



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

LINEÁRNÍ JEDNOTKA S ELEKTRICKÝM POHONEM PRO ROBOT S PARALELNÍ KINEMATICKOU STRUKTUROU

AC ELECTRIC LINEAR DRIVE FOR PARALELL KINEMATICS STRUCTURES OF ROBOTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR NEJEDLÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. RADEK KNOFLÍČEK, Dr.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Nejedlý

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

Lineární jednotka s elektrickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou

v anglickém jazyce:

AC electric linear drive for parallel kinematics structures of robots

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Úvod do konstrukce a aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou (PKS)- rozdíl mezi sériovou a PKS
2. Návrh konstrukce lineární jednotky s elektrickým pohonem s těmito základními technickými parametry:
 - největší tlačná a tažná síla 1200 N
 - největší přídržná síla 800 N
 - zdvih 250 mm
 - přímočará rychost při zátěži / naprázdno: 50 / 200 mm/sec.
 - hnací elektromotor střídavý se vstupním napájecím napětím 230 V
3. Potřebné výpočty konstrukčního návrhu (dimenzování převodu a pohonné jednotky)
4. Sestavní výkresy a vybrané dílenské výkresy
5. Závěr a vyhodnocení vlastností nové konstrukce

Cíle diplomové práce:

Cíle je získat přehled o rozdílech mezi sériovou a PKS robotů, které jsou novým typem v robotice. Na základě historického vývoje je možné uvést jejich základní principy konstrukce a aplikace.

Konstrukční návrh lineární jednotky je základním stavebním uzlem pro PKS robotu se třemi až šesti rameny (tripody až hexapody)

Seznam odborné literatury:

1. Merlet J. P.: Paralell robots, Kluwer academic publishers, London, 2000, ISBN 0-7923-6308-6
2. Skařupa J., Mostýn V.: Teorie průmyslových robotů, VIENALA Košuce, 2001, ISBN 80-88922-35-6
3. Valášek M.: Mechatronika, Vydavatelství ČVUT Praha, 1996, ISBN 80-01-01276-X
4. Knoflíček R., Plšek L.: Paralelní kinematické struktury výrobních strojů a průmyslových robotů, přednáška projektu Erasmus, FSI VUT Brno, 2006

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 29.11.2010

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem lineární jednotky pro paralelní kinematickou strukturu. V úvodu práce je popsána paralelní kinematická struktura. Je provedeno porovnání sériové a paralelní kinematické struktury. Jsou uvedeny výhody a nevýhody. Některé konstrukce paralelních robotů jsou uvedeny. V další části jsou popsány lineární jednotky od několika výrobců. U těchto jednotek je hodnocena konstrukce a dosažené mechanické parametry.

Praktická část se zabývá návrhem lineární jednotky. Je uvedeno několik variant řešení. Multikriteriální analýzou jsou jednotlivé varianty zhodnoceny a vybrán nejlepší návrh. Vybraný návrh lineární jednotky je dále podrobně zpracován. Je zdůvodněn výběr jednotlivých komponent a provedeny potřebné konstrukční výpočty. U nosných částí je provedena MKP analýza. Na závěr je konstrukce vyhodnocena.

KLÍČOVÁ SLOVA:

paralelní kinematická struktura, sériová kinematická struktura, paralelní robot, Tripod, lineární jednotka, teleskopická jednotka, kuličkový šroub, řemenový převod

ABSTRACT

Design of linear actuator for parallel kinematic structure is described in this master's thesis. The parallel kinematic structure is described in the first part. Open kinematics structure and close kinematics structure are compared. Their benefits and disadvantages are also mentioned. Construction of some parallel robots is illustrated. Linear actuators of different company are described. Mechanical parameters and construction of linear actuator are compared.

Design of linear actuator is described in practical part of master's thesis. A few variation of linear actuator are introduced. Individual variants are evaluated by Multicriteria Decisional Analysis and a final conception is selected. Final conception of linear actuator is elaborated. Reasons for selection of every part of linear actuator are given and basic mechanical calculation design part is made. FEA analysis of the structural part of linear actuator is made. Design of linear actuator is evaluated in the final part.

KEYWORDS

close kinematic structure, open kinematic structure, parallel robot, Tripod, linear actuator, telescopic tube, ball screw, belt drive

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NEJEDLÝ, P. *Lineární jednotka s elektrickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 81 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr..

PROHLAŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci „*Lineární jednotka s elektrickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou*“ vypracoval samostatně s použitím uvedených literárních zdrojů.

V Brně dne.....

.....

podpis

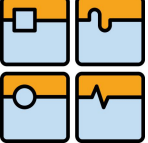
PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu panu Radku Knoflíčkoví za ochotu, cenné rady a připomínky při psaní diplomové práce. Dále chci poděkovat své rodině a přátelům za podporu během celého studia.

Obsah

1. Úvod do konstrukce a aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou	9
1.2. Definice základních pojmů	10
1.3. Historie paralelních strojů	11
1.4. Kinematické struktury průmyslových robotů a manipulátorů	13
1.4.1 Sériová kinematika	13
1.4.2 Paralelní kinematika	13
1.4.3 Porovnání sériové a paralelní kinematiky	13
1.5. Rozdělení paralelních robotů	14
1.6. Konstrukční provedení paralelních robotů	15
1.6.1 Hydraulický hexapod	15
1.6.2 Prototyp pneumatického tripodu	15
1.6.3 Elektrický manipulátor Quattro s650	16
1.6.4 Tripod od firmy Festo	17
1.6.5 Tripteron	17
1.6.6 Robot REMO I	18
1.7. Komponenty pro paralelní roboty	19
1.7.1 Lineární jednotky	19
1.7.2 Průvlekové motory	25
1.7.3 Klouby	27
2. Návrh konstrukce lineární jednotky s elektrickým pohonem	30
2.1 Vyvození přímočarého pohybu	30
2.2 Možné varianty řešení	31
2.3 Multikriteriální analýza	34
2.4 Volba motoru	38
2.5 Způsob odměřování	38
2.6 Zvolení stupně geometrické přesnosti kuličkového šroubu	40
2.7 Typ vedení	40
2.9 Antirotační kroužek	41
2.10 Uložení šroubu	42
2.11 Přenos krouticího momentu	43
2.12 Vnější kryt	44
2.12 MKP analýza vnějšího krytu	45
2.13 MKP analýza nosné části	47
2.14 Připojovací uzly	49
2.15 Frekvenční měnič	49
2.16 Konstrukce kloubů	49
2.17 MKP analýza kloubu	50
2.18 Možné uspořádání lineárních jednotek (ideový návrh)	51
3. Potřebné výpočty konstrukčního návrhu	53
3.1 Rozbor vnějšího zatížení	53
3.2 Dimenzování momentu motoru	58
3.2.1 Moment na kuličkovém šroubu	58
3.2.2 Potřebný statický moment na hřídeli motoru	58
3.2.3 Volba motoru	59
3.2.4 Výpočet dynamického momentu	59
3.2.5 Kinematické hledisko	60

3.2.6	Kontrola oteplení motoru.....	61
3.2.7	Výpočet vlastní frekvence kmitání.....	61
3.3	Výpočet optimálního převodového poměru	63
3.4	Kontrola kuličkového šroubu.....	63
3.4.1	Kontrola vzpěrné tuhosti	64
3.4.2	Výpočet kritických otáček.....	64
3.4.3	Výpočet životnosti	64
3.5	Trvanlivost ložiska a vedení.....	65
3.5.1	Trvanlivost ložiska.....	65
3.5.1	Trvanlivost kuličkového pouzdra	66
3.6	Teoretická přesnost.....	67
4.	Výkresy sestavení a vybrané dílenské výkresy	68
5.	Vyhodnocení vlastností nové konstrukce	69
6.	Závěr.....	70
	Použité veličiny	73
	Příloha.....	76

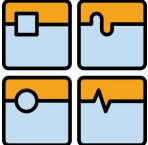
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1. Úvod do konstrukce a aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou

Neuvažujeme-li cenu stroje, tak jedinými parametry, které ovlivňují rozhodnutí zákazníka při koupi nového stroje, je dosahovaná výrobní přesnost a produkční výkon. To platí nejen v oblasti konstrukce výrobních strojů, ale i u průmyslových robotů a manipulátorů. Těchto požadavků lze dosáhnout mj. zvyšováním tuhosti konstrukce, zvyšováním přesnosti polohování a celkové dynamiky pohybu stroje. V současné době má velký význam i energetická náročnost provozu stroje a celé výrobní linky, resp. úspory v příkonech hnacích médií.

Většina výrobců využívá osvědčenou koncepci sériové kinematiky. Ta se však dostává ke hranici svých fyzikálních možností. Proto se někteří výrobci vydali novým směrem a to v podobě koncepce paralelní kinematické struktury. Nejedná se o převratnou novinku v oblasti výrobních strojů a robotů. První stroje s paralelní kinematikou vznikly již před více než 40 lety. Nejvíce je však proslavil D. Stewart se svým leteckým simulátorem. Poté na sebe stroje s paralelní kinematikou upoutaly pozornost výrobců a výzkumných laboratoří. Ve své době však nenašly stroje s paralelní kinematikou velké provozní využití. Důvodem byla konstrukční složitost a problematické řízení jejich sfázovaných pohybů.

Nové koncepce strojů a robotů, které se objevily v několika posledních letech, jsou právě reakcí na stále rostoucí požadavky zákazníků, co se týče výrobnosti a přesnosti výroby a taktéž i přijatelné pořizovací ceny. Paralelní kinematika totiž dovoluje dosáhnout vyšší dynamiky pohybu při zachování vysoké tuhosti. Zápornými vlastnostmi těchto konstrukcí je omezený pracovní prostor, poněkud obtížné řízení atd. Jednotlivé konstrukční uzly jsou odlišné od klasických (dřívějších) konstrukcí, proto jsou potřeba nové komponenty. Charakteristickou komponentou v konstrukci robotů s paralelní kinematikou je právě lineární teleskopická jednotka. A právě návrhem lineární teleskopické jednotky se tato diplomová práce zabývá.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1.2. Definice základních pojmů

Mechanismus

Mechanismus je systém těles určených k přeměně pohybů a sil jednoho nebo více těles na omezené pohyby a síly dalších těles. [20]

Paralelní mechanismus (PM)

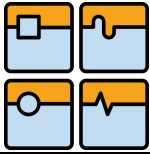
Paralelní mechanismus je mechanismus s více stupni volnosti, skládající se z pohyblivé platformy a nejméně dvou sériových kinematických řetězců. Tyto sériové kinematické řetězce se nazývají nohy a jsou spojeny s pohyblivou platformou a základem. [19]

Kinematický řetězec (KŘ)

Kinematický řetězec je definován jako soubor těles a vazeb. Podle druhu jejich sestavení jsou děleny na sériové kinematické řetězce a paralelní kinematické řetězce. [20]

Paralelní robot

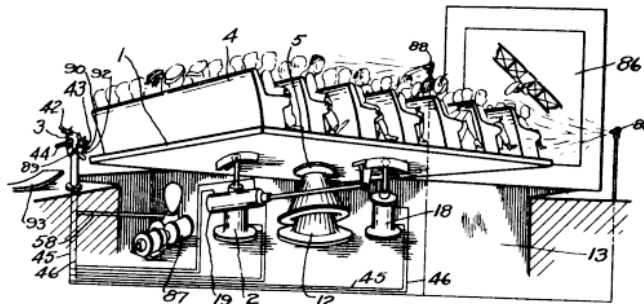
Paralelní robot je mechanismus s uzavřeným kinematickým řetězcem skládající se z pohyblivého členu (koncového efektoru) a pevného základu spojeného několika kinematickými řetězci. Počet stupňů volnosti odpovídá počtu pohonů, které pohybují kinematickými řetězci.



1.3. Historie paralelních strojů

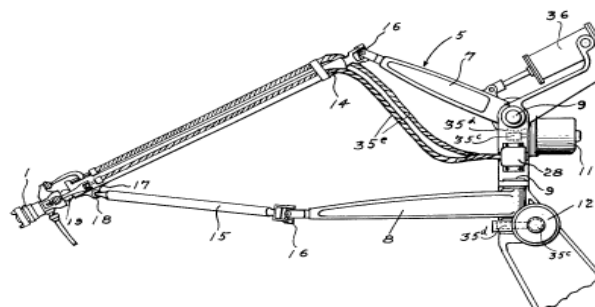
Mohlo by se zdát, že konstrukce paralelních mechanismů je současnou novinkou v oblasti výrobních strojů, průmyslových robotů a manipulátorů. Teoretické práce, zabývající se problematikou paralelní kinematiky, sahají desítky let do minulosti. Ve své době však nenašly v průmyslu velké využití. Naráželo se na technické obtíže hardwarové a softwarové úrovně. Během posledních dvou desítek let na sebe stroje s paralelní kinematikou upoutaly pozornost nejen výrobců obráběcích strojů a robotů, ale i univerzit a výzkumných laboratoří. Díky tomu se stále nacházejí nové možnosti uplatnění paralelních mechanismů. [1], [2]

První, kdo ve svém návrhu využil paralelní kinematickou strukturu, byl J. E. Gwinnet. Svůj návrh si nechal patentovat v roce 1928. Zařízení mělo sloužit pro naklápění pódia v kině. Jde o první realizovaný a doložený paralelní mechanismus. K realizaci prototypu došlo v roce 1955. Naklápěcí plošina byla spojena šesti podporami s nastavitelnou délkou, které byly přichyceny k pódium kulovými klouby. Druhá část podpor byla připevněna k základu pomocí univerzálních kardanových kloubů. Tímto se vytvořila uzavřená kinematická struktura ovládaná šesti přímočarými pohony.[3]



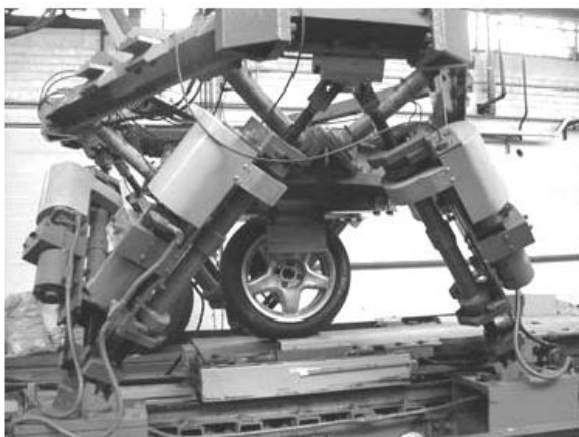
Obr. 1 Sférický paralelní mechanismus [1]

O několik desítek let později navrhl Willard L. V. Poulard první průmyslový robot s paralelní kinematickou strukturou. Patentován byl v roce 1942. Důmyslný vynález reprezentoval robot s pěti stupni volnosti. Byl určen na stříkání barvy, ale nikdy nebyl vyroben. Patent byl rozdělen na dvě části. Zvlášť byla patentována mechanická část a zvlášť elektrický systém. Pracovní hlava byla spojena se základem třemi rameny. Každé rameno se skládalo ze dvou menších ramen uprostřed spojených rotačním kloubem. K natáčení ramen byly použity rotační elektrické motory, kde každé natočení ramene umožnilo definovat pozici pracovní hlavy. Dvě ze tří ramen byly k pracovní hlavě připevněny pomocí kulového kloubu a třetí pomocí Kardanového kloubu. Tak to vznikl uzavřený kinematický řetězec. [1]



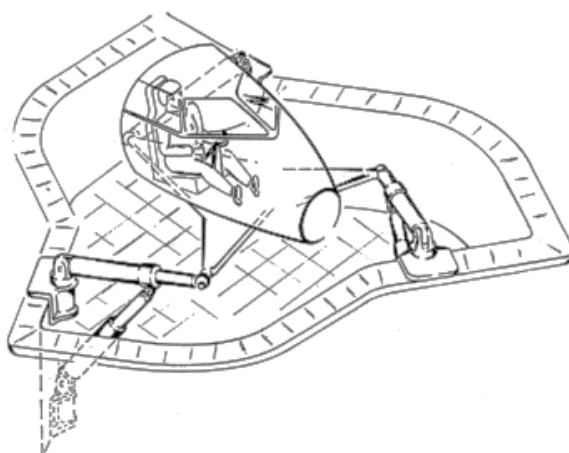
Obr. 2 První paralelní průmyslový robot [1]

O několik let později, v roce 1947, vyrobil dr. Eric Goud první oktahedrání hexapod. Jednalo se o paralelní mechanismus se šesti rameny uspořádanými tak, že tvoří hrany osmistěnu. Tento testovací stroj byl vyvinut pro anglickou firmu *Dunlop Rubber Co.* Na testovací plošině se zkoumaly vlastnosti pneumatik. Simulovalo se zatížení vznikající při přistávání letadla. Hydraulické písty rozdílným vysunutím šesti pístnic určovaly polohu plošiny a tím i zatížení na pneumatiku. Uložení těchto pístů bylo na jedné straně kulovým a na druhé straně kardanovým kloubem. [2]

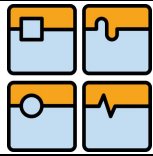


Obr. 3 Goudův prototyp na testování pneumatik [2]

V roce 1965 uveřejnil D. Stewart článek v britském sborníku IMechE. Popsal v něm vlastnosti plošiny se 6 stupni volnosti. Tato plošina měla najít uplatnění jako simulátor letecké kabiny. Návrh Stewartovy plošiny je zobrazen na obr. 4. Navrhovaný paralelní mechanismus je však odlišný od konstrukcí předem známých hexapodů (neměl oktahedrání uspořádání ramen). Proto je paradoxní, že se později u strojů tato plošina označovala jako Stewartova plošina. Není pochyb, že Stewartův článek měl velký vliv na budoucí vývoj v oblasti paralelní kinematické struktury. Ovlivnil plno vědců a konstruktérů, kteří se potom začali zabývat touto problematikou.[1]



Obr. 4 Stewartova plošina [1]



1.4. Kinematické struktury průmyslových robotů a manipulátorů

Úkolem každého průmyslového robotu nebo manipulátoru je provádění určitých operací např. manipulace s předměty, svařování, vrtání atd. Proto je každý robot opatřen koncovým členem často nazývaný efektor. Tento člen je připevněn k mechanickému systému upevněného k základu. Mechanický systém určuje pozici a orientaci efektoru. Podle druhu použitého mechanismu jsou rozdělovány samočinně a adaptivně pracující technické prostředky na roboty se sériovou, někdy označovanou jako otevřenou nebo paralelní, někdy označovanou jako uzavřenou kinematickou strukturou (zjednodušeně kinematikou).

1.4.1 Sériová kinematika

Patří k nejrozšířenějším kinematickým řetězcům používaným u průmyslových robotů a výrobních strojů. Kinematické dvojice vždy o jednom stupni volnosti se řadí za sebe. Postupuje se od základu až ke koncovému efektoru. Výsledný pohyb je složen z jednotlivých natočení a posuvů kinematických dvojic. Nejvíce se používají rotační a posuvné kinematické dvojice. Obvykle první tři vazby určují pozici bodu v prostoru a poslední tři orientaci. [4], [5]

1.4.2 Paralelní kinematika



Paralelní mechanismy se skládají z dvou a více sériových kinematických řetězců paralelně spojených s pohyblivou plošinou a pevným základem. Tvoří tak uzavřený celek. Nejčastěji jsou použita teleskopická nebo otočná ramena řazená vedle sebe. Roboty a stroje s touto kinematickou strukturou se označují jako PKR (Parallel Kinematic Robots) a PKM (Parallel Kinematic Machine).

1.4.3 Porovnání sériové a paralelní kinematiky

Stroje se sériovou kinematikou většinou dodržují léty prověřenou strukturu konstrukce. Stroje jsou tvořeny především třemi lineárními pohybovými osami, případně dvěma rotačními osami, zařazenými do série. Pohybové osy jsou konstrukčně navázány na sebe. Aby nedocházelo při pohybu ke změně geometrie nástroje, musí mít stroje vysokou tuhost. Tím je podmíněna vysoká hmotnost pohybových os, což se projeví na dynamice celého systému. Konstrukce jsou namáhány převážně ohybovými momenty, odtud plyne nízká tuhost, přesnost polohování v řádech desetin milimetru. Na koncovém členu robotu se projeví sumace chyb na jednotlivých kinematických dvojicích. [6]



Obr. 5 Příklad sériové kinematické struktury [5]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Stroje s paralelní kinematikou umožňují poměrně lehkou konstrukci a tím pozitivně působí na dynamiku. Stewartova plošina se pohybuje ve všech souřadnicích současně tzv. simultánně. Tím je docíleno vysoké polohové přesnosti ($\pm 0,01$ mm). Celá konstrukce je díky kloubovému uložení namáhána převážně na tah nebo tlak. Odtud plyne vysoká tuhost. Tyto stroje však vyžadují vysoké nároky na řídicí systémy. Může docházet ke kolizím vzpěr. Z hlediska konstrukce mohou být vzpěry shodného provedení. [6]



Obr. 6 Schéma paralelní kinematické struktury [5]

1.5. Rozdělení paralelních robotů

Paralelní roboty mohou být rozdělovány podle druhu pohonu:

- hydraulické
- pneumatické
- elektrické

Hlavní rozdíly vyplývají z podstaty daného pohonu. Hydraulické pohony jsou používány pro aplikace, kde je potřeba docílit velkých posuvových sil a poměrně nízkých rychlostí. Pneumatické pohony jsou použity tam, kde je potřeba docílit vysoké dynamiky (tedy zrychlení nebo zpomalení) a zároveň není potřeba velká posuvová síla. Oba tyto pohony jsou použity v kombinaci se servohydraulickým nebo servopneumatickým polohovacím systémem a vestaveným odměřováním (pístu) ve zpětné vazbě.

Elektrické pohony se používají převážně díky snadné dostupnosti el. energie. V oblasti pohonů os jsou to převážně servomotory v kombinaci se zpětnovazebním řízením a frekvenčním měničem.

Podle množství ramen:

Název je odvozen z řeckého slova, kde první část označují množství bi, tri, quatro atd. a „pod“ je latinský výraz (synonymum) pro označení nohy. Označení hexapod tedy znamená šesti nohý, respektive označuje množství připojených ramen k pohyblivé platformě.

- bipod
- tripod
- quatropod
- hexapod



Množství vzpěr ovlivňuje nejen tuhost stroje a velikost výsledné vyvozované síly, ale také počet stupňů volnosti.

Podle vyvozování pohybu:

- změnou velikosti ramene
- natočením ramene

V podstatě může dojít u paralelních mechanismů k vyvození pohybu dvěma způsoby. Prvním způsobem je změna velikosti délky jednotlivých teleskopických tyčí (pístů). Druhým způsobem je natočení kloubového ramene.

1.6. Konstrukční provedení paralelních robotů

1.6.1 Hydraulický hexapod

Jako příklad je možné uvést hydraulický paralelní manipulátor určený přednostně pro letecké simulátory (obr. 7). Na pohyblivou plošinu se umístí kabina simulačního modulu letadla. Používá se pro výcvik budoucích pilotů. Manipulátor má šest stupňů volnosti, je založen na kinematické struktuře hexapodu. Plošina je naklápěna pomocí šesti lineárních hydro-motorů. Dokáže unést těleso o hmotnosti až 15 000 kg. Horní pohyblivá část se někdy nazývá Goud-Stewartova plošina. Pohyblivá plošina je k pístům připevněna pomocí univerzálních kloubů. Spodní nepohyblivá část je připevněna pomocí dvojice rotačních kloubů. Každý píst je řízen přes servohydraulický ventil. [8]

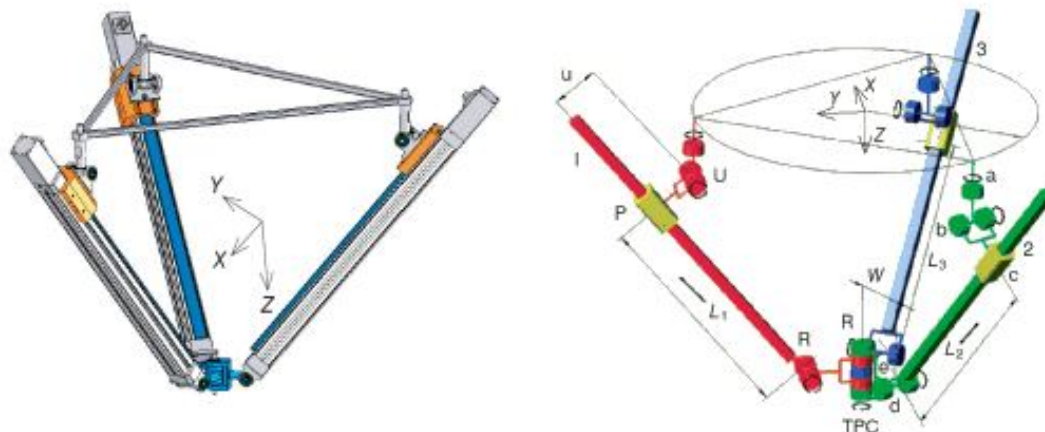


Obr. 7 Goud-Stewartova plošina [8]

1.6.2 Prototyp pneumatického tripodu

Prototyp paralelního pneumatického manipulátoru byl vyvinutý na Technické univerzitě Kielce (Polsko). Objemový model je zobrazen na obr. 8. Manipulátor je založen na kinematické struktuře tripodu. Skládá z nepohyblivého základu, pohyblivé plošiny, pneumatických lineárních pohonů a pomocných zařízení. Každý ze tří kinematických řetězců se skládá ze sériově řazených prvků: univerzálního kardanova kloubu, prizmatického kloubu a dvou otočných kloubů. Unášec pohonu je spojen se základem pomocí kardanova kloubu a hlava pneumatického válce pomocí otočného kloubu s pohyblivou plošinou. V pneumatickém pístu je vestavěno odměřování. Každý pneumatický píst je servopneumatickým polohovacím systémem od firmy Festo. Nevýhodou této konstrukce je umístění lineárních pneumatických

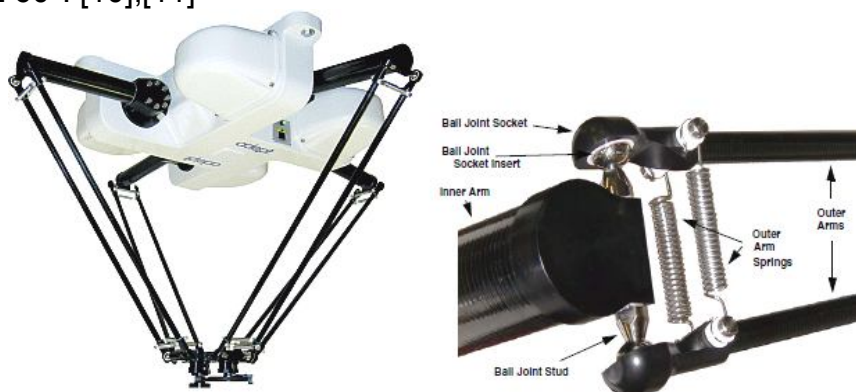
jednotek. Lineární jednotka je připevněna k základu přes prizmatickou vazbu. Pohon musí být dimenzován na váhu lineární jednotky, koncového členu a výsledné síly od technologických účinků. [9]



Obr. 8 Schéma pneumatického manipulátoru [9]

1.6.3 Elektrický manipulátor Quattro s650

Quattro s650 je zvláštní typ robotu s paralelní kinematikou strukturou se čtyřmi stupni volnosti. Jedná se o výrobek firmy Adept. Maximální nosnost obrobku robotu Quattro jsou 2 kg, přesnost polohy $\pm 0,1$ mm. Při porovnání s robotem typu SCARA dosáhl při manipulaci 60 až 80 dílů a robot typu Quattro 140 až 180 dílů při stejném časovém úseku. Na rozdíl od předchozích typů manipulátorů neobsahuje lineární jednotky. Nastavení polohy se určuje natočením čtyř rotačních motorů, umístěných v nepohyblivém základu stroje. Rozdílným natočením vnitřních ramen se dosahuje polohování pohyblivé plošiny. Výrobce udává rozsah natočení vnitřního ramene od -51° až $+123^\circ$, což je natočení ramene v místě spojené motorem. Každé rameno je složeno z vnitřní a vnější části. Vnitřní část ramene, tedy ta blíže k nepohyblivému základu, je vyrobena z karbonových vláken. Vnitřní rameno a vnější ramena jsou spojena kulovými klouby a předeprnuta pomocí pružin. Stejným způsobem je spojen koncový deflektor s vnějšími rameny. Kulové klouby dovolují relativní natočení kloubů v rozsahu $\pm 60^\circ$. [10],[11]



Obr. 9 Čtyř ramenný paralelní robot Quattro s650 [11]

Legenda k obrázku 9: ball joint stud – spojení kulovým čepem, ball joint – kulový kloub, inner arm – vnitřní rameno, outer arms – vnější ramena, outer arm springs – pružiny vnějších ramen



1.6.4 Tripod od firmy Festo

Tripod od firmy Festo je manipulátor se třemi stupni volnosti. Skládá se ze tří elektricky řízených gántry os. Tyto tři osy tvoří pyramidu (nepohyblivý základ). Toto konstrukční uspořádání je výhodné, protože přímočaré el. jednotky přenáší pouze nutnou zátěž (na rozdíl od konstrukce pneumatického tripodu obr. 8). Nejsou nesený žádné nepohyblivé části. Tohle řešení přispívá k vysoké dynamice celého manipulátoru. Každá ze tří lineárních jednotek je poháněna elektrickým servomotorem. Lineární pohyb je tvořen synchronním řemenem vestavěným v hliníkovém tvarovém profilu. Pohyblivý vozík, uložený ve valivém vedení lineární jednotky, je spojený dojící ramen s koncovým členem (efektorem). Výsledný pohyb je dán současným posuvem všech tří jednotek. Vysoká tuhost, minimální vznik vibrací a malé přesouvané hmoty jsou zárukou vysoké efektivity a dynamiky. Maximální zrychlení pro přesouvání 1 kg břemene je 100 m/s^2 a rychlost 6 m/s. Maximální přenášená váha břemene je 5 kg. Firma Festo prodává tripod ve čtyřech velikostech, kde největší kruhová pracovní plocha je o průměru 1250 mm. [12]



Obr. 10 Tripod od firmy Festo [12]

1.6.5 Tripteron

Tripteron je manipulátor se třemi stupni volnosti. Jedná se o patentovaný translační paralelní manipulátor. Prototyp byl odvozen na základě matematické analýzy. Na obr. 11 lze vidět, že jednotlivé lineární jednotky jsou řazeny ortogonálně tj. umožňující posunutí ve třech na sebe kolmých směrech. Svou konstrukcí připomíná sériové manipulátory, avšak vyniká výhodami paralelních manipulátorů. Každá lineární jednotka kontroluje jednu kartézskou souřadnici, což je pro paralelní kinematickou strukturu ojedinělé. Tento manipulátor nemá v pracovním prostoru žádná singularní místa. Umístění pohonů je v základu stroje. Toto řešení snižuje nároky na setrvačné hmoty a umožňuje rychlé pohyby v rámci svého pracovního prostoru. Dvoudílná ramena spojující lineární jednotku s koncovým členem jsou kinematicky svázaná rotačními kinematickými dvojicemi. Jedná se o rameno typu 3-PRRR. Z konstrukce Tripteronu je odvozená konstrukce Quadrupteronu. Jedná

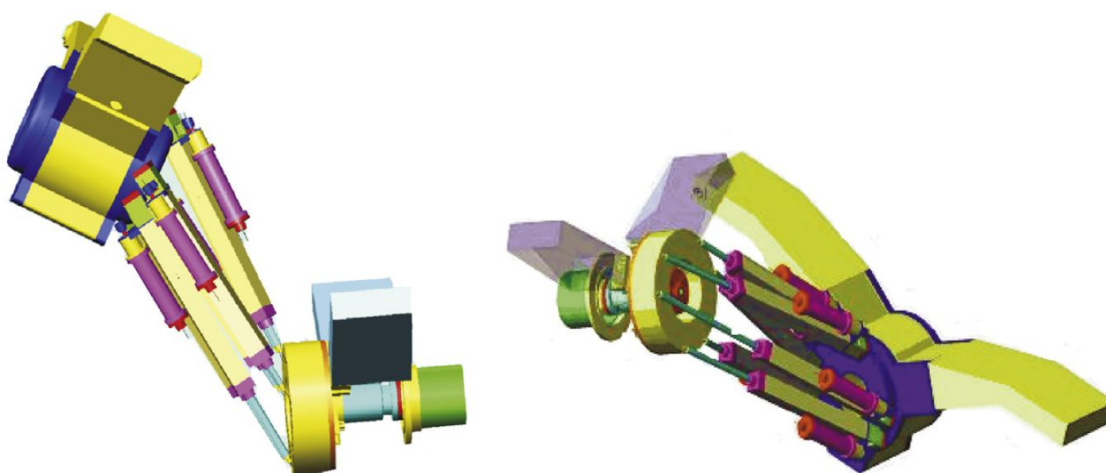
se o robot se čtyřmi stupni volnosti. Prototyp má tři ramena typu PRRU a jedno rameno typu PRRR. [13]



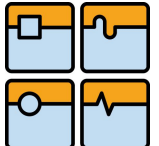
Obr. 11 Tripteron [13]

1.6.6 Robot REMO I

Příkladem využití paralelní kinematické struktury v oblasti dálkově řízených ponorek je robot s označením REMO I. Celý robot se skládá z předního prstence a zadního pohonu. V předním prstenci je umístěna všechna elektronika potřebná pro řízení robotu. V zadní části je umístěn pohon (vrtule), který umožňuje pohyb ponorky. Tyto dvě části jsou mezi sebou propojeny šesti teleskopickými tyčemi mající šest stupňů volnosti. Jedinečnost této konstrukce je ve vyvození výsledného pohybu robotu. Jak je vidět na obr. 12, v zadní části neobsahuje žádné kormidlo. Změna směru pohybu je vyvozena natočením paralelní plošiny a tím i hnací síly. Robot REMO I má jen jednu hnací jednotku, umístěnou v zadním prstenci. Paralelní kinematická struktura dává robotu vysokou obratnost a pružnost pro plnění nejrůznějších úkolů. Robot REMO I je reálný prototyp ponorky s paralelní kinematikou, který má ukázat možnosti podmorských paralelních robotů. [17]



Obr. 12 Robot REMO I [17]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 19
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1.7. Komponenty pro paralelní roboty

V letech 1970 až 1989 bylo neúspěšné vyrobeno několik modelů s paralelní kinematickou strukturou. Naráželo se na technické obtíže. Šlo především o problematiku řízení jednotlivých pohybových os do svázaného výsledného prostorového pohybu. Realizace jednoduchého pohybu vyžaduje akční zásah všech teleskopických tyčí. Pomocí inverzní kinematiky je vypočítáno délkové nastavení každé tyče. K tomu je zapotřebí „dokonalého“ a pokročilého řídicího systému. Dalším problémem bylo úhlové omezení rozsahu kloubů, které určovaly velikost pracovního prostoru. Velmi často se používalo pohybových šroubů, které se při pohybu zahřívaly a následkem byl vznik tepelných dilatací.[7]

Pro konstrukci těchto strojů musely být vyvinuty nové konstrukční prvky. Konstrukční uzly paralelních robotů se od sériových velice liší. K nejdůležitějším komponentům pro konstrukci patří klouby a teleskopické tyče. Ty se podílejí na výsledné přesnosti a tuhosti celého robotu. Klouby nebyly úplně novou záležitostí. Běžně se používaly v automobilovém a zemědělském průmyslu. Požadavky na klouby používané při konstrukci paralelních robotů jsou však značně odlišné od běžně užívaných. Jde především o vysokou tuhost, statickou únosnost, nízkou hmotnost, vysokou přesnost, dlouhou životnost, dostatečně velký úhlový rozsah atd. [7]

1.7.1 Lineární jednotky

Lineární jednotky lze chápat jako mechatronický systém, který má určité konstrukční omezení. Existují desítky přístupů a možností při navrhování pohonů. Problém spočívá v tom, že jednotka se skládá z několika samostatných částí a to z mechanické části, výkonové a řídicí. To znamená, že existuje celá řada konstrukčních přístupů, kdy výsledný kompromis v požadavcích je začleněn do výsledného pohonu. Mnoho výrobců nabízí již hotové lineární jednotky, které se liší svojí přesností, vyvozovanou osovou silou, délkou zdvihu, potřebným zdrojem napětí atd.

Jsou-li uvažovány pouze elektrické lineární jednotky, tak k jejich pohonu se používají nejčastěji dva typy rotačních motorů a to krokové a servomotory. U jednotek, které se používají pro běžné účely, převládá využití krokových motorů. Důvodem je jednoduchost jejich řízení a odměřování. Dojde-li však při návrhu k poddimenzování motoru, může dojít k tzv. ztrátě kroku a ztrátě přesnosti. Proto se pro složitější aplikace používají servomotory pracující se zpětnou vazbou. Napájení motorů může být stejnosměrným napětím 12 až 24 Voltů pro DC motory nebo 115 a 400 voltů pro AC motory.

Podle způsobu konstrukce mechanické části a druhu pohonu můžou být elektrické lineární jednotky rozděleny do pěti skupin viz (tab. 1).

Typ 1 a typ 2 je vhodný do oblastí, kde není možnost k připojení k síti střídavého napětí nebo z důvodu bezpečnosti (vniku vlhkosti a zkratování). Tedy je vhodný do oblastí zemědělské techniky, nemocnic, manipulaci např. ventilování oken atd. Je do oblastí, kde se nevyžaduje vysoká přesnost a nedochází k dlouhým pracovním cyklům.

Typ 3 oproti předchozím typům dokáže vyvodit vyšší osovou sílu. Může sloužit jako náhrada hydraulických přímočarých motorů.

Typ 4 patří do oblastí, které vyžadují vyšší přesnost polohování a dosahující vyšších krouticích momentů a tím vyšší vyvozovanou osovou sílu.

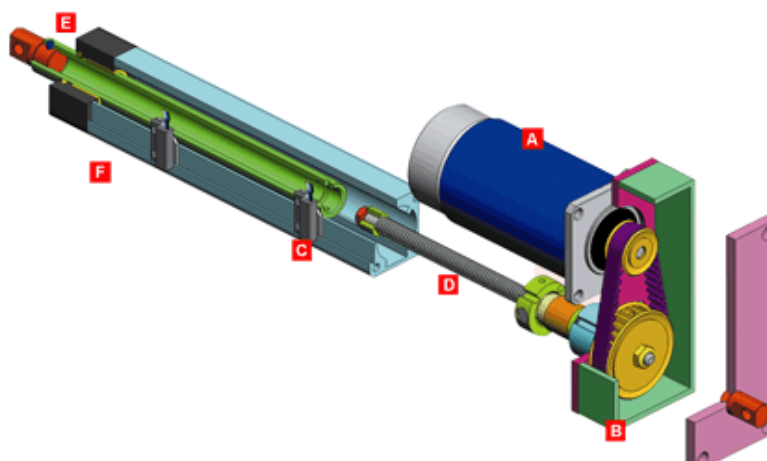
Typ 5 jednotka s kuličkovým šroubem pro přesnější aplikace poháněná DC motorem.

Tab. 1 Rozdělení lineárních jednotek

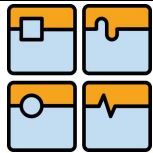
	typ 1	typ 2	typ 3	typ 4	typ 5
typ šroubu	pohybový lichoběžníkový	pohybový lichoběžníkový	pohybový lichoběžníkový	kuličkový	kuličkový
přenášená zátěž [kg]	12 až 75	150 až 200	150 až 230	230 až 590	230 až 450
velikost zdvihu [mm]	50 až 300	100 až 600	100 až 600	100 až 600	100 až 600
vstupní napětí [V]	12VDC 24VDC	12VDC 24VDC	115VAC 230VAC	115VAC 230VAC	12VDC 24VDC

Představitelem lineární jednotky typu 1 je *Platforma MS 150* od firmy *CMC*. Z obrázku je patrné, že se jedná o teleskopickou jednotku. Jak výrobce uvádí celkové vysunutí je 254 mm. Jmenovitá přenášená síla je 667 N. Podle typu stoupání šroubu je maximální posuvová rychlost od 74 až 315 mm/s. Krouticí moment motoru je 0,57 Nm. Celá jednotka se skládá z DC motoru (A), řemenového převodu (B), snímače koncových poloh (C), lichoběžníkového šroubu s bronzovou maticí (D), výsuvného tubusu (E), nepohyblivé části (F). [14]

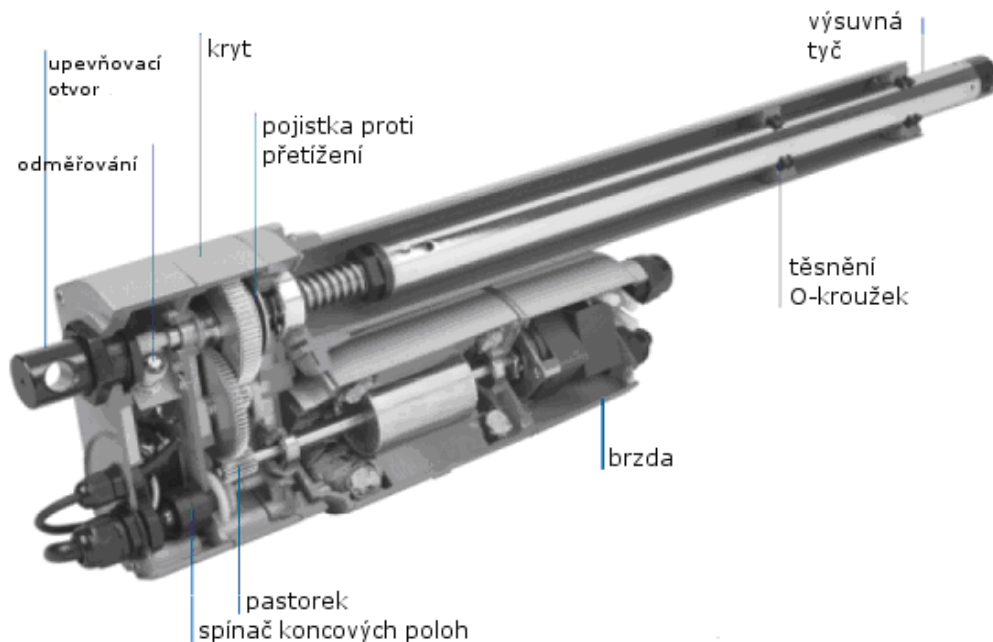
Při otáčení motoru se přes řemenici přenesou krouticí moment, který zapříčiní otáčení šroubu. Vlivem otáčení šroubu se bronzová matice, uchycená na výsuvném tubusu, začne přímočaře pohybovat. Přední část výsuvného tubusu je uložena kluzně. Tato jednotka není vhodná pro roboty s paralelní kinematickou strukturou. Důvodem je použití lichoběžníkového kluzného šroubu a bronzové matice, odtud jsou tedy patrné vysoké hodnoty tření a tím i vznik nepříznivých tepelných dilatací. Dále je jednotka opatřena jen snímači pro koncové polohy. [14]



Obr. 13 CMC Platforma MS 150 [14]

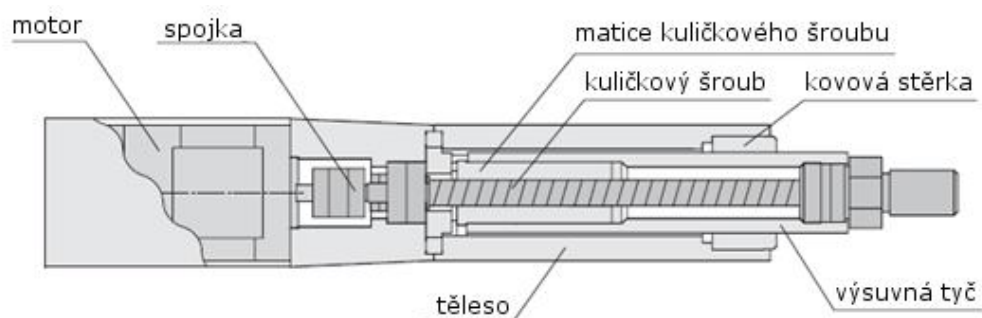


Další jednotka typu 2 je od firmy *Warner Electric*. Lineární jednotka je poháněna stejnosměrným motorem (12 nebo 24 V) přes integrovanou převodovku s ozubenými koly, která pohání lichoběžníkový pohybový šroub. Typické aplikace: polohování bran a klapek, výklopné dveře atd. Hodnota zatížení je 150 kg (12 V) a 225 kg (24 V). Dosahované polohovací rychlosti jsou 13 mm/s (12 V) a 25 mm/s (24 V). Výstupní třmen má v průměru 13 mm. Více stupňová převodovka se využívá z důvodu vyvození vyššího krouticího momentu. []



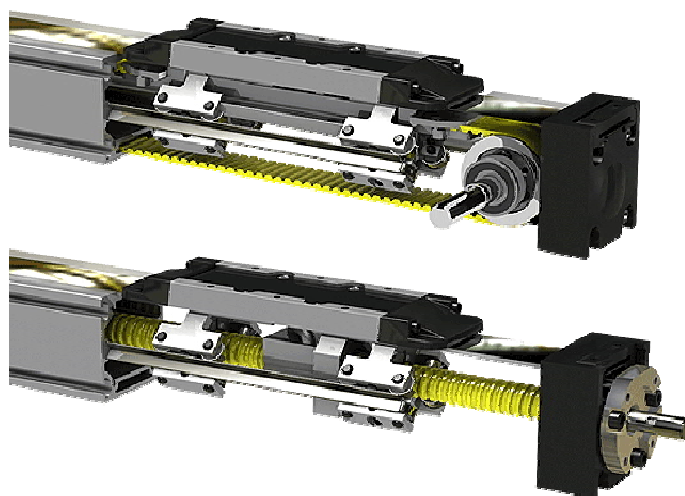
Obr. 14 Lineární jednotka od Warner Electric []

Důmyslnější jednotkou od firmy *Orientalmotor* (typ 4) je válcová teleskopická osa EZC II série. Jde o přímočarou teleskopickou jednotku poháněnou el. motorem přímo spojeným s kuličkovým šroubem. Přesnost polohování je zajištěna přes zápornou zpětnou vazbu. Prodává se ve dvou provedeních, buď se stejnosměrným motorem (24 V) nebo jednofázovým střídavým motorem (230 V). Maximální vysunutí je 300 mm s maximální rychlostí 600 mm/s. Maximální přenášená síla je v horizontální poloze 600 N a ve vertikální 300 N. Jednotka dosahuje opakovatelné polohovací přesnosti $\pm 0,02$ mm. [15]



Obr. 15 EZC II series [15]

Firma *PBC* vyrábí lineární jednotky v sériích PL, MT a MX. Označení PL je pro menší jednotky s krokovými motory, určené pro zdravotnický průmysl a bio-tech aplikace. MT série je nejvšestrannější řada lineárních pohonů. Může pracovat ve vertikální i horizontální poloze. Vhodná pro vysoké zatížení a rychlosti. Dosahují délky až 5 m. Série MX jsou jednotky s robustní konstrukcí, optimalizované pro vysoké zatížení dosahující délky až 5 m. Oproti předchozím lineárním jednotkám se jedná o odlišnou konstrukci. Nedochází zde k vysouvání tzv. tubusu, ale posuvu plošiny umístěné na horní straně lineárního pohonu. Plošina je uložena valivě (rolny) a poháněna kuličkovým šroubem nebo řemenem. [16]



Obr. 16 Lineární jednotka PBC [16]

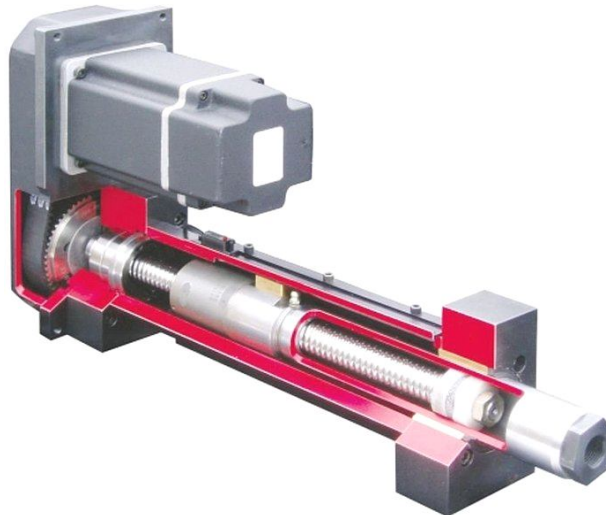
Lineární jednotka od firmy Edrive s označením EA2 je navržena pro aplikace vyžadující vysokou tuhost, odezvu a polohovací přesnost. Ideální pro nové aplikace jako náhrada starých mechanických a hydraulických systémů. Přenášená osová síla 2700 kg. Přenos krouticího momentu z motoru na kuličkový šroub je 1:1 (2:1). Kuličkový šroub je na jedné straně fixovaný a na druhé podepřený. Lineární pohyb je vyvozen od posouvání matice kuličkového šroubu, která je spojena se čtyřmi výsuvnými tyčemi. Ty vyvozují rovnoměrnou osovou sílu. [21]



Obr. 17 Lineární jednotka EA2 [21]

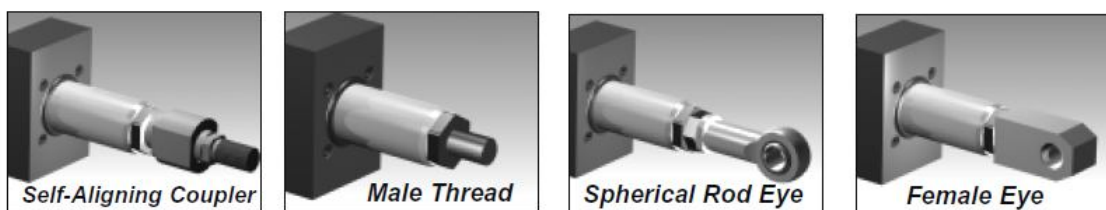


Dalším zajímavým řešením od stejnojmenné firmy je lineární jednotka s označením HD. Využívá dutou výsuvnou hřídel, která je na jedné straně přichycena k matici kuličkového šroubu a na druhé k přípojně části. Na konci kuličkového šroubu je připevněn tzv. tlumič, který podepírá kuličkový šroub na volném konci a zabraňuje rozkmitání. V přední části jednotky je umístěno dlouhé kluzné vedení, které zároveň podpírá výsuvnou tyč, a před kterým je těsnění. Pohyb je vyvozen otáčením kuličkového šroubu, po kterém se posouvá matice. Matice přenáší sílu do výsuvné části. [22]



Obr. 18 Lineární jednotka HD [22]

Obdobně jako předchozí lineární jednotka i tato slouží k náhradě starých hydraulických válců. Výrobce dodává jednotku HD v několika rozměrových řadách, kde výsledná osová síla dosahuje cca 0,450 až 110 kN a zdvihu od 152 až 1300 mm. Zároveň firma Edrive dodává ke svým jednotkám přípojně členy. [22]

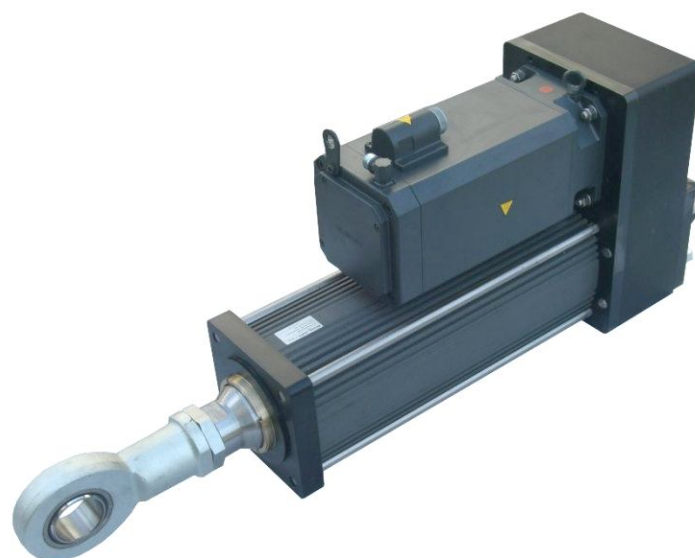


Obr. 19 Přípojně členy od Edrive [22]

Většina lineárních jednotek používá k převodu rotačního pohybu na přímočarý kuličkový šroub. K dosažení vyšších osových sil lze použít i šroub válečkový. Výhodou válečkových šroubů je vyšší vyvozovaná síla a životnost (cca 15x). Právě firma Servodrive použila ve své jednotce válečkový šroub. Maximální vyvozované axiální síly jsou 300 kN. Standardní verze nabízí tři různé typy se zdvihem 300 až 1200 mm. [23]

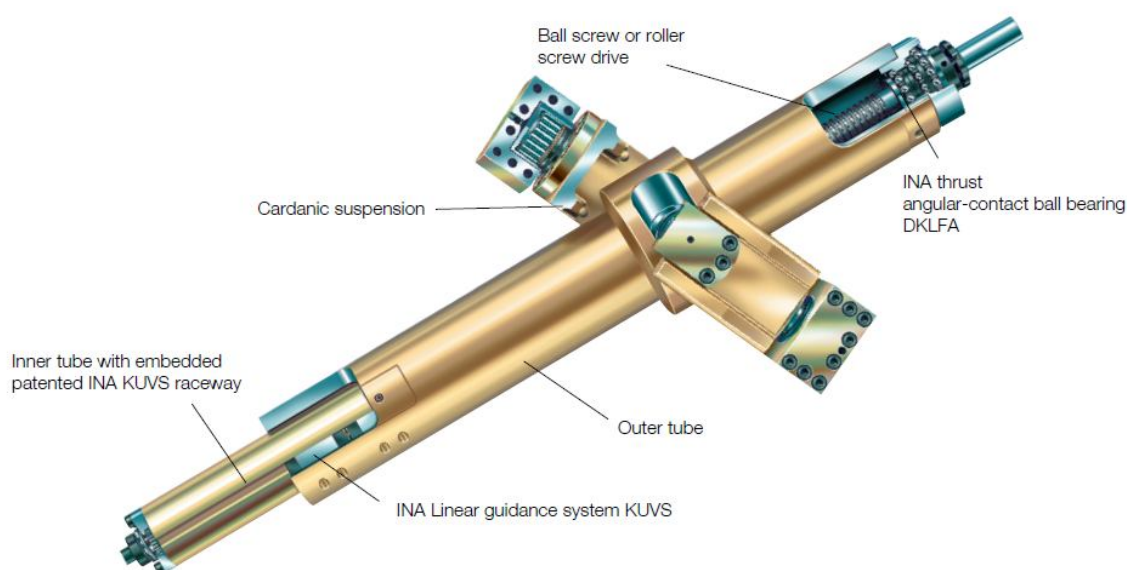
Tab. 2. Základní parametry lineárních servoaktuátorů [23]

Model	Přiruba	Zdvih	F_{max}	F_N	v_{max}	m
-	mm	mm	kN	kN	mm/s	kg
FT35	89	152 .. 1219	35	17,5	1500	14 .. 30
FT60	152	305 .. 1219	180	90	1000	45 .. 86
FT80	203	305 .. 1219	356	178	875	86 .. 187



Obr. 20 Servoaktuátor od firmy Servodrives řada FT [23]

Lineární jednotka, která je přímo určena pro paralelní roboty, je od firmy INA s označením GLAE. Skládá se z vnitřního pohyblivého tubusu, který se posouvá pomocí vedení označovaného KUVS. KUVS je lineární recirkulační valivé vedení vyvinuté firmou INA. Výsuv vnitřního tubusu je řešen přes kuličkový šroub případně planetový šroub a to v závislosti na požadované tuhosti. Šroub je jednostranně uložen v ložisku DKLFA. Namáhání této jednotky je převážně tahové nebo tlakové. Příčná síla ve valivém vedení se objevuje jen při zrychlování teleskopu. Maximální otáčky šroubu jsou 2000 min^{-1} . Stoupání šroubu do 20 mm a výsledná posuvová rychlost $0,8 \text{ ms}^{-1}$. Zdvih těchto jednotek je v rozmezí 400 a 900 mm. Firma INA vyrábí lineární jednotky ve dvou průměrových řadách s průměrem 50 a 70 mm. [7,18]



Obr. 21 Teleskopická tyč GLAE [18]

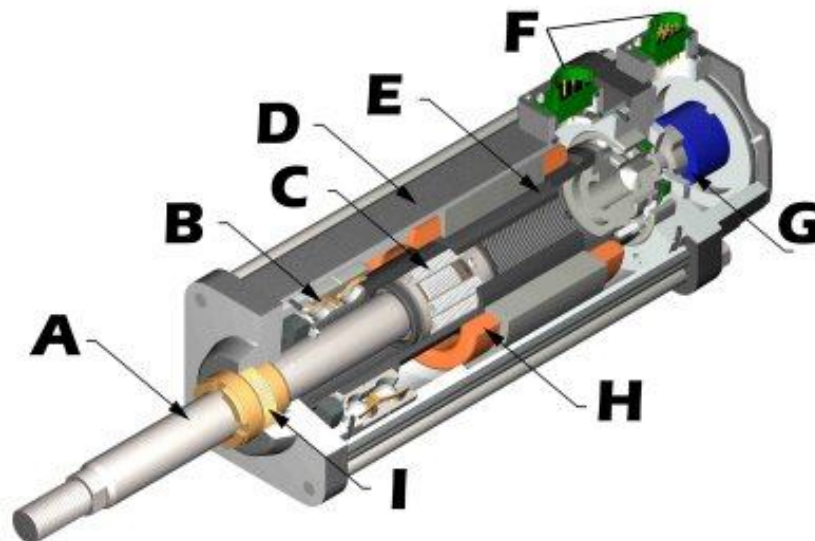
Legenda k obrázku 21: ball screw or roller screw driver – kuličkový a válečkový šroub, thrust angular-contact ball bearing DKLFA – ložisko DKLFA s kosoúhlým stykem, Outer tube – vnější obal, cardan suspension – kardanův závěs, linear guidance systém KUVS – lineární vedení, inner tube with embedded patented KUVS raceway – vnitřní tyč s patentovou valivou drahou KUVS



1.7.2 Průvlekové motory

Dalším vhodným komponentem ve stavbě paralelních robotů jsou tzv. průvlekové motory. U klasického spojení kuličkového šroubu a servomotoru přes tuhou spojku jsou provozní otáčky často blízké kritickým otáčkám. Zvýšení otáček je docíleno právě vynecháním tuhé spojky. Proto průvlekové motory dosahují vyššího zrychlení, rychlosti a přesnosti polohování. Rotující matice je přímo spojena s dutou kotvou motoru. K přenosu krouticího momentu není potřeba dalších prvků.

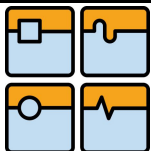
Zajímavým řešením od firmy Servodrive je lineární aktuátor s vestavěným invertovaným válečkovým šroubem (C). Výhodou válečkového šroubu je vysoká životnost a velmi vysoké vyvozané síly, blízké se 300 kN. Jednotka dosahuje vysokého zrychlení až 2g. Jednotka je poháněna vestavěným servomotorem (G) s permanentními magnety na rotoru (E). Otáčením motoru se roztočí matice a dojde k vysouvání výstupní pochromované tyče (A). Výsuvná část je uložena v předepnutém úhlovém kontaktním ložisku (B). Snímání polohy zajišťuje enkoder nebo revolver (G). Těsnění výstupní tyče IP65 (I). Celá jednotka je uložena v epoxidovém hliníkovém pouzdru (D). Výhodou je kompaktní design s minimálním zástavovým prostorem. [24]



Obr. 22 Servoaktuátor od firmy Servodrive [24]

Tab. 3 Základní přehled parametrů [24]

Model	Příruba mm	Zdvih mm	F_{max} kN	F_N kN	v_{max} mm/s	m kg
-	mm	mm	kN	kN	mm/s	kg
GSM20	57	76 .. 305	5	2,5	846	3 .. 4
GSM30	84	76 .. 457	12	6	635	4 .. 11
GSM40	99	152 .. 457	34	17	952	9 .. 20
GSX20	57	76 .. 305	5	2,5	846	3 .. 4
GSX30	79	76 .. 457	12	6	635	4 .. 11
GSX40	99	152 .. 457	34	17	953	9 .. 20
GSX50	127	152 .. 356	80	40	508	24 .. 32
GSX60	178	152 .. 254	110	55	1018	31 .. 46

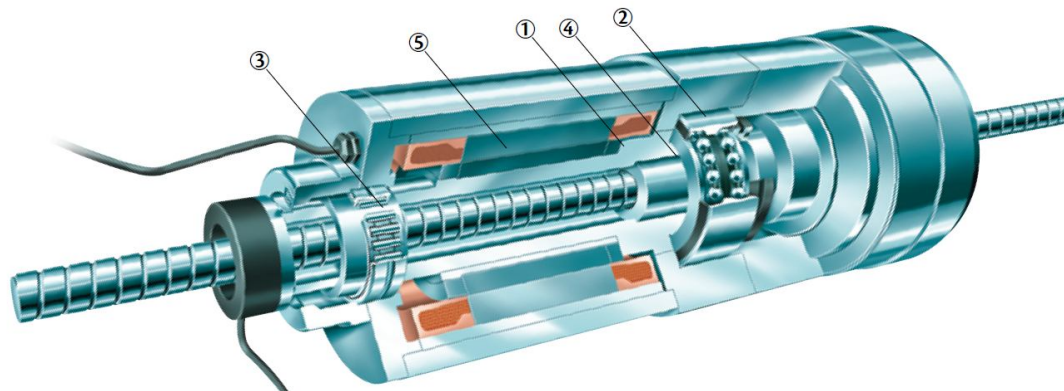


Dalším představitelem průvlekových motorů je motor řady MA od firmy VUES Brno. Jedná se o servomotor s dutou hřídelí s vestavěným kuličkovým šroubem. Motor je chlazen přirozenou konvencí, případně vodním chlazením. Trvalá síla je 1300 – 8000 N. Jmenovité otáčky motoru jsou 1000 – 3000 min⁻¹. Jmenovitá rychlost rychloposuvu 125 – 250 mm/s. [25]



Obr. 23 Průvlekový motor typ MA [25]

Jedinečným řešením je mechatronická pohonná jednotka od firmy INA s označením GLAE F-234442 (obr. 24). Zatím co předešlé dvě jednotky měly omezenou velikost zdvihu, u této jednotky je zdvih daný délkou kuličkového šroubu. Hlavním komponentem je integrovaný motor s dutou hřídelí (1). V jednotce jsou dvě ložiska a to dvouřadé ložisko s kosoúhlým stykem (2) a radiální jehlové ložisko (3). Dvouřadé ložisko má dvojí funkci. Slouží pro uložení kuličkového šroubu (4) a matice a zároveň zajišťuje nastavení a podporu průvlekového motoru (5). Toto řešení poskytuje především vysokou přesnost chodu a kompaktní design. Vibrace z pohonné jednotky je nižší, protože pohon je středěn na osu rotace. Optimální nastavení polohy zajišťuje rotační snímač polohy (Heidenhain ECN 113). Průvlekový motor může být chlazen chladicí kapalinou. Kuličkový šroub s maticí je mazán z čelní strany. Krouticí moment dané jednotky je 100 Nm. Vyvozená osová síla je 10 kN. [26]



Obr. 24 Jednotka GLAE F-234442 od firmy INA [26]

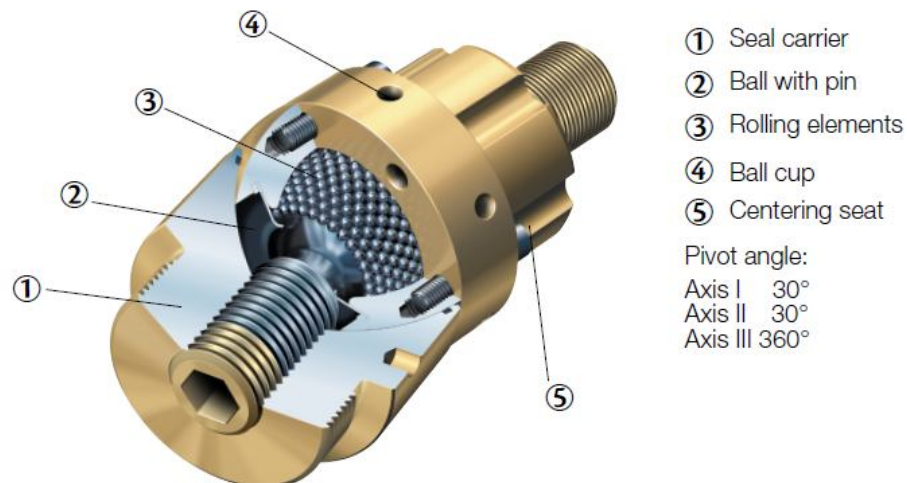


1.7.3 Klouby

Charakteristickým znakem paralelních robotů je kloubové uložení teleskopických tyčí. Aby se Stewartova plošina mohla v prostoru pohybovat, musí mít minimálně dva nebo tři stupně volnosti (podle konstrukce). Proto se používají tři základní druhy kloubů a to kulové klouby (ball joint), univerzální klouby (universal joint) a kardanové klouby (cardan joint). Transformují kroucí a ohybové momenty na tahové a tlakové síly pomocí společné kinematiky. Dosahují vysoké tuhosti a vysoké únosnosti. Pohyb vyvozují plynule a volně bez slip-styku (trhavý pohyb). Jejich natočení je však úhlově omezeno. To se následně projeví ve velikosti pracovního prostoru. Použití jednotlivých kloubů vychází z požadavků na danou aplikaci. Například, půjde-li o konstrukci obráběcího stroje, použije se kloub, který má vysokou tuhost a přesnost. Naopak, půjde-li o konstrukci manipulátoru, použije se kloub, který má velký pracovní rozsah úhlů a nízkou hmotnost. Tím umožní manipulátoru dosáhnout vysoké dynamiky pohybu a velkého pracovního prostoru. [7,18]

Kulové klouby

Představitelem kulového kloubu je kloub GLK od firmy INA. Jedná se o kloub se třemi stupni volnosti. Aby nedocházelo k trhavému pohybu, je kloub uložen tzv. ball-to-ball. Dochází ke kontaktu množství menších kuliček s větší kulovou plochou. Velký počet kuliček zajišťuje nízkou hodnotu Hecova tlaku a tím vysokou tuhost a únosnost kloubu. Nevýhodou jsou vysoké požadavky na geometrickou přesnost a tedy problematickou výrobu. Tyto klouby se používají především u frézovacích strojů. Jsou omezeny úhlem natočení kolem jednotlivých os a to $\pm 20^\circ$ nebo $\pm 30^\circ$. Provozní teplota kloubu je $- 30^\circ\text{C}$ až $+ 120^\circ\text{C}$. [18]

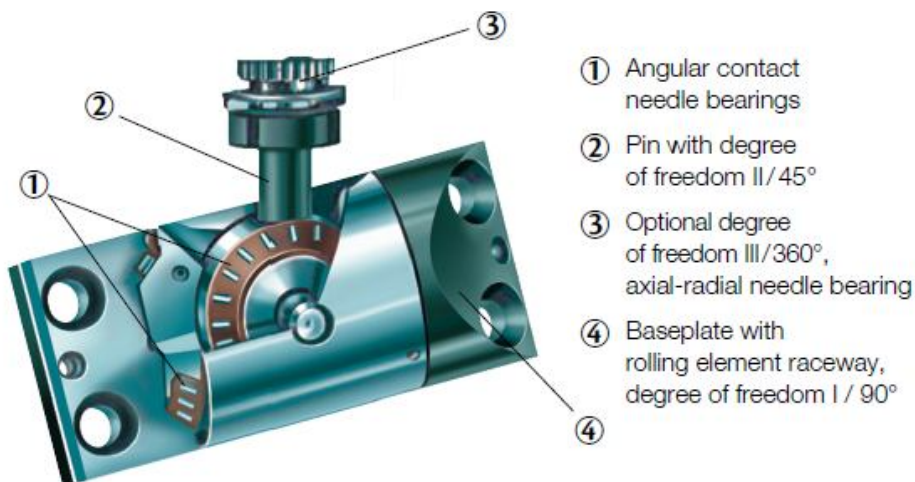
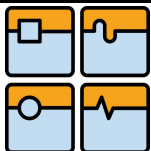


Obr. 25 Kloub GLK od firmy INA [18]

Legenda k obrázku 25: 1 – nosič těsnění, 2 – kulový čep, 3 – valivé elementy, 4 – pouzdro kulového čepu, 5 – centrovací drážka

Univerzální kloub

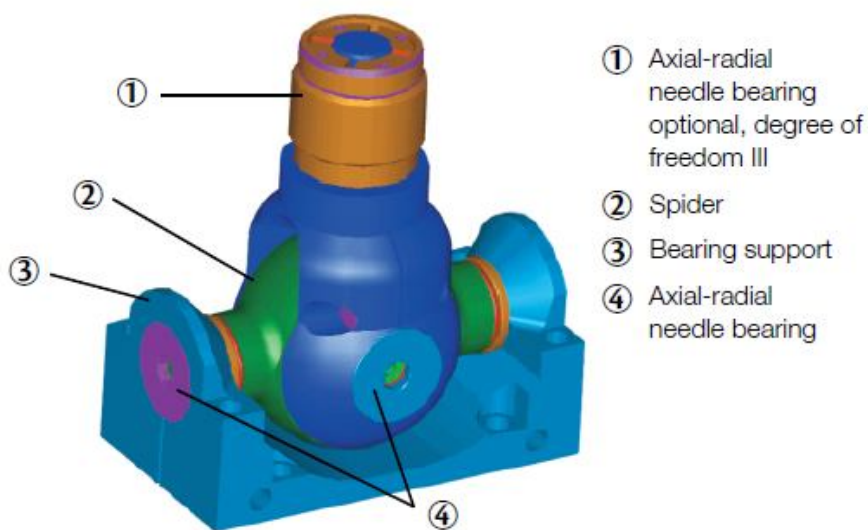
Univerzální kloub je ideální řešení pro oblast konstrukce manipulátorů. Důvodem je nízká hmotnost celého kloubu cca 2,7 kg a velikost rozsahu pracovních úhlů. V zájmu zachování výsledné tuhosti v daném rozsahu byly omezeny koncové polohy. V jednotlivých otočných osách byla použita radiální jehličková ložiska z důvodu jejich malých rozměrů a tuhosti. Kloub je vhodný pro konstrukci zařízení dosahující vysokých zrychlení a posuvových rychlostí. [7,18]

**Obr. 26 univerzální klouby INA [18]**

Legenda k obrázku 26: 1 – jehlové ložisko s úhlovým stykem, 2- otočný čep (45°), 3- axiálně-radiální ložisko (360°), 4 – základ s valivými elementy (90°)

Kardanův kloub

Kardanův kloub je obvykle určen k přenosu krouticího momentu v případě nesouososti hřídelí například u automobilů. V paralelních kinematických strukturách se naopak přenáší převážně tahové a tlakové síly. Proto bylo nutné klasický Kardanův kloub optimalizovat pro přenos tahu a tlaku metodou konečných prvků. Optimalizovaný Kardanův kloub s označením GLK představila firma INA. Podle konstrukce se rozlišuje kloub GLK 2 s dvěma stupni volnosti a GLK 3 se třemi stupni volnosti. Pro dosažení vysoké tuhosti byla použita jehlová radiálně-axiální ložiska. Kardanův kloub vyplňuje mezeru mezi kulovými klouby a univerzálními klouby. Celý kloub se může otáčet kolem tří os. Natočení v jednotlivých směrech je opět limitováno. Je to patrné z obrázku. Otočení kolem první osy $\pm 45^\circ$, kolem druhé $\pm 90^\circ$ a kolem třetí $\pm 360^\circ$. Poslední rotace je v ose radiálně-axiálního ložiska a to jen ve variantě GLK 3. viz obrázek bod 1. Provozní teplota kloubu je -30°C až $+120^\circ\text{C}$. [18,7]

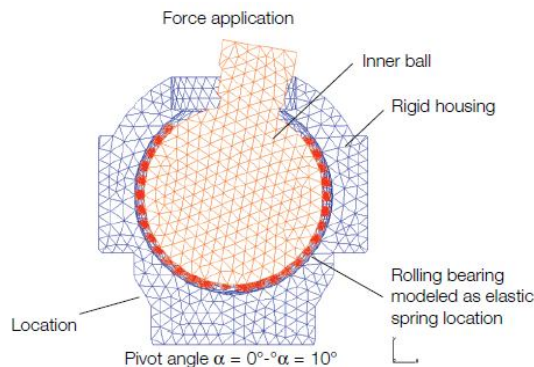
**Obr. 27 Kloub GLK 2 od firmy INA [18]**

Legenda k obrázku 27: 1 – axiálně-radiální jehlové ložisko, 2 – křížový čep, 3 – uložení ložiska, 4 – axiálně-radiální jehlové ložisko



Určení tuhosti kloubů

Tuhost předešlých třech kloubů se určuje metodou konečných prvků. Analytické metody výpočtu pro tyto klouby se teprve vyvíjí a ověřuje se jejich věrohodnost. Pro kardanový a univerzální kloub se tuhost určí na základě paralelně a sériově řazených dílčích tuhostí jednotlivých komponent. Stanovení tuhosti kulových kloubů je podstatně obtížnější. V podstatě se generuje konečno-prvková síť v celém kloubu. Valivá tělesa jsou nahrazena ne-lineárními pružinami a geometrická přesnost je zjištěna z proměnné pružné tuhosti, jak je zobrazeno na obrázku. [18]

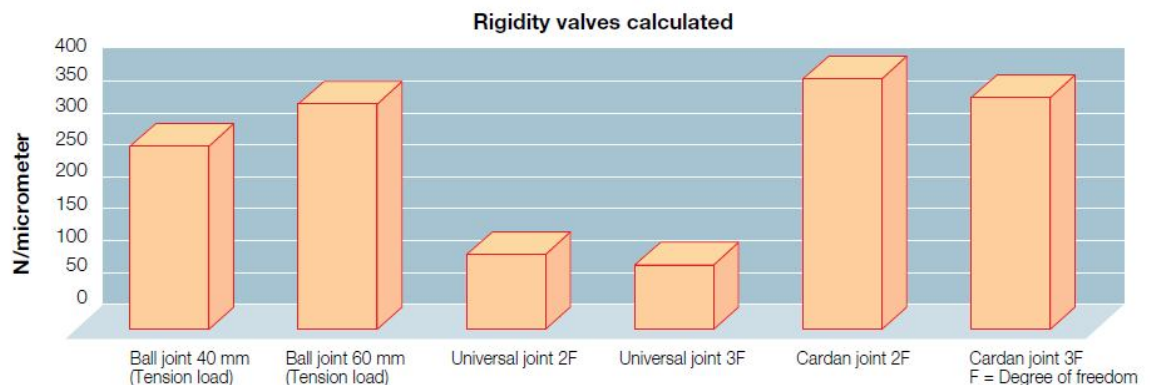


Obr. 28 Tuhost kulového kloubu [16]

Legenda k obrázku 28: Inner ball – vnitřní koule, Rigid housing – tuhé pouzdro, Rolling Bering modeled as elastic spring location – Valivé vedení modelováno jako elastická pružina

Další diagram znázorňuje srovnání tuhosti univerzálního, kardanového a kulového kloubu. Z diagramu je patrné, že nejvyšší tuhost dosahuje kardanův kloub se dvěma stupni volnosti a kulový kloub (60mm) a kardanův kloub pro tři stupně volnosti. Zatímco nejnižší tuhost dosahuje univerzální kloub, a to jak pro dva, tak pro tři stupně volnosti. [18]

Graf 1. Porovnání tuhosti kloub;



Výpočet zatížení a trvanlivosti

Stanovení únosnosti u univerzálního a kardanového kloubu se určuje obdobně, jak u ložisek. Výpočty ukázaly, že spojovací součásti nejsou kritické prvky. Proto se únosnost určuje podle nejméně odolného valivého ložiska. Nejlepší charakteristické číslo, které kvantifikuje pravděpodobnost neúspěchu, je bezpečnostní faktor statické zátěže. V normální aplikaci stačí bezpečnostní faktor čtyři. [18]

2. Návrh konstrukce lineární jednotky s elektrickým pohonem

V úvodní rešerši byly uvedeny vybrané typy lineárních jednotek od různých výrobců. Na první pohled se může zdát, že konstrukce těchto jednotek je obdobná. Po důkladnějším rozboru je však patrné, že se svojí konstrukcí značně liší. A to jak svými technickými parametry, tak i uspořádáním jednotlivých prvků. K zmiňovaným parametrům patří vyvozená osová síla, otáčky šroubu, rychlost rychloposuvu, pracovní rychlost, tuhost, výsledná přesnost atd. Z konstrukčního uspořádání jde o převod otáčivého pohybu na přímočarý, způsob odměřování, použité vedení atd. Uvedené lineární jednotky však většinou nelze použít v oblasti paralelní kinematické struktury. Výjimkou jsou výrobky od firmy INA, která nabízí lineární jednotky přímo určené pro paralelní kinematické struktury. Vyrábějí se jen ve dvou typových řadách, které nevyhovují požadovaným parametrům. Proto bude nutné lineární jednotku navrhnout.

Navrhovaná lineární jednotka má splňovat tyto parametry:

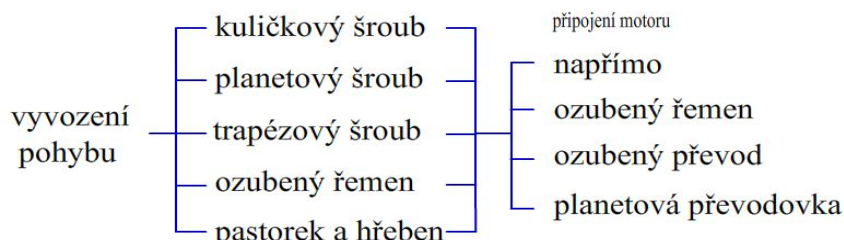
- největší tlačná a tažná síla 1200 N
- největší přídržná síla 800 N
- zdvih 250 mm
- přímočará rychlost při zátěži/ naprázdno 50 / 200 mm/s
- hnací elektromotor střídavý se vstupním napětím 230 V

Zadání nezahrnuje požadovanou přesnost chodu a popis oblasti, v jaké bude jednotka pracovat ani aplikaci. Přesnost chodu lineární jednotky bude stanovena na základě obdobných konstrukcí paralelních robotů. Navrhovaná jednotka bude dostatečně zakrytována a utěsněna. Dále bude optimalizována pro dosažení maximálního zrychlení. Navrhovaná konstrukce vychází z konstrukce teleskopických jednotek.

Jiným možným řešením by byla konstrukce modulární jednotky např. od firmy PBC viz [16]. Konstrukce je však podstatně složitější, obsahuje atypické konstrukční uzly (vedení pomocí vodících rolen, tvarově upravená matice kuličkového šroubu a tvarový extrudovaný hliníkový profil). Konstrukce by byla nákladnější a dále se nabízí otázka přesnosti vedení a tuhosti při požadovaném zatížení.

2.1 Vyvození přímočarého pohybu

Následující schéma znázorňuje všechny možné způsoby vyvození lineárního pohybu.



Obr. 29 Vyvození přímočarého pohybu

Nejvhodnější řešení z uvedených způsobů je pomocí kuličkového šroubu. Pro řádově vyšší osovou sílu by byl vhodnější planetový šroub. Další z uvedených řešení např. trapézový šroub není vhodný z důvodu vysokých pasivních odporů. Ozubený řemen se pod zatížením značně deformuje.



2.2 Možné varianty řešení

V následujícím odstavci budou popsána možná konstrukční řešení lineární jednotky. Lineární pohyb bude vyvozen pomocí kuličkového šroubu, který nejlépe vyhovuje daným podmínkám tj. nízké pasivní odpory, klidný chod, přesnost polohování atd. Varianty řešení jsou rozděleny na vlastní konstrukci lineární jednotky a způsobu pohonu tzn. na přímo, přes převod a planetovou převodovku. Modely variant byly zhotoveny v prostředí Autodesk Inventor 2011 a vybraná varianta byla dále konstrukčně upravena v Catia V5.

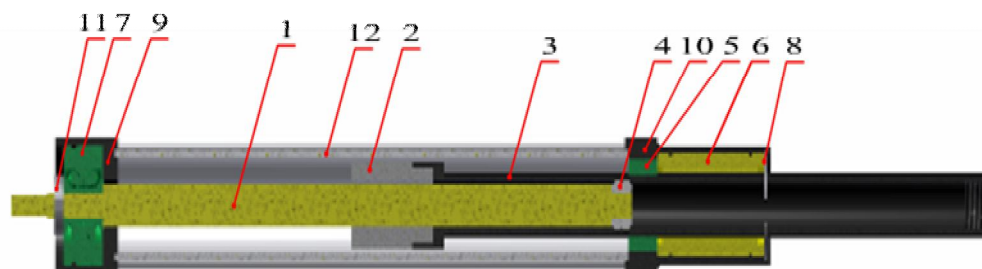
Vlastní konstrukce lineární jednotky

Varianta 1

Pohyb je vyvozen otáčením kuličkového šroubu, který je jednostranně uložen v radiálně-axiálním ložisku. Na druhém konci šroubu je umístěn tzv. tlumič. Ten zabraňuje rozkmitání šroubu uvnitř výsuvné tyče. Matice kuličkového šroubu má vymezenou vůli. V přední části je umístěno kuličkové pouzdro zajištěno pojistným kroužkem. Pro správnou funkci lineární jednotky je nutné zabránit otáčení matice kuličkového šroubu. K tomu účelu jsou v přední části umístěny vodící kostky. Ty zapadají přesně do podélných drážek výsuvné tyče. Tento způsob zamezuje otáčení matice a výsuvné tyče. Celý mechanismus je uložen ve dvojici základních tělesech (přední a zadní), mezi kterými je umístěn hliníkový mezikruhový profil. Hliníkový profil zapadá přímo do tvarového vybrání v obou dvou tělesech. Spojení těchto tří částí je zajištěno čtyřmi šrouby. Přední část výsuvné tyče je upravena pro připojení kloubu.



Obr. 30 Varianta 1



Obr. 31 Varianta 1 - podélný řez

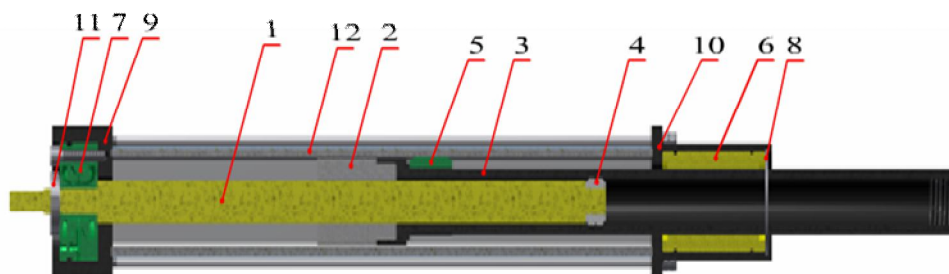
Legenda k obrázkům 30: 1- kuličkový šroub, 2 - matice kuličkového šroubu, 3 - výsuvná tyč, 4 - tlumič, 5 - kostky vedení, 6 - lineární valivé vedení, 7- radiálně-axiální ložisko, 8- pojistný kroužek, 9- zadní těleso, 10 - přední těleso, 11- pojistná matice, 12- hliníkový profil mezikruhového průřezu

Varianta 2

Varianta 2 podstatě vychází z varianty 1, až na několik odlišností. Hliníkový profil ve střední části má čtvercový průřez. Tato odlišnost dovoluje umístit antirotační kroužek hned za maticí kuličkového šroubu a tím zamezit otáčení matice. U uvedeného řešení odpadá složitější výroba vodících drážek na výsuvné tyči. Uvedené drážky také snižují tuhost výsuvné tyče, která se následně projeví na přesnosti jednotky. V základních dvou tělesech jsou opět vyfrézována tvarová vybrání, ve kterých je umístěn hliníkový profil. Všechny tři části, které tvoří vnější obal, jsou zajištěny čtyřmi šrouby. Na obrázku 32 je znázorněn objemový model lineární jednotky a na obrázku 33 je podélný řez.



Obr. 32 Varianta 2



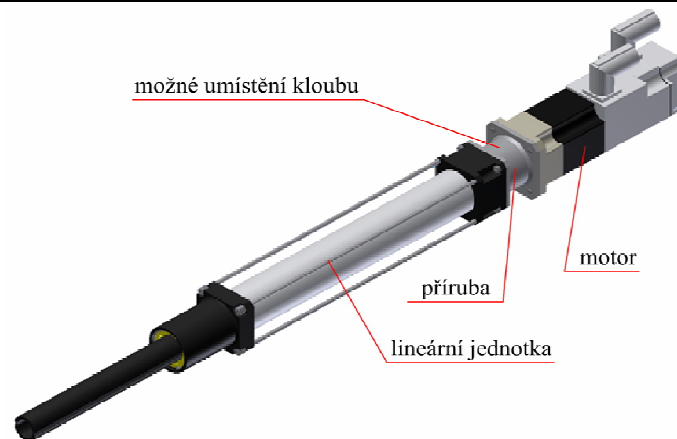
Obr. 33 Varianta 2 - podélný řez

Legenda k obrázku 33: 1- kuličkový šroub, 2- matice kuličkového šroubu, 3 - výsuvná tyč, 4 - tlumič, 5 - antirotační kroužek, 6 - lineární valivé vedení, 7- radiálně-axiální ložisko, 8 - pojistný kroužek, 9- zadní těleso, 10- přední těleso, 11- pojistná matice, 12 - hliníkový profil čtvercového průřezu

Způsob pohonu lineární jednotky

Varianta A

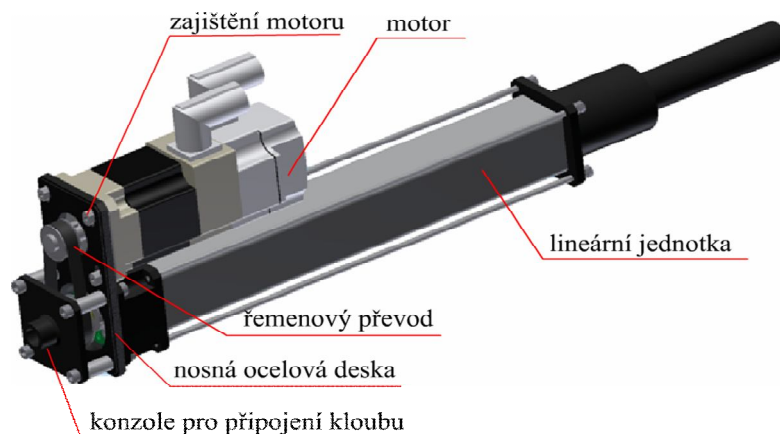
Servomotor je připojen k lineární jednotce přímo přes tuhou spojku. Mezi zadní těleso a servomotor je vložena rozšiřující příruba. U této varianty je možno upevnit kloub přímo na přírubu. Kloub je tím pádem umístěn skoro v těžišti lineární jednotky. Toto řešení pozitivně ovlivní namáhání na vedení umístěné v přední části lineární jednotky. V tomto případě je však nutné použít servomotor o vyšším krouticím momentu. Brzdění v klidovém stavu zajišťuje tzv. klidová brzda integrovaná v zadní části servomotoru. K odměřování polohy je možné použít snímač integrovaný v servomotoru.



Obr. 34 Motor připojen přímo k lineární jednotce

Varianta B

V tomto případě je lineární jednotka poháněna přes vložený převod. Většina lineárních jednotek určených pro paralelní kinematiku pracuje v otáčkách, které jsou blízké kritickým. Proto se redukuje otáčky vloženým převodem. V této variantě je servomotor umístěn nad lineární jednotkou tzn., sníží se délkové rozměry. Aby nedocházelo k zbytečnému navyšování hmotnosti lineární jednotky, je servomotor připevněn k ocelové desce, tedy odpadá konstrukce složité skříně. Ocelová konzole, na kterou bude připevněn kloub, je k desce přišroubována čtyřmi šrouby přes čtyři vymezovací válce. Kloub bude spojoval lineární jednotku s nepohyblivým rámem. Převod je realizován přes ozubený řemen (synchronní řemen). Ozubený řemen je napínán přestavením servomotoru. Ten je připevněn k nosné desce čtyřmi šrouby umístěnými v drážkách. Matice z vnitřní strany jsou zajištěny proti pootočení tvarovým stykem, proto k napínání řemenu nebude nutná demontáž krytu.

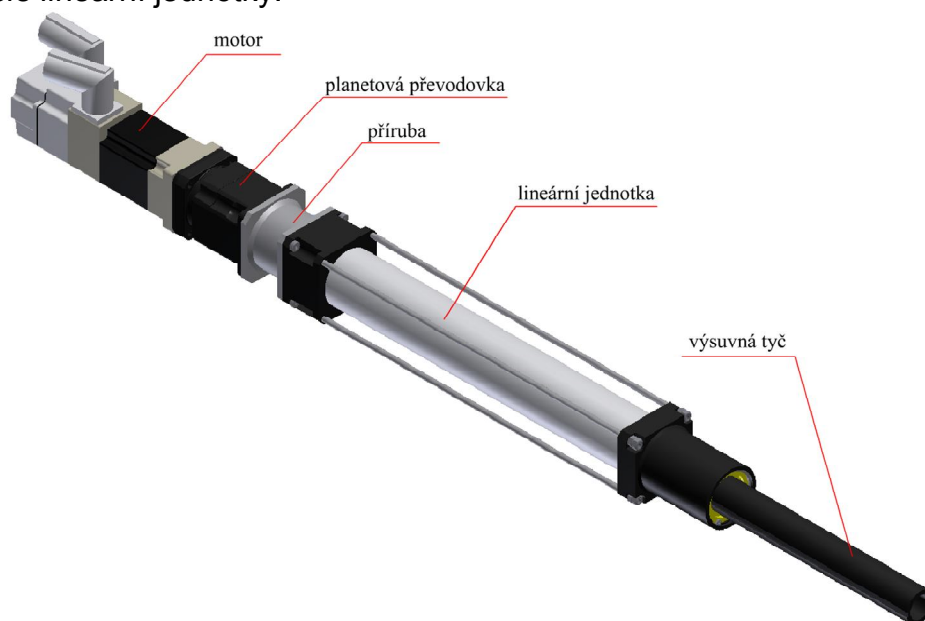


Obr. 35 Varianta B

Varianta C

Je-li bráno v potaz, že paralelní kinematická struktura se skládá ze šesti teleskopických tyčí (Hexapod) nebo tří (Tripod), je nutné zahrnout i celkové proudové odběry servomotorů a jejich výkon. Při použití planetové převodovky klesne požadovaný vstupní výkon dodávaný servomotorem. Je však nutné použít motor s vyššími jmenovitými otáčkami. Dále pak bylo nutné použít kuličkový šroub s větším stoupáním proti předchozím variantám, pro docílení požadované rychlosti rychloposuvu. Připojení kloubu je možné v oblasti příruby. Je nutné zvážit, zda-li se vyplatí investovat do planetové převodovky a posoudit výslednou dynamiku celé jednotky. Pravděpodobně bude planetová převodovka příliš drahá a výsledné

provozní úspory nebudou tak razantní. Použitím planetové převodovky se prodlouží i délka celé lineární jednotky.



Obr. 36 Varianta C

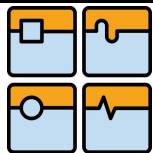
2.3 Multikriteriální analýza

Multikriteriální analýza (MCA) se zabývá hodnocením možných alternativ řešení podle několika kritérií. Výsledky jednotlivých kritérií bývají většinou protichůdné, proto se u multikriteriálního rozhodování řeší konflikt mezi jednotlivými protichůdnými řešeními. Jde o metodu, která má za cíl shrnout a utřídit informace o variantních projektech. Pojmem alternativou označuje každé řešení z výběrové sestavy. Kritérium je vlastnost u dané alternativy, které se přiřazuje váha. Ta vyjadřuje důležitost jednotlivých kritérií vzhledem k ostatním. [27]

Z předešlých variant řešení byl vytvořen seznam možných alternativ. Alternativa po každé začíná číslicí (1,2), označující vlastní konstrukci lineární jednotky a končí písmenem (A,B,C), která vyjadřuje způsob použitého náhonu. Hodnocení parametrů může být kvantitativní nebo kvalitativní. Dále pak maximalizační tj. hledání maximálních hodnot sledovaných parametrů nebo minimalizační tj. hledání minimálních hodnot parametrů.

Tab. 4 Kvantitativní hodnocení parametrů konstrukce

Kriteria/ Varanty	zrychlení [m/s ²]	otáčky šroubu [min ⁻¹]	otáčky motoru [min ⁻¹]	rychlost při jmenovitých otáčkách [m/s]	výkon motoru [kW]	jmenovitý moment motoru [Nm]	doba rozběhu [s]
1A	2,9	3000	3000	250	0,38	1,3	0,063
1B	2,86	2500	3000	208	0,31	1,15	0,052
1C	1,9	1200	6000	200	0,38	0,85	0,104
2A	2,9	3000	3000	250	0,38	1,3	0,063
2B	2,86	2500	3000	208	0,31	1,15	0,052
2C	1,9	1200	6000	200	0,38	0,85	0,104



Tab. 5 Maximalizační hodnocení konstrukce

Kritéria/ Varanty	zrychlení [m/s ²]	otáčky šroubu [min ⁻¹]	otáčky motoru [min ⁻¹]	rychlost při jmenovitých otáčkách [m/s]	suma
1A	0,30	0,05	0,05	0,05	0,45
1B	0,30	0,04	0,05	0,04	0,43
1C	0,20	0,02	0,1	0,04	0,36
2A	0,30	0,05	0,05	0,05	0,45
2B	0,30	0,04	0,05	0,04	0,43
2C	0,20	0,02	0,1	0,04	0,36
váha	0,3	0,05	0,05	0,05	max

Tab. 6 Minimalizační hodnocení konstrukce

Kritéria/ Varanty	výkon motoru [kW]	jmenovitý moment motoru [Nm]	doba rozběhu [s]	suma
1A	0,30	0,20	0,2500	0,75
1B	0,24	0,18	0,2063	0,63
1C	0,30	0,13	0,4127	0,84
2A	0,30	0,20	0,2500	0,75
2B	0,24	0,18	0,2063	0,63
2C	0,30	0,13	0,4127	0,84
váha	0,3	0,2	0,2500	min

Prvním možným kritériem je hodnocení mechanických parametrů navrhované konstrukce. Podstatě je lze rozdělit na dvě skupiny a to parametry, u kterých jsou žádané maximální hodnoty a minimální hodnoty, např. je požadováno maximální hodnota zrychlení a na druhou stranu minimální spotřeba el. energie, tedy nízký výkon motoru. Z předcházejících dvou tabulek vyplývají čtyři možné varianty řešení 1A, 2A, 1B a 2B. Pro stanovení výsledné varianty bude nutné použít další kritérium. Další možností je kvalitativní hodnocení. Subjektivně se ohodnotí jednotlivé parametry konstrukce dle definované tabulky (tab. 7).

Tab. 7 Kvalitativní hodnocení konstrukce

Hledisko	Hodnocení	1A	1B	1C	1A	2B	3C
Technologické	tvarová složitost	2	2	2	4	4	4
	požadavky přesnost	3	3	3	3	3	3
	nutnost složitých přípravků	4	4	4	4	4	4
	speciální výrobní technologie	4	4	4	4	4	4
Konstrukční	kinematická složitost	5	4	2	5	4	2
	využití normalizovaných dílů	4	5	5	4	5	5
	spolehlivost	5	5	5	5	5	5
	životnost	3	3	3	5	5	5
	přesnost chodu	5	5	5	5	5	5
	dynamika	4	5	2	4	5	2
Součet		39	40	35	43	44	39

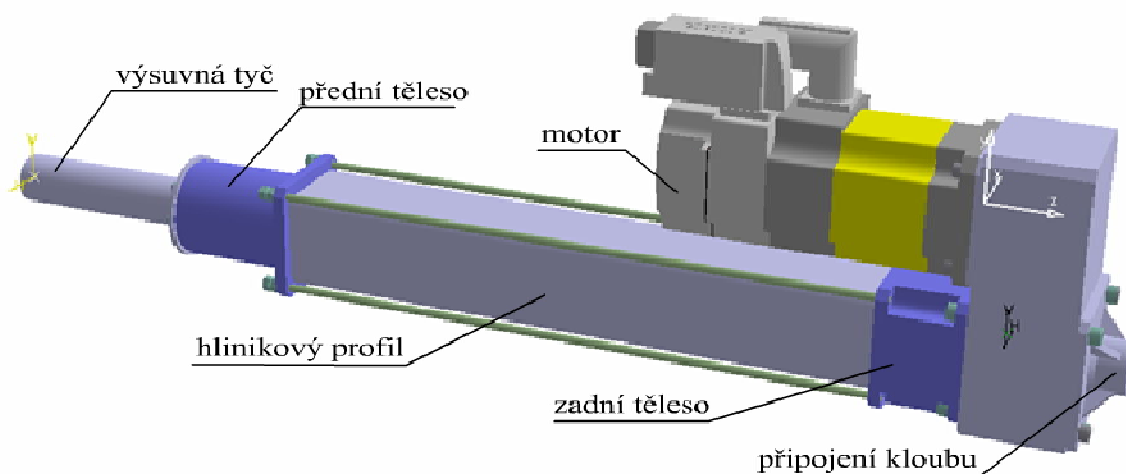
Na základě předchozí tabulky (tab. 7), byly hodnoceny technologické a konstrukční parametry navrhovaných lineárních jednotek. Každý parametr se ohodnotil číslem od 1 do 5, kde 1 vyjadřuje nejhorší hodnocení a 5 nejlepší. Výsledným sečtením jednotlivých parametrů byla stanovena nejvhodnější varianta. Z hodnocených parametrů nejlépe vyhovuje varianta 2B.

Posledním kritériem je hodnocení pořizovací ceny použitých komponentů a ekonomičnosti provozu. Uvedené ceny použitých komponentů budou jen přibližné, protože je dosti obtížné od některých výrobců nákupní ceny získat. Ekonomičnost provozu bude stanovena na základě nákladů na energie. Vypočtena bude z výkonu motoru a frekvenčního měniče při uvažování ročního časového fondu 2024 hod a 90% chod stroje.

Tab. 8. Ekonomické hodnocení

Kriteria/ Varanty	cena lin. Jednotky [Kč]	ekonomika provozu (náklady na energie) [Kč]	cena lin. Jednotky	ekonomika provozu	suma
1A	146 050	6298	0,32	0,300	0,62
1B	149 350	5710	0,31	0,228	0,54
1C	155 350	6298	0,30	0,300	0,60
2A	146 350	6298	0,32	0,300	0,62
2B	151 350	5710	0,31	0,228	0,54
2C	152 350	6298	0,31	0,300	0,61
váha	-	-	0,3	0,70	-

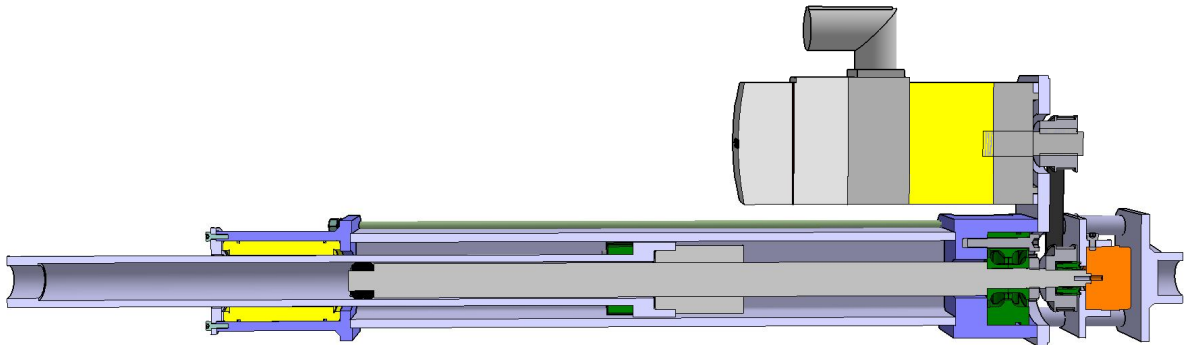
Z následujícího ekonomického hodnocení byla vybrána varianta 1B a 2B. Multikriteriální analýzou byla vybrána varianta, která dosáhla nejlepších dílčích výsledků v jednotlivých kritériích, jde o variantu 2B. Zvolená varianta dosahuje dobrých mechanických parametrů, konstrukčního provedení, cenou a ekonomičností provozu. Na rozdíl od předchozích variant má nižší délku (zástavbové rozměry). Hlavní části jednotky jsou popsány na obr. 37.



Obr. 37 Zvolená varianta lineární jednotky

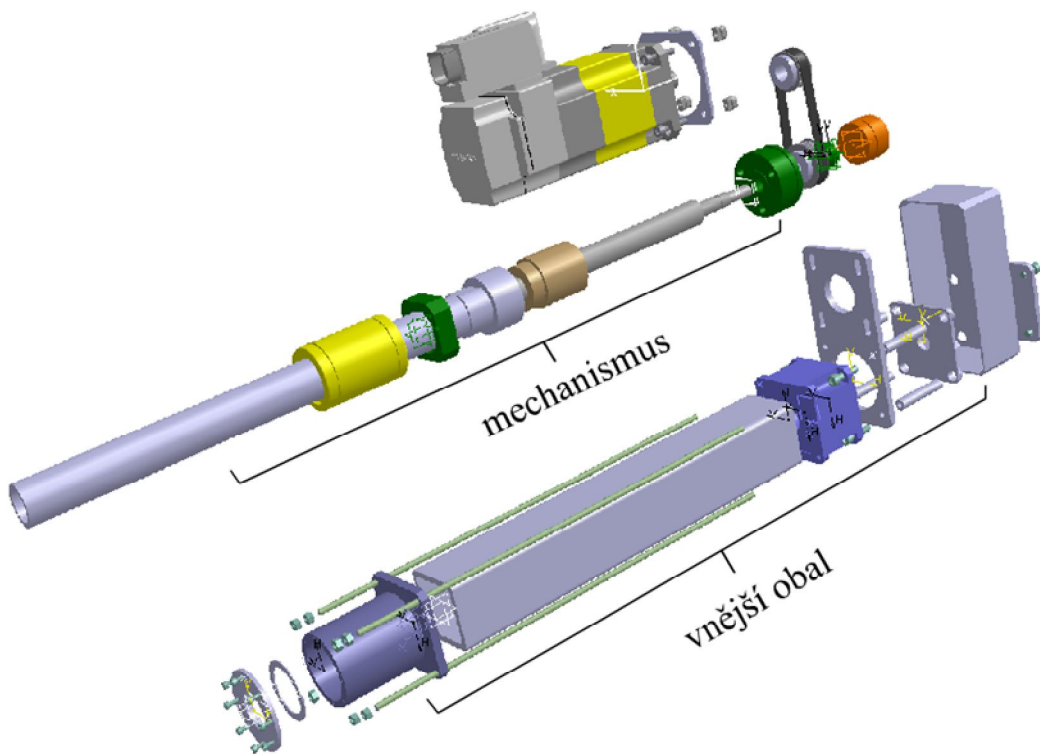


Na dalším obrázku je znázorněn podélný řez lineární jednotkou.



Obr. 38 Řez jednotkou

Poslední obrázek znázorňuje rozložený tvar lineární jednotky. Model je zde rozdělen na dvě části, vnější obal a mechanismus. Vnější obal má dvě funkce, zabraňuje vniknutí nečistot do jednotky, úniku maziva a zároveň plní funkci uložení mechanismu. Vlastní mechanismus se skládá z kuličkového šroubu připojeného k motoru přes řemenový převod. Kuličkový šroub je jednostranně uložen na pravém konci radiálně - axiálním ložiskem ZKLF od firmy INA (viz příloha). Matice kuličkového šroubu je opatřena vnějším závitem, ke kterému je přišroubovaná výsuvná tyč. Proti povolení je matice zajištěna červíkem. Dalším možným řešením je potříit závit lepidlem. Výsuvná tyč se pohybuje ve valivém vedení, upevněném v přední části jednotky. Pro správnou funkci jednotky je nutné antirotační vedení, umístěné na pravém konci výsuvné tyče.



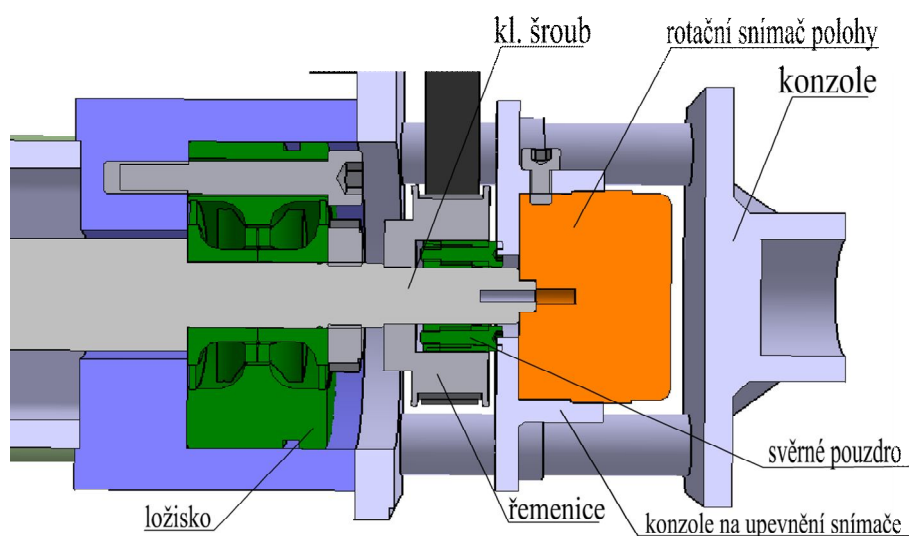
Obr. 39 Model lin. jednotky v rozloženém tvaru

2.4 Volba motoru

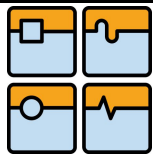
Z parametrů zadání vyplývá, že vstupní napětí motoru je 230 V AC. Pro aplikace, kde se požaduje řízení otáček a polohy hřídele motoru, se běžně uplatňují servomotory. Ty však potřebují třífázové napětí na vytvoření točivého magnetického pole. Motory se vstupním napětím 230 V se označují jako tzv. kondenzátorové a jsou používány v běžných spotřebičích např. pračka, vysavač atd. U těchto typů motorů je však řízení otáček a tím i polohy příliš obtížné. Možným způsobem řešení je použití servomotoru a frekvenčního měniče, který je napájen ze sítě 230 V. Tedy jednofázové sítě, která je převedena na síť třífázovou. Proto bude použit frekvenční měnič od firmy SIEMENS SINAMICS S120 230V 1AC Power modul (viz. příloha) a motoru 1FK7032. Na motor bude umístěna tzv. klidová brzda, která zajistí požadovanou přídržnou sílu 800 N. Výběr použitého motoru viz. kapitola 3.

2.5 Způsob odměřování

Na způsobu odměřování polohy závisí přesnost celé jednotky. Proto je nutné se touto problematikou více zabývat. Většina servomotorů obsahuje snímače polohy přímo v tělese motoru. To je vhodné v případech, kdy je motor připojen na přímo např. s kuličkovým šroubem přes tuhou spojku. V případě, kdy je vložen mezi servomotor a kuličkový šroub převod s ozubeným řemenem, projeví se deformace řemene na přesnost nastavení polohy. Výhodnější variantou je umístit rotační snímač polohy přímo na konec kuličkového šroubu. Z katalogu byl vybrán rotační snímač polohy od firmy HEIDENHAIN typu ECI 1100 série. Parametry použitého snímače jsou uvedeny v příloze. Na obr. 40 je ukázáno schéma usazení snímače. Snímač je usazen v přírubě kopírující vnější tvar. Příruba je součástí konzoly uchycené na čtyřech válcích. V axiálním směru je snímač přichycen šroubem ke kuličkovému šroubu. V radiálním směru je ukotven upevňovacím šroubem. Jak je vidět na obrázku 40, kuličkový šroub musí být přizpůsoben pro připojení snímače a to osazením průměru 6 mm a axiální dírou se závitem. Výrobce také přesně definuje tolerance uložení snímače. Proto musí být konzole a další přípojné plochy vyrobeny s náležitou geometrickou přesností. Geometrické tolerance pro uložení snímače jsou uvedeny v příloze viz. str. 76 Rotační snímač polohy.



Obr. 40 Odměřování polohy lineární jednotky



Uvedený způsob snímání však má několik nevýhod. Při působení axiální síly na lineární jednotku dojde k deformaci výsuvné tyče, kuličkového šroubu, ložiska a uložení. Následkem je zkreslení požadované a skutečné polohy výsuvné tyče.

Lineární snímač polohy

K dosažení vyšší přesnosti lineární jednotky lze použít přímé odměřování. Jedním z výrobců, kteří nabízejí tzv. odměřovací pravítka je firma RENISHAW. Na obrázku 41 je zobrazen lineární snímač polohy s označením RGH24. Jde o bezkontaktní optický snímač polohy s přesností od 10 μm až do 10nm. Měřicí pásek je vyroben z ocelového pozlaceného pásku s vysokou odrazivostí. Díky tomuto řešení je čitelný i při vysokém povrchovém znečištění. Intenzita, čistota a přesnost signálu jsou dosahovány v podmínkách, které by byly pro většinu otevřených optických snímačů považovány za nevyhovující. Měřený pásek je na snímáný objekt nalepen. Délka lze uživatelsky přizpůsobit prostým přistřížením. Maximální rychlost snímání je 10 m/s. [30]



Obr. 41 Lineární snímač polohy RGH24 [30]

Lineární snímač polohy by bylo možné umístit z vnitřní strany na hliníkový profil. Tímto způsobem by se pozitivně ovlivnila nepřesnost vzniklá deformací ložiska a šroubu. Nevýhodou je komplikované uložení snímací hlavy na pohyblivou část a zajištění vedení signálu od snímací hlavy.

Laserové odměřovací systémy

V případě požadavků na co nejvyšší přesnost jednotky, by bylo možné použít interferometrické snímače. Interferometrické snímače poskytují mimořádnou přesnost zpětnovazebního lineárního polohování. Na obrázku 42 je zobrazen laserový systém skládající se z laserové jednotky a koutového odražeče. Laserová jednotka by byla umístěna na přední straně lineární jednotky a koutový odražeč na pohyblivé části, v oblasti připojení předního kloubu. Nevýhodou tohoto řešení je vysoká cena, dále pak vysoké požadavky na čistotu. Nesmí dojít k přerušení laserového paprsku. Životnost systému je vyšší jak 50 000 hodin. Maximální rychlost při použití koutového odražeče jsou 2 m/s. Maximální délka měřené osy je 4 metry. [30]



Obr. 42 Laserové odměřovací systémy RLD10 [30]

2.6 Zvolení stupně geometrické přesnosti kuličkového šroubu

Pro převod otáčivého pohybu na přímočarý byl zvolen kuličkový šroub od firmy HIWIN. Podle zvolené přesnosti se kuličkové šrouby mohou vyrábět několika technologiemi a to válcováním, okružováním a broušením. Zvolená technologie výroby se projeví hlavně na přesnosti a výsledné ceně kuličkového šroubu. Podle katalogu výrobce se v robotice používají šrouby s přesností IT 3 až IT 8 v závislosti na aplikaci. Na navrhovanou jednotku byl použit kuličkový o šroub průměru 20 mm, stoupání 5 mm a délce 365 mm, vyráběný technologií okružování ve stupni přesnosti IT5 ($26 \mu\text{m} / 300 \text{ mm}$). Výslednou geometrickou přesnost lze snadno určit.

$$\frac{26 \mu\text{m}}{300 \text{ mm}} = \frac{x}{365 \text{ mm}} \quad (2.1)$$

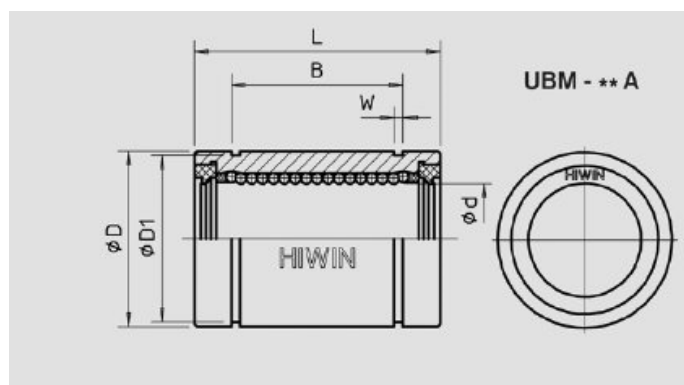
Z rovnice (1) lze určit „x“, která vyjadřuje geometrická přesnost šroubu.

$$x = \frac{365 \text{ mm}}{300 \text{ mm}} \cdot 26 \mu\text{m} \rightarrow x = 31,6 \mu\text{m} \quad (2.2)$$

Pro délku kuličkového šroubu lze dosáhnout přesnosti 0,0316 mm a opakovatelné přesnosti $\pm 0,013 \text{ mm}$. Ukončení kuličkového šroubu lze zvolit ze standardních typů definovaných výrobcem nebo na individuální přání dle výkresu. Zvolený kuličkový šroub má jedno ukončení standardní typu S5 a druhé definované výkresem. Z jedné strany bude na kuličkovém šroubu připojen rotační snímač polohy, proto bude nutné upravit připojovací plochy tj. axiální otvor se závitem M3, osazení s tolerancí $\varnothing 6 \text{ g7}$ a prodloužení oproti standardnímu typu.

2.7 Typ vedení

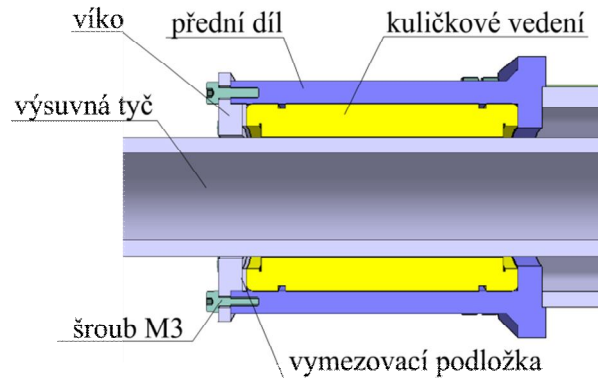
V přední části je použito kuličkové pouzdro od firmy HIWIN. To umožňuje vysoce přesný přímočarý pohyb, který je uskutečněn díky uzavřeným kuličkovým drahám. Pouzdra obsahují oboustranné těsnění proti vniku nečistot. Klec je vyrobena z vysoce teplotně a mechanicky odolného pláště. Kuličkové pouzdro spotřebuje jen malé množství maziva tuku nebo oleje. Pro vedení v kuličkových pouzdrech se používají kalené vodící tyče s tolerancí h6 a h7. Zvolené kuličkové pouzdro má dostatečnou dynamickou únosnost a dobrou životnost. [29]



Obr. 43 Kuličkové pouzdro [29]



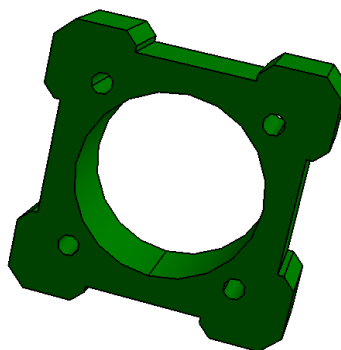
Kuličkové vedení je uloženo v tělese předního dílu. Axiálnímu posuvu pouzdra brání na pravé straně tvar předního dílu a na levé straně víko přišroubované osmi šrouby M3. Vůle vzniklá výrobními nepřesnostmi se vymezí vymezovacím kroužkem. Díky oboustrannému těsnění v kuličkovém vedení se nemusí přidávat žádná další těsnění.



Obr. 44 Schéma uložení kuličkového vedení

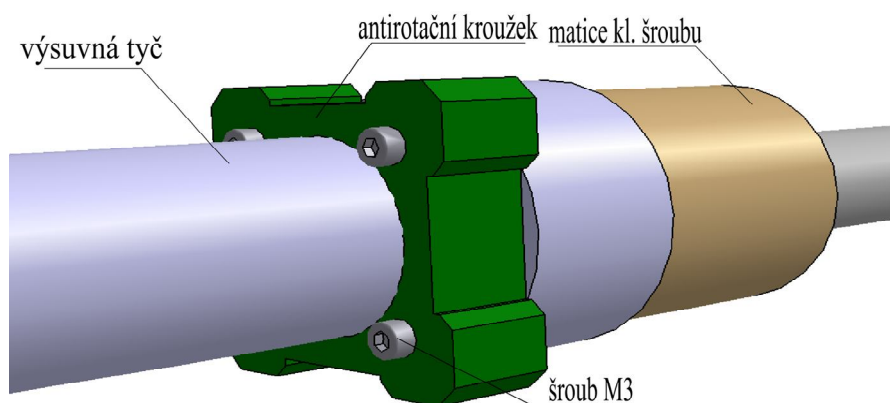
2.9 Antiotační kroužek

Pro správnou funkci lineární jednotky je nutné zamezit rotaci výsuvné tyče kolem vlastní osy. K tomuto účelu slouží právě antiotační kroužek. Zamezení otáčení výsuvné tyče je možné několika způsoby. Možným způsobem je vytvořit na výsuvné tyči tvarové drážky, ve kterých budou umístěny tvarové protikusy. Ty budou umístěny v přední části lineární jednotky a budou nepohyblivé. Další možností je umístit tvarový kroužek přímo na pohyblivou část. Ten bude opisovat vnitřní tvar hliníkového profilu a tím bránit otáčení. Druhá varianta je použita v navrhované jednotce. Aby nedocházelo k nadměrnému tření a tím k oteplení, je profil přizpůsoben. Styčné plochy jsou umístěny jen v rozích, kde vzniká nejvyšší moment. Na obr. 45 je znázorněn náhled na antiotační kroužek.



Obr. 45 Antiotační kroužek

Antiotační kroužek je připevněn na výsuvné tyči šrouby M3. Kroužek bude vyroben z materiálu "S"® 8000 od firmy Murtfeldt. Mezi nesporné vlastnosti materiálu patří vysoká pevnost a otěruvzdornost. Materiál je samomazný, z toho plyne i nižší součinitel tření (0,08 - 0,12) a nenáročná údržba. Používá se na kluzná vedení, kluzné segmenty a kluzná ložiska. Odtud plyne i důvod v použití na navrhované lineární jednotce.

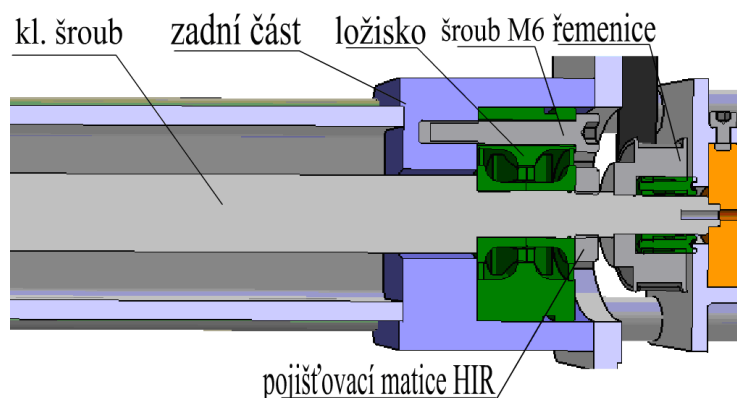


Obr. 46 Upevnění antirotačního kroužku

2.10 Uložení šroubu

Kuličkový šroub je možné uložit několika způsoby, jednostranně, jednostranně a podepření a posledním způsobem je oboustranné uložení s předepnutím. Oboustranné uložení je použito v případech, kdy je požadována vysoká tuhost soustavy. Pro poslední jmenovaný konstrukční způsob je nutné znát pracovní cyklus zařízení a celkové oteplení soustavy. Nejčastějším řešením je uložení šroubu na jedné straně a podepření na straně druhé. Podepření kuličkového šroubu je realizováno radiálním ložiskem, kterému je umožněn axiální posuv. Pro realizaci lineární jednotky je použit první způsob a to jednostranné uložení šroubu.

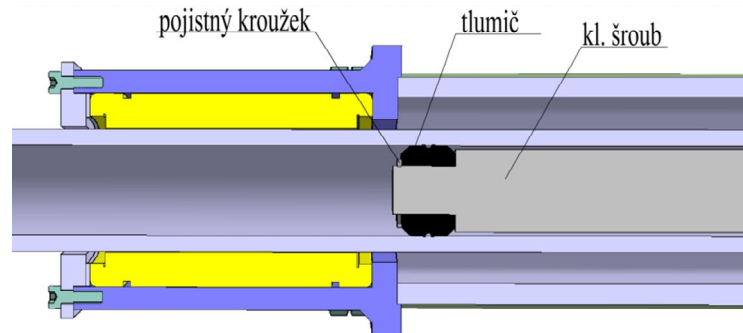
Kuličkový šroub je v lineární jednotce uložen jednostranně na pravé straně, jak je vidět na obrázku 47. Šroub je vsazen do radiálně - axiálního ložiska od firmy INA ZKLF a přitažen pojišťovací maticí HIR. Pojišťovací matice je broušená pro dosažení vysoké stykové tuhosti. Matice je zajištěna proti povolení radiálním šroubem. Ložisko s upevněným kuličkovým šroubem je uloženo v zadním dílu lineární jednotky a dotaženo pomocí tří šroubů M6. Nespornou výhodou ložiska s kosoúhlým stykem ZKLF je snadná montáž a demontáž. Mazací otvor je umístěn na čelní ploše.



Obr. 47 Uložení kuličkového šroubu



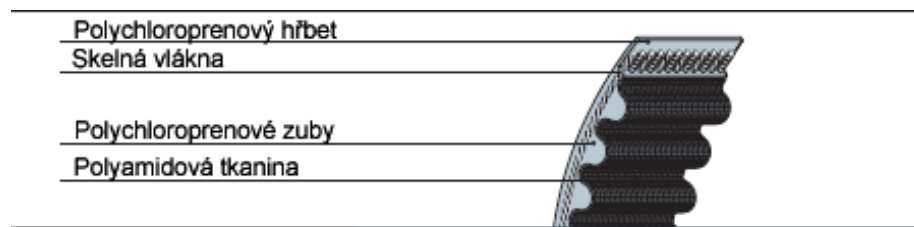
Levá část kuličkového šroubu je opatřena tzv. tlumičem. Tlumič podpírá šroub a tím zabraňuje rozkmitání. Materiál tlumiče je stejného typu jak antirotační kroužek. Tlumič je zajištěn pojistným kroužkem jak je vidět na obr. 48.



Obr. 48 Levá část šroubu

2.11 Přenos krouticího momentu

Přenos krouticího momentu ze servomotoru na hřídel kuličkového šroubu je přes vložený řemenový převod. Aby nedocházelo k prokluzu řemenu, je použit ozubený řemen, někdy také označovaný jako synchronní řemen. V navrhované jednotce je použit typ řemenu SYNCHROFORCE CXP. Profil řemenu je HDT a druh řemenu 5M. Jedná se o řemen určený pro přenos vysokých výkonů, dynamického zatížení a vysoké obvodové rychlosti. Vysoká pevnost umožňuje realizaci převodu s vysokou životností při obvodové rychlosti až 50 m/s. Na obr. 49 je zobrazeno složení ozubeného řemenu. [31]

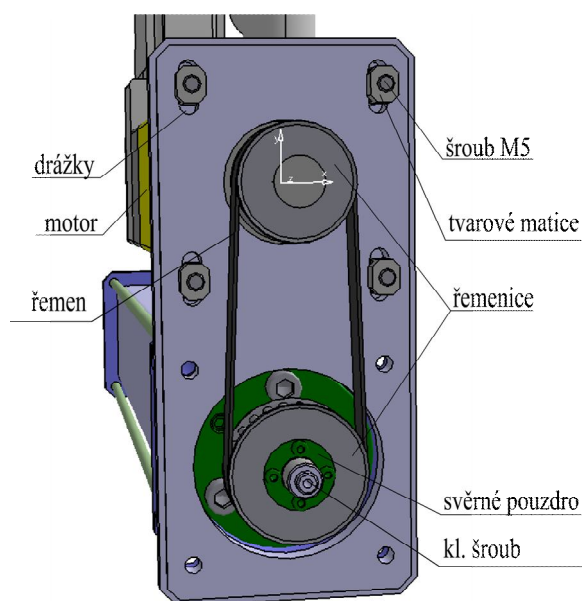


Obr. 49 Ozubené řemeny neoprenové HDT 5M [31]

K zajištění správné funkce ozubeného řemene je nutné zabezpečit dostatečné napnutí. Napínání je nejčastěji řešeno dvěma způsoby. První je napínání pomocí napínací kladky. Je vhodný u složitějších soustav s více řemenicemi např. rozvodový řemen u osobního automobilu. Napínací kladka je umístována na ochablou větev ozubeného řemene. V aplikacích, kde dochází často ke změně směru otáček, by docházelo k nedostatečnému napínání řemene. Proto se tento způsob používá u zařízení se stejným směrem otáčení.

Druhý způsob je podstatně jednodušší. Řemen je napínán přes hřídel motoru. Motor je upevněn čtyřmi šrouby M5 v drážkách. Drážky umožňují mírně přestavovat motor a tím je řemen napínán. V navrhované variantě jsou použity tvarové matice. Tyto matice se pohybují v drážkách a umožní tím napínání motoru bez složité demontáže zadního krytu lineární jednotky.

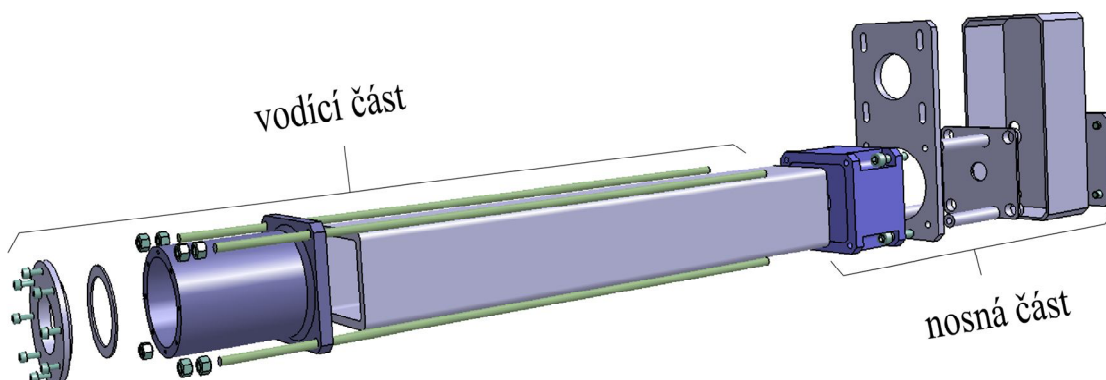
Řemenice je připevněna ke kuličkovému šroubu pomocí svěrného pouzdra. Svěrné pouzdro se skládá z vnitřního a vnějšího kroužku spojených čtyřmi šrouby. Při utahování šroubů, na výrobcem definovaný moment, dojde k deformaci obou kroužků a vzniku přesahu. Před montáží musí být dotykové plochy obou pouzder mírně naolejované. Svěrné pouzdro je použito z důvodu malého průměru konce hřídele kuličkového šroubu. V případě použití pera by došlo k snížení průřezu a tím ke ztrátě torzní tuhosti. Řemenice na hřídeli motoru je zabezpečena přes pero. Na obr. 50 je znázorněno konstrukční řešení převodu kroučícího momentu.



Obr. 50 Napínání řemene

2.12 Vnější kryt

Z hlediska konstrukce je možné rozdělit vnější kryt na část nosnou a vodící, jak je vidět na obr. 51. Nosná část musí být dostatečně tuhá, bude přenášet veškerou tahovou osovou sílu. Výsledná deformace se projeví na přesnosti jednotky. U paralelní kinematické struktury je dominantním tahové (tlakové) napětí, které působí na těleso jednotky. Z rozboru zatížení je však patrné, že na jednotku působí i mírné ohybové napětí. Toto napětí je poměrně nízké a vzniká z vlastní váhy lineární jednotky. Vzniklé síly od vlastní váhy jsou promítnuty do přední části na kuličkové pouzdro. Pro zajištění přesného vedení je nutné přední část dostatečně dimenzovat. Vodící část se podílí na přesnosti vedení výsuvné tyče.

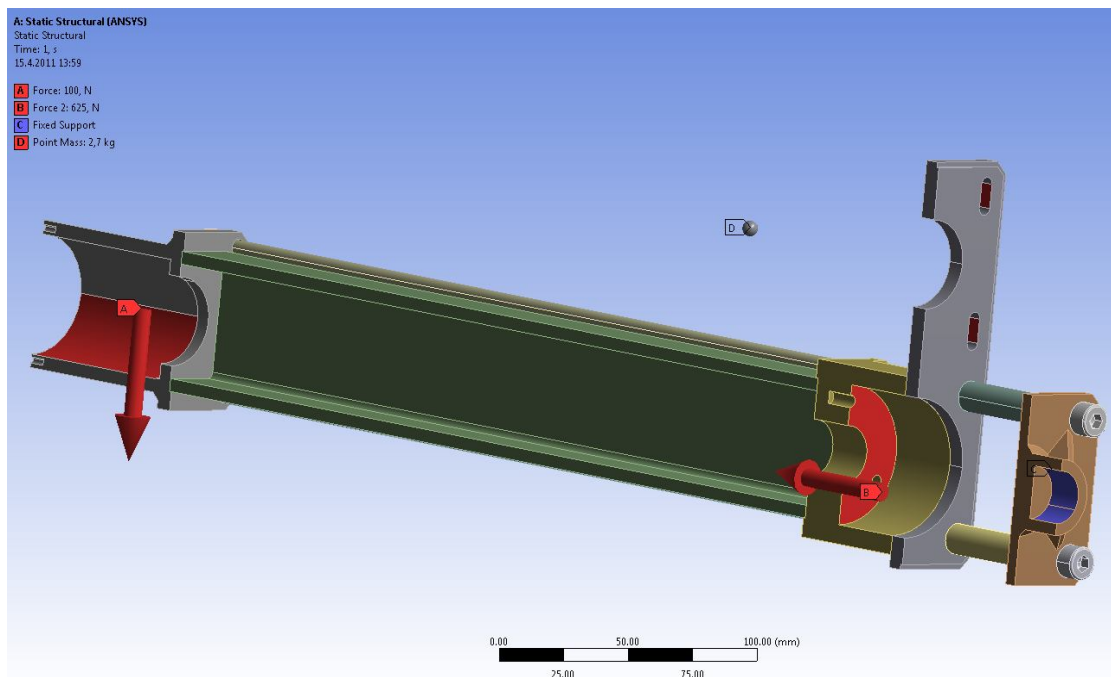


Obr. 51 Vnější kryt



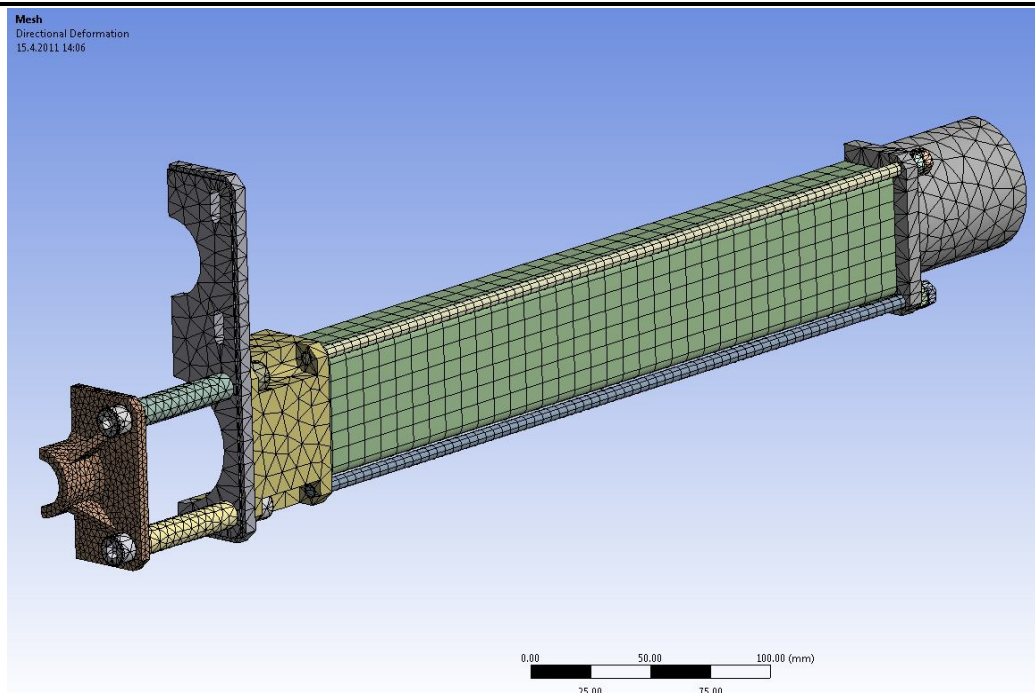
2.12 MKP analýza vnějšího krytu

K získání představy o způsobu namáhání a deformaci vnějšího krytu byla provedena MKP analýza. Bylo uvažováno tahové zatížení 1250 N v axiálním směru působící na zadní část v místě dotyku ložiska a ohybová síla působící v místě uložení kuličkového pouzdra 200 N. Zatížení motoru bylo nahrazeno bodovým tělesem o tíze motoru. Úloha je řešena s využitím symetrie. Toto řešení umožní urychlení výpočtu. Pevná vazba je zadána v místě připojení kloubu v zadní části jednotky. Jednotlivá tělesa jsou spojena vazbou typu bounded. Uvažované spojení se chová tak, jako by byla tělesa svařena. Pro získání přibližných výsledků lze tento způsob použít. K získání přesnějších výsledků by bylo nutné definovat vazby typu frictional. Zvýšil by se tím i výpočtový čas.



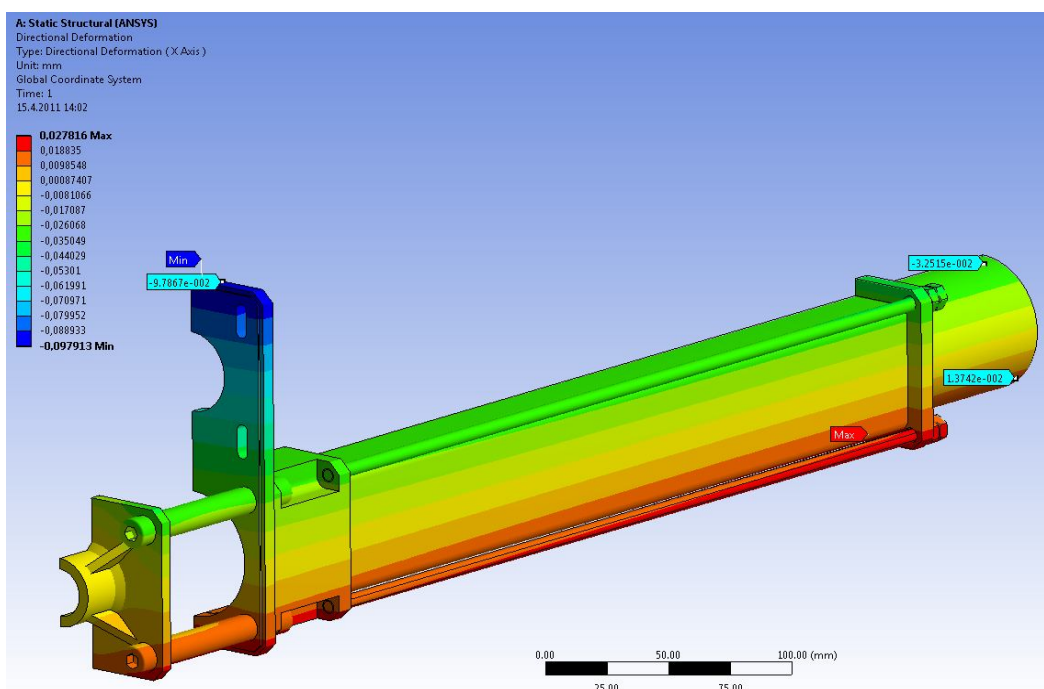
Obr. 52 Náhled na uvažované zatížení

Na obr. 53 je zobrazen náhled konečno-prvkové sítě. Tam, kde to bylo možné, byla vytvořena mapovaná síť. U těles složitějších tvarů byla použita síť volná. Pro získání přibližné představy o deformaci vnějšího krytu tato síť vyhovuje. V případě zpřesnění výsledku by bylo nutné vytvořit jemnější síť nebo použít bazových funkcí.



Obr. 53 Náhled na konečno-prvkovou síť

Deformace ve směru osy x (osa lineární jednotky) je zobrazena na obr. 54. Vyvolaná deformace je podmíněna především působením axiální síly a ohybové síly, dosahuje maximálních posuvů o hodnotě 0,028 mm v přední části jednotky.

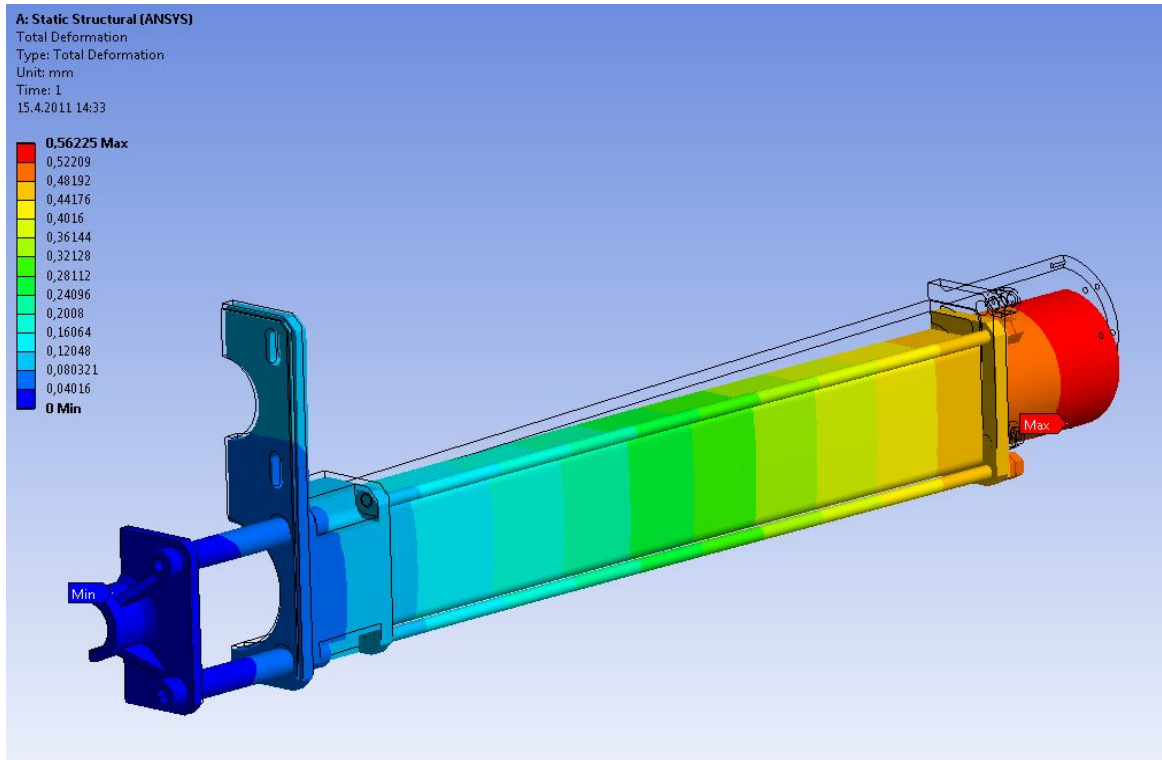


Obr. 54 Průběh deformace v podélném směru.

Další obrázek znázorňuje výslednou deformaci lineární jednotky. Vyvolané maximální posuvy jsou v přední části, v místě uložení kuličkového pouzdra. Je to způsobeno působením radiální síly na pouzdro. Zobrazené výsledky musí být brány s nadsázkou, protože k zobrazení věrohodných výsledků by musela být



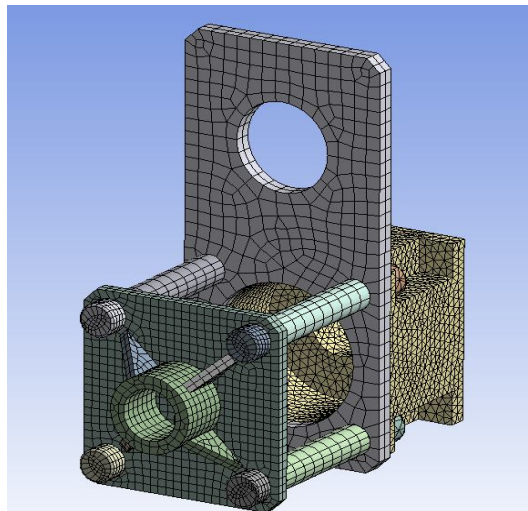
modelovaná celá část jednotky tj. kuličkového šroubu, výsuvné tyče atd. Výsuvná tyč bude navíc v přední části uložena, proto výsledný průhyb bude nižší.



Obr. 55 Výsledná deformace

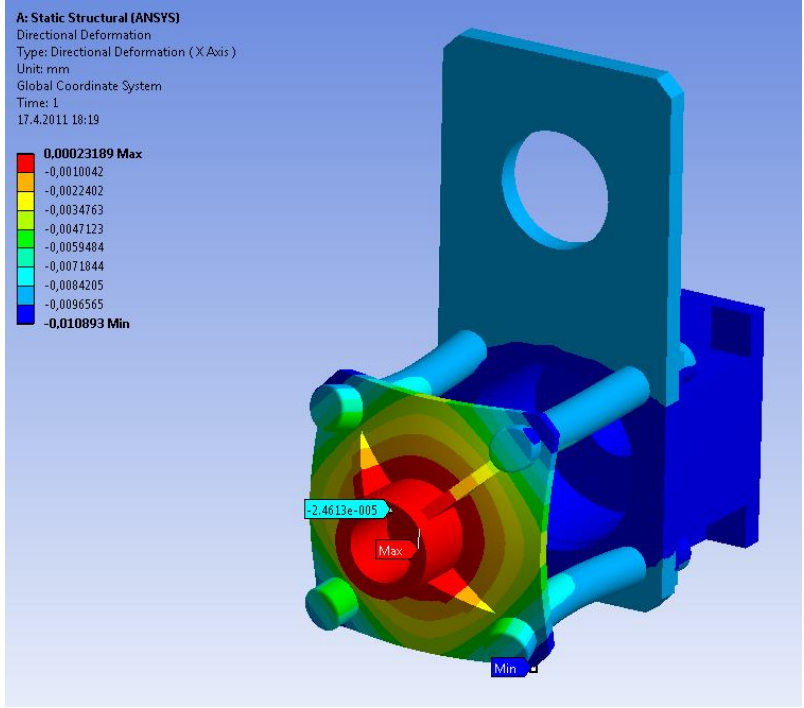
2.13 MKP analýza nosné části

Přesnost lineární jednotky je závislá na tuhosti nosné části. Z tohoto důvodu byla provedena MKP analýza. Pro získání přesných výsledků bylo nutné celý model rozdělit na primitivní tělesa. Díky tomu bylo možné vytvořit mapovanou síť. Použitá síť urychluje výpočet (menší množství prvků), při zachování přesnosti výsledků. Zároveň byly modelovány i jednotlivé kontakty mezi tělesy (vazba frictional). Těleso je vetknuto za přípojnou plochu a zatíženo silou 1250 N v místě dotyku ložiska ze zadním tělesem.



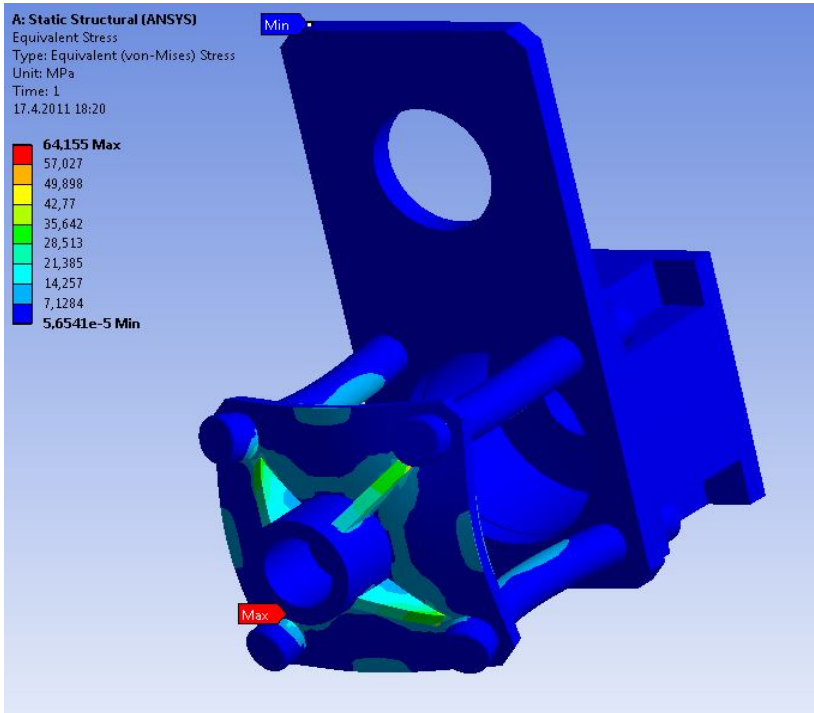
Obr. 56. Náhled na konečno-prvkovou síť

Na dalším obrázku je zobrazena deformace ve směru působící tahové síly. Působící síla vyvolá deformaci o velikosti 0,00965 mm. Z obrázku je patrné, že nejvíce se deformuje zadní konzole. Naopak k nejvyšším posuvům dochází v přední části (modrá barva).

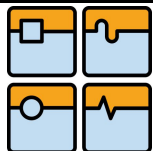


Obr. 57 Deformace ve směru působící síly

Poslední obrázek ukazuje průběh redukovaného napětí v nosné části krytu. Maximální napětí vzniká v místě žebér o hodnotě 65 MPa. Nosná část bude tedy dostatečně dimenzovaná.



Obr. 58 Redukované napětí (HMH)



2.14 Připojovací uzly

Navrhovaná lineární jednotka je dílčím konstrukčním uzlem, proto musí být zajištěna návaznost na další přípojné prvky (klouby). Z předchozí rešerše vyplývá, že je možné připojit tři základní typy kloubů. Výrobce kloubů určených pro paralelní kinematickou strukturu opatřuje konce kloubů metrickým závitem. Navrhovaná jednotka bude mít na obou koncích přípojné prvky s metrickým závitem M24 a délkou 18 mm. Proti povolování bude kloub zajištěn radiálním šroubem, případně lze použít pojistnou matici. Navrhované řešení umožňuje snadnou montáž a demontáž zařízení.

2.15 Frekvenční měnič

Frekvenční měnič byl vybrán na základě softwaru SISER od společnosti SIEMENS dle požadovaných parametrů: tj. typu použitého motoru, vstupního napětí, použitého odměřování, zatěžovacího cyklu atd. Zadaným parametrům vyhovuje frekvenční měnič s označením SINAMICS S110. Ten je určen pro standardní polohové úlohy, je vhodný pro osy obsluhující primární proces stroje s vyšší dynamikou. Při napájení z 1 AC sítě 200 až 240 V lze použít motory s rozsahem výkonů 0,12 až 0,75 kW. Použitý motor vyhovuje danému výkonovému rozsahu. Typickými příklady, kde jsou používány frekvenční měniče SINAMICS S110, jsou manipulátory, naklápěcí a odebírací zařízení, montážní automaty, laboratorní automatizace, výměníky nástrojů, seřizovací osy, medicínská technika atd. Frekvenční měnič SINAMICS S110 je možné použít i s motory od jiných výrobců, optimální je však použít motory Siemens. Ty disponují elektronickým typovým štítkem, který umožní rychlé uvedení pohonu do provozu. Další parametry frekvenčního měniče jsou uvedeny v příloze str. 87. [29]

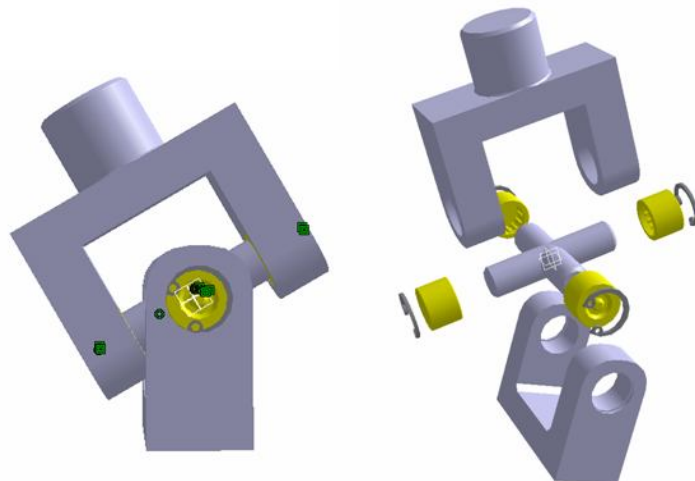


Obr. 59 Sinamics S110 [30]

2.16 Konstrukce kloubů

Pro konstrukci manipulátoru typu Tripod je nutné vložit mezi pohyblivou (nepohyblivou) plošinu a lineární jednotku kloub. Kloub umožní dosáhnout požadovaného stupně volnosti. Pro variantu Triodu je vhodné použít Karbanův kloub. Jde o kloub, který se převážně používá pro přenos krouticího momentu u mimoběžných hřídelů. V robotice se používá ke spojení dvou částí se zachováním stupňů volnosti. Na obr. 60 je znázorněn návrh Kardanova kloubu. Nosná část kloubu je tvořena dvěma „U profily“, ve kterých jsou uložena radiální jehlová ložiska. Tyto profily jsou navzájem propojeny tzv. křížem. Posun ložisek v axiálním směru je zamezen pomocí pojistných kroužků. Při kompletování kloubu se postupuje následovně. Nejdříve se do jednoho „U profilu“ nasune kříž. Jelikož nejsou v kloubu vložena ložiska, může se kříž mírně sklonit a tím vložit do profilu. Až po tomto kroku se vloží ložiska a následně se zajistí pojistnými kroužky. Obdobně se postupuje

u druhé části kloubu. Horní část kloubu (dle obrázku) je opatřena metrickým závitem. Pomocí tohoto závitu je kloub spojen s lineární jednotkou.

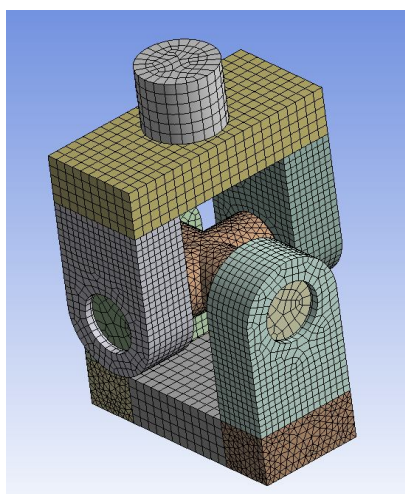


Obr. 60 Kardanův kloub

Pro konstrukci robotu typu Hexapod je nutné upravit Kardanův kloub přidáním další rotace. Tato rotace umožní otáčet lineární jednotky kolem vlastní osy. Tímto způsobem je docíleno požadovaného stupně volnosti. V této variantě se uplatňuje jako náhrada za kulový kloub. Výhodou je nesporně jednodušší výroba a vyšší rozsahy úhlového natočení.

2.17 MKP analýza kloubu

Pro zjištění výsledného napětí a deformace pod tahovou silou byla provedena MKP analýza Kardanova kloubu. Pro zjednodušení analýzy byly zanedbány deformace jehlových ložisek. Zatížení je uvažované jen od tahové síly působící v místě uchycení kloubu o velikosti 1250N. Z druhé strany je kloub přichycen pevnou vazbou za dva vnitřní otvory. Na obr. 61 je znázorněn náhled na konečno-prvkovou síť.

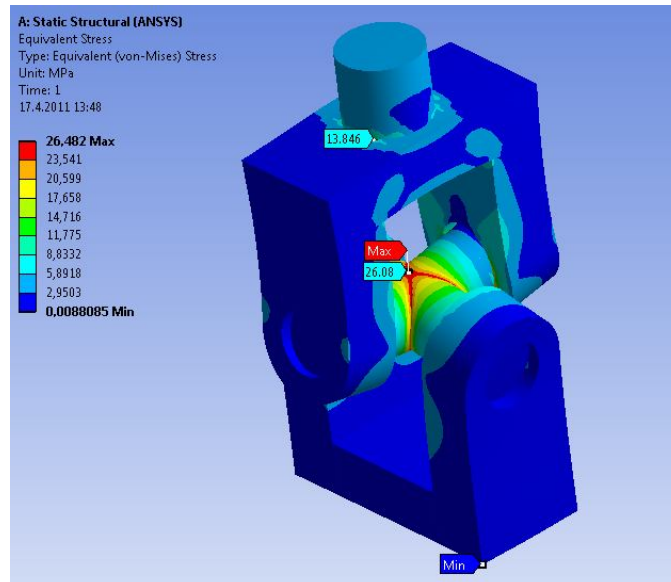


Obr. 61 Náhled na konečno-prvkovou síť

Z obr. 62 je patrné, že nejvyšší redukované napětí vzniká ve středu kříže s hodnotou 26 MPa. Snížit napětí by bylo možné zvýšením průměru kříže v celé délce nebo jen

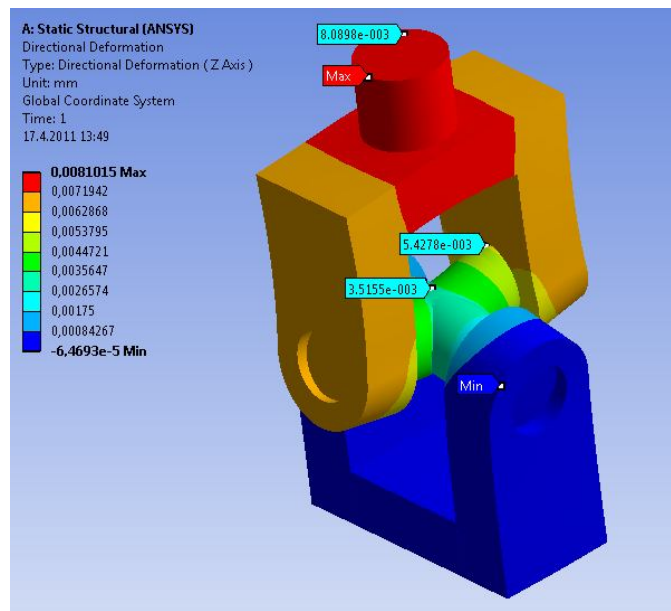


ve středu kříže. Další koncentrace napětí vzniká v oblasti osazení o velikosti 14 MPa. Toto napětí je způsobené tvarovým vrubem. Při zatížení nedojde k překročení meze kluzu. Kloub po napěťové stránce vyhovuje.



Obr 62 Výpočet redukovaného napětí (HMH)

Z deformační analýzy byl zjištěn maximální posuv 0,008 mm v místě přípojné plochy s vnějším závitem. Ke značné deformaci dochází v oblasti kříže. Pro docílení vyšší tuhosti by bylo vhodné zvolit vyšší průměr kříže.



Obr 63 Deformace ve směru osy z

2.18 Možné uspořádání lineárních jednotek (ideový návrh)

Navrhovaná lineární jednotka má sloužit jako konstrukční uzel robotů s paralelní kinematickou strukturou. Následující schéma má znázornit možnosti uplatnění navrhované jednotky. Nejde o návrh robotu s paralelní kinematickou strukturou. Pro takový návrh by byl potřeba detailnější kinematický a dynamický rozbor. Dále pak

určením velikosti pracovního prostoru, najít optimální umístění lineárních jednotek a určit optimální sklon. Možným uspořádáním s třemi lineárními jednotkami je varianta Triodu. Lineární jednotky jsou spojeny k pohyblivé a nepohyblivé části pomocí Kardanova kloubu s dvěma stupni volnosti. K analýze stupňů volnosti Tripodu lze použít Grüblerovu formulaci převzatou z [33].

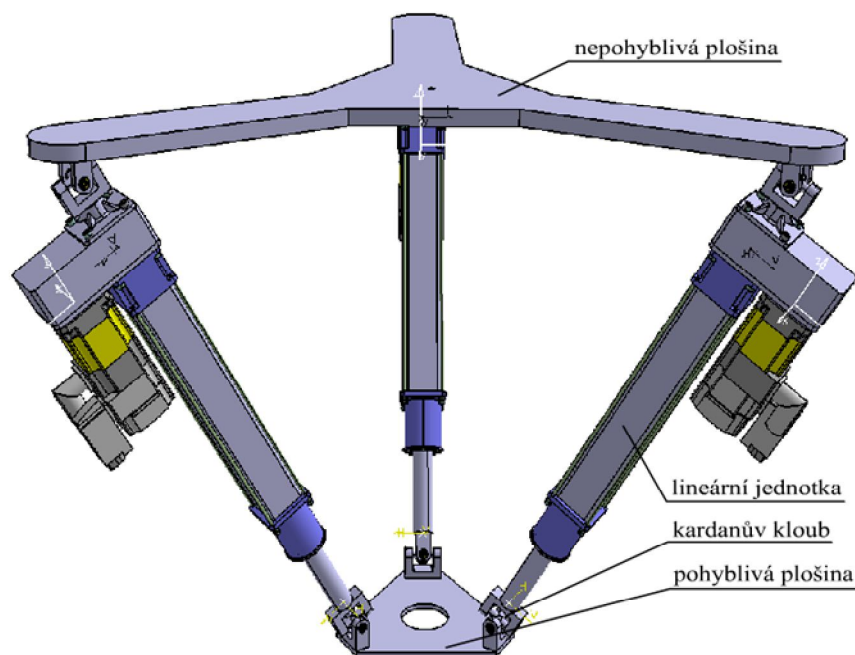
$$F = 6 \cdot (n - 1 - g) + \sum_{i=1}^g f_i \quad (2.3)$$

Význam veličin: n - počet těles (8), g-počet vazeb (9), f_i - stupně volnosti vazby, pro teleskopickou tyč ($f_i = 1^\circ V$), kardanův kloub ($f_i = 2^\circ V$)

Dosažením do rovnice (2.3) je získán výsledný počet stupňů volnosti.

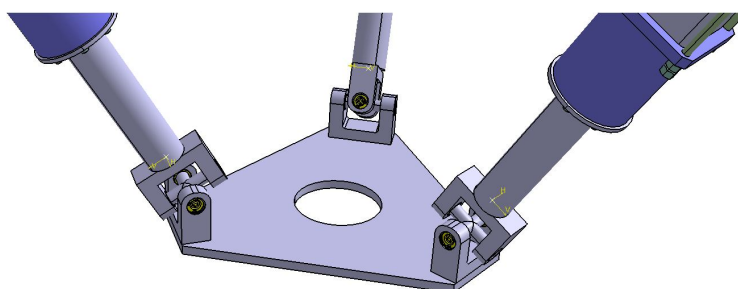
$$F = 6 \cdot (8 - 1 - 9) + 6 \cdot 2 + 1 \cdot 3 = 3^\circ V$$

Obecně lze říci, že počet stupňů volnosti je shodný s počtem použitých pohonů. Výjimkou jsou případy, kde některou vazbou je úmyslně znemožněn pohyb např. při použití hybridní struktury u vyvrtávací hlavy.



Obr. 64 Možné uspořádání Triodu

Na obr. 65 je zobrazen detail na pohyblivou plošinu. Pohyblivá plošina by musela být upravena v závislosti na požadované aplikaci manipulátoru např. o manipulační hlavici a ověření deformace vlivem působících sil.



Obr. 65 Detail na pohyblivou plošinu

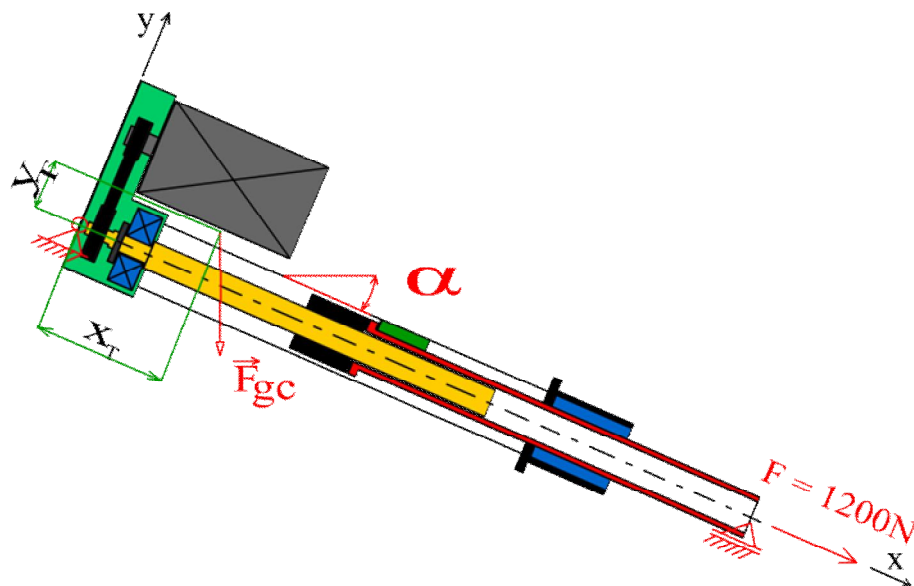


3. Potřebné výpočty konstrukčního návrhu

V následující části bude proveden rozbor vnějšího zatížení působící na lineární jednotku a dimenzování jednotlivých komponent. Dále pak stanovení potřebného krouticího momentu motoru, volba kuličkového šroubu, převodu, výpočet životnosti atd. Dále je určen optimální převodový poměr pro docílení maximálního přímočarého zrychlení.

3.1 Rozbor vnějšího zatížení

Jak je vidět ze schématu na obr. 66, na lineární jednotku působí tahová síla o velikosti 1200 N a výslednice tíhových sil od jednotlivých komponent působících v těžišti. Problematika je převedena na rovinnou úlohu. Na levé straně je lineární jednotka uložena v rotační vazbě a na straně druhé podepřena. Je to z důvodu zachování stupňů volnosti jednotky a ze znalosti působící osově síly. Statický rozbor je prováděn z důvodu určení sil, které budou působit na lineární vedení, kuličkový šroub a dvojici přípojných kloubů. Znalost těchto sil je nutná při výběru vhodného typu vedení a ložisek v použitých kloubech. Lineární jednotka se bude při své činnosti sklánět pod proměnným úhlem α a vysouvat.



Obr. 66 Působící síly na lineární jednotku

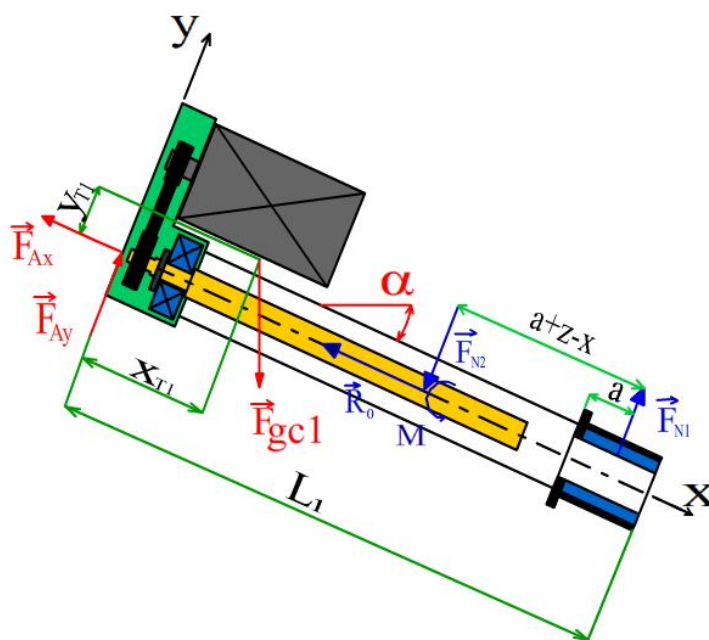
K řešení soustavy těles je nutné soustavu částečně uvolnit a zavést odpovídající reakce. Lineární jednotka bude rozdělena na podsestavy, označené jako soustava pevné části a pohyblivé části. Odpovídající uvolnění je zobrazeno na obr. 67 a 68. K určení tíhových sil působících na podsestavy bylo nutné přibližně odhadnout váhu dílčích komponentů a polohu těžiště, vzhledem k počátku souřadného systému. Poloha těžiště uvedená v kartézských souřadnicích je uvedena v tabulce 9 a 10. Z uvedených hodnot byla určena velikost tíhové síly a poloha těžiště. Statický rozbor bylo nutné řešit iteračně. Během řešení dílčích výpočtů bylo nutné se vracet na začátek výpočtu a postupně zpřesňovat řešení. Po částečném uvolnění řešené soustavy bylo možné napsat statické rovnice, dvě silové a jednu momentovou pro každou podsestavu. Z použitých šesti rovnic je šest parametrů (působících sil) neznámých, úloha je tedy staticky určitá a lze řešit. Z uvedených rovnic je patrné, že zatížení je závislé na dvou parametrech, úhlu sklonění alfa a velikosti vysazení

výsuvné tyče. Pro jednotlivé podsestavy byly nadefinované tabulky 9 a 10 s polohou těžiště komponentů a hmotností.

Z tíhové síly a polohy těžiště vzhledem k souřadnému systému bylo možné určit výslednou tíhovou sílu a polohu těžiště. Poloha těžiště se mění v závislosti na úhlu alfa. Následuje uvolnění a znázornění působících sil.

Tab. 9

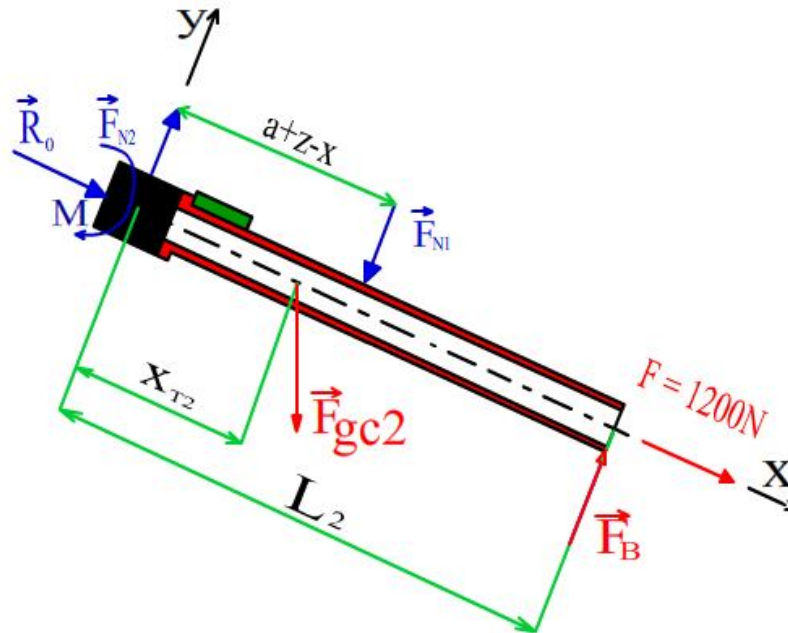
Nepohyblivá část					
součást	poloha těžiště x [mm]	poloha těžiště y [mm]	hmotnost [kg]	tíhová síla [N]	označení síly
motor	162	77	2,7	26,478	Fg1
ložisko	91	0	0,37	3,628	Fg2
šroub	285	0	0,986	9,669	Fg3
vedení	522	0	0,5	4,903	Fg4
přední díl	520	0	0,245	2,403	Fg5
Al profil	305	0	0,9	8,826	Fg6
zadní díl	100	0	1,1	10,787	Fg7
deska	66	0	1,5	14,7	Fg8



Obr. 67 Částečné uvolnění pevné části

Tab. 10

Nepohyblivá část					
součást	poloha těžiště x [mm]	poloha těžiště y [mm]	hmotnost [kg]	tíhová síla [N]	označení síly
kl. matice	0	0	0,357	3,5	Fg9
výsuvná tyč	226	0	1,12	10,983	Fg10
antirotací kroužek	50	0	0,012	0,118	Fg11



Obr. 68 Částečné uvolnění výsuvné části

Výpočet těžiště

Dle níže definovaných vzorců byla vypočtena poloha těžiště pohyblivé a nepohyblivé části, jsou uvedeny pouze obecné tvary vzorců. Ze vzorců vyplývá, že poloha těžiště není závislá na sklonu lineární jednotky.

Soustava 1 nepohyblivá část

$$x_{tc1} = \frac{\sum_{i=1}^8 F_{gi} \cdot x_{ti} \cdot \cos(\alpha)}{\sum_{i=1}^8 F_{gi} \cdot \cos(\alpha)} \quad (3.1)$$

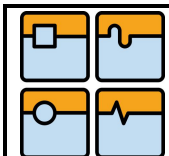
$$y_{tc1} = \frac{\sum_{i=1}^8 F_{gi} \cdot x_{ti} \cdot \sin(\alpha)}{\sum_{i=1}^8 F_{gi} \cdot \sin(\alpha)} \quad (3.2)$$

Soustava 2 pohyblivá část

$$x_{tc2} = \frac{\sum_{i=9}^{11} F_{gi} \cdot x_{ti} \cdot \cos(\alpha)}{\sum_{i=9}^{11} F_{gi} \cdot \cos(\alpha)} \quad (3.3)$$

$$y_{tc2} = \frac{\sum_{i=9}^{11} F_{gi} \cdot x_{ti} \cdot \sin(\alpha)}{\sum_{i=9}^{11} F_{gi} \cdot \sin(\alpha)} \quad (3.4)$$

Na základě uvolnění a výpočtu tíhových sil bylo možné sestavit silové a momentové podmínky rovnováhy. Použité konstanty (a , L_1 , L_2 , z) jsou znázorněny v předchozích schématech. Zatím co proměnná „ x “ vyjadřuje vysazení výsuvné tyče. Tato proměnná nabývá hodnot 0 až 250. Řešením sestavené soustavy rovnic lze získat výsledné reakce pro jednotlivé hodnoty zdvihu „ x “ a úhlu sklonění lineární jednotky *alfa*. Pro názornost byly jednotlivé hodnoty zaneseny do grafu. Jelikož by se jednalo o třídímní graf, který by neměl odpovídající vypovídající hodnotu, byly vytvořeny tři grafy ve směrech osy y a x s úhlem sklonění *alfa* 0° , 45° a 90° stupňů. Jak je vidět maximální hodnoty dosahují síly ve směru osy y při úhlu sklonu 0° . Minimálních hodnot sil ve směru osy y je dosaženo při úhlu sklonu 90° . Dále je patrné, že dominantním namáháním je tahová síla ve směru osy x .

**Statická rovnováha****Soustava 1 nepohyblivá část**

$$\mathbf{x}: -F_{Ax} - R_0 + F_{gc1x} = 0 \quad (3.5)$$

$$\mathbf{y}: F_{Ay} - F_{gcy} - F_{N2} + F_{N1} = 0 \quad (3.6)$$

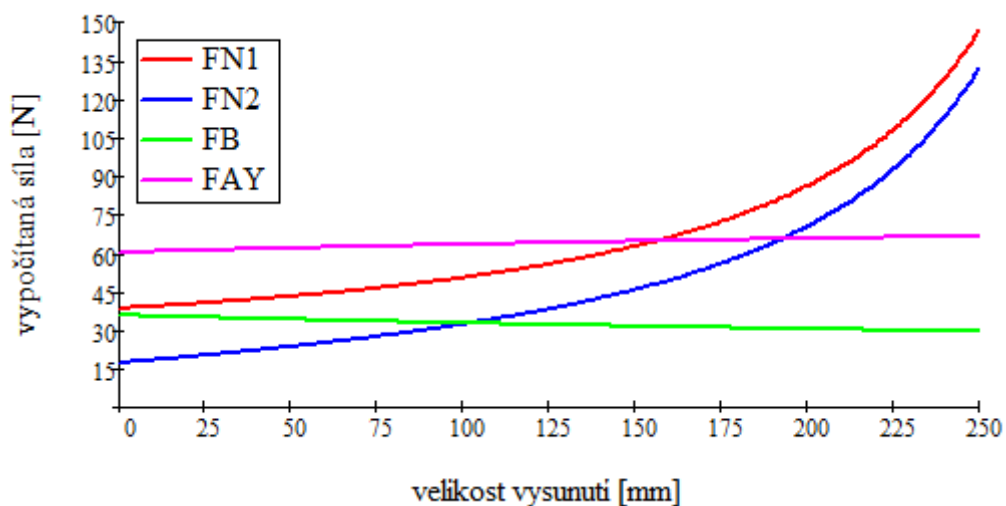
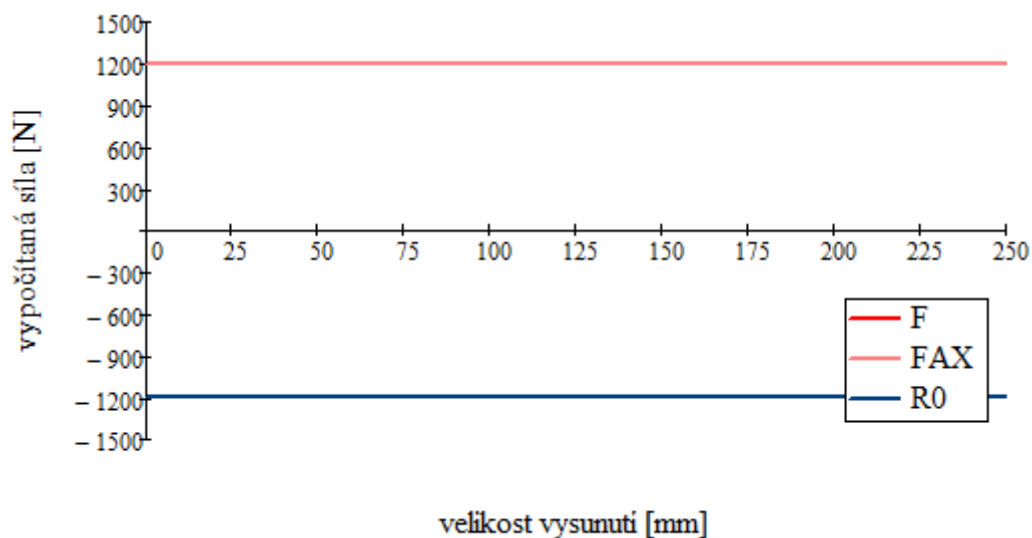
$$\mathbf{M}_{FN1}: F_{N2} \cdot (a + z - x) + F_{gc1y} \cdot (L_1 - x_{ic1} - a) - F_{Ay} \cdot (L_1 - a) - F_{gc1x} \cdot y_{ic1} = 0 \quad (3.7)$$

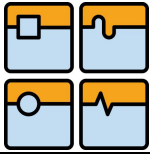
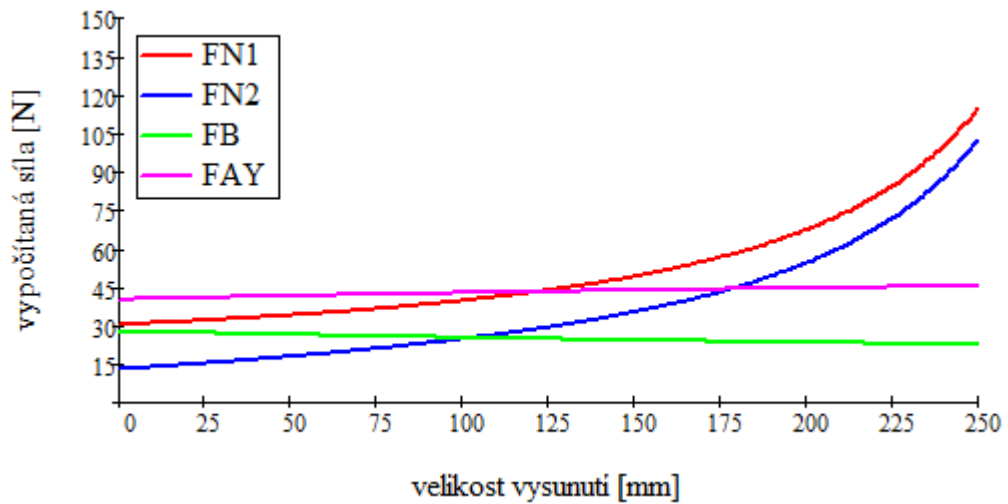
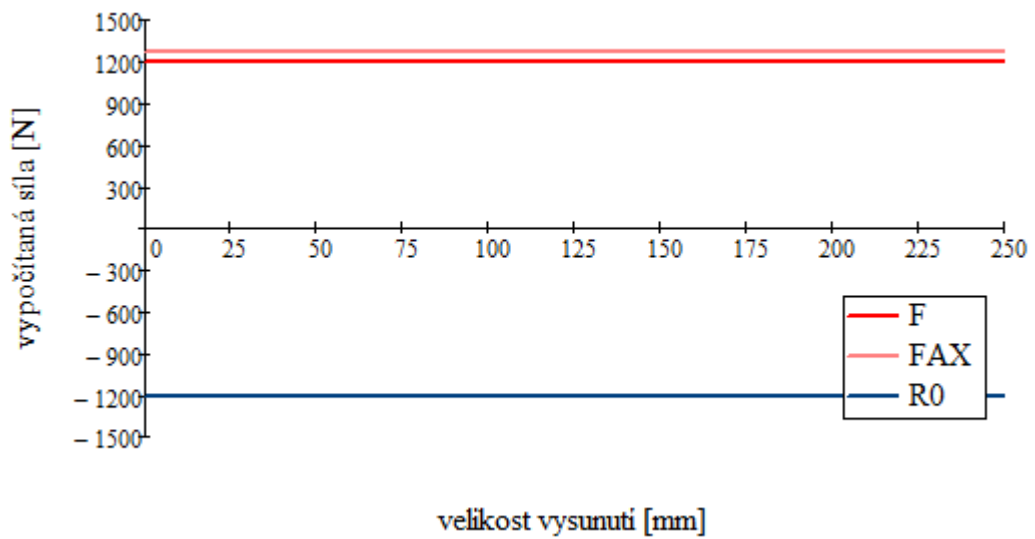
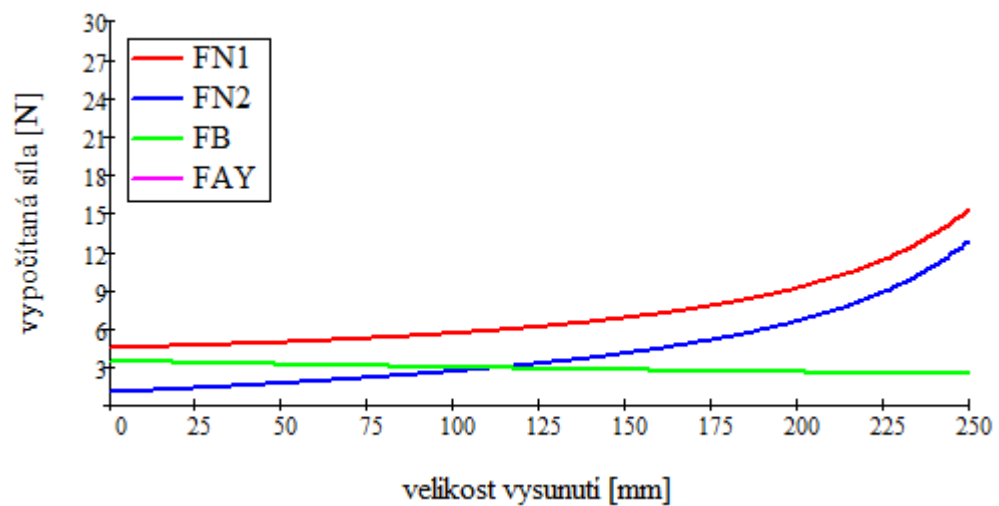
Soustava 2 pohyblivá část

$$\mathbf{x}: R_0 + F + F_{gc2x} = 0 \quad (3.8)$$

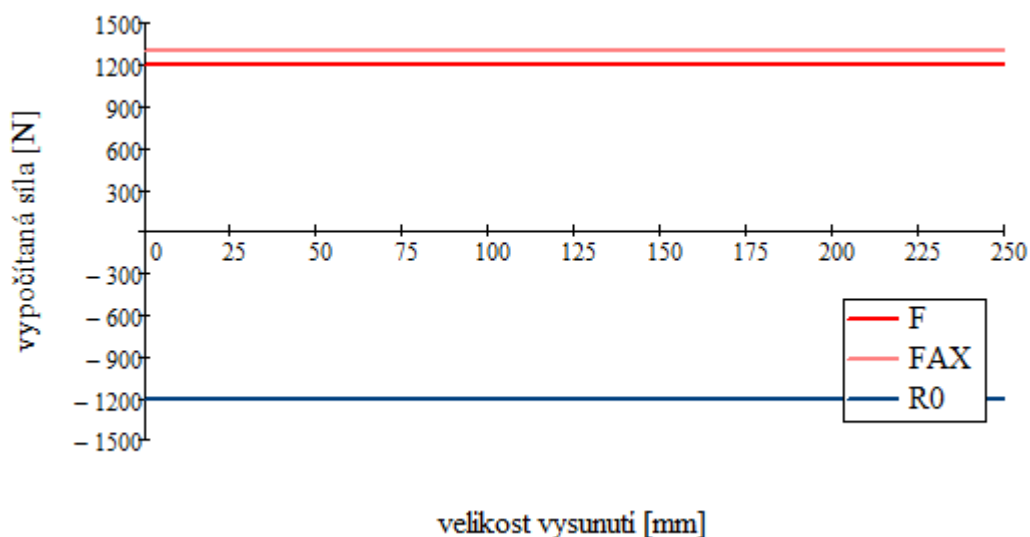
$$\mathbf{y}: F_{N2} - F_{N1} - F_{gc2y} + F_B = 0 \quad (3.9)$$

$$\mathbf{M}_{FN2}: -F_{N1} \cdot (a + z - x) - F_{gc2y} \cdot x_{ic2} + F_B \cdot L_2 = 0 \quad (3.10)$$

Graf 2 Vypočítané síly ve směru osy y při $\alpha = 0$ **Graf 3 Vypočítané síly ve směru osy x při $\alpha = 0$** 

Graf 4 Vypočítané síly ve směru osy y při $\alpha = 45^\circ$ Graf 5. Vypočítané síly ve směru osy x při $\alpha = 45^\circ$ Graf 6 Vypočítané síly ve směru osy y při $\alpha = 90^\circ$ 

Graf 7 Vypočítané síly ve směru osy x při $\alpha = 90$



3.2 Dimenzování momentu motoru

Postup stanovení potřebného momentu motoru je nutné posuzovat z různých hledisek a to statického, dynamického a kinematického. Dále pak je nutné posoudit oteplení motoru a vlastní frekvence kmitání mechanické soustavy. Použité výpočty byly převzaty z [32]. Vzorce bylo nutné upravit pro daný případ tj. výpočet tíhové síly ve vedení a zanedbání některých momentů, vzhledem k působení síly v ose šroubu.

3.2.1 Moment na kuličkovém šroubu

$$M_s = \frac{F \cdot P_h}{2 \cdot \pi} = \frac{1200 \text{ N} \cdot 0,005 \text{ m}}{2 \cdot \pi} = 0,955 \text{ Nm} \quad (3.11)$$

3.2.2 Potřebný statický moment na hřídeli motoru

výpočet statického momentu

$$M_m = \frac{F \cdot P_h}{2 \cdot \pi \cdot \eta_l^j \cdot \eta_p} + M_{zrhm} \quad (3.12)$$

Celková účinnost soustavy

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_l^j \cdot \eta_v \cdot \eta_p = 0,92 \cdot 0,92^1 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,821 \quad (3.13)$$

Moment redukovaný na hřídel motoru

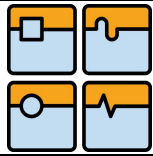
$$M_{zrhm} = M_{gt} + M_g + M_l + M_{kšm} \quad (3.14)$$

Moment zátěže redukovaný na hřídel motoru

$$M_{gt} = \frac{P_h \cdot (F_{gc1x} + F_{gc2x})}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = \frac{0,005 \text{ m} \cdot (81,405 \text{ N} + 14,602 \text{ N})}{2 \cdot \pi \cdot 1,167 \cdot 0,821} = 0,08 \text{ Nm} \quad (3.15)$$

Moment zátěže od třecích sil

$$M_g = \frac{P_h \cdot (f_1 \cdot F_{N1\max})}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_l^j} = \frac{0,005 \text{ m} \cdot (0,005 \cdot 146,679 \text{ N})}{2 \cdot \pi \cdot 1,167 \cdot 0,92 \cdot 0,92} = 0,001 \text{ Nm} \quad (3.16)$$



Pasivní odpor v ložisku od axiální síly

$$M_l = \frac{F \cdot r_s \cdot f_3}{i \cdot \eta_p} = \frac{1200N \cdot 0,01m \cdot 0,003}{1,167 \cdot 0,99} = 0,031Nm \quad (3.17)$$

Pasivní odpor v kuličkovém šroubu

$$M_{k\dot{s}m} = \frac{F_p \cdot P_h}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{(F + F_{gc1x} + F_{gc2x}) \cdot r_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p} = \frac{100N \cdot 0,005m}{2 \cdot \pi \cdot 1,167 \cdot 0,99} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{(1200N + 81,405N + 14,605N) \cdot 0,01m \cdot 0,002}{1,167 \cdot 0,99} = 0,033Nm \quad (3.18)$$

Moment redukováný na hřídel motoru

Dosazením do vztahu (3.14) a (3.12) dostaneme výsledný redukováný moment od zátěže a výsledný potřebný moment motoru.

$$M_{zrh\dot{m}} = 0,08Nm + 0,001Nm + 0,031Nm + 0,033Nm = 0,144Nm$$

Výsledný statický moment redukováný na hřídel motoru

$$M_m = \frac{F \cdot P_h}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_l^j \cdot \eta_p} + M_{zrh\dot{m}} = \frac{1200N \cdot 0,005m}{2 \cdot \pi \cdot 1,167 \cdot 0,92 \cdot 0,99} + 0,144 = 1,043Nm$$

3.2.3 Volba motoru

Z vypočítaného statického momentu motoru byl určen potřebný moment servomotoru. Jedná se o moment nutný k vyvození požadované osové síly a překonání pasivních odporů.

3.2.4 Výpočet dynamického momentu

Potřebný dynamický moment při rozběhu motoru:

$$M_{MD} = J_{RHM} \cdot \varepsilon + M_{ZRHM} \quad (3.19)$$

Moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{ZRHM} = M_{gt} + M_g + M_{ksm} = 0,08Nm + 0,001Nm + 0,033Nm = 0,113Nm \quad (3.20)$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{RHM} = J_{mot} + J_{br} + J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} = 0,61 \cdot 10^{-4} m^2 kg + 3 \cdot 10^{-5} m^2 kg + 4,143 \cdot 10^{-6} m^2 kg + \frac{6,739 \cdot 10^{-6} m^2 kg}{1,167^2} + \frac{4,57 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot kg}{1,167^2} + \frac{7,2 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot kg}{1,167^2} = 2,312 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2 \quad (3.21)$$

Výpočet doby rozběhu:

$$t_R = \frac{J_{RHM} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{mot}}{(M_M - M_{ZRHM}) \cdot \eta_c} = \frac{2,312 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 50 \cdot s^{-1}}{(1,15Nm - 0,133Nm) \cdot 0,821} = 0,085s \quad (3.22)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mot}}{t_R} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 50s}{0,085s} = 3682 \cdot \frac{1}{s^2} \quad (3.23)$$

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{\varepsilon_m}{i} = \frac{3682}{1,167} = 3155 \cdot \frac{1}{s^2} \quad (3.24)$$

Výsledný dynamický moment

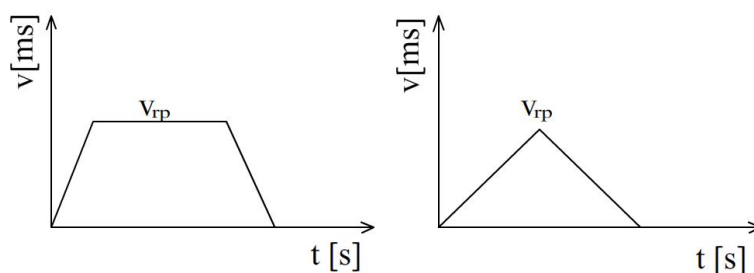
Moment potřebný k rozpohybování setrvačných hmot vypočteme dosazením do rovnice (3.19).

$$M_{MD} = 2,312 \cdot 10^{-4} \cdot kg \cdot m^2 \cdot 3682 \cdot \frac{1}{s^2} + 0,113Nm = 0,965Nm \quad (3.25)$$

Výsledný vypočítaný statický a dynamický moment motoru musí být nižší než moment zvoleného motoru.

3.2.5 Kinematické hledisko

Z kinematického hlediska mohou nastat dva případy, jak je vidět na obr. 69. Žádaný stav je zobrazen na obrázku vlevo. Jde o lichoběžníkový cyklus, který se skládá z rovnoměrně zrychleného (zpomaleného) pohybu na začátku a konci cyklu. Uprostřed cyklu je rychlost konstantní a je rovna rychlosti rychloposuvu. Na stejném obrázku vpravo je naopak cyklus, který není žádaný. Jde o trojúhelníkový cyklus (podhodnocený cyklus). Není naplno využito zrychlení motoru.



Obr. 69 Možné průběhy cyklu [33]

Vypočítaná rychlost rychloposuvu:

$$v_{rp} = \frac{n_{mot} \cdot P_h}{i \cdot 60} = \frac{3000 \cdot \text{min}^{-1} \cdot 5\text{mm}}{1,167 \cdot 60} = 214 \frac{\text{mm}}{s} \quad (3.26)$$

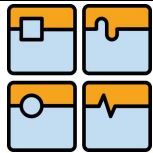
Vypočtená zrychlení:

$$a = \frac{v_{rp}}{t_R} = \frac{0,214m \cdot s^{-1}}{0,085 \cdot s} = 2,5m \cdot s^{-2} \quad (3.27)$$

Pro lichoběžníkový cyklus platí:

$$s_c \geq \frac{v_{rp}}{a} \quad (3.28)$$

$$s_c = v_r \cdot t_s + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t_R^2 = 12m \cdot s^{-1} \cdot 1s + \frac{1}{2} \cdot 2,5 \cdot (0,085 \cdot s)^2 = 0,209m \quad (3.29)$$



$$\frac{v_R^2}{a} = \frac{(0,2m \cdot s)^2}{2,5m \cdot s} = 0,016m$$

$$t_c = \frac{s_c}{v_R} + \frac{v_R}{a} = \frac{0,209m}{0,2m \cdot s} + \frac{0,2m \cdot s}{2,5m \cdot s} = 1,125s \quad (3.30)$$

Po dosažení do nerovnice (3.28) vyplývá, že podmínka je splněna, proto se jedná o lichoběžníkový cyklus. Cyklus vyhovuje.

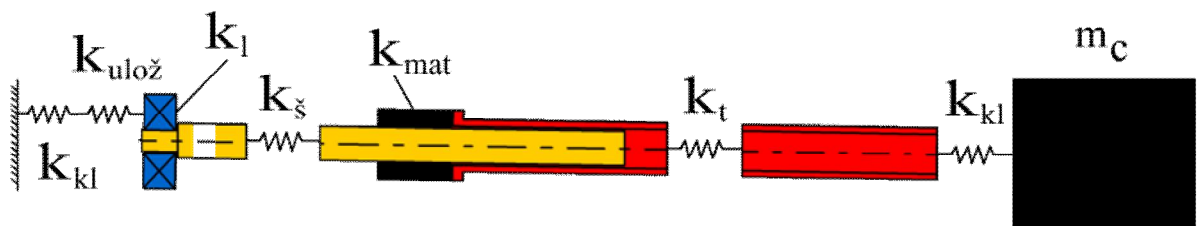
3.2.6 Kontrola oteplení motoru

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{M_m^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T + \left(\frac{3}{4} \cdot M_m\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T + \left(\frac{1}{2} \cdot M_m\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T + \left(\frac{1}{4} \cdot M_m\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T}{T}} =$$
$$\sqrt{\frac{(1,043Nm)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1s + \left(\frac{3}{4} \cdot 1,043Nm\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1s + \left(\frac{1}{2} \cdot 1,043Nm\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1s + \left(\frac{1}{4} \cdot 1,043Nm\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1s}{1s}} =$$
$$= 0,714Nm \quad (3.31)$$

Vypočtený moment musí být nižší, než jmenovitý moment motoru. Zvolený motor vyhovuje.

3.2.7 Výpočet vlastní frekvence kmitání

K výpočtu vlastní frekvence kmitání lineární jednoty byl použit translační model kmitání obr. 70. Uvažuje se sériové spojení jednotlivých komponent. Výsledná vlastní frekvence kmitání ovlivňuje především tuhost jednotlivých komponent označených „k“ a celková posouvaná hmota označená „m_c“.[32]

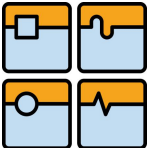


Obr. 70 Translační model kmitání

Podrobným rozбором a různým modelováním se zjistilo, že translační ani torzní model nemodeluje dostatečně přesně posuvový mechanismus. První mechanickou frekvenci nejlépe popisuje torzně-translační model, daný translační částí mechanismu. [32]

Stanovení tuhostí

Tuhost kloubů „k_{kl}“ byla stanovena na základě MKP analýzy, viz MKP analýza kloubu. Na základě předpokladu lineárního průběhu deformace a znalosti velikosti působící síly byla určena přibližná tuhost kloubu o hodnotě 154 N/μm. Tuhost uložení byla stanovena na základě obdobného způsobu, viz MKP analýza nosné části

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

(130 N/μm). Hodnotu axiální tuhosti ložiska udává přímo výrobce v katalogovém listu (375 N/μm).

Výpočet tuhosti kuličkového šroubu:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4} = \pi \cdot \frac{20^2}{4} = 314 \text{ mm}^2 \quad (3.32)$$

$$k_s = \frac{E \cdot A}{l} = \frac{210000 \text{ MPa} \cdot 314 \text{ mm}}{365 \text{ mm}} = 180 \cdot \text{N} / \mu\text{m} \quad (3.33)$$

Výpočet tuhosti výsuvné tyče:

$$A_t = \pi \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{4} = \pi \cdot \frac{((30 \text{ mm})^2 - (20 \text{ mm})^2)}{4} = 392 \text{ mm}^2 \quad (3.34)$$

$$k_t = \frac{E \cdot A_t}{l} = \frac{210000 \text{ MPa} \cdot 392 \text{ mm}^2}{365 \text{ mm}} = 225,5 \text{ N} / \mu\text{m} \quad (3.35)$$

Výpočet tuhosti matice:

Je použit vzorec pro výpočet tuhosti jednoduché matice tzv. singl, která je předepnuta vhodným výběrem kuliček. Výpočet dle HIWIN.

$$k_{mat} = 0,8 \cdot K \cdot \left(\frac{F}{2,8 \cdot 0,1 \cdot Ca} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,8 \cdot 150 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \cdot \left(\frac{1200 \text{ N}}{2,8 \cdot 0,1 \cdot 13900 \text{ N}} \right)^{\frac{1}{3}} =$$

$$= 81 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (3.36)$$

Výpočet výsledné tuhosti (s klouby):

$$\frac{1}{k_{vys}} = \frac{1}{k_{kl}} + \frac{1}{k_{uloz}} + \frac{1}{k_L} + \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_{mat}} + \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_{kl}} \rightarrow k_{vys} = 21,9 \text{ N} / \mu\text{m} \quad (3.37)$$

Výpočet výsledné tuhosti: (bez kloubů)

$$\frac{1}{k_{lin}} = \frac{1}{k_{uloz}} + \frac{1}{k_L} + \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_{mat}} + \frac{1}{k_t} \rightarrow k_{lin} = 30,6 \text{ N} / \mu\text{m} \quad (3.38)$$

Dosažením rovnice (3.37,3.38) a vyjádření k_{vys} , k_{lin} obdržíme výsledné tuhosti.

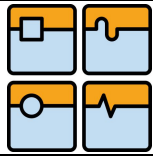
Výpočet hmotnosti

Maximální přenášená hmota lineární jednotkou je dána maximální axiální silou jednotky a dosahovaného zrychlení. Bude-li uvažováno, že lineární jednotka bude pracovat pod úhlem sklonu cca 45°, lze vypočítat přibližnou přesouvanou hmotu.

$$m_c = \frac{F}{a + g \cdot \sin(\alpha)} = \frac{1200 \text{ N}}{2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^2 + 9,81 \cdot \sin(45^\circ)} = 110 \text{ kg} \quad (3.38)$$

Výpočet vlastní frekvence kmitání (translační model):

$$f_{mechl} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{vys}}{m_c}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{21,9 \text{ N} / \mu\text{m}}{110 \text{ kg}}} = 71 \text{ Hz} \quad (3.39)$$



$$\omega_{mech1} = 2 \cdot \pi \cdot f_{mech1} = 2 \cdot \pi \cdot 71 \text{ Hz} = 446 \cdot \frac{1}{s} \quad (3.40)$$

Kmitání nastane v případě, kdy se budící frekvence aktivní síly bude shodovat s frekvencí volných kmitů. Z předchozího výpočtu lze usoudit, že pracovní oblast lineární jednotky je mimo rezonanční oblast.

3.3 Výpočet optimálního převodového poměru

Návrhový výpočet momentu setrvačnosti řemenic

$$\begin{aligned} J_{1N} &= 0,5 \cdot \pi \cdot \rho_{al} \cdot B \cdot \left[\left(\frac{D_{r1}}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_{sr}}{2} \right)^4 \right] = \\ &= 0,5 \cdot \pi \cdot 2700 \text{ kg} \cdot \text{m}^3 \cdot 10 \text{ mm} \cdot \left[\left(\frac{32 \text{ mm}}{2} \right)^4 - \left(\frac{20 \text{ mm}}{2} \right)^4 \right] = 2,355 \text{ mm}^2 \cdot \text{kg} \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$J_{2N} = J_{1N} \cdot i^4 = 2,355 \text{ mm}^2 \cdot \text{kg} \cdot 1,167^4 = 4,369 \text{ mm}^2 \cdot \text{kg} \quad (3.42)$$

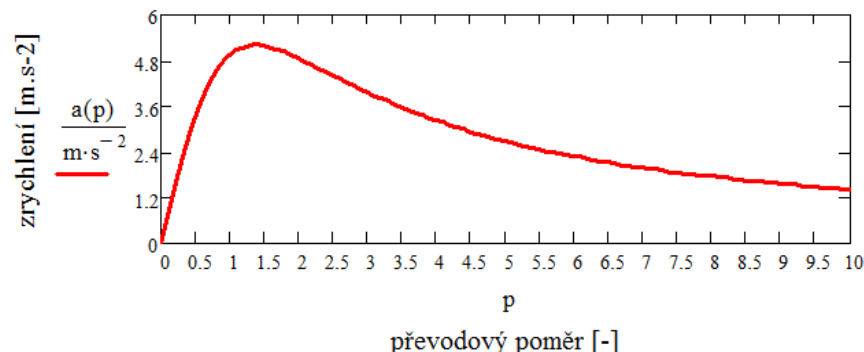
Výpočet optimálního převodového poměru

$$\begin{aligned} p_{opt} &= \sqrt{\frac{J_{2N} + J_s + J_m}{J_{MOT} + (J_{BR} + J_{1N})}} = \\ &= \sqrt{\frac{4,369 \text{ mm}^2 \cdot \text{kg} + 45,7 \text{ mm}^2 \cdot \text{kg} + 72,179 \text{ mm}^2 \cdot \text{kg}}{61 \text{ mm}^2 \cdot \text{kg} + (30 \text{ mm}^2 \cdot \text{kg} + 2,355 \text{ mm}^2 \cdot \text{kg})}} = 1,144 \end{aligned} \quad (3.43)$$

Dosažitelné zrychlení pro různé hodnoty převodových poměrů

$$\alpha(p) = \frac{M_M \cdot p}{(J_{MOT} + J_{1N}) \cdot p^2 + J_{2N} + J_L} \quad (3.44) \quad a(p) = \frac{P_h}{2 \cdot \pi} \cdot \alpha(p) \quad (3.45)$$

Graf 8. Optimální zrychlení pro dosažení maximálního zrychlení

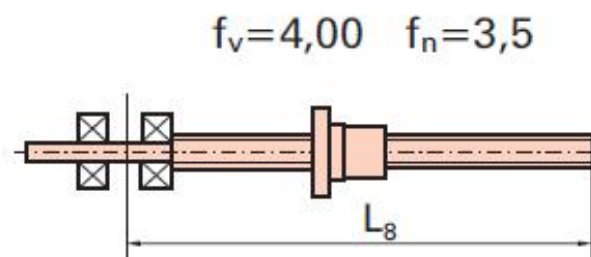


3.4 Kontrola kuličkového šroubu

Zvolený kuličkový šroub je nutné zkontrolovat z několika hledisek. Kontrola k meznímu stavu vzpěrné stability, výpočet kritických otáček a dosahovaná životnost.

3.4.1 Kontrola vzpěrné tuhosti

Při zatížení kuličkového šroubu tlakem může dojít k meznímu stavu vzpěrné stability. Proto je nutné vypočítat pro dané zatížení a způsobu uložení maximální osovou sílu. Osovou sílu je možné zvýšit vhodným poměrem délky šroubu k průměru šroubu. Výpočet je proveden dle KSK Kuřim. [32]



Obr. 71 Schéma uložení kuličkového šroubu [32]

Výpočet kritické zatěžující síly:

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_k^4}{f_v \cdot L_8^2} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 20^4}{4 \cdot 365^2} = 4654 N \quad (3.46)$$

Výpočet provozní síly:

$$F_{max} = 0,33 \cdot 4654 N = 1535 N \quad (3.47)$$

Vypočítaná síla je vyšší než požadovaná axiální síla lineární jednotky. Průměr šroubu vyhovuje.

3.4.2 Výpočet kritických otáček

Výpočet kritických otáček tj. kdy dochází k rozkmitání šroubu:

$$n_{kr} = \frac{1 \cdot 10^7 \cdot f_n \cdot d_k}{L_8^2} = \frac{1 \cdot 10^7 \cdot 3,5 \cdot 20}{365^2} = 5254 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.48)$$

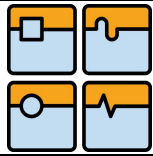
Maximální dovolené otáčky šroubu:

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kr} = 0,8 \cdot 5254 \cdot \text{min}^{-1} = 4203 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.49)$$

Maximální dovolené otáčky šroubu nepřekračují pracovní otáčky lineární jednotky. Zvolený průměr šroubu vyhovuje.

3.4.3 Výpočet životnosti

Při pracovním cyklu kuličkového šroubu dochází k opotřebení, proto je nutné posoudit životnost kuličkového šroubu. Výpočet je proveden dle katalogu HIWIN. Pro výpočet životnosti je nutné znát pracovní cyklus, který je definovaný tab. 11. Výpočet otáček je dle vzorce (3.26).



Tab. 11 Parametry zatěžovaného cyklu

Zatěžovací síla [N]	rychlost [m/s]	otáčky [min ⁻¹]	[%]
F₁₁ 1200	v_p 0,05	n1 600	q1 40
F₁₂ 800	v_r 0,2	n2 2400	q2 10
F₁₃ 1200	v_p 0,05	n3 600	q3 40
F₁₄ 800	v_r 0,2	n4 2400	q4 10

Výpočet středních otáček:

$$\begin{aligned}n_m &= \frac{q_1}{100} \cdot n_1 + \frac{q_2}{100} \cdot n_2 + \frac{q_3}{100} \cdot n_3 + \frac{q_4}{100} \cdot n_4 = \\ &= \frac{40}{100} \cdot 600 \cdot \text{min}^{-1} + \frac{10}{100} \cdot 2400 \cdot \text{min}^{-1} + \frac{40}{100} \cdot 600 \cdot \text{min}^{-1} + \frac{10}{100} \cdot 2400 \cdot \text{min}^{-1} = 960 \cdot \text{min}^{-1}\end{aligned}\quad (3.50)$$

Výpočet středního zatížení:

$$\begin{aligned}F_{ma} &= \sqrt[3]{F_{11}^3 \cdot \frac{q_1}{100} \cdot \frac{n_1}{n_m} + F_{12}^3 \cdot \frac{q_2}{100} \cdot \frac{n_2}{n_m} + F_{13}^3 \cdot \frac{q_3}{100} \cdot \frac{n_3}{n_m} + F_{14}^3 \cdot \frac{q_4}{100} \cdot \frac{n_4}{n_m}} = \\ &= \sqrt[3]{1200^3 \cdot \frac{40}{100} \cdot \frac{600}{960} + 800^3 \cdot \frac{10}{100} \cdot \frac{2400}{960} + 1200^3 \cdot \frac{40}{100} \cdot \frac{600}{960} + 800^3 \cdot \frac{10}{100} \cdot \frac{2400}{960}} = \\ &= 1038,5N\end{aligned}\quad (3.51)$$

Výpočet trvanlivosti:

$$L_s = \left(\frac{c_{dyns}}{F_{ma}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m} = \left(\frac{13900N}{1038N} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{960 \cdot \text{min}^{-1}} = 41629 \cdot \text{hod}\quad (3.52)$$

Trvanlivost kuličkového šroubu vyhovuje.

Výpočet statické bezpečnosti:

$$f_m = \frac{C_0}{F} = \frac{21800N}{1200N} = 18,2 \rightarrow \text{vyhovuje}\quad (3.53)$$

3.5 Trvanlivost ložiska a vedení

Dále je nutné zkontrolovat životnost použitého ložiska a zvoleného vedení.

3.5.1 Trvanlivost ložiska

Výrobce kuličkového šroubu (HIWIN) přímo doporučuje k uložení šroubu použít ložisko typu ZKLF1255-2RS-PE. Jde o dvouřadé radiálně-axiální ložisko. Upevňuje se pomocí tří šroubů M6. Umožňuje snadnou montáž i demontáž. Na čele ložiska je umístěn mazací otvor.

Výpočet trvanlivosti:

$$L_l = \left(\frac{c_a}{F_{ma}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m} = \left(\frac{16900N}{1038N} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{960 \cdot \text{min}^{-1}} = 74820 \cdot \text{hod} \quad (3.49)$$

Trvanlivost kuličkového šroubu vyhovuje.

Výpočet statické bezpečnosti:

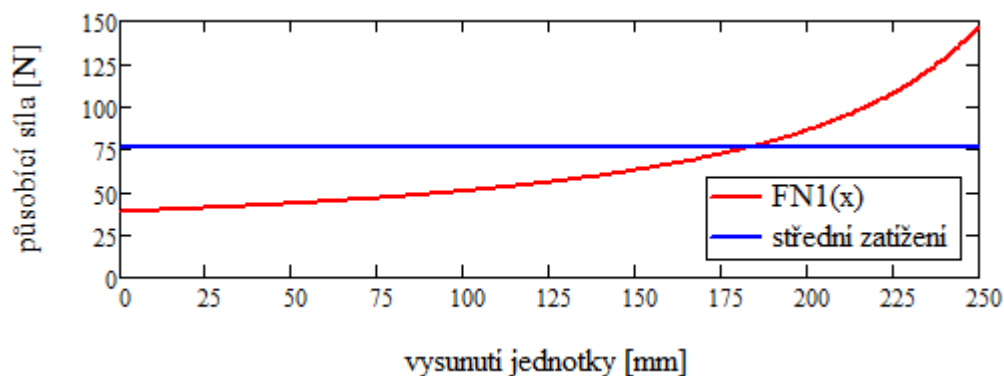
$$f_m = \frac{C_0}{F} = \frac{24700N}{1200N} = 20,6 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.50)$$

3.5.1 Trvanlivost kuličkového pouzdra

Na kuličkové pouzdro působí proměnné zatížení. Pro určení životnosti je nutné určit ekvivalentní zatížení. Pro výpočet životnosti bude uvažováno zatížení vypočítané ze statické rovnováhy ve vodorovné poloze lineární jednotky.

Výpočet ekvivalentního zatížení:

Graf 9. Zatížení na vedení



Ekvivalentní napětí je stanoveno na základě vzorce (3.51). Jedná se o vzorec pro výpočet krokového napětí. Velikost kroku je jeden milimetr.

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{\sum_{u=0}^{250} (F_{N1}(u))^3}{250}} \rightarrow 76,5N \quad (3.51)$$

Výpočet životnosti v kilometrech:

$$L_{ved} = \left(\frac{C_{dym_ved}}{P_m} \right)^3 \cdot 50km = \left(\frac{2250N}{76,5N} \right)^3 \cdot 50km = 1272135km \quad (3.52)$$

Výpočet životnosti v hodinách:

$$v_e = v_p \cdot 0,6 + v_r \cdot 0,4 = 0,05m/s \cdot 0,6 + 0,2m/s \cdot 0,4 = 0,11m/s \quad (3.53)$$

$$L_{ved_hod} = \frac{L_{ved}}{v_e} = \frac{1272135km}{0,11m/s} = 3212462 \cdot \text{hod} \quad (3.54)$$

Životnost kuličkového pouzdra vyhovuje.



3.6 Teoretická přesnost

Při kinematickém a dynamickém vyšetřování mechanismů se uvažují obvykle dokonale tuhá tělesa. Při uvažování reálných těles se projeví vliv výrobních nepřesností, opotřebení, poddajných členů a teplotních dilatací. Zkoumáním těchto odchylek se zabývá přesnost mechanismů. Jde hlavně o přesnost polohování a opakovatelnou přesnost. Přesnost polohování udává odchylku mezi požadovanou polohou a průměrnou polohou z různých směrů. Opakovatelná přesnost polohování udává přesnost polohy při vícenásobném najetí do požadované polohy. Obvykle je daná určitým rozsahem. [33]

Přesnost navrhované lineární jednotky závisí na několika parametrech. Hlavně na deformaci lineární jednotky vlivem vnějšího zatížení. Dále pak na výrobní geometrické přesnosti a přesnosti odměřování kuličkového šroubu.

Deformace způsobená vlivem zatížení

Při uvažování zatížení tahovou silou o velikosti 1200N a tuhosti lineární jednotky, lze vypočítat výslednou deformaci ve směru působící síly.

$$\delta_{lin} = \frac{F}{k_{lin}} = \frac{1200N}{30,6N / \mu m} = 39 \mu m \quad (3.55)$$

V případě použití navrhovaných klubů je výsledná deformace rovna:

$$\delta_{vys} = \frac{F}{k_{vys}} = \frac{1200N}{21,9N / \mu m} = 55 \mu m \quad (3.56)$$

V kapitole 2.6 byla stanovena geometrická přesnost (31,6 μm) a opakovatelná přesnost ($\pm 0,013mm$) kuličkového šroubu.

Přesnost odměřování rotačního snímače

Opakovatelnou přesnost odměřování lze určit ze stoupání kuličkového šroubu (5 mm) a systémové přesnosti rotačního snímače ($\pm 480''$). Při přepočítání hodnoty stoupání na jeden radián podle vzorce (3.58) a vynásobením příslušnou přesností v radiánech lze získat přesnost odměřování.

$$h = \frac{5000 \mu m}{2 \cdot \pi} = 795,8 \frac{\mu m}{rad} \quad (3.57)$$

Opakovatelná přesnost odměřování rotačního snímače při daném stoupání šroubu je $\pm 1,85 \mu m$.

Přesnost lineární jednotky

Výsledná přesnost se určí součtem dílčích nepřesností.

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_{lin} + \delta_{šroubu_geom} + \delta_{šroubu_opak} + \delta_{snimačn} = \\ &39 \mu m + 31,6 \mu m \pm 13 \mu m \pm 1,85 \mu m = 70,6 \pm 14,85 \mu m \end{aligned} \quad (3.58)$$

Přesnost lineární jednotky s použitím navrhovaných kloubů

$$\delta = \delta_{\text{vys}} + \delta_{\text{\textit{s}roubu_geom}} + \delta_{\text{\textit{s}roubu_opak}} + \delta_{\text{\textit{s}nima\textit{c}n}} =$$

$$55\mu\text{m} + 31,6\mu\text{m} \pm 13\mu\text{m} \pm 1,85\mu\text{m} = 86,6 \pm 14,85\mu\text{m} \quad (3.59)$$

Přesnost polohování strojů má zásadní význam na jejich použití. Snahou je dosáhnout co nejvyšší přesnosti a zároveň co nejnižší chyby. Pro zvýšení přesnosti je možné odchylky kompenzovat. [33]

Existují dva způsoby:

- kompenzace je provedena konstrukční úpravou elementu (přímá kompenzace)
- kompenzace za použití kompenzačního algoritmu v řídicím systému

Pro kompenzaci odchylek je nutné znát nebo definovat velikost odchylky.

Přesnost paralelních strojů

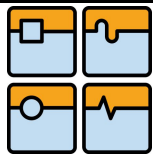
S určením přesnosti polohy u strojů s paralelní kinematikou je postup analogický jako u el. obvodů s odpory (rezistory). U sériových strojů je přesnost dána součtem dílčích nepřesností. U paralelních strojů je přesnost dána součtem jejich převrácených hodnot. Přímá kompenzace je u strojů s PM s méně jak 6 DOF nutností. Paralelní kinematické struktury nerespektují princip superpozice dílčích chyb, proto není možné pro stanovení celkové chyby zvolit některou z metod používaných u sériové kinematické struktury. [33]

4. Výkresy sestavení a vybrané dílenské výkresy

Navrhovaná varianta je konstrukčně zpracovaná a je zhotoven výkres sestavení. Dále je zhotoven výrobní výkres vybrané součásti. Jde o zadní těleso, ve kterém má být uloženo ložisko. Výkresy jsou vloženy v příloze.

Výkresová dokumentace:

- výkres sestavení lineární jednotky	0-LJ-00/00
- seznam položek	0-LJ-00/00-1/3 0-LJ-00/00-2/3 0-LJ-00/00-3/3
- výrobní výkres	0-LJ-01/00
- výkres sestavení TRIPODU	0-TR-00/00





5. Vyhodnocení vlastností nové konstrukce

Navrhovaná lineární jednotka vychází z konstrukce teleskopických jednotek, které se poměrně často používají v konstrukci paralelních robotů a manipulátorů. Lineární jednotka byla navržena tak, aby vyhovovala všem zadaným parametrům, a to především axiální osově síle, rychlosti rychloposuvu a zdvihu. Dále byla jednotka optimalizována pro docílení maximálního zrychlení, vysoké hodnoty tuhosti a minimálních energetických nároků. Vzhledem k nízké hodnotě zdvihu (250 mm) však nehraje zrychlení velkou roli. Velký význam má u lineárních jednotek především jejich přesnost. K docílení vysoké přesnosti byl použit kuličkový šroub, který zajišťuje značnou tuhost (na rozdíl od synchronního řemene) a přesnost nastavení polohy. K docílení vyšší přesnosti by bylo nutné vliv systematických chyb kompenzovat (viz kapitola 3.6 Teoretická přesnost). Okrajově byla řešena i problematika kmitání, stanovením kritických otáček šroubu a vlastní frekvencí lineární jednotky. Dynamické vlastnosti lineární jednotky budou však dány až nastavením parametrů servopohonu při zprovožňování stroje.

Při porovnání konstrukce navrhované lineární jednotky lze konstatovat, že pro docílení vyššího zdvihu by bylo nutné použít pro vodící část extrudovaný tvarový hliníkový profil, který by měl konec přizpůsoben pro přišroubování šroubů. Způsob použitý v navrhované jednotce je charakteristický pro hydraulické válce tj. spojení čtyřmi dlouhými šrouby. Dále nejsou řešeny tepelné dilatace vzniklé vnějším a vnitřním tepelným působením. Vnitřní tepelné ovlivnění lineární jednotky může nastat posuvem antirotačního kroužku, který určitým způsobem může ovlivnit přesnost lineární jednotky. Parametry navrhované lineární jednotky jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Parametry lineární jednotky

parametr	hodnota
zdvih	250 mm
maximální velikost	840 mm
minimální velikost	590 mm
maximální osová síla	1200 N
maximální přenášená hmota při sklonu 45°	110 kg
dosahované zrychlení	2,5 m/s ²
rychlost rychloposuvu	200 mm/s
rychlost pracovního posuvu	50 mm/s
vstupní napětí	230 V
přesnost polohování	76 μm
opakovatelná přesnost	± 15 μm

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 70
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6. Závěr

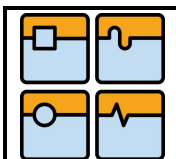
Diplomová práce je zaměřena na konstrukci lineární jednotky, která je základním komponentem ve stavbě paralelních kinematických struktur. V úvodu je nastíněn historický vývoj paralelních mechanismů se zmínkou jmen jako Gwinet, Poulard, Goud a zejména Stewart, jenž paralelní mechanismy proslavil a ovlivnil budoucí vývoj. V práci jsou popsány kinematické struktury (sériová a paralelní) včetně provedení vzájemného porovnání (srovnání) a uvedení jejich výhod a nevýhod. Poté následuje rozdělení paralelních robotů podle různých kritérií tj. druhu pohonu, počtu ramen a vyvození pohybu. Je uvedeno několik konstrukčních provedení paralelních robotů, u kterých jsou vypsány některé parametry např. přesnost, přenášená zátěž atd. Následující kapitola se zabývá komponenty pro paralelní roboty odlišující se od konstrukčních uzlů běžně užívaných v sériových strukturách. Především jde o lineární jednotky a klouby. Dále byl proveden průzkum trhu a od několika výrobců popsány nabízené lineární jednotky. U každé jednotky byl znázorněn podélný řez a popis jednotlivých prvků, dosahované mechanické parametry, přesnost, osová síla atd., případně hodnocení, zda je jednotka vhodná pro paralelní kinematickou strukturu. Nakonec byly uvedeny používané tři základní druhy kloubů: kulový, kardanový a univerzální.

Praktická část byla zaměřena na vlastní návrh lineární jednotky. Na základě předchozí rešerše byl návrh založen na konstrukci teleskopické jednotky. Z mechanického hlediska byly uvedeny možné způsoby převodu rotačního pohybu na přímočarý pohyb. Z uvedených způsobů byl vybrán kuličkový šroub, pro své nesporné výhody (tuhost, přesnost polohování atd.). Následovaly možné varianty řešení, které se skládaly z konstrukce vlastní části lineární jednotky, tj. výsuvné části a možného způsobu přenosu krouticího momentu, tj. přímého spojení, řemenového převodu nebo vloženou planetovou převodovku. Z kombinací jednotlivých možností vyšlo celkem šest variant. Tyto varianty byly následně pomocí multikriteriální analýzy hodnoceny podle několika hledisek (dosahovaných mechanických parametrů, konstrukčního provedení a ekonomického hlediska). Následně byla vybrána konečná koncepce s podrobným konstrukčním zpracováním. Nejdříve bylo ukázáno několik pohledů (3D pohled, řez a rozložený stav), které měly znázornit konečnou konstrukci. Následně bylo popsáno zdůvodnění výběru jednotlivých komponentů od použitého motoru, způsobu odměřování, uložení kuličkového šroubu, druhu vedení až k napínání synchronního řemene. Jelikož k hlavním parametrům lineární jednotky patří přesnost, bylo nutné provést MKP analýzu k určení deformace lineární jednotky. Jednalo se především o koncepční analýzu vnějšího krytu a nosné části lineární jednotky. Dále byl navržen Kardanův kloub s dvěma stupni volnosti pro variantu Tripodu. Rovněž byla provedena MKP analýza kloubu. Navrhovaná lineární jednotka má být konstrukčním uzlem pro roboty s paralelní kinematickou strukturou, bylo nutné znázornit její aplikaci, proto byla navržena varianta Tripodu, která znázorňuje pouze možné uspořádání lineárních jednotek.

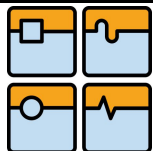
V závěru diplomové práce jsou uvedeny základní výpočty konstrukčního návrhu. Nejdříve je proveden rozbor vnějšího zatížení, jenž byl nutný k získání vstupních hodnot do dalších výpočtů. Jelikož se silové působení mění v závislosti na zdvihu a natočení lineární jednotky, jsou silové reakce vykresleny graficky. Poté následoval výpočet pohonu, stanovení optimálního převodového poměru, kontrola kuličkového šroubu a stanovení dílčích životností. V konečné části práce je celá konstrukce vyhodnocena i s vypsány parametry lineární jednotky. Přibližná cena lineární jednotky je cca 155 000 Kč.

**Použitá literatura**

- [1.] DINDORF, Ryszard; LASKI, Pawel; TAKOSOGLU, Jakub. Vývoj prototypů pneumatických paralelních manipulátorů. AUTOMA [online]. 2006, 01, [cit. 2010-11-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.odbornecasopisy.cz>>.
- [2.] MERLET, J.-P. Parallel Robots : SOLID MECHANICS AND ITS APPLICATIONS. Second Edition. France : INRIA, 2006. 401 s. Dostupné z WWW: <www.springerLink.de>. ISBN 1-4020-4133-0.
- [3.] SICILIANO, Bruno; KHATIB, Oussama. Springer Handbook of Robotics. Berlin : Springer Berlin Heidelberg, 2008. Parallel Mechanism and Robots, s. 269-281. ISBN 978-3-540-23957-4.
- [4.] DINDORF, Ryszard; LASKI, Pawel; TAKOSOGLU, Jakub. Vývoj prototypů pneumatických paralelních manipulátorů. AUTOMA [online]. 2006, 01, [cit. 2010-11-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.odbornecasopisy.cz>>.
- [5.] Sériová a paralelní kinematika. Automatizace [online]. 2006, 49, 10, [cit. 2010-11-06]. Dostupný z WWW: <<http://www.automatizace.cz/article.php?a=1476>>.
- [6.] ŠVÉDA, Jiří; SMOLÍK, Jan. Nové kinematické struktury strojů. EMO Miláno 2009. 2009, 9, s. 1-4.
- [7.] HANÁČEK, Luděk. Komponenty pro paralelní kinematické struktury. MM spektrum [online]. 2002, 4, [cit. 2010-11-12]. Dostupný z WWW: <www.mmspektrum.cz>.
- [8.] Introduction to parallel mechanisms. Laboratoire de robotique de L'Université Laval [online]. 2010, 1, [cit. 2010-11-12]. Dostupný z WWW: <<http://robot.gmc.ulaval.ca/en/research/theme101.html>>.
- [9.] DINDORF, Ryszard; LASKI, Pawel; TAKOSOGLU, Jakub. Vývoj prototypů pneumatických paralelních manipulátorů. AUTOMA [online]. 2006, 01, [cit. 2010-11-12]. Dostupný z WWW: <http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=30884>.
- [10.] Čtyřramenná paralelní kinematika. MM spektrum [online]. 2009, 03, [cit. 2010-11-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/novinka/cyrramenna-paralelni-kinematika>>.
- [11.] ADEPT, User's Guide of Quattro s650 Robot [online]. 2010, [cit. 2010-11-13]. Dostupný z WWW: <http://www1.adept.com/main/ke/data/Archived/Quattro/sQuattro_UG.pdf>
- [12.] FESTO, Handling System Overview, [online]. 2010, [cit. 2010-11-13]. Dostupný z WWW: http://www.festo.com/net/en-gb_gb/SupportPortal/?hidemenu=1
- [13.] Tripteron and Quadruperon robots. Laboratoire de robotique de L'Université Laval [online]. 2010, [cit. 2010-11-13]. Dostupný z WWW: <http://www.expo21xx.com/automation21xx/14929_st3_university/default.htm>.
- [14.] Cleveland Motion Controls [online]. 2007 [cit. 2010-11-22]. Linear Actuators Custom Options. Dostupné z WWW: <http://www.cmcontrols.com/linear_actuator_options.asp>.
- [15.] ORIENTAL MOTOR, Motorized Cylinders EZ limo EZCII Series, Dostupný z WWW: <http://www.orientalmotor.de/de/uploads/documents/13012009092141.pdf>
- [16.] PBC LINEAR, Linear actuator Technology – Linear motion solutions, Dostupný z WWW: <http://www.pbclinear.com/Linear-Actuator-Technology>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 72
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [17.] PAZMIŇO, Roque Saltaren, et al *Experiences and results from designing and developing a 6 DoF underwater parallel robot*. In *Robotics and Autonomous Systems* [online]. Spain : Nakladatelství, 2010 [cit. 2010-12-03]. Dostupné z WWW: <www.springer.de>.
- [18.] INA, *Components for parallel kinematics*, [online]. 2003 [cit. 2011-04-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.promshop.info/cataloguespdf/mai66deus.pdf>>.
- [19.] KONG, Xianwen; GOSSELIN, Clément. *Type Synthesis of Parallel Mechanisms*. Verlag Berlin Heidelberg : Springer, 2007. 272 s. ISBN 978-3540719892.
- [20.] AMBEKAR, Ashok G. *Mechanism and Machine Theory*. Prentice-Hall of India : New Delhi, 2007. 231 s. ISBN 978-81-203-3134-1.
- [21.] EDRIIVE, *Precision mechanical products*, [online]. 2009 [cit. 2011-04-10]. Dostupné z: <<http://www.edriveactuators.com/catalogs/eaweb.pdf>>
- [22.] EDRIIVE, *Eliminator HD – Heavy Duty Ball Screw Linear Actuator*, [online]. 2009 [cit. 2011-04-10]. Dostupné z <http://www.edriveactuators.com/catalogs/eliminator_web.pdf>
- [23.] SERVO-DRIVE, *Servo aktuátory s válečkovým šroubem*, [online]. [cit. 2011-04-10]. http://www.servo-drive.com/linearni_zdizne_servo_prevodovky_vysokych_vykonu.php
- [24.] SERVO-DRIVE, *Servoaktuátor jako kompaktní řešení*, [online]. [cit. 2011-04-10]. http://www.servo-drive.com/invertovany_valeckovy_sroub_servoaktuator.php
- [25.] VUES BRNO, *Servoaktuátory*, [online]. 2010 [cit. 2011-04-10]. Dostupné z: <http://www.vues.cz/doc/CZ_MA_____070927.PDF?docid=150>
- [26.] SCHAEFFLER, *Mechatronic Feed Unit for Parallel Kinematics*, 2001. [online]. [cit. 2011-04-10]. Dostupné z: <http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/library/downloads/mvs_de_us.pdf>
- [27.] *Multikriteriální analýza*, [online]. [cit. 2011-04-10] Dostupné z: <<http://www.kvic.cz/showFile.asp?ID=2218>>
- [28.] KUKAL, Jaromír. *Složitost. Principy řešení* [online]. 2009, 9, [cit. 2011-05-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.automatizace.cz/article.php?a=2653>>. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cs/kulickova-pouzdra/catalog.html?id=20www.hiwin.cz>>
- [29.] SIEMENS, *Nizkonapěťové měniče Sinamics S110*, 2009, 9, [cit. 2011-05-17]. Dostupné z: <<http://www.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=ef0c19d7e4&ctxp=home>>
- [30.] RENISHAW, *Snímače polohy*, 2010, [cit. 2011-05-17]. Dostupné z: <<http://www.renishaw.cz/cs/snimace-polohy--6331>>
- [31.] TYMA, *Ozubené řemeny - neoprenové HDT 5M*, 2010, [cit. 2011-05-17]. Dostupné z: <<http://www.tyma.cz/produkty/remeny/ozubene/htd/>>
- [32.] MAREK, Jiří, *Konstrukce CNC obráběcích strojů* /Praha :MM publishing, 2010. Vyd. 2, přeprac., rozš. 420 s. : bar. il., fot. ISBN 978-80-254-7980-3
- [33.] *Arbeitsblätter : Professur für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik*. In WITTSTOCK, Volker; DROSSEL, Welf-Guntram. . vyd. 1. [s.l.] : [s.n.], 2011. s. 50.
- [34.] R. Knoflíček., L. Plšek: *Paralelní kinematické struktury výrobních strojů a průmyslových robotů, přednáška v rámci projektu Erasmus, ŽU, SjF, Žilina, 2006*

**Použité veličiny**

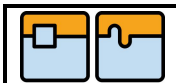
značka	jednotky	popis
a	[mm]	konstanta
A	[mm ²]	průřez kuličkového šroubu
A ₁	[mm ²]	průřez výsuvné tyče
B	[mm]	šířka řemenice
C ₀	[kN]	statická únosnost kuličkového šroubu
C _a	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C _{dynš}	[kN]	dynamická únosnost kuličkového šroubu
D _{r1}	[mm]	velký průměr řemenice
d _{šr}	[mm]	průměr šroubu
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti oceli
ε	[kg.mm ²]	úhlové zrychlení
ε _m	[1/s]	úhlové zrychlení motoru
ε _s	[1/s]	úhlové zrychlení šroubu
F	[N]	působící síla
F ₁₁	[N]	uvažovaná zatěžovací síla
F ₁₂	[N]	uvažovaná zatěžovací síla
F ₁₃	[N]	uvažovaná zatěžovací síla
F ₁₄	[N]	uvažovaná zatěžovací síla
F _{Ax}	[N]	reakce v rotační vazbě A ve směru osy X
F _{Ay}	[N]	reakce v rotační vazbě A ve směru osy Y
F _B	[N]	reakce v obecné vazbě B
F _{g1}	[N]	tíhová síla motoru
F _{g10}	[N]	tíhová síla výsuvné tyče
F _{g11}	[N]	tíhová síla antirotačního kroužku
F _{g2}	[N]	tíhová síla ložiska
F _{g3}	[N]	tíhová síla šroubu
F _{g4}	[N]	tíhová síla vedení
F _{g5}	[N]	tíhová síla předního dílu
F _{g6}	[N]	tíhová síla hliníkového profilu
F _{g7}	[N]	tíhová síla zadního dílu
F _{g8}	[N]	tíhová síla nosné desky
F _{g9}	[N]	tíhová síla matice kuličkového šroubu
F _{gc}	[N]	výsledná tíhová síla
F _{gc1}	[N]	výsledná tíhová síla pevné části lineární jednotky
F _{gc2}	[N]	výsledná tíhová síla pohyblivé části lineární jednotky
f _m	[-]	statická bezpečnosti
F _{ma}	[N]	střední zatěžující síla na kuličkový šroub
F _{max}	[N]	maximální možná osová síla
f _{mech}	[Hz]	první mechanická frekvence lineární jednotky
f _n	[-]	konstanta vlivu uložení
F _{N1}	[N]	normálová síla ve vedení
F _{N2}	[N]	normálová síla působící na kuličkový šroub a antirotační kroužek

f_v	[]	konstanta vlivu uložení
i	[-]	převodový poměr řemenového převodu
J_1	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti menší řemenice
J_2	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti velké řemenice
J_{br}	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti brzdy motoru
J_m	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti redukováný na hřídel kuličkového šroubu
J_{mot}	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti rotoru motoru
J_{N1}	[kg.mm ²]	návrhový moment setrvačnosti menší řemenice
J_{N2}	[kg.mm ²]	návrhový moment setrvačnosti velké řemenice
J_{RHM}	[kg.mm ²]	redukováný moment setrvačnosti na hřídel motoru
J_s	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti kuličkového šroubu
k_{kl}	[N/μm]	tuhost kloubu
k_l	[N/μm]	tuhost ložiska
k_{lin}	[N/μm]	výsledná tuhost lineární jednotky
k_{mat}	[N/μm]	tuhost matice kuličkového šroubu
k_s	[N/μm]	tuhost kuličkového šroubu
k_t	[N/μm]	tuhost výsuvné tyče
$k_{ulož}$	[N/μm]	tuhost uložení
k_{vys}	[N/μm]	výsledná tuhost lineární jednotky a navržených kloubů
l	[mm]	délka šroubu
L_1	[mm]	výpočtová délka výsuvné části
L_2	[mm]	výpočtová délka pevné části
L_l	[hod]	vypočítaná životnost ložiska
L_s	[hod]	vypočítaná životnost kuličkového šroubu
L_{ved}	[km]	vypočítaná životnost vedení
L_{ved_hod}	[hod]	vypočítaná životnost vedení
M	[Nm]	moment na kuličkovém šroubu
m_c	[kg]	celková přesouvaná hmota
M_{ef}	[Nm]	efektivní moment motoru
M_g	[Nm]	moment zátěže od třecích sil
M_{gt}	[Nm]	Moment zátěže při skloněném vedení
$M_{kšm}$	[Nm]	pasovní odpor v kuličkovém šroubu
M_l	[Nm]	pasivní odpor v ložisku od axiální síly
M_m	[Nm]	vypočítaný statický moment motoru
M_{MD}	[Nm]	vypočítaný dynamický moment motoru
M_s	[Nm]	moment na kuličkovém šroubu
M_{zrhm}	[Nm]	moment zátěže redukováný na hřídel motoru (statika)
M_{ZRHM}	[Nm]	moment zátěže redukováný na hřídel motoru (dynamika)
n_1	[min ⁻¹]	pracovní otáčky
n_2	[min ⁻¹]	pracovní otáčky
n_3	[min ⁻¹]	pracovní otáčky
n_4	[min ⁻¹]	pracovní otáčky
n_{kr}	[min ⁻¹]	kritické otáčky otáčení kuličkového šroubu
n_m	[min ⁻¹]	vypočítané střední otáčky otáčení



DIPLOMOVÁ PRÁCE

n_{\max}	$[\text{min}^{-1}]$	maximální možné otáčky kuličkového šroubu
η_c	[-]	celková účinnost posuvové soustavy
η_l	[-]	účinnost ložiska
η_p	[-]	účinnost převodu
η_s	[-]	účinnost kuličkového šroubu
η_v	[-]	účinnost vedení
P_h	[mm]	stoupání kuličkového šroubu
P_m	[N]	vypočítaná střední síla na kuličkové pouzdro
ρ_{opt}	[-]	návrhový převodový poměr
q_1	[%]	pracovní cyklus vyjádřený v procentech
q_2	[%]	pracovní cyklus vyjádřený v procentech
q_3	[%]	pracovní cyklus vyjádřený v procentech
q_4	[%]	pracovní cyklus vyjádřený v procentech
Q_{kr}	[N]	kritická zátěžná síla
R_0	[N]	osová síla na kuličkovém šroubu
s_c	[m]	dráha
T	[s]	délka cyklu
t_c	[s]	čas cyklu
t_R	[s]	čas rozběhu
t_s	[s]	čas rovnoměrného pohybu
v_e	[m/s]	ekvivaletní rychlost posuvu
v_p	[m/s]	rychlost pracovního posuvu
v_r	[m/s]	rychlost rychloposuvu
v_{rp}	[m/s]	rychlost rychloposuvu
x	[mm]	proměnná
x_T	[mm]	poloha těžiště lineární jednotky v ose X
x_{T1}	[mm]	poloha těžiště nepohyblivé části v ose X
x_{T2}	[mm]	poloha těžiště pohyblivé části v ose X
y_T	[mm]	poloha těžiště lineární jednotky v ose Y
y_{T1}	[mm]	poloha těžiště nepohyblivé části v ose Y
y_{T2}	[mm]	poloha těžiště pohyblivé části v ose Y
z	[mm]	velikost zdvihu
α	[°]	úhle sklonu lineární jednotky
ρ_{al}	$[\text{kg}\cdot\text{m}^3]$	hustota hliníku

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 76
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Přílohy



Servomotor od firmy SIEMENS

© Siemens AG 2010

Servomotors

Synchronous motors for SINAMICS S120

1FK7 Compact/1FK7 High Dynamic motors for 230 V 1 AC Power Modules – natural cooling

Selection and ordering data

Rated speed	Shaft height	Rated power	Static torque	Rated torque ¹⁾	Rated current	1FK7 Compact/High Dynamic synchronous motors Connection to SINAMICS S120 230 V 1 AC Power Modules	Number of pole pairs	Moment of inertia of rotor (without brake)	Weight (without brake)
n_{rated}	SH	P_{rated} at $\Delta T=100$ K	M_0 at $\Delta T=100$ K	M_{rated} at $\Delta T=100$ K	I_{rated} at $\Delta T=100$ K	Order No.	p	J	m
rpm		kW (HP)	Nm (lb _f -ft)	Nm (lb _f -ft)	A			10^{-4} kgm ² (10^{-3} lb _f -in-s ²)	kg (lb)
Natural cooling									
3000	36	0.31 (0.42)	1.15 (0.85)	1.0 (0.74)	1.6	1FK7032-5AF21-1	3	0.61 (0.54)	2.7 (5.9)
		0.38 (0.51)	1.3 (0.96)	1.2 (0.89)	2	1FK7033-7AF21-1	3	0.27 (0.24)	3.1 (6.8)
		0.46 (0.62)	1.6 (1.18)	1.45 (1.07)	1.8	1FK7034-5AF21-1	3	0.9 (0.8)	3.7 (8.2)
48	36	0.82 (1.10)	3 (2.21)	2.6 (1.92)	3.5	1FK7042-5AF21-1	4	3.01 (2.66)	4.9 (10.8)
		0.79 (1.06)	2.7 (1.99)	2.5 (1.84)	3.8	1FK7043-7AF21-1	3	1 (0.89)	6.3 (13.9)
6000	20	0.05 (0.07)	0.18 (0.13)	0.08 (0.06)	0.5	1FK7011-5AK21-1	3	0.064 (0.06)	0.9 (2.0)
		0.10 (0.13)	0.35 (0.26)	0.16 (0.12)	0.5	1FK7015-5AK21-1	4	0.083 (0.08)	1.1 (2.4)
		0.38 (0.51)	0.85 (0.63)	0.6 (0.44)	1.4	1FK7022-5AK21-1	3	0.28 (0.25)	1.8 (4.0)

Synchronous motor:	1FK7 Compact	5
	1FK7 High Dynamic	7
Encoder systems for motors without DRIVE-CLIQ interface:	IC2048S/R encoder	A
	AM2048S/R encoder (only for 1FK704) ¹⁾	E
	AM512/R encoder (only for 1FK702/1FK703) ¹⁾	H
	AM32S/R encoder (only for 1FK704) ¹⁾	G
	AM16S/R encoder (not for 1FK704) ¹⁾	J
	Multi-pole resolver	S
	2-pole resolver	T
Encoder systems for motors with DRIVE-CLIQ interface:²⁾	IC22DQ encoder (not for 1FK701)	D
	AM22DQ encoder (only for 1FK704) ¹⁾	F
	AM20DQ encoder (only for 1FK702/1FK703) ¹⁾	L
	AM16DQ encoder (only for 1FK704) ¹⁾	K
	AM15DQ encoder (only for 1FK702/1FK703) ¹⁾	V
	R15DQ resolver (not for 1FK701)	U
	R14DQ resolver (not for 1FK701)	P
Shaft extension:		
Fitted key and keyway	Shaft and flange accuracy:	Without
Fitted key and keyway	Tolerance N	With
Plain shaft	Tolerance N	Without
Plain shaft	Tolerance N	With
Degree of protection:		
	IP64 (not for 1FK701)	0
	IP65 and DE flange IP67 (not for 1FK701)	2
	IP64 (IP54 for 1FK701) and anthracite paint finish	3
	IP65, DE flange IP67 and anthracite paint finish (not for 1FK701)	5

To select the type of construction and degree of protection, see Technical definitions.

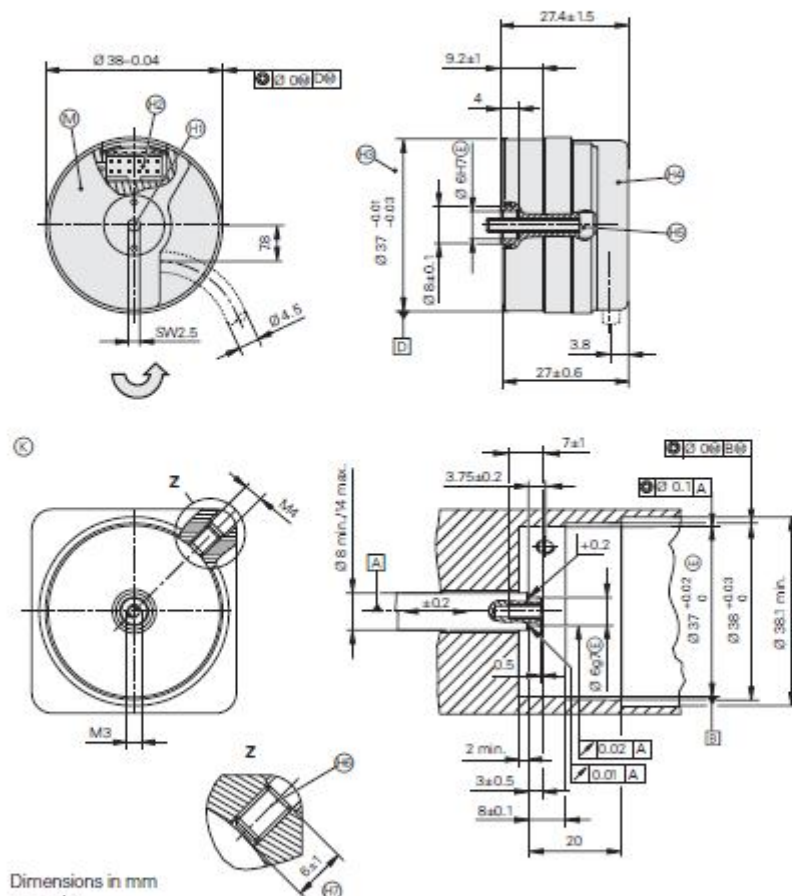


Rotační snímač polohy od firmy HEIDENHAIN

ECI/EQI 1100 Series

Rotary Encoders without Integral Bearings for Integration in Motors

- Installation diameter 38 mm
- Blind hollow shaft

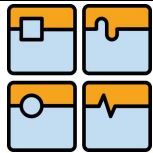


Dimensions in mm



Tolerancing ISO 8015
ISO 2768 - m H
< 6 mm: ±0.2 mm

- ⊠ = Bearing
- ⊙ = Required mating dimensions
- ⊕ = Measuring point for operating temperature below removable cover on metal surface
- ⊖ = Screw for securing the cable covering, tightening torque 1.2±0.1 Nm
- ⊗ = Plug connector, 12-pin
- ⊘ = Clamping diameter
- ⊚ = Removable cover
- ⊛ = Self-locking screw M3 x 20 ISO 4762 SW2.5 tightening torque 1.2 ±0.1 Nm
- ⊜ = Setscrew for clamping, SW2 tightening torque 1.2 ±0.1 Nm
- ⊝ = Permissible thread length for ⊝
- ↻ = Direction of shaft rotation for output signals according to interface description



	Absolute	
	ECI 1116	EQI 1128
Absolute position values	EnDat 2.1	
Ordering designation	EnDat 21	
Position values/rev	65536 (16 bits)	
Revolutions	–	4096 (12 bits)
Electrically permissible speed	≤ 12000 rpm for continuous position value	
System accuracy	± 480" (typically ± 310")	
Calculation time t_{cal}	≤ 8 μs	
Power supply	5 V ± 5%	
Current consumption (without load)	≤ 200 mA	≤ 260 mA
Electrical connection	PCB connector FCI Berg, 12-pin	
Magnetic field compatibility	–	≤ 30 mT ¹⁾
Shaft	Blind hollow shaft Ø 6 mm, axial clamping	
Mech. permissible speed n	≤ 12000 rpm	
Moment of inertia of rotor	0.76 x 10 ⁻⁶ kgm ²	
Permissible axial motion of measured shaft	± 0.2 mm	
Vibration 55 to 2000 Hz Shock 6 ms	≤ 300 m/s ² (IEC 60068-2-6) ≤ 1000 m/s ² (IEC 60068-2-27)	
Max. operating temperature	100 °C	
Min. operating temperature	–20 °C	
Protection IEC 60529	IP 20 (when mounted)	
Weight	Approx. 0.1 kg	

¹⁾ Reference value for encoder mounting area (air). If this value is exceeded, then a clarification of details with the multiturn encoder mounted must be reached with HEIDENHAIN.

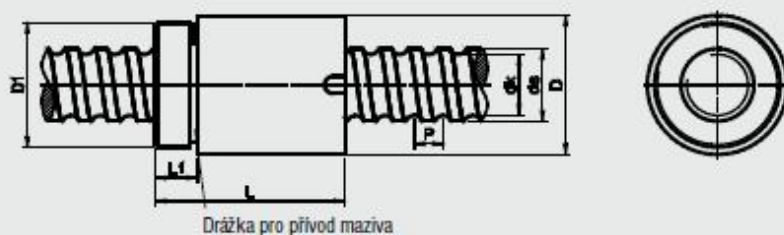


Kuličkový šroub firma HIWIN

Kuličkové šrouby

Přesně okružované

2.7 Válcová jednoduchá matice se závitem SE



Označení	dk	P	D -0,2	DI	L-0,5	L1	dk	Dyn. únosnost C_{dyn} [N]	Stat. únosnost C_0 [N]	Hmotnost [kg/ks]
SE1605-R-3EF	16	5	36	M30x1,5	42	12	13,5	9600	12700	0,45
SE2005-R-4EF	20	5	40	M35x1,5	52	12	17,5	13900	21800	0,53
SE2505-R-4EF	25	5	45	M40x1,5	60	15	22,5	15600	27900	0,82
SE2510-R-3EF	25	10	48	M45x1,5	70	15	21	24100	36200	1
SE3205-R-5EF	32	5	52	M48x1,5	60	15	29,5	20700	43900	1,13
SE3210-R-4EF	32	10	56	M52x1,5	90	15	27,8	34100	56100	1,62
SE3220-R-2EB	32	20	56	M52x1,5	80	15	27,8	20300	26800	1,44
SE4005-R-5EF	40	5	65	M60x1,5	68	18	37,5	22500	54600	1,63
SE4010-R-4EF	40	10	65	M60x1,5	88	18	35,8	46800	82600	1,75
SE4020-R-2EB	40	20	65	M60x1,5	88	18	35,8	23800	36400	1,75
SE5010-R-4EF	50	10	80	M75x1,5	100	20	45,8	52800	106800	2,96
SE5020-R-3EB	50	20	80	M75x1,5	114	20	45,8	40000	76200	3,15
SE6310-R-6EF	63	10	95	M85x2,0	120	20	58,8	84700	210800	4,37
SE6320-R-3EP	63	20	95	M85x2,0	138	20	55,4	96000	189000	4,4

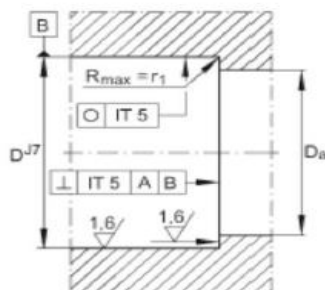
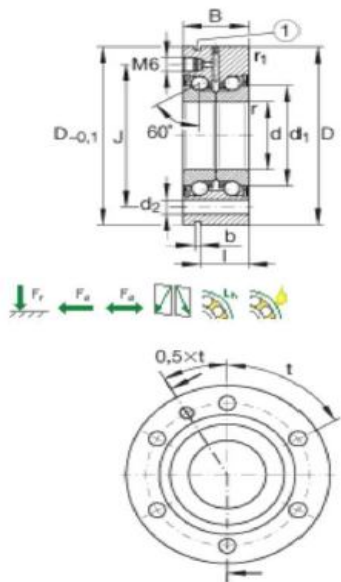
- Matice pro přesně okružované kuličkové šrouby
- Broušené kuličkové drážky u matic
- Stoupání 6, 8 a 12 mm na dotaz



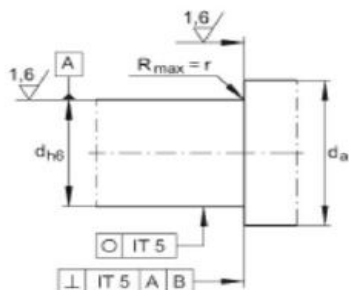
Radiálně-axiální ložisko firma INA

Axial angular contact ball bearings ZKLF1255-2RS-PE

increased tolerances, double direction, for screw mounting, lip seals on both sides

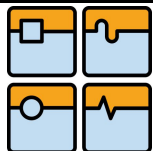


Design of adjacent construction



Design of adjacent construction

d	12 mm	Tolerance: -0,01
D	55 mm	Tolerance: -0,013
B	25 mm	Tolerance: -0,25
1)		Extraction slot
b	3 mm	
Da max	33 mm	
d1	25 mm	
d2	6,8 mm	
da min	16 mm	
l	17 mm	
J	42 mm	
r1 min	0,6 mm	
rmin	0,3 mm	
t	3 X 120°	Quantity of pitches X angle of pitches
m	0,37 kg	Mass
Ca	16900 N	Basic dynamic load rating, axial
C0a	24700 N	Basic static load rating, axial
nG Fett	3800 1/min	Limiting speed for grease lubrication
MRL	0,16 Nm	Bearing frictional torque
caL	375 N/μm	Axial rigidity
ckL	50 Nm/mrad	Tilting rigidity
Mm	0,068 kg x cm ²	Mass moment of inertia for rotating inner
	5 μm	Axial runout
		The axial runout data for screw drive be- arrangements are based on the rotating
	3 x M6	Quantity x size of fixing screws to DIN 91
		Tightening torque of fixing screws accor- manufacturer's data.
		Screws not included in delivery.
	ZM12	Designation of recommended INA locknut
		Locknuts not included in delivery.
MA	8 Nm	Tightening torque
		Only valid in conjunction with INA precisi
	5038 N	Axial preload force



Svěrné pouzdro od firmy T.E.A. TECHNIK

Svěrná pouzdra

Samostředící - TLK 350



Montáž

Očistěte a lehce namažte olejem kontaktní plochy hřídele a náboje. Vložte svěrné pouzdro do sedla náboje a nasuňte na hřídel. Pomocí momentového klíče postupně do kříže rovnoměrně utahujte jednotlivé upínací šrouby, až dosáhnete hodnoty utahovacího momentu Ms, která je uvedena v tabulce.

Utahovací moment zkontrolujte u všech upínacích šroubů v pořadí jejich uspořádání. Hodnoty Mt a Fa uvedené v tabulce se vztahují pouze na montáž za použití oleje.

Pozor: Nepoužívejte oleje obsahující disulfid molybdenu nebo oleje s vysokotlakými přísadami a mazací tuky, které značně snižují koeficient tření.

Demontáž

Vyšroubujte upínací šrouby. Zašroubujte šrouby do odtačovacího závitu a postupně do kříže je rovnoměrně utahujte, až se zadní kuželový kroužek uvolní. V případě opětovného použití je nutné šrouby a závit naolejovat.

Tolerance, drsnost povrchu

Dobře osoustružený povrch představuje dostatečnou kvalitu.

Maximální přípustná drsnost:

Rt max 16 μm (Ra 3 μm - Rz 13 μm)

Maximální přípustné tolerance:

h8 pro hřídel

H8 pro náboj

Axiální posuv

Během montáže dochází k mírnému axiálnímu posuvu náboje vůči hřídeli.

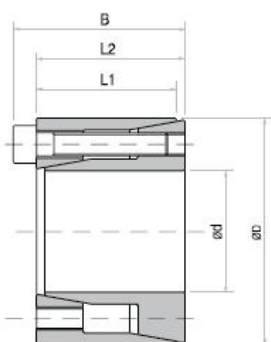
Výpočet min. průměru náboje

Tlak pn na náboji je srovnatelný s vnitřním tlakem na širokém dutém válci.

Výpočet minimálního průměru náboje viz strana 203.

Popis

- Střední až vysoké hodnoty kroutícího momentu
- Krátká doba montáže
- Ekonomické řešení



Rozměry				Kroutící moment	Axiální síla	Měrné tlaky na		Upínací šrouby		Hmotnost
dxD mm	L1 mm	L2 mm	B mm			Mt Nm	Fa kN	Hřídel pw N/mm ²	Náboj pn N/mm ²	
6 x 16	10,5	11	13,5	9	3,0	184	69	3 x M2,5	1,2	0,012
6,35 x 16	10,5	11	13,5	10	3,0	173	69	3 x M2,5	1,2	0,012
7 x 17	10,5	11	13,5	11	3,0	157	65	3 x M2,5	1,2	0,013
8 x 18	10,5	11	13,5	12	3,0	138	61	3 x M2,5	1,2	0,015
9 x 20	12,5	13	15,5	18	4,0	138	62	4 x M2,5	1,2	0,020
9,53 x 20	12,5	13	15,5	19	4,0	130	62	4 x M2,5	1,2	0,020
10 x 20	12,5	13	15,5	20	4,0	124	62	4 x M2,5	1,2	0,019
11 x 22	12,5	13	15,5	22	4,0	113	56	4 x M2,5	1,2	0,024
12 x 22	12,5	13	15,5	24	4,0	104	56	4 x M2,5	1,2	0,022
14 x 26	16,5	17	20,0	42	6,0	99	53	4 x M3	2,1	0,039
15 x 28	16,5	17	20,0	44	6,0	93	50	4 x M3	2,1	0,044
16 x 32	16,5	17	21,0	83	10,4	152	76	4 x M4	4,9	0,067
17 x 35	20,5	21	25,0	88	10,4	116	56	4 x M4	4,9	0,090
18 x 35	20,5	21	25,0	93	10,4	109	56	4 x M4	4,9	0,087
19 x 35	20,5	21	25,0	99	10,4	104	56	4 x M4	4,9	0,083
20 x 38	20,5	21	26,0	170	17,0	161	85	4 x M5	10,0	0,100
22 x 40	20,5	21	26,0	187	17,0	146	80	4 x M5	10,0	0,110
24 x 47	25,0	26	32,0	287	24,0	153	78	4 x M6	17,0	0,200
25 x 47	25,0	26	32,0	299	24,0	147	78	4 x M6	17,0	0,190
25,4 x 47	25,0	26	32,0	304	24,0	144	78	4 x M6	17,0	0,180
28 x 50	25,0	26	32,0	503	36,0	196	110	6 x M6	17,0	0,220
30 x 55	25,0	26	32,0	539	36,0	183	100	6 x M6	17,0	0,270
32 x 55	25,0	26	32,0	575	36,0	172	100	6 x M6	17,0	0,250
35 x 60	30,0	31	37,0	838	48,0	176	102	8 x M6	17,0	0,360
38 x 65	30,0	31	37,0	910	48,0	162	95	8 x M6	17,0	0,430
40 x 65	30,0	31	37,0	958	48,0	154	95	8 x M6	17,0	0,400
42 x 75	35,0	36	44,0	1394	66,3	175	98	6 x M8	41,0	0,670
45 x 75	35,0	36	44,0	1493	66,3	163	98	6 x M8	41,0	0,630
48 x 80	35,0	36	44,0	2124	88,5	204	122	8 x M8	41,0	0,740
50 x 80	35,0	36	44,0	2212	88,5	196	122	8 x M8	41,0	0,700

Příklad pro objednání: TLK 350-9x20



Ozubené řemenice od firmy T.E.A. TECHNIK

Ozubené řemenice

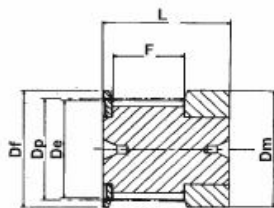
typ HTD, metrická rozteč, předvrtané provedení,
materiál hliník/ocel/šedá litina



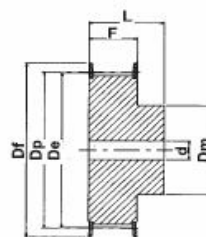
HTD 5M pro řemen š - 9 mm

Objednací číslo	Počet zubů	Typ	D_p	D_e	D_i	D_m	D_f	F	L	Vrtání d	Příruba číslo	Materiál	
12-5M-09	12	1F	19,10	17,96	23	13,0		14,5	20,0	4,0	14	ocel	s přírubou
14-5M-09	14	1F	22,28	21,14	25	13,0		14,5	20,0	6,0	2	ocel	
15-5M-09	15	1F	23,87	22,73	28	16,0		14,5	20,0	6,0	4	ocel	
16-5M-09	16	1F	25,46	24,32	28	16,5		14,5	20,0	6,0	4	ocel	
18-5M-09	18	1F	28,65	27,51	32	20,0		14,5	20,0	6,0	6	ocel	
20-5M-09	20	1F	31,83	30,69	36	23,0		14,5	22,5	6,0	8	ocel	
21-5M-09	21	1F	33,42	32,28	38	24,0		14,5	22,5	6,0	9	ocel	
22-5M-09	22	1F	35,01	33,87	39	25,5		14,5	22,5	6,0	15	ocel	
24-5M-09	24	1F	38,20	37,06	42	27,0		14,5	22,5	6,0	13	ocel	
26-5M-09	26	1F	41,38	40,24	44	30,0		14,5	22,5	6,0	12	ocel	
28-5M-09	28	1F	44,56	43,42	48	30,5		14,5	22,5	6,0	11	ocel	
30-5M-09	30	1F	47,75	46,60	51	35,0		14,5	22,5	6,0	16	ocel	
32-5M-09	32	1F	50,93	49,79	54	38,0		14,5	22,5	8,0	18	ocel	
36-5M-09	36	1F	57,30	56,16	60	38,0		14,5	22,5	8,0	21	ocel	
40-5M-09	40	1F	63,66	62,52	71	38,0		14,5	22,5	8,0	25	ocel	
44-5M-09	44	3	70,03	68,89		38,0	54	14,5	25,5	8,0		hliník	bez příruby
48-5M-09	48	3	76,39	75,25		45,0	61	14,5	25,5	8,0		hliník	
60-5M-09	60	3	95,49	94,35		45,0	80	14,5	25,5	8,0		hliník	
72-5M-09	72	3	114,59	113,45		45,0	100	14,5	25,5	8,0		hliník	

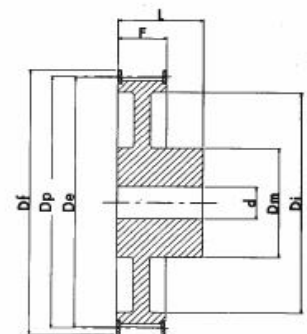
typ HTD I provedení



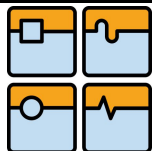
PROVEDENÍ 0F



PROVEDENÍ 1F



PROVEDENÍ 2F



Ozubené řemeny od firmy T.E.A. TECHNIK

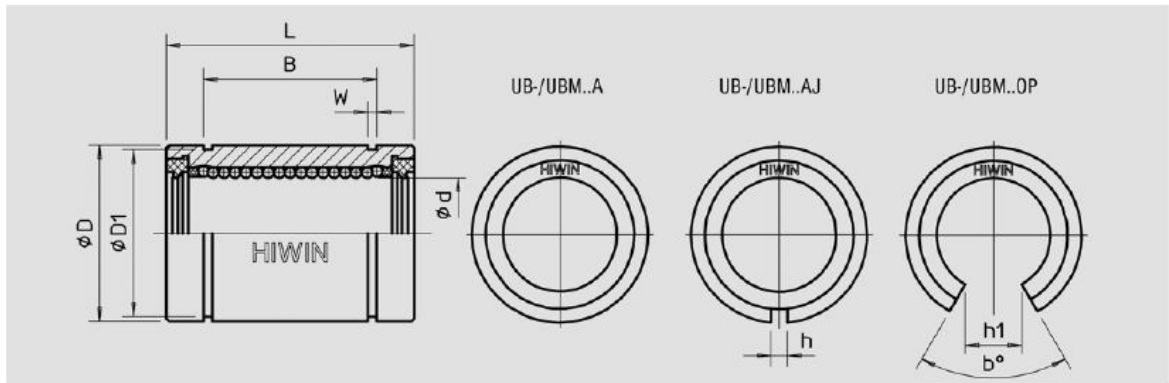
Ozubené řemeny
typ HTD

3M			
Typ/L mm	Počet zubů	Typ/L mm	Počet zubů
3M - 90	30	3M - 393	131
3M - 105	35	3M - 405	135
3M - 111	37	3M - 420	140
3M - 129	43	3M - 426	142
3M - 141	47	3M - 432	144
3M - 144	48	3M - 447	149
3M - 147	49	3M - 462	154
3M - 150	50	3M - 474	158
3M - 159	53	3M - 480	160
3M - 165	55	3M - 486	162
3M - 168	56	3M - 495	165
3M - 171	57	3M - 501	167
3M - 174	58	3M - 510	170
3M - 177	59	3M - 513	171
3M - 180	60	3M - 519	173
3M - 186	62	3M - 522	174
3M - 192	64	3M - 525	175
3M - 195	65	3M - 531	177
3M - 201	67	3M - 537	179
3M - 204	68	3M - 558	186
3M - 207	69	3M - 564	188
3M - 210	70	3M - 570	190
3M - 213	71	3M - 576	192
3M - 225	75	3M - 579	193
3M - 231	77	3M - 597	199
3M - 240	80	3M - 600	200
3M - 243	81	3M - 606	202
3M - 246	82	3M - 615	205
3M - 252	84	3M - 621	207
3M - 255	85	3M - 633	211
3M - 264	88	3M - 648	216
3M - 267	89	3M - 669	223
3M - 270	90	3M - 675	225
3M - 276	92	3M - 711	237
3M - 285	95	3M - 735	245
3M - 288	96	3M - 738	246
3M - 291	97	3M - 756	252
3M - 294	98	3M - 804	268
3M - 297	99	3M - 843	281
3M - 300	100	3M - 882	294
3M - 312	104	3M - 888	296
3M - 315	105	3M - 945	315
3M - 318	106	3M - 1062	354
3M - 327	109	3M - 1125	375
3M - 330	110	3M - 1245	415
3M - 333	111	3M - 1263	421
3M - 336	112	3M - 1500	500
3M - 339	113	3M - 1530	510
3M - 345	115	3M - 1863	621
3M - 357	119		
3M - 363	121		
3M - 366	122		
3M - 375	125		
3M - 384	128		
3M - 390	130		

5M			
Typ/L mm	Počet zubů	Typ/L mm	Počet zubů
5M - 180	36	5M - 860	172
5M - 225	45	5M - 890	178
5M - 235	47	5M - 900	180
5M - 245	49	5M - 925	185
5M - 255	51	5M - 935	187
5M - 265	53	5M - 940	188
5M - 270	54	5M - 950	190
5M - 285	57	5M - 965	193
5M - 295	59	5M - 980	196
5M - 300	60	5M - 1000	200
5M - 305	61	5M - 1035	207
5M - 325	65	5M - 1050	210
5M - 330	66	5M - 1100	220
5M - 340	68	5M - 1125	225
5M - 345	69	5M - 1135	227
5M - 350	70	5M - 1195	239
5M - 375	75	5M - 1200	240
5M - 385	77	5M - 1240	248
5M - 400	80	5M - 1270	254
5M - 415	83	5M - 1420	284
5M - 420	84	5M - 1425	285
5M - 425	85	5M - 1595	319
5M - 450	90	5M - 1690	338
5M - 455	91	5M - 1790	358
5M - 460	92	5M - 1800	360
5M - 465	93	5M - 1895	379
5M - 475	95	5M - 2000	400
5M - 500	100	5M - 2110	422
5M - 520	104	5M - 2250	450
5M - 525	105	5M - 2350	470
5M - 535	107	5M - 2525	505
5M - 550	110		
5M - 565	113		
5M - 575	115		
5M - 580	116		
5M - 600	120		
5M - 610	122		
5M - 615	123		
5M - 635	127		
5M - 640	128		
5M - 665	133		
5M - 670	134		
5M - 675	135		
5M - 700	140		
5M - 705	141		
5M - 710	142		
5M - 725	145		
5M - 740	148		
5M - 750	150		
5M - 755	151		
5M - 775	155		
5M - 800	160		
5M - 825	165		
5M - 835	167		
5M - 850	170		



Kuličková pouzdra od firmy HIWIN



Průměr d mm	Model			Rozměry											Dynamická		
	Základní typ	Rozříznutý typ	Otvorový typ	d		D		L		B		W mm	D1 mm	h rozříznutý typ mm	h1 tolerance typ mm	Dynamická únosnost C10	Statická únosnost C0
				mm	tolerance µm	mm	tolerance µm	mm	tolerance µm	mm	tolerance µm						
8	UB-08A	UB-08AJ	-	8	+8 0	16	0 -8	25	0 -200	16,5	0 -200	1,1	15,2	1	-	280	420
12	UBM-12A	UBM-12AJ	UBM-120P	12	+8 -0	22	0 -9	32	0 -200	22,9	0 -200	1,3	21	1,5	10	660	1 310
16	UBM-16A	UBM-16AJ	UBM-160P	16	+9 -1	26	0 -9	36	0 -200	24,9	0 -200	1,3	24,9	1,5	13,5	800	1 480
20	UBM-20A	UBM-20AJ	UBM-200P	20	+9 -1	32	0 -11	45	0 -200	31,5	0 -200	1,6	30,3	2	16,8	1 050	2 280
25	UBM-25A	UBM-25AJ	UBM-250P	25	+11 -1	40	0 -11	58	0 -300	44,1	0 -300	1,85	37,5	2	16,9	1 370	3 470
30	UBM-30A	UBM-30AJ	UBM-300P	30	+11 -1	47	0 -11	68	0 -300	52,1	0 -300	1,85	44,5	2	21,2	2 100	5 920
40	UBM-40A	UBM-40AJ	UBM-400P	40	+13 -2	62	0 -13	80	0 -300	60,6	0 -300	2,15	59	3	27,8	3 820	9 250
50	UB-50A	UB-50AJ	UB-500P	50	+13 -2	75	0 -13	100	0 -300	77,6	0 -300	2,65	72	3	21	3 950	8 200

Kuličková pouzdra jsou dodávána v těchto provedeních s těsněním:

Oboustranně utěsněná: ozn. WW (např.: UBM-20AWW) - jsou standardně dodávána ze skladu v Brně nebo v Německu. Krátké dodací lhůty.

Jednostranně utěsněná: ozn. W (např.: UBM-20AW) - jsou dodávána pouze pro větší množství a s delší dodací lhůtou.

Bez těsnění: bez označení (např.: UBM-20A) - jsou dodávána pouze pro větší množství a s delší dodací lhůtou.

Kontrolní výpočet řemenu firma Tyma



Power
Transmission Designer

Výpočet ozubeného řemenu

3.4.2011

Version 3.0

Pro

Od

Firma:

Firma:

VUT

Kontaktní osoba

Vypracoval:

Petr

Aplikace:

Telefon:

a

Poznámka:

Fax:

a

Conti SYNCHROFORCE CXP HTD

Profil zubu

PROP - 5M

Roztež zubů

T - 5,00 mm

Počet zubů malé řemenice

ZK - 24

Účinný průměr malé řemenice

DWK - 38,20 mm

Počet zubů velké řemenice

ZG - 28

Účinný průměr velké řemenice

DWG - 44,56 mm

Otáčky malé řemenice

NK - 2500,00 1/min

Otáčky velké řemenice

NG - 2142,86 1/min

Převodový poměr

I - 1,17

Délka řemenu

LW - 265,00 mm

Počet zubů řemenu

Z - 53,00

Osová vzdálenost

AER - 67,42 mm

Úhel opásání malé řemenice

BETA - 174,59 °

Počet zubů v záběru malé řemenice

ZE - 11,64

Rychlost řemenu

V - 5,00 m/s

Ohybová frekvence

BF - 37,74 Hz

Celkový provozní součinitel

C0 - 1,00

Součinitel počtu zubů v záběru

C1 - 1,00

Součinitel délky

C5 - 0,80

Požadovaný přenášený výkon

P - 0,35 kW

Vypočtená šířka řemenu

BERR - 3,34 mm

Zvolená šířka řemenu

B - 10,00 mm

Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu

PR - 2,00 kW

Vypočtený celkový provozní součinitel

COER - 5,62

Obvodová síla

FU - 71,00 N

Statická síla ve větvi

FSTAT - 66,11 N

Celková předepínací síla

FV - 132,08 N

Součinitel zatížení předpětím

k1 - 1,00

Provozní součinitel předpětí

k2 - 1,60

Vlastní frekvence volné větve

EIF - 327 Hz

CONTI SYNCHROFORCE HTD Ozubený řemen 265 - 5M - 10 - CXP

Ozubená řemenice P 24 - 5M - 10

Ozubená řemenice P 28 - 5M - 10

V případě dotazů nás prosím kontaktujte na tel. +420 475 500 955.



Volba frekvenčního měniče firma SIEMENS

SIEMENS

05.04.2011

Customer:
Plant:**2. Technical data**

• Line

- Line data

Voltage	230 V
Frequency	50 Hz
Number of phases	1
Allowance for short term supply fluctuations	Yes

• Line / Drive system

- SINAMICS S110

- Input options

Line choke	6SE6400-3CC00-4AB3
------------	--------------------

- Power section

Order No.	6SL3210-1SB12-3AA0
Drive-based Safety Integrated	Basic functions
Ambient conditions	
Installation altitude	1000 m
Ambient temperature	40 °C
Power section / catalog data	
Rated power	0,37 kW
Rated current	2,30 A
Frame size	A
Pulse frequency factory setting	4000 Hz
Internal filter	Category C2
Power section / data - load-specific	
Available base-load current	2,30 A

- Braking components

Braking resistor	6SE6400-4BC05-0AA0
Constant power	0,05 kW
Peak power	1,00 kW
Load duration	12,0 s
Cycle time	240,0 s
Check of the required braking power	
Configured constant power	0,05 kW
Configured peak power	1,00 kW

- Supply cable

Cable type	MOTION CONNECT 500 without brake cable (fixed mounting)
Laying method	DIN EN 60204-1
Cable cross-section	1 * 4x1.5 mm ²
Order No.	6FX5002-5CG01-1BA0
Cable length	10,0 m

- Motor

Order No.	1FK7032-5AF21-1DG0
Motor / ambient conditions	
Installation altitude	1000 m
Ambient temperature	40 °C
Temperature rise class	F/100K
Motor / catalog data (100K values)	
Motor type	1FK7
Static torque	1,15 Nm
Stall current	1,70 A
Rated speed	3000,00 rpm
Rated current	1,60 A
Rated torque	1,00 Nm
Version	Compact (generation 1)
Load data on the motor shaft	
Speed at the operating point	3000,00 rpm