obr. 40) Podoba kolesa

Motor (**poz. 1**) s prevodovkou (**poz. 2**) je uložený v púzdre (**poz. 13**) v ktorom je upevnený skrutkami (**poz. 36**) a kleštinou (**poz. 11**) prtláčanou plechovým dielom (**poz. 14**). Hriadeľ prevodovky s perom prenáša krútiaci moment na koleso skrz vložku (**poz. 4**) nalisovanú v prednom pologuľovitom kryte kolesa (**poz. 5**), ktorý je spojený skrutkami so strednou časťou kolesa (**poz. 3**). Zadný pologuľovitý kryt kolesa (**poz. 9**) je rovnako spojený s (**poz. 3**) skrutkami. Vnútro kolesa je v týchto spojeniach dodatočne utesnené voči vniknutiu prachu/piesku/vody/... o-kružkami (**poz. 27**). Koleso je v prednej časti rotačne a axiálne uložené v guľčikovom ložisku s hlbokou drážkou (**poz. 25**) na čape (**poz. 7**), ktorý je skrutkou (**poz. 31**) pripevnený k prednému ramenu kolesa (**poz. 8**). Ložisko je z oboch strán tesnené a z vonkajšej strany je dodatočne použité PTFE tesnenie (**poz. 23**). Ložisko je zaistené v oboch smeroch poistnými krúžkami (**poz. 38, 39**). V zadnej časti je koleso rovnako uložené v guľčikovom ložisku hlbokou drážkou (**poz. 24**) nalisovanom na vonkajšom obvode priechodky (**poz. 6**), ktorá je spojená s púzdrom (**poz. 13**) za pomoci skrutiek (**poz. 35**) a naklápacích podložiek a panvičiek (**poz. 20, 21**). Ložisko je znova utesnené radiálnym tandemovým PTFE tesnením (**poz. 22**). Toto ložisko je zaistené na priechodke poistným krúžkom (**poz. 37**) a jeho vonkajší krúžok je voľne uložený v (**poz. 9**). Ložisko je teda schopné prenášať len radiálne zaťaženie. Priechodka je uchytená k zadnému ramenu (**poz. 10**) skrutkou (**poz. 32**). Na zadnom ramene sa nachádza jedna príchytka pre vedenie káblov (**poz. 16**). Rameno je zakrytované krytom (**poz. 12**) z ktorého vedie hadica pre kabelové zväzky (**poz. 19**). Na oboch ramenách je využitý aj tvarový styk ako poistné opatrenie v prípade uvoľnenia skrutkového spoja.

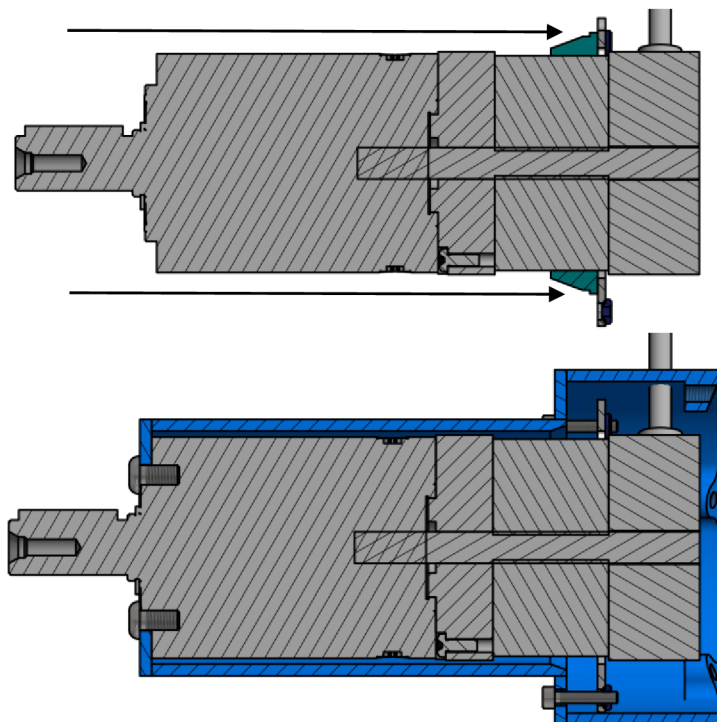
6.8.1 Postup montáže

1. Do predného krytu kolesa sa nalisuje ložisko a z ľavej strany zaistí poistným krúžkom. Do ložiska je následne nalisovaný čap a ložisko je z pravej strany zaistené druhým poistným krúžkom. Z pravej strany je následne nalisovaná vložka pre perový spoj s hriadeľom prevodovky. Ako posledné je ložisko utesenené z ľavej strany pomocou tandemového PTFE hriadeľového tesnenia.



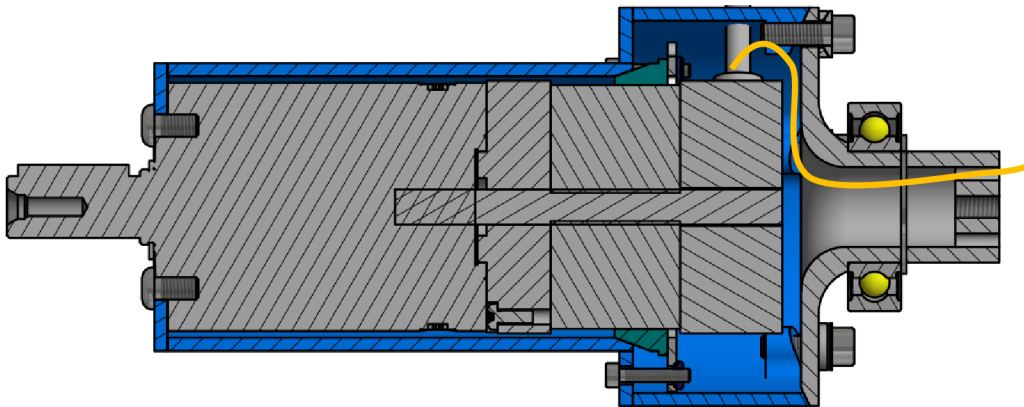
Obr. 41) Predný kryt kolesa

2. Na motor s prevodovkou sa z ľavej strany nasunie kleština s prítlačiacim plechom. Následne sa motor s prevodovkou z ľavej strany uchyťí do púzdra skrutkami a na druhej strane sa utiahnu skrutky stláčajúce kleštinu uchycujúcu motor na pravej strane.



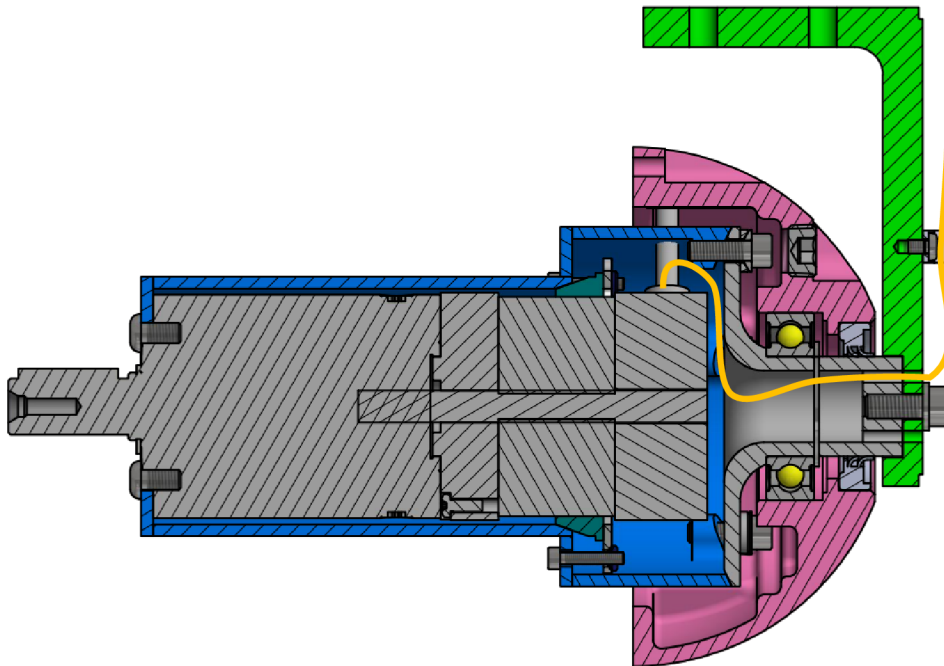
Obr. 42) Motor s prevodovkou v púzdre

3. Na priechodku je nalisované ložisko, ktoré je z pravej strany zaistené poistným krúžkom. Kabeláž motoru je vedená skrz otvory v priechodke. Následne je priechodka pripevnená skrutkami k púzdra s motorom a prevodovkou.



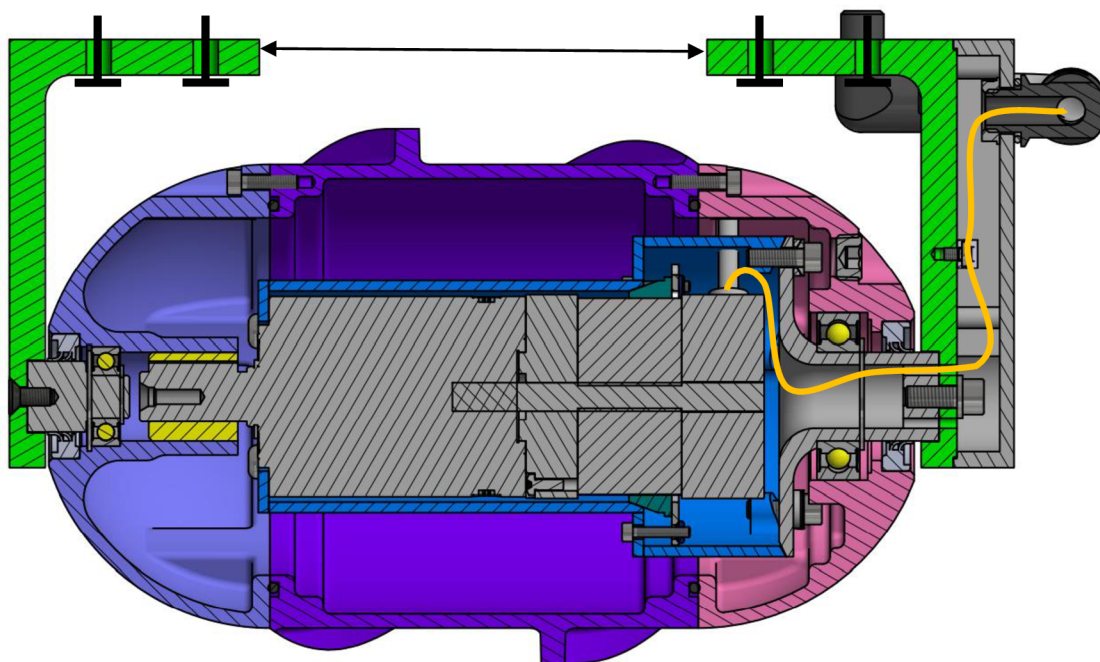
Obr. 43) Vedenie kabeláže

4. Na zostavu z predchodzieho kroku je nasunutý zadný kryt koleša s PTFE tesnením. Káble sú pretiahnuté otvormi v zadnom ramene a prichytené k ramenu v káblovej príchytkke. Rameno je následne priskrutkované k priechodke.



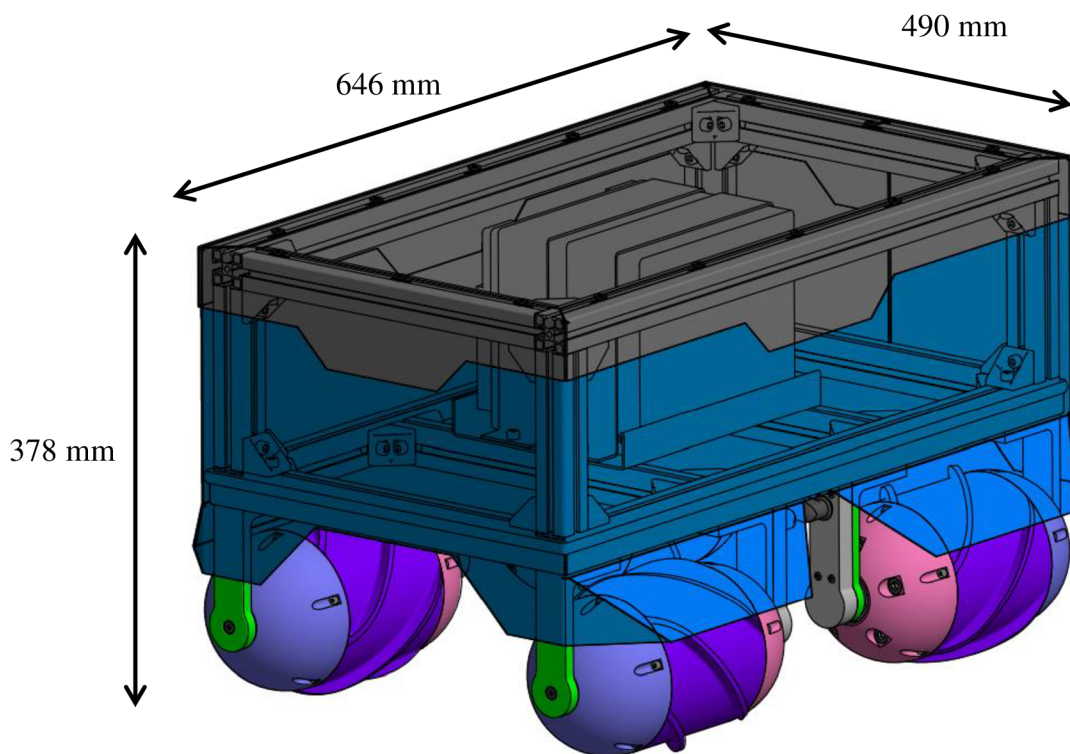
Obr. 44) Zadná časť koleša

5. Medzi prednú, strednú a zadnú časť koleša sa vložia o-krúžky a všetky tri časti sa zmontujú skrutkami. Ku kolesu sa primontuje predné rameno a koleso sa štyrmi skrutkami primontuje k rámu. Pri uchycovaní k rámu sa použije prípravok k presnému vymedzeniu vzdialenosti dvoch ramien tak aby sa vonkajší krúžok zadného ložiska bol schopný voľne pohybovať do oboch strán.



Obr. 45) Konečná zostava kolesa

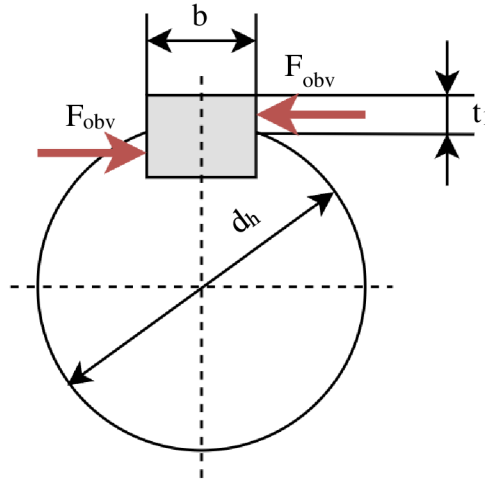
Na Obr. 46 je možné vidieť kolesá namontované na rám tvorený z hliníkových extrudovaných profilov spojenými uholníkmi, skrutkami a maticami. Vnútri rámu sa nachádza v držiaku batéria. Dno, strany aj vrch rámu sú zakrytované. Kabeláž z motorov vedie dovnútra rámu skrz otvory v kryte dna. Výsledné rozmery podvozku sú uvedené na obrázku.



Obr. 46) Rám s kolesami

6.8.2 Kontrola drážky pre pero na otláčenie

Prenos krútiaceho momentu z prevodovky na koleso je zabezpečený prostredníctvom perového spoja s parametrami zobrazenými na Obr. 47. Bude prevedená kontrola drážky voči otláčaniu podľa [31]. Dovoľený tlak má pre oceľový náboj s tvrdými bokmi drážky hodnotu $p_d=50$ MPa.



Obr. 47) Parametre perového spoja

Sila pôsobiaca na kontaktnej ploche pero-náboj je daná ako:

$$F_{obv} = \frac{2 \cdot M_{mot}}{d_h + t_1} = \frac{2 \cdot 18,3}{1,4 \cdot 10^{-2} + 0,29 \cdot 10^{-2}} = 2165,68 \text{ N} \quad (48)$$

pričom:

- M_{mot} – menovitý moment motoru s prevodovkou [N·m],
- d_h – priemer hriadele prevodovky [m],
- t_1 – výška pera v náboji [m].

Tlak vyvolaný silou z rovnice (48) je:

$$p_p = \frac{F_{obv}}{t_1 \cdot (t_p - b_p)} = \frac{2165,68}{0,29 \cdot 10^{-2} \cdot (2,5 \cdot 10^{-2} - 0,5 \cdot 10^{-2})} = 37,34 \text{ MPa} \quad (49)$$

pričom:

- l_p – dĺžka pera [m],
- b_p – šírka pera [m].

Aby nedošlo k otláčaniu pera v drážke náboja je nutné aby bol tlak na boku drážky menší ako dovoľený tlak, čo je splnené:

$$p_p < p_d \quad (50)$$

6.8.3 Výpočty reakcií v ložiskách

Pre nasledujúce výpočty je nutné vyčíslit' reakcie vo väzbách. Obe väzby (A, B) tvorí uloženie v guľčkových ložiskách s hlbokou drážkou. Pre výpočet je nutné poznať veľkosť síl pôsobiacich na koleso. Ako bolo zmienené v minulých kapitolách, na koleso pôsobí množstvo odporov závislých na smere pohybu, ktoré však v nasledujúcich výpočtoch nebudú figurovať.

Bude tiež predpokladané, že koleso je hnané menovitým momentom na výstupe prevodovky a sily vznikajúce interakciou koleso-piesok pôsobia v strede kolesa a na strednom polomere r_s .

Obvodová sila pre menovitý moment motoru s prevodovkou M_{mot} je daná ako:

$$F_{o_men} = \frac{M_{mot}}{r_s} = \frac{18,3}{0,7 \cdot 10^{-1}} = 261,43 \text{ N} \quad (51)$$

Axiálna sila pre menovitý moment motoru s prevodovkou je daná ako:

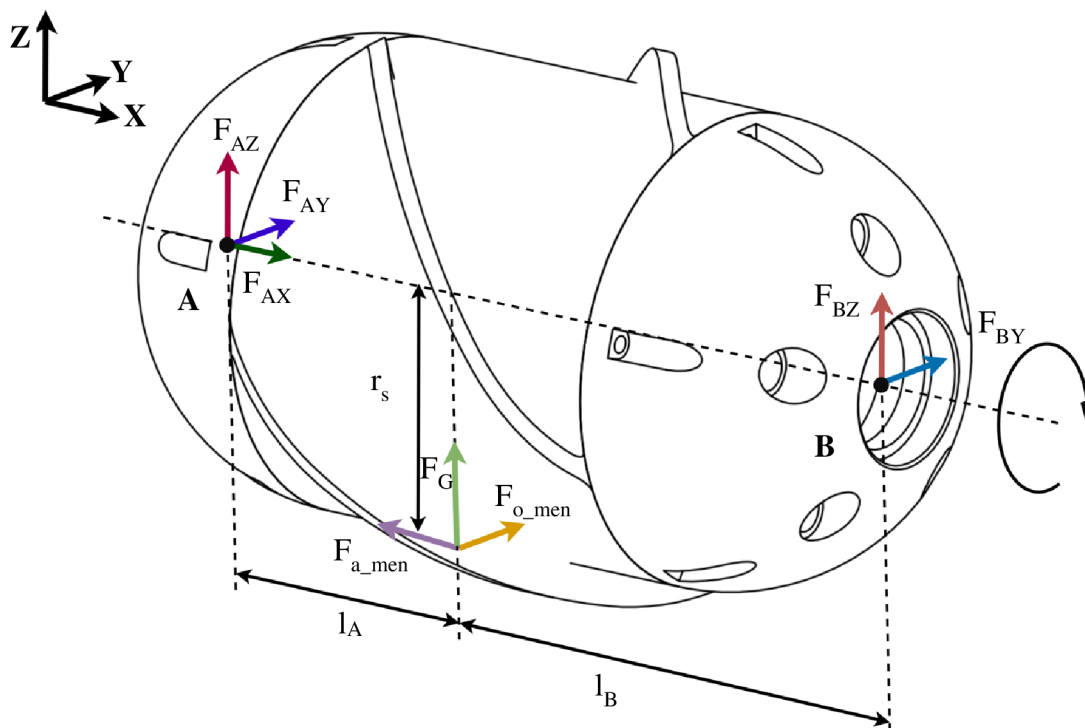
$$F_{a_men} = F_{o_men} \cdot \tan(\phi) = 261,43 \cdot \tan(45^\circ) = 261,43 \text{ N} \quad (52)$$

Sila od tiaže podvozku na jedno koleso je daná ako:

$$F_G = m_1 \cdot g = 14,64 \cdot 9,81 = 143,62 \text{ N} \quad (53)$$

Uvoľnenie otočnej časti kolesa pri rotácii v naznačenom smere je zobrazené na Obr. 48 pričom:

- F_{AX}, F_{AY}, F_{AZ} – reakcie vo väzbe A,
- F_{BY}, F_{BZ} – reakcie vo väzbe B,
- l_A, l_B – vzdialenosti ložísk od stredu kolesa v ose X,
- F_G – reakcia od tiaže podvozku,
- F_{o_men} – reakcia od obvodovej sily,
- F_{a_men} – reakcia od axiálnej sily.



Obr. 48) Uvoľnenie kolesa

Pre statickú rovnováhu v osách X,Y,Z platí:

$$\sum F_X = 0 \quad (54)$$

$$F_{AX} - F_{a_men} = 0$$

$$\begin{aligned}\sum F_Y &= 0 \\ F_{AY} + F_{BY} + F_{o_men} &= 0 \\ \sum F_Z &= 0 \\ F_{AZ} + F_{BZ} + F_G &= 0\end{aligned}$$

Pre momentovú rovnováhu v ose Y v bode A platí:

$$\begin{aligned}\sum M_Y &= 0 \\ -F_{BZ} \cdot (l_A + l_B) - F_G \cdot l_A + F_{a_men} \cdot r_s &= 0\end{aligned}\tag{55}$$

Pre momentovú rovnováhu v ose Z v bode A platí:

$$\begin{aligned}\sum M_Z &= 0 \\ F_{BY} \cdot (l_A + l_B) + F_{o_men} \cdot l_A &= 0\end{aligned}\tag{56}$$

Z rovnice (54) je reakčná sila vo väzbe B v ose X daná ako:

$$F_{AX} = F_{a_men} = 261,43 \text{ N}\tag{57}$$

Z rovnice (56) je reakčná sila vo väzbe B v ose Y daná ako:

$$F_{BY} = \frac{-F_{o_men} \cdot l_A}{(l_A + l_B)} = \frac{-261,43 \cdot 106,5 \cdot 10^{-3}}{(106,5 \cdot 10^{-3} + 99 \cdot 10^{-3})} = -135,49 \text{ N}\tag{58}$$

Z rovnice (54) je reakčná sila vo väzbe A v ose Y daná ako:

$$F_{AY} = -F_{BY} - F_{o_men} = 135,49 - 261,43 = -125,94 \text{ N}\tag{59}$$

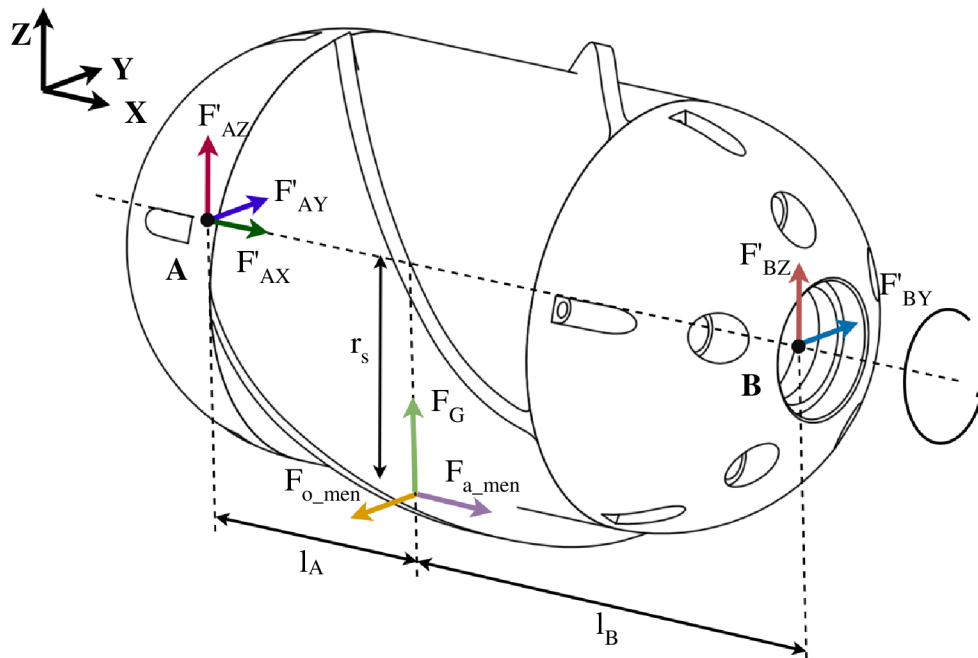
Z rovnice (55) je reakčná sila vo väzbe B v ose Z daná ako:

$$\begin{aligned}F_{BZ} &= \frac{-F_G \cdot l_A + F_{a_men} \cdot r_s}{(l_A + l_B)} \\ F_{BZ} &= \frac{-143,62 \cdot 106,5 \cdot 10^{-3} + 261,43 \cdot 0,7 \cdot 10^{-1}}{(106,5 \cdot 10^{-3} + 99 \cdot 10^{-3})} \\ F_{BZ} &= 14,62 \text{ N}\end{aligned}\tag{60}$$

Z rovnice (54) je reakčná sila vo väzbe A v ose Z daná ako:

$$F_{AZ} = -F_{BZ} - F_G = -14,62 - 143,62 = -158,24 \text{ N}\tag{61}$$

Koleso je pre opačný smer otáčania uvoľnené na Obr. 49.



Obr. 49) Uvoľnenie kola pri rotácii v opačnom smere

Pre statickú rovnováhu v osách X,Y,Z platí:

$$\begin{aligned}
 \sum \mathbf{F}_X &= \mathbf{0} \\
 F'_{AX} + F_{a_men} &= 0 \\
 \sum \mathbf{F}_Y &= \mathbf{0} \\
 F'_{AY} + F'_{BY} - F_{o_men} &= 0 \\
 \sum \mathbf{F}_Z &= \mathbf{0} \\
 F'_{AZ} + F'_{BZ} + F_G &= 0
 \end{aligned} \tag{62}$$

Pre momentovú rovnováhu v osách Y,Z v bode A platí:

$$\begin{aligned}
 \sum \mathbf{M}_Y &= \mathbf{0} \\
 -F'_{BZ} \cdot (l_A + l_B) - F_G \cdot l_A - F_{a_men} \cdot r_s &= 0 \\
 \sum \mathbf{M}_Z &= \mathbf{0} \\
 F'_{BY} \cdot (l_A + l_B) - F_{o_men} \cdot l_A &= 0
 \end{aligned} \tag{63}$$

Z rovnice (62) je reakčná sila vo väzbe A v ose X daná ako:

$$F'_{AX} = -F_{a_men} = -261,43 \text{ N} \tag{64}$$

Z rovnice (63) je reakčná sila vo väzbe B v ose Y daná ako:

$$F'_{BY} = \frac{-F_{o_men} \cdot l_A}{(l_A + l_B)} = \frac{-261,43 \cdot 106,5 \cdot 10^{-3}}{(106,5 \cdot 10^{-3} + 99 \cdot 10^{-3})} = -135,49 \text{ N} \tag{65}$$

Z rovnice (62) je reakčná sila vo väzbe A v ose Y daná ako:

$$F'_{AY} = F_{o_men} - F'_{BY} = 261,43 + 135,49 = 396,92 \text{ N} \quad (66)$$

Z rovnice (63) je reakčná sila vo väzbe B v ose Z daná ako:

$$F'_{BZ} = \frac{-F_G \cdot l_A - F_{a_men} \cdot r_s}{(l_A + l_B)} \quad (67)$$

$$F'_{BZ} = \frac{-143,62 \cdot 106,5 \cdot 10^{-3} - 261,43 \cdot 0,7 \cdot 10^{-1}}{(106,5 \cdot 10^{-3} + 99 \cdot 10^{-3})} = -163,48 \text{ N}$$

Z rovnice (62) je reakčná sila vo väzbe A v ose Z daná ako:

$$F'_{AZ} = 163,48 - 143,62 = 19,86 \text{ N} \quad (68)$$

6.8.4 Kontrola ložísk na statickú bezpečnosť

Ďalej prebehne kontrola oboch ložísk podľa [35] a to najprv pre menšie z ložísk od SKF s označením 6001-2RSH.

Radiálna záťaž menšieho z ložísk pri rotácii kolesa v zápornom smere osy X je daná ako:

$$F_{AR} = \sqrt{F_{AY}^2 + F_{AZ}^2} = \sqrt{(-125,94)^2 + (-158,24)^2} = 202,24 \text{ N} \quad (69)$$

Ekvivalentné statické zaťaženie ložiska je dané ako:

$$P_{0_A} = 0,6 \cdot F_{AR} + 0,5 \cdot F_{AX} \quad (70)$$

$$P_{0_A} = 0,6 \cdot 202,24 + 0,5 \cdot 261,43 = 252,06 \text{ N}$$

Radiálna záťaž menšieho z ložísk pri rotácii kolesa v kladnom smere osy X je daná ako:

$$F'_{AR} = \sqrt{F'_{AY}^2 + F'_{AZ}^2} = \sqrt{396,92^2 + 19,86^2} = 397,42 \text{ N} \quad (71)$$

Ekvivalentné statické zaťaženie ložiska je dané ako:

$$P'_{0_A} = 0,6 \cdot F'_{AR} + 0,5 \cdot F'_{AX} \quad (72)$$

$$P'_{0_A} = 0,6 \cdot 397,42 + 0,5 \cdot 261,43 = 369,17 \text{ N}$$

V prípade, že ekvivalentné statické zaťaženie je menšie ako radiálna zložka záťaže platí:

$$P'_{0_A} = F'_{AR} = 397,42 \text{ N} \quad (73)$$

Koeficient statickej bezpečnosti ložiska je daný ako podiel základnej statickej únosnosti ložiska C_{0_A} [N] a väčšieho z ekvivalentných statických zaťažení:

$$s_{0_A} = \frac{C_{0_A}}{P'_{0_A}} = \frac{2360}{397,42} = 5,94 \quad (74)$$

Ďalej prebehne kontrola väčšieho z ložísk od SKF s označením 6005-2RSH. Radiálna záťaž ložiska pri rotácii kolesa v zápornom smere osy X je daná ako:

$$F_{BR} = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BZ}^2} = \sqrt{(-135,49)^2 + 14,62^2} = 136,28 \text{ N} \quad (75)$$

Radiálna záťaž ložiska pri rotácii kolesa v kladnom smere osy X je daná ako:

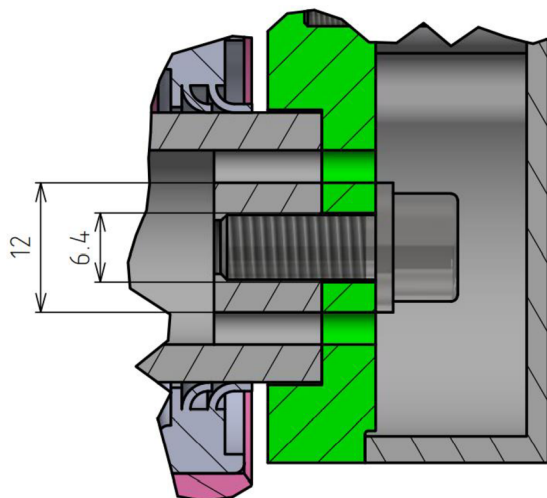
$$F'_{BR} = \sqrt{F'_{BY}{}^2 + F'_{BZ}{}^2} = \sqrt{(-135,49)^2 + (-163,48)^2} = 212,33 \text{ N} \quad (76)$$

Koeficient statickej bezpečnosti ložiska je daný ako:

$$s_{0,B} = \frac{C_{0,B}}{F'_{BR}} = \frac{6550}{212,33} = 30,85 \quad (77)$$

6.8.5 Výpočet skrutkového spoja prírubu-rameno

Krútiaci moment od motoru s prevodovkou je prenášaný formou sily F_{obv} perovým spojmom na koleso. Na pero zároveň pôsobí reakcia o rovnakej veľkosti opačného smeru. Táto reakcia je prenášaná púzdom v ktorom je uložený motor na priechodku, ktorá je spojená s ramenom prostredníctvom skrutkového spoja (viz. Obr. 50). Pre správnu funkciu je dôležité aby nedošlo k pretočeniu prírubu voči ramenu.



Obr. 50) Detail skrutkového spoja

Je použitá skrutka M6, ktorá je pevnostnej triedy 8.8. Pod skrutkou sa nachádza plochá podložka a bude uvažované, že prenos momentu sa deje na jej strednom polomere. Sila na strednom polomere od momentu je daná ako:

$$F_{moment} = \frac{M_{mot}}{r_{str}} = \frac{18,3}{4,6 \cdot 10^{-3}} = 3978,26 \text{ N} \quad (78)$$

Táto sila musí byť menšia ako trecia sila vyvolaná predpäťou skrutky. Oba spojované diely sú z hliníku. Trecia sila vyvolaná predpäťou skrutky musí byť väčšia ako sila na strednom polomere od momentu. Potrebná sila predpätia s koeficientom bezpečnosti 1,5 je daná nasledovnou rovnicou, kde μ_{hl-hl} – koeficient trenia hliník-hliník prebraný z [36],

$$F_{predp} = \frac{1,5 \cdot F_{moment}}{\mu_{hl-hl}} = \frac{1,5 \cdot 3978,26}{1,05} = 5683,23 \text{ N} \quad (79)$$

Vyvolané napätie v skrutke je dané ako podiel sily a výpočtového prierezu skrutky. Je menšie ako medza klzu skrutky a má hodnotu:

$$\sigma_{m6} = \frac{F_{predp}}{A_S} = \frac{5683,23}{2,01 \cdot 10^{-5}} = 282747761,2 \text{ Pa} = 282,75 \text{ MPa} \quad (80)$$

Potrebný minimálny ťahovací moment je daný ako:

$$M_{m6} = K \cdot F_{predp} \cdot d_{m6} = 0,2 \cdot 5683,23 \cdot 6 \cdot 10^{-6} = 6,82 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (81)$$

pričom:

- d_{m6} – priemer skrutky [m],
- K – súčiniteľ uťahovacieho momentu [-].

V závite v hliníkovej priechodke môže dôjsť k otláčeniu. Je preto nutné vypočítať minimálny počet závitov:

$$n_{m6} = \frac{4 \cdot F_{predp}}{\pi \cdot (d_{skrutka}^2 - D_{matica}^2) \cdot R_e^{Al6061-T6}} \quad (82)$$
$$n_{m6} = \frac{4 \cdot 5683,23}{\pi \cdot ((6 \cdot 10^{-3})^2 - (4,92 \cdot 10^{-3})^2) \cdot 276 \cdot 10^6} = 2,22$$

kde:

- $d_{skrutka}$ – vonkajší priemer skrutky [m],
- D_{matica} – vnútorný priemer matice [m] (z [37]),
- $R_e^{Al6061-T6}$ – medza klzu materiálu priechodky [Pa] (z [38]).

K otláčeniu môže dôjsť aj pod podložkou skrutky. Bezpečnosť voči otláčeniu pod podložkou:

$$k_{otl} = \frac{R_e^{Al6061-T6}}{\frac{4 \cdot F_{predp}}{\pi \cdot (d_{p_max}^2 - d_{p_min}^2)}} \quad (83)$$
$$k_{otl} = \frac{276 \cdot 10^6}{\frac{4 \cdot 5683,23}{\pi \cdot ((12 \cdot 10^{-3})^2 - (6,4 \cdot 10^{-3})^2)}} = 3,93$$

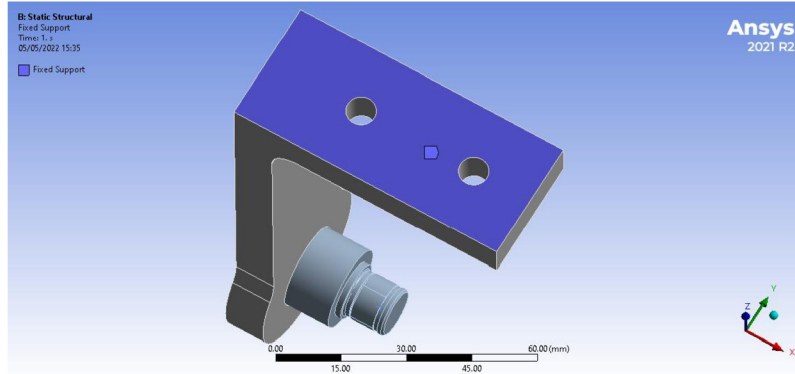
kde:

- d_{p_max} – vonkajší priemer podložky [m],
- d_{p_min} – vnútorný priemer podložky [m].

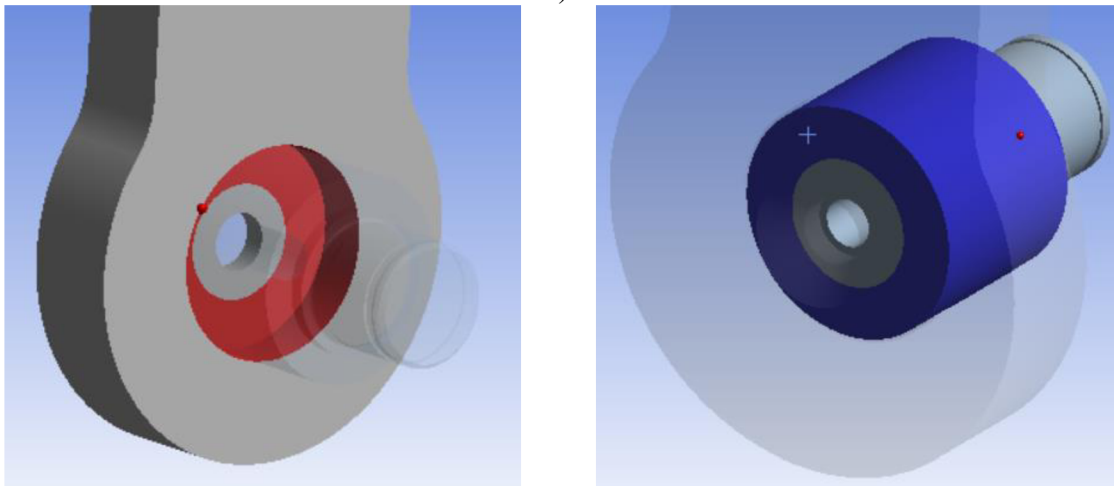
6.8.6 Pevnostné výpočty ramien

Kolesá sú prichytené k rámu dvoma ramenami. Reakcie z rotačných väzieb tvoria záťaž na ktorú musia byť ramená dimenzované. Bude vyhodnotená ich bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti. Úloha bude riešená numericky, metódou konečných prvkov a pre tieto účely bude použitý softvér ANSYS.

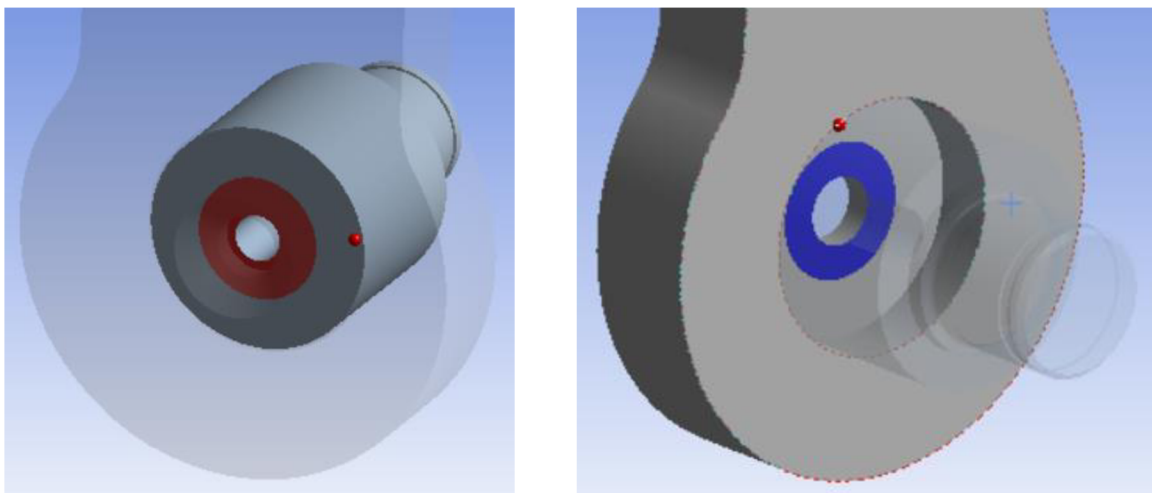
Kontrola pre rameno na strane s menším ložiskom prebehla nasledovne. Bola nainportovaná geometria skladajúca sa zo súčastí „Rameno 1“ a „Čap“. Bola nadefinovaná väzba „fixed“ na ploche pripojenia ramena k rámu (Obr. 51). Prvý typ kontaktu medzi čapom a ramenom bol definovaný ako „frictional“ s koeficientom trenia o veľkosti 1,05 (Obr. 52). Tento typ kontaktu umožňuje vzájomný pohyb plôch (s trením) a aj ich oddelenie. Druhý kontakt Rameno 1 – Čap je typu „bonded“ bez možnosti vzájomného pohybu alebo oddelenia plôch (Obr. 53). Oblasť aplikácie kontaktu je daná priemerom hlavy skrutky. Ešte pred importovaním modelu bol detailne vymodelovaný zápich, ktorý je jedným z kritických analyzovaných miest. Reakčné sily z kapitoly 6.8.3 boli s opačným smerom pôsobenia aplikované na plochy čapu na ktorých je uložené ložisko.



Obr. 51) Vázba "fixed"

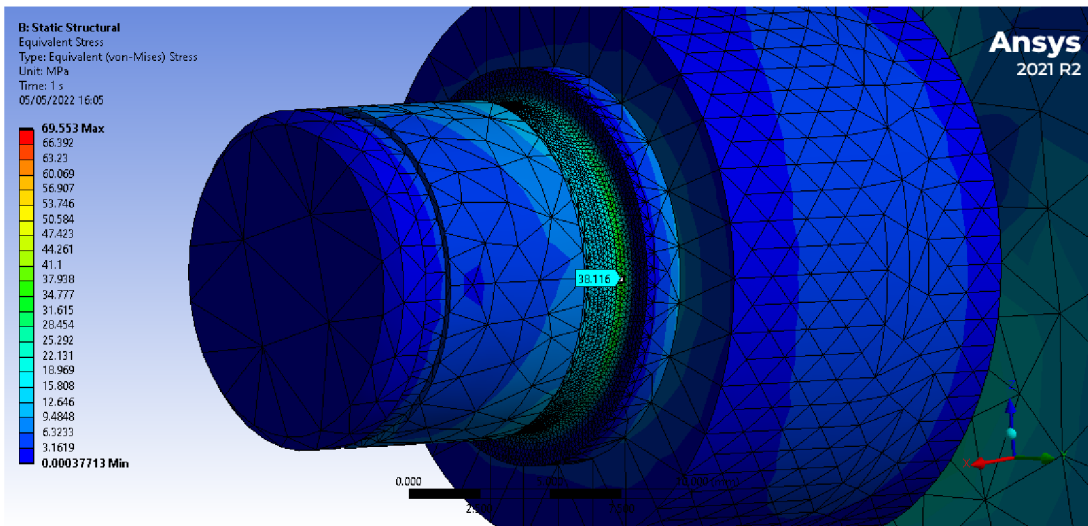


Obr. 52) Kontakt frictional: Rameno 1 – Čap



Obr. 53) Kontakt bonded: Rameno1 - Čap

Sieť bola zjemnená v oblasti vrubu, ktorý je tvorený zápichom na čape. Maximálne napätie na čape sa nachádza v oblasti vrubu a jeho hodnota je zobrazená na Obr. 54.



Obr. 54) Max. napätie - čap

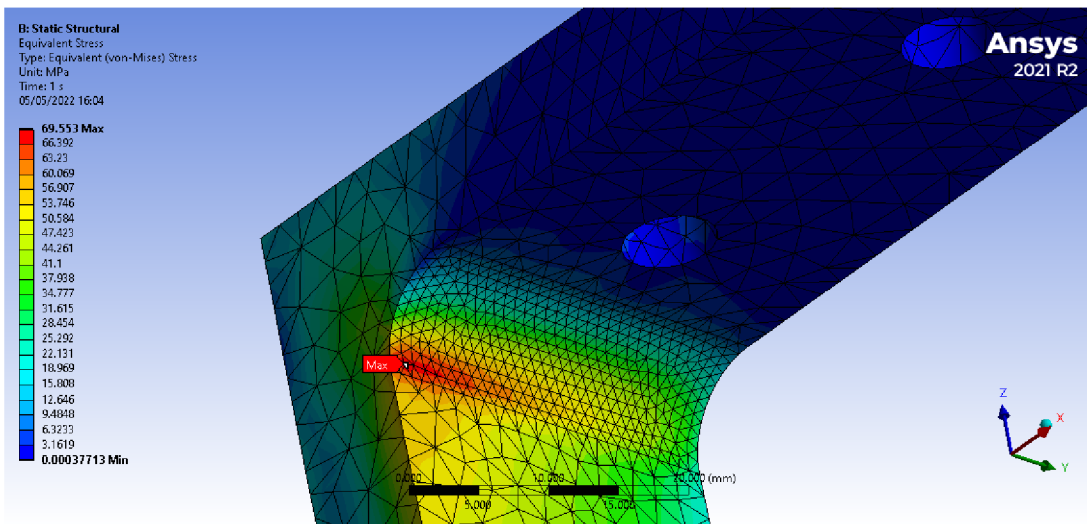
Bezpečnosť čapu voči medznému stavu pružnosti je:

$$k_{\xi} = \frac{R_e^{Al6061_T6}}{\sigma_{red}} = \frac{276}{38,12} = 7,24 \quad (84)$$

kde:

- σ_{red} – redukované napätie [MPa],
- $R_e^{Al6061_T6}$ – medza klzu materiálu čapu [MPa] [38].

Maximálne napätie na ramene sa nachádza v zaoblenom prechode.



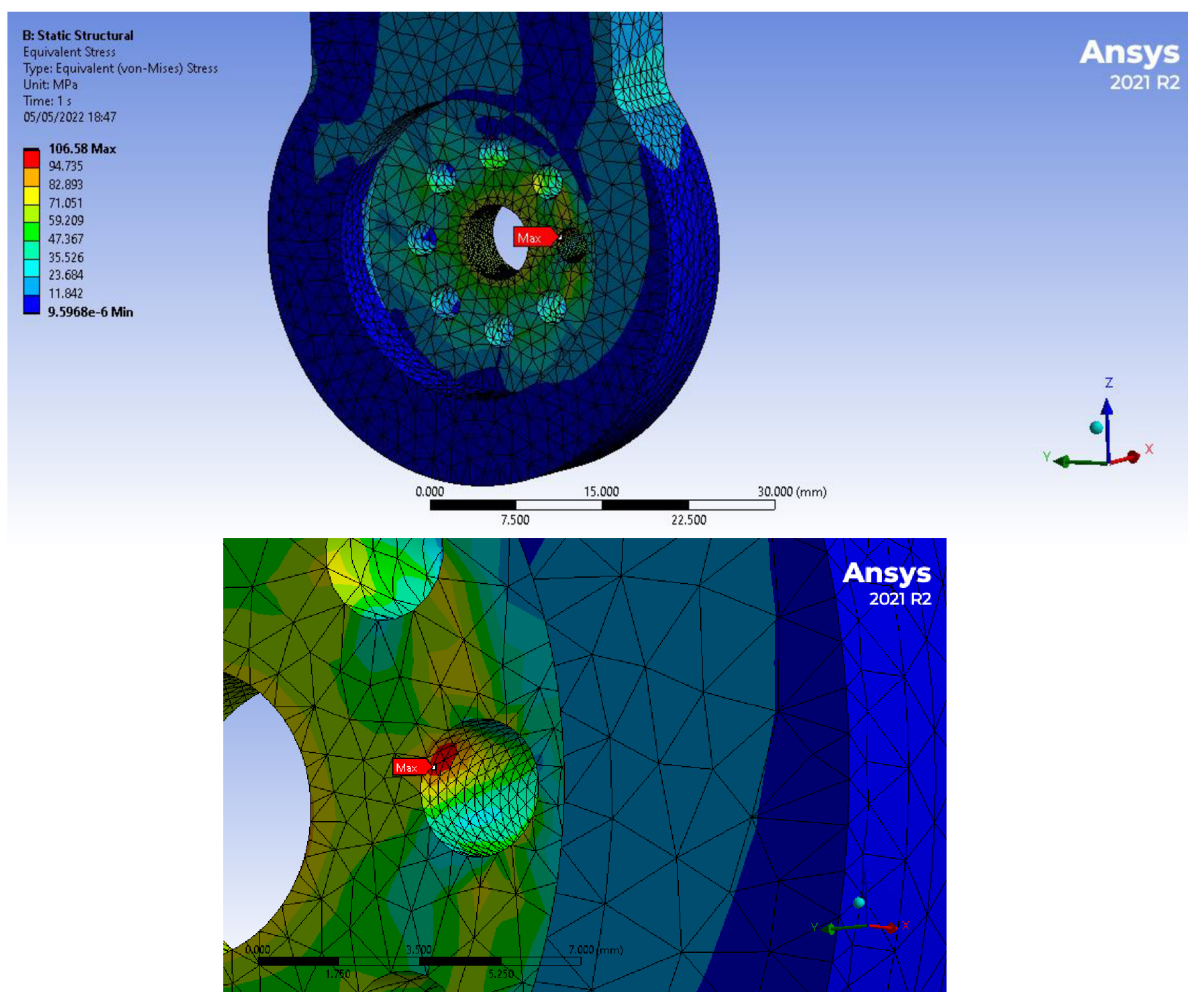
Obr. 55) Max. napätie - rameno 1

Bezpečnosť ramena 1 voči medznému stavu pružnosti je daná rovnicou (85) pričom $R_e^{Al6082_T6}$ [MPa] je medza klzu materiálu ramena prebraná z [39].

$$k_{r1} = \frac{R_e^{Al6082_T6}}{\sigma_{red}} = \frac{250}{69,55} = 3,59 \quad (85)$$

Ako druhé bude skúmané rameno na strane s káblou priechodkou. Do ANSYSu bola importovaná geometria z Autodesk Inventor skladajúca sa z priechodky a samotného ramena. Diely sú spojené rovnako ako v predchádzajúcom prípade skrutkou. V tomto prípade však nebude spoj modelovaný kontaktom „bonded“ + „frictional“ pretože prechod medzi týmito dvoma kontaktmi by predstavoval singularitu, ktorá by sa nachádzala v blízkosti otvorov pre káble a znemožňovala by tak presne vyhodnotiť vzniknuté napätie v tejto oblasti. Skrutkový spoj je v modeli implementovaný pomocou dvoch síl o veľkosti 5700 N, ktoré stláčajú priechodku a rameno. Na stykajúce sa plochy bol znovu aplikovaný kontakt typu „frictional“. Na kontaktnú plochu rameno-rám bola aplikovaná väzba „fixed“. Reakčné sily vo väzbe boli aplikované na plochu na priechodke na ktorej je uložené ložisko. Okrem síl bol aplikovaný aj moment.

Sieť o veľkosti 1 mm bola v kritických miestach zjemnená na veľkosť elementu 0,4 mm. Maximálne napätie sa nachádza v oblasti jedného z otvorov pre kábeláž motoru.



Obr. 56) Napätie na ramene 2

Bezpečnosť ramena 2 voči medznému stavu pružnosti je:

$$k_{r2} = \frac{R_e^{Al6082-T6}}{\sigma_{red}} = \frac{250}{106,58} = 2,35 \quad (86)$$

6.9 Algoritmus ovládania

K zaisteniu všesmerovosti je nutné definovať akým spôsobom budú riadené jednotlivé štyri kolesá. Pre želaný smer pohybu je nutné riadiť smer a veľkosť otáčok kolies. Pretože robot využíva analogický koncept ako podvozky s kolesami mecanum, bude využitá metodika prevzaná práve z týchto typov podvozkov, ktorá je popísaná napr. v [40].

Na Obr. 57 je možné vidieť schematicky zobrazený podvozok so svojim súradným systémom. Smer pohybu je definovaný uhlom medzi kladnou osou X podvozku a žiadaným smerom. Kolesá sú pre identifikáciu označené číslami 1 až 4, čomu odpovedajú aj ich uhlové rýchlosti ω_1 až ω_4 .

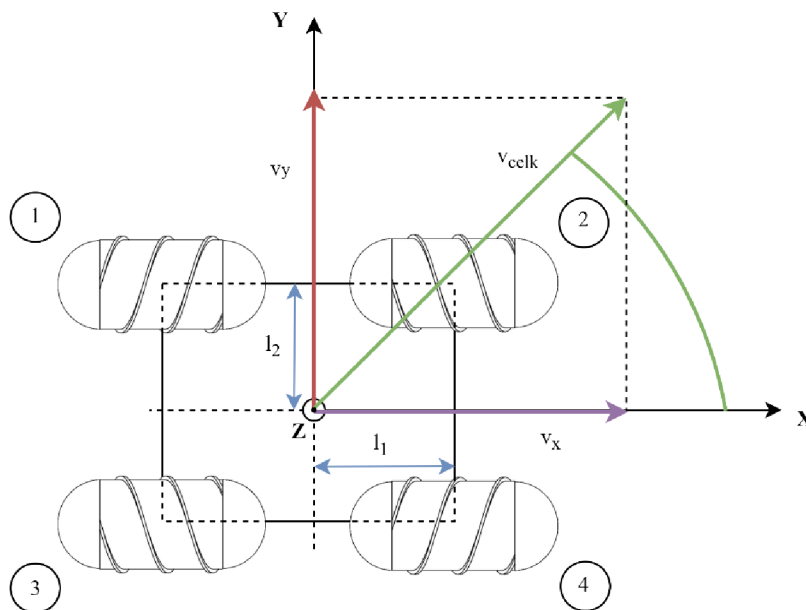
Priama kinematika v maticovom zápise je daná rovnicou (87),

$$\begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \frac{r_s}{4} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 \\ l_1 + l_2 & l_1 + l_2 & l_1 + l_2 & l_1 + l_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \end{bmatrix} \quad (87)$$

pričom:

- r_s – stredný polomer kolesa [m],
- l_1 – vzdialenosť stredu kolesa od osy Y podvozku [m],
- l_2 – vzdialenosť stredu kolesa od osy X podvozku [m],
- v_x – rýchlosť podvozku v smere osy X [m/s],
- v_y – rýchlosť podvozku v smere osy Y [m/s],
- ω_z – uhlová rýchlosť otáčania podvozku v ose Z [rad/s],
- ω_{1-4} – uhlové rýchlosti kolies s indexmi 1 až 4.

Grafické zobrazenie vybraných parametrov je možno vidieť na Obr. 57. Je tiež nutné uviesť, že kladné smery uhlových rýchlostí ω_{1-4} sú uvažované v zápornom smere osy X podvozku.

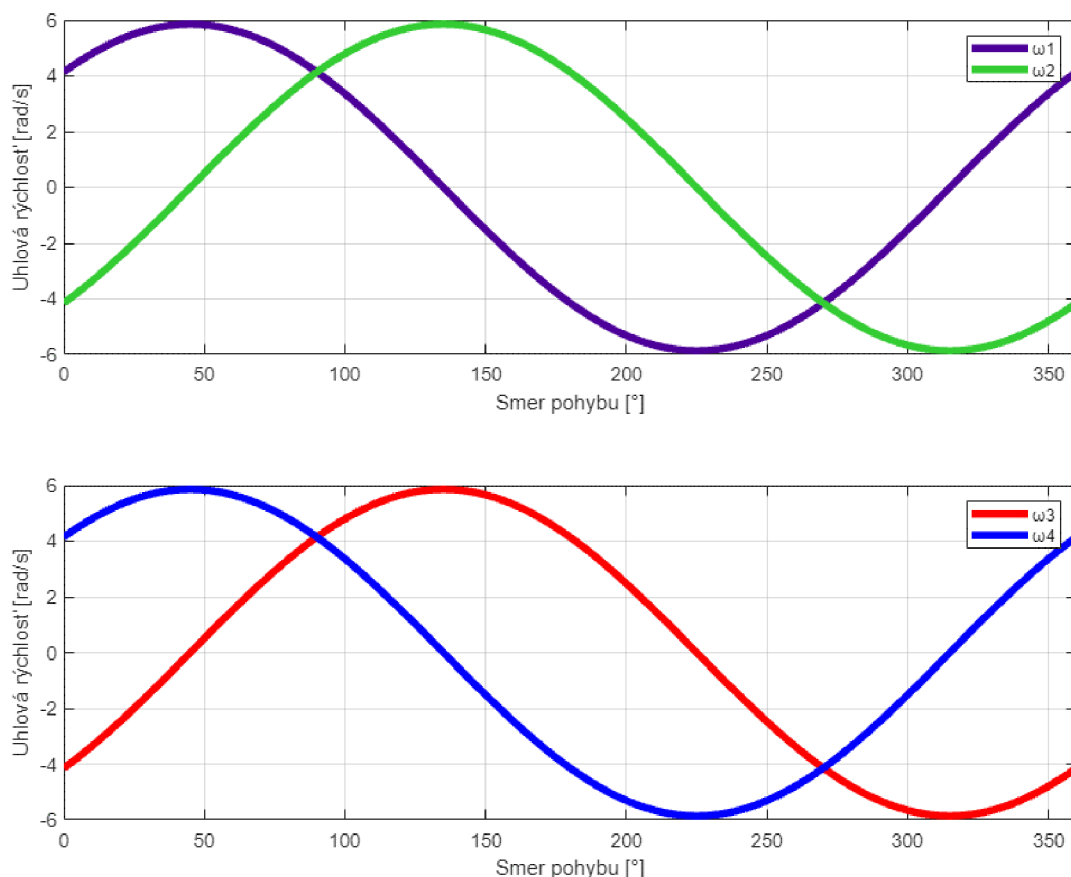


Obr. 57) Definícia kinematických parametrov

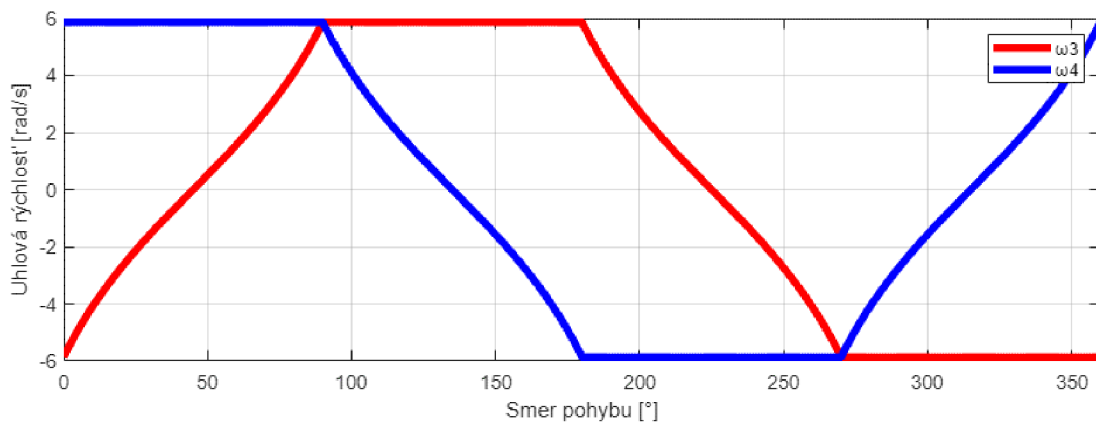
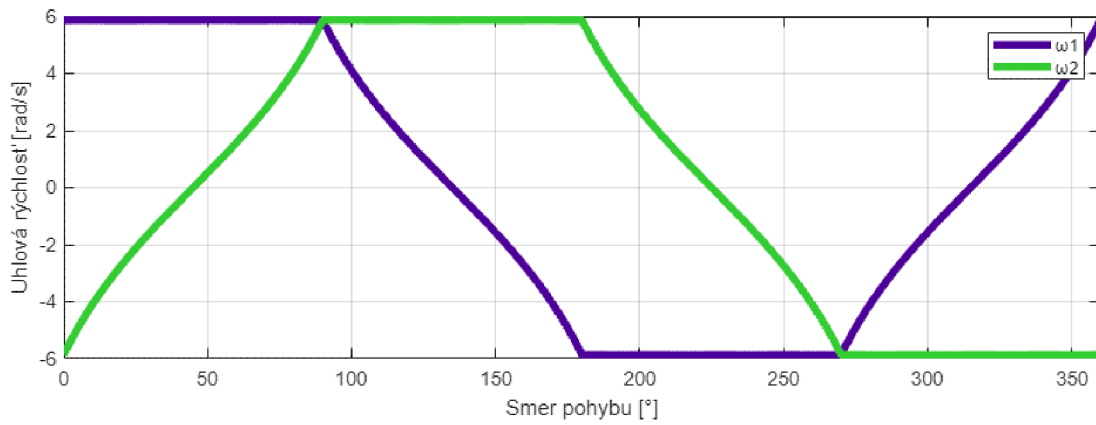
Riadenie podvozku bude ale prebiehať opačne a to zadaním požadovanej rýchlosti podvozku v osách X/Y resp. Zadaním požadovanej celkovej rýchlosti v_{celk} a žiadaného smeru pohybu vo forme uhlu medzi kladnou osou X podvozku a vektorom v_{celk} a následným dopočítaním uhlových rýchlostí kolies. Pre potreby riadenia podvozku je teda užitočnejšia inverzná kinematika, ktorá je daná rovnicou (88).

$$\begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \end{bmatrix} = \frac{1}{r_s} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 1 & -(l_1 + l_2) \\ -1 & 1 & l_1 + l_2 \\ -1 & 1 & -(l_1 + l_2) \\ 1 & 1 & l_1 + l_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \quad (88)$$

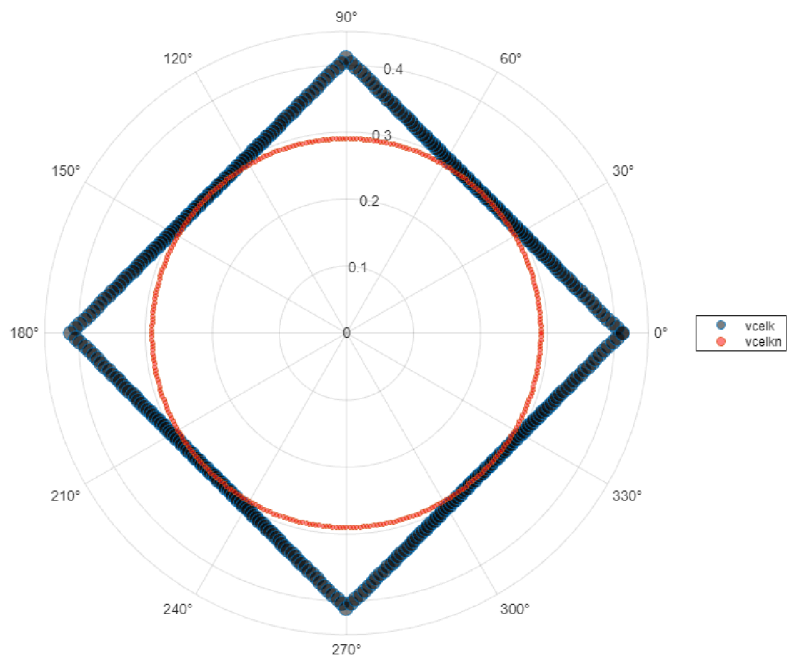
Pre grafické znázornenie ovládania jednotlivých kolies bol vytvorený skript v programe MATLAB, počítajúci uhlové rýchlosti kolies. Na Obr. 58 je možné vidieť veľkosti uhlových rýchlostí v závislosti na smere podvozku. Je patrné, že pri akomkoľvek smere sú rýchlosti kolies s rovnakým smerom stúpania závitú (koleso 1 a 4 resp. 2 a 3) rovnakej hodnoty. Pre plné využitie rýchlostného potenciálu podvozku je vhodné vektor uhlových rýchlostí pre daný smer škálovať tak, že jedna dvojica kolies (dve kolesá s rovnakým smerom závitú) sa otáča vždy maximálnou možnou rýchlosťou. Priebeh takto upravených uhlových rýchlostí je potom na Obr. 59. Na Obr. 60 červenou farbou je možné vidieť celkovú rýchlosť podvozku v závislosti na smere a čiernou farbou je zobrazená maximálna možná rýchlosť podvozku s ohľadom na smer pohybu.



Obr. 58) Uhlové rýchlosti kolies v závislosti na smere



Obr. 59) Uhlové rýchlosti kolies v závislosti na smere po úprave



Obr. 60) Celková rýchlosť podvozku v závislosti na smere pohybu

7 ZHODNOTENIE A DISKUSIA

Navrhnutý podvozok splňuje požiadavky zadania. Celkové rozmery podvozku sú $D \times \text{Š} \times V = 646 \times 489 \times 378$ mm s hmotnosťou 33,52 kg. Hmotnosť podvozku zahŕňa hmotnosti kolies, rámu, batérie a krytovania a táto hmotnosť bola použitá vo výpočtoch predchádzajúcich výberu pohonov. Podvozok by reálne obsahoval kontroléry motorov a senzorické prvky a iné prvky závislé hlavne od koncového použitia robota. Hmotnosť týchto prvkov je uvažovaná ako časť z žiadanej nosnosti 25 kg.

Pri výpočte pohonov podvozku bolo počítané s mierne odlišnou hmotnosťou podvozku (33,55 kg). Vzhľadom na to, že rozdiel konečnej hmotnosti a výpočtovej hmotnosti je dostatočne malý, výsledky sú platné a nie je nutné zdĺhavé spätné dosadzovanie konečnej hmotnosti do výpočtov.

Po dodatočných úpravách kolesa sa tiež mierne zmenili vzdialenosti ložísk od stredu kolesa. Vzhľadom na hodnoty koeficientov bezpečnosti je možné prehlásiť, že táto zmena nehrá významnú rolu. Pri výpočte samotnej bezpečnosti bolo uvažované pôsobisko síl v strede kolesa. Tiež bolo predpokladané, že hmotnosť podvozku je rozložená na všetky štyri kolesá rovnomerne. Pri reálnom nasadení dané predpoklady nemusia platiť no vzhľadom na to, že koeficienty bezpečnosti sú dostatočne vysoké tento fakt nepredstavuje problém.

Pre dimenzovanie pohonov bolo tiež počítané s viacerými veličinami charakterizujúcimi piesok. Výpočty počítajú s vlastnosťami suchého piesku, no pri reálnom nasadení nemusia byť podmienky totožné. Piesok môže obsahovať väčšie množstvo vody, ktorá vplýva na jeho kohézne vlastnosti a koeficienty trenia. Veľkosť odporov kladených kolesám sa teda môže pri reálnej aplikácii vo vonkajšom prostredí líšiť.

Koleso bolo navrhnuté tak, aby jeho rozmery boli čo najmenšie pri zachovaní možnosti umiestnenia motoru s prevodovkou do jeho vnútra. Zároveň bolo navrhnuté tak, aby bola umožnená jeho demontáž a aby bolo možné jeho opätovné rozloženie a zloženie pre prípad servisných zásahov.

Rozmery podvozku závisia od veľkosti kolies a batérie. Veľkosť rámu podvozku je ovplyvnená rozmermi batérie, ktorá bola vybraná s ohľadom na jej kapacitu a napätie 24 V. S najväčšou pravdepodobnosťou by bolo možné vybrať aj inú batériu s kompaktnjšími rozmermi alebo kombináciu batérií tak, aby bola výška podvozku minimalizovaná, no táto snaha je bezpredmetná keďže finálne rozmery podvozku závisia od konečného určenia a výbavy podvozku, ktoré nie je špecificky dané.

Pri výbere materiálov bola najviac rozhodujúcou požiadavkou potreba čo najnižšej hmotnosti podvozku. Práve preto je drvivá väčšina podvozku s výnimkou spojovacieho materiálu zo zliatin hliníku.

Pri návrhu sa počíta s tým, že všetky kolesá majú dokonalý kontakt s piesočnatým podkladom, čo nemusí byť vo zvláštnom prostredí vždy pravda. Podvozok by tak mohol byť pre čo najlepšiu funkčnosť doplnený o systém odpruženia.

Zmienená strata kontaktu kolesa s podkladom môže tiež zapríčiniť, že výsledný smer pohybu robota sa nezhoduje so želaným. Tento nežiaduci efekt tiež môže byť spôsobený aj preklzom kolies a v riadení by mal byť ošetrený napr. porovnávaním žiadaného smeru a skutočného natočenia podvozku získaného z gyroskopu.

8 ZÁVER

Cieľom diplomovej práce bol návrh lokomočného ústrojenstva všesmerového mobilného robota do piesku s danou požadovanou nosnosťou.

V prvej časti práce bol uvedený prehľad známych riešení všesmerových lokomočných ústrojenstiev mobilných robotov pokrývajúci čo najširšie spektrum druhov vyvedenia všesmerových pohybov. Na túto časť nadväzuje výber a zostavenie štyroch návrhových variantov. Na základe požiadavok zadania a požiadavok vyplývajúcich z charakteru prostredia do ktorého je robot určený bolo formulovaných 11 kritérií, ktorým bola priradená odpovedajúca váha na základe ich dôležitosti. Všetky štyri varianty boli následne obodované a z multikriteriálnej analýzy vyplynulo, že variant so skrutkovitým pohonom je pre tento prípad najvhodnejší. Z tohoto dôvodu bol ďalej detailne spracovaný.

Na základe požadovanej nosnosti 25 kg, celkovej hmotnosti podvozku a geometrických parametrov kolesa bola vykonaná analýza odporov pôsobiacich na podvozok. Kolesá pod záťažou tvorenou najmä ťažkou podvozku majú pri pohybe v poddajnom médiu akým je piesok tendenciu poklesnúť do určitej hĺbky. Pri požiadavke na rozpohybovanie podvozku následne pôsobia na kolesá odpory, ktorých veľkosti boli pre potreby výberu pohonov vyčíslené. Boli zvolené vhodné pohony rešpektujúce maximálny potrebný moment vyplývajúci z analýzy a motory s prevodovkami boli umiestnené z viacerých dôvodov dnu kolesa. Tieto dôvody zahŕňajú zníženie ťažiska podvozku pre lepšiu stabilitu, lepšie využitie priestoru a redukciu celkovej hmotnosti podvozku.

Návrh podvozku bol podložený pevnostnými výpočtami vykonanými z časti analyticky a z časti numericky v softvéri ANSYS. Pri pôsobení menovitého momentu od motoru s prevodovkou boli analyticky vyčíslené reakcie vo väzbách. Na základe hodnôt reakcií bola vykonaná kontrola vybraných ložísk na statickú bezpečnosť. Pomocou MKP boli skontrolované namáhané diely. Po aplikácii okrajových podmienok, kontaktov a záťaže bola vyhodnotená bezpečnosť voči MSP.

Ako posledný bol popísaný algoritmus riadenia podvozku, ktorý sa vďaka podobnosti zhoduje s riadením podvozkov s kolesami mecanum .

Záverečná práca je doplnená o výkresovú dokumentáciu zostavy kolesa, podvozku a výkresy jednej rotačnej a jednej nerotačnej súčasti.

9 ZDROJE

- [1] KÁRNÍK, L. Lokomoční ústrojí mobilních robotů pro nestrojírenské aplikace. In: *AUTOMA* [online]. [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: https://automa.cz/cz/casopis-clanky/lokomocni-ustroji-mobilnich-robotu-pro-nestrojirenske-aplikace-2002_07_28494_691/
- [2] DOROFTEI, Ioan, Victor GROSU a Veaceslav SPINU. *Omnidirectional Mobile Robot - Design and Implementation*. IntechOpen, 2007. ISBN 3902613157. Dostupné z: doi:10.5772/5518
- [3] BAEDE, T.A. *Motion control of an omnidirectional mobile robot* [online]. Technische Universiteit Eindhoven, 2006 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://research.tue.nl/en/publications/motion-control-of-an-omnidirectional-mobile-robot>
- [4] Ballbot. *Wikiwand* [online]. [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.wikiwand.com/en/Ballbot>
- [5] FONG, J a S UPPILL. *BALLBOT: Preliminary Report* [online]. 2009 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/235898240_899_BALLBOT. University of Adelaide.
- [6] HE, X., E. HUA, Y. LIN a X. LIU. *Computer-Aided Design, Manufacturing, Modeling and Simulation* [online]. Trans Tech Publications, 2011 [cit. 2022-05-13]. ISBN 978-1-61344-705-5. Dostupné z: <https://app.knovel.com/kn/resources/kpCADMMS01/toc>
- [7] JAFARI, M. GET ROLLING WITH OMNI-DIRECTIONAL WHEELS. *Servomagazine* [online]. 2019 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.servomagazine.com/magazine/article/get-rolling-with-omni-directional-wheels>
- [8] Practical applications for mobile robots based on Mecanum wheels - a systematic survey. *The Romanian Review Precision Mechanics, Optics & Mechatronics* [online]. 2011 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/233867057_Practical_applications_for_mobile_robots_based_on_Mecanum_wheels_-_a_systematic_survey
- [9] ERNITS, R.M., N. HOPPE, I. KUZNETSOV, C. URIARTE a M. FREITAG. A New Omnidirectional Track Drive System for Off-Road Vehicles. *XXII INTERNATIONAL CONFERENCE ON "MATERIAL HANDLING, CONSTRUCTIONS AND LOGISTICS"* [online]. 2017 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/320471446_A_New_Omnidirectional_Track_Drive_System_for_Off-Road_Vehicles
- [10] TADAKUMA, K., R. TADAKUMA a K. NAGATANI. Crawler Vehicle with Circular Cross-Section Unit to Realize Sideways Motion. *Intelligent Robots and Systems* [online]. 2008 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/224340099_Crawler_Vehicle_with_Circular_Cross-Section_Unit_to_Realize_Sideways_Motion
- [11] BRÄUNL, Thomas. *Embedded Robotics (Third Edition): Mobile Robot Design and Applications with Embedded Systems*. 3. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008. ISBN 3540705333. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-540-70534-5
- [12] CURRIE, J., M. BECKERLEG a J. COLLINS. Software Evolution Of A Hexapod Robot Walking Gait. *International Journal of Intelligent Systems Technologies and Applications* [online]. 2010 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/220553297_Software_Evolution_Of_A_Hexapod_Robot_Walking_Gait

- [13] Androids. *Roblab* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://roblab.org/android/android.html>
- [14] HUANG, Y., G. ZHU, CH. WANG a H. HUANG. Structure Design and Dynamical Modelling of a Spherical Robot Driven by Omnidirectional Wheels. *MATEC Web of Conferences* [online]. 2018 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/323396210_Structure_Design_and_Dynamical_Modelling_of_a_Spherical_Robot_Driven_by_Omnidirectional_Wheels
- [15] COXWORTH, B. Robot rover tackles uneven ground using screw drive. *NEW ATLAS* [online]. 2011 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://newatlas.com/omnidirectional-rover-robot/18699/>
- [16] LUGO, J.H., V. RAMADOSS a R. MOLFINO. Conceptual design of tetrad-screw propelled omnidirectional all-terrain mobile robot. *2017 2nd International Conference on Control and Robotics Engineering (ICCRE)* [online]. 2017 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://ieeexplore.ieee.org/document/7935033>
- [17] PYO, S., H. LEE a J. YOON. Development of a Novel Omnidirectional Treadmill-Based Locomotion Interface Device with Running Capability. *Applied sciences* [online]. 2021 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/351385509_Development_of_a_Novel_Omnidirectional_Treadmill-Based_Locomotion_Interface_Device_with_Running_Capability
- [18] SEKNIČKOVÁ, J. *Vícekritériální hodnocení variant – VHV: Metoda párového srovnávání (Fullerova metoda)* [online]. In: . [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <http://jana.kalcev.cz/vyuka/kestazeni/EKO422-Vahy.pdf>
- [19] MACLOU, J.M. SCREW PROPELLED VEHICLES. *Unusual off-road locomotion* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.unusuallocomotion.com/pages/locomotion/screw-propelled-vehicles.html>
- [20] FREEBERG, J.T. *A Study of Omnidirectional Quad-Screw-Drive Configurations for All-Terrain Locomotion* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://digital.lib.usf.edu/SFS0028023/00001>. Diplomová práce. University of South Florida.
- [21] Snowbird 6. *HMS Engineering* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <http://www.hmsengineering.co.uk/sbird.html>
- [22] LAKDAWALLA, E. "Sand" means something different to me than it does to you, probably. *The Planetary Society* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.planetary.org/articles/01241000-sand-means-something>
- [23] DING, L., Z. DENG a H. GAO. Interaction Mechanics Model for Rigid Driving Wheels of Planetary Rovers Moving on Sandy Terrain with Consideration of Multiple Physical Effects. *Journal of field robotics* [online]. 2014 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/rob.21533>
- [24] CHAPA, S. Report: Frac sand companies seeing 'extreme' growth in demand. In: *San Antonio Business Journal* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.bizjournals.com/sanantonio/news/2018/08/22/report-frac-sand-companies-seeing-extreme-growth.html>
- [25] PASCHEN, M. Seabed-Structure-Interactions of selected Fishing Gear Elements. *International Workshop „Methods for the Development and Evaluation of maritime Technologies – DEMaT’05”* [online]. 2005 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/313477073_Seabed-Structure-Interactions_of_selected_Fishing_Gear_Elements

- [26] GRIFFITH, G.M. a M. SPENKO. A modified pressure–sinkage model for small, rigid wheels on deformable terrains. *Journal of Terramechanics* [online]. 2011 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022489811000024>
- [27] DING, L., H. GAO a Y. LI. Improved explicit-form equations for estimating dynamic wheel sinkage and compaction resistance on deformable terrain. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2015 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X14003243>
- [28] WONG, J.Y. *Theory of Ground Vehicles*. 2001. John Wiley & Sons. ISBN 0-471-35461-9.
- [29] NAGAOKA, K. *Study on Soil-Screw Interaction of Exploration Robot for Surface and Subsurface Locomotion in Soft Terrain* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: https://ir.soken.ac.jp/?action=pages_view_main&active_action=repository_view_main_item_detail&item_id=2467&item_no=1&page_id=29&block_id=155. Dizertácia. The Graduate University for Advanced Studies, SOKENDAI.
- [30] BALIGA, N. a G.G. HIREGOUDAR. *An Analytical Model of a Tire's Interaction on Snow* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://odr.chalmers.se/bitstream/20.500.12380/256267/1/256267.pdf>. Diplomová práca. Chalmers University of Technology.
- [31] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [32] Nanotec [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://en.nanotec.com/>
- [33] Sizing: Load to rotor inertia matching ratios. *Novanta IMS* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://novantaims.com/technology-blog/stepper-motor-sizing-inertia-matching/>
- [34] Lithium-Ion Battery 24V – 32Ah – 819Wh – PowerBrick+. *PowerTech* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.powertechsystems.eu/home/products/24v-lithium-battery-pack-powerbrick/32ah-24v-lithium-ion-battery-pack-819wh-powerbrick-lithium/>
- [35] Deep groove ball bearings: Loads. *SKF* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/loads>
- [36] Friction: Friction Coefficients and Calculator. *The Engineering ToolBox* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- [37] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem: pro konstrukční cvičení*. Vydání šesté, přepracované a doplněné. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019, 236 stran : ilustrace (černobílé). ISBN 978-80-7623-010-1.
- [38] Aluminum 6061: Datasheet. In: *Anchor Harvey: Forge for life* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.anchorharvey.com/media/5u4f401e/anchorharvey-aluminum6061-datasheet.pdf>
- [39] ALLOY DATA SHEET: EN AW-6082 [AlSi1MgMn]. In: *Nedal Aluminum* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.nedal.com/wp-content/uploads/2016/11/Nedal-alloy-Datasheet-EN-AW-6082.pdf>
- [40] TAHERI, H., B. QIAO a N. GHAEMINEZHAD. Kinematic Model of a Four Mecanum Wheeled Mobile Robot. *International Journal of Computer Applications* [online]. 2015 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: doi:10.5120/19804-1586

10 ZOZNAM SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULIEK

10.1 Zoznam symbolov

Symbol	Jednotka	Význam
a_p	m/s^2	zrýchlenie podvozku
A_S	N	výpočtový prierez skrutky
b	mm	dĺžka kolesa
b_p	mm	šírka pera
c_p	kg/m^2	kohézne napätie piesku
C_{0_A}	N	základná statická únosnosť ložiska A
C_{0_B}	N	základná statická únosnosť ložiska B
d	mm	priemer kolesa
d_h	mm	priemer hriadele prevodovky
d_{m6}	mm	priemer skrutky m6
d_{p_max}	m	vonkajší priemer podložky
d_{p_min}	m	vnútorný priemer podložky
$d_{skrutka}$	mm	vonkajší priemer skrutky
D_{matica}	mm	vnútorný priemer matice
F'_{By}	N	sila vyvolaná odporom v smere osy Y pri pohybe vpred
F''_{By}	N	sila vyvolaná odporom v smere osy Y pri pohybe do strany
F'''_{By}	N	sila vyvolaná odporom v smere osy Y pri pohybe do šikma
F'_p	N	požadovaná sila vyvolaná momentom od motoru s prevodovkou pri pohybe vpred
F'_t	N	trečia sila medzi kolesom a pieskom pri pohybe vpred
F'''_t	N	trečia sila medzi pieskom a stacionárnym kolesom
F'_z	N	záťaž pri pohybe vpred
F''_z	N	záťaž pri pohybe do strany
F'''_z	N	záťaž pri pohybe do šikma
F_{a_p}	N	sila od zrýchlenia podvozku
F_{a_men}	N	axiálna sila pre menovitý moment motoru s prevodovkou
F_{AR}	N	radiálna záťaž ložiska A pri rotácii kolesa v záp. smere osy X
F'_{AR}	N	radiálna záťaž ložiska A pri rotácii kolesa v kl. smere osy X
F_{AY}	N	reakcia vo väzbe A v ose Y
F_{AZ}	N	reakcia vo väzbe A v ose Z
F_{BR}	N	radiálna záťaž ložiska B pri rotácii kolesa v záp. smere osy X
F'_{BR}	N	radiálna záťaž ložiska B pri rotácii kolesa v kl. smere osy X
F_{BX}	N	reakcia vo väzbe B v ose X
F_{BY}	N	reakcia vo väzbe B v ose Y
F_{BZ}	N	reakcia vo väzbe B v ose Z

F_G	N	sila od tiaže podvozku na jedno koleso
F_{moment}	N	sila na strednom polomere podložky od momentu
F_{obv}	N	sila na boku drážky pre pero
$F_{\text{o_men}}$	N	obvodová sila pre menovitý moment motoru s prevodovkou
F_P	N	predpätie od vlnovej pružiny
F_{predp}	N	predpätie skrutky
g	m/s^2	gravitačné zrýchlenie
h	mm	výška hrebeňa skrutky
i	-	poradie kritéria
i_p	-	prevodový pomer
I_{kol}	$\text{kg}\cdot\text{mm}$	moment zotrvačnosti rotujúcej časti kolesa
I_r	$\text{kg}\cdot\text{mm}$	moment zotrvačnosti rámu vzťahnutý na jedno koleso
I_{rot}	$\text{kg}\cdot\text{mm}$	moment zotrvačnosti rotoru
I_{vl}	$\text{kg}\cdot\text{mm}$	moment zotrvačnosti oceľovej vložky
I_z	$\text{kg}\cdot\text{mm}$	moment zotrvačnosti vzťahnutý na rotor
k'	$\text{kN/m}^{(n'+m'+2)}$	koeficient pre výpočet tlaku vyvolaného valiacim sa kolesom
k	-	počet kritérií
k_c	kPa/m^{n-1}	modul kohézie piesku
$k_{\check{c}}$	-	bezpečnosť čapu voči medznému stavu pružnosti
k_p	-	bezpečnosť priečohky voči medznému stavu pružnosti
k_{r1}	-	bezpečnosť ramena 1 voči medznému stavu pružnosti
k_{r2}	-	bezpečnosť ramena 2 voči medznému stavu pružnosti
k_{ϕ}	kPa/m^n	modul trenia piesku
K	-	súčiniteľ ťahovacieho momentu
K_s	$\text{kg}/(\text{m}^{21/10}\cdot\text{s}^2)$	ekvivalentný modul piesku
l_1	m	vzdialenosť stredu kolesa od osy Y podvozku
l_2	m	vzdialenosť stredu kolesa od osy X podvozku
l_A	mm	vzdialenosť ložiska vo väzbe A od stredu kolesa
l_B	mm	vzdialenosť ložiska vo väzbe B od stredu kolesa
l_p	mm	dĺžka pera
L	mm	stúpanie závitu
m'	-	exponent priemeru valiaceho sa kolesa
m_1	kg	hmotnosť pripadajúca na jedno koleso podvozku
m_z	kg	nosnosť podvozku
m_p	kg	hmotnosť podvozku
M_{mot}	$\text{N}\cdot\text{m}$	menovitý moment motoru s prevodovkou
M'_p	$\text{N}\cdot\text{m}$	potrebný moment pre pohyb vpred
M''_p	$\text{N}\cdot\text{m}$	potrebný moment pre pohyb do strany
M'''_p	$\text{N}\cdot\text{m}$	potrebný moment pre pohyb došikma

M_{p_max}	N·m	maximálny potrebný moment
n	-	exponent hĺbky poklesu koleša
n'	-	exponent hĺbky poklesu valiaceho sa koleša
n _i	-	počet menej dôležitých kritérií ako je i-té kritérium
n _k	-	počet kolies
n _{m6}	-	minimálny počet potrebných závitov
n _z	-	počet chodov závitú na kolese
N	-	počet porovnávaných dvojíc
N'	N	normálová sila na boku profilu závitú pri pohybe vpred
N''	N	normálová sila na boku profilu závitú pri pohybe do strany
N'''	N	normálová sila na boku profilu závitú pri pohybe došikma
p	mm	rozstup závitú
p _d	MPa	dovolený tlak na boku drážky pre pero
p _p	MPa	tlak na boku drážky
P _{0_A}	MPa	ekv. st. zaťaženie lož. A pri rotácii koleša v záp. smere osy X
P' _{0_A}	MPa	ekv. st. zaťaženie lož. A pri rotácii koleša v kl. smere osy X
R' _B	N/m	odpor od rozrážania piesku pri pohybe vpred
R'' _B	N/m	odpor od rozrážania piesku pri pohybe do strany
R''' _B	N/m	odpor od rozrážania piesku pri pohybe došikma
R _e ^{Al6061_T6}	MPa	medza klzu materiálu Al6061 s tepelným spracovaním T6
R _e ^{Al6082_T6}	MPa	medza klzu materiálu Al6068 s tepelným spracovaním T6
r _s	mm	stredný polomer závitú koleša
r _{str}	m	stredný polomer podložky m6
R _c	N	odpor kladený voči odvaľujúcemu sa kolešu
s	-	miera preklzu koleša
S _{0_A}	-	koeficient statickej bezpečnosti ložiska A
S _{0_B}	-	koeficient statickej bezpečnosti ložiska B
t	mm	šírka hrebeňa
t ₁	mm	výška pera v náboji
V _i	-	váha i-tého kritéria
V _{celk}	m/s	maximálna možná rýchlosť podvozku v závislosti na smere
V _{celkn}	m/s	rýchlosť podvozku v závislosti na smere
V _x	m/s	rýchlosť podvozku v smere osy X
V _y	m/s	rýchlosť podvozku v smere osy Y
W	N	záťaž koleša kolmá na podklad
X _c	°	deštruktívny uhol
Z _o	mm	hĺbka poklesu odvaľujúceho sa koleša
Z _{c_odv}	mm	celková hĺbka poklesu odvaľujúceho sa koleša
Z _{c_st}	mm	celková hĺbka poklesu koleša pri pohybe v axiálnom smere

z_p	mm	hĺbka poklesu kolesa vyvolaná preklzom
z_s	mm	hĺbka poklesu kolesa pri nehybnom stave
α_s	°	uhol sklzu pologuľovitého nábehu kolesa
α_{sv}	°	uhol sklzu valcovitej časti kolesa
β_{odv}	°	uhol nábehu odvaľujúceho sa kolesa
β_{st}	°	uhol nábehu neodvaľujúceho sa kolesa
γ	°	rozsah uhlov definujúci rozrážajúcu časť nábehu kolesa
θ	°	uhol naklonenej roviny
μ_{hl-hl}	-	koeficient trenia hliník-hliník
μ_s	-	koeficient trenia hliník-piesok
Ξ	°	sypný uhol piesku
ρ_s	kg/m ³	hustota piesku
σ_{m6}	MPa	napätie v skrutke m6
σ_{red}	MPa	redukované napätie
Φ	°	uhol stúpania závitu
ω_z	rad/s	uhlová rýchlosť otáčania podvozku v ose Z
ω_1	rad/s	uhlová rýchlosť kolesa 1
ω_2	rad/s	uhlová rýchlosť kolesa 2
ω_3	rad/s	uhlová rýchlosť kolesa 3
ω_4	rad/s	uhlová rýchlosť kolesa 4

10.2 Zoznam tabuliek

Tab. 1) Kritériá	31
Tab. 2) Porovnanie dvojíc a hodnoty výsledných váh.....	33
Tab. 3) Multikriteriálna analýza variantov 1 & 2	34
Tab. 4) Multikriteriálna analýza variantov 3 & 4	34
Tab. 5) Parametre kolesa	38
Tab. 6) Výpočtové koeficienty pre piesok.....	40
Tab. 7) Koeficienty piesku.....	41
Tab. 8) Parametre batérie [34]	55

10.3 Zoznam obrázkov

Obr. 1) Druhy podvozkov mobilných robotov [1].....	17
Obr. 2) Pohyb holonómnych (a) & neholonómnych (b) podvozkov [3]	17
Obr. 3) Pohonná jednotka jednokolesového robotu „CMU Ballbot“ [5]	18
Obr. 4) Všesmerové koleso typu "omni wheel" [2]	19
Obr. 5) Pohyby trojkolesového všesmerového podvozku [7].....	19
Obr. 6) Koleso mecanum (a) [9], robot „Uranus“ (b) [8]	20
Obr. 7) Pohyby štvorkolesového všesmerového podvozku [8]	20
Obr. 8) Robot so všesmerovými pásmi [9]	21

Obr. 9) Alternativné prevedenie všesmerových pásov [10].....	21
Obr. 10) Hexapod (a) [12], humanoidný robot Andy Droid (b) [13].....	22
Obr. 11) Návrh sférického robota a jeho časti [14].....	23
Obr. 12) Roboty v trojskrutkovej (a) [15] a štvorskrutkovej konfigurácii (b) [16]	24
Obr. 13) Vizualizácia variantu č.1 s možným prevedením systému odpruženia	27
Obr. 14) Typy pohybov podvozku	28
Obr. 15) Vizualizácia variantu č. 2	28
Obr. 16) Vizualizácia variantu č. 3	29
Obr. 17) Podporné body pri kráčaní vpred.....	29
Obr. 18) Vizualizácia variantu č. 4	30
Obr. 19) Traktor Fordson [20], Snowbird 6 [21]	35
Obr. 20) Typy konfigurácií [20].....	36
Obr. 21) Parametre kolesa.....	38
Obr. 22) Sypný uhol piesku [24].....	39
Obr. 23) Pokles odvaľujúceho sa kolesa [26]	41
Obr. 24) Hĺbka poklesu neodvaľujúceho sa kolesa [27].....	42
Obr. 25) Stav 1 - smer pohybu	43
Obr. 26) Stav 1 - smery otáčania kolies	43
Obr. 27) Koleso v piesku [29].....	44
Obr. 28) Uhol sklzu [30]	45
Obr. 29) Odpor voči pohybu kolesa v ose Y [29].....	46
Obr. 30) Silový rozbor na pravotočivom závite (a) [31], smer otáčania kolesa (b).....	46
Obr. 31) Stav 2 – smer pohybu	48
Obr. 32) Stav 2 – smery otáčania kolies	48
Obr. 33) Silové pomery na závite	50
Obr. 34) Stav 3 - smer pohybu	50
Obr. 35) Stav 3 - smery otáčania kolies	51
Obr. 36) Vybraná prevodovka a motor [32].....	53
Obr. 37) Momentovo - otáčková charakteristika [32].....	54
Obr. 38) Pomery momentov zotrvačnosti [33]	54
Obr. 39) Zvolená batéria [34].....	55
Obr. 40) Podoba kolesa	56
Obr. 41) Predný kryt kolesa	57
Obr. 42) Motor s prevodovkou v púzdre.....	57
Obr. 43) Vedenie kabeláže.....	58
Obr. 44) Zadná časť kolesa	58
Obr. 45) Konečná zostava kolesa.....	59
Obr. 46) Rám s kolesami.....	59
Obr. 47) Parametre perového spoja.....	60
Obr. 48) Uvoľnenie kolesa.....	61
Obr. 49) Uvoľnenie kolesa pri rotácii v opačnom smere.....	63
Obr. 50) Detail skrutkového spoja	65
Obr. 51) Väzba "fixed"	67
Obr. 52) Kontakt frictional: Rameno 1 – Čap.....	67
Obr. 53) Kontakt bonded: Rameno1 - Čap	67
Obr. 54) Max. napätie - čap	68
Obr. 55) Max. napätie - rameno 1	68

Obr. 56) Napätie na ramene 2.....	69
Obr. 57) Definícia kinematických parametrov	70
Obr. 58) Uhlové rýchlosti kolies v závislosti na smere	71
Obr. 59) Uhlové rýchlosti kolies v závislosti na smere po úprave	72
Obr. 60) Celková rýchlosť podvozku v závislosti na smere pohybu	72

11 ZOZNAM PRÍLOH

DP-01	Výkres ramena
DP-02	Výkres krytu koleša
DP-03	Výkres zostavy koleša
DP-04	Výkres zostavy podvozku