



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

LIS LKJP 250

PRESS LKJP 250

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Milan Dvorník

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Milan Dvorník
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Omes, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

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 250

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 ovládání nebo může být zařazen do automatické lisovací linky.

Parametry:

Jmenovitá síla: 2500 kN
Pracovní dráha: 8 mm
Zdvih: 200 mm
Přestavení: 130 mm
Počet zdvihů: 15 – 30 1/min
Upínací plocha beranu: 720 x 790 mm
Upínací plocha stolu: 800 x 950 mm

Cíle diplomové práce:

Rozbor kinematik pohonů jednobodových lisů.
Návrh pohonu s planetovou převodovkou.
Návrhové a kontrolní výpočty.
Výkres sestavení lisu, pohonu a vybraných detailních výkresu.

Seznam doporučené literatury:

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

RUDOLF, Bedřich. Výrobní stroje a zařízení II. Praha: ČVUT Praha, 1990.

DRASTÍK, František. Výpočty z oboru kování a lisování. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu lisu LKJP 250 s planetovou převodovkou. Jedná se o jednobodový, klikový, univerzální lis, který je určen pro běžné lisařské operace za studena. Může pracovat v režimu jednotlivých zdvihů, nebo trvalého chodu při zařazení do automatické lisovací linky. První část práce se zabývá rešerší v oblasti uspořádání pohonů mechanických klikových lisů a jejím kinematickým rozbohem, následuje popis hlavních částí pohonného ústrojí. Druhá část práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu lisu. Samotná řešení jsou navržena v několika možných variantách s provedením základního výpočtu. Na základě žadáných kritérií je zvolena nejvhodnější varianta, pro kterou jsou provedeny detailní návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů pohonu lisu. Součástí práce je také požadovaná výkresová dokumentace.

ABSTRACT

This Master thesis deals with the design concept of press drive of LKJP 250 press with planetary gearbox. It is a single one-point crank universal press, which is designed for cold-forming operations. The press is used for operate in single stroke mode or continuous operation when engaged in an automatic press line. The first part of the thesis deals with the research in the field of mechanical crank press drives arrangement and kinematic analysis, followed the description of the main parts of the press drive. The second part of the thesis deals with the design of the press drive. The solutions are suggested in several possible options with performing basic calculation. On the basis of the required criteria, the most suitable variant is chosen, for which detailed design and control calculations of individual design nodes of the press drive are performed. Part of this thesis also includes the required technical drawing documentation of the mechanical press.

KLÍČOVÁ SLOVA

Mechanický lis, klikový jednobodový lis, lis s nepřímým pohonem, planetová převodovka

KEYWORDS

Mechanical press, one point crank press, indirect drive press, planetary gearbox

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DVORNÍK, M. *Lis LKJP 250*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2019, 163 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Jíří Omes, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Omesovi Ph.D., a odbornému konzultantovi panu Ing. Martinu Volejníčkovi z vývojové konstrukce Šmeral Brno a.s. za velmi cenné rady a připomínky při zpracování diplomové práce. Dále bych také rád poděkoval svým rodičům za jejich podporu nejen při tvorbě této práce, ale i v průběhu celého studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Jiřího Omese Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. Května 2019

.....
Milan Dvorník

OBSAH

1	ÚVOD	17
2	MOTIVACE	19
3	ROZDĚLENÍ TVÁŘECÍCH STROJŮ	21
4	MECHANICKÉ LISY	23
4.1	Základní rozdělení mechanických lisů	24
5	POHONY A MECHANISMY MECHANICKÝCH KLIKOVÝCH LISŮ	27
5.1	Lisy s nepřímým pohonem	27
5.2	Lisy s přímým pohonem	30
5.3	Rozbor kinematik pohonů jednobodových lisů	31
5.3.1	Konvenční mechanické ozubené převody	32
5.3.2	Planetové převody	35
5.3.3	Kompletní pohonné jednotky	37
6	HLAVNÍ ČÁSTI POHONNÉHO ÚSTROJÍ	41
6.1	Klikový mechanismus.....	41
6.1.1	Klika	41
6.1.2	Ojnice.....	41
6.1.3	Beran.....	41
6.2	Elektromotor	42
6.2.1	Střídavý asynchronní motor.....	43
6.2.2	Střídavý synchronní motor	44
6.3	Setrvačnik	45
6.4	Spojky a brzdy	45
6.4.1	Hydraulicky ovládané spojko-brzdy.....	46
6.4.2	Pneumaticky ovládané spojko-brzdy.....	47
7	SPECIFIKACE PROVOZU LISU LKJP 250	49
8	VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ KLIKOVÉHO MECHANISMU	51
8.1	Návrh průměru čepů a excentru.....	53
8.1.1	Návrh průměru excentrické hřídele uložené v rámu stroje.....	53
8.1.2	Návrh průměru čepu mezi ojnicí a beranem.....	53
8.1.3	Návrh průměru excentru	56
8.2	Síly a momenty na klikovém ústrojí - s třením.....	57
9	ROZBOR PRACOVNÍHO REŽIMU LISU	61
9.1	Režim automatického provozu	61
9.2	Režim jednotlivých zdvihů	61
10	KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHONU LISU LKJP 250	63
10.1	Návrhová varianta A - s využitím přímého pohonu	63
10.1.1	Předběžný návrh elektromotoru.....	63
10.1.2	Výpočet základních parametrů pro předběžný návrh planetové převodovky ..	65
10.2	Návrhová varianta B - provedení s pohonnou jednotkou CPD	67
10.3	Návrhová varianta C - nepřímý pohon s akumulacním setrvačníkem.....	69
10.3.1	Předběžný návrh elektromotoru.....	70
10.3.2	Výpočet základních parametrů pro předběžný návrh planetové převodovky ..	71
10.4	Výběr vhodné varianty pro pohon lisu	73

10.5	Koncepce řešení zvolené varianty	75
11	VÝPOČET HNACÍHO CELKU LISU	79
11.1	Určení práce klikového lisu	79
11.2	Požadovaný výkon hlavního elektromotoru	80
11.3	Návrh řemenového převodu mezi motorem a setrvačником	82
11.4	Kontrola drážky pera mezi hnací hřídelí elektromotoru a hnací řemenicí	88
12	KONSTRUKČNÍ NÁVRH SETRVAČNÍKU	91
12.1	Předběžné stanovené velikosti setrvačniku	91
12.2	Stanovení skutečné velikosti setrvačniku	93
12.3	Parametry setrvačniku při maximálním počtu zdvihů	95
12.4	Kontrola zatížení ložiska setrvačniku	97
12.4.1	Rozbor zatížení působící na ložiska setrvačniku	98
12.4.2	Výpočet reakčních sil působící v ložiskách setrvačniku	99
12.4.3	Kontrola životnosti ložisek setrvačniku	101
12.5	Kontrola zatížení ložiska motoru	102
13	NÁVRH PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	103
13.1	Volba materiálu a tepelné zpracování ozubení	103
13.2	Základní parametry pro návrh planetové převodovky	103
13.3	Pevnostní kontrola ozubení planetové převodovky	104
13.4	Zhodnocení pevnostní kontroly ozubení planetové převodovky	106
13.5	Kontrola zatížení ložisek satelitu planetové převodovky	107
13.5.1	Rozbor zatěžujících sil působící na ložiska satelitu od ozubení	108
13.5.2	Kontrola životnosti ložisek satelitu planetové převodovky	111
13.6	Kontrola čepu unášeče planetové převodovky	111
13.6.1	Výpočet reakčních sil působící na čep unášeče	111
13.6.2	Kontrola čepu mezi unášečem a satelitem na ohybové namáhání	113
13.6.3	Kontrola čepu na otačení mezi unášečem a satelitem	113
14	NÁVRH VELIKOSTI SPOJKO – BRZDY	115
14.1	Určení velikosti spojky	115
14.2	Doběh brzdy	116
14.2.1	Brzdný úhel	119
15	KONSTRUKČNÍ NÁVRH SPOJKOVÉ HŘÍDELE	121
15.1	Volba materiálu a tepelné zpracování	121
15.2	Rozbor zatížení působící na spojkovou hřídel	121
15.3	Výpočet minimálního průměru spojkové hřídele z namáhání v krutu	122
15.4	Návrh těsného pera mezi spojkovou hřídelí a spojko-brzdou	123
16	NÁVRH A KONTROLA EXCENTRICKÉ HŘÍDELE	125
16.1	Rozbor zatížení působící na excentrickou hřídel	125
16.2	Výpočet reakčních sil působící na excentrickou hřídel	126
16.3	Statická kontrola excentrické hřídele	127
16.3.1	Statická kontrola hřídele při kombinaci - ohyb a krut	128
16.3.2	Statická kontrola hřídele při kombinaci - ohyb a smyk	130
16.3.3	Výsledky statických bezpečností pro jednotlivé kombinace namáhání	132
16.4	Dynamická kontrola excentrické hřídele	133
16.4.1	Dynamická kontrola pro kombinované namáhání - ohyb a krut	133
16.4.2	Dynamická kontrola pro kombinované namáhání - ohyb a smyk	135
16.4.3	Výsledky dynamických bezpečností pro jednotlivé kombinace namáhání	135
16.5	Průhyb excentrické hřídele	136

16.6	Návrh a kontrola evolventního drážkování.....	138
16.7	Kontrola kluzných ložisek na excentrické hřídele	139
16.8	Kontrola kluzného ložiska mezi excentrem a ojnicí	141
17	NÁVRH ŠROUBOVÝCH A KOLÍKOVÝCH SPOJŮ.....	143
17.1	Návrh šroubového spoje mezi unášečem setrvačnicku a spojkou.....	143
17.2	Návrh kolíkového spoje mezi unášečem setrvačnicku a spojkou.....	145
17.3	Návrh šroubového spoje mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku	146
17.4	Návrh kolíkového spoje mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku	148
18	ZÁVĚR.....	151
19	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	153
20	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	157
20.1	Seznam tabulek	157
20.2	Seznam obrázků	158
21	SEZNAM PŘÍLOH	163

1 ÚVOD

Při tváření dochází k záměrné a trvalé změně tvaru vstupního materiálu působením mechanické síly bez odběru třísek. Při tváření může vznikat také odpad v podobě odstřížků a výronků, který je však obvykle celistvý. Materiál tváříme proto, abychom získali u polotovarů nebo výrobků požadovaný tvar, nebo abychom přeměnili u kovů jeho litou strukturu na tvářenou a dále abychom zlepšili mechanické vlastnosti výstupního materiálu.

Tvářecí stroje jsou tedy výrobní stroje, které zpracovávají vstupní materiál ve výrobky. Nedochozí ke změně objemu výstupního výrobku. Jsou to tedy stroje uzpůsobené pro zpracování materiálu tvářením za působení vysokých sil.

Má-li být měněn tvar materiálu, je na něj nutno působit takovou silou, že je buď v části, nebo v celém objemu součásti vyvozeno tak vysoké napětí, které je vyšší než mez kluzu tvářeného materiálu.

U obráběcích strojů břit nástroje silovým působením odděluje menší částičky materiálu. V případě tvářecích strojů nástroje působí obvykle na větší průřez materiálu. Celková síla vyvozená zatížením celého systému - materiál - nástroj - stroj je tedy podstatně větší. Nejvyšší silové zatížení v systému jsou na nejslabším článku, tedy na nástrojích. Je-li mez kluzu tvářeného materiálu příliš vysoká, nebo jsou-li rozměry tvářeného materiálu příliš rozměrné, případně je-li snížena tvárnost materiálu, lze provádět tváření přehřátého materiálu kováním, válcováním nebo protlačováním [1].

2 MOTIVACE

Hlavní motivací této diplomové práce je rozšířit praktické i teoretické znalosti v oblasti konstruování tvářecích strojů, zejména klikových mechanických lisů. Jejich vývoj a výroba je nedílnou součástí rozvoje automobilového průmyslu, z důvodu nutnosti produkce karosářských dílců v co nejkratších výrobních taktech. Procesem tváření za studena lze dosáhnout tenkostěnných a tvarově složitých profilů a to při zachování vysoké rozměrové přesnosti, kvality povrchu a minimální hmotnosti. Výhodou je také dosažení zlepšení mechanických vlastností (meze kluzu a meze pevnosti) výlisku a nízké spotřeby materiálu.

Na základě dosud získaných znalostí, za celé studium na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně, je snahou navrhnout pohon klikového, jednobodového lisu LKJP 250 s planetovou převodovkou, který by nejlépe splňoval žádaná kritéria dle zadaného technického zadání.

3 ROZDĚLENÍ TVÁŘECÍCH STROJŮ

Pro získání vysoké produktivity výrobního stroje je vhodné používat rozsáhlý sortiment různých typů a druhů tvářecích strojů, které jsou nejvýhodněji přizpůsobeny pro určitý omezený rozsah pracovního využití. Z tohoto hlediska plyne nutnost stavby rozsáhlého množství speciálních jednoúčelových strojů nejrůznějšího provedení, které také rozšiřují univerzální stroje. Tvářecí stroje lze rozdělit dle jednotlivých kritérií [1].

Podle převládajícího způsobu práce:

- lisy - stroje pracující převážně tlakem beranu, který koná obvykle přímočarý vratný pohyb a je trvale spojen s hnacím ústrojím
- buchary - stroje pracující rázem beranu, který koná přímočarý vratný pohyb a je od hnacího ústrojí v okamžiku práce uvolněn
- rotační tvářecí stroje - stroje s rotačním pohybem nástrojů, nebo po části kruhové dráze
- ostatní - tažné stolice, drátotahy atd.

Podle druhu hnací energie pracovního ústrojí:

- mechanické - tvářecí síla je převáděna z energetického zdroje mechanicky
- hydraulické - tvářecí síla je převáděna z energetického zdroje tlakem kapaliny
- parní - pracovní energie se vyvozuje přiváděnou tlakovou párou
- pneumatické - pracovní energie se vyvozuje tlakovým vzduchem z cizího zdroje
- kompresorové - pracovní energie se vyvozuje tlakovým vzduchem z kompresoru, který je součástí samotného stroje
- ostatní - výbušné, elektrickou kapacitou atd.

Podle uspořádání stroje:

- svislé
- vodorovné
- šikmé

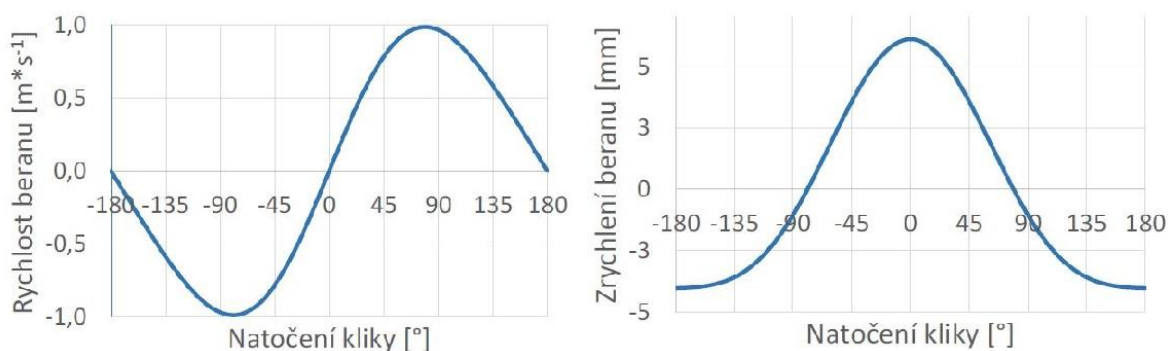
Podle způsobu provedení stojanu:

- odlévané
- sloupové
- svařované
- kombinované (svařované z válcovaných materiálů a odlitků)
- kombinace oceli a betonu

4 MECHANICKÉ LISY

Mechanické lisy patří mezi nejrozšířenější tvářecí stroje, z důvodu vysoké výrobnosti a nižší konstrukční náročnosti. Ve výrobní praxi se používají na nejrůznější technologické operace pro tváření za studena i za tepla. Mezi nejběžnější operace patří - stříhání, ohýbání, mělké tažení, protlačování, kalibrování, ražení, kování a ostříhávání [3].

Z technologického hlediska u mechanických lisů je velkou nevýhodou to, že maximální pracovní síla působící na beran lisu, jeho rychlost a zrychlení jsou závislé na poloze beranu v pracovním zdvihu. Maximální jmenovitou sílu lze odebrat až v blízkosti dolní mrtvé polohy. Další nevýhodou je to, že může dojít k přetěžování stroje. Tváření velkou silou po větší dráze je obtížné. Na Obr. 1 je zobrazen průběh rychlostí a zrychlení beranu klikového lisu v závislosti na natočení kliky [7].

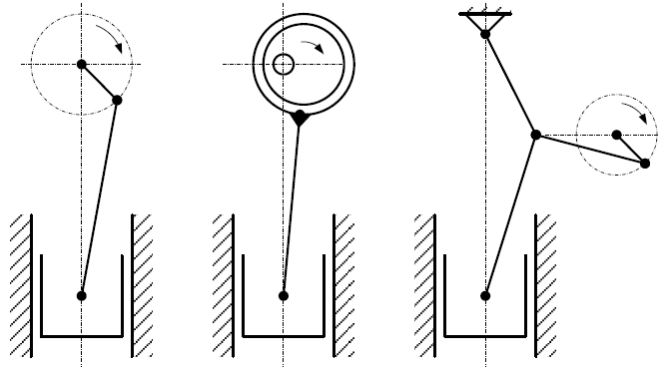


Obr. 1) Průběh rychlostí a zrychlení na beranu klikového lisu [4]

Pro jmenovitý úhel tváření lze využít maximálně jednu čtvrtinu otáčky klikové hřídele před dolní úvratí. Tato vzdálenost bývá pro jednotlivé typy lisů různá a je udávána ve stupních pootočení klikové hřídele před dolní mrtvou polohou. U běžných klikových lisů do jmenovité síly 1600 kN bývá dosaženo této síly 30° před dolní úvratí, u výstředníkových lisů nad 1600 kN už při 20° před dolní úvratí. U tažných klikových lisů bývá dosaženo jmenovité síly 70 – 90° před dolní úvratí.

Tyto lisy jsou tvářecí stroje, které mají mechanický pohon beranu řešen pomocí klikového mechanismu, kolenového mechanismu, klínového mechanismu, nebo vaček apod.

Nejrozšířenějším výkonovým mechanismem používaným ve stavbě tvářecích mechanických lisů je klikový mechanismus. Nedílnou součástí klikového mechanismu je klika, která může být realizována v podobě klikové hřídele, excentrické hřídele, nebo klikového kola. Na Obr. 2 je zobrazeno znázornění mechanismů pro přenos síly na beran [3].



Obr. 2) Schématické znázornění mechanismů pro přenos síly na beran (zleva: klikový lis, výstředníkový lis a kolenový lis) [4]

4.1 Základní rozdělení mechanických lisů

Mechanické lisy jsou rozděleny do sedmi základních skupin dle literatury [3].

Podle použitého mechanismu pro přenos síly:

- a) klikové lisy
- b) výstředníkové lisy
- c) kolenové lisy
- d) vačkové lisy
- e) klínové lisy

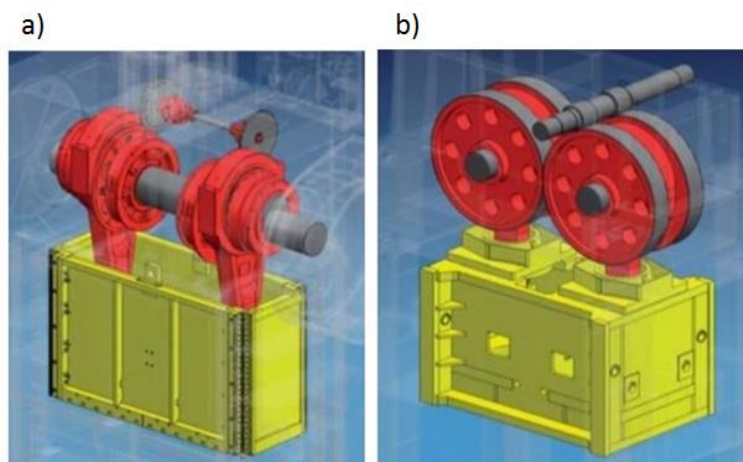
Podle počtu využitelných mechanismů:

- a) jednočinné - s jedním pohybovým mechanismem
- b) dvojčinné - se dvěma pohybovými mechanismy

Podle orientace osy klikové hřídele vzhledem k rámu stroje:

- a) příčné uložení hřídele
- b) podélné uložení hřídele

Na Obr. 3 jsou zobrazeny jednotlivé způsoby orientace klikové hřídele.

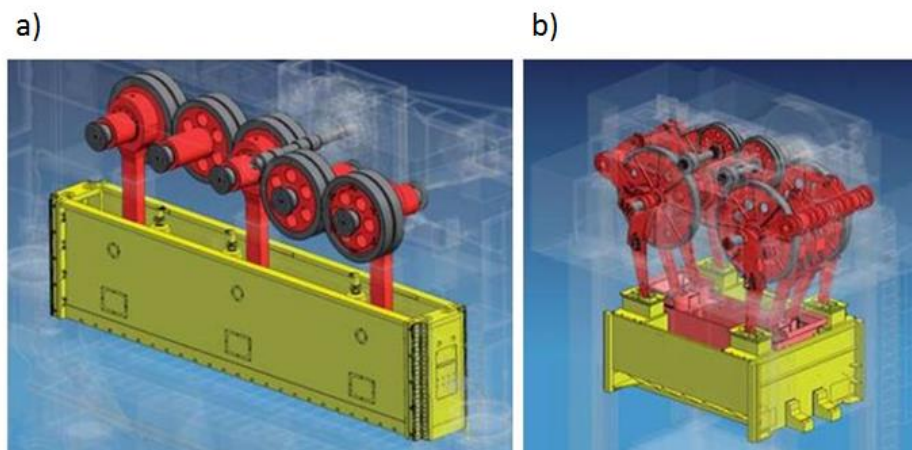


Obr. 3) Orientace klikové hřídele: a) příčné uložení hřídele, b) podélné uložení hřídele [33]

Podle počtu tlačných bodů:

- jednobodové provedení
- dvoubodové provedení
- tříbodové provedení
- vícebodové provedení

Na Obr. 4 je zobrazeno možné uspořádání mechanických lisů podle tlačných bodů.



Obr. 4) Uspořádání mechanických lisů: a) tříbodový lis, b) vícebodový lis [33]

Podle velikosti jmenovité síly:

- Lehké lisy (do jmenovité síly 500 kN)
- Střední lisy (jmenovitá síla od 500 kN do 5000 kN)
- těžké lisy (jmenovitá síla větší než 5000 kN)

Podle konstrukce stojanu:

- jednostojanové otevřené („C“ stojan)
- dvoustojanové otevřené („CC“ stojan)
- dvoustojanové uzavřené („O“ stojan)
- sloupové konstrukce

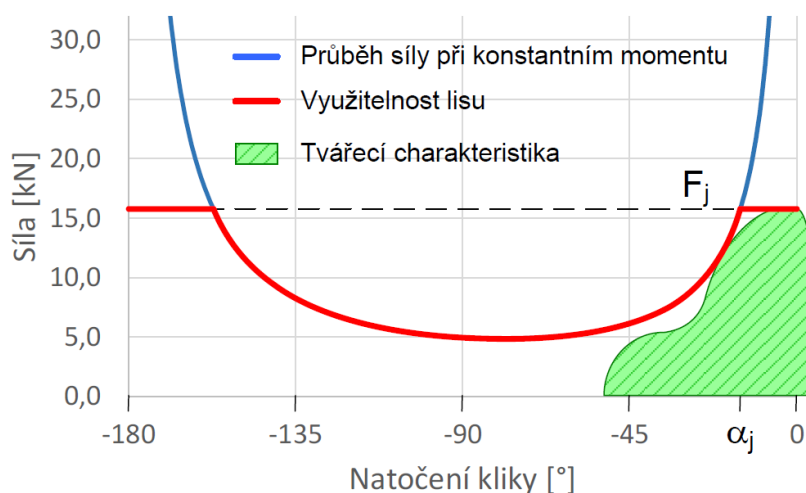
Podle pracovního určení:

- univerzální (navrhované pro využití více technologických operací)
- speciální (navrhované pro jedinou technologickou operaci)
- jednoúčelové (navrhované pro stejné technologické operace a stejné výrobky)

Klikové mechanické lisy

Tyto lisy jsou charakteristické tím, že mají určitý pracovní zdvih beranu a pro tváření polotovaru se využívá pouze část naakumulované energie v pohybujícím se beranu. Na rozdíl od bucharů a vřetenových lisů, kde se k přetvoření materiálu využije celá energie pohybujících se hmot. Velikost práce vykonaná lisem při jednom pracovním zdvihu je dána kinetickou energií setrvačnicku (v případě použití konvenčního pohonu).

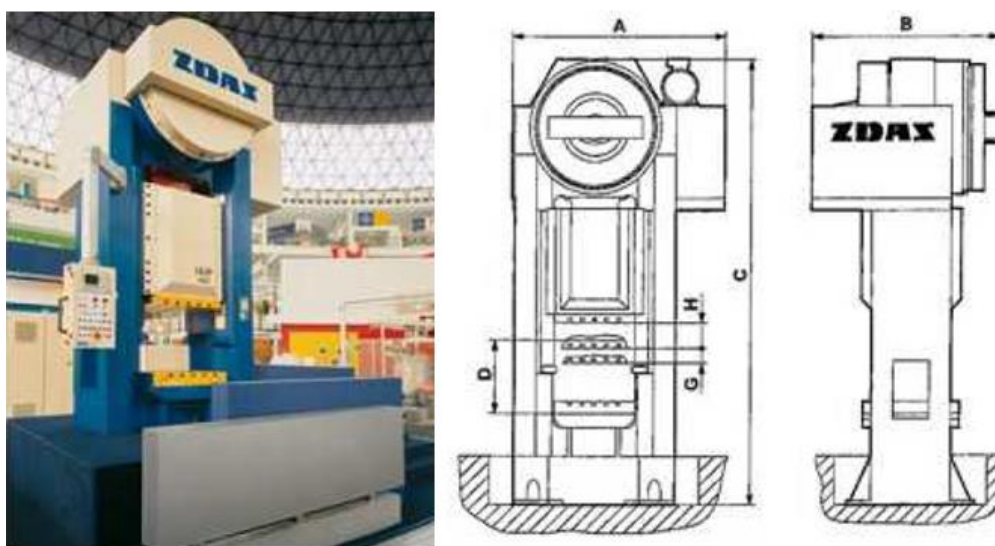
Na Obr. 5 je zobrazena zatěžovací charakteristika klikového mechanismu, která vyjadřuje grafickou závislost působící síly na beran lisu od pohonu v závislosti na úhlu natočení kliky.



Obr. 5) Zatěžovací charakteristika klikového mechanického lisu [4]

Mechanické klikové lisy jsou určeny pro běžné lisařské operace za studena i za tepla. Je možné na nich provádět stříhání, děrování, ohýbání, kalibrování, protlačování, mělké tažení, ražení, kování a ostříhávání. Jsou určeny pro dvouruční ovládání, nebo mohou být zařazeny do automatických lisovacích linek. Vzhledem k univerzálnosti těchto mechanických lisů jsou vhodné pro zařazení do tvrdých i pružných automatizovaných výrobních systémů.

Jednotlivá konstrukční provedení mechanických klikových lisů se od sebe liší dle velikosti jmenovité síly, zdvihem beranu, počtem pracovních zdvihů za minutu, přestavením beranu a velikostí upínacích ploch beranu a stolu. Provedení stojanu obvykle bývá uzavřené ve tvaru „O“ [6]. Na Obr. 6 je zobrazen jednobodový klikový univerzální lis s planetovým převodem od firmy ŽĐAS.



Obr. 6) Lis klikový, univerzální, jednobodový od firmy ŽĐAS a.s. [33]

5 POHONY A MECHANISMY MECHANICKÝCH KLIKOVÝCH LISŮ

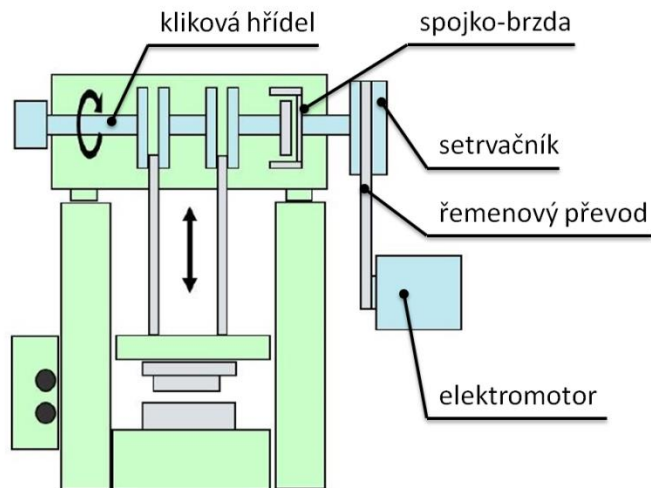
Všechny mechanické lisy využívají ke své práci velký odběr energie ve velmi krátkém čase pro následné přeměnění na práci plastických deformací za účelem provedení konkrétní technologické operace. Celková práce přiváděná do stroje musí překonat odpor tvářeného materiálu, ale také jednotlivé odpory stroje i nástroje. U větších strojů dochází ke krátkodobým maximálním odběrům energie. Špičkové hodnoty dodávané energie do stroje pracující s vyšší jmenovitou silou nelze dodat přímo ze sítě, proto se využívá akumulátorů energie, které snižují požadavky na odběrový výkon z elektrických rozvodů. U mechanických lisů dochází k akumulaci kinetické energie za pomoci rotačního setrvačnicku. S vyšším počtem pracovních zdvihů za jednotku času dochází ke zvýšení energetické náročnosti pro vytvoření stejného výrobku.

Pohon tvářecích strojů dále zajišťuje zvýšení hnací síly na základě potřebné síly k tváření za pomoci vhodného převodového mechanismu, tak aby docházelo ke kopírování charakteristiky jmenovité síly a tvářecí síly s co nejmenším přebytkem [4].

Pohon mechanických lisů vzniká sériovým řazením zdroje energie, převodových systémů ozubených kol a mechanismů s přímočarým vratným pohybem beranu. Převodová funkce mechanismu s přímočarým vratným pohybem je pro pohon lisu velmi důležitá, protože určuje velikost síly na beranu a jeho rychlost. Podle použitého zdroje energie pro tvářecí stroj lze dělit pohony na nepřímé a přímé [6].

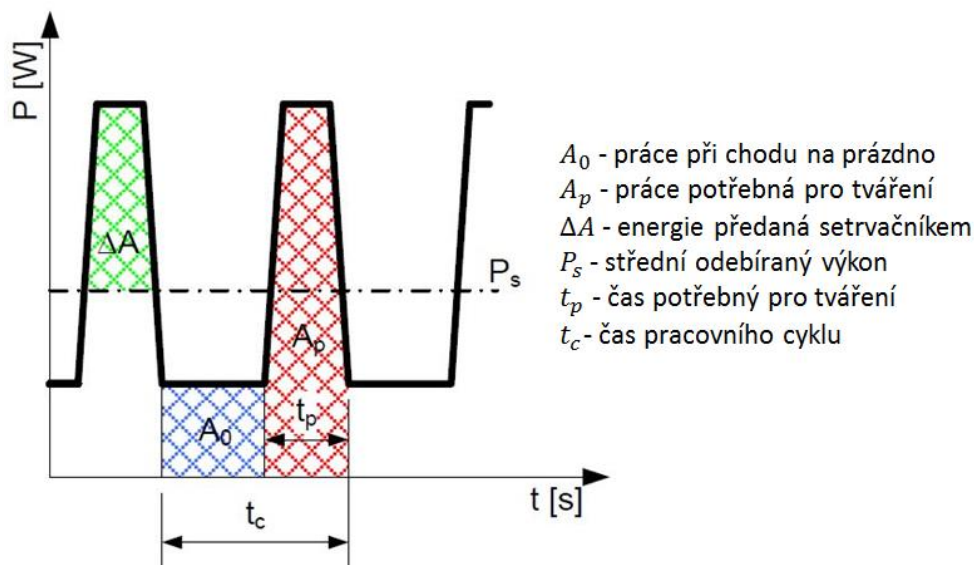
5.1 Lisy s nepřímým pohonem

Jedná se o tzv. konvenční lisy, kde pohony jsou konstrukčně řešeny s akumulátorem energie. Typický pohon s akumulací energie je používán u mechanických lisů (klikové a vřetenové), kde odběr energie je obvykle výrazně špičkový. Špičkový odběr energie zajišťuje elektromotor a setrvačnick pro akumulaci kinetické energie. Použití těchto pohonů je převážně u strojů se středním a nízkým časovým využitím pracovního cyklu. Pohon u mechanických lisů se skládá z elektromotoru, setrvačnicku, převodového systému ozubených kol, spojky, brzdy a výkonového mechanismu s přímočarým vratným pohybem beranu. Pro pohon mechanických lisů s akumulátorovým pohonem se využívá běžných asynchronních elektromotorů. Hlavní výhodou nepřímého pohonu je, že příkon hnacího motoru je podstatně nižší, než u pohonu přímého. Na Obr. 7 je zobrazeno kinematické schéma mechanického klikového lisu s konvenčním uspořádáním pohonu.



Obr. 7) Kinematické schéma mechanického klikového lisu [10]

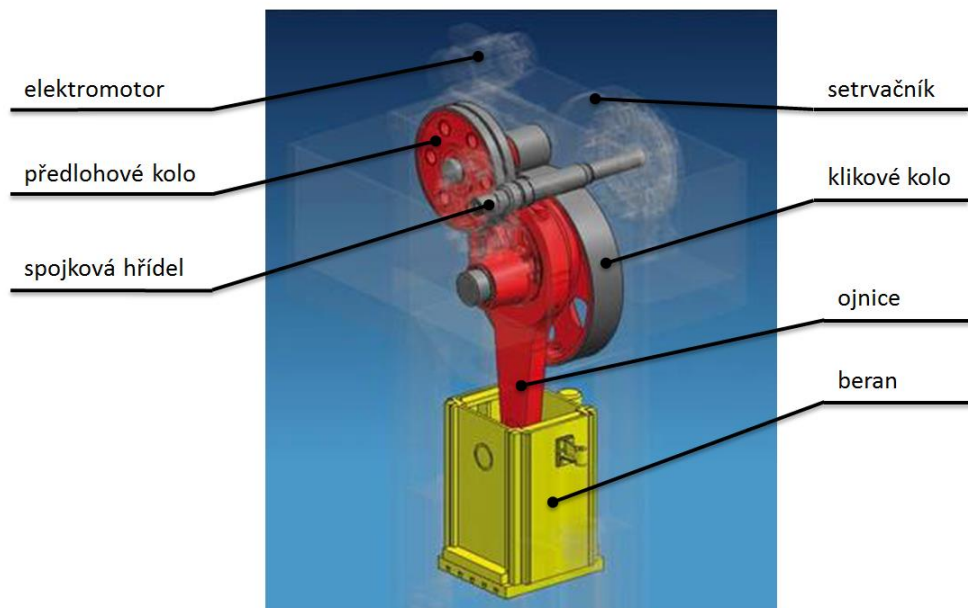
Na Obr. 8 je zobrazen diagram odběrové charakteristiky pro pohon mechanického lisu s akumulátorem kinetické energie.



Obr. 8) Odběrový diagram pro akumulátorový pohon [4]

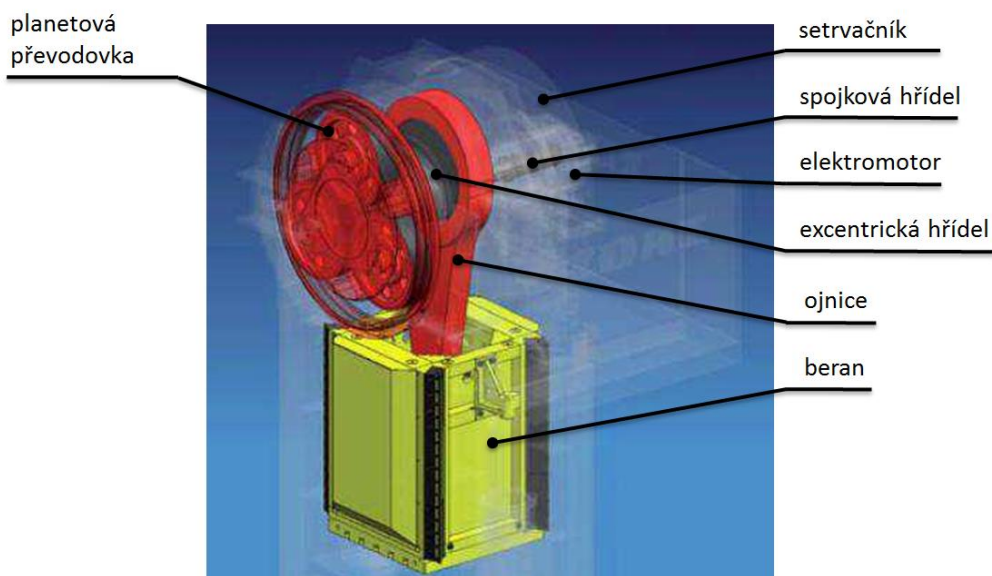
Principy uspořádání pohonu mechanických lisů s nepřímým pohonem

Jedna z možných variant pro uspořádání mechanického, klikového, jednobodového lisu je konstrukční návrh s jedním klikovým kolem, které je uloženo kolmo k čelní ploše stojanu a jednou ojnicí. Krouticí moment je přenášen z elektromotoru přes řemenový převod na setrvačnick a přes spojku na spojkovou hřídel. Ze spojkové hřídele je krouticí moment dále přenášen na klikové kolo přes předlohou hřídel ozubeného převodu s využitím dvojnásobně šikmého ozubení. Rotační pohyb klikového kola je transformován za pomoci ojnice na přímočarý pohyb pracovního beranu. Ojnice je spojena v horní části s excentrem klikového kola. Představitelem tohoto konstrukčního uspořádání jsou lisy LKJA od firmy ŽĐAS a.s. [33]. Pohonné ústrojí lisu je zobrazeno na Obr. 9.



Obr. 9) Mechanický lis jednobodový - LKJA [33]

Další variantou mechanického jednobodového lisu je řada LKJP, taktéž od firmy ŽĐAS a.s. Oproti předchozí variantě je zde klikové kolo nahrazeno excentrickou hřídelí. Krouticí moment je přenášen v pořadí: elektromotor, setrvačnick, spojková hřídel, jednostupňová planetová převodovka a výstupní dutá excentrická hřídel. Pohyb beranu je zde také realizován pomocí jedné ojnice, která je v horní části spojena s excentrem hřídele. Tato konstrukční varianta je výhodná z hlediska toho, že rotační hmoty jsou soustředěny do osy excentrické hřídele. V důsledku použití planetové převodovky dochází k omezení dynamických účinků působící na lis a také ke zvýšení celkové stability stroje [33]. Pohonné ústrojí lisu LKJP je zobrazeno na Obr. 10.



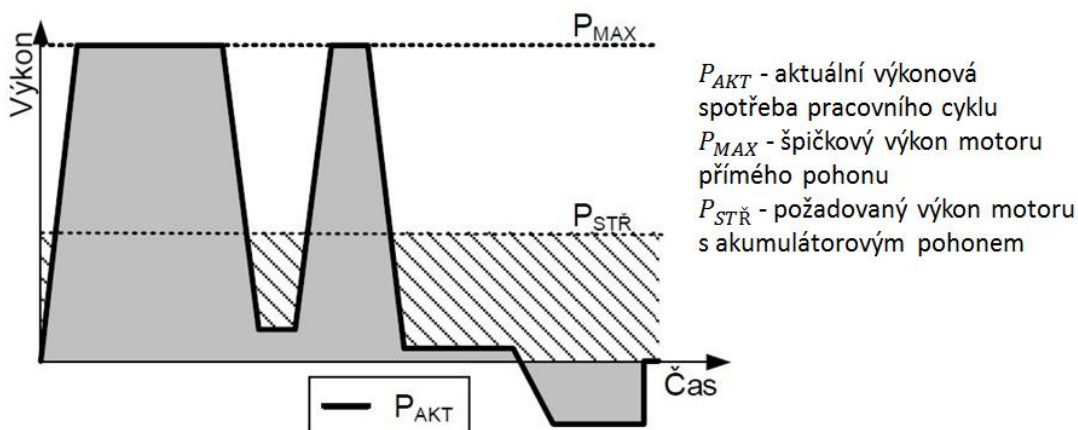
Obr. 10) Mechanický lis jednobodový - LKJP [33]

5.2 Lisy s přímým pohonem

Při požadavku dosažení u výstředníkových, nebo klikových lisů vyššího stupně využitelnosti pracovního cyklu, tzn. zvýšení počtu zdvihů za minutu při procesu tváření, se běžně využívá tzv. přímého pohonu. Dochází ke zrychlení pohybu výstupního členu, ale pouze v určité části zdvihu, aby nedocházelo k překročení maximální rychlosti při samotném procesu tváření. Tyto pohony využívají mechanismy pro docílení zpomalení beranu v blízkosti samotného úhlu tváření. Největší výhodou lisů s přímým pohonem, tzv. servolisů je tedy velmi přesné řízení rychlosti pracovního beranu a zvýšení produktivity ve výrobě. Další výhodou je také to, že kliková hřídel nemusí při pracovním zdvihu provádět celou otáčku, ale může využívat pouze tzv. kyvadlového provozu.

Mezi nevýhody servolisů patří dražší a několikanásobně těžší motory, které musí dosahovat pro stejné jmenovité síly mnohonásobně vyššího výkonu a krouticího momentu vůči konvenčnímu uspořádání. Pořizovací cena těchto elektromotorů je vyšší z důvodu rozdílné konstrukce, oproti běžným asynchronním pohonům. Jedná se o synchronní, více pólové motory. Z požadavku programování průběhu zdvihu jsou kladeny vyšší nároky na seřizování těchto lisů.

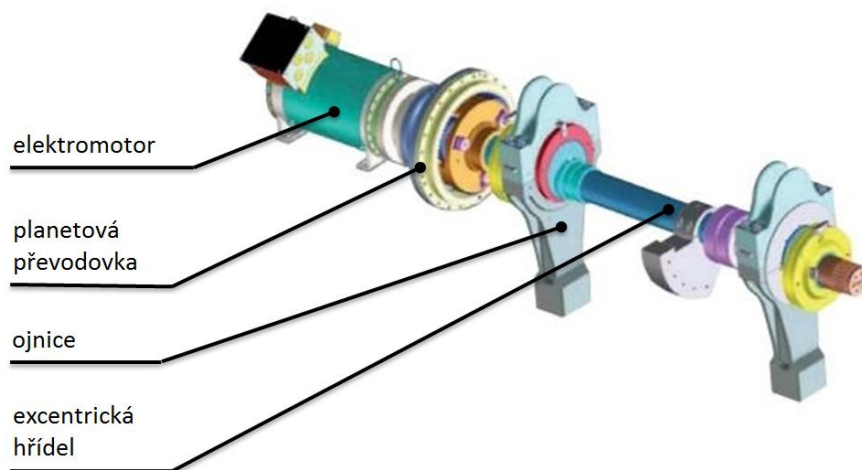
Pohony s přímým pohonem lze využít pouze u lisů pro menší jmenovité síly. Jedná se tedy pouze o rozšíření množství tvářecích strojů, nikoliv nahrazení stávajících lisů se setrvačníky kinetické energie. Za přímý pohon lze považovat i konstrukci s vloženým ozubeným převodem, protože požadované otáčky klikové hřídele jsou obvykle velmi nízké s porovnáním dosažitelných výstupních otáček motorů. Na Obr. 11 je zobrazen průběh spotřeby energie pro pohon servolisů [4].



Obr. 11) Odběrový diagram pro přímý pohon [4]

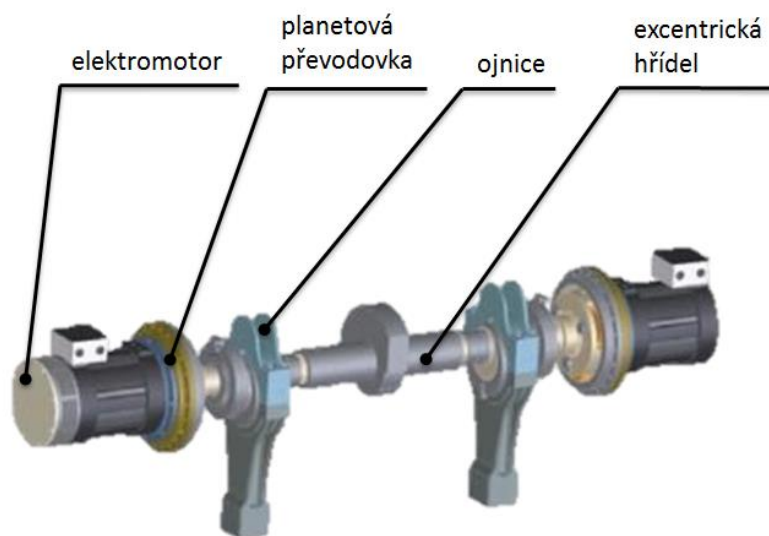
Principy uspořádání pohonu mechanických lisů s přímým pohonem

Jedna z možných variant uspořádání pohonu servolisu nabízí firma ANDRITZ KAIZER, která je zobrazena na Obr. 12. Pohon lisu je navržen s jednostranným momentovým elektromotorem, který přes jednostupňovou planetovou převodovku pohání excentrickou hřídel.



Obr. 12) Jednostranný přímý pohon lisu - Andritz Kaizer [37]

Pro větší jmenovité síly firma ANDRITZ KAIZER nabízí uspořádání s dvěma pohony, které jsou uloženy symetricky vůči sobě. Každý pohon je tvořen jedním motorem a jednou planetovou převodovkou. Toto konstrukční řešení je vhodné pro jmenovité tvářecí síly $4000 \div 5000 \text{ kN}$ [37]. Konstrukční uspořádání je zobrazeno na Obr. 13.



Obr. 13) Oboustranný přímý pohon lisu - Andritz Kaizer [37]

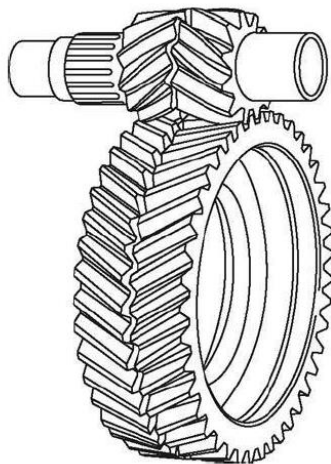
5.3 Rozbor kinematik pohonů jednobodových lisů

Pohon mechanického lisu je tvořen sériovým řazením zdroje energie, převodovým systémem ozubených kol a mechanismem s přímočarým pohybem beranu.

Jeden z nejdůležitějších komponentů pohonu všech lisů (s přímým i nepřímým pohonem) je primární převod, který slouží pro redukci otáček a zvýšení krouticího momentu vstupního členu klikového mechanismu. Primární převod bývá tvořen jedním, nebo více párů ozubených kol, které jsou uloženy v horním příčniku stroje. U novějších konstrukcí pohonů mechanických lisů je primární převod obvykle tvořen planetovou převodovkou, která se velmi

často umísťuje z boku rámu lisu. Kromě ozubených převodů se také využívá řemenového převodu pro první převodový stupeň.

Pokud je primární převod pohonu mechanického lisu navržen jako jednostupňový pro získání jednoduchosti konstrukce, obvykle se využívá dvojnásobně šikmého (šípového) ozubení. Při využití šípového ozubením je dosaženo zvýšení stykové plochy pro přenos sil a zároveň je zamezeno vzniku nežádoucích axiálních sil. Na Obr. 14 je zobrazeno uspořádání jednostupňového převodu s využitím šípového ozubení.



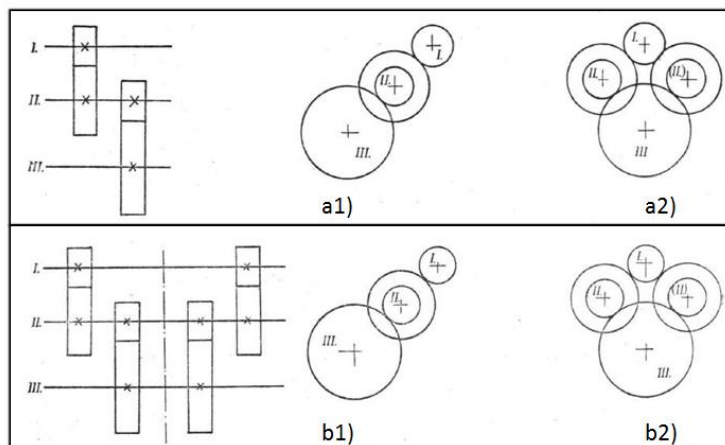
Obr. 14) Jednostupňový převod s využitím šípového ozubení [13]

Podmínky pro ozubené převody klikových lisů [8]:

- převodový poměr nesmí být celé číslo, aby nedocházelo k záběru stále stejných párů zubů
- minimální průhyb hřidelů ozubených převodů, aby docházelo k přenosu sil v celé šířce zubů
- ozubení musí být vyrobeno v požadované přesnosti a materiály kol vhodně tepelně zpracovány
- ozubení volit takové, aby nebylo zdrojem nadměrného hluku

5.3.1 Konvenční mechanické ozubené převody

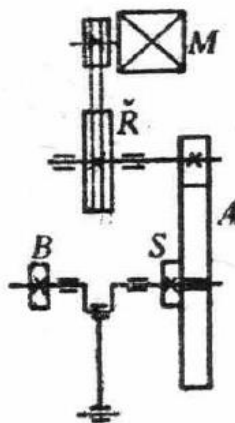
Podle počtu redukčních stupňů lze dělit převodové systémy na jednostupňové, dvoustupňové, třístupňové a čtyřstupňové. Dle prostorového uspořádání lze dále tyto systémy členit na jednostranné a oboustranné, souměrné a nesouměrné k hlavní ose tváření. Na Obr. 15 jsou zobrazeny možné uspořádání převodů [5].



Obr. 15) Uspořádání převodových systémů - jednostranné: a1) nesouměrné, a2) souměrné a oboustranné: b1) nesouměrné, b2) souměrné [5]

Na Obr. 16 je kinematické schéma pohonu s jednostranným, dvoustupňovým odkrytým ozubeným převodem. Toto konstrukční řešení je vhodné pro pomaloběžné lisy s větší jmenovitou silou [5].

Pro první převodový stupeň je zde využito řemenového převodu, kde kroučící moment z elektromotoru je přenášen za pomoci klínových řemenů z řemenice hnací na hnanou. Druhý převodový stupeň je tvořen jednostupňovým ozubeným převodem. Ozubení je vyrobeno přímo na setrvačnicku. Za pomoci spojky, umístěné v blízkosti setrvačnicku je kroučící moment přenášen na klikovou hřídel. Brzda je taktéž součástí klikové hřídele, umístěna na protilehlé straně vůči spojce.

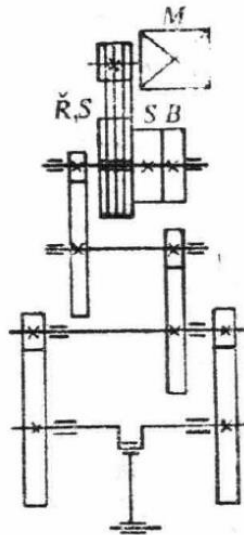


Obr. 16) Kinematické schéma pohonu - s jednostranným, dvoustupňovým ozubeným a řemenovým převodem: M-motor, Ř-řemenice, A-setrvačnick, S-spojka a B-brzda [5]

Jednostranné a oboustranné převody lze kombinovat - blíže motoru použít převody jednostranné, blíže pracovnímu prostoru oboustranné. Pro lehké lisy se obvykle využívají jednostranné převody a pro těžké lisy ($> 5MN$) oboustranné převody. Při vyšších požadavcích na přesnost práce a klidnost chodu lze použít oboustranných převodů i u lehkých a středních strojů [5].

První převodový stupeň je stejně jako u předchozí varianty navržen s využitím silového styku - řemenový převod. Spojka i brzda je součástí prvního stupně, umístěna na

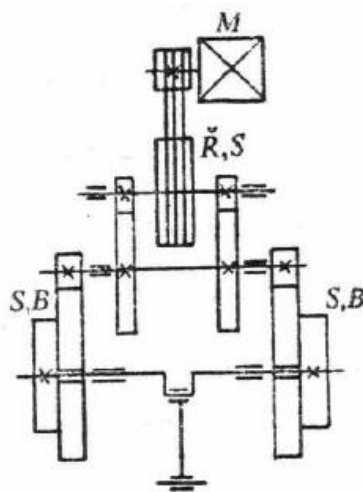
setrvačníku. Druhý a třetí stupeň tvoří jednostranné ozubené převody. Pro přenos krouticího momentu na klikovou hřídel mezi posledním převodovým stupněm je využito tvarového styku - oboustranný ozubený převod. Na Obr. 17 je zobrazen čtyřstupňový kombinovaný převod.



Obr. 17) Čtyřstupňový kombinovaný převod jednobodového lisu: M-motor, Ř-řemenice, S-setrvačník a S, B-spojka a brzda [5]

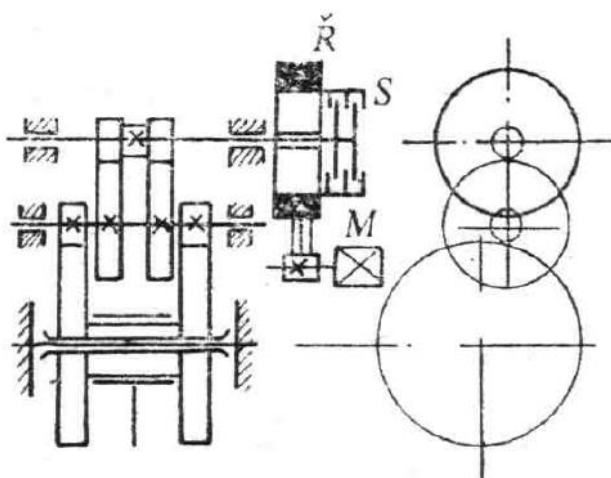
Použití oboustranných převodů je primárně využito v případech, kdy kliková hřídel vychází rozměrově příliš dlouhá, a tím i málo tuhá v kroucení. Při využití šípového ozubení mají směry ozubení opačný sklon, a tím dochází k vyrovnání axiální složky obvodové síly v zubech. Využitím oboustranných souměrných převodů k hlavní ose tváření lze dosáhnout symetrického zatížení rámu stroje za předpokladu středového zatížení pracovního prostoru [5].

Převod mezi motorem a setrvačníkem je řešen pomocí klínových řemenů. Zbylé dva převodové stupně jsou navrženy jako ozubené, oboustranné s využitím symetrie vůči ose lisu. Na Obr. 18 je zobrazeno kinematické schéma třístupňového pohonu výstředníkových lisů.



Obr. 18) Kinematické schéma třístupňového pohonu s oboustrannými převody: M-motor, Ř-řemenice, S-setrvačník a S, B-spojka a brzda [5]

U modernějších konstrukcí se velmi často využívá zakrytých převodů, kde je umožněno kontinuálního mazání. Na Obr. 19 je zobrazeno kinematické schéma třístupňového pohonu výstředníkového jednobodového lisu se zakrytými převody.

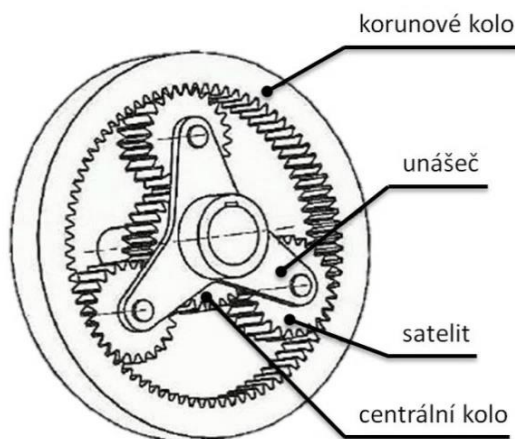


Obr. 19) Oboustranný pohon se zakrytými převody - třístupňový s jednoduchými hřídeli: M-motor, S-spojka a Ř-řemenice [5]

Přenos krouticího momentu z elektromotoru na setrvačnick je navržen jako silový převod s využitím klínovým řemenů. Spojka i brzda je zabudována přímo v setrvačnicku. U druhého a třetího převodového stupně je použito ozubení se šikmými zuby. Výstředník je pevně spojen s ozubenými koly posledního převodového stupně, který se otáčí na nepohyblivém čepu uloženém v rámu stroje. Toto konstrukční řešení je využito u středních a těžkých lisů [5].

5.3.2 Planetové převody

Planetová převodovka se skládá z vnitřního, tzv. centrálního kola, vnějšího, tzv. korunového kola a satelitů s unášečem, který vzájemně spojuje satelitní kola za pomoci čepů. V konstrukci převodovek se obvykle využívá 2 až 6 satelitů. Všechny otočné části mají soustředěny osy rotace v jedné přímce. Nejčastější používanou variantou jednoduché planetové převodovky je s centrálním kolem s vnějším ozubením a korunovým kolem s vnitřním ozubením. Na Obr. 20 je zobrazeno schéma planetové převodovky.



Obr. 20) Planetová převodovka [12]

Důvody použití planetových převodů plynou ze samotné konstrukce. Způsob přenášení točivého momentu způsobuje, že ozubení jednotlivých kol je méně silově zatíženo a přenášený krouticí moment je rozložen rovnoměrně mezi satelitní kola. Z tohoto důvodu v ozubení působí nižší síly a modul ozubení může být navržen menších rozměrů oproti běžně používaným postupným mechanickým převodům.

Hlavní výhody planetové převodovky [11]:

- vysoký převodový poměr s poměrně malou výškou zubů
- velmi vysoké účinnosti i při přenášení velkých krouticích momentů
- dobré využití zástavbového prostoru
- rotace hmot kolem jedné centrální osy
- nízká hmotnost s porovnáním běžných převodů

Hlavní nevýhody planetové převodovky [11]:

- složitá konstrukce, vyšší požadavky na přesnost výroby a montáž
- vyšší výrobní náklady oproti běžným převodům
- některé omezující podmínky (smontovatelnost)

Vzhledem k uvedeným výhodám je použití planetových převodů čím dál tím častější v celé řadě oblastí výrobního strojí. U tvářecích strojů se těchto převodů využívá jak u běžných lisů s nepřímým pohonem, tak servolisů. Planetové převodovky snižují celkovou výšku lisu při porovnání s běžnými konvenčními mechanickými převody.

U mechanických lisů je snahou dosáhnout na výstupní hřídeli vysoký točivý moment a nižších otáček vůči vstupní hřídeli. Z tohoto důvodu se volí koncepce k dosažení velké redukce.

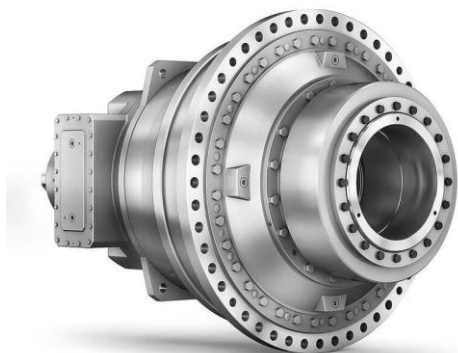
Velkou redukcí lze získat zamezením rotace korunového kola, přičemž centrální kolo je hnací. V tomto případě se unášec satelitů a s ním spojená hnaná (výstupní) hřídel musí otáčet ve stejném smyslu jako centrální kolo. Satelity se odvalují po vnitřním ozubení nehybného korunového kola a tím vzniká převod do pomala. Výstupní hřídel bude mít tedy nižší otáčky než hnací centrální kolo [11].

Německá firma SIEMENS AN dodává samostatnou planetovou převodovku v modulárním provedení, které zahrnuje více než 27 řadových typů. Jednotlivé převodové stupně lze kombinovat s předřazenými stupni, které mohou být tvořeny čelními nebo kuželovými převody. V Tab. 1 je uveden základní rozsah parametrů dodávaných planetových převodovek od společnosti SIEMENS AG [41].

Tab 1) Základní rozsah parametrů planetové převodovky Flender [41]

SIEMENS AG - Flender	
výstupní krouticí moment jednotky	$T_{ab} = 22 \div 2\,600 \text{ kN} \cdot \text{m}$
přenášený výkon	$P_{ab} = 30 \div 13\,000 \text{ kW}$
převodový poměr	$i = 25 \div 4\,000$
počet stupňů převodovky	$s_p = 2 \div 3$

Na Obr. 21 je zobrazena planetová převodovka Flender od firmy SIEMENS AG.



Obr. 21) Planetová převodovka - Siemens Flender [41]

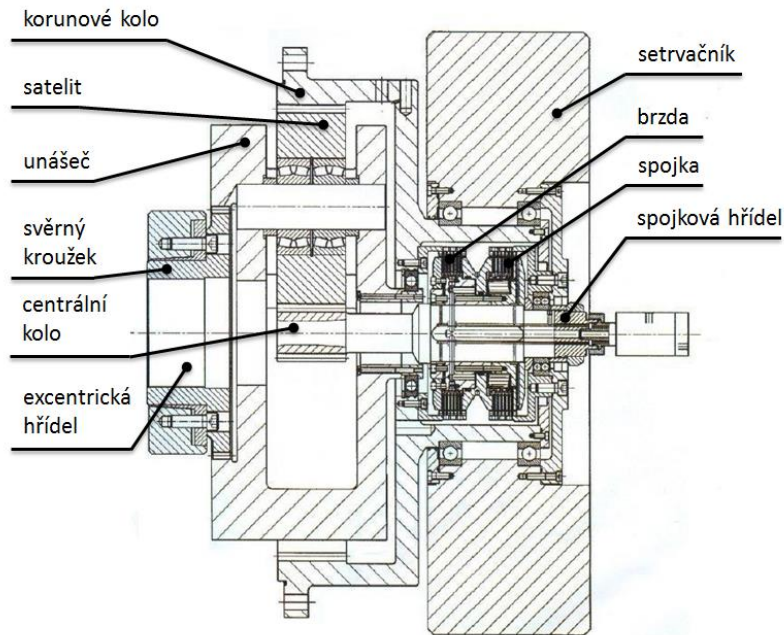
5.3.3 Kompletní pohonné jednotky

Výrobci převodových ústrojí a spojko-brzd rozšiřují svůj sortiment o pohonné jednotky pro pohon mechanických lisů, čímž usnadňují práci konstruktérům tvářecích strojů a hlavně zjednodušují montážní náročnost strojů. Mezi tyto výrobce patří Německý DESCH a Španělský GOIZPER. Pohonná jednotka dodávaná pro konvenční lisy je tvořena: setrvačником, spojkovou hřídelí, spojko-brzdou a planetovou převodovkou. Dodávaná konstrukce od jednotlivých výrobců se liší převážně zabudováním spojky a brzy a rozsahem výstupních krouticích momentů vstupující na excentrickou hřídel klikového mechanismu. V Tab. 2 je uveden základní rozsah parametrů pohonných jednotek od firmy DESCH pro konvenční mechanické lisy.

Tab 2) Základní rozsah parametrů pohonné jednotky DESCH [34]

DESCH Complete Press Drive HKB	
výstupní krouticí moment jednotky	$T_{ab} = 16 \div 160 \text{ kN} \cdot \text{m}$
převodový poměr	$i = 4 \div 6$
počet stupňů převodovky	$s_p = 1$

Na Obr. 22 je zobrazen způsob zabudování pohonné jednotky od firmy DESCH pro konvenční mechanický lis.



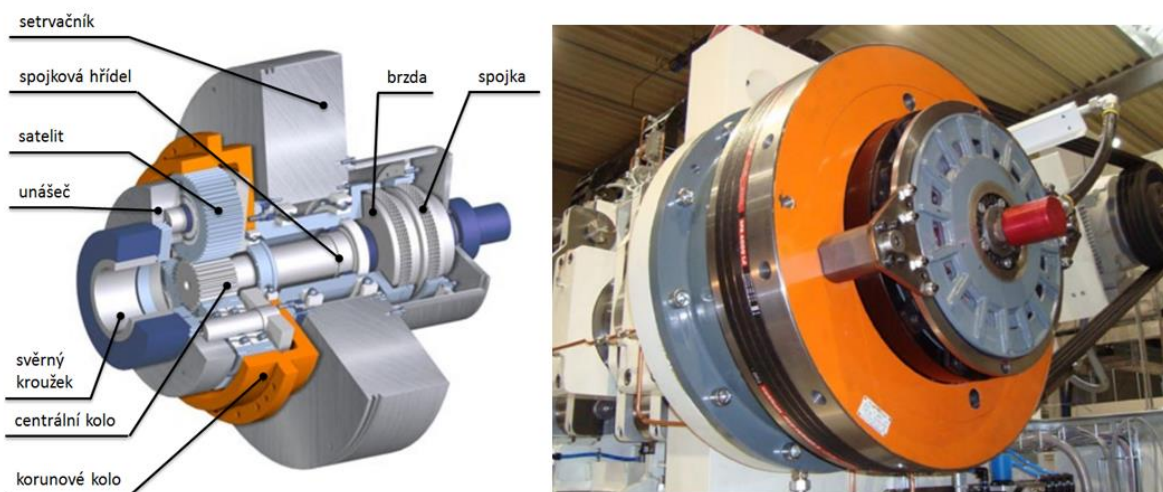
Obr. 22) Pohonná jednotka DESCH Complete press drive HKB [34]

V Tab. 3 je uveden základní rozsah parametrů pohonných jednotek od firmy GOIZPER pro konvenční mechanické lisy.

Tab 3) Základní rozsah parametrů pohonné jednotky GOIZPER [35]

GOIZPER Complete Press Drive	
výstupní krouticí moment jednotky	$T_{ab} = 6,5 \div 200 \text{ kN} \cdot \text{m}$
převodový poměr	$i = 4 \div 8$
počet stupňů převodovky	$s_p = 1$

Na Obr. 23 je zobrazen způsob zabudování pohonné jednotky od firmy GOIZPER pro konvenční mechanický lis.



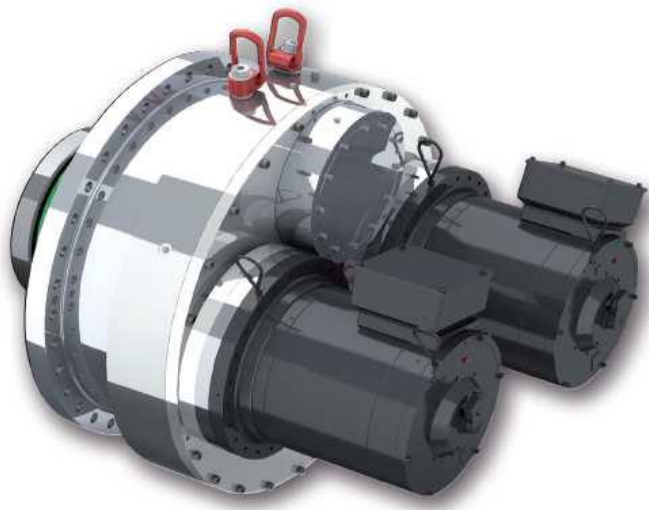
Obr. 23) Pohonná jednotka GOIZPER Complete press drive [35]

Firma DESCH kromě pohonných celků pro konvenční lisy s nepřímým pohonem také nabízí kompaktní celky pro pohon servolisů s využitím servopohonu a planetové převodovky. Celky jsou vybaveny hydraulickou brzdou, která je umístěna na vstupujícím hřídeli do převodovky. Koncepty s planetovým převodem jsou dodávány v různých unifikovaných řadách, které se od sebe liší rozsahem přenášeného krouticího momentu a převodového poměru. V Tab. 4 jsou uvedeny základní parametry dodávaných celků od firmy DESCH.

Tab 4) Základní parametry pohonných celků [34]

OZNAČENÍ ŘADOVÉHO TYPU	VÝSTUPNÍ KROUTICÍ MOMENT JEDNOTKY	PŘEVODOVÝ POMĚR	POČET SERVOMOTORŮ	POUŽITÍ
Servox [®] E	$T_{ab} = 10 \div 250 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$i = 4 \div 6$	1	malé až střední lisovací síly
Servox [®] SP	$T_{ab} = 10 \div 150 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$i = 12 \div 20$	1	malé lisovací síly
Servox [®] Z	$T_{ab} = 40 \div 2\,000 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$i = 4 \div 48$	1	velké lisovací síly
Servox [®] DS	$T_{ab} = 25 \div 2\,000 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$i = 4 \div 48$	2 ÷ 4	velké lisovací síly

Na Obr. 24 je zobrazena pohonná jednotka pro pohon servolisů DESCH Servox[®] DS se dvěma servomotory pro přenos vysokých krouticím momentů [34].



Obr. 24) Pohonná jednotka DESCH Servox[®] DS [34]

6 HLAVNÍ ČÁSTI POHONNÉHO ÚSTROJÍ

Hlavní části pohonného ústrojí, tvořící celek mechanického lisu, jsou závislé na konstrukčním uspořádání a typu použitého elektromotoru. Jedná se tedy o klikový mechanismus, převodové ústrojí, elektromotor, setrvačnick a spojko-brzdu.

6.1 Klikový mechanismus

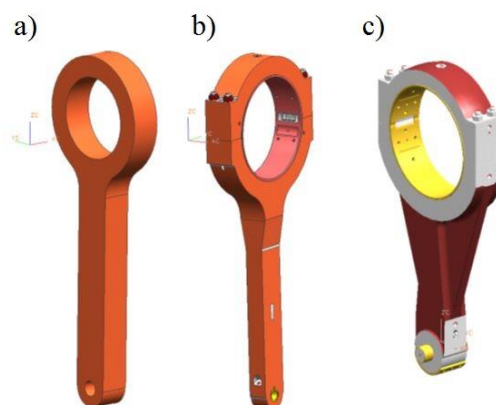
Klikový mechanismus se skládá z kliky, ojnice a beranu. Jeho funkcí je převést rotační pohyb z klikové hřídele přes ojnici na přímočarý vratný pohyb beranu. U tvářecích strojů s nepřímým pohonem dochází k přeměně akumulované energie v setrvačnicku na tvářecí sílu do beranu lisu.

6.1.1 Klika

Klika klikového mechanismu může mít podobu klikové hřídele, excentrické hřídele, nebo klikového kola. Je to jedna nejdůležitějších a nejvíce namáhaných součástí tvářecího stroje, a proto je nutné dbát zvýšenou pozornost při konstrukčním návrhu [8].

6.1.2 Ojnice

Ojnice slouží pro přenos síly z klikového mechanismu na beran. Konstrukčně jsou řešeny jako celistvé, nebo dělené. Z hlediska technologie výroby bývají vyráběny jako odlitek, nebo výpalek z plechu. Pro odlévané ojnice se nejčastěji používá materiál 42 2660.5. Pro ojnice vyráběné jako výpalek z plechu se používá ocel 11 523 nebo 12 050. Mezi oka ojnice a excentr bývají vsazeny kluzná ložiska ze slitiny mědi, jako jsou materiály – CuSn10, CuSn12 a CuSn7ZnPb. Materiál s příměsí olova zajišťuje samomazné vlastnosti. Počet použitých ojníc v konstrukčním řešení určuje, zda se jedná o mechanický lis jednobodový, dvoubodový, nebo vícebodový [8]. Na Obr. 25 jsou zobrazeny jednotlivé typy ojníc.



Obr. 25) Ojnice: a) nedělená-výpalek z plechu, b) dělená-výpalek z plechu, c) dělená-odlitek [8]

6.1.3 Beran

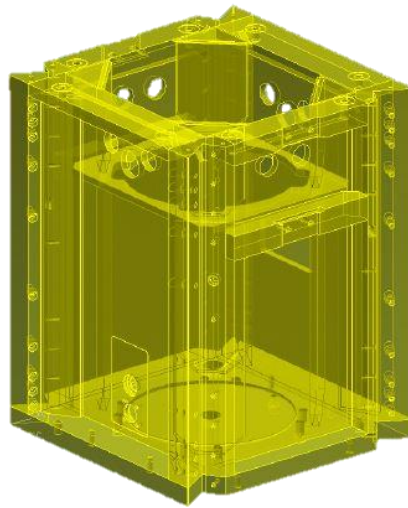
Berany jsou pohyblivé části tvářecích strojů. Z horní strany je připojen k ojnici a na jeho spodní straně bývá obvykle přímo, nebo nepřímo připevněn tvářecí nástroj. Jejich pohyb je většinou přímočarý vratný, výjimečně křivkový. Pohyb beranů bývá odvozen od hlavního hnacího ústrojí, většinou nepřímo přes mechanismus zvětšující sílu na beranu. Berany jsou

nejčastěji vyráběny jako odlitky (42 2709.5, 42 2712.5 a 42 2650.5) nebo svařence (11 373 a 11 503) [1].

Z hlediska konstrukce jsou na berany kladeny jednotlivé požadavky [9]:

- velká tuhost v ohybu a tlaku
- malá hmotnost se zřetelem k dynamickým účinkům
- dokonalé vedení beranu pro zajištění vzájemné polohy obou částí nástroje

Pro spolehlivou funkci beranu, zejména při výstředném zatížení tvářecí silou, je směrodatný poměr délky beranu k jeho šířce. Při výstředném zatížení působí na beran silová dvojice, kterou je nutné zachytit reakcemi ve vedení. U lisů s provedením širokého pracovního prostoru, u nichž se může vyskytnout značné výstředné zatížení, je zapotřebí dlouhé vedení beranu, aby reakce a tlakové síly nepřestoupily dovolené hodnoty [4]. Na Obr. 26 je zobrazen svařovaný beran jednobodového lisu.



Obr. 26) Svařenec beranu jednobodového lisu [9]

6.2 Elektromotor

Elektromotory dodávají potřebnou práci pro funkci výrobního stroje. U lisů s nepřímým pohonem je točivý moment z motoru přenášen přes řemenový převod na setrvačnický a ten jej přes ozubený převod předá klikovému mechanismu. U lisů s přímým pohonem je motor přes převodovku obvykle připojen přímo ke klikové hřídeli.

Rozdíl přímého a nepřímého pohonu je také dán požadavky kladenými na motor. U nepřímých pohonů je odebíraným výkonem z elektromotoru dobíjen setrvačnický téměř rovnoměrně. Na rozdíl u motoru s přímým pohonem je výkon odebírán špičkově v okamžiku aktuální potřeby tvářecích operací. Vzhledem k tomu, že požadovaná práce pro tváření je pro oba typy pohonů stejná, je zřejmé, že maximální požadovaný výkon elektromotoru u přímého pohonu bude výrazně vyšší [4].

Pro pohon mechanických lisů se dle typu konstrukce výhradně používají dva druhy elektromotorů. Střídavé asynchronní motory s rotorem nakrátko (pro nepřímé pohony) a střídavé synchronní motory permanentně buzené - momentové motory (pro přímé pohony).

6.2.1 Střídavý asynchronní motor

Asynchronní motor je nejrozšířenějším typem motoru, který se používá pro pohon výrobních strojů. Zejména asynchronní motor s rotorem na krátko vyniká jednoduchou konstrukcí, je robustní, spolehlivý a vyrábí se hromadně v jednotných výkonnostních řadách v přijatelných cenových relacích. S nástupem výkonové elektroniky byla překonána v podstatě jediná nevýhoda těchto motorů - obtížnost regulace otáček. V současné době se běžně asynchronní motory používají pro pohony s regulací rychlosti, polohy, točivého momentu, případně i jiné veličiny technologického procesu.

Princip asynchronního motoru spočívá ve vytvoření točivého magnetického pole ve vzduchové mezeře stroje. Točivé magnetické pole vzniká prostorovým rozložením tří fázových vinutí ve statorových drážkách stroje a jejich napájení třífázovým harmonickým napětím, v němž jednotlivá fázová napětí jsou časově posunuta.

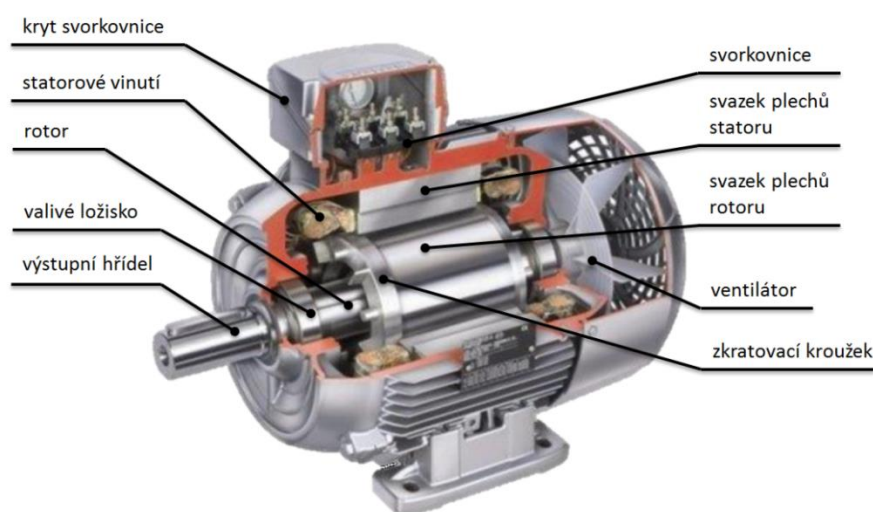
Asynchronní motor se skládá ze statoru, který je tvořen listěným statorovým paketem, v jehož drážkách je umístěno statorové vinutí. Listěný paket je uložen v kostře statoru. Na kostře je umístěna svorkovnice, na jejíž svorky jsou vyvedeny konce statorových vinutí. Statorové vinutí lze zapojit do hvězdy, nebo do trojúhelníku. Při zapojení do trojúhelníku musí být fázové vinutí statoru dimenzováno na sdružené napětí (400 V).

Rotor je klecový tj. s vinutím, tvořeným hliníkovými nebo měděnými tyčemi, spojenými na obou koncích kruhovými čely nakrátko. Součástí asynchronního motoru je hřídel rotoru, která je uložena v ložiscích předního a zadního štítu stroje. Na rotorové hřídeli bývá obvykle uložen ventilátor pro samotné chlazení motoru.

Tyto motory se velmi často používají s kombinací frekvenčního měniče, který zajišťuje plynulou změnu otáček elektromotoru. Součástí pohonu je také rotační snímač umístěný v převodovém ústrojí, který zajišťuje zpětnou vazbu. Na Obr. 27 je zobrazena konstrukce asynchronního elektromotoru s kotvou nakrátko [21].

Vlastnosti asynchronního elektromotoru

- jednoduchá konstrukce
- bezúdržbový provoz
- přijatelná cena



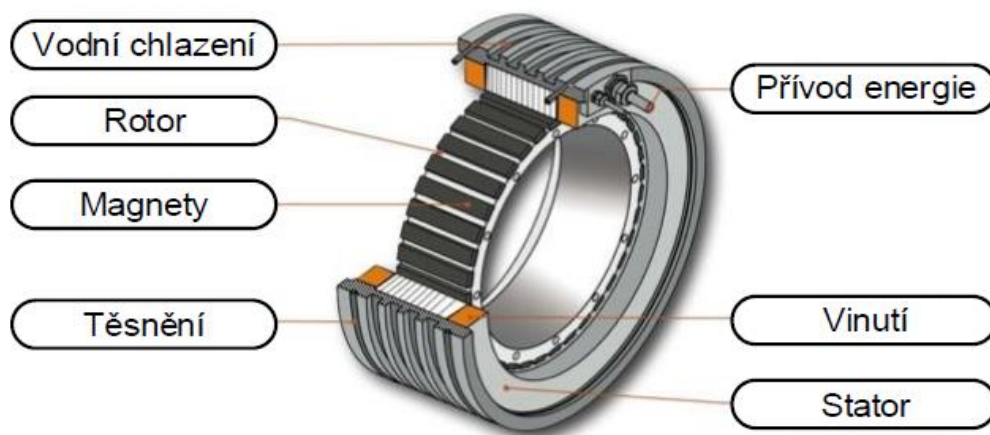
Obr. 27) Konstrukce asynchronního elektromotoru s kotvou nakrátko [38]

6.2.2 Střídavý synchronní motor

Jedná se o tzv. TORQUE (momentové) motory, které byly vyvinuty pro potřebu adaptace přímého náhonu do výrobních strojů. Torque motory jsou bezkartáčové střídavé synchronní servomotory s permanentně buzenými mnoho pólovými magnety. Běžně se tyto elektromotory označují jako servomotory s permanentními magnety, nebo bezkartáčové DC motory. Zvyšováním počtu pólových dvojic dochází k nárůstu krouticího momentu a snižování výstupních otáček.

Stator synchronního motoru je konstrukčně shodný se státorem asynchronního motoru, tzn., že je tvořen statorovými plechy s drážkami pro uložení statorového vinutí, které bývá zpravidla třífázové. Vinutí je rozloženo do statorových drážek a obvykle je vícepólové.

Rotor se otáčí synchronně s otáčením točivého magnetického pole statoru. Na jeho vnějším obvodu jsou připevněny permanentní magnety. Pro výrobu permanentních magnetů se využívá materiálů vzácných nerostů, jako jsou: samorium - kobalt, neodym - železo - bor, případně i tvrdých feritů, které jsou levnější, ale dosahují horších magnetických vlastností. Zpětná vazba pohonu je zajišťována pomocí rotačního snímače, který je umístěný v motoru [4], [21]. Na Obr. 28 je zobrazen příklad konstrukce momentového motoru.



Obr. 28) Momentový motor [4]

Výhody momentového motoru [4]:

- vysoké úhlové zrychlení
- bezvůlové spojení se strojem
- dosažitelný vysoký výkon
- dosažení velmi nízkých otáček

Nevýhody momentového motoru [4]:

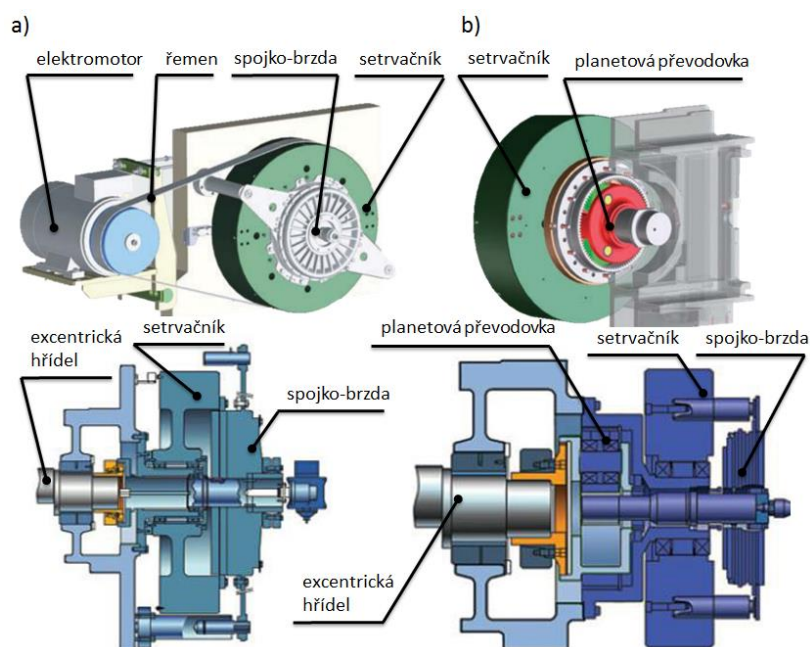
- vysoká pořizovací cena oproti běžně používaným motorům
- nutnost chlazení motoru (obvykle vodou)

6.3 Setrvačnick

Setrvačnick u mechanických lisů slouží jako akumulátor kinetické energie. Tuto energii nahromadí při běhu naprázdno a poté ji vydá při procesu tváření. Z důvodu pro rychlejší dobíjení bývá umístěn na prvním převodovém stupni. Využitím setrvačnicku se odstraňuje nutnost použití výkonnějšího hnacího elektromotoru.

Německá firma ANDRITZ KAISER nabízí pohonné jednotky se setrvačnickem ve dvou variantách. U prvního řešení je setrvačnick poháněn asynchronním elektromotorem za pomoci klínových, nebo plochých řemenů. Krouticí moment je následně ze setrvačnicku přenášen na excentrickou hřídel. Jedná se o tzv. rychloběžnou variantu.

Druhá varianta je navržena jako pomaloběžná. Konstrukce je téměř totožná jako v předchozím případě. Rozdíl je v tom, že mezi setrvačnickem a excentrickou hřídel je vložena jednostupňová planetová převodovka pro dosažení redukce výstupních otáček [37]. Na Obr. 29 je zobrazen pohon mechanických lisů v jednotlivých provedeníh.



Obr. 29) Pohon mechanických konvenčních lisů - a) rychloběžný: s asynchronním motorem, plochým řemenem a spojko-brzdou, b) pomaloběžný: s asynchronním motorem, plochým řemenem, spojko-brzdou a planetovou převodovkou [37]

U rozměrných setrvačnicků, které dosahují velkých momentů setrvačnosti je nutné z hlediska bezpečnosti brzdit externí brzdou. Pro brzdění lze využít třecí brzdy, kde jednočinný pneumatický píst přes brzdové obložení působí přitlačnou silou na setrvačnick, a tím dochází k jeho postupnému zastavení. Druhou možností brzdění setrvačnicku je za pomoci protiproudu hnacího elektromotoru [8].

6.4 Spojky a brzdy

Spojky se využívají pro přenos krouticího momentu od setrvačnicku na klikový mechanismus přes spojkovou hřídel. Také plní funkci pojistky proti překročení maximálního krouticího momentu. Velmi často bývají zabudovány přímo v setrvačnicku. Skutečný přenášený krouticí moment pro návrh spojky se volí o 10 až 30% vyšší než jmenovitý přenášený krouticí

moment. Důvodem je to, aby nedocházelo k prokluzování lamel spojky při běžném provozním zatížení, ale také musí být stroj chráněn proti překročení nežádoucí zátěže.

Brzda je určena pro spolehlivé a rychlé zastavení pracovního ústrojí od spojkového hřídele až po pracovní beran při vypnutí spojky. Z důvodu bezpečnosti je brzdná síla vyvozována mechanickými pružinami, které je nutné pro odbrzdění přetlačit hydraulickým nebo pneumatickým pístem. Pokud dojde k výpadku proudu, dochází k zamezení přívodu tlakové energie a lis je okamžitě zastaven.

Funkce spojky a brzdy musí být konstrukčně vyřešena tak, aby nedocházelo k jejich vzájemnému překrývání. Ovládání může být mechanické, pneumatické, hydraulické nebo elektromagnetické [1].

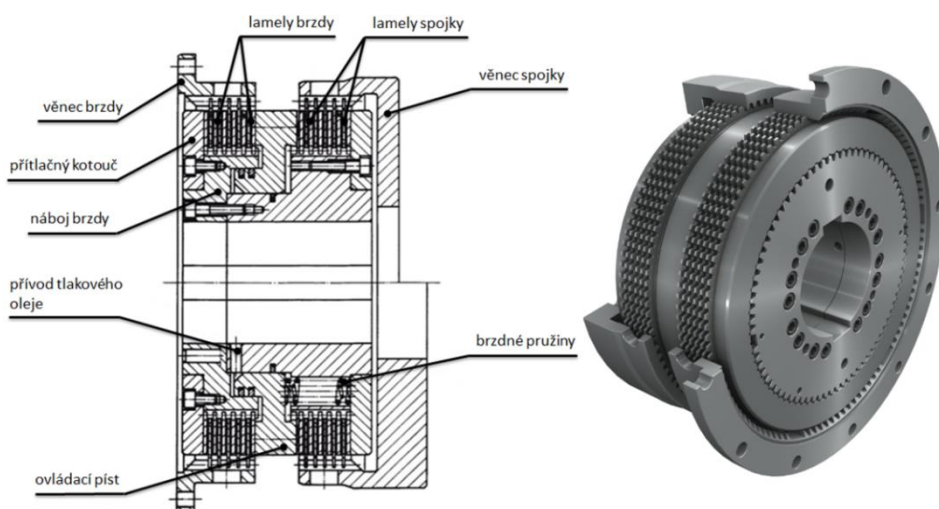
Požadavky na spojky a brzdy [1]:

- spolehlivá funkce při provozních podmínkách
- vysoká životnost
- snadné, přístupné seřízení a minimální údržba
- vzájemné nepřekrývání funkcí spojky a brzdy
- minimální časová prodleva pro odpojení spojky a sepnutí brzdy
- malý úhel doběhu brzdy
- koncepce vlastního uzlu i ovládání takové, že při poruše se odpojí pohon stroje a pracovní ústrojí se zastaví
- spojka musí chránit stroj proti přetížení nežádoucím krouticím momentem

Pro zjednodušení koncepce jednotky pohonu se velmi často využívá kombinace spojky a brzdy jako jeden kompaktní celek, tzv. spojko-brzdy.

6.4.1 Hydraulicky ovládané spojko-brzdy

Hydraulicky ovládané spojko-brzdy umožňují vysoký počet sepnutí, a proto je lze zařadit do konstrukcí lisů pracujících v automatickém režimu, tak i v režimu jednotlivých zdvihů. Spojko-brzdy pracují výhradně v mokřím provozu, s olejem chlazenými lamelami. Konstrukční provedení zaručuje přenos velkých krouticích momentů, nízké momenty setrvačnosti a minimální nároky na údržbu. Na Obr. 30 je zobrazena konstrukce hydraulicky ovládané spojko-brzdy od Německé firmy ORTLINGHAUS.



Obr. 30) Hydraulicky ovládaná spojko-brzda [36]

Kombinace spojky a brzdy se skládá z vnějšího věnce brzdy s vnitřním ozubením, který je za pomoci kolíků a šroubů spojen k rámu stroje. Součástí vnějšího věnce jsou lamely s třecím obložením, mezi ně jsou vloženy ocelové lamely, které zapadají do vnitřního náboje brzdy. Vnitřní náboj brzdy je spojen se spojkovou hřídelí za pomoci těsných per, nebo svěrných pouzder. Obdobným způsobem je konstrukčně řešena i spojka, s tím rozdílem, že vnější věnec spojky je spojen se setrvačником přes unášec setrvačnicku.

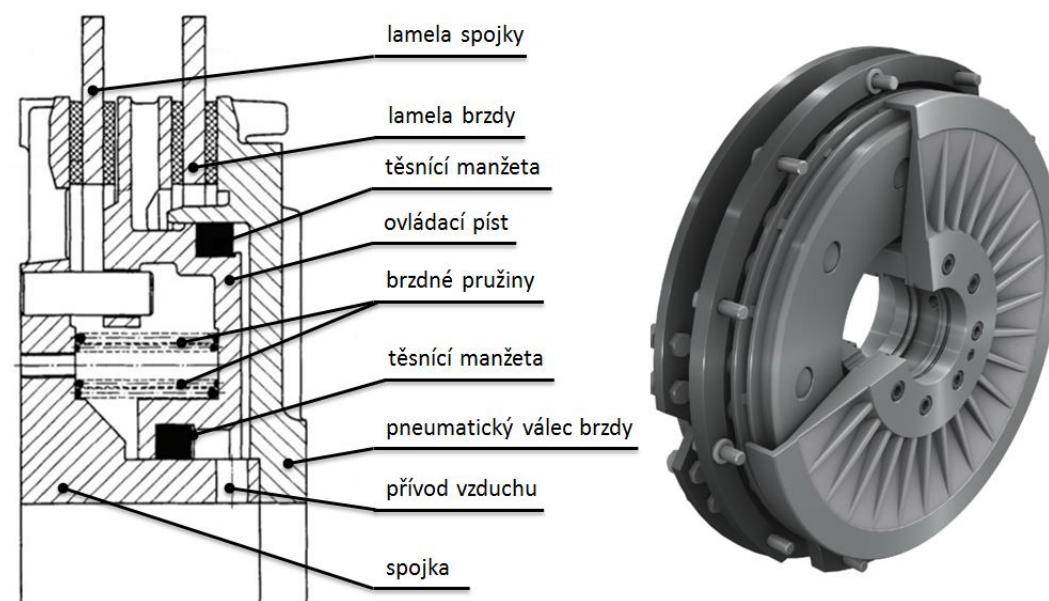
Činnost brzdy nastává v okamžiku, kdy síla od mechanické pružiny přetlačí ovládací píst umístěný mezi lamelami spojky a brzdy. V důsledku toho dochází ke styku brzdných lamel s přitlačným kotoučem a je vytvořen třecí účinek mezi lamelami brzdy. Následně dochází k zabrzdění spojkové hřídele.

Přes otočný přívod a vnitřní vrtané otvory ve spojkové hřídeli je přiváděn hydraulický olej, který působí na ovládací píst proti brzdným pružinám. Píst se začne oddalovat od lamel brzdy a zároveň začne působit na lamely spojky. Tím dochází k odpojení brzdy a sepnutí spojky. Vzhledem k vysokým nárokům kladené na spojko-brzdy je nutné přivádět chladicí olej k třecím lamelám taktéž přes otočný přívod [36].

6.4.2 Pneumaticky ovládané spojko-brzdy

Pneumatické spojko-brzdy jsou vhodné převážně pro lisy pracující v automatických lisovacích linkách v trvalém cyklu, z důvodu nižšího počtu sepnutí. Jejich použití je v případech, kde není umožněn přívod tlakového oleje. Nižší počet využitelných zdvihů je dán vzduchovým chlazením. Chladicí vzduch je nasáván otvory, které jsou umístěny po obvodu ovládacího pístu.

Způsob ovládání pneumatické spojko-brzdy je obdobný jako u hydraulického provedení. Velmi častým konstrukčním řešením je jedno lamelové provedení, kdy jedna lamela je použita pro spojku, druhá pro brzdu. Třecí lamelové obložení je lepené, nebo nýtované. Na Obr. 31 je zobrazeno schéma jedno lamelového provedení pneumaticky ovládané kombinace spojky a brzdy.



Obr. 31) Pneumaticky ovládaná spojko-brzda [36]

K sepnutí spojky dochází v okamžiku přivádění stlačeného vzduchu do pneumatického válce přes otočný přívod. Ovládací píst přetlačí brzdou pružinu a tím se oddálí od brzdě lamely. Zároveň začne působit přitlačnou silou na lamelu spojky, čímž dojde k jejímu sepnutí. Ovládací píst v pneumatickém válci bývá utěsněn pomocí manžetového těsnění. K aktivaci brzdy dochází při zamezení přívodu tlakového vzduchu do pneumatického válce stejným principem jako u hydraulického provedení [36].

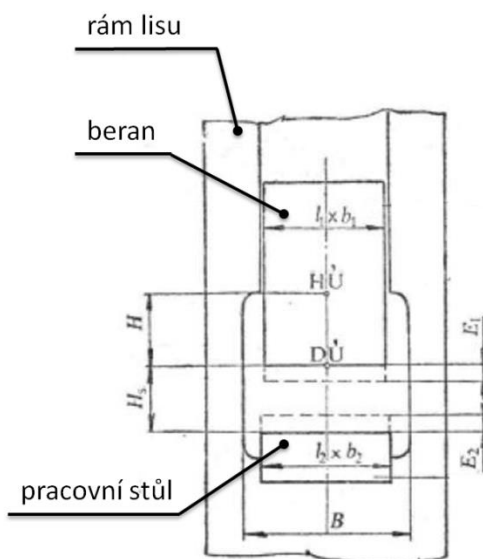
7 SPECIFIKACE PROVOZU LISU LKJP 250

Jedná se o klikový jednobodový lis s planetovým převodem o jmenovité síle 2500 kN. Lis LKJP je vhodný pro tvářecí operace za studena, nabízí široké technologické uplatnění pro běžné lisařské operace. Je vhodný zejména pro stříhání, děrování, ohýbání, kalibrování, protlačování a mělké tažení. Klikový lis je určen pro dvouruční ovládání, nebo může být zařazen do automatické lisovací linky. V Tab. 5 jsou uvedeny zadané parametry mechanického klikového lisu LKJP 250.

Tab 5) Zadané parametry mechanického lisu LKJP 250

PARAMETR	HODNOTA
počet tlačných bodů	$N = 1$
jmenovitá síla	$F_j = 2500 \text{ kN}$
jmenovitá tvářecí dráha	$s_p = 8 \text{ mm}$
zdvih beranu	$Z = 200 \text{ mm}$
přestavení beranu	$E_1 = 130 \text{ mm}$
minimální počet zdvihů	$Z_{MIN} = 15 \text{ min}^{-1}$
maximální počet zdvihů	$Z_{MAX} = 30 \text{ min}^{-1}$
upínací plocha beranu $l_1 \times b_1$	$720 \times 790 \text{ mm}$
upínací plocha stolu $l_2 \times b_2$	$800 \times 950 \text{ mm}$

Na Obr. 32 jsou zobrazeny základní rozměry pracovního prostoru tvářecího stroje s uzavřeným rámem.



Obr. 32) Rozměry pracovního prostoru stroje s uzavřeným rámem: H-zdvih, H_s -sevření, E_1 -přestavení beranu, E_2 -přestavitelnost stolu, $l_1 \times b_1$ -upínací plocha beranu, $l_2 \times b_2$ -upínací plocha stolu [8]

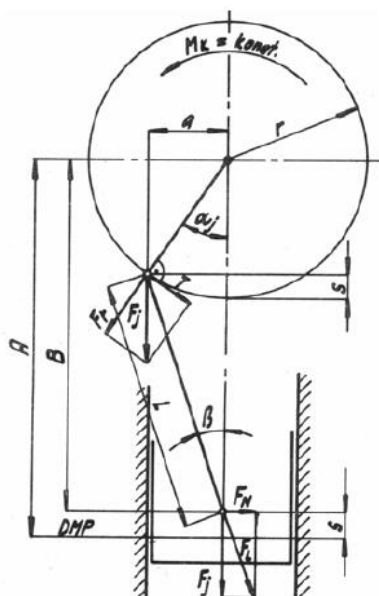
Výpočtová část je zpracována v programu PTC Mathcad Prime 5.0, z důvodu častých změn vstupních parametrů v samotném konstrukčním řešení. Z toho plyne nutnost častého přepočítávání návrhových a kontrolních výpočtů jednotlivých celků, které zmíněný program provádí automaticky. Program počítá s nezaokrouhlenými hodnotami, které ve vzorcích nevyčísluje a zobrazuje pouze výslednou zaokrouhlenou hodnotu. Dosažené výsledky se proto mírně liší od výpočtu se vstupními, skutečnými hodnotami.

8 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Mechanické lisy se navrhují tak, aby mohly být zatíženy jmenovitou tvářecí silou - F_j v určité vzdálenosti od dolní mrtvé polohy. Tato vzdálenost je dána tzv. jmenovitým úhlem lisu - α_j . Pro výpočet základních parametrů klikového mechanismu je využito literatury [1].

Síly a momenty na klikovém ústrojí - bez tření

Na Obr. 33 je zobrazen silový rozbor působící na klikovém mechanismu, na základě kterého budou spočítány základní parametry.



Obr. 33) Silové poměry na klikovém ústrojí - bez tření [1]

Výstřednost excentrické hřídele

$$r = \frac{Z}{2} = \frac{200}{2} = 100 \text{ mm} \quad (1)$$

kde: r - výstřednost excentrické hřídele [mm], $r = 100 \text{ mm}$

Z - zdvih beranu [mm], zadáno $Z = 200 \text{ mm}$

Poměr poloměru kliky k délce ojnice

Pro univerzální a výstředníkové lisy se poměr kliky k délce ojnice dle literatury [1] volí

v rozsahu $K_o = \frac{1}{20} \div \frac{1}{10}$.

$$K_o = \frac{r}{L_o} = \frac{100}{1400} = 0,07 \quad (2)$$

kde: K_o - poměr poloměru kliky k délce ojnice [-], $K_o = 0,07$

L_o - délka ojnice [mm], zvoleno $L_o = 1400 \text{ mm}$

Vzdálenost čepu beranu od osy excentrické hřídele

$$A = r + L_o = 100 + 1\,400 = 1\,500 \text{ mm} \quad (3)$$

kde: A - vzdálenost čepu beranu od osy excentrické hřídele [mm], $A = 1\,500 \text{ mm}$

Vzdálenost čepu beranu od osy excentrické hřídele na začátku pracovní části zdvihu

$$B = A - s_p = 1\,500 - 8 = 1\,492 \text{ mm} \quad (4)$$

kde: B - vzdálenost čepu beranu od osy excentrické hřídele na začátku pracovní části zdvihu [mm], $B = 1\,492 \text{ mm}$

s_p - jmenovitá tvářecí dráha [mm], zadáno $s_p = 8 \text{ mm}$

Úhel mezi ojnicí a směrem pohybu beranu

$$\cos \beta = \frac{L_o^2 + B^2 - r^2}{2 \cdot L_o \cdot B} \rightarrow \beta$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{L_o^2 + B^2 - r^2}{2 \cdot L_o \cdot B}\right) = \arccos\left(\frac{1\,400^2 + 1\,492^2 - 100^2}{2 \cdot 1\,400 \cdot 1\,492}\right) = 1,55^\circ \quad (5)$$

kde: β - úhel mezi ojnicí a směrem pohybem beranu [$^\circ$], $\beta = 1,55^\circ$

Jmenovitý úhel lisu

$$\sin \alpha_j = \frac{L_o}{r} \cdot \sin \beta \rightarrow \alpha_j$$

$$\alpha_j = \arcsin\left(\frac{L_o}{r} \cdot \sin \beta\right) = \arcsin\left(\frac{1\,400}{100} \cdot \sin 1,55^\circ\right) = 22,31^\circ \quad (6)$$

kde: α_j - jmenovitý úhel lisu [$^\circ$], $\alpha_j = 22,31^\circ$

Síla v ojnicí

$$F_L = \frac{F_j}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{\cos 1,55^\circ} = 2,5 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (7)$$

kde: F_L - síla v ojnicí [N], $F_L = 2,5 \cdot 10^6 \text{ N}$

F_j - jmenovitá síla lisu [N], zadáno $F_j = 2,5 \cdot 10^6 \text{ N}$

Normálová síla působící do vedení beranu

$$F_N = F_j \cdot \tan \beta = 2,5 \cdot 10^6 \cdot \tan 1,55^\circ = 67,81 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (8)$$

kde: F_N - normálová síla působící do vedení beranu [N], $F_N = 67,81 \cdot 10^3 \text{ N}$

Velikost tečné síly působící na excentru

$$T_E = F_j \cdot \left(\sin \alpha_j + \frac{K_o}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_j) \right) \quad (9)$$

$$T_E = 2,5 \cdot 10^6 \cdot \left(\sin 22,31^\circ + \frac{0,07}{2} \cdot \sin(2 \cdot 22,31^\circ) \right) = 1,01 \cdot 10^6 \text{ N}$$

kde: T_E - tečná síla působící na excentru [N], $T_E = 1,01 \cdot 10^6$ N

Krouticí moment působící na excentru

Účinnost klikového ústrojí se dle literatury [1] volí v rozsahu $0,7 \div 0,9$.

$$Mk_E = \frac{F_j \cdot r \cdot \sin(\alpha_j + \beta)}{\eta_{KL} \cdot \cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot \sin(22,31^\circ + 1,55^\circ)}{0,8 \cdot \cos 1,55^\circ} = 126,47 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10)$$

kde: Mk_E - krouticí moment působící na excentru [N · m], $Mk_E = 126,47 \cdot 10^3$ N · m

η_{KL} - účinnost klikového ústrojí [-], zvoleno dle [1], $\eta_{KL} = 0,8$

8.1 Návrh průměru čepů a excentru

V této podkapitole bude proveden výpočet průměru excentrické hřídele uložené v kluzných ložiskách rámu stroje, čepu uloženého mezi ojnicí - beranem a v poslední řadě návrh excentru. Pro výpočet minimálních průměrů je využito běžných pevnostních rovnic dle literatury [1].

8.1.1 Návrh průměru excentrické hřídele uložené v rámu stroje

$$d_{EH_{\min}} = 10,25 \cdot \sqrt{\left(\frac{F_j}{10\,000} + 100\right)} = 10,25 \cdot \sqrt{\left(\frac{2,5 \cdot 10^6}{10\,000} + 100\right)} = 191,76 \text{ mm} \quad (11)$$

kde: $d_{EH_{\min}}$ - minimální požadovaný průměr excentrické hřídele uložené v kluzných ložiskách rámu stroje [mm], $d_{EH_{\min}} = 191,76$ mm

Z konstrukčních a bezpečnostních důvodů volím průměry excentrické hřídele uložené v kluzných ložiskách rámu stroj - $D_{EH} = 340$ mm .

8.1.2 Návrh průměru čepu mezi ojnicí a beranem

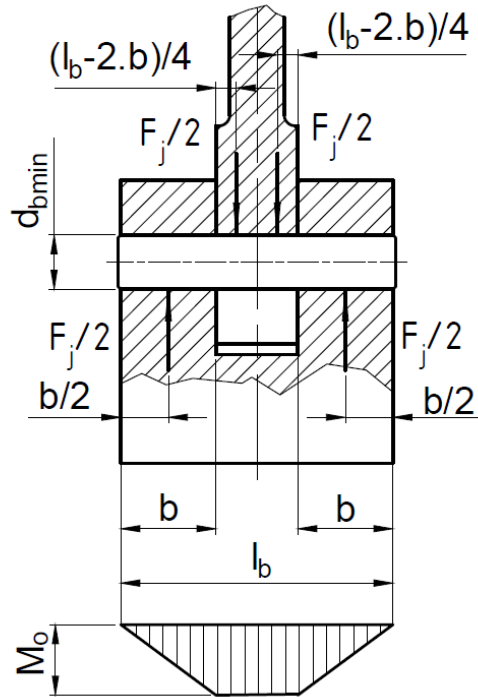
Čep mezi beranem a ojnicí je vyroben z materiálu 14 220, cementován a kalen. Ojnice je vyrobena jako výpalek z plechu za použití materiálu 11 523. Beran je navržen jako svařenec taktéž z materiálu 11 523.

Z důvodu nižších mechanických vlastností pro materiál beranu a ojnice bude provedena pevnostní kontrola na otažení právě u těchto dvou komponent.

Návrh průměru čepu z ohybového namáhání

Pro spojení ojnice a beranu za pomoci čepu o průměru - $d_{b_{\min}}$ se obvykle volí rozměry součásti dle Obr. 34 s využitím empirických vztahů:

$l = (2,0 \div 2,5) \cdot d_{b_{\min}}$, $b = (0,5 \div 0,75) \cdot d_{b_{\min}}$ dle literatury [13].



Obr. 34) Návrh průměru čepu mezi beranem a ojnicí [13]

$$\sigma_{ob} = \frac{M_{ob}}{W_{ob}} \leq \sigma_{dovb} \quad (12)$$

$$M_o = \frac{F_j}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{l_b - 2 \cdot b}{4} \right) = \frac{F_j}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot b + l_b - 2 \cdot b}{4} \right) = \frac{F_j}{2} \cdot \frac{l_b}{4} = F_j \cdot \frac{l_b}{8} \quad (13)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{bmin}^3}{32} \quad (14)$$

Na základě doporučení literatury [13] volím: $l_b = 2,5 \cdot d_{bmin}$, $b = 0,75 \cdot d_b$. S využitím zvolených empirických vztahů jsou rovnice (13) a (14) dosazeny do obecné rovnice (12). Ze získané rovnice je následně vyjádřen minimální požadovaný průměr čepu - d_{bmin} .

$$\sigma_{ob} = \frac{F_j \cdot \frac{2,5 \cdot d_{bmin}}{8}}{\frac{\pi \cdot d_{bmin}^3}{32}} \leq \sigma_{dovb} \quad \rightarrow d_{bmin}$$

$$d_{bmin} = \sqrt{\frac{10 \cdot F_j}{\sigma_{dovb} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{10 \cdot 2,5 \cdot 10^6}{205 \cdot \pi}} = 197,02 \text{ mm} \quad (15)$$

kde: d_{bmin} - minimální požadovaný průměr čepu mezi beranem a ojnicí [mm],

$$d_{bmin} = 197,02 \text{ mm}$$

σ_{dovb} - dovolené napětí v ohybu pro ocel 14 220 při míjivém zatížení [MPa], určeno

$$\text{dle [15], } \sigma_{dovb} = 200 \text{ MPa}$$

Z konstrukčních důvodů volím průměr čepu mezi beranem a ojnicí - $d_B = 200 \text{ mm}$.
Požadovaná délka čepu je vypočtena dle empirického vztahu:
 $l_B = 2,5 \cdot d_B = 2,5 \cdot 200 = 500 \text{ mm}$.

Kontrola čepu na stříh

$$\tau_s = \frac{F_j}{S_s} \leq \tau_{dovb} \quad (16)$$

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \quad (17)$$

Rovnice (17) je dosazena do rovnice (16). Je počítáno se dvěma střížnými průřezy.

$$\tau_b = \frac{F_j}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_B^2}{4}} = \frac{F_j}{\frac{\pi \cdot d_B^2}{2}} = \frac{2 \cdot F_j}{\pi \cdot d_B^2} \leq \tau_{dovb}$$

$$\tau_b = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 10^6}{\pi \cdot 200^2} = 39,79 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

kde: τ_b - skutečné napětí ve stříhu pro čep mezi beranem a ojnicí [MPa], $\tau_b = 39,79 \text{ MPa}$

d_B - navržený průměr čepu mezi beranem a ojnicí [mm], $d_B = 200 \text{ mm}$

τ_{dovb} - dovolené napětí ve stříhu pro ocel 14 220 [MPa], určeno dle [15],

$\tau_{dovb} = 100 \text{ MPa}$

Navržený průměr čepu - $d_B = 200 \text{ mm}$ mezi beranem a ojnicí vyhovuje z hlediska kontroly na stříh.

Kontrola na otláčení mezi čepem ojnicí

$$p_o = \frac{F_j}{S_o} \leq p_{odov} \quad (18)$$

$$S_o = (l_B - 2 \cdot b) \cdot d_B = (l_B - 2 \cdot 0,75 \cdot d_B) \cdot d_B \quad (19)$$

Rovnice (19) je dosazena do rovnice (18) s využitím zvolených empirických vztahů, uvedených na začátku této podkapitoly.

$$p_o = \frac{F_j}{(l_B - 2 \cdot 0,75 \cdot d_B) \cdot d_B} \leq p_{odov}$$

$$p_o = \frac{2,5 \cdot 10^6}{(500 - 2 \cdot 0,75 \cdot 200) \cdot 200} = 62,5 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa}$$

kde: p_o - skutečná hodnota tlaku působící mezi čepem a ojnicí [MPa], $p_o = 62,5 \text{ MPa}$

l_B - délka čepu mezi beranem a ojnicí [mm], 500 mm

p_{odov} - dovolený tlak pro ocel 11 523 [MPa], určeno dle [15], $p_{odov} = 80 \text{ MPa}$

Navržené oko ojnice pro čep vyhovuje z hlediska kontroly na otláčení.

Kontrola na otláčení mezi čepem a beranem

$$p_1 = \frac{F_j}{S_1} \leq p_{odov} \quad (20)$$

$$S_1 = 2 \cdot b \cdot d_B = 2 \cdot 0,75 \cdot d_B \cdot d_B \quad (21)$$

Pro výpočet skutečné hodnoty tlaku působící mezi čepem a beranem je rovnice (21) dosazena do rovnice (20).

$$p_1 = \frac{F_j}{2 \cdot 0,75 \cdot d_B \cdot d_B} = \frac{F_j}{2 \cdot 0,75 \cdot d_B^2} \leq p_{odov}$$

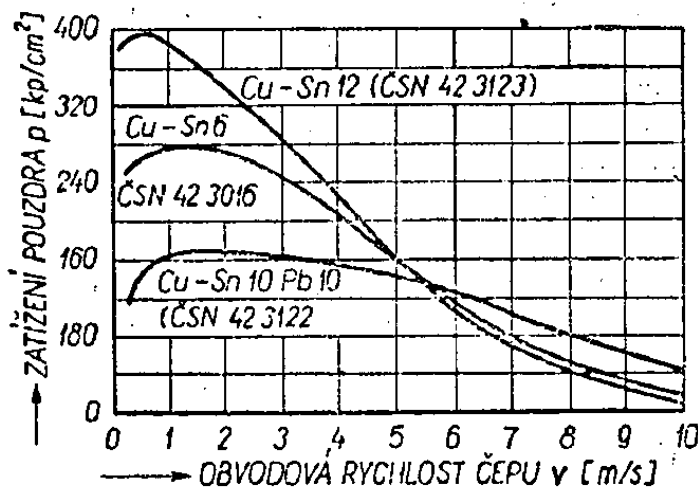
$$p_1 = \frac{2,5 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,75 \cdot 200^2} = 41,67 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa}$$

kde: p_1 - skutečná hodnota tlaku působící mezi čepem a beranem [MPa], 41,67 MPa

Kontrola na otláčení mezi čepem a beranem vyhovuje.

8.1.3 Návrh průměru excentru

Při výpočtu průměru excentru se vychází z použitého materiálu pro kluzné ložisko ojnice, které je vyrobeno z cínového bronzu 42 3123 (CuSn12). Vzhledem k tomu, že zatím nelze určit obvodovou rychlost působící excentru, volím nižší hodnotu z rozsahu dovolených tlaků - $p_D = 24 \text{ MPa}$ dle diagramu dovolených měrných tlaků viz Obr. 35.



Obr. 35) Diagram dovolených měrných tlaků pro materiály kluzných ložisek [16]

Návrh průměru excentru z tlakového namáhání

$$p_p = \frac{F_j}{d_e \cdot l_E} \leq p_D \quad \rightarrow d_e$$

$$d_e = \frac{F_j}{p_D \cdot l_E} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{24 \cdot 200} = 521,02 \text{ mm} \quad (22)$$

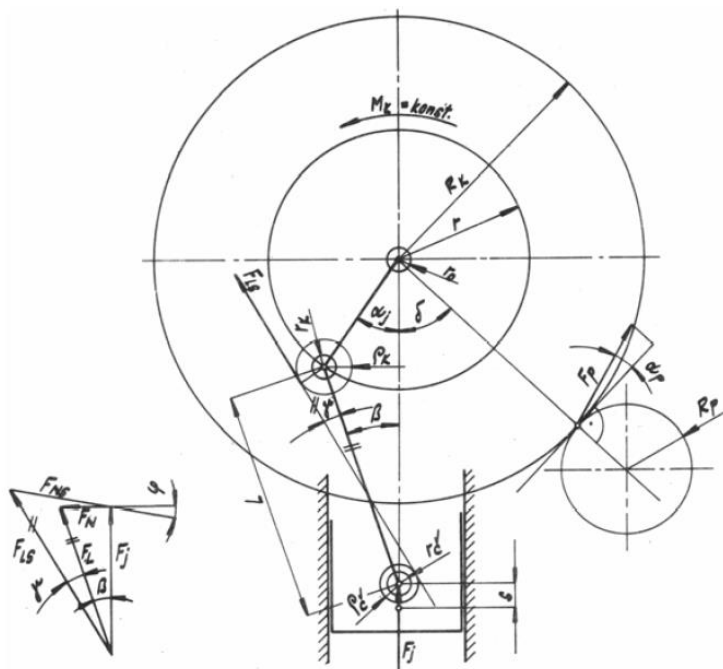
kde: p_D - předběžný dovolený měrný tlak pro materiál 42 3123 (CuSn12) kluzného ložiska [MPa], voleno dle [16], $p_D = 24 \text{ MPa}$

l_E - předběžná šířka ojnice v místě uložení excentru [mm], zvoleno $l_E = 200 \text{ mm}$

Z důvodu toho, že na excentr ve skutečnosti působí síla s uvažováním tření v klikovém mechanismu, volím z bezpečnostních důvodů průměr excentru - $d_E = 580 \text{ mm}$.

8.2 Síly a momenty na klikovém ústrojí – s třením

Při uvažování tření v klikovém mechanismu dochází k působení třecích sil a momentů proti směru pohybu, které jsou zobrazeny na Obr. 36. Ramena sil se zvětšují o třecí poloměry, tím dochází k zešikmení a zvětšení působící síly v ojnici [1]. Výstupem této podkapitoly bude převážně výpočet působící skuteční síly v ojnici - F_{LS} a krouticího momentu na excentrické hřídeli - Mk_{skut} .



Obr. 36) Působící síla a momenty na klikovém mechanismu s třením [1]

Poloměr třecí plochy mezi beranem a ojnicí

$$r_B = \frac{d_B}{2} = \frac{200}{2} = 100 \text{ mm} \quad (23)$$

kde: r_B - poloměr čepu mezi beranem a ojnicí [mm], $r_B = 100 \text{ mm}$

Dle literatury [1] je úhel kluzných ploch roven - $\varphi = 2,29^\circ$.

$$\mu = \tan \varphi = \tan 2,29^\circ = 0,04 \quad (24)$$

kde: μ - součinitel kluzného tření u kluzných ložisek [-], $\mu = 0,04$

φ - třecí úhel kluzných ploch [$^\circ$], určeno dle [1], $\varphi = 2,29^\circ$

$$\rho_B = \mu \cdot r_B = 0,04 \cdot 100 = 4 \text{ mm} \quad (25)$$

kde: ρ_B - poloměr třecí plochy mezi beranem a ojnicí [mm], $\rho_B = 4 \text{ mm}$

Poloměr třecí plochy mezi excentrem a ojnicí

$$r_E = \frac{d_E}{2} = \frac{580}{2} = 290 \text{ mm}$$

kde: r_E - poloměr excentru [mm], $r_E = 290 \text{ mm}$

d_E - průměr excentru [mm], $d_E = 580 \text{ mm}$

$$\rho_E = \mu \cdot r_E = 0,04 \cdot 290 = 11,6 \text{ mm} \quad (26)$$

kde: ρ_E - poloměr třecí plochy mezi excentrem a ojnicí [mm], $\rho_E = 11,6 \text{ mm}$

Poloměr třecí plochy mezi excentrickou hřídelí a kluzným ložiskem

$$r_{EH} = \frac{D_{EH}}{2} = \frac{340}{2} = 170 \text{ mm} \quad (27)$$

kde: r_{EH} - poloměr excentrické hřídele uložené v kluzných ložiskách rámu stroje [mm],

$r_{EH} = 170 \text{ mm}$

D_{EH} - průměr excentrické hřídele uložené v kluzných ložiskách rámu stroje [mm],

$D_{EH} = 340 \text{ mm}$

$$\rho_{EH} = \mu \cdot r_{EH} = 0,04 \cdot 170 = 6,8 \text{ mm} \quad (28)$$

kde: ρ_{EH} - poloměr třecí plochy mezi excentrickou hřídelí a kluzným ložiskem [mm],

$\rho_{EH} = 6,8 \text{ mm}$

Zešíkmení směru působící síly v ojnicí vůči ose ojnice vlivem tření

$$\sin \gamma = \frac{\mu \cdot (r_B + r_E)}{L_o} \rightarrow \gamma$$

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{\mu \cdot (r_B + r_E)}{L_o} \right) = \arcsin \left(\frac{0,04 \cdot (100 + 290)}{1400} \right) = 0,64^\circ \quad (29)$$

kde: γ - zešíkmení směru síly v ojnicí vůči ose ojnice vlivem tření [°], $\gamma = 0,64^\circ$

Skutečná velikost síly v ojnicí

Zvětšení skutečné síly působící v ojnicí - F_{LS} vůči teoretické síle - F_L z rozkladu sil je způsobeno: změnou směr síly - F_{LS} v ojnicí a zešíkmením normálové síly - F_N působící do vedení beranu vlivem tření ve vedení beranu [1].

$$F_{LS} = F_j \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} = 2,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{\cos 2,29^\circ}{\cos(1,55^\circ + 0,64^\circ + 2,29^\circ)} = 2,51 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (30)$$

kde: F_{LS} - skutečná velikost síly v ojnicí [N], $F_{LS} = 2,51 \cdot 10^6 \text{ N}$

Skutečný kroučící moment působící na excentrické hřídeli

$$Mk_{skut} = F_{LS} \cdot a_{celk} = F_{LS} \cdot (a_{id} + a_{tř}) \quad (31)$$

kde: Mk_{skut} - skutečný kroučící moment působící na excentrické hřídeli [N·m]

a_{celk} - celkové rameno síly [mm]

a_{id} - ideální rameno síly [mm]

$a_{tř}$ - třecí rameno síly [mm]

$$a_{id} = r \cdot \left(\sin \alpha_j + \frac{K_o}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_j) \right) \quad (32)$$

$$a_{id} = 100 \cdot \left(\sin 22,31^\circ + \frac{0,07}{2} \cdot \sin(2 \cdot 22,31^\circ) \right) = 40,47 \text{ mm}$$

$$a_{tř} = \mu \cdot \left((1 + K_o) \cdot r_E + K_o \cdot r_B + r_{EH} \right) \quad (33)$$

$$a_{tř} = 0,04 \cdot \left((1 + 0,07) \cdot 290 + 0,07 \cdot 100 + 170 \right) = 19,51 \text{ mm}$$

Pro výpočet skutečného krouticího momentu působící na excentrické hřídeli - Mk_{skut} jsou rovnice (32) a (33) dosazeny do obecné rovnice (31).

$$Mk_{skut} = 2,51 \cdot 10^6 \cdot (40,47 + 19,51) \cdot 10^{-3} = 150,29 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \cong 150,29 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Účinnost navrženého klikového mechanismu

$$\eta_{KM} = \frac{a_{id}}{a_{id} + a_{tř}} \cdot 100 = \frac{40,47}{40,47 + 19,51} \cdot 100 = 67,47 \% \quad (34)$$

kde: η_{KM} - účinnost navrženého klikového mechanismu [%], $\eta_{KM} = 67,47 \%$

9 ROZBOR PRACOVNÍHO REŽIMU LISU

Lis může pracovat v režimu jednotlivých zdvihů, nebo v režimu trvalého chodu při zařazení do automatické lisovací linky. Při automatickém provozu lis vykoná počet zdvihů $15 \div 30 \text{ min}^{-1}$. V režimu jednotlivých zdvihů dochází k vykonání jednoho pracovního zdvihu a poté se beran lisu zastaví v horní mrtvé poloze pracovního zdvihu, proto se uvažuje s vykonáním 15 zdvihů za minutu při manuálního provozu lisu.

9.1 Režim automatického provozu

- 30 zdvihů/min

doba jednoho cyklu

$$t_{C30} = \frac{60}{z_{MAX}} = \frac{60}{30} = 2 \text{ s} \quad (35)$$

kde: t_{C30} - doba jednoho pracovního cyklu při maximálním počtu zdvihů [s], $t_{C30} = 2 \text{ s}$

z_{MAX} - maximální počet zdvihů lisu [min^{-1}], zadáno $z_{MAX} = 30 \text{ min}^{-1}$

otáčky excentrické hřídele

$$n_{E30} = 30 \text{ min}^{-1} \cong 0,5 \text{ s}^{-1} \quad (36)$$

kde: n_{E30} - otáčky excentrické hřídele při maximálním počtu zdvihů [s^{-1}], $n_{E30} = 0,5 \text{ s}^{-1}$

- 15 zdvihů/min

doba jednoho cyklu

$$t_{C15} = \frac{60}{z_{MIN}} = \frac{60}{15} = 4 \text{ s} \quad (37)$$

kde: t_{C15} - doba jednoho pracovního cyklu při minimálním počtu zdvihů [s], $t_{C15} = 4 \text{ s}$

z_{MIN} - minimální počet zdvihů lisu [min^{-1}], zadáno $z_{MIN} = 15 \text{ min}^{-1}$

otáčky excentrické hřídele

$$n_{E15} = 15 \text{ min}^{-1} \cong 0,25 \text{ s}^{-1} \quad (38)$$

kde: n_{E15} - otáčky excentrické hřídele při minimálním počtu zdvihů [s^{-1}], $n_{E15} = 0,25 \text{ s}^{-1}$

9.2 Režim jednotlivých zdvihů

- 15 zdvihů/min

doba jednoho cyklu

$$t_{CJ} = \frac{60}{z_{MIN}} = \frac{60}{15} = 4 \text{ s} \quad (39)$$

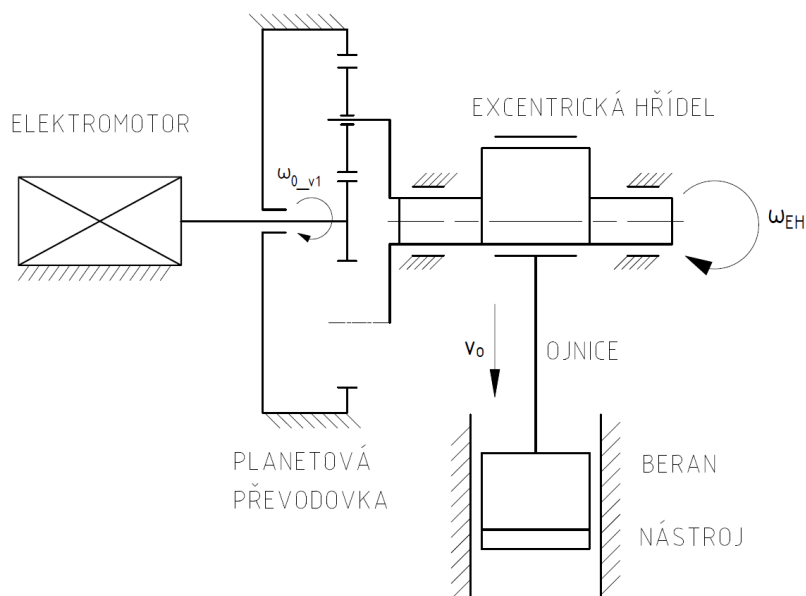
kde: t_{CJ} - doba jednoho pracovního cyklu v režimu jednotlivých zdvihů [s], $t_{CJ} = 4 \text{ s}$

10 KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHONU LISU LKJP 250

Tato kapitola se zabývá návrhem pohonu lisu LKJP 250 s využitím planetového převodu. Konstrukční řešení budou navržena ve třech možných variantách s provedením základního výpočtu pro představu přibližných rozměrů pohonného celku stroje. Na základě kriteriálního hodnocení bude zvolená, nejvýhodnější varianta detailně konstrukčně rozpracována a pevnostně spočítána.

10.1 Návrhová varianta A - s využitím přímého pohonu

Pro návrh pohonu je zde využito třífázového synchronního elektromotoru buzeného permanentními magnety na rotoru, tzv. prstencového motoru, který je napájen z frekvenčního měniče. Tento typ pohonu je schopen přenášet vysoké krouticí momenty při minimálních otáčkách rotoru. Jedná se o tzv. variantu s přímým náhonem. Konstrukční návrh je tvořen pouze jedním primárním převodem, v podobě jednostupňové planetové převodovky, který je umístěn mezi momentovým motorem a excentrickou hřídelí. Uložení elektromotoru a planetové převodovky je jednostranné. Výstupní krouticí moment z unášče planetové převodovky je přenášen na excentrickou hřídel za pomoci svěrného pouzdra. Pro získání základních rozměrů a parametrů pohonu bude proveden předběžný, orientační návrhový výpočet. Kinematické uspořádání navržené varianty je zobrazeno na Obr. 37.



Obr. 37) Návrhová varianta A - s přímým pohonem

10.1.1 Předběžný návrh elektromotoru

Pro výpočet požadovaného výkonu elektromotoru je nutné nejprve spočítat přenášený krouticí moment, který je nutné vyvinout na hnací hřídeli elektromotoru, také centrálním kole planetové převodovky. Prvně bude proveden výpočet požadovaného celkového převodového poměru mezi motorem a excentrickou hřídelí.

Skutečný převodový poměr

Pro návrhovou variantu s přímým náhonem bude proveden výpočet optimálního převodového poměru na základě zvoleného počtu zubů jednotlivých kol.

$$i_{PL,v1} = \frac{|z_{2,v1}|}{z_{0,v1}} + 1 = \frac{|-154|}{17} + 1 = 10,06 \quad (40)$$

kde: $i_{PL,v1}$ - převodový poměr planetové převodovky s přímým náhonem [-],

$$i_{PL,v1} = 10,06$$

$z_{2,v1}$ - počet zubů korunového kola planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [-], zvoleno $z_{2,v1} = -154$

$z_{0,v1}$ - počet zubů centrálního kola planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [-], zvoleno $z_{0,v1} = 17$

Krouticí moment přenášející centrální kolo planetové převodovky

Při výpočtu krouticího momentu na vstupu planetové převodovky - hnací hřídeli motoru je vycházeno z rovnosti přenášených výkonů.

$$Mk_{0,v1} \cdot \omega_{0,v1} = Mk_{1,v1} \cdot \omega_{1,v1} \quad \rightarrow Mk_{0,v1}$$
$$Mk_{0,v1} = Mk_{1,v1} \cdot \frac{\omega_{1,v1}}{\omega_{0,v1}} = Mk_{1,v1} \cdot \frac{1}{i_{PL,v1}} \quad (41)$$

$$Mk_{0,v1} = 150,29 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{10,06} = 14,94 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \cong 14,94 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

kde: $Mk_{0,v1}$ - krouticí moment přenášející centrální kolo planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [$N \cdot m$], $Mk_{0,v1} = 14,94 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$

$\omega_{0,v1}$ - úhlová rychlost centrálního kola planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [s^{-1}]

$Mk_{1,v1}$ - požadovaný krouticí moment přenášející unášeč planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [$N \cdot m$], $Mk_{1,v1} \cong Mk_{skut} = 150,29 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$

$\omega_{1,v1}$ - úhlová rychlost unášeče planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [s^{-1}]

Přenášený skutečný výkon

$$P_{W0,v1} = Mk_{1,v1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{E30} = 150,29 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,5 = 472,14 \cdot 10^3 \text{ W} \cong 472,14 \text{ kW} \quad (42)$$

kde: $P_{W0,v1}$ - přenášený skutečný výkon pro pohon s přímým náhonem [$N \cdot m$],

$$P_{W0,v1} = 472,14 \cdot 10^3 \text{ W}$$

Na základě vypočteného potřebného krouticího momentu na centrálním kole planetové převodovky (také na rotoru elektromotoru) pro pohon mechanického lisu s přímým náhonem je zvolen typ motoru v nejbližší vyšší výkonnostní řadě - momentový třífázový synchronní elektromotor buzený permanentními magnety na rotoru od společnosti SIEMENS

s označením 1FW4455-3HB 0-1AA0. Chlazení motoru je vzduchové (IC416). Parametry elektromotoru pro pohon s přímým náhonem jsou uvedeny v Tab. 6.

Tab 6) Základní parametry motoru 1FW4455-3HB 0-1AA0 [40]

MOTOR SIEMENS SIMOTICS 1FW4455-3HB 0-1AA0	
jmenovitý výkon motoru	$P_{jm_{v1}} = 509 \text{ kW}$
jmenovité otáčky motoru	$n_{jm_{v1}} = 300 \text{ min}^{-1} (5 \text{ s}^{-1})$
jmenovitý moment motoru	$M_{jm_{v1}} = 16\,215 \text{ N} \cdot \text{m}$
moment setrvačnosti motoru	$J_{m_{v1}} = 51,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
hmotnost motoru	$m_{m_{v1}} = 5\,450 \text{ kg}$
počet pólů	$n_{v1} = 16$

10.1.2 Výpočet základních parametrů pro předběžný návrh planetové převodovky

Na základě zvolených počtu zubů jednotlivých kol a vypočteného celkového převodového poměru planetové převodovky jsou dopočítány další základní parametry pro předběžný návrh velikosti jednotlivých soukolí.

Převodový poměr mezi centrálním kolem a satelitem

$$i_{10,v1} = \frac{z_{1,v1}}{z_{0,v1}} = \frac{69}{17} = 4,06 \quad (43)$$

kde: $i_{10,v1}$ - převodový poměr mezi centrálním kolem a satelitem pro pohon s přímým náhonem [-], $i_{10,v1} = 4,06$

$z_{1,v1}$ - počet zubů satelitu planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [-], zvoleno $z_{1,v1} = 69$

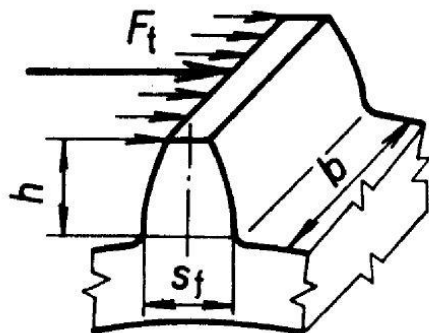
Převodový poměr mezi satelitem a korunovým kolem

$$i_{21,v1} = \frac{-z_{2,v1}}{z_{1,v1}} = \frac{-154}{69} = -2,23 \quad (44)$$

kde: $i_{21,v1}$ - převodový poměr mezi satelitem a korunovým kolem pro pohon s přímým náhonem [-], $i_{21,v1} = -2,23$

Návrh modulu ozubení

Pro předběžné stanovení modulu ozubení planetové převodovky je použit výpočet dle Bacha. Jedná se o orientační výpočet, který uvažuje statické ohybové namáhání zubu obvodovou silou, která působí na hlavu zubu dle Obr. 38. Předpokládá se, že celé zatížení přenáší jediný zub. Návrhový výpočet je proveden dle literatury [13].



Obr. 38) Namáhání zubu od obvodové síly působící na hlavové kružnici [13]

Planetová převodovka je konstrukčně navržena se třemi satelity. Krouticí moment působící na jeden zub je třetinový z důvodu toho, že v záběru je trojnásobný počet zubů.

$$m_{v1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \frac{Mk_{0,v1}}{3}}{\pi \cdot c_m \cdot \psi_m \cdot z_{0,v1}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \frac{14,94 \cdot 10^3}{3}}{\pi \cdot 22 \cdot 10^6 \cdot 15 \cdot 17}} = 8,27 \cdot 10^{-3} m \cong 8,27 mm \quad (45)$$

kde: m_{v1} - výpočtový modul ozubení planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [mm], $m_{v1} = 8,27 mm$

c_m - snížené dovolené napětí v ohybu pro konstrukční slitinovou ocel nitridovanou [Pa], zvoleno dle [13], $c_m = 22 \cdot 10^6 Pa$

ψ_m - poměrná šířka ozubení [-], zvoleno dle [13], $\psi_m = 15$

Volím normalizovaný modul ozubení - $m_{n,v1} = 10 mm$ dle technické normy [30].

Průměr roztečné kružnice centrálního kola planetové převodovky

$$d_{0,v1} = z_{0,v1} \cdot m_{n,v1} = 17 \cdot 10 = 170 mm \quad (46)$$

kde: $d_{0,v1}$ - průměr roztečné kružnice centrálního kola planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [mm], $d_{0,v1} = 170 mm$

$m_{n,v1}$ - normalizovaný modul ozubení planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [mm], $m_{n,v1} = 10 mm$

Průměr roztečné kružnice satelitu planetové převodovky

$$d_{1,v1} = z_{1,v1} \cdot m_{n,v1} = 69 \cdot 10 = 690 mm \quad (47)$$

kde: $d_{1,v1}$ - průměr roztečné kružnice satelitu planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [mm], $d_{1,v1} = 690 mm$

Průměr roztečné kružnice korunového kola planetové převodovky

$$d_{2,v1} = z_{2,v1} \cdot m_{n,v1} = -154 \cdot 10 = -1,54 \cdot 10^3 mm \quad (48)$$

kde: $d_{2,v1}$ - průměr roztečné kružnice korunového kola planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [mm], $d_{2,v1} = -1,54 \cdot 10^3 mm$

Podmínka funkčnosti navržené planetové převodovky

Při použití většího počtu satelitů je nutné splnit požadované podmínky funkčnosti dle literatury [11].

a) rovnoměrně rozložení satelitů po obvodě unášeče

Pro konstrukční návrh planetové převodovky je využito třech satelitů, které jsou uloženy v unášeči po 120° .

b) smontování převodu

Snahou je navrhnout počet zubů centrálního kola tak, aby bylo možné realizovat smontování převodu. Podmínka je splněna v případě dosažení výsledku libovolného celého čísla.

$$x_{p,v1} = \frac{z_{0,v1} + |z_{2,v1}|}{s_{s,v1}} = \frac{17 + |-154|}{3} = 57 \quad (49)$$

kde: $x_{p,v1}$ - libovolné celé číslo pro splnění podmínky smontování planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [-], $x_{p,v1} = 57$

$s_{s,v1}$ - počet použitých satelitů planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem [-], zvoleno $s_{s,v1} = 3$

Podmínka smontování planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem je splněna.

c) kontrola, zda se vzájemně neprotínají hlavové kružnice jednotlivých satelitů

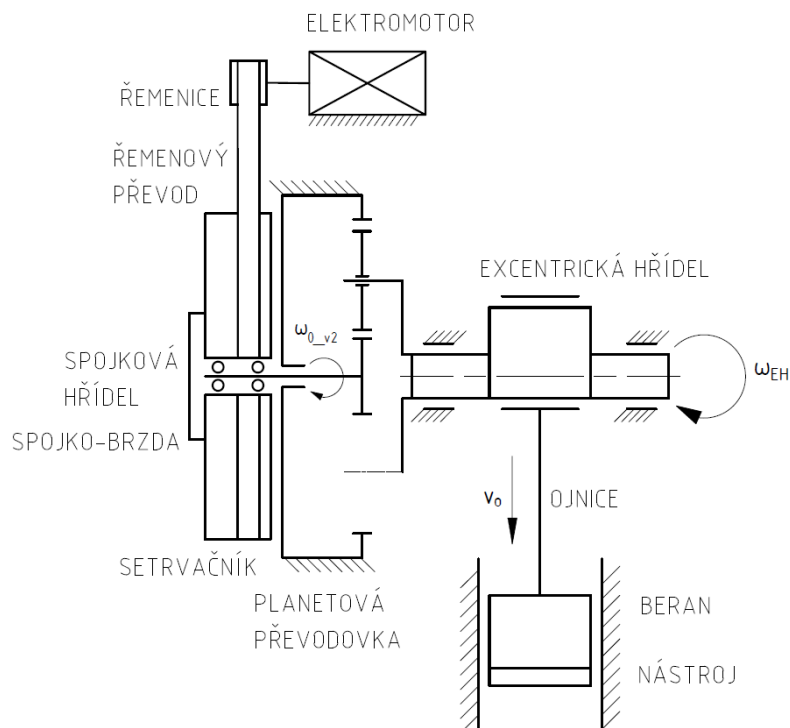
$$\frac{z_{1,v1} + 2}{z_{0,v1} + z_{1,v1}} = \frac{69 + 2}{17 + 69} = 0,83 \leq \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = 1 \quad (50)$$

U navržené planetové převodovky pro pohon s přímým náhonem nebude docházet ke kontaktu jednotlivých satelitů.

10.2 Návrhová varianta B - provedení s pohonnou jednotkou CPD

Návrh pohonu pro variantu B je řešen v jeden kompaktní celek, vhodný pro náhon mechanických lisů, který nabízí německý výrobce DESCH. Dodávaný pohonný celek je tvořen třífázovým asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko, který přes sekundární řemenový převod (plochý řemen) pohání setrvačnick. Řízení otáček elektromotoru je navrženo pomocí frekvenčního měniče.

Uvnitř setrvačnicku je uložena spojková hřídel se spojko-brzdou, která může být ovládána pneumaticky, nebo hydraulicky. Primární převod mezi setrvačnickem a excentrickou hřídelí tvoří jednostupňová planetová převodovka s čelním, přímým ozubením. Setrvačnick s elektromotorem jsou uloženy jednostranně v těsné blízkosti s převodovkou, která je za pomoci korunového kola spojena k rámu stroje. Krouticí moment z planetové převodovky je přenášen na excentrickou hřídel za pomoci svěrného pouzdra. Kinematické uspořádání pohonné jednotky je zobrazeno na Obr. 39.



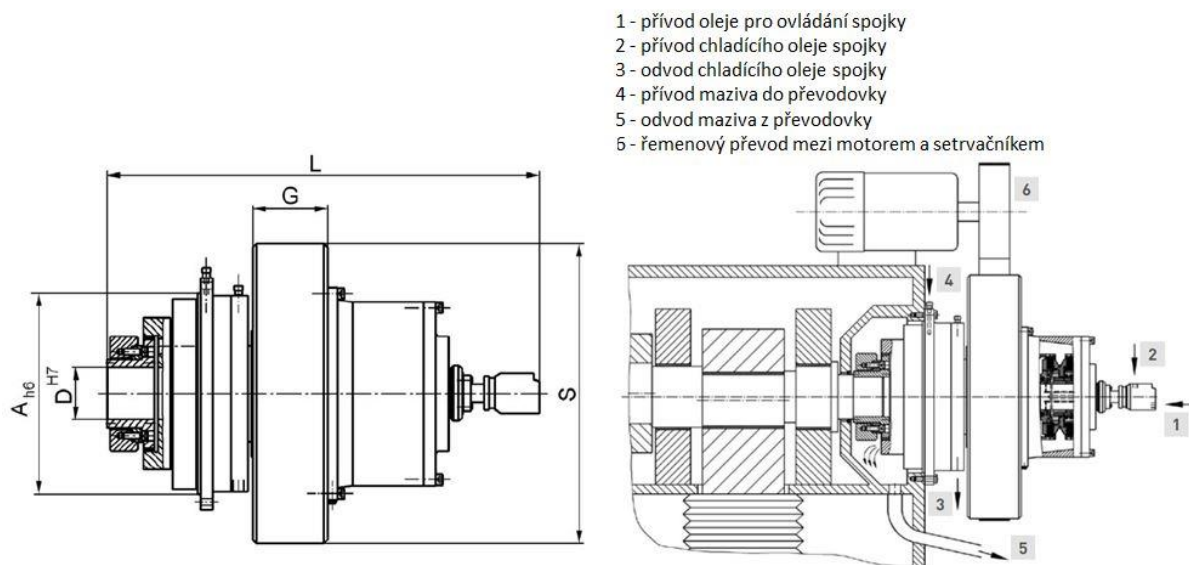
Obr. 39) Návrhová varianta B - provedení s pohonnou jednotkou CPD

Na základě vypočteného požadovaného skutečného krouticího momentu na excentrické hřídeli - $Mk_{skut} = 150,29 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$ je zvolena pohonná kompaktní jednotka DESH Complete press drive HKB 160. Základní parametry navržené jednotky jsou uvedeny v Tab. 7.

Tab 7) Základní parametry pohonné jednotky [34]

DESCH Complete Press Drive HKB 160	
výstupní moment jednotky	$T_{ab} = 160\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$
moment setrvačnosti setrvačnicku	$J = 1\,430 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
průměr setrvačnicku	$S = 1\,430 \text{ mm}$
šířka setrvačnicku	$G = 300 \text{ mm}$
vnější průměr příruby	$A = 820 \text{ mm}$
vnitřní průměr příruby	$D = 220 \text{ mm}$
celková délka pohonné jednotky	$L = 1\,540 \text{ mm}$

Na Obr. 40 je zobrazen rozměrový náčrt hnací jednotky – DESCH Complete Press Drive HKB 160 a její zabudování ve stroji.



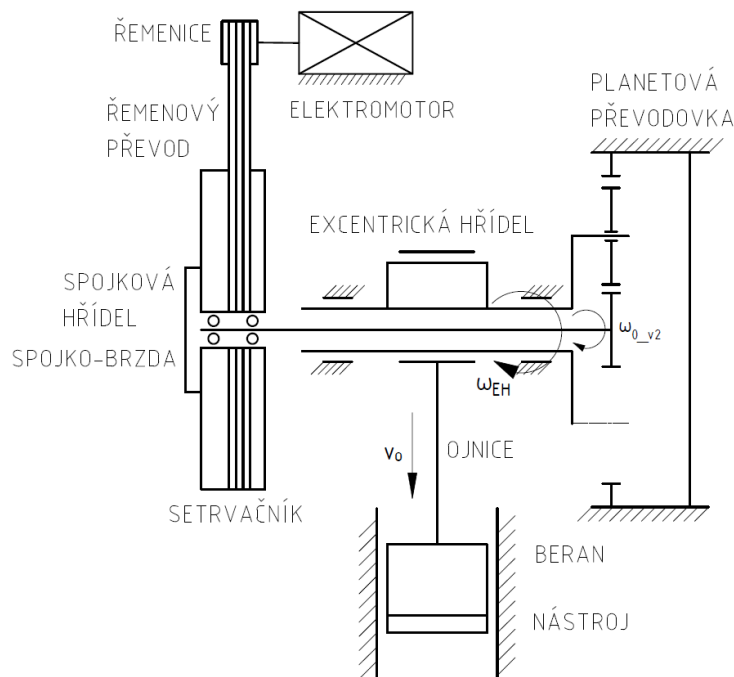
- 1 - přívod oleje pro ovládání spojky
- 2 - přívod chladícího oleje spojky
- 3 - odvod chladícího oleje spojky
- 4 - přívod maziva do převodovky
- 5 - odvod maziva z převodovky
- 6 - řemenový převod mezi motorem a setrvačником

Obr. 40) Základní rozměry a zabudování pohonné jednotky DESCH CPD HKB 160 [34]

10.3 Návrhová varianta C - nepřímý pohon s akumulčním setrvačником

Tato návrhová varianta pohonu vychází z koncepčního uspořádání pohonného celku varianty B. Sekundární převod mezi elektromotorem a setrvačником je navržen za pomoci řemenového převodu (klínových řemenů). Pro primární převod slouží jednostupňová planetová převodovka. Jako náhon sekundárního převodu je volen třífázový asynchronní elektromotor napájený z frekvenčního měniče.

Pohonná jednotka je rozdělena na dva hlavní celky. Na jedné straně lisu je umístěn elektromotor, setrvačник a spojko-brzda, která je uložena v setrvačniku. Druhá část pohonného celku je uložena na protilehlé straně rámu lisu a je tvořena jednostupňovou planetovou převodovkou s čelním, přímým ozubením. Krouticí moment ze sekundárního převodu na primární je přenášen za pomoci spojkové hřídele, která prochází dutou excentrickou hřídelí. Z unášeče planetové převodovky je krouticí moment dále přenášen na excentrickou hřídel za pomoci evolventního drážkování. Kinematické uspořádání navržené varianty je zobrazeno na Obr. 41. Pro získání základních rozměru a parametrů pohonu bude proveden předběžný, orientační návrhový výpočet.



Obr. 41) Návrhová varianta C - nepřímý pohon s akumulacním setrvačником

10.3.1 Předběžný návrh elektromotoru

Pro prvotní návrh výkonu elektromotoru se vychází z podmínky, že navržený motor musí být schopen dodat na setrvačnik celkovou práci lisu za jednotku času odpovídající době jednoho nejkratšího pracovního zdvihu při automatickém chodu. Celková práce lisu dodávaná na setrvačnik je určena součinem jmenovité síly - F_j , pracovní dráhy - s_p a koeficientem technologie - m_t . Tuto práci je nutné navýšit o jednotlivé ztráty vznikající třením a deformacemi pracovního prostoru stroje a nástroje. Pro hrubé přiblížení dle literatury [1] lze určit, že celková práce přiváděná do stroje je rovna 2,4 násobku skutečné tvářecí práce.

$$A_{cp} = 2,4 \cdot F_j \cdot s_p \cdot m_t = 2,4 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 48 \cdot 10^3 \text{ J} \quad (51)$$

kde: A_{cp} - odhadovaná celková práce lisu [J], $A_{cp} = 48 \cdot 10^3 \text{ J}$

m_t - stupeň plnění pro technologii protlačování [-], určeno dle [1], $m_t = 1$

$$P_p = \frac{A_{cp}}{t_{c30}} = \frac{48 \cdot 10^3}{2} = 24 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (52)$$

kde: P_p - odhadovaný požadovaný výkon elektromotoru pro pohon s akumulacním setrvačnikem [W], $P_p = 24 \cdot 10^3 \text{ W}$

Na základě vypočteného požadovaného výkonu dodávaného na setrvačnik je pro konstrukční návrhovou variantu předběžně volen třífázový asynchronní elektromotor v nejbližší vyšší výkonnostní řadě o jmenovitém výkonu 30 kW od společnosti SIEMENS. V Tab. 8 jsou uvedeny základní parametry pro předběžně zvolený elektromotor.

Tab 8) Základní parametry předběžně zvoleného motoru [38]

MOTOR SIEMENS 1LE1 5 02 – 2BC22	
jmenovitý výkon motoru	$P_{jm_v3} = 30 \text{ kW}$
jmenovité otáčky motoru	$n_{jm_v3} = 978 \text{ min}^{-1} (16,3 \text{ s}^{-1})$
jmenovitý moment motoru	$M_{jm_v3} = 293 \text{ N} \cdot \text{m}$
moment setrvačnosti motoru	$J_{m_v3} = 0,49 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
hmotnost motoru	$m_{m_v3} = 270 \text{ kg}$
počet pólů	$n_{_v3} = 6$

10.3.2 Výpočet základních parametrů pro předběžný návrh planetové převodovky

Na základě zvoleného převodového poměru planetové převodovky a počtu zubů centrálního kola jsou vypočteny základní parametry pro předběžný návrh velikosti jednotlivých soukolí.

Počet zubů korunového kola

$$i_{PL,v3} = \frac{-z_{2,v3}}{z_{0,v3}} + 1 \quad \rightarrow z_{2,v3}$$

$$z_{2,v3} = -z_{0,v3} \cdot (i_{PL,v3} - 1) = -18 \cdot (11 - 1) = -180 \quad (53)$$

kde: $z_{2,v3}$ - počet zubů korunového kola planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [-], $z_{2,v3} = -180$

$z_{0,v3}$ - počet zubů centrálního kola planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [-], zvoleno $z_{0,v3} = 18$

$i_{PL,v3}$ - převodový poměr planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [-], zvoleno $i_{PL,v3} = 11$

Počet zubů satelitu

$$2 \cdot z_{1,v3} = |-z_{2,v3}| - z_{0,v3} \quad \rightarrow z_{1,v3}$$

$$z_{1,v3} = \frac{|-z_{2,v3}| - z_{0,v3}}{2} = \frac{|-180| - 18}{2} = 81 \quad (54)$$

kde: $z_{1,v3}$ - počet zubů satelitu planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [-], $z_{1,v3} = 81$

Převodový poměr mezi centrálním kolem a satelitem

$$i_{10,v3} = \frac{z_{1,v3}}{z_{0,v3}} = \frac{81}{18} = 4,5 \quad (55)$$

kde: $i_{10,v3}$ - převodový poměr mezi centrálním kolem a satelitem pro pohon a akumulacním setrvačником [-], $i_{10,v3} = 4,5$

Převodový poměr mezi satelitem a korunovým kolem

$$i_{21,v3} = \frac{z_{2,v3}}{z_{1,v3}} = \frac{-180}{81} = -2,22 \quad (56)$$

kde: $i_{21,v3}$ - převodový poměr mezi satelitem a korunovým kolem pro pohon s akumulacním setrvačником [-], $i_{21,v3} = -2,22$

Krouticí moment přenášející centrální kolo planetové převodovky

Při výpočtu krouticího momentu na vstupu planetové převodovky je vycházeno z rovnosti přenášených výkonů.

$$Mk_{0,v3} \cdot \omega_{0,v3} = Mk_{1,v3} \cdot \omega_{1,v3} \rightarrow Mk_{0,v3}$$
$$Mk_{0,v3} = Mk_{1,v3} \cdot \frac{\omega_{1,v3}}{\omega_{0,v3}} = Mk_{1,v3} \cdot \frac{1}{i_{PL,v3}} \quad (57)$$

$$Mk_{0,v3} = 150,29 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{11} = 13,66 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \cong 13,66 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

kde: $Mk_{0,v3}$ - krouticí moment přenášející centrální kolo planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [$\text{N} \cdot \text{m}$], $Mk_{0,v3} = 13,66 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$

$\omega_{0,v3}$ - úhlová rychlost centrálního kolo planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [s^{-1}]

$Mk_{1,v3}$ - požadovaný krouticí moment přenášející unášec planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [$\text{N} \cdot \text{m}$], $Mk_{1,v3} \cong Mk_{skut} = 150,29 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$

$\omega_{1,v3}$ - úhlová rychlost unášeče planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [s^{-1}]

Návrh modulu ozubení

Pro předběžný návrh modulu ozubení planetové převodovky je stejně jako u návrhové varianty - A využito výpočtu dle Bacha [13]. Planetová převodovka je konstrukčně navržena se třemi satelity, proto krouticí moment působící na jeden zub je třetinový. V záběru je trojnásobný počet zubů.

$$m_{v3} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mk_{0,v3}}{\pi \cdot c_m \cdot \psi_m \cdot z_{0,v3}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 13,66 \cdot 10^3}{\pi \cdot 22 \cdot 10^6 \cdot 15 \cdot 18}} = 7,87 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cong 7,87 \text{ mm} \quad (58)$$

kde: m_{v3} - výpočtový modul ozubení planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [mm], $m_{v3} = 7,87 \text{ mm}$

Volím normalizovaný modul ozubení - $m_{n,v3} = 8 \text{ mm}$ dle technické normy [30].

Průměr roztečné kružnice centrálního kola planetové převodovky

$$d_{0,v3} = z_{0,v3} \cdot m_{n,v3} = 18 \cdot 8 = 144 \text{ mm} \quad (59)$$

kde: $d_{0,v3}$ - průměr roztečné kružnice centrálního kola planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [mm], $d_{0,v3} = 144 \text{ mm}$

$m_{n,v3}$ - normalizovaný modul ozubení planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [mm], $m_{n,v3} = 8 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice satelitu planetové převodovky

$$d_{1,v3} = z_{1,v3} \cdot m_{n,v3} = 81 \cdot 8 = 648 \text{ mm} \quad (60)$$

kde: $d_{1,v1}$ - průměr roztečné kružnice satelitu planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [mm], $d_{1,v3} = 648 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice korunového kola planetové převodovky

$$d_{2,v3} = -z_{2,v3} \cdot m_{n,v3} = -180 \cdot 8 = -1,44 \cdot 10^3 \text{ mm} \quad (61)$$

kde: $d_{2,v3}$ - průměr roztečné kružnice korunového kola planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [mm], $d_{2,v3} = -1,44 \cdot 10^3 \text{ mm}$

Podmínka funkčnosti navržené planetové převodovky

a) Rovnoměrně rozložení satelitů po obvodě unášeče

Pro konstrukční návrh planetové převodovky je využito třech satelitů, které jsou uloženy v unášeči po 120° .

b) smontování převodu

$$x_{p,v3} = \frac{z_{0,v3} + |z_{2,v3}|}{s_{s,v3}} = \frac{18 + |-180|}{3} = 66 \quad (62)$$

Podmínka smontování planetové převodovky je splněna.

kde: $x_{p,v3}$ - libovolné celé číslo pro splnění podmínky smontování planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [-], $x_{p,v3} = 66$

$s_{s,v3}$ - počet použitých satelitů planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником [-], $s_{s,v3} = 3$

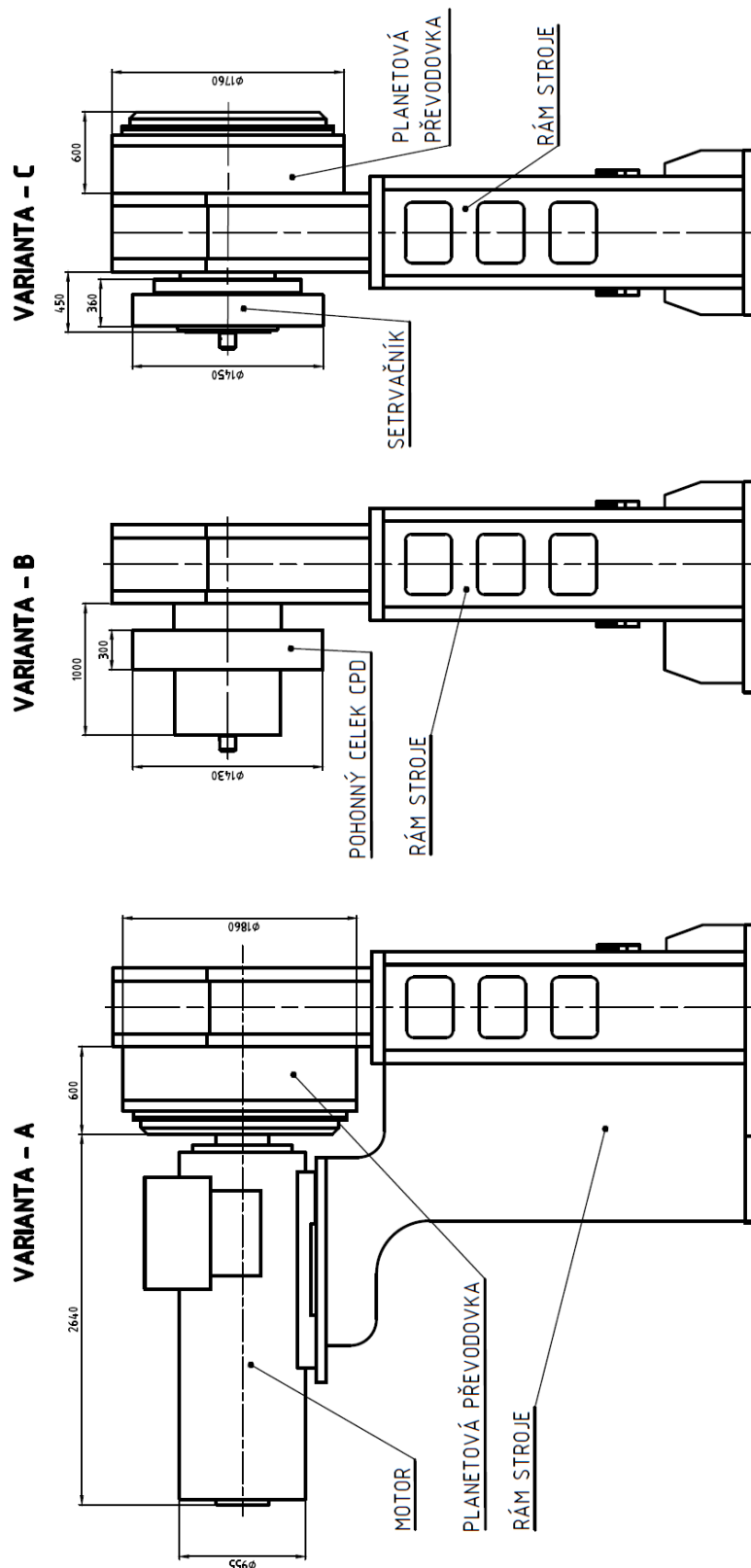
c) kontrola, zda se vzájemně neprotínají hlavové kružnice satelitů

$$\frac{z_{1,v3} + 2}{z_{0,v3} + z_{1,v3}} = \frac{81 + 2}{18 + 81} = 0,84 \leq \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = 1 \quad (63)$$

U navržené planetové převodovky pro pohon s akumulacním setrvačником nebude docházet ke kontaktu jednotlivých satelitů.

10.4 Výběr vhodné varianty pro pohon lisu

Nejvhodnější varianta pro pohon mechanického lisu bude zvolena na základě porovnání jednotlivých kritérií. Na Obr. 42 jsou zobrazeny hlavní rozměry pohonných celků pro navrhované řešení. Tyto rozměry byly stanoveny na základě provedených základních výpočtů planetové převodovky a pohonu u navržených variant.



Obr. 42) Hlavní rozměry pohonných celků pro navržené varianty

V Tab. 9 jsou zhodnoceny navržené varianty pomocí kritériálního hodnocení. Žadané kritéria u jednotlivých řešení jsou hodnoceny body 1 až 5 (1 - nejméně vhodné řešení, 5 - nejvhodnější řešení). Na základě tohoto hodnocení bude zvolena optimální koncepce řešení.

Tab 9) Navrhovaná kritéria pro volbu nejvhodnější varianty

KRITÉRIA HODNOCENÍ	VARIANTA A	VARIANTA B	VARIANTA C
symetrické zatížení rámu lisu	1	1	5
minimální zástavbové rozměry pro kotvení rámu lisu	1	4	5
minimální zástavbové rozměry pohonné jednotky	1	5	4
symetrické rozložení tlumících elementů – způsob kotvení rámu	1	2	5
jednoduchost montáže pohonného celku	3	4	1
jednoduchost přístupu k pohonnému celku při údržbě lisu	2	3	4
velikost aktuálního odběrového výkonu z elektrické rozvodny	1	5	5
volně programovatelný zdvih beranu	5	1	1
pořizovací cena pohonné jednotky	1	4	4
součet hodnocení variant	16	29	34

Na základě získaných součtů hodnocení u navrhovaných variant bude pro konstrukční řešení lisu LKJP 250 zvolena varianta - C, která nejlépe splňuje žádaná kritéria. Tento koncept uspořádání bude v následující části práce detailně navržen a spočítán. Poté bude vytvořena požadovaná výkresová dokumentace potřebná pro výrobu lisu.

Zvolená varianta dosahuje nejlepšího uspořádání pohonného celku, kde rozložením jednotlivých hmot je symetrické vůči rámu lisu. Tímto způsobem je zajištěna vysoká stabilita lisu a rovnoměrné zatížení jeho rámu.

U varianty B je dosaženo jednoduchosti samotné konstrukce zakoupením pohonné jednotky od firmy DESCH, kdy není nutné provádět rozsáhlé výpočty po návrh převodu a pohonu. Tato varianta se také vyznačuje poměrně snadnou montáží na rám lisu. Velkou nevýhodou je rozložení hmot od samotné pohonné jednotky působící na rám lisu.

Varianta A s využitím momentového (prstenového) motoru umožňuje individuální přizpůsobení pohybu beranu pro konkrétní proces tváření. Velkou nevýhodou je samotná pořizovací cena pohonné jednotky, oproti klasickému pohonu využívaného u konvenčních lisů. Toto řešení je nepoužitelná pro starší výrobní haly, které nemají dostatečně dimenzované rozvodny pro nadměrný odběr okamžitého výkonu. Nevýhodou je také asymetrické zatížení působící na rám lisu od pohonné jednotky.

10.5 Koncepce řešení zvolené varianty

Lis LKJP 250 dosahuje podstatně nižších hodnot rozběhovým momentů setrvačnosti vlivem použití planetové převodovky, oproti lisům s využitím postupných převodů. Tím je umožněno dosažení zvýšení počtu jednotlivých pracovních zdvihů při vysoké životnosti spojky a brzdy. Využitím planetového převodu je umožněno také podstatně snížit celkovou výšku lisu. Umístěním rotačních hmot do osy excentrické hřídele jsou sníženy dynamické účinky lisu, což také zvyšuje celkovou stabilitu výrobního stroje.

Lis je poháněn třífázovým asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko. Regulace otáček elektromotoru pro změnu počtu pracovních zdvihů je zajištěna pomocí frekvenčního

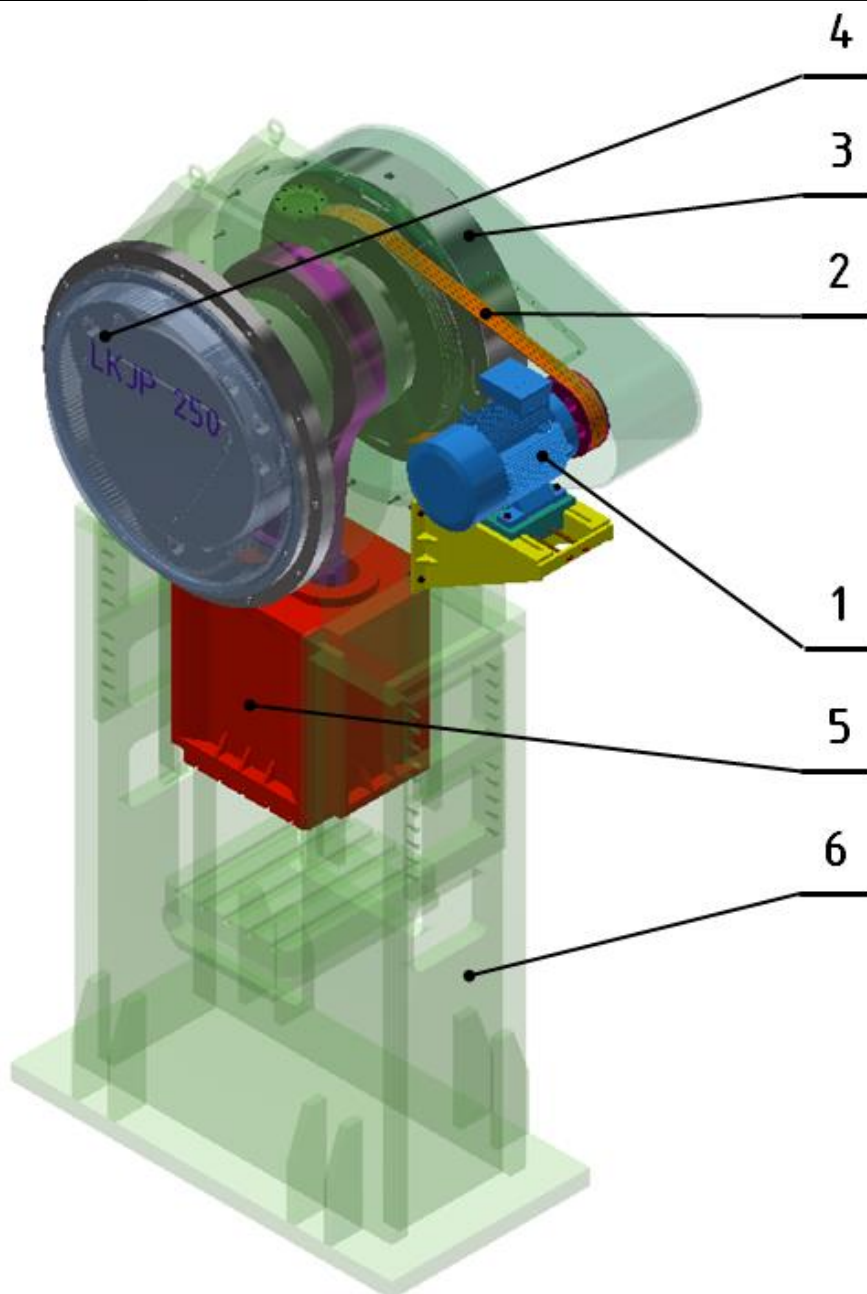
měníče. Změna počtu pracovních zdvihů beranu zajišťuje optimální využití rozsahu tvářecích rychlostí pro využívané technologické tvářecí operace.

Krouticí moment je přenášen z hlavního elektromotoru za pomoci řemenové převodu na setrvačnick, který je vzájemně spojen se spojko-brzdou za pomoci unášeče setrvačnicku. Brzdění setrvačnicku je řešeno elektricky pomocí hlavního elektromotoru. Spojka a brzda lisu jsou hydraulicky ovládané. Hydraulický rozvod pro přívod tlakové kapaliny se skládá z filtru, regulačního ventilu tlaku a akumulátoru. Vnější věnec spojky je spojen šrouby a kolíky s unášečem setrvačnicku. Vnitřní náboj spojky je za pomoci tvarového styku - těsného pera spojen se spojkovou hřídelí, tím dochází k přenosu krouticího momentu na spojkovou hřídel.

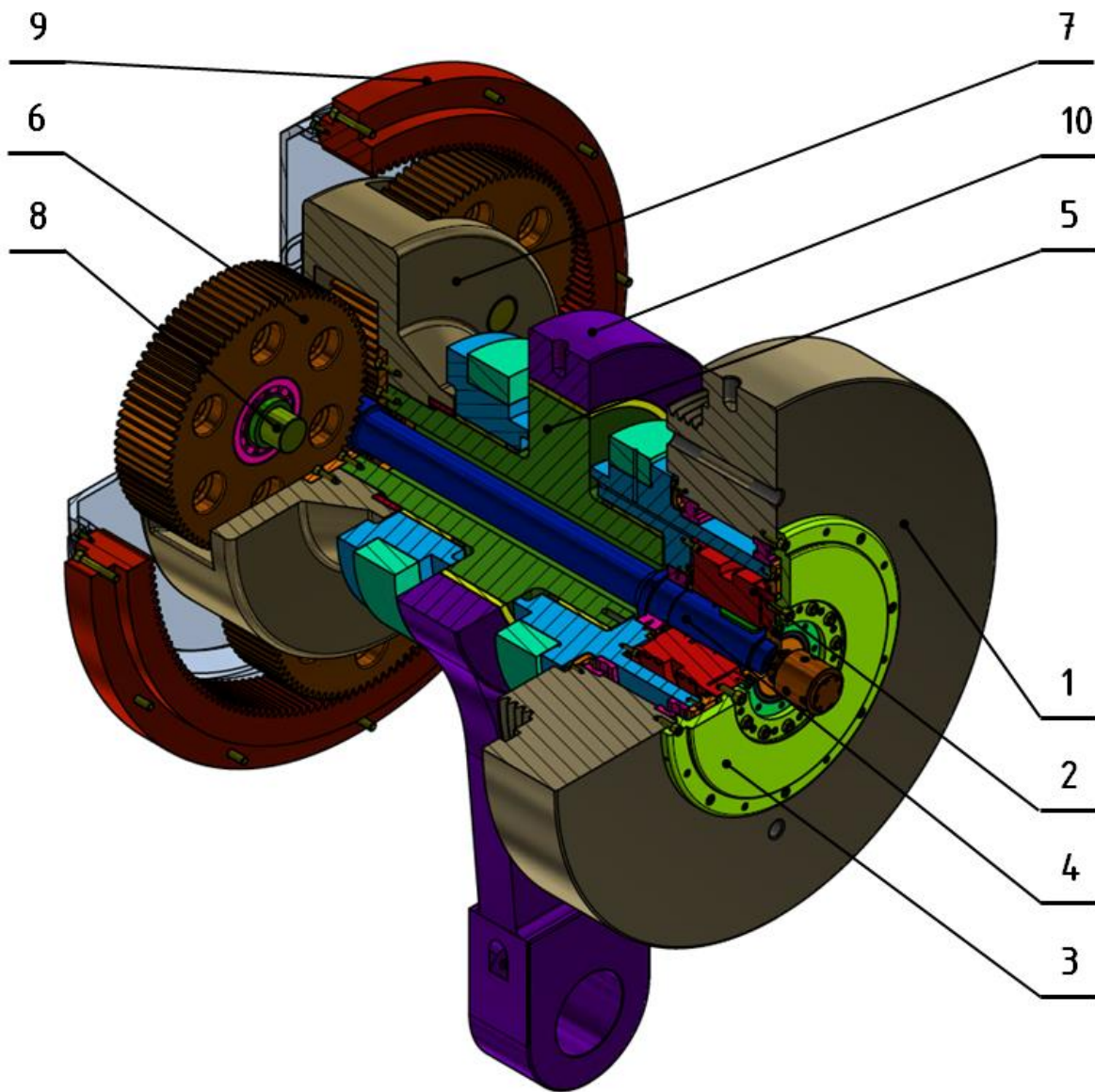
Spojková hřídel je uložena letmo ve dvouřadém naklápěcím soudečkovém ložisku v rámu stroje a prochází dutým excentrickým hřídelem. Ozubení centrálního kola jednostupňové planetové převodovky je vyrobeno přímo na konci spojkového hřídele a pohání jednotlivé satelity, které jsou vzájemně spojeny se společným unášečem převodovky za pomoci čepů. Korunové kolo planetové převodovky je pevně uchyceno k rámu stroje pomocí šroubů. Tímto způsobem vzniká planetový převod o jednom stupni volnosti, tzv. reduktor.

Krouticí moment je dále přenášen z unášeče převodovky za pomoci evolventního drážkování na excentrickou hřídel, která je uložena podélně v kluzných ložiskách horního příčnicku rámu lisu. Otáčením excentrické hřídele dochází přes ojnici k transformaci rotačního pohybu na přímočarý vratný pohyb pracovního beranu, který je vyroben jako svařenec skříňové konstrukce.

Beran lisu je žíhán pro snížení zbytkového napětí. Vedení beranu je ve tvaru „X”. Upínací plocha beranu je osazena T-drážkami pro uchycení horního nástroje. Výška přestavení beranu je řešena pomocí vedlejšího elektromotoru s odměřováním velikosti přestavení. Koncové polohy přestavení jsou jištěny koncovými spínači. Pro zajištění ochrany proti překročení jmenovité síly lisu je zde použita hydraulická pojistka umístěna v beranu pod tlačným bodem. Stojan lisu je navržen jako svařenec z ocelových plechů tvořící skříňovou konstrukci a následně žíháný pro snížení zbytkového napětí. Rám lisu dosahuje vysoké tuhosti v bočním i podélném směru. Pro ustavení lisu na betonový základ je stojan opatřen patkami. Na Obr. 43 a 44 je zobrazena zvolená koncepce navrhovaného lisu s planetovým převodem.



Obr. 43) Celková sestava lisu LKJP 250: 1 - elektromotor, 2 - řemenový převod, 3 - setrvačnick, 4 - planetová převodovka, 5 - pracovní beran, 6 - rám stroje



Obr. 44) Pohon lisu LKJP 250: 1 - setrvačník, 2 - spojko-brzda, 3 - unášeč setrvačníku, 4 - spojková hřídel, 5 - excentrická hřídel, 6 - satelit planetové převodovky, 7 - unášeč planetové převodovky, 8 - čep unášeče planetové převodovky, 9 - korunové kolo planetové převodovky, 10 - ojnice

11 VÝPOČET HNACÍHO CELKU LISU

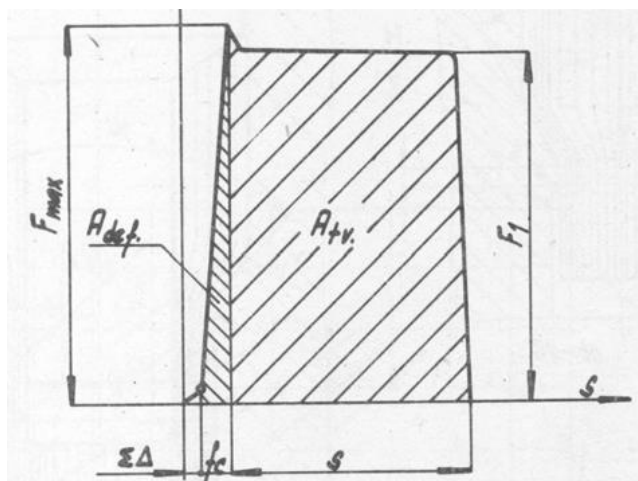
Tato kapitola se zabývá návrhem hnacího elektromotoru, řemenového převodu mezi motorem a setrvačником a dalšími konstrukčními výpočty spojené s pohonným celkem. Pro výpočet jednotlivých celků je vycházeno z literatury [1] a [25].

11.1 Určení práce klikového lisu

V této podkapitole je proveden výpočet celkové práce přiváděné do stroje při zachování užitečné tvářecí práce. Práce přivedená do stroje musí pokrýt jednotlivé ztráty, které vznikají vlivem tření při tváření [1].

Tvářecí práce

Tvářecí práce je určena součinem síly, dráhy, na které síla působí a příslušným koeficientem technologie, který je zvolen z hlediska technologie. Lis je určen pro běžné lisařské operace za studena, proto je ve výpočtu uvažováno s technologií protlačování, kde je dosahováno nejvyššího stupně plnění. Na Obr. 45 je zobrazena tvářecí charakteristika pro technologii protlačování.



Obr. 45) Tvářecí charakteristika pro protlačování [1]

$$A_{tv} = F_j \cdot s_p \cdot m_t = 2,5 \cdot 10^6 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 20 \cdot 10^3 \text{ J} \quad (64)$$

kde: A_{tv} - tvářecí práce lisu [J], $A_{tv} = 20 \cdot 10^3 \text{ J}$

Deformační práce stroje a nástrojů

$$A_{def} = \frac{F_j \cdot f_{celk}}{2} \quad (65)$$

kde: A_{def} - deformační práce lisu [J]

f_{celk} - celková deformace stroje a nástrojů [mm]

Pro výpočet celkové deformace stroje a nástrojů je využito podmínky pro celkovou tuhost lisu.

$$f_{celk} = \frac{F_j}{k_1 \cdot \sqrt{10 \cdot F_j}} = \frac{2,5 \cdot 10^3 \cdot kN}{10 \cdot \sqrt{10 \cdot 2,5 \cdot 10^3 \cdot kN}} = 1,58 \text{ mm} \quad (66)$$

kde: k_1 - koeficient pro univerzální lisy [-], určeno dle [1], $k_1 = 10$

Pro výpočet deformační práce stroje a nástrojů - A_{def} je rovnice (66) dosazena do obecné rovnice (65).

$$A_{def} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1,58 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,98 \cdot 10^3 \text{ J}$$

Práce třecích sil

V této fázi výpočtu nelze přesně spočítat práci třecích sil, proto se provádí odhad této práce vzhledem k tvářecí práci. Uvažuje se $A_{tř} = (0,15 \div 0,25) \cdot A_{tv}$ dle literatury [1]. Práci třecích sil volím jako 20% tvářecí práce.

$$A_{tř} = 0,2 \cdot A_{tv} = 0,2 \cdot 20 \cdot 10^3 = 4 \cdot 10^3 \text{ J} \quad (67)$$

kde: $A_{tř}$ - práce třecích sil [J], $A_{tř} = 4 \cdot 10^3 \text{ J}$

Práce pomocných mechanismů

V konstrukčním řešení hlavní pohon nepohání pomocné mechanismy, proto práce pomocných mechanismů je nulová.

$$A_{pm} = 0 \text{ J} \quad (68)$$

kde: A_{pm} - práce pomocných mechanismů [J], $A_{pm} = 0 \text{ J}$

Rozběhová práce

Rozběhová práce se dle literatury [1] volí $A_{rozb} = (0,2 \div 0,6) \cdot A_{tv}$. Rozběhovou práci volím jako 40% tvářecí práce.

$$A_{rozb} = 0,4 \cdot A_{tv} = 0,4 \cdot 20 \cdot 10^3 = 8 \cdot 10^3 \text{ J} \quad (69)$$

kde: A_{rozb} - rozběhová práce [J], $A_{rozb} = 8 \cdot 10^3 \text{ J}$

Celková práce přiváděná do stroje

Celková práce přiváděná do stroje je využívána pro užitečnou třecí práci, k překonání všech ztrátových prací a pro práci pomocných mechanismů stroje [1].

$$A_{celk} = A_{tv} + A_{def} + A_{tř} + A_{pm} + A_{rozb} \quad (70)$$

$$A_{celk} = 20 \cdot 10^3 + 1,98 \cdot 10^3 + 4 \cdot 10^3 + 0 + 8 \cdot 10^3 = 33,98 \cdot 10^3 \text{ J}$$

kde: A_{celk} - celková práce přiváděná do stroje [J], $A_{celk} = 33,98 \cdot 10^3 \text{ J}$

11.2 Požadovaný výkon hlavního elektromotoru

Při výpočtu výkonu elektromotoru se vychází z podmínky, že motor musí být schopen dodat do pracovního stroje celkovou práci za nejkratší jednotku času. Proto je uvažováno s časem jednoho cyklu automatického provozu při maximálním počtu zdvihů - t_{C30} .

$$P = \frac{A_{celk}}{t_{C30} \cdot \eta_{AM} \cdot \eta_{PL} \cdot \eta_{rp}} = \frac{33,98 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,96} = 20,02 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (71)$$

kde: P - požadovaný výkon hlavního elektromotoru [W], $P = 20,02 \cdot 10^3 \text{ W}$

η_{AM} - účinnost asynchronního elektromotoru [-], určeno dle [38], $\eta_{AM} = 0,9$

η_{PL} - účinnost planetové převodovky při uspořádání - velká redukce [-], určeno dle [11], $\eta_{PL} = 0,98$

η_{rp} - účinnost řemenového převodu [-], určeno dle [13], $\eta_{rp} = 0,96$

Na základě vypočteného požadovaného výkonu elektromotoru pro maximální počet zdvihů - $Z_{MAX} = 30 \text{ min}^{-1}$, kdy pracovní cyklus trvá nejkratší dobu - $t_{C30} = 2 \text{ s}$, byl zvolen nízkonapěťový třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko SIMOTICS GP/SD se zvýšenou účinností IE2 od společnosti SIEMENS.

Vzhledem k požadavku navrhovaného lisu, aby pracoval v režimu trvalého chodu při maximálním počtu zdvihů - $Z_{MAX} = 30 \text{ min}^{-1}$, je nutné volit výkon hnacího elektromotoru s určitou rezervou, aby bylo dosaženo plného dobití setrvačníku už při jmenovitém úhlu lisy - $\alpha_j = 22,31^\circ$ před dolní mrtvou polohou následujícího tvářecího cyklu. Z tohoto důvodu volím asynchronní elektromotor o jmenovitém výkonu 30 kW s označením - 1LE1 5 02 - 2BC22.

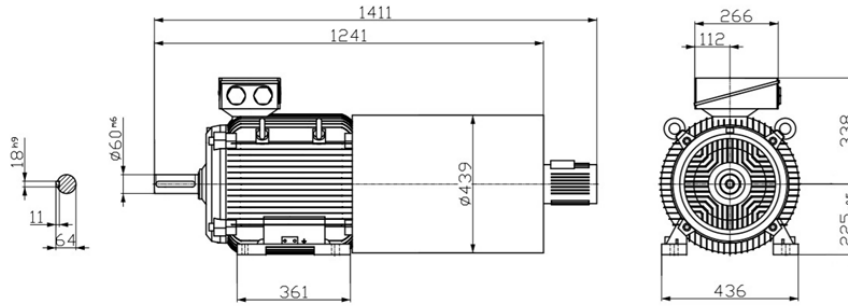
Aby bylo možné využívat konstantní krouticí moment motoru i v oblasti nižších otáček (při minimálním počtu zdvihů - $Z_{MIN} = 15 \text{ min}^{-1}$) je nutné hlavní elektromotor opatřit nezávislým elektromotorem s cizí ventilací (IC416).

Součástí pohonu bude teplotní čidlo - termistor KTY - 84, které je připojeno na frekvenční měnič a slouží jako ochranný prvek proti zničení elektromotoru při teplotním přehřátí. V Tab. 10 jsou uvedeny základní parametry zvoleného elektromotoru.

Tab 10) Základní parametry motoru 1LE1 5 02 – 2BC22 [38]

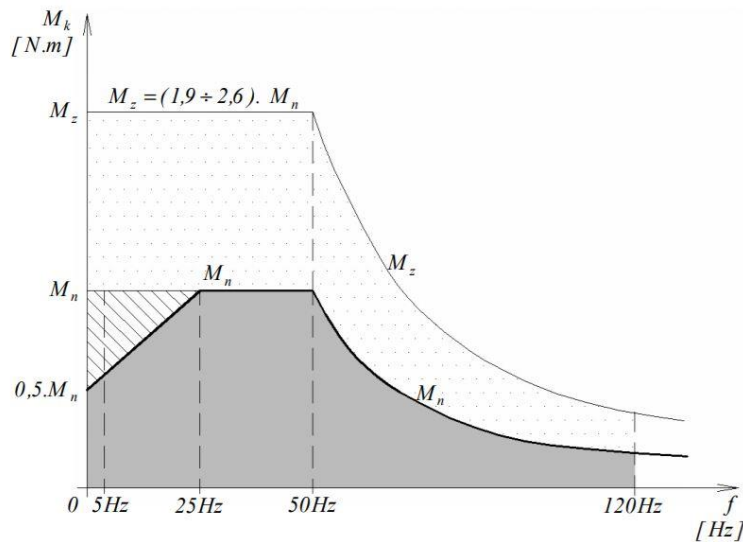
MOTOR 1LE1 5 02 – 2BC22	
jmenovitý výkon motoru	$P_{jm} = 30 \text{ kW}$
jmenovité otáčky motoru	$n_{jm} = 978 \text{ min}^{-1} (16,3 \text{ s}^{-1})$
jmenovitý moment motoru	$M_{jm} = 293 \text{ N} \cdot \text{m}$
moment setrvačnosti motoru	$J_m = 0,49 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
hmotnost motoru	$m_m = 270 \text{ kg}$
počet pólů	$n = 6$

Na Obr. 46 je zobrazeno schéma zvoleného elektromotoru se základními rozměry.



Obr. 46) Základní rozměry zvoleného elektromotoru [38]

Otáčky motoru budou řízeny frekvenčním měničem, zvoleným taktéž od společnosti SIEMENS - SINAMICS G120 s řízeným vstupem otáček. Na Obr. 47 je zobrazena momentová charakteristika třífázového asynchronního motoru řízeného měničem frekvence.



Obr. 47) Momentová charakteristika třífázového asynchronního motoru řízeného měničem frekvence [22]

Součástí elektromotoru bude také impulzní snímač otáček - Sendix 5020 umístěný přímo na motoru. Pro určení skutečných otáček setrvačnicku bude použit indukční snímač - BALLUFF BES M12MD-PSC80F-S04G umístěný na rámu stroje v blízkosti setrvačnicku. Na základě zjištění otáček setrvačnicku a následným porovnáním s otáčkami motoru bude kontrolován prokluz klínových řemenů.

Pro regulaci zdvihu lisu bude použit absolutní rotační snímač umístěný na spojkové hřídeli, který na základě převodového poměru planetové převodovky dopočítá skutečné otáčky excentrické hřídele. Aktuální poloha beranu v pracovním zdvihu bude tedy určena na základě snímaných otáček spojkové hřídele a dopočítáním otáček excentrické hřídele.

11.3 Návrh řemenového převodu mezi motorem a setrvačnickem

Přenos krouticího momentu z asynchronního elektromotoru na setrvačnick je realizován pomocí převodu se silovým stykem, tedy řemenovým převodem. Výpočet řemenového převodu je proveden dle technické normy [25].

Otáčky spojkové hřídele při maximálním počtu zdvihů

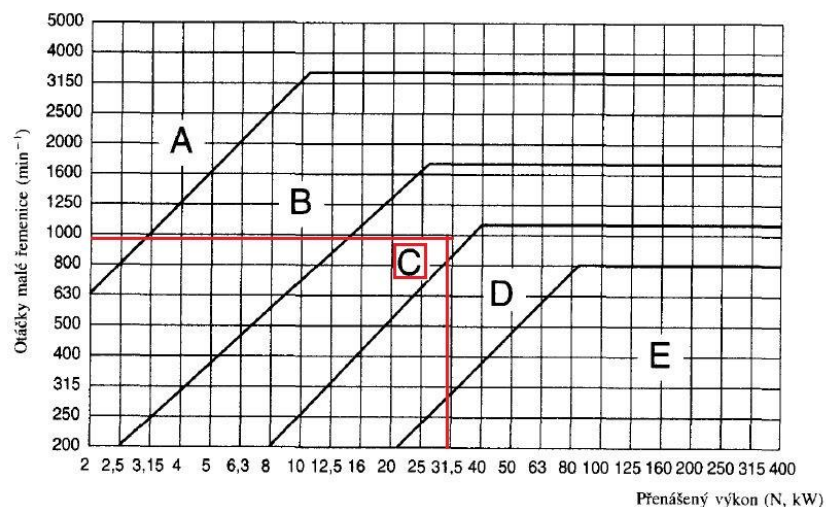
$$n_{sp30} = n_{E30} \cdot i_{PL} = 0,5 \cdot 11 = 5,5 \text{ s}^{-1} = 330 \text{ min}^{-1} \quad (72)$$

kde: n_{sp30} - otáčky spojkové hřídele při maximálním počtu zdvihů [s^{-1}], $n_{sp30} = 5,5 \text{ s}^{-1}$

i_{PL} - převodový poměr planetové převodovky [-], zvoleno $i_{PL} = 11$

Určení průřezu klínového řemene

Na základě přenášeného jmenovitého výkonu - $P_{jm} = 30 \cdot 10^3 \text{ W}$ a otáček hnacího elektromotoru - $n_{jm} = 978 \text{ min}^{-1}$ volím z diagramu dle technické normy [25] průřez řemene C. Na Obr. 48 je zobrazen diagram pro volbu klasického průřezu klínového řemene.



Obr. 48) Diagram pro určení průřezu klínového řemene [18]

Zvolený typ průřezu klínového řemene: **ŘEMEN C - ČSN 02 3110.**

Návrh výpočtového průměru hnací řemenice

Dle průřezu klínového řemene - C je zvolen doporučený výpočtový průměr hnací řemenice dle technické normy [27] na základě rozsahu uvedených na Obr. 49.

Průřez řemene	Výpočtové průměry řemenic d_p				Mezní úchylnka úhlu drážky
	34°	36°	38°	40°	
Z	50 až 71	80 až 100	112 až 160	≥ 180	$\pm 1^\circ$
A	75 až 112	125 až 160	180 až 400	≥ 450	
B	125 až 160	180 až 224	250 až 500	≥ 560	
C	—	200 až 315	335 až 630	≥ 710	$\pm 30^\circ$
D	—	315 až 450	500 až 900	≥ 1000	
E	—	500 až 560	630 až 1120	≥ 1250	

Obr. 49) Výpočtové průměry řemenic pro řemeny klasických průřezů [18]

Volím doporučený průměr hnací řemenice pro klínový řemen klasického průřezu - $d_{hřn} = 375 \text{ mm}$ dle technické normy [27].

Zvolená hnací řemenice: **VĚNEC ŘEMENICE 375 - C - 4 - ČSN 02 3180.**

Kontrola obvodové rychlosti řemene

$$v_m = \pi \cdot d_{hřn} \cdot n_{jm} = \pi \cdot 0,375 \cdot 16,3 = 19,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (73)$$

kde: v_m - skutečná obvodová rychlost řemene [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], $v_m = 19,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$d_{hřn}$ - výpočtový průměr hnací řemenice [m], zvoleno dle [27], $d_{hřn} = 0,375 \text{ m}$

n_{jm} - jmenovité otáčky elektromotoru [s^{-1}], $n_{jm} = 16,3 \text{ s}^{-1}$

$$v_{ř\text{max}} = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \geq v_m = 19,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (74)$$

kde: $v_{ř\text{max}}$ - maximální dovolená obvodová rychlost řemene [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], určeno dle [26],

$$v_{ř\text{max}} = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zvolený typ řemene z hlediska maximální přípustné obvodové rychlosti vyhovuje.

Požadovaný převodový poměr mezi motorem a setrvačником

$$i_{řP} = \frac{n_{jm}}{n_{sp30}} = \frac{16,3}{5,5} = 2,96 \quad (75)$$

kde: $i_{řP}$ - požadovaný převodový poměr mezi motorem a setrvačником [-], $i_{řP} = 2,96$

Předběžný výpočtový průměr hnané řemenice setrvačнику

$$D_{sv} = i_{řP} \cdot d_{dřn} \cdot \psi = 2,96 \cdot 375 \cdot 0,99 = 1,1 \cdot 10^3 \text{ mm} \quad (76)$$

kde: D_{sv} - předběžný výpočtový průměr hnané řemenice setrvačнику [mm],

$$D_{sv} = 1,1 \cdot 10^3 \text{ mm}$$

ψ - součinitel skluzu řemene [-], určeno dle [25], $\psi = 0,99$

Volím výpočtový průměr hnané řemenice setrvačniku - $D_s = 1,1 \cdot 10^3 \text{ mm}$.

Volba předběžné meziosové vzdálenosti os řemenic

$$0,7 \cdot (d_{hřn} + D_s) < A_p < 2 \cdot (d_{hřn} + D_s) \quad (77)$$

$$0,7 \cdot (375 + 1,1 \cdot 10^3) < 1,3 \cdot 10^3 < 2 \cdot (375 + 1,1 \cdot 10^3)$$

$$1,03 \cdot 10^3 < 1,3 \cdot 10^3 < 2,95 \cdot 10^3$$

kde: A_p - předběžná meziosová vzdálenost řemenic [mm], zvoleno $A_p = 1,3 \cdot 10^3 \text{ mm}$

D_s - výpočtový průměr hnané řemenice setrvačniku [mm], zvoleno $D_s = 1,1 \cdot 10^3 \text{ mm}$

Volím předběžnou meziosovou vzdálenost řemenic - $A_p = 1,3 \cdot 10^3 \text{ mm}$.

Délka klínového řemene

$$L_{řv} = 2 \cdot A_p + 1,57 \cdot (d_{hřn} + D_s) + \frac{(D_s - d_{hřn})^2}{4 \cdot A_p} \quad (78)$$

$$L_{rv} = 2 \cdot 1,3 \cdot 10^3 + 1,57 \cdot (375 + 1,1 \cdot 10^3) + \frac{(1,1 \cdot 10^3 - 375)^2}{4 \cdot 1,3 \cdot 10^3} = 5,02 \cdot 10^3 \text{ mm}$$

kde: L_{rv} - předběžná délka klínového řemene [mm], $L_{rv} = 5,02 \cdot 10^3 \text{ mm}$

Volím nejbližší normalizovanou délku klínového řemene - $L_{rn} = 5 \cdot 10^3 \text{ mm}$.

Skutečné meziosová vzdálenost řemenic

$$A_{sk} = 0,25 \cdot \left((L_{rn} - W) + \sqrt{(L_{rn} - W)^2 - 8 \cdot y} \right) \quad (79)$$

kde: y - parametr pro výpočet meziosové vzdálenosti řemenic [mm]

L_{rn} - normalizovaná délka klínového řemene, zvoleno dle [26], $L_{rn} = 5 \cdot 10^3 \text{ mm}$

W - parametr pro výpočet meziosové vzdálenosti řemenic [mm]

y - parametr pro výpočet meziosové vzdálenosti řemenic [mm]

$$W = \pi \cdot \frac{d_{hřn} + D_s}{2} = \pi \cdot \frac{375 + 1,1 \cdot 10^3}{2} = 2,32 \cdot 10^3 \text{ mm} \quad (80)$$

$$y = \left(\frac{D_s - d_{hřn}}{2} \right)^2 = \left(\frac{1,1 \cdot 10^3 - 375}{2} \right)^2 = 131,41 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 \quad (81)$$

Dosazením rovnic (80) a (81) do obecné rovnice (79) je vypočtena skutečná meziosová vzdálenost řemenic - A_{sk} .

$$A_{sk} = 0,25 \cdot \left((5 \cdot 10^3 - 2,32 \cdot 10^3) + \sqrt{(5 \cdot 10^3 - 2,32 \cdot 10^3)^2 - 8 \cdot 131,41 \cdot 10^3} \right)$$

$$A_{sk} = 1,29 \cdot 10^3 \text{ mm}$$

Úhel opásání řemenem hnací řemenice

$$\beta_r = 180^\circ - 57^\circ \cdot \left(\frac{D_s - d_{hřn}}{A_{sk}} \right) = 180^\circ - 57^\circ \cdot \left(\frac{1,1 \cdot 10^3 - 375}{1,29 \cdot 10^3} \right) = 147,98^\circ \quad (82)$$

kde: β_r - úhel opásání řemenem hnací řemenice motoru [°], $\beta_r = 147,98^\circ$

Kontrola úhlu opásání hnací řemenice

$$\beta_r = 147,98^\circ \geq \beta_{řdov} = 90^\circ \quad (83)$$

kde: $\beta_{řdov}$ - minimální úhel opásání řemenic u pohonů s klínovými řemeny [°], určeno dle [25], $\beta_r = 90^\circ$

Zvolená hnací řemenice elektromotoru splňuje požadavek minimálního úhlu opásání.

Úhel sklonu klínového řemene

$$\alpha_r = \frac{\pi}{2} - \frac{\beta_r}{2} = \frac{\pi}{2} - \frac{147,98^\circ}{2} = 16,01^\circ \quad (84)$$

kde: α_r - úhel sklonu klínového řemene [°], $\alpha_r = 16,01^\circ$

Přenášený výkon jedním řemenem v podmínkách provozu

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 13,36 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,92 \cdot 1,07}{1,5} = 8,77 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (85)$$

kde: N_p - přenášený výkon jedním řemenem [W], $N_p = 8,77 \cdot 10^3 \text{ W}$

N_o - jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem [W], určeno dle [25],

$$N_o = 13,36 \cdot 10^3 \text{ W}$$

C_α - součinitel úhlu opásání [-], určeno dle [25], $C_\alpha = 0,92$

C_L - součinitel vlivu délky řemene [-], určeno dle [25], $C_L = 1,07$

C_p - součinitel dynamičnosti a pracovního režimu [-], určeno dle [25], $C_p = 1,5$

Požadovaný počet klínových řemenů

$$K_f = \frac{N_f}{N_p \cdot C_k} = \frac{30 \cdot 10^3}{8,77 \cdot 10^3 \cdot 0,9} = 3,8 \quad (86)$$

kde: K_f - požadovaný počet klínových řemenů [-], $K_f = 3,8$

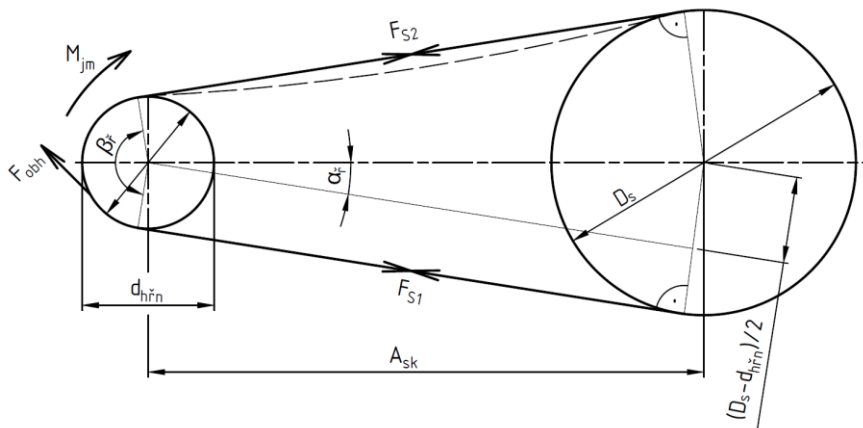
N_f - přenášený výkon na hnací hřídeli elektromotoru [W], $N_f \cong P_{jm} = 30 \cdot 10^3 \text{ W}$

C_k - součinitel počtu řemenů v převodu [-], určeno dle [25], $C_k = 0,9$

Na základě provedeného výpočtu volím 4 klínové řemeny s označením: **ŘEMEN C - 5000 ČSN 02 3110.**

Rozsah osových vzdáleností řemenic pro montáž

Na Obr. 50 je zobrazeno schéma řemenového převodu s kótami hlavních rozměrů a působících sil.



Obr. 50) Schéma řemenového převodu

a) minimální osová vzdálenost řemenic

$$A_{\min} = A_{sk} - 0,015 \cdot L_{rn} = 1,29 \cdot 10^3 - 0,015 \cdot 5 \cdot 10^3 = 1,22 \cdot 10^3 \text{ mm} \quad (87)$$

kde: A_{\min} - minimální osová vzdálenost řemenic pro montáž [mm], $A_{\min} = 1,22 \cdot 10^3 \text{ mm}$

b) maximální osová vzdálenost řemenic

$$A_{\max} = A_{sk} + 0,03 \cdot L_{rn} = 1,29 \cdot 10^3 + 0,03 \cdot 5 \cdot 10^3 = 1,44 \cdot 10^3 \text{ mm} \quad (88)$$

kde: A_{\max} - maximální osová vzdálenost řemenic pro montáž [mm], $A_{\max} = 1,44 \cdot 10^3 \text{ mm}$

Obvodová síla působící na hnací řemenici

$$F_{obh} = \frac{P_{jm}}{\pi \cdot d_{hřn} \cdot n_{jm}} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 375 \cdot 10^{-3} \cdot 16,3} = 1,56 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (89)$$

kde: F_{obh} - obvodová síla působící na hnací řemenici motoru [N], $F_{obh} = 1,56 \cdot 10^3 \text{ N}$

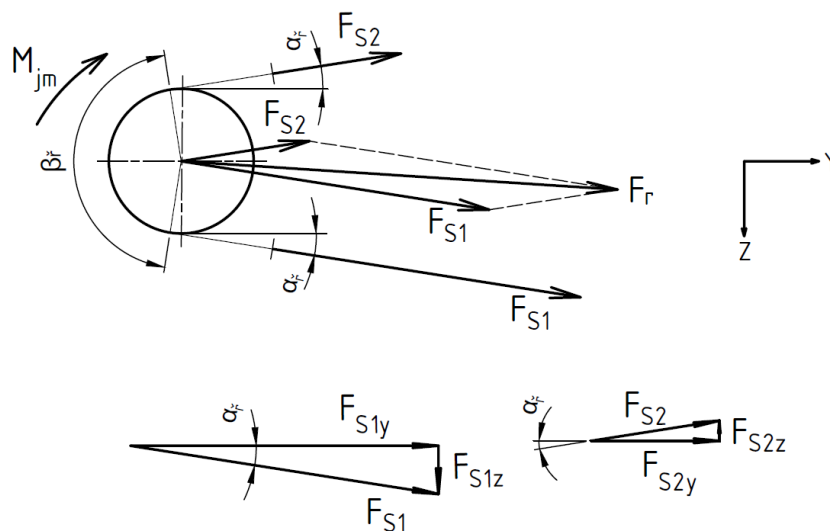
Pracovní předpětí řemene

$$F_u = 1,5 \cdot F_{obh} = 1,5 \cdot 1,56 \cdot 10^3 = 2,34 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (90)$$

kde: F_u - pracovní předpětí klínového řemene [N], $F_u = 2,34 \cdot 10^3 \text{ N}$

Síla v tažné a tlačné (ochablé) větvi řemene

Na Obr. 51 je zobrazen silový rozbor působících sil v tažné a tlačné (ochablé) větvi řemene.



Obr. 51) Silový rozbor v tažné a tlačné větvi řemene

$$F_{s1} > F_{s2}$$

$$F_{s1} = F_{s2} \cdot e^{\beta_r \cdot \mu_r} \rightarrow F_{s2}$$

$$F_{s2} = \frac{F_{s1}}{e^{\beta_r \cdot \mu_r}} \quad (91)$$

a) Síla v tažné větvi řemene

$$M_{jm} + F_{s2} \cdot \frac{d_{hřn}}{2} - F_{s1} \cdot \frac{d_{hřn}}{2} = 0 \quad (92)$$

Dosazením rovnice (91) do (92) a následnou úpravou je získána rovnice v následujícím tvaru:

$$M_{jm} = F_{s1} \cdot \frac{d_{hřn}}{2} - \frac{F_{s1}}{e^{\beta_f \cdot \mu_f}} \cdot \frac{d_{hřn}}{2} = F_{s1} \cdot \frac{d_{hřn}}{2} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\beta_f \cdot \mu_f}}\right) = F_{s1} \cdot \frac{d_{hřn}}{2} \cdot \left(\frac{e^{\beta_f \cdot \mu_f} - 1}{e^{\beta_f \cdot \mu_f}}\right) \rightarrow F_{s1}$$

$$F_{s1} = \frac{M_{jm}}{\frac{d_{hřn}}{2} \cdot \left(\frac{e^{\beta_f \cdot \mu_f}}{e^{\beta_f \cdot \mu_f} - 1}\right)} = \frac{293}{\frac{375 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{e^{147,98 \cdot 0,35}}{e^{147,98 \cdot 0,35} - 1}\right)} = 2,63 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (93)$$

kde: F_{s1} - síla v tažné větvi řemene [N], $F_{s1} = 2,63 \cdot 10^3 \text{ N}$

M_{jm} - jmenovitý krouticí moment motoru [N · m], $M_{jm} = 293 \text{ N} \cdot \text{m}$

μ_f - součinitel smykového tření mezi litinou a pryží [-], určeno dle [16], $\mu_f = 0,35$

F_{s2} - síla v tlačné (ochablé) větvi řemene [N]

b) Síla v tlačné (ochablé) větvi řemene

Dosazením rovnice (93) do obecné rovnice (91) je vypočtena síla v tlačné větvi řemene - F_{s2} .

$$F_{s2} = \frac{F_{s1}}{e^{\beta_f \cdot \mu_f}} = \frac{2,63 \cdot 10^3}{e^{147,98 \cdot 0,35}} = 1,06 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (94)$$

Výslednice tahových sil v řemenu

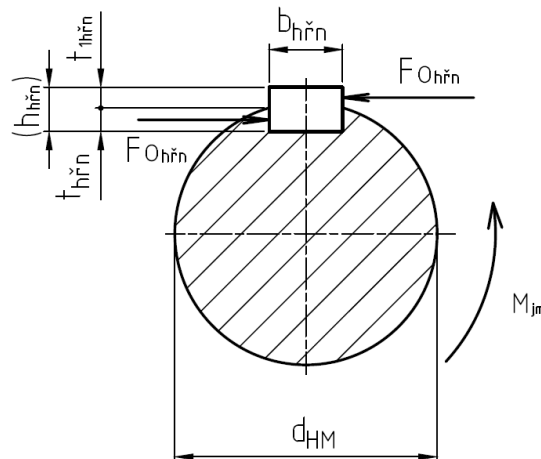
$$F_r = \sqrt{F_{s1}^2 + F_{s2}^2 - 2 \cdot F_{s1} \cdot F_{s2} \cdot \cos(\beta_f)} \quad (95)$$

$$F_r = \sqrt{(2,63 \cdot 10^3)^2 + (1,06 \cdot 10^3)^2 - 2 \cdot 2,63 \cdot 10^3 \cdot 1,06 \cdot 10^3 \cdot \cos(147,98^\circ)} = 3,57 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: F_r - výslednice tahových sil působící v klínovém řemenu [N], $F_r = 3,57 \cdot 10^3 \text{ N}$

11.4 Kontrola drážky pera mezi hnací hřídelí elektromotoru a hnací řemenicí

Těsné pero slouží pro přenos krouticího momentu z hnací hřídele asynchronního elektromotoru na hnací řemenici. Na základě zvoleného typu motoru byla z katalogu zjištěna délka normalizovaného pera - $l_{hřn} = 125 \text{ mm}$. Dle průměru hřídele motoru - $d_{HM} = 60 \text{ mm}$ byly určeny základní rozměry těsného pera dle technické normy [32]. Na Obr. 52 je zobrazeno působící zatížení a základní rozměry použitého těsného pera.



Obr. 52) Rozměry těsného pera elektromotoru

V Tab. 11 jsou uvedeny rozměrové parametry těsného pera mezi hřídelí elektromotoru a hnací řemenicí.

Tab 11) Rozměry těsného pera ČSN 02 2562

TĚSNÉ PERO ČSN 02 2562	$h_{hřn}$	$b_{hřn}$	$t_{hřn}$	$t_{1hřn}$
	11 mm	18 mm	6,8 mm	4,2 mm

Obvodová síla působící na pero

$$F_{o_{hřn}} = \frac{M_{jm}}{\frac{d_{HM}}{2}} = \frac{293}{\frac{60 \cdot 10^{-3}}{2}} = 9,77 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (96)$$

kde: $F_{o_{hřn}}$ - obvodová síla působící na těsné pero mezi elektromotorem a hnací řemenicí
[N], $F_{o_{hřn}} = 9,77 \cdot 10^3 \text{ N}$

d_{HM} - průměr hnací hřídele elektromotoru [mm], $d_{HM} = 60 \text{ mm}$

Kontrola drážky náboje hnací řemenice na otlačení

Hnací řemenice je vyrobena z šedé litiny - 42 2420 a dosahuje menších hodnot dovolených tlaků na bocích drážek oproti materiálu hřídele, která je vyrobena z oceli. Z toho důvodu bude provedena kontrola tlaku v drážce hnací řemenice.

$$p_{hřn} = \frac{F_{o_{hřn}}}{S_{o_{hřn}}} = \frac{F_{o_{hřn}}}{t_{1hřn} \cdot (l_{hřn} - b_{hřn})} \leq p_{DOV, hřn} \quad (97)$$

$$p_{hřn} = \frac{9,77 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (125 - 18)} = 21,73 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde: $p_{hřn}$ - skutečná hodnota tlaku působící v drážce náboje hnací řemenice [MPa],

$$p_{hřn} = 21,73 \text{ MPa}$$

$S_{o_{hřn}}$ - otláčená plocha v náboji hnací řemenice od těsného pera [mm²]

$t_{1hřn}$ - hloubka drážky pro těsné pero v náboji hnací řemenice [mm], $t_{1hřn} = 4,2 \text{ mm}$

$l_{hřn}$ - délka těsného pera mezi elektromotorem a hnací řemenicí [mm], $l_{hřn} = 125 \text{ mm}$

$b_{hřn}$ - šířka pera hnací řemenice [mm], $b_{hřn} = 18 \text{ mm}$

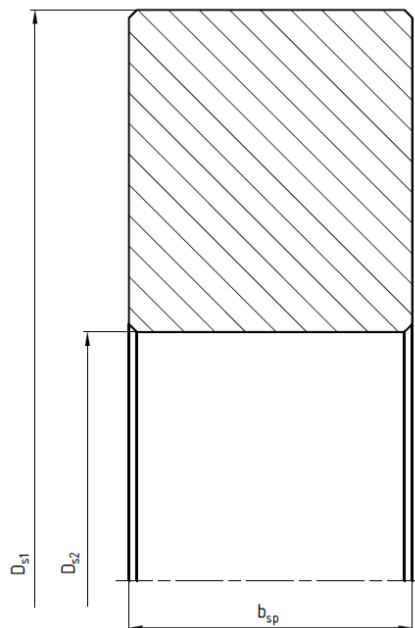
$p_{DOV, hřn}$ - dovolený tlak pro šedou litinu 42 2420 [MPa], určeno dle [15],

$$p_{DOV, hřn} = 90 \text{ MPa}$$

Skutečná hodnota tlaku působící v drážce náboje pro těsné pero je menší než maximální přípustný tlak pro materiál hnací řemenice. Navržený tvarový spoj považují za vyhovující.

12 KONSTRUKČNÍ NÁVRH SETRVAČNÍKU

Rozměry setrvačnicku se obvykle stanovují pro minimální počet zdvihů lisu. Důvodem je to, že věnec setrvačnicku se dobíjí při menší obvodové rychlosti oproti rychlosti při maximálním počtu zdvihů. Výpočet velikosti setrvačnicku je proveden dle literatury [1]. Setrvačnick bude vyroben jako výkovek z oceli 11 523 (S355J0), následně opracován za pomoci třískového obrábění. Na Obr. 53 jsou zakótovány základní rozměry setrvačnicku pro předběžné stanovení hlavních parametrů.



Obr. 53) Předběžné rozměry setrvačnicku

Otáčky spojového hřídele při minimálním počtu zdvihů

$$n_{sp15} = n_{E15} \cdot i_{PL} = 15 \cdot 11 = 165 \text{ min}^{-1} \cong 2,75 \text{ s}^{-1} \quad (98)$$

kde: n_{sp15} - otáčky spojové hřídele při minimálním počtu zdvihů [s^{-1}], $n_{sp15} = 2,75 \text{ s}^{-1}$

Otáčky motoru při minimálním počtu zdvihů

$$n_{m15} = n_{sp15} \cdot i_{RP} = 165 \cdot 2,96 = 489 \text{ min}^{-1} \cong 8,15 \text{ s}^{-1} \quad (99)$$

kde: n_{m15} - otáčky motoru při minimálním počtu zdvihů [s^{-1}], $n_{m15} = 8,15 \text{ s}^{-1}$

12.1 Předběžné stanovené velikosti setrvačnicku

Předběžné stanovení velikosti setrvačnicku je vhodné pro počáteční představu při celkovém návrhu pohonu lisu. Rozměrové parametry setrvačnicku se dále přizpůsobují na základě návržení dalších částí, tvořící konstrukční celek pohonu lisu.

Změna rozměrů setrvačnicku se provádí v závislosti na návrhu řemenového převodu mezi motorem a setrvačnickem a také velikosti věnce spojko-brzdy. Úpravou se rozumí úběrem hmoty ze setrvačnicku pro klínové řemeny, změnou vnitřního průměru setrvačnicku v

závislosti na navržené spojko-brzdě a případně změnou celkové šířky setrvačnicku. Z důvodu zachování požadované energie se vnější průměr setrvačnicku - D_{s1} již nemění. V Tab. 12 jsou uvedeny předběžně zvolené rozměry setrvačnicku.

Tab 12) Předběžné rozměry setrvačnicku

PŘEDBĚŽNÉ ROZMĚRY SETRVAČNÍKU	
vnější průměr setrvačnicku	$D_{s1} = 1\,450\text{ mm}$
vnitřní průměr setrvačnicku	$D_{s2} = 650\text{ mm}$

Obvodová rychlost nabitého setrvačnicku při minimálním počtu zdvihů

$$v_{o15} = \pi \cdot D_{s1} \cdot n_{sp15} = \pi \cdot 1,45 \cdot 2,75 = 12,53\text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (100)$$

kde: v_{o15} - obvodová rychlost nabitého setrvačnicku při minimálním počtu zdvihů [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],

$$v_{o15} = 12,53\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

D_{s1} - vnější průměr setrvačnicku [m], zvoleno $D_{s1} = 1,45\text{ m}$

Úhlová rychlost nabitého setrvačnicku při minimálním počtu zdvihů

$$\omega_{15} = \frac{v_{o15}}{D_{s1}} = \frac{12,53}{1,45} = 17,28\text{ s}^{-1} \quad (101)$$

kde: ω_{15} - úhlová rychlost nabitého setrvačnicku při minimálním počtu zdvihů [s^{-1}],

$$\omega_{15} = 17,28\text{ s}^{-1}$$

Úhlová rychlost setrvačnicku po zpomalení při minimálním počtu zdvihů

Poměrný pokles úlové rychlosti se dle [1] pro klikové lisy volí $\delta = 10 \div 15\%$.

$$\delta = \frac{\omega_{15} - \omega_{15z}}{\omega_{15z}} \rightarrow \omega_{15z}$$

$$\omega_{15z} = \omega_{15} \cdot (1 - \delta) = 17,28 \cdot (1 - 0,15) = 14,69\text{ s}^{-1} \quad (102)$$

kde: ω_{15z} - úhlová rychlost setrvačnicku po zpomalení při minimálním počtu zdvihů [s^{-1}],

$$\omega_{15z} = 14,69\text{ s}^{-1}$$

δ - poměrný pokles úhlové rychlosti [-], zvoleno dle [1], $\delta = 0,15$

Předběžný moment setrvačnosti setrvačnicku (pro minimální počet zdvihů)

$$I_{sp} = \frac{2 \cdot A_{celk}}{\omega_{15}^2 - \omega_{15z}^2} = \frac{2 \cdot 33,98 \cdot 10^3}{17,28^2 - 14,69^2} = 820,2\text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (103)$$

kde: I_{sp} - předběžný moment setrvačnosti setrvačnicku [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], $I_{sp} = 820,2\text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Předběžná hmotnost věnce setrvačnicku

$$m_{sp} = \frac{8 \cdot I_{sp}}{D_{s1}^2 + D_{s2}^2} = \frac{8 \cdot 820,2}{1,45^2 + 0,65^2} = 2,6 \cdot 10^3\text{ kg} \quad (104)$$

kde: m_{sp} - předběžná hmotnost věnce setrvačnicku [kg], $m_{sp} = 2,6 \cdot 10^3$ kg

D_{s2} - vnitřní průměr setrvačnicku [m], zvoleno $D_{s2} = 0,65$ m

Předběžná šířka věnce setrvačnicku

$$b_{sp} = \frac{4 \cdot m_{sp}}{\pi \cdot \rho_s \cdot (D_{s1}^2 - D_{s2}^2)} = \frac{4 \cdot 2,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 7850 \cdot (1,45^2 - 0,65^2)} = 0,25 \text{ m} \quad (105)$$

kde: b_{sp} - předběžná šířka věnce setrvačnicku [m], $b_{sp} = 0,25$ m

ρ_s - hustota oceli [kg · m⁻³], $\rho_s = 7850$ kg · m⁻³

12.2 Stanovení skutečné velikosti setrvačnicku

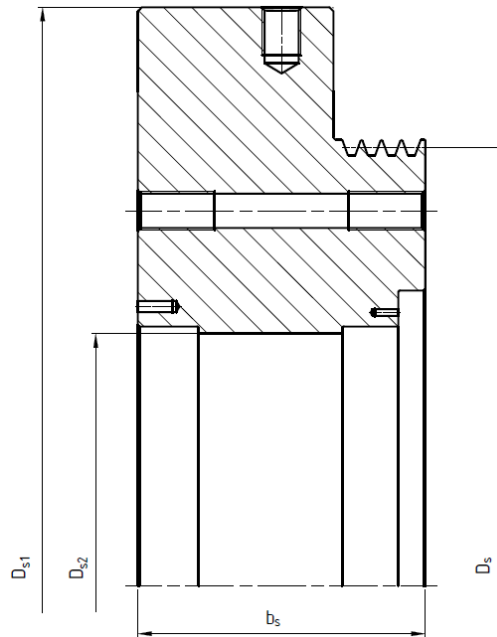
Skutečný tvar setrvačnicku byl uzpůsoben na základě určeného výpočtového průměru hnané řemenice - D_s , aby bylo dosaženo žádaného převodového poměru - i_{RP} u řemenového převodu mezi elektromotorem a setrvačnickem. Setrvačnick byl upraven úběrem hmoty v místě řemenice. Pro zachování celkové práce přiváděné do stroje - A_{celk} je zapotřebí získat minimálně stejný moment setrvačnosti, který byl již vypočten v podkapitole: **12.1 - Předběžné Stanovení velikosti setrvačnicku**. Pokud by setrvačnick nedokázal naakumulovat požadované množství energie, došlo by k jeho postupnému zpomalení, až k úplnému zastavení.

Skutečná hmotnost a moment setrvačnosti jsou určeny na základě vytvořeného 3D modelu. Pro získání určité rezervy pro naakumulování žádané energie bude u setrvačnicku moment setrvačnosti mírně navýšen zvětšením jeho šířky. V Tab. 13 jsou uvedeny základní parametry skutečného setrvačnicku, které byly získány na základě vytvořeného 3D modelu.

Tab 13) Parametry skutečného setrvačnicku

PARAMETRY NAVRŽENÉHO SETRVAČNÍKU	
vnější průměr setrvačnicku	$D_{s1} = 1450$ mm
vnitřní průměr setrvačnicku	$D_{s2} = 650$ mm
šířka setrvačnicku	$b_s = 360$ mm
moment setrvačnosti setrvačnicku	$I_s = 908$ kg · m ²
hmotnost setrvačnicku	$m_s = 3062$ kg

Na Obr. 54 je zobrazen náčrt skutečného setrvačnicku se zakótovanými hlavními rozměry.



Obr. 54) Základní rozměry skutečného setrvačnicku

Výkon motoru při minimálním počtu zdvihů

$$P_{m15} = 2 \cdot \pi \cdot n_{m15} \cdot M_{jm} = 2 \cdot \pi \cdot 8,15 \cdot 293 = 15 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (106)$$

kde: P_{m15} - výkon motoru při minimálním počtu zdvihů [W], $P_{m15} = 15 \cdot 10^3 \text{ W}$

Krouticí moment dodávaný na setrvačnick při minimálním počtu zdvihů

$$Mk_{d15} = \frac{P_{m15} \cdot i_{\dot{R}P} \cdot \eta_{\dot{R}P}}{2 \cdot \pi \cdot n_{m15}} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 2,96 \cdot 0,96}{2 \cdot \pi \cdot 8,15} = 833,61 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (107)$$

kde: Mk_{d15} - krouticí moment dodávaný na setrvačnick při minimálním počtu zdvihů [N·m], $Mk_{d15} = 833,61 \text{ N} \cdot \text{m}$

Potřebný čas pro rozběh elektromotoru a nabití setrvačnicku na úhlovou rychlost - ω_{15}

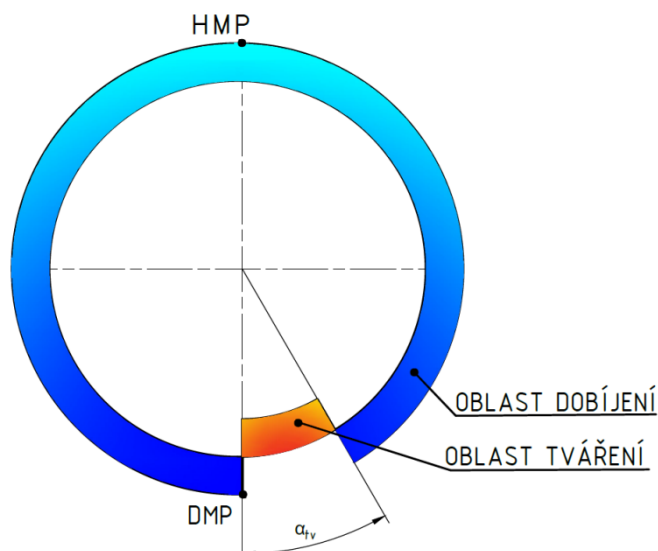
$$t_{n15} = \frac{I_s \cdot \omega_{15}}{Mk_{d15}} = \frac{908 \cdot 17,28}{833,61} = 18,82 \text{ s} \quad (108)$$

kde: t_{n15} - potřebný čas pro rozběh elektromotoru a nabití setrvačnicku na úhlovou rychlost ω_{15} [s], $t_{n15} = 18,82 \text{ s}$

I_s - skutečný moment setrvačnosti setrvačnicku [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], $I_s = 908 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Maximální přípustný čas pro dobití setrvačnicku z úhlové rychlosti ω_{15z} na ω_{15}

Setrvačnick musí být dobitý již při jmenovitém úhlu - $\alpha_j = 22,31^\circ$ před dolní mrtvou polohou. Pro získání určité rezervy volím úhel tváření již při $\alpha_{tv} = 30^\circ$. Na Obr. 55 je znázorněn kruhový diagram, který udává průběh dobíjení setrvačnicku při pracovním cyklu lisu.



Obr. 55) Průběh dobíjení setrvačnicku při pracovním cyklu

$$t_{n_{\max 15}} = \frac{360^\circ - \alpha_{tv}}{360^\circ \cdot n_{E15}} = \frac{360^\circ - 30^\circ}{360^\circ \cdot 0,25} = 3,67 \text{ s} \quad (109)$$

kde: $t_{n_{\max 15}}$ - maximální přípustný čas pro dobití setrvačnicku z úhlové rychlosti ω_{15z} na ω_{15} [s], $t_{n_{\max 15}} = 3,67 \text{ s}$

α_{tv} - uvažovaný úhel tváření pro získání rezervy při dobíjení setrvačnicku [$^\circ$], zvoleno $\alpha_{tv} = 30^\circ$

Skutečný čas dobití setrvačnicku z úhlové rychlosti ω_{15z} na ω_{15}

$$t_{ns15} = \frac{I_s \cdot (\omega_{15} - \omega_{15z})}{Mk_{d15}} = \frac{908 \cdot (17,28 - 14,69)}{833,61} = 2,82 \text{ s} \quad (110)$$

kde: t_{ns15} - skutečný čas dobití setrvačnicku z úhlové rychlosti ω_{15z} na ω_{15} [s],
 $t_{ns15} = 2,82 \text{ s}$

Kontrola dobití setrvačnicku při minimálním počtu zdvihů

$$t_{n_{\max 15}} = 3,67 \text{ s} \geq t_{ns15} = 2,82 \text{ s} \quad (111)$$

Skutečný čas dobíjení setrvačnicku je menší než maximálně přípustný. Z toho je zřejmé, že setrvačnick při maximálním počtu zdvihů se stihne dobít ještě před dosažením úhlu tváření následujícího cyklu - α_j .

12.3 Parametry setrvačnicku při maximálním počtu zdvihů

Kontrola časů dobíjení setrvačnicku bude provedena stejným způsobem, jako při minimálním počtu zdvihů - Z_{MIN} .

Otáčky motoru při maximálním počtu zdvihů

$$n_{m30} = n_{sp30} \cdot i_{RP} = 5,5 \cdot 2,96 = 16,3 \text{ s}^{-1} \cong 978 \text{ min}^{-1} \quad (112)$$

kde: n_{m30} - otáčky motoru při maximálním počtu zdvihů [s^{-1}], $n_{m30} = 16,3 \text{ s}^{-1}$

Obvodová rychlost nabitého setrvačnicku při maximálním počtu zdvihů

$$v_{o30} = \pi \cdot D_{s1} \cdot n_{sp30} = \pi \cdot 1,45 \cdot 5,5 = 25,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (113)$$

kde: v_{o30} - obvodová rychlost nabitého setrvačnicku při maximálním počtu zdvihů [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],
 $v_{o30} = 25,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Kontrola obvodové rychlosti nabitého setrvačnicku při maximálním počtu zdvihů

$$v_{o30} = 25,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \leq v_{okrit} = 35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (114)$$

kde: v_{okrit} - maximální přípustná obvodová rychlost věnce setrvačnicku [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], určeno dle [1], $v_{okrit} = 35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Skutečná obvodová rychlost nabitého setrvačnicku při maximálním počtu zdvihů je menší než maximální přípustná rychlost. Navržený setrvačnick z hlediska maximální obvodové rychlosti vyhovuje.

Úhlová rychlost nabitého setrvačnicku při maximálním počtu zdvihů

$$\omega_{30} = \frac{v_{o30}}{\frac{D_{s1}}{2}} = \frac{25,05}{\frac{1,45}{2}} = 34,56 \text{ s}^{-1} \quad (115)$$

kde: ω_{30} - úhlová rychlost nabitého setrvačnicku při maximálním počtu zdvihů,
 $\omega_{30} = 34,56 \text{ s}^{-1}$

Úhlová rychlost setrvačnicku po zpomalení při maximálním počtu zdvihů

$$A_{celk} = \frac{I_s}{2} \cdot (\omega_{30}^2 - \omega_{30z}^2) \quad \rightarrow \omega_{30z}$$
$$\omega_{30z} = \sqrt{\omega_{30}^2 - \frac{2 \cdot A_{celk}}{I_s}} = \sqrt{34,56^2 - \frac{2 \cdot 33,98 \cdot 10^3}{908}} = 33,46 \text{ s}^{-1} \quad (116)$$

kde: ω_{30z} - úhlová rychlost setrvačnicku po zpomalení při maximálním počtu zdvihů [s^{-1}],
 $\omega_{30z} = 33,46 \text{ s}^{-1}$

Výkon motoru při maximálním počtu zdvihů

$$P_{m30} = 2 \cdot \pi \cdot n_{m30} \cdot M_{jm} = 2 \cdot \pi \cdot 16,3 \cdot 293 = 30,01 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (117)$$

kde: P_{m30} - výkon motoru při maximálním počtu zdvihů [W], $P_{m30} = 30,01 \cdot 10^3 \text{ W}$

Krouticí moment dodávaný na setrvačnick při maximálním počtu zdvihů

$$Mk_{d30} = \frac{P_{m30} \cdot i_{\dot{R}P} \cdot \eta_{\dot{R}P}}{2 \cdot \pi \cdot n_{m30}} = \frac{30,01 \cdot 10^3 \cdot 2,96 \cdot 0,98}{2 \cdot \pi \cdot 16,3} = 833,61 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (118)$$

kde: Mk_{d30} - krouticí moment dodávaný na setrvačnick při maximálním počtu zdvihů [$\text{N} \cdot \text{m}$], $Mk_{d30} = 833,61 \text{ N} \cdot \text{m}$

Potřebný čas pro rozběh elektromotoru a nabití setrvačnicku na úhlovou rychlost - ω_{30}

$$t_{n30} = \frac{I_s \cdot \omega_{30}}{Mk_{d30}} = \frac{908 \cdot 34,56}{833,61} = 37,64 \text{ s} \quad (119)$$

kde: t_{n30} - potřebný čas pro rozběh elektromotoru a nabití setrvačnicku na úhlovou rychlost ω_{30} [s], $t_{n30} = 37,64 \text{ s}$

Maximální přípustný čas pro dobití setrvačnicku z úhlové rychlosti ω_{30z} na ω_{30}

Setrvačnick musí být dobitý již při jmenovitém úhlu - $\alpha_j = 22,31^\circ$ před dolní mrtvou polohou. Stejně jako při minimálním počtu zdvihů je volena určitá rezerva, kdy úhel tváření se uvažuje již při $\alpha_{tv} = 30^\circ$.

$$t_{n\max30} = \frac{360^\circ - \alpha_{tv}}{360^\circ \cdot n_{E30}} = \frac{360^\circ - 30^\circ}{360^\circ \cdot 0,5} = 1,83 \text{ s} \quad (120)$$

kde: $t_{n\max30}$ - maximální přípustný čas pro dobití setrvačnicku z úhlové rychlosti ω_{30z} na ω_{30} [s], $t_{n\max30} = 1,83 \text{ s}$

Skutečný čas dobití setrvačnicku z úhlové rychlosti ω_{30z} na ω_{30}

$$t_{ns30} = \frac{I_s \cdot (\omega_{30} - \omega_{30z})}{Mk_{d30}} = \frac{908 \cdot (34,56 - 33,46)}{833,61} = 1,2 \text{ s} \quad (121)$$

kde: t_{ns30} - skutečný čas dobití setrvačnicku z úhlové rychlosti ω_{30z} na ω_{30} [s],
 $t_{ns30} = 1,2 \text{ s}$

Kontrola dobití setrvačnicku při maximálním počtu zdvihů

$$t_{n\max30} = 1,83 \text{ s} \geq t_{ns30} = 1,2 \text{ s} \quad (122)$$

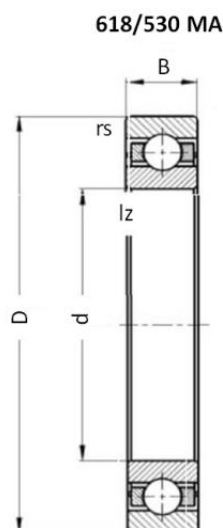
Skutečný čas dobití setrvačnicku je menší než maximálně přípustný. Z toho je zřejmé, že setrvačnick při maximálním počtu zdvihů se stihne dobit ještě před dosažením úhlu tváření následujícího cyklu - α_j .

12.4 Kontrola zatížení ložiska setrvačnicku

Pro uložení setrvačnicku na nosné trubce rámu stroje jsou volena dvojice valivých jednořadých kuličkových ložisek od firmy ZKL GROUP s značením - 618/530MA. Na Obr. 56 je zobrazeno zvolené ložisko. Nadrozměrná velikost ložisek je volena z konstrukčních důvodů, aby bylo možné zabudovat hydraulicky ovládanou spojko-brzdu uvnitř setrvačnicku. Základní rozměry ložiska jsou uvedeny v Tab. 14

Tab 14) Základní rozměry ložiska ZKL 618/530MA [42]

ZÁKLADNÍ ROZMĚRY LOŽISKA 618/530 MA	d	D	B	lz	rs
	530 mm	650 mm	56 mm	3 mm	3 mm

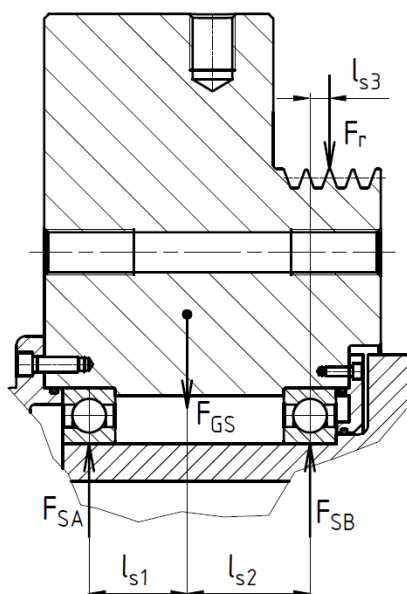


Obr. 56) Valivé ložisko ZKL 618/530MA [42]

12.4.1 Rozbor zatížení působící na ložiska setrvačnicku

Ložiska jsou namáhána od samotné hmotnosti setrvačnicku a tahové síly působící od klínových řemenů. Na Obr. 57 je zobrazen detail uložení setrvačnicku na nosné trubce rámu stroje za pomoci kuličkových radiálních ložisek a působící síly na jednotlivá ložiska.

V této podkapitole bude proveden rozklad a výpočet zatěžujících sil, působící v jednotlivých osách (Y a Z), potřebný pro určení výsledných reakčních sil v ložiskách.



Obr. 57) Uložení setrvačnicku na nosné trubce rámu stroje

Tíhová síla setrvačnicku

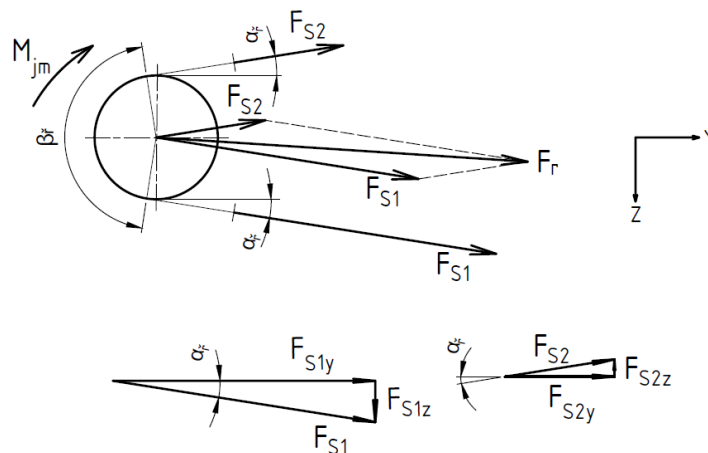
$$F_{GS} = m_s \cdot g = 3,06 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 30,03 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (123)$$

kde: F_{GS} - tíhová síla setrvačnicku [N], $F_{GS} = 30,03 \cdot 10^3 \text{ N}$

m_s - skutečná hmotnost setrvačnicku [kg], $m_s = 3,06 \cdot 10^3 \text{ kg}$

Tahová síla v řemenu

Na Obr. 58 je zobrazen rozklad výsledné tahové síly v klínovém řemenu do jednotlivých složek osy Y a Z.



Obr. 58) Rozklad výslednice tahových sil v řemenu

- a) tahová síla působící v řemenu - osa Y

$$F_{\check{R}_y} = F_{S1y} + F_{S2y} = F_{s1} \cdot \cos \alpha_f + F_{s2} \cdot \cos \alpha_f \quad (124)$$

$$F_{\check{R}_y} = 2,63 \cdot 10^3 \cdot \cos 16,01^\circ + 1,06 \cdot 10^3 \cdot \cos 16,01^\circ = 3,55 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: $F_{\check{R}_y}$ - tahová síla působící v řemenu - osa Y [N], $F_{\check{R}_y} = 3,55 \cdot 10^3 \text{ N}$

F_{S1y} - složka síly působící v ose Y od tažné síly v řemenu [N]

F_{S2y} - složka síly působící v ose Y od tlačné síly v řemenu [N]

- b) tahová síla působící v řemenu - osa Z

$$F_{\check{R}_z} = F_{S1z} - F_{S2z} = F_{s1} \cdot \sin \alpha_f - F_{s2} \cdot \sin \alpha_f \quad (125)$$

$$F_{\check{R}_z} = 2,63 \cdot 10^3 \cdot \sin 16,01^\circ - 1,06 \cdot 10^3 \cdot \sin 16,01^\circ = 430,98 \text{ N}$$

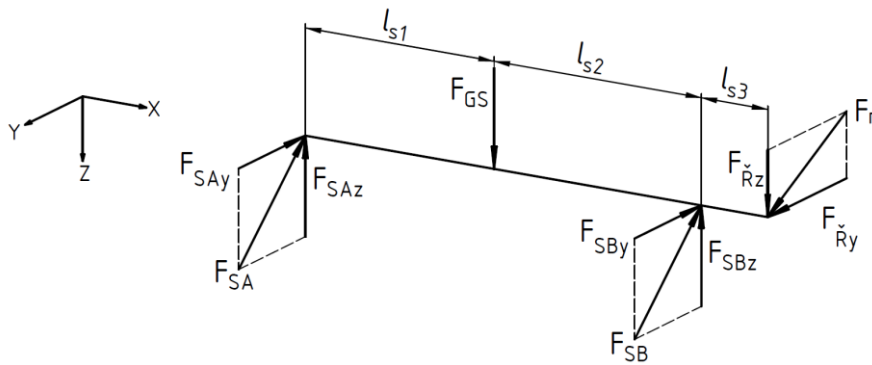
kde: $F_{\check{R}_z}$ - tahová síla působící v řemenu - osa Z [N], $F_{\check{R}_z} = 430,98 \text{ N}$

F_{S1z} - složka síly působící v ose Z od tažné síly v řemenu [N]

F_{S2z} - složka síly působící v ose Z od tlačné síly v řemenu [N]

12.4.2 Výpočet reakčních sil působících v ložiskách setrvačnicku

Na Obr. 59 je zobrazen rozklad zatěžujících a reakčních sil působících na ložiska setrvačnicku v jednotlivých osách - Y a Z. Na základě silového rozkladu jsou sestaveny silové a momentové podmínky statické rovnováhy, ze kterých je proveden výpočet výsledných radiálních sil působících v ložiskách setrvačnicku.



Obr. 59) Rozklad zatěžujících a reakčních sil působící na ložiska setrvačníku

V Tab. 15 jsou zobrazeny vzdálenosti mezi reakčními a zatěžujícími silami působící na ložiska setrvačníku, které byly odměřeny na základě vytvořeného 3D modelu.

Tab 15) Vzdálenosti na setrvačníku

OZNAČENÍ	l_{s1}	l_{s2}	l_{s3}
HODNOTA [mm]	105 mm	132 mm	21 mm

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum F_y = 0 \quad (126)$$

$$F_{Ry} - F_{SBy} - F_{SAy} = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad (127)$$

$$F_{Rz} - F_{SBz} + F_{GS} - F_{SAz} = 0$$

$$\sum M_{yA} = 0 \quad (128)$$

$$-F_{Rz} \cdot (l_{s3} + l_{s2} + l_{s1}) + F_{SBz} \cdot (l_{s2} + l_{s1}) - F_{GS} \cdot l_{s1} = 0$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad (129)$$

$$F_{Ry} \cdot (l_{s3} + l_{s2} + l_{s1}) - F_{SBy} \cdot (l_{s2} + l_{s1}) = 0$$

Reakční síla v podpoře - B, v ose Y

$$F_{SBy} = \frac{F_{Ry} \cdot (l_{s3} + l_{s2} + l_{s1})}{(l_{s2} + l_{s1})} = \frac{3,55 \cdot 10^3 \cdot (21 + 132 + 105)}{(132 + 105)} = 3,86 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (130)$$

kde: F_{SBy} - reakční síla působící v podpoře B, v ose Y [N], $F_{SBy} = 3,86 \cdot 10^3 \text{ N}$

$l_{s1} \div l_{s3}$ - vzdálenosti mezi reakčními a zatěžujícími silami na setrvačníku [mm]

Reakční síla v podpoře - B, v ose Z

$$F_{SBz} = \frac{F_{Rz} \cdot (l_{s3} + l_{s2} + l_{s1}) + F_{GS} \cdot l_{s1}}{l_{s1} + l_{s2}} \quad (131)$$

$$F_{S_{Bz}} = \frac{430,98 \cdot (21 + 132 + 105) + 30,03 \cdot 10^3 \cdot 105}{132 + 105} = 13,77 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: $F_{S_{Bz}}$ - reakční síla působící v podpoře B, v ose Z [N], $F_{S_{Bz}} = 13,77 \cdot 10^3 \text{ N}$

Výsledná reakční síla v podpoře B

$$F_{S_B} = \sqrt{F_{S_{By}}^2 + F_{S_{Bz}}^2} = \sqrt{(3,86 \cdot 10^3)^2 + (13,77 \cdot 10^3)^2} = 14,3 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (132)$$

kde: F_{S_B} - výsledná reakční síla v podpoře B [N], $F_{S_B} = 14,3 \cdot 10^3 \text{ N}$

Reakční síla v podpoře - A, v ose Y

$$F_{S_{Ay}} = F_{R_{y}} - F_{S_{By}} = 3,55 \cdot 10^3 - 3,86 \cdot 10^3 = -314,25 \text{ N} \quad (133)$$

kde: $F_{S_{Ay}}$ - reakční síla v podpoře A, v ose Y [N], $F_{S_{Ay}} = -314,25 \text{ N}$

Reakční síla v podpoře - A, v ose Z

$$F_{S_{Az}} = F_{R_{z}} - F_{S_{Bz}} + F_{G_S} = 430,98 - 13,77 \cdot 10^3 + 30,03 \cdot 10^3 = 16,69 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (134)$$

kde: $F_{S_{Az}}$ - reakční síla v podpoře A, v ose Z [N], $F_{S_{Az}} = 16,69 \cdot 10^3 \text{ N}$

Výsledná reakční síla v podpoře - A

$$F_{S_A} = \sqrt{F_{S_{Ay}}^2 + F_{S_{Az}}^2} = \sqrt{(-314,25)^2 + (16,69 \cdot 10^3)^2} = 16,69 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (135)$$

kde: F_{S_A} - výsledná reakční síla v podpoře A [N], $F_{S_A} = 16,69 \cdot 10^3 \text{ N}$

12.4.3 Kontrola životnosti ložisek setrvačnicku

Trvanlivost ložiska bude zkontrolována pouze u více namáhaného ložiska - ložisko A.

Základní trvanlivost ložiska setrvačnicku v podpoře - A

$$L_A = 10^6 \cdot \left(\frac{C_{rA}}{F_{S_A}} \right)^{p_A} = 10^6 \cdot \left(\frac{332 \cdot 10^3}{16,69 \cdot 10^3} \right)^3 = 7,87 \cdot 10^9 \text{ ot} \quad (136)$$

kde: L_A - základní trvanlivost ložiska setrvačnicku v podpoře - A [ot], $L_A = 7,87 \cdot 10^9 \text{ ot}$

C_{rA} - základní dynamická únosnost ložiska setrvačnicku [N], určeno dle [42],

$$C_{rA} = 332 \cdot 10^3 \text{ N}$$

p_A - mocnitel trvanlivosti pro ložisko s bodovým stykem [-], určeno dle [42], $p_A = 3$

Základní trvanlivost ložiska - A v provozních hodinách

$$L_{Ah} = \left(\frac{C_{rA}}{F_{S_A}} \right)^{p_A} \cdot \frac{10^6}{n_{sp30}} = \left(\frac{332 \cdot 10^3}{16,69 \cdot 10^3} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{19,8 \cdot 10^3 \cdot \text{hod}^{-1}} = 397,6 \cdot 10^3 \text{ hod} \quad (137)$$

kde: L_{Ah} - základní trvanlivost ložiska - A v provozních hodinách [hod],

$$L_{Ah} = 397,6 \cdot 10^3 \text{ hod}$$

Kontrola trvanlivosti ložisek

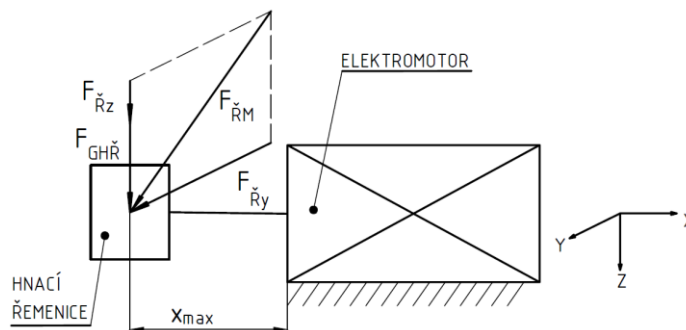
$$L_{A10h} = 20 \cdot 10^3 \text{ hod} \leq L_{Ah} = 397,6 \cdot 10^3 \text{ hod} \quad (138)$$

kde: L_{A10h} - požadovaná trvanlivost ložiska - 618/530MA [hod], $L_{A10h} = 20 \cdot 10^3 \text{ hod}$

Skutečná trvanlivost ložiska - 618/530MA je mnohonásobně vyšší než žádaná. Ložisko je silně předdimenzováno, kde vysoká rozměrnost je volena pouze z nutnosti pro zabudování hydraulicky ovládané spojko-brzdy uvnitř setrvačniku.

12.5 Kontrola zatížení ložiska motoru

Ložisko motoru je zatěžováno hmotností hnací řemenice, která je uložena na konci hřídele elektromotoru a tahovou silou působící od klínových řemenů. Výsledná vypočtená radiální síla bude porovnána s přípustnou radiální silou, kterou udává výrobce elektromotoru. Na Obr. 60 jsou zobrazeny zatěžující síly působící na ložisko motoru.



Obr. 60) Rozbor zatěžujících sil působících na ložisko elektromotoru

Tíhová síla od hnací řemenice elektromotoru

$$F_{GHŘ} = m_f \cdot g = 77 \cdot 9,81 = 755,11 \text{ N} \quad (139)$$

kde: $F_{GHŘ}$ - tíhová síla od hnací řemenice elektromotoru [N], $F_{GHŘ} = 755,11 \text{ N}$

m_f - hmotnost hnací řemenice elektromotoru [kg], $m_f = 77 \text{ kg}$

Výsledná radiální síla zatěžující ložisko elektromotoru

$$F_{RM} = \sqrt{(F_{GHŘ} + F_{Řz})^2 + F_{Řy}^2} = \sqrt{(755,11 + 430,98)^2 + (3,55 \cdot 10^3)^2} = 3,74 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (140)$$

kde: F_{RM} - výsledná radiální síla zatěžující ložisko elektromotoru [N], $F_{RM} = 3,74 \cdot 10^3 \text{ N}$

Z důvodu vyšší radiální síly působící na konci hřídele je pro elektromotor voleno řešení se zesílenými kuličkovými ložisky. Výrobce udává maximální přípustné radiální zatížení působící na konci rotorové hřídele, které bude porovnáno se skutečným zatížením působícím na ložisko motoru.

$$F_{Qmax} = 7,3 \cdot 10^3 \text{ N} \geq F_{RM} = 3,74 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (141)$$

kde: F_{Qmax} - maximální přípustné radiální zatížení ložiska motoru [N], určeno dle [38],

$$F_{Qmax} = 7,3 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Navržené ložisko elektromotoru z hlediska působících radiálních sil považují za vyhovující.

13 NÁVRH PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

V této kapitole bude nejprve stanoven vhodný materiál pro jednotlivá ozubená kola převodovky. Následuje výpočet základních parametrů pro návrh velikosti ozubení. V další části bude proveden kontrolní výpočet, kterým je nutné podrobit příslušná soukolí ozubených kol, mezi centrálním kolem - satelitem a satelitem - korunovým kolem. Výpočet dokazuje provozuschopnost jednotlivých soukolí. V poslední části kapitoly bude provedeno zhodnocení navržené planetové převodovky a dokončení dalších pevnostních kontrol pro ložiska a čepy satelitů.

13.1 Volba materiálu a tepelné zpracování ozubení

Materiály a následné tepelné zpracování ozubených kol a spojkové hřídele s ozubeným pastorkem byly zvoleny na základě pevnostního výpočtu a doporučení konzultanta této práce. Mechanické vlastnosti příslušných ocelí jsou převzaty z literatury [15].

Pro spojkovou hřídel s pastorkem je volena konstrukční slitinová ocel 15 330, která je zušlechtna a ozubení je následně nitridováno do hloubky $0,3 \div 0,5 \text{ mm}$. Dosažená výsledná hodnota tvrdosti ozubení je $750 \div 800 \text{ HV}$.

Satelit je navržen z konstrukční slitinové oceli 14 220, který je cementován do hloubky $1,8 \div 2 \text{ mm}$ a následně zakalen na požadovanou tvrdost $650 \div 700 \text{ HV}$.

Korunové kolo je vyrobeno z konstrukční slitinové oceli 16 220, které je taktéž cementováno do hloubky $1,8 \div 2 \text{ mm}$ a následně zakaleno na tvrdost $650 \div 700 \text{ HV}$. Mechanické vlastnosti příslušných ocelí jsou uvedeny v Tab. 16.

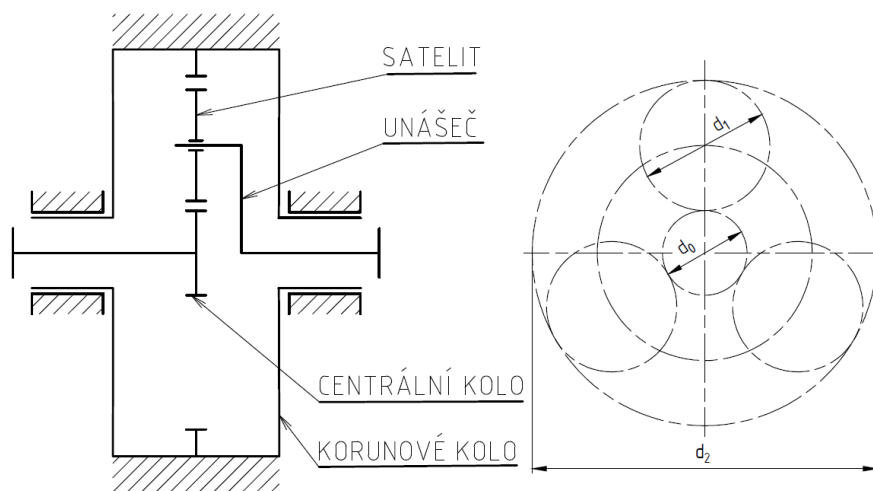
Tab 16) Mechanické vlastnosti ocelí použitých pro kola planetové převodovky [15]

MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI	CENTRÁLNÍ KOLO	SATELIT	KORUNOVÉ KOLO
materiál	15 330	14 220	16 220
tepleného zpracování	nitridace	cementace a kalení	cementace a kalení
mez pevnosti v tahu	$R_{m0} = 800 \text{ MPa}$	$R_{m1} = 785 \text{ MPa}$	$R_{m2} = 880 \text{ MPa}$
mez kluzu v tahu	$R_{e0} = 600 \text{ MPa}$	$R_{e1} = 588 \text{ MPa}$	$R_{e2} = 635 \text{ MPa}$
tvrdost v jádře zubu	$J_{HV0} = 250 \text{ HV}$	$J_{HV1} = 250 \text{ HV}$	$J_{HV2} = 285 \text{ HV}$
tvrdost na boku zubu	$V_{HV0} = 750 \text{ HV}$	$V_{HV0} = 650 \text{ HV}$	$V_{HV0} = 650 \text{ HV}$
mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim0} = 1\,220 \text{ MPa}$	$\sigma_{Hlim0} = 1\,270 \text{ MPa}$	$\sigma_{Hlim0} = 1\,270 \text{ MPa}$
mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flimb0} = 705 \text{ MPa}$	$\sigma_{Flimb0} = 700 \text{ MPa}$	$\sigma_{Flimb0} = 700 \text{ MPa}$

13.2 Základní parametry pro návrh planetové převodovky

Vzhledem k tomu, že celkový převodový poměr planetové převodovky - i_{PL} a počty zubů jednotlivých kol jsou zachovány z návrhové varianty (C), uvedené v podkapitole: **10.3 Návrhová varianta C - nepřímý pohon s akumulacním setrvačником**, je dosaženo stejných výsledků, a proto zde bude uveden pouze výpis již vypočtených hodnot pro návrh

planetové převodovky. Vypočtené parametry jsou uvedeny v Tab. 17. Na Obr. 61 je zobrazeno kinematické schéma planetové převodovky.



Obr. 61) Kinematické schéma planetové převodovky

Tab 17) Základní parametry pro výpočet planetové převodovky

ZÁKLADNÍ PARAMETRY	CENTRÁLNÍ KOLO	SATELIT	KORUNOVÉ KOLO
počet zubů	$z_0 = 18$	$z_1 = 81$	$z_2 = -180$
celkový převodový poměr	$i_{PL} = 11$		
převodový poměr - z_1 / z_0	$i_{10} = 4,5$		
převodový poměr - z_2 / z_1		$i_{21} = -2,22$	
modul ozubení	$m_n = 8 \text{ mm}$		
úhel záběru	$\alpha_z = 20^\circ$		
průměr roztečné kružnice	$d_0 = 144 \text{ mm}$	$d_1 = 648 \text{ mm}$	$d_2 = -1440 \text{ mm}$

Podmínka funkčnosti navržené planetové převodovky je taktéž provedena již ve zmíněné kapitole: **10.3 Návrhová varianta C - nepřímý pohon s akumulacím setrvačником** s dosažením kladného výsledku, proto zde není znovu uváděna.

13.3 Pevnostní kontrola ozubení planetové převodovky

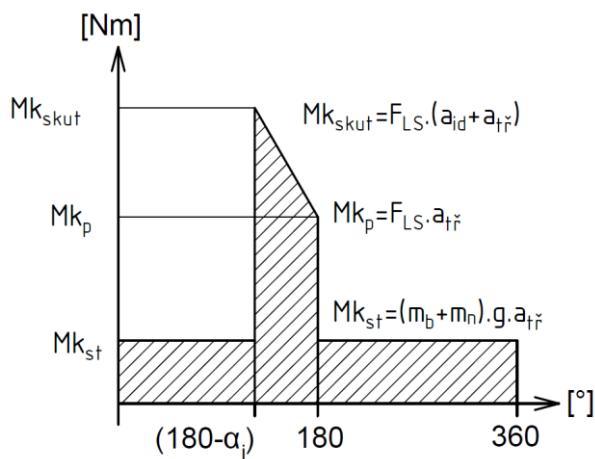
V planetové převodovce je využito čelní ozubení s přímými zuby, a proto nedochází ke vzniku axiálních sil, které by působily na spojkovou hřídel.

Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými zuby je proveden dle technické normy [31] za pomoci softwaru MITCalc 1.7. Pevnostní výpočet je proveden z hlediska:

- únava v dotyku
- únava v ohybu

Výpočet ozubení v souladu s technickými normami vede k naddimenzování únosnosti ozubeného převodu. Tento výpočet by směřoval k návržení nadměrně velkého a hmotného převodového ústrojí, proto bude nutné provést snížení životnosti ozubení [1].

Na základě doporučení konzultanta této práce byla požadovaná životnost ozubení planetové převodovky pro pohon lisu snížena na 1 200 provozních hodin oproti standardnímu počtu 20 000 hodin, které předepisuje technická norma. Snížená životnost ozubení je provedena z důvodu toho, že maximální krouticí moment na excentrické hřídeli - Mk_{skut} nepůsobí po celé délce zdvihu, ale pouze $\alpha_j = 22,31^\circ$ před dolní mrtvou polohou. Jakmile se úhel natočení excentrické hřídele začne vzdalovat od počátku jmenovitého úhlu lisu - α_j , dochází ke snižování krouticího momentu na hřídeli při zachování jmenovité síly lisu - F_j až do oblasti dolní úvratí, viz grafické zobrazení uvedené na Obr. 62.



Obr. 62) Průběh krouticího momentu v závislosti natočení kliky

Minimální hodnoty součinitele bezpečnosti proti vzniku únavovému poškození boku zubu - SH_{min} a vzniku únavovému lomu v patě zubu - SF_{min} byly stanoveny na základě doporučení technické normy pro standardní životnost soukolí, odpovídající 20 000 provozních hodin: $SH_{min} = 1,1$ a $SF_{min} = 1,3$. Vyšší hodnoty vedou k naddimenzování ozubení. V Tab. 18 jsou uvedeny zatěžující parametry působící na ozubení planetové převodovky, potřebné pro výpočet únosnosti.

Tab 18) Zatěžující parametry působící na ozubení planetové převodovky

ZATÍŽENÍ	CENTRÁLNÍ KOLO	SATELIT	KORUNOVÉ KOLO
jmenovitý krouticí moment	$Mk_0 = 4\,554\, N \cdot m$	$Mk_1 = 20\,495\, N \cdot m$	$Mk_2 = 45\,545\, N \cdot m$
přenášený výkon	$P_{W0} = 472\, kW$		
jmenovité otáčky při Z_{MAX}	$n_{0MAX} = 330\, \text{min}^{-1}$	$n_{1MAX} = 30\, \text{min}^{-1}$	$n_{2MAX} = 0\, \text{min}^{-1}$
jmenovité otáčky při Z_{MIN}	$n_{0MIN} = 165\, \text{min}^{-1}$	$n_{1MIN} = 15\, \text{min}^{-1}$	$n_{2MIN} = 0\, \text{min}^{-1}$
součinitel vnějších dynamických sil	$KA = 1,75$		
obvodová síla	$Ft_{10} = 63\,256\, N \cdot m$	$Ft_{21} = -63\,256\, N \cdot m$	
normálová síla	$Fn_{10} = 67\,316\, N \cdot m$	$Fn_{21} = 67\,316\, N \cdot m$	
radiální síla	$Fr_{10} = 23\,023\, N \cdot m$	$Fr_{21} = -23\,023\, N \cdot m$	
axiální síla	$Fa_0 = 0\, N \cdot m$	$Fa_1 = 0\, N \cdot m$	$Fa_2 = 0\, N \cdot m$

Únava v dotyku

V Tab. 19 jsou uvedeny dosažené výsledky bezpečností při únavě v dotyku.

Tab 19) Bezpečnost při únavě v dotyku

PEVNOSTNÍ KONTROLA	CENTRÁLNÍ KOLO	SATELIT	KORUNOVÉ KOLO
bezpečnost únavy v dotyku	$SH_0 = 1,20$	$SH_1 = 1,44$	
		$SH_1 = 4,68$	$SH_2 = 5,70$

Únava v ohybu

V Tab. 20 jsou uvedeny dosažené výsledky bezpečností při únavě v ohybu.

Tab 20) Bezpečnost při únavě v ohybu

PEVNOSTNÍ KONTROLA	CENTRÁLNÍ KOLO	SATELIT	KORUNOVÉ KOLO
bezpečnost únavy v ohybu	$SF_0 = 2,36$	$SF_1 = 2,21$	
		$SF_1 = 1,82$	$SF_2 = 1,48$

13.4 Zhodnocení pevnostní kontroly ozubení planetové převodovky

Při pevnostním výpočtu pro sníženou životnost ozubení na $L_n = 1200 h$ bylo dosaženo nejmenší hodnoty součinitele bezpečnosti proti vzniku únavovému poškození boku zubu - $SH_0 = 1,20$, a to u centrálního kola. Nejmenší hodnoty proti vzniku únavovému lomu v patě zubu bylo získáno u kola satelitu s výsledkem - $SF_1 = 1,82$. Obě získané bezpečnosti považují za vyhovující, protože se pohybují nad minimálními žádanými hodnotami. V Tab. 21 jsou uvedeny získané základní parametry navržené planetové převodovky.

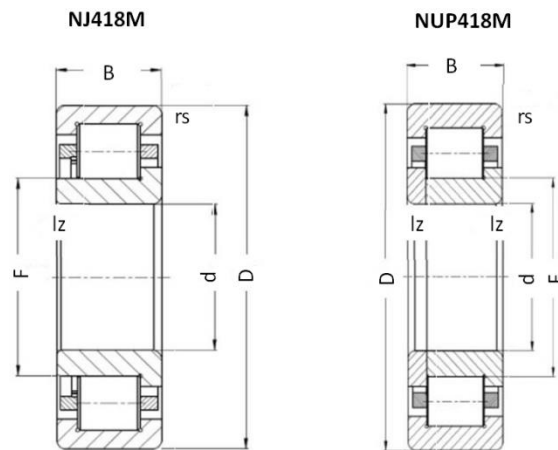
Detailní výpočtová zpráva o provedení pevnostního výpočtu ozubení planetové převodovky dle technické normy [31] z programu MITCalc 1.7 je uvedena v příloze této práce.

Tab 21) Základní parametry navržené planetové převodovky

ZÁKLADNÍ PARAMETRY	CENTRÁLNÍ KOLO	SATELIT	KORUNOVÉ KOLO
počet zubů	$z_0 = 18$	$z_1 = 81$	$z_2 = -180$
celkový převodový poměr	$i_{PL} = 11$		
převodový poměr - z_1 / z_0	$i_{10} = 4,5$		
převodový poměr - z_2 / z_1		$i_{21} = -2,22$	
modul	$m_n = 8 \text{ mm}$		
úhel záběru zubu	$\alpha_z = 20^\circ$		
jednotkové posunutí základního nástroje	$x_0 = 0,4$	$x_1 = -0,4$	$x_2 = 0,4$
posunutí základního profilu	$x_{m0} = 3,2 \text{ mm}$	$x_{m1} = -3,2 \text{ mm}$	$x_{m2} = 3,2 \text{ mm}$
součet korekcí	$\sum x_{01} = 0$		$\sum x_{12} = 0$
průměr roztečné kružnice	$d_0 = 144 \text{ mm}$	$d_1 = 648 \text{ mm}$	$d_2 = -1440 \text{ mm}$
výška hlavy zubu	$h_{a0} = 11,20 \text{ mm}$	$h_{a1} = 4,69 \text{ mm}$	$h_{a2} = 11,20 \text{ mm}$
výška paty zubu	$h_{f0} = 6,80 \text{ mm}$	$h_{f1} = 13,20 \text{ mm}$	$h_{f2} = 6,80 \text{ mm}$
hlavová vůle zubů	$c_a = 2 \text{ mm}$		
šířka ozubení	$b_0 = 158 \text{ mm}$	$b_1 = 168 \text{ mm}$	$b_2 = 168 \text{ mm}$
výška zubů	$h_0 = 18 \text{ mm}$	$h_1 = 17,89 \text{ mm}$	$h_2 = 18 \text{ mm}$
průměr hlavové kružnice	$d_{a0} = 166,40 \text{ mm}$	$d_{a1} = 657,39 \text{ mm}$	$d_{a2} = -1417,60 \text{ mm}$
průměr patní kružnice	$d_{f0} = 130,40 \text{ mm}$	$d_{f1} = 621,60 \text{ mm}$	$d_{f2} = -1453,39 \text{ mm}$
průměr základní kružnice	$d_{b0} = 135,32 \text{ mm}$	$d_{b1} = 608,92 \text{ mm}$	$d_{b2} = -1353,16 \text{ mm}$
normální rozteč	$t = 25,13 \text{ mm}$		
základní rozteč	$t_b = 23,62 \text{ mm}$		
tloušťka zubu na roztečné kružnici	$s_0 = 14,90 \text{ mm}$	$s_1 = 10,24 \text{ mm}$	$s_2 = 14,90 \text{ mm}$
osová vzdálenost	$a_{10} = 396 \text{ mm}$		$a_{21} = -396 \text{ mm}$

13.5 Kontrola zatížení ložisek satelitu planetové převodovky

Pro uložení jednotlivých satelitních kol na čepech unášeče planetové převodovky je využito dvojice jednořadých válečkových ložisek - NUP418M a NJ418M, které jsou zobrazeny na Obr. 63. Základní rozměry ložisek jsou uvedeny v Tab. 22.

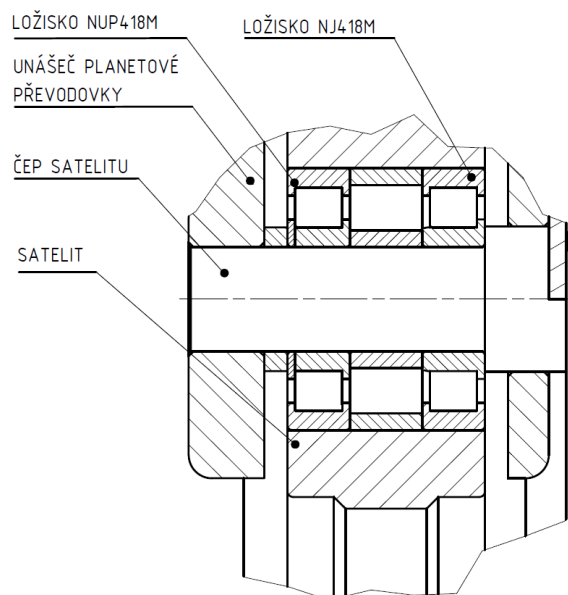


Obr. 63) Valivá ložiska NUP418M a NJ418M [42]

Tab 22) Základní rozměry ložisek NUP418M a NJ418M [42]

ZÁKLADNÍ ROZMĚRY LOŽISKA NJ418M/NUP418M	d	D	B	lz	rs	F
	90 mm	225 mm	54 mm	4 mm	4 mm	123,5 mm

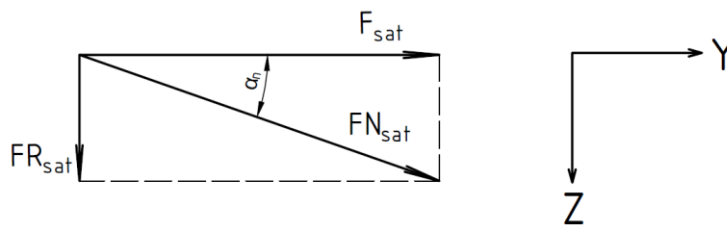
Způsob uložení zvolených ložisek mezi čepem satelitu a satelitním kolem planetové převodovky je zobrazen na Obr. 64.



Obr. 64) Uložení ložisek mezi čepem satelitu a satelitním kolem planetové převodovky

13.5.1 Rozbor zatěžujících sil působících na ložiska satelitu od ozubení

Ložiska jsou zatížena normálovou silou - FN_{sat} působící od ozubení a odstředivou silou - FO_{sat} způsobenou rotací satelitů kolem centrální osy rotace. Na Obr. 65 je zobrazen rozbor sil působících na ložiska od ozubení.



Obr. 65) Rozbor zatěžujících sil působící na ložiska satelitu od ozubení

Tečná síla působící na čep satelitu

$$F_{sat} = \frac{Mk_{skut}}{\frac{d_1}{2} \cdot s_s} = \frac{150,29 \cdot 10^3}{\frac{648 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 3} = 154,62 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (142)$$

kde: F_{sat} - tečná síla působící na čep satelitu [N], $F_{sat} = 154,62 \cdot 10^3 \text{ N}$
 d_1 - roztečná kružnice satelitu planetové převodovky [mm], $d_1 = 648 \text{ mm}$
 s_s - počet použitých satelitů v planetové převodovce [-], zvoleno $s_s = 3$

Radiální síla působící na čep satelitu

$$FR_{sat} = F_{sat} \cdot \tan \alpha_z = 154,62 \cdot 10^3 \cdot \tan 20^\circ = 56,28 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (143)$$

kde: FR_{sat} - radiální síla působící na čep satelitu [N], $FR_{sat} = 56,28 \cdot 10^3 \text{ N}$
 α_z - úhel záběru zubu [°], $\alpha_z = 20^\circ$

Normálová síla působící na čep satelitu

$$FN_{sat} = \frac{F_{sat}}{\cos \alpha_z} = \frac{154,62 \cdot 10^3}{\cos 20^\circ} = 164,54 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (144)$$

kde: FN_{sat} - normálová síla působící na čep satelitu [N], $FN_{sat} = 164,54 \cdot 10^3 \text{ N}$

Odstředivá síla působící na čep satelitu

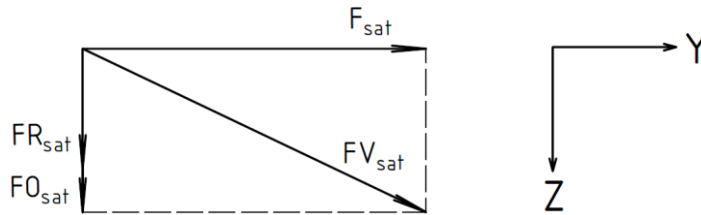
$$FO_{sat} = \frac{m_{s1} \cdot v_s^2}{R_s} = m_{s1} \cdot \omega_s^2 \cdot R_s = m_{s1} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{sat})^2 \cdot a_{10} \quad (145)$$

$$FO_{sat} = 308 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 0,5)^2 \cdot 396 \cdot 10^{-3} = 1,20 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: FO_{sat} - odstředivá síla působící na čep satelitu [N], $FO_{sat} = 1,20 \cdot 10^3 \text{ N}$
 m_{s1} - hmotnost satelitu planetové převodovky [kg], $m_s = 308 \text{ kg}$
 v_s - obvodová rychlost satelitu [m · s⁻¹]
 R_s - poloměr dráhy satelitu [m]
 ω_s - úhlová rychlost satelitu [s⁻¹]
 n_{sat} - otáčky satelitu [s⁻¹], $n_{sat} \cong n_{E30} = 0,5 \text{ s}^{-1}$
 a_{10} - osová vzdálenost mezi centrálním kolem a satelitem [mm], $a_{10} = 396 \text{ mm}$

Výsledná síla působící na čep satelitu

Na Obr. 66 je zobrazen rozbor výsledné síly působící na ložiska satelitu.



Obr. 66) Rozbor výsledné síly působící na ložiska satelitu

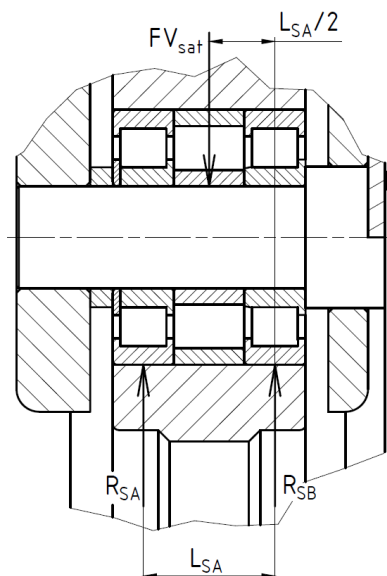
$$FV_{sat} = \sqrt{F_{sat}^2 + (FR_{sat} + FO_{sat})^2} \quad (146)$$

$$FV_{sat} = \sqrt{(154,62 \cdot 10^3)^2 + (56,28 \cdot 10^3 + 1,20 \cdot 10^3)^2} = 164,95 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: FV_{sat} - výsledná síla působící na čep satelitu [N], $FV_{sat} = 164,95 \cdot 10^3 \text{ N}$

Reakční síla působící na ložisko satelitu

Ložiska satelitu jsou uložena symetricky vůči zatěžující výsledné síle - FV_{sat} , působící od planetové převodovky a odstředivé síly od rotace satelitu. Z tohoto důvodu jsou reakční síly působící v obou ložiskách stejné. Na Obr. 67 je zobrazen rozbor zatížení působící na ložiska satelitu.



Obr. 67) Reakční síly působící na ložisko satelitu

$$R_{SA} = R_{SB}$$

$$R_{SA} = \frac{FV_{sat}}{2} = \frac{164,96 \cdot 10^3}{2} = 82,48 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (147)$$

kde: R_{SA} - reakční síla působící v ložisku satelitu A [N], $R_{SA} = 82,48 \cdot 10^3 \text{ N}$

R_{SB} - reakční síla působící v ložisku satelitu B [N], $R_{SB} = 82,48 \cdot 10^3 \text{ N}$

13.5.2 Kontrola životnosti ložisek satelitu planetové převodovky

Kontrola životnosti ložisek satelitu bude provedena pouze u jednoho z nich, protože jsou zatěžována stejnými reakčními silami a dosahují totožné hodnoty základní dynamické únosnosti.

Základní trvanlivost ložisek satelitu

$$L_S = 10^6 \cdot \left(\frac{C_S}{R_{SA}} \right)^{p_S} = 10^6 \cdot \left(\frac{391 \cdot 10^3}{82,48 \cdot 10^3} \right)^{\frac{10}{3}} = 178,99 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (148)$$

kde: L_S - základní trvanlivost ložisek satelitu [ot], $L_S = 178,99 \cdot 10^6 \text{ ot}$

C_S - základní dynamická únosnost ložisek satelitu [N], určeno dle [42],

$$C_S = 391 \cdot 10^3 \text{ N}$$

p_S - mocnitél trvanlivosti pro ložiska s přímkovým stykem [-], určeno dle [42],

$$p_S = \frac{10}{3}$$

Základní trvanlivost ložisek satelitu v provozních hodinách

$$L_{Sh} = \left(\frac{C_S}{R_{SA}} \right)^{p_S} \cdot \frac{10^6}{n_{sat,v}} = \left(\frac{391 \cdot 10^3}{82,48 \cdot 10^3} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{4000,2} = 44,74 \cdot 10^3 \text{ hod} \quad (149)$$

kde: L_{Sh} - základní trvanlivost ložisek satelitu v provozních hodinách [hod],

$$L_{Sh} = 44,74 \cdot 10^3 \text{ hod}$$

$n_{sat,v}$ - otáčky satelitu vůči unášeči [min⁻¹], $n_{sat,v} = 66,67 \text{ min}^{-1} \cong 4000,2 \text{ hod}^{-1}$

Kontrola trvanlivosti ložisek

$$L_{S10h} = 20 \cdot 10^3 \text{ hod} \leq L_{Sh} = 44,74 \cdot 10^3 \text{ hod} \quad (150)$$

kde: L_{S10h} - požadovaná trvanlivost ložisek NUP418M a NJ418M [hod],

$$L_{S10h} = 20 \cdot 10^3 \text{ hod}$$

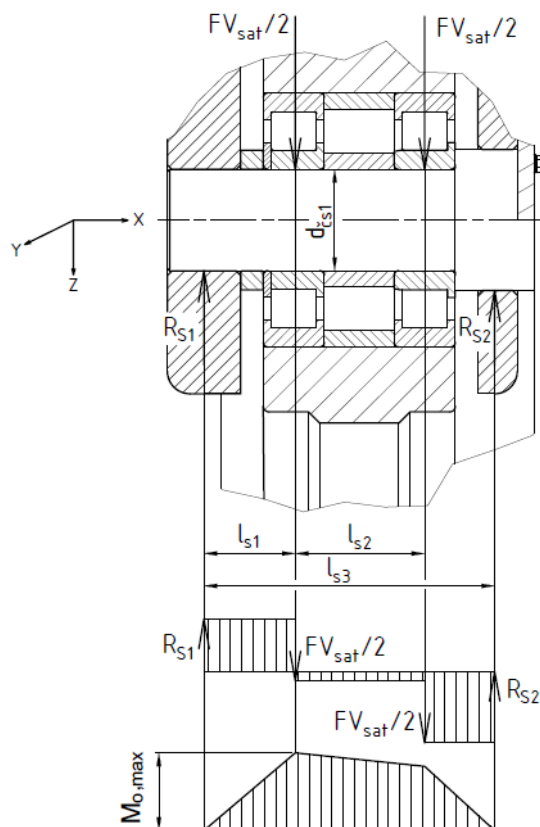
Vzhledem k tomu, že skutečná trvanlivost ložisek - NUP418M a NJ418M je vyšší než žádaná trvanlivost, považují navržená ložiska satelitů za vyhovující.

13.6 Kontrola čepu unášeče planetové převodovky

Pro navržený průměr čepu je zvolen méně kvalitní materiál s porovnáním unášeče planetové převodovky. Z důvodu toho bude tento čep zkontrolován z hlediska ohybového namáhání a otlačení mezi unášečem planetové převodovky. Pro materiál čepu je volena ocel 12 040.

13.6.1 Výpočet reakčních sil působících na čep unášeče

Dle Obr. 68 je proveden statický silový rozbor působících sil na čep mezi unášečem a satelitem planetové převodovky, na základě kterého bude proveden výpočet reakčních sil.



Obr. 68) Statický silový rozbor působících sil na čep mezi unášečem a satelitem

V Tab. 23 jsou zobrazeny vzdálenosti mezi působícími silami na čepu satelitu, které jsou odměřeny na základě vytvořeného 3D modelu.

Tab 23) Vzdálenosti na čepu satelitu.

OZNAČENÍ	l_{s1}	l_{s2}	l_{s3}
HODNOTA [mm]	79,5 mm	116 mm	260 mm

Podmínky statické rovnováhy

$$\Sigma F_z = 0 \quad (151)$$

$$-R_{S1} + \frac{FV_{sat}}{2} + \frac{FV_{sat}}{2} - R_{S2} = 0$$

$$\Sigma M_{y1} = 0 \quad (152)$$

$$-\frac{FV_{sat}}{2} \cdot l_{s1} - \frac{FV_{sat}}{2} \cdot (l_{s1} + l_{s2}) + R_{S2} \cdot l_{s3} = 0$$

Reakční síla v podpoře 2

$$R_{S2} = \frac{\frac{FV_{sat}}{2} \cdot l_{s1} + \frac{FV_{sat}}{2} \cdot (l_{s1} + l_{s2})}{l_{s3}} \quad (153)$$

$$R_{S2} = \frac{\frac{164,95 \cdot 10^3}{2} \cdot 79,5 + \frac{164,95 \cdot 10^3}{2} \cdot (79,5 + 116)}{260} = 87,24 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: R_{S2} - reakční síla působící v podpoře 2 [N], $R_{S2} = 87,24 \cdot 10^3 \text{ N}$

$l_{s1} \div l_{s3}$ - vzdálenosti mezi silami působící na čepu satelitu [mm]

Reakční síla v podpoře 1

$$R_{S1} = \frac{FV_{sat}}{2} + \frac{FV_{sat}}{2} - R_{S2} = \frac{164,95 \cdot 10^3}{2} + \frac{164,95 \cdot 10^3}{2} - 87,24 \cdot 10^3 = 77,72 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (154)$$

kde: R_{S1} - reakční síla působící v podpoře 1 [N], $R_{S1} = 77,72 \cdot 10^3 \text{ N}$

13.6.2 Kontrola čepu mezi unášečem a satelitem na ohybové namáhání

Průměr čepu bude zkontrolován z hlediska ohybového namáhání v místě největšího zatížení dle Obr. 68.

$$\sigma_{o\check{c}s} = \frac{M_{o\check{c}s}}{W_{o\check{c}s}} \leq \sigma_{DOV\check{c}s} \quad (155)$$

$$\sigma_{o\check{c}s} = \frac{R_{S1} \cdot l_{s1}}{\pi \cdot d_{\check{c}s1}^3} = \frac{77,72 \cdot 10^3 \cdot 79,5}{\pi \cdot 90^3} = 86,33 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV\check{c}s} = 100 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{o\check{c}s}$ - maximální ohybové napětí působící na čep mezi satelitem a unášečem planetové převodovky [MPa], $\sigma_{o\check{c}s} = 86,33 \text{ MPa}$

$d_{\check{c}s1}$ - průměr čepu mezi satelitem a unášečem planetové převodovky [mm], zvoleno

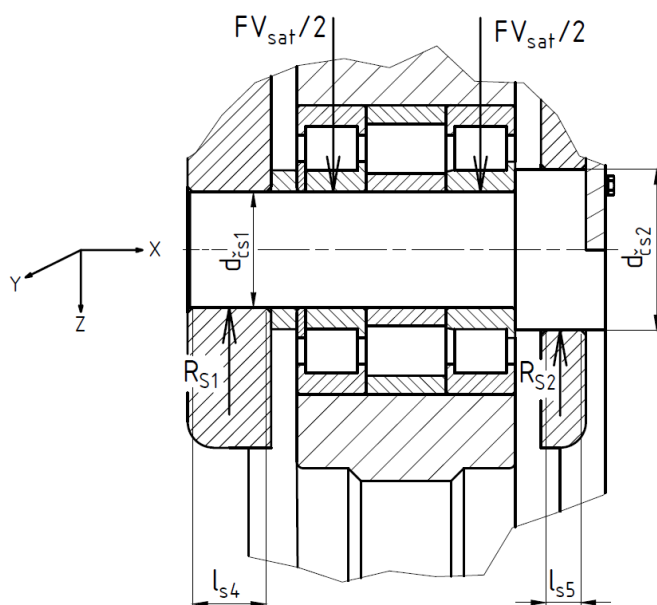
$d_{\check{c}s1} = 90 \text{ mm}$

$\sigma_{DOV\check{c}s}$ - dovolené napětí v ohybu pro ocel 12 040 při míjivém zatížení [MPa], určeno dle [15], $\sigma_{DOV\check{c}s} = 100 \text{ MPa}$

Navržený průměr čepu z hlediska ohybového namáhání vyhovuje.

13.6.3 Kontrola čepu na otláčení mezi unášečem a satelitem

Čep mezi satelitem a unášečem planetové převodovky bude zkontrolován z hlediska otláčení v místech působících reakčních sil. Největší vypočtené působící napětí v čepu bude porovnáno s dovoleným tlakem. Na Obr. 69 je zobrazeno silové zatížení čepu mezi unášečem a satelitem.



Obr. 69) Silové zatížení čepu satelitu planetové převodovky

Kontrola čepu v místě podpory 1

$$p_{\varepsilon 1} = \frac{R_{S1}}{d_{cs1} \cdot l_{s4}} = \frac{77,72 \cdot 10^3}{90 \cdot 57} = 15,15 \text{ MPa} \quad (156)$$

kde: $p_{\varepsilon 1}$ - tlakové napětí působící na čep uložený mezi satelitem a unášečem planetové převodovky v místě podpory 1 [MPa], $p_{\varepsilon 1} = 15,15 \text{ MPa}$

l_{s4} - šířka unášeče v místě podpory 1 [mm], zvoleno $l_{s4} = 57 \text{ mm}$

Kontrola čepu v místě pohybu 2

$$p_{\varepsilon 2} = \frac{R_{S2}}{d_{cs2} \cdot l_{s5}} = \frac{87,24 \cdot 10^3}{125 \cdot 27} = 25,85 \text{ MPa} \leq p_{DOV\check{c}s} = 90 \text{ MPa} \quad (157)$$

kde: $p_{\varepsilon 2}$ - tlakové napětí působící na čep uložený mezi satelitem a unášečem planetové převodovky v místě podpory 2 [MPa], $p_{\varepsilon 2} = 25,85 \text{ MPa}$

d_{cs2} - průměr hlavy čepu mezi satelitem a unášečem planetové převodovky [mm], zvoleno $d_{cs2} = 125 \text{ mm}$

l_{s5} - šířka unášeče v místě podpory 2 [mm], zvoleno $l_{s5} = 27 \text{ mm}$

$p_{DOV\check{c}s}$ - dovolený tlak pro ocel 12 040 [MPa], určeno dle [15], $p_{DOV\check{c}s} = 90 \text{ MPa}$

Navržený průměr čepu z hlediska otláčení vyhovuje.

14 NÁVRH VELIKOSTI SPOJKO – BRZDY

Spojka plní funkci bezpečnostního členu, jako pojistka proti přetížení konstrukčních celků pohonu před maximálním krouticím momentem. Obvykle bývá naddimenzována pro přenos většího krouticího momentu, oproti běžnému provoznímu zatížení lisu, aby nedocházelo k vypínání stroje při běžném provozu [1].

Na základě vypočteného zvýšeného přenášeného krouticího momentu bude dle katalogu výrobce zvolen vhodný typ spojko-brzdy, který nejlépe odpovídá požadovanému přenášenému krouticímu momentu. V poslední řadě bude proveden kontrolní výpočet úhlu doběhu brzdy, který musí odpovídat rozsahu hodnot pro daný typ lisu.

14.1 Určení velikosti spojky

Skutečný krouticí moment na spojkové hřídeli při maximálním provozním zatížení tvářecího stroje je roven přenášenému krouticímu momentu na centrálním kole planetové převodovky.

Minimální potřebný moment na spojce

$$M_{SP_{\min}} = 1,2 \cdot M_{SP} = 1,2 \cdot 13,66 \cdot 10^3 = 16,39 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (158)$$

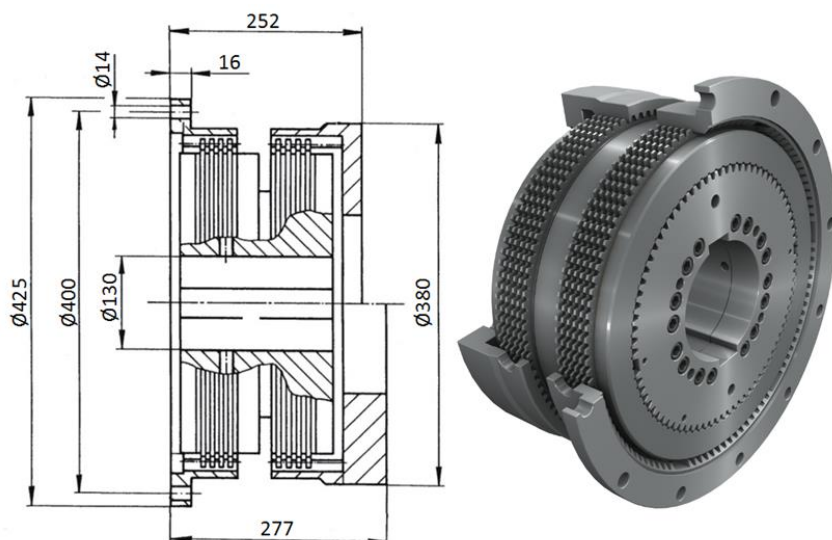
kde: $M_{SP_{\min}}$ - minimální potřebný moment na spojce [$\text{N} \cdot \text{m}$], $M_{SP_{\min}} = 16,39 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$

M_{SP} - krouticí moment na spojkové hřídeli při maximálním provozním zatížení [$\text{N} \cdot \text{m}$], $M_{SP} \cong Mk_0 = 13,66 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$

Na základě minimálního požadovaného přenášeného krouticího momentu na spojce byl zvolen komplet hydraulicky ovládané spojko-brzdy s nejbližším vyšším přenášeným momentem na spojce. Spojko-brzda byla vybrána dle katalogu firmy ORTLINGHAUSE s označením 0123 - 080 - 80 - 001867. V Tab. 24 jsou uvedeny základní parametry zvolené spojko-brzdy. Na Obr. 70 je zobrazeno schéma zvolené spojko-brzdy se základními rozměry.

Tab 24) Parametry spojko-brzdy 0123 - 080 - 80 - 001867 [36]

SPOJKO-BRZDA ORTLINGHAUSE – 0123 – 080 – 80 – 001867	
maximální přenášený moment na spojce	$M_{stat} = 18\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$
brzdňý moment	$M_{dyn} = 7\,200 \text{ N} \cdot \text{m}$
pracovní tlak	$p_{pr} = 68 \text{ bar}$
zpětný tlak pružin	$p_{pruž} = 27 \text{ bar}$



Obr. 70) Schéma spojko-brzdy ORLTINGHAUSE [36]

14.2 Doběh brzdy

Pro výpočet doběhu brzdy je nutné stanovit momenty setrvačnosti rotujících a translačních hmot, které jsou určeny na základě 3D modelů a dostupných informací od výrobců zvolených komponentů. Dílčí momenty setrvačnosti budou redukovány na brzdou.

Dílčí parametry rotujících a translačních hmot

- **moment setrvačnosti satelitu planetové převodovky**

$$I_{SA} = I_{S1} + m_{S1} \cdot a_{10}^2 = 17,34 + 308 \cdot (396 \cdot 10^{-3})^2 = 65,64 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (159)$$

kde: I_{SA} - moment setrvačnosti satelitu v centrální ose rotace planetové převodovky

$$[\text{kg} \cdot \text{m}^2], I_{SA} = 65,64 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

I_{S1} - moment setrvačnosti satelitu planetové převodovky $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$, $I_{S1} = 17,34 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

V Tab. 25 jsou uvedeny momenty setrvačnosti a hmotnosti dílčích komponentů.

Tab 25) Momenty setrvačnosti a hmotnosti dílčích komponent

MOMENT SETRVAČNOST	OZNAČENÍ	HODNOTA
spojko-brzda	I_{SP}	$1,20 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
spojková hřídel	I_{SH}	$0,23 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
satelit planetové převodovky	I_{SA}	$65,64 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
unášeč planetové převodovky	I_U	$151,38 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
excentrická hřídel	I_{EH}	$25,21 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
HMOTNOST	OZNAČENÍ	HODNOTA
ojnice	m_o	$1\,053 \text{ kg}$
beran	m_b	$2\,900 \text{ kg}$
horní nástroj	m_n	$1\,500 \text{ kg}$

Celkový moment setrvačnosti brzděných hmot redukováných na brzdu

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot I_{RED} \cdot \omega_{BR}^2 &= \frac{1}{2} \cdot I_{SP} \cdot \omega_{BR}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{SH} \cdot \omega_{BR}^2 + 3 \cdot \frac{1}{2} \cdot I_{SA} \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I_U \cdot \omega_U^2 + \\ &+ \frac{1}{2} \cdot I_{EH} \cdot \omega_{EH}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_o \cdot v_o^2 + \frac{1}{2} \cdot m_b \cdot v_o^2 + \frac{1}{2} \cdot m_n \cdot v_o^2 \quad \rightarrow I_{RED} \\ I_{RED} &= I_{SP} + I_{SH} + 3 \cdot I_{SA} \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_{BR}} \right)^2 + I_U \cdot \left(\frac{\omega_U}{\omega_{BR}} \right)^2 + I_{EH} \cdot \left(\frac{\omega_{EH}}{\omega_{BR}} \right)^2 + m_o \cdot \left(\frac{v_o}{\omega_{BR}} \right)^2 + \\ &+ m_b \cdot \left(\frac{v_o}{\omega_{BR}} \right)^2 + m_n \cdot \left(\frac{v_o}{\omega_{BR}} \right)^2 \end{aligned} \quad (160)$$

kde: I_{RED} - celkový moment setrvačnosti brzděných hmot redukováný na brzdu [$kg \cdot m^2$]

I_{SP} - moment setrvačnosti spojko-brzdy [$kg \cdot m^2$], $I_{SP} = 1,2 kg \cdot m^2$

I_{SH} - moment setrvačnosti spojkové hřídele [$kg \cdot m^2$], $I_{SH} = 0,23 kg \cdot m^2$

I_U - moment setrvačnosti unášeče planetové převodovky [$kg \cdot m^2$],

$I_U = 151,38 kg \cdot m^2$

I_{EH} - moment setrvačnosti excentrické hřídele [$kg \cdot m^2$], $I_{EH} = 25,21 kg \cdot m^2$

m_o - hmotnost ojnice [kg], $m_o = 1053 kg$

m_b - hmotnost beranu [kg], $m_b = 2900 kg$

m_n - hmotnost nástroje [kg], $m_n = 1500 kg$

ω_{BR} - úhlová rychlost brzdy [s^{-1}]

ω_1 - úhlová rychlost satelitu planetové převodovky [s^{-1}]

ω_U - úhlová rychlost unášeče planetové převodovky [s^{-1}]

ω_{EH} - úhlová rychlost excentrické hřídele [s^{-1}]

v_o - rychlost translačních hmot (ojnice, beranu a nástroje) [s^{-1}]

- **Úhlová rychlost centrálního kola**

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot n_0 = 2 \cdot \pi \cdot 5,5 = 34,56 s^{-1} \quad (161)$$

kde: ω_0 - úhlová rychlost centrálního kola planetové převodovky při maximálním počtu zdvihů [s^{-1}], $\omega_0 = 34,56 s^{-1}$

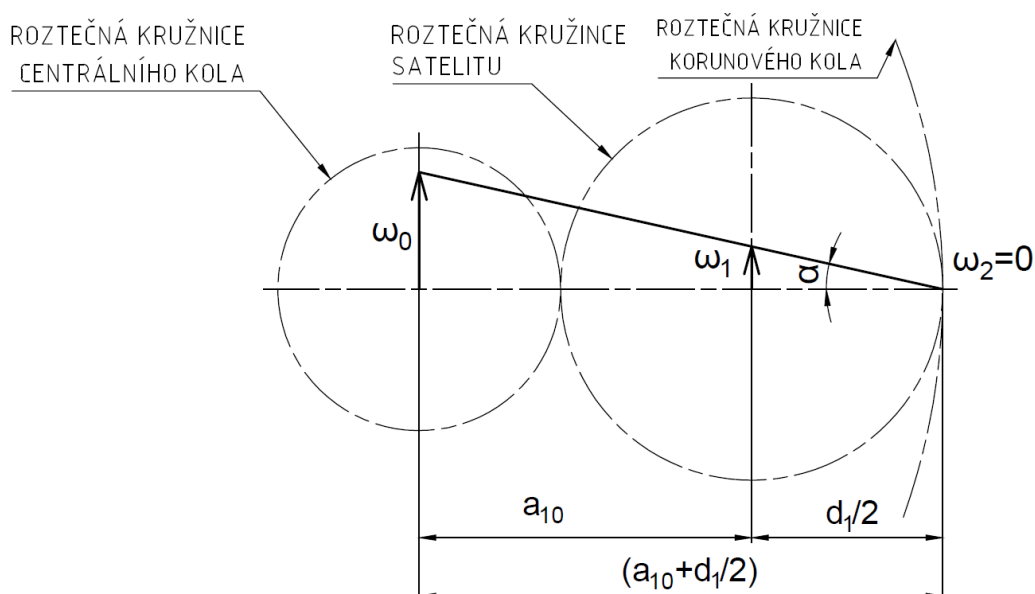
n_0 - otáčky centrálního kola planetové převodovky při maximálním počtu zdvihů [s^{-1}], $n_0 = n_{sp30} \cong 5,5 s^{-1}$

- **Úhlová rychlost brzdy**

$$\omega_{BR} = \omega_0 = 34,56 s^{-1} \quad (162)$$

- **Úhlová rychlost satelitu**

Na Obr. 71 je zobrazen kinematický rozbor planetové převodovky, na základě kterého je odvozena a spočítána úhlová rychlost satelitu.



Obr. 71) Kinematický rozbor planetové převodovky

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\omega_1}{\frac{D_1}{2}} = \frac{\omega_0}{a_{10} + \frac{D_1}{2}} \rightarrow \omega_1$$

$$\omega_1 = \frac{\omega_0 \cdot d_1}{2 \cdot a_{10} + d_1} = \frac{34,56 \cdot 648}{2 \cdot 396 + 648} = 15,55 \text{ s}^{-1} \quad (163)$$

- **Úhlová rychlost unášeče planetové převodovky**

$$\omega_U = 2 \cdot \pi \cdot n_{E30} = 2 \cdot \pi \cdot 0,5 = 3,14 \text{ s}^{-1} \quad (164)$$

- **Úhlová rychlost excentrického hřídele**

$$\omega_{EH} = \omega_U = 3,14 \text{ s}^{-1} \quad (165)$$

- **Rychlost translačních hmot (ojnice, beran a nástroj)**

$$v_0 = 2 \cdot \pi \cdot n_{E30} \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 0,31 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (166)$$

Dosazením rovnic (162) až (166) do obecné rovnice (160) je získána hodnota celkového momentu setrvačnosti brzděných hmot redukováných na brzdu.

$$I_{RED} = 1,2 + 0,23 + 3 \cdot 65,64 \cdot \left(\frac{15,55}{34,56} \right)^2 + 151,38 \cdot \left(\frac{3,14}{34,56} \right)^2 + 25,21 \cdot \left(\frac{3,14}{34,56} \right)^2 + \\ + 1053 \cdot \left(\frac{0,31}{34,56} \right)^2 + 2900 \cdot \left(\frac{0,31}{34,56} \right)^2 + 1500 \cdot \left(\frac{0,31}{34,56} \right)^2 = 43,22 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

14.2.1 Brzdný úhel

Na základě výpočtu brzdného úhlu na brzdě bude proveden přepočítání brzdného úhlu na excentrické hřídeli. Skutečná hodnota je následně porovnána s maximálně přípustným úhlem doběhu, který je stanoven v závislosti na bezpečnosti stroje dle [1].

Brzdný úhel na brzdě

$$\varphi_{BR} = \frac{I_{RED} \cdot \omega_{BR}^2}{2 \cdot M_{dyn}} = \frac{43,22 \cdot 34,56^2}{2 \cdot 7,2 \cdot 10^3} = 3,58 \text{ rad} \quad (167)$$

kde: φ_{BR} - brzdný úhel na brzdě [rad], $\varphi_{BR} = 3,58 \text{ rad}$

M_{dyn} - brzdný moment brzdy [N·m], $M_{dyn} = 7,2 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$

Vypočtený parametr doběhu brzdy je důležitou vstupní hodnotou pro řídicí systém stroje, aby bylo umožněno zastavení beranu v horní mrtvé poloze.

Absolutní rotační snímač umístěný na spojkové hřídeli dopočítá aktuální polohu excentrické hřídele, na základě známého převodového poměru planetové převodovky, a tím i polohu beranu v pracovním zdvihu. Dle aktuální polohy excentrické hřídele a vypočteného brzdného úhlu na brzdě bude znám okamžik, kdy musí dojít k rozepnutí spojky a sepnutí brzdy, aby došlo k zastavení pracovního beranu v horní mrtvé poloze. Z důvodu rozdílné dynamiky stroje pro jednotlivé počty pracovních zdvihů se brzdný úhel na brzdě bude lišit, a proto se přesné hodnoty určí až při měření bezpečnostních parametrů stroje.

Jeden z bezpečnostních parametrů měřených na stroji je skutečný čas doběhu beranu. Na základě změřeného času od stisknutí tlačítka central stop po zastavení beranu se dle technické normy [24] vypočítá minimální bezpečná vzdálenost, ve které může být umístěno dvouruční ovládání. Doba doběhu beranu se předepisuje na bezpečnostní štítek stroje a je v pravidelných intervalech kontrolována.

Brzdný úhel na excentrické hřídeli

$$\varphi_E = \frac{\varphi_{BR}}{i_{PL}} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{3,58}{11} \cdot \frac{180}{\pi} = 18,67^\circ \quad (168)$$

kde: φ_E - úhel doběhu na excentrické hřídeli [°], $\varphi_E = 18,67^\circ$

Brzdný úhel na excentrické hřídeli je určen bezpečností provozu stroje a pro běžné lisy se dle literatury [1] pohybuje v rozsahu 8 až 30°.

$$\varphi_E = 18,67^\circ \leq \varphi_{Edov} = 30^\circ \quad (169)$$

kde: φ_{Edov} - maximální přípustný úhel doběhu na excentrické hřídeli [°], určeno dle [1],

$$\varphi_{Edov} = 30^\circ$$

Zvolená spojko-brzda splňuje podmínku brzdného úhlu na excentrické hřídeli.

Vykonaná dráha beranu při doběhu brzdy

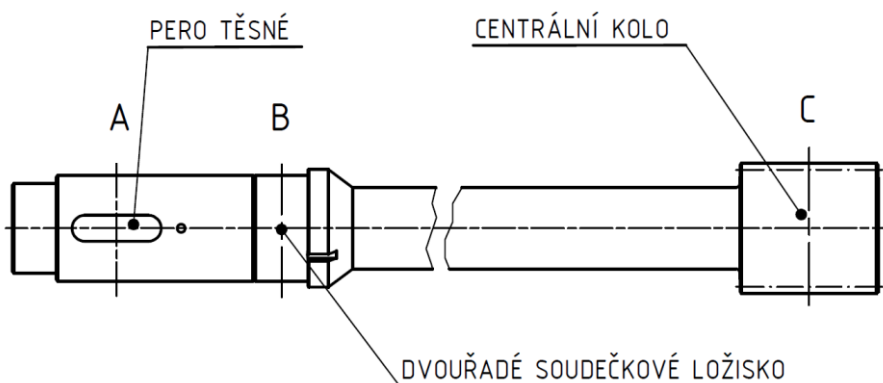
$$s_b = r \cdot \left(1 - \cos(\varphi_E) + \frac{1}{K_o} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - K_o^2 \cdot \sin(\varphi_E)^2} \right) \right)$$

$$s_b = 0,1 \cdot \left(1 - \cos(18,67^\circ) + \frac{1}{0,07} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - 0,07^2 \cdot \sin(18,67^\circ)^2} \right) \right) = 5,63 \text{ mm} \quad (170)$$

kde: s_b - vykonaná dráha beranu lisu při doběhu brzdy [mm], $s_b = 5,63 mm$

15 KONSTRUKČNÍ NÁVRH SPOJKOVÉ HŘÍDELE

Spojková hřídel slouží pro přenos krouticího momentu ze setrvačnicku na centrální kolo jednostupňové planetové převodovky. Přenos krouticího momentu ze setrvačnicku na spojkovou hřídel je realizován přes hydraulicky ovládanou spojku. Vnitřní náboj spojky je s touto hřídelí spojen za pomoci tvarového styku - těsného pera (místo A). Hřídel je uložena letmo v rámu stroje ve dvouřadém, soudečkovém naklápěcím ložisku (místo B). Na konci této hřídele (místo C) je vyrobeno evolventní ozubení s přímými zuby, které představuje centrální kolo planetové převodovky. Na Obr. 72 zobrazena spojková hřídel.



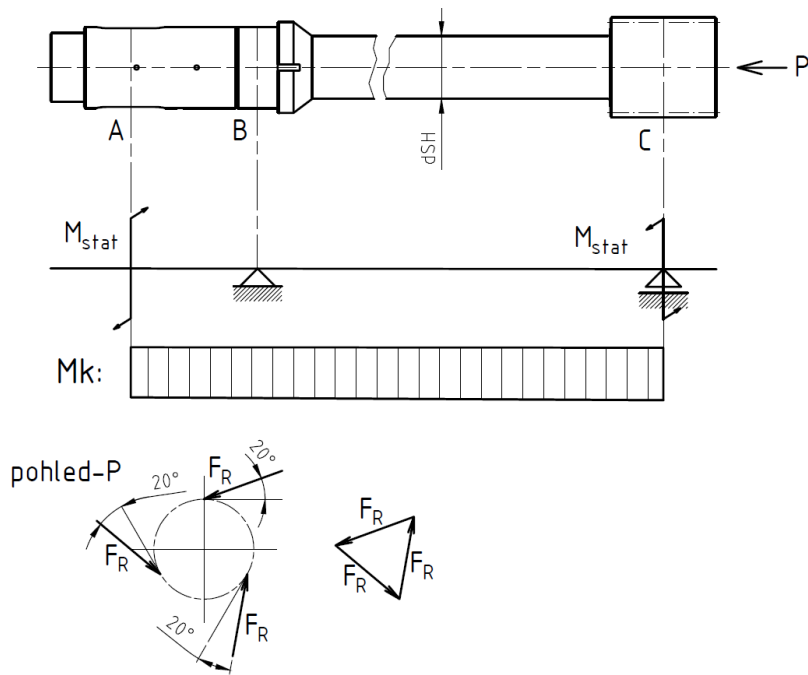
Obr. 72) Spojková hřídel

15.1 Volba materiálu a tepelné zpracování

Pro spojkovou hřídel s pastorkem (centrální kolo planetové převodovky) je volena konstrukční slitinová ocel 15 330. Jedná se o středně legovanou, ušlechtilou chrom - molybden - vanadovou ocel vhodnou k nitridaci. Hřídel bude předhrubována ve výchozím stavu - žíhání na měkko, poté bude zušlechtěna na dolní pevnost. Následně bude provedena dokončovací operace a v poslední řadě bude ozubení nitridováno.

15.2 Rozbor zatížení působící na spojkovou hřídel

Hřídel je namáhána pouze přenášeným krouticím momentem od spojky. Z důvodu toho, že centrální kolo je obklopeno třemi satelity, dochází k vzájemnému vyrušení radiálních sil, a proto výsledné radiální zatížení od čelního ozubení planetové převodovky je nulové. Rozbor zatížení působící na spojkovou hřídel je zobrazen na Obr. 73.



Obr. 73) Rozbor zatížení působící na spojkovou hřídel

15.3 Výpočet minimálního průměru spojkové hřídele z namáhání v krutu

Dovolené smykové napětí je vypočteno dle literatury [14].

$$\tau_{DOV} = \frac{Res_{SH}}{k_{c,SH}} = \frac{0,6 \cdot Re_{SH}}{k_{c,SH}} \cdot c_{II,leg} = \frac{0,6 \cdot 600}{2} \cdot 0,7 = 126 \text{ MPa} \quad (171)$$

kde: τ_{DOV} - dovolené smykové napětí v krutu [MPa], $\tau_{DOV} = 126 \text{ MPa}$

Res_{SH} - minimální mez kluzu ve smyku pro materiál 15 330.6 [MPa]

Re_{SH} - minimální mez kluzu v tahu pro materiál 15 330.6 [MPa], určeno dle [15],

$Re_{SH} = 600 \text{ MPa}$

$k_{c,SH}$ - součinitel bezpečnosti dovoleného napětí pro spojkovou hřídel [-], zvoleno dle [14], $k_{c,SH} = 2$

$c_{II,leg}$ - součinitel pro mívivé zatížení u legovaných ocelí [-], zvoleno dle [14],

$c_{II,leg} = 0,7$

$$\tau_K = \frac{Mk}{W_K} = \frac{M_{stat}}{\frac{\pi \cdot d_{SHmin}^3}{16}} = \frac{16 \cdot M_{stat}}{\pi \cdot d_{SHmin}^3} \leq \tau_{DOV} \quad \rightarrow d_{SHmin}$$

$$d_{SHmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{stat}}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 18 \cdot 10^6}{\pi \cdot 126}} = 89,94 \text{ mm} \quad (172)$$

kde: d_{SHmin} - minimální požadovaný průměr spojkové hřídele [mm]

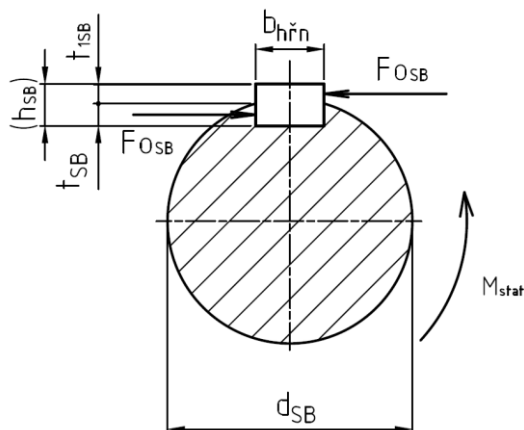
M_{stat} - maximálně možný přenášený krouticí moment na spojkové hřídeli [$N \cdot m$],

$M_{stat} = 18 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot m$

Z konstrukčních a bezpečnostních důvodů volím nejmenší průměr spojkové hřídele - $d_{SH} = 100 \text{ mm}$.

15.4 Návrh těsného pera mezi spojkovou hřídelí a spojko-brzdou

Těsné pero slouží pro přenos krouticího momentu z vnitřního náboje spojky na spojkovou hřídel. Na základě zvolené spojko-brzdy byl navržen průměr spojkového hřídele v místě uložení spojky - $d_{SB} = 130 \text{ mm}$. Výrobce ORTLINGHAUSE doporučuje pro těsné pero použít materiál 14 240.6 vzhledem k vyšším přenášeným krouticím momentům. Dle průměru hřídele - $d_{SB} = 130 \text{ mm}$ byly určeny základní rozměry těsného pera DIN 6885 A. Na Obr. 74 jsou zobrazeny základní rozměry těsného pera a působící zatížení na tvarový spoj.



Obr. 74) Rozměry těsného pera spojko-brzdy

V Tab. 26 jsou uvedeny rozměrové parametry těsného pera.

Tab 26) Rozměry těsného pera DIN 6885 A

TĚSNÉ PERO DIN 6885 A	h_{SB}	b_{SB}	t_{SB}	t_{1SB}
	18 mm	32 mm	11 mm	7 mm

Obvodová síla působící na pero

$$F_{0SB} = \frac{M_{stat}}{d_{SB}} = \frac{18 \cdot 10^6}{130} = 276,92 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (173)$$

kde: F_{0SB} - obvodová síla působící na těsné pero spojko-brzdy [N], $F_{0SB} = 276,92 \cdot 10^3 \text{ N}$
 d_{SB} - průměr spojkové hřídele v místě uložení spojko-brzdy [mm], $d_{SB} = 130 \text{ mm}$

Návrh délky pera z tlakového namáhání

Výpočet dovoleného tlaku je proveden dle literatury [14].

$$p_{DOV,PT} = \frac{Re_{PT}}{k_{c,PT}} \cdot c_{II,leg} = \frac{530}{2} \cdot 0,7 = 185,5 \text{ MPa} \quad (174)$$

kde: $p_{DOV,PT}$ - dovolený tlak pro ocel 14 240.6 [MPa], $p_{DOV,PT} = 185,5 \text{ MPa}$

Re_{PT} - minimální mez kluzu v tahu pro ocel 14 240.6 [MPa], určeno dle [15],

$Re_{PT} = 530 \text{ MPa}$

$k_{c,PT}$ - součinitel bezpečnosti dovoleného napětí pro spoj s těsným perem [-], zvoleno

dle [14], $k_{c,PT} = 2$

$$p_{SB} = \frac{Fo_{SB}}{So_{SB}} = \frac{Fo_{SB}}{t_{1SB} \cdot (l_{SB\min} - b_{SB})} \leq p_{DOV,PT} \quad \rightarrow l_{SB\min}$$

$$l_{SB\min} = \frac{Fo_{SB}}{p_{DOV,PT} \cdot t_{1SB}} + b_{SB} = \frac{276,92 \cdot 10^3}{185,5 \cdot 7} + 32 = 245,26 \text{ mm} \quad (175)$$

kde: $l_{SB\min}$ - minimální požadovaná délka těsného pera spojkové hřídele [mm]

t_{1SB} - hloubka drážky pro těsné pero v náboji spojko-brzdy [mm], $t_{1SB} = 7 \text{ mm}$

b_{SB} - šířka těsného pera spojko-brzdy [mm], $b_{SB} = 32 \text{ mm}$

Pro konstrukční řešení volím 2 těsná pera s označením: **PERO DIN 6885 A 32x18x125**.

Kontrola navrženého pera na smyk

Dovolené smykové napětí je vypočteno dle literatury [14].

$$\tau_{DOV,PT} = \frac{Res_{PT}}{k_{c,PT}} \cdot c_{II} = \frac{0,6 \cdot Re_{PT}}{k_{c,PT}} \cdot c_{II,leg} = \frac{0,6 \cdot 530}{2} \cdot 0,7 = 111,3 \text{ MPa} \quad (176)$$

kde: $\tau_{DOV,PT}$ - dovolený smykové napětí pro ocel 14 240.6 [MPa], $\tau_{DOV,PT} = 111,3 \text{ MPa}$

Res_{PT} - minimální mez kluzu ve smyku pro ocel 14 240.6 [MPa]

$$\tau_{SB} = \frac{Fo_{SB}}{n_{PT} \cdot b_{SB} \cdot l_{SB}} = \frac{276,92 \cdot 10^3}{2 \cdot 32 \cdot 125} = 34,62 \text{ MPa} \quad (177)$$

kde: τ_{SB} - skutečné smykové napětí působící na těsné pero spojko-brzdy [MPa],

$\tau_{SB} = 34,62 \text{ MPa}$

n_{PT} - počet zvolených těsných per pro spojko-brzdu [ks], $n_{PT} = 2$

l_{SB} - zvolená délka těsného pera [mm], zvoleno $l_{SB} = 125 \text{ mm}$

$$\tau_{SB} = 34,62 \text{ MPa} \leq \tau_{DOV,PT} = 111,3 \text{ MPa} \quad (178)$$

Skutečné smykové napětí působící ve spoji těsného pera pro spojko-brzdu je menší než maximální přípustné napětí. Navržené těsné pero: **PERO DIN 6885 A 32x18x125** vyhovuje z hlediska smykové namáhání.

16 NÁVRH A KONTROLA EXCENTRICKÉ HŘÍDELE

Pro excentrickou hřídel byla zvolena konstrukční legovaná ocel 16 240 jako výkovek, která je následně zušlechťena na dolní pevnost. Hřídel je dutého průřezu a je uložena v kluzných ložiskách rámu stroje. Na hřídel působí krouticí moment od planetové převodovky - Mk_{skut} a radiální zatížení od skutečné síly v ojnici - F_{LS} a hmotnosti planetové převodovky - F_{PL} . Krouticí moment je přenášen z planetové převodovky na excentrickou hřídel, dále přes excentr hřídele na ojnici. Pevnostní výpočet bude zohledňovat jednotlivé druhy kombinovaného namáhání a je proveden dle literatury [19]. Mechanické vlastnosti zvolené oceli pro navrhovanou hřídel jsou uvedeny v Tab. 27.

Tab 27) Mechanické vlastnosti zvolené oceli [15]

MECHANICKÉ VLASTNOSTI OCELI 16 240.6	
mez pevnosti v tahu	$Rm_{EH} = 716 \text{ MPa}$
minimální mez kluzu v tahu	$Re_{EH} = 520 \text{ MPa}$
mez únavy v tahu	$\sigma_{cEH} = 280 \text{ MPa}$
mez únavy při střídavém ohybu	$\sigma_{oEH} = 375 \text{ MPa}$
mez únavy při míjivém krutu	$\tau_{kEH} = 230 \text{ MPa}$

16.1 Rozbor zatížení působící na excentrickou hřídel

Na Obr. 75 je zobrazeno zatížení a výsledné vnitřní účinky působící na excentrickou hřídel.

Krouticí moment od planetové převodovky

$$Mk_{skut} = 150,29 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (179)$$

Zatížení od ojnice

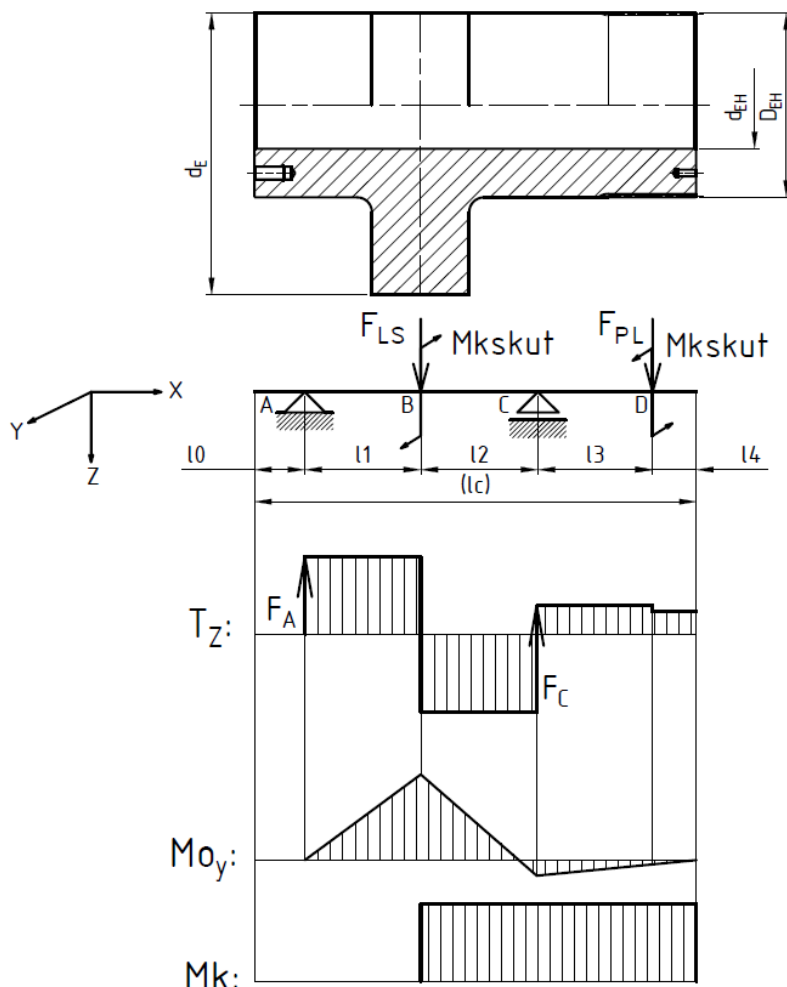
$$F_{LS} = 2,51 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (180)$$

Zatížení od hmotnosti planetové převodovky

$$F_{PL} = (3 \cdot m_{S1} + m_U) \cdot g = (3 \cdot 308 + 898) \cdot 9,81 = 17,87 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (181)$$

kde: F_{PL} - zatížení od hmotnosti planetové převodovky [N], $F_{PL} = 17,87 \cdot 10^3 \text{ N}$

m_U - hmotnost unášeče planetové převodovky [kg], $m_U = 898 \text{ kg}$



Obr. 75) Rozbor zatížení působící na excentrickou hřídel

16.2 Výpočet reakčních sil působící na excentrickou hřídel

Na základě podmínek statické rovnováhy bude proveden výpočet reakčních sil působící na excentrickou hřídel v místech A a C. V Tab. 28 jsou uvedeny navržené vzdálenosti mezi zatěžujícími a reakčními silami působící na excentrickou hřídel.

Tab 28) Vzdálenosti na excentrické hřídeli

OZNAČENÍ	l_0	l_1	l_2	l_3	l_4	l_c
HODNOTA [mm]	100 mm	240 mm	240 mm	265 mm	60 mm	905 mm

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum F_z = 0 \quad (182)$$

$$-F_A + F_{LS} - F_C + F_{PL} = 0$$

$$\sum M_{YA} = 0 \quad (183)$$

$$-F_{LS} \cdot l_1 + F_C \cdot (l_1 + l_2) - F_{PL} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

Reakční síla působící v místě C

$$F_C = \frac{F_{LS} \cdot l_1 + F_{PL} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2} \quad (184)$$

$$F_C = \frac{2,51 \cdot 10^6 \cdot 240 + 17,87 \cdot 10^3 \cdot (240 + 240 + 265)}{240 + 240} = 1,28 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (185)$$

kde: F_C - reakční síla působící na kluzné ložisko v místě - C [N], $F_C = 1,28 \cdot 10^6 \text{ N}$

$l_1 \div l_3$ - vzdálenosti mezi působícími silami na excentrické hřídeli [mm]

Reakční síla působící v místě A

$$F_A = F_{LS} - F_C + F_{PL} = 2,51 \cdot 10^6 - 1,28 \cdot 10^6 + 17,87 \cdot 10^3 = 1,24 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (186)$$

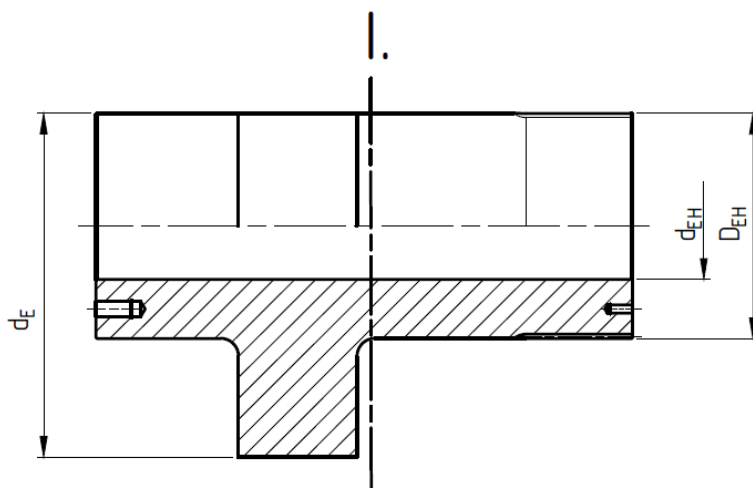
kde: F_A - reakční síla působící na kluzné ložisko v místě - A [N], $F_C = 1,24 \cdot 10^6 \text{ N}$

16.3 Statická kontrola excentrické hřídele

Hybné hřídele přenášející krouticí moment bývají obvykle kontrolovány pouze na kombinované namáhání ohyb a krut. Vzhledem k tomu, že excentrická hřídel je dutého průřezu a kratší délky, bude nutné provést navíc i kontrolu z hlediska kombinovaného namáhání na ohyb a smyk, vznikající od radiálních posouvajících sil. V určitých případech může být rizikovější smykové napětí od posouvajících sil, místo obvyklého napětí způsobené krouticím momentem. Kombinovaná namáhání budou počítány v místě nejvíce nebezpečného průřezu.

Na základě spočítaných jednotlivých redukovaných napětí dle podmínky HMM budou zjištěny statické bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti (MSP). Dle Obr. 75., kde jsou zobrazeny výsledné vnitřní účinky působící na excentrickou hřídel je zřejmé, že největší zatížení od ohybového momentu je v místě B - osa excentru. Z hlediska namáhání tento průřez není nebezpečný, protože hřídel v tomto místě dosahuje největší hodnoty modulu průřezu v ohybu a polárního kvadratického momentu průřezu.

Hřídel je tedy nutné zkontrolovat ve vyznačeném průřezu I., dle Obr. 76, který je nejvíce nebezpečný z hlediska statického i dynamického namáhání. Působí zde současně ohybový moment od radiálních posouvajících sil a navíc krouticí moment od planetové převodovky.

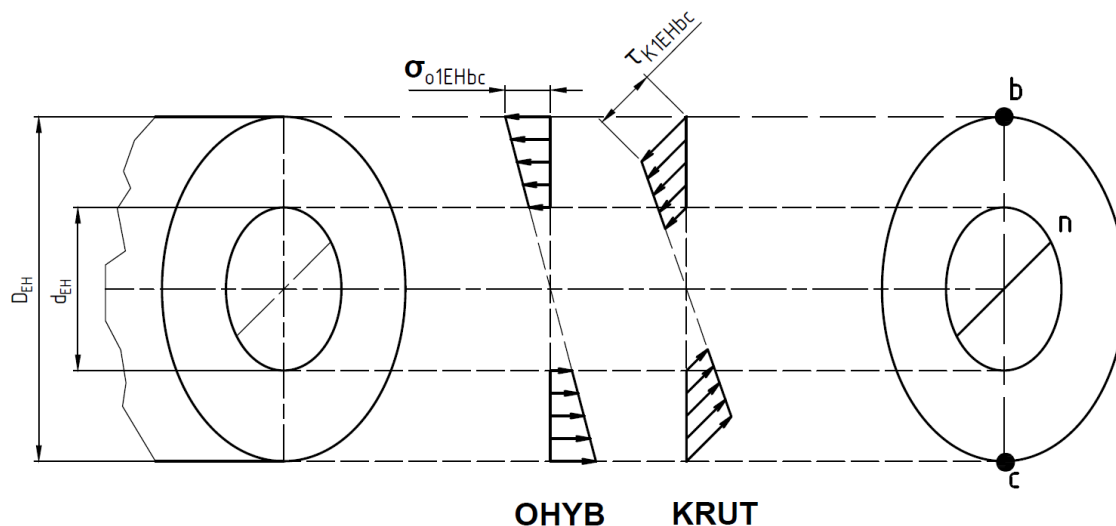


Obr. 76) Nebezpečný průřez na excentrické hřídeli

16.3.1 Statická kontrola hřídele při kombinaci - ohyb a krut

Jedná se o velice častý případ v konstrukci strojů a zařízeních. Z analýzy napjatosti vyplývá, že se jedná o rovinnou napjatost s normálovým napětím od ohybového momentu a tečným napětím od krouticího momentu. Normálové napětí od ohybového momentu jsou rozložena po kruhovém průřezu lineárně s dosažením největší hodnoty v místě nejvzdálenějších krajních vláken příčného průřezu. Smykové napětí od krouticího momentu jsou taktéž rozložena lineárně s maximálními dosaženými hodnotami v místech - b, c [19].

Na Obr. 77 je zobrazen průběh normálových a smykových napětí na mezikruhovém průřezu. Z grafického zobrazení je zřejmé, že kombinované napětí bude nutné zkontrolovat v místě nejvzdálenějších krajních vláken od neutrální osy (místo b, nebo c).

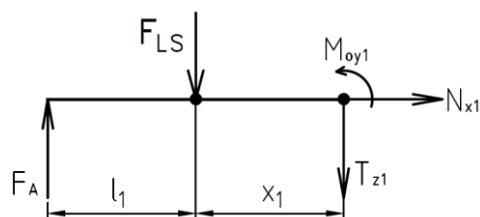


Obr. 77) Kombinace namáhání ohyb a krut

Ohybový moment působící na excentrickou hřídel - průřez I.

Na Obr. 78 je zobrazen průběh VVÚ v místě průřezu I.

$$x_1 \in (0;100) \text{ mm}$$



Obr. 78) Průběh VVÚ v místě průřezu I.

$$T_{z1} = -F_A + F_{LS} = -1,24 \cdot 10^6 + 2,51 \cdot 10^6 = 1,26 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (187)$$

kde: T_{z1} - posouvající síla působící na excentrickou hřídel - průřez I. [N]

$$T_{z1} = 1,26 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$M_{oy1} = F_A \cdot (l_1 + x_1) - F_{LS} \cdot x_1 \quad (188)$$

$$M_{oy1} = 1,24 \cdot 10^6 \cdot (240 + 100) - 2,51 \cdot 10^6 \cdot 100 = 172,04 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde: M_{oy1} - ohybový moment působící na excentrickou hřídel – průřez I. [N · mm],

$$M_{oy1} = 172,04 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

x_1 - vzdálenost na excentrické hřídeli od změny zatížení [mm], $x_1 = 100 \text{ mm}$

Kvadratický moment plochy - průřez I.

$$J_{y_{EH1}} = \frac{\pi \cdot (D_{EH}^4 - d_{EH}^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (340^4 - 180^4)}{64} = 604,44 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (189)$$

kde: $J_{y_{EH1}}$ - kvadratický moment plochy - průřez I. [mm^4], $J_{y_{EH1}} = 604,44 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

D_{EH} - vnější průměr excentrické hřídele uložený v rámu stroje [mm], $D_{EH} = 340 \text{ mm}$

d_{EH} - průměr vnitřního otvoru excentrické hřídele [mm], $d_{EH} = 180 \text{ mm}$

Modul průřezu v ohybu - průřez I., místo b, c

$$W_{o_{1bc}} = \frac{J_{y_{EH1}}}{\frac{D_{EH}}{2}} = \frac{604,44 \cdot 10^6}{\frac{340}{2}} = 3,56 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \quad (190)$$

kde: $W_{o_{1bc}}$ - modul průřezu v ohybu – průřez I., místo b, c [mm^3], $W_{o_{1bc}} = 3,56 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$

Napětí v ohybu – průřez I., místo b, c

$$\sigma_{o_{1EHbc}} = \frac{M_{oy1}}{W_{o_{1bc}}} = \frac{172,04 \cdot 10^6}{3,56 \cdot 10^6} = 48,39 \text{ MPa} \quad (191)$$

kde: $\sigma_{o_{1EHbc}}$ - napětí v ohybu v průřezu I., místo b, c [MPa], $\sigma_{o_{1EHbc}} = 48,39 \text{ MPa}$

Polární kvadratický moment plochy k neutrální ose - průřez I.

$$I_p = \frac{\pi \cdot (D_{EH}^4 - d_{EH}^4)}{32} = \frac{\pi \cdot (340^4 - 180^4)}{32} = 1,21 \cdot 10^9 \text{ mm}^4 \quad (192)$$

kde: I_p - polární kvadratický moment plochy k neutrální ose v průřezu I. [mm^4],

$$I_p = 1,21 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v krutu - průřez I., místo b, c

$$Wk_{1bc} = \frac{I_p}{\frac{D_{EH}}{2}} = \frac{1,21 \cdot 10^9}{\frac{340}{2}} = 7,11 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \quad (193)$$

kde: Wk_{1bc} - modul průřezu v krutu - průřez I., místo - b, c [mm^3], $Wk_{1bc} = 7,11 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$

Napětí v krutu - průřez I., místo b, c

$$\tau_{k1EHbc} = \frac{Mk_{skut}}{Wk_{1bc}} = \frac{150,29 \cdot 10^6}{7,11 \cdot 10^6} = 21,13 \text{ MPa} \quad (194)$$

kde: τ_{k1EHbc} - napětí v krutu - průřez I., místo - b, c [MPa], $\tau_{k1EHbc} = 21,13 \text{ MPa}$

Redukované napětí pro kombinaci ohyb a krut - průřezu I., místo b, c

$$\sigma_{REDbc} = \sqrt{\sigma_{o1EHbc}^2 + 3 \cdot \tau_{k1EHbc}^2} = \sqrt{48,39^2 + 3 \cdot 21,13^2} = 60,67 \text{ MPa} \quad (195)$$

kde: σ_{REDbc} - redukované napětí pro kombinaci ohyb a krut - průřez I., místo - b, c [MPa],

$$\sigma_{REDbc} = 60,67 \text{ MPa}$$

Výsledná statická bezpečnost pro kombinaci ohyb a krut - průřez I., místo b, c

$$k_{stat, bc} = \frac{Re_{EH}}{\sigma_{REDbc}} = \frac{520}{60,67} = 8,57 \quad (196)$$

kde: $k_{stat, bc}$ - výsledná statická bezpečnosti pro kombinaci ohyb a krut - průřez I.,

místo b, c [MPa], $k_{stat, bc} = 8,57$

Re_{EH} - mez kluzu v tahu pro ocel 16 240.6 [MPa], určeno dle [15],

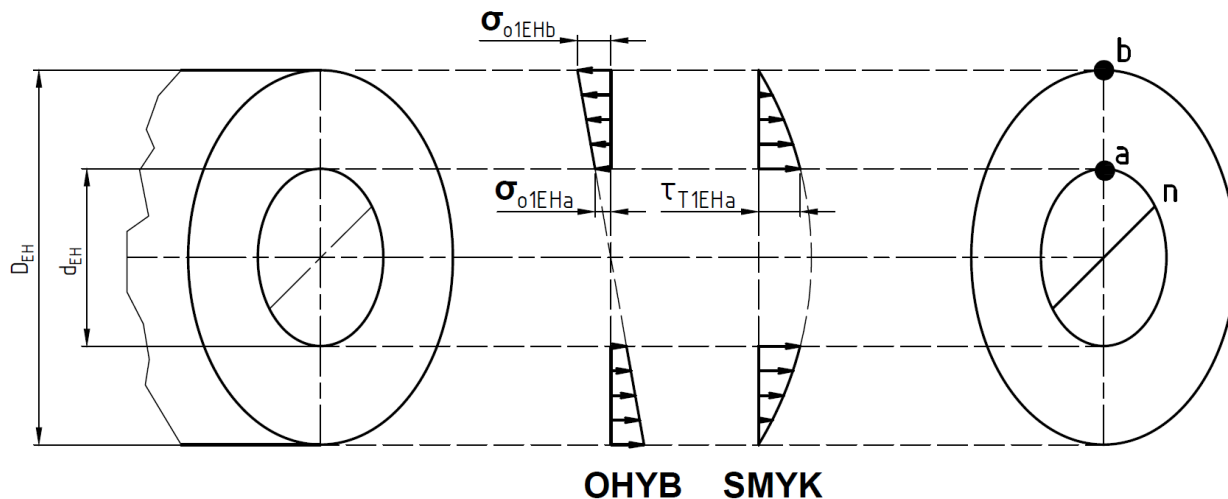
$$Re_{EH} = 520 \text{ MPa}$$

16.3.2 Statická kontrola hřídele při kombinaci - ohyb a smyk

Z analýzy napjatosti v obecném bodě průřezu vyplývá, že se jedná o rovinnou napjatost s normálovým napětím od ohybu a smykovým napětím od posouvající síly. Normálové napětí od ohybového momentu jsou po kruhovém průřezu rozloženy lineárně. Napětí smykové od posouvající síly jsou rozloženy po kruhovém průřezu elipticky [19].

Na Obr. 79 je zobrazen průběh normálových a smykových napětí na mezikruhovém průřezu. Z grafického zobrazení je zřejmé, že napětí bude nutné zkontrolovat v místě nejbližších vláken od neutrální osy - n (místo a), kde působí současně normálové a smykové napětí.

V místě nejvzdálenějších krajních vláken (místo b) je smykové napětí nulové a tím nedochází ke vzniku redukovaného napětí od ohybu a smyku. Objevuje se zde pouze jednoosá napjatost od ohybového momentu, o stejné velikosti, která již byla vypočtena při předchozím namáhání (kombinace ohybu a krutu). Místo v nejvzdálenějších krajních vlákních v tomto případě nepovažují za nebezpečné, a proto nebude kontrolováno.



Obr. 79) Kombinace namáhání ohyb a smyk

Modul průřezu v ohybu - průřez I., místo a

$$W_{o1a} = \frac{J_{y_{EH1}}}{\frac{d_{EH}}{2}} = \frac{604,44 \cdot 10^6}{\frac{180}{2}} = 6,72 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \quad (197)$$

kde: W_{o1a} - modul průřezu v ohybu - průřez I., místo a [mm^3], $W_{o1a} = 6,72 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$

Napětí v ohybu - průřez I., místo a

$$\sigma_{o1EHa} = \frac{Moy_1}{W_{o1a}} = \frac{172,04 \cdot 10^6}{6,72 \cdot 10^6} = 25,62 \text{ MPa} \quad (198)$$

kde: σ_{o1EHa} - napětí v ohybu v průřezu I., místo a [MPa], $\sigma_{o1EHa} = 25,62 \text{ MPa}$

Napětí ve smyku - průřez I., místo a

Pro výpočet smykového napětí, kde vzniká složitější typ napjatosti - normálového napětí v příčném průřezu od ohybového momentu a smykového napětí v příčném průřezu od posouvající síly nelze použít hodnotu tzv. smluvního smykového napětí - $\tau = \frac{F}{S}$. Tento výpočet vede k podhodnocení smykového napětí. Pro výpočet skutečné hodnoty smykového napětí je nutné použít vztah dle Žuravského [20].

$$\tau_{T1EHa} = \frac{Tz_1 \cdot S_M}{J_{y_{EH1}} \cdot h} \quad (199)$$

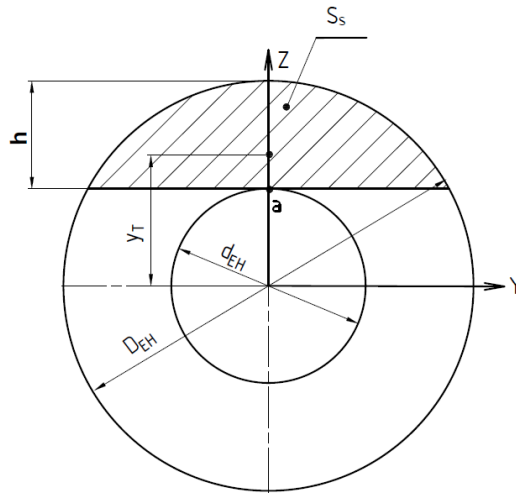
kde: τ_{T1EHa} - napětí ve smyku - průřez I., místo a [MPa]

S_M - statický moment odříznuté části průřezu [mm]

h - výška odříznuté části plochy [mm], $h = 80 \text{ mm}$

- **Statický moment odříznuté části průřezu**

Výpočet je proveden dle nákresu, zobrazeném na Obr. 80.



Obr. 80) Plocha odříznuté části průřezu

$$S_M = S_s \cdot y_T = 16,29 \cdot 10^3 \cdot 122,75 = 2 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \quad (200)$$

kde: S_s - plocha odříznuté části průřezu [mm^2], odečteno dle 3D model,

$$S_s = 16,29 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$$

y_T - těžiště odříznuté části průřezu k neutrální ose [mm], odečteno dle 3D modelu,

$$y_T = 122,75 \text{ mm}$$

Dosažením rovnice (200) do obecné rovnice (199) je vypočítána skutečná hodnota smykového napětí dle Žuravského vztahu.

$$\tau_{T1EHa} = \frac{Tz_1 \cdot S_M}{Jy_{EH1} \cdot h} = \frac{1,26 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 10^6}{604,44 \cdot 10^6 \cdot 80} = 52,22 \text{ MPa} \quad (201)$$

Redukované napětí pro kombinaci ohyb a smyk - průřezu I., místo a

$$\sigma_{REDa} = \sqrt{\sigma_{o1EHa}^2 + 3 \cdot \tau_{k1EHa}^2} = \sqrt{25,62^2 + 3 \cdot 52,22^2} = 94,01 \text{ MPa} \quad (202)$$

kde: σ_{REDa} - redukované napětí pro kombinaci ohyb a smyk - průřez I., místo a [MPa],

$$\sigma_{REDa} = 94,01 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost pro kombinaci ohyb a smyk - průřez I., místo a

$$k_{stat,a} = \frac{Re_{EH}}{\sigma_{REDa}} = \frac{520}{94,01} = 5,53 \quad (203)$$

kde: $k_{stat,a}$ - statická bezpečnost pro kombinaci ohyb a smyk - průřez I., místo a [-],

$$k_{stat,a} = 5,53$$

16.3.3 Výsledky statických bezpečností pro jednotlivé kombinace namáhání

Uvedená Tab. 29 shrnuje dosažené výsledky kombinovaného statického namáhání působící na excentrickou hřídel. Z výsledků je patrné, že při statické kontrole je nejvíce nebezpečná kombinace namáhání ohyb a smyk v místě - a, kde je dosažena nejnižší bezpečnost. Získané výsledky budou sloužit pro určení rizikové kombinace namáhání při výpočtu dynamické kontroly k meznímu stavu únavy.

Tab 29) Výsledky statických bezpečností

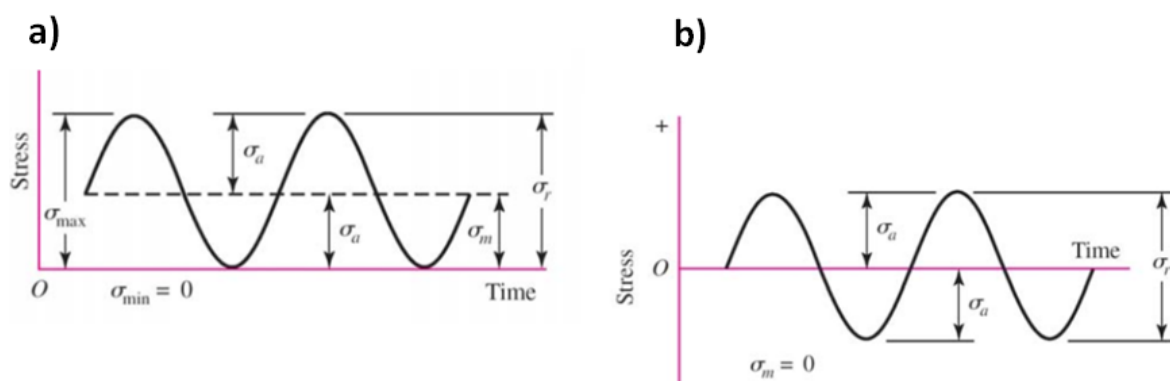
KOMBINACE NAMÁHÁNÍ	MÍSTO NAPĚTÍ	DÍLČÍ NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ OD OHYBU	DÍLČÍ SMYKOVÉ NAPĚTÍ OD KRUTU/SMYKU	VÝSKEDNÉ REDUKOVANÉ NAPĚTÍ	VÝLEDNÁ STATICKÁ BEZPEČNOST
ohyb + krut	b, c	$\sigma_{o1EHbc} = 48,4 \text{ MPa}$	$\tau_{K1EHbc} = 21,1 \text{ MPa}$	$\sigma_{REDBc} = 60,7 \text{ MPa}$	$k_{\text{stat}_{bc}} = 8,6$
ohyb + smyk	a	$\sigma_{o1EHa} = 25,6 \text{ MPa}$	$\tau_{T1EHa} = 52,2 \text{ MPa}$	$\sigma_{REDa} = 94,0 \text{ MPa}$	$k_{\text{stat}_a} = 5,5$

16.4 Dynamická kontrola excentrické hřídele

Excentrickou hřídel je nutné zkontrolovat z hlediska dynamického namáhání k meznímu stavu únavy. Kontrola bude stejně jako při statickém namáhání provedena ve vyznačeném průřezu I. dle Obr. 76, který je nejvíce nebezpečný z hlediska kombinovaného namáhání. Navíc zde bude uvažováno s účinkem vrubu, který způsobuje lokální koncentraci napětí.

Při statickém namáhání je nejvíce nebezpečná kombinace napětí od ohybu a smyku. Při výpočtu dynamického namáhání hřídele, oproti statické kontrole, bude mít velký vliv napětí od ohybu, protože je zastoupeno jako střídavé napětí.

Vzhledem k tomu, že dílčí složka normálového napětí při kombinaci namáhání ohyb a krut je téměř dvojnásobně větší oproti dílčímu normálovému napětí při kombinaci ohyb a smyk, bude nutné provést dynamickou kontrolu excentrické hřídele v obou zmíněných případech namáhání. Z hlediska ohybu se bude jednat o napětí kmitavé, střídavé, z hlediska krutu (smyku) kmitavé, míjivé. Výpočet excentrické hřídele při dynamickém namáhání je proveden dle literatury [17]. Na Obr. 81 jsou zobrazeny jednotlivé způsoby cyklického zatěžování.



Obr. 81) Cyklické zatěžování: a) napětí míjivé, b) napětí střídavé [17]

16.4.1 Dynamická kontrola pro kombinované namáhání - ohyb a krut

Jednotlivá napětí v ohybu a krutu jsou počítána ve stejných místech, jako při statickém namáhání - místo b, c, dle Obr. 77.

Součinitel vrubu pro ohyb - průřez I.

$$\beta_0 = 1 + (\alpha_0 - 1) \cdot \eta_c = 1 + (2,16 - 1) \cdot 0,8 = 1,93 \quad (204)$$

kde: β_0 - součinitel vrubu pro ohyb - průřez I. [-], $\beta_0 = 1,93$

α_0 součinitel tvaru pro ohyb - pro osazené hřídele [-], určeno dle [17], $\alpha_0 = 2,16$

η_c - součinitel vrubové citlivosti pro ocel 16 240.6 (legovaná ocel), [-], určeno dle [17], $\eta_c = 0,8$

Skutečná mez únavy excentrické hřídele v ohybu

$$\sigma_{ohs} = \sigma_{oEH} \cdot \frac{\eta_p \cdot \eta_v}{\beta_0} = 375 \cdot \frac{0,95 \cdot 0,8}{1,93} = 147,82 \text{ MPa} \quad (205)$$

kde: σ_{ohs} - skutečná mez únavy excentrické hřídele v ohybu [MPa], $\sigma_{ohs} = 147,82 \text{ MPa}$

σ_{oEH} - mez únavy v ohybu hladké standartní tyče [MPa], určeno dle [15],

$$\sigma_{oEH} = 375 \text{ MPa}$$

η_p - součinitel jakosti povrchu hřídele [-], určeno dle [17], $\eta_p = 0,95$

η_v - součinitel velikosti hřídele [-], určeno dle [17], $\eta_v = 0,8$

Dynamická bezpečnost v ohybu - průřez I.

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{ohs}}{\sigma_{a1}} = \frac{147,82}{48,39} = 3,05 \quad (206)$$

kde: $k_{\sigma 1}$ - dynamická bezpečnost v ohybu - průřez I. [-], $k_{\sigma 1} = 3,05$

σ_{a1} - amplituda napětí v ohybu - průřez I. [MPa], $\sigma_{a1} \cong \sigma_{o1EHbc} = 48,39 \text{ MPa}$

Amplituda napětí v krutu - průřez I.

$$\tau_{a1} = \frac{\tau_{K1EHbc}}{2} = \frac{21,13}{2} = 10,57 \text{ MPa} \quad (207)$$

kde: τ_{a1} - amplituda napětí v krutu - průřez I. [MPa], $\tau_{a1} = 10,57 \text{ MPa}$

Součinitel vrubu pro krut (smyk) - průřez I.

$$\beta_\tau = 1 + (\alpha_\tau - 1) \cdot \eta_c = 1 + (1,58 - 1) \cdot 0,8 = 1,46 \quad (208)$$

kde: β_τ - součinitel vrubu pro krut (smyk) - průřez I. [-], $\beta_\tau = 1,46$

α_τ - součinitel tvaru pro krut (smyk) - pro osazené hřídele [-], určeno dle [17],

$$\alpha_{\tau 1} = 1,58$$

Skutečná mez únavy excentrické hřídele v krutu (smyku)

$$\tau_{cs} = \tau_{kEH} \cdot \frac{\eta_p \cdot \eta_v}{\beta_\tau} = 230 \cdot \frac{0,95 \cdot 0,8}{1,46} = 119,4 \text{ MPa} \quad (209)$$

kde: τ_{cs} - skutečná mez únavy excentrické hřídele v krutu (smyku) [MPa],

$$\tau_{cs} = 119,4 \text{ MPa}$$

τ_{kEH} - mez únavy v krutu (smyku) hladké standartní tyče [MPa], určeno dle [15],

$$\tau_{kEH} = 230 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost v krutu - průřez I.

$$k_{\tau 1} = \frac{\tau_{cs}}{\tau_{a1}} = \frac{119,4}{10,57} = 11,3 \quad (210)$$

kde: $k_{\tau 1}$ - dynamická bezpečnost v krutu - průřez I. [-], $k_{\tau 1} = 11,3$

Výsledná dynamická bezpečnost pro kombinaci ohyb a krut - průřez I.

$$k_{dyn1} = \frac{k_{\sigma 1} \cdot k_{\tau 1}}{\sqrt{k_{\sigma 1}^2 + k_{\tau 1}^2}} = \frac{3,05 \cdot 11,3}{\sqrt{3,05^2 + 11,3^2}} = 2,94 \quad (211)$$

kde: k_{dyn1} - výsledná dynamická bezpečnost pro kombinaci ohyb a krut - průřez I. [-],

$$k_{dyn1} = 2,94$$

16.4.2 Dynamická kontrola pro kombinované namáhání - ohyb a smyk

Díleční napětí v ohybu a smyku jsou počítány v místě - a, dle Obr. 79. Toto místo bylo vyhodnoceno jako nejnebezpečnější dle dosažených výsledků při statické kontrole pro jednotlivé kombinace namáhání.

Dynamická bezpečnost v ohybu - průřez I.

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{ohs}}{\sigma_{a2}} = \frac{147,82}{25,62} = 5,77 \quad (212)$$

kde: $k_{\sigma 2}$ - dynamická bezpečnost v ohybu - průřez I. [-], $k_{\sigma 2} = 5,77$

σ_{a2} - amplituda napětí v ohybu - průřez I. [MPa], $\sigma_{a2} \cong \sigma_{o1EHa} = 25,62 \text{ MPa}$

Amplituda napětí ve smyku - průřez I.

$$\tau_{a2} = \frac{\tau_{T1EHa}}{2} = \frac{52,22}{2} = 26,11 \text{ MPa} \quad (213)$$

kde: τ_{a2} - amplituda napětí ve smyku - průřez I. [MPa], $\tau_{a2} = 26,11 \text{ MPa}$

Dynamická bezpečnost ve smyku - průřez I.

$$k_{\tau 2} = \frac{\tau_{cs}}{\tau_{a2}} = \frac{119,4}{26,11} = 4,57 \quad (214)$$

kde: $k_{\tau 2}$ - dynamická bezpečnost ve smyku - průřez I. [-], $k_{\tau 2} = 4,57$

Výsledná dynamická bezpečnost pro kombinaci ohyb a smyk - průřez I.

$$k_{dyn2} = \frac{k_{\sigma 2} \cdot k_{\tau 2}}{\sqrt{k_{\sigma 2}^2 + k_{\tau 2}^2}} = \frac{5,77 \cdot 4,57}{\sqrt{5,77^2 + 4,57^2}} = 3,58 \quad (215)$$

kde: k_{dyn2} - výsledná dynamická bezpečnost pro kombinaci ohyb a smyk - průřez I. [-],

$$k_{dyn2} = 3,58$$

16.4.3 Výsledky dynamických bezpečností pro jednotlivé kombinace namáhání

V Tab. 30 jsou zobrazeny dosažené výsledky jednotlivých bezpečností při dynamickém namáhání. Excentrická hřídel je nejvíce namáhána v místě vrubu - průřez I., zobrazený na Obr. 76., kde působí největší ohybové napětí. Nejvíce rizikové namáhání je dle dosažených

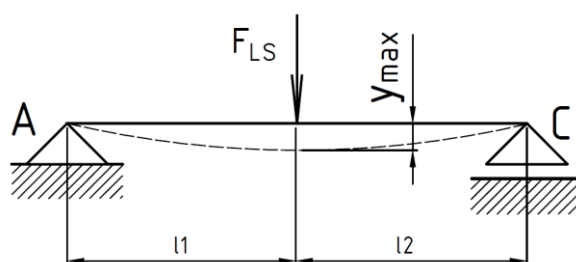
výsledků při kombinaci napětí od ohybu a krutu. Navrženou excentrickou hřídel považuji za vyhovující na základě dosažené minimální dynamické bezpečnosti - $k_{dyn1} = 2,9$ při již zmíněné kombinaci namáhání.

Tab 30) Výsledky dynamických bezpečností

KOMBINACE NAMÁHÁNÍ	DYNAMICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU	DYNAMICKÁ BEZPEČNOST V KRUTU/SMYKU	VÝLEDNÁ DYNAMICKÁ BEZPEČNOST
ohyb + krut	$k_{\sigma 1} = 3,1$	$k_{\tau 1} = 11,3$	$k_{dyn1} = 2,9$
ohyb + smyk	$k_{\sigma 2} = 5,8$	$k_{\tau 2} = 4,6$	$k_{dyn2} = 3,6$

16.5 Průhyb excentrické hřídele

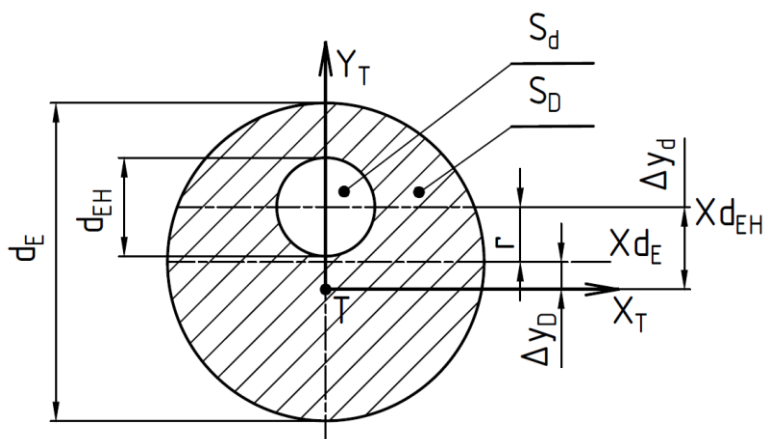
Pro zjednodušení výpočtu průhybu excentrické hřídele je počítáno pouze se zatěžující silou od ojnice - F_{LS} . Hřídel je uvažována jako nosník uložený na dvou podporách. Největší průhyb je očekáván mezi kluznými ložisky - A a C v místě osy excentru dle Obr. 82. Výpočet je proveden dle literatury [18].



Obr. 82) Průhyb excentrické hřídele

Výsledný kvadratický moment plochy excentru

Pro určení celkového kvadratického momentu průřezu excentrické hřídele - I_{x_T} v místě osy excentru je použito známých vztahů pro výpočet kvadratických momentů průřezu základních geometrických obrazců a Steinerovi věty. Rozložení průřezu vůči neutrální ose - x_T procházející těžištěm je zobrazeno na Obr. 83.



Obr. 83) Kvadratický moment průřezu

$$I_{xT} = I_{xD} + S_D \cdot \Delta y_D^2 - I_{Xd} + S_d \cdot \Delta y_d^2 \quad (216)$$

kde: I_{xT} - výsledný kvadratický moment plochy [mm^4]

I_{xD} - kvadratický moment průřezu excentru [mm^4]

S_D - průřez excentru [mm^2]

Δy_D - vzdálenost od osy procházející těžištěm excentru po neutrální osu [mm]

I_{Xd} - kvadratický moment průřezu vnitřního otvoru excentrické hřídele [mm^4]

S_d - průřez vnitřního otvoru excentrické hřídele [mm^2]

Δy_d - vzdálenost od osy procházející těžištěm vnitřního otvoru excentrické hřídele po neutrální osu, [mm]

$$x_T = \frac{\sum(x_{Ti} \cdot S_i)}{\sum S_i} = \frac{-r \cdot \frac{\pi \cdot d_E^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_E^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{EH}^2}{4}} = \frac{(-100) \cdot \frac{\pi \cdot 580^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 580^2}{4} - \frac{\pi \cdot 180^2}{4}} = -110,66 \text{ mm} \quad (217)$$

kde: x_T - poloha těžiště neutrální osy od osy rotace excentrické hřídele [mm],

$$x_T = -110,66 \text{ mm}$$

Dosažením rovnice (217) do obecné rovnice (216) je vypočten výsledný kvadratický moment složené plochy excentrické hřídele v místě předpokládaného maximálního průhybu.

$$I_{xT} = \frac{\pi \cdot d_E^4}{64} + \frac{\pi \cdot d_E^2}{4} \cdot (x_T + r)^2 - \frac{\pi \cdot d_{EH}^4}{64} + \frac{\pi \cdot d_{EH}^2}{4} \cdot (x_T)^2$$

$$I_{xT} = \frac{\pi \cdot 580^4}{64} + \frac{\pi \cdot 580^2}{4} \cdot (-10,66)^2 - \frac{\pi \cdot 180^4}{64} + \frac{\pi \cdot 180^2}{4} \cdot (-110,66)^2 = 5,85 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

Maximální průhyb excentrické hřídele

$$y_{\max} = \frac{F_{LS} \cdot (l_1 + l_2)^3}{48 \cdot E_{ocel} \cdot I_{xT}} = \frac{2,51 \cdot 10^6 \cdot (240 + 240)^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5,85 \cdot 10^9} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad (218)$$

kde: y_{\max} - skutečný průhyb excentrické hřídele [mm], $y_{\max} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

E_{ocel} - modul pružnosti v tahu pro ocel [MPa], $E_{ocel} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Maximální přípustný průhyb excentrické hřídele je vypočten pro hřídele ve všeobecném strojírenství dle literatury [16].

$$y_{DOV} = \frac{l_1 + l_2}{3000} = \frac{240 + 240}{3000} = 160 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad (219)$$

kde: y_{DOV} - dovolený průhyb excentrické hřídele [mm], určeno dle [16],

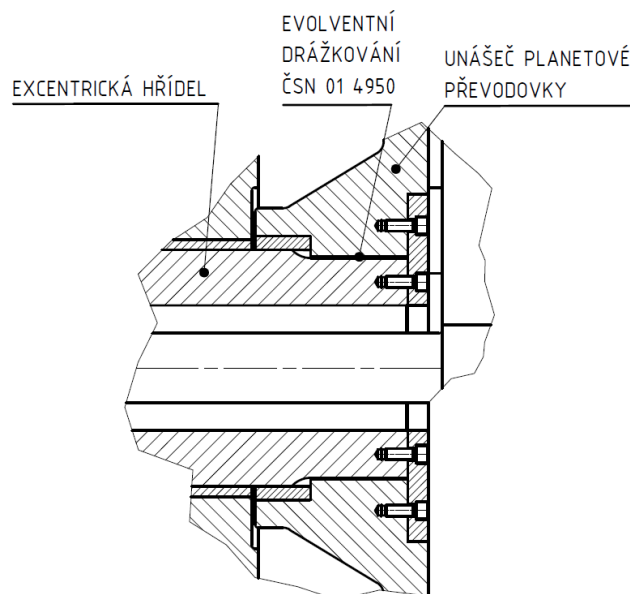
$$y_{DOV} = 160 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$y_{\max} = 4,70 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \leq y_{dov} = 160 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad (220)$$

Maximální průhyb excentrické hřídele je menší, než dovolený. Navrženou excentrickou hřídel považuji za vyhovující.

16.6 Návrh a kontrola evolventního drážkování

Pro přenos krouticího momentu z unášeče planetové převodovky na excentrickou hřídel je voleno evolventní drážkování s plochými dny a středěním na bocích zubů dle Obr. 84. Výpočet je proveden dle technické normy [29].



Obr. 84) Schéma evolventního drážkování

Výpočet únosnosti evolventního drážkování

Nejprve je proveden návrhový výpočet nosné délky evolventního drážkování z ohybového namáhání. Následuje kontrola délky drážkování při namáhání tlakem a namáhání smykem, od posouvající síly. Pro excentrickou hřídel byla volena konstrukční legovaná ocel 16 240.6 jako výkovek. Unášeč planetové převodovky (náboj drážkování) je navržen z oceli na odlitky 42 2724.5. Vzhledem k tomu, že obě oceli dosahují téměř totožných mechanických vlastností, návrhový a kontrolní výpočet bude proveden pouze pro hřídel.

Zuby hřídele jsou více namáhány, než zuby náboje, protože dosahují menší tloušťky v patě zubu. Návrhový a kontrolní výpočet zohledňuje ohybové, tlakové a smykové napětí. Detailní výpočet je uveden v příloze 3. V Tab. 31 jsou zobrazeny základní rozměry a parametry navrženého evolventního drážkování.

Tab 31) Základní parametry evolventního drážkování

EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ ČSN 01 4950	
průměr drážkování	$D_{d_ed} = 340 \text{ mm}$
činná délka drážkování	$l_{ed} = 120 \text{ mm}$
modul drážkování	$m_{ed} = 10 \text{ mm}$
počet zubů drážkování	$z_{ed} = 32$
úhel záběru zubu drážkování	$\alpha_{-ed} = 30^\circ$

16.7 Kontrola kluzných ložisek na excentrické hřídele

Excentrická hřídel je symetricky uložena ve dvou kluzných ložiskách rámu stroje. Pro obě ložiska je volen stejný materiál 42 3123 (Cu-Sn12). Na základě obvodové rychlosti hřídele bude z diagramu odečten přípustný tlak pro zvolený ložiskový materiál. Kontrola zvolených délek ložisek bude provedena na základě tlakového namáhání.

Obvodová rychlost excentrické hřídele

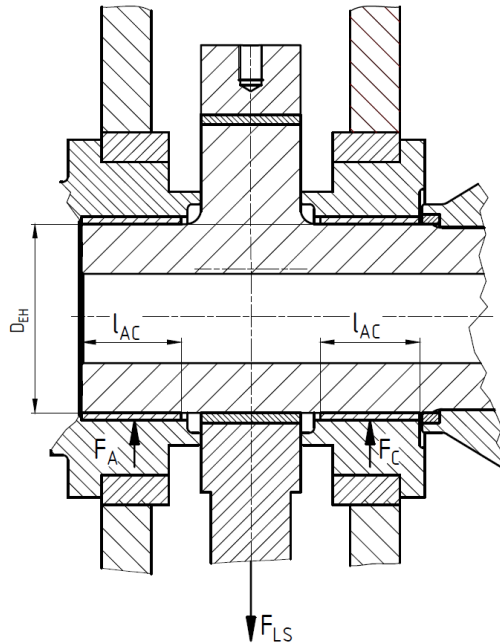
$$v_{EH} = 2 \cdot \pi \cdot n_{E30} \cdot \frac{D_{EH}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot \frac{0,34}{2} = 0,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (221)$$

kde: v_{EH} - obvodová rychlost excentrické hřídele [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], $v_{EH} = 0,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Na základě vypočtené obvodové rychlosti excentrické hřídele při maximálním počtu zdvihů je dle Obr. 35 určen dovolený tlak pro zvolený materiál kluzných ložisek 42 3123 (Cu-Sn12) - $pd_{EH} = 38 \text{ MPa}$.

Kontrola délky ložiska

Kontrolní výpočet je proveden pouze pro ložisko C, protože zde působí větší reakční síla - F_C , která již byla vypočtena v podkapitole: **16.2 Výpočet reakčních sil působící na excentrické hřídeli**. Způsob uložení kluzných ložisek na hřídeli je zobrazen na Obr. 85.



Obr. 85) Uložení kluzných ložisek na excentrické hřídeli

$$p_{AC} = \frac{F_C}{l_{AC} \cdot D_{EH}} \leq pd_{EH} \quad (222)$$

$$p_{AC} = \frac{1,28 \cdot 10^6}{200 \cdot 340} = 18,83 \text{ MPa} \leq 38 \text{ MPa}$$

kde: p_{AC} - skutečná hodnota tlaku působící na kluzné ložisko excentrické hřídele v místě C [MPa], $p_{AC} = 18,83 \text{ MPa}$

l_{AC} - délka kluzných ložisek excentrické hřídele [mm], zvoleno $l_{AC} = 200 \text{ mm}$

pd_{EH} - dovolený tlak pro materiál kluzných ložisek excentrické hřídele [MPa], určeno dle [16], $pd_{EH} = 38 \text{ MPa}$

Kontrola zatížitelnosti

Pro zamezení vzniku hranovému styku mezi excentrickou hřídelí a kluznými ložisky, vedoucí k postupnému zadření ložisek, je nutné provést tzv. kontrolu zatížitelnosti. Přípustný součinitel zatížitelnosti dle literatury [16] nabývá hodnoty - $pv_{ACdov} \leq 30$.

$$pv_{AC} = p_{AC} \cdot v_{EH} \leq pv_{ACdov} \quad (223)$$

$$pv_{AC} = 18,83 \cdot 0,53 = 10,06 \leq 30$$

kde: pv_{AC} - součinitel zatížitelnosti pro kluzná ložiska excentrické hřídele [-],

$$pv_{AC} = 10,06$$

pv_{ACdov} - přípustná hodnota součinitele zatížitelnosti pro kluzná ložiska [-], určeno dle [16], $pv_{ACdov} = 30$

Vzhledem k tomu, že skutečná hodnota součinitele zatížitelnosti dosahuje menší hodnoty než maximální přípustná, nenastane hranový styk a navržená délka kluzných ložisek excentrické hřídele je vyhovující.

16.8 Kontrola kluzného ložiska mezi excentrem a ojnicí

Materiál kluzného ložiska pro uložení ojnice na excentru je volen stejného typu, jako pro ložiska na excentrické hřídeli 42 3123 (Cu-Sn12).

Obvodová rychlost na excentru

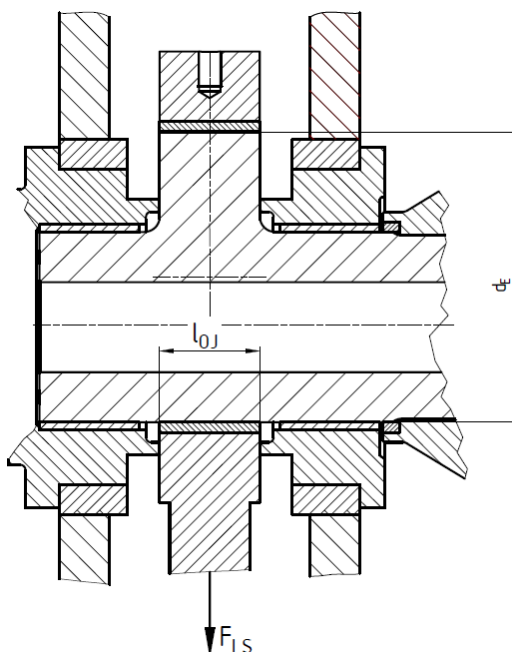
$$v_E = 2 \cdot \pi \cdot n_{E30} \cdot \frac{d_E}{2} = 2 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot \frac{0,58}{2} = 0,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (224)$$

kde: v_E - obvodová rychlost na excentru [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], $v_E = 0,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Na základě vypočtené obvodové rychlosti excentru při maximálním počtu zdvihů je dle Obr. 35 určen dovolený tlak pro zvolený materiál kluzného ložiska 42 3123 (Cu-Sn12) - $pd_E = 36 \text{ MPa}$.

Kontrola délky ložiska

Uložení kluzného ložiska na excentru je zobrazeno na Obr. 86.



Obr. 86) Uložení kluzného ložiska na excentru

$$p_{OJ} = \frac{F_{LS}}{l_{OJ} \cdot d_E} \leq pd_E \quad (225)$$

$$p_{OJ} = \frac{2,51 \cdot 10^6}{200 \cdot 580} = 21,6 \text{ MPa} \leq 36 \text{ MPa}$$

kde: p_{OJ} - skutečná hodnota tlaku působící na kluzné ložisko mezi ojnicí a excentrem [MPa], $p_{OJ} = 21,6 \text{ MPa}$

l_{OJ} - délka kluzného ložiska mezi ojnicí a excentrem [mm], zvoleno $l_{OJ} = 200 \text{ mm}$

pd_E - dovolený tlak pro materiál kluzného ložiska ojnice [MPa], určeno dle [16],

$pd_E = 36 \text{ MPa}$

Kontrola zatížitelnosti

$$pv_{OJ} = p_{OJ} \cdot v_E \leq pv_{OJdov} \quad (226)$$

$$pv_{OJ} = 21,6 \cdot 0,91 = 19,68 \leq 30$$

kde: pv_{OJ} - součinitel zatížitelnosti pro kluzné ložisko ojnice [-], $pv_{OJ} = 19,68$

Skutečná hodnota součinitele zatížitelnosti je menší než maximální přípustná hodnota, z tohoto důvodu považují navržené kluzné ložisko ojnice za vyhovující.

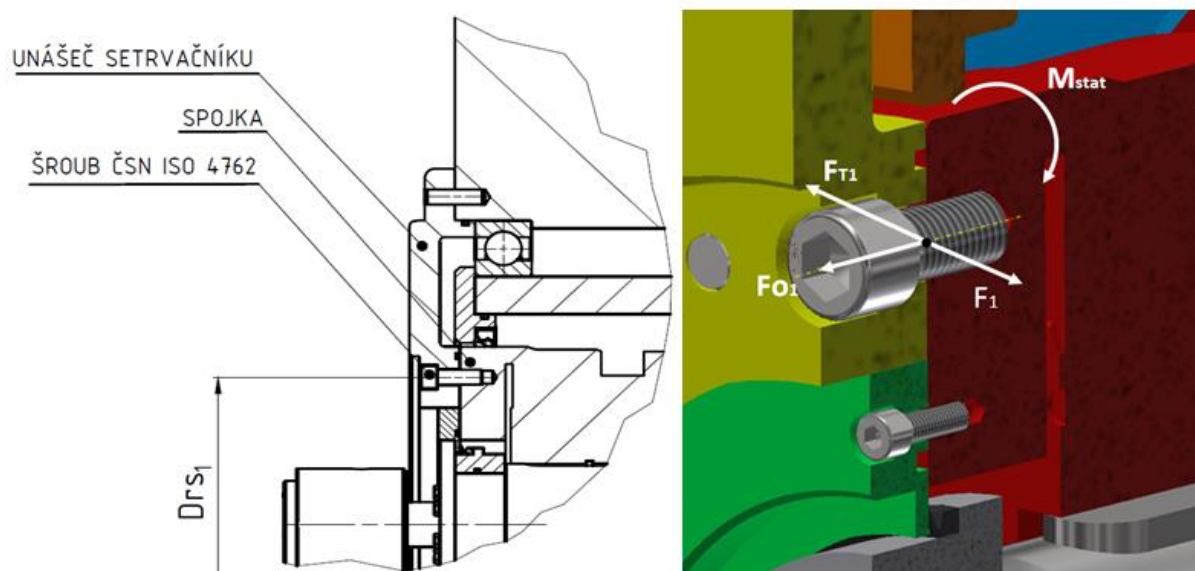
17 NÁVRH ŠROUBOVÝCH A KOLÍKOVÝCH SPOJŮ

V této kapitole bude proveden výpočet šroubových a kolíkových spojů. Nejprve mezi dvojicí spojovaných součástí - unášeč setrvačníku a spojkou, následně mezi setrvačником a unášečem setrvačníku.

17.1 Návrh šroubového spoje mezi unášečem setrvačníku a spojkou

Pro přenos krouticího momentu z unášeče setrvačníku na spojkou je využito šroubové spojení. Zvolený šroub je **M20 x 50 ČSN ISO 4762** s třídou pevnosti 10.9. Jedná se o silový spoj, kde šroub je zatížen silou kolmo k ose šroubu. Přenos krouticího momentu je realizován třením na stykových plochách unášeče setrvačníku a spojky, které vyvozuje osová síla působící ve šroubu od montážního předpětí.

Na základě zvoleného typu šroubu bude proveden návrhový výpočet pro určení minimálního počtu požadovaných šroubů, aby došlo k přenesení žádaného krouticího momentu. Způsob spojení a rozbor působících sil na šroub je zobrazen na Obr. 87.



Obr. 87) Šroubový spoj mezi unášečem setrvačníku a spojkou

Osová síla šroubu (při středním předpětí)

$$F_{o1} = 0,5 \cdot \sigma_{p1} \cdot A_{s1} = 0,5 \cdot 830 \cdot 245 = 101,68 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (227)$$

kde: F_{o1} - osová síla působící ve šroubu při středním předpětí [N], $F_{o1} = 101,68 \cdot 10^3 \text{ N}$

σ_{p1} - zkušební napětí šroubu o pevnostní třídě ISO - 10.9 [MPa], určeno dle [16],

$\sigma_{p1} = 830 \text{ MPa}$

A_{s1} - výpočtový průřez šroubu M20 x 50 ČSN ISO 4762 [mm²], určeno dle [16],

$A_{s1} = 245 \text{ mm}^2$

Utahovací moment šroubu

$$M_{u1} = 0,18 \cdot Fo_1 \cdot M20d_1 = 0,18 \cdot 101,68 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 366,03 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (228)$$

kde: M_{u1} - utahovací moment pro šroub M20 x 50 ČSN ISO 4762 [$N \cdot m$],

$$M_{u1} = 366,03 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$M20d_1$ - jmenovitý průměr šroubu mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [mm],

$$M20d_1 = 20 \text{ mm}$$

Síla kolmá k ose šroubu

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{stat}}{Drs_1} = \frac{2 \cdot 18 \cdot 10^3}{315 \cdot 10^{-3}} = 114,29 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (229)$$

kde: F_1 - síla působící kolmo k ose šroubů mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [$N \cdot m$],

$$F_1 = 114,29 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Drs_1 - roztečný průměr šroubů mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [mm],

$$Drs_1 = 315 \text{ mm}$$

Minimální počet požadovaných šroubů

$$F_1 \leq F_{T1}$$

$$F_1 \leq Fo_1 \cdot f_{KK} \cdot i\check{s}_{1min} \rightarrow i\check{s}_{1min}$$

$$i\check{s}_{1min} = \frac{F_1}{Fo_1 \cdot f_{KK}} = \frac{114,29 \cdot 10^3}{101,68 \cdot 10^3 \cdot 0,1} = 11,24 \quad (230)$$

kde: $i\check{s}_{1min}$ - minimální počet požadovaných šroubů mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [ks], $i\check{s}_{1min} = 11,24$

f_{KK} - součinitel tření mezi stykovými plochy - ocel/ocel [-], určeno dle [16],

$$f_{KK} = 0,1$$

F_{T1} - třecí síla mezi stykovými plochy unášeče setrvačnicku a spojkou [N]

Pro přenos krouticího momentu mezi unášečem setrvačnicku a spojkou volím 12 normalizovaných šroubů: **M20 x 50 ČSN ISO 4762 - 10.9.**

Před samotnou montáží šroubového spoje bude nutné důkladně odmastit stykové plochy mezi unášečem setrvačnicku a spojkou, aby byla vyvozena vypočtená třecí síla - F_{T1} pro přenos krouticího momentu.

Kontrola tlaku v závitech pro šroub mezi unášečem setrvačnicku a spojkou

$$p\check{s}_1 = \frac{Fo_1}{z\check{s}_1 \cdot \pi \cdot M20d_2 \cdot H\check{s}_1} \leq p_{DOV,s} \quad (231)$$

$$p\check{s}_1 = \frac{101,68 \cdot 10^3}{8 \cdot \pi \cdot 18,376 \cdot 1,353} = 162,71 \text{ MPa} \leq 200 \text{ MPa}$$

kde: $p\check{s}_1$ - skutečná hodnota tlaku v závitu pro spoj mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [MPa], $p\check{s}_1 = 162,71 \text{ MPa}$

$z\check{s}_1$ - počet nosných závitů ve spoji mezi unášečem setrvačníku a spojkou [-], zvoleno
 $z\check{s}_1 = 8$

$M20d_2$ - střední průměr šroubů mezi unášečem setrvačníku a spojkou [N], určeno dle [16], $M20d_2 = 18,376 \text{ mm}$

$H\check{s}_1$ - nosná výška závitů pro spoj mezi unášečem setrvačníku a spojkou [mm], určeno dle [16], $H\check{s}_1 = 1,353 \text{ mm}$

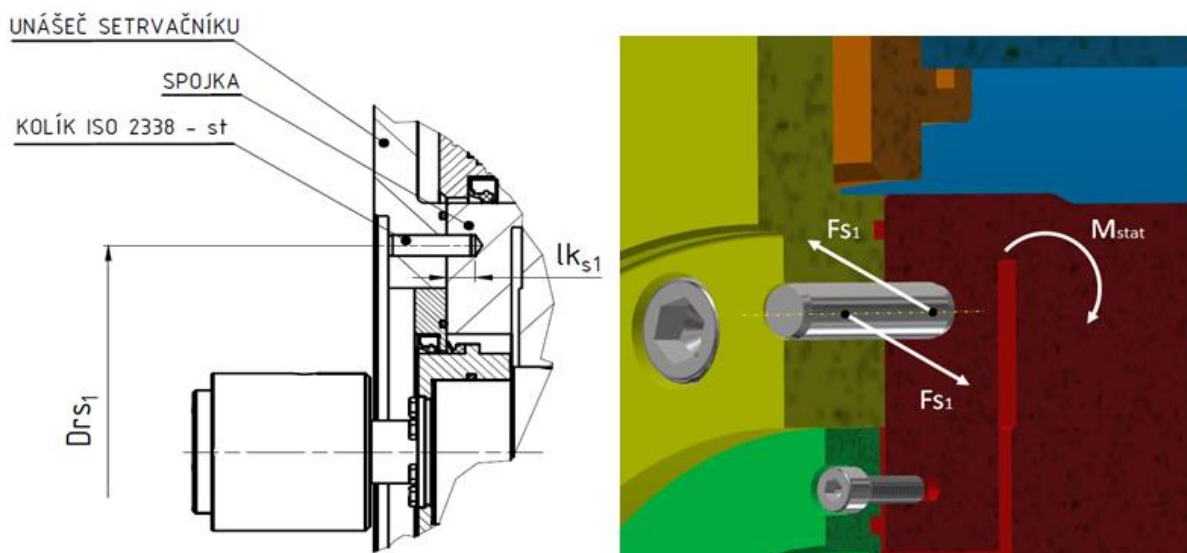
$p_{DOV,s}$ - dovolený tlak v závitě pro šroub třídy pevnosti 10.9 [MPa], určeno dle [16],
 $p_{DOV,s} = 200 \text{ MPa}$

Vzhledem k tomu, že skutečná hodnota tlaku působící v závitě spoje mezi unášečem setrvačníku a spojkou je menší, než maximálně přípustná, považují navržený šroubový spoj za vyhovující.

17.2 Návrh kolíkového spoje mezi unášečem setrvačníku a spojkou

Kolíkový spoj mezi unášečem setrvačníku a spojkou slouží pro přenos krouticího momentu v případě, že by došlo k poklesu předpětí ve šroubovém spoji. Při poklesu osově síly ve šroubech by mohlo dojít ke snížení třecí síly mezi stykovými plochami unášeče setrvačníku a spojky pod hodnotu působící síly kolmo k ose šroubů. V tomto případě by krouticí moment ve šroubovém spoji nebyl přenášen silou, ale tvarem, což by vedlo k ustříhnutí šroubů. Pro konstrukční řešení volím 12 normalizovaných kolíků ČSN EN ISO 2338 - st.

Na základě zvoleného typu kolíku bude proveden návrhový výpočet jeho průměru. Způsob spojení a rozbor působících sil na kolík je zobrazen na Obr. 88.



Obr. 88) Kolíkový spoj mezi unášečem setrvačníku a spojkou

Výpočet minimálního průměru kolíku ze smykového namáhání

$$\tau_{k1} = \frac{F_{S1}}{i k_1 \cdot S s k_1} = \frac{4 \cdot F_{S1}}{i k_1 \cdot \pi \cdot d_{k_{\min 1}}^2} \leq \tau_{DOV,sk} \quad \rightarrow d_{k_{\min 1}}$$

$$dk_{\min 1} = \sqrt{\frac{4 \cdot Fs_1}{\tau_{DOV,sk} \cdot ik_1 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 114,29 \cdot 10^3}{50 \cdot 12 \cdot \pi}} = 15,57 \text{ mm} \quad (232)$$

kde: $dk_{\min 1}$ - minimální průměr kolíku mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [*mm*],

$$dk_{\min 1} = 15,57 \text{ mm}$$

Fs_1 - střižná síla působící na kolíky mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [*N*],

$$Fs_1 \cong F_1 = 114,29 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$\tau_{DOV,sk}$ - dovolené smykové napětí pro materiál kolíku (automatová ocel) [*MPa*],

určeno dle [16], $\tau_{DOV,sk} = 50 \text{ MPa}$

ik_1 - počet kolíku pro spoj mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [*ks*], zvoleno

$$ik_1 = 12$$

Na základě vypočteného minimálního požadovaného průměru kolíku volím normalizovaný průměr - $dk_1 = 16 \text{ mm}$.

Kontrola kolíku na otláčení mezi unášečem setrvačnicku a spojkou

$$pk_1 = \frac{Fs_1}{ik_1 \cdot Sk_1} = \frac{Fs_1}{ik_1 \cdot dk_1 \cdot (lk_{s1} - ck_1)} \leq p_{DOV,k} \quad (233)$$

$$pk_1 = \frac{114,29 \cdot 10^3}{12 \cdot 16 \cdot (20 - 3)} = 35,01 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde: pk_1 - skutečná hodnota tlaku působící v kolíkovém spoji mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [*MPa*], $pk_1 = 35,01 \text{ MPa}$

dk_1 - normalizovaný průměr kolíku mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [*mm*],

zvoleno $dk_1 = 16 \text{ mm}$

lk_{s1} - minimální otláčovaná délka kolíku - v místě spojky [*mm*], $lk_{s1} = 20 \text{ mm}$

ck_1 - délka zkosení kolíku mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [*mm*], $ck_1 = 3 \text{ mm}$

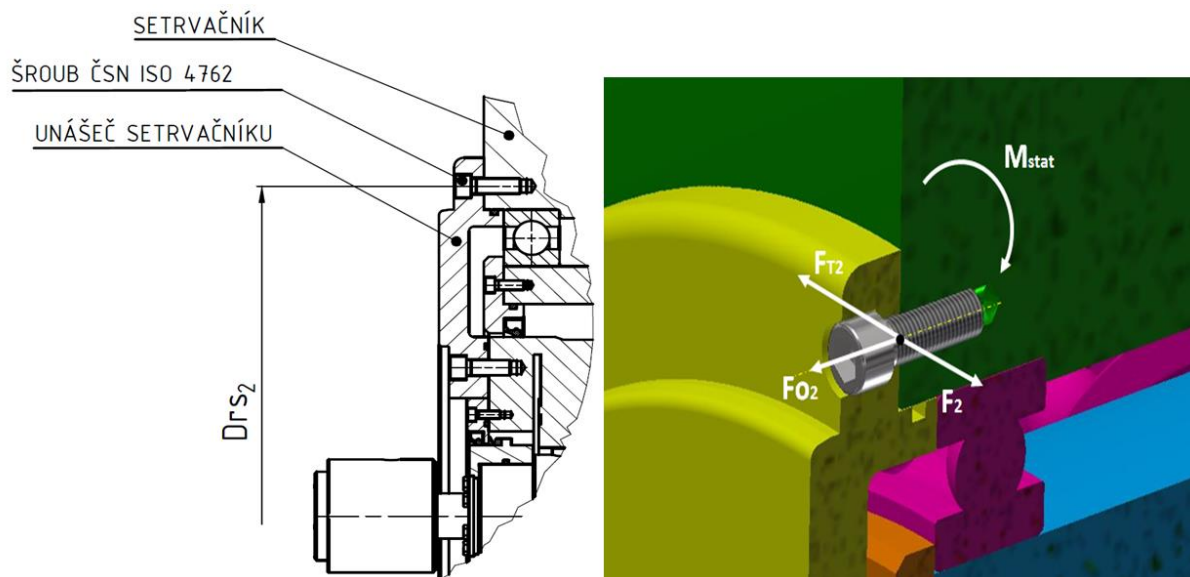
$p_{DOV,k}$ - dovolený tlak pro materiál kolíku (automatová ocel) [*MPa*], určeno dle [16],

$$p_{DOV,k} = 90 \text{ MPa}$$

Navržený kolíkový spoj vyhovuje na otláčení. Pro přenos krouticího momentu mezi unášečem setrvačnicku a spojkou volím 12 normalizovaných kolíků: **KOLÍK 16 x 60 B ISO 2338 - St.**

17.3 Návrh šroubového spoje mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku

Pro přenos krouticího momentu ze setrvačnicku na unášeč setrvačnicku je využito taktéž šroubové spojení, jako v předchozím případě. Zvolený šroub je **M16 x 50 ČSN ISO 4762** s třídou pevnosti 10.9. Na základě zvoleného typu šroubu bude proveden návrhový výpočet pro určení minimálního počtu požadovaných šroubů, aby došlo k přenesení žádaného krouticího momentu. Na Obr. 89 je zobrazen způsob spojení mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku za pomoci šroubů a rozbor působících sil.



Obr. 89) Šroubový spoj mezi setrvačником a unášečem setrvačniku

Osová síla šroubu (při středním předpětí)

$$F_{O_2} = 0,5 \cdot Sp_2 \cdot As_2 = 0,5 \cdot 830 \cdot 157 = 65,16 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (234)$$

kde: F_{O_2} - osová síla působící ve šroubu při středním předpětí [N], $F_{O_2} = 65,16 \cdot 10^3 \text{ N}$

Sp_2 - zkušební napětí šroubu o pevnostní třídě ISO - 10.9 [MPa], určeno dle [16],
 $Sp_2 = 830 \text{ MPa}$

As_2 - výpočtový průřez šroubu M16 x 50 ČSN ISO 4762 [mm²], určeno dle [16],
 $As_2 = 157 \text{ mm}^2$

Utahovací moment šroubu

$$M_{u2} = 0,18 \cdot F_{O_2} \cdot M16d_1 = 0,18 \cdot 65,16 \cdot 10^3 \cdot 16 \cdot 10^{-3} = 187,65 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (235)$$

kde: M_{u2} - utahovací moment šroubu M16 x 50 ČSN ISO 4762 [N · m],

$$M_{u2} = 187,65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$M16d_1$ - jmenovitý průměr šroubu mezi setrvačником a unášečem setrvačniku [mm],
 $M20d_1 = 16 \text{ mm}$

Síla kolmá k ose šroubu

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_{stat}}{Drs_2} = \frac{2 \cdot 18 \cdot 10^3}{700 \cdot 10^{-3}} = 51,43 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (236)$$

kde: F_2 - síla působící kolmo k ose šroubů mezi setrvačником a unášečem setrvačniku [N · m], $F_2 = 51,43 \cdot 10^3 \text{ N}$

Drs_2 - roztečný průměr šroubů mezi setrvačником a unášečem setrvačniku [mm],
 $Drs_2 = 700 \text{ mm}$

Minimální počet požadovaných šroubů

$$F_2 \leq F_{T2}$$

$$F_2 \leq F_{O2} \cdot f_{KK} \cdot i\check{s}_{2\min} \rightarrow i\check{s}_{2\min}$$

$$i\check{s}_{2\min} = \frac{F_2}{F_{O2} \cdot f_{KK}} = \frac{51,43 \cdot 10^3}{65,16 \cdot 10^3 \cdot 0,1} = 7,89 \quad (237)$$

kde: $i\check{s}_{2\min}$ - minimální počet požadovaných šroubů [ks], $i\check{s}_{2\min} = 7,89$

F_{T2} - třecí síla mezi stykovými plochami setrvačnicku a unášečem setrvačnicku [N]

Pro přenos krouticího momentu mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku volím 8 normalizovaných šroubů: **M16 x 50 ČSN ISO 4762 - 10.9.**

Před samotnou montáží šroubového spoje bude nutné důkladně odmastit stykové plochy mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku, aby byla vyvozena vypočtená třecí síla pro přenos krouticího momentu.

Kontrola tlaku v závitech pro šroub mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku

$$p\check{s}_2 = \frac{F_{O2}}{z\check{s}_2 \cdot \pi \cdot M16d_2 \cdot H\check{s}_2} \leq p_{DOV,s} \quad (238)$$

$$p\check{s}_2 = \frac{65,16 \cdot 10^3}{18 \cdot \pi \cdot 14,701 \cdot 1,083} = 72,37 \text{ MPa} \leq 200 \text{ MPa}$$

kde: $p\check{s}_2$ - skutečná hodnota tlaku v závitu pro spoj mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku [MPa], $p\check{s}_2 = 72,37 \text{ MPa}$

$z\check{s}_2$ - počet nosných závitů ve spoji mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku [-], zvoleno $z\check{s}_2 = 18$

$M16d_2$ - střední průměr šroubů mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku [mm], určeno dle [16], $M16d_2 = 14,701 \text{ mm}$

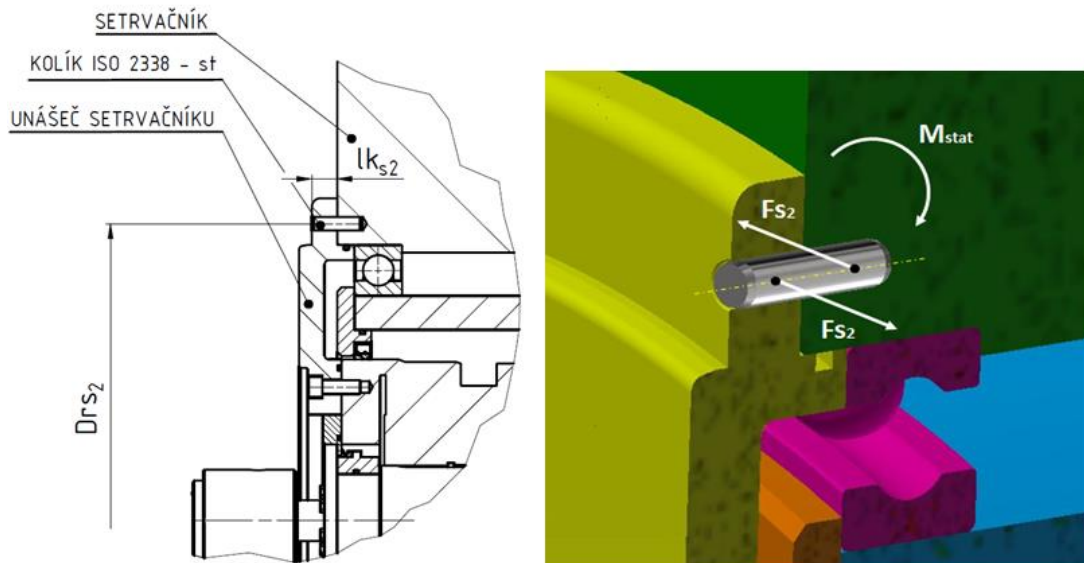
$H\check{s}_2$ - nosná výška závitu pro spoj mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku [mm], určeno dle [16], $H\check{s}_2 = 1,083 \text{ mm}$

Vzhledem k tomu, že skutečná hodnota tlaku působící v závitu spoje mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku je menší, než maximálně přípustná, považuji navržený šroubový spoj za vyhovující.

17.4 Návrh kolíkového spoje mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku

Kolíkový spoj mezi setrvačnickem a unášečem setrvačnicku slouží pro přenos krouticího momentu v případě, že by došlo k poklesu předpětí ve šroubovém spoji. Při poklesu osově síly ve šroubech by mohlo dojít ke snížení třecí síly mezi stykovými plochami setrvačnicku a unášeče setrvačnicku pod hodnotu působící síly kolmo k ose šroubů. V tomto případě by krouticí moment ve šroubovém spoji nebyl přenášen silou, ale tvarem, což by vedlo k ustříhnutí šroubů. Pro konstrukční řešení volím 8 normalizovaných kolíků **ČSN EN ISO 2338.**

Na základě zvoleného typu kolíku bude proveden návrhový výpočet jeho průměru. Způsob spojení a rozbor působících sil na kolík je zobrazen na Obr. 90.



Obr. 90) Kolíkový spoj mezi setrvačником a unášečem setrvačnicku

Výpočet minimálního průměru kolíku ze smykového namáhání

$$\tau k_2 = \frac{F_{s2}}{i k_2 \cdot S s k_2} = \frac{4 \cdot F_{s2}}{i k_2 \cdot \pi \cdot d k_{\min 2}^2} \leq \tau_{DOV,sk} \quad \rightarrow d k_{\min 2}$$

$$d k_{\min 2} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{s2}}{\tau_{DOV,sk} \cdot i k_2 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 51,43 \cdot 10^3}{50 \cdot 8 \cdot \pi}} = 12,79 \text{ mm} \quad (239)$$

kde: $d k_{\min 2}$ - minimální průměr kolíku mezi setrvačником a unášečem setrvačnicku [mm],
 $d k_{\min 2} = 12,79 \text{ mm}$

F_{s2} - střižná síla působící na kolíky mezi unášečem setrvačnicku a spojkou [N],

$$F_{s2} \cong F_2 = 51,43 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$i k_2$ - počet kolíku pro spoj mezi setrvačником a unášečem setrvačnicku [ks], zvoleno

$$i k_2 = 8$$

Na základě vypočteného minimálního požadovaného průměru kolíku volím normalizovaný průměr - $d k_2 = 16 \text{ mm}$.

Kontrola kolíku na otláčení mezi setrvačником a unášečem setrvačnicku

$$p k_2 = \frac{F_{s2}}{i k_2 \cdot S k_2} = \frac{F_{s2}}{i k_2 \cdot d k_2 \cdot (l k_s - c k_2)} \leq p_{DOV,k} \quad (240)$$

$$p k_2 = \frac{51,43 \cdot 10^3}{8 \cdot 16 \cdot (20 - 3)} = 23,63 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde: $p k_2$ - skutečná hodnota tlaku působící v kolíkovém spoj mezi setrvačником a unášečem setrvačnicku [MPa], $p k_2 = 23,63 \text{ MPa}$

ik_2 - počet kolíků pro spoj mezi setrvačником a unášěčem setrvačníku [ks], zvoleno

$$ik_2 = 8$$

dk_2 - normalizovaný průměr kolíku mezi setrvačником a unášěčem setrvačníku

$$[mm], dk_2 = 16 mm$$

lk_{s2} - minimální otlačovaná délka kolíku - v místě unášěče setrvačníku [mm],

$$lk_{s2} = 20 mm$$

ck_2 - délka zkosení kolíku mezi setrvačником a unášěčem setrvačníku [mm],

$$ck_2 = 3 mm$$

Navržený kolíkový spoj vyhovuje na otlačení. Pro přenos krouticího momentu mezi setrvačником a unášěčem setrvačníku volím 8 normalizovaných kolíků: **KOLÍK 16 x 60 B ISO 2338 - St.**

18 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl konstrukční návrh jednobodového, klikového, univerzálního lisu LKJP s planetovou převodovkou určeného pro běžné lisařské operace za studena dle žádaných parametrů uvedených v zadání. Navržený lis je určen pro dvouruční ovládání, nebo může být zařazen do automatické lisovací linky. Je možné na něm provádět stříhání, děrování, ohýbání, kalibrování, protlačování a mělké tažení. Pro splnění žádaných cílů je práce rozdělena do třech základních bloků, které na sebe postupně navazují.

První část práce (kapitola 3 až 6) je rešeršního charakteru a zabývá se rozdělením a popisem principů pohonů mechanických lisů, zejména klikových. Dále popisuje možné uspořádání lisů s nepřímým a přímým pohonem, tzv. servolisů. Následuje rozbor kinematik pohonů jednobodových lisů a uvedení dostupných pohonných jednotek od nejvýznamnějších výrobců na trhu. Závěrečná část rešerše se zabývá popisem hlavních částí pohonného ústrojí používané pro konvenční uspořádání lisů, ale i servolisů. Získané poznatky z této části práce byly použity pro návrh možných variant pohonu lisu, ale také pro samotné konstrukční řešení zvolené varianty.

Druhá část práce (kapitola 7 až 17) se zabývá vlastní konstrukcí pohonu stroje. Dle žádaných specifikací provozu lisu LKJP 250 byly vypočteny základní parametry klikového mechanismu s nejdůležitější hodnotou skutečného krouticího momentu působící na excentrické hřídeli $Mk_{skut} = 150\,290\text{ N}\cdot\text{m}$, který sloužil pro předběžný výpočet výkonu elektromotoru, návrhu modulu ozubení dle Bachovy metody a základních rozměrů planetové převodovky u návrhových variant. Navržené varianty byly představeny ve třech různých provedeních s rozdílnou konstrukcí a uspořádáním. První varianta (A) s využitím přímého pohonu, druhá varianta (B) s kompaktní pohonnou jednotkou DESCH CPD HKB 160 pro nepřímý pohon a poslední varianta (C) se symetrickým rozložením hmot působící na stojan lisu s využitím nepřímého pohonu - akumulárního setrvačnicku.

Pro výběr optimální varianty byla vytvořena kritériální analýza, která zohledňuje žádané požadavky. Na základě součtu hodnocení byla zvolena jako nejvýhodnější varianta C, která dosahuje nejvhodnějšího uspořádání pohonu, převážně z hlediska symetrického zatížení rámu lisu a rovnoměrného chodu při nízkých nárocích na napájení lisu, a tudíž i možnosti uvedení do provozu ve starších výrobních halách, kde nejsou dostatečně dimenzovány elektrické rozvodny z hlediska okamžitých odběrových výkonů.

Pro zvolenou variantu pohonu lisu bylo provedeno rozsáhlé množství návrhových a kontrolních výpočtů hlavních celků, které byly rozčleněny do několika základních uzlů. Nejprve byl spočítán požadovaný výkon hlavního elektromotoru, následoval výpočet návrhu řemenového převodu pro první převodový stupeň, velikosti setrvačnicku, návrhu a kontroly planetové převodovky, určení velikosti spojko-brzdy a požadovaného průměru spojkové hřídele. Závěrem výpočtové části byl proveden rozbor zatížení působící na excentrickou hřídel a detailní kontrola z hlediska dynamického namáhání k meznímu stavu únavy pro možné kombinace působícího napětí.

Součástí konstrukčního návrhu hlavních celků pohonu jsou také vedlejší výpočty zabývající se dimenzováním čepů, valivých a kluzných ložisek, těsných per, šroubových a kolíkových spojů. Všechna valivá ložiska byla navržena pro minimální trvanlivost 20 000 hodin.

Diplomová práce také obsahuje výkresy sestavení, výrobní výkresy a seznamy položek, které jsou uvedeny v přílohách. Veškerá výkresová dokumentace byla zpracována na základě vytvořených 3D modelů lisu v prostředí programu Autodesk Inventor Professional 2018. V přílohách jsou dále uvedeny technické zprávy pevnostního výpočtu ozubení planetové převodovky vytvořené v programu MITCalc 1.7 a detailní výpočet evolventního drážkování mezi excentrickou hřídelí a unášečem planetové převodovky. Všechny požadované cíle práce byly splněny v plném rozsahu.

19 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KAMELANDER, Ivan. Tvářecí stroje I. 3. vydání. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1989. ISBN 80-214-1037-X.
- [2] KAMELANDER, Ivan. Tvářecí stroje II. 2. vyd. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1989.
- [3] STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-708-2738-6
- [4] ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů [online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8. Dostupné také z: <https://old.zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Konstrukce-tvarecich-stroju.pdf>
- [5] RUDOLF, Bedřich a Miloslav KOPECKÝ. Tvářecí stroje: Základy výpočtů a konstrukce. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979. DT 621.97 (075).
- [6] ŽENÍŠEK, Josef a Milan JENKUT. Výrobní stroje a zařízení: celostátní vysokoškolská učebnice pro strojní fakulty vysokých škol technických. 2. opr. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1986.
- [7] NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie, 2002.
- [8] OMES, Jiří. Stavba výrobních strojů I.: Tvářecí stroje I - G1S, G1S-K. Brno, 2016. Přednáškové podklady k výuce.
- [9] OMES, Jiří. Stavba výrobních strojů III.: Tvářecí stroje III - G2S, G2S-K. Brno, 2018.
- [10] SCHULER: Metal forming handbook. New York: Springer-Verlag, c1998. ISBN 35-406-1185-1.
- [11] SVOBODA, Jiří. Planetové převody. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998. ISBN 80-010-3245-0.
- [12] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7.
- [13] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [14] HOSNEDL, Stanislav. Obecné strojní části 1 [online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012 [cit. 2019-04-21]. ISBN 978-80-261-0125-8. Dostupné z: <https://old.zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Obecne-strojni-casti-1.pdf>
- [15] KRÍŽ, Rudolf a Josef TRČKA. Tabulky materiálů pro strojírenství. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-857-8092-5.
- [16] VRZAL, Bedřich a KOLEKTIV. Strojnické tabulky I. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1992.
- [17] HALAMA, Radim a KOLEKTIV. Pružnost a pevnost [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava a Západočeská univerzita v Plzni, 2011 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/SkriptaPaP.pdf>
- [18] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

- [19] ONDRÁČEK, Emanuel. *Mechanika těles: pružnost a pevnost II*. Vyd. 4., přeprac., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3260-8.
- [20] HORNÍKOVÁ, Jana. *Pružnost a pevnost: Interaktivní učební text*. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-720-4268-8.
- [21] SKALICKÝ, Jiří. *Elektrické servopohony*. Vyd. 2. Brno: Vysoké učení technické, 2001. ISBN 80-214-1978-4.
- [22] MALÁŠEK, Jiří. *Dopravní a manipulační zařízení: EDO,EDO-K*. Brno, 2015.
- [23] ČSN 21 0001: *Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky*. Praha. Český normalizační institut, 1996.
- [24] *Bezpečnost strojních zařízení - Umístění ochranných zařízení s ohledem na rychlosti přiblížení částí lidského těla: ČSN EN ISO 13855 (833303)*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [25] ČSN 02 3111 (023111): *Hnací klínové řemeny klasických průřezů. Výpočet převodů a předávaných výkonů*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1987.
- [26] ČSN 02 3110 (023110): *Hnací klínové řemeny klasických průřezů. Základní rozměry a kontrolní metody*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1987.
- [27] ČSN 02 3179 (023179): *Řemenice pro hnací klínové řemeny klasických průřezů*. 1987. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1987.
- [28] ČSN 02 3180 (023180): *Řemenice pro klínové řemeny. Základní ustanovení*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1970.
- [29] ČSN 01 4950 (014950): *Evolventní drážkování*. Praha: Úřadu pro normalizaci a měření, 1963.
- [30] ČSN 01 4608 (014608): *Ozubená kola a moduly*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1980.
- [31] ČSN ISO 6336 (014687): *Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [32] ČSN 02 2562 (022562): *Pera těsná s mezními úchytkami šířky e7 nebo h9*. Praha: Český normalizační institut, 2003.
- [33] ŽĎAS a.s.: *Mechanické lisy klikové*. ŽĎAS a.s.: *Mechanické lisy klikové* [online]. [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <https://www.zdas.com/cs/produkce/mechanicke-lisy/>
- [34] DESCH Kompletantriebe: *Complete press drive HKB* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <https://www.desch.com/de/produkte/details/kompletantriebe.html>
- [35] GOIZPER: *Complete press drive* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <https://www.goizper.com/en/industrial/brakes-and-clutches/planetary-gears>
- [36] TROMA-MACH: *Spojko-brzdy ORTLINGHAUS* [online]. [cit. 2019-03-24]. Dostupné z: <http://www.troma-mach.cz/produkty/spojky-brzdy-a-lamely/>
- [37] Andritz Kaiser: *Punching and Metal Forming Presses* [online]. [cit. 2019-03-19]. Dostupné z: http://www.statorservice.pl/catalog/andritzkaiser_151_presses.pdf
- [38] SIEMENS - SIMOTICS: *Nízkonapětové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC* [online]. [cit. 2019-03-24]. Dostupné z:

http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/motory/nizkonapetove_standardni_motory/D81_1-2016_cz.pdf

[39] MITCalc: Planetové převody s přímými a šikmými zuby. [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/gear5/help/cz/gear5txt.htm>

[40] Siemens, SIMOTICS T HT-direct: Synchronní permanentně buzené momentové motory [online]. [cit. 2019-04-19]. Dostupné z: http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d86_2/cat_d86-2_2007_en.pdf

[41] SIEMENS Flender: Planetové mechanické převodovky [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <http://www1.siemens.cz/ad/current/?ctxnh=c9707e8b0f&ctxp=home>

[42] ZKL GROUP: Valivá ložiska [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs>

20 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

20.1 Seznam tabulek

TAB 1) ZÁKLADNÍ ROZSAH PARAMETRŮ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY FLENDER	36
TAB 2) ZÁKLADNÍ ROZSAH PARAMETRŮ POHONNÉ JEDNOTKY DESCH	37
TAB 3) ZÁKLADNÍ ROZSAH PARAMETRŮ POHONNÉ JEDNOTKY GOIZPER.....	38
TAB 4) ZÁKLADNÍ PARAMETRY POHONNÝCH CELKŮ	39
TAB 5) ZADANÉ PARAMETRY MECHANICKÉHO LISU LKJP 250	49
TAB 6) ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU 1FW4455-3HB 0-1AA0.....	65
TAB 7) ZÁKLADNÍ PARAMETRY POHONNÉ JEDNOTKY	68
TAB 8) ZÁKLADNÍ PARAMETRY PŘEDBĚŽNĚ ZVOLENÉHO MOTORU.	71
TAB 9) NAVRHOVANÉ KRITÉRIA PRO VOLBU NEJVHODNĚJŠÍ VARIANTY	75
TAB 10) ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU 1LE1 5 02 - 2BC22	81
TAB 11) ROZMĚRY TĚSNÉHO PERA ČSN 02 2562	89
TAB 12) PŘEDBĚŽNÉ ROZMĚRY SETRVAČNÍKU	92
TAB 13) PARAMETRY SKUTEČNÉHO SETRVAČNÍKU	93
TAB 14) ZÁKLADNÍ ROZMĚRY LOŽISKA ZKL 618/530MA	97
TAB 15) VZDÁLENOSTI NA SETRVAČNÍKU	100
TAB 16) MECHANICKÉ VLASTNOSTÍ OCELÍ POUŽITÝCH PRO KOLA PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	103
TAB 17) ZÁKLADNÍ PARAMETRY PRO VÝPOČET PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	104
TAB 18) ZATĚŽUJÍCÍ PARAMETRY PŮSOBÍCÍ NA OZUBENÍ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	105
TAB 19) BEZPEČNOST PŘI ÚNAVĚ V DOTYKU.....	106
TAB 20) BEZPEČNOST PŘI ÚNAVĚ V OHYBU.....	106
TAB 21) ZÁKLADNÍ PARAMETRY NAVRŽENÉ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	107
TAB 22) ZÁKLADNÍ ROZMĚRY LOŽISEK NUP418M A NJ418M	108
TAB 23) VZDÁLENOSTI NA ČEPU SATELITU	112
TAB 24) PARAMETRY SPOJKO-BRZDY 0123 - 080 - 80 – 001867	115

TAB 25) MOMENTY SETRVAČNOSTI A HMOTNOSTI DÍLČÍCH KOMPONENT	116
TAB 26) ROZMĚRY TĚSNÉHO PERA DIN 6885 A.....	123
TAB 27) MECHANICKÉ VLASTNOSTI ZVOLENÉHO OCELI	125
TAB 28) VZDÁLENOSTI NA EXCENTRICKÉ HŘÍDELI.....	126
TAB 29) VÝSLEDKY STATICKÝCH BEZPEČNOSTÍ	133
TAB 30) VÝSLEDKY DYNAMICKÝCH BEZPEČNOSTÍ	136
TAB 31) ZÁKLADNÍ PARAMETRY EVOLVENTNÍHO DRÁŽKOVÁNÍ	139

20.2 Seznam obrázků

OBR. 1) PRŮBĚH RYCHLOSTÍ A ZRYCHLENÍ NA BERANU KLIKOVÉHO LISU	23
OBR. 2) SCHÉMATICKÉ ZNÁZORNĚNÍ MECHANISMŮ PRO PŘENOS SÍLY NA BERAN.....	24
OBR. 3) ORIENTACE KLIKOVÉ HŘÍDELE	24
OBR. 4) USPOŘÁDÁNÍ MECHANICKÝCH LISŮ	25
OBR. 5) ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA KLIKOVÉHO MECHANICKÉHO LISU.....	26
OBR. 6) LIS KLIKOVÝ, UNIVERZÁLNÍ, JEDNOBODOVÝ OD FIRMY ŽĐAS	26
OBR. 7) KINEMATICKÉ SCHÉMA MECHANICKÉHO KLIKOVÉHO LISU	28
OBR. 8) ODBĚROVÝ DIAGRAM PRO AKUMULÁTOROVÝ POHON.....	28
OBR. 9) MECHANICKÝ LIS JEDNOBODOVÝ - LKJA.....	29
OBR. 10) MECHANICKÝ LIS JEDNOBODOVÝ - LKJP.....	29
OBR. 11) ODBĚROVÝ DIAGRAM PRO PŘÍMÝ POHON.....	30
OBR. 12) JEDNOSTRANNÝ PŘÍMÝ POHON LISU - ANDRITZ KAIZER	31
OBR. 13) OBOUSTRANNÝ PŘÍMÝ POHON LISU - ANDRITZ KAIZER	31
OBR. 14) JEDNOSTUPŇOVÝ PŘEVOD S VYUŽITÍM ŠÍPOVÉHO OZUBENÍ	32
OBR. 15) USPOŘÁDÁNÍ PŘEVODOVÝCH SYSTÉMŮ.....	33
OBR. 16) KINEMATICKÉ SCHÉMA POHONU - S JEDNOSTRANNÝM, DVOUSTUPŇOVÝM OZUBENÝM A ŘEMENOVÝM PŘEVODEM.....	33
OBR. 17) ČTYŘSTUPŇOVÝ KOMBINOVANÝ PŘEVOD JEDNOBODOVÉHO LISU	34
OBR. 18) KINEMATICKÉ SCHÉMA TŘÍSTUPŇOVÉHO POHONU S OBOUSTRANNÝMI PŘEVODY	34
OBR. 19) OBOUSTRANNÝ POHON SE ZAKRYTÝMI PŘEVODY - TŘÍSTUPŇOVÝ S JEDNODUCHÝMI HŘÍDELI	35

OBR. 20) PLANETOVÁ PŘEVODOVKA.....	35
OBR. 21) PLANETOVÁ PŘEVODOVKA - SIEMENS FLENDER	37
OBR. 22) POHONNÁ JEDNOTKA DESCH COMPLETE PRESS DRIVE HKB. 38	
OBR. 23) POHONNÁ JEDNOTKA GOIZPER COMPLETE PRESS DRIVE	38
OBR. 24) POHONNÁ JEDNOTKA DESCH SERVOX® DS	39
OBR. 25) OJNICE.....	41
OBR. 26) SVAŘENEC BERANU JEDNOBODOVÉHO LISU	42
OBR. 27) KONSTRUKCE ASYNCHRONNÍHO ELEKTROMOTORU S KOTVOU NAKRÁTKO	43
OBR. 28) MOMENTOVÝ MOTOR	44
OBR. 29) POHON MECHANICKÝCH KONVENČNÍCH LISŮ	45
OBR. 30) HYDRAULICKY OVLÁDANÁ SPOJKO-BRZDA.....	46
OBR. 31) PNEUMATICKY OVLÁDANÁ SPOJKO-BRZDA.....	47
OBR. 32) ROZMĚRY PRACOVNÍHO PROSTORU STROJE S UZAVŘENÝM RÁMEM.....	49
OBR. 33) SILOVÉ POMĚRY NA KLIKOVÉM ÚSTROJÍ - BEZ TŘENÍ.....	51
OBR. 34) NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU MEZI BERANEM A OJNICÍ.....	54
OBR. 35) DIAGRAM DOVOLENÝCH MĚRNÝCH TLAKŮ PRO MATERIÁLY KLUZNÝCH LOŽISEK.....	56
OBR. 36) PŮSOBÍCÍ SÍLA A MOMENTY NA KLIKOVÉM MECHANISMU S TŘENÍM	57
OBR. 37) NÁVRHOVÁ VARIANTA A – S PŘÍMÝM POHONEM	63
OBR. 38) NAMÁHÁNÍ ZUBU OD OBVODOVÉ SILY PŮSOBÍCÍ NA HLAVOVÉ KRUŽNÍCI.....	66
OBR. 39) NÁVRHOVÁ VARIANTA B - PROVEDENÍ S POHONNOU JEDNOTKOU CPD	68
OBR. 40) ZÁKLADNÍ ROZMĚRY A ZABUDOVÁNÍ POHONNÉ JEDNOTKY DESCH CPD HKB 160	69
OBR. 41) NÁVRHOVÁ VARIANTA C - NEPŘÍMÝ POHON S AKUMULAČNÍM SETRVAČNÍKEM.....	70
OBR. 42) HLAVNÍ ROZMĚRY POHONNÝCH CELKŮ PRO NAVRŽENÉ VARIANTY	74
OBR. 43) CELKOVÁ SESTAVA LISU LKJP 250	77
OBR. 44) POHON LISU LKJP 250	78
OBR. 45) TVÁŘECÍ CHARAKTERISTIKA PRO PROTLAČOVÁNÍ.....	79
OBR. 46) ZÁKLADNÍ ROZMĚRY ZVOLENÉHO ELEKTROMOTORU.	82
OBR. 47) MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA TŘÍFÁZOVÉHO ASYNCHRONNÍHO MOTORU ŘÍZENÉHO MĚNIČEM FREKVENCE	82

OBR. 48) DIAGRAM PRO URČENÍ PRŮŘEZU KLÍNOVÉHO ŘEMENE	83
OBR. 49) VÝPOČTOVÉ PRŮMĚRY ŘEMENIC PRO ŘEMENY KLASICKÝCH PRŮŘEZŮ	83
OBR. 50) SCHÉMA ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	86
OBR. 51) SILOVÝ ROZBOR V TAŽNÉ A TLAČNÉ VĚTVI ŘEMENE	87
OBR. 52) ROZMĚRY TĚSNÉHO PERA ELEKTROMOTORU	88
OBR. 53) PŘEDBĚŽNÉ ROZMĚRY SETRVAČNÍKU	91
OBR. 54) ZÁKLADNÍ ROZMĚRY SKUTEČNÉHO SETRVAČNÍKU	94
OBR. 55) PRŮBĚH DOBÍJENÍ SETRVAČNÍKU PŘI PRACOVNÍM CYKLU ...	95
OBR. 56) VALIVÉ LOŽISKO ZKL 618/530MA	98
OBR. 57) ULOŽENÍ SETRVAČNÍKU NA NOSNÉ TRUBCE RÁMU STROJE ..	98
OBR. 58) ROZKLAD VÝSLEDNICE TAHOVÝCH SIL V ŘEMENU	99
OBR. 59) ROZKLAD ZATĚŽUJÍCÍCH A REAKČNÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKA SETRVAČNÍKU	100
OBR. 60) ROZBOR ZATĚŽUJÍCÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKO ELEKTROMOTORU	102
OBR. 61) KINEMATICKÉ SCHÉMA PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	104
OBR. 62) PRŮBĚH KROUTICÍHO MOMENTU V ZÁVISLOSTI NATOČENÍ KLIKY	105
OBR. 63) VALIVÁ LOŽISKA NUP418M A NJ418M.....	108
OBR. 64) ULOŽENÍ LOŽISEK MEZI ČEPEM SATELITU A SATELITNÍM KOLEM PLANETOVÉ PŘEVODOVKY.....	108
OBR. 65) ROZBOR ZATĚŽUJÍCÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKA SATELITU OD OZUBENÍ	109
OBR. 66) ROZBOR VÝSLEDNÉ SÍLY PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKA SATELITU	110
OBR. 67) REAKČNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKO SATELITU	110
OBR. 68) STATICKÝ SILOVÝ ROZBOR PŮSOBÍCÍCH SIL NA ČEP MEZI UNÁŠEČEM A SATELITEM	112
OBR. 69) SILOVÉ ZATÍŽENÍ ČEPU SATELITU PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	114
OBR. 70) SCHÉMA SPOJKO-BRZDY ORLTINGHAUSE.....	116
OBR. 71) KINEMATICKÝ ROZBOR PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	118
OBR. 72) SPOJKOVÁ HŘÍDEL.....	121
OBR. 73) ROZBOR ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍCH NA SPOJKOVOU HŘÍDEL.....	122
OBR. 74) ROZMĚRY TĚSNÉHO PERA SPOJKO-BRZDY	123
OBR. 75) ROZBOR ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍCH NA EXCENTRICKOU HŘÍDEL ..	126
OBR. 76) NEBEZPEČNÝ PRŮŘEZ NA EXCENTRICKÉ HŘÍDELI.....	128
OBR. 77) KOMBINACE NAMÁHÁNÍ OHYB A KRUT.....	128

OBR. 78) PRŮBĚH VVÚ V MÍSTĚ PRŮŘEZU I.....	129
OBR. 79) KOMBINACE NAMÁHÁNÍ OHYB A SMYK.....	131
OBR. 80) PLOCHA ODŘÍZNUTÉ ČÁSTI PRŮŘEZU.....	132
OBR. 81) CYKlickÉ ZATĚŽOVÁNÍ.....	133
OBR. 82) PRŮHYB EXCENTRICKÉ HŘÍDELE.....	136
OBR. 83) KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU.....	136
OBR. 84) SCHÉMA EVOLVENTNÍHO DRÁŽKOVÁNÍ.	138
OBR. 85) ULOŽENÍ KLUZNÝCH LOŽISEK NA EXCENTRICKÉ HŘÍDELI.	140
OBR. 86) ULOŽENÍ KLUZNÉHO LOŽISKA NA EXCENTRU.....	141
OBR. 87) ŠROUBOVÝ SPOJ MEZI UNÁŠEČEM SETRVAČNÍKU A SPOJKOU	143
OBR. 88) KOLÍKOVÝ SPOJ MEZI UNÁŠEČEM SETRVAČNÍKU A SPOJKOU	145
OBR. 89) ŠROUBOVÝ SPOJ MEZI SETRVAČNÍKEM A UNÁŠEČEM SETRVAČNÍKU	147
OBR. 90) KOLÍKOVÝ SPOJ MEZI SETRVAČNÍKEM A UNÁŠEČEM SETRVAČNÍKU	149

21 SEZNAM PŘÍLOH

1) Výkresová dokumentace

označení výkresu	název	druh dokumentu
5oVSR/3-019-01	LIS LKJP 250	VÝKRES SESTAVENÍ
5oVSR/3-019-01	LIS LKJP 250	SEZNAM POLOŽEK
5oVSR/3-019-02	POHON LISU LKJP 250	VÝKRES SESTAVENÍ
5oVSR/3-019-02	POHON LISU LKJP 250	SEZNAM POLOŽEK
5oVSR/3-019-03	NAPÍNACÍ MECH. KLÍN. ŘEMENŮ	VÝKRES SESTAVENÍ
5oVSR/3-019-03	NAPÍNACÍ MECH. KLÍN. ŘEMENŮ	SEZNAM POLOŽEK
5oVSR/3-019-09	EXCENTRICKÁ HŘÍDEL	VÝROBNÍ VÝKRES
5oVSR/3-019-10	SPOJKOVÁ HŘÍDEL	VÝROBNÍ VÝKRES
5oVSR/3-019-11	SETRVAČNÍK	VÝROBNÍ VÝKRES
5oVSR/3-019-12	OJNICE	VÝROBNÍ VÝKRES
5oVSR/3-019-15	UNÁŠEČ SETRVAČNÍKU	VÝROBNÍ VÝKRES

- 2) Výpočtová zpráva – pevnostní výpočet ozubení planetové převodovky dle ČSN ISO 6336 z programu MITCalc 1.7
- 3) Výpočet evolventního drážkování mezi excentrickou hřídelí a unášečem planetové převodovky dle ČSN 01 4950