TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti

DISERTAČNÍ PRÁCE

Simulační modely provozní stabilizace robotizovaného podvozku

2011 Jaroslav Korf

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti

Disertační práce

k získání akademického titulu Ph.D.

ve studijním oboru

Aplikovaná mechanika - Inženýrská mechanika

Simulační modely provozní stabilizace robotizovaného podvozku

Ing. Jaroslav Korf

Školitel: Doc. Ing. Miroslav Šír, CSc .

Studijní program: P2302 Stroje a zařízení

Studijní obor: 3901V003 Aplikovaná mechanika

Zaměření: Inženýrská mechanika

Datum konání státní doktorské zkoušky: 23. června 2009

Počet stran: 96

Počet obrázků: 33

Počet tabulek: 7

Počet grafů: 50

Počet schémat: 4

Počet příloh: 29

1. února 2011

Anotace

Tato disertační práce se zabývá robotizovaným podvozkem, jeho konstrukcí a hlavně jeho simulačními modely. Hlavním zaměřením simulačních modelů je ověření funkčnosti konceptu podvozku a jeho konstrukce, dále pak sloužil k návrhu algoritmu na stabilizaci vodorovné polohy rámu a zjištění konstant této regulace. Dalším cílem bylo ověření sil působících na nohu, ověření dimenzování motorů a jejich připojených převodovek jednotlivých servopohonů.

Klíčová slova: robot, regulace, podvozek

Annotation

This thesis deals with the robotized chassis, its design and primarily its simulation models. Main goal of model is verifying conception and construction and finding the concept of the algorithm for stabilization of horizontal position of the frame and determination the regulation constants. The next goal is finding the forces that take effect on the robotized leg, verification dimensioning of the motors and its attached gearboxes.

Keyword: robot, regulation, chassis

Prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím disertační práce a konzultantem.

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 - školní dílo a § 35 – o výdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své disertační práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Místo: Liberec

Datum: 1.února 2011

Podpis: .....

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mi s vypracováním disertační práce pomohli, a rodičům, kteří mě celou dobu studia podporovali.

Zejména bych chtěl poděkovat svému vedoucímu disertační práce doc. Ing. Miroslavu Šírovi, CSc. z Katedry mechaniky, pružnosti a pevnosti, který mi poskytnul svůj čas, odborný dohled a mnohé cenné rady. Dále bych chtěl poděkovat Mgr. Zuzaně Uhrové za jazykovou korekturu.

Obsah

Anotace ... 3

Annotation ... 3

Obsah ... 6

Seznam použitých symbolů ... 8

1 Úvod ... 12

1.1 Rešerše ... 12

1.1.1 Nabízená řešení pro pohyb handicapovaných osob v otevřeném terénu ... 12

1.1.2 Příklady současných konstrukcí mobilních robotů s hybridním podvozkem ... 14

1.2 Organizace řešení ... 19

1.3 Koncepce robotizovaného podvozku ... 20

1.3.1 Parametry robotizovaného podvozku ... 20

2 Konstrukce podvozku ... 23

2.1 Popis nohy robotizovaného podvozku ... 24

2.2 Konstrukce rámu podvozku ... 24

3 Stabilizace vodorovné polohy rámu podvozku ... 25

3.1 Úvod do regulace ... 26

3.1.1 Druhy regulace ... 27

3.1.2 Proporcionální člen bez zpoždění (P-člen) ... 27

3.1.3 Integrační člen (I-člen) ... 28

3.1.4 Derivační člen (D-člen) ... 28

3.1.5 Regulátory a regulační obvody ... 28

3.1.6 Identifikace systému, signály ... 29

3.1.7 Seřízení regulátoru ... 29

3.1.8 Volba typu regulace ... 30

3.2 Tvorba zjednodušeného 2D modelu v systému ADAMS ... 30

3.3 Proporcionální regulace jedné nohy ... 32

3.4 Proporcionální regulace obou noh ... 34

3.5 Vliv derivační složky ... 35

3.6 Sestavení simulačního modelu robotu ... 36

3.7 Měření charakteristiky tlumiče ... 40

3.8 Regulace reálného modelu robotu ... 44
3.9 Ověření funkčnosti systému odpružení ... 48
3.10 Identifikace systému ... 49
3.11 Simulace regulace ... 51
3.12 Jízda modelu po zvlněné ploše ... 59
3.12.1 Vliv derivační složky na zákmity v průběhu požadovaných otáček ... 66
3.12.2 Vliv proporcionální složky na zákmity v průběhu momentu ... 66
3.12.3 Simulace s P = 500, D = 150 ... 67
3.12.4 Identifikace systému s regulačními parametry P = 500, D = 150, ... 69
3.13 Regulace naklápění při průjezdu zúženým místem ... 70
3.14 Vliv rychlosti jízdy na odchylku od vodorovné polohy rámu, řízení konstant P a D ... 73
3.15 Vliv rychlosti jízdy na odchylku od vodorovné polohy rámu, řízení okamžité rychlosti jízdy 75
4 Stabilizace pomocí řízení momentu ... 77
4.1 Momentová charakteristika motoru a její nahrazení polynomem ... 77
4.2 Stabilizace reálného modelu robotu momentem ... 78
4.3 Vliv proporcionální složky proudového regulátoru ... 79
4.4 Vliv integrační složky proudového regulátoru ... 81
4.5 Vliv derivační složky proudového regulátoru ... 82
4.6 Regulace řídící jednotky Maxon ... 83
5 Stabilizace jízdy v přímém směru ... 87
6 Jízda po schodech dolů ... 90
7 Závěr ... 92
8 Seznam použité literatury ... 94
9 Publikace ... 96
10 Přílohy ... 1
10.1 Katalogové listy částí servopohonů a tlumiče ... 1
10.2 Rozfázovaná animace jízdy po zvlněném terénu ... 11
10.3 Rozfázovaná animace regulace přímého směru jízdy ... 15
10.4 Rozfázovaná animace jízdy po schodech ... 19
10.5 Obrázky a výkresy nohy podvozku ... 23

Seznam použitých symbolů

Označení	Jednotka	Označení proměnné v ADAMSu	Název veličiny
$\varphi(t)$	rad	**.naklopeni**	naklopení podvozku zjednodušeného 2D modelu
$\dot{\alpha}_1(t)$	rad/s		rychlost naklopení předního ramene zjednodušeného 2D modelu
P_{2D}	1/s	**P**	proporcionální konstanta regulace
$\dot{\alpha}_2(t)$	rad/s		rychlost naklopení zadního ramene zjednodušeného 2D modelu
D_{2D}	-	**D**	derivační konstanta regulace
$\dot{\varphi}(t)$	rad/s	**.DIF1(DIFF_naklopeni)**	rychlost naklápění podvozku zjednodušeného 2D modelu
k	N/mm		tuhost pružiny
F_0	N		předpětí pružiny
$x(t)$	mm		předepsaná funkce stlačení tlumiče
A	mm		velikost amplitudy zatěžujícího cyklu tlumiče
ω	rad/s		velikost amplitudy zatěžujícího cyklu tlumiče
t	s		čas zatěžujícího cyklu tlumiče
f	Hz		frekvence zatěžujícího cyklu tlumiče
$F_p(x)$	N		síla předpětí tlumiče
$F_{tl}(\dot{x})$	N		tlumící síla
b	$\mathrm{N\,s/mm}$	**b_tl**	konstanta útlumu tlumiče
$b_{\max}$	$\mathrm{N\,s/mm}$		maximální konstanta útlumu tlumiče
φ_x	rad	**naklopeni_kolem_x**	naklopení rámu reálného modelu kolem osy X
φ_z	rad	**naklopeni_kolem_z**	naklopení rámu reálného modelu kolem osy Z
P	1/s	**Pkoeficient**	koeficient proporcionální složky regulace reálného modelu

Označení	Jednotka	Označení proměnné v ADAMSu	Název veličiny
D	-	**Dkoeficient**	koeficient derivační složky regulace reálného modelu
$\omega_{naklopeni1}$	rad/s	**pozadovane_naklopeni_nohy_1**	úhlová rychlost šneku zvedání nohy 1
$\omega_{naklopeni2}$	rad/s	**pozadovane_naklopeni_nohy_2**	úhlová rychlost šneku zvedání nohy 2
$\omega_{naklopeni3}$	rad/s	**pozadovane_naklopeni_nohy_3**	úhlová rychlost šneku zvedání nohy 3
$\omega_{naklopeni4}$	rad/s	**pozadovane_naklopeni_nohy_4**	úhlová rychlost šneku zvedání nohy 4
J	$\mathrm{g\ cm^2}$		moment setrvačnosti celého servopohonu EC32+GP32A
ω	rad/s		úhlová rychlost motoru servopohonu EC32+GP32A
J_{red}	$\mathrm{g\ cm^2}$		redukovaný moment setrvačnosti celého servopohonu EC32+GP32A
ω_{red}	rad/s		redukovaná úhlová rychlost motoru servopohonu EC32+GP32A
i_{GP32A}	-		převodový poměr planetové převodovky GP32A
J_{EC32}	$\mathrm{g\ cm^2}$		moment setrvačnosti rotoru motoru EC32
J_{GP32A}	$\mathrm{g\ cm^2}$		moment setrvačnosti převodovky GP32A
J_{xx}	$\mathrm{g\ cm^2}$		redukovaný moment setrvačnosti k rovině YZ
J_{yy}	$\mathrm{g\ cm^2}$		redukovaný moment setrvačnosti k rovině XZ
$np_{100,100}$	ot/s		požadované otáček šneku 1 pro koeficienty regulace $P = 100,\ D = 100$
$np_{1500,1500}$	ot/s		požadované otáček šneku 1 pro koeficienty regulace $P = 1500,\ D = 1500$
$n\max_{EC30}$	ot/s		maximální otáčky motoru zvedání nohy
$n\max$	ot/s		maximální otáčky servopohonu zvedání nohy

Označení	Jednotka	Označení proměnné v ADAMSu	Název veličiny
M_{EC32}	N m		jmenovitý kroutící moment motoru zvedání nohy
M_v'	N m		výstupní moment ze servopohonu
η_{GP32A}	-		účinnost planetové převodovky GP32A
$\eta_š$	-		účinnost šnekového převodu
M_v	N m		výstupní moment ze servopohonu vynásobený účinností šnekového převodu
f_{sta}	-		koeficient pro tření za klidu mezi koly a pojezdovou plochou
f_{dyn}	-		koeficient pro tření za pohybu mezi koly a pojezdovou plochou
$nj_{EC\max 16}$	ot/s		jmenovité otáčky motoru EC-MAX 16
i_{GP22C}	-		převodový poměr planetové převodovky GP 22 C
$i_š$	-		převodový poměr šnekové převodovky rejdu a pivotace
n_{rp}	ot/s		výsledné maximální otáčky hřídelů rejdu a pivotace
n_{kol}	ot/s	**otacky_kola_DV**	rychlostí otáčení kol
$\varphi_{\min}$	rad	**phi_min**	úhel náklonu rámu v absolutní hodnotě, při kterém začne docházet k omezování rychlosti otáčení kol
$\varphi_{\max}$	rad	**phi_max**	úhel náklonu rámu v absolutní hodnotě, při kterém se kola úplně zastaví
	-	**current_1**	hodnotou jednotkového proudu
	rad/s	**target_error**	rozdíl požadovaných a skutečných otáček šneku zvedání nohy
	rad/s^2	**error_dif**	derivovaná hodnota rozdílu požadovaných a skutečných otáček šneku zvedání nohy
P_C	s/rad	**p_gain**	proporcionální složka PID regulátoru
D_C	s^2/rad	**d_gain**	derivační složka PID regulátoru

Označení	Jednotka	Označení proměnné v ADAMSu	Název veličiny
I_C	1/rad	**i_gain**	integrační složka PID regulátoru
$P_{\text{EPOS 70/10}}$	s/rad		proporcionální složka PID regulátoru řídící jednotky Maxon
$D_{\text{EPOS 70/10}}$	s^2/rad		derivační složka PID regulátoru řídící jednotky Maxon
$I_{\text{EPOS 70/10}}$	1/rad		integrační složka PID regulátoru řídící jednotky Maxon
$\omega_{pivotace}$	rad/s		úhlová rychlost natáčení hřídele pivotace
φ_y	rad	**natoceni_kolem_y**	úhel odchýlení rámu od přímého směru jízdy
$\dot{\varphi}_y$	rad/s	**rychlost_natoceni_kolem_y**	úhlová rychlost odchýlení rámu od přímého směru jízdy
P_{pivot}	1/s	**Pkoeficient_pivotace**	proporcionální konstanta regulace přímého směru jízdy
D_{pivot}	-	**Dkoeficient_pivotace**	derivační konstanta regulace přímého směru jízdy

V této práci jsou rovnice a proměnné použité v rovnicích psány kurzívou, názvy proměnných v systému ADAMS jsou psány tučně a označení jednotlivých funkcí systému ADAMS je psáno velkými písmeny.

1 Úvod

Tato disertační práce vznikla v rámci výzkumného záměru *Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem* a zabývá se robotizovaným podvozkem vozíku pro sociálně zdravotní aplikace s cílem přispět k vývoji zařízení, které usnadní pohyb handicapovaných osob a ležících pacientů. Navazuje na diplomové práce [9], [10] a [11], které vznikly v rámci výzkumného záměru.

Na přiloženém DVD jsou umístěny animace některých simulací. Animace jsou označeny číslem kapitoly, ke které patří.

1.1 Rešerše

Základním problémem je samotná koncepce podvozku. Proto vlastnímu návrhu předcházela rešeršní činnost, která proběhla již před samotným započetím diplomových prací, na které tato práce navazuje. Cílem bylo najít analogická řešení prezentovaná v otevřených informačních zdrojích.

Invalidních vozíků určených do terénu je možno nalézt celou řadu. Žádný z nich však nemá uspokojivě řešenu stabilizaci prostoru pro uživatele a průchodnost a manévrovatelnost terénem řeší spíše hrubou silou, jak ukazují dále uvedené příklady.

1.1.1 Nabízená řešení pro pohyb handicapovaných osob v otevřeném terénu

Jedním z možných řešení je klasická terénní čtyřkolka (ATV – All Terrain Vehicle). V současné době se nabízejí stovky typů od desítek výrobců. Koncepčně jsou však tato vozidla prakticky identická. Mají spalovací motor a náhon 4x4 s rozvodem hnacího momentu prostřednictvím uzamykatelných nápravových a mezinápravových diferenciálů. Jednotlivé cenové kategorie se přitom liší mírou automatizace ovládání těchto diferenciálů. Přední nápravy jsou u většiny typů provedeny jako dvě nezávislá rovnoběžníková zavěšení se zvýšeným zdvihem a zadní nápravy bývají většinou tuhé, zavěšené na zkrutných ramenech.

Z hlediska našeho záměru je základním problémem skutečnost, že vozidla ATV nejsou primárně určena pro handicapované osoby. Částečně se používají pro hospodářské účely, většinou jsou to však prostředky pro provozování „adrenalinových“ sportů. Navíc, zejména v Evropě, nemají povolen přístup do většiny turisticky zajímavých a ekologicky chráněných oblastí. A také zdaleka neřeší veškeré potřeby pohybu handicapovaných osob, například v urbanizovaných pěších územích, kde se běžně vyskytují překážky ve formě schodů, obrubníků chodníků a zúžených profilů.

SuperFour [25]

Vozidlo SuperFour nabízí firma OttoBock. Pohon tohoto vozidla je řešen čtyřmi nezávisle elektricky poháněnými koly, ale systém náprav žádné mimořádné řešení nevykazuje. Jedná se o čtyři klasická nezávislá rovnoběžníková zavěšení, pouze zdvih je výrazně zvětšen. Co se týče vodorovné stabilizace prostoru pro cestujícího, je zde možnost při sjezdu nebo výjezdu kopce naklonit sedačku, což je pro pohyb v opravdu složitém terénu nedostačující. Maximální rychlost vozítka je cca 15 km/h.

Obr. 1 Vozidlo SuperFour

Tankchair [26]

Tankchair je pásové pojízdné křeslo. Parametry tohoto vozidla nejsou na webových stránkách uvedeny, ale z obrázku je patrné, že toto řešení je vhodné jen pro venkovní použití, protože díky svým robustním rozměrům není vozík schopen projet úzkým místem, jako jsou např. zárubně dveří, což vylučuje jeho použití v bytě. A navíc zde není vůbec řešena vodorovná stabilita sedadla.

Obr. 2 Tankchair

6x6 Explorer [27]

6x6 Explorer je vozík vybavený 6 koly. Uváděná maximální rychlost vozítka je 20 – 23 km/h. Toto vozítko také nemá řešenu vodorovnou stabilitu sedadla a navíc pevné uložení kol neposkytuje dostatek komfortu při jízdě v terénu.

Obr. 3 Vozidlo 6x6 Explorer

Predator 4x4 [28]

Predator 4x4 je vozík poháněný čtyřmi elektromotory, každý o výkonu 250 W. Dosahuje rychlosti 7 – 8 km/h. Toto řešení představuje už na první pohled klasický elektrický vozík, pouze má větší kola a pohon s vyšším výkonem.

Obr. 4 Vozidlo Predator 4x4

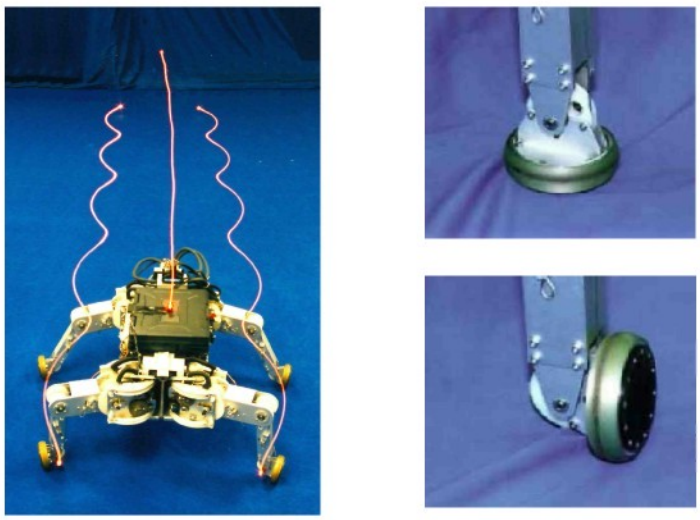
1.1.2 Příklady současných konstrukcí mobilních robotů s hybridním podvozkem

V následujících odstavcích budou zmíněny některé existující experimentální konstrukce mobilních robotu s podvozkem, který lze charakterizovat jako kombinace kolového a (omezeně) kráčivého podvozku. Při tvorbě této podkapitoly bylo čerpáno z [7].

Roller-Walker [29]

Tento robot se po nerovném terénu pohybuje jako klasický čtyřnohý robot kráčením. Využívá k tomu přední stranu natáčecích pasivních koleček. Při pohybu po rovném a pevném terénu využívá natočení koleček pro valení. Vzhledem k tomu, že kolečka jsou pasivní, pro rozpohybování po rovině využívá „bruslení“, pro pohyb z kopce pak pouze pasivní jízdu. Brzdění probíhá vytvořením sbíhavosti koleček („plužení“). Každá noha má 3 ovládané stupně volnosti a 1 stupeň volnosti neřízený.

Robot dokáže vyvinout rychlost až 2,9 km/h, stoupavost je 10°. Výška robota je 25 cm a celková váha je 24kg.



Obr. 5 Robot Roller-Walker

Azimut [30]

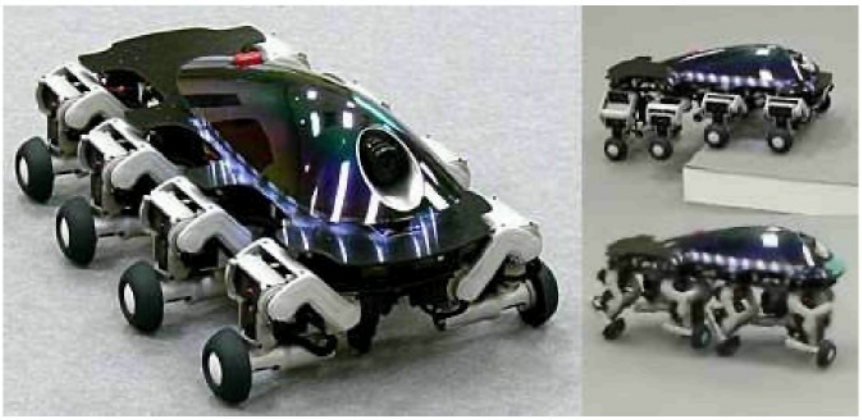
Robot se může pohybovat pomocí chůze i jízdou. K chůzi využívá koncovou plochu nohy. Pro jízdu má robot dvě možnosti pohonu. První je jízda pomocí kolečka. Jako kolečko (aktivní plocha) se využívá hrany kladky pro ozubený řemen. Druhou možností je jízda pomocí pásu, který je poháněn jako kola, ale při pohybu pomocí kol nemá kontakt s povrchem. Pás má kontakt s povrchem jen v případě natočení nohou do svislé nebo vodorovné polohy.

K pohybu využívá celkem 12 motorů pro 12 stupňů volnosti. Stoupavost robota je 28° a dokáže uzvednout zátěž o hmotnosti 10,4 kg, přičemž jeho vlastní váha je 63 kg. Maximální rychlost, kterou dokáže vyvinout, je 4,3 km/h na rovném povrchu a 1,25 km/h při maximálním stoupání.

Obr. 6 Robot Azimut

Halluc II [31]

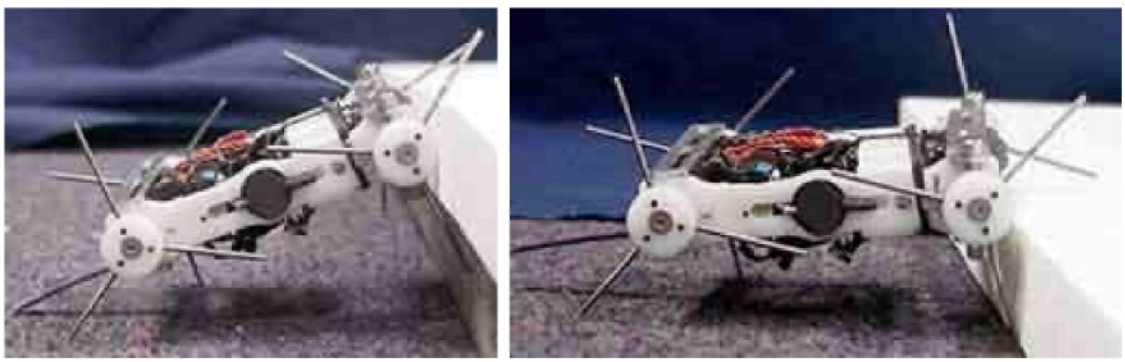
Velmi propracovaný robot pochází z Japonska. Operátor (robot je částečně autonomní) si může vybrat z tří typů pohybu. Prvním je jízda za pomoci aktivních koleček. Druhým je hmyzí chůze, kdy se robot pohybuje po přední straně kolečka. Třetím typem je chůze zvířecí, při které se jako nášlapná plocha používá zadní strana motoru. Každé z osmi koleček je řízené nezávisle na ostatních. Celkově má robot 32 stupňů volnosti (3 stupně volnosti má noha + pohon kolečka) a 56 motorů. Na každý kloub nohy jsou použity 2 motory.



Obr. 7 Robot Halluc II

Whegs a Mini-Whegs [32]

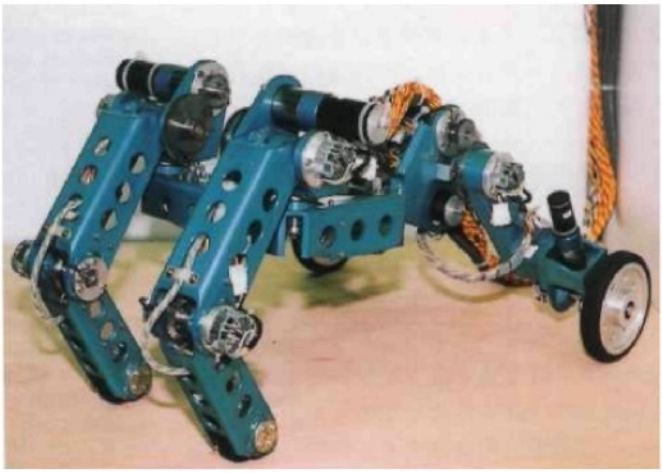
Konstrukce robotů vychází ze studie pohybu švába, který se v klidu běžně pohybuje klasickou chůzí, při běhu ale končetinami pohybuje v podstatě kolem kyčelního kloubu a využívá je jako kola, která mu umožňují velmi rychlý pohyb a to jak po rovině, tak i při překonávání překážek. Robot má jeden stupeň volnosti na každou končetinu.



Obr. 8 Robot Mini-Whegs

Walk'n roll [33]

Robot z Japonska využívá kombinace jízdy a přitahování se pomocí končetin. Končetiny jsou vybaveny kolečkem s brzdou, takže se může po rovném terénu pohybovat pomocí jízdy a na nerovném terénu se kolečka zabrzdí a robot využívá končetin k přitahování zadní části těla a ke šplhání na překážku.



Obr. 9 Robot Walk'n roll

Paw [34]

Robot je vybaven čtyřmi individuálně hnanými koly (pohánějí je motory Maxon s výkonem 20 W) umístěnými na otáčecích nohách (ovládané motory Maxon o výkonu 90 W). Přestože celková hmotnost robota přesahuje 20 kg, je schopen dobré dynamiky pohybu jak na rovině, tak na mírně skloněném terénu, případně i na travnatém terénu. Při zatáčení a brzdění využívá polohování noh.

Obr. 10 Robot Paw

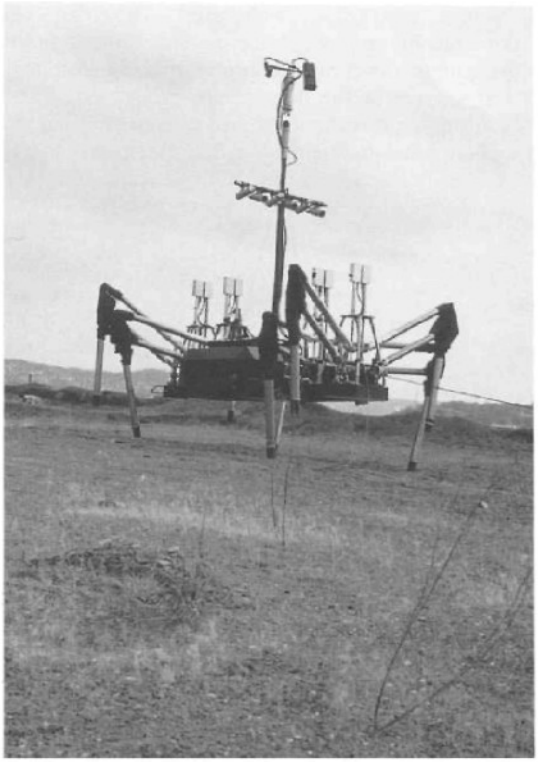
X-VEAAT [35]

Robot X-VEAAT (X-perimental Vehicel Explorer Adaptable All Terrain) je určen pro demonstraci možnosti přizpůsobit podvozek vozidla terénu. Jediným pohybem robota je v současnosti jízda. Každá ze čtyř noh robota je poháněna třemi servomotory, které jsou s kolenem a kolečkem propojeny pomocí několika ozubených kol. Je tak možné otáčet nohu s kolem i okolo svislé osy a realizovat tak holonomní platformu.

Obr. 11 Robot X-VEAAT

DANTE [24]

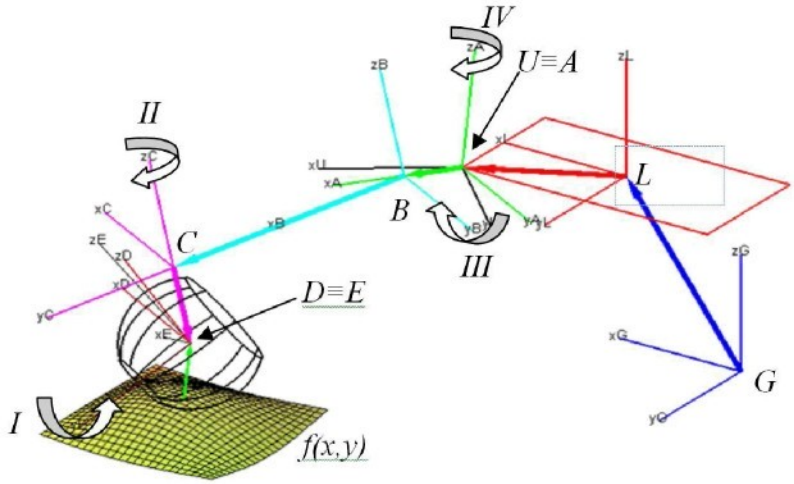
Dante je kráčející robot, který používá kamery pro snímání terénu. Data z kamer jsou vyhodnocena a použita pro plánování cesty a řízení pohybu. Další možností řízení jsou přímé příkazy operátora. Konstrukce robota umožňuje chůzi po velmi těžce přístupném terénu. Robot byl použit při zkoumání kráteru na Mount Erebus.



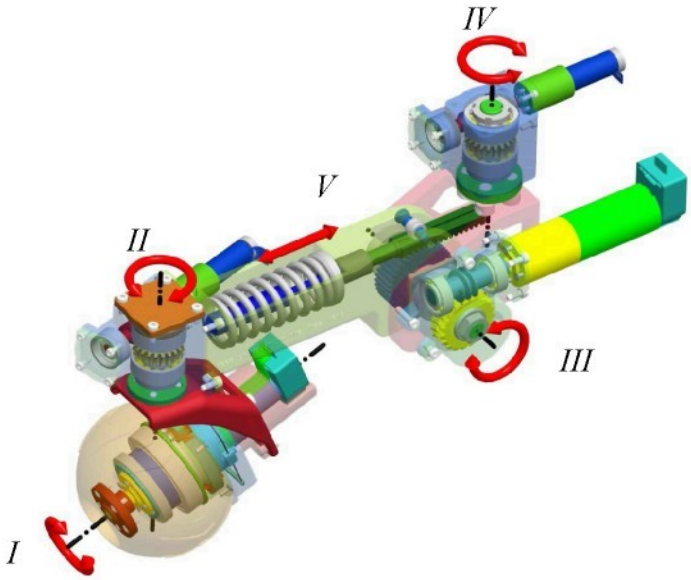
Obr. 12 Robot DANTE

1.2 Organizace řešení

Řešení úlohy bylo v minulosti rozděleno do více diplomových prací. Jedna se zabývala matematickým modelem [10], další se zabývala konstrukcí robotizované nohy [9], zatím poslední z řady diplomových prací se zabývala vytvořením funkčního standu zjednodušené robotizované nohy a jeho simulaci v prostředí MSC.ADAMS [11].



Obr. 13 Stupně volnosti nohy vyznačené na matematickém modelu



Obr. 14 Stupně volnosti nohy vyznačené na konstrukčním řešení

I. rotace kola
II. pivotace
III. vyrovnávání terénu
IV. rejd
V. odpružení

V současnosti ještě probíhají práce na tvorbě řídícího programu, který bude ovládat všechny pohyby robotizovaného podvozku a simulace některých manévrů.

1.3 Koncepce robotizovaného podvozku

Aby se uživatel mohl volně pohybovat v urbanizovaném prostředí i ve volné přírodě bez pomoci jiné osoby, měla by koncepce podvozku být taková, aby robotizovaný podvozek byl při zachování sedačky ve vodorovné poloze schopen alespoň těchto manévrů:

- jízda v přímém i proměnném směru po rovném i zvlněném terénu,
- změna světlé výšky podvozku,
- průjezd úzkým profilem bez ztráty stability,
- překonání překážky překročením,
- chůze,
- pohyb po schodištích různých parametrů.

Proto byla zvolena konfigurace se čtyřmi nohami, z nichž každá je opatřena kolem. Dále v textu bude při označení nohy s kolem používán jen termín noha. Kolo bylo zvoleno kulového tvaru, protože takové kolo má kvalitní kontakt s podložkou i při větším odklonu osy rotace od tečné roviny. Každá noha má pět stupňů volnosti, které jsou přímo nebo nepřímo ovládány samostatnými elektromotory. Jako pohonné jednotky byly zvoleny elektromotory, protože se předpokládá, že bude vozidlo používáno v bytě, čímž se vylučuje použití spalovacího motoru. Přednost před hydraulickými pohony dostaly elektromotory z důvodu snazšího řízení a připojení k počítači nebo elektronické řídící jednotce.

Stupně volnosti jsou vyznačeny na předchozích obrázcích (**Obr.** 13,14). Pátý stupeň volnosti je odebrán pružinou kombinovanou s tlumičem, instalovanou z důvodu tlumení menších nerovností a rázů.

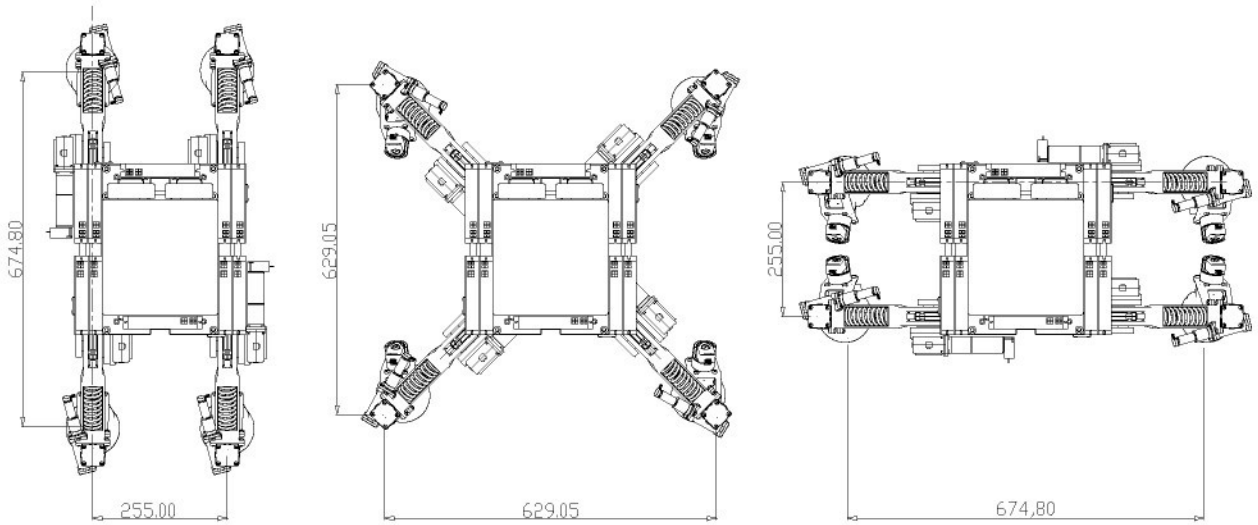
Rotací kola (*I. stupeň volnosti*) se uvádí celé vozidlo do pohybu. Změnou úhlu pivotace (*II. stupeň volnosti*) se dosahuje změny směru jízdy. Stupeň volnosti označený číslem *III* je úhel, který umožňuje vyrovnávání nerovností terénu a změnu světlé výšky podvozku. Stupeň volnosti označený jako rejd (*IV. stupeň volnosti*) slouží ke změně rozvoru a rozchodu kol a bude také využíván při překonávání překážek. Pátý stupeň volnosti je pružina, která umožňuje stejný pohyb, jako stupeň volnosti *III*.

Jak je vidět z rešerše, tak kombinace kolového a kráčejícího podvozku je poměrně unikátní řešení. Kombinace těchto dvou vlastností se odrazila v komplikované konstrukci. Konstrukce nohy navíc obsahuje nezávislé odpružení, což je u robotizovaného podvozku také neobvyklé. Tato koncepce sdružuje vlastnosti automobilových podvozků (nezávislé odpružení) s vlastnostmi robotizovaných koncepcí (možnost řízení světlé výšku, změna rozvoru a rozchodu).

1.3.1 Parametry robotizovaného podvozku

První fází je tvorba měřítkového modelu, na kterém se ověří správnost koncepce. Pokud se model osvědčí, bude na základě zkušeností vytvořeno konečné dílo finálních rozměrů. Rozvor a

rozchod jsou vzhledem k pohybovým možnostem podvozku poměrně značně variabilní (viz **Obr.** 15). V tabulce 1 jsou uvedeny hodnoty rozvoru a rozchodu pro základní pozici, kdy jsou nohy skloněny směrem dolů pod úhlem 20°. Hmotnost byla zjištěna z CAD modelu, jedná se o celkovou hmotnost včetně baterie a řídících jednotek motorů (EPOS).



Obr. 15 Možný rozvor a rozchod kol

Maximální zvolená rychlost 8 km/h odpovídá přibližně rychlosti rychlejší chůze. Původně očekávaná celková hmotnost byla 30 kg. Pro výpočty při dimenzování jedné nohy byla uvažovaná síla odpovídající tíze poloviny robota 150N. Konečná hmotnost nakonec dosáhla 39 kg. Rozvor a rozchod jsou dány délkou samotné nohy, dále pak rozměry rámu a taky sklonem noh.

přibližné parametry modelu	
max. rychlost	8 km/h
celková hmotnost	39 kg
rozvor	(255 - 675) mm
rozchod	(225 - 675) mm

Tabulka 1 Parametry modelu

Podvozek má celkem 20 stupňů volnosti (každá noha má 5 stupňů), z toho je 16 řízených. Jako pohony jsou použity servomotory od firmy MAXON. Každý servomotor má svojí planetovou

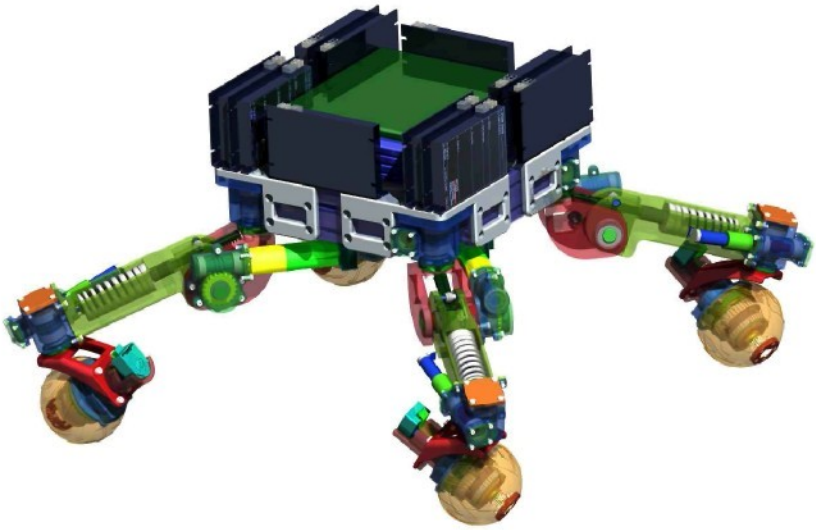
převodovku a encoder ke zjištění aktuální polohy hřídele a jeho rychlosti. Tyto pohony, kromě pohonu kola, které je poháněno přímo, jsou dále spojeny se samosvornými šnekovými převodovkami. Motory jsou řízeny čtyřkvadrantově, což znamená, že jsou schopny poskytovat hnací i brzdící moment v obou směrech otáčení. Každý motor je ovládán svojí řídící jednotkou (EPOS), tyto jednotky jsou vzájemně propojeny sběrnicí CAN a jsou spojeny s počítačem přes port RS 232. Na počítači poběží program, který bude servopohony ovládat na základě informací z joysticku, který bude ovládat uživatel.

Schéma 1 Schéma řídící struktury

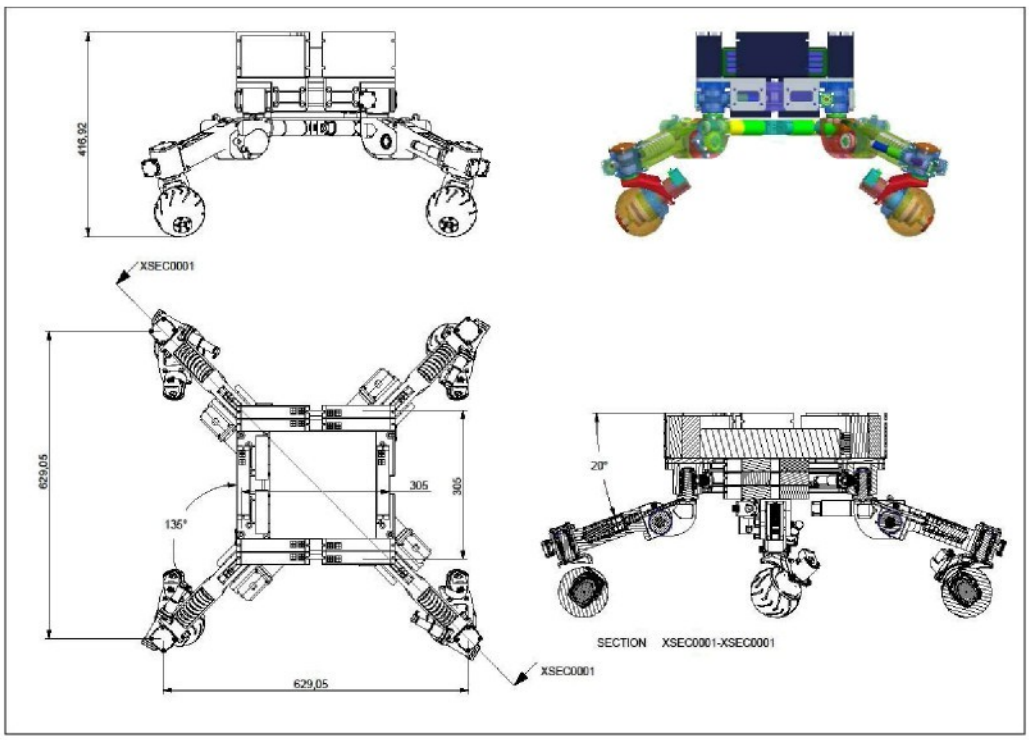
Na rámu podvozku bude umístěn tříosý snímač polohy (elektronický gyroskop), který bude dávat informace o naklopení rámu. Na základě těchto dat se budou nohy naklápět tak, aby rám zůstal ve vodorovné pozici.

2 Konstrukce podvozku

Samotný podvozek obsahuje čtyři robotizované nohy, rám, řídící jednotky motorů a baterii. Jednotlivé nohy jsou přišroubovány k rohovým spojkám, které spojují hliníkové profily. Na profily jsou přišroubovány jednotky EPOS, které slouží jako řídící jednotky k jednotlivým motorům. Do prostoru mezi jednotkami EPOS je umístěna akumulátorová baterie. Dále bude na podvozku připevněn tříosý snímač polohy. Na základě údajů ze snímače polohy bude postavena celá regulace. Jako snímač naklopení rámu podvozku bude použit tříosý elektronický gyroskop ANALOG DEVICES ADIS 16354 s přesností měření ± 0,05°.



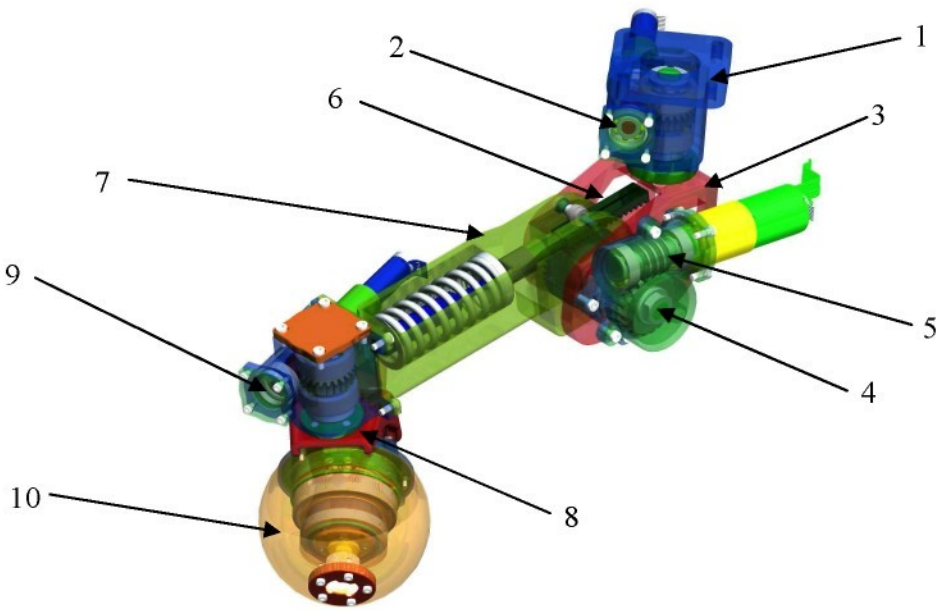
Obr. 16 Model celého podvozku v systému Pro/Engineer



Obr. 17 Model celého podvozku v základní pozici s okótovaným základními rozměry

2.1 Popis nohy robotizovaného podvozku

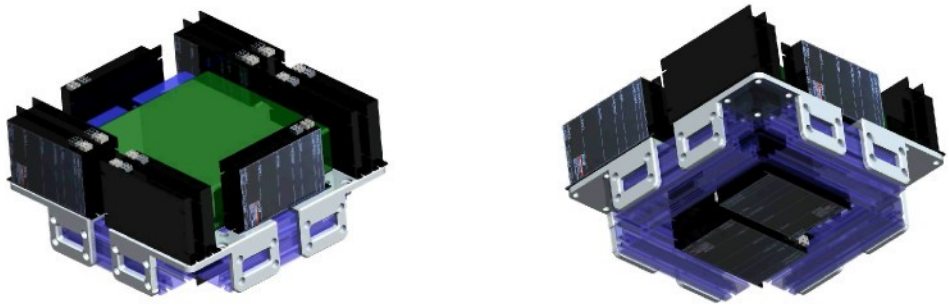
Každá noha se skládá celkem z deseti vzájemně pohyblivých podsestav. Skříň šnekové převodovky rejdu (pozice 1) je na pevno spojena s rámem podvozku. Ve skříni je v ložiskách uložen šnek rejdu (pozice 2), který otáčí hřídelí spojenou s klecí (pozice 3). Ve skříni šnekové převodovky přišroubované na kleci je uložen šnek zvedání nohy (pozice 5). Ten pohání šnekové kolo upevněné na hřídeli zvedání nohy (pozice 4), která je otočně uložena v kleci. Na hřídeli zvedání nohy je otočně uloženo těleso nohy (pozice 7), její otočení vůči hřídeli je ovládáno přes ozubené kolo, po kterém se odvaluje hřeben (pozice 6), který je uložen v lineárním kuličkovém vedení v tělese nohy a který přes pružinu ovládá naklopení nohy. Ve skříni šnekové převodovky pivotace, která je pevně spojena s nohou, je uložen šnek pivotace (pozice 9). Přes šnek pivotace je poháněna hřídel spojená s nosníkem a nábojem kola (pozice 8). Na náboji je pak otočně uloženo kolo (pozice 10).



Obr. 18 Model nohy s pozicemi jednotlivých pohyblivých podsestav

2.2 Konstrukce rámu podvozku

Rám podvozku tvoří čtvercové hliníkové profily ALUTEC K&K 60x60-185 s drážkami. Profily jsou spojeny rohovými spojkami, ke kterým jsou přišroubovány skříně šnekových převodovek pivotace. K profilům jsou přišroubovány EPOS jednotky, 6 jich je umístěno v prostoru pod bateriemi a zbylých 10 je uspořádáno kolem baterie.



Obr. 19 Model rámu podvozku

3 Stabilizace vodorovné polohy rámu podvozku

Pro simulování podvozku a jeho stabilizace byl použit simulační software ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) od firmy MSC. Jedná se o světově nejrozšířenější software pro multibody simulace. Umožňuje vytváření a testování virtuálních prototypů.

Systém ADAMS sestaví ze zadaných těles, jejich vzájemných vazeb a sil, které na ně působí, soustavu Lagrangeových rovnic smíšeného typu v zobecněných souřadnicích $\mathbf{q}$

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} \mathbf{p} \\ \boldsymbol{\varepsilon} \end{bmatrix},$$

kde $\mathbf{p}$ je vektor posuvů pevného tělesa v kartézských souřadnicích a $\boldsymbol{\varepsilon}$ je vektor natočení tělesa, které je definováno třemi Eulerovy úhly, které odpovídají 3-1-3, respektive ψ, ϕ a θ pořadí natočení.

Lagrangeovy rovnice jsou pak ve tvaru:

$$\frac{d}{dt}\left[\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\mathbf{q}}}\right)^{\mathrm{T}}\right] - \left(\frac{\partial K}{\partial \mathbf{q}}\right)^{\mathrm{T}} + \boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{q}}{}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q},$$

kde

$$K = \frac{1}{2}\mathbf{u}^{\mathrm{T}}\mathbf{M}\mathbf{u} + \frac{1}{2}\overline{\boldsymbol{\omega}}^{\mathrm{T}}\overline{\mathbf{J}}\overline{\boldsymbol{\omega}}$$

je kinetická energie, přičemž

$\mathbf{u} = \dot{\mathbf{p}}$ a

$\overline{\boldsymbol{\omega}} = \mathbf{B}\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}$,

kde $\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \sin\phi\sin\theta & 0 & \cos\phi \\ \cos\phi\sin\theta & 0 & -\sin\phi \\ \cos\theta & 1 & 0 \end{bmatrix}$

$\bar{\mathbf{J}}$ je matice setrvačnosti vyjádřená v lokálním souřadnicovém systému a $\mathbf{M}$ je matice hmotností.

Výraz $\Phi_{\mathbf{q}}(\mathbf{q},t)$ představuje matici derivací rovnic vazeb,

$\boldsymbol{\lambda} \in \mathbf{R}^m$ je vektor Lagrangeových multiplikátorů. Počet m je dán počtem vazbových rovnic, jejich počet závisí na typu a počtu vazeb mezi jednotlivými tělesy v systému.

A na pravé straně rovnice pak

$\mathbf{Q}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},t) \in \mathbf{R}^6$

představuje vektor zobecněných sil působících na každé těleso.

Takto získaná nelineární diferenciální vektorová rovnice je pak numericky řešena Newton-Raphsonovou iterační metodou.

Pro simulace byl použit ADAMS/View (ve verzi 2008 MD x64 R3), který umožňuje použití grafického rozhraní pro tvorbu a následné vyhodnocení simulace.

Výsledky výpočtů mohou záležet na nastavení numerického řešiče. Hledání správného nastavení závisí na zkušenosti uživatele a může zabrat poměrně dost času. Pro stejný model tak někdy dostaneme mírně odlišné výsledky, grafy pak můžou být zubaté. Proto se různé špičky v grafech dají považovat za numerickou chybu.

3.1 Úvod do regulace

Úkolem regulace je přibližování aktuální hodnoty sledované veličiny (v našem případě naklopení rámu) k žádané hodnotě (vodorovné poloze rámu) nezávisle na vnějších okolnostech. Regulace je proces, který udržuje (stabilizuje) nějakou fyzikální veličinu v blízkosti požadované hodnoty, tj. stabilizuje regulovanou veličinu průběžně na hodnotě blízké hodnotě řídicí veličiny.

Vnější okolnosti (například jízda po zvlněném terénu) způsobují poruchu (naklopení rámu). Pro výpočet regulační odchylky platí vztah

$$e(t) = w(t) - x(t),$$

kde $e(t)$ je regulační odchylka, $w(t)$ je žádaná hodnota regulované veličiny a $x(t)$ je skutečná hodnota regulované veličiny.

Prvky zajišťující regulaci vytvářejí svým vzájemným působením regulační smyčku. Nejčastěji se používá zpětnovazební smyčka, což znamená, že regulace reaguje na poruchu, která již nastala. Pokud by robot měl reagovat na poruchu, která teprve nastane, tak by musel být vybaven kamerou, která by snímala terén, po kterém jede a dále programem, který by obrazové informace zpracovával a na jejich základě by se připravoval na průjezd terénem. Takový program by byl velmi složitý a pro dané účely i zbytečně přesný, protože uživatel nejspíše stejně nepozná naklopení rámu v řádech desetin stupně. Při tomto druhu dopředné regulace pak nedochází ke korigování akčního zásahu v závislosti na odchylce regulované veličiny od žádané hodnoty. Další možností by byla kombinace dopředné a zpětné regulace. V této práci byla použita pouze zpětnovazební regulace.

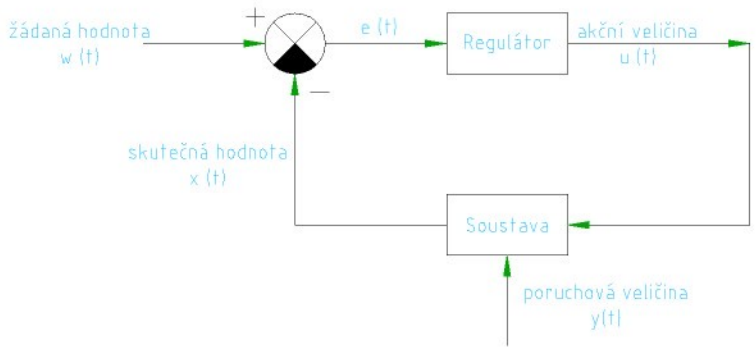


Schéma 2 Smyčka jednorozměrné zpětnovazební regulace

3.1.1 Druhy regulace

Podle účasti člověka můžeme regulaci rozdělit na:

- ruční regulaci – člověk přebírá některé funkce v regulační smyčce,
- automatickou regulaci – probíhá bez vlivu člověka, s výjimkou zadávání hodnoty řídící veličiny, tj. požadované hodnoty regulované veličiny.

Vzhledem k plánovanému použití robotizovaného podvozku lze vyloučit ruční regulaci, stejně tak manuální zadávání požadované hodnoty regulace, ta bude vždy rovna nulové odchylce rámu od vodorovné polohy.

V technické praxi se nejčastěji používají PID regulátory (případně regulátory bez některého ze členů PID regulace). Nejjednodušší regulátor je proporcionální, kdy regulační zásah je tvořen pouze proporcionální složkou. V případě, že je k proporcionální složce přičtena i derivační složka, vznikne PD regulátor, v případě přičtení integrační složky vznikne PI regulátor. Nejuniverzálnějším regulátorem je PID regulátor. Ten vznikne sečtením všech tří složek regulace.

3.1.2 Proporcionální člen bez zpoždění (P-člen)

Výstupní signál z P-členu (dále označován jako proporcionální složka regulace) je přímo úměrný vstupnímu signálu (rozdílu žádané hodnoty od skutečné hodnoty = naklopení rámu podvozku od vodorovné polohy). Funkční závislost výstupu na vstup je dána násobením konstantním zesilovacím činitelem, tj. konstantou úměrnosti (proporcionality) označenou v textu jako P, případně **Pkoeficient.**

Konstanta P se nazývá zesilovací činitel, i když v některých případech je menší než 1 a představuje ve skutečnosti zeslabení.

Ve skutečnosti reagují všechny reálné členy pro přenos signálů s nenulovým zpožděním. Jsou-li však tato zpoždění vzhledem k požadované dynamice regulace velmi malá, jsou tyto členy označovány jako členy bez zpoždění.

P-členy reagují na vstupní skokový signál opět skokovou funkcí na výstupu. Ve funkčních schématech je tento regulační člen označován grafem skokové odezvy.

3.1.3 Integrační člen (I-člen)

Výstupem integračního členu je signál odpovídající průběhu integrálu funkce vstupního signálu. Integrační časová konstanta T_I udává čas, ve kterém (od $t = 0$) dosáhne výstupní funkce hodnoty 1 při konstantní vstupní funkci s hodnotou 1. Převrácená hodnota integrační konstanty T_I se nazývá integrační činitel I.

Odezvou integračního členu na sinusový signál je rovněž sinusový signál. Integrační člen ovlivňuje odchylku regulované veličiny od požadované hodnoty v ustáleném stavu.

3.1.4 Derivační člen (D-člen)

Tvar výstupní funkce (signálu) derivačního členu odpovídá derivaci vstupní funkce (vstupního signálu). Odezvou derivačního členu na skokovou změnu je jehlový impuls. Odezvou D-členu na lineárně rostoucí funkci je konstantní funkce. Derivační složka působí v regulaci jako tlumení překmitů.

3.1.5 Regulátory a regulační obvody

Analogové regulátory

Analogové regulátory jsou takové, které mohou nastavit výstupní veličinu na kteroukoliv hodnotu mezi oběma krajními hodnotami spojitého rozsahu. Jsou také označovány jako spojité regulátory.

Číslicové regulátory

Číslicové regulátory jsou podobné analogovým, jen jejich výstup není spojitý, ale je diskrétní. Regulační zásah je počítán na základě vstupních hodnot senzorů. Omezením číslicových regulátorů je rozlišení snímání a vzorkovací frekvence. V našem případě bude jako číslicový regulátor použit notebook s běžícím programem na snímání dat. Na základě těchto dat budou vypočteny řídící zásahy a ty budou předány řídícím jednotkám servomotorů.

Rovnice PID regulátoru bez zpožďovacích členů vypadá následovně

$$u(t) = P\left[e(t) + \frac{1}{T_I}\int_0^t e(\tau)\mathrm{d}\tau + D\frac{\mathrm{d}e(t)}{\mathrm{d}t} \right],$$

kde $u(t)$ je signál z regulátoru (akční zásah).

Zvláštním případem jsou adaptivní regulátory, které automaticky přizpůsobují svoje vlastnosti podle změn dynamických vlastností regulované soustavy. Průběžně (každou periodu vzorkování,

případně v delších časových intervalech) vyhodnocují regulační pochod a upravují hodnoty svých parametrů.

3.1.6 Identifikace systému, signály

Identifikace systému slouží k popisu dynamických vlastností systému. Vnější popis systému vyjadřuje dynamické vlastnosti mezi vstupem a výstupem soustavy a může být prezentován lineární diferenciální rovnicí, přechodovou funkcí a přechodovou charakteristikou systému, impulzovou funkcí a impulzovou charakteristikou systému, frekvenčním přenosem systému a frekvenční charakteristikou. Vnitřní popis systému vyjadřuje dynamické vlastnosti reakcí mezi vstupem, vnitřním stavem a výstupem systému.

Většina odborné literatury se zabývá jednoduchými případy, kdy lze model popsat pomocí diferenciálních rovnic a z nich pak vychází při návrhu a ladění regulace na matematickém modelu popsaném typicky v programu Matlab. Robotizovaný podvozek je ovšem složen z mnoha částí a simulace matematického popisu kinematiky podvozku byla natolik zdlouhavá (výpočetní čas simulací základních manévrů trval od několika hodin po několik desítek hodin), že bylo upuštěno od záměru sestavit matematický model dynamiky celého podvozku. Proto byl sestrojen dynamický simulační model k otestování regulace.

3.1.7 Seřízení regulátoru

Při změnách řídící veličiny dochází přechodně k odchylkám regulované veličiny od řídící. Úlohou seřízení regulátoru je optimální nastavení parametrů regulátoru, které určují jeho dynamické chování, tj. časové zpoždění a zesílení, respektive celou časovou charakteristiku zpětné vazby. Dynamická charakteristika regulátoru, tj. schopnost reagovat na řízení i poruchy je tím lepší, čím menší jsou časové konstanty regulačních mechanismů, tj. čím větší je jmenovitý kmitočet regulační smyčky. Zesílení zpětnovazebních signálů je dané konstantou úměrnosti P. U regulačních obvodů nás zajímá především odezva výstupu na vstupní skokovou funkci. Ta odpovídá zadání nového požadavku na regulovanou veličinu. Dále nás zajímá výstupní odezva na vstupní sinusovou funkci.

Metoda Zieglera a Nicholse

Metoda Zieglera a Nicholse představuje zřejmě nejrychlejší způsob jak vhodně nastavit PID regulátor. Stanovuje hodnoty parametrů regulátoru z tzv. kritického bodu frekvenční charakteristiky, ve kterém je určeno kritické zesílení P_{krit} a perioda kritických kmitů T_{krit}. Na základě těchto údajů se podle tabulky dopočítají koeficienty integračního a derivačního členu. Tato metoda vznikla empiricky a mezi nejčastěji vyčítané nevýhody patří to, že odezva na změnu žádané hodnoty je příliš kmitavá a v případě neměnné žádané hodnoty má odezva na poruchu příliš velký překmit. Tato metoda (stejně jako ostatní metody seřízení regulátoru) navíc vůbec nebere ohled na omezení dané například rychlostí mechanismů ovládající regulovaný systém, což se ukázalo jak limitující.

3.1.8 Volba typu regulace

Protože uživatel nejspíše nepozná malou trvalou odchylku od vodorovné polohy (naklopení v řádu desetin stupně a menší) v ustáleném stavu, tak byla zvolena rychlostní (přírůstková) PD regulace (s proporcionálním a derivačním členem).

Regulace je modelována bez dopravního zpoždění. Toto zpoždění je dáno snímáním aktuální polohy rámu, dále vyhodnocením signálů řídícím softwarem, předáním vypočítaných požadovaných rychlostí řídícím jednotkám motorů a rychlostí jejich reakce. Tato zpoždění lze vyhodnotit až na reálném modelu a finální verzi řídícího softwaru, který ovšem ještě není k dispozici.

3.2 Tvorba zjednodušeného 2D modelu v systému ADAMS

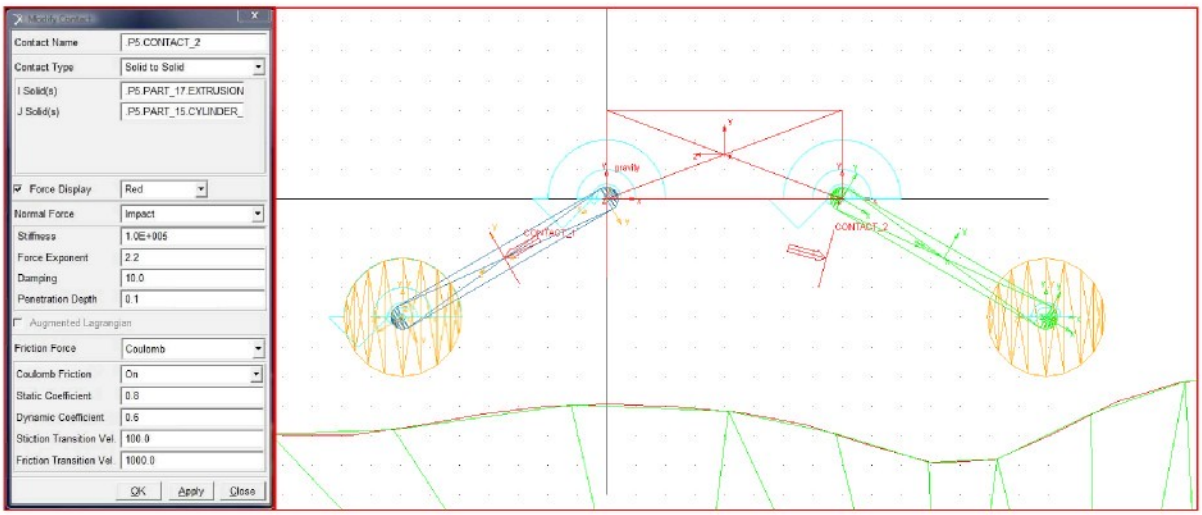
Pro vyřešení stabilizace rámu podvozku byl nejprve vytvořen jednoduchý 2D model, na kterém lze snadno ověřit funkčnost jednotlivých řešení. Model se skládá z kvádru představující rám, dále ze dvou prvků LINK, které představují nohy a nakonec ze dvou válců, které představují kola. Nohy jsou připojeny otočně k rámu pomocí rotačních vazeb. Do těchto vazeb jsou umístěny ideální (kinematické) motory MOTION, které budou mít na starosti vyrovnávání terénu. V první simulaci je jim předepsán nulový pohyb, což je stejné, jako by byly připojeny k rámu 2D modelu pevnou vazbou

K nohám jsou připojena kola pomocí rotačních vazeb a pomocí MOTIONu a přednímu kolu byl předepsán pohyb typu DISPLACEMENT předpisem

-360.0d * time,

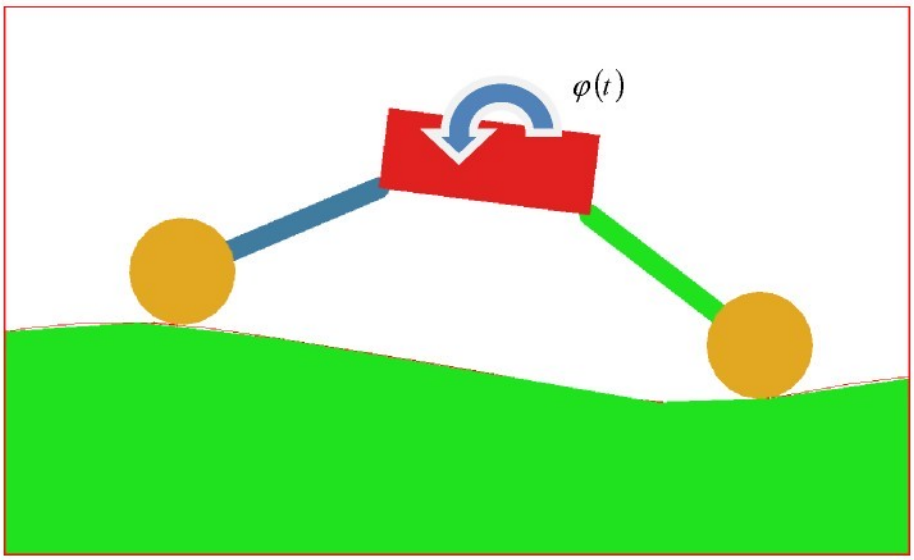
což značí, že úhlová výchylka roste od úměrně s časem (prakticky to znamená, že je předepsán rotační pohyb s rychlostí 1 ot/s). Druhé kolo se otáčí volně.

Dále bylo potřeba vytvořit pojezdovou plochu. Ta je tvořena náhodně zvolenými body, kterými je proložena křivka spline a vytažena do prostoru. Tato plocha je napevno spojena se základním rámem (nepohyblivým v prostoru), který je v systému ADAMS nazýván GROUND. Mezi koly a pojezdovou plochou byl předepsán kontakt s defaultním nastavením a se zapnutým třením. Pro daný účel takto vytvořený kontakt postačuje a není třeba se zabývat jeho laděním.

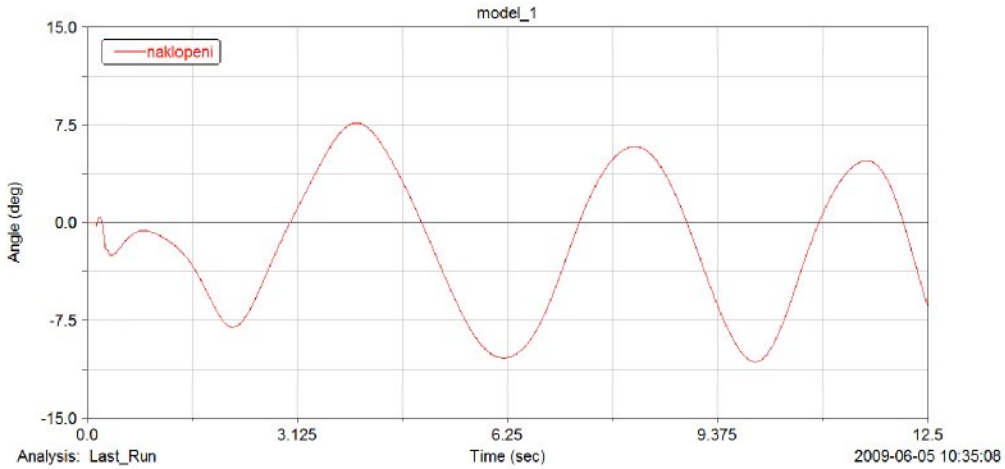


Obr. 20 Jednoduchý model v základní pozici v drátovém zobrazení a s vyznačenými vazbami a nastavení kontaktu mezi koly a pojezdovou plochou

V základní pozici je zjednodušený model robota nad plochou a padá na ní volným pádem se zapnutými MOTIONy, což způsobí, že se model hned po dopadu se rozjede, tlumení v kontaktu mezi koly a pojezdovou plochou zabrání odskočení modelu. Model je pouštěn z výšky na pojezdovou plochu z důvodu, že systém ADAMS má problém s kontaktem v prvním kroku výpočtu. Při výpočtu byl ponechán defaultní řešič GSTIFF s formulací SI2 (která je doporučena při výpočtech modelů obsahující kontakt) a byl nastaven kompilátor C++. Při simulaci byl sledován úhel $\varphi(t)$ naklopení rámu od vodorovné polohy.



Obr. 21 Jednoduchý model při jízdě na pojezdové ploše tvořené spline křivkou

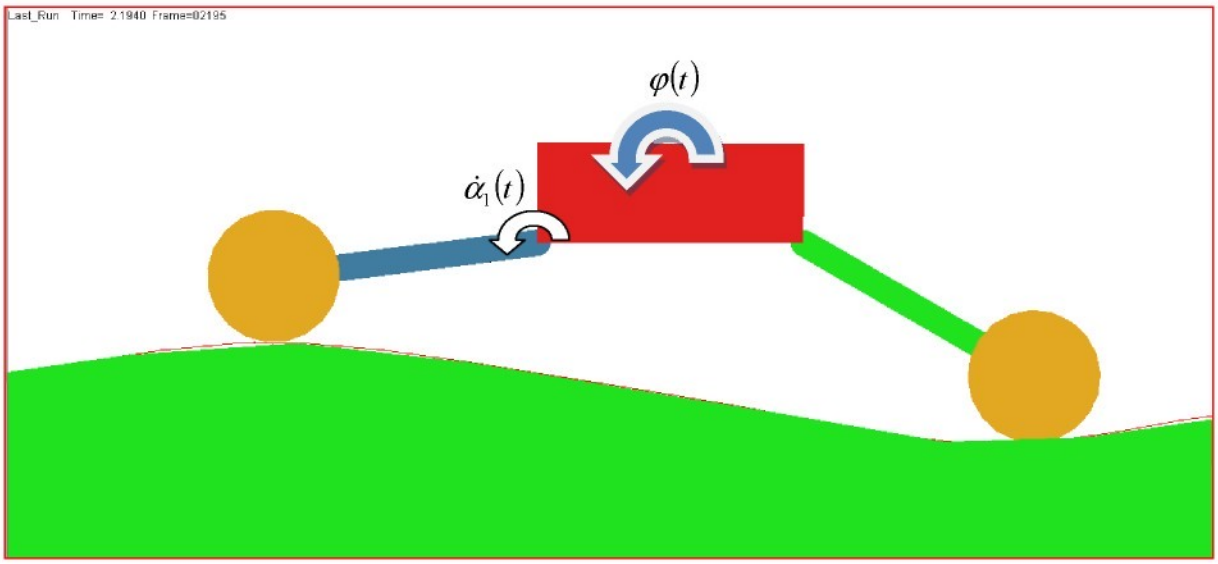


Graf 1 Průběh úhlu naklopení rámu $\varphi(t)$ neregulovaného 2D modelu při jízdě po zvlněné ploše

Na grafu 1 je pak průběh naklopení rámu 2D modelu $\varphi(t)$ od vodorovné polohy v závislosti na čase. Jak je vidět z průběhu na grafu, tak se naklopení rámu pohybuje maximálně kolem 10° (bráno v absolutní hodnotě). Toto naklopení charakterizuje pojezdovou plochu.

3.3 Proporcionální regulace jedné nohy

Při vyrovnávání terénu pomocí jedné nohy je měřen úhel naklopení rámu podvozku od vodorovné polohy a na základě této výchylky je regulována rychlost naklápění přední nohy. Rychlost naklápění je přímo úměrná regulované výchylce, jedná se tedy o jednoduchou proporcionální regulaci.



Obr. 22 Jednoduchý model na pojezdové ploše tvořené spline křivkou s vyznačeným úhlem odchylky $\varphi(t)$ a rychlostí naklopení ramena $\dot{\alpha}_1(t)$

Rovnice regulačního zásahu pak je:

$$\dot{\alpha}_1(t) = -P_{2D}\,\varphi(t),$$

$$P_{2D} = 0..1500,$$

kde P_{2D} je konstanta proporcionální regulace.

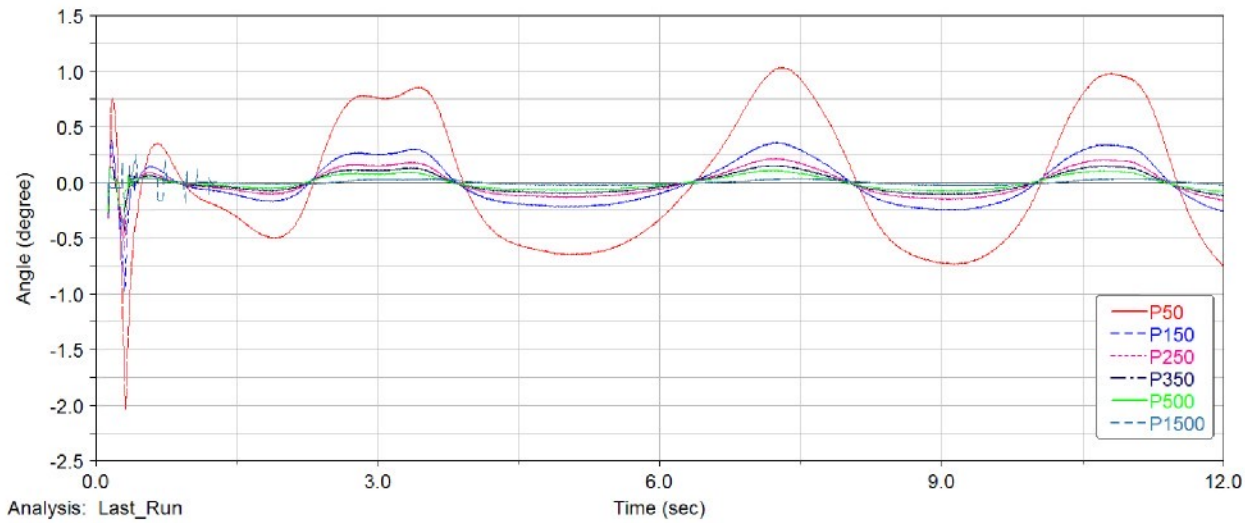
V systému ADAMS pak byla zadána rovnice MOTIONu naklápění přední nohy jako funkce času ve tvaru:

-1*.naklopeni*.P,

kde **naklopeni** je měření odchylky rámu od vodorovné polohy a **P** je proměnná typu DESIGN VARIABLE. Použití DESIGN VARIABLE je velmi výhodné a umožňuje provést sadu simulací (DESIGN EVALUTION) pro různé hodnoty bez zásahu uživatele. Pro MOTION druhé nohy byla zadána hodnota:

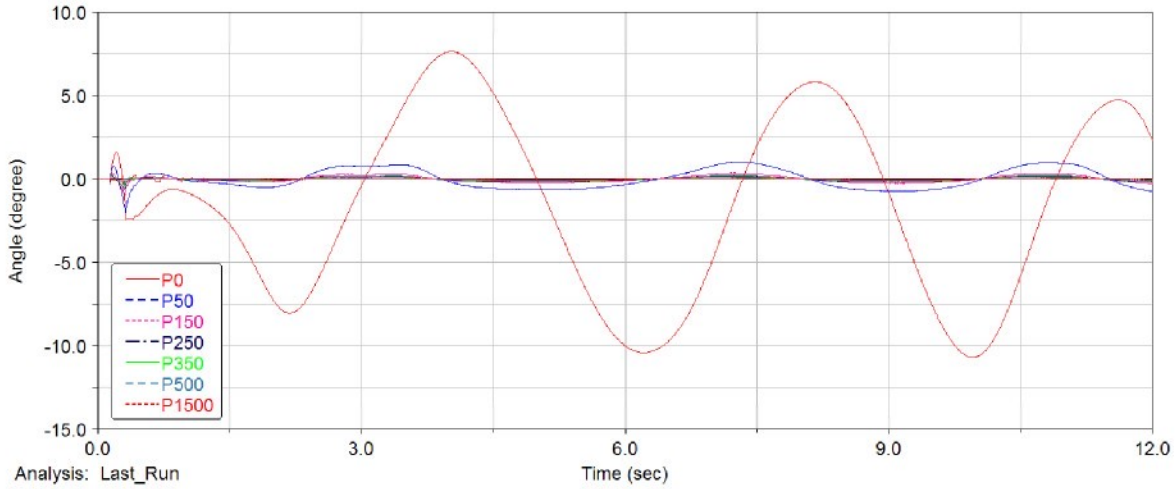
0,

což znamená, že se noha nebude v průběhu simulace naklápět vůči rámu podvozku.



Graf 2 Vliv koeficientu P_{2D} na výsledný náklon rámu

Z grafu 2 je vidět, že se zvyšujícím se koeficientem P klesá odchylka rámu od vodorovné polohy. V reálném modelu pak bude rychlost regulačního zásahu omezena maximálními otáčkami servopohonu a jeho maximálním krouticím momentem. U nejvyšší hodnoty proporcionální složky se na začátku simulace objevuje kmitání kolem nulové polohy.

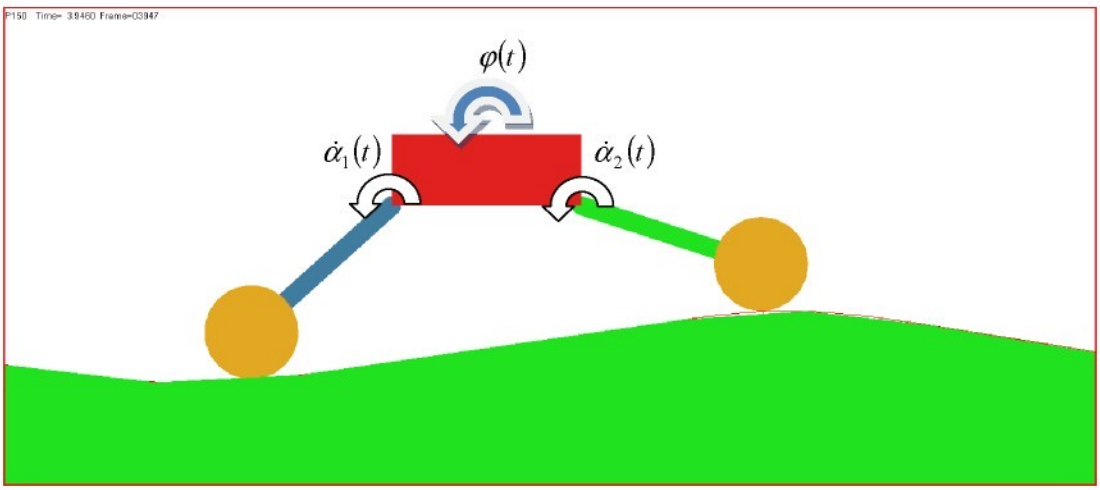


Graf 3 Vliv koeficientu P_{2D} na výsledný náklon rámu, porovnání s neregulovanou jízdou

Při porovnání regulovaného a neregulovaného modelu (koeficient proporcionální regulace je nulový) je vidět, že už nízké hodnoty koeficientu P způsobí velké zlepšení ve výsledném náklonu rámu podvozku 2D modelu.

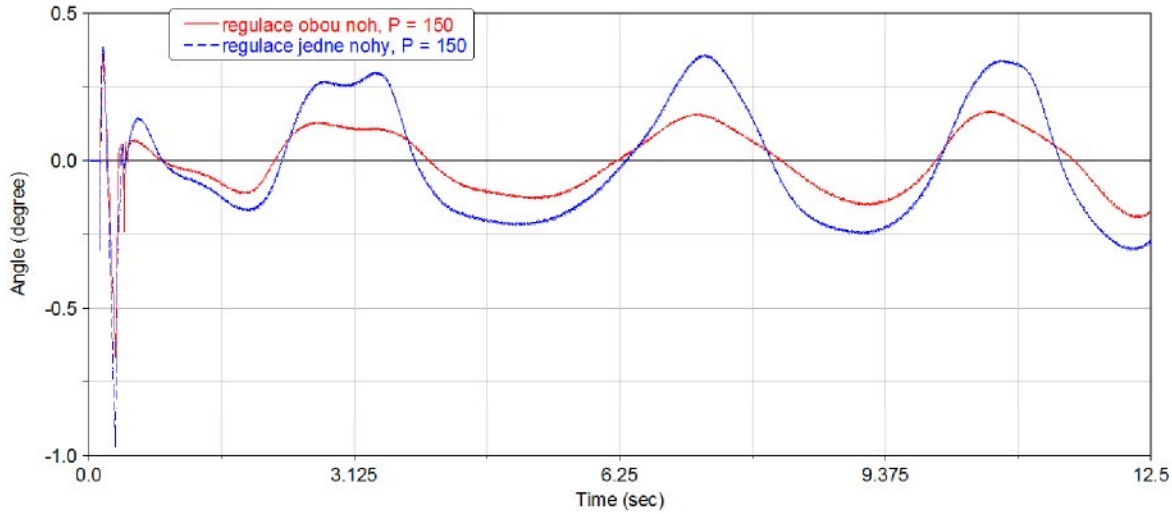
3.4 Proporcionální regulace obou noh

V tomto případě jsou do regulace vodorovné polohy rámu aktivně zapojena obě ramena. Obě se natáčí stejným směrem a stejnou rychlostí, což má za následek udržení konstantní světlé výšky podvozku.



Obr. 23 Jednoduchý model na pojezdové ploše tvořené spline křivkou s vyznačeným úhlem odchylky $\varphi(t)$ a rychlostmi naklopení ramen $\dot{\alpha}_1(t)$ a $\dot{\alpha}_2(t)$

Udržení světlé výšky podvozku je žádoucí, protože pak nemůže dojít k situaci, že vlivem jízdy po zvlněném terénu bude podvozek postupně klesat, což by mohlo znamenat, že uvázne na terénní nerovnosti, nebo naopak že se bude postupně zvedat, což by zvýšilo těžiště podvozku a zmenšilo by to jeho stabilitu.



Graf 4 Porovnání naklopení rámu 2D modelu při regulaci obou noh oproti regulaci jedné nohy při stejném koeficientu P_{2D}

Z grafu 4 je vidět, že při regulování obou noh se zmenší naklonění rámu 2D modelu při stejné konstantě proporcionální regulace P_{2D} přibližně o polovinu.

3.5 Vliv derivační složky

V případě čistě proporcionální regulace je regulační zásah přímo úměrný regulační výchylce. Při velkých hodnotách koeficientu proporcionální regulace může dojít k překmitům regulované veličiny kolem žádané hodnoty. To lze odstranit přidáním derivační složky regulace. Při derivační regulaci vznikají akční zásahy pouze při změnách regulační odchylky. Derivační regulace není schopna samostatné funkce, protože vstupním signálem je derivace regulační odchylky a neví tedy nic o velikosti (hodnotě) odchylky $\varphi(t)$. Ve spojení s proporcionálním regulátorem pak zlepšuje stabilitu regulačního obvodu a informuje regulátor o změně regulační odchylky. Regulátor tedy může v předstihu na tuto změnu reagovat. V podstatě přináší derivační regulace do regulačního zásahu tlumení. Při použití derivačního regulátoru dojde ke zpomalení vlivu poruchy na regulační proces.

Rovnice regulačního zásahu pro PD regulace pak je:

$$\dot{\alpha}_1(t) = \dot{\alpha}_2(t) = -P_{2D}\,\varphi(t) - D_{2D}\,\dot{\varphi}(t),$$

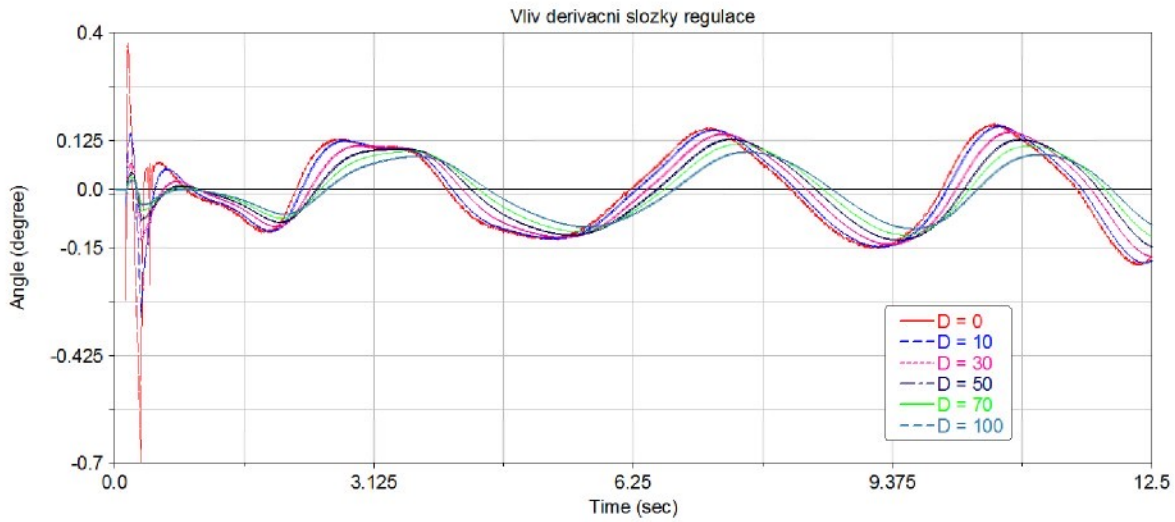
$$D_{2D} = 0..100,$$

kde D_{2D} je konstanta pro derivační složku regulace.

Pro přidání derivační složky regulace do předpisu MOTIONu v systému ADAMS bylo nutné nejdříve vytvořit měření rychlosti naklápění rámu 2D modelu **rychlost_naklopeni**.

Předpis pro MOTION pak vypadal:

-naklopeni*P-D* rychlost_naklopeni.

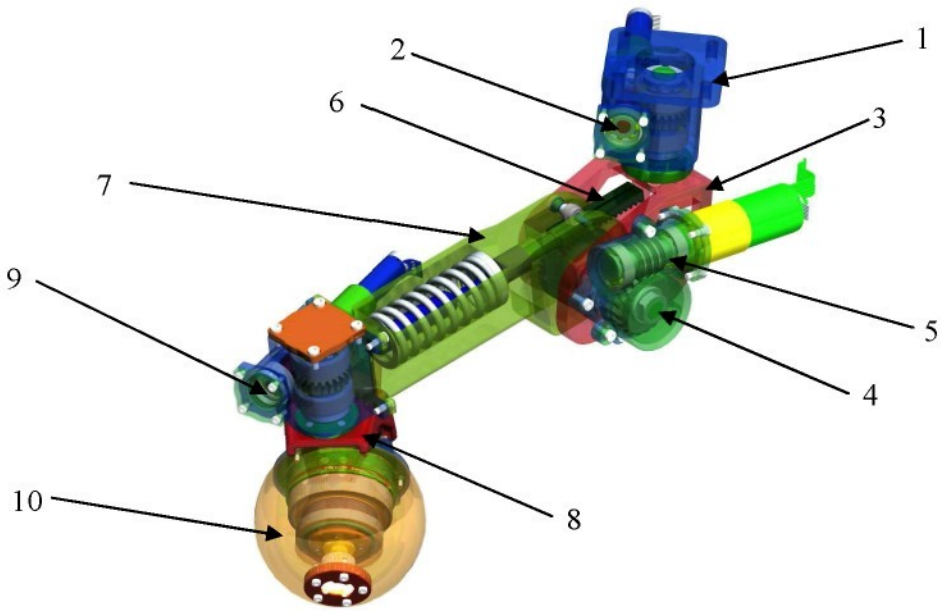


Graf 5 Vliv derivační složky regulace na naklopení rámu podvozku 2D modelu při $P_{2D} = 150$

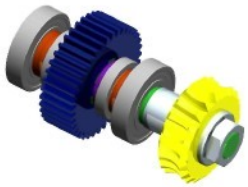
Z grafu 5 je vidět, že se zvyšujícím se koeficientem D_{2D} klesá úhel naklopení rámu 2D modelu jen o málo, za to se posouvá lokální maximum naklopení, čili opravdu dochází ke zpomalení vlivu poruchy (terénní nerovnosti) na regulovanou veličinu (vodorovná poloha rámu 2D modelu).

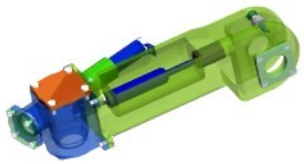
3.6 Sestavení simulačního modelu robotu

Celý model jedné nohy byl v CAD systému rozdělen do jednotlivých pohyblivých podsestav (viz kapitola 2.1). Ty byly vyexportovány jako objemy ve formátu parasolid (s příponou *.x_t) s jednotným referenčním souřadnicovým systémem. Výhoda exportu částí s jednotným souřadnicovým systémem spočívá v tom, že jednotlivé části jsou po importu do systému ADAMS ve správných polohách, a není pak nutné je složitě umisťovat. Jednotlivé podsestavy jsou pak v ADAMSu brány jako party složené z více objemů. Dále bylo potřeba přiřadit podsestavám jejich hmotové charakteristiky (hmotnost, momenty setrvačnosti, deviační momenty a těžiště). Tyto hodnoty byly získány z CAD modelu, kde jednotlivým součástím byla přiřazena hustota. V Pro/ENGINEERu jsou hmotové charakteristiky uspořádány do tenzoru setrvačnosti a do ADAMSu se zadávají přímo hodnoty, proto bylo potřeba u deviačních momentů (které se do tenzoru setrvačnosti zadávají s mínusem) změnit znaménko.



Obr. 24 Model nohy s pozicemi jednotlivých pohyblivých podsestav

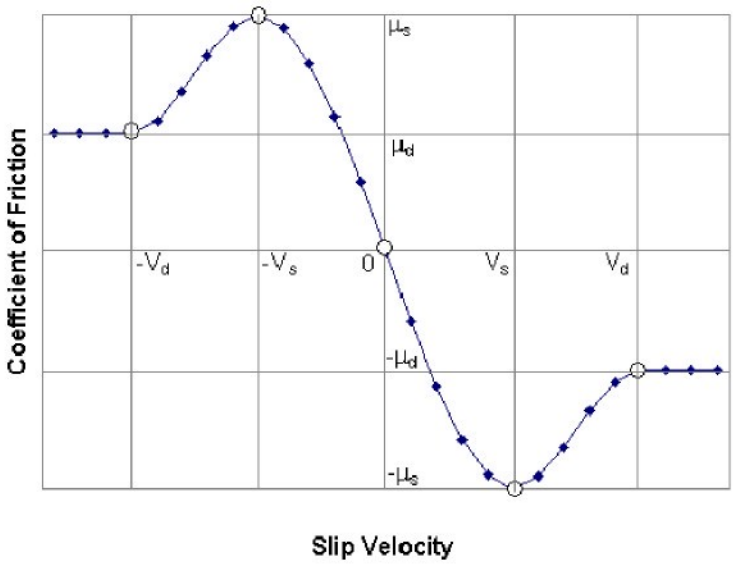
Pozice	Název podsestavy	Hmotnost [kg]	Obrázek
1	Skříň šnekové převodovky rejdu	0,46	
2	Šnek rejdu	0,059	
3	Klec	1,63	
4	Hřídel zvedání nohy	0,56	

5	Šnek zvedání nohy	0,12	
6	Hřeben	0,13	
7	Noha	1,12	
8	Náboj kola	1,38	
9	Šnek pivotace	0,059	
10	Kolo	0,69	

Tabulka 2 Kusovník modelu nohy

K takto sestaveným částem bylo potřeba přidat vazby. Vzhledem k účelu sestavení modelu bylo možno použít zjednodušené vazby, například místo použití sférické vazby (odebírá 3 stupně volnosti) pro jedno ložisko (většina ložisek umožňuje menší natočení vnitřního kroužků vůči vnějšímu ve směru kolmém na jeho osu otáčení vlivem vůle) a dvou obecných vazeb (obecná vazba odebírá jeden stupeň volnosti), které by odebíraly stupně volnosti odpovídající posuvu v rovině kolmé na osu otáčení pro druhé ložisko na téže hřídeli, tak byla použita rotační vazba, která odebírá 5 stupňů volnosti. Tím se sice připravíme o informaci o silách zatěžující jednotlivá ložiska, ale vzhledem k výpočtům, které byly provedeny při konstrukci nohy a ze kterých vyplynulo, že ložiska jsou značně předimenzovaná (ložiska byla vybrána hlavně kvůli potřebným zástavbovým rozměrům), tak jsou tyto informace o silách nezajímavé.

Protože v simulacích bylo využito rejdu a pivotace naprosto minimálně, tak je šnek rejdu [2] spojen se skříní převodovky [1] pevnou vazbou (FIXED JOINT). Klec s hřídelí rejdu [3] je spojena se skříní šnekové převodovky rejdu [1] rotační vazbou (REVOLUTE JOINT). Ke kleci [3], na které je zároveň skříň šnekové převodovky zvedání nohy, je připojen šnek naklápění [5] rotační vazbou. Dále je ke kleci připojena hřídel zvedání nohy [4] také rotační vazbou. Hřídel zvedání nohy a šnek zvedání nohy jsou spolu spojeny pevným převodem (COUPLER) s převodovým poměrem $i = 20$. Tato vazba bohužel neobsahuje možnost samosvornosti. Dokonce i na oficiálním fóru uživatelů softwaru ADAMS se problém samosvornosti už řešil a ani velmi zkušení uživatelé nebyli schopni poradit řešení. Některé návrhy radily řešit tento problém kontaktem se třením. Problém je v zadávání konstant tření. Při nízkých koeficientech smykového tření (0,1 až 0,2, což jsou reálné tabulkové hodnoty součinitelu smykového tření za klidu pro ocel a cínový bronz při mazání) na zkušebním příkladě stále docházelo k pootáčení šneku při momentovém zatížení šnekového kola. Tomu se podařilo téměř zamezit nízkou hodnotou STICTION TRANSITION VELOCITY, ale simulace běžela velmi pomalu a bylo by nereálné provést všechny simulace s těmito kontakty.



μ_s - MU STATIC - koeficient statického tření

μ_D - MU DYNAMIC - koeficient dynamického tření

v_s - STICTION TRANSITION VELOCITY

v_D - FRICTION TRANSITION VELOCITY

Obr. 25 Výpočetní model tření u kontaktu v systému ADAMS

Vhodnější je vynásobit potřebný moment na šneku koeficientem účinnosti šnekového ozubení, který je podle dříve provedených výpočtů 0,467. Tím ovšem nezjistíme, jestli je tento moment využit k udržení pozice (což by zajistila samosvornost) anebo je využit k pohybu. Ovšem k ověření dimenzování servopohonu (zjištění maximálních potřebných otáček a hnacího momentu) tato úvaha postačuje.

S hřídelí zvedání nohy [4] je rotační vazbou spojena noha [7]. K noze [7] je připojen posuvnou vazbou (TRANSLATIONAL JOINT) hřeben [6]. Dále je pak mezi hřeben [6] a hřídel zvedání nohy [4]

vložena vazba hřebenu a ozubeného kola (RACK AND PINION). Mezi hřeben a nohu je pak přímo v ADAMSu vložena tlačná pružina (SPRING) s tuhostí $k = 44{,}67\ \mathrm{N/mm}$, předpětím $F_0 = 485\ \mathrm{N}$ a s prozatím defaultním tlumením $b = 1{,}3 \cdot 10^{-3}\ \mathrm{N\,s/mm}$. Dále je k noze [7], která obsahuje i skříň šnekové převodovky pivotace, připojen pevnou vazbou šnek pivotace [9]. K noze [7] je rotační vazbou připojen náboj kola [8], který obsahuje i hřídel pivotace. A nakonec je k náboji kola [8] připojeno rotační vazbou kolo [10]. Nakonec byl přidán kontakt s defaultním nastavením (což představuje kontakt mezi dvěma tělesy z oceli, což je pro tento případ naprosto dostačující) mezi opěrkou připevněnou na hřebenu a dosedací plochou na noze, čímž se vymezil pracovní zdvih hřebenu. Nakonec byla připevněna skříň šnekové převodovky k základnímu rámu (je myšlen GROUND systému ADAMS). Tato vazba byla použita pouze pro verifikaci modelu. Po verifikaci byla smazána.

Takto sestavený model jedné nohy má celkem 5 stupňů volnosti, z nichž 4 budou řízené, a jeden zůstane neřízený. Neřízený stupeň volnosti představuje deformace pružiny. Po verifikaci modelu pak ADAMS vypíše následující hlášení:

VERIFY MODEL: .noha1
5 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
10 Moving Parts (not including ground)
1 Rack_and_pinion Joints
6 Revolute Joints
1 Translational Joints
3 Fixed Joints
1 Couplers

5 Degrees of Freedom for .noha1

There are no redundant constraint equations.

Model verified successfully

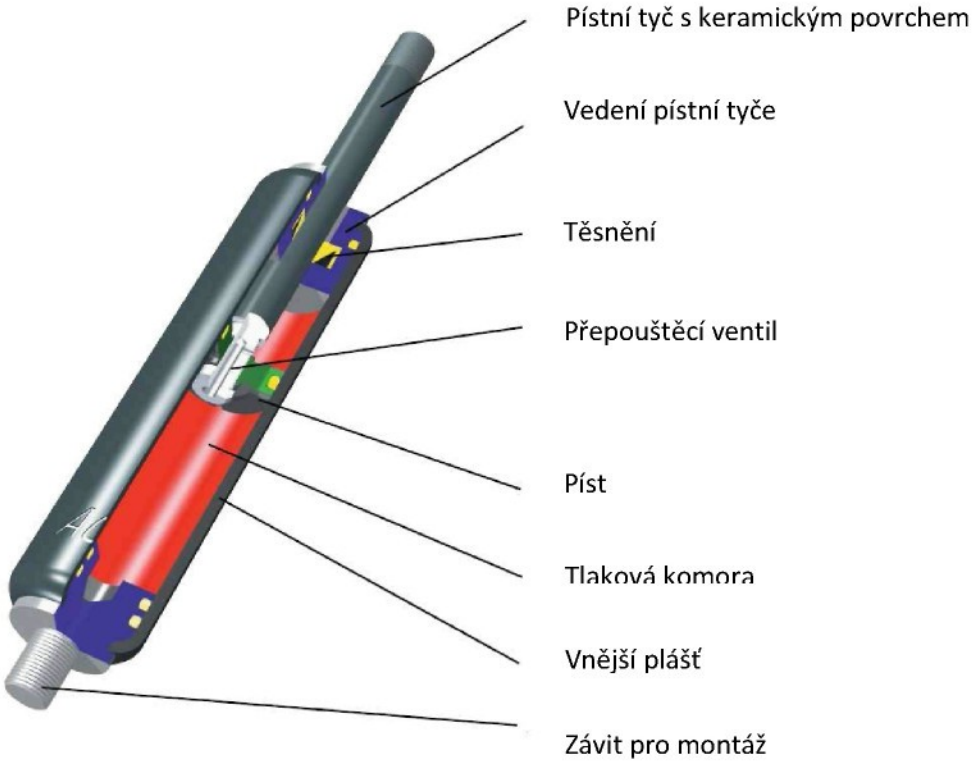
Z hlášení je vidět, že model je sestaven korektně a neobsahuje nadbytečné (redundantní) vazby, což je důležité pro rychlost a správnost výpočtu simulace. Do rotačních vazeb, které jsou řízeny servopohony, byly přidány kinematické vazby (MOTIONy). Jedná se o pohon kola, pohon pivotace, pohon rejdu a pohon zvedání nohy. Tím zbyl robotizované noze pouze jediný neřízený stupeň volnosti.

Dále byly všechny části včetně vazeb třikrát zkopírovány do místa, kde budou upevněny k rámu podvozku. Nakonec byl naimportován rám podvozku. K rámu podvozku byly pevnou vazbou připojeny skříně šnekových převodovek rejdu.

Jednotkový systém byl nastaven na milimetry, kilogramy, newtony, sekundy, radiány a hertze.

3.7 Měření charakteristiky tlumiče

Model robotu obsahuje nastavitelný hydraulický tlumič *ACE HB15*, který je vložen uvnitř pružiny mezi hřeben a těleso nohy. Nastavení tlumení se provádí otáčením pístní tyče. K tomuto tlumiči výrobce nedodává charakteristiku, proto bylo nutné jí změřit. Měření bylo provedeno a vyhodnoceno v diplomové práci „Experimentální náprava robotizovaného podvozku“ [9].



Obr. 26 Schematický řez tlumičem *ACE HB15*

Tlumič nejspíše obsahuje vratnou pružinu, která ovšem v řezu zakreslená není. Zdvih tlumiče je 25mm. Konstrukce tlumiče umožňuje nastavení tlumící síly vzájemným otáčením pláště a pístnice. Maximálně lze otočit pístem cca 5 otáček.

Ke změření charakteristiky bylo použito elektropulzní zařízení. To je vybaveno upínacími čelistmi, do nichž byl tlumič s pomocí přípravku upnut. Tlumič byl zatěžován sinusovou funkcí pro stlačení a byla měřena síla potřebná ke stlačení a okamžitá hodnota stlačení.

Předepsaná funkce pro stlačení měla tvar:

$x(t) = A \sin(\omega t)$,

kde

A [mm] je velikost amplitudy zatěžujícího cyklu,

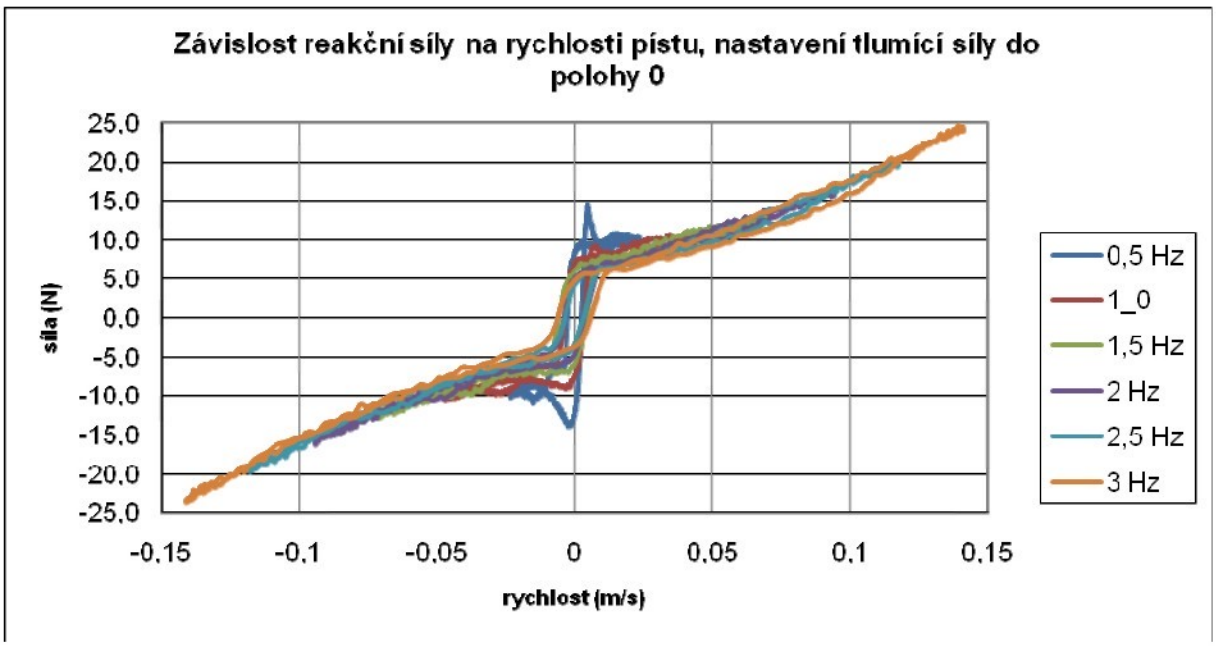
ω [rad/s] je úhlová frekvence a

t [s] je čas.

Na zatěžovacím zařízení se nastavuje frekvence f [Hz], přičemž $\omega = 2\pi f$.

Amplituda zatěžovacího cyklu A	7,5 mm
Frekvence f	0,5 až 3 Hz s krokem 0,5Hz
Střední poloha pístu při zatěžovacím cyklu x_s	15 mm
Vzorkovací frekvence měření	1000 Hz
Natavení tlumící síly otáčením pístu	1 – 4 otáčky po jedné otáčce
Síla předpětí tlumiče	$F_p(x)[\mathrm{N}]$
Tlumící síla	$F_{tl}(\dot{x})[\mathrm{N}]$

Tabulka 3 Parametry pro měření tlumiče na elektropulzním zařízení



Graf 6 Závislost reakční síly na rychlosti pístu, nastavení tlumící do polohy 0

Z grafu je vidět, že kromě oblasti kolem nulové rychlosti je tlumící síla téměř lineární. Kolem nulové polohy je vidět hysterezní smyčka způsobená patrně suchým třením mezi pístem a pláštěm válce. Pokud budeme uvažovat, že tlumení způsobené protékáním oleje kanálky v pístu je lineární (což průběh grafu napovídá), tak pak můžeme napsat

$$F_{tl} = \begin{matrix} F_{0tl} + b\,\dot{x} \\ -F_{0tl} - b\,\dot{x} \end{matrix} \quad \text{pro} \quad \begin{matrix} \dot{x} > 0 \\ \dot{x} < 0 \end{matrix},$$

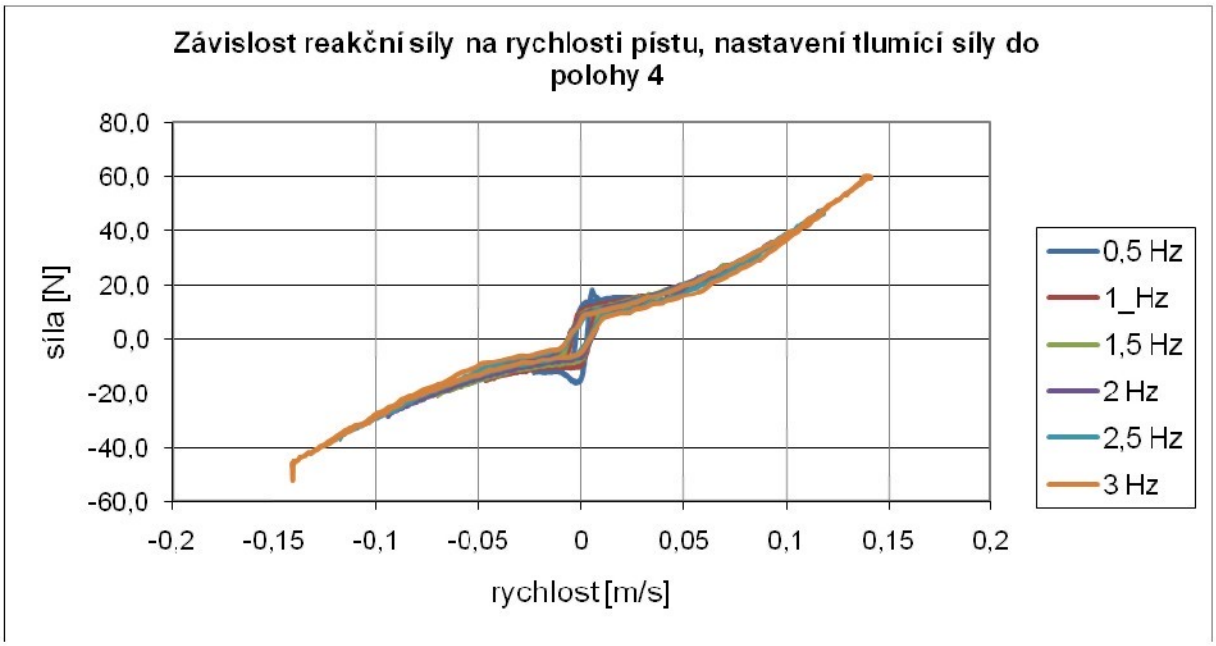
kde $b\left[\mathrm{N\,s}/\mathrm{mm}\right]$ je konstanta útlumu, její tangenta pak představuje sklon síly v závislosti na rychlosti.

Podle hodnot odečtených z grafu tak, že proložíme přímku skloněnou částí a zjistíme průsečík s osou rychlosti, pak získáme, že

$$b = \frac{23}{0{,}18} = 127{,}7\ \mathrm{N\,s/m} = 0{,}1277\ \mathrm{N\,s/mm}.$$

Tato hodnota pak byla zadána jako DAMPING COEFFICIENT u všech čtyř pružin v systému ADAMS.

Síla předpětí tlumiče F_{0tl} je z grafu rovna přibližně 5N, což je vzhledem k tuhosti použité pružiny ($k = 44{,}67\ \mathrm{N/mm}$) a předpětí pružiny ($F_0 = 485\ \mathrm{N}$) velmi malá a proto byla zanedbána, protože její zadání pomocí přičtení k síle pružiny například pomocí funkce signum (což je funkce nespojitá) zpomalilo výpočet. Obecně všechny nespojité funkce, případně funkce s nespojitými derivacemi zpomalují a v některých případech občas i velmi ztíží výpočet.



Graf 7 Závislost reakční síly na rychlosti pístu, nastavení tlumící do polohy 4

Při nastavení tlumiče pro maximální tlumení (poloha 4), je pak konstanta útlumu

$$b_{\max} = \frac{45}{0{,}14} = 321{,}4\ \mathrm{N\,s/m} = 0{,}3214\ \mathrm{N\,s/mm}.$$

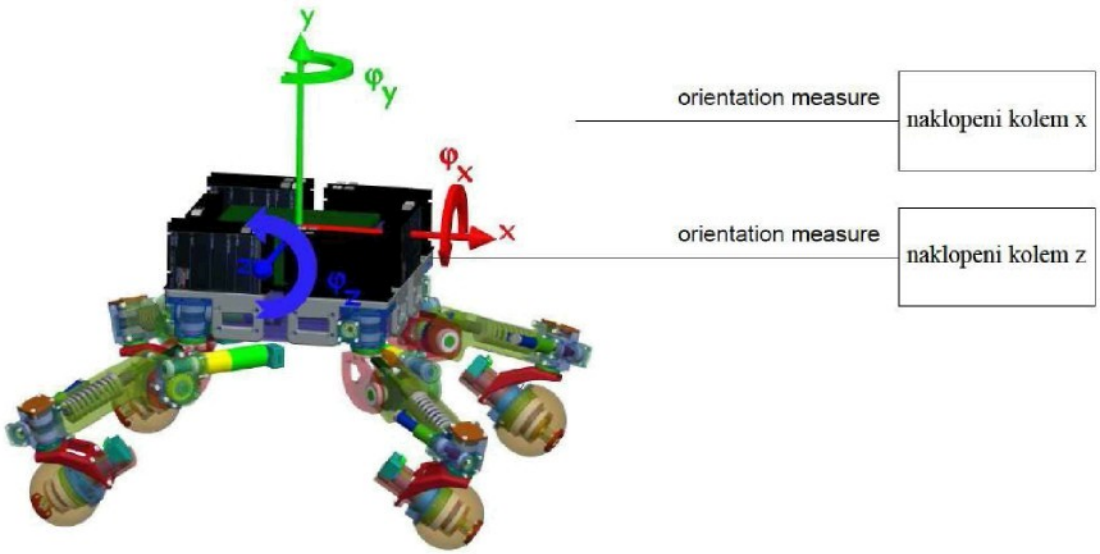
Ovšem vzhledem k nízkým rychlostem, jakými je tlumič společně s pružinou stlačován, má nastavení konstanty útlumu velmi malý vliv na celkové chování modelu. Proto všechny simulace byly provedeny s konstantou útlumu

$$b = 0{,}1277\ \mathrm{N\,s/mm}.$$

3.8 Regulace reálného modelu robotu

Do sestaveného modelu podvozku bylo potřeba přidat vztahy pro regulaci vodorovné polohy rámu. Do geometrického středu rámu by přidán MARKER (souřadnicový systém ADAMSu). K němu bylo vytvořeno měření natočení (ORIENTATION MEASURE) vůči GROUNDu ve dvou osách. První měření **naklopeni_kolem_x** bylo definováno charakteristikou AX, AY, AZ PROJECTION ANGLES a nastavena byla složka (COMPONENT) FIRST ROTATION. Druhé měření **naklopeni_kolem_z** bylo pak definováno obdobně, jen jako složka byla nastavena THIRD ROTATION.

Dále bylo bylo vytvořeno měření **rychlost_naklopeni_kolem_x** definované jako POINT TO POINT MEASURE ke středu rámu, jako charakteristika byla zvolena ANGULAR VELOCITY a složka byla zvolena X. Podobně bylo vytvořeno měření **rychlost_naklopeni_kolem_z**.



Obr. 27 Model robotu s vyznačenými úhly naklopení rámu podvozku

Po definování měření už pak bylo možno vytvořit regulaci vodorovné polohy rámu podvozku pomocí vztahů pro MOTIONy ovládající naklopení každé nohy. Pro tyto potřeby byly vytvořeny DESIGN VARIABLE **Pkoeficient** představující proporcionální složku regulace a **Dkoeficient** jako derivační složka regulace. Dále byly vytvořeny celkem čtyři STATE VARIABLE pro požadované naklopení každé nohy. Jedná se v podstatě o stejnou regulaci jako v případě zjednodušeného 2D modelu, ale ve dvou na sobě kolmých rovinách. Požadovanou hodnotou úhlů φ_x a φ_z je nulová hodnota. Okamžitá hodnota těchto úhlů je pak porucha (odchylka od požadované hodnoty). Rovnice pro úhlové rychlosti šneků vypadaly následovně:

$$\omega_{naklopeni\ 1}(t) = P\,\varphi_x(t) + D\,\dot{\varphi}_x(t) - [P\,\varphi_z(t) + D\,\dot{\varphi}_z(t)],$$

$$\omega_{naklopeni\ 2}(t) = P\,\varphi_x(t) + D\,\dot{\varphi}_x(t) + P\,\varphi_z(t) + D\,\dot{\varphi}_z(t)$$

$$\omega_{naklopeni\,3}(t) = -[P\,\varphi_x(t) + D\,\dot{\varphi}_x(t)] - [P\,\varphi_z(t) + D\,\dot{\varphi}_z(t)]$$

$$\omega_{naklopeni\,4}(t) = -[P\,\varphi_x(t) + D\,\dot{\varphi}_x(t)] + P\,\varphi_z(t) + D\,\dot{\varphi}_z(t),$$

případně v maticovém zápisu

$$\begin{bmatrix} \omega_{naklopeni\,1}(t) \\ \omega_{naklopeni\,2}(t) \\ \omega_{naklopeni\,3}(t) \\ \omega_{naklopeni\,4}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P & D & -P & -D \\ P & D & P & D \\ -P & -D & -P & -D \\ -P & -D & P & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_x(t) \\ \dot{\varphi}_x(t) \\ \varphi_z(t) \\ \dot{\varphi}_z(t) \end{bmatrix}.$$

Konstanta *P* byla v modelu pojmenována **Pkoeficient** a konstanta *D* byla **Dkoeficient**.

Časově proměnná **pozadovane_naklopeni_nohy_1** pak vypadala:

(.naklopeni_kolem_x*.Pkoeficient+.rychlost_naklopeni_kolem_x*.Dkoeficient)

-(.naklopeni_kolem_z*.Pkoeficient+.rychlost_naklopeni_kolem_z*.Dkoeficient),

pozadovane_naklopeni_nohy_2 bylo ve tvaru:

(.naklopeni_kolem_x*.Pkoeficient+.rychlost_naklopeni_kolem_x*.Dkoeficient)

+(.naklopeni_kolem_z*.Pkoeficient+.rychlost_naklopeni_kolem_z*.Dkoeficient),

pozadovane_naklopeni_nohy_3 bylo:

-(.naklopeni_kolem_x*.Pkoeficient+.rychlost_naklopeni_kolem_x*.Dkoeficient)

-(.naklopeni_kolem_z*.Pkoeficient+.rychlost_naklopeni_kolem_z*.Dkoeficient),

a **pozadovane_naklopeni_nohy_4** mělo tvar:

-(.naklopeni_kolem_x*.Pkoeficient+.rychlost_naklopeni_kolem_x*.Dkoeficient)

+(.naklopeni_kolem_z*.Pkoeficient+.rychlost_naklopeni_kolem_z*.Dkoeficient).

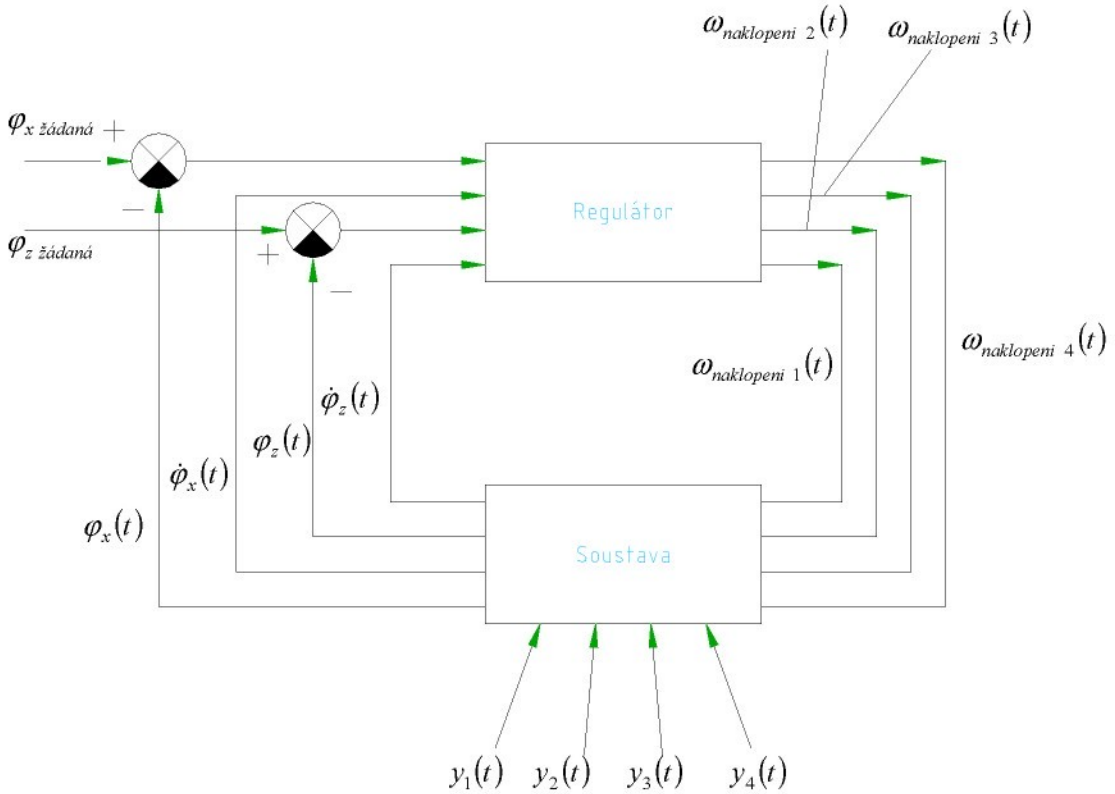


Schéma 3 Regulační smyčka robotu

$\varphi_{x\ žádaná} = 0$ - žádaná hodnota naklopení rámu robotu kolem osy X

$\varphi_{z\ žádaná} = 0$ - žádaná hodnota naklopení rámu robotu kolem osy Z

$y_1(t), y_2(t), y_3(t), y_4(t)$ - poruchy působící na jednotlivá kola (písty, případně pojezdová plocha)

Takto vytvořené funkce pak byly volány v předpisu MOTIONu zvedání každé nohy pomocí funkce VARVAL(). Do MOTIONů rejdu a pivotace byla předepsána hodnota 0, což znamená, že v těchto rotačních vazbách nedojde k žádnému pohybu.

Aby bylo možné věřit hodnotám momentu, který MOTION potřebuje, aby otáčel šnekem podle předpisu, tak bylo nutné k momentu setrvačnosti šneku připočíst redukovaný moment setrvačnosti rotoru motoru a převodovky. Redukovaný moment setrvačnosti se spočítá na základě zákonu zachování energie, pak musí platit, že

$$\frac{1}{2} J \omega^2 = \frac{1}{2} J_{red}\, \omega_{red}{}^2 ,$$

a vzhledem k převodovému poměru

$$i_{GP32A} = {}^{14976}\!/_{175}$$

platí, že

$$\omega_{red} = \omega / i_{GP32A},$$

pak můžeme napsat

$$\frac{1}{2} J\omega^2 = \frac{1}{2} J_{red} \left(\omega / i_{GP32A} \right)^2,$$

což po úpravě vypadá

$$J_{red} = J\, i_{GP32A}{}^2.$$

Z katalogu výrobce, firmy Maxon, jsou hodnoty momentů setrvačnosti rotoru

$$J_{EC32} = 20\ \mathrm{g\,cm}^2$$

a převodovky

$$J_{GP32A} = 0{,}7\ \mathrm{g\,cm}^2,$$

pak platí že

$$J = J_{EC32} + J_{GP32A} = 20{,}7\ \mathrm{g\,cm}^2,$$

a po dosazení vyjde

$$J_{red} = 20{,}7 \cdot \left(14976 / 175 \right)^2 = 1{,}52 \cdot 10^5\ \mathrm{g\,cm}^2 = 1{,}52 \cdot 10^4\ \mathrm{kg\,mm}^2.$$

Jedná se o moment setrvačnosti k ose Z (je myšlen lokální souřadnicový systém, jehož osa Z je osou rotace, k tomuto souřadnicovému systému jsou zadávány momenty setrvačnosti). Do ADAMSu se však zadávají momenty setrvačnosti k rovinám

$$J_{xz} = \int_{(m)} y^2 \mathrm{d}m$$

a

$$J_{yz} = \int_{(m)} x^2 \mathrm{d}m\ .$$

My však máme moment setrvačnosti zadaný k ose

$$J_{red} = J_z = \int_{(m)} \left(x^2 + y^2 \right) \mathrm{d}m.$$

Protože se jedná o rotačně symetrické těleso, tak platí že

$$J_{xz} = J_{yz}$$

a zároveň platí že

$$J_{red} = J_z = J_{xz} + J_{yz}\ .$$

Pak lze napsat, že

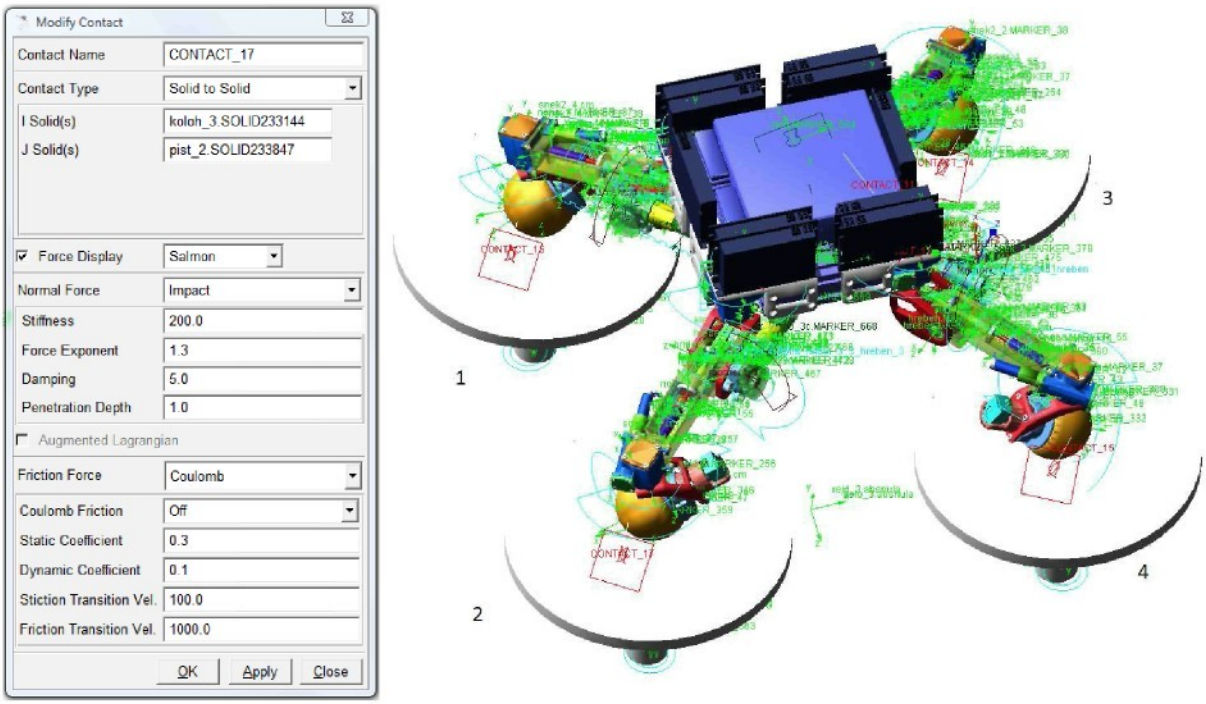
$$J_{xz} = 0{,}5 \cdot J_{red}$$

a

$$J_{yz} = 0{,}5 \cdot J_{red}$$

Tyto hodnoty pak byly přičteny k příslušným momentům setrvačnosti šneku zvedání nohy (pozice 5 na **Obr.** 24).

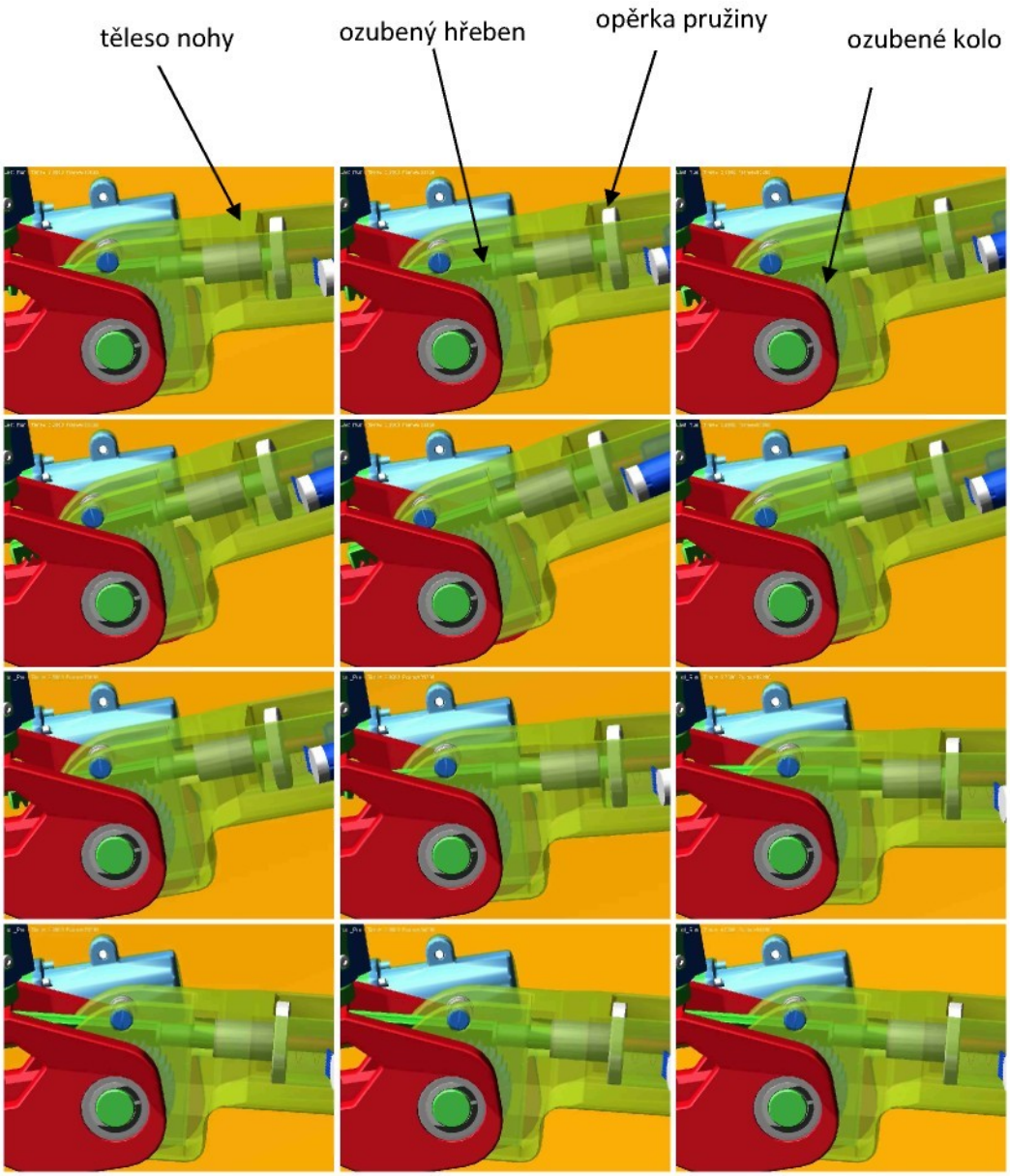
Na otestování modelu a fungování regulace byl zvolen případ, kdy je model postaven na písty a každý píst má předepsaný jiný pohyb. Mezi pístem a kolem je pak vytvořen kontakt. Nastavení kontaktu bylo převzato z obdobného příkladu, který je uveden jako tutoriál v programu ADAMS. Jedná se o kontakt s malou tuhostí a poměrně velkou dovolenou penetrací a tlumením. Při malém koeficientu tlumení vycházely křivky v grafech „zubaté“, proto bylo nastaveno velké tlumení, aby vycházely hladší křivky. U kontaktů mezi koly a písty bylo vypnuto tření, jinak by se robot pohyboval vlivem třecích sil ve vodorovném směru. Takto nastavený kontakt přibližně odpovídá kontaktu pryžového kola s vozovkou.



Obr. 28 Model robotu na zkušebních pístech a nastavení kontaktu mezi kolem a pístem

3.9 Ověření funkčnosti systému odpružení

Odpružení realizované hřebenem odvalujícím se po ozubeném kole je naprosto nové řešení. Z úvah a schémat bylo zřejmé, že by toto řešení mělo fungovat, ale jeho ověření simulací bylo žádoucí. Obrázky byly pořízeny v časových rozestupech 0,1 sekundy a jsou seřazeny po sobě po řádcích. Je na nich vidět, že jak se noha zvedá, tak dochází k odvalování hřebenu po ozubeném kole a tím se mění i vzdálenost opěrky pružiny od tělesa nohy, která tvoří doraz odpružení.



Obr. 29 Systém odpružení během simulace

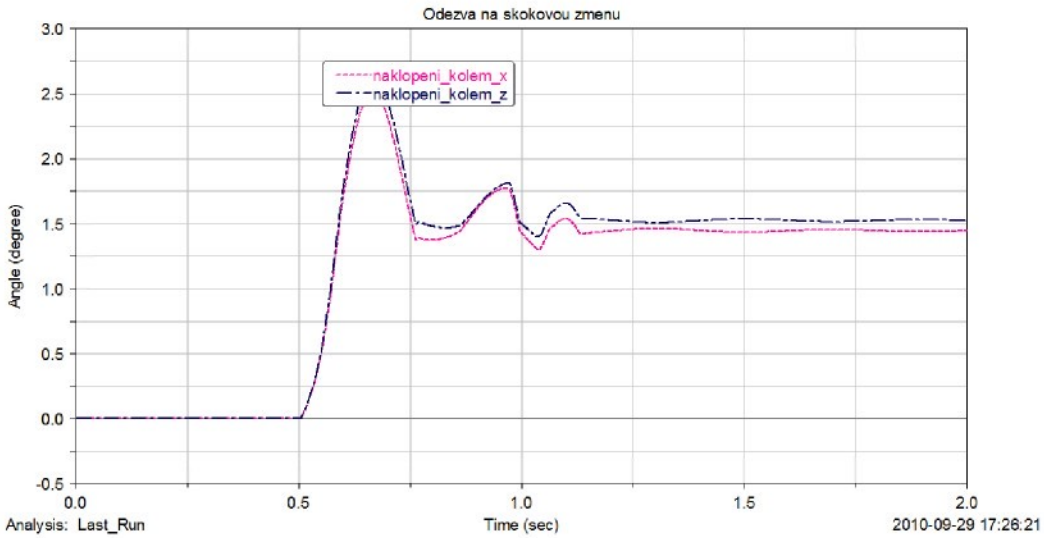
Jak je vidět z obrázků, tak navržený systém odpružení se jeví jako funkční. Odpružení bylo ověřeno jak použitím vazby RACK AND PINION, tak i zkušební simulací s kontaktem mezi ozubeným kolem a hřebenem.

3.10 Identifikace systému

Pro klasifikaci systému byl použit model robotu na zkušebních pístech. Jeden z pístů vykonal pohyb směrem dolů ve tvaru

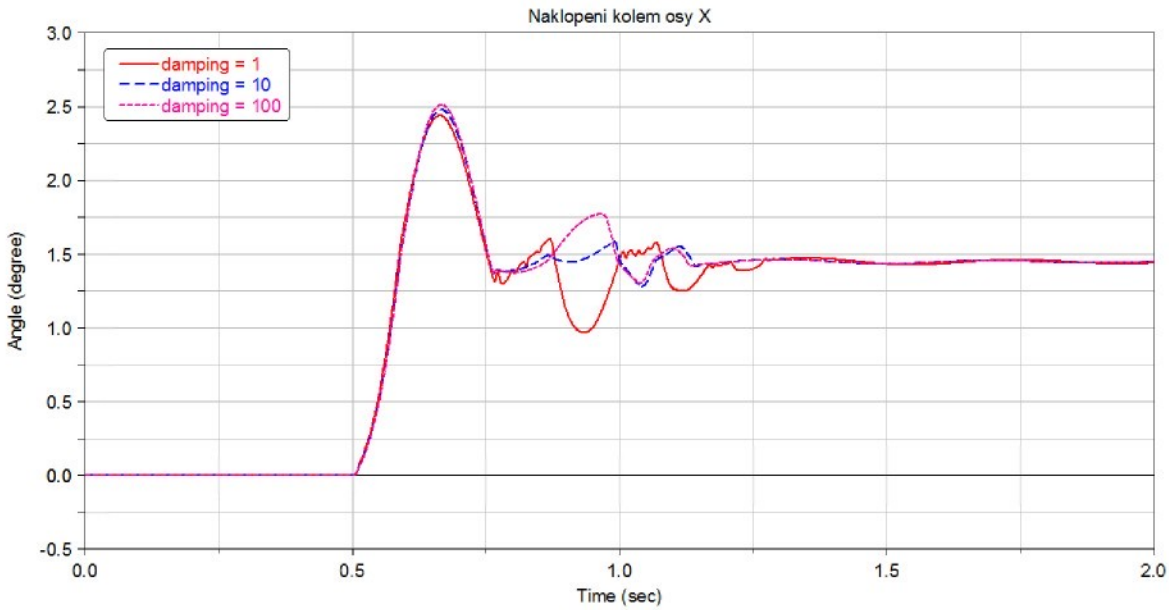
STEP(time, 0.5, 0.0, 0.51, 30.0),

což znamená, že došlo k poklesu pístu o 30 mm během 0,01 sekundy (počáteční čas skokové změny byl 0,5s, koncový 0,51s, počáteční poloha pístu byla 0 a koncová 30mm).



Graf 8 Odezva systému na skokovou změnu polohy pístu číslo 1

Odezva ve formě naklopení rámu kolem dvou navzájem kolmých os je uvedena na grafu 8. Z přechodové charakteristiky je vidět, že u neregulovaného systému dojde ke dvěma větším překmitům, než se systém ustálí, na což má vliv nejen tlumič umístěný v noze, ale i nastavení tuhosti a tlumení kontaktu mezi kolem a pístem a mezi talířkem umístěným na hřebenu, který stlačuje pružinu, a tělesem nohy. Nastavení tlumení kontaktu mezi talířkem a tělesem nohy mělo velký vliv na případné kmitání, z čehož se dá usoudit, že bude vhodné nalepit na talířek vhodný tlumící materiál, např. pryž.



Graf 9 Odezva systému na přechodovou funkci, vliv tlumení v nastavení kontaktu mezi opěrkou a tělesem nohy

3.11 Simulace regulace

V této kapitole byly provedeny simulace k ověření funkčnosti navrženého principu regulace a k ověření vlivu jednotlivých parametrů na ostatní veličiny. Podmínky simulace jsou následující:

Pro píst 1 byl předepsán pohyb:

-50*sin(time),

pro píst 2:

50*sin(4*time),

pro píst 3:

50*sin(2*time)

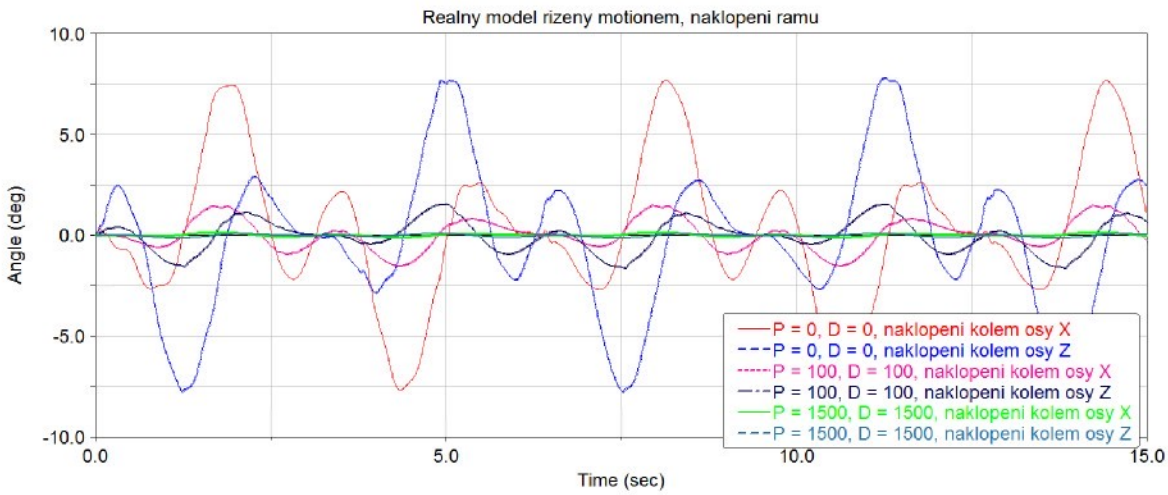
a pro píst 4:

-50*sin(3*time).

Amplituda 50 mm pak znamená, že rozdíl mezi horní mezí polohy pístu a dolní mezí je 100mm, což je jen o málo méně, než je průměr kola (ten je 102mm). Jedná se tedy o simulaci poměrně velké nerovnosti. Rovněž frekvence těchto nerovností je poměrně veliká. Velkou výhodou je, že se jedná o harmonické funkce, jejich derivace všech řádů je tedy spojitá a hladká, což velmi přispívá k rychlosti a stabilitě numerického řešení.

Pro simulaci byl nastaven čas 15 vteřin, výpočtový krok byl 0,001s. Takto nastavený krok bude téměř jistě dostatečný, protože se dá předpokládat, že první vlastní frekvence takového systému budou mnohem nižší než 1000Hz a vlastní frekvence vyšších řádů už pak budou mít zanedbatelnou amplitudu kmitání.

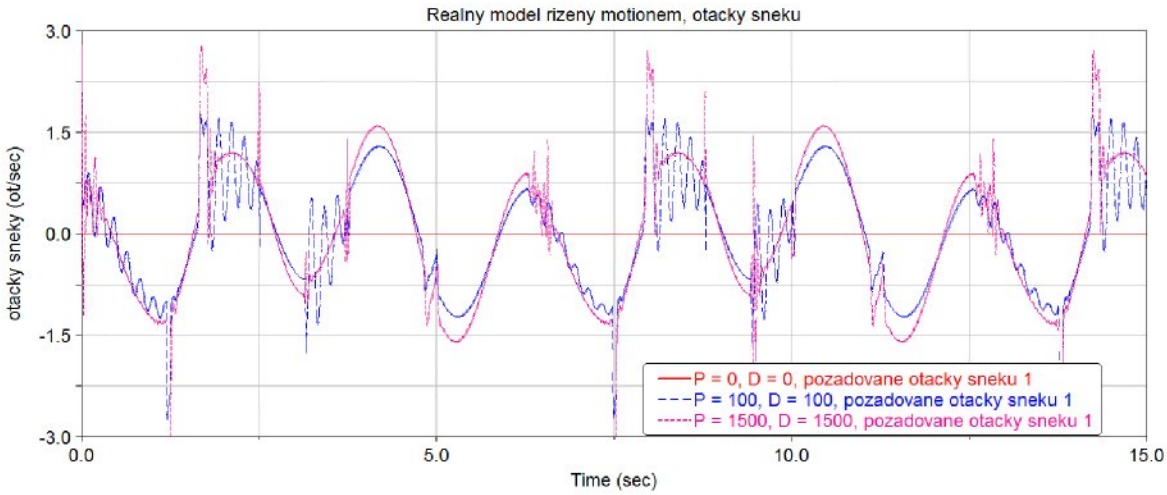
Jedná se o úlohu, která je v klasické mechanice nazývána jako inverzní dynamika. Při této úloze předepíšeme tělesům požadovaný pohyb a výsledkem jsou síly a momenty potřebné k dosažení těchto pohybů.



Graf 10 Reálný model řízený motionem, naklopení rámu

Graf 10 ukazuje průběh naklopení jak kolem osy X, tak kolem osy Z. Pro neregulovaný model dosahují maximální hodnoty naklopení rámu podvozku přibližně 7°. Při nastavení koeficientů regulace derivační i proporcionální složky 100 pak je maximální odchylka 2,5°. Poslední simulace byla

provedena pro koeficienty regulace 1500. Při tomto nastavení se odchylka od požadované hodnoty pohybuje maximálně kolem 0,15°. Taková hodnota naklopení už je naprosto dostatečná. Na reálném modelu pak nejspíše bude určité pásmo necitlivosti, ve kterém nebude docházet k regulačním zásahům. Toto pásmu bude pravděpodobně ±1°. Takové naklopení rámu je ještě dostatečně malé, aby ho uživatel téměř nepocítil. Díky tomu nebude docházet neustále k regulačním zásahům, čímž se prodlouží životnost baterie.

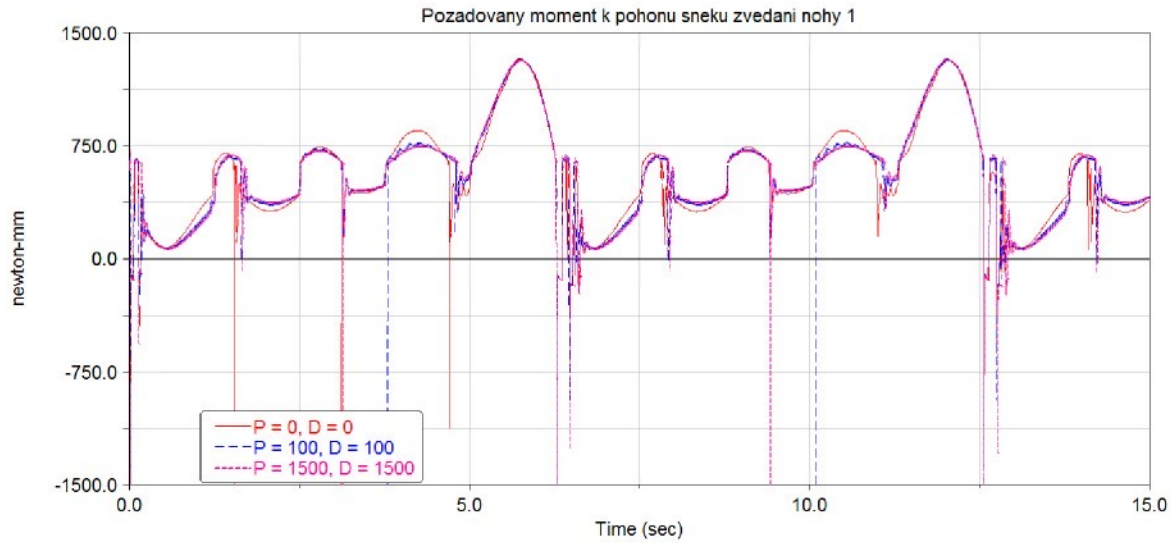


Graf 11 Reálný model řízený MOTIONem, požadované otáčky šneku zvedání nohy číslo 1

Na grafu 11 je zakreslen průběh požadovaných otáček šneku 1. Pro koeficienty regulace $P = 100, D = 100$ jsou maximální požadované otáčky přibližně $np_{100,100} \approx 1{,}2\ \text{ot/s}$. Pro koeficienty regulace $P = 1500, D = 1500$ jsou požadované $np_{1500,1500} \approx 1{,}5\ \text{ot/s}$ (pokud nebudeme uvažovat krátkodobé špičky). Maximální otáčky motoru zvedání nohy $n\max_{EC30} = 8000\ \text{ot/min}$ jsou omezené připojenou planetovou převodovkou (která přes spojku pohání šnek). Převodový poměr planetové převodovky je $i_{GP32A} = {}^{14976}\!/_{175}$. Maximální otáčky šneku jsou pak omezeny připojeným servopohonem a jsou

$$n\max = \frac{8000}{60} \cdot \frac{175}{14976} = 1{,}56\ \text{ot/s}.$$

Při takovýchto nerovnostech, které odpovídají průměru kola a s frekvencí $\mathrm{f} = 1/\pi = 0{,}31\ \mathrm{Hz}$ (jedná se o čas mezi maximální a minimální zdvihem, čili o polovinu periody funkce $\sin(time)$) bude navržený servopohon odpovídat požadovaným otáčkám. Při jízdě v terénu ale může být situace jiná, proto možná bude vhodné řídit rychlost pojezdu v závislosti na naklopení rámu, více pak napoví simulace jízdy po zvlněném terénu.



Graf 12 Reálný model řízený motionem, požadovaný moment pohonu šneku zvedání nohy číslo 1

Na grafu 12 je pak požadovaný průběh momentu na šneku zvedání nohy číslo 1. Je překvapivé, že hodnoty momentu regulovaného modelu se téměř neliší od hodnoty neregulovaného modelu, z čehož vyplývá, že moment servopohonu neslouží ke zvedání podvozku, ale převážně k pohybování nohou. V reálu by samozřejmě byl moment servopohonu při konstantách $P = 0, D = 0$ nulový a pootočení šneku by bránila samosvornost.

Jmenovitý kroutící moment motoru

$$M_{EC30} = 38{,}3 \cdot 10^{-3}\ \mathrm{Nm}\,,$$

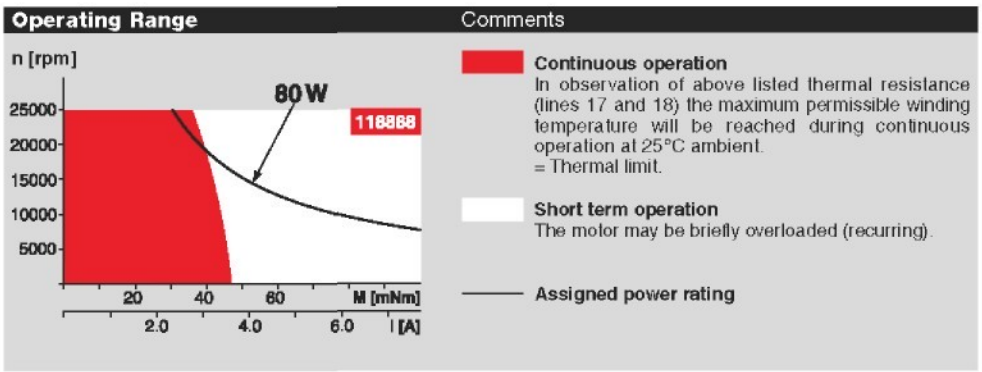
výstupní moment ze servopohonu pak je

$$M_v' = M_{EC30}\ i_{GP32A}\ \eta_{GP32A} = 38{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot {}^{14976}\!/_{175} \cdot 0{,}7 = 2{,}29\ \mathrm{Nm}\,.$$

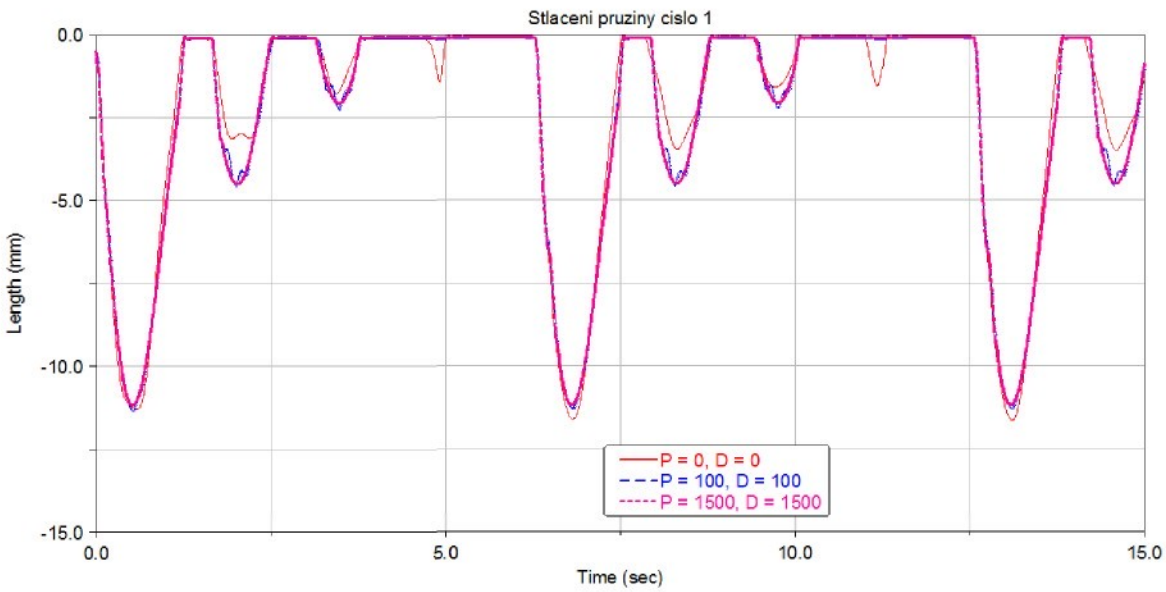
Tento kroutící moment je ale ještě potřeba vynásobit účinností šnekového převodu $\eta_š = 0{,}467$, který v simulaci není zahrnut.

$$M_v = M_v'\ \eta_š = 2{,}29 \cdot 0{,}467 = 1{,}06\ \mathrm{Nm}$$

Výsledný kroutící moment pak můžeme porovnávat s požadovaným momentem ze simulací. Obvykle by měla být požadovaná hodnota momentu menší, ale krátkodobě může být i vyšší, protože lze servomotor přetížit. O kolik je možné ho přetížit je vidět z momentové charakteristiky (graf 13). Přetížení je možné hlavně v nízkých otáčkách a je omezeno teplotou vinutí motoru. Průběhy požadovaných momentů pro různé konstanty se od sebe moc neliší. Z toho se dá usoudit, že zatížení motoru bude malé, protože bude sloužit jen ke zvedání nebo spouštění nohy a ne že bude sloužit ke zvedání robotu.



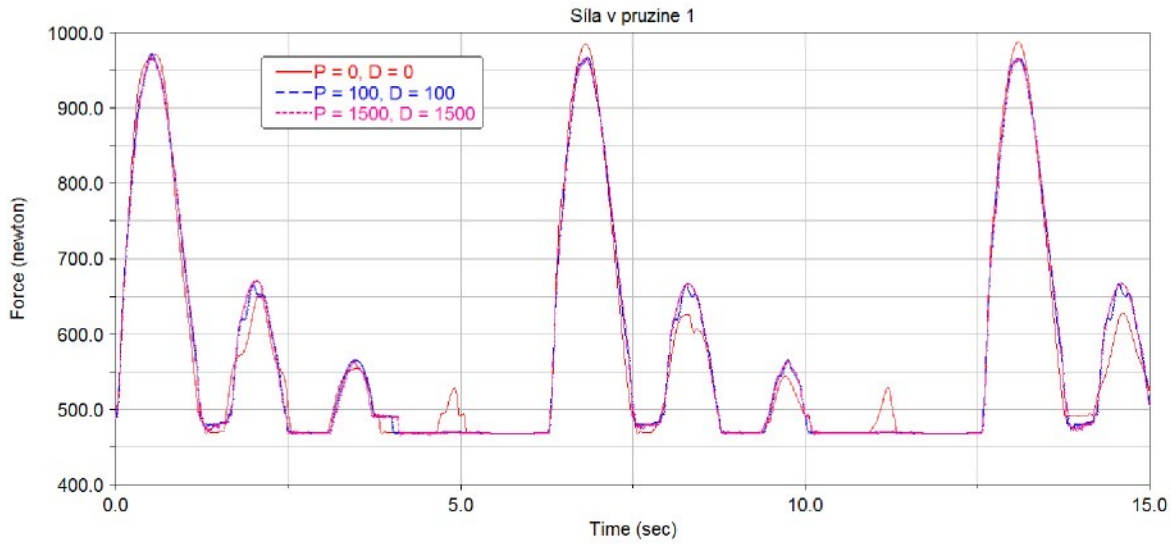
Graf 13 Momentová charakteristika motoru EC32 80W z katalogu výrobce



Graf 14 Reálný model řízený motionem, deformace pružiny na noze číslo 1

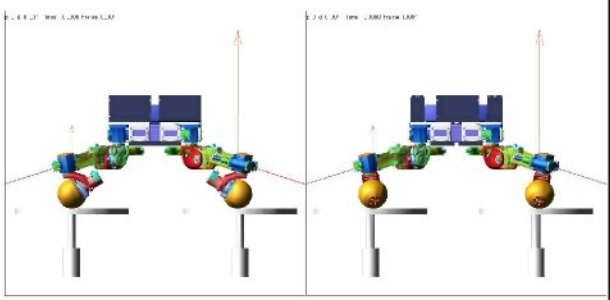
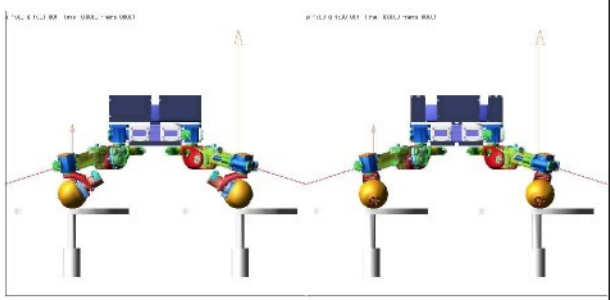
Graf 14 ukazuje deformaci pružiny na noze číslo 1. Maximální deformace pružiny je 11mm. Vzhledem k tomu, že pracovní zdvih pružiny je cca 16mm a pracovní zdvih tlumiče je 25 mm, tak dojde dříve k dosednutí závitů pružiny na sebe. Tlumič tak nebude nikdy stlačen na hodnotu svého maximálního zdvihu. Z grafu 14 vyplývá, že předběžně navržená pružina má správné parametry a je využito jejího maximálního zdvihu.

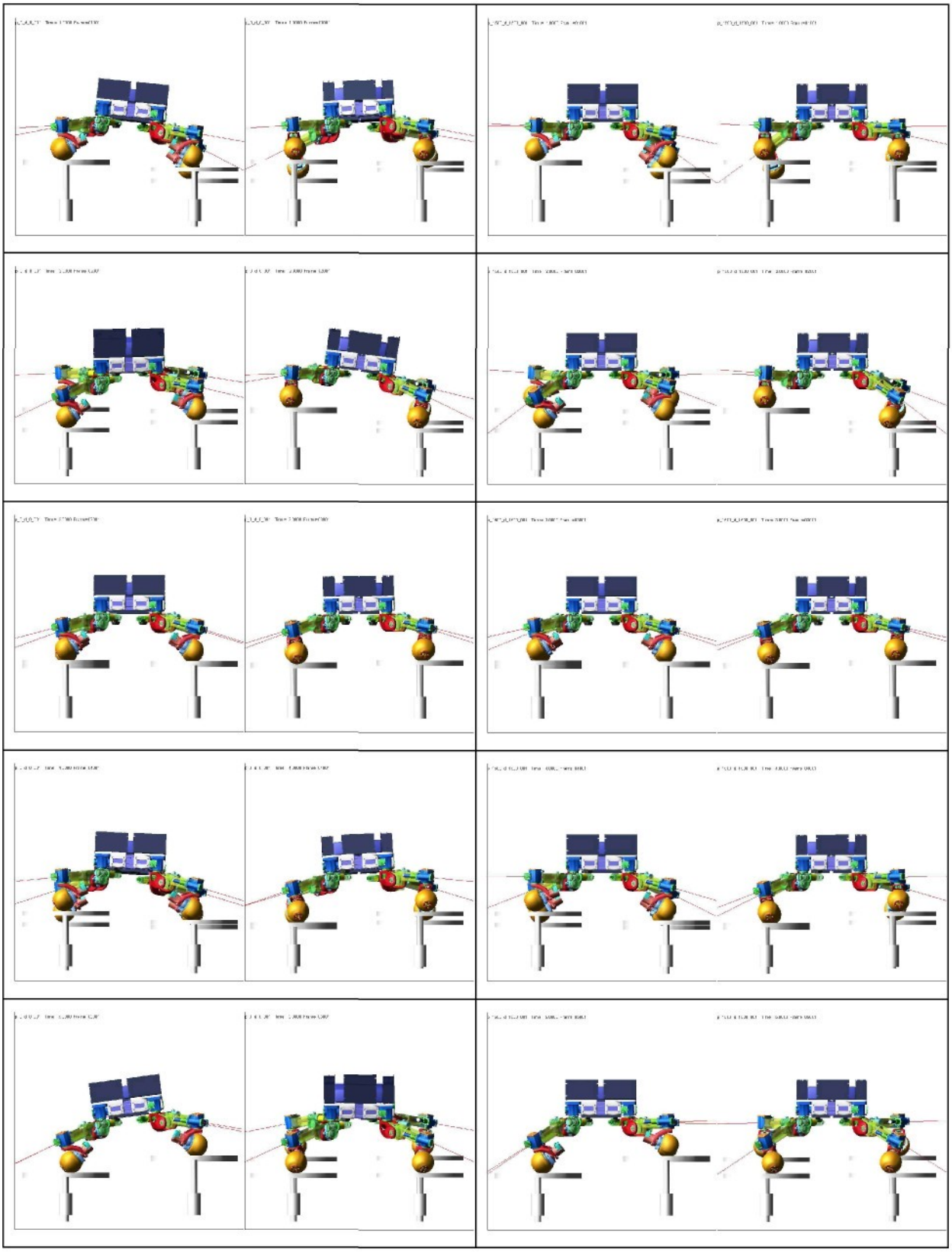
Pro kontrolu byla provedena simulace, při které byl zvolen koeficient tlumení na tlumiči nulový, aby se vyloučil jeho případný vliv. Při této simulaci ovšem zůstala deformace pružiny prakticky shodná, jako když byl ponechán koeficient původní. Na grafu 15 je pak průběh síly, která působí na pružinu.

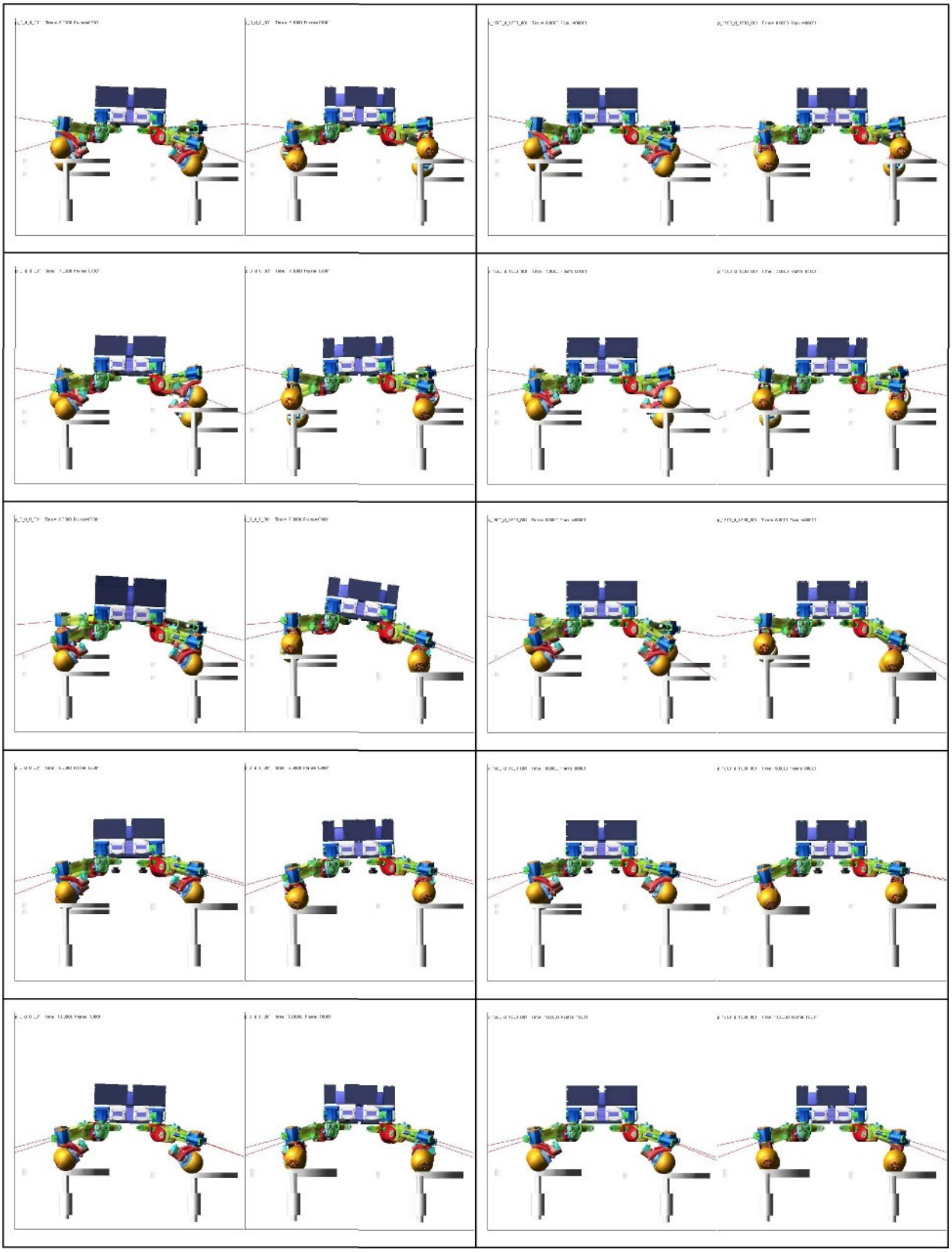


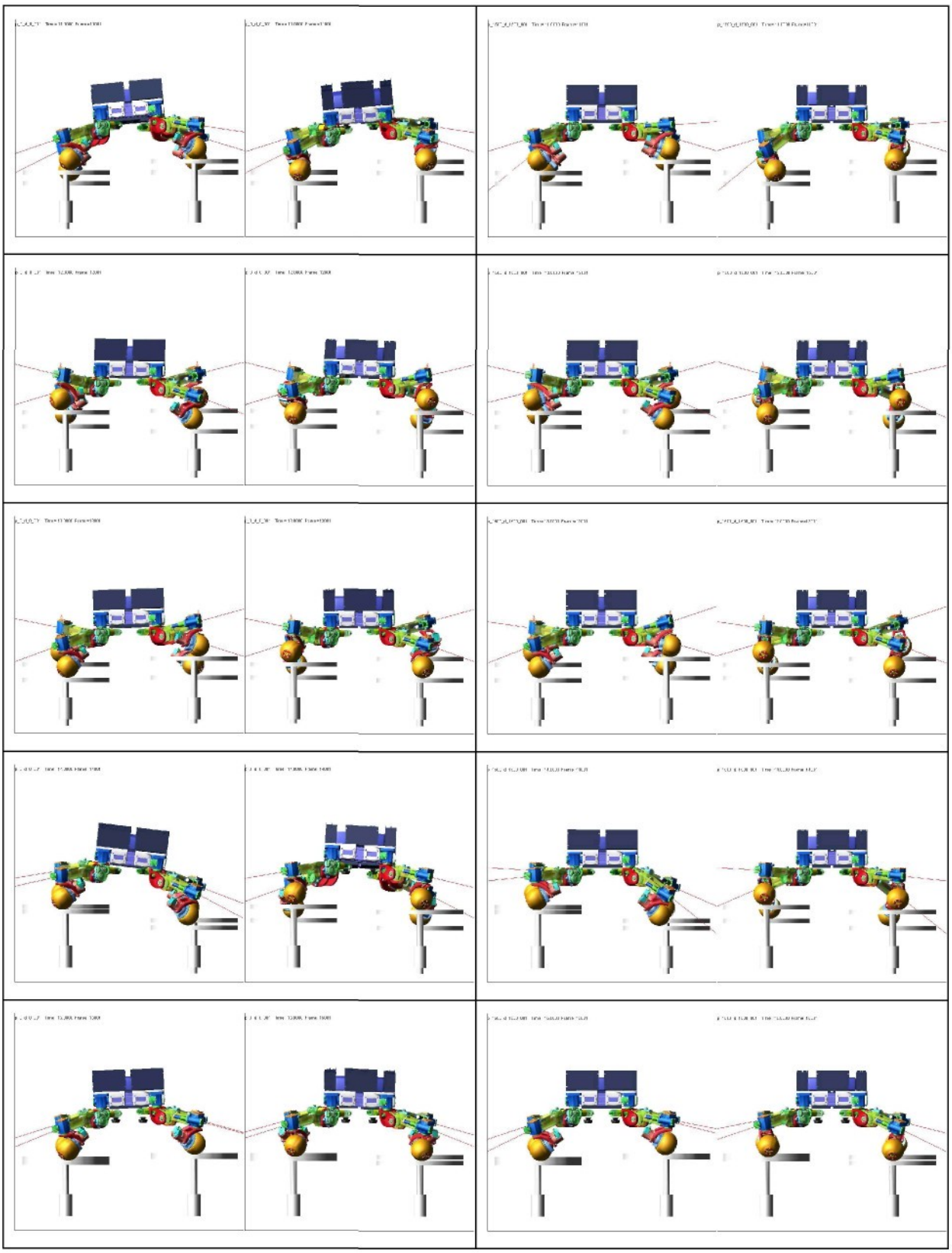
Graf 15 Reálný model řízený motivem, síla v pružině na noze číslo 1

Tabulka 4 ukazuje obrázky z průběhu simulace regulovaného a neregulovaného modelu. Obrázky jsou sejmuty po jedné sekundě, první obrázek je v čase 0, čili jsou na něm zobrazeny počáteční podmínky simulace. V každém sloupci jsou vždy dva pohledy, pohled zepředu a z boku robota (bráno ve smyslu potenciálního směru jízdy). V levém dvojsloupci jsou obrázky neregulovaného modelu a v pravém s nastavenými parametry regulace $P = 1500,\ D = 1500$. V řádku jsou pak vždy obrázky ze stejného času simulace (a stejné polohy pístů). Je tedy pěkně vidět jak funguje regulace vodorovné polohy. Červené šipky směřující mírně šikmo dolů znázorňují síly v pružinách a oranžové šipky jsou kontaktní síly mezi koly a písty. Z obrázků je poměrně dobře vidět, jak je rám zůstává ve vodorovné poloze a nohy v podstatě „uhýbají“ pístům, případně jsou naopak spouštěny dolů.

Model bez regulace	Model s regulací $P = 1500,\ D = 1500$
	







Tabulka 4 Porovnání regulovaného a neregulovaného modelu

3.12 Jízda modelu po zvlněné ploše

Simulace, kde robot stál na pístech, které jsou kinematicky buzené harmonickými funkcemi, je dobrá pro otestování základních parametrů a funkčnosti regulace vodorovné polohy rámu. Lepší představu o skutečném chování dá jízda po zvlněné ploše. Jako pojezdová plocha byly vytvořeny dvě spline křivky tvořené náhodně „naklikanými“ body. Tyto křivky byly vytaženy do prostoru. Dvě rozdílné křivky byly zvoleny proto, aby způsobily naklápění rámu i kolem podélné osy robotu (bráno vzhledem ke směru jízdy). Tento terén by pak mohl poměrně dobře reprezentovat skutečné podmínky jízdy. Délka pojezdové plochy je přibližně 5 metrů.

Nastavení kontaktu mezi pojezdovou plochou a koly bylo stejné jako v minulém případě, jen bylo zapnuto s koeficienty pro tření za klidu $f_{sta} = 0{,}6$ a pro tření za pohybu $f_{dyn} = 0{,}5$, což jsou dolní tabulkové hodnoty pro součinitele smykového tření mezi pryží a asfaltem.

Pro kola byly zadány dvě otáčky za vteřinu, což odpovídá přibližně rychlosti 0,5 m/s (vzhledem k tomu, že kolo je kulového tvaru, tak pojezdová rychlost závisí na momentálním bodu dotyku, čímž je určen poloměr, po kterém se kolo odvaluje). Dále má každé kolo jinou trakci s pojezdovou plochou a každá strana navíc jede po jiné ploše, tak měl robot tendenci se stáčet od přímého směru jízdy. Proto byla přidána vazba (general constraint) pro marker ve středu rámu, ve tvaru

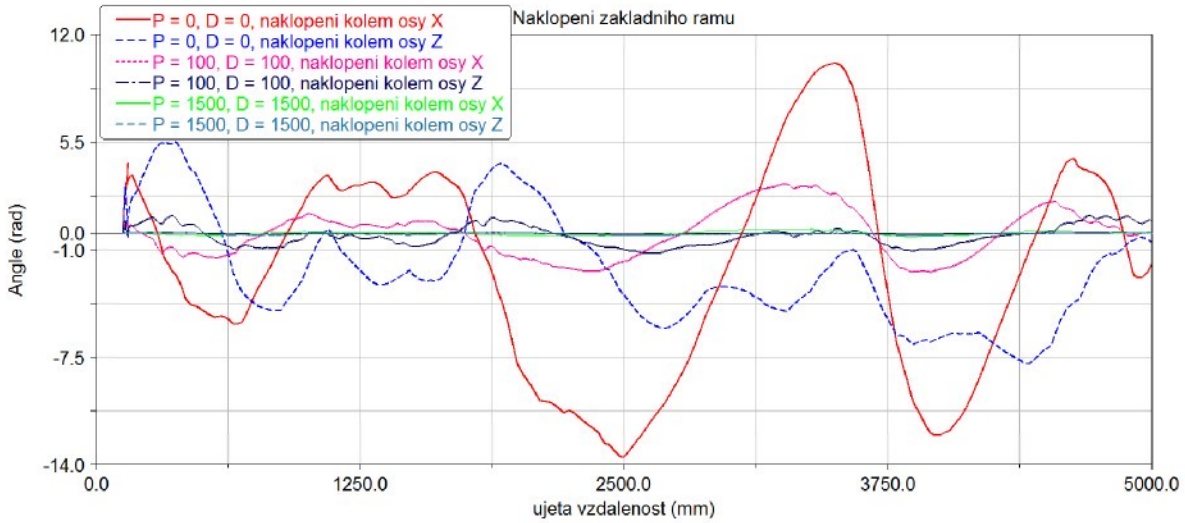
$$AY(stred_ramu) = 0,$$

který zamezil otáčení rámu kolem svislé osy. Tato vazba není podporována fortranovským kompilátorem systému ADAMS, proto bylo nutné zvolit jako kompilátor C++. Jako integrátor byl zvolen GSTIFF ve formulaci SI1. Podrobné nastavení integrátoru jako počet iterací, maximální chyba nebo vyčíslování jakobiánu bylo ponecháno v defaultním nastavení.

Na konec byl vytvořen senzor, který při dojetí modelu na konec pojezdové plochy zastaví simulaci. Délka simulace byla nastavena na 11 sekund (senzor zastavil simulaci přibližně po 10,1 sekundách) a výpočtový krok 0,001 s.

Obr. 30 Robot na pojezdové ploše tvořené dvěma křivkami spline

Střed rámu během simulace překoná převýšení celkem 247 mm (nejvyšší pozice je 121 mm a nejnižší je -126 mm), což je více jak dvojnásobek průměru kola. Jedná se teda o simulaci poměrně dost nerovného terénu.



Graf 16 Naklopení rámu podvozku při jízdě po zvlněné ploše

Na grafu 16 je zobrazeno naklopení rámu podvozku kolem obou os v závislosti na ujeté vzdálenosti při různých regulačních konstantách. Při jízdě bez regulace se naklopení rámu pohybuje kolem 10°. Rozdílné hodnoty naklopení kolem různých os jsou dány charakterem pojezdové plochy. Pro regulační konstanty $P = 100, D = 100$ se maximální hodnota naklopení pohybuje kolem 3°. Pro regulační konstanty $P = 1500, D = 1500$ je maximální hodnota naklopení už jen 0,2°.

Pro lepší popis závislosti naklopení rámu robota v závislosti na regulačních konstantách byla provedena série simulací pro $P = 0..2500, D = 0..2500$ po *250* ve všech kombinacích. Celkem bylo provedeno 121 simulací. Z průběhu naklopení byla vyhodnocena maximální absolutní hodnota pro obě osy (tato hodnota je zajímavější než například průměrná hodnota odchylky, protože účelem regulace je odstranit velké náklony rámu, trvalý malý náklon rámu je pak téměř nepostřehnutelný pro uživatele a proto není nutné se jím zabývat) a charakter průběhu, kde bylo kontrolováno, zda nedochází ke kmitání kolem nulové polohy. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 5 a 6. Barevné pozadí hodnot ukazuje, zda byla regulace stabilní (zelené), nebo při ní docházelo právě ke kmitání (žluté), případně že simulace nebyla úspěšně dokončena (červené) kvůli tomu, že se regulace dostala do rezonance a robot spadl z pojezdové plochy (k tomu došlo v případě čistě proporcionální regulace pro vysoké hodnoty konstant *P*). Z tabulky je vidět, že vysoké hodnoty proporcionální konstanty bez derivační složky regulace vedou k nestabilitě regulace. Dále je vidět, že od hodnot $P = 500, D = 500$ jsou maximální naklopení tak malá, že by to uživatel nejspíš vůbec nepostřehl.

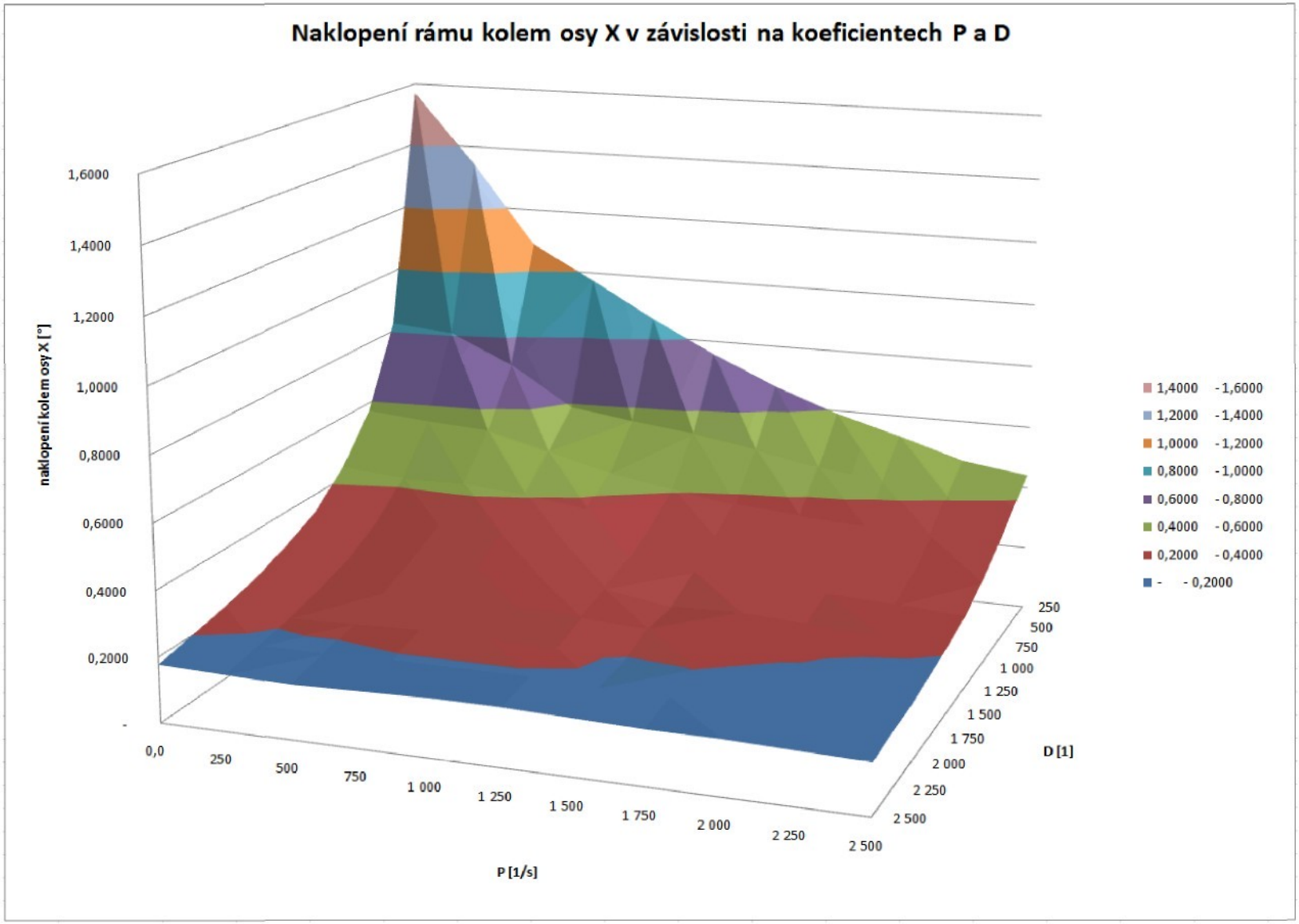
Z tabulek byly vytvořeny prostorové grafy pro zobrazení závislosti maximálních naklopení na hodnotách koeficientů P a D. V grafech jsou úmyslně vynechány hodnoty naklopení pro $D = 0$, protože by vysoké hodnoty náklonu změnily měřítko grafu a vytratila by se informace o trendu náklonu se měnícími se hodnotami koeficientů P a D.

↓P/D→	0	250	500	750	1 000	1 250	1 500	1 750	2 000	2 250	2 500
0	13,5734	1,5699	0,8251	0,5730	0,4354	0,3438	0,2922	0,2521	0,2235	0,2005	0,1776
250	8,0501	1,3407	0,8079	0,5558	0,4183	0,3266	0,2693	0,2349	0,2063	0,1891	0,1719
500	5,6780	1,0829	0,7162	0,5443	0,4240	0,3380	0,2865	0,2464	0,2120	0,1891	0,1662
750	5,3801	0,9740	0,5901	0,4927	0,4068	0,3380	0,2865	0,2464	0,2177	0,1948	0,1719
1 000	4,6180	0,8594	0,5615	0,4411	0,3782	0,3209	0,2807	0,2464	0,2177	0,1948	0,1776
1 250	11,2472	0,7563	0,5386	0,4068	0,3380	0,2922	0,2636	0,2406	0,2120	0,1948	0,1776
1 500	10,3877	0,6646	0,5042	0,3782	0,3209	0,2750	0,2292	0,2292	0,1948	0,1891	0,1719
1 750	9,917	0,5901	0,4641	0,3610	0,3037	0,2636	0,2349	0,2177	0,2005	0,1833	0,1662
2 000	DNF	0,5329	0,4354	0,3495	0,2865	0,2521	0,2235	0,2063	0,1891	0,1776	0,1662
2 250	DNF	0,4698	0,4068	0,3323	0,2750	0,2406	0,2177	0,1948	0,1833	0,1719	0,1604
2 500	DNF	0,4412	0,3839	0,3209	0,2693	0,2292	0,2063	0,1891	0,1719	0,1662	0,1547

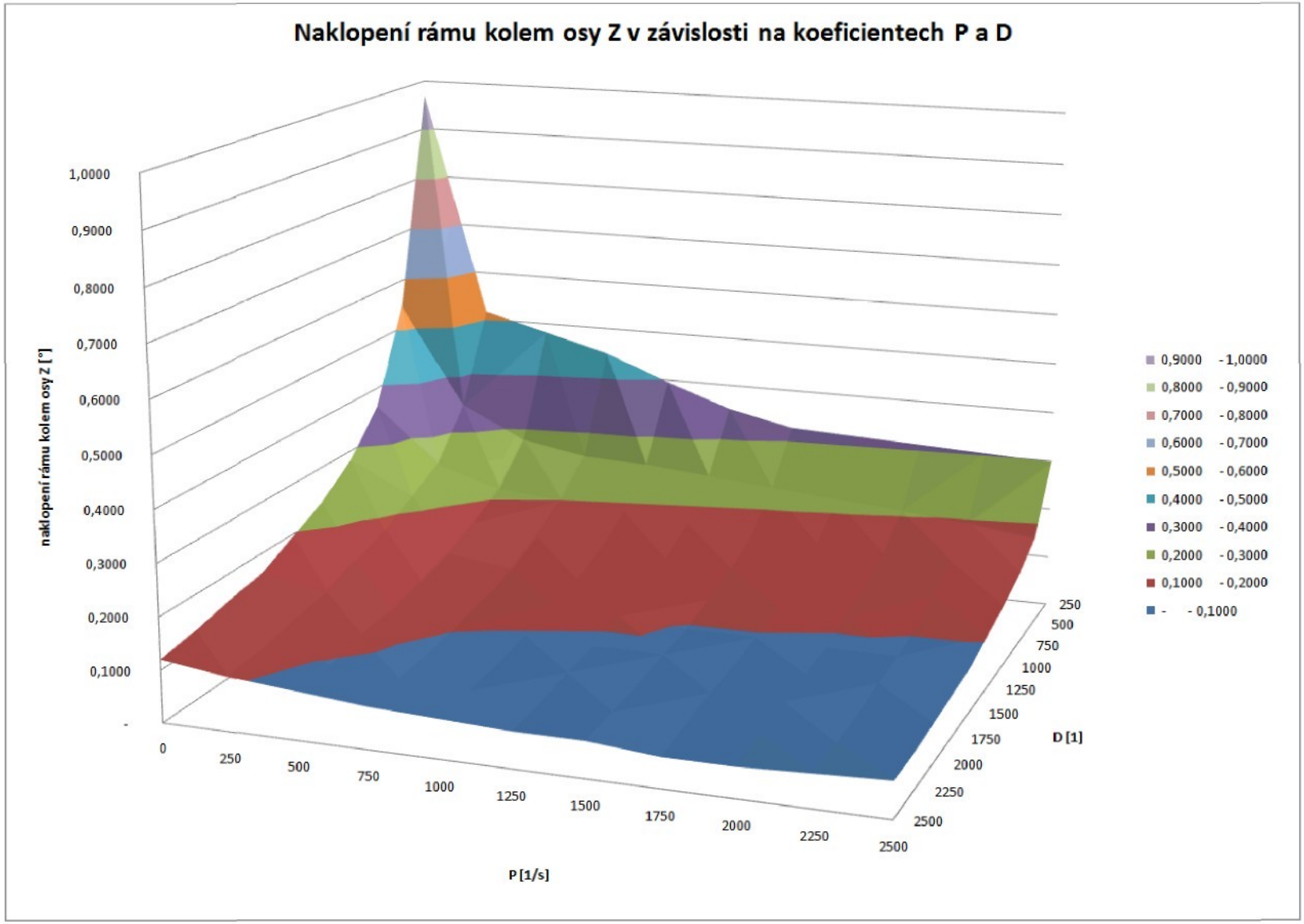
Tabulka 5 Maximální hodnoty naklopení kolem osy X

↓P/D→	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
0	7,8954	0,9683	0,5443	0,3610	0,2807	0,2292	0,1948	0,1604	0,1490	0,1318	0,1203
250	7,0245	0,5157	0,3438	0,2521	0,2177	0,1833	0,1604	0,1375	0,1261	0,1089	0,1031
500	4,5264	0,4813	0,2807	0,2120	0,1776	0,1490	0,1318	0,1146	0,1089	0,0974	0,0917
750	4,6180	0,4469	0,2578	0,2005	0,1604	0,1318	0,1146	0,1031	0,0917	0,0859	0,0802
1000	26,6597	0,3953	0,2521	0,1891	0,1490	0,1261	0,1146	0,0974	0,0859	0,0802	0,0745
1250	10,5768	0,3495	0,2406	0,1776	0,1432	0,1203	0,1089	0,0917	0,0859	0,0745	0,0688
1500	10,6455	0,3209	0,2292	0,1662	0,1375	0,1146	0,0974	0,0917	0,0802	0,0745	0,0688
1750	10,0325	0,3151	0,2177	0,1604	0,1318	0,1146	0,0974	0,0859	0,0802	0,0688	0,0573
2000	DNF	0,3094	0,2063	0,1547	0,1261	0,1089	0,0917	0,0859	0,0802	0,0688	0,0573
2250	DNF	0,3037	0,1948	0,1547	0,1261	0,1031	0,0917	0,0859	0,0745	0,0688	0,0630
2500	DNF	0,2979	0,1776	0,1432	0,1203	0,1031	0,0859	0,0802	0,0745	0,0688	0,0688

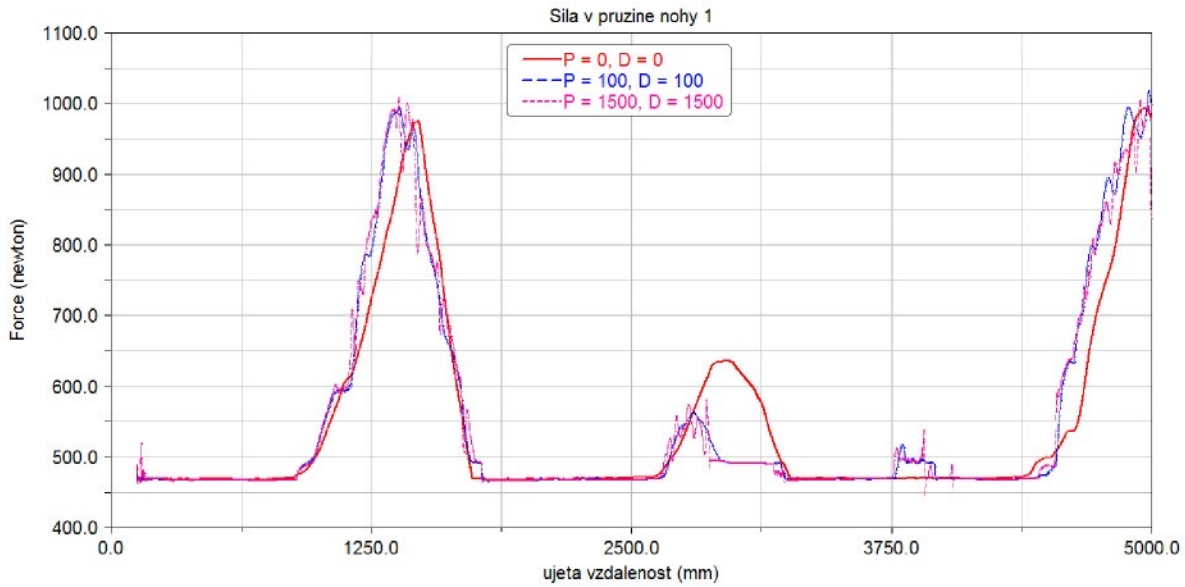
Tabulka 6 Maximální hodnoty naklopení kolem osy Z



Graf 17 Naklopení rámu kolem osy X v závislosti na koeficientech *P* a *D*



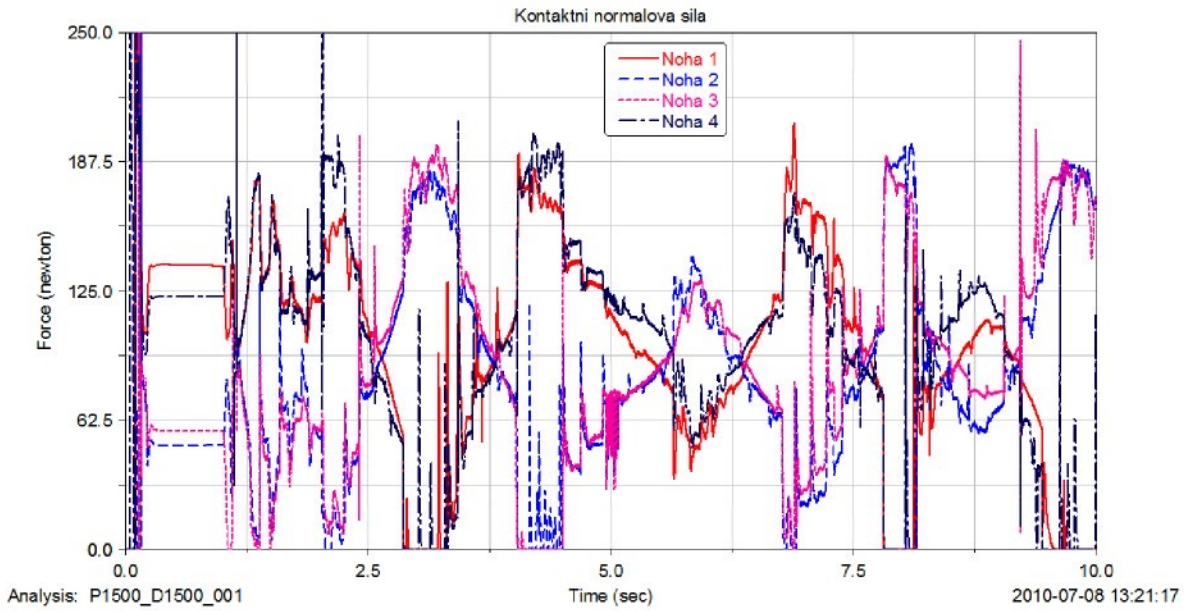
Graf 18 Naklopení rámu kolem osy X v závislosti na koeficientech *P* a *D*



Graf 19 Průběh síly v pružině nohy 1

Na grafu 19 je vidět průběh síly v pružině nohy číslo 1. Velikost síly je na regulačních konstantách poměrně málo závislá, ale pro konstanty $P = 1500, D = 1500$ se objevují zákmity i přestože průběh naklopení se zdál být poměrně bez kmitání. Grafy sil v ostatních třech pružinách jsou obdobné velikostí i zákmity pro stejné regulační konstanty.

Další zajímavou informací jsou kontaktní normálové síly. Při konstrukci nohy nebylo známé ani zatížení, ani hmotnost robota. Proto byla předběžná hmotnost odhadnuta na 30 kg (výsledná hmotnost pak vyšla na 39 Kg). Z toho byla odhadnuta maximální normálová síla působící na jednu nohu přibližně na polovinu tíhy. Při konstrukci byly prováděny výpočty pro zatížení normálovou míjivou silou 150N.

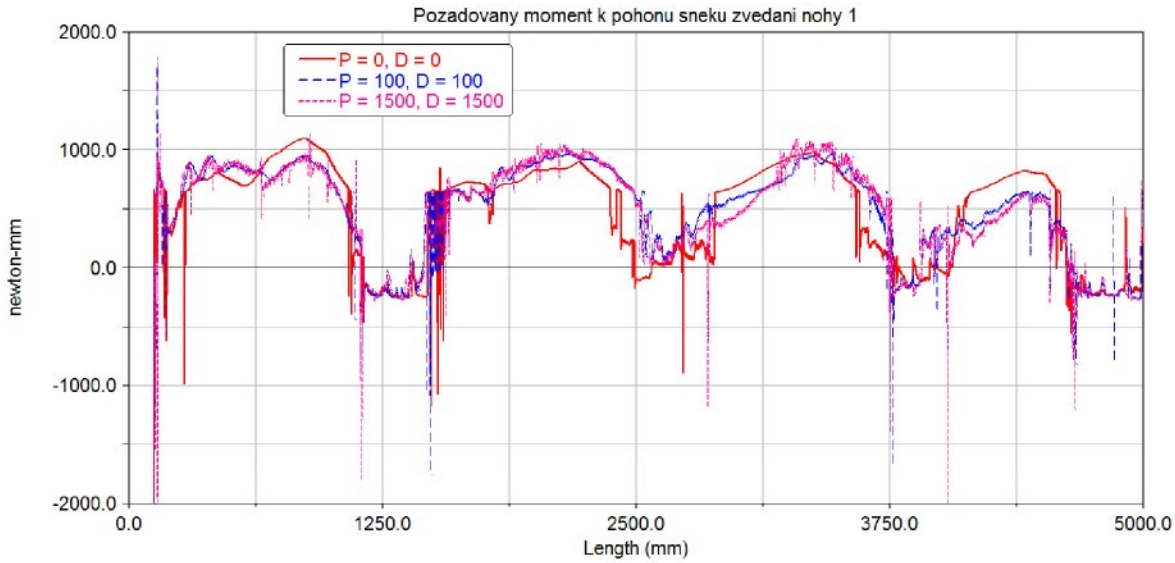


Graf 20 Kontaktní normálové síly pro konstanty $P = 1500, D = 1500$

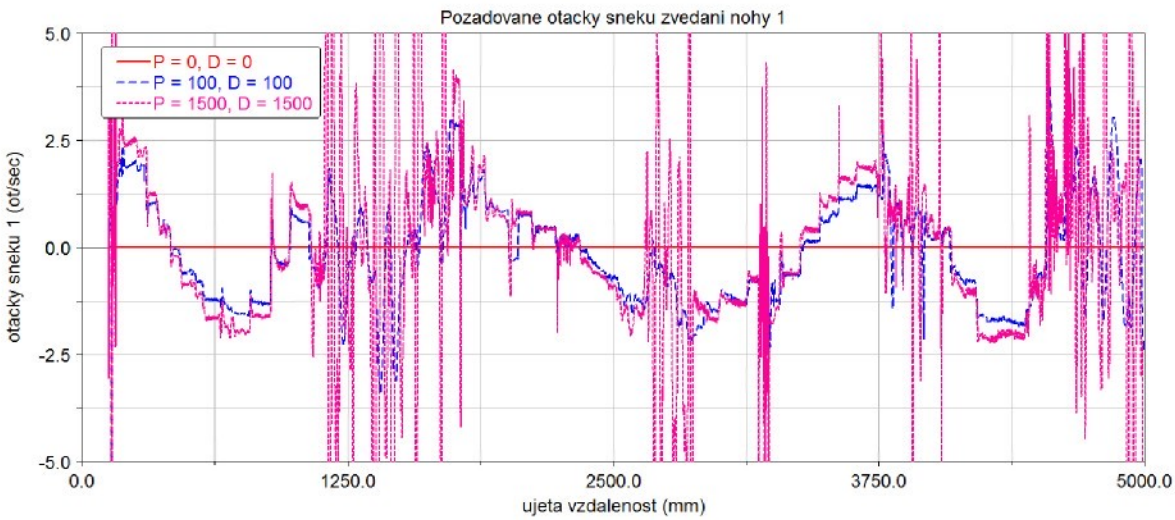
Při vyhodnocování výsledků bylo zjištěno, že kontaktní normálové síly nejsou téměř závislé na regulačních konstantách, proto je uveden graf jen pro $P = 1500, D = 1500$. Z grafu 20 je vidět, že síly

dosahují kromě malých zákmitů, které jsou nejspíše způsobeny numerickou chybou, přibližně polovinu tíhy robota (cca 200 N).

Při konstrukci bylo výpočty zjištěno, že nejvíce namáhanou součástí je hřídel zvedání nohy. Podle výsledků této simulace bude nejspíše nutno upravit konstrukci hřídele, protože byla dimenzována na předpokládanou hmotnost 30 kg, zatímco skutečná hmotnost vyšla 39 kg.



Graf 21 Požadovaný moment k pohonu šneku zvedání nohy 1



Graf 22 Požadované otáčky pohonu šneku zvedání nohy 1

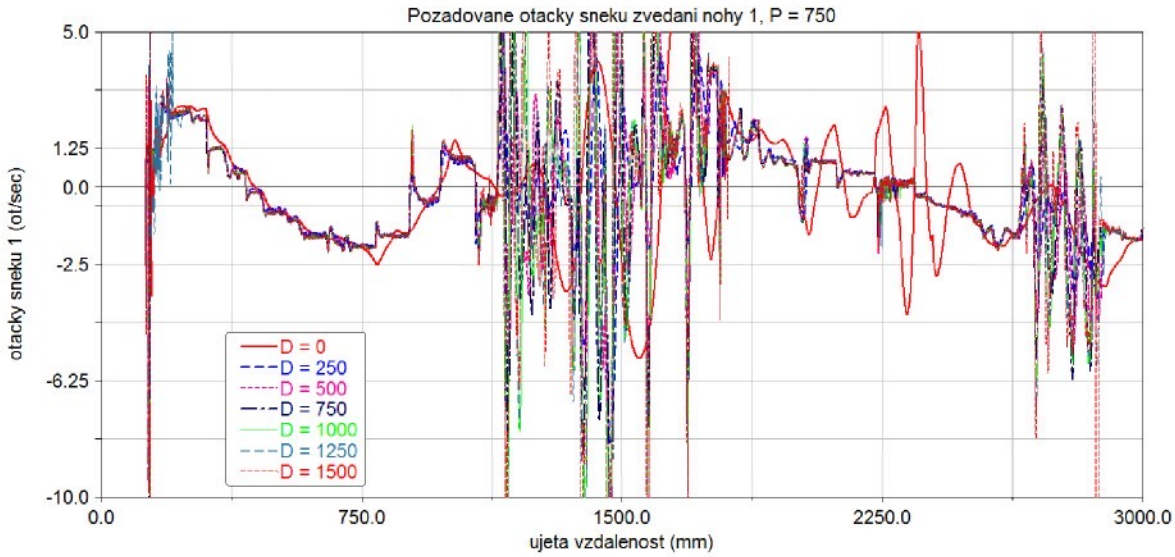
Na grafech 21 a 22 je vykreslen potřebný hnací moment a otáčky šneku zvedání nohy číslo 1. Opět se objevují zákmity při regulačních konstantách $P = 1500,\ D = 1500$ a je proto zřejmé, že takto vysoké konstanty zřejmě nebudou vhodné. Z grafu průběhu momentu vypadá, že by navržený pohon mohl zvládat regulaci ($M_v = 1{,}06 \cdot 10^3$ Nmm). Ovšem graf otáček ukazuje, že navržený pohon i při simulaci jízdy v reálném terénu bude zřejmě pomalý ($n\max = 1{,}56$ ot/s).

Pro odstranění zákmitů bude potřeba nalézt kompromis, při kterém se zákmity objevovat nebudou, a zároveň bude přijatelná odchylka rámu od vodorovné polohy.

3.12.1 Vliv derivační složky na zákmity v průběhu požadovaných otáček

Pro zjištění přijatelných regulačních konstant je nejprve vhodné zjistit jejich vliv na průběhy otáček a momentu šneku. Jako výchozí bod byla zvolena střední hodnota proporcionální složky regulace z předchozí kapitoly $P = 750$ a s touto hodnotou budou napočítány simulace s měnící se derivační složkou.

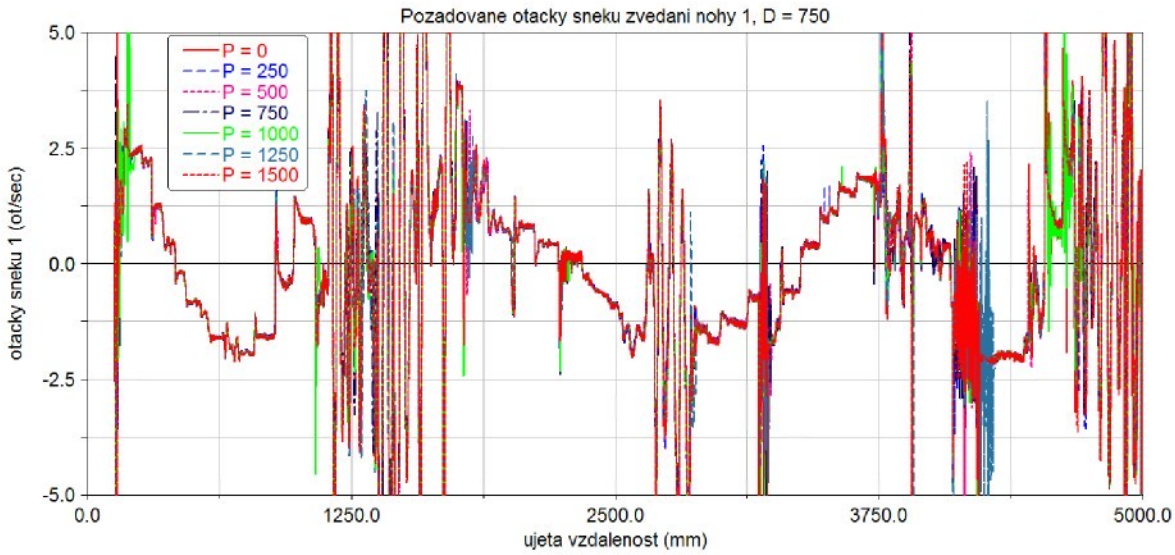
Z grafu 23 je vidět, že už pro koeficient $D = 250$ se objevuje kmitání požadovaných otáček šneku. Pro vyšší hodnoty derivační složky regulace je kmitání už příliš velké.



Graf 23 Vliv derivační složky na zákmity v průběhu požadovaných otáček

3.12.2 Vliv proporcionální složky na zákmity v průběhu momentu

Dalším krokem bylo zjištění vlivu proporcionální složky regulace na kmitání požadovaných otáček šneku. Zvolen by koeficient $D = 750$ a pro něj byly napočítány simulace s měnícím se koeficientem P.



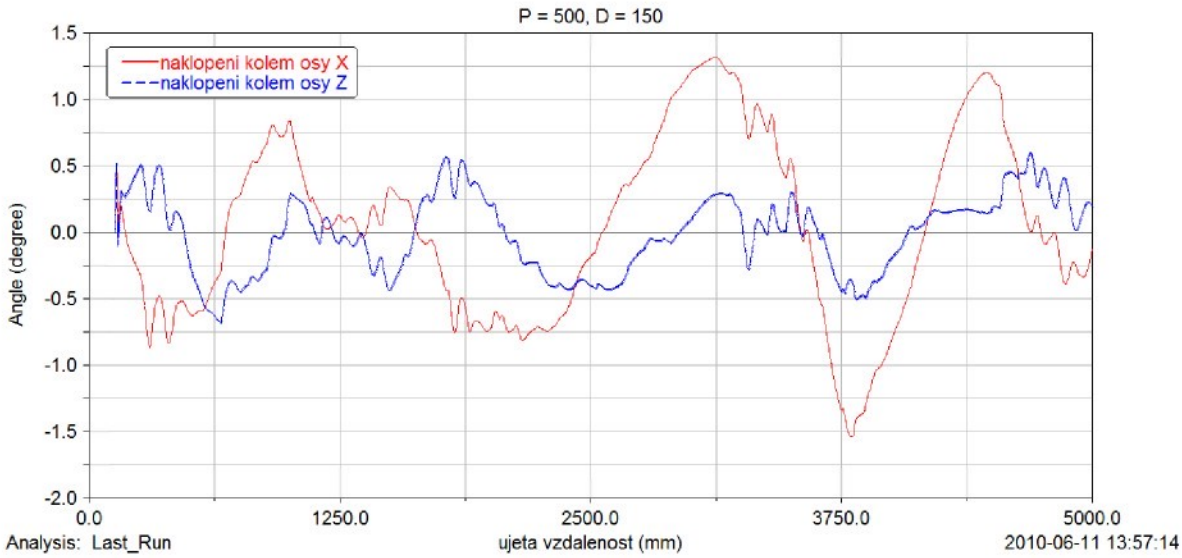
Graf 24 Vliv proporcionální složky na zákmity v průběhu požadovaných otáček

Jak je z grafu 24 vidět, tak koeficient P nemá na kmitání požadovaných otáček šneku téměř žádný vliv. Z obou simulací tedy vyplývá, že jako vhodná volba se jeví vyšší koeficient P (např. $P = 1500$) v kombinaci s nižší hodnotou koeficientu D.

3.12.3 Simulace s P = 500, D = 150

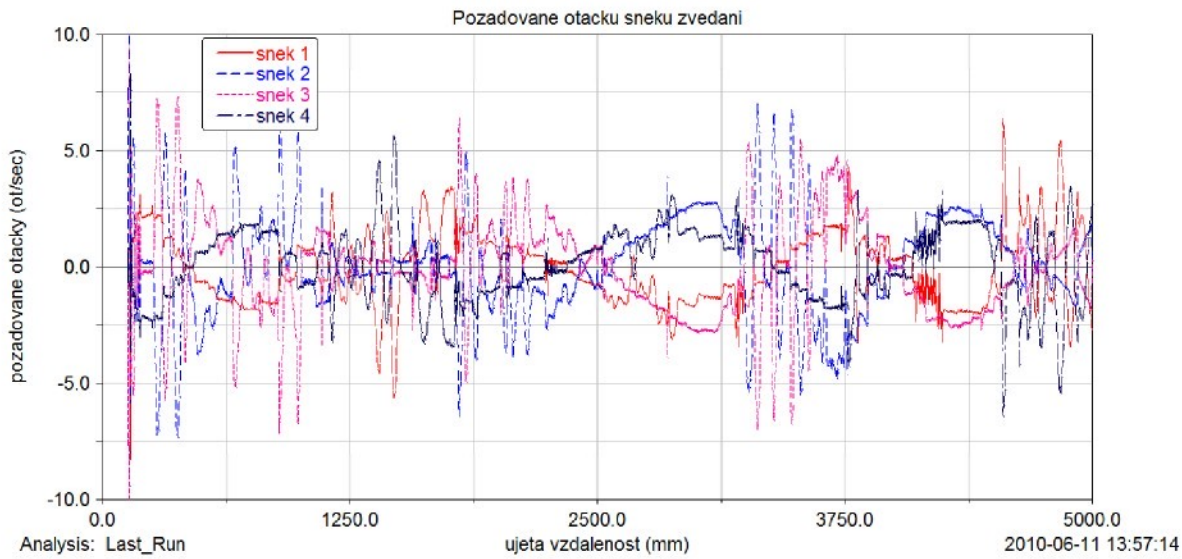
Velké zákmity v průběhu požadovaných otáček se objevují už při hodnotách koeficientu $D = 250$, proto musela být zvolena hodnota nižší. Zároveň k tomu však musela být zvolena přiměřeně vysoká hodnota koeficientu P tak, aby nedocházelo k rozkmitání rámu podvozku, jak je vidět na červených a žlutých oblastech v tabulkách 5 a 6.

Proto byla zvolena kombinace $P = 500, D = 150$, jako kompromis mezi maximálním úhlem naklopení rámu a zvlněním požadovaných otáček šneku zvedání nohy. Pro tuto kombinaci byla provedena stejná simulace jízdy po zvlněné ploše.



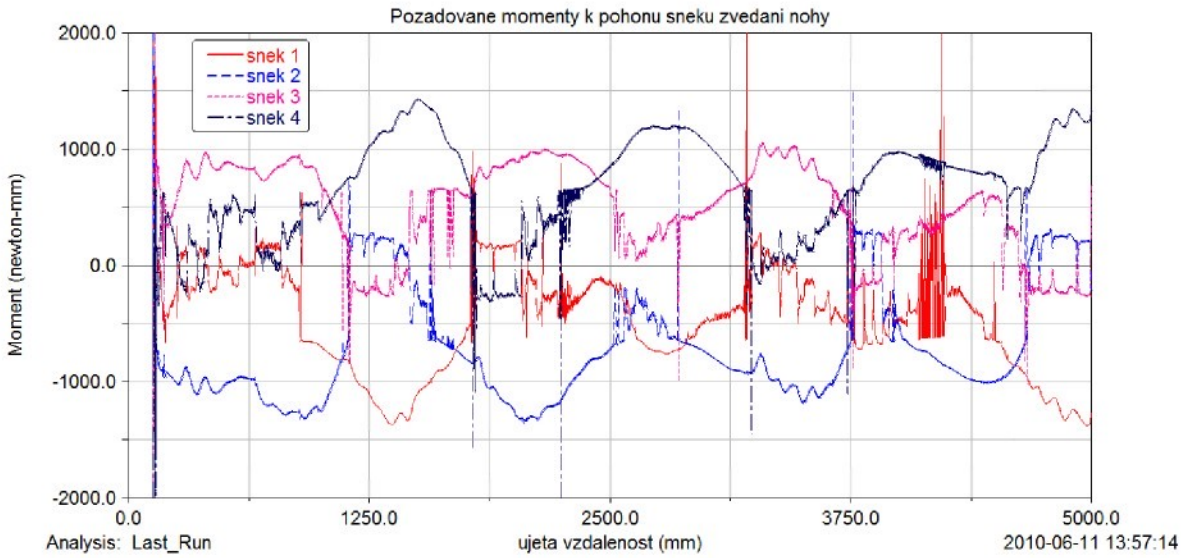
Graf 25 Průběhy naklopení rámu podvozku pro P = 500, D = 150

Naklopení rámu podvozku se pohybuje maximálně kolem 1,3°, což je poměrně přijatelná hodnota.



Graf 26 Průběhy požadovaných otáček šneků pro P = 500, D = 150

Zvlnění průběhu je ještě v přijatelné míře, ale zvolený pohon by opět nebyl dostatečný. Z této simulace vyplývá, že bude patrně potřeba zvolit pohon, který umožní vyšší otáčky. Za dostatečný by se dal považovat pohon s maximálními otáčkami přibližně kolem 5 ot/s.



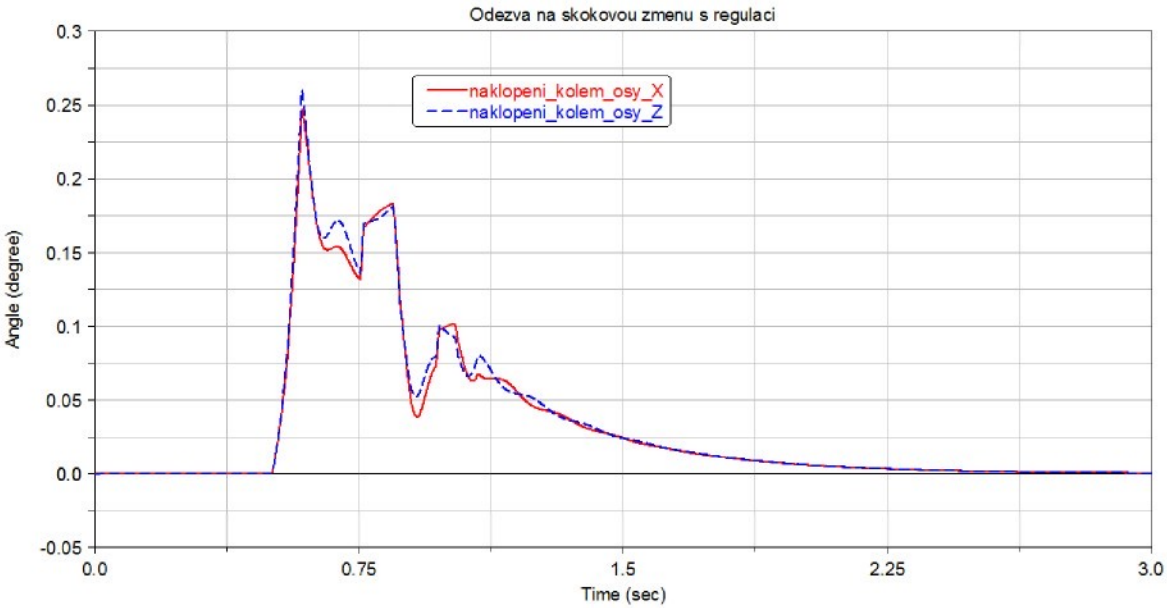
Graf 27 Průběhy požadovaných momentů pohonů šneků pro P = 500, D = 150

Průběhy momentů jsou až na určité okamžiky poměrně plynulé, špičky jsou způsobeny chybou při numerickém výpočtu. Dále je vidět že i bez zahrnutí samosvornosti by zvolený pohon byl schopen vyvinout potřebný hnací moment.

Rozfázovaná animace je uvedena v příloze 10.2.

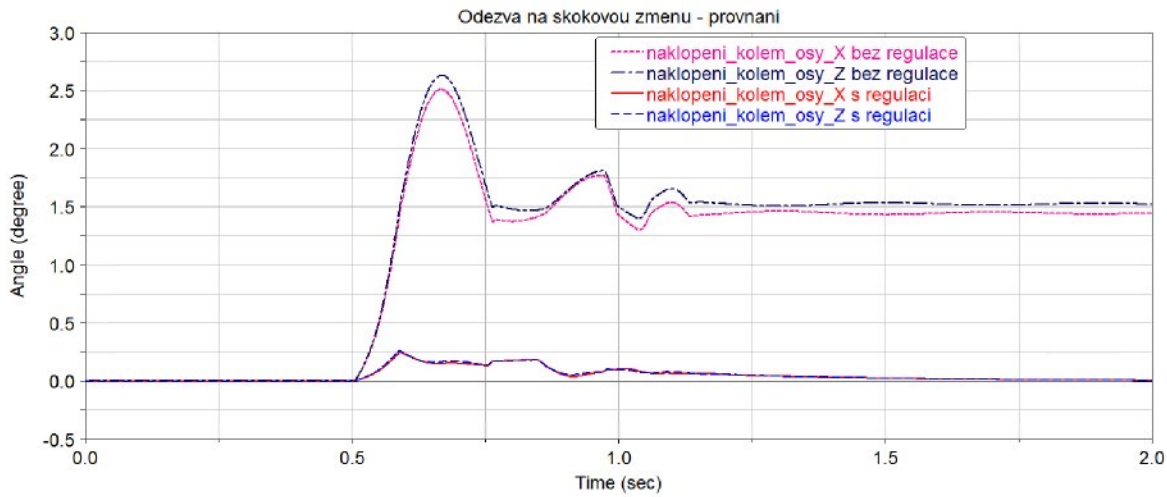
3.12.4 Identifikace systému s regulačními parametry P = 500, D = 150,

Odezva na skokovou změnu podvozku s regulací s parametry $P = 500, D = 150$ ukáže, jestli je regulace stabilní, či případně dojde k rozkmitání. Nastavení simulace bylo shodné s nastavením v kapitole 3.10, kdy robot stojí na pístech a píst č. 1 vykoná pohyb dolů o 30 mm za 0,1s.



Graf 28 Odezva na skokovou změnu P = 500, D = 150

Z grafu 28 je vidět, že navržená regulace způsobí dva menší překmity v průběhu přibližování k vodorovné poloze, ovšem maximální naklopení rámu je mnohem menší než při simulaci odezvy přechodové charakteristiky bez regulace (při ní bylo naklopení cca 2,5° v době vybuzení a 1,5° v ustáleném stavu). Dále je vidět, že regulace je dostatečně rychlá.

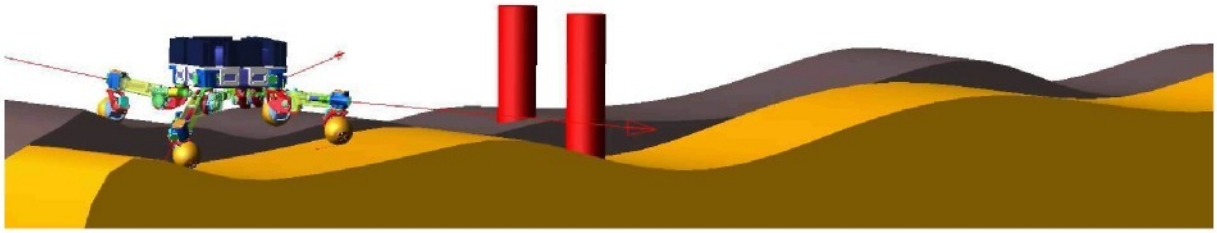


Graf 29 Porovnání odezvy na skokovou změnu u neregulovaného a regulovaného systému

Na grafu 29 je pak porovnání přechodové charakteristiky regulovaného a neregulovaného systému. Z něj je vidět, jak výrazně se zmenšilo naklonění rámu podvozku.

3.13 Regulace naklápění při průjezdu zúženým místem

Vzhledem k tomu, že robotizovaný podvozek může měnit rozvor i rozchod, tak je dobré zjistit, jak se bude chovat regulace při změněných podmínkách. V této kapitole je nasimulován průjezd zúženým místem v terénu, například mezi dvěma stromy, při rychlosti cca 0,5 m/s (pro kola je zadán pohyb 2 ot/s). Změna rozvoru proběhne plynule za jízdy. Počáteční podmínky byly takové, že robot je nad pojezdovou plochou ve vzduchu, po začátku simulace na ní spadne vlastní vahou a teprve po ustálení jeho polohy (v čase 1s) se rozjede. Regulační konstanty byly $P = 500, D = 150$.



Obr. 31 Počáteční podmínky simulace průjezdu zúženým místem

Po přiblížení k válcům, které představují překážku v terénu, se začnou přední nohy „sklapávat" k sobě, viz tabulka 7.

Rychlost otáčení pohonů rejdu a pivotace je pak stejná, protože mají stejné jak převodovky servopohonů, tak i šnekové převodovky. Jmenovité otáčky motoru EC-max 16 jsou

$$nj_{EC\max 16} = 7310 \text{ ot/min} = 121{,}83 \text{ ot/s},$$

převodový poměr planetové převodovky GP 22 C je

$$i_{GP22C} = 729/25 \approx 29$$

a převodový poměr šnekové převodovky je

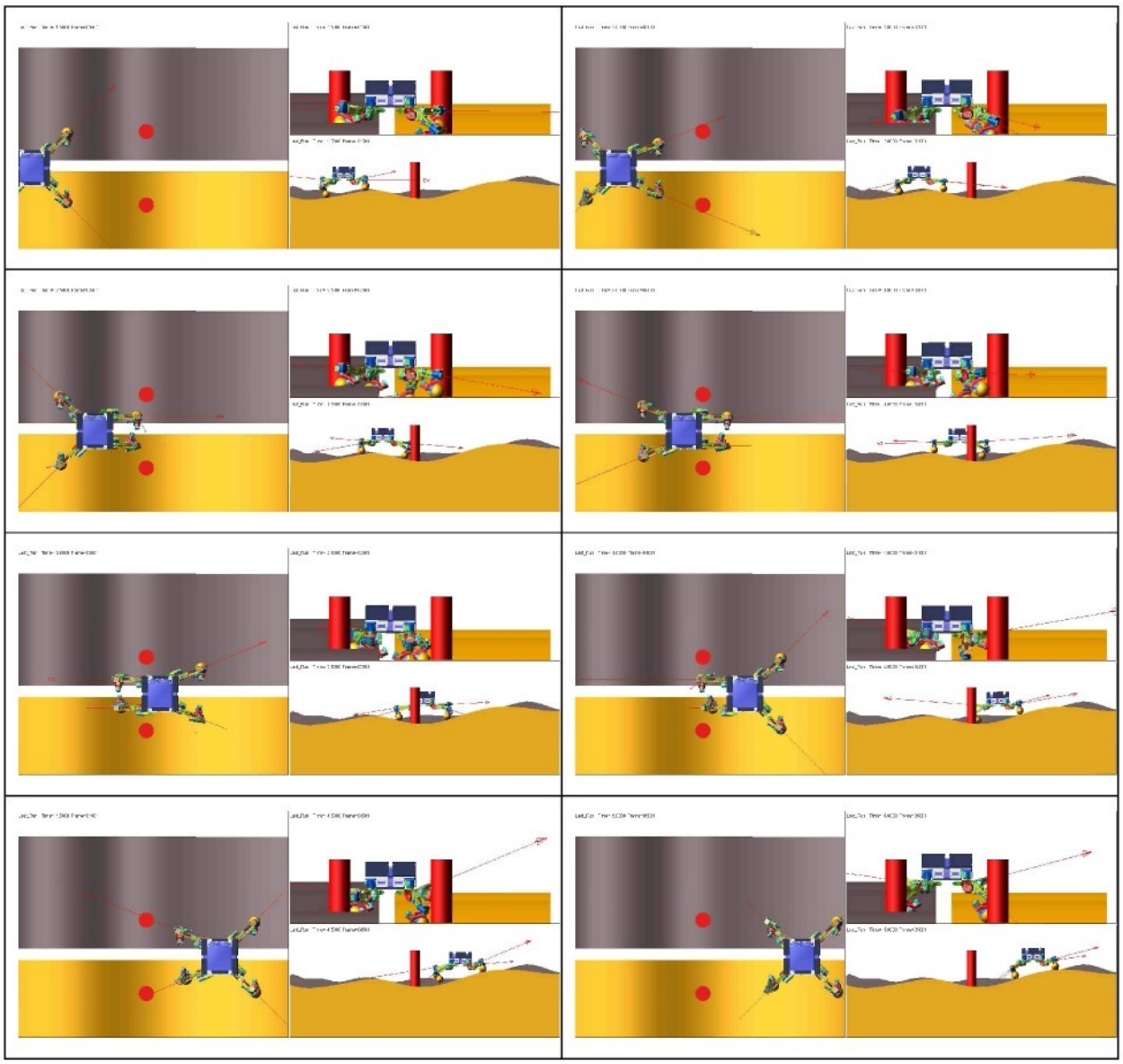
$$i_{š} = 22.$$

Výsledné maximální otáčky hřídelů rejdu a pivotace jsou pak

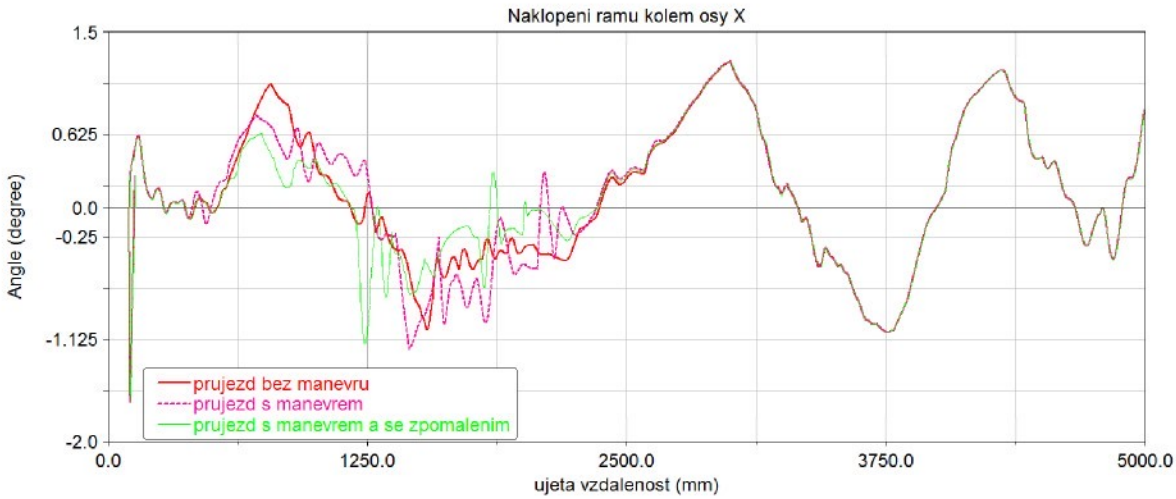
$$n_{rp} = \frac{nj_{EC\max 16}}{i_{GP22C} \cdot i_{š}} = \frac{121{,}83}{29 \cdot 22} = 0{,}191 \text{ ot/s} = 68{,}76\,°/s$$

a vzhledem k tomu, že se hřídel má otočit o 45°, tak byl zvolen čas, ve kterém je tento manévr proveden, na jednu sekundu.

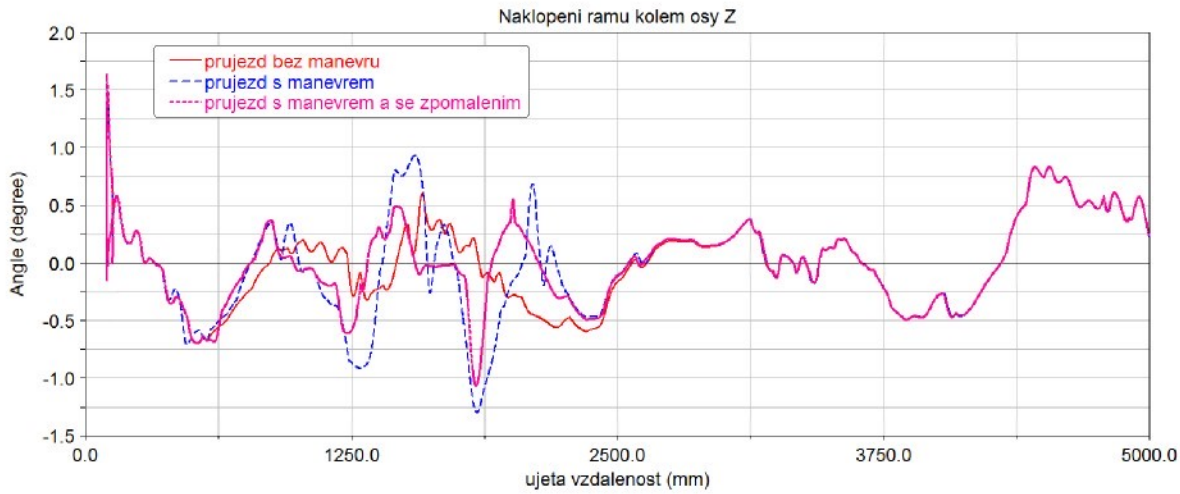
Během průjezdu už pak nohy jsou v pozici nejmenšího rozchodu. Během průjezdu se začnou i zadní nohy natáčet do polohy nejmenšího rozchodu. Po projetí předních kol se začnou přední nohy opět vracet do původní polohy. Jakmile i zadní kola projedou mezi válci, tak se začnou vracet do původní polohy. V tabulce 7 jsou pak uvedeny obrázky z průběhu simulace. V každé buňce tabulky je snímek z jednoho časového okamžiku ve třech pohledech. Časová posloupnost je pak po řádcích tabulky, snímky jsou proveden v časovém intervalu 0,5s.



Tabulka 7 Simulace průjezdu zúženým místem



Graf 30 Naklopení rámu kolem osy X při průjezdu zúženým místem



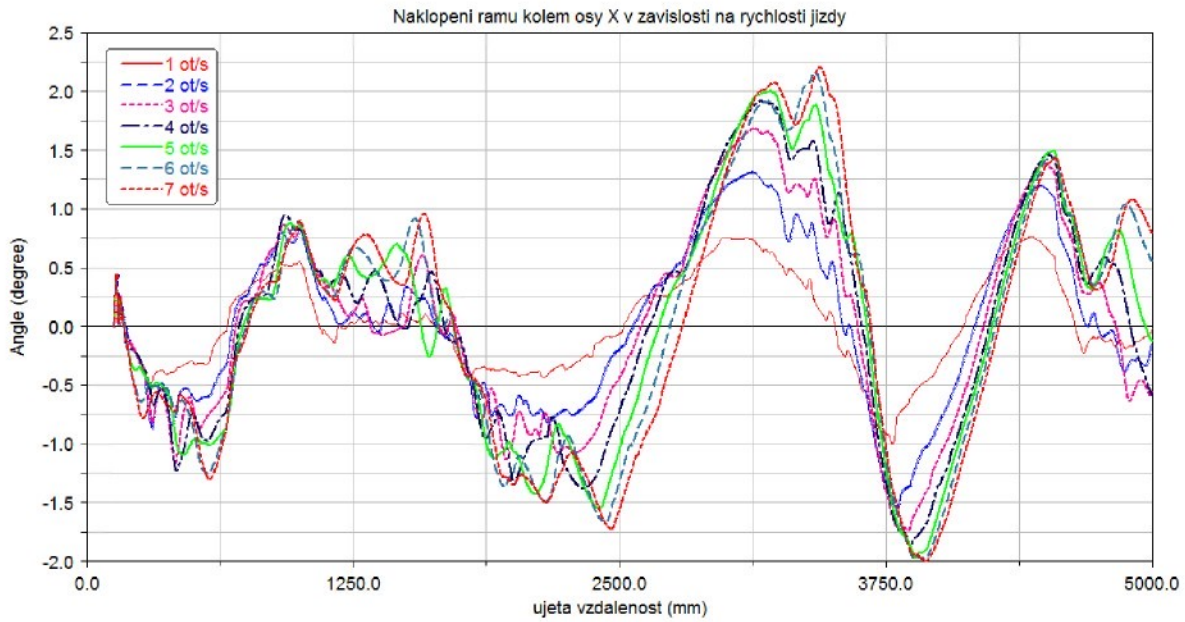
Graf 31 Naklopení rámu kolem osy Z při průjezdu zúženým místem

Na grafech 30 a 31 je vyneseno naklopení rámu při průjezdu zúženým místem v závislosti na ujeté vzdálenosti. V grafech je pak vidět že se hodnoty liší jen při prováděném manévru. Pro porovnání byla ještě provedena simulace, při které se rychlost jízdy zpomalí na polovinu. Při zpomalené rychlosti by mělo být naklopení rámu menší, což ale například úplně neplatí, viz graf 29.

3.14 Vliv rychlosti jízdy na odchylku od vodorovné polohy rámu, řízení konstant P a D

Jak ukázala simulace průjezdu zúženým místem, tak naklopení rámu podvozku je podle očekávání závislé na rychlosti jízdy. Proto je dobré vyzkoušet velikosti jejího vlivu a případně buď udělat regulační konstanty závislé na rychlosti, nebo naopak regulovat rychlost jízdy podle naklopení rámu.

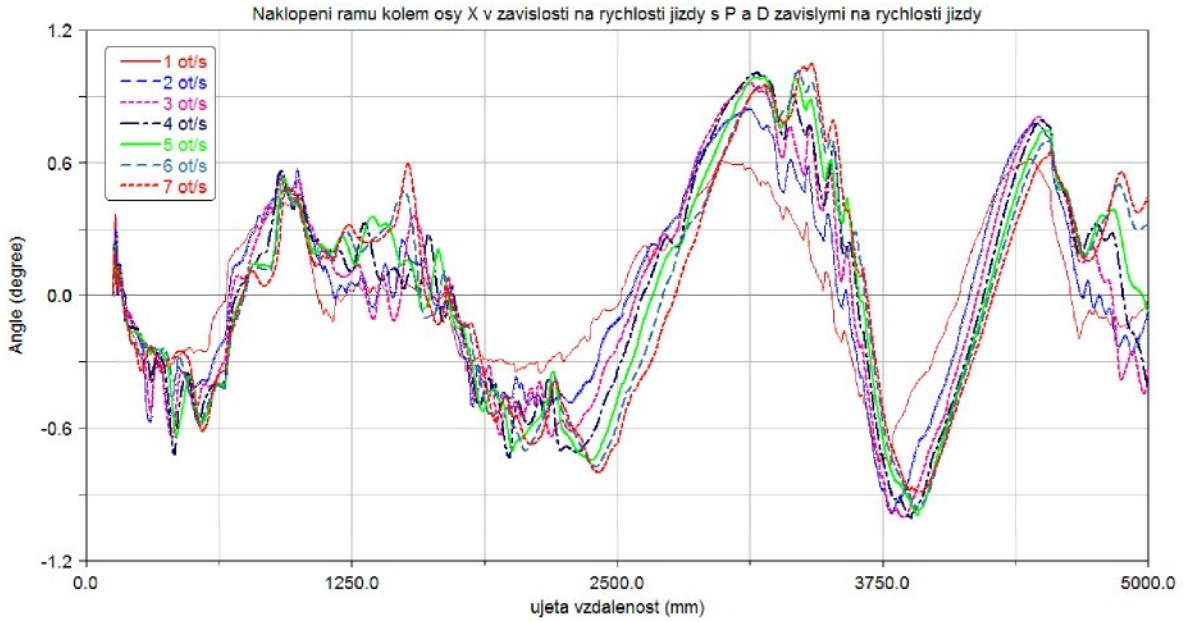
Pro začátek byla provedena řada simulací při jízdě po zvlněném terénu, při kterých se měnily jen zadané otáčky kol od 1 ot/s až do 7 ot/s (0,27 m/s – 1,85 m/s). Regulační konstanty byly $P = 500, D = 150$.



Graf 32 Průběhy naklopení rámu kolem osy X v závislosti na ujeté vzdálenosti při měnící se rychlosti jízdy

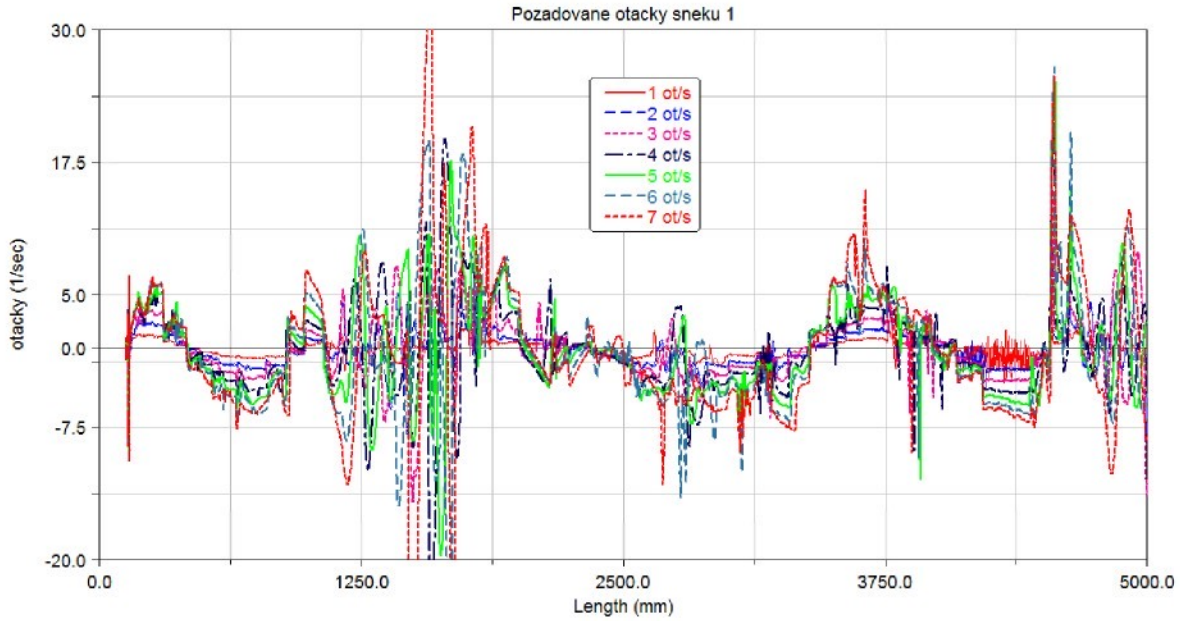
Jak je vidět z grafu 32, tak se průběh naklopení rámu s rostoucí rychlostí jízdy nemění lineárně, ale spíš logaritmicky, případně jako odmocnina.

Postupným zkoušením násobení P a D koeficientů různými řády odmocnin z bezrozměrné rychlosti otáčení kol bylo dosaženo toho, že pro třetí odmocninu vypadá graf následovně:



Graf 33 Průběhy naklopení rámu kolem osy X v závislosti na ujeté vzdálenosti při měnící se rychlosti jízdy a s P a D koeficienty vynásobenými $\sqrt[3]{n_{kol}}\,[-]$

Z grafu 34 vyplývá, že se vzrůstající rychlostí jízdy se naklonění rámu už téměř neliší. Tímto způsobem ovšem rostou požadavky na servopohony zvedání nohy, jak je vidět z následujícího grafu.

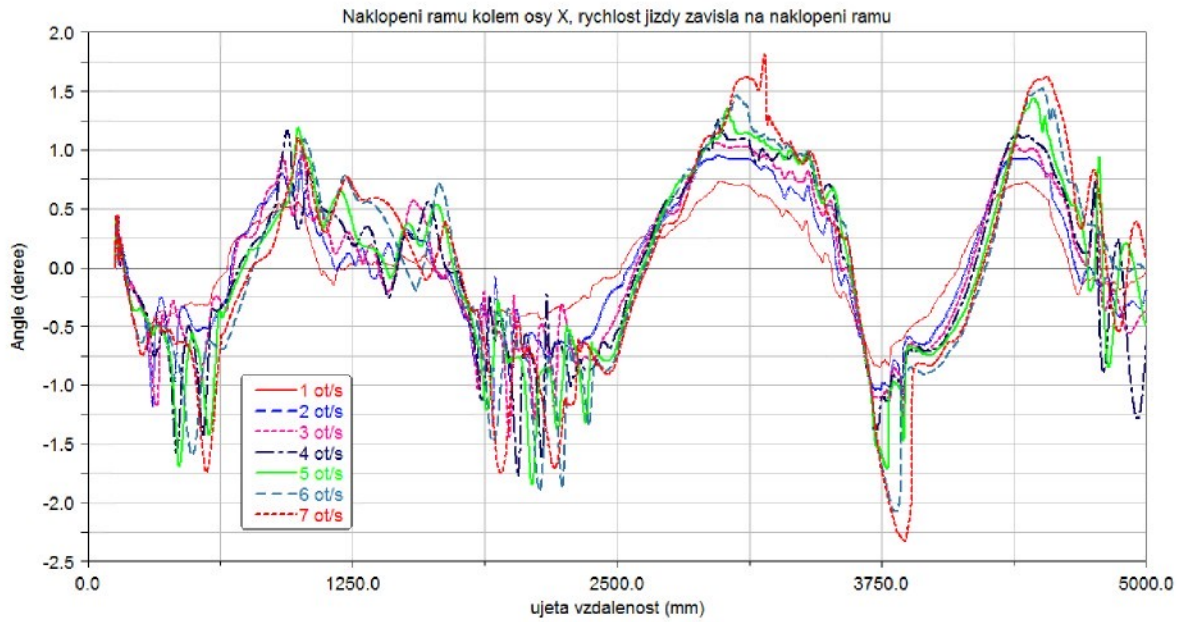


Graf 34 Průběhy požadovaných otáček šneku 1 v závislosti na ujeté vzdálenosti při měnící se rychlosti jízdy a s P a D koeficienty vynásobenými $\sqrt[3]{n_{kol}}$ [-]

3.15 Vliv rychlosti jízdy na odchylku od vodorovné polohy rámu, řízení okamžité rychlosti jízdy

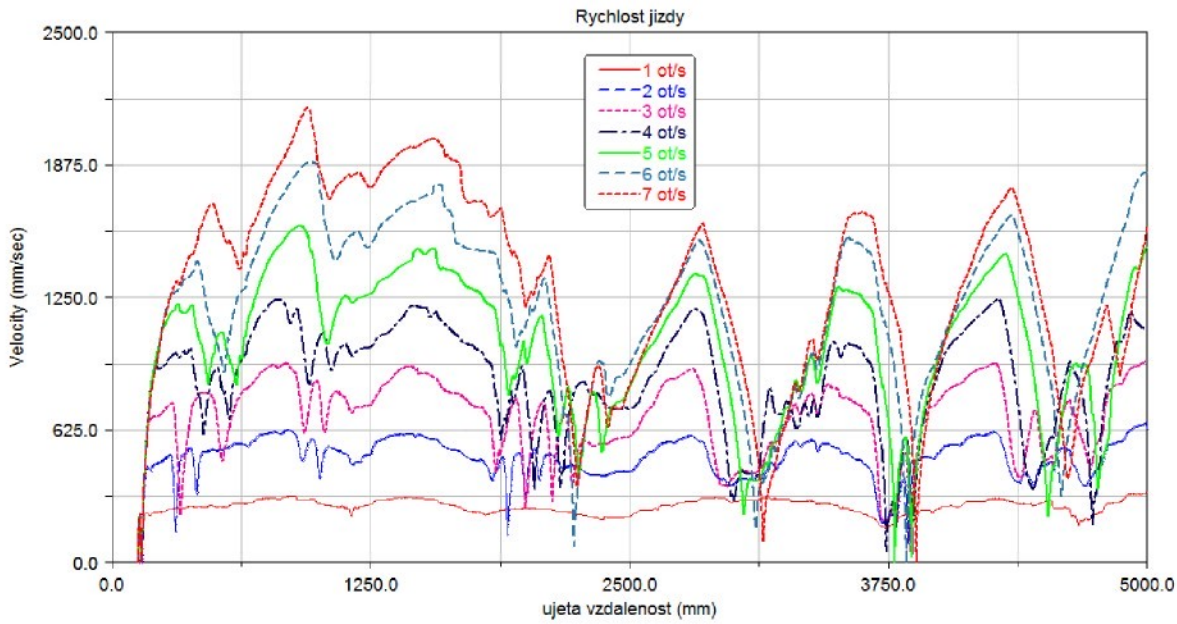
Druhou možností jak zmírnit naklonění rámu je řídit okamžitou rychlost jízdy podle náklonu rámu. Okamžité otáčky kola byly od určitého úhlu náklonu rámu $\varphi_{\min}$ (byla brána větší z hodnot φ_x a φ_z v absolutní hodnotě) lineárně omezovány funkcí STEP5 a když náklon rámu dosáhl hodnoty $\varphi_{\max}$, tak byly otáčky kola nulové. Přepis motionu otáček kola pak vypadal:

-.rizeno_motionem.otacky_kola_DV*Pi*STEP5(time, 1.0, 0.0, 1.1, 1.0) *STEP5(RTOD*ABS(MAX(ABS(.rizeno_motionem.naklopeni_kolem_x),ABS(.rizeno_motionem.naklopeni_kolem_z))), phi_min, 1.0, phi_max, 0.0)



Graf 35 Naklopení rámu kolem osy X, okamžité otáčky kola omezeny parametry $\varphi_{\min} = 0{,}5°, \varphi_{\max} = 1{,}5°$

Jak je vidět z grafu 35, tak se náklony rámu pro parametry $\varphi_{\min} = 0{,}5°, \varphi_{\max} = 1{,}5°$ od 2 ot/s a výše už moc neliší, ale zato se objevuje poměrně značné kmitání náklonu.



Graf 36 Rychlost jízdy v závislosti na ujeté vzdálenosti

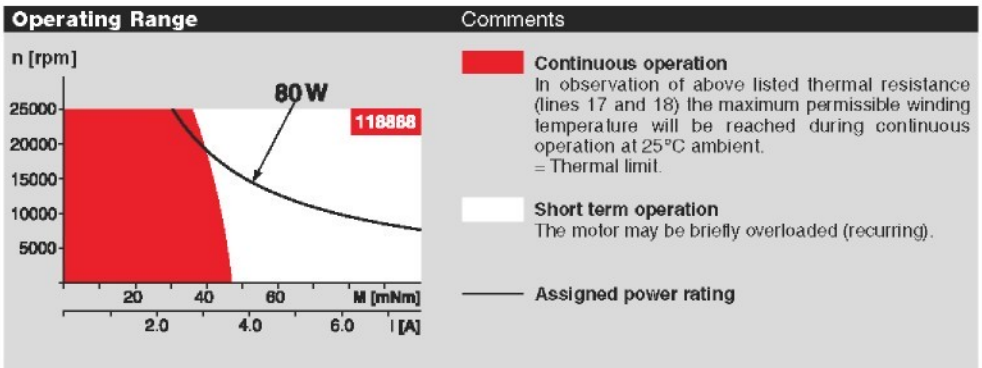
Na grafu 36 je pak vynesena rychlost jízdy v závislosti na ujeté vzdálenosti. Je vidět, že pokud regulace nestíhá udržet náklon rámu podvozku nižší než $\varphi_{\max} = 1{,}5°$, tak dojde k úplnému zastavení robotu.

4 Stabilizace pomocí řízení momentu

V předchozí kapitole byl náklon rámu řízen pomocí otáček šneku, které však byly řízeny ideální kinematickou vazbou. Ve skutečném modelu budou tyto požadované otáčky předávány řídící jednotce motorů. Každý motor je vybaven encodérem, který snímá polohu rotoru. Z této polohy je pak snadné získat aktuální rychlost otáčení rotoru. Řídící jednotka je vybavena PID regulací, kterou je možné řídit aktuální rychlost, pozici nebo přímo moment. Konstanty PID regulátoru je možné nechat nastavit automaticky, kdy si řídící jednotka otestuje připojenou zátěž, nebo ručně. Z předchozích simulací dále bylo vidět, že kinematická vazba potřebovala na pohyb větší moment než je schopen motor poskytnout. Z těchto důvodů bylo vhodné sestavit model, ve kterém bude pohyb šneku řízen momentem, který je schopen motor poskytnout.

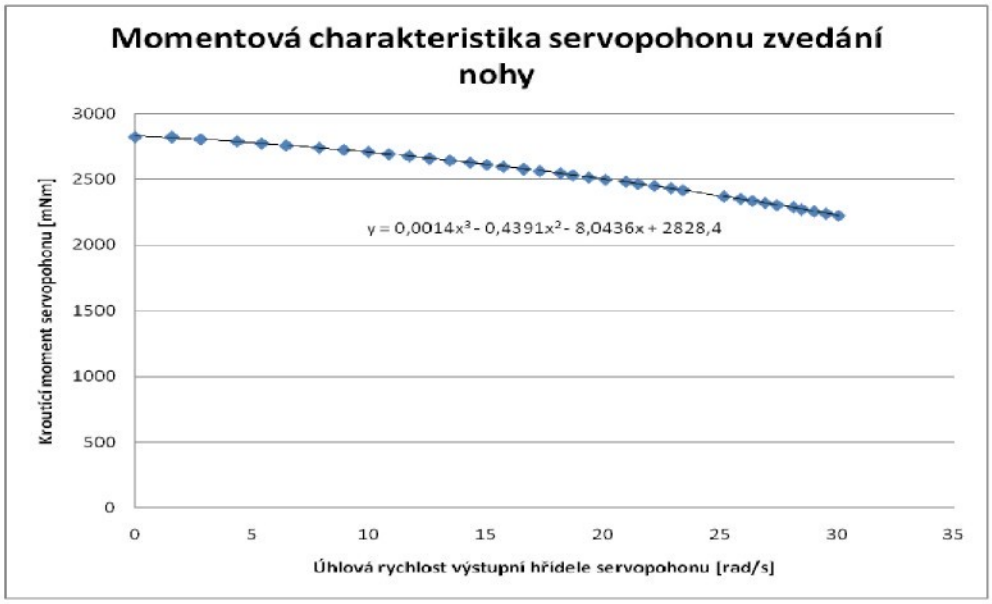
4.1 Momentová charakteristika motoru a její nahrazení polynomem

K sestavení modelu řízeného momentem byla potřeba momentová křivka motoru EC32 z katalogu výrobce. Ta je zobrazena na grafu 37. Oproti zvyklosti, kdy jsou na vodorovné ose vyneseny otáčky a na svislé ose je kroutící moment, tak má tento graf osy prohozené. Červená oblast grafu je oblast, ve které je motor schopen pracovat trvale, bílá plocha pak je oblast krátkodobého přetížení motoru, které je omezeno teplotou vinutí rotoru. Dále tam je křivka, která ohraničuje oblast výkonu motoru 80W (assigned power rating – přidělený výkon). Motor je tedy schopen pracovat pod křivkou přiděleného výkonu, krátkodobě v bílé oblasti a dlouhodobě v červené oblasti. Pro účel modelu v ADAMSu byla brána jako momentová křivka horní hranice červené oblasti.



Graf 37 Momentová charakteristika motoru EC32 80W z katalogu výrobce

Hodnoty momentu v závislosti na otáčkách byly odečteny ze zvětšeného obrázku, kde byl zaznamenáván počet pixelů od jednotlivých os. Takto se dala křivka velmi přesně převést na tabulku. Dále byly hodnoty momentu a otáček přepočítány převodovým poměrem a účinností planetové převodovky GP32A.



Graf 38 Odečtené hodnoty z katalogu a proložení hodnot polynomem 3. stupně

V takto získaném grafu (graf 38) pak byla nahrazena křivka polynomem třetího řádu. V modelu bylo vytvořeno měření aktuálních otáček šneku zvedání nohy (v příslušném souřadnicovém systému, který měl jednu osu shodnou s osou rotace šneku.

4.2 Stabilizace reálného modelu robotu momentem

Ve stávajícím modelu byl nahrazen motion otáčení šneku kroutícím momentem mezi dvěma tělesy (jako akční těleso byl zvolen šnek, jako reakční klec, na které je skříň šnekové převodovky, bod působení byl zvolen marker měření otáček šneku). Předpis kroutícího momentu pro šnek zvedání první nohy pak vypadal následovně:

(0.0014*(WZ(MARKER_378,MARKER_378))3 - 0.439*(WZ(MARKER_378,MARKER_378))**2 - 8.0436*(WZ(MARKER_378,MARKER_378)) + 2828.4)*VARVAL(current_1).**

Výraz **(WZ(MARKER_378,MARKER_378))** představuje úhlovou rychlost šneku. Celý předpis pro momentovou křivku je pak násoben hodnotou jednotkového proudu **current_1**. Jak je tato hodnota získávána je ukázáno na následujícím schématu.

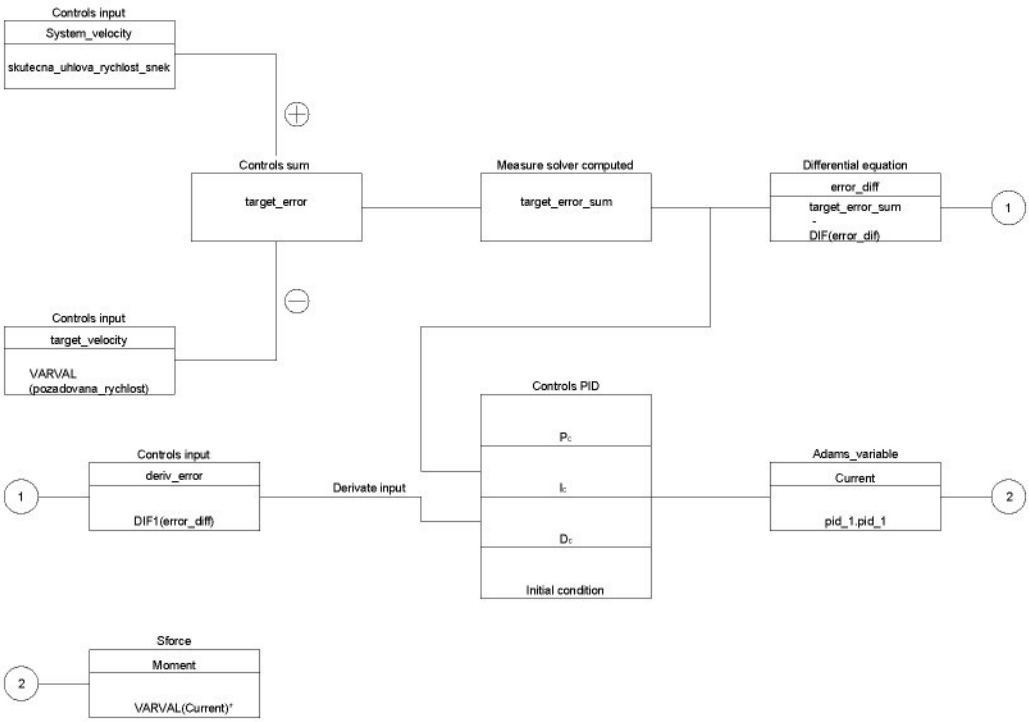


Schéma 4 Získání hodnoty jednotkového proudu

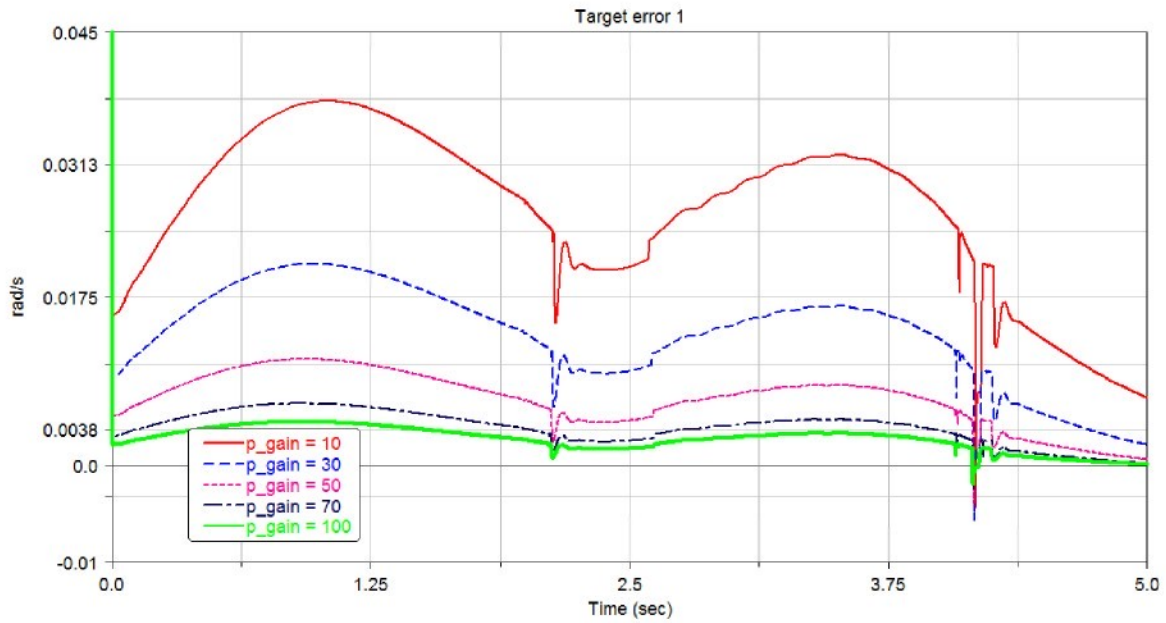
V controls toolkitu byly vytvořeny dva vstupy, jeden vstup je skutečná úhlová rychlost šneku a druhým vstupem je žádaná hodnota úhlové rychlosti. Žádaná hodnota počítána ze vztahu uvedeného v kapitole 3.7, jedná se o hodnoty, které byly zadávány do kinematické vazby. Tyto dvě hodnoty jsou odečteny, čímž získáme **target_error**, což je rozdíl požadovaných a skutečných otáček. **Target_error** je první vstup do PID regulátoru. Dále byla vytvořena diferenciální rovnice, ze které se spočítá derivovaná hodnota **target_erroru**, tato hodnota je pojmenována **error_dif**. To je druhý vstup do PID regulátoru. Výstupní hodnota PID regulátoru je jednotkový proud **current**, kterým se násobí rovnice momentové křivky. Takto byly vytvořeny celkem 4 regulační smyčky, pro každý pohon zvedání nohy jedna.

Rovnice regulace vypadá následovně

$$current = P_c \cdot target_error + D_C \cdot \frac{d}{dt}(target_error) + I_C \cdot \int (target_error) dt \, .$$

4.3 Vliv proporcionální složky proudového regulátoru

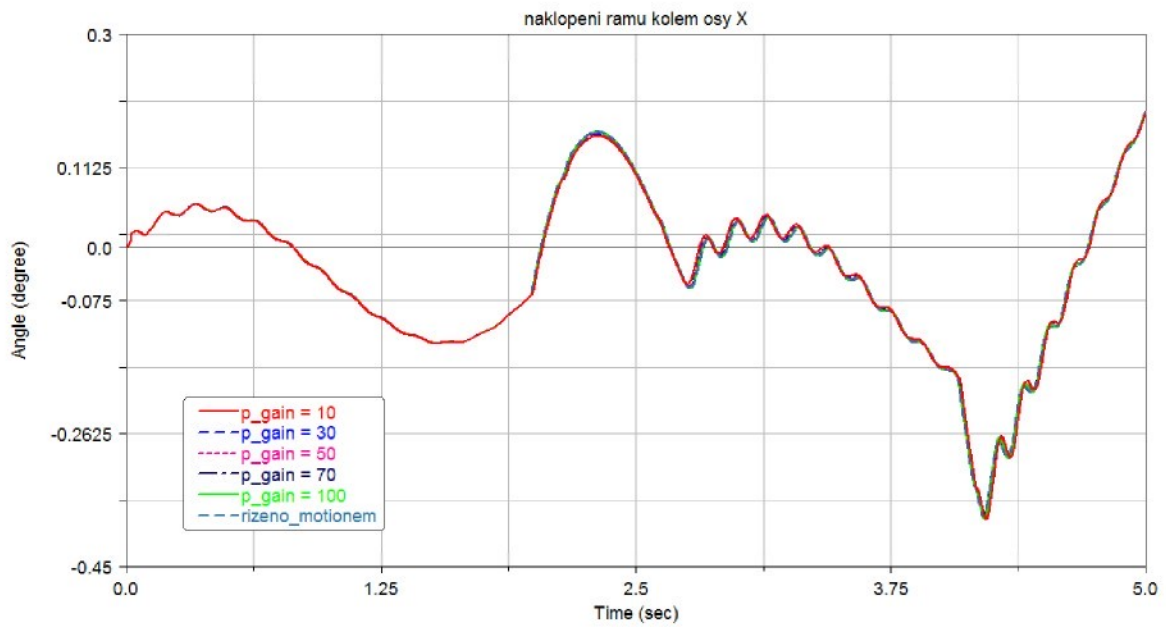
Pro správné nastavení regulátoru jednotky EPOS je vhodné vyšetřit vliv jednotlivých parametrů a to jak na *target_error*, tak i na naklopení rámu. Pro vyšetření vlivu byl zvolen rozsah proporcionální složky P_c od 1 do 10. Derivační složka D_C a integrační I_C byly zvoleny nulové. Konstanty všech čtyř PID regulátorů byly shodné. K tomuto testu byl použit model na pístech se stejným nastavením jako v kapitole 3.11 (včetně regulačních konstant).



Graf 39 Vliv proporcionální složky regulace na rozdíl (požadované otáčky šneku - skutečné otáčky šneku)

Jak je vidět z grafu 39, tak se zvyšující se proporcionální složkou PID regulátoru klesá rozdíl mezi požadovanými a skutečnými otáčkami šneku zvedání nohy 1. Velký počáteční rozdíl otáček je způsoben tím, že se nezačínalo z rovnovážné polohy, ale v podstatě pádem z nulové výšky. Pro takhle sestavený model není totiž možné vyšetřit rovnovážnou polohu.

Ovšem jak ukazuje graf 40, tak vliv proporcionální složky na naklopení rámu je minimální, téměř se neliší od modelu řízeného kinematicky (motivem).



Graf 40 Vliv proporcionální složky regulace na naklopení rámu kolem osy X

4.4 Vliv integrační složky proudového regulátoru

Pro vyšetření vlivu integrační složky EPOS regulátoru byla nastavena hodnota proporcionální složky na

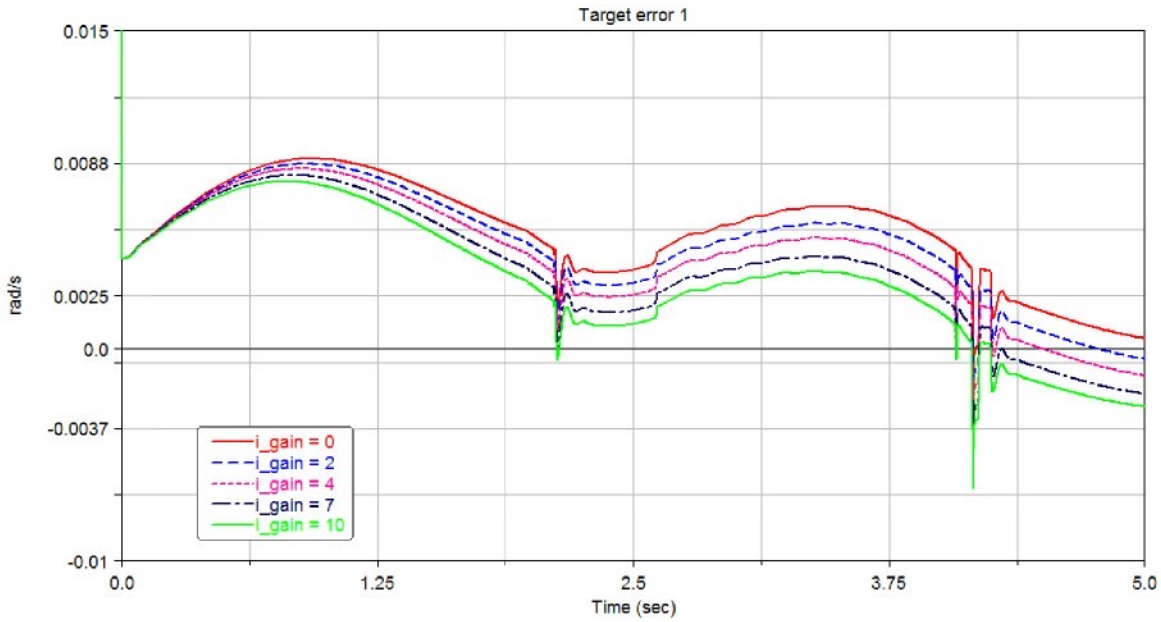
$P_C = 50$

a hodnota derivační složky regulace byla

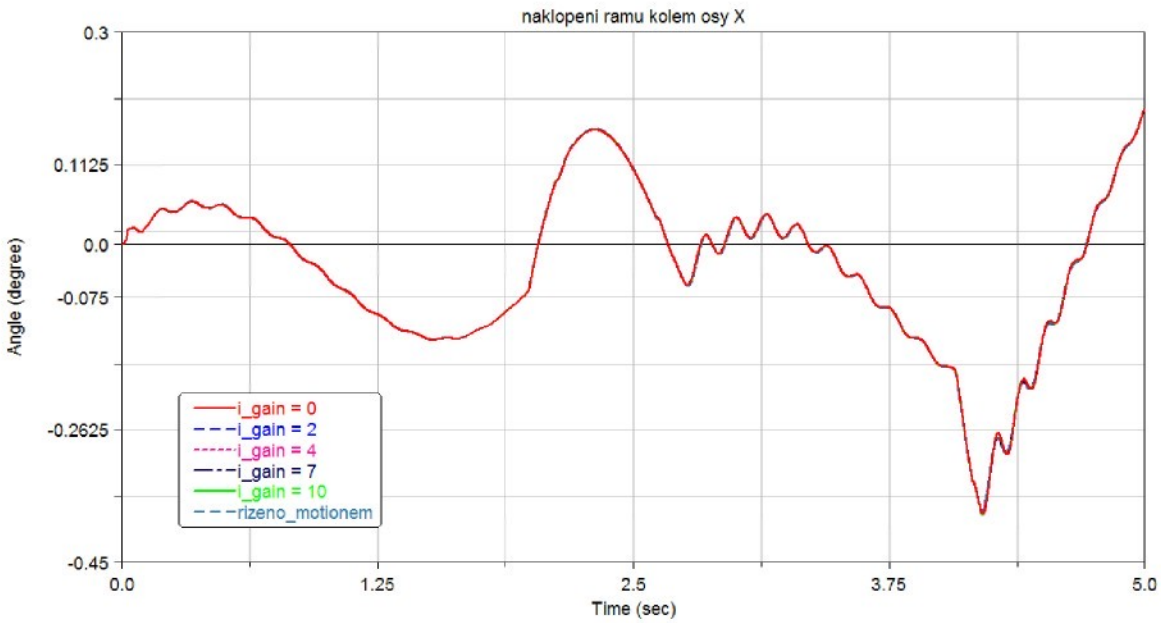
$D_C = 0$.

Integrační složka regulace se měnila

$I_C = 0..10$



Graf 41 Vliv integrační složky regulace na rozdíl (požadované otáčky šneku - skutečné otáčky šneku)



Graf 42 Vliv integrační složky regulace na naklopení rámu kolem osy X

Z grafů 41 a 42 je vidět, jak integrační složka posouvá rozdíl skutečných a požadovaných otáček směrem k nulové hodnotě. Ovšem na naklopení rámu to má zanedbatelný vliv.

4.5 Vliv derivační složky proudového regulátoru

Nakonec byl otestován vliv derivační složky PID regulátoru. Při tomto testu byla nastavena hodnota proporcionální složky

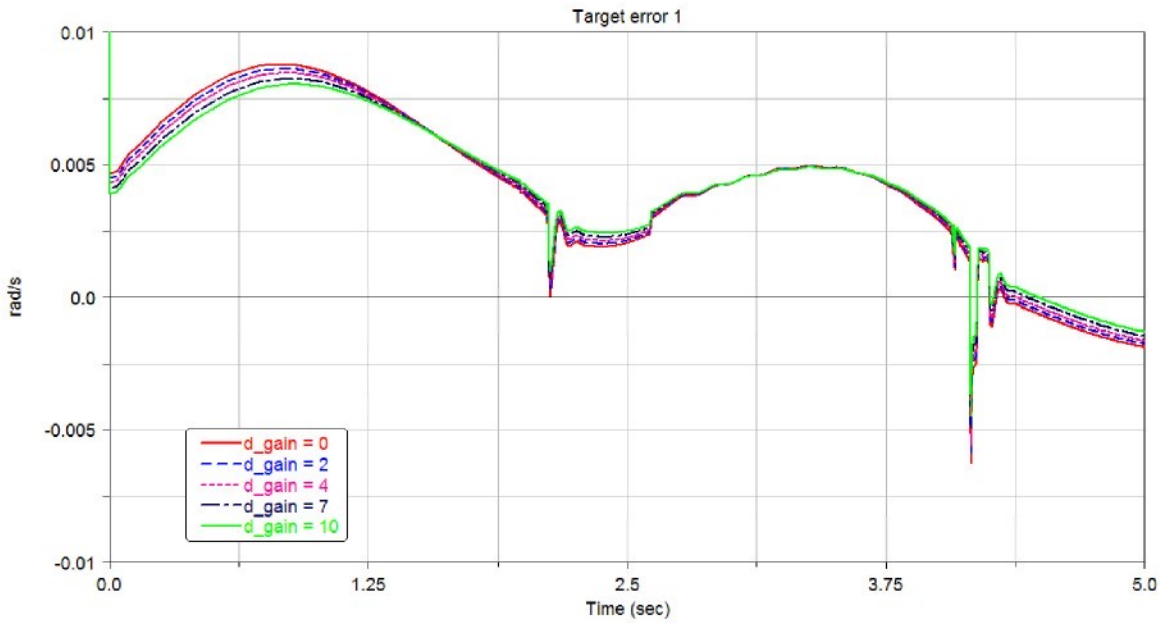
$P_C = 50$,

integrační složka byla nastavena na

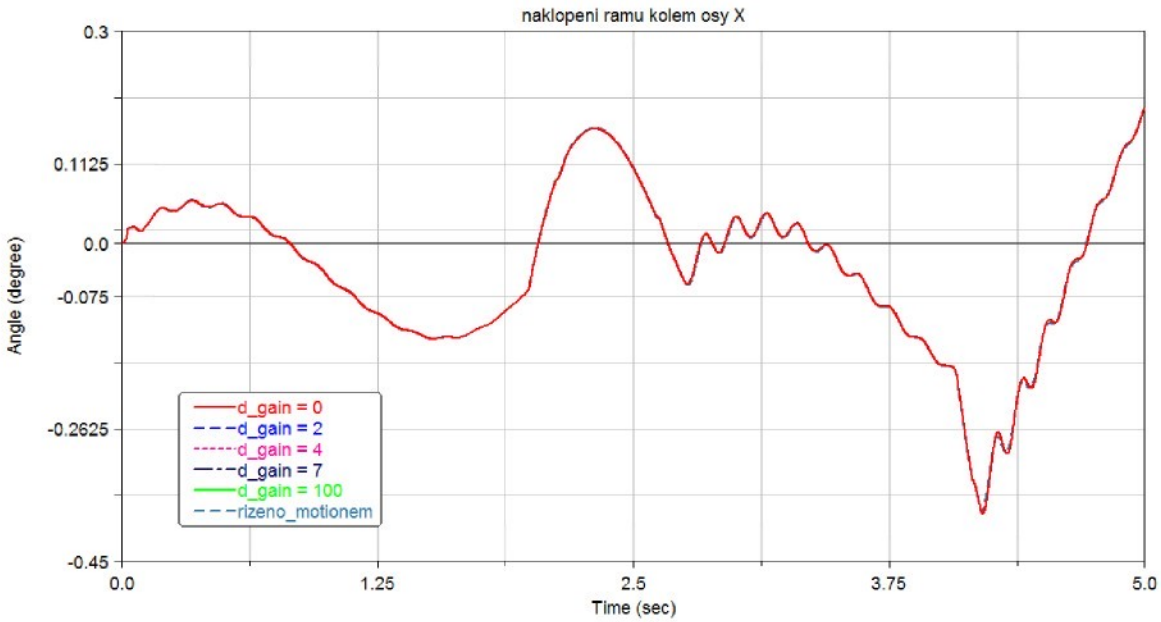
$I_C = 5$

a derivační složka se měnila

$D_C = 0..10$



Graf 43 Vliv derivační složky regulace na rozdíl (požadované otáčky šneku - skutečné otáčky šneku



Graf 44 Vliv derivační složky regulace na naklopení rámu kolem osy X

Z grafů 43 a 44 je opět vidět, jak derivační složka snižuje kmitání rozdílu požadovaný a skutečných otáček šneku, ale na naklopení rámu je vliv prakticky nulový.

4.6 Regulace řídící jednotky Maxon

Program pro nastavení řídící jednotky obsahuje možnost autotunnigu. Ten při manuálním zablokování výstupní hřídele provede test, při kterém zjistí parametry své PID regulace. Při této proceduře byly zjištěny následující hodnoty:

$P_{\text{EPOS 70/10}} = 1750$

$I_{\text{EPOS 70/10}} = 450$

$D_{\text{EPOS 70/10}} = 0$.

Tyto hodnoty ale platí pro PID regulaci rychlosti rotoru motoru, ale v takto sestaveném modelu je regulována rychlost šneku, který je až za převodovkou. Proto je potřeba tyto konstanty přepočítat.

Protože převodovka GP32A má převod

$i_{\text{GP32A}} = 14976/175 \approx 86$

a jedná se o převod do pomala, tak platí momentová rovnice (se zanedbáním účinnosti planetové převodovky, ta je totiž již započítána v momentové křivce)

$M_{EC32} \cdot i_{\text{GP32A}} = Mv$.

Výstupní moment je ale násoben jednotkovým proudem $current$, a proto i moment motoru EC32 by měl být násoben jednotkovým proudem $current_{EC32}$. Z toho dostaneme rovnici

$M_{EC32} \cdot i_{\text{GP32A}} \cdot current_{EC32} = Mv \cdot current$

Z této rovnice pak vyplývá, že

$current_{EC32} = current$

Dále platí, že

$target_error \cdot i_{\text{GP32A}} = target_error_{EC32}$.

Aby byla splněna regulační rovnice

$$current = P_C \cdot target_error + D_C \cdot \frac{d}{dt}(target_error) + I_C \cdot \int (target_error)dt$$

Tak s využitím vztahu $current_{EC32} = current$ dostaneme

$$P_C \cdot target_error + D_C \cdot \frac{d}{dt}(target_error) + I_C \cdot \int (target_error)dt =$$
$$P_{\text{EPOS 70/10}} \cdot target_error \cdot i_{\text{GP32A}} + D_{\text{EPOS 70/10}} \cdot \frac{d}{dt}(target_error \cdot i_{\text{GP32A}}) +$$
$$+ I_{\text{EPOS 70/10}} \cdot \int (target_error \cdot i_{\text{GP32A}})dt$$

Po dosazení $target_error \cdot i_{\text{GP32A}} = target_error_{EC32}$ a vytknutí

$$P_C \cdot target_error + D_C \cdot \frac{d}{dt}(target_error) + I_C \cdot \int (target_error)dt =$$
$$\left(P_{\text{EPOS 70/10}} \cdot target_error + D_{\text{EPOS 70/10}} \cdot \frac{d}{dt}(target_error) + I_{\text{EPOS 70/10}} \cdot \int (target_error)dt \right) \cdot i_{\text{GP32A}}$$

Z této rovnice porovnáme členy a dostaneme rovnice

$P_C \cdot target_error = P_{\text{EPOS 70/10}} \cdot target_error \cdot i_{\text{GP32A}}$,

$$D_C \cdot \frac{d}{dt}(target_error) = D_{\text{EPOS 70/10}} \cdot \frac{d}{dt}(target_error) \cdot i_{\text{GP32A}}$$

$$I_C \cdot \int (target_error)dt = I_{\text{EPOS 70/10}} \cdot \int (target_error)dt \cdot i_{\text{GP32A}} .$$

Z těchto rovnic pak můžeme získat už PID konstanty

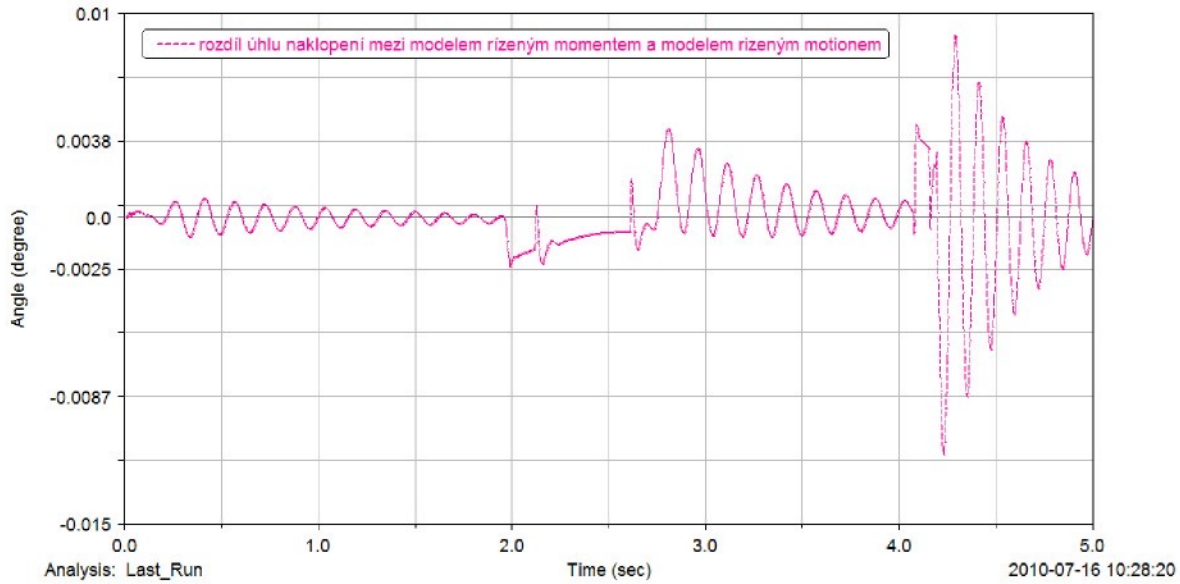
$$P_{\text{C}} = P_{\text{EPOS 70/10}} \cdot \left(14976/175\right) = 1750 \cdot \left(14976/175\right) = 149760$$

$$I_{\text{C}} = I_{\text{EPOS 70/10}} \cdot \left(14976/175\right) = 450 \cdot \left(14976/175\right) = 38509{,}71$$

$$D_{\text{C}} = D_{\text{EPOS 70/10}} \cdot \left(14976/175\right) = 0 \cdot \left(14976/175\right) = 0$$

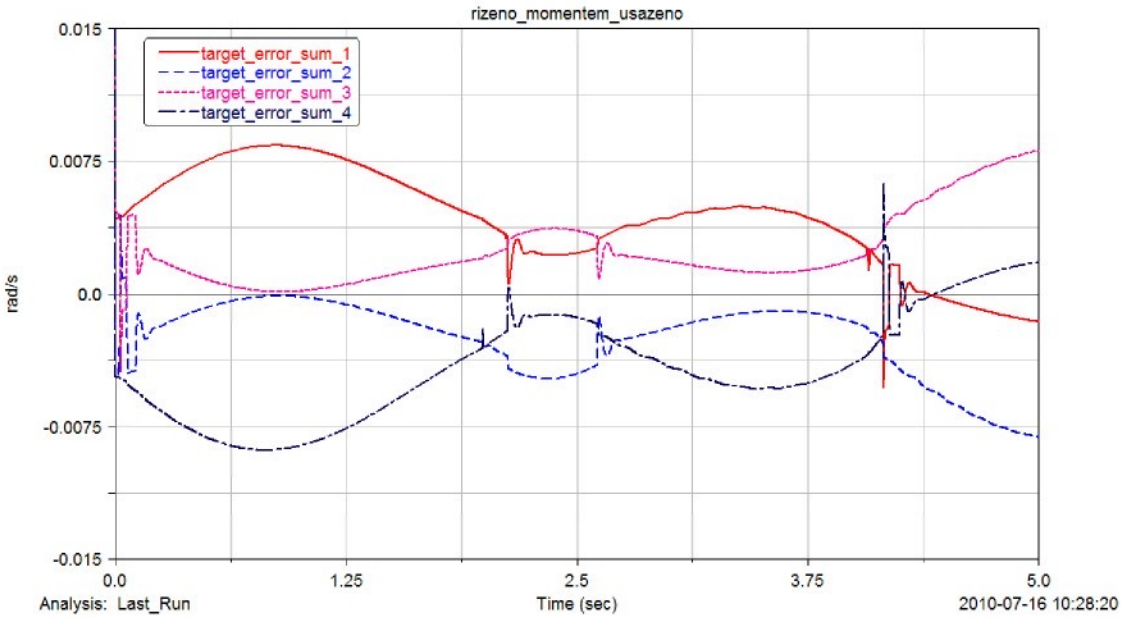
Tyto hodnoty konstant pak byly dosazeny do modelu a byla provedena simulace.

Na grafu 45 je ukázán rozdíl mezi naklopením rámu kolem osy X modelu řízeným kinematicky a modelem řízeným momentem. Tento rozdíl se pohybuje maximálně kolem 0,01°, z čehož vyplývá, že zvolený pohon je z hlediska požadovaného kroutícího momentu dimenzován dostatečně, protože je schopen zajistit regulaci téměř stejně kvalitně jako kinematicky řízený model.



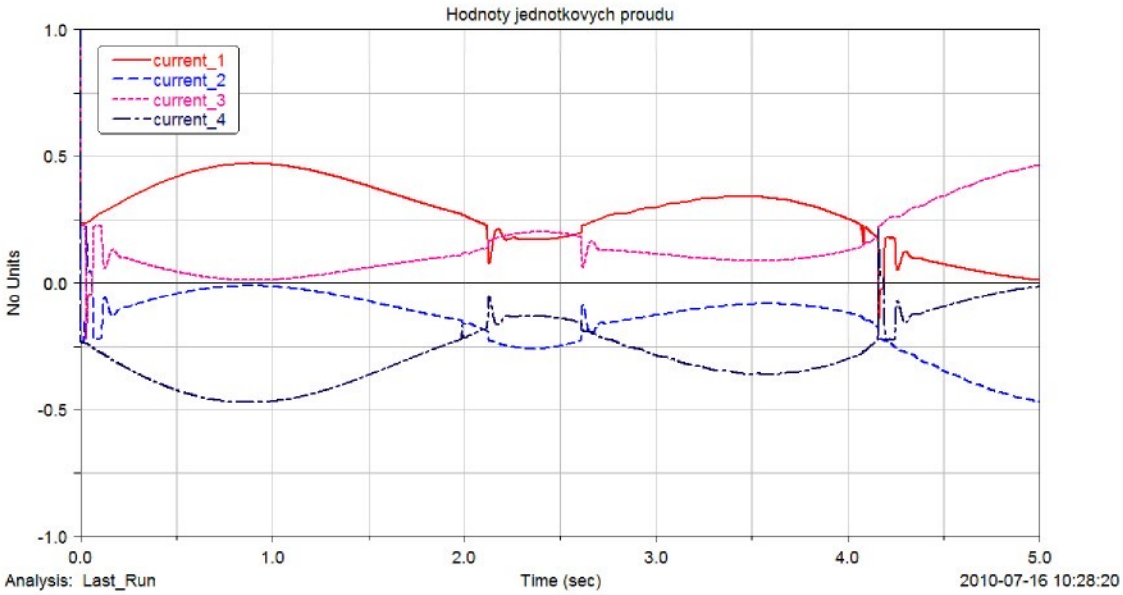
Graf 45 Rozdíl úhlu naklopení mezi modelem řízeným momentem a modelem řízeným motivem

Na grafu 46 jsou pak zobrazeny hodnoty **targert_error_sum** pro všechny 4 PID regulátory. Jedná se o velmi nízké hodnoty v řádu setin rad/s.



Graf 46 Hodnoty target_error _sum pro P_C = 149760, I_C = 38510, D_C = 0

Jak je vidět z výše uvedených grafů, tak hodnoty nastavení PID regulátorů získané autotunningem jsou naprosto dostačující a odchylky od požadované a skutečné rychlosti šneků se liší minimálně.



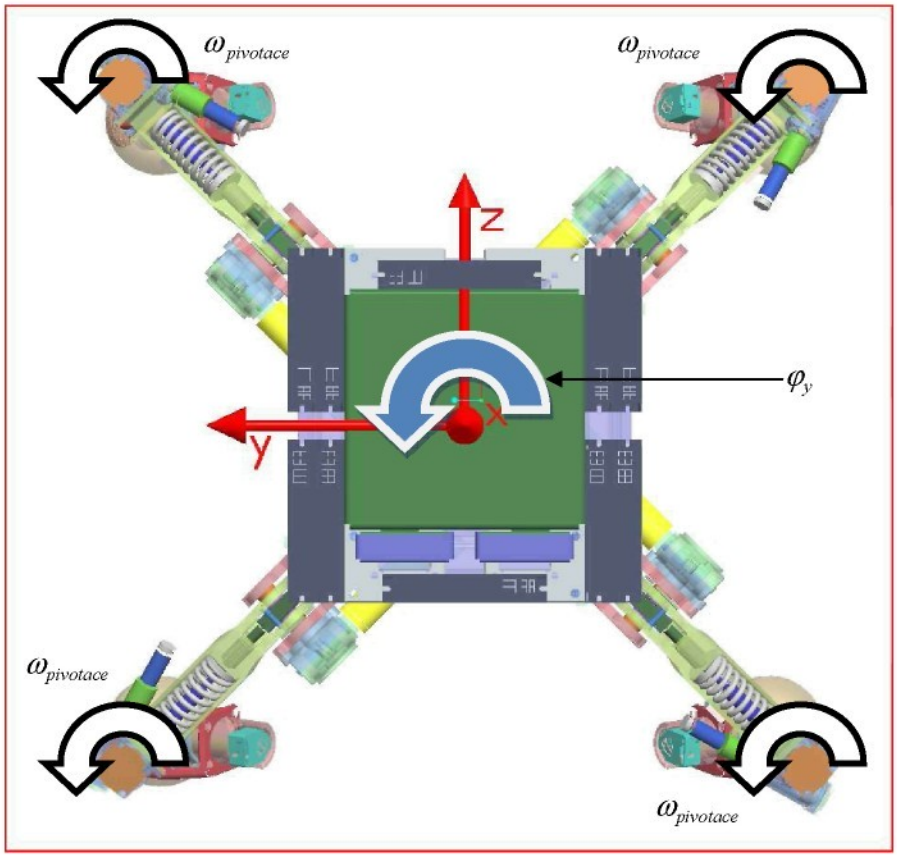
Graf 47 Hodnoty jednotkových proudů pro P_C = 149760, I_C = 38510, D_C = 0

Na grafu 47 jsou hodnoty jednotkových proudů. Ty se pohybují maximálně kolem hodnoty 0,5 (bráno v absolutní hodnotě), což znamená, že hnací momenty jsou poloviční z maximálně dostupného kroutícího momentu. Přesto to nemá vliv na kvalitu regulovaného procesu (viz graf 45). Z tohoto grafu také vyplývá, že pokud bychom použili pohon s menším kroutícím momentem, tak to na kvalitu regulovaného procesu nemá téměř žádný vliv. Proto je možné zvolit slabší pohon s vyššími jmenovitými otáčkami, které se ukazují jako žádané. Ovšem nesmíme zapomínat, že slabší pohon musí překonat pasivní odpory (hlavně tření v připojené šnekové převodovce), které nejsou v těchto simulacích zahrnuty.

5 Stabilizace jízdy v přímém směru

Vzhledem k tomu, že při jízdě po zvlněném terénu se každé kolo odvaluje po jiném poloměru, navíc dochází k přenášení váhy na různá kola, tudíž působí na každé kolo jiná normálová síla a výsledně pak i jiná trakční síla, tak dochází k samovolnému zatáčení.

Stejně jako řidič automobilu koriguje směr jízdy prakticky neustále, tak zde může uživatel korigovat směr jízdy manuálně. Jiné řešení by spočívalo ve využití informace z elektronického gyroskopu o natáčení rámu kolem svislé osy. Na základě této informace by se pak natáčely kola, jak je naznačeno na obrázku níže.



Obr. 32 Princip regulace jízdy v přímém směru

Ke stabilizaci přímé jízdy bude regulována rychlost natáčení svislé hřídele, tento pohyb byl nazván pivotace. Rychlost natáčení hřídele byla pro všechny hřídele stejná, jen měly různá znaménka tak, aby se natáčely v požadovaném směru. Rychlost je počítána ze vztahu:

$$\omega_{pivotace} = P_{pivot} \cdot \varphi_y + D_{pivot} \cdot \dot{\varphi}_y .$$

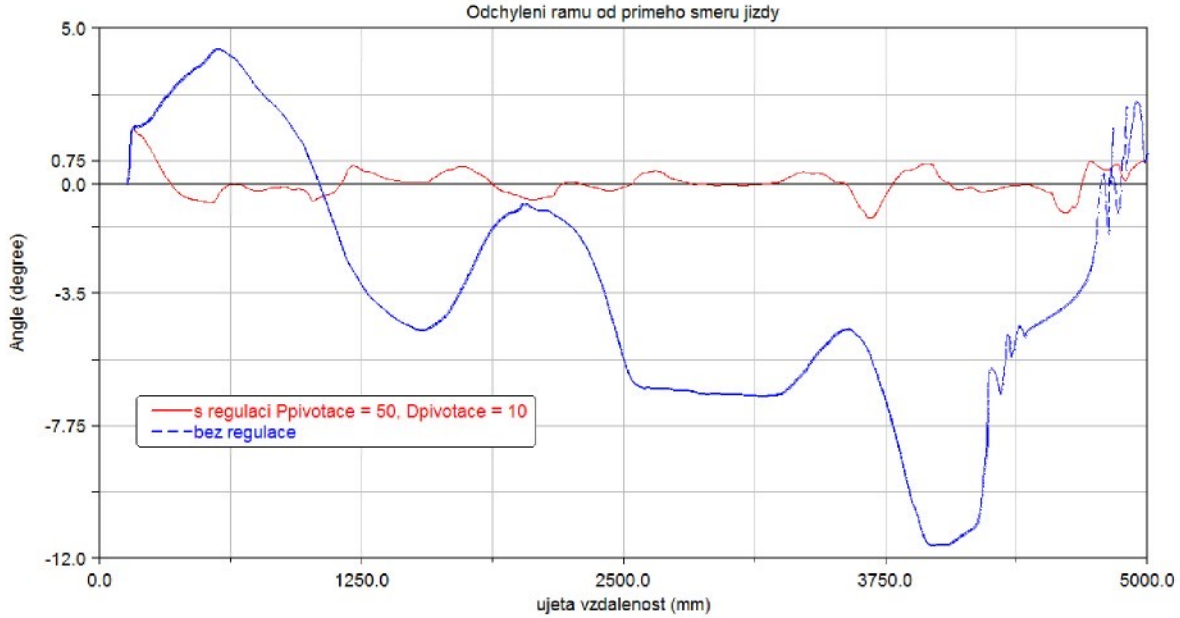
Předpis pro MOTION pak vypadal

.natoceni_kolem_y*Pkoeficient_pivotace

+Dkoeficient_pivotace*.rychlost_natoceni_kolem_Y)

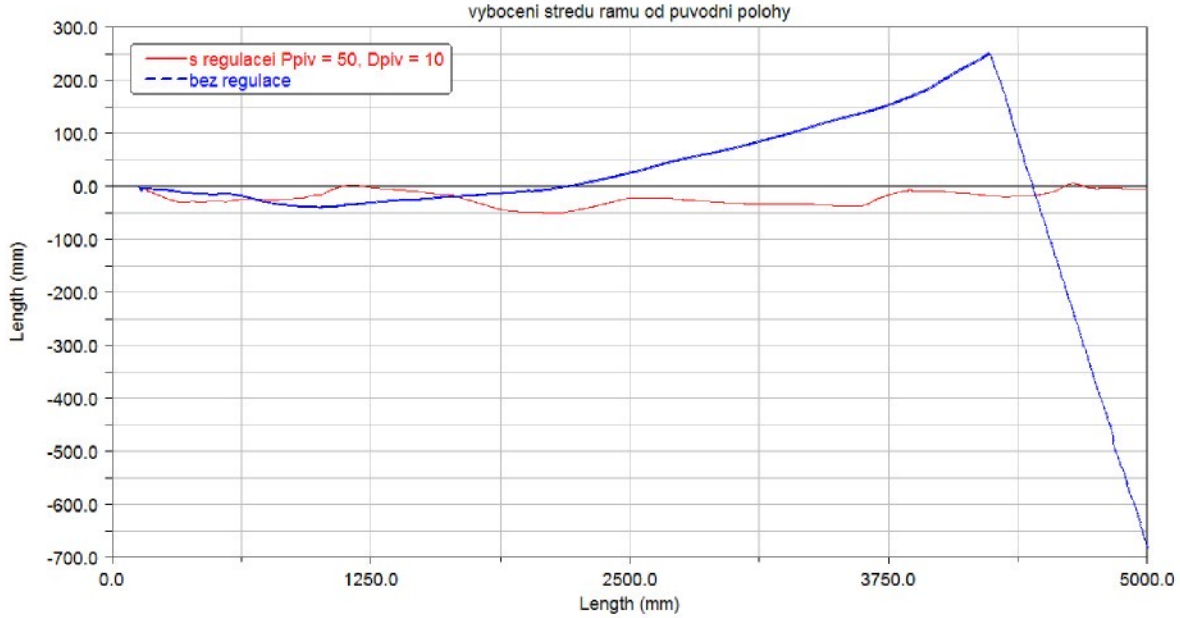
Řadou simulací pak byly zjištěny hodnoty $P_{pivot} = 50$ a $D_{pivot} = 10$, při kterých jede robot poměrně rovně. Při ostatních hodnotách často docházelo k přehnané reakci, čímž se dostala regulace mimo stabilní oblast, nebo naopak k nedostatečné reakci a robot spadl z pojezdové plochy.

Zatímco při jízdě bez regulace přímého směru spadl model z pojezdové plochy, tak s regulací dojel na konec, kde simulaci ukončil senzor.



Graf 48 Odchýlení rámu od přímého směru jízdy v závislosti na ujeté vzdálenosti

Graf 48 ukazuje úhel odchýlení rámu od přímého směru jízdy. Při jízdě bez regulace se rám odchýlí postupně až téměř o 12°. Při jízdě se zapnutou regulací přímého směru jízdy se odchylka pohybuje kolem 1°. Tato hodnota je pro daný účel regulace přijatelná.



Graf 49 Vybočení středu rámu od původní polohy v závislosti na ujeté vzdálenosti

Graf 49 ukazuje vybočení středu rámu od původní polohy. Při jízdě bez regulace se rám odchýlí nejdříve o téměř 300 mm na jednu stranu a pak náhle dojede ke změně směru jízdy na druhou stranu a střed rámu se vychýlí o téměř 700 mm na druhou stranu. Při jízdě se zapnutou regulací vybočí rám do strany maximálně 50 mm.

Z těchto simulací vyplývá, že je možné využít informace ze třetí osy gyroskopu, která byla dosud nevyužitá, k funkci jakéhosi „autopilota“, který bude na přání uživatele udržovat daný směr jízdy.

Rozfázovaná animace je v příloze 10.3.

6 Jízda po schodech dolů

Další z požadovaných schopností podvozku je zdolávání schodů a to jak nahoru, tak směrem dolů. Simulacemi kráčivého pohybu po schodech se zabývá jiná práce.

Pro sjíždění schodů byla zvolena taková poloha, v které je rám robotu natočen o 22,5° okolo svislé osy tak, aby osy kol nebyly v jedné rovině ve směru jízdy.

Pro režim sjíždění schodů je vhodná aplikace omezení rychlosti jízdy na základě odchylky rámu od vodorovné polohy (princip uvedený v kapitole 3.14). Omezení rychlosti otáčení kol bylo aplikováno ve tvaru

-.otacky_kola_DV*Pi*STEP5(time, 1.0, 0.0, 1.1, 1.0)

***STEP5(RTOD*ABS(MAX(ABS(.naklopeni_kolem_x),ABS(.naklopeni_kolem_z))), .phi_min, 1.0, .phi_max, 0.0)**

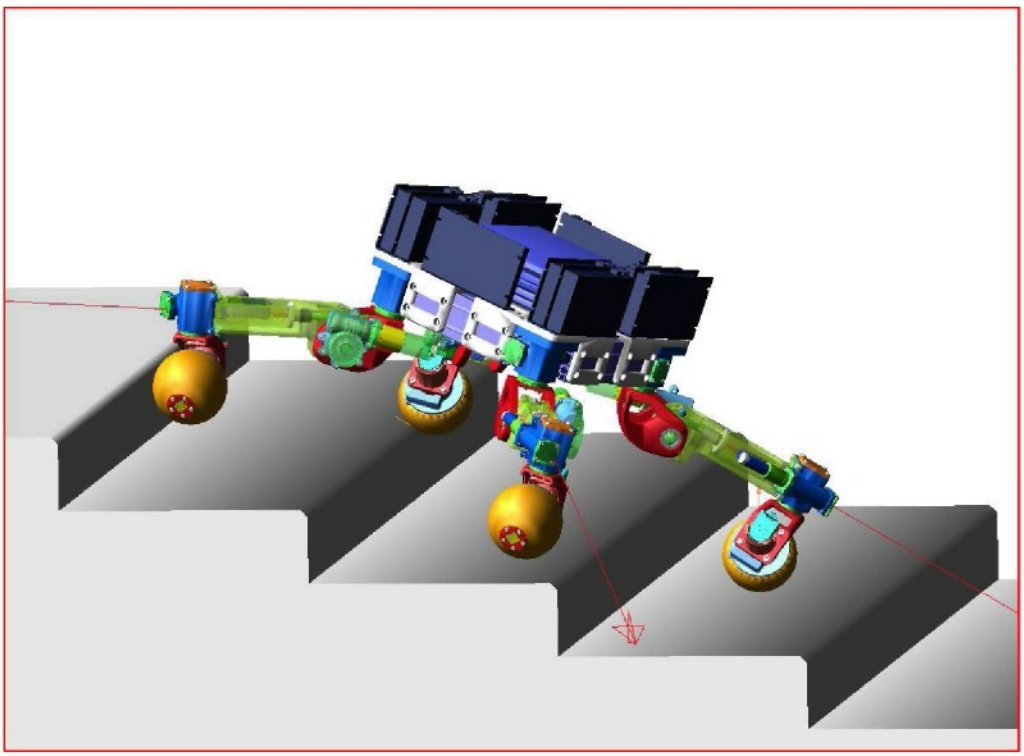
Což znamená, že při dosažení úhlu naklopení rámu **phi_min** dojde k postupnému omezování rychlosti jízdy a při dosažení úhlu naklopení **phi_max** a větším dojde k úplnému zastavení. Po dorovnání rámu do polohy, při které jsou oba úhly naklopení menší než **phi_max** se robot opět rozjede.

Metodou pokus omyl byly nalezeny vhodné hodnoty konstant

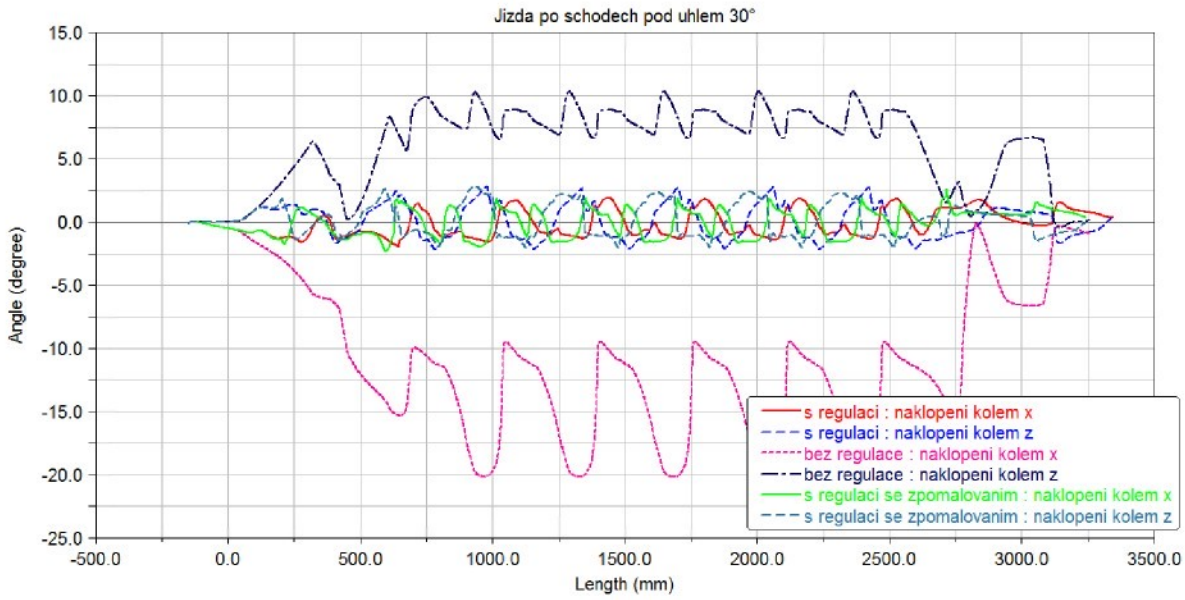
phi_min = 1°

phi_max = 2°.

Tvar a rozměry schodů (šířka schodu 340 mm a výška 100 mm) odpovídají běžným schodům v budovách.



Obr. 33 Robot jedoucí po schodech dolů



Graf 50 Naklopení rámu v závislosti na ujeté vzdálenosti

Na grafu 50 je vidět, že regulací se podařilo udržet maximální náklon do hodnoty 2,5°. Zpomalováním jízdy v závislosti na aktuální hodnotě náklonu rámu nemělo překvapivě na výsledné naklopení rámu příliš velký vliv.

Rozfázovaná animace je uvedena v příloze 10.4.

7 Závěr

V této práci je představeno kompletní konstrukční řešení kombinovaného robotizovaného podvozku, který umožňuje jak jízdu, tak kráčení. Toto řešení je poměrně unikátní, protože robotické podvozky obvykle umožňují pouze jeden ze způsobů pohybu a pokud umožňují oba způsoby, tak v dost omezené podobě.

Princip podvozku bude použit u vozíků pro osoby se sníženou pohyblivostí. Každá ze čtyř noh podvozku má pět stupňů volnosti, z nichž čtyři jsou ovládány servopohony. Celkem 20 stupňů volnosti ukazuje na poměrně velkou složitost konstrukčního řešení. Koncept umožňuje v režimu jízdy plynulou změnu rozvoru a rozchodu (změna rozvoru a rozchodu není na sobě nezávislá) a také nastavení světlé výšky podvozku.

Výroba samotného fyzického prototypu je vzhledem ke složitosti součástí drahou záležitostí. Z tohoto důvodů bylo využito možností moderní výpočetní techniky a byl nejprve sestaven simulační model.

Na simulačním modelu byla ověřena koncepce podvozku a funkčnost jeho odpružení využívajícím odvalováním hřebenu po ozubeném kole. Dále byly z modelu získány síly působící na jednotlivé nohy během jízdy, což pomůže při návrhu optimalizované konstrukce, neboť při prvotním návrhu tyto síly nebyly známé a byly odhadnuté z předpokládané hmotnosti podvozku.

Dalším z problémů, se kterým bylo nutné se vypořádat, je návrh regulačního algoritmu, který bude udržovat při jízdě po nerovném terénu rám podvozku ve vodorovné poloze (nebo v poloze, která se tomu bude blížit). Tento princip byl nejdříve vyzkoušen na jednoduchém 2D modelu bez odpružení, který byl pro tyto potřeby značně zjednodušen. Po zjištění vlivů regulačních parametrů na tento zjednodušený model byl obdobný princip aplikován na simulační model samotného konstrukčního řešení.

Model řízený kinematicky (ideálními motory) byl otestován jak na syntetickém testu, v němž robot stojí na pístech, které se pohybují podle navzájem různých harmonických funkcí, tak při simulaci jízdy na „náhodně“ vytvořeném terénu. Řadou simulací na těchto dvou případech byl zjištěn vliv parametrů regulace nejen na kvalitu regulovaného procesu (udržení vodorovné polohy podvozku), ale i vliv těchto parametrů na požadavky, které jsou kladeny na servopohony. Bylo zjištěno, že s rostoucí kvalitou výsledné regulované veličiny (co nejmenší náklon rámu od vodorovné polohy) rostou i žádané hodnoty momentů a otáček. Z těchto dvou protichůdných požadavků bylo zvoleno kompromisní řešení, které při přijatelném náklonu rámu podvozku od vodorovné polohy neklade na servopohon nereálné požadavky.

Dále byl sestaven model, v němž byly nahrazeny kinematické vazby momenty, které se řídí skutečnými momentovými charakteristikami servopohonů. Z tohoto modelu byl zjištěn vliv regulačních konstant řídících jednotek servopohonů.

Byly provedeny také simulace některých vylepšení regulovaného procesu (například rychlosti jízdy v závislosti na aktuálním naklopení rámu) a také regulace přímého směru jízdy. Na závěr byla vyzkoušena simulace jízdy po schodech dolů, což je jeden z požadavků na schopnosti, který byl na podvozek kladen.

Výsledkem práce je nejen detailní konstrukční model celého podvozku, ale také algoritmus regulace, a částečně parametrický model, u kterého lze měnit hmotové charakteristiky, v omezené míře také geometrii. Na tomto modelu lze samozřejmě testovat i další manévry než byly v této práci ukázány.

Všechny cíle vytyčené pro tuto práci byly splněny.

Simulační, případně výpočetní modely, je vždy vhodné porovnat se skutečností. Proto by dalším krokem měla být výroba podvozku a porovnání naměřených výsledků s výsledky ze simulací, což podá věrohodnější informace než samotný simulační model.

8 Seznam použité literatury

[1] Svatopluk Černoch: Strojně technická příručka, SNTL, Praha 1968

[2] Lubomír Pešík: Části strojů, stručný přehled 1,2 ISBN 80-7083-939-6, Liberec 2005

[3] Jan Leinveber, Pavel Vávra.: Strojnické tabulky, ISBN 80-7361-033-7, Úvaly 2006

[4] Doc. Ing. Ludvík Prášil, Csc. a kol: Části a mechanismy strojů, Liberec 1988

[5] Prof. Ing. František Boháček, DrSc. a kol: Části a mechanismy strojů II, hřídele, tribologie a ložiska, Brno 1987

[6] SKF Hlavní katalog, Praha 1998

[7] Milan Bezdíček, Pavel Čoupek, Robert Grepl, Jakub Hrabec, Jiří Konvičný, Martin Krejčiřík, Jiří Krejsa, Jiří Radoš, Jan Rajlich, František Šolc, Stanislav Věchet: Mechatronika, vybrané problémy, Brno 2008

[8] Dan Negrut, Andrew Dyer: ADAMS/Solver Primer, Ann Arbor, 2004

[9] Korf Jaroslav: Konstrukce podvozkové nohy robotizovaného podvozku, Liberec, 2007

[10] Denk Miroslav: Matematický model kinematiky robotizovaného podvozku se šestnácti stupni volnosti, Liberec, 2007

[11] Košťál Miroslav: Experimentální náprava robotizovaného podvozku, Liberec, 2010

[12] Vlček Jiří: Automatizace, 2008

[13] Klán Petr: Moderní metody nastavení PID regulátorů, část I. Procesy s přechodovou charakteristikou typu „S“. *Automa,* 2000, číslo 9, str. 54 – 57

[14] Klán Petr: Moderní metody nastavení PID regulátorů, část II. Integrační procesy. *Automa,* 2001, číslo 1, str. 52 – 55

[15] Pivoňka Petr: Fyzikální pohled na nastavování parametrů PID regulátorů metodou Zieglera a Nicholse. 0 *Automa*, 2003, číslo 3, str. 70 – 75

[16] Hlava Jaroslav: Číslicové PID regulatory. <www.fm.tul.cz/~krtsub/fm/par/digitalPID.pdf >

[17] Nastavování PID regulátorů. <www.fm.vslib.cz/~krtsub/fm/par/Nastavovani_PID.pdf>

[18] Shlegel Miloš: Průmyslové PID regulatory: tutorial. <www.rexcontrols.cz/downloads/clanky/PIDTutor_CZ.pdf>

[19] Hlava, Jaroslav: Prostředky automatického řízení II: Analogové a číslicové regulátory, elektrické pohony, průmyslové komunikační systémy. Praha 2000, Vydavatelství ČVUT

[20] Modrlák Osvald: Syntéza regulačních obvodů <www.fm.vslib.cz/~krtsub/fm/tr1/tar1_syn.pdf >

[21] Modrlák Osvald: Úvod do identifikace < www.fm.vslib.cz/~krtsub/fm/tr1/tar1_zid.pdf >

[22] Modrlák Osvald: Úvod do diskrétní parametrické identifikace < www.fm.vslib.cz/~krtsub/fm/modrlak/pdf/tar2_did.pdf >

[23] Modrlák Osvald: Základy číslicového řízení <www.fm.vslib.cz/~krtsub/fm/modrlak/pdf/tar2_zcr.pdf >

[24] Exploring Mount Erebus by walking robot: David Wttergreen, Chuck Thorpe, Red Whittaker, Robotics and Auntonomous Systems 11 (1993), str. 171 - 185

[25] <http://www.ottobock.com>

[26] <http://www.tankchair.com/gallery.htm>

[27] <http://www.kemcare.co.nz>

[28] <http://www.radicalmobility.com/products.htm>

[29] < http://www.technovelgy.com/ct/Science-Fiction-News.asp?NewsNum=1185>

[30] <http://www.gel.usherbrooke.ca/laborius/projects/AZIMUT/index.html>

[31] <http://www.technovelgy.com/ct/Science-Fiction-News.asp?NewsNum=1141>

[32] <http://biorobots.cwru.edu/projects/whegs/miniwhegs.html>

[33] <http://www.botjunkie.com/2007/09/04/hybrid-robot-can-walk-n-roll/>

[34] < http://www.cim.mcgill.ca/~jasmith/

[35] <http://www.robots-dreams.com/2006/02/robot_builder_p.html>

9 Publikace

Vzhledem k patentovému řízení a nebezpečí předzvěřejnění byla práce publikována pouze minimálně.

Veřejné publikace:

M. Denk, J. Korf. M. Šír: ROBOTIZED CHASSIS, Modeling of the Mechanical and Mechatronics Systems MMaMS'2009, Zemplínska Šírava, Slovakia, September 22. -24. 2009, page: 86, ISBN 978-80-553-0288-1, anglicky (33%)

M. Denk, J. Korf. M. Šír: ROBOTIZED CHASSIS, Metalurgija - Journal for Theory and Practice in Metellurgy, page: 168, ISSN 0543-5846, anglicky (40%)

J. Korf: SIMULAČNÍ MODELY ROBOTIZOVANÉHO PODVOZKU, Workshop pro doktorandy FS a FT TUL, Rokytnice nad Jizerou, 20. -23. září 2010, str: 190, ISBN 978-80-7372-642-3, česky

Neveřejné publikace (výzkumné zprávy):

J. Korf : Optimalizace niťové páky za účelem snížení setrvačných sil (pro firmu Minerva Boskovice)

J. Korf : Vedení řetězu pomocí vačky

J. Korf : Deformační a napěťová analýza konzole brzdového pedálu

J. Korf, O. Medůna : Optimalizace upínací desky elektroerozivní hloubičky CM 1265 C (pro firmu Modelárna LIAZ, s.r.o.)

J. Korf : Výpočet laserového obráběcího stroje LS64 (pro firmu SITEC Industrietechnologie GmbH)

J. Korf : Deformační analýza testovací stolice (pro firmu Linet)

J. Korf : Výpočet návrhu laserového obráběcího stroje LS108 (pro firmu SITEC Industrietechnologie GmbH)

J. Korf : Napěťová analýza rámu zadních dveří a konzoly podvozku Mi – 171 (pro firmu Modelárna LIAZ, s.r.o.)

J. Korf : Výpočet rámové konstrukce (pro firmu TPCA)

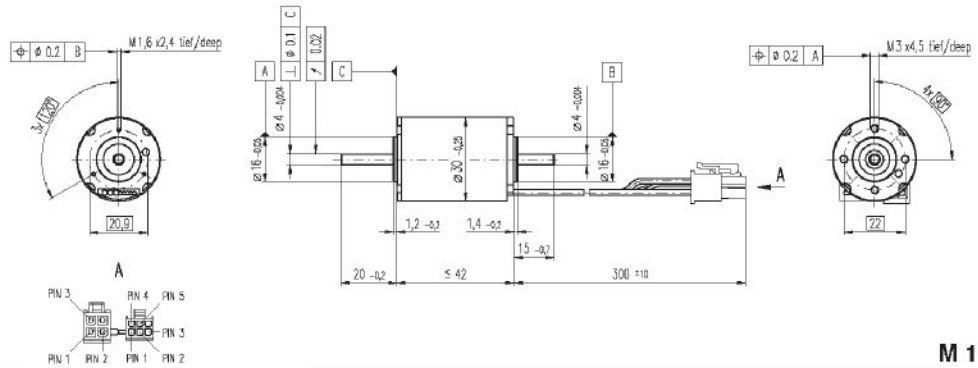
J. Korf, O. Medůna : Studie modelu pasivního ramene SPR 09 (pro firmu MZ Liberec, a.s.)

10 Přílohy

10.1 Katalogové listy částí servopohonů a tlumiče

maxon *EC*-max

EC-max 30 ∅30 mm, brushless, 40 Watt



Stock program
Standard program
Special program (on request)

			Order Number			
			272766	272768	272769	272770
Motor Data						
	Values at nominal voltage					
1	Nominal voltage	V	12.0	24.0	36.0	48.0
2	No load speed	rpm	8700	9270	9160	9270
3	No load current	mA	202	112	73.2	55.9
4	Nominal speed	rpm	6640	7210	7080	7190
5	Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	35.0	34.3	33.9	34.0
6	Nominal current (max. continuous current)	A	2.85	1.50	0.976	0.743
7	Stall torque	mNm	153	160	154	157
8	Starting current	A	11.8	6.57	4.18	3.24
9	Max. efficiency	%	76	76	76	76
	Characteristics					
10	Terminal resistance phase to phase	Ω	1.01	3.65	8.61	14.8
11	Terminal inductance phase to phase	mH	0.088	0.310	0.713	1.24
12	Torque constant	mNm / A	12.9	24.3	36.8	48.6
13	Speed constant	rpm / V	738	393	259	197
14	Speed / torque gradient	rpm / mNm	57.8	59.1	60.6	59.9
15	Mechanical time constant	ms	6.66	6.81	6.98	6.90
16	Rotor inertia	gcm²	11.0	11.0	11.0	11.0

Specifications

	Thermal data	
17	Thermal resistance housing-ambient	8.6 K / W
18	Thermal resistance winding-housing	1 K / W
19	Thermal time constant windings	3.12 s
20	Thermal time constant motor	777 s
21	Ambient temperature	-40 ... +100°C
22	Max. permissible winding temperature	+155°C
	Mechanical data (preloaded ball bearings)	
23	Max. permissible speed	15000 rpm
24	Axial play at axial load < 6.0 N	0 mm
	> 6.0 N	0.14 mm
25	Radial play	preloaded
26	Max. axial load (dynamic)	5.5 N
27	Max. force for press fits (static)	100 N
	(static, shaft supported)	2000 N
28	Max. radial loading, 5 mm from flange	25 N
	Other specifications	
29	Number of pole pairs	1
30	Number of phases	3
31	Weight of motor	165 g

Values listed in the table are nominal.

Connection Motor (Cable AWG 20)

red	Motor winding 1	Pin 1
black	Motor winding 2	Pin 2
white	Motor winding 3	Pin 3
	N.C.	Pin 4

Connector	Article number
Molex	39-01-2040

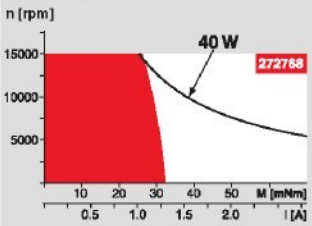
Connection Sensors (Cable AWG 26)

yellow	Hall sensor 1	Pin 1
brown	Hall sensor 2	Pin 2
grey	Hall sensor 3	Pin 3
blue	GND	Pin 4
green	V_{Hall} 4.5 ... 24 VDC	Pin 5
	N.C.	Pin 6

Connector	Article number
Molex	430-25-0600

Wiring diagram for Hall sensors see p. 26

Operating Range



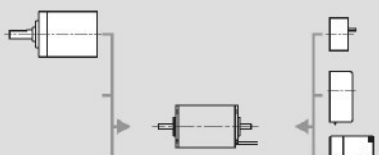
Comments

Continuous operation
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.
= Thermal limit.

Short term operation
The motor may be briefly overloaded (recurring).

Assigned power rating

maxon Modular System Overview on page 17 - 21



Planetary Gearhead
∅32 mm
1 - 6 Nm
Page 230

Encoder MR
500 / 1000 CPT,
3 channels
Page 246

Encoder HEDL 5540
500 CPT,
3 channels
Page 254

Brake AB 20
∅20 mm
24 VDC, 0.1 Nm
Page 286

Recommended Electronics:

DEC 50/5	page 271
DECV 50/5	271
DES 50/5	272
EPOS 24/5	278
EPOS P 24/5	279
MIP 50	281
Notes	17

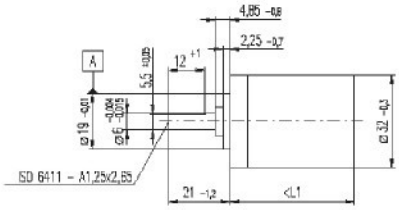
176 maxon EC motor

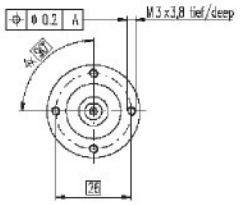
April 2008 edition / subject to change

maxon gear

Planetary Gearhead GP 32 C ∅32 mm, 1.0 - 6.0 Nm

Ceramic Version





M 1:2

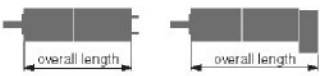
Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Shaft diameter as option	8 mm
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 5 mm from flange	max. 0.14 mm
Axial play	max. 0.4 mm
Max. radial load, 12 mm from flange	140 N
Max. permissible axial load	120 N
Max. permissible force for press fits	120 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 8000 rpm
Recommended temperature range	-20 ... +100°C
Extended area as option	-35 ... +100°C

Option: Low-noise version

Stock program
Standard program
Special program (on request)

		Order Number											
		166930	166933	166938	166939	166944	166949	166954	166959	166962	166967	166972	166977
Gearhead Data													
1 Reduction		3.7 : 1	14 : 1	33 : 1	51 : 1	111 : 1	246 : 1	492 : 1	762 : 1	1181 : 1	1972 : 1	2829 : 1	4380 : 1
2 Reduction absolute		26/7	676/40	529/16	17576/343	13824/125	421824/1715	86112/175	19044/25	1028776/875	9826176/4375	495144/175	109503/25
3 Max. motor shaft diameter	mm	6	6	3	6	4	4	3	3	4	4	3	3
Order Number		166931	166934		166940	166945	166950	166955	166960	166963	166968	166973	166978
1 Reduction		4.8 : 1	18 : 1		66 : 1	123 : 1	295 : 1	531 : 1	913 : 1	1414 : 1	2189 : 1	3052 : 1	5247 : 1
2 Reduction absolute		24/5	624/35		16224/245	6877/56	101062/343	331776/625	36501/40	242486/1715	596406/245	190772/625	839523/160
3 Max. motor shaft diameter	mm	4	4		4	3	3	4	3	3	3	3	3
Order Number		166932	166935		166941	166946	166951	166956	166961	166964	166969	166974	166979
1 Reduction		5.8 : 1	21 : 1		79 : 1	132 : 1	318 : 1	589 : 1	1093 : 1	1526 : 1	2362 : 1	3399 : 1	6295 : 1
2 Reduction absolute		23/4	299/14		3887/49	3312/25	382976/1225	20631/35	275641/252	2945224/1925	2066888/875	474513/140	6426943/1024
3 Max. motor shaft diameter	mm	3	3		3	3	4	3	3	4	3	3	3
Order Number			166936		166942	166947	166952	166957		166965	166970	166975	
1 Reduction			23 : 1		86 : 1	158 : 1	411 : 1	636 : 1		1694 : 1	2548 : 1	3656 : 1	
2 Reduction absolute			576/25		14076/175	1587/10	950424/875	79488/125		1182213/698	7962624/3125	457056/125	
3 Max. motor shaft diameter	mm		4		4	3	4	3		3	4	3	
Order Number			166937		166943	166948	166953	166958		166966	166971	166976	
1 Reduction			29 : 1		103 : 1	190 : 1	456 : 1	706 : 1		1926 : 1	2623 : 1	4060 : 1	
2 Reduction absolute			198/5		3888/35	12167/64	89401/196	158171/224		2226912/1225	2066223/784	3637903/896	
3 Max. motor shaft diameter	mm		3		3	3	3	3		3	3	3	
4 Number of stages		1	2	2	3	3	4	4	4	5	5	5	5
5 Max. continuous torque	Nm	1	3	3	6	6	6	6	6	6	6	6	6
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm	1.25	3.75	3.75	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
7 Max. efficiency	%	80	75	75	70	70	60	60	60	50	50	50	50
8 Weight	g	118	162	162	194	194	226	226	226	258	258	258	258
9 Average backlash no load	°	1.4	1.6	1.6	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
10 Mass inertia	gcm²	1.5	0.8	0.8	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
11 Gearhead length L1	mm	26.4	36.3	36.3	43.0	43.0	49.7	49.7	49.7	56.4	56.4	56.4	56.4



Combination

+ Motor	Page	+ Tacho / Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (tacho / brake) + assembly parts											
A-max 26	113-120			71.2	81.1	81.1	87.8	87.8	94.5	94.5	94.5	101.2	101.2	101.2	101.2
A-max 26	113-119	MEnc 13	258	78.3	88.2	88.2	94.9	94.9	101.6	101.6	101.6	108.3	108.3	108.3	108.3
A-max 26	114-120	MR	246	80.0	89.9	89.9	96.6	96.6	103.3	103.3	103.3	110.0	110.0	110.0	110.0
A-max 26	114-120	Enc 22	249	85.6	95.5	95.5	102.2	102.2	108.9	108.9	108.9	115.6	115.6	115.6	115.6
A-max 26	114-120	HED_5540	251/253	90.0	99.9	99.9	106.6	106.6	113.3	113.3	113.3	120.0	120.0	120.0	120.0
A-max 32	121/123			89.4	99.3	99.3	106.0	106.0	112.7	112.7	112.7	119.4	119.4	119.4	119.4
A-max 32	122/124			88.0	97.9	97.9	104.6	104.6	111.3	111.3	111.3	118.0	118.0	118.0	118.0
A-max 32	122/124	MR	247	99.2	109.1	109.1	115.8	115.8	122.5	122.5	122.5	129.2	129.2	129.2	129.2
A-max 32	122/124	HED_5540	251/253	108.8	118.7	118.7	125.4	125.4	132.1	132.1	132.1	138.8	138.8	138.8	138.8
RE-max 29	143-146			71.2	81.1	81.1	87.8	87.8	94.5	94.5	94.5	101.2	101.2	101.2	101.2
RE-max 29	144/146	MR	246	80.0	89.9	89.9	96.6	96.6	103.3	103.3	103.3	110.0	110.0	110.0	110.0
EC 32, 60 W	162			86.5	96.4	96.4	103.1	103.1	109.8	109.8	109.8	116.5	116.5	116.5	116.5
EC 32, 60 W	162	HED_5540	251/253	104.9	114.8	114.8	121.5	121.5	128.2	128.2	128.2	134.9	134.9	134.9	134.9
EC 32, 60 W	162	Res 26	260	106.6	116.5	116.5	123.2	123.2	129.9	129.9	129.9	136.6	136.6	136.6	136.6
EC-max 22, 25 W	175			75.0	84.9	84.9	91.6	91.6	98.3	98.3	98.3	105.0	105.0	105.0	105.0
EC-max 22, 25 W	175	MR	245	84.7	94.6	94.6	101.3	101.3	108.0	108.0	108.0	114.7	114.7	114.7	114.7
EC-max 22, 25 W	175	AB 20	286	110.0	119.9	119.9	126.6	126.6	133.3	133.3	133.3	140.0	140.0	140.0	140.0
EC-max 30, 40 W	176			68.5	78.4	78.4	85.1	85.1	91.8	91.8	91.8	98.5	98.5	98.5	98.5
EC-max 30, 40 W	176	MR	247	80.7	90.6	90.6	97.3	97.3	104.0	104.0	104.0	110.7	110.7	110.7	110.7
EC-max 30, 40 W	176	HEDL 5540	254	89.1	99.0	99.0	105.7	105.7	112.4	112.4	112.4	119.1	119.1	119.1	119.1
EC-max 30, 40 W	176	AB 20	286	100.6	110.5	110.5	117.2	117.2	123.9	123.9	123.9	130.6	130.6	130.6	130.6
EC-max 30, 40 W	176	HEDL 5540 / AB 20	254/286	121.2	131.1	131.1	137.8	137.8	144.5	144.5	144.5	151.2	151.2	151.2	151.2
EC-power 22, 120 W	183			92.6	102.5	102.5	109.2	109.2	115.9	115.9	115.9	122.6	122.6	122.6	122.6

maxon accessories

Brake AB 20, 24 VDC, 0.1 Nm

Important Information

- Permanent magnet - single-face brake for DC (dry operation). Braking in unpowered condition.
- Holding brake, prevents rotation of the shaft at standstill or with turned off motor power.
- Not recommended for braking rotating motor shift.
- It is recommended to lower the voltage applied to the brake after it has been energized, for the purpose of reducing heat loss.

Stock program
Standard program
Special program (on request)

Order Number	
301212	301213

Type

Combination

+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Tacho	Page	Overall length [mm] / ●see: + Gearhead
EC-max 22, 12 W	174					67.0
EC-max 22, 12 W	174	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			●
EC-max 22, 25 W	175					83.5
EC-max 22, 25 W	175	GP 32, 1 - 6 Nm	230			●
EC-max 30, 40 W	176					74.1
EC-max 30, 40 W	176	GP 32, 1 - 6 Nm	230			●
EC-max 30, 40 W	176			HEDL 5540	254	94.7
EC-max 30, 40 W	176	GP 32, 1 - 6 Nm	230	HEDL 5540	254	●
EC-max 30, 60 W	177					96.1
EC-max 30, 60 W	177	GP 42, 3 - 15 Nm	233			●
EC-max 30, 60 W	177			HEDL 5540	254	116.7
EC-max 30, 60 W	177	GP 42, 3 - 15 Nm	233	HEDL 5540	254	●
EC-power 30	184					79.1
EC-power 30	184	GP 42, 3 - 15 Nm	233			●
EC-power 30	184			HEDL 5540	254	99.7
EC-power 30	184	GP 42, 3 - 15 Nm	233	HEDL 5540	254	●
EC-power 30	185					96.1
EC-power 30	185	GP 42, 3 - 15 Nm	233			●
EC-power 30	185			HEDL 5540	254	116.7
EC-power 30	185	GP 42, 3 - 15 Nm	233	HEDL 5540	254	●

Technical Data

Static braking moment at 20°C	> 0.1 Nm	Nominal voltage, smoothed		24 VDC ± 10 %
Mass inertia	1.8 gcm²	Resistance		R_{20} = 227 Ω ± 6 %
Max. permissible speed	49 000 rpm	Duty cycle		100 %
Weight	29 g	Reaction time	– Rise time	12 ms
Ambient temperature range	-5 ... +80°C		– Fall time	6 ms

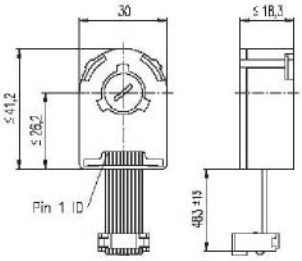
Pin Allocation

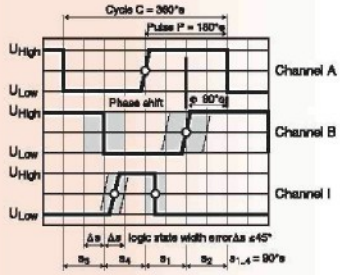
Cable (AWG 26)	Designation
red	U_{Brake} + 24 VDC
blue	U_{Brake} GND

April 2006 edition / subject to change

maxon tacho

Encoder HEDL 5540, 500 CPT, 3 Channels, with Line Driver RS 422





Stock program
Standard program
Special program (on request)

Order Number	110512	110514	110516
Type			
Counts per turn	500	500	500
Number of channels	3	3	3
Max. operating frequency (kHz)	100	100	100
Shaft diameter (mm)	3	4	6

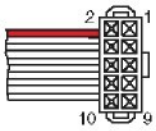
Combination

+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Brake	Page	Overall length [mm] / ● sec: + Gearhead	
EC-max 30, 40 W	176					62.6	
EC-max 30, 40 W	176	GP 32, 1 - 6 Nm	230			●	
EC-max 30, 40 W	176			AB 20	286	94.7	
EC-max 30, 40 W	176	GP 32, 1 - 6 Nm	230	AB 20	286	●	
EC-max 30, 60 W	177					84.6	
EC-max 30, 60 W	177	GP 42, 3 - 15 Nm	233			●	
EC-max 30, 60 W	177			AB 20	286	116.7	
EC-max 30, 60 W	177	GP 42, 3 - 15 Nm	233	AB 20	286	●	
EC-max 40, 70 W	178						81.4
EC-max 40, 70 W	178	GP 42, 3 - 15 Nm	233				●
EC-max 40, 70 W	178			AB 28	287		121.4
EC-max 40, 70 W	178	GP 42, 3 - 15 Nm	233	AB 28	287		●
EC-max 40, 120 W	179						111.4
EC-max 40, 120 W	179	GP 52, 4 - 30 Nm	236				●
EC-max 40, 120 W	179			AB 28	287		151.4
EC-max 40, 120 W	179	GP 52, 4 - 30 Nm	236	AB 28	287		●
EC-powermax 30	184					67.6	
EC-powermax 30	184	GP 42, 3 - 15 Nm	233			●	
EC-powermax 30	184			AB 20	286	79.1	
EC-powermax 30	184	GP 42, 3 - 15 Nm	233	AB 20	286	●	
EC-powermax 30	185					84.6	
EC-powermax 30	185	GP 42, 3 - 15 Nm	233			●	
EC-powermax 30	185			AB 20	286	96.1	
EC-powermax 30	185	GP 42, 3 - 15 Nm	233	AB 20	286	●	

Technical Data

Supply voltage	5 V ± 10 %
Output signal drivers used	EIA Standard RS 422 DS26LS31
Phase shift Φ (nominal)	90°e
Logic state width s	min. 45°e
Signal rise time (typical at C_L = 25 pF, R_L = 2.7 kΩ, 25°C)	180 ns
Signal fall time (typical at C_L = 25 pF, R_L = 2.7 kΩ, 25°C)	40 ns
Index pulse width (nominal)	90°e
Operating temperature range	0 ... +70°C
Moment of inertia of code wheel	≤ 0.6 gcm²
Max. angular acceleration	250 000 rad s⁻²
Output current per channel	min. -20 mA, max. 20 mA
Option	1000 counts per turn, 2 channels

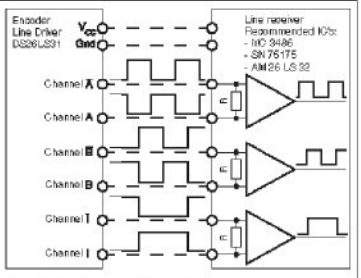
Pin Allocation



1 N.C.
2 V_{CC}
3 GND
4 N.C.
5 Channel $\overline{A}$
6 Channel A
7 Channel $\overline{B}$
8 Channel B
9 Channel $\overline{I}$ (Index)
10 Channel I (Index)

Pin type Berg 246770
flat band cable AWG 28

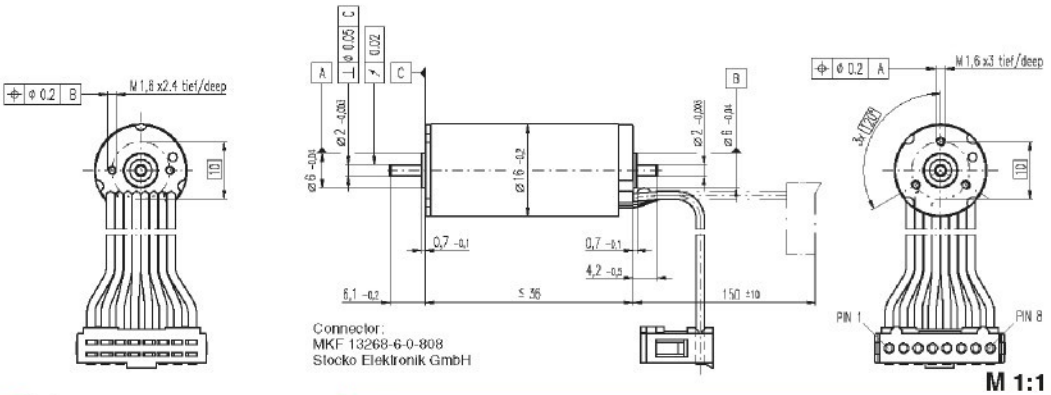
Connection example



Terminal resistance R = typical 100 Ω

April 2006 edition / subject to change

EC-max 16 ∅16 mm, brushless, 8 Watt



maxon *EC*-max

Stock program
Standard program
Special program (on request)

			Order Number				
			283831	283832	283833	283834	283835
Motor Data							
	Values at nominal voltage						
1	Nominal voltage	V	6.0	9.0	12.0	18.0	24.0
2	No load speed	rpm	12100	11900	12000	11900	11900
3	No load current	mA	119	77.5	58.5	38.8	29.0
4	Nominal speed	rpm	7170	7110	7310	7180	7350
5	Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	7.62	7.80	8.04	7.90	8.23
6	Nominal current (max. continuous current)	A	1.74	1.17	0.907	0.593	0.461
7	Stall torque	mNm	19.2	19.8	21.1	20.3	22.0
8	Starting current	A	4.17	2.82	2.27	1.45	1.17
9	Max. efficiency	%	70	70	71	71	72
	Characteristics						
10	Terminal resistance phase to phase	Ω	1.44	3.19	5.30	12.4	20.5
11	Terminal inductance phase to phase	mH	0.0343	0.0793	0.140	0.317	0.566
12	Torque constant	mNm / A	4.61	7.02	9.32	14.0	18.7
13	Speed constant	rpm / V	2070	1360	1020	681	510
14	Speed / torque gradient	rpm / mNm	646	619	582	602	556
15	Mechanical time constant	ms	5.75	5.51	5.18	5.36	4.95
16	Rotor inertia	gcm²	0.850	0.850	0.850	0.850	0.850

Specifications

	Thermal data	
17	Thermal resistance housing-ambient	17.7 K / W
18	Thermal resistance winding-housing	1.41 K / W
19	Thermal time constant windings	0.983 s
20	Thermal time constant motor	427 s
21	Ambient temperature	-40 ... +100°C
22	Max. permissible winding temperature	+155°C
	Mechanical data (preloaded ball bearings)	
23	Max. permissible speed	20000 rpm
24	Axial play at axial load < 2.0 N	0 mm
	> 2.0 N	0.14 mm
25	Radial play	preloaded
26	Max. axial load (dynamic)	1.5 N
27	Max. force for press fits (static)	40 N
	(static, shaft supported)	400 N
28	Max. radial loading, 5 mm from flange	6 N
	Other specifications	
29	Number of pole pairs	1
30	Number of phases	3
31	Weight of motor	45 g

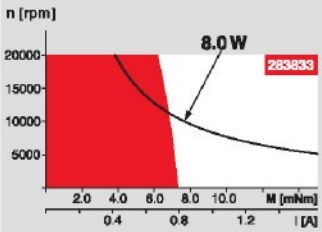
Values listed in the table are nominal.

Connection (Cable AWG 24)

brown	Motor winding 1	Pin 1
red	Motor winding 2	Pin 2
orange	Motor winding 3	Pin 3
yellow	V_{Hal} 4.5 ... 24 VDC	Pin 4
green	GND	Pin 5
blue	Hall sensor 1	Pin 6
violet	Hall sensor 2	Pin 7
grey	Hall sensor 3	Pin 8

Wiring diagram for Hall sensors see p. 26

Operating Range



Comments

Continuous operation
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.
= Thermal limit.

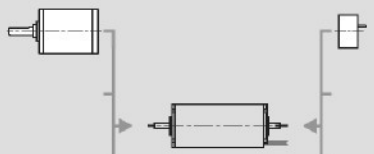
Short term operation
The motor may be briefly overloaded (recurring).

Assigned power rating

maxon Modular System

Overview on page 17 - 21

Planetary Gearhead
∅22 mm
0.5 - 2.0 Nm
Page 221



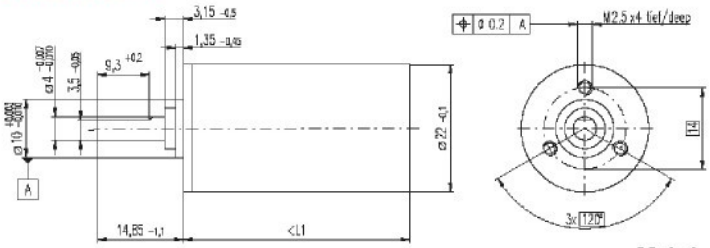
Encoder MR
128 / 256 / 512 CPT,
2 / 3 channels
Page 245

Recommended Electronics:

DEC 24/1	Page 270
DECV 50/5	271
DES 50/5	272
EPOS 24/1	278
Notes	**17**

Planetary Gearhead GP 22 C ∅22 mm, 0.5 - 2.0 Nm

Ceramic Version



M 1:1

Technical Data

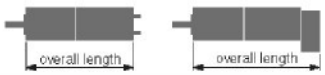
Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel, hardened
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 10 mm from flange	max. 0.2 mm
Axial play	max. 0.2 mm
Max. radial load, 10 mm from flange	70 N
Max. permissible axial load	100 N
Max. permissible force for press fits	100 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 8000 rpm
Recommended temperature range	-20 ... +100°C
Extended area as option	-35 ... +100°C

maxon gear

Stock program
Standard program
Special program (on request)

Order Number		143971	143974	143980	143986	143990	143996	144002	144004	144011	144017	144023
Gearhead Data												
1 Reduction		3.8 : 1	14 : 1	53 : 1	104 : 1	196 : 1	370 : 1	590 : 1	742 : 1	1386 : 1	1996 : 1	3189 : 1
2 Reduction absolute		15/4	225/16	3375/64	87723/845	50625/256	1089801/2861	59049/100	759375/1024	18904016/14484	28803237/14625	15943023/500
3 Max. motor shaft diameter	mm	4	4	4	3.2	4	3.2	4	4	3.2	3.2	4
Order Number		143972	143975	143981	143987	143991	143997	144003	144006	144012	144018	144024
1 Reduction		4.4 : 1	16 : 1	62 : 1	109 : 1	231 : 1	389 : 1	690 : 1	867 : 1	1460 : 1	2102 : 1	3728 : 1
2 Reduction absolute		57/13	855/52	12825/208	2187/20	192375/832	260169/676	1121931/1625	2865625/3328	3047535/2704	7105563/3380	30922137/8125
3 Max. motor shaft diameter	mm	3.2	3.2	3.2	4	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
Order Number		143973	143976	143982	143988	143992	143998	144005	144007	144013	144019	144025
1 Reduction		5.4 : 1	19 : 1	72 : 1	126 : 1	270 : 1	410 : 1	850 : 1	1014 : 1	1536 : 1	2214 : 1	4592 : 1
2 Reduction absolute		27/5	3240/169	46875/676	41553/325	731025/2704	6561/16	5314441/625	8098375/10816	98415/64	177147/80	14348907/3125
3 Max. motor shaft diameter	mm	2.5	3.2	3.2	3.2	3.2	4	2.5	3.2	4	4	2.5
Order Number			143977	143983	143989	143993	143999		144008	144014	144020	
1 Reduction			20 : 1	76 : 1	157 : 1	285 : 1	455 : 1		1066 : 1	1621 : 1	2458 : 1	
2 Reduction absolute			81/4	1215/16	19683/125	16225/64	6000211/10985		273375/256	40169067/27129	13800537/5625	
3 Max. motor shaft diameter	mm		4	4	2.5	4	3.2		4	3.2	3.2	
Order Number			143978	143984		143994	144000		144009	144015	144021	
1 Reduction			24 : 1	84 : 1		316 : 1	479 : 1		1185 : 1	1707 : 1	2589 : 1	
2 Reduction absolute			1539/65	185193/2197		2777895/8788	1240659/2890		4168425/35152	15000633/8788	33657593/13000	
3 Max. motor shaft diameter	mm		3.2	3.2		3.2	3.2		3.2	3.2	3.2	
Order Number			143979	143985		143995	144001		144010	144016	144022	
1 Reduction			29 : 1	89 : 1		333 : 1	561 : 1		1248 : 1	1798 : 1	3027 : 1	
2 Reduction absolute			729/25	4617/52		66255/209	2368521/4225		1038825/832	37397 7/208	63280057/20125	
3 Max. motor shaft diameter	mm		2.5	3.2		3.2	3.2		3.2	3.2	3.2	
4 Number of stages		1	2	3	3	4	4	4	5	5	5	5
5 Max. continuous torque	Nm	0.5	0.6	1.3	1.3	1.8	1.8	1.8	2.0	2.0	2.0	2.0
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm	0.8	0.9	1.9	1.9	2.7	2.7	2.7	3.0	3.0	3.0	3.0
7 Max. efficiency	%	64	70	59	59	49	49	49	42	42	42	42
8 Weight	g	42	55	68	68	81	81	81	94	94	94	94
9 Average backlash no load	°	1.0	1.2	1.6	1.6	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
10 Mass inertia	gcm²	0.5	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
11 Gearhead length L1*	mm	25.4	32.2	39.0	39.0	45.8	45.8	45.8	52.6	52.6	52.6	52.6

*for EC-max 16 is L1 - 2.8 mm



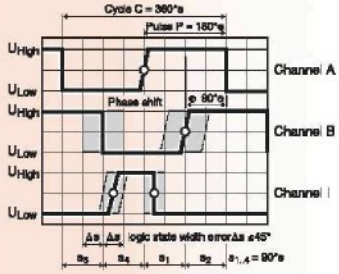
Combination

+ Motor	Page	+ Tacho / Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (tacho / brake) + assembly parts										
EC 16, 40 W	155			81.7	88.5	95.3	95.3	102.1	102.1	102.1	108.9	108.9	108.9	108.9
EC 16, 40 W	155	MR	245	92.4	99.2	106.0	106.0	112.8	112.8	112.8	119.6	119.6	119.6	119.6
EC 22, 20 W	157			70.0	76.8	83.6	83.6	90.4	90.4	90.4	97.2	97.2	97.2	97.2
EC 22, 20 W	157	MR	245	76.0	82.8	89.6	89.6	96.4	96.4	96.4	103.2	103.2	103.2	103.2
EC 22, 10 W	158			75.0	81.8	88.6	88.6	95.4	95.4	95.4	102.2	102.2	102.2	102.2
EC 22, 50 W	159			88.2	95.0	101.8	101.8	108.6	108.6	108.6	115.4	115.4	115.4	115.4
EC 22, 50 W	159	MR	245	94.2	101.0	107.8	107.8	114.6	114.6	114.6	121.4	121.4	121.4	121.4
EC 22, 20 W	160			93.2	100.0	106.8	106.8	113.6	113.6	113.6	120.4	120.4	120.4	120.4
EC-max 16, 8 W	173			58.7	65.5	72.3	72.3	79.1	79.1	79.1	85.9	85.9	85.9	85.9
EC-max 16, 8 W	173	MR	245	66.0	72.8	79.6	79.6	86.4	86.4	86.4	93.2	93.2	93.2	93.2
EC-max 22, 12 W	174			57.5	64.3	71.1	71.1	77.9	77.9	77.9	84.7	84.7	84.7	84.7
EC-max 22, 12 W	174	MR	245	67.2	74.0	80.8	80.8	87.6	87.6	87.6	94.4	94.4	94.4	94.4
EC-max 22, 12 W	174	AB 20	286	89.7	96.5	103.3	103.3	110.1	110.1	110.1	116.9	116.9	116.9	116.9

April 2006 edition / subject to change

maxon gear 221

Encoder MR, Type M, 128 - 512 CPT, 2 / 3 Channels, with Line Driver



maxon tacho

Stock program
Standard program
Special program (on request)

Type	Order Number 228179	228177	228181	228182	201937	201940
Counts per turn	128	128	256	256	512	512
Number of channels	2	3	2	3	2	3
Max. operating frequency (kHz)	80	80	160	160	320	320

Combination

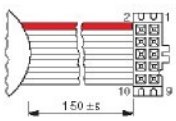
+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Brake	Page	Overall length [mm] / ● see: + Gearhead					
EC 16, 15 W	154					50.9	50.9	50.9	50.9	50.9	50.9
EC 16, 15 W	154	GP 16, 0.1 - 0.3 Nm	213			●	●	●	●	●	●
EC 16, 40 W	155					66.9	66.9	66.9	66.9	66.9	66.9
EC 16, 40 W	155	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			●	●	●	●	●	●
EC 22, 20 W	157					50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5
EC 22, 20 W	157	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			●	●	●	●	●	●
EC 22, 50 W	159					68.7	68.7	68.7	68.7	68.7	68.7
EC 22, 50 W	159	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			●	●	●	●	●	●
EC-max 16, 5 W	171					31.3	31.3	31.3	31.3	31.3	31.3
EC-max 16, 5 W	171	GP 16, 0.1 - 0.3 Nm	213			●	●	●	●	●	●
EC-max 16, 8 W	173					43.3	43.3	43.3	43.3	43.3	43.3
EC-max 16, 8 W	173	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			●	●	●	●	●	●
EC-max 22, 12 W	174					41.7	41.7	41.7	41.7	41.7	41.7
EC-max 22, 12 W	174	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			●	●	●	●	●	●
EC-max 22, 25 W	175					58.2	58.2	58.2	58.2	58.2	58.2
EC-max 22, 25 W	175	GP 32, 1 - 6 Nm	230			●	●	●	●	●	●

Technical Data

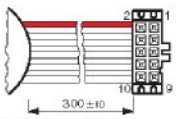
Supply voltage V_{CC}	5 V ± 5 %
Output signal	TTL compatible
Index pulse width (nominal)	90°e
Operating temperature range	-25 ... +85°C
Moment of inertia of code wheel	≤ 0.09 gcm²
Output current per channel	max. 5 mA

Attention: The index signal I is synchronised with channel A or B.

Pin Allocation



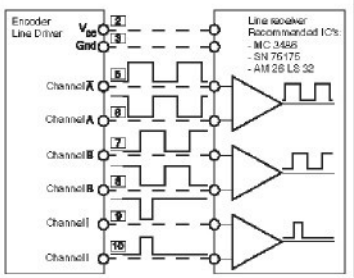
MR Encoder EC-max 16 / EC-max 22



MR Encoder EC 16 / EC 22

1 N.C.
2 V_{CC}
3 GND
4 N.C.
5 Channel A
6 Channel $\overline{A}$
7 Channel B
8 Channel $\overline{B}$
9* Channel I (Index)
10* Channel $\overline{I}$ (Index)
DIN Connector 41651
flat band cable AWG 28
*version with 3 channels

Connection example

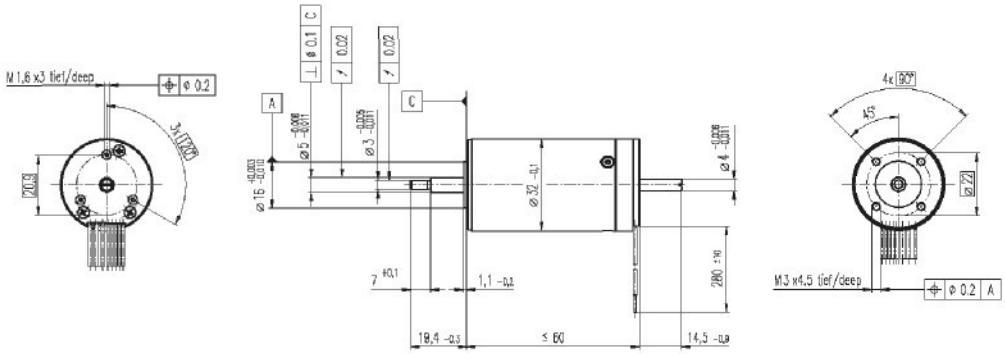


April 2006 edition / subject to change

maxon tacho 245

maxon EC motor

EC 32 ∅32 mm, brushless, 80 Watt, CE approved



Stock program
Standard program
Special program (on request)

			Order Number					
			118891	118892	118888	118889	118893	118890
Motor Data								
	Values at nominal voltage							
1	Nominal voltage	V	12.0	18.0	18.0	24.0	36.0	48.0
2	No load speed	rpm	15100	14300	13000	11000	14700	11300
3	No load current	mA	901	555	487	286	289	148
4	Nominal speed	rpm	13600	12900	11600	9540	13300	9820
5	Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	38.3	40.9	42.1	44.5	40.6	43.5
6	Nominal current (max. continuous current)	A	5.91	3.95	3.67	2.41	2.02	1.22
7	Stall torque	mNm	443	460	423	369	472	367
8	Starting current	A	59.2	38.8	32.6	18.0	20.5	9.19
9	Max. efficiency	%	77	78	78	77	78	77
	Characteristics							
10	Terminal resistance phase to phase	Ω	0.203	0.464	0.552	1.33	1.76	5.22
11	Terminal inductance phase to phase	mH	0.0300	0.0752	0.0900	0.226	0.285	0.856
12	Torque constant	mNm / A	7.48	11.8	13.0	20.5	23.1	40.0
13	Speed constant	rpm / V	1280	806	737	465	414	239
14	Speed / torque gradient	rpm / mNm	34.6	31.5	31.4	30.3	31.6	31.2
15	Mechanical time constant	ms	7.24	6.61	6.57	6.34	6.61	6.54
16	Rotor inertia	gcm²	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0

Specifications

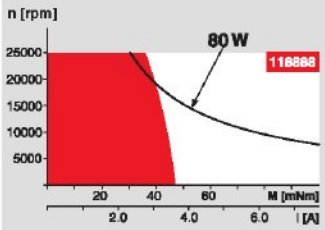
	Thermal data	
17	Thermal resistance housing-ambient	5.4 K / W
18	Thermal resistance winding-housing	2.5 K / W
19	Thermal time constant winding	15.4 s
20	Thermal time constant motor	1180 s
21	Ambient temperature	-20 ... +100°C
22	Max. permissible winding temperature	+125°C
	Mechanical data (preloaded ball bearings)	
23	Max. permissible speed	25000 rpm
24	Axial play at axial load < 8 N	0 mm
	> 8 N	max. 0.14 mm
25	Radial play	preloaded
26	Max. axial load (dynamic)	5.6 N
27	Max. force for press fits (static)	110 N
	(static, shaft supported)	1200 N
28	Max. radial loading, 5 mm from flange	28 N
	Other specifications	
29	Number of pole pairs	1
30	Number of phases	3
31	Weight of motor	270 g

Values listed in the table are nominal.

Connection Motor (Cable AWG 22)
red — Motor winding 1
black — Motor winding 2
white — Motor winding 3
Connection Sensors (Cable AWG 26)[1]
green — V_{Hall} 4.5 ... 24 VDC
blue — GND
red / grey — Hall sensor 1
black / grey — Hall sensor 2
white / grey — Hall sensor 3
Wiring diagram for Hall sensors see page 26

1) Not lead through in combination with resolver.

Operating Range



Comments

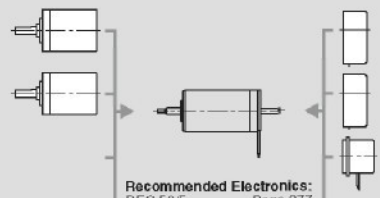
Continuous operation
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.
= Thermal limit.

Short term operation
The motor may be briefly overloaded (recurring).

Assigned power rating

maxon Modular System

Overview on page 16 - 21



Planetary Gearhead
∅32 mm
0.75 - 4.5 Nm
Page 230

Planetary Gearhead
∅32 mm
1.0 - 6.0 Nm
Page 232

Encoder HEDS 5540
500 CPT,
3 channels
Page 255

Encoder HEDL 5540
500 CPT,
3 channels
Page 257

Resolver Res 26
∅26 mm
10 V
Page 264

Recommended Electronics:

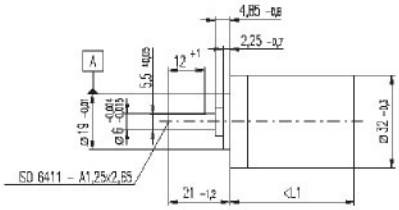
DEC 50/5	Page 277
DECV 50/5	278
DEC 70/10	278
DES 50/5	279
EPOS 24/5	286
EPOS P 24/5	287
EPOS 70/10	287
MIP 50	289
Notes	**20**

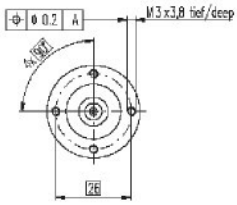
May 2007 edition / subject to change

maxon gear

Planetary Gearhead GP 32 A ∅32 mm, 0.75 - 4.5 Nm

Metal Version





M 1:2

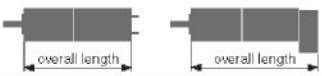
Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Shaft diameter as option	8 mm
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 5 mm from flange	max. 0.14 mm
Axial play	max. 0.4 mm
Max. radial load, 10 mm from flange	140 N
Max. permissible axial load	120 N
Max. permissible force for press fits	120 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 6000 rpm
Recommended temperature range	-20 ... +100°C
Extended area as option	-35 ... +100°C

Option: Low-noise version

Stock program
Standard program
Special program (on request)

Order Number		166155	166158	166163	166164	166169	166174	166179	166184	166187	166192	166197	166202
Gearhead Data													
1 Reduction		3.7 : 1	14 : 1	33 : 1	51 : 1	111 : 1	246 : 1	492 : 1	762 : 1	1181 : 1	1972 : 1	2829 : 1	4380 : 1
2 Reduction absolute		26/7	676/49	529/16	17576/343	19924/125	421824/1715	86112/175	19044/25	1062976/875	9686176/4375	495144/175	109503/25
3 Max. motor shaft diameter	mm	6	6	3	6	4	4	3	3	4	4	3	3
Order Number		166156	166159		166165	166170	166175	166180	166185	166188	166193	166198	166203
1 Reduction		4.8 : 1	18 : 1		66 : 1	123 : 1	295 : 1	531 : 1	913 : 1	1414 : 1	2189 : 1	3052 : 1	5247 : 1
2 Reduction absolute		24/5	624/35		16224/245	6877/56	101062/343	331776/625	36501/40	2425488/1715	536406/245	1907712/625	839523/160
3 Max. motor shaft diameter	mm	4	4		4	3	3	4	3	3	3	3	3
Order Number		166157	166160		166166	166171	166176	166181	166186	166189	166194	166199	166204
1 Reduction		5.8 : 1	21 : 1		79 : 1	132 : 1	318 : 1	589 : 1	1093 : 1	1526 : 1	2362 : 1	3389 : 1	6285 : 1
2 Reduction absolute		23/4	294/14		3887/49	3312/25	39936/125	20631/35	270641/256	3045024/2125	2066888/875	474513/140	6296343/1024
3 Max. motor shaft diameter	mm	3	3		3	3	4	3	3	4	3	3	3
Order Number			166161		166167	166172	166177	166182		166190	166195	166200	
1 Reduction			23 : 1		86 : 1	159 : 1	411 : 1	636 : 1		1694 : 1	2548 : 1	3858 : 1	
2 Reduction absolute			576/25		14976/175	1587/10	359424/875	79488/125		1182213/698	7962624/3125	457056/125	
3 Max. motor shaft diameter	mm		4		4	3	4	3		3	4	3	
Order Number			166162		166168	166173	166178	166183		166191	166196	166201	
1 Reduction			23 : 1		103 : 1	190 : 1	456 : 1	706 : 1		1928 : 1	2623 : 1	4060 : 1	
2 Reduction absolute			138/6		3588/35	12167/64	89401/196	158171/224		2226912/1225	2066823/784	3637933/896	
3 Max. motor shaft diameter	mm		3		3	3	3	3		3	3	3	
4 Number of stages		1	2	2	3	3	4	4	4	5	5	5	5
5 Max. continuous torque	Nm	0.75	2.25	2.25	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm	1.1	3.4	3.4	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5
7 Max. efficiency	%	80	75	75	70	70	60	60	60	50	50	50	50
8 Weight	g	118	162	162	194	194	226	226	226	258	258	258	258
9 Average backlash no load	°	0.7	0.8	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
10 Mass inertia	gcm²	1.5	0.8	0.8	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
11 Gearhead length L1	mm	26.4	36.3	36.3	43.0	43.0	49.7	49.7	49.7	56.4	56.4	56.4	56.4



Combination

+ Motor	Page	+ Tacho / Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (tacho / brake) + assembly parts											
RE 30, 60 W	80			94.5	104.4	104.4	111.1	111.1	117.8	117.8	117.8	124.5	124.5	124.5	124.5
RE 30, 60 W	80	MR	251	105.9	115.8	115.8	122.5	122.5	129.2	129.2	129.2	135.9	135.9	135.9	135.9
RE 35, 90 W	81			97.4	107.3	107.3	114.0	114.0	120.7	120.7	120.7	127.4	127.4	127.4	127.4
RE 35, 90 W	81	MR	251	108.8	118.7	118.7	125.4	125.4	132.1	132.1	132.1	138.8	138.8	138.8	138.8
RE 35, 90 W	81	HED_5540	254/256	118.4	128.3	128.3	135.0	135.0	141.7	141.7	141.7	148.4	148.4	148.4	148.4
RE 35, 90 W	81	DCT 22	263	115.5	125.4	125.4	132.1	132.1	138.8	138.8	138.8	145.5	145.5	145.5	145.5
RE 35, 90 W	81	AB 28	300	133.5	143.4	143.4	150.1	150.1	156.8	156.8	156.8	163.5	163.5	163.5	163.5
RE 35, 90 W	81	HEDS 5540 / AB 28	254/300	150.6	160.5	160.5	167.2	167.2	173.9	173.9	173.9	180.6	180.6	180.6	180.6
RE 36, 70 W	82			97.7	107.6	107.6	114.3	114.3	121.0	121.0	121.0	127.7	127.7	127.7	127.7
RE 36, 70 W	82	MR	251	109.1	119.0	119.0	125.7	125.7	132.4	132.4	132.4	139.1	139.1	139.1	139.1
RE 36, 70 W	82	HED_5540	254/256	118.7	128.6	128.6	135.3	135.3	142.0	142.0	142.0	148.7	148.7	148.7	148.7
RE 36, 70 W	82	DCT 22	263	115.8	125.7	125.7	132.4	132.4	139.1	139.1	139.1	145.8	145.8	145.8	145.8
A-max 32	121/123			89.4	99.3	99.3	106.0	106.0	112.7	112.7	112.7	119.4	119.4	119.4	119.4
A-max 32	122/124			88.0	97.9	97.9	104.6	104.6	111.3	111.3	111.3	118.0	118.0	118.0	118.0
A-max 32	122/124	MR	251	99.2	109.1	109.1	115.8	115.8	122.5	122.5	122.5	129.2	129.2	129.2	129.2
A-max 32	122/124	HED_5540	254/256	108.8	118.7	118.7	125.4	125.4	132.1	132.1	132.1	138.8	138.8	138.8	138.8
EC 32, 80 W	162			86.5	96.4	96.4	103.1	103.1	109.8	109.8	109.8	116.5	116.5	116.5	116.5
EC 32, 80 W	162	HED_5540	255/257	104.9	114.8	114.8	121.5	121.5	128.2	128.2	128.2	134.9	134.9	134.9	134.9
EC 32, 80 W	162	Res 26	264	106.6	116.5	116.5	123.2	123.2	129.9	129.9	129.9	136.6	136.6	136.6	136.6

May 2007 edition / subject to change

Hydraulic Dampers HB-15

Adjustable (Compression and Extension Forces 20 N to 800 N)

End Fitting | **Standard Dimensions** | **End Fitting**

A5 — Eye **A5**

B5 — Stud Thread **B5**

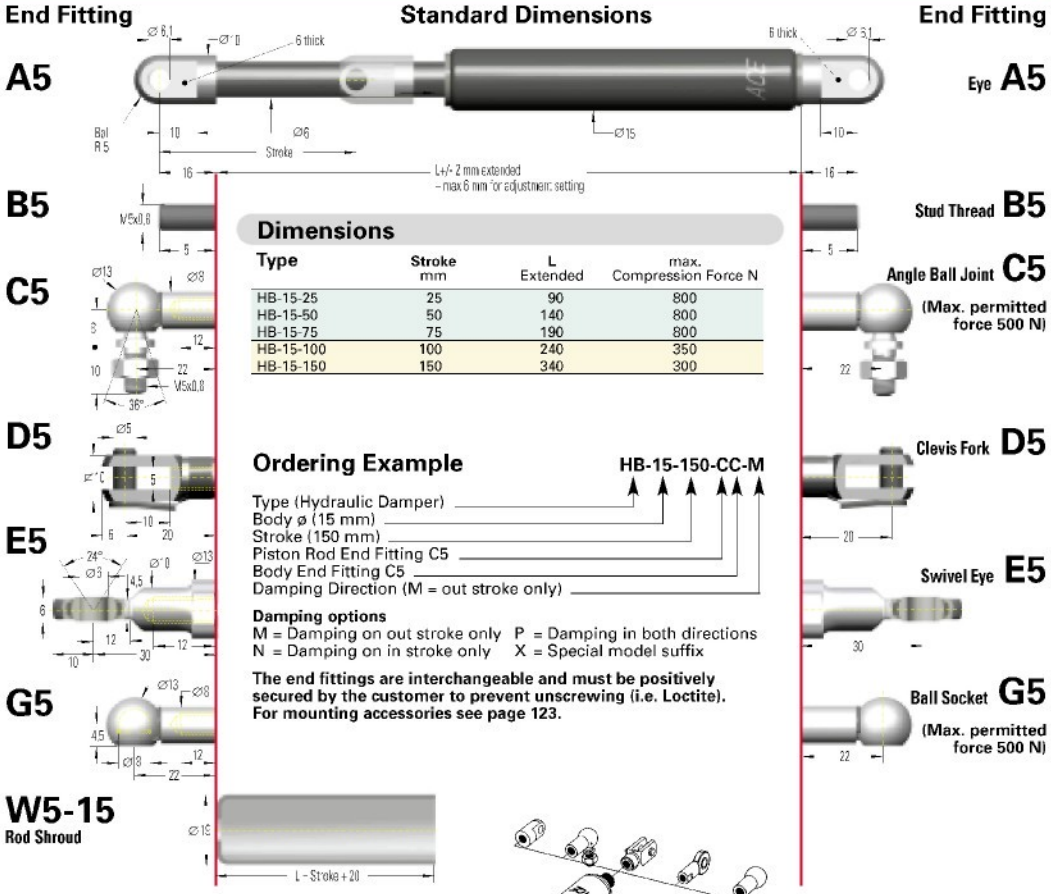
C5 — Angle Ball Joint **C5** (Max. permitted force 500 N)

D5 — Clevis Fork **D5**

E5 — Swivel Eye **E5**

G5 — Ball Socket **G5** (Max. permitted force 500 N)

W5-15 Rod Shroud



Dimensions

Type	Stroke mm	L Extended	max. Compression Force N
HB-15-25	25	90	800
HB-15-50	50	140	800
HB-15-75	75	190	800
HB-15-100	100	240	350
HB-15-150	150	340	300

Ordering Example

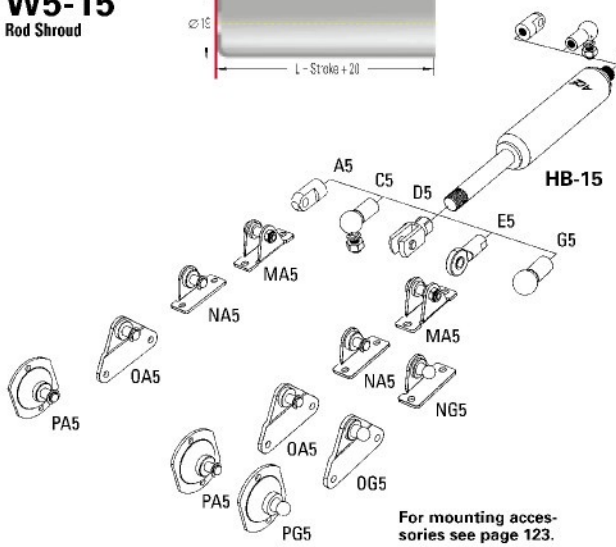
HB-15-150-CC-M

- Type (Hydraulic Damper)
- Body ø (15 mm)
- Stroke (150 mm)
- Piston Rod End Fitting C5
- Body End Fitting C5
- Damping Direction (M = out stroke only)

Damping options

M = Damping on out stroke only P = Damping in both directions
N = Damping on in stroke only X = Special model suffix

The end fittings are interchangeable and must be positively secured by the customer to prevent unscrewing (i.e. Loctite). For mounting accessories see page 123.



For mounting accessories see page 123.

Technical Data

ACE hydraulic dampers are self-contained and maintenance free.

Adjustment: Adjustment of the damping rate is achieved by pulling (or pushing) the piston rod to its fully extended (or compressed) position. Whilst still pulling the piston rod turn it clockwise to increase damping or anti-clockwise to decrease damping. If the resistance increases noticeably, stop adjusting to avoid damage. The adjustment can add a max. of 6 mm to the L dim. shown.

Free travel: Construction of standard damper results in a free travel of approx 20 % of total stroke when changing travel direction.

Mechanical stops: Provide mechanical stops 1 to 1.5 mm before end of each stroke direction.

Mounting position: Can be mounted in any position. End fittings must be positively secured to prevent unscrewing.

Operating temperature range: -20°C to +80°C.

Operating fluid: Hydraulic oil.

Material: Body: black powder coated steel. Piston rod: ceramic coated steel. End fittings: zinc plated steel.

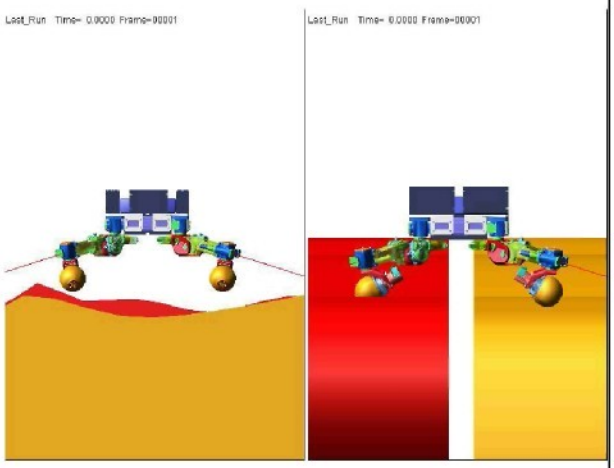
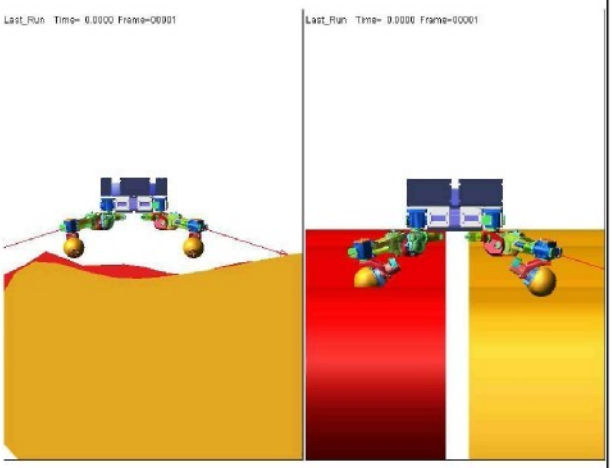
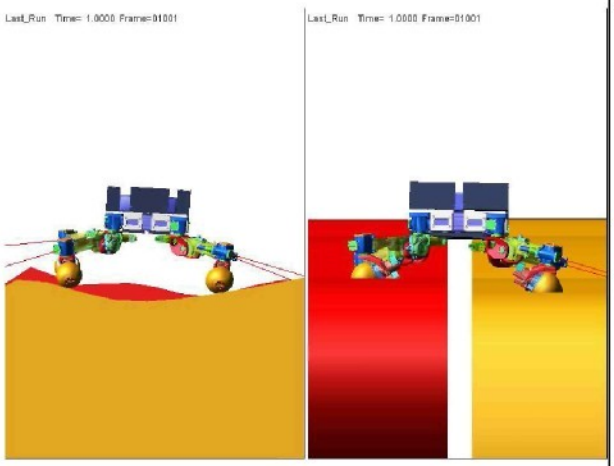
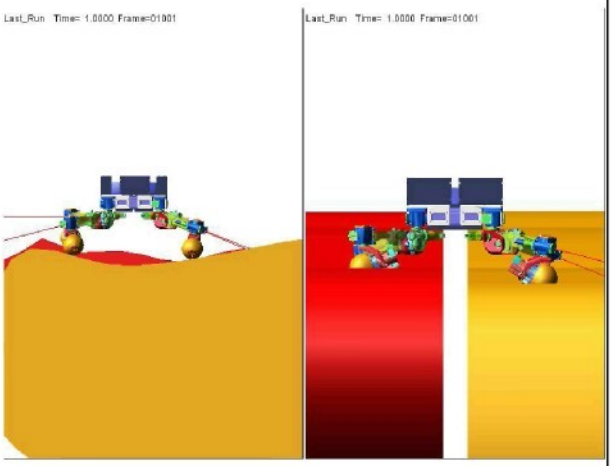
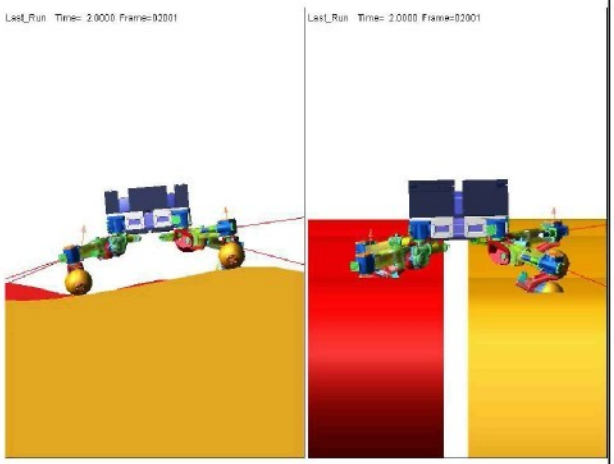
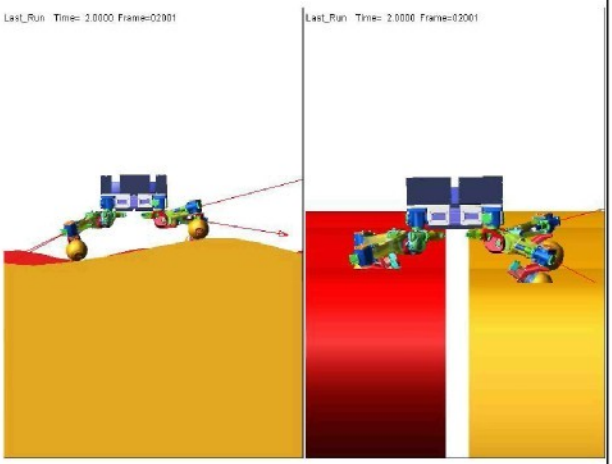
Separator piston (-T): Available as a special option to remove free travel. Also provides extension force of max. 50 N. Dimension L = 2.45 x stroke + 47 mm.

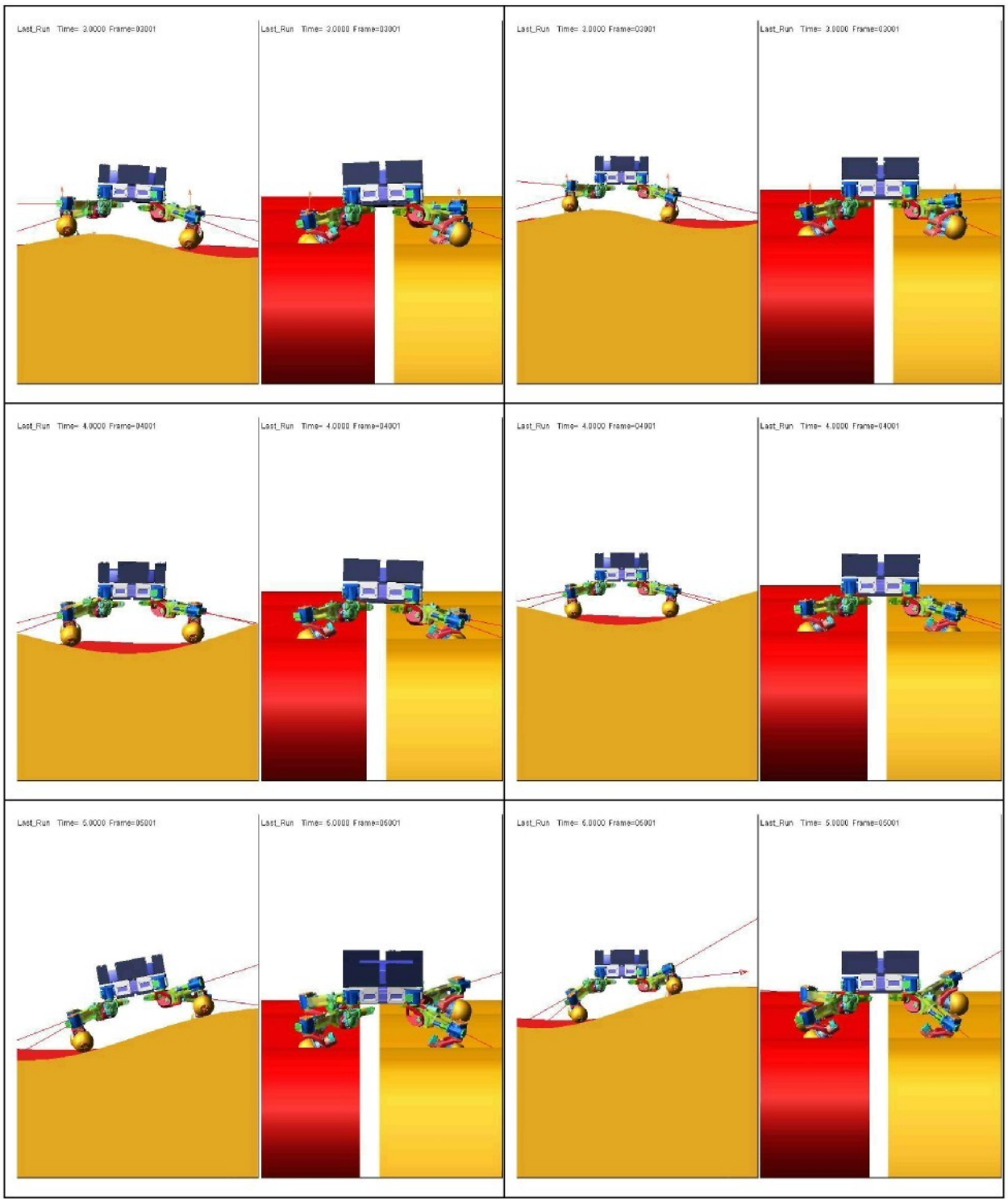
Issue 9.2004 Specifications subject to change

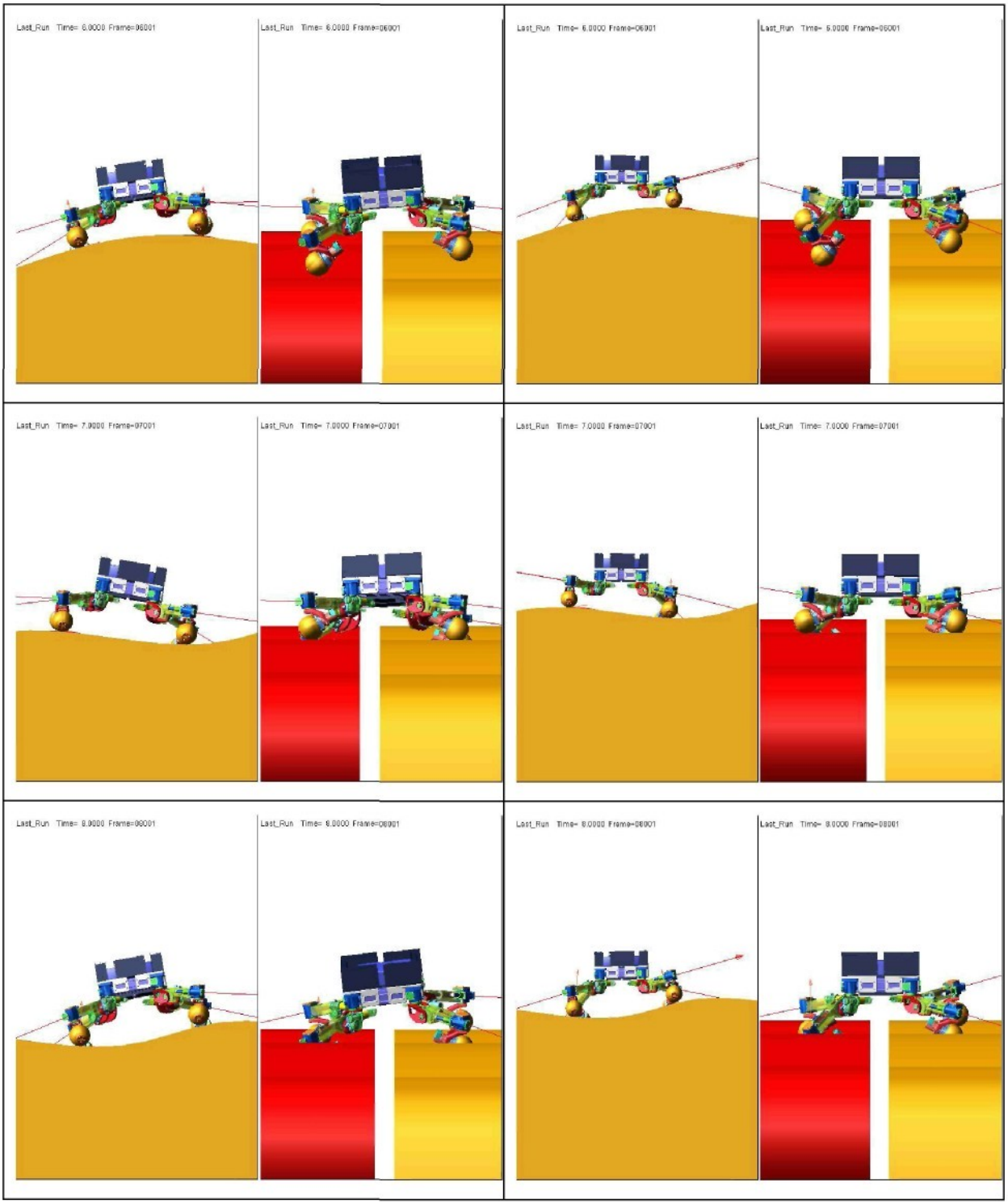
99

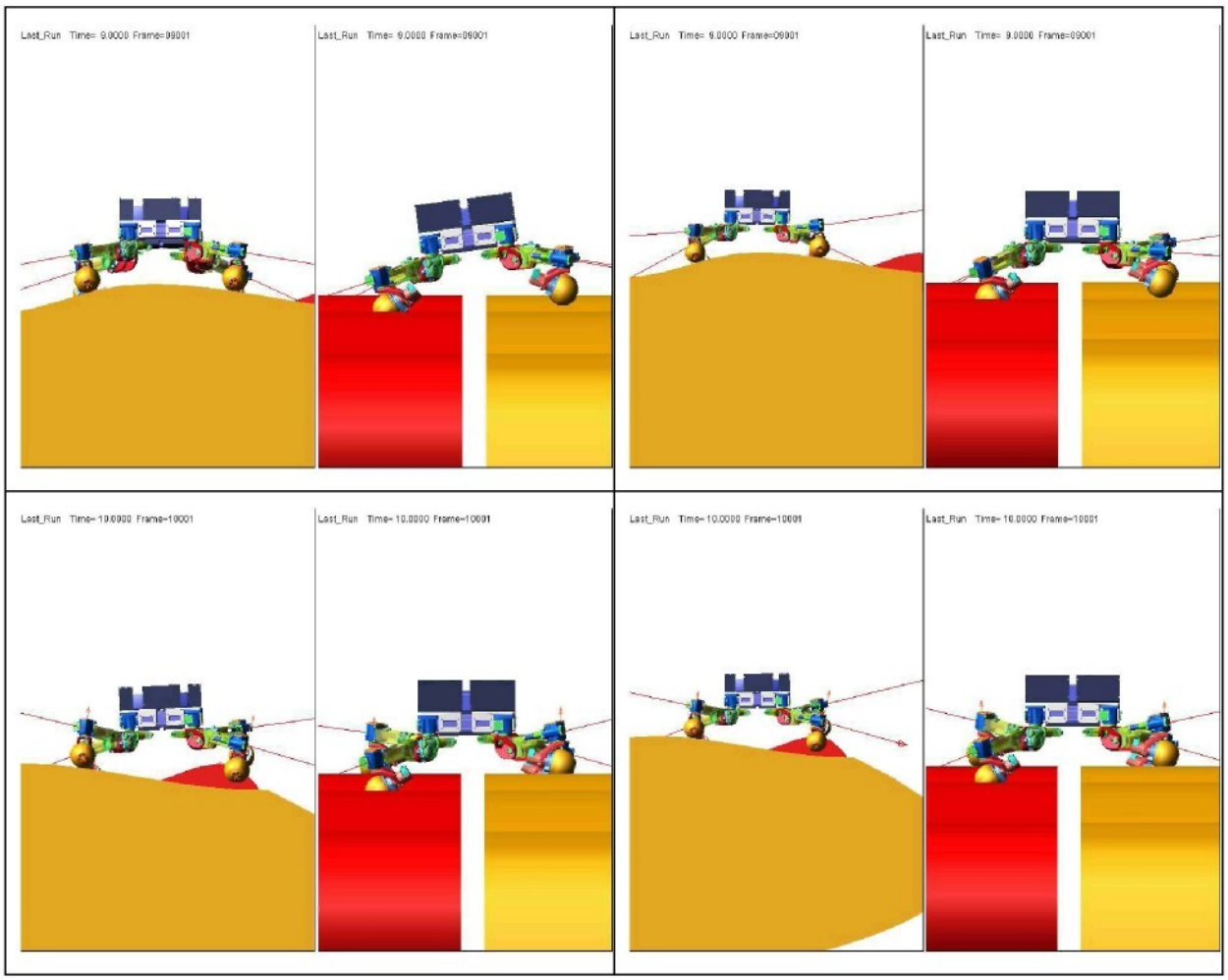
ACE Stoßdämpfer GmbH · PO Box 15 10 · D- 40740 Langenfeld · Tel. +49 - 2173 - 922 680 · Fax +49 - 2173 - 922 689 · E-Mail: info@acecontrols-int.com 99

10.2 Rozfázovaná animace jízdy po zvlněném terénu

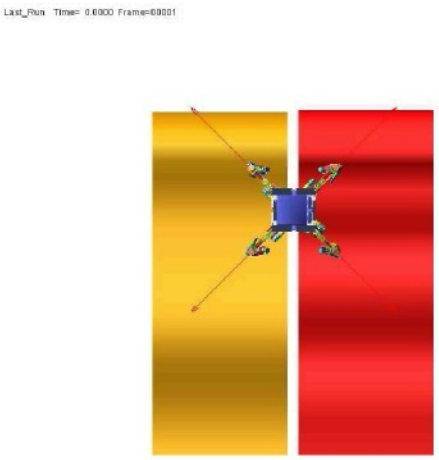
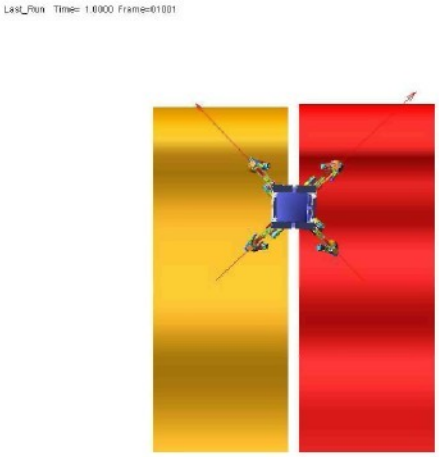
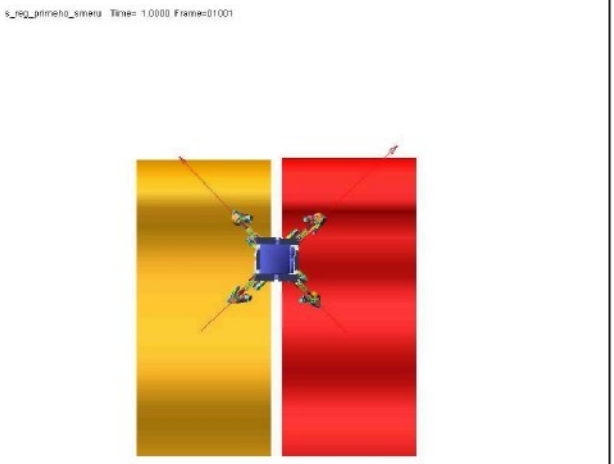
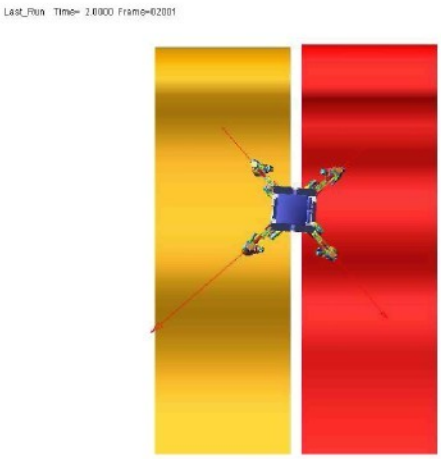
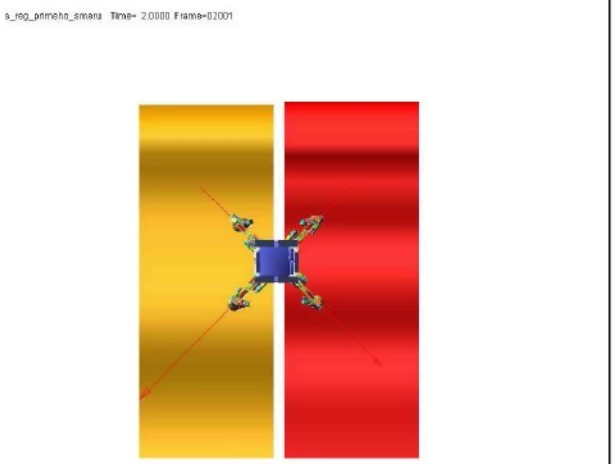
Jízda po zvlněném terénu bez stabilizace	Jízda po zvlněném terénu se stabilizací P = 500, D = 150
	
	
	

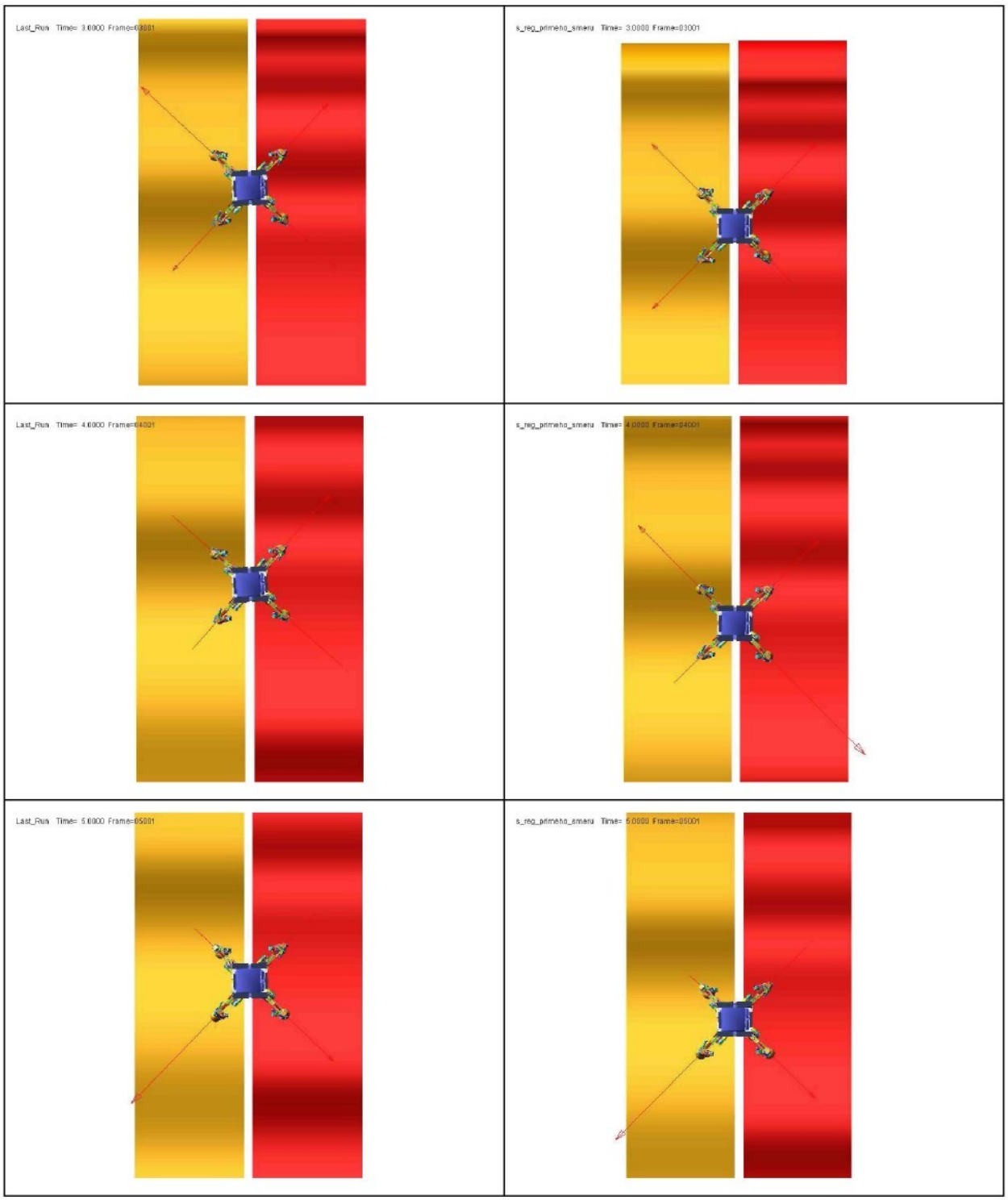

Last_Run Time= 3.0000 Frame=03001
Last_Run Time= 3.0000 Frame=03001
Last_Run Time= 3.0000 Frame=03001
Last_Run Time= 3.0000 Frame=03001
Last_Run Time= 4.0000 Frame=04001
Last_Run Time= 4.0000 Frame=04001
Last_Run Time= 4.0000 Frame=04001
Last_Run Time= 4.0000 Frame=04001
Last_Run Time= 5.0000 Frame=05001
Last_Run Time= 5.0000 Frame=05001
Last_Run Time= 5.0000 Frame=05001
Last_Run Time= 5.0000 Frame=05001

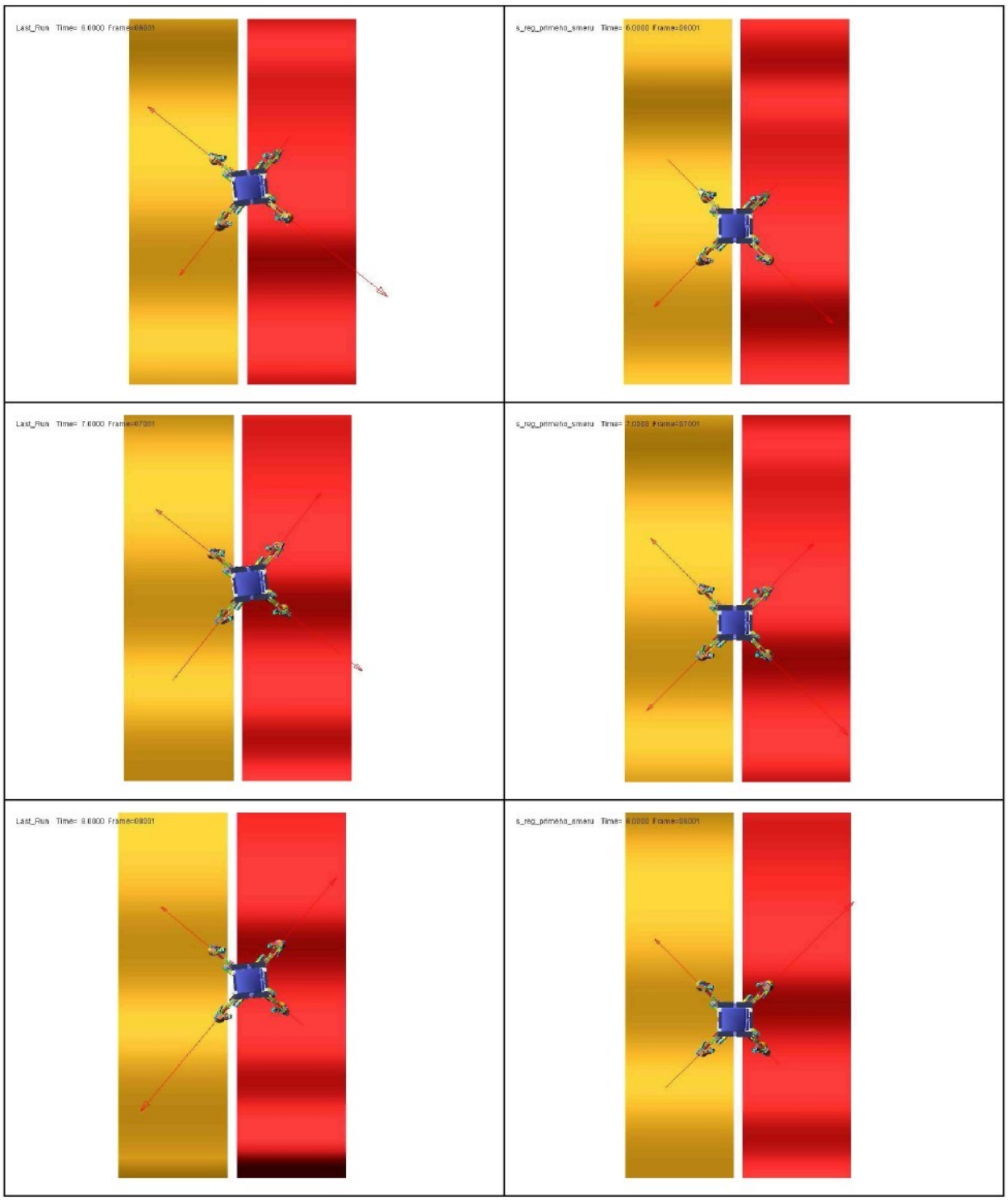

Last_Run Time= 6.0000 Frame=06001
Last_Run Time= 6.0000 Frame=06001
Last_Run Time= 6.0000 Frame=06001
Last_Run Time= 6.0000 Frame=06001
Last_Run Time= 7.0000 Frame=07001
Last_Run Time= 7.0000 Frame=07001
Last_Run Time= 7.0000 Frame=07001
Last_Run Time= 7.0000 Frame=07001
Last_Run Time= 8.0000 Frame=08001
Last_Run Time= 8.0000 Frame=08001
Last_Run Time= 8.0000 Frame=08001
Last_Run Time= 8.0000 Frame=08001

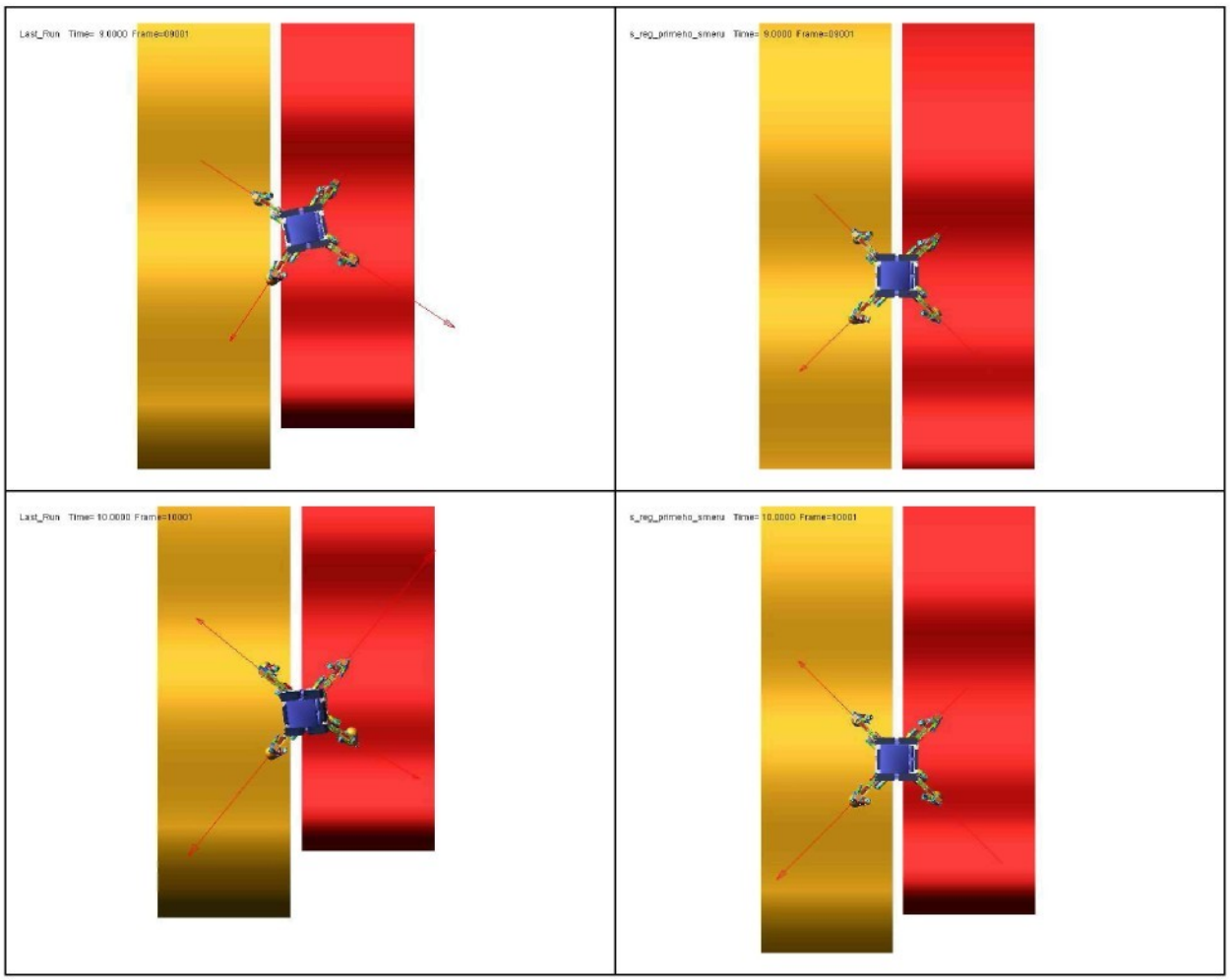

Last_Run Time= 9.0000 Frame=09001
Last_Run Time= 9.0000 Frame=09001
Last_Run Time= 9.0000 Frame=09001
Last_Run Time= 9.0000 Frame=09001
Last_Run Time=10.0000 Frame=10001
Last_Run Time=10.0000 Frame=10001
Last_Run Time=10.0000 Frame=10001
Last_Run Time=10.0000 Frame=10001

10.3 Rozfázovaná animace regulace přímého směru jízdy

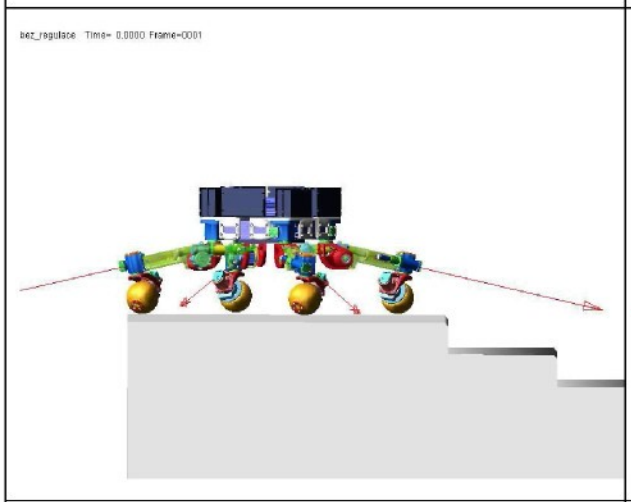
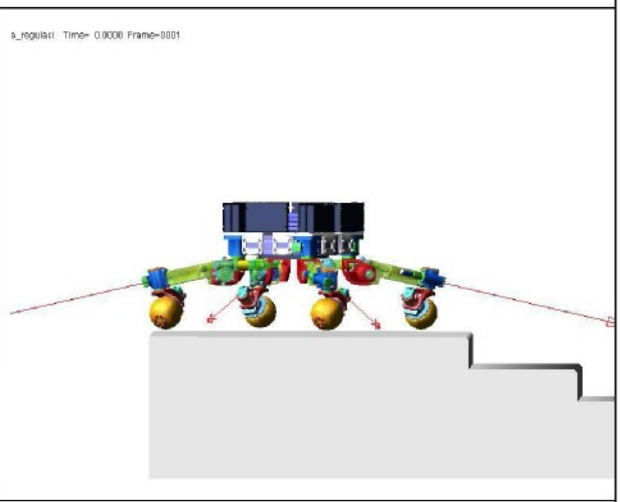
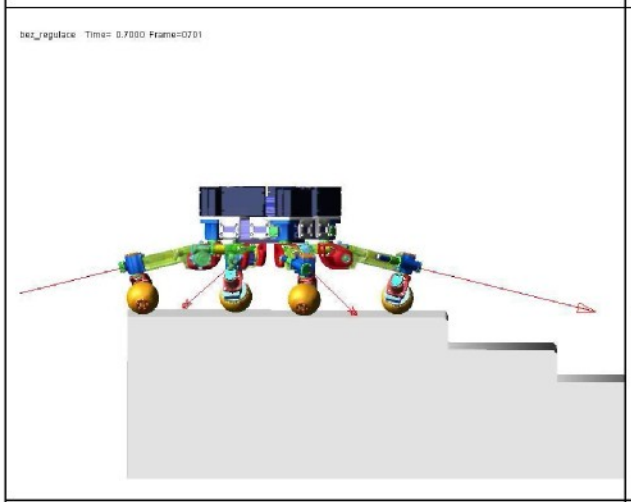
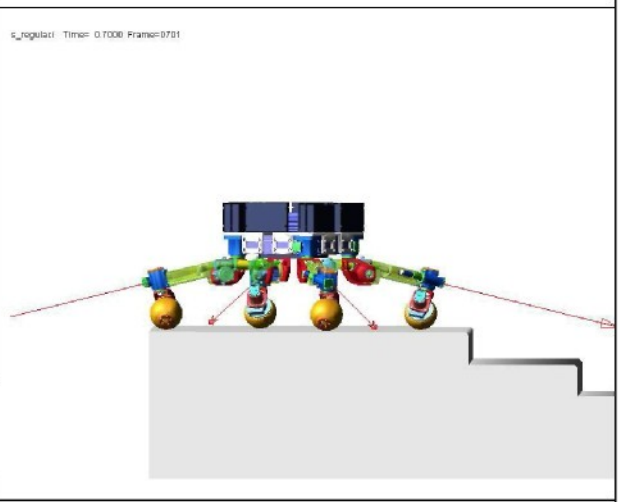
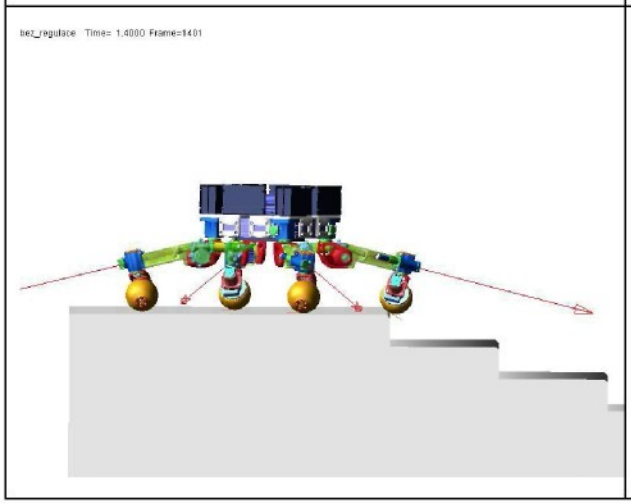
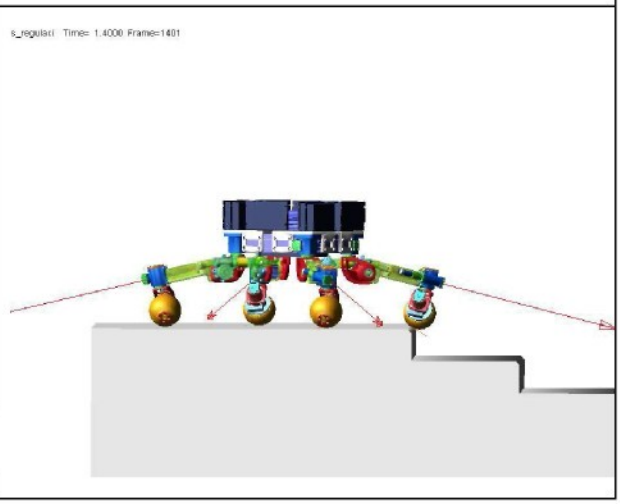
Jízda po zvlněném terénu bez regulace přímého směru jízdy	Jízda po zvlněném terénu s regulací přímého směru jízdy
	
	
	

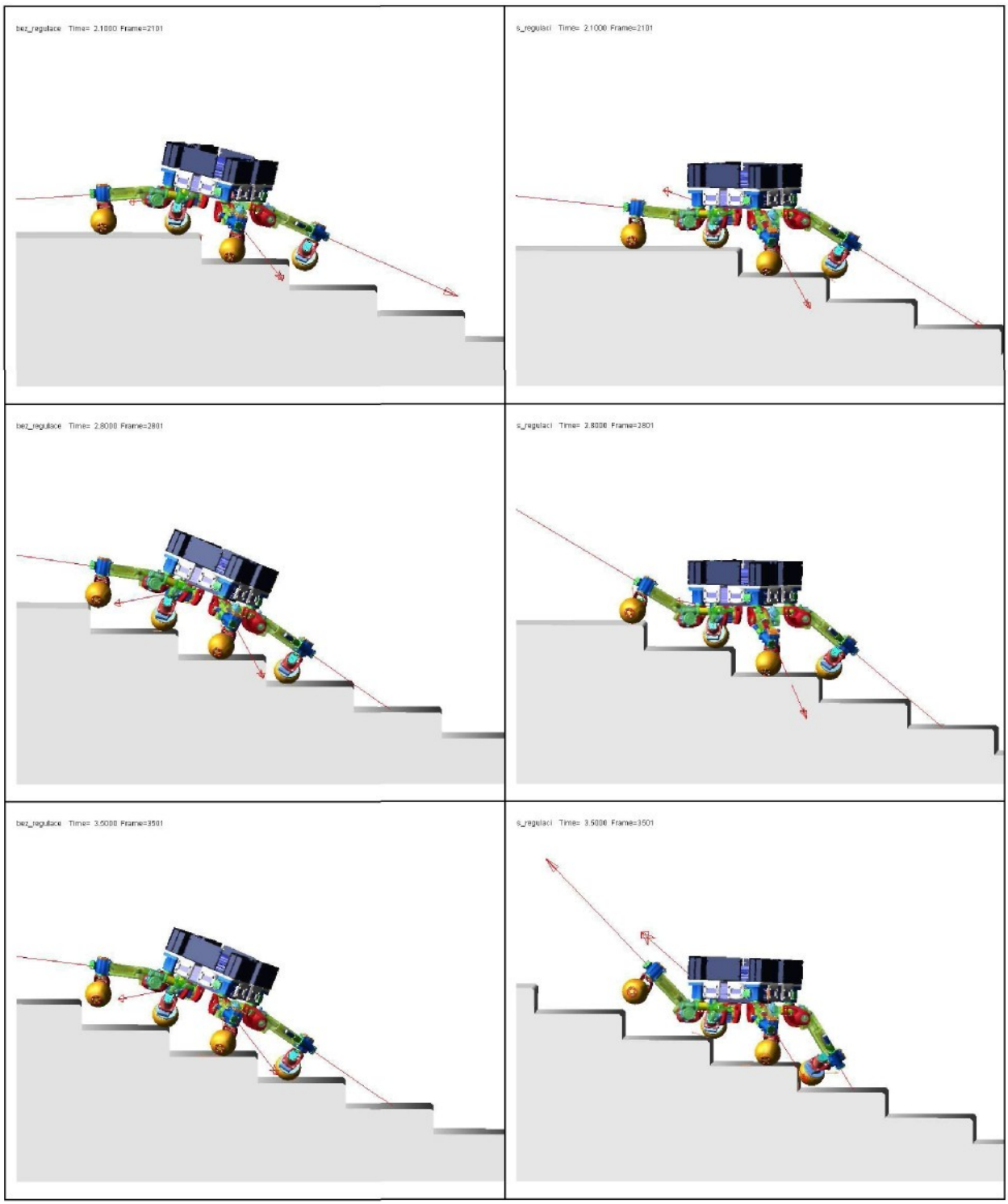

Last_Run Time= 3.0000 Frame=03001
s_reg_primeho_smeru Time= 3.0000 Frame=03001
Last_Run Time= 4.0000 Frame=04001
s_reg_primeho_smeru Time= 4.0000 Frame=04001
Last_Run Time= 5.0000 Frame=05001
s_reg_primeho_smeru Time= 5.0000 Frame=05001

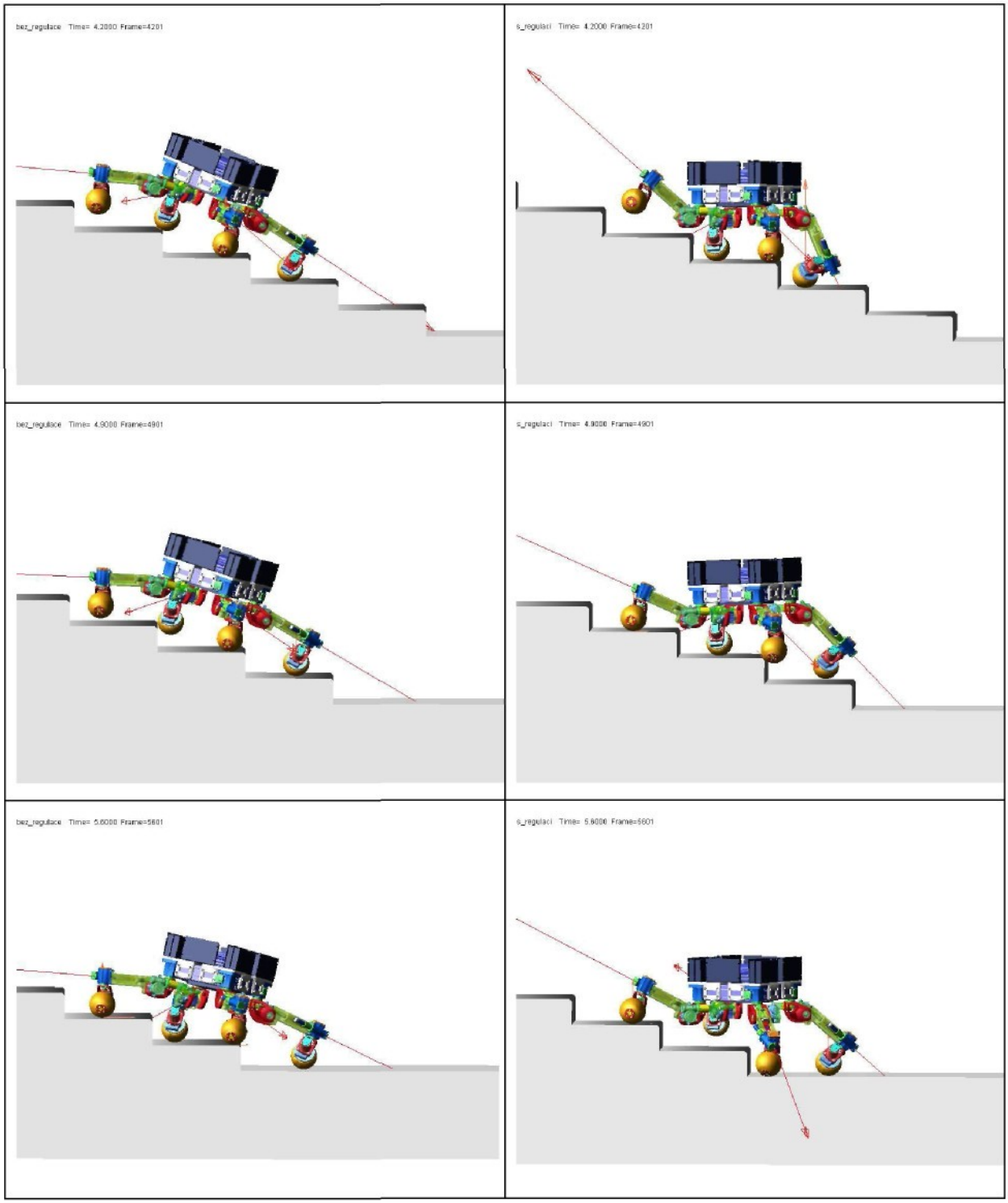

Last_Run Time= 6.0000 Frame=06001
s_reg_primeho_smeru Time= 6.0000 Frame=06001
Last_Run Time= 7.0000 Frame=07001
s_reg_primeho_smeru Time= 7.0000 Frame=07001
Last_Run Time= 8.0000 Frame=08001
s_reg_primeho_smeru Time= 8.0000 Frame=08001

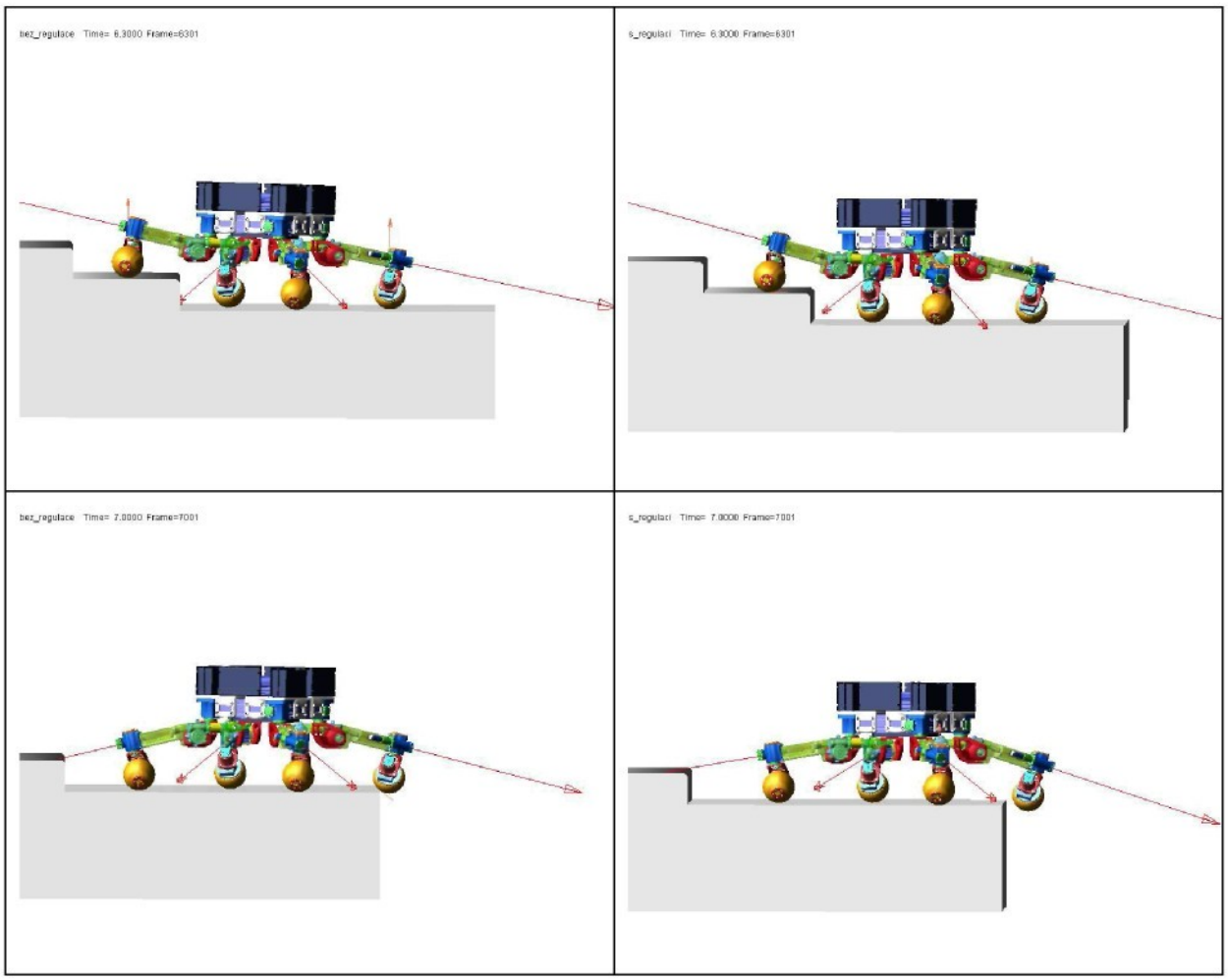

Last_Run Time= 9.0000 Frame=09001
s_reg_primeho_smeru Time= 9.0000 Frame=09001
Last_Run Time= 10.0000 Frame=10001
s_reg_primeho_smeru Time= 10.0000 Frame=10001

10.4 Rozfázovaná animace jízdy po schodech

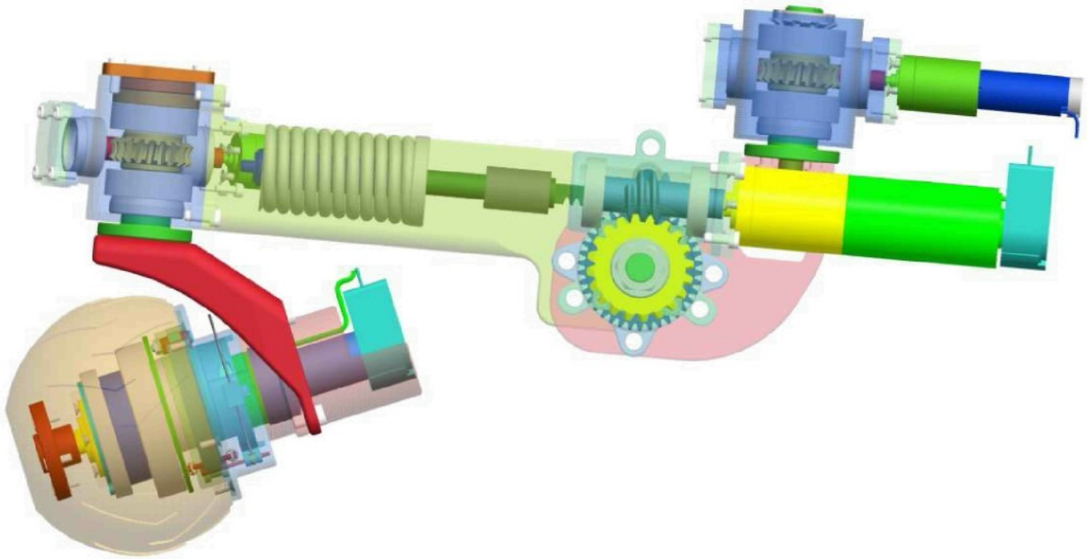
Jízda po schodech bez regulace	Jízda po schodech s regulací
	
	
	

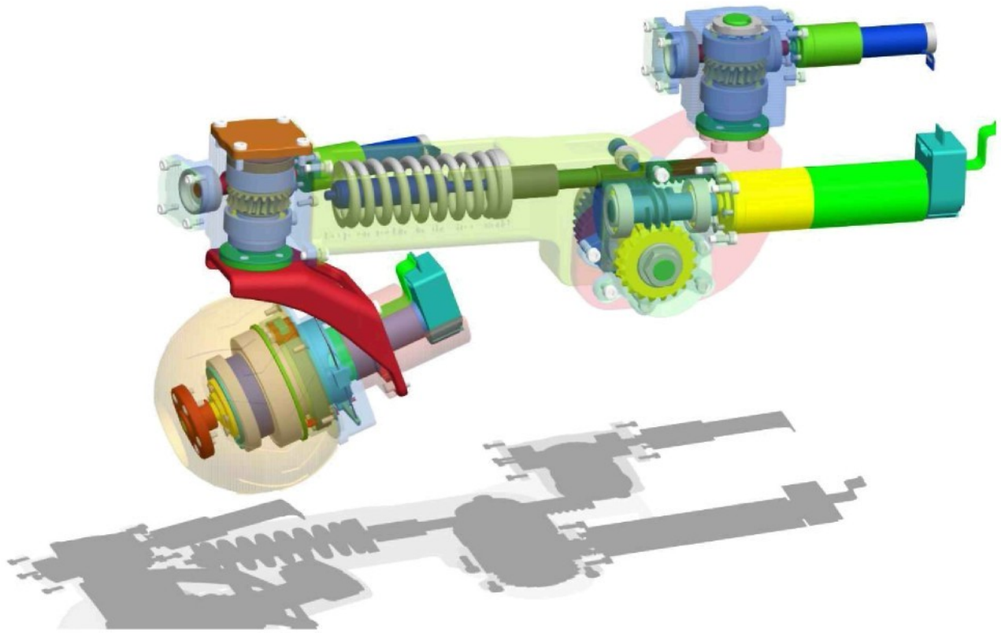

bez_regulace Time= 2.1000 Frame=2101
s_regulací Time= 2.1000 Frame=2101
bez_regulace Time= 2.8000 Frame=2801
s_regulací Time= 2.8000 Frame=2801
bez_regulace Time= 3.5000 Frame=3501
s_regulací Time= 3.5000 Frame=3501

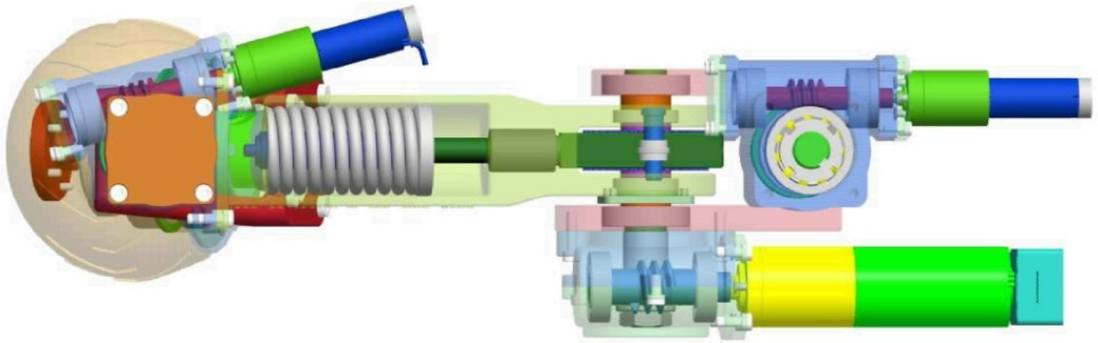

bez_regulace Time= 4.2000 Frame=4201
s_regulací Time= 4.2000 Frame=4201
bez_regulace Time= 4.9000 Frame=4901
s_regulací Time= 4.9000 Frame=4901
bez_regulace Time= 5.6000 Frame=5601
s_regulací Time= 5.6000 Frame=5601

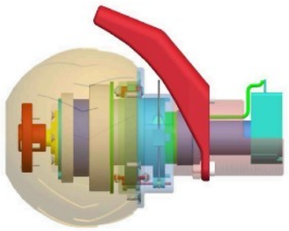
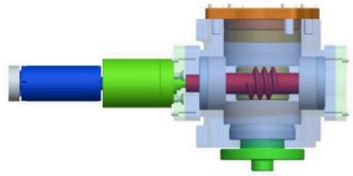
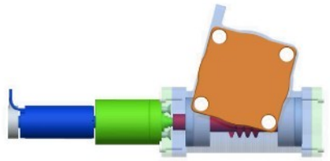
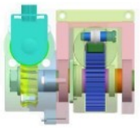
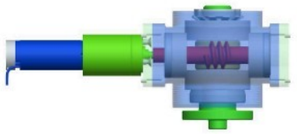
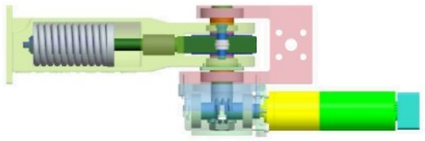
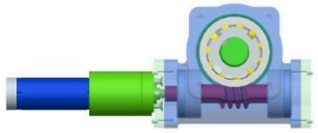

bez_regulace Time= 6.3000 Frame=6301
s_regulací Time= 6.3000 Frame=6301
bez_regulace Time= 7.0000 Frame=7001
s_regulací Time= 7.0000 Frame=7001

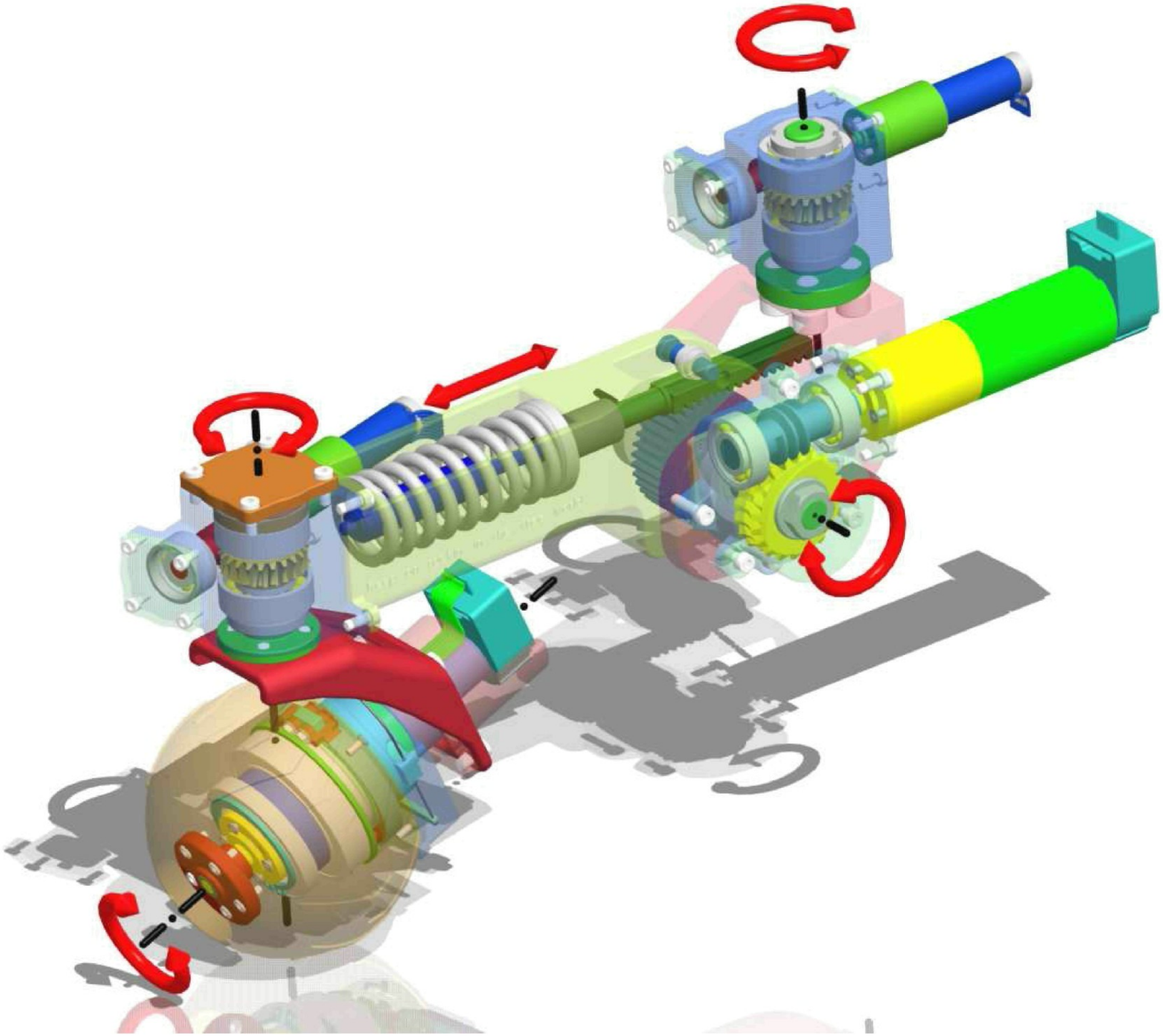
10.5 Obrázky a výkresy nohy podvozku

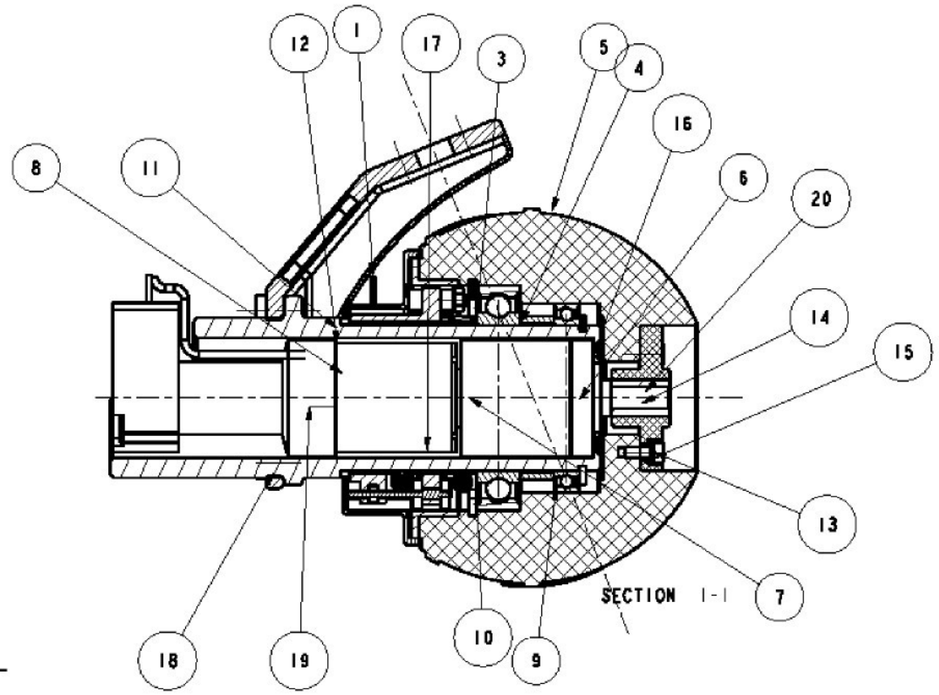


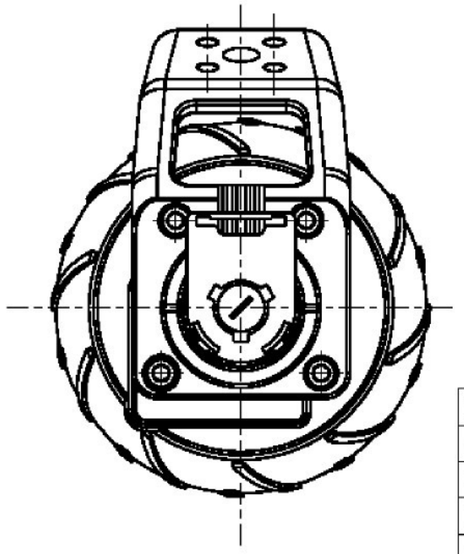


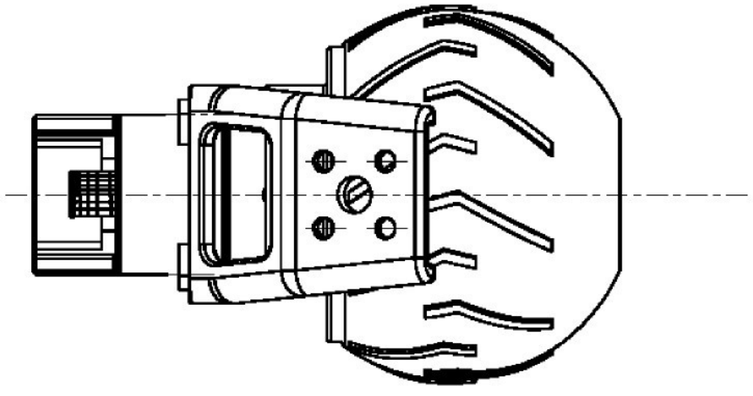










ODL.	OZNACENI / VYKRES	POLOTOVAR / MATERIAL	CIS. ZASOBNIKU / POZNAMKA	MN. / JED.
20	Vložka spojky	11500.00		1 ks.
19	Trubka			1 ks.
18	Šroub M5x8	CSN EN ISO 4762		4 ks.
17	Šroub M3x8- 4.8 - Z	ISO 7046-1		5 ks.
16	Šroub M3x8- 4.8 - Z	ISO 7046-1		4 ks.
15	Šroub M3x8	CSN EN ISO 4762		5 ks.
14	Pryžová spojka	11500		1 ks.
13	Pouzdro spojky	11500		5 ks.
12	Pohonná jednotka			1 ks.
11	Nosník	Dural EN AW 7075T		1 ks.
10	Ložisko SKF 619082RS1			1 ks.
9	Ložisko SKF 61806ZRZ			1 ks.
8	Kryt brzdy	ABS		1 ks.
7	Kroužek 62	CSN 022931		1 ks.
6	Kroužek 40	CSN 022930		1 ks.
5	Kolečko	plast		1 ks.
4	Distanční kroužek mezi ložiska kola	10 370.00		1 ks.
3	Distanční kroužek mezi brzdu a ložiska	10370		1 ks.
2	Brzdná vložka	12010.000		1 ks.
1	Brzda			1 ks.

Změna	Datum	Index	Podpisy
Měřítko 1,000	Pozn.	Zpracoval	KORF
		Kontroval	
		Technolog	
		Normoviz.	
		Schválil	
		Datum	18-04-2007

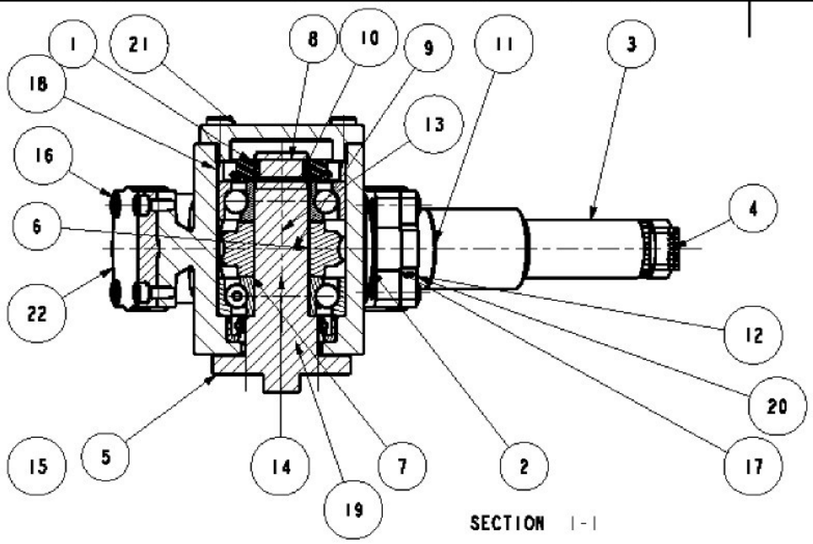
TU v Liberci

Název: PODSESTAVA I-KOLO

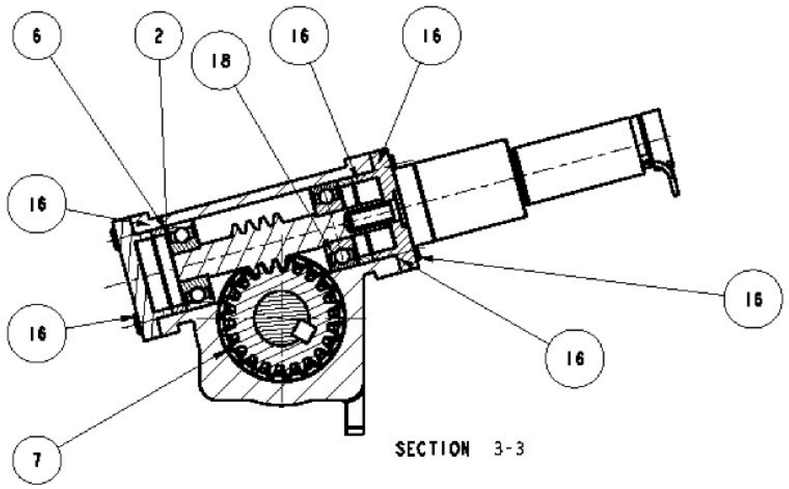
Typ

Čís. výkresu: A3-01

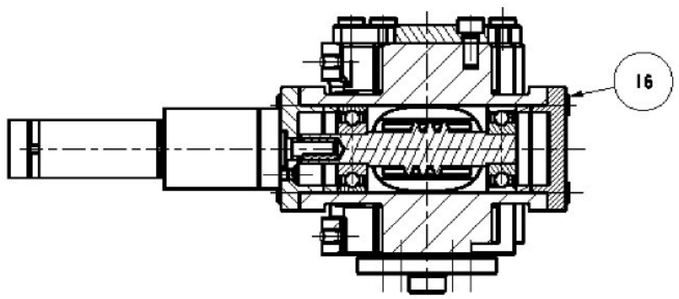
List



SECTION 1-1



SECTION 3-3



SECTION 2-2

22	Víko převodovky 3	42 4203		1 ks.
21	Víko převodovky 2	42 4203		1 ks.
20	Víko převodovky 2	42 4203		1 ks.
19	Těsnení B 20x30x7	CSN 029401		1 ks.
18	Šroub M4x10	CSN EN ISO 4762		4 ks.
17	Šroub M3x6- 4.8 - Z	ISO 7046-1		3 ks.
16	Šroub M3x8	CSN EN ISO 4762		8 ks.
15	Spojka snímače a převodovky	11560.000		1 ks.
14	Snímacího kolo!			1 ks.
13	Snímač 1	13 151.5		1 ks.
12	SkTIH převodovky 1	42 4203		1 ks.
11	Přerodovka GPZ2C			1 ks.
10	Pojistná podložka MB2	CSN 023640		1 ks.
9	Pero zaoblené z obou stran 5x7x5x14	CSN 022562		1 ks.
8	Matice EM 2	CSN 023630		1 ks.
7	Ložisko SKF 7202BEP			2 ks.
6	Ložisko SKF 628			2 ks.
5	Hřídel snímacího kola	11523.00		1 ks.
4	Encoder Encoder MR, Type M, 128 - 512 CPT			1 ks.
3	Elektromotor EC16MAX			1 ks.
2	Distanční kroužek pro snímač			2 ks.
1	Distanční kroužek			1 ks.
ODD.	OZNACENI VYKRES	POLOTOVAR MATERIAL	CIS. ZASOBNIKU POZNAMKA	MN. JED.

Změna		Datum	Index Položky
Měřítko 1,000	Pocz.	Navrhl	
		Kreslil	
		Prezkoušel	
C.výkresu		Technolog	
C.sestavy		Normalis.	
Starý výkr.		Schválil	
Nový výkr.		Datum	16-04-2007

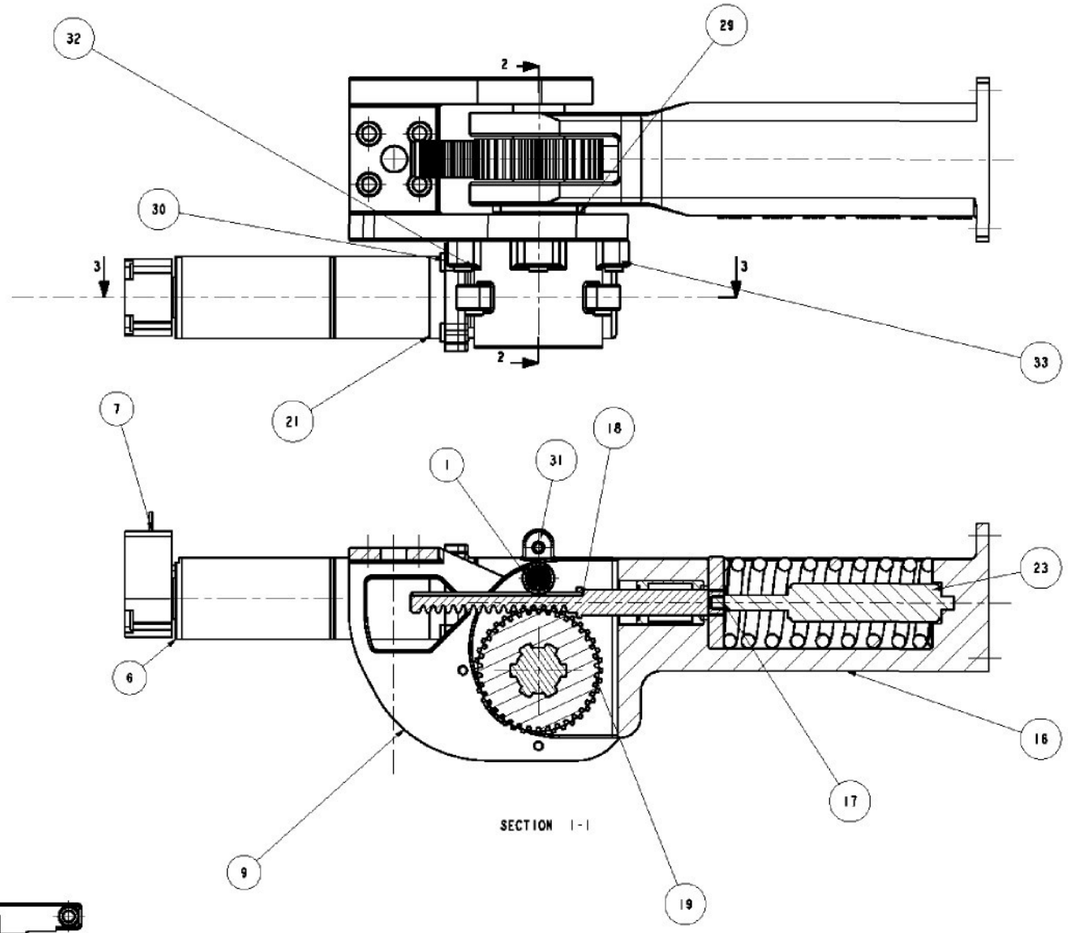
TU v Liberci

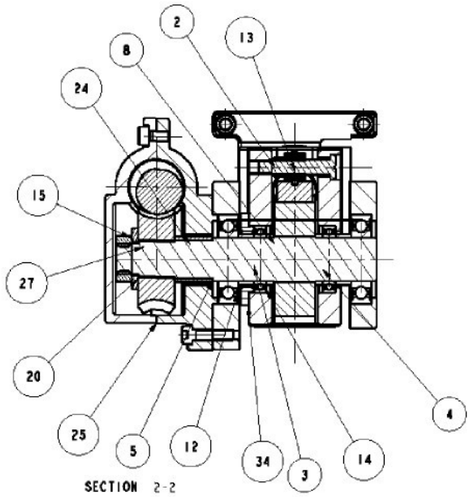
Název PODSESTAVA2-REJD

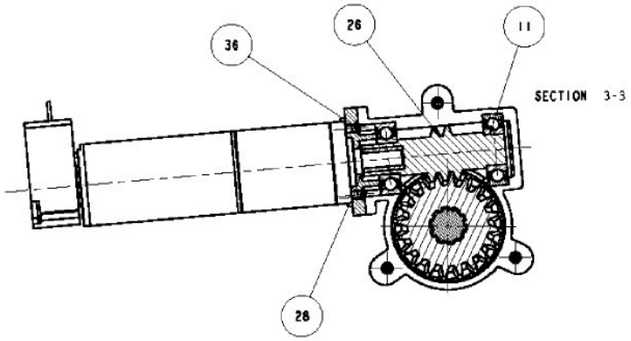
Typ

Čís.výkresu A3-02

List







POZ.	OZNACENI VYROBKU	POLOTOVAR MATERIAL	CIS. ZABORNIKU POZNAMKA	MN. JED.
36	Víčko skříně 2	42 4263		1 ks.
35	Tlumic	ACE HS 15		1 ks.
34	Tělíreč			1 ks.
33	Šroub M4x16	CSN EN ISO 4762		3 ks.
32	Šroub M4x10	CSN EN ISO 4762		4 ks.
31	Šroub M4x8	CSN EN ISO 4762		3 ks.
30	Šroub M3x8- 4.8 - Z	ISO 7046-1		4 ks.
29	Šroub M3x8- 4.8 - Z	ISO 7046-1		4 ks.
28	Spojka šnek převodovka 2	0,008		1 ks.
27	Šnekové kolo sestupní			1 ks.
26	Šnek pružiny			1 ks.
25	Skříň 2, druhá část			1 ks.
24	Skříň 2			1 ks.
23	Pružina			1 ks.
22	Pružina			1 ks.
21	Převodovka GP32A			1 ks.
20	Podložka 13.04	CSN 021702		1 ks.
19	Ozubené kolo			1 ks.
18	Ozubený kroužek	12 060.1		1 ks.
17	Opěrka pro pružinu	11508		1 ks.
16	Noha			1 ks.
15	Matice M12	CSN EN 24 035		1 ks.
14	Ložisko SKF 31603-2RS1			2 ks.
13	Ložisko SKF 16205-2ZN			2 ks.
12	Ložisko SKF 16003-2Z			2 ks.
11	Ložisko SKF 6001			2 ks.
10	Lineární vedení LMBR 10			1 ks.
9	Klec	11508		1 ks.
8	Hřídel 3			1 ks.
7	Enkoder HEDL5540			1 ks.
6	elektromotor EC32			1 ks.
5	Distanční kroužek šneku			1 ks.
4	Distanc. kroužek hřídele 3 -2			2 ks.
3	Distanc. kroužek hřídele 3 -1			2 ks.
2	Distanční kroužek vedení	18378		1 ks.
1	Čep 6x20-St	ISO 2341-A		1 ks.

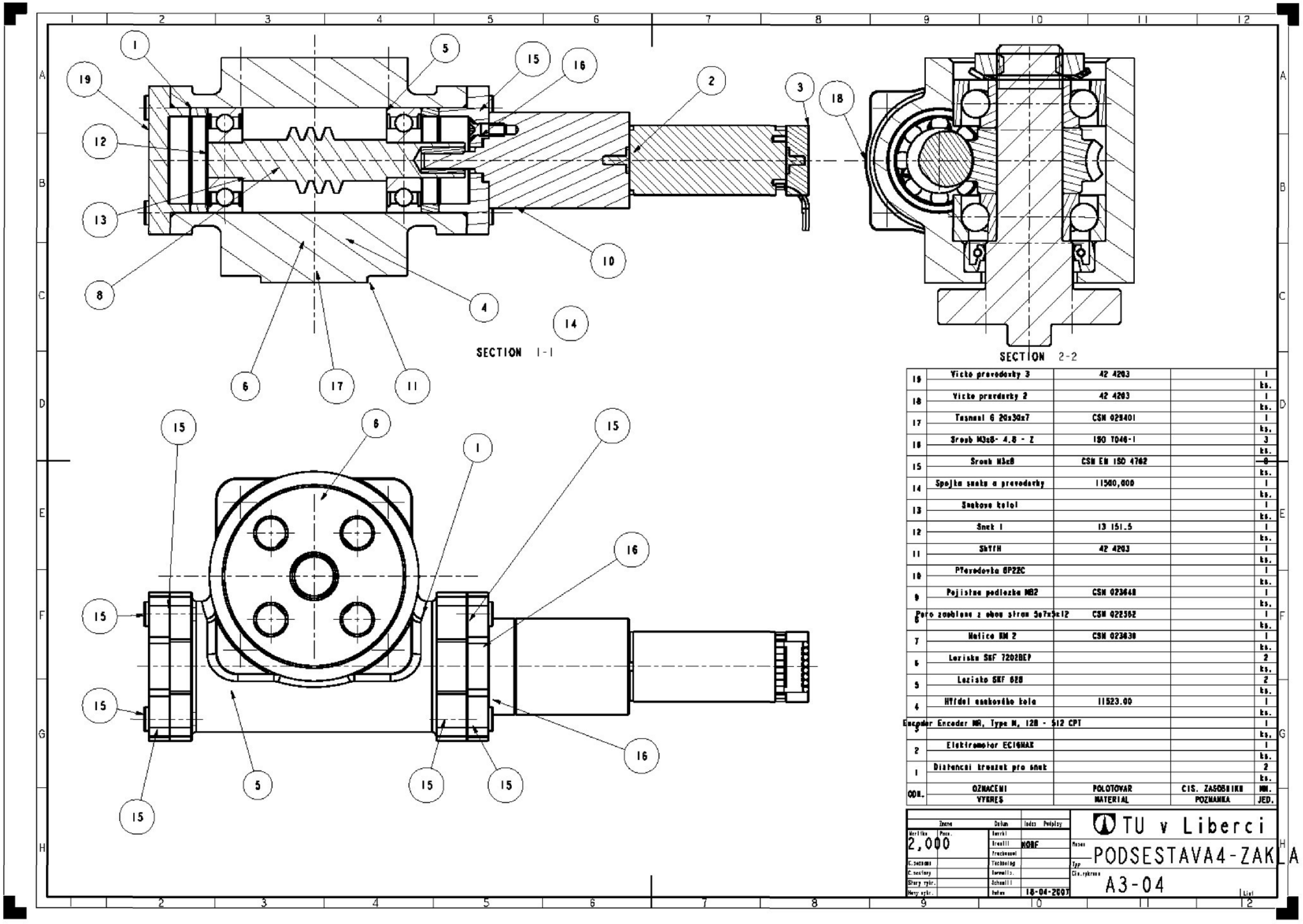
Měřítko 1,000	Datum	Jméno	Podpis
	Navrhl	KORF	
	Kreslil		
	Přezkoušel		
	Technolog		
	Normoviz.		
	Schválil		
	Datum	23-05-2007	

TU v Liberci

Název: PODSESTAVA3-NOHA

Číslo výkresu: AI-03

List


SECTION 1-1
SECTION 2-2
19 Víko převodovky 3 42 4203 1 ks.
18 Víko převodovky 2 42 4203 1 ks.
17 Těsnení 6 20x30x7 CSN 025401 1 ks.
16 Šroub M3x8- 4.8 - Z ISO 7046-1 3 ks.
15 Šroub M3x8 CSN EN ISO 4762 8 ks.
14 Spojka šneku a převodovky 11580,000 1 ks.
13 Šnekové kolo! 1 ks.
12 Šnek 1 13 151.5 1 ks.
11 SkTFH 42 4203 1 ks.
10 PTpřevodovka 6P2ZC 1 ks.
9 Pojistná podložka M82 CSN 023648 1 ks.
8 Pero zaoblené z obou stran 5x7x5x12 CSN 022562 1 ks.
7 Matice KM 2 CSN 023630 1 ks.
6 Ložisko SKF 7202BEP 2 ks.
5 Ložisko SKF 628 2 ks.
4 Hřídel šnekového kola 11523.00 1 ks.
3 Encoder Encoder MR, Type M, 128 - 512 CPT 1 ks.
2 Elektromotor ECI6MAX 1 ks.
1 Diferenční kroužek pro šnek 2 ks.
ODB. OZNACENI VYKRES POLOTOVAR MATERIAL CIS. ZASOBNIKU POZNAMKA MN. JED.
Změna Datum Index Příplatky
Měřítko 2,000 Pozn.
Kreslil KORF
Datum 18-04-2007
TU v Liberci
Název PODSESTAVA4-ZAKLA
Typ
Čís. výkresu A3-04
List

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukce podvozkové nohy robotizovaného podvozku

Design of robotized chassis leg

2007 Jaroslav Korf

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti

Studijní program: M2301 - strojní inženýrství

Studijní obor: 3901T003 - Aplikovaná mechanika

Zaměření: Inženýrská mechanika

Konstrukce podvozkové nohy robotizovaného podvozku

Korf Jaroslav

číslo diplomové práce: KMP - 19267

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Miroslav Šír, CSc**

Počet stran: 100
Počet obrázků: 69
Počet tabulek: 29
Počet grafů: 2
Počet vzorců: 107
Počet příloh: 20

23. května 2007

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí robotizované nohy podvozku s pěti stupni volnosti, z nichž jsou čtyři řízeny samostatnými elektromotory. Jejím cílem je návrh součástí v CAD programu Pro/Engineer. Kontrola součástí je provedena pro statické namáhání nohy silou 150 N. Dále byla provedena pevnostní kontrola některých částí metodou konečných prvků v programu Ansys Workbench.

Annotation

This diploma thesis deals with design of robotized chassis leg with five degrees of freedom, which four of them are driven by independent electro motors. Main object is design of component parts in CAD system Pro/Engineer. Verification of parts was computed for static load force 150 N. Stress and deformation of some parts was determined by finite element method in Ansys Workbench.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

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 a § 35 – o výdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Místo: Liberec

Datum: 23.května 2007

Podpis: .....

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mi s vypracováním diplomové práce pomohli a rodičům, kteří mě celou dobu studia podporovali.

Zejména bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Miroslavu Šírovi, CSc z Katedry mechaniky, pružnosti a pevnosti, který mi poskytnul svůj čas, odborný dohled a mnohé cenné rady.

Obsah

ANOTACE **4**

ANNOTATION **4**

OBSAH **8**

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ **10**

1 ÚVOD **13**

1.1 REŠERŠE 13
1.2 NABÍZENÁ ŘEŠENÍ PRO POHYB HANDICAPOVANÝCH OSOB V OTEVŘENÉM TERÉNU 13
1.3 VOLBA KONCEPCE 16
1.4 PARAMETRY ROBOTIZOVANÉHO PODVOZKU 18
1.5 PARAMETRY DÍLA 19
1.6 ZAMĚŘENÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE 19

2 OPAKOVANĚ POUŽÍVANÉ STROJNÍ ČÁSTI A VÝPOČTY **20**

2.1 POHONNÉ JEDNOTKY ROBOTU 20
2.1.1 Motory *20*
2.1.2 Převodovky *21*
2.1.3 Encodery *21*
2.2 KULIČKOVÁ LOŽISKA 21
2.3 KULIČKOVÁ JEDNOŘADÁ LOŽISKA S KOSOÚHLÝM STYKEM 23
2.4 LISOVANÉ SPOJENÍ 23
2.5 ŠNEKOVÉ PŘEVODOVKY 25
2.6 ŠROUBOVÉ SPOJE 26

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ **29**

3.1 POHONNÁ JEDNOTKA POJEZDU 29
3.1.1 Motor pojezdu *29*
3.1.2 Převodovka pojezdu *29*
3.1.3 Brzda *33*
3.1.4 Encoder *33*
3.2 ULOŽENÍ KOLA 33
3.3 KONTROLNÍ VÝPOČET LOŽISEK 34
3.3.1 Výpočet sil působící na jednotlivá ložiska *34*
3.3.2 Kontrolní výpočet ložiska A *36*
3.3.3 Kontrolní výpočet ložiska B *37*
3.4 VÝPOČET NÁBOJE METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ 38
3.5 PŘENOS MOMENTU Z VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE NA KOLO 42

3.5.1 Výpočet spojky ... *43*
3.6 BRZDA ... 44
3.7 ŠROUBOVÝ SPOJ SPOJUJÍCÍ NÁBOJ S NOSNÍKEM ... 47
3.8 NOSNÍK ... 49
3.9 PŘIPOJENÍ NOSNÍKU NA VÝSTUPNÍ HŘÍDEL POHONU PIVOTACE ... 53
3.10 VÝPOČET POHONNÉ JEDNOTKY A ŠNEKOVÉHO PŘEVODU PIVOTACE A REJDU ... 55
3.11 ULOŽENÍ LOŽISEK A ŠNEKOVÉHO KOLA ... 58
3.11.1 Výpočet sil působící na ložiska ... *58*
3.11.2 Kontrola ložisek šnekového převodu pivotace ... *61*
3.11.3 Kontrola pera šnekového kola rejdu a pivotace ... *62*
3.12 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKA ŠNEKU REJDU A PIVOTACE ... 63
3.12.1 Kontrola ložisek ... *64*
3.12.2 Výpočet lisovaného spoje spojky šnek – převodovka GP 22 A ... *65*
3.12.3 Připojení pohonu šneku rejdu a pivotace ... *67*
3.13 PŘIPOJENÍ NOHY PODVOZKU K PŘEVODOVÉ SKŘÍNI ... 67
3.14 NÁVRH PRUŽINY ... 70
3.15 ULOŽENÍ HŘEBENU ... 73
3.16 ULOŽENÍ HŘÍDELE SPOJUJÍCÍ NOHU S KLECÍ ... 74
3.16.1 Kontrola ložisek nohy ... *74*
3.16.2 Kontrola ložisek hřídele ... *78*
3.16.3 Kontrola hřídele metodou konečných prvků ... *80*
3.17 NÁVRH POHONU NA VYROVNÁVÁNÍ TERÉNU ... 88
3.18 NÁVRH ŠNEKOVÉHO PŘEVODU VYROVNÁVÁNÍ TERÉNU ... 89
3.18.1 Výpočet sil působících na ložiska šneku ... *91*
3.18.2 Výpočet lisovaného spoje naklápění nohy ... *92*
3.18.3 Uložení šnekového kola ... *93*
3.18.4 Uložení ozubeného kola pro vyrovnávání terénu ... *94*
3.19 SPOJENÍ KLECE S HŘÍDELÍ REJDU ... 95
3.20 VÝPOČET LOŽISEK PIVOTACE ... 97

4 ZÁVĚR ... 99

5 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY ... 100

SEZNAM PŘÍLOH ... 101

Seznam použitých symbolů

Označení	Jednotka	Název veličiny
A^I, B^I		integrační konstanty lisovaného spoje součásti *I*
C	[N]	základní dynamická únosnost
C_0	[N]	základní statická únosnost pro daný typ a rozměr ložiska
D_0	[mm]	průměr díry pro šroub v přírubě
D_k	[mm]	průměr hlavy šroubu
d_m	[mm]	střední průměr ložiska
e	[-]	mezní hodnota poměru F_a/F_r
E	[MPa]	modul pružnosti materiálu
f	[-]	součinitel smykového tření
f_0	[-]	koeficient závisející na geometrii ložiska
F_1	[N]	provozní zatěžovací síla šroubu *1*
F_a	[N]	axiální síla působící na ložisko
F_{a1}	[N]	osová síla na kole *1*
F_{aA}	[N]	výsledná axiální síla působící na ložisko *A*
F'_{N1}	[N]	pomocná výpočtová síla šnekového soukolí
F_{p1}	[N]	síla mezi spojovanými součástmi od šroubu *1*
F_{pr}	[N]	síla v pružině
F_{Q1}	[N]	předpětí šroubu *1*
F_r	[N]	radiální síla působící na ložisko
F_{r1}	[N]	radiální síla na kole *1*
F_{rA}	[N]	výsledná radiální síla působící na ložisko *A*
F_{rm}	[N]	požadované minimální zatížení kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem
F_{s1}	[N]	síla, kterou je namáhán šroub *1*
F_{t1}	[N]	obvodová síla na kole *1*
i	[-]	převodový poměr
k_{ls}	[-]	součinitel bezpečnosti lisovaného spoje
k_{ls2}	[-]	bezpečnost náboje lisovaného spoje
k_p	[N/mm]	tuhost přírub šroubového spoje
k_r	[-]	součinitel minimálního radiální zatížení
k_s	[N/mm]	tuhost šroubu v místě spoje
k_{sr}	[-]	bezpečnost šroubu
l	[mm]	délka součásti

L_{10}	[n.10^6]	životnost ložiska v milionech otáček
L_{h10}	[hod]	životnost ložiska v provozních hodinách
M_k	[Nm]	kroutící moment
M_o	[Nm]	ohybový moment
M_{uh}	[Nm]	utahovací moment
n	[ot/min]	otáčky ložiska
N	[N]	normálová reakce podložky působící na kolo
n_1	[ot/min]	otáčky šneku
n_2	[ot/min]	otáčky šnekového kola
p	[-]	součinitel životnosti
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení
P_0	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
p_{ls}	[MPa]	tlak ve stykové ploše spojovaných součástí
q	[-]	součinitel průměru šneku
r_1	[mm]	vzdálenost osy šroubu *1* od osy relativního pootočení
R'_1	[N]	pomocná výpočtová síla šnekového soukolí
R_{xA}	[N]	reakce na ložisko *A* působící ve směru osy *x*
Re	[MPa]	napětí materiálu na mezi kluzu
S	[mm^2]	plocha
s_0	[-]	statická bezpečnost ložiska
T	[N]	obvodová síla na kole
X, Y	[-]	koeficienty ekvivalentního dynamického zatížení
X_0, Y_0	[-]	koeficienty ekvivalentního statického zatížení
z_1	[-]	počet zubů šneku
z_2	[-]	počet zubů šnekového kola
α_M	[°]	úhel profilu závitu
α_N	[°]	úhel, pod kterým působí normálová reakce
$\alpha_š$	[°]	úhel záběru šnekového soukolí
γ	[°]	úhel stoupání šroubovice šneku
γ_s	[°]	úhel stoupání šroubovice závitu
Δd_p	[mm]	minimální přesah lisovaného spoje
μ	[MPa]	Poissonova konstanta
μ_s	[-]	účinnost soukolí
$\sigma_r^I(r)$	[MPa]	radiální napětí v součásti *I* závislé na poloměru *r*
σ_s	[MPa]	maximální napětí, které vznikne v nejvíce namáhaném šroubu daného spoje
$\sigma_t^I(r)$	[MPa]	tečné napětí v součásti *I* závislé na poloměru *r*

τ	[MPa]	smykové napětí
υ	[mm^2/s]	viskozita oleje při provozní teplotě
ϕ'	[°]	přepočítaný třecí úhel
ϕ_z'	[°]	třecí úhel, který respektuje nejen tření mezi šroubem a maticí, ale i úhel profilu závitu
ψ	[-]	součinitel přetížitelnosti spoje

1 Úvod

Tato diplomová práce vznikla v rámci výzkumného záměru *Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem* a zabývá se robotizovaným podvozkem vozíku pro sociálně zdravotní aplikace s cílem přispět k vývoji zařízení, které umožní pohyb handicapovaných osob a ležících pacientů v obtížném terénu. Řešení úlohy je rozděleno do dvou diplomových prací, jedna se zabývá matematickým modelem („Matematický model kinematiky robotizovaného podvozku se šestnácti stupni volnosti") a druhá se zabývá konstrukcí základní podvozkové skupiny – kombinované podvozkové nohy („Konstrukce podvozkové nohy robotizovaného podvozku").

1.1 Rešerše

Základním problémem je samotná koncepce podvozku. Proto vlastnímu návrhu předcházela rešeršní činnost s cílem najít analogická řešení presentovaná v otevřených informačních zdrojích.

Invalidních vozíků určených do terénu je možno nalézt celou řadu. Žádný z nich však nemá uspokojivě řešenu stabilizaci prostoru pro uživatele a průchodnost a manévrovatelnost terénem řeší spíše hrubou silou, jak ukazují dále uvedené příklady.

1.2 Nabízená řešení pro pohyb handicapovaných osob v otevřeném terénu

Jedním z možných řešení je klasická terénní čtyřkolka (ATV – All Terrain Vehicle). V současné době se nabízejí stovky typů od desítek výrobců. Koncepčně jsou však tato vozidla prakticky identická. Mají spalovací motor a náhon 4x4 s rozvodem hnacího momentu prostřednictvím uzamykatelných nápravových a mezinápravových diferenciálů. Jednotlivé cenové kategorie se přitom liší mírou automatizace ovládání těchto diferenciálů. Přední nápravy jsou u většiny typů provedeny jako dvě nezávislá lichoběžníková zavěšení

se zvýšeným zdvihem a zadní nápravy bývají většinou tuhé, zavěšené na zkrutných ramenech.

Z hlediska našeho záměru je základním problémem skutečnost, že vozidla ATV nejsou primárně určena pro handicapované osoby. Částečně se používají pro hospodářské účely, většinou jsou to však prostředky pro provozování „adrenalinových" sportů. Navíc, zejména v Evropě, nemají povolen přístup do většiny turisticky zajímavých a ekologicky chráněných oblastí. A také zdaleka neřeší veškeré potřeby pohybu handicapovaných osob, například v urbanizovaných pěších územích, kde se běžně vyskytují překážky ve formě schodů, obrubníků chodníků a zúžených profilů.

Mezi další řešení určená přímo pro pohyb handicapovaných osob v terénu patří:

- vozidlo SuperFour od firmy OttoBock (http://www.ottobock.com)

Obr. 1: Vozidlo SuperFour

Pohon tohoto vozidla je řešen čtyřmi nezávisle elektricky poháněnými koly, ale systém náprav žádné mimořádné řešení nevykazuje. Jedná se o čtyři klasická nezávislá lichoběžníková zavěšení, pouze zdvih je výrazně zvětšen. Co se týče vodorovné stabilizace prostoru pro cestujícího, je zde možnost při sjezdu nebo výjezdu kopce naklonit sedačku, což je pro pohyb v opravdu složitém terénu nedostačující. Maximální rychlost vozítka je cca 15 km/h.

- pojízdné křeslo Tankchair (http://www.tankchair.com/gallery.htm)

Obr. 2: Tankchair

Parametry tohoto vozidla nejsou na webových stránkách uvedeny, ale z obrázku je patrné, že toto řešení je vhodné jen pro venkovní použití, protože díky svým robustním rozměrům není vozík schopen projet úzkým místem, jako jsou např. zárubně dveří, což vylučuje jeho použití v bytě. A navíc zde není vůbec řešena vodorovná stabilita sedadla.

- 6x6 Explorer (http://www.kemcare.co.nz)

Obr. 3: Vozidlo 6x6 Explorer

Uváděná maximální rychlost vozítka je 4,5 - 6,5 km/h. Toto vozítko také nemá řešenu vodorovnou stabilitu sedadla a navíc pevné uložení kol neposkytuje dostatek komfortu při jízdě v terénu.

- Predator 4x4 (http://www.radicalmobility.com/products.html)

Obr. 4: Vozidlo Predator 4x4

Vozík je poháněn čtyřmi elektromotory, každý o výkonu 250 W. Dosahuje rychlosti 7 – 8 km/h. Toto řešení představuje na první pohled klasický elektrický vozík, pouze má větší kola a pohon s vyšším výkonem.

1.3 Volba koncepce

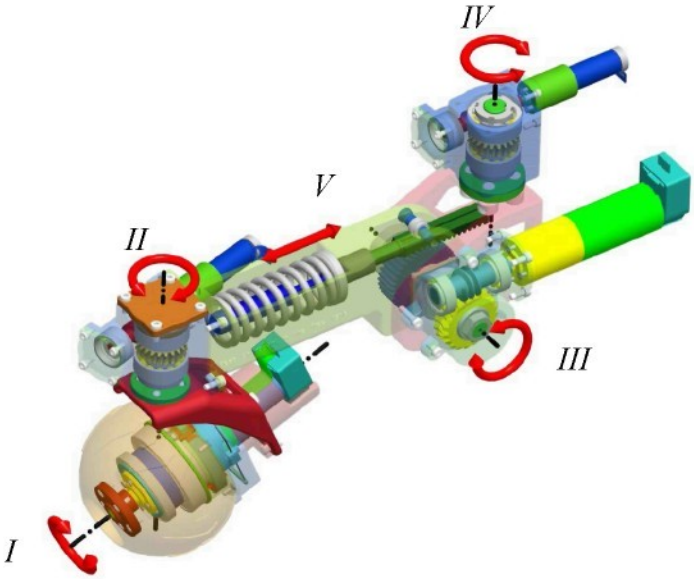
Aby se uživatel mohl volně pohybovat v urbanizovaném prostředí i ve volné přírodě bez pomoci jiné osoby, měla by koncepce podvozku být taková, aby robotizovaný podvozek byl při zachování sedačky ve vodorovné poloze schopen alespoň těchto manévrů:

- jízda v přímém i proměnném směru po rovném i zvlněném terénu,
- změna světlé výšky podvozku,
- pohyb po schodištích různých parametrů,
- překonání překážky překročením,
- průjezd úzkým profilem bez ztráty stability.

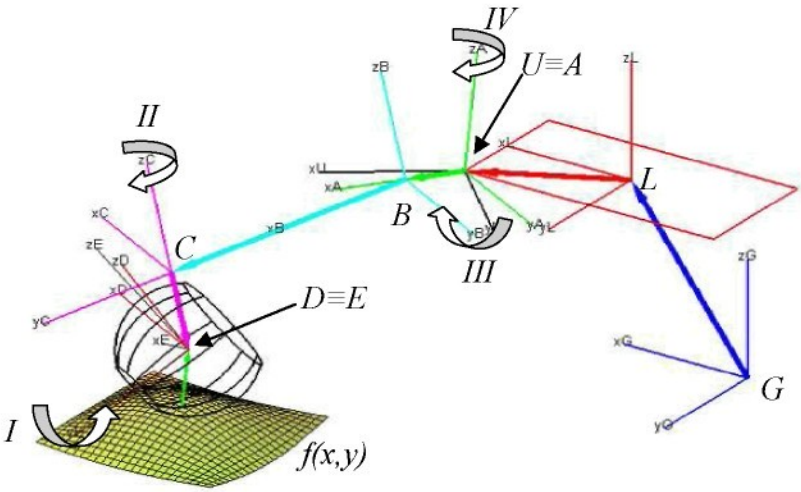
Proto byla zvolena konfigurace se čtyřmi nohami, z nichž každá je opatřena kolem. Dále v textu při označení nohy s kolem, bude používán jen termín noha. Kolo bylo zvoleno kulového tvaru, protože takové kolo je schopné jízdy i při větším odklonu osy rotace od tečné roviny. Každá noha má pět stupňů volnosti, které jsou přímo nebo nepřímo ovládány

samostatnými elektromotory. Jako pohonné jednotky byly zvoleny elektromotory, protože se předpokládá, že bude vozidlo používáno v bytě, čímž se vylučuje použití spalovacího motoru. Přednost před hydraulickými pohony dostaly elektromotory z důvodu snazšího řízení a připojení k počítači nebo elektronické řídící jednotce.

Stupně volnosti jsou vyznačeny na následujících obrázcích. Pátý stupeň volnosti je odebrán pružinou kombinovanou s tlumičem, instalovanou z důvodu tlumení menších nerovností a rázů.



Obr. 5 : Stupně volnosti nohy vyznačené na konstrukčním řešení



Obr. 6 : Stupně volnosti nohy vyznačené na matematickém modelu

(Tento obrázek je zde zveřejněn se svolením Miroslava Denka, který diplomovou práci týkající se matematického modelu vypracoval.)

I. rotace kola
II. pivotace
III. vyrovnávání terénu
IV. rejd
V. odpružení

Rotací kola (*I. Stupeň volnosti*) se uvádí celé vozidlo do pohybu. Změnou úhlu pivotace (*II*) se dosahuje změny směru jízdy. Stupeň volnosti na Obr.1 a Obr.2 vyznačený jako *III* je úhel, který umožňuje vyrovnávání nerovností terénu a změnu světlé výšky podvozku. Stupeň volnosti označený jako rejd (*IV*) slouží ke změně rozvoru a rozchodu kol a bude také využíván při překonávání překážek. Pátý stupeň volnosti je pružina, která umožňuje stejný pohyb, jako stupeň volnosti *III*.

1.4 Parametry robotizovaného podvozku

První fází vývoje je tvorba měřítkového modelu, jehož základní parametry jsou uvedeny v tabulce 1. Pokud se model osvědčí, další fází bude tvorba prototypu, jehož rozměry nebudou přímo násobky modelu, ale jednotlivé části budou zvětšeny v požadovaném měřítku, které bude vycházet z finálních rozměrových požadavků. Rozvor a rozchod jsou vzhledem k pohybovým možnostem podvozku značně variabilní, proto jsou v tabulce uvedeny rozměry v mezních polohách.

Tab. 1: Parametry modelu

Parametry modelu	
max. rychlost	8 km/h
pohotovostní hmotnost	20 kg
celková hmotnost	30 kg
rozvor	(100 - 500) mm
rozchod	(200 - 600) mm

1.5 Parametry díla

Parametry konečného provedení budou přibližně odpovídat rozměrům běžně prodávaných vozíků. Nosnost bude cca 100 kg, rozvor a rozchod v základní poloze přibližně 1 m. Rychlost pohybu bude asi 8 km/h.

1.6 Zaměření diplomové práce

Hlavním úkolem této práce je návrh součástí tak, aby byly umožněny požadované pohyby nohy. První částí této práce byla tvorba modelu součástí a sestavy v Pro/Engineeru. Dále byl proveden kontrolní výpočet některých součástí.

Přestože předpokládaná hmotnost měřítkového modelu je cca 30 kg, je kontrolní výpočet nohy proveden na zatížení od poloviční hmotnosti (nikoliv čtvrtinové). Při používání se toto zatížení může krátkodobě (robot nemůže stát jen na dvou nohách) vyskytnout při náročnějších manévrech, jako je výstup do schodů nebo překračování překážky. Běžné zatížení nohy se bude pohybovat kolem 75 N. Toto zatížení ale nebude statické, ale nejspíše pulzující, popř. míjivé. Proto byla při výpočtu součástí metodou konečných prvků stanovena bezpečnost pro dynamické zatížení.

2 Opakovaně používané strojní části a výpočty

Při konstrukci byly některé konstrukční prvky a postupy použity opakovaně, proto jejich obecný popis a příklad výpočtu bude uveden v této kapitole a u konkrétního použití budou uvedeny jen výsledky. Vzhledem k tomu, že se jedná o kontrolní výpočet, tj. nejdřív byl vytvořen model a zpětně se kontroluje bezpečnost jednotlivých součástí.V tabulkách výsledků bude jednotné značení.

2.1 Pohonné jednotky robotu

Pro pohon modelu robotizovaného podvozku byly zvoleny elektromotory firmy Maxon (www.maxonmotor.com), které jsou dodávány společně s převodovkou a případně brzdou (která ovšem brzdí pouze ve stavu, kdy není do systému dodáván elektrický proud, čili v klidovém stavu jako pojistná brzda) a encoderem, který slouží ke snímání otáček, resp. polohy rotoru motoru. Na pohon šnekových převodovek pivotace, rejdu a vyrovnávání terénu byly použity obdobné jednotky, ale bez brzdy, protože zajištění proti samovolnému protočení je dosaženo samosvorností šnekových převodovek.

2.1.1 Motory

Motory MAXON EC jsou stejnosměrné elektronicky komutované motory. Ve válcovém provedení mají průměry od 6 do 60 mm a jmenovité výkony od 1,2 do 400 W. V diskovém provedení mají průměry od 6 do 90 mm a jmenovité výkony od 0,03 do 90 W.

EC motory mají kotvu s permanentními magnety ze vzácných zemin (NeFe). Ve statoru válcových motorů je bezželezové vinutí podle patentu MAXON, rozdělené do tří částí. Ve statoru diskových motorů jsou cívky na samostatných ferromagnetických pólech, kterých je dvou až šesti násobek tří.

Nedílnou částí pohonu je napájecí jednotka, která dodává do vinutí motoru proměnné proudy a vytváří magnetické pole, jehož směr sleduje poloha kotvy.

Vlastnosti EC motorů jsou obdobné jako vlastnosti DC motorů s mechanickou komutací, zejména velký záběrový moment, vysoká přetížitelnost v dynamickém provozu a rychlé rozběhy.

Napájení se přivádí na vývody tří částí vinutí, která jsou v motoru spojena do hvězdy nebo do trojúhelníka. Uvedená jmenovitá napětí jsou dohodnutá napětí, při kterých jsou definovány další parametry motorů. Pro aplikaci se použije nižší nebo vyšší napětí podle požadavku na moment a rychlost, a to s ohledem na teplotní limit. Jmenovitý výkon se dosáhne při vysoké rychlosti. Trvalý moment motoru je omezen proudem s ohledem na přípustnou teplotu vinutí.

2.1.2 Převodovky

Planetové převodovky obsahují několik planetových stupňů řazených podél osy převodovky. Ozubená kola koncových stupňů jsou širší, takže převodovka s větším počtem stupňů má na výstupu vyšší přípustný kroutící moment. V každém stupni jsou v záběru 3 planetová kola a kroutící moment planetové převodovky proto několikanásobně převyšuje momenty přenášené převodovkami s předlohou.

Převodovky s keramickými čepy planet mají vyšší životnost nebo mohou přenášet větší momenty než převodovky s ocelovými čepy. Převodovky s plastovými koly mají nižší přípustné momenty.

2.1.3 Encodery

Encoder je optoelektrický snímač, který převádí úhlovou polohu hřídele na digitální kód, který zpracovává řídící jednotka. Signály z této jednotky budou použity k řízení všech pohonů.

2.2 Kuličková ložiska

Při určení zatížení ložisek se hřídel na nich uložený řeší jako nosník o dvou podporách, zatížený silami v jedné, popřípadě ve dvou rovinách. Síly zatěžující ložiska jsou pak reakce v podporách, které vyjdou ze statického výpočtu.

Kontrola ložisek se provádí na statickou únosnost, kdy se určí ekvivalentní statické zatížení z rovnice

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \tag{2.1}$$

kde X_0 a Y_0 jsou koeficienty ekvivalentního statického zatížení, F_r je radiální síla a F_a axiální síla. Z ekvivalentního statického zatížení se pak určí statická bezpečnost

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}, \tag{2.2}$$

kde C_0 je základní statická únosnost pro daný typ a rozměr ložiska. Dále je třeba určit poměr (f_0 je koeficient závisející na geometrii ložiska)

$$\frac{f_0 F_a}{C_0}, \tag{2.3}$$

podle tohoto poměru se v tabulce najde hodnota e, což je mezní hodnota poměru $\frac{F_a}{F_r}$, na které závisejí koeficienty ekvivalentního dynamického zatížení X a Y. Ekvivalentní dynamické zatížení je

$$P = XF_r + YF_a. \tag{2.4}$$

Z ekvivalentního dynamického zatížení se pak určí životnost v milionech otáček

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p, \tag{2.5}$$

kde $p = 3$ pro kuličková ložiska, $p = 10/3$ pro všechna ostatní ložiska a C je základní dynamická únosnost, nebo životnost v provozních hodinách

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n}, \tag{2.6}$$

kde n jsou otáčky hřídele za minutu.

2.3 Kuličková jednořadá ložiska s kosoúhlým stykem

Požadované minimální zatížení působící na jednotlivá ložiska nebo ložiskové dvojice montované zády nebo čely k sobě lze odhadnout ze vztahu

$$F_{rm} = k_r \left(\frac{\upsilon \cdot n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100} \right), \tag{2.7}$$

kde k_r je součinitel minimálního radiální zatížení, υ viskozita oleje při provozní teplotě a d_m střední průměr ložiska. Všechna použitá ložiska budou mazána tukem, který se podle výrobce (SKF) vyznačuje viskozitou olejové složky cca $\upsilon = 70\,\mathrm{mm}^2/\mathrm{s}$ při 40°C.

2.4 Lisované spojení

Při vzájemném nalisování vznikne tlak p_{ls} ve stykové ploše spojovaných součástí jako výsledek pružných deformací. Tento tlak vyvolá v obou součástech dvě hlavní napětí, a to v radiálním směru σ_r a v tečném směru σ_t. Pro výpočet uvedených napětí lze využít teorie tlustostěnných nádob zatížených vnitřním přetlakem, jejichž napjatost a deformace jsou obdobné jako u součástí nalisovaného spoje. Obě hlavní napětí jsou kromě tlaku p_{ls} rovněž funkcí poloměru r, tedy vzdálenosti vyšetřovaného místa od osy součásti. Pro radiální napětí σ_r a tečné napětí σ_t platí

$$\sigma_r(r) = A - \frac{B}{r^2}\ , \tag{2.8}$$

$$\sigma_t(r) = A + \frac{B}{r^2}\ . \tag{2.9}$$

Integrační konstanty A a B je třeba určit z okrajových podmínek odděleně pro každou součást nalisovaného spoje. Pro stanovení přesahu Δd je nutné zjistit napětí σ_r a σ_t na průměru nalisování d_p, resp. na poloměru r_p, pro každou součást. Hledáme tedy hodnoty napětí $\sigma_r^{\,I}(r_p)$, $\sigma_t^{\,I}(r_p)$ a $\sigma_r^{\,II}(r_p)$, $\sigma_t^{\,II}(r_p)$, ze kterých je možno vypočítat pružné deformace Δd^I a Δd^{II}.

Součásti, které se obvykle spojují nalisováním, se v konstrukcích strojů a zařízení vyskytují ve třech obvyklých uspořádáních. Jedná se o spoj plného hřídele a náboje součásti, dutého hřídele a náboje a čepu a desky.

V této práci se jedná o případ dutého hřídele a náboje.

Minimální tlak potřebný k přenesení momentu $M_{k\max}$ je

$$p_{\min} = \frac{2k_{ls}M_{k\max}}{\pi f l d_p^{\,2}}, \tag{2.10}$$

kde k_{ls} je součinitel bezpečnosti lisovaného spoje, f je součinitel smykového tření, l_{ls} je délka náboje a d_p je průměr hřídele (nebo náboje, hodnoty jsou stejné) v místě působení tlaku.

Obvyklé okrajové podmínky jsou:

$$\sigma_r^{\,I}(r_p) = -p_{\min} \text{ a } \sigma_r^{\,I}(r_i) = 0, \tag{2.11), (2.12}$$

$$\sigma_r^{\,II}(r_p) = -p_{\min} \text{ a } \sigma_r^{\,I}(r_e) = 0, \tag{2.13), (2.14}$$

kde r_i je poloměr díry v hřídeli a r_e je vnější poloměr náboje. Pak lze vypočítat minimální přesah

$$\Delta d_p = \left[\frac{d_p}{E^I}\left(\sigma_t^{\,I}(r_p) - \mu^I \sigma_r^{\,I}(r_p)\right)\right] + \left[\frac{d_p}{E^{II}}\left(\sigma_t^{\,II}(r_p) - \mu^{II} \sigma_r^{\,II}(r_p)\right)\right]. \tag{2.15}$$

Pevnostní kontrola se provádí na vnitřním průměru součástí, obvykle je největší namáhání na vnitřním průměru náboje. Bezpečnost náboje se pak určí ze vztahu

$$k_{ls2} = \frac{Re}{\sigma_t^{\,II}(r_p) - \sigma_r^{\,II}(r_p)}, \tag{2.16}$$

kde Re je napětí materiálu náboje na mezi kluzu.

2.5 Šnekové převodovky

Šneková soukolí jsou určena pro převody mezi mimoběžnými hřídeli. Šnek a šnekové kolo mohou být buď válcové nebo globoidní. Z důvodů jednodušší výroby byly použity šneky válcové a šneková kola globoidní.

Převodový poměr i soukolí se šnekem s počtem zubů z_1 resp. s otáčkami n_1 a se šnekovým kolem s počtem zubů z_2 a otáčkami n_2 se vypočítá jako

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}. \tag{2.17}$$

Úhel stoupání šroubovice šneku se určí ze vztahu

$$\gamma = \arctan \frac{z_1}{q}, \tag{2.18}$$

kde q je součinitel průměru šneku (normalizovaná hodnota).

Hlavní důvod volby šnekového převodu byl požadavek samosvornosti. Ta nastane v případě, že je úhel stoupání šroubovice šneku menší než přepočítaný třecí úhel ϕ', který respektuje nejen součinitel tření $f_š$ mezi stykovými plochami, ale i úhel záběru $\alpha_š$. Podmínka samosvornosti pak je

$$\gamma = \arctan \frac{z_1}{q} < \phi' = \arctan\left(\frac{f_š}{\cos(\alpha_š)}\right). \tag{2.19}$$

Protože malé hodnoty úhlu γ jsou příčinou malé účinnosti, je účinnost samosvorného soukolí $\mu_s \leq 50\%$. Účinnost se stanoví ze vzorce

$$\mu_s = \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \phi')}. \tag{2.20}$$

Pro výpočet sil, které působí na ložiska je třeba určit následující síly:

- Obvodovou sílu šneku (kde M_{k1} je kroutící moment na šneku a d_1 je roztečný průměr šneku)

$$F_{t1} = \frac{M_{k1}}{0{,}5 d_1}. \tag{2.21}$$

- Osová síla kola je pak rovna obvodové síle šneku

$$F_{a2} = F_{t1} \ . \tag{2.22}$$

- Axiální síla ve šneku (je rovna obvodové síle kola) je

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma + \phi')} . \tag{2.23}$$

Pro výpočet radiální síly je nutno nejdříve vypočítat síly

$$R_1' = \frac{F_{t1}}{\sin(\gamma + \phi')} \ , \tag{2.24}$$

$$F_{N1}' = \frac{R_1' \cos(\gamma)}{\cos(\alpha_{\check{s}})} . \tag{2.25}$$

- Výsledná radiální síla a zároveň radiální síla kola je pak

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{N1}' \tan(\alpha_{\check{s}}) . \tag{2.26}$$

Pevnostní kontrola ozubení se skládá z výpočtu koeficientu bezpečnosti na únavu v dotyku a z koeficientu bezpečnosti na únavu v ohybu. Tento výpočet byl pro všechny dále uvedené případy proveden v programu Mechsoft.

2.6 Šroubové spoje

Šroubové spoje patří k nejrozšířenějším spojením strojních součástí. Spoj může přenášet nejen sílu působící ve směru osy šroubu, ale i ve směru kolmém. Ta se přenáší třecí silou, která vznikne v důsledku sevření spojovaných součástí. Třecí síla musí být dostatečná, aby nedošlo za provozu k vzájemnému posunu spojovaných součástí a tím k případnému namáhání šroubu smykem. Uvažovaný součinitel smykového tření mezi spojovanými součástmi je $f_p = 0{,}2$. Proto, aby vznikla třecí síla i při provozním zatížení šroubu silou F, je třeba, aby byl šroubový spoj předepjatý silou F_Q. Ta se určí ze vztahu

$$F_Q = F\left(\psi + \frac{k_p}{k_s + k_p}\right), \tag{2.27}$$

kde ψ je součinitel přetížitelnosti spoje, k_p je tuhost přírub a k_s tuhost šroubu v místě spoje. Tuhost šroubu je

$$k_s = \frac{S_s E_s}{l_s}, \tag{2.28}$$

kde S_s je plocha průřezu šroubu, E_s je modul pružnosti materiálu šroubu a l_s je délka šroubu v místě spoje. Tuhost příruby se určí ze vztahu

$$k_p = \frac{S_p E_p}{l_p}, \tag{2.29}$$

kde

$$S_p = \frac{\pi}{4}\left[\left(D_k + \frac{l_p}{2}\right)^2 - D_0^{\,2}\right] \tag{2.30}$$

odpovídá deformovanému objemu materiálu spojovaných součástí v místě spoje (D_k je průměr hlavy šroubu, D_0 je průměr díry pro šroub v přírubě a l_p je tloušťka příruby) a E_p je modul pružnosti příruby. Po zatížení spoje provozní silou F, je pak síla mezi spojovanými součástmi (přírubami)

$$F_p = F_Q - F\frac{k_p}{k_s + k_p} \tag{2.31}$$

a síla, kterou je namáhán šroub

$$F_s = F_Q + F\frac{k_s}{k_s + k_p}. \tag{2.32}$$

Určení součinitele přetížitelnosti spoje vychází z požadavku na minimální sílu mezi spojovanými součástmi F_p při zatížení provozní silou F, pak vyjde

$$\psi = \frac{F_p}{F}. \tag{2.33}$$

Napětí, které vznikne ve šroubu, je rovno

$$\sigma_s = \frac{4F_s}{\pi d_3^{\,2}}, \tag{2.34}$$

kde d_3 je malý průměr závitu šroubu. Pak vyjde bezpečnost šroubu, kde σ_D je dovolené napětí materiálu šroubu v tahu pro daný způsob namáhání

$$k_{sr} = \frac{\sigma_s}{\sigma_D}. \tag{2.35}$$

Potřebný utahovací moment pro vytvoření předpětí šroubu je

$$M_{uh} = \frac{3}{4} d_2 F_Q \tan(\gamma_s + \phi_z'), \tag{2.36}$$

kde γ_s je úhel stoupání šroubovice závitu, d_2 je střední průměr závitu šroubu a

$$\phi_z' = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos(0{,}5\alpha_M)}\right) \tag{2.37}$$

je třecí úhel, který respektuje nejen tření mezi šroubem a maticí f_z, ale i úhel profilu závitu α_M.

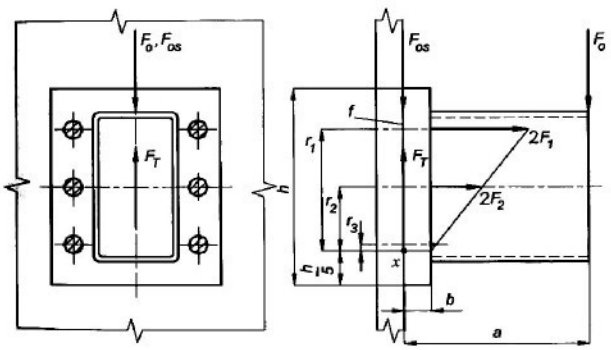
U šroubového spoje zatíženého ohybovým momentem M_o (Obr. 7) se určí provozní síly ze soustavy rovnic

$$M_o = 2F_1 \cdot r_1 + 2F_2 \cdot r_2 + 2F_3 \cdot r_3, \tag{2.38}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{r_1}{r_2}, \tag{2.39}$$

$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{r_1}{r_3}, \tag{2.40}$$

kde r_1, r_2 a r_3 jsou vzdálenosti osy šroubů od osy relativního pootočení (viz Obr. 7)



Obr. 7 : Šroubový spoj zatížený ohybovým momentem

3 Konstrukční řešení

Tato část diplomové práce se již bude zabývat samotným konstrukčním řešením nohy robotu.

3.1 Pohonná jednotka pojezdu

3.1.1 Motor pojezdu

Předpokládaná hmotnost modelu robotu je cca 30 kg. Pro pohon každého ze čtyř kol modelu robotu byl zvolen válcový elektromotor ***EC*-max 30** o průměru 30 mm a délce 42 mm. Motor má výkon 40 W a je napájen stejnosměrný proudem o napětí 12 V. Další vlastnosti motoru jsou ve specifikačním listu, který je součástí přílohy (*Příloha 1*).

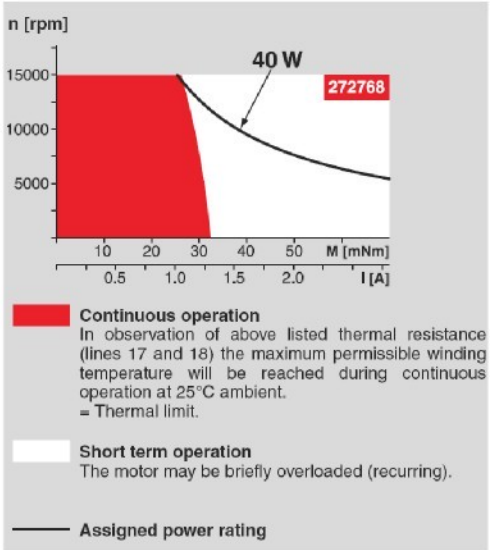
3.1.2 Převodovka pojezdu

Vzhledem k tomu, že výstupní otáčky motoru jsou vysoké, bylo potřeba zvolit vhodný převodový poměr převodovky. K motoru se připojuje planetová převodovka s typovým označení **GP 32 C**. Tento typ převodovky je vyráběn s velkou variabilitou převodového poměru. Podrobnější popis je uveden ve specifikaci, která je součástí přílohy (*Příloha 2*).

Tab. 2: Návrh pohonné jednotky pojezdu

Průměr kola modelu robotizovaného podvozku	$d_k = 102$ mm
Zvolená předběžná maximální rychlost	$v_{\max} = 8$ km/h $= 2{,}22$ m/s
Požadovaná úhlová rychlost kola	$\omega_{k\max} = \frac{v_{\max}}{0{,}5 d_k} = 43{,}57$ rad/s
Otáčky kola	$n_{k\max} = \frac{\omega_{k\max}}{2\pi} = 6{,}93$ ot/s $= 416{,}09$ ot/min
Jmenovité otáčky motoru ***EC*-max 30** při jeho zatížení	$n_j = 6\,640$ ot/min $= 110{,}66$ ot/s
Jmenovitý kroutící moment	$M_j = 0{,}035$ Nm
Rozběhový moment motoru (v katalogu označovaný jako stall torque)	$M_s = 0{,}153$ Nm
Maximální otáčky motoru	$n_{m\max} = 8\,700$ ot/min $= 145$ ot/s
Doporučené maximální vstupní otáčky do převodovky	$n_{p\max} = 8\,000$ ot/min $= 133{,}3$ ot/s
Hledaný předběžný převodový poměr	$i_{k1} = \frac{n_{p\max}}{n_{k\max}} = \frac{8\,000}{416{,}09} = 19{,}22$
Podle katalogu výrobce je nejbližší vyšší převodový poměr	$i_k = \frac{299}{14} \cong 21{,}35$
Účinnost převodovky s tímto převodovým poměrem	$\eta_k = 75\% = 0{,}75$

Převodový poměr byl zvolen vyšší než předběžný vypočtený, přestože je v katalogu převodovka s převodovým poměrem 18:1, kvůli dosažení vyššího kroutícího momentu na výstupu i za cenu nižší maximální rychlosti robotu.



Obr. 8 : Momentová charakteristika motoru ***EC*-max 30**

Na kolo je přenášený kroutící moment

$$M_k = M_j \eta_k i_k - 2M_z, \tag{3.1}$$

kde $M_z \approx 2{,}5 \cdot 10^{-3}$ Nm je ztrátový třecí moment jednoho ložiska, z čehož pak vyjde jmenovitá obvodová síla na kole

$$T_j = \frac{M_k}{0{,}5 d_k}. \tag{3.2}$$

Při současném záběru všech kol a při návrhové hmotnosti modelu robotu

$$m = 30 \text{ kg} \tag{3.3}$$

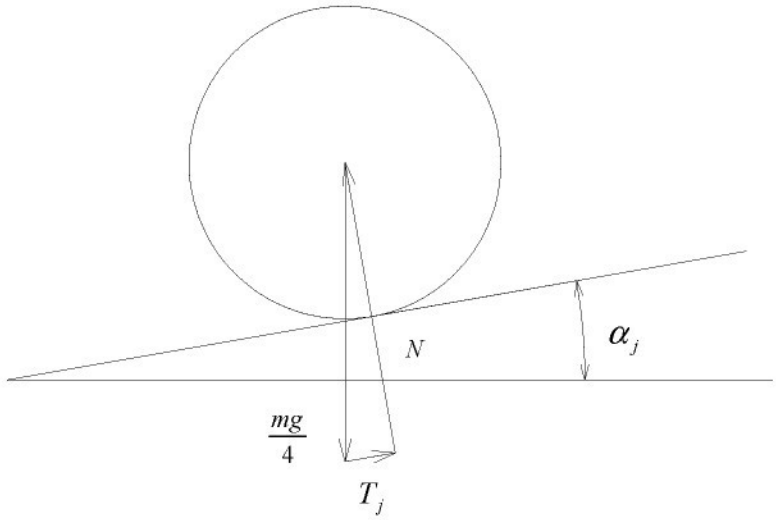
je model schopen – za předpokladu zanedbání valivých odporů – vyjet po nakloněné rovině o úhlu

$$\alpha_j = \arcsin\left(\frac{4T_j}{mg}\right), \tag{3.4}$$

kde

$$g = 9{,}806 \text{ m/s}^2 \tag{3.5}$$

je gravitační zrychlení.



Obr. 9: Jízda po nakloněné rovině

Skutečná maximální rychlost modelu je (vzhledem k doporučeným maximálním otáčkám na vstupu do převodovky)

$$v_{\max skut} = 2\pi \frac{n_{p\max}}{i_k} 0{,}5 \cdot d_k = 2\pi \frac{133{,}3}{21{,}35} \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}102 = 2 \text{ m/s} = 7{,}2 \text{ km/h} . \qquad (3.6)$$

V následující tabulce jsou vypočtené hodnoty dosahovaných rychlostí a stoupání, které je model robotu schopen vyjet, hodnoty s indexem *kr* (krátkodobý) značí moment a z něj vypočtený úhel stoupání při krátkodobém přetížení motoru, např. při vyjíždění nerovností a podobně. Hodnoty jsou vypočteny pro jízdu na největším průměru kola. Pokud robot pojede po menším průměru kola, bude jeho rychlost menší, ale obvodová síla na kole bude větší a bude tudíž schopen vyjet větší stoupání.

Tab. 3 : Rychlost jízdy a stoupavost modelu

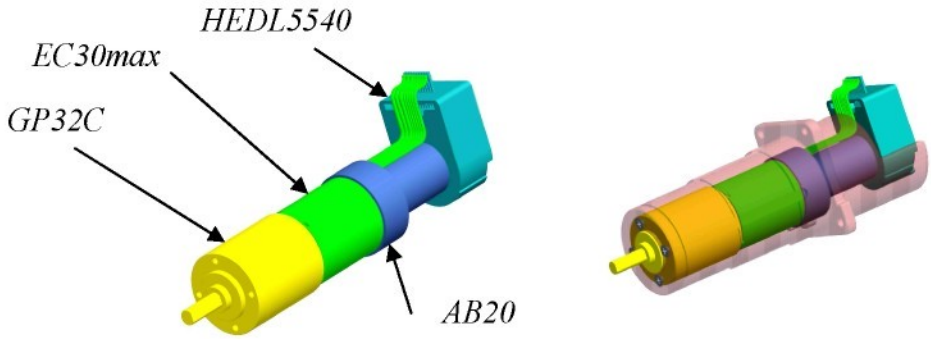
Otáčky motoru [ot/min]	Moment $[\text{Nm} \cdot 10^{-3}]$	Moment_{kr} $[\text{Nm} \cdot 10^{-3}]$	Úhel stoupání [°]	$(\text{Úhel stoupání})_{kr}$ [°]	Rychlost [km/h]
8 000	29	42	7,03	10,25	7,2
7 000	30	50	7,2	12,25	6,3
6 000	31	65	7,5	16,03	5,4
5 000	32	75	7,7	18,59	4,5

3.1.3 Brzda

K motoru je možno připojit brzdu s typovým označením **AB 20**, která obsahuje permanentní magnet. Brzda udržuje hřídel motoru v zabrzděné poloze, pokud není systém napájen, ale není vhodná pro brzdění rotujícího hřídele. Její specifikace je uvedena v příloze (*Příloha 3*).

3.1.4 Encoder

K motoru je dále připojen encoder **HEDL 5540** (*Příloha 4*).



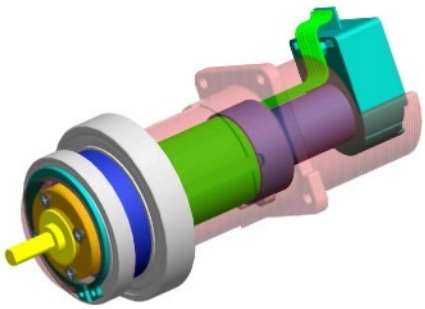
Obr. 10: Model celé pohonné jednotky v programu Pro/Engineer a její náboj

Celá pohonná jednotka je uložena v náboji kola a připevněna čtyřmi šrouby *M 4 x 6 ISO 2009*.

3.2 Uložení kola

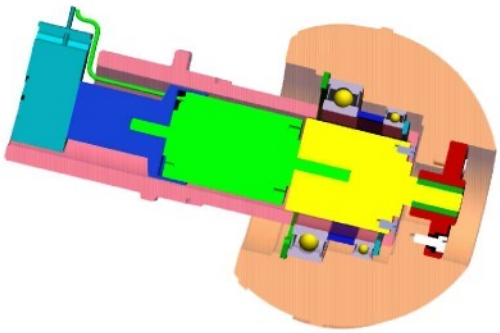
Uložení kol na nápravě má zaručovat co nejmenší tření a má odlehčovat ohybové zatížení hnacích hřídelů kol.

Na náboji kola jsou z montážních důvodů nasazena dvě ložiska různých vnějších průměrů. Tento způsob uložení kola se nazývá uložení na mostě. Má odlehčený hnací hřídel kola od ohybového namáhání. Kolo je otočně uloženo ve dvou valivých ložiskách na vnějším konci mostu.



Obr. 11: Uložení ložisek kola

Vnější i vnitřní kroužek většího ložiska je z jedné strany zajištěn proti posuvu osazením a z druhé strany pojistným kroužkem. Vnitřní kroužek menšího ložiska je proti posuvu zajištěn pojistným kroužkem a z druhé strany je jeho poloha vymezena distanční trubkou.

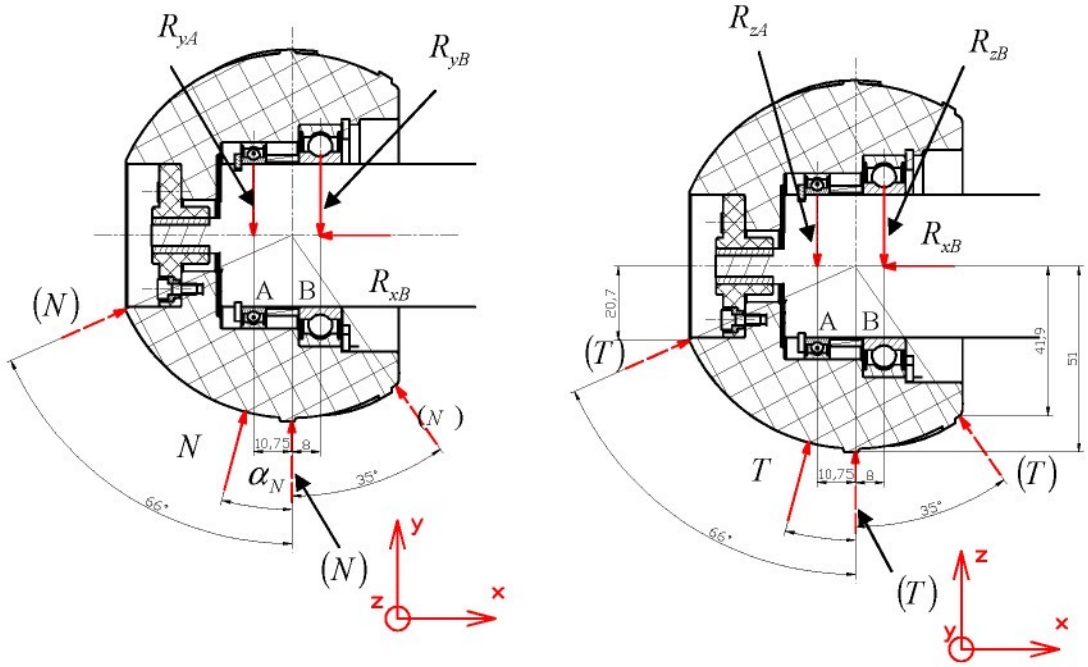


Obr. 12: Řez kolem

3.3 Kontrolní výpočet ložisek

3.3.1 Výpočet sil působící na jednotlivá ložiska

Silami působícími na ložiska jsou reakce podpěr nosníku o dvou podporách. Menší ložisko *A* je kvůli vymezení vůlí, teplené roztažnosti a statické určitosti uloženo v kole posuvně, proto nezachytává axiální sílu, tu zachytává větší ložisko *B*.



Obr. 13: Schéma zatěžujících sil ložisek v kole

Síla, která zatěžuje nohu robotu je reakce od podložky N. Vzhledem k tomu, že robot je vybaven čtyřmi nohami, je hodnota síly působící na jednu nohu robotu je rovna jedné čtvrtině celkové tíhy robotu. Ale protože robot může stát nebo jet v nerovném terénu pod různým náklonem, případně vykonávat manévry, při kterých nestojí na všech nohách, je pro výpočet vzata zatěžující síla rovna jedné polovině celkové tíhy robotu G. Dále jsou ložiska zatěžována obvodovou silou T, která závisí na momentu (pro výpočet bude brán záběrový moment) a poloměru, na kterém síla působí.

$$N = \frac{1}{2} mg \cong 150\ \mathrm{N}\,. \tag{3.7}$$

Úhel α_N, pod kterým zatížení působí, se podle polohy kontaktního bodu kola s podložkou mění od 66° do –35°.

Rovnice silové rovnováhy do směru x je

$$N \sin(\alpha_N) - R_{xB} = 0\,, \tag{3.8}$$

a rovnice silové rovnováhy do směru y pak je

$$N\cos(\alpha_N) - R_{yA} - R_{yB} = 0\,. \tag{3.9}$$

Momentová rovnice psaná ke středu ložiska A v rovině xy zní

$$N \cdot 10{,}75 \cdot \cos(\alpha_N) - R_{yB} \cdot (10 + 8{,}75) = 0\,. \tag{3.10}$$

V rovině xz pak vyjde soustava rovnic

$$T\cos(\alpha_N) - R_{zA} - R_{zB} = 0\,, \tag{3.11}$$

$$T \cdot 10{,}75 \cdot \cos(\alpha_N) - R_{zB} \cdot (10 + 8{,}75) = 0\,. \tag{3.12}$$

Potom celková radiální síla působící na ložisko A je

$$R_A = \sqrt{R_{zA}^{\;2} + R_{yB}^{\;2}} \tag{3.13}$$

a na ložisko B

$$R_B = \sqrt{R_{zB}^{\;2} + R_{yB}^{\;2}} \tag{3.14}$$

Ze soustavy rovnic (3.8 až 3.14) pak vyjde v závislosti na α_N (Tab. 3).

Tab. 4: Síly zatěžující ložiska v kole

$\alpha_N[°]$	$R_{xB}[N]$	$R_{yB}[N]$	$R_{zB}[N]$	$F_{rB}[N]$	$R_{yA}[N]$	$R_{zA}[N]$	$F_{rA}[N]$
66	137,03	34,98	88,63	95,28	26,03	65,96	70,91
0	0	86	35,97	93,2	64	26,7	69,34
-35	-81,69	72,13	44,75	84,8	53,68	33,3	63,17

3.3.2 Kontrolní výpočet ložiska A

Z rozměrových důvodů bylo zvoleno kuličkové ložisko *SKF 61808-2RZ*. Ložisko je zatíženo proměnnou silou a také otáčky jsou proměnné. Obvykle se v tomto případě určí střední neproměnné zatížení z podílu působení dílčích zatížení. Protože tyto hodnoty nejsou známé, výpočet bude proveden pro maximální zatížení při maximálních otáčkách.

Ložisko je zatíženo pouze radiální silou, která je podle Tab. 3 maximální pro úhel $\alpha_N = 0°$.

Tab. 5: Výpočet ložiska A v kole

$F_{rA}[\mathrm{N}]$	70,91
$F_{aA}[\mathrm{N}]$	0
$n_A[\mathrm{ot/min}]$	374,7
f_0	14
$C_0[\mathrm{N}]$	3 450
$C[\mathrm{N}]$	4 940
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	0
e	0,19
$\frac{F_a}{F_r}$	0
X_0	0,6
Y_0	0,5
$P_0[\mathrm{N}]$	42,55
s_0	81,1
X	1
Y	0
$P[\mathrm{N}]$	70,91
$L_{10}[n.10^6]$	$3{,}38 \cdot 10^5$
$L_{h10}[\mathrm{hod}]$	$1{,}35 \cdot 10^7$

3.3.3 Kontrolní výpočet ložiska B

Jako větší ložisko bylo zvoleno ložisko *SKF 61902-2RS1*. Je zatíženo radiální silou F_{rB} a axiální silou F_{aB}. Výpočet byl proveden pro $\alpha_N = 66°$.

Tab. 6: Výpočet ložiska B v kole

$F_{rB}[\mathrm{N}]$	95,28
$F_{aB}[\mathrm{N}]$	137,03
$n_B[\mathrm{ot/min}]$	374,7
f_0	14
$C_0[\mathrm{N}]$	10 000
$C[\mathrm{N}]$	13 800
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	0,22
e	0,19
$\frac{F_a}{F_r}$	1,438
X_0	0,6
Y_0	0,5
$P_0[\mathrm{N}]$	125,68
s_0	79,56
X	0,56
Y	2,3
$P[\mathrm{N}]$	368,53
$L_{10}[n.10^6]$	$5{,}25 \cdot 10^4$
$L_{h10}[\mathrm{hod}]$	$2{,}1 \cdot 10^6$

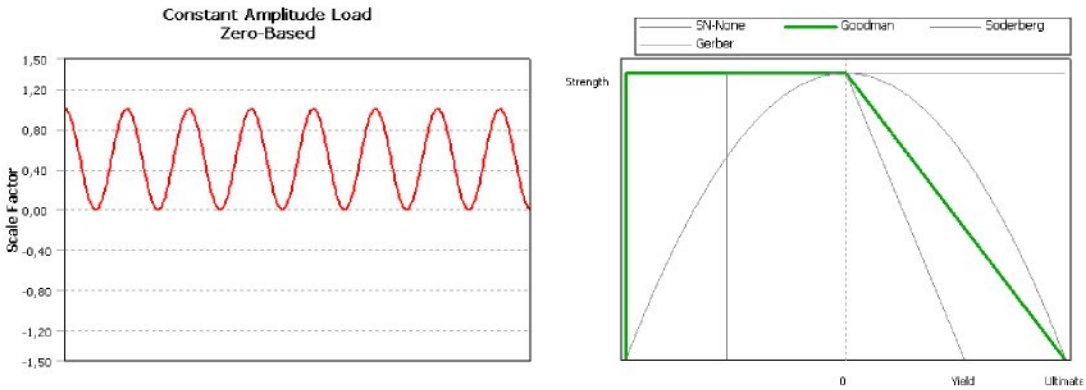
3.4 Výpočet náboje metodou konečných prvků

Kvůli požadavku na nízkou hmotnost je náboj vyroben z duralu 2024. Vzhledem k tvarové složitosti byl proveden výpočet napětí a deformace náboje metodou konečných prvků v systému Ansys. Jako okrajové podmínky byly použity reakce od ložisek a reakční moment od převodovky **GP 32 C**. Další okrajovou podmínkou bylo zabránění posuvů a natočení zadní plochy příruby, ke které je přišroubován nosník (viz dále). K vysíťování (Obr. 16) byly použity 10-uzlové prvky ve tvaru čtyřstěnu se zvýšením hustoty sítě v místě největšího namáhání. Materiálovým modelem byl zvolen předdefinovaný materiál aluminium alloy (hliníková slitina), který má následující vlastnosti:

- modul pružnosti v tahu (Young's modulus) $E_{dur} = 71\,\mathrm{GPa}$

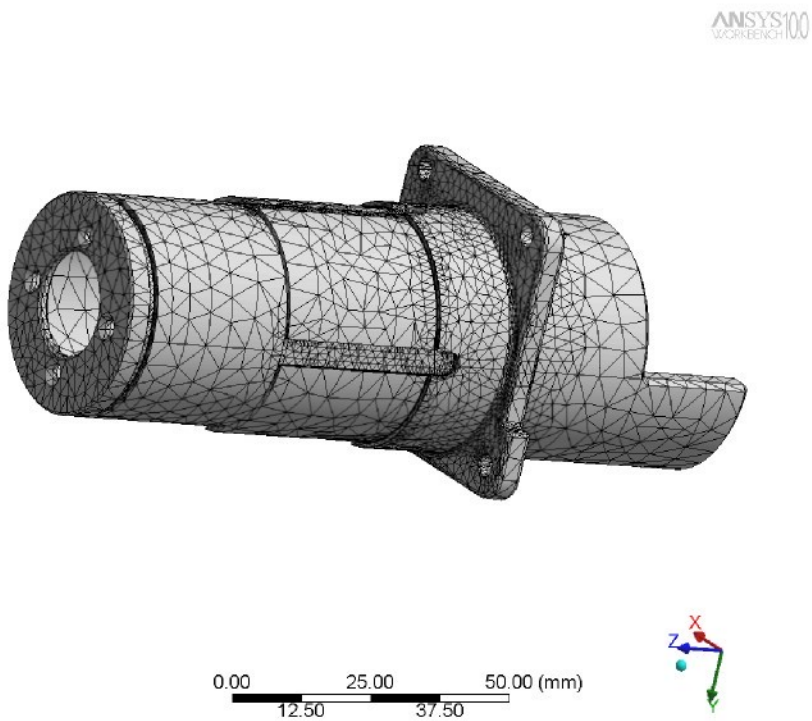
- Poissonovu konstantu (Poisson's ratio) $\mu_{dur} = 0{,}33$
- modul pružnosti ve smyku (shear modulus) $G_{dur} = \dfrac{E_{dur}}{2(1+\mu_{dur})} = 26{,}7$ GPa

Materiálový model obsahuje také parametry pro výpočet únavy materiálu. Cyklus namáhání byl zvolen pulzující. Pro nahrazení mezní křivky únavy materiálu, bylo použito nahrazení podle Goodmana.

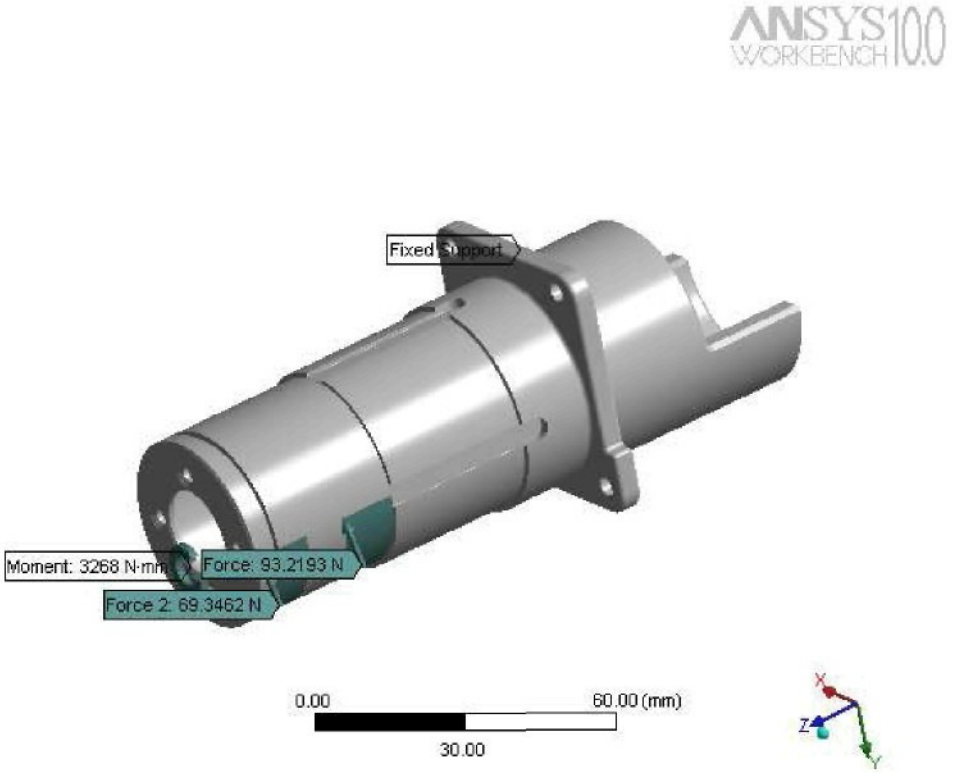


Obr. 14: Teoretický průběh sil zatěžující náboj a nahrazení mezní čáry napětí

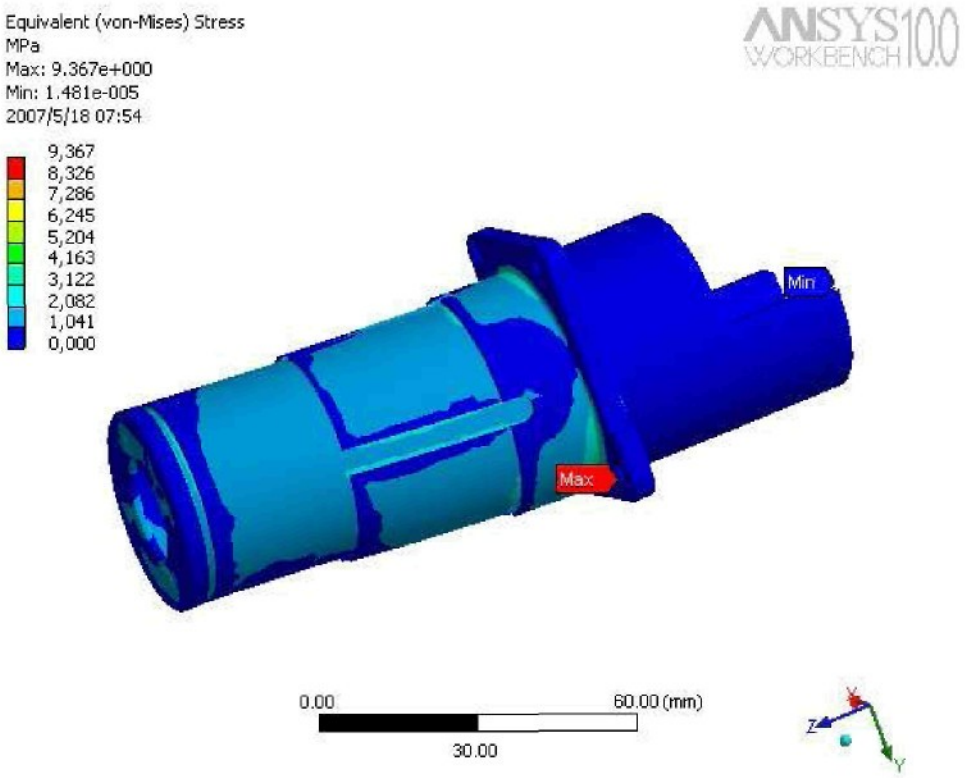
Uplatnění okrajových podmínek a výsledky výpočtu náboje pro $\alpha_N = 0°$ jsou na Obr. 15 až Obr. 20.



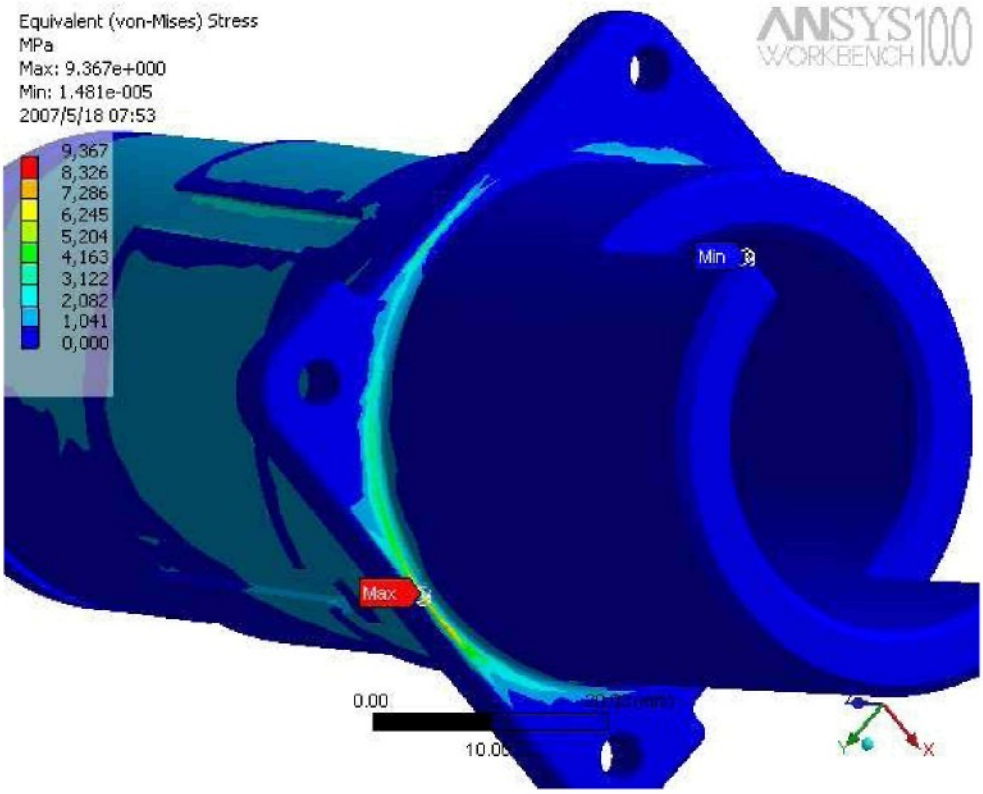
Obr. 15: Vysíťovaný model náboje (105 231 uzlů a 65 353 prvků)



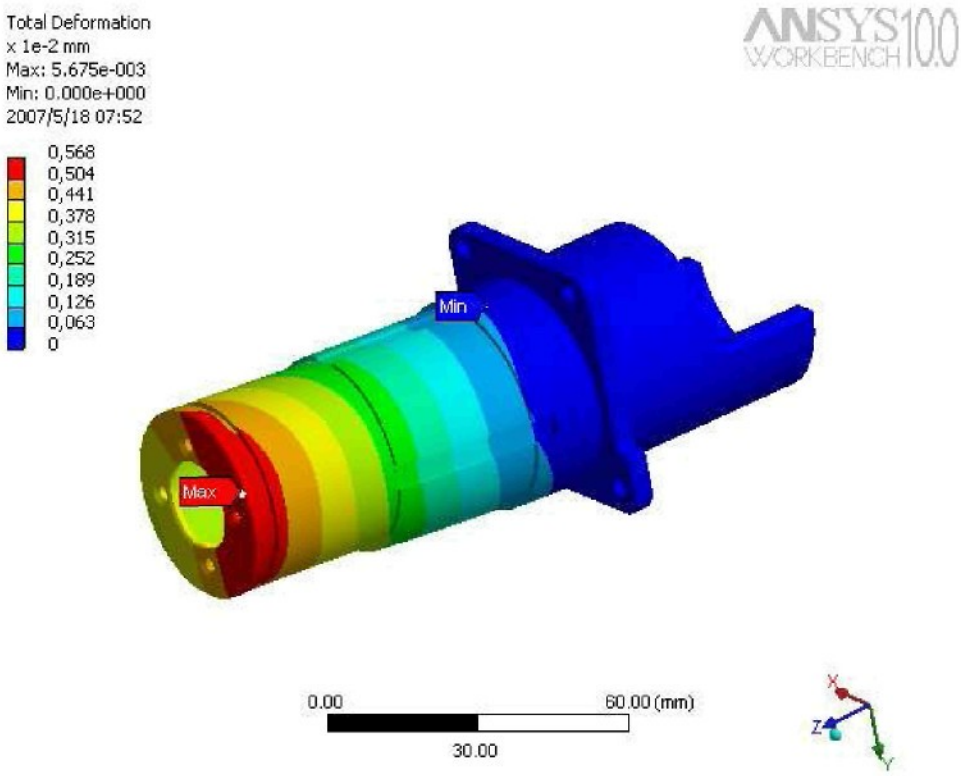
Obr. 16: Okrajové podmínky pro náboj pro $\alpha_N = 0°$



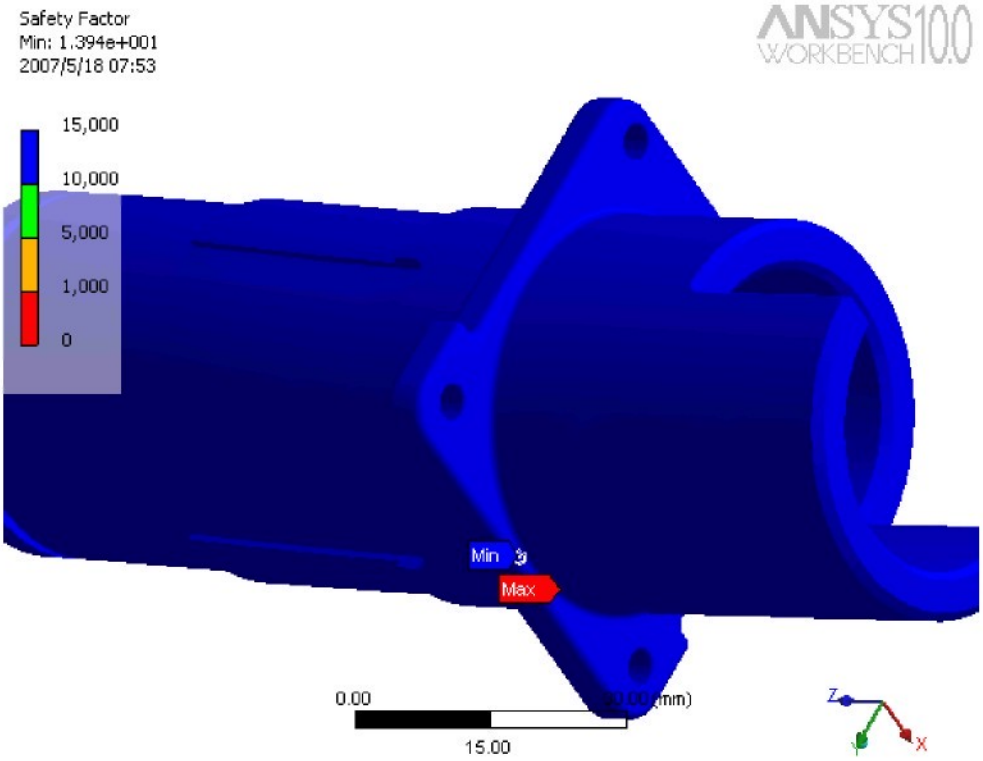
Obr. 17: Ekvivalentní napětí pro náboj pro $\alpha_N = 0°$



Obr. 18: Lokální špička napětí náboje pro $\alpha_N = 0°$



Obr. 19: Deformace náboje pro $\alpha_N = 0°$

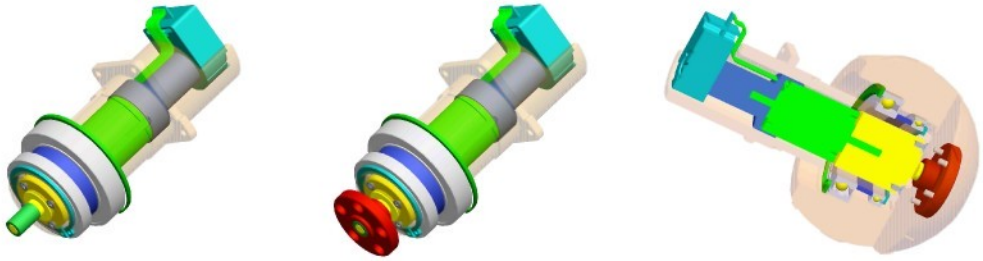


Obr. 20: Koeficient bezpečnosti náboje pro $\alpha_N = 0°$

Koeficient bezpečnosti součásti 13,94 je vyhovující.

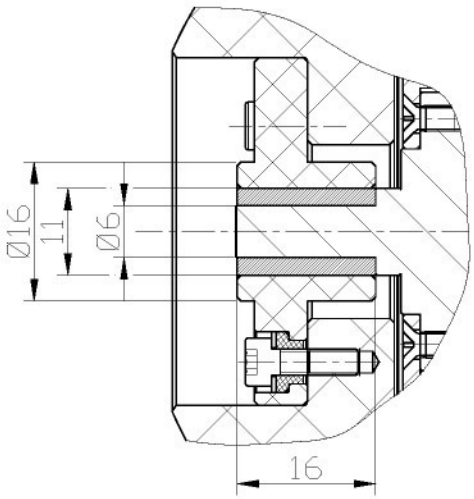
3.5 Přenos momentu z výstupního hřídele na kolo

Na výstupní hřídel převodovky je nasazena pružná spojka realizovaná jako pryžový kotouč s navulkanizovaným ocelovým nábojem pro připojení hřídele a s ocelovými pouzdry pro šrouby. Otáčení pouzdra na hřídeli zabraňuje vytvořená plocha na hřídeli i v náboji. Pryžový kotouč nepřenáší ohybové momenty na hřídel převodovky. Hnací moment je přenášen z kotouče na kolo pěti šrouby *M 3 x 10 ČSN EN ISO 4762* uloženými v ocelových pouzdrech.



Obr. 21: Spojka na kole

3.5.1 Výpočet spojky



Obr.22 : Schéma spojky na kole

$$d_i = 6\text{ mm}, d_p = 11\text{ mm}, d_e = 16\text{ mm}$$
$$\left(r_i = 0{,}5d_i, r_p = 0{,}5d_p, r_e = 0{,}5d_e\right)$$

Kritickým místem spojky je navulkanizovaný spoj mezi vnějším povrchem náboje a vnitřním povrchem pryžového kotouče. Budeme proto kontrolovat smykové napětí v tomto spoji.

Maximální přenášený moment je záběrový moment motoru vynásobený převodovým poměrem převodovky

$$M_{k\max} = M_s i = 0{,}153\frac{299}{14} = 3{,}268\text{ Nm}. \qquad (3.13)$$

Od tohoto momentu vznikne obvodová síla

$$F_{ok} = \frac{2M_{k\max}}{d_p} = 564{,}18\ \mathrm{N}, \tag{3.14}$$

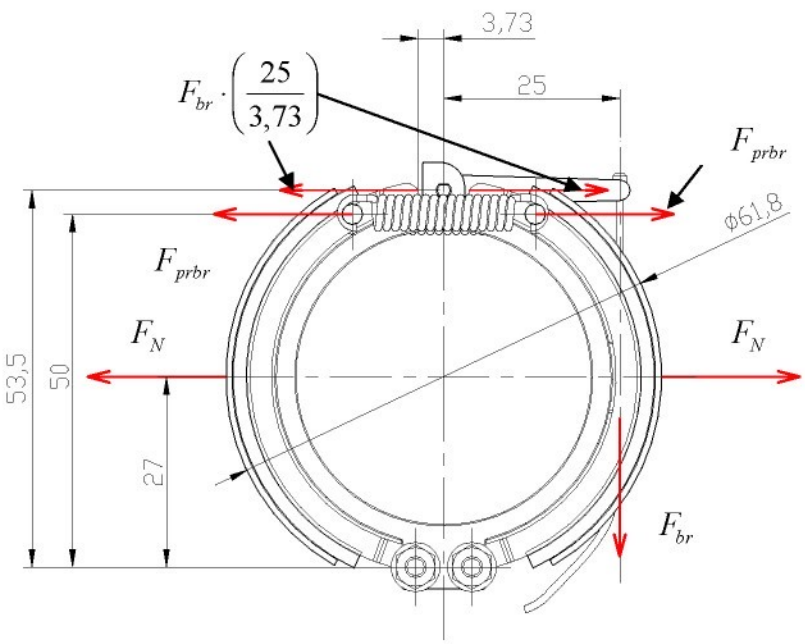
která vyvolá napětí

$$\tau_{ok} = \frac{F_{ok}}{16\pi d_p} = 1{,}08\ \mathrm{MPa}. \tag{3.15}$$

Vzhledem k tomu, že v dostupné literatuře se dovolené napětí vulkanizovaného spoje neuvádí, byla hodnota odhadnuta z běžně průmyslově vyráběných silentbloků a jejich dovoleného zatížení. Takto odhadnuté napětí se pohybuje kolem 1 MPa.

3.6 Brzda

Kvůli bezpečnosti nemůže být brzdění ponecháno pouze na elektricky ovládaných prvcích, proto je jako pomocný prvek použita mechanická bubnová brzda. Jako rozvírač čelistí je použit evolventní klíč, který zajišťuje konstantní převod mezi natočením klíče a rozevřením čelistí. Pohyb (otáčení) klíče pro vyvolání brzdového účinku je způsoben zatažením ovládacího lanka brzdy za páku brzdového klíče.



Obr.23 : Schéma brzdy

Brzdný moment pak bude (pro součinitel smykového tření mezi čelistmi a brzdnou plochou $f_{br} = 0{,}3$)

$$M_{br} = F_N f_{br} \cdot 61{,}8, \tag{3.16}$$

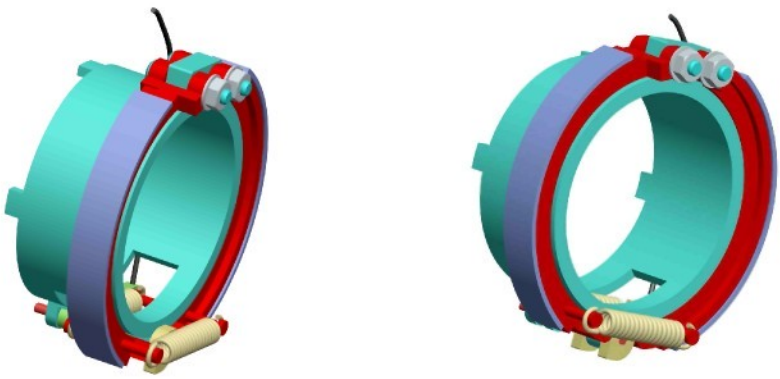
kde (vycházíme z momentové rovnováha k ose čepu čelisti)

$$F_N = \frac{F_{br} \cdot \left(\frac{25}{3{,}73}\right) \cdot 53{,}5 - F_{prbr} \cdot 50}{27}. \tag{3.17}$$

F_{br} je síla v táhle, F_{prbr} síla od dvojice pružin, hodnota 3,73 mm je zdvih vačky (klíče) – viz Obr. 26, při kterém se čelisti dostanou do kontaktu s obložením v kole. Hodnota zdvihu je poměrně nejistá, závisí na deformaci všech součástí, opotřebení brzdového obložení a podobně, proto jsou hodnoty v následující tabulce pouze teoretické.

Tab. 7: Závislost brzdného momentu na síle v lanku brzdy

Síla v lanku F_{br} [N]	Brzdný moment M_{br} [$10^{-3} \cdot$ Nm]
5	1 128
10	2 359
15	3 590
20	4 821
25	6 053



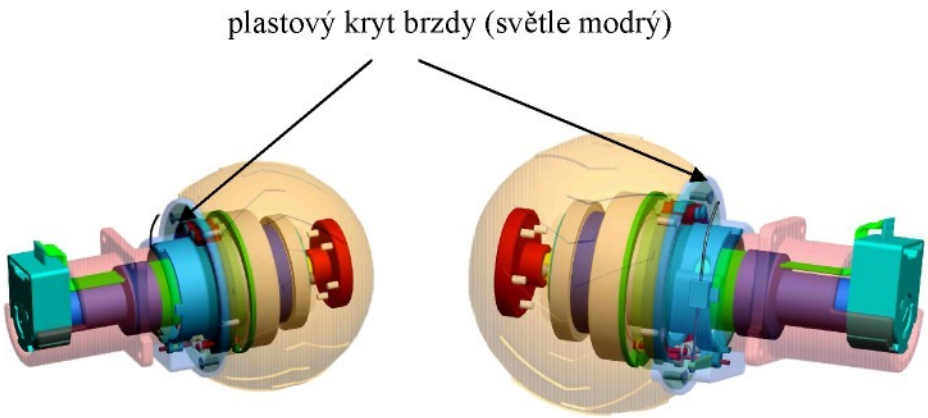
Obr.24 : Model brzdy

Axiální poloha brzdy je vymezena z jedné strany osazením na náboji, na který je celá brzda nasazena, z druhé strany distančním kroužkem mezi ložiskem a tělesem brzdy. Tento kroužek je pouze ze ¾ obvodu kvůli jeho kolizi s vratnými pružinami čelistí brzdy. Proti pootočení je brzda zajištěna výstupky, které zapadají do vyfrézovaných drážek na náboji.

Jako brzdná plocha je v kolečku nasazena kovová vložka, přichycená pěti šrouby *M 3 x 6 ČSN EN ISO 7046-1 Z.*

Obr.25 : Brzdná vložka v kole

Vnikání nečistot do prostoru brzdy a ložisek uvnitř kolečka brání plastový kryt.

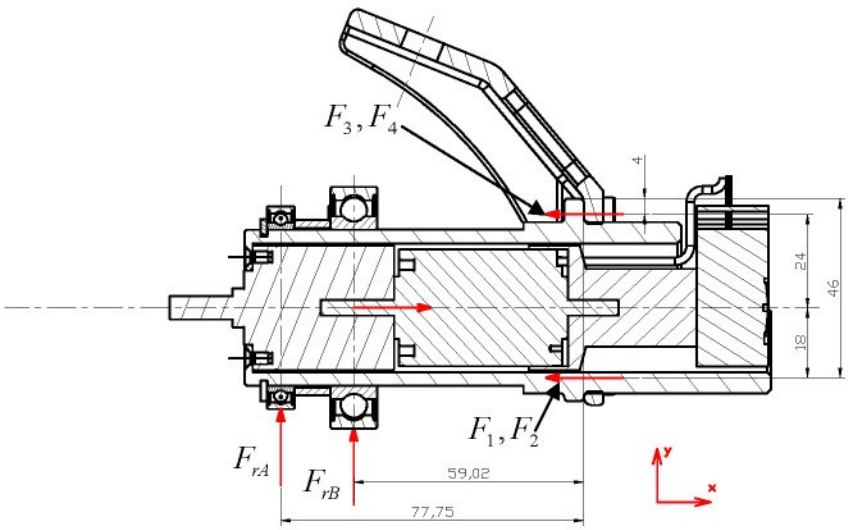


Obr.26 : Kryt brzdy

3.7 Šroubový spoj spojující náboj s nosníkem

Tab. 8: Síly působící na šrouby při $\alpha_N = 0$

$\alpha_N [°]$	R_{yB}[N]	R_{zB}[N]	R_{yA}[N]	R_{zA}[N]
0	86	35,97	64	26,7



Obr.27 : Schéma zatěžujících sil šroubů nosníku

Spoj je namáhán ohybem ve dvou rovinách silami reakcí od ložisek. Největší namáhání je při působení normálové síly na kolo pod úhlem $\alpha_N = 0°$.

$$M_{oxy} = R_{yB} \cdot 77{,}75 + R_{yA} \cdot 59{,}02 = 10{,}05 \text{ Nm} \tag{3.18}$$

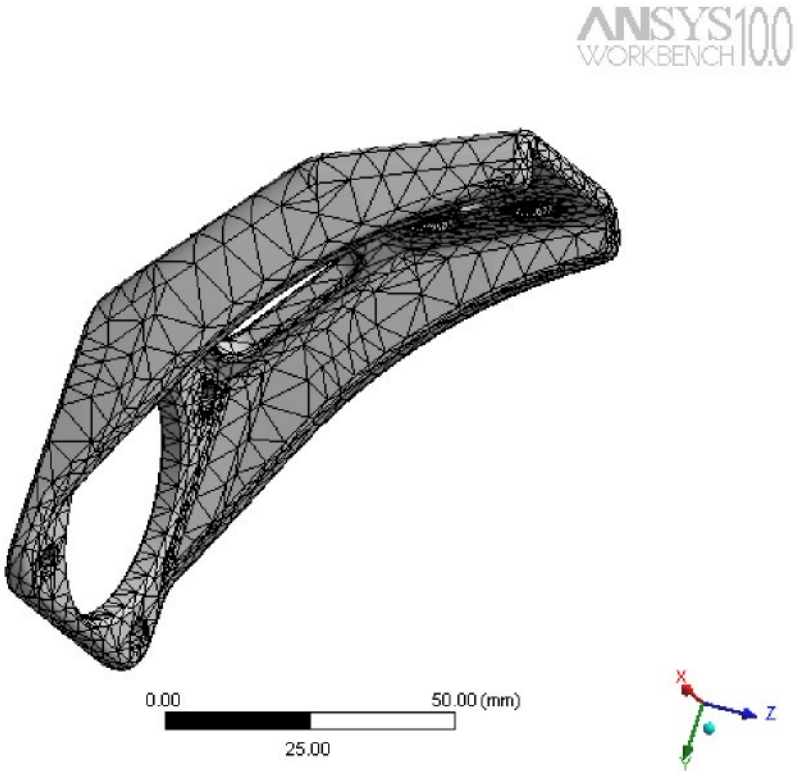
$$M_{oxz} = R_{zB} \cdot 77{,}75 + R_{zA} \cdot 59{,}02 = 4{,}37 \text{ Nm} \tag{3.19}$$

Tab. 9: Výpočet šroubového spoje náboj – nosník pro $\alpha_N = 0$

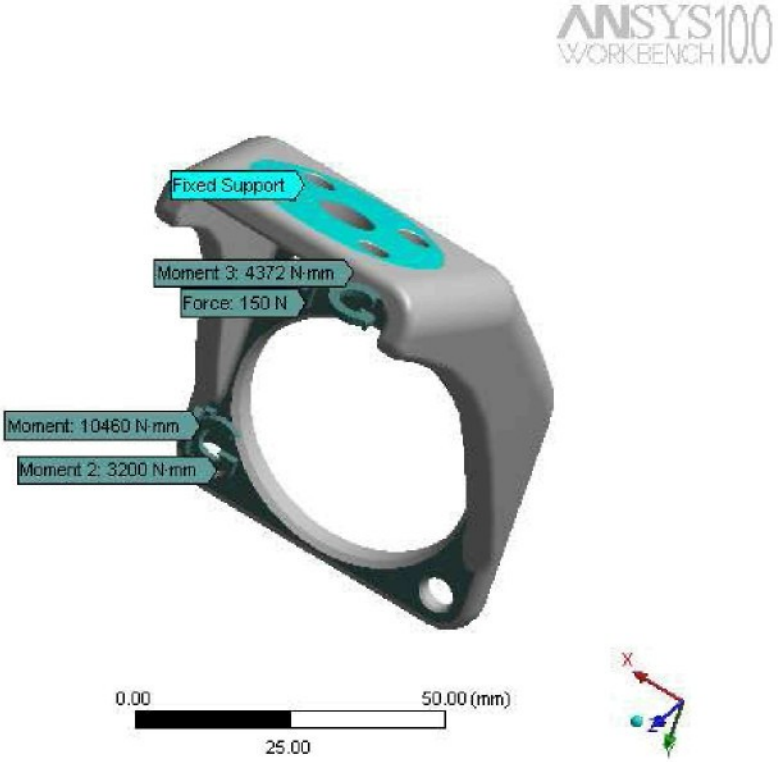
Síly vypočtené z momentové rovnováhy a deformační podmínky	$F_1 = 15{,}74$ N $F_2 = 50{,}48$ N $F_3 = 114{,}75$ N $F_4 = 149{,}49$ N
Tuhost šroubů	$k_s = 9{,}396.10^5$ N/mm
Tuhost příruby	$k_p = 1{,}32.10^6$ N/mm
Součinitel přetížitelnosti spoje	$\psi = 1{,}73$
Předpětí šroubů	$F_{Q1} = 29{,}89$ N $F_{Q2} = 95{,}84$ N $F_{Q3} = 217{,}88$ N $F_{Q4} = 283{,}829$ N
Síla mezi spojovanými součástmi	$F_{p1} = 273{,}68$ N $F_{p2} = 251{,}3$ N $F_{p3} = 209{,}88$ N $F_{p4} = 187{,}5$ N
Síla v kolmém směru na osy šroubů, kterou je schopen šr. spoj přenést třením	$f_p\left(F_{p1} + .. + F_{p4}\right) = 184{,}47$ N
Síla ve šroubech	$F_{s1} = 289{,}42$ N $F_{s2} = 301{,}78$ N $F_{s3} = 324{,}63$ N $F_{s4} = 336{,}99$ N
Maximální napětí ve šroubu	$\sigma_s = 25{,}1$ MPa
Bezpečnost	$k_s = 3{,}59$
Utahovací moment	$M_{uh} = 265{,}03 \cdot 10^{-3}$ Nm

3.8 Nosník

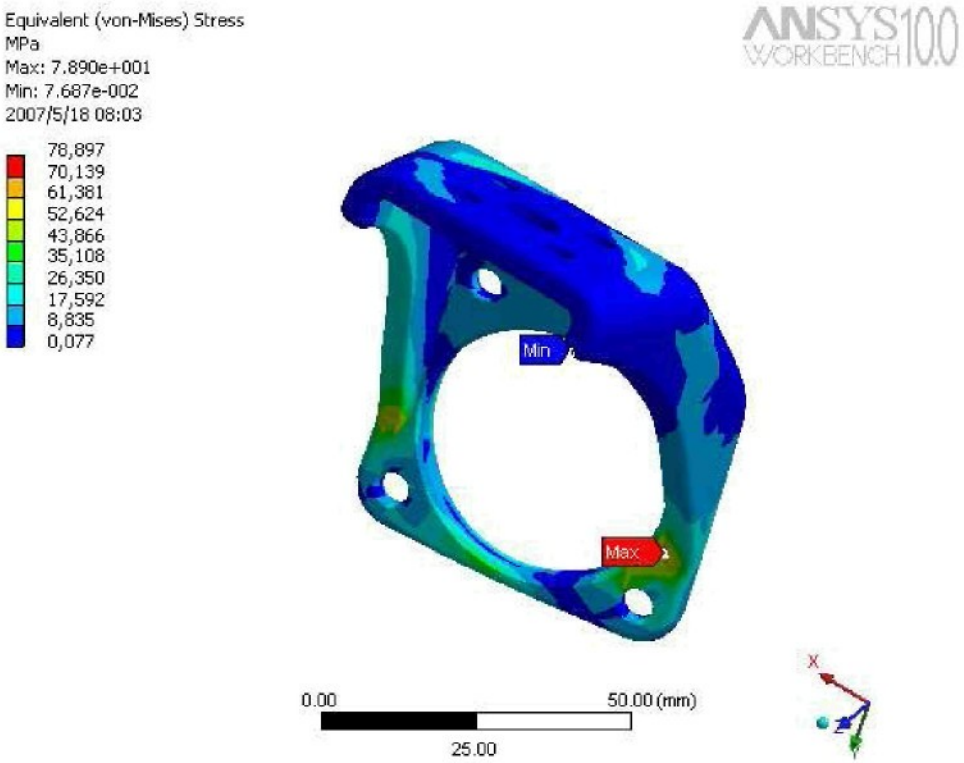
K náboji je přišroubován profilovaný nosník čtyřmi šrouby *M 5 x 8 ČSN EN ISO 4762*. Pevnostní kontrola nosníku byla provedena metodou konečných prvků. Jako okrajové podmínky byly použit moment od normálové reakce podložky a záběrový moment motoru pojezdu vynásobený převodovým poměrem k němu připojené převodovky a moment od obvodové síly na kole způsobené záběrovým momentem motoru pojezdu. Nastavení programu je stejné jako v kapitole 3.4.



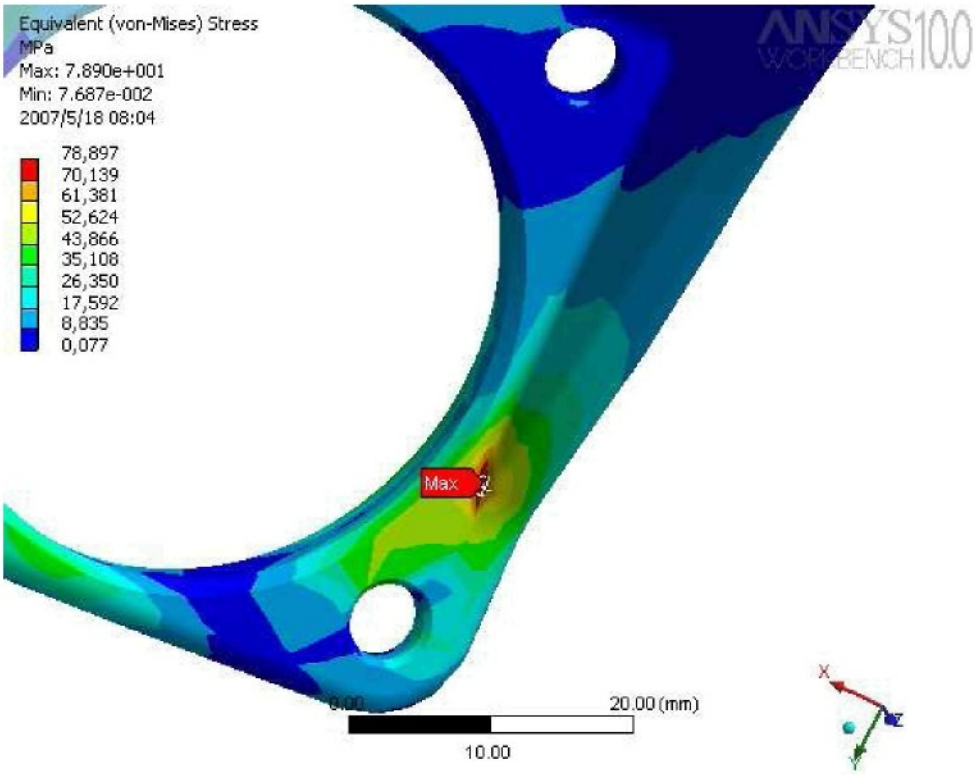
Obr. 28 : Vysíťovaný model nosníku (59 897 uzlů a 37 799 prvků)



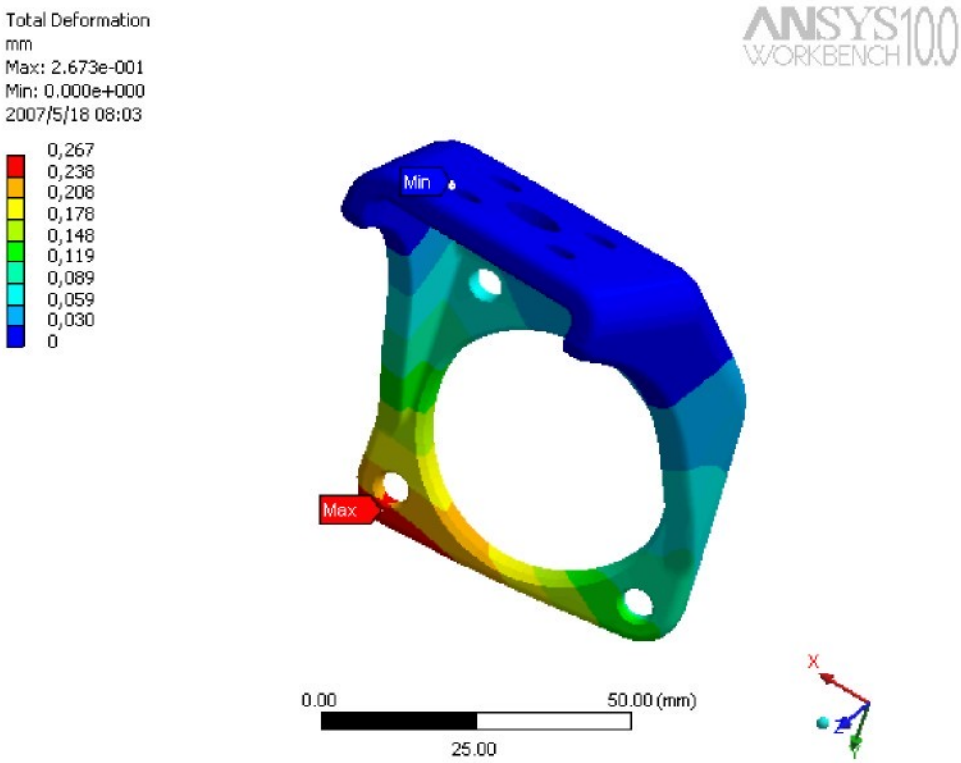
Obr. 29: Okrajové podmínky



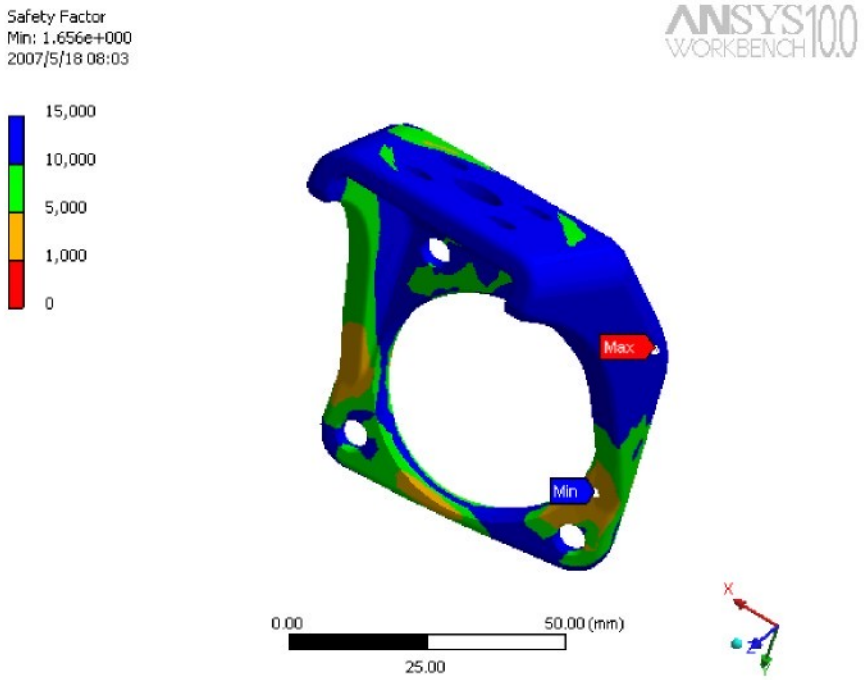
Obr. 30 : Výsledné ekvivalentní napětí



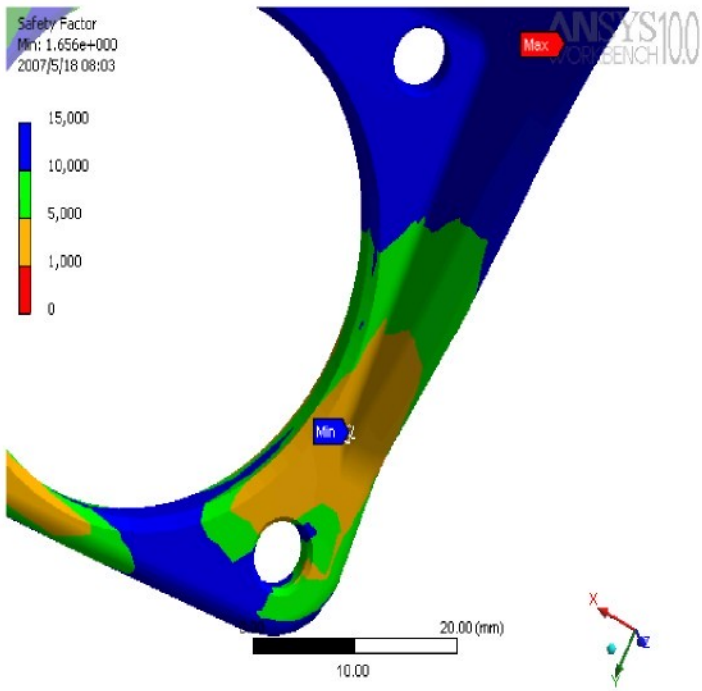
Obr. 31 : Lokální špička napětí



Obr. 32: Výsledná celková deformace



Obr. 33: Koeficient bezpečnosti (minimální hodnota je 1,735)

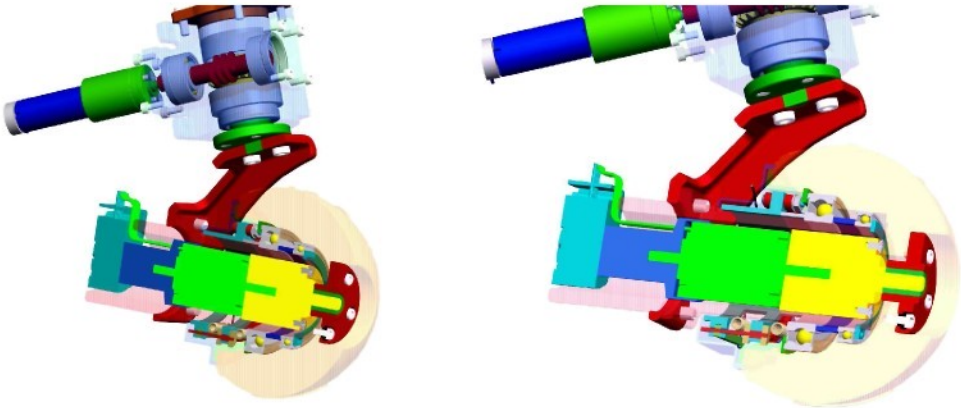


Obr. 34: Detail místa s nejmenší bezpečností

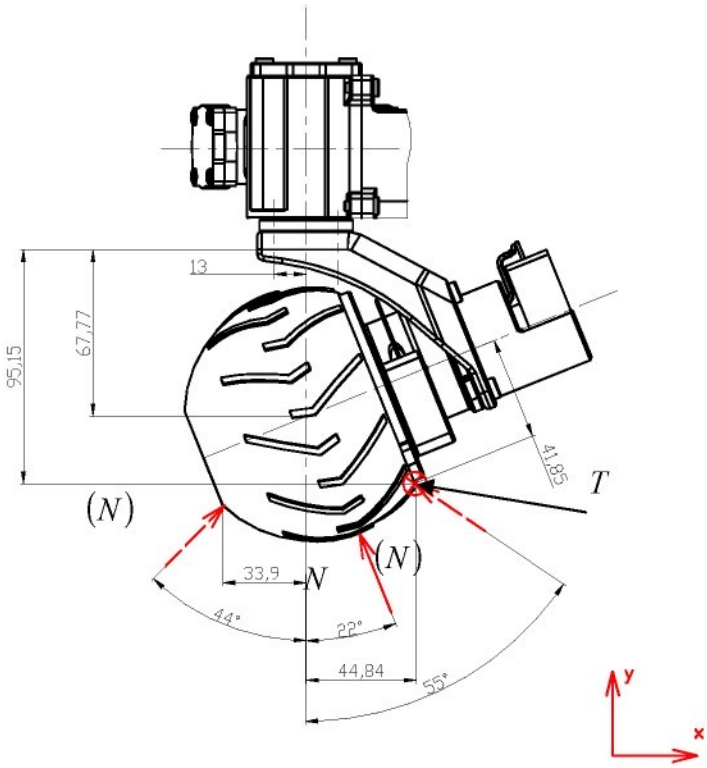
Koeficient bezpečnosti 1,65 součásti je dostatečný.

3.9 Připojení nosníku na výstupní hřídel pohonu pivotace

K nosníku je připojen hřídel šnekového kola. Jeho poloha je vymezena lícovanou dírou a čtyřmi šrouby *M 5 x 8 ČSN EN ISO 4762*.



Obr. 35: Spojení nosníku s hřídelí šnekového kola rejdu



Obr. 36: Schéma zatěžujících sil

Šroubový spoj přenáší kroutící moment od šnekového kola, které je nasazeno na hřídeli. Zároveň je namáhán na krut od obvodové síly na kole a na ohyb od reakce podložky. Maximální možný kroutící moment, kterým je spoj namáhán je

$$M_{kh} = M_{zr} \cdot i_{pr} \cdot \eta_{pr} \cdot \mu_{š1} \cdot i_{š1} + M_s \cdot i_k \cdot \eta_k \cdot \frac{44{,}84}{41{,}85} =$$
$$= 19{,}02 \cdot 29 \cdot 0{,}81 \cdot 0{,}48 \cdot 22 + 153 \cdot 21{,}35 \cdot 0{,}75 \frac{44{,}84}{41{,}85} = 7{,}34 \text{ Nm}. \tag{3.20}$$

Šrouby jsou umístěny na roztečné kružnici o poloměru

$$r_h = 13 \text{ mm}. \tag{3.21}$$

Dále je spoj namáhán ohybovým momentem od normálové síly, který je největší pro $\alpha_N = 56°$ a od obvodové síly na kole, tedy

$$M_{oxy} = N \cdot 67{,}77 \cdot \sin 57° = 8{,}5 \text{ Nm}, \tag{3.22}$$

$$M_{oyz} = T \cdot 95{,}15 = 7{,}24 \text{ Nm}. \tag{3.23}$$

Tab. 10: Šroubový spoj hřídel rejdu - nosník

Síly vypočtené z momentové rovnováhy a deformační podmínky	$F_1 = 81{,}7$ N $F_2 = 161{,}3$ N $F_3 = 173{,}67$ N $F_4 = 247{,}26$ N
Tuhost šroubů	$k_s = 9{,}40 \cdot 10^5$ N/mm
Tuhost příruby	$k_p = 1{,}32 \cdot 10^6$ N/mm
Součinitel přetížitelnosti spoje	$\psi = 5{,}1$
Předpětí šroubů	$F_{Q1} = 293{,}32$ N $F_{Q2} = 539{,}47$ N $F_{Q3} = 580{,}82$ N $F_{Q4} = 826{,}96$ N

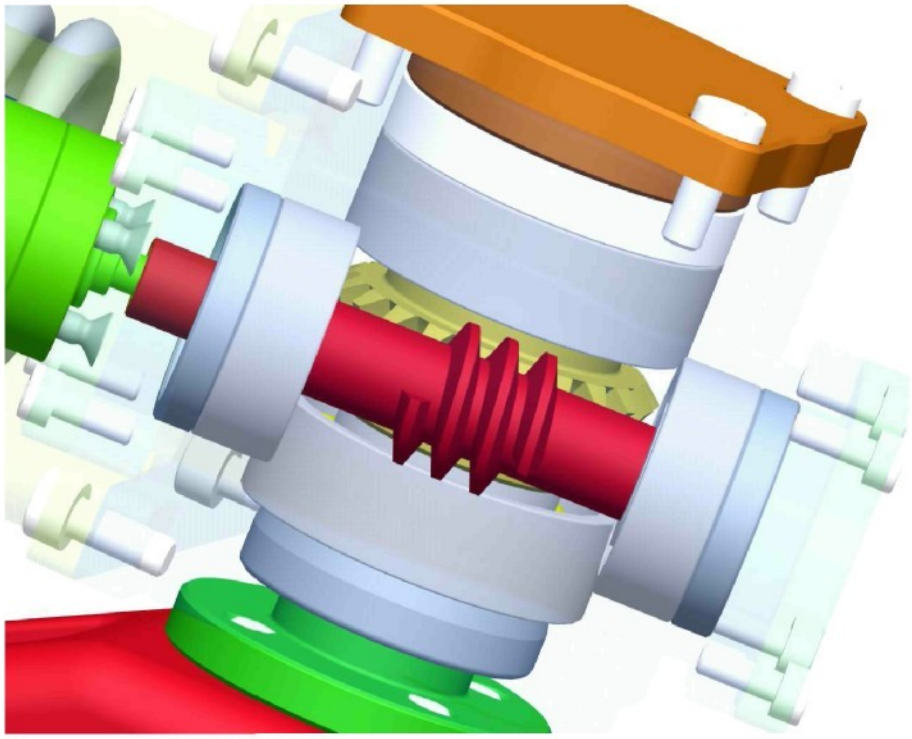
Síla mezi spojovanými součástmi	$F_{p1} = 770{,}44$ N $F_{p2} = 723{,}01$ N $F_{p3} = 715{,}04$ N $F_{p4} = 667{,}62$ N
Kroutící moment, který je schopen spoj přenést třením při provozním zatížení	$f_p \cdot r_s \left(F_{p1} + \ldots + F_{p4}\right)_s = 7{,}48$ Nm
Síla ve šroubech	$F_{s1} = 858{,}15$ N $F_{s2} = 884{,}326$ N $F_{s3} = 888{,}81$ N $F_{s4} = 914{,}9$ N
Maximální napětí ve šroubu	$\sigma_s = 68{,}16$ MPa
Bezpečnost šroubů v tahu	$k_{sr} = 1{,}32$
Utahovací moment	$M_{uh} = 774{,}46 \cdot 10^{-3}$ Nm

3.10 Výpočet pohonné jednotky a šnekového převodu pivotace a rejdu

Protože na rejd a pivotaci jsou kladeny stejné nároky, nebyl důvod, aby jejich pohonné jednotky a šnekové převody byly rozdílné. Pohonnou jednotkou zajišťující pivotaci (a rejd) je motor ***EC*-max 16** (*Příloha 5*) o výkonu 8 W spojený s převodovkou **GP 22 C** (*Příloha 6*) a **Encoderem MR, Typ M** (*Příloha 7*), schopným snímat polohu 128 krát během otáčky. Pohonná jednotka je připojena ke šnekovému převodu, který zajišťuje otáčení hřídele rejdu, popř. pivotace. Šnekový převod je samosvorný, aby nedocházelo k samovolnému zatáčení.

Tab. 11: Pohonná jednotka rejdu a pivotace

Jmenovité otáčky motoru ***EC*-max 16**	$n_{jr} = 7\,310$ ot/min
Jmenovitý moment motoru	$M_{jr} = 8{,}04.10^{-3}$ Nm
Záběrový moment motoru	$M_{zr} = 19{,}2.10^{-3}$ Nm
Převodový poměr převodovky **GP 22 C**	$i_{pr} = 729/25 \approx 29$
Účinnost při poměru i_{pr}	$\eta_{pr} = 0{,}81$



Obr. 37: Šnekový převod rejd

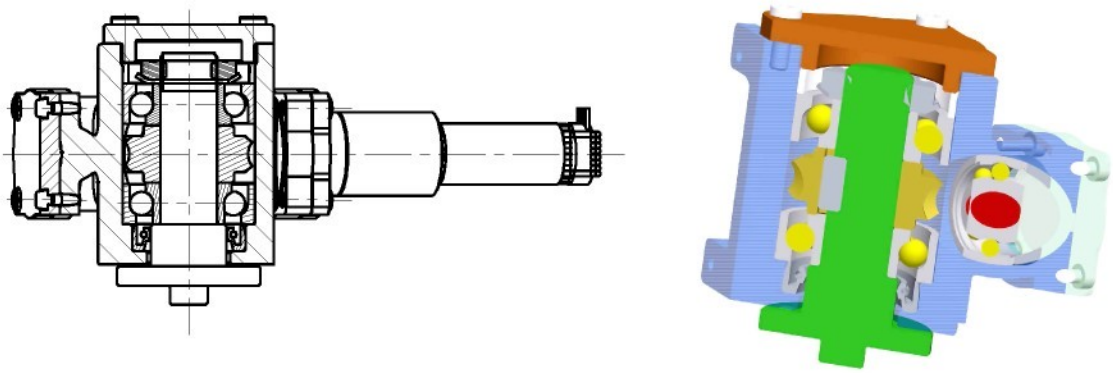
Tab. 12: Parametry šnekového převodu rejdu a pivotace

Otáčky šneku n_1	250,69 ot/min
Kroutící moment na šneku M_{k1}	0,19 Nm
Převodový poměr $i_š$	22
Otáčky šnekového kola n_2	11,39 ot/min
Úhlová rychlost šnekového kola ω	1,19 rad/
Úhel záběru $\alpha_š$	20°
Součinitel průměru šneku q	10 mm
Úhel stoupání šroubovice šneku γ	5,71°
Součinitel smykového tření za klidu pro ocel na mosazi při mazání $f_š$	$0{,}1 \div 0{,}1$
Třecí úhel, který respektuje nejen součinitel tření mezi stykovými plochami, ale i úhel záběru ϕ'	6,074°
Účinnost soukolí μ_s	0,479
Moment na šnekovém kole M_{k2}	2,00 Nm
Osový modul ozubení m_x	1,25 mm
Osová vzdálenost po korekci a	20,679 mm
Obvodová síla šneku (je rovna osové síle kola) $F_{t1} = F_{a2}$	30,4 N
Axiální síla ve šneku (je rovna obvodové síle kola) $F_{t2} = F_{a1}$	145,71 N
Výsledná radiální síla (a zároveň radiální síla kola) $F_{r1} = F_{r2}$	57,37 N
Koeficient bezpečnosti v dotyku S_H	2,013
Koeficient bezpečnosti v ohybu S_F	40,935

Pevnostní kontrola byla provedena i pro zatížení soukolí od záběrového momentu motoru, výpis z programu je uveden v *Příloze 12*.

3.11 Uložení ložisek a šnekového kola

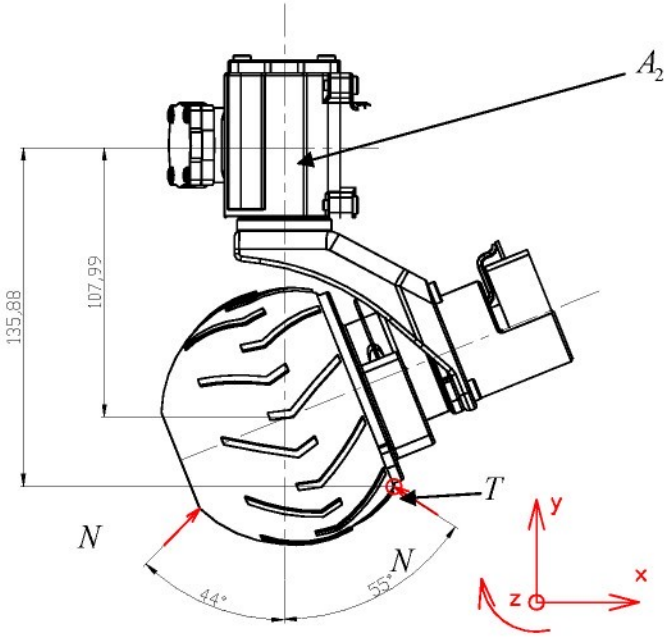
K uložení hřídele šnekového kola rejdu a pivotace byla použita kuličková ložiska s kosoúhlým stykem *SKF 7202BEP* v uspořádání čely k sobě.



Obr. 38: Šnekový převod rejdu

3.11.1 Výpočet sil působící na ložiska

Ložiska jsou zatěžována silami od šnekového kola, reakcí podložky a od obvodové síly na kole. V konečném důsledku se jedná o prostorově zatížený nosník. Axiální síla šneku, která je rovna obvodové síle šnekového kola, může působit v obou směrech a pro výpočet je uvažován horší případ, kdy působí ve stejném směru jako reakce podložky. Axiální síly v tomto případě zachycuje horní ložisko, ale v případě, kdy je noha podvozku robotu zdvižena, zachycuje naopak osovou sílu od hmotnosti částí připojené k hřídeli dolní ložisko.



Obr. 39: Schéma sil působící na ložiska hřídele rejdu

Reakci N je třeba rozložit do svislé a vodorovné složky a spočítat moment, kterým působí v místě uložení šnekového kola (bod A_2).

$$N_x = N \sin \alpha_N \tag{3.24}$$

$$N_y = N \cos \alpha_N \tag{3.25}$$

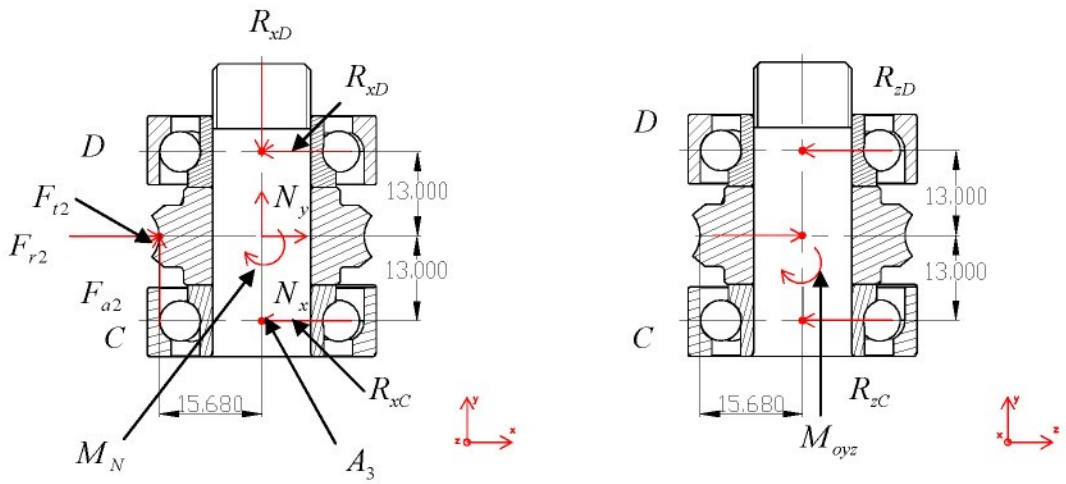
$$M_N = N \cdot 107{,}99 \cdot \sin \alpha_N \tag{3.26}$$

Tab. 13: Síly a momenty působící v místě šnekového kola rejdu způsobené reakcí

$\alpha_N [°]$	N_x [N]	N_y [N]	M_N [Nm]
-44	104,2	108,9	$-11{,}3$
55	$-122{,}8$	86	13,26

Zatížení ložisek bude počítáno pro úhel $\alpha_N = 55°$, protože při tomto úhlu působení reakce podložky, je zatížení nejhorší. Při tomto úhlu způsobí obvodová síla na kole moment

$$M_{oyz} = T \cdot 135{,}8 = 10{,}34 \text{ Nm} \tag{3.27}$$



Obr. 40: Schéma sil působící na ložiska hřídele rejdu

Z rovnováha do osy *y* dostaneme

$$R_{yD} = F_{a2} + N_y = 112{,}1 \text{ N}. \tag{3.28}$$

Z momentové rovnováhy v rovině *xy* k bodu A_3 vyjde

$$R_{xD} = \frac{F_{a2} \cdot 15{,}68 + F_{r2} \cdot 13 + M_G + N_x . 13}{26} = 495{,}62 \text{ N}. \tag{3.29}$$

Pak ze silové rovnováhy do osy *x* vychází síla

$$R_{xC} = F_{r2} + G_x - R_{xD} = -561{,}05 \text{ N}. \tag{3.30}$$

Z momentové rovnováhy v rovině *yz* k bodu A_3 dostáváme

$$R_{zD} = \frac{F_{t2} \cdot 13 + M_{oyz}}{26} = 470{,}55 \text{ N} \tag{3.31}$$

a pak ze silové rovnováhy k ose *z*

$$R_{zC} = F_{t2} + G_y - R_{xD} = -324{,}84 \text{ N}. \tag{3.32}$$

Dolní ložisko *C* je pak namáháno celkovou radiální silou

$$R_C = \sqrt{R_{xC}^{\ 2} + R_{zC}^{\ 2}} = 648{,}3 \text{ N} \tag{3.33}$$

a horní ložisko *D* celkovou radiální silou

$$R_D = \sqrt{R_{xD}{}^2 + R_{zD}{}^2} = 683{,}41\ \mathrm{N}\,. \tag{3.34}$$

3.11.2 Kontrola ložisek šnekového převodu pivotace

Z předchozí kapitoly je patrné, že větší síla působí na horní ložisko *D*, proto bude kontrolní výpočet proveden pro něj.

Tab. 14: Kontrolní výpočet ložiska D

F_{rD}[N]	683,4
F_{aD}[N]	112,1
n_D[ot/min]	11,39
k_r	95
C_0[N]	4 800
C[N]	8 840
F_{rm}[N]	20,5
e	1,14
$\frac{F_a}{F_r}$	1,252
X_0	1
Y_0	0,52
P_0[N]	1128
s_0	4,25
X	0,57
Y	0,93
P[N]	1185
$L_{10}[n.10^6]$	415,01
L_{h10}[hod]	$6{,}07 \cdot 10^5$

U ložiska je splněno minimální požadované zatížení a z hlediska statické bezpečnosti a životnosti také vyhovuje.

3.11.3 Kontrola pera šnekového kola rejdu a pivotace

Kroutící moment ze šnekového kola je přenášen na hřídel přes pero. Největší moment, který pero přenáší vychází ze vztahu 3.20

$$M_k = 7{,}34 \text{ Nm}, \tag{3.35}$$

průměr hřídele je 15 mm, z čehož vyjde síla, která působí na pero

$$F_{pera} = \frac{2M_{k2}}{0{,}015} = 978{,}67 \text{ N}. \tag{3.36}$$

Plocha, na kterou síla působí, je (kde $t_{1\,pera} = 2{,}1\ \text{mm}$, $l_{pera} = 14\ \text{mm}$, $R_{pera} = 2{,}5\ \text{mm}$)

$$S_{pera} = t_{1\,pera}\left(l_{pera} - 2R_{pera}\right) = 18{,}9\ \text{mm}^2 . \tag{3.37}$$

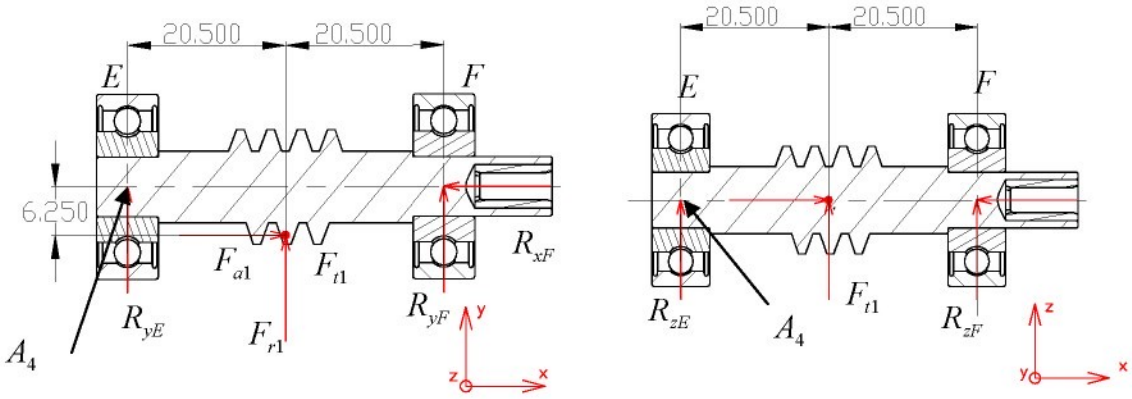
Tlak ve stykové ploše pak je

$$p_{pera} = \frac{F_{pera}}{S_{pera}} = 51{,}78\ \text{MPa} . \tag{3.38}$$

Běžná hodnota dovoleného tlaku $p_{dovpera} = 100\ \text{MPa}$, z čehož vychází bezpečnost

$$\frac{p_{dovpera}}{p_{pera}} = 1{,}93 . \tag{3.39}$$

3.12 Výpočet sil působících na ložiska šneku rejdu a pivotace



Obr. 41: Schéma sil působící na šnek rejdu a pivotace

Síly F_{a1} a F_{t1} mění směr působení, podle toho, který směrem se šnek otáčí, ale to na velikost reakcí nemá vliv. Směr otáčení šneku má vliv pouze na to, které z ložisek zachytí vyvolanou axiální sílu a které z nich bude zatíženo větší radiální silou.

Z rovnováhy do osy *x* dostaneme

$$R_{xF} = F_{a1} = 145{,}71\ \text{N} \tag{3.40}$$

a z momentové rovnováhy v rovině *xy* k bodu A_4

$$R_{yF} = \frac{-F_{a1} \cdot 6{,}25 - F_{r1} \cdot 20{,}5}{41} = -50{,}9 \text{ N}. \tag{3.41}$$

Pak síla ze silové rovnováhy do osy *y* vyjde

$$R_{yE} = -F_{r1} - F_{yBs} = -6{,}47 \text{ N} \tag{3.42}$$

a z momentové rovnováhy k bodu A_4 v rovině *xz*

$$R_{zF} = \frac{-F_{t1} \cdot 20{,}5}{41} = -15{,}2 \text{ N}. \tag{3.43}$$

Z rovnováhy do osy *z* vyjde

$$R_{zA} = -F_{t1} - R_{zF} = -15{,}2 \text{ N}. \tag{3.44}$$

Celková radiální síla působící na ložisko *E* je

$$R_E = \sqrt{R_{yE}^{\ 2} + R_{zE}^{\ 2}} = 16{,}52 \text{ N}. \tag{3.45}$$

Celková radiální síla působící na ložisko *F* je

$$R_E = \sqrt{R_{yE}^{\ 2} + E_{zE}^{\ 2}} = 53{,}12 \text{ N}. \tag{3.46}$$

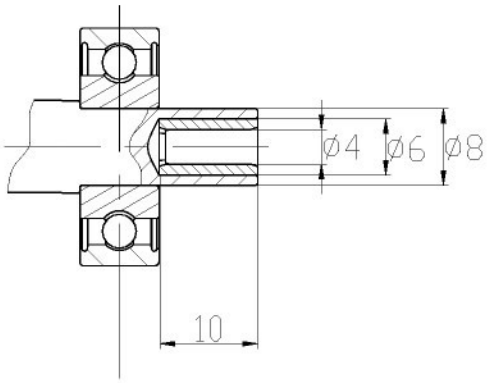
3.12.1 Kontrola ložisek

Šnek je uložen na jednořadých kuličkových ložiskách *SKF 628*. Obě jsou mohou být zatížena stejnými silami, o tom, které ložisko bude momentálně více zatížené, rozhoduje směr otáčení šneku.

Tab. 15: Síly působící na ložiska šneku rejdu a pivotace

F_{aF} [N]	145,71
F_{rF} [N]	53,12
n_F [ot/min]	250,69
f_0	13
C_0[N]	1 660
C[N]	4 940
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	0,786
e	0,26
$\frac{F_a}{F_r}$	2,853
X_0	0,6
Y_0	0,5
P_0[N]	140,72
s_0	15,85
X	0,56
Y	1,71
P[N]	278,91
$L_{10}[n.10^6]$	$2{,}734 \cdot 10^3$
L_{h10}[hod]	$1{,}823 \cdot 10^5$

3.12.2 Výpočet lisovaného spoje spojky šnek – převodovka GP 22 A



Obr. 42: Lisovaný spoj ve šneku rejdu a pivotace

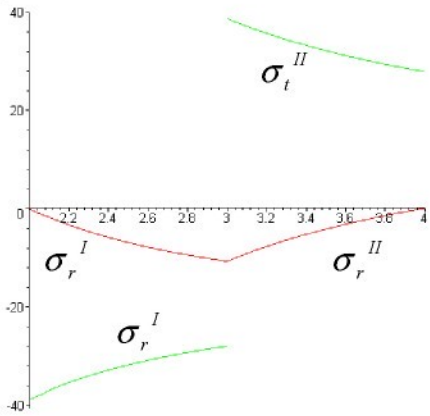
$$d_i = 4 \text{ mm}, d_p = 6 \text{ mm}, d_e = 8 \text{ mm}, l = 10 \text{ mm}$$

$$\left(r_i = 0{,}5 d_i, r_p = 0{,}5 d_p, r_e = 0{,}5 d_e\right)$$

Maximální přenášený moment je záběrový moment motoru vynásobený převodovým poměrem převodovky.

Tab. 16: Lisovaná spoj šneku rejdu a pivotace

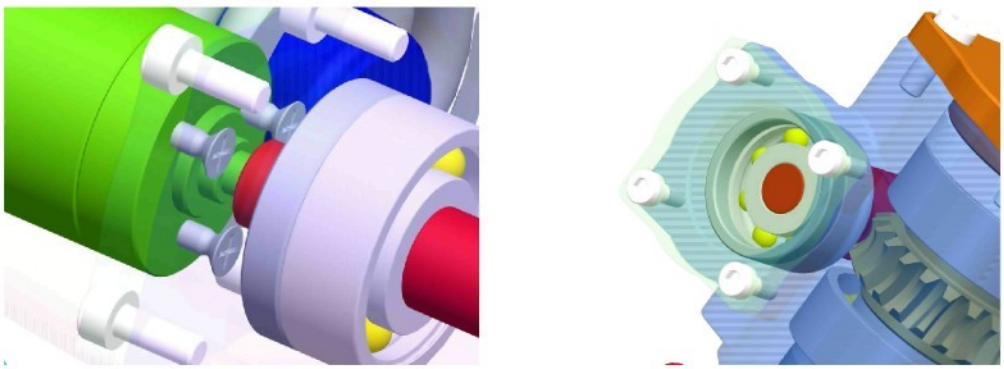
Kroutící moment	$M_{k\max} = 0{,}615$ Nm
Min. tlak potřebný k přenesení momentu $M_{k\max}$	$p_{\min} = 10{,}8$ MPa
Součinitel bezpečnosti lisovaného spoje	$k_{ls} = 1{,}5$
Vypočítané konstanty	$A^{I} = -19{,}585$ MPa $B^{I} = -78{,}33$ N $A^{II} = 13{,}989$MPa $B^{II} = 223{,}82$ N
Materiálové konstanty	$E^{I} = 2{,}1 \cdot 10^{5}$ MPa $\mu^{I} = 0{,}3$ $E^{II} = 2{,}1.10^{5}$ MPa $\mu^{II} = 0{,}3$
Minimální přesah	$\Delta d_p = 1{,}92.10^{-3}$ mm
Bezpečnost pro vložku z oceli 11 500 (napětí na mezi kluzu $Re = 245MPa$)	$k_I = 14{,}07$
Bezpečnost pro šnek z oceli 13 151.5 (napětí na mezi kluzu $Re = 390MPa$)	$k_{II} = 7{,}8$



Graf 1: Průběhy napětí lisovaného spoje v závislosti na poloměru

3.12.3 Připojení pohonu šneku rejdu a pivotace

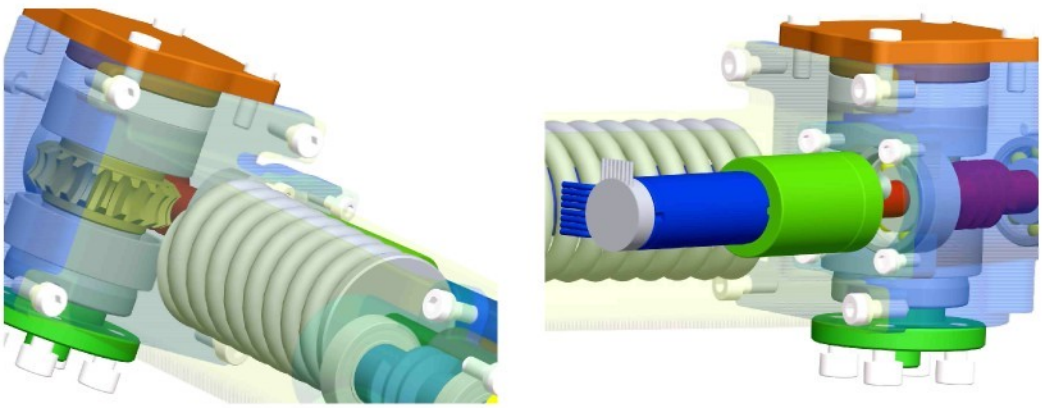
Výstupní hřídel převodovky **GP 22 C** je upraven tak, že je na něm vyfrézována plocha, kterou se přenáší moment na vložku šneku. Čelo převodovky je přišroubováno k víčku převodové skříně šnekové převodovky, souosost je zajištěna lícovaným osazením převodovky **GP 22 C**, které zapadá do lícované díry ve víčku. K víčku je převodovka přišroubována třemi šrouby *M 2,5 x 8 ČSN EN ISO 7046-1Z* . Víčko je přišroubováno ke skříni převodovky čtyřmi šrouby *M 3 x 8 ČSN EN ISO 4762* a jeho válcová část lícuje s dírou ve skříni, tím je zajištěna jeho souosost se šnekem.



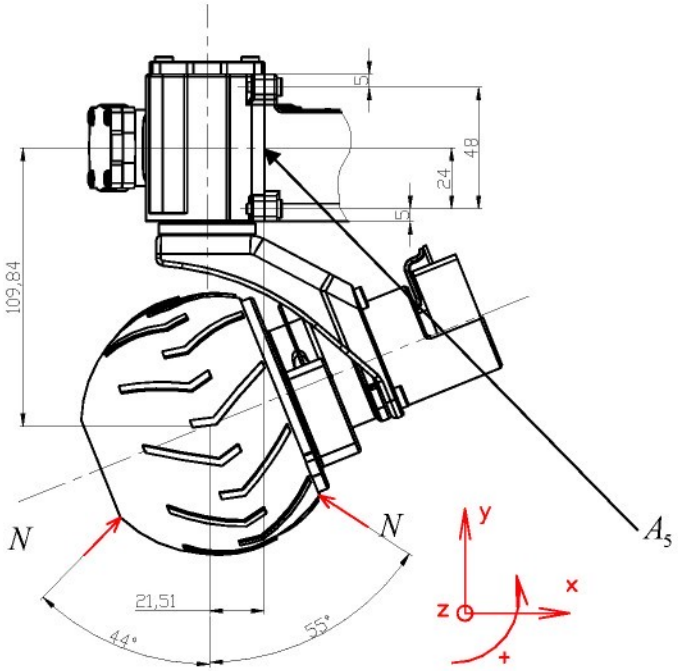
Obr. 43: Víčka převodovkové skříně rejdu

3.13 Připojení nohy podvozku k převodové skříni

Noha je k převodové skříni připevněna čtyřmi šrouby *M 5 x 10 ČSN EN ISO 4762*.



Obr. 44: Připojení nohy k převodové skříni rejdu



Obr. 45: Schéma zatěžujících sil šroubů spojujících nohu se převodovou skříní rejdu

Tab. 17: Síly a moment působící na šrouby spojující nohu se převodovou skříní rejdu, moment je počítán k bodu A_5

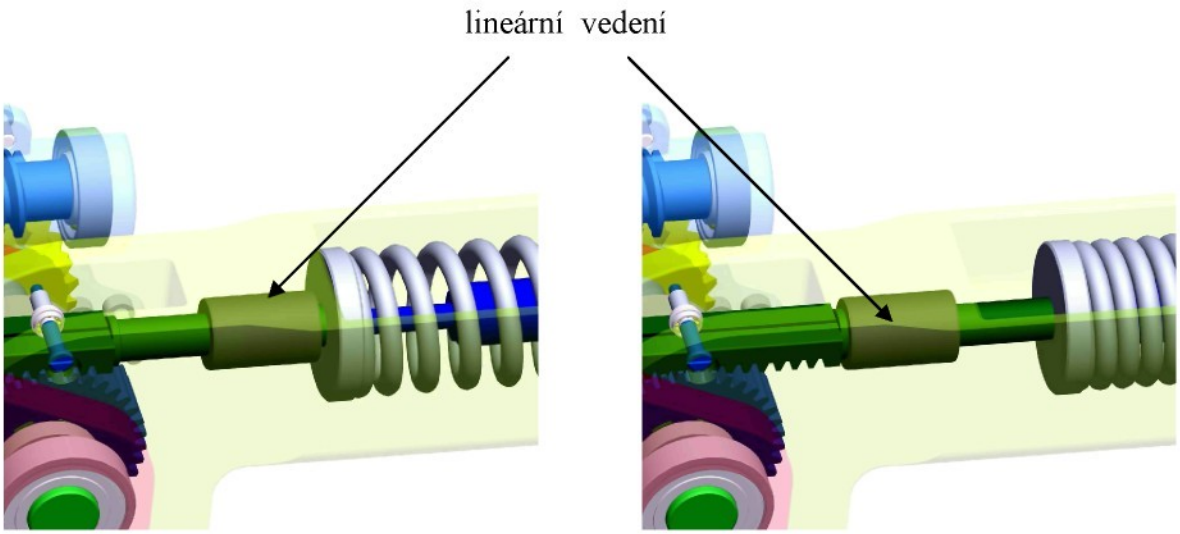
$\alpha_N[°]$	$N_x[\mathrm{N}]$	$N_y[\mathrm{N}]$	$M_G[\mathrm{Nm}]$
-44	104,2	108,9	9,09
55	$-125{,}8$	81,7	$-12{,}49$

Moment, který namáhá spoj, je největší pro $\alpha_N = 55°$, proto bude výpočet proveden pro toto zatížení. Obvodová síla namáhá spoj převážně na krut, proto byla zanedbána.

Tab. 18: Výpočet šroubů spojující nohu se převodovou skříní rejdu

Síly vypočtené z momentové rovnováhy a deformační podmínky	$F_1 = 11{,}01$ N $F_2 = 116{,}76$ N .
Tuhost šroubů	$k_s = 9{,}396.10^5$ N/mm
Tuhost příruby	$k_p = 1{,}32.10^6$ N/mm
Součinitel přetížitelnosti spoje	$\psi = 1{,}606$
Předpětí šroubů	$F_{Q1} = 24{,}13$ N $F_{Q2} = 246{,}23$ N
Síla mezi spojovanými součástmi	$F_{p1} = 249{,}23$ N $F_{p2} = 187{,}5$ N
Síla v kolmém směru na osy šroubů, kterou je schopen šroubový spoj přenést třením	$2fF_{p1} + 2fF_{p2} = 177{,}69$ N
Síla ve šroubech	$F_{s1} = 260{,}25$ N $F_{s2} = 304{,}26$ N
Maximální napětí ve šroubu	$\sigma_s = 22{,}67$ MPa
Bezpečnost šroubů	$k_{sr} = 3{,}97$
Utahovací moment	$M_{uh} = 239{,}43 \cdot 10^{-3}$ Nm

3.14 Návrh pružiny

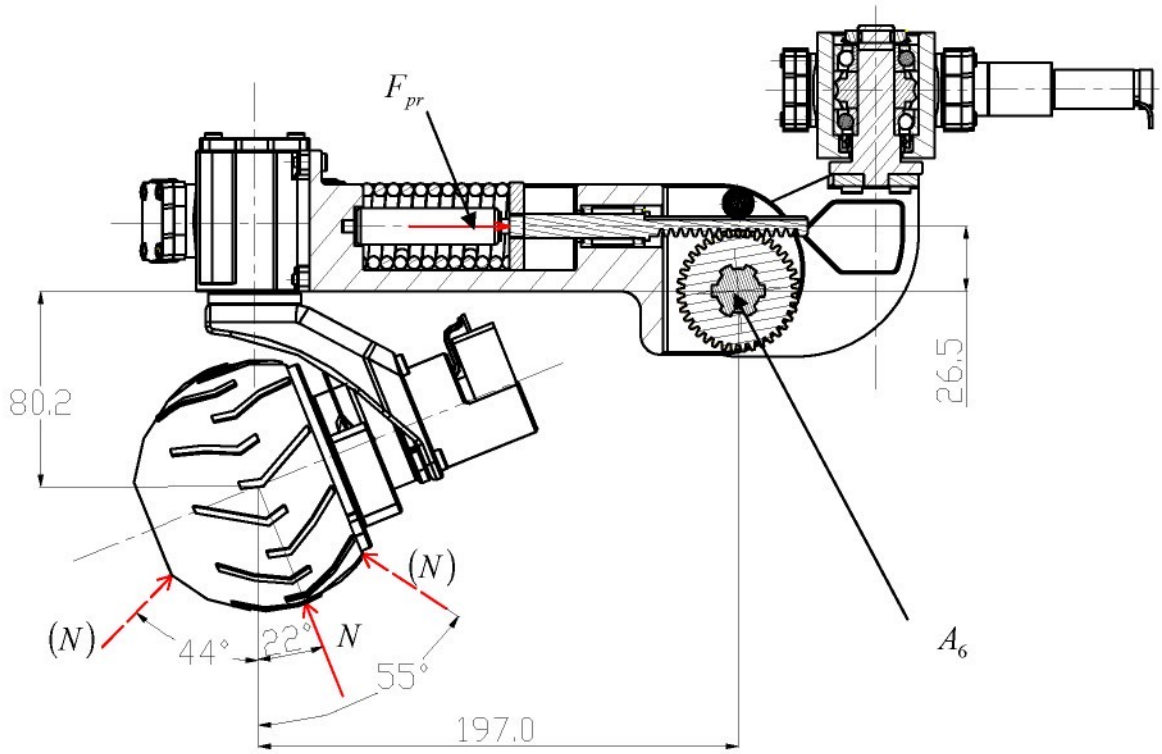


Obr. 46: Pracovní rozsah pružiny (21,5 mm)

Odpružení nohy je zajištěno pružinou a tlumičem *ACE HB15* s nastavitelným tlumením (*viz Příloha 8*) v paralelním uspořádání. Pružina spolu s tlumičem představuje pátý stupeň volnosti nohy podvozku. Předpětí pružiny je řízeno ozubeným hřebenem, který se odvaluje po ozubeném kole. Mohou nastat dva případy odpružení. V nejčastějším případě je přenášen kroutící moment ze šnekového kola na ozubené kolo, které přenáší obvodovou sílu na hřeben, tato síla stlačuje pružinu. Ve druhém (méně častém) případě se ozubené kolo neotáčí (toho je dosaženo samosvorností šnekového převodu), hřeben se odvaluje po ozubeném kole a tím umožňuje pohyb pružiny.

Ozubené kolo je hřídelí spojeno se šnekovým převodem. Uvnitř pružiny je tlumič, který je také spojen s ozubeným hřebenem. Hlavní idea podvozku je taková, že nohy kopírují profil terénu tak, aby rám zůstal stále ve vodorovné poloze. To však není možné u malých nerovností v podobě kamínků a podobně nebo při průjezdu v takovém terénu, kdy rychlost naklápění nohy nebude stačit kopírovat terén. Tlumení těchto nerovností má za úkol právě pružina s tlumičem. Její návrh vychází ze statické momentové rovnováhy hřídele, na kterém je ozubené kolo, po kterém se odvaluje ozubený hřeben. Při jízdě se však jedná o dynamickou rovnováhu, kdy výsledný požadovaný moment je roven součtu statického a dynamického momentu. Statický moment je roven součinu normálové reakce podložky v bodě jejího dotyku s kolem a příslušného ramena síly k ose šnekového kola.

Dynamický moment je roven součinu momentu setrvačnosti těch částí nohy, které se otáčí kolem hřídele šnekového kola a úhlového zrychlení. Jelikož není přesně znám ani dynamický moment, ani úhlové zrychlení, byla při návrhu použita statická rovnováha.



Obr. 47: Schéma zatěžujících sil pro výpočet pružiny

Tab. 19: Výpočet momentu hřídele naklápění nohy a síly působící na pružinu (momentová rovnováha je počítána k bodu A_6)

α_N [°]	M_N [Nm]	F_{pr} [N]
– 44	12,92	487,57
22	31,89	1 203,53
57	26,17	987,1

Z Tab. 19 vyplývá, že mezní zatěžující síla je tedy cca 1 200 N, zdvih je omezen dorazy mezních poloh tak, aby byl menší než je zdvih tlumiče. Návrh, včetně kontrolního výpočtu, byl proveden v programu Mechsoft. Výsledek výpočtu je následující:

Zatížení pružiny :

Minimální pracovní síla F_1 = 485 N

Maximální pracovní síla F_8 = 1 200 N

Rozměry pružiny :

Délka volné pružiny L_0 = 93,356 mm

Průměr drátu d = 5,6 mm

Vnější průměr D_1 = 35,6 mm

Střední průměr D = 30 mm

Vnitřní průměr D_2 = 24,4 mm

Poměr vinutí i = 5,357

Závity pružiny :

Závěrných závitů n_z = 2

Obrobených závitů z_o = 0,5

Počet činných závitů n = 8

Smysl vinutí - Pravý

Provedení a montážní rozměry pružiny :

Vedené uložení - rovnoběžně obrobené dosedací plochy

Délka předpružené pružiny L_1 = 82,5 mm

Délka plně zatížené pružiny L_8 = 66,496 mm

Pracovní zdvih H = 16,004 mm

Materiál pružiny :

Zušlechtěný z oceli Si-Cr (14 260)

Mez pevnosti v tahu Re = 1 770 MPa

Mezní dovolené napětí v krutu τ_{kdov} = 1 062 MPa

Modul pružnosti ve smyku E = 78 500 MPa

Hustota ρ = 7 850 kg/m^3

Součinitel využití materiálu u_s = 0,.9

Dynamické namáhání :

Kuličkované pružiny

Životnost pružiny v tisících cyklů N = 500

Součinitel bezpečnosti k_f = 1,15

Výsledky výpočtu :

Vůle mezi závity volné pružiny a = 4,32 mm

Rozteč mezi závity volné pružiny t = 9,92 mm

Korekční součinitel napětí v krutu K = 1,275

Tuhost pružiny c = 44,6764 N/mm

Deformace v předpruženém stavu s_1 = 10,86 mm

Deformace v plně zatíženém stavu s_8 = 26,86 mm

Deformace v mezním stavu s_9 = 34,56 mm

Pracovní stlačení pružiny l_p = 28,77 %

Maximální dovolené stlačení pružiny l_{min} = 65,3 %

Mezní zkušební délka pružiny L_{minf} = 60,8 mm

Teoretická mezní délka pružiny L_9 = 58,8 mm

Síla pružiny v mezním stavu F_9 = 1 543,84 N

Mez únavy v krutu τ_c = 887,31 MPa

Napětí v předpruženém stavu τ_1 = 269,08 MPa

Napětí v plně zatíženém stavu τ_8 = 665,78 MPa

Dosedací napětí τ_9 = 856,54 MPa

Kritická rychlost pružiny v = 5,43 m/s

Vlastní kmitočet pružiny f = 276,8 Hz

Deformační energie W_8 = 16,116 J

Rozvinutá délka drátu l = 960 mm

Hmotnost pružiny m = 0,186 kg

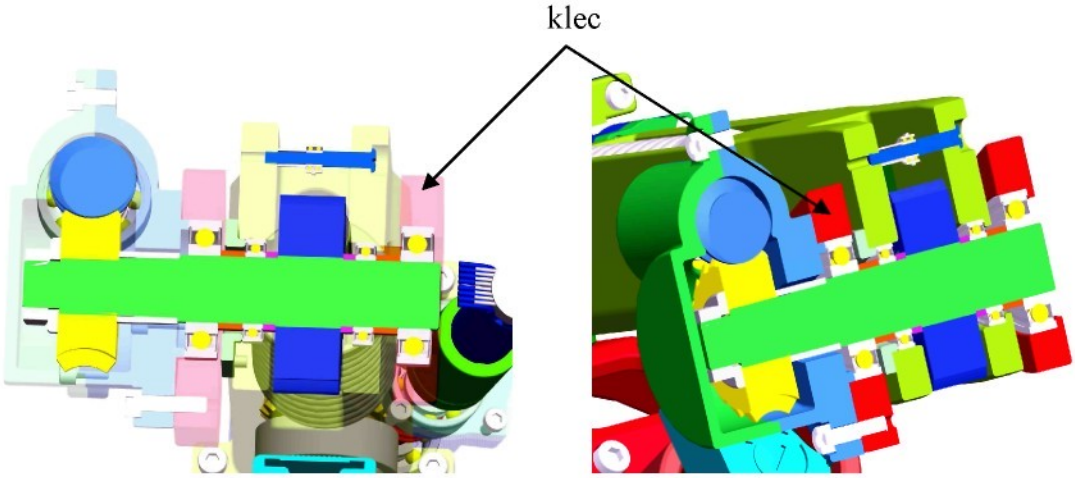
Kontrola pružiny - **Vyhovuje**

3.15 Uložení hřebenu

Hřeben ovládající předpětí pružiny je veden v lineárním ložisku *SKF LBBR12*. Dále je jeho poloha zajištěna dvojicí ložisek *W628/5-2ZR*, které mají osazení, jež zapadá do drážky v hřebenu, teoreticky nezachytávají axiální sílu, která u přímého ozubení nevzniká, zachycují pouze radiální sílu. Tato tvarová vazba zajišťuje vedení spolu s lineárním ložiskem.

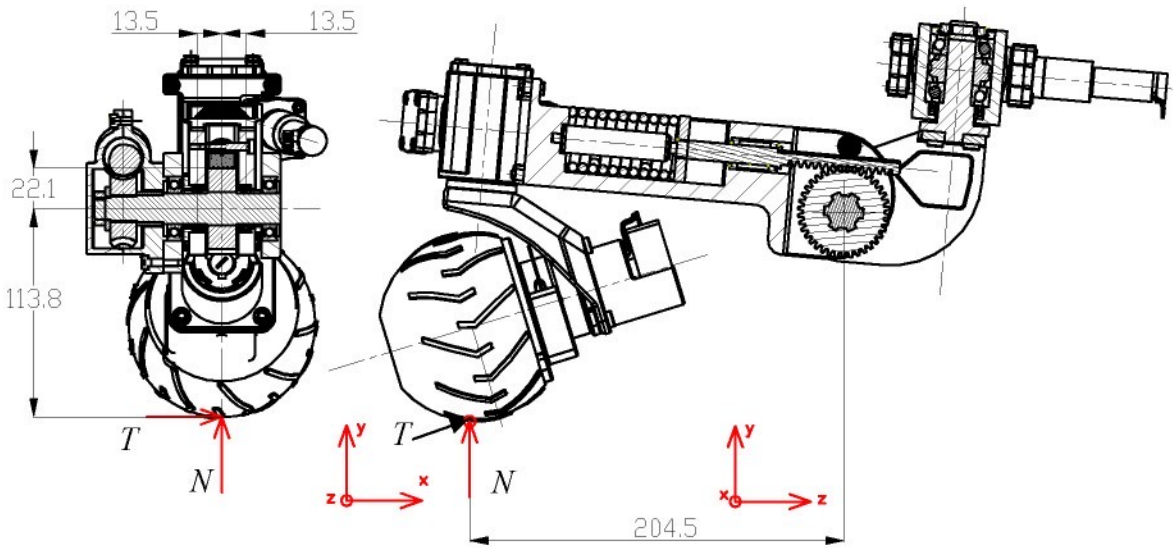
3.16 Uložení hřídele spojující nohu s klecí

Nohu s klecí spojuje hřídel. Hřídel slouží k přenosu momentu mezi ozubeným kolem ovládajícím pružinu a šnekovým kolem. Protože dochází k vzájemnému natáčení nohy a klece, je hřídel uložena celkem na čtyřech ložiscích.



Obr. 48: Hřídel spojující nohu s klecí

3.16.1 Kontrola ložisek nohy

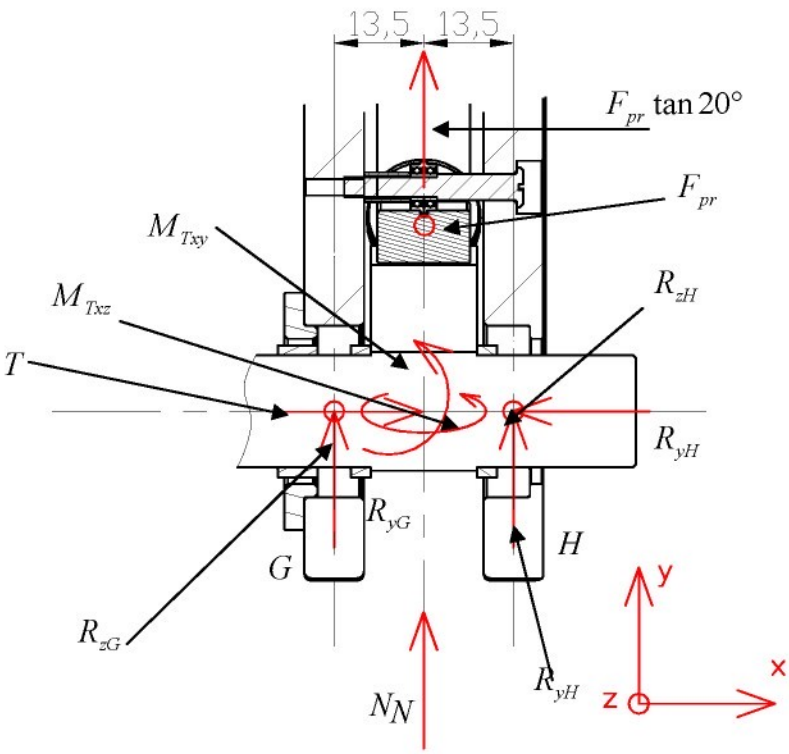


Obr. 49 : Schéma zatěžujících sil

Ložiska jsou namáhána od normálové síly na kolo *N*, obvodové síly na kolo *T*, od reakce nohy na sílu od pružiny a od radiální síly působící na ozubeném kole. Obvodová síla na kolo po přepočítání do osy hřídele, kolem které se noha kola naklápí, způsobí namáhání dvěma přídavnými momenty působícími na ložiska nohy ve dvou na sobě kolmých rovinách. Moment od normálové síly musí být v rovnováze s momentem, kterým působí pružina na nohu. Ložiska jsou použita *SKF 61803RS1*.

Tab. 20: Síly a momenty zatěžující ložiska nohy

Obvodová síla na kole od záběrového momentu	$T = 64$ N
Moment od obvodové síly v rovině *xy*	$M_{Txy} = T \cdot 113{,}8 = 7{,}28$ Nm
Moment od obvodové síly v rovině *xz*	$M_{Txz} = T \cdot 204{,}5 = 13{,}09$ Nm
Síla od pružiny	$F_{pr} = 1\,200$ N
Radiální síla od ozubeného kola	$F_{pr} \tan 20° = 463{,}67$ N



Obr. 50: Schéma zatížení ložisek nohy

Ze silové rovnováhy do osy x dostaneme

$$R_{xH} = T_{\max} = 64 \text{ N} \quad . \tag{3.47}$$

Momentová rovnice v rovině xy ke středu ložiska G je

$$R_{yH} = \frac{F_{pr} \cdot 13{,}5 \cdot \tan 20° + M_{Txy} + N \cdot 13{,}5}{27} = -563{,}13 \text{ N} \quad . \tag{3.48}$$

Ze silové rovnováhy do osy y dostaneme rovnici pro sílu

$$R_{yG} = -F_{pr} \cdot \tan 20° - R_{yH} - N = -23{,}63 \text{ N} \quad . \tag{3.49}$$

Z momentové rovnice v rovině xz ke středu ložiska G vyjde

$$R_{zH} = \frac{-F_{pr} \cdot 13{,}5 - M_{Txz}}{27} = -1\,085 \text{ N} \quad . \tag{3.50}$$

Ze silové rovnováhy do osy z vychází síla

$$R_{zG} = -R_{zH} - F_{pr} = -115{,}26 \text{ N} . \tag{3.51}$$

Pak vyjde celková radiální síla na levé ložisko G

$$R_G = \sqrt{R_{yG}{}^2 + R_{zG}{}^2} = 117{,}65 \text{ N} \tag{3.52}$$

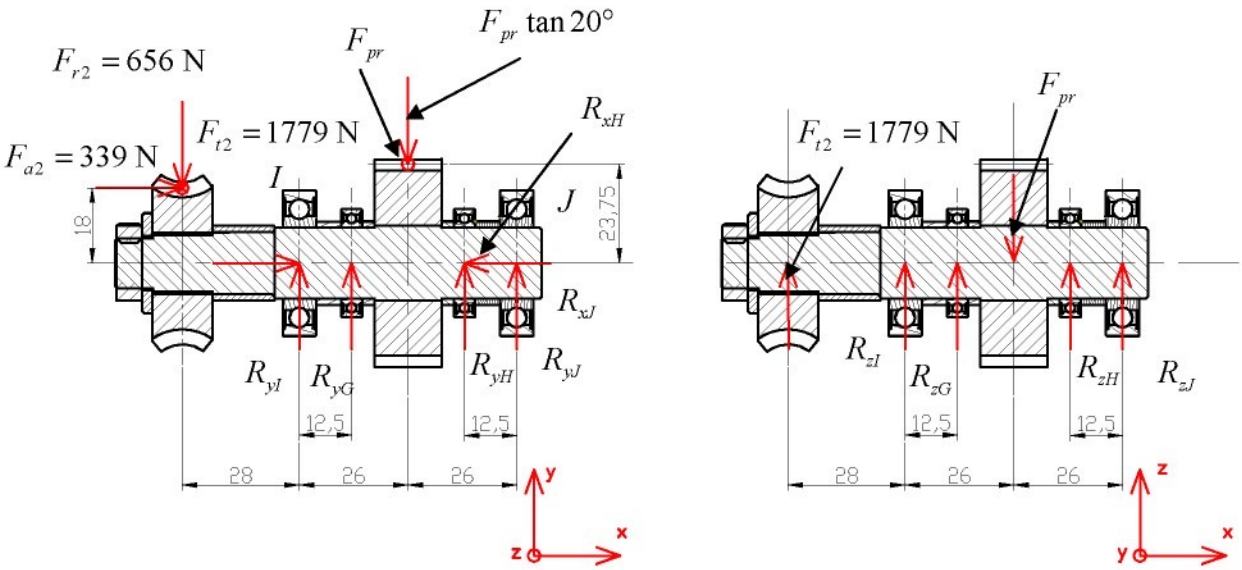
a celková radiální síla na pravé ložisko H

$$R_H = \sqrt{R_{yH}{}^2 + R_{zH}{}^2} = 1\,222 \text{ N} . \tag{3.53}$$

Tab. 21: Kontrolní výpočet ložiska *H*

F_{rH} [N]	1 222
F_{aH} [N]	64
n_h [ot/min]	7,95
f_0	10
C_0 [N]	930
C [N]	1 680
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	0,688
e	0,26
$\frac{F_a}{F_r}$	0,052
X_0	0,6
Y_0	0,5
P_0 [N]	765,32
s_0	1,25
X	1
Y	0
P [N]	1 098
L_{10} [$n.10^6$]	2,6
L_{h10} [hod]	$5{,}41 \cdot 10^3$

3.16.2 Kontrola ložisek hřídele



Obr. 51: Schéma zatížení ložisek klece

Hřídel je zatěžována od šnekového kola radiální, axiální a obvodovou silou, dále je zatěžována reakcí ložisek, na kterých je uchycena noha. Poslední zatížení je od ozubeného kola, které působí na hřídel radiální a obvodovou silou. Tyto síly mohou působit ve dvou režimech. V prvním režimu je šnekový pohon v pohybu, hřídel se otáčí a působí na ní střídavé namáhání. Ve druhém se hřídel nepohybuje, ale hřeben se odvaluje po ozubeném kole, pak je hřídel namáhána míjivým zatížením. Ve druhém režimu také mohou působit větší síly, maximálně takové, jaké vzniknou, když normálová síla podložky působí na největším rameni. Vzhledem k tomu, že k tomuto zatížení dojde, jen když robot stojí na dvou nohách (což, vzhledem ke stabilitě robotu, stejně není možné, nebo se tak může stát jen do chvíle, než se podložky dotkne třetí kolo) jedná se spíše o pulzující namáhání. Ale protože i k tomuto namáhání může teoreticky dojít, bude kontrola ložisek provedena pro namáhání těmito silami.

Silová rovnováha do osy x je

$$R_{xI} = -F_{a2} + R_{xH} = -275 \text{ N} \quad . \tag{3.54}$$

Momentová rovnice v rovině *xy* ke středu ložiska *I* pak je

$$R_{yJ} = \frac{-\left(R_{yG} \cdot 12{,}5 - F_{pr} \cdot 26 \cdot \tan 20^{\circ} + R_{yH}\left(2 \cdot 26 - 12{,}5\right) - F_{a2} \cdot 18 + F_{r2} \cdot 28\right)}{52} = \tag{3.55}$$
$$= 415{,}94 \text{ N},$$

ze silové rovnováhy do osy *y* dostaneme

$$R_{yI} = F_{r2} + F_{pr} . \tan 20^{\circ} - R_{yJ} - R_{yG} - R_{yH} = 1\,264 \text{ N}. \tag{3.56}$$

Z momentové rovnice v rovině *xz* ke středu ložiska *I* vypočteme

$$R_{zJ} = \frac{-\left(R_{zG} \cdot 12{,}5 - F_{pr} \cdot 26 + R_{zH} \cdot \left(52 - 12{,}5\right) - F_{t2} \cdot 28\right)}{52} = 2\,354 \text{ N} \tag{3.57}$$

a ze silové rovnováhy do osy *z* pak

$$R_{zI} = -R_{zG} + F_{pr} - R_{zH} - R_{zJ} - F_{t2} = -1\,964 \text{ N}. \tag{3.58}$$

Výsledná zatížení působící na ložisko *I* (*SKF 16003-2Z*) je

$$R_I = \sqrt{R_{zI}^{\ 2} + R_{yI}^{\ 2}} = 2\,335 \text{ N}, \tag{3.59}$$

$$R_{aI} = 275 \text{ N}. \tag{3.60}$$

Výsledná radiální síla působící na ložisko *J* (*SKF 16003-2Z*) je

$$R_J = \sqrt{R_{zJ}^{\ 2} + R_{yJ}^{\ 2}} = 2\,391 \text{ N}. \tag{3.61}$$

Přestože je ložisko *J* namáháno větší radiální silou, kontrola je provedena pro ložisko *I*, které je namáháno radiální silou jen o málo menší, ale je navíc namáháno i axiální silou.

Tab. 22: Kontrolní výpočet ložiska *I*

F_{rI} [N]	2 335
F_{aI} [N]	275
n_I [ot/min]	8
f_0	14
C_0 [N]	3 250
C [N]	6 370
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	1,19
e	0,3
$\frac{F_a}{F_r}$	0,118
X_0	0,6
Y_0	0,5
P_0 [N]	1 333
s_0	2,44
X	1
Y	0
P [N]	2 335
L_{10} [$n.10^6$]	20,3
L_{h10} [hod]	$4{,}23 \cdot 10^4$

Ložisko z hlediska bezpečnosti i životnosti vyhovuje.

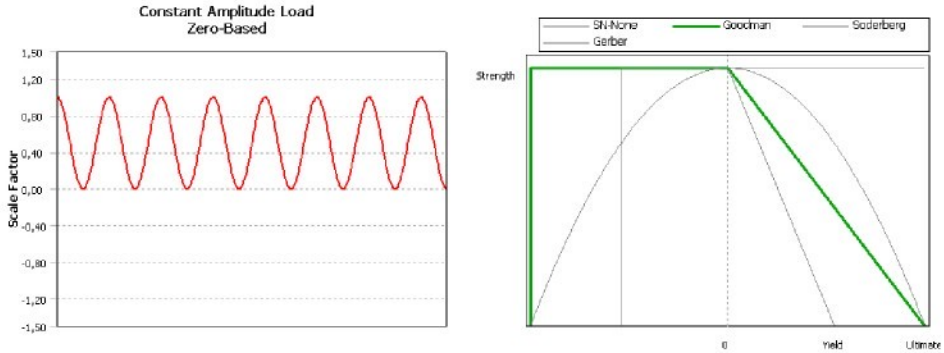
3.16.3 Kontrola hřídele metodou konečných prvků

Hřídel spojující nohu a klec je patrně nejnamáhanější součástí celého modelu. Její průřez není stejný a obsahuje tedy místa s koncentrací napětí (vruby). Kontrola bezpečnosti mohla být provedena výpočtem, kdy by se počítalo napětí v jednotlivých místech, kde se mění buď zatížení nebo průřez, v každém místě by se spočítal vrubový součinitel, součinitel tvaru vrubu a vliv vrubové citlivosti. Z těchto údajů by se pak vypočetla bezpečnost. Druhou možností je použití metody konečných prvků. Pokud by byl výpočet proveden klasicky, tzn. spočítalo by se napětí, tím by se však prakticky zjistil jen součinitel vrubu a bezpečnost by se pak musela vypočítat klasickým způsobem. Program Ansys, ve kterém byl výpočet proveden, obsahuje i položku pro výpočet koeficientu bezpečnosti.

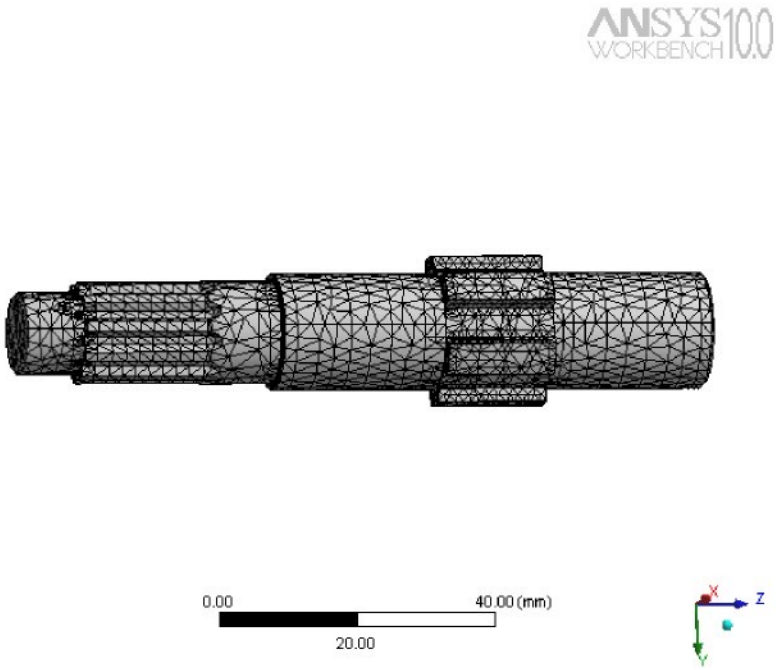
Okrajové podmínky na modelu označené jako Cylindrical support (válcové podpěry) umožňují zamezení pohybu buď osové, radiální nebo tečné. U ložisek je zamezeno osovému a radiálnímu posuvu (jako u skutečných ložisek, pokud zanedbáme deformaci samotného ložiska a jeho uložení atp.) a v drážkování, na kterém je uloženo šnekové kolo, je zabráněno otočení, tím se hřídel dostane do rovnováhy.

Hřídel je zatěžována ve dvou režimech různými silami (viz předchozí kapitola), proto byl výpočet proveden pro oba způsoby zatížení.

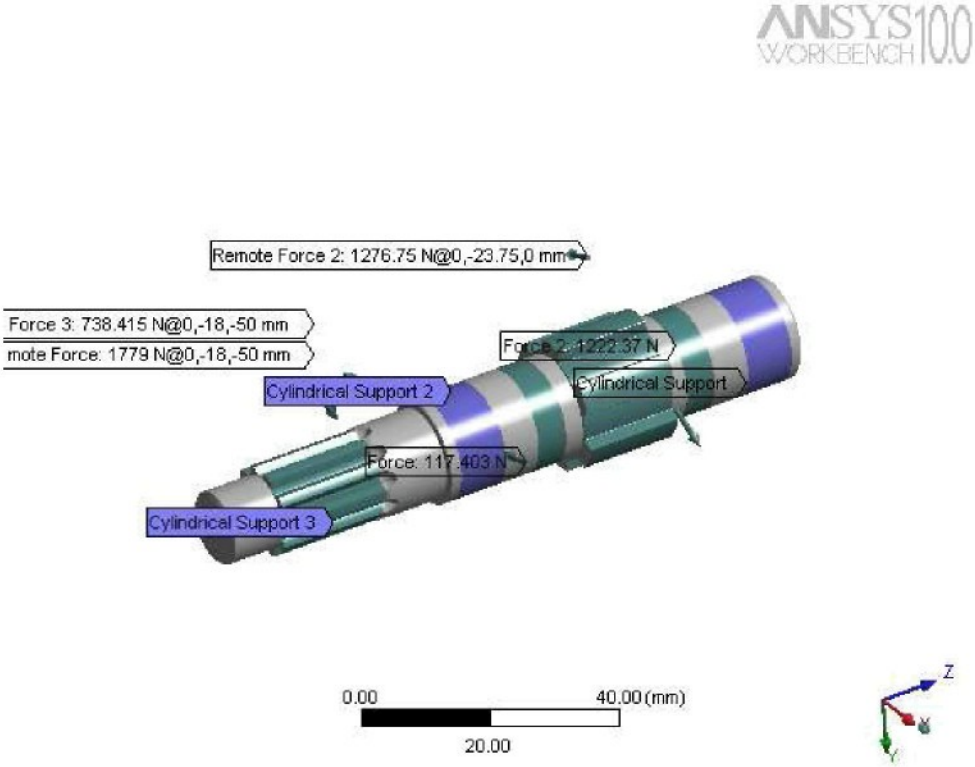
1. způsob zatížení (hřídel se neotáčí)



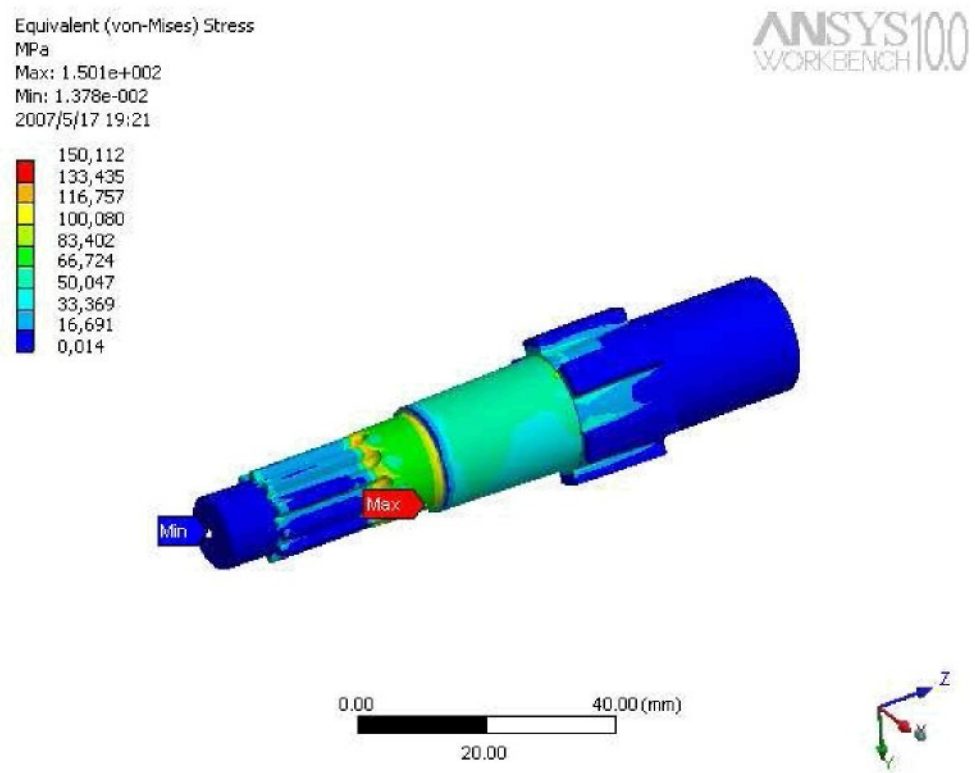
Obr. 52: Průběh zatížení hřídele v prvním režimu a nahrazení mezní křivky podle Goodmana



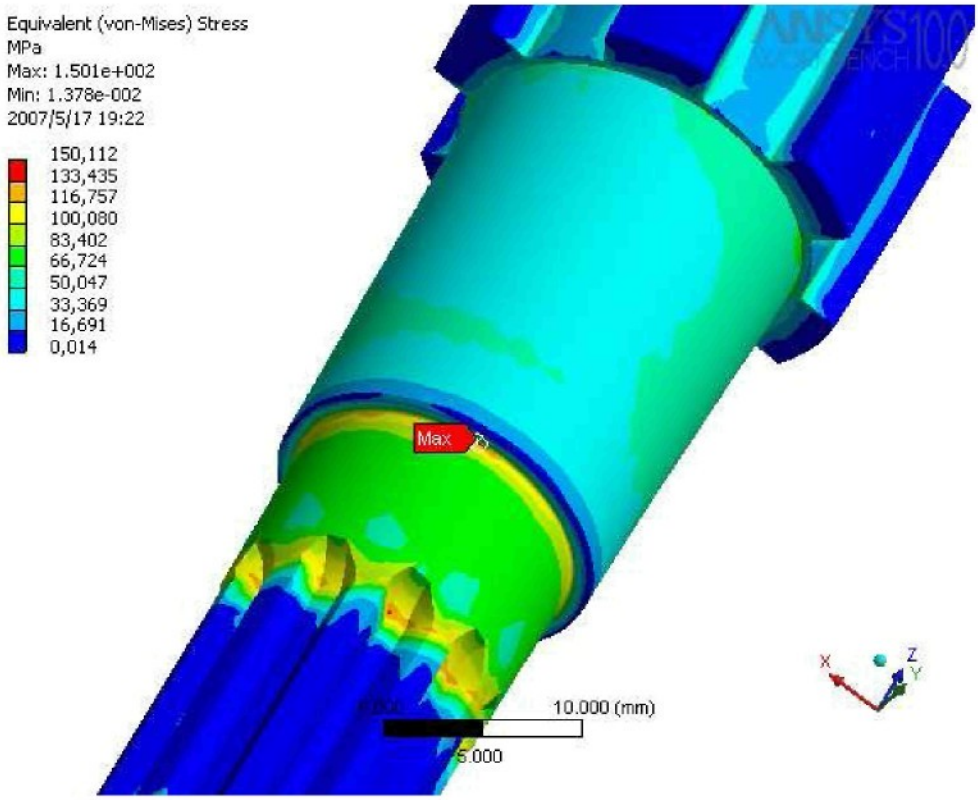
Obr. 53: Vysíťovaný model hřídele (67 679 uzlů, 45 528 prvků)



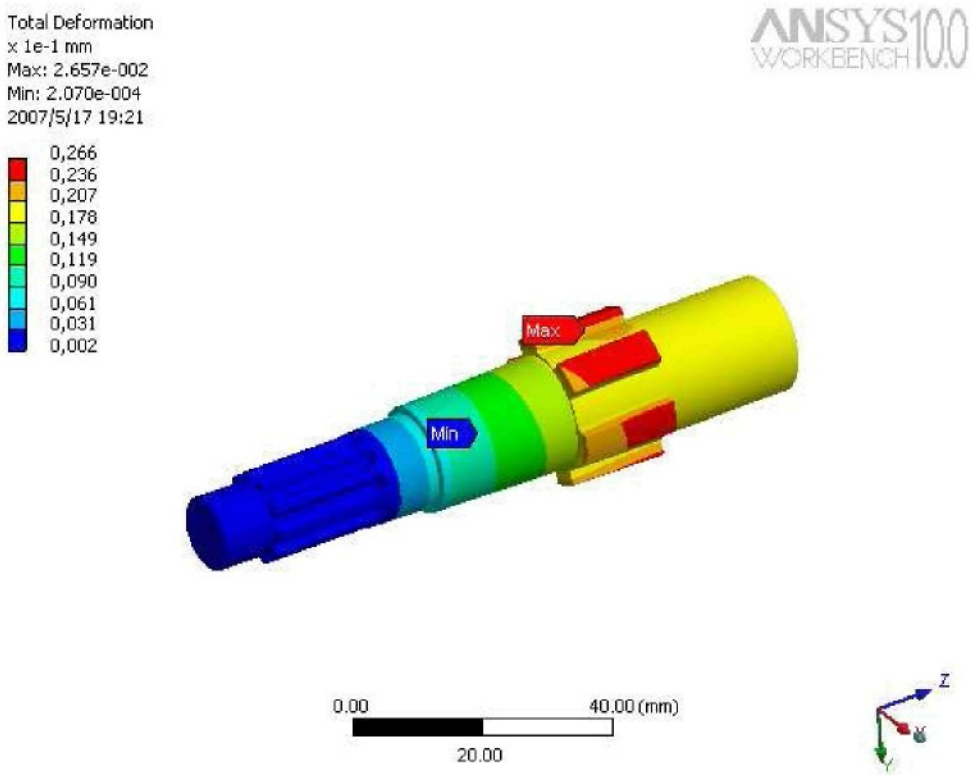
Obr. 54: Model hřídele s okrajovými podmínkami



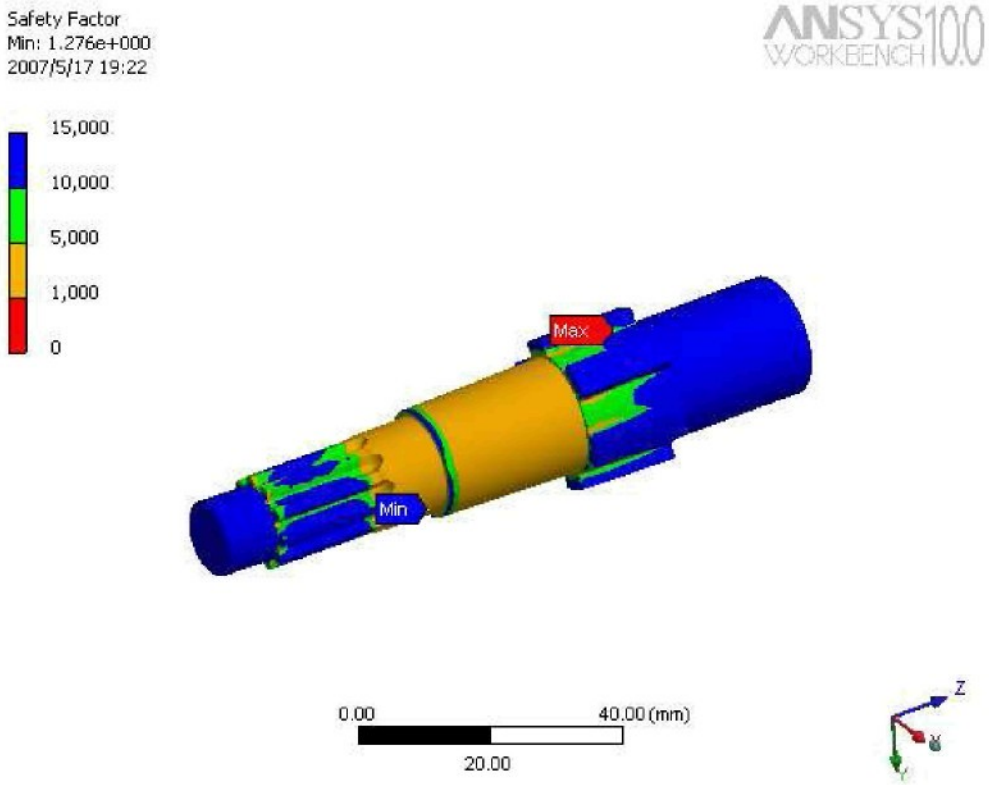
Obr. 55: Ekvivalentní napětí (von Mises)



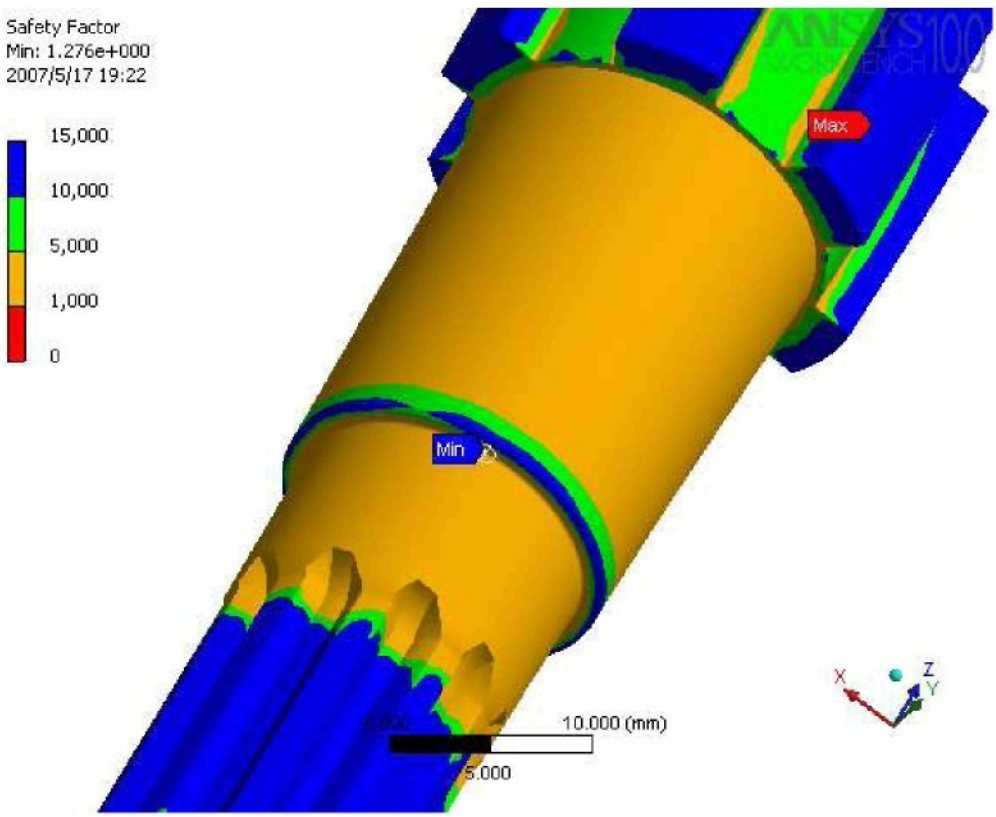
Obr. 56: Detail ekvivalentního napětí v místě maximálního namáhání



Obr. 57: Celková deformace



Obr. 58: Koeficient bezpečnosti

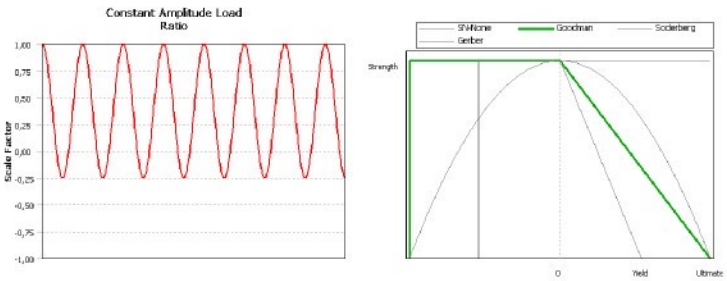


Obr. 59: Detail koeficientu bezpečnosti v místě jeho minima

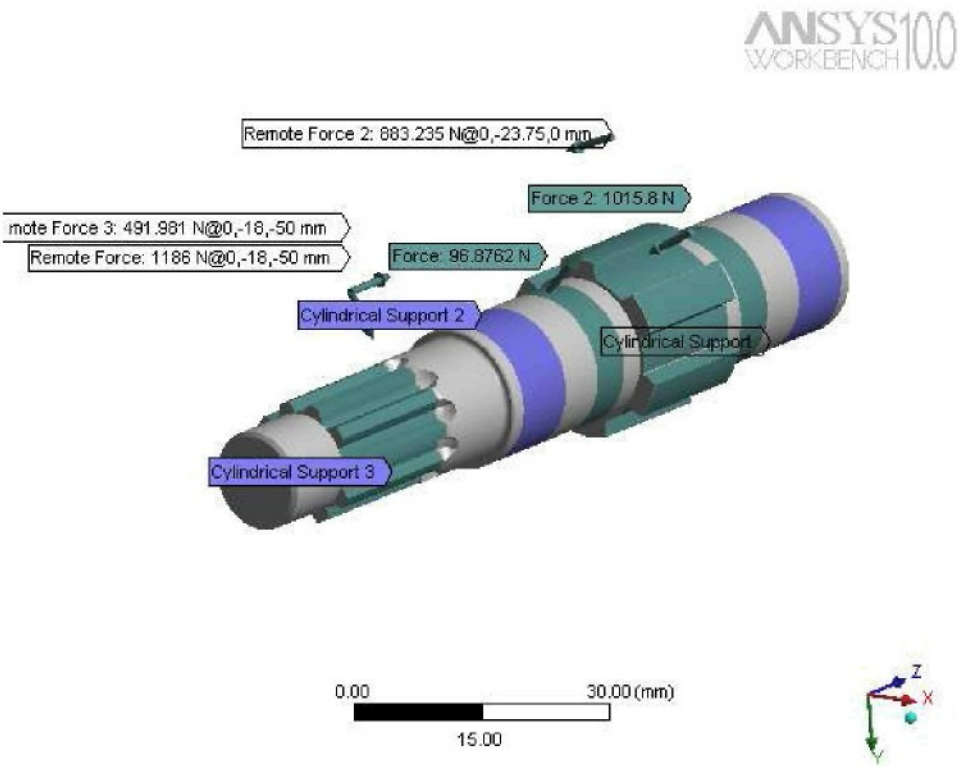
Koeficient bezpečnosti je velmi malý, ale vzhledem k tomu, že k tomuto zatížení dojde jen když robot stojí pouze na dvou nohách (a dalo by se uvažovat i o tom, že je hřídel v tomto stavu zatížena jen staticky) je dostatečný.

2. způsob zatížení (hřídel se otáčí)

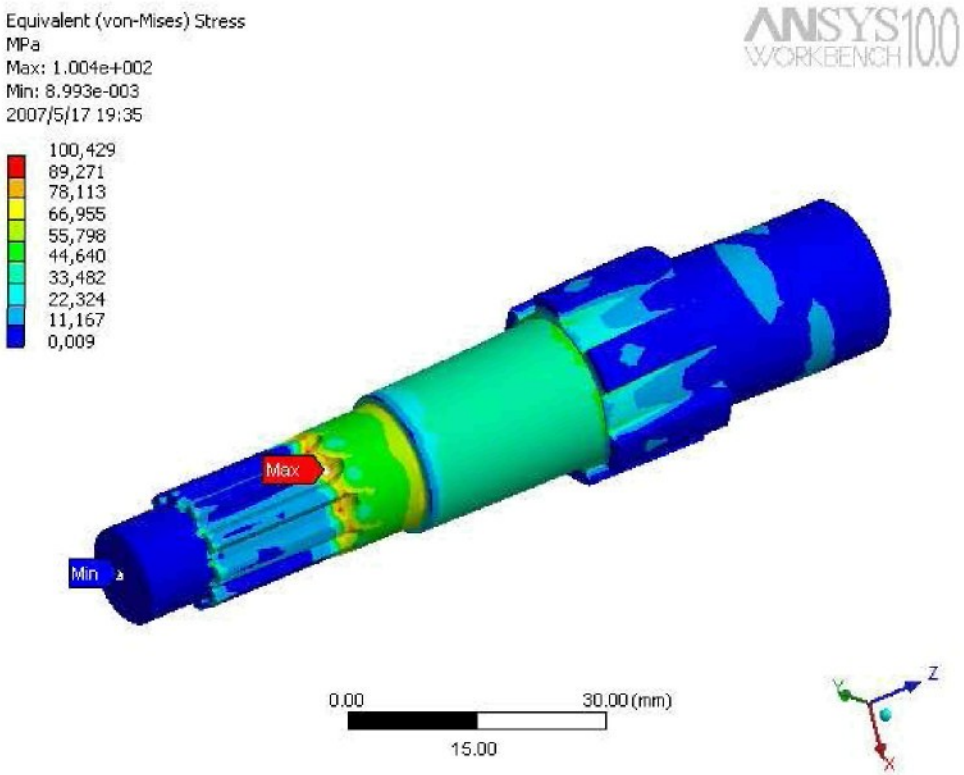
Reakce na ložiska nohy jsou přepočteny na normálovou sílu 102 N a sílu od pružiny 830 N, které odpovídají momentu, kterého je schopen dosáhnout pohon šnekové převodovky. Způsob zatížení byl zvolen střídavý s tím, že záporná část cyklu (což odpovídá zvedání nohy) je 25% maxima kladné části.



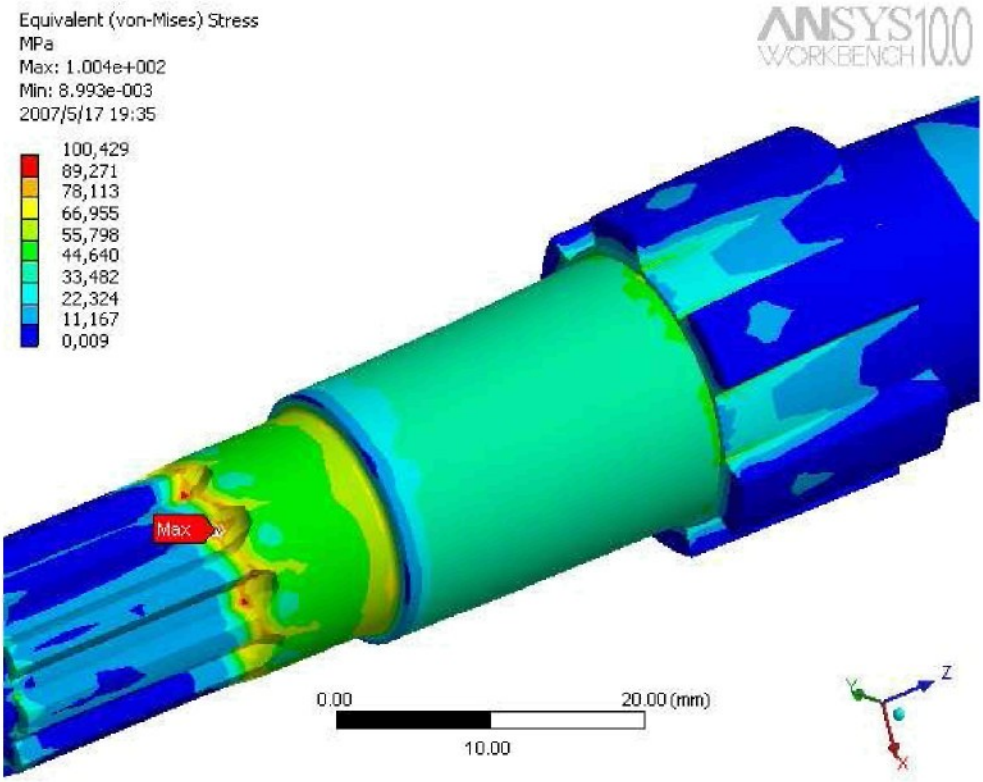
Obr. 60: Průběh zatížení a nahrazení mezní křivky



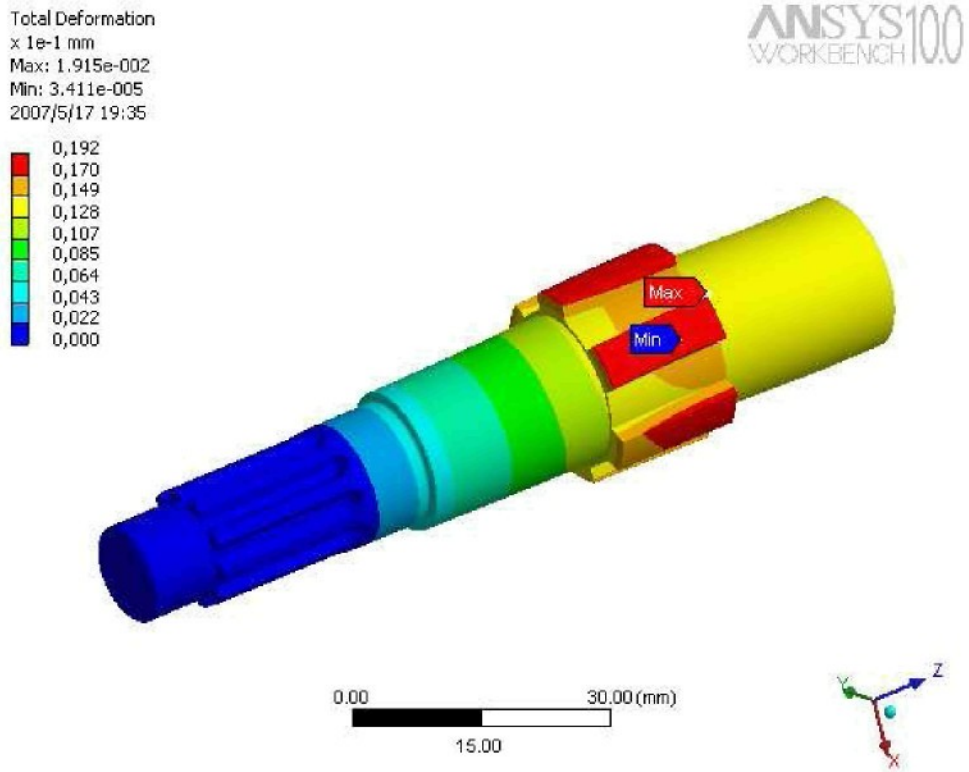
Obr. 61: Model hřídele s okrajovými podmínkami



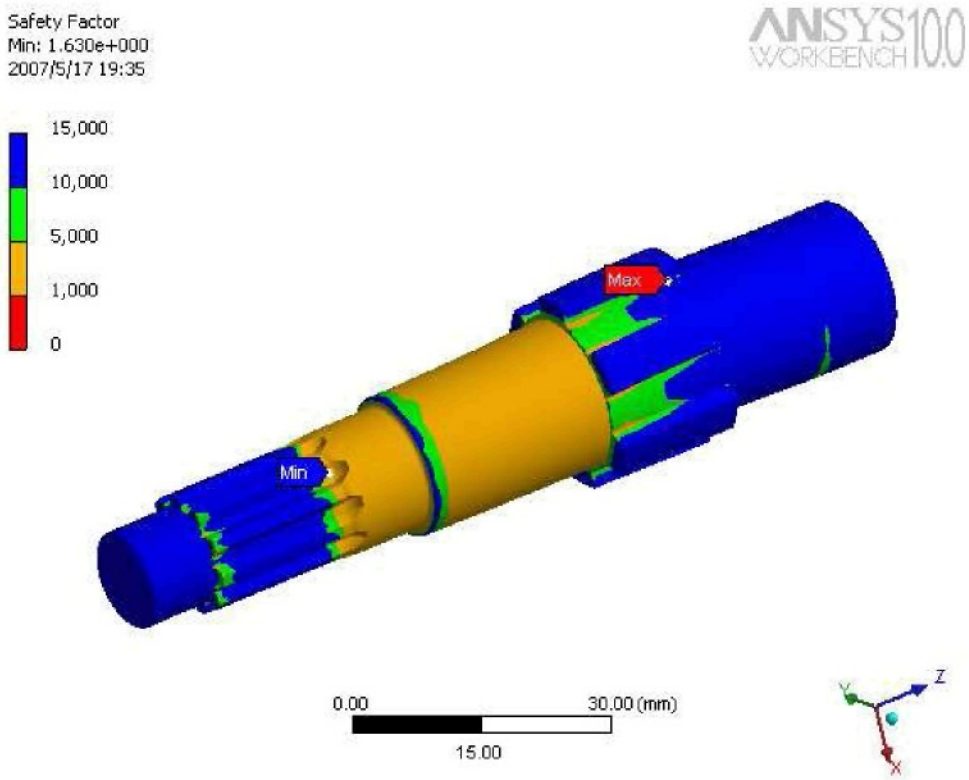
Obr. 62 Ekvivalentní napětí (von Mises)



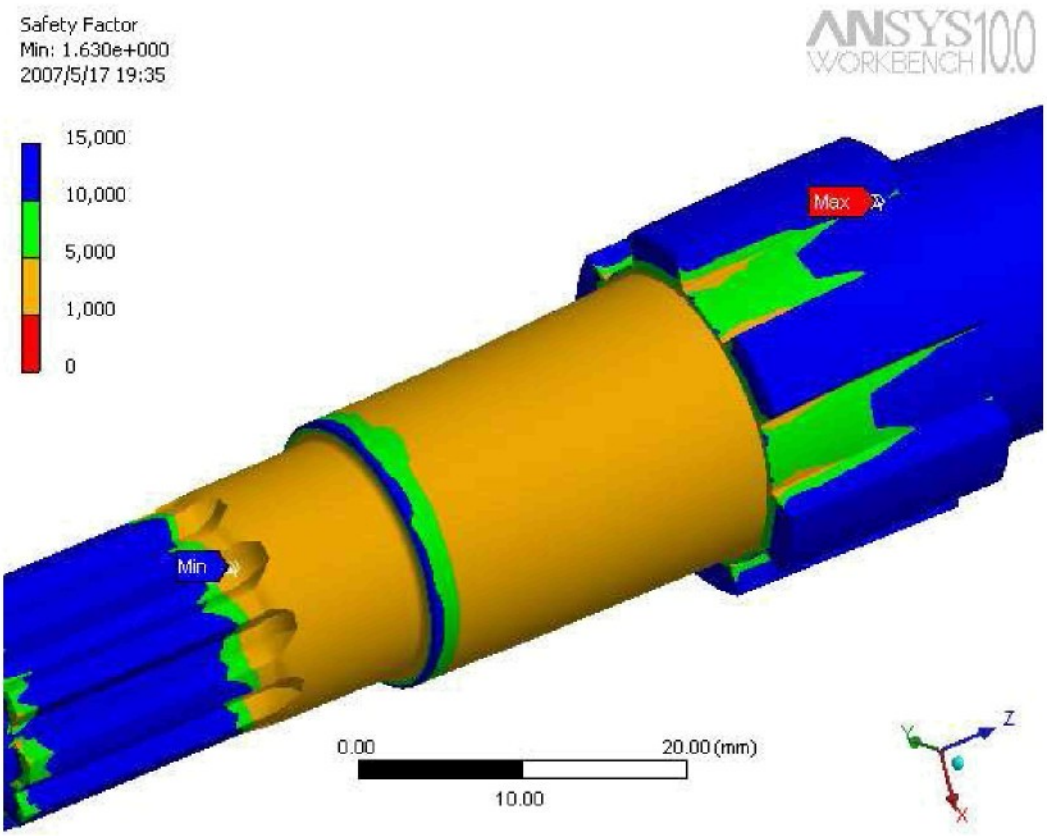
Obr. 63 Detailní pohled na místo maximálního napětí



Obr. 64: Celková deformace



Obr. 65: Koeficient bezpečnosti



Obr. 66 Detailní pohled na místo s nejmenším koeficientem bezpečnosti

Bezpečnosti hřídele není vysoká, ale je dostatečná.

3.17 Návrh pohonu na vyrovnávání terénu

Pohonná jednotka, která má za úkol naklánět nohu a tím kopírovat profil terénu pohání, šnekový převod, který přes hřídel přenáší moment na ozubené kolo ovládající hřeben, který je připojen k pružině. Požadovaný kroutící moment na šnekovém kole tedy vychází ze stejné rovnováhy jako při návrhu pružiny.

Pohonná jednotka se skládá z motoru **EC 32** (*Příloha 9*) o výkonu 80 W, je připojena k planetové převodovce **GP 32 A** (*Příloha 10*) a encoderu **HEDL 5540** (*Příloha 4*).

Tab. 23: Pohonná jednotka na vyrovnávání terénu

Jmenovitý kroutící moment motoru	$38{,}3 \cdot 10^3$ Nm
Jmenovité otáčky motoru	13 600 ot/min
Převodový poměr převodovky	$\frac{14\,976}{175} \approx 86$
Účinnost převodovky	70 %
Jmenovité výstupní otáčky z převodovky	158,92 ot/min
Jmenovitý výstupní moment na výstupu z převodovky	2,29 Nm

3.18 Návrh šnekového převodu vyrovnávání terénu

Protože šnekový převod musí zachytit maximální možný moment od normálové síly působící na kolo, byl pro pevnostní kontrolu vstupní moment zvětšen tak, aby výstupní moment z převodovky byl roven tomuto momentu. Pro tento zatěžující moment, ale nebude šnekový převod v pohybu, navíc se jedná o výjimečnou situaci, kdy robot stojí na dvou nohách a zároveň na největším průměru kola. V následující Tabulce č. 24 jsou parametry šnekového převodu pro zatížení od pohonu. Pevnostní kontrola, návrh ložisek a uložení šnekového a ozubeného kola bude provedena pro extrémní případ zatížení. Parametry převodu pro extrémní zatížení jsou uvedeny ve výpisu v *Příloze č.11*.

Tab. 24: Šnekový převod na vyrovnávání terénu

Otáčky šneku n_1	158,92 ot/min
Kroutící moment na šneku M_{k1}	2,29 Nm
Převodový poměr $i_š$	20
Otáčky šnekového kola n_2	7,95 ot/min
Úhlová rychlost šnekového kola ω_2	0,83 rad/s
Úhel záběru $\alpha_š$	20°
Součinitel průměru šneku q	11,2 mm
Úhel stoupání šroubovice šneku γ	5,1°
Součinitel smykového tření za klidu pro ocel a cínový bronz při mazání $f_š$	$0,1 \div 0,2$
Třecí úhel, který respektuje nejen součinitel tření mezi stykovými plochami, ale i úhel záběru ϕ'	6,074°
Účinnost soukolí μ_s	0,452
Moment na šnekovém kole M_{k2}	20,64 Nm
Osový modul ozubení m_x	1,8 mm
Osová vzdálenost po korekci a	28,08 mm
Obvodová síla šneku (je rovna osové síle kola) F_{t1}	226,52 N
Axiální síla ve šneku (je rovna obvodové síle kola) F_{t2}	1146,76 N
Výsledná radiální síla (a zároveň radiální síla kola) F_{r1}	437,74 N
Koeficient bezpečnosti v dotyku S_H	1,24
Koeficient bezpečnosti v ohybu S_F	3,415

Hodnota bezpečnosti v dotyku pro zvětšený moment je malá, ale vzhledem k tomu, že nejčastější namáhání bude nižší, tak je dostatečná.

3.18.1 Výpočet sil působících na ložiska šneku

Schéma zatěžujících sil je stejné jako v kapitole 3.12. Ze soustavy rovnic obdobných jako 3.40 až 3.46 vyjdou následující síly.

Výsledná radiální síla působící na ložisko *K* (*SKF 6001*) vyjde

$$R_K = 794{,}6\ \mathrm{N}\,. \tag{3.62}$$

Výsledná axiální síla působící na ložisko *K* je

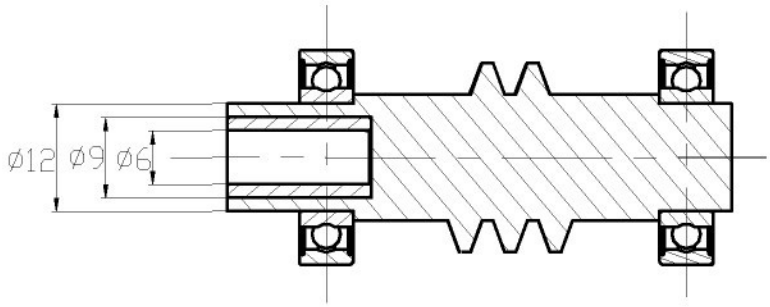
$$R_{aK} = 1\,779\ \mathrm{N}\,. \tag{3.63}$$

Tab. 25: Kontrola ložiska šneku naklápění

F_{rK} [N]	794,6
F_{aK} [N]	1 779
n_K [ot/min]	150
f_0	13
C_0 [N]	2 360
C [N]	5 400
$f_0 \dfrac{F_a}{C_0}$	1,727
e	0,34
$\dfrac{F_a}{F_r}$	2,239
X_0	0,6
Y_0	0,5
P_0 [N]	1 366
s_0	1,72
X	0,56
Y	1,31
P [N]	2 775
L_{10} [$n.10^6$]	7,37
L_{h10} [hod]	818,3

Bezpečnost a životnost ložiska je dostatečná.

3.18.2 Výpočet lisovaného spoje naklápění nohy



Obr. 67: Lisovaný spoj naklápění nohy

$$d_i = 6\ \text{mm}, d_p = 9\ \text{mm}, d_e = 12\ \text{mm}, l = 16\ \text{mm}$$

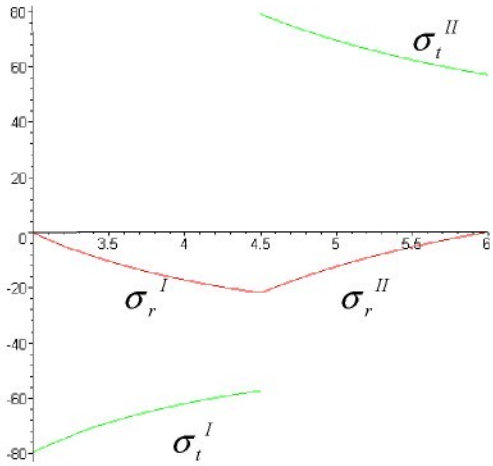
$$\left(r_i = 0{,}5d_i, r_p = 0{,}5d_p, r_e = 0{,}5d_e\right)$$

Maximální přenášený moment je na výstupu z převodovky je 4,5 Nm a na tento moment je proveden výpočet.

Tab. 26: Výpočet lisovaného spoje pohonu naklápění nohy

Kroutící moment	$M_{k\max} = 4{,}5$ Nm
Minimální tlak potřebný k přenesení momentu $M_{k\max}$	$p_{\min} = 22{,}1$ MPa
Součinitel bezpečnosti lisovaného spoje	$k_s = 1{,}5$
Vypočítané konstanty	$A^I = -39{,}75$ MPa, $B^I = -357{,}88$ N, $A^{II} = 28{,}48$ MPa, $B^{II} = 1\,023{,}98$ N
Materiálové konstanty	$E^I = 2{,}1.10^5$ MPa, $\mu^I = 0{,}3$, $E^{II} = 2{,}1.10^5$ MPa, $\mu^{II} = 0{,}3$

Minimální přesah	$\Delta d_p = 5{,}84.10^{-3}$ mm
Bezpečnost pro vložku z oceli 11 500 (napětí na mezi kluzu $Re = 245$ MPa)	$k_I = 6{,}97$
Bezpečnost pro šnek z oceli 13 151.5 (napětí na mezi kluzu $\mathrm{Re} = 390$ MPa)	$k_{II} = 3{,}86$



Graf 2: Průběhy napětí v závislosti na poloměru

3.18.3 Uložení šnekového kola

Šnekové kolo je na hřídeli uloženo na evolventním drážkování. Při kontrole drážkování se kontroluje, zda tlak na styčných plochách je menší než dovolený, dále se kontrolují drážky na ohyb. Spoj přenáší maximální kroutící moment od reakce podložky přes pružinu $M_N = 31{,}89$ Nm (viz Tab. 19). Kontrola byla provedena v programu Mechsoft. Výsledek je následující:

Točivý moment Mk = 31,89 Nm

Rozměry:

Jmenovitý průměr drážkování D = 15 mm

Počet zubů z = 10

Modul m = 1,25 mm

Činná délka drážkování L_f = 14,4 mm

Vlastnosti spoje:

Součinitel styku boků zubů = 0,5

Druh spojení - pracovní podmínky - (ne)tvrzené boky : 260/120 Neposuvné - střední - tvrzené

Dovolené napětí v ohybu σ_{dov} = 260 MPa

Dovolený tlak p_{dov} = 120 MPa

Výsledky výpočtu:

Minimální činná délka drážkování l = 7,99 mm

Napětí v ohybu σ_o = 77,386 MPa

Tlak v opěrné ploše drážky p = 66,623 MPa

Kontrola drážkování – **Vyhovuje**

3.18.4 Uložení ozubeného kola pro vyrovnávání terénu

Ozubené kolo je na hřídeli uloženo na rovnobokém drážkování. Zatížení, které přenáší, je stejné jako u šnekového kola, se kterým je spojeno hřídelí. Kontrola na otlačení byla provedena v programu Mechsoft. Výsledek je následující:

Točivý moment Mk = 31,831 Nm

Rozměry:

Řada drážkování - Lehká

Rozměry drážkování (z x d x D) – 6 x 23 x 26

Činná délka drážkování L_f = 19 mm

Vlastnosti spoje:

Součinitel zmenšení nosné plochy drážek = 0,75

Druh spojení - pracovní podmínky : 40 MPa - Posuvné bez zatížení - příznivé

Dovolený tlak p_{dov} = 40 MPa

Výsledky výpočtu:

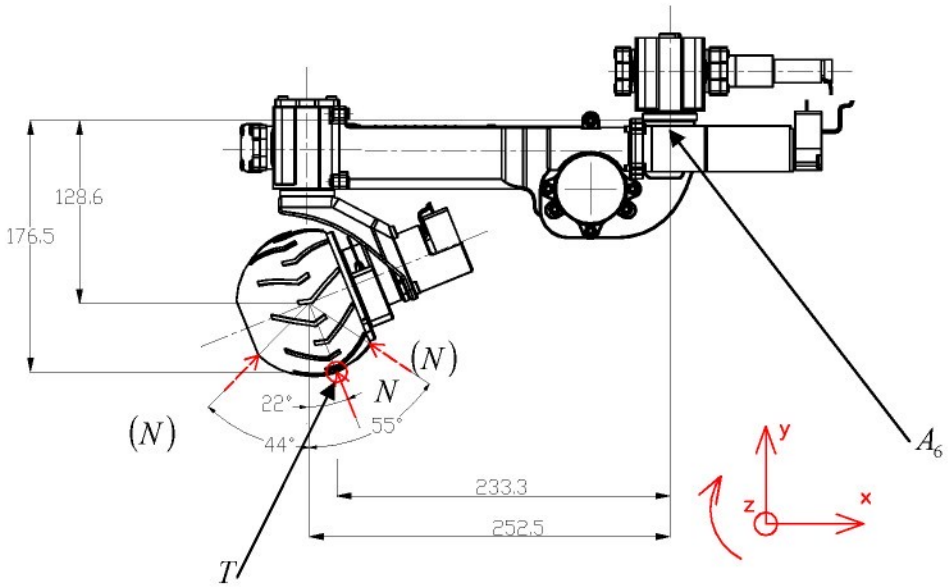
Minimální délka drážkování l_{min}= 16,04 mm

Tlak v opěrné ploše drážky p = 33,768 MPa

Kontrola drážkování – **Vyhovuje**

3.19 Spojení klece s hřídelí rejdu

Klec je s hřídelí rejdu spojena čtyřmi šrouby *M 8 - 12 ČSN EN ISO 4762*. Spoj je namáhán od ohybového a kroutícího momentu.



Obr. 68: Schéma sil zatěžujících spoj klec-hřídel rejdu

Tab. 27: Síly a momenty zatěžující šroubový spoj

$\alpha_N[°]$	$N_x[\mathrm{N}]$	$N_y[\mathrm{N}]$	$M_N[\mathrm{Nm}]$
-44	104,2	108,9	13,9
22	139	56,2	42,3
57	$-125,8$	81,7	37,2

Výpočet bude proveden pro $\alpha_N = 22°$. Pro tento úhel je spoj namáhán ohybovým momentem v rovině *yz* od obvodové síly

$$M_{oyz} = T \cdot 176{,}5 = 11{,}26 \text{ Nm} \tag{3.64}$$

a musí přenést moment

$$M_k = T \cdot 233{,}3 + M_{kp} = 16{,}93 \text{ Nm}, \tag{3.65}$$

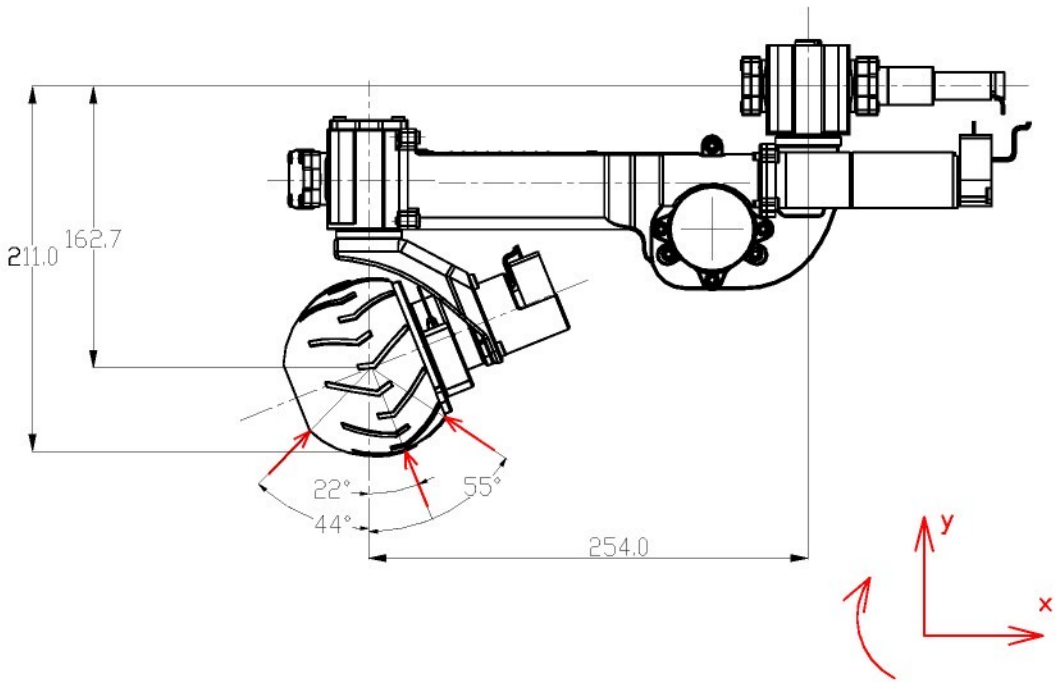
kde $M_{kp} = 2{,}84$ Nm je moment na šnekovém kole rejdu.

Tab. 28: Výpočet sil působících na šrouby spoje hřídel pivotace - klec

Síly vypočtené z momentové rovnováhy a deformační podmínky	$F_1 = 269{,}99$ N $F_2 = 384{,}5$ N $F_3 = 646{,}68$ N $F_4 = 761{,}18$ N
Tuhost šroubů	$k_s = 2{,}63 \cdot 10^6$ N/mm
Tuhost příruby	$k_p = 7{,}77 \cdot 10^6$ N/mm
Součinitel přetížitelnosti spoje	$\psi = 2$
Předpětí šroubů	$F_{Q1} = 741{,}71$ N $F_{Q2} = 1\,056$ N $F_{Q3} = 1\,777$ N $F_{Q4} = 2\,091$ N
Síla mezi spojovanými součástmi	$F_{p1} = 1\,889$ N $F_{p2} = 1\,804$ N $F_{p3} = 1\,608$ N $F_{p4} = 1\,522$ N
Kroutící moment, který je schopen spoj přenést třením při provozním zatížení	$f_p \cdot r_s \left(F_{p1} + .. + F_{p4}\right)_s = 17{,}1$ Nm
Síla ve šroubech	$F_{s1} = 2\,159$ N $F_{s2} = 2\,188$ N $F_{s3} = 2\,255$ N $F_{s4} = 2\,284$ N
Maximální napětí ve šroubu	$\sigma_s = 60{,}77$ MPa
Bezpečnost	$k_{sr} = 1{,}48$
Utahovací moment	$M_{uh} = 3{,}2$ Nm

3.20 Výpočet ložisek pivotace

Ložiska, jejich uložení a schéma zatížení, je stejné jako v kapitole 3.11 jen síla a momenty od reakce a obvodové síly jsou rozdílné. Výpočet bude proveden pro $\alpha_N = 22°$, kdy je moment namáhající ložiska největší.



Obr. 69: Schéma sil zatěžujících ložiska hřídele rejdu

Z obdobných rovnic jako 3.28 až 3.34 vyjde, že:
dolní ložisko L je pak namáháno celkovou radiální silou

$$R_L = 1\,668 \text{ N}, \tag{3.66}$$

a horní ložisko M silou

$$R_M = 1\,779 \text{ N}. \tag{3.67}$$

Protože se jedná o stejný konstrukční i výpočtový případ jako je uvedeno v kapitole 3.11, byl kontrolní výpočet proveden jen pro ložisko M a výsledky kontroly jsou pak uvedeny v Tabulce č. 29.

Tab. 29: Kontrolní výpočet ložiska M

F_{rM} [N]	1 779
F_{aM} [N]	112,1
n_M [ot/min]	11,39
k_r	95
C_0[N]	4 800
C[N]	8 840
F_{rm} [N]	20,5
e	1,14
$\frac{F_a}{F_r}$	1,132
X_0	1
Y_0	0,52
P_0[N]	2 826
s_0	1,669
X	0,57
Y	0,93
P[N]	2 887
$L_{10}[n.10^6]$	28,72
L_{h10}[hod]	$4{,}2.10^4$

Ložiska vyhovují z hlediska bezpečnosti i životnosti.

4 Závěr

Při návrhu nohy modelu robotu se vycházelo z požadavků na pohyby, kterých má být noha schopna. Proto byl nejdříve vytvořen model v programu Pro/Engineer a poté byl proveden kontrolní výpočet. Při výpočtu byla řada věcí zjednodušena, protože nejsou známy zatěžující síly, některé součásti nebyly počítány vůbec, protože to rozsah této diplomové práce neumožňuje. Do výpočtu nebyly vůbec zahrnuty dynamické síly, které se dají u takovéhoto zařízení předpokládat, proto byla při statickém návrhu uvažována síla větší, než které by se dalo dosáhnout. Pro návrh konečného díla budou známy zatěžující síly z matematického modelu p. Denka a bude moci být proveden přesnější výpočet. Rovněž výpočet metodou konečných prvků byl proveden jen u některých vybraných částí a pro konečné řešení by bylo zřejmě výhodné provést výpočet touto metodou u více součástí.

Při dalším vývoji bude moci být pravděpodobně provedena řada odlehčení, např. použitím ozubených segmentů namísto ozubených kol, protože pravděpodobně nebude využíván celý obvod ani u jednoho z ozubených kol. Další modifikace se bude patrně týkat pružiny, jejíž tuhost se upraví podle chování modelu.

5 Seznam použité literatury

[1] Svatopluk Černoch: Strojně technická příručka, SNTL, Praha 1968

[2] Lubomír Pešík: Části strojů, stručný přehled 1,2 ISBN 80-7083-939-6, Liberec 2005

[3] Jan Leinveber, Pavel Vávra.: Strojnické tabulky, ISBN 80-7361-033-7, Úvaly 2006

[4] Doc. Ing. Ludvík Prášil, Csc. a kol: Části a mechanismy strojů, Liberec 1988

[5] Prof. Ing. František Boháček, DrSc. a kol: Části a mechanismy strojů II, hřídele, tribologie a ložiska, Brno 1987

[6] SKF Hlavní katalog, Praha 1998

Seznam příloh

Příloha 1 – specifikace motoru ***EC*-max 30**

Příloha 2 – specifikace převodovky **GP 32 C**

Příloha 3 – specifikace brzdy **AB 20**

Příloha 4 – specifikace encoderu **HEDL 5540**

Příloha 5 – specifikace motoru ***EC*-max 16**

Příloha 6 – specifikace převodovky **GP 22 C**

Příloha 7 – specifikace encoderu **MR,** typ **M**

Příloha 8 – specifikace tlumiče **HB-15**

Příloha 9 – specifikace motoru **EC 32**

Příloha 10 – specifikace převodovky **GP 32 A**

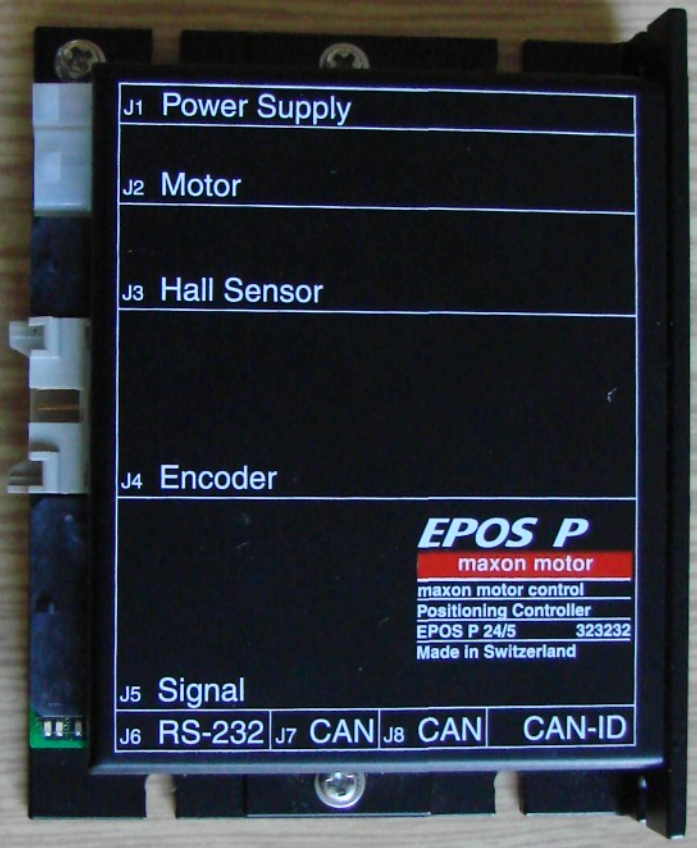
Příloha 11 – výpis z programu Mechsoft pro šnekové soukolí naklápění při maximálním namáhání

Příloha 12 – výpis z programu Mechsoft pro šnekové soukolí rejdu a pivotace při maximálním namáhání

Příloha 13 – 15 – obrázky modelu v programu Pro/Engineer

Příloha 16 – 20 – výkresy modelu

J1 Power Supply
J2 Motor
J3 Hall Sensor
J4 Encoder
EPOS P
maxon motor
maxon motor control
Positioning Controller
EPOS P 24/5 323232
Made in Switzerland
J5 Signal
J6 RS-232
J7 CAN
J8 CAN
CAN-ID


J1 Power Supply
J2 Motor
J3 Hall Sensor
J4 Encoder
EPOS P
maxon motor
maxon motor control
Positioning Controller
EPOS P 24/5 323232
Made in Switzerland
J5 Signal
J6 RS-232
J7 CAN
J8 CAN
CAN-ID

J1 Power Supply

J2 Motor

J3 Hall Sensor

J4 Encoder

EPOS P

maxon motor

maxon motor control

Positioning Controller

EPOS P 24/5 323232

Made in Switzerland

J5 Signal

J6 RS-232 | J7 CAN | J8 CAN | CAN-ID

J1 Power Supply

J1A Logic Supply

J2 Motor

J3 Hall Sensor

J4 Encoder

J5 Signal 1

EPOS

maxon motor

maxon motor control

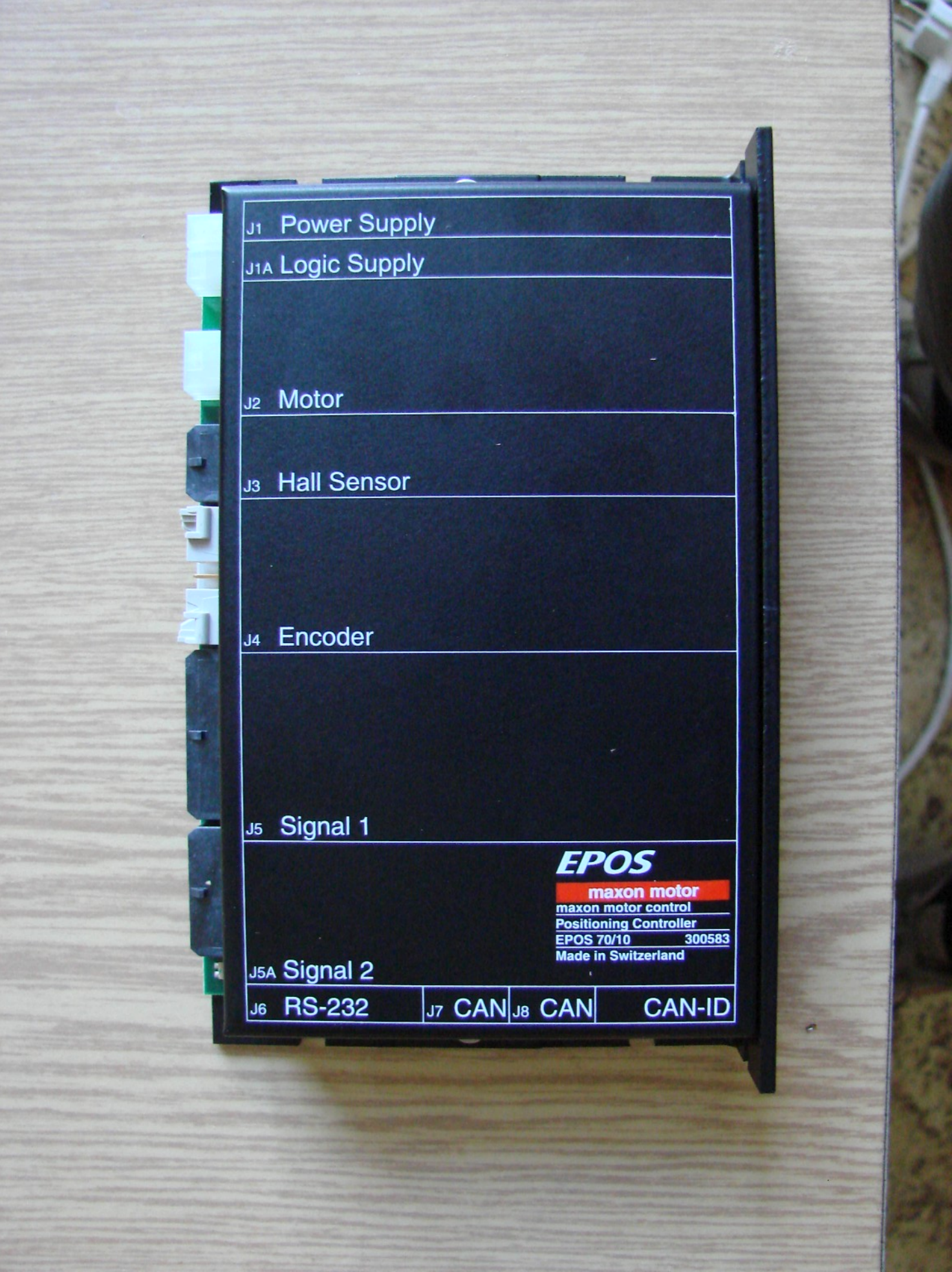
Positioning Controller

EPOS 70/10 300583

Made in Switzerland

J5A Signal 2

J6 RS-232 | J7 CAN | J8 CAN | CAN-ID


J1 Power Supply
J1A Logic Supply
J2 Motor
J3 Hall Sensor
J4 Encoder
J5 Signal 1
J5A Signal 2
J6 RS-232
J7 CAN
J8 CAN
CAN-ID
EPOS
maxon motor
maxon motor control
Positioning Controller
EPOS 70/10
300583
Made in Switzerland

CANview® Ethernet

rmcan.com

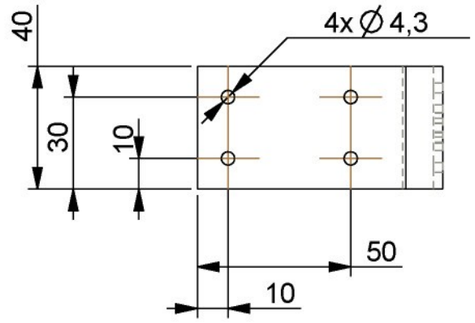
A STEP AHEAD

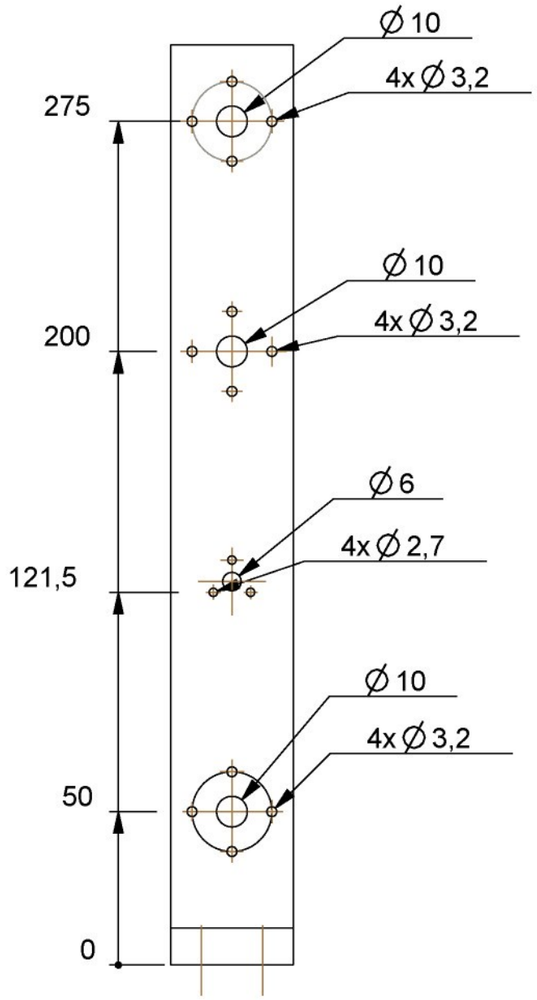
LAN

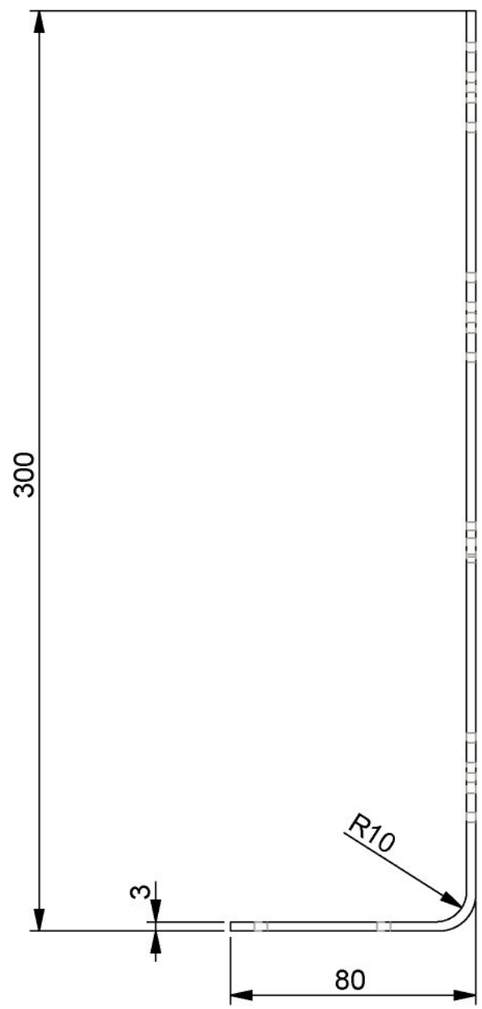
® / CAN

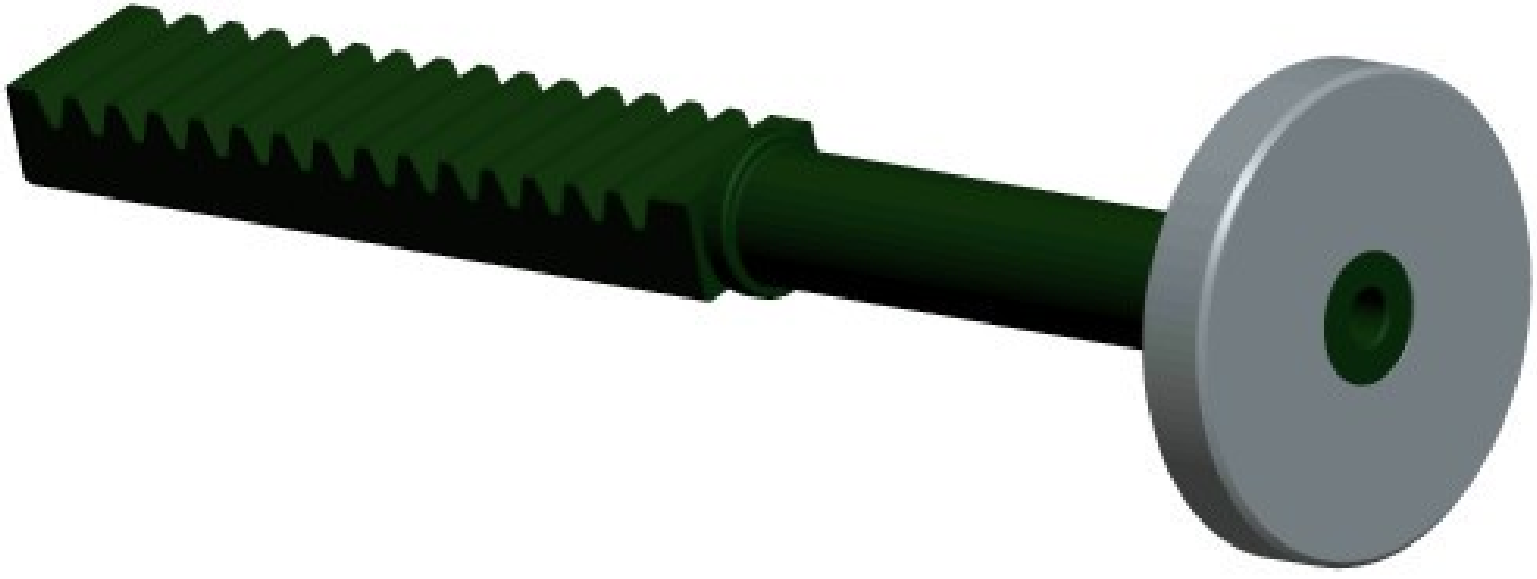
Type:	CANview Ethernet 2001		
PartNo:	253001031	S/N:	0000549
Ratings:	9-36V DC	Rev.:	2.0.2
CAN:	ISO 11898		
LAN:	IEEE 802.3		
MAC Addr.:	0050C25DC045		

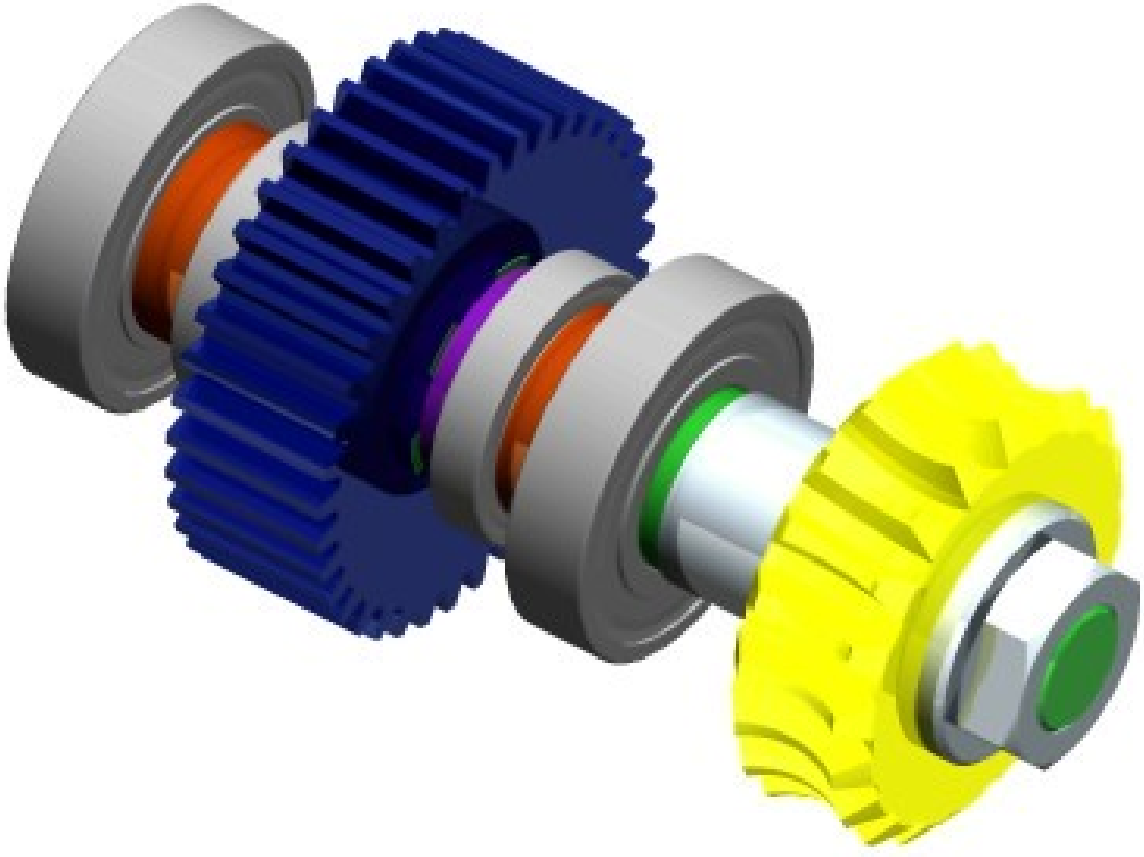
rmcan.com

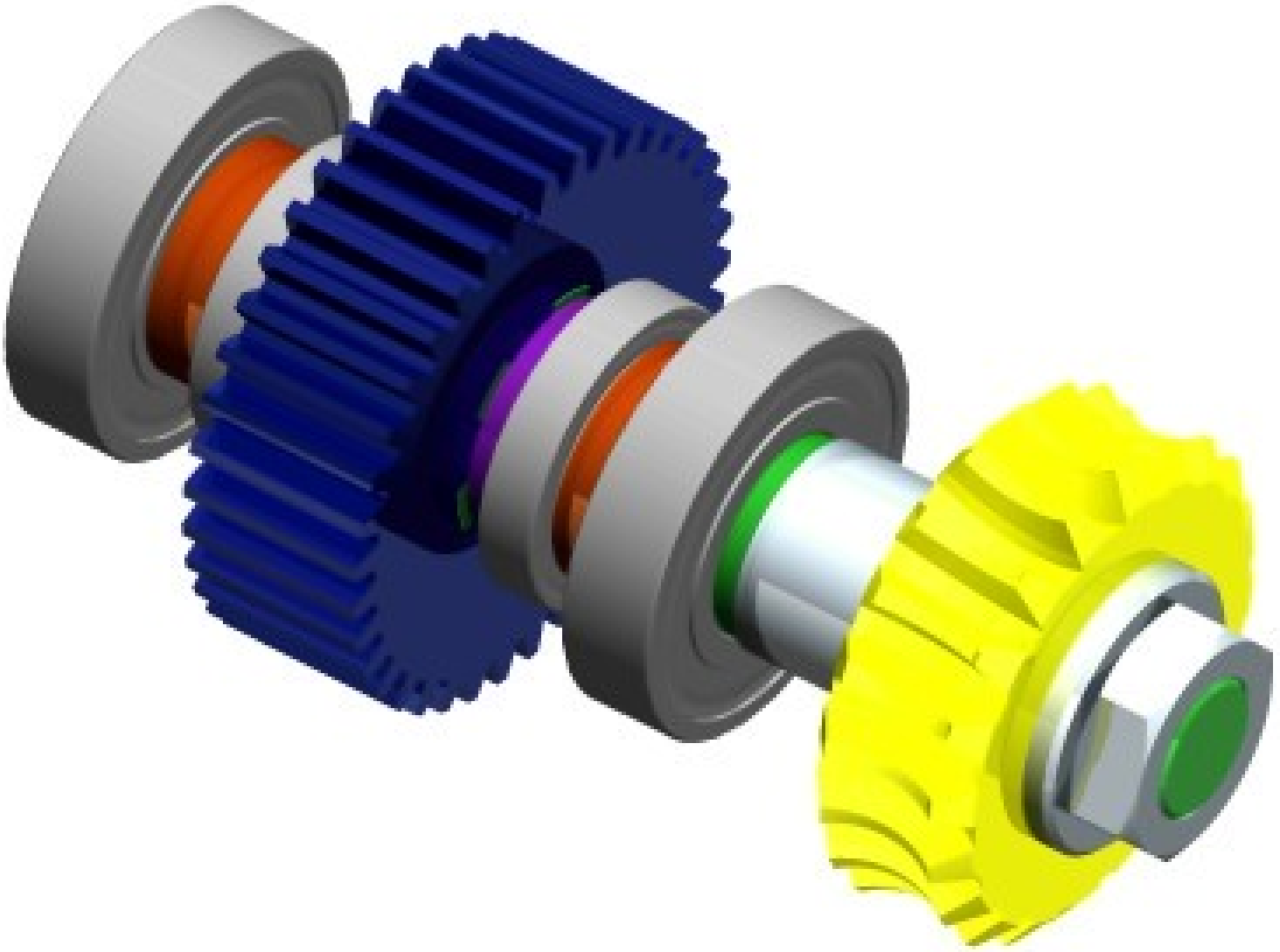

40
4x ∅ 4,3
30
10
50
10

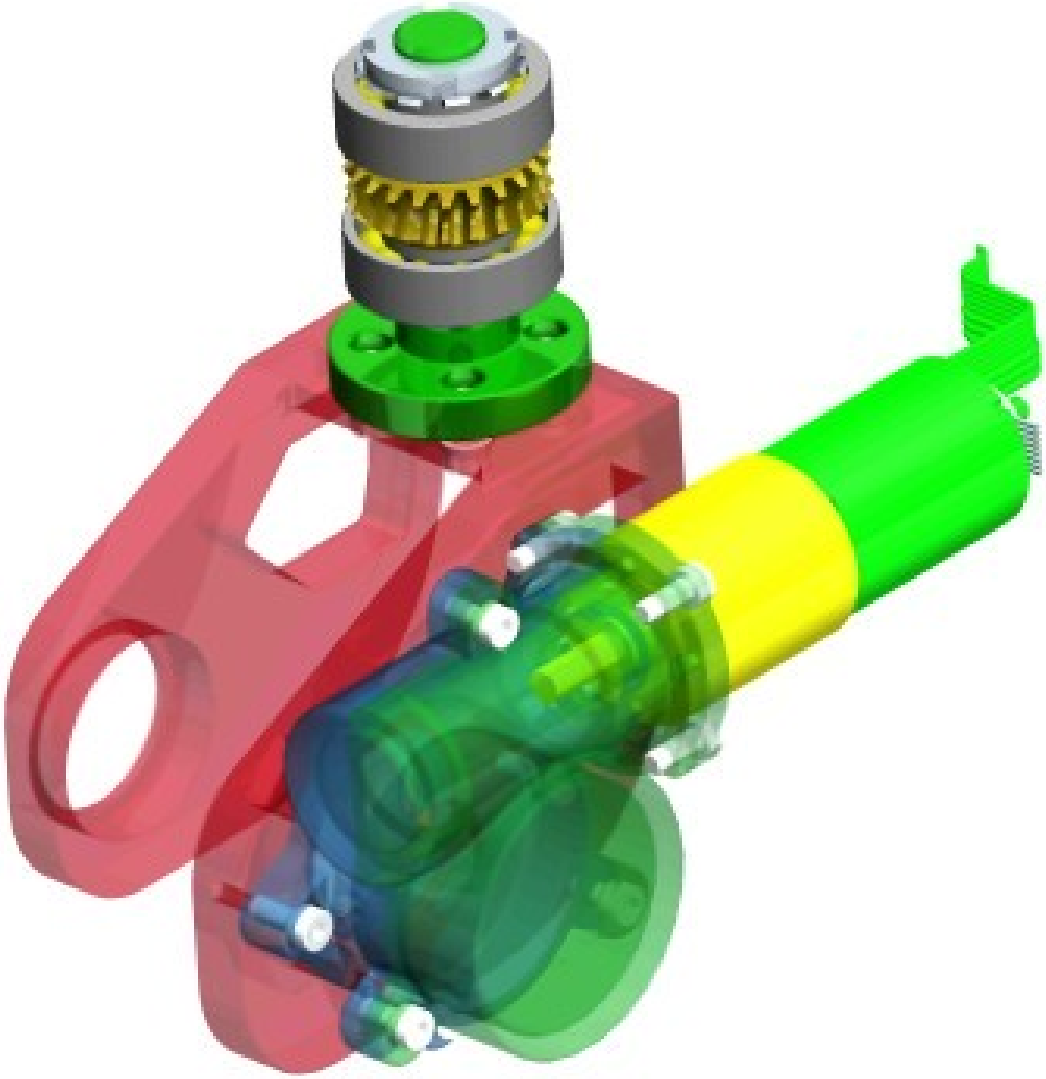

∅ 10
4x ∅ 3,2
275
∅ 10
4x ∅ 3,2
200
∅ 6
4x ∅ 2,7
121,5
∅ 10
4x ∅ 3,2
50
0


300
R10
3
80

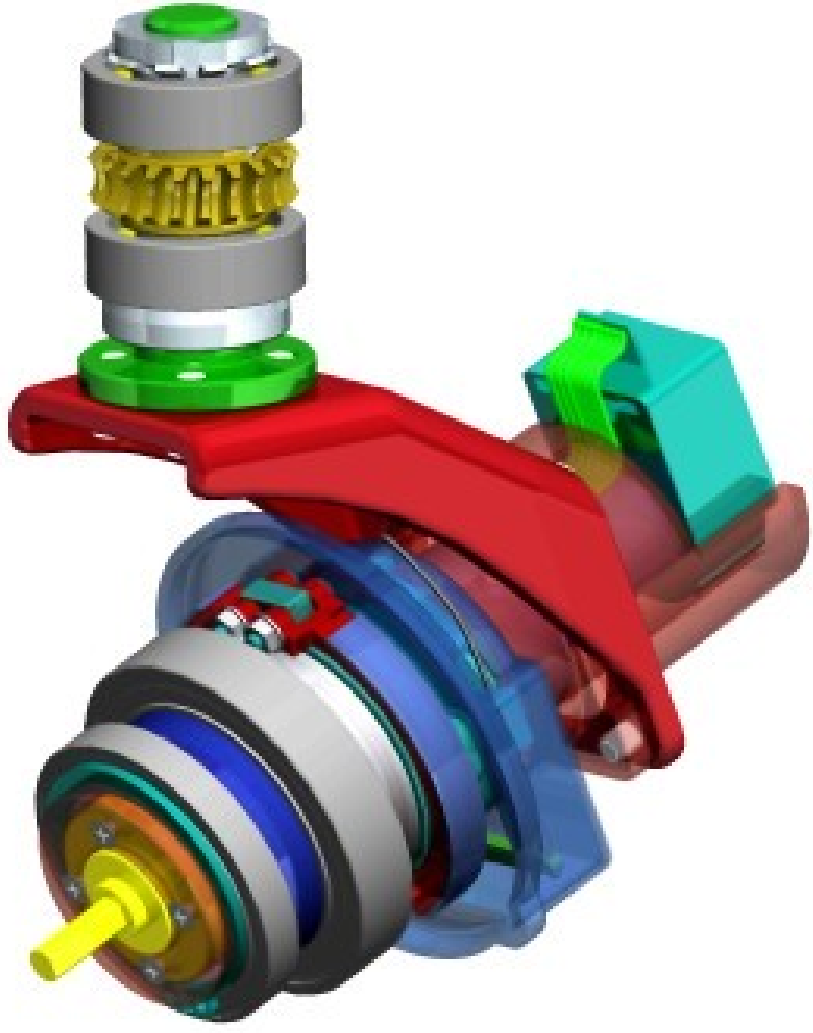


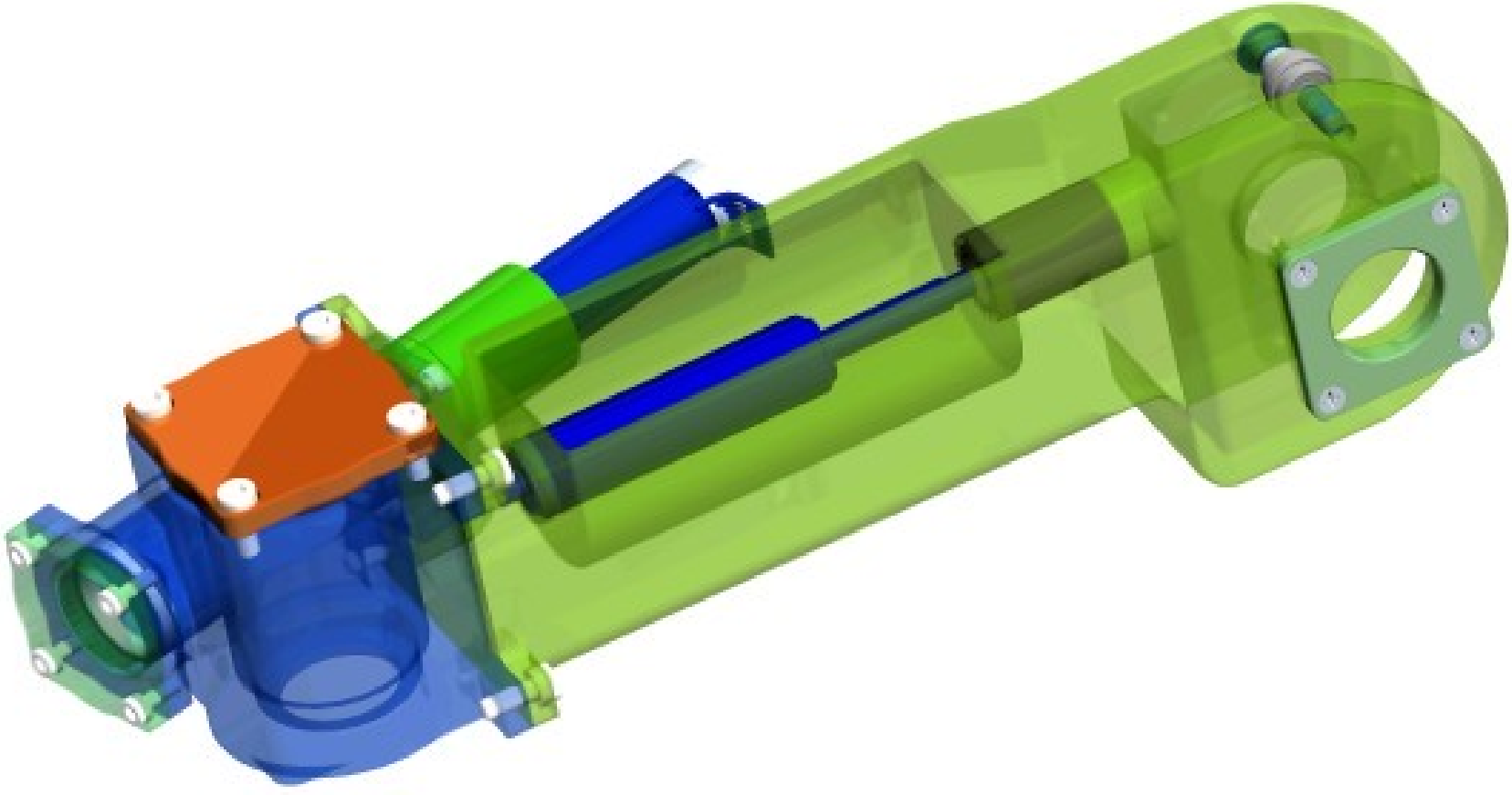


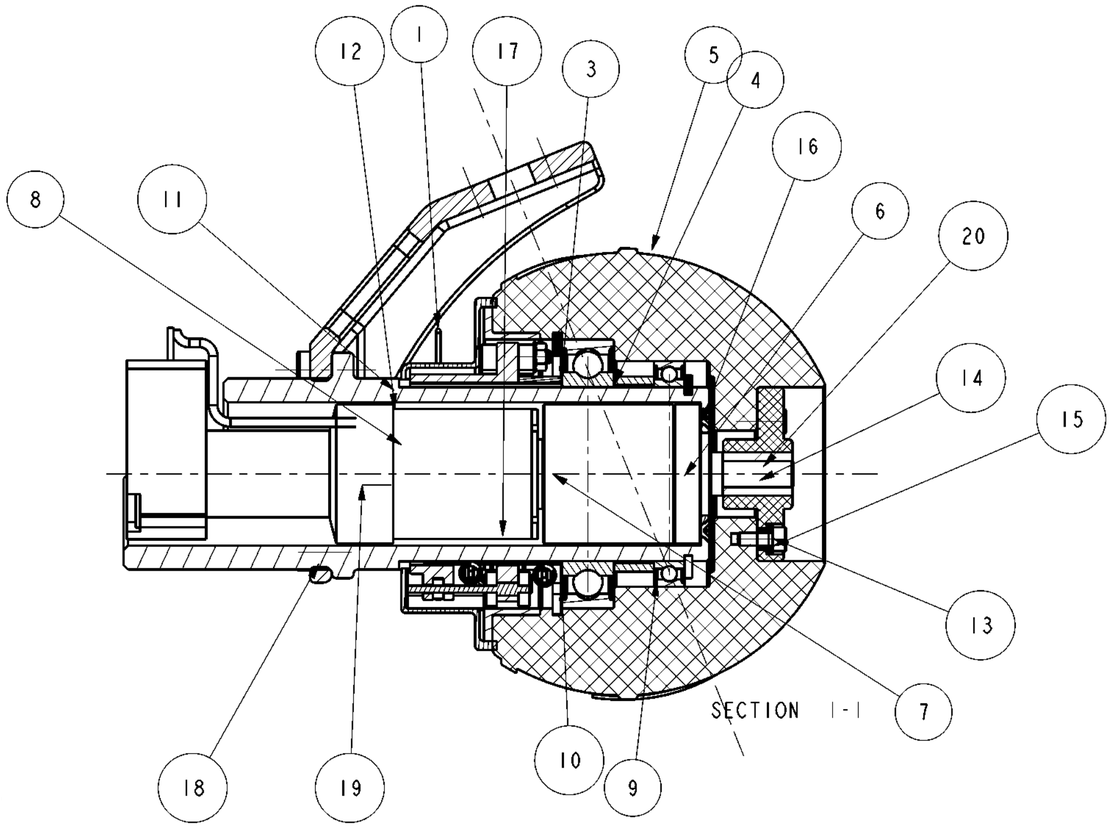


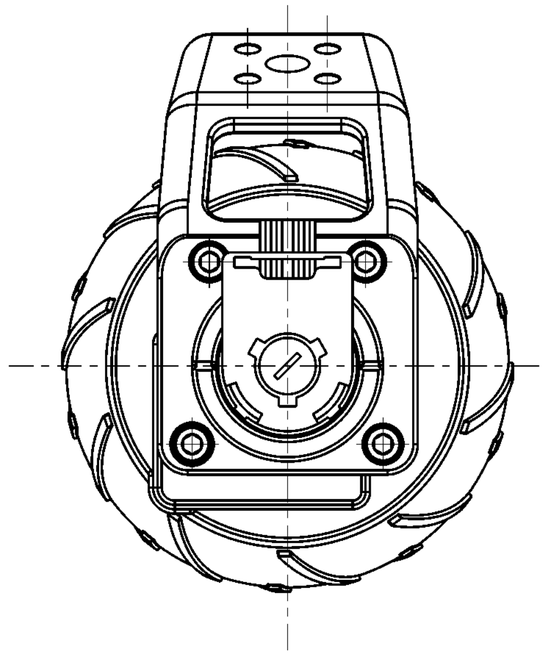


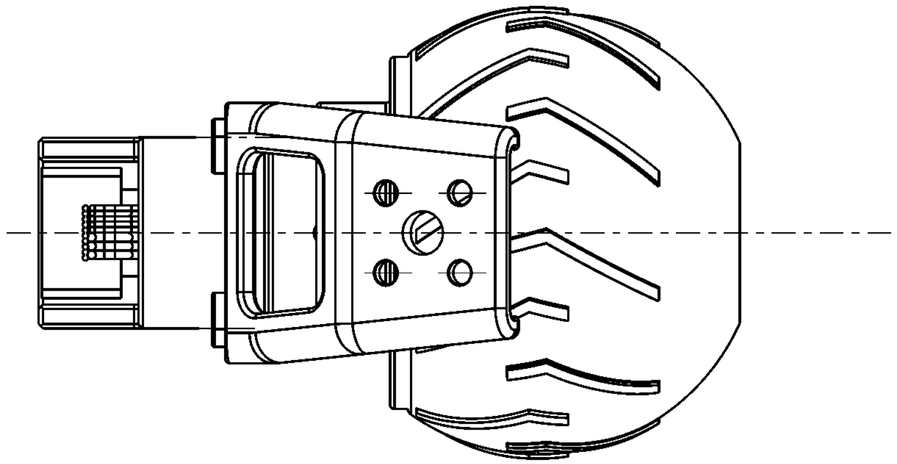
Pro/ENGINEER Wildfire - Advanced Rendering Extension











ODK.	OZNACENI / VYKRES	POLOTOVAR / MATERIAL	CIS. ZASOBNIKU / POZNAMKA	MN. / JED.
20	Vlozka spojky	11500.00		1 ks.
19	Trubka			1 ks.
18	Sroub M5x8	CSN EN ISO 4762		4 ks.
17	Sroub M3x8- 4.8 - Z	ISO 7046-1		5 ks.
16	Sroub M3x6- 4.8 - Z	ISO 7046-1		4 ks.
15	Sroub M3x8	CSN EN ISO 4762		~~5~~ ks.
14	Pryzova spojka	11500		1 ks.
13	Pouzdro spojky	11500		5 ks.
12	Pohonna jednotka			1 ks.
11	Nosnik	Dural EN AW T7951		1 ks.
10	Lozisko SKF 619082RS1			1 ks.
9	Lozisko SKF 618082RZ			1 ks.
8	Kryt brzdy	ABS		1 ks.
7	Krouzek 62	CSN 022931		1 ks.
6	Krouzek 40	CSN 022930		1 ks.
5	Kolecko	plast		1 ks.
4	Distancni krouzek mezi loziska kola	10 370.00		1 ks.
3	Distancni krouzek mezi brzdu a lozisko	10370		1 ks.
2	Brzdna vlozka	12010,000		1 ks.
1	Brzda			1 ks.

Zmena		Datum	Index	Podpisy
Meritko 1,000	Pozn.	Navrhl		
		Kreslil	KORF	
		Prezkousel		
C.seznamu		Technolog		
C.sestavy		Normaliz.		
Stary vykr.		Schvalil		
Novy vykr.		Datum	18-04-2007	

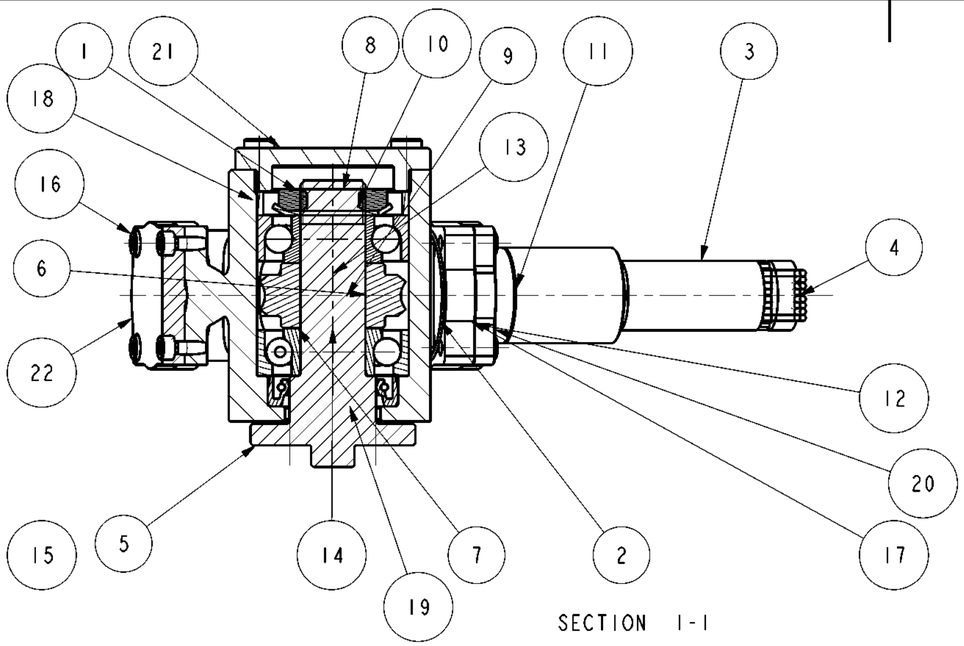
TU v Liberci

Nazev: PODSESTAVA I-KOLO

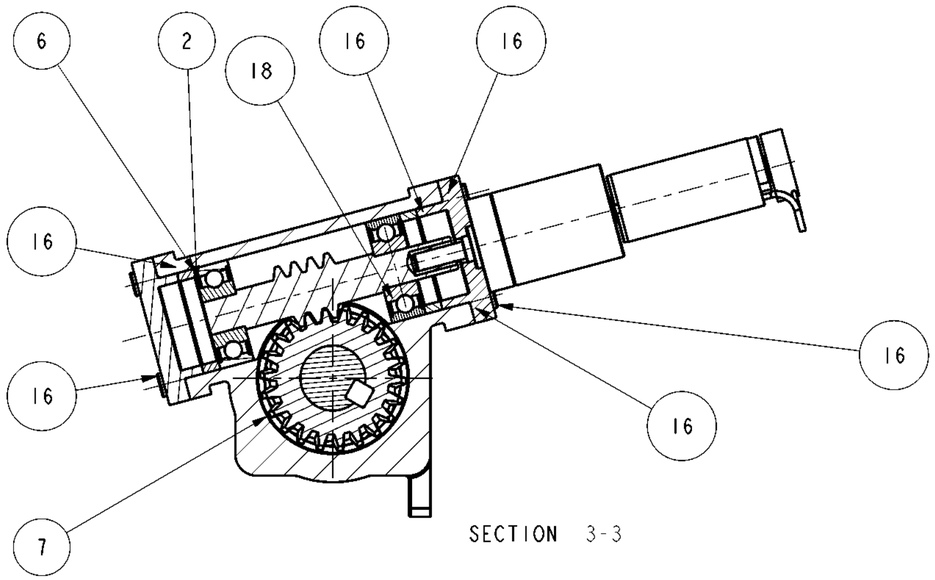
Typ

Cis.vykresu: A3-01

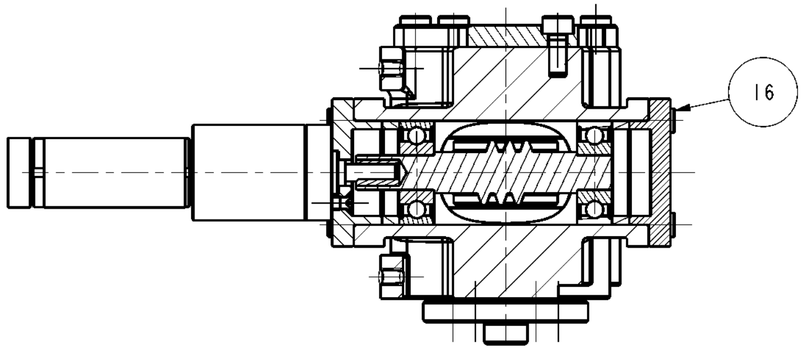
List



SECTION 1-1



SECTION 3-3



SECTION 2-2

22	Vicko prevodovky 3	42 4203		1 ks.
21	Vicko prevodovky 2	42 4203		1 ks.
20	Vicko prevdovky 2	42 4203		1 ks.
19	Tesneni G 20x30x7	CSN 029401		1 ks.
18	Sroub M4x10	CSN EN ISO 4762		4 ks.
17	Sroub M3x8- 4.8 - Z	ISO 7046-1		3 ks.
16	Sroub M3x8	CSN EN ISO 4762		8 ks.
15	Spojka sneku a prevodovky	11500,000		1 ks.
14	Snekove kolo1			1 ks.
13	Snek 1	13 151.5		1 ks.
12	SkYíH pYevodovky 1	42 4203		1 ks.
11	PYevodovka GP22C			1 ks.
10	Pojistna podlozka MB2	CSN 023640		1 ks.
9	Pero zaoblene z obou stran 5e7x5x14	CSN 022562		1 ks.
8	Matice KM 2	CSN 023630		1 ks.
7	Lozisko SKF 7202BEP			2 ks.
6	Lozisko SKF 628			2 ks.
5	Hridel snekového kola	11523.00		1 ks.
4	Encoder Encoder MR, Type M, 128 - 512 CPT			1 ks.
3	Elektromotor EC16MAX			1 ks.
2	Distancni krouzek pro snek			2 ks.
1	Distancni krouzek			1 ks.
ODK.	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

Zmena		Datum	Index Podpisy
Meritko 1,000	Poza.	Navrhl	
		Kreslil	
		Prezkousel	
C.seznamu		Technolog	
C.sestavy		Normaliz.	
Stary vykr.		Schvalil	
Novy vykr.		Datum	18-04-2007

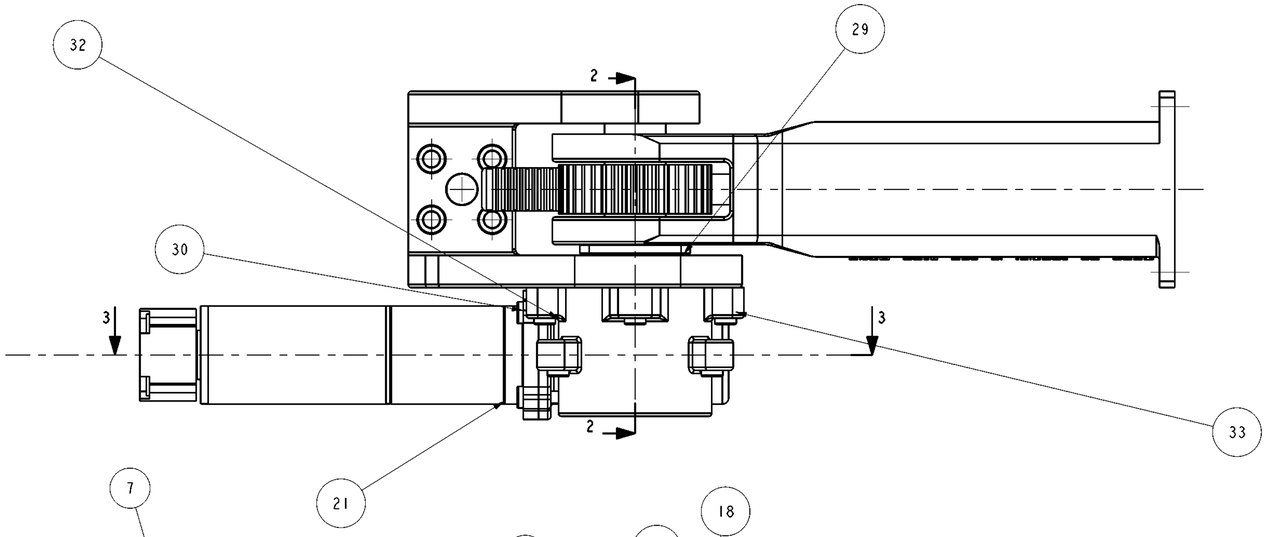
TU v Liberci

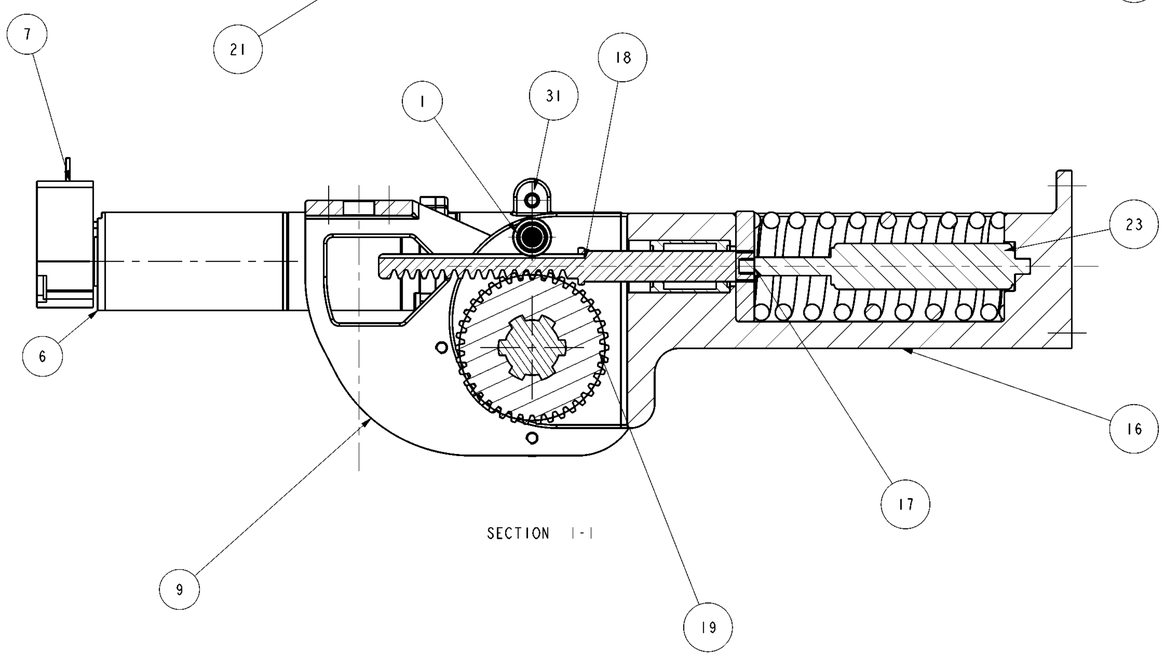
Nazev PODSESTAVA2-REJD

Typ

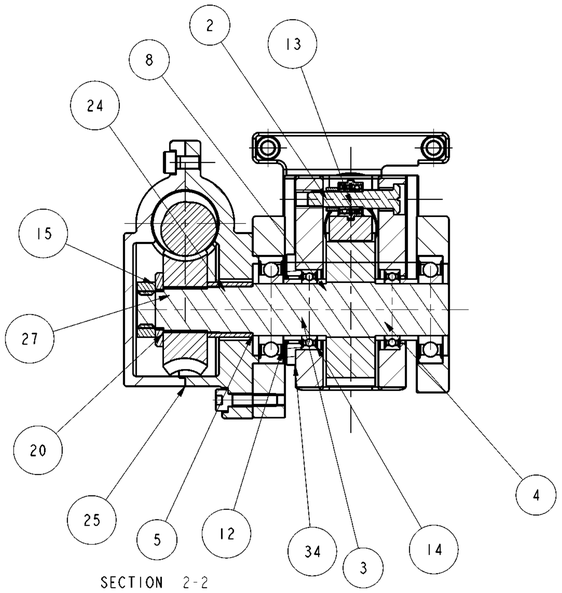
Cis.vykresu A3-02

List

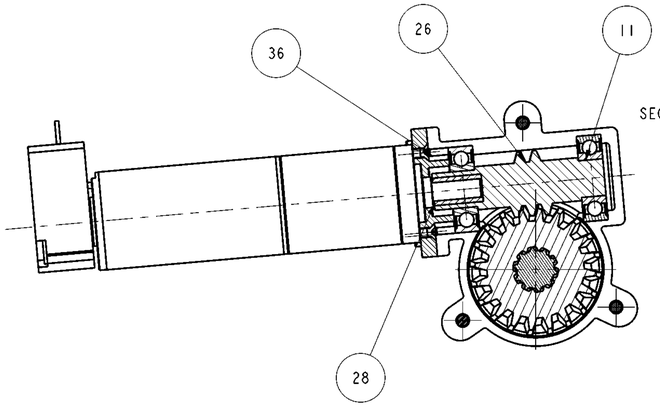




SECTION 1-1



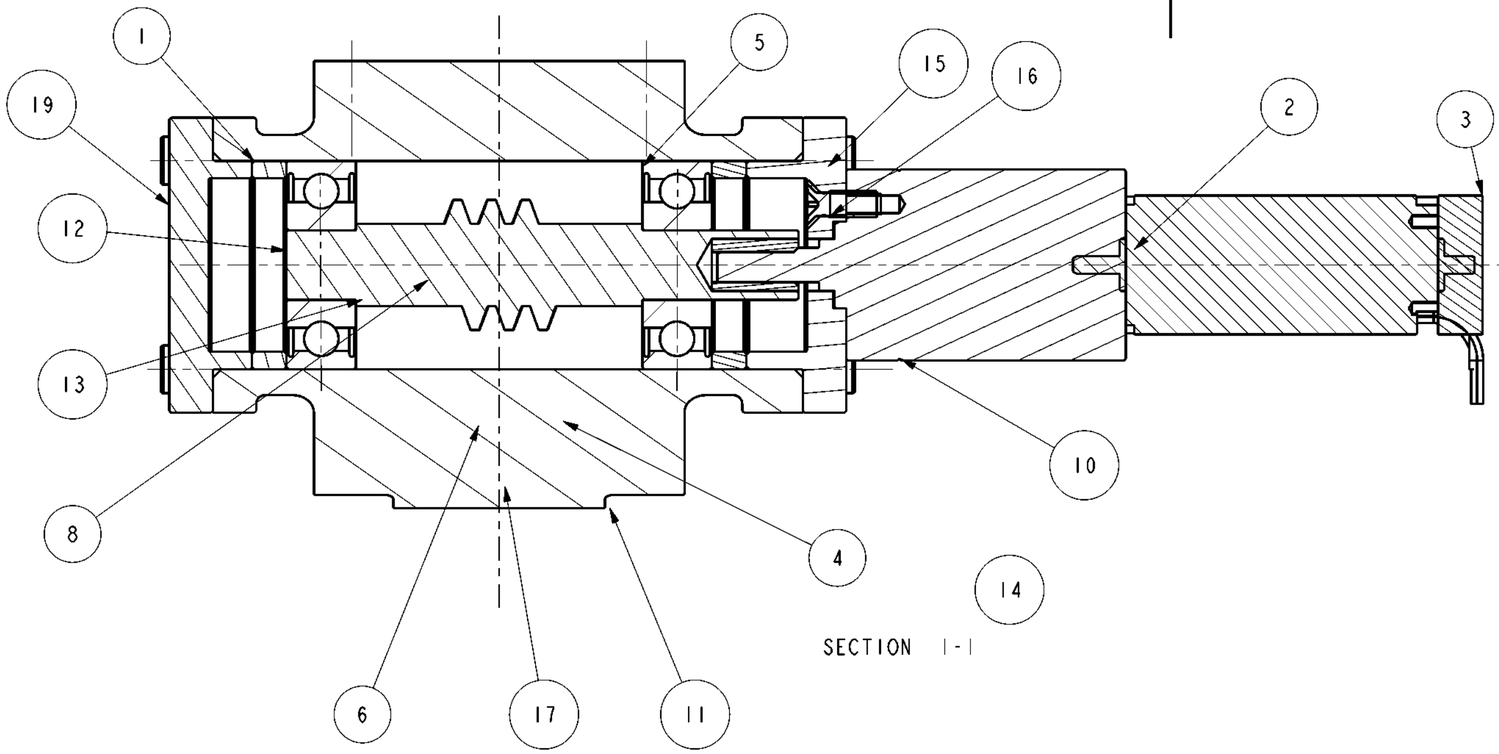
SECTION 2-2



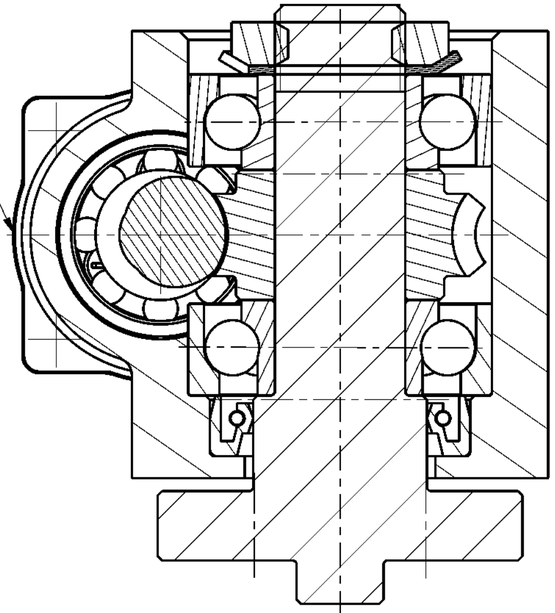
SECTION 3-3

36	Vicko skrine 2	42 4203		1 ks.
35	Tlumic	ACE HB 15		1 ks.
34	Talirek			1 ks.
33	Sroub M4x16	CSN EN ISO 4762		3 ks.
32	Sroub M4x10	CSN EN ISO 4762		4 ks.
31	Sroub M4x8	CSN EN ISO 4762		3 ks.
30	Sroub M3x8- 4.8 - Z	ISO 7046-1		4 ks.
29	Sroub M3x6- 4.8 - Z	ISO 7046-1		4 ks.
28	Spojka snek prevodovka 2	0,000		1 ks.
27	Snekove kolo naklapeni			1 ks.
26	Snek pruziny			1 ks.
25	Skrin 2, druha cast			1 ks.
24	Skrin 2			1 ks.
23	Pruzina			1 ks.
22	Pruzina			1 ks.
21	Prevodovka GP32A			1 ks.
20	Podlozka 13.00	CSN 021702		1 ks.
19	Ozubne kolo			1 ks.
18	Ozubeny hreben	12 060.1		1 ks.
17	Operka pro pruzinu	11500		1 ks.
16	Noha			1 ks.
15	Matice M12	CSN EN 24 035		1 ks.
14	Lozsiko SKF 51803-2RS1			2 ks.
13	Lozisko SKF W6285-2ZR			2 ks.
12	Lozisko SKF 16003-2Z			2 ks.
11	Lozisko SKF 6001			2 ks.
10	Linearni vedeni LBBR 10			1 ks.
9	Klec	11500		1 ks.
8	Hridel 3			1 ks.
7	Encoder HEDL5540			1 ks.
6	elektromotor EC32			1 ks.
5	Distancni krouzek sneku			1 ks.
4	Distanc. krouzek hridele 3 -2			2 ks.
3	Distanc. krouzek hridele 3 -1			2 ks.
2	Disntacni krouzek vedeni	10370		1 ks.
1	Cep 6x28-St	ISO 2341-A		1 ks.
ODK.	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

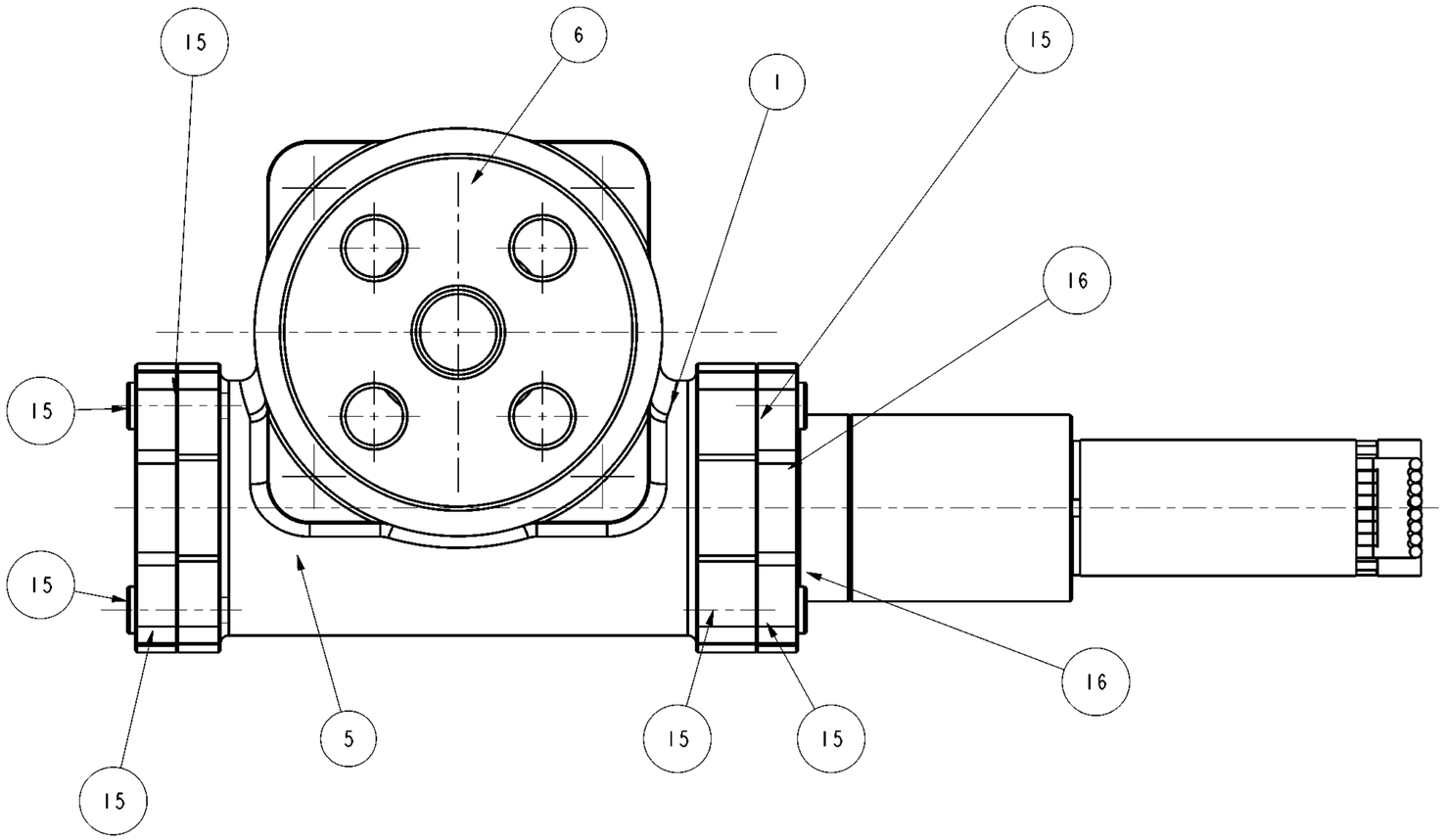
Zmena		Datum	Index	Podpisy	TU v Liberci
Meritko 1,000	Pozn.	Navrhl			Nazev PODSESTAVA3-NOHA
		Kreslil	KORF		Typ
		Prezkousel			Cis. vykresu AI-03
C.seznamu		Technolog			List
C.sestavy	03	Normaliz.			
Stary vykr.		Schválil			
Novy vykr.		Datum	23-05-2007		



SECTION 1-1



SECTION 2-2



19	Vicko prevodovky 3	42 4203		1 ks.
18	Vicko prevdovky 2	42 4203		1 ks.
17	Tesneni G 20x30x7	CSN 029401		1 ks.
16	Sroub M3x8- 4.8 - Z	ISO 7046-1		3 ks.
15	Sroub M3x8	CSN EN ISO 4762		8 ks.
14	Spojka sneku a prevodovky	11500,000		1 ks.
13	Snekove kolo1			1 ks.
12	Snek 1	13 151.5		1 ks.
11	SkYIH	42 4203		1 ks.
10	PYevodovka GP22C			1 ks.
9	Pojistna podlozka MB2	CSN 023640		1 ks.
8	Pero zaoblene z obou stran 5e7x5x12	CSN 022562		1 ks.
7	Matice KM 2	CSN 023630		1 ks.
6	Lozisko SKF 7202BEP			2 ks.
5	Lozisko SKF 628			2 ks.
4	HYídel anekového kola	11523.00		1 ks.
3	Encoder Encoder MR, Type M, 128 - 512 CPT			1 ks.
2	Elektromotor EC16MAX			1 ks.
1	Distancni krouzek pro snek			2 ks.
ODK.	OZNACENI / VYKRES	POLOTOVAR / MATERIAL	CIS. ZASOBNIKU / POZNAMKA	MN. / JED.

Zmena		Datum	Index Podpisy
Meritko 2,000	Pozn.	Navrhl	
		Kreslil	KORF
		Prezkousel	
C.seznamu		Technolog	
C.sestavy		Normaliz.	
Stary vykr.		Schvalil	
Novy vykr.		Datum	18-04-2007

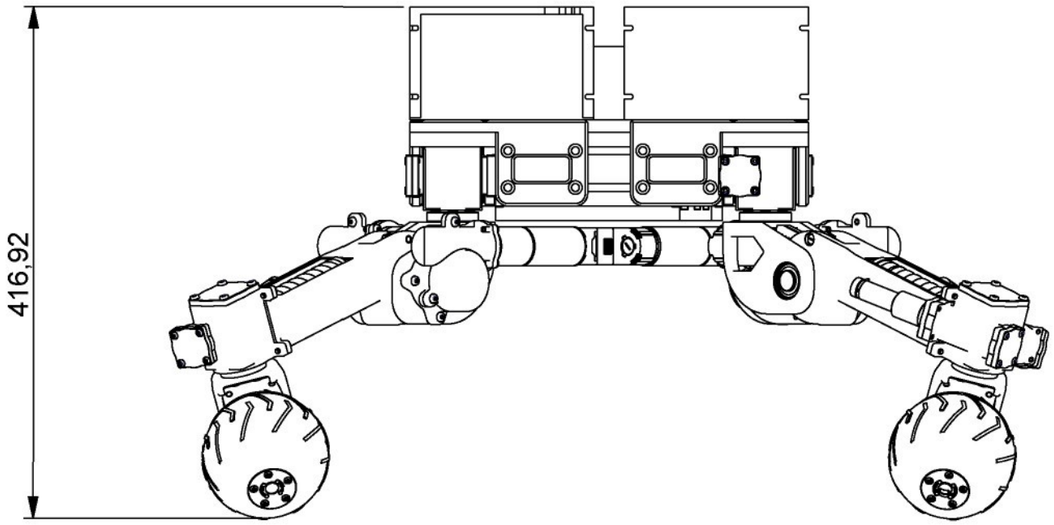
TU v Liberci

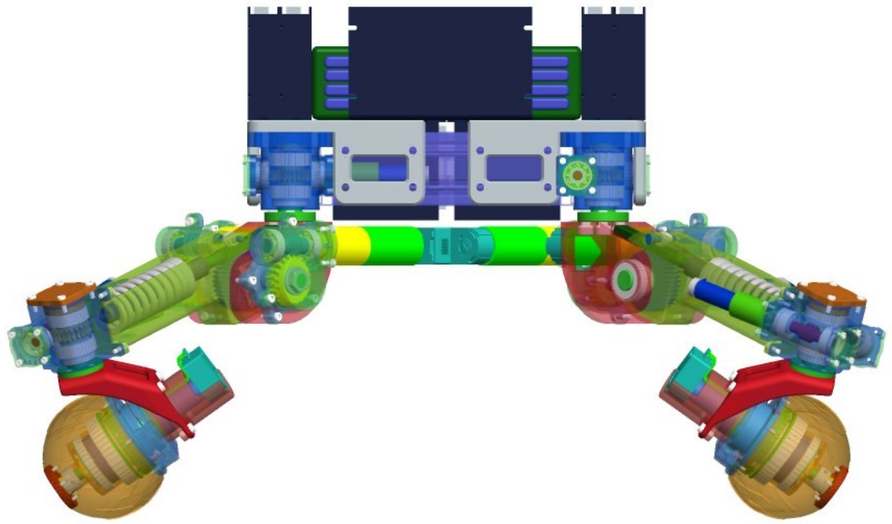
Nazev PODSESTAVA4-ZAKLA

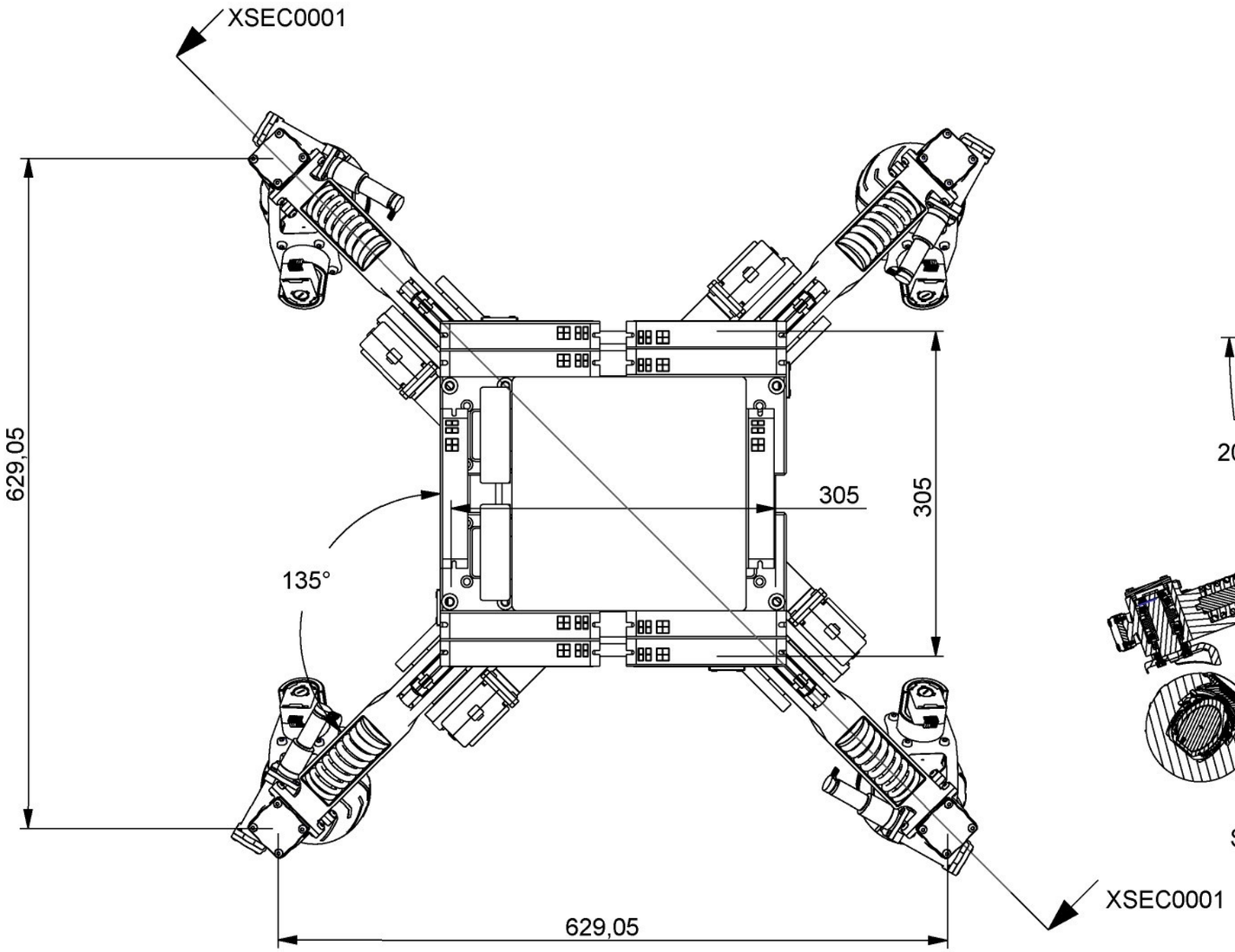
Typ

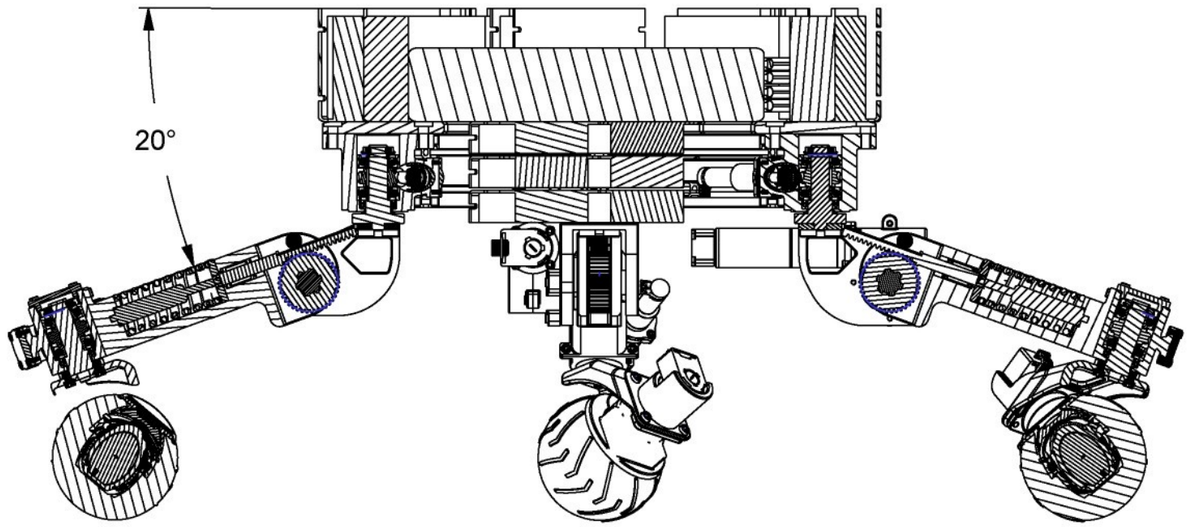
Cis.vykresu A3-04

List

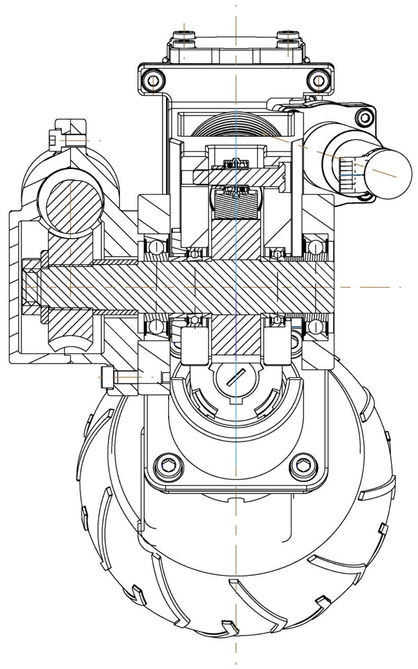




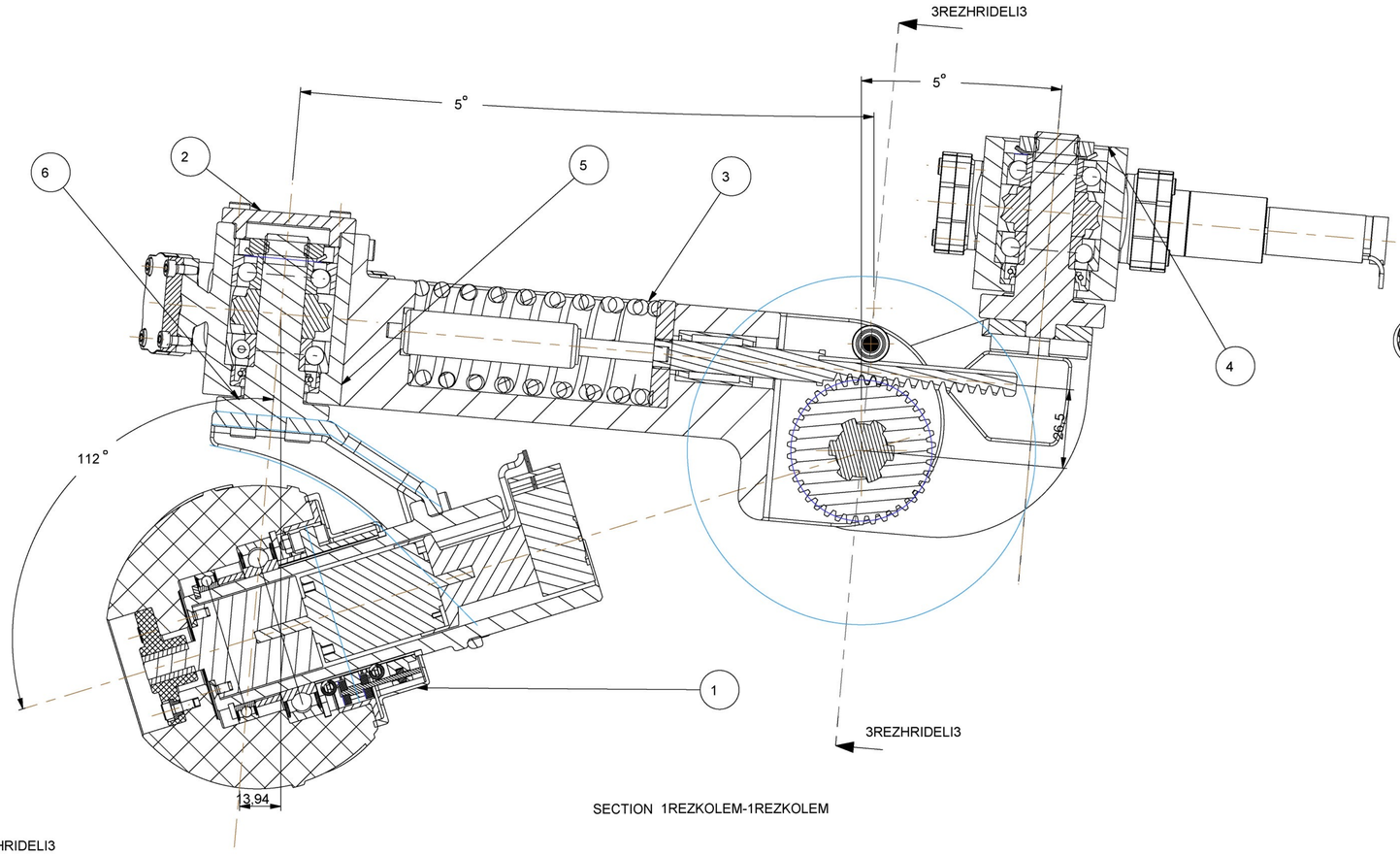




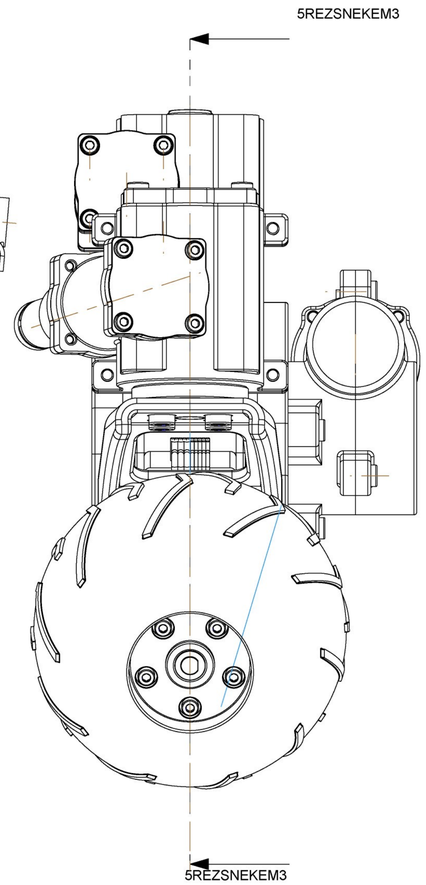
SECTION XSEC0001-XSEC0001

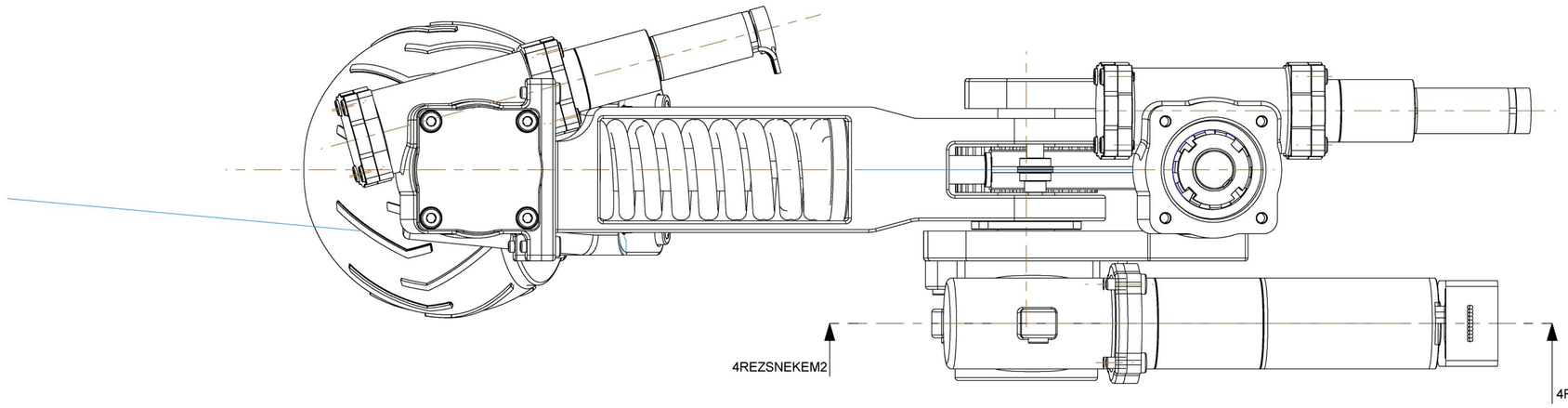


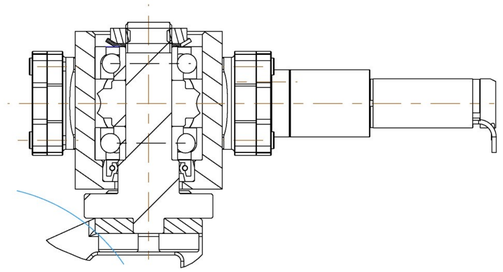
SECTION 3REZHRIDELI3-3REZHRIDELI3



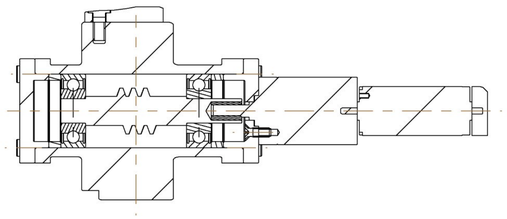
SECTION 1REZKOLEM-1REZKOLEM



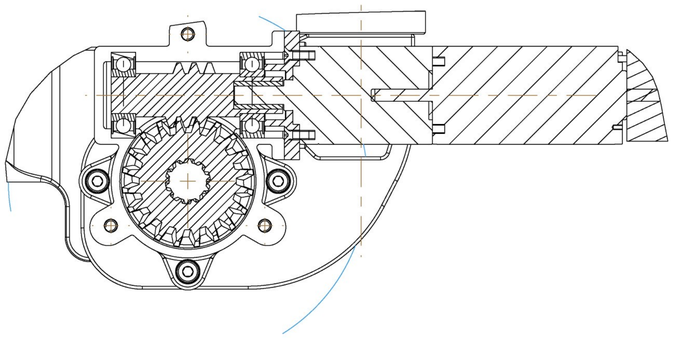




SECTION 5REZSNEKEM3-5REZSNEKEM3



SECTION 2REZSNEKEM1-2REZSNEKEM1



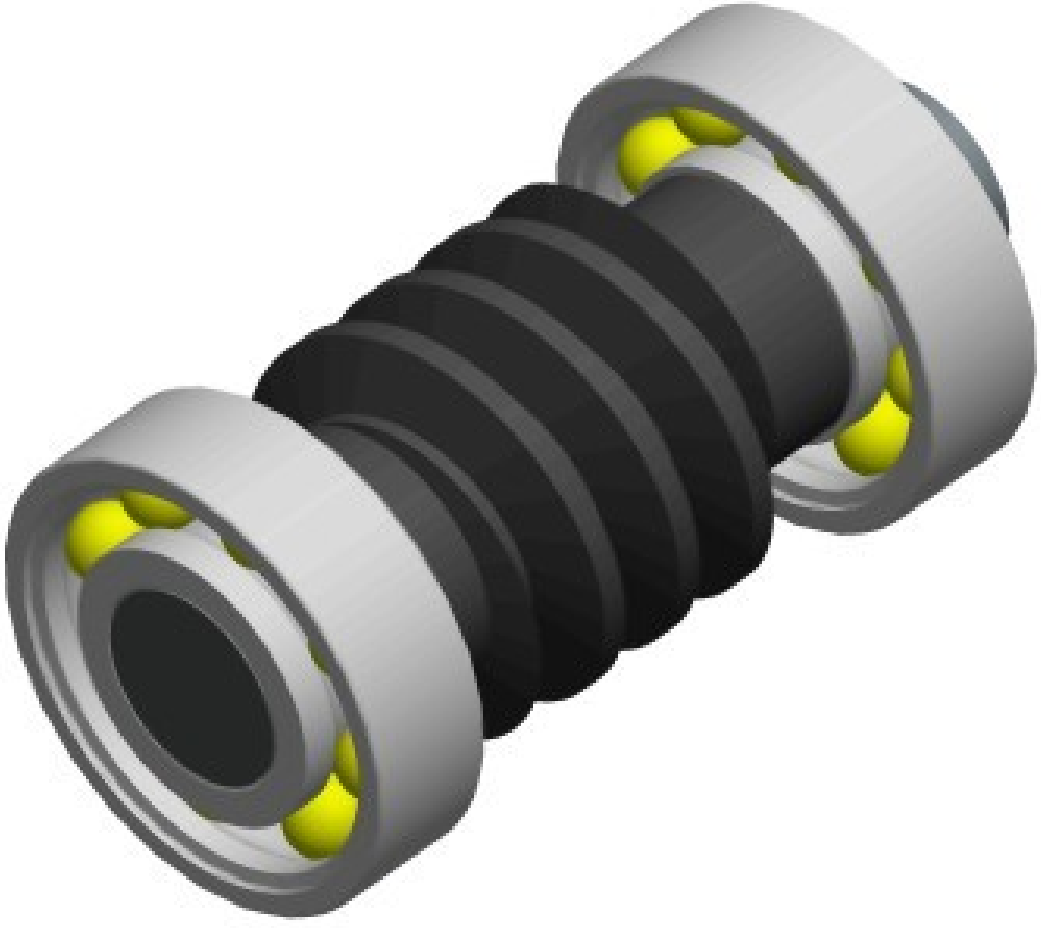
SECTION 4REZSNEKEM2-4REZSNEKEM2

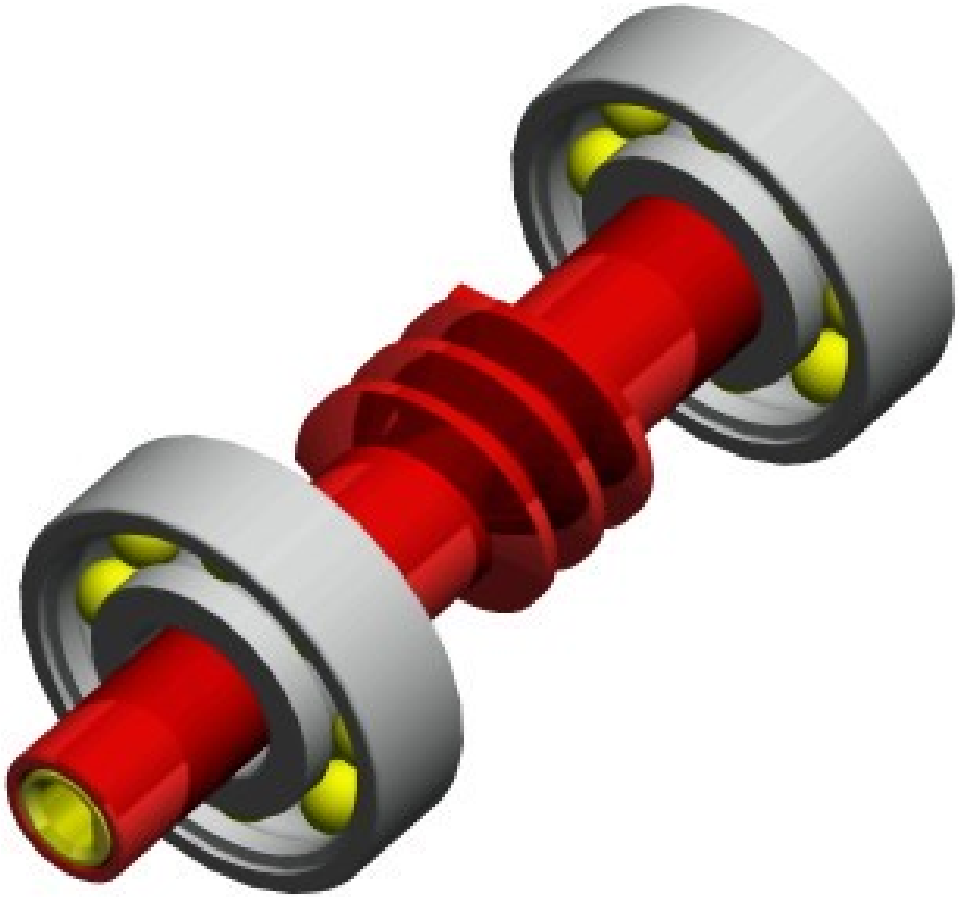
ODK.	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.
7	Sroub M8x12	CSN EN ISO 4762		4
				ks.
6	Sroub M5x8	CSN EN ISO 4762		4
				ks.
5	Sroub M4x10	CSN EN ISO 4762		4
				ks.
4	Podsestava4-zaklad	A3-04		1
				ks.
3	Podsestava3-noha	A1-03		1
				ks.
2	Podsestava2-rejd	A3-02		1
				ks.
1	Podsestava1-kolo	A3-01		1
				ks.

1,000

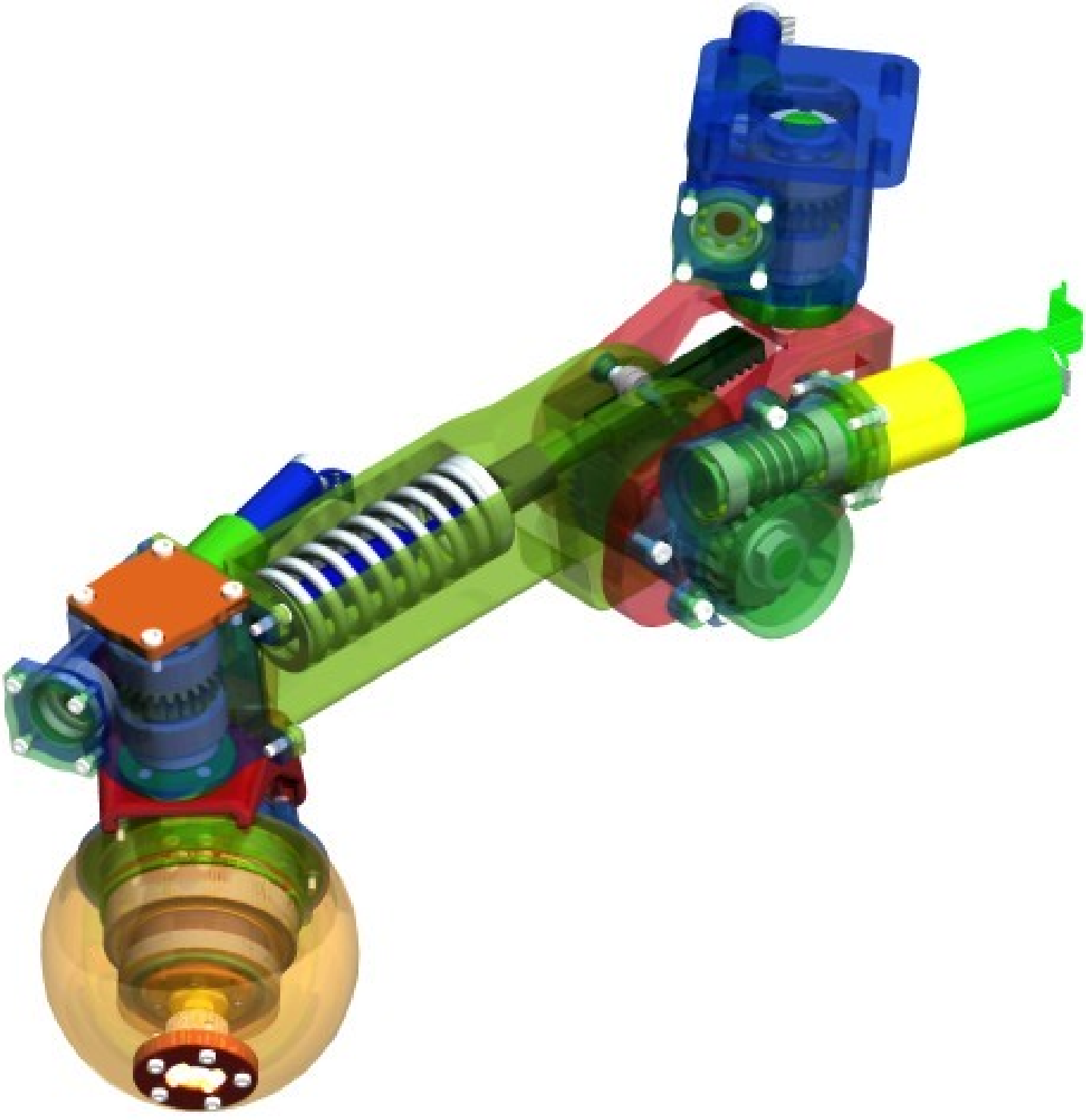
18-04-2007

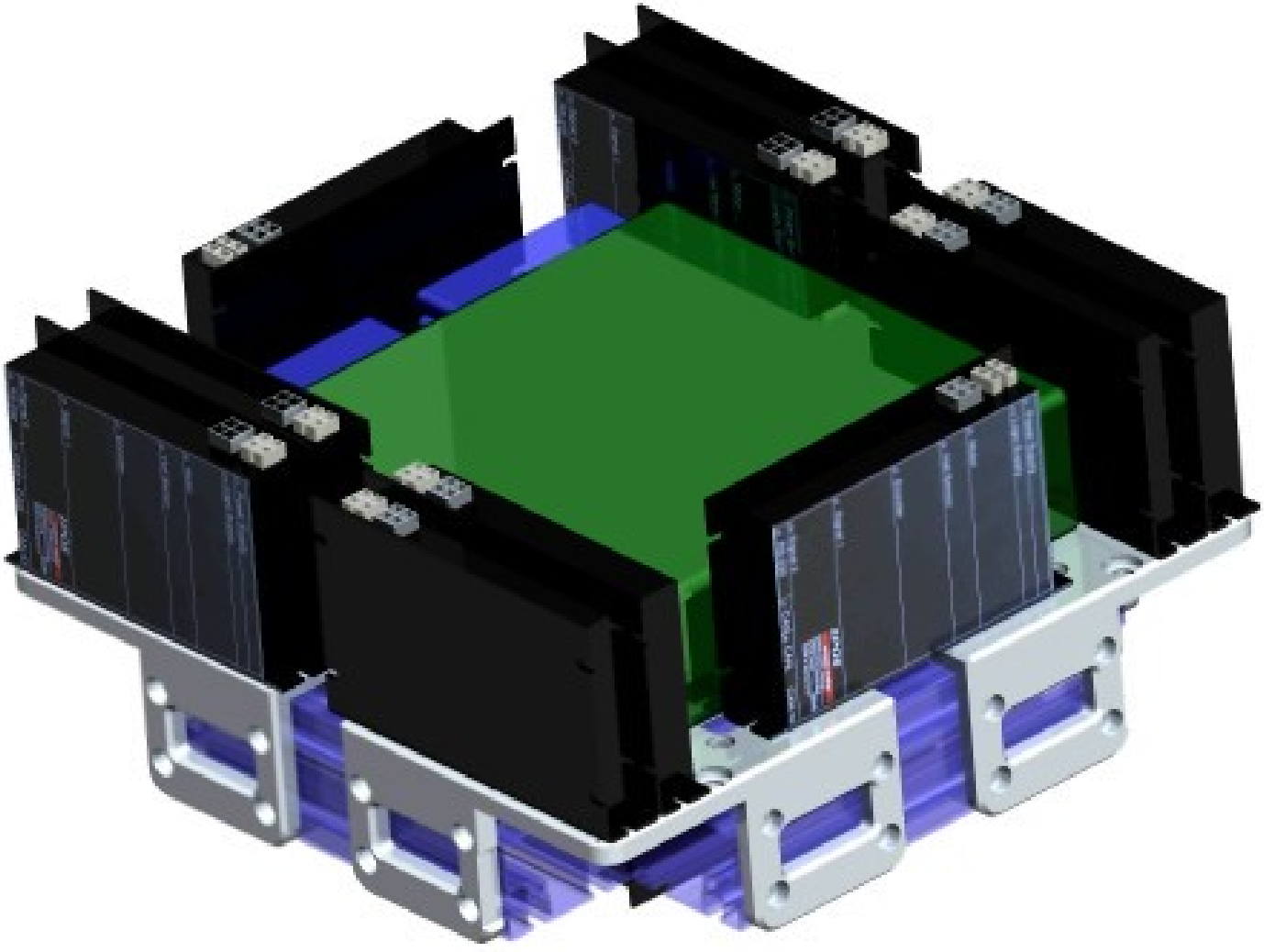
SESTAVA
A1-05

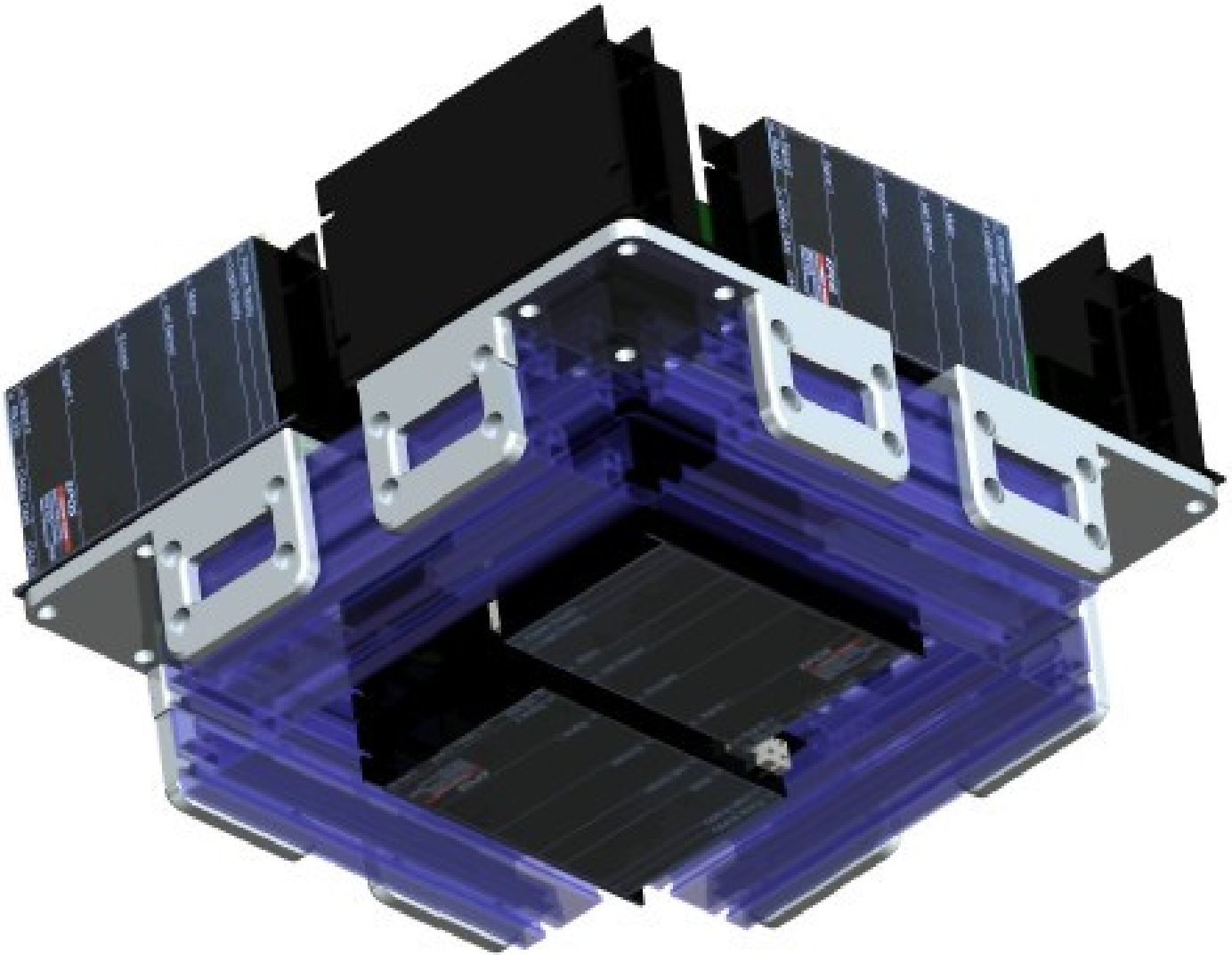


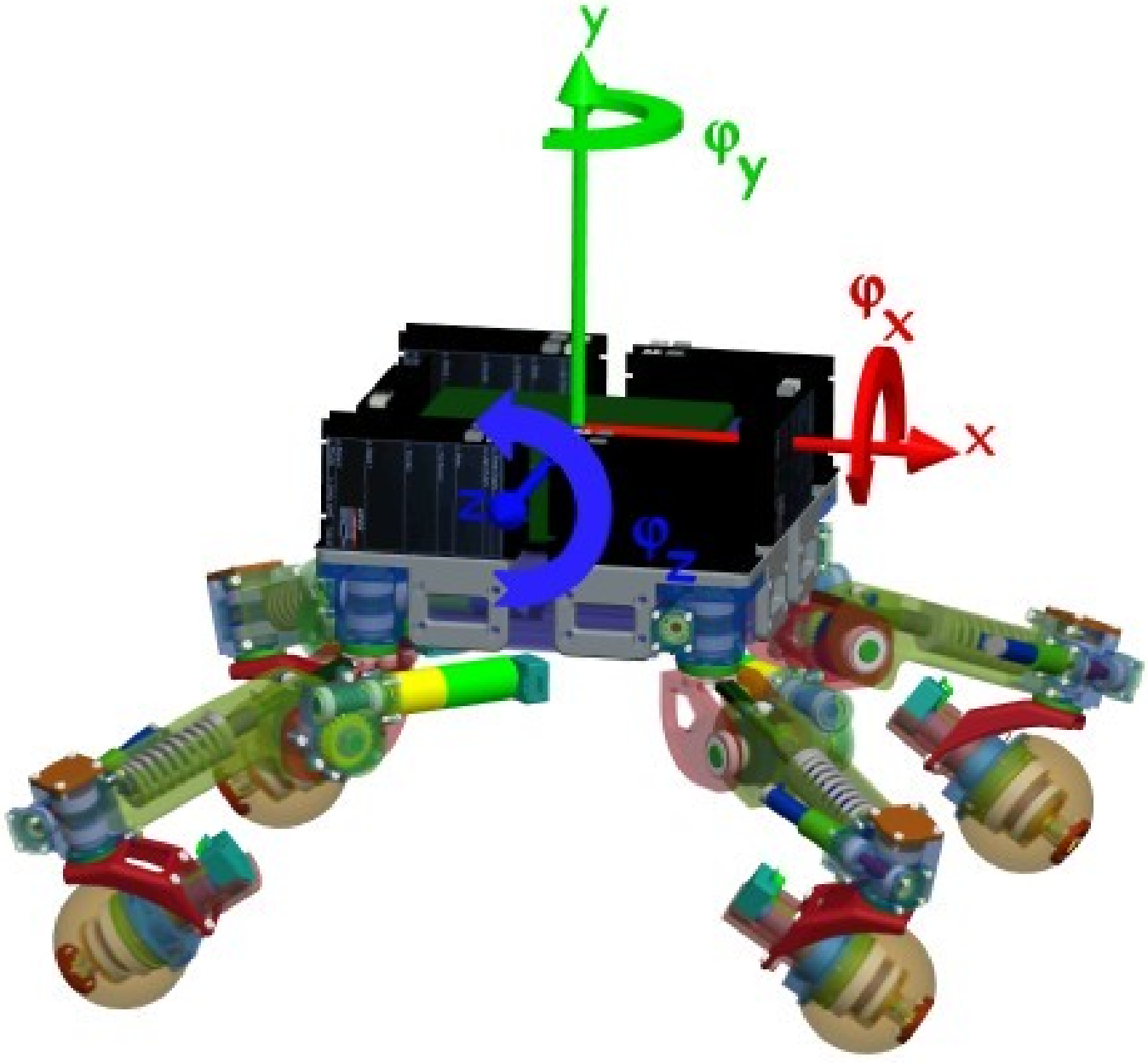


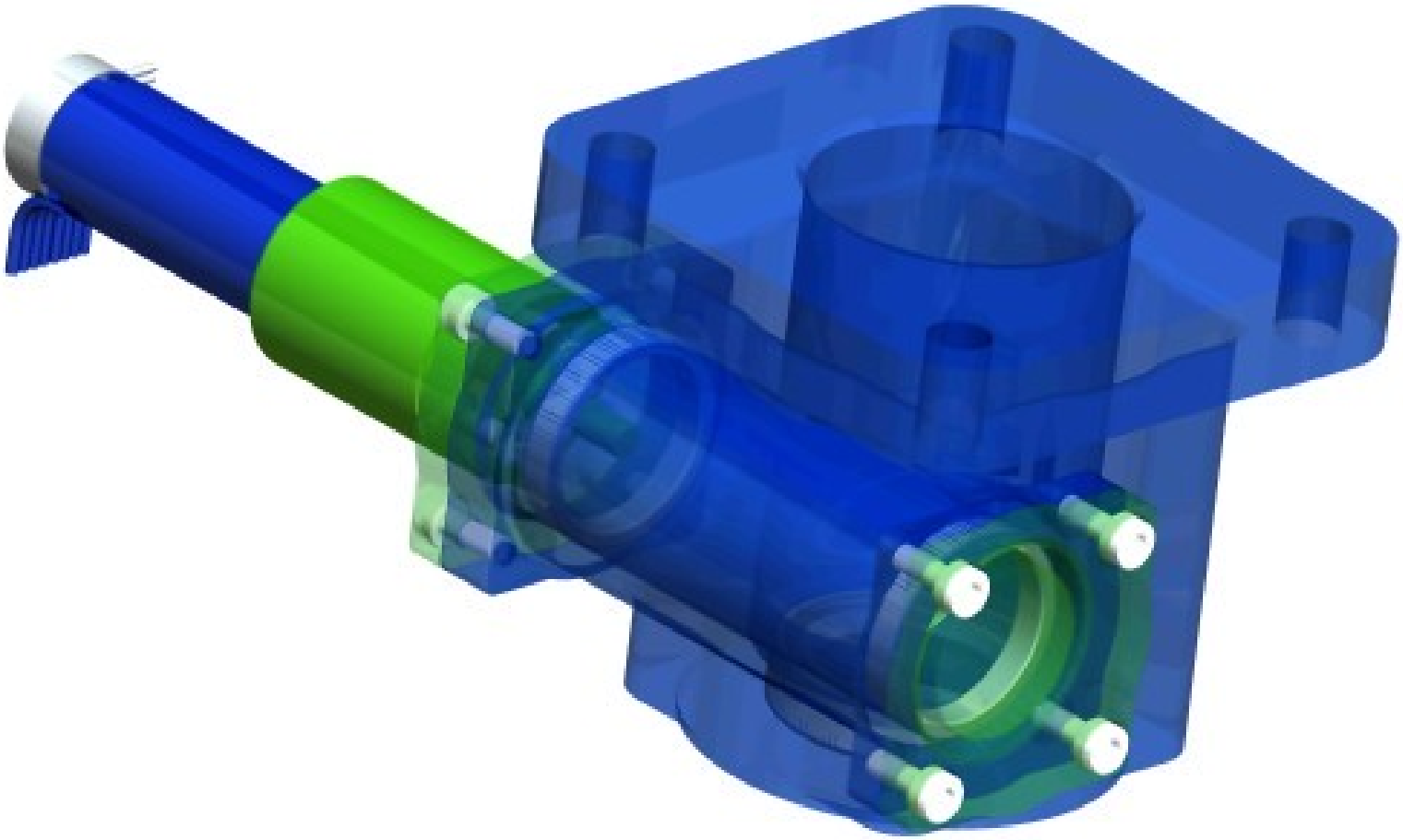
Pro/ENGINEER Wildfire - Advanced Rendering Extension








y
φy
φx
x
z
φz



Pro/ENGINEER Wildfire - Advanced Rendering Extension