

KONSTRUKCE SPECIÁLNÍHO MOBILNÍHO ROBOTA S VYUŽITÍM SPECIÁLNÍHO POJEZDOVÉHO KOLA

Diplomová práce

Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	2302T010 Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce:	Bc. Jan Mertlík
Vedoucí práce:	Ing. Pavel Brabec, Ph.D TU v Liberci, KVM



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	Bc. Jan Mertlík
Osobní číslo:	S13000463
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Konstrukce strojů a zařízení
Název tématu:	Konstrukce speciálního mobilního robota s využitím speciál- ního pojezdového kola
Zadávající katedra:	Katedra vozidel a motorů

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši současného stavu v oblasti zlepšení průchodnosti dopravních prostředků terénem.

2. Vypracujte konstrukci kompletního rámu mobilního robota, uložení všech potřebných prvků a příslušenství, uložení kola umožňující plynulý přechod od jízdy vozidla s valivými koly ke kráčivému pohybu.

3. Vybrané uzly zpracujte detailně a proveďte rozbor namáhání. Pro řešení pevnostních a deformačních problémů využijte metodu konečných prvků.

4. Vytvořte výrobní výkresovou dokumentaci vybrané varianty mobilního robota.

5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL).

Rozsah grafických prací:	výkresová dokumentace	(sestavy a vybrané díly)
--------------------------	-----------------------	--------------------------

Rozsah pracovní zprávy:

cca 50 stran textu

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

[1] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5274-4.

[2] GREČENKO, Alexandr. Vlastnosti terénních vozidel. Praha: Vysoká škola zemědělská v Praze, 1994. ISBN 80-213-0190-2.

[3] MIKEŠ, Marek. Konstrukce speciálního "kráčejícího" kola. Liberec, 2014. Diplomová práce, TUL.

[4] SHIGLEY, J.eE, C. R. MISCHKE A R. G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: nakladatelství VUTIUM - VUT v Brně, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

[5] ZÁDA, Václav, Pavel BRABEC a Robert VOŽENÍLEK. Pojezdové kolo vozidla. IPC: 2010-685, č.d.: 303947. Česká republika. Národní patent. Dostupné z: http://spisy.upv.cz/Patents/FullDocuments/303/303947.pdf.

[6] Běžně dostupné materiály - odborné časopisy, databáze patentů, www.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Pavel Brabec, Ph.D. Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: Termín odevzdání diplomové práce: 6. června 2016

6. března 2015

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld děkan

V Liberci dne 6. března 2015



Ing. Robert Voženílek, Ph.D. vedoucí katedry

Prohlášení

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

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

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

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

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

Datum:

Podpis:

KONSTRUKCE SPECIÁLNÍHO MOBILNÍHO ROBOTA S VYUŽITÍM SPECIÁLNÍHO POJEZDOVÉHO KOLA

Anotace

Obsahem této diplomové práce je konstrukční návrh řešení rámu mobilního robota, který k přenosu hnací síly na podložku využívá speciálního pojezdového kola dle patentu: číslo ochranného dokumentu 303947, přihlašovatel TUL. Konstrukce tohoto kola byla navržena již v diplomové práci z roku 2014 a tato práce na ni skrze toto kolo úzce navazuje.

Popsána je zde všeobecná problematika průjezdnosti dopravních prostředků terénem. Jsou zde popsány vstupní parametry ovlivňující samotnou konstrukci robota, jeho pohonu, ovládání, příslušenství a následný výběr řešení. U standardizovaných komponentů konstrukce je řešena kontrola namáhání. Problematická a tvarově složitá místa jsou v práci analyzována s využitím metody konečných prvků. Součástí práce je i výkresová dokumentace mobilního robota.

Klíčová slova: mobilní robot, speciální pojezdové kolo, průjezdnost terénem

CONSTRUCTION OF SPECIAL MOBILE ROBOT USING A SPECIAL RUNNING WHEEL

Annotation

The content of this thesis is design engineering for frame of a mobile robot. This mobile robot uses to transmit the driving force to the substrate special running wheel according to patent: security document no. 303947, applicant TUL. This thesis builds on the thesis from 2014 in which wheel construction had already been proposed.

The thesis focuses on general problem of bottlenecks terrain vehicles, input parameters affecting the actual construction of the robot, its propulsion, control equipment and subsequent selection solutions. For standardized components construction is designed control strain. Problematic spots are analyzed using finite element method. The thesis also includes drawings of a mobile robot.

Keywords: mobile robot, special running wheel, off-road driving

Desetinné třídění:	
Zpracovatel:	TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů
Dokončeno :	2015
Archivní označení zprávy:	

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D., za odborné vedení této práce a současně i konzultantovi mé diplomové práce, panu Ing. Leoši Beranovi, Ph.D., za poskytnutí důležitých podkladů, rad a informací.

Seznam zkratek

AČR	Armáda České republiky
IRC	inkrementální odměřování

UGV bezpilotní pozemní vozidlo (unmanned ground vehicles)

Seznam symbolů a jednotek

g	tíhové zrychlení	[m·s⁻²]
α	úhel stoupání	[°]
τ _m	smyková pevnost půdy	[kPa]
v	rychlost pohybu	[km/h, m/s]
p _D	plnost figur	[%]
Sos	styčná plocha kola s podložkou	[m ²]
ts	hloubka zaboření kola do podložky	[m]
F _{ri}	vnitřní odpor valení	[N]
F_{re}	vnější odpor valení	[N]
ξ	rameno vnitřního odporu valení	[m]
\mathbf{f}_{K}	součinitel odporu valení	[-]
Z	reakční síla od podložky na kolo	[N]
I	délka styčné plochy	[m]
b	šířka kola	[m]
qs	střední kontaktní tlak mezi kolem a podložkou	[Pa]
С	koheze	[Pa]
ϕ_t	úhel vnitřního tření v půdě	[°]
F_{o}	obvodová síla kola	[N]
φ	adheze	[-]
m_1	pohotovostní hmotnost	[kg]
m ₂	užitková hmotnost	[kg]
m	celková hmotnost	[kg]
h	výška těžiště robota	[m]
Lp	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
L	rozvor náprav	[m]
Oα	odpor stoupání	[N]
O _f	odpor valení	[N]

f	součinitel odporu valení	[-]
d _k	průměr kola	[m]
k	koeficient bezpečnosti	[-]
n _k	otáčky kola	[min ⁻¹]
P_P	výkon na výstupu z převodovky	[W]
M_P	točivý moment na výstupu z převodovky	[Nm]
n _P	otáčky na výstupu z převodovky	[min ⁻¹]
i	převodový poměr	[-]
i _r	převodový poměr reduktoru	[-]
$F_{\check{s}1}$	síla v ose šroubu	[N]
F_{Qi}	předpětí šroubového spojení	[N]
F_{Ri}	výsledná radiální síla	[N]
M_{K1}	kroutící moment od hnací síly	[Nm]
F _{ri}	radiální síla	[N]
l _k	rameno působiště sil	[m]
r _k	rameno působiště sil	[m]
α_1	sklon působící síly	[°]
r _i	rameno působiště sil	[m]
Fi	síly v osách šroubů	[N]
M _{ui}	utahovací moment	[Nm]
Ψ	součinitel přetížitelnosti spoje	[-]
Е	modul pružnosti v tahu	[MPa]
ls	délka spojovaných součástí s matkou	[m]
I _p	délka spojovaných součástí	[m]
d ₂	střední průměr závitu	[m]
D _k	průměr klíče	[m]
f	součinitel tření	[-]
f _z	součinitel tření v závitu	[-]
α	profil závitu	[rad]
P_{h}	stoupání závitu	[m]
D ₀	otvor pro šroub	[m]
d ₃	průměr dříku šroubu	[m]
φ	úhel mezi spojovanými plochami	[°]
k _W	bezpečnost přenosu kroutícího momentu	[-]

k p	tuhost spojovaných součástí	[N/m]
k _s	tuhost šroubu	[N/m]
Sp	průřez deformovaného materiálu	[m ²]
SS	náhradní průřez šroubu	[m ²]
γ	úhel stoupání	[°]
σ_t	napětí ve šrobu	[MPa]
Sj	průřez jádra šroubu	[m ²]
τ _k	tečné napětí	[MPa]
M _{zu}	třecí moment v závitu	[Nm]
W _k	modul průřezu v krutu	[m ³]
σ	ohybové napětí	[MPa]
σ_{e}	redukované napětí	[MPa]
σ_{Dt}	dovolené napětí tahové	[MPa]
X ₀	vliv radiálního zatížení na ložisko	[-]
Y ₀	vliv axiálního zatížení na ložisko	[-]
S ₀	součinitel bezpečnosti ložiska	[-]
r _s	rameno působící síly	[m]
P ₀	ekvivalentní silové zatížení	[N]
$C_0(C)$	statická (dynamická) únosnost ložiska	[N]
x_i, y_i, z_i	vzdálenosti šroubů	[m]
Fp	zbytkové předpětí šroubového spojení	[N]
r _{kor}	poloměr roztečné kružnice korunového kola	[m]
r _{cen}	poloměr roztečné kružnice centrálního kola	[m]
r _{sat}	poloměr roztečné kružnice satelitu	[m]
В	rozteč pojezdových kol	[m]
Yi	boční síly působící na pojezdové kolo	[N]
li	rameno působící síly	[m]
I _{CD}	vzdálenost podpor	[m]
R_{C}, R_{D}	radiální zatížení ložiska	[m]
n _c	otáčky centrálního kola	[min⁻¹]
M _c	točivý moment na centrálním kole	[Nm]
i ^k cu	převodový poměr mezi centrálním kolem a unašečem	[-]
n _M	otáčky unašeče	[min⁻¹]
M _M	točivý moment na unašeči	[Nm]

Z _k	počet zubů korunového kola	[-]
S	počet satelitů	[-]
m	modul	[m]
bz	šířka ozubení	[m]
F _{cs}	přenášená síla mezi centrálním kolem a satelitem	[N]
Ms	kroutící moment na korunovém kole	[Nm]
d ₁	malý průměr drážkování	[m]
d ₂	vnější průměr hřídele	[m]
d ₃	průměr náboje centrálního kola	[m]
bs	délka zubů spojky	[m]
b _n	délka zubů náboje	[m]
b _ř	šířka zubů hřídele	[m]
b _š	šířka zubů náboje	[m]
İř	počet zubů hřídele	[-]
i _n	počet zubů náboje	[-]
p _D	dovolený tlak	[MPa]
τ _D	dovolené napětí ve smyku	[MPa]
př	tlak na zuby hřídele	[MPa]
p _n	tlak na zuby náboje	[MPa]
τ _ř	smykové napětí hřídele	[MPa]
τ _n	smykové napětí náboje	[MPa]
L ₁	délka trapézového šroubu	[MPa]
Fř	síla působící na aktuátor	[N]
Gř	tíha mechanismu řízení	[N]
G _p	tíha příslušenství	[N]

1	Úv	pd	13
2	Prů	chodnost dopravních prostředků terénem	14
	2.1	Terminologie průchodnosti	14
	2.2	Konstrukce ovlivňující průchodnost	16
	2.3	Členění dopravních prostředků do terénu	18
	2.4	Teorie kontaktu kolo – podložka	21
	2.5	Prostředky zlepšení přenosu hnací síly	23
	2.6	Řešení zlepšení průchodnosti terénem v současnosti	24
3	Ná	vrh a popis konstrukčního řešení jednotlivých uzlů mobilního robota	27
	3.1	Vstupní parametry a požadavky	28
	3.2	Výběr vhodné koncepce	28
	3.3	Návrh pohonu	30
	3.4	Sestava pohonu	33
	3.5	Skříň převodovky	35
	3.6	Reduktor pro finální převod, uložení kola	36
	3.7	Systém ovládání mechanismu speciálního pojezdového kola	37
	3.8	Propojení rám – pohon – kolo	40
	3.9	Způsob řízení směru	41
	3.10	Konstrukce rámu	42
	3.11	Umístění příslušenství a elektroniky	43
	3.12	Finální podoba konstrukce	43
4	Ro	zbor namáhání a výpočty volených prvků	46
	4.1	Vnější silové působení na sestavu pohon – kolo	46
	4.2	Kontrola šroubového spojení rejdového čepu	46
	4.3	Kontrolní výpočet kuželíkových ložisek rejdového čepu	52
	4.4	Kontrola šroubového spojení skříně převodovky	52
	4.5	Kontrola šroubového spojení příruby reduktoru	56
	4.6	Kontrolní výpočet kuželíkových ložisek "full floating"	59
	4.7	Návrh planetového soukolí reduktoru	63
	4.8	Kontrolní výpočet jemného drážkování spojení korunové kolo – příruba	
	reduk	toru	64

Obsah

	4.9	Výpočet bezpečnosti přenosu točivého momentu přesuvnou spojkou	. 66
	4.10	Návrh pohonu řízení směru	. 68
5	Ор	timalizace rámu pomocí MKP	. 70
	5.1	Optimalizace třmenu	. 70
	5.2	Optimalizace rámu	. 73
6	Ko	nkurenceschopnost mobilního robota	. 77
7	Záv	/ěr	. 78

1 Úvod

Tato práce je konstrukčně zaměřena na problematiku pohybu dopravních prostředků terénem, především pak těch, které mají schopnost efektivního pohybu (krom terénu) také po zpevněné upravené pozemní komunikaci. Ve většině případů současných řešení se jedná o menší či větší kompromisy mezi těmito dvěma pohyby. Výsledek této práce má sloužit k představení nového konstrukčního řešení lokomočního ústrojí, které by mělo být ve výsledku účinné jak při překonávání tvarových či jinak obtížných překážek, tak při rychlém přesunu po zpevněném podloží. Současným trendem je zároveň segregace člověka a dopravních prostředků, ať už jsou to například bezpilotní letouny nebo právě mobilní roboti. Důvodem je ochrana lidského zdraví a stále menší rozměry se zachováním či zlepšením funkce, proto je předmětem této práce dálkově řízený robot.

V rešeršní části jsou popsány všeobecné problémy průjezdnosti vozidel terénem a prostředky, které tento pohyb zlepšují a zefektivňují. Stěžejní částí práce je komplexní konstrukční řešení mobilního robota, který k pohybu využívá speciálního pojezdového kola. Toto kolo má možnost transformace a přizpůsobení se jízdním podmínkám. Princip tohoto kola je patentovaný Technickou univerzitou v Liberci. Konstrukční řešení tohoto kola bylo obsahem diplomové práce z roku 2014 na Katedře vozidel a motorů (TUL) a není obsahem této práce.

Dále jsou detailně popsány dílčí komponenty robota a jejich konstrukce. Veškeré díly jsou modelovány v CAD softwaru Creo Parametric 2.0. Následuje rozbor namáhání a kontroly standardizovaných prvků. Namáhané a složité součásti jsou analyzovány z hlediska pevnosti a tuhosti pomocí metody konečných prvků. Veškeré výsledky jsou použity pro optimální tvarové řešení dílů. Robot je zároveň koncipován s ohledem na zástavbu řídicí elektroniky, jejíž návrh má na starost Ústav mechatroniky a technické informatiky (TUL) a není součástí této práce. Součástí je pouze příprava pro její umístění. Vytvořena je i výkresová dokumentace. Celá práce by měla být použita jako podklad k výrobě prototypu, popřípadě k dalšímu využití na Katedře vozidel a motorů (TUL).

13

2 Průchodnost dopravních prostředků terénem

Velkou skupinou dopravních prostředků jsou vozidla pohybující se terénem. Spadají do různých odvětví dopravy, jako je stavebnictví, zemědělství, lesnictví, armáda, ale i osobní doprava. Jedná se tedy o případ užitkových i osobních vozidel. Všechny tyto skupiny pojí stejné principy trakční teorie v interakci s povrchem. V případě strojů pro pohyb pouze v terénu není velký problém konstrukčně zvládnout efektivní řešení. Problém nastává v případě, kdy má vozidlo plnit účinně funkci přenosu sil mezi podložkou a kolem kromě pozemní komunikace i v terénu nebo naopak. Finální konstrukce a úprava se tak odvíjí od použití a požadavků na stroj.

Průjezdnost je zároveň ovlivněna stavem terénu a technické připravenosti vozidel na něj. Zároveň se prostředí může velmi rychle měnit v závislosti na klimatických či stavebně technických podmínkách, s čímž je třeba počítat.

2.1 Terminologie průchodnosti

Terén: Principielně se jedná o povrch těžko přístupný běžným dopravním prostředkům, určeným jen pro pohyb po zpevněné pozemní komunikaci. Jde o nezastavěný zemský povrch, který se může skládat z přírodních či tvarových překážek. Jeho struktura je závislá na klimatických podmínkách. Velký vliv má vlhkost podloží, je určující v průchodnosti. Jednou z podob vody v terénu může být sníh, který taktéž pohyb znesnadňuje, a je třeba se mu technicky přizpůsobit. V případě zmrzlé zeminy se pak přenos sil může zlepšovat oproti rozbředlé měkké půdě. Důležitým faktorem terénu je i jeho struktura povrchu [1]:

- Jemno-zrnné půdy (např. hlína): náchylné k nasáknutí vodou rozbřednutí
- Drobno a středně-zrnné (např. písek): lepší průjezdnost při nasáknutí vodou
- Štěrkovité: dobrá průjezdnost u většiny vozidel a podmínek
- Hrubě štěrkovité: bez potíží pro terénní vozidla
- Kamenité: pro kolová vozidla náročné
- Balvanité: jen pro pásová vozidla

Terramechanika: Jedná se o poměrně mladý vědní obor, oficiálně zavedený v roce 1961. Zabývá se interakcí tělesa v pohybu a terénu. Popisuje především prokluz a skluz kola na povrchu. Hraje zde roli například i smyková pevnost půdy τ_m , jakožto

vstupující parametr zeminy. Tato pevnost se zjišťuje experimentálně pomocí penetrometru, Obr. 1. Penetrační přístroj je například hojně využíván v armádě pro zjištění schopnosti terénu přenášet zatížení projíždějící vojenské techniky. [1]



Obr. 1 Penetrometr při měření smykové pevnosti půdy [2]

Stoupání: Je sklon svahu po tzv. spádnici v %. Výpočet s úhlem stoupání α ve stupních je znázorněn ve vzorci (1). Pro 100% stoupání tedy platí úhel stoupání 45°. V případě, kdy se podélná osa vozidla odkloní od spádnice o úhel β , zmenšuje se úhel stoupání na α_2 , dle vzorce (2).

$$stoupání = 100 tg\alpha \tag{1}$$

$$sin\alpha_2 = sin\alpha. cos\beta$$
 (2)

Naopak se mění sklon příčné osy vozidla, který se zvyšuje, v případě pohybu po vrstevnici bude roven úhlu spádnice. [1]

Svahová dostupnost: Je nejvyšší přípustný úhel ve stupních, kdy za daných podmínek (rychlost, stav povrchu) vozidlo v terénu zachovává své vlastnosti při dané bezpečnosti a odolává tak skluzu a převrácení, Obr. 2. [4] U strojů komerčně využívaných je svahová dostupnost jasně stanovena dle normy. Měla by být při provozu dodržena pro omezení kritických situací.





Obr. 2 Svahová dostupnost [3]

Stabilita: Určujícím faktorem je mez stability, která nastane v okamžiku, kdy dojde ke ztrátě silového styku alespoň jednoho kola – dojde ke ztrátě normálové reakce mezi kolem a podložkou. K tomu dochází tehdy, když výslednice působících sil na vozidlo překoná okraj stabilní základny vozu. [1]

Manipulovatelnost: Jde o vlastnosti vozidla tykající se jeho pohybu, který může být limitován okolním prostředím. Jde např. o poloměr otáčení, určený středem vozidla opisujícím kružnici při největším rejdu řízení směru. Nebo jde o maximální potřebný prostor pro manévr ke změně polohy stroje (pásové vozidlo, řízení všech kol). Dále se jedná o jednoduchost a plnou kontrolu ovládání stroje.

2.2 Konstrukce ovlivňující průchodnost

Nejdůležitějším parametrem vozidla majícím vliv na pohyb v terénu jsou jeho rozměry. Základní jsou délka, šířka a výška, ty určují polohu těžiště a mají vliv na stabilitu stroje, tudíž i svahovou dostupnost. Jejich velikosti jsou u komerčních vozidel omezeny předpisy. Účelovým strojům s využitím mimo pozemní komunikace jsou udělovány výjimky.

Rozvor: Je horizontální vzdálenost mezi osami přední a nejbližší zadní nápravy u kolových vozidel, u pásových pak mezi osou hnacích kladek a nejbližších napínacích kladek. [1] Rozvor ovlivňuje spolu se světlou výškou vozu velikost přechodového úhlu.

Rozchod: Jde o vzdálenost mezi rovinami kol jedné nápravy. V případě dvoumontáže je důležitý vnější rozchod, což je vzdálenost mezi rovinami vnějších kol, ta je určující pro stabilitu. U pásových vozidel jde o vzdálenost rovin pásů. U rozměrů vozidla je rozchod důležitý pro velikost stabilní základny vozu, a tedy pro boční stabilitu a odolnost proti převržení při náklonu na svahu.

Světlá výška: Vzdálenost mezi nejnižší pevnou částí středu vozidla a podložkou, Obr. 3. Zvláštním parametrem výšky je i brodivost, označující hloubku vody, kterou může vozidlo bezpečně projet, Obr. 4.

Přechodový úhel: Určuje jej terénní nerovnost, které se dotkne trup vozidla při daném rozvoru, Obr. 3.

Nájezdový úhel přední a zadní: Určuje jej tečná rovina tvořící podložku zadních (předních) kol a pevný převis vozidla, Obr. 4.



Obr. 3 Světlá výška a přechodový úhel [3]

Zlepšení boční stability: Dalšími prostředky zlepšení boční stability jsou:

malá výška polohy těžiště

umístění těžiště blíže k pevné nápravě (v případě neodpružené pevné nápravy, např. kolový traktor)

- zvýšení polohy čepu, kolem kterého kýve tuhá náprava
- větší huštění pneumatik zvýší jejich tuhost a tím se sníží náklon

v případě odpružené nápravy její zablokování [1]



Obr. 4 Nájezdové úhly a brodivost [3]

2.3 Členění dopravních prostředků do terénu

Pro terén jsou určena vozidla z různých důvodů, mohou to být rozmanité práce, doprava nebo přeprava v terénu, práce stavební, výkopové, zemědělské, manipulace s materiálem atd. Dalším důvodem může být obrana státu a podpora záchranných složek, tzn. armádní technika, prostředky horské služby, policie a hasičů. Mohou to být i sportovní a rekreační důvody průjezdu terénem.

Kategorie dle oblasti využití:

- Silniční doprava: Jde o běžná silniční vozidla určená pro vysoké rychlosti přesunu po pozemních komunikacích. V terénu se mohou pohybovat jen v případě, že je pro ně morfologicky příhodný, suchý a nenamrzlý.
- Zemědělství: Stroje primárně určené pro pohyb v terénu, jako jsou traktory a samojízdné účelové stroje s nepříliš vysokou rychlostí pohybu oproti silničním vozidlům. Mohou se vyskytovat i výjimky, kdy dosahují traktory rychlosti až 80 km/h po komunikaci, ale efektivita není tak vysoká jako u silničních vozidel. Tyto stroje mají funkci nosičů a tahačů přípojných zařízení v terénu, mohou být opatřeny jak kolovým, tak i pásovým podvozkem.
- **Lesnictví:** Zde platí obdoba zemědělských traktorů, navíc se zde vyskytují specializované stroje, jako jsou forwardéry, káceče a odvětvovače stromů.
- Zemní a těžební práce: Stroje určené k manipulaci se zeminou a pro těžbu,
 jako jsou rypadla, skrejpry, dampry, dozery, levellery a především pak

nákladní automobily pro dálkovou přepravu mezi terénem a pozemní komunikací.

- Vojenství: Bojová, dopravní a spojovací pásová, kolová i kolo-pásová vozidla.
- Sport a rekreace: Vozidla určená pro závodní a rekreační účely a osobní dopravu v terénu. Mohou být jedno- i dvoustopá a pro pohyb na sněhu. Jde o závodní specializovaná vozidla nákladní i osobní, motocykly, čtyřkolky, sněžné skútry a sněžné rolby.

Kategorie dle podvozku:

- Kolový podvozek: Musí zajistit stálý styk kola s podložkou. U rychlých vozidel musí být podvozek odpružený a tlumený. Pomalá vozidla mají podélný kyvný čep, který dělí vozidlo na dvě křížící se neodpružené části, tak aby byl dodržen stálý styk všech kol s podložkou. Vzájemný výkyv obou částí bývá omezen v určitém rozmezí, aby nedošlo ke střetu kola a rámu vozidla, pokud je vozidlo tak koncipováno. U terénních vozidel bývá často využíváno tuhé odpružené nápravy, která má podobnou funkci jako kyvný čep, jen zde dělí vozidlo na tři hmoty dvě nápravy a rám vozu.
- Pásový podvozek: Stálý styk pásu s podložkou je zde zajištěn přirozeně. Rám podvozku spojuje nástavbu vozidla s pojížděcím ústrojím, které se skládá z hnacích (turasových) kol, vodicích kol, pojezdových kladek a pásu. Tato konstrukce má výhodu ve vysoké tuhosti a stabilitě. Pás může být kovový skládaný nebo v současnosti více využívaný pryžový. Pryžový je výhodný z hlediska šetrnosti k podkladu, částečnému tlumení vibrací od podkladu a jednoduchosti. Pásový podvozek má uplatnění v těžkém terénu – pro velké tvarové překážky. Zároveň vytváří menší měrný tlak na podložku, tudíž se v měkkém terénu neboří tolik jako kolový a také vlivem velké styčné plochy dokáže přenést mnohem větší síly mezi pásem a podložkou. Nevýhodou pásového podvozku je jeho velikost, hmotnost, složitost a náročnost na údržbu, není vhodný pro vysoké rychlosti, tudíž je velmi neefektivní při pohybu po pozemní komunikaci.
- **Kolo-pásový podvozek:** Principielně se jedná o kolový podvozek, na který jsou navlečeny pásy. Využívají výhody obou typů podvozků jednoduchosti kolového a záběrových vlastností pásového, Obr. 5.[1]



Obr. 5 Kolo-pás využívaný v lesnictví [6]

Poměrně novou kategorií dopravních prostředků jsou **bezpilotní mobilní vozidla** (UGV), viz Obr. 6. Ve většině případů jde o dálkově řízený dopravní prostředek se specifickým určením, jako je převoz či manipulace s nebezpečnými předměty, pohyb v nepřístupném terénu apod., kde není možné využít velkých a přímo člověkem řízených prostředků. Patří sem i precizní a sofistikovaná vesmírná vozidla, ale i dálkově řízené komunální sekačky pro svažitý terén. Zde je zapotřebí zajistit maximální spolehlivost a efektivitu při pohybu mezi tvarovými a přírodními překážkami. Stroje proto často disponují technickými řešeními, která se u běžných užitkových a osobních prostředků nepoužívají.



Obr. 6 Bezpilotní mobilní robot [5]

2.4 Teorie kontaktu kolo – podložka

Působením pohybujících se mechanických těles na půdu se zabývá terramechanika a zahrnuje v sobě i teorii kola. Důležitou součástí kol jsou pneumatiky, používané jako přenosový, pružící a tlumící článek mezi kolem a podložkou, které mají různé podoby, konstrukční řešení, stavby kostry a rozměry. Z hlediska interakce s podložkou je důležitý trakční dezén. Každá kategorie vozidel má své typické dezény, které se charakterizují plností figur ve styčné ploše kola p_D a jejich výškou. Plnost udává procento plochy dezénu vůči celkové ploše otisku kola a ovlivňuje záběrové vlastnosti. Pro terénní trakční aplikace bývá plnost mezi 28–40 %. V případě 100% plnosti (hladké) mají pneumatiky nejlepší adhezi na suchém asfaltovém povrchu. Co se vzhledu týče, nejpoužívanějším tvarem v terénu pro hnací kola je šípový nebo blokový vzor a jejich kombinace, viz Obr. 7.



Obr. 7 Základní typy dezénu pneumatik do terénu [7]

Rozhodující vliv na interakci kola s podložkou v terénu má dále kontaktní tlak, vycházející ze zatížení kola na jeho kontaktní plochu. Ovlivnit se dá právě touto plochou. Průběh tlaku má parabolický charakter a čím je terén kypřejší, tím je vrchol paraboly výraznější. Zploštit průběh lze zvětšením kontaktní plochy, aby nedocházelo k vytváření příliš hluboké stopy. Toho lze kromě volby velikosti kola, případně pneumatiky docílit i změnou huštění. V terramechanice je znám vztah, kde na základě penetračních zkoušek půdy a kontaktního tlaku lze stanovit velikost zahloubení kola. Problematické je však správně určit vlastnosti půdy (součinitele), které se případ od případu liší.

Při boření kola do podložky se styčná plocha S_{os} kola postupně zvětšuje, a tím se zmenšuje kontaktní tlak, dokud se nevyrovná s nosným účinkem půdy. Změna

styčné plochy s hloubkou zaboření kola t_s je znázorněna v Tab. 1. Plocha je uvedena v procentech ze styčné plochy na tvrdé podložce. Hloubka je uvedena v procentech průměru nedeformovaného kola.

S _{os} [%]	100	132	164	192	207	216	219	221	max. 230
t _s [%]	0	2	4	6	8	10	12	14	cca 47

Tab. 1 Typická změna styčné plochy při boření kola do podložky [1]

Odpor valení: V terénu se skládá ze dvou částí – vnitřního a vnějšího odporu valení. Vnitřní odpor F_{ri} vzniká vlivem deformace kola a následným posuvem reakční síly Z kola před osu rotace o míru ramena valivého odporu ξ , Obr. 8. Velikost vnitřního odporu valení tudíž závisí na deformaci kola, nikoliv na jeho zaboření do podložky.



Obr. 8 Vnitřní odpor valení

Vnější odpor valení F_{re} se vyskytuje jen u bořícího se kola. Je způsoben složitými pohyby částic půdy před a pod odvalujícím se kolem a v terramechanice je popsán vztahem (3). Je patrné, že má větší vliv na jeho velikost průměr kola – délka styčné plochy I – nežli šířka kola b. Součinitel k popisuje vlastnosti půdy z penetrační zkoušky.

$$F_{re} = \frac{Z^2}{2kbl^2} \tag{3}$$

Celkový odpor valení je součtem obou dílčích odporů. Při opakovaném průjezdu toutéž stopou vnější odpor valení klesá (např. po 4. jízdě až o 50 %).

Adheze: Terramechanika popisuje i součinitel adheze φ . Adheze určuje maximální přenositelnou sílu F_o mezi kolem a podložkou (4), (5). Roli zde hraje smyková pevnost půdy a její součinitele opět stanovené penetrometrem (koheze *c*, úhel vnitřního tření φ_t) a součinitel tření *f* mezi figurami dezénu a půdou. S nižším tlakem q_s ve styčné ploše se adheze zvyšuje a také s klesající plností figur p_D . Příznivě se projeví i velikost zatížení (*Z*), která zvýší tření v kontaktu.

$$F_o = \varphi Z \tag{4}$$

$$\varphi = \left(\frac{c}{q_S} + tg\varphi_t\right)(1 - p_D) + p_D f \tag{5}$$

$$\varphi = \left(\frac{c}{3q_S} + tg\varphi_t\right)(1 - p_D) + p_D f \tag{6}$$

Vzorec (5) platí pro případ, kdy dojde k úplnému zaboření dezénu do půdy. V případě zaboření do poloviny dezénu, se vzorec pro adhezi změní (6).

Prokluz (skluz): V terénu dochází v důsledku působení výslednice podélných (hnací, brzdná) a příčných (odstředivá síla v zatáčce, pohyb na svahu) sil k prokluzu nebo skluzu a snosu. Prokluz (skluz) δ se vyznačuje ztrátou rychlosti (brzdného účinku). Snos, jinak skluzový úhel γ , určuje změnu směru pohybu oproti žádanému.

Při prokluzu dochází k rozdílu mezi obvodovou – požadovanou – rychlostí kola a skutečnou, kterou se vozidlo pohybuje. V terénu se prokluz projevuje posuvem půdy pod kolem, a to až do 100 % skluzu, kdy se kolo protáčí na místě, "frézuje" podložku a boří se hlouběji. Velikost posuvu půdy opět záleží na smykové pevnosti půdy τ_m . [1]

2.5 Prostředky zlepšení přenosu hnací síly

Podle poznatků z předchozí kapitoly 2.4 lze opodstatnit následující prostředky u terénních vozidel. Bývá často využíváno <u>pohonu všech kol</u> s <u>plnou</u> <u>svorností diferenciálů</u>, což zvyšuje styčnou plochu hnacích kol a zlepšuje tak adhezi a celkově záběrové vlastnosti. V terénu se ze stejných důvodů používají i <u>větší kola</u> s větší styčnou plochou. Použity jsou pneumatiky s <u>nižší plností figur dezénu</u>

(přibližně 30 %) a <u>větší výškou</u>, to zvyšuje boření dezénu do půdy a opět zvyšuje adhezi, zároveň mají tyto pneumatiky lepší samočisticí vlastnosti – při zanesení dezénu se adheze rapidně zhoršuje. <u>Konstrukce pneumatik</u> bývá odolnější vůči mechanickému poškození a umožňuje <u>nižší huštění</u>, to sice zvyšuje vnitřní odpor, ale také kontaktní plochu. Zavěšení kol bývá s většími zdvihy a výkyvy, které dobře zajišťují <u>tuhé nápravy</u>. Tuhé nápravy opět zajišťují dobře stálý styk všech kol s podložkou. Z hlediska pohonu vozidel bývá využíváno <u>vysokého rozsahu převodových stupňů</u> pro optimální využití potenciálu pohonu za všech podmínek. Dodatečné <u>redukční převody</u> pro velmi pomalé rychlosti a zrychlení zabezpečují nízké rázy vlivem nerovností a zároveň zvyšují výsledné točivé momenty.



Obr. 9 Koncepce podvozku terénního vozidla [8]

2.6 Řešení zlepšení průchodnosti terénem v současnosti

Centrální huštění pneu: U terénních prostředků využívajících pneumatiky je dnes hojně využívaným vybavením přizpůsobování se měnícím podmínkám v terénu. Výsledkem je v případě potřeby zvětšení styčné plochy kola, Obr. 10.

Pneumatiky: Jednou z novinek u pneumatik je technologie samonosné pneumatiky, kdy i po defektu dokáže pneumatika díky zesíleným bočnicím unést vozidlo.

Díky konstrukčním úpravám a využívání materiálu, jako je kevlar, jsou pneumatiky odolnější vůči proražení.

Pro jízdu na ledu se využívají hroty umístěné na běhounu, ty zvyšují adhezi.





Obr. 10 Vliv úpravy huštění pneumatik [8]

Výrobci pneumatik pracují i na nových efektivních tvarech dezénů a směsích, ze kterých jsou vyrobeny, Obr. 11. Například příměs siliky zlepšuje součinitel tření i za nízkých teplot.



Obr. 11 Nové tvary dezénu pneumatiky [10]

Diagnostika terénu: Inovace probíhají i z pohledu zjišťování průjezdnosti vozidel terénem. AČR v posledních několika letech provedla studie, které prokázaly, že dosavadní způsoby měření nekorespondují se skutečnými hodnotami, a proto přistoupila k nové technologii využití penetračních měření, kdy se porovnává kuželový index zatížitelnosti terénu s kuželovým indexem stanoveným pro dané vozidlo. [11]

Kráčející mechanismus: Toho bývá v současnosti využíváno u zmíněné kategorie mobilních bezpilotních robotů (kap. 2.3). Jedná se o technologii pohybu stroje pomocí tzv. nohou. Díky nim překonává robot různě členitý terén. V případě autonomních robotů je terén v aktuálním čase skenován, vyhodnocován a je volen ideální pohyb pro jeho zdolání. Nevýhodou je složitost celého systému. [12]

Další možnosti navýšení styčné plochy: V současnosti hojně využívaný prostředek ke zlepšení průjezdnosti terénem dopravních prostředků je pásový adaptér. Využívaný je především pro pohyb na sněhu, ale lze ho používat celoročně. Adaptér tak využívá výhod, ale i nevýhod pásových podvozků, které jsou rozděleny zvlášť pro každé kolo. Montáž nijak nezasahuje do konstrukce vozidel.

Dalším poměrně novým příslušenstvím je tzv. "J-wheelz", které je instalováno na disk kola. Využívá se jeho výhody zvýšení styčné plochy v měkké půdě a na sněhu. Systém je velmi jednoduchý, ale skytá nevýhodu v nevyváženosti, která se projeví v silovém namáhání částí podvozku při vyšších rychlostech.

Do této skupiny patří i kolo-pásy, viz kap. 2.3.



Obr. 12 Možnost použití pásových adaptérů (vlevo) a tzv. "J-wheelz" na terénní čtyřkolce [13]

3 Návrh a popis konstrukčního řešení jednotlivých uzlů mobilního robota

Tato kapitola je již věnována samotné konstrukci mobilního robota. Uvedeny jsou veškeré požadavky a cíle, které jsou na stroj kladeny, a zvolené postupy, kterými jsou dosaženy.

Speciální mobilní robot má být zkonstruován za účelem využití a prezentace patentovaného řešení speciálního pojezdového kola. Toto kolo má ve svém principu odstranit nedostatky současných lokomočních prostředků pro terén a vozovku a sjednotit jejich výhody do jednoho univerzálního řešení.

Princip kola je v jednoduchosti vyobrazen na Obr. 13, spočívá v rozdělení obvodu na několik segmentů, které lze v případě potřeby všechny najednou přetočit až kolmo k rovině rotace kola. Kolo s takto nastavenými segmenty je vhodné pro efektivní pohyb v terénu a to vzniklou vyšší plností "figur" dezénu. Při netransformovaných segmentech je kolo vhodné pro pohyb na hladkém zpevněném povrchu s nulovou plochou figur.



Obr. 13 Princip speciálního pojezdového kola [14]

3.1 Vstupní parametry a požadavky

Vstupním požadavkem je vytvořit komplexní konstrukční řešení pro dálkově řízeného mobilního robota využívajícího pro pohon elektromotor(y) napájený(é) akumulátory. Řešení by mělo obsahovat rám, uložení motoru(ů), přenos hnacího momentu na kola, vzájemné funkční provázání veškerých uzlů a v neposlední řadě i uložení kola, které musí umožňovat plynulou transformaci segmentů, kterými je pojezdové kolo tvořené.

Využití robota je prozatím blíže nespecifikováno. Robot by však měl plnit všechny na něj kladené požadavky. Měl by být schopen pohybovat se efektivně mezi tvarovými či přírodními překážkami i po zpevněné podložce. Parametry, které by měl výsledný koncept plnit, jsou uvedeny v tabulce, Tab. 2.

Vnější rozměry (cm):	120 x 90x 40	
Rozchod t₀ (cm):	90	
Rozvor L (cm):	80	
Pohotovostní hmotnost m₁ (kg):	80	
Užitková hmotnost m₂ do (kg):	50	
Celková hmotnost m do (kg):	130	
Maximální stoupání (%):	100	
Průměr kol d _k (mm):	400	
Šířka kol b (mm):	130	
Maximální rychlost v (km/h) / otáčky kol n _k (min ⁻¹):	10 / 132	
Tab. 2 Vstupní parametry robota		

Dále by měla být konstrukce vyhotovena s ohledem na ekonomičnost, vyrobitelnost a co nejvyšší účelnost a všestrannost použití.

3.2 Výběr vhodné koncepce

Protože se jedná o bezpilotního pozemního robota, mohou být využita málo běžná technická řešení.

Jelikož by měl mít schopnost dobrého pohybu v terénu, je zvolena koncepce pohonu všech kol, pro jednoduchost je navržen čtyřkolový podvozek. Z hlediska potřeby výborné manipulovatelnosti a plynulosti pohybu budou směrově řízena

28

všechna čtyři kola. Ta budou umístěna co nejvíce v rozích rámu, aby měla prostor k natočení až o 90°, čímž bude případně umožněn pohyb v ose *y*. Je tedy voleno samostatné řízení motorem pro každé kolo. Robot dále bude mít možnost souhlasného nebo nesouhlasného řízení. Protože je pro zvolené rozměry a vlastnosti předpokládaný vysoký výkon a točivý moment v poměru k rozměrům a možnostem takových elektromotorů, bude mít každé kolo vlastní motor a převodovku.

Tato uspořádání jsou výhodná i v možnostech dodržení Ackermannovy podmínky řízení a podmínky rozdílných otáček kol v zatáčce. O vše se postará elektronický řídicí systém stroje, který bude ovládat natočení a otáčky každého kola zvlášť. Odpadne tak navíc problém s mechanickými diferenciály. Na základě informací uvedených v kap. 2 je pro pomalá terénní vozidla vhodné použití tuhé nápravy. Z tohoto důvodu bude rám stroje rozdělen na dvě vzájemně neodpružené části, které budou spojeny podélným kyvným čepem. Souhrn navržené koncepce je uveden v Tab. 3. Schéma návrhu je zobrazeno na Obr. 14.

Počet náprav:	2	
Počet kol / hnaných:	4 / 4	
Počet řízených kol:	4	
Pohon:	4 x DC motor	
Řízení směru:	přímé, 4 x aktuátor, souhlasné i nesouhlasné, rozmezí	
	pohybu 120° (-90° až +30°)	
Zavěšení kol:	tuhé nápravy pevně spojené s rámem	
Rám:	hliníkový šroubovaný, dělený - spojen podélným kyvným	
	čepem	

Tab. 3 Souhrn parametrů navrhovaného řešení



Obr. 14 Předběžné schéma návrhu (půdorys, pohled zezadu) s přibližnými rozměry

3.3 Návrh pohonu

Pro návrh potřebných parametrů hnacího agregátu je zapotřebí nejdříve vypočítat vnější zatížení kol, resp. jízdní odpory v krajních případech. Jedním z těchto odporů, bude odpor stoupání, který se požaduje v krajní mezi 100% (45°) a druhým bude odpor valení v terénu. V prvé řadě je třeba na základě předběžně navržených rozměrů a hmotností stanovit polohu hlavního těžiště a velikost tíhy, která v něm působí, a z nich vypočítat reakce na jednotlivá kola, resp. nápravy. Předběžně lze uvažovat pro zjednodušení, že těžiště se nachází uprostřed os *y* a *x* robota. Výška těžiště bude mírně nad osou kol. Předběžné rozměry jsou uvedeny v Tab. 4.

Výška těžiště h (m):	0,25
Vzdálenost těžiště od přední nápravy L _p (m):	0,40
Tab. 4 Poloha těžiště	

Na Obr. 15 jsou zakresleny jednotlivé rozměry a působící síly. První jízdní odpor O_{α} – stoupání – je vypočítán ve vzorci (8). Pro druhý jízdní odpor – celkový odpor valení O_f – je třeba znát zatížení jednotlivých náprav, to je vypočítáno ze vzorců (9) – (12). Součinitel odporu valení f_{K} , pro obě nápravy stejný, je brán vzhledem k pohybu v suchém písku (krajní případ) $f_{K} = 0,2$. Výsledné odpory valení jsou vypočítány v

(13) a (14). Odpor vzduchu a setrvačnosti se neuvažují. Celkový jízdní odpor, který je roven celkové potřebné hnací síle na kolech F_o , je vypočítán v (15).



Obr. 15 Silový rozklad na kolech robota

$$G = m. g = 130.9,81 = 1275 N \tag{7}$$

$$O_{\alpha} = G.\sin\alpha = 1275.\sin45^{\circ} = \underline{901\,N} \tag{8}$$

$$Z_1 + Z_2 = G.\cos\alpha \tag{9}$$

$$\mathbf{Z}_{1} \cdot \mathbf{L} + \mathbf{G} \cdot \mathbf{sin} \boldsymbol{\alpha} \cdot \mathbf{h} - \mathbf{G} \cdot \mathbf{cos} \boldsymbol{\alpha} (\mathbf{L} - \mathbf{L}_{p}) = \mathbf{0}$$
(10)

$$(10) \rightarrow Z_1 = \frac{G.cos\alpha(L-L_p) - G.sin\alpha.h}{L} = \frac{1275.cos45^{\circ}(0.8 - 0.4) - 1275.sin45^{\circ}.0.25}{0.8} = 169 N$$
(11)

$$(9) \rightarrow Z_2 = G. \cos\alpha - Z_1 = 1275. \cos 45^\circ - 169 = 732 N \tag{12}$$

$$\boldsymbol{O}_{f1} = \boldsymbol{Z}_1 \cdot \boldsymbol{f}_K = 169. \, \boldsymbol{0}, \boldsymbol{2} = \underline{34 \, N} \tag{13}$$

$$O_{f2} = Z_2 \cdot f_K = 732 \cdot 0, 2 = \underline{146 N}$$
 (14)

$$F_o = O_{\alpha} + O_{f1} + O_{f2} = 901 + 34 + 146 = \underline{1081 \, N} \tag{15}$$

Dalším odporem by v případě natáčení segmentů speciálního pojezdového kola mohl být odpor pohybu segmentu (obdoba otáčení koly na místě, při řízení směru pohybu). Jelikož je tento odpor mnohem menší (cca 4x), nežli odpory valení a stoupání, a nepůsobí s těmito odpory najednou, není pro výpočet uvažován.

Z celkového jízdního odporu – hnací síly F_o – a známé maximální rychlosti *v* lze vypočítat potřebný celkový výkon P_c hnacího agregátu a celkový točivý moment na kolech M_c . Výpočet je orientační, proto je třeba počítat s dostatečným předimenzováním (16) – (18). Dosazené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 5.

Potřebná hnací síla F_o (N):	1081	
Maximální rychlost robota v (m/s):	2,78	
Koeficient bezpečnosti k:	1,5	
Průměr kol d _k (m):	0,4	

Tab. 5 Parametry pro výpočet výkonu a točivého momentu hnacího motoru

$P = M.\omega = F_o.\nu = 1081.2,78 = 3005 W$	(16)
---	------

$$P_c = k. P = 1, 5.3005 = \underline{4507 W}$$
 (17)

$$M_c = \frac{P_c}{\omega} = \frac{P_c \cdot d_k}{2\nu} = \frac{4507.0.4}{2.2.8} = \frac{320 Nm}{2}$$
(18)

Na základě známé koncepce, tedy využití pro vyvození hnací síly a točivého momentu čtyř stejnosměrných elektromotorů pro čtyři hnací kola, je volen čtvrtinový výstupní výkon P_M a moment M_M pro každé kolo, souhrn výsledků

Potřebný výkon pro jedno kolo P_M (kW):	1126	
Potřebný hnací točivý moment na jedno kolo M_M (Nm):	80	

Tab. 6 Potřebné parametry na výstupu jednoho kola

Zvolen je motor využívaný k pohonu akumulátorové vrtačky DeWalt. Jedná se o nejvyšší řadu motorů tohoto výrobce s největším točivým momentem. Pro dosažení patřičného točivého momentu na výstupu bude využit v součinnosti i s vícestupňovou planetovou převodovkou vrtačky. Parametry motoru a převodovky jsou zobrazeny v Tab. 7. Výstupní otáčky z převodovky n_P jsou však stále příliš velké a točivý moment

 M_P nízký. Tento problém bude vyřešen dodatečným osazením reduktorem – portálem – na výstup mezi převodovku a kolo s převodovým poměrem i=4, viz 3.6.

Motor		
Тур:	DC – stejnosměrný, komutátorový	
	(uhlíkový), stator – permanentní magnet	
Maximální točivý moment M _M (Nm):	0,5	
Napájecí napětí U (V):	18	
Maximální otáčky n (min⁻¹):	23 000	
Převodovka		
Тур:	Jednostupňová vícenásobná planetová	
Převodový poměr i:	40	
Maximální otáčky na výstupu n _P (min⁻¹):	575	
Maximální točivý moment na výstupu $M_{\rm P}$	20	
(Nm):		

Tab. 7 Parametry využitého pohonu

3.4 Sestava pohonu

Jako uložení motoru slouží box z hliníkové slitiny, dělený symetricky a z čela uzavřený víkem, které zároveň slouží jako domek předního ložiska rotoru. Podstata uložení vychází z uložení ve vrtačce. Druhé ložisko rotoru je uloženo v levé (označení dle vrtačky) polovině boxu a přichyceno ložiskovým úchytem – třmenem. Rozdělení boxu na tři části je z důvodu snadnější vyrobitelnosti na frézovacím CNC tříosém centru. Součástí boxu je i prostor pro uložení řídicí elektroniky motoru, ten je umístěn v druhém čele boxu, uzavřeném víkem elektroniky. Tato sestava je vyobrazena na Obr. 16.

Do prostoru elektroniky je přivedeno napájecí a signálové napětí skrze odpovídající konektory. Ve víku elektroniky je dále umístěn dochlazovací ventilátor. Přes stojící ventilátor je za normálního režimu motoru nasáván chladicí vzduch pro rotor. V případě extrémního přetížení rotoru, který by se vlivem vnějších terénních podmínek na krátko zastavil, ventilátor prohání chladicí vzduch (místo stojícího ventilátoru rotoru) skrze rotorové vinutí. Pro vedení vzduchu k motoru (vstup ve víku boxu) slouží plechové kryty chlazení. K sestavě motoru patří i domky axiálních

kuželíkových ložisek, součástí jednoho z domků je i řídící páka k natáčení kol. Tyto domky jsou spolu se dvěma částmi boxu spojeny odpovídajícím šroubovým spojením a spolu s celým boxem vytváří rejdový čep řízení směru kola, viz Obr. 17.



Obr. 16 Sestava uložení motoru



Obr. 17 Sestava rejdového čepu kola s boxem motoru

3.5 Skříň převodovky

Vícenásobná planetová převodovka akumulátorové vrtačky má možnost řazení tří převodových poměrů, pro použití k pohonu robota však postačuje největší převodový poměr (redukce), proto je jedním z požadavků na převodovou skříň toto umožnit. Nicméně možný budoucí potenciál pro řazení zde zůstává.

Řazení ve vrtačce obstarává přesuvník, který brzdní vždy jen jedno ze tří korunových kol převodovky. V převodové skříni robota je to vyřešeno vytvořením tzv. brzdících zubů, které jsou pevnou součástí víka boxu motoru ze strany převodovky. Skříň převodovky je tak uzavřena z jedné strany právě tímto víkem, Obr. 18. Skříň je spolu s víkem spojena skrze odpovídající šroubové spojení s boxem motoru a ty tak tvoří sestavu pohonu. Dalším prvkem převodové skříně je úprava pro usazení volnoběžné válečkové spojky, taktéž použité z vrtačky. V případě rozhodnutí o jejím zakomponování (systém může pracovat i bez její instalace bez dalších úprav) tak zamezí rozjetí robota, pokud nebude poháněn motorem. Na výstupu ze skříně je také umístěn IRC snímač otáček jakožto zpětná vazba řídicího systému. Převodovka je také z této strany opatřena závitovými otvory pro upevnění příruby reduktoru kola, viz níže.



Obr. 18 Řez skříní převodovky


Obr. 19 Skříň převodovky

3.6 Reduktor pro finální převod, uložení kola

Pro finální převod na výstupu z převodovky a k pohonu kola je zvoleno řešení tzv. reduktoru neboli portálového uložení kol. Finální převod je realizován pomocí planetové převodovky, kde korunové kolo je součástí rámu stroje resp. příruby připevněné k sestavě pohonu. Centrální kolo tvoří vstup do převodovky a výstupem je skrze tři satelity unašeč, na kterém je připevněno pojezdové kolo. Převod by měl mít převodový poměr $i_r = 4$.

Unašeč je uložen na mostu hnací nápravy, tzv. *full floating*, skrze dvě kuželíková axiální ložiska, řez reduktorem je zobrazen na Obr. 20. Planetová soukolí jsou sestavena z komponentů, které lze zakoupit jako hotové díly. Satelity a centrální kolo je zapotřebí doobrobit pro toto využití. Korunové kolo je jako svařenec připojeno pomocí jemného drážkování k přírubě reduktoru a zajištěno pojistným kroužkem. Na této sestavě jsou pak umístěna zmíněná kuželíková ložiska. Na centrální kolo je výkon přiváděn pomocí duté hřídele (její další význam níže), která je uložena na kuličkových ložiscích v sestavě příruba-korunové kolo. Zajištěna je opět pojistným kroužkem. Na této spojky. Zajištěno je proti axiálnímu pohybu pružným kroužkem. Na této hřídeli je dále umístěn magnetický kroužek pro IRC. Satelity jsou uloženy skrze jehlová ložiska na lícovaných šroubech, které jsou zašroubovány do víka unašeče.

Všechny tři lícované šrouby jsou vzájemně provázány a zpevněny výztuhou. Toto víko se do sestavy vkládá jako poslední.



Obr. 20 Řez sestavou reduktoru

3.7 Systém ovládání mechanismu speciálního pojezdového kola

Protože hlavní výhodou robota by měla být jeho pojezdová kola, která mají možnost mechanické úpravy struktury běhounu, je zapotřebí technicky uzpůsobit reduktor tak, aby měl možnost převést hnací moment k otáčení pojezdového kola na otáčení mechanismu kola. Vyřešeno je to uvnitř reduktoru zubovou spojkou, která je ve stálém spojení s hnací hřídelí reduktoru. Při axiálním přesouvání spojky je buď ve spojení s centrálním kolem, anebo s kolem, které ovládá pohybový šroub mechanismu pojezdového kola. Protože brzdy robota jsou vyřešeny skrze napájení elektromotorů a při ovládání pojezdových kol je pohon přesměrován právě na tento mechanismus, je třeba v případě potřeby brzdění např. v kopci ovládat mechanismus

pojezdových kol postupně. Např. pohánění jednoho mechanismu, zatímco další tři kola budou brzdit stroj.

Princip přepínání zubové spojky spočívá v ovládání výstupní hřídele převodovky pomocí axiálního ložiska a pružiny, hřídel má umožněn axiální pohyb a je ve stálém spojení s hnací hřídelí reduktoru. Výstupní hřídel převodovky je propojena táhlem, které vede skrze dutou hnací hřídel reduktoru, se zubovou spojkou. Pružina tlačí na výstupní hřídel převodovky a tím je zubová spojka ve spojení s centrálním kolem. V případě působení axiálního ložiska proti pružině se zubová spojka spojí s mechanismem pojezdového kola. Axiální ložisko je ovládáno skrze ovládací páku elektromagneticky. Elektromagnet není prozatím Ústavem mechatroniky zvolen, proto není součástí sestavy. Sestava je popsána na Obr. 21. Princip pak na Obr. 22, kde působí pružina přes táhlo na zubovou spojku, která spojuje hřídel s centrálním kolem. Na Obr. 23 působí ovládací páka elektromagnetu a spojka spojuje hřídel s mechanismem pojezdového kola. Přesuv spojky se předpokládá za klidu stroje, tak aby třecí síly byly co nejmenší a pružina s elektromagnetem nemusely být natolik naddimenzovány.



Obr. 21 Sestava pohonu mechanismu pojezdového kola



Obr. 22 Princip pohybu zubové spojky – působení pružiny



Obr. 23 Princip pohybu zubové spojky – působení elektromagnetu proti pružině

3.8 Propojení rám – pohon – kolo

Sestava pohonu s reduktorem a kolem je upevněna k rámu skrze třmen, který nese čepy, mezi kterými jsou upevněna kuželíková ložiska, toto tvoří rejdový čep. Čepy jsou upevněny ke třmenu šroubovým spojením a jsou duté, pro přívod napájecího a signálového vedení přes domky kuželíkových ložisek až ke konektorům na boxu motoru. Přívodní vedení elektroniky bude vedeno v ose otáčení rejdového čepu, tak aby bylo co nejméně v pohybu a chráněno před porušením. Připojení pohonu ke třmenu rámu v řezu a nasazené kolo je zobrazeno na Obr. 24.



Obr. 24 Sestava třmen-pohon – kolo (spojení třmen – pohon v řezu)

3.9 Způsob řízení směru

Jelikož je volena koncepce samostatného řízení směru jednotlivých kol, tak aby bylo možné volit mezi souhlasným a nesouhlasným řízením směru nebo natočit všechna čtyři kola o 90°, je zapotřebí využít pro každé kolo samostatného pohonu. Pohon musí být dostatečně silný, protože díky absenci spojovací tyče řízení se momenty od působící hnací síly mezi koly nápravy nevyruší a musí je udržet a zároveň přemoci pohon řízení. Jeho výpočet bude uveden v kapitole 4.10. Ze zmíněných důvodů je volen pohon aktuátorem, nepřímo působícím na řídící páku kol. Aktuátor je složen z elektromotoru a samosvorného trapézového pohybového šroubu, opět jde o komerčně distribuovaný komponent. Šroub je zakončen okem pro přichycení k řídící tyči. Tyč přenáší sílu na řídící páku a je připojena skrze lícovaný šroub. Oba rotační spoje jsou uloženy v kluzných ložiscích. Motor je uchycen ke třmenu rámu dle předpisu výrobce aktuátoru, viz příloha. Jelikož je trapézový šroub dlouhý na předpokládanou šířku rámu, jsou motory umístěny asymetricky k podélné rovině robota, to znamená, že řídící páka je napravo umístěna dole, zatímco vlevo nahoře. Usnadňuje to zároveň výrobu, kdy díly levé a pravé strany budou shodné. Sestava řízení připojená k rámu a sestavě pojezdového kola je vyobrazena na Obr. 25.



Obr. 25 Systém řízení směru ko

3.10 Konstrukce rámu

Pro konstrukci rámu jsou zvoleny šroubované panely ze slitiny hliníku, které jsou maximálně odlehčeny. Rám je dle prvotního návrhu rozdělen na dvě symetrické části spojené podélným kyvným čepem. Jedna část je tvořena čtyřmi bočnicemi, které navazují na třmeny v rozích rámu. Šířka rámu je koncipována s ohledem na zástavbu elektroniky, především pak baterií. Pro krytování podlahy je zvolena lehká deska z kompozitu, která nemá nosnou funkci, pouze ochrannou. Středové panely rámu jsou spojeny zmíněným neodpruženým a netlumeným čepem s možností výkyvu v rozsahu ± 20°. Čep je zasazen do přední části a spojen šroubovým spojem. Druhý konec čepu je připojen skrze kluzné ložisko chráněné hřídelovým těsněním k zadní části a jištěn je pojistnou maticí, která bude z důvodu úspory po utažení jištěna závitovým lepidlem. Rám je vyobrazen na Obr. 26. Kyvný čep pak na Obr. 27.



Obr. 26 Zadní část rámu



Obr. 27 Kyvný podélný čep

3.11 Umístění příslušenství a elektroniky

Pro umístění řídicí elektroniky, baterií a dalšího příslušenství je zvolen veškerý prostor v rámu, a to jak v přední, tak i v zadní části s tím, že mezi přední a zadní částí je možné provést elektrické vedení skrze dutý kyvný čep. Z hlediska konstrukce je počítáno s umístěním veškerého příslušenství do uzavřeného tzv. *"black boxu"*, který bude připevněn pomocí šroubů k bočnicím rámu. Výsledné umístění je zobrazeno v další podkapitole.

3.12 Finální podoba konstrukce

Finální podoba celého konstrukčního řešení je zobrazena na následujících obrázcích. Speciální pojezdová kola jsou použita z diplomové práce z roku 2014, jsou dimenzována pro větší zatížení (cca 2 – 3x), proto lze do budoucna počítat s případnou úpravou pro využití na robotovi, vnější rozměry však odpovídají. Zároveň by měla být vyrobena symetricky levá a pravá kola, tak aby byly ideální záběrové vlastnosti dezénu. V Tab. 8 jsou zobrazeny výsledné dosažené parametry.



Obr. 28 Finální podoba konstrukce bezpilotního pozemního robota



Obr. 29 Pohledy na finální konstrukci



Obr. 30 Nastavené segmenty kol o 50° a možné variace řízení směru

Rozvor L / při natočení řízení směru o 90°(cm):	80/45
Rozchod t₀ / při natočení řízení o 90°(cm):	95/130
Pohotovostní hmotnost bez kol a řídicí elektroniky m₁ (kg):	63
Maximální celková hmotnost m (kg):	130

Tab. 8 Výsledné parametry konstrukce



Dbr. 31 Natočené segmenty kol

4 Rozbor namáhání a výpočty volených prvků

S ohledem na velikost vnějšího zatížení je třeba volit použité materiály, tvary a rozměry součástí a především pak normalizované součásti, jako jsou ložiska, šrouby apod. Pro správnou volbu normalizovaných součástí jsou provedeny standardní výpočty namáhání. Stejně tak je tomu u využitých konstrukčních prvků, jako jsou drážkování, ozubení apod.

4.1 Vnější silové působení na sestavu pohon – kolo

Pro výpočet silového namáhání jednotlivých ložisek je zapotřebí znát síly, které působí na pojezdové kolo, tyto se skládají z reakční síly *Z* od podložky a z hnací síly působící na obvodu kola F_o , resp. točivého momentu na kole M_M . Obě tyto síly jsou vypočítány v podkapitole 3.3 u návrhu pohonu. Je zapotřebí počítat s extrémem, který může za skutečné situace nastat. Z tohoto důvodu jsou pro výpočty uvažovány vnější působící síly dle Tab. 9.

Reakční síla od podložky na jedno kolo Z (N):	732	
Maximální hnací síla na jednom kole F_o (N):	400	
Maximální točivý moment na kole M _M (Nm):	80	

Tab. 9 Vnější reakční síly na pojezdové kolo

4.2 Kontrola šroubového spojení rejdového čepu

Protože jde o skupinu šroubových spojů, je zapotřebí zjistit, ve které ose šroubu je největší osové zatížení F_{i} , a od této hodnoty se bude odvíjet předpětí F_{QS1} všech ostatních šroubů. Místa působišť reakcí na vnější síly působící na kola jsou označena A a B a jsou v místě uložení pohon – rám ve středu kuželíkových ložisek. Vnějšími silami se rozumí reakce od podložky Z, hnací síla F_o a hnací moment M_M .

Na šroubové spojení působí dva druhy namáhání, a to ohybové od výsledné reakční síly F_{R1} v místě A a B a smykové od momentu M_{K1} mezi domkem s řídicí pákou a boxem motoru. Výsledné předpětí šroubového spoje F_{QS1} bude voleno s ohledem na kombinaci obou. V případě prvního namáhání se nejprve určí velikost sílové dvojice F_{r1} z rovnováhy s hnacím momentem M_M a F_{r2} z momentové rovnováhy k bodu S a následně se vypočte výsledná radiální síla F_{R1} – (19) – (23).



Obr. 32 Silové působení v místě uložení pohon - rám

Rameno působiště sil l _k (mm):	187	
Rameno působiště sil r _k (mm):	53	

$F_{r1} \cdot 2r_k = M_M$	(19)

$$F_{r1} = \frac{80}{0,106} = 755 \, N \tag{20}$$

$$F_{r2} \cdot 2r_k = Z \cdot l_k \tag{21}$$

$$F_{r2} = \frac{732.0,187}{0,106} = 1291 \, N \tag{22}$$

$$F_{R1} = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{r2}^2} = 1495 N \tag{23}$$

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \, \frac{F_{r_1}}{F_{r_2}} = \operatorname{arctg} \frac{755}{1291} = 30^{\circ}$$
(24)

Dále je třeba vypočítat úhel α_1 , pod kterým radiální síla F_{R1} působí – (24). Síla pod tímto úhlem působí na rameni r_k a vytváří tak ohybový moment působící na šrouby. Síly v osách šroubu pak vytváří s tímto momentem rovnováhu na ramenech u_i , Obr. 33 a Tab. 11. Jelikož jde o silovou dvojici, jsou šrouby zatěžovány symetricky z obou stran silou F_{R1} , proto lze počítat, jakoby síla působila jen z jedné strany šroubu. Maximální osová síla ve šroubech bude všude stejná – tento fakt je znázorněn silovými trojúhelníky působícími na šrouby z obou stran na Obr. 33 vpravo. Po sečtení silových trojúhelníků vyjde obdélník, což značí stejnou osovou sílu, tedy např. F_4 – (25).



Obr. 33 Silové působení na šrouby

Rameno působící síly u2 (mm):	34,6
Rameno působící síly u3 (mm):	32,3
Rameno působící síly u4 (mm):	66,9

Tab	11	Hodnoty	vstur	nniící	do	výno	očtů
rap.		nounoty	vətup	Jujici	uu	vypu	νοιu

$$F_{R1} \cdot r_k = F_2 u 2 + F_3 u 3 + F_4 u 4 \tag{25}$$

$$\frac{F_2}{F_3} = \frac{u^2}{u^3}; \frac{F_3}{F_4} = \frac{u^3}{u^4} \to F_3 = \frac{u^3}{u^4} F_4; F_2 = \frac{u^2}{u^4} F_4$$
(26)

$$(26) \to (25): F_{R1}. r_k = \frac{u2^2}{u4} F_4 + \frac{u3^2}{u4} F_4 + F_4 u4 \to F_4 = \frac{F_{R1}.r_k.u_4}{u2^2 + u3^2 + u4^2} = \frac{1495.0,053.0,0669}{0,0346^2 + 0,0323^2 + 0,0669^2} = \frac{789 N}{2}$$
(27)

Druhé namáhání šroubů smykové je od hnací síly kola F_o , na kterou reaguje síla na řídicí páce F_{r} , jsou tak namáhány momentem M_{K1} , viz Obr. 34. Hodnoty vzdáleností šroubu jsou uvedeny v Tab. 12. Výpočet M_{K1} je v (28).



Obr. 34 Zatížení momentem M_{K1}

Vzdálenost mezi šrouby x1 (mm):	64,5	
Vzdálenost mezi šrouby y1 (mm):	40	

Tab. 12 Hodnoty vstupující do výpočtů

$$M_{K1} = F_o. \, l_k = 400.0,187 = 75 \, Nm \tag{28}$$

Nyní lze vypočítat na základě vzorců (29) - (33) potřebné předpětí F_{Q1} pro osovou sílu F_4 . Dle vzorce (34) pak lze vypočítat potřebný utahovací moment M_{u1} k docílení tohoto předpětí se stanovenou bezpečností. Dle vzorců (35) – (37) je vypočítáno předpětí pro moment M_{K1} . Volen je šroub M10x95 (1,5) s pevnostní třídou 8.8, výpočet byl proveden v programu Excel, parametry a výsledky jsou uvedeny v Tab. 13 a Tab. 14.

$$F_{Q1} = \psi F_4 + \Delta F_{p4} = (F_4 + F_5) \left(\psi + \frac{k_p}{k_s + k_p} \right)$$
(29)

$$k_p = \frac{s_p E_p}{l_p}$$
; $k_s = \frac{s_s E_s}{l_s}$ (30); (31)

$$S_s = \frac{\pi d_2^2}{4} \qquad S_p = \frac{\pi}{4} \left(D_n^2 - D_0^2 \right) \tag{32}$$

$$D_n = D_k + \frac{l_p}{2} \tag{33}$$

$$M_{u1} = \frac{F_{Q1}}{2} \left[d_2 t g \left(\gamma + \varphi'_z \right) + f_p D_p \right]$$
(34)

$$F_{Q2} = \frac{F_{T1}}{f}$$
(35)

$$M_{T1} = 4\left(F_{T1}\sqrt{\left(\frac{x_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{y_1}{2}\right)^2}\right) \to F_{T1}$$
 (36)

$$M_{T1} = M_{K1} \cdot k_w (37)$$

Síla F_{Q2} pro namáhání spojů krutem se přičte k výslednému požadovanému předpětí F_{Q1} . Na konci výpočtu šroubového spojení je pevnostní kontrola – (38) – (44).

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{S_j} \tag{38}$$

$$S_j = \frac{\pi d_3^2}{4}$$
 ; $\tau_k = \frac{M_{zu}}{W_{kj}}$; $M_{zu} = \frac{2}{3}M_u$; $W_{kj} = \frac{\pi d_3^3}{16}$ (39); (40); (41); (42)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_k^2} \tag{43}$$

$$\boldsymbol{k} = \frac{\sigma_{Dt}}{\sigma_e} \tag{44}$$

M10x1,5 8.8			
zatěžující síla v ose šroubu	F4(F1)	789	Ν
souč. přetížitel nosti	ψ	0,9	
modul pružn.šroubu	Es	2,1E+11	Ра
modul pružn.spoj.souč	Ер	72500000000	Ра
délka spoj.souč.+matka	ls	0,092	m
délka spoj.souč.	lp	0,084	m
stř.pr.	d2	0,009026	m
průměr klíče	Dk	0,018	m
souč.tření	f	0,3	
tření v závitu	fz	0,2	
profil závitu	α	1,047	rad
	Ph	0,0015	m
otvor	D0	0,011	m
průměr dříku	d3	0,00816	m
úhel mezi plochami	φ	0	0
bezpečnost přenosu M _{K1}	kw	1,5	

Tab. 13 Parametry ovlivňující spojení [15]

předpětí spoje	FQ1+FQ2	3923,09	Ν
tuhost součástí	kp	2357126042	m/N
tuhost šroubu	ks	145979470	m/N
průřez deformovaného mat.	Sp	0,002731	m2
náhradní průřez šroubu	Ss	0,000064	m2
	φz	0,23	rad
utah.mom.	Mu1	7,63	N/m
	γ	0,05	rad
předpětí spoje	FQ2	2470,00	Ν
celková bezpečnost:	k	1,34	
napětí ve šroubu	σt	75054693,99	Ра
průřez jádra	Sj	0,000052	m2
napětí od Mzu	τk	47709268,32	Ра
kroutící moment	Mzu	5,09	Nm
modul průřezu v krutu jádra	Wkj	0,00000011	mm3
ohybové napětí	σο	0,00	Ра
redukované napětí	σe	111632118,76	Ра
dovolené napětí pro 8.8	σDt	150000000,00	Ра

Tab. 14 Průběžné a finální výsledky výpočtu šroubového spojení [15]

4.3 Kontrolní výpočet kuželíkových ložisek rejdového čepu

Jedná se o ložiska umístěná v místech podpor A a B dle Obr. 32. Dle tohoto obrázku zde působí síly F_{r1} , F_{r2} a Fa, což znamená radiální sílu F_{R1} a axiální sílu F_a rovnou reakční síle od podložky *Z*.

Uvažuje se statické zatížení – ložisko se otáčí jen v rozmezí malého úhlu podle řízení směru. Ekvivalentní silové zatížení je vypočítáno ve vzorci (45) a statická únosnost ve (46), použité hodnoty v Tab. 15.

Vliv radiálního zatížení X ₀ :	1,5
Vliv axiálního zatížení Y₀:	0,67
Radiální zatížení F _{R1} (N):	1495
Axiální zatížení F _a (N):	732
Součinitel bezpečnosti s₀:	2,5

Tab. 15 Hodnoty vstupující do výpočtů [15]

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 1,5.1495 + 0,67.732 = 2732 N$$
(45)

$$C_0 = k. P_0 = 2,5.2732 = 6832N \tag{46}$$

Nejmenší kuželíkové ložisko dle TAB je 30203 s C_0 = 8000N. Ložisko je tak dostatečně naddimenzované.

4.4 Kontrola šroubového spojení skříně převodovky

Toto spojení sestává opět ze skupiny čtyř šroubů. Šrouby spojují skříň převodovky a víko boxu motoru s boxem motoru. Ke skříni převodovky je připevněn reduktor s kolem, který přenáší na šrouby zatížení. Na spojení tedy působí ohybový moment a smyková síla od výslednice F_{R2} reakcí od podložky Z a hnací síly F_o a krouticí moment M_s přenášený od korunového kola reduktoru. Namáhání jsou zobrazena na Obr. 35. Výslednice reakcí F_{R2} a její úhel α_2 je vypočítána ve (47) a (48).

$$F_{R2} = \sqrt{Z^2 + F_o^2} = \sqrt{732^2 + 400^2} = 834 N$$
 (47)



Obr. 35 Namáhání šroubového spojení

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{Z}{F_0} = \operatorname{arctg} \frac{732}{400} = 61^{\circ}$$
(48)

$$M_s = F_{SC} \cdot r_{kor} = \frac{M_P}{r_{cen}} r_{kor} = \frac{20}{0,009} 0,03 = 66,7Nm$$
(49)

Velikost krouticího momentu M_s se vypočítá z rovnováhy sil (49) na kolech planetového soukolí reduktoru, kap. 4.8.

Potřebné předpětí spoje F_{Q3} je opět jako v případě kap. 4.2 vypočítáno z dílčích předpětí v programu Excel na základě stejných vzorců, nejprve je však třeba z rovnováhy momentů vypočítat největší zatěžující osovou sílu ve šroubu F_7 – (50) a vypočítat dílčí předpětí F_{Q4} pro krouticí moment M_s , Tab. 16, Obr. 36. Působící síla F_{R2} namáhá spojení smykem, pro toto působení je třeba zkontrolovat přenos třecích sil, musí být splněny tyto podmínky (51).

$$F_7 = \frac{F_{R2} \cdot r_s \cdot u_7}{u6^2 + u8^2 + u7^2} = \frac{834.0, 138.0, 0623}{0,0204^2 + 0,042^2 + 0,0623^2} = \underline{1182 \ N}$$
(50)

$$F_{R2} < F_{p5}f + F_{p6}f + F_{p7}f + F_{p8}f$$
(51)

$$F_{pi} = F_{Q3} - F_i \frac{k_p}{k_s + k_p}$$
(52)

Rameno působící síly r _s (mm):	138
Poloměr rozt. kružnice korunového	30
kola r _{kor} (mm):	
Poloměr rozt. kružnice centrálního	9
kola r _{cen} (mm):	
Poloměr rozt. kružnice satelitu r _{sat}	10,5
(mm):	
Rameno působící síly u ₆ (mm):	20,4
Rameno působící síly u ₇ (mm):	62,3
Rameno působící síly u ₈ (mm):	42
Vzdálenost šroubů x2 (mm):	42
Vzdálenost šroubů z2 (mm):	44

Tab. 16 Hodnoty vstupující do výpočtů



Obr. 36 Silové působení na šrouby – momentová rovnováha

Použité šrouby jsou M10x90 a použité hodnoty a parametry pro výpočet jsou uvedeny v Tab. 17, výsledky v Tab. 18.

M10x1,5 8.8			
zatěžující síla v ose šroubu	F7	1182	Ν
souč.přetížitelnosti	ψ	0,9	
modul pružn.šroubu	Es	2,10E+11	Ра
modul pružn.spoj.souč	Ер	72500000000	Ра
délka spoj.souč.+matka	ls	0,092	m
délka spoj.souč.	lp	0,084	m
stř.pr.	d2	0,009026	m
průměr klíče	Dk	0,018	m
souč.tření	f	0,3	
tření v závitu	fz	0,2	
profil závitu	α	1,047	rad
stoupání	Ph	0,0015	m
otvor	D0	0,011	m
průměr dříku	d3	0,00816	m
úhel mezi plochami	φ	0	0
Vstupní bezpečnost přenosu Мм	kw	1	
Výsledná bezpečnost přenosu MM		1,5	

Tab. 17 Parametry ovlivňující spojení [15]

Bezpečnost přenosu k_w krouticího momentu M_s je volena 1. Protože předpětí šroubů je u všech stejné, ačkoli ohybový moment působí na každý šroub jinak (z důvodu stejného utahovacího momentu Mu šroubů) je zbytkové předpětí po působení ohybovým momentem větší, tudíž bezpečnost přenosu k_w bude taktéž větší.

Podmínka pro přenos smyku (51) je splněna.

předpětí spoje	FQ3+FQ4	3918,87	Ν
tuhost součástí	kp	2357126042	m/N
tuhost šroubu	ks	145979470	m/N
průřez deformovaného mat	Sp	0,002731	m2
náhradní průřez šroubu	Ss	0,000064	m2
síla v ose šroubu	F5	0,00	Ν
síla v ose šroubu	F6	387	N
síla v ose šroubu	F8	797	Ν
po ohybu a krutu	Fp5	1304,00	N
po ohybu a krutu	Fp6	939,00	Ν
po ohybu a krutu	Fp8	553,00	N
po ohybu a krutu	Fp7	191,00	Ν
	φz	0,23	rad
Utahovací moment	Mu	7,62	N/m
	γ	0,05	rad
předpětí spoje pro Мм	FQ4	1742,00	Ν
Fp5.f+Fp6.f+Fp7.f+Fp8.f	pro smyk	896	Ν
celková bezpečnost:	k	1,35	
napětí ve šroubu	σt	74973968,40	Ра
průřez jádra	Sj	0,000052	m2
napětí od Mzu	τk	47657954,29	Ра
kroutící moment	Mzu	5,08	Nm
modul průřezu v krutu jádra	Wkj	0,00000011	mm3
ohybové napětí	σο	0,00	Ра
redukované napětí	σe	111512052,08	Ра
dovolené napětí pro 8.8	σDt	150000000,00	Ра

Tab. 18 Průběžné a finální výsledky šroubového spojení [15]

4.5 Kontrola šroubového spojení příruby reduktoru

Toto šroubové spojení, které spojuje reduktor kola se skříní převodovky, je namáháno stejným vnějším zatížením jako šrouby v kap. 4.4 – tzn. ohybovým momentem a smykovou silou od výslednice sil F_{R2} a krouticím momentem z korunového kola M_s . Namáhání této soustavy šroubů se liší v rameni ohybového momentu r_r a velikostí a rozestavěním šroubů, Obr. 37. Opět platí vzorce z kap. 4.3 s doplněním o vzorce ze 4.4. Pro návrh je zapotřebí vypočítat největší zatěžující sílu v ose šroubu, (53). Hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v Tab. 19.



Obr. 37 Rameno působící síly F_{R2} , rovnováha sil s F_{R2} a moment M_s

Rameno působící síly r _r (mm):	56
Rameno působící síly u ₁₀ (mm):	31,5
Rameno působící síly u ₁₁ (mm):	57
Rameno působící síly u ₁₂ (mm):	88,4
Vzdálenost mezi šrouby y3 (mm):	65
Vzdálenost mezi šrouby z3 (mm):	65

Tab. 19 Hodnoty vstupující do výpočtů

$$F_{12} = \frac{F_{R2}.r_r.u_{12}}{u10^2 + u11^2 + u12^2} = \frac{834.0,056.0,0884}{0,0315^2 + 0,057^2 + 0,0884^2} = \frac{342N}{2}$$
(53)

Použity jsou čtyři šrouby M8x25, použité parametry jsou v Tab. 20 a průběžné a finální výsledky v Tab. 21. Vše je opět vypočítáno na základě předchozích vzorců a s pomocí programu Excel.

M8x1,25 8.8			
zatěžující síla v ose	F12	342	Ν
šroubu	_		
souč. přetížitel nosti	ψ	0,8	
modul pružn.šroubu	Es	2,10E+11	Ра
modul pružn.spoj.souč	Ep	72500000000	Ра
délka spoj.souč.+matka	ls	0,025	m
délka spoj.souč.	lp	0,005	m
stř.pr.	d2	0,007188	m
průměr klíče	Dk	0,013	m
souč.tření	f	0,3	
tření v závitu	fz	0,2	
profil závitu	α	1,047	rad
	Ph	0,00125	m
otvor	D0	0,0085	m
průměr dříku	d3	0,006466	m
úhel mezi plochami	φ	0	0
bezp.přenosu pro Мм	kw	1,4	

Tab. 20 Parametry ovlivňující spojení [15]

Podmínka spojení pro smykovou sílu F_{R2} by po působení ohybovým namáháním a krutem M_s nebyla splněna, proto je k celkovému předpětí F_{Q5} a F_{Q6} připočteno předpětí 280N a bezpečnost přenosu krutu je snížena z 1,5 na 1,4. Díky tomu je podmínka pro smyk splněna. Toto přídavné předpětí zhorší celkovou bezpečnost, nikoliv však zásadně (na nebezpečnou míru). Bezpečnost 1,3 vyhovuje použití.

předpětí spoje	FQ3+FQ4+280	2535,55	Ν
tuhost součástí	kp	1912260000	m/N
tuhost šroubu	ks	340694466	m/N
průřez deformovaného mat.	Sp	0,000132	m2
náhradní průřez šroubu	Ss	0,000041	m2
síla v ose šroubu	F9	0,00	Ν
síla v ose šroubu	F10	121	Ν
síla v ose šroubu	F11	220	Ν
po ohybu a krutu	Fp9	845,00	Ν
po ohybu a krutu	Fp10	742,00	Ν
po ohybu a krutu	Fp11	658,00	N
po ohybu a krutu	Fp12	554,00	Ν
	φz	0,23	rad
utah.mom.	Mu	3,96	N/m
	γ	0,06	rad
předpětí spoje pro Мм	FQ4	1691,67	Ν
Fp9.f+Fp10.f+Fp11.f+Fp12.f	pro smyk	839,70	N
celková bezpečnost:	k	1,30	
napětí ve šroubu	σt	77255775,00	Ра
průřez jádra	Sj	0,000033	m2
napětí od Mzu	τk	49809667,05	Ра
kroutící moment	Mzu	2,64	Nm
modul průřezu v krutu jádra	Wkj	0,00000005	mm3
ohybové napětí	σο	0,00	Ра
redukované napětí	σe	115807873,51	Ра
dovolené napětí pro 8.8	σDt	150000000,00	Ра

Tab. 21 Průběžné a finální výsledky šroubového spojení [15]

4.6 Kontrolní výpočet kuželíkových ložisek "full floating"

Jedná se o ložiska nesoucí unašeč reduktoru, resp. pojezdové kolo. Zatěžována jsou stejně jako v předchozích případech reakcemi F_o a Z_4 a také musí pohlcovat boční síly působící na kola. Výpočet boční síly při jízdě po vrstevnici a při bočním náklonu 100 % (45°) je proveden na základě rovnic rovnováhy a známých rozměrů a hmotnosti v (53) – (58) dle Obr. 38 a Tab. 22.

Rozteč kol B (mm):	826
Tíha robota G (N):	1275

Tab. 22 Hodnoty vstupující do výpočtů



Obr. 38 Boční síly na kolo

$$Y_3 + Y_4 = Gsin\alpha \tag{53}$$

$$Z_3 + Z_4 = G\cos\alpha \to Z_3 = G\cos\alpha - Z_4 \tag{54}$$

 $\begin{aligned} Gsina.h + Gcosa.\frac{B}{2} - Z_4.B &= 0 \rightarrow Z_4 = \frac{Gsina.h + Gcosa.\frac{B}{2}}{B} = \frac{1275sin45.0,25 + 1275cos45.0,413}{0,826} = \\ 723N & (55) \\ & (55) \rightarrow (54): Z_3 = 1275cos45 - 723 = 175N & (56) \\ & \frac{Y_4}{Y_3} = \frac{Z_4}{Z_3} \rightarrow Y_4 = Y_3\frac{Z_4}{Z_3} & (57) \\ & (57) \rightarrow (53): Y_3 = \frac{Gsina}{1 + \frac{Z_4}{Z_3}} = \frac{1275sin45}{1 + \frac{723}{175}} = 175N & (58) \end{aligned}$

Boční zatížení dolní strany robota Y ₄ (N):	723	
Boční zatížení horní strany robota Y ₃ (N):	125	

Tab. 23 Výsledná boční zatížení na svahu

Pro extrémní případ je uvažováno, že boční síla působí pouze na jedno kolo a bude se tedy rovnat Y_4 . Z rovnic rovnováhy lze vypočítat reakce v ložiscích v rovině YZ - (59) - (64) a *XY* (65) – (68). Výsledné reakce budou superpozicí z těchto dvou rovin-(69) a (70). Zatížení ložisek je znázorněno na Obr. 39 a hodnoty pro výpočty v Tab. 24.



Obr. 39 Zatěžující síly a reakce na ložiscích

Vzdálenost podpor C a D I _{CD} (mm):	11	
Rameno síly l₁ (mm):	200	
Rameno síly l₂ (mm):	31	
Rameno síly l₃ (mm):	31	
Reakce od podložky na dolní část	723	
podvozku Z ₄ (N):		

Tab. 24 Hodnoty vstupující do výpočtů

$$R_{Cz} - R_{Dz} - Z_4 = 0 (59)$$

$$R_{y4} - Y_4 = 0 (60)$$

$$R_{CZ}\frac{l_{CD}}{2} + R_{DZ}\frac{l_{CD}}{2} + Z_4 l_2 - Y_4 l_1 = 0$$
(61)

$$R_{y4} = Y_4 = \underline{723N} \tag{62}$$

$$R_{CZ} = \frac{Z_4 \frac{l_{CD}}{2} - Z_4 l_2 + Y_4 l_1}{l_{CD}} = \frac{723 \frac{0.011}{2} - 723.0,031 + 723.0,2}{0,011} = 11469 N$$
(63)

$$R_{Dz} = R_{Cz} - Z_4 = 11469 - 723 = 10746 \, N \tag{64}$$

$$R_{Cx} - R_{Dx} + F_o = 0 ag{65}$$

$$R_{Cx}\frac{l_{CD}}{2} + R_{Dx}\frac{l_{CD}}{2} - F_o l_3 = 0$$
(66)

$$R_{Cx} = \frac{F_o l_3 - F_o \frac{l_{CD}}{2}}{l_{CD}} = \frac{400.0,031 - 400 \frac{0,011}{2}}{0,011} = 927N$$
(67)

$$R_{Dx} = R_{Cx} + F_o = 927 + 400 = 1327N$$
(68)

$$R_{c} = \sqrt{R_{cx}^{2} + R_{cz}^{2}} = \sqrt{927^{2} + 11469^{2}} = \underline{11506N}$$
(69)

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{1327^2 + 10746^2} = \mathbf{10827N}$$
(70)

Z radiálních zatížení pro kontrolní výpočet ložisek se uvažuje to větší, tzn. R_c . Axiální zatížení ložiska je R_{y4} . Hodnoty pro zvolené ložisko 30208 z TAB jsou uvedeny v Tab. 25. Ložisko je počítáno při dynamickém zatížení (71) a jeho bezpečnost v (72).

Součinitel radiálního zatížení X:	1
Součinitel radiálního zatížení Y:	0
Radiální síla F _r (N):	11506
Axiální síla F _a (N):	723
Základní dynamická únosnost ložiska C (N):	35 500

Tab. 25 Hodnoty vstupující do výpočtů [15]

$$P = XF_r + YF_a = 1.11506 = 11506 N \tag{71}$$

$$s = \frac{C}{P} = \frac{35500}{11506} = 3, 1 \tag{72}$$

Ložiska mají dostatečně vysokou bezpečnost, a to i pro případ, který reálně nemůže nastat – tzn., že nemůže boční síla působit pouze na jedno kolo. Ložiska však musí mít tyto rozměry z důvodů velikosti hřídelí, které jimi prochází.

4.7 Návrh planetového soukolí reduktoru

Na základě potřebných výstupních parametrů pohonu kola, je třeba docílit finálního převodu a hnacího momentu pomocí planetového soukolí, viz předchozí kapitoly. Výpočty zde jsou uvažovány vzhledem k možnostem použití komerčně distribuovaných hotových komponentů s případným doobrobením. Vstupní a požadované hodnoty planetového soukolí jsou uvedeny v Tab. 26.

Vstupní otáčky centrálního kola n _c (min ⁻¹):	575
Točivý moment přivedený na centrální kolo M _c (Nm):	20
Převodový poměr mezi vstupem a výstupem i ^k .:	4
Požadované výstupní otáčky unašeče n _M (min⁻¹):	144
Požadovaný točivý moment na unašeči M _M (Nm):	80
Počet zubů korunového kola z _k :	60
Počet satelitů s:	3
Modul m:	1

Tab. 26 Vstupní parametry planetového soukolí

Protože je zapotřebí vytvořit redukovaný převod, je vstupem centrální kolo a výstupem unašeč, korunové kolo je součástí rámu a neotáčí se. V prvním kroku je vypočítán počet zubů jednotlivých kol z kinematické podmínky planetového soukolí, (73) – (74). Ve vzorci (75) je uvedena montážní podmínka, které je třeba počet zubů přizpůsobit.

$$i_{cu}^{k} = \frac{\omega_{c} - \omega_{u}}{-\omega_{u}} = -\frac{z_{k}}{z_{c}} = \frac{z_{k}}{z_{c}} + 1$$
(73)

$$(73) \to z_c = \frac{z_k}{i_{cu}^k - 1} = \frac{60}{4 - 1} = \underline{20}$$
(74)

$$\frac{z_c + z_k}{s} = N \to \frac{20 + 60}{3} = 26, 6 \neq N$$
(75)

Pro převodový poměr 4 nelze z důvodu montážní podmínky použít centrální kolo s počtem zubů z_c =20, proto je použit počet z_c =18.

$$(75) \rightarrow \frac{18+60}{3} = 26 - podmínka splněna$$
(76)

Počet zubů satelitu je vypočítán v (77). Celkové rozměry volených komponentů a výstupní hodnoty převodovky dle výpočtů jsou uvedeny v Tab. 27.

Průměr roztečné kružnice centrálního kola d _c	18
(mm):	
Průměr roztečné kružnice korunového kola d _k	60
(mm):	
Průměr roztečné kružnice satelitu d _s (mm):	21
Šířka ozubení b _z (mm):	10
Celkový převodový poměr i $_{cu}^{k}$:	4,33
Výstupní točivý moment na kolo M _M (Nm):	86,6
Výstupní otáčky n _M (min⁻¹):	132

$$z_c + 2z_s = z_k \to z_s = \frac{z_k - z_c}{2} = \frac{60 - 18}{2} = 21$$
 (77)

Tab. 27 Výstupní hodnoty z reduktoru

4.8 Kontrolní výpočet jemného drážkování spojení korunové kolo – příruba reduktoru

Sestava korunového kola je tvořena svařencem z produkčního komponentu ozubení a těla korunového kola, které je obrobkem s jemným drážkováním pro spojení s přírubou reduktoru. Toto drážkování musí přenášet krouticí moment přenášený z planetové převodovky. Jeho výpočet je dle Obr. 40 vypočítán v (78) – (79).

$$F_{cs} = \frac{2M_P}{d_c} = \frac{2.20}{0.018} = 2222N \tag{78}$$

$$F_{cs} = F_{sk} \to Ms = F_{sk} \cdot \frac{d_k}{2} = 2222 \frac{0.06}{2} = \underline{66,7 \ Nm}$$
 (79)

Vypočtený krouticí moment je použit již v předchozích kapitolách výpočtů šroubů.



Obr. 40 Síly působící v planetové převodovce

Nyní je proveden kontrolní výpočet jemného drážkování (80) – (81) pro krut se vstupními hodnotami v Tab. 28.

Dovolené napětí ve střídavém krutu pro	15
ΑΙSi7 τ _{Dk} (MPa):	
Malý průměr drážkované hřídele d₁ (mm):	30,38
Přenášený krouticí moment M _s (Nm):	66,7

Tab. 28 Hodnoty vstupující do výpočtů [15]

$$\tau_k = \frac{M_s}{W_k} = \frac{16.66700}{\pi .30,38^3} = 12,11MPa \tag{80}$$

$$k = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} = \frac{15}{12,11} = \underline{1,24}$$
(81)

4.9 Výpočet bezpečnosti přenosu točivého momentu přesuvnou spojkou

Tato spojka přenáší točivý moment z hlavní hřídele buď na centrální kolo reduktoru, nebo pohání pohybový šroub pojezdového kola. Její zatížení momentem M_P je zobrazeno na Obr. 41. Parametry jsou zobrazeny v Tab. 29. K výpočtu jsou použity vzorce pro spojovací pero s možností posuvu náboje.



Obr. 41 Zatížení spojky a rozměry

Vnitřní průměr hřídele d ₁ (mm):	6
Vnější průměr hřídele d ₂ (mm):	10
Průměr náboje centrálního kola d₃ (mm):	15
Délka zubů spojky b _s (mm):	4
Délka zubů náboje b _n (mm):	3
Šířka zubů hřídele b _ř	1,8
Šířka zubů náboje b _š	4,4
Počet zubů hřídele i _ř :	6
Počet zubů náboje i _n :	6
Přenášený točivý moment M _P (Nm):	20
Dovolený tlak ve styku zubů (HRC 50) p _D (MPa):	130
Dovolené napětí ve smyku τ _D (MPa):	160

Tab. 29 Hodnoty vstupující do výpočtů [15]



Obr. 42 Graf závislosti měrného tlaku na mezi pevnosti a tvrdosti [16]

$$p_{\check{r}} = \frac{2M_P}{\left(\frac{d_2-d_1}{2}\right)b_s\left(\frac{d_2+d_1}{2}\right)i_{\check{r}}} = \frac{2.20000}{\left(\frac{10-6}{2}\right)4\left(\frac{10+6}{2}\right)6} = 104 MPa$$
(82)

$$k_{1\check{r}} = \frac{p_D}{p_{\check{r}}} = \frac{130}{104} = 1,25$$
(83)

$$\tau_{\check{r}} = \frac{2M_P}{\left(\frac{d_2+d_1}{2}\right)b_{\check{r}}b_S i_{\check{r}}} = \frac{2.20000}{\left(\frac{10+6}{2}\right)1,8.4.6} = 116 MPa$$
(84)

$$k_{2\check{r}} = \frac{\tau_D}{\tau_{\check{r}}} = \frac{160}{116} = 1,37$$
(85)

V rovnicích (82) – (83) a (86) – (87) je provedena kontrola zubů hřídele a náboje na otlačení a v rovnicích (84) – (85) a (88) – (89) kontrola na smyk. Dovolené hodnoty jsou použity pro slitinovou ocel 14 220, tzn. vyšší dovolená napětí. Důvodem je bezpečnost přenosu momentu. Jedná se o spojení posuvné bez zatížení, dovolený tlak odečten na základě vlastností materiálu z grafu v Obr. 42.

$$p_n = \frac{2M_P}{\left(\frac{d_3 - d_2}{2}\right)b_n\left(\frac{d_3 + d_2}{2}\right)i_n} = \frac{2.20000}{\left(\frac{15 - 10}{2}\right)3\left(\frac{15 + 10}{2}\right)6} = 71 MPa$$
(86)

$$k_{1n} = \frac{p_D}{p_n} = \frac{130}{71} = 1,8 \tag{87}$$

$$\tau_n = \frac{2M_P}{\left(\frac{d_3+d_2}{2}\right)b_n b_{\bar{s}} i_n} = \frac{2.20000}{\left(\frac{15+10}{2}\right)4, 4.3.6} = 40 \ MPa \tag{88}$$

$$k_{2n} = \frac{\tau_D}{\tau_n} = \frac{160}{40} = 4 \tag{89}$$

4.10 Návrh pohonu řízení směru

Jak již bylo popsáno výše, pro pohon byly zvoleny tzv. aktuátory, pro které je zapotřebí vypočítat jejich dimenzování. Na Obr. 43 je zobrazeno, jakou sílu, v jakém rozmezí a na jakém rameni musí přenášet. Síla F_r na rameni je v rovnováze, resp. musí být větší nežli hnací síla F_o na pojezdovém kole. Pohyb celého pojezdového kola je, jak je uvedeno v kap. 3.9, v rozmezí 120° s tím, že 30° je jedním směrem a 90° druhým. Obě tyto krajní polohy odpovídají nejmenšímu rameni, na kterém řídící síla F_r působí. Proto je zapotřebí dimenzovat aktuátor pro toto rameno r_1 . V Tab. 30 jsou uvedeny potřebné hodnoty pro výpočet. Síla, kterou je třeba překonat aktuátorem je vypočítána v (90) a délkový rozsah L_1 , který by měl mít pohybový šroub aktuátoru, je vypočítán v (91). V Tab. 31 jsou pak výsledné hodnoty a parametry voleného aktuátoru.



Obr. 43 Síla a rozměry pro řízení směru

Velikost hnací síly F _o (N):	400
Rameno hnací síly l _k (mm):	187
Rameno řídicí síly r₁ (mm):	40
Rozsah pohybu řízení:	120°

Tab. 30 Hodnoty vstupující do výpočtů

$$F_{\check{r}} = F_o \frac{l_k}{r_1} = 400 \frac{187}{40} = 1870 N$$
(90)

$$L_1 = 2\frac{r_1}{tg_{30^\circ}} = 2\frac{40}{tg_{30^\circ}} = 139 \ mm \tag{91}$$

Síla působící na aktuátor F _ř (N):	1870	
Délkový rozsah pohybu šroubu L₁	139	
(mm):		
Aktuátor HG200K		
Maximální síla (N):	3000	
Délka šroubu L₁+95:	235	
Rychlost zdvihu / čas otočení řízení	22mm/s / 6,3	
v celém rozsahu (s):		

Tab. 31 Výsledné hodnoty a zvolený aktuátor

5 Optimalizace rámu pomocí MKP

Naprostá většina součástí stěžejní části robota, které jsou obsaženy v sestavě pohon – reduktor – kolo, je dostatečně předimenzována s tím, že jejich rozměry z důvodu zástavby nelze měnit. Z těchto důvodů je v oblasti optimalizace přistoupeno především k sestavě rámu. Jeho rozměry jsou pomocí statické pevnostní analýzy v softwaru Creo 2.0 Simulate upraveny tak, aby vyhovovaly namáhání, které na rám může v extrémních případech působit, a zároveň byly řešeny s ohledem na váhu, na kterou je v konstrukci robota kladen velký důraz.

5.1 Optimalizace třmenu

Analýza vzhledem k pevnosti a deformaci komponentu je provedena v krajní jízdní situaci, kdy se robot pohybuje na svahu se 100% stoupáním a zatíženo je jen jedno kolo nápravy. Síly působící v kuželíkových ložiscích rejdového čepu byly vypočítány již v kap. 4.1 a v Tab. 32 jsou uvedeny dvojnásobné hodnoty pro nahrazení dynamickým namáháním. V dvojicích vytvářejí síly F_{r1} a F_{r2} momenty působící na třmen v rovinách *XZ* a *YZ* v místě uchycení pohonu. Působení těchto sil je zobrazeno v Obr. 44. Materiálem třmenu je jako u většiny dílů volena standardní slitina hliníku a křemíku AlSi7, její vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 33.

Radiální zatížení od hnacího momentu F _{r1} (N):	1510	
Radiální zatížení od reakce podložky F _{r2} (N):	2582	
Axiální zatížení od reakce podložky F _a (N):	1464	

Tab. 32 Síly vstupující do zatížení třmenu

Síla *Fa* působí pouze na horní část třmenu v ploše odpovídající čepu kuželíkového ložiska. Na Obr. 45 jsou zobrazeny okrajové podmínky, které reprezentují připojení třmenu ke zbytku rámu, tedy k zadnímu a bočnímu čelu. Okrajové podmínky odebírají všechny stupně volnosti třmenu.

Na Obr. 46 jsou pak znázorněny výsledky průběhu napětí v celém třmenu a na Obr. 47 posuvy.

A	ISi7
Mez pevnosti v tahu R _m (MPa):	320
Mez kluzu R _p (MPa):	240





Obr. 44 Zatížení silovými dvojicemi F_{r1} a F_{r2} a axiální silou F_a



Obr. 45 Uložení (constraint) třmenu


"Window1" - analyza_trmenu - analyza_trmenu

Obr. 46 Průběh napětí v třmenu



Obr. 47 Posuvy v třmenu

Výsledné analýzy jsou zobrazeny po optimalizaci třmenu, v místě koncentrace napětí nebylo na původním modelu přechodové zaoblení, vznikala i singularita. Po přidání zaoblení maximální napětí sice zůstalo na tomto místě, ale značně se snížilo. Průběh napětí a posuvy jsou při těchto zatíženích přijatelné. Mez kluzu materiálu je přibližně 2,5-krát vyšší.

5.2 Optimalizace rámu

Rám je analyzován jako celek, na který působí zatížení vlastní hmotnosti, hmotnosti příslušenství a navíc zatížení reakcí F_{r1} od hnacího momentu. Vlastní hmotnost je vytvořena použitím gravitačního pole (zrychlení). V místě třmenů je použito zatížení tíhy mechanismu řízení G_r a tíha příslušenství G_p je rozložena na čtyři bočnice rámu, dle koncepce umístění tzv. "*black boxů*". Reakce na hnací moment jsou opět umístěny na třmenu, kde tvoří silovou dvojici. Působící síly jsou i zde dvojnásobné pro zohlednění dynamického zatížení. Hodnoty zatížení rámu jsou uvedeny v Tab. 34.

Gravitační zrychlení g (m/s²):	9,8
Tíha mechanismu řízení G _ř (N):	4 x 59
Tíha příslušenství G _p (N):	981
Reakce od hnacího momentu F _{r1} (N):	1510

Tab. 34 Zatěžující síly rámu

Uložení rámu robota je v analýze provedeno skrze idealizované pruty o neúměrně velké tuhosti (neovlivní výsledek), které spojují třmeny se sférickými klouby uložení, Obr. 48. Klouby jsou v každém třmenu v místě rejdového čepu, tzn., že rám je uložený v rozích na sférických podporách, dva klouby odebírají tři stupně volnosti (translační) a dva klouby odebírají dva stupně (umožňují navíc posuv v ose *X*). Zatížení je navíc orientováno vzhledem k poloze robota, kdy je rám nejvíce namáhán, což je při pohybu po vrstevnici se stoupáním spádnice 100 %.

Na Obr. 49 jsou zobrazeny jednotlivé zatěžující složky na rámu. Na Obr. 50 je pak zobrazen výsledek statické analýzy průběhu napětí v rámu a na Obr. 51 posuvy.



Obr. 48 Uložení rámu na sférické vazbě skrze idealizované pruty



Obr. 49 Zatěžující složky rámu (zobrazena ½ symetrického rámu)



Obr. 50 Průběh napětí v rámu při bočním naklonění 45°



Obr. 51 Průběh posuvů v rámu při bočním naklonění 45°

Zobrazené výsledky analýzy jsou pro již optimalizovaný rám. Na základě optimalizace se zmenšily tloušťky všech bočnic, rám byl zbytečně předimenzován. Výsledkem bylo snížení hmotnosti rámu o 2,5 kg. Největší napětí je i v celém rámu na místě zaoblení na třmenu (kap. 5.1), což znamená, že zvolená zatížení byla v obou analýzách správně volena a výsledky se v místě třmenů ztotožňují. Co se týká maximálních hodnot napětí v bočnicích rámu, nejvíce namáhané jsou středové bočnice okolo šroubových spojení v blízkosti kyvného čepu. Napětí (cca 100 MPa) jsou přijatelná vzhledem k vlastnostem materiálu. Z pohledu posuvů je maximální průhyb rámu uprostřed cca 2 mm, což je opět přijatelná hodnota. Výsledná tuhost a pevnost rámu je vyhovující.

6 Konkurenceschopnost mobilního robota

Aby bylo možné objektivně posoudit výsledek této práce, jsou v následující tabulce porovnány parametry s obdobně koncipovanými roboty ve světě.

	Wieledek DD		Clearpath R.	GOSAFER VTE-
	vysledek DP	Segway ARTI	Husky A200	3600
Obr.		6-5		
Rozměry (cm):	120x95x40	134x84x58	99x67x39	132x70x48
Pohot. / celková hmotnost (kg):	80/130	150/240	50/122	205/315
Světlá výška (cm):	15	28	13	11
Max. rychlost (km/h):	9,95	28	3,6	9
Poloměr	0,76			
otáčení (obálky)	mj. možnost	1,37	0,6	1,52
(m):	pohybu do boku			
Svahová dostupnost (%):	100	58	58	85

Tab. 35 Srovnání parametrů s konkurenčními roboty [17, 18]

7 Závěr

V úvodu práce je rozebrána teorie a technická řešení průjezdnosti terénem současných dopravních prostředků. Na základě těchto informací a také požadavků ze strany Ústavu mechatroniky TUL jakožto zadavatele práce byly pro konstrukci jednoznačně zvolena ideální řešení efektivní koncepce mobilního robota.

V průběhu návrhu byly také zohledněny výrobní a ekonomické možnosti projektu, kdy po nabídkách od různých společností byly některé díly měněny, a to ať už z pohledu výrobní technologie, ceny nebo i funkčních vlastností. Z toho vyplývá, že byla potřebná neustálá komunikace s Ústavem mechatroniky.

Hlavním důvodem vzniku této práce je prezentování speciálního pojezdového kola, jehož princip je TUL patentován. Toto kolo představuje výhody pohybu v terénu, a proto koncepce robota tento fakt zohledňuje, přesto však výsledná konstrukce skýtá určitá omezení, díky kterým by robot nemohl být nasazen do všech podmínek reálného terénu. Tímto omezením je možnost vniknutí nečistot a vody do prostoru hnacího elektromotoru nebo chladícího ventilátoru, kde je nekryté elektrické vedení a ložiska. Tento problém nebyl řešen z výrobně-ekonomických důvodů a také proto, že se nasazení do reálného terénu prozatím nepředpokládá. Nicméně potenciál k případné budoucí optimalizaci a odstranění tohoto nedostatku zde je.

Návrh pohonů a kontrolní výpočty normalizovaných součástí byly provedeny pro namáhání za extrémních krajních situací. S využitím metody konečných prvků byly u složitých dílů provedeny statické analýzy, které ale zohledňovali i dynamické namáhání (dvojnásobné vstupní síly). Na základě výsledků pak byly provedeny optimalizace ke snížení koncentrací napětí a snížení hmotnosti robota za přijatelné tuhosti a pevnosti konstrukce.

Předpokladem stroje, který speciální pojezdové kolo využívá je vysoká stoupavost. Tato vlastnost však snižuje celkovou užitkovou hmotnost, ta je v porovnání s jinými roboty nízká. Nicméně ostatní roboty naopak nedosahují takových stoupání. Problémem z pohledu hmotnosti jsou i samotná kola, která jsou poměrně objemná a složitá, a protože zatím neexistuje návrh přímo pro tohoto robota, nejsou do výsledné hmotnosti konstrukce m₁ zahrnuta. Pro použití u robota je tak doporučeno konstrukci kola zásadně zjednodušit a například využít výroby dutých plastových komponentů Rapid Prototypingem. Výsledky z této práce by měly sloužit jak k výrobě prototypu, tak k dalšímu využití na Katedře vozidel a motorů TUL.

78

Seznam použité literatury:

- 1. GREČENKO, Alexandr. *Vlastnosti terénních vozidel*. Vyd. 1. V Praze: Vysoká škola zemědělská, 1994, 118 s. ISBN 80-213-0190-2.
- 2. UniGeo. *Uni Geo* [online]. 2014 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.uni-geo.pl/geotechnika/sondowania-geologiczne/
- Mercedes-Benz, brožura Třída G, [online], [22.04.2015] Dostupné na internetu: <u>http://www.mercedesbenz.cz/content/media_library/czechia/mpc_czechia/pdfs</u>/katalogy - osobni/Trida_G.object-Single-MEDIA.tmp/G.pdf
- Zemědělské a lesnické stroje a traktory. Stanovení svahové dostupnosti. Bezpečnost práce. Praha: Český normalizační institut, 1994. Dostupné také z: www.cni.cz
- <u>http://www.cnet.com/news/irobot-preps-pared-down-packbot-for-civilians/</u> IRobot preps pared-down PackBot for civilians. *CBS interactiv* [online]. 2008 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.cnet.com/news/irobot-preps-pared-down-packbotfor-civilians/
- 6. <u>http://www.merimex.cz/produkty/olofsfors/kolopasy-na-dvounapravu/pro-track/</u> PRO-Track. *Merimex s. r. o.* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.merimex.cz/produkty/olofsfors/kolopasy-na-dvounapravu/pro-track/
- <u>http://tuningpp.com/golf-cart-</u> <u>tires/www.golfcarttirestore.com%5Eimages%5Etraction-golf-cart-</u> <u>tires.jpg/www.golfcarttirestore.com%5E18knobreg.htm/</u> Golf cart tires. *Car Tuning* [online]. 2014 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://tuningpp.com/golf-carttires/www.golfcarttirestore.com%5Eimages%5Etraction-golf-carttires.jpg/www.golfcarttirestore.com%5E18knobreg.htm/
- 8. Průchodnost terénem. *CROY s.r.o.* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.croy.cz/mb-unimog/modely/u4000-u5000/prednosti/
- <u>http://cs.autolexicon.net/articles/ctis-central-tire-inflation-system/</u> CTIS (Central Tire Inflation System). *Www.autolexicon.net* [online]. 2011 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.autolexicon.net/cs/articles/ctis-central-tire-inflationsystem/

- 10. <u>http://www.maxxis.com/catalog/tire-178-111-mudzilla</u> MUDZILLA. *Maxxis International* [online]. 2014 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.maxxis.com/catalog/tire-178-111-mudzilla
- 11. <u>http://www.vojenskerozhledy.cz/kategorie/prujezdnost-vozidel-terenem-z-hlediska-jeho-unosnosti</u> SOBOTKOVÁ, Šárka, Průjezdnost vozidel terénem z hlediska jeho únosnosti, *Vojenské rozhledy*, 2010, roč. 19 (51), č. 4, s. 145–149, ISSN 1210-3292
- 12. <u>http://ihned.cz/c1-13936810-kracejici-roboty disqus_thread</u> KÁRNÍK, Ladislav. Kráčející roboty. *HN Hospodářské noviny: Deník pro ekonomiku a politiku*. Praha: Economia, a.s, 2004, (9.2.). ISSN 0862-9587. Dostupné také z: http://ihned.cz/c1-13936810-kracejici-roboty#disqus_thread
- http://www.aspshop.cz/tjd-xgen-iii-track-98incl-adapters/d-103357-c-1050/ TJD XGEN III TRACK 98^{''} (incl. adapters). ASP Group s.r.o [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.aspshop.cz/tjd-xgen-iii-track-98incl-adapters/d-103357-c-1050/
- 14. MIKEŠ, Marek. *Konstrukce speciálního "kráčejícího" kola*. Liberec, 2014. Diplomová práce.
- 15.LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- 16. <u>http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky_VaKSD.pdf</u> HAVLÍK, Jiří. Výpočty a konstrukce strojních dílů. Ostrava, 2007. Dostupné také z: http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky_VaKSD.pdf. Skripta.
- http://rmp.segway.com/category/segway/ Segway Robotics Prototypes. Segway Inc. [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://rmp.segway.com/prototypes/
- <u>https://cielotech.wordpress.com/2013/01/12/ground-based-robotic-systems/</u> GROUND-BASED ROBOTIC SYSTEMS. *Cielotech Online* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <u>https://cielotech.wordpress.com/2013/01/12/ground-based-robotic-systems/</u>
- 19. PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 sv. (226, 236 s.). ISBN 978-80-7372-574-7.

Seznam příloh

1. Katalogový list aktuátoru HG200K

Seznam výkresové dokumentace

KVM-688-00 Robot

KVM-688-00-01	Sestava poho	on - rec	duktor
KVM-688-00	-01-00	Sestav	/a pohonu
KVM-0	688-00-01-00-	-01	Levý box motoru
KVM-0	688-00-01-00-	-02	Pravý box motoru
KVM-0	688-00-01-00-	-03	Třmen ložiska

KVM-688-00-01-01 Sestava reduktoru



Zdvižné mini převodovky

Typ HG200K | S výsuvným šroubem

Popis

Stejnosměrný motor pohání šnekovou převodovku s vestavěným trapézovým šroubem. Trapézový šroub se vysouvá a zasouvá aniž by se otáčel. Díky této vlastnosti může na jednom trapézovém šroubu provádět stavěcí pohyby několik jednotek.

Existují tři různé způsoby upevnění pohonu:

- Dvě ložisková oka příčně k motoru [kardanové zavěšení]
- Dvě ložisková oka podélně k motoru [kardanové zavěšení]
- Tři závity M6 pro tuhé upevnění

Provedení s rotujícím šroubem na poptávku.







Technické údaje

Max. délka zdvihu	2900 mm
Napětí motoru	24 - 48 V DC
Proud	2 – 10 A
Jmenovitý výkon	50-150 W
Max. příkon	300 W
Připojení	konektor 6,3 x 0,8
Provozní režim	10 % [10min]
Hmotnost [bez šroubu]	2,3 kg
Krytí	do IP 54
Čidlo otáček	Infineon 4935L; 1 impuls/otáčka - na poptávku
Třída izolace	E

Objednací číslo	Převod	Trapézový šroub	Rychlost zdvihu [mm/s]	Maximální zatížení* [N]
HG200K-2	20,25:1	TR 16 x 2	11	4.000
HG200K-3,6	20,25:1	TR 16 x 3,6	22	2.000
HG200K-8	20,25:1	TR 16 x 8**	44	1.000

Trapézový šroub a příslušenství nutné objednat zvlášť (str. 437).

*Při tomto zatížení dochází k poškození převodovky. Pro správnou volbu převodovky kontaktujte naše technické oddělení. ** Bez samosvornosti

Zdvižné mini převodovky

Typ HG200K | Příslušenství









Trapézový šroub



Obj. číslo - HG-TR16x3,6-0500 HG-TR16x3,6-1000 Trapézový šroub se standardně dodává v délkách 500 a 1000 mm. Jiné délky na poptávku. L = zdvih + 95 mm

Kloubové oko



Vidlice



Obj. číslo - SH5-GK

Obj. číslo - PHS 12 [pravý závit]



\triangleleft		Ú	Т		\succeq					Σ			Z		\bigcirc			۵_		Ö		1 M	
						2 k s. 2 4 k s	k 5 . k 5 . 4	k s. 8 k 4	k s . 24 k s .	k s. 42 k s.	- 2			– × – × .	k s. k s. 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4	k s . 4 4 k s . 4	× × × · · · · · · · · · · · · · · · · ·	K S .	k s. k s. k s. 4	k s . k s . 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4	ks. MN. JED.	· —	
																					CIS. ZASOBNIKU POZNAMKA	Libero	688-00
						WSA000550-N9MN - 1S0 1207	150 1207 - 150 7379	- 150 1207 -	- 150 1207 - CSN 02 3630	- 150 1207 -	150 1207 -	CUN195N6 CUN195N6 CUN105N6		ALS17 - - -	11 600.0 - - -	CUN19SN6 - -	- - - ALS17	CFK - ALSI7 -	ALS17 - -	ALS17 - -	- JLOTOVAR / NORMA MATERIAL	TU v ROBOT	$- \Box \Box - \Box \nabla$
						K 55X63X7 :X16	2X30 B MI0X16	:X35 0X30	0X20 M 9	0 1 X	AKTUATOR ONIKY	RO AXIAL XIAL-RADIAL	ROUZEK OVE P	OVE Z EP	DRO 2 DRO 1	OR E N I		Z/PP	Z / L P	ZDOVE KOLO REDUKTOR	- 00 - 01 S	tum Index Podpisy rhl Index Podpisy s1i1 JAN MERTLIK Nozo zkousel IJAN MERTLIK Nozo hnolog IJAN Merce IC IS	Volil × × × · · ·
						0 TESNICI KROUZE 9 SROUB M8	SROUB MI	6 SROUB M8 5 SROUB M1	4 SROUB MI	SROUB M5	0 SROUB MI2X20 9 BOX ELEKTR	<pre>kluzne pouzdi kluzne pouzdro a</pre>	6 DISTANCNI K 5 CELO STRED	4 CELO STRED 3 KYVNY C	Z TRECI POUZ	0 AKTUATO TYC RIZI	DNOKRY	CELO CELO	BOCNICE	SPECIALNI POJE SESTAVA POHON	К.М-DP-688 02NACEI VYKRE	Zmena Da itko Pozn. Nav Xre Pre zznamu Nor zstavy Nor	y vykr.
	62		$(\underline{\underline{m}})$	53		5 3	2 2			2 5	- 5 2					"						0.5.5	S + a
														000		0.00							
																	λ						
		A —										=											



]	23	22	2	20	6	8
~		0HON REDUKIOR 88-00-01	SESTAVA H Typ Cis.vykresu KVM - DP - 6	Prezkousel Prezkousel Technolog M-DP-688-00 Normaliz. Schvalil Action Action	C.seznomu C.seznomu Story vykr. Navy vykr		
		V L i berci	MAILKIAL	VYKKES VYKOD	Meritko P		
	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	CIS. ZASOBNIKU M	- - POLOTOVAR / NORMA	KVM-DP-688-00-01-01 POHON KVM-DP-00-01-00 OZNACEN1			
	~ ~ ~ ~ ~		11 343.9 - 11 343.9	PRITLACOVACI PAKA RFDUKTOR			
	· - · -		12 020.6 - 14 220.7 -	STUPNI HRIDEL PREVODOVKY KULOVY CEP OVLADACI	2 A		
	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	<u>~</u> <u>~</u>		AXIALNI LOZISKO AXWIO CFP PRITLACOVACI PAKY			
			0 EVE 11	TAHLO	<u>σ</u> τ <u>ω</u>		
	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·		- CSN 02 6030.0 - WSA100400-N9MN	CNA PRUZINA 1,4X13,5X16X2 ESNICI KROUZEK 40X50X5	1 1 1 TLA		
			150 1207	SROUB_M8X25			
~	~						
				5			
~							
				2)			
	,			0	•		
	<u> </u>						
					0		
						Ø	
I.							
\frown							
	\bigcirc						
└ ─────							



Á





	<u> </u>		\sum_{1}				2				<u> </u>		$\sum_{\tau \to \tau}$				1 1			1 1			\geq				~	_
		- ×	× 0 ×		· ~ ~	· _ ·	× m ×		~ ~ ^	k s .		- . ~ ×		× - ×			·	× - ×	×	- ×			- ×	MN. JED.		-		
																								CIS. ZASOBNIKU POZNAMKA	v l i h a r r		DP - 00 - 0 - 0	23
667 NIQ	CSN 02 2930	CSN 02 2930	1S0 1207	CSN 02 2930	GN 6339-8.4-16	150 3030	ISO 7379	CSN 02 4630	CSN 02 4720	CSN 02 4630		11 343.9		14 220.9	14 220.8	- +	0 t)	C43	14 220.9	AI SI 7	AI SI 7	- - 2 2	AI SI 7	POLOTOVAR / NORMA MATERIAL			¹ yp ¹	22
PRUZNY KROUZEK RB 10	POJISTNY KROUZEK 34	POJISTNY KROUZEK 12	SROUB M6X10	POJISTNY KROUZEK 10	PODLOZKA ZATEZOVA	JEHLOVA KLEC K8XIIXI3	LICOVANY SROUB M8X20	LOZISKO 6001-2RS	KUZELIKOVE LOZISKO 30208	LOZ I SKO 6000 - 2RS		VYZTUHA SATELITU	SPOJKA POHYBOVEHO SROUBU	ZUBOVA SPOJKA PEVNA	ZUBOVA PRESUVNA SPOJKA	SATELIT	MAGNETICKY KROUZEK IRC	CENTRALNI KOLO	HNACI HRIDEL	VIKO UNASECE	UNASEC	SVARENEC KORUNOVE KOLO	PRIRUBA REDUKTORU	OZNACENI VYKRES	Zmena Datum Index Podpis	Pozn. Kreslil JAN MERTL Prezkousel	vv Technolog Y KVM-688-DP-00-01 Normaliz. kr. Schvalil 2000-01	r. 1001um 20.00.10
24	~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~	22	2 2	20	6	8		9		4	<u> </u>			0	6	~		9	2	4	m	~		ODK.		Meritko 2 :	C.seznami C.sestav) Stary vyk	Novy vyk!



 \triangleleft

 \square

 \bigcirc

 \square

U

 \Box

 $\overline{}$

	\triangleleft		\cup			L	_				U				\pm			_	7				\leq						\geq
					·		4 k s .	k s .	R S .	k s.	× 4 × 5.	× ~ ~ .	k s .	- ~ ~			- × -	× - ×		- × -	k s .	 	×	- × -	- ~ -			·	
-																											CIS. ZASOBNIKU	Liberc	
- -							ISO 4762	CSN 02 1721	CSN 02 4720	150 1207	150 1207	150 1207	1021 061	. '	. 1	1		- - -	- 11 343.0	ALS17	ALS17 -	· . ·	. '	- ALS17	- ALS17 -	ALSI7 4HR 100 CSN 42 7520.02 AISI7	THR 100 CSN 42 7520.02 ALST7 OLOTOVAR / NORMA	TU V	Nazev POHO
-		$\begin{pmatrix} 2\\ 2\\ 5 \end{pmatrix}$	(22)		$\begin{pmatrix} 6 \\ - \end{pmatrix}$		ROUB MI0X95	DDLOZKA MIO	MAIKA MIU DVE LOZISKO 30203	SROUB M3X6	ROUB M3X30	ROUB M3X12	SKOUB MZX8	TRECI PODLOZKA	JECI PRUCHODKA	ALOVY KONEKTOR	IRC SNIMAC	MEN LOZISKA -688-00-01-00-03	YT CHLAZENI	XIALNIHO LOZISKA	TOVA PREVODOVKA	STATOR	ROTOR	IN PREVODOVKY	I ELEKIKONIKY D Roxii motorii	/Y BOX MOTORU	r Box Motoru -688-00-01-00-01 OZNACENI 	V TIVILO Dodumam Index Podpicy Novebhi	Krecdsilii JAN MERTLIK Prezkouseil Teehmoolog
				[26 SF	25 PC	2 4 KUZELIKO	22	21	50	<u>6</u>	I 8 KALENÁ	16 NAPA.	15 S1GNA	4	12 TR KVM-DP-	XX XX	10 DOMEK AAT	PLANET	0	9	5 5 8 8 8 8 8 8		3 PRAV	LEV KVM - DP ODK .	Zmena Zmena Meriikko Pozn.	2: C.seenomenu
																					S	6							
_																							(Ja		





| || i s+ | || i s t u 2

идет сіз. чужнези К V M - D P - 6 8 8 - 0 0 - 0 1 - 0 0 1 6

i Téé. Nia 6 minoul I., Steinia d

C.SEEPAGANU C.SEEFOONY Stafy Wyndrr. Novv wint-





