



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

LIS LKDE 500 S PŘÍMÝM POHONEM

PRESS LKDE 500 WITH DIRECT DRIVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Vachek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Jakub Vachek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Omes, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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

Lis LKDE 500 s přímým pohonem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Mechanické lisы LKDE mají průběžnou excentrickou hřídel. Jedná se o lisы dvoubodové, které se používají v oblasti plošného tváření plechů. Speciálním použitím lisu je v energetickém průmyslu na stíhání statorových a rotorových plechů v tloušťkách 0,35 – 1 mm.

Jmenovitá síla $F_j = 5000$ kN

Zdvih: 300 mm

Přestavení: 100 mm

Pracovní dráha: 4 mm

Počet tlačných bodů: 2

Počet zdvihů: 15 – 30 1/min

Počet zdvihů seřízení: 5 1/min

Upínací plocha stolu: 2100 x 1500 mm

Cíle diplomové práce:

Rozbor kinematiky.
Návrh pohonu lis.
Použití tlumících elementů v pracovním prostoru.
Návrhové a kontrolní výpočty.
Výkresová dokumentace.
Vyhodnocení dosažených výsledků.
Závěr 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 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně / Technická 2896/2 / 616 69 / Brno

ABSTRAKT

Tématem této diplomové práce je návrh mechanického dvoubodového lisu s excentrickou hřídelí a přímým pohonem. Práce obsahuje návrhové a kontrolní výpočty dle zadaných parametrů a výkresovou dokumentaci hlavních částí lisu.

ABSTRACT

The topic of this master thesis is design of the mechanical two-point press with eccentric shaft and direct drive. The thesis contains design and control calculations according to given parameters and also contains drawings of main parts for the press.

KLÍČOVÁ SLOVA

Mechanický lis, lis s excentrickou hřídelí, vedení beranu, vyvažovací vílce, tlumiče střehu.

KEYWORDS

Mechanical press, press with eccentric shaft, ram guiding, balancing cylinders, stroke dampeners.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VACHEK, Jakub. *Lis LKDE 500 s přímým pohonem*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124946>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Omes.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D., za cenné připomínky, odborné rady a za vedení diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat svojí rodině za podporu při studiu a zpracování této práce.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

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

V Brně dne 26. června 2020

.....

Bc. Jakub Vachek

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	PRINCIP LISU	16
2.1	Hlavní komponenty lisu	16
3	MECHANISMY POUŽÍVANÉ U MECHANICKÝCH LISŮ	17
3.1	Mechanismus s klikovou hřídelí	17
3.2	Mechanismus s excentrickou hřídelí	18
3.3	Mechanismus s klikovým kolem	20
3.4	Koleno-pákový mechanismus	21
4	VEDENÍ	23
4.1	Kluzné vedení	23
4.2	Valivé vedení	24
4.3	Sloupové vedení	24
4.4	Vedení s prvky montovanými na sloup	25
5	LISY DOSTUPNÉ NA TRHU	28
5.1	Komatsu H2FM 400	28
5.2	Schuler MSP 400	29
6	SOUČASNÝ STAV VĚDY	30
7	NÁVRHOVÝ VÝPOČET	31
7.1	Předběžný výpočet mechanismu bez tření	32
7.2	Výpočet rozměrů čepu beranu a opěry ojnice	34
7.3	Návrh průměrů excentrické hřídele	38
7.4	Výpočet mechanismu se třením	41
8	VOLBA KONSTRUKČNÍ VARIANTY ŘEŠENÍ	44
8.1	Varianta 1	44
8.2	Varianta 2	45
8.3	Výběr varianty řešení	46
9	KONTROLNÍ VÝPOČET	47
9.1	Výpočet pohonu lisu	47
9.2	Výpočet kotev rámu	49
9.3	Výpočet motoru přestavení	54
9.4	Výpočet brzdy lisu	56
9.5	Výpočet vyvažovacích válců beranu	59
10	POPIS POUŽITÝCH KOMPONENT	62
10.1	Rám	63
10.2	Elektromotor	64
10.3	Převodovka	65
10.4	Tlumiče střihu	66
10.5	Hydraulické odbrzdňování	67
11	ZÁVĚR	69
12	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	70
13	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK	72
13.1	Seznam zkratk a symbolů	72

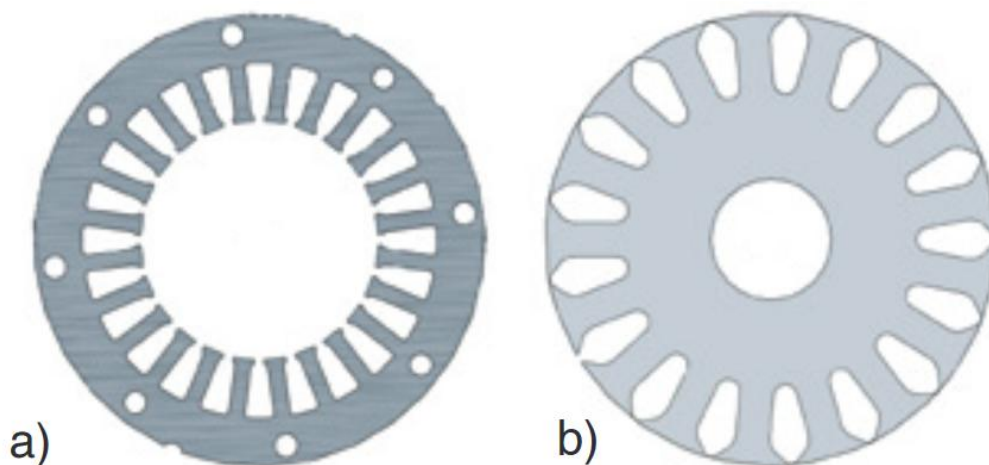
13.2	Seznam tabulek.....	76
13.3	Seznam obrázků.....	76
14	SEZNAM PŘÍLOH.....	79

1 ÚVOD

Střížný lis se řadí mezi tvářecí stroje. Materiál, který je odebírán, je oddělen jako jeden kus, na rozdíl od strojů obráběcích, kde je materiál odebírán po třískách. Jeho hlavní uplatnění je především pro výrobu polotovarů pro další zpracování nebo součástí pro následnou montáž.

Lis LKDE 500 je určen pro stříhání statorových a rotorových plechů (Obr. 1), což jsou součásti, ze kterých se společně s dalšími díly vyrábí statory, respektive rotory elektrických točivých strojů. Používané plechy bývají vyrobeny většinou z oceli s vysokým obsahem křemíku, případně jsou pro určitý typ statorů a rotorů k výrobě používány plechy hliníkové, a to buď z téměř čistého hliníku, nebo jeho slitin. Tvar těchto plechů je kruhovitý s drážkami pro umístění vnutí.

Stříhání plechu je prováděno pomocí střížníku (pohyblivé části nástroje) připevněného k beranu lisu a střížnice (nepohyblivé části nástroje) připevněné ke stolní desce lisu. Stříhaný materiál je na pomezí střížníku a střížnice zatěžován tak velkou silou, že v něm dojde k překročení meze pevnosti, vlákna materiálu jsou přetržena a materiál je ustřižen.



Obr. 1) Statorový a rotorový plech a) statorový, b) rotorový[7]

2 PRINCIP LISU

Základním principem lisování, které patří mezi tvářecí operace, je zatížení zpracovávaného materiálu předem definovanou silou. Způsob, jakým dané síly dosahujeme, se liší podle pohonu použitého u konkrétního lisu. Pohon může být buď hydraulický, kde se využívá tlakové energie kapaliny, nebo mechanický, kde se využívá mechanických vazeb mezi jednotlivými komponenty mechanismu. Dalším způsobem rozdělení použitého pohonu může být energetický pohon, využívající kinetické energie pohybujícího se beranu, nebo silový pohon, kde hlavní část energie spotřebovávané během tváření je dodávána motorem napřímo.

2.1 Hlavní komponenty lisu

Rám: Tvoří výchozí část stroje, ke které jsou připevňovány ostatní komponenty. Rám lisu bývá konstruován jako ocelový svařenec nebo odlitek, případně jako sestava více dílů spojených v jeden celek. Hlavním úkolem rámu lisu je zachytávat síly vzniklé během procesu tváření. Aby rám lisu správně plnil svou funkci a nedeformoval se při zatížení, musí být dostatečně tuhý. Tuhost rámu lisu ovlivňuje také celkovou účinnost stroje, kde u strojů s tužšími rámy je více dodané energie spotřebováno na přetváření materiálu, místo aby byla zmařena na deformaci rámu. Další úlohy, které rám plní, jsou například upevnění stroje k základu anebo vedení beranu, případně jeho vodících komponent. Rám lisu může také obsahovat stolní desku, což je přesně obrobena rovinná deska sloužící k upínání nepohyblivé části nástroje.

Beran: Je pohyblivá část stroje, která koná přímočarý vratný pohyb a přes kterou nástroj působí na materiál. Stejně jako rám lisu bývá beran vyráběn jako odlitek nebo svařenec. Součástí beranu je přesně obrobena upínací deska, ke které je pomocí upínacích přípravků upínána pohyblivá část nástroje. U lisů s hydraulickými pohony se síla na beran přenáší pomocí pístnice přímočarého hydromotoru, u lisů s mechanickým pohonem se přenáší síla pomocí tlačného bodu, což je zařízení, které v kombinaci s vedením beranu transformuje kyvný pohyb ojnice na přímočarý. Tlačný bod v sobě může zahrnovat další mechanismy jako například mechanismus přestavení nebo pojistku přetížení.

3 MECHANISMY POUŽÍVANÉ U MECHANICKÝCH LISŮ

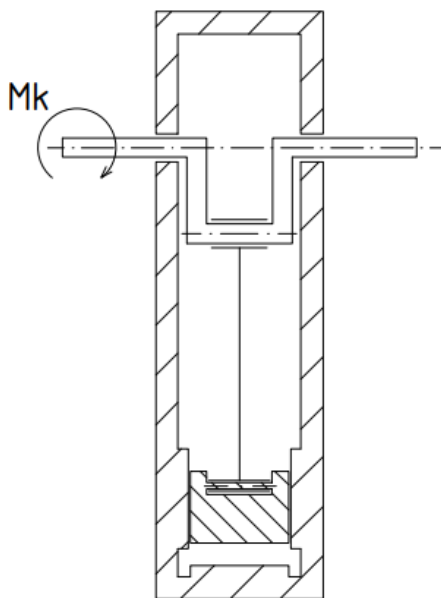
U mechanických lisů se používá celá řada mechanismů pro přenos a transformaci kroutícího momentu od pohonu na sílu pro pohyb beranu. Nejčastější používané mechanismy jsou klikové mechanismy, konkrétněji mechanismus s klikovou hřídelí, mechanismus s excentrickou hřídelí, mechanismus s klikovým kolem nebo třeba ze složitějších mechanismů je to koleno-pákový mechanismus.

3.1 Mechanismus s klikovou hřídelí

Základem mechanismu (Obr. 2) je kliková hřídel, která přenáší kroutící moment od pohonu na ojnicí, odkud je dále transformován na translační pohyb beranu.

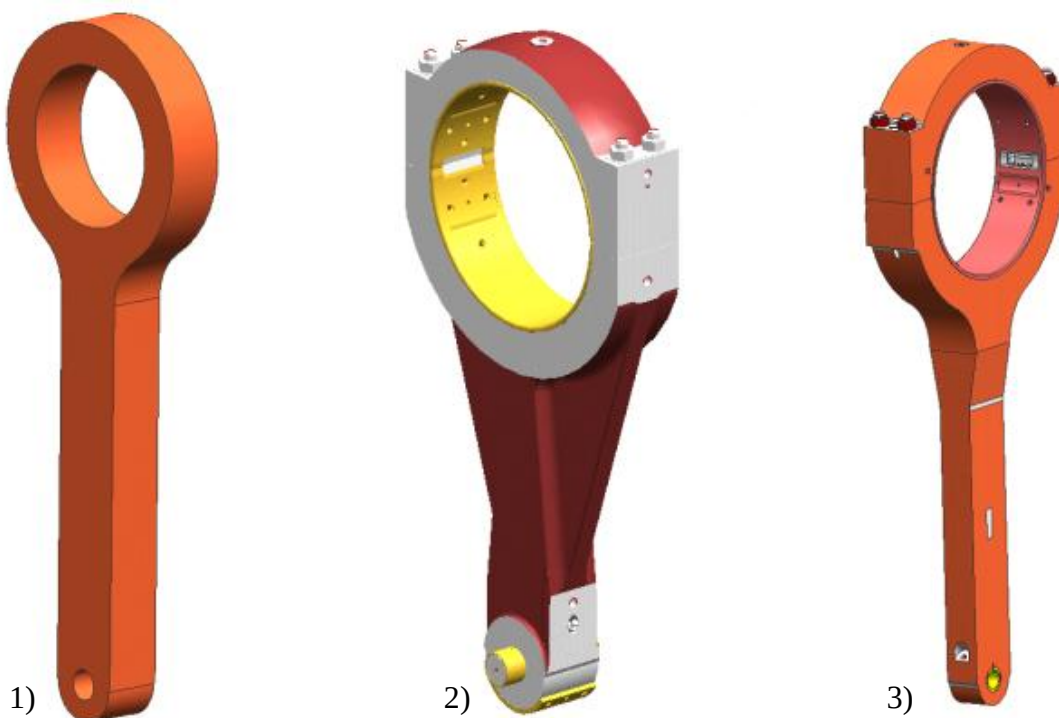
Kliková hřídel se skládá ze dvou druhů čepů, které jsou proti sobě vyoseny o určitou vzdálenost pomocí ramena. Stojanové čepy jsou pomocí ložisek uloženy v rámu a udávají střed, kolem kterého se kliková hřídel otáčí. Ojnicní čepy slouží k uchycení ojnice ke klikové hřídeli a vzdálenost, o kterou jsou vyoseny pomocí ramen je rovna polovině zdvihu lisu.

Kliková hřídel bývá vyráběna jako výkovek, který je následně opracováván na přesné rozměry. Dalšími způsoby výroby klikové hřídele jsou například obrábění z jednoho kusu materiálu nebo skládaná hřídel spojovaná lisováním z jednotlivých komponent. Tyto uvedené metody výroby se však používají spíše pro menší hřídele s nižšími nosnostmi.



Obr. 2) Zjednodušené schéma mechanismu s klikovou hřídelí.

Ojnice (Obr. 3) spojuje klikovou hřídel s tlačným bodem umístěným na beranu. Při práci koná ojnice složený pohyb, kdy pohyb její horní části je spíše rotační na poloměru ramena klikové hřídele a její dolní část koná spíše translační pohyb v rozmezí zdvihu lisu. Toho se využívá při výpočtech, kdy hmota horní části je počítána jako rotační a hmota spodní částí jako translační. Ojnice bývá vyráběna jako výpalek z plechu, výkovek nebo odlitek. Aby bylo ojnici možné na klikový hřídel nasadit, mívá oddělitelné víko ojnice, které je při montáži k ojnici přišroubováno.



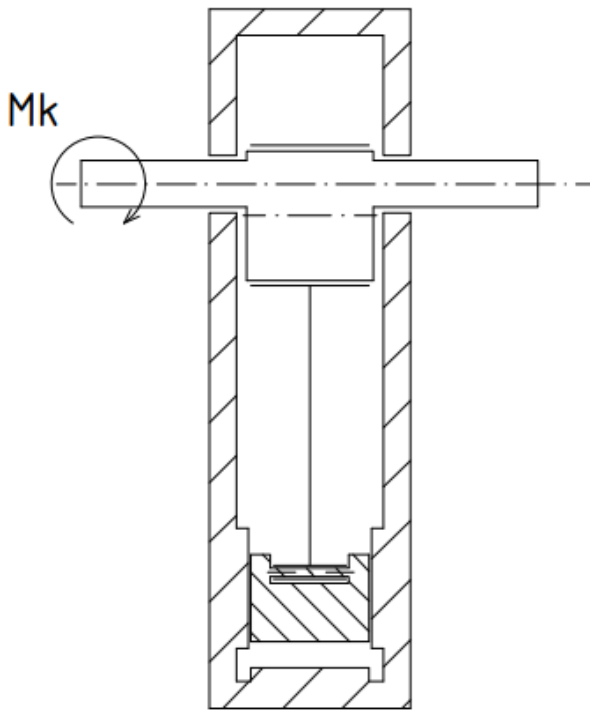
Obr. 3) Ojnice. .1) Nedělená ojnice výpalek z plechu 2) Dělená ojnice odlitek 3) Dělená ojnice výpalek z plechu[5]

3.2 Mechanismus s excentrickou hřídelí

Princip mechanismu s excentrickou hřídelí (Obr. 4) je velmi podobný mechanismu s klikovou hřídelí. Hlavním rozdílem je použití excentrické hřídele místo hřídele klikové.

Stejně jako kliková hřídel i excentrická hřídel obsahuje stojanové čepy, které slouží stejnému účelu. Na rozdíl od klikové hřídele excentrická hřídel neobsahuje ojniční čepy a ramena, ale má místo nich excentrický člen. Tento člen je umístěn proti stojanovému čepu vyoseně o excentricitu, která určuje velikost poloviny zdvihu mechanismu. Poloměr excentrického členu bývá větší než excentricita hřídele z důvodu umožnění uložení celého průměru stojanového čepu na čelní plochu excentrického členu. Výhodnou excentrické hřídele je její vyšší tuhost a kratší délka v porovnání s hřídelí klikovou. Nevýhodou excentrické hřídele je její vyšší hmotnost a tím horší dynamické vlastnosti mechanismu.

Jelikož excentrický člen bývá největší průměr, který se na hřídeli vyskytuje, je možné u tohoto mechanismu použít i nedělenou ojnici, kterou je excentrická hřídel provlečena při montáži. Z důvodů údržby a jednoduchosti montáže, především u vícebodových lisů, se ale i zde používají také ojnice dělené.



Obr. 4) Zjednodušené schéma mechanismu s excentrickou hřídelí.

Mezi mechanismy s excentrickou hřídelí jde zařadit i svislé kovací lisy LZK (Obr. 5) české společnosti Šmeral Brno a.s., které nepoužívají ojnici. Beran těchto lisů je poháněn přímo rotací excentrického člena hřídele. Výhodou tohoto řešení je velká tuhost celého stroje díky větším rozměrům beranu potřebným pro pohyb excentrického členu. Nevýhodou popsaného řešení jsou kratší zdvihy.

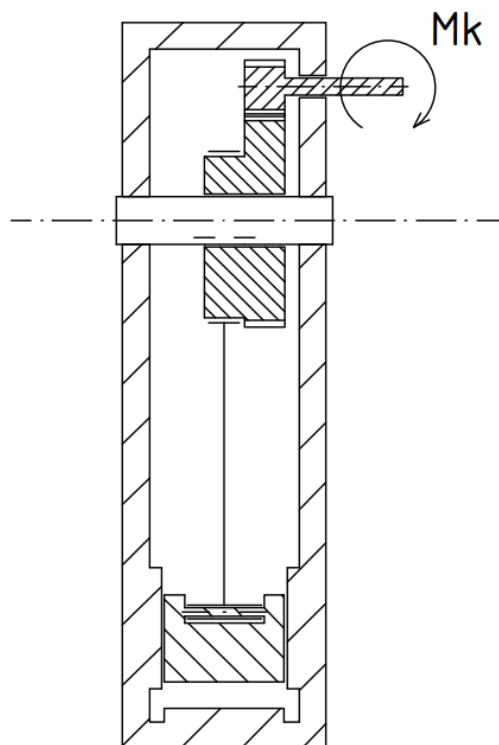


Obr. 5) Beran lisu Šmeral LZK 4000[17].

3.3 Mechanismus s klikovým kolem

Mechanismus s klikovým kolem (Obr. 6) se skládá z pevně uchyceného čepu, na kterém je pomocí pouzder uloženo jedno nebo více klikových kol.

Klikové kolo se skládá z průchozího otvoru, pomocí kterého je kolo uloženo na čepu. Kolo má na sobě dvě válcové plochy. Pomocí válcové plochy klikového kola velkého průměru s ozubením je celý mechanismus poháněn a válcová plocha klikového kola menšího průměru, která je vyosená, slouží k uložení ojnice. Klikové kolo může být konstruováno s jednostranným pohonem nebo s pohonem oboustranným a nejčastěji bývá vyráběno jako odlitek.



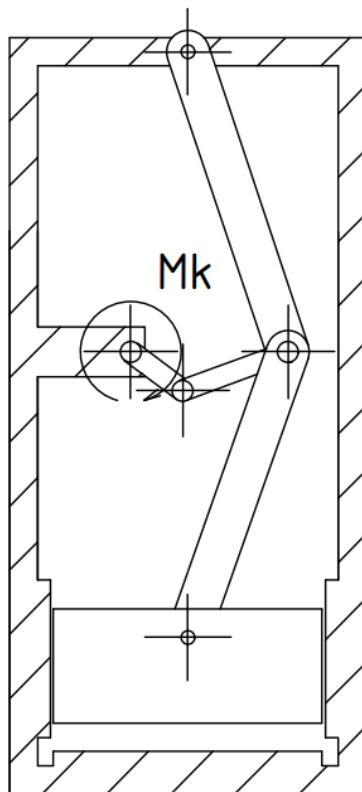
Obr. 6) Zjednodušené schéma mechanismu s klikovým kolem.

3.4 Koleno-pákový mechanismus

Koleno-pákový mechanismus (Obr. 7) patří mezi složitější mechanismy vyskytující se u mechanických lisů. Jeho základní části jsou kliková hřídel, ojnice a dvě ramena.

Principiálně mechanismus funguje tak, že kroutící moment je od pohonu přenášen na klikovou hřídel, odkud je pomocí ojnice přenášen na společný kloub ojnice a obou ramen, z nichž jedno je kyvně uloženo do rámu stroje a druhé je spojeno s tlačným bodem beranu. Díky této konfiguraci beran za jednu otáčku klikové hřídele vykoná dva cykly.

Výhodou tohoto mechanismu je velká jmenovitá síla na malé pracovní dráze. Za nevýhodu je možné označit malý zdvih, omezující možné technologické operace, které lze na lisu s touto konfigurací provozovat.



Obr. 7) Zjednodušené schéma koleno-pákového mechanismu.

4 VEDENÍ

Cílem vedení lisu je usměrnit pohyb beranu do požadovaného přímočarého směru. Aby vedení mohlo správně plnit svůj cíl, musí být schopno zachytit kolmé síly, které na něj působí od použitého mechanismu.

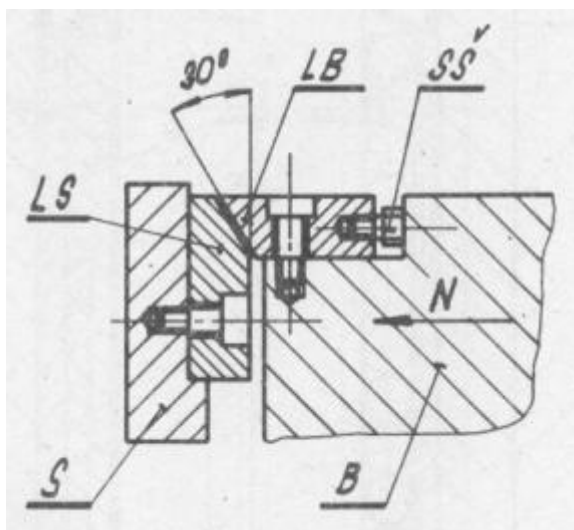
Vedení můžeme rozlišovat podle způsobu styku jednotlivých prvků na valivá a kluzná, nebo dle konstrukčního provedení na vedení sloupová a vedení s prvky montovanými na sloup.

4.1 Kluzné vedení

Základem kluzného vedení (Obr. 8) jsou dvě přesně obrobené plochy. Jedna plocha je umístěná na beranu, je pohyblivá a má zpravidla délku shodnou s výškou beranu. Druhá plocha je nepohyblivá a připevněná k rámu stroje. Velikost nepohyblivé plochy musí být dostatečně velká, aby bylo zaručeno spolehlivé vedení v celém rozsahu poloh, které může lis dosáhnout. Velikost nepohyblivé plochy závisí především na zdvihu lisu, výšce beranu a jeho možného přestavení.

Kvůli snížení tření a zvýšení životnosti kluzného vedení lisu bývají kluzná vedení mazána olejem, nebo jiným druhem maziva, například tukem. Olej je mezi kontaktní plochy dopravován centrálním mazáním většinou skrze pevnou plochu a následně je pomocí drážek rozváděn.

Nejjednodušší kluzné vedení bývají vyráběny pouhým opracováním materiálu beranu na přesné rozměry a přišroubováním bronzových lišt na rám stroje. Složitější vedení mívají ocelové lišty přišroubované k beranu a bronzové lišty například z kované hliníkové bronzы připevněné k rámu. Pro lepší odolnost vůči otěru se využívají kalené nebo nitridované ocelové lišty.[2]

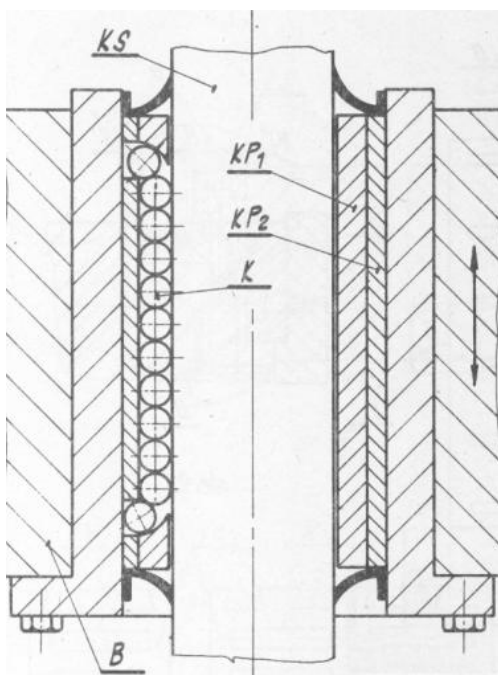


Obr. 8) Příklad kluzného lištového vedení. S – Stojan, B – Beran, LS – Lišta stojanu, LB – Lišta beranu, SŠ – Stavěcí šroub.[2]

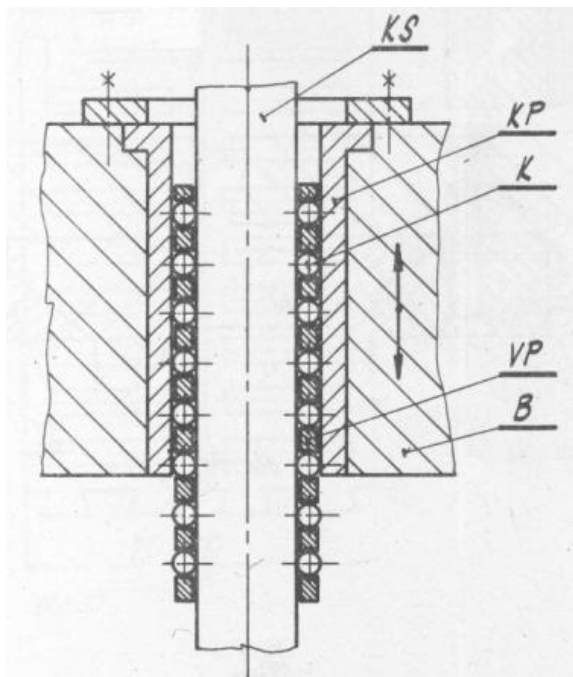
4.2 Valivé vedení

Princip valivého vedení spočívá v použití valivých tělísek. Valivá tělíska se odvalují mezi pevnou plochou spojenou s rámem a pohyblivou plochou spojenou s beranem. Nejčastější používaná tělíska jsou kuličky, dále pak válečky a u zvláště přesných vedení jehličky.

Z konstrukčního hlediska se rozlišují valivá vedení na valivá vedení sloupová s kuličkovými drahami, která využívají uzavřené oběžné dráhy uvnitř nalisované vložky do beranu (Obr. 9) a valivá vedení sloupová s kuličkovými pouzdry, u kterých se kuličky spojené vodícími pouzdry odvalují mezi stojanem a beranem a celý tento pás se tím vysunuje (Obr. 10). U vedení s prvky montovanými na sloup se využívají vozíky s valivými elementy a ocelové lišty.



Obr. 9) Sloupové vedení s kuličkovými drahami. K – kulička, KP – Kalené pouzdro, KS – kalený sloup, B – Beran.[2]



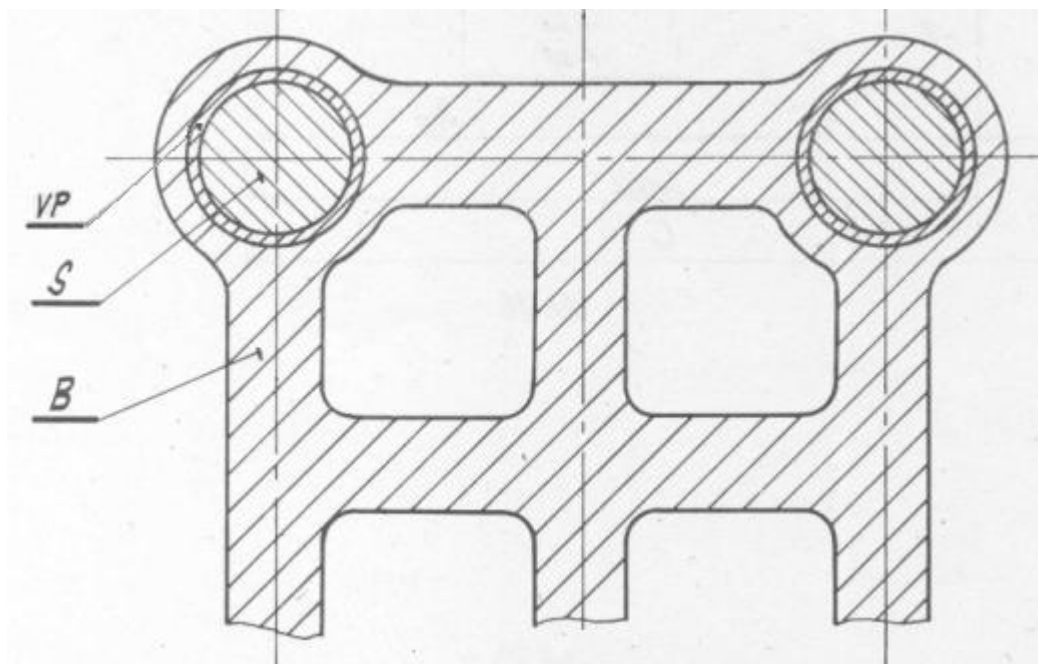
Obr. 10) Sloupové vedení s kuličkovými pouzdry. K – kulička, KP – Kalené pouzdro, VP – Vodící pouzdro, KS – kalený sloup, B – Beran. [2]

4.3 Sloupové vedení

Sloupové vedení (Obr. 11) se používá u lisů se sloupovým rámem, kde jako vodící plocha slouží přímo povrch sloupu. Tvar těchto sloupů je převážně kruhový, ale existují i sloupové

vedení s tvarem čtverce nebo obdélníku, používané převážně u kovacích lisů. Uplatňují se zde jak vedení kluzná tak i vedení valivá.

Hlavní výhodou sloupových vedení je relativně jednoduchá výroba sloupu i pro větší délky. Přesnost rozměrů sloupů se pohybuje v rozmezí IT5 až IT6[2]. Nevýhodou tohoto typu vedení je složité nastavení vůle, která vzniká opotřebením, což vede k nutnosti kompletní demontáže a výměny pouzder beranu.



Obr. 11) Příklad kluzného sloupového vedení. B – Beran, S – Sloup, VP – Vodicí pouzdro. [2]

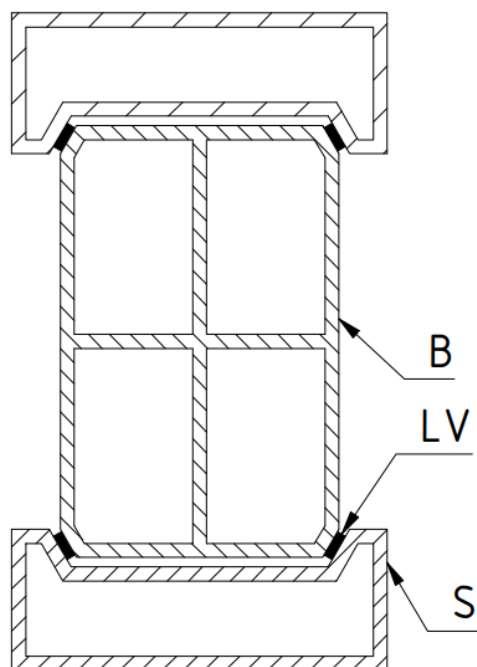
4.4 Vedení s prvky montovanými na sloup

Vedení s prvky montovanými na sloup je nejčastějším druhem vedení využívaným u lisů[2]. Kluzné vedení, které se nazývá lištové, se nejčastěji skládá ze dvou lišt připevněných ke stojanu a beranu. V případě použití valivého vedení se jedná o vedení s valivými vozíky, které má lišty připevněné ke stojanu a vozík s valivými elementy je připevněn na beran.

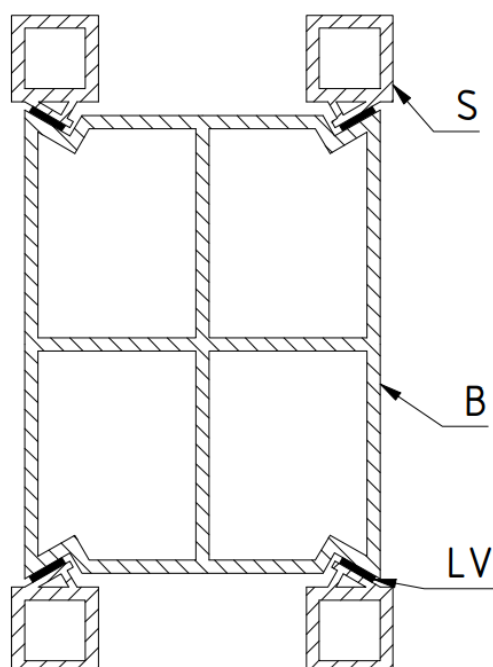
Pro správné fungování lisu je potřeba nastavit požadovanou vůli mezi jednotlivými komponenty tak, aby se beran mohl volně pohybovat, ale zároveň nedocházelo k vychýlení horní a spodní části nástroje proti sobě. K tomuto účelu se používají dolíčovací plechy vkládané mezi část stroje a nastavovanou lištu čím, dojde k jejímu odsazení o vzdálenost danou tloušťkou plechu. Druhý způsob nastavování vůle je pomocí stavěcích šroubů zapřených proti pevné části stroje, kterými je lišta odtlačována (Obr. 8).

Z konstrukčního hlediska existuje několik možných variant uspořádání lištového vedení. Ty nejvýznamnější jsou uspořádání do „O“ (Obr. 12), uspořádání do „X“ (Obr. 13) a pravoúhlé vedení (Obr. 14). Vedení uspořádané do „O“ stejně jako do „X“ je čtyřboké vedení, z toho plyne, že má čtyři kontaktní plochy. Rozdílem mezi vedením do „O“ a vedením do „X“

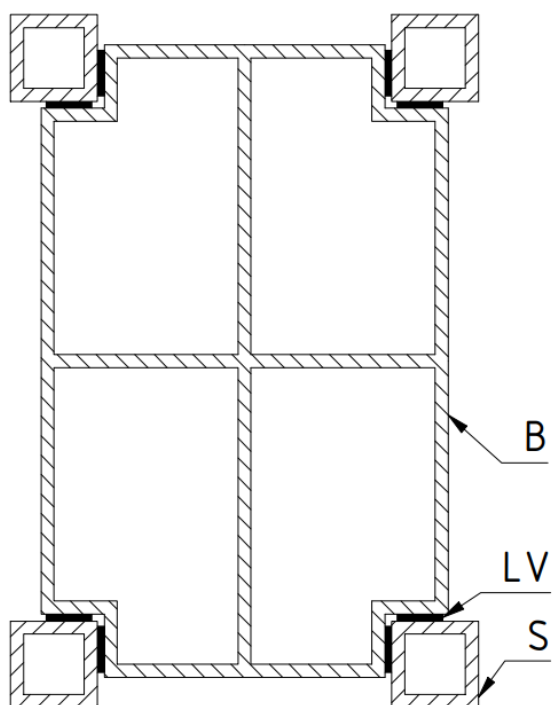
je, že vedení do „O“ se používá převážně u dvou-sloupových ráků a vedení do „X“ se používá u ráků čtyř-sloupových. Pravoúhlé vedení je také používané u čtyř-sloupových lisů, ale je osmiboké. Je konstrukčně nejjednodušší neboť stačí vyrobit jen dvě kolmé plochy bez složitých úhlů jako u předchozích vedení[6].



Obr. 12) Zjednodušené schéma vedení do „O“. B – Beran, LV – lišťové vedení, S – Sloup



Obr. 13) Zjednodušené schéma vedení do „X“. B – Beran, LV – lišťové vedení, S – Sloup



Obr. 14) Zjednodušené schéma pravoúhlého vedení. B – Beran, LV – lišťové vedení, S – Sloup.

5 LISY DOSTUPNÉ NA TRHU

Příklad lisů s podobnými parametry jako jsou zadané parametry.

5.1 Komatsu H2FM 400

Lis Komatsu H2FM 400 (Obr. 15) je dvoubodový lis s klikovou hřídelí. Je poháněn jedním centrálním, vodou chlazeným, servomotorem. Motor je s klikovou hřídelí spojen ve středu klikové hřídele. Napájecí část je vybavena kondenzátorem pro pokrytí proudových špiček během provozu. Použití kondenzátoru má za následek snížení celkového potřebného proudu až o 46%. [12]



Obr. 15) Komatsu H2FM 630 [12]

Tab 1) Parametry lisu Komatsu H2FM 400 [12]

Jmenovitá síla	4 000 kN
Počet tlačných bodů	2
Zdvih	350 mm
Velikost přestavení beranu	250 mm
Maximální počet zdvihů za minutu	70

5.2 Schuler MSP 400

Lis Schuler MSP 400 (Obr. 16) využívá k pohonu 2 oddělené servomotory synchronizované pouze elektronicky. Tlačné body tohoto lisu jsou umístěny mimo upínací plochu beranu, čímž se zvyšuje jeho odolnost proti naklápění. Řídící systém obsahuje několik předdefinovaných pohybových křivek beranu podle provozované technologie, ale je zde i možnost nastavit si pohybové křivky vlastní.[15]



Obr. 16) Schuler MSP 400 [15]

Tab 2) Parametry lisu Schuler MSP 400 [15]

Jmenovitá síla	4 000 kN
Počet tlačných bodů	2
Zdvih	300 mm
Velikost přestavení beranu	200 mm
Maximální počet zdvihů za minutu	90

6 SOUČASNÝ STAV VĚDY

Současný stav vědy popisuje některé nové technologie používané v oblasti konstrukce a provozování lisů.

Elektrické jištění přetížení lisu: Pokrok v oblasti senzoriky a rychlosti zpracování dat řídicími systémy umožňuje nahrazení klasické mechanické nebo hydraulické pojistky přetížení pouze měřením provozních veličin lisu. Krouticí moment, který je dodáván, je v celém rozsahu zdvihu měřen a pokud se začne nepřírozenou rychlostí zvyšovat až do takové hodnoty, že by mohlo dojít k zaklínování lisu, je lis bezpečně zastaven dříve, než k tomuto stavu dojde [8].

Smart press shop: Technologie společnosti SCHULER využívající prvky Industry 4.0. Lis nebo celá lisovací linka je vybavena propracovanými senzory a pohony, které zaznamenávají širokou škálu dat v celém provozním spektru lisu. Naměřená data jsou síťově sdílena a uchovávána pro diagnostiku. Výhodou tohoto řešení je možnost ve velkém předstihu předvídat možné poruchy lisu nebo jeho částí a plánovat odstávky a údržbu s cílem šetřit čas a náklady[16].

7 NÁVRHOVÝ VÝPOČET

Návrhový výpočet je použit k určení základních hodnot lisu, které vychází ze zadaných parametrů a vlastností. K těmto hodnotám bude následně přihlíženo při volbě konstrukční varianty řešení.

Zadané parametry:

Jmenovitá síla: $F_j = 5\,000\,000\text{ N}$

Zdvih: $Z = 300\text{ mm}$

Přestavení $Z_p = 100\text{ mm}$

Pracovní dráha $s = 4\text{ mm}$

Počet tlačných bodů $i_{tb} = 2$

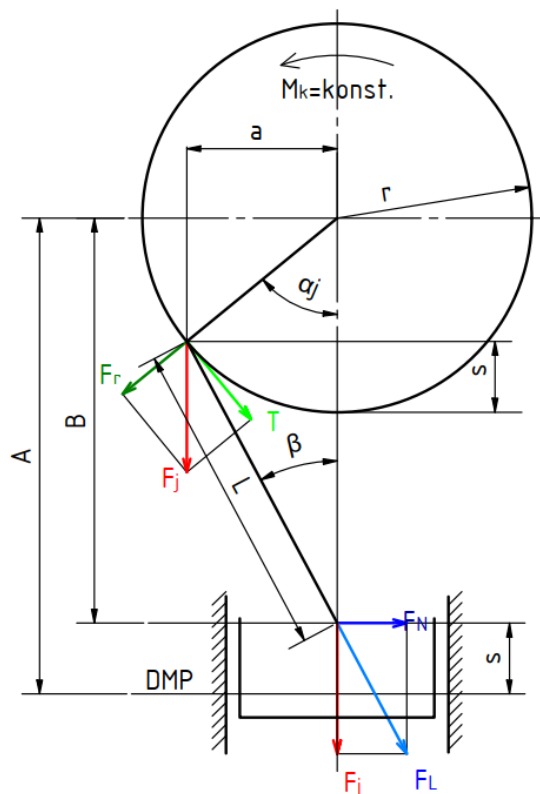
Počet zdvihů za minutu = 15-30

Počet zdvihů seřízení za minutu = 5

Rozměry stolu = 2100 x 1500 mm

7.1 Předběžný výpočet mechanismu bez tření

Při tomto výpočtu se určí přibližné velikosti sil, úhlů a momentů zadaného mechanismu, které budou sloužit jako základ pro pozdější zpřesněné výpočty. Rozložení je znázorněno na (Obr. 17).



Obr. 17) Schéma mechanismu bez tření.[2]

Excentricita hřídele r :

$$r = \frac{Z}{2} \quad [mm] \quad (1)$$

$$r = \frac{300}{2} = 150 \text{ mm}$$

$$r = 150 \text{ mm}$$

Délka ojnice L :

$$L = \frac{r}{K} \quad [mm] \quad (2)$$

$$L = \frac{150}{0,1} = 1\,500 \text{ mm}$$

$$L = 1\,500 \text{ mm}$$

Kde $K = 0,1[-]$, poměr excentricity k délce ojnice pro excentrické lisy středních zdvihů [2];

Maximální poloha mechanismu **A**:

$$A = r + L \quad [mm] \quad (3)$$

$$A = 150 + 1\,500 = 1\,650 \text{ mm}$$

$$A = 1\,650 \text{ mm}$$

Poloha mechanismu před začátkem tváření **B**:

$$B = A - s \quad [mm] \quad (4)$$

$$B = 1\,650 - 4 = 1\,646 \text{ mm}$$

$$B = 1\,646 \text{ mm}$$

Úhel mezi ojnici a beranem β :

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{L^2 + B^2 - r^2}{2 * L * B} \right) \quad [^\circ] \quad (5)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{1\,500^2 + 1\,646^2 - 150^2}{2 * 1\,500 * 1\,646} \right) = 1,2547^\circ$$

$$\beta = 1,25^\circ$$

Úhel mezi excentrickým členem a beranem α :

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{L}{r} \cdot \sin \beta \right) \quad [^\circ] \quad (6)$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{1\,500}{150} \cdot \sin 1,25 \right) = 12,6487^\circ$$

$$\alpha = 12,65^\circ$$

Síla v jedné ojnici F_l :

$$F_l = \frac{F_j}{\cos \beta \cdot i_{tb}} \quad [N] \quad (7)$$

$$F_l = \frac{5\,000\,000}{\cos 1,25^\circ \cdot 2} = 2\,500\,599,58 \text{ N}$$

$$F_l = 2\,500\,599,58 \text{ N}$$

Síla působící na vedení od jedné ojnice F_n :

$$F_n = \frac{F_j \cdot \operatorname{tg} \beta}{i_{tb}} \quad [N] \quad (8)$$

$$F_n = \frac{5\,000\,000 \cdot \operatorname{tg} 1,25^\circ}{2} = 54\,756,2156\,N$$

$$F_n = 54\,756,22\,N$$

Potřebný kroutící moment na hřídeli M_k :

$$M_k = \frac{F_j \cdot r \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta \cdot \eta_m \cdot 1\,000} \quad [N \cdot mm] \quad (9)$$

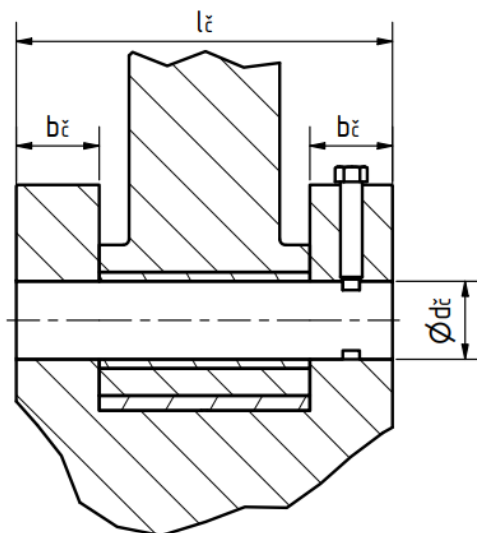
$$M_k = \frac{5\,000\,000 \cdot 150 \cdot \sin(12,65^\circ + 1,25^\circ)}{\cos 1,25^\circ \cdot 0,8 \cdot 1\,000} = 225\,321\,827,25\,N \cdot mm$$

$$M_k = 225\,321\,827,25\,N \cdot mm$$

Kde $\eta_m = 0,8[-]$, účinnost excentrického mechanismu [2];

7.2 Výpočet rozměrů čepu beranu a opěry ojnice

Výpočet průměru a délky čepu (Obr. 18) tak, aby nedošlo ke stříhu nebo otláčení komponent při zatěžování. Pro zatěžování čepu se bude uvažovat jen hmotnost beranu a komponent na něm upevněných. Přenos síly z mechanismu na beran bude prováděn pomocí opěry ojnice.



Obr. 18) Rozměry čepu beranu.

Dovolené tlakové napětí čepu $\sigma_{D\check{c}}$:

$$\sigma_{D\check{c}} = \frac{Re_{\check{c}}}{k_{n\check{c}}} \quad [MPa] \quad (10)$$

$$\sigma_{D\check{c}} = \frac{490}{2} = 245 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{D\check{c}} = 245 \text{ MPa}$$

Kde $Re_{\check{c}} = 490 \text{ MPa}$, mez kluzu materiálu ČSN 14 220;

$k_{n\check{c}} = 2[-]$, zvolený návrhový součinitel čepu;

Průměr čepu $d_{\check{c}}$:

$$d_{\check{c}} = \sqrt{\frac{m_{cb} \cdot g \cdot 10}{\sigma_{D\check{c}} \cdot (k_{l\check{c}} - k_{b\check{c}})}} \quad [mm] \quad (11)$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt{\frac{21\,160 \cdot 9,81 \cdot 10}{245 \cdot (2,5 - 0,75)}} = 69,5815 \text{ mm}$$

$$d_{\check{c}} = 69,58 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } d_{\check{c}} = 130 \text{ mm}$$

Kde $k_{l\check{c}} = 2,5[-]$, zvolený koeficient délky čepu[1];

$k_{b\check{c}} = 0,75[-]$, zvolený koeficient délky čepu v beranu[1];

$m_{cb} = 21\,160 \text{ kg}$, hmotnost komponent zavěšených na čepu beranu.

Minimální délka čepu $l_{\check{c}}$:

$$l_{\check{c}} = d_{\check{c}} \cdot k_{l\check{c}} \quad [mm] \quad (12)$$

$$l_{\check{c}} = 130 \cdot 2,5 = 325 \text{ mm}$$

$$l_{\check{c}} = 325 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } l_{\check{c}} = 625 \text{ mm}$$

Délka čepu v beranu $b_{\check{c}}$:

$$b_{\check{c}} = d_{\check{c}} \cdot k_{b\check{c}} \quad [mm] \quad (13)$$

$$b_{\check{c}} = 130 \cdot 0,75 = 97,5 \text{ mm}$$

$$b_{\check{c}} = 97,5 \rightarrow \text{volím } b_{\check{c}} = 137,5 \text{ mm}$$

Dovolené smykové napětí na čep $\tau_{D\check{c}}$ [4]:

$$\tau_{D\check{c}} = \frac{Re_{\check{c}}}{2 \cdot k_{n\check{c}}} \quad [MPa] \quad (14)$$

$$\tau_{D\check{c}} = \frac{490}{2 \cdot 2} = 245 \text{ MPa}$$

$$\tau_{D\check{c}} = 122,5 \text{ MPa}$$

Smykové napětí na čep $\tau_{\check{c}}$:

$$\tau_{\check{c}} = \frac{m_{cb} \cdot g}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{2}} \quad [MPa] \quad (15)$$

$$\tau_{\check{c}} = \frac{21\,160 \cdot 9,81}{\frac{\pi \cdot 130^2}{2}} = 7,8196 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\check{c}} = 7,82 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\check{c}} < \tau_{D\check{c}}$$

$$7,82 < 122,5 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Dovolený tlak pro spojení ocel-ocel p_{Do} [4]:

$$p_{Do} = 0,6 \cdot p_{0ocel} \quad [MPa] \quad (16)$$

$$p_{Do} = 0,6 \cdot 150 = 90 \text{ MPa}$$

$$p_{Do} = 90 \text{ MPa}$$

Kde $p_{0ocel} = 150 \text{ MPa}$, základní hodnota tlaku pro ocel[4];

Tlak mezi ložiskem beranu a čepem p_l :

$$p_l = \frac{m_{cb} \cdot g}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot b_{\check{c}}} \quad [MPa] \quad (17)$$

$$p_l = \frac{21\,160 \cdot 9,81}{2 \cdot 130 \cdot 137,5} = 5,8065 \, MPa$$

$$p_l = 5,81 \, MPa$$

$$p_l < p_{Do}$$

$$5,81 < 90 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Dovolený tlak pro spojení bronz-ocel p_{Dl} [4]:

$$p_{Dl} = 0,6 \cdot p_{0bronz} \quad [MPa] \quad (18)$$

$$p_{Dl} = 0,6 \cdot 50 = 30 \, MPa$$

$$p_{Dl} = 30 \, MPa$$

Kde $p_{0bronz} = 50 \, MPa$, základní hodnota tlaku pro bronz[4];

Tlak mezi ojnicí a čepem p_o :

$$p_o = \frac{m_{cb} \cdot g}{d_{\check{c}} \cdot (l_{\check{c}} - 2 \cdot b_{\check{c}})} \quad [MPa] \quad (19)$$

$$p_o = \frac{21\,160 \cdot 9,81}{130 \cdot (625 - 2 \cdot 137,5)} = 4,5623 \, MPa$$

$$p_o = 4,56 \, MPa$$

$$p_o < p_{Dl}$$

$$4,56 < 30 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Tlak mezi opěrou ojnice a beranem p_{op} :

$$p_{op} = \frac{F_l}{d_{op} \cdot (l_{\xi} - 2 \cdot b_{\xi})} \quad [MPa] \quad (20)$$

$$p_{op} = \frac{2\,500\,599,58}{300 \cdot (625 - 2 \cdot 137,5)} = 23,8152 \, MPa$$

$$p_{op} = 23,82 \, MPa$$

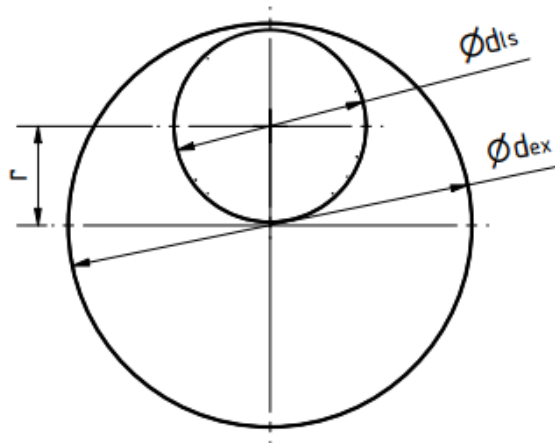
$$p_l < p_{Dl}$$

$$23,82 < 30 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde $d_{op} = 300 \, \text{mm}$, Průměr opěry ojnice;

7.3 Návrh průměrů excentrické hřídele

Výpočet průměru excentrické hřídele pro uložení do stojanu stroje a určení průměru excentrického členu (Obr. 19) tak, aby byl větší než součet excentricity a průměru pro uložení do stojanu.



Obr. 19) Průměry excentrické hřídele.

Průměr excentrické hřídele pro uložení do ložiska stojanu $d_{ls}[2]$:

$$d_{ls} = 10,25 \cdot \sqrt{\frac{F_j}{10\,000} + 100} \quad [mm] \quad (21)$$

$$d_{ls} = 10,25 \cdot \sqrt{\frac{5\,000\,000}{10\,000} + 100} = 251,0727 \text{ mm}$$

$$d_{ls} = 251,07 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } d_s = 280 \text{ mm}$$

Rychlost hřídele v ložisku stojanu v_{ls} :

$$v_{ls} = \frac{\pi \cdot d_{ls} \cdot n_{max}}{1\,000 \cdot 60} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (22)$$

$$v_{ls} = \frac{\pi \cdot 280 \cdot 30}{1\,000 \cdot 60} = 0,4398 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

$$v_{ls} = 0,44 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

Kde $n_{max} = 30 \text{ min}^{-1}$, maximální otáčky na hřídeli vycházející z maximálního počtu zdvihů za minutu;

Tlak na ložiska stojanu členu p_{ls} :

$$p_{ls} = \frac{2 \cdot F_l}{d_{ls} \cdot l_{ls} \cdot i_{ls}} \quad [MPa] \quad (23)$$

$$p_{ls} = \frac{2 \cdot 2\,500\,599,58}{280 \cdot 220 \cdot 4} = 20,2971 \text{ MPa}$$

$$p_{ls} = 20,3 \text{ MPa}$$

Kde $i_{ls} = 4[-]$, počet ložisek ve stojanu;

Kontrola excentrického členu dle vztahu $p \cdot v$:

$$p_{ls} \cdot v_{ls} < 30 \quad [MPa \cdot m \cdot s^{-1}] \quad (24)$$

$$20,3 \cdot 0,44 < 30$$

$$8,93 < 30 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde $30 \text{ MPa} \cdot m \cdot s^{-1}$ je mezní hodnota pro uložení v bronzových pouzdrech;

Průměr excentrického členu d_{ex} :

$$d_{ex} = \frac{F_l}{p_{Dl} \cdot (l_c - 2 \cdot b_c)} \quad [mm] \quad (25)$$

$$d_{ex} = \frac{2\,500\,599,58}{30 \cdot (625 - 2 \cdot 137,5)} = 238,1523\,mm$$

$$d_{ex} = 238,12\,mm \rightarrow \text{volím } d_{ex} = 620\,mm$$

Rychlost na excentrickém členu v_{ex} :

$$v_{ex} = \frac{\pi \cdot d_{ex} \cdot n_{max}}{1\,000 \cdot 60} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (26)$$

$$v_{ex} = \frac{\pi \cdot 620 \cdot 30}{1\,000 \cdot 60} = 0,9739\,m \cdot s^{-1}$$

$$v_{ex} = 0,97\,m \cdot s^{-1}$$

Tlak na excentrickém členu p_{ex} :

$$p_{ex} = \frac{F_l}{d_{ex} \cdot l_{ex}} \quad [MPa] \quad (27)$$

$$p_{ex} = \frac{2\,500\,599,58}{620 \cdot 250} = 16,1329\,MPa$$

$$p_{ex} = 16,13\,MPa$$

Kde $l_{ex} = 250\,mm$, zvolené délka excentrického členu.

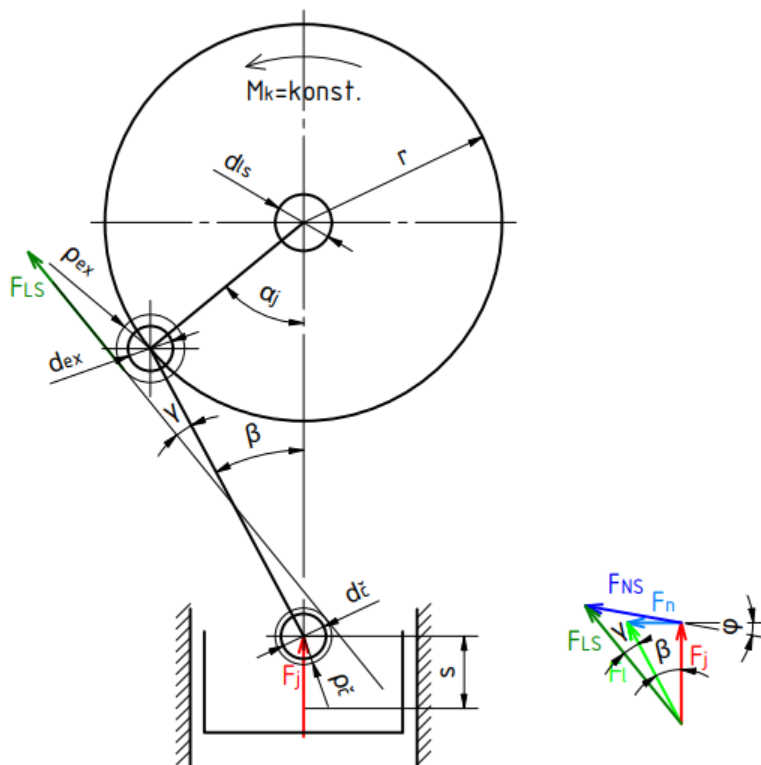
Kontrola excentrického členu dle vztahu $p \cdot v$:

$$p_{ex} \cdot v_{ex} < 30 \quad [MPa \cdot m \cdot s^{-1}] \quad (28)$$

$$16,13 \cdot 0,97 < 30$$

$$15,71 < 30 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Zpřesňující výpočet sil a momentů, které působí v mechanismu, ze znalostí rozměrů jednotlivých komponent mechanismu. Rozložení sil znázorněno na (Obr. 20).



Poloměr třecí plochy mezi beranem a ojnicí $\rho_{\text{č}}$:

$$\rho_{\text{с}} = \frac{0,04 \cdot 130}{2} = 2,6 \text{ mm}$$

$$\rho_{\check{c}} = 2,6 \text{ mm}$$

Kde $\mu = 0,04 [-]$, střední součinitel tření v mechanismu pro excentrické lisy;

Poloměr třecí plochy mezi excentrickým členem a ojnicí ρ_e :

$$\rho_e = \frac{\mu \cdot d_{ex}}{2} \quad [mm] \quad (30)$$

$$\rho_e = \frac{0,04 \cdot 620}{2} = 12,4 \text{ mm}$$

$$\rho_e = 12,4 \text{ mm}$$

Poloměr třecí plochy mezi excentrickou hřídelí a stojanem ρ_o :

$$\rho_o = \frac{\mu \cdot d_{ls}}{2} \quad [mm] \quad (31)$$

$$\rho_o = \frac{0,04 \cdot 280}{2} = 5,6 \text{ mm}$$

$$\rho_o = 5,6 \text{ mm}$$

Sešikmení v ojnic γ :

$$\gamma = \sin^{-1} \cdot \left(\frac{\mu \cdot \left(\frac{d_{\check{c}}}{2} + \frac{d_{ex}}{2} \right)}{L} \right) \quad [^\circ] \quad (32)$$

$$\gamma = \sin^{-1} \cdot \left(\frac{0,04 \cdot \left(\frac{130}{2} + \frac{620}{2} \right)}{1\,500} \right) = 0,573^\circ$$

$$\gamma = 0,57^\circ$$

Třecí úhel mechanismu φ :

$$\varphi = \tan^{-1}(\mu) \quad [^\circ] \quad (33)$$

$$\varphi = \tan^{-1}(0,04) = 2,2906^\circ$$

$$\varphi = 2,29^\circ$$

Skutečná síla v jedné ojnici F_{LS} :

$$F_{LS} = \frac{F_j \cdot \cos(\varphi)}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} \quad [N] \quad (34)$$

$$F_{LS} = \frac{5\,000\,000 \cdot \cos(2,29^\circ)}{\cos(1,25^\circ + 0,57^\circ + 2,29^\circ) \cdot 2} = 2\,504\,469,1864 \, N$$

$$F_{LS} = 2\,504\,469,1864 \, N$$

Ideální rameno síly a_{id} :

$$a_{id} = r \cdot \left(\sin(\alpha) + \frac{K}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) \quad [mm] \quad (35)$$

$$a_{id} = 150 \cdot \left(\sin(12,65) + \frac{0,1}{2} \cdot \sin(2 \cdot 12,62) \right) = 36,0507 \, mm$$

$$a_{id} = 36,05 \, mm$$

Třecí rameno síly $a_{tř}$:

$$a_{tř} = \mu \cdot \left[(1 + K) \cdot \frac{d_{ex}}{2} + K \cdot \frac{d_{\check{c}}}{2} + \frac{d_{ls}}{2} \right] \quad [mm] \quad (36)$$

$$a_{tř} = 0,04 \cdot \left[(1 + 0,1) \cdot \frac{620}{2} + 0,1 \cdot \frac{130}{2} + \frac{280}{2} \right] = 19,5$$

$$a_{tř} = 19,5 \, mm$$

Skutečný kroutící moment na excentrické hřídeli M_{ks} :

$$M_{ks} = F_j \cdot (a_{id} + a_{tř}) \quad [N \cdot mm] \quad (37)$$

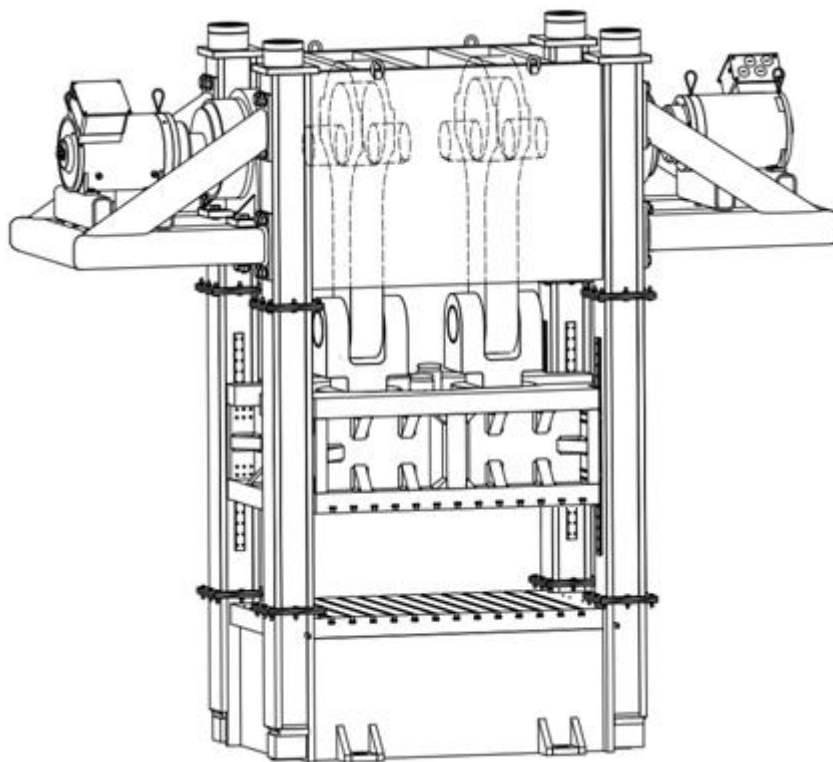
$$M_{ks} = 5\,000\,000 \cdot (36,05 + 19,5) = 277\,753\,618,6705 \, N \cdot mm$$

$$M_{ks} = 278\,753\,618,67 \, N \cdot mm$$

8 VOLBA KONSTRUKČNÍ VARIANTY ŘEŠENÍ

Z návrhového výpočtu vzešlo několik možných variant, z nichž dvě byly vybrány jako možné varianty řešení.

8.1 Varianta 1



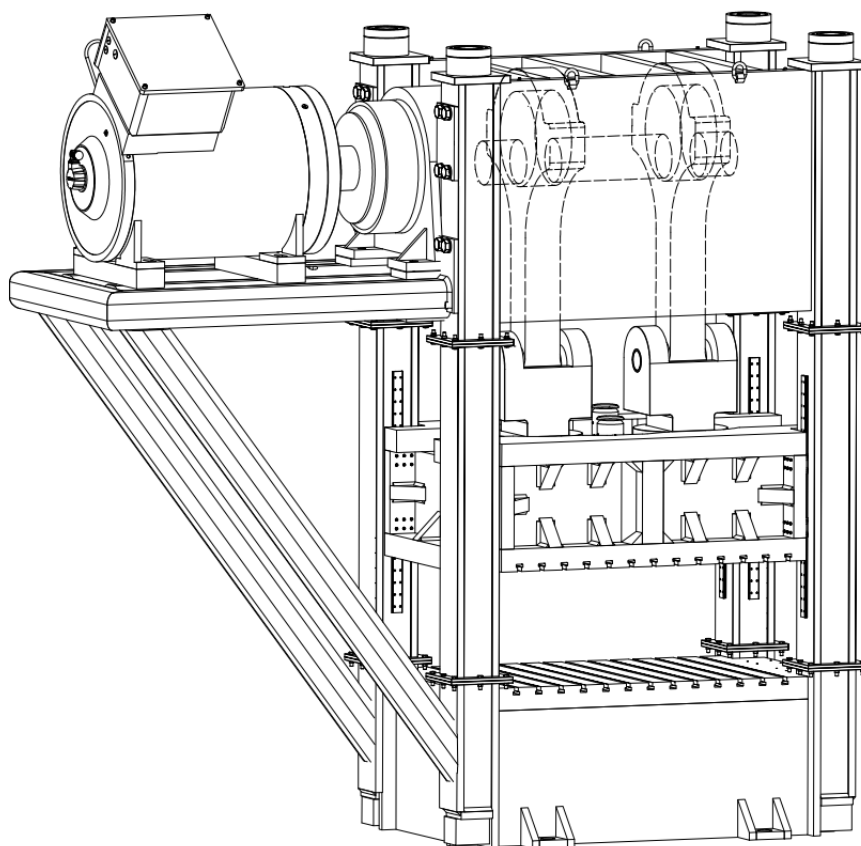
Obr. 21) Varianta řešení 1

Varianta řešení 1 (Obr. 21) se skládá ze dvou samostatných, proti sobě zrcadlově umístěných excentrických hřídelí. Každá hřídel má svoji vlastní převodovku a elektromotor. Synchronizace polohy je prováděna elektronicky pomocí přesných enkodérů na motorech.

Hlavní výhodou výše popsaného řešení je použití dvou menších běžně dostupných motorů a převodovek pro pohon lisu. Další výhodou plynoucí z tohoto řešení je, že excentrická hřídel není namáhána na ohyb ve středové části lisu, způsobený deformací rámu při zatěžování. Mezi výhody lze rovněž uvést i skutečnost, že horní rám této varianty je tužší, neboť není potřeba velký otvor ve středové části pro prosunutí excentrické hřídele, ale jen menší otvor pro kluzné ložisko. Dynamické účinky této varianty řešení na základ jsou vyvážené.

Mezi nevýhody této varianty lze zařadit větší množství senzorů a tím více možných míst vzniku poruchy a také složitější řídicí systém. Další nevýhodou je složitější výroba dvou hřídelí na shodné rozměry.

8.2 Varianta 2



Obr. 22) Varianta řešení 2

Základem varianty řešení 2 (Obr. 22) je jedna společná excentrická hřídel pro oba tlačné body, pouze jedna převodovka a jeden elektromotor pro pohon lisu. V důsledku toho, že je použit jen jeden elektromotor, který musí kroutící moment vytvářet a jen jedna převodovka, která musí kroutící moment přenášet, je tento kroutící moment dvounásobný, což ovlivňuje rozměry a hmotnosti elektromotoru a převodovky. Dále toto řešení ovlivňuje rozložení hmotnosti lisu, neboť lis není symetrický a jeho těžiště se nenachází na středové ose.

Výhodou tohoto řešení je jednoduchost pohonu a tím snazší řízení lisu. Dále pak méně rozvodů elektrické energie a jen jedno hydraulické vedení pro brzdu lisu.

Nevýhodami jsou již zmíněné nevyvážení lisu, které se projeví ve tvarování rámu a nesymetrickém dynamickém účinku do základu. Dále pak větší hmotnost způsobená potřebou vyztužit rám a větší množství unikátních komponent, které nejsou shodné s protější stranou.

8.3 Výběr varianty řešení

Volba varianty řešení je provedena pomocí multikriteriální analýzy (Tab 1), při které se významným konstrukčním kritériím přiřadí číselné hodnoty podle toho, jak daná varianta konkrétní kritérium splnila. Čím vyšší je hodnocení, tím lépe bylo dané kritérium splněno. Varianta s nejvyšším součtem všech hodnocení bude zvolena jako finální varianta řešení.

Tab 3) Hodnocení variant řešení.

	Varianta 1	Varianta 2
Cena	6	5
Hmotnost	8	7
Modifikovatelnost konstrukce	7	4
Obtížnost řízení	3	5
Obtížnost transportu a montáže	5	5
Počet unikátních dílů	7	6
Složitost vyráběných dílů	8	6
Součet	44	38

Na základě výsledků hodnocení kritérií byla zvolena konstrukční varianta řešení 1

Popis kritérií

Cena: Odhad celkových nákladů na výrobu stroje. Zahrnuje v sobě hlavně cenu nakupovaných komponent, cenu materiálu a jeho opracování.

Hmotnost: Celková hmotnost finálního stroje.

Modifikovatelnost konstrukce: Hodnotí, jak snadné je upravit konstrukci při změně vstupních parametrů. Například změna výšky zdvihu, rozměrů pracovního prostoru, jmenovité síly atd.

Obtížnost řízení: Určena množstvím potřebných senzorů a složitostí řídicího systému pro provozování lisu.

Obtížnost transportu a montáže: Závislá na rozměrech a hmotnostech jednotlivých komponent, na které je lis rozebrán při transportu a které je potřeba následně proti sobě ustavit.

Počet unikátních dílů: Počet unikátních dílů vyskytujících se na lisu.

Složitost vyráběných dílů: Jak složité je vyrobit jednotlivé díly lisu.

9 KONTROLNÍ VÝPOČET

Kontrolní výpočet slouží k volbě komponent a rozměrů částí lisu, které vyplívají z předchozího návrhového výpočtu a volby konstrukční varianty.

9.1 Výpočet pohonu lisu

Protože byla zvolena symetrická koncepce s dvěma motory, převodovkami a excentrickými hřídelemi, bude pro výpočet použita pouze polovina celkového požadovaného kroutícího momentu.

Požadovaný kroutící moment na výstupu z jedné převodovky M_{kp} :

$$M_{kp} = \frac{M_{ks}}{2} \quad [N \cdot mm] \quad (38)$$

$$M_{kp} = \frac{278\,753\,618,67}{2} = 138\,876\,809,3352 \, N \cdot mm$$

$$M_{kp} = 138\,876\,809,34 \, N \cdot mm$$

Přibližný převodový poměr převodovky i_{ep} :

$$i_{ep} = \frac{n_{jp}}{n_{max}} \quad [-] \quad (39)$$

$$i_{ep} = \frac{800}{30} = 26,6667$$

$$i_{ep} = 26,67$$

Kde $n_{jp} = 800 \, \text{min}^{-1}$, předpokládané otáčky elektromotoru;

Dle předběžného převodového poměru a požadovaného výstupního kroutícího momentu byla zvolena převodovka Dinamic oil GB31002FS 25,49R F608 BB B3 0 PH[9] s parametry:

Převodový poměr převodovky pohonu: $i_e = 25,49$ [9]

Maximální kroutící moment na výstupu převodovky: $T_2 = 254\,000$

N.m[9]

Maximální výkon na vstupu převodovky pohonu $P_1 = 824$ kW[9]

Účinnost převodovky pohonu $\eta_{pf} = 0,98$ [-], [9]

Požadovaný kroutící moment elektomotoru M_{kmin} :

$$M_{kmin} = \frac{M_{kp}}{i_e \cdot k_{pt}} \quad [N \cdot mm] \quad (40)$$

$$M_{kmin} = \frac{138\,876\,809,34}{25,49 \cdot 1,5} = 3\,632\,190,6456 \, N \cdot mm$$

$$M_{kmin} = 3\,632\,190,65 \, N \cdot mm$$

Kde $k_{pt} = 1,5$ [-], koeficient přetížení motoru [13];

S ohledem na požadované parametry a nabídku elektomotorů na trhu byl zvolen motor SIEMENS 1FW3285-3EM64-5DM0 [13] s parametry:

Jmenovitý výkon motoru pohonu: $P_j = 315$ kW [13];

Jmenovitý kroutící moment motoru pohonu: $M_{kj} = 4\,150$ N.m [13];

Jmenovité otáčky motoru pohonu: $n_j = 730 \, \text{min}^{-1}$ [13];

Účinnost motoru pohonu: $\eta_m = 0,950$ [13];

Skutečné otáčky elektromotoru pohonu n_1 :

$$n_1 = i_e \cdot n_{max} \quad [min^{-1}] \quad (41)$$

$$n_1 = 25,49 \cdot 30 = 764,7 \text{ min}^{-1}$$

$$n_1 = 764,7 \text{ min}^{-1}$$

Potřebný výkon elektromotoru pohonu P_0 :

$$P_0 = \frac{n_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot M_{kp}}{i_e \cdot \eta_m \cdot \eta_{př} \cdot k_{pt} \cdot 10^6 \cdot 60} \quad [kW] \quad (42)$$

$$P_0 = \frac{764,7 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 138\,876\,809,34}{25,49 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 1,5 \cdot 10^6 \cdot 60} = 312,4199 \text{ kW}$$

$$P_0 = 312,42 \text{ kW}$$

$$P_0 < P_j$$

$$312,42 < 315 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

9.2 Výpočet kotev rámu

Výpočet potřebného průměru kotev, výšky jejich matic a předepínací síly, kterou musí být kotva předepnuta.

Výpočtové zatížení pro kotvy F_{kk} :

$$F_{kk} = F_j \cdot k_k \quad [N] \quad (43)$$

$$F_{kk} = 5\,000\,000 \cdot 2,5 = 12\,500\,000 \text{ N}$$

$$F_{kk} = 12\,500\,000 \text{ N}$$

Kde $k_k = 2,5 [-]$, zvolený bezpečnostní součinitel pro kotvy;

Dovolené tahové napětí kotev σ_t :

$$\sigma_t = R_{ek} \cdot 0,45 \quad [MPa] \quad (44)$$

$$\sigma_t = 450 \cdot 0,45 = 202,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = 202,5 \text{ MPa}$$

Kde $R_{ek} = 450 \text{ MPa}$, Mez kluzu v tahu kotev z oceli ČSN 13 141;

Průměr kotev S_k :

$$S_k = \frac{F_{kk}}{\sigma_t \cdot i_k} \quad [mm^2] \quad (45)$$

$$S_k = \frac{12\,500\,000}{202,5 \cdot 4} = 15\,432,0988 \text{ mm}^2$$

$$S_k = 15\,432,1 \text{ mm}^2$$

Kde $i_k = 4$ [-], počet použitých kotev;

Průměr kotev D_k :

$$D_k = \sqrt{\frac{S_k \cdot 4}{\pi}} \quad [N] \quad (46)$$

$$D_k = \sqrt{\frac{15\,432,1 \cdot 4}{\pi}} = 140,174 \text{ mm}$$

$$D_k = 140,17 \text{ mm}$$

Pro další výpočet zvolen průměr kotev $D_k = 150 \text{ mm} \rightarrow S_k = 17\,671,46 \text{ mm}^2$.

Síla pro předpětí v jedné kotvě F_{pk} :

$$F_{pk} = \frac{1,3 \cdot F_j}{i_k} \quad [N] \quad (47)$$

$$F_{pk} = \frac{1,3 \cdot 5\,000\,000}{4} = 1\,625\,000 \text{ N}$$

$$F_{pk} = 1\,625\,000 \text{ N}$$

Natažení předepnuté kotvy λ_k :

$$\lambda_k = \frac{F_{pk} \cdot L_k}{E \cdot 10^3 \cdot S_k} \quad [mm] \quad (48)$$

$$\lambda_k = \frac{1\,625\,000 \cdot 5\,280}{207 \cdot 10^3 \cdot 17\,671,46} = 2,3455 \, mm$$

$$\lambda_k = 2,35 \, mm$$

Kde $L_k = 5280 \, mm$, délka kotvy;

$E = 207 \, GPa$, modul pružnosti oceli v tahu;

Tuhost kotvy C_k :

$$C_k = \frac{F_{pk}}{\lambda_k} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (49)$$

$$C_k = \frac{1\,625\,000}{2,35} = 692\,801,5049 \, N \cdot mm^{-1}$$

$$C_k = 692\,801,5 \, N \cdot mm^{-1}$$

Tuhost horního příčnicku C_1 :

$$C_1 = \frac{E \cdot 10^3 \cdot S_1}{L_1} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (50)$$

$$C_1 = \frac{207 \cdot 10^3 \cdot 1\,302\,000}{1600} = 168\,446\,250 \, N \cdot mm^{-1}$$

$$C_1 = 168\,446\,250 \, N \cdot mm^{-1}$$

Kde $S_1 = 1\,302\,00 \, mm^2$, plocha průřezu horního příčnicku;

$L_1 = 1\,600 \, mm$, délka horního příčnicku;

Pro výpočet byla zvolena nejmenší hodnota plochy průřezu, kterou daný díl dosahuje, tímto postupem se dosáhne toho, že reálná tuhost dílu bude vyšší než vypočtená.

Tuhost sloupů C_2 :

$$C_2 = \frac{E \cdot 10^3 \cdot 4 \cdot S_2}{L_2} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (51)$$

$$C_2 = \frac{207 \cdot 10^3 \cdot 50\,000}{2430} = 17\,037\,037,0370 \, N \cdot mm^{-1}$$

$$C_2 = 17\,037\,037,04 \, N \cdot mm^{-1}$$

Kde $S_2 = 50\,000 \, mm^2$, plocha průřezu jednoho sloupu;

$L_2 = 2430 \, mm$, délka sloupu;

Tuhost dolního příčnicku C_3 :

$$C_3 = \frac{E \cdot 10^3 \cdot S_3}{L_3} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (52)$$

$$C_3 = \frac{207 \cdot 10^3 \cdot 1\,392\,000}{1\,050} = 1\,097\,691\,428,5714 \, N \cdot mm^{-1}$$

$$C_3 = 1\,097\,691\,428,57 \, N \cdot mm^{-1}$$

Kde $S_3 = 1\,392\,000 \, mm^2$, plocha průřezu horního příčnicku;

$L_3 = 1\,050 \, mm$, délka horního příčnicku;

Celková tuhost stojanu C_s :

$$C_s = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (53)$$

$$C_s = \frac{1}{\frac{1}{168\,446\,250} + \frac{1}{17\,037\,037,04} + \frac{1}{1\,097\,691\,428,57}}$$

$$= 14\,310\,023,3281 \, N \cdot mm^{-1}$$

$$C_s = 15\,257\,097,31 \, N \cdot mm^{-1}$$

Natažení stojanu λ_s :

$$\lambda_s = \frac{F_{pk}}{C_s} \quad [mm] \quad (54)$$

$$\lambda_s = \frac{1\,625\,000}{15\,257\,097,31} = 0,1065\,mm$$

$$\lambda_s = 0,11\,mm$$

Kritická síla v jedné kotvě F_{kk} :

$$F_{kk} = C_k \cdot (\lambda_k + \lambda_s) \quad [N] \quad (55)$$

$$F_{kk} = 692\,801,5 \cdot (2,35 + 0,11) = 1\,698\,788,7701\,N$$

$$F_{kk} = 1\,698\,788,77\,N$$

Výška matice kotvy H :

$$H = \frac{4 \cdot h \cdot F_{kk} \cdot 1,5}{(D_{mk}^2 - D_{1mk}^2) \cdot \pi \cdot p_{dov}} \quad [mm] \quad (56)$$

$$H = \frac{4 \cdot 6 \cdot 1\,698\,788,77 \cdot 1,5}{(149,2^2 - 141,2^2) \cdot \pi \cdot 50} = 167,5851\,mm$$

$$H = 167,5851\,mm$$

Kde $D_{mk} = 149,2\,mm$, vnější průměr závitu matice kotvy;

$D_{1mk} = 141,2\,mm$, vnitřní průměr závitu matice kotvy;

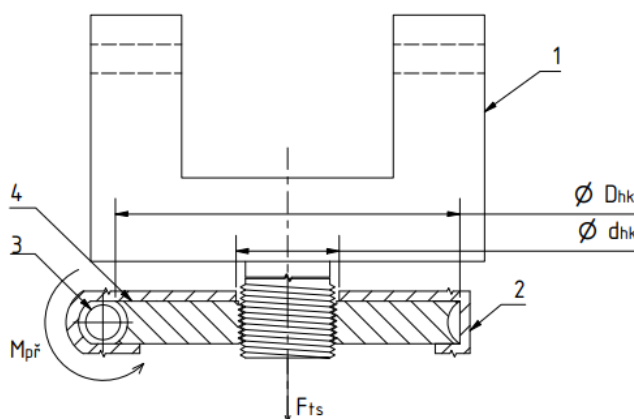
$h = 6\,mm$, stoupání závitu kotvy;

$p_{dov} = 50\,MPa$, dovolený měrný tlak v závitech [4];

K předepnutí bude použita hydraulická napínací matice Hydraulics Technology NS_M150x6[10], která kotvu natáhne o 2,35 mm a tím v ní vytvoří předepínací sílu 1 625 000 N tak, že pomocí tlaku hydraulického oleje nadzvedne horní část matice spojenou s kotvou, zatímco spodní část matice se opírá o horní příčník.

9.3 Výpočet motoru přestavení

Výpočet potřebných hodnot a parametrů pro volbu pohonu elektromotoru přestavení. Z důvodu malých rozměrů uvnitř beranu byla použita koncepce s vlastním motorem pro každý tlačný bod a elektronickou synchronizací jejich polohy. Schématické znázornění komponent na (Obr. 23).



Obr. 23) Zjednodušené schéma mechanismu přestavení. 1) Šroub mechanismu přestavení; 2) Tělo tlačného bodu; 3) Šnek; 4) Šnekové kolo.

Tíha od beranu na jeden tlačný bod F_{ts} :

$$F_{ts} = \frac{m_B \cdot g}{i_{tb}} \quad [N] \quad (57)$$

$$F_{ts} = \frac{20\,301,16 \cdot 9,81}{2} = 99\,577,2094 \, N$$

$$F_{ts} = 99\,577,21 \, N$$

Kde $m_B = 20\,301,16 \, \text{kg}$, hmotnost beranu a komponent zvedaných při přestavování;

Moment na šroubu přestavení M_{ξ} :

$$M_{\xi} = F_{ts} \cdot \frac{d_{zs}}{2} \cdot \tan(\gamma_{\xi} + \varphi'_{\xi}) \quad [N \cdot mm] \quad (58)$$

$$M_{\xi} = 99\,577,21 \cdot \frac{294,5}{2} \cdot \tan(0,73^{\circ} + 9,92^{\circ}) = 2\,761\,812,5720 \, N \cdot mm$$

$$M_{\xi} = 2\,761\,812,57 \, N \cdot mm$$

Kde $d_{zs} = 294,5$ mm, střední průměr závitu TR 300 x 12;

$\gamma_{\xi} = 0,73^{\circ}$, úhel stoupání závitu TR 300 x 12;

$\varphi'_{\xi} = 9,92^{\circ}$, třecí úhel závitu TR 300 x 12;

Třecí moment mezi maticí a horním tlačným kruhem M_{tm} :

$$M_{tm} = F_{ts} \cdot \left(\frac{D_{hk} + d_{hk}}{2} \right) \cdot f_{ocel} \quad [N \cdot mm] \quad (59)$$

$$M_{tm} = 99\,577,21 \cdot \left(\frac{622 + 300}{4} \right) \cdot 0,15 = 3\,463\,232,8607 \, N \cdot mm$$

$$M_{tm} = 3\,463\,232,86 \, N \cdot mm$$

Kde $D_{hk} = 622$ mm, vnější průměr horního tlačného kruhu;

$d_{hk} = 300$ mm, vnitřní průměr horního tlačného kruhu;

$f_{ocel} = 0,15$, součinitel tření ocel na ocel;

Obvodová síla na šnekovém kole F_{t2} :

$$F_{t2} = \frac{M_{\xi} + M_{tm}}{D_{šk}} = \quad [N] \quad (60)$$

$$F_{t2} = \frac{2\,761\,812,57 + 3\,463\,232,86}{560} = 11\,145,3044 \, N$$

$$F_{t2} = 11\,145,30 \, N$$

Kde $D_{šk} = 560$ mm, roztečný průměr šnekového kola;

Obvodová síla na šneku F_{t1} :

$$F_{t1} = F_{t2} \cdot \frac{\cos \alpha_n \cdot \sin \gamma + f_{\text{šn}} \cdot \cos \gamma}{\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma - f_{\text{šn}} \cdot \sin \gamma} \quad [N] \quad (61)$$

$$F_{t1} = 11\,145,30 \cdot \frac{\cos 20^\circ \cdot \sin 25^\circ + 0,15 \cdot \cos 25^\circ}{\cos 20^\circ \cdot \cos 25^\circ - 0,15 \cdot \sin 25^\circ} = 7\,537,2660 \, N$$

$$F_{t1} = 7\,537,27 \, N$$

Kde $f_{\text{šn}} = 0,15$, součinitel tření šneku[4];
 $\alpha_n = 20^\circ$, úhel profilu šnekového soukolí;
 $\lambda = 25^\circ$, úhel stoupání šnekového soukolí;

Požadovaný kroutící moment elektromotoru přestavení $M_{\text{přn}}$:

$$M_{\text{přn}} = \frac{F_{t1} \cdot D_{\text{šn}}}{2} \quad [N \cdot mm] \quad (62)$$

$$M_{\text{přn}} = \frac{7\,537,27 \cdot 140}{2} = 527\,608,6216 \, N \cdot mm$$

$$M_{\text{přn}} = 527\,608,62 \, N \cdot mm$$

Kde $D_{\text{šn}} = 140 \, mm$, roztečný průměr šneku;

Dle výsledku výpočtu byl zvolen elektromotor s kuželovou převodovkou SIEMENS SIMOGEAR 2KJ3508-1EK22-4AX1-Z s parametry[14]:

Výkon motoru přestavení: $P_{\text{př}} = 1,1 \, kW$ [14]

Výstupní kroutící moment motoru přestavení: $M_{\text{př}} = 638,10 \, N \cdot m$ [14]

Výstupní otáčky motoru přestavení: $n_{\text{př}} = 16,46 \, s^{-1}$ [14]

9.4 Výpočet brzdy lisu

Jelikož byla zvolena koncepce se dvěma excentrickými hřídelemi, musí být pro každou hřídel samostatná brzda, která se bude starat o zastavení poloviny momentu setrvačnosti.

Maximální úhlová rychlost brzdy ω_b :

$$\omega_b = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot i_e}{60} \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (63)$$

$$\omega_b = \frac{2 \cdot \pi \cdot 30 \cdot 25,49}{60} = 80,0792 \, rad \cdot s^{-1}$$

$$\omega_b = 80,08 \, rad \cdot s^{-1}$$

Maximální úhlová rychlost beranu ω_{be} :

$$\omega_{be} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max}}{60} \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (64)$$

$$\omega_{be} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 30}{60} = 3,1416 \, rad \cdot s^{-1}$$

$$\omega_{be} = 3,14 \, rad \cdot s^{-1}$$

Redukovaný moment setrvačnosti od translačních hmot na jednu hřídel I_{rtr} :

$$I_{rtr} = \frac{m_{tr}}{2} \cdot \left(\frac{v_{tr}}{\omega_b} \right)^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (65)$$

$$I_{rtr} = \frac{24\,473,62}{2} \cdot \left(\frac{0,47}{80,08} \right)^2 = 0,4280 \, kg \cdot m^2$$

$$I_{rtr} = 0,43 \, kg \cdot m^2$$

Kde $m_{tr} = 24\,473,62 \, kg$, celková hmotnost komponent konajících translační pohyb;

$v_{tr} = 0,47 \, m \cdot s^{-1}$, maximální rychlost kterou translační komponenty dosahují;

Redukovaný moment setrvačnosti od rotačních hmot na jednu hřídel I_{rro} :

$$I_{rro} = \frac{(\sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i^2) \cdot \omega_{be}^2}{\omega_b^2} \quad [kg \cdot m^2] \quad (66)$$

$$I_{rro} = \frac{(2 \cdot m_{lex} \cdot r_{lex}^2 + m_{ojr} \cdot r_{ojr}^2 + m_{voj} \cdot r_{voj}^2) \cdot \omega_{be}^2}{\omega_b^2}$$

$$I_{rro} = \frac{(2 \cdot 21,55 \cdot 0,15^2 + 327,65 \cdot 0,64^2 + 400,99 \cdot 0,27^2) \cdot 3,14^2}{80,08^2}$$

$$= 0,2534 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{rro} = 0,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde $m_{lex} = 21,55 \text{ kg}$, hmotnost ložiska excentrického členu;

$r_{lex} = 0,15 \text{ m}$, poloměr rotace těžiště ložiska excentrického členu;

$m_{ojr} = 327,65 \text{ kg}$, hmotnost rotační složky ojnice;

$r_{ojr} = 0,64 \text{ m}$, poloměr rotace těžiště rotační složky ojnice;

$m_{voj} = 400,99 \text{ kg}$, hmotnost víka ojnice;

$r_{voj} = 0,27 \text{ m}$, poloměr rotace těžiště víka ojnice;

Kinetická energie brzděných hmot A_b :

$$A_b = 0,5 \cdot (I_{rtr} \cdot \omega_b^2 + I_{rro} \cdot \omega_b^2) \quad [J] \quad (67)$$

$$A_b = 0,5 \cdot (0,43 \cdot 80,08^2 + 0,25 \cdot 80,08^2) = 2\,184,7926 \text{ J}$$

$$A_b = 2\,184,79 \text{ J}$$

Brzdňý úhel na hřídeli brzdy α_b :

$$\alpha_b = \frac{\pi \cdot \alpha_{bk}}{180} \cdot i_e \quad [rad] \quad (68)$$

$$\alpha_b = \frac{\pi \cdot 8^\circ}{180} \cdot 25,49 = 3,5591 \text{ rad}$$

$$\alpha_b = 3,56 \text{ rad}$$

Kde $\alpha_{bk} = 8^\circ$, brzdňý úhel na hřídeli pro pomaluběžné stroje [5];

Požadovaný třecí moment brzdy M_B :

$$M_B = \frac{A_b}{\alpha_b} \quad [N \cdot m] \quad (69)$$

$$M_B = \frac{2\,184,79}{3,56} = 613,8652 \, N \cdot m$$

$$M_B = 613,87 \, N \cdot m$$

Dle požadovaného brzdňého momentu byla zvolena brzda integrovaná do převodovky F608 s maximální brzdňým momentem 818 N.m.

9.5 Výpočet vyvažovacích válců beranu

Vyvažovací válce slouží k vymezení vůli v klikovém mechanismu lisu a tím snížení rázu, který vzniká při dosednutí nástroje na materiál. Kvůli snaze umístit všechny pohybující se součásti do vnitřní části rámu mezi sloupy byly zvoleno použití 4 pneumatických válců umístěných na užší straně lisu v oblasti nad vstupem a výstupem materiálu.

Minimální průměr pístu vyvažovacího válce d_{vv} [3]:

$$d_{vv} \geq \sqrt{\frac{\left(\frac{m_v \cdot g}{i_{vv} \cdot p_{vv2}} + \frac{\pi \cdot d_{pvv}^2}{4} \right) \cdot 4}{\pi}} \quad [mm] \quad (70)$$

$$d_{vv} \geq \sqrt{\frac{\left(\frac{28\,735,45 \cdot 9,81}{4 \cdot 0,92} + \frac{\pi \cdot 63^2}{4} \right) \cdot 4}{\pi}} \geq 318,5930 \, mm$$

$$d_{vv} \geq 318,59 \, mm \rightarrow \text{volím } d_{vv} = 320 \, mm$$

Kde $m_v = 28\,735,45 \, kg$, vyvažován hmotnost;

$i_{vv} = 4$, počet vyvažovacích válců;

$p_{vv2} = 0,92 \, MPa$, tlak vzduchu před dosednutím nástroje na materiál;

$d_{pvv} = 63 \, mm$, průměr pístnice vyvažovacího válce;

Dle výpočtu byly zvoleny pneumatické válce Festo DSBG-320-600-P-127E-70L-M27-50LB3.

Plocha pístu vyvažovacího válce S_{vv} :

$$S_{vv} = \frac{\pi \cdot d_{vv}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{pvv}^2}{4} \quad [mm^2] \quad (71)$$

$$S_{vv} = \frac{\pi \cdot 320^2}{4} - \frac{\pi \cdot 63^2}{4} = 77\,307,5266 \, mm^2$$

$$S_{vv} = 77\,307,53 \, mm^2$$

Objem vyvažovacích válců v HÚ V_{vv1} :

$$V_{vv1} = S_{vv} \cdot (Z + L_{vv2}) \cdot i_{vv} \quad [mm^3] \quad (72)$$

$$V_{vv1} = 77\,307,53 \cdot (300 + 200) \cdot 4 = 154\,615\,053,2427 \, mm^3$$

$$V_{vv1} = 154\,615\,053,24 \, mm^3$$

Kde $L_{vv2} = 200$ mm, přidaná délka vyvažovacího válce;

Objem vyvažovacích válců před dosednutím na materiál V_{vv2} :

$$V_{vv2} = S_{vv} \cdot (L_{vv1} + L_{vv2}) \cdot i_{vv} \quad [mm^3] \quad (73)$$

$$V_{vv2} = 77\,307,53 \cdot (4 + 200) \cdot 4 = 63\,082\,941,7230 \, mm^3$$

$$V_{vv2} = 63\,082\,941,72 \, mm^3$$

Kde $L_{vv1} = 4$ mm, vzdálenost před dosednutím nástroje na materiál;

Objem vyvažovacích válců v SÚ V_{vv3} :

$$V_{vv3} = S_{vv} \cdot L_{vv2} \cdot i_{vv} \quad [mm^3] \quad (74)$$

$$V_{vv3} = 77\,307,53 \cdot 200 \cdot 4 = 61\,846\,021,2971 \, mm^3$$

$$V_{vv3} = 61\,846\,021,30 \, mm^3$$

Tlak vzduchu v SÚ p_{vv3} :

$$p_{vv3} = \frac{p_{vv2} \cdot V_{vv2}^{\kappa}}{V_{vv3}} \quad [MPa] \quad (75)$$

$$p_{vv3} = \frac{0,92 \cdot 63\,082\,941,72^{1,28}}{61\,846\,021,30^{1,28}} = 0,9436 \text{ MPa}$$

$$p_{vv3} = 0,94 \text{ MPa}$$

$$p_{vv3} < p_{vv \max}$$

$$0,94 < 1 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde $p_{vv \max} = 1 \text{ MPa}$, maximální tlak ve vyvažovacím válci;

$\kappa = 1,28$, Poisonova konstanta;

Tlak vzduchu v HÚ p_{vv1} :

$$p_{vv1} = \frac{p_{vv2} \cdot V_{vv2}^{\kappa}}{V_{vv1}} \quad [MPa] \quad (76)$$

$$p_{vv1} = \frac{0,92 \cdot 63\,082\,941,72^{1,28}}{154\,615\,053,24^{1,28}} = 0,2920 \text{ MPa}$$

$$p_{vv1} = 0,29 \text{ MPa}$$

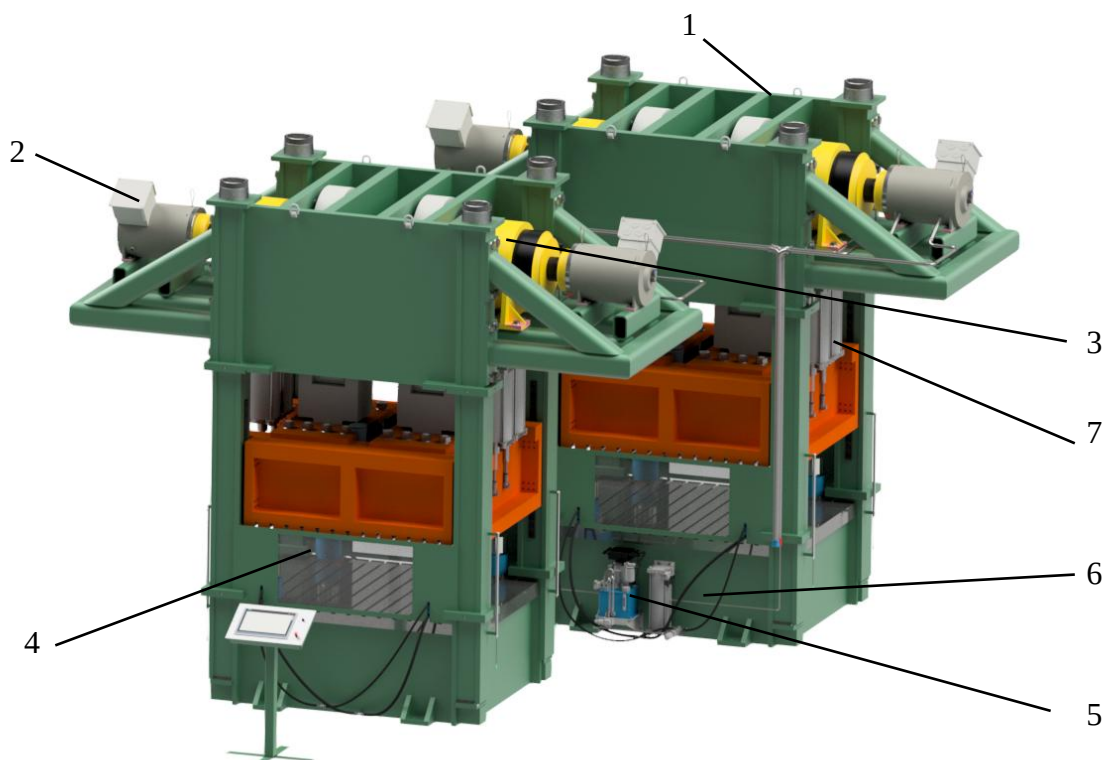
$$p_{vv1} > p_{vv \min}$$

$$0,29 > 0,25 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde $p_{vv \min} = 0,25 \text{ MPa}$, minimální tlak ve vyvažovacím válci;

10 POPIS POUŽITÝCH KOMPONENT

Následující kapitola popisuje komponenty, které byly použity během konstrukce lisu, jejich účel, vlastnosti a princip na kterém pracují. (Obr. 24) ukazuje polohu jednotlivých komponent na lisu.



Obr. 24) Lis LKDE 500 s vyznačením významných komponent.

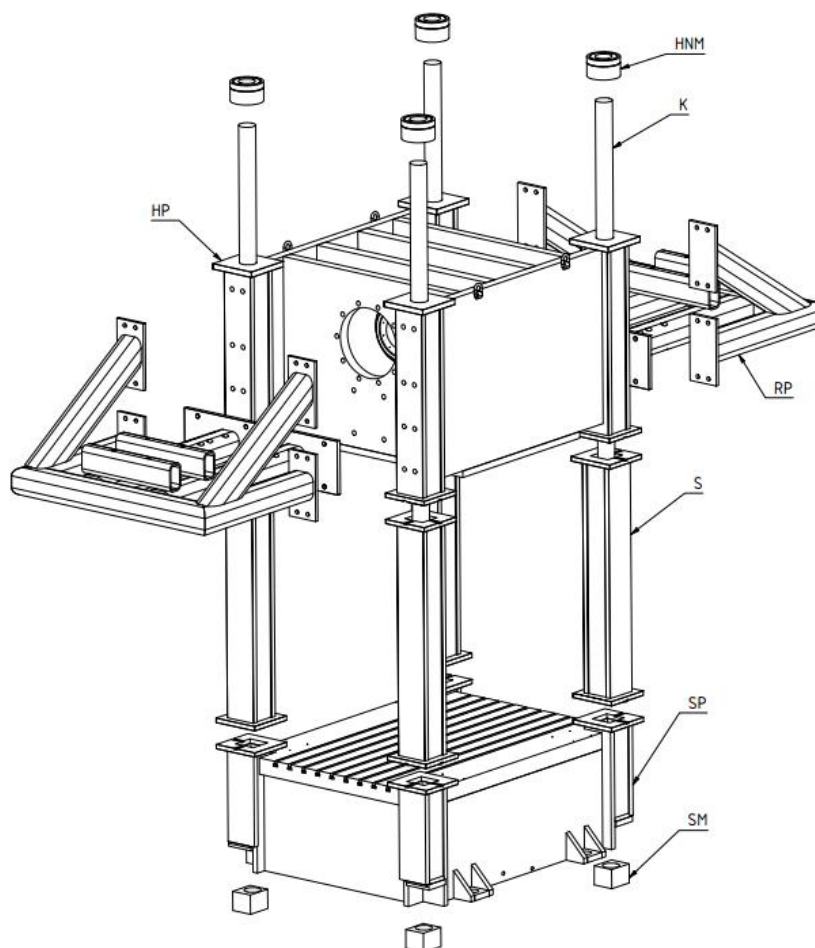
- 1) Rám
- 2) Elektromotor
- 3) Převodovka
- 4) Hydraulické odbrzd'ování
- 5) Tlumič stříhu
- 6) Ovládací prvky tlakového vzduchu
- 7) Vyvažovací válce

10.1 Rám

Pro lis byl zvolen s ohledem na hmotnost a potřeby přepravy a montáže dělený čtyř-sloupový kotvený rám. Celkový rám lisu je složen ze čtyř základních částí (Obr. 25), a to spodní příčník, sloupy, horní příčník a rámy pohonu. Jedná se o svařované konstrukce ze silnostěnných normalizovaných profilů a ocelových desek s tloušťkami 50 až 150 mm.

V horní části lisu se nachází horní příčník, ve kterém je pomocí kluzných ložisek uložena excentrická hřídel. K hornímu příčníku jsou po stranách přišroubovány rámy pohonu, které slouží k upevnění hnacího elektromotoru a převodovky s brzdou. Horní příčník je pomocí sloupů a kotev spojen se spodním příčníkem. Pomocí spodního příčníku je lis připevněn k základu a také obsahuje v horní části upínací desku s T-drážkami pro upevnění spodní poloviny střížného nástroje.

Cílem kotev lisu je vytvořit v rámu předpětí, které působí v opačném směru jako síla vznikající od tváření. Ve spodní části kotvy se nachází pevná, neotočná matice a v horní části je hydraulická napínací matice, kterou se pomocí hydraulického oleje vyvozuje předpětí kotvy.



Obr. 25) Základní části rámu lisu. SM – Spodní matice, SP – Spodní příčník, S – Sloup, RP – Rám pohonu, K – Kotva, HNM – Hydraulická napínací matice.

10.2 Elektromotor

Jako zdroj kroutícího momentu byl během výpočtové části práce zvolen elektromotor SIEMENS 1FW3285-3EM64-5DM0 [13] (Obr. 26). Jedná se o momentový motor, což je podskupina motorů patřící mezi synchronní servomotory s permanentními magnety.

Základem těchto elektromotorů je rotor obsahující permanentní magnety, většinou z materiálu NdFeB, a stator, který obsahuje statorové vinutí[7]. Rozdílem momentových motorů od klasických synchronních motorů je použití velkého množství pólů ve statorovém vinutí. Charakteristické vlastnosti těchto motorů jsou nízké maximální otáčky, většinou do 1000 ot/min, a vysoký kroutící moment. Maximum kroutícího momentu je dostupné od nulových otáček. Těto vlastnosti by bylo možné využít pro udržování klidové polohy beranu lisu, ale z bezpečnostních důvodů se to nevyužívá, protože při výpadku elektrického proudu by došlo k uvolnění beranu. Zvolený motor je vybaven absolutní enkodérem s přesností polohování $\pm 0,01^\circ$ [13], který je použit pro řízení polohy lisu.



Obr. 26) Elektromotor Siemens 1FW [13]

10.3 Převodovka

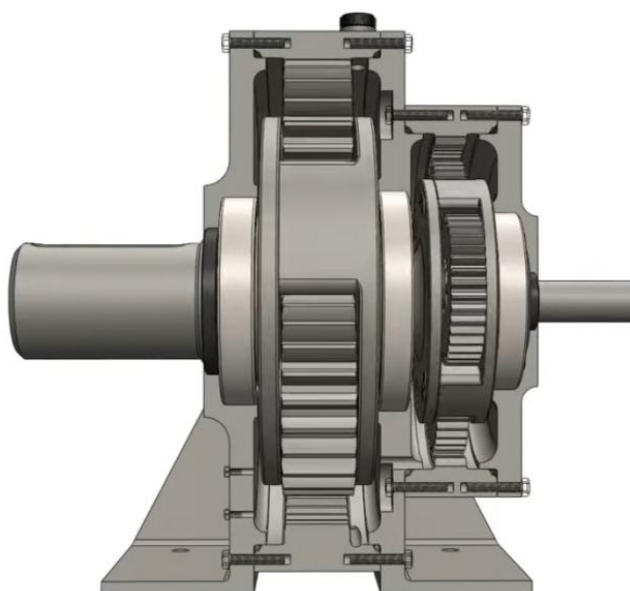
Kvůli použití přímého pohonu bez setrvačníku nebo jiného akumulátoru energie a potřebě vysokého krotícího momentu a nízkých maximálních otáček excentrické hřídele bylo potřeba použití převodovky. Pomocí výpočtů byla zvolena převodovka Dinamic oil GB31002FS 25,49R F608 BB B3 0 PH[9] (Obr. 27). Jedná se o dvoustupňovou planetovou převodovku.

Planetová převodovka se skládá z centrálního kola, několika satelitů uložených pomocí čepů na unašeči a korunového kola. Tento mechanismus má ve výchozím stavu dva stupně volnosti. Proto, aby mohl plnit funkci převodovky se musí některá jeho část zafixovat.

V případě této převodovky je u obou převodů zafixováno korunové kolo, které je součástí skříně převodovky, která je spojena s rámem lisu. Krotící moment se pomocí drážkované hřídele přenáší na hřídel převodovky a na centrální kolo prvního stupně, odkud je satelity přenášén na unašeč. Z unašeče prvního stupně je moment přenášén na centrální kolo druhého stupně. Dále je princip stejný jako u prvního stupně s rozdílem, že výstup z unašeče je už přímo spojen s excentrickou hřídelí. Tímto uspořádáním se dosahuje nejvyššího možného převodového poměru, čímž roste krotící moment a klesají otáčky.

Aby byla zajištěna správná souosost hřídelů, nezbytná pro dlouhou životnost ložisek, je převodovka nejen spojena s rámem lisu, ale i pomocí adaptéru přímo s motorem, kterým lze souosost zajistit.

Dalším důvodem, proč byla zvolena přímo tato převodovka je možnost instalace integrované vícelamelové hydraulicky ovládané brzdy, která slouží k brždění a udržování klidové polohy lisu. Brzda je umístěna před samotným převodovým ústrojím převodovky, a tím moment, který vyvozuje na excentrickou hřídel, je znásoben o převodový poměr převodovky.



Obr. 27) Vnitřní stavba dvoustupňové planetové převodovky[18].

10.4 Tlumiče stříhu

Jelikož na lisu bude provozována technologie stříhání, při které vznikají velké rázy v oblasti kdy dochází k dostřížení materiálu, je lis vybaven tlumiči stříhu (Obr. 28). Cílem tlumičů je zachytit tyto rázy tak, že působí silou proti beranu a tím zbrzdit jeho pohyb v oblasti dostříhu, kdy odpor materiálu je už velmi malý.

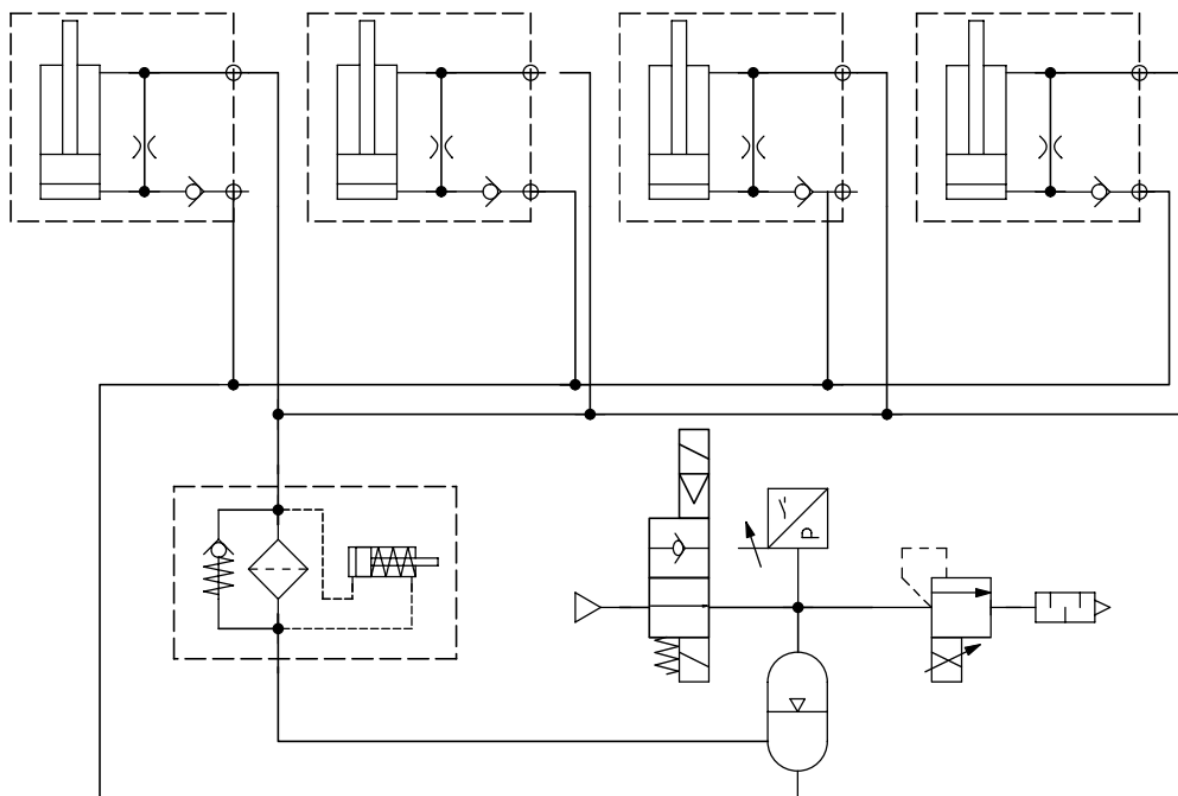
Základem tlumiče stříhu je přímočarý hydromotor. Dále tlumič obsahuje jednosměrný ventil umístěný na vstupním portu a trysku umístěnou na portu výstupním. Princip tlumiče spočívá v přivedení tlakového oleje pod píst a tím jeho přesunutí do počáteční polohy. Beran při svém pohybu směrem dolů dosedne na stavitelnou dosedací část tlumiče spojenou s pístnicí, začne ji tlačit směrem dolů a tím vytlačet olej z prostoru pod pístem. Jelikož na vstupní větvi tlumiče je jednosměrný ventil, je olej nucen téci přes trysku a do zpětné větve obvodu, která obsahuje filtr pro zachycení nečistot v oleji. Tímto způsobem je zajištěna cirkulace hydraulické kapaliny v obvodu. Jelikož na začátku stříhu je rychlost pohybu beranu, a tím i oleje pod pístem malá, nezpůsobuje tryska velký nárůst tlaku. Jakmile dojde k přestřížení, zvýší se výrazně rychlost beranu a začne narůstat tlak hydraulického oleje v systému až na hodnotu nastavenou pojistným ventilem, kterým je řízena hodnota přetlaku v nádrži a tím maximální síla tlumení.

Počáteční tlak oleje je vyvozován pomocí tlakového vzduchu přiváděného z externího zdroje do tlakové nádrže s olejem. Kromě již zmíněného pojistného ventilu pneumatická část obsahuje také elektronicky ovládaný ventil pro nastavení počátečního tlaku systému, tlakový senzor, kterým je tlak možné sledovat a tlumič hluku umístěný na výstupu z pojistného ventilu.

Výhodou použití tlumičů stříhu je jednak snížení rázů přenášných do rámu stroje, ale také snížení hlučnosti při provozu stroje a zvýšení životnosti nástrojů použitých při stříhání.



Obr. 28) Tlumič stříhu HYLATECHNIK SHYC-S.[11]

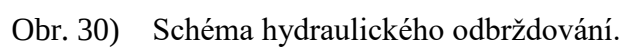


Obr. 29) Schéma zapojení tlumičů stříhu.

10.5 Hydraulické odbrzd'ování

Hydraulicky ovládaná brzda integrovaná do převodovky potřebuje pro své odbrzdění tlakový olej, který odtlačí jednotlivé lamely přitlačované k rámu brzdy pružinami. Toto řešení se využívá kvůli bezpečnosti, kdy při ztrátě tlaku hydraulického oleje, ať už v důsledku poruchy vedení nebo výpadku elektrické energie, dojde bezpečnému zastavení stroje.

Základem hydraulického obvodu je hydraulický agregát Parker D-PAK D5J0.9U1OPB1OR1 spojující v sobě nádrž na hydraulickou kapalinu, hydrogenerátor s vnějším ozubením, elektromotor pro pohon hydrogenerátoru, filtr hydraulického oleje, chladič, senzor tlaku pro potřeby řídicího systému a pojistný tlakový ventil, pomocí kterého je řízen tlak v systému. Dále tlakový olej putuje do dvoupolohového šoupátkového rozvaděče, kterým se řídí jeho tok. Z bezpečnostních důvodů je výchozí poloha rozvaděče v pozici s otevřeným průchodem kapaliny z brzdy směrem do nádrže a uzavřeným průtokem tlakového oleje. Do této polohy je vracen rozvaděč pomocí pružiny i při výpadku elektrické energie.



11 ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo navrhnout pohon mechanického dvoubodového lisu s excentrickou hřídelí a jmenovitou silou 5000 kN pro použití v oblasti plošného tváření plechů dle zadaných parametrů. Dalším požadavkem bylo použití tlumičů stříhu v pracovním prostoru pro tlumení rázů vznikajících během stříhání.

Rešeršní část se jako první věnuje obecně tomu, co je to lis a jaké jsou jeho základní komponenty. Dále pak popisuje základní mechanismy používané u mechanických lisu pro transformaci rotačního pohybu pohonu na translační pohyb beranu lisu. V následující části je stručný popis a rozdělení druhů vedení beranu lisu v rámu.

Následující kapitola se zabývala současným stavem vědy řešené problematiky a popisuje některé nové technologie používané v oblasti konstrukce lisů a jejich řízení.

Další kapitola řešila návrhové výpočty, při kterých se stanovily předběžné síly a momenty vznikající v mechanismu a také se určily rozměry některých komponent. V první části byl proveden výpočet sil a momentů v mechanismu bez uvažování tření. Z jeho výsledků byly vypočteny rozměry jednotlivých komponent mechanismu, z nichž jsou to například délka ojnice 1 500 mm nebo průměr excentrického členu 620 mm. Na závěr návrhových výpočtů byl proveden opětovný výpočet sil a momentů v mechanismu, tentokrát již s uvažováním tření.

S návrhovými výpočty, přesněji se znalostí sil a rozměrů mechanismu, se přistoupilo k volbě konstrukční varianty řešení, kde byla navržena dvě možná řešení. Po vyhodnocení kritérií pomocí multikritarální analýzy bylo zvoleno finální řešení, které bylo detailně rozpracováno.

Se zvoleným finálním konstrukčním řešením se přistoupilo ke kontrolním výpočtům, při kterých byly zvoleny elektromotory SIEMENS se jmenovitým výkonem 315 kW a převodovky Dinamic oil s převodovým poměrem 25,49 použité pro pohon lisu. Z dalších komponent byly následně zvoleny brzdy lisu a motory pro pohon mechanismu přestavení lisu. Dále pak byly navrženy a zkontrolovány kotvy a matice kotveného rámu lisu.

Poslední kapitola se zabývá popisem použitých komponent lisu. Popisuje, proč byly zvoleny a jejich základní princip, na kterém fungují a v případně hydraulických rozvodů i schéma obvodů jejich zapojení.

Tato práce také obsahuje výkresovou dokumentaci, a to hlavní výkres sestavy, výkresy horního příčnicku a rámu pohonu pro svařování a obrábění a výrobní výkresy excentrické hřídele, ojnice a ojnicního ložiska.

12 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989, 1. svazek. Česká matice technická, č. spisu 349. ISBN 80-03-00046-7.V
- [2] KAMELANDER, Ivan. *Tvářecí stroje*. 3. vyd. Praha: MON, 1989. ISBN 80-214-1037-X.
- [3] KAMELANDER, Ivan. *Tvářecí stroje II*. Vyd. 2. Brno: Vysoké učení technické, 1989. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1038-8.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] OMES, J.: Stavby výrobních strojů. Tvářecí stroje I - G1S, G1S-K. Brno 2018. Soubor přednášek VUT v Brně, FSI, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky.
- [6] KOSAR, Jakub. *Valivé vedení beranu*. Brno, 2017. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně,. Vedoucí práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.
- [7] Jak se dělá elektromotor. *ELEKTRO* [online]. 2011, **2011**(2), 8 [cit. 2020-01-23]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/42921.pdf>
- [8] *Company | News and Events - aida-global.com* [online]. In: . Dayton (Ohio): AIDA-America, s. 1 [cit. 2019-11-16]. Dostupné z: <https://www.aida-global.com/news/>
- [9] Planetary Gearboxes. In: *Dinamicoil.com* [online]. Bomporto: DINAMIC OIL S.P.A con Socio Unico [cit. 2020-05-20]. Dostupné z: https://www.dinamicoil.com/System/12913/Riduttori%20epicicloidali_en-US_20140702_162624.pdf
- [10] Hydraulic Nut Specifications & Sizes. In: *Htico.com* [online]. Conroe(Texas): Hydraulics Technology, c2009 [cit. 2020-03-23]. Dostupné z: <https://htico.com/wp-content/uploads/2020/03/HTI-Hydraulic-Nut.pdf>
- [11] BLANKING STROKE DAMPER FOR PRESSES. In: *Hylatechnik.de* [online]. Ilsfeld: HYLATECHNIK Paul Chrubasik [cit. 2019-10-11]. Dostupné z: https://www.hylatechnik.de/de/download/pdf/prospekte/Schnittschlagdaempfer_D.pdf
- [12] Komatsu H2FM. In: *Komatsupress.com* [online]. Chicago (Illinois): Komatsu America Industries, c2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.komatsupress.com/products/servo-press/h2fm-next-generation-progressive-servo-press/>
- [13] SIMOTICS T-1FW3 complete torque motorsfor SINAMICS S120. In: *Siemens.com* [online]. Munich: Siemens Aktiengesellschaft, 2015 [cit. 2020-02-07]. Dostupné z: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/497/60151497/att_884441/v1/CM_1FW3_SINAMICS_1115_en_en-US.pdf
- [14] SIMOGEAR Geared Motors. In: *Siemens.com* [online]. Munich: Siemens Aktiengesellschaft, 2018 [cit. 2020-04-03]. Dostupné z: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:cbbf31a3-ce14-405a-8a5e-44c1e629ef2e/version:1571253194/catalog-md-50-1-simogear-geared-motors.pdf>
- [15] Schuler MSP 400. In: *Servopresses.schulergroup.com* [online]. Göppingen: Schuler, c2018 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://servopresses.schulergroup.com/en/MSP-Series/MSP-400/index.html>

- [16] Smart Press Shop. In: *Schulergroup.com* [online]. Göppingen: Schuler [cit. 2020-05-20].
Dostupné z:
https://www.schulergroup.com/technologien/smart_press_shop/index.html?sLang=en
- [17] Beran lisu Šmeral LZK 4000. In: *Venadel.cz* [online]. Brno: VENADEL spol. [cit. 2020-05-20].
Dostupné z:
<http://venadel.cz/data/hostedit2/photogallery/2/2aece7933a59e12ac5c9b28835fd4ed5.jpg?1580151531>
- [18] Two-stage planetary gear animation. In: *Youtube.com* [online]. San Bruno (California), 2011 [cit. 2020-05-22].
Dostupné z:
<https://www.youtube.com/watch?v=tfT7Vrv71J0>

13 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

13.1 Seznam zkratk a symbolů

A	[mm]	Maximální poloha mechanismu
A_b	[J]	Kinetická energie bržděných hmot
a_{id}	[mm]	Ideální rameno síly
$a_{tř}$	[mm]	Třecí rameno síly
B	[mm]	Poloha mechanismu před začátkem tváření
b_{ξ}	[mm]	Délka čepu v beranu
C_1	[N.mm ⁻¹]	Tuhost horního příčnicku
C_2	[N.mm ⁻¹]	Tuhost sloupů
C_3	[N.mm ⁻¹]	Tuhost dolního příčnicku
C_k	[N.mm ⁻¹]	Tuhost kotvy
C_s	[N.mm ⁻¹]	Celková tuhost stojanu
D_{1mk}	[mm]	Vnitřní průměr závitu matice kotvy
d_{ξ}	[mm]	Průměr čepu
d_{ex}	[mm]	Průměr excentrického členu
D_{hk}	[mm]	Vnější průměr horního tlačného bodu
d_{hk}	[mm]	Vnitřní průměr horního tlačného bodu
D_k	[mm]	Průměr kotev
d_{ls}	[mm]	Průměr excentrické hřídele pro uložení do ložiska stojanu
D_{mk}	[mm]	Vnější průměr závitu matice kotvy
d_{op}	[mm]	Průměr opěry ojnice
d_{pvv}	[mm]	Průměr pístnice vyvažovacího válce
$D_{šn}$	[mm]	Roztečný průměr šneku
d_{vv}	[mm]	Průměr pístu vyvažovacího válce
d_{zs}	[mm]	Střední průměr závitu TR 300 x 12
E	[GPa]	Modul pružnosti oceli v tahu
F_j	[N]	Jmenovitá síla
F_{kk}	[N]	Výpočtové zatížení pro kotvy
F_{kkr}	[N]	Kritická síla v jedné kotvě
F_l	[N]	Síla v jedné ojnici

F_{LS}	[N]	Skutečná síla v jedné ojnici
F_n	[N]	Síla působící na vedení od jedné ojnice
f_{ocel}	[-]	Součinitel tření ocel na ocel
F_{pk}	[N]	Síla pro předpětí v jedné kotvě
f_{sn}	[-]	Součinitel tření šneku
F_{t1}	[N]	Obvodová síla na šneku
F_{t2}	[N]	Obvodová síla na šnekovém kole
F_{ts}	[N]	Tíha od beranu na jeden tlačný bod
H	[mm]	Výška matice kotvy
h	[mm]	Stoupání závitu kotvy
i_e	[-]	Převodový poměr převodovky pohonu
i_{ep}	[-]	Přibližný převodový poměr převodovky
i_k	[-]	Počet použitých kotev
i_{ls}	[-]	Počet ložisek ve stojanu
I_{rro}	[kg.m ²]	Redukovaný moment setrvačnosti od rotačních hmot na jednu hřídel
I_{rtr}	[kg.m ²]	Redukovaný moment setrvačnosti od translačních hmot na jednu hřídel
i_{tb}	[-]	Počet tlačných bodů
i_{vv}	[-]	Počet vyvažovacích válců
K	[-]	Poměr excentricity k délce ojnice
$k_{bč}$	[-]	Koeficient délky čepu v beranu
k_k	[-]	Zvolený bezpečnostní součinitel pro kotvy
$k_{lč}$	[-]	Koeficient délky čepu
$k_{nč}$	[-]	Návrhový součinitel čepu
k_{pt}	[-]	Koeficient přetížení motoru pohonu
L	[mm]	Délka ojnice
L_1	[mm]	Délka horního příčnicku
L_2	[mm]	Délka sloupu
L_3	[mm]	Délka horního příčnicku
$l_{č}$	[mm]	Délka čepu
l_{ex}	[mm]	Zvolená délka excentrického členu
L_k	[mm]	Délka kotvy
L_{vv1}	[mm]	Vzdálenost před dosednutím na materiál
L_{vv2}	[mm]	Přidaná délka vyvažovacího válce

m_B	[kg]	Hmotnost beranu a komponent zvedaných při přestavování
M_B	[N.m]	Požadovaný třecí moment brzdy.
M_k	[N.mm]	Potřebný kroutící moment na hřídeli
M_{kj}	[N.m]	Jmenovitý kroutící moment pohonu
M_{kmin}	[N.m]	Požadovaný kroutící moment elektromotoru
M_{kp}	[N.mm]	Požadovaný kroutící moment na výstupu z jedné převodovky
M_{ks}	[N.mm]	Skutečný kroutící moment na excentrické hřídeli
m_{lex}	[kg]	Hmotnost ložiska excentrického členu
m_{ojr}	[kg]	Hmotnost rotační složky ojnice
$M_{př}$	[N.m]	Výstupní kroutící moment elektromotoru přestavení
$M_{přn}$	[N.mm]	Požadovaný kroutící moment elektromotoru přestavení
M_s	[N.mm]	Moment na šroubu přestavení
M_{tm}	[N.mm]	Třecí moment mezi maticí a horním tlačným kruhem
m_{tr}	[kg]	Celková hmotnost komponent konajících translační pohyb
m_v	[kg]	Vyvažovaná hmotnost
m_{voj}	[kg]	Hmotnost víka ojnice
n_1	[min ⁻¹]	Skutečné otáčky elektromotoru pohonu
n_j	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru pohonu
n_{jp}	[min ⁻¹]	Předpokládané otáčky elektromotoru
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky na hřídeli
$n_{př}$	[s ⁻¹]	Výstupní otáčky elektromotoru přestavení
P_0	[kW]	Potřebný výkon elektromotoru pohonu
p_{0bronz}	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro bronz
p_{0ocel}	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro ocel
P_1	[kW]	Maximální výkon na vstupu převodovky pohonu
p_{DI}	[MPa]	Dovolený tlak pro spojení bronz ocel
p_{Do}	[MPa]	Dovolený tlak mezi čepem a ojnici
p_{dov}	[MPa]	Dovolený měrný tlak v závitech
p_{ex}	[MPa]	Tlak na excentrickém členu
P_j	[kW]	Jmenovitý výkon motoru pohonu
p_l	[MPa]	Tlak mezi ložiskem beranu a čepem
p_{ls}	[MPa]	Tlak na ložiska stojanu členu
p_o	[MPa]	Tlak mezi ojnici a čepem

$P_{př}$	[kW]	Výkon elektromotoru přestavení
$p_{vv \max}$	[MPa]	Maximální tlak ve vyvažovacím válci
$p_{vv \min}$	[MPa]	Minimální tlak ve vyvažovacím válci
p_{vv1}	[MPa]	Tlak vzduchu v HÚ
p_{vv2}	[MPa]	Tlak vzduchu před dosednutím nástroje na materiál
p_{vv3}	[MPa]	Tlak vzduchu v SÚ
r	[mm]	Excentricita hřídele
$Re_{\check{c}}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu ČSN 14 220
R_{ek}	[MPa]	Mez kluzu v tahu kotev z oceli ČSN 13 141
r_{lex}	[m]	Poloměr rotace těžiště ložiska excentrického členu
r_{ojr}	[m]	Poloměr rotace těžiště rotační složky ojnice
r_{voj}	[m]	Poloměr rotace těžiště víka ojnice
s	[mm]	Pracovní dráha
S_1	[mm ²]	Plocha průřezu horního příčnicku
S_2	[mm ²]	Plocha průřezu jednoho sloupu
S_3	[mm ²]	Plocha průřezu horního příčnicku
S_k	[mm ²]	Průměr kotev
S_{vv}	[mm ²]	Plocha pístu vyvažovacího válce
T_2	[N.m]	Maximální krouticí moment na výstupu převodovky pohonu
v_{ex}	[m.s ⁻¹]	Rychlost na excentrickém členu
v_{ls}	[m.s ⁻¹]	Rychlost hřídele v ložisku stojanu
v_{tr}	[m.s ⁻¹]	Maximální rychlost, kterou translační komponenty dosahují
V_{vv1}	[mm ³]	Objem vyvažovacích válců v HÚ
V_{vv2}	[mm ³]	Objem vyvažovacích válců před dosednutím na materiál
V_{vv3}	[mm ³]	Objem vyvažovacích válců v SÚ
Z	[mm]	Zdvih
Z_p	[mm]	Přestavení
α	[°]	Úhel mezi excentrickým členem a beranem
α_b	[rad]	Brzdný úhel na hřídeli brzdy
α_{bk}	[°]	Brzdný úhel na hřídeli pro pomaluběžné stroje
α_n	[°]	Úhel profilu šnekového soukolí
β	[°]	Úhel mezi ojnicí a beranem
γ	[°]	Sešikmení v ojnici

γ_s	[°]	Úhel stoupání závitu TR 300 x 12
η_m	[-]	Účinnost excentrického mechanismu
η_m	[-]	Účinnost motoru pohonu
$\eta_{př}$	[-]	Účinnost převodovky pohonu
κ	[-]	Poisonova konstanta
λ	[°]	Úhel stoupání šnekového soukolí
λ_k	[mm]	Natažení předeprnuté kotvy
λ_s	[mm]	Natažení stojanu
μ	[-]	Střední součinitel tření v mechanismu
$\rho_{\check{c}}$	[mm]	Poloměr třecí plochy mezi beranem a ojnicí
ρ_e	[mm]	Poloměr třecí plochy mezi excentrickým členem a ojnicí
ρ_o	[mm]	Poloměr třecí plochy mezi excentrickou hřídelí a stojanem
$\sigma_{D\check{c}}$	[MPa]	Dovolené tlakové napětí čepu
σ_t	[MPa]	Dovolené tahové napětí kotev
$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	Smykové napětí na čep
$\tau_{D\check{c}}$	[MPa]	Dovolené smykové napětí na čep
φ	[°]	Třecí úhel mechanismu
φ'_s	[°]	Třecí úhel závitu TR 300 x 12
ω_b	[rad.s ⁻¹]	Maximální úhlová rychlost brzdy
ω_{be}	[rad.s ⁻¹]	Maximální úhlová rychlost beranu

13.2 Seznam tabulek

TAB 1) PARAMETRY LISU KOMATSU H2FM 400 [12]	28
TAB 2) PARAMETRY LISU SCHULER MSP 400 [15]	29
TAB 3) HODNOCENÍ VARIANT ŘEŠENÍ.	46

13.3 Seznam obrázků

OBR. 1) STATOROVÝ A ROTOROVÝ PLECH A) STATOROVÝ, B) ROTOROVÝ[7]	15
OBR. 2) ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA MECHANISMU S KLIKOVOU HŘÍDELÍ.	17
OBR. 3) OJNICE. .1) NEDĚLENÁ OJNICE VÝPALEK Z PLECHU 2) DĚLENÁ OJNICE ODLITEK 3) DĚLENÁ OJNICE VÝPALEK Z PLECHU[5]	18
OBR. 4) ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA MECHANISMU S EXCENTRICKOU HŘÍDELÍ.	19
OBR. 5) BERAN LISU ŠMERAL LZK 4000[17].	20

OBR. 6)	ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA MECHANISMU S KLIKOVÝM KOLEM.	21
OBR. 7)	ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA KOLENO-PÁKOVÉHO MECHANISMU.	22
OBR. 8)	PŘÍKLAD KLUZNÉHO LIŠTOVÉHO VEDENÍ. S – STOJAN, B – BERAN, LS – LIŠTA STOJANU, LB – LIŠTA BERANU, SŠ – STAVĚCÍ ŠROUB.[2].....	24
OBR. 9)	SLOUPOVÉ VEDENÍ S KULIČKOVÝMI DRAHAMI. K – KULIČKA, KP – KALENÉ POUZDRO, KS – KALENÝ SLOUP, B – BERAN.[2]	24
OBR. 10)	SLOUPOVÉ VEDENÍ S KULIČKOVÝMI POUZDRY. K – KULIČKA, KP – KALENÉ POUZDRO, VP – VODÍCÍ POUZDRO, KS – KALENÝ SLOUP, B – BERAN. [2]	24
OBR. 11)	PŘÍKLAD KLUZNÉHO SLOUPOVÉHO VEDENÍ. B – BERAN, S – SLOUP, VP – VODÍCÍ POUZDRO. [2]	25
OBR. 12)	ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA VEDENÍ DO „ O “. B – BERAN, LV – LIŠTOVÉ VEDENÍ, S – SLOUP	26
OBR. 13)	ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA VEDENÍ DO „ X “. B – BERAN, LV – LIŠTOVÉ VEDENÍ, S – SLOUP	26
OBR. 14)	ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA PRAVOÚHLÉHO VEDENÍ. B – BERAN, LV – LIŠTOVÉ VEDENÍ, S – SLOUP.....	27
OBR. 15)	KOMATSU H2FM 630 [12]	28
OBR. 16)	SCHULER MSP 400 [15]	29
OBR. 17)	SCHÉMA MECHANISMU BEZ TŘENÍ.[2]	32
OBR. 18)	ROZMĚRY ČEPU BERANU.	34
OBR. 19)	PRŮMĚRY EXCENTRICKÉ HŘÍDELE.	38
OBR. 20)	SCHÉMA MECHANISMU SE TŘENÍM.[2]	41
OBR. 21)	VARIANTA ŘEŠENÍ 1	44
OBR. 22)	VARIANTA ŘEŠENÍ 2	45
OBR. 23)	ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA MECHANISMU PŘSTAVENÍ.1)ŠROUB MECHANISMU PŘSTAVENÍ; 2)TĚLO TLAČNÉHO BODU; 3)ŠNEK; 4)ŠNEKOVÉ KOLO.....	54
OBR. 24)	LIS LKDE 500 S VYZNAČENÍM VÝZNAMNÝCH KOMPONENT. ...	62
OBR. 25)	ZÁKLADNÍ ČÁSTI RÁMU LISU. SM – SPODNÍ MATICE, SP – SPODNÍ PŘÍČNÍK, S – SLOUP, RP – RÁM POHONU, K – KOTVA, HNM – HYDRAULICKÁ NAPÍNACÍ MATICE.....	63
OBR. 26)	ELEKTOMOTOR SIEMENS 1FW [13]	64
OBR. 27)	VNITŘNÍ STAVBA DVOUSTUPŇOVÉ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY[18].	65
OBR. 28)	TLUMIČ STŘIHU HYLATECHNIK SHYC-S.[11]	66
OBR. 29)	SCHÉMA ZAPOJENÍ TLUMIČŮ STŘIHU.	67
OBR. 30)	SCHÉMA HYDRAULICKÉHO ODBRŽDOVÁNÍ.	68

14 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha P1	VÝKRES_LIS LKDE_500_SESTAVA
Příloha P2	VÝKRES_LIS LKDE_500_SESTAVA_K
Příloha P3	VÝKRES_LIS LKDE_500_RÁM POHONU
Příloha P4	VÝKRES_LIS LKDE_500_RÁM POHONU_K
Příloha P5	VÝKRES_LIS LKDE_500_HORNÍ_PŘÍČNÍK
Příloha P6	VÝKRES_LIS LKDE_500_EXCENTRICKÁ_HŘÍDEL
Příloha P7	VÝKRES_LIS LKDE_500_OJNICE
Příloha P8	VÝKRES_LIS LKDE_500_ONIČNÍ LOŽISKO