

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojírenství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Pohon kovacího lisu Torque motorem

Autor: **Petr PROCHÁZKA**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jan HLAVÁČ, Ph.D.**

Akademický rok 2019/2020

Zadání

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Procházka	Jméno Petr	
STUDIJNÍ OBOR	B 2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUČÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Pohon kovacího lisu Torque motorem		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	64	TEXTOVÁ ČÁST	56	GRAFICKÁ ČÁST	8
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje stručný historický vývoj kovacích lisů, rešerši a návrh pohonu kovacího lisu. Pro návrh přímého pohonu jsou vypočteny parametry pro volbu vhodného motoru, hřídele a šípového ozubení. V závěru je celková vizualizace lisu SKL 1600 včetně motoru pro přímý pohon od firmy Oswald.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Kovací lis, torque motor, přímý pohon, ozubení, Merrit</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Procházka	Name Petr	
FIELD OF STUDY	B 2301“Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Torque drive of the forging press		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	64	TEXT PART	56	GRAPHICAL PART	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor's thesis contains a brief historical development of forging presses, also research and design of a forging press drive. The parameters for the selection of a suitable motor, shaft and arrow gear are calculated for the design of the direct drive. Finally, there is a complete visualization of the SKL 1600 press, including a direct drive motor from Oswald company.
KEY WORDS	Forging press, torque motor, direct drive, gearing, Merrit

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a vstřícnost při vypracování této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval firmě Šmeral za poskytnuté materiály a své rodině za podporu při studiu.

Obsah

1. Úvod.....	9
2. Základní pojmy, historie, SKL 1600 a rešerše.....	10
2.1. Základní pojmy.....	10
2.2. Historie	10
2.3. Lis SKL 1600	13
2.4. Rešerše.....	14
2.4.1. Klikové lisy s technologií ServoDirect společnosti Schuler	14
2.4.2. Lisy s technologií MEERtorque společnosti SMS.....	15
2.4.3. Lisy s přímým servopohonem společnosti AIDA	15
2.4.4. Lisy s přímým pohonem společnosti SEYI.....	16
3. Rozdělení lisů.....	17
3.1. Rozdělení podle technického použití:	17
3.2. Rozdělení podle tvaru stojanu:	17
3.3. Rozdělení podle vyvozování síly:	17
3.4. Rozdělení podle jmenovité síly:	18
3.5. Rozdělení podle pracovního určení	18
4. Pohon klikových lisů.....	19
4.1. Nepřímý pohon klikových lisů	19
4.2. Přímý pohon klikových lisů	19
5. Výpočty potřebné k návrhu motoru	21
5.1. Kinematika klikového mechanismu	21
5.1.1. Závislost zdvihu na úhlu natočení klikového hřídele.....	21
5.2. Vztah mezi hnacím momentem a silou	23
6. Výpočet výkonu motoru nepřímého pohonu	26
6.1. Výpočet dle Šmeral	26
6.1.1. Práce tvářecí.....	26
6.1.2. Práce deformační stroje a nástrojů	33
6.1.3. Práce ztrátová třecí.....	34
6.1.4. Práce rozběhová	36
6.1.5. Práce ztrátová	36
6.1.6. Určení celkové práce lisu	37
6.1.7. Určení příkonu motoru dle Šmeral.....	37
6.2. Výpočet dle Kamelandr.....	37
6.2.1. Práce tvářecí.....	37
6.2.2. Práce deformační stroje a nástrojů dle Kamelandra.....	42
6.2.3. Třecí práce dle Kamelandra	42
6.2.4. Rozběhová práce dle Kamelandra.....	43

6.2.5.	Určení celkové práce klikového lisu dle Kamelandra.....	43
6.2.6.	Určení příkonu motoru.....	43
7.	Výpočet výkonu motoru přímého pohonu	44
7.1.	Určení hnacího momentu	44
7.2.	Určení výkonu motoru.....	44
7.2.1.	Určení výkonu z jmenovitého momentu	44
7.2.2.	Určení výkonu ze skutečného momentu	45
7.3.	Určení převodu	46
7.3.1.	Hrubý návrhový výpočet ozubení podle Bacha	46
7.4.	Výběr motoru	49
7.5.	Návrh hřídelů.....	51
8.	Vizualizace konstrukčního návrhu.....	53
9.	Závěr	54
10.	Citovaná literatura.....	55

1. Úvod

Jak je z názvu bakalářské práce patrné, v práci je zjednodušený návrh pohonu lisu přímým pohonem.

Kování je nejstarší tvářecí technologie. Kováním se rozumí objemové tváření kovů za tepla i za studena, provedeno úderem nebo klidně působící silou. Výsledkem procesu je výkovek s požadovaným tvarem, příznivou mikrostrukturou a lepšími mechanickými vlastnostmi než má vstupní materiál.

Hlavním cílem této bakalářské práce je provést rešerši na téma kovací lisy poháněné torque motory a následný návrh pohonu pro kovací lis firmy Šmeral SKL 1600. V první části bakalářské práce se čtenář seznámí s historickým vývojem kovacích lisů. Dále je představen lis SKL 1600 a v neposlední řadě jsou uvedeny současné firmy zabývající se výrobou lisů s přímým pohonem. Nejvýznamnějším výrobcem s nejpropracovanějším systémem je německá firma Schuler, která je představena v kapitole 2.3.1.

V druhé části je vysvětlen rozdíl mezi přímým a nepřímým pohonem kovacích lisů. U nepřímého pohonu běží motor nepřetržitě ve spojení se setrvačником, zatímco u přímého pohonu se motor rozběhne pouze při potřebě pohybu beranu. Dále jsou provedeny výpočty pro určení parametrů motoru pro přímý pohon. Výpočet výkonu je proveden ze součinu momentu a úhlové rychlosti. Moment potřebný k tváření je určen z práce potřebné k přetváření materiálu. Jako materiál je zvolena ocel a na kovacím lisu probíhá paralelně první, třetí a pátá operace a druhá a čtvrtá operace. Pro výpočet práce je použit výpočet dle Šmeral a pro kontrolu výpočet dle Kamelander. Po určení parametrů motoru je nutné navrhnout převod a hřídel, které jsou schopny přenést požadované zatížení.

2. Základní pojmy, historie, SKL 1600 a rešerše

2.1. Základní pojmy

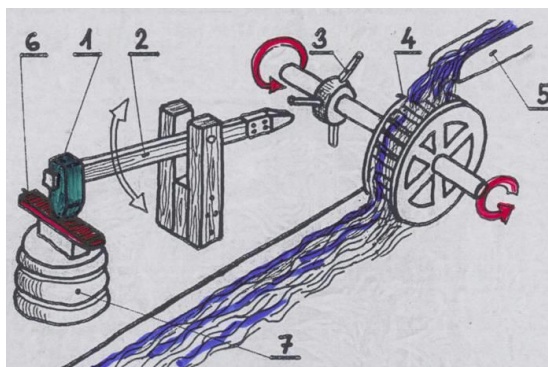
Kování se řadí mezi tváření kovů, ke kterému se využívá kinetická energie beranu. Během tváření je třeba překonat mez kluzu daného materiálu, aby vznikla trvalá deformace v požadovaném směru a velikosti. Proti silám působícím z vnějšku, působí síly vnitřní. Vnitřními silami se materiál brání deformaci. Tyto síly závisí na několika faktorech (např. materiál, teplota). Během trvalé deformace dochází k posunu atomů o větší vzdálenost, než je mřížková konstanta.

2.2. Historie

Kování se řadí mezi nejstarší tvářecí operace. Při poznání kovů, si člověk musel začít osvojovat i jejich zpracování. První kování probíhalo mezi kovadlinou a kladivem pomocí lidské síly. Člověk tak vyráběl zbraně, zemědělské nástroje i ozdobné věci.

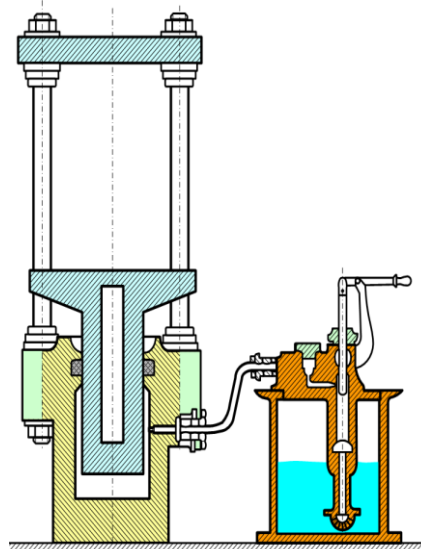
Vývoj tvářecích strojů je spjat s vývojem lidské společnosti a nároky na zpracování materiálu. Postupně se lidstvo propracovalo od nejjednodušších tvářecích strojů, jako byl vřetenový lis na víno vyrobený kolem roku 350 př. Kr., až po ty nejmodernější kovárenská centra. V 11. století se začíná využívat energie vody. Vodní kola dokázala pohánět nejen hamry (buchar s vodním pohonem), ale i mlýnská kola a pily. S příchodem střelného prachu, se ve 13. století rapidně zvětšil nárok na velikost výkovků. Došlo tedy k nahrazení lidské síly, silami zvířat a přírodních sil. V 15. století se už začínají objevovat propracované buchary pohaněné vodou (obr. 1).

Popis konstrukce bucharu s vodním pohonem: Hamr 15. století



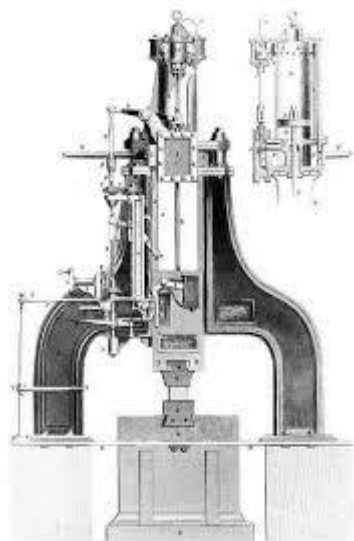
Obrázek 1-Hamr 15. století [14]

- 1- Kladivo
- 2- Topor
- 3- Palce kola
- 4- Vodní kolo
- 5- Přívod vody
- 6- Polotovár
- 7- Šabota

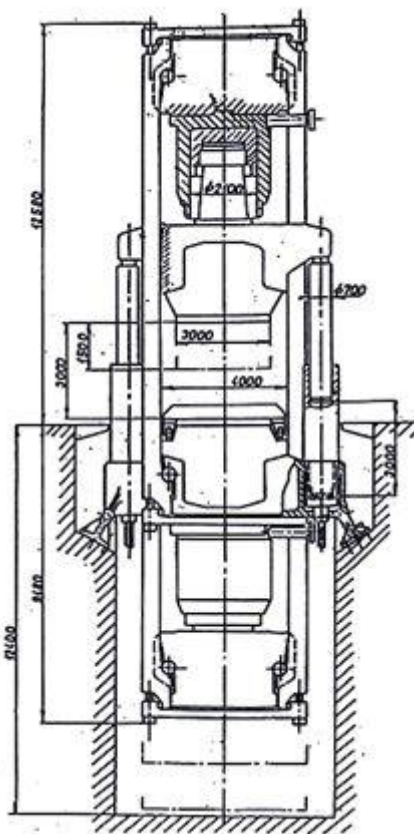


Obrázek 2- Bramahův hydraulický lis [14]

K dalšímu rozvoji kovacích lisů došlo až s příchodem vodní páry, elektrické energie a při využití Pascalova zákona. Poté co si v roce 1784 James Watt nechal patentovat parní stroj, objevili se i první konstrukce parních bucharů. Nedlouho poté v roce 1795 si Joseph Bramah nechal patentovat pohon hydraulického lisu (obr. 2). Bramah využil principu šíření tlaku v kapalině, objeven v roce 1660 Blaisem Pascalem. V roce 1839 přišel James Nasmyth s prvním silným parním bucharem (obr. 3). Několika tunový beran se pohyboval vzhůru díky parnímu stroji a dolů padal vlastní tíhou. Velká energie, kterou stroj disponoval, se využila v zápustkovém kování a při potížích kovat velké díly na obří parník Great Britain. Především při výrobě obrovského klikového hřídele. Mezi nejznámější buchary patří velký parní buchar „Fritz“. Ten byl uveden do provozu 16. 9. 1861 a za jeho výrobou stál podnikatel Alfred Krupp. Beran se zvedal parním pohonem a vážil 50 tun. Při pádu dolů byl ještě urychlován parním mechanismem. Mezi lety 1971 a 1973 na Vysoké škole strojní a elektrotechnické v Plzni ve spolupráci a TS Škoda Plzeň navrhli lis o síle až 1000 MN při pracovním tlaku kapaliny 50 MPa (obr. 4). Tento návrh zkonstruovala ruská firma Uralmaš při použití tlaku kapaliny 32 MPa a celkové pracovní síle 750 MN. V současné době nejsou navrhovány jednotlivé tvářecí stroje, ale spíše kompletní centra schopna efektivně vyrábět konkrétní součást v požadované kvalitě.



Obrázek 3-Nasmythův parní buchar, [2]



Obrázek 4-Návrh lisu VŠSE v Plzni, [2]

2.3. Lis SKL 1600

Svislé kovací lisy jsou využívány k výrobě přesných zápustkových výkovků. Výkovky jsou následně použity v automobilovém, leteckém, zemědělském a ropném průmyslu. Kování probíhá za tepla nebo poloohřevu.

Tvářecí stroje řady SKL jsou mechanické svislé lisy s kulisovým mechanismem s horním pohonem s uložením hlavního hřídele ve stojanu ve směru zleva doprava (ve směru předpokládaného technologického procesu kování). Lisy jsou určeny pro práci za tepla při hromadné výrobě přesných zápustkových výkovků zejména pro automobilový průmysl, stavebnictví a příbuzné obory, jsou zvláště vhodné pro automatizovaný provoz s transfery a roboty. Stojany lisů jsou svařované a kotvené. Beran je veden v přesném nastavitelném vedení. Kroutící moment od asynchronního elektromotoru motoru je řemenovým převodem přenášen na setrvačnick uložený na předloze. Spojka lisu je uložena na levém konci hlavního hřídele, brzda na pravém. Lisy jsou vybaveny přestavováním sevřené výšky pomocí přesuvného mechanismu na beranu a vymezování vůlí v kulisovém mechanismu. Pro lisy je připraven rozsáhlý sortiment příslušenství, jako jsou různé druhy vyhazovačů, upínačů zápustek, zvedáků zápustek a další pomocná zařízení.



Obrázek 5- Lis SKL 1600, [7]

Stojan

Stojan je navržen tak, aby jeho deformace byla během kování co nejmenší. Minimální deformace ve směru kování je dosaženo předepnutými kotvami. Pro snížení hmotnosti je použit svařenec několika plechů, které jsou následně tepelně upraveny ke snížení pnutí.

Beran

Beran je ze slitinové oceli na odlitky. Pro vysokou přesnost výkovků je použito osmiboké vedení. Kluzná pouzdra jsou vyrobena z bronzu, která jsou poškrábána kvůli ideálním kluzným

vlastnostem. Spodní plocha beranu je opatřena deskou, která chrání povrch před mechanickým poškozením a tepelnému namáhání

Parametry lisu

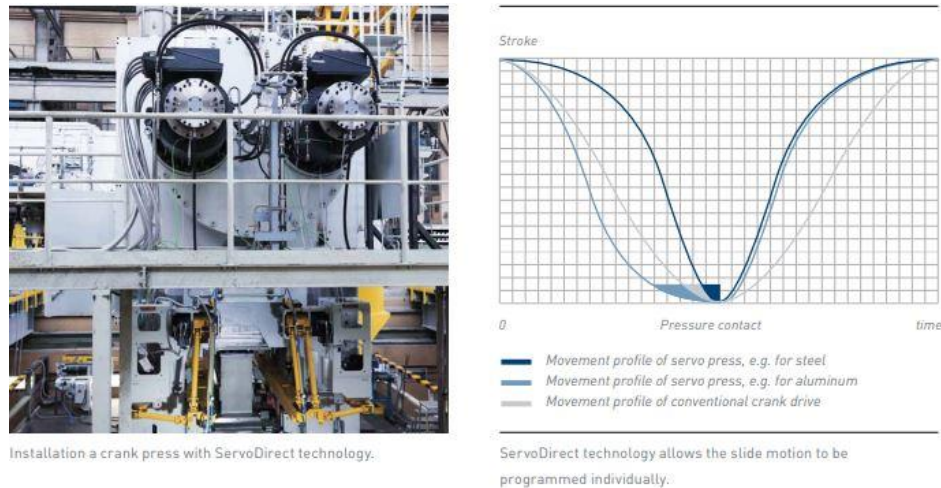
		SKL 1600
Jmenovitá tvářecí síla	kN	16 000
Sevření	mm	800
Průchod	mm	1 600
Upínací plocha stolu	mm	1500x1500
Upínací plocha beranu	mm	1400x1200
Hydraulické přestavení beranu	mm	16
Zdvih/Počet zdvihů	mm/min-1	270/85
Celkový instalovaný výkon	kW	90
Rozměry stroje d*š*v	mm	4,0*4,0*6,0
Hmotnost	kg	120 000
Počet operací	-	5
Vyvažování	-	pneumatické

Tabulka 1 - Parametry lisu SKL 1600, [7]

2.4. Rešerše

2.4.1. Klikové lisy s technologií ServoDirect společnosti Schuler

Lisy s technologií ServoDirect používá společnost Schuler již od roku 2006. Dříve byly tyto motory úspěšně použity u jiných tvářecích strojů jako například válcovací tratě. Technologie ServoDirect znamená, nahrazení klasického třífázového motoru s konstantní rychlostí momentovým, servomotorem. Odebral se i setrvačnick, brzda i spojka. Společnost Schuler představuje mezi největší výhody tohoto pohonu programovatelný průběh skluzu, velkou účinnost ve srovnání s konvenčními lisy, velkou flexibilitu díky programovatelným skluzům. V klikových lise společnosti Schuler, působí na hlavní hřídel několik momentových motorů. Rychlost kování a zdvihů mohou být optimalizovány pro každou součást. Díky tomuto pohonu mohou být kovádkla kratší dobu v kontaktu s materiálem, tudíž se tolik neohřívají. Tento typ lisů se hodí obzvláště pro součásti s podlouhlým tvarem, které mají díky svému tvaru, dlouhou dobu velkou energetickou náročnost. Další výhodou je možnost snížit rychlost při nastavování zápustek před kovááním. Lze se tak vyhnout zakování lisu nebo jeho přetížení.



Obrázek 6-Klikový lis poháněný technologií ServoDirect společnosti Schuler, [3]

2.4.2. Lisy s technologií MEERtorque společnosti SMS

Společnost SMS využívá technologii MEERtorque především u excentrických a šroubových lisů a u válcovacích tratí. Hlavním představitelem pro SMS jsou excentrické lisy typu MT. Tyto lisy disponují zcela novou technologií vyvinutou společností SMS. Principem je kombinace klasického lisu se setrvačником s novou technologií torque motorů. Jeden motor roztáčí setrvačnik a druhý urychluje excentrický hřídel. Díky tomu dochází k sepnutí spojky bez prokluzu, tudíž není tolik opotřebována. Navíc se během brždění generuje elektrická energie což podle výrobce snižuje provozní potřebu energie o 30 až 50 %. Dále je u tohoto pohonu i nižší emise hluku. Mezi výhody se dále řadí velká energetická účinnost (díky využití energie zpomalení), vysoká kovačí energie (díky kombinaci setrvačniků a torque motorů) a v neposlední řadě nižší náklady na údržbu a odstávky, protože pohonná jednotka je téměř bez opotřebení.



Obrázek 7-Excentrický lis MT 630, [4]

2.4.3. Lisy s přímým servopohonem společnosti AIDA

Společnost AIDA se rovněž zabývá technologií torque motorů. Její koncept je již několik let úspěšně využíván mezi středními a velkými lisy. Její lisy mají prokazatelně dobré výsledky

při tváření automobilových rámových prvků vyrobených z vysoce pevných ocelí. Pomocí lisu DSF-T lze dosáhnout až 150 % nárustu produktivity.



Obrázek 8-Lis společnosti AIDA, [5]

2.4.4. Lisy s přímým pohonem společnosti SEYI

Společnost SEYI nabízí lisy s přímým pohonem ve třech typech lisů. Hlavním představitelem je řada lisů SD. Tyto lisy jsou vhodné pro výrobu automobilových součástí a součástí, které potřebují dokonalé tvarování. Motory používané u společnosti SEYI se vyznačují extrémním zrychlením/zpomalením, velmi přesnými rozměry a velkou účinností. Za použití elektrického utilizátoru se zabrání zbytečně velkému výkonu v okamžiku lisování. Firma rovněž zaručuje snížení hluku a delší životnost forem.



Obrázek 9-Lis SEYI SD1, [6]

[1], [2], [3], [4], [5], [6], [7]

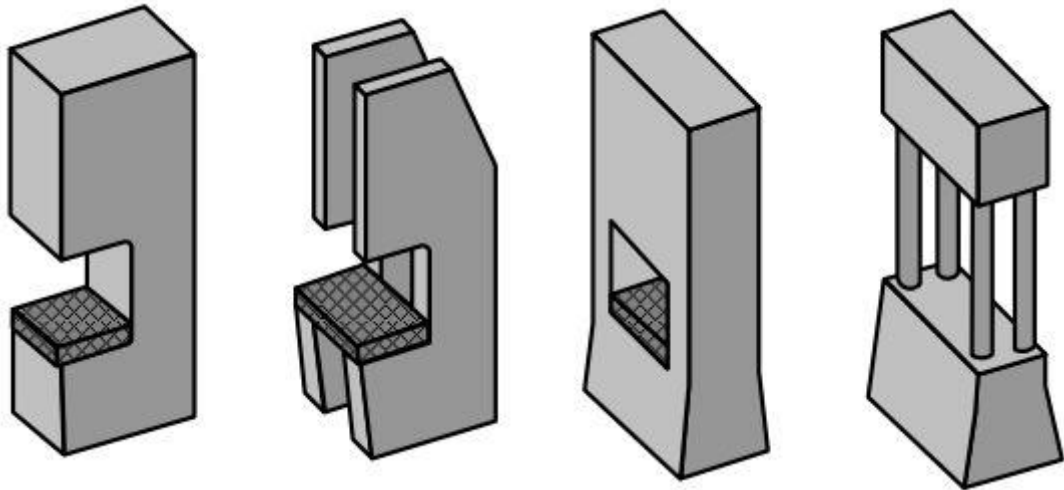
3. Rozdělení lisů

3.1. Rozdělení podle technického použití:

- Pro volné kování
- Pro zápusťkové kování
- Pro rovnání
- Pro vytlačování

3.2. Rozdělení podle tvaru stojanu:

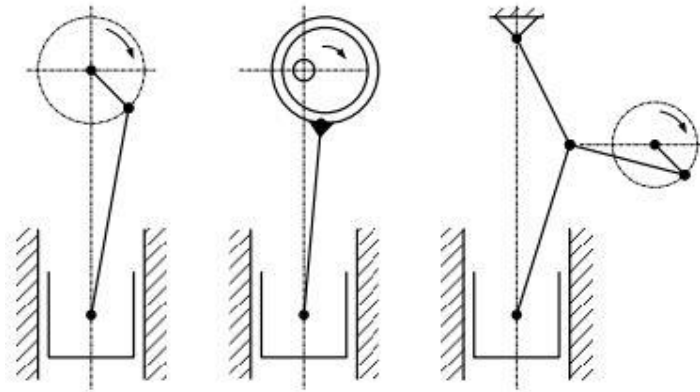
- Jednostojanové otevřené typ C
- Dvoustojanové otevřené typ CC
- Dvoustojanové uzavřené typ O, A
- Sloupové rámy
- Skříňové



Obrázek 10-Rozdělení rámi, [2]

3.3. Rozdělení podle vyvozování síly:

- Mechanické:
 - a) Vřetenové s podélným uspořádáním výstředníkového hřídele, s příčným uspořádáním výstředníkového hřídele
 - b) Klikové jednobodové, dvoubodové, čtyřbodové, vícebodové
 - c) excentrické
 - d) kolenové
- Mechanickohydraulické
- Hydraulické lisy – s akumulátorovým pohonem, s multiplikátorovým pohonem, s přímým pohonem



Obrázek 11-Rozdělení mechanických lisů, [2]

3.4. Rozdělení podle jmenovité síly:

- Lehké (do jmenovité síly 0,5 MN)
- Střední (jmenovitá síla od 0,5 do 5 MN)
- Těžké (jmenovitá síla větší než 5 MN)

3.5. Rozdělení podle pracovního určení

- Univerzální
- Speciální (konstruované pro jedinou technologickou operaci)
- Jednúčelové (konstruované pro stejné technologické operace)

[1], [2]

4. Pohon klikových lisů

4.1. Nepřímý pohon klikových lisů

Nepřímý pohon se řadí mezi konvenční typ pohonu (obr. 12). Základním principem je ukládání energie do setrvačnicku, který v případě potřeby předá energii beranu. Motor pomocí řemenového převodu předá svou energii setrvačnicku. Setrvačnick pomocí převodových kol a spojky předává energii beranu. U tohoto typu lisu je zcela určitý zdvih beranu i velikost práce, kterou může lis vykonat. Práce předaná setrvačnickem při poklesu otáček je dána z rozdílu kinetické energie před a po úderu.

$$A = \frac{1}{2} \cdot J \cdot (\omega_1^2 - \omega_2^2) = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{60^2} \cdot (n_1^2 - n_2^2) = \frac{2\pi^2}{60} \cdot m \cdot R^2 \cdot (n_1^2 - n_2^2) \quad 4-1$$

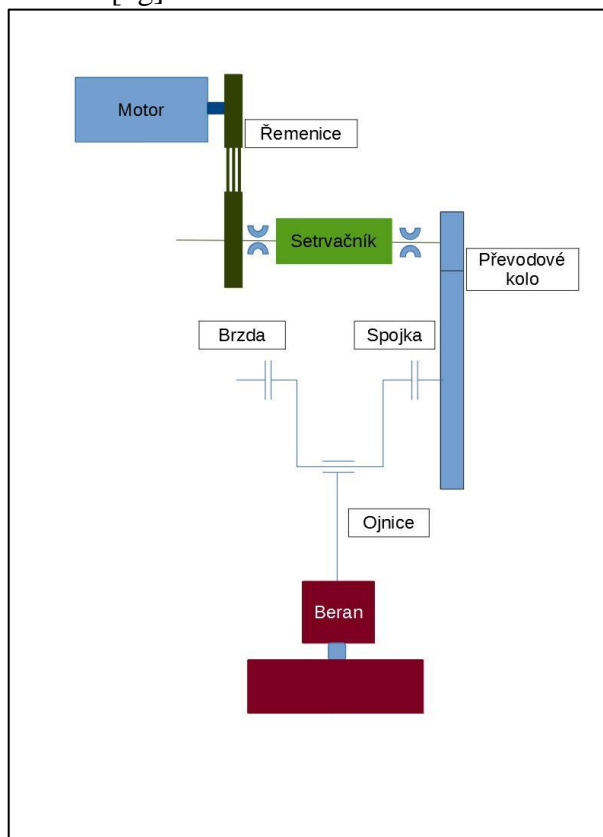
J – moment setrvačnosti setrvačnicku [$kg \cdot m^2$]

n_1 – otáčky setrvačnicku při dosednutí výstupního členu zařízení na tvářený kus [min^{-1}]

n_2 – otáčky setrvačnicku po vykonání pracovním zdvihem (po dokončení tváření) [min^{-1}]

R – poloměr setrvačnicku [m]

m – hmotnost setrvačnicku [kg]

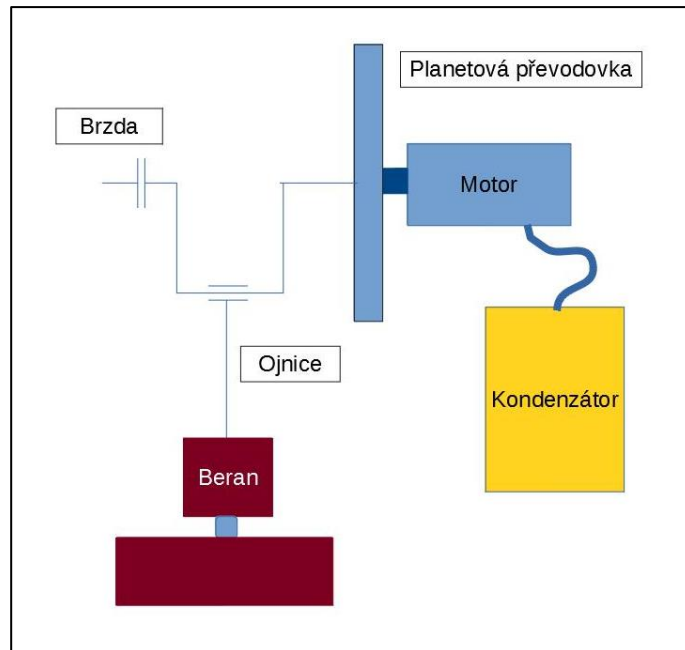


Obrázek 12-Schéma nepřímého pohonu

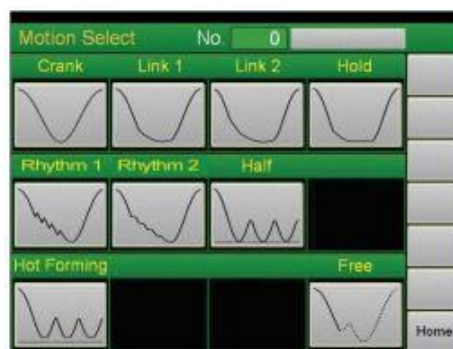
4.2. Přímý pohon klikových lisů

Přímý pohon kovací lisů se řadí mezi nekonvenční pohon kovací lisů. Pro potřebu tohoto typu pohonu se vyvinul speciální typ motorů tzv. Torque motory neboli momentové motory. Tyto motory jsou speciální typ servomotorů s permanentními magnety neboli bezkartáčové DC motory. Torque motory jsou bezrámové motory podobně jako lineární motory. Tento typ motorů rovněž charakterizuje velký točivý moment při střední rychlosti. Problémem u těchto motorů je jejich velký nárazový odběr elektřiny. Provozovatel sítě nepovolí takto velký nárazový odběr,

tudíž musí být k lisu připojen relativně velký kondenzátor, který se v klidu stroje nabíjí. Minimální kapacita kondenzátoru musí být alespoň energie potřebná pro jeden zdvih. Jejich nespornou výhodou je, že průběh zdvihu je programovatelný a dá se libovolně měnit. Lis tak může například pracovat pouze v dolní polovině zdvihu, beran může v dolní části zůstat déle a tím dosáhnout lepšího přetvoření materiálu nebo naopak zůstat v kontaktu s materiálem velmi krátkou dobu a tím zamezit ohřevu kovadel. Různé způsoby používání jsou na obr. 12. Díky výše jmenovaným výhodám při použití, tak lze dosáhnout lepšího tvaru (viz obr. 13) nebo možnosti kovat i velmi pevné oceli.



Obrázek 13 - Schéma přímého pohonu

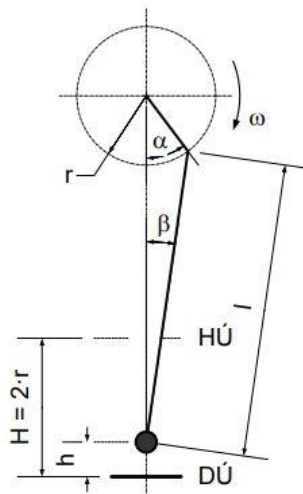


Obrázek 14-Možnosti tváření přímým pohonem, [8]

[2], [5], [8]

5. Výpočty potřebné k návrhu motoru

5.1. Kinematika klikového mechanismu



Obrázek 15-Schéma klikového mechanismu, [2]

Klikový mechanismus převádí rotační pohyb na pohyb posuvný.

r – rameno kliky [m]

l – ojnice [m]

β – úhel natočení ojnice [°]

α – úhel natočení klikového hřídele [°]

5.1.1. Závislost zdvihu na úhlu natočení klikového hřídele

$$h = -(r \cdot \cos(\alpha) + l \cdot \cos(\beta)) + r + l \quad 5-1$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2(\alpha) \cdot \left(\frac{r}{l}\right)^2} \quad 5-2$$

Z binomické věty lze $\cos\beta = 1 - \frac{\left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \sin^2\alpha}{2!}$ Dosazením rovnice (3) do rovnice (1) dostaneme

$$h = r + l - r \cdot \cos\alpha - l + l \cdot \frac{\left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \sin^2\alpha}{2} \quad 5-3$$

$$\alpha = \omega \cdot t \quad 5-4$$

Vzhledem k tomu, že $l \gg r$ zlomek v rovnici (4) lze poměr v rovnici zanedbat a rovnici (5) dosadit do (4)

$$h = r \cdot (1 - \cos(\omega \cdot t)) \quad 5-5$$

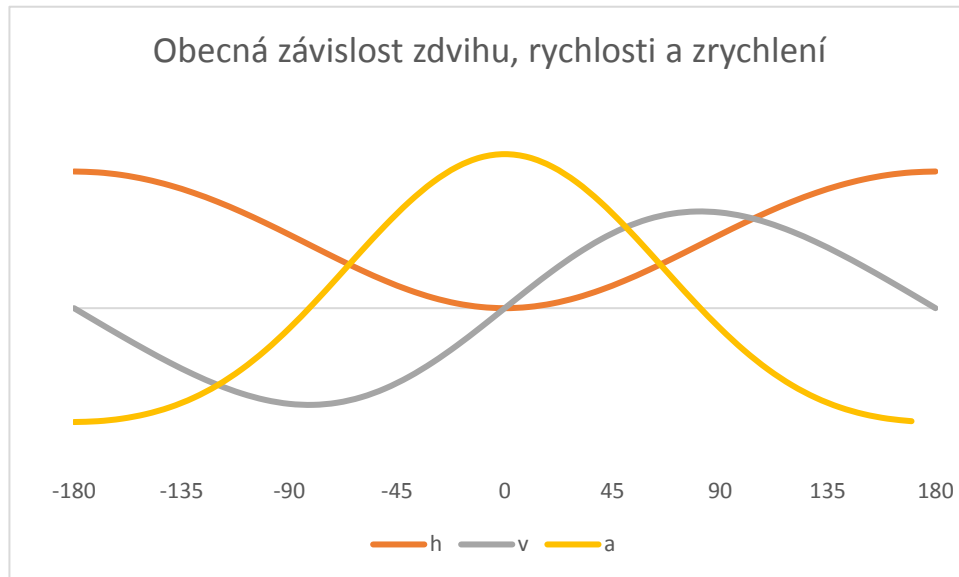
pokud bychom poměr r/l nezanedbali, dostali bychom vztah

$$h = r \cdot \left(1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda \cdot \sin^2\alpha}{2}\right) \quad 5-6$$

rovnice (6) je výsledná zjednodušená zdvihová funkce klikového lisu
první a druhou derivací rovnice (6) dostáváme funkci rychlosti a zrychlení klikového lisu

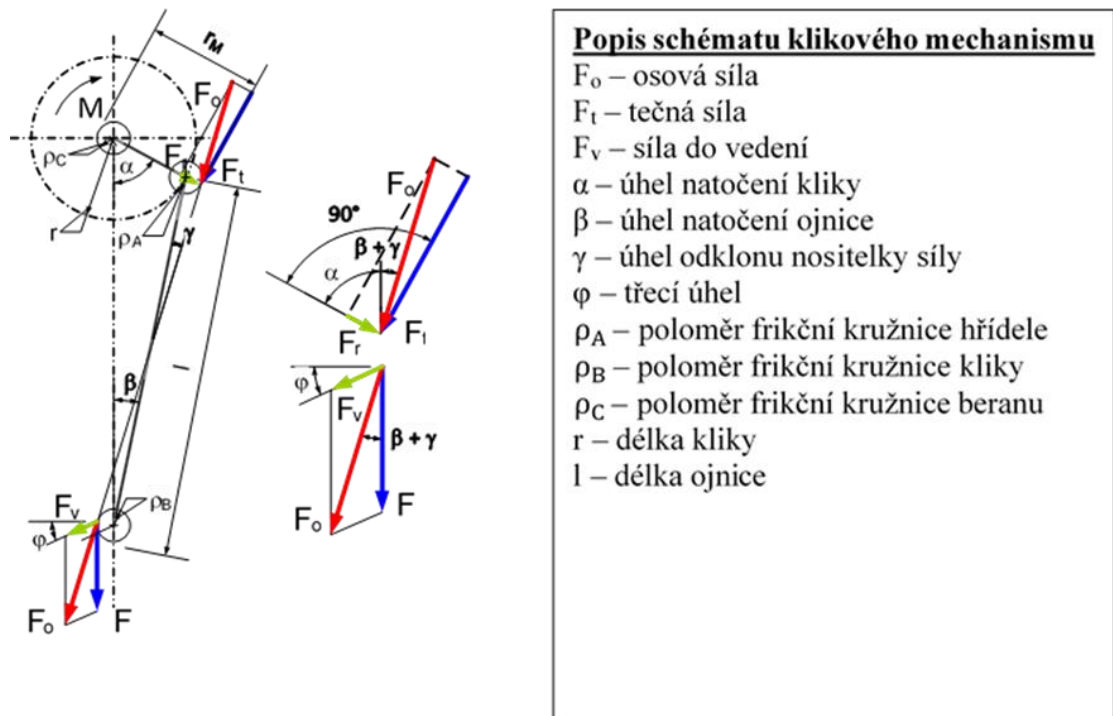
$$v = r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t), v = r \cdot \omega \cdot \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda \cdot \sin(2\alpha)}{2} \right) \quad 5-7$$

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t), a = r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2\alpha) \right) \quad 5-8$$



Graf 1-Závislost zdvihu, rychlosti a zrychlení na úhlu natočení

5.2. Vztah mezi hnacím momentem a silou



Obrázek 16-Klikový mechanismus s pasivními účinky

Výpočet momentu z tečné síly a třecího poloměru

$$M = F_t \cdot r_M \quad 5-9$$

Výpočet třecího poloměru

$$r_M = r + \rho_C + \rho_A \quad 5-10$$

Z rovnováhy sil na beranu (při zanedbání síly do vedení) je patrné

$$F_o = F_j \cdot \frac{\cos(\varphi)}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} \quad 5-11$$

Třecí uhel se určí jako

$$\varphi = \arctg(f) \quad 5-12$$

Úhel odklonu nositelky sil se určí jako

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{\rho_A + \rho_B}{l}\right) \quad 5-13$$

Poloměr frikční kružnice se určí jako

$$\rho = r \cdot f \quad 5-14$$

Z rovnováhy sil na klice mechanismu

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma) \quad 5-15$$

Pro vyvození požadované síly je nutné vyvinout hnací moment:

$$M = F \cdot \frac{\cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} \cdot r_M$$

5-16

Konkrétní parametry lisu SKL 1600

$$D_{klik} = 460 \text{ mm}$$

$$D_{\check{c}o} = 740 \text{ mm}$$

$$D_{\check{c}b} = 520 \text{ mm}$$

$$f = 0,05$$

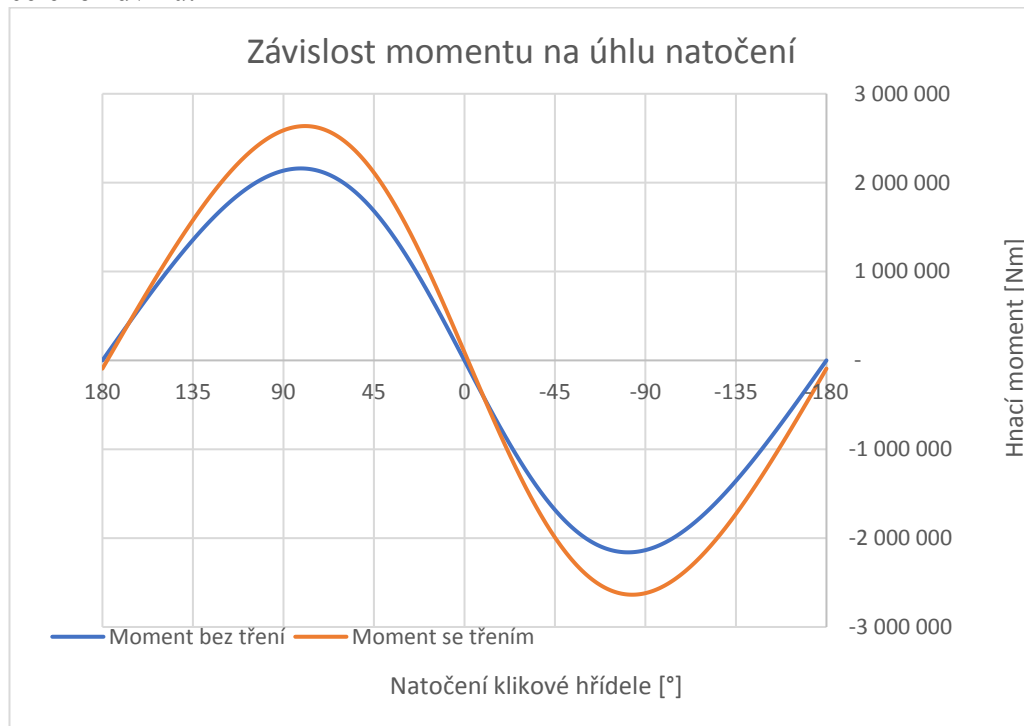
$$r = 135 \text{ mm}$$

$$l = 900 \text{ mm}$$

Maximální rychlost beranu je 0,19 m/s v úhlu 82°

Maximální zrychlení beranu je 0,34 m/s² v úhlu 0°

Dosažením konkrétních parametrů lisu do vztahu 15 lze získat teoretickou hodnotu hnacího momentu, který by musel být působit pro vyvození jmenovité síly v průběhu celého zdvihu.



Graf 2-Teoretický průběh hnacího momentu pro vyvození jmenovité síly v průběhu celého zdvihu $M = f(\alpha)$

Maximální moment z předchozího obrázku je $M = 2,735484 \text{ MNm}$ a je dosažen při úhlu $\alpha = 80^\circ$.

Návrh pohonu lisu se ale běžně provádí pro jmenovitý moment, tedy moment, kterým je nutno působit na klikovou hřídel pro vyvození jmenovité síly ve jmenovitém úhlu (7,5°) před spodní úvratí. Jmenovitý moment nabývá poté hodnoty:

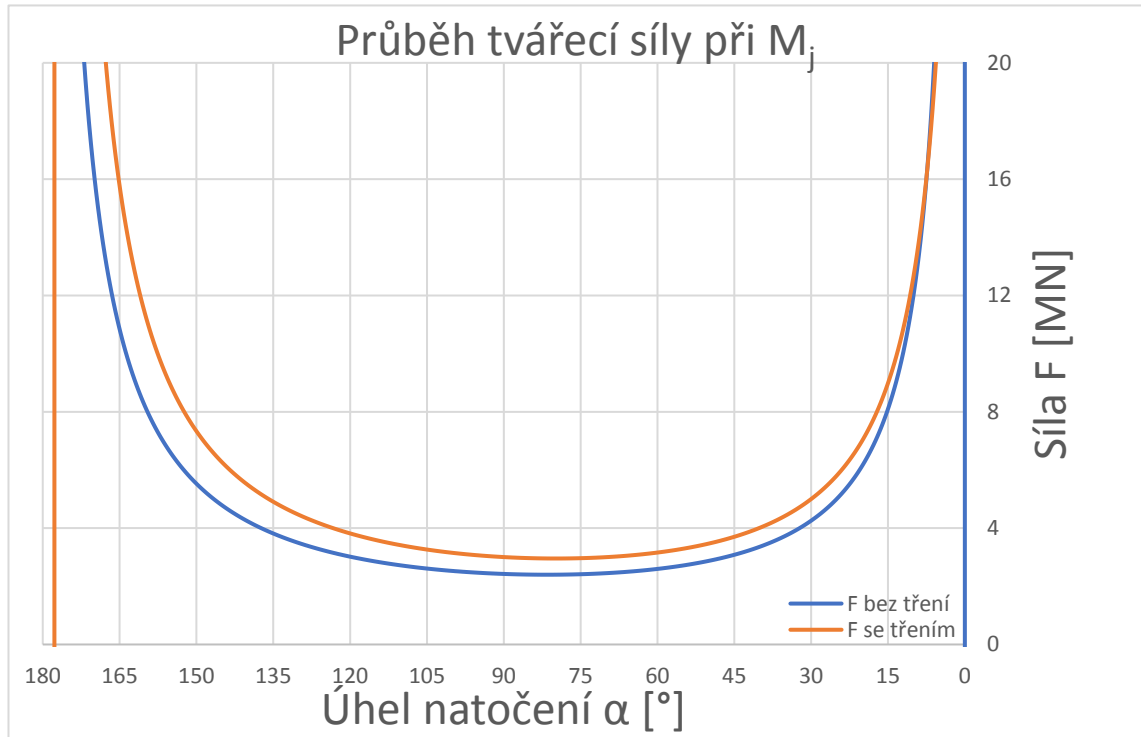
$$M_j = F \cdot \frac{\cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha + \gamma)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{r}{l} \sin(\alpha)\right) + \gamma + \varphi\right)} \cdot r_M = 487,1 \text{ kNm}$$

5-17

Pro hodnotu jmenovitého momentu se běžně vyjadřuje křivka využitelné síly. Ta lze vyčíslit ze vztahu:

$$F_j = M_j \cdot \frac{\cos\left(\arcsin\left(\frac{r}{l}\sin(\alpha)\right) + \gamma + \varphi\right)}{\cos(\varphi) \cdot \sin\left(\alpha + \arcsin\left(\frac{r}{l}\sin(\alpha)\right) + \gamma\right) \cdot r_M} = 16 \text{ MN}$$

5-18



Graf 3-Průběh tvářecí síly při M_j

[1], [2]

6. Výpočet výkonu motoru nepřímého pohonu

6.1. Výpočet dle Šmeral

Pro výpočet je nutné nejdříve znát celkovou práci potřebnou pro jeden tvářecí cyklus. Celková práce se skládá z tvářecí, deformaci stroje a nástrojů, ztrátové a rozběhové.

6.1.1. Práce tvářecí

Jmenovitá síla lisu $F_j = 16 \text{ MN}$

Z diagramu 1. určíme minimální, střední a maximální hmotnost výkovku

Minimální váha výkovku $m_{v_{min}} = 2,2 \text{ kg}$

Střední váha výkovku $m_{v_{stř}} = 3,2 \text{ kg}$

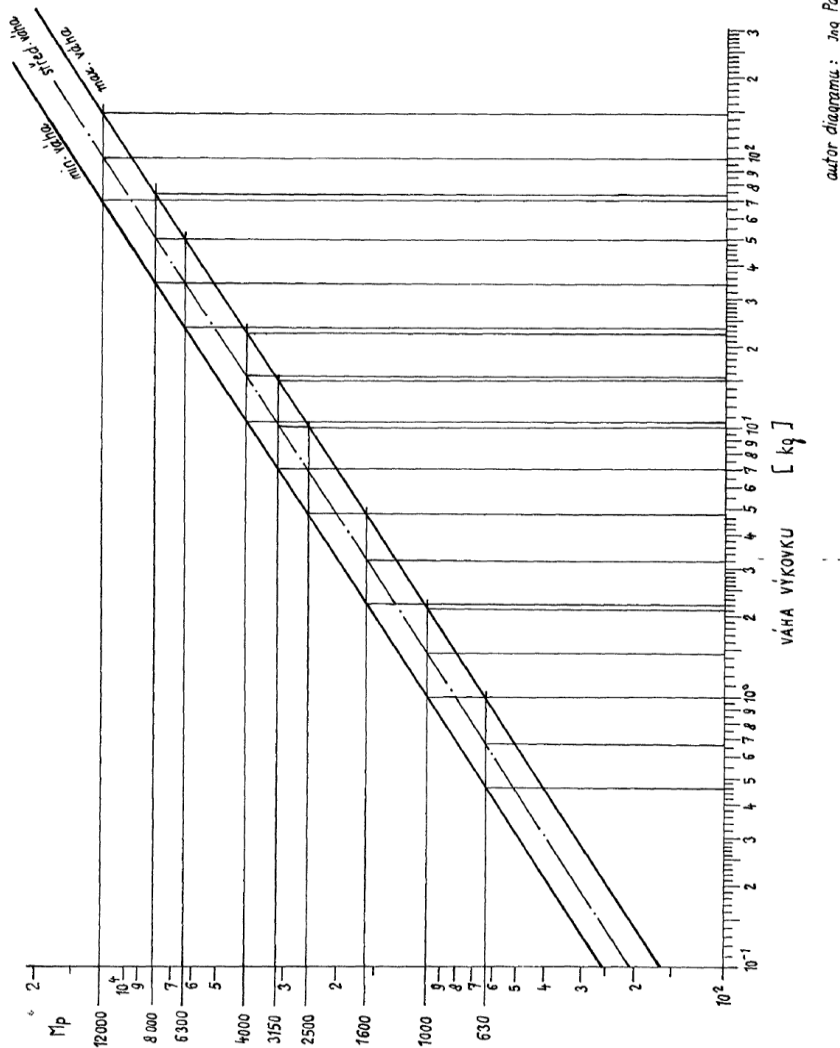
Maximální váha výkovku $m_{v_{max}} = 4,9 \text{ kg}$

Hustota materiálu (ocel) $\rho_v = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Minimální objem výkovku $V_{v_{min}} = \frac{m_{v_{min}}}{\rho_v} = (2,803 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^3$

Střední objem výkovku $V_{v_{stř}} = \frac{m_{v_{stř}}}{\rho_v} = (4,076 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^3$

Maximální objem výkovku $V_{v_{max}} = \frac{m_{v_{max}}}{\rho_v} = (6,242 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^3$



6.1.1.1. Výpočet teoretického středního výkovku dle Šmeral

Průměr středního výkovku volím na základě znalosti průměru výkovku na lisu SKL 2500, jeho hodnota je 198 mm

Průměr středního výkovku bez výronku

$$D_{v_{stř}} = \sqrt{\frac{F_{j16}}{F_{j25}} \cdot D_{v_{stř25}}^2} = 158 \text{ mm}$$

6-1

Průměr středního výkovku zvolen

$$D_{v_{stř}} = 145 \text{ mm}$$

Z diagramu 2. určena tloušťka a poměr b/s

Tloušťka výronku středního výkovku

$$s_{v_{stř}} = 1,6 \text{ mm}$$

Poměr $\frac{b_{v_{stř}}}{s_{v_{stř}}}$

$$b s_{v_{stř}} = 2,7$$

Šířka výronku středního výkovku

$$b_{v_{stř}} = s_{v_{stř}} \cdot b s_{v_{stř}} = 4,32 \text{ mm}$$

Při kování představitele středního výkovku budeme uvažovat kování na 5 operací.

5. pěchování při teplotě 1200 °C

4. předkování při teplotě 1150 °C

3. kování při teplotě 1100 °C

2. kalibrace při teplotě 1050 °C

1. ostřih při teplotě 1000 °C

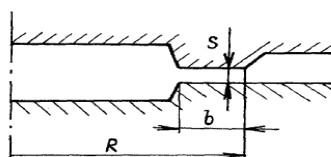
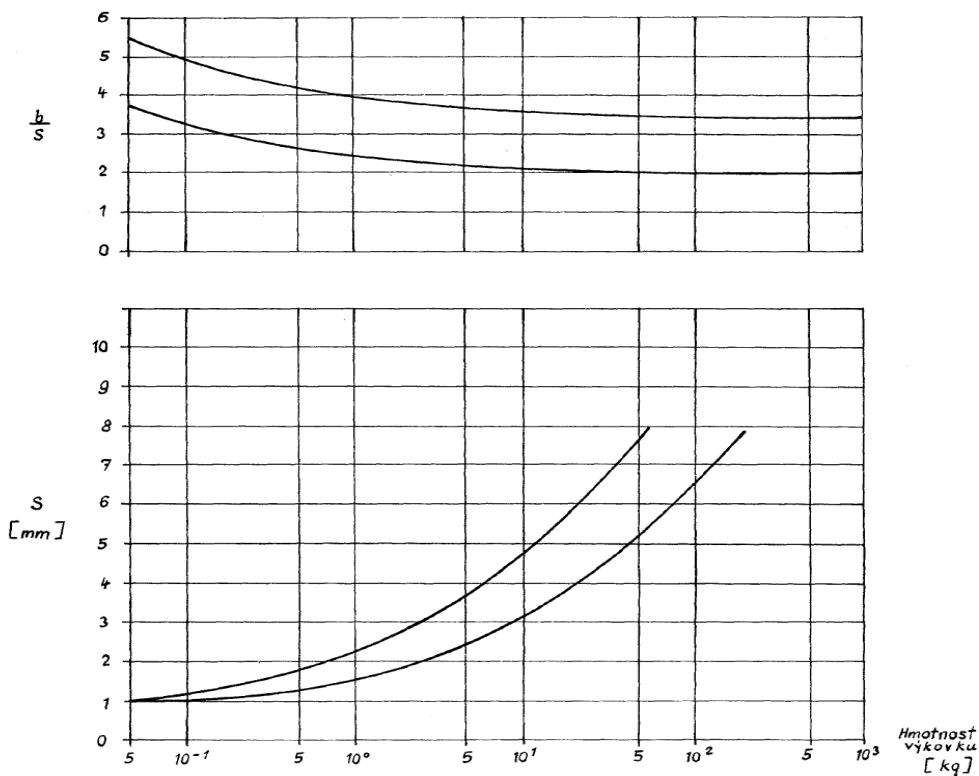
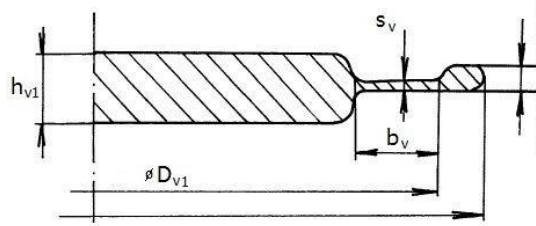


Diagram 2-Poměr šířky a tloušťky

6.1.1.1. Geometrické parametry výkovku po kování



Obrázek 17-Zjednodušený rozbor kování

Rozměry výkovku pro výpočet síly operací 3. kování a 2. kalibrace na teplotě 1100 °C a 1050°C.

Objem středního výkovku $V_{v_{stř}} = (4,076 \cdot 10^{-4}) m^3$

Teplota výkovku při kování $T_{v_{1stř}} = 1050 °C$

Průměr středního výkovku s výronkem

$$D_{v_{1stř}} = D_{v_{stř}} + 2 \cdot b_{v_{stř}} = 153,64 mm \quad 6-2$$

Poloměr středního výronku s výronkem

$$R_{v_{1stř}} = \frac{D_{v_{1stř}}}{2} = 76,82 mm \quad 6-3$$

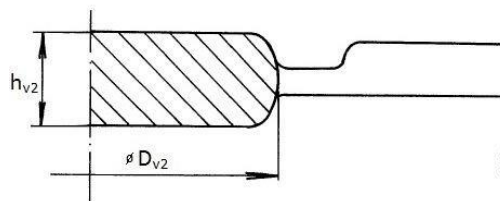
Objem materiálu ve výronku

$$V_{v_{stř_výr}} = \left(\frac{\pi \cdot D_{v_{1stř}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{v_{stř}}^2}{4} \right) \cdot s_{v_{stř}} = (3,524 \cdot 10^{-6}) m^3 \quad 6-4$$

Výška výkovku po vykování

$$h_{v_{1stř}} = \frac{V_{v_{stř}} - V_{v_{stř_výr}}}{\frac{\pi \cdot D_{v_{stř}}^2}{4}} = 24,502 mm \quad 6-5$$

6.1.1.2. Geometrické parametry výkovku po předkování



Obrázek 18-Zjednodušený rozbor předkování

Rozměry výkovku pro výpočet síly operace 4. předkování na teplotě 1150 °C.

Objem středního výkovku $V_{v_{stř}} = (4,076 \cdot 10^{-4}) m^3$

Teplota výkovku při kování $T_{v_{1stř}} = 1150 °C$

Průměr středního výkovku

$$D_{v_{2stř}} = D_{v_{stř}} - 15 = 130 mm \quad 6-6$$

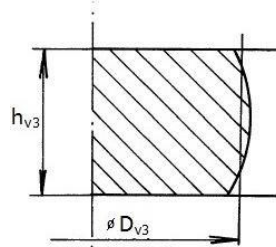
Poloměr středního výronku

$$R_{v_{2stř}} = \frac{D_{v_{2stř}}}{2} = 65 mm \quad 6-7$$

Výška výkovku po vykování

$$h_{v2_{stř}} = \frac{V_{v_{stř}}}{\frac{\pi \cdot D_{v2_{stř}}^2}{4}} = 30,727 \text{ mm} \quad 6-8$$

6.1.1.1.3 Geometrické parametry výkovku po pěchování



Obrázek 19- Zjednodušený rozbor pěchování

Rozměry výkovku pro výpočet síly operace 5. pěchování na teplotě 1200 °C.

Objem středního výkovku $V_{v_{stř}} = (4,076 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^3$

Teplota výkovku při kování $T_{v1_{stř}} = 1200 \text{ °C}$

Průměr středního výkovku $D_{v3_{stř}} = 85 \text{ mm}$

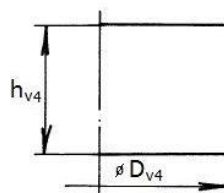
Poloměr středního výronku

$$R_{v3_{stř}} = \frac{D_{v3_{stř}}}{2} = 42,5 \text{ mm} \quad 6-9$$

Výška výkovku po vykování

$$h_{v3_{stř}} = \frac{V_{v_{stř}}}{\frac{\pi \cdot D_{v3_{stř}}^2}{4}} = 71,874 \text{ mm} \quad 6-10$$

6.1.1.1.3. Geometrické parametry polotovaru



Obrázek 20-Zjednodušený rozbor pro polotovar

Objem středního výkovku $V_{v_{stř}} = (4,076 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^3$

Poměr délky a průměru polotovaru $m_{v_{stř_pol}} = 1,5$

Průměr polotovaru výpočetní

$$D'_{v4_{stř}} = 1,08 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_{v_{stř}}}{m_{v_{stř_pol}}}} = 69,953 \text{ mm} \quad 6-11$$

Zvolený průměr polotovaru $D_{v4_{stř}} = 56 \text{ mm}$

Výška výkovku po vykování

$$h_{v4_{stř}} = \frac{V_{v_{stř}}}{\frac{\pi \cdot D_{v4_{stř}}^2}{4}} = 165,590 \text{ mm}$$

6-12

6.1.1.1.4. Výpočet sil v jednotlivých operacích tváření

Druh materiálu výkovku

Ocel

Pevnost materiálu výkovku

$\sigma_{Pt_{stř}} = 491 \text{ MPa}$

Konstanta pro navýšení meze tečení

$\mu_v = 0,4$

$x_v = 1 + 0,713 \cdot \mu_v = 1,285$

Hodnoty z diagramu 3.

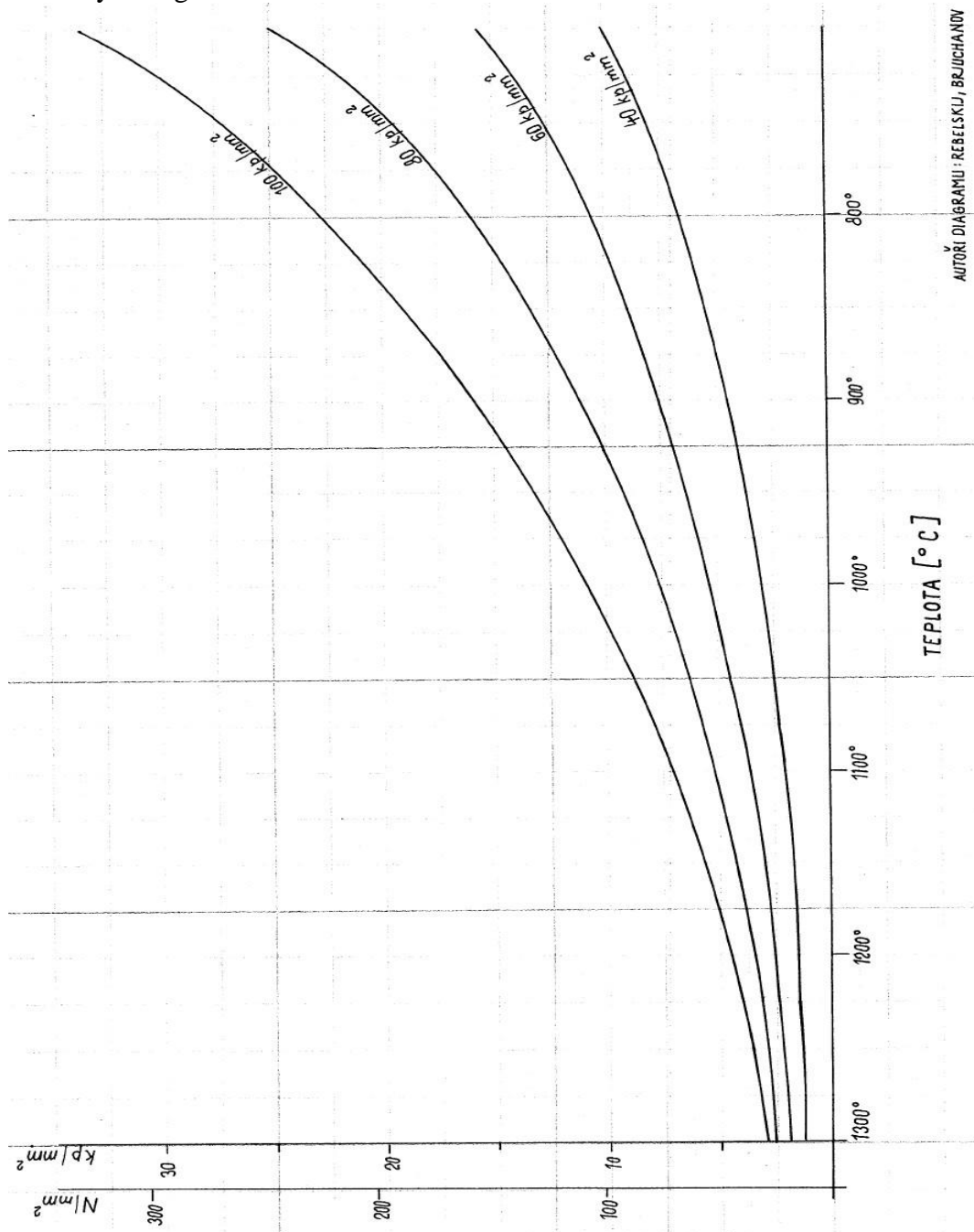


Diagram 3-Závislost pevnosti oceli na teplotě

Mez tečení materiálu při 1050 $^{\circ}C$

$\sigma'_{v2_{stř}} = 38 \text{ MPa}$

Mez tečení materiálu při 1100 °C $\sigma'_{v3_stř} = 32 \text{ MPa}$
 Mez tečení materiálu při 1150 °C $\sigma'_{v4_stř} = 30 \text{ MPa}$
 Mez tečení materiálu při 1200 °C $\sigma'_{v5_stř} = 25 \text{ MPa}$

Výpočet zvýšené meze tečení materiálu

$$\sigma_{vn_stř} = \sigma'_{vn_stř} \cdot x_v \quad 6-13$$

Dosazení do rovnice 6-13

Mez tečení materiálu při 1050 °C zvýšená $\sigma_{v2_stř} = \sigma'_{v2_stř} \cdot x_v = 48,838 \text{ MPa}$
 Mez tečení materiálu při 1100 °C zvýšená $\sigma_{v3_stř} = \sigma'_{v3_stř} \cdot x_v = 41,126 \text{ MPa}$
 Mez tečení materiálu při 1150 °C zvýšená $\sigma_{v4_stř} = \sigma'_{v4_stř} \cdot x_v = 38,556 \text{ MPa}$
 Mez tečení materiálu při 1200 °C zvýšená $\sigma_{v5_stř} = \sigma'_{v5_stř} \cdot x_v = 32,131 \text{ MPa}$

OPERACE 2. KALIBRACE

Parametr m pro výpočet měrného tlaku při kalibraci

$$m_{v2_stř} = 1 + 2 \cdot \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \frac{R_{v1_stř}}{S_{v_stř}} = 19,480 \quad 6-14$$

Měrný tlak při kování středního výkovku dle Schroedera a Webstera ve finální operaci

$$p_{v2_stř} = m_{v2_stř} \cdot \sigma_{v2_stř} = 625,912 \text{ MPa} \quad 6-15$$

Průřez středního výkovku s výronkem ve finální operaci kování

$$S_{v1_stř} = \frac{\pi \cdot D_{v1_stř}^2}{4} = 0,037 \text{ m}^2 \quad 6-16$$

Síla středního výkovku s výronkem ve finální operaci kalibraci

$$F_{v2_stř} = p_{v2_stř} \cdot S_{v1_stř} = 11,598 \text{ MN} \quad 6-17$$

OPERACE 3. KOVÁNÍ

Rozměry výkovku uvažovány stejně jako při kalibraci

Parametr m pro výpočet měrného tlaku při kování

$$m_{v3_stř} = 1 + 2 \cdot \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \frac{R_{v1_stř}}{S_{v_stř}} = 19,480 \quad 6-18$$

Měrný tlak při kování středního výkovku dle Schroedera a Webstera ve finální operaci

$$p_{v3_stř} = m_{v3_stř} \cdot \sigma_{v3_stř} = 801,135 \text{ MPa} \quad 6-19$$

Průřez středního výkovku s výronkem ve finální operaci kování

$$S_{v1_stř} = 0,037 \text{ m}^2 \quad 6-20$$

Síla středního výkovku s výronkem ve finální operaci kování

$$F_{v3_stř} = p_{v3_stř} \cdot S_{v1_stř} = 14,845 \text{ MN} \quad 6-21$$

OPERACE 4. PŘEDKOVÁNÍ

Parametr m pro výpočet měrného tlaku při předkování

$$m_{v4stř} = 1 + 2 \cdot \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \frac{R_{v2stř}}{h_{v2stř}} = 1,814 \quad 6-22$$

Měrný tlak při kování středního výkovku dle Schroedera a Webstera ve finální operaci

$$p_{v4stř} = m_{v4stř} \cdot \sigma_{v4stř} = 69,948 \text{ MPa} \quad 6-23$$

Průřez středního výkovku s výronkem ve finální operaci předkování

$$S_{v4stř} = \frac{\pi \cdot D_{v2stř}^2}{4} = 0,026 \text{ m}^2 \quad 6-24$$

Síla středního výkovku s výronkem ve finální operaci předkování

$$F_{v4stř} = p_{v4stř} \cdot S_{v4stř} = 0,92 \text{ MN} \quad 6-25$$

OPERACE 5. PĚCHOVÁNÍ

Parametr m pro výpočet měrného tlaku při pěchování

$$m_{v5stř} = 1 + 2 \cdot \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \frac{R_{v3stř}}{h_{v3stř}} = 1,228 \quad 6-26$$

Měrný tlak při kování středního výkovku dle Schroedera a Webstera ve finální operaci

$$p_{v5stř} = m_{v5stř} \cdot \sigma_{v5stř} = 39,444 \text{ MPa} \quad 6-27$$

Průřez středního výkovku s výronkem ve finální operaci pěchování

$$S_{v5stř} = \frac{\pi \cdot D_{v3stř}^2}{4} = 0,011 \text{ m}^2 \quad 6-28$$

Síla středního výkovku s výronkem ve finální operaci pěchování

$$F_{v5stř} = p_{v5stř} \cdot S_{v5stř} = 0,224 \text{ MN} \quad 6-29$$

OPERACE 1. OSTŘIH

Průřez středního výkovku s výronkem ve finální operaci ostřih

$$S_{s1stř} = \pi \cdot D_{v1stř} \cdot s_{vstř} = 0,0007 \text{ m}^2 \quad 6-30$$

Tečné napětí $\tau = 150 \text{ MPa}$

Koeficient otupení nástroje (1-1,4) $k_t = 1,2$

Síla ve finální operaci ostřih

$$F_{s1stř} = k_t \cdot S_{s1stř} \cdot \tau = 0,139 \text{ MN} \quad 6-31$$

SOUHRN VÝSLEDKŮ

Celková tvářecí síla

$$F_{vstř} = F_{s1stř} + F_{v2stř} + F_{v3stř} + F_{v4stř} + F_{v5stř} = 27,734 \text{ MN} \quad 6-32$$

Celková síla operace 1, 3, 5

$$F_{v_stř1} = F_{s1_stř} + F_{v3_stř} + F_{v5_stř} = 15,207 \text{ MN} \quad 6-33$$

Celková síla operace 2, 4

$$F_{v_stř2} = F_{v2_stř} + F_{v4_stř} = 12,526 \text{ MN} \quad 6-34$$

6.1.1.1.5. Výpočet tvářecí energie prostřední výkovek

Deformační práce při stříhání

$$A_{def1_stř} = F_{s1_stř} \cdot s_{v_stř} = 222,30 \text{ J} \quad 6-35$$

Deformační práce při kalibrování

$$A_{def2_stř} = p_{v2_stř} \cdot V_{v_stř} \cdot \ln\left(\frac{h_{v2_stř}}{h_{v1_stř}}\right) = 57760,75 \text{ J} \quad 6-36$$

Deformační práce při kování

$$A_{def3_stř} = p_{v3_stř} \cdot V_{v_stř} \cdot \ln\left(\frac{h_{v2_stř}}{h_{v1_stř}}\right) = 73930,74 \text{ J} \quad 6-37$$

Deformační práce při předkování

$$A_{def4_stř} = p_{v4_stř} \cdot V_{v_stř} \cdot \ln\left(\frac{h_{v3_stř}}{h_{v2_stř}}\right) = 24230,36 \text{ J} \quad 6-38$$

Deformační práce při pýchování

$$A_{def5_stř} = p_{v5_stř} \cdot V_{v_stř} \cdot \ln\left(\frac{h_{v4_stř}}{h_{v3_stř}}\right) = 13419,54 \text{ J} \quad 6-39$$

Deformační práce operace 1, 3, 5

$$A_{v_def1_stř} = A_{def1_stř} + A_{def3_stř} + A_{def5_stř} = 87572,59 \text{ J} \quad 6-40$$

Deformační práce operace 2, 4

$$A_{v_def2_stř} = A_{def2_stř} + A_{def4_stř} = 81991,11 \text{ J} \quad 6-41$$

Celková deformační práce

$$A_{c_def_stř} = A_{def1_stř} + A_{def2_stř} + A_{def3_stř} + A_{def4_stř} + A_{def5_stř} \quad 6-42$$

$$A_{c_def_stř} = 169563,71 \text{ J}$$

Deformační práce celková pro střední výkovek

$$A_{def_stř} = \frac{A_{v_def1_stř} + A_{v_def2_stř}}{2} = 84781,85 \text{ J} \quad 6-43$$

6.1.2. Práce deformační stroje a nástrojů

Deformační práce stroje a nástrojů je především energie spotřebovaná na natažení stojanu. Ze znalosti hodnot prodloužení lisu SKL 2500 lze dopočítat jeho tuhost. Pro SKL 1600 budeme uvažovat stejnou tuhost za předpokladu, že se ke zmenšení průřezu sloupů, úměrně zmenší jejich délka.

Určení tuhosti stroje

$$k = \frac{F_{j_25}}{\Delta s_{1_25}} = 1,25 \cdot 10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad 6-44$$

Vztahy pro výpočet pružení, síly a deformační práce

$$\Delta s_n = \frac{F_{v_střn}}{k} \quad 6-45$$

$$F_{vn} = F_{v_střn} \quad 6-46$$

$$A_{pruž_vn} = \frac{F_{vn} \cdot \Delta s_n}{2} \quad 6-47$$

Dosazení do rovnic 6-45, 6-46, 6-47

OPERACE 1, 3, 5

Předpokládané pružení stroje při maximální tvářecí síle zvoleno

$$\Delta s_1 = \frac{F_{v_stř1}}{k} = 1,2 \text{ mm}$$

Síla při kování $F_{v1} = F_{v_stř1} = 15,207 \text{ MN}$

Práce při kování $A_{pruž_v1} = \frac{F_{v1} \cdot \Delta s_1}{2} = 9332,82 \text{ J}$

OPERACE 2, 4

Předpokládané pružení stroje při maximální tvářecí síle zvoleno

$$\Delta s_2 = \frac{F_{v_stř2}}{k} = 1,0 \text{ mm}$$

Síla při kování $F_{v2} = F_{v_stř2} = 12,526 \text{ MN}$

Práce při předkování $A_{pruž_v2} = \frac{F_{v2} \cdot \Delta s_2}{2} = 6331,70 \text{ J}$

Deformační práce stroje a částí celková průměrná

$$A_{pruž_STR} = \frac{A_{pruž_v1} + A_{pruž_v2}}{2} = 7832,26 \text{ J}$$

6.1.3. Práce ztrátová třecí

Poloměr kliky $R = 135 \text{ mm}$

Úhel natočení kliky $\alpha_K = 8^\circ$

Koeficient tření $\mu = 0,05$

Průměr hřídele v ojnici $d_O = 740 \text{ mm}$

Průměr hřídele v hlavním ložisku $d_H = 460 \text{ mm}$

Třecí poloměr $\rho_t = R \cdot \mu \cdot \left(\left(\frac{r_H}{R} + \frac{r_O}{R} \right) + 1 \right) = 36,75 \text{ mm}$

Úhel, na kterém se tváří je určen ze zdvihové funkce a velikosti výkovku v jednotlivých operacích

Vztahy pro výpočet třecí práce v jednotlivých operacích

Třecí moment

$$M_{Tvn_STR} = \frac{1}{2} \cdot F_{vn_stř} \cdot \rho_t \quad 6-48$$

Třecí práce

$$A_{tř_vn_STR} = M_{Tvn_STR} \cdot \varphi \alpha_{vn_STR} \quad 6-49$$

Dosazení do rovnic 6-48, 6-49

Operace 2 Kalibrace

Dráha tváření	$\Delta h_{v2_STR} = 1,6 \text{ mm}$
Úhel, na kterém se tváří	$\alpha_{v2_str} = 10,53^\circ$
Úhel, na kterém se tváří v radiánech	$\sphericalangle \alpha_{v2_STR} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_{v2_str} = 0,184$
Síla výkovku v operaci 2 Kalibrace	$F_{v2_stř} = 11,598 \text{ MN}$
Třecí moment	$M_{Tv2_STR} = \frac{1}{2} \cdot F_{v2_stř} \cdot \rho_t = 213117,56 \text{ N} \cdot \text{m}$
Třecí práce	$A_{tř_v2_STR} = M_{Tv2_STR} \cdot \sphericalangle \alpha_{v2_STR} = 39162,25 \text{ J}$

Operace 3 kování

Dráha tváření	$\Delta h_{v3_STR} = h_{v2_stř} - h_{v1_stř} = 6,2 \text{ mm}$
Úhel, na kterém se tváří	$\alpha_{v3_str} = 17,86^\circ$
Úhel, na kterém se tváří v radiánech	$\sphericalangle \alpha_{v3_STR} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_{v3_str} = 0,311$
Síla výkovku v operaci 3 Kování	$F_{v3_stř} = 14,845 \text{ MN}$
Třecí moment	$M_{Tv3_STR} = \frac{1}{2} \cdot F_{v3_stř} \cdot \rho_t = 272779,34 \text{ N} \cdot \text{m}$
Třecí práce	$A_{tř_v3_STR} = M_{Tv3_STR} \cdot \sphericalangle \alpha_{v3_STR} = 84995,55 \text{ J}$

Operace 4 předkování

Dráha tváření	$\Delta h_{v4_STR} = h_{v3_stř} - h_{v2_stř} = 41,1 \text{ mm}$
Úhel, na kterém se tváří	$\alpha_{v4_str} = 43,68^\circ$
Úhel, na kterém se tváří v radiánech	$\sphericalangle \alpha_{v4_STR} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_{v4_str} = 0,762$
Síla výkovku v operaci 4 předkování	$F_{v4_stř} = 0,928 \text{ MN}$
Třecí moment	$M_{Tv4_STR} = \frac{1}{2} \cdot F_{v4_stř} \cdot \rho_t = 17051,54 \text{ N} \cdot \text{m}$
Třecí práce	$A_{tř_v4_STR} = M_{Tv4_STR} \cdot \sphericalangle \alpha_{v4_STR} = 12993,08 \text{ J}$

Operace 5 Pěchování

Dráha tváření	$\Delta h_{v5_STR} = h_{v4_stř} - h_{v3_stř} = 93,7 \text{ mm}$
Úhel, na kterém se tváří	$\alpha_{v5_str} = 68,82^\circ$
Úhel, na kterém se tváří v radiánech	$\sphericalangle \alpha_{v5_STR} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_{v5_str} = 1,201$
Síla výkovku v operaci 5 Pěchování	$F_{v5_stř} = 0,224 \text{ MN}$
Třecí moment	$M_{Tv5_STR} = \frac{1}{2} \cdot F_{v5_stř} \cdot \rho_t = 4110,68 \text{ N} \cdot \text{m}$
Třecí práce	$A_{tř_v5_STR} = M_{Tv5_STR} \cdot \sphericalangle \alpha_{v5_STR} = 4934,87 \text{ J}$

Operace 1 Stříhání

Dráha tváření	$\Delta h_{v1_STR} = s_{v1_stř} = 1,6 \text{ mm}$
Úhel, na kterém se tváří	$\alpha_{v1_str} = 10,96^\circ$
Úhel, na kterém se tváří v radiánech	$\varphi\alpha_{v1_STR} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_{v1_str} = 0,191$
Síla výkovku v operaci 1 Stříhání	$F_{v1_stř} = 0,138 \text{ MN}$
Třecí moment	$M_{Tv1_STR} = \frac{1}{2} \cdot F_{v1_stř} \cdot \rho_t = 2553,01 \text{ N} \cdot \text{m}$
Třecí práce	$A_{tř_v1_STR} = M_{Tv1_STR} \cdot \varphi\alpha_{v1_STR} = 488,27 \text{ J}$

Zprůměrovaná práce třecí

Třecí práce operace 1,3,5

$$A_{tř_OP1} = \frac{A_{tř_v1_STR} + A_{tř_v3_STR} + A_{tř_v5_STR}}{3} = 30139,57 \text{ J} \quad 6-50$$

Třecí práce operace 2,4

$$A_{tř_OP2} = \frac{A_{tř_v2_STR} + A_{tř_v4_STR}}{2} = 26077,67 \text{ J} \quad 6-51$$

Třecí práce průměrná

$$A_{tř_STR} = \frac{A_{tř_OP1} + A_{tř_OP2}}{2} = 28108,62 \text{ J} \quad 6-52$$

6.1.4. Práce rozběhová

Při každém spuštění stroje je třeba uvést do pohybu rotační a posuvné pohyblivé části mechanismu (beran, hřídel, ořechy a lamely). Rozběhová práce je zároveň prací brzdící, kdy všechny tyto součásti musí brzda zabrzdit – práce brzdy se rovná kinetické energii těchto pohybujících částí. Kromě této energie se ztrácí další energie prokluzem lamel ve spojce.

Práce pro rozběh hmot (Šmeral), spočteno v poměru k lisu SKL 2500, kde je hodnota pro rozběhovou práci

$$A_{roz1_SME_2500} = 98902 \text{ J}$$

Práce ztrátová prokluzem spojky dle Lánského a Banketova

$$A_{roz2_SME_2500} = 1,05 \cdot A_{roz1_SME_2500} = 1,38 \cdot 10^5 \text{ J}$$

Práce celková rozběhová lisu SKL 2500

$$A_{roz_SME_2500} = A_{roz1_SME_2500} + A_{roz2_SME_2500} = 202749,12 \text{ J}$$

Práce celková rozběhová lisu SKL 1600

$$A_{roz_SME} = \frac{16}{25} \cdot A_{roz_SME_2500} = 129759,41 \text{ J} \quad 6-53$$

6.1.5. Práce ztrátová

Tuto práci vypočteme, jestliže celkovou energii stroje podělíme počtem zdvihů stroje naprázdno při doběhu stroje.

Počet zdvihů naprázdno při doběhu zvoleno

$$n_{doběh} = 65$$

Celková energie stroje (zvoleno dle Šmeral)

$$A_{cel_SME} = 1150000 \text{ J}$$

Práce ztrátová

$$A_{ztr_SME} = \frac{A_{cel_SME}}{n_{doběh}} = 17692,30 \text{ J} \quad 6-54$$

6.1.6. Určení celkové práce lisu

Celková práce spotřebovaná při jednom tvářecím cyklu se skládá z práce tvářecí, práce deformační stroje a nástrojů, práce ztrátové a práce rozběhové.

Deformační energie celková tvářecí $A_{def_stř} = 84781,85 \text{ J}$

Deformační práce stroje a částí $A_{pruž_STR} = 7832,85 \text{ J}$

Třecí práce $A_{tř_STR} = 28108,62 \text{ J}$

Rozběhová práce $A_{roz_SME} = 129759,41 \text{ J}$

Ztrátová práce $A_{ztr_SME} = 17692,30 \text{ J}$

Celková práce dle Šmeral

$$A_{Celk_SME} = A_{def_stř} + A_{pruž_STR} + A_{tř_STR} + A_{roz_SME} + A_{ztr_SME} \quad 6-55$$

$$A_{Celk_SME} = 268174,44 \text{ J}$$

6.1.7. Určení příkonu motoru dle Šmeral

Využitelný počet zdvihů zvolen $z_{využ} = 20 \frac{1}{min}$

Koeficient bezpečnosti závislý na skluzu motoru a počtu otáček stroje (dle Jqnatova pro motor s kotvou na krátko $k=1,2$) $k_{mot} = 1,2$

Příkon motoru v kW

$$P_{SME} = \frac{A_{celk_SME} \cdot z_{využ}}{1} \cdot k_{mot} = 107,28 \text{ kW} \quad 6-56$$

Shrnutí výsledků

	Šmeral	Jednotky
$A_{def_stř}$	84 781	[J]
$A_{pruž_STR}$	7 832	[J]
$A_{tř_STR}$	28 108	[J]
A_{roz_SME}	129 759	[J]
A_{ztr_SME}	17 692	[J]
A_{Celk_SME}	268 174	[J]
P_{SME}	107	[kW]

Tabulka 2 - Shrnutí výsledků dle Šmeral

6.2. Výpočet dle Kamelander

6.2.1. Práce tvářecí

Výpočet tvářecí práce bude proveden pro stejný výkovek jako výpočet dle Šmeral

5. pēchování při teplotě 1200 °C
4. pēdkování při teplotě 1150 °C
3. kování při teplotě 1100 °C
2. kalibrace při teplotě 1050 °C
1. ostřih při teplotě 1000 °C

$\nu = 1,25 + 1,75$ pro uzavřenou dutinu zápusťky
 $\nu = 1,1 - 1,3$ pro volné přechování

Pro symetrický válcový výlisek $z \phi = 1,1 \dots\dots\dots$
 tomu odpovídá $z_m = 1,0$ za studena
 $= 1,3$ za tepla

Obrázek 21-Volba parametrů (ν, z, ϕ, z_m)

f	ocel	měď, mosaz	hliník
(0,8 + 0,9) T_p	0,4	0,32	0,5
(0,5 + 0,8) T_p	0,45	0,34	0,48
(0,3 + 0,5) T_p	0,25	0,26	0,35
za studena mazáno	0,12 + 0,06	0,12 + 0,006	0,12 + 0,06
za studena bez mazání	0,3	0,3	0,3

Obrázek 22-Volba parametru (f)

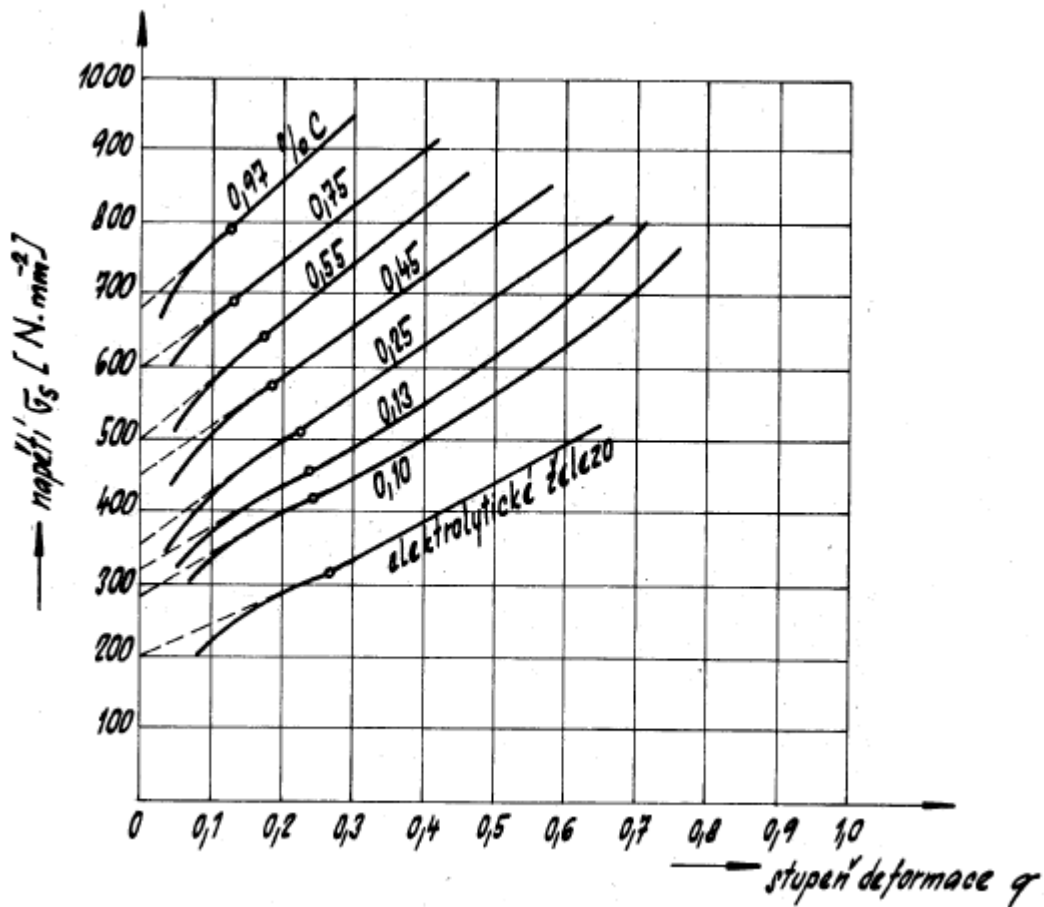


Diagram 4-Závislost poměrného přetvoření a přetvárné pevnosti

Vztahy pro výpočet tvářecí práce

Poměrné přetvoření

$$q_{Kam(n)} = \frac{h_{Kam(n)} - h_{Kam(n-1)}}{h_{Kam(n-1)}} = 0,56 \quad 6-57$$

Přetvárný odpor

$$k_{Kam(n)} = \left(1 + \frac{f(n)}{3} \cdot \frac{d_{Kam(n)}}{H_{tv(n)}} \right) \cdot v_{Kam(n)} \cdot Z_{\phi(n)} \cdot Z_m(n) \cdot \sigma_{Kam5} \quad 6-58$$

Maximální plocha výkovku

$$S_{Kam(n)} = \frac{\pi \cdot d_{Kam(n)}^2}{4} \quad 6-59$$

Síla na konci pěchování

$$F_{Kam(n)} = k_{Kam(n)} \cdot S_{Kam(n)} \quad 6-60$$

Tvářecí práce

$$A_{Kam(n)} = F_{Kam(n)} \cdot H_{tv(n)} \cdot m \quad 6-61$$

Dosazení do rovnic 6-57–6-61

OPERACE 5. PĚCHOVÁNÍ

Průměr polotovaru	$d_{Kam0} = 56 \text{ mm}$
Výška polotovaru	$h_{Kam0} = h_{v4stř} = 165,590 \text{ mm}$
Průměr po pēchování	$d_{Kam5} = D_{v3stř} = 85 \text{ mm}$
Výška po pēchování	$h_{Kam5} = h_{v3stř} = 71,874 \text{ mm}$
Výška osazované části	$H_{tv5} = h_{Kam0} - h_{Kam5} = 93,716 \text{ mm}$
Teplota kování	$T_{Kam5} = 1200 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Koeficienty zvoleny z obr. 21	$v_{Kam5} = 1,2$ $z_{\phi5} = 1,1$ $z_{m5} = 1,3$
Koeficient zvolen z obr. 22	$f_5 = 0,4$
Konečná výška výkovku	$h_{v1stř} = 24,502 \text{ mm}$
Poměrné pētvoření	$q_{Kam5} = \frac{h_{Kam0} - h_{Kam5}}{h_{Kam0}} = 0,56$
Pētvárná pevnost materiálu z diagramu 4.	$\sigma_{Kam5} = 56 \text{ MPa}$
Pētvárný odpor	

$$k_{Kam5} = \left(1 + \frac{f_5}{3} \cdot \frac{d_{Kam5}}{H_{tv5}}\right) \cdot v_{Kam5} \cdot z_{\phi5} \cdot z_{m5} \cdot \sigma_{Kam5} = 107,72 \text{ MPa}$$

Maximální plocha výkovku	$S_{Kam5} = \frac{\pi \cdot d_{Kam5}^2}{4} = 5671,63 \text{ mm}^2$
Síla na konci pēchování	$F_{Kam5} = k_{Kam5} \cdot S_{Kam5} = 0,611 \text{ MN}$
Součinitel plnění	$m = 0,5$
Tvářecí práce	$A_{Kam5} = F_{Kam5} \cdot H_{tv5} \cdot m = 28627,03 \text{ J}$

OPERACE 4. PŘEDKOVÁNÍ

Průměr po pēchování	$d_{Kam5} = 85 \text{ mm}$
Výška po pēchování	$h_{Kam5} = 71,874 \text{ mm}$
Průměr po pēdkování	$d_{Kam4} = D_{v2stř} = 130 \text{ mm}$
Výška po pēdkování	$h_{Kam4} = h_{v2stř} = 30,727 \text{ mm}$
Výška osazované části	$H_{tv4} = h_{Kam5} - h_{Kam4} = 41,147 \text{ mm}$
Teplota kování	$T_{Kam5} = 1150 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Koeficienty zvoleny z obr. 21	$v_{Kam4} = 1,2$ $z_{\phi4} = 1,1$ $z_{m4} = 1,3$
Koeficient zvolen z obr. 22	$f_4 = 0,45$

Poměrné pētvoření	$q_{Kam4} = \frac{h_{Kam5} - h_{Kam4}}{h_{Kam5}} = 0,57$
-------------------	--

Pētvárná pevnost materiálu z diagramu 4. $\sigma_{Kam4} = 58 \text{ MPa}$

Pētvárný odpor $k_{Kam4} = \left(1 + \frac{f_4}{3} \cdot \frac{d_{Kam4}}{H_{tv4}}\right) \cdot v_{Kam4} \cdot z_{\phi4} \cdot z_{m4} \cdot \sigma_{Kam4} = 146,69 \text{ MPa}$

Maximální plocha výkovku	$S_{Kam4} = \frac{\pi \cdot d_{Kam4}^2}{4} = 13266,51 \text{ mm}^2$
Síla na konci pēdkování	$F_{Kam4} = k_{Kam4} \cdot S_{Kam4} = 1,94 \text{ MN}$
Součinitel plnění	$m = 0,5$
Tvářecí práce	$A_{Kam4} = F_{Kam4} \cdot H_{tv4} \cdot m = 40038,72 \text{ J}$

OPERACE 3. KOVÁNÍ

Průměr po pēdkování	$d_{Kam4} = 130 \text{ mm}$
Výška po pēdkování	$h_{Kam4} = 30,727 \text{ mm}$
Průměr po kování	$d_{Kam3} = D_{v1stř} = 153,64 \text{ mm}$
Výška po kování	$h_{Kam3} = h_{v1stř} = 24,502 \text{ mm}$
Výška osazované části	$H_{tv3} = h_{Kam4} - h_{Kam3} = 6,224 \text{ mm}$

Teplota kování	$T_{Kam3} = 1100 \text{ } ^\circ\text{C}$
Koeficienty zvoleny z obr. 21	$v_{Kam3} = 1,5$ $z_{\phi3} = 1,1$ $z_{m3} = 1,3$
Koeficient zvolen z obr. 22	$f_3 = 0,45$
Poměrné přetvoření	$q_{Kam3} = \frac{h_{Kam4} - h_{Kam3}}{h_{Kam4}} = 0,20$
Přetvárná pevnost materiálu z diagramu 4.	$\sigma_{Kam3} = 33 \text{ MPa}$
Přetvárný odpor	$k_{Kam3} = \left(1 + \frac{f_3}{3} \cdot \frac{d_{Kam3}}{H_{tv3}}\right) \cdot v_{Kam3} \cdot z_{\phi3} \cdot z_{m3} \cdot \sigma_{Kam3} =$ $433,71 \text{ MPa}$
Maximální plocha výkovku	$S_{Kam3} = \frac{\pi \cdot d_{Kam3}^2}{4} = 18530,01 \text{ mm}^2$
Síla na konci kování	$F_{Kam3} = k_{Kam3} \cdot S_{Kam3} = 8,03 \text{ MN}$
Součinitel plnění	$m = 0,5$
Tvářecí práce	$A_{Kam3} = F_{Kam3} \cdot H_{tv3} \cdot m = 75041,45 \text{ J}$

OPERACE 2. KALIBRACE

Průměr po kování	$d_{Kam3} = 153,64 \text{ mm}$
Výška po kování	$h_{Kam3} = 24,502 \text{ mm}$
Průměr po kalibraci	$d_{Kam2} = D_{v1stř} = 153,64 \text{ mm}$
Výška po kalibraci	$h_{Kam2} = h_{v1stř} = 24,502 \text{ mm}$
Výška osazované části	$H_{tv2} = 1,6 \text{ mm}$
Teplota kování	$T_{Kam2} = 1050 \text{ } ^\circ\text{C}$
Koeficienty zvoleny z obr. 21	$v_{Kam2} = 1,25$ $z_{\phi2} = 1,1$ $z_{m2} = 1,3$
Koeficient zvolen z obr. 22	$f_2 = 0,45$
Poměrné přetvoření	$q_{Kam2} = \frac{h_{Kam3} - h_{Kam2} + H_{tv2}}{h_{Kam3}} = 0,06$
Přetvárná pevnost materiálu z diagramu 4.	$\sigma_{Kam4} = 23 \text{ MPa}$
Přetvárný odpor	$k_{Kam4} = \left(1 + \frac{f_2}{3} \cdot \frac{d_{Kam2}}{H_{tv2}}\right) \cdot v_{Kam2} \cdot z_{\phi2} \cdot z_{m2} \cdot \sigma_{Kam2} =$ $633,28 \text{ MPa}$
Maximální plocha výkovku	$S_{Kam2} = \frac{\pi \cdot d_{Kam2}^2}{4} = 18530,01 \text{ mm}^2$
Síla na konci kalibrace	$F_{Kam2} = k_{Kam2} \cdot S_{Kam2} = 11,73 \text{ MN}$
Součinitel plnění	$m_k = 1$
Tvářecí práce	$A_{Kam2} = F_{Kam2} \cdot H_{tv2} \cdot m_k = 46939,51 \text{ J}$

OPERACE 1. OSTŘIH

Maximální plocha výkovku	$S_{Kam1} = \pi \cdot d_{Kam2} \cdot s_{vstř} = 771,88 \text{ mm}^2$	6-62
Tečné napětí	$\tau = 150 \text{ MPa}$	
Koeficient otupení nástroje	$k_t = 1,2$	
Střížná síla	$F_{Kam1} = k_t \cdot \tau \cdot S_{Kam1} = 0,13 \text{ MN}$	6-63
Tvářecí práce	$A_{Kam1} = F_{Kam1} \cdot s_{vstř} = 222,30 \text{ J}$	6-64

CELKOVÁ TVÁŘECÍ SÍLA

Celková tvářecí síla

$$F_{Kam_celk} = F_{Kam1} + F_{Kam2} + F_{Kam3} + F_{Kam4} + F_{Kam5} = 22,47 \text{ MN} \quad 6-65$$

Celková síla operací 1,3,5

$$F_{Kam_op1_3_5} = F_{Kam1} + F_{Kam3} + F_{Kam5} = 8,78 \text{ MN} \quad 6-66$$

Celková síla operací 2,4

$$F_{Kam_op2_4} = F_{Kam2} + F_{Kam4} = 13,68 \text{ MN} \quad 6-67$$

CELKOVÁ TVÁŘECÍ PRÁCE

Celková tvářecí práce

$$A_{Kam_celk_def} = A_{Kam1} + A_{Kam2} + A_{Kam3} + A_{Kam4} + A_{Kam5} \quad 6-68$$

$$A_{Kam_celk_def} = 190869,02 \text{ J}$$

Celková tvářecí práce operací 1,3,5

$$A_{Kam_op1_3_5} = A_{Kam1} + A_{Kam3} + A_{Kam5} = 103890,78 \text{ J} \quad 6-69$$

Celková tvářecí práce operací 2,4

$$A_{Kam_op2_4} = A_{Kam2} + A_{Kam4} = 86978,24 \text{ J} \quad 6-70$$

Deformační práce střední

$$A_{Kam_def} = \frac{A_{Kam_op1_3_5} + A_{Kam_op2_4}}{2} = 95434,51 \text{ J} \quad 6-71$$

6.2.2. Práce deformační stroje a nástrojů dle Kamelandera

Jmenovitá síla lisu

$$F_j = 16000 \text{ kN}$$

Poměrná deformace (pro O stojan s volí 0,02 až 0,01)

$$\lambda_k = 0,01$$

Koeficient k_1 (pro kovací lisu se volí 10 až 16)

$$k_1 = 13$$

Celková deformace stroje a nástrojů

$$f_{celk_Kam} = F_j \cdot \lambda_k = 160 \quad 6-72$$

Celková deformace stroje a nástrojů z podmínky celkové tuhosti lisu

$$f_{celk2_Kam} = \frac{F_j}{k_1 \cdot \sqrt{10 \cdot F_j}} = 3,076 \quad 6-73$$

Deformační práce stroje

$$A_{Kam_Pruž} = \frac{F_j \cdot f_{celk2_Kam}}{2} = 24615,38 \text{ J} \quad 6-74$$

6.2.3. Třecí práce dle Kamelandera

Třecí práce odvozená z práce tvářecí deformační. Volí se 0,15 až 0,25 podle velikosti lisu.

Čím jsou větší průměry čepů tím je větší podíl třecí práce.

$$A_{Kam_tř} = 0,25 \cdot A_{Kam_def} = 23858,63 \text{ J} \quad 6-75$$

6.2.4. Rozběhová práce dle Kamelander

Rozběhová práce je práce, kterou musíme dodat na urychlení všech částí mezi spojkou a nástrojem. Rozběhová práce bývá obvykle dvojnásobek brzděné práce za předpokladu, že úhel rozběhu na spojce se rovná brzděnému úhlu na brzdě. Přibližně jednu polovinu rozběhové práce potřebujeme na urychlení rozbíhajících částí stroje a druhá polovina se přemění na teplo třením brzdy.

Práce rozběhová

$$A_{Kam_roz} = 0,6 \cdot A_{Kam_def} = 57260,71 \text{ J} \quad 6-76$$

Práce brzdící

$$A_{Kam_brz} = \frac{A_{Kam_roz}}{2} = 28630,35 \text{ J} \quad 6-77$$

6.2.5. Určení celkové práce klikového lisu dle Kamelander

Celková práce spotřebovaná při jednom tvářecím cyklu se skládá z práce tvářecí, deformační stroje a nástrojů, ztrátové a rozběhové.

Celková práce

$$A_{Kam_celk} = A_{Kam_def} + A_{Kam_Pruž} + A_{Kam_tř} + A_{Kam_roz} \quad 6-78$$

$$A_{Kam_celk} = 201169,23 \text{ J}$$

6.2.6. Určení příkonu motoru

Otáčky klikového hřídele

$$n_{klik} = 70 \frac{1}{min}$$

Využitelný počet zdvihů

$$z_{využ} = 20 \frac{1}{min}$$

Čas jednoho zdvihu

$$t_{1z} = \frac{1}{n_{klik}} = 0,857 \text{ s}$$

Čas cyklu pro kovací lisu (4x-6x čas zdvihu)

$$t_{cyklu} = \frac{1}{z_{využ}} = 3 \text{ s}$$

Příkon motoru

$$P_{Kam} = \frac{A_{Kam_celk}}{t_{cyklu}} \cdot k_{mot} = 80,46 \text{ kW} \quad 6-79$$

Shrnutí výsledků

	Kamelander	Jednotky
A_{Kam_def}	95 434	[J]
$A_{Kam_op1_3_5}$	103 890	[J]
$A_{Kam_op2_4}$	86 978	[J]
$A_{Kam_Pruž}$	24 615	[J]
$A_{Kam_tř}$	23 858	[J]
A_{Kam_roz}	57 260	[J]
A_{Kam_celk}	201 169	[J]
P_{Kam}	80,46	[kW]

Tabulka 3 - Shrnutí výsledků dle Kamelander

[9]

7. Výpočet výkonu motoru přímého pohonu

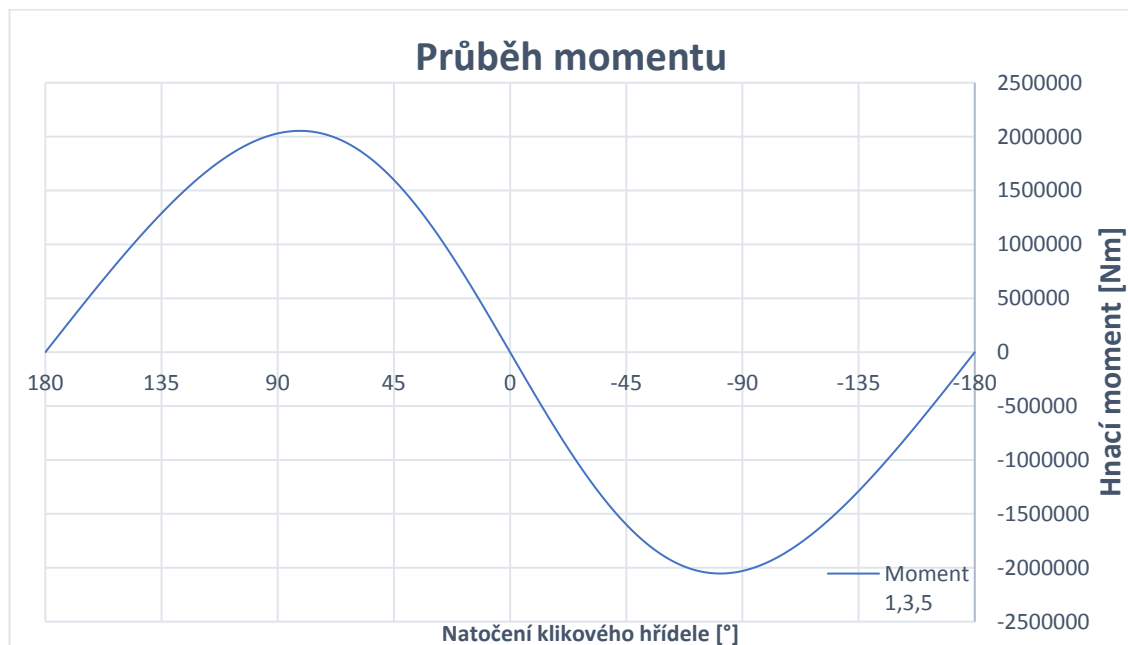
Výpočty dle Šmeral a Kamelander jsou k určení výkonu motoru pro nepřímý pohon. Pro určení pohonu se využije skutečnosti, že práce potřebná k přetváření materiálu je stejná jak u nepřímého, tak u přímého pohonu. V této fázi výpočtu je třeba určit potřebný hnací moment. Pro určení tohoto momentu využijeme vztahů z kapitoly 5.2. Vztah mezi hnacím momentem a silou. Pro výpočet bude použita síla $F_{v_stř1}$ což je celková síla operace 1, 3, 5, která je větší než celková síla operace 2, 4.

7.1. Určení hnacího momentu

Pro určení hnacího momentu bude použita síla $F_{v_stř1}$. Tato síla bude dosazena do vztahu (15) z kapitoly 5.2. Vztah mezi hnacím momentem a silou.

$$M = F_{v_stř1} \cdot \frac{\cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} \cdot r_M$$

Pro hodnotu $F_{v_stř1} = 15,207 \text{ MN}$ je průběh momentu znázorněn na níže uvedeném grafu.



Graf 4 - Průběh momentu

7.2. Určení výkonu motoru

7.2.1. Určení výkonu z jmenovitého momentu

Průběh výkonu bude určen z průběhu momentu a potřebné úhlové rychlosti.

Jmenovitý moment 1,3,5 $M_{j_{1,3,5}} = 307831 \text{ N} \cdot \text{m}$

Úhlová rychlost $\omega = 85 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$

Výkon

$$P = M_{j_{1,3,5}} \cdot \omega = 2\,740\,058 \text{ W}$$

7-1

Výkon pro danou uhlovou rychlost je příliš vysoký, je nutné tedy rychlost snížit.

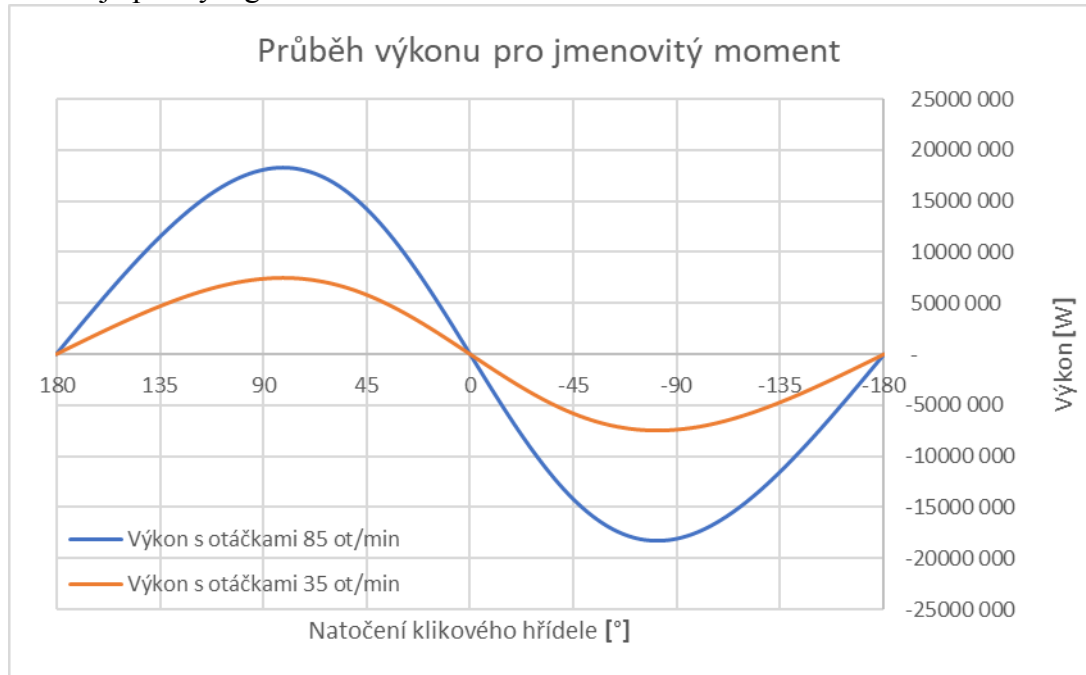
Úhlová rychlost upravená $\omega_{upr} = 35 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$

Výkon upraven

$$P_{upr} = M_{j_{1,3,5}} \cdot \omega_{upr} = 1\,128\,259\,W$$

7-2

Rozdíl je patrný z grafu



Graf 5 - Průběh výkonu pro jmenovitý moment

7.2.2. Určení výkonu ze skutečného momentu

V této kapitole bude určen moment jako funkce síly, která je funkcí zdvihu. Pro zjednodušení bude uvažován trojúhelníkový průběh síly. Ze znalosti celkové práce a maximální síly bude určen užitečný zdvih, díky kterému lze určit průběh síly a následně průběh momentu. Dále bude moment přenásoben úhlovou rychlostí pro získání potřebného výkonu.

Užitečný zdvih

$$h_u = \frac{2 \cdot A_{v_def1_stř}}{F_{v_stř1}} = 11,5\,mm$$

7-3

Průběh síly

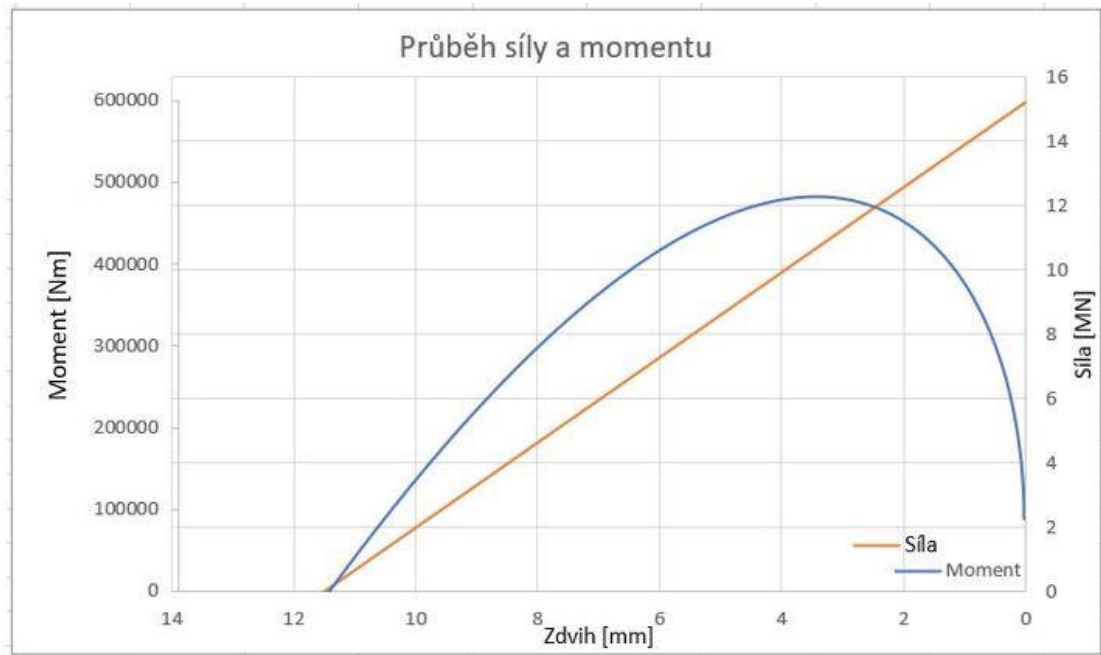
$$F_{(h)} = k \cdot h + q, \left(k = -\frac{15207000}{0,0115}, q = 15207000 \right)$$

7-4

Průběh momentu

$$M_{F_{(h)}} = F_{(h)} \cdot \frac{\cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} \cdot r_M$$

7-5



Graf 6 - Průběh síly a momentu

Maximální hodnota momentu $M_{max} = 481963 \text{ N} \cdot \text{m}$
Potřebný výkon

$$P = M_{max} \cdot \omega_{upr} = 1\,762\,957 \text{ W}$$

7-6

7.3. Určení převodu

7.3.1. Hrubý návrhový výpočet ozubení podle Bacha

Tento výpočet vychází ze zjednodušeného modelu, který splňuje základní kritéria.

- V záběru je pouze jeden pár zubů
- Uvažovaný zub je zatížen pouze obvodovou složkou normálové síly, která působí v nejvyšším místě jeho hlavy
- Je uvažováno pouze namáhání ohybem
- Je zanedbáno zesílení paty zubu vlivem přechodových křivek

Vstupní údaje pro určení modulu

Počet zubů pastorku $z_1 = 24$
Úhel sklonu zubů $\beta = 20^\circ$
Poměr šířky kola a modulu $\psi = 15$
Konstanta pro dovolené namáhání v ohybu $c = 15 \text{ MPa}$
Přenášený moment $M_t = 122000 \text{ N} \cdot \text{m}$

Určení modulu

Modul

$$m = 7,5 \cdot \sqrt{\frac{M_t \cdot \cos \beta}{\psi \cdot c \cdot z_1}} = 20,76 \text{ mm}$$

7-7

Zvolený modul $m = 22 \text{ mm}$
Šířka ozubeného kola $b = \psi \cdot m = 330 \text{ mm}$
Obvodová síla v záběru ozubení

$$F_o = 1,5 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot \psi \cdot c = 512919 \text{ N} \quad 7-8$$

Určení parametrů ozubení

Ze znalosti úhlové rychlosti hřídele beranu a hřídele motoru lze určit převodový poměr, ze kterého bude určen počet zubů kola. Dále je známa vzdálenost os, která je již dána geometrií lisu. Tudiž je již dopředu známo, že se bude jednat o soukolí korigované s šípovým záběrem.

Počet zubů pastorku	$z_1 = 24$
Převodový poměr	$i = \frac{\omega_{mot}}{\omega_{upr}} = 4,29$
Počet zubů kola	$z_2 = z_1 \cdot i = 103$
Úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$
Úhel sklonu zubů	$\beta = 20^\circ$
Jednotková radiální vůle	$c_a^* = 0,25$
Jednotková výška hlavy	$h_a^* = 1$
Jednotková výška paty	$h_f^* = h_a^* + c_a^* = 1,25$
Zvolený modul	$m = 22 \text{ mm}$
Valivá osová vzdálenost	$a_w = 1430,55 \text{ mm}$
Čelní úhel záběru	

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\right) = 21,17^\circ \quad 7-9$$

Průměr roztečné kružnice pastorku

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos\beta} = 561,886 \text{ mm} \quad 7-10$$

Průměr roztečné kružnice kola

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos\beta} = 2411,427 \text{ mm} \quad 7-11$$

Teoretická osová vzdálenost

$$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 1486,656 \text{ mm} \quad 7-12$$

Valivý úhel záběru

$$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a \cdot \cos\alpha_t}{a_w}\right) = 14,29^\circ \quad 7-13$$

Součtová korekce

$$\sum x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot tg\alpha} \cdot (eva_{wt} - ev\alpha_t) = 2,71 \quad 7-14$$

Rozdělení korekce

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad x_1 = 2,19, \quad x_2 = 0,52$$

Průměr základní kružnice pastorku

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_t = 523,918 \text{ mm} \quad 7-15$$

Průměr základní kružnice kola

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha_t = 2248,481 \text{ mm} \quad 7-16$$

Průměr patní kružnice pastorku

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_1 = 603,592 \text{ mm} \quad 7-17$$

Průměr patní kružnice kola

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_2 = 2378,961 \text{ mm} \quad 7-18$$

Průměr hlavové kružnice pastorku

$$d_{a1} = 2 \cdot \left(a_w - \frac{d_{f2}}{2} - m \cdot c_a^* \right) = 471,139 \text{ mm} \quad 7-19$$

Průměr hlavové kružnice kola

$$d_{a2} = 2 \cdot \left(a_w - \frac{d_{f1}}{2} - m \cdot c_a^* \right) = 2246,508 \text{ mm} \quad 7-20$$

Průměr valivé kružnice pastorku

$$d_{w1} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 540,641 \text{ mm} \quad 7-21$$

Průměr valivé kružnice kola

$$d_{w2} = \frac{d_2 \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 2320,461 \text{ mm} \quad 7-22$$

Rozteč na roztečné kružnici

$$p = \pi \cdot m = 69,08 \text{ mm} \quad 7-23$$

Zjednodušený kontrolní výpočet podle Merrita

Kontrolní výpočet dle Merrita byl do roku 1990 součástí normy ČSN 01 4686. Tento výpočet je relativně jednoduchý a podle zkušeností soukolí, která byla touto metodou zkontrolována, v praxi vyhověla. Pro určení rychlostního součinitele je třeba znát trvanlivost. Vzhledem k faktu, že kování probíhá od 30° do 0°, což je 8,3 % celkového času. Proto i když bude uvažována trvanlivost 50000 hod, z tabulky bude vybrána hodnota pro 4000 hod.

Základní podmínka

$$F_O \leq F_D = \pi \cdot c_{min} \cdot b \cdot m \cdot \mu \quad 7-24$$

Součinitel přesnosti ozubených kol

$$\mu = 1$$

Počet zubů menšího porovnávacího soukolí

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = 29$$

Dovolené napětí materiálu pastorku pro ohyb

$$\sigma_{Do1} = 300 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí materiálu kola pro ohyb

$$\sigma_{Do2} = 350 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí materiálu pastorku pro otláčení

$$\sigma_{Dd1} = 95 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí materiálu kola pro otláčení

$$\sigma_{Dd2} = 100 \text{ MPa}$$

Rychlostní součinitel pastorku pro ohyb

$$r_{o1} = 0,50$$

Rychlostní součinitel kola pro ohyb

$$r_{o2} = 0,62$$

Rychlostní součinitel pastorku pro otláčení

$$r_{d1} = 0,87$$

Rychlostní součinitel kola pro otláčení

$$r_{d2} = 0,70$$

Tvarový součinitel pastorku pro ohyb

$$y_{o1} = 4,05$$

Tvarový součinitel kola pro ohyb

$$y_{o2} = 4,59$$

Tvarový součinitel pro otláčení

$$y_d = 1,05$$

Součinitel velikosti zubu ozubených kol

$$U = \left(\frac{m}{10} \right)^{0,2} = 1,17$$

Výpočtové konstanty pro ozubená kola 1 a 2 pro ohyb

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{Do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}} = 37,03 \quad 7-25$$

$$c_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}} = 47,27 \quad 7-26$$

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd1} \cdot r_{d1}}{U \cdot y_d} = 67,28 \quad 7-27$$

$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{U \cdot y_d} = 56,98 \quad 7-28$$

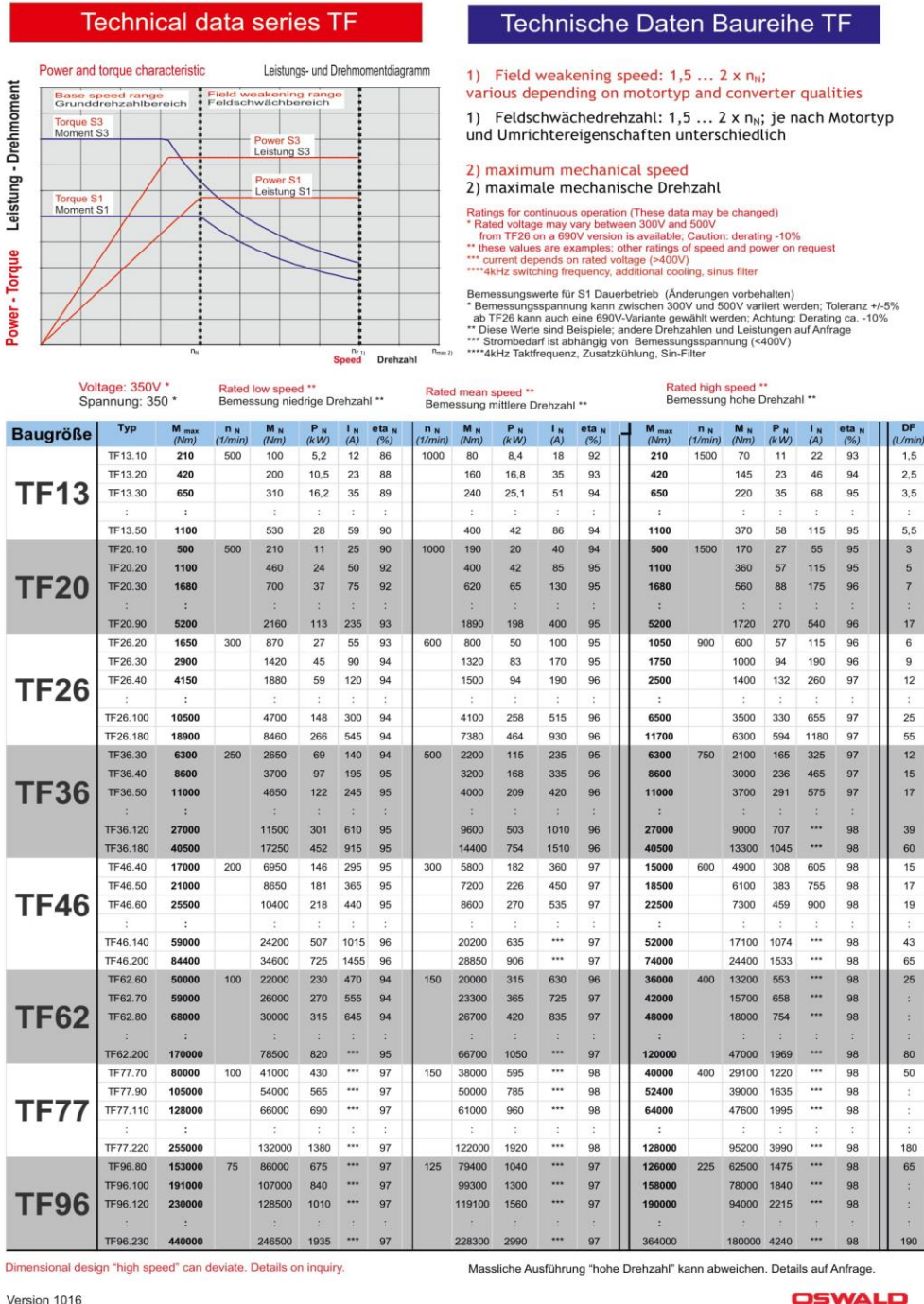
Dovolená obvodová síla

$$F_D = \pi \cdot c_{min} \cdot b \cdot m \cdot \mu = 844150 \text{ N} \quad 7-29$$

což splňuje základní podmínku a navržené ozubení vyhovuje

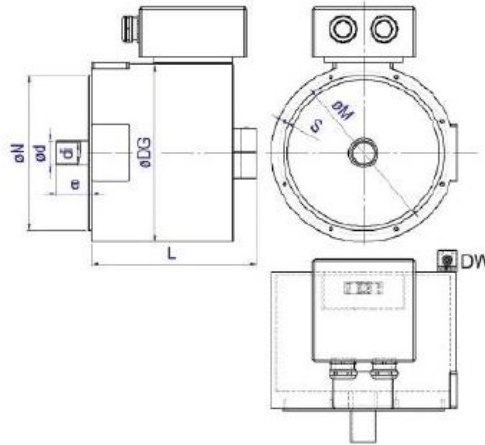
7.4. Výběr motoru

Motor bude vybrán od firmy Oswald. Tato firma se zabývá výrobou elektrických motorů, mezi které patří i momentové motory. Firma charakterizuje své motory jako kompaktní, velmi výkonné s dlouhou životností. V nabídce jsou motory s hodnotou momentů od 100 až do 200 000 N·m a výkonem 5 až 4500 kW. Parametry jsou popsány níže v tabulce, ze které bude vybrán motor.



Obrázek 23-Parametry motorů Oswald TF, [12]

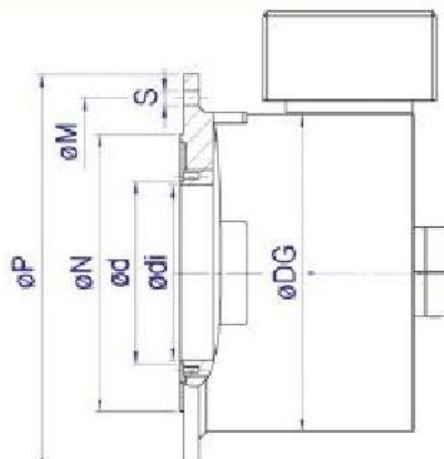
Na základě výše určených parametrů je vybrán motor TF77.220_stř. Jedná se o momentový motor, který je schopen dosáhnout maximálního momentu 122000 Nm, a výkonu 1 920 kW. Rozměry jsou uvedeny v následující tabulce.



Obrázek 24-Rozměry motoru TF77 (1), [12]

DG [mm]	N [mm]	M [mm]	S [mm]	d/di [mm]	e [mm]	L [mm]
1545	1400	1500	M24	220/180	240	1000

Tabulka 4 - Rozměry motoru TF77 (1)



Obrázek 25- Rozměry motoru TF77 (2), [12]

P [mm]	N [mm]	M [mm]	S [mm]	d/di [mm]
1700	1500	1625	32xØ32	1100/1000

Tabulka 5 - Rozměry motoru TF77 (2)

7.5. Návrh hřídelů

Pro definitivní návrh pohonu kovacího lisu je nutné ještě určit minimální průměry hřídelů motoru a beranu, které přenáší velký kroutící moment. Při přenosu kroutícího momentu vznikají obecně tři síly (tečná, normálová, axiální). Díky navrženému šípovému ozubení je axiální síla rovna nule. Oba hřídele budou vyrobeny z materiálu 14 220.7.

Výpočet minimálního průměru

Mez kluzu	$R_e = 530 \text{ MPa}$
Mez pevnosti	$R_m = 800 \text{ MPa}$
Kroutící moment na pastorku	$M_{k1} = 122000 \text{ N} \cdot \text{m}$
Kroutící moment na kole	$M_{k2} = 481963 \text{ N} \cdot \text{m}$
Bezpečnost	$k = 1,5$
Bachův opravný koeficient	$\alpha_B = 1$
Vzdálenost působíště síly od uložení	$l = 450 \text{ mm}$
Dovolené napětí	$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = 353 \text{ MPa}$

Tečná složka síly pastorku

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{w1}} = 451851,8 \text{ N} \quad 7-30$$

Tečná složka síly kola

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{w2}} = 415485,3 \text{ N} \quad 7-31$$

Radiální složka síly pastorku

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 122477,9 \text{ N} \quad 7-32$$

Radiální složka síly kola

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 112620,5 \text{ N} \quad 7-33$$

Ohybový moment hřídele 1

$$M_{O1} = F_{r1} \cdot l = 55115,1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad 7-34$$

Ohybový moment hřídele 2

$$M_{O2} = F_{r2} \cdot l = 50679,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad 7-35$$

Redukovaný moment 1

$$M_{RED1} = \sqrt{M_{O1}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k1})^2} = 119166,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad 7-36$$

Redukovaný moment 2

$$M_{RED2} = \sqrt{M_{O2}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k2})^2} = 420457,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad 7-37$$

Minimální průměr hřídele 1

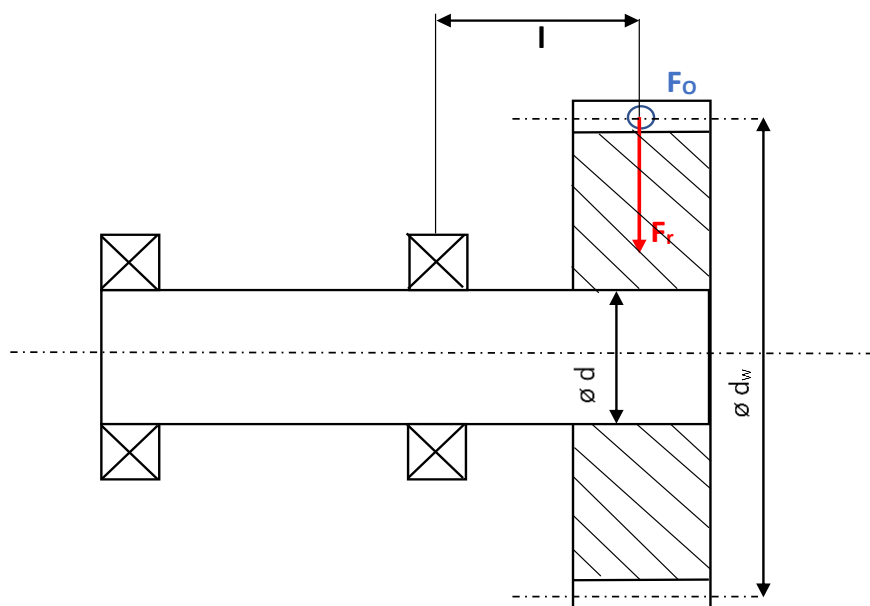
$$d_{\min_1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{RED1}}{\pi \cdot \sigma_D}} = 150,9 \text{ mm} \quad 7-38$$

Minimální průměr hřídele 2

$$d_{\min_2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{RED2}}{\pi \cdot \sigma_D}} = 229,8 \text{ mm} \quad 7-39$$

Zvolený průměr hřídele 1 $d_1 = 220 \text{ mm}$

Zvolený průměr hřídele 2 $d_2 = 340 \text{ mm}$

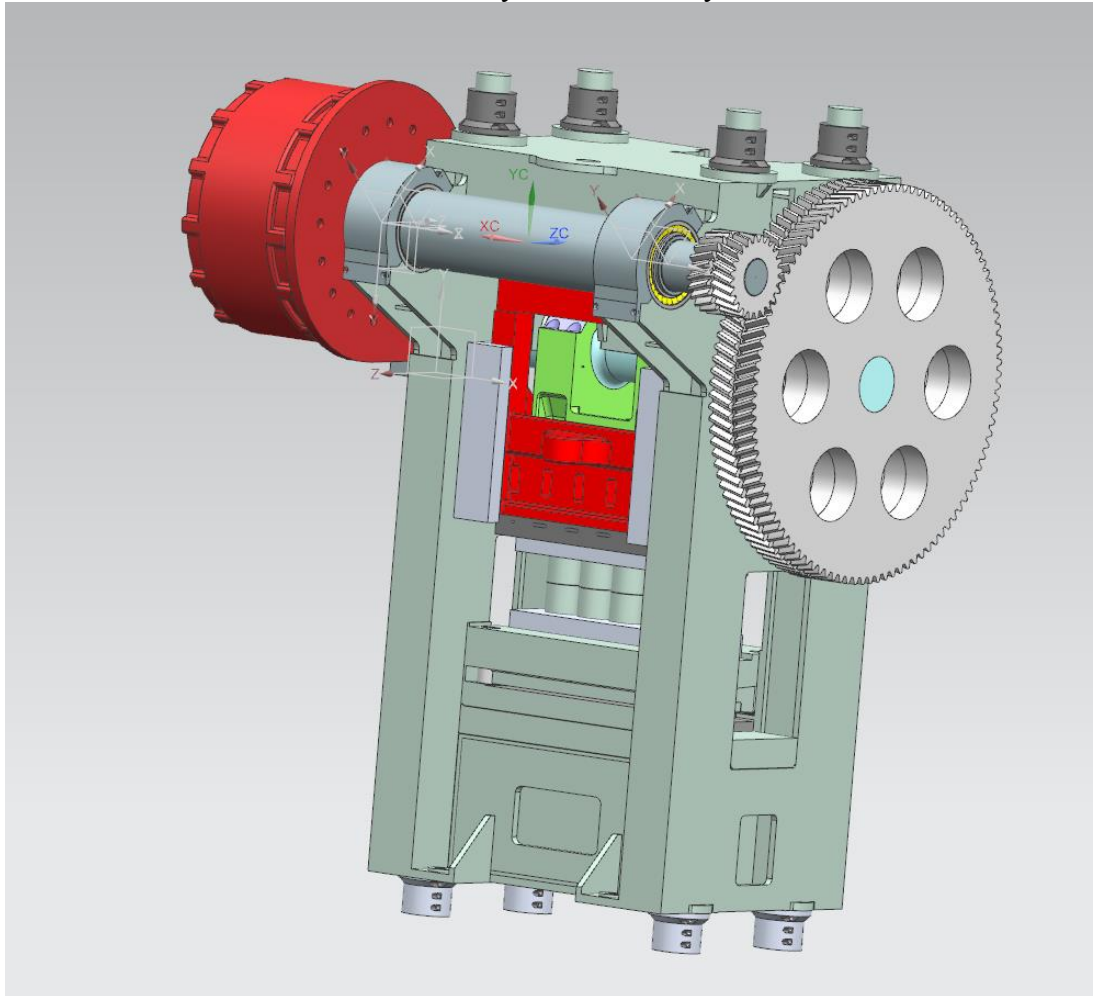


Obrázek 26-- Schéma ozubeného kola na hřídeli

[2], [10], [11], [12]

8. Vizualizace konstrukčního návrhu

Kompletace celé soustavy se skládá ze samotného torza lisu SKL 1600 od firmy Šmeral, ke kterému je přidána převodovka s šipovým ozubením, hřídel spojující motor a pastorek soukolí a samotný motor pro přímý pohon. Motor je od firmy Oswald a jeho výkon je 1920 kW. Tento typ motoru poskytuje požadovaný krouticí moment při 150 ot/min. Při těchto otáčkách motoru má beran 35 zdvihů za minutu. Motor se může otáčet až dvojnásobnými otáčkami čímž se sníží krouticí moment a tato rychlost motoru se tak bude využívat v nekovacích časech. Pro snížení otáček z motoru na hřídel u beranu se využívá převodovka s šipovým ozubením. Takto zkonstruovaný převod zamezí vzniku axiálních sil a není tedy nutné klást velký důraz na axiální uložení ložisek.



Obrázek 27 - Konstrukční návrh lisu SKL1600

9. Závěr

V první části práce byl shrnut historický vývoj kovacích zařízení od prvních kovací hamrů až po moderní kovací lisy. Následně byl proveden průzkum trhu s aktuální nabídkou kovacích lisů poháněných servo motorem. Zde bych rád vyzdvihl firmu Schuler, která u svých lisů s přímým pohonem nepoužívá pouze samotný přímý pohon, ale současně používá velké ozubené kolo jako setrvačnick. Tento způsob provedení má veškeré tvářecí schopnosti jako lisy s přímým pohonem, zároveň však nepotřebuje tak velký výkon motoru, protože velká část energie potřebná k tváření se uchová v převodovém kole.

V dalších kapitolách byly provedeny výpočty potřebné k návrhu nejen samotného motoru, ale také dalších konstrukčních skupin přidaných k lisu SKL 1600, tak aby byl plně funkční. V práci je tedy navržena převodovka s šípovým ozubením a hřídel spojující motor a pastorek ozubeného soukolí. Parametry pro motor byly určeny na základě určení práce potřebné ke kování, dále byl určen moment a úhlová rychlost. Protože však výkon motoru byl v nereálných hodnotách, bylo nutné upravit otáčky klikové hřídele. Tyto otáčky byly sníženy více než na polovinu oproti nepřímému pohonu. Vzhledem ke skutečnosti, že nepřímý pohon má pouze dvacet využitelných zdvihů, může být u přímého pohonu každý zdvih využitelný. Dále byl proveden návrh ozubení. Tento návrh byl podle Bacha a zkontrolován podle Merrita (původní ČSN 01 4686). V poslední části práce je proveden výpočet pro určení minimálního průměru hřídele.

Po získání všech rozměrových parametrů bylo přistoupeno k vymodelování jednotlivých komponent a jejich umístění na lis SKL 1600. Převod a hřídel jsou umístěny ve stejné pozici jako u nepřímého pohonu a pro motor byl přidán držák, do kterého se vsadí příruba od motoru, který je následně ještě připevněn šrouby.

10. Citovaná literatura

- [1] **ČECHURA, Milan a Jiří STANĚK.** *Tvářecí stroje: hydraulické lisy.* Plzeň: Vydavatelství Západočeské univerzity, 1999.
- [2] **ČECHURA, Milan, Jiří STANĚK a Jan HLAVÁČ.** *Konstrukce tvářecích strojů: Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium.* Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015
- [3] **Schuler** [online]. [cit. 2020-07-23]. Dostupné z: *Crank presses with ServoDirect Technology . SCHULER - Spitzentechnologie in allen Bereichen der Umformtechnik* [online]. Dostupné z: https://www.schulergroup.com/major/us/technologien/produkte/anlagen_warmumformung_kurbelpressen_servodirekt/index.html
- [4] **SMS Group** [online]. [cit. 2020-07-23]. Dostupné z: <https://es.industryarena.com/sms-group/productos/prensas-para-forjado-en-estampa--610/meertorque-ein-innovatives-antriebskonzept--16893>
- [5] **AIDA** [online]. [cit. 2020-07-23]. Dostupné z: <https://www.aida.co.jp/en/technology/tuning/index.html>
- [6] **SEY** [online]. [cit. 2020-07-23]. Dostupné z: <http://www.lubrini.com/en/s/h-frame-servo-press-seyi-sd1-80-en-259>
- [7] **Šmeral** [online]. [cit. 2020-07-23]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/product/18/skl-1600>
- [8] **MOC, Martin.** BAKALÁŘSKÁ PRÁCE: *Konstrukční řešení klikových lisů a mechanizace jejich provozu.* Plzeň, 2015. Vedoucí práce Doc. Ing. Jiří STANĚK, CSc.
- [9] **JAGOŠ, VOLEJNÍČEK a GAVENDA.** *Šmeral_SKL 2500: Výpočet motoru.* Brno, 2019
- [10] **KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL.** *Obecné strojní části 2: Základní složené převodové mechanismy.* Plzeň: Vydavatelství Západočeské univerzity, 2011.
- [11] **HOSNEDL, Stanislav.** *Obecné strojní části 1: teoretické základy, spoje, přenosové části, otočná uložení, akumulátory energie, hřídelové spojky. 1. vyd.* Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012
- [12] **Oswald** [online]. [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: <https://www.oswald.de/en/products/tf-torque-motors/>
- [13] **KAMELANDR, I** *Tvářecí stroje I.* Brno VUT, 1989
- [14] **STANĚK, J.** *Základy stavby výrobních strojů-Tvářecí stroje.* Plzeň: ZČU v Plzni, 2001

Seznam obrázků

Obrázek 1-Hamr 15. století [14]	10
Obrázek 2- Bramahův hydraulický lis [14].....	11
Obrázek 3-Nasmythův parní buchar, [2].....	12
Obrázek 4-Návrh lisu VŠSE v Plzni, [2]	12
Obrázek 5- Lis SKL 1600, [7].....	13
Obrázek 6-Klikový lis poháněný technologií ServoDirect společnosti Schuler, [3]	15

Obrázek 7-Excentrický lis MT 630, [4]	15
Obrázek 8-Lis společnosti AIDA, [5]	16
Obrázek 9-Lis SEYI SD1, [6]	16
Obrázek 10-Rozdělení rámu, [2]	17
Obrázek 11-Rozdělení mechanických lisů, [2]	18
Obrázek 12-Schéma nepřímého pohonu	19
Obrázek 13 - Schéma přímého pohonu	20
Obrázek 14-Možnosti tváření přímým pohonem, [8]	20
Obrázek 15-Schéma klikového mechanismu, [2]	21
Obrázek 16-Klikový mechanismus s pasivními účinky	23
Obrázek 17-Zjednodušený rozbor kování	28
Obrázek 18- Zjednodušený rozbor předkování	28
Obrázek 19- Zjednodušený rozbor přechování	29
Obrázek 20-Zjednodušený rozbor pro polotovary	29
Obrázek 21-Volba parametrů (v, z_ϕ, z_m)	38
Obrázek 22-Volba parametru (f)	38
Obrázek 23-Parametry motorů Oswald TF, [12]	49
Obrázek 24-Rozměry motoru TF77 (1), [12]	50
Obrázek 25- Rozměry motoru TF77 (2), [12]	50
Obrázek 26-- Schéma ozubeného kola na hřídeli	52
Obrázek 27 - Konstrukční návrh lisu SKL1600	53

Seznam Grafů

Graf 1-Závislost zdvihu, rychlosti a zrychlení na úhlu natočení	22
Graf 2-Teoretický průběh hnacího momentu pro vyvození jmenovité síly v průběhu celého zdvihu $M = f(\alpha)$	24
Graf 3-Průběh tvářecí síly při M_j	25
Graf 4 - Průběh momentu	44
Graf 5 - Průběh výkonu pro jmenovitý moment	45
Graf 6 - Průběh síly a momentu	46

Seznam Diagramů

Diagram 1- váha výkovku	26
Diagram 2-Poměr šířky a tloušťky	27
Diagram 3-Závislost pevnosti oceli na teplotě	30
Diagram 4-Závislost poměrného přetvoření a přetvárné pevnost	39

Seznam Tabulek

Tabulka 1 - Parametry lisu SKL 1600, [7]	14
Tabulka 2 - Shrnutí výsledků dle Šmeral	37
Tabulka 3 - Shrnutí výsledků dle Kamelander	43
Tabulka 4 - Rozměry motoru TF77 (1)	50
Tabulka 5 - Rozměry motoru TF77 (2)	50

Seznam Příloh

Příloha 1	Výkres hřídele
Příloha 2	Sestava lisu