



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

MECHANICKÝ LIS 12 500 KN

MECHANICAL PRESS 12 500 KN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Alexandr Buyalskiy

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Alexandr Buyalskiy
Studijní program:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Omes, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

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:

Mechanický lis 12 500 kN

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je návrh mechanického 4–bodového lisu o jmenovité síle 12 500 kN. Na tomto typu lisu je provozována technologie plošného tváření plechu. Místem určení jsou provozy lisoven na výrobu karosářských dílů v automobilovém průmyslu.

Jmenovitá síla 12 500 kN
Jmenovitá dráha 12,5 mm
Max. počet zdvihů 18 1/min
Max. velikost nástroje 5000 x 2600 mm

Cíle diplomové práce:

Rozbor kinematiky pohonů 4–bodových lisů.
Návrh převodů hlavního pohonu.
Návrhové a kontrolní výpočty.
Výkres sestavení pohonu a celková sestava lisu.
Detailní výkresy dle výběru.
Zhodnocení výsledku a doporučení pro praxi.

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 2021/22

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 návrhem pohonu mechanického lisu. Jedná se o klikový lis s 4 tlačnými body. Stroj je určen k plošnému tváření karosářských dílů v automobilovém průmyslu. Mechanický lis může pracovat jak v režimu jednotlivých zdvihů, tak i v automatickém provozu se zařazením do výrobní linky. První část práce se zabývá všeobecným rozbohem tvářecích strojů a popisem hlavních částí lisu. Druhá část práce se zabývá návrhem pohonu na základě zadaných parametrů. V této části je uveden výpočet jednotlivých sektorů lisu a provedena pevnostní kontrola částí pohonu. Příloha obsahuje výkresovou dokumentaci.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of a mechanical press drive. It is a crank press with 4 points. The machine is designed for surface forming of body parts in the automotive industry. The mechanical press can work both in the mode of individual strokes and in automatic operation with the equipment to the production line. The first part deals with an analysis of forming machines and a description of the main parts of the press. The second part deals with the design of the drive based on the specified parameters. This part includes a calculation of the individual sectors of the press and a strength check of the drive parts. The drawing documentation is included.

KLÍČOVÁ SLOVA

Mechanický lis, čtyřbodový lis, pohon, ozubené kolo, setrvačnick, planetová převodovka.

KEYWORDS

Mechanical press ,4 point press, drive press, gear wheel, flywheel, planetary gearbox.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BUYALSKIY, Alexandr. *Mechanický lis 12 500 kN* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139770>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Omes.

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za odbornou informaci a cenné rady, které mi poskytl ke zpracování této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině, která mi celé studium vůbec umožnila, a také za plnou pomoc během studia, víru ve světlou budoucnost a morální podporu. Také bych chtěl poděkovat každému vyučujícímu za trpělivost a za znalosti získané během studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

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

V Brně dne 20.05.2022

.....

Alexandr Buyalskiy

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	MOTIVACE	17
3	TECHNOLOGIE TVÁŘENÍ	19
3.1	Lisování	21
4	TVÁŘECÍ STROJE	23
4.1	Rozdělení tvářecích strojů	23
4.2	Lisy	24
5	MECHANISMY KLIKOVÝCH LISŮ	27
5.1	Beran	28
5.2	Ojnice.....	28
5.3	Kliková hřídel	30
5.4	Stojan	30
5.5	Pohon klikového mechanismu	31
5.5.1	Přímý pohon	31
5.5.2	Nepřímý pohon	33
5.6	Spojka	35
5.7	Brzda.....	35
5.8	Elektromotor	36
6	PŘEHLED LISŮ	37
7	VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ	43
7.1	Návrh čepu.....	45
7.2	Výpočet síly a momentu s třením	48
8	KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHONU	51
8.1	Návrh kinematiky mechanického lisu.....	51
8.2	Návrh elektromotoru.....	55
8.3	Stanovení velikosti setrvačnicku	57
8.3.1	Návrh řemenového převodu mezi motorem a setrvačnickem	58
8.3.2	Kontrola nabíjení setrvačnicku.....	61
8.4	Převodovka	64
8.5	Spojko-brzda.....	67
8.6	Návrh spojková hřídel.....	70
8.7	Kliková hřídel	70
8.7.1	Kontrola klikové hřídeli a ojnici.....	71
9	ZÁVĚR	75
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	77
11	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK	79
11.1	Seznám zkratk	79
11.2	Seznám tabulek	87
11.3	Seznám obrázku	87
12	SEZNAM PŘÍLOH	89

1 ÚVOD

Úloha technologie lisování v moderní výrobě strojů a předmětů národního hospodářství neustále roste. Souvisí to s progresivním charakterem technologie výroby, která je založena na získávání přesných dílů daného tvaru a také polotovaru pomocí racionálního přerozdělování kovů. V důsledku použití technologie lisování jsou všechny typy řezání výrazně omezeny a v některých případech jsou anulovány. Technologie lisování se vyznačuje: úsporou kovu, vysokou produktivitou, zlepšením mechanických vlastností výrobků, vysokou homogenitou vyráběných dílů atd. Výhody technologických postupů tváření kovů vedly k širokému použití kovací a lisovací stroje v kovoobrábění.

Lis je mechanismus určený k provádění operací, jako je ohýbání, stlačování materiálů, lisování/vytlačování ložisek, oprava zavěšení a mnoha dalších činností během opravy. Existují klínové, šroubové, pákové a hydraulické lisy. Hydraulické lisy se rozšířily díky možnosti vytvářet velké síly u malých rozměrů strojů. Hydraulický lis se může lišit v závislosti na modelu v rozměrech, hmotnosti, míře působící síly a může být konstrukčně proveden v různých verzích: stojací nebo stolní.

Hlavní nevýhodou třískového obrábění kovů je značné množství odpadního kovu. Při zpracování kovů tlakem (lisováním) se snižuje kovový odpad, zlepšují se mechanické vlastnosti zpracovávaných dílů a zvyšuje se produktivita. Zpracování kovů a materiálů tlakem se provádí za tepla i za studena. Druhý způsob je obzvláště ekonomický, protože odpadají náklady na předehřívání kovu, zkracuje se doba zpracování a nedochází ke ztrátám kovového odpadu.

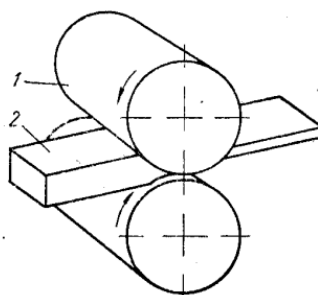
2 MOTIVACE

Cílem práce je provést vhodný návrh pohonu mechanického lisu tak, aby stroj splňoval zadané parametry. Nezbytným úkolem je rozšíření praktické a teoretické znalosti v oblasti tvářecích strojů a zlepšení konstrukčních znalosti. K vyřešení tohoto úkolu je snahou se dozvědět znalosti nejen od kolegy ze studia, ale také od odborníku v tomto oboru, zejména vědouceho diplomové práce. Při zpracování této práce jsou využité znalosti získané během studia na VUT v Brně a odborné literatury.

3 TECHNOLOGIE TVÁŘENÍ

Proces tváření kovu spočívá v tom, že se kovu zadává určitý tvar. Tím se mění vlastnosti a struktura kovu. Hlavní procesy tváření kovů jsou: válcování, lisování, kování, protlačování, tažení. [1]

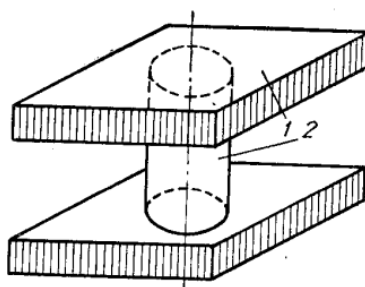
Válcováním dostáváme velké množství hotových výrobků: kolejnice, nosníky, úhelníky, trubky atd. jakož i polotovary pro lisování, kování, protlačování a tažení. U válcování, obrázek 1, je obrobek vtahován do mezery mezi rotujícími hladkými odvalovacími válci pomocí třecí síly. V důsledku toho se plocha příčného průřezu zmenšuje a délka narůstá. [4]



Obr.1. Válcování [1]

1 - válečky; 2 - obrobek.

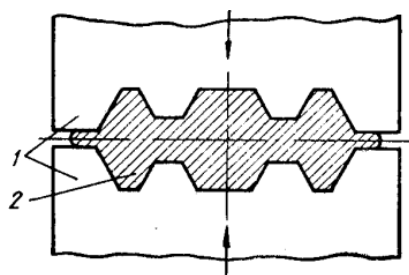
Kování se používá k výrobě velkých výkovků z prutu, ale i středních a malých výkovků z polotovaru po válcování. Při kování je celý obrobek nebo jeho části vystaven působení beranu nebo lisu, nástroj však nepůsobí na boční plochy obrobku, jak je ukázáno na obrázku 2. Při změně plochy příčného průřezu dochází ke snížení výšky obrobku. [4]



Obr.2. Kování [1]

1 - nástroje; 2 - obrobek.

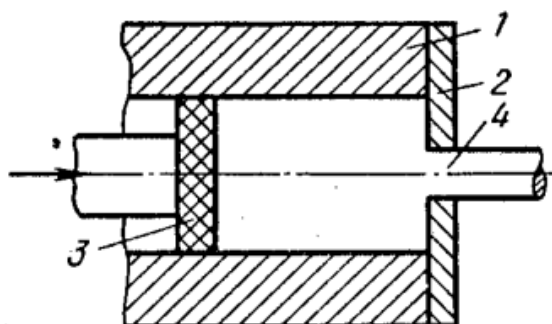
Pro hromadnou výrobu malých a středně velkých dílů se používá objemové lisování, obrázek 3. Obrobek se pod tlakem deformuje a zaplňuje prázdné místo formy. Lisování se hojně využívá při výrobě automobilů, letadel, traktorů atd. Tato technologie využívá plech jako polotovar pro výrobu různých dílů. [4]



Obr.3. Lisování [1]

1 - nástroje; 2 - obrobek.

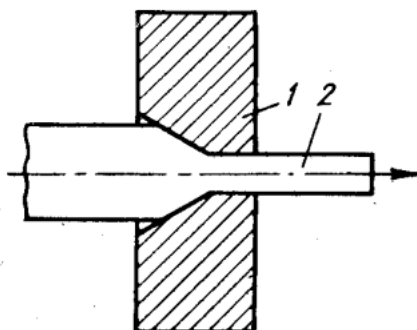
Protlačování se používá k získávání různých profilů z kovů a slitin. Polotovár (silnostěnný dutý válec) je vytlačován otvorem, obrázek 4. Profil výsledného produktu odpovídá profilu otvoru. [4]



Obr.4. Protlačování [1]

1 - kontejner; 2 - matrice; 3 - pist; 4 - protlačovaný materiál.

Pomocí tažení (obrázek 5) je možné získat dráty, tyče a trubky. Při tažení se obrobek protáhne otvorem. Zmenšuje se plocha průřezu a někdy se mění i tvar průřezu. [4]



Obr.5. Tažení [1]

1 - tažnice; 2 - výtažek.

3.1 Lisování

Objemové tváření je proces, při kterém se kov obrobku deformuje se změnou všech rozměrů, přičemž přebírá tvar pracovní plochy razníku. Tváření za tepla se provádí v určitém rozmezí teplot. Výhoda objemového tváření oproti kování je především ve vyšší produktivitě a rozměrové přesnosti a také v lepší kvalitě povrchu výrobků. K pozitivům totéž je potřeba připsat snížení další dokončovací úpravy řezáním. Pomocí tváření se vyrábí díly složitých tvarů. Je však potřeba pamatovat na to, že díly lze použít pouze v konstrukci, pro kterou jsou určeny. [1]

Nástroj představuje silnostěnné části stroje, ve kterých jsou vytvořeny pracovní dutiny. Nástroj se skládá minimálně ze 2 částí a může být buď otevřený nebo uzavřený. V uzavřeném stavu beran přesně kopíruje tvar druhé poloviny. V otevřené formě se beran aplikuje na druhou polovinu, aby se uzavřela. To však komplikuje proces výroby kvůli náročnosti přípravy polotovaru s ideálním tvarem. Proto se polotovar vyrábí ve větším objemu, než je požadováno. Nástroj má otvory pro zbytkový materiál, který bude později uříznut. [1]

Tváření za studena se používá pro výrobu hromadných výrobků malých rozměrů: nýtů, hřebíků, šroubků atd. Absence tepla umožňuje výrobu přesných dílů s tolerancemi až na desetiny milimetrů. Jelikož se deformace výrobků provádí při teplotách pod teplotami rekrystalizace, pak čím větší je deformace, tím více je kov vytvrzen. [4]

Hlavním rysem lisování je změna tloušťky výlisku během zpracování. Pro lisování plechu nad 10 mm se používá lisování za tepla. Proces lisování je snadno automatizován, zajišťuje vysokou rozměrovou přesnost a dobrou povrchovou úpravu. Nejprve se odstříhne plech požadované šířky pomocí nůžek. Dále se provádí oddělení části obrobku podél uzavřeného okruhu a děrování požadovaných technologických otvorů. Ohýbáním se mění směr osy obrobku. V tomto případě jsou horní vrstvy stlačeny a spodní jsou roztaženy. Minimální poloměr ohybu bez porušení vnějších vrstev lze vypočítat pomocí rovnice: $r_{min}=(0,25-0,30) \cdot s$, kde s - tloušťka výlisku. [4]

4 TVÁŘECÍ STROJE

Pro snadné přizpůsobení výroby s nejvyšší efektivitou, existuje široká nabídka různých typu tvářecích strojů. Díky rozsáhlému provedení strojů dokáže každý podnik vybrat určitý typ stroje, který bude nejvýhodněji přizpůsoben dle jejich požadavku, a to jak z hlediska technických parametru, tak i z hlediska umístění.

4.1 Rozdělení tvářecích strojů

Podle způsobu práce lze rozdělit dle literatury [10] na:

- Lisy – na materiál je působeno silou na určité dráze,
- Buchary – stroje, které pracují rázem kladiva. Rozlišujeme:
 1. Pružinové – pohyb beranu je odvozen pomocí elektromotoru, klikového ústrojí, a listové pružiny, která zajišťuje zpětný pohyb beranu,
 2. Pneumatické – pohyb beranu je odvozen pomocí stlačeného vzduchu,
 3. Parní – pohyb beranu je odvozen pomocí páry.
- Rotační stroje – působí na materiál otáčivým pohybem nebo po kruhové dráze,
- Ostatní (tažné stolice, drátotahy atd.).

Podle druhu mechanismu použitého k přenosu energie:

- Mechanické,
- Hydraulické,
- Pneumatické,
- Parní,
- Ostatní (řízené elektrickou kapacitou, výbušné atd.).

Podle uspořádání:

- Svislé,
- Vodorovné,
- Naklápěcí.

Podle tvaru stojanu:

- Stojan tvaru C,
- Stojan tvaru O,
- Sloupové,
- Stolní,
- atd.

Podle druhu tváření:

- Kovací,
- Tažné,
- Ohraňovací,
- Rovnací,
- Ohýbací,

- Montážní,
- Děrovací,
- Vysekávací,
- atd.

Podle počtu tlačných bodů:

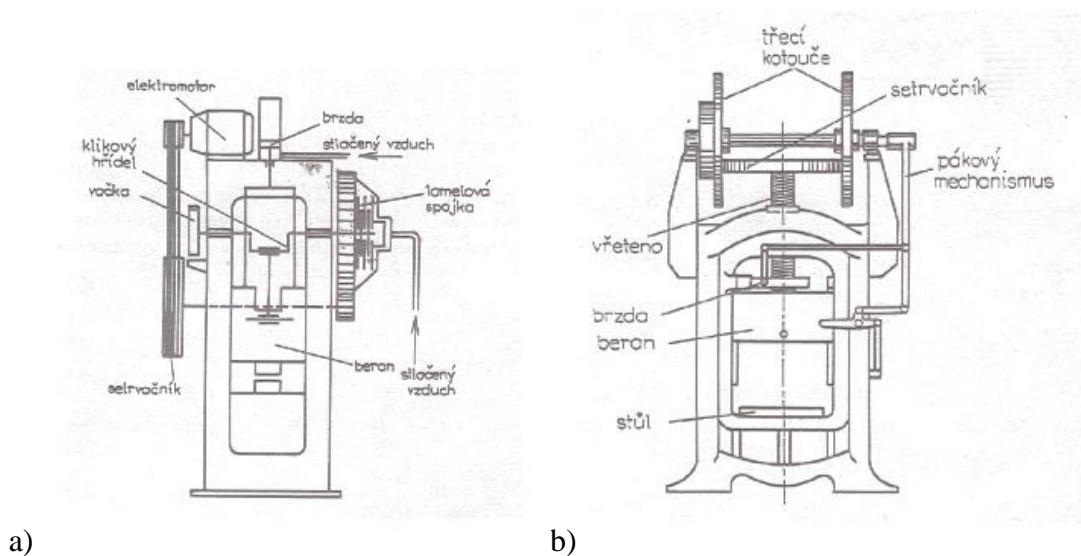
- Jednobodové provedení,
- Dvoubodové provedení,
- Tříbodové provedení,
- Vícebodové provedení.

Podle konstrukce stojanu:

- Jednostojanové otevřené,
- Dvoustojanové otevřené,
- Dvoustojanové uzavřené,
- Sloupové konstrukce.

4.2 Lisy

Požadavky pro sériovou výrobu u technologického procesu lisování jsou: relativně malý pracovní zdvih, vysoká odolnost proti deformaci při relativně malých celkových rozměrech lisovaného dílu, dostatečná rychlost lisu při lisování za tepla a tuhá konstrukce samotného lisu. Pro lisování plechů jsou potřeba velkorozměrové lisy s velkým zdvihem, ale odolnost proti deformaci u samostatných lisů je menší než u lisů pro sériovou výrobu. Lisy pro tváření plechu se dělí na mechanické a hydraulické. Mechanické lisy, obrázek 6, dále se dělí na klikové – u kterých se pohyb beranu provádí pomocí klikového mechanismu, a vřetenové – u nich naopak pohyb beranu vychází ze setrvačnicku, který pohání šroub. [2]



Obr.6. Lisovací stroje [5]

a - klikový lis; b - vřetenový lis.

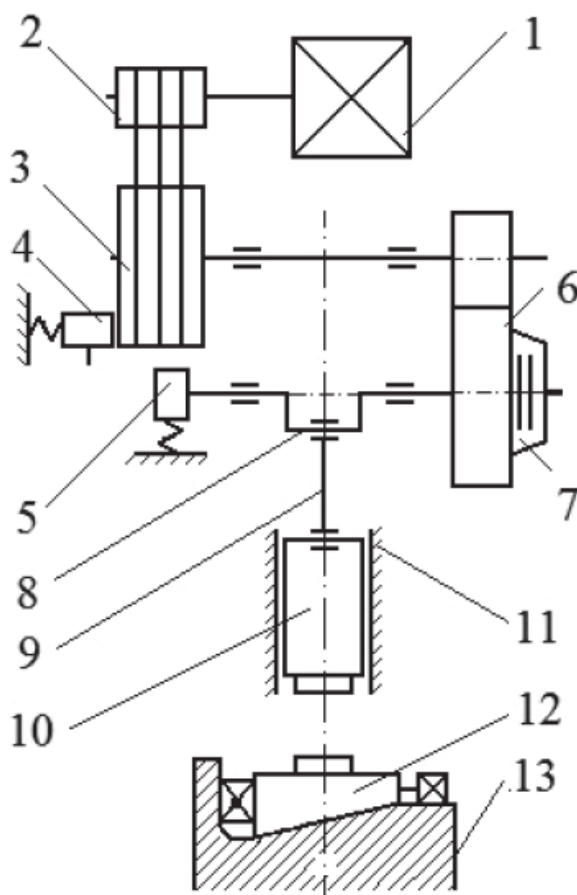
Skupinu lisů lze rozdělit na podskupiny univerzálních strojů a podskupiny specializovaných strojů pro výrobu určitých operací a automatů, které jsou určeny k výrobě poměrně úzké skupiny dílů. Mezi tvářecí stroje pro všeobecné použití patří nůžky na plech, univerzální lisy pro děrování a mělké tažení, specializované protahovací a tvářecí lisy, vysekávací a ohýbací lisy. Mezi automaty patří vícepolohové lisovací stroje, které se používají pro více operační lisování malých a středně velkých dílů, a stroje pro vysoce výkonné lisování z pásu – se spodním pohonem, s plovoucím beranem, vysokorychlostní. [2]

Kovácí tvářecí stroje zahrnují profilové nůžky na kov, lisy pro ražení za tepla a horizontální kovácí stroje, na kterých se provádějí všechny operace ražení za tepla, razicí lisy, které se používají pro rovinnou a objemovou kalibraci lisovaných dílů, ohýbací lisy pro ohýbání dlouhých výrobků za tepla a za studena, ohraňovací lisy, radiální kovácí stroje. Kovácí stroje se používají především pro tváření spojovacích prvků, kuliček, válečků a dalších dílů za studena, matic, kroužků a podobných sériově vyráběných dílů, ohýbání trubek, tyčových a drátěných dílů. [2]

Mechanické lisy zpracovávají plechové a pásové materiály. Síla je generována klikovým nebo šroubovým mechanismem. Mechanické lisy jsou široce používány díky svému vysokému výkonu, úspornosti a snadné obsluze. Pro efektivitu výroby a přizpůsobení výroby potřebám zákazníka je vhodné využít širokou nabídku různých typů formovacích strojů. Mechanické lisy na lisování plechu se liší svými typickými konstrukčními vlastnostmi a vyvinutou silou. [2]

5 MECHANISMY KLIKOVÝCH LISŮ

Princip činnosti klikových lisů je založen na využití kinetické energie rotačního pohybu setrvačnicku k deformaci kovu, která je pomocí klikové ojnice nebo excentrického mechanismu přenášena na akční člen – beran. Během pracovního zdvihu je část této energie vynaložena na užitečnou práci při deformaci obrobku. Schéma klikového lisu je ukázaná na obrázku 7. [6]



Obr.7. Schéma klikového lisu [2]

1 - elektromotor; 2 - převod klínovým řemenem; 3 - setrvačnick; 4 - brzda setrvačnicku;

5 - brzda; 6 - převodovka; 7 - spojka; 8 - excentrický hřídel;

9 - ojnice; 10 - beran; 11 - vedení beranu; 12 - pracovní prostor; 13 – stůl.

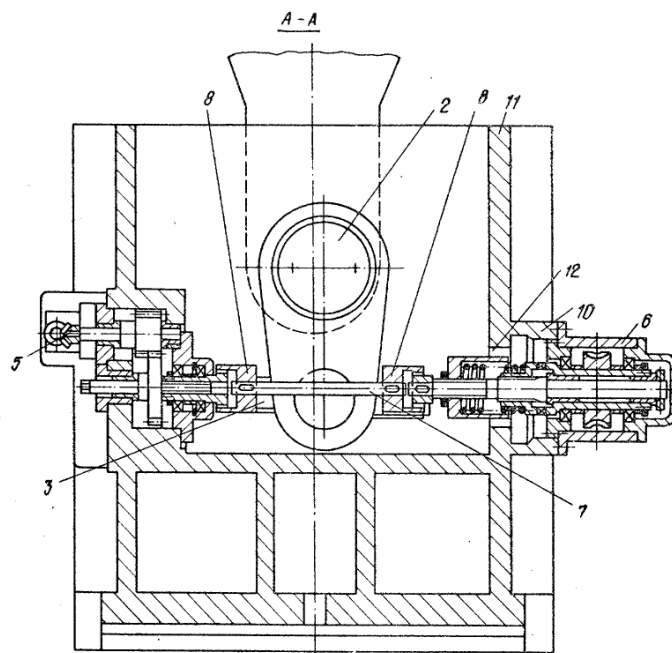
Každý stroj má akční člen, jehož vodící část je klika (excentrická, obrázek 7 poz. 8), pracovní část je beran. Hlavní části mechanismu jsou kliková hřídel, ojnice, beran. Pohon je ovládán převodem sil z elektromotoru na klikovou hřídel. Převodovka se skládá z pohonu klínovým řemenem a několika ozubených převodů. [8]

Pohonný systém má spojku pro připojení nebo odpojení od ovladače a brzdu pro zastavení klikové hřídele. Spojka a brzda se zapínají a vypínají pomocí řídicího systému, který se skládá z elektrických zařízení, pneumatických, hydraulických a dalších mechanismů. [8]

5.1 Beran

Beran je část lisu, na kterou jsou připevněny tvářecí nástroje, které deformují obrobek. Deformační síla během procesu děrování je přenášena přímo na beran. Optimální výkon klikového tvářecího stroje do značné míry závisí na správné konstrukci beranu, jeho vedení a provedení sestavy, ve které je nástroj připevněn k beranu. Berany klikových lisů lze podle konstrukce rozdělit do tří skupin: plně prizmatické (beran pro razicí lisu); beran s přidavným vedením (nástroj lisů pro objemové tváření za tepla a za studena), beran ve formě desek (nástroj nůžek a ohraňovacích lisů). [7]

Během pracovního postupu se beran pohybuje ve vedení. Při lisování přesnost dílů závisí na přesnosti směru pohybu beranu ve vedení, jakož i na opotřebení a životnosti nástrojů, zejména těch, které jsou určeny pro dělicí operace. Je nutné zajistit stabilní polohu beranu ve vedeních, to znamená vyloučit případné nesouososti ve vedeních. Pro zvýšení přesnosti tváření a stabilnější pohyb beranu ve vedeních, je snahou konstruktéru maximalizovat délku vedení beranu. Na obrázku 8 je zobrazen způsob zabudování beranu. [7]



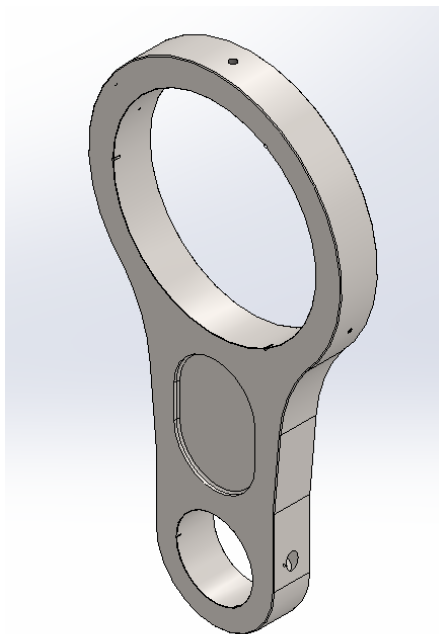
Obr.8. Beran [2]

5.2 Ojnice

Ojnice (obrázek 9) je kritickou částí lisu, přes kterou se přenáší síla z hlavní hřídele na nástroj. Klikové mechanismy se dělí podle typu pohonu na mechanismy s horním a spodním pohonem. U mechanismů s horním pohonem, ojnice tlačí na beran a pod provozním zatížením ojnice

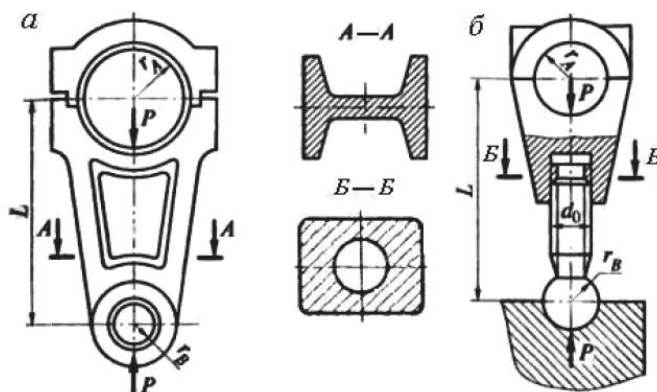
kromě ohybu podléhá i stlačení. U mechanismů se spodním pohonem ojnice táhne beran a při pracovní zátěži spolu s ohýbáním zažívá roztažení. [6]

Hlavními prvky ojnice jsou pata, dřík a víko ojnice. Spojení ojnice s beranem se provádí pomocí čepu. [3]



Obr.9. Ojnice

Výsledné napětí v průřezu pro litinové ojnice v závislosti na typu lisů má být menší, než je předepsané maximální napětí. Bezpečné napětí pro univerzální lisy $\sigma \leq 70 \text{ MPa}$, stroje na tváření za studena $\sigma \leq 50 \text{ MPa}$. Pro ocelové ojnice předepsané maximální napětí je 150 MPa , pro ocelový šroub kritické napětí v průřezu je 250 MPa . Konstrukční schéma ojnice je zobrazeno na obrázku 10. [3]

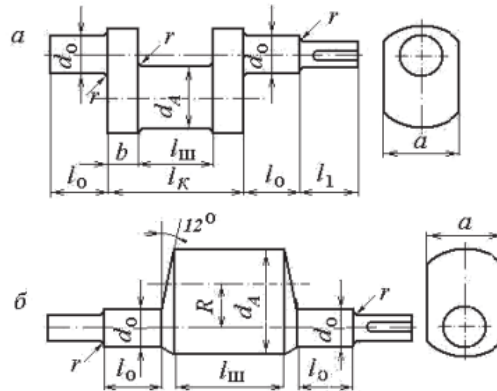


Obr.10. Konstrukční schéma ojnice [3]

A - bez přestavení; Б - s přestavením.

5.3 Kliková hřídel

Kliková hřídel neboli hlavní hřídel mechanického lisu (obrázek 11) pro objemové a plošné tváření je hlavní a nejdůležitější součástí klikového mechanismu. Jako hlavní hřídel se používají klikové hřídele, excentrické hřídele a klikové kolo. Kliková hřídel se obvykle používá pro konstrukce jednosloupových lisů. Hřídel je náročná a nákladná na výrobu, má malou tuhost. Excentrická hřídel poskytuje možnost nastavit velikost pohybu skluzu, je však také náročná na výrobu. [10]



Obr.11. Hřídele [3]

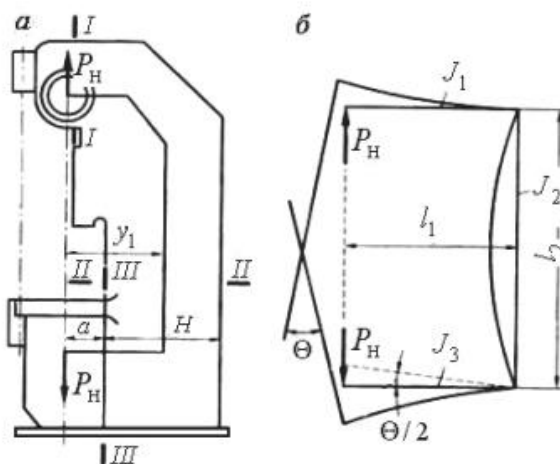
a - klikový hřídel; b - excentrický hřídel.

5.4 Stojan

Rám klikového lisu je skříňového tvaru, ve kterém jsou namontovány všechny jednotky a části lisu. Zároveň rám slouží jako uzavírací článek, přes který se přenáší lisovací síla. Rozměry stojanu se určují v souladu s lisovacím prostorem, upevněním hlavního a sekundárního hřídele v rámu, potřebou umístění technologického nástroje a automatizačního zařízení. [3]

Rozlišují se stojany otevřené stojany, které se používají v otevřených lisech, uzavřené stojany, které se používají v uzavřených lisech, a stojany horizontálních kovacíh strojů. [3]

Otevřené stojany (obrázek 12) jsou obvykle monolitické konstrukce. Existují jednosloupové, dvousloupové nesklopné, dvousloupové sklopné a jednosloupové s pohyblivým stolem. Jednosloupové stojany jsou rámy, které mají jeden sloupek. [3]



Obr.12. Diagram zatížení stojanu [3]

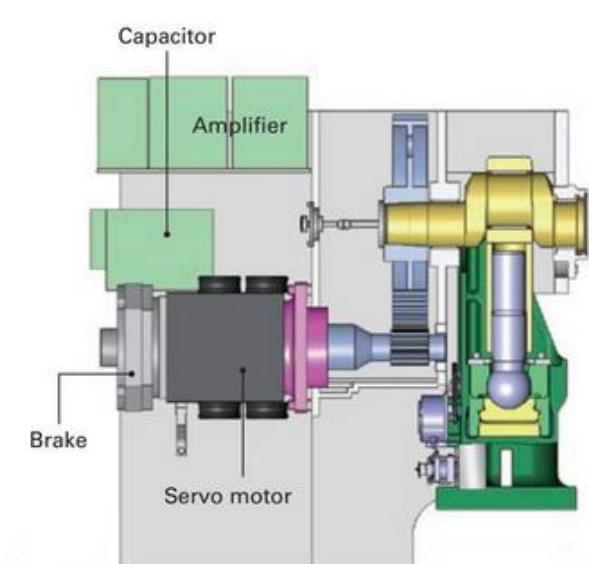
Základny uzavřených lisů mohou být pevné anebo rozebíratelné, které jsou spojené mezi sebou pomocí spojovacích kotev. Jejich provedení závisí na počtu tlačných bodů beranu (jednoklikový, dvouklikový nebo čtyřklikový lis), na pohonu klikové hřídele a umístění pohonu (nahore nebo dole). Pevný stojan uzavřených lisů je zpravidla celosvařovaný. Použití svařování umožňuje získat při nižší hmotnosti větší tuhost konstrukce ve srovnání s litinovými konstrukcemi. [4]

5.5 Pohon klikového mechanismu

K vykonání své práce potřebují tvářecí stroje (lisy) dodat energii, a to ze zdroje energie do přímočarého pohybu pomocí pohonných a převodových uzlů. Podstatný vliv na plastickou deformaci má vliv rychlosti pohybu beranu. K překonání veškerých odporů se využívá přímočarý pohyb. Setrvačnick je zařízení na uchovávání energie, musí být schopen ukládat a dodávat potřebnou energii, když je potřeba. Pohon lisu je závislý na maximální tvářecí práci, kterou vykonává. Podle způsobu uspořádání jednotlivých uzlů lze pohony dělit na přímé a nepřímé. [8]

5.5.1 Přímý pohon

U přímého pohonu je motor spojen přímo s klikovou hřídeli. Za přímý pohon lze také označit variantu využívající ozubený převod, protože požadované otáčky vstupního členu jsou nižší, než je motor schopen dosáhnout. Přímý pohon je znázorněn na obrázku 13. [17]

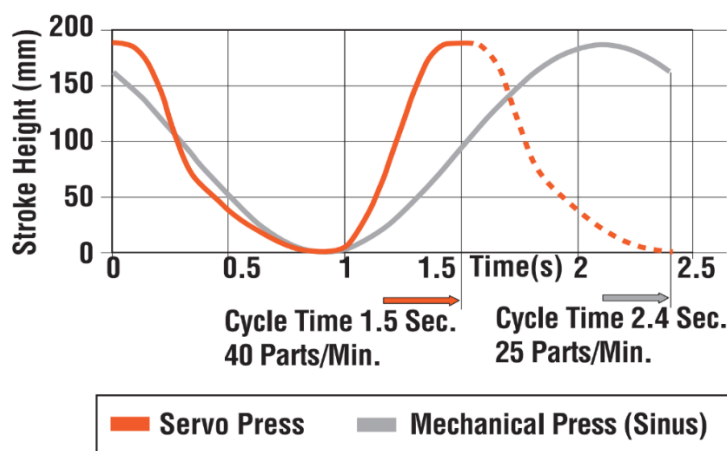


Obr. 13 Přímý pohon [16]

K výhodám přímého pohonu patří široké technologické využití a přesná regulace otáček v každém okamžiku zdvihu. [17]

Mezi nevýhody patří vyšší cena, a větší rozměry mechanismu pohonu. A to hlavně z toho důvodu, že motor vyžaduje vyšší výkon než v případě nepřímého pohonu. Tím pádem přímý pohon neslouží jako náhrada stávajícího stroje, a má využití u malých tvářecích jednotek. Tento pohon se využívá u strojů s vyšším stupněm využití pracovního cyklu. [17]

Servopohony dosahují zkrácených cyklů ve srovnání se standardními mechanickými lisami a zvyšují produktivitu lisování. To pochází ze schopnosti lisu se servomotorem běžet rychleji při najíždění a zasouvání pracovní částí stroje, tzn. když se na plechu neprovádí žádná práce. Obrázek 14 ukazuje rychlosti cyklů pro srovnatelné výšky zdvihu, jak u servomechanického lisu, tak u mechanického lisu poháněného setrvačnickem, ve kterém má časový průběh zdvihu podobu sinusovky. Tento příklad ukazuje 60% zlepšení v počtu dílů za minutu. Kvalita se také zlepšuje. [17]

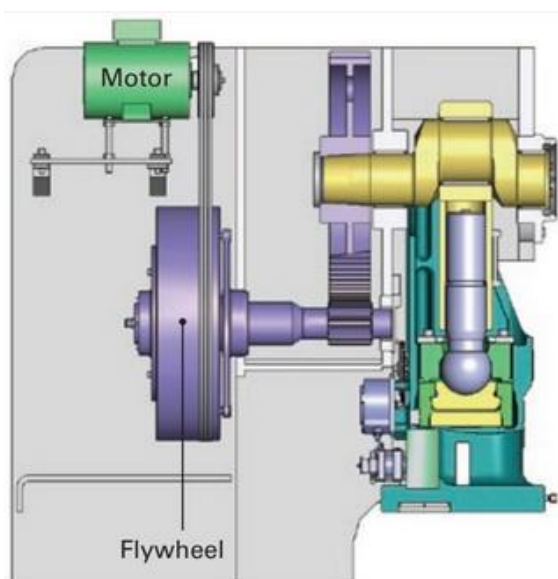


Obr. 14 Rychlosti cyklů pro mechanické lisy poháněné servomotorem a setrvačnickem [16]

Vysoké rychlosti cyklů u lisů poháněných setrvačnickem zvyšují riziko zahřívání plechů a nástrojů, což vede k zrychlenému opotřebení nástroje. Během vysekávání děr se při periodickém zatížení zvyšuje frekvence, klesá kvalita střížné hrany a vznikají rázové vlny šířící se skrz celý stroj. Servopoháněné lisy se mohou zpomalit těsně před kontaktem s plechem, což má za následek snížení rázové síly a rázového zatížení, a přesto si udrží vysokou produktivitu tím, že se beran pohybuje mnohem rychleji, když neprobíhá žádná práce. [17]

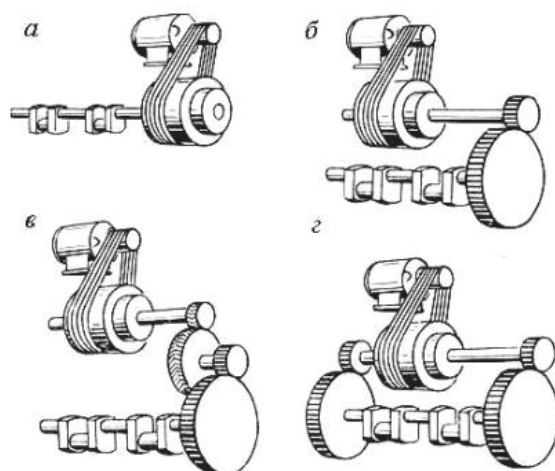
5.5.2 Nepřímý pohon

Nepřímý pohon lisu je znázorněn na obrázku 15. Klikový mechanismus je poháněn elektromotorem pomocí převodu klínovým řemenem a převody pomocí ozubených kol. Především se tyto pohony vyrábí jedno-, dvou- a třístupňové s ozubeným převodem (obrázek 16). [8]



Obr. 15 Nepřímý pohon [16]

U mechanického lisu poháněného setrvačnickem je velikost motoru, hmotnost a rychlost otáčení setrvačnicku omezena. Motor je jediným zdrojem energie pro lis a musí mít dostatečný výkon, aby pokryl požadavky lisovací operace. Může se stát, že energie odebírána ze sítě nedostatečná pro vykonání potřebné práce u velkých strojů, a proto se mnohdy využívají akumulátory energie s rotačním pohybem neboli setrvačnický. [17]

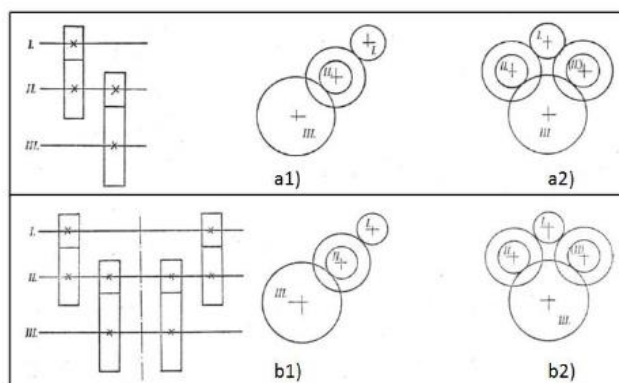


Obr.16. Pohon hřídele [3]

a - jednostupňový; б - dvoustupňový; в - třístupňový; г - dvoustupňový oboustranný.

Počet stupňů závisí na počtu zdvihů beranu za minutu, který je dán hlavními parametry lisu a na počtu otáček hřídele elektromotoru. Doporučuje se používat vysokorychlostní motory s otáčkami hřídele 1500 ot./min. , protože rozměrově jsou menší. U vysokorychlostních lisů, když je počet zdvihů beranu $150 - 200 \text{ ot/min}$ a převodový poměr $i = 7,5 - 10$, tak to znamená, že je možné použít jednostupňovou převodovku. [4]

Pohon klikové hřídele může být jednosměrný nebo obousměrný, viz obrázek 17. Obousměrný převod se používá k rovnoměrnějšímu zatížení konců klikové hřídele točivými momenty. [4]



Obr. 17 Uspořádání převodových systémů [11]:

jednostranné: a1) nesouměrné, a2) souměrné a oboustranné: b1) nesouměrné, b2) souměrné.

Spolu s otevřenými převody se používají i uzavřené převody pracující v olejové vaně, což zajišťuje větší odolnost a kompaktnost převodů. V současné době výrobci tvářecích strojů odstoupili od konstrukcí s otevřenými převody. U uzavřených převodů je pozorováno lámání

zubů a opotřebením, pokud abrazivní částice vniknou do oleje a také z důvodu nepřesné instalace. [4]

5.6 Spojka

Pro připojení akčního členu k pohonu a pro přenos točivého momentu z něj na klikovou hřídel, nebo naopak zastavení klikového mechanismu v dané poloze při běžícím motoru, jsou potřeba určité systémy. Takový systém v pohonném systému všech lisů tvoří jeho hlavní prvky: spojka, brzda a ovládání. Spojky se vyznačují především dost vysokým přenosným momentem a velkým počtem rozběhů. Zrychlení a zastavení velkých hmot se provádí v krátkých časových úsecích. Základní rozdělení spojek je znázorněno v tabulce 1. [4]

Tab 1) Klasifikace spojek

Spojka									
Tuhá spojka					Třecí spojka		Rozběhové spojky		
Pevná korytková	Pevná trubková	Pevná kotoučová	Přírubová pevná	Třecí lamelová spojka	Třecí spojka kuželová	Třecí spojka vícelamelová	Kapalinová rozběhová spojka	Rozběhová třecí spojka	Rozběhová odstředivá

U tuhých spojek se hnané, hnací části a následně přenos točivého momentu provádí pomocí tuhého prvku. Spojka sepne téměř okamžitě. Klasifikace spojek závisí na typu tuhého prvku přenášejícího moment. [4]

U třecích spojek je spojka zajištěna třecím spojem. Třecí spojky jsou klasifikovány podle konstrukce pracovních ploch, které přenášejí třecí moment. Tyto pracovní plochy mohou být kotoučové, kuželové a válcové. [4]

U kluzných spojek slouží jako přenosový prvek kapaliny (hydrodynamické) nebo magnetické síly (elektromagnetické kluzné spojky). Kluzné spojky pracují pouze s rozdílem úhlových rychlostí hnané a hnací části. [4]

5.7 Brzda

Brzda (obrázek 18) u lisu musí absorbovat energii na hnané části spojky a jednoznačně fixovat akční člen (beran) s jeho přidruženými částmi v krajní horní poloze. Pokud je na brzdě nedostatečný moment, může neočekávané spuštění jezdce z horní polohy vést k nehodě. [2]

U většiny konstrukcí brzd je kinetická energie hnacích částí absorbována, když je vytvořeno třecí spojení mezi pohyblivou poháněnou částí a stacionárním tělesem pevně připevněným k rámu. Brzdy, namontované samostatně se spojkou, mohou být podle konstrukce elektromagnetická, lamelové a čelistové. [2]

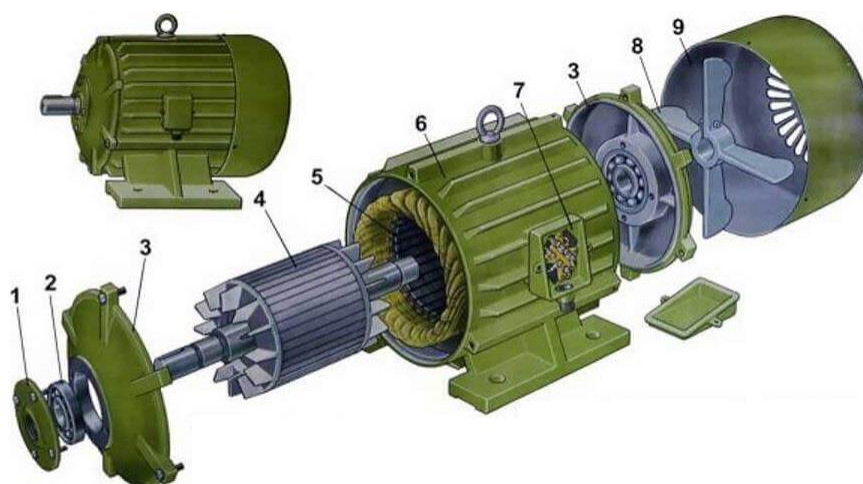


Obr.18. Hydraulická brzda [21]

5.8 Elektromotor

Každý točivý elektrický stroj se skládá ze statoru a rotoru. Stator se skládá z litinové kostry a dvou ložiskových štítů. Obvykle do kostry statoru se montuje trojfázové vinutí, v případě potřeby malého výkonu se používají jednofázové vinutí. Na hřídeli rotoru jsou nalisované plechy, které tvoří druhou část magnetického pole. Trojfázové nebo jednofázové vinutí se umísťuje v drážkách statoru. Na obrázku 19 je ukázaná konstrukce asynchronního motoru. [14]

Asynchronní motor je nejvíc používaným pohonným elektromotorem. Tok mezi hlavními součásti je realizován pomocí elektromagnetické indukce. Výhodou tohoto motoru je vysoká spolehlivost, jednoduchá konstrukce, nízké nároky na údržbu a je napájení z běžné střídavé sítě. Nevýhodou je velký proudový náraz při rozběhu, který způsobuje jalové zatížení, které nelze nijak využít. Dále asynchronní motory lze dělit na motory s kotvou nakrátko a motory s kotvou kroužkovou. [14]



Obr. 19 Asynchronní motor [14]

1 - víko ložiska; 2 - ložisko; 3 - víko; 4 - rotor; 5 - stator; 6 - kostra; 7 - napájení; 8 - větrák;
9 - víko větráku.

6 PŘEHLED LISŮ

Návrh kinematiky čtyřbodového lisu bude stanoven na základě dvoubodových lisů. Přehled dvoubodových lisů je brán v úvahu s ohledem na to, že princip kinematiky se dá použít i pro větší počet tlačných bodů.

Komatsu E2W

Stroje tohoto typu mají jmenovité zatížení $1210 - 3300 \text{ kN}$. Lis (obrázek 20) je určen jak k provozu v automatickém režimu, tak i v režimu jednotlivých zdvihů. Díky svářenému rámu má vysokou tuhost. Pohon pro velké zatížení je vybaven redukčním převodem pro excentrický buben, který umožňuje až 3x větší nosnou plochu u podobné konstrukce klikového hřídele. Spojko-brzda je umístěná v olejové lázni s vlastním kontinuálním mazáním. Díky vlastnímu mazání je zajištěn lepší odvod tepla. [32]

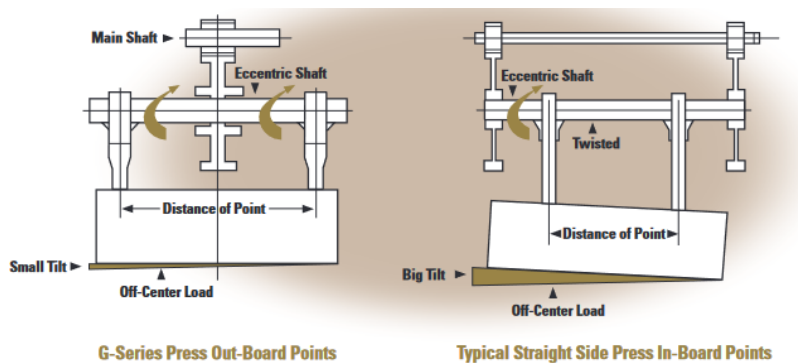


Obr. 20 Lis E2W [32]

- 1 - rám; 2 - převod; 3 - spojko-brzda; 4 - klikový mechanismus; 5 - ojnice; 6 - beran;
7 - ovládací deska.

Komatsu G-Series

Stroje této série mají zvýšenou tuhost díky pevné konstrukci mezi spojkovou hřídelí a hydraulickou spojkou. Možnost výběru mezi jedno- a dvou- stupňovým pohonem. Jednostupňový převod se využívá u vysekávání a mělkého tváření, poskytuje konstantní rychlost během zdvihu nástroje. Dvoustupňový převod se využívá pro těžší tváření, poskytuje jak konstantní rychlost, tak i zvýšený krouticí moment. Optimálně vyřešená rozteč (obrázek 21) mezi tlačnými body, aby nedošlo k naklonění nástroje. [32]



Obr. 21 Optimalizace tlačných bodů [32]

Šmeral

Jsou to stroje (obrázek 22) dvoubodové se stojany typu „O“ a „C“. Stroje jsou určeny k výrobě plechových dílů. Klikové lisы dokáží provést přesné stříhání, ohýbání, tažení a postupové tváření malých dílů. Stojan je navržen tak, aby při nominálním namáhání dokázal snést mimostředné namáhání. Spojka a brzda stroje je ovládaná pneumaticky. [33]



Obr. 22 Klikový lis LKT [33]

Schuler

Stroje série MC (obrázek 23) jsou standardní lisы s využitím setrvačnicku. Lisы se vyrábí v rozsahu 1250 kN až 5000 kN. Díky dlouhému kluznému vedení stroj dokáže absorbovat mimostředové síly. Bezpečnost stroje je vyřešena pomocí hydraulického systému, který dokáže

zavčas zastavit pohyb nástroje, aby nedošlo k přetížení. Stroje této řady dokážou pracovat v rozmezí zdvihu $20 - 150 \text{ min}^{-1}$. [34]



Obr. 23 Mechanický lis [34]

Série MCF (obrázek 24) je označení pro vysokorychlostní automatické lisy. Tato řada dokáže pracovat s rychlostí výroby až do 300 min^{-1} . Vysoká přesnost výlisku je dosažena pomocí předepjatých válečku použitých k vedení beranu. Planetové soukolí použité v konstrukci zajišťuje vysoký výkon i při malých rychlostech. Plně automatické řízení dokáže sledovat, případně kalibrovat, nastavení zdvihu k urychlení práce. [34]



Obr. 24 Automatický lis [34]

TSD série (obrázek 25) jsou lisy s přímým pohonem. Lisy dokážou zpracovat jednoduché a zároveň i složité výlisky jak z hliníku, tak i z oceli. Kinematiku lisu sleduje

softwarově řízený systém, který dokáže koordinovat a automatizovat proces skluzu, a také nastavit výšku zdvihu. Lisy se vyrábí v rozmezí jmenovité síly od 8000 kN do 32000 kN. Stroje této série dokážou pracovat v rozmezí počtu zdvihu 3 - 60 min⁻¹. [34]



Obr. 25 Lis série TSD [34]

TST (obrázke 26) jsou to servolisy s technologií TwinServo. To znamená že v koncepci stroje jsou uloženy dva samostatné motory. Synchronizace motoru se provádí počítačově. Tato koncepce lisu dokáže snést vyšší odporové síly a mají vyšší excentrickou nosnost. Vysoká kvalita výlisku je dosažena díky vysoké odolnosti proti náklonu nástroje. Nová koncepce umožnila zmenšit požadovanou plochu k umístění stroje až na 30%. Tyto stroje se vyrábí v rozmezí od 10000 kN až do 25000 kN, a počtem zdvihů 3 – 40 min⁻¹. [34]

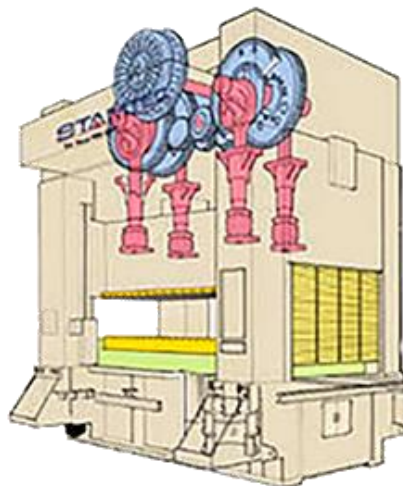


Obr. 26 Lis TST [34]

Stamtec

Tento výrobce má v nabídce čtyřbodový lis s přímým pohonem (obrázek 27), který dokáže vyrábět velké výlisky nebo být použit pro několik nástrojů najednou ke kombinaci několika

jednodušších operaci v rámci jedné stanice. Vzhledem k takové nabídce lze uspořit až 17% materiálu. Přesný a tichý posuvný pohyb je dosažen díky ozubené excentrické hřídeli, která nepřenáší žádná torzní zatížení, použití antivibračního systému. Stroj je vybaven pneumatickou spojkou a brzdou, automatickým mazáním a vzduchovým vyvažovacím systémem. Bezpečnost práce je řízená bezpečnostním světelným upozorněním, hydraulickým systémem proti přetížení a zároveň je kontrolována počítačem. [36]



Obr. 27 Mechanický lis s přímým pohonem [36]

Kinglan

Lis typu T4 (obrázek 28) je čtyřbodový excentrický lis. Vysoká tuhost rámu je dosažená díky podélným tyčím mezi základnou, hlavním rámem a horní platformou. Výrobce nabízí možnost použití jak pevně umístěného stolu, tak i posuvného. Pracovní stůl lze zvolit s pohybem do stran, s pohybem dopředu a dozadu, nebo různé kombinací těchto variant. Mechanický lis se vyrábí s maximálním zatížením 6300 - 16000 kN, otáčkami 10 - 20 min^{-1} a pracovní plochou 4000 x 2200/2400 mm. Stroj je vybaven centrálním mazacím systémem s kontrolou poruch a nedostatku oleje. Lis může být zapojen do výrobní linky. [37]



Obr. 28 Lis T4 [37]

Aida

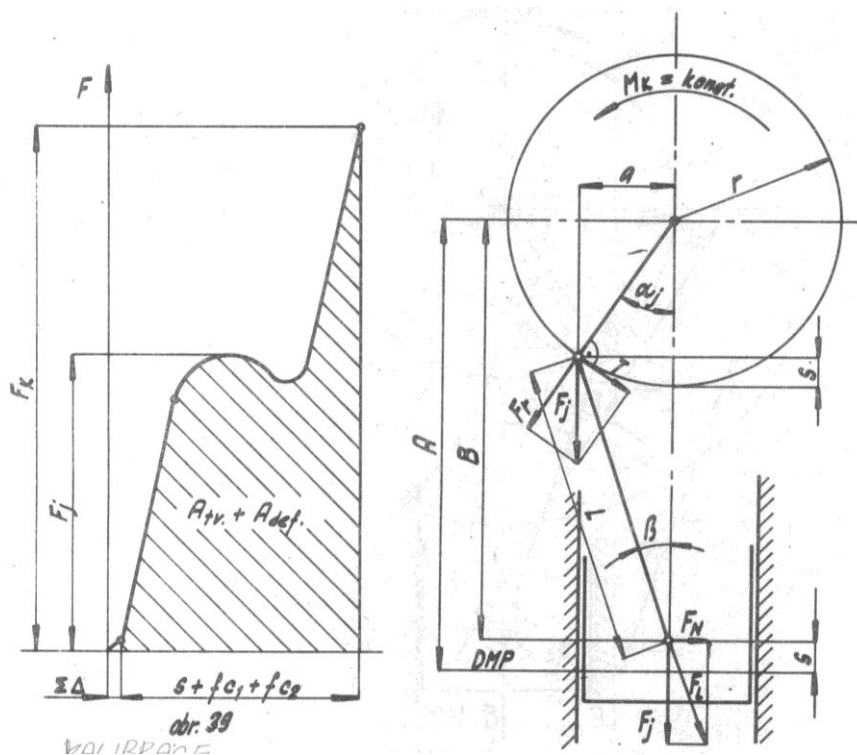
Lisy řady PMX (obrázek 29) mají přímý pohon a vyrábí se buď dvoubodové nebo čtyřbodové. K dosažení velice dobré kvality výlisku se používá dlouhé kluzné vedení a masivní excentrická hřídel. Stroje se vyrábí v rozmezí 200 - 600 kN. Naklonění beranu je řešeno širokým umístěním tlačných bodů. V závislosti na konkrétním typu stroje lze dosáhnout až i zdvihů za minutu. [38]



Obr. 29 Lis PMX [38]

7 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ

Pro správný návrh mechanického lisu je nutné spočítat kinematické parametry. Tyto parametry vyjadřují změnu polohy, rychlosti a zrychlení pracovních elementů. Během výpočtu je nezbytné ujasnit maximální hodnoty těchto parametrů. Na obrázku 30 je zobrazen silový rozbor klikového mechanismu.



Obr. 30 Silové poměry na klikovém mechanismu [18]

Zadané technické parametry

Jmenovitá síla $F_j = 12500 \text{ kN}$

Jmenovitá dráha $s = 12,5 \text{ mm}$

Max počet zdvihů 18 min^{-1}

Max velikost nástroje $5000 \times 2600 \text{ mm}$

Výška zdvihu $z_z = 700 \text{ mm}$

Poloměr klikové hřídele.

$$r = 0,5 \cdot z_z = 0,5 \cdot 700 = 350 \text{ mm} \quad (1)$$

kde: r – poloměr excentrické hřídele [mm],

z_z – výška zdvihu [mm].

Poměr poloměru kliky k délce ojnice.

Pro univerzální a klikové lisy je uveden poměr $K = \frac{1}{10} \div \frac{1}{20}$ [1]. Délka ojnice je zvolena dle existujících katalogových stránek $L_o = 1400 \text{ mm}$.

$$K = \frac{r}{L} = \frac{350}{1400} = 0,25 \quad (2)$$

kde: r – poloměr excentrické hřídele [mm],
 L_o – délka ojnice [mm].

Vzdálenost čepu beranu od osy klikové hřídele.

$$A = r + L_o = 350 + 1400 = 1750 \text{ mm} \quad (3)$$

kde: r – poloměr excentrické hřídele [mm],
 L_o – délka ojnice [mm].

Vzdálenost čepu beranu od osy hřídele na začátku pracovního zdvihu.

$$B = A - s = 1750 - 12,5 = 1737,5 \text{ mm} \quad (4)$$

kde: A – vzdálenost čepu beranu od osy excentrické hřídele [mm],
 s – jmenovitá dráha [mm].

Úhel mezi ojnící a směrem pohybu beranu.

$$\beta = \arccos \frac{L_o^2 + B^2 - r^2}{2 \cdot L_o \cdot B} = \arccos \frac{1400^2 + 1737,5^2 - 350^2}{2 \cdot 1400 \cdot 1737,5} = \arccos 0,99823 = 3,406^\circ \quad (5)$$

kde: L_o – délka ojnice [mm],
 B – vzdálenost čepu beranu od osy hřídele na začátku pracovního zdvihu [mm],
 r – poloměr excentrické hřídele [mm].

Jmenovitý úhel lisu.

$$\alpha_j = \arcsin \left(\frac{L_o}{r} \cdot \sin \beta \right) = \arcsin \left(\frac{1400}{350} \cdot \sin 3,406^\circ \right) = 13,747^\circ \quad (6)$$

kde: L_o – délka ojnice [mm],
 r – poloměr excentrické hřídele [mm],
 β – úhel mezi ojnící a směrem pohybu beranu [°].

S ohledem na čtyři tlačné body u lisu, síla v ojnici bude čtvrtinová od jmenovité síly.

$$F_L = \frac{F_j}{\cos \beta} = \frac{12500000}{4 \cdot \cos 3,406^\circ} = 3130529,73 \text{ N} \quad (7)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],
 β – úhel mezi ojnící a směrem pohybu beranu [°].

Normálová složka síly.

$$F_N = F_j \cdot \operatorname{tg} \beta = 12500000 \cdot \operatorname{tg} 3,406^\circ = 186316,72 \text{ N} \quad (8)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],

β – úhel mezi ojnicí a směrem pohybu beranu [°].

Tečná složka síly.

$$T_{\text{ex}} = F_j \cdot \left(\sin \alpha_j + \frac{K}{2} \cdot \sin 2\alpha_j \right) = 12500000 \cdot \left(\sin 13,747^\circ + \frac{0,25}{2} \cdot \sin (2 \cdot 13,747^\circ) \right) \quad (9)$$

$$T_{\text{ex}} = 922943,74 \text{ N}$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],

α_j – jmenovitý úhel lisu [-],

K – poměr poloměru kliky k délce ojnice [-].

Krouticí moment působící na excentrickou hřídel.

$$M_{\text{kl}} = \frac{F_j \cdot r \cdot \sin(\alpha_j + \beta)}{\eta_{\text{KL}} \cdot \cos \beta} = \frac{12500000 \cdot 350 \cdot \sin(13,747^\circ + 3,406^\circ)}{0,7 \cdot \cos 3,406^\circ} = 7756,47 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (10)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],

r – poloměr excentrické hřídele [mm],

α_j – jmenovitý úhel lisu [°],

β – úhel mezi ojnicí a směrem pohybu beranu [°].

η_{KL} – účinnost klikového ústrojí, zvolena $0,7 \div 0,9$ [-]. [1]

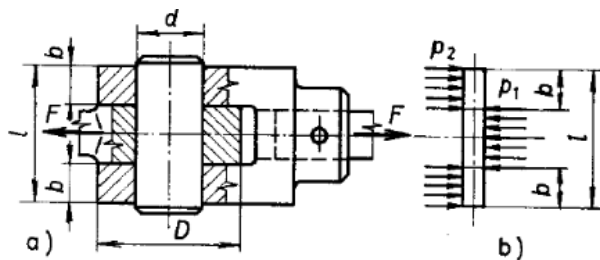
1.1 Návrh čepu

Návrhový výpočet čepu se provádí dle empirických vzorců dle použité literatury [1]. Průměr excentrické hřídele uložené ve stojanu stroje se počítá viz. následující vzorec (11).

$$d_{\text{ex}} = 10,25 \cdot \sqrt{\frac{F_j}{10000} + 100} = 10,25 \cdot \sqrt{\frac{12500000}{4 \cdot 10000} + 100} = 208,18 \text{ mm} \quad (11)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N].

Z bezpečnostních důvodů zvolíme větší průměr excentrické hřídele než minimálně spočítaný, $d_{\text{ex}} = 430 \text{ mm}$.



Obr. 31 Návrh průměru čepu [19]

Pro čep byl zvolen materiál 14 220, ocel cementovaná a kalená, má tvrdost 197 HB a mez kluzu 690 MPa. Ojnice a beran, kteří tvoří svařenec, jsou vyrobené z nelegované konstrukční oceli 11 523 s mezi kluzu 355 MPa. U těchto dvou součástí je potřeba provést kontrolu na otláčení.

Spojení ojnice a beranu pomocí čepu (obrázek 31) se provádí s využitím empirických vztahů dle literatury. [19]

$$l \approx (2,0 \text{ až } 2,5) \cdot d, \quad b \approx (0,5 \text{ až } 0,75) \cdot d \quad [19]$$

Dále k výpočtu byla zvolena $l = 2,5 \cdot d_{\check{c}}$, $b = 0,75 \cdot d_{\check{c}}$. Na základě následujících empirických vztahů lze získat vzorec k výpočtu průměru čepu.

$$\sigma_{\text{ocel}} = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{\text{dov}} \quad (12)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32} \quad (13)$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt{\frac{10 \cdot F_j}{\sigma_{\text{dov}} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{10 \cdot 12500000}{4 \cdot 200 \cdot \pi}} = 223,01 \text{ mm} \quad (14)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],

σ_{dov} – dovolené napětí v ohybu pro ocel 14 220, $\sigma_{\text{dov}} = 200 \text{ MPa}$ [MPa],

$d_{\check{c}}$ – minimální požadovaný průměr čepu, z bezpečnostního hlediska byl zvolen průměr čepu 250 mm [mm].

Délka čepu dle literatury [19].

$$l_{\check{c}} = 2,5 \cdot d_{\check{c}} = 2,5 \cdot 250 = 625 \text{ mm} \quad (15)$$

Kontrola čepu na stříh.

$$s_{\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4} \quad (16)$$

$$T_{\check{c}} = \frac{F_j}{s_{\check{c}}} = \frac{12500000}{\frac{\pi \cdot 450^2}{4}} = 63 \text{ MPa} \quad (17)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],

T_{dov} – dovolené napětí ve stříhu 14 220, $T_{\text{dov}} = 100 \text{ MPa}$ [MPa],

$d_{\check{c}}$ – minimální požadovaný průměr, z bezpečnostního hlediska byl zvolen průměr čepu 450 mm [mm].

$$T_{\check{c}} \leq T_{\text{dov}}$$

$$63 \leq 100$$

Kontrola dovoleného tlaku mezi čepem a ojnicí.

$$p_0 = \frac{F_j}{s_0} \leq p_{0\text{dov}} \quad (18)$$

$$s_0 = (l_{\check{c}} - 2 \cdot 0,75 \cdot d_{\check{c}}) \cdot d_{\check{c}} \quad (19)$$

$$p_0 = \frac{12500000}{4 \cdot (625 - 2 \cdot 0,75 \cdot 250) \cdot 250} = 50 \text{ MPa} \quad (20)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],
 l_ζ – délka čepu [mm],
 d_ζ – minimální požadovaný průměr čepu [mm],
 p_{0dov} – dovolený tlak pro 11 523, $p_{0dov} = 80 \text{ MPa}$ [MPa].

$$p_0 \leq p_{0dov}$$

$$50 \leq 80$$

Kontrola dovoleného tlaku mezi čepem a beranem.

$$p_1 = \frac{F_j}{s_1} \leq p_{0dov} \quad (21)$$

$$s_1 = 2 \cdot b_\zeta \cdot d_\zeta \quad (22)$$

$$p_1 = \frac{12500000}{4 \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 450^2} = 33,33 \text{ MPa} \quad (23)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],
 b_ζ – kontaktní délka čepu [mm],
 d_ζ – minimální požadovaný průměr čepu [mm],
 p_{1dov} – dovolený tlak pro 11 523, $p_{0dov} = 80 \text{ MPa}$ [MPa].

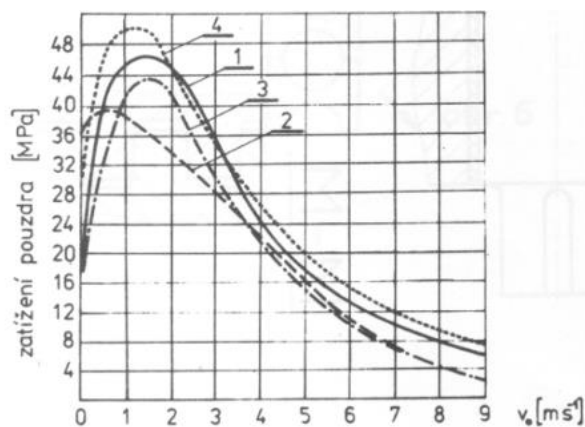
$$p_1 \leq p_{1dov}$$

$$41,1 \leq 80$$

Návrh průměru klikového čepu z tlakového namáhání.

U výpočtu excentru využiji diagram dovolených tlaků. S ohledem na neznámou obvodovou rychlost, zvolím střední hodnotu dovoleného tlaku viz. obrázek 32.

$$p_{exdov} = 24 \text{ MPa}$$



Obr.32 Diagram dovolených měrných tlaků pro materiály kluzných ložisek [8]

1 - Pb-Sn6-Sb6, 2 - Cu-Sn10, 3 - Cu-Pb30-Ag3, Cu-Al10-Fe3-Mn1,5.

$$p_p = \frac{F_j}{d_{Ex} \cdot l_{ex}} \leq p_{exdov} \quad (24)$$

$$d_{Ex} = \frac{F_j}{p_{exdov} \cdot l_{ex}} = \frac{12500000}{4 \cdot 24 \cdot 250} = 520 \text{ mm} \quad (25)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],

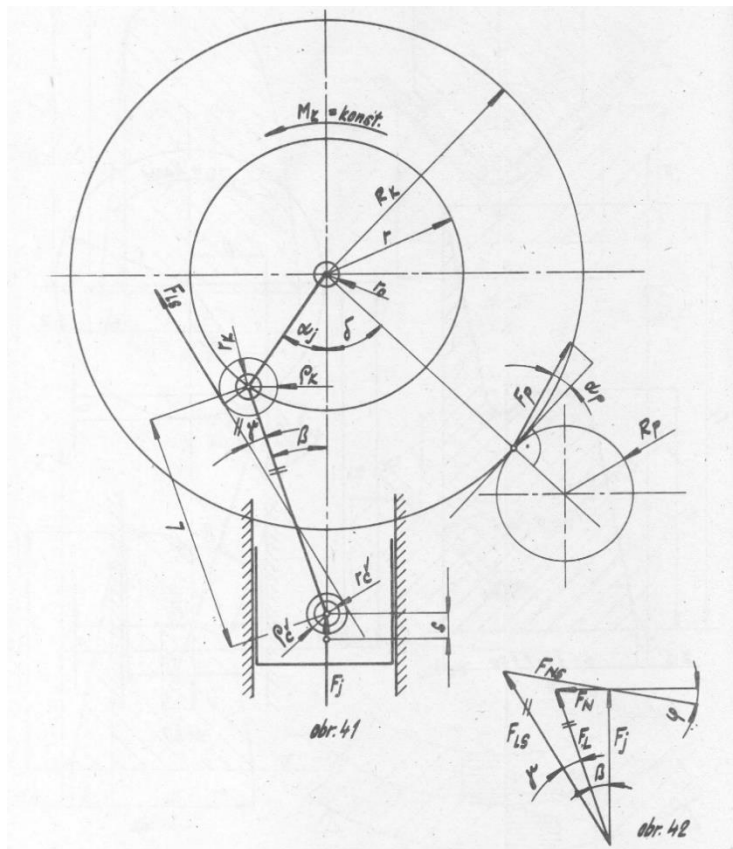
p_{exdov} – dovolený tlak pro CuSn12 [MPa],

l_{ex} – předběžná šířka ojnice v místě uložení excentru [mm], zvolená šířka 250 mm.

Z bezpečnostních důvodů volím průměr čepu $d_{Ex} = 1200 \text{ mm}$.

1.2 Výpočet síly a momentu s třením

Ve skutečnosti na plochy působí i třecí síly. U výpočtu s uvažováním třecích sil, tyto síly působí proti směru pochybu. Na obrázku 33 je znázorněno působení třecích sil.



Obr. 33 Silové poměry na klikovém mechanismu [18]

Výpočet poloměru třecích ploch.

Mezi beranem a ojnicí.

$$r_{\check{c}} = \frac{d_{\check{c}}}{2} \quad (26)$$

$$\mu = \tan\varphi = \tan 2,29^\circ = 0,04 \quad (27)$$

$$\rho_{\check{c}} = \mu \cdot r_{\check{c}} = 0,04 \cdot \frac{250}{2} = 5 \text{ mm} \quad (28)$$

kde: $d_{\check{c}}$ – minimální požadovaný průměr [mm],
 $r_{\check{c}}$ – poloměr čepu [mm],
 φ – třecí úhel kluzných ploch, dle lit. [18] $\varphi = 0,29^\circ$
 μ – součinitel kluzného tření [-].

Mezi klikovou hřídelí a ojnicí.

$$r_{ex} = \frac{d_{Ex}}{2} \quad (29)$$

$$\rho_{\check{c}ex} = \mu \cdot r_{ex} = 0,04 \cdot \frac{1200}{2} = 24 \text{ mm} \quad (30)$$

kde: d_{ex} – průměru klikového čepu [mm],
 r_{ex} – poloměr klikového čepu [mm],
 μ – součinitel kluzného tření [°].

Mezi klikovou hřídelí a ložiskem.

$$r_o = \frac{d_{ex}}{2} \quad (31)$$

$$\rho_o = \mu \cdot r_o = 0,04 \cdot \frac{430}{2} = 8,6 \text{ mm} \quad (32)$$

kde: d_{ex} – průměru klikového hřídele uložené v ložiskách [mm],
 r_o – poloměr klikové hřídele uložené v ložiskách [mm],
 μ – součinitel kluzného tření [°].

Úhel působení síly v ojnici s ohledem na tření.

$$\sin \gamma = \frac{\mu \cdot (r_{\check{c}} + r_{ex})}{L_o} \quad (33)$$

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{\mu \cdot (r_{\check{c}} + r_{ex})}{L_o} \right) = \arcsin \left(\frac{0,04 \cdot (125 + 600)}{1400} \right) = 1,19^\circ \quad (34)$$

kde: L_o – délka ojnice [mm],
 $r_{\check{c}}$ – poloměr čepu [mm],
 r_{ex} – poloměr klikového čepu [mm],
 μ – součinitel kluzného tření [°].

Skutečná síla v ojnici.

Skutečná síla je ideální síla, která je ovlivněná vedlejšími faktory. Jeden z takových faktorů je tření.

$$F_{LS} = F_j \cdot \frac{\cos\varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} = \frac{12500000}{4} \cdot \frac{\cos 2,29^\circ}{\cos(3,4^\circ + 1,19^\circ + 2,29^\circ)} = 3145151,88 \text{ N} \quad (35)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],

φ – třecí úhel kluzných ploch [°], dle lit. [18] $\varphi = 0,29^\circ$,

β – úhel mezi ojnicí a směrem pohybu beranu [°],

γ – úhel působení síly v ojnici s ohledem na tření [°].

Krouticí moment klikové hřídele.

Skutečný krouticí moment je ovlivněn koeficientem tření u síly, ale také u ramena, kde tato síla působí.

$$a_{id} = r \cdot \left(\sin\alpha_j + \frac{K}{2} \cdot \sin(2\alpha_j) \right) \quad (36)$$

$$a_{id} = 350 \cdot \left(\sin 13,74^\circ + \frac{0,25}{2} \cdot \sin(2 \cdot 13,74^\circ) \right) = 103,32 \text{ mm}$$

$$a_{tř} = \mu \cdot ((1+K) \cdot r_{ex} + K \cdot r_{\check{c}} + r_o) \quad (37)$$

$$a_{tř} = 0,04 \cdot \left((1+0,25) \cdot \frac{1200}{2} + 0,25 \cdot \frac{250}{2} + \frac{430}{2} \right) = 43,61 \text{ mm}$$

$$M_{Kskut} = F_{LS} \cdot (a_{id} + a_{tř}) = 3145151,88 \cdot (103,32 + 43,61) = 462,12 \text{ kNm} \quad (38)$$

kde: F_{LS} – skutečná síla v ojnici [N],

α_j – jmenovitý úhel lisu [°],

K – poměr poloměru kliky k délce ojnice [-],

$r_{\check{c}}$ – poloměr čepu [mm],

r_{ex} – poloměr klikového čepu [mm],

r_o – poloměr klikové hřídele uložené v ložiskách [mm],

r – poloměr klikové hřídele [mm],

μ – součinitel kluzného tření [°].

Výsledná účinnost navrženého klikového mechanismu.

$$\eta_{KM} = \frac{a_{id}}{a_{id} + a_{tř}} \cdot 100 = 70,3\% \quad (39)$$

kde a_{id} – ideální rameno síly [mm],

$a_{tř}$ – třecí rameno síly [mm].

8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHONU

Mechanický lis je umístěn v lisovně na výrobu karosářských dílů v automobilovém průmyslu. Z tohoto důvodu může být lis používán v různých režimech, při kterých dochází pouze k jednotlivým zdvihům nebo se jedná o režim trvalého chodu. K tomuto režimu dochází nejčastěji pokud se mechanický lis nachází v lisovací lince. Pro minimální počet zdvihů je uvažována polovina maximálního počtu zdvihů.

Jednotlivý zdvih.

$$t_{cj} = \frac{60}{z_{\max}} = \frac{60}{18} = 3,33 \text{ s} \quad (40)$$

Automatický provoz.

Doba cyklu při 18 zdvihů za minutu.

$$t_{18} = \frac{60}{z_{\max}} = \frac{60}{18} = 3,33 \text{ s} \quad (41)$$

Otáčky klikové hřídele.

$$n_{18} = \frac{18}{60} = 0,3 \text{ s}^{-1} \quad (42)$$

Doba cyklu při 10 zdvihů za minutu.

$$t_{10} = \frac{60}{z_{\min}} = \frac{60}{10} = 6 \text{ s}^{-1} \quad (43)$$

Otáčky klikové hřídele.

$$n_{10} = \frac{10}{60} = 0,16 \text{ s}^{-1} \quad (44)$$

kde: z_{\max} – maximální počet zdvihů [-],

z_{\min} – minimální počet zdvihů [-].

8.1 Návrh kinematiky mechanického lisu

Pro první návrh kinematiky lisu s přímým pohonem (obrázek 34) je uvažováno použití třífázového synchronního motoru s buzením pomocí permanentních magnetů na rotoru. Napájení motoru je provedeno za pomoci frekvenčního měniče. Stroj je poháněn pomocí planetového převodu. Umístění motoru a planetové převodovky je jednostranné. Z unašeče planetové převodovky je pohaněná kliková hřídel s podélným umístěním ojnic. Přímý pohon je schopen přenášet vysoké krouticí momenty.

Převodový poměr.

$$i_{pl} = \frac{z_2}{z_0} = \frac{180}{18} + 1 = 11 \quad (45)$$

kde: z_2 – počet zubů korunového kola [-],

z_0 – počet zubů centrálního kola [-],

Krouticí moment na centrálním kole.

$$M_{kp} = \frac{M_{kskut}}{i_{pl} \cdot \eta_{pl}} = \frac{462,12 \cdot 10^3}{11 \cdot 0,98} = 42,87 \text{ kNm} \quad (46)$$

kde: M_{kskut} – krouticí moment klikové hřídele [Nm],

i_{cp} – celkový převodový poměr [-]

η_{pl} – účinnost planetové převodovky [-].

Potřebný výkon na centrálním kole planetové převodovky.

$$P_{pl} = M_{kp} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{18} = 4 \cdot 42,87 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,3 = 323,23 \text{ kW} \quad (47)$$

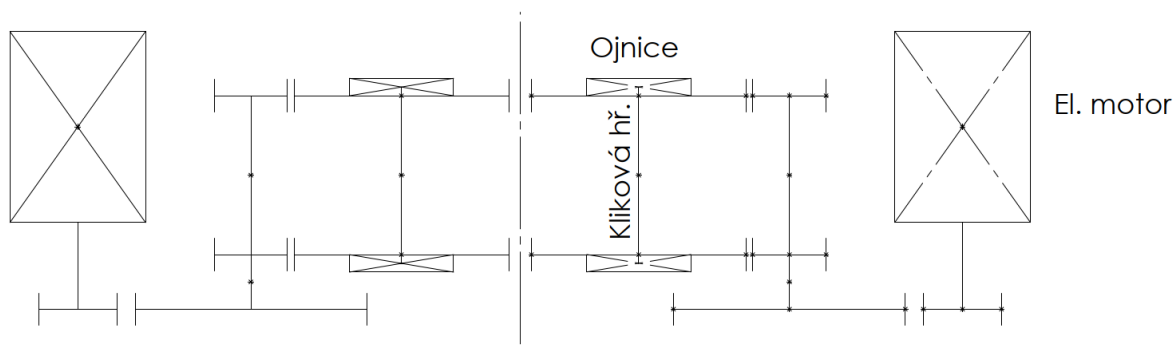
kde: M_{kp} – krouticí moment na centrálním kole [Nm],

n_{18} – otáčky klikové hřídele [s^{-1}].



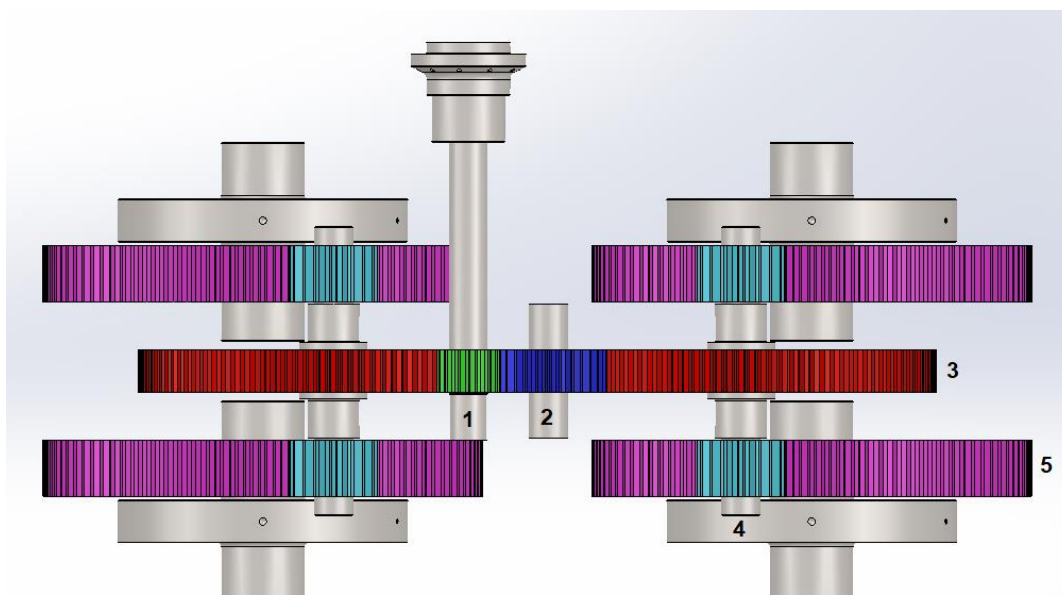
Obr. 34 Návrh kinematiky

Další variantou kinematiky (obrázek 35) mechanického lisu je přímý pohon s využitím dvou třífázových synchronizovaných motorů mezi sebou s využitím technologie TwinServo od firmy SCHULER. S využitím této technologie je požadován jenom poloviční příkon na poháněné uzly. Umístění pohonných jednotek je jednostranné, kinematika uspořádání pohonných jednotek je symetrická.



Obr. 35 Návrh kinematiky

Třetí variantou kinematiky (obrázek 36) je pohon nepřímý, který je vhodný pro stroje s nižším využitím pracovního cyklu. Krouticí moment z elektromotoru se přenáší na setrvačnick pomocí řemenice. Dále přes spojku a planetovou převodovku krouticí moment pohaní ozubený převod, kde rotační pohyb se přemění na translační pohyb.



Obr. 36 Kinematika

S ohledem na jednotlivé varianty bylo provedeno stručné zhodnocení. První varianta není symetricky dobře zatížená kvůli tomu, že tlačné body jsou uspořádané v řadě. Další nevýhodou této varianty je kliková hřídel, která je dlouhá. Druhá varianta kinematiky je výhodnější z hlediska namáhání hřídele. Tato varianta je symetricky vyrovnaná ve všech směrech, a také má lepší zástavbové rozměry, naopak nevýhodou je složitá synchronizace dvou pohonů.

Na základě probrané aktuální situace na trhu byla zvolena cesta nepřímého pohonu, která je vhodná pro stroje s nižším využitím pracovního cyklu. Na obrázku 36 je návrh kinematiky, který by byl vhodný pro zadané parametry. Při návrhu kinematiky byl brán v úvahu i požadovaný pracovní prostor. Následující výpočet je proveden pro nepřímý pohon. V tabulce 2 jsou ukázané parametry jednotlivých ozubených kol zvoleného pohonu.

Tab 2) Parametry ozubených kol.

Základní parametry		1	2	4	3	5
Počet zubů	z	17	31	110	17	92
Modul ozubení	m	18	18	18	24	24
Průměr roztečné kružnice	d	306 [mm]	558 [mm]	1980 [mm]	408 [mm]	2208 [mm]
Průměr základní kružnice	d _b	287,54 [mm]	524,35 [mm]	1860,59 [mm]	383,39 [mm]	2074,84 [mm]
Průměr hlavové kružnice	d _a	342 [mm]	594 [mm]	2016 [mm]	456 [mm]	2256 [mm]
Pracovní vzdálenost os	a _w	432 [mm]		0 [mm]		
Pracovní vzdálenost os	a _w		1269 [mm]		1308 [mm]	
Šířka kola	b	220 [mm]	220 [mm]	220 [mm]	290 [mm]	290 [mm]
Výška hlavy zubů	h _a	18 [mm]	18 [mm]	18 [mm]	24 [mm]	24 [mm]
Výška paty zubů	h _f	22,5 [mm]	22,5 [mm]	22,5 [mm]	30 [mm]	30 [mm]
Hmotnost	m	123,6 [kg]	416,6 [kg]	5306,9 [kg]	289,67 [kg]	8691,5 [kg]

Materiál zvolený pro výrobu ozubených kol je konstrukční ocel 16 220.

Převodové poměry.

1-2

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{31}{17} = 1,82 \quad (48)$$

2-4

$$i_{2,4} = \frac{z_4}{z_2} = \frac{110}{31} = 3,55 \quad (49)$$

3-5

$$i_{3,5} = \frac{z_5}{z_3} = \frac{92}{17} = 5,41 \quad (50)$$

$$i_{cp} = i_{1,5} = i_{1,2} \cdot i_{2,4} \cdot i_{3,5} = 1,82 \cdot 3,55 \cdot 5,41 = 34,95 \quad (51)$$

Potřebný krouticí moment na 1. kole

$$M_{k1} = \frac{M_k \cdot \omega_5}{\omega_1} = \frac{M_{k\text{skut}}}{i_{cp}} = \frac{462,12}{34,94} = 13,22 \text{ kNm} \quad (52)$$

kde: $M_{k\text{skut}}$ – krouticí moment klikové hřídele [kNm],
 i_{cp} – celkový převodový poměr [-].

8.2 Návrh elektromotoru

Ke správnému návrhu motoru je potřeba znát celkovou práci, kterou by měl tento motor přenést na setrvačnick.

$$A_{\text{celk}} = A_{\text{tv}} + A_{\text{def}} + A_{\text{tř}} + A_{\text{pm}} + A_{\text{roz}} \quad (53)$$

U výpočtu tvářecí práce je uvažováno, že lis je používán jako univerzální. Z tohoto důvodu je zvolen modul $m = 1$.

$$A_{\text{tv}} = F_j \cdot s \cdot m_k = 12500000 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 156250 \text{ J} \quad (54)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],
 s – jmenovitá dráha [mm],
 m_k – koeficient technologie [-].

Třecí práce je závislá na práci tvářecí. Uvažuje se 15%÷25% od tvářecí práce, proto pro výpočet je zvolena průměrná hodnota 20%.

$$A_{\text{tř}} = 0,2 \cdot A_{\text{tv}} = 0,2 \cdot 156250 = 31250 \text{ J} \quad (55)$$

Celková deformace stroje.

$$f_{\text{celk}} = \frac{F_j}{k_1 \cdot \sqrt{10 \cdot F_j}} = \frac{12500000}{10 \cdot \sqrt{10 \cdot 12500000}} = 111,8 \text{ mm} \quad (56)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],
 k_1 – koeficient technologie [-], $k_1 = 10$. [22]

Deformační práce.

$$A_{\text{def}} = \frac{F_j \cdot f_{\text{celk}}}{2} = \frac{12500000 \cdot 111,8 \cdot 10^{-3}}{2} = 698750 \text{ J} \quad (57)$$

kde: F_j – jmenovitá síla [N],
 f_{celk} – celková deformace stroje [mm].

Dále je uvažováno s tím, že motor je v provozu a nemá žádné pomocné mechanismy k odběru výkonu. Z toho máme $A_{\text{pm}} = 0$, a $A_{\text{roz}} = 0$.

$$A_{\text{celk}} = 156250 + 698750 + 31250 + 0 + 0 = 886,25 \cdot 10^3 \text{ J} \quad (58)$$

Potřebný výkon elektromotoru.

$$P_p = \frac{A_{\text{celk}}}{t_{18} \cdot \eta_{rp}} = \frac{886,25 \cdot 10^3}{3,33 \cdot 0,9} = 295,71 \text{ kW} \quad (59)$$

kde: A_{celk} – celková práce [J],

η_{rp} – účinnost [-],

t_{18} – doba cyklu [s].

Motory s rotorem nakrátko

Motory 1LG6 - základní řada

Motory šetřící energii - „Zvýšená účinnost“ IE2 podle ČSN EN (IEC) 60034-30, stupeň ochrany krytem IP55, tepelná třída izolace F, 400 V, 50 Hz

IE2

Technická data pro výběr a objednávání

Jmenovitý výkon	Velikost	Objednací číslo	Třída účinnosti dle IEC 60034-30	Jmenovitá otáčky	Účinnost η	Účinn. $\cos \varphi$ při jmenovitého výkonu	Účinn. $\cos \varphi$ při jmenovitého výkonu	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	Poměrný záběrný moment	Poměrný záběrný proud	Poměrný moment zvratu	Momentová třída KL	Momentové pásmo viz strana 2/12	Moment setrvačnosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca	
kW		Zkrácené označení (číslíčko) pro napětí a tvar viz tabulka níže	IE	min ⁻¹	%	%	-	A	Nm	-	-	-		kgm ²	kg		
3000 min⁻¹, 2 pólové, 50 Hz																	
22	180 M	1LG6 183-2MA..IE2	2955	2955	91,3	92,0	0,88	0,86	39,5	71	2,4	74	3,3	10	2	0,086	170
30	200 L	1LG6 206-2MA..IE2	2960	2960	92,0	92,1	0,88	0,86	53,5	97	2,4	70	3,3	10	2	0,151	220
37	200 L	1LG6 207-2MA..IE2	2960	2960	92,5	92,7	0,89	0,88	65	119	2,5	72	3,3	10	2	0,182	250
45	225 M	1LG6 223-2MA..IE2	2965	2965	92,9	92,9	0,88	0,85	79	145	2,7	76	3,5	10	2	0,23	300
55	250 M	1LG6 253-2MB..IE2	2970	2970	93,2	93,3	0,89	0,86	96	177	2,4	71	3,1	13	14	0,4	380
75	280 S	1LG6 280-2MB..IE2	2978	2978	93,8	93,5	0,87	0,84	133	240	2,5	72	3,2	13	14	0,72	500
90	280 M	1LG6 283-2MB..IE2	2975	2975	94,1	94,0	0,88	0,85	157	289	2,5	71	3,1	13	14	0,84	570
110	315 S	1LG6 310-2MB..IE2	2982	2982	94,3	94,2	0,90	0,88	187	352	2,4	73	3,0	13	14	1,3	750
132	315 M	1LG6 313-2MB..IE2	2982	2982	94,6	94,5	0,91	0,91	220	423	2,6	71	2,9	13	14	1,6	915
160	315 L	1LG6 316-2MB..IE2	2982	2982	94,8	94,9	0,92	0,90	265	512	2,5	70	3,0	13	14	1,8	960
200	315 L	1LG6 317-2MB..IE2	2982	2982	95,0	95,2	0,92	0,91	330	640	2,4	71	2,8	13	14	2,2	1200
250	315 L	1LG6 318-2MB..IE2	2986	2986	95,0	94,9	0,91	0,89	415	800	3,2	8,3	3,5	13	14	2,6	1280
315	315 L	1LG6 312-2MA..IE2	2986	2986	95,0	94,7	0,89	0,87	540	1007	3,4	9,2	3,8	13	14	2,8	1355
1500 min⁻¹, 4 pólové, 50Hz																	
18,5	180 M	1LG6 183-4MA..IE2	1470	1470	91,2	91,5	0,83	0,77	35,5	120	2,5	6,8	3,0	10	3	0,12	160
22	180 L	1LG6 186-4MA..IE2	1465	1465	91,6	92,0	0,84	0,8	41,5	143	2,5	75	3,3	10	3	0,14	185
30	200 L	1LG6 207-4MA..IE2	1475	1475	92,3	92,8	0,85	0,81	55	195	2,4	6,7	3,1	10	3	0,23	225
37	225 S	1LG6 220-4MA..IE2	1470	1470	92,7	93,6	0,87	0,84	66	240	2,6	6,5	3,0	10	4	0,4	285
45	225 M	1LG6 223-4MA..IE2	1475	1475	93,1	93,6	0,87	0,83	80	291	2,6	70	3,1	10	4	0,53	315
55	250 M	1LG6 253-4MA..IE2	1480	1480	93,5	93,7	0,85	0,81	100	355	2,8	71	3,0	10	14	0,56	390
75	280 S	1LG6 280-4MA..IE2	1485	1485	94,0	94,3	0,87	0,85	132	482	2,5	70	2,9	10	14	1,3	560
90	280 M	1LG6 283-4MA..IE2	1486	1486	94,2	94,6	0,87	0,83	159	578	2,6	73	3,1	10	14	1,4	640
110	315 S	1LG6 310-4MA..IE2	1490	1490	94,5	94,6	0,86	0,83	195	705	2,7	74	3,0	10	4	2,0	750
132	315 M	1LG6 313-4MA..IE2	1488	1488	94,7	94,9	0,87	0,84	230	847	2,7	71	2,9	10	4	2,3	870
160	315 L	1LG6 316-4MA..IE2	1488	1488	94,9	95,2	0,87	0,84	280	1027	3,2	75	3,0	10	4	2,8	960
200	315 L	1LG6 317-4MA..IE2	1490	1490	95,1	95,3	0,87	0,84	350	1282	3,2	79	3,1	10	4	3,4	1120
250	315 L	1LG6 318-4MA..IE2	1488	1488	95,1	95,2	0,87	0,84	435	1605	3,1	77	3,1	10	4	4,2	1290
315	315 L	1LG6 312-4MA..IE2	1488	1488	95,1	94,9	0,86	0,83	560	2022	3,1	77	3,1	10	4	5,0	1500

Obr. 37 Katalogové stránky elektromotoru [35]

Na základě uvedených výpočtů je vybrán elektromotor s vyšším jmenovitým výkonem společnosti SIEMENS 1LG6 312-4MA, obrázek 37. Základní parametry jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab 3) Parametry elektromotoru.

Počet pólů	4
Jmenovitý výkon	$P_m = 315 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_m = 1488 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý proud	$I_m = 560 \text{ A}$
Jmenovitý moment	$M_m = 2022 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti	$J_m = 5 \text{ kgm}^2$
Hmotnost elektromotoru	$m_m = 1500 \text{ kg}$

8.3 Stanovení velikosti setrvačnicku

Velikost setrvačnicku je závislá na počtu zdvihů. Setrvačnick by měl mít velkou hmotnost, aby byl schopen dodat dostatečnou kinetickou energii. Minimální počet zdvihů pro výpočet je $n_{zmin} = 9 \text{ min}^{-1}$.

Úhlová rychlost setrvačnicku.

$$n_{smin} = i_{cp} \cdot n_{zmin} = 39,95 \cdot 10 = 399,5 \text{ min}^{-1} \quad (60)$$

$$\omega_{smin1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{smin}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 399,5}{60} = 41,8 \text{ rad/s} \quad (61)$$

kde: i_{cp} – celkový převodový poměr [-],

n_{zmin} – minimální počet zdvihu [-].

Minimální úhlová rychlost po odvedení práci.

$$\omega_{smin2} = \omega_{smin1} - \frac{\omega_{smin1} \cdot \delta}{100} = 41,8 - \frac{41,8 \cdot 5}{100} = 39,71 \text{ rad/s} \quad (62)$$

kde: ω_{smin1} – úhlová rychlost setrvačnicku [rad/s],

δ – poměrný pokles otáček, volí se $2 \div 15$ [%], [23]

Minimální moment setrvačnicku.

$$I_{smin} = \frac{2 \cdot A_{celk}}{(\omega_{smin1}^2 - \omega_{smin2}^2)} = \frac{2 \cdot 886250}{(41,8^2 - 39,71^2)} = 10404,69 \text{ kgm}^2 \quad (63)$$

kde: A_{celk} – celková práce [J],

ω_{smin1} – úhlová rychlost setrvačnicku [rad/s],

ω_{smin2} – minimální úhlová rychlost po odvedení práci [rad/s].

Maximální vstupní otáčky

$$n_{smax} = i_{cp} \cdot n_{zmax} = 34,95 \cdot 18 = 629,1 \text{ min}^{-1} \quad (64)$$

$$\omega_{smax1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{smax}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 629,1}{60} = 65,88 \text{ rad/s} \quad (65)$$

kde: i_{cp} – celkový převodový poměr [-],

n_{zmax} – maximální počet zdvihu [-].

Maximální dovolený průměr setrvačnicku

$$D_{smax} = \frac{60 \cdot \omega_{smax1}}{\pi \cdot n_{smax}} = \frac{60 \cdot 65,88}{\pi \cdot 629,1} = 2000 \text{ mm} \quad (66)$$

kde: ω_{smax1} – maximální vstupní otáčky [rad/s],

n_{smax} – maximální počet otáček [min^{-1}].

Vnější průměr setrvačnicku je zvolen $D_{set} = 1850 \text{ mm}$, a následně je provedena kontrola obvodové rychlosti při maximálním počtu zdvihů. Vnitřní průměr je zvolen $d_{set} = 800 \text{ mm}$, šířka $b_{set} = 300 \text{ mm}$. Setrvačnick je vyroben z oceli určené na odlitky s hustotou $\rho_{ocel} = 7850 \text{ kg/m}^3$.

$$\omega_{\max 1} = \frac{\pi \cdot D_{\text{set}} \cdot n_{\text{smax}}}{60} = \frac{\pi \cdot 1850 \cdot 629,1}{60} = 60,93 \text{ rad/s} \quad (67)$$

kde: D_{set} – vnější průměr setrvačnicku [mm],
 n_{smax} – maximální počet otáček [min^{-1}].

Obvodová rychlost při zvoleném průměru D_{set} je menší, než dovolená obvodová rychlost $\omega_{\text{smax}1}$.

$$\omega_{\max 1} < \omega_{\text{smax}1}$$

Hmotnost setrvačnicku.

$$m_{\text{set}} = \frac{b_{\text{set}} \cdot \pi \cdot \rho_{\text{ocel}} \cdot (D_{\text{set}}^2 - d_{\text{set}}^2)}{4} = \frac{0,3 \cdot \pi \cdot 7850 \cdot (1,85^2 - 0,8^2)}{4} = 5146,55 \text{ kg} \quad (68)$$

kde: b_{set} – šířka setrvačnicku [mm],
 D_{set} – vnější průměr setrvačnicku [mm],
 d_{set} – vnitřní průměr setrvačnicku [mm],
 ρ_{ocel} – hustota oceli [kg/m^3].

Moment setrvačnosti.

$$I_{\text{set}} = \frac{m_{\text{set}} \cdot (D_{\text{set}}^2 - d_{\text{set}}^2)}{8} = \frac{5146,55 \cdot (1,85^2 - 0,8^2)}{8} = 1790,03 \text{ kgm}^2 \quad (69)$$

kde: m_{set} – hmotnost setrvačnicku [kg],
 D_{set} – vnější průměr setrvačnicku [mm],
 d_{set} – vnitřní průměr setrvačnicku [mm].

Maximální úhlová rychlost po odvedené práci.

$$\omega_{\text{smax}2} = \sqrt{(\omega_{\text{smax}1}^2 - \frac{2 \cdot A_{\text{celk}}}{I_{\text{set}}})} = \sqrt{(65,88^2 - \frac{2 \cdot 886250}{1790,03})} = 57,88 \text{ rad/s} \quad (70)$$

kde: $\omega_{\text{smax}1}$ – maximální vstupní otáčky [rad/s],
 A_{celk} – celková práce [J],
 I_{set} – moment setrvačnosti setrvačnicku [kgm^2].

Ověření poměrného poklesu otáček

$$\delta = \frac{\omega_{\text{smax}1} - \omega_{\text{smax}2}}{\omega_{\text{smax}1}} \cdot 100 = \frac{65,88 - 57,88}{65,88} \cdot 100 = 12 \% \quad (71)$$

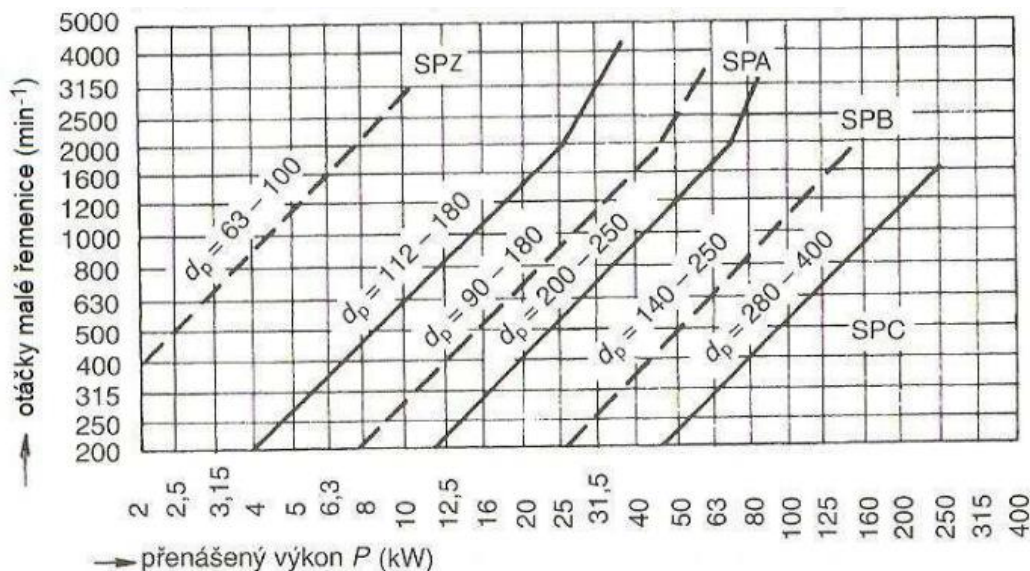
8.3.1 Návrh řemenového převodu mezi motorem a setrvačnickem

Přenos energie/krouticího momentu z elektromotoru na setrvačnick je zajištěn řemenovým převodem. Pro výpočet řemenového převodu byla použita technická norma ČSN 02 3111 [25].

Otáčky spojkové hřídele při maximálním zdvihu.

$$n_{\text{sp}18} = n_{18} \cdot i_{\text{pl}} = 0,3 \cdot 11 = 3,3 \text{ s}^{-1}$$

Na základě vybraného motoru s jmenovitým výkonem $P_m = 315 \text{ kW}$ a otáčkami $n_m = 1488 \text{ min}^{-1}$, je vybrán řemen typu SPC, dle obrázku 38. Určení vhodného řemene se provádí dle diagramu z normy ČSN 02 3179 uvedené níže.



Obr. 38 Diagram pro určení průřezu řemene [28]

Dle ČSN 02 3179 je zvolená řemenice, na základě parametru uvedených na obrázku 39. Zvolený průměr by měl odpovídat doporučeným průměrům uvedeným níže.

Velikost řemene úzkého	Úhel boků drážky řemene	
	34°	38°
	Rozmezí průměrů hnací řemenice (d_1)	
SPZ	63...80	>80
SPA	90...118	>118
SPB	140...190	>190
SPC	224...315	>315

Obr. 39 Výpočtové průměry řemenic [28]

Zvolený typ řemene je CONTI-V DIN 7753 STANDART SPC.

Kontrola rychlosti řemene.

$$\vartheta_{\dot{r}} = \pi \cdot d_{\text{hnř}} \cdot n_m = \pi \cdot 0,3 \cdot 24,8 = 23,37 \text{ m/s} \quad (72)$$

kde: $d_{\text{hnř}}$ – zvolený průměr hnací řemenice dle obr.[28], $d_{\text{hnř}} = 300 \text{ [mm]}$,

n_m – jmenovité otáčky motoru $[\text{min}^{-1}]$, $n_m = 1488 \text{ min}^{-1} = 24,8 \text{ s}^{-1}$.

Maximální dovolená rychlost je určena dle ČSN 02 3110 [26], a její hodnota je $\vartheta_{\dot{r}_{\text{max}}} = 25 \text{ m/s}$. Kontrolní rychlost řemene je menší než dovolená, což odpovídá požadavkům.

Převodový poměr mezi motorem a setrvačником.

$$i_{\text{řp}} = \frac{n_m}{n_{\text{sp18}}} = \frac{24,8}{3,3} = 7,5 \quad (73)$$

kde: n_{sp18} – otáčky spojkové hřídele při maximálním zdvihů [s^{-1}],
 n_m – jmenovité otáčky motoru [min^{-1}], $n_m = 1488 \text{ min}^{-1} = 24,8 \text{ s}^{-1}$.

Pro určení meziosové vzdálenosti se použije průměr setrvačniku a průměr řemenice.

$$0,7 \cdot (d_{\text{hnř}} + D_{\text{set}}) < A_p < 2 \cdot (d_{\text{hnř}} + D_{\text{set}}) \quad (74)$$

$$0,7 \cdot (300 + 1850) < A_p < 2 \cdot (300 + 1850) \quad (75)$$

kde: $d_{\text{hnř}}$ – zvolený průměr hnací řemenice dle obr.[28], $d_{\text{hnř}} = 300$ [mm],
 D_{set} – vnější průměr setrvačniku [mm].

$$1505 < A_p < 4300$$

$$A_p = 2500 \text{ mm}$$

Po určení osové vzdálenosti je potřeba určit délku řemene.

$$L_{\text{ř}} = 2 \cdot A_p + 1,57 \cdot (d_{\text{hnř}} + d_{\text{set}}) + \frac{(D_{\text{set}} - d_{\text{hnř}})^2}{4 \cdot A_p} \quad (76)$$

$$L_{\text{ř}} = 2 \cdot 2500 + 1,57 \cdot (300 + 1850) + \frac{(1850 - 300)^2}{4 \cdot 2500} = 8615,75 \text{ mm}$$

Je zvolena nejbližší normalizovaná délka dle ČSN 02 3110, dále je určena $L_{\text{ř}} = 9000 \text{ mm}$. Po zjištění normalizované délky klínového řemene je nutné stanovit výslednou meziosovou vzdálenost.

$$y = \frac{(D_{\text{set}} - d_{\text{hnř}})^2}{2} = \frac{(1850 - 300)^2}{2} = 600625 \text{ mm}^2 \quad (77)$$

$$w = \pi \cdot \frac{D_{\text{set}} + d_{\text{hnř}}}{2} = \pi \cdot \frac{1850 + 300}{2} = 3377,21 \text{ mm} \quad (78)$$

$$A_{\text{sk}} = 0,25 \cdot ((L_{\text{ř}} - w) + \sqrt{(L_{\text{ř}} - w)^2 - 8 \cdot y}) = 0,25 \cdot ((9000 - 3377,21) + \sqrt{(9000 - 3377,21)^2 - 8 \cdot 600625}) = 6583,6 \text{ mm} = 6500 \text{ mm} \quad (79)$$

kde: $d_{\text{hnř}}$ – zvolený průměr hnací řemenice dle obr.[28], $d_{\text{hnř}} = 300$ [mm],
 D_{set} – vnější průměr setrvačniku [mm],
 $L_{\text{ř}}$ – normalizovaná délka řemene [mm],
 y – pomocný parametr k určení skutečné délky [mm^2],
 w – pomocný parametr k určení skutečné délky [mm].

Úhel opsání řemenic musí být větší než 90° , dle ČSN 02 3111.

$$\beta_{\text{ř}} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \left(\frac{D_{\text{set}} - d_{\text{hnř}}}{A_{\text{sk}}} \right) = 180^\circ - 57^\circ \cdot \left(\frac{1850 - 300}{6500} \right) = 166,4^\circ \quad (80)$$

Úhel sklonu klínového řemene.

$$\alpha_r = \frac{\pi}{2} - \frac{\beta_r}{2} = \frac{\pi}{2} - \frac{166,4^\circ}{2} = 6,8^\circ \quad (81)$$

kde: $d_{hnř}$ – zvolený průměr hnací řemenice dle obr.[28], $d_{hnř} = 300$ [mm],

D_{set} – vnější průměr setrvačnicku [mm],

A_{sk} – skutečná mezosova vzdálenost [mm].

Ke stanovení potřebnému počtu řemenů k přenášení sil, je nutné určit výkon přenášený jedním řemenem. Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem, stanoven dle ČSN 02 3111, $N_o = 42,5 \cdot 10^3$ W.

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 42,5 \cdot 10^3 \frac{0,79 \cdot 1,04}{1,4} = 24941,4 \text{ W} \quad (82)$$

$$K_r = \frac{P_m}{N_p \cdot C_k} = \frac{315000}{24941,4 \cdot 0,9} = 14,03 \quad (83)$$

kde: P_m – jmenovitý výkon elektromotoru [W],

N_o – jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem [W],

N_o – výkon přenesený v daných podmínkách jedním řemenem [W],

C_α – součinitel úhlu opsání, dle ČSN 02 3111 [-],

C_L – součinitel vlivu délky řemene, dle ČSN 02 3111 [-],

C_p – součinitel dynamičnosti a pracovního režimu, dle ČSN 02 3111 [-],

C_k – součinitel počtu řemenů v převodu, dle ČSN 02 3111 [-].

Z uvedených výpočtů vyplývá, že je potřeba 14 řemenů, aby došlo k dostatečnému přenosu sil.

8.3.2 Kontrola nabíjení setrvačnicku

Stanovení otáček pro automatický provoz s ohledem na zvolený typ motoru a předchozí výpočty.

10 zdvihů

$$n_{sh10} = n_{10} \cdot i_{pl} = 10 \cdot 11 = 110 \text{ min}^{-1} = 1,83 \text{ s}^{-1} \quad (84)$$

$$n_{m10} = n_{sh10} \cdot i_{rp} = 110 \cdot 7,5 = 825 \text{ min}^{-1} = 13,75 \text{ s}^{-1} \quad (85)$$

$$M_{m10} = M_m = 2022 \text{ Nm}$$

kde: n_{sh10} – otáčky spojkové hřídele [min^{-1}],

n_{10} – otáčky klikové hřídele [min^{-1}],

i_{pl} – převodový poměr planetové převodovky [-],

i_{rp} – převodový poměr mezi motorem a setrvačnickem [-],

M_{m10} – moment spojkové hřídele [Nm].

Krouticí moment dodávaný na setrvačnick.

$$M_{ds10} = M_{m10} \cdot i_{ip} \cdot \eta_{ip} = 2022 \cdot 7,5 \cdot 0,96 = 14,55 \text{ kNm} \quad (86)$$

kde: η_{ip} – účinnost řemenového převodu [-],

i_{ip} – převodový poměr mezi motorem a setrvačnickem [-],

M_{m10} – moment spojkové hřídele [Nm].

Rozběh elektromotoru a nabití setrvačnicku.

$$t_{n10} = \frac{I_{set} \cdot \omega_{smin1}}{M_{ds10}} = \frac{1790,03 \cdot 41,8}{14,55 \cdot 10^3} = 5,1 \text{ s}^{-1} \quad (87)$$

kde: ω_{smin1} – úhlová rychlost setrvačnicku [rad/s],

I_{set} – moment setrvačnosti setrvačnicku [kgm^2],

M_{ds10} – krouticí moment dodávaný na setrvačnick [Nm].

Pro výpočet maximálního času dobítí setrvačnicku je počítáno s úhlem, při kterém by měl být setrvačnick dobítý $\alpha_{tv} = 30^\circ$.

$$t_{n10max} = \frac{360^\circ - \alpha_{tv}}{360^\circ \cdot n_{10}} = \frac{360^\circ - 30^\circ}{360^\circ \cdot 0,16} = 5,7 \text{ s} \quad (88)$$

kde: α_{tv} – úhel oblasti tváření [$^\circ$],

n_{10} – otáčky klikové hřídele [min^{-1}].

Skutečný čas dobítí setrvačnicku.

$$t_{n10skut} = \frac{I_{set} \cdot (\omega_{smin1} - \omega_{smin2})}{M_{ds10}} = \frac{1790,03 \cdot (41,8 - 39,71)}{14,55 \cdot 10^3} = 0,25 \text{ s} \quad (89)$$

kde: ω_{smin1} – úhlová rychlost setrvačnicku [rad/s],

ω_{smin2} – minimální úhlová rychlost po odvedení práci [rad/s],

I_{set} – moment setrvačnosti setrvačnicku [kgm^2],

M_{ds10} – krouticí moment dodávaný na setrvačnick [Nm].

$$t_{n10max} > t_{n10skut}$$

Setrvačnick se stihne dobít díky tomu, že skutečný čas dobíjení setrvačnicku je menší než maximálně potřebný čas k dobíjení před tváření.

18 zdvihů

$$n_{sh18} = n_{18} \cdot i_{pl} = 0,3 \cdot 11 = 3,3 \text{ s}^{-1} = 198 \text{ min}^{-1} \quad (90)$$

$$n_{m18} = n_{sh18} \cdot i_{ip} = 3,3 \cdot 7,5 = 24,75 \text{ s}^{-1} = 1485 \text{ min}^{-1} \quad (91)$$

$$M_{m18} = \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot n_{m18}} = \frac{315000}{2 \cdot \pi \cdot 24,75} = 2025,6 \text{ Nm} \quad (92)$$

kde: n_{sh18} – otáčky spojkové hřídele [min^{-1}],
 n_{18} – otáčky klikové hřídele [min^{-1}],
 i_{pl} – převodový poměr planetové převodovky [-],
 i_{rp} – převodový poměr mezi motorem a setrvačником [-],
 M_{m18} – moment spojkové hřídele [Nm].

Krouticí moment dodávaný na setrvačnik.

$$M_{ds18} = M_{m18} \cdot i_{rp} \cdot \eta_{rp} = 2025,6 \cdot 7,5 \cdot 0,96 = 14,58 \text{ kNm} \quad (93)$$

kde: η_{rp} – účinnost řemenového převodu [-],
 i_{rp} – převodový poměr mezi motorem a setrvačником [-],
 M_{m18} – moment spojkové hřídele [Nm].

Rozběh elektromotoru a nabití setrvačnik.

$$t_{n18} = \frac{I_{set} \cdot \omega_{smax1}}{M_{ds15}} = \frac{1790,03 \cdot 65,88}{14,58 \cdot 10^3} = 8,08 \text{ s}^{-1} \quad (94)$$

kde: ω_{smax1} – maximální vstupní otáčky [rad/s],
 I_{set} – moment setrvačnosti setrvačnik [kgm²],
 M_{ds15} – krouticí moment dodávaný na setrvačnik [Nm].

Pro výpočet maximálního času dobití setrvačnik je počítáno s úhlem, při kterém by měl být již setrvačnik dobitý $\alpha_{tv} = 30^\circ$.

$$t_{n18max} = \frac{360^\circ - \alpha_{tv}}{360^\circ \cdot n_{18}} = \frac{360^\circ - 30^\circ}{360^\circ \cdot 0,3} = 3,05 \text{ s} \quad (95)$$

kde: α_{tv} – úhel oblasti tváření [$^\circ$],
 n_{18} – otáčky klikové hřídele [min^{-1}].

Skutečný čas dobití setrvačnik.

$$t_{n18skut} = \frac{I_{set} \cdot (\omega_{smax1} - \omega_{smax2})}{M_{ds18}} = \frac{1790,03 \cdot (65,88 - 57,88)}{14,58 \cdot 10^3} = 0,98 \text{ s} \quad (96)$$

kde: ω_{smax1} – maximální vstupní otáčky [rad/s],
 ω_{smax2} – maximální vstupní otáčky po odvedení práci [rad/s],
 I_{set} – moment setrvačnosti setrvačnik [kgm²],
 M_{ds18} – krouticí moment dodávaný na setrvačnik [Nm].

$$t_{n18max} > t_{n18skut}$$

Setrvačník se stihne dobít díky tomu, že skutečný čas dobíjení setrvačníku je menší než maximálně potřebný čas k dobíjení před tvářením.

Jednotlivé otáčky

$$n_{m10j} = n_{m18}$$

$$M_{n10j} = M_{m18} = 2025,6 \text{ Nm}$$

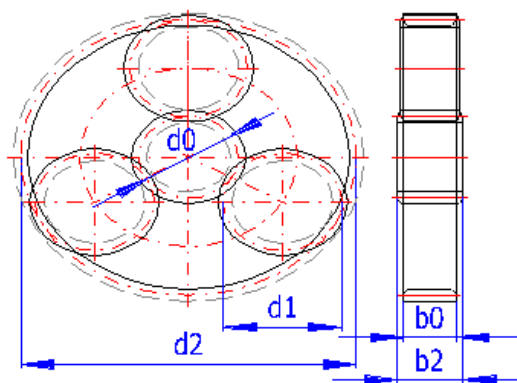
8.4 Převodovka

K výpočtu planetové převodovky byl využit software MITCalc s ohledem na technickou normu ČSN 01 4686-3 (014686) [25]. Konstrukční uspořádání planetové převodovky je ukázáno na obrázku 40. Pro ozubená kola byla zvolena konstrukční ocel legovaná 16 220 s cementovaným povrchem. Ocel je vhodná pro ozubená kola převodu díky vyšší pevnosti v jádře. [20]

Tab 4) Mechanické vlastností oceli 16 220.

Základní parametry		Ozubená kola	jednotky
Hustota	R_o	7870,00	[kg/m ³]
Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206,00	[GPa]
Mez pevnosti v tahu	R_m	880,00	[MPa]
Mez kluzu v tahu	$R_{p0.2}$	635,00	[MPa]
Poissonova konst.		0,30	
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1270,00	[MPa]
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	700,00	[MPa]
Tvrдость zubu na boku	V_{HV}	650	[HV]
Tvrдость zubu v jádře	J_{HV}	285	[HV]

U výpočtu je uvažován převodový poměr planetové převodovky $i_{pl} = 11$, z toho vychází, že počet zubů centrálního ozubeného kola $z_0 = 18$.



Obr. 40 Konstrukční uspořádání planetové převodovky

Celkový převodový poměr.

$$i_{pl} = \frac{z_2}{z_0} + 1 \quad (97)$$

$$z_2 = z_0 \cdot (i_{pl} - 1) = 18 \cdot (11 - 1) = 180 \quad (98)$$

kde: z_2 – počet zubů korunového kola [-],

z_0 – počet zubů centrálního kola [-],

i_{pl} – celkový převodový poměr planetové převodovky [-].

Po dosazení do rovnice celkového převodového poměru, lze vyjádřit rovnici pro výpočet ozubení satelitu.

$$z_1 = \frac{z_2 - z_0}{2} = \frac{180 - 18}{2} = 81 \quad (99)$$

kde: z_2 – počet zubů korunového kola [-],

z_0 – počet zubů centrálního kola [-].

Převodový poměr mezi centrálním kolem a satelitem.

$$i_{0,1} = \frac{z_1}{z_0} = \frac{81}{18} = 4,5 \quad (100)$$

Převodový poměr mezi satelitem a korunovým kolem.

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{180}{81} = 2,2 \quad (101)$$

kde: z_0 – počet zubů centrálního kola [-],

z_1 – počet zubů satelitu [-],

z_2 – počet zubů korunového kola [-].

Krouticí moment na centrálním kole

$$M_{kp} = \frac{M_{kskut}}{i_{pl} \cdot \eta_{pl}} = \frac{462,12 \cdot 10^3}{11 \cdot 0,98} = 42,87 \text{ kNm} \quad (102)$$

Krouticí moment na satelitu.

$$M_{ks} = M_{kp} \cdot \frac{z_0}{z_1} \cdot \eta_{pl} = 42,87 \cdot 10^3 \cdot \frac{18}{81} \cdot 0,98 = 9,34 \text{ kNm} \quad (103)$$

kde: z_0 – počet zubů centrálního kola [-],

z_1 – počet zubů satelitu [-],

i_{pl} – celkový převodový poměr planetové převodovky [-],

M_{kp} – krouticí moment na centrálním kole [Nm].

η_{pl} – účinnost planetové převodovky [-].

Planetová převodovka je konstrukčně navržena tak, že je potřeba použít 3 satelitu. Z toho vychází, že zatěžující moment na centrálním kole a satelitu bude třetinový.

Modul ozubení.

$$m_{pl} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{ks}}{\pi \cdot c_m \cdot \psi_m \cdot z_0}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \frac{9,34 \cdot 10^3}{3}}{\pi \cdot 22 \cdot 10^6 \cdot 15 \cdot 18}} = 6,93 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6,93 \text{ mm} \quad (104)$$

kde: M_{ks} – krouticí moment na satelitu [Nm],

c_m – dovolené napětí v ohybu pro konstrukční ocel [Pa],

ψ_m – poměrná šířka ozubení [-], dle lit. [29] $\psi_m = 15$,

z_0 – počet zubů centrálního kola [-].

Dle normy ČSN 01 4608 (014608) je zvolen nejbližší normalizovaný modul ozubení, $m_{pl} = 7$.

Průměr roztečné kružnice centrálního kola.

$$d_0 = z_0 \cdot m = 18 \cdot 7 = 126 \text{ mm} \quad (105)$$

Průměr roztečné kružnice satelitu.

$$d_1 = z_1 \cdot m = 81 \cdot 7 = 567 \text{ mm} \quad (106)$$

Průměr roztečné kružnice korunového kola.

$$d_2 = z_2 \cdot m = 180 \cdot 7 = 1260 \text{ mm} \quad (107)$$

kde: m – modul ozubení [-],

z_0 – počet zubů centrálního kola [-],

z_1 – počet zubů satelitu [-],

z_2 – počet zubů korunového kola [-].

S ohledem na konstrukční řešení převodovky, satelity by měly být umístěné s roztečí 120° . Zdali sestava je smontovaná, lze ověřit pomocí následující rovnice (108), kde výsledek musí být celé číslo, aby byla dodržena smontovatelnost.

$$x_{pl} = \frac{z_0 + z_2}{s_s} = \frac{18 + 180}{3} = 66 \quad (108)$$

kde: z_0 – počet zubů centrálního kola [-],

z_2 – počet zubů korunového kola [-],

s_s – počet satelitů [-],

Při kontrole dotyků satelitů musí být splněna podmínka, že výsledné číslo by nemělo být větší než $\sin\left(\frac{\pi}{2}\right)$.

$$\frac{z_1+2}{z_0+z_1} = \frac{81+2}{18+81} = 0,84 \quad (109)$$

kde: z_0 – počet zubů centrálního kola [-],

z_1 – počet zubů satelitu [-],

z_2 – počet zubů korunového kola [-].

Tab 5) Parametry planetové převodovky

Základní parametry		Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo
Počet zubů	z	18	81	180
Převodový poměr	i	4,5		2,2
Normální úhel záběru	α	20°		
Modul ozubení	m	7		
Průměr roztečné kružnice	d	126 [mm]	567 [mm]	1260 [mm]
Průměr základní kružnice	d_b	118,4 [mm]	532,8 [mm]	1184 [mm]
Průměr hlavové kružnice	d_a	139,9 [mm]	580,3 [mm]	1245,9 [mm]
Pracovní vzdálenost os	a_w	346,5 [mm]		346,5 [mm]
Šířka kola	b	204 [mm]	210 [mm]	205 [mm]
Výška hlavy zubů	h_a	7 [mm]	6,65 [mm]	7 [mm]
Výška paty zubů	h_f	8,75 [mm]		
Otáčky	n	180 [min ⁻¹]	40 [min ⁻¹]	18 [min ⁻¹]
Krouticí moment	M_k	5,06 [kNm]	22,8 [kNm]	50,6 [kNm]
Obvodová síla	F_t	80387,21 [N]		80387,21 [N]
Normálová síla	F_n	85546,28 [N]		85546,28 [N]
Radiální síla	F_r	29258,53 [N]		29258,53 [N]

8.5 Spojko-brzda

K přenosu krouticího momentu od pohonu a následnému zastavení pohyblivých uzlů se používají spojky a brzdy. Při návrhu spojko-brzdy, aby spojka splnila svoji bezpečnostní funkci, je potřeba zvolit větší jmenovitý moment, než je na spojkové hřídeli neboli moment na centrálním kole planetové převodovky.

$$M_{sb} = 1,2 \cdot M_{kp} = 1,2 \cdot 42870 = 51444 \text{ Nm} \quad (110)$$

kde: M_{kp} – krouticí moment na centrálním kole [Nm].

Na základě uvedeného výpočty je zvolena spojko-brzda dle katalogu výrobce [21], s nejbližším odpovídajícím momentem. Předběžně zvolený typ je hydraulicky ovládaná spojko-brzda ortlinghaus série 0123 ve velikosti 94 s momentem na spojce $M_{stat} = 110 \text{ kNm}$ a momentem na brzdě $M_{dyn} = 80 \text{ kNm}$.

Moment setrvačnosti satelitu redukováný na brzdu.

$$I_{sr} = I_s + m_s \cdot a_w^2 = 15,6 + 316,2 \cdot 0,346^2 = 53,45 \text{ kgm}^2 \quad (111)$$

kde: I_s – moment setrvačnosti satelitu [kgm^2],
 m_s – hmotnost satelitu [kg],
 a_w – osová vzdálenost pastorku a satelitu [m].

Úhlová rychlost centrálního kola.

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot n_{sh18} = 2 \cdot \pi \cdot 3,3 = 20,73 \text{ rad/s} \quad (112)$$

kde: n_{sh18} – otáčky spojkové hřídele [s^{-1}].

Úhlová rychlost satelitu.

$$\omega_1 = \frac{z_1 \cdot \omega_0}{z_0 + 2 \cdot z_1} = \frac{81 \cdot 20,73}{18 + 2 \cdot 81} = 9,33 \text{ rad/s} \quad (113)$$

kde: z_0 – počet zubů centrálního kola [-],
 z_1 – počet zubů satelitu [-],
 ω_0 – úhlová rychlost centrálního kola [rad/s].

Hmotnost všech posuvných částí.

$$m_c = m_b + m_n + m_o = 165000 + 14500 + 4 \cdot 1100 = 183900 \text{ kg} \quad (114)$$

kde: m_b – hmotnost beranu [kg],
 m_n – hmotnost nástroje [kg],
 m_o – hmotnost ojnice [kg].

Obvodová rychlost

$$v_e = 2 \cdot \pi \cdot n_{18} \cdot r_{ex} = 2 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot \frac{1200}{2} = 1130,9 \text{ mm/s} = 1,13 \text{ m/s} \quad (115)$$

kde: n_{18} – otáčky klikové hřídele [min^{-1}],
 r_{ex} – poloměr klikového čepu [mm].

$$I_{sb} = 31,8 \text{ kg/m}^2$$

Moment setrvačnosti brzděných hmot.

$$I_{br} = I_{sb} + I_{sh} + 3 \cdot I_{sr} \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2 + \frac{I_{ex} + I_u}{i_{pl}^2} + m_c \cdot \left(\frac{v_e}{\omega_{br}}\right)^2 = 31,8 + 1,22 + 3 \cdot 53,45 \cdot \left(\frac{9,33}{20,73}\right)^2 + \frac{182,8 + 151,38}{11^2} + 183900 \cdot \left(\frac{1,13}{20,73}\right)^2 = 614,7 \text{ kgm}^2 \quad (116)$$

kde: I_{sr} – moment setrvačnosti satelitu redukováný [kgm^2],

I_{sb} – moment setrvačnosti spojko-brzdy [kgm^2], dle lit. [21],

I_{sh} – moment setrvačnosti spojkové hřídele [kgm^2],

I_u – moment setrvačnosti unašeče [kgm^2],

I_{ex} – moment setrvačnosti klikové hřídele [kgm^2],

ω_0 – úhlová rychlost centrálního kola [rad/s],

ω_1 – úhlová rychlost satelitu [rad/s],

ω_{br} – úhlová rychlost brzdy [rad/s], $\omega_{br} = \omega_0$,

v_e – obvodová rychlost pohyblivých částí [m/s],

m_c – celková hmotnost veškerých pohyblivých částí [kg],

i_{pl} – převodový poměr planetové převodovky [-].

Na základě stanoveného úhlu na brzdě je spočítán brzdny úhel klikové hřídele. Tento parametr je důležitým k regulaci spojko-brzdy, aby došlo k zastavení beranu v horní mrtvé poloze. Vypočítaná hodnota je orientační z důvodu možností provozu stroje s využitím buď automatického režimu nebo v režimu jednotlivých zdvihů. Přesná hodnota je stanovená vždy při bezpečnostní kontrole a upravena v případě potřeby při pravidelně technické kontrole stroje.

K výpočtu brzdneho úhlu na spojko-brzdě je potřeba určit brzdny úhel na klikové hřídeli. Brzdny úhel pro mechanické lisy je určen dle literatury [18] a pohybuje se v rozmezí $8^\circ - 30^\circ$.

$$\varphi_{br} = \varphi_e \cdot i_{pl} = 20 \cdot 11 = 220^\circ \quad (117)$$

kde: φ_e – brzdny úhel na klikové hřídeli [$^\circ$],

i_{pl} – převodový poměr planetové převodovky [-].

Brzdny úhel spojko-brzdy v rad.

$$\varphi_{br} = \frac{220^\circ \cdot \pi}{180} = 3,84 \text{ rad} \quad (118)$$

Práce na brzdě.

$$A_{BR} = 0,5 \cdot I_{br} \cdot \omega_{br}^2 = 0,5 \cdot 614,7 \cdot 20,73^2 = 132078,4 \text{ J} \quad (119)$$

kde: I_{br} – moment setrvačnosti brzděných hmot [kgm^2],

ω_{br} – úhlová rychlost brzdy [rad/s].

Potřebný moment na spojko-brzdě

$$M_{BR} = \frac{A_{br}}{\varphi_{br}} = \frac{132078,4}{3,84} = 34395,42 \text{ Nm} \quad (120)$$

kde: φ_{br} – brzdny úhel na brzdě [rad],

A_{BR} – práce na brzdě [J].

Zvolená spojko-brzda má moment na brzdě větší, než je minimální potřebný moment k tomu, aby se stroj zastavil.

8.6 Návrh spojková hřídel

Hřídel slouží k přenosu krouticího momentu ze setrvačníku na centrální kolo planetové převodovky. Hřídel je namáhána pouze krutem. Nebezpečné napětí je v místě nejmenšího průměru. Zvolený materiál k výrobě hřídeli je nízkolegovaná ocel 15 330.

Průřezový modul v krutu.

$$W_{ksh} = \frac{\pi \cdot d_{sh}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 200^3}{16} = 1570,79 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (121)$$

Napětí v krutu.

$$\tau_{dsh} = \frac{M_{kp}}{W_{ksh}} = \frac{42870 \cdot 10^3}{1570,79 \cdot 10^3} = 27,29 \text{ MPa} \quad (122)$$

Redukované napětí dle HMM.

$$\sigma_{redsh} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_{dsh}^2} = \sqrt{0 + 3 \cdot 27,29^2} = 47,26 \text{ MPa} \quad (123)$$

Dovolené napětí v tahu.

$$\sigma_{dsh} = \frac{R_{esh}}{k_{sh}} = \frac{600}{2} = 300 \text{ MPa} \quad (124)$$

kde: d_{sh} – průměr spojkové hřídeli [mm],

M_{kp} – krouticí moment na centrálním kole [Nm],

k_{sh} – koeficient bezpečnosti [-],

R_{esh} – mez kluzu v tahu pro ocel 15 330 [MPa].

Zvolený průměr odpovídá bezpečnostní rovnici $\sigma_{redsh} < \sigma_{dsh}$

8.7 Kliková hřídel

Kliková hřídel přenáší krouticí moment z ozubeného převodu na ojnic. Na hřídel působí krouticí moment od planetové převodovky i radiální zatížení od ojníc. Maximální ohybový moment je v ose excentru. Výpočet je proveden pro jeden tlačný bod stroje. Každý ze čtyř

tlačných bodů je uspořádán stejně. Zvolené rozměry klikové hřídele jsou $D_{ex} = 1200 \text{ mm}$, $d_{ex} = 430 \text{ mm}$. Zvolený materiál k výrobě hřídeli je nízkolegovaná ocel 16 240.

Průřezový modul v krutu.

$$W_{kex} = \frac{\pi \cdot (D_{ex}^4 - d_{ex}^4)}{16 \cdot d_{ex}} = \frac{\pi \cdot (1200^4 - 430^4)}{16 \cdot 430} = 931250250,8 \text{ mm}^3 \quad (125)$$

Napětí v krutu.

$$\tau_{ex} = \frac{M_{kskut}}{W_{kex}} = \frac{462120 \cdot 10^3}{931250250,8} = 49,6 \text{ kPa} \quad (126)$$

Průřezový modul v ohybu.

$$W_{oex} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_{ex}^4 - d_{ex}^4)}{d_{ex}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(1200^4 - 430^4)}{430} = 465625125,4 \text{ mm}^3 \quad (127)$$

Ohybový moment v nebezpečném místě excentru.

$$\sum M_{ya} = -F_{L1} \cdot 110 - F_{g5} \cdot 510 + F_B \cdot 730 = 0 \quad (128)$$

$$\sum M_{ya} = -3130529,73 \cdot 110 - 85177,19 \cdot 510 + 1284025,98 \cdot 730$$

$$\sum M_{ya} = 549540328,2 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu.

$$\sigma_{oex} = \frac{M_{oex}}{W_{oex}} = \frac{549,54 \cdot 10^6}{465625125,4} = 1,18 \text{ MPa} \quad (129)$$

Redukované napětí dle HMH.

$$\sigma_{redex} = \sqrt{\sigma_{oex}^2 + 3 \cdot \tau_{ex}^2} = \sqrt{1,18^2 + 3 \cdot 0,496^2} = 1,45 \text{ MPa} \quad (130)$$

Dovolené napětí v tahu.

$$\sigma_{dex} = \frac{R_{eex}}{k_{ex}} = \frac{530}{2} = 265 \text{ MPa} \quad (131)$$

kde: d_{ex} – průměr klikové hřídele [mm],

D_{ex} – průměr klikové hřídele [mm],

M_{kp} – krouticí moment na centrálním kole [Nm],

k_{ex} – koeficient bezpečnosti [-],

R_{eex} – mez kluzu v tahu pro ocel 16 240 [MPa].

Zvolený rozměr klikové hřídele odpovídá bezpečnostní rovnici $\sigma_{redex} < \sigma_{dex}$.

8.7.1 Kontrola klikové hřídeli a ojnic

K rozboru zatížení klikové hřídele byl využit software, grafické znázornění je uvedeno na obrázku 36. S ohledem na to, že výpočet se provádí pro 4-bodový lis, u výpočtu se uvažuje čtvrtinová síla v ojnicí $F_{L1} = 3130529,73 \text{ N}$, tíhové zatížení je způsobeno ozubeným kolem o hmotností $m_5 = 85177,19 \text{ kg}$ viz. výpočet MITCalc, $F_{g5} = 85177,19 \text{ N}$. Krouticí moment

zatěžující klikovou hřídel je $M_{kp} = 180,17 \text{ kNm}$. Průběh vnitřních výsledných účinku klikové hřídeli je zobrazen na obrázku 41.

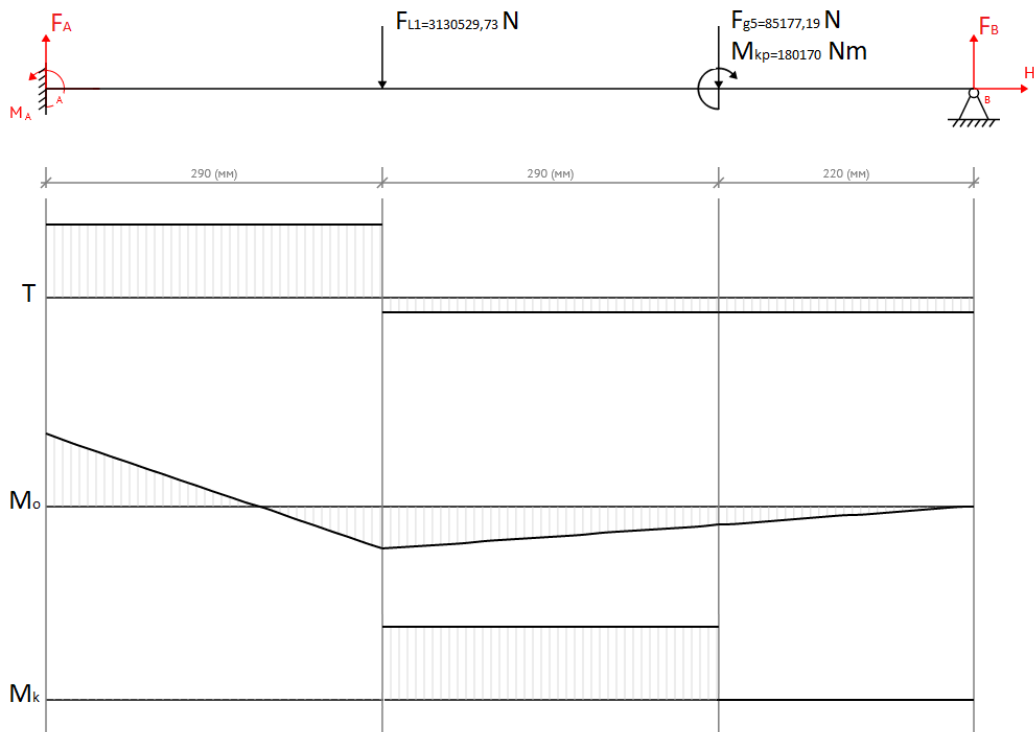
Reakční síly působící na klikovou hřídel.

$$\sum F_z = -F_A + F_{L1} + F_{g5} - F_B = 0 \quad (132)$$

$$\sum M_{ya} = -F_a \cdot 0 + F_{L1} \cdot 400 + F_{g5} \cdot 675 - F_B \cdot 1020 = 0 \quad (133)$$

$$F_B = \frac{F_{L1} \cdot 400 + F_{g5} \cdot 675}{1020} = \frac{3130529,73 \cdot 400 + 85177,19 \cdot 675}{1020} = 1284025,98 \text{ N}$$

$$F_A = F_{L1} + F_{g5} - F_B = 3130529,73 + 85177,19 - 1284025,98 = 1931680,94 \text{ N}$$



Obr. 41 VVÚ klikové hřídele

Obě ložiska v místech A a B mají šířku $b_l = 200 \text{ mm}$, a jsou vyrobené z oceli 42 3123.

Obvodová rychlost klikové hřídele.

$$v_{k1} = 2 \cdot \pi \cdot n_{18} \cdot \frac{D_{ex}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot \frac{1,2}{2} = 1,13 \text{ m/s} \quad (134)$$

$$v_{k2} = 2 \cdot \pi \cdot n_{18} \cdot \frac{d_{ex}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot \frac{0,43}{2} = 0,4 \text{ m/s} \quad (135)$$

kde: n_{18} – otáčky klikové hřídele [min^{-1}],

d_{ex} – průměr klikové hřídele [mm],

D_{ex} – průměr klikové hřídele [mm].

Dovolený tlak pro zvolený materiál v kluzných ložiskách je odvozen z grafu, Obr. 29, $P_{Dl} = 35 \text{ MPa}$ pro průměr 1200 mm , a $P_{dl} = 36 \text{ MPa}$ pro průměr 600 mm .

Tlak v ložisku A.

$$P_a = \frac{F_A}{b_1 \cdot d_{ex}} = \frac{1931680,94}{200 \cdot 430} = 22,45 \text{ MPa} \quad (136)$$

Tlak v ložisku B.

$$P_b = \frac{F_B}{b_1 \cdot d_{ex}} = \frac{1284025,98}{200 \cdot 430} = 14,93 \text{ MPa} \quad (137)$$

Ke spojení klikové hřídele a ojníc jsou zvolená ložiska stejného typu a rozměru ložiskům v místech umístění A, B u klikové hřídelí.

Tlak v ložisku umístění ojnici.

$$P_{L1} = \frac{F_{L1}}{b_1 \cdot D_{ex}} = \frac{3130529,73}{220 \cdot 1200} = 11,85 \text{ MPa} \quad (138)$$

kde: b_1 – zvolena šířka ložiska [mm],
 d_{ex} – průměr klikové hřídele [mm],
 D_{ex} – průměr klikové hřídele [mm],
 F_{L1} – čtvrtinová síla v ojnici [N],
 F_A – síla na klikové hřídeli v místě A [N],
 F_B – síla na klikové hřídeli v místě B [N].

Při kontrole únosnosti ložisek v závislosti na rychlosti by měl být součinitel P_v do hodnoty 30.

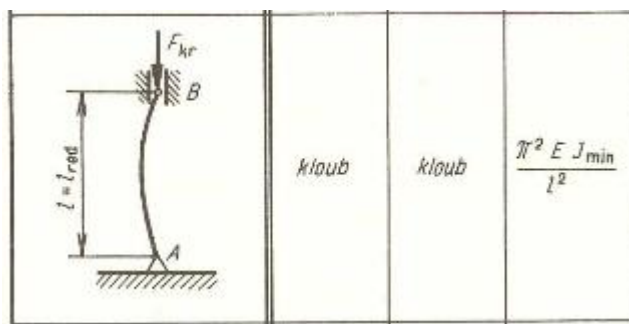
$$P_{va} = P_a \cdot \vartheta_{k2} = 22,45 \cdot 0,4 = 8,98 \quad (139)$$

$$P_{vb} = P_b \cdot \vartheta_{k2} = 14,93 \cdot 0,4 = 5,97 \quad (140)$$

$$P_{vex} = P_{L1} \cdot \vartheta_{k1} = 11,85 \cdot 1,13 = 13,39 \quad (141)$$

Vzhledem k tomu že dovolený tlak v ložiskách je větší než tlak p_v v bodech A, B a v místě excentra, k přetížení ložisek nedojde.

Dále následuje kontrola ojnice na vzpěr (obrázek 42). Ke kontrole je nutné spočítat kritickou sílu, kterou snese průřez ojnice.



Obr. 42 Přehled průhybu ojníc [28]

Délka vypočítaného prutu.

$$L = A + r_{\zeta} = 1750 + 125 = 1875 \text{ mm} \quad (142)$$

Kvadratický moment zvoleného prutu.

$$a = 220 \text{ mm} \quad (143)$$

$$b = 500 \text{ mm}$$

$$I_o = \frac{a \cdot b^3}{12} = \frac{500 \cdot 220^3}{12} = 443666666,7 \text{ mm}^4$$

Kritická síla v ojnici.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_o}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 443666666,7}{1875^2} = 261561 \text{ kN} \quad (144)$$

$$F_{krd} = \frac{F_{kr}}{2} = \frac{366185}{2} = 130780 \text{ kN} \quad (145)$$

$$F_{krd} > F_{LS}$$

kde: a – zvolena šířka průřezu ojnice [mm],

E – modul pružnosti v tahu [MPa],

I_o – kvadratický moment zvoleného prutu [mm⁴],

L – délka vypočítaného prutu [mm],

D_{ex} – průměr klikové hřídele [mm].

9 ZÁVĚR

Cílem práce byl návrh vhodného pohonu čtyřbodového mechanického lisu pro běžný provoz v automobilovém průmyslu tak, aby stroj splňoval zadané parametry. Navržený lis je určen pro provoz v režimu jednotlivých zdvihů nebo s využitím stroje v lisovně s automatickým provozem zařazeným do výrobní linky.

V první teoretické části je stručně rozebrána technologie tváření jako úvod k problematice. Technologie tváření je nezbytně nutná k chápání problematiky a pochopení toho, jak tvářecí stroje fungují. Následuje všeobecné rozdělení tvářecích strojů s detailním zaměřením na zadaný typ stroje a popisem jednotlivých uzlů mechanického lisu.

Druhá část diplomové práce obsahuje výpočtový návrh tvářecího stroje. Při zpracování výpočtů se uvažuje režim jednotlivých zdvihů a automatický provoz. Stanovení potřebného elektromotoru probíhá na základě celkové práce dodané na setrvačnick. Ve výsledku zvolený elektromotor je od společnosti SIEMENS s jmenovitým výkonem 315kW. Dále je navržena kinematika ozubeného převodu s popisem jednotlivých ozubených kol v tabulce. Při výpočtu setrvačnicku je uveden výsledný výpočet, z důvodu velkého množství pokusů, aby výsledný průměr odpovídal jmenovitému poklesu otáček. Na základě stanovených rozměrů setrvačnicku je zvolen počet řemenic k přenosu krouticího momentu od elektromotoru. Výsledný počet řemenů je 14 kusů typu SPC od společnosti CONTINENTAL. K následnému přenosu krouticího momentu je navržena planetová převodovka. Cěla převodovka je spočítaná pomocí softwaru MITCalc. Základní rozměrové a materiálové parametry jsou znázorněny v diplomové práci a celý výpočet je uveden v příloze. Při návrhu spojky a brdy byla zvolena kombinovaná spojko-brzda společnosti ORTLINGHAUS. Výkresová dokumentace a technické parametry jsou poptané u dodavatele TROMA MACH a jsou uvedeny v příloze.

Ve výpočtové části jsou také znázorněny kontrolní výpočty. U setrvačnicku se kontroluje, zda se stihne dobít v potřebném čase, aby nedošlo k neočekávanému zastavení stroje, což může vest k ekonomickým ztrátám podniku. Ke kontrole hřídele je použita metoda HMM ke stanovení redukovaného napětí na ni, a následně kontrole, zda navrhovaná hřídel odpovídá stanovenému koeficientu bezpečnosti. Úloha VVÚ u klikové hřídele je spočítaná jako rovinná s grafickým znázorněním výsledku v práci. U ojníc je kontrola provedená s ohledem na to že navržený stroj je čtyřbodový a na každou ojnici působí jenom čtvrtinová síla.

Autor práce si je vědom, že návrh mechanického lisu v praxi je složitější a obsáhlejší než v této práci představené výpočty. S ohledem na navržený velký setrvačnick je možnost zvolit slabší motor. Tak velký setrvačnick by měl mít dostatek kinetické energie k pohonu ozubeného převodu.

K závěrečné práci je zpracovaná výkresová dokumentace se základními rozměry lisu, montážní sestava pohonu a výrobní součásti. Výkresy jsou zpracované na základě 3D modelu stroje zpracovaném v SolidWorks. Vybraná výkresová dokumentace je uvedena v příloze k této práci.

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Ševakin J, Šajkevič V. *Obrábění kovů*. Metalurgie. Moskva 1972. ISBN 621.771(0.75.8)
- [2] Burdukovski V., Inatovič J. *Zařízení pro kovárny. Obráběcí stroje*: Učební pomůcka. Uralská federální univerzita. Yekaterinburg, 2018. ISBN 978-5-7996-2391-3.
- [3] Bočarov J. *Kovácí a lisovací zařízení*. Academia. Moskva. 2008. ISBN 978-5-7695-3746-2
- [4] Kolikov A., Romantsev B., Aleshchenko A. *Tváření kovů. Teorie procesů výroby potrubí*. MISIS. Moskva. 2019. ISBN 978-5-906953-98-8
- [5] Bartoš, Libor. *Strojírenská technologie*. Lipová-Lázně: Odborné učiliště a praktická škola, 2009. [online] [cit. 2021-11-11]. Dostupné z: <https://oulipova.cz/vyuka/strojari/>.
- [6] 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
- [7] Kamelandr, Ivan. *Tvářecí stroje I*. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.
- [8] Kamelandr, Ivan. *Tvářecí stroje II*. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8
- [9] Novotný, Karel. *Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje*. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.
- [10] Staněk, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6
- [11] Rudolf, Bedřich. *Výrobní stroje a zařízení II*. Praha: ČVUT Praha, 1990
- [12] Drastík, František. *Výpočty z oboru kování a lisování*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972
- [13] Štrba, Marián a Jiří Janouš. *Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996
- [14] Zabudsky, Evgenii. *Asynchronní motory II*. Učební pomůcka. Moskva 2017. ISBN 978-5-9909691-6-2
- [15] Omes, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů – Tvářecí stroje I. Klikové mechanismy klikových lisů*. Brno: VUT Brno, 26. 3. 2012.
- [16] *WorldAutoSteel* [online]. 2020 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://ahssinsights.org/>
- [17] Osakada, Mori, Altan, Groche. *Mechanical servo press technology for metal forming*. Osaka University, 2011.
- [18] Kamelander, Ivan. *Tvářecí stroje I. 3. vydání*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1989. ISBN 80-214-1037-X.
- [19] Bolek, Alfred a Josef Kochman. *Části strojů, 1.svazek*, Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [20] *Ferona* [online]. 2017 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/materialove-normy/>
- [21] *Ortlinghaus: Hydraulicky ovládané spojky a brzdy* [online]. 2011 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: https://www.troma-mach.cz/storage/app/media/products/ortlinghaus/files/hydraulicky-ovladane-spojky-a-brzdy_11-2011_cz-min.pdf

- [22] Kamelander, I.: *Tvářecí stroje I*. Brno 1989. Nakladatel: Rektorát vysokého technického učení v Brně.
- [23] Humpolíček, František. *Lis LKDS 630* [online]. Brno, 2018 [cit. 2019-04-06]. Dostupné z:
https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=173748.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Jiří Omes, Ph.D
- [24] ČSN 01 4686-3 (014686): Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1989.
- [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] 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.
- [29] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [30] ČSN 01 4608 (014608): Ozubená kola a moduly. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1980.
- [31] *MITCalc* [online]. 2003 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z:
https://www.mitcalc.cz/index_cz.htm
- [32] *Komatsu* [online]. 2022 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.komatsupress.com/>
- [33] *Šmeral* [online]. 2000 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz/>
- [34] *Schuler* [online]. 2022 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.schulergroup.com/>
- [35] *Elektromotory Moravec* [online]. 2011 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z:
<https://www.elektromotory.net/>
- [36] *Stamtec* [online]. 2022 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.stamtec.com/>
- [37] *Kinglan* [online]. 2021 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.kinglanpress.com/>
- [38] *Aida* [online]. 1999 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.aida-global.com/>

11 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

11.1 Seznám zkratek

A	- vzdálenost čepu beranu od osy klikové hřídele	[mm]
a	- zvolena šířka průřezu ojnice	[mm]
A_{BR}	- práce na brzdě	[J]
A_{celk}	celková práce	[J]
A_{def}	- deformační práce	[J]
a_{id}	- ideální rameno síly	[mm]
A_{pm}	- práce pomocných mechanismů	[J]
A_{roz}	- práce rozběhová	[J]
A_{sk}	- skutečná meziosova vzdálenost	[mm]
$a_{tř}$	- třecí rameno síly	[mm]
$A_{tř}$	- třecí práce	[J]
A_{tv}	- tvářecí práce	[J]
a_w	- pracovní vzdálenost os	[mm]
a_w	- osová vzdálenost pastorku a satelitu	[m]
B	- vzdálenost čepu beranu od osy hřídele na začátku pracovního zdvihu	[mm]
b	- šířka kola	[mm]
$b_{\check{c}}$	- kontaktní délka čepu	[mm]
b_l	- zvolena šířka ložiska	[mm]
b_{set}	- šířka setrvačníku	[mm],
C_k	- součinitel počtu řemenů v převodu, dle ČSN 02 3111	[-]
C_L	- součinitel vlivu délky řemene, dle ČSN 02 3111	[-]
c_m	- dovolené napětí v ohybu pro konstrukční ocel	[Pa]

C_p	- součinitel dynamičnosti a pracovního režimu, dle ČSN 02 3111	[-]
C_a	- součinitel úhlu opsání, dle ČSN 02 3111	[-]
d	- průměr roztečné kružnice	[mm]
d_0	- průměr roztečné kružnice centrálního kola	[mm]
d_1	- průměr roztečné kružnice satelitu	[mm]
d_2	- průměr roztečné kružnice korunového kola	[mm]
d_a	- průměr hlavové kružnice	[mm]
d_b	- průměr základní kružnice	[mm]
$d_{\check{c}}$	- minimální požadovaný průměr čepu	[mm]
d_{Ex}	- průměru klikového čepu	[mm]
D_{ex}	- průměr klikové hřídele	[mm]
d_{ex}	- průměr klikové hřídele	[mm]
$d_{hnř}$	- zvolený průměr hnací řemenice	[mm]
D_{set}	- vnější průměr setrvačnicku	[mm]
d_{set}	- vnitřní průměr setrvačnicku	[mm]
d_{sh}	- průměr spojkové hřídele	[mm]
D_{smax}	- maximální dovolený průměr setrvačnicku	[mm]
E	- modul pružnosti (tah, tlak)	[GPa]
E	- modul pružnosti v tahu	[MPa],
F_A	- síla na klikové hřídele v místě A	[N]
F_B	- síla na klikové hřídele v místě B	[N]
f_{celk}	- celková deformace stroje	[mm]
F_{g5}	- tíhové zatížení ozubeného kola	[N]
F_j	- jmenovitá síla	[N]
F_{kr}	- kritická síla v ojnici	[N]
F_L	- síla v ojnici	[N]

F_{L1}	-	čtvrtinová síla v ojnici	[N]
F_{LS}	-	skutečná síla v ojnici	[N]
F_N	-	normálová složka síly	[N]
F_n	-	normálová síla	[N]
F_r	-	radiální síla	[N]
F_t	-	obvodová síla	[N]
h_a	-	výška hlavy zubů	[mm]
h_f	-	výška paty zubů	[mm]
i	-	převodový poměr	[-]
$i_{0,1}$	-	převodový poměr mezi centrálním kolem a satelitem	[-]
$i_{1,2}$	-	převodový poměr mezi satelitem a korunovým kolem	[-]
I_{br}	-	moment setrvačnosti brzděných hmot	[kgm ²]
i_{cp}	-	celkový převodový poměr	[-]
I_{ex}	-	moment setrvačností klikové hřídele	[kgm ²]
I_m	-	jmenovitý proud	[A]
I_o	-	kvadratický moment zvoleného prutu	[mm ⁴]
i_{pl}	-	celkový převodový poměr planetové převodovky	[-]
i_{rp}	-	převodový poměr mezi motorem a setrvačником	[-]
i_{rp}	-	převodový poměr mezi motorem a setrvačником	[-]
I_s	-	moment setrvačnosti satelitu	[kgm ²]
I_{sb}	-	moment setrvačnosti spojko-brzdy	[kgm ²]
I_{set}	-	moment setrvačnosti setrvačnicku	[kgm ²]
I_{sh}	-	moment setrvačnosti spojkové hřídelí	[kgm ²]
I_{smin}	-	minimální moment setrvačnicku	[kgm ²]
I_{sr}	-	moment setrvačnosti satelitu redukováný na brzdu	[kgm ²]
I_{sr}	-	moment setrvačnosti satelitu redukováný	[kgm ²]
I_u	-	moment setrvačnosti unašeče	[kgm ²]
J_{HV}	-	tvrdost zubu v jádře	[HV]

J_m	-	moment setrvačnosti	[-]
K	-	poměr poloměru kliky k délce ojnice	[-]
k_1	-	koeficient technologie	[-]
k_{ex}	-	koeficient bezpečnosti	[-]
k_{sh}	-	koeficient bezpečnosti	[-]
L	-	délka vypočítaného prutu	[mm]
l_{ξ}	-	délka čepu dle literatury	[mm]
l_{ex}	-	předběžná šířka ojnice v místě uložení excentru	[mm]
L_o	-	délka ojnice	[mm]
L_o	-	délka ojnice	[mm]
$L_{\bar{r}}$	-	normalizovaná délka řemene	[mm]
m	-	modul ozubení	[-]
m	-	hmotnost	[kg]
m_5	-	hmotnost ozubeného kola	[kg]
m_b	-	hmotnost beranu	[kg]
M_{BR}	-	potřebný moment na spojko-brzdě	[Nm]
m_c	-	hmotnost všech posuvných částí	[kg]
m_c	-	celková hmotnost veškerých pohyblivých částí	[kg]
M_{ds10}	-	krouticí moment dodávaný na setrvačnick	[kNm]
M_{ds15}	-	krouticí moment dodávaný na setrvačnick	[Nm]
M_{ds18}	-	krouticí moment dodávaný na setrvačnick	[kNm]
m_k	-	koeficient technologie	[-]
M_k	-	krouticí moment	[kNm]
M_{k1}	-	krouticí moment působící na excentrickou hřídel	[Nmm]
M_{k1}	-	potřebný krouticí moment na 1. kole	[kNm]
M_{kp}	-	krouticí moment na centrálním kole	[kNm]
M_{kp}	-	krouticí moment zatěžující klikovou hřídel	[kNm]

M_{kp}	-	kroučící moment na centrálním kole	[kNm]
M_{ks}	-	kroučící moment na satelitu	[kNm]
M_{kskut}	-	kroučící moment klikové hřídele	[kNm]
M_m	-	jmenovitý moment elektromotoru	[Nm]
m_m	-	hmotnost elektromotoru	[kg]
M_{m10}	-	moment spojkové hřídele	[Nm]
M_{m18}	-	moment spojkové hřídele	[Nm]
m_n	-	hmotnost nástroje	[kg]
M_{n10j}	-	moment při jednotlivých zdvizech	[Nm]
m_o	-	hmotnost ojnice	[kg]
m_{pl}	-	modul ozubení planetové převodovky	[mm]
M_{sb}	-	minimální kroučící moment spojko-brzdy	[Nm]
m_{set}	-	hmotnost setrvačníku	[kg]
n_{10}	-	otáčky klikové hřídele	[min ⁻¹]
n_{18}	-	otáčky klikové hřídele	[min ⁻¹]
n_m	-	jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{m10j}	-	otáčky při provozu jednotlivých zdvihů	[min ⁻¹]
n_{m18}	-	otáčky při automatickém provozu	[min ⁻¹]
N_o	-	jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem	[W]
n_{sh10}	-	otáčky spojkové hřídele	[min ⁻¹]
n_{sh18}	-	otáčky spojkové hřídele	[min ⁻¹]
n_{smax}	-	maximální počet otáček	[min ⁻¹]
n_{smin}	-	minimální počet otáček	[min ⁻¹]
n_{sp18}	-	otáčky spojkové hřídele při maximálním zdvihu	[s ⁻¹]
n_{zmax}	-	maximální počet zdvihů	[-]
n_{zmin}	-	minimální počet zdvihů	[-]

p_0	- kontrola dovoleného tlaku mezi čepem a ojnicí	[MPa]
p_{0dov}	- dovolený tlak pro ocel 11 523	[MPa]
p_1	- kontrola dovoleného tlaku mezi čepem a beranem	[MPa]
P_a	- tlak v ložisku B	[MPa]
P_b	- tlak v ložisku B	[MPa]
p_{exdov}	- dovolený tlak pro CuSn12	[MPa]
P_{L1}	- tlak v ložisku, umístění ojnicí	[MPa]
P_m	- jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
P_p	- potřebný výkon elektromotoru	[kW]
P_{pl}	- potřebný výkon na centrálním kole planetové převodovky	[kW]
P_{va}	- součinitel měrného tlaku a rychlosti v místě A	[-]
P_{vb}	- součinitel měrného tlaku a rychlosti v místě B	[-]
P_{vex}	- součinitel měrného tlaku a rychlosti v místě excentra	[-]
r	- poloměr excentrické hřídeli	[mm]
$r_{\check{c}}$	- poloměr čepu	[mm]
R_{eex}	- mez kluzu v tahu pro ocel 16 240	[MPa]
R_{esh}	- mez kluzu v tahu pro ocel 15 330	[MPa]
r_{ex}	- poloměr klikového čepu	[mm]
R_m	- mez pevnosti v tahu	[MPa]
r_o	- poloměr klikové hřídele uložené v ložiskách	[mm]
R_o	- hustota	[kg/m ³]
$R_{p0.2}$	- mez kluzu v tahu	[MPa]
s	- jmenovitá dráha	[mm]
$s_{\check{c}}$	- plocha průřezu čepu	[mm ²]
s_s	- počet satelitu	[-]
t_{10}	- čas zdvihu automatický provoz	[s]

t_{18}	-	čas zdvihu automatický provoz	[s]
t_{cj}	-	čas zdvihu	[s]
T_{ex}	-	tečná složka síly	[N]
t_{n10}	-	rozběh elektromotoru a nabití setrvačnicku	[s]
t_{n10max}	-	maximální rozběh elektromotoru a nabití setrvačnicku	[s]
$t_{n10skut}$	-	skutečný čas dobití setrvačnicku	[s]
t_{n18}	-	rozběh elektromotoru a nabití setrvačnicku	[s]
t_{n18max}	-	maximální rozběh elektromotoru a nabití setrvačnicku	[s]
$t_{n18skut}$	-	skutečný čas dobití setrvačnicku	[s]
V_{HV}	-	tvrdost zubu na boku	[HV]
w	-	pomocný parametr k určení skutečné délky	[mm]
w_{ksh}	-	průřezový modul v krutu	[mm ³]
w_o	-	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
w_{oex}	-	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
x_{pl}	-	smontovatelnost planetové převodovky	[-]
y	-	pomocný parametr k určení skutečné délky	[mm ²]
z	-	počet zubů	[-]
z_0	-	počet zubů centrálního kola	[-]
z_1	-	počet zubů satelitu	[-]
z_2	-	počet zubů korunového kola	[-]
z_{max}	-	maximální počet zdvihu	[-]
z_{min}	-	minimální počet zdvihů	[-]
z_z	-	výška zdvihu	[mm]
α	-	normální úhel záběru	[°]
α_j	-	jmenovitý úhel lisu	[°]
$\alpha_{\check{r}}$	-	úhel sklonu klínového řemene	[°]
α_{tv}	-	uhel oblasti tváření	[°]
β	-	úhel mezi ojnicí a směrem pohybu beranu	[°]

β_f	-	úhel opsání řemenic	[°]
γ	-	úhel působení síly v ojnici s ohledem na tření	[°]
η_{KL}	-	účinnost klikového ústrojí, volí se $0,7 \div 0,9$	[-]
η_{KM}	-	účinnost navrženého klikového mechanismu	[%]
η_{pl}	-	účinnost planetové převodovky	[-]
η_{fp}	-	účinnost řemenového převodu	[-]
ϑ_b	-	obvodová rychlost pohyblivých částí	[m/s]
ϑ_{k1}	-	obvodová rychlost klikové hřídeli	[m/s]
ϑ_{k2}	-	obvodová rychlost klikové hřídeli	[m/s]
ϑ_f	-	kontrola rychlosti řemene	[m/s]
μ	-	součinitel kluzného tření	[°]
ρ_ε	-	poloměr třecí plochy mezi beranem a ojnici	[mm]
$\rho_{\varepsilon ex}$	-	poloměr třecí plochy mezi klikovou hřídeli a ojnici	[mm]
ρ_o	-	poloměr třecí plochy mezi klikovou hřídeli a ložiskem	[mm]
ρ_{ocel}	-	hustota oceli	[kg/m ²]
σ_{dex}	-	dovolené napětí v tahu, klikové hřídele	[MPa]
σ_{dov}	-	dovolené napětí v ohybu pro ocel 14 220, $\sigma_{dov} = 200$ MPa	[MPa]
σ_{dsh}	-	dovolené napětí v tahu, spojková hřídel	[MPa]
σ_{Flim}	-	mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Hlim}	-	mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{ocel}	-	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{oex}	-	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{redsh}	-	redukované napětí dle HMM	[MPa]
τ_{dsh}	-	napětí v krutu, spojková hřídel	[MPa]
τ_{ex}	-	napětí v krutu, klikové hřídele	[MPa]
φ	-	třecí úhel kluzných ploch	[°]
ϕ_{br}	-	brzdný úhel na brzdě	[°]
ϕ_e	-	brzdý úhel na klikové hřídele	[°]

Ψ_m	-	poměrná šířka ozubení	[-]
ω_0	-	úhlová rychlost centrálního kola	[rad/s]
ω_1	-	úhlová rychlost satelitu	[rad/s]
ω_2	-	úhlová rychlost korunového kola	[rad/s]
ω_{br}	-	úhlová rychlost brzdy	[rad/s]
ω_{smax1}	-	maximální vstupní otáčky	[rad/s]
ω_{smax2}	-	maximální uhlová rychlost po odvedené práci	[rad/s]
ω_{smin1}	-	uhlová rychlost setrvačnicku	[rad/s]
ω_{smin2}	-	minimální úhlová rychlost po odvedení práci	[rad/s]
$T_{\dot{\epsilon}}$	-	napětí ve střihu čepu	[MPa]
T_{dov}	-	dovolené napětí ve střihu	[MPa]
δ	-	poměrný pokles otáček, volí se $2 \div 15$ [%]	[%]

11.2 Seznám tabulek

- Tab.1. Klasifikace spojek
- Tab. 2 Parametry elektromotoru
- Tab. 3 Parametry ozubených kol
- Tab. 4 Mechanické vlastností ocelí 16 220
- Tab. 5 Parametry planetové převodovky

11.3 Seznám obrázku

- Obr.1. Válcování
- Obr.2. Kování
- Obr.3. Lisování
- Obr.4. Protlačování
- Obr.5. Tažení
- Obr.6. Lisovací stroje
- Obr.7. Schéma klikového lisu
- Obr.8. Beran

Obr.9. Ojnice
Obr.10. Konstrukční schéma ojnice
Obr.11. Hřídele
Obr.12. Diagram zatížení stojanu
Obr. 13 Přímý pohon [
Obr. 14 Rychlosti cyklů pro mechanické lisy poháněné servomotorem a setrvačником
Obr. 15 Nepřímý pohon
Obr.16. Pohon hřídele
Obr. 17 Uspořádání převodových systémů
Obr.18. Hydraulická brzda
Obr. 19 Asynchronní motor
Obr. 20 Lis E2W
Obr. 21 Optimalizace tlačných bodů
Obr. 22 Klikový lis LKT
Obr. 23 Mechanický lis
Obr. 24 Automatický lis
Obr. 25 Lis série TSD
Obr. 26 Lis TST
Obr. 27 Mechanický lis s přímým pohonem
Obr. 28 Lis T4
Obr. 29 Lis PMX
Obr. 30 Silové poměry na klikovém mechanismu
Obr. 31 Návrh průměru čepu
Obr. 32 Diagram dovolených měrných tlaků pro materiály kluzných ložisek
Obr. 33 Silové poměry na klikovém mechanismu
Obr. 34 Návrh kinematiky
Obr. 35 Návrh kinematiky
Obr. 36 Kinematika
Obr. 37 Katalogové stránky elektromotoru
Obr. 38 Diagram pro určení průřezu řemene
Obr. 39 Výpočtové průměry řemenic
Obr. 40 Konstrukční uspořádání planetové převodovky
Obr. 41 VVÚ klikové hřídeli
Obr. 42 Přehled průhybu ojnic

12 SEZNAM PŘÍLOH

ID číslo	Název	Druh dokumentu
5kVSR-V1	Mechanický lis 12500 kN	Výkres
5kVSR-V2	Ozubený převod	Výkres
5kVSR-V3	Setrvačník	Výkres
5kVSR-V4	Kliková hřídel	Výkres
5kVSR-V5	Ojnice	Výkres
5kVSR-K1	Mechanický lis 12500 kN	Seznam položek
5kVSR-K2	Ozubený převod	Seznam položek
5kVSR-M1	Planetový převod	Výpočtová zpráva