



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

LIS LKJP 630

PRESS LKJP 630

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ HAMAN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ OMES, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Haman

který/která studuje v **magisterském 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:

Lis LKJP 630

v anglickém jazyce:

Press LKJP 630

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jednobodový klikový univerzální lis LKJP je určen pro běžné lisařské operace za studena. Je možné na něm provádět stříhání, děrování, ohýbání, kalibrování, protlačování a mělké tažení. Je určen pro dvouruční nebo čtyřruční obsluhu nebo může být zařazen do automatické lisovací linky

Cíle diplomové práce:

Návrh pohonu a hlavních parametrů lisu.



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.; Jednoúčelové stroje - Tvářecí stroje IV. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1991
5. RUDOLF, B.; KOVÁČ, A.; Tvárníce 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 2011/12.

V Brně, dne 7.12.2010



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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu lisu LKJP 630, jehož uspořádání je pevně dané konstrukcí řady LKJP. Práce byla zadána ve spolupráci se společností ŽĎAS, a.s, která je zde představena. První část práce se věnuje analýze řešené problematiky a obsahuje především rozdělení tvářecích strojů, používaných pohonů a popis jejich hlavních částí. Druhá část práce se zabývá návrhem samotného pohonu, je zde uveden konstrukční návrh a provedena pevnostní kontrola hlavních částí pohonu. Součástí práce je výkresová dokumentace včetně seznamu položek.

KLÍČOVÁ SLOVA

Rozdělení tvářecích strojů, druhy pohonů lisů, setrvačnick, spojko-brzda, planetová převodovka

ABSTRAKT

Master's thesis deals with the design of the drive of the press LKJP 630, the configuration is a fixed range by the construction of LKJP. The thesis was ordered by partnership with company ŽĎAS, which is introduced. The first part is devoted to analysis of solved problems, it primarily contains the overview on forming machines, used drives and a description of their main parts. The second part deals with the drive itself, there is accomplished the design and performed the strength analysis of the major parts of the drive. Drawing documentation and bill of materials are included.

KEYWORDS

Overview on forming machines, types of drive presses, flywheel, clutch-brake, planetary gearbox

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HAMAN, T. *Lis LKJP 630*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 75 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně za použití zdrojů uvedených na konci práce.

Ve Žďáře nad Sázavou 21. května 2012

Tomáš Haman

.....

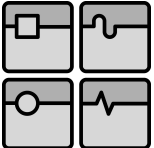
PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mě podporovali při tvorbě této práce, vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D za vedení práce a odbornému konzultantovi panu Ing. Liboru Ptáčkovi za cenné rady. V neposlední řadě bych rád poděkoval svým nejbližším za prokázanou trpělivost.

OBSAH

1. ÚVOD	3
1.1 Cíl práce.....	3
1.2 Představení zadavatelské firmy.....	5
1.3 Základní rozdělení tvářecích strojů.....	7
1.4 Pohon mechanických lisů	8
2. POPIS HLAVNÍCH ČÁSTÍ POHONU MECHANICKÝCH LISŮ	10
2.11 Klikový mechanismus.....	10
2.111 Klika	10
2.112 Ojnice.....	10
2.113 Beran	11
2.12 Elektromotor.....	11
2.121 Stejnoseměrný motor s cizím buzením.....	11
2.122 Střídavé elektromotory	13
2.1221 Asynchronní střídavý motor.....	13
2.1222 Střídavý synchronní motor	14
2.13 Převody.....	15
2.131 Konvenční převody	15
2.132 Planetová převodovka.....	16
2.14 Setrvačnick	17
2.15 Spojka a brzda	17
2.16 Kompletní pohony pro mechanické lisy	20
3. NÁVRH POHONU LISU LKJP 630	22
3.1 Představení LKJP 630.....	22
3.2 Volba základních parametrů.....	23
3.3 Síly a momenty na klikovém ústrojí se třením.....	25
3.4 Rozbor režimů lisu	27
3.5 Celková práce klikového lisu	27
3.6 Řemenový převod mezi motorem a setrvačnickem.....	28
3.7 Volba motoru.....	30
3.8 Návrh planetové převodovky	32

3.9	Určení velikosti spojko-brzdy	34
3.91	Upevnění spojko-brzdy na spojkový hřídel	37
3.10	Určení práce klikového lisu ze zatížení klikového mechanismu	38
3.11	Nabíjení a vybíjení setrvačnicku.....	40
4.	PEVNOSTNÍ KONTROLA.....	44
4.1	Spojkový hřídel.....	44
4.11	Pevnostní kontrola hřídele	44
4.2	Výstředníkový hřídel	45
4.21	Pevnostní kontrola hřídele	45
4.22	Kontrola ložisek na otláčení.....	48
4.23	Návrh drážkování	49
4.3	Ojnice.....	49
4.31	Kontrola na vzpěr	49
4.32	Kontrola ložiska na otláčení.....	50
4.4	Kontrola valivých ložisek	51
4.41	Ložiska setrvačnicku	51
4.42	Ložisko elektromotoru	53
4.5	Kontrola předepjatých šroubových spojů	54
4.51	Kontrola šroubů spojujících setrvačnick a přírubu	55
4.52	Kontrola šroubů spojujících přírubu a spojko-brzdu	57
5.	ZÁVĚR	59
6.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	61
7.	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	65
8.	SEZNAM OBRÁZKŮ	73
9.	SEZNAM PŘÍLOH.....	75

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

1. ÚVOD





Tvářecí stroje za poslední roky nedosáhly tak významného pokroku jako obráběcí stroje, přesto i v této oblasti výrobních strojů je zřejmý technický vývoj, a tak si tvářecí stroje zaslouží pozornost. Tváření je jako způsob výroby totiž velice produktivní a oproti obrábění nabízí řadu výhod. Výrobní časy výrobku jsou kratší a při větší úspoře materiálu, dále se tvářením dosáhne výhodnějšího uspořádání vláken, což s sebou přináší lepší mechanické vlastnosti. Materiál tvářený za studena má vyšší mez kluzu a mez pevnosti než materiál nepřetvořený. Existuje mnoho předmětů, které lze vyrobit pouze tvářením. Na materiál se působí takovou silou, která vyvodí ve tvářené součásti vyšší napětí, než je mez kluzu jejího materiálu. Vzhledem k obrábění, kde břit nástroje odděluje malé kousky materiálu, při tváření působí nástroj na větší průřez materiálu, a proto celková síla vycházející ze zatížení systému materiál – stroj – nástroj je podstatně větší. Tomu odpovídá velikost stroje a požadavky na něj kladené. Tvářecí stroje jsou vhodné k automatizaci a dovolují aplikaci sériové výroby. Výrobky jsou tvarově a rozměrově přesné bez dalších operací a lze docílit jejich nižší hmotnosti.

Kvůli zmíněným výhodám má tato výrobní technologie stále důležité místo v průmyslové výrobě, a nemělo by se proto na tvářecí stroje zapomínat.

1.1 Cíl práce

Cílem této diplomové práce je návrh pohonu a hlavních parametrů lisu LKJP 630. Jedná se o univerzální výstředníkový jednobodový lis s velikostí jmenovité síly 6 300 kN, který je určen pro běžné lisařské operace za studena i za tepla. Je možné na něm provádět stříhání děrování, ohýbání, kalibrování, protlačování a mělké tažení. Je určen pro manuální obsluhu nebo může být zařazen do automatické lisovací linky.

Diplomová práce byla zadána ve spolupráci se společností ŽĐAS, a.s, která je zde představena. Návrh pohonu musí zahrnovat konstrukční návrh, výpočtovou dokumentaci včetně pevnostní kontroly hlavních částí pohonu a výkresovou dokumentaci vybraných uzlů a dílů stroje.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1.2 Představení zadavatelské firmy

Akciová společnost ŽĐAS sídlí ve Žďáře nad Sázavou. Svoji výrobu zahájila v roce 1951, výrobní program společnosti je zaměřen na výrobu tvářecích strojů, kovacích lisů, zařízení na zpracování šrotu, válcovaných výrobků, odlitků, výkovků, ingotů a nástrojů především pro automobilový průmysl. V současné době zaměstnává cca 2700 pracovníků a objem výroby za rok 2007 představoval cca 150 milionů eur. Od roku 2002 patří ŽĐAS do skupiny firem Železiarne Podbrezová Group, jejímž lídrem je výrobce trubek ŽP a.s. Podbrezová, Slovenská republika, a která vlastní majoritní podíl firmy.

Firma je držitelem mezinárodních certifikací v souladu s normami EN ISO 9001:2008, EN ISO 14001:2004 a OHSAS 18001:2007.

Oblasti výroby firmy ŽĐAS a.s.

Metalurgie

Výroba metalurgických komponentů a polotovarů patří mezi základní obory společnosti, představuje především produkci a dodávky odlitků, výkovků, ingotů a slévárenských modelů. Největším odlitkem v historii firmy byl stojan z tvárné litiny, který po opracování dosahoval hmotnosti 43 500 kg. Zajímavostí je, že když v srpnu roku 2002 prasklo srdce největšího českého zvonu umístěného v pražské katedrále svatého Víta, bylo nové srdce vyrobeno právě zde.

Tvářecí stroje

Výroba tvářecích strojů se datuje od roku 1956, kdy byl dokončen vývoj mechanických lisů vlastní produkce. Firma v současnosti vyrábí mechanické i hydraulické lisy. Vedle unifikovaných řad jednotlivých typů tvářecích strojů jsou nabízeny také návrhy a realizace nestandardních kusových či speciálních strojů. Jedná se především o zařízení pro hromadnou výrobu dílů pro automobilový či spotřební průmysl, a to s příslušnou mechanizací, nástrojovým vybavením a celým doprovodným systémem služeb a servisu.

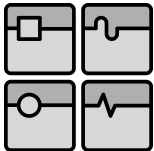
V posledních letech se firma také zabývá generálními a středně náročnými opravami zařízení z vlastní i cizí produkce. Opravy jsou zaměřeny jak na funkční opotřebením jednotlivých dílů lisů, tak na prvky bezpečnosti, které jsou nutné k zaručení bezpečnému provozu daného zařízení. Velká část oprav je spojena s modernizací lisů, se změnou pohonu a dalších částí lisů tak, aby splňovaly současné požadavky.

Zařízení pro zpracování válcovaných výrobků

V této oblasti jsou v současnosti stěžejní dodávky technologických linek, kusových dodávek technologických zařízení, rekonstrukcí a modernizací existujících technologických celků.

Lisovací nástroje

Tento úsek se zabývá vývojem tvářecích technologií a lisovacích nástrojů, konstrukcí nástrojů a jejich výrobou dle vlastní i dodané dokumentace. Produkce je zaměřena na výrobu velkých lisovacích nástrojů pro strukturální díly převážně z oblasti automobilového průmyslu.



V neposlední řadě je nutné se zmínit o službě výroby zařízení podle dokumentace dodané zákazníkem pomocí frézek, soustruhů, brusek a jiných obráběcích a dělicích strojů, jejichž výroby je možno poté vhodně tepelně zpracovat [38].



Obr. 1: Snímek společnosti [38]



Obr. 2: Výroba klikového kola [38]

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1.3 Základní rozdělení tvářecích strojů

Celé rozdělení těchto strojů postupuje směrem od obecného k podrobnějšímu, vzhledem k zadání práce se dále dělí na podkategorie, do nichž lze klikový jednobodový lis zařadit.

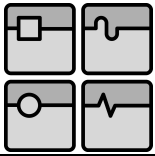
- Podle způsobu práce:
 - Lisy (působí silou na určité dráze)
 - Buchary (působí rázovou silou)
 - Rotační stroje (působí otáčivým pohybem nebo po kruhové dráze)
 - Ostatní [16]

- Podle použitého pracovního mechanismu:
 - Mechanické
 - Hydraulické
 - Pneumatické
 - Parní
 - Ostatní [16]

- Podle charakteristiky tvářecího pochodu:
 - Pro plošné tváření
 - Pro objemové tváření
 - Pro stříhání
 - Ostatní [25]

- Podle konstrukčního provedení rámu:
 - Podle přístupnosti k pracovnímu prostoru lisu:
 - Otevřené (jednostojanové, dvoustojanové)
 - Uzavřené (stojanové, sloupové)
 - Podle celistvosti rámu:
 - Vyrobené z jednoho kusu
 - Dělené
 - Podle technologie jejich výroby:
 - Svařované
 - Odlévané
 - Kombinované

- Podle uspořádání:
 - Svislé
 - Vodorovné
 - Naklápěcí [16]



Mechanické lisy

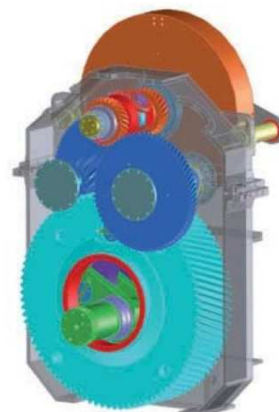
Lisy jsou stroje pracující převážně tlakem pracovní části nazývaní se beran, který je trvale spojen s hnacím ústrojím stroje a koná obvykle přímočarý vratný pohyb. Podstatou mechanických lisů je funkční závislost velikosti pracovní síly na výstupním členu na úhlu natočení kliky.

- Podle způsobu přenosu síly:
 - Klikové lisy
 - Výstředníkové lisy
 - Kolenové lisy
- Podle velikosti jmenovité síly:
 - Lehké (do 500 kN)
 - Střední (500-5000 kN)
 - Těžké (nad 5000 kN)
- Podle pracovního určení:
 - Jednoúčelové (určené pro stejné technologickou operaci a stejné výrobky)
 - Speciální (určené pro jedinou technologickou operaci)
 - Univerzální (určené pro tváření více technologiemi) [32]
- Podle počtu tlačných bodů:
 - Jednobodové (ohýbání, stříhání, protlačování, mělké tažení, ražení, univerzální a kovací lisy)
 - Dvoubodové (stříhací operace, karosářské lisy pro menší díly)
 - Vícebodové (karosářské lisy pro větší díly) [17]

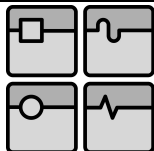
1.4 Pohon mechanických lisů

Pohon mechanických klikových lisů je tvořen sériovým řazením zdroje energie, převodových systémů ozubených kol a klikovým mechanismem. Podle zdroje energie pro tváření lze rozdělit pohony na **nepřímé** (s akumulátorem energie) a **přímé** (bez akumulátoru energie).

Nepřímý pohon se využívá u strojů s nízkým a středním stupněm využití času pracovního cyklu. Hlavními součástmi jsou elektromotor, setrvačnick, spojka, brzda, převody a klikového ústrojí, které společně s nejméně jednou ojnici přenáší otáčivý pohyb na přímočarý vratný.



Obr. 3: Nepřímý pohon firmy Andritz Kaiser [1]



Přímý pohon se využívá u strojů s vyšším stupněm využití pracovního cyklu. Jeho skladba neobsahuje setrvačnick. Lisy, které přímý pohon využívají, se označují jako servolisy.



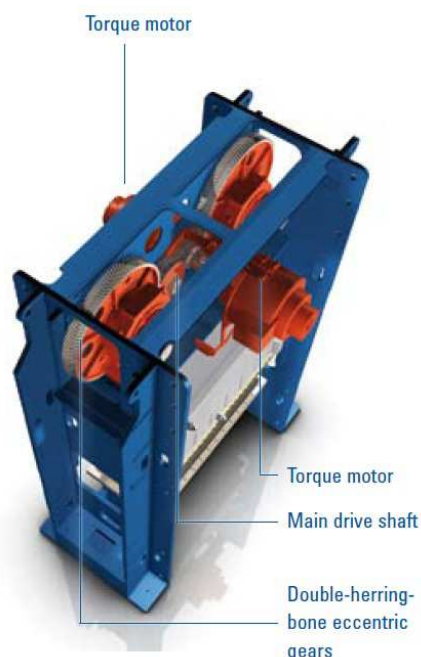
Obr. 4: Přímý pohon firmy Andritz Kaiser [1]

V pohonu je použit výkonný servomotor, který je napojený přes vloženou převodovku na klikový mechanismus.

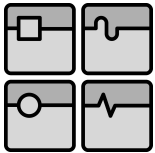
Oproti lisům s nepřímým pohonem mají řadu výhod. Umožňují například regulaci rychlosti pohybu beranu v každém okamžiku zdvihu, to nachází uplatnění při výrobě složitých výlisků. V klasickém uspořádání se setrvačnickem je to nemožné. Další výhodou je, že při tváření mohou provádět jen kývavý pohyb kliky bez provedení celé otáčky. Podle výrobců také nevyžadují náročnou údržbu.

Jejich nevýhodou je vyšší spotřeba elektrické energie kvůli použití výkonnějšího motoru. Avšak tyto lisy používají zpětné získávání energie, jež je v zařízení vázána a uvolněna při opětovné potřebě, což podle výrobců značně snižuje příkon lisu a zátěž elektrické sítě. Druhou nevýhodou je vyšší cena, a proto záleží na ekonomickém zhodnocení, zda se pořízení servolisu vyplatí a do jaké doby se investice do dražšího lisu vrátí.

Existují ale i jiné možnosti, než pořízení nového stroje, například firma Beutler nabízí přestavbu tradičních mechanických lisů na servolisy [34].



Obr. 5: Dvoubodový lis firmy SCHULER s 2 momentovými motory [27]



2. POPIS HLAVNÍCH ČÁSTÍ POHONU MECHANICKÝCH LISŮ

2.11 Klikový mechanismus

2.111 Klika

Klika klikového mechanismu je realizována pomocí klikové hřídele. Podle konstrukčního provedení lze rozlišit jednoklikové a dvouklikové hřídele. Modifikacemi klikové hřídele jsou kliková kola a výstředníkové hřídele.

Klikové kolo tvoří ozubené kolo, které je pevně spojeno s excentrem a tento celek se otáčí na ose pevně uložené ve stojanu lisu. Kliková kola lze rozdělit na jednostranná nebo oboustranná.

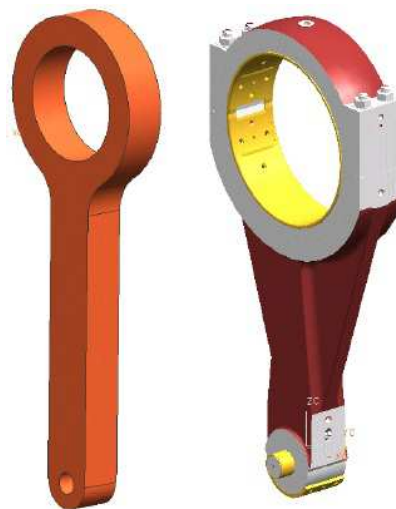
Výstředníkové hřídele jsou buď s pevnou excentricitou, nebo s regulací excentricity, kterou lze provést natočením výstředníkového pouzdra. Pevné excentricity se využívá u objemového tváření (kování) a regulované u plošného tváření. Ve srovnání s klikovými koly mají většinou nižší ohybovou tuhost. Uložení těchto komponentů je ve většině případů kluzné [16], [25].



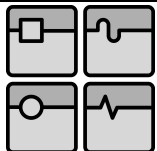
Obr. 6: Výstředníkový hřídel [2]

2.112 Ojnice

Ojnice přenáší síly z klikového ústrojí na beran, bývá zhotovena jako dělená nebo celistvá. Vyrábí se vypalováním z plechu nebo odléváním. Do jejich ok se vsazují kluzná ložiska, která jsou vyrobena ze slitin CuSn10, CuSn12 a CuSn7ZnPb [16]. Počet použitých ojnic určuje, kolik tlačných bodů lis má, zda se jedná o lis jednobodový, dvoubodový nebo vícebodový.

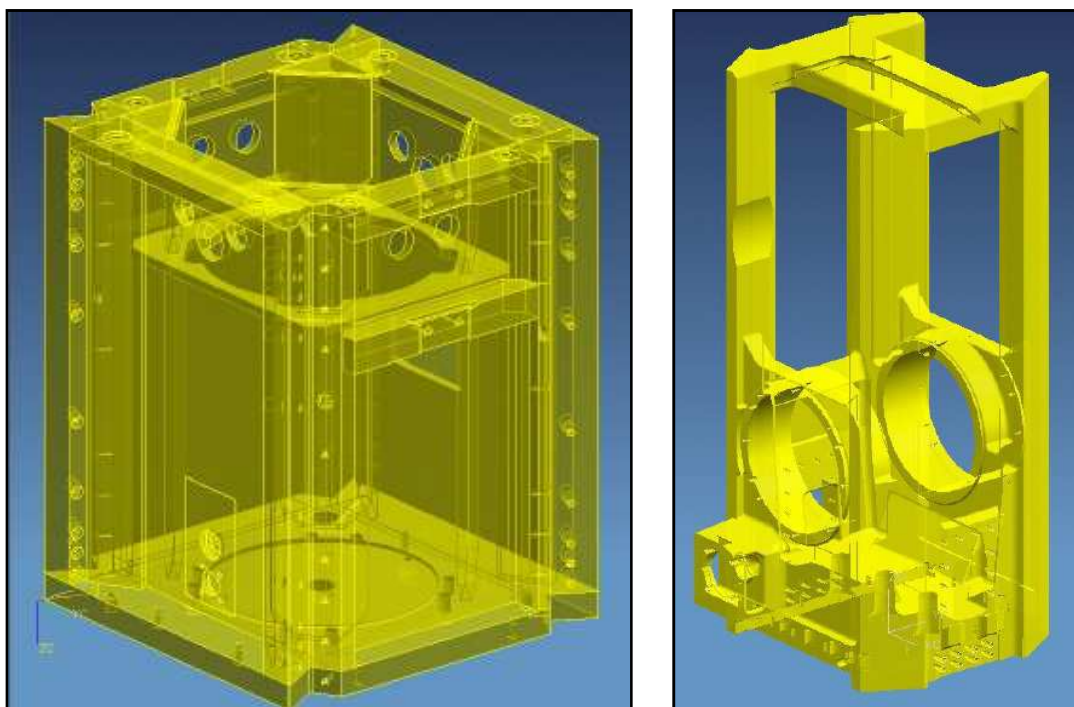


Obr. 7: Vypalovaná nedělená a odlévaná dělená ojnice [16]



2.113 Beran

Jedná se o pracovní člen mechanismu lisu, na horní straně je připojen k ojnici a na jeho spodní straně je připevněn nástroj. Beran se pohybuje přímočarým vratným pohybem ve vedení, které je zhotoveno ve stojanu stroje. Bývá vyroben jako odlitek (422709.5, 422712.5, 422650.5, 422660.5) nebo svařenec (11 373, 11 503) [16].



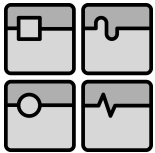
Obr. 8: Svařovaný a odlévaný beran [16]

2.12 Elektromotor

Pro pohon mechanických lisů bývají využívány stejnosměrné motory s cizím buzením, střídavé asynchronní motory (kroužkové, s kotvou nakrátko) a střídavé synchronní motory (servomotory, momentové motory - permanentně buzené). Přenos krouticího momentu z motoru bývá realizován řemenovým převodem. Používají se ploché a klasické klínové nebo úzké klínové řemeny [16].

2.121 Stejnosměrný motor s cizím buzením

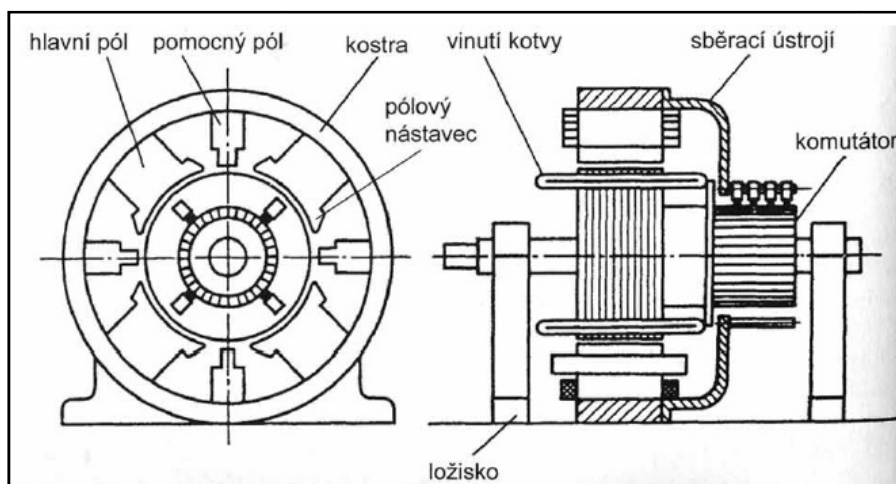
Stejnosměrné motory jsou historicky nejstarší, zvláštní vlastností je, že můžou bez úprav fungovat jako stejnosměrný generátor, záleží jen na druhu přiváděné energie.



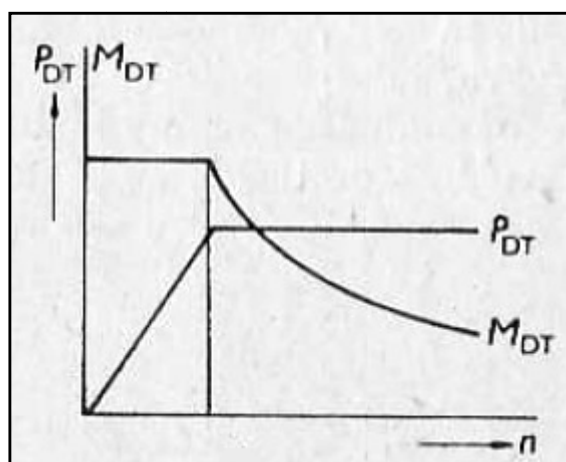
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukce

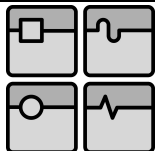
Motor se skládá ze tří částí, statoru, rotoru a rotačního přenosového ústrojí. Stator je tvořen ocelovým prstencem, na kterém jsou uloženy póly s budícím vinutím, které je napájeno z jiného (cizího) zdroje než rotor. Póly jsou tvořeny pravidelně se střídajícími magnetickými nástavci opačné polaroty. Za hlavním pólem dané polaroty následuje ve směru otáčení kotvy vždy pomocný pól téže polaroty (komutační), který napomáhá komutaci rotorového vinutí. Stator obsahuje minimálně dva póly. Rotor je vždy tvořen cívkami, do kterých se přivádí elektrická energie. Ta vytvoří rotorové magnetické pole, které pak interakcí se statorovým vyvedí rotační pohyb. Rotační přenosové ústrojí obsahuje lamely, do nichž směřují cívky rotorového vinutí. Pružinami tlačené sběrací uhlíky, jsou upevněny v pružících držácích upevněných na statorové části, což dohromady tvoří nedělitelný celek. V bodech styku pevných a stojících uhlíků s rotujícími lamelami komutátoru vzniká jiskření, což ničí povrch obou stykových částí a zvyšuje jejich opotřebení. To znamená nejen určité ztráty, ale taky potenciální nebezpečí výbuchu v rizikovém prostředí, omezuje to velikost proudu, který lze do rotoru dostat. Stejně tak i velikost výkonu, který je motor schopen dodat - dnes se dělají motory s elektronickou komutací, která jiskření omezuje, případně zcela eliminuje [33], [36].



Obr. 9: Konstrukční schéma stejnosměrného motoru [33]



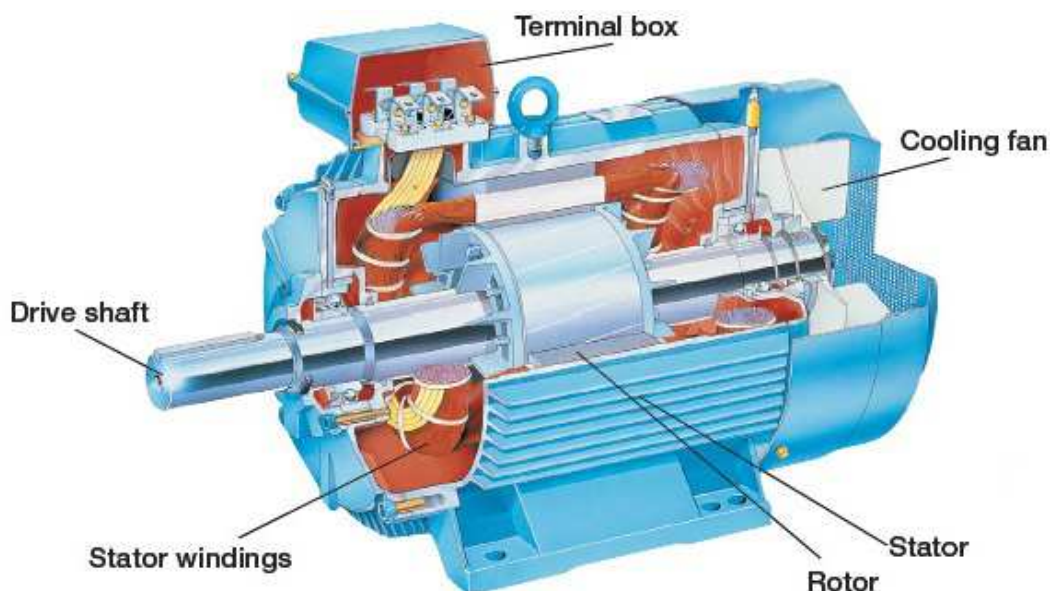
Obr. 10: Momentová a výkonová char. ss motoru s cizím buzením [25]



2.122 Střídavé elektromotory

2.1221 Asynchronní střídavý motor

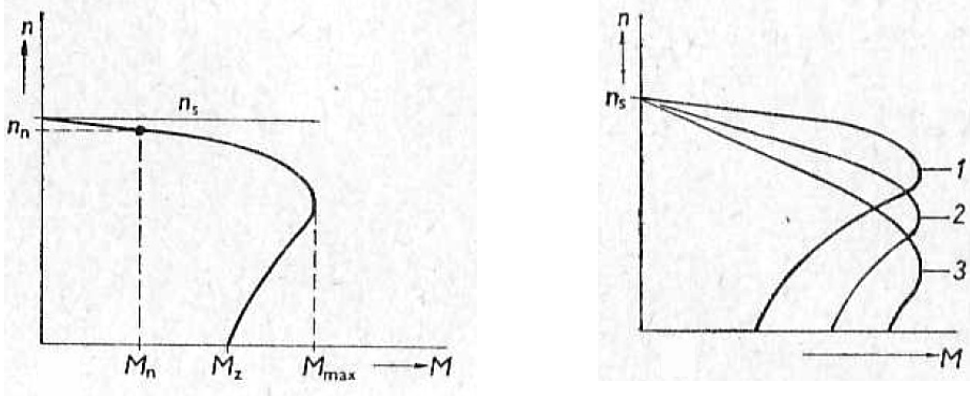
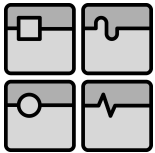
Asynchronní motor je točivý elektromotor pracující na střídavý proud. Tok energie mezi státorem a rotorem je realizován výhradně pomocí elektromagnetické indukce, proto se často tento motor označuje jako motor indukční. Výhodou asynchronního motoru je vysoká spolehlivost, jednoduchá konstrukce a napájení z běžné střídavé sítě. Napájecí napětí může být jednofázové nebo trojfázové. Trojfázové je výrazně používanější. Základem činnosti asynchronního motoru je vytvoření točivého magnetického pole, které vznikne průchodem střídavého trojfázového proudu vinutím statoru. Toto magnetické pole indukuje v rotoru napětí a vzniklý proud vyvolává sílu otáčející rotorem. Asynchronní motor je nejrozšířenější pohon v elektrotechnice vůbec.



Obr. 11: Asynchronní motor [14]

Konstrukce

Stator je složen z nosné kostry motoru, svazku statorových plechů a statorového vinutí. Rotor tvoří hřídel s nalisovanými rotorovými (elektrotechnickými) plechy s drážkami, do kterých se vkládají měděné tyče, které jsou na obou stranách spojeny mosaznými kruhy. Takto upravený rotor se nazývá kotva nakrátko (kotva klecová). Druhou variantou je kroužková kotva, kdy na hřídeli jsou kromě svazku rotorových plechů i sběrné kroužky. V drážkách plechů je uloženo trojfázové vinutí rotoru z izolovaných vodičů, které je zapojeno většinou do hvězdy, zřídka do trojúhelníka. Na tři sběrací kroužky je připojeno vinutí rotoru, ke kterým lze připojit činné odpory sloužící k rozběhu motoru [3].

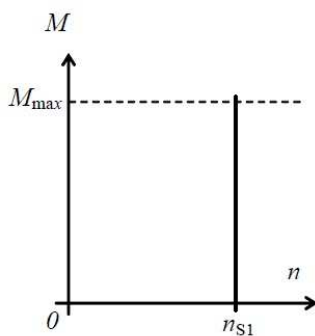


Obr. 12: Momentová charakteristika asynchronního motoru s kotvou nakrátko a kotvou kroužkovou [25]

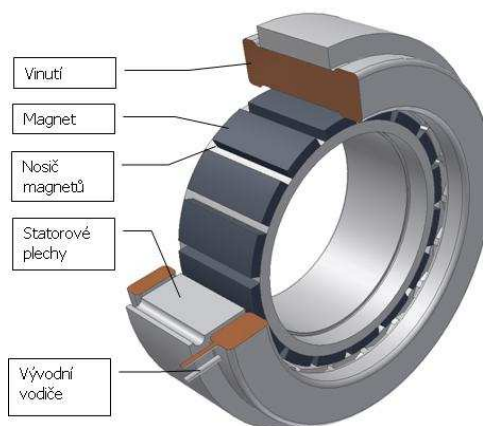
2.1222 Střídavý synchronní motor

Servomotor

Na stator motoru je přiveden střídavý proud, který vytváří rotující magnetické pole otáčející se synchronní rychlostí. Rotor je tvořen elektromagnetem, který vytváří magnetický tok a snaží se uchovat svoji polohu vůči poli statoru, otáčí se tedy stejnými (synchronními) otáčkami. Vůči magnetickému poli statoru je rotor vychýlen o úhel, který je závislý na zátěži. Jestliže úhel překročí maximální hodnotu, dojde k výpadku ze synchronismu a motor se zastaví [11], [33].



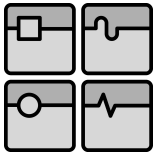
Obr. 13: Momentová charakteristika střídavého synchronního motoru [11]



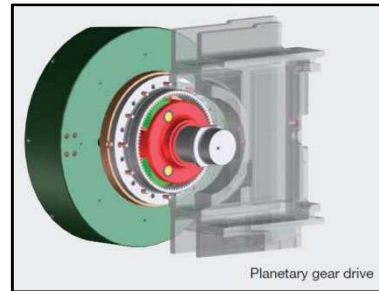
Obr. 14: Prstencový momentový motor AVEKO [15]

Momentový motor

Momentový motor je typem synchronního motoru, kde je prstavec rotoru tvořen permanentními magnety. Svou konstrukcí je vhodný zejména pro aplikace s přímými pohony, kde není třeba spojek, řemenů a převodovek, tím se docílí kompaktnější konstrukce pohonu. Motor je vhodné použít při nutnosti velkých krouticích momentů při malých otáčkách, což vyhovuje použití ve velkých tvářecích strojích – lisech. Na stavbu jeho konstrukce je použito méně dílů, což zvyšuje spolehlivost a umožňuje vyšší přesnost a tuhost systému [15].



Oproti klasickým převodům se hojně využívají převody planetové. Na obrázku vpravo je pohon lisu firmy Andritz Kaiser s planetovou převodovkou zabudovanou v setrvačnicku



Obr. 17: Pohon lisu Andritz Kaiser [1]

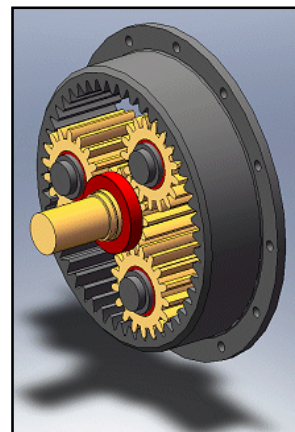
2.132 Planetová převodovka

Planetová převodovka je tvořena centrálním kolem, minimálně dvěma satelity, unášečem satelitů, a korunovým kolem. Centrální kolo, korunové kolo a unášeč satelitů jsou sousední. Satelity jsou uloženy a vázány unášečem a jsou v záběru s centrálním i korunovým kolem. Spojením více planetových převodů vznikne vícestupňová planetová převodovka [22].

Oproti klasickým předovkám má řadu výhod i nevýhod:

Výhody:

- Úspora místa díky sousednímu uspořádání hnacího a hnaného hřídele
- Větší životnost kola
- Vysoká účinnost i při velkých přenášených výkonech
- Snadné dosažení velkého převodového poměru
- Kompaktní rozměry



Obr. 18: Jednostupňová planetová převodovka [23]

Nevýhody:

- Vyšší výrobní náklady
- Složitější konstrukce
- Vyšší požadavky na přesnost výroby a montáže

Použití

Vzhledem k vyjmenovaným výhodám je použití planetových převodů čím dále tím častější v celé řadě oblastí, s rostoucí kvalitou výroby jejich nevýhody pomalu mizí. Kromě lisů se používají například v motorových vozidlech, stavebních strojích a zdvihacích zařízeních [23].

2.14 Setrvačnick

Jedná se o akumulátor, který v sobě uchovává energii ve formě kinetické energie rotujícího tělesa. Bývá spojený s poháněcím elektromotorem pomocí řemenového převodu. Setrvačnickem je myšleno jedno nebo více rotačních těles spojených konstantním převodem. Většinou se jedná o hmotný věnec [25].

2.15 Spojka a brzda

Spojka slouží k přenosu krouticího momentu od setrvačnicku na klikový mechanismus. Umožňuje okamžité odpojení náhonu stroje. Pro pohony tvářecích strojů jsou povoleny pouze třecí spojky.

Třecí spojky:

- Kuželové
- Lamelové / lamelové s olejovou náplní: jednodamelové, vícedamelové

Úkolem brzdy je následné zastavení všech dalších mechanismů.

Brzdy:

- Kuželové
- Lamelové: jednodamelové, vícedamelové
- Špalíkové, čelist'ové
- Pásové

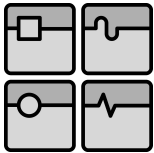
Fungování spojky a brzdy musí být vyřešeno tak, aby nedocházelo k vzájemnému překrývání funkcí. Koordinace se řeší podle typů spojky a brzdy, ovládání je mechanické, pneumatické nebo hydraulické. Nejpoužívanější jsou jednodamelové a vícedamelové spojky a brzdy s elektropneumatickým ovládáním.

Požadavky na spojky a brzdy:

1. Spolehlivá funkce v provozních podmínkách
2. Nepřekrývání funkcí
3. Velká životnost, snadné seřízení, nenáročná údržba
4. Axiální vyvážení sil na spojce a brzdě
5. Minimální čas vypnutí spojky a sepnutí brzdy
6. Bezpečný provoz – při poruše ovládání a při selhání brzdy musí zastavit stroj
7. Spojka je současně pojistkou proti přetížení lisu krouticím momentem, v případě přetížení začne prokluzovat [16].

Spojky a brzdy pro lisy vyrábí například firmy DESCH (Německo), EATON (USA), GOIZPER (Španělsko), Midwest brake (USA), Ortlinghaus (Německo) a Wichita Clutch (USA).

Za účelem zjednodušení jednotky pohonu a zvýšení kompaktnosti těchto zařízení mají ve své nabídce všechny tyto firmy také kombinace spojek a brzd tzv. spojko-brzdy. Většinou nabízejí pneumatické i hydraulické verze.



Tato zařízení od různých výrobců si jsou konstrukčně velice podobná a pracují na stejných principech, proto dál bude popsána pouze hydraulická a pneumatická spojko-brzda společnosti Ortlinghaus.

Vícemelová hydraulická spojko-brzda

Jedná se o zařízení jednotky pohonu, které kombinuje hydraulicky ovládanou spojku a brzdu. Spojko-brzda je uzavřená v pouzdru, které je z jedné strany připevněno na rám stroje, z druhé strany přírubou na setrvačnick. Tlakový olej je přiváděn středem hřídele pomocí otočného přívodu, odtud je veden do náboje spojko-brzdy, část oleje se používá pro mazání a chlazení.



Obr. 19: Vícemelová spojko-brzda Ortlinghaus[18]

Vlastnosti

Zařízení se vyznačuje kompaktními rozměry, nízkým momentem setrvačnosti a vysokým počtem opakovaných sepnutí. Provozní hlučnost se pohybuje okolo 85dB. Díky vícekotoučové koncepci umožňuje přenos velkých krouticích momentů.

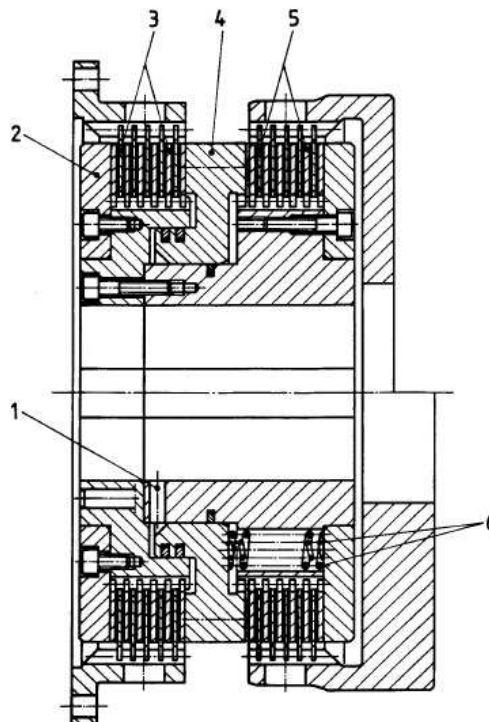
Popis funkcí

Brzda

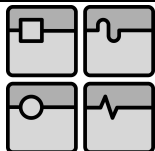
Brzdění je spuštěno v klidu bez působení tlakového oleje na píst (4) ležícího mezi lamelami spojky a brzdy (3 / 5). Píst je tlačěn pružinou (6) na brzdové lamely (3), které působí na zastavovací desky (2), což vyvolá třecí spojení, kterým je dána funkčnost brzdy.

Spojka

Píst (4) je vystaven tlaku oleje přes vstupní tlakový přívod (1), do kterého se dopravuje olej přes hřídel a náboj spojko-brzdy. Dochází k přetlačení pružin (6), což uvolní brzdové lamely. Píst se vzdálí od brzdové desky (3) a zatlačí na spojkové desky, jednotka postupně začíná fungovat jako spojka. V kombinované jednotce spojko-brzdy není možné překrývání funkce spojky a brzdy. Spojko-brzda funguje buď jako spojka nebo brzda, není možné současné fungování obou režimů.



Obr. 20: Řez spojko-brzdou [21]



Použití

Hydraulické spojko-brzdy se osvědčily v průběhu mnoha let v aplikacích, kde nebylo možné použít pneumatické. Používají se zejména v oblasti velkých strojů. Našly také uplatnění v oblasti reliéfního tisku nebo dělení materiálů.

Vzhledem k velmi vysokým nárokům na spojko-brzdy z hlediska provozní rychlosti, opakovaného brzdícího úhlu a zahřívání vyvolaného třením, musí být určení velikosti a konstrukci olejového okruhu věnována zvýšená pozornost [21].

Jednolamelová pneumatická spojko-brzda

Princip je obdobný jako u předchozího zařízení s tím rozdílem, že pracovním médiem je stlačený vzduch a jedná se o jednolamelovou spojko-brzdu, kde jedna lamela slouží pro brzdění a jedna pro plynulé rozebíhání. Třecí obložení je tvořeno buď lepenými (nýtovanými) segmenty nebo třecími špalíky.

Tato spojko-brzda se nesmí používat v prostředích s vysokou vlhkostí vzduchu nebo tam, kde vzduch obsahuje olej, mohlo by dojít k prokluzu destiček, což by snížilo účinnost brzdění.



Obr. 21: Pneumatická spojko-brzda Ortlinghaus s dvoubodovým zavěšením lamel [19]

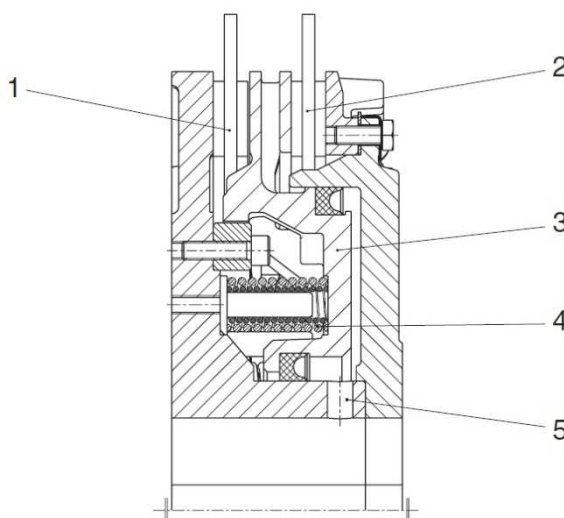
Popis funkcí

Brzda

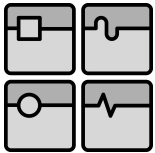
Funkčnost brzdy je dána působením přitlačných pružin (4) na píst (3), což způsobí, že brzdová lamela (2) je přitlačena k dorážecímu kotouči.

Spojka

Po přivedení stlačeného vzduchu z přívodu (5) dojde k přetlačení pružin (4), brzdová lamela se uvolní a píst (3) začne působit na lamelu spojky (1).



Obr. 22: Řez spojko-brzdou [20]



Pneumatické spojko-brzdy jsou vhodné pro pohon lisů a podobných strojů, které pracují v cyklech. Používají se v případech, kdy je neekonomické nebo nemožné použití oleje. V mnoha továrnách je k dispozici rozvod stlačeného vzduchu [19].

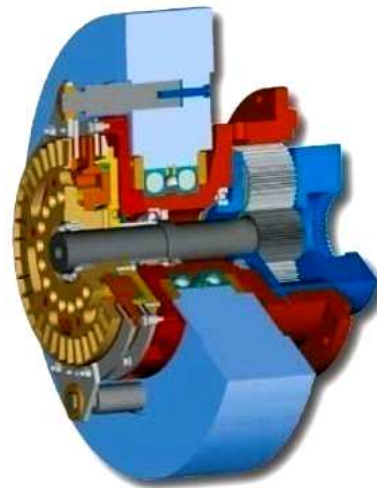
Hydraulické spojko-brzdy se používají u náročnějších aplikací, jsou účinnější, při stejném spojkovém a brzděném momentu dosahují menších rozměrů. Snadněji se chladí, jejich životnost je delší a vyžadují menší nároky na údržbu.

2.16 Kompletní pohony pro mechanické lisy

Někteří výrobci spojek a brzd jdou zákazníkovi vstříc a dodávají kompletní sestavu pohonu přímo určenou pro mechanické lisy. Příkladem může být německá firma DESCH nebo španělský Goizper. Jedná se o kompaktní jednotky, jejichž použití podle výrobců výrazně snižuje montážní čas a celkové náklady na návrh stroje bez nutnosti nákladů na konstrukci a výrobu pohonu.

DESCH Complete Press Drive

Řada KA je určena jako náhrada jednostupňové převodovky u děrovacích strojů, výstředníkových nebo kolenových lisů a podobných strojů, které potřebují čerpat energii z rychle se točícího setrvačnicku. Jednotka se skládá z jednostupňové planetové převodovky, setrvačnicku a pneumatické (LKB) nebo hydraulické (HKB) spojko-brzdy. Setrvačnick musí být poháněn řemenem. Standardní typizovaná řada pokrývá rozsah krouticích momentů od 16 do 160 kN.m. Je zajímavostí, že právě DESCH byl první, kdo použil planetovou převodovku v pohonu lisu [4].

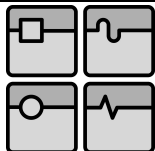


Obr. 23: DESCH Complete Press Drive KA [4]

Další možností, kterou DESCH nabízí, je pořízení kompletu z řady KAE, který obsahuje stejné komponenty jako předchozí KA, ale je doplněný o prstencový momentový motor zabudovaný přímo do setrvačnicku. Tím odpadá potřeba náhonu setrvačnicku řemenem jako u konvenční koncepce mechanických klikových lisů. Tato jednotka ještě zjednodušuje návrh lisu a umožňuje dosáhnout kompaktnější konstrukce. Připojovací rozměry a rozsah výstupních momentů jsou stejné jako u řady KA [5].



Obr. 24: DESCH Complete Press Drive KAE [5]



Posledním kompletem od firmy DESCH je Servox Planetary gearbox, jedná se o sestavu planetové převodovky, servomotoru Siemens a hydraulické brzdy. Standardní nabídka disponuje rozsahem momentu od 16 do 63 kN.m [6].



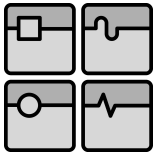
Obr. 25: DESCH Servox Planetary gearbox [6]

Nabídka firmy Goizper je skromnější, nabízí pouze 1 druh jednoty, který obsahuje setrvačnick, planetovou převodovku a pneumatickou spojko-brzdu. Rozsah krouticích momentů je od 6 do 200 kN.m [8].



Obr. 26: Complete press drive Goizper [8]

Vzhledem k čím dál větším možnostem pohonů a nárokům na kvalitu a produktivitu výroby je použití lisů s přímým pohonem čím dál více populárnější, může být otázkou času, kdy servolis vytláčí klasické lis. Ale zatím jsou nejčastěji v lisovnách používány mechanické klikové lis, které jsou v konvenčním konstrukčním provedení poháněny od setrvačnicku přes pneumatickou spojku.



3. NÁVRH POHONU LISU LKJP 630

3.1 Představení LKJP 630

LKJP (Lis klikový jednobodový planetový)

LKJP je možné použít pro tvářecí operace za studena i za tepla, nabízí širokou možnost technologického použití. Je vhodný zejména pro stříhání, ohýbání, tažení, protlačování a zápusťkové kování. Stojan lisu je svařovaný, skříňové konstrukce. Beran lisu je veden v dlouhém seřiditelném vedení, které zajišťuje konstantní vůli i při práci za tepla. Použité pneumatické vyvažování s nárůstem síly v průběhu zdvihu postupně vyvažuje hmotnost beranu, nástroje a klikového mechanismu [37].

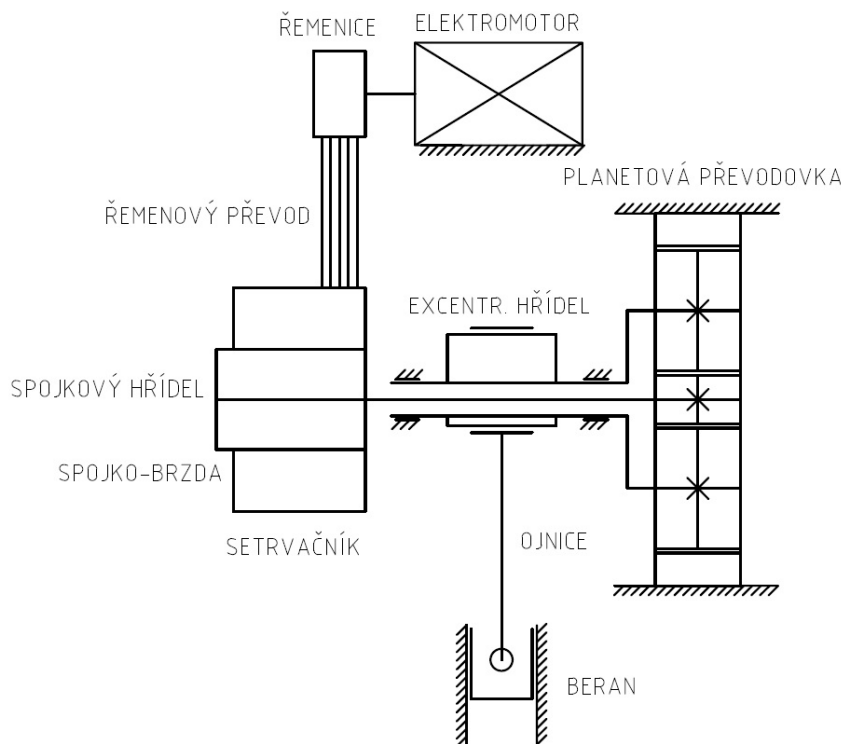
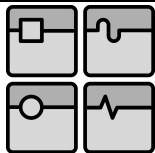


Obr. 27: LKJP [37]

POPIS POHON LISU

Lis je poháněn trojfázovým asynchronním motorem s kotvou nakrátko, který přes řemenový převod přenáší krouticí moment na setrvačnick. V setrvačnicku je umístěna hydraulická spojko-brzda, jejíž náboj je usazen na spojkovém hřídeli. Součástí spojkového hřídele je pastorek jednostupňové planetové převodovky. Spojkový hřídel prochází dutým excentrickým hřídelem. Korunové kolo se neotáčí a je pevně uchyceno k rámu stroje. Pastorek planetové převodovky pohání trojici satelitů, které jsou svázané společným unášečem, jenž je připojen přes evolventní ozubení na dutý excentrický hřídel, jeho otáčením se pomocí ojnice přeměňuje otočný pohyb na přímočarý vratný vykonávaný beranem lisu. Zdvih lisu je neměnný.

Uspořádání pohonu lisu LKJP umožňuje oproti běžně používaným pohonům s předlohovým hřídelem podstatně snížit hodnoty rozběhových momentů setrvačnosti, což dovoluje zvýšení počtu jednotlivých zdvihů při vysoké životnosti spojky a brzdy, a také snižuje výšku vlastního lisu. Umístění rotačních hmot do osy excentrického hřídele omezuje dynamické účinky lisu na základ a zvyšuje jeho stabilitu [37].



Obr. 28: Kinematické schéma pohonu

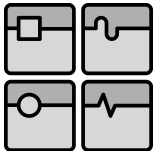
3.2 Volba základních parametrů

V první řadě jsou zvoleny hlavní parametry, kterých musí lis LKJP 630 dosahovat. Vycházejí především z lisu LKJA 630, jenž má sice odlišné uspořádání pohonu, ale stejnou velikost jmenovité síly. Dalšími parametry je velikost zdvihu, počet zdvihů

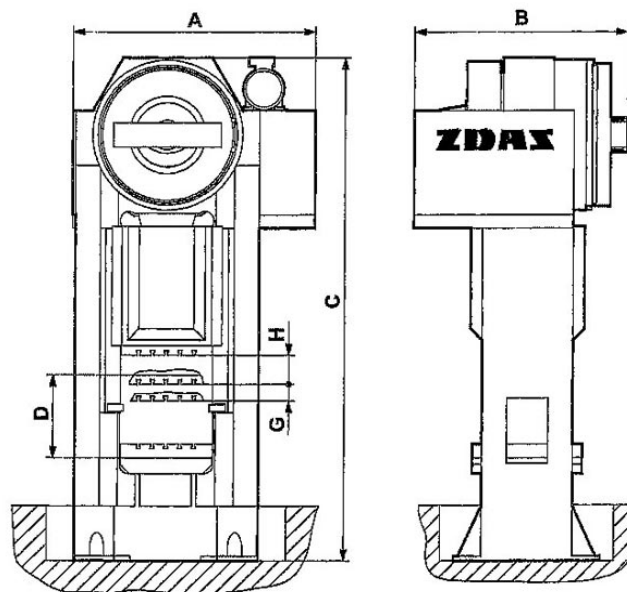
v automatickém režimu a maximální počet zdvihů v režimu jednotlivých zdvihů (počet zdvihů trvale a jednotlivě). Předpokládá se také stejná velikost upínací plochy stolu, beranu a velikost přestavení beranu, naproti tomu celková výška lisu by měla být nižší. Tyto základní parametry jsou zobrazeny na obrázku vpravo, kde jsou také uvedeny pro srovnání hodnoty lisu LKJP 400.

		LKJA 630	LKJP 400
Jmenovitá síla	kN	6 300	4 000
Sevřená výška	mm	750	900
Zdvih	mm	400	315
Počet zdvihů – trvale	min ⁻¹	18	22
Počet zdvihů – jednotlivě	min ⁻¹	10	12
Upínací plocha beranu – šířka x hloubka	mm	1 200 x 1 000	990 x 1 000
Přestavení beranu	mm	200	180
Upínací plocha stolu	mm	1 350 x 1 200	1 200 x 1 000
Výkon hlavního motoru	kW	55	37
Rozměry lisu	A mm	3 400	2 630
	B mm	3 250	2 330
	C mm	6 500	5 500

Obr. 29: Základní technické parametry lisů [7]



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 30: LKJP 400 [7]

Zadané parametry potřebné pro výpočty:

Jmenovitá síla $F_j = 6300 \text{ kN}$
- největší možná síla, kterou může být lis zatěžován.

Jmenovitý úhel $\alpha_j = 22^\circ$
- úhel kliky, při kterém síla na beranu dosahuje jmenovité hodnoty

Počty zdvihů – liší se dle druhu provozu, pro automatický provoz stanoveno 10 až 18 a pro režim jednotlivých zdvihů maximálně 10 zdvihů za minutu.

Maximální počet zdvihů $Z_{\text{Max}} = 18 \text{ 1/min}$

Minimální počet zdvihů $Z_{\text{Min}} = 10 \text{ 1/min}$

Zdvih $Z = 400 \text{ mm}$
- rozdíl horní a dolní úvratě kliky

Pracovní dráha $s_p = 16 \text{ mm}$
- dráha jmenovité síly

Práce jednoho zdvihu
- práce využitelná při tváření

Automatický provoz $A = 100 \text{ kJ}$

Jednotlivé zdvihy $2 \cdot A = 200 \text{ kJ}$

Při provozu jednotlivými zdvihy byla práce stanovena na dvojnásobek, setrvačnick může uvolnit více energie, protože má více času na dobití.

V optimalizaci a početním návrhu se předpokládá častá změna vstupních parametrů, z toho plyne nutnost častého přepočítávání, a proto byl použit software Mathcad v.14, který vzorce přepočítá automaticky. Početní výsledky vzorců, které jsou používány k dalšímu dosazování, jsou zaokrouhleny na 4 až 5 platných číslic, to zaručuje dostatečně přesné výstupní hodnoty.

3.3 Síly a momenty na klikovém ústrojí se třením
Tato kapitola vychází z literatury [9].

Skutečná velikost síly v ojnici

$$F_{LS} = F_J \cdot \frac{\cos \beta}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} = 6300 \cdot \frac{\cos(2,147^\circ)}{\cos(2,147^\circ + 0,895^\circ + 3,33^\circ)} = 6335 \text{ kN} \quad (1)$$

β - úhel mezi ojnicí a směrem beranu

$$\beta = \sin^{-1}(K \cdot \sin \alpha_J) = \sin^{-1}(0,1 \cdot \sin 22^\circ) = 2,147^\circ \quad (2)$$

K - poměr poloměru kliky k délce ojnice, pro univerzální lisy $K = 0,1$ viz [9]

γ - zešikmení směru síly v ojnici vlivem tření v ose ojnice

$$\gamma = \sin^{-1}\left(\frac{\mu \cdot (r_C + r_E)}{L}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{0,05 \cdot (175 + 450)}{2000}\right) = 0,895^\circ \quad (3)$$

r_C - poloměr třecí plochy mezi beranem a ojnicí, $r_C = 175$ mm

r_E - poloměr excentru, $r_E = 452,5$ mm

μ - třecí součinitel, $\mu = 0,05$ viz [9]

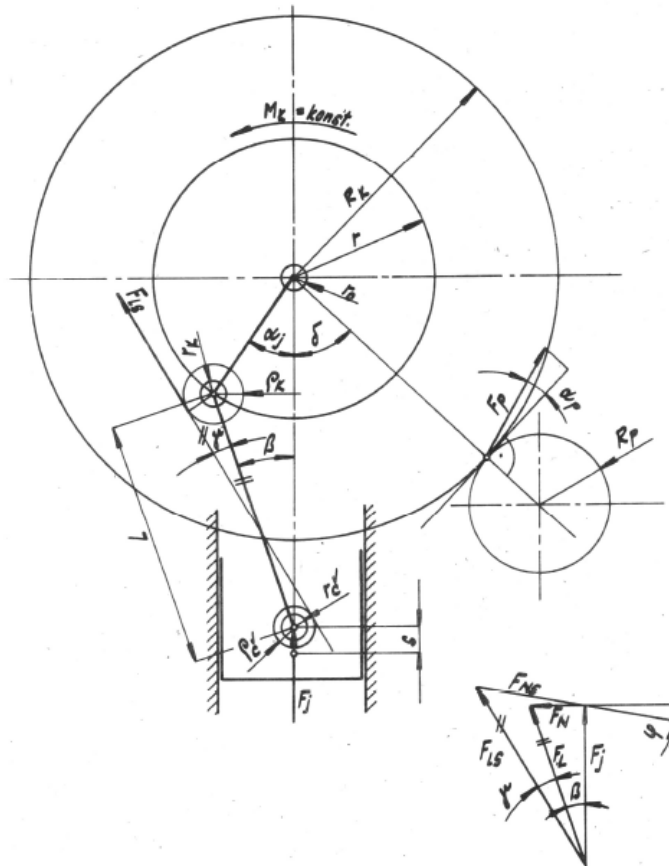
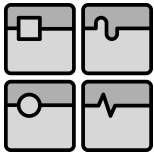
φ - třecí úhel kluzných ploch, $\varphi = 3,33^\circ$ viz [9]

L - délka ojnice

$$L = \frac{r}{K} = \frac{200}{0,1} \text{ mm} = 2000 \text{ mm} \quad (4)$$

r - poloměr kliky

$$r = \frac{Z}{2} = \frac{400}{2} \text{ mm} = 200 \text{ mm} \quad (5)$$



Obr. 31: Silové poměry na klikovém mechanismu se třením [9]

Skutečný krouticí moment na excentrickém hřídele

$$M_{ES} = F_J \cdot (a_{ID} + a_{TR}) = 6300 \cdot (81,87 + 38,26) = 756\,819 \text{ kN} \cdot \text{mm} \cong 757\,000 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6)$$

 a_{ID} - ideální rameno síly

$$a_{ID} = r \cdot (\sin(\alpha_J) + 0,5 \cdot K \cdot \sin(2 \cdot \alpha_J)) \quad (7)$$

$$a_{ID} = 200 \cdot (\sin(22^\circ) + 0,5 \cdot 0,1 \cdot \sin(2 \cdot 22^\circ)) \text{ mm} = 81,87 \text{ mm}$$

 a_{TR} - třecí rameno síly

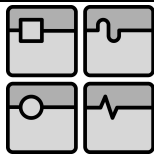
$$a_{TR} = \mu \cdot ((1 + K) \cdot r_E + K \cdot r_C + r_O) \quad (8)$$

$$a_{TR} = 0,05 \cdot ((1 + 0,1) \cdot 452,5 + 0,1 \cdot 175 + 250) \text{ mm} = 38,26 \text{ mm}$$

r_O - poloměr excentrického hřídele, $r_O = 250 \text{ mm}$

Účinnost navrženého klikového mechanismu

$$\eta_{KM} = \frac{a_{ID}}{a_{ID} + a_{TR}} \cdot 100 = \frac{81,87}{81,87 + 38,26} \cdot 100 \% = 68,2 \% \quad (9)$$



3.4 Rozbor režimů lisu

Při automatickém provozu má lis 10 až 18 zdvihů za minutu, to znamená, že otáčky výstředníkové hřídele jsou 10 až 18 1/min. V režimu jednotlivých zdvihů se otáčí stejnou rychlostí jako při 18 zdvizích v automatickém provozu, ale lis provede zdvih a beran se zastaví v horní úvratí, takto umožňuje vykonat maximálně 10 zdvihů za minutu. Po pozdější výpočty, kdy se počítá jak s 10 a 18 zdvihy v automatickém, tak s 10 zdvihy v manuálním režimu, se vypočítají otáčky součástí pohonu.

Automatický provoz

18 zdvihů

Čas cyklu:
$$t_{C18} = \frac{60}{Z_{Max}} = \frac{60}{18} = 3,33 \text{ s} \quad (10)$$

Otáčky excentrického hřídele:
$$n_{E18} = 18 \frac{1}{\text{min}} = 0,3 \frac{1}{\text{s}}$$

Otáčky spojkového hřídele:
$$n_{S18} = n_{E18} \cdot i_P = 18 \cdot 11 = 198 \frac{1}{\text{min}} = 3,3 \frac{1}{\text{s}} \quad (11)$$

10 zdvihů

Čas cyklu:
$$t_{C10} = \frac{60}{Z_{Min}} = \frac{60}{10} = 6 \text{ s} \quad (12)$$

Otáčky excentrického hřídele:
$$n_{E10} = 10 \frac{1}{\text{min}} = 0,167 \frac{1}{\text{s}}$$

Otáčky spojkového hřídele:
$$n_{S10} = n_{E10} \cdot i_P = 10 \cdot 11 = 110 \frac{1}{\text{min}} = 1,83 \frac{1}{\text{s}} \quad (13)$$

Jednotlivé zdvihy

Čas cyklu:
$$t_{CJ} = \frac{60}{Z_{Min}} = \frac{60}{10} = 6 \text{ s} \quad (14)$$

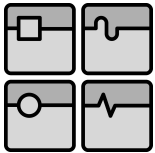
Otáčky excentrického hřídele:
$$n_{EJ} = n_{E18} = 18 \frac{1}{\text{min}} = 0,3 \frac{1}{\text{s}}$$

Otáčky spojkového hřídele:
$$n_{SJ} = n_{S18} = 198 \frac{1}{\text{min}} = 3,3 \frac{1}{\text{s}} \quad (15)$$

3.5 Celková práce klikového lisu

Jedná se o celkovou práci, která musí být dodána na setrvačnick. Je to práce jednoho zdvihy zvětšená o ztráty vzniklé třením a deformací pracovního prostoru a nástroje. Podle zkušeností je zvolena celková teoretická účinnost pohonu lisu 0.4. Přesnější určení není v tuto chvíli k dispozici.

$$A_{CT} = \frac{A}{0,4} = \frac{100}{0,4} \text{ kJ} = 250 \text{ kJ} \quad (16)$$



Výkon elektromotoru

Prvotní výpočet potřebného výkonu motoru vychází z podmínky, že motor musí být schopen dodat do systému celkovou práci za čas jednoho cyklu při automatickém provozu [9].

$$P = \frac{A_{CT}}{t_{C18}} = \frac{250}{3,33} \text{ kW} \cong 75,1 \text{ kW} \quad (17)$$

$$A_{CT} = 250 \text{ kJ}$$

$$t_{C18} = 3,33 \text{ s}$$

Podle předchozích zkušeností zvolen motor o výkonu 90 kW.

3.6 Řemenový převod mezi motorem a setrvačником

Vzhledem k potřebě co nejužší řemenice byly zvoleny úzké klínové řemeny.

Odhadované parametry a provozní podmínky převodu:

Přenášený výkon

$$P_M = 90 \text{ kW}$$

Otáčky

$$n_{\text{mot}} = 1000 \text{ 1/min}$$

Výpočtový průměr velké řemenice

$$D_p = 2000 \text{ mm}$$

Převodový poměr

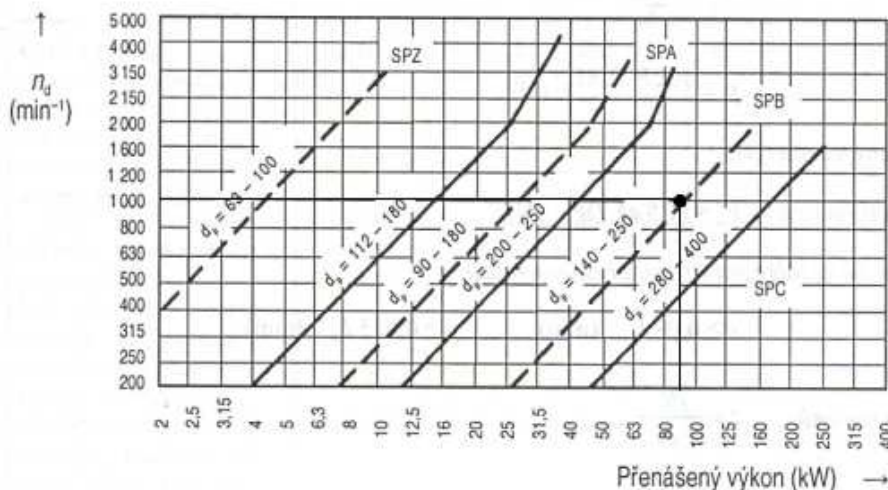
$$i_{rt} = 5$$

Výpočtový průměr malé řemenice

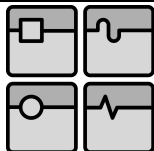
$$d_p = \frac{D_p}{i_{rt}} = \frac{2000}{5} \text{ mm} = 400 \text{ mm} \quad (18)$$

Podle diagramu na obr. 33 se vzhledem k těmto provozním podmínkám zdá být nejvhodnější použití typu řemenu SPB, který umožňuje při daných podmínkách užší řemenici než typu SPC.

Velikost uvažovaného výpočtového průměru malé řemenice však leží mimo interval normalizovaných průměrů, proto byl zvolen řemen typu SPC. Pro výpočet řemenového převodu je použit software MechSoft UniTools.



Obr. 32: Diagram pro určení průřezu úzkého klínového řemene [12]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Základní parametry

Úzké klínové řemeny, Převody klínovými řemeny

Výkon	P	90	kw	Typ	b	h	dmin
Účinnost	η	0.96		SPZ	9.7	8	63
Počet řemenic	K	2		SPA	12.7	10	90
Počet řemenů	N	7		SPB	16.3	13	140
Délka řemenu	Lp	7100	mm	SPC	22	18	224
				Skluz řemenu	y	1	%

Parametry řemenic

Převodový poměr	i	5.0505					
Výpočtový průměr	dp	400	2000				mm
Otáčky	n	1000	198				n
Točivý moment	Mk	859.4367	4166.966				Nm
Podíl výkonu	Px		100				%
Úhel opásání	β	112.68	247.32				°
Součinitel úhlu opásání	Ca	0.79	1.11				

Obr. 33: Zvolené a vypočtené parametry

Koeficienty

Součinitel dynamičnosti Cp 1.4

Síly

Obvodová síla	F	4297.183	N
Odstředivá síla	Ff	144.754	N
Síla v napjaté větvi řemenu	F1	6002.755	N
Síla ve volné větvi řemenu	F2	1705.572	N
Min. pracovní předpětí	Fu	3854.163	N
Radiální síla na ložiska	Fr	6843.756	N
Obvodová rychlost	v	20.944	m/s

Pevnostní kontrola

Vlastní hodnoty

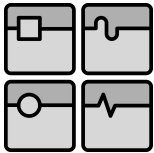
Tabulkové zatížení	Ptab	27.579	kw
Součinitel délky řemenu	Ci	1.04	
Koeficient počtu řemenů	Ck	0.9	
Dovolené zatížení	Pd	143.398	kw
Dopočítané zatížení	Pv	126	kw
Pevnostní kontrola		Vyhovuje	

Obr. 34: Pevnostní kontrola řemenů

Navržený řemenový převod z hlediska pevnosti vyhovuje, součinitel dynamičnosti C_p byl zvolen na základě těchto kritérií:

- typ poháněného stroje: lis
- typ pohonné jednotky: střídavý elektrický motor pro průmyslové využití
- druh provozu: normální (8-16 hodin denně)

Vzhledem ke značné velikosti radiální síly působící na ložisko je třeba zkontrolovat, zda zatížení ložiska není větší než maximální přípustné. Kontrola ložisek je zařazena o několik kapitol dále. Tato radiální síla je vyvozena potřebným předpětím použitých řemenů, které je nutné z hlediska správné funkce řemenového převodu.



3.7 Volba motoru

Potřebné otáčky elektromotoru $n_M = i_R \cdot i_P \cdot z_{Max}$ (19)

$$n_M = 5,05 \cdot 11 \cdot 18 \frac{1}{\text{min}} = 1000,0 \frac{1}{\text{min}}$$

i_R - převodový poměr řemen. převodu, $i_R = 5,05$ viz obr. 35

i_P - uvažovaný převod. poměr planetové převodovky, $i_P = 11$

Na základě těchto a předchozích parametrů je předběžně zvolen trojfázový asynchronní motor SIEMENS s kotvou nakrátko – 1LG6-313-6AA90

Jmenovitý výkon	Velikost	Objednací číslo	Třída účinnosti	Jmenovité otáčky	Účinnost η při 4/4	Účinnost η při 3/4	Účinek $\cos \varphi$ při 4/4	Účinek $\cos \varphi$ při 3/4	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	Poměrný záběrný moment při přímém spouštění v násobcích jmenovitého momentu	Poměrný záběrný proud při spouštění na síť	Poměrný moment zvratu	Momentová třída KL	Momentové pásmo viz strana 2/12	Moment setrvačnosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca
kW			(EFF)	min ⁻¹	%	%	-	-	A	Nm	-	-	-		kgm ²	kg	
1000 min⁻¹, 6 pólové, 50Hz																	
15	180 L	1LG6 186-6AA..		975	90,9	91,7	0,81	0,77	29,5	147	2,4	5,5	2,5	16	9	0,203	175
18,5	200 L	1LG6 206-6AA..		978	91,2	91,8	0,81	0,76	36	181	2,4	5,6	2,4	16	9	0,285	210
22	200 L	1LG6 207-6AA..		978	91,9	92,5	0,82	0,78	42	215	2,4	5,6	2,4	16	9	0,362	240
30	225 M	1LG6 223-6AA.. ¹⁾		980	93,2	93,7	0,83	0,80	56	292	2,8	6,5	2,9	16	9	0,629	325
37	250 M	1LG6 253-6AA..		985	93,7	94,1	0,83	0,79	69	359	2,9	6,8	2,5	16	4	0,934	405
45	280 S	1LG6 280-6AA..		988	94,4	94,6	0,85	0,81	81	435	3,0	6,8	2,7	16	4	1,37	520
55	280 M	1LG6 283-6AA..		988	94,6	94,8	0,85	0,81	99	532	3,3	7,3	2,9	16	4	1,65	570
75	315 S	1LG6 310-6AA..		990	95,0	95,0	0,83	0,79	138	723	2,8	7,3	3,0	16	4	2,50	760
90	315 M	1LG6 313-6AA..		990	95,3	95,4	0,85	0,81	160	868	2,7	7,3	2,9	16	4	3,20	935
110	315 L	1LG6 316-6AA..		990	95,6	95,7	0,85	0,82	196	1061	2,9	7,4	2,9	16	4	4,02	1010
132	315 L	1LG6 317-6AA..		990	95,8	95,8	0,85	0,82	235	1273	3,1	7,8	3,1	16	4	4,71	1180

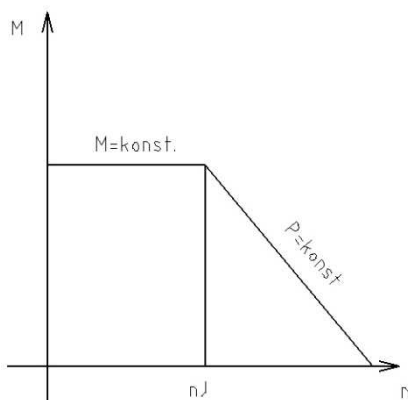
Obr. 35: Parametry zvoleného motoru [28]

Jmenovitý výkon motoru $P_{MJ} = 90 \text{ kW}$ viz [28]

Jmenovité otáčky $n_{MJ} = 990 \frac{1}{\text{min}}$ viz [28]

Jmenovitý moment motoru $M_{MJ} = 868 \text{ Nm}$ viz [28]

Momenty a otáčky motoru při různých režimech lisu se vypočítají dle momentové charakteristiky motoru s frekvenčním měničem (Obr. 37).



Obr. 36: Momentová charakteristika

Automatický provoz

10 zdvihů

Otáčky motoru

$$n_{M10} = n_{S10} \cdot i_R = 110.5,05 = 555,5 \frac{1}{\text{min}} = 9,26 \frac{1}{\text{s}} \quad (20)$$

Moment motoru

$$M_{M10} = M_{MJ} = 868 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Při $n_{M10} = 555,5 \text{ 1/min}$ (pod jmenovitými otáčkami) má moment motoru jmenovitou hodnotu. Při těchto otáčkách bude zřejmě docházet k většímu zahřívání motoru. Motory jsou standardně opatřeny radiálním ventilátorem, který je při normálních podmínkách provozu dostatečně ochlazuje. Posouzení, zda je třeba zvolit pro tuto aplikaci motor s cizím chlazením nebo bude vyhovovat pouze vlastní chlazení, zůstává na výrobcu motorů, který po konzultaci doporučuje výhodnější variantu.

18 zdvihů

Otáčky motoru

$$n_{M18} = n_{S18} \cdot i_R = 198.5,05 = 1000 \frac{1}{\text{min}} = 16,66 \frac{1}{\text{s}} \quad (21)$$

Moment motoru

$$M_{M18} = \frac{P_{MJ}}{2 \cdot \pi \cdot n_{M18}} = \frac{90000}{2 \cdot \pi \cdot 16,67} \frac{\text{N}}{\text{m}} = 859,3 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (22)$$

Jednotlivé zdvihy (10 zdvihů)

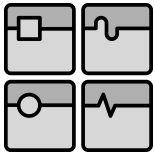
Otáčky motoru

$$n_{M10J} = n_{M18} = 1000 \frac{1}{\text{min}} = 16,66 \frac{1}{\text{s}} \quad (23)$$

V tomto režimu je moment motoru shodný s momentem motoru při 18 zdvihích v automatickém provozu:

Moment motoru

$$M_{M10J} = M_{M18} = 859,3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$



3.8 Návrh planetové převodovky

Pro návrh a optimalizaci byl opět využit software MechSoft Unitools, který provedl pevnostní výpočet podle ČSN 01 4686: 1988.

Návrh proběhl ve 2 etapách, nejdříve se navrhovala dvojice kol pastorek-satelit (vnější ozubení) a poté satelit-korunové kolo (vnitřní ozubení). Pro prvotní výpočet je třeba zjistit požadované převodové poměry mezi koly, počty zubů ozubených kol a velikosti krouticích momentů. Počty zubů pastorku a korunového kola se určí z (24). Jedná se o ozubená kola s přímými zuby.

$$\text{Celkový převodový poměr planetové převodovky: } i_p = \frac{z_2}{z_0} + 1 \quad (24)$$

z_2 - počet zubů korunového kola

z_0 - počet zubů pastorku

$$\text{Z (24) se vyjádří } z_2: \quad z_2 = z_0 \cdot (i_p - 1)$$

Uvažovaný celkový převodový poměr planetové převodovky je $i_p = 11$, optimální počet zubů pastorku byl stanoven na $z_0 = 18$. Po dosazení:

$$z_2 = 18 \cdot (11 - 1) = 180$$

Počet zubů satelitu z_1 se určí po rozepsání (24):

$$i_p = \left(\frac{z_1}{z_0} \cdot \frac{z_2}{z_1} \right) + 1 \rightarrow 11 = \left(\frac{z_1}{18} \cdot \frac{180}{z_1} \right) + 1 \rightarrow z_1 = 81$$

Krouticí moment přenášejí pastorek

$$M_{SP} = \frac{M_{ES}}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{757000}{11 \cdot 0,98} \frac{N}{m} = 70\,220 \frac{N}{m} \quad (25)$$

$$M_{ES} = 757\,000 \frac{N}{m}$$

η_p - účinnost planetového soukolí, kde je poháněný pastorek a výstupem je unašeč, $\eta_p = 0,98$ viz [13]

Použití 3 satelitů způsobí, že v záběru je 3x více zubů, zadávaný moment zatěžující ozubení je tedy třetinový:

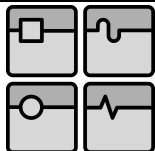
$$\frac{M_{SP}}{3} = \frac{70220}{3} \frac{N}{m} = 23\,407 \frac{N}{m}$$

Krouticí moment přenášejí satelit:

$$M_{SS} = M_{SP} \cdot \frac{z_0}{z_1} \cdot \eta_p = 70220 \cdot \frac{18}{81} \cdot 0,98 \frac{N}{m} = 309\,670 \frac{N}{m} \quad (26)$$

Zadávaný moment je opět třetinový:

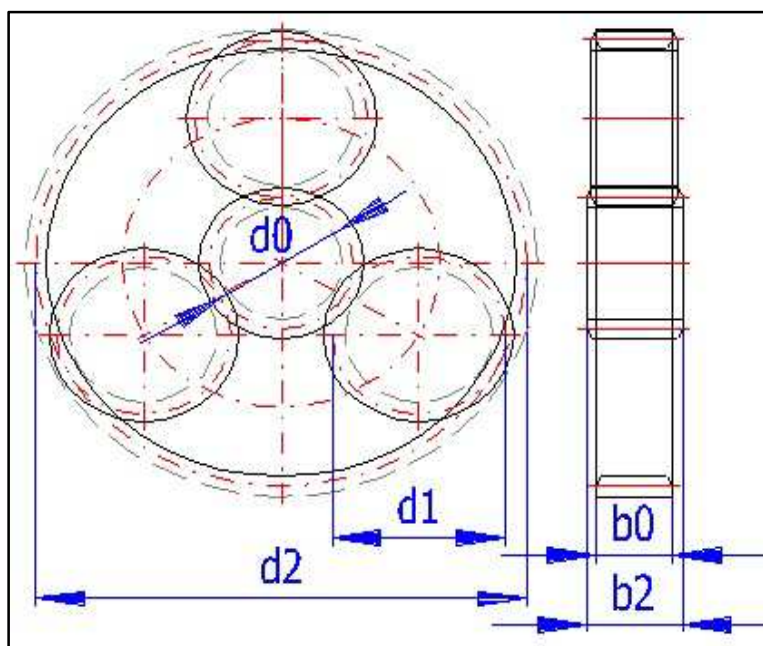
$$\frac{M_{SS}}{3} = \frac{309670}{3} \frac{N}{m} = 103\,220 \frac{N}{m}$$



Shrnuté a vypočtené parametry:

Parametry ozubení	Pastorek	Satelit	Korunové kolo
Počet zubů - z_0, z_1, z_2	18	81	180
Převodový poměr - $z_1/z_0, z_2/z_1$	4,5		2,222
Převodový poměr - z_2/z_0	10		
Úhel záběru - α [°]	20		
Modul - m [mm]	10		
Průměr rozt. kružnice - d_0, d_1, d_2 [mm]	180	810	1800
Vzdálenost os - a_w [mm]	465		465
Šířka ozubení - b_0, b_1, b_2 [mm]	235	245	235
Jednotková korekce - x	0,5	-0,5	0,5
Celková korekce - $\Sigma x_{01}, \Sigma x_{12}$	0		0

Tab. 1: Základní parametry ozubení



Obr. 37: Nákres ozubených kol [21]

Zatížení	Pastorek	Satelit	Korunové kolo
Otáčky - n_0, n_1, n_2 [1/min]	198	18 (Unašeč)	0
Krouticí moment - M_k [N/m]	23 407	103 220	224 770
Obvodová síla - F_t [N]	258 889		253 711
Radiální síla - F_r [N]	94 228		92 343
Normální síla - F_n [N]	275 504		269 994

Tab. 2: Zatížení ozubení

Pevnostní kontrola	Pastorek	Satelit	Korunové kolo	
Součinitel vnějších dynamických sil - KA	1,5			
Materiál	16526 Cem.+kal.	16220 Cem.+ kal.		
Mez únavy v dotyku - σ_{Hlim} [MPa]	1330	1270		
Mez únavy v ohybu - σ_{Flim} [MPa]	740	700		
Koeficient bezpečnosti v dotyku - SH	0,932	1,034	2,745	2,792
Koeficient bezpečnosti v ohybu - SF	1,588	1,446	2,503	1,681

Tab. 3: Pevnostní kontrola

Problematika návrhu ozubených převodů klikového lisu je velice složitá, pro kvalitnější optimalizaci výsledků by bylo třeba vyhledat specializovaného pracovníka, který má s návrhem ozubení podstatně větší zkušenosti. Určení požadované životnosti ozubení představuje problém, neboť maximální krouticí moment působí na omezené dráze, která je zlomkem celého cyklu, lis rovněž nemusí být maximálně využíván, při volbě standardní trvanlivosti $L_h = 20\,000$ h by vycházela předimenzovaná převodovka. Dle rady odborného konzultanta bylo počítáno s trvanlivostí ozubení $L_h = 1000$ h, která vyhovuje této aplikaci. Zároveň vyhovuje i koeficient bezpečnosti v dotyku SH u pastorku, který vyšel 0,932.

3.9 Určení velikosti spojko-brzdy

Výběr velikosti spojky je dán přenášeným krouticím momentem na spojkovém hřídeli.

Moment na spojkovém hřídeli:

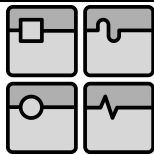
$$M_{SP} = 70\,220 \frac{N}{m}$$

Na základě velikosti M_{SP} je zvolena zesílená spojko-brzda Ortlinghaus série 0123, velikost 90 a to konkrétně typ, jenž má 18 spojkových a 12 brzdých lamel, požaduje se větší spojkový moment, než je k dispozici u standardní řady. Zároveň se jedná o verzi se sníženým tlakem pružin (20/23 bar), která poskytuje dostatečnou rezervu ve velikosti přenášeného krouticího momentu.

Maximální přípustný krouticí moment zvolené spojko-brzdy :

$$M_{stat} = 81\,000 \frac{N}{m} \text{ viz [18]}$$

Pro určení velikosti brzdy je nutné mít vypočtené hmotnosti a momenty setrvačnosti brzděných hmot. Je jasné, že v tuto chvíli nemohou být reálné hodnoty k dispozici. V průběhu výpočtů pohonu byla spojko-brzda vícekrát měněna a opětovně přepočítávána, protože docházelo ke změnám rozměrů součástí a tím i jejich hmotností a momentů setrvačnosti. V diplomové práci je uveden výpočet brzdy pomocí zjištěných konečných hodnot, který vychází z literatury [9].

**Brzdný moment**

$$M_{BR} = \frac{A_{BR}}{\varphi_{BR}} = \frac{38416}{4,80} \text{ N.m} = 8\,003,3 \text{ N.m} \quad (26)$$

Zvolená spojko-brzda vyhovuje, hodnoty M_{SP} a M_{BR} jsou menší než M_{stat} a M_{dyn} .
Viz [18]

 φ_{BR} - brzdý úhel na brzdě v obloukové míře

$$\varphi_{BR} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \varphi_{BR}}{360^\circ} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 275^\circ}{360^\circ} \text{ rad} = 4,80 \text{ rad} \quad (27)$$

 φ_{BR} - brzdý úhel na brzdě

$$\varphi_{BR} = \varphi_K \cdot i_P = 25,11^\circ = 275^\circ$$

φ_K - brzdý úhel na klíce, zvoleno $\varphi_K = 25^\circ$

 A_{BR} - práce na brzdě

$$A_{BR} = 0,5 \cdot J_{BR} \cdot \omega_{BR}^2 = 0,5 \cdot 178,79 \cdot 20,73^2 \text{ J} = 38\,416 \text{ J} \quad (28)$$

 J_{BR} - hmotný moment setrvačnosti brzděných hmot redukováný na hřídel brzdy

$$J_{BR} = J_{SP} + J_{SH} + 3 \cdot J_Z \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2 + \frac{J_{VH} + J_U}{i_P^2} + m_C \cdot \left(\frac{v_E}{\omega_{BR}}\right)^2 \quad (29)$$

$$J_{BR} = 7,55 + 1,22 + 3 \cdot 233,8 \cdot \left(\frac{9,33}{20,73}\right)^2 + \frac{182,8 + 723,9}{11^2} + 12075 \cdot \left(\frac{0,853}{20,73}\right)^2 \text{ kg.m}^2$$

$$J_{BR} = 178,79 \text{ kg.m}^2$$

J_{SP} - moment setrvačnosti spojko-brzdy, $J_{SP} = 7,55 \text{ kg.m}^2$ viz příloha č. 2

J_{SH} - moment setrvačnosti spojkového hřídele, $J_{SH} = 1,22 \text{ kg.m}^2$ viz příloha č. 2

 J_Z - moment setrvačnosti satelitu redukováný na brzdu

$$J_Z = J_{SA} + m_{SA} \cdot a_w^2 = 66,47 + 683 + 0,495^2 \text{ kg.m}^2 = 233,8 \text{ kg.m}^2 \quad (30)$$

J_{SA} - moment setrvačnosti satelitu, $J_{SA} = 66,47 \text{ kg.m}^2$ viz. příloha č. 2

m_{SA} - hmotnost satelitu, $m_{SA} = 683 \text{ kg}$ viz příloha 2

a_w - osová vzdálenost pastorku a satelitu, $a_w = 495 \text{ mm}$ viz tab. 1

$$i_P = 11$$

J_{VH} - moment setrvačnosti výstředníkového hřídele, $J_{VH} = 182,8 \text{ kg.m}^2$

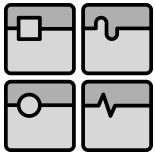
J_U - moment setrvačnosti unašeče převodovky, $J_U = 723,9 \text{ kg.m}^2$

 ω_0 - úhlová rychlost pastorku

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot n_{S18} = 2 \cdot \pi \cdot 3,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 20,73 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (31)$$

$$n_{S18} = 3,3 \frac{1}{\text{s}}$$

ω_{BR} - úhlová rychlost brzdy, $\omega_{BR} = \omega_0 = 20,73 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

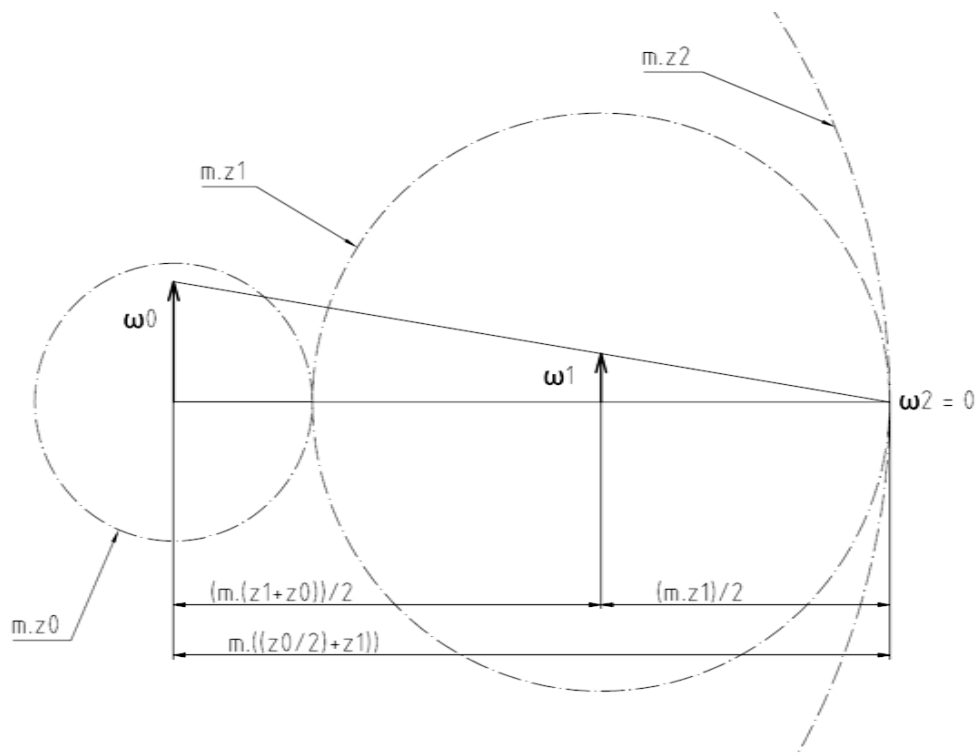


ω_1 - úhlová rychlost satelitu, vypočítá se na základě podobnosti 2 trojúhelníků (obr. 40).

$$\frac{\omega_0}{m \cdot \left(\frac{z_0}{2} \cdot z_1\right)} = \frac{\omega_1}{\frac{m \cdot z_1}{2}} \rightarrow \omega_1 = \frac{z_1 \cdot \omega_0}{z_0 + 2 \cdot z_1} = \frac{81 \cdot 20,73}{18 + 2 \cdot 81} \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 9,33 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (32)$$

$$z_1 = 81, \quad z_0 = 18$$

V místě dotyku satelitu a korunového kola je pól pohybu, který má nulovou úhlovou rychlost.



Obr. 38: Pól rychlosti

m_C - celková hmotnost posuvných hmot

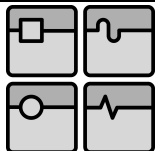
$$m_C = m_B + m_N + m_O = 8500 + 1500 + 2075 \text{ kg} = 12075 \text{ kg} \quad (33)$$

v_E - obvodová rychlost excentru

$$v_E = 2 \cdot \pi \cdot n_{E18} \cdot r_E = 2 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 0,4525 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,853 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (34)$$

$$n_{E18} = 0,3 \frac{1}{\text{s}}$$

$$r_E = 452,5 \text{ mm} = 0,4525 \text{ m}$$

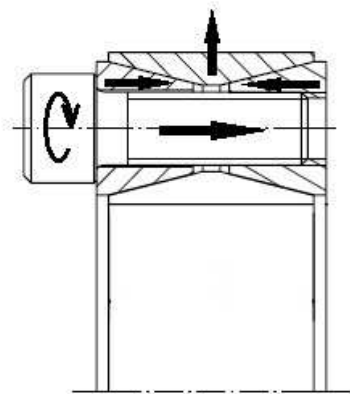


3.91 Upevnění spojko-brzdy na spojkový hřídel

Pro upevnění spojko-brzdy na spojkový hřídel bylo zvoleno svěrné pouzdro, které oproti tradičním metodám upevnění, jako jsou pera a drážky, nezmenšuje průřez hřídele a náboje, a tím odpadá nutnost předimenzování za účelem kompenzace zmenšení průřezu.

Funkčnost svěrného pouzdra je založena na dvou šikmých rovinách, které po vzájemném přiblížení vyvodí tlak působící na spojované součásti. Použití svěrného pouzdra umožňuje rovnoměrné rozložení měrného tlaku. Po montáži vznikne uložení s přesahem, které zaručuje nulovou nežádoucí vůli [31].

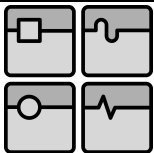
Ortlinghaus doporučuje pro zvolenou spojko-brzdu použití svěrného spoje RINGFEDER RfN 7012-IN o rozměru 200x260.



Obr. 39: Princip svěrného pouzdra [24]



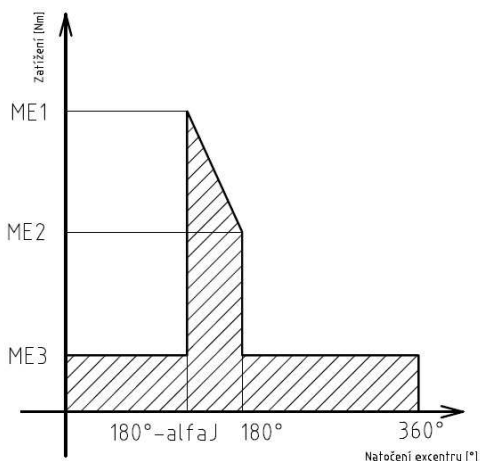
Obr. 40: RINGFEDER RfN 7012-IN [24]



3.10 Určení práce klikového lisu ze zatížení klikového mechanismu

Jedná se o určení práce ze zjednodušeného grafu závislosti zatížení excentru na jeho úhlu natočení, kde obsah obrazce pod křivkou zatížení (Obr. 42) je roven odvedené práci.

Body v grafu:



M_{E1} - maximální zatěžovací moment, působí 22° před dolní úvratí, je to jmenovitá síla na celkovém rameni.

M_{E2} - pokles momentu, jmenovitá síla na třecím rameni

M_{E3} - zatěžování mechanismu tíhou beranu a nástroje na třecím rameni, působí v průběhu celého cyklu

Obr. 41: Zatížení na klikovém mechanismu lisu

$$M_{E1} = F_J \cdot (a_{ID} + a_{TR}) = M_{ES} = 757\,000 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (35)$$

$$M_{E2} = F_J \cdot a_{TR} = 6300 \cdot 38,26 \text{ kN} \cdot \text{mm} = 241\,038 \text{ kN} \cdot \text{mm} \cong 241\,000 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (36)$$

$$a_{TR} = 38,26 \text{ mm}$$

$$M_{E3} = (m_B + m_N) \cdot g \cdot a_{TR} = (8500 + 1500) \cdot 9,81 \cdot 38,26 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (37)$$

$$M_{E3} = 3\,753\,300 \text{ N} \cdot \text{mm} = 3\,753 \text{ N} \cdot \text{m}$$

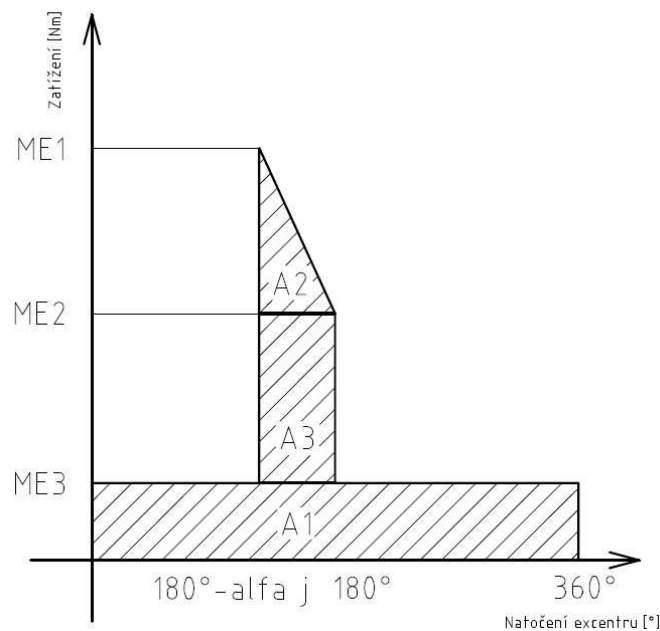
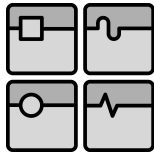
$$m_B = 8500 \text{ kg}$$

$$m_N = 1500 \text{ kg}$$

Výpočet práce z grafu:

$$A_G = A_1 + A_2 + A_3 = M_{E3} \cdot \frac{360^\circ \cdot 180^\circ}{\pi} + (M_{E1} - M_{E2}) \cdot \frac{\alpha_J \cdot 180^\circ}{2 \cdot \pi} + (M_{E2} - M_{E3}) \cdot \frac{\alpha_J \cdot 180^\circ}{\pi} \quad (38)$$

$$A_G = 3753 \cdot \frac{360^\circ \cdot \pi}{180^\circ} + (757000 - 241000) \cdot \frac{22^\circ \cdot \pi}{2 \cdot 180^\circ} + (241000 - 3753) \cdot \frac{22^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 214\,700 \text{ J}$$



Obr. 42: Obrázec dílčích prací

Celková práce:**Automatický provoz**

K práci z grafu je třeba ještě přičíst u automatického provozu práci deformační.

$$A_{CA} = A_G + A_{DEF} = 214\,700 + 6300 \text{ J} = 221\,000 \text{ J} \quad (39)$$

 A_{DEF} - deformační práce [9]

$$A_{DEF} = \frac{F_J \cdot f_{celk}}{2} = \frac{6300 \cdot 2}{2} \text{ J} = 6300 \text{ J} \quad (40)$$

f_{celk} - celková odhadovaná deformace stroje a nástroje, $f_{celk} = 2 \text{ mm}$ dle konzultace

Režim jednotlivé zdvihy

Práce při jednotlivých zdvihách se rovná práci při automatickém provozu se započítáním jednoho násobku využitelné práce A (využitelná práce je zde 2x větší než u automatického provozu) a rozběhové práce (odpojení náhonu po každém zdvihy, zastavení mechanismu v horní úvratí a opětovný rozběh před dalším zdvihem).

$$A_{CJ} = A_G + A_{DEF} + A_{ROZB} + A \quad (41)$$

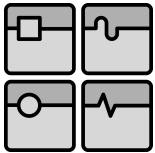
$$A_{CJ} = 214\,700 + 6300 + 76\,832 + 100\,000 \text{ J} \cong 398\,000 \text{ J}$$

$$A = 100 \text{ kJ} = 100\,000 \text{ J}$$

 A_{ROZB} - rozběhová práce [9]

$$A_{ROZB} = 2 \cdot A_{BR} = 2 \cdot 38\,416 \text{ J} = 76\,832 \text{ J} \quad (42)$$

$$A_{BR} = 38\,416 \text{ J}$$



3.11 Nabíjení a vybíjení setrvačnicku

Kontroluje se, zda se setrvačnick stihne dobít za dostupný čas mezi jednotlivými zdvihy, popř. zda nepoklesne úhlová rychlost setrvačnicku pod únosnou mez. Tato kapitola čerpá z literatury [9].

Vzhledem k požadované rovnoměrnosti chodu byl po dohodě s konzultantem stanovený maximální pokles úhlové rychlosti na 20%. Kontrola se provádí pro oba režimy provozu lisu a při minimálních a maximálních počtech zdvihů.

Maximální pokles úhlové rychlosti: $\delta_D = 20 \%$

Automatický provoz 18 zdvihů

Dostupná doba nabíjení

$$t_{D18} = \left(1 - \frac{11}{180}\right) \cdot t_{C18} = \left(1 - \frac{11}{180}\right) \cdot 3,33 \text{ s} = 3,12 \text{ s} \quad (43)$$

$$t_{C18} = 3,33 \text{ s}$$

Hodnota 11/180 představuje úhel α_j .

Doba nabíjení

$$t_{N18} = \frac{J_V \cdot (\omega_{N18} - \omega_{V18})}{M_{DS18}} = \frac{5807 \cdot (20,73 - 18,80)}{4166} \text{ s} = 2,69 \text{ s} \quad (44)$$

J_V – moment setrvačnosti setrvačnicku, $J_V = 5807 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ viz příloha 2

ω_{V18} - úhlová rychlost setrvačnicku po předání energie

$$\omega_{V18} = \sqrt{(\omega_{N18})^2 - \frac{2 \cdot A_{CA}}{J_V}} = \sqrt{(20,73)^2 - \frac{2 \cdot 221000}{5807}} \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 18,80 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (45)$$

ω_{N18} - úhlová rychlost setrvačnicku po nabití, $\omega_{N18} = \omega_0 = 20,73 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

$$A_{CA} = 221000 \text{ J}$$

M_{DS18} – kroučící moment dodávaný na setrvačnick

$$M_{DS18} = M_{M18} \cdot i_R \cdot \eta_R = 859,3 \cdot 5,05 \cdot 0,96 \text{ N} \cdot \text{m} = 4166 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (46)$$

$$M_{M18} = 859,3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$i_R = 5,05$$

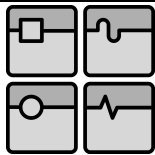
η_R - účinnost řemenového převodu, $\eta_R = 0,96$ viz obr. 34

$t_{N18} < t_{D18}$ - setrvačnick se stihne dobít

Pokles úhlové rychlosti

$$\delta_{18} = \frac{\omega_{N18} - \omega_{V18}}{\omega_{N18}} \cdot 100 = \frac{20,73 - 18,80}{20,73} \cdot 100 \% = 9,3 \% \quad (47)$$

$\delta_{18} < \delta_D$ - pokles úhlové rychlosti vyhovuje

**10 zdvihů****Dostupná doba nabíjení**

$$t_{D10} = \left(1 - \frac{11}{180}\right) \cdot t_{C10} = \left(1 - \frac{11}{180}\right) \cdot 6 \text{ s} = 5,63 \text{ s} \quad (48)$$

$$t_{C10} = 6 \text{ s}$$

Doba nabíjení

$$t_{N10} = \frac{J_V \cdot (\omega_{N10} - \omega_{V10})}{M_{DS10}} = \frac{5807 \cdot (11,49 - 7,48)}{4208} \text{ s} = 5,53 \text{ s} \quad (49)$$

J_V – moment setrvačnosti setrvačnicku, $J_V = 9289$ viz příloha 2

 ω_{V10} - úhlová rychlost setrvačnicku po předání energie

$$\omega_{V10} = \sqrt{(\omega_{N10}^2 - \frac{2 \cdot A_{CA}}{J_V})} = \sqrt{(11,49^2 - \frac{2 \cdot 221000}{5807})} \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 7,48 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (50)$$

 ω_{N10} - úhlová rychlost setrvačnicku po nabití

$$\omega_{N10} = 2 \cdot \pi \cdot n_{S10} = 2 \cdot \pi \cdot 1,83 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 11,49 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$n_{S10} = 1,83 \frac{1}{\text{s}}$$

$$A_{CA} = 218\,453 \text{ J}$$

 M_{DS10} - krouticí moment dodávaný na setrvačnick

$$M_{DS10} = M_{M10} \cdot i_R \cdot \eta_R = 868,5 \cdot 0,96 \text{ N} \cdot \text{m} = 4\,208 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (51)$$

$$M_{M10} = 868 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$i_R = 5,05$$

$$\eta_R = 0,96$$

$t_{N10} < t_{D10}$ - setrvačnick se stihne dobít

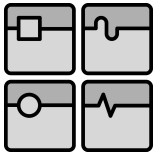
Pokles úhlové rychlosti

$$\delta_{10} = \frac{\omega_{N10} - \omega_{V10}}{\omega_{N10}} \cdot 100 = \frac{11,49 - 7,48}{11,49} \cdot 100 \% = 34,90 \% \quad (52)$$

$\delta_{10} > \delta_D$ - pokles úhlové rychlosti nevyhovuje

Možným řešením by bylo zvětšení momentu setrvačnosti setrvačnicku, při kterém by docházelo k menšímu poklesu. To by ale znamenalo i výměnu motoru, který by byl schopen větší setrvačnick dobít za dostupný čas.

Mnohem přijatelnější řešením je ponechat zvolený motor a setrvačnick a snížit využitelnou tvářecí práci při počtech zdvihů, při kterých dochází k většímu poklesu než 20%. Nejžádanější je mít samozřejmě využitelnou práci co největší, proto byl z předchozích vztahů vyvozen vztah, který počítá s dovolenou hodnotou poklesu $\delta_D = 20\%$.

**Snížená využitelná práce – 10 zdvihů**

$$A_{10} = \frac{J_V \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{S10})^2}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{100 - \delta_D}{100}\right)^2\right) + A - A_{CA} \quad (53)$$

$$A_{10} = \frac{5807 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 1,83)^2}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{100 - 20}{100}\right)^2\right) - 221000 + 100000 \text{ J} = 17 \ 193 \text{ J}$$

Snížená využitelná práce stanovena na 17 kJ.

Snížená využitelná práce – 11 zdvihů

$$A_{11} = \frac{J_V \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{S11})^2}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{100 - \delta_D}{100}\right)^2\right) + A - A_{CA} \quad (54)$$

$$A_{11} = \frac{5807 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 2,02)^2}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{100 - 20}{100}\right)^2\right) - 218453 + 100000 \text{ J} = 47 \ 379 \text{ J}$$

Snížená využitelná práce stanovena na 47 kJ.

 n_{S11} - otáčky setrvačnicku při 11 zd./min

$$n_{S11} = \frac{11}{60} \cdot i_P = \frac{11}{60} \cdot 11 \frac{1}{s} = 2,02 \frac{1}{s}$$

$$i_P = 11$$

Snížená využitelná práce – 12 zdvihů

$$A_{12} = \frac{J_V \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{S12})^2}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{100 - \delta_D}{100}\right)^2\right) + A - A_{CA} \quad (47)$$

$$A_{12} = \frac{5807 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 2,2)^2}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{100 - 20}{100}\right)^2\right) - 218453 + 100000 \text{ J} = 78 \ 724 \text{ J}$$

Snížená využitelná práce stanovena na 79 kJ.

 n_{S12} - otáčky setrvačnicku při 12 zd./min

$$n_{S12} = \frac{12}{60} \cdot i_P = \frac{12}{60} \cdot 11 \frac{1}{s} = 2,2 \frac{1}{s}$$

Snížená využitelná práce – 13 zdvihů

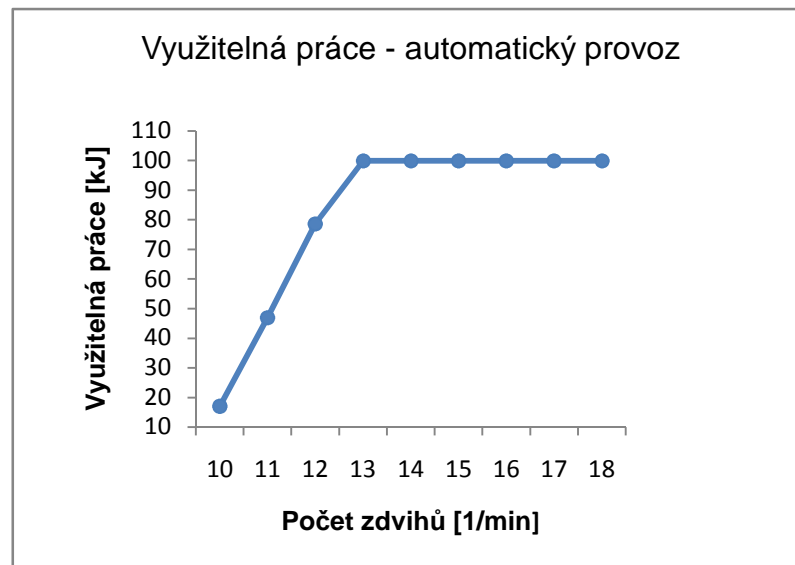
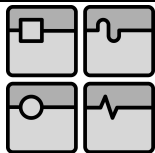
$$A_{13} = \frac{J_V \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{S13})^2}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{100 - \delta_D}{100}\right)^2\right) + A - A_{CA} \quad (48)$$

$$A_{13} = \frac{5807 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 2,38)^2}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{100 - 20}{100}\right)^2\right) - 218056 + 100000 \text{ J} = 112 \ 740 \text{ J}$$

 n_{S13} - otáčky setrvačnicku při 13 zd./min

$$n_{S13} = \frac{13}{60} \cdot i_P = \frac{13}{60} \cdot 11 \frac{1}{s} = 2,38 \frac{1}{s}$$

Při 13 a více zdvihů již nedochází k většímu poklesu než 20%, proto pro počty zdvihů 13 - 18 není třeba tvářecí práci snižovat, její velikost zůstává na hodnotě 100 kJ.



Obr. 43: Graf využitelné práce

Jednotlivé zdvihy**Dostupná doba nabíjení**

$$t_{D10J} = t_{D10} = 5,63 \text{ s}$$

Doba nabíjení

$$t_{N10J} = \frac{J_V \cdot (\omega_{N10J} - \omega_{V10J})}{M_{DS10J}} = \frac{5807 \cdot (20,73 - 17,22)}{4165,9} \text{ s} = 4,92 \text{ s} \quad (49)$$

J_V - moment setrvačnosti setrvačnicku, $J_V = 5807 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ viz příloha č. 2

 ω_{V10J} - úhlová rychlost setrvačnicku po předání energie

$$\omega_{V10J} = \sqrt{(\omega_{N10J})^2 - \frac{2 \cdot A_{CJ}}{J_V}} = \sqrt{(20,73^2 - \frac{2 \cdot 398000}{5807})} \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 17,20 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (50)$$

ω_{N10J} - úhlová rychlost setrvačnicku po nabití, $\omega_{N10J} = \omega_{N18} = \omega_0 = 20,73 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

$$A_{CA} = 389\,000 \text{ J}$$

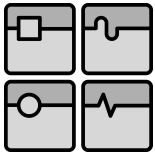
M_{DS10J} - krouticí moment dodávaný na setrvačnick, $M_{DS10J} = M_{DS18} = 4165,9 \text{ N} \cdot \text{m}$

$t_{N18} < t_{D18}$ - setrvačnick se stihne dobít

Pokles úhlové rychlosti

$$\delta_{10J} = \frac{\omega_{N10J} - \omega_{V10J}}{\omega_{N10J}} \cdot 100 = \frac{20,73 - 17,20}{20,73} \cdot 100 \% = 17,03\% \quad (51)$$

$\delta_{10J} < \delta_D$ - pokles úhlové rychlosti vyhovuje



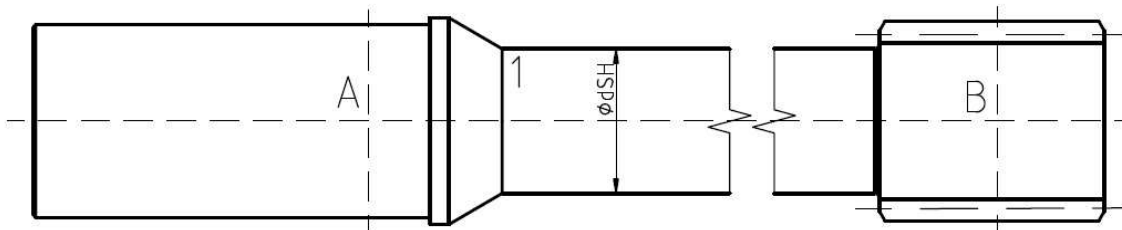
4. PEVNOSTNÍ KONTROLA

Vztahy pevnostní kontroly vychází z obecných vztahů pružnosti a pevnosti z literatury [12].

4.1 Spojkový hřídel

4.11 Pevnostní kontrola hřídele

Spojkový hřídel je namáhán pouze krutem, radiální síly od ozubení se navzájem vyruší, protože působí proti sobě. V rámu stroje je uložen pomocí soudečkového naklápěcího ložiska (A), které dovoluje odklon hřídele od vodorovné osy, ke kterému může docházet při zabírání pastorku se satelity převodovky. Satelity hřídel podírají (B) a udržují ho v žádané poloze. Nebezpečné místo s největším napětím v krutu je v místě nejmenšího průřezu (1).



Obr. 44: Spojkový hřídel

Redukované napětí v nebezpečném průřezu dle HMM

$$\sigma_{\text{redSH}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_{\text{KSH}}^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 106^2} \text{ MPa} = 183,6 \text{ MPa}$$

τ_{KSH} - napětí v krutu

$$\tau_{\text{KSH}} = \frac{M_{\text{KSH}}}{W_{\text{KSH}}} = \frac{70220 \cdot 10^3}{662680} = 106,0 \text{ MPa} \quad (52)$$

M_{KSH} - krouticí moment zatěžující spojkový hřídel, $M_{\text{KSH}} = 70220 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 70220 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$

W_{KSH} - průřezový modul v krutu

$$W_{\text{KSH}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{SH}}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 150^3}{16} \text{ mm}^3 = 662\,680 \text{ mm}^3 \quad (53)$$

d_{SH} - kritický průměr spojkového hřídele, $d_{\text{SH}} = 150 \text{ mm}$

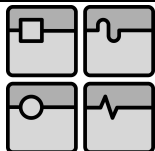
Dovolené napětí v tahu

$$\sigma_{\text{DtSH}} = \frac{R_{\text{eSH}}}{k} = \frac{885}{2} = 442,5 \text{ MPa} \quad (54)$$

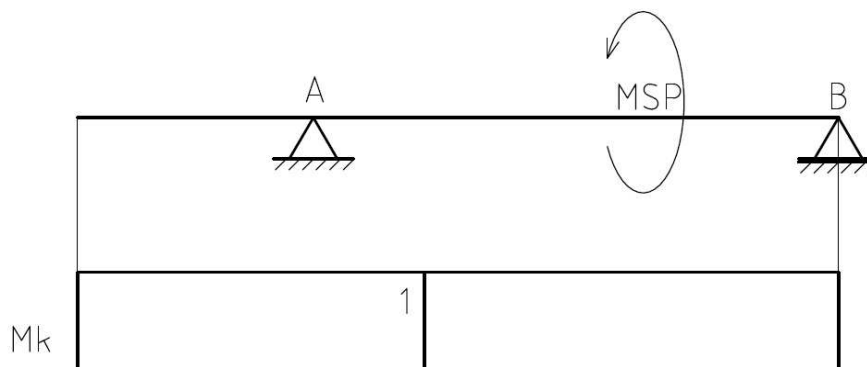
R_{eSH} - mez kluzu v tahu materiálu spojkového hřídele 16 526, $R_{\text{eSH}} = 885 \text{ MPa}$ viz Mechsoft

k - koeficient bezpečnosti, $k = 2$

$\sigma_{\text{redSH}} < \sigma_{\text{Dt}}$ - hřídel z hlediska pevnosti vyhovuje



Soudečkové ložisko SKF 23940 CC/W33 viz [30] bylo navrženo dle velikosti průměru hřídele pod spojkoobrzdou – 200 mm.



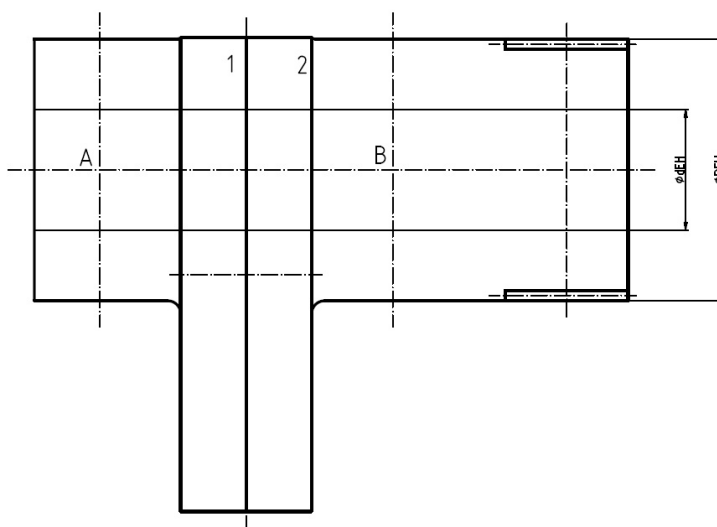
Obr. 45: VVÚ spojkového hřídele

4.2 Výstředníkový hřídel

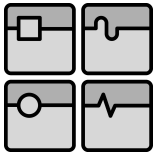
Výstředníkový hřídel je uložen v kluzných ložiskách v rámu stroje, je namáhán krouticím momentem, silou od ojnice a tíhou planetové převodovky. Pro pevnostní kontrolu byl využit software Mechsoft UniTools.

4.21 Pevnostní kontrola hřídele

Výstředníkový hřídel byl nahrazen nosníkem o průřezu dutého válce, v místě excentru bylo počítáno se změnou průřezu, která se projeví na velikosti maximálního průhybu, napětí v ohybu a v krutu. Maximální ohybový moment je právě v ose excentru (1), ale skutečný nebezpečný průřez (2), ve kterém je největší redukované napětí, je ve vzdálenosti 405mm od středu ložiska A.



Obr. 46: Výstředníkový hřídel

**Tíhová síla planetové převodovky**

$$F_{GP} = (3 \cdot m_{SA} + m_U) \cdot g = (3 \cdot 683 + 2581) \cdot 9,81 = 45\,420 \text{ N} \quad (55)$$

m_{SA} - hmotnost satelitu, $m_{SA} = 683 \text{ kg}$ viz příloha 2

m_U - hmotnost unášeče satelitů, $m_U = 2581 \text{ kg}$ viz příloha 2

Redukované napětí v nebezpečném průřezu 2 dle podmínky HMM

$$\sigma_{redEH} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\sigma_{OEH}^2 + 3 \cdot \tau_{KEH}^2} = \sqrt{59,71^2 + 3 \cdot 31,5^2} = 80,9 \text{ MPa} \quad (56)$$

 τ_{KEH} - napětí v krutu

$$\tau_{KEH} = \frac{M_{KEH}}{W_{KEH}} = \frac{757000000}{24032000} \text{ MPa} = 31,5 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$M_{KEH} = M_{ES} = 757\,000 \text{ N.m} = 757\,000\,000 \text{ N.mm}$$

 W_{KEH} - průřezový modul v krutu

$$W_{KEH} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_{EH}^4 - d_{EH}^4}{D_{EH}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{500^4 - 190^4}{190} \text{ mm}^3 = 24\,032\,000 \text{ mm}^3 \quad (58)$$

D_{EH} - velký průměr hřídele, $D_{EH} = 500 \text{ mm}$

d_{EH} - malý průměr hřídele, $d_{EH} = 190 \text{ mm}$

 σ_{OEH} - napětí v ohybu

$$\sigma_{OEH} = \frac{M_{OEH}}{W_{OEH}} = \frac{475453000}{12016000} \text{ MPa} = 59,7 \text{ MPa} \quad (59)$$

M_{OEH} - ohybový moment, v místě 2:

$$M_{OEH} = 717\,500 \text{ N.m} = 717\,500\,000 \text{ N.mm} \text{ viz UniTools}$$

 W_{OEH} - průřezový modul v ohybu

$$W_{OEH} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{EH}^4 - d_{EH}^4}{D_{EH}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{500^4 - 190^4}{190} \text{ mm}^3 = 12\,016\,000 \text{ mm}^3 \quad (60)$$

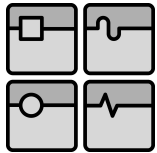
Dovolené napětí v tahu

$$\sigma_{DtEH} = \frac{R_{eEH}}{k} = \frac{590}{2} = 295 \text{ MPa} \quad (61)$$

R_{eSH} - mez kluzu v tahu materiálu spojkového hřídele 16 240, $R_{eEH} = 590 \text{ MPa}$ viz Mechsoft

k - koeficient bezpečnosti, $k = 2$

$\sigma_{redEH} < \sigma_{DtEH}$ - hřídel z hlediska pevnosti vyhovuje



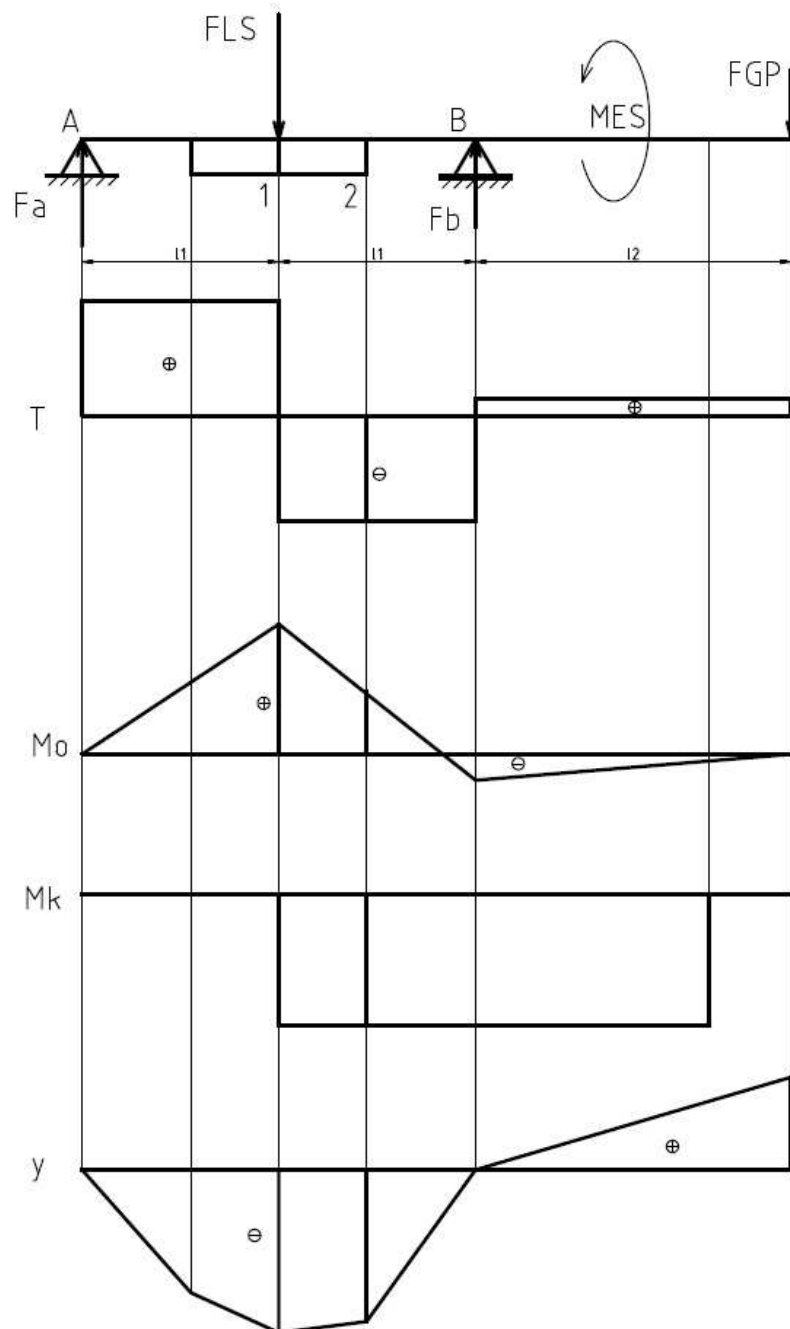
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Maximální průhyb je v místě 1: $y_{\max} = 0,089$ mm viz UniTools

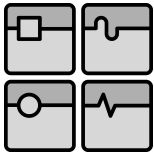
Dovolení průhyb

Po dohodě s konzultantem zvolen dovolený průhyb hřídele $y_D = 0,3$ mm

$y_{\max} < y_D$ - maximální průhyb hřídele vyhovuje



Obr. 47: VVÚ výstředníkového hřídele



4.22 Kontrola ložisek na otláčení

Ložisko A

Tlak v ložisku [35]

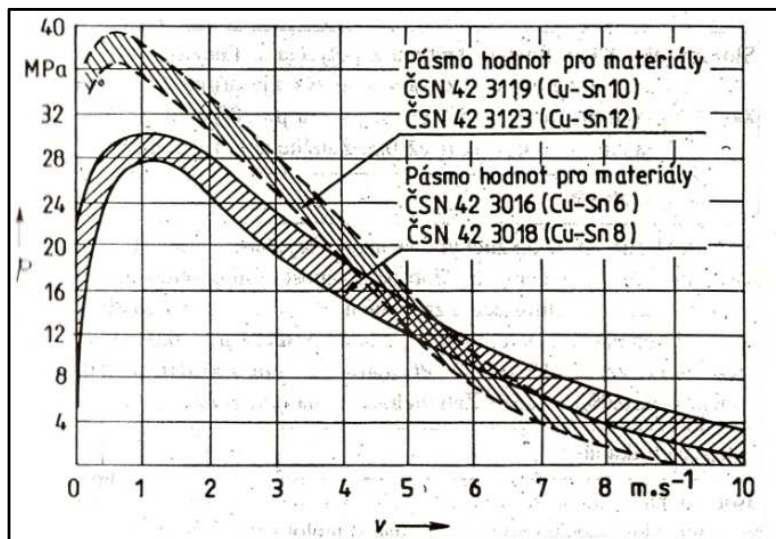
$$p_A = \frac{F_A}{l_{A,B} \cdot D_{EH}} = \frac{3732000}{250 \cdot 500} \text{ MPa} = 29,9 \text{ MPa} \quad (62)$$

 F_A - radiální síla na ložisko A, $F_A = 3\,732\,000 \text{ N}$ viz UniTools $l_{A,B}$ - šířka ložiska A a B, $l_{A,B} = 250 \text{ mm}$

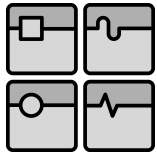
Materiál ložisek byl zvolen 42 3123, dovolený tlak se určí podle obvodové rychlosti výstředníkového hřídele v místě ložisek A, B dle obr. 49.

Obvodová rychlost hřídele v místě ložisek A, B

$$v_{O,A,B} = \pi \cdot D_{EH} \cdot n_{E18} = \pi \cdot 0,5 \cdot 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,47 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (63)$$

Podle této hodnoty je dovolený tlak přibližně $p_{D,A,B} \sim 36 \text{ MPa}$ $p_A < p_{D,A,B}$ - ložisko A na otláčení vyhovujeSoučasně vyhovuje i podmínka tzv. zatžitelnosti ložiska: $p_A \cdot v_{O,A,B} < 40 \rightarrow 14,1 < 40$ 

Obr. 48: Dovolенý tlak v kluzných ložiskách [fir]



Ložisko B

Tlak v ložisku [35]

$$p_B = \frac{F_B}{l_{A,B} \cdot D_{EH}} = \frac{2670000}{250 \cdot 500} \text{ MPa} = 21,4 \text{ MPa} \quad (64)$$

 F_B - radiální síla na ložisko B, $F_B = 2\,670\,000 \text{ N}$ viz UniTools

$$l_{A,B} = 250 \text{ mm}$$

$$D_{EH} = 500 \text{ mm} = 0,5 \text{ m}$$

$$p_{DA,B} \sim 36 \text{ MPa}$$

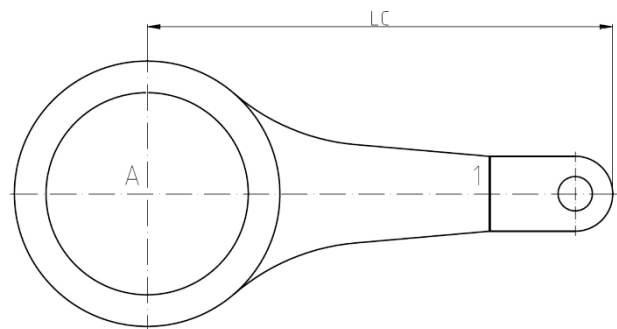
 $p_B < p_{DA,B}$ - ložisko B na otlačení vyhovujeZatížitelnost ložiska B: $p_B \cdot v_{OA,B} < 40 \rightarrow 10,1 < 40$

4.23 Návrh drážkování

Evolventní drážkování bylo zvoleno dle podnikové normy Žďas ŽN Z 117 dle průměru hřídele $D_d = D_{EH} = 500 \text{ mm}$. Maximální přípustný krouticí moment je 1470 kN.m , přenášený krouticí moment $M_{ES} = 757 \text{ kN.m}$ je ve srovnání téměř poloviční. Činná délka drážkování je 210 mm .

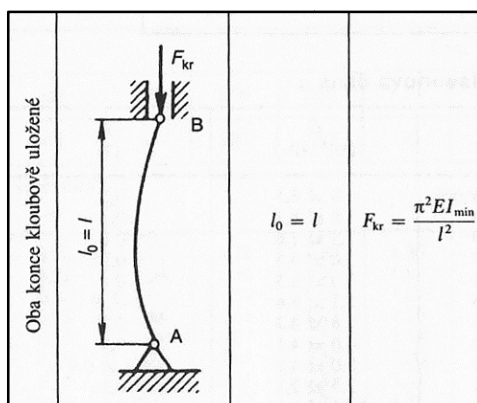
4.3 Ojnice

Tato kapitola obsahuje kontrolu kluzného ložiska (oko A) na otlačení a kontrolu ojnice na vzpěr, kdy se pro průřez ojnice s nejmenším kvadratickým momentem (1) spočítá kritická síla, která nesmí být překročena.

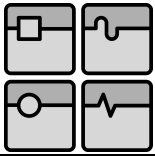


Obr. 49: Ojnice

4.31 Kontrola na vzpěr



Obr. 50: Vzpěr přímého prutu [12]

**Kritická síla**

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{MIN}}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 143300000}{2175^2} \text{ N} = 62\,780\,000 \text{ N} = 62\,780 \text{ kN} \quad (65)$$

E - modul pružnosti v tahu, E = 210 000 MPa [tabulky]

l - délka prutu

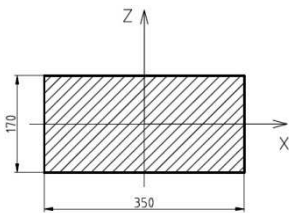
$$l = L + r_C = 2000 + 175 \text{ mm} = 2175 \text{ mm} \quad (66)$$

$$L = 2000 \text{ mm}$$

$$r_C = 175 \text{ mm}$$

 I_{MIN} - minimální kvadratický moment průřezu

$$I_{MIN} = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{350 \cdot 170^3}{12} \text{ mm}^4 = 143\,300\,000 \text{ mm}^4 \quad (67)$$



b - šířka průřezu, b = 350 mm

h - šířka průřezu, h = 170 mm

Obr. 51: Nejmenší průřez ojnice (1)

Dovolená kritická síla

$$F_{krD} = \frac{F_{kr}}{k} = \frac{62780}{2} \text{ kN} = 31\,390 \text{ kN} \quad (68)$$

$$k = 2$$

$$F_{LS} = 6335 \text{ kN}$$

$F_{LS} < F_{krD}$ - průřez ojnice na vzpěr vyhovuje

4.32 Kontrola ložiska na otláčení**Tlak v ložisku [35]**

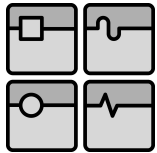
$$p_0 = \frac{F_{LS}}{2 \cdot l_0 \cdot r_E} = \frac{6335000}{2 \cdot 250 \cdot 452,5} \text{ MPa} = 28 \text{ MPa} \quad (69)$$

$$F_{LS} = 6333 \text{ kN} = 6\,333\,000 \text{ N}$$

l_0 - šířka ložiska ojnice, $l_0 = 250 \text{ mm}$

$$r_E = 452,5 \text{ mm}$$

$$v_E = 0,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



Materiál ložiska ojnice byl zvolen opět 42 3123, dovolený tlak se určí zase dle obr. 48.

$$v_E = 0,85 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow p_{OD} = 36 \text{ MPa}$$

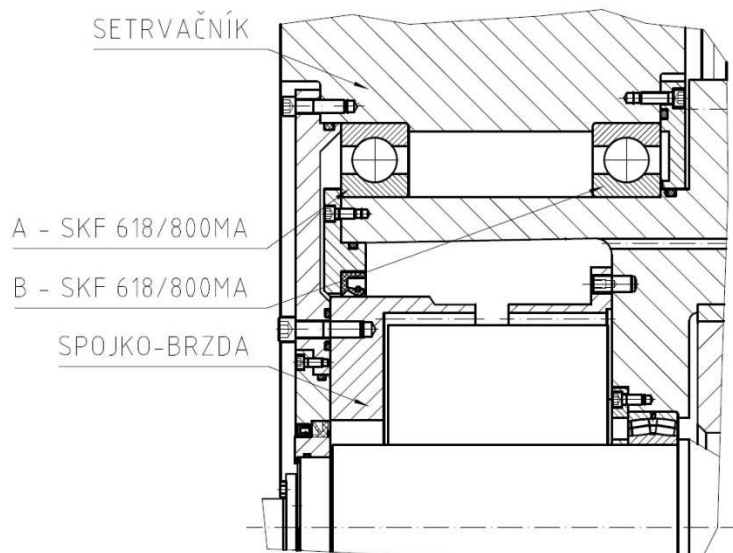
$p_0 < p_{OD}$ - ložisko B na otláčení vyhovuje

Zatížitelnost ložiska: $p_0 \cdot v_E < 40 \rightarrow 23,8 < 40$

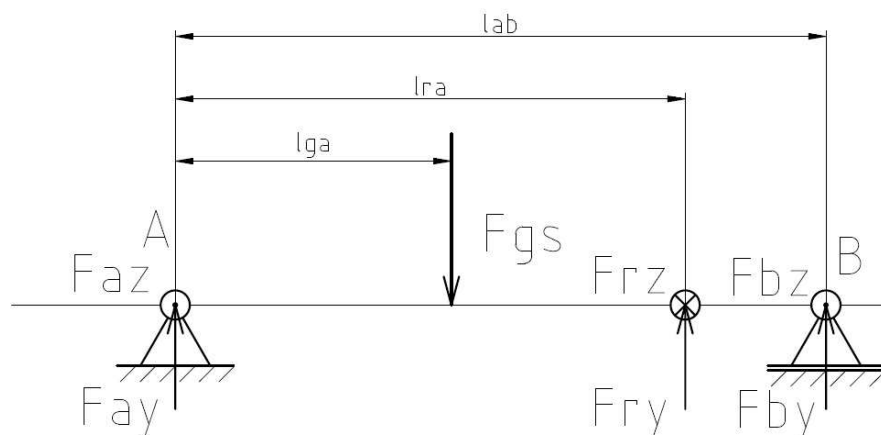
4.4 Kontrola valivých ložisek

4.41 Ložiska setrvačnicku

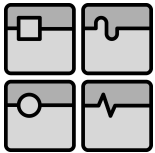
Zvolená ložiska SKF 618/800MA jsou namáhána silou od řemenů a tíhovou silou setrvačnicku, působíště těchto sil nejsou vzhledem k poloze ložisek souměrná, proto se ze silové a momentové rovnováhy počítá celková radiální síla na každé ložisko. Síla od řemenů se rozkládá do složek y a z, což vyvedí reakce v ložiskách A a B taktéž v těchto osách.



Obr. 52: Umístění ložisek setrvačnicku



Obr. 53: Rozložení sil



$$\Sigma F_y = 0: F_{ay} - F_{gs} + F_{ry} + F_{by} = 0 \quad (70)$$

$$\Sigma F_z = 0: F_{az} - F_{rz} + F_{bz} = 0 \quad (71)$$

$$\Sigma M_{Ay} = 0: -F_{gs} \cdot l_{ga} + F_{ry} \cdot l_{ra} + F_{by} \cdot l_{ab} = 0 \quad (72)$$

$$\Sigma M_{Az} = 0: +F_{rz} \cdot l_{ra} - F_{bz} \cdot l_{ab} = 0 \quad (73)$$

 F_{by} - y - složka reakce v ložisku B

$$(71) \rightarrow F_{by} = \frac{F_{gs} \cdot l_{ga} - F_{ry} \cdot l_{ra}}{l_{ab}} = \frac{91125 \cdot 131 - 285,7 \cdot 295}{305} \text{ N} = 38\,863 \text{ N}$$

 F_{gs} - tíhová síla setrvačnicku

$$F_{gs} = m_S \cdot g = 9289 \cdot 9,81 \text{ N} = 91\,125 \text{ N} \quad (74)$$

$$m_S = 9289 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

l_{ra} - vzdálenost působíště síly od řemenů od ložiska A, $l_{ra} = 295 \text{ mm}$

l_{ga} - vzdálenost působíště síly od tíhy setrvačnicku od ložiska A, $l_{ga} = 131 \text{ mm}$

l_{ab} - vzdálenost ložisek, $l_{ab} = 305 \text{ mm}$

F_{ry} - y - složka síly od řemenů, $F_{ry} = 285,7 \text{ N}$

 F_{bz} - z - složka od reakce v ložisku B

$$(60) \rightarrow F_{bz} = \frac{F_{rz} \cdot l_{ra}}{l_{ab}} = \frac{6839 \cdot 295}{305} \text{ N} = 6\,615 \text{ N} \quad (75)$$

F_{rz} - z - složka síly od řemenů, $F_{rz} = 6\,839 \text{ N}$

Celková radiální síla zatěžující ložisko B

$$F_{bc} = \sqrt{(F_{by})^2 + (F_{bz})^2} = \sqrt{(38863)^2 + (6615)^2} \text{ N} = 39\,422 \text{ N} \quad (76)$$

Základní trvanlivost ložiska B [12]

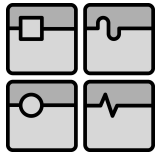
$$L_{10B} = \left(\frac{C_{rA,B}}{P_{rB}} \right)^3 = \left(\frac{559000}{39422} \right)^3 = 2\,851,1 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (77)$$

$$L_{10hB} = L_{10B} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{S18}} = 2851,1 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 198} \text{ h} = 240\,000 \text{ h} \quad (78)$$

$C_{rA,B}$ - základní radiální dynamická únosnost ložiska SKF 618/800MA,

$C_{rA,B} = 559\,000 \text{ N}$ viz [29]

$n_{S18} = 198 \text{ 1/min}$

 **P_{rB} - radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska B**

$$P_{rB} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1.39422 = 39\,422 \text{ N} \quad (79)$$

X - koeficient radiálního zatížení, $X = 1$

F_r - radiální zatížení na ložisko, $F_r = F_{bc} = 39\,422 \text{ N}$

Y - koeficient axiálního zatížení, $Y = 0$

F_a - axiální zatížení na ložisko, $F_a = 0$

$L_{10h} > 20\,000$ - ložisko B vyhovuje

 F_{az} - z - složka od reakce v ložisku A

$$(58) \rightarrow F_{az} = F_{rz} - F_{bz} = 6839 - 6615 \text{ N} = 224 \text{ N}$$

 F_{ay} - y - složka od reakce v ložisku A

$$(57) \rightarrow F_{ay} = F_{gs} - F_{ry} - F_{by} = 91125 - 285,7 - 38863 \text{ N} = 51\,976 \text{ N}$$

Celková radiální síla zatěžující ložisko A

$$F_{ac} = \sqrt{(F_{ay})^2 + (F_{az})^2} = \sqrt{(51976)^2 + (224)^2} \text{ N} = 51\,976 \text{ N} \quad (80)$$

Základní trvanlivost ložiska A [12]

$$L_{10A} = \left(\frac{C_{rA,B}}{P_{rA}} \right)^3 = \left(\frac{559000}{51976} \right)^3 = 1\,244 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (81)$$

$$L_{10hA} = L_{10A} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{S18}} = 1244 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 198} \text{ h} = 104\,714 \text{ h} \quad (82)$$

 P_{rA} - radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$P_{rA} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1.39421 = 51\,976 \text{ N} \quad (83)$$

X - koeficient radiálního zatížení, $X=1$

F_r - radiální zatížení na ložisko, $F_r = F_{bc} = 51\,976 \text{ N}$

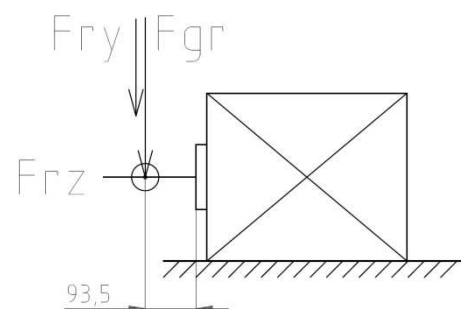
Y - koeficient axiálního zatížení, $Y = 0$

F_a - axiální zatížení na ložisko, $F_a = 0$

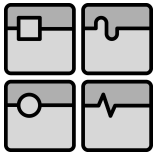
$L_{10h} > 20\,000$ - ložisko A vyhovuje

4.42 Ložisko elektromotoru

Na ložisko elektromotoru působí rovněž síla od řemenů a tíhová síla malé řemenice, tyto síly mají působiště ve stejném bodě. Výrobce motorů udává průběh přípustného radiálního zatížení od počátečního do koncového bodu hřídele.



Obr. 54: Zatížení hřídele motoru

**Výsledná radiální síla**

$$F_{re} = \sqrt{(-F_{gr} - F_{ry})^2 + (F_{rz})^2} = \sqrt{(-1357 - 285,7)^2 + 6839^2} \text{ N} = 7\,034 \text{ N} \quad (84)$$

 F_{gr} - tíhová síla řemenice

$$F_{gr} = m_r \cdot g = 138,3 \cdot 9,81 \text{ N} = 1\,357 \text{ N} \quad (85)$$

m_{gr} - hmotnost malé řemenice, $m_{gr} = 138,3 \text{ kg}$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{ry} = 285,7 \text{ N}$$

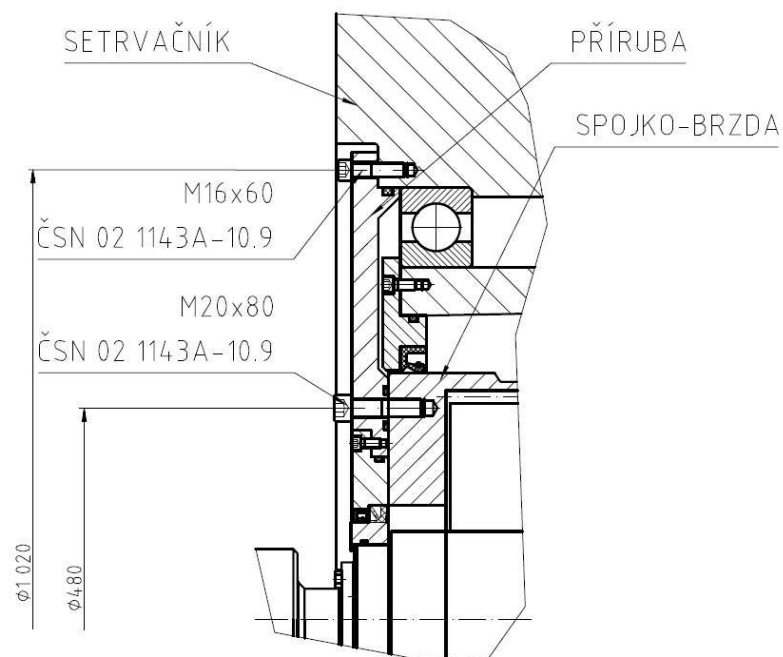
$$F_{rz} = 6\,839 \text{ N}$$

F_{reD} - přípustné radiální zatížení v místě těžiště řemenice, $F_{reD} = 9\,600 \text{ N}$ viz [28]

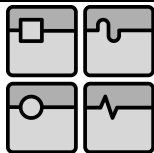
$F_{re} < F_{reD}$ - standardní ložisko hřídele elektromotoru vyhovuje

4.5 Kontrola předepjatých šroubových spojů

Tato kapitola obsahuje pevnostní kontrolu předepjatých šroubových spojů, které pomocí příruby přenášejí krouticí moment ze setrvačnicku na spojko-brzdu. Kontrola čerpá z literatury [26].



Obr. 55: Návrh příruby



4.51 Kontrola šroubů spojujících setrvačnick a přírubu
Navržený šroub: M16x60 ČSN 02 1143A – 10.9

Provozní síla působící na jeden šroub

$$F_{P\dot{s}_{16}} = \frac{2 \cdot M_{SP}}{D_{\dot{s}_{16}} \cdot i_{\dot{s}_{16}}} = \frac{2 \cdot 70220}{1,02 \cdot 20} \text{ N} = 6\,884 \text{ N} \quad (86)$$

$$M_{SP} = 70220 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$D_{\dot{s}_{16}}$ - průměr roztečné kružnice, $D_{\dot{s}} = 1020 \text{ mm} = 1,02 \text{ m}$

$i_{\dot{s}_{16}}$ - uvažovaný počet šroubů, $i_{\dot{s}} = 20$

Potřebná síla předpětí jednoho šroubu

Jedná se o normálovou sílu ve šroubu, která vytvoří třecí sílu v závitech a pod hlavou šroubu. Aby spoj fungoval, musí mít třecí síla minimálně stejnou velikost jako provozní síla na jeden šroub. Pomocí provozního součinitele je třecí síla zvýšena o 25%.

$$F_{i16} = \frac{k_{\dot{s}} \cdot F_{P\dot{s}_{16}}}{f} = \frac{1,25 \cdot 6884}{0,15} \text{ N} = 57\,367 \text{ N} \quad (87)$$

$k_{\dot{s}}$ - provozní součinitel, zvoleno $k_{\dot{s}} = 1,25$

f - třecí součinitel, pro ocel za sucha $f = 0,15$ [26]

Utahovací moment

$$M_{U16} = M_{Z16} + M_{O16} = 91,57 + 89,94 = 181,5 \text{ N.m} \quad (88)$$

M_{Z16} - moment potřebný pro překonání tření v závitech

$$M_{Z16} = \frac{F_{i16} \cdot d_{2,16}}{2} \cdot \frac{P_{h16} + \pi \cdot f \cdot d_{2,16} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_M/2)}}{\pi \cdot d_{2,16} - P_{h16} \cdot f \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_M/2)}} \quad (89)$$

$$M_{Z16} = \frac{57367 \cdot 14,701}{2} \cdot \frac{2 + \pi \cdot 0,15 \cdot 14,701 \cdot \frac{1}{\cos(60^\circ/2)}}{\pi \cdot 14,701 - 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{\cos(60^\circ/2)}} = 93\,638 \text{ N.mm} \cong 93,64 \text{ N.m}$$

$$F_{i16} = 57\,367 \text{ N}$$

$d_{2,16}$ - střední průměr závitu, $d_{2,16} = 14,701 \text{ mm}$ viz [26]

P_{h16} - stoupání závitu, $P_{h16} = 2 \text{ mm}$

α_M - vrcholový úhel profilu metrického závitu, $\alpha_M = 60^\circ$

M_{O16} - moment potřebný pro překonání tření v dosedací ploše

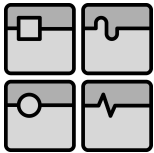
$$M_{O16} = \frac{F_{i16} \cdot d_{O16} \cdot f}{2} = \frac{57367 \cdot 20,75 \cdot 0,15}{2} = 89\,277 \text{ N.mm} \cong 89,28 \text{ N.m} \quad (90)$$

d_{O16} - střední průměr mezikruhové dosedací plochy

$$d_{O16} = \frac{d_{h16} + d_{D16}}{2} = \frac{24 + 17,5}{2} \text{ mm} = 20,75 \text{ mm} \quad (91)$$

d_{h16} - průměr hlavy šroubu, $d_h = 24 \text{ mm}$ viz AutoCad Mechanical 2010

d_{D16} - průměr díry pro šroub, $d_D = 17,5 \text{ mm}$ viz [12]

**Pevnostní kontrola šroubu****Redukované napětí podle HMM**

$$\sigma_{\text{red}16} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{365,39^2 + 3 \cdot 191,86^2} \text{ MPa} = 494,9 \text{ MPa} \quad (92)$$

Napětí od předpětí

$$\sigma_{i16} = \frac{F_{i16}}{A_{S16}} = \frac{57367}{157} \text{ MPa} = 365,39 \text{ MPa} \quad (93)$$

A_{S16} - výpočtový průřez šroubu, pro $P_{h16} = 2 \text{ mm}$: $A_{S16} = 157 \text{ mm}^2$ viz [12]

Smykové napětí

$$\tau_{16} = \frac{16 \cdot M_{Z16}}{\pi \cdot d_{3,16}^3} = \frac{16 \cdot 91571,8}{\pi \cdot 13,546^3} \text{ MPa} = 191,86 \text{ MPa} \quad (94)$$

$d_{3,16}$ - malý průměr závitu šroubu, $d_3 = 13,546 \text{ mm}$ viz [12]

Koeficient bezpečnosti

$$k_{k16} = \frac{R_{p0,2,16,20}}{\sigma_{\text{red}16}} = \frac{940}{494,9} = 1,90 - \text{navržený šroub z hlediska pevnosti vyhovuje} \quad (95)$$

$R_{p0,2,16,20}$ - smluvní mez kluzu, pro pevnostní třídu 10.9: $R_{p0,2} = 940 \text{ MPa}$ viz [26]

Kontrola tlaku v závitech**Tlak v závitech**

$$p_{z16} = \frac{F_{i16}}{n_{z16} \cdot \frac{\pi}{4} (d_{s16}^2 - D_{1,16}^2)} = \frac{57367}{15 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (16^2 - 13,835^2)} \text{ MPa} = 75,4 \text{ MPa} \quad (96)$$

$$F_{i16} = 57\,367 \text{ MPa}$$

n_{z16} - počet zašroubovaných závitů, $n_z = 15$

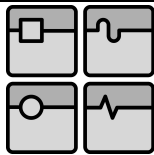
d_{s16} - průměr šroubu, $d_s = 16 \text{ mm}$

$D_{1,16}$ - malý průměr závitu matice, $D_1 = 13,835 \text{ mm}$ viz [12]

Dovolený tlak v závitech

Pro pevnostní třídu 10.9 je $p_{zD} = 200 \text{ MPa}$ viz [26]

$p_z < p_{zD}$ - navržený šroub z hlediska tlaku v závitech vyhovuje



4.52 Kontrola šroubů spojujících přírubu a spojko-brzdu
Navržený šroub: M20x80 ČSN 02 1143A – 10.9

Provozní síla působící na jeden šroub

$$F_{P\dot{s}20} = \frac{2 \cdot M_{SP}}{D_{\dot{s}20} \cdot i_{\dot{s}20}} = \frac{2 \cdot 70220}{0,48 \cdot 20} \text{ N} = 14\,629 \text{ N} \quad (97)$$

$$M_{SP} = 70220 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$D_{\dot{s}20} = 480 \text{ mm} = 0,48 \text{ m}$$

$$i_{\dot{s}20} = 20$$

Potřebná síla předpětí jednoho šroubu

$$F_{i20} = \frac{k_{\xi} \cdot F_{P\dot{s}20}}{f} = \frac{1,25 \cdot 14\,629}{0,15} \text{ N} = 121\,908 \text{ N} \quad (98)$$

$$k_{\xi} = 1,25$$

$$f = 0,15$$

Utahovací moment

$$M_{U20} = M_{Z20} + M_{O20} = 243,2 + 236,7 = 479,9 \text{ N.m} \quad (99)$$

 M_{Z20} - moment potřebný pro překonání tření v závitech

$$M_{Z20} = \frac{F_{i20} \cdot d_{2,20}}{2} \cdot \frac{P_{h20} + \pi \cdot f \cdot d_{2,20} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_M/2)}}{\pi \cdot d_{2,20} - P_{h20} \cdot f \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_M/2)}} \quad (100)$$

$$M_{Z20} = \frac{121\,908 \cdot 18,376}{2} \cdot \frac{2,5 + \pi \cdot 0,15 \cdot 18,376 \cdot \frac{1}{\cos(60^\circ/2)}}{\pi \cdot 18,376 - 2,5 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{\cos(60^\circ/2)}} = 243\,330 \text{ N.mm} \cong 243,3 \text{ N.m}$$

$$F_{i20} = 121\,908 \text{ N}$$

$$d_{2,20} = 18,376 \text{ mm viz [26]}$$

$$P_{h20} = 2,5 \text{ mm viz [26]}$$

$$\alpha_M = 60^\circ$$

 M_{O20} - moment potřebný pro překonání tření v dosedací ploše

$$M_{O20} = \frac{F_i \cdot d_{O20} \cdot f}{2} = \frac{121\,908 \cdot 26 \cdot 0,15}{2} \text{ N.m} = 237\,721 \text{ N.mm} \cong 237,7 \text{ N.m} \quad (101)$$

 $d_{0,20}$ - střední průměr mezikruhové dosedací plochy

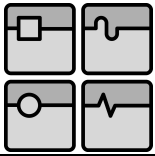
$$d_{0,20} = \frac{d_{h20} + d_{D20}}{2} = \frac{30 + 22}{2} \text{ mm} = 26 \text{ mm} \quad (102)$$

$$d_{h20} = 30 \text{ mm viz AutoCad Mechanical 2010}$$

$$d_{D20} = 22 \text{ mm viz [12]}$$

Pevnostní kontrola šroubu**Redukované napětí podle HMM**

$$\sigma_{red20} = \sqrt{\sigma_{i20}^2 + 3 \cdot \tau_{20}^2} = \sqrt{497,6^2 + 3 \cdot 255,2^2} = 665,6 \text{ MPa} \quad (103)$$

**Napětí od předpětí**

$$\sigma_{i20} = \frac{F_{i20}}{A_{S20}} = \frac{121908}{245} \text{ MPa} = 497,6 \text{ MPa} \quad (104)$$

$$A_{S20} = 245 \text{ mm}^2 \text{ viz [26]}$$

Smykové napětí

$$\tau_{20} = \frac{16 \cdot M_{z20}}{\pi \cdot d_{3,20}^3} = \frac{16 \cdot 243330}{\pi \cdot 16,933^3} \text{ MPa} = 255,2 \text{ MPa} \quad (105)$$

$$d_{3,20} = 16,933 \text{ mm viz [12]}$$

Koeficient bezpečnosti

$$k_k = \frac{R_{p0,2,16,20}}{\sigma_{red20}} = \frac{940}{665,6} = 1,41 - \text{navržený šroub z hlediska pevnosti vyhovuje} \quad (106)$$

$$R_{p0,2} = 940 \text{ MPa viz [26]}$$

Kontrola tlaku v závitech

Tlak v závitech

$$p_{z20} = \frac{F_{i20}}{n_{z20} \cdot \frac{\pi}{4} (d_{š20}^2 - D_{1,20}^2)} = \frac{121360}{15 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 17,294^2)} \text{ MPa} = 102,1 \text{ MPa} \quad (107)$$

$$n_{z20} = 15$$





$$d_{š20} = 20 \text{ mm}$$

$$D_{1,20} = 17,294 \text{ mm viz [12]}$$

$$F_{i20} = 121\,908 \text{ N}$$

$$p_{zD} = 200 \text{ MPa viz [26]}$$

$$p_z < p_{zD} - \text{navržený šroub z hlediska tlaku v závitech vyhovuje}$$

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 59
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5. ZÁVĚR

První část práce je rešeršního charakteru, jejím cílem je seznámení se s tématem diplomové práce. Je v ní uvedeno představení zadavatelské firmy, rozdělení tvářecích strojů a mechanických lisů. Postupuje směrem od obecného k podrobnějšímu. Dále je zde uvedeno rozdělení pohonu mechanických lisů a popis jeho hlavních částí.

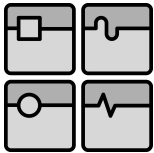
Druhá část se věnuje řešení dané problematiky. Cílem diplomové práce byl návrh pohonu a základních parametrů lisu LKJP 630, které byly zvoleny především z lisu LKJA 630, jenž má sice odlišné uspořádání pohonu, ale stejnou velikost jmenovité síly. Konstrukční řešení je podmíněno uspořádáním pohonu LKJP 400. Technické parametry byly později kontrolovány a návrh pohonu se přizpůsoboval žadaným hodnotám. Byla zde též provedena pevnostní kontrola hlavních částí pohonu. Závěrem je uvedena kontrola předepjatých šroubů, jenž přenáší krouticí moment ze setrvačnicku na spojko-brzdu.

Zadaná velikost využitelné práce byla nutná při nízkých počtech zdvihů snížit, protože docházelo k přílišnému zpomalování setrvačnicku, což je nevhodné z hlediska rovnoměrnosti chodu. Naproti tomu v režimu jednotlivých zdvihů je využitelná práce dvojnásobná, protože je na dobití setrvačnicku delší doba a nedochází k velkému poklesu jeho rychlosti.

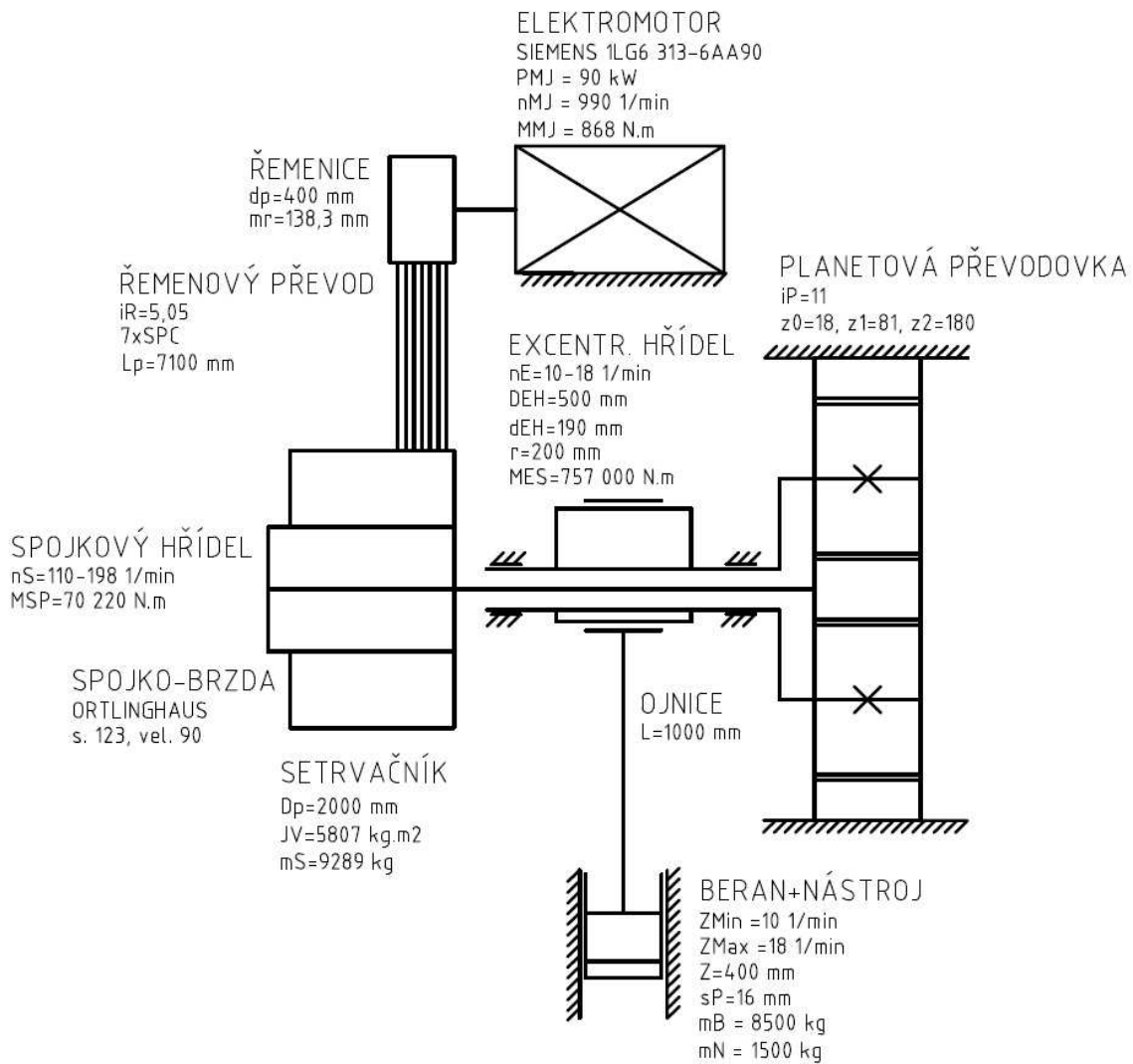
Velkou otázkou zůstává správný způsob návrhu ozubených převodů u lisů, které jsou maximálně zatěžovány jen po zlomek doby provozu. Při standardní životnosti vycházely dle výpočtu ČSN 01 4686: 1988 naddimenzované hodnoty ozubení, při jejichž použití by výhody způsobu uspořádání LKJP zcela vymizely. Existence velké převodovky umístěné na boku lisu, by narušovala jeho stabilitu a zvětšovala jeho výšku, čímž by byl návrh pohonu LKJP 630 bezpředmětný. Zároveň je důležité získat od zákazníka co nejpodrobnější charakteristiku použití, aby se lis zvolil, popřípadě přizpůsobil, konkrétním podmínkám tváření

Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace, kterou tvoří výrobní výkres setrvačnicku, výstředníkového hřídele a ojnice, dále sestava pohonu včetně seznamu položek a celkový výkres lisu.

Autor práce si plně uvědomuje, že návrh pohonu byl proveden zjednodušeně, tato problematika je velice rozsáhlá a v praxi by každý konstrukční uzel pohonu vyžadoval zvýšenou pozornost. I bez potřebných pracovních zkušeností však návrh plní cíle diplomové práce.



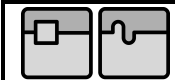

DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 56: Kinematické schéma LKJP 630 s parametry

6. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ANDRITZ KAISER. *Metals Experience*. 2009, 6 s.
- [2] AJAX. *Forging presses*. 2009. Dostupné z: http://www.ibs-austin.net/websites/AjaxToccoCECO/applications/documentlibrary/documentlibrary_docs/Ajax_Forging_Press_brochure.pdf
- [3] Asynchronní motor. *Wikipedie* [online]. 2011 [cit. 2012-01-30]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Asynchronn%C3%AD_motor
- [4] DESCH. *DESCH Complete Press Drive* [online]. 2010 [cit. 30.3.2012]. Dostupné z: <http://www.desch.de/>
- [5] DESCH. *DESCH Complete Press Drive: KAE with Flywheel Direct Drive* [online]. 2010 [cit. 30.3.2012]. Dostupné z: <http://www.desch.de/>
- [6] DESCH. *DESCH Servox Planetary gearbox* [online]. 2010 [cit. 30.3.2012]. Dostupné z: <http://www.desch.de/>
- [7] Firemní podklady ŽĎAS, a.s. Žďár nad Sázavou (CZ), 2011
- [8] GOIZPER. *Complete Press Drives GOIZPER* [online]. 2010 [cit. 30.3.2012]. Dostupné z: http://www.goizper.com/ingles/industrial/prod_serie_industrial.asp?IdProd=1&dSub1=2&IdSub3=61&Producto=Clutches%20and%20brakes&SubProducto=Hydraulic&Familia=Complete%20Press%20Drive&Serie=&IdSub2=31
- [9] KAMELANDER, Ivan . *Tvářecí stroje I.* třetí. Brno : Rektorát Vysokého učení technického v Brně, květen 1989. 206 s.
- [10] KAMELANDER, Ivan . *Tvářecí stroje II.* druhé. Brno : Rektorát Vysokého učení technického v Brně, únor 1989. 341 s.
- [11] KOČMAN, Stanislav a Václav VRÁNA. *SYNCHRONNÍ STROJE* [online]. 2005 [cit. 30.3.2012]. Dostupné z: http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/hgf/elektrotechnika/sylab_synchronni_stroje_bc.pdf
- [12] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *STROJNICKÉ TABULKY: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly, Havlíčkova 92: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [13] MACOUREK, Jiří. *Pohon zařízení s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou*. Zlín, 2007. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická.

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

- [14] Modern Electrical Motors. *CTi AUTOMATiON* [online]. 2011 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.ctiautomation.net/About-Motors.htm>
- [15] Náš první prototyp momentového motoru. *AVEKO, s.r.o* [online]. 2010 [cit. 2012-03-30]. Dostupné z: <http://www.aveko.com/aktuality/nas-prvni-prototyp-momentoveho-motoru-2/>
- [16] OMES, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů- Tvářecí stroje I.* Klikové mechanismy klikových lisů. Brno : VUT Brno, 26. 3. 2012.
- [17] OMES, J. *Základy stavby výrobních strojů- Tvářecí stroje II.* Mechanické lisy. Brno : VUT Brno, 26. 3. 2012.
- [18] ORTLINGHAUS. *Hydraulically actuated clutches and brakes.* 2011, 43 s. Dostupné z: http://www.ortlinghaus.com/fileadmin/filestore-ortlinghaus/pdf-doc/produkte/ENRG05D_11-2011.pdf
- [19] ORTLINGHAUS. *Pneumatically actuated clutches and brakes.* 2011, 8s.
- [20] ORTLINGHAUS. *Technická informace o produktu č. 750 CS: Kombinace spojka-brzda pneumaticky uváděná v činnost.* 2011, 23 s.
- [21] ORTLINGHAUS. *Technická produkční informace č.860CS: Hydraulicky ovládaná kombinace brzdy spojky.* 2009, 21 s.
- [22] Planetová převodovka. *Wikipedie* [online]. 2011 [cit. 2012-01-30]. Dostupné z www: http://cs.wikipedia.org/wiki/Planetov%C3%A1_p%C5%99evodovka
- [23] Planetové převody s přímými a šikmými zuby. *Mitcalc* [online]. 2010 [cit. 2012-01-30]. Dostupné z www : <http://www.mitcalc.com/doc/gear5/help/cz/gear5txt.htm>
- [24] RINGFEDER. *RINGFEDER Locking Assemblies.* 2010. Dostupné z: http://www.ringfeder.com/Documents/Products/Ringfeder/Locking_Devices/Locking_Assemblies/RfN-7012-US.pdf
- [25] RUDOLF, Bedřich a Miloslav KOPECKÝ. *Tvářecí stoje: Základy stavby a využití.* Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, n.p., 1985.
- [26] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí.* 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [27] SCHULER. *Servo presses in monoblock design Compact, flexible and economical.* 2011.

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 63
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [28] SIEMENS. *Nízkonapěťové motory SIEMENS: Trojfázové asynchronní motory s rotorem nakrátko 1LG4, 1LG6*. 2011, 64 s. Dostupné z [www](http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k15/cat_k15_2010-10-cz.pdf): http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k15/cat_k15_2010-10-cz.pdf
- [29] SKF. *Kuličková ložiska* [online]. 2010 [cit. 15.5.2012]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515051.pdf>
- [30] SKF. *Soudečková ložiska* [online]. 2010 [cit. 15.5.2012]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515077.pdf>
- [31] SKF. *Svěrná pouzdra SKF FX*. SKF Group, 2010, 32 s.
- [32] STANĚK, Jiří . *Základy stavby výrobních strojů : Tvářecí stroje*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2001. 120 s.
- [33] SVADBÍK, Vít. *Elektrické stroje* [online]. 2010 [cit. 30.3.2012]. Dostupné z: http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=v%C3%ADt+svadb%C3%ADk+stejnosc%C4%9Brn%C3%A9+motory&source=web&cd=2&ved=0CEEQFjAB&url=http://www.files.svadbik.webnode.cz/2F200000150-592315a1d7%2FStejnoscmerne%2520motory.pdf&ei=mXB1T4-CDIaBhQeW1JzJDQ&usg=AFQjCNFz_fsk9UWH0FGR9-sCtF84KSFjGA
- [34] ŠANOVEC, Jan. *Jak dále s použitím servolisů. MM Průmyslové spektrum* [online]. 2011, roč. 2011, 1,2 [cit. 2012-03-30]. ISSN 1212-2572. Dostupné z: <http://istrojirenstvi.cz/vyroba/precist.php?navez=jak-dale-s-pouzitim-servolisu&id=40>
- [35] TVRDÍK, Tomáš. *Šnekový dopravník*. Brno, 2010. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
- [36] *Základy elektrotechniky: Stejnoscsměrné motory* [online]. 2010 [cit. 30.3.2012]. Dostupné z: www.fce.vutbr.cz/tst/rada.v/ELTECH/EL-MOTT-SS.DOC
- [37] ZDAS [online]. 2008 [cit. 2011-04-23]. Principy pohonu mechanických lisů ŽDAS. Dostupné z [www](http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=66): <<http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=66>>.
- [38] ZDAS [online]. 2009 [cit. 2012-01-30]. Společnost. Dostupné z [www](http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?catid=43): <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?catid=43>



Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

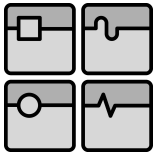
Str. 64



DIPLOMOVÁ PRÁCE

7. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

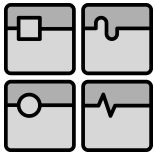
Symbol	Jednotka	Název veličiny
A	kJ	Práce jednoho zdvihu
A ₁₀	J	Snížená využitelná práce v automat. provozu (10 z.)
A ₁₁	J	Snížená využitelná práce v automat. provozu (11 z.)
A ₁₂	J	Snížená využitelná práce v automat. provozu (12 z.)
A ₁₃	J	Snížená využitelná práce v automat. provozu (13 z.)
A _{BR}	J	Práce na brzdě
A _{CA}	J	Celková práce v automatickém provozu
A _{CJ}	J	Celková práce při zdvizích jednotlivě
A _{CT}	kJ	Celková práce - odhad
A _{DEF}	J	Deformační práce
A _G	J	Práce z grafu
a _{ID}	mm	Ideální rameno jmenovité síly
A _{ROZB}	J	Rozběhová práce
A _{S16}	mm ²	Výpočtový průřez šroubu - M16
A _{S20}	mm ²	Výpočtový průřez šroubu - M20
a _{TR}	mm	Třecí rameno jmenovité síly
a _w	mm	Vzdálenost os ozubených kol
b	mm	Šířka minimálního průřezu ojnice
b ₀	mm	Šířka ozubení pastorku
b ₁	mm	Šířka ozubení satelitu
b ₂	mm	Šířka ozubení korunového kola
C _{rA,B}	N	Základní radiální dynamická únosnost ložisek A a B
d ₀	mm	Průměr roztečné kružnice pastorku
d _{0,16}	mm	Střední průměr mezikruhové dosedací plochy - M16
d _{0,20}	mm	Střední průměr mezikruhové dosedací plochy - M20
d ₁	mm	Průměr roztečné kružnice satelitu
D _{1,16}	mm	Malý průměr závitu matice- M16
D _{1,20}	mm	Malý průměr závitu matice - M20
d ₂	mm	Průměr roztečné kružnice korunového kola
d _{2,16}	mm	Střední průměr závitu - M16
d _{2,20}	mm	Střední průměr závitu - M20
d _{3,16}	mm	Malý průměr závitu šroubu - M16



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$d_{3,20}$	mm	Malý průměr závitu šroubu - M20
d_{EH}	mm	Vnitřní průměr excentrického hřídele
D_{EH}	mm	Vnější průměr excentrického hřídele
d_p	m	Výpočtový průměr hnací řemenice
D_p	m	Výpočtový průměr hnané řemenice
d_{SH}	mm	Kritický průměr spojkového hřídele
$D_{\dot{S}16}$	mm	Průměr roztečné kružnice - M16
$d_{\dot{S}16}$	mm	Průměr šroubu - M16
$D_{\dot{S}20}$	mm	Průměr roztečné kružnice - M20
$d_{\dot{S}20}$	mm	Průměr šroubu - M20
E	MPa	Modul pružnosti v tahu
f	-	Třecí součinitel - ocel za sucha
F_A	N	Radiální síla na ložisko A
F_a	N	Axiální zatížení na ložisko
F_{ac}	N	Celková radiální síla zatěžující ložisko A
F_{ay}	N	Y - složka reakce v ložisku A
F_{az}	N	Z - složka reakce v ložisku A
F_B	N	Radiální síla na ložisko B
F_{bc}	N	Celková radiální síla zatěžující ložisko B
F_{by}	N	Y - složka reakce v ložisku B
F_{bz}	N	Z - složka reakce v ložisku B
f_{celk}	m	Celková odhadovaná deformace stroje a nástroje
F_{gr}	N	Tíhová síla řemenice
F_{gs}	N	Tíhová síla setrvačnicku
F_{i16}	N	Síla předpětí - M16
F_{i20}	N	Síla předpětí - M20
F_J	N	Jmenovitá síla
F_{kr}	N	Kritická síla
F_{krD}	N	Dovolená kritická síla
F_{LS}	N	Skutečná síla v ojnici
$F_{P\dot{S}16}$	N	Provozní síla působící na 1 šroub - M16
$F_{P\dot{S}20}$	N	Provozní síla působící na 1 šroub - M20
F_r	N	Radiální zatížení na ložisko
F_{re}	N	Výsledná radiální síla na ložisko elektromotoru
F_{reD}	N	Přípustná radiální síla v místě těžiště řemenice

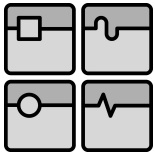
F_{ry}	N	y - složka síly od řemenů
F_{rz}	N	z - složka síly od řemenů
g	$m.s^{-2}$	Gravitační zrychlení
h	mm	Výška minimálního průřezu ojnice
I_{MIN}	mm^4	Minimální kvadratický moment průřezu
i_P	-	Převodový poměr planetové převodovky
i_R	-	Skutečný převodový poměr řemenového převodu
i_{RT}	-	Teoretický převodový poměr řemenového převodu
$i_{š16}$	-	Uvažovaný počet šroubů - M16
$i_{š20}$	-	Uvažovaný počet šroubů - M20
J_{BR}	$kg.m^2$	Moment setrvačnosti brzděných hmot reduk. na brzdu
J_{SA}	$kg.m^2$	Moment setrvačnosti satelitu
J_{SH}	$kg.m^2$	Moment setrvačnosti spojkového hřídele
J_{SP}	$kg.m^2$	Moment setrvačnosti spojko-brzdy
J_U	$kg.m^2$	Moment setrvačnosti unašeče
J_V	$kg.m^2$	Moment setrvačnosti setrvačnicku
J_{VH}	$kg.m^2$	Moment setrvačnosti výstředníkového hřídele
J_Z	$kg.m^2$	Moment setrvačnosti satelitu redukovaný na brzdu
K	-	Poměr poloměru kliky k délce ojnice
k	-	Koeficient bezpečnosti
KA	-	Součinitel vnějších dynamických sil
k_{k16}	-	Koeficient bezpečnosti šroubu - M16
k_{k20}	-	Koeficient bezpečnosti šroubu - M20
$k_{š}$	-	Provozní součinitel
L	mm	Délka ojnice
l	mm	délka prutu
L_{10A}	ot	Základní trvanlivost ložiska A v 10^6 otáčkách
L_{10B}	ot	Základní trvanlivost ložiska B v 10^6 otáčkách
L_{10hA}	h	Základní trvanlivost ložiska A v hodinách
L_{10hB}	h	Základní trvanlivost ložiska B v hodinách
$l_{A,B}$	mm	Šířka ložisek A a B
l_{ab}	mm	Vzdálenost ložisek
l_{ga}	mm	Vzdálenost působíště síly od tíhy setrvačnicku od ložiska A
L_h	h	Trvanlivost v hodinách
l_o	mm	Šířka ložiska ojnice
l_{ra}	mm	Vzdálenost působíště síly od řemenů od ložiska A



DIPLOMOVÁ PRÁCE

m	mm	modul ozubení
m_B	kg	Hmotnost beranu
M_{BR}	N.m	Brzdný moment
m_C	kg	Celková hmotnost posuvných brzděných hmot
M_{DS}	N.m	Krouticí moment dodávaný na setrvačnick
M_{DS10}	N.m	Krouticí moment dod. na setrvačnick v aut. provozu (10 z.)
M_{DS10J}	N.m	Krouticí moment dod. na setrvačnick v man. provozu (10 z.)
M_{DS18}	N.m	Krouticí moment dod. na setrvačnick v aut. provozu (18 z.)
M_{E1}	N.m	Moment na excentru - jmenovitá síla na celk. rameni
M_{E2}	N.m	Moment na excentru - jmenovitá síla na třecím rameni
M_{E3}	N.m	Moment na excentru - zatěžování tíhou beranu
M_{ES}	N.m	Skutečný krouticí moment na klikovém hřídeli
m_{gr}	kg	Hmotnost malé řemenice
M_{M10}	N.m	Moment motoru při automatickém provozu (10 z.)
M_{M10J}	N.m	Moment motoru při manuálním provozu (10 z.)
M_{M18}	N.m	Moment motoru při automatickém provozu (18 z.)
M_{MJ}	N.m	Jmenovitý moment motoru
m_N	kg	Hmotnost nástroje
m_O	kg	Hmotnost ojnice
M_{O16}	N.m	Moment potřebný pro překonání tření v dos. ploše - M16
M_{O20}	N.m	Moment potřebný pro překonání tření v dos. ploše - M20
m_S	kg	Hmotnost setrvačnicku
m_{SA}	kg	Hmotnost satelitu
M_{SP}	N.m	Krouticí moment na spojce
M_{SS}	N.m	Moment přenášející satelity
M_{stat}	N/m	Maximální přípustný moment zvolené spojko-brzdy
M_{Z16}	N.m	Moment potřebný pro překonání tření v závitech - M16
M_{Z20}	N.m	Moment potřebný pro překonání tření v závitech - M20
n_0	min ⁻¹	Otáčky pastorku
n_1	min ⁻¹	Otáčky satelitu (unašeče)
n_2	min ⁻¹	Otáčky korunového kola
n_{E10}	min ⁻¹	Otáčky excentru při automatickém provozu (10 z.)
n_{E18}	min ⁻¹	Otáčky excentru při automatickém provozu (18 z.)
n_{EJ}	min ⁻¹	Otáčky excentru při manuálním provozu (10 z.)
n_M	min ⁻¹	Potřebné otáčky motoru (18 z.)

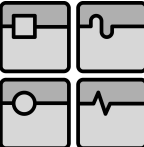
n_{M10}	min^{-1}	Otáčky spojkového hřídele při automatickém provozu (10 z.)
n_{M10J}	min^{-1}	Otáčky motoru při manuálním provozu (10 z.)
n_{M18}	min^{-1}	Otáčky motoru při automatickém provozu (18 z.)
n_{MJ}	min^{-1}	Jmenovité otáčky motoru
n_{S10}	min^{-1}	Otáčky spojkového hřídele při automatickém provozu (10 z.)
n_{S11}	min^{-1}	Otáčky spojkového hřídele při automatickém provozu (11 z.)
n_{S12}	min^{-1}	Otáčky spojkového hřídele při automatickém provozu (12 z.)
n_{S13}	min^{-1}	Otáčky spojkového hřídele při automatickém provozu (13 z.)
n_{S18}	min^{-1}	Otáčky spojkového hřídele při automatickém provozu (18 z.)
n_{SJ}	min^{-1}	Otáčky spojkového hřídele při manuálním provozu (10 z.)
n_{z16}	-	Počet zašroubovaných závitů- M16
n_{z20}	-	Počet zašroubovaných závitů - M20
P	kW	Odhadovaný příkon elektromotoru
p_A	Mpa	Tlak v ložisku A - výstředníkový hřídel
$p_{A,B}$	Mpa	Dovolený tlak v ložisku A a B
p_B	Mpa	Tlak v ložisku B - výstředníkový hřídel
P_{h16}	mm	Stoupání závitu - M16
P_{h20}	mm	Stoupání závitu - M20
P_{MJ}	W	Jmenovitý výkon motoru
p_O	Mpa	Tlak v ložisku ojnice
p_{OD}	Mpa	Dovolený tlak v ložisku ojnice
P_{rA}	N	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska A
P_{rB}	N	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska B
p_{z16}	Mpa	Tlak v závitech- M16
p_{z20}	Mpa	Tlak v závitech - M20
p_{zd}	Mpa	Dovolený tlak v závitech pro pevnostní třídu 10.9
r	mm	Poloměr kliky
r_c	mm	Poloměr třecí plochy mezi beranem a ojnící
r_E	mm	Poloměr excentru
R_{eEH}	MPa	Mez kluzu v tahu materiálu excentr. hřídele
R_{eSH}	MPa	Mez kluzu v tahu materiálu spoj. hřídele
r_O	mm	Poloměr excentrického hřídele
$R_{p0,2,16,20}$	Mpa	Smluvní mez kluzu materiálu šroubu 10.9 - M16, M20
SF	-	Koeficient bezpečnosti v ohybu
SH	-	Koeficient bezpečnosti v dotyku

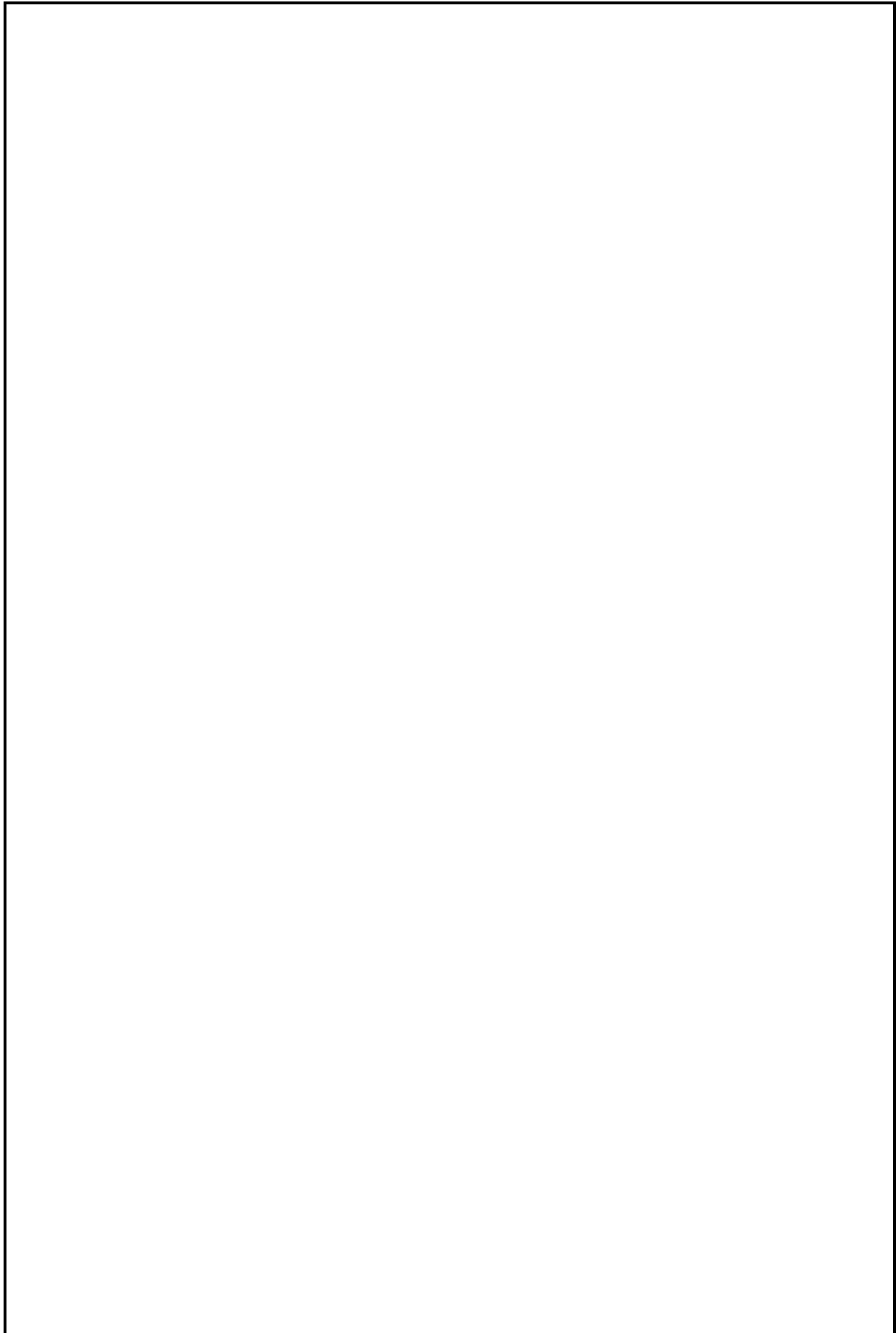


DIPLOMOVÁ PRÁCE

s_p	mm	Pracovní dráha
t_{C10}	s	Čas jednoho cyklu při automatickém provozu (10 z.)
t_{C18}	s	Čas jednoho cyklu při automatickém provozu (18 z.)
t_{CJ}	s	Čas jednoho cyklu při manuálním provozu (10 z.)
t_{D10}	s	Dostupná doba nabíjení v automatickém provozu (10 z.)
t_{D10J}	s	Dostupná doba nabíjení v manuálním provozu (10 z.)
t_{D18}	s	Dostupná doba nabíjení v automatickém provozu (18 z.)
t_{N10}	s	Doba nabíjení setrvačnicku v aut. provozu (10 z.)
t_{N10J}	s	Doba nabíjení setrvačnicku v man. provozu (10 z.)
t_{N18}	s	Doba nabíjení setrvačnicku v aut. provozu (18 z.)
v_E	$m \cdot s^{-1}$	Obvodová rychlost excentru (18 z.)
$v_{OA,B}$	$m \cdot s^{-1}$	Obvodová rychlost hřídele v místě ložisek A a B
W_{KEH}	mm^3	Průřezový modul v krutu - výstřed. hřídel
W_{KSH}	mm^3	Průřezový modul v krutu - spoj. hřídel
W_{OEH}	mm^3	Průřezový modul v ohybu - výstřed. hřídel
x	-	Jednotková korekce
X	-	Koeficient radiálního zatížení
Y	-	Koeficient axiálního zatížení
y_D	mm	Dovolený průhyb
y_{max}	mm	Maximální průhyb
z_0	-	Počet zubů pastorku
z_1	-	Počet satelitu
z_2	-	Počet korunového kola
Z_{Max}	1/min	Maximální počet zdvihů
Z_{Min}	1/min	Minimální počet zdvihů
α	°	Úhel záběru ozubení
α_J	°	Jmenovitý úhel
α_M	°	Vrcholový úhel profilu metrického závitu
β	°	Úhel mezi ojnicí a směrem pohybu beranu
γ	°	Zešíkmení směru síly v ojnici vůči ose ojnice
δ_{10}	%	Pokles úhlové rychlosti setrvačnicku v aut. provozu (10 z.)
δ_{10J}	%	Pokles úhlové rychlosti setrvačnicku v man. provozu (10 z.)
δ_{18}	%	Pokles úhlové rychlosti setrvačnicku v aut. provozu (18 z.)
δ_D	%	Maximální dovolený pokles úhlové rychlosti setrvačnicku
η_{KM}	%	Účinnost navrženého klik. mechanismu

η_P	-	Účinnost planetové převodovky
η_R	-	Účinnost řemenového převodu
μ	-	Třecí součinitel
π	-	Ludolfovo číslo, $\pi = 3,14159$
σ_{DtEH}	MPa	Dovolené napětí v tahu - spoj. hřídel
σ_{DtSH}	MPa	Dovolené napětí v tahu - spoj. hřídel
σ_{Flim}	Mpa	Mez únavy v ohybu
σ_{Hlim}	Mpa	Mez únavy v dotyku
σ_{i16}	Mpa	Redukované napětí ve šroubu - M16
σ_{i20}	Mpa	Redukované napětí ve šroubu - M20
σ_{OEH}	Mpa	Napětí v ohybu v nebezpečném průřezu - výstřed. hřídel
σ_{redEH}	Mpa	Redukované napětí v nebezpečném průřezu - excentr. hřídel
σ_{redSH}	Mpa	Redukované napětí v nebezpečném průřezu - spoj. hřídel
T_{16}	MPa	Smykové napětí ve šroubu - M16
T_{20}	MPa	Smykové napětí ve šroubu - M20
T_{KEH}	MPa	Napětí v krutu v nebezpečném průřezu - výstřed. hřídel
T_{KSH}	MPa	Napětí v krutu v nebezpečném průřezu - spoj. hřídel
φ	°	Třecí úhel
ϕ_{BR}	°	Brzdný úhel na brzdě
$\phi_{BR'}$	rad	Brzdý úhel na brzdě v obloukové míře
ϕ_K	°	Brzdý úhel na klice
ω_0	rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost pastorku
ω_1	rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost satelitu
ω_{N10}	rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost setrvačníku po nabití v aut. provozu (10 z.)
ω_{N10J}	rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost setrvačníku po nabití v man. provozu (18 z.)
ω_{N18}	rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost setrvačníku po nabití v aut. provozu (18 z.)
ω_S	rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost brzdy
ω_{V10}	rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost setr. po předání energie v aut. provozu (10 z.)
ω_{V10J}	rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost setr. po předání energie v man. provozu (10 z.)
ω_{V18}	rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost setr.u po předání energie v aut. provozu (18 z.)





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



8. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Snímek společnosti [38]	6
Obr. 2: Výroba klikového kola [38]	6
Obr. 3: Nepřímý pohon firmy Andritz Kaiser [1].....	8
Obr. 4: Přímý pohon firmy Andritz Kaiser [1].....	9
Obr. 5: Dvoubodový lis firmy SCHULER s 2 momentovými motory [27]	9
Obr. 8: Výstředníkový hřídel [2].....	10
Obr. 9: Vypalovaná nedělená a odlévaná dělená ojnice [16]	10
Obr. 10: Svařovaný a odlévaný beran [16].....	11
Obr. 11: Konstrukční schéma stejnosměrného motoru [33]	12
Obr. 12: Momentová a výkonová char. ss motoru s cizím buzením [25].....	12
Obr. 13: Asynchronní motor [14]	13
Obr. 14: Momentová charakteristika asynchronního motoru s kotvou nakrátko a kotvou kroužkovou [25]	14
Obr. 15: Momentová charakteristika střídavého synch. motoru [11]	14
Obr. 16: Prstencový momentový motor AVEKO [15].....	14
Obr. 17: Jednostranné a oboustranné převody [25].....	15
Obr. 18: Oboustranný třístupňový a čtyřstupňový kombinovaný převod jednobodového lisu [25]	15
Obr. 19: Pohon lisu Andritz Kaiser [1]	16
Obr. 20: Jednostupňová planetová převodovka [23].....	16
Obr. 21: Vícelamelová spojko-brzda Ortlinghaus[18].....	18
Obr. 22: Řez spojko-brzdou [21]	18
Obr. 23: Pneumatická spojko-brzda Ortlinghaus s dvoubodovým zavěšením lamel [19].....	19
Obr. 24: Řez spojko-brzdou [20]	19
Obr. 25: DESCH Complete Press Drive KA [4]	20
Obr. 26: DESCH Complete Press Drive KAE [5].....	20
Obr. 27: DESCH Servox Planetary gearbox [6].....	21
Obr. 28: Complete press drive Goizper [8].....	21
Obr. 28: LKJP [37].....	22
Obr. 29: Kinematické schéma pohonu	23
Obr. 30: Základní technické parametry lisů [7].....	23
Obr. 31: LKJP 400 [7].....	24
Obr. 32: Silové poměry na klikovém mechanismu se třením [9]	26
Obr. 33: Diagram pro určení průřezu úzkého klínového řemene [12].....	28
Obr. 34: Zvolené a vypočtené parametry	29
Obr. 35: Pevnostní kontrola řemenů	29
Obr. 36: Parametry zvoleného motoru [28]	30
Obr. 37: Momentová charakteristika	30
Obr. 38: Nákres ozubených kol [21]	33
Obr. 39: Pól rychlosti.....	36
Obr. 40: Princip svěrného pouzdra [24].....	37
Obr. 41: RINGFEDER RfN 7012-IN [24]	37
Obr. 42: Zatížení na klikovém mechanismu lisu.....	38
Obr. 43: Obrazec dílčích prací	39
Obr. 44: Graf využitelné práce	43


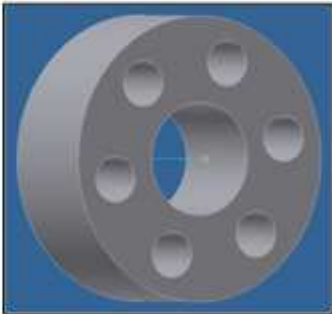
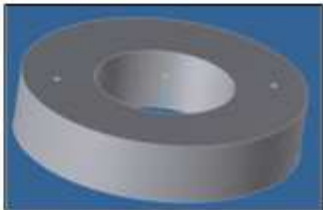

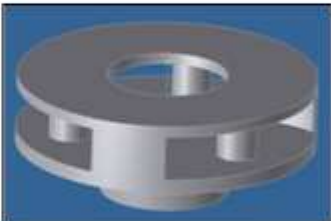
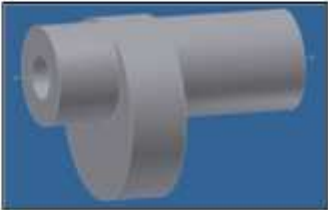
Obr. 45: Spojkový hřídel.....	44
Obr. 46: VVÚ spojového hřídele.....	45
Obr. 47: Výstředníkový hřídel.....	45
Obr. 48: VVÚ výstředníkového hřídele.....	47
Obr. 49: Dovolený tlak v kluzných ložiskách [fir]	48
Obr. 50: Ojnice.....	49
Obr. 51: Vzpěr přímého prutu [12]	49
Obr. 52: Nejmenší průřez ojnice (1)	50
Obr. 53: Umístění ložisek setrvačnicku	51
Obr. 54: Rozložení sil.....	51
Obr. 55: Zatížení hřídele motoru	53
Obr. 56: Návrh příruby	54
Obr. 57: Kinematické schéma LKJP 630 s parametry.....	60

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 75
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9. SEZNAM PŘÍLOH

- 1) Výkresy:
Setrvačnick, ojnice, výstředníkový hřídel, sestava pohonu a seznam položek, lis LKJP 630 a seznam položek
- 2) Velikosti momentů setrvačnosti a hmotnosti součástí pohonu
- 3) CD s elektronickou verzí DP

Příloha č.2: Momenty setrvačnosti a hmotnosti hlavních součástí pohonu.

Součást	Model	Moment setrvačnosti vůči své ose otáčení [kg.m ²]	Hmotnost [kg]
Ojnice		1463	2075
Satelit		66,47	683
Setrvačnick		5807	9289
Spojkový hřídel		1,22	320
Unašeč satelitů		723,9	2581
Výstředníkový hřídel		182,8	2262