

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ

Bakalářská práce

NÁVRH HLAVNÍCH POHONŮ SIMULÁTORU PADÁKOVÉHO
KLUZÁKU

Petr STAŠEK

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta elektrotechnická

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Petr STAŠEK**
Osobní číslo: **E18B0138P**
Studijní program: **B2644 Aplikovaná elektrotechnika**
Studijní obor: **Aplikovaná elektrotechnika**
Téma práce: **Návrh hlavních pohonů simulátoru padákového kluzáku**
Zadávací katedra: **Katedra výkonové elektroniky a strojů**

Zásady pro vypracování

1. Prostudujte základní kinematiku pohybu pilota v sedačce padákového kluzáku.
2. Navrhněte a s využitím technologie 3D tisku realizujte mechanickou část jednotky pohonu.
3. Navrhněte řízení jednotky pohonu.
4. Navrhněte a otestujte vhodnou konstrukční topologii pohonů a ovládacích prvků simulátoru pro výcvik pilotů.

Rozsah bakalářské práce: **30 – 40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle doporučení vedoucího**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

1. Obergruber, Julian & Mehnen, Lars. (2016). Development of a Paraglide Control System for Automatic Pitch Stabilization to Increase the Passive Safety. Procedia Engineering. 147. 26-31. 10.1016/j.proeng.2016.06.184.
2. Pavel Wronka, Dalibor Carbol: Paragliding, 2014, ISBN 978-80-87567-53-1.

Vedoucí bakalářské práce: **Prof. Ing. Pavel Karban, Ph.D.**
Katedra elektrotechniky a počítačového modelování

Datum zadání bakalářské práce: **9. října 2020**
Termín odevzdání bakalářské práce: **27. května 2021**



Prof. Ing. Zdeněk Peroutka, Ph.D.
děkan



Prof. Ing. Václav Kůs, CSc.
vedoucí katedry

ANOTACE A KLÍČOVÁ SLOVA

Bakalářská práce se zabývá návrhem a realizací pohonů simulátoru padákového kluzáku. Aby mohlo dojít ke správnému návrhu topologie umístění pohonů, musela být provedena analýza kinematiky pohybů pilota v sedačce. V práci jsou uvedeny potřebné výpočty, díky kterým došlo k vhodnému mechanickému návržení a výrobě pohonů. Jsou zde uvedeny důvody, jenž vedly ke značnému využití 3D tisku se stručným porovnáním vlastností materiálů využívaných u této technologie. Cílem práce je představit návrh řízení pohonů, který zahrnuje řešení kinematické úlohy simulátoru. Závěrem dochází ke stanovení rovnic určujících délku lan pro zadaný bod sedačky v prostoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Simulátor padákového kluzáku, paragliding, 3D tisk, návrh pohonu, lineární posuv, navíjecí buben, lanový paralelní robot, přímá kinematická úloha, inverzní kinematická úloha

ANOTATION AND KEYWORDS

This bachelor's thesis deals with the design and implementation of the paraglider simulator actuators. Before designing a suitable actuator location topology, the analysis of the pilot's kinematics had to be performed. The thesis contains the necessary calculations, that are important for the mechanical design and manufacture of actuators. There are given reasons which led to using 3D printing with a brief comparison of the parameters of materials used in 3D printing. The project aims to present the design of actuator control, which includes the solution to the kinematics problem of the simulator. Finally, the equations determining the length of ropes for a given point of the seat in space are shown.

KEYWORDS

Paragliding simulator, paragliding, 3D printing, design of actuator, linear actuator, drum winch, cable-driven parallel robot, forward kinematics, inverse kinematics

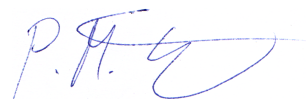
PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce prof. Ing. Pavlu Karbanovi, Ph.D. za jeho cenné rady a připomínky při vedení této práce a také za jeho zápal pro řešení dané problematiky. Dále bych chtěl poděkovat celému týmu pracujícím na projektu s číslem FW01010257 - Simulátoru letových vlastností padákového kluzáku, který je podporován Technologickou agenturou České republiky. Konkrétně bych chtěl poděkovat Jakubu Vorlíčkovi a Radku Spurnému za jejich ochotnou pomoc při sestavování pohonů.

PROHLÁŠENÍ

Předkládám tímto k posouzení bakalářskou práci, zpracovanou během mého studia na Fakultě elektrotechnické Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, s použitím uvedené odborné literatury, a pramenů a že veškerý software, použitý při jejím řešení a zpracování, byl využit s respektováním všech jeho licenčních podmínek.



V Plzni, dne 27.5.2021

Petr Stašek

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

F	N	síla
α	°	úhel náklonu sedačky vůči svislé ose z
g	$m \cdot s^{-2}$	tíhové zrychlení
m_n	kg	jmenovité zatížení simulátoru
P	W	výkon
M	Nm	moment
n	$ot \cdot min^{-1}$	otáčky servomotoru
I	A	proud
β	°	polohový úhel sedačky
p	m	stoupání
d_0	m	průměr kuličkového šroubu
C_0	N	statická únosnost kuličkového šroubu
h	$m \cdot rad^{-1}$	základní měrová jednotka stoupání
ω	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost
v	$m \cdot s^{-1}$	rychlost posuvu
o_b	m	obvod navíjecího bubnu
r_{po}	m	poloměr pohybové oblasti
l_{sed}	m	vzdálenost sedačky od bodu upevnění k hornímu pohonu
A		bod upevnění sedačky k hornímu pohonu
r_b	m	poloměr navíjecího bubnu
k_b		bezpečnostní koeficient
η_p		účinnost převodovky
σ_o	MPa	mechanické napětí v ohybu
M_o	Nm	ohybový moment
W_o	mm^3	modul průřezu
l	m	délka
a	m	šířka kladky
d	m	průměr
PP		počet pulsů
μ	°	úhel natočení sedačky
S		poloha sedačky

OBSAH

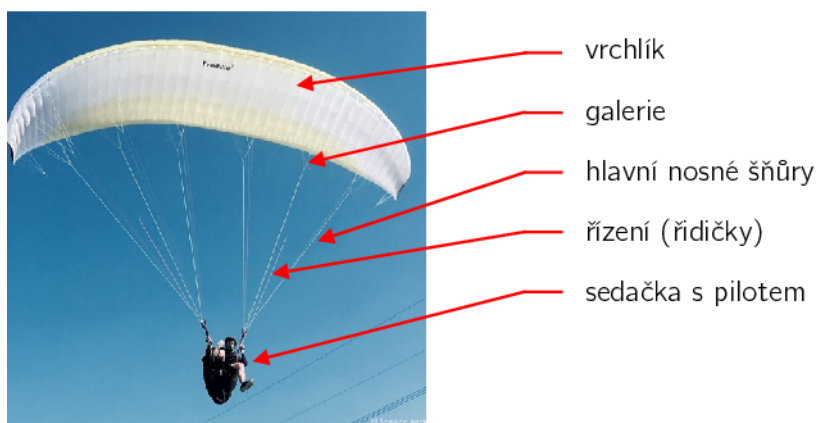
Úvod do problematiky návrhu pohonů	2
1 SEZNÁMENÍ S PADÁKOVÝM KLUZÁKEM	3
2 KINEMATIKA POHYBU PILOTA V SEDAČCE	5
3 VHODNÉ ROZMÍSTĚNÍ POHONŮ	6
4 PRVKY A SITUACE V LETU URČENÉ K SIMULACI	9
Návrh pohonů	10
5 POHON OSY Z	11
5.1 Analýza zátěžných sil pohonu osy z	11
5.2 Volba vhodného typu pohonu osy z	11
5.3 Vhodná technologie výroby a prvky pohonu osy z	12
6 BOČNÍ POHONY	16
6.1 Analýza zátěžných sil bočních pohonů	16
6.2 Volba vhodného typu bočních pohonů	17
6.3 Vhodná technologie výroby a prvky bočních pohonů	20
6.3.1 Dostupné materiály pro 3D tisk	21
6.3.2 Příprava dílů pro tisk	21
6.3.3 Hřídele	22
Řízení pohonů	24
7 ÚVOD DO PROBLEMATIKY ŘÍZENÍ POHONŮ	25
8 ŘEŠENÍ KINEMATICKÉ ÚLOHY	26
8.1 Přímá kinematická úloha	26
8.2 Inverzní kinematická úloha	27
8.3 Řešení kinematiky simulátoru	28
9 APLIKACE ROVNIC DO ŘÍZENÍ	32
9.1 Přepoččet otáček motoru pro pohon osy z	32
9.2 Přepoččet otáček motoru pro pohony roviny xy	32
10 ZKUŠEBNÍ KOSTKA	33
Zhodnocení a závěr	35
11 ZHODNOCENÍ A SMĚRY POKRAČOVÁNÍ PRÁCE	36

ÚVOD DO PROBLEMATIKY NÁVRHU POHONŮ

SEZNÁMENÍ S PADÁKOVÝM KLUZÁKEM

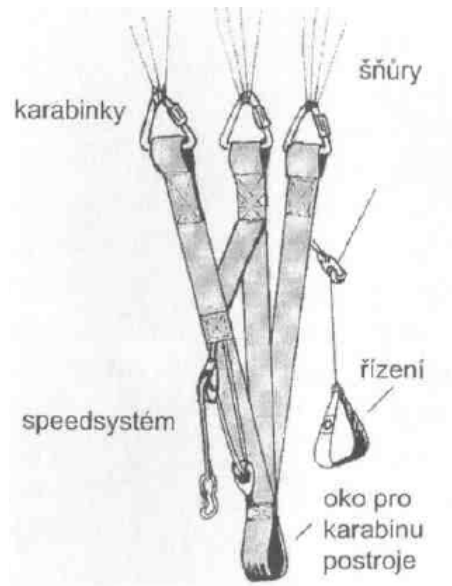
Padákový kluzák je letadlo těžší než vzduch a tvar jeho nosné plochy není dán tuhou konstrukcí tak jako u běžných letounů. Osádka kluzáku nepřekračuje dvě osoby. V běžném kluzáku jsou obsaženy tyto části:

- vrchlík
- galerie
- hlavní nosné šňůry
- řízení (řidičky)
- popruhy



Obr. 1: Popis součástí padákového kluzáku [1]

Vrchlík je vyroben z pevné technické tkaniny většinou vyrobené na bázi polyamidu, hmotnost této tkaniny se pohybuje okolo $45 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2}$. Vrchlík padákového kluzáku je tvořen vrchním a spodním potahem, který je přišit k žebřím ve tvaru leteckého profilu. Na žebrech jsou přišity úchyty pro jednotlivé šňůry. Kluzákové šňůry slouží k propojení popruhů a vrchlíku, rozvětvení hlavních šňůr se nazývá galerie. Při pohledu na kluzák z boku se v popruzích uchycené hlavní šňůry značí písmeny A, B, C případně D. Dalším typem jsou řídicí šňůry. V minulosti se používala dynamická lana, jejichž nevýhodou bylo značné prodloužení při zatížení, v současných kluzácích jsou obsaženy šňůry s označením Aramid, Kevlar, Twaron či Dyneema. [2]



Obr. 2: Popruhy padákového kluzáku [2]

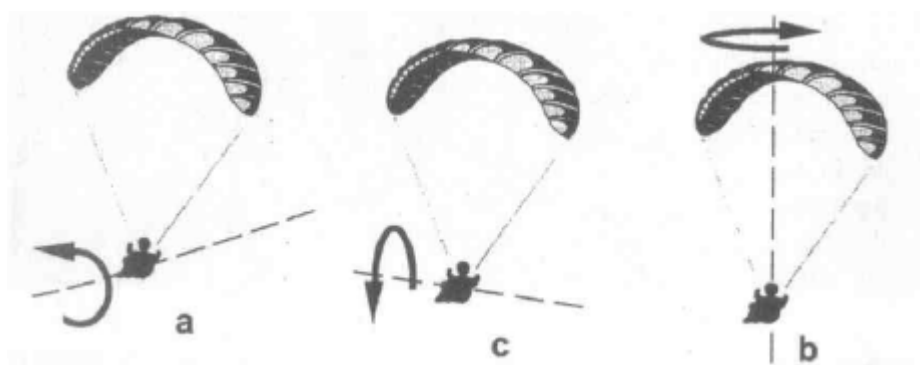
Dalším komponentem jsou popruhy, které jsou pomyslným pojítkem mezi postrojem pilota a šňůrami. Mimo karabin a řidiček obsahují také speedsystém, který pilot ovládá pomocí nohou, při jeho použití dochází ke zvýšení dopředné rychlosti. [2] Do popruhů je již nasazen samostatný sedák, který je vyroben v mnoha odlišných provedeních a obsahuje například důležitý chránič páteře. Pilot musí být vybaven také dalšími komponenty, jako je například záložní padák, přilba, vhodná obuv a oděv a různé přístroje - například variometr [2].

KINEMATIKA POHYBU PILOTA V SEDAČCE

Simulátor si bere za úkol co nejméně simulovat let v padákovém kluzáku a cvičit tak piloty v různých situacích, které mohou při létání nastat. Toto je možné realizovat pomocí koordinovaných pohybů sedačky s podporou virtuální reality.

Pohyby pilota v sedačce počínají ukončením startu v moment, kdy začne kluzák pilota zvedat a ten tak může nasednout do postroje. V tento moment začíná simulace a proto je zapotřebí analýza pohybů, které pilot v sedačce vykonává. Každý létající aparát je schopen se za letu otáčet kolem tří os:

- náklon - otočení okolo **podélné** osy (obrázek 3 a)
- zatačení - otočení okolo **svislé** osy (obrázek 3 b)
- naklápění - otočení okolo **příčné** osy (obrázek 3 c)



Obr. 3: Možnosti otáčení kolem tří os [2]

Charakter nosné plochy bez tuhé konstrukce a velmi nízká poloha těžiště neumožňují kluzáku letět v náklonu bez zatačení, každý pokus pilota o zatočení je tedy doprovázen i náklonem. Při bezvětří bez dalších povětrnostních vlivů dochází k ustálenému klouzavému letu pod stálým úhlem, nedochází ke zrychlení ani ke zpomalení a kluzák vlivem gravitační síly klesá. Pokud však pilot vletí například do stoupavého proudu, dojde k součtu rychlostí kluzáku a rychlosti vzduchu, který nastupuje ve svislém směru, výsledkem je stoupání. V opačném případě, vletí-li pilot do klesavého proudu, dojde vlivem rozdílu rychlostí ke klesání. Mimo zmíněných rotací kolem tří os se tedy padákový kluzák pohybuje i nahoru a dolů. [2]

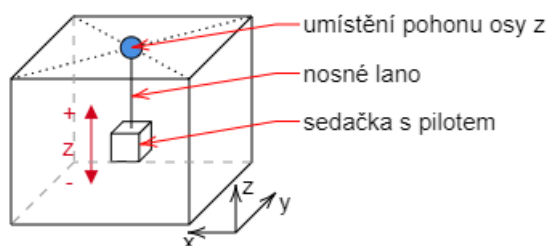
 VHODNÉ ROZMÍSTĚNÍ POHONŮ

Aby byl simulátor schopen fyzicky navodit pocit pohyby vykonávající padákový kluzák při letu, musí dojít k vhodnému rozmístění pohonů pohybujících se sedačkou pilota. Výsledné pohyby, které kluzák vykonává jsou tyto:

- stoupání
- klesání
- náklon kolem osy
 - podélný
 - svislý
 - příčný

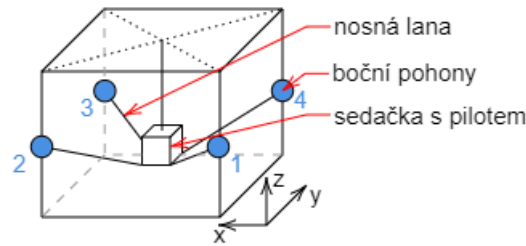
Jako vhodné a ekonomické řešení byl zvolen koncept lanových paralelních robotů (cable-driven parallel robot), kde navíjením a odvíjením lan dochází ke změně polohy a orientace v prostoru.

Z důvodu co nejvěrohodnějšího pocitu letu v kluzáku byl pro potřeby simulátoru použit klasický postroj se sedačkou a popruhy, které jsou již připevněny k obdélníkové konstrukci z hliníkových profilů. Řešení uchycení sedačky nabízí možnost nahradit velké množství nosných A, B, C a D lan pouze jedním lanem. Toto lano by bylo možné připojit k jednomu z pohonů, který bude s pilotem pohybovat v ose z - nahoru a dolů, tímto lze vyřešit navození pocitu stoupání a klesání. Vhodné umístění tohoto potřebného pohonu je co nejbližší v jeho působení, tedy v těžišti horní stěny kvádřové konstrukce simulátoru.



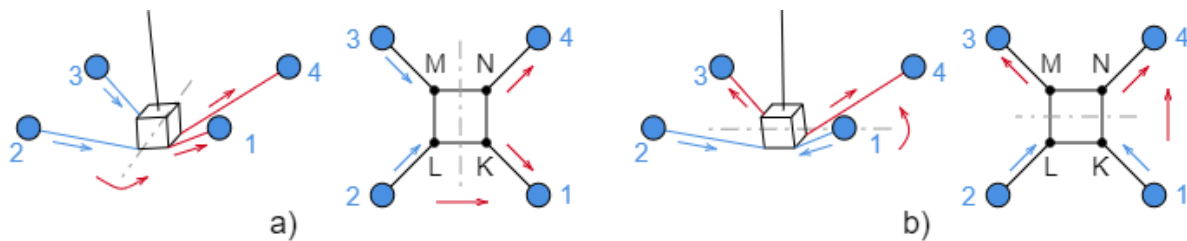
Obr. 4: Umístění pohonu a pohyb osy z

Dále je potřeba se vypořádat s náklony kolem všech tří zmíněných os. Pro řešení tohoto kroku je zapotřebí si uvědomit, že při letu nedochází k příliš velkým náklonům, nýbrž pouze k mírnému vychýlení z klidové polohy, které odpovídá maximálně 30° . Pokud má dojít k možnosti vykonat všechny tyto náklony, pak musí být simulátor osazen minimálně dalšími čtyřmi bočními pohony. Budou-li pohony umístěny na každé svislé hraně kvádřové konstrukce simulátoru a v kombinaci s lany budou k sedačce připevněny za její spodní část pomocí úchytků čtvercově rozmístěných dle obrázku 5, pak je možné sedačku naklánět.



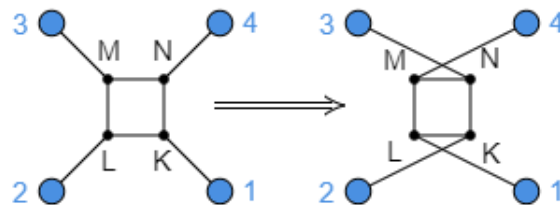
Obr. 5: Základní myšlenka rozmístění bočních pohonů

Jak naznačuje obrázek 6 a), je při této konfiguraci připojených lan k sedačce možné naklánět s podélnou osou y jedním směrem tak, že dvojice pohonů 1 a 4 bude lana přitahovat a dvojice pohonů 2 a 3 bude lana povolovat. Při opačném přitahování a povolování dojde k náklonu v ose y v opačném směru. Pokud bude zapotřebí náklon v příčné ose x , pak lze toto dle obrázku 6 b) realizovat přitahováním lan kombinace pohonů 3 a 4 zároveň s povolováním lan pohonů 1 a 2. Pro opačný směr náklonu pak opět platí stejné kombinace pohonů o opačném směru navíjení lan.



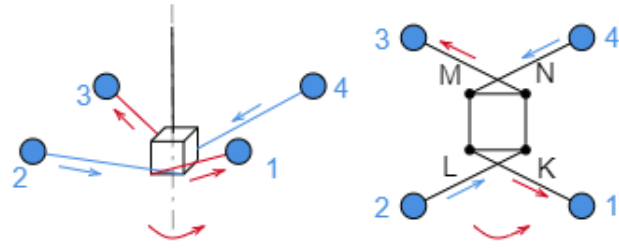
Obr. 6: Náklon kolem osy podélné a příčné

Tímto řešením však již není možné žádným způsobem zajistit náklon okolo svislé osy, bez kterého si při simulaci letu nelze obejít. Nabízí se spousta možných způsobů, jak tento další náklon vyřešit. Mezi tato řešení patří například přidání dalších pohonů, které budou pomocí lan konstrukci uchycení sedačky naklánět, nebo také přidání dalšího pohonu, který bude samostatně na této konstrukci uchycen a ten bude následně celou sedačku otáčet. Tato a mnoho dalších řešení, která přišla v úvahu, je nutné díky jejich náročnosti a komplikovanosti zavrhnout. Jak již bylo zmíněno, pro simulaci letu postačí náklon pouze pár stupňů, čehož lze velmi jednoduše dosáhnout tím, že budou lana k sedačce uchycena křížově dle obrázku 7.



Obr. 7: Křížové uchycení lan pohonů k sedačce

V této konfiguraci uchycení je možné pohybovat sedačkou stejným způsobem v podélné i příčné ose, navíc je již umožněn náklon i ve svislé ose z , který je zobrazen na obrázku 8. Tento náklon v ose z je možné realizovat v jednom směru přitahováním protilehlých lan pohonů 1 a 3 se současným povolováním lan pohonů 2 a 4 a v opačném směru pak přitahováním lan pohonů 2 a 4 a povolováním lan pohonů 1 a 3.



Obr. 8: Náklon kolem osy svislé

PRVKY A SITUACE V LETU URČENÉ K SIMULACI

PŘÍMÝ LET Co se týče náročnosti pilotáže je tento prvek nejjednodušší. Při správném seřízení kluzák letí přímo, dochází pouze k mírnému klesání s ohledem na klouzavost, která udává vzdálenost, kterou je kluzák schopen uletět na jeden výškový metr. [2]. Z hlediska řízení pohonů je proto tento prvek velmi prostý, neboť pohony drží sedačku pouze v rovnovážné poloze.

MAXIMÁLNÍ RYCHLOST Za účelem vyvinutí nejvyšší možné rychlosti pilot použije tzv. speed-systém, který je ovládán pomocí nohou. Po jeho aktivaci dojde ke snížení úhlu náběhu a tím dojde ke zvýšení letové rychlosti [2]. Pro potřeby simulace je důležité vědět, že použití speed-systému má negativní vliv na klouzavost [2], což znamená, že kluzák sice poletí rychleji, ale dojde ke značnému klesání

MINIMÁLNÍ RYCHLOST Letem při minimální rychlosti se pilot v podstatě pohybuje na docela tenké hranici mezi pádem a letem. Co možná nejnižší rychlosti pilot dosáhne brzděním kluzáku až do té míry, kdy ucítí značné snížení síly v řízení, poté je nutné řízení plynule povolit, jinak dojde k přechodu do pádu. Kluzák se ze začátku začne prosedat a poté ustupovat vzad, po povolení řízení pak musí simulátor navodit pocit opětovného rozjetí padáku dopředu [2].

ZATÁČKA Při jakémkoliv provedení zatáčky vždy dochází ke zvýšení opadání a čím je náklon v zatáčce vyšší, tím je vyšší i opadání. V závislosti na prudkosti provedení zatáčky pilot pociťuje přetížení [2], které na simulátoru proveditelné není, maximálně je možné pomocí brýlí zobrazující virtuální realitu a vhodným polohováním sedačky tento pocit navodit.

BOČNÍ KÝVÁNÍ - HOUPÁNÍ Tento prvek může být způsobený nezkušeností pilotů, či vnějším vlivem v podobě turbulencí nebo bočního větru. Dojde-li k dalšímu chybnému zásahu do řízení, může toto vyústit v nebezpečnou situaci [2]. Jak je názvu patrné, je při simulaci potřeba pomocí pohonů navodit pocit kývání či houpání.

FRONTSTALL Je to situace, při které dojde k zaklopení náběžné hrany po celé, nebo téměř celé šířce. Pilot toto může provést úmyslně, nebo může být frontstall způsoben vnějšími vlivy. Vrchlík pilotovi zmizí dozadu, což je způsobeno jeho zbrzděním, následně dochází ke zvýšení opadání. Nedojde-li k samovolnému narovnání vrchlíku, pak musí pilot krátce a energeticky stáhnout řízení na obou stranách. Poté co se vrchlík opět nafoukne, vystřelí vpřed a pilot musí být připraven začít padákový kluzák brzdít. [2]

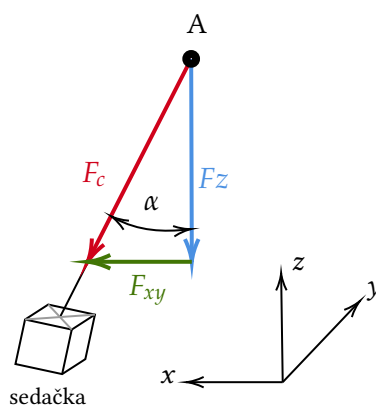
ASYMETRICKÉ ZAKLOPENÍ Mnohem běžnější situací oproti frontstallu je tzv. asymetrické zaklopení, kde dochází k zaklopení pouze k částečnému frontálnímu zaklopení vrchlíku. Pokud nastane tento nejběžnější případ nebezpečného letového režimu, pilot to pozná podle ztráty tahu na straně, kde k tomuto zaklopení došlo. Kluzák na postiženou stranu začne zatáčet, proto je pro pilota důležité udržet stále přímý let tak, že bude brzděna nepostižená strana. Kluzák by při nedostatečném řešení situace mohl přejít do rotace [2].

NÁVRH POHONŮ

 POHON OSY Z

5.1 ANALÝZA ZÁTĚŽNÝCH SIL POHONU OSY Z

Rozložení síly působící na horní pohon osy z je znázorněno na obrázku 9, kde bod A je upevnění sedačky k hornímu pohonu a úhel α představuje náklon sedačky. Vliv na horní pohon má tedy pouze složka F_z z celkové síly vyvolané zátěží sedačky F_c .

Obr. 9: Rozložení celkové síly F_c vyvolané zátěží

Jestliže je simulátor dimenzován na jmenovité zatížení $m_n = 100$ kg, pak při tíhovém zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ bude celková síla dle vztahu

$$F_c = m_n \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N.} \quad (1)$$

Tato celková síla je dle Pythagorovy věty rozložitelná na potřebnou složku

$$F_z = F_c \cdot \cos \alpha \text{ [N]}, \quad (2)$$

kde úhel α vyjadřuje náklon sedačky od svislé osy z. Maximální náklon sedačky byl simulacemi určen na 30° , proto tedy lze vypočítat minimální sílu působící na horní pohon osy z dle vztahu 2 takto:

$$F_{zmin} = F_c \cdot \cos \alpha_{max} = 981 \cdot \cos 30^\circ = 849,6 \text{ N.} \quad (3)$$

Pokud je sedačka simulátoru v klidové poloze s nulovým náklonem, pak na horní pohon působí maximální síla, která odpovídá celkové síle, tedy $F_{zmax} = F_c$.

5.2 VOLBA VHODNÉHO TYPU POHONU OSY Z

Pro pohon této osy byl zvolen lineární typ pohonu s kuličkovým šroubem, jehož velkou předností jsou minimální třecí ztráty, vysoká přesnost a při vhodném mazání také dlouhá životnost [3]. Jako pohonná jednotka pohonu slouží servomotor s brzdou Kinco SMH110D-0157-30ABK-4HKC.

Tab. 1: Parametry servomotoru Kinco SMH110D-0157-30ABK-4HKC [4]

parametr	označení	hodnota
jmenovitý výkon	P_{N_z}	1570 W
jmenovitý moment	M_{N_z}	5 Nm
jmenovité otáčky	n_{N_z}	3000 ot · min ⁻¹
jmenovitý proud	I_{N_z}	5,9 A
maximální moment	M_{max_z}	15 Nm
maximální proud	I_{max_z}	17.7 A

Pro volbu vhodného stoupání p kuličkového šroubu lze použít tento zjednodušený vztah se zanedbanou účinností kuličkového šroubu:

$$p = \frac{M_{N_z} \cdot 2000 \cdot \pi}{k_b \cdot F_{z_{max}}} = \frac{5 \cdot 2000 \cdot \pi}{2 \cdot 981} = 16,01 \text{ mm}, \quad (4)$$

kde k_b je bezpečnostní koeficient zvolený na hodnotu 2. Ze vztahu (4) je možné odvodit, že maximální axiální síla působící na matici kuličkového šroubu je nepřímou úměrná stoupání. Z možných variant kuličkových šroubů od zvoleného dodavatele HIWIN s.r.o. byl tedy vybrán šroub se stoupáním $p = 16$ mm, které je nejbližší nižší v porovnání s výsledkem ze vztahu (4). Tomuto stoupání odpovídá pouze šroub s průměrem $d_0 = 16$ mm, jehož statická únosnost je $C_0 = 19300$ N, což je téměř dvacetinásobek maximální zátěžné síly $F_{z_{max}}$ a proto je tedy tento šroub vhodný pro použití pohonu osy z [5].

Při výpočtech rychlosti posuvu je zapotřebí zavést základní měrovou jednotku stoupání [3]

$$h = \frac{P}{2 \cdot \pi} [\text{m} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (5)$$

a také vztah mezi úhlovou rychlostí a jmenovitými otáčkami

$$\omega_{N_z} = \frac{n_{N_z} \cdot 2 \cdot \pi}{60} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6)$$

Ze získaných parametrů lze vypočítat maximální rychlost posuvu vztahem

$$v_z = \omega_{N_z} \cdot h = \frac{n_{N_z} \cdot 2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi} = \frac{3000 \cdot 2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{16 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (7)$$

Tato získaná rychlost posuvu je pro potřeby simulátoru dostačující. Aby se eliminovaly špičkové proudy při brzdění a rozjezdech pohonu, bylo do sestavy přidáno protizávaží o hmotnosti $m_{pz} = 83$ kg, které působí proti síle vyvolané zátěží v sedačce. Po zanedbání hmotnosti lan a karabin lze tedy dle vztahu (8) vypočítat skutečnou maximální sílu při maximálním zatížení $m_n = 100$ kg, kterou musí pohon osy z překonávat.

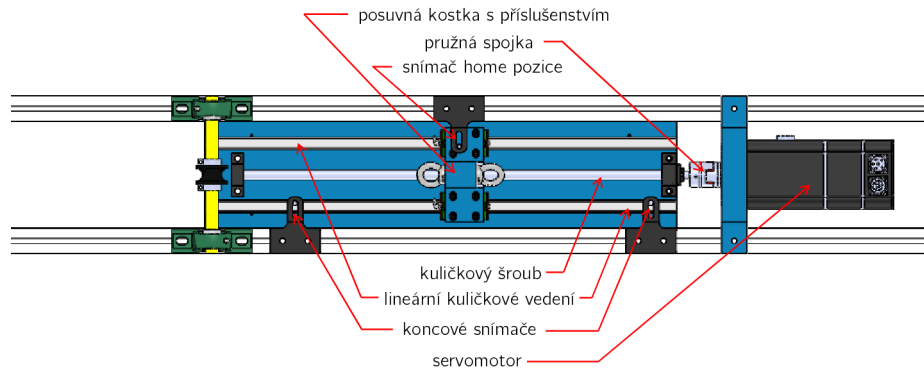
$$F_{z_{max}} = (m_n - m_{pz}) \cdot g = (100 - 83) \cdot 9,81 = 166,8 \text{ N} \quad (8)$$

Použitý měnič určený k řízení servomotoru není schopen rekuperovat energii vzniklou v brzděném režimu a nedokáže sám zpracovat energii vzniklou rychlým brzděním. Z tohoto důvodu bylo nutné připojit k měniči externí brzdny rezistor o odporu $R = 75 \Omega$, který bude dimenzován na ztrátový výkon $P_Z = 200$ W a napětí $U_R = 800$ V [6].

5.3 VHODNÁ TECHNOLOGIE VÝROBY A PRVKY POHONU OSY Z

Na tento pohon jsou kladeny poměrně velké bezpečnostní nároky, proto se jako vhodná technologie výroby ukázalo přesné frézování dílů z hliníku na CNC frézce. Díky velmi malému množství dílů je pohon jednoduchý a spolehlivý. Hlavní nosný prvek pohonu tvoří hliníková frézovaná deska, na kterou jsou

usazeny dva ložiskové domky kuličkového šroubu a dvě kolejnice přesného lineárního kuličkového vedení. Pohyblivá část pohonu je pak tvořena frézovanou posuvnou kostkou, na kterou jsou upevněny dva vozíky lineárního vedení a přírubová matice kuličkového šroubu. Dále posuvná kostka obsahuje dvě závěsná oka, jedno pro lano sedačky a druhé opačně orientované pro ocelové lano nesoucí protizávaží. Servomotor je připevněn ke konstrukci třetím frézovaným hliníkovým dílem - přírubou. Mechanické spojení servomotoru a kuličkového šroubu tvoří pružná spojka, která tlumí rázy působící na hřídel motoru. Důležitým prvkem konstrukce jsou také 3 indukční snímače, hlídající koncové polohy a výchozí pozici. Držáky snímačů byly vytvořeny pomocí 3D tiskárny materiálem PETG.



Obr. 10: Horní pohon osy z

Lanové kladky

Tento horní pohon je oproti svislé ose z natočený a je tedy v horizontální poloze, proto musí být lana nesoucí sedačku a protizávaží o pravý úhel překlomena. Nosné hřídele o které jsou lana překlomena musí mít dostatečný průměr, neboť je na nich položena veškerá zátěžná síla sedačky a protizávaží, aniž by byl započten rozdíl sil po vzájemném působení protizávaží na zátěž v sedačce. Hřídele jsou v tomto případě namáhány na ohyb, proto lze dle následujících výpočtů určit minimální průměr hřídele. Pro hřídel musí platit pevnostní podmínka:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{o_{dov}} \text{ [MPa]}, \quad (9)$$

kde σ_o je napětí v ohybu, M_o je ohybový moment a W_o je modul průřezu. Ohybový moment lze vypočítat za předpokladu, že je známa délka hřídele mezi ložiskovými domky - tedy $l_h = 170$ mm, síla působící na hřídel, což je v tomto případě $F_{z_{max}}$ a konečně šířka kladky $a = 30$ mm.

$$M_o = \frac{F_{z_{max}}}{2} \cdot \frac{l_h}{2} - \frac{F_{z_{max}}}{2} \cdot \frac{a}{4} = \frac{981}{2} \cdot \frac{0,17}{2} - \frac{981}{2} \cdot \frac{0,03}{4} = 38,01 \text{ Nm} \quad (10)$$

Nyní je třeba vyjádřit modul průřezu W_o obsahující průměr hřídele d jako:

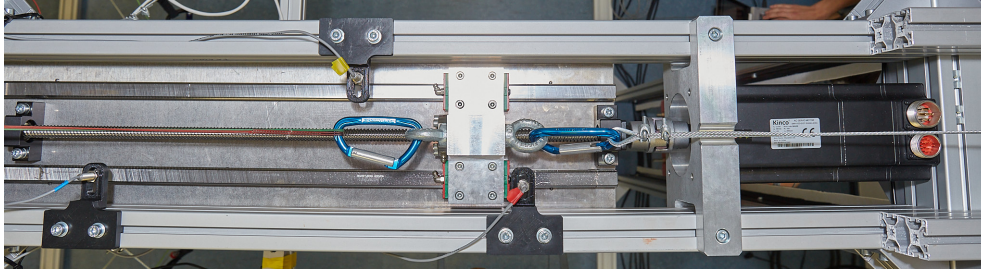
$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]}. \quad (11)$$

Po úpravě a odvození lze získat přímo vzorec pro výpočet průměru hřídele. Nejdříve je ale nutné získat statické dovolené napětí v ohybu, které je pro běžnou ocel dle normy ČSN EN ISO 11 370 1.0036 $\sigma_{o_{dov}} = 110 - 155$ MPa [7]

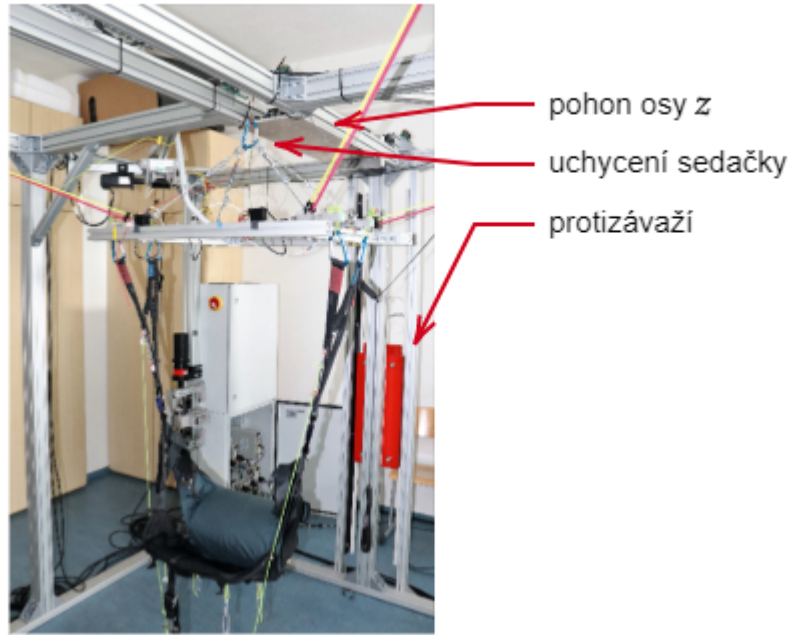
$$d = \sqrt[3]{\frac{M_o \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{o_{dov}}}} = \sqrt[3]{\frac{38,01 \cdot 32}{\pi \cdot 110 \cdot 10^6}} = 15,21 \text{ mm} \quad (12)$$

Zvolena tedy byla hřídel o vyšším průměru 20 mm, jejíž konce byly obrobena na soustruhu tak, aby bylo možné je upevnit v ložiskových domcích.

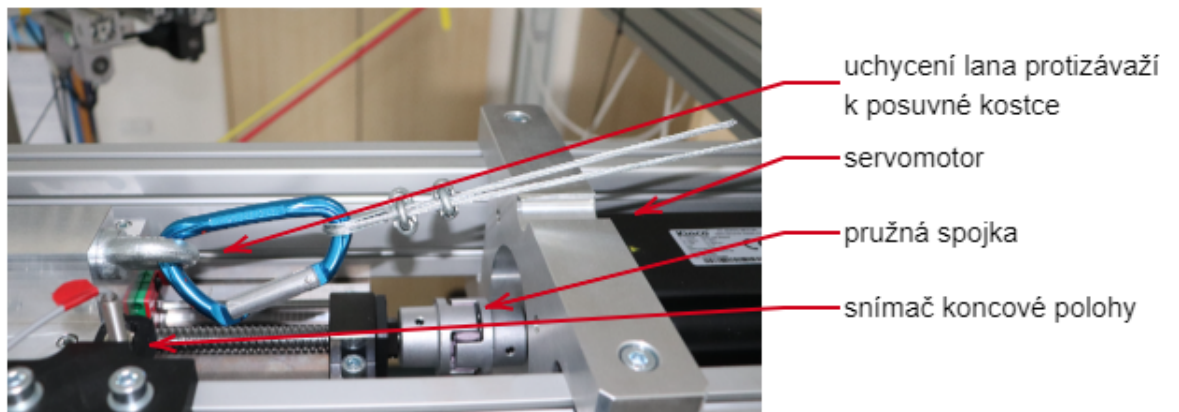
Aby nedocházelo k nadměrnému poškozování lan, byly hřídele osazeny kladkami zhotovenými na 3D tiskárně.



Obr. 11: Aktuální podoba pohonu osy z



Obr. 12: Pohled na pohon osy z zespodu



Obr. 13: Detailní záběr na pohon osy z

BOČNÍ POHONY

6.1 ANALÝZA ZÁTĚŽNÝCH SIL BOČNÍCH POHONŮ

Složka celkové síly F_c působící na boční pohony je tedy dle obrázku 9 F_{xy} . Tuto složku lze vyjádřit jako

$$F_{xy} = F_c \cdot \sin \alpha \text{ [N]}, \quad (13)$$

kde úhel α opět představuje náklon sedačky. Dosazením již známých hodnot maximálního úhlu a zátěže lze získat maximální sílu působící na boční pohony

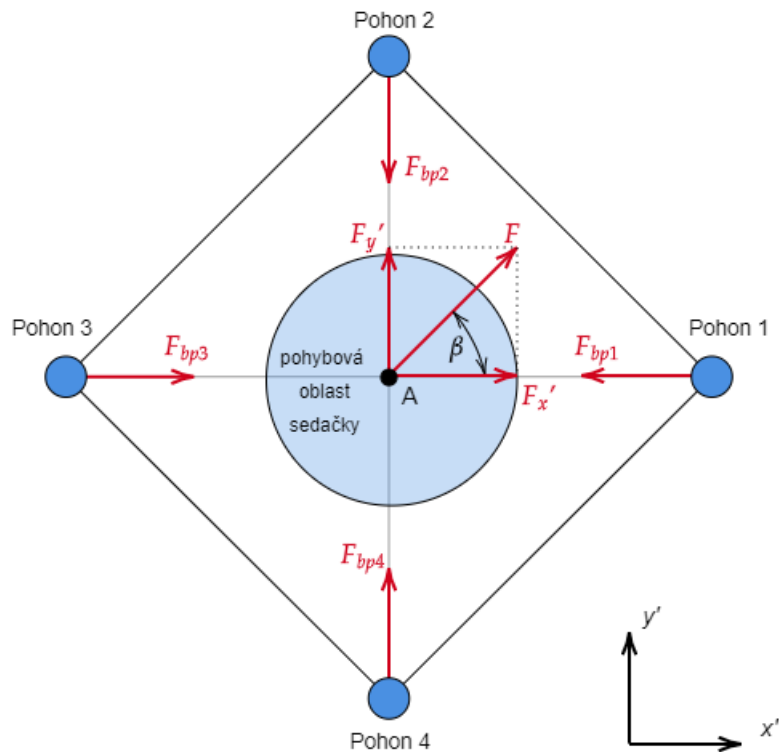
$$F_{xy_{max}} = F_c \cdot \sin \alpha_{max} = 981 \cdot \sin 30^\circ = 490,5 \text{ N}. \quad (14)$$

Při nulovém náklonu sedačky je síla F_{xy} rovněž nulová. Tuto sílu je však nutné dále rozložit na složky, které budou působit na jednotlivé boční pohony.

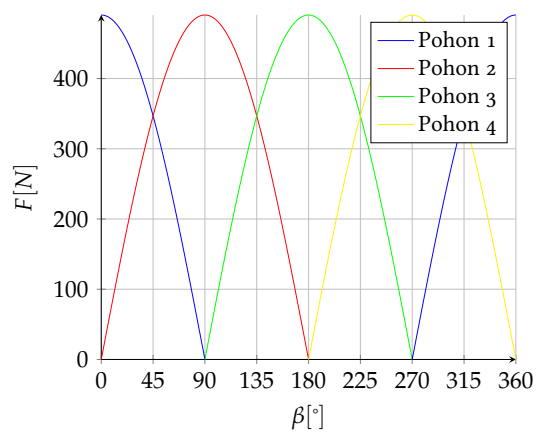
Pro lepší orientaci v prostoru při následných výpočtech zátěžných sil působících na boční pohony je nutné rozumně stanovit souřadnicový systém. Libovolná síla F směřující vždy do rovnovážného stavu, jenž je tvořen bodem A, umístěná s polohovým úhlem β na libovolné silové vrstevnici, které tvoří kružnice o poloměru

$$r_{po} = l_{sed} \cdot \sin \alpha \text{ [m]}, \quad (15)$$

kde α je úhel náklonu sedačky a l_{sed} je délka sedačky, je rozložitelná do složek $F_{x'}$ a $F_{y'}$. Pokud bude libovolná síla takto rozložená, pak je vhodné určit souřadnicový systém dle obrázku 14, kde se každá z os pohonů, které tvoří nosná lana bočních pohonů při klidové poloze, nachází v ose nově zvoleného souřadnicového systému.



Obr. 14: Vhodné zvolení souřadnicového systému

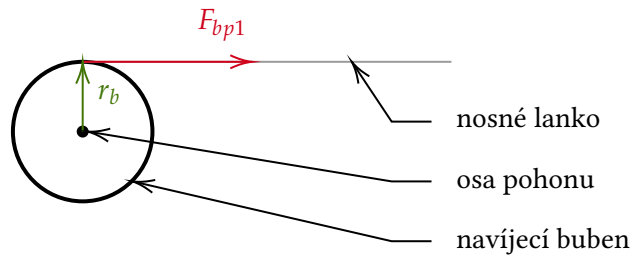
Obr. 15: Síly působící na jednotlivé pohony s různým polohovým úhlem β a maximálním náklonem sedačky $\alpha = 30^\circ$

6.2 VOLBA VHODNÉHO TYPU BOČNÍCH POHONŮ

Na rozdíl od pohonu osy z je u bočních pohonů nejen zapotřebí rychlejší pohyb s menší zátěží, ale také je nutné pohybovat s délkou lana přibližně 1,5 m. Lineární posuv už pro takovou aplikaci není příliš vhodný a také by byl mnohem prostornější, proto byl zvolen pohon v podobě navíjecího bubnu. Z důvodu lepšího využití výkonu servomotoru je nutné použití převodovky, s vhodnou přírubou pasující na použitý servomotor Kinco SMH8oS-0100-30AXK-3LKX, jejíž cena je přibližně stejná jako cena samotného servomotoru.

Tab. 2: Parametry servomotoru Kinco SMH80S-0100-30AXK-3LKX [4]

parametr	označení	hodnota
jmenovitý výkon	P_{N_b}	1000 W
jmenovitý moment	M_{N_b}	3,18 Nm
jmenovité otáčky	n_{N_b}	3000 ot · min ⁻¹
jmenovitý proud	I_{N_b}	6,3 A
maximální moment	M_{max_b}	9,48 Nm
maximální proud	I_{max_b}	18,9 A



Obr. 16: Síla působící na boční pohon 1

Na obrázku 16 je zobrazena síla F_{bp1} působící na boční pohon 1, která skrz rameno o poloměru navíjecího bubnu r_b vyvolá moment M_{bp1} působící na výstup převodovky. Nosné lanko se na navíjecí buben bude navíjet rovnoměrně a jednovrstvě, proto bude moment M_{bp1} nezávislý na množství navinutého lanka, neboť nebude docházet ke změně průměru navíjecího bubnu způsobené narůstajícím počtem vrstev. Pro výpočet maximálního momentu $M_{bp1_{max}}$ je nutné uvažovat maximální sílu působící na boční pohon $F_{bp1_{max}} = F_{xy_{max}}$, která nastane za předpokladu, že bude polohový úhel $\beta = 0^\circ$. Poloměr navíjecího bubnu r_b byl zvolen na 40 mm a tudíž lze vypočítat velikost maximálního momentu na výstupu převodovky

$$M_{bp1_{max}} = F_{bp1} \cdot k_b \cdot r_b = 490,5 \cdot 1,5 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 29,43 \text{ Nm}, \quad (16)$$

kde byl bezpečnostní koeficient k_b zvolen na menší hodnotu 1,5, neboť jsou na boční pohony kladeny mnohem menší bezpečnostní nároky, než na horní pohon osy z, kde by při poruše mohlo dojít k úrazu.

Pro převodový poměr potřebné planetové převodovky při zanedbání její účinnosti platí vztah

$$i = \frac{M_{bp1}}{M_{N_b}} = \frac{\omega_{bp1}}{\omega_{N_b}} = \frac{n_{bp1}}{n_{N_b}}. \quad (17)$$

Po dosažení jmenovitého momentu servomotoru a maximálního momentu na výstupu převodovky do vztahu (17) vyjde potřebný převodový poměr i

$$i = \frac{M_{bp1}}{M_{N_b}} = \frac{29,43}{3,18} = 9,25. \quad (18)$$

Převodovku s tímto převodovým poměrem výrobci nenabízí, proto byl zvolen nejbližší vyšší převodový poměr, tedy $i = 10$. Skutečný maximální dostupný moment na výstupu převodovky i s její účinností $\eta_p = 96\%$ [8] tedy bude

$$M_{bp1_{max}} = M_{N_b} \cdot \frac{\eta_p}{100} \cdot i = 3,18 \cdot \frac{96}{100} \cdot 10 = 30,53 \text{ Nm}. \quad (19)$$

Z výše uvedených vztahů je již možné určit maximální možnou rychlost navíjení bočních pohonů:

$$v_b = \omega_b \cdot n_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_b \cdot \frac{n_{N_b}}{i \cdot 60} = 2 \cdot \pi \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3000}{10 \cdot 60} = 1,26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (20)$$

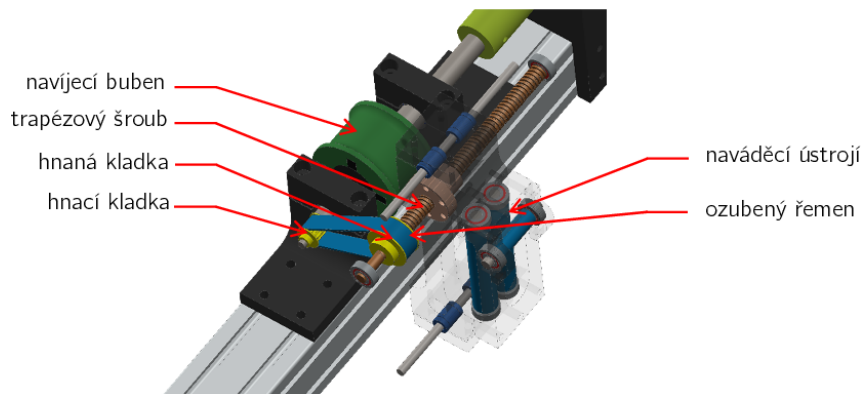
Naváděcí systém lana

U navíjecího bubnu hrozí, že se navíjené lanko bude při rychlém odvíjení cuchat, proto byl pohon opatřen naváděcím ústrojím, které umožňuje uspořádané umístění lana na navíjecí bubnu. Návrh ústrojí byl inspirován jeřábovými navijáky, kde dochází k jednoduchému a spolehlivému mechanickému spojení navíjecího bubnu a hřídele podavače lana. U jeřábů je navíjená délka lana mnohonásobně větší a lano je na bubnu navíjeno do několika vrstev, proto se používá například vřeteno s křížovým závitem zobrazené na obrázku 17.



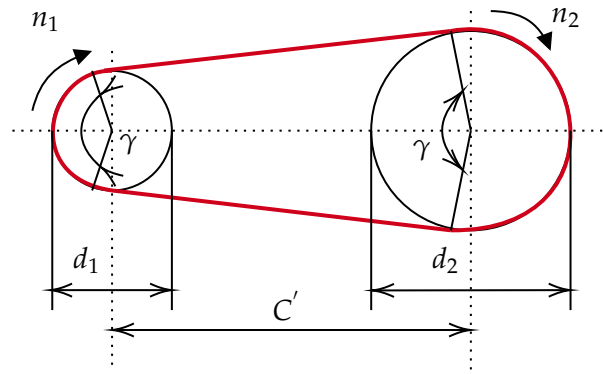
Obr. 17: Vřeteno s křížovým závitem LEBUS [9]

Ústrojí je dimenzováno na navádění padákové lanka o průměru přibližně 2 mm, za jednu otočku navíjecího bubnu tak musí být lanko posunuto právě o tuto vzdálenost. Jako převod otáčivého pohybu na lineární posuv byl zvolen trapézový šroub TR16x4 o průměru 16 mm a stoupání 4 mm [10] doplněný dvěma vodicími tyčemi o průměru 8 mm. Pohyb posuvné kostky po vodicích tyčích je zajištěn dvěma páry kuličkových pouzder. Jelikož je stoupání šroubu dvojnásobné oproti potřebné posuvu provázku na jednu otáčku, byl pohon šroubu proveden dvěma ozubenými řemenicemi o převodovém poměru $i_N = 0,5$ spojenými ozubeným řemenem tak, jak je znázorněno na obrázku 18.



Obr. 18: Hnací mechanismus naváděcího ústrojí

Pro spojení hnací a hnané řemenice byl vybrán ozubený řemen HTD (High Torque Drive), z jehož názvu plyne možnost velkého zatížení. Řemeny HTD jsou vyrobeny z vysoce odolné směsi kaučuku se skelným tažným vláknem a mimo jiné také vynikají nízkou hlučností i při vysokých otáčkách [11]. Pro výpočet přibližné délky je potřeba znát osovou vzdálenost řemenic před napnutím řemene $C' = 110$ mm, průměr menší řemenice $d_1 = 23$ mm a průměr větší řemenice $d_2 = 42$ mm. Úhel opásání hnací kladky γ lze pro tyto přibližné výpočty zanedbat.



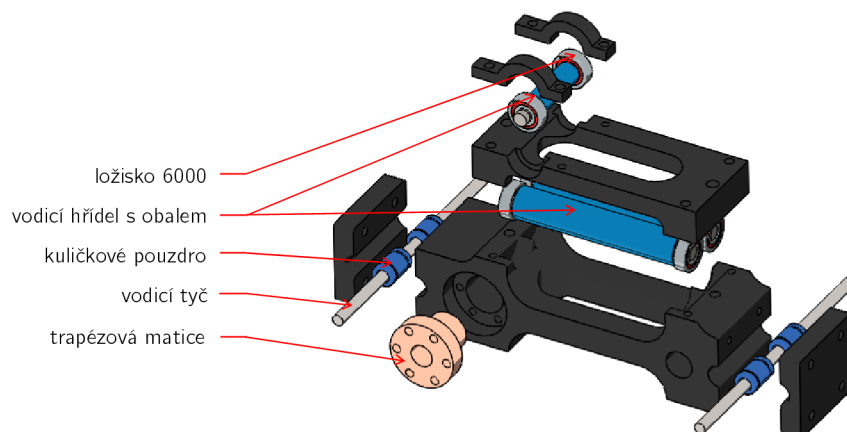
Obr. 19: Výpočet délky ozubeného řemene

Ze známých parametrů lze nyní pomocí vztahu (21) [12] získat přibližnou délku řemenu L'_p .

$$\begin{aligned}
 L'_p &= 2C' + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)}{4C'} \\
 &= 2 \cdot 110 + \frac{\pi(42 + 23)}{2} + \frac{(42 - 23)}{4 \cdot 110} \\
 &= 322,1 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{21}$$

Řemen lze napnout jednoduchých vytažením konstrukce nosící naváděcí ústrojí, proto byl zvolen řemen o délce nejbližší vyšší výsledku ze vztahu 21 dle délek dostupných od výrobce. Zvolená šířka řemene je 15 mm a rozteč zubů 5 mm. Výsledkem je ozubený řemen RPP 325 5M 15 [13].

Jelikož jsou boční pohony umístěny v rozích simulátoru 600 mm od podstavy, pak je zřejmé, že lano uchycené na sedačce bude vůči pohonu nakloněno nahoru, dolů a do středu konstrukce. Každé ze čtyř naváděcích ústrojí tedy musí umožňovat volný pohyb lana při naklonění do všech tří směrů tak, aby nedocházelo k jeho poškození třením. Toto umožňují tři vodicí hřídele osazené vytištěným obalem z měkkého plastu, který umožní lepší přilnavost lana k obalu. Každá z vodicích hřídelí je na každém z konců osazena kuličkovým ložiskem 6000.



Obr. 20: 3D model naváděcího ústrojí bočního pohonu

6.3 VHDNÁ TECHNOLOGIE VÝROBY A PRVKY BOČNÍCH POHONŮ

Na boční pohony jsou kladeny mnohem menší bezpečnostní nároky než na horní pohon. V extrémním případě - selhání více pohonů se totiž uživatel sedící v sedačce vrátí samovolně do rovnovážné polohy

s nízkou pravděpodobností úrazu. Z tohoto důvodu bylo upuštěno od nákladné výroby velkého množství dílů na CNC frézce, namísto toho byla zvolena technologie 3D tisku FFF/FDM aplikovaná na co největší možný počet dílů. Tento způsob výroby umožňuje značnou flexibilitu při konstrukci a sestavování pohonů. Nevýhodou prvků vytvořených 3D tiskem jsou jejich horší mechanické vlastnosti oproti plastovým dílům, které jsou vytvořeny například pomocí vstřikovacích lisů, pro potřeby simulátoru je však pevnost dílů dostačující.

6.3.1 Dostupné materiály pro 3D tisk

Technologie FFF/FDM pro tisk používá tiskovou strunu, která bývá dopravena do extruderu, kde je skrz nahřátou trysku struna vlačována přesným otvorem na tiskovou podložku. Tyto tiskové struny jsou dodávány v rozmanitém množství různých materiálů. Pokud budou pro potřeby simulátoru uvažovány materiály které nejsou flexibilní, nejsou snadno rozpustitelné ve vodě a nemají další speciální vlastnosti, pak zbudou materiály porovnané v tabulce 3. Z těchto materiálů byl pro své uspokojivé mechanické vlastnosti spojené s jednoduchostí tisku zvolen materiál PETG, ze kterého je vytištěna naprostá většina dílů použita na bočních pohonech prototypu simulátoru.

materiál	obtížnost tisku	houževnatost	pružnost	náchylnost k deformacím
PLA	nízká	průměrná	žádná	žádná
PETG	nízká - střední	vysoká	nízká	nízká
ASA	střední	vysoká	střední	vysoká
PC Blend	vysoká	vysoká	střední	vysoká

Tab. 3: Porovnání vlastností materiálů vhodných pro 3D tisk dílů [14]

6.3.2 Příprava dílů pro tisk

TVORBA MODELU Prvním krokem ve tvoření součástí je tvorba modelu. Je-li třeba vytvořit nový díl, pak je nutné respektovat určitá kritéria tak, aby byly minimalizovány chyby při 3D tisku. Je dobré tvořit model tak, aby bylo možné jej vytisknout s co nejmenším množstvím podpěr, čímž dochází k co možná nejmenšímu plýtvání materiálem a snižování délky trvání tisku. Jednou z dalších zásad je například minimalizace ostrých hran z pohledu osy Z tiskárny, docházelo by totiž k většímu opotřebení například pohonných řemínek 3D tiskárny. Důležité je také omezení rozměrů modelu, které je určeno možnostmi použité tiskárny - u použité tiskárny Prusa i3 MK3 jsou to rozměry 250×210×210 mm. [15]

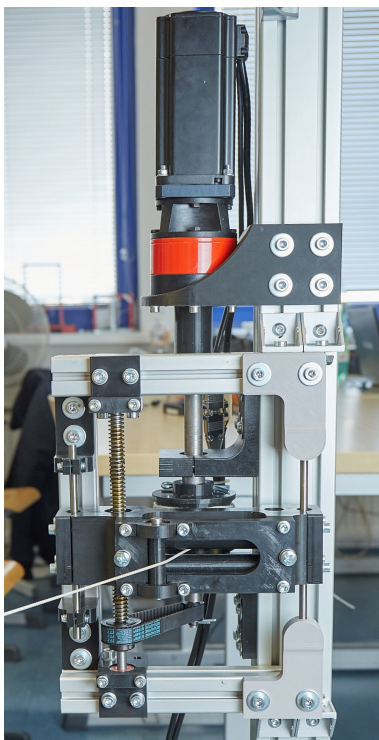
GENEROVÁNÍ STL Do nástrojů pro tvorbu G-kódu není možné vložit model přímo vytvořený nástrojem pro modelování. Téměř veškeré nástroje ale podporují formát STL - Standard Tessellation Language, který udává polohu vrcholů trojúhelníkových ploch v prostoru. Od roku 1987 kdy tento formát vznikl nedošlo k jeho inovacím, proto tento formát není schopen přenášet například barvy a je již poměrně zastaralý, je ovšem stále hojně využíván. [16]

SLICOVÁNÍ Slicováním se nazývá proces převodu 3D modelu na strojový G-kód, který slouží k řízení tiskárny. V tomto kroku jsou voleny tiskové parametry, jako je například tvar a hustota výplně, nastavení podpěr, počet vnějších perimetrů, výška tiskové vrstvy či detailnější parametry jako jsou tiskové rychlosti a teploty. Vhodným nastavením všech parametrů lze výrazně ovlivnit dobu trvání tisku nebo výslednou pevnost a přesnost výtisku. Je také například důležitá správná a optimální orientace a

umístění modelu v prostoru. Model je vždy pevnější, je-li zátěžná síla rovnoběžná s tištěnými vrstvami, naopak orientace síly působící kolmo na tištěné vrstvy pevnost modelu značně snižuje.

6.3.3 *Hřídele*

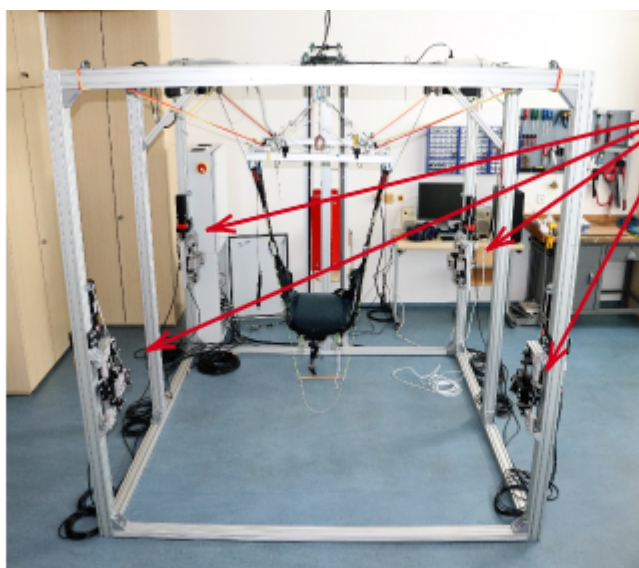
Dílem nenahraditelným 3D tiskem jsou u těchto navijáků padákových lan hřídele. Naváděcí ústrojí obsahuje tři hřídele obalené měkkým plastem a samotný vytištěný navíjecí buben je ukotven k hnací hřídeli, která je přes spojku připevněna k převodovce a ta je následně spojena se zdrojem točivého momentu - servomotorem. Všechny hřídele byly vyrobeny z automatové oceli a obrobené na soustruhu. Konce naváděcích hřídelí o průměru 12 mm byly obrobeny tak, aby na jejich konce bylo možné nalisovat a zajistit kuličkové ložisko 6000 s vnitřním průměrem 10 mm. Hnací hřídel už byla na výrobu poněkud složitější, neboť bylo nutné upravit původní průměr 30 mm tak, aby na hřídel bylo možné nalisovat a zajistit kuličková ložiska 6200 s vnitřním průměrem 20 mm a také kladku, která slouží k pohonu naváděcího systému. Mimo obrábění na soustruhu bylo také zapotřebí obrobit na frézce konec hnací hřídel sloužící ke spojení s převodovkou.



Obr. 21: Boční pohon zepředu



Obr. 22: Boční pohon zezadu



boční pohony

Obr. 23: Umístění bočních pohonů

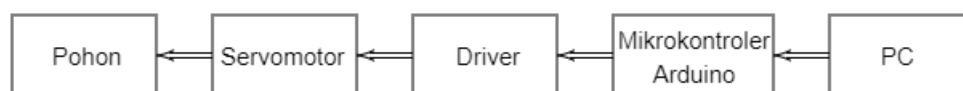
ŘÍZENÍ POHONŮ

ÚVOD DO PROBLEMATIKY ŘÍZENÍ POHONŮ

Pro řízení pohonů byl kolegou Richardem Siverou z týmu, který tvoří prototyp simulátoru, vytvořen vlastní řídicí systém pro použitý mikrokontroler, která je zpracována v bakalářské práci s názvem Pokročilé řízení servomotorů pro simulátor padákového kluzáku. Základem je HW konfigurace zobrazená na obrázku 24, ze kterého plyne, že počátek řízení nastává v PC, kde pracuje kolegy vyvinutý systém v Unity. Do tohoto systému budou aplikovány rovnice určující délku jednotlivých lan, jež byly ve spolupráci s Katedrou kybernetiky FAV ZČU odvozeny s využitím inverzní kinematiky. Druhým prvek v řídicím řetězci je mikrokontroler Arduino MEGA 2560 koncipován jako stavový stroj (state machine) starající se o ovládání driveru v několika možných režimech. Počet pracovních režimů/stavů je značný, avšak pro potřeby simulátoru byly zvoleny pouze tyto:

- servomotor zapnutý
- servomotor vypnutý
- režim točivého momentu
- režim dojetí na cílovou polohu
- režim dojetí na výchozí polohu
- zastavení servomotoru
- okamžité zastavení v případě nouze
- vynulování polohy v enkodéru
- resetování chybových hlášek driveru
- restartování Arduina.

Jak bylo zmíněno, mikrokontroler se stará o řízení driveru, který se v konfiguračním řetězci nachází za ním. Jako předposlední blok řízení před samotným pohonem je třífázový střídavý asynchronní servomotor, který je ovládán driverem. [17]



Obr. 24: HW konfigurace řízení pohonu

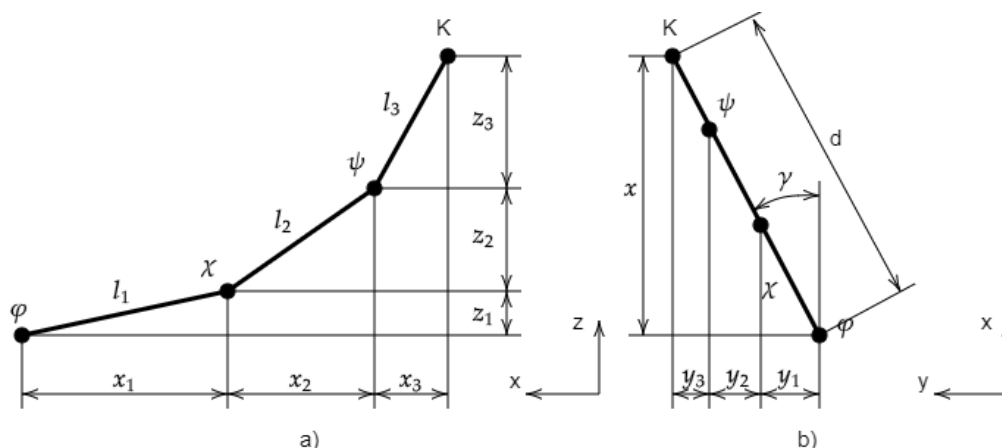
Tento vytvořený systém umožňuje řídit každý pohon jednotlivě. Pro potřeby simulátoru je ale nutné koordinovaně hýbat se všemi pohony, což je a bude řešeno v následujících měsících za stálé spolupráce Katedry kybernetiky FAV ZČU.

ŘEŠENÍ KINEMATICKÉ ÚLOHY

Řízení pohonů musí být vytvořeno tak, aby bylo schopné umístit sedačku do zadané polohy. Nabízí se dvě základní řešení, kterými lze popsat aktuální polohu sedačky a tím pádem získat její funkční matematický model. Tato řešení se nazývají přímá a inverzní kinematická úloha. Pro řešení těchto úloh bude upuštěno od skutečně výpočetně složité podoby simulátoru a pro zjednodušení budou jednotlivé metody řešeny pouze s jednoduchým ramenem o čtyřech stupních volnosti.

8.1 PŘÍMÁ KINEMATICKÁ ÚLOHA

Přímá kinematická úloha umožňuje transformaci z kloubových souřadnic φ, χ a ψ do souřadnic kartézských x, y a z za předpokladu, že jsou k dispozici úhly natočení kloubů. Do tohoto způsobu řešení lze zahrnout jak translační pohyb, tak i pohyb rotační [18].



Obr. 25: Jednoduché rameno se čtyřmi stupni volnosti v prostoru

Na obrázku 25 a) je znázorněno rameno se čtyřmi stupni volnosti v podobě kloubů s úhly φ , χ a ψ vztahenými k ose x a s délkami jednotlivých segmentů l_1 , l_2 a l_3 . V části obrázku 25 b) je pak rameno zobrazeno při pohledu shora a je zde vidět úhel natočení celého ramene γ . Rameno je zakončeno koncovým bodem K . Z této konfigurace tedy vyplývá, že rameno je schopno pokrývat téměř hemisférickou oblast.

Cílem této úvahy bude určení polohy koncového bodu K a k tomu je třeba dle délky odvěsen jednotlivých segmentů stanovit souřadnice x , y a z . Vzdálenost v ose z je poměrně snadno vypočitatelná, neboť na tuto vzdálenost nijak nepůsobí úhel natočení ramene γ a jedná se tedy pouze o součet odvěsen jednotlivých segmentů.

$$z = l_1 \cdot \cos \varphi + l_2 \cdot \cos (\varphi + \chi) + l_3 \cdot \cos (\varphi + \chi + \psi) \quad (22)$$

Pro vzdálenosti ve zbylých dvou osách je výpočet nepatrně složitější, neboť tyto vzdálenosti již jsou ovlivňovány úhlem γ .

$$\begin{aligned} x &= d \cdot \cos(\gamma) = (x_1 + x_2 + x_3) \cdot \cos(\gamma) \\ &= l_1 \cdot \cos \varphi \cdot \cos(\gamma) \\ &\quad + l_2 \cdot \cos(\varphi + \chi) \cdot \cos(\gamma) \\ &\quad + l_3 \cdot \cos(\varphi + \chi + \psi) \cdot \cos(\gamma) \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} y &= d \cdot \sin(\gamma) = (y_1 + y_2 + y_3) \cdot \sin(\gamma) \\ &= l_1 \cdot \cos \varphi \cdot \sin(\gamma) \\ &\quad + l_2 \cdot \cos(\varphi + \chi) \cdot \sin(\gamma) \\ &\quad + l_3 \cdot \cos(\varphi + \chi + \psi) \cdot \sin(\gamma) \end{aligned} \quad (24)$$

Výsledkem těchto výpočtů je jednoduchá matice zahrnující výpočty souřadnic jednotlivých os

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_1 \cdot \cos \varphi \cdot \cos(\gamma) + l_2 \cdot \cos(\varphi + \chi) \cdot \cos(\gamma) + l_3 \cdot \cos(\varphi + \chi + \psi) \cdot \cos(\gamma) \\ l_1 \cdot \cos \varphi \cdot \sin(\gamma) + l_2 \cdot \cos(\varphi + \chi) \cdot \sin(\gamma) + l_3 \cdot \cos(\varphi + \chi + \psi) \cdot \sin(\gamma) \\ l_1 \cdot \cos \varphi + l_2 \cdot \cos(\varphi + \chi) + l_3 \cdot \cos(\varphi + \chi + \psi) \end{bmatrix} \quad (25)$$

Díky vztahu 25 lze tedy obecně toto řešení zapsat takto:

$$x = f(q), \quad (26)$$

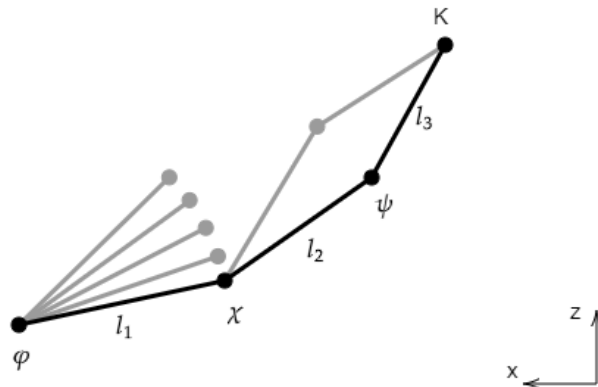
kde x jsou požadované souřadnice a q jsou úhly natočení jednotlivých kloubů.

8.2 INVERZNÍ KINEMATICKÁ ÚLOHA

Inverzní kinematičká úloha na rozdíl od přímé pracuje s tím, že jsou dány souřadnice koncového bodu, zatímco úhly natočení jednotlivých kloubů jsou zjišťovány. Proto tedy v souvislosti se vztahem 26 lze napsat, že

$$q = f^{-1}(x). \quad (27)$$

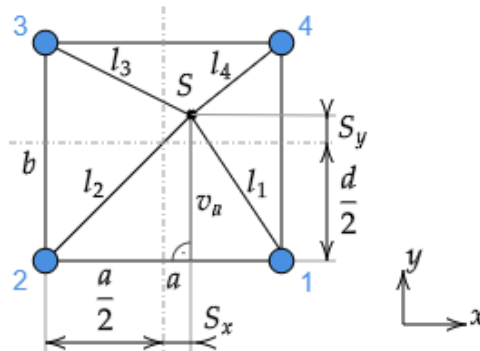
U této metody však nastává problém s paralelními řešeními, neboť pro rameno se dvěma klouby jsou ve většině případů dvě možná řešení jak se dostat do požadovaného koncového bodu. U systému, který je tvořen třemi klouby je již možných řešení nekonečně mnoho, což je znázorněno na obrázku 26.



Obr. 26: Řešení dané polohy pomocí inverzní kinematičké úlohy

8.3 ŘEŠENÍ KINEMATIKY SIMULÁTORU

Předchozí kapitoly sloužily pouze k ukázce řešení běžně se vyskytujících kloubových robotů za pomoci přímé a inverzní kinematické úlohy, nyní však bude provedeno přibližné stanovení délek lan u samotného simulátoru. Je nutné vzít v úvahu, že topologie umístění pohonů je pro simulátor značně specifická. Paralelní řešení inverzní kinematické úlohy lze zcela vyloučit. Jediný možný prvek, který by paralelní řešení umožňoval, je posuv v rovině xy bez náklonu sedačky, tato situace v padákovém kluzáku nenastane, proto se vždy bude sedačka posouvat zároveň s náklonem, který paralelní řešení vylučuje.



Obr. 27: Výchozí stav pro výpočty

Obrázek 27 je výchozí pro následující výpočty. Slouží pro představu základního stavu, kdy jsou zanedbány rozměry sedačky a ta je nahrazena bodem S , který je náhodně umístěn v prostoru. Pokud jsou dány souřadnice bodu S a vzdálenosti mezi pohony a a b , pak je možné vypočítat délky lan pomocí pravoúhlých trojúhelníků. Jelikož jsou pohony na simulátoru rozmístěny v rozích konstrukce s mírným posuvem ke středu stěn kvádrové konstrukce, tvoří vzdálenosti mezi pohony obdélník o stranách a a b .

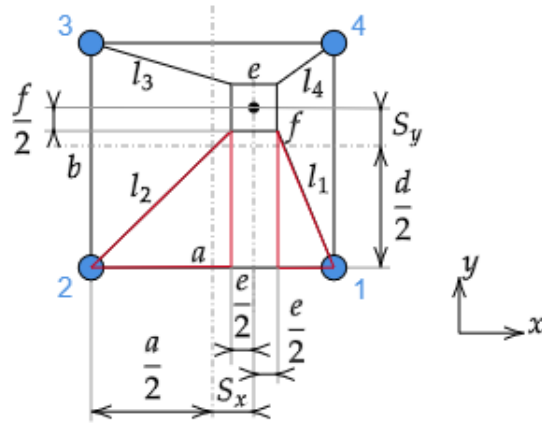
$$l_1^2 = \left(\frac{a}{2} - S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} + S_y\right)^2 \quad (28)$$

$$l_2^2 = \left(\frac{a}{2} + S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} + S_y\right)^2 \quad (29)$$

$$l_3^2 = \left(\frac{a}{2} + S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - S_y\right)^2 \quad (30)$$

$$l_4^2 = \left(\frac{a}{2} - S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - S_y\right)^2 \quad (31)$$

Nyní bude konstrukce trochu zkomplikována zavedením roztečí úchytů sedačky opět ve tvaru obdélníku o rozměrech e a f tak, jak je zobrazeno na obrázku 28. Řešeny jsou nyní červeně vyznačené trojúhelníky, které lze aplikovat na každou lichoběžníkovou oblast mezi stěnou a bodem S .



Obr. 28: Zahnutí roztečí úchytů sedačky

Délky jednotlivých lan se nyní vypočtou dle následujících vztahů.

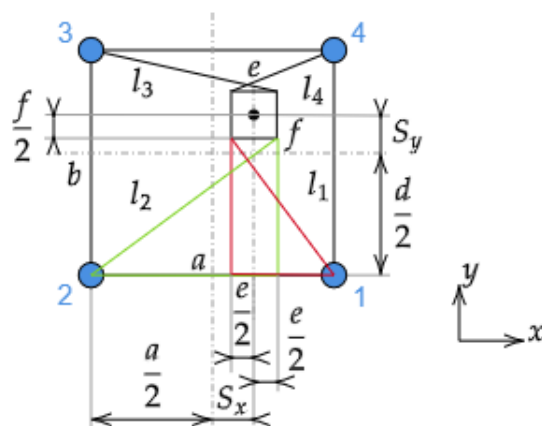
$$l_1^2 = \left(\frac{a}{2} - \frac{e}{2} - S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{f}{2} + S_y\right)^2 \quad (32)$$

$$l_2^2 = \left(\frac{a}{2} - \frac{e}{2} + S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{f}{2} + S_y\right)^2 \quad (33)$$

$$l_3^2 = \left(\frac{a}{2} - \frac{e}{2} + S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{f}{2} - S_y\right)^2 \quad (34)$$

$$l_4^2 = \left(\frac{a}{2} - \frac{e}{2} - S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{f}{2} - S_y\right)^2 \quad (35)$$

Dalším krokem v řešení délky lan je zahrnutí křížení lan, díky kterému je možné sedačku natáčet o úhel μ . Konfigurace je uvedena na následujícím obrázku 29 a výpočty podobné předchozímu řešení jsou uvedeny pod obrázkem.



Obr. 29: Zahnutí kříženého uchycení

$$l_1^2 = \left(\frac{a}{2} + \frac{e}{2} - S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{f}{2} + S_y\right)^2 \quad (36)$$

$$l_2^2 = \left(\frac{a}{2} + \frac{e}{2} + S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{f}{2} + S_y\right)^2 \quad (37)$$

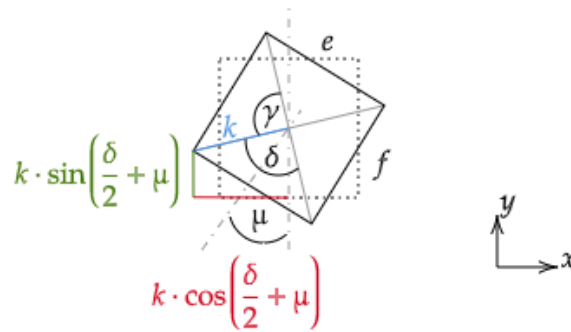
$$l_3^2 = \left(\frac{a}{2} + \frac{e}{2} + S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{f}{2} - S_y\right)^2 \quad (38)$$

$$l_4^2 = \left(\frac{a}{2} + \frac{e}{2} - S_x\right)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{f}{2} - S_y\right)^2 \quad (39)$$

Nyní nastává poslední krok řešení délky lan z pohledu roviny xy - zahrnutí natočení o úhel μ . Spolu s natočením se mění i souřadnice úchyty sedačky a ty je nutné odvodit. Úchyty jsou opět uspořádány ve tvaru obdélníka o stranách e a f , pro výpočty je nutné stanovit polovinu délky úhlopříčky obdélníka dle následujícího vztahu.

$$k = \sqrt{\left(\frac{e}{2}\right)^2 + \left(\frac{f}{2}\right)^2} \quad (40)$$

Dle řešení znázorněného na obrázku 30 lze nyní určit všechny čtyři délky lan bočních pohonů z pohledu roviny xy . Dochází zde k nahrazení členu $\frac{e}{2}$ a $\frac{f}{2}$ novými členy rovnice $k \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2} \pm \mu\right)$ a $k \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2} \pm \mu\right)$. Výsledkem jsou následující vztahy.



Obr. 30: Kompletní řešení délky lan

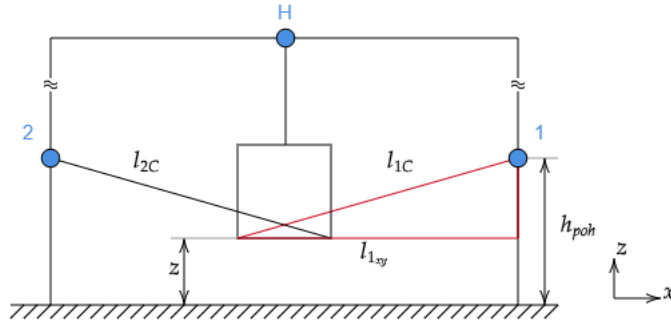
$$l_1 = \sqrt{\left[\frac{a}{2} + k \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2} - \mu\right) - S_x\right]^2 + \left[\frac{b}{2} - k \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2} - \mu\right) + S_y\right]^2} \quad (41)$$

$$l_2 = \sqrt{\left[\frac{a}{2} + k \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2} + \mu\right) + S_x\right]^2 + \left[\frac{b}{2} - k \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2} + \mu\right) + S_y\right]^2} \quad (42)$$

$$l_3 = \sqrt{\left[\frac{a}{2} + k \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2} - \mu\right) + S_x\right]^2 + \left[\frac{b}{2} - k \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2} - \mu\right) - S_y\right]^2} \quad (43)$$

$$l_4 = \sqrt{\left[\frac{a}{2} + k \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2} + \mu\right) - S_x\right]^2 + \left[\frac{b}{2} - k \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2} + \mu\right) - S_y\right]^2} \quad (44)$$

Tyto vztahy kompletně vyjadřují délku lan jednotlivých pohonů z pohledu roviny xy , reálně jsou však díky rozdílné výšce pohonů oproti sedačce lana nakloněna v ose y . Je proto nutné tento náklon do výpočtů zahrnout a vypočítat tak tedy skutečné délky lan l_{nC} . Myšlenka vedoucí k výpočtu těchto délek je znázorněna na obrázku 31.

Obr. 31: Zahnutí náklonu lan v ose y

Z tohoto zobrazení tedy plyne, že skutečná délka lana se spočítá jako přepona červeně vyznačeného trojúhelníka, jehož první odvěsnu tvoří délka $l_{n,xy}$ vypočítaná v předchozích vztazích a druhou odvěsnu tvoří výška umístění pohonu h_{poh} zmenšená o určenou souřadnici sedačky z . Dle následujícího vzorového vztahu již je možné určit koncovou podobu vztahů pro výpočet délky lan, které ovšem uvažují tuhou konstrukci sedačky.

$$l_{nC} = \sqrt{l_{n,xy}^2 + (h_{poh} - z)^2} \quad (45)$$

$$l_{1C} = \sqrt{\left[\frac{a}{2} + k \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2} - \mu\right) - S_x\right]^2 + \left[\frac{b}{2} - k \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2} - \mu\right) + S_y\right]^2 + [h_{poh} - z]^2} \quad (46)$$

$$l_{2C} = \sqrt{\left[\frac{a}{2} + k \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2} + \mu\right) + S_x\right]^2 + \left[\frac{b}{2} - k \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2} + \mu\right) + S_y\right]^2 + [h_{poh} - z]^2} \quad (47)$$

$$l_{3C} = \sqrt{\left[\frac{a}{2} + k \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2} - \mu\right) + S_x\right]^2 + \left[\frac{b}{2} - k \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2} - \mu\right) - S_y\right]^2 + [h_{poh} - z]^2} \quad (48)$$

$$l_{3C} = \sqrt{\left[\frac{a}{2} + k \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2} + \mu\right) - S_x\right]^2 + \left[\frac{b}{2} - k \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2} + \mu\right) - S_y\right]^2 + [h_{poh} - z]^2} \quad (49)$$

 APLIKACE ROVNIC DO ŘÍZENÍ

Pro řízení pohonů byl jako nejvhodnější určen režim najetí na cílovou polohu. Výchozí poloha sedačky, kde budou všechny pohony ve výchozí pozici, je taková, kde se sedačka nachází v rovnovážném stavu z pohledu roviny xy a ve vhodné výšce pro nasednutí pilota. Použité servomotory obsahují zpětno-vazební enkodér, který podává 10000 impulsů za jednu otáčku [17]. Pokud tedy bude jedna otáčka rozdělena do 10000 poloh, pak je servomotor schopen každé z těchto poloh dosáhnout, přesnost natočení hřídele je $0,036^\circ$. Jestliže bude zadaná poloha sedačky v bodě $[X, Y, Z]$ v mm a úhlem natočení μ $[\circ]$, pak je zapotřebí určit kolik otáček má motor vykonat, aby posunul lano právě o 1 mm. Bude-li dosaženo těchto výpočtů, pak je již zcela možno určit počet impulsů na danou délku navinutí lan.

9.1 PŘEPOČET OTÁČEK MOTORU PRO POHON OSY Z

Pro pohon osy z je výpočet poměrně prostý, neboť vlivem vyloučení pohybu sedačky v rovině xy s jiným náklonem, než umožňuje pevně daná délka lana pro určenou souřadnici Z , nedochází k žádné změně délky při pohybu v rovině xy . Horní pohon osy z obsahuje jediný převodový prvek - kuličkový šroub se stoupáním $p = 16$ mm převádějící rotační pohyb na translační. Pokud je tedy potřeba posunout lano pohonu o 1 mm, je nutné vykonat $\frac{1}{16}$ otáčky. Vztahem (50) je tedy určen přepočten posunu lana o 1 mm na počet pulsů PP enkodéru.

$$PP_{z_{1\text{mm}}} = \frac{1}{p} \cdot \text{rozlišení} = \frac{1}{16} \cdot 10000 = 625 \text{ impulsů} \quad (50)$$

9.2 PŘEPOČET OTÁČEK MOTORU PRO POHONY ROVINY XY

Výpočet u roviny xy je lehce komplikovanější, boční pohony totiž obsahují nejen převod z rotačního pohybu na translační tvořený navíjecím bubnem, ale také převod rotační způsobený použitou převodovkou s převodovým poměrem $i = 10$. Jelikož je stanoven průměr navíjecího bubnu $r_b = 80$ mm, je možné určit počet otáček bubnu pro navinutí 1 mm lana jednoduchým výpočtem obvodu bubnu při zanedbání vzniklé ovality při uspořádaném navíjení.

$$n_{xy_{1\text{mm}}} = \frac{1}{\pi \cdot d} = 3,97887 \cdot 10^{-3} \text{ ot} \quad (51)$$

Po zanesení převodu použité planetové převodovky již je možné určit přímo počet pulsů PP enkodéru potřebných k překonání vzdálenosti 1 mm.

$$PP_{xy_{1\text{mm}}} = n_{xy_{1\text{mm}}} \cdot i \cdot \text{rozlišení} = 3,97887 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10000 = 397,89 \approx 398 \text{ impulsů} \quad (52)$$

ZKUŠEBNÍ KOSTKA

V moment, kdy již budou rovnice vhodným způsobem aplikovány do řídicího systému, dojde k testování a ladění získaných rovnic. Aby při testování vlivem chyby v rovnicích či programu nedošlo k poškození sedačky nebo lan, bylo nezbytné navrhnout a vyrobit zkušební kostku, která se připejme do simulátoru namísto sedačky. Tato kostka musí být navržena tak, aby umožňovala bezpečné odepnutí lan v případě překročení mezní síly. Toto bylo vyřešeno navržením třmene ve tvaru písmene „U“, na který je upevněna šroubem M3 klapka. Třmen i klapka jsou vytištěny z materiálu PETG, což umožňuje prohnutí klapky při zatížení silou F_m a tím dojde k odjištění lana. Hodnota mezní síly F_m byla měřením siloměrem zjištěna od 15 do 25 N. Poněkud značné rozmezí síly je dané jednak nedokonalou konstrukcí, ale především místem uchycení. Působí-li zatížené lano na klapku blízko místa kloubu tvořeného šroubem, pak je síla potřebná k otevření vyšší, než kdyby zatížené lano působilo blízko opačné strany klapky. Tato odchylka mezní síly však nijak dramaticky neovlivňuje funkci zkušební kostky, neboť stane-li se, že budou pohony táhnout lana od sebe, pak je i maximální hodnota síly 25 N k otevření klapky dostačující. Při otevření nedochází ke značné deformaci klapky a proto je možné toto zařízení opakovaně použít.



Obr. 32: Třmen s klapkou

Každé lano pohonu je tímto způsobem jištěno, proto je tedy jisticích třmenů s kladkou pět a jsou umístěny na vytištěném rámu. K připevnění třmenů k rámu postačí jeden šroub M6, protože třmen má na sobě jisticí výstupek, který přesně zapadne do vytvořeného vybrání v rámu.



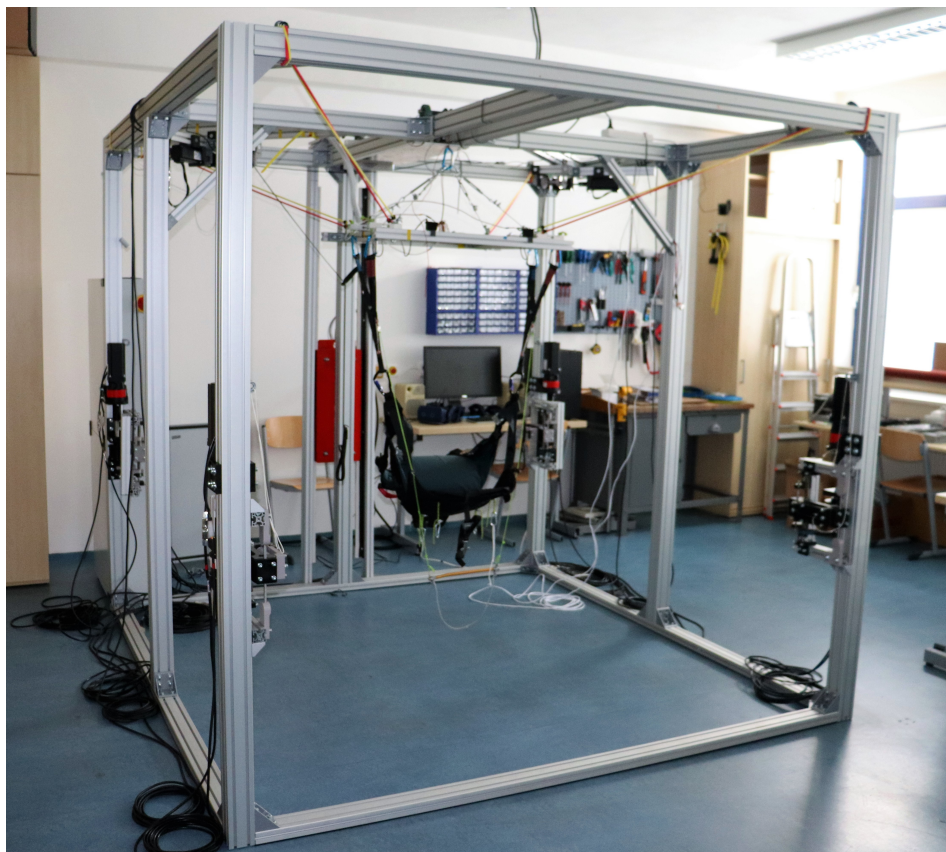
Obr. 33: Zkušební kostka

ZHODNOCENÍ A ZÁVĚR

ZHODNOCENÍ A SMĚRY POKRAČOVÁNÍ PRÁCE

Dle prostudované a použité literatury byla s ohledem na praktické zkušenosti z letu v padákovém kluzáku vedoucího mé práce prof. Ing. Pavla Karbana, Ph.D. popsána kinematika pohybu pilota v sedačce. Díky znalosti pohybů sedačky s pilotem při letu bylo stanoveno vhodné rozmístění pohonů. Pro co možná nejvěrnější pocit z letu bylo zapotřebí na konstrukci umístit čtyři boční pohony ovládající rovinu xy a jeden horní pohon poskytující možnost řídit polohu sedačky v ose z . Dále je v práci řešen způsob uchycení sedačky, pro možnost simulovat veškeré náklony pilota muselo dojít ke křížnému uchycení. Po nutném prostudování kinematiky pohybů pilota v sedačce a návržení vhodné topologie umístění pohonů došlo k návrhu a tvorbě 3D modelů jednotlivých pohonných jednotek v programu SolidWorks 2016. Horní pohon byl navržen s bezpečnostním koeficientem 2 jako lineární posuv s kulíčkovým šroubem a se servomotorem vybaveným elektromagnetickou brzdou. Z důvodu úspory prostoru došlo k návržení bočních pohonů v podobě navíjecích bubnů s bezpečnostním koeficientem 1,5, použité servomotory však vyžadovaly osazení převodovkou. Značné využití při tvorbě bočních pohonů našel 3D tisk, díky němuž došlo k poměrně efektivní výrobě většiny použitých dílů. Všechny pohony simulátoru jsou osazené na konstrukci a jsou provozuschopné. Nynější stav simulátoru je vyobrazen na obrázku 34.

Aby bylo možné pohony koordinovaně řídit, musela být důkladně prostudována možnost výpočtů délek jednotlivých lan pohonů pro případ, že bude zadána poloha sedačky o souřadnicích $[X, Y, Z]$ a úhlu natočení sedačky μ . Provedením řešení kinematické úlohy došlo ke stanovení rovnic, které potřebné délky lan určují. Vztahy však uvažují tuhou konstrukci sedačky, tuto podmínku reálná konstrukce sedačky nesplňuje. Řešení reálných pohybů sedačky s pilotem s reálnou flexibilní konstrukcí je již značně složité a vyžaduje perfektní znalost řešení kinematických úloh. Pro aktuální potřeby simulátoru jsou však zmíněné vztahy dostačující a je již možné je aplikovat do řízení. Díky aktuální situaci týkající se COVID-19 nebylo reálně možné aplikovat řízení na samotný simulátor, správnost vztahů však byla ověřena jednoduchými simulacemi v aplikaci GeoGebra. Závěrem byla 3D tiskem vytvořena zkušební kostka pro účely testování a ladění odvozených rovnic, aby nedošlo k poškození lan či sedačky.



Obr. 34: Výsledná podoba simulátoru osazeného pohony

Má práce na simulátoru padákového kluzáku touto bakalářskou prací nekončí. Nadále je potřeba pracovat na aplikaci rovnic do řízení pohonů, je také nutné dokončit zakrytování pohonů kvůli ochraně proti cizímu vniknutí. V současné době probíhá a nadále probíhat bude spolupráce s Katedrou kybernetiky FAV ZČU, která si klade za úkol získání co možná nejpřesnějších rovnic určujících délku jednotlivých lan. Po úspěšné aplikaci rovnic uvažujících tuhou konstrukci sedačky do řízení a otestování bude následovat snaha o získání a aplikaci rovnic uvažujících reálnou konstrukci sedačky.

LITERATURA

- [1] ELSPEEDO. *TEST FREDDIE 2 ve francouzském časopisu PARAPENTE+* [online]. Dostupné z: <https://elspeedo.cz/test-freddie-2-ve-francouzskem-casopisu-parapente/>. cit. 6.5.2021.
- [2] PLOS Richard. *Paragliding: moderní učebnice létání s padákovými kluzáky*. 4. vyd. Cheb: Svět křídel, 2008. ISBN: 978-80-86808-47-5.
- [3] Kolektiv autorů. *Automatizace a automatizační technika*. Brno: Computer Press, 2012. ISBN: 978-80-251-3628-7.
- [4] TME. *Kinco Servo System Catalog* [online katalogový list]. Dostupné z: https://www.tme.eu/Document/e559f20ee683b7611cda0e2e7ce867bd/Kinco_Servo_EN.pdf. cit. 7.5.2021.
- [5] HIWIN. *Válcované šrouby* [online]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/valcovane-srouby>. cit. 17.2.2021.
- [6] KINCO AUTOMATION. *CD2S SERVO User Manual* [online katalogový list]. Dostupné z: https://en.kinco.cn/download/D_enUserManual/Servo/CD2S_SERVO_User%20Manual_20180802.pdf. cit. 27.4.2021.
- [7] E-KONSTRUKTER. *Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel* [online]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>. cit. 5.5.2021.
- [8] MOTORGear. *Převodovky TRAMEC - EP*. In: *MOTOR-GEAR, a.s.* [online katalogový list]. Dostupné z: <https://www.motorgear.cz/files/files/128-ep-planetove.pdf>. cit. 21.4.2021.
- [9] LEBUS. *Screw Levelwinder: THE LEBUS® DIAMOND SCREW LEVELWINDER* [online]. Dostupné z: <https://lebus-germany.com//screw-levelwinder.aspx>. cit. 21.4.2021.
- [10] CNCSHOP. *Trapezoidal rolled threaded bars RTS of steel C15E according to ISO 2901/2903 and DIN 103 tolerance 7e*. [online katalogový list]. Dostupné z: http://www.cncshop.cz/PDF/TR/rts_en.pdf. cit. 21.4.2021.
- [11] TYMA. *Ozubené řemeny HTD* [online]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/produkty/ozubene-remeny/hnaci/htd/>. cit. 26.4.2021.
- [12] MITSUBOSHI. *Design manual Timing Belt* [online katalogový list]. Dostupné z: https://www.mitsuboshi.com/english/product/catalog/pdf/V832-E_timingbelt.pdf. cit. 26.4.2021.
- [13] CNCSHOP. *Ozubené řemeny HTD* [online]. Dostupné z: http://www.cncshop.cz/remeny-remenice_c. cit. 27.4.2021.
- [14] PRUSAMENT. *Materiály* [online]. Dostupné z: <https://prusament.com/cs/materials/>. cit. 28.4.2021.
- [15] STŘÍTESKÝ Ondřej. *Základy 3D tisku s Josefem Průšou*. Praha: Prusa Research, 2019.

- [16] KOZEL Jan. *Návrh výrobní součásti vyráběné technologií 3D tisku* [online]. Dostupné z:https://digilib.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/42351/kozel_2018_dp.pdf?sequence=1. cit. 30.1.2021.
- [17] SIVERA Richard. *Pokročilé řízení servomotorů pro simulátor padákového kluzáku*, 2021. cit. 14.5.2021.
- [18] MAREK Stanislav, KANDRNAL Václav, and VOZÁR Václav. *Semestrální práce z předmětu Inteligentní robotika* [online]. <http://cmp.felk.cvut.cz/cmp/courses/IRO/2004Z/Results/Prace/1/iro15.pdf>, 2004. cit. 12.5.2021.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1	Popis součástí padákového kluzáku [1]	3
Obrázek 2	Popruhy padákového kluzáku [2]	4
Obrázek 3	Možnosti otáčení kolem tří os [2]	5
Obrázek 4	Umístění pohonu a pohyb osy z	6
Obrázek 5	Základní myšlenka rozmístění bočních pohonů	7
Obrázek 6	Náklon kolem osy podélné a příčné	7
Obrázek 7	Křížové uchycení lan pohonů k sedačce	7
Obrázek 8	Náklon kolem osy svislé	8
Obrázek 9	Rozložení celkové síly F_c vyvolané zátěží	11
Obrázek 10	Horní pohon osy z	13
Obrázek 11	Aktuální podoba pohonu osy z	14
Obrázek 12	Pohled na pohon osy z zespodu	15
Obrázek 13	Detailní záběr na pohon osy z	15
Obrázek 14	Vhodné zvolení souřadnicového systému	17
Obrázek 15	Síly působící na jednotlivé pohony s různým polohovým úhlem β a maximálním náklonem sedačky $\alpha = 30^\circ$	17
Obrázek 16	Síla působící na boční pohon 1	18
Obrázek 17	Vřeteno s křížovým závitem LEBUS [9]	19
Obrázek 18	Hnací mechanismus naváděcího ústrojí	19
Obrázek 19	Výpočet délky ozubeného řemene	20
Obrázek 20	3D model naváděcího ústrojí bočního pohonu	20
Obrázek 21	Boční pohon zepředu	23
Obrázek 22	Boční pohon zezadu	23
Obrázek 23	Umístění bočních pohonů	23
Obrázek 24	HW konfigurace řízení pohonu	25
Obrázek 25	Jednoduché rameno se čtyřmi stupni volnosti v prostoru	26
Obrázek 26	Řešení dané polohy pomocí inverzní kinematické úlohy	27
Obrázek 27	Výchozí stav pro výpočty	28
Obrázek 28	Zahrnutí roztečí úchytů sedačky	29
Obrázek 29	Zahrnutí kříženého uchycení	29
Obrázek 30	Kompletní řešení délky lan	30
Obrázek 31	Zahrnutí náklonu lan v ose y	31
Obrázek 32	Třmen s klapkou	33
Obrázek 33	Zkušební kostka	34
Obrázek 34	Výsledná podoba simulátoru osazeného pohony	37

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1	Parametry servomotoru Kinco SMH110D-0157-30ABK-4HKC [4]	12
Tabulka 2	Parametry servomotoru Kinco SMH80S-0100-30AXK-3LKX [4]	18
Tabulka 3	Porovnání vlastností materiálů vhodných pro 3D tisk dílů [14]	21