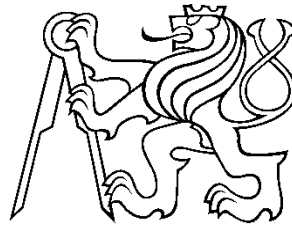


České vysoké učení technické v Praze



Fakulta strojní

Ústav konstruování a částí strojů

Testování lineárních pohonů

Konstrukční návrh lineární osy

Testing of Linear Actuators

Design of Linear Drive

Diplomová práce

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravná, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek Ph.D.

Bc. Vít Klíma

Praha 2016



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Klíma** Jméno: **Vít** Osobní číslo: **381663**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Testování lineárních pohonů, konstrukční návrh lineární osy

Název diplomové práce anglicky:

Testing of Linear Actuators, Design of Linear Drive

Pokyny pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh jednoduché lineární osy. Zpracujte metodiku experimentálního ověření provozních parametrů navržené osy. Experimentálně ověřte provozní parametry osy. Stručná osnova zadání: 1. Rešerše metodiky testování lineárních pohonů 2. Koncepční návrh variant řešení lineární osy 3. Výběr vhodné varianty pro podmínky reálného experimentu 4. Řešení konstrukce včetně nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů. 5. Detailní zpracování 3D modelu navržené konstrukce 6. Kritické zhodnocení navržené varianty řešení 7. Návrh aparátu experimentálního ověření provozních parametrů osy 8. Experiment 9. Zhodnocení experimentu 10. kritické zhodnocení konstrukce osy.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoj a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008. ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003. Drastík, F. a kolektiv: Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. Montanex Ostrava, 1999 Kopáček J.: Pohony, VŠ skriptum, vydavatelství ČVUT, Praha 1985 Tedric A. Harris (Author) Rolling Bearing Analysis, 4th Edition 2000

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

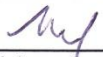
Ing. Jiří Mrázek Ph.D.

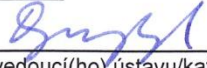
Jméno a pracoviště konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **11.04.2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.06.2016**

Platnost zadání diplomové práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce


Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

22.4.2016
Datum převzetí zadání

Elia Vít
Podpis studenta(ky)

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Testování lineárních pohonů-konstrukční návrh lineární osy“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 27.07.2016

Vít Klíma

Podpis:.....

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat své matce Ivetě za neutuchající podporu a trpělivost během studia na vysoké škole. Také bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Mrázkovi Ph.D. za odborné vedení a cenné rady a připomínky v průběhu vypracování této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Františkovi Starému za asistenci při realizaci experimentálního měření a panu Josefovi Tománkovi za technickou asistenci při montáži prototypu a úpravách komponent při realizaci měřicího okruhu.

Anotační list

Jméno autora:	Vít KLÍMA
Název BP:	<i>Testování lineárních pohonů, konstrukční návrh lineární osy</i>
Anglický název:	Testing of Linear Actuators, Design of Linear Drive
Rok:	2016
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí BP:	<i>Ing. Jiří Mrázek Ph.D.</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 134 počet obrázků 121 počet tabulek 67 počet příloh 19
Klíčová slova:	Testování, Testovací stanoviště, Lineární pohon, Aktuátor, Přímočarý pohon, Zdvíhací převodovka, Odměrování, Silový snímač, Momentový snímač, Modulární konstrukce, Kluzné vedení, Lineární vedení, Systém hliníkových profilů
Keywords:	Testing, Testing Stand, Linear Drive, Actuator, Screwjack, Measurement, Force Transducer, Torque Sensor, Modular Design, Linear Slides, Linear Bearing, Aluminium Strut Profile

Anotace:

Cílem této diplomové práce byl návrh konkurenceschopného modulárního systému lineární osy s ozubeným řemenem. Bylo navrženo několik variant systému pro různé výkony. Byla realizována výroba prototypu a ten byl následně podroben experimentálnímu měření pro ověření jeho parametrů a chování.

Abstract:

The aim of this diploma thesis was the design of competitive modular system of linear axis with timing belt. Several variants were designed for different performances. Prototype was produced and this prototype was subjected to experimental measurement for verification of its parameters and behavior.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů.....	1
1. Úvod	5
1.1 Problematika a důvod vypracování	5
1.2 Návaznost na BP „Stanoviště pro testování lineárních pohonů“	6
2. Rešeršní část.....	6
2.1 Současný stav techniky lineárních pohonů	6
2.2 Rešerše se zaměřením na řemenové lineární osy	7
2.2.1 Zhodnocení vlastností jednotlivých LO	16
3. Analýza chování systému lineárního polohování	18
3.1 Sestava lineárního polohovacího systému	18
3.2 Matematický model chování soustavy	18
3.2.1 Výpočtový model obvodové síly na řemenu	19
3.2.2 Zátěžné spektrum řemene.....	20
3.2.3 Redukce sestavy na hnací hřídel elektromotoru.....	21
3.3 Grafické výsledky – rychlostní charakteristika	25
4. Konstrukční část	26
4.1 Specifikace koncepce LO	26
4.2 Návrh klíčových prvků LO.....	26
4.2.1 Volba použitého ozubeného řemene	26
4.2.2 Analýza únosnosti jednotlivých typů řemene	26
4.3 Silové poměry na řemenovém převodu při provozu	28
4.4 Modularita LO.....	31
4.5 Možnosti variace LV	31
4.5.1 Kluzné LV	31
4.5.2 Stavebnicové rolnové lineární vedení	36
4.5.3 Komplexní systémy LV s valivými tělesy	40
4.6 Modifikace lineárních vedení pro použití v LO.....	44
4.6.1 Použití KV jako LV LO	45
4.6.2 Použití SRLV jako LV LO	50
4.6.3 Použití KLV jako LV LO	53
4.7 Návrh uložení hřídele LO	57
4.7.1 Ložiskový domek plechový	57

4.7.2 Standardní uložení ložiska	57
4.8 Konstrukce prototypu LO.....	58
4.9 Rozměrové varianty LO při použití dalších typů vedení	61
4.10 Předepnutí LO	62
4.11 Návrh jednotlivých komponent prototypu	63
4.11.1 Návrh rozměru střední příčky LO.....	63
4.11.2 Hřídele LO	65
4.11.3 Spojení hřídelí s řemenicemi	69
4.11.4 Životnost ložisek LO	74
4.11.5 Předepjatá šroubová spojení.....	75
4.11.6 Pevnostní kontrola střední příčky LO.....	79
4.12 MKP výpočet vybraných komponent LO	82
4.12.1 MKP výpočet bočnice LO	82
4.12.2 MKP výpočet střední příčky	89
4.13 Přehled maximálních možných parametrů prototypu LO.....	95
4.14 Cenová rozvaha řešení LO.....	95
4.15 Postup montáže LO.....	97
5. Experimentální část	99
5.1 Metodika měření vlastností lineární osy	99
5.2 Finální podoba prototypu LO.....	100
5.3 Hnací soustava.....	101
5.3.1 Hnací motor LO	101
5.3.2 Vložené převodování	101
5.4 Zatěžovací soustava	101
5.4.1 Zatěžování zdvižnou převodovkou	101
5.4.2 Zatěžování závažím	103
5.5 Snímací soustava.....	104
5.5.1 Snímač akční síly LO.....	104
5.5.2 Momentový snímač	104
5.5.3 Systém lineárního odměřování	105
5.5.4 Odměřování otáček ASM elektromotoru.....	105
5.5.5 Řízení elektromotoru	106
5.6 Zjištění faktoru přetžitelnosti lineárního pohonu	106

5.7	Ověření vlastností vložené převodovky	106
5.7.1	Ověření převodového poměru vložené převodovky	107
5.7.2	Zjištění provozní vůle vložené převodovky	107
5.8	Přesnost lineárního polohování	108
5.8.1	Tuhostní analýza chování řemene.....	108
5.8.2	Ověření tuhostních vlastností LO	110
5.8.3	Teoretický posuv jezdce na otáčku hnací řemenice	110
5.8.4	Vliv chyb polohování na výslednou teoretickou polohu jezdce LO	111
5.9	Životnostní testování	111
5.10	Účinnost lineárního pohonu	112
5.11	Ztrátová charakteristika lineárního pohonu.....	113
5.12	Oteplení exponovaných komponent	113
6.	Praktické provedení experimentu	113
6.1	Provedení měřicího okruhu	113
6.2	Provedení experimentu	116
6.3	Řízení experimentu	116
6.4	Volba velikosti zatížení LO	117
6.5	Eliminace chyb polohování	118
6.6	Provedení experimentu	119
6.7	Zpracování naměřených dat.....	120
6.8	Výpočet obousměrné tuhosti	122
6.9	Navržené konstrukční optimalizace	123
6.10	Závěr experimentální části	123
7.	Závěr	123
8.	Seznam použité literatury	125
9.	Seznam příloh	128
10.	Seznam obrázků.....	129
11.	Seznam tabulek.....	133

Seznam zkratk a symbolů

Zkratka	Jednotky	Poznámka
v_{max}	[m/s]	Maximální rychlost polohování
F_x	[N]	Zatížení pohonu ve směru osy x
F_y	[N]	Zatížení pohonu ve směru osy y
F_z	[N]	Zatížení pohonu ve směru osy z
C_{stat}	[N]	Statická únosnost
C_{dyn}	[N]	Dynamická únosnost
F_a	[N]	Síla od zrychlení pohybového členu LO
m	[kg]	Polohovaná hmotnost
a	[m/s ²]	Zrychlení polohování
F_g	[N]	Síla od hmotnosti pohybového členu LO
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
β	[°]	Polohový úhel naklopení LO
F_f	[N]	Síla od tření v LV
η	[1]	Koeficient tření LV
F_w	[N]	Zátěžná externí síla působící na LO
F_{hm}	[N]	Síla od vlastní tíhy ozubeného řemene
w	[kg/m]	Jednotková hmotnost ozubeného řemene
L_{vv}	[N]	Délka vlečené větve ozubeného řemene
F_{fB}	[N]	Síla od odporových momentů ložisek LO
f_b	[1]	Součinitel tření ložiska
F_{hmax}	[N]	Maximální síla působící na uložení hřídele LO
d_b	[mm]	Průměr vrtání ozubené řemenice
D_w	[mm]	Roztečný průměr ozubené řemenice
F_{rot}	[N]	Síla od setrvačných účinků rotačních hmot
m_{rem}	[kg]	Hmotnost ozubené řemenice
F_u	[N]	Obvodová síla na větvi řemene
F_w	[N]	Pracovní síla akčního členu LO
F_t	[N]	Předepínací síla na větvi řemene
F_{dyn}	[N]	Celková dynamická síla na větvi řemene
F_{max}	[N]	Maximální přenositelná síla větvi řemene
M_{still}	[Nmm]	Rozběhový moment elektromotoru
M_{red}	[Nmm]	Redukovaný setrvačný účinek sestavy
M_{stat}	[Nmm]	Statický moment potřebný k vyvození obvodové síly
i_{celk}	[1]	Celková hodnota převodu
$i_{1,2}$	[1]	Hodnoty dílčích převodových stupňů
η_{celk}	[1]	Celková účinnost sestavy
$\eta_{1,2,3}$	[1]	Účinnosti dílčích částí sestavy
J_i	[kg.m ²]	Setrvačný moment součásti
α_i	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení součásti
m_{di}	[kg]	Hmotnost malé řemenice v převodovce
R_{di}	[mm]	Poloměr malé řemenice v převodovce
m_{Di}	[kg]	Hmotnost velké řemenice v převodovce
R_{Di}	[mm]	Poloměr velké řemenice v převodovce
α_{still}	[rad/s ²]	Maximální úhlové zrychlení LO dané M_{still}



α_{Fmax}	[rad/s ²]	Maximální úhlové zrychlení LO dané F_{max}
A_i		Substituční symbol zjednodušující rovnice
B_i		Substituční symbol zjednodušující rovnice
C_i		Substituční symbol zjednodušující rovnice
D_i		Substituční symbol zjednodušující rovnice
W_{XY}	[mm]	Šířka ozubeného řemene v mm - např. W16
T_1	[mm]	Síla v napnuté větvi řemene
T_2	[mm]	Síla v ochablé větvi řemene
T'_1	[mm]	T_1 ponížena o setrvačnou sílu řemenice
T''_2	[mm]	T_2 povýšena o setrvačnou sílu řemenice
F_{hh}	[N]	Síla působící na hnací hřídel LO
F_{hp}	[N]	Síla působící na předlohou hřídel LO
L_1	[mm]	Délka napnuté větve řemene
L_2	[mm]	Délka ochablé větve řemene
PV	[N/mm ² .m/s]	PV koeficient kluzného plastu
P	[N/mm ²]	Tlak od zatížení působící na plochu kluzného elementu
F_{ax}	[N]	Axiální únosnost rolny LV
M_{cx}	[Nm]	Momentová únosnost kolem osy x
M_{cy}	[Nm]	Momentová únosnost kolem osy y
M_{cz}	[Nm]	Momentová únosnost kolem osy z
S_y	[mm]	Rameno působení síly ve směru osy y
F_{hm}	[N]	Silový účinek polohované hmotnosti
$M_{y LO}$	[Nm]	Momentová únosnost kolem osy y pro upravené rozměry
L_{life}	[km]	Předpokládaná životnost LV
F_{ekv}	[N]	Ekvivalentní silové zatížení LV
F_v	[N]	Vertikální složka zatížení LV
F_h	[N]	Horizontální složka zatížení LV
Da	[mm]	Průměr rolny LV
P	[1]	Výpočetní koeficient životnosti
F_{FDA}	[N]	Maximální ekvivalentní zatížení LV Franke FDA
F_M	[N]	Síla vyvolující momentový účinek
M_i	[Nm]	Momentové zatížení v ose i
$M_{i dyn}$	[Nm]	Dynamická momentová únosnost dle osy i
T_i, H_i	[mm]	Rozměry částí rozměrové toleranční analýzy
d_k	[mm]	Průměr kužele svěrného spoje
d_s	[mm]	Střední průměr kužele svěrného spoje
$L_{kužel}$	[mm]	Délka kužele svěrného spoje
β	[rad, °]	Úhel povrchu kužele svěrného spoje
d_3	[mm]	Průměr jádra závitu
P	[mm]	Rozteč závitu
d_1	[mm]	Malý průměr závitu
d_2	[mm]	Střední průměr závitu
M_k	[Nmm]	Moment na hnací řemenici LO
k_t	[1]	Bezpečnost svěrného spoje
M_t	[Nmm]	Moment pro dimenzace svěrného spoje
k	[1]	Všeobecná bezpečnost při dimenzace vůči uvedené mezi
$f_{al-ocel}$	[1]	Součinitel tření ve svěrném spoji
φ	[rad, °]	Třecí úhel ve svěrném spoji
k_p	[1]	Bezpečnost vůči otlačení svěrných ploch



ρ_d hliník	[N/mm ²]	Dovolený kontaktní tlak ve svěrném spoji
ρ_{spoj}	[N/mm ²]	Tlak ve svěrném spoji
Q_o	[N]	Montážní předpětí šroubového spoje
M_{KK}	[Nmm]	Utahovací moment matice
M_{KZ}	[Nmm]	Moment v dřívku šroubu při utahování
M_{TM}	[Nmm]	Třecí moment pod maticí
γ	[rad, °]	Úhel stoupání závitu
φ'	[rad, °]	Třecí úhel závitu
f'	[1]	Koeficient tření v klínové drážce
f_M	[1]	Koeficient tření pod maticí
ρ_M	[mm]	Třecí poloměr matice
a_s	[mm]	Úhlopříčka šestihranu matice
δ	[mm]	Výpočetní koeficient třecího poloměru
σ_{Qo}	[N/mm ²]	Napětí v tahu od montážního předpětí
τ	[N/mm ²]	Napětí v krutu
S_3	[mm ²]	Plocha jádra závitu
W_{k3}	[mm ³]	Modul jádra závitu
σ_{kt}, R_e	[N/mm ²]	Mez kluzu v tahu
σ_{RED}	[N/mm ²]	Redukované napětí
$k_{\sigma_{RED}}$	[1]	Bezpečnost vůči mezi kluzu při působení σ_{RED}
L_{1s}, L_{2s}	[mm]	Geometrie výpočtu silových poměrů kotvicích šroubů
F_{s1}, F_{s2}	[N]	Zatížení kotvicích šroubů
J_{XY}, J_{XZ}	[mm ⁴]	Polární moment
W_{oXY}	[mm ³]	Modul ohybu v rovině X-Y
W_{oXZ}	[mm ³]	Modul ohybu v rovině X-Z
A	[mm ²]	Plocha průřezu AL-profilu
$Rp_{0,2}$	[N/mm ²]	Smluvní mez kluzu
m'	[kg/mm]	Jednotková hmotnost na mm délky
E	[N/mm ²]	Youngův modul pružnosti
σ_{oXY}	[N/mm ²]	Ohybové napětí v rovině X-Y
σ_{oXZ}	[N/mm ²]	Ohybové napětí v rovině X-Z
σ_t	[N/mm ²]	Napětí v tahu
M_{oXY}	[Nmm]	Ohybový moment v rovině X-Y
M_{oXZ}	[Nmm]	Ohybový moment v rovině X-Z
e	[mm]	Excentricita
L	[mm]	Nepodepřená délka střední příčky LO
y_{maxXY}	[mm]	Maximální průhyb v rovině X-Y
y_{maxXZ}	[mm]	Maximální průhyb v rovině X-Z
y_{q0}	[mm]	Průhyb od vlastní tíhy
y_M	[mm]	Průhyb od momentového zatížení
y_{Fy}	[mm]	Průhyb od působení F_y
y_{Fz}	[mm]	Průhyb od působení F_z
$S(MISES)$	[N/mm ²]	Napětí dle MISESe (MKP)
$CPRESS$	[N/mm ²]	Kontaktní tlak (MKP)
S_{ohyb}	[N/mm ²]	Ohybové napětí (MKP)
U_{max}	[mm]	Maximální hodnota deformace (MKP)
M_G	[Nm]	Potřebný hnací moment zdvižné převodovky
F_{Z5}	[kN]	Akční síla zdvižné převodovky



M_L	[Nm]	Volnoběžný moment zdvižné převodovky
$\eta_{gearbox}$	[1]	Účinnost zdvižné převodovky
η_{screw}	[1]	Účinnost pohybového šroubu převodovky
i_{z5}	[1]	Převod zdvižné převodovky
i_{VP}	[1]	Převod vložené převodovky
n_{mot}	[/min]	Otáčky hnacího motoru LO
$n_{LO\ in}$	[/min]	Otáčky hnací hřídele LO
Δ_t	[sec]	Časová prodleva pohonu LO
$\varphi_{\Delta t}$	[rad]	Úhlová prodleva pohonu LO
$n_{\Delta t}$	[/min]	Otáčková prodleva pohonu LO
Δ_{xt}	[mm]	Teoretická chyba polohování LO
$k_{řemen}$	[N/mm]	Výsledná konstanta tuhosti řemene
c_s	[N/mm]	Jednotková tuhost řemene
b	[mm]	Šířka řemene
Δ_x	[mm]	Celková deformace řemene
Δ_{xR}	[mm]	Chyba polohování při pohybu členu od hnací řemenice LO
Δ_{xL}	[mm]	Chyba polohování při pohybu členu k hnací řemenici LO
$n_{ř\ zdvih}$	[/min]	Počet otáček řemenice LO potřebný k plnému zdvihu
x_{teor}	[mm]	Teoretický zdvih LO
x_{teor}	[mm]	Zdvih LO se započtením chyb polohování
Δ_{xi}	[mm]	Chyba polohování Δ_{xR} / Δ_{xL} dle aktuálního směru
Δ_{xt}	[mm]	Teoretická chyba polohování LO
$\Delta_{x(b-p)}$	[mm]	Chyba polohování vložená vůlí zub řemenu-řemenice
i_z	[1]	Počet zdvihů LO
$\eta_{systém}$	[1]	Účinnost polohovacího systému
P_{out}	[W]	Výstupní výkon
P_{in}	[W]	Vstupní výkon
W_{out}	[J]	Výstupní mechanická práce
W_{in}	[J]	Vstupní mechanická práce
F_r	[N]	Reakční naměřená síla akčního členu LO
s	[mm]	Změřená dráha akčního členu LO
$M_{k\ mot}$	[Nmm]	Změřený hnací moment motoru LO
η_{LO}	[1]	Účinnost samotné LO

Zkratka Význam

LO	Lineární osa
LV	Lineární vedení
KV	Kluzné lineární vedení
SRLV	Stavebnicové rolnové lineární vedení
KLV	Kompaktní lineární vedení

1. Úvod

Cílem této diplomové práce byl kompletní konstrukční návrh a řešení univerzálního systému modulárně provedeného lineárního pohonu s pohonem pomocí ozubeného řemene.

Jako první část práce bude vypracována obsáhlá rešerše pro uvedení do problematiky těchto pohonů, získané poznatky budou následně využity pro návrh několika variant provedení lineární osy.

Následně budou provedeny potřebné technické návrhové výpočty pro dimenzaci a konstrukci jednotlivých součástí systému, následovat budou potřebné analýzy zajišťující funkčnost a praktickou použitelnost navrženého řešení.

Dále bude vytvořena kompletní výrobní dokumentace pro výrobu prototypu lineární osy. Tento prototyp bude podroben zhodnocení a následně bude navržena experimentální metodika pro ověření jeho vlastností a parametrů.

Výstupem experimentální části budou jak ověřovací výsledky hodnotící splnění předpokládaných parametrů, tak potřebné návrhy pro jeho další vylepšení, případně eliminaci vzniklých problémů a nedostatků.

1.1 Problematika a důvod vypracování

Tato závěrečná práce se zabývá návrhem lehké modulární lineární osy a návrhem metod a realizací zkoušení jejích provozních parametrů. Tyto lineární osy jsou běžnou součástí více-osých polohovacích a manipulačních systémů v rozličných odvětvích průmyslu a jsou na trhu zastoupeny řadou produktů od různých výrobců a dodavatelů s širokým rozsahem provedení a dosažitelných provozních parametrů.

V technické praxi se konstruktéři při omezeném rozpočtu uchylují k návrhu vlastního řešení s cílem snížit náklady na pořízení systému. Cílem této práce bude navrhnout vhodné modulární řešení lineární osy jako cenově dostupnější alternativu komerčním osám, při zachování srovnatelných technických parametrů.

Bude proveden kompletní návrh včetně potřebných výpočtů, kritického zhodnocení navržených variant a výběr finální podoby prototypu. Tento prototyp bude posléze realizován a podroben řadě zkoušek. Vytvoření metodiky provedení těchto zkoušek bude též součástí této práce.

Po provedení experimentů budou dosažené provozní parametry zhodnoceny, dále mohou být případně navrženy a posléze provedeny konstrukční úpravy pro zlepšení parametrů či eliminaci eventualit zjištěných při montáži a uvedení do provozu.

1.2 Návaznost na BP „Stanoviště pro testování lineárních pohonů“

Tato závěrečná práce volně navazuje na mou bakalářskou práci úspěšně obhájenou v roce 2014 zpracovávající projekci stanoviště pro testování lineárních pohonů [1].

2. Rešeršní část

Jako první část této závěrečné práce byla zpracována rešerše probírající se technikou lineárních pohonů, za účelem shrnutí současných poznatků, které položily základ následnému řešení a návrhu.

2.1 Současný stav techniky lineárních pohonů

Lineární pohony jsou pohony, které jak je zřejmé z jejich názvu vyvozují výhradně přímočarý pohyb akčního členu. Lineární pohyb je pohonem vykonán buď přímo (pneumatické / hydraulické válce) nebo pomocí vestavěného mechanického převodu (kuličkový / trapézový šroub, řemenový převod a další) kterým převádí rotační pohyb elektromotoru na lineární. Zvláštním případem lineárního pohonu je indukční lineární elektromotor, který funguje na principu elektromotoru s rozvinutým vinutím a který ke svému provozu nepotřebuje řídicí elektromotor.

Lineární pohony se vyrábějí ve velice rozsáhlém spektru provedení (každý výrobce má své nebo analogické řešení, včetně vícero variant). Jejich nominální únosnost se pohybuje od desítek Newtonů u pneumatických lineárních os, až po stovky kN u vysoce únosných zdvižných převodovek.

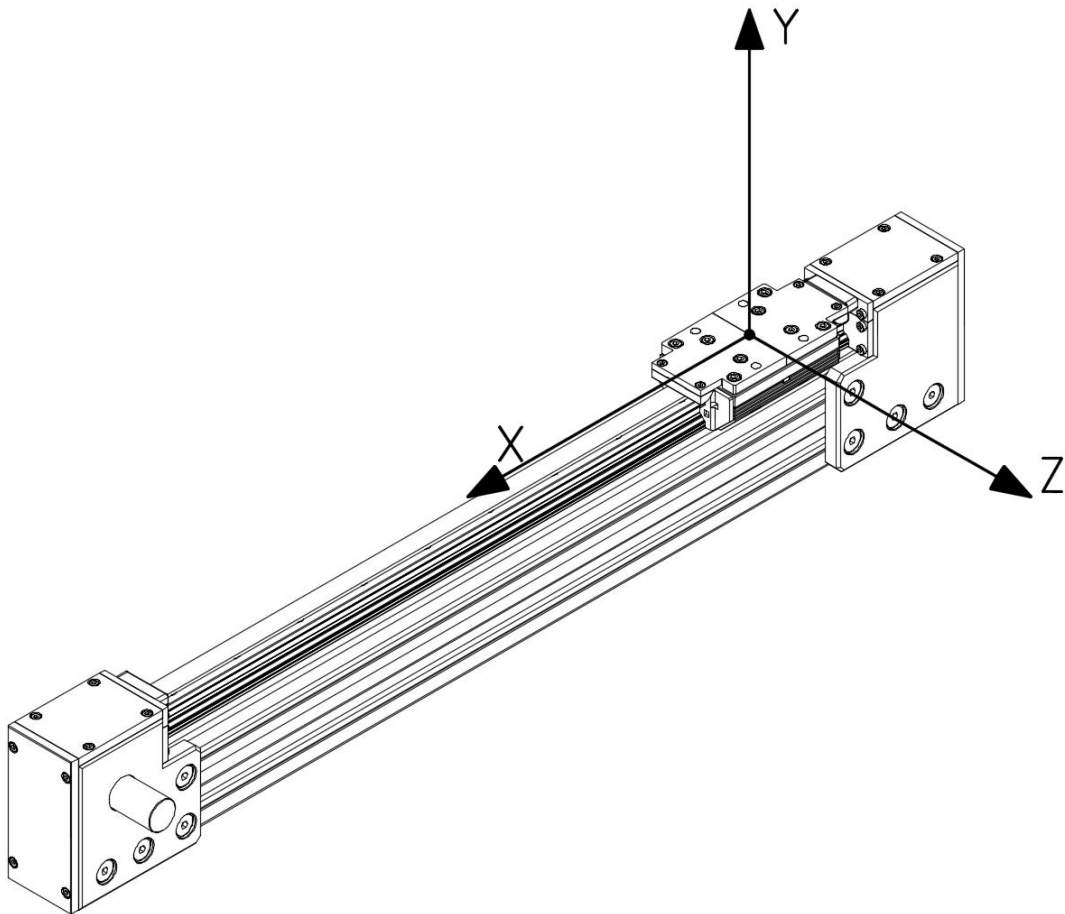
Lineární pohony se používají v rozličných aplikacích napříč průmyslovými odvětvími. Tvoří například součásti výrobních linek v těžkém průmyslu, polohovací mechanismy ve zdravotním lůžku, ovládání šoupátek ventilů a klapek v hydraulických a pneumatických obvodech, pro nastavení optimálního sklonu solárních kolektorů, manipulace s těžkými břemeny, ovládání ventilačních systémů, jsou též nedílnou součástí obráběcích a výrobních strojů a zařízení a mnohé další.

Významnou vlastností moderních lineárních pohonů může být možnost kombinace jednotlivých lineárních os a jejich spojení ve více-osý systém, nebo mechanické spřažení více pohonů pro docílení co nejlepší synchronizace a zároveň redukce počtu pohonných jednotek na počet poháněných systémů. [1]

2.2 Rešerše se zaměřením na řemenové lineární osy

Byla vypracována rešerše lineárních pohonů od různých výrobců pro účely porovnání jejich provozních parametrů a konstrukčních řešení uplatnitelných na reálném trhu. Rešerše byla zaměřena na lineární osy poháněné ozubeným řemenem s ohledem na předpokládanou podobu navrženého prototypu. Byl definován jednotný souřadný systém vzhledem k lineární ose, použitý v celé následující publikaci.

Rešerše je dělená dle jednotlivých výrobců, vždy obsahuje stručné shrnutí vlastností jejich výrobního portfolia, několik ilustračních obrázků a souhrnnou tabulku maximálních dosažitelných provozních parametrů.

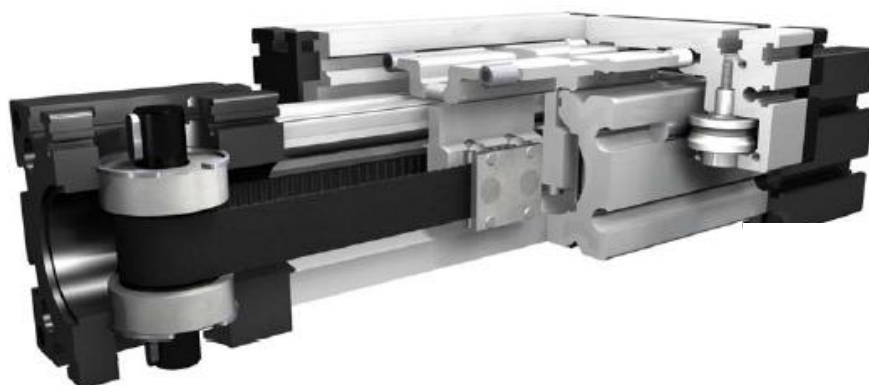


Obr. 1. Definice souřadného systému LO

BAHR Modultechnik



Ucelená řada robustních lineárních aktuátorů s pohonem ozubeným řemenem typu HTD s ocelovým kordem. Možnosti umístění pohonné jednotky jak na samotnou osu, tak na pohybový člen. Vodorovné i svislé umístění samotného řemenového převodu, díky hliníkové příčce vlastní konstrukce je celý převod krytován. Lineární vedení pomocí rolen s gotickým profilem. Široká škála modelů s širokým rozsahem možných zrychlení a zatížení. [2]



Obr. 2. Lineární pohon BAHR řady ELVZ [2]

Tab. 1. Provozní parametry portfolia BAHR Modultechnik [2]

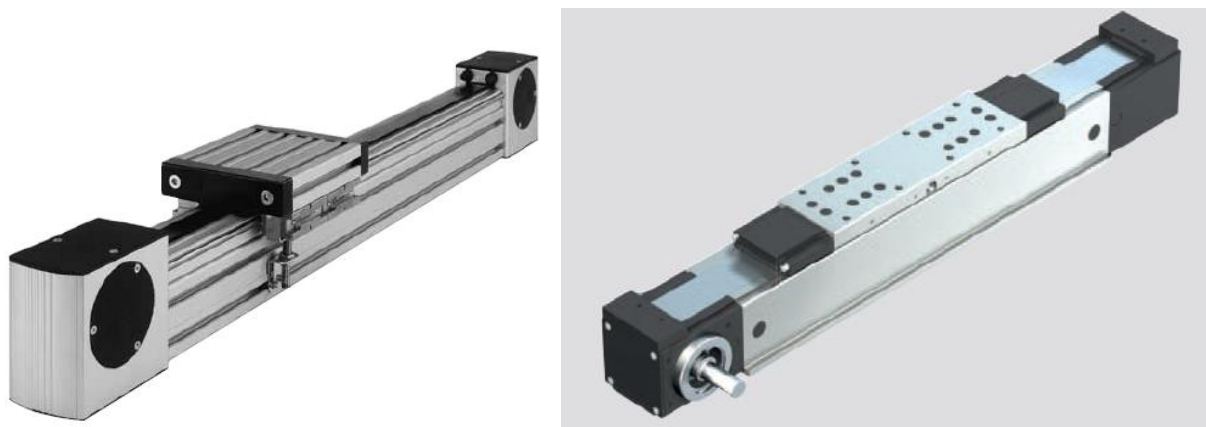
BAHR Modultechnik								
Označení	v_{\max} [m/s]		F_x [N]		F_y [N]		F_z [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
ELHZ	3	6	580	4950	1100	4500	2000	9000
ELVZ	3	6	580	4950	1100	4500	2000	9000
ELFZ	4	4	3200	10400	3200	9000	3200	9000
DLSZ	4	8	1800	5750	1000	4400	900	3100
DSSZ	5	5	1800	5750	1650	14800	1405	11080
ELSZ	2	10	180	5750	60	4500	60	9000

Bosch Rexroth



Dvě výrobní řady lineárních řemenových pohonů, řada LF náleží ke stavebnicovému systému hliníkových profilů, řada MK a ML jsou samostatné lineární pohony s násobně vyššími výkony. Stavebnicové osy LF jsou tvořeny z větší míry hliníkovými profily, využívají modulární konstrukce rolnových pojezdů kdy každá je usazená ve vlastním montážním bloku a upnutá do nosné desky pohybového členu lineární osy.

Výrobní řada MK a ML se vyznačuje o poznání vyšší kompaktností celé konstrukce a nízkou zástavbovou výškou. Lineární vedení je integrováno do vnitřní komory středního profilu, jedná se o vedení se sériově řazenými rolnami. Lineární osu je možno doplnit o další příslušenství jako krycí fazetu nebo koncové snímače. [3,4]



Obr. 3. Lineární osy BOSCH Rexroth řady LF a MK [3,4]

Tab. 2. Provozní parametry portfolia BOSCH Rexroth [3,4]

Bosch REXROTH								
Označení	v_{\max} [m/s]		F_x [N]		F_y [N]		F_z [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
LF6	---	5	750	900	---	850	---	1400
LF12	---	5	---	1230	---	2000	---	3500
LF20	---	5	---	3000	---	6000	---	12500
MKR	1,2	5	250	6250	1875	34100	1875	34100
MLR	---	10	980	1740	2500	8000	1500	4800

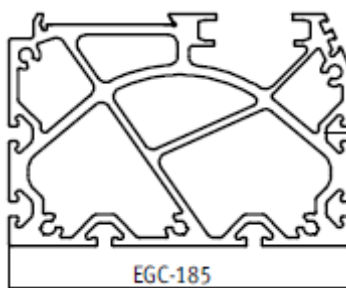
Festo

FESTO

Řada lineárních os EGC-TB-KF s pohonem ozubeným řemenem a vedením kuličkovými oběžnými pouzdry. Unikátní řešení lineární osy s využitím asymetrického tvaru středního profilu, což umožňuje využití únosného lineárního vedení při dosažení kompaktní nízké konstrukce. Lineární osa je kompletně krytovaná pro použití i v čistém prostředí. Umožňuje umístění inkrementálního odměřovacího systému řízení polohy. [5]



Obr. 4. Lineární osa FRANKE řady EGC [5]



Obr. 5. Řez středním profilem FRANKE řady EGC velikosti 18 [5]

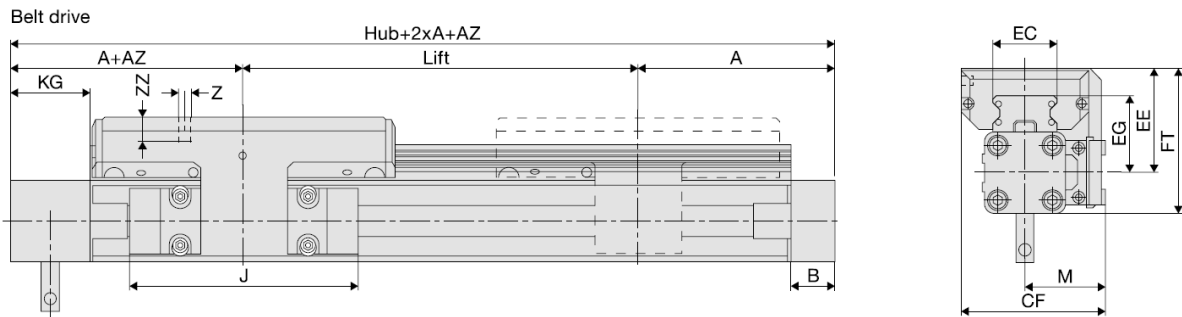
Tab. 3. Provozní parametry portfolia Festo [5]

Festo								
Označení	v_{\max} [m/s]		F_x [N]		F_y [N]		F_z [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
EGC-TB-KF	3	5	50	2500	650	15200	650	15200

Franke Dynamics

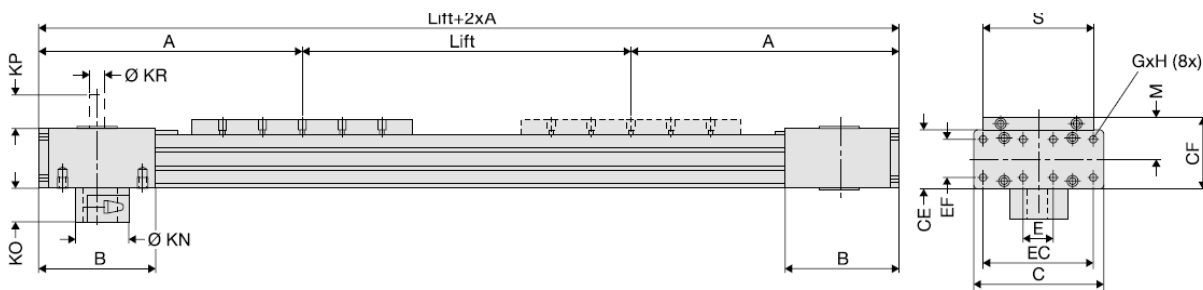


Produkty značky Franke v oblasti lineárního polohování využívají modifikované lineární vedení na principu výrobní řady FD. Řada lineárních FTC využívá řemenového převodu s řemenicemi uloženými podle svislé osy. To umožňuje sníženou zástavbovou výšku, přičemž k pohybovému členu je řemen připojen pomocí adaptéru pohybujícího se po boku osy. [6]



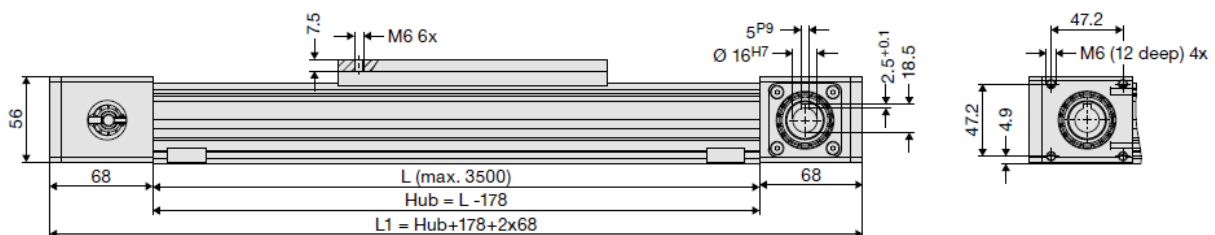
Obr. 6. Lineární osa Franke FTC [6]

Další částí sortimentu Franke je lineární osa řady FTD. Oproti předcházející řadě nabízí vyšší hodnoty maximálních dynamických i statických parametrů. Na rozdíl od řady FTC je u řady FTD mechanismus pohonu pohybového členu i jeho lineární vedení plně integrováno do těla lineární osy. [6]

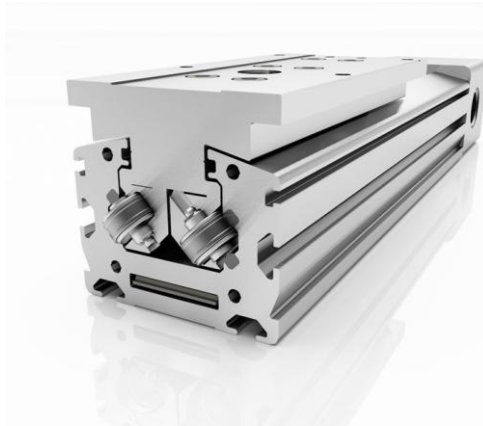


Obr. 7. Lineární osa Franke FTD [6]

Evolucí řady FTD je řada FTI, která již využívá konvenčně uloženého řemenového převodu, kdy jsou řemenice uloženy podle vodorovné osy. Střední příčka sofistického tvaru slouží i jako vnější kolejnice lineárního vedení střídavě křížem uložených rolen, typických pro produkty značky Franke. [6]



Obr. 8. Lineární osa Franke FTI [6]



Obr. 9. Detail řešení lineárního vedení Franke FTI [6]

Tab. 4. Provozní parametry portfolia Franke [6]

Franke								
Označení	v_{max} [m/s]		F_x [N]		C_{stat} [N]		C_{dyn} [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
FTC	0,25	2,5	55	425	3400	15100	4200	13500
FTD	---	10	1070	3120	3400	18000	4200	12500
FTI	---	10	---	1000	---	8100	---	8100

Macron Dynamics



Sortiment lineárních os pro nižší a střední zatížení, využívající externí rolové lineární vedení a převod ozubeným řemenem. [7]



Obr. 10. Lineární osa Marcon MSA-14H [7]

Tab. 5. Provozní parametry portfolia MACRON [7]

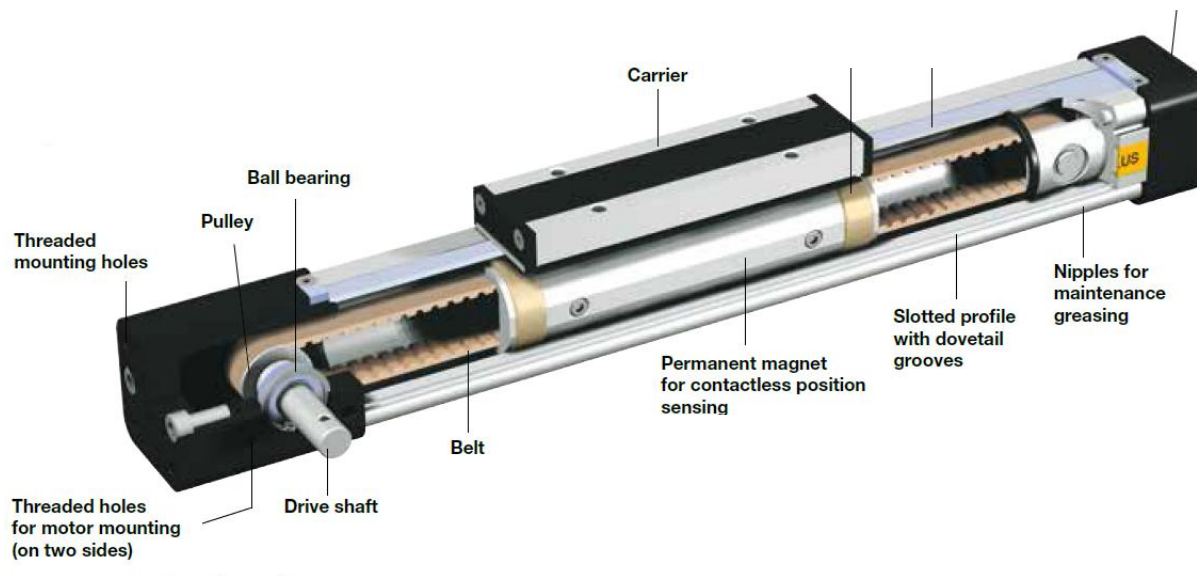
Macron								
Označení	v_{max} (m/s)		F_x (N)		F_y (N)		F_z (N)	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
MSA	0,63	10	88,8	1332	88,8	1776	---	---



Parker Hannifin Corporation



Systémy lineárního polohování Parker tvoří všestrannou škálu s variabilními možnostmi provedení. Využití různých provedení lineárního vedení, od kluzného (řada LCB), kolejnicového (řada HMR) až po speciální pístové vedení odvozené od pneumatických os, avšak píst je poháněn ozubeným řemenem (řada OSP). U řady OSP píst z permanentně magnetického materiálu dovoluje bezkontaktní odměřování polohy pohybového členu. [8,9,10,11]



Obr. 11. Parker OSP-E [11]

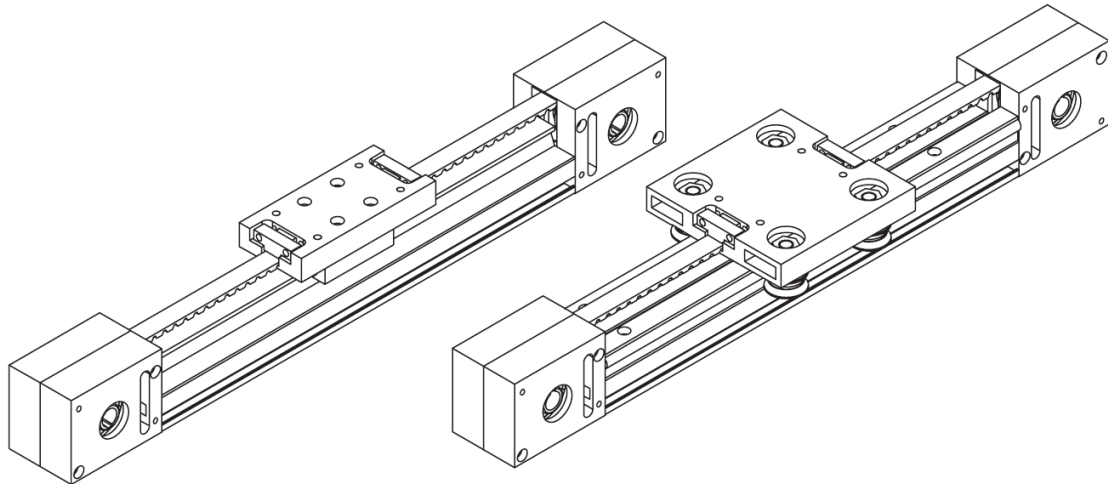
Tab. 6. Provozní parametry portfolia Parker Hannifin Corporation [8,9,10,11]

Parker								
Označení	v_{max} [m/s]		F_x [N]		F_y [N]		F_z [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
LCB	5	8	160	560	1250	3850	---	---
HMRB	2	5	295	3750	900	27000	900	27000
ODS	3	5	630	3750	3000	15000	3000	15000
OSP	2	5	50	425	500	3000	---	--

TEA Technik



Řady AD a AG jsou lineární osy s nezakrytovaným pohonem ozubeným řemenem typu AT10, využívající jako lineární vedení rolnové vedení s kolejnicí přimontovanou ke střední příčce z hliníkového profilu. Řada AK je oproti ostatnímu sortimentu kompaktnější a využívá kromě rolnových vedení i vedení s oběžnými kuličkami, což dovoluje zúžení zástavbových rozměrů. [12]



Obr. 12. Varianty lineárních os TEA Technik řady AK[12]

Tab. 7. Provozní parametry portfolia TEA Technik[12]

TEA Technik								
Označení	v_{max} [m/s]		F_x [N]		F_y [N]		F_z [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
AD	---	---	2190	3660	2400	20000	2600	31400
AG	---	---	---	8050	6400	20000	7000	31400
AK	---	---	---	2190	---	1600	---	2000

Tolomatic



Sortiment lineárních os od lehkých až po těžké, s inklinací k aplikacím v obrábění a manipulaci s obráběcími hlavicemi. Zvláštností je konstrukce koncových domků lineárních os, kdy je předlohová hřídel uložena v přípravku z ohýbaného plechu a tento přípravek je poté v rámci vnější konstrukce domku manipulován, aby došlo k napnutí řemene (řada B3W). Lineární osy využívají lineární vedení s oběžnými kuličkami a řemen typu HTD. [13,14,15]



Obr. 13. Lineární osy Tolomatic řady MXB [15]



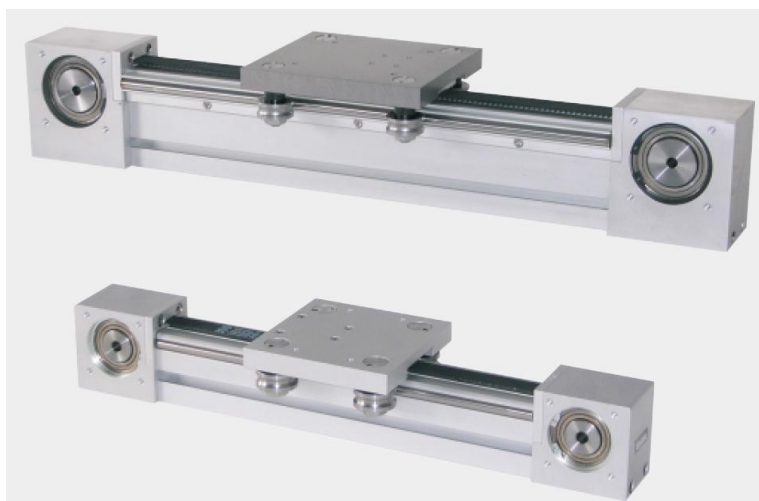
Tab. 8. Provozní parametry portfolia Tolomatic [13,14,15]

Tolomatic								
Označení	v_{max} [m/s]		F_x [N]		F_y [N]		F_z [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
B3W	---	5,08	670	1400	2629	8932	1517	5155
TKB	1,7	2,5	330	1000	890	3863	890	5789
MXB	3,8	5,08	169	1859	966	5745	966	5745

Joachim Uhing GmbH



Sortiment lineárních os pro nižší a střední zatížení. Lineární osy využívají rolnového lineárního vedení. Dodávají se dvě tvarové varianty, jak s typickými hranatými koncovými domky, tak s tvarově pokročilým designem, kdy koncové domky přejímají tvar střední příčky. V obou případech je použito nekrytované uložení koncových hřídelí. [16]



Obr. 14. Lineární osy Uhing [16]

Tab. 9. Provozní parametry portfolia Joachim Uhing [16]

Joachim Uhing								
Označení	v_{max} [m/s]		F_x [N]		F_y [N]		F_z [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
AZ	1,5	5	560	2490	90	1200	170	2200

Unimotion

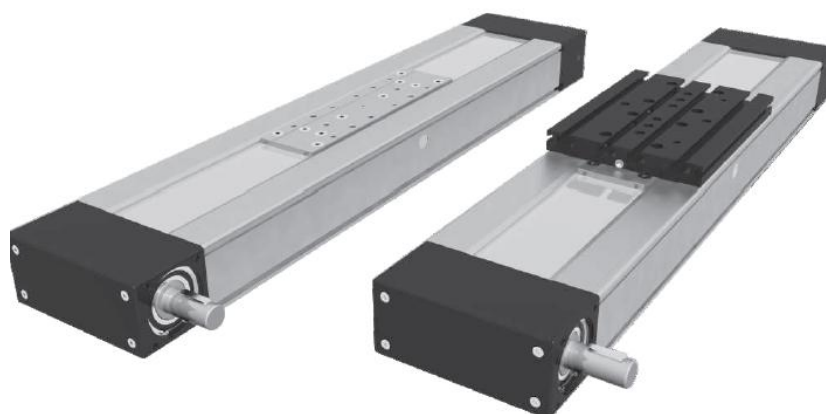


Ucelená výrobní řada lineárních os pro široké spektrum dovolené zátěže. Jako lineární vedení jsou pro řady CTJ, MTJ a MTJZ použity oběžná kuličková vedení s maznicí integrovanou v pohybovém členu. Tyto osy jsou zcela krytovány ocelovým

krycím pásem. Řada MRJ využívá jako vedení rolnové vedení s rolnami uloženými uvnitř vodící kolejnice, vzhledově se ovšem od řady MTJ neliší. Použity jsou ozubené řemeny typu AT s různou hodnotou rozteče a šířky. Řada CTJ, určená pro vysoká zatížení využívá šířku řemene až 100 mm. [17]



Obr. 15. Lineární osy Unimotion řady MTJ/MRJ [17]



Obr. 16. Varianty lineárních os Unimotion řady CTJ [17]

Tab. 10. Provozní parametry portfolia Unimotion [17]

Unimotion								
Označení	v_{\max} [m/s]		F_x [N]		C_{dyn} [N]		C_{stat} [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
CTJ	5	6	520	3250	4620	99200	6930	137200
MTJ ECO	3	3	262	262	9320	19620	18650	39250
MTJZ	5	5	230	2300	4610	43700	6930	60400
MTJ/MRJ	6	10	235	1730	4610	43700	6930	60400

2.2.1 Zhodnocení vlastností jednotlivých LO

Následuje přehledová tabulka únosností všech typů lineárních os s ozubeným řemenem obsažených v rešeršní části této práce.

Tab. 11. Přehledová tabulka parametrů lineárních pohonů z rešerše

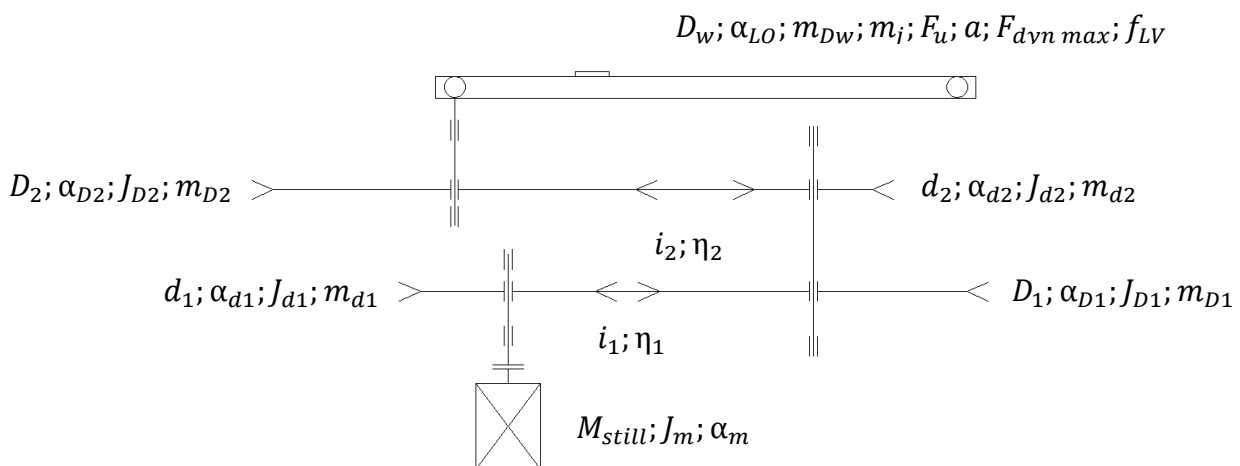
BAHR Modultechnik								
Označení	v_{\max} (m/s)		F_x [N]		F_y [N]		F_z [N]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
ELHZ	3	6	580	4950	1100	4500	2000	9000
ELVZ	3	6	580	4950	1100	4500	2000	9000
ELFZ	4	4	3200	10400	3200	9000	3200	9000
DLSZ	4	8	1800	5750	1000	4400	900	3100
DSSZ	5	5	1800	5750	1650	14800	1405	11080
ELSZ	2	10	180	5750	60	4500	60	9000
Bosch REXROTH								
LF6	---	5	750	900	---	850	---	1400
LF12	---	5	---	1230	---	2000	---	3500
LF20	---	5	---	3000	---	6000	---	12500
MKR	1,2	5	250	6250	1875	34100	1875	34100
MLR		10	980	1740	2500	8000	1500	4800
Festo								
EGC-TB-KF	3	5	50	2500	650	15200	650	15200
Franke								
FTC	0,25	2,5	55	425	3400	15100	4200	13500
FTD	---	10	1070	3120	3400	18000	4200	12500
FTI	---	10	---	1000	---	8100	---	8100
Macron								
MSA	0,63	10	88,8	1332	88,8	1776	---	---
Parker								
LCB	5	8	160	560	1250	3850	---	---
HMRB	2	5	295	3750	900	27000	900	27000
ODS	3	5	630	3750	3000	15000	3000	15000
OSP	2	5	50	425	500	3000	---	--
TEA Technik								
AD	---	---	2190	3660	2400	20000	2600	31400
AG	---	---	---	8050	6400	20000	7000	31400
AK	---	---	---	2190	---	1600	---	2000
Tolomatic								
B3W	---	5,08	670	1400	2629	8932	1517	5155
TKB	1,7	2,5	330	1000	890	3863	890	5789
MXB	3,8	5,08	169	1859	966	5745	966	5745
Joachim Uhing								
AZ	1,5	5	560	2490	90	1200	170	2200
UniMotion								
CTJ	5	6	520	3250	4620	99200	6930	137200
MTJ ECO	3	3	262	262	9320	19620	18650	39250
MTJZ	5	5	230	2300	4610	43700	6930	60400
MTJ/MRJ	6	10	235	1730	4610	43700	6930	60400

3. Analýza chování systému lineárního polohování

Byla zpracována analýza kinematických a silových veličin obsažených v problematice návrhu lineárního polohovacího systému, s výhledem na stanovení potřebných parametrů a vztahů, které budou dále použity pro kompletní konstrukční návrh lineární osy.

3.1 Sestava lineárního polohovacího systému

Byl vypracován model popisující lineární polohovací systém zahrnující pohonný elektromotor, zpřevodování a lineární osu s ozubeným řemenem. Byly zavedeny parametry popisující všechny uvažované vlastnosti motoru, převodovky a silové složky existující na lineárním pohonu. Jednotlivé parametry budou podrobně rozepsány v následující kapitole.



Obr. 17. Schéma popisující parametry sestavy pohonu

3.2 Matematický model chování soustavy

Jako další bod práce následuje vytvoření komplexního výpočtového programu v MS-Excel pro výpočet dynamických rychlostních a silových poměrů LO v závislosti na použitém typu řemenového převodu LO a pohonné jednotce (elektromotor + zpřevodování).

Byl vypracován tabulkový program na výpočet rychlostní charakteristiky LO v závislosti na komplexní množině parametrů celého systému LO-převod-Servomotor. Při obvyklém výpočtu je při návrhu pohonu prováděna kontrola na rozběhový moment motoru. V tomto případě je tedy rozměrový moment motoru zahrnut jako vstupní parametr a v závislosti na předpokládaném zatížení LO, parametrech zpřevodování (uvažováno jako dvoustupňové) a omezení výpočtu chtěnou maximální rychlostí.

3.2.1 Výpočtový model obvodové síly na řemenu

Obvodová síla F_u se skládá ze složek působících v ozubeném řemenu namáhání tahem při pohybu jezdce LO, tyto nyní budou podrobně rozepsány. [18]

1. Síla od zrychlení pohybového členu:

$$F_a = m \cdot a \quad (1)$$

kde m je pohybovaná hmotnost [kg]
 a je zrychlení pohybového členu LO [m/s²]

2. Síla od hmotností pohybového členu:

$$F_g = m \cdot g \cdot \sin\beta \quad (2)$$

kde g je gravitační zrychlení [m/s²]
 β je polohový úhel naklonění LO [°]

3. Síla od tření v lineárním vedení:

$$F_f = m \cdot \eta_{LV} \cdot \cos\beta + \text{pasivní odpory LV} \quad (3)$$

kde η_{LV} je koeficient tření LV [1]

4. Pracovní síla:

F_w vyjadřuje externě vstupující zatěžující sílu působící na pohybový člen LO.

5. Síla od vlastní tíhy ozubeného řemene:

$$F_{hm} = (w \cdot 2L_{vv}) \cdot a \quad (4)$$

kde w je jednotková hmotnost zvoleného řemene [kg/m]
 L_{vv} je délka vlečené větve řemene [m]

6. Síla od oporových momentů uložení hřídelí ozubených řemenic dle výrobce ložisek NTN (orientační výpočet) [45] :

$$F_{fB} = 4 \cdot \frac{\frac{f_b \cdot F_{h \max} \cdot d_b}{2}}{\frac{D_w}{2}} \quad (5)$$

kde	f_b	je součinitel tření udávaný výrobcem ložiska (0,0015)	[-]
	$F_{h \max}$	je maximální síla na hřídeli	[N]
	d_b	je průměr vrtání ozubené řemenice	[mm]
	D_w	je roztečný průměr ozubené řemenice	[mm]

7. Síla od setrvačných účinků rotačních hmot LO:

$$F_{rot} = \frac{m_{\check{r}em}}{2} \cdot a \cdot \left(1 + \frac{D_w^2}{d_b^2} \right) \quad (6)$$

kde $m_{\check{r}em}$ je hmotnost uvažované ozubené řemenice [kg]

Celková obvodová síla F_u je tedy součtem těchto složek

$$F_u = F_a + F_g + F_f + F_w + F_{hm} + F_{fB} + F_{rot} \quad (7)$$

Volba předepínací síly ve větvi řemene F_t

Pro použití ozubeného řemene při aplikaci na pohon lineární osy se doporučuje volit předepínací sílu F_t v rámci 1,0-1,2 · F_u . Volím tedy střední hodnotu 1,1 · F_u . [19]

Výpočet maximální možné obvodové síly F_u

Pro další výpočet bylo vhodné si určit maximální hodnotu obvodové síly F_u . Toho bylo dosaženo porovnáním součtu obvodové a předepínací síly s maximální dynamickou silou F_{dyn} . Ta se v našem případě rovná maximální přenositelné síle ozubeného řemene F_{max} a tedy odpovídá stavu přetržení řemene. [18,19]

$$F_t = 1,1 \cdot F_u \quad (8)$$

$$F_{dyn} = F_u + F_t \quad (9)$$

$$F_{dyn} = F_u + 1,1F_u = 2,1F_u \quad (10)$$

$$F_{u \max} = F_{max} / 2,1 \quad (11)$$

$$F_{p \text{ hřidel}} = 2 \cdot F_t \quad (12)$$

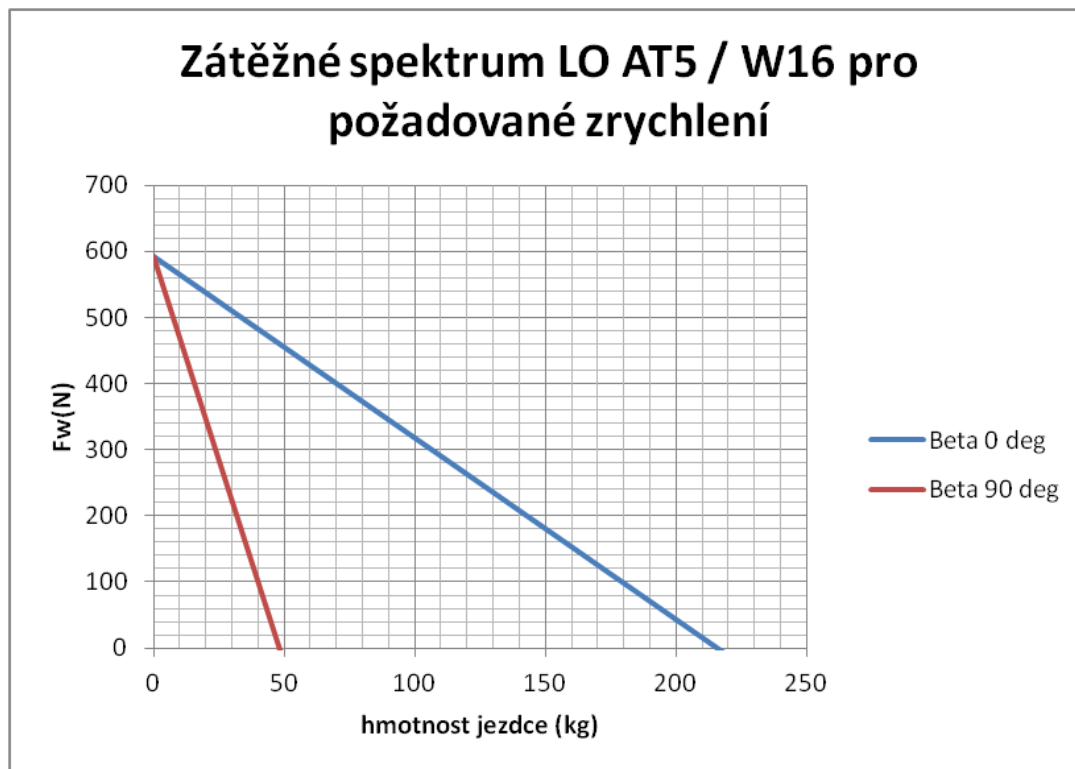
3.2.2 Zátěžné spektrum řemene

Pro účely orientačního odhadu kombinace zatížení ozubeného řemene vzhledem k hodnotě F_{max} byl vypracován graf zátěžného spektra, vždy pro určitý typ řemene, polohu LO a požadované zrychlení pohybového členu LO.

Ze vztahu pro výpočet obvodové síly F_u byla vyjádřena pracovní síla F_w a obvodová síla byla položena hodnotě $F_{u\ max}$. Byly dosazovány hodnoty pohybované hmotnosti a závislost byla vynesena do grafu.

$$F_{w\ max} = F_{u\ max} - F_a - F_g - F_f - F_{hm} - F_{fB} - F_{rot} \quad (13)$$

Pro ukázkou je uvedeno zátěžné spektrum ozubeného řemene AT5/W16 pro zrychlení $2,5\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ pro svislou i vodorovnou polohu osy.



Obr. 18. Zátěžné spektrum řemene AT5 o šířce 16mm

3.2.3 Redukce sestavy na hnací hřídel elektromotoru

Aby bylo možné sestavit výpočetní model, který by vycházel z rozběhových parametrů motoru, bylo třeba celý systém „elektromotor-převod-LO“ redukovat a vyjádřit tedy dynamické setrvačné účinky jednotlivých komponent vztažené na jejich účinek na rotor motoru ve formě přidaného setrvačného moment M_{red} . Výpočet byl proveden obecně pro dvoustupňovou převodovku s převodem provedených pomocí klínových řemenů. Vhodným finálním nastavením parametrů lze do výpočtu zanést jiné typy převodů. [18]

$$M_{still} = M_{red} + M_{stat} \quad (14)$$

kde M_{still} je rozběhový moment motoru z klidu [Nmm]

M_{red} je redukovaný setrvačný účinek sestavy [Nmm]

M_{stat} je statický moment potřebný k vyvození obvodové síly [Nmm]

$$M_{stat} = \frac{F_u \cdot \frac{D_w}{2}}{i_{celk} \cdot \eta_{celk}} \quad (15)$$

$$i_{celk} = i_1 \cdot i_2 \quad (16)$$

$$\eta_{celk} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad (17)$$

kde i_{celk} je celková hodnota převodu [1]

$i_{1,2}$ jsou hodnoty dílčích převodových stupňů [1]

η_{celk} je celková účinnost sestavy [1]

$\eta_{1,2,3}$ jsou hodnoty dílčích účinností sestavy, $\eta_{1,2}$ jsou účinnosti stupňů vloženého převodu a η_3 je účinnost převodu v LO. [1]

$$M_{red} = \sum M_{red i} = \sum \frac{J_i \cdot \alpha_i}{i_i \cdot \eta_i} \quad (18)$$

kde J_i jsou hodnoty setrvačných momentů [kg. m²]

α_i jsou hodnoty dílčích úhlových zrychlení [rad. s⁻²]

Výpočet dílčích hodnot J_i pro řemenice v převodu

Výpočet malých řemenic byl uvažován, jako výpočet válce s poloměrem R_{di} :

$$J_{di} = \frac{1}{2} \cdot m_{di} \cdot \left(\frac{R_{di}}{1000} \right)^2 \quad (19)$$

kde m_{di} je hmotnost malé řemenice v převodovce [kg]

R_{di} je poloměr malé řemenice v převodovce [mm]

Výpočet velkých řemenic proveden jako výpočet dutého válce s vnějším průměrem řemenice a tloušťkou stěny 15 mm.

$$J_{Di} = \frac{1}{2} \cdot m_{Di} \cdot \left[\left(\frac{R_{Di}}{1000} \right)^2 - \left(\frac{R_{Di} - 15}{1000} \right)^2 \right] \quad (20)$$

kde m_{Di} je hmotnost velké řemenice v převodovce [kg]
 R_{Di} je vnější poloměr velké řemenice v převodovce [mm]

Vyjádření setrvačných účinků sestavy:

$$\sum M_{red i} = \sum J_i \cdot \alpha_i = J_m \cdot \alpha_m \cdot 1,2 + J_{d1} \cdot \alpha_{d1} + \frac{J_{D1} \cdot \alpha_{D1}}{i_1 \cdot \eta_1} + \frac{J_{d2} \cdot \alpha_{d2}}{i_1 \cdot \eta_1} + \frac{J_{D2} \cdot \alpha_{D2}}{i_1 \cdot i_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} \quad (21)$$

Vyjádření akcelerace LO jako funkce úhlového zrychlení

Obecně:

$$\alpha_{i red} = \frac{a}{R} \cdot i_i = \frac{a}{\frac{D_w}{2}} \cdot i_i = \frac{a}{\frac{D_w}{2 \cdot 1000}} \cdot i_i = \frac{2000 \cdot a}{D_w} \cdot i_i \quad (22)$$

Přepočítané vyjádření úhlových zrychlení pro jednotlivé součásti systému:

$$\alpha_{D2} = \alpha_{LO} = \frac{2000 \cdot a}{D_w} \quad (23)$$

$$\alpha_{d2} = \alpha_{LO} \cdot i_2 = \frac{2000 \cdot a}{D_w} \cdot i_2 \quad (24)$$

$$\alpha_{D1} = \alpha_{LO} \cdot i_2 = \frac{2000 \cdot a}{D_w} \cdot i_2 \quad (25)$$

$$\alpha_{d1} = \alpha_{LO} \cdot i_2 \cdot i_1 = \frac{2000 \cdot a}{D_w} \cdot i_2 \cdot i_1 \quad (26)$$

$$\alpha_m = \alpha_{LO} \cdot i_2 \cdot i_1 = \frac{2000 \cdot a}{D_w} \cdot i_2 \cdot i_1 \quad (27)$$

Tyto vztahy můžeme dosadit do předpisu pro celkový dynamický účinek



$$\sum M_{red\ i} = \frac{2000 \cdot a}{D_w} \left[J_m \cdot 1,2 \cdot i_2 \cdot i_1 + J_{d1} \cdot i_2 \cdot i_1 + \frac{J_{D1} \cdot i_2}{i_1 \cdot \eta_1} + \frac{J_{d2} \cdot i_2}{i_1 \cdot \eta_1} + \frac{J_{D2}}{i_1 \cdot i_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} \right] \quad (28)$$

Nyní pro účely přehlednosti vhodně substituujeme členy rovnice symboly

$$\sum M_{red\ i} = a \cdot \frac{2000}{D_w} \cdot [A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5] = a \cdot \frac{2000}{D_w} \cdot A = a \cdot [A_c] \quad (29)$$

Nyní si podrobně rozepíšeme složku statického moment

$$M_{stat} = F_u \cdot \frac{D_w}{2} \cdot \frac{1}{i_{celk} \cdot \eta_{celk}} = [F_a + F_g + F_f + F_w + F_{hm} + F_{fB} + F_{rot}] \cdot \frac{D_w/1000}{2} \cdot \frac{1}{i_{celk} \cdot \eta_{celk}} \quad (30)$$

Nyní rozepíšeme členy obsahující člen zrychlení LO

$$M_{stat} = \left[m \cdot a + F_g + F_f + F_w + F_{hm} + F_{fB} + \frac{m_{řem}}{2} \cdot a \cdot \left(1 + \frac{D_w^2}{d_b^2} \right) \right] \cdot \frac{D_w/1000}{2} \cdot \frac{1}{i_{celk} \cdot \eta_{celk}} \quad (31)$$

Nyní dosadíme rozepsané členy do celkové rovnice a členy obsahující hledané zrychlení osamostatníme

$$\begin{aligned} M_{still} - [F_g + F_f + F_w + F_{fB}] \cdot \frac{\frac{D_w}{1000}}{2 \cdot i_{celk} \cdot \eta_{celk}} = \\ = a \left[m + \frac{m_{řem}}{2} \cdot \left(1 + \frac{D_w^2}{d_b^2} \right) + (w \cdot 2L) \right] \cdot \frac{D_w/1000}{2 \cdot i_{celk} \cdot \eta_{celk}} + a \cdot [A_c] \end{aligned} \quad (32)$$

Nyní opět zavedeme pro přehlednost symbolickou substituci

$$\begin{aligned} M_{still} - [B_1 + B_2 + B_3 + B_4] \cdot \frac{\frac{D_w}{1000}}{2 \cdot i_{celk} \cdot \eta_{celk}} = \\ = a[D_1 + D_2 + D_3] \cdot \frac{\frac{D_w}{1000}}{2 \cdot i_{celk} \cdot \eta_{celk}} + a \cdot [A_c] \end{aligned} \quad (33)$$

$$M_{still} - [B_c] = a[D_c] + a \cdot [A_c] \quad (34)$$



Výsledné hledané zrychlení tedy dostáváme ve tvaru

$$a = \frac{M_{still} - [B_c]}{[D_c] + [A_c]} = a_{still} \quad (35)$$

Pro výpočet dynamických poměrů byl použit i druhý omezovací parametr, a to dynamická pevnost řemene.

$$a_{Fmax} = \frac{\left[\frac{F_{u,max}}{2,1} - m \cdot g \cdot \sin\beta - m \cdot \eta \cdot \cos\beta - F_w - F_{fB} \right]}{\left[m + \frac{m_{řem}}{2} \cdot \left(1 + \frac{D_w^2}{d_b^2} \right) + (w \cdot 2L) \right]} \quad (36)$$

Tyto dvě hodnoty byly porovnány a minimální hodnota byla zvolena hodnotou výslednou. Ta byla použita pro vykreslení rychlostní charakteristiky LO. Rychlostní charakteristika je omezena maximální požadovanou rychlostí, pokud je zrychlení tak nízké že této rychlosti nedosáhne, je doba náběhu omezena polovinou celkové délky LO. Pokud zatížení společně s parametry nevyhoví možnosti provozu LO, překlopí se hodnoty zrychlení do záporných čísel. Poté je vypsána chyba a graf se nevykreslí.

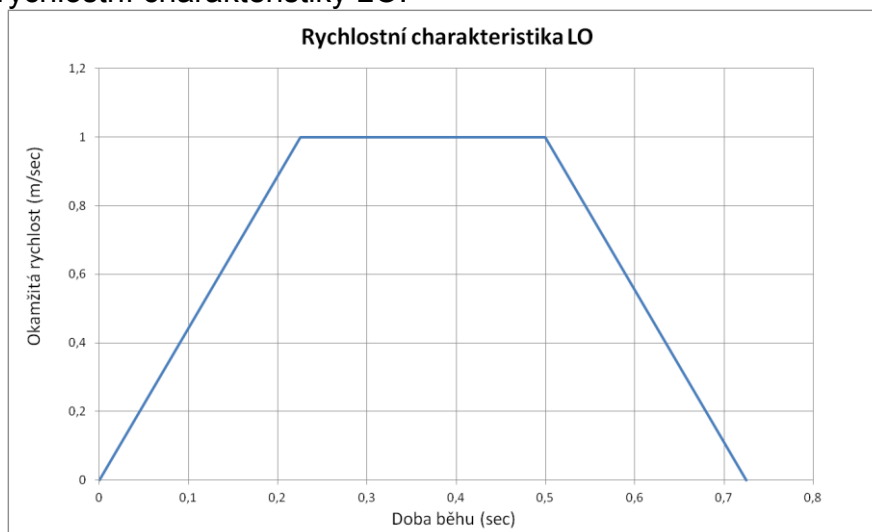
3.3 Grafické výsledky – rychlostní charakteristika

Výpis výsledků v MS Excel:

a max	4,439987 m/s²	kontrola		
t celk	0,725226 sec	pohon	v pořádku	
v max	1 m/s	řemen	v pořádku	

Obr. 19. Ukázka výsledkového formuláře programu

Vykreslení rychlostní charakteristiky LO:



Obr. 20. Příklad rychlostní charakteristiky LO

4. Konstrukční část

Následující část bude věnována kompletnímu konstrukčnímu návrhu a volbě jednotlivých komponent lineárního pohonu dle předpokládaných požadavků.

4.1 Specifikace koncepce LO

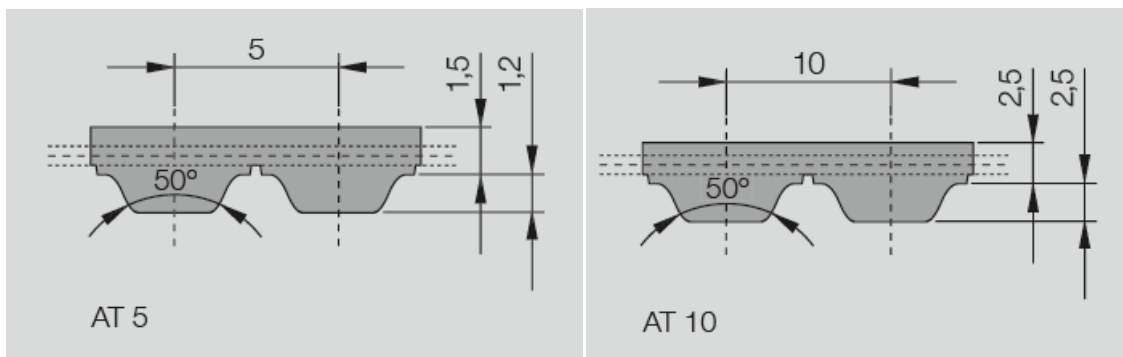
Lineární osa byla specifikována jako modulární systém lineárního pohonu, který je možné konfigurovat dle zadání zákazníka s ohledem na požadavky únosnosti a výkonu systému. Celý návrh byl proveden s ohledem na nejvyšší možnou míru jednoduchosti celé konstrukce. Byl kladen důraz na využití množství standardizovaných prvků, s doplněním o nezbytně nutné díly vlastní konstrukce. Předpokládaná životnost lineární osy je 3200 hodin.

4.2 Návrh klíčových prvků LO

V další části této závěrečné práce byly zvoleny a propočítány jednotlivé komponenty budoucího prototypu lineárního pohonu. Byly vyjádřeny silové poměry na jednotlivých prvcích vzhledem k jejich dimenzaci a designu.

4.2.1 Volba použitého ozubeného řemene

Pro účely konstrukce lineární polohovací osy byl zvolen ozubený řemen řady AT, vzhledem ke svému nízkému profilu a značné ohebnosti.



Obr. 21. Rozměrová schémata uvažovaných typů řemenů [20]

4.2.2 Analýza únosnosti jednotlivých typů řemene

Byla vytvořena přehledová tabulka únosností řemenů od několika předních výrobců. Pro porovnání byla uvedena únosnost řemene řady HTD, jinak byl přehled zaměřen na řemeny řady AT o rozteči 5 a 10 mm, popřípadě jejich variantu ATL se zesíleným profilem řemene. Řemeny byly dále děleny do skupin dle použitého materiálu výztuže. [20,21,22]


Tab. 12. Přehledová tabulka maximálního zatížení ozubeného řemene [20,21,22]

Výrobce	Výr. Řada	Typ	F_{max} [N]			
			W16	W20	W25	W30
Continental	Synchrombelt HTD	S8M	---	750	938	1125
	Synchroflex	AT5 G3	1342	---	2175	---
		AT5	1260	---	2030	---
		AT10 G3	3000	---	5000	---
Gates	Ocelový kord	AT10	2000	---	3600	---
		AT5	4560	5700	7125	---
		ATL5	6746	8432	10540	---
	Kevlarový kord	AT10	9120	11400	14250	---
		ATL10	15501	19376	24220	---
		AT5	5344	6680	8350	---
Ameraal Beltech	Ocelový kord	AT10	10358	12948	16185	---
		AT5	4000	---	6250	---
		ATL5	6400	---	9200	---
		ATL10	13800	---	24200	---

Z hodnot maximálního zatížení byly následně vypracovány analogické přehledy maximální použitelné obvodové síly na řemeni a odpovídající velikosti potřebných předepínacích sil, aby byl zaručen spolehlivý přenos sil mezi řemenem a hnací řemenicí.

Tab. 13. Přehledová tabulka odpovídajících maximálních únosností LO při použití uvedených řemenů [18,20,21,22]

Výrobce	Výr. Řada	Typ	$F_{u,max}$ [N]			
			W16	W20	W25	W30
Continental	Synchrombelt HTD	S8M	---	357	447	536
	Synchroflex	AT5 G3	639	---	1036	---
		AT5	600	---	967	---
		AT10 G3	1429	---	2381	---
Gates	Ocelový kord	AT10	952	---	1714	---
		AT5	2171	2714	3393	---
		ATL5	3212	4015	5019	---
	Kevlarový kord	AT10	4343	5429	6786	---
		ATL10	7381	9227	11533	---
		AT5	2545	3181	3976	---
Ameraal Beltech	Ocelový kord	AT10	4933	6166	7707	---
		AT5	1905	---	2976	---
		ATL5	3048	---	4381	---
		ATL10	6571	---	11524	---

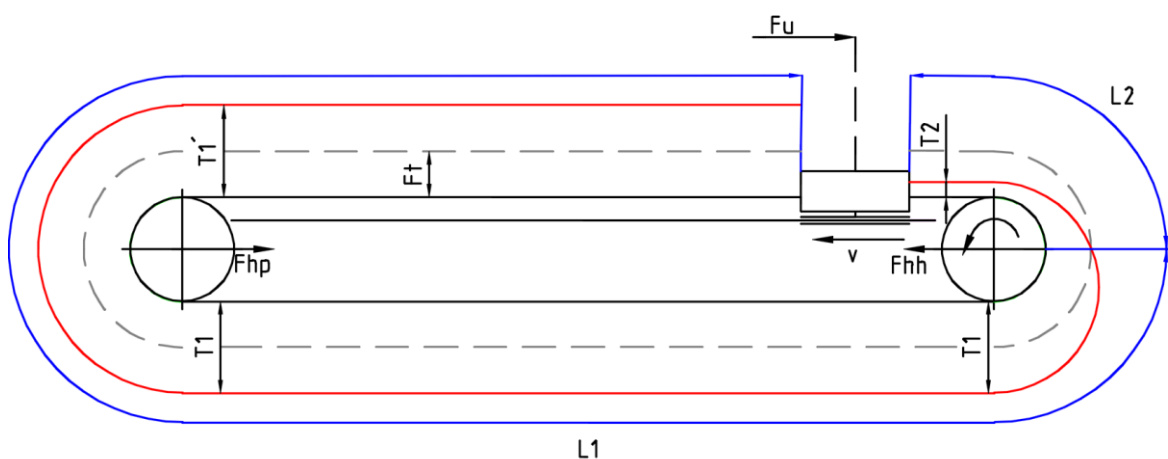
Tab. 14. Přehledová tabulka odpovídajících předepínacích sil v řemenu [18,20,21,22]

Výrobce	Výr. Řada	Typ	$F_{t\max}$ (N)			
			W16	W20	W25	W30
Continental	Synchrobelt HTD	S8M	---	393	491	589
	Synchroflex	AT5 G3	703	---	1139	---
		AT5	660	---	1063	---
		AT10 G3	1571	---	2619	---
Gates	Ocelový kord	AT5	2389	2986	3732	---
		ATL5	3533	4417	5521	---
		AT10	4777	5971	7464	---
		ATL10	8119	10149	12687	---
	Kevlarový kord	AT5	2799	3499	4374	---
		AT10	5426	6782	8478	---
Ameraal Beltech	Ocelový kord	AT5	2095	---	3274	---
		ATL5	3352	---	4819	---
		AT10	5029	---	7857	---
		ATL10	7229	---	12676	---

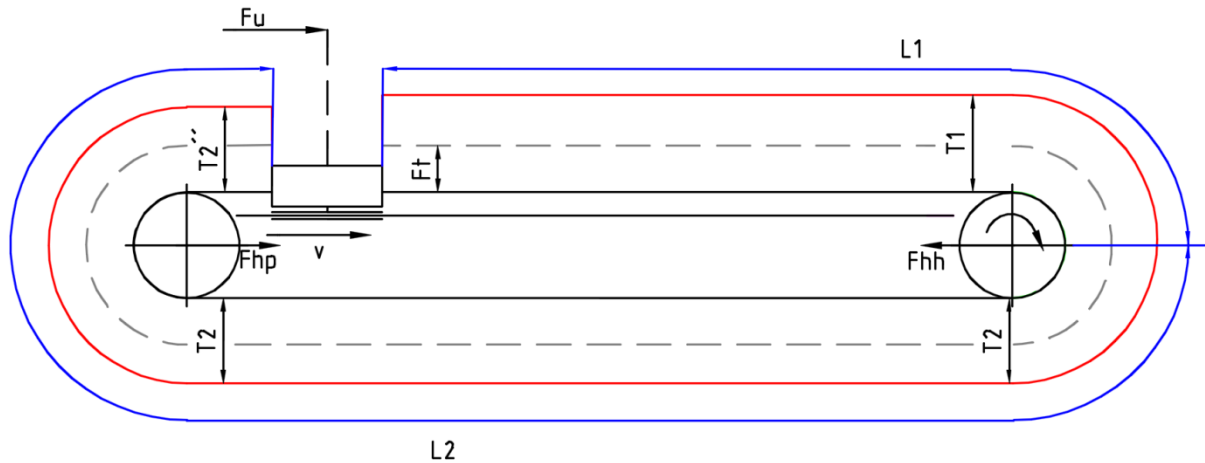
Vzhledem ke svým dostačujícím vlastnostem a cenové dostupnosti byl pro účely prototypu zvolen řemen Continental Synchroflex AT5 o šířce 16mm.

4.3 Silové poměry na řemenovém převodu při provozu

Pro výpočet komponent LO je nutné stanovit průběhy a maximální hodnoty sil vznikajících za provozu ve větvích ozubeného řemene. Chování sil je naznačeno v následujících silových diagramech. [18]



Obr. 22. Silový diagram sil v řemenu a uložení LO pro pohyb jezdce od hnací řemence [18]



Obr. 23. Silový diagram sil v řemeni a uložení LO pro pohyb jezdce k hnací řemenici [18]

Kde:

T_2	je síla v ochablé větvi řemene	[N]
T_1	je síla v napjaté větvi řemene	[N]
T'_1	je T_1 ponížena o hodnotu setrvačné síly řemenice	[N]
T''_2	je T_2 povýšena o hodnotu setrvačné síly řemenice	[N]
F_w	je akční síla jezdce LO	[N]
F_{hh}	je síla působící na hřídel hnací řemenice	[N]
F_{hp}	je síla působící na hřídel předlokové řemenice	[N]
L_1	je délka napnuté větve řemene	[mm]
L_2	je délka ochablé větve řemene	[mm]

Za předpokladu minimální předepínací síly LO kdy $F_t = 1,1 \cdot F_u$. Potom pro síly ve větvích platí následující vztahy [18]

$$T_1 = F_t + F_u \frac{L_2}{L_1 + L_2} \quad (37)$$

$$T_2 = F_t - F_u \frac{L_1}{L_1 + L_2} \quad (38)$$

Pro síly působící na hnací hřídel tedy platí:

$$F_{hh} = T_1 + T_2 \quad (39)$$

Průběh sil na hnané řemenici se bude lišit dle směru polohování a působení zatěžující síly [18]

Pro pohyb jezdce LO směrem k hnací řemenici platí:

$$F_{hp} = T_2 + T_2'' \quad (40)$$

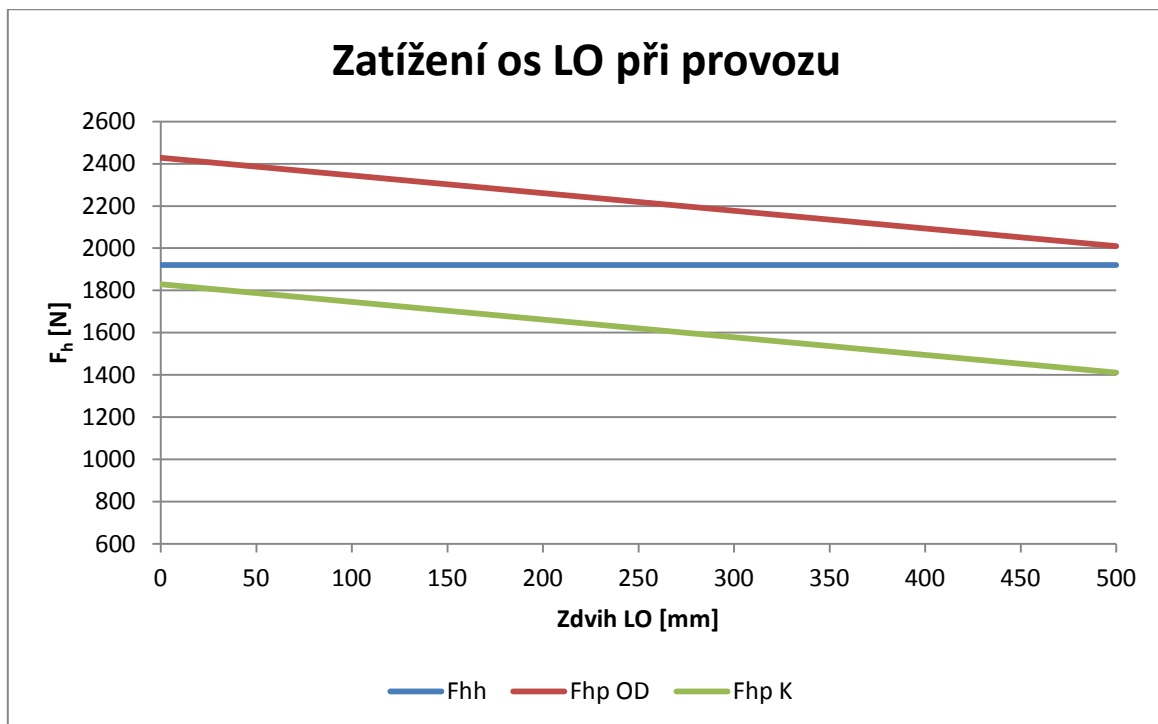
$$T_2'' = T_2 + F_{rot} \quad (41)$$

Pro pohyb jezdce LO směrem od hnací řemenice platí:

$$F_{hp} = T_1 + T_1' \quad (42)$$

$$T_1' = T_1 - F_{rot} \quad (43)$$

Při uvažování základní podmínky zatížení, kdy se součet předepínací a akční síly rovná velikosti síly řemene na přetržení bylo vypočteno silové zatížení hnací a předlokové osy LO.



Obr. 24. Charakteristika průběhu zatížení hřídelí prototypu LO při zdvihu směrem OD a K hnací řemenici

Jak je zřejmé z předcházejícího grafu, při cyklickém provozu LO se zatížení hnací hřídele drží na konstantní hodnotě, zatímco předlohová hřídel se cyklicky přitěžuje a odlehčuje od střední hodnoty která je rovná zatížení hnací hřídele.

Rozbor silového zatížení koncových hřídel při provozu

$$F_{hh} = 2F_t + F_u \quad (44)$$

Vzhledem ke geometrii řemenového převodu a LO se dá maximální hodnota zatížení předlohové hřídele zapsat zjednodušeně jako 1,26 násobek zatížení hnací hřídele.

$$F_{hp\ max} = 1,26 \cdot F_{hh} \quad (45)$$

4.4 Modularita LO

Návrh lineární osy disponuje několika variabilními parametry. Požadavek na délku lineární osy je řešen délkou střední příčky a použitého lineárního vedení. Parametry únosnosti lineární osy jsou závislé na použitém lineárním vedení. Lineární osa přejímá statickou a dynamickou únosnost použitého lineárního vedení. Dále je možno použít různé šířky ozubeného řemene, čímž je ovlivněna maximální přenositelná síla ve směru pohybu akčního členu lineární osy.

4.5 Možnosti variace LV

V následující kapitole byly zváženy možnosti modularity lineárního vedení prototypu s ohledem na požadované provozní podmínky a zatížení.

4.5.1 Kluzné LV

Jako první byly uvažovány lineární vedení kluzného typu jakožto lehké a moderní varianty pro LO pro nízké provozní zatížení a nižší dynamiku polohování.

Rešerše Kluzných LV

Byla vypracována rešerše některých běžně dostupných kluzných lineárních vedení pro účely zhodnocení použitelnosti těchto vedení jako nosného prvku pro lehké varianty lineární osy. Rešerše je zaměřena na lineární vedení do maximální šířky 50 mm vzhledem k plánovaným rozměrům lineární osy.



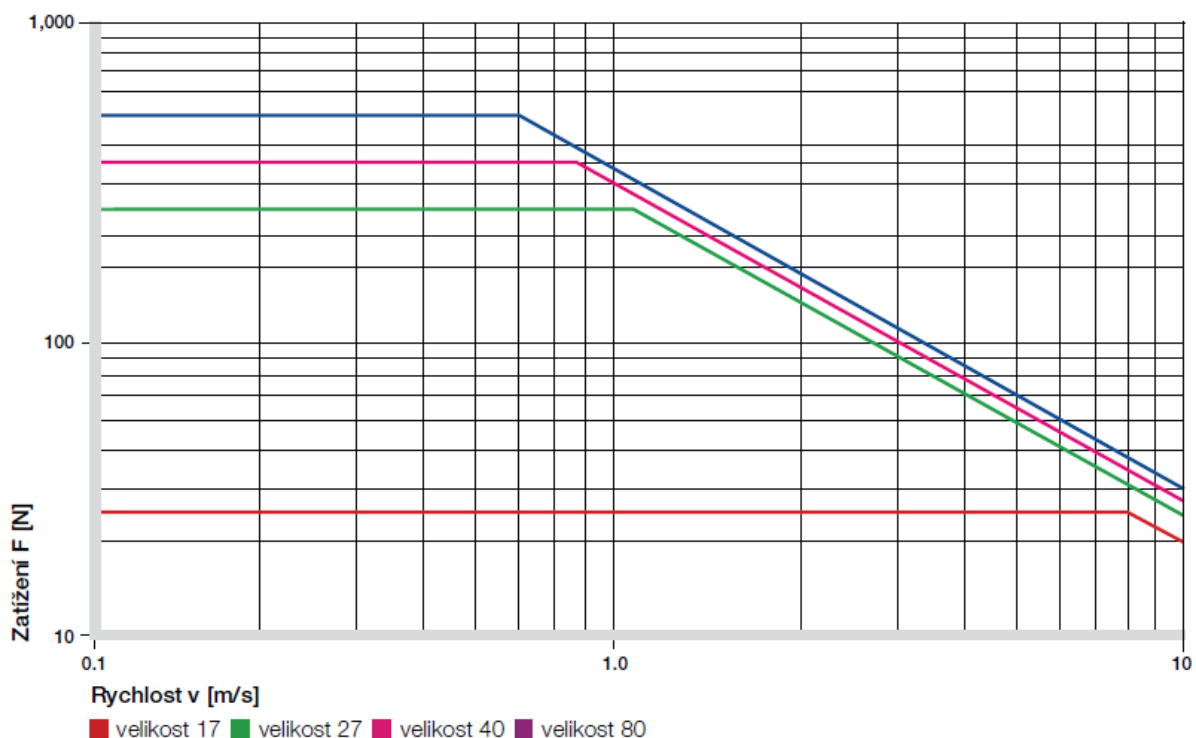
IGUS DryLin

DryLin N

Nízkoprofilový kolejnicový systém lineárního vedení skládající se z kompozitního kluzného členu pohybujícího se v hliníkové kolejnici. Varianty šířky kolejnice 17,27 a 40mm. Samomazné řešení do maximální hmotnosti jezdce 50 kg. Vozíky v předepjaté i volné variantě, montáž pomocí závitových nebo hladkých otvorů. [25]



Obr. 25. DryLIN typ N vel.40 a 27 [25]

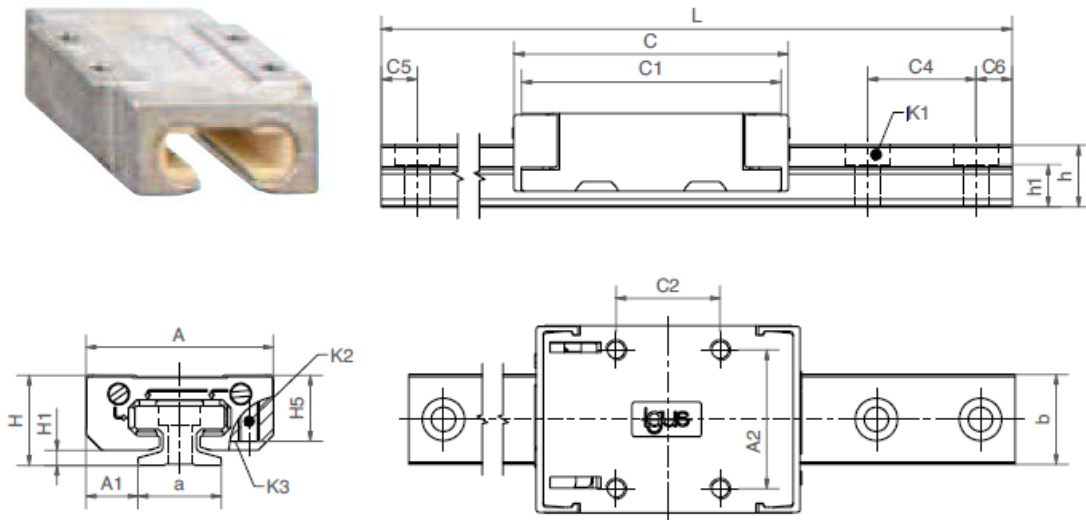


Graf 01: F x v diagram, max. dovolené statické zatížení

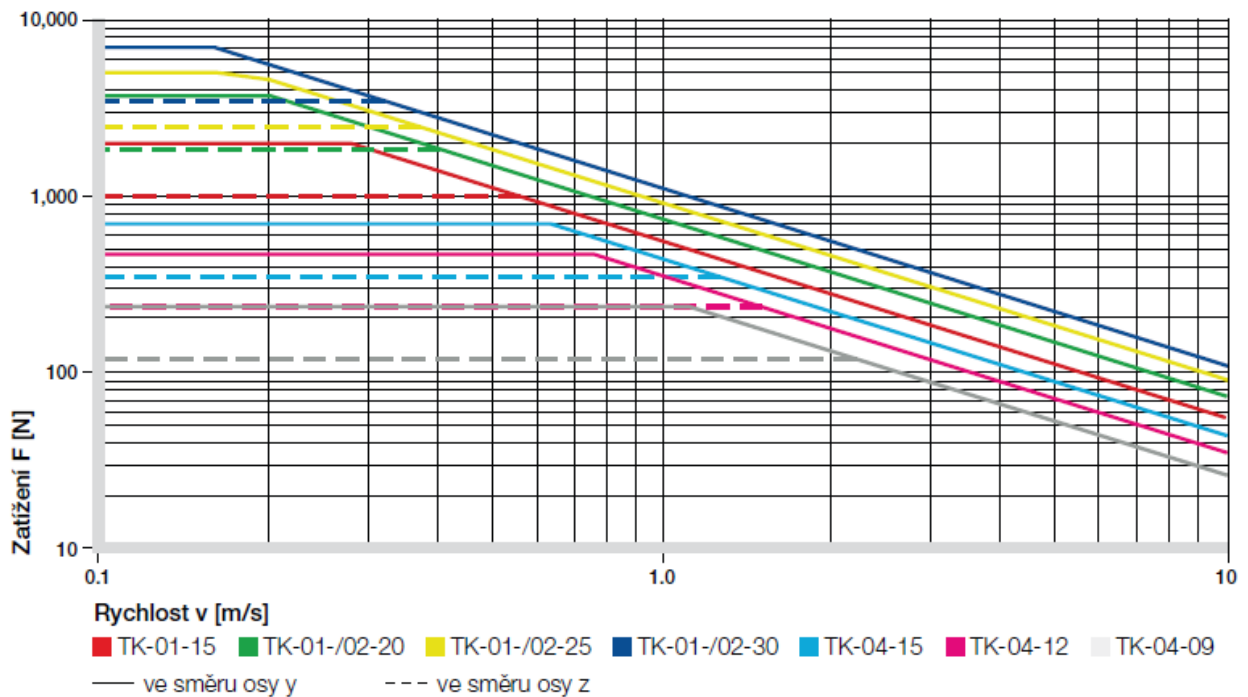
Obr. 26. Dovolené statické zatížení systému drylin N v závislosti na rychlosti[25]

DryLin T

Robustnější kluzné řešení kopírující svými zástavbovými rozměry standardní lineární vedení s oběžnými kuličkami. Varianty vozíků od standardních, automatizovaných až po vysoce výkonné a miniaturní. [25]



Obr. 27. Miniaturní provedení DryLin T [25]

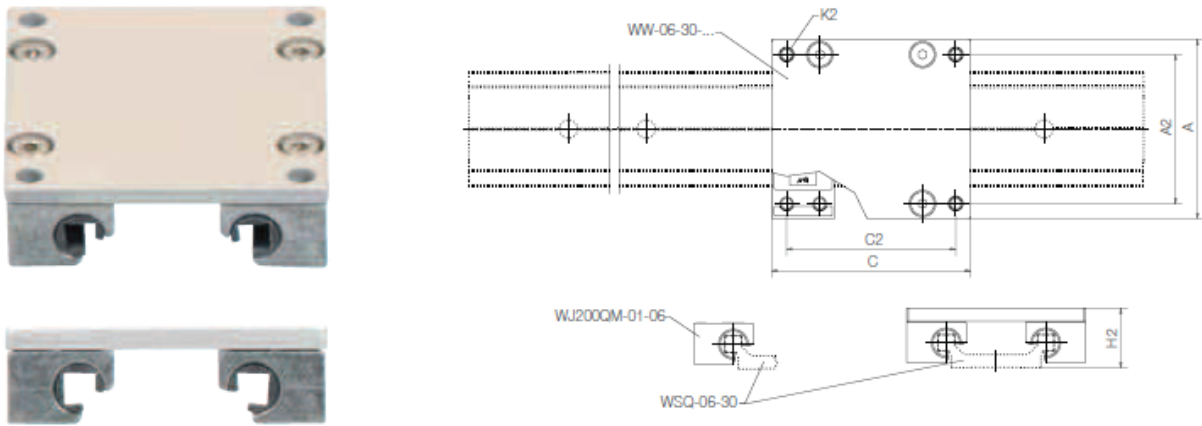


Graf 02: drylin® T – dovolené dynamické zatížení

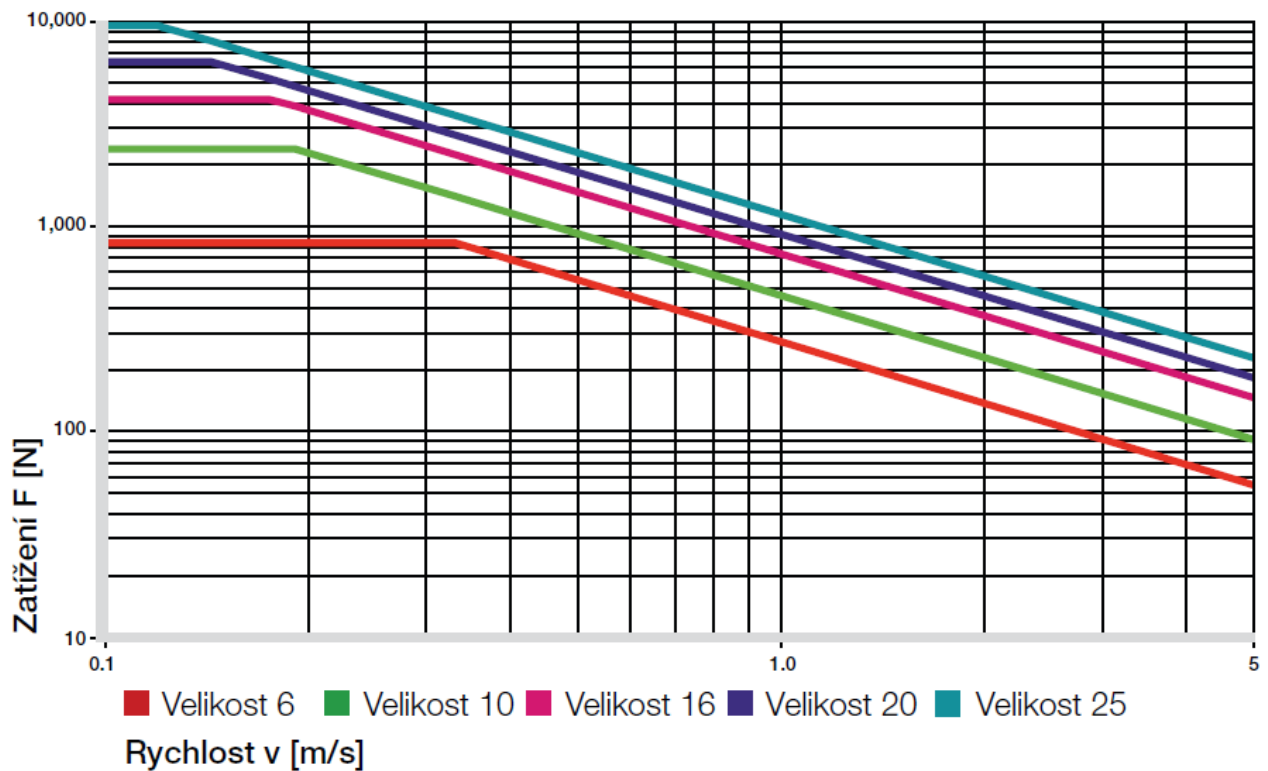
Obr. 28. Dovolené dynamické zatížení systému drylin T v závislosti na rychlosti [25]

DryLin W

System jednořadých a dvouřadých vodících lišt s kluznými elementy. Rozměrově zaměnitelné s valivým systémem. Oproti Drylin T vykazuje nižší zástavbové rozměry. [25]



Obr. 29. Montovaný čtvercový vozík DryLin W [25]



Graf 01: Fv-diagram, maximální dovolené zatížení (systém se 4 vozíky)

Obr. 30. Dovolené dynamické zatížení systému drylin W v závislosti na rychlosti [25]

Jak je vidět z uvedených grafů dovolených zatížení v závislosti na rychlosti lineárního pohybu, únosnost s rostoucí rychlostí výrazně klesá. Byl proveden výpočet v expertním online výpočtovém programu Iglidur Expert pro požadovanou rychlost polohování 0,5 m/s se zrychlením akčního členu 2,5m/s² s životností 3200 hodin.



Tato podmínka se ukázala jako zásadní s ohledem na maximální provozní opotřebení kluzného členu kdy je pro dosažení žádané životnosti omezit zatížení na minimální hodnoty i při zatížení pouhým tlakem na jezdec, bez zatěžujících momentů.

Tab. 15. Únosnosti jednotlivých typů vedení Drylin pro požadovanou životnost

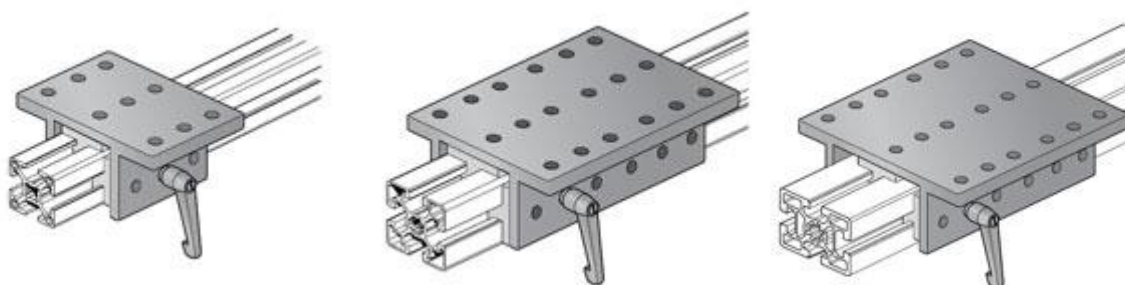
Velikost	a [m/s ²]	Délka zdvihu [mm]	Životnost [hod]	Životnost [km]	F _{y max} [N]
N 17x28	2,5	500	3200	5760	11
N 27x60	2,5	500	3200	5760	104
T 15x24x30	2,5	500	3200	5760	128
2x W 10x18x29	2,5	500	3200	5760	231

BOSCH Rexroth



Bosch Rexroth EcoSlides

Evoluce standardního Slideru (kluzný plast Delrin 100), využívající kromě jednoho kluzného členu opírajícího se o vrchní plochu profilu i dva další členy v bočních plochách. Tyto kluzné členy jsou drženy v jednom kluzném členu pomocí vnější hliníkové kostry vybavené manuální aretační brzdou. Klece jsou dostupné pro šířky hliníkových profilů 30,45,60 a 90 mm. Jedná se o kluzné vedení pro nízká zatížení a rychlosti využívající jako vodící kolejnici přímo těleso střední příčky lineární osy. [3]

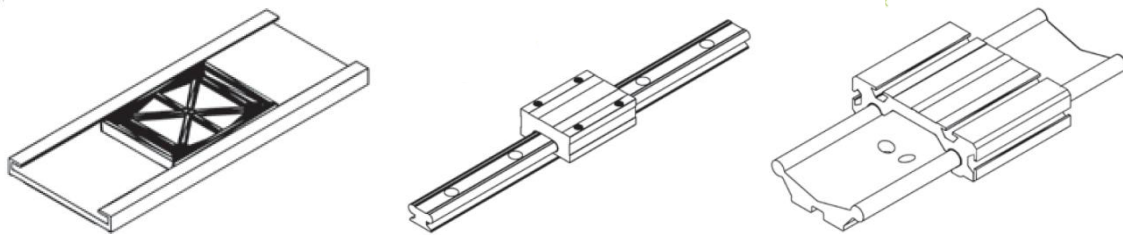


Obr. 31. Komplety EcoSlide velikosti 30x30, 45x45 a 45x60[3]

PBC Linear



Ucelená nabídka kluzných vedení analogických s nabídkou produktů Igu. Kluzný člen zhotoven z materiálu FrelonGOLD s koeficientem tření 0,125. Hodnoty únosnosti jednotlivých vedení jsou prezentovány dovolenou hodnotou součinu tlaku a provozní rychlosti, tzv PV koeficientem. [26]



Obr. 32. Základní provedení kluzných vedení PBC[26]

Parametry únosností kluzného materiálu jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 16. Maximální dynamické parametry kluzného materiálu FrelonGOLD [26]

Materiál	PV_{\max} [N/mm ² x m/s]	P_{\max} [N/mm ²]	V_{\max} [m/s]
FrelonGOLD	0,7	20,68	1,524

Přehledová tabulka maximálního zatížení některých typů a velikostí kluzných vedení PBC při rychlosti polohování 0,5 m/s.

Tab. 17. Maximální parametry vedení PBC [26]

Řada	Velikost	v_{\max} [m/s]	$F_{y\max}$ [N]
Low MiniRail	LPM17	0,5	511
Low MiniRail	LPM80	0,5	8400
Low Uni-Guide	UGA040C-0x1	0,5	4200
Uni-Guide	D075	0,5	3192

4.5.2 Stavebnicové rolnové lineární vedení

Další uvažovanou variantou lineárního vedení byla stavebnicová vedení s rolnami. Toto řešení je předpokládáno pro varianty LO pro střední zatížení a dynamiku polohování.

Rešerše stavebnicových rolnových lineárních vedení

Jako další byla vypracována rešerše rolnových lineárních vedení. Rešerše se zaměřila na vedení stavebnicového typu kdy je možno rolny snadno přišroubovat do nosné desky vlastní konstrukce při respektování připojovacích rozměrů desky výrobce vedení.

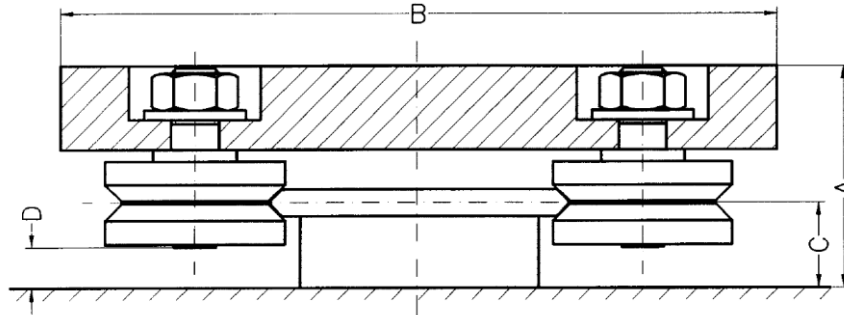
TEA Technik



Společnost TEA Technik nabízí několik typů rolnových stavebnicových lineárních vedení s gotickým i klínovým profilem boku vodící kladky s možností předepnutí systému excentrickou rolnou. Pro přehled jsou u jednotlivých typů uvedeny radiální únosnosti roln, vždy pro jednu rolnu. [12]

LinRol

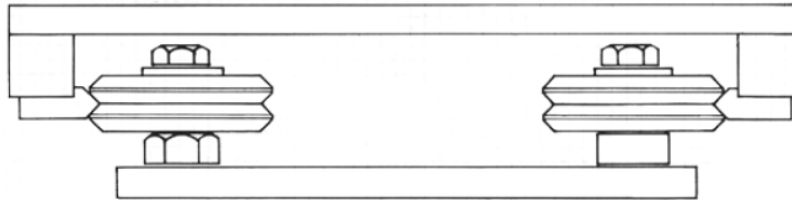
Systém LinRol disponuje vodícími rolnami s klínovou drážkou, které se pohybují po kolejnici ve formě ploché tyče s odpovídajícím způsobem tvarovanými bočnicemi. Vrcholový úhel klínu je 70° nebo 90° . Únosnost jedné rolny se pohybuje v rozsahu 63 N až 735 N pro 70° systém a 190 N - 1625 N pro 90° systémy. [12]



Obr. 33. Řez systémem LinRol[12]

LinTrek

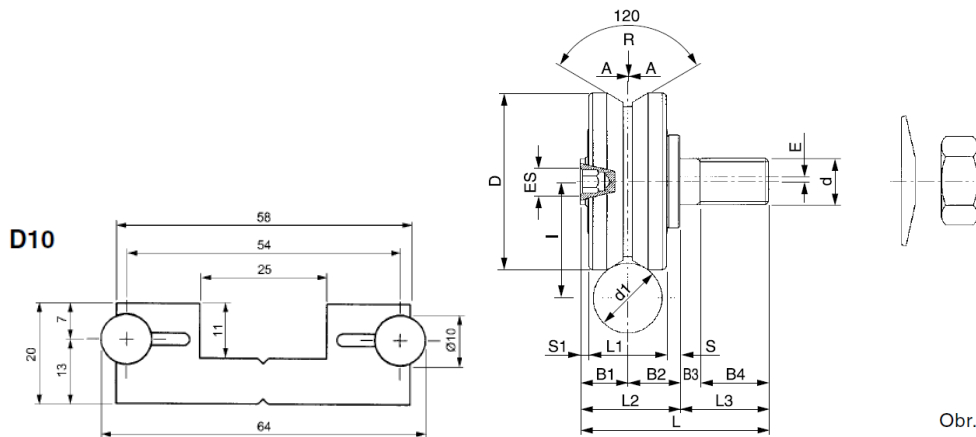
Systém analogický k systému LinRol, lišící se dělenou kolejnicí, což umožňuje variabilní řešení šířky systému. Únosnost jednotlivých roln se pohybuje v rozsahu 1 kN až 8,2 kN díky robustnější konstrukci systému oproti LinRol. [12]



Obr. 34. Možná aplikace systému LinTrek[12]

Alurol

Na rozdíl od předcházejících klínových systémů používá systém Alurol vodící kolejnici z kruhové tyče zasazené do nosného profilu. Kolejnice existuje v dělené i nedělené formě. Zatížení na jednu rolnu se pohybuje v rozsahu 300 N až 5000 N. [12]



Obr. 1

Obr. 35. Kolejnice a rolna systému Alurol [12]

Nadella Systems

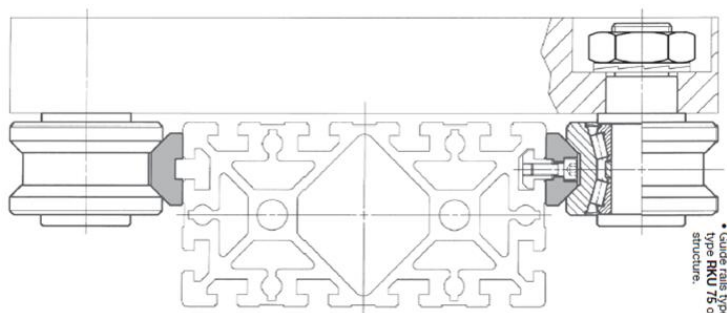


Ucelená produkce lineárních vedení v různých provedeních pro široké spektrum dovolených zatížení vedení. Kolejnice jsou koncipovány jako samostatné modulární profily montované na plochu rovnoběžnou s osami roln. Toto řešení dovoluje sníženou zástavbovou výšku a přispívá ke kompaktnosti lineárního vedení. Pro zlepšení provozních podmínek je možno systém doplnit o mazací hlavice a stěrače kolejnic. [27]

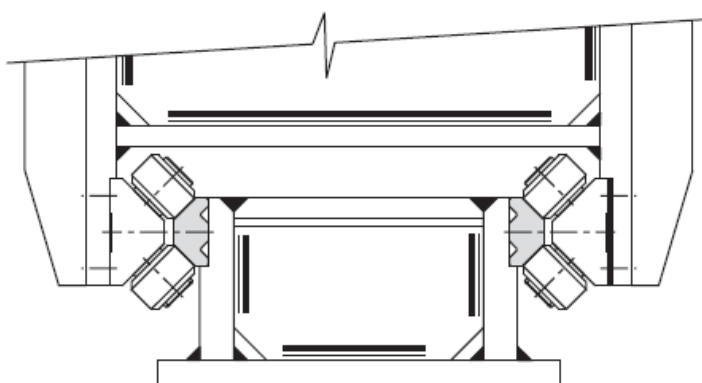
Tab. 18. Přehledová tabulka axiálních únosností produktů Nadella [27]

Označení	Popis	$F_{ax\ min}$ [N]	$F_{ax\ max}$ [N]
Heavy Line GU	Rolny s klínovým profilem svislou kolejnicí	4250	17900
Rolbloc System	Křížem uložené hladké rolny	8400	78600
FS System	Klínové rolny s plochou kolejnicí	270	17900
DC Systém	Gotické rolny s kompaktní kolejnicí	800	3900
FW Systém	Klínové rolny s kompaktní kolejnicí	420	10300
FWN Systém	Kompaktní lineární vedení	400	960

Nadella poskytuje v rámci jedné tvarově podobné série lineárních vedení vysokou rozmanitost únosností skrze více variant uložení samotných rotačních částí roln, od základních kuličkových přes jehlové až po vysoce únosná válečková uložení. Vrcholem nabídky jsou lineární systémy Rolbloc využívající křížem uložené těžké vodící rolny s hladkým povrchem. [27]



Obr. 36. Ukázka uložení systému Heavy Line GU [27]

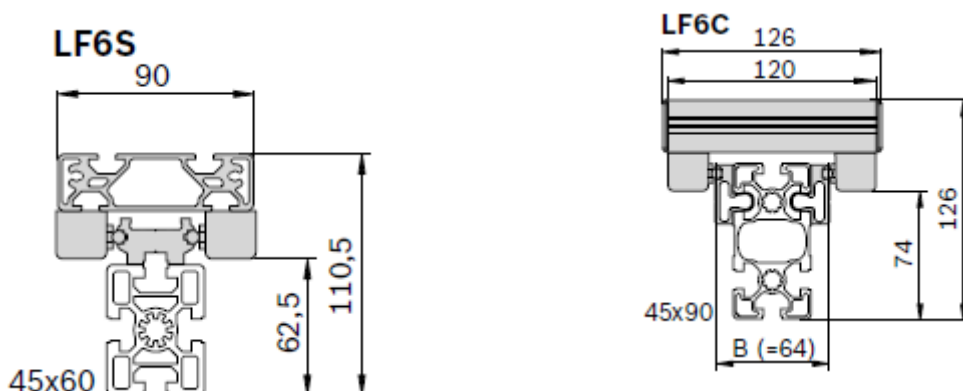


Obr. 37. Ukázka uložení systému Rolbloc [27]

Bosch Rexroth

Rexroth
Bosch Group

Stavebnicové rolnové lineární systémy optimalizované pro použití se systémem hliníkových profilů od stejného výrobce využívající vodící rolny s gotickým profilem kontaktní drážky. Rolny jsou uloženy v upínacím pouzdře zajišťujícím jednoduchou montáž na hliníkový profil tvořící nosnou desku lineárního vedení. Kolečnice jsou buď tvořeny kompaktním profilem, nebo jsou nasazeny ze stran do upínacích drážek nosného hliníkového profilu, čímž je dosaženo kompaktnějšího provedení. Maximální dovolené zatížení se pohybuje v rozmezí 850 N až 6000 N. [3]



Obr. 38. Řezy lineárních vedení velikostí 6 pro obě varianty provedení kolejničky [3]

4.5.3 Komplexní systémy LV s valivými tělesy

Kompaktní systémy lineárních vedení jsou ze všech variant vedení nejúnosnější variantou. Jsou určeny primárně jako přesná vedení komponent výrobních linek, obráběcích strojů a dalších přesných a náročných aplikací v průmyslu. Jako valivé elementy jsou zde obvykle použity oběžné kuličky nebo sofistikované rolny.

Rešerše valivých LV

Jako poslední část rešerše LV byl vytvořen přehled některých komplexních systémů připadajících v úvahu při konstrukci lineární osy. Tato vedení připadají v úvahu pro použití s výkonnějšími typy ozubených řemenů, aby bylo využito jejich potenciálu únosnosti.

FRANKE Dynamics

Franke

Nízkoprofilová lineární vedení s unikátním křížovým uložením rolen integrovaných do pojezdového vozíku. Toto uspořádání umožňuje optimální rozložení silového zatížení na kolejnici. Samotná kolejnice je tvořena nosným tvarovým členem s nalisovanými ocelovými běhouny pro styk s opěrnou plochou rolny. Systém lineárního vedení FD je principiálně pro všechny nabízené typy vedení obdobný, jednotlivé řady se vyznačují odlišnými vlastnostmi vedení. Existují standardní, nízkonákladové, vysokodynamické, nerezové, nemagnetické a bezúdržbové provedení, které je vhodné pro použití v čistých prostorech, jelikož u něj nehrozí únik maziva z rolnového systému. [6]

Kromě kompaktních verzí vedení existují i „poloviční“ vedení, s možností montáže na nosnou desku dle požadavků konkrétní aplikace. [6]



Obr. 39. Vizualizace lineárního vedení Franke FD [6]



Obr. 40. Detail provedení rolnového systému Franke FD [6]

Tab. 19. Přehledová tabulka únosností sortimentu Franke [6]

Franke GmbH										
Typ	C_{dyn} [N]		C_{stat} [N]		Mc_x [Nm]		Mc_y [Nm]		Mc_z [Nm]	
	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
FDA	2800	21200	3000	25900	25	678	40	806	40	806
FDB	620	6300	170	2700	5,7	200	2,4	103	2,4	103
FDC	1100	17000	1200	20400	10	542	16	645	16	645
FDD	---	1200	---	1600	---	18	---	25	---	25
FDE	350	4400	400	5500	3	140	5	170	5	170
FDG	620	6300	170	2700	5,7	200	2,4	103	2,4	103
FDH	7500	24300	3700	14400	118	777	165	924	165	924

SKF Group

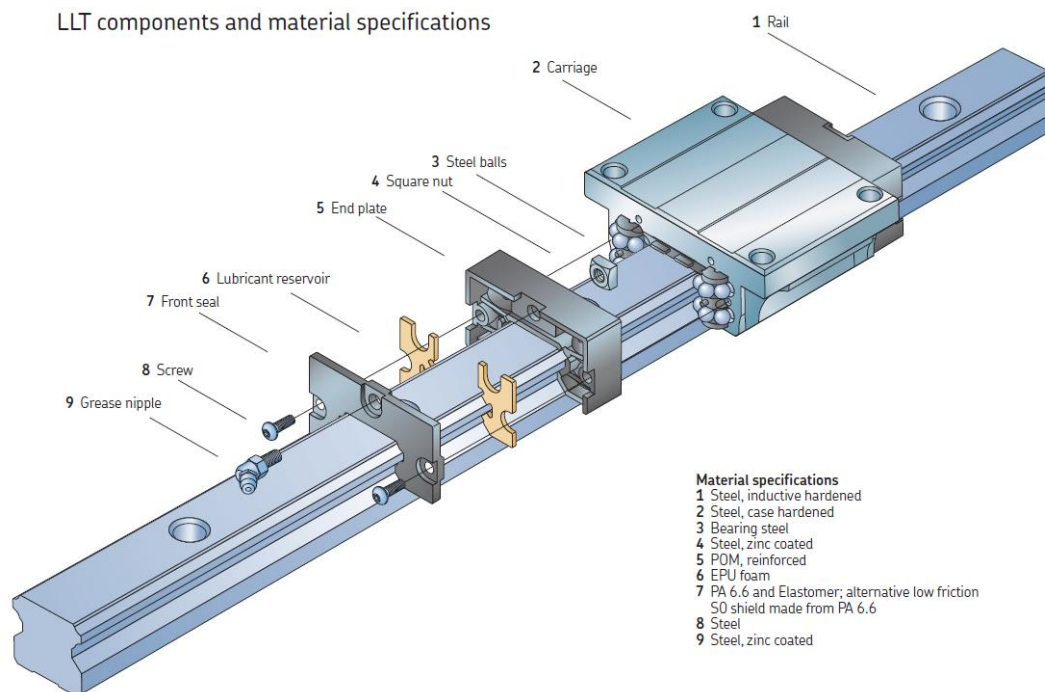


Produkce lineárních vedení s oběžnými kuličkami kolujícími ve vodících drážkách ve dvou rovnoběžných smyčkách nad sebou. Valivé elementy lze doplnit o vodící řetěz, zvyšující hladkost provozu a snižující valivý hluk na úkor snížení únosnosti systému cca o 20%. Lineární vedení SKF se vyrábí ve variantách od miniaturních až po vysoce únosná vedení pro nejvyšší podmínky. Všechny vedení lze doplnit o množství příslušenství, jako například krycí rukávy, mazací hlavice a dorazy polohy vozíku. [28,29,30]



Obr. 41. Varianty lineárních vedení SKF řady LLR [29]

LLT components and material specifications



Obr. 42. 3D vizualizace komponent lineárního vedení SKF řady LLT [30]

Tab. 20. Přehledová tabulka únosností sortimentu SKF [28,29,30]

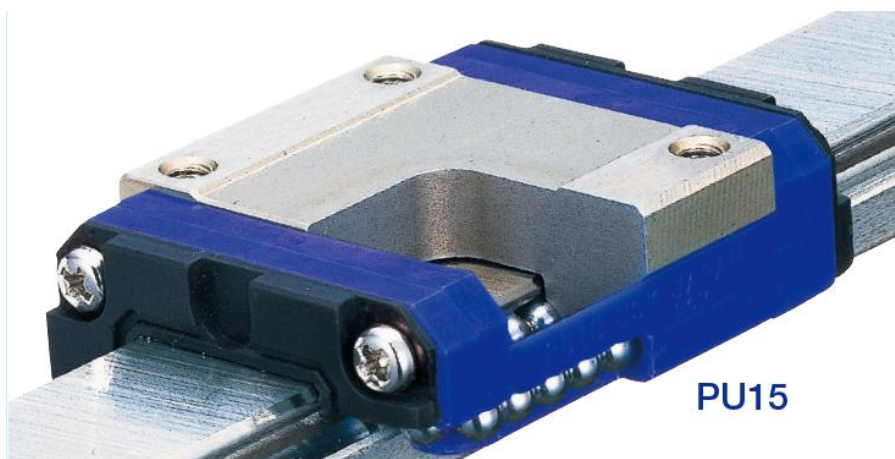
SKF										
Typ	C_{dyn} [N]		C_{stat} [N]		M_{c_x} [Nm]		M_{c_y} [Nm]		M_{c_z} [Nm]	
	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
LLMHS	860	5830	1670	10600	5,2	225	4,9	94	4,9	94
LZMHS	700	7300	1100	15000	3,5	264	3,5	264	6	131
LLR	5900	90400	6700	128500	52	430	19	345	28	510
LLT	5800	12500	9000	32700	39	1485	21	1376	21	1376



NSK



Ucelená produkce lineárních vedení s oběžnými kuličkami pro široké spektrum zatížení. Řada H nabízí provedení pro vysoké hodnoty zátěže při zachování velmi přesného polohování. Řada P se skládá z úzkoprofilových prostorově úsporných vedení. Lineární vedení NSK je plně zaměnitelné s produkty firem THK a Thompson. [31,32,33]



Obr. 43. Lineární vedení miniaturní NSK řady P [31]

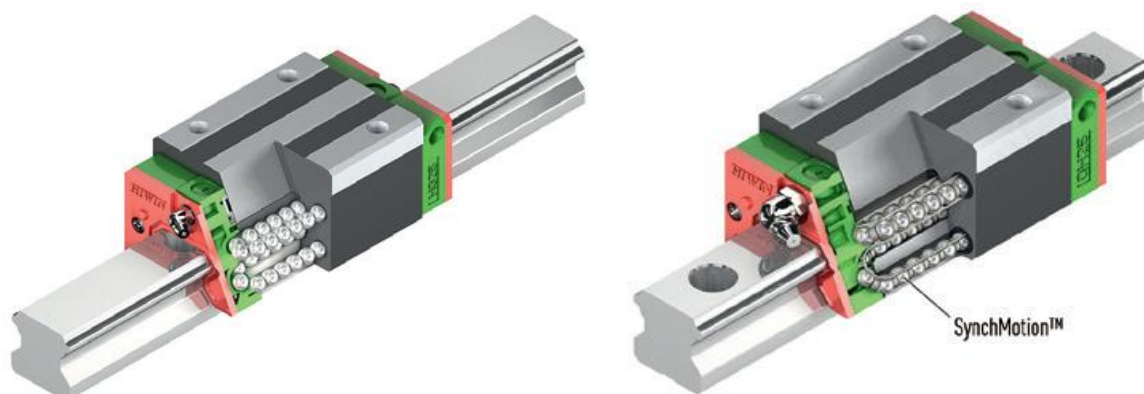
Tab. 21. Přehledová tabulka únosností sortimentu NSK [28,29,30]

NSK/THK/THOMPSON										
Typ	C_{dyn} [N]		C_{stat} [N]		Mc_x [Nm]		Mc_y [Nm]		Mc_z [Nm]	
	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
LH	10800	235000	20700	410000	108	8950	95	8950	80	8450
LS	5400	40000	9700	74500	46	865	25	695	21	580
PU	520	8100	775	11300	2,06	84,5	1,28	69,5	1,28	69,5
PE	690	10300	1160	16000	6	320	2,75	135	2,75	135
NH	11300	246000	20700	410000	108	8950	94,5	10100	79,5	8450
NS	7250	52500	9100	74500	45,5	865	24,5	695	20,5	580
HA	54000	232000	115000	445000	670	6500	2060	15400	2060	15400
HS	15300	71500	40000	172000	199	1980	395	3350	335	2820

HIWIN



Ucelená nabídka lineárních vedení využívajících oběžné kuličky/válečky ve dvou křížem uložených smyčkách. Široká škála velikostí a únosností vedení s možností uložení valivých kuliček do vodícího řetězu SynchMotion. V nabídce vždy úzké a přírubové provedení jednoho typu vozíku, to je doporučován pro vyšší hodnotu zatížení. Specialitou je provedení pojezdu PG s integrovaným magnetickým odměřovacím systémem MAGIC s rozlišením až 5 μ m. HIWIN dále pro všechny své produkt nabízí několik variant těsnění a stavěcích ručních i dálkově ovládaných brzd. [34]



Obr. 44. Varianty lineárních vedení HIWIN [34]

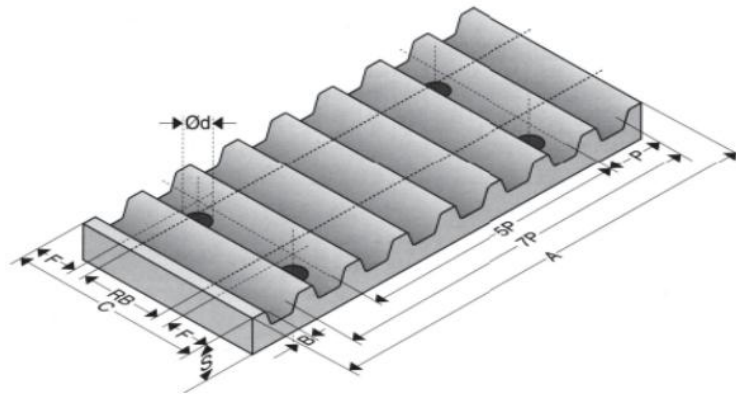
Tab. 22. Přehledová tabulka únosností sortimentu HIWIN [34]

HIWIN										
Typ	C_{dyn} [N]		C_{stat} [N]		M_{c_x} [Nm]		M_{c_y} [Nm]		M_{c_z} [Nm]	
	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
HG/QH	11380	208360	16970	303130	120	9380	100	7380	100	7380
EG/QE	5350	51180	9400	59280	80	1000	40	750	40	750
MG/TM	540	6500	840	9300	1,3	73,5	0,8	57,82	0,8	57,82
WE	5230	61520	9460	97000	150	4030	62	1960	62	1960
RG	11300	275300	24000	572700	311	22550	173	22170	173	22170

4.6 Modifikace lineárních vedení pro použití v LO

Pro použití běžně dostupného lineárního vedení jako vedení pohybového členu lineárního pohonu je bude nutné vhodně doplnit o komponenty pro vytvoření spojovacího uzlu samotného vedení s pohonným řemenem a připojovací deskou pohybového členu.

Pro účely uchycení řemene k tělesu pohybového členu bude ve všech případech použita různě modifikovaná běžně dostupná upevňovací deska ozubeného řemene dle typu použitého řemene. Toto řešení zajistí spolehlivé ustavení řemene s dodržáním doporučení výrobce ohledně počtu zajištěných zubů řemene. [35]



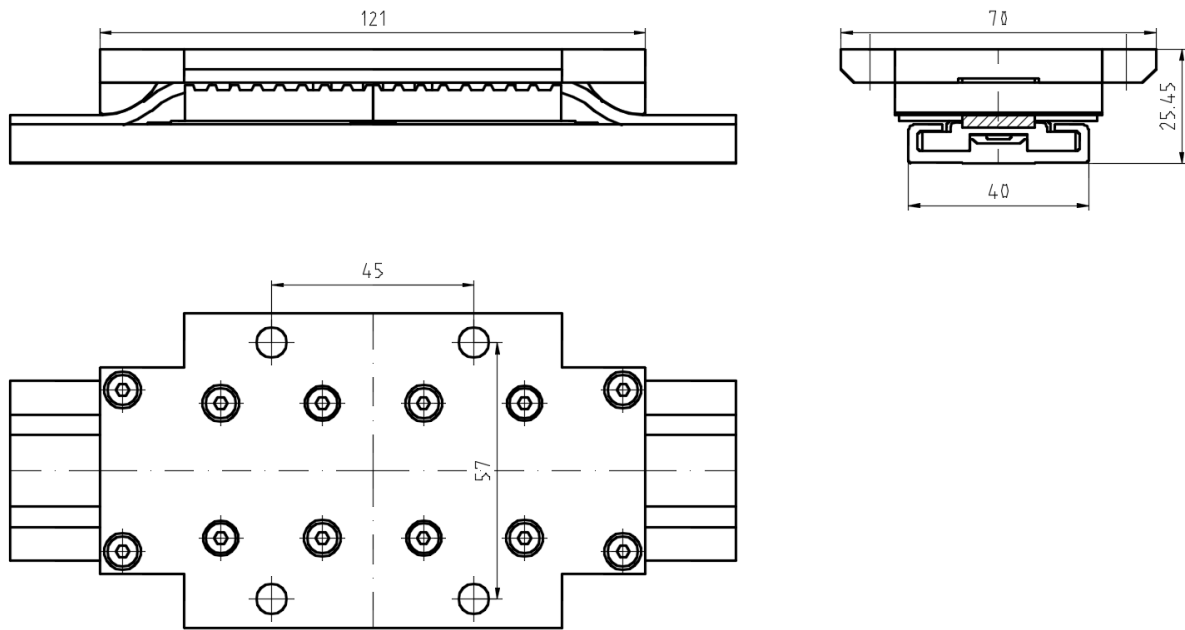
Obr. 45. Ilustrace kupované upevňovací desky řemene [35]

Připojovací montážní schéma bylo převzato z vozíku lineárního vedení Franke FDA 25 a bude u všech variant shodné, aby bylo docíleno vzájemné zaměnitelnosti variant.

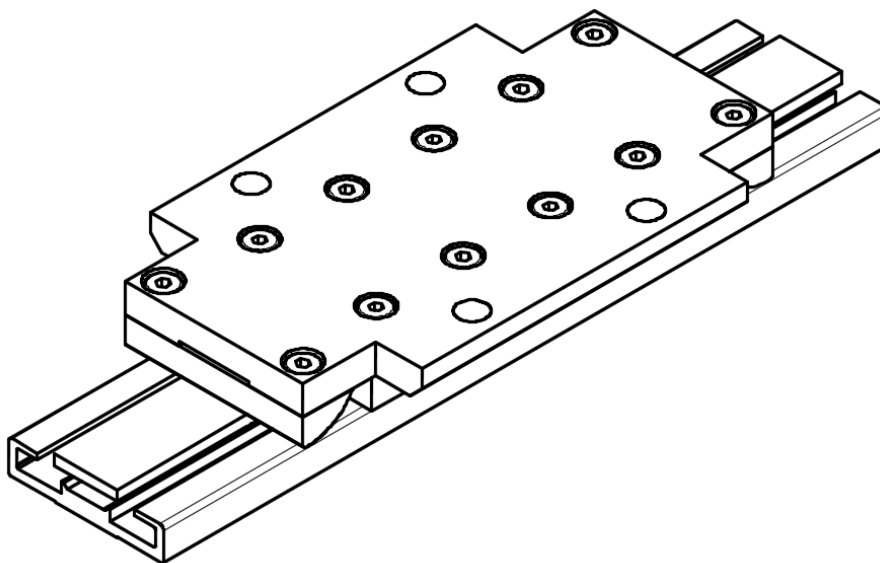
Ve všech případech bylo použito obrobených zaoblených hranolů ke svedení ozubeného řemene co nejlíže ke kolejnici lineárního vedení s ohledem na rozměrovou minimalizaci provedení a také pro minimalizaci momentového namáhání vodícího členu vedení při samotném polohování. Toto namáhání hraje nejvyšší roli v případě kluzného vedení, u kterého má výrazný dopad na předpokládanou životnost vedení.

4.6.1 Použití KV jako LV LO

Jako možná varianta lineárního vedení pro nízké požadované únosnosti bylo zvoleno řešení pohybového členu využívající kluzné vedení Drylin N velikosti 27 s montážními otvory bez závitů. Pohybový člen je v tomto případě podepřen dvěma kusy kluzných elementů o délkách 40mm. Alternativně lze zvolit dvojité vozíky vedení o délce 80 mm. Vedení šířky 27 je plně zaměnitelné za vedení o šířce 40mm díky stejné zástavbové výšce a vyhovující šířce.



Obr. 46. 2D náhled řešení pohybového členu s kluzným vedením N40



Obr. 47. ISO náhled varianty s použitím kluzného vedení N40

Tato varianta byla navržena s ohledem na maximální jednoduchost a minimalizaci vlastní hmotnosti. Kluzný člen vedení je připevněn k upínací desce řemene pomocí závrtných šroubů, dvojice těchto celků je dále přišroubována k nosné desce další sadou závrtných šroubů. Mezi tyto části je sevřen ozubený řemen, který je ustaven do požadované polohy vůči kolejnici pomocí tvarovaných svodů přišroubovaných k nosné desce.

Analýza únosnosti řešení s kluzným vedením DryLin N

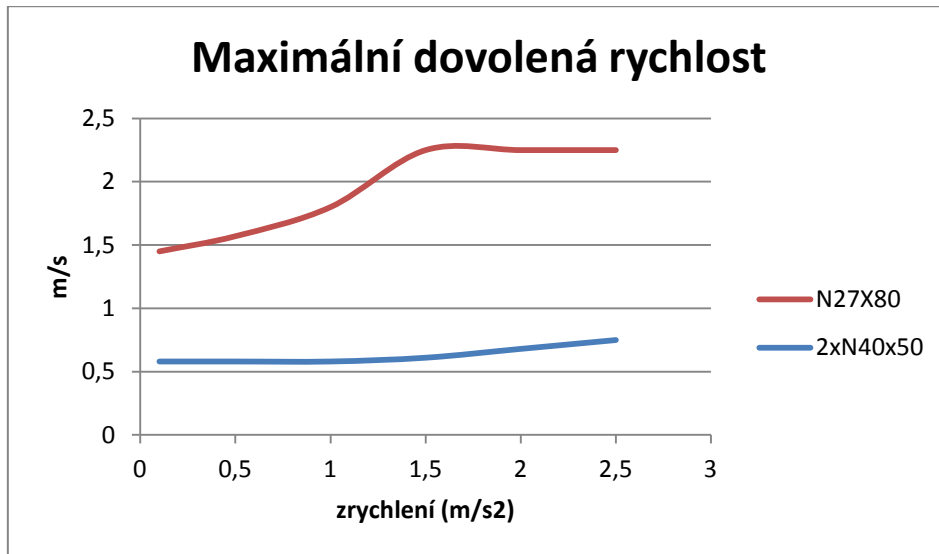
Pomocí expertního online nástroje Drylin Expert 2.0 byly vypočteny dovolené dynamické parametry kluzného vedení pro různé hodnoty požadovaného zrychlení při požadované životnosti 3200 hodin provozu (ekvivalentem bylo při výpočtu 5760 km při rychlosti polohování 0,5m/s). Orientační výpočet byl proveden pro délku zdvihu 500 mm a poloha těžiště pohybované hmoty byla umístěna 90 mm nad plochu kluzného členu. Tato výška byla maximálně dovolenou, aby nedocházelo k nestabilnímu chování pojezdu (vibracím). Kluzné vedení je poměrně náchylné na momentová působení při provozu, při analýze bylo tedy těžiště pohybovaných hmot uvažováno přímo nad kluzným členem a dovolený dynamický moment M dle osy y byl vypočten jako součin dynamického silového účinku F_{dyn} a ramena působení této síly S_y .

Tab. 23. Tabulka výstupních hodnot DryLin Expert 2.0

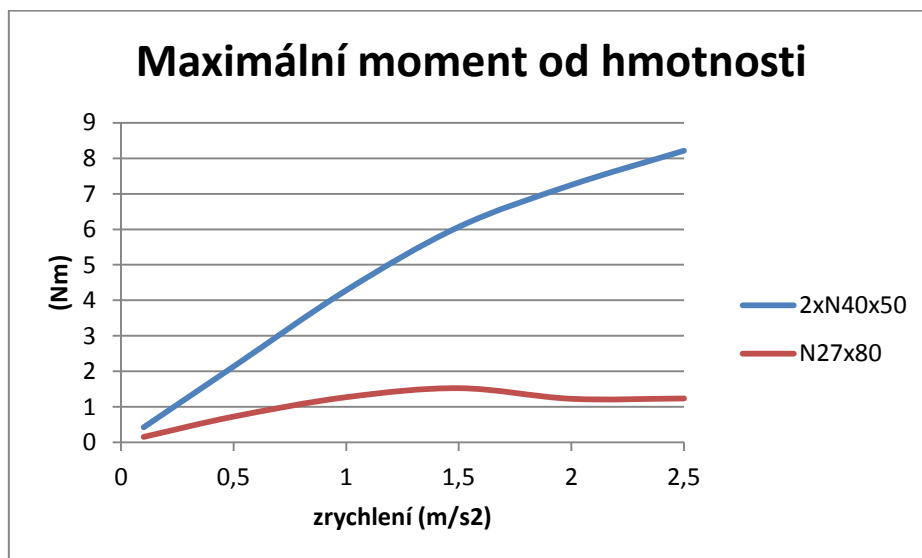
Typ	S_y [mm]	a [m/s ²]	$F_{hm\ max}$ [N]	F_m [N]	$v_{\ max}$ [m/s]	$F_{x\ min}$ [N]	$F_{y\ max}$ [N]	$F_{z\ max}$ [N]	$M_{z\ max}$ [Nm]
N27x80	90	0,1	172,5	1,75	1,45	36	91	0	0,15
	90	0,5	159	8,10	1,57	40	94	0	0,72
	90	1	139	14,16	1,8	42	93	0	1,27
	90	1,5	111	16,97	2,25	39	83	0	1,52
	90	2	67	13,66	2,25	45	83	0	1,22
	90	2,5	54	13,76	2,25	50	83	0	1,24
2xN40x50	90	0,1	467	4,76	0,58	98	125	0	0,42
	90	0,5	467	23,80	0,58	117	142	0	2,14
	90	1	467	47,60	0,58	141	164	0	4,28
	90	1,5	441	67,43	0,61	156	175	0	6,07
	90	2	395	80,53	0,68	160	175	0	7,25
	90	2,5	358	91,23	0,75	163	175	0	8,21

Zhodnocení dynamických provozních parametrů systému DryLin

Byly odečteny dovolené provozní hodnoty lineárních vedení velikostí 27 a 40. Díky struktuře výpočtového programu byly jako požadované dynamické hodnoty uvedeny hodnoty požadovaného zrychlení, k hodnotě zrychlená byla následně zvolena taková hodnota hmotnostní zátěže, aby hodnota opotřebení byla rovná maximálnímu možnému.



Obr. 48. Maximální dovolená rychlost polohování v závislosti na požadovaném zrychlení

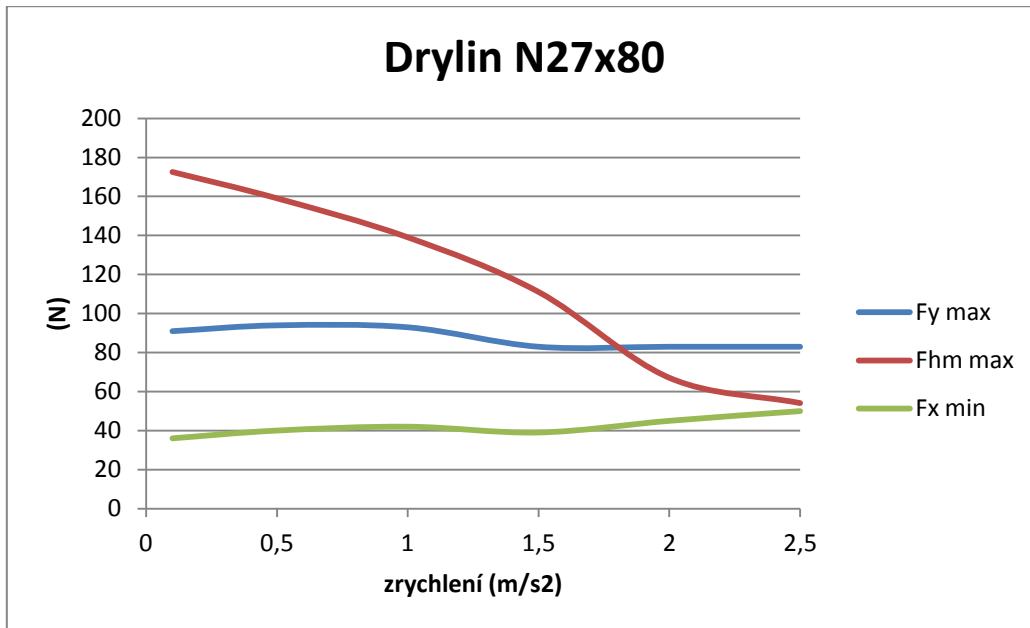


Obr. 49. Maximální klopný moment od polohované hmoty v závislosti na požadovaném zrychlení

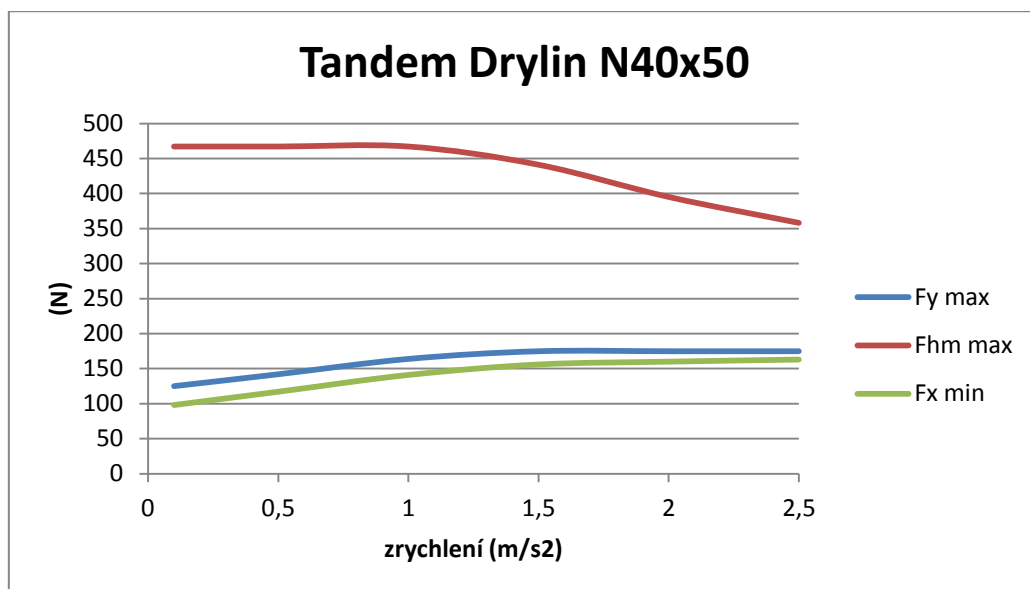
Z předchozích charakteristik je zjevné, že menší lineární vedení vyhovuje požadavku na vyšší polohovací rychlosti při nízkém zatížení, a naopak větší varianta vedení odolá vyššímu zatížení na úkor dynamiky pohonu.

V další části byly vypracovány silové charakteristiky lineárních vedení, obsahující následující veličiny:

$F_{y \max}$	Maximální aditivní zatížení ve svislém směru	[N]
$F_{hm \max}$	Maximální silový účinek hmotnosti ve svislém směru	[N]
$F_{x \min}$	Minimální hodnota síly pohonu	[N]



Obr. 50. Silová charakteristika vedení N 27x80



Obr. 51. Silová charakteristika tandemu vedení N40x50

U menší varianty vedení užitečná hodnota zatížení poměrně strmě klesá, u většího vedení je konstantní do hodnoty zrychlení cca 1m/s², poté pozvolna klesne. U vedení velikosti 27 se maximální dynamické zatížení pohybuje kolem 175 N, u tandemu velikosti 40 je to cca 475 N.

Tab. 24. Cenová rozvaha komponent kluzného vedení N27

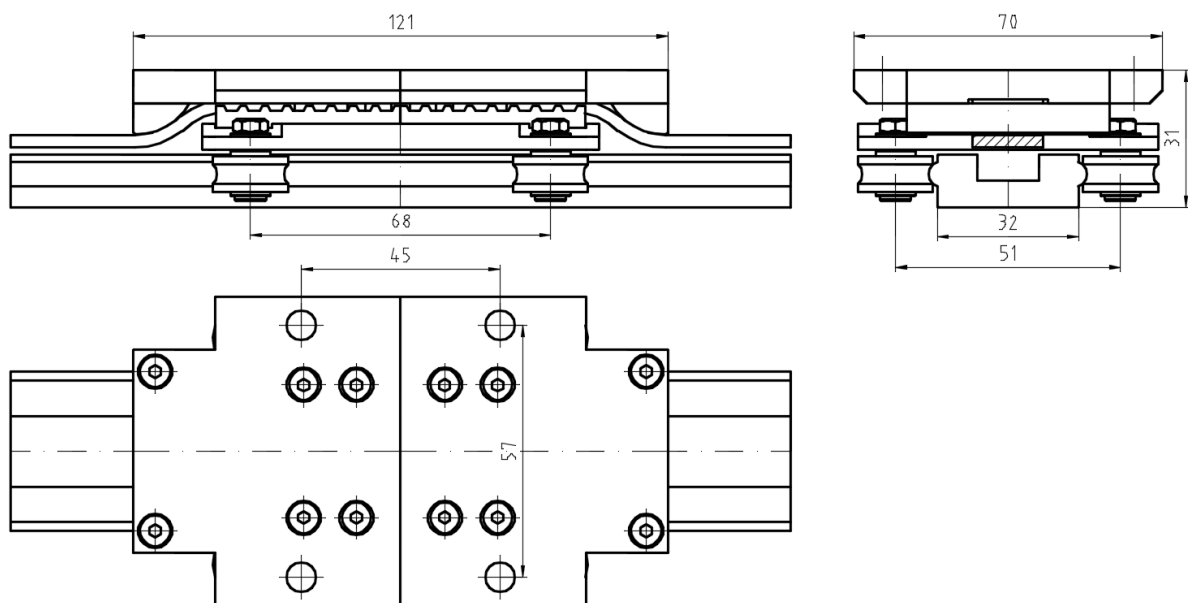
Drylin N27	Komponenta	Cena bez DPH	DPH	Cena s DPH
Kolejnice	N27 L560	576,80 Kč	121,13 Kč	697,93 Kč
Řez délky		55,00 Kč	11,55 Kč	66,55 Kč
Vozík	2xN27	274,00 Kč	57,54 Kč	331,54 Kč
			Σ	1 096,02 Kč

Tab. 25. Cenová rozvaha komponent kluzného vedení N40

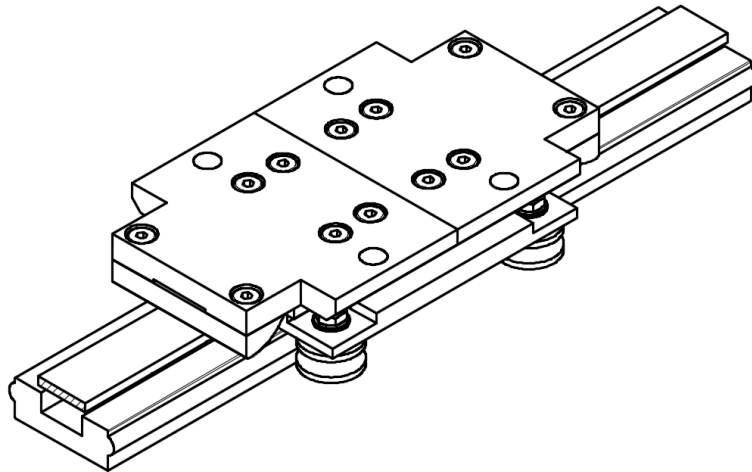
Drylin N40	Komponenta	Cena bez DPH	DPH	Cena s DPH
Kolejnice	N40 L560	705,60 Kč	148,18 Kč	853,78 Kč
Řez délky		55,00 Kč	11,55 Kč	66,55 Kč
Vozík	2xN40	518,00 Kč	108,78 Kč	626,78 Kč
			Σ	1 547,11 Kč

4.6.2 Použití SRLV jako LV LO

Pro požadované střední hodnoty silového zatížení pohybového členu lineárního pohonu byla vypracována konstrukční návrh využívající stavebnicové rolnové vedení Matis GD17 s gotickým profilem drážky v rolně a kruhovým profilem dotykové plochy kolejnice.

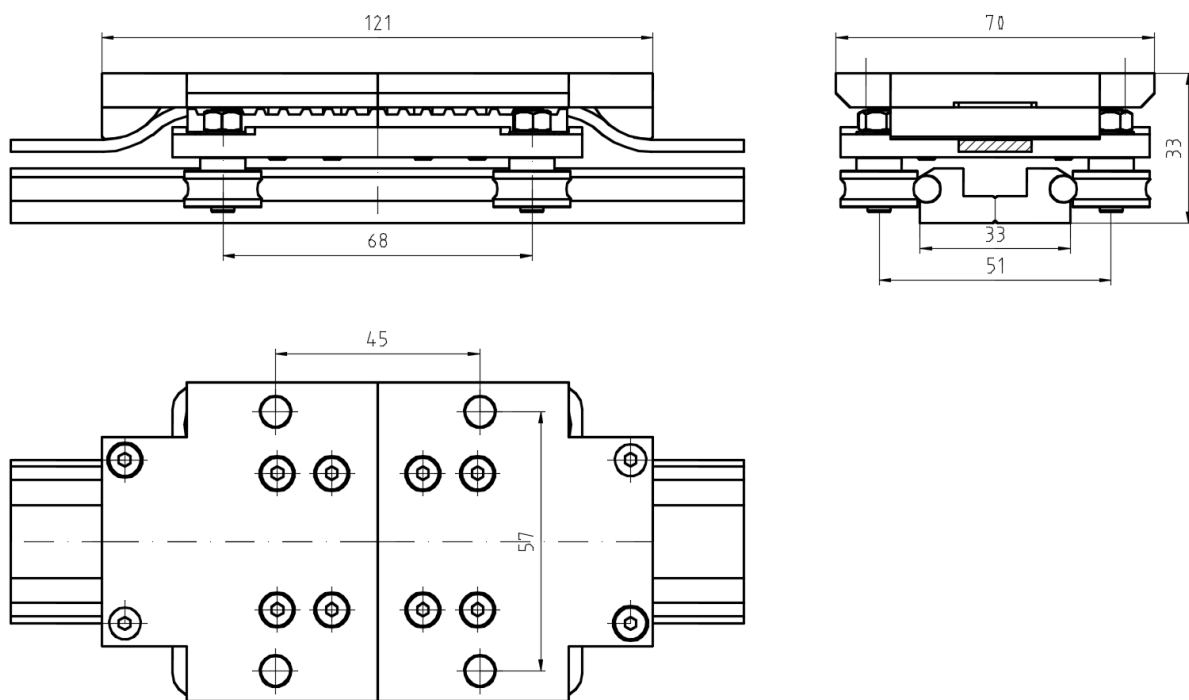


Obr. 52. 2D náhled řešení pohybového členu s rolnovým vedením MATIS

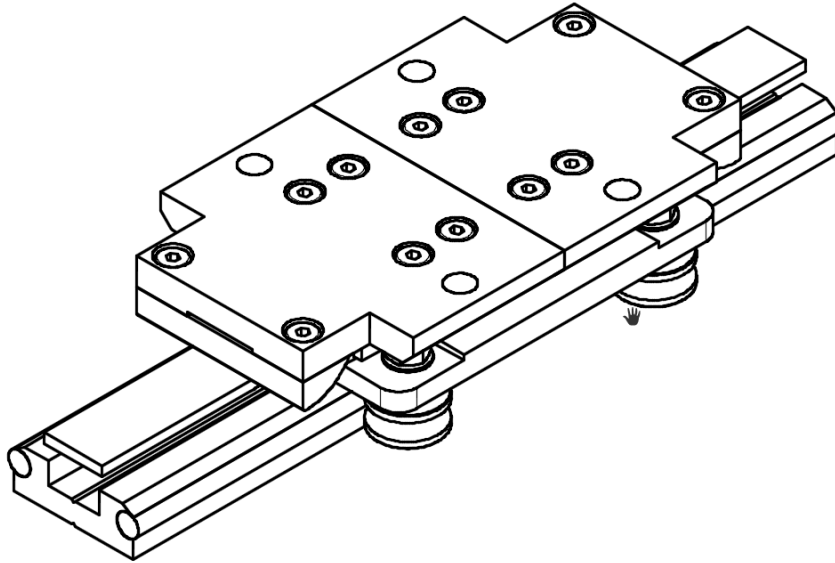


Obr. 53. ISO náhled varianty s použitím rolnového vedení MATIS

Obdobně bylo vypracováno řešení pomocí rolnového vedení od výrobce TEA Technik.



Obr. 54. 2D náhled řešení pohybového členu s rolnovým vedením TEA



Obr. 55. ISO náhled varianty s použitím rolnového vedení TEA

Tato varianta je principiálně podobná variantě s kluzným vedením, avšak vzhledem k montážním požadavkům rolnového vedení byla použita další vložená obrobená deska s tloušťkou danou výrobcem rolnového vedení. Tato deska dále slouží k ustavení modifikovaných připojovacích desek řemene. Ozubený řemen je do připojovací desky sevřen opět horní deskou a sadou svěrných šroubů. Pro ustavení řemene do požadované polohy slouží identická sestava svodů jako u předchozí varianty.

Analýza únosnosti řešení s rolnovým vedením

Toto řešení přejímá únosnost systému Matis (TEA) složený z párů centrických rolen 17C(C5/17) a excentrických rolen 17E(E5/17), vodící kolejnice GD6 (AV6). Rolny byly upevněny k nosné desce vlastní konstrukce, montážní plochy rolen a rozchod rolen respektuje rozměry připojovacích desek výrobců, oproti dodávaným deskám je použita konstrukce delší, což zvyšuje maximální hodnotu momentu M_y na hodnotu M_{yLO} , kdy je maximální moment M_y vynásoben poměrem nové a původní délky.

Tab. 26. Hodnoty maximálních zatížení variant rolnových vedení

Typ	Max. Zatížení [N]		Statické momenty [Nm]			
	F_y	F_z	M_x	M_y	M_{yLO}	M_z
GD6	330	570	20	15	32,9	25
AV605	424	1020	7,42	15,81	34,6	6,57

Cenová rozvaha rolnových variant

Tab. 27. Cenová rozvaha komponent vedení Matis GD6

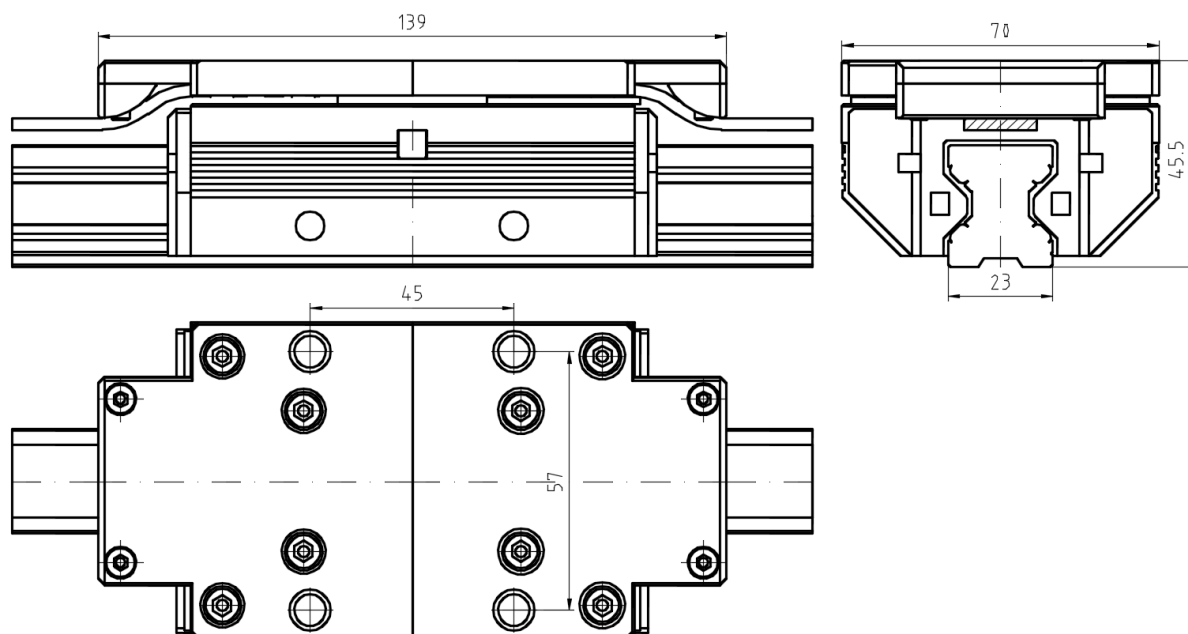
GD06	Komponenta	Cena bez DPH	DPH	Cena s DPH
Kolejnice	GD6-0560	997,80 Kč	209,54 Kč	1 207,34 Kč
Centrická rolna	2x17C	613,00 Kč	128,73 Kč	741,73 Kč
Excentr. Rolna	2x17E	613,00 Kč	128,73 Kč	741,73 Kč
			Σ	2 690,80 Kč

Tab. 28. Cenová rozvaha komponent vedení TEA AV6

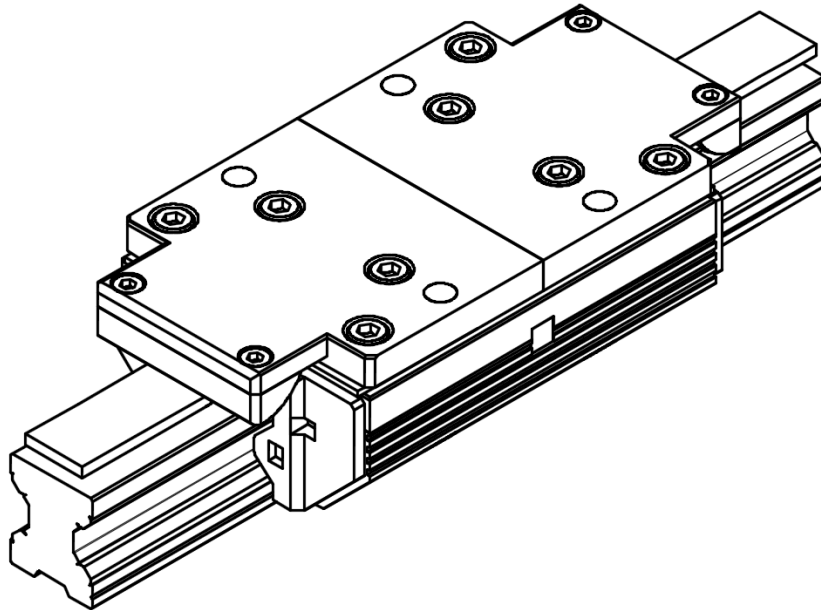
AV6	Komponenta	Cena bez DPH	DPH	Cena s DPH
Kolejnice	AV6-650	824,00 Kč	173,04 Kč	997,04 Kč
Centrická rolna	2xC5/17	648,00 Kč	136,08 Kč	784,08 Kč
Excentr. Rolna	2xE5/17	648,00 Kč	136,08 Kč	784,08 Kč
			Σ	2 565,20 Kč

4.6.3 Použití KLV jako LV LO

Byla vypracována konstrukční varianta upevnění ozubeného řemene AT05 W16/25 k lineární ose FRANKE FDA 25. Ustavení řemene do vhodné polohy vzhledem ke kolejnici bylo vyřešeno stejným způsobem jako u předešlých variant. Řešení bylo navrženo tak aby nedošlo k nevratným změnám na lineárním vedení. K montáži dílů k desce jezdce FRANKE byly použity původní montážní otvory s adekvátně prodlouženými šrouby. Byla zachována původní poloha montážních otvorů s vnitřním závitem v bočnicích vozíku FDA 25.



Obr. 56. Vizualizace varianty při použití vedení Franke FDA 25



Obr. 57. 3D náhled varianty při použití vedení Franke FDA 25

Analýza únosnosti řešení s kompaktním vedením Franke

Byly provedeny přepočty dovolených zatížení lineárního vedení Franke FDA 25 pro požadovanou trvanlivost 3200 hodin. Dynamické parametry byly propočteny pro rozsah rychlosti polohování 0,5 m/s až 3 m/s.

Statické parametry

Byly zjištěny statické provozní parametry lineárního vedení Franke FDA dle doporučení výrobce. [6]

Tab. 29. Statické parametry únosnosti Franke FDA 25

Typ	Max. Zatížení [N]		Klopné momenty [Nm]		
	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
FDA 25	$\Sigma F = 8416,66$ tlak/4040 tah		39,5	55,5	55,5

Dynamické parametry

Byl proveden přepočet maximálního silového zatížení ze základního vzorce životnosti lineárních vedení Franke [6].

$$L_{life} = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{ekv}} \right)^P \cdot \pi \cdot D_a \quad (46)$$

$$F_{ekv} = F_v + F_h \quad (47)$$

Kde

L_{life} je předpokládaná životnost lineárního vedení [km]

F_{ekv} je ekvivalentní silové zatížení vedení [N]

F_h, F_v jsou horizontální a vertikální složky zatížení [N]

D_a je průměr rolny [mm]

P je výpočetní koeficient, pro vedení FDA rovný 10/3 [1]

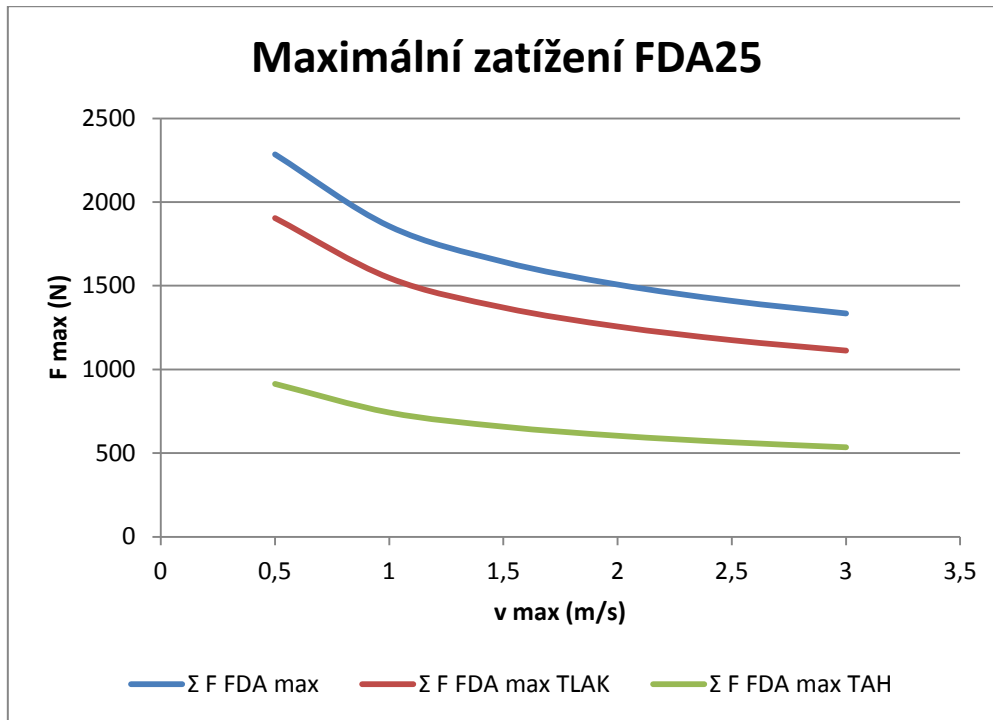
Z tohoto vzorce byla vyjádřena velikost maximálního ekvivalentního silového zatížení: [6]

$$F_{FDA\ max} = \frac{C_{dyn}}{\sqrt[P]{\frac{L_{life}}{\pi \cdot D_a}}} \quad (48)$$

Byla uvažována minimální bezpečnost doporučená výrobcem, která je pro zatížení vozíku vůči kolejnici tlakem rovna 1,3 a pro zatížení tahem je rovna 2,5. O tyto hodnoty byla ponížena hodnota maximálního ekvivalentního zatížení. Vypočtené hodnoty byly následně zaneseny do přehledového grafu.

Tab. 30. Přehledová tabulka maximálních dynamických zatížení

v [m/s]	0,5	1	1,5	2	2,5	3
L_{life} [km]	5760	11520	17280	23040	28800	34560
$F_{FDA\ max}$ [N]	2285	1856	1644	1507,5	1401	1335
$F_{FDA\ max\ tlak}$ [N]	1904	1547	1369	1256	1175	1112
$F_{FDA\ max\ tah}$ [N]	914	742	657	603	564	534



Obr. 58. Průběhy maximálních zatížení vedení Franke FDA

Předcházející výpočet bere v potaz pouze silové zatížení pohybovaného vozíku, v případě momentového zatížení se tento moment promítne do výpočtu následujícím způsobem, kdy je silový účinek na rolny vyjádřen jako násobek dynamické únosnosti a poměru působícího momentu s maximálním dynamickým momentem. Minimální momentová bezpečnost je dle doporučení výrobce rovna 4. [6]

$$F = F_M + C_{dyn} \cdot \frac{M_i}{M_{i_{dyn}}} \quad (49)$$

Kde

F_M je síla vyvozující momentový účinek [N]

$M_{i_{dyn}}$ je dynamická momentová únosnost v jednotlivých osách [Nm]

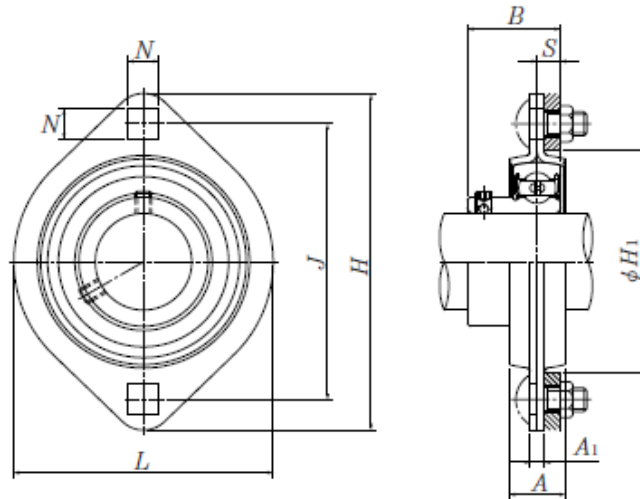
M_i je působící momentový účinek v jednotlivých osách [Nm]

4.7 Návrh uložení hřídele LO

Byly navrženy a zhodnoceny varianty uložení hřídelí u prototypu LO.

4.7.1 Ložiskový domek plechový

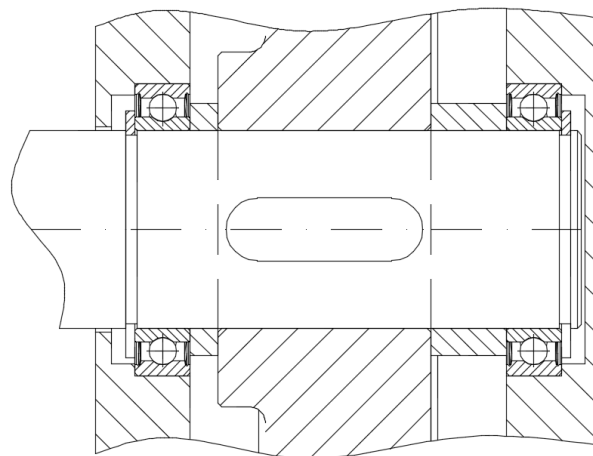
Jako prvotní varianta bylo z ekonomických důvodů uvažováno o použití plechových ložiskových domků. Od této varianty bylo posléze upuštěno s ohledem na komplikovanější montáž a nižší únosnost uložení koncových hřídelí LO.



Obr. 59. Plechový ložiskový domek- ilustrace [46]

4.7.2 Standardní uložení ložiska

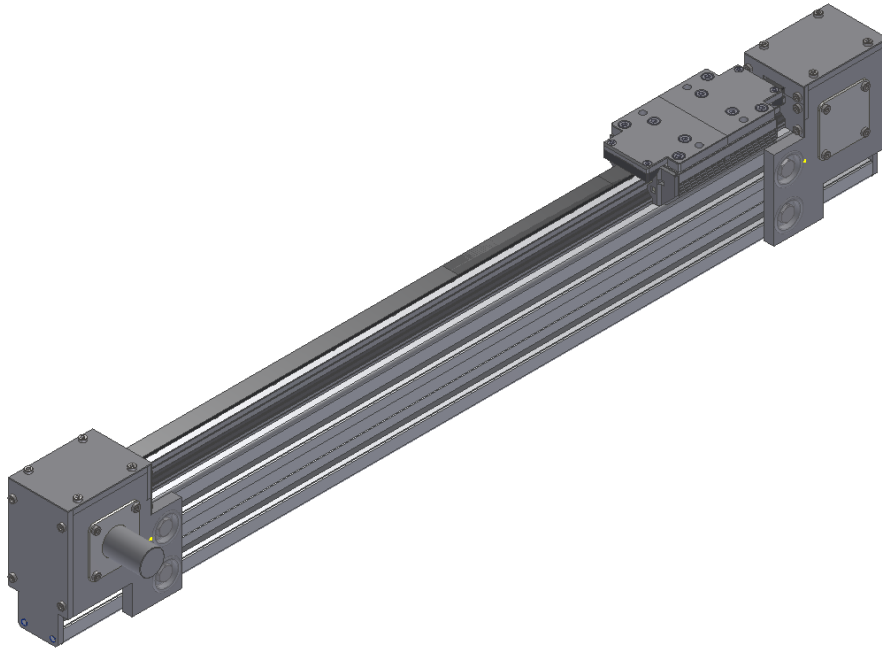
Uložení bylo voleno s ohledem na jednoduchost celé konstrukce, hladká hřídel s drážkami pro pojistné kroužky, mezi které je sevřena řemenice společně s distančními kroužky a vnitřními kroužky ložisek. Vnější kroužky ložisek jsou z vnější strany sevřeny bočnicemi koncových domků. Statická určitost je zajištěna předepsáním montážní vůle.



Obr. 60. Náčrt uložení hřídele lineární osy.

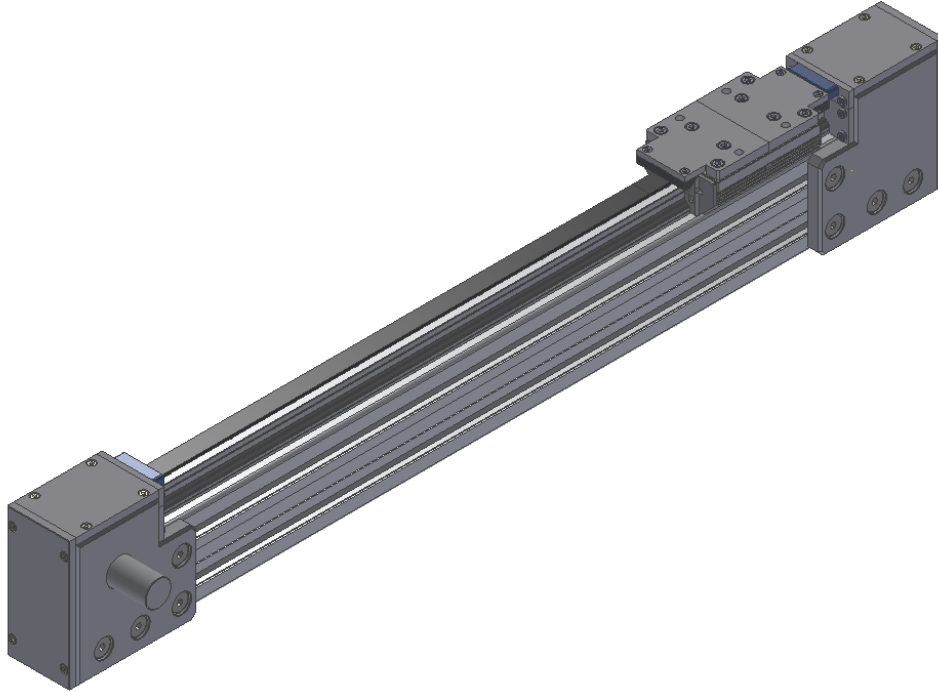
Samotná koncepce koncových domků lineární osy sestává z obrobených a následně sešroubovaných plechů různých tloušťek. Střední příčka je doplněna o obrobenou polovinu hliníkového profilu stejného průřezu tvořící jádro koncového domku. Bočnice domku sloužící k samotnému uložení komponent hřídele a je připevněna k jádru a střední příčce pomocí předepnutých šroubových spojů.

4.8 Konstrukce prototypu LO



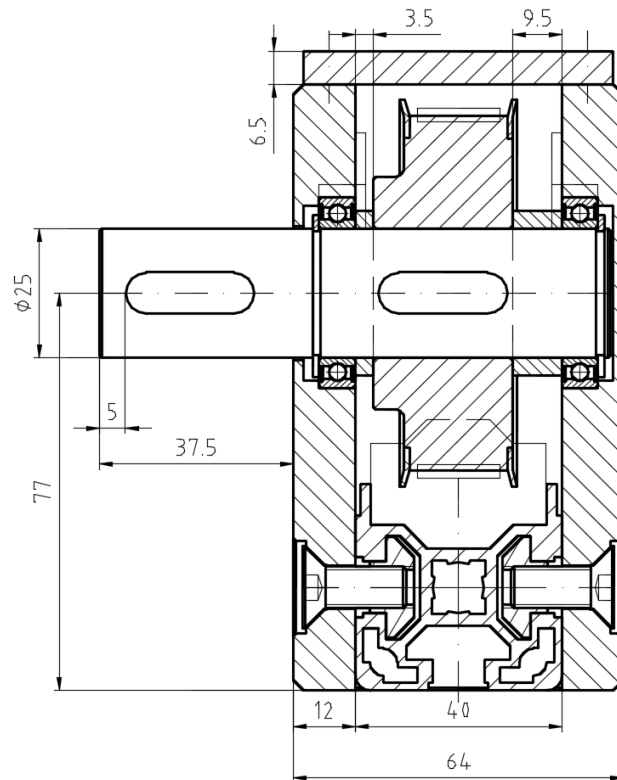
Obr. 61. 3D Vizualizace prototypu LO var. A

Postupně byly navrženy dvě vývojové varianty prototypu lineární osy. První varianta A využívala krytovaných průchozích šroubových spojů bočnice s příčkou a byla navržena s ohledem na minimalizaci celkové hmotnosti a vnějších zástavbových rozměrů LO. Tento přístup postupně vedl ke komplikované konstrukci koncových domků a omezoval možnosti předepnutí ozubeného řemene. S ohledem na zjednodušení montáže a zjednodušení procesu předepnutí byla proto navržena druhá varianta B.

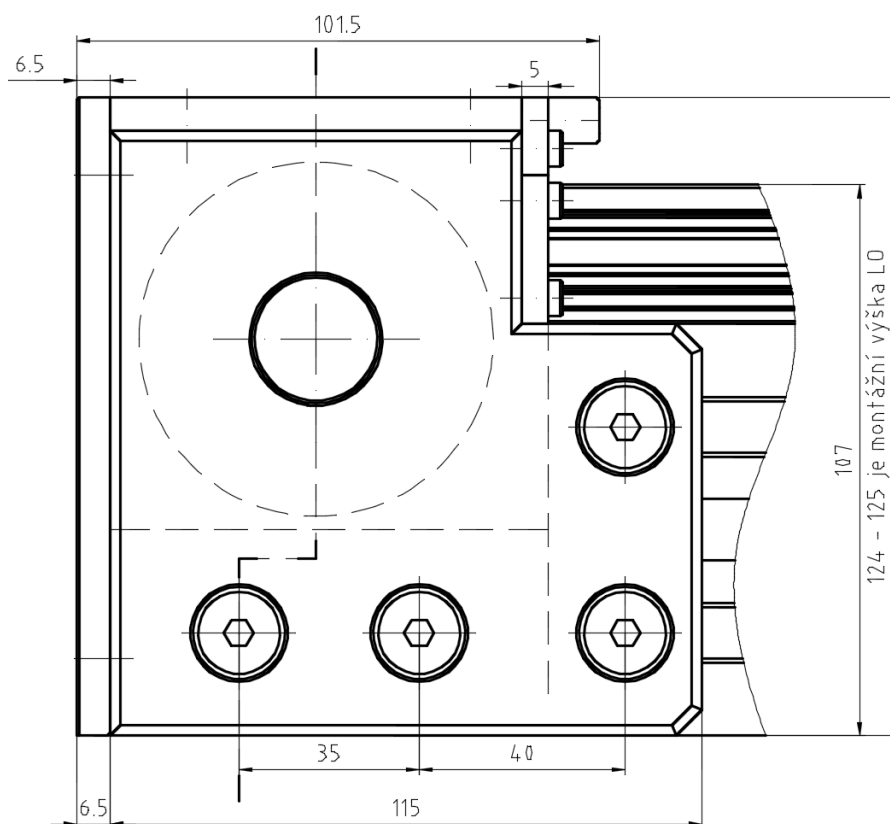


Obr. 62. 3D Vizualizace prototypu LO var. B

Varianta B upustila od použití víček pro krytování prostoru uložení hřídele a od použití průchozích šroubových spojů. Pro spojení bočnice – příčka zde slouží T-matice velikosti 10 odpovídající velikosti T-drážek v hliníkových profilech. Použití těchto matic dovoluje komfortnější montáž kdy se zkompletovaný celek hladce zasune do T-drážek střední příčky a spoje se dotáhnou dokud nedojde k vzpříčení matice v drážce. Po sešroubování je vytvořen kompaktní nosný celek, který je dále zakrytován ze všech zbývajících směrů krycími plechy. Hlavy spojovacích šroubu byly ve variantě 2 zapuštěny pod povrch krajních ploch LO, přispívá k její rozměrové kompaktnosti. Přední část domku se skládá z dvou na sebe dosedajících plechů, z nichž jeden má vybrání sloužící jako štěrbinu pro průchod řemene. Nad touto štěrbinou je umístěno tlumení dorazu LO, které je tvořeno obrobeným pryžovým hranolem spojeným s čelní deskou koncového domku pomocí roztažných insertů. Vzhledem ke kompaktní konstrukci osy a nutnosti tlumit doraz vozíku v jeho horní části bylo upuštěno od snahy použít nakupovaný tlumící prvek, tyto prvky nevyhovovaly možné zástavbové výšce tlumení. Konstrukce koncového domku je detailněji prokreslena v následující ilustraci.



Obr. 63. Detail řešení uložení hřídele v koncovém domku

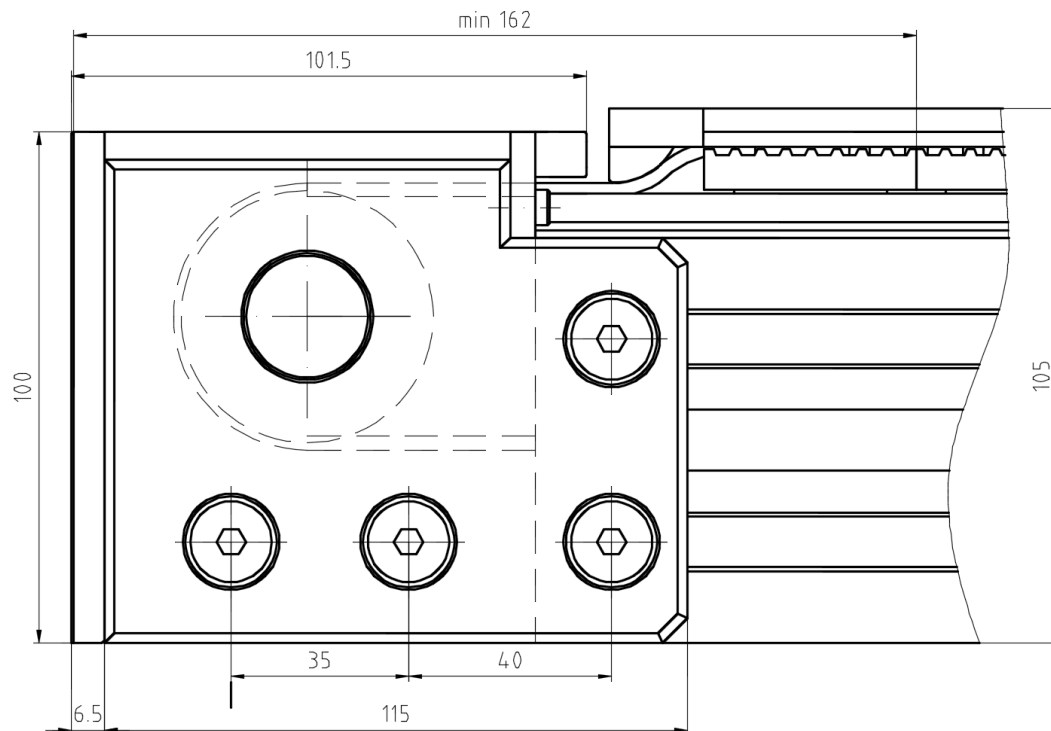


Obr. 64. Detail řešení bočnice lineární osy

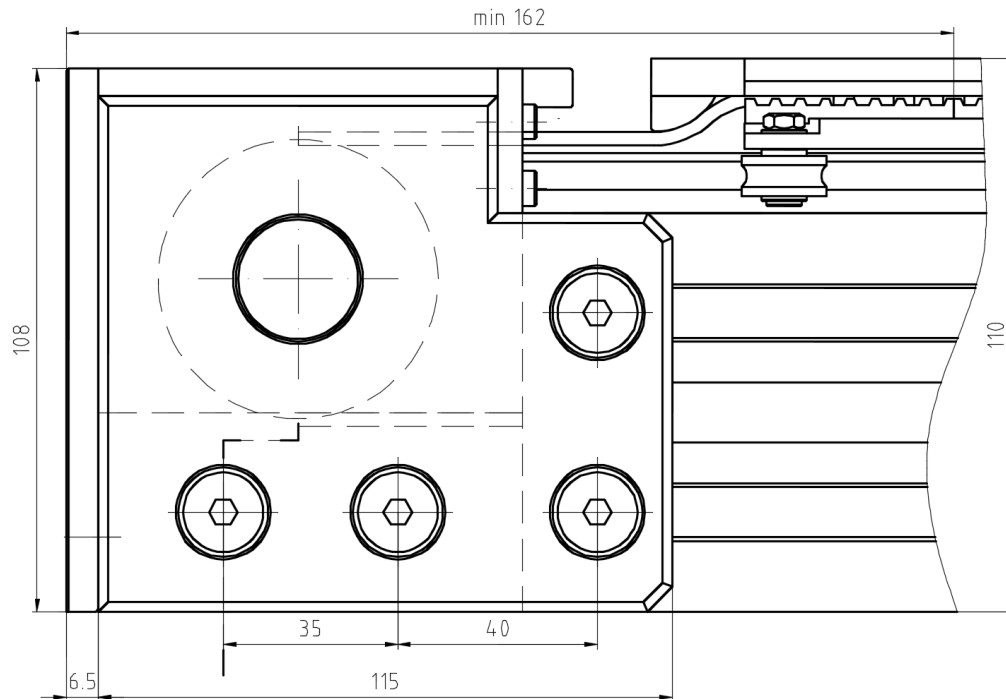
4.9 Rozměrové varianty LO při použití dalších typů vedení

Byly navrženy varianty koncových domků pro další provedení lineárních vedení, aby se maximalizovala rozměrová úspora těchto vedení oproti kompaktnímu provedení. Byly adekvátně zmenšeny i rozměry řemenic s přihlédnutím k bezproblémovému průtahu spodní větve řemene a nižším maximálním zatížením těchto vedení.

Pro použití na prototypu bez nutnosti výroby jiných koncových domků je možné tyto varianty použít s využitím vhodné zvolené distanční vložky mezi střední příčkou a kolejnicí vedení.



Obr. 65. Schéma LO s použitím DryLin N



Obr. 66. Schéma LO s použitím rolnového vedení TEA AT6

4.10 Předepnutí LO

Před začátkem provozu je třeba řemenový převod LO náležitě předepnout. Tohoto předepnutí bude dosaženo pomocí předepínacího přípravku. Předepínací přípravek je jednoduchý obrobený hranol s montážními otvory o rozchodu T-drážek boku střední příčky, s průběžným vnitřním závitem pro stavěcí šroub s vnitřním šestihranem. Během předepínání budou kotvící šrouby bočnice lehce povoleny, pomocí stavěcího šroubu bude nastaveno potřebné předpětí a poté budou kotvící šrouby opětovně dotaženy. Tato operace bude probíhat synchronně na obou stranách LO.

4.11 Návrh jednotlivých komponent prototypu

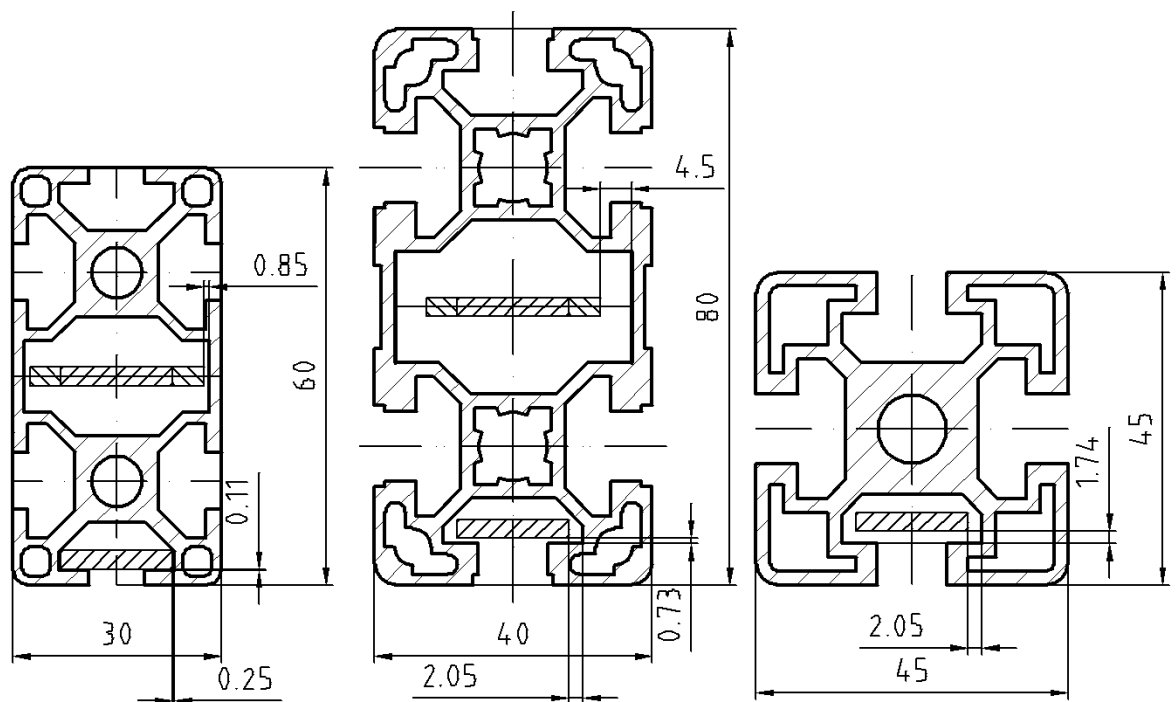
Byl proveden kompletní výpočet jednotlivých komponent LO. Výpočet byl proveden většinou ve výpočetním programu MitCalc, svěrné spojení hřídele s nábojem a pevnostní výpočet střední příčky byl proveden v MS Excel.

4.11.1 Návrh rozměru střední příčky LO

V následující kapitole bylo navrženo provedení střední příčky z taženého hliníkového profilu, byly zváženy rozměrové varianty a zvolena výsledná velikost.

Možnosti průtahu řemene jednotlivými typy AL profilu

Byly naskicovány teoretické možnosti protažení řemene dutinami AL profilů o rozměrech připadajících v úvahu jako střední nosná příčka LO vlastní konstrukce. Na obrázku jsou obrysy řemene AT05 o šířce 16 a 25 mm. [3,20]

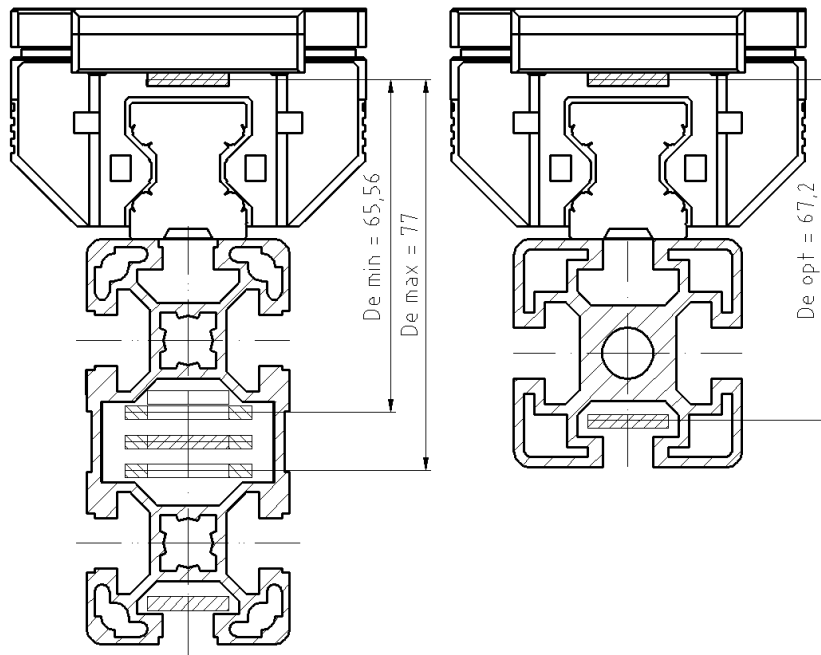


Obr. 67. Prostorové možnosti průtahu spodní větve řemene [3,20]

Jak je vidět z předcházejícího obrázku, reálná možnost použití průtahu zpětné větve řemene se naskýtá u profilů 80x40 a 45x45, respektive 90x45. U varianty 45x45 by šel řemen přivést i T-drážkou ve spodní hraně, pokud by se tato drážka zakrytovala, například elastickým krytem elektrické kabeláže.

Volba průměru ozubené řemenice s ohledem na průtah řemene

Byla provedena předběžná grafická analýza rozsahu použitelných rozměrů řemenic s ohledem na bezproblémový průtah řemene dutinou ve střední příčce. [3,20,23,24]



Obr. 68. Rozsah průměrů použitelných ozubených řemenic

Použitelné řemenice AT5 a AT10 pro předcházející rozměrové schéma jsou uvedeny v následující tabulce.

Typ AT 5 - Pro řemeny AT 5 - rozteč 5,0mm / For belts AT 5 - Pitch 5,0mm											
Zubů Teeth	Šíř.f. Width	Označení / Obj.č. Part.No.	Typ Fig.	* Mat.	De [mm]	Df [mm]	Dm [mm]	F [mm]	L [mm]	d [mm]	m [kg]
42	10	21 AT 5/42-2	6F	AL	65,60	71,00	40,00	15,00	21,00	8,00	0,180
	16	27 AT 5/42-2	6F	AL	65,60	71,00	40,00	21,00	27,00	8,00	0,205
	25	36 AT 5/42-2	6F	AL	65,60	71,00	40,00	30,00	36,00	8,00	0,284
44	10	21 AT 5/44-2	6	AL	68,80	-	45,00	15,00	21,00	8,00	0,185
	16	27 AT 5/44-2	6	AL	68,80	-	45,00	21,00	27,00	8,00	0,228
	25	36 AT 5/44-2	6	AL	68,80	-	45,00	30,00	36,00	8,00	0,315
48	10	21 AT 5/48-2	6	AL	75,15	-	50,00	15,00	21,00	8,00	0,200
	16	27 AT 5/48-2	6	AL	75,15	-	50,00	21,00	27,00	8,00	0,280
	25	36 AT 5/48-2	6	AL	75,15	-	50,00	30,00	36,00	8,00	0,400

Obr. 69. Použitelné řemenice AT5 [23]

Typ AT 10 - Pro řemeny AT 10 - rozteč 10,0mm / For belts AT 10 - Pitch 10,0mm											
Zubů Teeth	Šíř.f. Width	Označení / Obj.č. Part.No.	Typ Fig.	* Mat.	De [mm]	Df [mm]	Dm [mm]	F [mm]	L [mm]	d [mm]	m [kg]
22	16	31 AT 10/22-2	6F	AL	68,15	75,00	52,00	21,00	31,00	8,00	0,253
	25	40 AT 10/22-2	6F	AL	68,15	75,00	52,00	30,00	40,00	8,00	0,337
	32	47 AT 10/22-2	6F	AL	68,15	75,00	52,00	37,00	47,00	12,00	0,393
	50	66 AT 10/22-2	6F	AL	68,15	75,00	52,00	56,00	66,00	12,00	0,570
24	16	31 AT 10/24-2	6F	AL	74,55	83,00	58,00	21,00	31,00	8,00	0,288
	25	40 AT 10/24-2	6F	AL	74,55	83,00	58,00	30,00	40,00	8,00	0,392
	32	47 AT 10/24-2	6F	AL	74,55	83,00	58,00	37,00	47,00	12,00	0,475
	50	66 AT 10/24-2	6F	AL	74,55	83,00	58,00	56,00	66,00	12,00	0,736

Obr. 70. Použitelné řemenice AT10 [24]

Rozměrům varianty s profilem rozměru 40x80 vyhovují řemenice AT5 o počtu zubů 42, 44 a 48 a AT10 o počtu zubů 22 a 24.

Variantě s profilem 45x45 přímo nevyhovuje žádná řemenice vzhledem k omezenému průchozímu prostoru v dolní t-drážce profilu. Pro použití by se musely vložit podložky mezi kolejnici a příčku nebo řemen svést ještě více ke kolejnici.

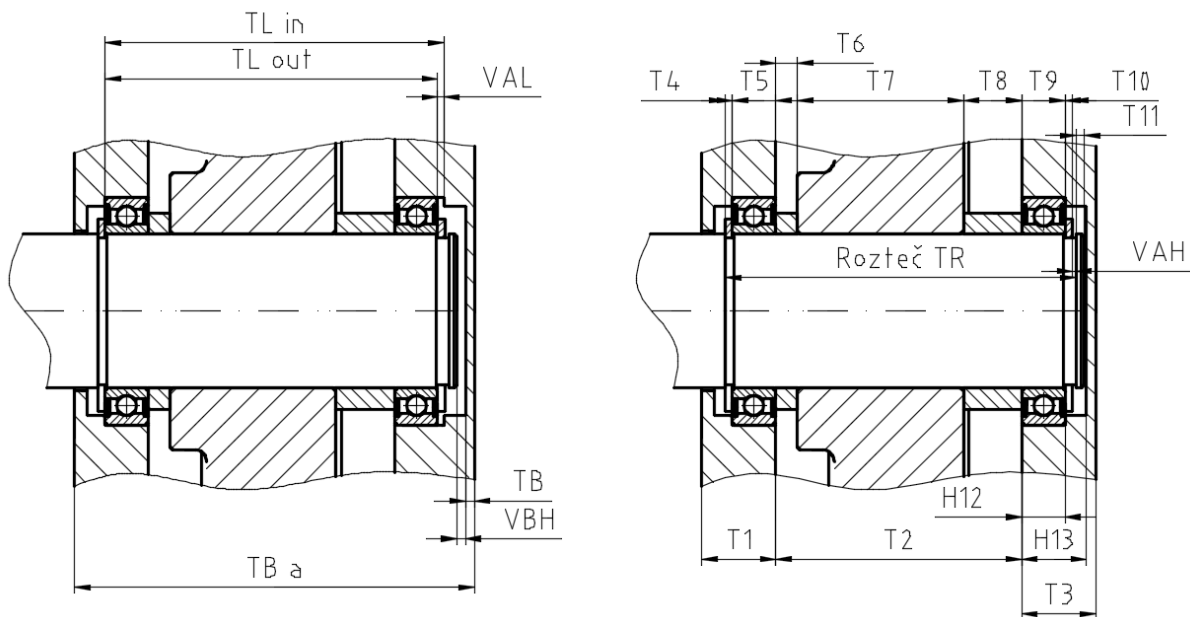
Vzhledem k větším možnostem použití a jednoduchému řešení průtahové dutiny je jako střední příčka zvolen hliníkový profil rozměru 40x80 v kombinaci s řemenicí 27 AT5 44.

4.11.2 Hřídele LO

V následující kapitole bude proveden rozměrový a pevnostní výpočet a návrh hnací a předlohové hřídele prototypu LO.

Toleranční analýza uložení hřídele LO

Aby byla zaručena smontovatelnou koncových domků LO, byla provedena rozměrová analýza uložení komponent hřídele s ohledem na její sousední prvky. Značení jednotlivých tolerovaných rozměrů bylo zavedeno dle následující ilustrace.



Obr. 71. Značení tolerančního obvodu

Předcházející ilustrace odpovídá reálné navržené geometrii dle následující tabulky (údaje jsou uvedeny v mm). Tolerance označené jako zvláštní odpovídají nenormalizované toleranci dle příslušného výrobce.

Tab. 31. Analýza rozměrového obvodu hřídele LO (hodnoty v mm)

Ozn.	Název	Jmenovitý rozměr	Tolerance	Toler. Maximální	Toler. Min.	Celk. Max.	Celk. Min.
T1	Bočnice 1	12	Vlastní	0,1	0	12,1	12
T2	Jádro AL	40	Zvláštní	0,6	0	40,6	40
T3	Bočnice 2	12	Vlastní	0,1	0	12,1	12
T4	Kroužek 1	1,2	h11	0	-0,06	1,2	1,14
T5	Ložisko 1	7	Zvláštní	0	-0,06	7	6,94
T6	Distance 3,5	3,5	h6	0	-0,008	3,5	3,492
T7	Řemenice	27	h6	0	-0,013	27	26,987
T8	Distanc 9,5	9,5	h6	0	-0,009	9,5	9,491
T9	Ložisko 2	7	Zvláštní	0	-0,06	7	6,94
T10	Kroužek 2	1,2	h11	0	-0,06	1,2	1,14
T11	Konec hřídele	1,3	Obecná	0,1	-0,1	1,4	1,2
H12	Zahloubení ložisko	7	Vlastní	0,1	0,05	7,1	7,05
H13	Zahloubení bočnice	10,5	Vlastní	0,1	0	10,6	10,5

Z rozměrového obvodu byla vypočtena potřebná tolerance rozteče drážek pro pojistné kroužky, aby byla zaručena montážní vůle po nasunutí nábojů na hřídel.

Tab. 32. Analýza rozměrového obvodu hřídele LO – vyhodnocení (hodnoty v mm)

Ozn.	Název	Jmenovitý rozměr	Tolerance	Toler. Max.	Toler. Min.	Celkový Maximální	Celkový minimální
T _{Rt}	Rozteč teoretická	56,4	Vypočtena	0	-0,37	56,4	56,13
T _{Rr}	Rozteč tolerovaná	56,4	Vlastní	0,05	0,01	56,45	56,41
V _{AH}	Vůle na hřídeli	0	Vypočtena	0,32	0,1	0,32	0,01
Vypočtené rozteče prvků							
TL _{out}	Rozteč okrajů ložisek	54	Vypočtena	0	-0,15	54	53,85
TL _{in}	Rozteč zahloubení pro ložiska	54	Vypočtena	0,8	0,1	54,8	54,1
Montážní vůle ložisek							
V _{AL}	Vůle ložisek vůči bočnici	0	Vlastní	0,05	0,1	0,95	0,1
Montážní vůle bočnice-hřídel							
V _{BH}	Vůle bočnice - hřídel	0,5	Vlastní	0,1	0,47	0,6	0,03

Axiální vůle komponent hřídele se tedy pohybuje mezi 0,01 mm až 0,32 mm což je pro účely hřídele lineárního pohonu dostatečná přesnost.

Dále byly navrženy tolerance funkčních ploch samotné hřídele s ohledem na posloupnost montáže ložisek a řemenice.

Tab. 33. Tabulka volených tolerancí jednotlivých ploch na hřídeli (hodnoty v mm)

Uložení na hřídeli LO						
Název	Tolerance	Jmenovitý rozměr	Toler. Maximální	Toler. Minimální	Celkový Maximální	Celkový minimální
Náboj						
Ložisko	SKF	25	0	0,01	25	24,99
Distance	F6	25	0,033	0,02	25,033	25,02
Hřídel						
Pod ložiskem	k5	25	0,011	0,002	25,011	25,002
Pod distancí	js6	25	0,0065	-0,0065	25,0065	24,9935
Ostatní plochy	f6	25	-0,02	-0,033	24,98	24,967

Tab. 34. Tabulka mezních hodnot vůli mezi prvky soustavy (hodnoty v mm)

Vůle - popis	Vůle _{min}	Vůle _{max}
Distance - hřídel pod ložiskem	0,009	0,031
Hřídel - ložisko	-0,021	-0,002
Ložisko - ostatní plochy	0,01	0,023
Distance - ostatní plochy	0,04	0,053

Uložení bylo zkontrolováno s ohledem na mezní stavy rozměrových tolerancí, aby byla zaručená smontovatelnost a hladký přechod díry ložiska přes ostatní plochy hřídele a řemenice a distančních pouzder přes plochy lícované dle doporučení SKF pro uložení ložisek.

Pevnostní výpočet hřídelí LO

Při návrhovém pevnostním výpočtu hnací a předlokové hřídele byla uvažována reálná geometrie kromě technologických zápichů oddělovací plochy s rozdílnou drsností povrchu. Zahrnuty byly drážky pro pera a zápichy pro hřídelové kroužky. Při výpočtu byla zvolena pesimističtější varianta povrchu hřídele „soustruženo“ s drsností Ra 1,6. Bylo zvoleno zatížení momentem 22,8 Nm, který dovoluje přetržení řemene Synchronbelt AT05 o šířce 16 mm. Jako materiál hřídele byla uvažována konstrukční ocel 11500 / E295. Hřídele byly pro výpočet zatíženy krouticím momentem a ohybovou silou rovnou předepínací síle ozubeného řemene.

Tab. 35. Přehledová tabulka výpočtů hřídelí LO

Hnací hřídel LO			Předloková hřídel LO		
Parametry výpočtu			Parametry výpočtu		
Přenášený výkon	0,66	kW	Přenášený výkon	0	kW
Otáčky hřídele	272,2	/min	Otáčky hřídele	272,2	/min
Krouticí moment	23,16	Nm	Krouticí moment	0	Nm
Zatížení hřídele	Střídavý krut + Ohyb		Zatížení hřídele	Ohyb	
Ohybová síla F_{hh}	1920	N	Ohybová síla F_{hp}	2428,3	N
Průměr hřídele	25	mm	Průměr hřídele	25	mm
Materiál hřídele	E295/11500		Materiál hřídele	E295/11500	
Výsledky výpočtu			Výsledky výpočtu		
Max. red. Napětí	27,4	N/mm ²	Max. red. Napětí	20,9	N/mm ²
Min. stat. Bezpečnost	8,93	-	Min. stat. Bezpečnost	10,51	-
Min. dyn. Bezpečnost	10,18	-	Min. dyn. Bezpečnost	---	-
Max. průhyb	0,0033	mm	Max. průhyb	0,004	mm
Max. zkrut	0,0245	°	Max. zkrut	0	°
Naklopení pod lož.	0,004	°	Naklopení pod lož.	0,005	°

Jak vyplývá z přehledové tabulky, hřídele jsou pro použití v prototypu dostatečně předdimenzované a jejich průměr byl volen s ohledem na únosnost spojení hřídele s nábojem běžným těsným perem.

Dále byly vypočteny maximální hodnoty kombinace zatížení momentem a ohybovou silou, které hřídel snese s minimální velikostí dynamické bezpečnosti 1,5. Této hodnoty bezpečnosti je dosaženo při zatížení obvodovou silou 3219 N a tomu odpovídající předepínací silou na řemenu 3541 N. Moment na hřídeli je v tom případě 111 Nm a odpovídá síle přetržení řemene 6146 N.

4.11.3 Spojení hřídelí s řemenicemi

Vzhledem k ekonomické dostupnosti bylo zvoleno spojení hřídelí s náboji pomocí běžných těsných per velikosti 8x7 o délce 25 mm. Délka per byla omezena šířkou náboje dodávané řemenice.

Tab. 36. Přehledová tabulka výpočtů spojením těsným perem

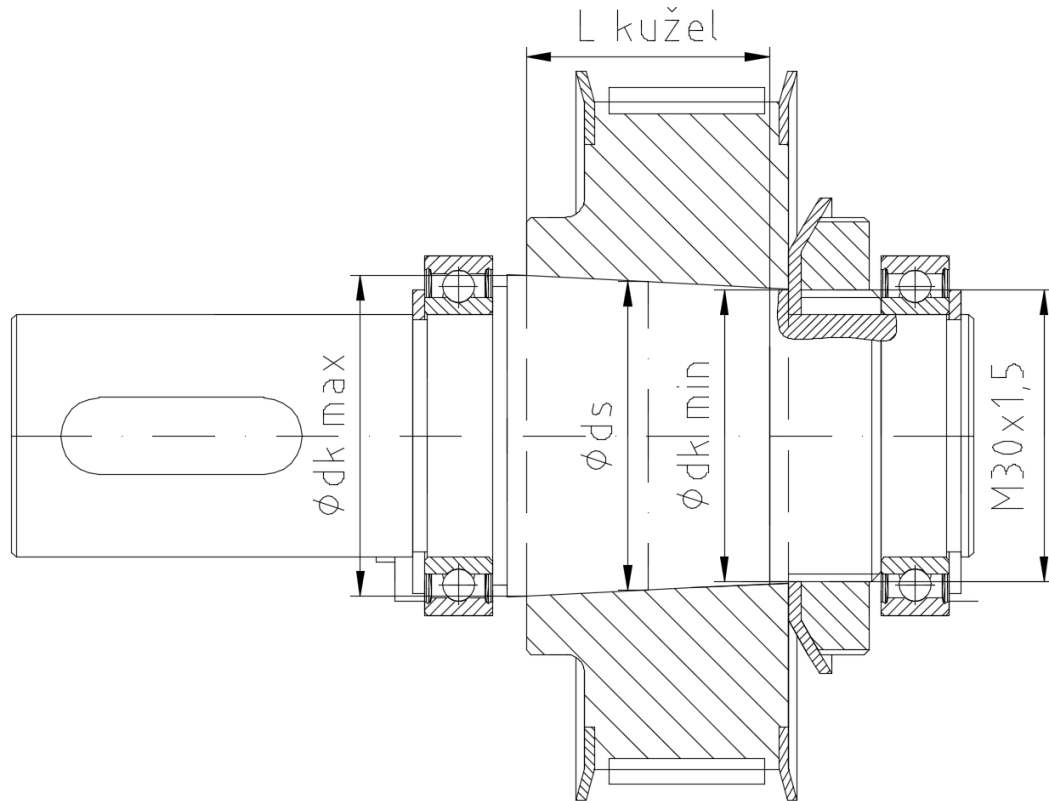
Parametry výpočtu			Parametry náboje		
Přenášený výkon	0,33	kW	Materiál	AL Slitina	
Otáčky hřídele	136,1	/min	R _r min	250	N/mm ²
Kroutící moment	22,81	Nm	Tlak dovolený	90	N/mm ²
Provoz	Obousměrný		Napětí ve smyku	100	N/mm ²
Životnost	3200	hodin	Parametry pera		
Typ spoje	Pevný		Materiál	E335/11600	
Parametry hřídele			R _r min	600	N/mm ²
Materiál	E295/11500		Tlak dovolený	200	N/mm ²
R _r min	470	N/mm ²	Napětí ve smyku	275	N/mm ²
Tlak dovolený	130	N/mm ²	Pevnostní kontroly - bezpečnosti		
Napětí ve smyku	306	N/mm ²	Hřídel na krut	9,6	-
Průměr hřídele	25	mm	Pero na otláčení	2,09	-
Velikost pera	8x7	mm	Otláčení drážky hř.	1,36	-
Délka pera	25	mm	Otláčení drážky náboj.	1,2	-

Dále byly vypočteny maximální přenositelné hodnoty momentového zatížení spojení těsným perem. Byly vypočteny i maximální možné parametry tažné síly osy a celkové síly řemene na přetržení. Byla vypočtena i varianta se dvěma pery po 120°. Pro vyšší zatížení by již musel být uvažován svěrný typ spoje.

Tab. 37. Tabulka maximálních únosností variant spojení pomocí pera.

Pero 8x7 1ks			Pero 8x7 2ks		
M _{k max}	27	Nm	M _{k max}	40	Nm
Pro životnost 3200 hodin			Pro životnost 3200 hodin		
F _{p max}	869	N	F _{p max}	1292	N
F _{u max}	790	N	F _{u max}	1174	N
F _{max}	1658	N	F _{max}	2466	N

Jak je vidět z přehledových tabulek, je spojení hřídele s nábojem řemenice jedním z nejslabších článků celé konstrukce LO. Byla tedy navržena únosnější alternativa spojení svěrným spojem, kdy spojení zajišťuje funkční kuželová plocha na hřídeli i náboji, předepnutá KM maticí s MB podložkou o velikosti 6 (závit na hřídeli M30x1,5).



Obr. 72. Návrh kuželového svěrného spoje

Tab. 38. Parametry funkční kuželové plochy

Kužel	1/10		
Velký průměr kužele	$d_{k \max}$	33	mm
Malý průměr kužele	$d_{k \min}$	30,5	mm
Střední průměr kužele	d_s	31,75	mm
Délka kužele	$L_{\text{kužel}}$	25	mm
Úhel povrchu kužele	β	0,05	rad
	β	2,8	°
	$\text{tg } \beta$	0,05	

Tab. 39. Parametry voleného předepínacího závitu

Závit	M30x1,5		
Průměr jádra závitu	d_3	28,16	mm
Rozteč	P	1,50	mm
Malý průměr závitu	d_1	28,37	mm
Střední průměr závitu	d_2	29,02	mm

Svěrný spoj byl dimenzován na přenos maximální obvodové síly nejúnosnějšího řemene v rešeršní části kdy $F_{u \max} = 11000\text{N}$. Cílená bezpečnost svěrného spoje byla stanovena na 1,5.

Moment přenesený svěrným spojem je tedy [38]:

$$M_{k \max} = F_{u \max} \cdot \frac{D_w}{2} \quad (50)$$

$$M_t = M_{k \max} \cdot k_t \quad (51)$$

Kde

D_w	je roztečný průměr řemenice	[mm]
$M_{k \max}$	je teoretický maximální moment na řemenici	[Nmm]
k_t	je požadovaná bezpečnost spoje	[1]
M_t	je moment, na který je dimenzován spoj	[Nmm]

Tab. 40. Výpočet momentových poměrů ve svěrném spoji

Mk předpokládaný		
$F_{u \max}$	11000	N
D_w řemenice	68,8	mm
$M_{k \max}$	378400	Nmm
Výpočet M_t		
k	1,5	-
M_t	567600	Nmm

Potřebný tlak ve svěrném spoji p_{spoj} vypočteme jako:

$$tg\varphi = f_{al-ocel} = 0,61 \quad (52)$$

$$p_{spoj} = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot d_s^2 \cdot L_{kužel} \cdot tg\varphi} \quad (53)$$

Kde:

$f_{al-ocel}$ je součinitel tření ve svěrném spoji [1]

$tg\varphi$ je třecí úhel ve svěrném spoji [1]

Bezpečnost vůči otláčení k_p je tedy:

$$k_p = \frac{p_d \text{ hliník}}{p_{spoj}} \quad (54)$$

Kde:

p_d hliník je dovolený kontaktní tlak ve svěrném spoji [N/mm²]

Tab. 41. Výpočet bezpečnosti svěrného spoje

Tlak ve spoji pro přenos M_t		
p_{spoj}	23,5	N/mm ²
p_d hliník	83	N/mm ²
k_p	3,5	-

Potřebné montážní předpětí Q_o [38]:

$$Q_o = p_{\text{spoj}} \cdot \text{tg}(\varphi + \beta) \cdot \pi \cdot d_s \cdot L_{\text{kužel}} \quad (55)$$

Tab. 42. Výpočet montážního předpětí svěrného spoje

Potřebné montážní předpětí šroubu		
Q_o	1783,27	N

Utahovací moment M_{KK} pro vyvození Q_o je [38,39]:

$$M_{KK} = M_{KZ} + M_{TM} = Q_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') + Q_o \cdot f_M \cdot \rho_M \quad (56)$$

$$\text{tg } \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (57)$$

$$\text{tg } \varphi' \doteq f' \doteq 0,15 \quad (58)$$

$$f_M = (0,1 - 0,12) = 0,11 \quad (59)$$

$$\rho_M = \frac{a_s + \delta}{4} \quad (60)$$

$$\delta = d_{3 \text{ matice}} + (1 - 2) \text{mm} \quad (61)$$

Kde:

M_{KK} je utahovací moment matice [Nmm]

M_{KZ} je moment v dřívku šroubu při utahování [Nmm]

M_{TM} je třecí moment pod maticí [Nmm]

γ	je úhel stoupání závitu	[°]
φ'	je třecí úhel závitu	[°]
f'	je koeficient tření v klínové drážce	[1]
f_M	je koeficient tření pod maticí	[1]
ρ_M	je třecí poloměr matice	[mm]
a_δ	je úhlopříčka šestihranu matice	[mm]
δ	je výpočetní koeficient třecího poloměru	[mm]

Tab. 43. Výpočet utahovacího momentu

Utahovací moment matice		
M_{KK}	7691,56	Nmm
M_{KZ}	4307,81	Nmm
M_{TM}	3383,75	Nmm
f_M	0,11	-
ρ_M	17,25	mm
δ	31	mm
$d_{3\text{ matice}}$	38	mm

Pevnostní kontrola závitu pro požadované zatížení kombinací krutu s tahem [38]:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{Qo}^2 + 3\tau^2} \quad (62)$$

$$\sigma_{Qo} = \frac{Q_o}{S_3} \quad (63)$$

$$\tau = \frac{M_{KZ}}{W_{k3}} \quad (64)$$

$$k_{\sigma RED} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{RED}} \quad (65)$$

Kde:

σ_{Qo} je napětí v tahu od montážního předpětí [N/mm²]

τ je napětí v krutu [N/mm²]

S_3 je plocha jádra závitu [mm²]

W_{k3} je modul jádra závitu v krutu [mm³]

σ_{kt} je napětí v tahu na mezi kluzu materiálu [N/mm²]

σ_{RED} je redukované napětí [N/mm²]

$k_{\sigma RED}$ je bezpečnost vůči mezi kluzu při působení σ_{RED} [1]

Tab. 44. Kontrolní výpočet závitu hřídele

Závitové zakončení (Krut+tah)		
S ₃	622,81	mm ²
σ_{Qo}	2,86	N/mm ²
Tau	0,98	N/mm ²
σ_{RED}	3,47	N/mm ²
$k_{\sigma RED}$	74,87	-

4.11.4 Životnost ložisek LO

Byl proveden životnostní návrh ložisek SKF 61805 při podmínce minimální životnosti 3200 hodin provozu. Byla vypočtena modifikovaná životnost ložisek při zohlednění působení přídavných sil od řemenového převodu a provozní viskozity celoživotní mazací náplně SKF MT47 pro ložiska s těsněním s provozní viskozitou o velikosti 183 mm²/s při předpokládané teplotě okolí 25°C. Radiální zatížení ložiska bylo zvoleno jako střední hodnota poloviny zatížení předlohové hřídele ($F_{hh}/2$).

Tab. 45. Přehledová tabulka výpočtu trvanlivosti ložisek

Parametry výpočtu		
Typ ložiska	SKF 61805	
Otáčky hřídele	229	/min
F radiální	960	N
F axiální	0	N
Souč. příd sil	1,2	N
Průměr hřídele	25	mm
Průměr ložiska	37	mm
Šířka ložiska	7	mm
Vztažná viskozita	77	mm ² /s
Provozní viskozita	183	mm ² /s
Výsledky výpočtu		
F radiální min	17,39	N
Základní trvanlivost	3946	hod
Modif. trvanlivost	4297	hod

Dále byla vypočtena maximální hodnota radiálního zatížení ložiska, aby byla dodržena minimální trvanlivost 3200 hodin. Modifikovaná trvanlivost byla spočtena za předpokladu vysoké čistoty maziva při předpokládané spolehlivosti 98%. Maximální radiální zatížení je v tomto případě 1029 N na jedno ložisko.



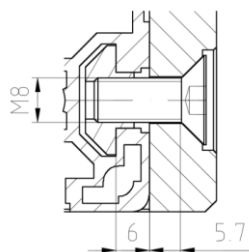
Tab. 46. Maximální hodnoty zatížení osy s uvažovaným ložiskem

$F_{rad\ max}$	1029	N
$F_{p\ max}$	778	N
$F_{u\ max}$	707	N
F_{max}	1351	N

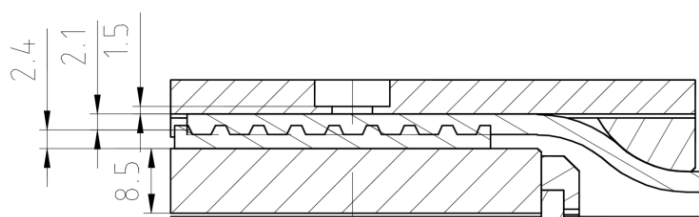
4.11.5 Předepjatá šroubová spojení

Byly vypočteny exponované šroubové spoje na prototypu LO. Jedná se o šrouby spojující bočnici se střední příčkou, přenášející předepínací sílu zajišťující provozní předpětí řemene a stahovací šrouby vozíku LO, jenž jsou tečně zatíženy aktuální silou ozubeného řemene a zajišťují kompaktnost konstrukce vozíku. Kritický element šroubového spoje na vozíku je upevňovací deska položená na hladké ploše neupravené desky vozíku Franke FDA 25. Geometrie spojů je uvedena níže

Kotvicí šroub bočnice LO



Stahovací šroub vozíku LV

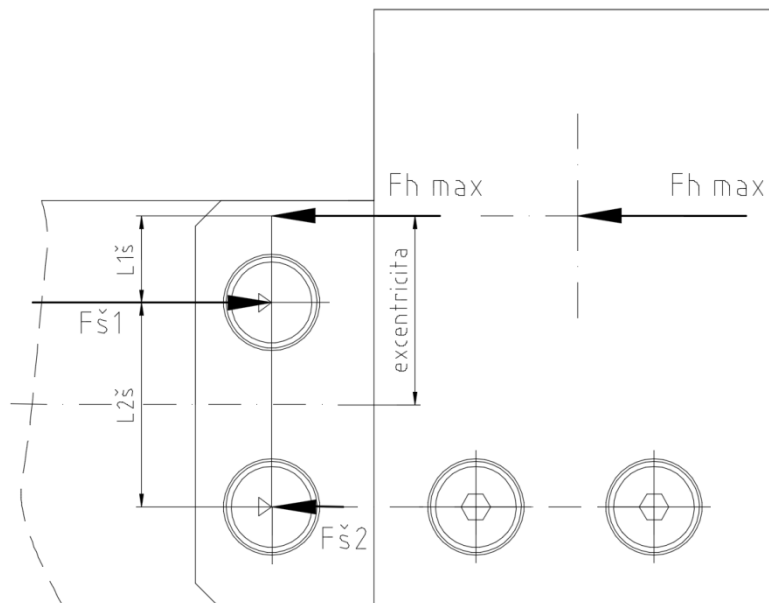


Obr. 73. Rozměry předepjatých šroubových spojů

Byly provedeny výpočty pro silová zatížení při maximálním tahu řemene AT5 šířky 16mm.

Kotvicí šroub bočnice LO

Byl vypracován rozbor zatížení kotvicích šroubů bočnic LO zajišťujících jejich pevné spojení se střední příčkou LO. Silový rozbor byl řešen silovou a momentovou rovnováhou na nosníku promítnutém do roviny vytyčené šrouby s posunutou předepínací silou F_p . Systém je řešen ve stavu kdy předepínací sílu přenáší jen první řada šroubů bez zapření střední příčky do jádra koncových domků, tedy je na straně bezpečnosti. Teoretický nosník je uvažován jako staticky určitý s ohledem na vůle ve šroubových spojích.



Obr. 74. Silový rozbor namáhání kotvicích šroubů

Tab. 47. Parametry silového rozboru

$F_{hp \max}$	2428,32	N
L_{1s}	17	mm
L_{2s}	40	mm
F_{s1}	1730,18	N
F_{s2}	516,02	N

Kde hodnoty zatížení jednotlivých šroubů odpovídají následujícím výpočtům:

$$F_{s1} = \frac{F_{hp \max} / 2 \cdot (L_{1s} + L_{2s})}{L_{2s}} \quad (66)$$

$$F_{s2} = |F_{hp \max} / 2 - F_{s1}| \quad (67)$$

Pro vypočtenou maximálního zatížení F_s byl proveden výpočet předepjatého šroubového spojení.

Tab. 48. Výpočty spojovacího šroubu bočnice

Šroub Příčka - bočnice $F_{s1}=1730,18\text{N}$		
Typ zatížení	Kolmé k ose šroubu	
Průběh zatížení	Statické	
F osová	0	N
F radiální	1730,18	N
Popis geometrie spoje		
Počet sevř. částí	2	ks
Sevřená výška	11,7	mm
Část 1		
Délka 1	5,7	mm

Materiál 1	11500	
Část 2		
Délka 2	6	mm
Materiál 2	Hliník	
Vlastnosti šroubu		
Pevnostní třída	8.8	
Velikost závitu	M8	
Typ závitu	Hrubý	
Tvar hlavy šroubu	Kuželová plocha	
Výsledky výpočtu		
Tuhost šroubu	438980	N/mm
Tuhost sevř. Částí	9600092	N/mm
Montážní předpětí	8171	N
Utahovací moment	12,64	Nm
Provozní předpětí	4254,84	N
Bezp. Proti posunutí	1,5	-
Pevnostní kontrola		
SIGMA tah	129,58	N/mm ²
TAU krut	114,56	N/mm ²
SIGMA red	291,85	N/mm ²
Bezpeč. Na kluzu	2,19	-

Dle předcházejícího výpočtu byl proveden inverzní výpočet maximální možné síly F_{s1} aniž by došlo k překročení minimální hodnoty bezpečností 1,5. Byly vypočteny také této síle odpovídající maximální parametry použitelného řemene. Tyto parametry je možno zdvojnásobit použitím bočnice s druhou řadou kotvicích šroubů.

Tab. 49. Maximální parametry LO pro navržené šroubové spojení bočnice

$F_{\max 1s}$	1848	N
Bezpečnost proti mezi kluzu	1,5	[1]
Bezpečnost proti posunutí	1,5	[1]
$F_{p \max}$	778	N
$F_{u \max}$	708	N
F_{\max}	1351	N

Stahovací šroub vozíku LV

Stahovací šrouby vozíku LO byly vypočteny jako šroubové spoje zatížené tečně jednou čtvrtinou celkové síly na řemenu. Pro řemen použitý u prototypu se jedná o sílu o velikosti 315 N.

Tab. 50. Výpočty spojovacího šroubu vozíku

Šroub vozík - Fš=1260/4 N		
Typ zatížení	Kolmé k ose šroubu	
Průběh zatížení	Pulzující	
F osová	0	N
F radiální	315	N
Popis geometrie spoje		
Počet sevř. částí	4	ks
Sevřená výška	14,5	mm
Část 1		
Délka 1	1,5	mm
Materiál 1	11500	
Část 2		
Délka 2	2,1	mm
Materiál 2	Polyurethan	
Část 3		
Délka 3	2,4	mm
Materiál 3	Hliník	
Část 4		
Délka 4	8,5	mm
Materiál 4	11500	
Vlastnosti šroubu		
Pevnostní třída	8.8	
Velikost závitu	M5	
Typ závitu	Hrubý	
Tvar hlavy šroubu	Mezikruhová plocha	
Výsledky výpočtu		
Tuhost šroubu	163154	N/mm
Tuhost sevř. Částí	1000	N/mm
Montážní předpětí	1034	N
Utahovací moment	1	Nm
Provozní předpětí	1006,17	N
Bezpeč. Proti posunutí	1,501	-
Pevnostní kontrola		
SIGMA tah	79,31	N/mm ²
TAU krut	37,91	N/mm ²
SIGMA red	176,67	N/mm ²
Bezpeč. Na kluzu	3,62	-

Tab. 51. Maximální parametry LO pro navržené šroubové spojení vozíku

$F_{\max 1š}$	1103	N
Bezpečnost proti mezi kluzu	1,5	-
Bezpečnost proti posunutí	1,5	-
$F_{p \max}$	4412	N
$F_{o \max}$	4010,9	N
F_{\max}	8422,9	N

4.11.6 Pevnostní kontrola střední příčky LO

Střední příčka lineární osy je namáhána působením předepínacích sil F_p na oba konce příčky a dále svislým a bočním silovým zatížením jezdce lineárního vedení (F_y, F_z). Pevnostní návrh byl proveden jako pevnostní řešení vzpěru s ohybem.

Střední příčka je tažený profil Bosch Rexroth o rozměru 80x40 mm o délce 660 mm z hliníkové slitiny EN AW 6060 o následujících parametrech:

Tab. 52. Přehledová tabulka fyzikálních parametrů příčky LO [3]

Parametry AL profilu			
Polární moment	J_{xy}	634000	mm ⁴
	J_{xz}	173000	mm ⁴
Modul v ohybu	$W_{o_{xy}}$	15900	mm ³
	$W_{o_{xz}}$	8700	mm ³
Plocha	A	990	mm ²
Smluvní mez kluzu	$R_{p0,2}$	195	N/mm ²
hmotnost na mm	m'	0,0069	kg/mm
Modul pružnosti	E	70000	N/mm ²

Výpočet byl pojat návrhově s ohledem na únosnost prototypu, výsledkem tedy nebyla reálná bezpečnost prototypu, ale závislost dovolené kombinace svislé a boční síly zatížení s ohledem na zvolenou hodnotu bezpečnosti, předepínací síly a velikosti nepodepřené délky LO s ohledem na průhybové účinky zatížení.

Výpočet ohybového momentu byl proveden ve dvou rovinách (XY a ZX), byly vyjádřeny jím odpovídající ohybová napětí, ta byla sečtena a k nim bylo přičteno napětí tlakové od předepínacích sil. Bezpečnost minimální byla volena 2. Pro účely orientačního výpočtu byly použity pro výpočet hodnot průhybů empirické výpočtové vzorce.[36,37]

$$k \cdot \sigma_{kt} = \sigma_{o_{XY}} + \sigma_{o_{ZX}} + \sigma_t = \frac{M_{o_{XY}}}{W_{o_{XY}}} + \frac{M_{o_{ZX}}}{W_{o_{ZX}}} + \frac{F_{hp \max}}{A} \quad (68)$$

Kde:

k	je bezpečnost vůči mezi kluzu	[1]
σ_{oXY}	je ohybové napětí v rovině X-Y	[N/mm ²]
σ_{oZX}	je ohybové napětí v rovině Z-X	[N/mm ²]
σ_t	je napětí od tahové složky namáhání	[N/mm ²]
M_{oXY}	je ohybový moment v rovině X-Y	[Nmm]
M_{oZX}	je ohybový moment v rovině Z-X	[Nmm]

$$M_{oXY} = F_{hp\ max} \cdot e + F_y \cdot L/2 + F_{hp\ max} \cdot y_{\max XY} \quad (69)$$

$$y_{\max XY} = y_{q0} + y_M + y_{Fy} = \frac{5 \cdot m' \cdot g \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot J_{xy}} + 2,0,064 \cdot \frac{F_{hp\ max} \cdot e \cdot L^2}{E \cdot J_{xy}} + \frac{F_y \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J_{xy}} \quad (70)$$

$$M_{oZX} = F_z \cdot L/2 + F_{hp\ max} \cdot y_{\max ZX} \quad (71)$$

$$y_{\max ZX} = y_{Fz} = \frac{F_z \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J_{zx}} \quad (72)$$

Kde :

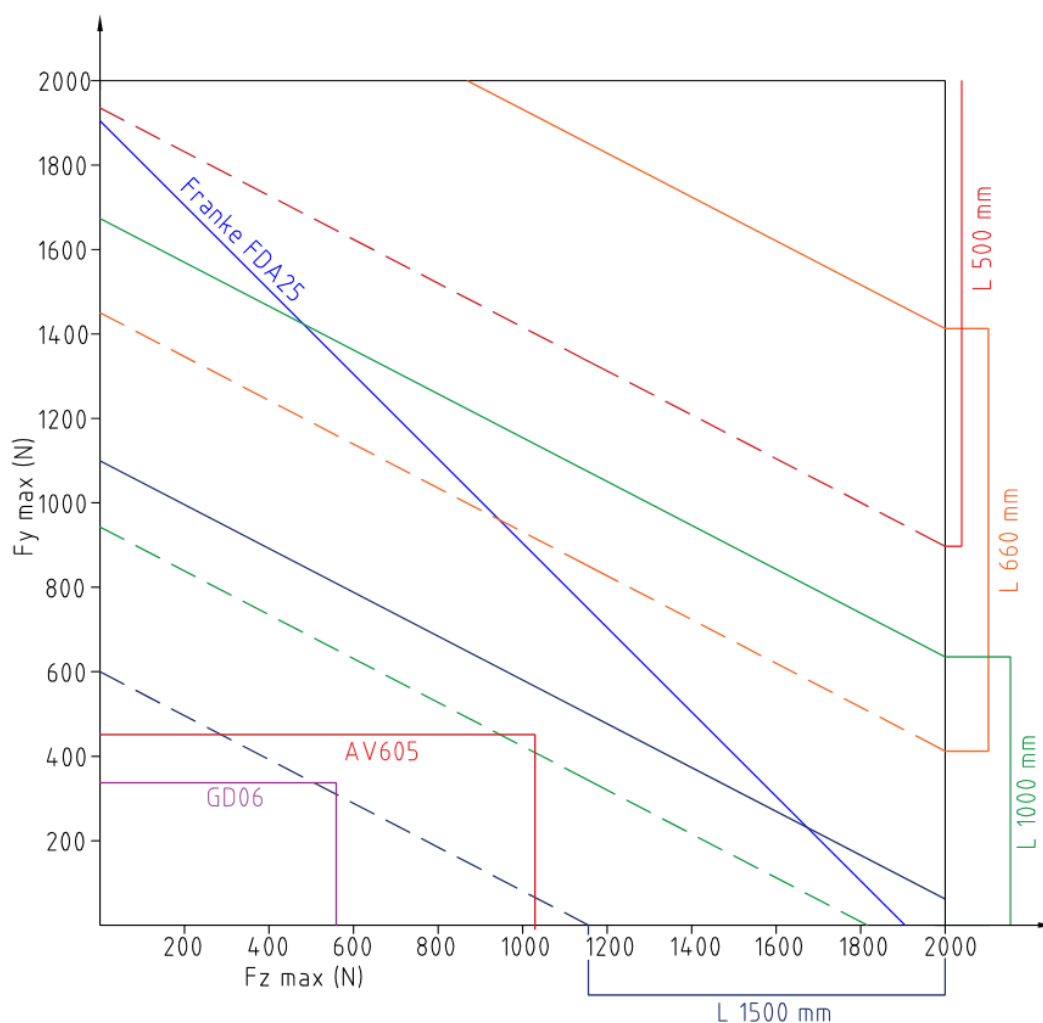
e	je excentricita F_{hp} vzhledem k ose příčky	[mm]
L	je nepodepřená délka střední příčky	[mm]
$y_{\max XY}$	je maximální průhyb příčky v rovině X-Y	[mm]
y_{q0}	je průhyb příčky od vlastní tíhy	[mm]
y_M	je průhyb od momentového zatížení konců příčky	[mm]
y_{Fy}	je průhyb od působení F_y	[mm]
$y_{\max ZX}$	je maximální průhyb příčky v rovině Z-X	[mm]
y_{Fz}	je průhyb od působení F_z	[mm]

Po dosazení jednotlivých částí do základní rovnice napětí dostáváme předpis pro výpočet F_z jako funkce F_y , délky L a zatížení od hřídelí $F_{hp\ max}$.



$$F_z = \left[k \cdot \sigma_{kt} - \frac{M_{OXY}}{W_{OXY}} - \frac{F_{hp \max}}{A} \right] / \left[L/2 \cdot \frac{F_{hp \max} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J_{zx}} \right] \quad (73)$$

Pro každou velikost nepodepřené délky byly vypočteny maximální velikosti sil pro nejnižší a nejvyšší předepínací sílu v rešeršní části této práce. Tímto výpočtem vznikly dvě horní meze kombinace napětí pro danou nepodepřenou délku.



Obr. 75. Pracovní diagram zatížení střední přičky

Z výše uvedeného diagramu vyplývá omezení pro maximální nepodepřenou délku LO, kdy může LO fungovat, jako samonosná osa se pohybuje kolem hodnoty 500 mm pro předepnutí silou 12100 N. Pro předepínací sílu prototypu je dimenzace střední přičky naprosto dostačující.

4.12 MKP výpočet vybraných komponent LO

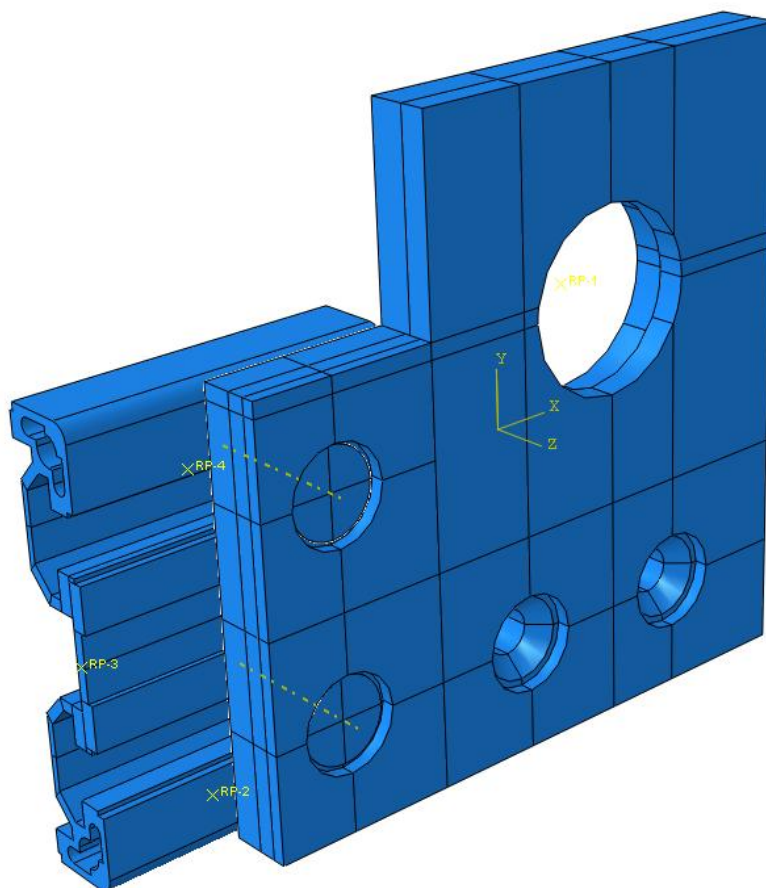
Byl proveden výpočet metodou konečných prvků v SW Abaqus 6.12 pro vybrané komponenty LO. Tomuto výpočtu byla podrobena bočnice koncového domku LO a střední příčka s kolejnici lineárního vedení.

4.12.1 MKP výpočet bočnice LO

Jako první byla konečně-prvkové analýze podrobena sestava bočnice koncového domku prototypu LO.

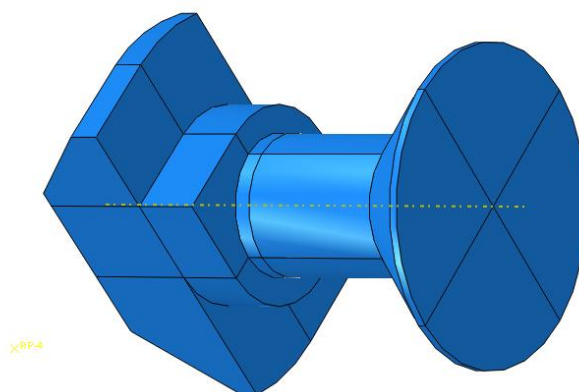
Výpočtový model bočnice

Byla vytvořena zjednodušená výpočetní sestava bočnice koncového domku LO společně s kotvicími šrouby a částí střední příčky pro účely ověření chování spojovacích prvků a kontaktních ploch pod provozním zatížením.



Obr. 76. Vizualizace MKP sestavy bočnice

Byly vymodelovány zjednodušené modely spojovacích šroubů a matic, kontaktní plocha respektuje velikost středního průměru závitu, geometrie byla adekvátně zjednodušena za účelem zjednodušení budoucího síťování.



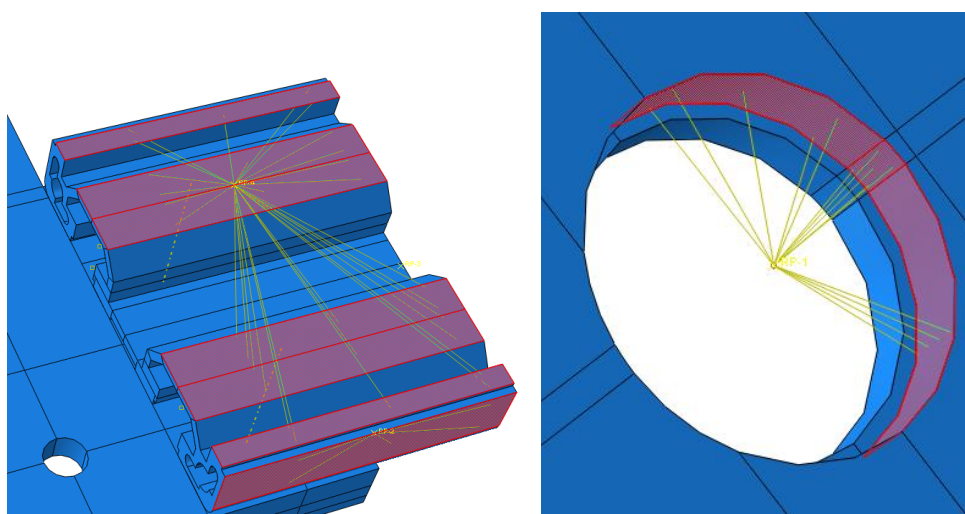
Obr. 77. Detail modelu sestavy spojovacích prvků

Parametry MKP výpočtu bočnice

Byly zvoleny materiálové charakteristiky a byly zaneseny do výpočtu. Byly definovány vhodné typy kontaktů mezi jednotlivými částmi sestavy, Dotyk byl definován jako třecí kontakt typu Surface-Surface s odpovídajícím koeficientem tření. Dotyk mezi závitů matice a šroubu byl definován jako pevná vazba typu Tie.

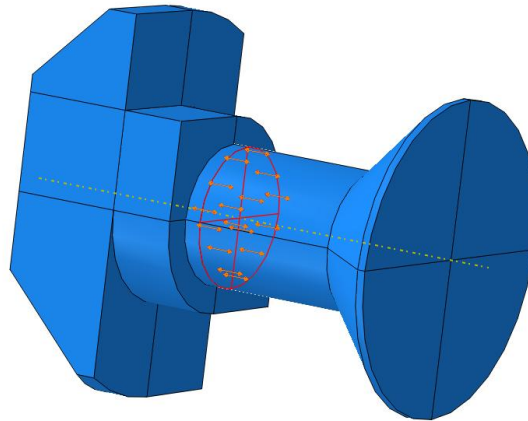
Uložení výpočetní sestavy bylo zvoleno jako vetknutí referenčních bodů spojených vazbou Coupling s vhodným povrchem. Vetknuty byly okrajové plochy fragmentu střední příčky.

Zatížen byl referenční bod vazbený vazbou Coupling k dosedací ploše vybrání pro ložisko.



Obr. 78. Vizualizace vetknutých a zatížených ploch výpočtového modelu bočnice

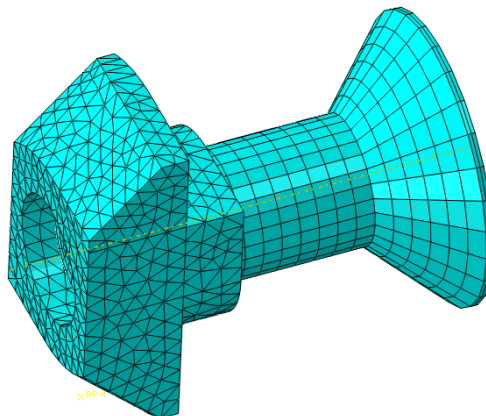
Jako další vstupní zatížení bylo do šroubových spojů vloženo vypočtené provozní předpětí o velikosti 4255 N. Do referenčního bodu simulujícího zatížení od ložiska byla vložena síla o velikosti poloviny maximální síly na hřídeli 2428 N. Tato volba předpokládá symetrické rozložení reakcí pod ložisky, což odpovídá konfiguraci uložení vzhledem k poloze ozubeného řemene LO.



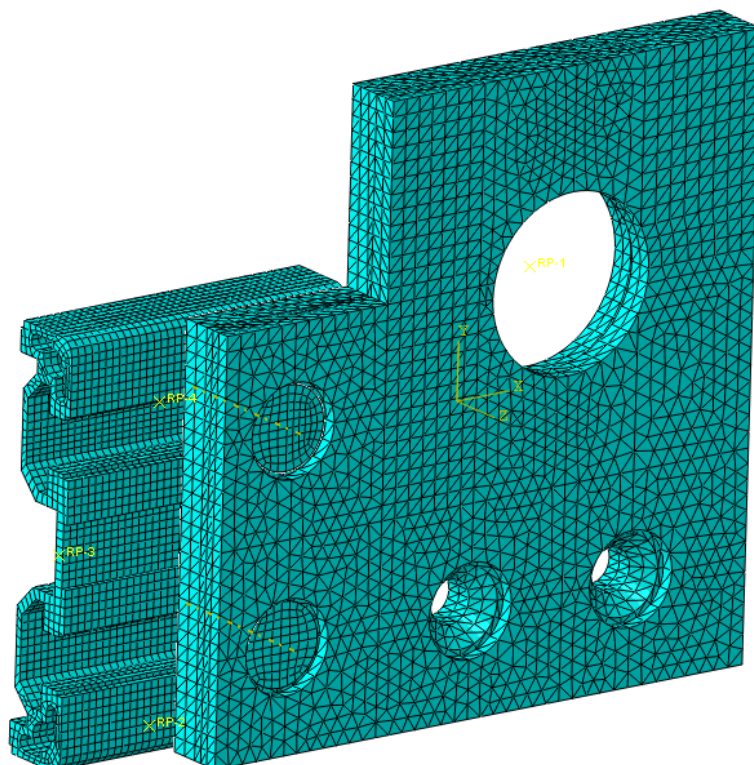
Obr. 79. Vložení provozního předpětí šroubového spoje

Sítování sestavy výpočtu bočnice

Jednotlivé komponenty výpočtu byly vhodně vysítovány. Parametry sítě byly voleny s ohledem na složitost geometrie. V případě modelu střední příčky a šroubu byla volena mapovaná síť typu šestistěn (HEX). V případě T-matic a samotné bočnice byly voleny prvky typu čtyřstěnu (TET). K tomuto kroku bylo uváženo po zhodnocení geometrie, kdy obecně zaoblená hrana matice a kuželové zkosení děr pro šrouby u bočnice způsobovaly velmi deformované zavedení elementů při snaze o vysítování. Velikost elementů byla volena úměrně velikosti komponenty, při respektování omezení množství elementů pro akademickou licenci. Byly voleny lineární prvky s ohledem na výpočetní nároky a čas.



Obr. 80. Ukázka sítování šroubu s maticí



Obr. 81. Ukázka síťování celého výpočtového modelu

Výsledky výpočtu a jejich vyhodnocení

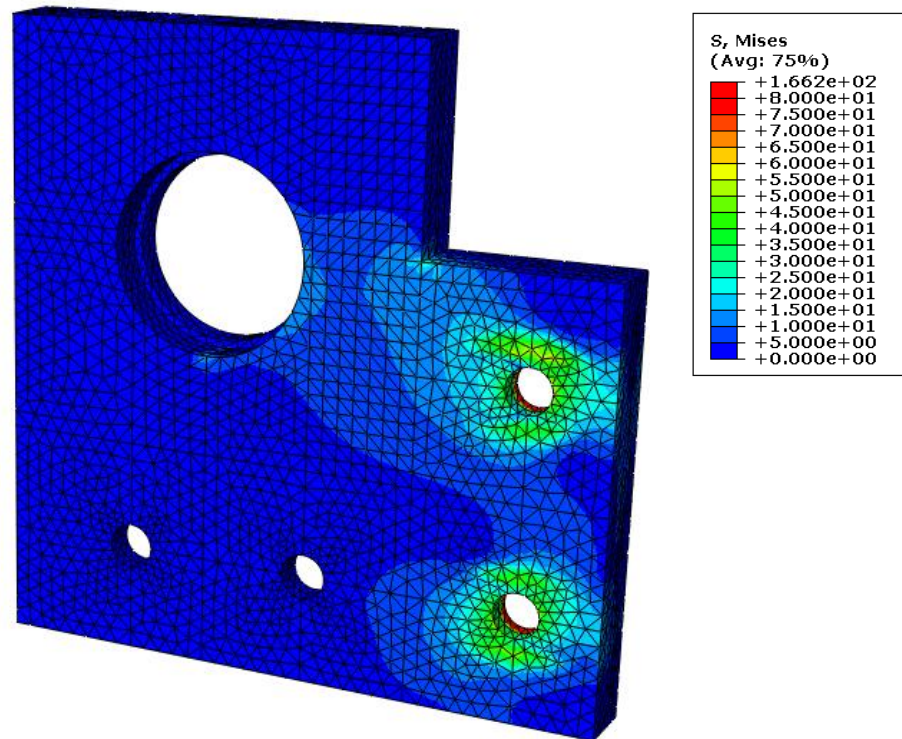
Samotný výpočet byl rozdělen do dvou výpočetních kroků, nejdříve bylo zavedeno předpětí ve šroubových spojích, poté zapůsobila síla od hřídele, což odpovídá reálnému případu.

Tab. 53. Maximální výsledky MKP výpočtu bočnice

Součást	S (MISES) [N/mm ²]	CPRESS [N/mm ²]
Bočnice	166,2	207,7
AL Profil	77,3	171,4
Šroub 1	179,9	212,2
T-Matice 1	487,7	210,8
Šroub 2	172,7	214,7
T-Matice 2	598,9	183,8

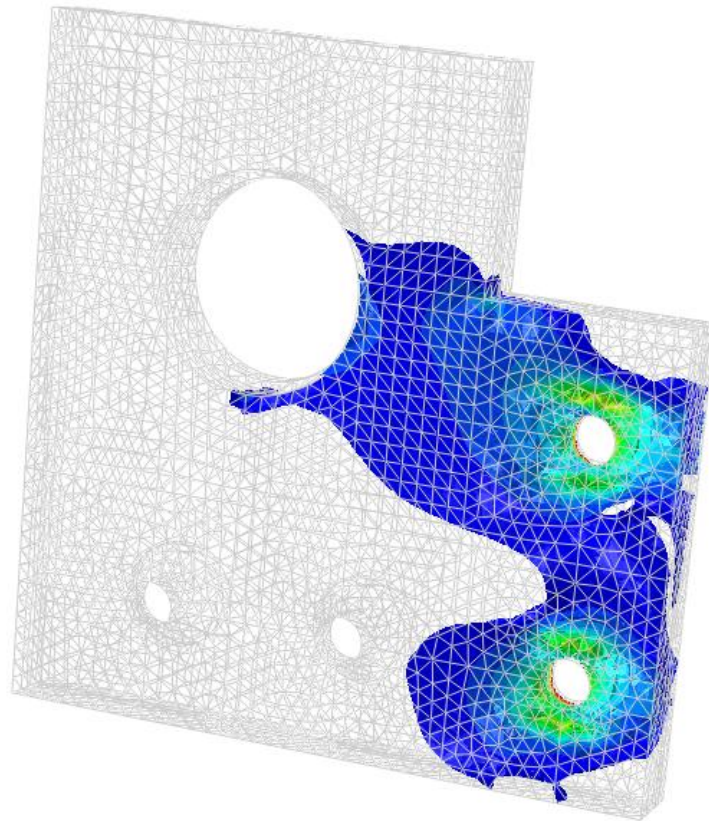
Maximální napětí na bočnici (166 N/mm²) se vyskytuje na hraně díry pro šroub což je vzhledem k velikosti předpětí odpovídající hodnota. V ostatních místech napětí nepřekračuje hodnotu 50 N/mm². Pro účely vizualizace bylo maximální napětí nastaveno na hodnotu 80 N/mm² aby byl lépe viditelný tok nižších napětí součástí. Tento tok od dosedací plochy ložiska k šroubovým spojům s kumulací v pravouhlém vrubu odpovídá předpokládanému chování. Kontaktní tlak na povrchu součástí nepřesahuje hodnotu 207 N/mm². Vysoké napětí na T-maticích je špičkové a je dané

metodou výpočtu na ostré hraně. Účelem tohoto výpočtu není výpočet šroubového spoje ale okolní konstrukce. Výrobce T-matic a AL-profilu deklaruje maximální montážní parametry a tyto parametry byly dodrženy.

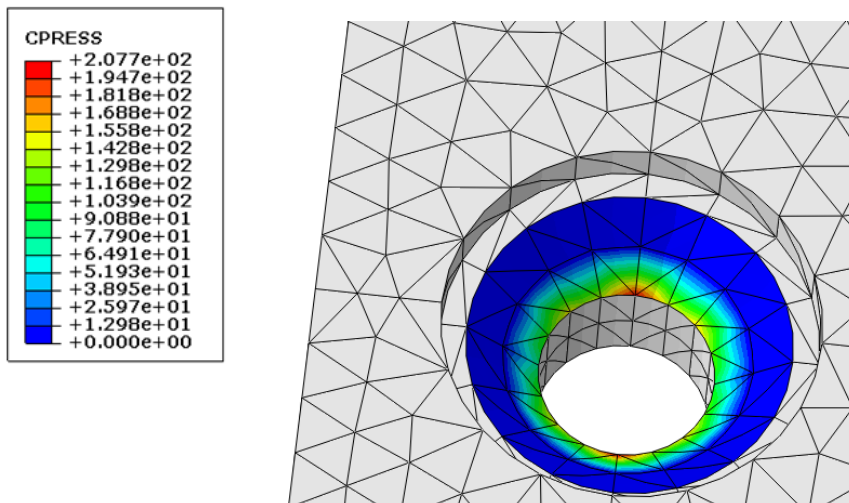


Obr. 82. Vizualizace MKP výpočtu napětí bočnice

Byla vytvořena vizualizace toku napětí vyššího než 5Mpa, tímto bylo ověřeno chování napětí dle očekávání, dále může sloužit jako podklad pro budoucí optimalizaci součásti bočnice z hlediska objemu a tvaru.



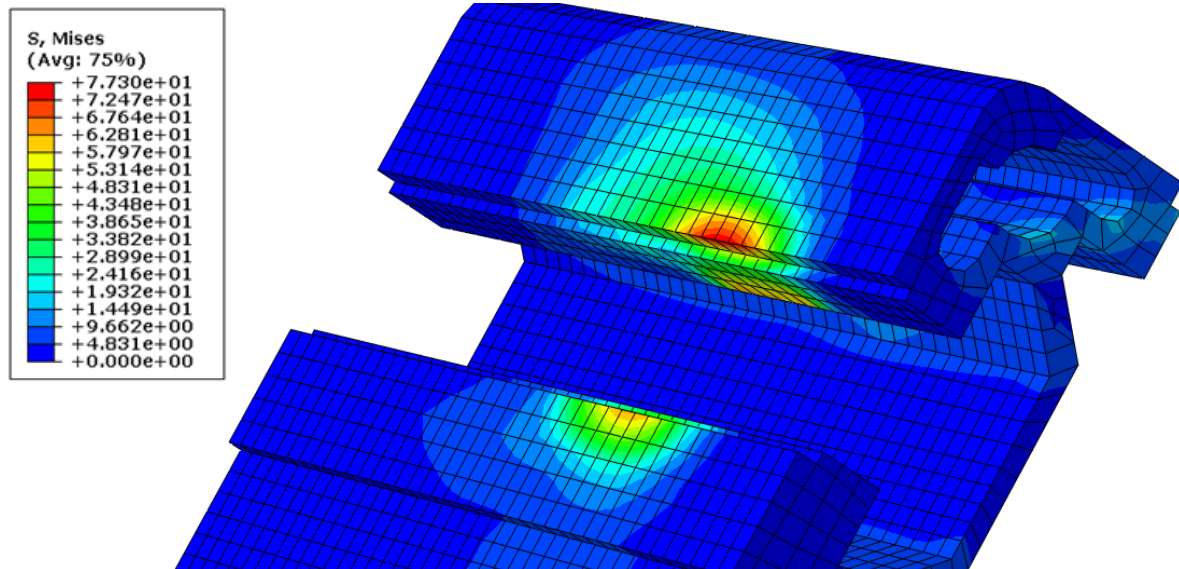
Obr. 83. Vizualizace toku napětí bočnicí



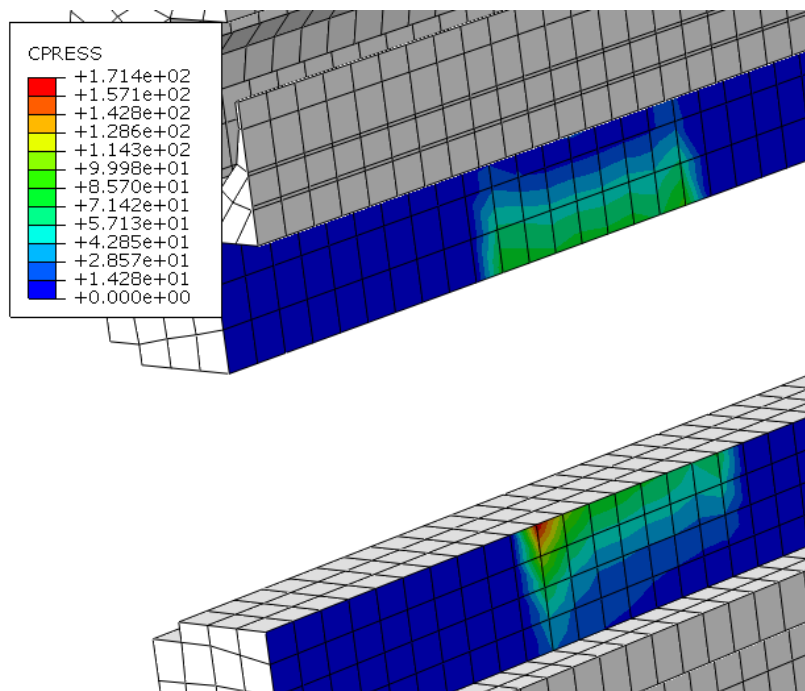
Obr. 84. Vizualizace MKP výpočtu tlaku bočnice

Dále bylo zkontrolováno chování dosedací plochy okrajů T-drážek hliníkového profilu střední příčky. Zde špičkové napětí nepřesahuje hodnotu 78 N/mm^2 . Kontaktní tlak na povrchu hliníkového profilu nepřesahuje hodnotu 171 N/mm^2 (viz. Obr. 86).

Tato hodnota zajišťuje proniknutí zubů dosedací plochy T-matice do eloxovaného povrchu hliníkového profilu o tvrdosti 300 HV. Tyto zuby byly pro účely MKP výpočtu z modelu odstraněny. [3]



Obr. 85. Vizualizace MKP výpočtu napětí drážky profilu



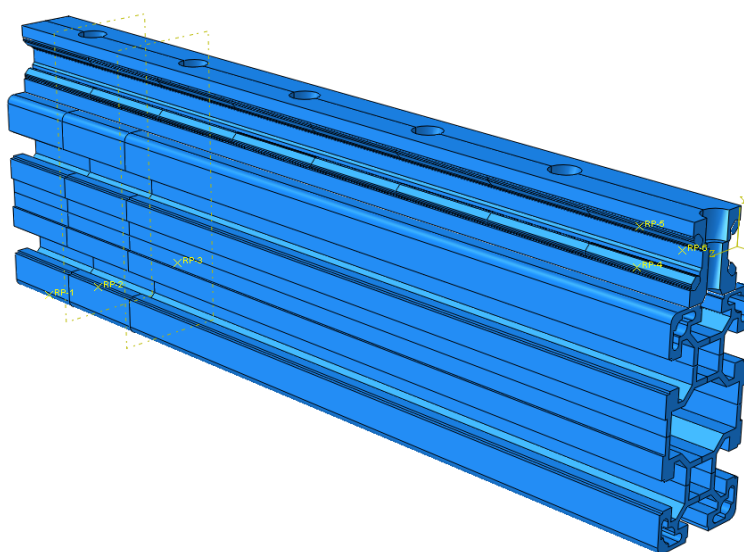
Obr. 86. Vizualizace MKP výpočtu tlaku spoje střední příčky

4.12.2 MKP výpočet střední příčky

Další částí podrobenou MKP analýze byla sestava střední příčky prototypu LO s modelem lineárního vedení.

Výpočtový model střední příčky

Byl vytvořen porovnávací MKP výpočet chování střední příčky a jejího průhybu při uvažování samonosného provedení bez podpory po celé délce. Tento výpočet byl proveden pro samotnou příčku a následně pro sestavu s kolejnici Franke FDA, výpočet bez vlivu kolejnice byl porovnán s analytickým řešením dle výrobce hliníkového profilu.



Obr. 87. Vizualizace MKP modelu střední příčky s kolejnici Franke FDA

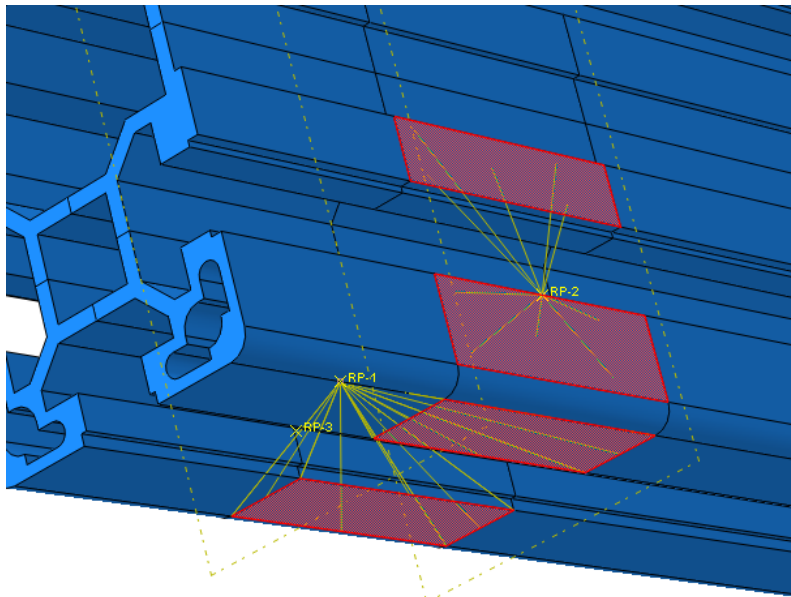
Geometrie střední příčky i kolejnice byla adekvátně zjednodušena odebráním geometrických detailů. Ocelové vodící prvky kolejnice byly promodelovány zvlášť od jejího hliníkového těla. Byly zvoleny materiálové charakteristiky a byly zaneseny do výpočtu.

Parametry MKP výpočtu střední příčky

Úloha byla modelována jako příčně symetrická dle plochy procházející středem modelu prototypu LO. Podélná symetrie nebyla zavedena, protože model byl původně uvažován i pro božní zatížení vozíku LO, toto zatížení je ale v praxi téměř nepoužívané, proto od jeho simulace bylo později upuštěno a model již nebyl přepracováván. Pro zjednodušení úlohy bylo upuštěno také od modelování šroubových spojů mezi kolejnici a příčkou, a byl mezi nimi zavedena vazba typu Tie. Tatáž vazba byla zavedena mezi vodícími elementy a tělem kolejnice.

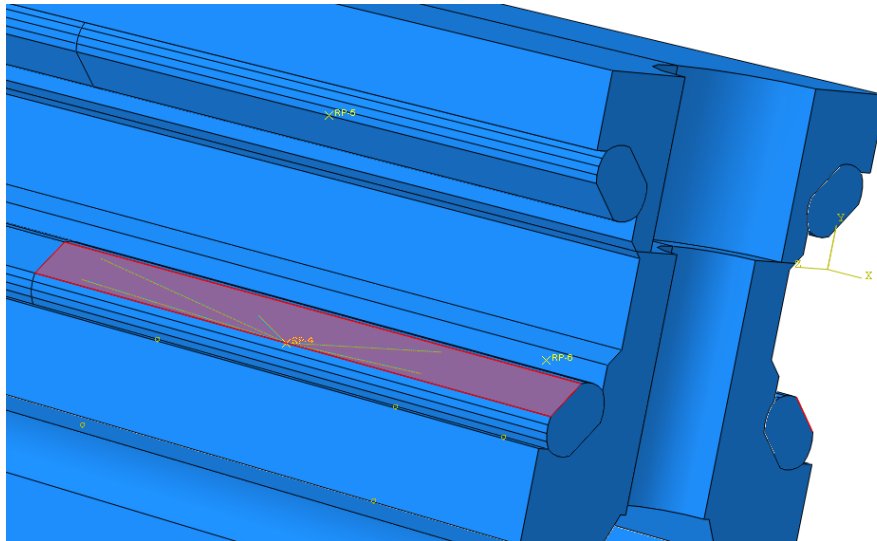
Uložení výpočetní sestavy bylo provedeno jako vetknutí té části příčky, která bude při provozu v kontaktu s úhlovou spojkou a této ploše náležící části spodní

plochy příčky. Soustava byla tedy vypočtena jako samonosná, nepodložená po celé své délce. Vetnuté plochy jsou znázorněny na následujícím obrázku. Tyto plochy jsou kinematickou vazbou Coupling spojeny s vetknutými referenčními body.



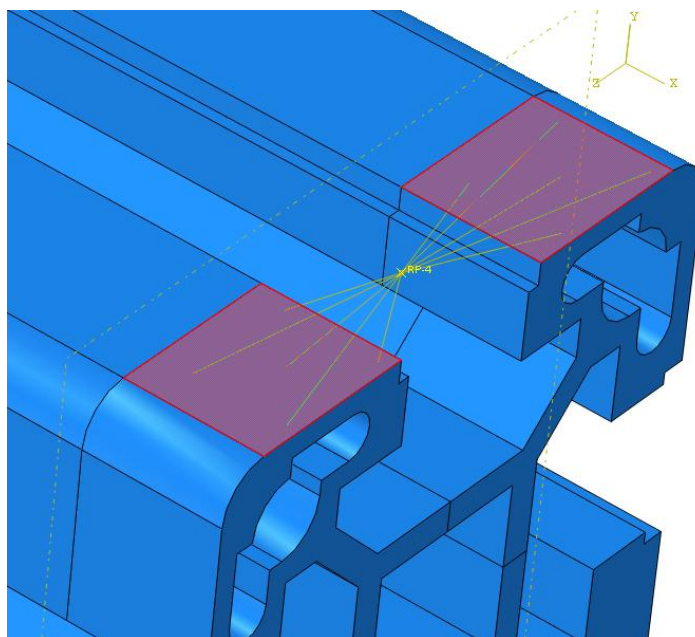
Obr. 88. Vetnuté plochy výpočtového modelu střední příčky

Zatížení bylo do modelu vneseno opět přes referenční body, v případě varianty s kolejnicí Franke byla svislá zatěžující síla $F_y = 1904 \text{ N}$ (maximální povolené dynamické zatížení viz. Výpočet varianty Franke) rozpočítána složky simulující šikmou výslednou složku zatížení působící na samotný vodící element od pojezdové rolny vozíku Franke. Tato síla byla aplikována na délku vodícího elementu odpovídající délce vozíku. K tomuto řešení vnesení zatížení bylo přikročeno z důvodu zjednodušení úlohy v přípustných mezích, abychom se vyhnuli vlivu Hertzových kontaktních tlaků, toto působení má vyřešeno výrobce lineárního vedení a není předmětem naší úlohy.



Obr. 89. Distribuce zatížení na kolejnici Franke

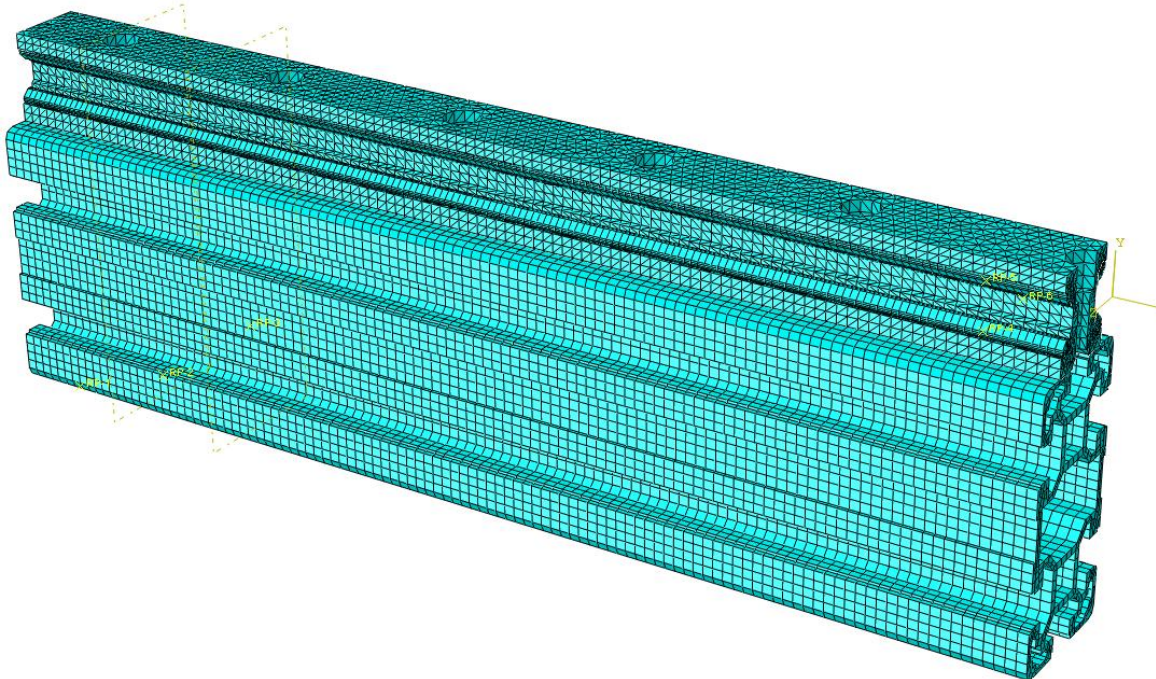
V případě porovnávacího výpočtu bez zohlednění vlivu kolejnice Franke FDA, byla síla zavedena na referenční plochu umístěnou na horní ploše blízko středu příčky.



Obr. 90. Distribuce zatížení na prostou příčku

Sít'ování sestavy výpočtu střední příčky

Soustava byla vysít'ována dle stejných zásad jako výpočetní model bočnice. Samotná příčka a vodící elementy kolejnice byly vysít'ovány elementy typu HEX, tělo kolejnice s ohledem na svou geometrii bylo vysít'ováno elementy typu TET.



Obr. 91. Ukázka síťování výpočtového modelu střední příčky

Výsledky výpočtu a jejich vyhodnocení

Byly porovnány hodnoty maximálních napětí a deformací pro jednotlivé varianty výpočtu.

Typ úlohy	S_{\max} (MISES) [N/mm ²]	$S_{\text{ohyb max}}$ (MISES) [N/mm ²]	U_{\max} [mm]
Analiticky [3]	---	15,6	0,129
MKP bez FDA	81,2	20,3	0,165
MKP s FDA	21,2	10,7	0,029

Analytický výpočet U_{\max} dle dokumentace Bosch Rexroth uvažuje deformaci průhybem osy nosníku vzhledem k místům vetknutí a aproximuje deformaci samotného hliníkového profilu.

Hodnoty maximálního napětí S_{\max} (MISES) náleží špičkovým místům, v případě výpočtu bez kolejnice FDA náleží toto místo oblasti působení zatížení, v případě s kolejnici FDA je tato špičková oblast v místě okraje kotvení střední příčky.

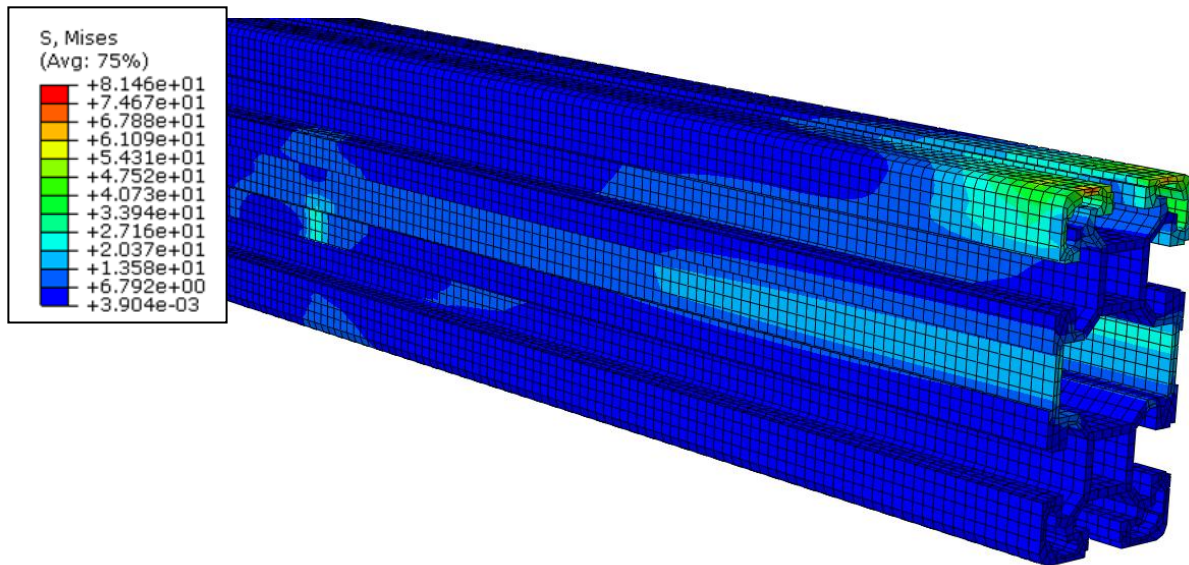
Hodnoty maximálního ohybového napětí $S_{\text{ohyb max}}$ (MISES) představují napětí v příčce vzniklé ohybovým namáháním. Toto napětí se v MKP modelu vyskytuje ve středu profilu na relativně tenkých bočnicích.

Analytické řešení průhybu spodní plochy a ohybového napětí bylo vypočteno dle katalogu výrobce se zanedbáním vlivu vlastní tíhy, vzhledem k nízké hmotnosti

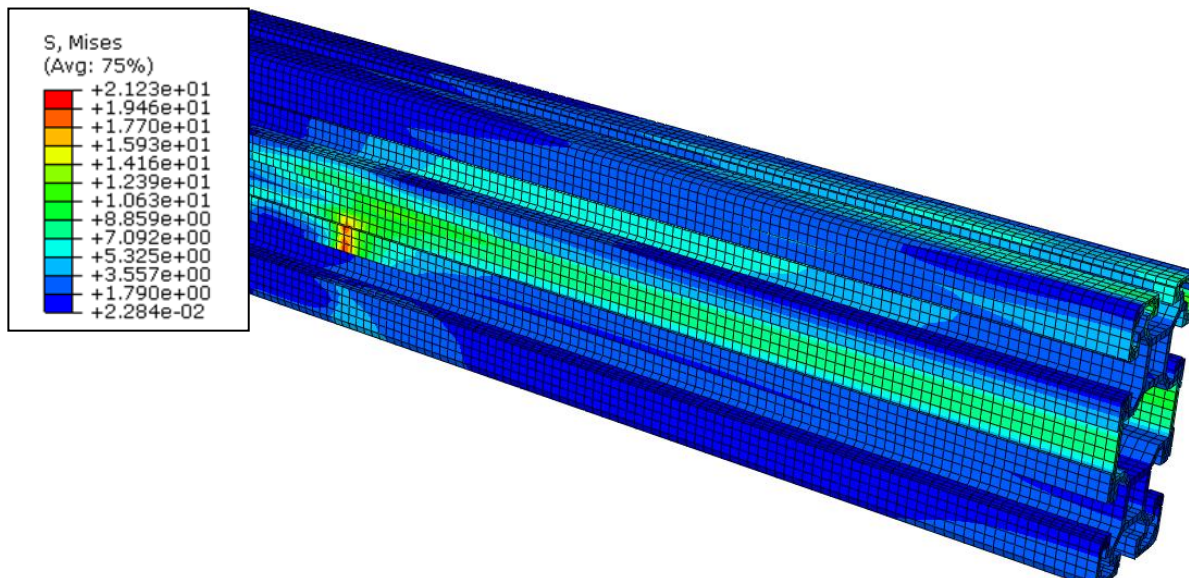
profilu, která je 1,45 kg při nepodepřené délce 0,54 m. Použity byly následující výpočtové vztahy. [3]

$$U_{\max} = \frac{F_y \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J_{xy} \cdot 10^4} \quad (74)$$

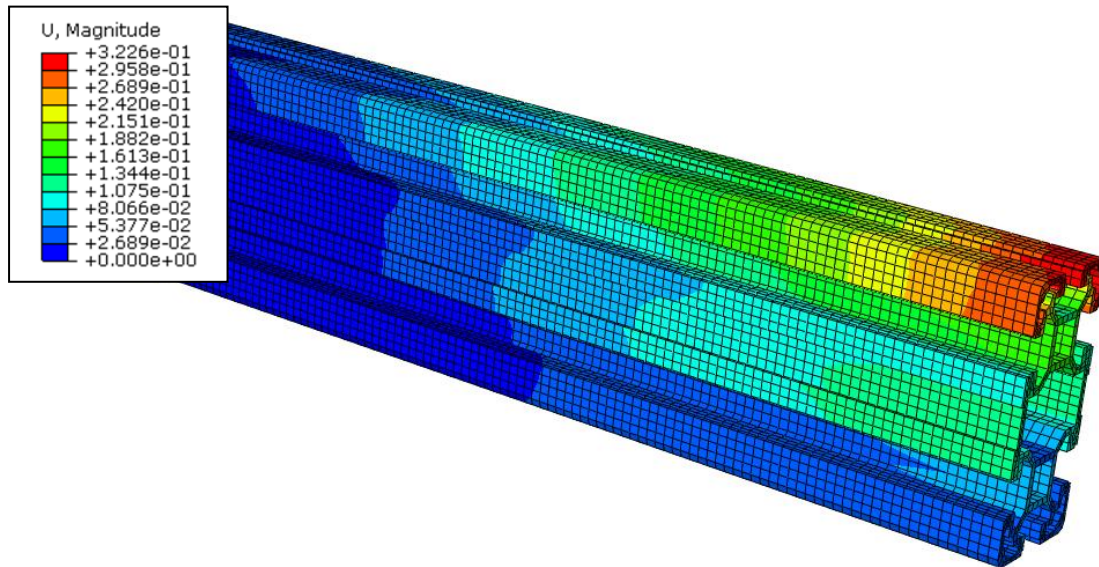
$$\sigma_{ohyb \max} = \frac{F_y \cdot L}{4 \cdot W_{oxy} \cdot 10^3} \quad (75)$$



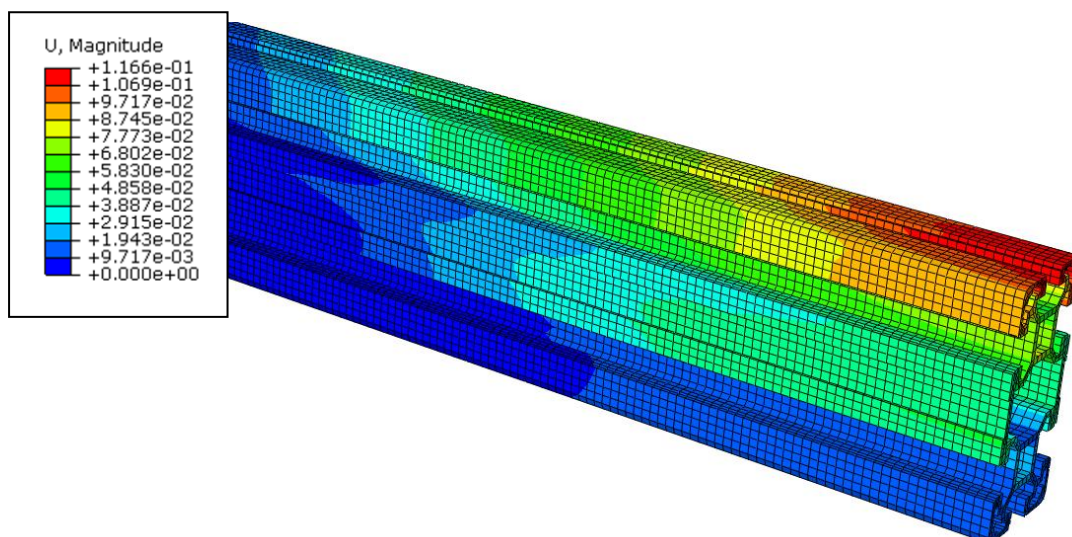
Obr. 92. Průběh napětí příčkou bez uvažování kolejnice FDA



Obr. 93. Průběh napětí příčkou s uvažováním kolejnice FDA (kolejnice zneviditelněna)



Obr. 94. Průběh deformace příčkou bez uvažování kolejnice FDA (kolejnice vypnuta pro výpočet)



Obr. 95. Průběh deformace příčkou s uvažováním kolejnice FDA (kolejnice vypnuta pro vizualizaci)

Průběhy napětí a deformace v samotné kolejnici nebyly vyhodnoceny, s ohledem na dodržení dovolených zatížení od výrobce. Z vypočtených hodnot deformací je zjevné, že montáž lineárního vedení Franke FDA vyztuží střední příčku o 200% a maximální napětí sníží na jednu čtvrtinu.

4.13 Přehled maximálních možných parametrů prototypu LO

Tab. 54. Maximální parametry řemene pro jednotlivé komponenty

Maximální parametry komponent LO							
Název	Bezpečnost / životnost	$M_{k\max}$	$F_{hp\max}$	$F_{hh\max}$	$F_{p\max}$	$F_{u\max}$	F_{\max}
	[1;hod]	[Nm]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
Pero 8x7x25 1ks	1	27	3185	2528	869	790	1658
Pero 8x7x25 2ks	1	40	4735	3758	1292	1174	2466
Svěrný spoj	1,5	378	44352	35200	12100	11000	23100
Hřídel hnací	1,5	111	11800	9365	3541	3219	6146
Ložisko SKF61805	3200 hod	24	2593	2058	778	707	1351
Ložisko SKF61905	3200 hod	39	4108	3260	1232	1121	2139
Šroub bočnice	1,5	24	2594	2058	778	708	1351
Šroub vozík	1,5	138	16172	12835	4412	4011	8423

4.14 Cenová rozvaha řešení LO

Byla provedena cenová kalkulace nakupovaných a obráběných komponent lineární osy. Obráběné komponenty byly poptány ve společnosti Kovoobrábění Tichý. Kalkulace se vztahuje na LO s velikostí pracovního zdvihu 500 mm. Se zvyšující se délkou zdvihu se zvyšuje cena střední příčky, kolejnice LV a ozubeného řemene.

Tab. 55. Cenová kalkulace nakupovaných komponent LO

POZ	Název	Počet ks	Cena/kus	Celková cena
1	Vozík Lin. Vedení	1	Variabilní	Variabilní
2	Kolejnice Lin vedení	1	Variabilní	Variabilní
3	Příčka AL 80x40x660	1	700,00 Kč	700,00 Kč
4	Spodnice AL 80x40x80	2	125,00 Kč	250,00 Kč
5	Řemenice 27AT544	2	230,20 Kč	460,40 Kč
6	Řemen AT05 W16 L1500	1	1 059,50 Kč	1 059,50 Kč
7	Upevňovací deska AT05	2	147,50 Kč	295,00 Kč
8	Rexroth T Nut 10 M6	11	15,38 Kč	169,18 Kč
9	DIN 7984 M6x25	11	1,02 Kč	11,22 Kč
10	Ložisko SKF 16805 2RZ	4	462,83 Kč	1 851,32 Kč
11	Pojistný kroužek 25	4	1,09 Kč	4,36 Kč
12	DIN 6912 M5x25	8	1,09 Kč	8,72 Kč
13	DIN 6912 M4x10	4	1,02 Kč	4,08 Kč
14	DIN 7991 M8x20	16	1,31 Kč	20,96 Kč
15	Rexroth T Nut 10 M8	16	15,38 Kč	246,08 Kč
16	DIN 6912 M4x10	28	3,39 Kč	94,86 Kč
17	Bočnice řemenice	4	15,00 Kč	60,00 Kč
18	Pero 8x7x25	2	3,55 Kč	7,10 Kč
19	DIN 912 M3x6	4	0,50 Kč	2,00 Kč
34	SPIROL INSERT M3 DM	4	26,00 Kč	104,00 Kč



Tab. 56. Cenová kalkulace obráběných komponent LO

POZ	Název	Počet ks	Cena materiálu	Cena výroby	Celk. cena
20	Bočnice I	1	22,99 Kč	720,00 Kč	742,99 Kč
21	Bočnice II.	2	22,99 Kč	720,00 Kč	1 485,98 Kč
22	Bočnice průchozí III.	1	22,99 Kč	720,00 Kč	742,99 Kč
23	Deska zadní	2	6,34 Kč	210,00 Kč	432,68 Kč
24	Deska horní	2	5,08 Kč	140,00 Kč	290,17 Kč
25	Deska přední 1	2	1,28 Kč	110,00 Kč	222,55 Kč
26	Deska přední 2	2	0,79 Kč	150,00 Kč	301,59 Kč
27	Upínací deska vozíku	2	7,18 Kč	620,00 Kč	1 254,37 Kč
28	Hranol ohybu řemene	2	4,94 Kč	120,00 Kč	249,88 Kč
29	Distance 3.5	2	0,27 Kč	30,00 Kč	60,54 Kč
30	Distance 9.5	2	0,59 Kč	40,00 Kč	81,18 Kč
31	Silentblok	2	70,00 Kč	150,00 Kč	440,00 Kč
32	Hřídel předlohová LO	1	8,27 Kč	250,00 Kč	258,27 Kč
33	Hřídel hnací LO	1	13,37 Kč	285,00 Kč	298,37 Kč

Celková cena komponent Prototypu LO bez lineárního vedení je tedy dle kalkulace **12210,3 Kč** s DPH (cca 452 Euro). Celková cena LO se bude lišit s ohledem na typ použitého lineárního vedení a délku požadovaného zdvihu dle následující tabulky.

Tab. 57. Cenová rozvaha prototypu LO pro různé maximální zdvihy

Varianta LO	Zdvih LO [m]			
	0,5		1	
	Cena s DPH		Cena s DPH	
Bez LV	12 210,33 Kč	€452,23	13 446,97 Kč	€498,04
Drylin N27	13 306,35 Kč	€492,83	15 071,72 Kč	€558,21
Drylin N40	13 757,44 Kč	€509,53	15 640,87 Kč	€579,29
Matis GD06	14 901,13 Kč	€551,89	17 052,42 Kč	€631,57
TEA AV6	14 775,53 Kč	€547,24	16 767,50 Kč	€621,02
Franke FDA25	15 983,35 Kč	€591,98	18 446,67 Kč	€683,21
Varianta LO	Zdvih LO [m]			
	3		6	
	Cena s DPH		Cena s DPH	
Bez LV	18 393,51 Kč	€681,24	25 813,33 Kč	€956,05
Drylin N27	22 133,20 Kč	€819,75	32 725,42 Kč	€1 212,05
Drylin N40	23 174,62 Kč	€858,32	34 475,24 Kč	€1 276,86
Matis GD06	25 657,56 Kč	€950,28	38 565,28 Kč	€1 428,34
TEA AV6	24 735,38 Kč	€916,13	36 687,20 Kč	€1 358,79
Franke FDA25	28 299,95 Kč	€1 048,15	43 079,87 Kč	€1 595,55

Výše uvedené ceny jednotlivých variant byly porovnány s komerčně dodávanými lineárními osami předních výrobců s obdobnými parametry jako prototyp s vedením Franke FDA. U lineární osy Bosch Rexroth LF6S je u prototypu cenová úspora 60% bez marže, u lineárních os Franke FTC15/FTD15 je to 55% bez marže. U únosnějších typů, jejichž únosnost ve směru x lze kompenzovat volbou únosnějšího řemene je úspora 70% bez marže pro Rexroth LF12S a 60%/70% pro Franke FTC20/FTD20.

4.15 Postup montáže LO

Byl vypracován postup montáže prototypu LO, využívající pozice součástí dle sestavného výkresu viz příloha.

1. Montáž kolejnice FRANKE FDH (2) s nasazeným vozíkem (1) ke střední příčce pomocí šroubů s válcovou hlavou (9) a T-Matic (8). Celkem 11 šroubových spojů. Vyrovnání kolejnice do přímého směru vzhledem ke střední příčce. Zašroubování předepínacích centrálních šroubů do závitu v dutině střední příčky.
2. Nalisování ložisek (11) do bočnic LO (20,21,22)
3. Nasunutí komponent hřídele distance 3.5 (29), pero (18), řemenice (5+17), distance 9.5 (30), ložisko (11)) na hřídel (32,33). Pořadí komponent dle skici na sestavném výkresu.
4. Nalisování podsestav hřídelí do bočnic (20,21,22) dle sestavného výkresu a jejich zajištění pojistnými kroužky (11).
5. Vložení jader (4) mezi bočnice a jejich lehké přišroubování šroubem (14) a T-maticí (15). Pro každý domek použity 4 šroubové spoje.
6. Přišroubování podsestav koncových domků ke střední příčce (3) pomocí šroubů (14) a T-matic (15).
7. Montáž Předních desek I. (25) k čelům koncových domků pomocí šroubů s válcovou hlavou (16). K bočnicím přišroubovat Čelní desku II. (26) Pomocí šroubů s válcovou hlavou (16). Dále přišroubovat Desku horní (24) pomocí šroubů s válcovou hlavou (16).
8. Na upínací desku vozíku (27) přišroubovat svody řemene (28) pomocí šroubů s válcovou hlavou (13).
9. Ustavení jedné upevňovací desky (7) na vozík, přiložení ozubeného řemene (6) a montáž upínací desky vozíku (27), dotažením šroubů (12) dojde k sevření řemene na vozíku. Druhou větev provléknout skrz dutinu střední příčky a ostavit na opačné straně vozíku stejným způsobem. Dle nutnosti zkrátit řemen.

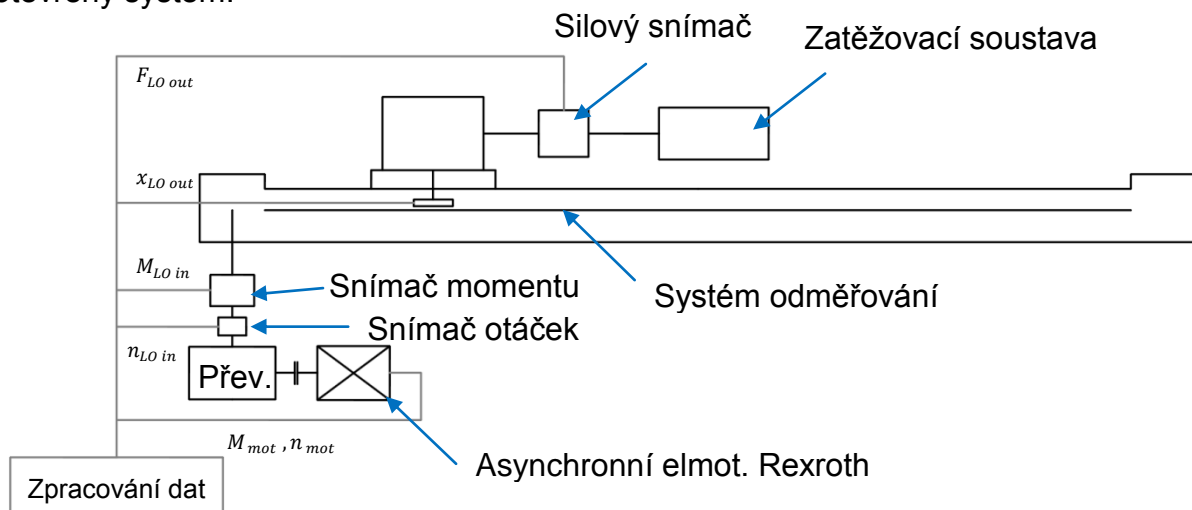
10. Zkompletovat krytování řemenic pomocí Desky zadní (23) pomocí šroubů s válcovou hlavou (16).
11. Povolení šroubových spojů bočnice, předepnutí pomocí centrálního šroubu a opětovné utažení spojů bočnice v předepnutém stavu.
12. Nalepení pryžových silentbloků do dosedací plochy Čelních desek I. a II.

5. Experimentální část

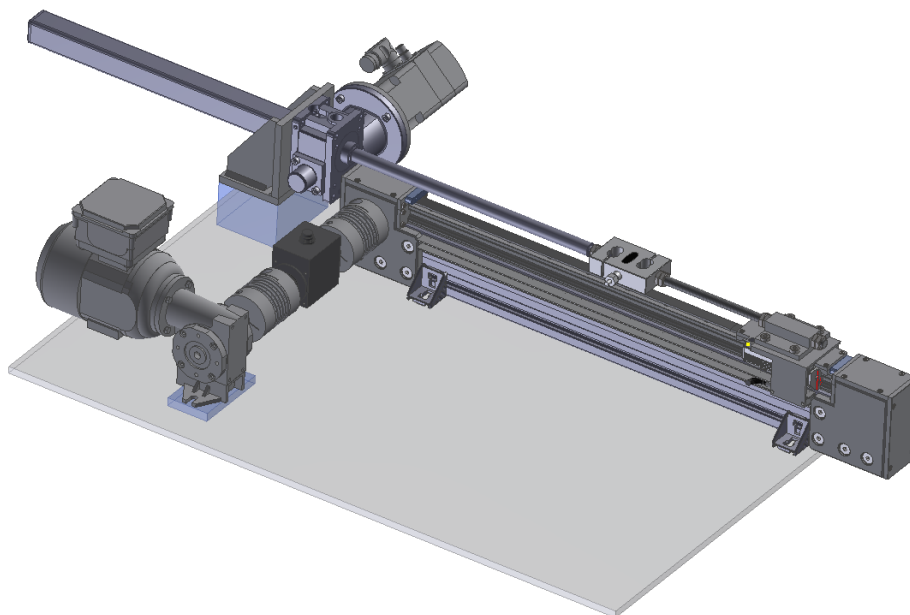
Závěrečnou částí této práce je výroba a montáž prototypu LO společně s realizací experimentu pro ověření jeho vlastností. V této kapitole byla sepsána teorie metodiky měření a byly definovány potřebné součásti měřicího okruhu pro jejich realizaci.

5.1 Metodika měření vlastností lineární osy

Byl zpracován návrh experimentálního stanoviště s ohledem na potřebné odměřované veličiny a vlastnosti systému. Stanoviště bylo koncipováno jako otevřený systém.



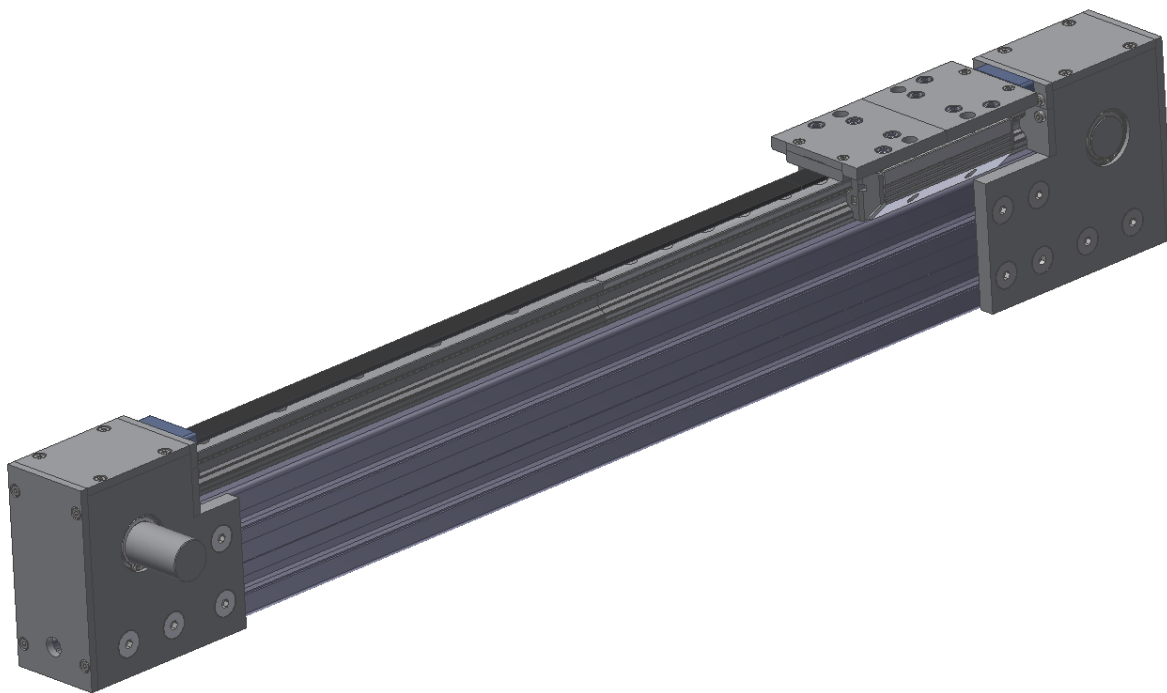
Obr. 96. Schéma měřicího stanoviště



Obr. 97. 3D Vizualizace měřicího stanoviště

5.2 Finální podoba prototypu LO

Byly provedeny konstrukční změny geometrie dílců pro zjednodušení výroby samotného prototypu LO. Systém předepínání LO byl změněn na předepínání pomocí centrálního odtlačovacího šroubu s válcovou hlavou. Jedna strana LO byla zvolena jako předepínací a byly u ní zdvojeny šroubové spoje s T-maticemi, aby byla zajištěna poloha při působení excentrické napínací síly a nedocházelo ke klopení bočnic.



Obr. 98. 3D Vizualizace finální podoby prototypu LO



Obr. 99. Reálná podoba prototypu LO

5.3 Hnací soustava

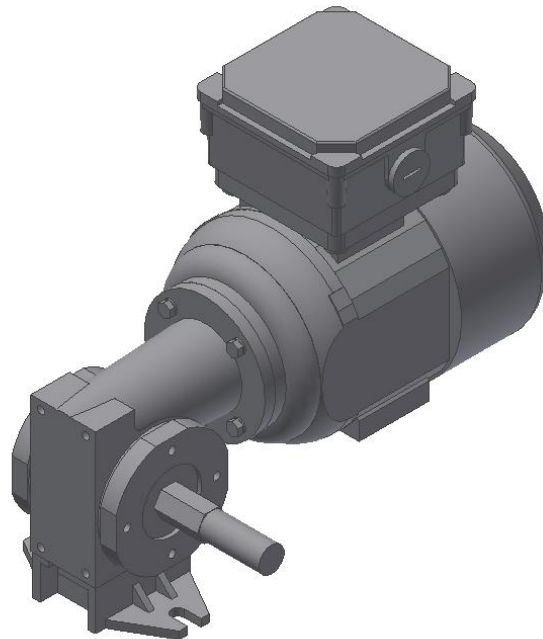
Pro účely experimentu byla navržena vhodná zatěžující soustava skládající se z pohonného elektromotoru a vložené převodovky o vhodně zvoleném převodovém poměru, aby bylo dosaženo hnacího potřebného hnacího momentu LO.

5.3.1 Hnací motor LO

Jako hnací motor LO byl použit asynchronní motor Bosch Rexroth HQ2S typ 634 o výkonu 0,1kW a jmenovitých otáčkách 1680 ot/min. Motor je řízen proudovým měničem, zapojen do trojúhelníku dle pokynů výrobce, napájen proudem 230V.

5.3.2 Vložené zpřevodování

Jako vložená převodovka byla použita šneková převodovka Bosch Rexroth GS 13-1 o převodovém poměru 10:1. Výstupní šestihřanná hřídel byla obrobena na válcovou za účelem spojení svěrnou převodovkou se snímačem momentu.



Obr. 100. Sestava hnacího motoru se šnekovou převodovkou Bosch Rexroth

5.4 Zatěžovací soustava

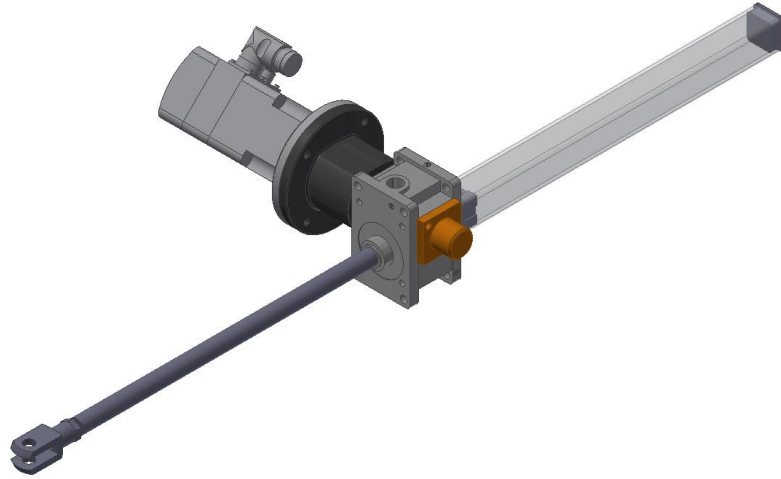
Pro účely testování silových vlastností prototypu LO bylo zapotřebí navrhnout vhodné provedení zatěžovací soustavy umožňující zatížení akčního členu v obou směrech konstantní nastavenou silou.

5.4.1 Zatěžování zdvižnou převodovkou

První varianta zatěžovací soustavy je její provedení zdvižnou šnekovou převodovkou ZIMM Z5 s translačním šroubem typu Tr18x4. Tato varianta je vhodná



pro kratší zdvihy lineárního pohonu, tedy v našem případě pro cyklování kolem střední polohy a měření přesnosti polohování bez využití koncových dorazů. Díky svému výkonu dovoluje zdvižná převodovka snadné přetížení lineárního pohonu. [40]



Obr. 101. Vizualizace zdvižné převodovky s brzdným motorem

Tab. 58. Parametry použité převodovky [40]

Název	ZIMM Z-5-SL
Max. výsuv	350 mm
Max. síla	5 kN
Převod i_{Z5}	16:1
Výsuv na otáčku motoru	0,25 mm

Stanovení potřebného brzdného momentu na vstupu zdvižné převodovky (pomaloběžné provedení) provedeme dle následujícího výpočtového vztahu [40]:

$$M_G = \frac{F_{Z5} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{gearbox} \cdot \eta_{screw} \cdot i_{Z5}} + M_L = \frac{0,64}{2 \cdot \pi \cdot 0,77 \cdot 0,42 \cdot 16} + 0,08 = 0,153 \text{ Nm} \quad (76)$$

Kde

M_G je potřebný hnací moment převodovky [Nm]

F_{Z5} je akční síla na pohybovém šroubu převodovky [kN]

M_L je volnoběžný moment převodovky [Nm]

P je stoupání pohybového závitu [mm]

$\eta_{gearbox}$ je účinnost převodovky [1]

η_{screw} je účinnost pohybového šroubu [1]

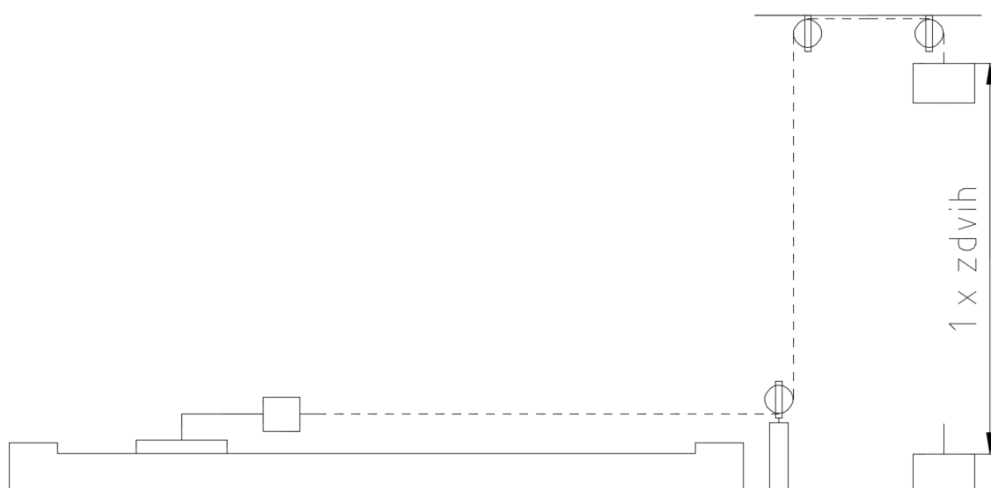
i_{z5} je převod zdvižné převodovky [1]

Pro vyvození osové síly $F_{z5} = 600N$ je zapotřebí hnací moment M_G o velikosti 0,153 Nm.

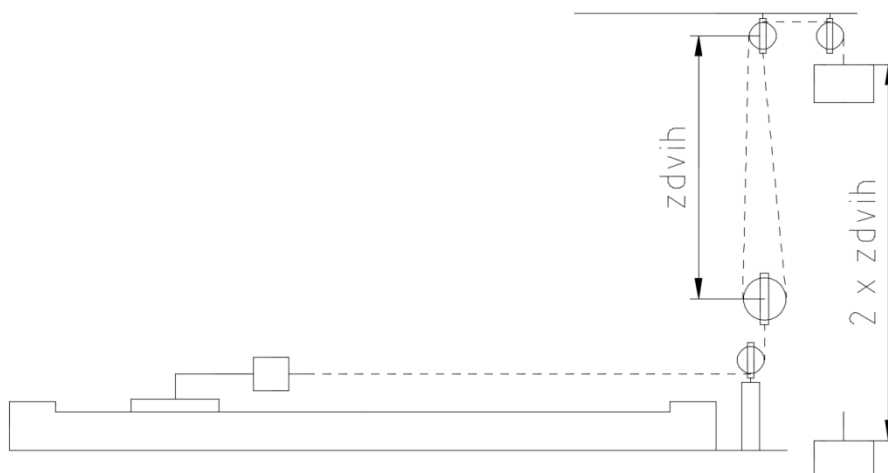
Tento typ zatížení bude použit k měření tuhosti převodu polohování při zabrzděné hnací hřídeli prototypu LO. Pohon zdvižné převodovky bude obstarávat servomotor Festo EMMS-AS 70 S RM který vyhovuje momentovým požadavkům převodovky a je u něj zaručena potřebná říditelnost. [41]

5.4.2 Zatěžování závažím

Pro dlouhodobější zkoušky lineárního pohonu, nebo zkoušení při delších zdvizích se jeví jako vhodná metoda zatížení pohybového členu pomocí zdvižného břemena. Toto břemeno může být spojeno s pohybovým členem přímo (svislý pohyb členu LO) nebo přes soustavu kladek (vodorovný pohyb LO).



Obr. 102. Schéma připojení břemena přes soustavu kladek ($i=1$)



Obr. 103. Schéma připojení břemena přes soustavu kladek ($i=2$)

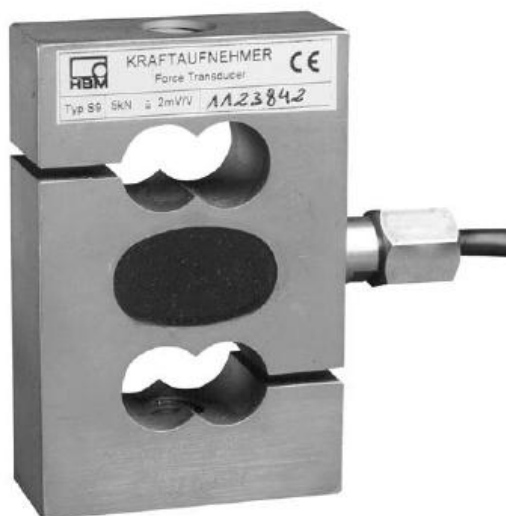
Na předcházejících schématech jsou naznačeny dva způsoby řešení zpřevodování břemena k lineárnímu pohonu. První varianta je technicky jednoduchá vzhledem k realizaci, vyžaduje výšku zdvihu břemena rovnou zdvihu testovaného lineárního pohonu a hmotnost závaží rovnou zatěžující síle. Varianta 2 vyžaduje zdvih břemena dvakrát delší než zdvih lineárního pohonu, ovšem hmotnost nutná k zatížení pohonu je v tomto případě poloviční.

5.5 Snímací soustava

Bylo nutné vhodně zvolit snímací techniku sloužící k zaznamenání měřených veličin, a to s ohledem na předpokládané hodnoty snímaných veličin a také na její reálnou dostupnost v prostorách laboratoří Ú12113.

5.5.1 Snímač akční síly LO

Pro snímání okamžité akční síly LO byl zvolen silový snímač HMB typu S9 o maximální velikosti snímané síly 5kN. Tento snímač je jednak dostupný, dále má vhodné montážní parametry pro přímé použití se zdvižnou převodovkou ZIMM Z5, bez nutnosti použití redukčního členu.[42]



Obr. 104. Silový snímač HBM S9 [42]

5.5.2 Momentový snímač

Pro snímání vstupního momentu na LO byl zvolen momentový snímač HBM T20WN o maximální velikosti snímaného momentu 200 Nm. Tento snímač bude s hnacím motorem a LO spojen pomocí vhodných hřídelových spojek. [43]



Obr. 105. Snímač momentu HMB T20WN [43]

5.5.3 Systém lineárního odměřování

S ohledem na nutnost odměřování reálné polohy akčního členu LO bylo nutné zvolit vhodný systém lineárního odměřování pro porovnávací data reálné a očekávané polohy.

Byl zvolen optický systém odměřování od dodavatele Jirka a spol., s.r.o. typu JXCE s rozlišením 1 μm o funkční délce odměřování 450 mm. [44]



Obr. 106. Lineární odměřování řady JXC [44]

5.5.4 Odměřování otáček ASM elektromotoru

Pro účely měření otáček a natočení hřídele hnacího elektromotoru LO byl použit systém inkrementálního snímače otáček LARM IRC205 s počtem 720 impulzů na otáčku. Hnací elektromotor byl pro účely použití tohoto snímače doplněn o přípojovací hřídel potřebných rozměrů vlastní výroby a konstrukce. S touto hřídelí byl snímač otáček spojen pružnou svěrnou spojkou. [47]



Obr. 107. Snímač otáček LARM IRC205 [47]

5.5.5 Řízení elektromotoru

Pro účely řízení hnacího elektromotoru LO byly použity koncové snímače od dodavatele TechnoLine s.r.o. SAIP CLS-111. [48]



Obr. 108. Koncový snímač CLS-111 [48]

5.6 Zjištění faktoru přetížitelnosti lineárního pohonu

Faktor přetížitelnosti K vyjadřuje násobek jmenovitého maximálního zatížení, který je řemenový převod lineární osy schopen přenést. Toto maximální zatížení bude stanoveno jako zatížení, při kterém dojde k přeskočení zubu řemene po řemenici, nebo k jeho přetržení.

5.7 Ověření vlastností vložené převodovky

Pro přenos hnacího momentu servomotoru na hřídel LO byla použita šneková převodovka BOSCH. Bylo tedy nutné specifikovat její provozní parametry, které by

mohly zanést do prováděného experimentu nepřesnost měření. Konkrétně se jedná o provozní vůle a přesná velikost převodového poměru.

5.7.1 Ověření převodového poměru vložené převodovky

Porovnání vstupních a výstupních otáček převodovky. Vstupní otáčky n_{mot} jsou odečteny z pohonného elektromotoru, výstupní otáčky $n_{LO in}$ jsou odečteny z výstupní hřídele převodovky, například bezdotykovým laserovým otáčkoměrem.

$$i_{VP} = \frac{n_{mot}}{n_{LO in}} \quad (77)$$

5.7.2 Zjištění provozní vůle vložené převodovky

Provozní vůle převodovky se bude negativně promítat do přesnosti polohování. Proto je nutné tuto vůli vhodně postihnout a její vliv promítnout do výpočtu očekávané polohy jezdce lineární osy. Výpočtem bude postihnuto projevení počáteční vůle, kdy nemusí být vůle převodovky zcela vyčerpána při rozběhu systému, a dále celková vůle promítající se do přesnosti systému během reverzací polohování.

Změříme časovou prodlevu mezi startem hnacího servomotoru a reakcí snímače momentu mezi převodovkou a hnaným LO na přenášený měřený moment. Tuto časovou prodlevu označíme Δ_t , odečteme počet otáček hřídele náležící této prodlevě ze snímače otáček na motoru n_{Δ_t} . Vypočteme úhlovou odchylku φ_{Δ_t} (v rad.) hřídele na vstupu LO náležící této prodlevě jako:

$$\varphi_{\Delta_t} = \frac{n_{\Delta_t} \cdot 2 \cdot \pi}{i_{VP}} \quad (78)$$

Dále musíme popsat chování převodovky při reverzaci chodu, opět budeme odečítat časovou prodlevu reakce snímače momentu na moment opačného smyslu na výstupní hřídeli převodovky s časem reverzace motoru a jí náležící počet otáček elektromotoru při počátku reverzace.

$$\varphi_{\Delta_{tR}} = \frac{n_{\Delta_{tR}} \cdot 2 \cdot \pi}{i_{VP}} \quad (79)$$

Této prodlevě odpovídá chyba polohování Δ_{xt} , případně Δ_{xtR} :

$$\Delta_{xt} = \varphi_{\Delta_t} \cdot \frac{D_b}{2} \quad (80)$$

$$\Delta_{xtR} = \varphi_{\Delta_{tR}} \cdot \frac{D_b}{2} \quad (81)$$

5.8 Přesnost lineárního polohování

Zjištění přesnosti polohování vlivem deformací a vyčerpáním vůle mezi členy pohybové soustavy. Stanovení předběžné očekávané deformace systému a chování řemene v průběhu zdvihu lineární osy. Určení dílčích nepřesností Δ_i a jejich aplikace na výslednou polohu jezdce LO. Pro výpočet byly zanedbány zkruty pohonných hřídelí, vzhledem k jejich předpokládanému malému vlivu na celkovou chybu.

5.8.1 Tuhostní analýza chování řemene

Byla provedena analýza tuhosti polohovacího převodu ozubeným řemenem dle následujícího výpočtu [18].

$$k_{\text{řemene}} = k_1 + k_2 = \frac{c_s \cdot b}{L_1} + \frac{c_s \cdot b}{L_2} = c_s \cdot b \cdot \frac{L_1 + L_2}{L_1 \cdot L_2} \quad (82)$$

$$\Delta_x = \frac{F_u}{k_{\text{řemene}}} \quad (83)$$

Kde:

$k_{\text{řemene}}$ je výsledná konstanta tuhosti řemene [N/mm]

c_s je jednotková tuhost řemene [N/mm]

b je šířka řemene [mm]

Δ_x je celková deformace řemene (odchylka polohy jezdce) [mm]

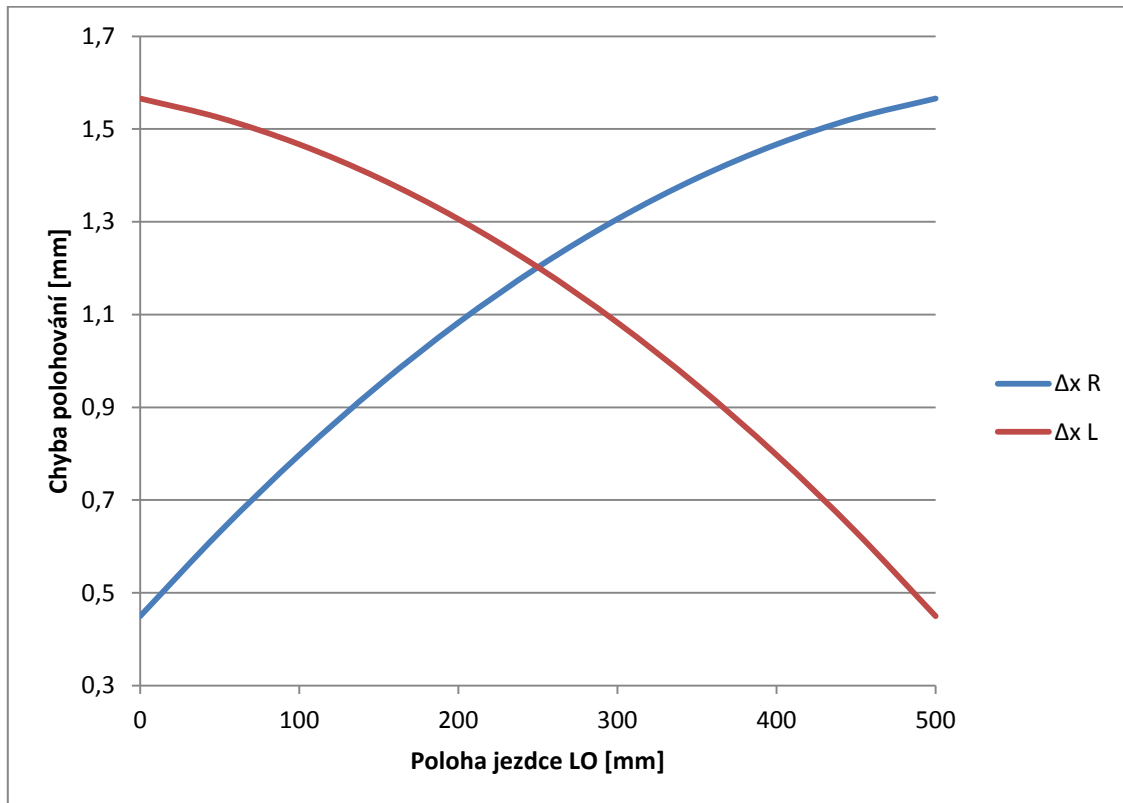
Tab. 59. Parametry řemene pro výpočty tuhosti

c_s	8400	N/mm
b	16	mm

(Pro orientační výpočet deformace byla použita velikost tuhosti pro řemen stejného typu a velikosti od výrobce Gates Mecrol)

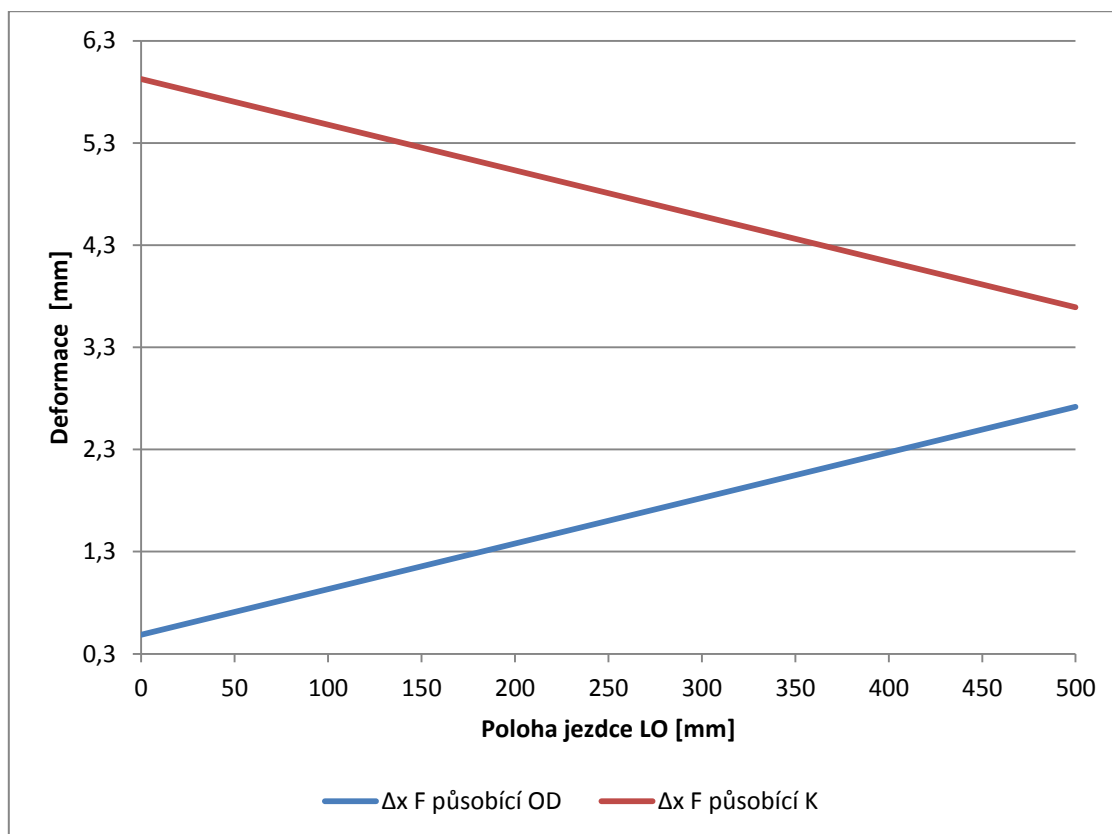
L_1 a L_2 jsou délky ochablé a napjaté větve řemene použité již při výpočtu sil v soustavě. Během polohování tvoří větve řemenového převodu do série zapojené tuhosti. Působením zatěžující síly vzniká deformace způsobující chybu polohování. Velikost aktuální chyby polohování je závislá na aktuální poloze jezdce lineární osy a směru polohování.

Tato chyba polohování pro zatížení obvodovou silou $F_u = 600$ N je naznačena v následujícím grafu. Křivka Δ_{xR} je chyba polohování při směru polohování směrem od hnací řemenice, Δ_{xL} je chyba polohování při směru polohování směrem k hnací řemenici. Chyby polohování jsou v rozsahu 0,44 až 1,56 mm.



Obr. 109. Závislost chyby polohování na zdvihu osy

Dále byla vypočtena odchylka polohy pro zatížení zabrzděné osy v závislosti na aktuální poloze jezdce LO. Výpočet byl proveden pro oba směry působení zatěžující síly (směrem k hnací řemenici a od hnací řemenice) s uvažováním délky napínané větve řemene vždy od poloviny zabrzděné řemenice.



Obr. 110. Odchylka polohy při zabrzděné LO

5.8.2 Ověření tuhostních vlastností LO

Akční člen LO bude zatěžován zdvižnou převodovkou ZIMM Z5 při zablokované hnací hřídeli, aretace bude zajištěna samosvorností vložené šnekové převodovky a pojištěna svorkou šestihranné výstupní hřídele převodovky připojené k podloží experimentálního stanoviště.

Tab. 60. Přehled měření tuhostních vlastností

Přesnost polohování	
Měřené veličiny	Měřicí technika
Změna polohy akčního členu LO, silový účinek na akční člen LO	Optické lineární odměřování, silový snímač

5.8.3 Teoretický posuv jezdce na otáčku hnací řemenice

Byl stanoven teoretický posuv jezdce na jednu otáčku hnací řemenice, zanedbávající vlivy nepřesností.

$$x_{teor}' = \pi \cdot D_w = \pi \cdot 68,8 = 216,14mm \quad (84)$$

$$n_{\dot{\gamma} \text{ zdvih}} = \frac{\text{zdvih}}{x_{teor}} \Rightarrow n_{mot \text{ zdvih}} = i_{VP} \cdot n_{\dot{\gamma} \text{ zdvih}} \quad (85)$$

Potřebný počet otáček na zdvih 500 mm je tedy 2,31 otáčky hnací řemenice na vykonání kompletního zdvihu, při uvažování převodu převodovky 10 je to tedy 23,1 otáček motoru.

5.8.4 Vliv chyb polohování na výslednou teoretickou polohu jezdce LO

1. Pro první zdvih LO:

$$x_{teor} = x_{teor}' \cdot n_{\dot{\gamma}} - \Delta_{xt} - \Delta_{xi} - \Delta_{x(b-p)} \quad (86)$$

2. Pro další zdvihy LO:

$$x_{teor} = x_{teor}' \cdot n_{\dot{\gamma}} - i_z (\Delta_{xtR} + \Delta_{x(b-p)}) - \Delta_{xi} \quad (87)$$

Kde

i_z je počet zdvihů LO

$\Delta_{x(b-p)}$ je chyba polohování vložená do systému vůlí mezi zubem řemene a ozubením řemenice.

Δ_{xi} je $\Delta_{xR} / \Delta_{xL}$ dle aktuálního směru polohování

Tato teoretická hodnota polohy bude následně porovnána s naměřenou hodnotou pomocí přiloženého magnetického snímače polohy.

Tab. 61. Přehled měření přesnosti polohování

Přesnost polohování	
Měřené veličiny	Měřicí technika
Délka zdvihu LO, počet otáček ELM, akční síla LO	Snímač otáček, optické lineární odměřování, silový snímač

Výsledkem tohoto měření je ověření přesnosti polohování a v případě významnější chyby návrh kompenzace.

Při tomto testování bude LO zatížena břemenem (závažím) s ohledem na složitou vzájemnou regulaci hnacího asynchronního motoru a brzděného servomotoru.

5.9 Životnostní testování

Vzhledem k přesně nadimenzované únosnosti spojení hnací hřídele s řemenicí prototypu, není možné zostřit životnostní zkoušky pomocí zvětšení polohované síly, protože by došlo k akutnímu přetížení a destrukci tohoto spoje. Lineární vedení je tedy nutné přetěžovat tak aby nedošlo k přestřižení těsného pera.

Při plánované životnosti osy 3200 hodin (2 roky provozu). Reálná možná doba nepřetržitého testování je uvažována 168 hodin (1 týden). Zatížení osy je třeba zostřit cca 19 krát, aby došlo k požadovanému opotřebení. Toto zostření je možné v oblasti momentových zatížení lineárních vedení, kdy osová síla se bude stále pohybovat v bezpečném rozmezí, ale jejím vyložení do dvou směrů získáme momentové zatížení ve směru dvou os a bude možné takto lineární vedení adekvátně přetížít.

Tab. 62. Přehled měření životnosti

Životnostní testování	
Měřené veličiny	Měřicí technika
Opotřebení komponent LO	Zatěžovací nástavec, závaží

5.10 Účinnost lineárního pohonu

Účinnost systému lineárního polohování je vypočtena z porovnání vstupní a výstupní mechanické práce dle následujícího vztahu (se zahrnutím vložené převodovky).

$$\eta_{\text{systém}} = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} = \frac{W_{\text{out}}}{W_{\text{in}}} = \frac{F_r \cdot s}{Mk_m \cdot \alpha} = \frac{F_r \cdot s}{Mk_{\text{mot}} \cdot n_{\text{mot}} \cdot 2 \cdot \pi} \quad (88)$$

Kde $\eta_{\text{systém}}$ je celková mechanická účinnost [-] stanovená výpočtem z naměřených veličin:

F_r je reakční síla vyvozená akčním členem lineárního pohonu [N]

s je dráha uražená akčním členem lineárního pohonu [mm]

Mk_{mot} je krouticí moment vyvozený elektromot. pohánějícím LO [Nmm]

Pro výpočet účinnosti pouze lineární osy použijeme modifikovaný vztah, kdy na vstupu budeme brát v potaz hodnoty přímo na hnací hřídeli LO:

$$\eta_{LO} = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} = \frac{W_{\text{out}}}{W_{\text{in}}} = \frac{F_r \cdot s}{Mk_{LO \text{ in}} \cdot \alpha} = \frac{F_r \cdot s}{Mk_{LO \text{ in}} \cdot n_{LO \text{ in}} \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{F_r \cdot s}{Mk_{LO \text{ in}} \cdot \frac{n_{\text{mot}}}{i_{VP}} \cdot 2 \cdot \pi} \quad (89)$$

Tab. 63. Přehled měření účinnosti pohonu

Účinnost pohonu	
Měřené veličiny	Měřicí technika
Silový účinek LO, zdvih LO, počet otáček motoru, moment vyvozený motorem	Silový snímač HBM S9, Momentový snímač HBM, Snímač otáček ELM, Lineární odměřování

5.11 Ztrátová charakteristika lineárního pohonu

Měření chování odporové síly lineárního vedení pod zatížením, zjištění odporové síly rolnových vedení po předepnutí excentrickou rolnou. Zjištění odporu chodu předepnutého řemenového převodu. Při silovém působení tahem na jezdec LO přes silový snímač se změří reakční síla generovaná jezdcem – odpor proti pohybu. Měření proběhne při LO odpojené od elektromotoru a převodovky.

Tab. 64. Přehled měření ztrátové charakteristiky

Ztrátová charakteristika	
Měřené veličiny	Měřicí technika
Silový odpor jezdce LO proti vlastnímu pohybu	Silový snímač HBM S9

5.12 Oteplení exponovaných komponent

Měřicí body v bočnici pro sledování teploty valivých ložisek. Bezkontaktní měření teploty ozubeného řemene při provozu s předepnutím. Měření teploty montážních ploch LO za delšího provozu.

Tab. 65. Přehled měření oteplení lineární osy

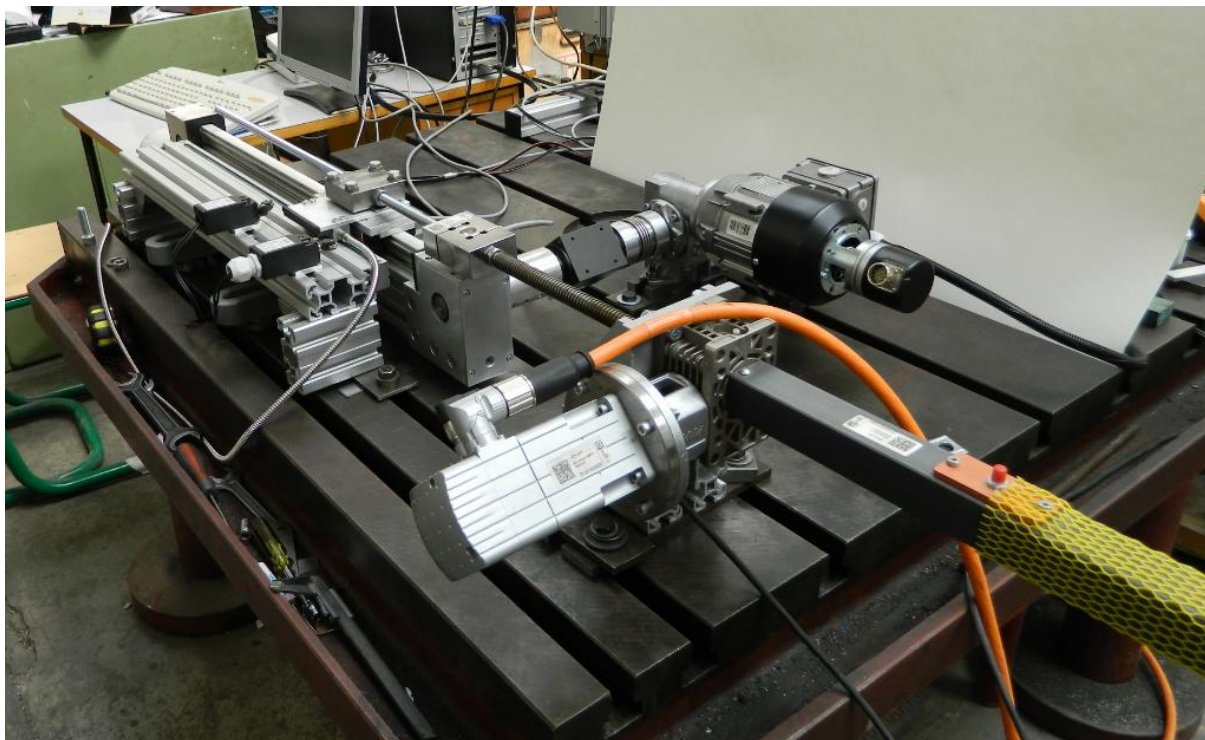
Oteplení lineární osy	
Měřené veličiny	Měřicí technika
Teplota exponovaných ploch a uložení hřídele	Bezkontaktní teploměr, příložený termočlánek

6. Praktické provedení experimentu

Pro účely provedení měření byla sestavena měřicí soustava v halové laboratoři Ú12113.

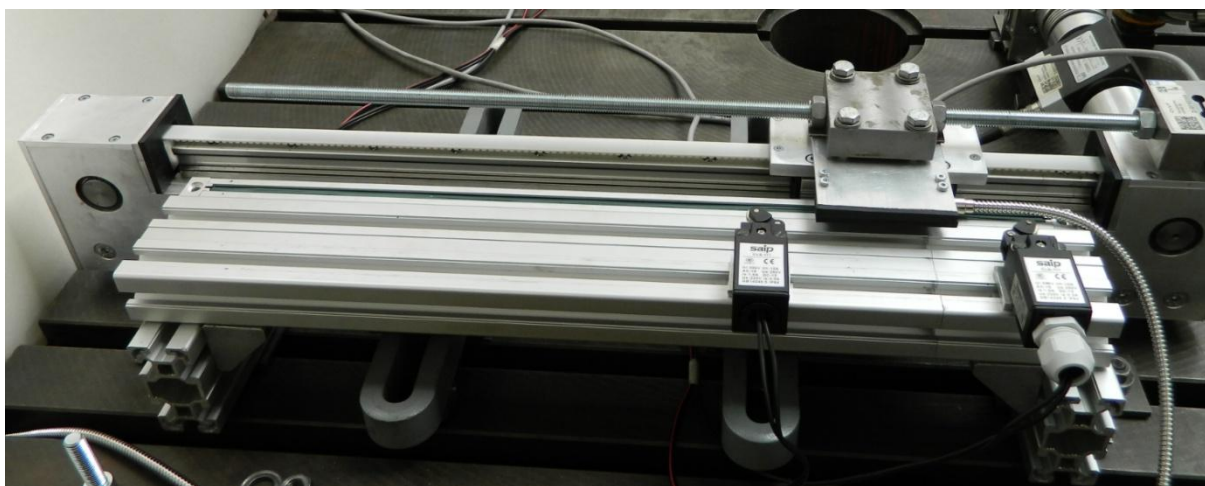
6.1 Provedení měřicího okruhu

Byl sestaven měřicí okruh funkčně věrný návrhu z předchozí kapitoly. Díly potřebné pro upnutí jednotlivých komponent ke stolu s normalizovanou soustavou T-drážek byly vyrobeny pomocí výrobní kapacity Ú12113, stejně tak potřebné spojovací součásti sloužící k finálnímu propojení jednotlivých prvků okruhu.



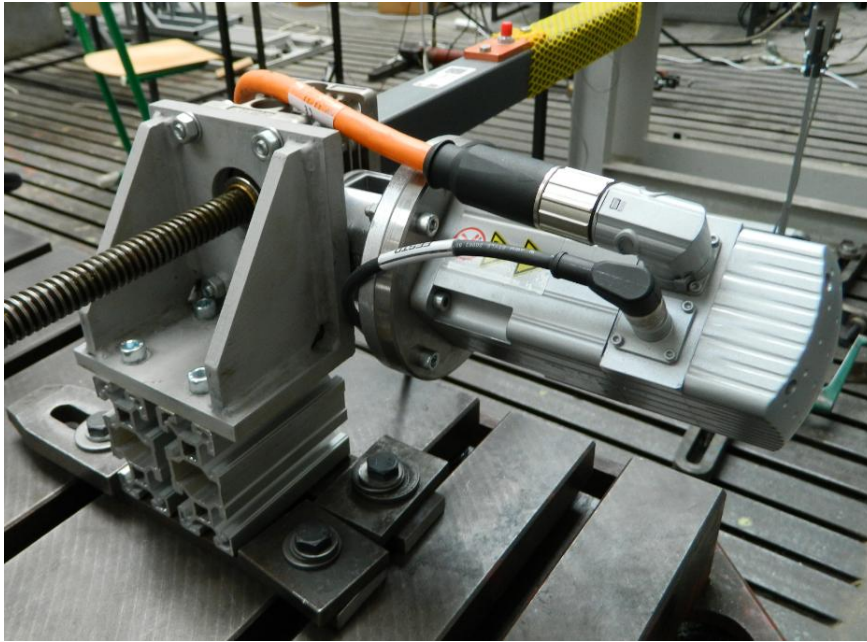
Obr. 111. Provedení experimentálního okruhu v prostorách Ú12113

Optický snímač JCXE 1 – 450 byl ukotven k podpěře tvořené soustavou hliníkových profilů o velikosti 80x40 mm. Pro případ selhání řemenového převodu byl tento optický snímač jistěn pomocí dvou koncových snímačů, které by okamžitě vypnuly pohon zátěže.



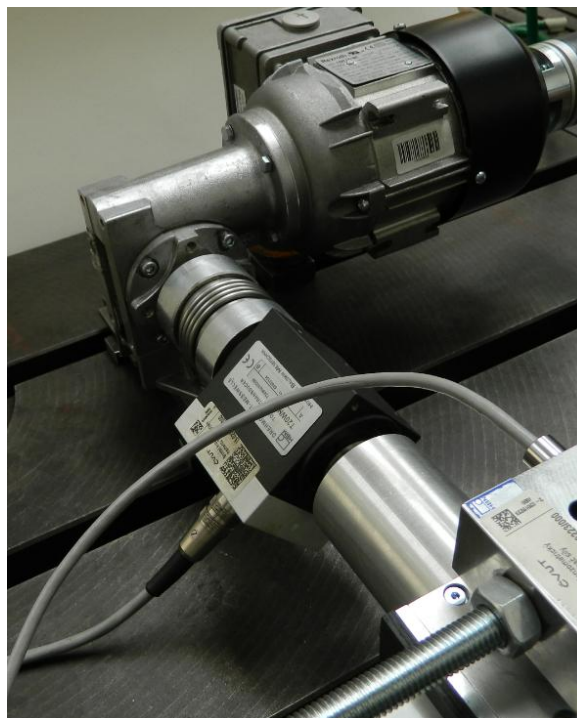
Obr. 112. Uložení optického odměřování a koncových snímačů

Zatížení pro testování tuhosti lineární osy bylo provedeno dle návrhu zdvižnou převodovkou ZIMM Z5 o maximálním zdvihu 350N. K měřicímu stanovišti byla upnuta pomocí upínacích desek vlastní konstrukce.



Obr. 113. Detail zatěžovací převodovky ZIMM

K připojení hnacího elektromotoru LO se šnekovou převodovkou Bosch Rexroth k momentovému snímači HBM T20WN byla použita vlnovcová spojka výrobce STS WK4-E s redukčním prstencem pro vyrovnání rozdílu průměrů hřídele a náboje, ke spojení samotného momentového snímače k hnací hřídeli LO byla použita svěrná spojka vlastní konstrukce. Tuhosti těchto spojovacích komponent a snímače byly dále zohledněny při zpracování experimentálních dat.



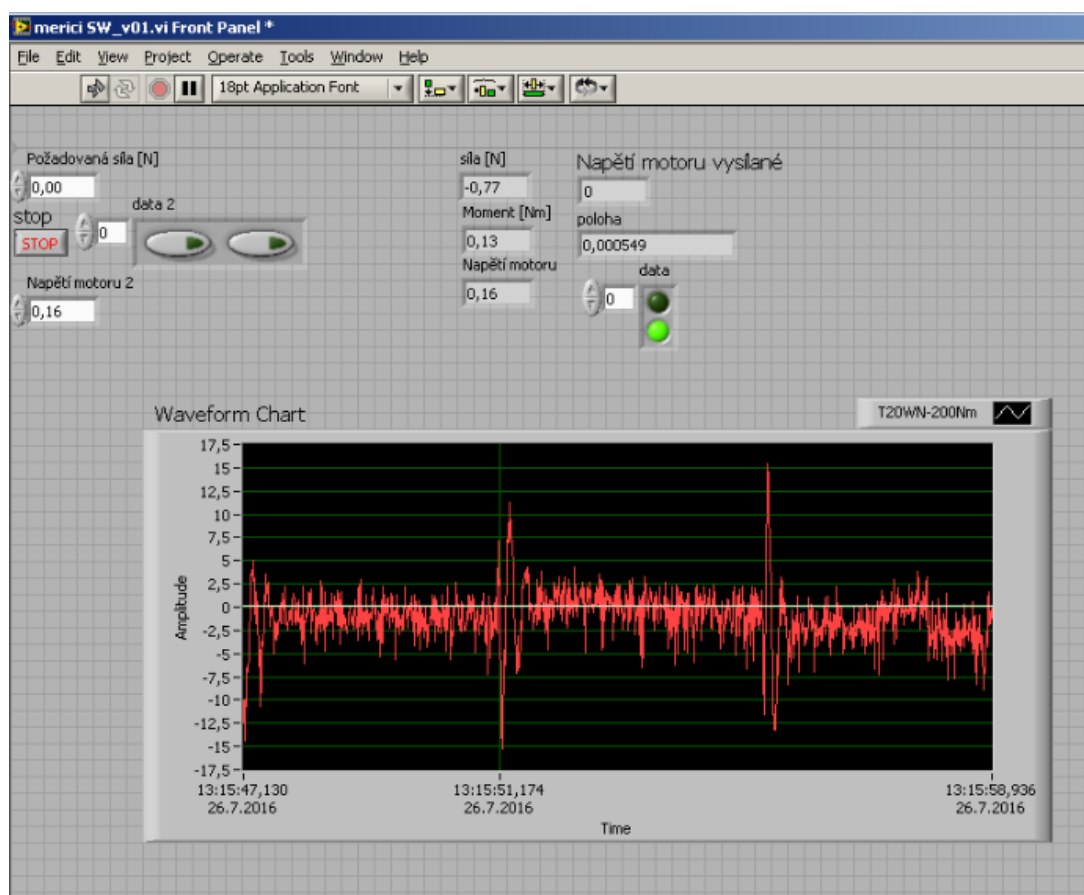
Obr. 114. Detail hnací větve LO

6.2 Provedení experimentu

Vzhledem k omezeným možnostem rozsahu práce byl experiment po dohodě se zadavatele omezen na měření maximální únosnosti prototypu LO a tuhostní charakteristiky LO se zabrzděnou hnací hřídelí. Po dohodě se zadavatelem budou další navržené experimenty obsahem navazujících prací.

6.3 Řízení experimentu

Experiment byl řízen a zaznamenán pomocí laboratorního software National Instruments LabVIEW na PC připojeném přes měřicí kartu a další potřebný HW k měřicímu okruhu. Byl vypracován grafický ovládací interface sloužící k ovládání zatěžovací soustavy a sledování okamžitých hodnot. Graficky byla vykreslena aktuální velikost zatěžující síly. Výrazné špičky průběhu síly, viditelné na náhledu interface uvedeném níže se vyskytovaly v průběhu celého měření a nepodařilo se je úspěšně eliminovat. Způsobeny byly s největší pravděpodobností elektromagnetickým rušením signálu silového snímače, protože nekorespondovaly s pohybem zatěžujícího servomotoru. Bylo provedeno několik úprav stanoviště, které měly vylepšit odstínění vodičů, ovšem špičky se přes snížení své velikosti v záznamu objevovaly stále, nebránily ovšem čtení výsledků.

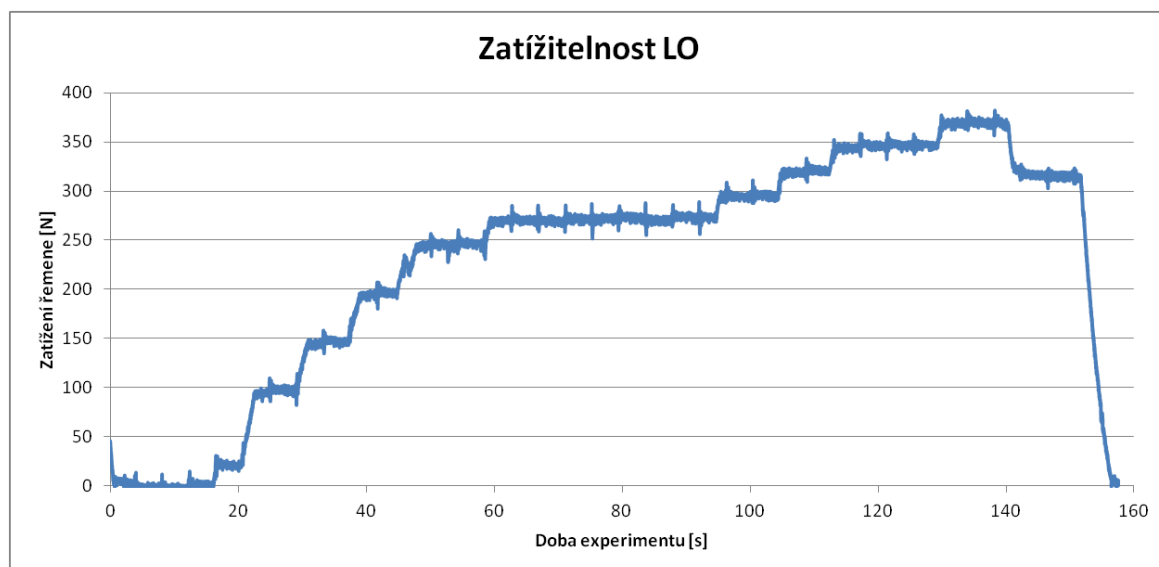


Obr. 115. Vizuální interface ovládacího panelu experimentu

6.4 Volba velikosti zatížení LO

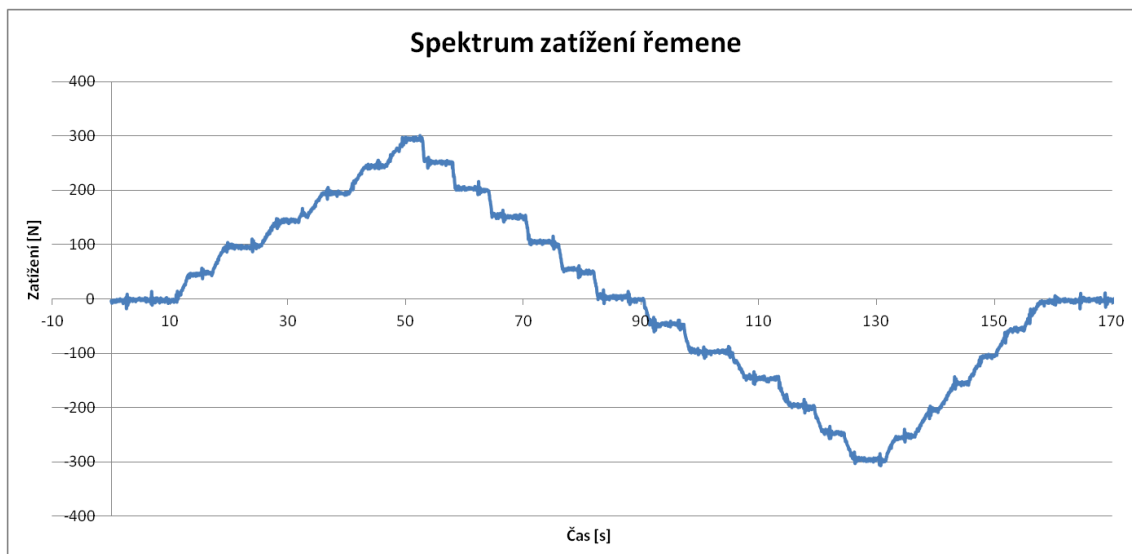
Při výrobě prototypu byl změněn původně zamýšlený napínací mechanismus z externího na zabudovaný do tělesa koncového domku, s ohledem na minimalizaci výrobních nákladů a času potřebného pro realizaci byla navržena optimalizace napínání centrálním šroubem. Tento systém vyniká jednoduchostí, ovšem bylo nutné omezit velikost maximálního zatížení externí silou z plánovaných 600N na 350N. Experimentálně bylo ověřeno, že při maximálním předepnutí dojde k přeskočení zubu ozubeného řemene při konstantním zatížení externí silou o velikosti 375N. Do budoucna se předpokládá použití napínacího šroubu s ocelovou vložkou.

Tato únosnost odpovídá předpokládané předepínací síle na šroubu cca 700N. Při pokusu o vyšší hodnotu předepínací síly byly na momentovém klíči naměřena hodnota utahovacího momentu 11 Nm. Pro optimální provoz byla předpokládána hodnota tohoto momentu kolem 18 Nm, to odpovídá poloviční únosnosti převodu a verifikuje předpoklad potřebné předepínací síly pro očekávaný výkon.



Obr. 116. Graf maximální zatížitelnosti prototypu LO

Pro účely testování tuhosti bylo tedy zvoleno zátěžné spektrum s mezními hodnotami zatížení - 300N a 300N dle následujícího průběhu. Velikost požadované zátěžné síly je zadávána v krocích po 50N. Doba působení jedné velikosti síly je řízena manuálně dle ustálení signálu ze snímače polohy akčního členu LO.



Obr. 117. Spektrum zatížení řemene

6.5 Eliminace chyb polohování

Již samotnou skladbou měřicího stanoviště vznikly předem očekávané chyby přesnosti měření polohy akčního členu LO. Hnací hřídel LO byla aretována až za soustavou spojek, momentového snímače a hnací převodovky LO. Aretace byla provedena na šestihranné hnací hřídeli šnekové převodovky nejprve montážním klíčem upevněným do T-drážky stolu, jak ukazuje následující fotografie.



Obr. 118. Aretace hnací větve LO

Tento způsob aretace se vzhledem k deformaci klíče a šestihranné hřídele po několika měřeních ukázal jako nedostatečný, plochý klíč byl proto nahrazen

masivním francouzským klíčem, který požadavky na tuhost aretace splnil lépe. Do výpočtu byly zahrnuty katalogové tuhosti momentového snímače a vlnovcové spojky STS WK4-E.

Tab. 66. Torzní tuhosti komponent hnací větve [43,49]

STS WK4-E	36	kNm/rad
T20WN	32,6	kNm/rad

Tuhost hliníkové svěrné spojky vlastní konstrukce byla odhadnuta jako tuhost mezikruží o odpovídajících rozměrech a ponížena o poměr tuhosti obdobného tenkostěnného profilu v uzavřeném a otevřeném stavu při namáhání krutem. Po ponížení a zanedbání vyztužení šroubovými spoji byla poddajnost této spojky o několik řádů nižší než poddajnosti vlnovcové spojky a snímače, tedy chyba vnesená touto spojkou zanedbána. Obdobně byly zanedbány tuhosti závitové tyče a pohybového šroubu zdvižné převodovky, které po výpočtu na zatěžující sílu o velikosti 600N vykazovaly maximální deformaci jen těsně na úrovni rozlišovací schopnosti lineárního odměřování. Tyto deformace byly tedy také z výpočtu vyřazeny.

Úhlová chyba aretace hnací větve byla vypočtena pomocí okamžité hodnoty momentu naměřeného momentovým snímačem. Tato odchylka byla přepočtena přes obvod řemenice na chybu polohování a odečtena od polohy indikované lineárním polohováním. Bylo také nutné eliminovat z výpočtu předpětí ve snímači momentu vzniklé před začátkem měření, za tímto účelem byly zprůměrovány hodnoty snímaného momentu indikovaného v nulové poloze. Tato průměrná hodnota byla následně odečtena od dalších naměřených hodnot. Pro účely verifikace tohoto postupu byla vypočtena teoretická hodnota momentu ze snímané síly a geometrie převodu. Tyto hodnoty byly porovnány a jejich odchylka nepřekročila hodnotu 0,15 Nm.

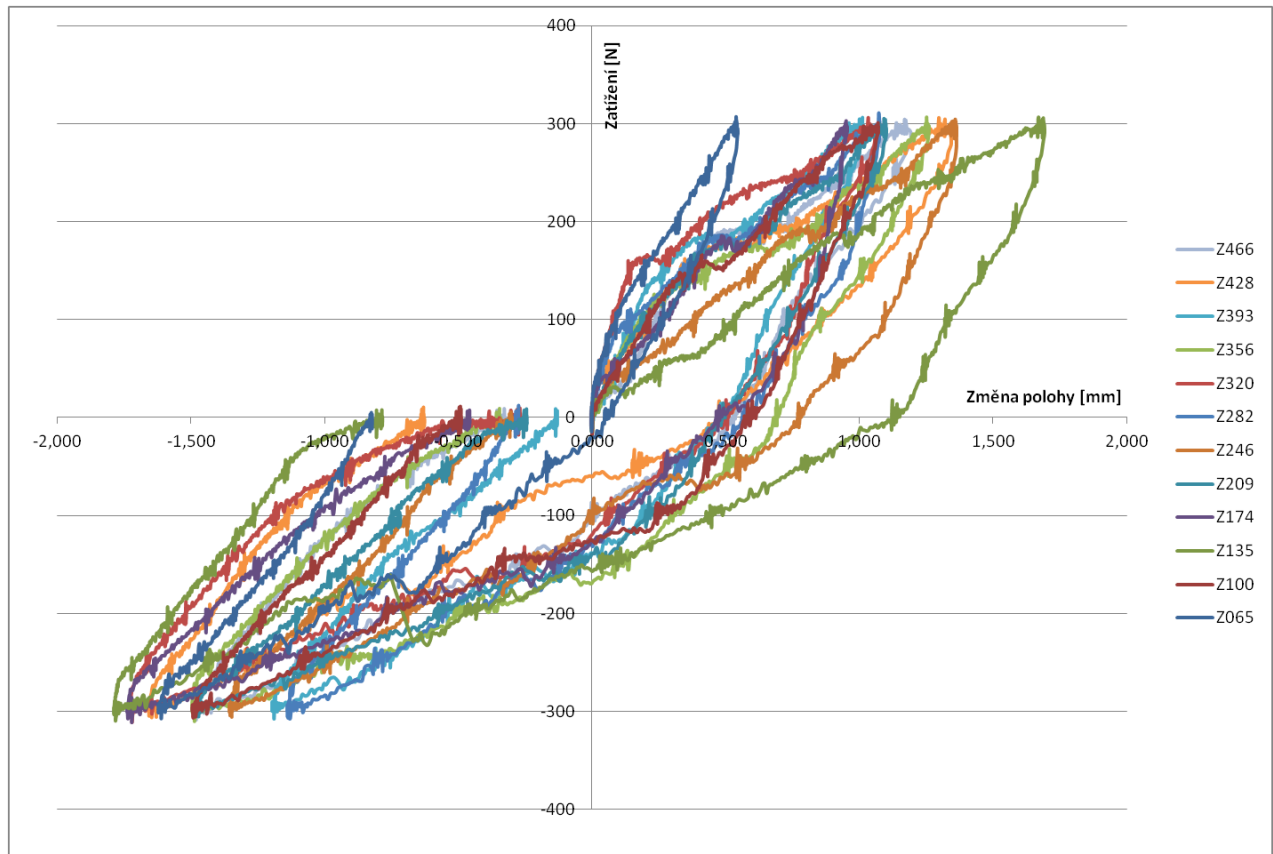
6.6 Provedení experimentu

Byly vhodně zvoleny polohy zdvihu LO pro měření obousměrné tuhosti LO. Tyto polohy byly zvoleny vzhledem k funkční délce odměřování, která neobsáhla celou délku zdvihu. Bylo vhodné vyhnout se nutnosti její demontáže vzhledem k časově náročnému ustavení do roviny rovnoběžné s lineárním vedením LO. Měření bylo provedeno pro hodnoty zdvihu 65,100,135,174,209,246,282,320,356,393,428 a 466 mm.

Zdvih zatěžovací zdvižné převodovky byl držen na konstantní hodnotě, akční člen LO se během přestavování polohy mezi měřeními posouval kolem závitové tyče, ke které byl ustaven pomocí dvojice matic. Před každým měřením byly přestaveny i koncové dorazy.

6.7 Zpracování naměřených dat

Byly vyneseny hysterezní křivky odchylky polohy akčního jezdce od počáteční polohy v závislosti na zatěžující síle. V této analýze se projevila nejen samotná tuhost ozubeného řemene, ale i vyrovnání vůlí mezi řemenem a řemenicemi. V případě záporné zátěže se projevilo i překonávání čepové vůle na předlohové hřídeli, která se do určité meze chovala jako za-aretovaná a až po překonání vůle začala následovat pohyb řemene. Tím se zvýšila tuhost při záporné hodnotě zátěže, kdy nebyla délka napjaté větve definována jen geometricky, jak bylo předpokládáno.

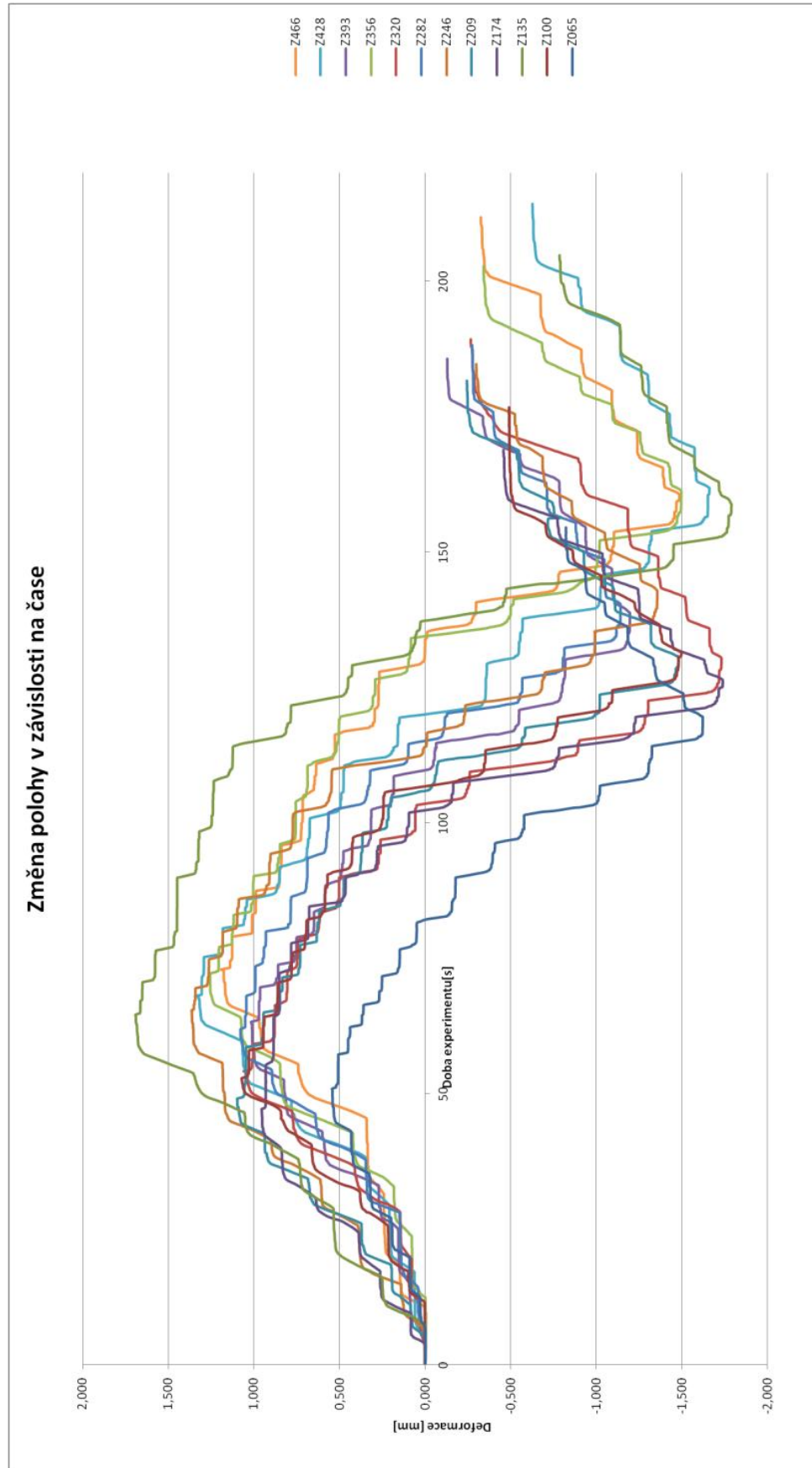


Obr. 119. Hysterezní křivky polohy pro jednotlivé délky zdvihu LO

Dále byly vyneseny závislosti okamžité výchylky od nulové polohy v závislosti na čase trvání experimentu. Sklon náběhů polohy pod zatížením poukazuje na změnu obousměrné tuhosti.

Mez kluzu v oblasti zatížení mezi 160-200N poukazuje na oblast vymezení vůle řemene vůči řemenici, pro zdvih 65mm se nevyskytuje, což poukazuje na to, že byla vyčerpána během předepínání které proběhlo před měřením.

Měření pro zdvih 135 mm vykazuje anomálii sníženou tuhostí, mohlo dojít k výraznějšímu sednutí řemene do řemenice nebo povolení některé z nosných částí okruhu.



Obr. 120. Závislost polohy jezdce na čase pro jednotlivé zdvihy LO

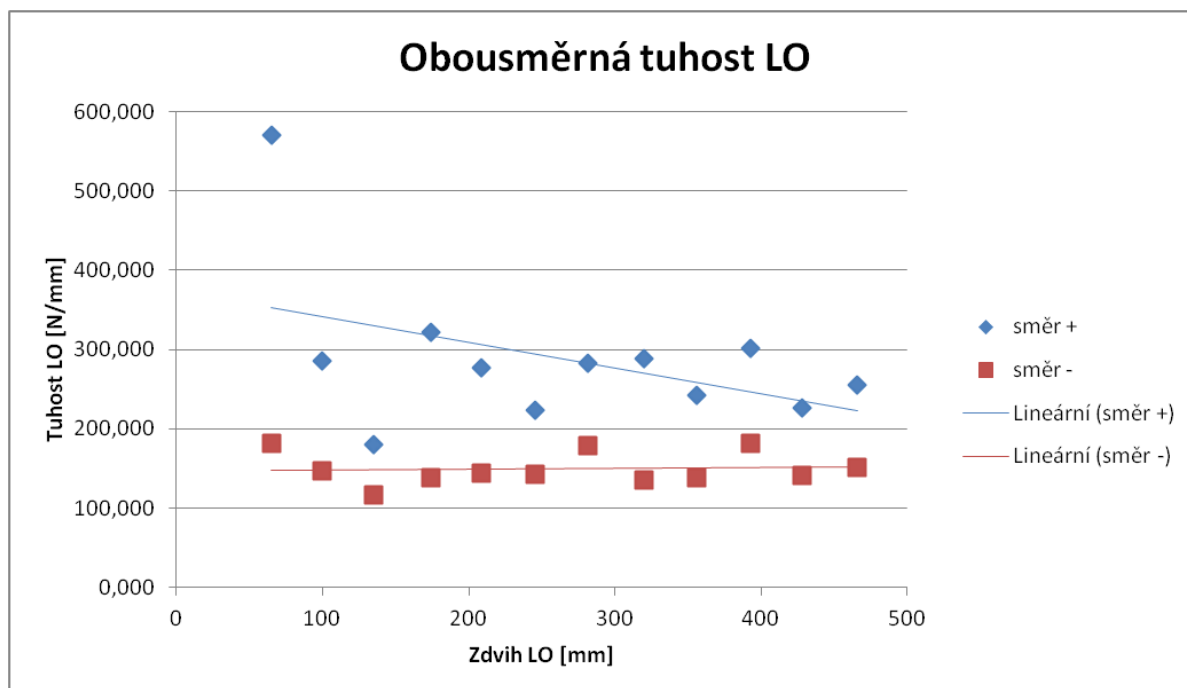


6.8 Výpočet obousměrné tuhosti

Tuhost byla vypočtena v mezních polohách maximálních deformací řemene, byla tedy uvažována jako linearizovaná dle maximální výchylky.

Tab. 67. Vypočtené linearizované tuhosti LO

Zdvih [mm]	Odchyly polohy [mm]			Tuhost + [N/mm]	Tuhost - [N/mm]	
	start	Δ 300N	Δ 0N			Δ -300N
65	0	0,526	0,048	-1,601	570,342	181,928
100	0	1,049	0,56	-1,475	285,987	147,420
135	0	1,671	0,81	-1,769	179,533	116,324
174	0	0,934	0,46	-1,718	321,199	137,741
209	0	1,08	0,63	-1,462	277,778	143,403
246	0	1,342	0,771	-1,336	223,547	142,383
282	0	1,059	0,561	-1,119	283,286	178,571
320	0	1,04	0,502	-1,708	288,462	135,747
356	0	1,239	0,686	-1,477	242,131	138,696
393	0	0,994	0,474	-1,176	301,811	181,818
428	0	1,326	0,476	-1,639	226,244	141,844
466	0	1,173	0,528	-1,462	255,754	150,754



Obr. 121. Graf obousměrné tuhosti

Jak je vidět z předcházejícího grafu, tuhost v kladném směru zatěžování odpovídá svým trendem výpočetním předpokladům. Tuhost v záporném směru se oproti předpokladu, že se bude zvyšovat se snižující se délkou napjaté větve, drží kolem konstantní hodnoty. To lze přisoudit chování předlokové hřídele, která se při zatížení při nízkém zdvihu chová jako zabrzděná a eliminuje vliv spodní větve

ozubeného řemene. Se zvyšující se hodnotou zdvihu se předloková hřídel postupně stále více pootáčí a zvyšuje délku nepjaté větve udávající tuhost LO oproti úbytku vlivem změny zdvihu.

6.9 Navržené konstrukční optimalizace

Vzhledem k poškození napínacího členu během experimentu byla dále pro navazující výzkum doporučena konstrukční úprava předepínacího mechanismu, kdy při zachování principu odtlačovacího šroubu (ideálně levotočivý pro možnost bezproblémového použití momentového klíče), by se tento šroub nezakusoval přímo do závitů v dutině střední hliníkové příčky, ale byla by použita ocelová závitová vložka vložená do obrobené dutiny a za-areťovaná proti pootočení do T-drážek profilu. V odtlačovaném jádře koncového domku by byla umístěna ocelová opěrná deska pro dotyk s hlavou předepínacího šroubu.

Z důvodu klopení koncových domků při vyšším předepnutí a s ním spojeným posuvem bočnic napínací strany LO po střední příčce by bylo vhodné prodloužit část se zapuštěnými šrouby o cca 10 mm, aby T-matice vložené do drážek profilu nevyjížděly z tohoto profilu ven a stále plnily funkci ustavení geometrie bočnice.

6.10 Závěr experimentální části

Byla ověřena snadná smontovatelnost prototypu a jeho technická realizovatelnost a funkčnost. Byla zjištěna statická únosnost řemenového převodu a předepínacího šroubu. Bylo ověřeno a zhodnoceno chování řemenového převodu LO pod zatížením externí silou. Výsledky měření byly porovnány s teorií ve výpočtové části této závěrečné práce. Odlišnosti chování systému byly zdůvodněny.

Nerealizované části metodiky měření budou součástí navazujícího výzkumu na Ú12113.

7. Závěr

Cílem této diplomové práce byl kompletní konstrukční návrh cenově dostupného modulárního systému lineární osy s ozubeným řemenem.

V návaznosti na předchozí bod byla vypracována kompletní rešerše současně existujícího stavu lineární techniky zaměřená na technické provedení a reálné výkony a únosnosti běžně dostupných komerčních systémů.

Byla vytvořena matematická analýza předpokládaného chování soustavy lineárního pohonu za účelem popsání jednotlivých silových účinků s ohledem na odhad budoucí výkonnosti systému.

Další částí byl samotný koncepční návrh lineární osy. Byly řešeny možné varianty provedení lineárního vedení vzhledem k potřebné únosnosti a byly sjednoceny do modulárního systému.

Následně byla provedena rozměrová a pevnostní dimenzace klíčových prvků budoucího prototypu LO, byla zvolena finální varianta prototypu a byla vytvořena kompletní výrobní 2D a 3D dokumentace prototypu.

Vybrané komponenty prototypu byly podrobeny MKP analýze. Tato analýza byla následně verifikována s analytickým výpočtem a výsledky byly interpretovány.

Byla provedena cenová rozvaha prototypu LO pro jednotlivá provedení lineárního vedení a uvažované velikosti zdvihů. Tyto rozvahy byly porovnány s cenami běžně dostupných lineárních os srovnatelných provozních parametrů.

V poslední části této práce bylo navrženo testovací stanoviště společně s předpokládanou metodikou experimentálního měření. Prototyp LO byl vyroben, sestaven a podroben zkoušení na tomto stanovišti. Výsledky měření byly zpracovány a podrobeny analýze. Konstrukce prototypu byla kriticky zhodnocena a byly navrženy konstrukční úpravy za účelem zlepšení vlastností prototypu v další fázi vývoje.

8. Seznam použité literatury

- [1] Bakalářská práce – Návrh stanoviště pro testování lineárních pohonů – KLÍMA V., 2014, Praha
- [2] Portfolio katalogových listů BAHR Modultechnik, 2012
dostupné z http://www.raveo.cz/polohovaci_systemy
- [3] Basic Mechanic Elements, Bosch Rexroth Group, 2015, katalog
dostupné z <https://www.boschrexroth.com/en/xc/>
- [4] Linear Modules, Bosch Rexroth Group, 2013, katalog
dostupné z <https://www.boschrexroth.com/en/xc/>
- [5] Pohony s ozubeným řemenem EGC-TB-KF, Festo, 2013, katalog
dostupné z https://www.festo.com/cms/cs_cz/index.htm
- [6] Product Catalogue – Standard program, Franke GmbH, 2014, katalog
dostupné z <http://www.franke-gmbh.com/>
- [7] Portfolio katalogových listů Macron Dynamics, Inc., 2014,
dostupné z <http://www.macrondynamics.com>
- [8] LCB-Compact Linear Actuator, Parker Hannifin Corporation, 2013, katalog
dostupné z <http://www.parker.com>
- [9] HMR-Linear Drive, Parker Hannifin Corporation, 2014, katalog
dostupné z <http://www.parker.com>
- [10] ODS-Origa Drive System, Parker Hannifin Corporation -Origa,2010, katalog
dostupné z <http://www.parker.com>
- [11] Parker Pneumatic, Parker Hannifin Corporation, 2015, katalog
dostupné z <http://www.parker.com>
- [12] Portfolio katalogových listů TEA Technik, 2010,
dostupné z <http://www.teatechnik.cz/linearni-vedeni/>
- [13] B3S and B3W Electric Rodless Actuators, Tolomatic, 2015, katalog
dostupné z <http://www.tolomatic.com/products>
- [14] TKS and TKB Actuators, Tolomatic, 2015, katalog
dostupné z <http://www.tolomatic.com/products>
- [15] MXB Rodless Belt Drive Actuators, Tolomatic, 2015, katalog
dostupné z <http://www.tolomatic.com/products>
- [16] Uhing Linear Drives – Timing Belt Drive AZ, Joachim Uhing KG GmbH and Co. , 2012, katalog, dostupné z <http://www.uhing.com/>
- [17] Portfolio katalogových listů Unimotion Linear Units, 2015,
<http://unimotion.eu/en/index/browseproductscategory/cid/14>
- [18] Timing Belt Theory, GATES Mectrol, Inc., 2006, Handbook
dostupné z <http://www.gatesmectrol.com/>
- [19] Siegling Proposition Timing belts – Culculation Methods, Forbo Siegling GmbH, dostupné z <http://www.forbo.com/movement/cs-cz/produkty/poh8wh>
- [20] Product Range CONTI SYNCHROFLEX Timing Belts, Continental ContiTech, 2012, katalog, dostupné z <https://www.contitech.de>



- [21] Urethane Timing Belts and Pulleys, GATES Mectrol, Inc., 2014, katalog dostupné z <http://www.gatesmectrol.com/>
- [22] Ameraal Beltech ozubené řemeny, Ameraal Beltech, 2009, katalog dostupné z <http://www.ammeraalbeltech.cz/>
- [23] Katalogový list řemenic typu AT5, Tyma CZ s.r.o., 2016, dostupné z <http://www.tyma.cz/files/doc/zs-at5.pdf>
- [24] Katalogový list řemenic typu AT10, Tyma CZ s.r.o., 2016 dostupné z <http://www.tyma.cz/files/doc/zs-at10.pdf>
- [25] Iglidur.igubal.xiros.drylin , IGUS.eu, 09.2013, katalog dostupné z <http://www.igus.cz/iglidur>
- [26] Gliding Surface Technology GST, PBC Linear, 2014, katalog dostupné z <http://www.pbcllinear.com/>
- [27] Linear guide systems N 1002 E, Nadella Systems, 2013, katalog dostupné z <http://www.nadella.de/>
- [28] Miniature profile rail guides, SKF Group, 2011, katalog dostupné z <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>
- [29] Profile rail guides LLR, SKF Group, 2011, katalog dostupné z <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>
- [30] Profile rail guides LLT, SKF Group, 2013, katalog dostupné z <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>
- [31] NSK Linear Guides – Miniature PU/PE Series, NSK, 2003, katalog dostupné z <http://www.nsk.com/products/precisionmachine/linearguide/>
- [32] NSK Linear Guides – High-Accuracy Series, NSK, 2005, katalog dostupné z <http://www.nsk.com/products/precisionmachine/linearguide/>
- [33] NSK Linear Guides – NH/NS Series, NSK, 2014, katalog dostupné z <http://www.nsk.com/products/precisionmachine/linearguide/>
- [34] Lineární vedení 01, HIWIN s.r.o., 2016, katalog dostupné z <http://www.hiwin.cz/>
- [35] Katalogový list Upevňovací desky ozubeného řemene, TYMA cz dostupné z <http://www.tyma.cz/files/doc/zs-plates.pdf>
- [36] Strojnické tabulky 1, Řasa J., Švercl J., Praha, Scientia, 2004
- [37] Pružnost a pevnost v technické praxi – Příklady III, Řezníček J, Řezníčková J., Praha, ČVUT Praha, 2008, Skriptum
- [38] ŠVEC V., Části a mechanismy strojů – spoje a části spojovací, ČVUT Praha, 1997, Skriptum
- [39] ŠVEC V., Části a mechanismy strojů – příklady, ČVUT Praha, 1991, Skriptum
- [40] Screw Jack Systems, ZIMM Austria, 2013, katalog dostupné z <http://zimmscrewjacks.com/>

- [41] Servo Motors EMMS-AS, Festo Group, 2009, katalog dostupné z https://www.festo.com/cms/cs_cz/index.htm
- [42] Katalogový list HBM S9, HBM GmbH, 2016, dostupné z <http://www.hbm.cz/>
- [43] Katalogový list HMB T20MW, HBM GmbH, 2016, dostupné z <http://www.hbm.cz/>
- [44] A-Digitální odměřování polohy, JIRKA a spol., s.r.o., 2014, Katalog dostupné z <http://www.jirkapol.cz/digitalni-odmerovani-1.html>
- [45] Ball and Roller Bearings, NTN Corporation, 2001, Katalog 2202-II/E dostupné z <http://www.ntnamericas.com/en/>
- [46] Bearing Units, NTN Corporation, 2011, Katalog 2400-X/E dostupné z <http://www.ntnamericas.com/en/>
- [47] Katalogový list LARM Inkrementální rotační snímače IRC202 a 205, 2016, dostupné z <http://www.rotex.sk/docs/50-inkrementalne-snimace-polohy/IRC202-205cz.pdf>
- [48] E-shop TechnoLine s.r.o. - Koncové snímače dostupné z <http://eshop.technoline.cz/491-koncove-spinace>
- [49] Metal bellow couplings, STS Coupling GmbH, 2016, Katalog dostupné z <http://www.stscoupling.de/index.php>

9. Seznam příloh

Výrobní dokumentace prototypu LO

Sestavné a koncepční výkresy

[Příloha 1] DP-LO-S01 Montážní sestava

[Příloha 2] DP-LO-S02 Lin. osa sestava

Výrobní výkresy

[Příloha 3] DP-LO-002 Spodnice AL 40x80

[Příloha 4] DP-LO-003 Řemenice 27AT544

[Příloha 5] DP-LO-004 Deska AT05

[Příloha 6] DP-LO-005 Bočnice I.

[Příloha 7] DP-LO-006 Bočnice II.

[Příloha 8] DP-LO-007 Bočnice III.

[Příloha 9] DP-LO-008 Deska zadní

[Příloha 10] DP-LO-009 Deska horní

[Příloha 11] DP-LO-010 Deska čelní I.

[Příloha 12] DP-LO-011 Deska čelní II.

[Příloha 13] DP-LO-012 Deska vozík

[Příloha 14] DP-LO-013 Svod řemene

[Příloha 15] DP-LO-014 Distance 3.5

[Příloha 15] DP-LO-015 Distance 9.5

[Příloha 16] DP-LO-016 Silentblok

[Příloha 17] DP-LO-017 Hřídel předlohová

[Příloha 18] DP-LO-018 Hřídel hnací

Kusovníky

[Příloha 19] DP-LO-S01 Lin. osa sestava

10. Seznam obrázků

Obr. 1. Definice souřadného systému LO	7
Obr. 2. Lineární pohon BAHR řady ELVZ [2].....	8
Obr. 3. Lineární osy BOSCH Rexroth řady LF a MK [3,4]	9
Obr. 4. Lineární osa FRANKE řady EGC [5]	10
Obr. 5. Řez středním profilem FRANKE řady EGC velikosti 18 [5]	10
Obr. 6. Lineární osa Franke FTC [6]	11
Obr. 7. Lineární osa Franke FTD [6]	11
Obr. 8. Lineární osa Franke FTI [6].....	11
Obr. 9. Detail řešení lineárního vedení Franke FTI [6]	12
Obr. 10. Lineární osa Marcon MSA-14H [7]	12
Obr. 11. Parker OSP-E [11].....	13
Obr. 12. Varianty lineárních os TEA Technik řady AK[12].....	14
Obr. 13. Lineární osy Tolomatic řady MXB [15].....	14
Obr. 14. Lineární osy Uhing [16]	15
Obr. 15. Lineární osy Unimotion řady MTJ/MRJ [17]	16
Obr. 16. Varianty lineárních os Unimotion řady CTJ [17]	16
Obr. 17. Schéma popisující parametry sestavy pohonu	18
Obr. 18. Zátěžné spektrum řemene AT5 o šířce 16mm	21
Obr. 19. Ukázka výsledkového formuláře programu	25
Obr. 20. Příklad rychlostní charakteristiky LO	25
Obr. 21. Rozměrová schémata uvažovaných typů řemenů [20].....	26
Obr. 22. Silový diagram sil v řemeni a uložení LO pro pohyb jezdce od hnací řemenice [18].....	28
Obr. 23. Silový diagram sil v řemeni a uložení LO pro pohyb jezdce k hnací řemenici [18]	29
Obr. 24. Charakteristika průběhu zatížení hřídelí prototypu LO při zdvihu směrem OD a K hnací řemenici.....	30
Obr. 25. DryLIN typ N vel.40 a 27 [25]	32
Obr. 26. Dovolené statické zatížení systému drylin N v závislosti na rychlosti[25]...	32
Obr. 27. Miniaturní provedení DryLin T [25]	33
Obr. 28. Dovolené dynamické zatížení systému drylin T v závislosti na rychlosti [25]	33
Obr. 29. Montovaný čtvercový vozík DryLin W [25].....	34
Obr. 30. Dovolené dynamické zatížení systému drylin W v závislosti na rychlosti [25]	34
Obr. 31. Komplety EcoSlide velikosti 30x30, 45x45 a 45x60[3]	35
Obr. 32. Základní provedení kluzných vedení PBC[26].....	36
Obr. 33. Řez systémem LinRol[12]	37
Obr. 34. Možná aplikace systému LinTrek[12]	37
Obr. 35. Kolečnice a rolna systému Alurol [12]	38
Obr. 36. Ukázka uložení systému Heavy Line GU [27]	39

Obr. 37. Ukázka uložení systému Rolbloc [27].....	39
Obr. 38. Řezy lineárních vedení velikostí 6 pro obě varianty provedení kolejnice [3]39	
Obr. 39. Vizualizace lineárního vedení Franke FD [6].....	40
Obr. 40. Detail provedení rolnového systému Franke FD [6]	41
Obr. 41. Varianty lineárních vedení SKF řady LLR [29]	42
Obr. 42. 3D vizualizace komponent lineárního vedení SKF řady LLT [30]	42
Obr. 43. Lineární vedení miniaturní NSK řady P [31]	43
Obr. 44. Varianty lineárních vedení HIWIN [34]	44
Obr. 45. Ilustrace kupované upevňovací desky řemene [35].....	45
Obr. 46. 2D náhled řešení pohybového členu s kluzným vedením N40.....	46
Obr. 47. ISO náhled varianty s použitím kluzného vedení N40	46
Obr. 48. Maximální dovolená rychlost polohování v závislosti na požadovaném zrychlení	48
Obr. 49. Maximální klopný moment od polohované hmoty v závislosti na požadovaném zrychlení.....	48
Obr. 50. Silová charakteristika vedení N 27x80	49
Obr. 51. Silová charakteristika tandemu vedení N40x50	49
Obr. 52. 2D náhled řešení pohybového členu s rolnovým vedením MATIS	50
Obr. 53. ISO náhled varianty s použitím rolnového vedení MATIS	51
Obr. 54. 2D náhled řešení pohybového členu s rolnovým vedením TEA	51
Obr. 55. ISO náhled varianty s použitím rolnového vedení TEA	52
Obr. 56. Vizualizace varianty při použití vedení Franke FDA 25	53
Obr. 57. 3D náhled varianty při použití vedení Franke FDA 25	54
Obr. 58. Průběhy maximálních zatížení vedení Franke FDA	56
Obr. 59. Plechový ložiskový domek- ilustrace [46].....	57
Obr. 60. Náčrt uložení hřídele lineární osy.....	57
Obr. 61. 3D Vizualizace prototypu LO var. A.....	58
Obr. 62. 3D Vizualizace prototypu LO var. B.....	59
Obr. 63. Detail řešení uložení hřídele v koncovém domku	60
Obr. 64. Detail řešení bočnice lineární osy.....	60
Obr. 65. Schéma LO s použitím DryLin N	61
Obr. 66. Schéma LO s použitím rolnového vedení TEA AT6	62
Obr. 67. Prostorové možnosti průtahu spodní větve řemene [3,20]	63
Obr. 68. Rozsah průměrů použitelných ozubených řemenic	64
Obr. 69. Použitelné řemenice AT5 [23]	64
Obr. 70. Použitelné řemenice AT10 [24]	64
Obr. 71. Značení tolerančního obvodu	65
Obr. 72. Návrh kuželového svěrného spoje	70
Obr. 73. Rozměry předepjatých šroubových spojů.....	75
Obr. 74. Silový rozbor namáhání kotvících šroubů.....	76
Obr. 75. Pracovní diagram zatížení střední příčky	81
Obr. 76. Vizualizace MKP sestavy bočnice	82
Obr. 77. Detail modelu sestavy spojovacích prvků.....	83

Obr. 78. Vizualizace vetknutých a zatížených ploch výpočtového modelu bočnice .	83
Obr. 79. Vložení provozního předpětí šroubového spoje	84
Obr. 80. Ukázka síťování šroubu s maticí	84
Obr. 81. Ukázka síťování celého výpočtového modelu	85
Obr. 82. Vizualizace MKP výpočtu napětí bočnice.....	86
Obr. 83. Vizualizace toku napětí bočnicí	87
Obr. 84. Vizualizace MKP výpočtu tlaku bočnice	87
Obr. 85. Vizualizace MKP výpočtu napětí drážky profilu	88
Obr. 86. Vizualizace MKP výpočtu tlaku spoje střední příčky.....	88
Obr. 87. Vizualizace MKP modelu střední příčky s kolejnicí Franke FDA	89
Obr. 88. Vetknuté plochy výpočtového modelu střední příčky.....	90
Obr. 89. Distribuce zatížení na kolejnici Franke	91
Obr. 90. Distribuce zatížení na prostou příčku	91
Obr. 91. Ukázka síťování výpočtového modelu střední příčky	92
Obr. 92. Průběh napětí příčkou bez uvažování kolejnice FDA.....	93
Obr. 93. Průběh napětí příčkou s uvažováním kolejnice FDA (kolejnice zneviditelněna)	93
Obr. 94. Průběh deformace příčkou bez uvažování kolejnice FDA (kolejnice vypnuta pro výpočet).....	94
Obr. 95. Průběh deformace příčkou s uvažováním kolejnice FDA (kolejnice vypnuta pro vizualizaci)	94
Obr. 96. Schéma měřicího stanoviště	99
Obr. 97. 3D Vizualizace měřicího stanoviště.....	99
Obr. 98. 3D Vizualizace finální podoby prototypu LO.....	100
Obr. 99. Reálná podoba prototypu LO	100
Obr. 100. Sestava hnacího motoru se šnekovou převodovkou Bosch Rexroth.....	101
Obr. 101. Vizualizace zdvižné převodovky s brzdým motorem	102
Obr. 102. Schéma připojení břemena přes soustavu kladek ($i=1$).....	103
Obr. 103. Schéma připojení břemena přes soustavu kladek ($i=2$).....	104
Obr. 104. Silový snímač HBM S9 [42].....	104
Obr. 105. Snímač momentu HMB T20WN [43]	105
Obr. 106. Lineární odměřování řady JXC [44].....	105
Obr. 107. Snímač otáček LARM IRC205 [47].....	106
Obr. 108. Koncový snímač CLS-111 [48].....	106
Obr. 109. Závislost chyby polohování na zdvihu osy	109
Obr. 110. Odchylka polohy při zabrzděné LO	110
Obr. 111. Provedení experimentálního okruhu v prostorech Ú12113	114
Obr. 112. Uložení optického odměřování a koncových snímačů.....	114
Obr. 113. Detail zatěžovací převodovky ZIMM.....	115
Obr. 114. Detail hnací větve LO	115
Obr. 115. Vizuelní interface ovládacího panelu experimentu	116
Obr. 116. Graf maximální zatížitelnosti prototypu LO.....	117
Obr. 117. Spektrum zatížení řemene	118

Obr. 118. Aretace hnací větve LO	118
Obr. 119. Hysterezní křivky polohy pro jednotlivé délky zdvihu LO	120
Obr. 120. Závislost polohy jezdce na čase pro jednotlivé zdvihy LO	121
Obr. 121. Graf obousměrné tuhosti	122

11. Seznam tabulek

Tab. 1. Provozní parametry portfolia BAHR Modultechnik [2]	8
Tab. 2. Provozní parametry portfolia BOSCH Rexroth [3,4]	9
Tab. 3. Provozní parametry portfolia Festo [5]	10
Tab. 4. Provozní parametry portfolia Franke [6]	12
Tab. 5. Provozní parametry portfolia MACRON [7]	12
Tab. 6. Provozní parametry portfolia Parker Hannifin Corporation [8,9,10,11]	13
Tab. 7. Provozní parametry portfolia TEA Technik[12]	14
Tab. 8. Provozní parametry portfolia Tolomatic [13,14,15]	15
Tab. 9. Provozní parametry portfolia Joachim Unihg [16]	15
Tab. 10. Provozní parametry portfolia Unimotion [17]	16
Tab. 11. Přehledová tabulka parametrů lineárních pohonů z rešerše	17
Tab. 12. Přehledová tabulka maximálního zatížení ozubeného řemene [20,21,22] .	27
Tab. 13. Přehledová tabulka odpovídajících maximálních únosností LO při použití uvedených řemenů [18,20,21,22]	27
Tab. 14. Přehledová tabulka odpovídajících předepínacích sil v řemenu [18,20,21,22]	28
Tab. 15. Únosnosti jednotlivých typů vedení Drylin pro požadovanou životnost	35
Tab. 16. Maximální dynamické parametry kluzného materiálu FrelonGOLD [26].....	36
Tab. 17. Maximální parametry vedení PBC [26]	36
Tab. 18. Přehledová tabulka axiálních únosností produktů Nadella [27]	38
Tab. 19. Přehledová tabulka únosností sortimentu Franke [6]	41
Tab. 20. Přehledová tabulka únosností sortimentu SKF [28,29,30]	42
Tab. 21. Přehledová tabulka únosností sortimentu NSK [28,29,30]	43
Tab. 22. Přehledová tabulka únosností sortimentu HIWIN [34]	44
Tab. 23. Tabulka výstupních hodnot DryLin Expert 2.0	47
Tab. 24. Cenová rozvaha komponent kluzného vedení N27	50
Tab. 25. Cenová rozvaha komponent kluzného vedení N40	50
Tab. 26. Hodnoty maximálních zatížení variant rolnových vedení	52
Tab. 27. Cenová rozvaha komponent vedení Matis GD6	53
Tab. 28. Cenová rozvaha komponent vedení TEA AV6	53
Tab. 29. Statické parametry únosnosti Franke FDA 25	54
Tab. 30. Přehledová tabulka maximálních dynamických zatížení	55
Tab. 31. Analýza rozměrového obvodu hřídele LO (hodnoty v mm)	66
Tab. 32. Analýza rozměrového obvodu hřídele LO – vyhodnocení (hodnoty v mm)	66
Tab. 33. Tabulka volených tolerancí jednotlivých ploch na hřídeli (hodnoty v mm) ..	67
Tab. 34. Tabulka mezních hodnot vůli mezi prvky soustavy (hodnoty v mm)	67
Tab. 35. Přehledová tabulka výpočtů hřídelí LO	68
Tab. 36. Přehledová tabulka výpočtů spojení těsným perem	69
Tab. 37. Tabulka maximálních únosností variant spojení pomocí pera	69
Tab. 38. Parametry funkční kuželové plochy	70
Tab. 39. Parametry voleného předepínacího závitu	70

Tab. 40. Výpočet momentových poměrů ve svěrném spoji	71
Tab. 41. Výpočet bezpečnosti svěrného spoje	72
Tab. 42. Výpočet montážního předpětí svěrného spoje	72
Tab. 43. Výpočet utahovacího momentu	73
Tab. 44. Kontrolní výpočet závitů hřídele	74
Tab. 45. Přehledová tabulka výpočtu trvanlivosti ložisek.....	74
Tab. 46. Maximální hodnoty zatížení osy s uvažovaným ložiskem	75
Tab. 47. Parametry silového rozboru	76
Tab. 48. Výpočty spojovacího šroubu bočnice	76
Tab. 49. Maximální parametry LO pro navržené šroubové spojení bočnice.....	77
Tab. 50. Výpočty spojovacího šroubu vozíku	78
Tab. 51. Maximální parametry LO pro navržené šroubové spojení vozíku	79
Tab. 52. Přehledová tabulka fyzikálních parametrů příčky LO [3]	79
Tab. 53. Maximální výsledky MKP výpočtu bočnice.....	85
Tab. 54. Maximální parametry řemene pro jednotlivé komponenty	95
Tab. 55. Cenová kalkulace nakupovaných komponent LO.....	95
Tab. 56. Cenová kalkulace obráběných komponent LO	96
Tab. 57. Cenová rozvaha prototypu LO pro různé maximální zdvihy	96
Tab. 58. Parametry použité převodovky [40]	102
Tab. 59. Parametry řemene pro výpočty tuhosti.....	108
Tab. 60. Přehled měření tuhostních vlastností	110
Tab. 61. Přehled měření přesnosti polohování.....	111
Tab. 62. Přehled měření životnosti.....	112
Tab. 63. Přehled měření účinnosti pohonu.....	112
Tab. 64. Přehled měření ztrátové charakteristiky	113
Tab. 65. Přehled měření oteplení lineární osy.....	113
Tab. 66. Torzní tuhosti komponent hnací větve [43,49].....	119
Tab. 67. Vypočtené linearizované tuhosti LO	122

