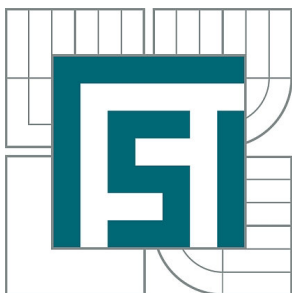


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

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

ŠROUBOVÝ LIS 50T

SCREW PRESS 50T

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL ŠVÁBENSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ OMES, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Švábenský

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:

Šroubový lis 50t

v anglickém jazyce:

Screw press 50t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Experimentální lis s využitím kuličkového šroubu pro přenos síly. Jmenovitá síla šroubového lisu 50t. Lis s uzavřeným rámem bude poháněn servopohonem, aby byla zajištěna plynulá regulace rychlosti pohybu pracovní části. Použití lisu je pro experimentální laboratoře v oboru materiálového inženýrství. Lis bude používán pro výrobu ultrajemnozrnných materiálů pomocí metod extrémní plastické deformace ECAP.

Cíle diplomové práce:

Návrh pohonu a rámu lisu s dokumentací pro realizaci.

Seznam odborné literatury:

1. □ KAMELANDR, I.; Tvářecí stroje I. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1989
2. □ KAMELANDR, I.; Tvářecí stroje II. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1989
3. □ KAMELANDR, I.; Mechanizace a automatizace výrobních strojů - Tvářecí stroje III. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1990
4. □ KAMELANDR, I.; Jednouúčelové stroje - Tvářecí stroje IV. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1991
5. □ RUDOLF, B.; KOVÁČ, A.; Tvárníacie stroje. ALFA. Bratislava 1979.
6. □ RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. a kol.; Tvářecí stroje - Základy výpočtů a konstrukce. Praha. SNTL, ALFA 1979
7. □ RUDOLF, B.; Výrobní stroje a zařízení II. Skriptum. Praha. ČVUT Praha 1990
8. □ Drastík, F.: Výpočty v oboru kování a lisování. SNTL Praha, 1972
9. □ ČSN 210001 - Tvářecí stroje - všeobecné požadavky

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Omes, Ph.D.

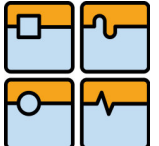
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 15.11.2013

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na návrh konstrukčního řešení lisu, který slouží pro laboratorní zkoušky materiálu metodou ECAP. V práci je obsažen návrh jednotlivých konstrukčních skupin a jejich popis, včetně tvorby 3D modelu.

ABSTRACT

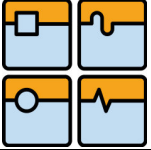
Diploma thesis is focused on desing of the screw press, which is used for laboratory testing of materials by ECAP. Thesis included design of individual scructural groups and their destcription, including the creating of 3D model.

KLÍČOVÁ SLOVA

ECAP, šroubový lis

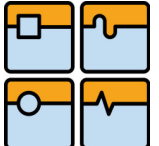
KEY WORDS

ECAP, screw press

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠVÁBENSKÝ, P. *Šroubový lis 50t*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.

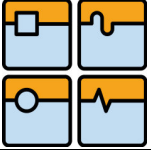
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na zadané téma „Šroubový lis 50t“ vypracoval samostatně, pouze s použitím literatury uvedené v seznamu na konci této práce.

V Brně, 29. května 2013

.....
Pavel Švábenský

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

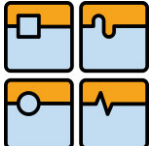
PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za vstřícný přístup při vedení diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat pánům z IPM za praktickou ukázkou.

Obsah	
Obsah	9
SEZNAM OBRÁZKŮ	10
ÚVOD.....	11
1. EQUAL-CHANNEL ANGULAR PRESSING – ECAP	12
2. HLAVNÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY ŠROUBOVÉHO LISU	13
2.1. Rám lisu (stojan)	13
2.2. Vedení beranu lisu	15
2.3. Kuličkový šroub	16
3. NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ LISU	19
3.1. Stanovení parametrů a pracovního prostoru lisu	19
3.2. Návrh konstrukce lisu	20
3.3. Šroubový lis se sloupovým vedením	21
3.4. Šroubový lis s lineárním vedením - čtyřsloupový.....	22
3.5. Šroubový lis s lineárním vedením – dvousloupový.....	23
4. NÁVRH KONSTRUKČNÍCH UZLŮ LISU.....	24
4.1. Návrh rámu.....	25
4.2. Návrh beranu.....	33
4.3. Návrh vedení beranu.....	35
4.4. Návrh kuličkového šroubu	39
4.5. Návrh ložisek.....	43
4.6. Návrh pohonu lisu	53
Kuželové soukolí.....	58
LITERATURA.....	66
Citovaná literatura	66

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma procesu protlačování metodou ECAP	12
Obr. 2 Lis s uzavřeným rámem [3]	13
Obr. 3 Odlévaný rám lisu [3]	14
Obr. 4 Svařovaný stojan lisu [3]	14
Obr. 5 Čtyřsloupový lis [3]	15
Obr. 6 Válečkové profilové vedení [4]	16
Obr. 7 Kuličkový šroub [5]	17
Obr. 8 Broušený závit, válcovaný závit, Okružovaný závit [8]	17
Obr. 9 Matice s interním převodem kuliček [8]	18
Obr. 10 Matice s externím převodem kuliček [8]	18
Obr. 11 Protlačovací matrice [6]	19
Obr. 12 Předepnutá protlačovací matrice [6]	20
Obr. 13 Lis sloupový	21
Obr. 14 Lis lineár	22
Obr. 15 Lis s lineárním vedením dvousloupový	23
Obr. 16 Části lisu	24
Obr. 17 Uvolnění sloup	25
Obr. 18 Horní příčnick	28
Obr. 19 Dolní příčnick s přírubami	29
Obr. 20 Dolní příčnick s upínacím stolem	30
Obr. 21 Vygenerovaná síť	30
Obr. 22 Napětí v dolním příčnicku, pohled 1	31
Obr. 23 Napětí v dolním příčnicku, pohled 2	31
Obr. 24 Posunutí, pohled 1	31
Obr. 25 Posunutí, pohled 2	32
Obr. 26 Detail beranu	33
Obr. 27 Beran uvolnění	33
Obr. 28 Lineární profilové vedení HIWIN HGW35CC [5]	35
Obr. 29 Rozměry jednotky lineárního vedení [5]	36
Obr. 30 Silové působení	37
Obr. 31 Uvolnění	37
Obr. 32 Uložení kuličkového šroubu	43
Obr. 33 Uvolnění	44
Obr. 34 SKF 92417 E	47
Obr. 35 SKF 81217 TN	51
Obr. 36 Převodovka AT-FL [7]	57
Obr. 37 Kuželové soukolí s přímými zuby	58

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ÚVOD

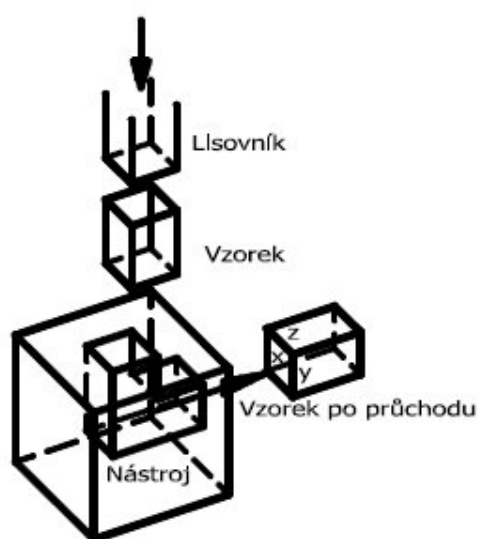
Téma diplomové práce jsem si vybral, jelikož mi připadalo zajímavé. Lisy jsou přes svoji zdánlivou jednoduchost velice sofistikovaná zařízení, přičemž jejich konstrukce vyžaduje kromě teoretických znalostí dosti značnou praktickou zkušenost. Lis, který je zadáním této práce má sloužit k laboratornímu využití a to pro zkoušky vlastností materiálu experimentální metodou ECAP, jejíž podstatou je protlačování vzorku zpravidla pravoúhlým kanálkem, přičemž sledovaným parametrem je struktura zrna po přetvoření. Touto metodou se aktuálně zabývá Ústav fyziky materiálů Akademie věd České republiky, který zpracování návrhu laboratorního lisu inicializoval.

Cílem tedy bylo vypracovat návrh takového lisu, který by těmto požadavkům vyhovoval. Do volby jednotlivých komponent a skupin vstupoval zejména požadavek na poměrně přesnou znalost polohy nástroje a velký rozsah využívaných rychlostí protlačování. Z hlediska životnosti opotřebitelných částí jsem vycházel z předpokladu protlačení vzorku v počtu cca 3 miliony. Jmenovitá síla lisu byla určena zadáním a vychází z požadavků definovaných Ústavem fyziky materiálů.

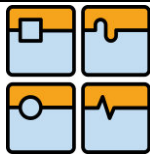
1. EQUAL-CHANNEL ANGULAR PRESSING – ECAP

Světový trend klade důraz na neustálý rozvoj a vývoj ve všech vědeckých i průmyslových odvětvích. A týká se to i oblasti konstrukčních materiálů, byť v poslední době je to vývoj hlavně plastových materiálů. Tak rozhodně vývoj metalurgie a vývoj kovových materiálů neřekl své poslední slovo.

Metoda ECAP byla vyvinuta za účelem získání ultrajemnozrné struktury materiálu. A z toho vycházející zlepšení mechanických vlastností. Princip této metody spočívá ve vícenásobném protlačování kovového materiálu rovnostranným zpravidla pravoúhlým kanálem (otvorem), kanály mohou svírat i jiný úhel nebo být případně do šroubovice apod. Schéma procesu ECAP je na obr. 1. [1] [2] [3]



Obr. 1 Schéma procesu protlačování metodou ECAP



2. HLAVNÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY ŠROUBOVÉHO LISU

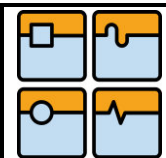
2.1. Rám lisu (stojan)

Konstrukce stojanů pro lisy se rozdělují prvotně na stojany otevřené a stojany uzavřené (obr. 2). Otevřené stojany pak mohou být jedno-stojanové, nebo dvou-stojanové. Hlavními částmi stojanů lisů jsou stojiny, stoly, případně příčnice (uzavřené rámy). Z hlediska spojení jednotlivých částí jsou pak buď rámy celistvé, nebo dělené. V případě dělených rámu se při spojení využívá předepnutých šroubových spojení. Předepjatých šroubů se používá někdy i u celistvých stojanů, jelikož je možno dosáhnout vyšší tuhosti při nižší hmotnosti (tedy i úspoře materiálu). Materiál šroubů však musí mít vyšší modul pružnosti, než materiál celistvého stojanu, jinak toto řešení postrádá smysl. [1] [2]



Obr. 2 Lis s uzavřeným rámem [3]

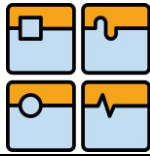
K výrobě stojanů je využívána technologie odlévání pro litinové rámy a rámy z lité oceli. (obr. 3) Druhou skupinou jsou pak rámy svařované z ocelových plechů a profilů. Ty se vyznačují lepšími pevnostními vlastnostmi, z důvodu zpravidla většího modulu pružnosti materiálu, ze kterého se rámy svařují. Po svaření stojan žihá pro odstranění vnitřního pnutí. (obr. 4) Odlévané celistvé stojany se používají u menších jmenovitých sil, naproti tomu svařované (i lité) dělené stojany s předepnutými šrouby se využívají při konstrukci lisů velkých jmenovitých sil. [1] [2]



Obr. 3 Odlévaný rám lisu [3]



Obr. 4 Svařovaný stojan lisu [3]



2.2. Vedení beranu lisu

Základní rozdělení:

- lištové (ve tvaru X, O, pravoúhlé)
- sloupové
- valivé

Vedení beranu lze rozdělit dle typu na vedení kluzné a vedení valivé. Dobrým příkladem lisu s kluzným vedením, jehož stojiny jsou tvořeny dvěma, čtyřmi a více sloupy. (obr. 5)

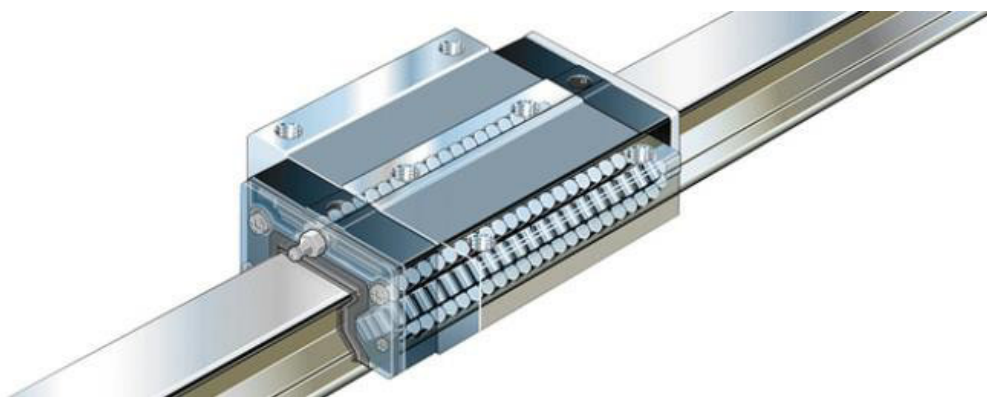


Obr. 5 Čtyřsloupový lis [3]

Beran je v takovém případě osazen kluznými pouzdry. Rozložení tlaku od případné excentricity pak závisí na výšce vedení, počtu sloupů a vůli ve vedeních. Dalším vlivem je přesnost výroby, tj. rovnoběžnost sloupů, sousost mezi otvory pro sloupy ve stojanu a obrobenými otvory v beranu pro pouzdra a sousost samotných

kluzných pouzder. Nejvíce používaným typem vedení jsou kluzná vedení vodícími lištami. Lišty musí být nastavitelné, aby bylo možno nastavit vůli ve vedení. Lišty jsou vyrobeny z různých materiálů s dobrými kluznými vlastnostmi, nejčastěji na bázi bronzu. U nejpřesnějších vedení jsou lišty kalené, broušené. Vodící lišty je třeba dostatečně mazat. Používá se hojně ztrátového mazání, kdy je přebytečné mazivo zachyceno ve spodní části. Pro lepší rozptýlení maziva na zatěžovaných místech mohou být ve vedení drážky, do kterých se mazivo přivádí kanálky. [1] [2]

Valivá vedení mohou být také na sloupových stojinách. Tato kombinace se však používá pouze u malých lisů. Jsou realizovány pomocí valivých pouzder. Většinou se však valivá vedení používají na rovinných vodících plochách. Používají se například valivé lišty s válečky, nebo jehlovými válečky. Tento typ vedení se používá také v předepnutém stavu. Lišty (vodící plochy) na beranu, či na stojanu jsou přesné, kalené. To v kombinaci s materiálem valivých elementů a předepnutým stavem umožňuje poměrně dobře zachycovat klopné momenty. Lišty s valivými elementy je třeba pečlivě těsnit vůči nečistotám. Zejména ve speciálních aplikacích na lehkých lisech se používá i profilové valivé vedení. (obr. 6) [2]

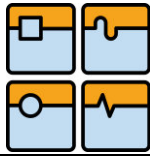


Obr. 6 Válečkové profilové vedení [4]

2.3. Kuličkový šroub

Kuličkové šrouby jsou určeny k přenosu rotačního pohybu na přímočarý. Na rozdíl od většiny pohybových šroubů nejsou samosvorné. Vyznačují se vysokou účinností, přesností a trvanlivostí a jejich tuhost dosahuje velmi dobrých hodnot. Kuličkové šrouby kladou vysoké nároky na přesnost uložení. (obr. 7) [8]

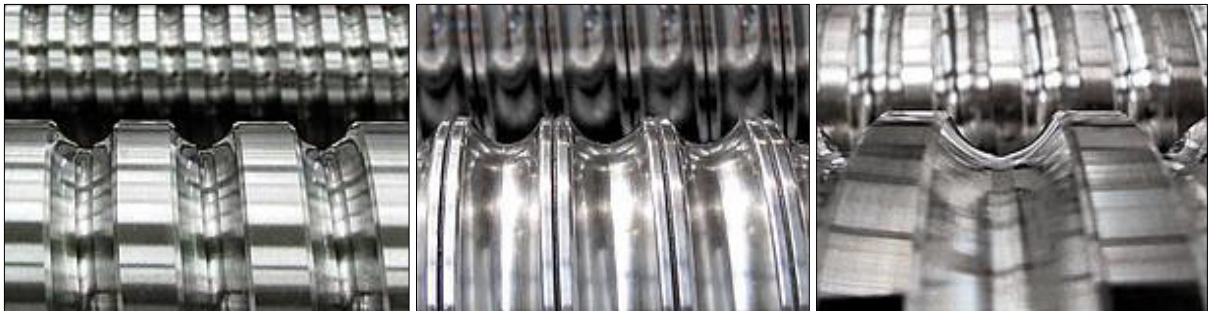
Pro výrobu hřídel se používají nejčastěji oceli třídy 12 060, 14 260 dle ČSN a jsou povrchově kaleny a popouštěny na tvrdost 56-60 HRC. Matice jsou vyráběny z ocelí 14 209, 16 125 dle ČSN, kaleny a popouštěny na tvrdost 58-62 HRC. U kuliček bývá používána ocel 14 109, 14 106 dle ČSN a jejich tvrdost po kalení a popouštění bývá min. 60 HRC. V případě požadavku zvláště vysoké odolnosti proti opotřebení a korozi, mohou být kuličkové šrouby povlakovány tenkou chromovou vrstvou. Tvrdost chromové vrstvy dosahuje 1200 -1300 HV (75- 78 HRC) a v rozsahu teplot -230°C až +800°C se chová neutrálně bez podstatných změn struktury. Tloušťka vrstvy se pohybuje mezi 5 – 8 μm. [8]



Obr. 7 Kuličkový šroub [5]

Závity na hřídelích kuličkových šroubů je možné zhotovit několika způsoby, válcováním, rotačním okružováním a broušením (obr. 8). [8]

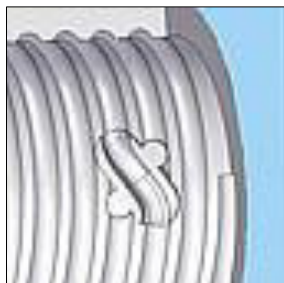
Broušení je klasická technologie, vyznačující se nejvyšší přesností IT 1 až IT 5. Touto technologií lze vyrábět prakticky jakoukoliv velikost závitu. Jedná se však o nejnákladnější výrobu závitu kuličkového šroubu. Závity se vybrušují do předem obrobeného a zakaleného polotovaru. Rotačním okružováním se dosahuje přesnosti IT 5 až IT 7, používá se spíše pro menší velikosti kuliček. Válcování závitu kuličkových šroubů je nejméně přesná technologie, při výrobě je potřeba myslet na geometrické změny způsobené následným tepelným zpracováním. Tato technologie se používá převážně pro výrobu polotovarů a pro sériovou výrobu. Válcovaný závit lze na první pohled poznat podle vyválcovaného materiálu na hřbetu závitu. [8]



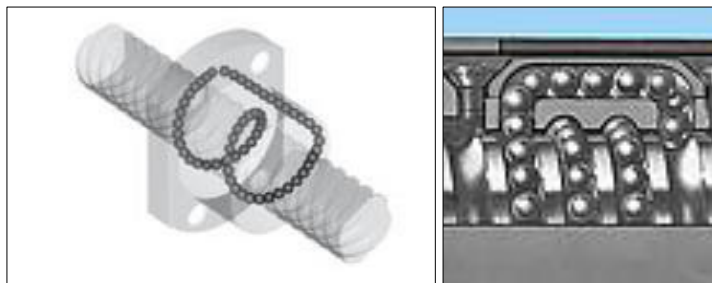
Obr. 8 Broušený závit, válcovaný závit, Okružovaný závit [8]

Matice bývají vyráběny v několika provedeních, liší se hlavně systémem převodu kuliček. Matice s interním převodem kuliček (obr. 9), převod kuliček probíhá v rámci jednoho stoupání závitu kuličkového šroubu, jsou nejčastěji používané.

Matice s externím převodem kuliček (obr. 6) jsou vybaveny vratným kanálkem v tělese matice, převod je realizován mezi několika stoupáními závitu kuličkového šroubu. [8]

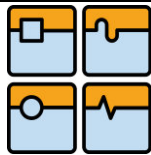


Obr. 9 Matice s interním převodem kuliček [8]



Obr. 10 Matice s externím převodem kuliček [8]

Využití kuličkových šroubů je velice široké, jsou především používány v průmyslu u přesných strojů a to zejména u soustruhů (obr. 10), frézek a vrtaček. Dále se používají u balicích strojů, lisů, strojů na opracování plechu, dřeva a plastů, zvedacích zařízení, ve stavbě reaktorů, v leteckém průmyslu, u signalizačních systémů, robotů a lékařských přístrojů, a podobně.



3. NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ LISU

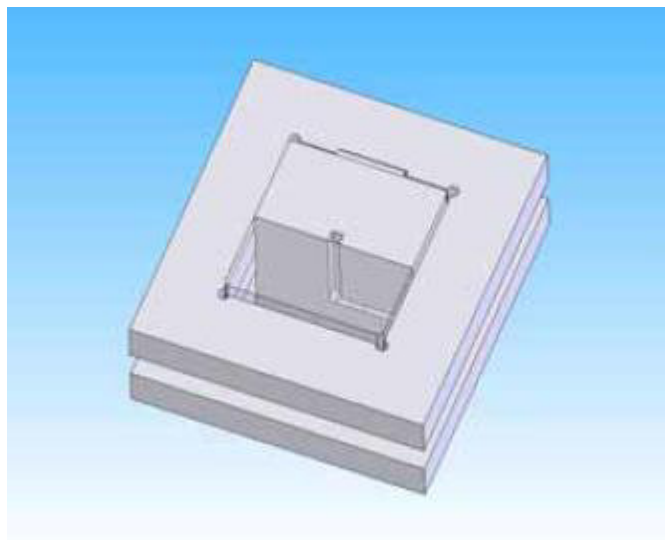
3.1. Stanovení parametrů a pracovního prostoru lisu

Experimentální lis bude používán převážně pro výrobu materiálu metodou ECAP, ale bude moci sloužit i pro výrobu jiných UFG materiálů, které budou deformovány za studena nebo za zvýšené teploty. Vzhledem k citlivosti některých materiálů na rychlost protlačování je potřeba, aby byla zajištěna plynulá regulace pohybu pracovní části. Z toho důvodu budou pro vyvození síly použity vysoce únosné kuličkové šrouby.

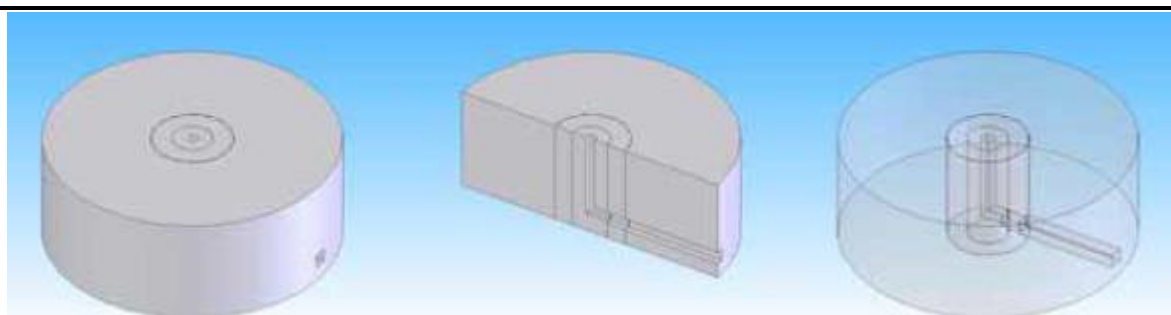
Hlavní požadavky na experimentální lis:

- Plynulá regulace pohybu
- Vysoká tuhost celého systému
- Maximální přesnost
- Univerzálnost

Rozměry pracovního prostoru lisu byly zvoleny 500 x 300 mm a pracovní zdvih $H = 500$ mm. Při stanovení rozměrů bylo vycházeno z velikosti lisovacích matic, která byly použity pro dosavadní experimenty a zkoušky s tím, že hodnoty byly lehce navýšeny z důvodu jednodušší manipulace a možnosti případných úprav protlačovací matrice. Příklady protlačovacích matic, které byly zhotoveny firmou COMTES FHT a.s. najdeme na obr. 11 a obr. 12.



Obr. 11 Protlačovací matrice [6]



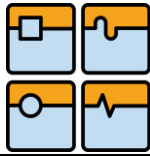
Obr. 12 Předepnutá protlačovací matrice [6]

V případě rychlosti pohybu se také vycházelo z dosavadních studií. Většina vzorků byla přetvořena rychlostí 1 - 20 mm/s. Avšak bylo zjištěno, že kvalitnější struktury je dosahováno při nižších rychlostech. Výsledky ukazují, že je třeba zaměřit tímto směrem. Proto byl stanoven požadavek na plynulou regulaci pohybu již od rychlosti 0,1mm/s.

Vzhledem k tomu, že v běžných podmínkách není ideálně ustavena matrice na upínací desce, což má velký vliv na konstrukční výpočet, je stanovena maximální excentricita při jmenovité síle $e_{max} = 0.01$ m.

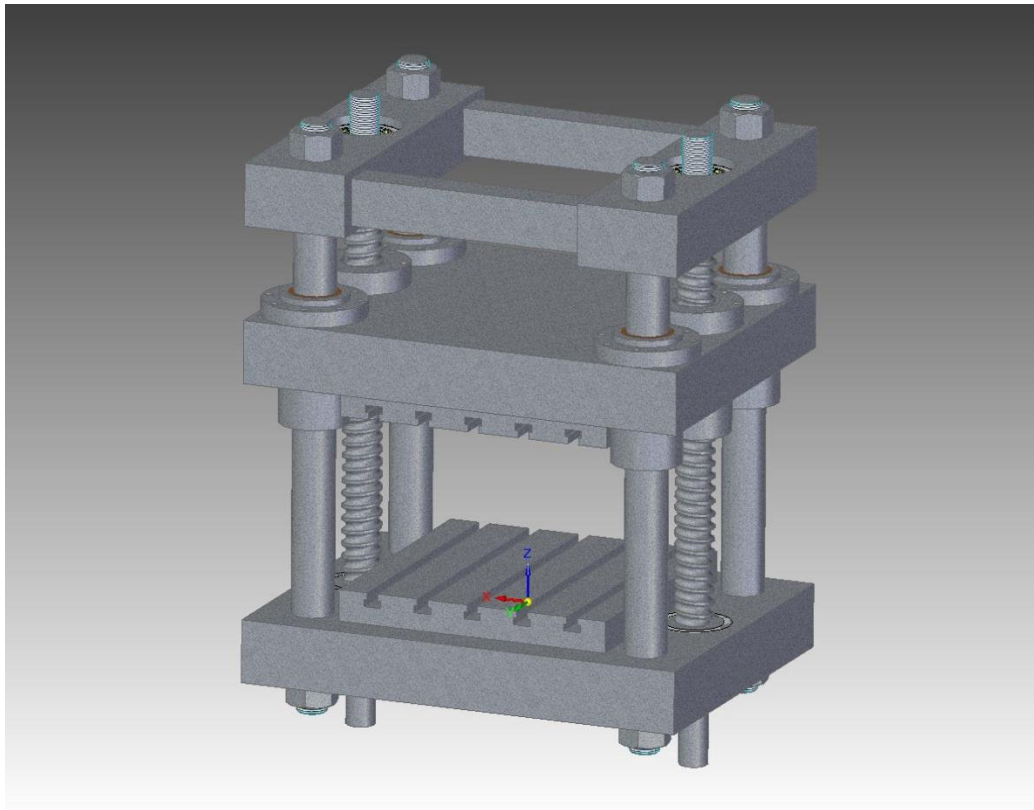
3.2. Návrh konstrukce lisu

Byly navrženy tři varianty lisu. Šroubový lis se čtyřsloupovým vedením a šroubový lis s lineárním vedením, přičemž jedna varianta má čtyři sloupy a druhá pouze dva. Hlavní rozdíl spočívá ve vedení beranu, jinak jsou všechny varianty podobné koncepce.



3.3. Šroubový lis se sloupovým vedením

Lis se sloupovým vedením je možno vidět na obr. 13. Jedná se o lis se šroubovaným uzavřeným rámem, který je tvořen spodním a horním příčnickem a čtyřmi povrchově kalenými sloupy o průměru 60mm. Sloupy společně s bronzovými pouzdry tvoří vedení beranu. Pohyb je vyvozen dvěma vysoceúnosnými kuličkovými šrouby o průměru 80 mm, uloženými ve spodním a horním příčniku pomocí ložisek s kosoúhlým stykem. Vysoceúnosná matice Hiwin 80-16B3 s dynamickou únosností $C_d = 409$ kN. a bude pevně přišroubována na stranách beranu. Pohon bude zajištěn momentovými motory a planetovou převodovkou. A bude umístěn na spodní straně dolního příčniku. Celý lis bude usazen na svařovaném stojanu, který bude sloužit i jako rozvodná skříň pro elektro vybavení.



Obr. 13 Lis sloupový

Výhody

- nízká cena
- jednoduchá konstrukce

Nevýhody:

- nedostatečná přesnost vedení příčniku, přenos sil na KŠM.
- staticky neurčitě řešení

3.4. Šroubový lis s lineárním vedením - čtyřsloupový

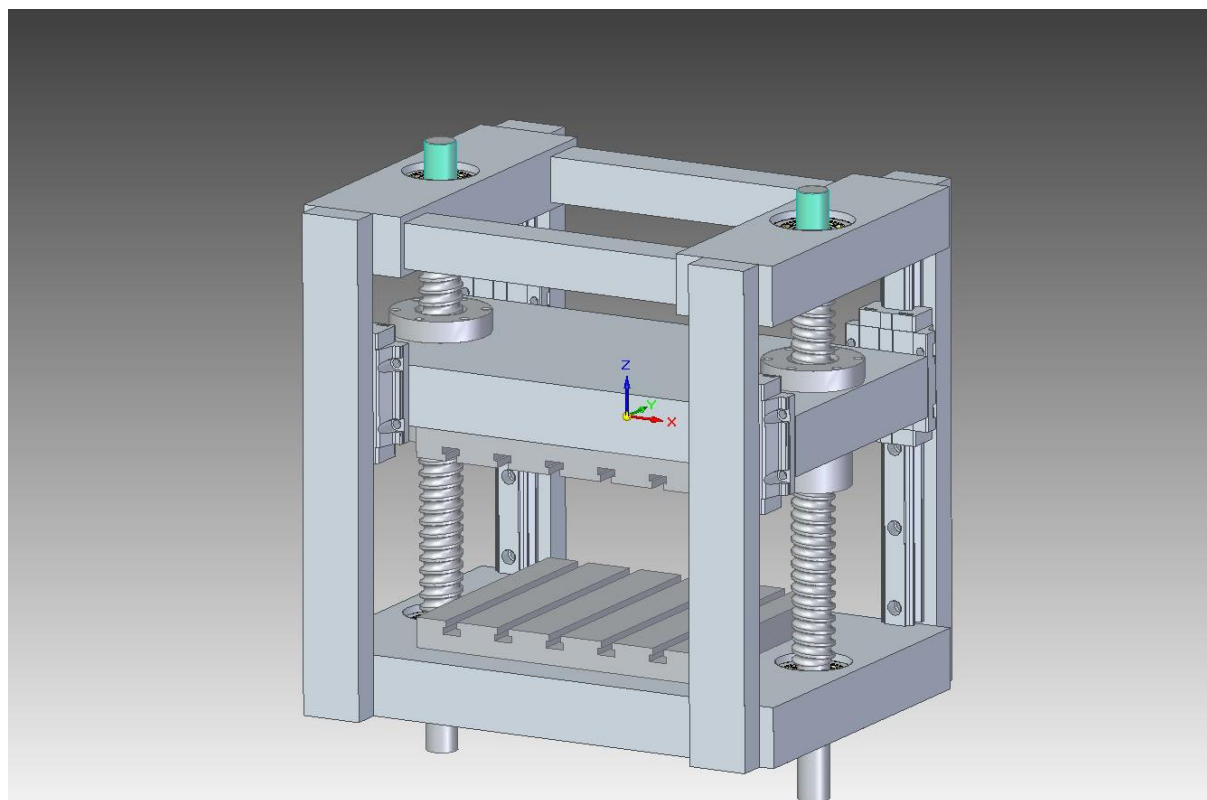
Lis s lineárním vedením obr. 14 je podobné koncepcce. Hlavní odlišnost spočívá ve vedení beranu, které bude řešeno pomocí lineárního profilového vedení.

Výhody:

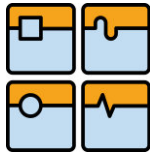
- přesné vedení příčnicku
- spolehlivé a moderní řešení
- relativně levné řešení
- bezúdržbové řešení

Nevýhody:

- **staticky neurčitě řešení**
- **nároky na výrobní přesnost**

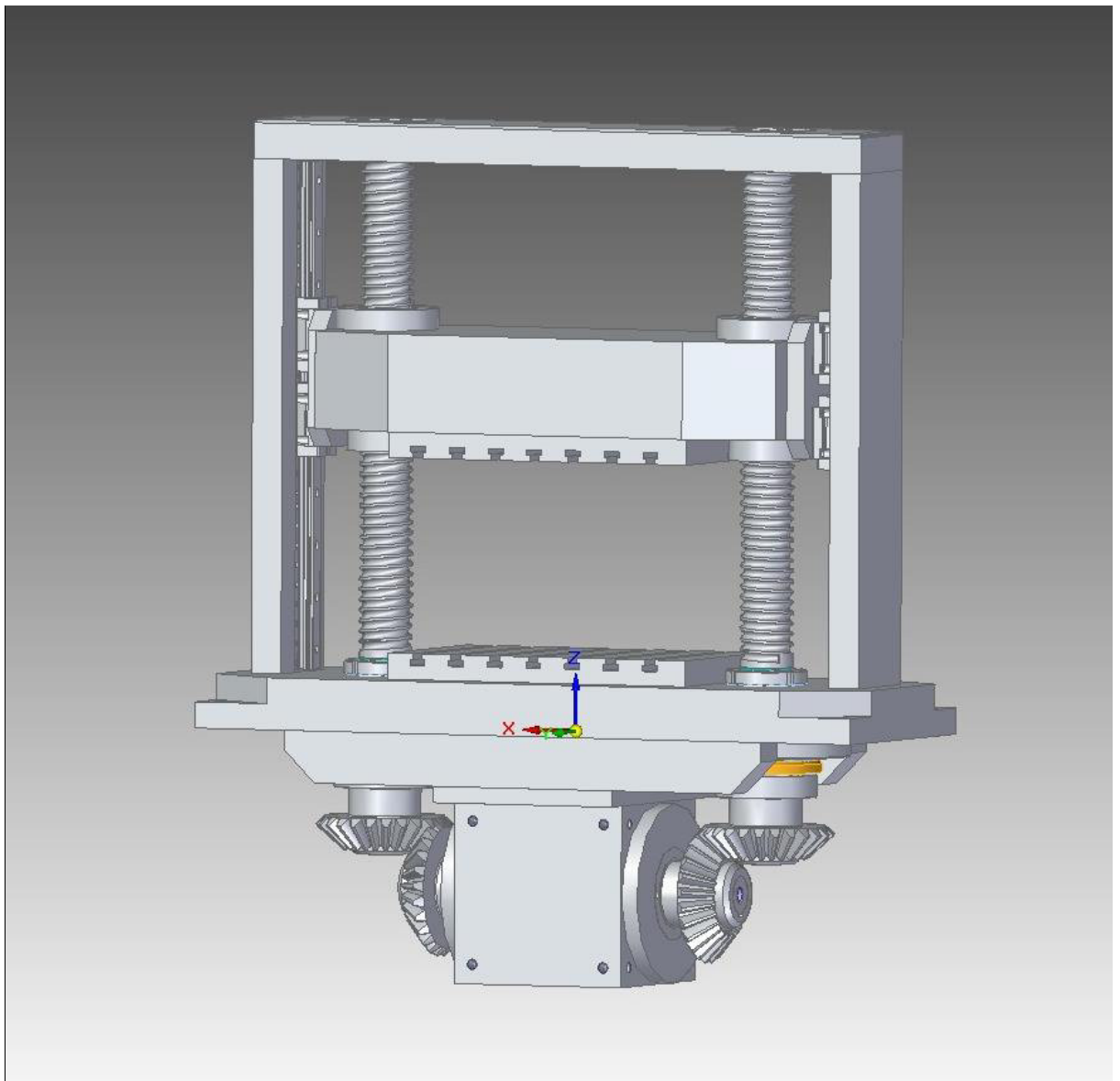


Obr. 14 Lis lineár



3.5. Šroubový lis s lineárním vedením – dvousloupový

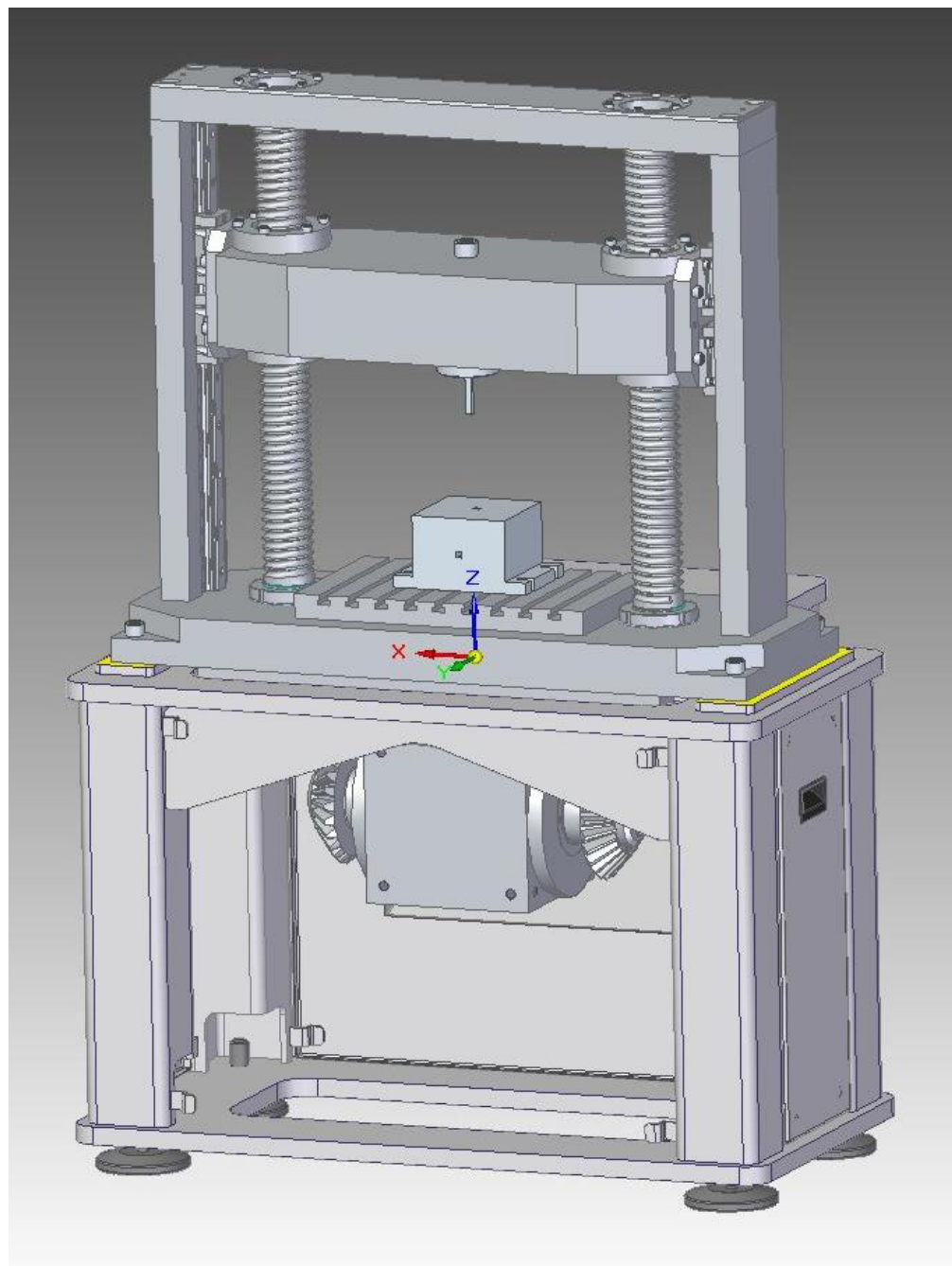
Třetí varianta (obr. 15) má dvousloupovou koncepci, jelikož předchozí dvě varianty jsou poměrně náročné na montáž a výrobu. Vedení příčnicku je řešeno pomocí lineárního profilového vedení, z důvodu vyšší přesnosti. Další odlišností proti předchozím variantám je uložení kuličkového šroubu, které je řešeno rozdílnou kombinací valivých ložisek. Pohon je v této variantě realizován jedním servomotorem a kuželovou převodovkou se dvěma výstupními hřídeli.



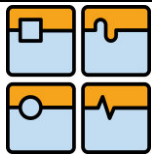
Obr. 15 Lis s lineárním vedením dvousloupový

4. NÁVRH KONSTRUKČNÍCH UZLŮ LISU

Lis se skládá z několika konstrukčních částí (obr. 16), které jsou popsány dále v textu.



Obr. 16 Části lisu



4.1. Návrh rámu

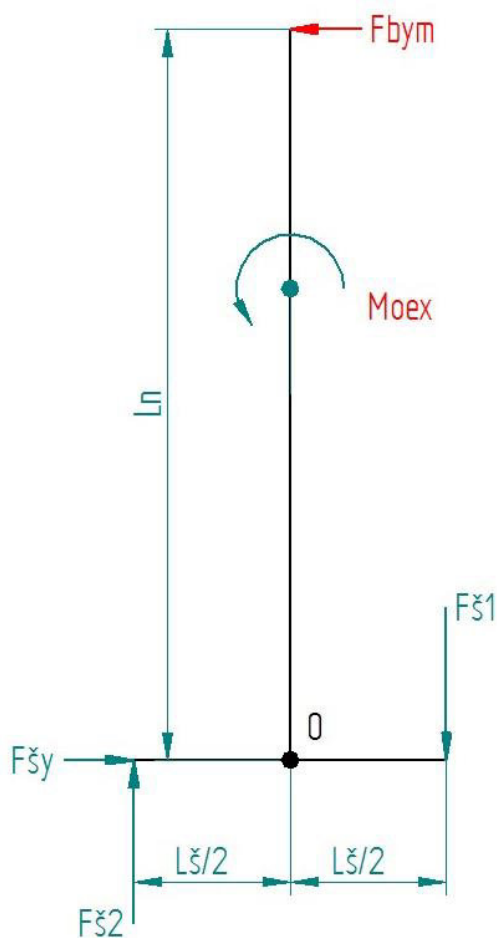
Pro šroubový lis byl navržen šroubovaný rám, který se skládá ze spodního a horního příčnicku a dvou sloupů. Sloupy jsou k příčníkům přišroubovány předepjatými šrouby.

Sloupy

Sloupy budou vyrobeny s materiálu 11 503 a obrobena z jednoho kusu oceli, jako polotovaru je použit plech tl. 55 mm. Dále v nich bude přesně vyfrézována drážka pro usazení kolejnice profilového vedení.

Sloupy jsou ke spodnímu příčnicku připevněny šrouby M24. V tomto místě je také největší namáhání a proto zde bylo třeba provést pevnostní kontrolu šroubového spoje. Sloupy budou po montáži ještě pojištěny kuželovými kolíky.

Schéma uvolnění



Obr. 17 Uvolnění sloup

Výpočet reakcí:

$$F_{šy} := F_{by\ n}$$

(1)

$$F_{šy} = 517.4 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{bym}	Síla od radiálního ložiska	517,4	N
F_{šy}	Reakce ve směru osy y	517,4	N

Moment v bodě O:

$$M_{ofby} := F_{bym} L_n$$

(2)

$$M_{ofby} = 423.233 \text{ N*m}$$

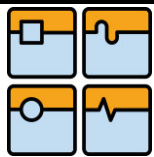
$$M_{oex} := \frac{F_j \cdot e_{max}}{2}$$

$$M_{oex} = 2.5 \times 10^3 \text{ N*m}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
L _n	Délka sloupu	0,818	m
F _{bym}	Síla od radiálního ložiska	517,4	N
M_{ofby}	Moment v bodě O od ložiska	423,33	Nm

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _j	Jmenovitá síla	500 000	N
e _{max}	Maximální excentricita	0,010	m
M_{oex}	Maximální moment od excentricity	2500	Nm

Maximální moment v bodě O:


$$M_{\max} := M_{\text{ofby}} + M_{\text{oe}}$$

(3)

$$M_{\max} = 2.923 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Mofby	Moment v bodě O od ložiska	423,33	Nm
Moex	Moment od excentricity	2 500	Nm
Momax	Maximální celkový moment v bodě O	2923	Nm

Síla působící na jeden šroub M24:

$$F_{\text{š1}} := \frac{M_{\max}}{L_{\text{š1}}}$$

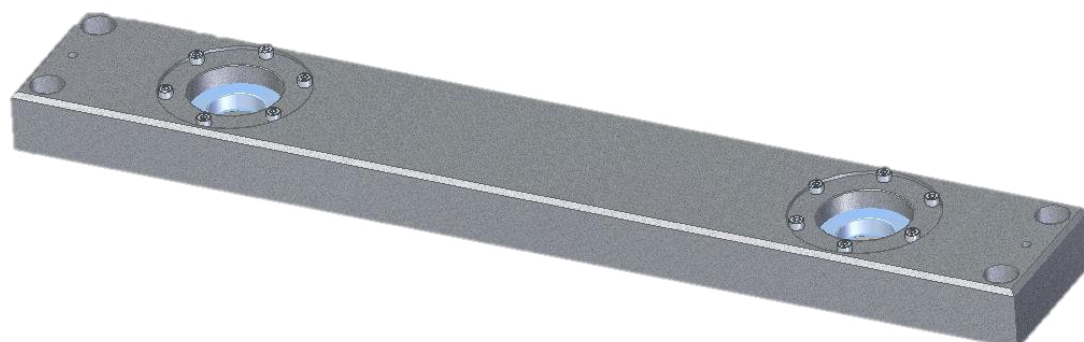
(4)

$$F_{\text{š1}} = 2.165 \times 10^4 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Momax	Maximální celkový moment v bodě O	2923	Nmetr
Lš1	Vzdálenost šroubů	0,135	m
Fš1	Síla působící na šroub M24	21 650	N

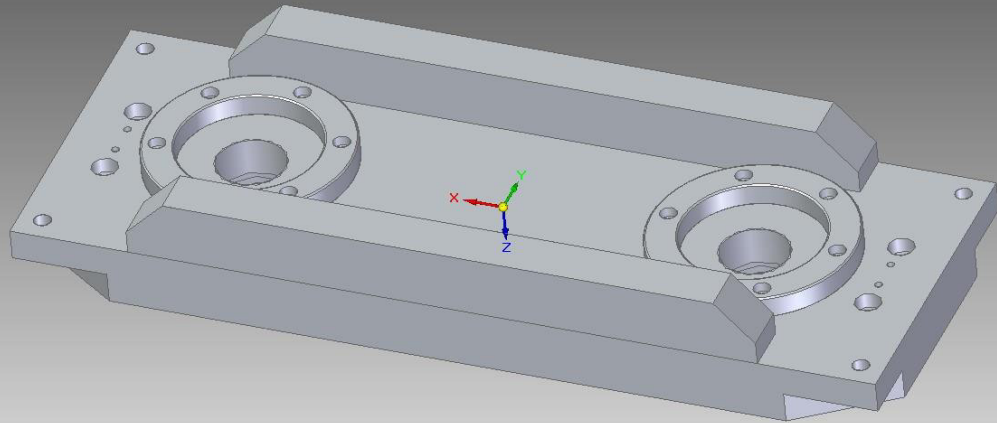
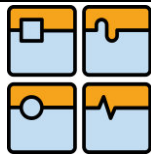
Spodní a horní příčník

Horní příčník (obr. 18) je vyroben z materiálu 11 503. V příčníku jsou vyvrtány dvě osazené díry, ve kterých jsou s mírnou vůlí přišroubovány dvě příruby s radiálními kuličkovými ložisky. Tento systém byl zvolen proto, aby byla možnost přesně doladit osovou rozteč příčníku s osovou roztečí KŠ v beranu. Po přišroubování a nalezení správné polohy přijdou ještě příruby zakolíkovat třemi kuželovými kolíky pr. 8mm, aby byla přesně zajištěna poloha.



Obr. 18 Horní příčník

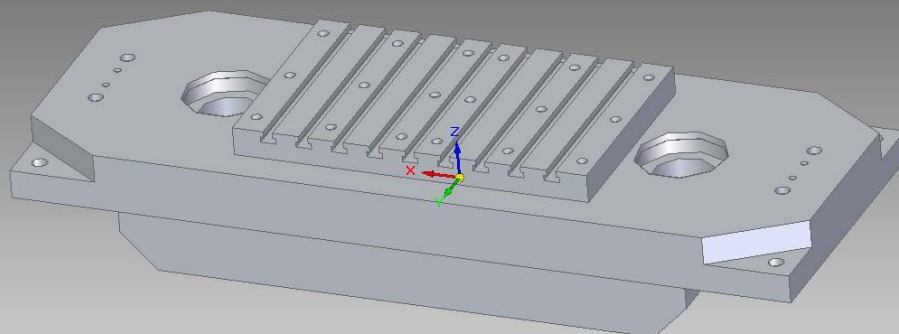
Dolní příčník (obr.) je navržen jako svarek z materiálu 11 503. Dolní příčník je po svaření vyžihán na odstranění vnitřního pnutí a následně obroben. Hlavní deska je vyrobena ze silnostěnného plechu, ze spodní strany jsou na něm přivařeny dva obdélníkové nosníky jako výztuhy. (obr 19). Na spodní straně jsou ještě přišroubovány dvě příruby, které slouží k usazení axiálních soudečkových ložisek.



Obr. 19 Dolní příčník s přírubami

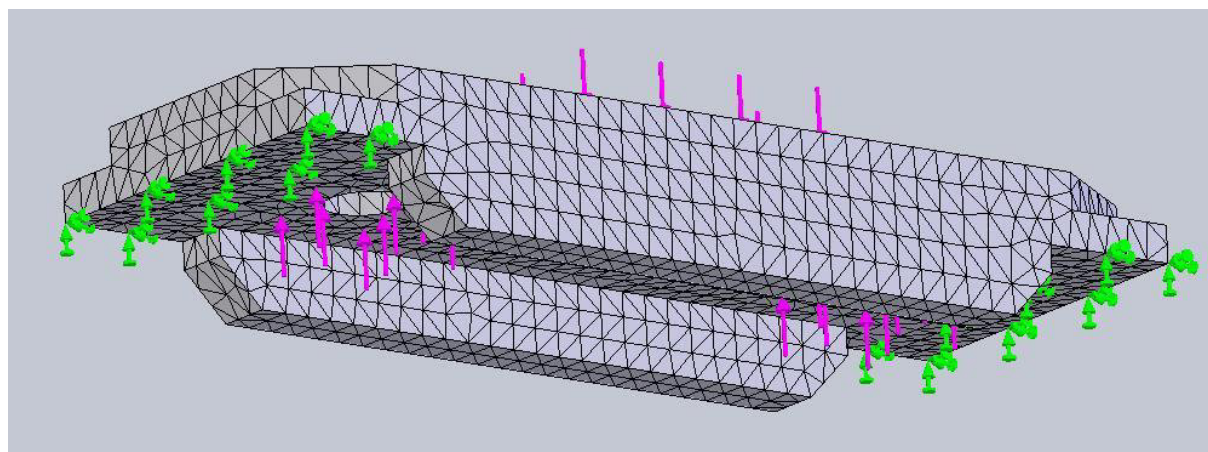
Z horní strany jsou zde přesně vyvrtány dvě osazené díry, sloužící pro usazení axiálních válečkových ložisek. Je zde ještě přišroubována deska s T drážkami.

Díry po stranách dolního příčníku slouží k připevnění lisu na stojan.

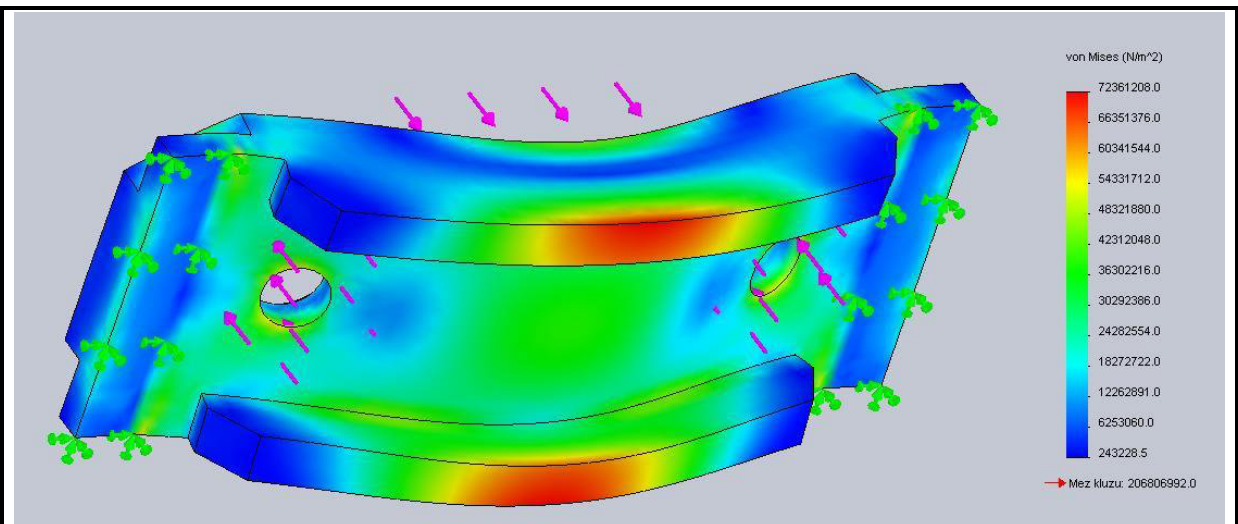
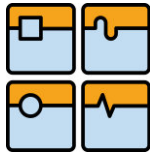


Obr. 20 Dolní příčník s upínacím stolem

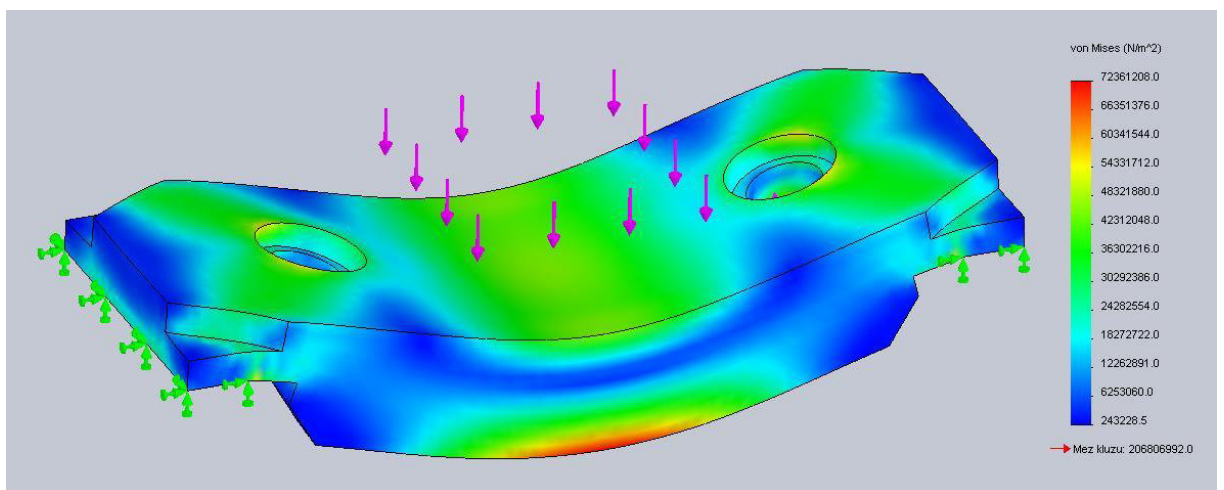
Pevnostní kontrola a kontrola průhybu dolního příčníku byla provedena metodou konečných prvků. Cílem bylo ověřit, zda je nosník dostatečně dimenzován a vyhovuje z hlediska pevnosti, ale zejména pak hodnota posunutí. Výsledky této analýzy jsou na následujících obrázcích. Měřítko zvětšení deformace je 400. Na obrázku 21 je vygenerovaná síť.



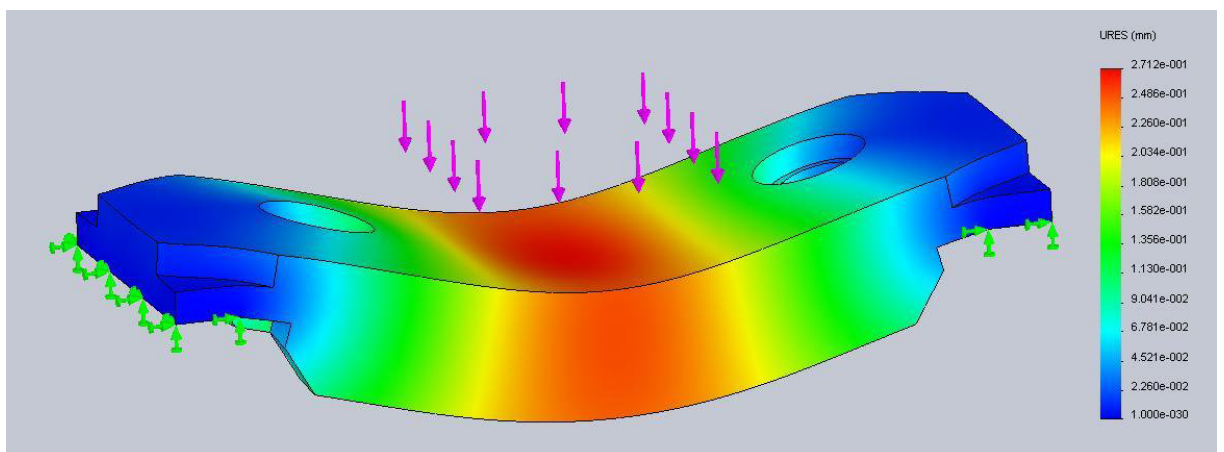
Obr. 21 Vygenerovaná síť



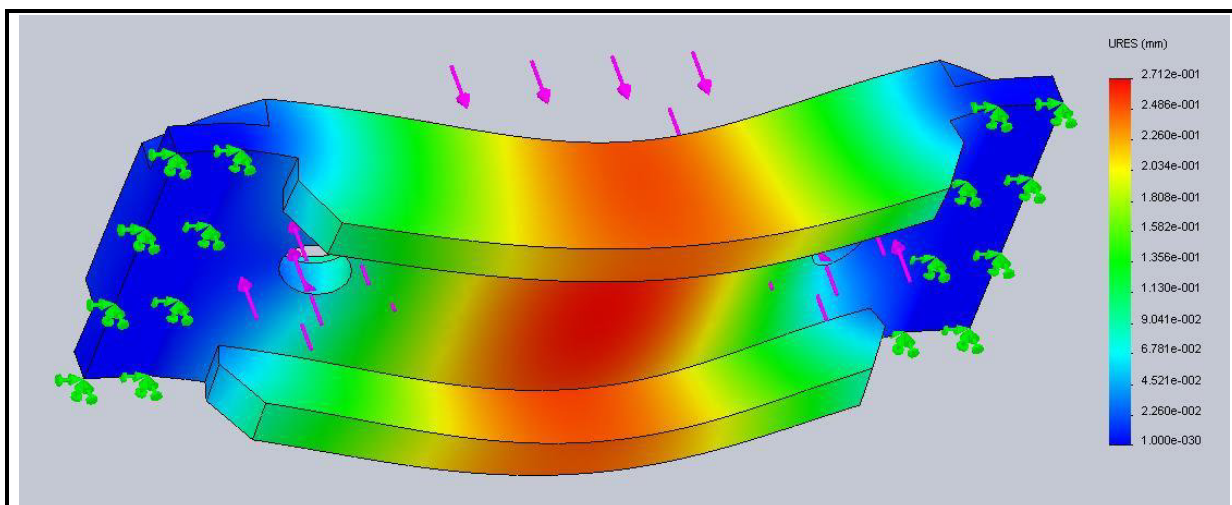
Obr. 22 Napětí v dolním příčniku, pohled 1



Obr. 23 Napětí v dolním příčniku, pohled 2



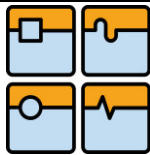
Obr. 24 Posunutí, pohled 1



Obr. 25 Posunutí, pohled 2

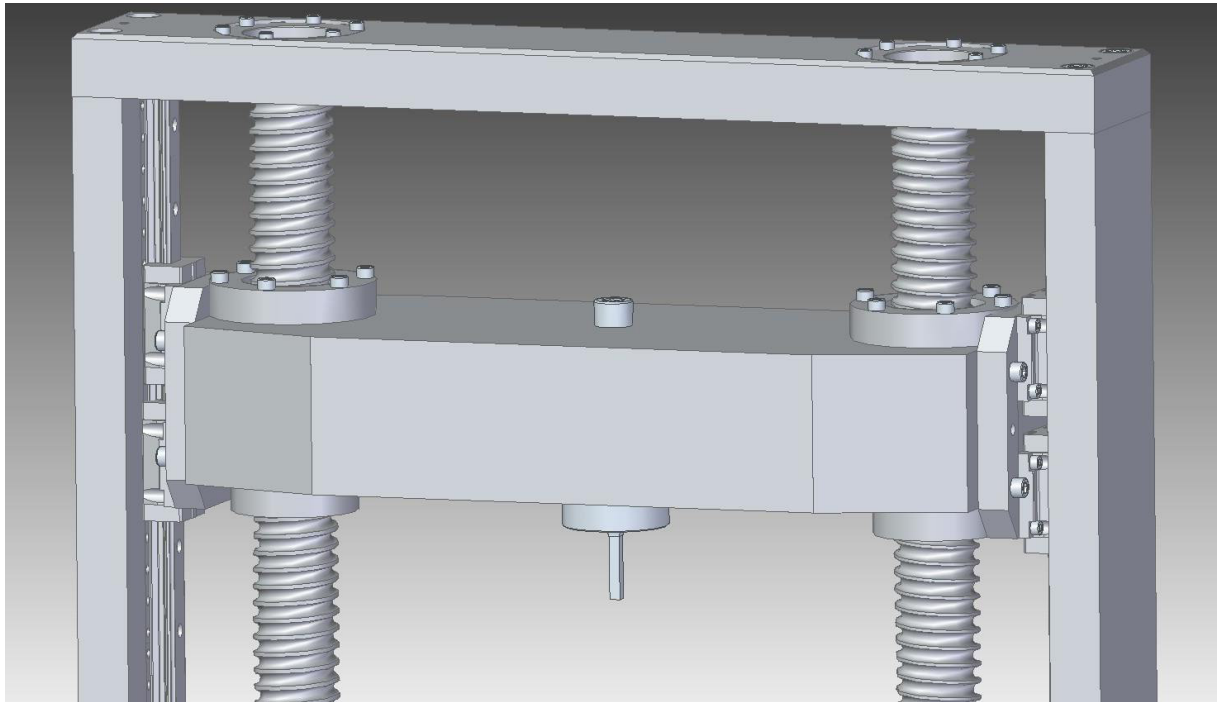
Výsledné maximální napětí cca 72 MPa lze vzhledem k mezi kluzu materiálu 11 503 (tj. cca 240 MPa) považovat za bezpečné s dostatečnou rezervou. Příčnick z pevnostního hlediska vyhovuje.

Výsledná hodnota posunutí (průhyb nosníku) dosahuje též dostatečně nízkých hodnot (cca 0,3 mm) a je v souladu s požadavky na experimentální lis.

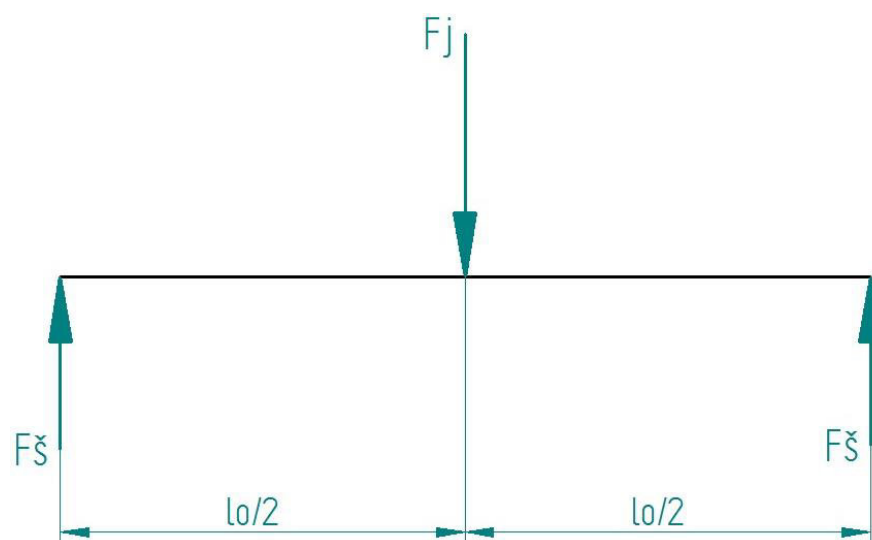


4.2. Návrh beranu

Beran byl navržen jako plná součást, z jednoho kusu materiálu 11 503. Pro správný návrh bylo třeba provést kontrolní výpočet na ohyb.



Obr. 26 Detail beranu



Obr. 27 Beran uvolnění

Maximální ohybový moment:

$$M_o := \frac{F_j \cdot l_o}{4} \quad (5)$$

$$M_o = 8 \times 10^4 \text{ Nm}$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o := \frac{b_o \cdot h^2}{6} \quad (6)$$

$$W_o = 1.125 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Maximální napětí:

$$\sigma := \frac{M_o}{W_o} \quad (7)$$

$$\sigma = 7.111 \times 10^7 \text{ MPa}$$

Kvadratický moment:

$$I := \frac{b_o \cdot h^3}{12} \quad (8)$$

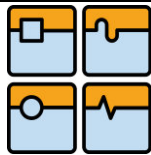
$$I = 8.437 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

Maximální průhyb:

$$u_{\max} := \frac{F_j \cdot l_o^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (9)$$

$$u_{\max} = 1.541 \times 10^{-4} \text{ m}$$

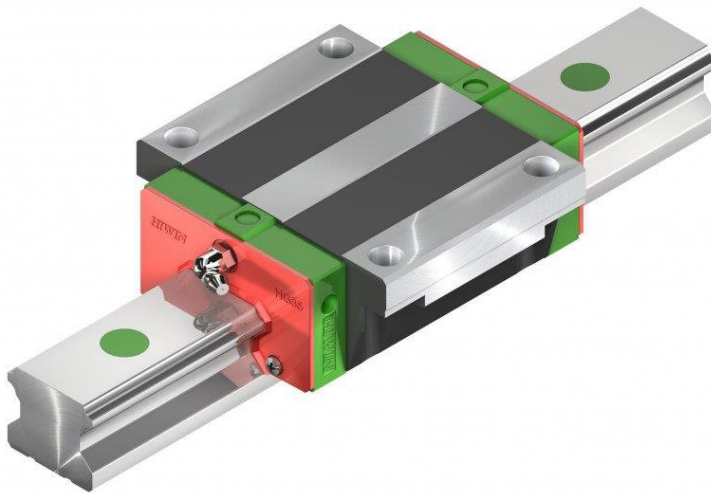
Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
l _o	Vzdálenost os kuličkových šroubů	0,64	m
b _o	Šířka v beranu	0,3	m
h	Výška beranu	0,15	m
E	Modul pružnosti v tahu	2100000000	Pa
M_o	Maximální ohybový moment	80000	Nm
W_o	Průřezový modul v ohybu	0,001125	m³
σ_o	Maximální napětí	7111000	Pa
I	Kvadratický moment	0,00008437	m⁴
u_{max}	Maximální průhyb	0,0001541	m



Vypočítaná hodnota napětí je pro daný materiál vyhovující a vychází srovnatelně s dolním příčnickem.

4.3. Návrh vedení beranu

Na vedení beranu byly kladeny značné požadavky na přesnost, které vychází z důvodu použití KŠM. Dalším důležitým aspektem výběru byly zástavbové rozměry, vysoká únosnost a schopnost všesměrového zachycení sil a momentů. Jako nejvýhodnější vedení příčnicku bylo zvoleno lineární profilové vedení Hiwin HGW35CC, které najdeme na Obr. 28 parametry v tab.

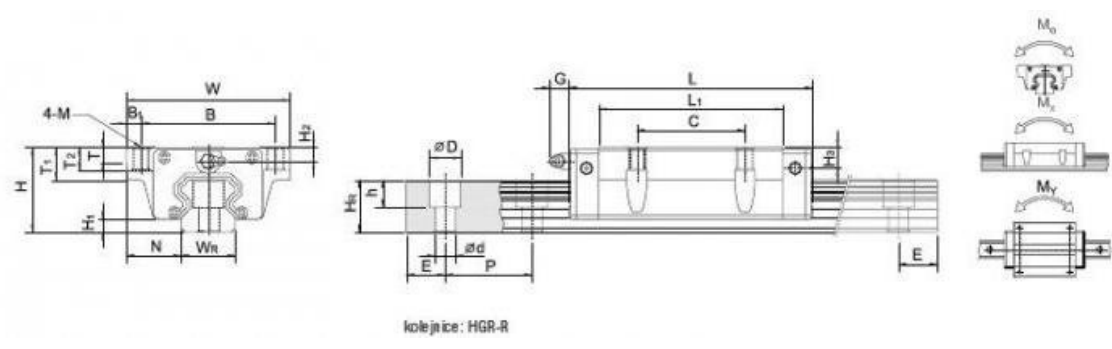


Obr. 28 Lineární profilové vedení HIWIN HGW35CC [5]

Typ		HGW35CC
Montážní rozměry [mm]	H	48
	H1	7,5
	N	33
Rozměry vozíku [mm]	W	100
	B	82
	B1	9
	C	62
	L1	80
	L	112,4
	G	12
	M	M10
	T	10,1
	T1	18
	T2	13
H2	9	
Rozměry kolejnic [mm]	H3	12,6

	WR	34
	HR	29
	D	14
	h	12
	d	9
	P	80
	E	*
Šrouby pro kolejnici [mm]		M8x25
Dynamická únosnost C_{dyn} [N]		49520
Statická únosnost C₀ [N]		102870
M_X [Nm]		1730
M_Y [Nm]		1200
M_Z [Nm]		1200
Hmotnost vozíku [kg]		2,03
Hmotnost kolejnice [kg/m]		6,3

Tab. 1 Lineární kuličkové vedení Hiwin HGW35CC



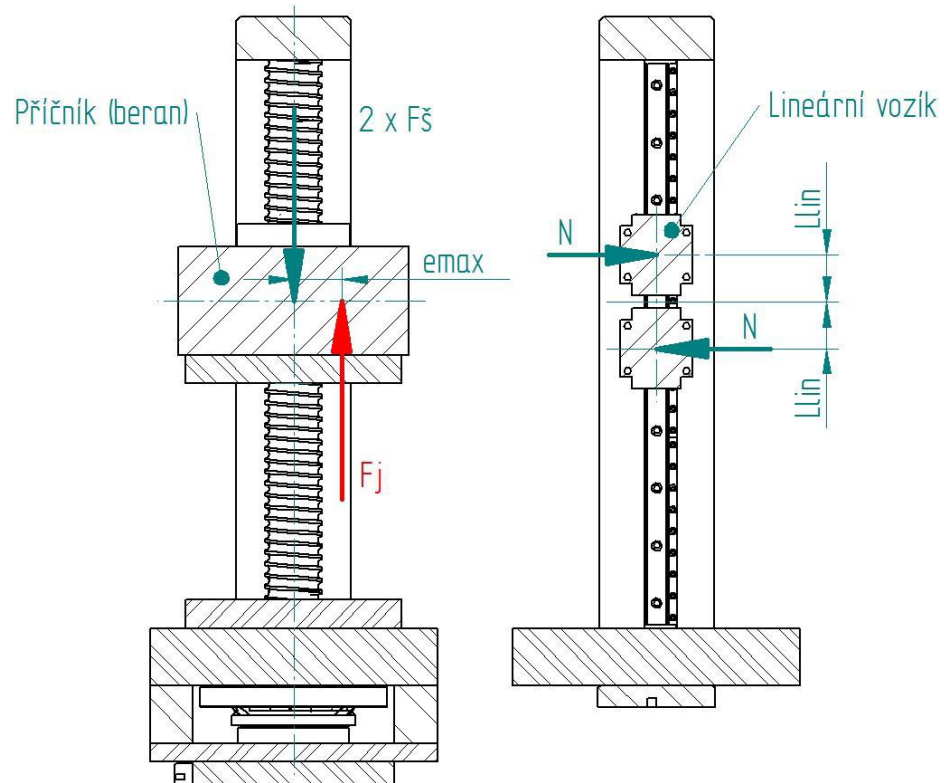
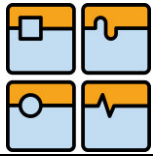
Obr. 29 Rozměry jednotky lineárního vedení [5]

Výpočet sil působících ve vedení

Síly byly vypočítány v rovině, kde se předpokládá nejvyšší možné zatížení. Při výpočtu je předpokládáno, že všechny klopné momenty a radiální síly budou zachyceny v navrženém vedení.

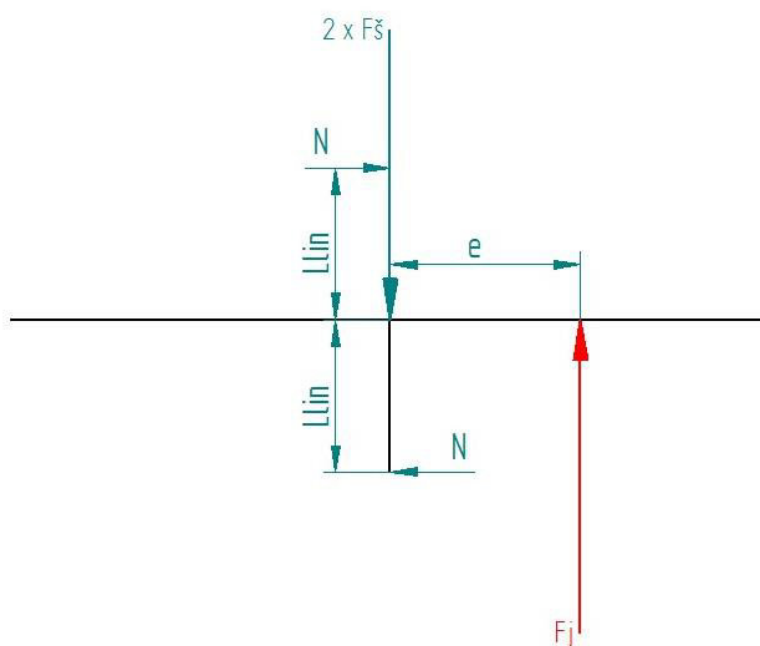
Při reálném provozu však bude vlivem pružnosti docházet k přenosu části momentů do KŠM, což je stav nepříznivý a mající negativní vliv na životnost KŠM. Avšak vzhledem ke způsobu upínání nástroje bude reálná provozní excentricita téměř nulová, a proto budou radiální síly působící na KŠM od klopného momentu minimální.

Vzhledem k tomu, že rychlost lisu je velmi nízká, tak bylo vedení posuzováno podle statického bezpečnostního faktoru f_s . Doporučená hodnota f_s pro normální zatížení je 1.25 – 3. Dynamická únosnost a životnost nebyla počítána také z důvodu nemožnosti reálně odhadnout zatěžovací cyklus, jelikož se předpokládá zatížení v ose.



Obr. 30 Silové působení

Uvolnění



Obr. 31 Uvolnění

Následná rovnice rovnováhy:

$$F_j \cdot e_{\max} = 4 \cdot N_{j\max} \cdot L_{lin} \quad (11)$$

Výsledná normálová síla působící na jeden vozík:

$$N_{j\max} := \frac{F_j \cdot e_{\max}}{4 \cdot L_{lin}}$$

$$N_{j\max} = 1.786 \times 10^4 \text{ N}$$

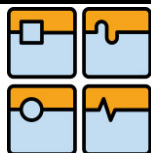
Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _j	Jmenovitá síla lisu	500 000	N
e _{max}	Maximální stanovaná excentricita	0,01	m
L _{lin}	Vzdálenost mezi lineárními vozíky	0,07	m
N _{jmax}	Normálová síla působící na vedení	17 860	N

$$f_s := \frac{C_o}{N_{j\max}} \quad (13)$$

$$f_s = 5.761$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
N _{jmax}	Normálová síla působící na vedení	17 860	N
C _o	Maximální statická únosnost	102 870	N
f_s	Koeficient	5,761	

Vypočítaný faktor 5.7 je dostatečná hodnota, a proto zvolené lineární vedení ze statického hlediska vyhovuje.



4.4. Návrh kuličkového šroubu

Pro vyvození síly lisu jsou použity dva kuličkové šrouby s vysoceúnosnými maticemi, výrobce HIWIN. Parametry zvoleného kuličkového šroubu a matice nalezneme v Tab. 2. Výpočet je proveden podle technické dokumentace firmy HIWIN.

Vysoceúnosná matice a kuličkový šroub 80-16B3	
Dynamická únosnost C _{dyn}	409000 N
Statická únosnost C ₀	1543000 N
Jmenovitý průměr šroubu d _s	80 mm.
Výpočtový průměr šroubu d ₀	67 mm.
Délka šroubu L ₀	750 mm.
Průměr kuličky d _k	13 mm.

Tab. 2 Parametry zvoleného kuličkového šroubu a matice

Při konstrukčním návrhu šroubu je třeba zkontrolovat šroub na maximální otáčky, vzpěrnou tuhost a vypočítat životnost.

Kontrola maximálních otáček

Kontrola se provádí, protože při dosažení kritických otáček by mohlo dojít k rozkmitu kuličkového šroubu. Proto je třeba stanovit maximální provozní otáčky kuličkového šroubu.

$$N_{\text{krit}} := k_d \cdot \frac{d_0 \cdot 10^7}{L_0^2}$$

$$N_{\text{krit}} = 2.239 \times 10^4 \text{ ot/min}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
k _d	Koeficient uložení (pevné-volné)	18,8	
d ₀	Výpočtový průměr šroubu	0,067	m
L ₀	Délka šroubu	0,75	m
N_{krit}	Kritické otáčky kuličkového šroubu	22 390	ot/min

Kritické otáčky kuličkového šroubu N_{krit} jsou přibližně hodnotou vlastní rezonanční frekvence kuličkového šroubu. A jsou dané materiálovými vlastnostmi, průměrem, typem uložení a délkou KŠ.

Maximální otáčky kuličkového šroubu N_{maxd} :

$$N_{maxd} := N_{krit} \cdot 0.8 \quad (15)$$

$$N_{maxd} = 1.791 \times 10^4 \text{ 1/min}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
N_{krit}	Kritické otáčky kuličkového šroubu	22 390	ot/min
N_{maxd}	Maximální otáčky kuličkového šroubu	17 910	ot/min

Vypočtené maximální otáčky KŠ jsou několika násobně vyšší než maximální provozní otáčky lisu. Z toho vyplývá, že zvolený kuličkový šroub a jeho uložení, je navrženo s velkou otáčkovou rezervou a není třeba se kritických otáček obávat.

Kontrola vzpěrné tuhosti

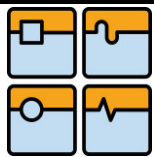
Jedná se v podstatě o maximální dovolenou sílu, kterou může být KŠ zatěžován, v pracovních podmínkách to může být maximálně 50% teoretické vypočtené maximální síly. Vzpěrná tuhost závisí na průměru šroubu, jeho délce a uložení KŠ.

Maximální teoretická síla F_k :

$$F_k := k_k \cdot d_0^4 \cdot \frac{10^5}{L_0^2} \quad (16)$$

$$F_k = 7.344 \times 10^6 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
k_k	Koeficient udržení (pevné-volné)	2,05	
d_0	Výpočtový průměr šroubu	67	mm
L_0	Délka šroubu	0,75	m
F_k	Maximální teoretická síla	7 344 000	N



Maximální dovolená síla F_{maxd} :

$$F_{maxd} := 0.5 \cdot F_k \quad (17)$$

$$F_{maxd} = 3.672 \times 10^6 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F_k	Maximální teoretická síla	7 344 000	N
F_{maxd}	Maximální dovolená síla	3 672 000	N

Výpočet trvanlivosti:

Při výpočtu trvanlivosti záleží na charakteru zatěžování a je třeba nejprve spočítat střední otáčky a střední zatížení KŠ. Dále je potřeba stanovit provozní zátěžný režim, který najdeme v Tab. 3.

Zátěžný režim x	1	2	3
Čas t	10%	50%	40%
Rychlost n	75 ot/s	35 ot/s	75 ot/s
Síla F	1000 N	200000 N	20000 N

Tab. 3 Zátěžový režim

Výpočet středních otáček:

$$N_m := \sum_{i=1}^x \left(n_i \cdot \frac{t_i}{100} \right) \quad (18)$$

$$N_m = 55 \text{ ot/min}$$

Výpočet středního zatížení:

$$F_{ma} := \sqrt[3]{\sum_{i=1}^3 \left[(f_i)^3 \cdot n_i \cdot \frac{t_i}{N_m \cdot 100} \right]} \quad (19)$$

$$F_{ma} = 1.366 \times 10^5 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
n_i	Rychlost	i	ot/s
t_i	Čas	i	%
f_i	Síla	i	N
Nm	Střední otáčky	55	ot/min
Fma	Střední zatížení	136600	N

Životnost v otáčkách:

$$\text{Lot} := \left(\frac{C_{\text{dyn}}}{F_{\text{ma}}} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (20)$$

$$\text{Lot} = 2.683 \times 10^7 \text{ ot}$$

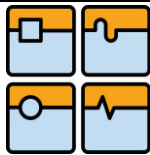
Životnost v hodinách:

$$\text{Lh} := \frac{\text{Lot}}{\text{Nm} \cdot 60} \quad (21)$$

$$\text{Lh} = 8.131 \times 10^3 \text{ hod.}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
C_{dyn}	Dynamická únosnost KŠM	409 000	N
Nm	Střední otáčky	55	ot/min
Fma	Střední zatížení	136 600	N
Lot	Životnost v otáčkách	26 830 000	ot
Lh	Životnost v hodinách	8 131	h

Výslednou životnost cca 8000 hodin lze v případě experimentálního lisu považovat za vyhovující.

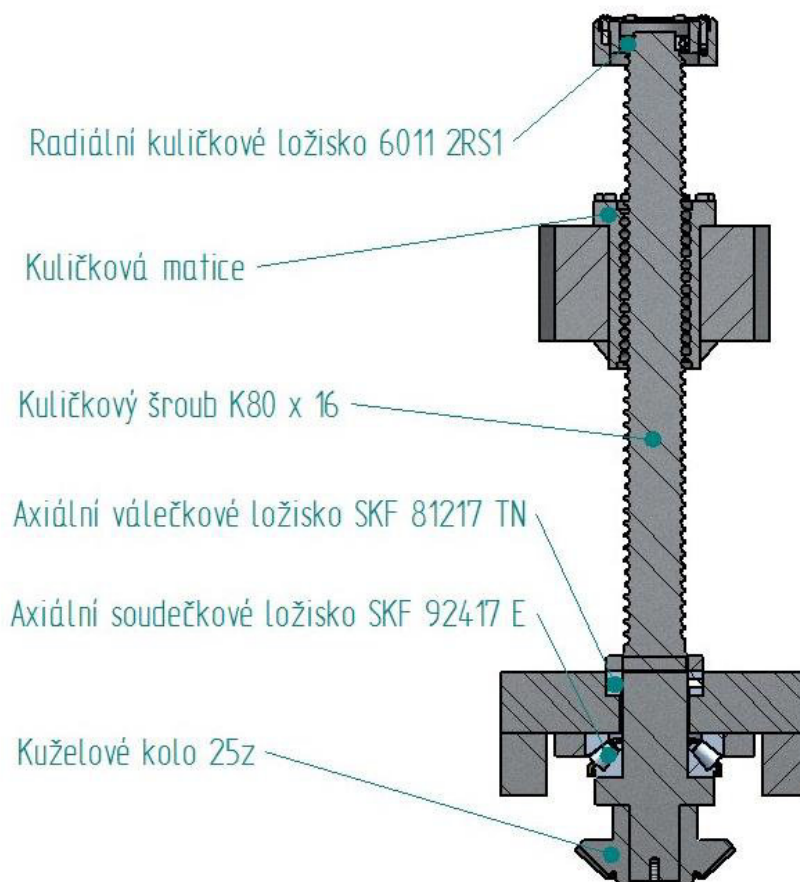


4.5. Návrh ložisek

Pro uložení KŠ byla navržena soustava ložisek dle obr.32 složená z axiálního soudečkového, axiálního válečkového a radiálního kuličkového ložiska.

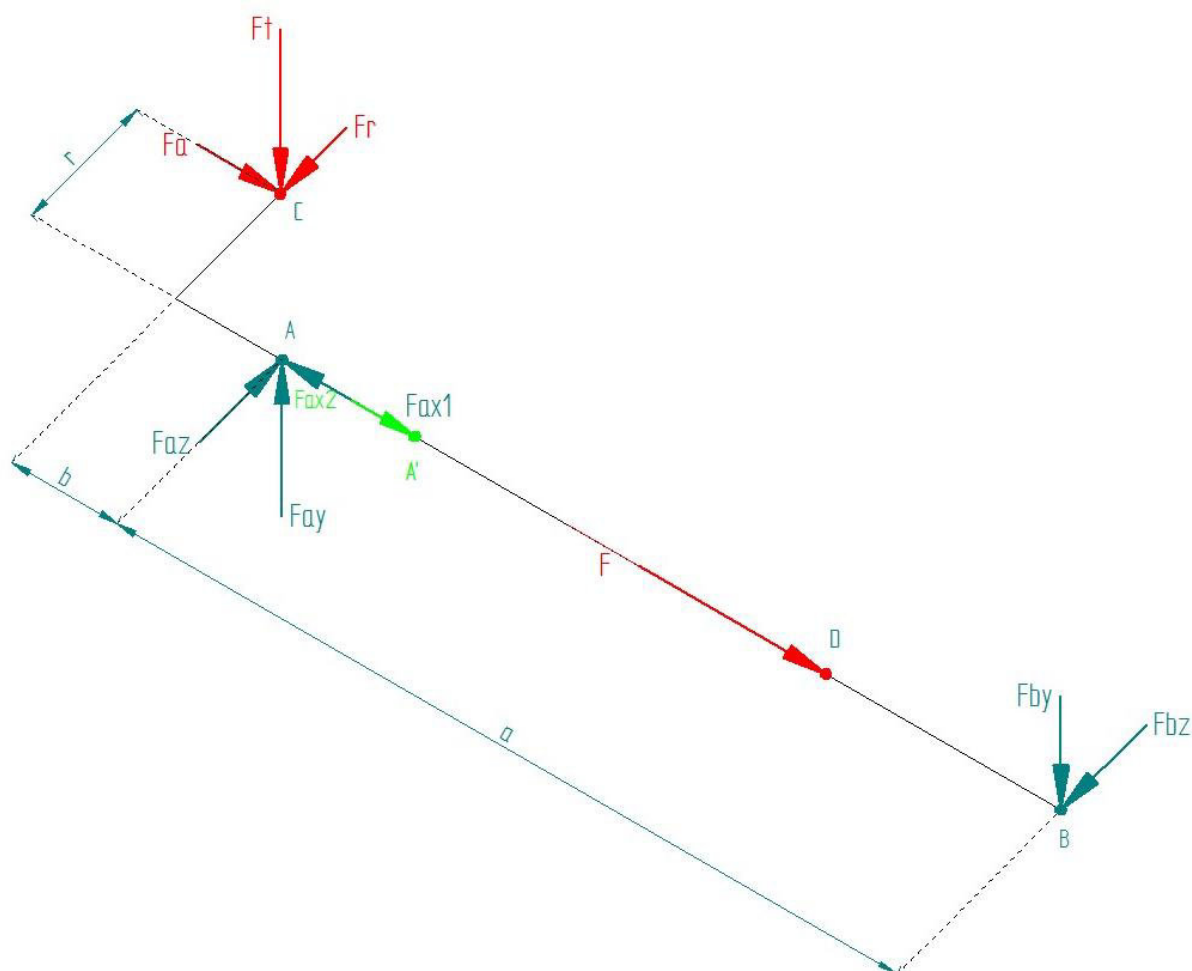
Pro zachycení hlavního zatížení bylo zvoleno axiální soudečkové ložisko 29417 E firmy SKF, a to z důvodu schopnosti zachytit jak značné axiální síly, tak i síly radiální.

Pro správnou funkci ložiska a schopnost zachytit i radiální síly je třeba, aby bylo ložisko pod neustálým minimálním axiálním zatížením (předepruté ložisko). Z toho důvodu a z důvodu zachycení axiálních sil v opačném směru je použito axiální válečkové ložisko SKF 81217 TN. Pro stabilní uchycení KŠ a zachycení zbytkových radiálních sil od momentů bude sloužit radiální kuličkové ložisko. Schéma uvolnění najdeme na obr.



Obr. 32 Uložení kuličkového šroubu

Uvolnění



Obr. 33 Uvolnění

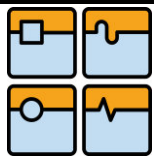
Soudečkové ložisko

Maximální kroučící moment na kuželovém kole:

$$M_{km} := \frac{F_{\dot{s}} \cdot P}{\pi \cdot 2000 \cdot \eta_{\dot{s}} \cdot \eta_p \cdot \eta_l} \quad (22)$$

$$M_{km} = 735.271 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
P	Stoupání KŠ	16	mm/ot
Fš	Síla na jednom kuličkovém šroubu	250 000	N
ηš	Účinnost kuličkového šroubu	0,93	
ηp	Účinnost kuželového soukolí	0,98	
ηl	Celková účinnost ložisek	0,95	
Mkm	Maximální kroučící moment na kuželovém kole	735,271	Nm

**Tečná síla od kuželového kola:**

$$F_{tm} := \frac{2M_{km}}{R_k} \quad (23)$$

$$F_{tm} = 9.168 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
R _k	Průměr roztečné kružnice	0,16	m
M _{km}	Maximální kroutící moment na kuž. kole	735,271	Nm
F_{tm}	Tečná síla od kužel. kola	9 168	N

Radiální síla od kuželového kola:

$$F_{rm} := F_{tm} \tan(\alpha_t) \cdot \cos(\delta_t) \quad (24)$$

$$F_{rm} = 2.36 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{tm}	Tečná síla od kužel. kola	9 168,00	N
α _t	Čelní úhel profilu	0,349	rad
δ _t	Úhel roztečného kužele	0,785	rad
F_{rm}	Radiální síla od kuž. kola	2 360	N

Axiální síla od kuželového kola:

$$F_{am} := F_{rm} \quad (25)$$

$$F_{am} = 2.36 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{am}	Axiální síla od kuž. kola	23 600	N
F_{rm}	Radiální síla od kuž. kola	23 600	N

Reakce v ose Y:

$$F_{aym} := \frac{F_{tm}(a + b)}{a} \quad (26)$$

$$F_{aym} = 9.685 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{tm}	Tečná síla od kužel. kola	9 168	N
a	Vzdálenost mezi ložisky	1 010	mm
b	Vzdálenost od kuž. kola po ložisko	57	mm
F_{aym}	Reakce v ose Y	9 685	N

Reakce v ose Z:

$$F_{azm} := \frac{F_{rm} \cdot (a + b)}{a} - \frac{F_{am} \cdot R_k}{2a} \quad (27)$$

$$F_{azm} = 2.492 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{rm}	Radiální síla od kuž. kola	2 360	N
a	Vzdálenost mezi ložisky	1 010	mm
b	Vzdálenost od kuž. kola po ložiska	57	mm
F _{am}	Axiální síla od kuž. kola	2 360	N
R _k	Průměr roztečné kružnice	0,16	m
F_{azm}	Reakce v ose Z	2 492	N

Maximální radiální síla:

$$F_{ayzm} := \sqrt{(F_{aym}^2 + F_{azm}^2)} \quad (28)$$

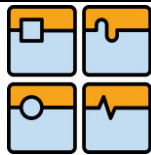
$$F_{ayzm} = 1 \times 10^4 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{aym}	Reakce v ose Y	9 685	N
F _{azm}	Reakce v ose Z	2 492	N
F_{ayzm}	Maximální radiální síla	10 000	N

Minimální předepínací síla:

$$F_{amin} := 1.8 \cdot F_{ayzm} + A_k \cdot \left(\frac{N_{max}}{1000} \right)^2 \quad (29)$$

$$F_{amin} = 1.8 \times 10^4 \text{ N}$$



Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Fayzm	Maximální radiální síla	10 000	N
Ak	Silové působíště soudečkového ložiska	54	mm
Nmax	Maximální ot. při jmenovité síle	60	ot
Famin	Minimální předepínací síla	18 000	N

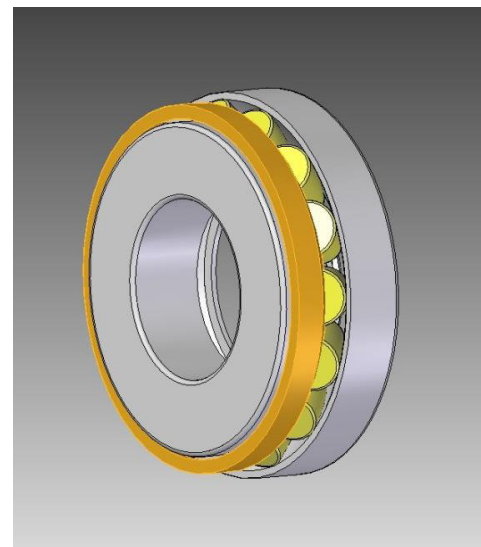
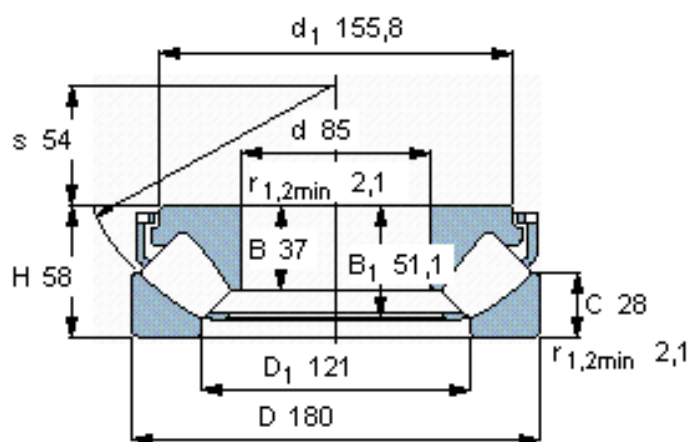
$$F_{amp} := F_{amin} \cdot 1.2 \quad (30)$$

$$F_{amp} = 2.16 \times 10^4 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Famin	Minimální předepínací síla	18 000	N
Famp	Zvolená předepínací síla	21 600	N

Uložení v bodě A

Axiální soudečkové ložisko SKF 92417 E.



Obr. 34 SKF 92417 E

Pro výpočet životnosti soudečkového ložiska bylo použito zatížení $f_2 = 200\,000\text{N}$

Kroutící moment na jednom šroubu při zatížení 200 000N:

$$M_{kv} := \frac{f_2 \cdot P}{\pi \cdot 2000 \cdot \eta_s \cdot \eta_p \cdot \eta_l} \quad (31)$$

$$M_{kv} = 588.217 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
P	Stoupání KŠ	16	mm/ot
f ₂	Zatížení	200 000	N
η _š	Účinnost šroubu	0,93	
η _p	Účinnost kuž. soukolí	0,98	
η _l	Celková účinnost ložisek	0,95	
Mkv	Kroutící moment	588,217	N

Výpočet sil od kuželového soukolí

Tečná síla:

$$F_t := \frac{2M_{kv}}{R_k} \quad (32)$$

$$F_t = 7.334 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Mkv	Přenášený výstupní jmenovitý kroutící moment	588,217	Nm
Rk	Průměr roztečné kružnice	0,16	m
Ft	Radiální síla	7 334	N

Radiální síla:

$$F_r := F_t \cdot \tan(\alpha_t) \cdot \cos(\delta_t) \quad (33)$$

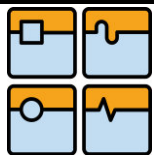
$$F_r = 1.888 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Ft	Radiální síla	7 334	N
α _t	Čelní úhel profilu	0,349	rad
δ _t	Úhel roztečného kužele	0,785	rad
Fr	Radiální síla	1 888	N

Axiální síla:

$$F_a := F_r \quad (34)$$

$$F_a = 1.888 \times 10^3 \text{ N}$$



Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Fa	Axiální síla	1 888	N
Fr	Radiální síla	1 888	N

Reakce v ose X:

$$F_{ax} := f_2 + F_a \quad (35)$$

$$F_{ax} = 2.019 \times 10^5 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
f2	Síla na kul. šroubu	200 000	N
Fa	Axiální síla	1 888	N
Fax	Reakce v ose X	201 900	N

Reakce v ose Y:

$$F_{ay} := \frac{F_t \cdot (a + b)}{a} \quad (36)$$

$$F_{ay} = 7.748 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Ft	Tečná síla od kuž. kola	7 334	N
a	Vzdálenost mezi ložisky	1 010	mm
b	Vzdálenost od kuž. kola po ložiska	54	mm
Fay	Reakce v ose Y	7 748	N

Reakce v ose Z:

$$F_{az} := \frac{F_r \cdot (a + b)}{a} - \frac{F_a \cdot R_k}{2a} \quad (37)$$

$$F_{az} = 1.994 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Fr	Radiální síla	1 888	N
a	Vzdálenost mezi ložisky	1 010	
b	Vzdálenost od kuž. kola po ložiska	54	
Fa	Axiální síla	1 888	N
Rk	Průměr roztečné kružnice	0,16	
Faz	Reakce v ose Z	1 994	N

Radiální síla působící na ložisko:

$$F_{ayz} := \sqrt{(F_{ay}^2 + F_{az}^2)} \quad (38)$$

$$F_{ayz} = 8.001 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{ay}	Reakce v ose Y	7 748	N
F _{az}	Reakce v ose Z	1 994	N
F_{ayz}	Radiální síla působící na ložisko	8 001	N

Ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_{ea} := F_{ax} + 1.2 \cdot F_{ayz} \quad (39)$$

$$P_{ea} = 2.115 \times 10^5 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{ax}	Reakce v ose X	201 900	N
F _{ayz}	Radiální síla působící na ložisko	8 001	N
P_{ea}	Ekvivalentní zatížení ložiska	211 500	N

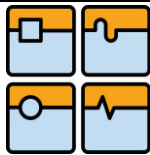
Životnost ložiska v hodinách:

$$L_{ha} := \left(\frac{C_{ds}}{P_{ea}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (40)$$

$$L_{ha} = 3.028 \times 10^4 \text{ hod}$$

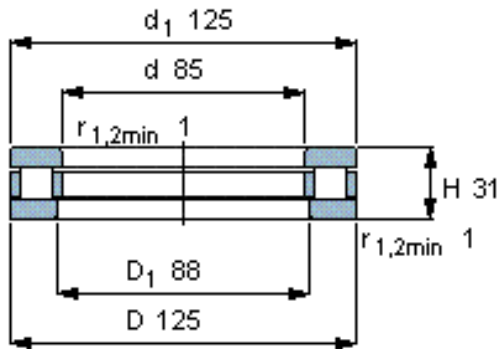
*životnost počítána na nejvyšší zatížení ze zátěžného cyklu.

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
C _{ds}	Maximální dynamická únosnost	735 000	N
P _{ea}	Ekvivalentní zatížení ložiska	211 500	N
n ₂	Otáčky při lisování	35	ot
L_{ha}	Životnost ložiska v hodinách	30 280	hod



Uložení v bodě A'

Axiální válečkové ložisko SKF 81217 TN.



Obr. 35 SKF 81217 TN

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_{eaa} := f_3 + F_{amp} \quad (41)$$

$$P_{eaa} = 4.16 \times 10^4 \text{ N}$$

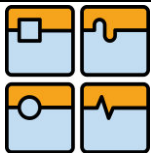
Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
f_3	Síla při vyjždění lisu	20 000	N
F_{amp}	Zvolená předepínací síla	21 600	N
P_{eaa}	Ekvivalentní dynamické zatížení	41 600	N

Životnost ložiska v hodinách

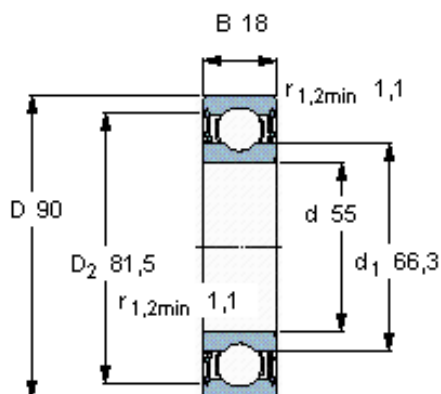
$$L_{haa} := \left(\frac{C_{da}}{P_{eaa}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \quad (42)$$

$$L_{haa} = 2.424 \times 10^4 \text{ hod.}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
C_{da}	Dynamická únosnost ložiska	170 000	N
P_{eaa}	Ekvivalentní dynamické zatížení	41 600	N
n_3	Otáčky při vyjždění lisu	75	ot
L_{haa}	Životnost ložiska v hodinách	24 240	hod

**Uložení v bodě B**

Radiální kuličkové ložisko 6011 2RS1



Reakce

$$F_{by} := F_{ay} - F_t \quad (43)$$

$$F_{by} = 413.92 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{ay}	Reakce v ose Y	7 748	N
F _t	Tečná síla od kuž. kola	7 334	N
F_{by}	Síla v ose Y	413,92	N

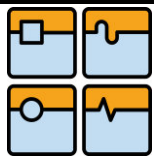
$$F_{bz} := F_{az} - F_r \quad (44)$$

$$F_{bz} = 106.379 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _{az}	Reakce v ose Z	1 994	N
F _r	Radiální síla	1 888	N
F_{bz}	Síla v ose Z	106,379	N

$$F_{byz} := \sqrt{(F_{by}^2 + F_{bz}^2)} \quad (45)$$

$$F_{byz} = 427.372 \text{ N}$$



Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Fby	Síla v ose Y	413,92	N
Fbz	Síla v ose Z	106,379	N
Fbyz	Síla působící na ložisko	427,372	N

Ekvivalentní zatížení

$$P_{eb} := F_{by} \quad (46)$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Peb	Ekvivalentní zatížení	427,372	N
Fbyz	Síla působící na ložisko	427,372	N

Životnost

$$L_{hb} := \left(\frac{C_{dr}}{P_{eb}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (47)$$

$$L_{hb} = 1.582 \times 10^8 \text{ hod.}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Cdr	Dynamická životnost rad. ložiska	29 600	N
Peb	Ekvivalentní zatížení	427,372	N
n ₂	Otáčky při lisování	35	ot
Lhb	Životnost rad. ložiska	158 200 000	hod

4.6. Návrh pohonu lisu

Pohon lisu je řešen servomotorem s převodovkou. K řízení je použit servozesilovač ProNet-1AD-A. Převodovka má dvojitou hřídel a přes kuželové soukolí pohání KŠ. Pohon lisu je navržen tak, aby jmenovitá síla lisu byla dostupná v celém rozsahu rychlosti, tj. 0,1-16mm/s.

Maximální kroutící moment na KŠ:

$$M_k := \frac{F_{\dot{s}} \cdot P}{\pi \cdot 2000 \cdot \eta_{\dot{s}} \cdot \eta_l} \quad (48)$$

$$M_k = 720.566 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Fš	Síla na jednom kuličkovém šroubu	250 000	N
P	Stoupání kul. šroubu	16	mm/ot
Mk	Maximální kroutící moment	648,537	Nm

Maximální pracovní otáčky:

$$N_{\max} := \frac{V_{\max} \cdot 60}{P} \quad (49)$$

$$N_{\max} = 60 \text{ ot/min}$$

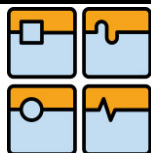
Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
P	Stoupání kul. šroubu	16	mm/ot
V _{max}	Maximální rychlost lisu	16	N
N_{max}	Maximální pracovní otáčky	60	N

Potřebný výkon motoru:

$$P_{\text{mot}} := 2Mk \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{N_{\max}}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_p \cdot \eta_{pr}} \quad (50)$$

$$P_{\text{mot}} = 9.829 \text{ kW}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Mk	Kroutící moment na KŠ při max. jemn. síle	720,566	Nm
N _{max}	Maximální pracovní otáčky	60	F
η _p	Účinnost kužel. převodu	0,98	
η _{pr}	Účinnost převodovky	0,94	
P_{mot}	Potřebný výkon motoru	9 829	W

**Servomotor:**

Byl zvolen synchronní AC servomotor ESTUN EMB 1AD-A

Servomotor	EMB-1AD-A	
Napájení	V (AC)	400
Výkon	kW	11.0
Nominální kroutící moment	Nm	70.0
Špičkový kroutící moment	Nm	175
Jmenovitý proud	A rms	28.0
Špičkový proud	A rms	70.0
Nominální otáčky	ot./min ⁻¹	1500
Maximální otáčky	ot./min ⁻¹	2000
Moment setrvačnosti	x10 ⁻⁴ kgm ²	217.6(278.9)
Zpětná vazba	Standard	17 bitový inkrementální/absolutní enkodér
	Volitelný	Resolver
Brzda	DC24V±10%	
Brzdový odpor	W	90
Brzdový moment brzdy	Nm	100
Provozní teploty	0 až +40°C	
Provozní vlhkost	20 až 80% RH	
Krytí	IP55	

Tab. 4 Synchronní AC servomotor ESTUN EMB 1AD-A

Volba převodovky:

Požadovaný převodový poměr

$$i := \frac{N_j}{N_{\max}} \quad i = 25 \quad (51)$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
N _j	Jmenovité otáčky servomotoru	1 500	ot/min
N _{max}	Maximální pracovní otáčky	60	ot/min
i	Požadovaný převodový poměr	25	

Přenášený výstupní jmenovitý kroutící moment

$$M_{km} := \frac{Fš \cdot P}{\pi \cdot 2000 \cdot \eta_{š} \cdot \eta_p \cdot \eta_l} \quad (52)$$

$$M_{km} = 735.271 \text{ N}$$

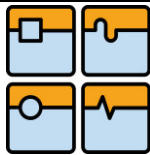
Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
P	Stoupání KŠ	16	mm/ot
Fš	Síla na jednom kuličkovém šroubu	250 000	N
η _š	Účinnost šroubu	0,93	
η _p	Účinnost kužel. převodu	0,98	
η _l	Celková účinnost ložisek	0,95	
M_{km}	Přenášený výstupní kroutící moment	735,271	N

Kroutící moment na výstupní hřídeli převodovky

$$M_{kpr} := M_{km} \cdot 2 \quad (53)$$

$$M_{kpr} = 1.471 \times 10^3 \text{ N}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
M _{km}	Přenášený výstupní moment	735,271	N
M_{kpr}	Kroutící moment na výstupní hřídeli převodovky	1 471	N



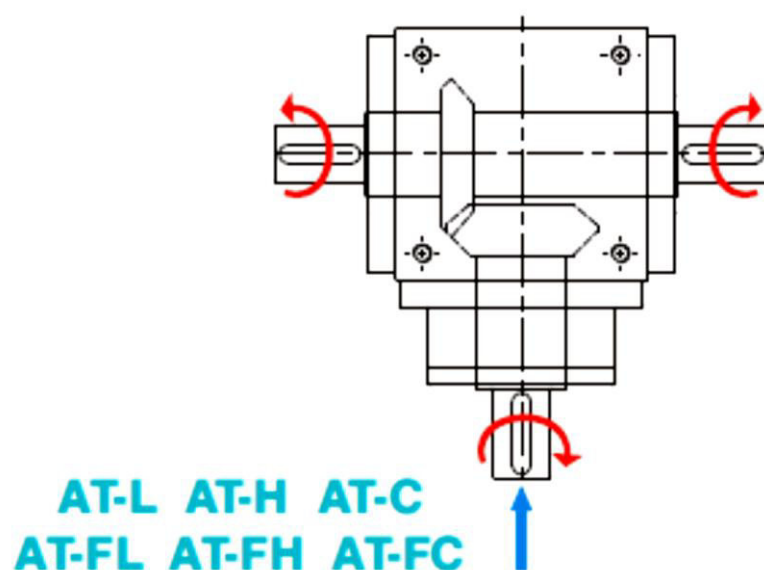
Převodovka

K servomotoru ESTUN EMB 1AD-A byla na základě požadovaného převodového poměru a jmenovitého kroutícího momentu zvolena kuželová převodovka APEX AT280 FL. Převodovka byla vybrána také proto, že má 2 výstupní hřídele otáčející se jedním směrem. Tím je přes vložené kuželové soukolí zajištěno symetrické rozvedení kroutícího momentu na KŠ. Další požadavky na převodovku byly vhodnost spojení se zvoleným servomotorem nízká vůle v ozubení, velká tuhost a co nejvyšší účinnost.

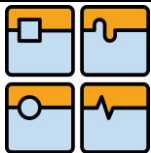
Převodovka	APEX AT280 FL	
Převodový poměr		25
Počet stupňů		2
Vůle v ozubení	arcmin	8
Jmenovitý výstupní kroutící moment	Nm	2000
Účinnost		94
Hmotnost	kg	50
Maximální axiální zatížení*	N	9000
Maximální radiální zatížení*	N	18000

Tab. 5 Parametry kuželové převodovky APEX AT280 FL

*Maximální radiální zatížení hřídele při $x=l/2$

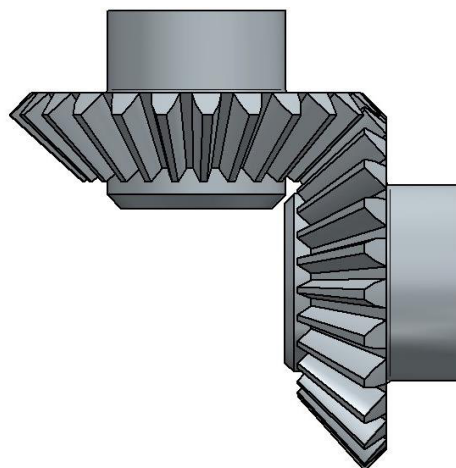


Obr. 36 Převodovka AT-FL [7]



Kuželové soukolí

Pro přenos točivého momentu z převodovky na KŠ je použito kuželové soukolí s přímými zuby obr. 37. Bylo zvoleno proto, že společně s kuželovou převodovkou zaručí symetrický pohon obou KŠ. Dále je relativně jednoduché, tuhé a vhodné pro nízké otáčky. Díky osovému posunutí o 90° je zde poměrně jednoduchá možnost vymezení vůle v ozubení, a to dobroušením zadního čela kuželových kol. Kuželová kola budou obrobena na odvalovací frézce z materiálu 15 330 a nitridována. Materiálové charakteristiky a parametry jsou uvedeny v tab. Nitridování bylo zvoleno hlavně z důvodu stálosti rozměrů po zpracování a vhodným kluzným vlastnostem i při sníženém mazání.



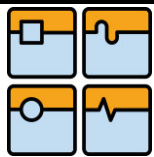
Obr. 37 Kuželové soukolí s přímými zuby

Pro návrh a výpočet kuželového soukolí byl použit modul návrh kuželových kol dodávaný se softwarem Autodesk Inventor. Výpočet pevnosti a životnosti odpovídá ČSN 01 4686:1988. Součinitele voleny podle Shigley.

Pro výpočet bylo použito střední zatížení a střední otáčky dle stanoveného zatěžovacího cyklu, který je uveden v tab.

Parametr	Symbol	Hodnota
Převodový poměr	i	1
Čelní modul	m_{et}	8,000 mm
Úhel sklonu	β	0,000°
Čelní úhel profilu	α_t	20,000°
Úhel os	Σ	90,000°
Vnější normálový úhel profilu	α_{ne}	20,000°
Součinitel trvání záběru	ε	1,689
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,015 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,008 mm
Virtuální převodový poměr	i_v	1,000
Ekvivalentní středová vzdálenost	a_v	226,843 mm
Virtuální vzdálenost os	a_n	226,843 mm
Vnější délka povrchy roztečného kužele	R_e	141,421 mm
Délka povrchy na středním kuželu	R_m	113,421 mm

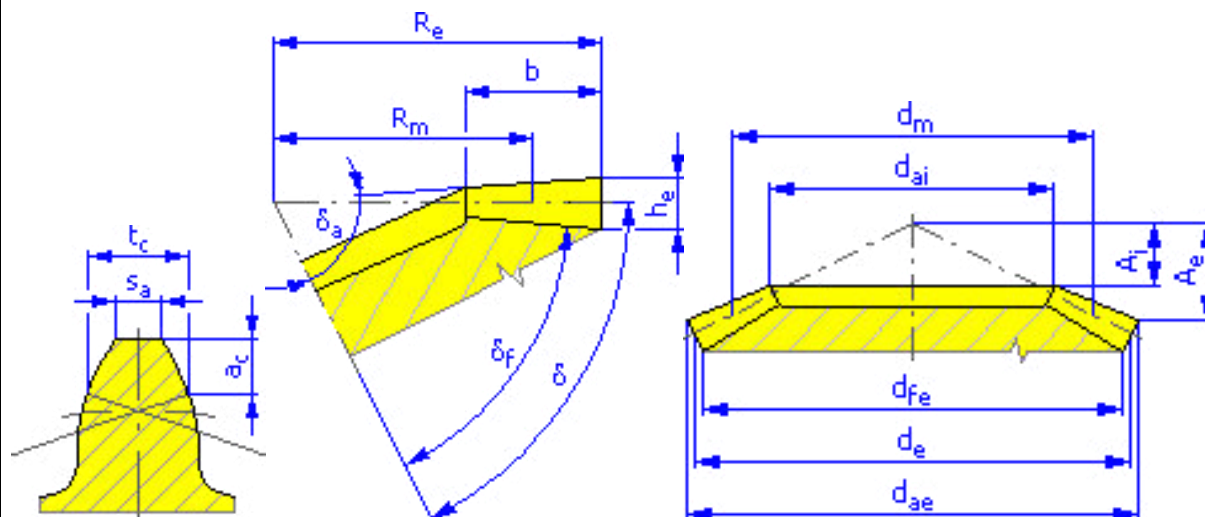
Tab. 6 Základní parametry kuželových kol



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Parametr	Symbol	Hodnota kolo 1	Hodnota kolo 2
Počet zubů	z	25,000	25,000
Jednotkové posunutí	x	0,000	0,000
Jednotková změna tloušťky zubu	x_t	0,000	0,000
Vnější roztečný průměr	d_e	200,000 mm	200,000 mm
Střední roztečný průměr	d_m	160,402 mm	160,402 mm
Hlavový průměr na konci	d_{ae}	211,314 mm	211,314 mm
Vnitřní hlavový průměr	d_{ai}	127,638 mm	127,638 mm
Vnější patní průměr	d_{fe}	186,424 mm	186,424 mm
Vzdálenost vrcholu	A_e	94,343 mm	94,343 mm
Vzdálenost vnitřního vrcholu	A_i	56,985 mm	56,985 mm
Úhel roztečného kužele	δ	45,000°	45,000°
Úhel hlavového kužele	δ_a	48,238°	48,238°
Úhel patního kužele	δ_f	41,117°	41,117°
Šířka ozubení	b	56,000 mm	56,000 mm
Šířkový poměr	br	0,396	0,396
Výška hlavy zubu	a^*	1,000	1,000
Hlavová vůle	c^*	0,200	0,200
Zaoblení paty	r_f^*	0,300	0,300
Výška zubu	h_e	17,600 mm	17,600 mm
Vnější tloušťka zubu	s_e	12,566 mm	12,566 mm
Tloušťka zubu na těživě	t_c	11,096 mm	11,096 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c	5,981 mm	5,981 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	$F\beta$	0,015 mm	0,015 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,030 mm	0,030 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,011 mm	0,011 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,010 mm	0,010 mm
Náhradní počet zubů	z_v	35,355	35,355
Ekvivalentní průměr stoupání	d_v	226,843 mm	226,843 mm
Ekvivalentní vnější průměr	d_{va}	239,675 mm	239,675 mm
Ekvivalentní průměr základní kružnice	d_{vb}	213,162 mm	213,162 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	-0,034	-0,034
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-1,065	-1,065
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-1,232	-1,232
Snížení hlavy zubu	k	0,000	0,000
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,751	0,751

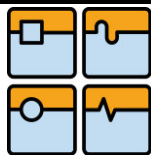
Tab. 7 Geometrické parametry kuželových kol



Obr. 1 Rozměry kuželového kola

Materiálové vlastnosti

Parametr	Symbol	Hodnota kolo 1	Hodnota kolo 2
Materiál		CSN 15330	CSN 15330
Mez pevnosti v tahu	S_u	800 MPa	800 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	600 MPa	600 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300	0,300
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	705,0 MPa	705,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1180,0 MPa	1180,0 MPa
Tvrdost v jádře zubu	JHV	210	210
Tvrdost na boku zubu	VHV	800	800
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000	3000000
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000	100000000
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0	9,0
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0	10,0
Zpracování materiálu	tvar	8	8



Výpočet pevnosti a životnosti

Parametr	Symbol	Hodnota kolo 1	Hodnota kolo 2
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,010	1,010
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,885	1,732
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,000	1,090
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	4,000	

Tab. 8 Součinitelé přídatných zatížení

Parametr	Symbol	Hodnota kolo 1	Hodnota kolo 2
Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,495	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,878	
Součinitel kuželového ozubení	Z_k	0,850	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,003	1,003
Součinitel životnosti	Z_N	1,117	1,117
Součinitel maziva	Z_L	0,965	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,923	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	1,000	
Součinitel velikosti	Z_x	1,000	1,000

Tab. 9 Součinitelé pro dotyk

Parametr	Symbol	Hodnota kolo 1	Hodnota kolo 2
Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,462	2,462
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,542	1,542
Součinitel přídatného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000	1,000
Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	1,000	
Součinitel délky dotyku	Y_{ϵ}	0,674	
Součinitel kuželového ozubení	Y_k	1,000	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000	1,000
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000	1,000
Součinitel životnosti	Y_N	1,000	1,000
Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	1,164	1,164
Součinitel velikosti	Y_X	1,000	1,000
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000	

Tab. 10 Součinitelé pro ohyb

Parametr	Symbol	Hodnota kolo 1	Hodnota kolo 2
Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	2,125	2,125
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	10,543	10,543
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,172	2,172
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	3,622	3,622
Kontrolní výpočet		Vyhovuje	

Tab. 11 Výsledky

Kontrolní výpočet vyhovuje.

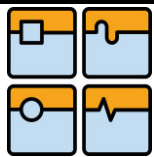
Pro přenos kroutícího momentu s převodovky na kuželová kola ke kuličkovému šroubu je použito těsné pero. Kontrolní výpočet je proveden pouze pro kratší pero na KŠ.

Kontrola pera

Síla působící na pero

$$F_p := \frac{2 \cdot M_{km} \cdot 1000}{D_h} \quad (54)$$

$$F_p = 2.262 \times 10^4 \text{ N}$$



Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Mkm	Přenášený výstupní moment	735,271	N
Dh	Průměr hřídele	65	mm
Fp	Síla působící na pero	22 620	N

Plocha pera na stříh

$$Sps := bp \cdot lp \quad (55)$$

$$Sps = 1.4 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
bp	Šířka pera	20	mm
lp	Délka pera	70	mm
Sps	Plocha pera na stříh	1 400	mm²

Kontrola na stříh

$$\tau_s := \frac{Fp}{Sps} = 16.16 \quad (56)$$

$$\tau_s = 16.16 \text{ MPa}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
Fp	Síla působící na pero	22 620	N
Sps	Plocha pera na stříh	1400	mm ²
TS	Napětí ve stříhu	16,16	MPa

Plocha pera na otláčení v náboji

$$Spo := t1 \cdot lp \quad (57)$$

$$Spo = 322 \text{ mm}^2$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
t1	Výška pera v náboji	4,6	mm
lp	Délka pera	70	mm
Spo	Plocha pera na otláčení v náboji	322	mm²

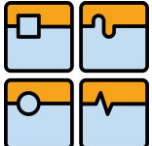
Otlačení v náboji

$$P_o := \frac{F_p}{S_{p_o}} \quad (58)$$

$$P_o = 70.26 \text{ MPa}$$

Symbol	Popis	Hodnota	Jednotka
F _p	Síla působící na pero	22 620	N
S _{p_o}	Plocha pera na otlačení v náboji	322	mm ²
P_o	Otlačení v náboji	70 260	Pa

Kontrolní výpočet vyhovuje.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 65
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

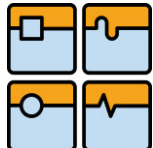
ZÁVĚR

V této práci byl proveden návrh konstrukčního řešení lisu o jmenovité síle padesáti tun, který slouží k experimentálním laboratorním zkouškám materiálu. Celý stroj je koncipován jako dvoubodový lis s uzavřeným montovaným rámem.

Při výpočtech bylo největším problémem zohlednění excentricity, která má velký vliv na nesymetričnost zatěžování a tedy negativní ovlivnění silových působení. Pro její eliminaci bylo tedy zvoleno řešení, kdy namísto upínací desky s T-drážkami na beranu je ve středu předchystán otvor, pro upínání horní části nástroje. Tímto je zamezeno nepřesnému ustavení spodní části nástroje a tím vzniku nežádoucích silových působení od případné excentricity.

Pro vyvození síly slouží dva kuličkové šrouby, vedené v rámu lineárním vedením. Tyto šrouby jsou poháněny přes kuželová kola. Kuželová kola jsou poháněna servomotorem přes kuželovou, dvojstupňovou převodovku. Tato konfigurace byla zvolena z důvodu požadovaných vlastností lisu, tedy přesný pohyb a velký rozsah rychlostí.

Pokud by u lisu neměla být zachována jeho univerzálnost, mohla by se konstrukce pojmout jiným způsobem, avšak za cenu ztráty využití zařízení k jiným účelům.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 66
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

LITERATURA

Citovaná literatura

1. COMTES FHT, A.S. *www.comtesfht.cz* [online]. 2014.
2. ÚSTAV FYZIKY MATERIÁLŮ. *www.ipm.cz* [online]. 2014.
3. RUSZ, S. *Sylabus Moderní metody ve tváření*.
4. RUDOLF, B. a M. KOPECKÝ. *Tvářecí stroje - základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL, 1979. 04-221-82.
5. KOVÁČ, A. a M. JENKUT. *Tvářecí stroje*. Bratislava: Alfa, 1978.
6. ŠMERAL BRNO, A.S. *www.smeral.cz* [online]. 2014.
7. BOSCH REXROTH, GMBH. *www.bosch-rexroth.cz* [online]. 2014.
8. KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM, A.S. *www.ks-kurim.cz* [online]. 2014.
9. *www.hiwin.eu* [online]. 2014.
10. APEX DYNAMICS, I. *www.apaxdyna.com* [online]. 2014.
11. SKF Ložiska a.s. [online]. 2014. Dostupné také z: *www.skf.com*
12. SHIGLEY, J. E. R. MISCHKE a R. G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
13. PATOČKA, V. a J. KOCH. *Valivá ložiska ZKL*. Praha: SNTL, 1968. ISBN L13-EI-III-51/22225/XII.
14. MAREK, J. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM Publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.