

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017
Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Kombinovaný pohon kovacího lisu

Autor: Bc. Adam BEČVÁŘ
Vedoucí práce: Doc. Ing. Jan HLAVÁČ, Ph.D.

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Adam BEČVÁŘ**
Osobní číslo: **S20N0069P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Specializace: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Kombinovaný pohon kovacího lisu**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je navrhnout kombinovaný pohon pro kovací lis o síle 25 MN. Kombinace spočívá v rozšíření stávajícího setrvačnickového pohonu o přímý, přímo nasazený na výstředníkovou hřídel. Součástí návrhu je provedení úpravy stávající spojky a brzdy.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Provedení rešerše na téma pohon kovacího lisu.
2. Variantní návrh řešení pohonu.
3. Kontrukční návrh zvolené varianty pohonu včetně spojky a brzdy.
4. Vypracování výkresové dokumentace.

Konzultant: Ing. Martin Volejníček (Šmeral Brno a.s.)

Vypsání tématu této diplomové práce je podpořeno projektem „Strojírenská výrobní technika a přesné strojírenství“; CZ. 02.1.01/0.0/0.0/16_026/0008404 prostřednictvím Operačního programu výzkum, vývoj, vzdělávání a spolufinancováno Evropskou unií. Téma je vázáno na spolupráci s firmou ŠMERAL Brno a.s.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Toářecí stroje –Základy stavby a využití*. Praha: SNTL, 1985
[2] KAMELANDER, I. *Toářecí stroje I*. Brno: VUT, 1989, ISBN 80-214-1037-10
[3] BOLEK, A. a kol. *Části strojů*. Praha: SNTL, 1990, ISBN 80-03-00426-8
Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2021**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a výhradně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce. Prohlašuji, že neocitované obrázky, tabulky, schémata a texty vychází z mých vlastních znalostí, případně zkušeností a věcných připomínek pánů doc. Hlaváče a Ing. Volejníčka.

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat pánům Doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D a Ing. Martinu Volejníčkovi za věcné rady a připomínky vedoucí k vypracování této práce.

V Plzni dne 20. května 2022

Bc. Adam Bečvář

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Bečvář		Adam
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 - Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.		Jméno Jan
PRACOVISTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Kombinovaný pohon kovacího lisu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

Počet stran A4 a ekvivalentů A4

CELKEM	98	TEXTOVÁ ČÁST	74	GRAFICKÁ ČÁST	24
---------------	----	-------------------------	----	--------------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Cílem práce je navrhnout kombinovaný pohon pro kovací lis o síle 25 MN. Kombinace spočívá v rozšíření stávajícího setrvačnickového pohonu o přímý, přímo nasazený na výstředníkovou hřídel. Součástí návrhu je provedení úpravy stávající spojky a brzdy. Práce se zabývá výpočtem potřebných parametrů přímého pohonu tak, aby byla zajištěna požadovaná funkce rozběhu a brzdění výstředníkové hřídele během pracovního cyklu stroje. Další část práce je orientovaná na připojení přímého pohonu na stroj a řešení brzdového systému pro pojištění beranu stroje proti samovolnému uvolnění z horní úvrati.
KLÍČOVÁ SLOVA	Lis, setrvačnick, spojka, brzda, motor

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Bečvář		Adam
FIELD OF STUDY	N0715A270017 - Design engineering of machines and technical devices		
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	Hybrid drive of the forging press		

FACULTY	Engineering design	DEPARTMENT	Mechanical design	SUBMITTED IN	2022
----------------	--------------------	-------------------	-------------------	---------------------	------

Number of pages (A4 and eq. A4)

TOTALLY	98	TEXT PART	74	GRAPHICAL PART	24
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION (MAX 10 ROWS) TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The aim of the work is to design a combined drive for a forging press with a force of 25 MN. The combination consists in extending the existing flywheel drive by a straight one, mounted directly on the eccentric shaft. Part of the design is to modify the existing clutch and brake. The thesis deals with the calculation of the necessary parameters of the direct drive so as to ensure the required function of starting and braking the eccentric shaft during the working cycle of the machine. The next part of the work is focused on the connection of the direct drive to the machine and the solution of the brake system for securing the machine ram against spontaneous release from the top dead center.
KEY WORDS	Press, flywheel, clutch, brake, engine

Obsah

1 Úvod	1
1.1 Cíl práce	1
2 Rešerše	2
2.1 Pohony	2
2.1.1 Nepřímý - setrvačnickový pohon	5
2.1.2 Přímý pohon	6
2.1.3 Kombinovaný pohon	7
2.1.4 Příklad aplikace kombinovaného pohonu na mechanickém lisu	8
2.2 Spojky	12
2.2.1 Zubová spojka	14
2.2.2 Kotoučová třecí spojka	14
2.2.3 Kuželová třecí spojka	15
2.2.4 Lamelová třecí spojka	16
2.3 Brzdy	17
2.3.1 Čelistové brzdy	19
2.3.2 Špalíkové brzdy	19
2.3.3 Pásové brzdy	19
2.4 Kovací stroje na světovém trhu	19
2.4.1 SCHULER	19
2.5 Kovací stroje na tuzemském trhu	21
2.5.1 Mechanické lisy firmy ŽĎAS a.s.	21
2.5.2 Svislé kovací lisy firmy Šmeral a.s.	23
3 Návrh pohonu	26
3.1 Rozbor pracovního cyklu	26
3.1.1 Rozběh	26
3.1.2 Připojení setrvačnicku	27
3.1.3 Tvářecí proces	28
3.1.4 Zdvih beranu a odpojení setrvačnicku	28
3.1.5 Brzdění	28

3.2	Zadané hodnoty	29
3.3	Výpočet prací a momentů	30
3.4	Výpočet výkonu motoru pohánějícího setrvačnick	33
3.5	Výpočet Torque motoru	33
3.5.1	Fáze I - Určení konstantního redukovaného momentu setrvačnosti I_{red}	34
3.5.2	Fáze II - Určení redukovaného momentu setrvačnosti I_{red} v závislosti na φ	34
3.5.3	Porovnání potřebného výkonu pro rozběh Torque motoru dle Fáze I a Fáze II	37
3.5.4	Výpočet času potřebného pro rozběh mechanismu na plné otáčky .	37
3.5.5	Výběr vhodného Torque motoru	38
3.5.6	Spojení Torque motoru s výstředníkovou hřídelí	39
3.5.7	Úprava výstředníkové hřídele	40
4	Úprava stávající spojky a brzdy	43
4.1	Úprava spojky	43
4.1.1	Zubová spojka	45
4.2	Úprava brzdy	46
4.2.1	Dimenzování kolíku	48
4.2.2	Určení tloušťky stěny nástavce výstředníkové hřídele	50
5	Implementace navržených dílů na stroj SKL 2500	53
5.1	Představení mechanického lisu SKL 2500	53
5.2	Implementace Torque motoru	55
5.3	Implementace pojistného mechanismu	59
5.3.1	Mechanické zasunutí kolíku beranem	61
5.4	Kontrola rámu metodou konečných prvků - MKP	63
5.4.1	Zhodnocení MKP analýzy	69
6	Zhodnocení navrženého řešení	70
7	Závěr	71
	Literatura	72
8	Přílohy	75

Seznam použitého software

L^AT_EX

Inkscape

Siemens NX MS Excel

Seznam zkratk

- TS - Tvářecí stroj
- PP - Přímý pohon
- NP - Nepřímý pohon
- KP - Kombinovaný pohon
- HÚ - Horní úvrať
- DÚ - Dolní úvrať

Seznam fyzikálních veličin

- F [N] - Síla
- t [s] - Čas
- h [m] - Zdvih
- A [J] - Práce
- M_k [N.m] - Kroutící moment
- P [W] - Výkon
- I_{red} [kg.m²] - Redukovaný moment setrvačnosti
- p [Pa] - tlak
- σ [Pa] - Napětí v tahu
- τ [Pa] - Napětí ve smyku
- σ_{kt} [Pa] - Mez kluzu
- k [-] - Součinitel bezpečnosti

Seznam příloh

- A Výpočtový excel
- B Výkresová dokumentace

1 Úvod

Pohon je klíčovým prvkem tvářecího stroje. Volbou vhodného pohonu lze zajistit optimální energetickou náročnost a fungování tvářecího stroje. Pohon musí být schopen vyvinout dostatečné množství energie pro překonání tvářecí operace a veškerých ztrát. Tvářecí stroje se z hlediska pohonů dělí na stroje s přímým pohonem, nepřímým pohonem nebo kombinovaným pohonem.

Tato práce se zabývá aplikací kombinovaného pohonu na mechanický kovací lis (pro nějž jsou typické vysoké síly potřebné na relativně krátkém zdvihu) s kulisovým mechanismem o jmenovité síle 25 MN (2500 t). Pohon tedy kombinuje výhody i nevýhody přímého i nepřímého pohonu za účelem dosažení co nejvyšší účinnosti a co nejnižších ztrát. Popis, výhody a nevýhody obou typů pohonu jsou blíže popsány v podkapitolách kapitoly 2.

1.1 Cíl práce

1. Návrh kombinovaného pohonu stávajícího lisu

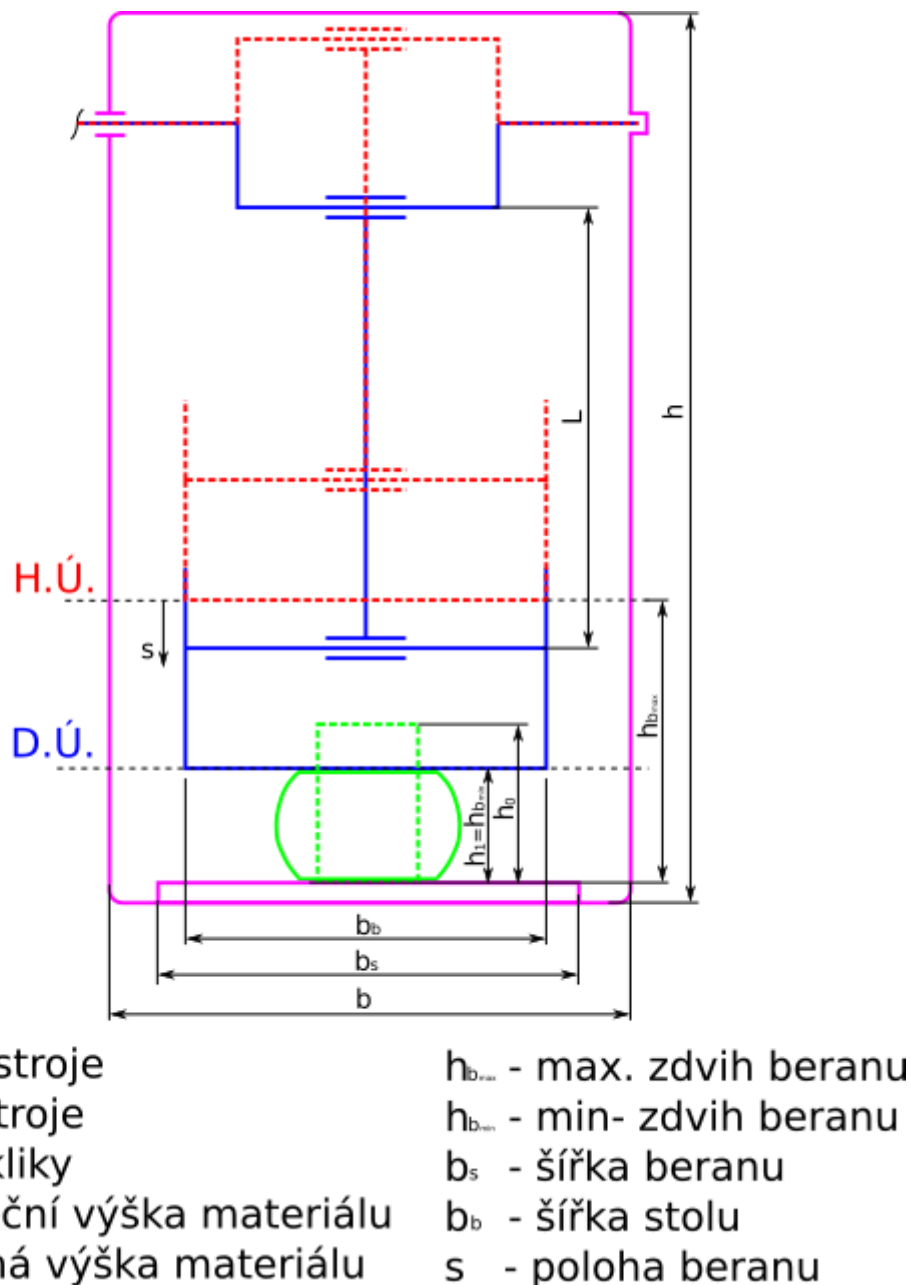
Zvolený stávající lis je mechanický kovací lis Šmeral SKL2500, který je vybaven standardním setrvačnickovým pohonem. Cílem je rozšířit pohon o přímou větev, čímž vznikne pohon kombinovaný.

2. Návrh pohonu včetně spojky a brzdy

Zvážit a popřípadě navrhnout úpravu stávající spojky a brzdy.

2 Rešerše

Tato kapitola je věnována detailnějšímu popisu pohonů mechanických tvářecích strojů průzkumu stavu techniky ve světě.

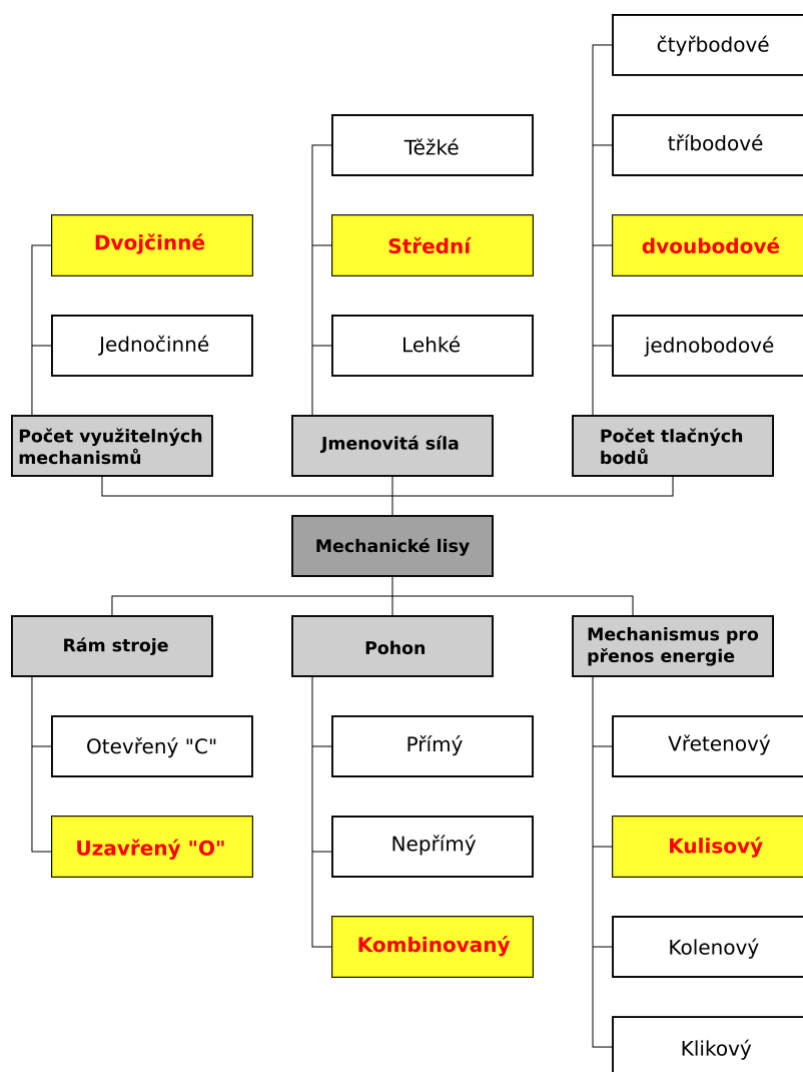


Obrázek 2.1: Základní rozměry klikového lisu (Převzato z [5])

2.1 Pohony

Pohon je zařízení uvádějící stroj do stavu, ve kterém stroj plní své funkce. Podle pohonu se tvářecí stroje rozdělují na hydraulické, pneumatické a mechanické. Mechanické se dále dle pohonu dělí na tvářecí stroje s pohonem přímým, nepřímým a kombinovaným. Na obrázku

2.2 je zobrazeno rozdělení mechanických tvářecích strojů podle rámu stroje, mechanismu pro přenos energie a pohonu.



Obrázek 2.2: Základní rozdělení mechanických tvářecích strojů - barevně označené parametry navrhovaného lisu

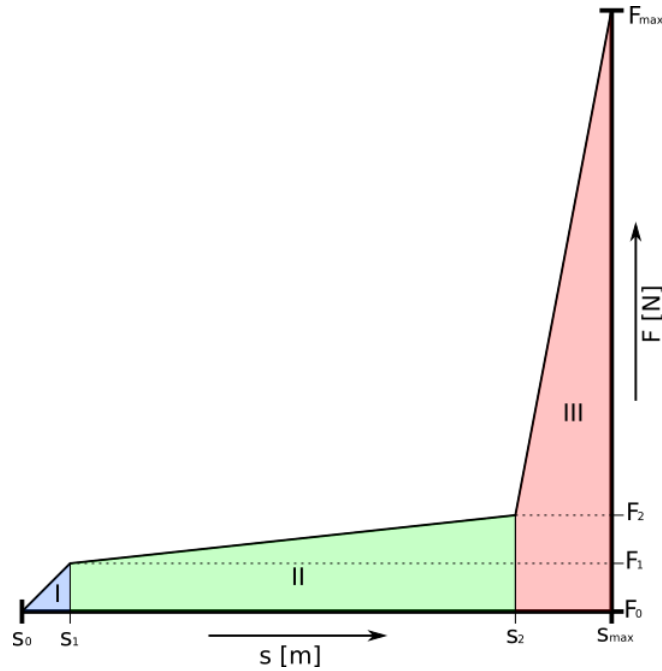
Na rozdíl od lisů hydraulických, resp. pneumatických, dochází u mechanických lisů ke tváření materiálu, a tudíž i k odběru energie, ve velmi krátkém čase. Největší odběr energie nastává v blízkém okolí dolní úvratí. Celková práce přiváděná do stroje musí překonat jak odpor tvářeného materiálu, tak i odpory vznikající elastickou deformací stroje a nástroje.[1]

Na Obr. 2.3 je znázorněn průběh síly při tváření při pohybu beranu ve směru tváření.

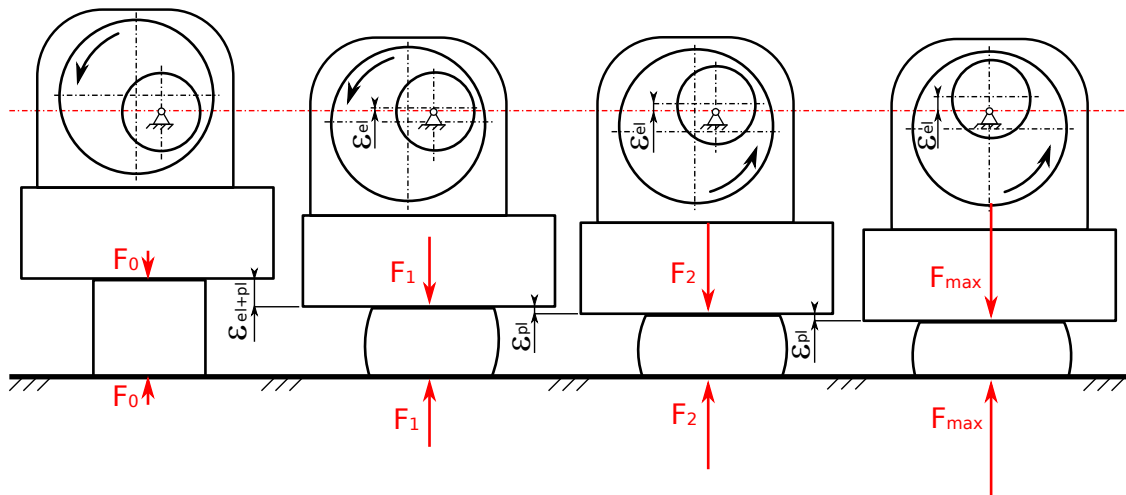
Oblast I znázorňuje elastické deformace vznikající v prvotní fázi lisování po dosednutí beranu na tvářený materiál.

Oblast II vyobrazuje nárůst síly vlivem odporu proti tváření vznikajícího plastickou deformací tvářeného materiálu a elastickou deformací stroje a nástroje.

V oblasti III lze pozorovat značný nárůst síly, ke kterému dochází se zvyšujícím se odporem



Obrázek 2.3: Zjednodušená závislost průběhu síly „F“ na dráze beranu „s“ (Převzato z [2])



Obrázek 2.4: Znázornění plastických a elastických deformací dle Obr. 2.3

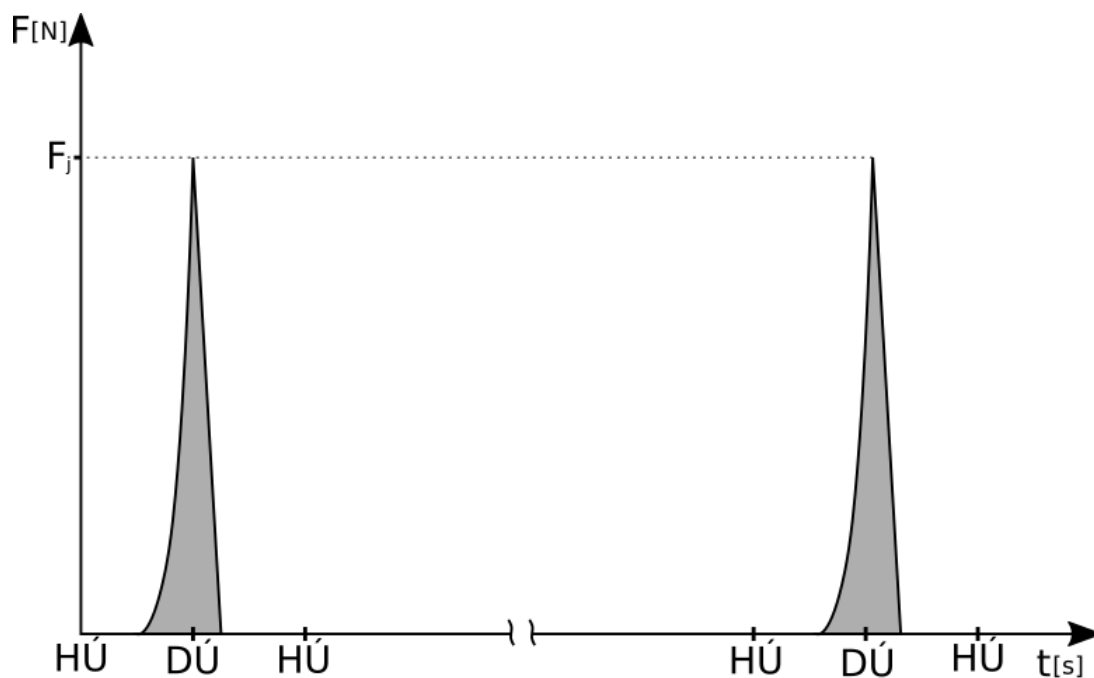
tvářeného materiálu, který vzniká následkem vyčerpání plasticity materiálu. Vlivem toho dochází ke zvětšení nechtěných elastických deformací stroje a nástroje a tím ke vzniku větších lisovacích sil.

Pohon stroje tedy musí být schopen překonat práci plastických (užitečná práce A_u) a elastických (práce pružných deformací A_d) deformací. Kromě toho je nutné započítat také práci třecích sil (ztrátová práce A_z), vznikající odporem proti pohybu. Celkovou potřebnou práci lze tedy zapsat ve tvaru:[4]

$$A_C = A_u + A_d + A_z \quad (2.1)$$

Rozepsání jednotlivých prací a úprava tohoto vztahu bude uvedena v následujících kapi-

tolách této práce.



Obrázek 2.5: Skutečný odběr energie při práci stroje

Na Obr. 2.5 je znázorněn skutečný odběr energie. Z obrázku je zřejmé, že využitelný počet cyklů není roven skutečnému počtu cyklů, nýbrž je nižší (několik cyklů proběhne tzv. „naprázdno“, tj. bez odběru energie). Z tohoto důvodu se velmi často u mechanických tvářecích strojů využívá tzv. „Nepřímý setrvačnickový pohon“ popsany v následující podkapitole.

2.1.1 Nepřímý - setrvačnickový pohon

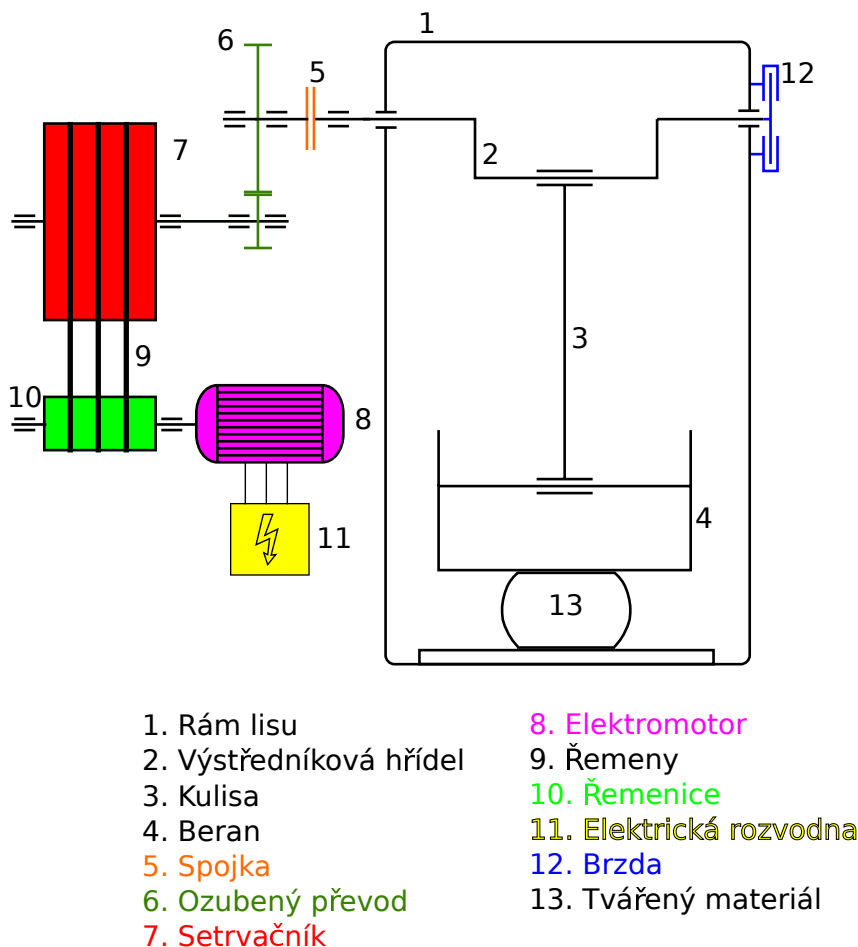
Nepřímý pohon je charakteristický přítomností akumulátoru energie - setrvačnicku. Při rotaci v sobě setrvačnick naakumuluje energii, která je následně využita v tvářecím cyklu, aby byla dosažena, resp. překročena celková účinnost stroje. U kulisových a obecně mechanických lisů dochází obvykle ke špičkovému odběru naakumulované energie viz Obr. 2.5.

Pohon setrvačnicku je typicky elektromotorem s řemenovým převodem, který umožňuje případné prokluznutí a tím ochranu elektromotoru před přetížením. Prokluz je zároveň jednou z hlavních nevýhod setrvačnickového pohonu. Prokluz mezi setrvačnickem a řemenem, případně mezi řemenem a řemenicí nastává jak již bylo řečeno při přetížení. Zároveň však nastává i při rozběhu stroje a velmi často i při zdvihu beranu [6]. Prokluz může vzniknout i v případě nesprávně předepnutých řemenů.

Další jistou nevýhodou nepřímých pohonů je nižší počet pracovních cyklů, což má za následek snížení objemu výroby. Hlavní výhodou NP je nižší nutný příkon elektromotoru než u pohonů přímých.[1]

Schéma nepřímého pohonu je znázorněno na Obr. 2.6. Při proběhnutí jednoho pracovního

cyklu dojde k rozepnutí spojky (5) a aktivaci brzdy (11), což způsobí zastavení rotace výstředníkové hřídele (2). Setrvačnick (6) nadále rotuje a akumuluje kinetickou energii. Mezitím může docházet k manipulaci s tvářeným materiálem (12), výměnou hotového dílu za nový polotovar či jiné operaci. Následně opět dojde k uvolnění brzdy a sepnutí spojky, vlivem čehož se výstředníková hřídel dá znovu do pohybu a začíná nový pracovní zdvih, při kterém se energie naakumulovaná v setrvačnicku přenáší přes výstředníkovou hřídel, ojnici (3) a beran (4) do tvářeného materiálu. Po skončení pracovního zdvihu znovu dojde k rozepnutí spojky a sepnutí brzdy.



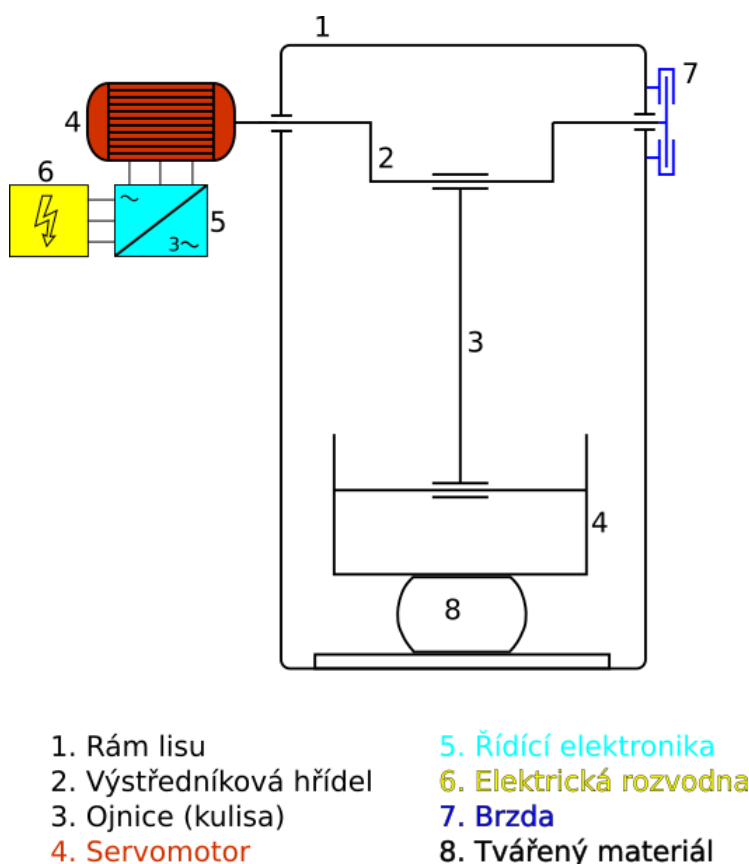
Obrázek 2.6: Schématické znázornění nepřímého pohonu

2.1.2 Přímý pohon

Na rozdíl od nepřímého pohonu je pohon přímý „přímo“ nasazený na výstředníkovou hřídel. Přímý pohon se využívá v případě, kdy je nutno dosáhnout vyššího stupně využitelnosti pracovního cyklu - zvýšení počtu zdvihů za minutu. Urychlení se nevyužívá v celém rozsahu pohybu z důvodu rizika překročení maximální rychlosti tváření. Nejvyšší výhodou mechanických lisů s přímým pohonem je řízení rychlosti beranu a zvýšení produktivity. U přímého pohonu není nutno při procesu tváření provádět celou otáčku, ale lze využívat kyvadlového provozu.[1]

Značnou výhodou přímých pohonů je absence nežádoucích prokluzů, které jsou hrozbou u setrvačnickového pohonu (viz podkapitola 2.1.1).[6] Jistou nevýhodou oproti setrvačnickovému pohonu je využití mnohem větších, těžších a výkonnějších motorů. Další značnou nevýhodou je, že čistě přímý pohon lze využívat jen u menších lisů s nižší jmenovitou silou. Tuto nevýhodu lze odstranit přidáním například ozubeného převodu. Vzhledem k tomu, že při této konstrukci pohon nebude využívat setrvačnick, tak se i přes přidání převodu bude jednat o přímý pohon.[1]

U pohonů se středním využitím pracovního cyklu lze připustit krátkodobé přetížení pohonu a tedy i jmenovitého výkonu.[3]



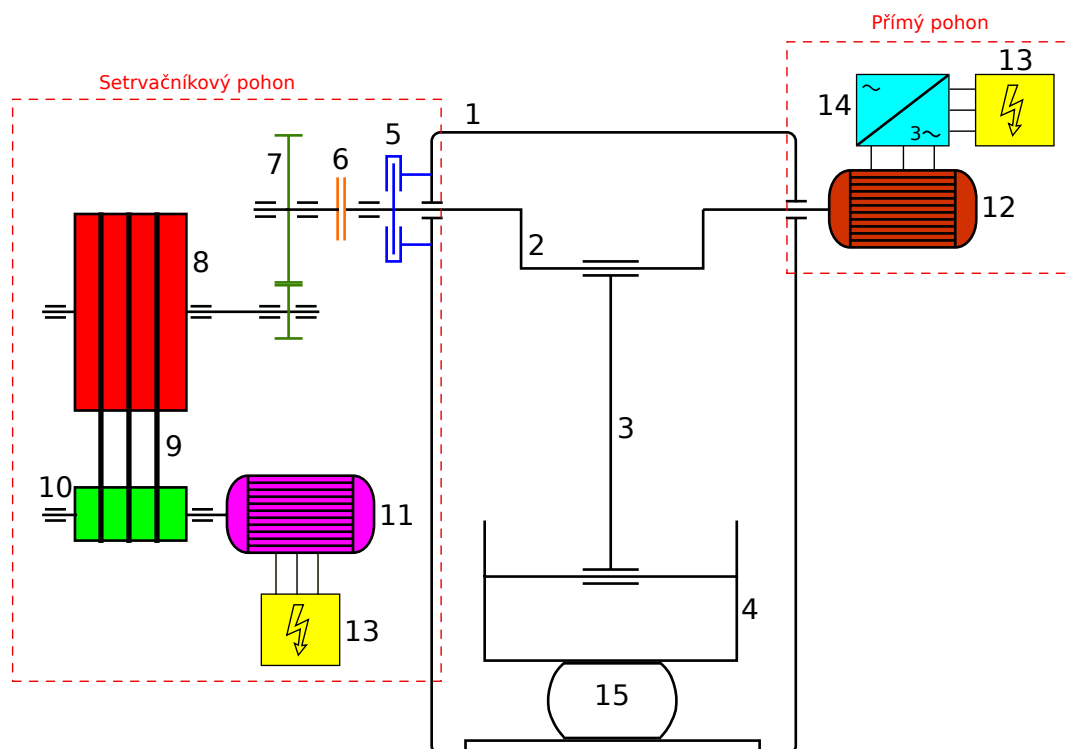
Obrázek 2.7: Schématické znázornění přímého pohonu

2.1.3 Kombinovaný pohon

Kombinovaný pohon kombinuje výhody (a nevýhody) obou výše uvedených typů pohonu. Přímý pohon umožňuje regulovat rychlost beranu a nepřímý pohon dodává chybějící množství energie potřebné pro kování. Díky přítomnosti setrvačnicku není zapotřebí tak robustního elektromotoru, nasazeného přímo na výstředníkovou hřídel, jako u přímého pohonu. Zároveň je eliminováno riziko nežádoucích prokluzů. Díky přítomnosti přímého pohonu, který dodává část energie do tvářecího pochodu, nedochází k plnému vybití energie ze setrvačnicku, tudíž je stroj schopen vykonat více využitelných pracovních zdvihů, což vede ke zvýšení objemu výroby.

Schéma kombinovaného pohonu je znázorněno na Obr. 2.8. Ze schématu je zřejmé, že setrvačnickový pohon v levé části je na výstředníkovou hřídel připojen přes spojku. Příímý pohon je na hřídel přidělán napevno, tj. je neodpojitelný. Nepřímý pohon musí být zpřevodován z důvodu snížení otáček, tj. jedná se o převod do pomala. První převod je realizován pomocí řemenů mezi řemenicí a setrvačnickem (10, 9, 8). Následuje převod ozubenými koly (7).

Příímý pohon zpřevodován být může, ale nemusí. Pokud zpřevodován není, je zapotřebí robustnějšího motoru s vyšším kroutícím momentem, než v případě zpřevodování, které na motoru kroutící moment snižuje, vlivem čehož je zcela postačující méně výkonný motor.



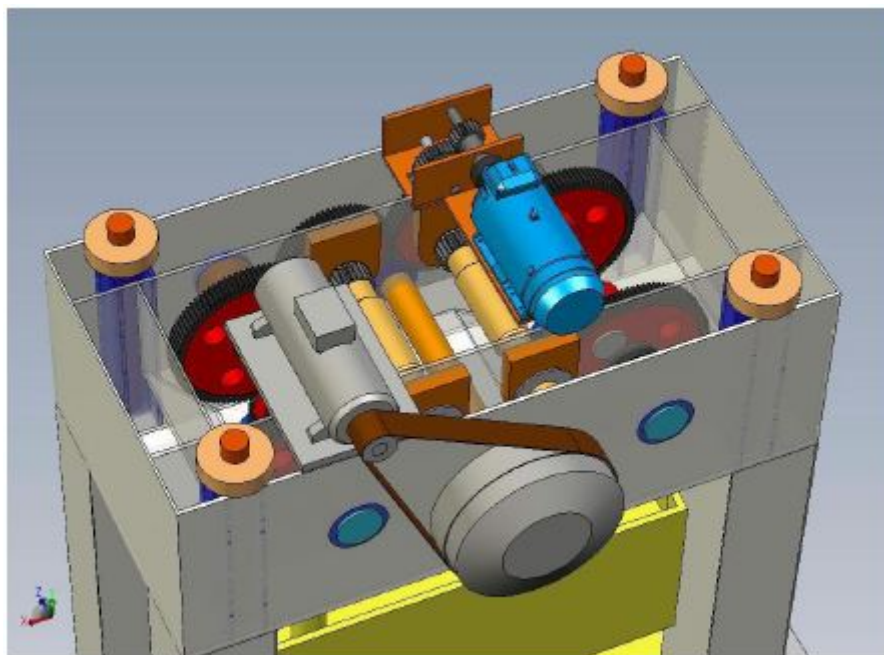
- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| 1. Rám lisu | 9. Řemen |
| 2. Výstředníková hřídel | 10. Řemenice |
| 3. Ojnice (kulisa) | 11. Elektromotor |
| 4. Pohyblivá traverza | 12. Servomotor |
| 5. Brzda | 13. Elektrická rozvodna |
| 6. Spojka | 14. Řídící elektronika |
| 7. Ozubený převod | 15. Tvářený materiál |
| 8. Setrvačnick | |

Obrázek 2.8: Schématické znázornění kombinovaného pohonu

2.1.4 Příklad aplikace kombinovaného pohonu na mechanickém lisu

Na Obr. 2.9 je zobrazen 3D model uložení kombinovaného pohonu ve stroji *JIER/ABB 1000 T*. Na obrázku jsou zobrazeny 2 elektromotory. Modrý motor přes převodovku přímo pohání hnací výstředníkovou hřídel, kdežto šedivý motor pohání setrvačnick uložený vně

rámu stroje. Dále je na Obr. 2.10 vyobrazen prototyp tohoto lisu. Stroj byl zkonstruován firmou *JIER*, zatímco pohon stroje byl vyroben firmou *ABB*. Barvy na prototypu odpovídají barvám na 3D modelu, tj. vlevo nahoře se nachází šedivý 160 kW elektromotor pohánějící setrvačnick, zatímco napravo se nachází 268 kW servomotor pohánějící přes převodovku výstředníkovou hřídel. Nominální otáčky servomotoru jsou 375 [1/min], maximální 450 [1/min] a nominální kroutící moment 6826 [Nm]. Převodový poměr převodovky byl zvolen tak, aby výsledné otáčky výstředníkové hřídele byly 25 [1/min], tj. převodový poměr je $i = 18$. Zdvih beranu je 900 mm.[10]

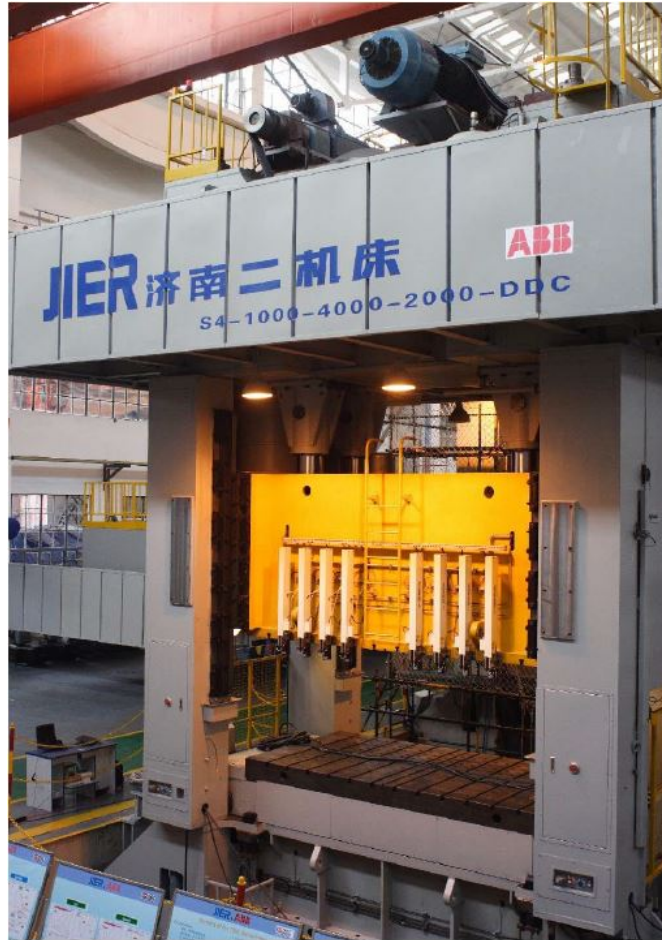


Obrázek 2.9: 3D model kombinovaného pohonu na stroji *JIER/ABB 1000 T* (Převzato z [10])

Na Obr.2.11 je vykreslen průběh rychlosti výstředníkové hřídele lisu *JIER/ABB 1000T* před, v průběhu a po lisování. Rychlost hřídele před dosažením bodu A je 18 [1/min]. Spojka je rozepnuta, tj. stroj je poháněn pouze servomotorem. Po dosažení bodu A začne servomotor zpomalovat na 8,5 [1/min], což je rychlost při které dojde k sepnutí spojky (bod B) a připojí se setrvačnick. V bodě C dojde ke kontaktu mezi beranem a tvářeným materiálem (v tomto bodě dochází ke zvýšené oscilaci). Následně mezi body C a D probíhá lisování. Nutno zmínit, že pro účely testu byl tvářený materiál simulován pneumatickým měchem. Po dokončení lisování v bodě D dojde k rozepnutí spojky a odpojení setrvačnicku. Servomotor následně zrychluje až do bodu E, ve kterém se lis vrátí na rychlost 18 [1/min]. Do setrvačnicku se mezitím akumuluje energie potřebná pro další pracovní zdvih.[10]

V následujícím testu byl pneumatický měch odstraněn - zdvih probíhal tzv. „naprázdno“. Nominální rychlost výstředníkové hřídele zvednuta na 25 [1/min], přičemž setrvačnick byl opět připojen při rychlosti 8,5 [1/min]. Průběh lisování je vykreslen na Obr.2.12. Při tomto měření byl provoz stroje nepřetržitý, tj. mezi operacemi nedocházelo k prodlevě.[10]

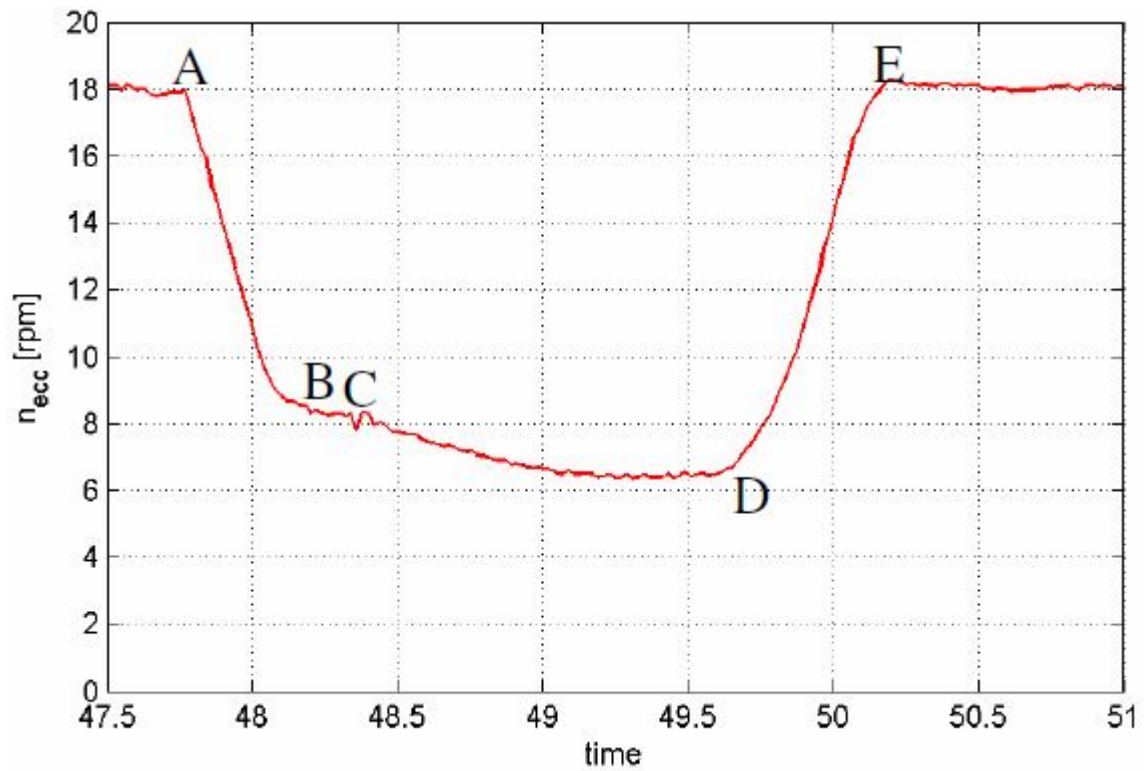
Obr.2.13 znázorňuje porovnání závislosti zdvihu beranu na čase u přímého (servopohonu) a nepřímého setrvačnickového pohonu. Modrá tečkovaná křivka znázorňuje setrvačnickový pohon, červená spojitá křivka znázorňuje servopohon. Otáčky výstředníkové hřídele byly



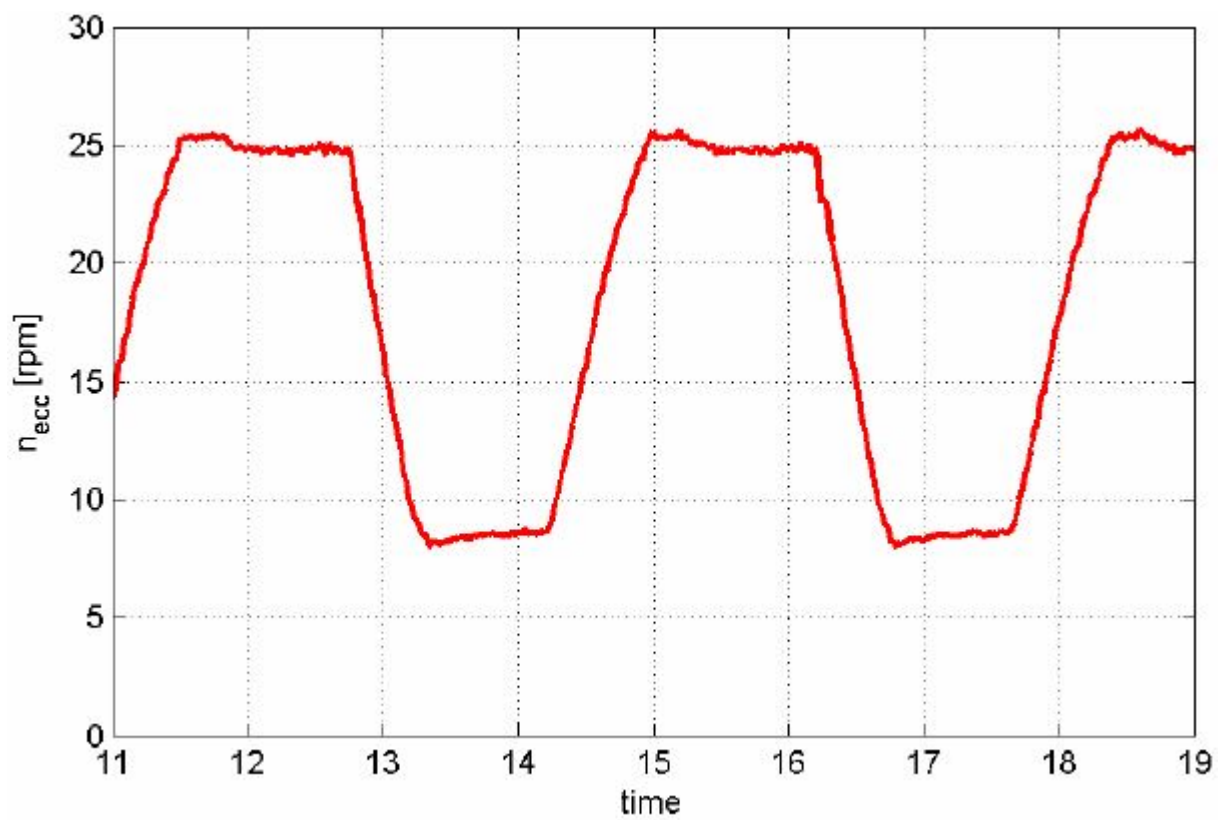
Obrázek 2.10: Prototyp stroje JIER/ABB 1000 T (Převzato z [10])

u obou měření stanoveny na 8,5 [1/min]. Z obrázku je zřejmé, že fáze lisování je pro oba pohony stejná.

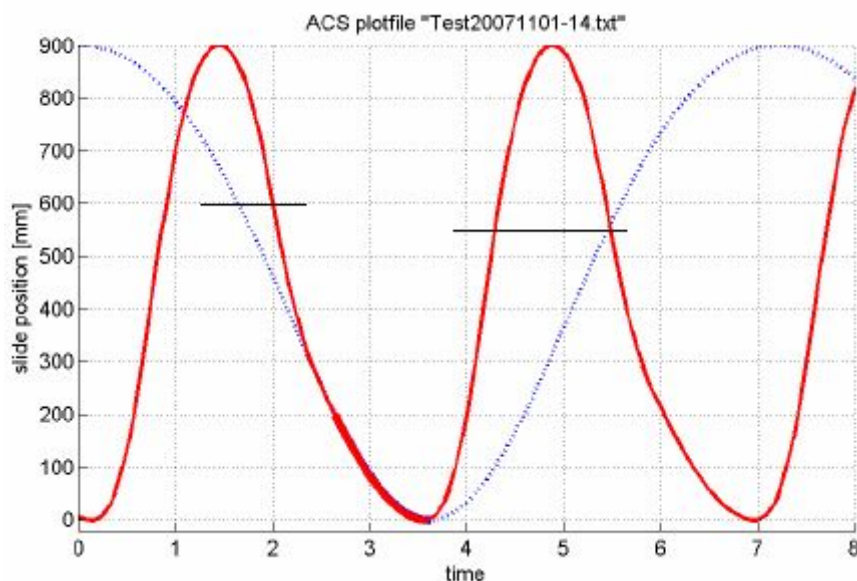
Naopak Obr.2.14 znázorňuje závislost rychlosti beranu na čase. Měření probíhalo současně s měřením závislosti zdvihu beranu na čase. Z obrázku je patrné, že rychlost cyklu u setrvačnickového pohonu je znatelně delší, než u servopohonu.



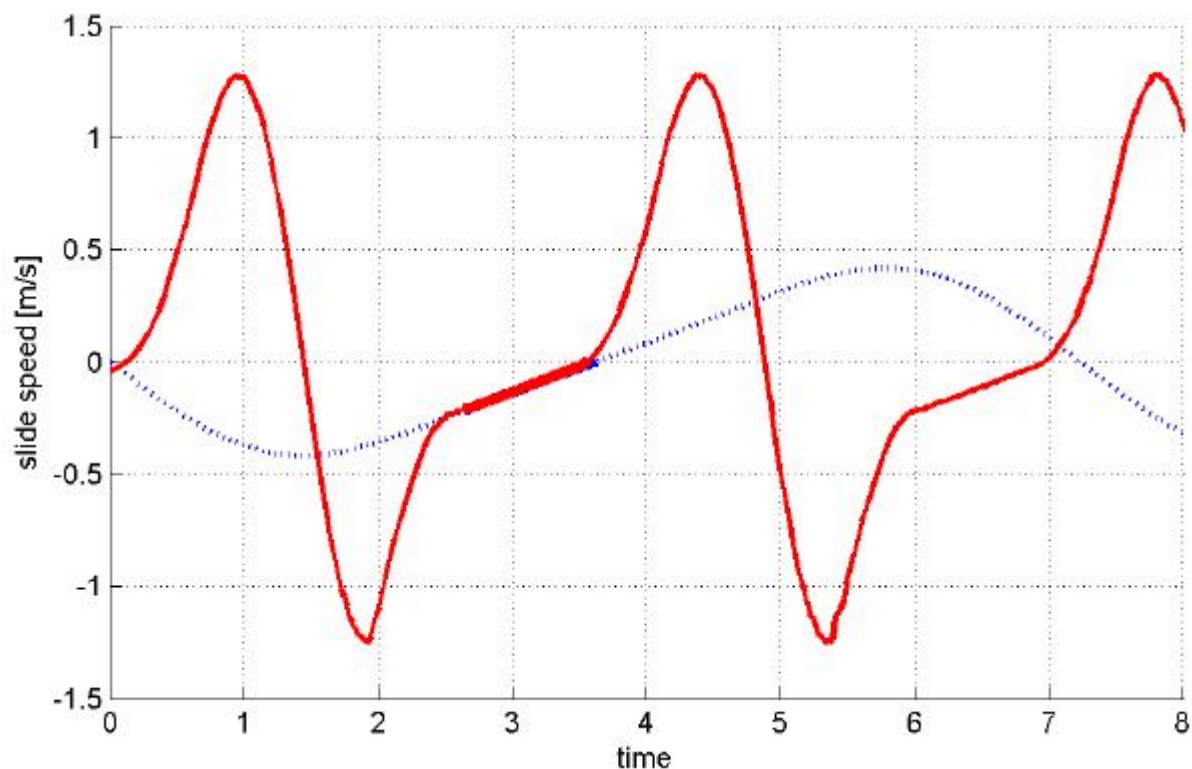
Obrázek 2.11: Rychlost výstředníkové hřídele před, v průběhu a po lisování (Převzato z [10])



Obrázek 2.12: Průběh zdvihu „naprázdno“ (Převzato z [10])



Obrázek 2.13: Vykreslení závislosti zdvihu na čase u nepřímého (modrá křivka) a přímého pohodu (červená křivka) (Převzato z [10])



Obrázek 2.14: Vykreslení závislosti rychlosti na čase u nepřímého (modrá křivka) a kombinovaného pohodu (červená křivka) (Převzato z [10])

2.2 Spojky

Hřídelové spojky jsou strojní součásti sloužící pro spojení hnacího hřídele s hnaným a k přenosu kroutícího momentu mezi těmito hřídeli. Kromě této funkce mohou hřídelové

spojky plnit ještě další funkce, mezi které se řadí například:

- Vyrovnání nesouosostí hřídelů
- Tlumení torzních kmitů
- Výroba, doprava a montáž rozměrných hřídelů
- Omezení velikosti přenášeného kroutícího momentu

Hřídelové spojky lze dělit dle následujícího schématu na spojky:

- Mechanické
 - Nerozpojované
 - Ovládané
 - Automatické
 - Poloautomatické
- Hydraulické
 - Hydrostatické
 - Hydrodynamické
- Elektrické
 - Asynchronní
 - Synchronní
- Magnetické

Na mechanických lisech se pro spojení předlokové hřídele s výstředníkovou hřídelí používají spojky mechanické ovládané, jimiž se bude následující část práce zabývat. Mezi mechanicky ovládané spojky se řadí:

- **Třecí spojka**
 - Kotoučová
 - Mechanická
 - Elektromagnetická
 - Kuželová
 - Mechanická
 - Elektromagnetická
 - Lamelová

- **Zubová spojka**

- Čelní

- Mechanická

- Elektromagnetická

- Válcová

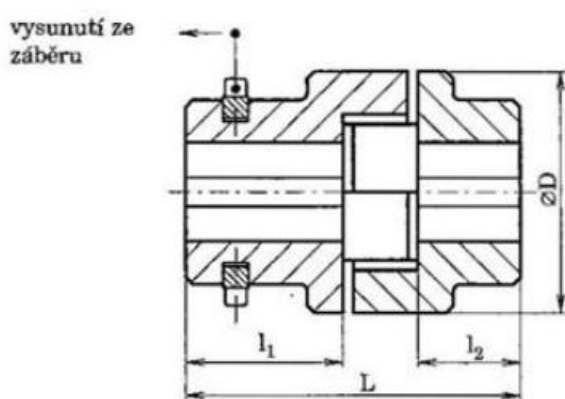
- Mechanická

- Elektromagnetická

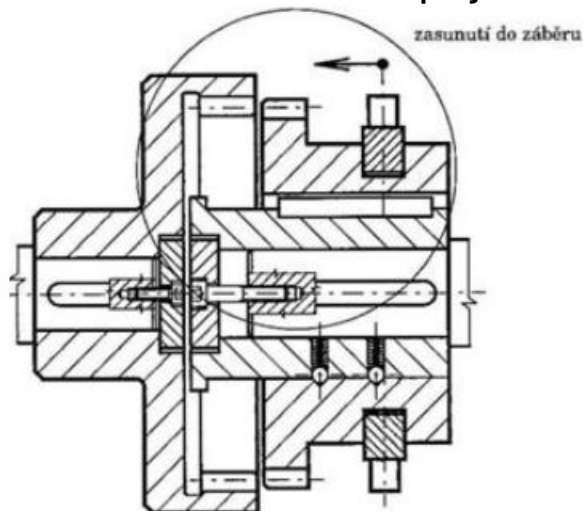
2.2.1 Zubová spojka

Zubová spojka slouží pro přenos kroučícího momentu mezi hřídeli bez dalších přídavných vlastností. Kroučící moment se u zubové spojky přenáší tvarovým stykem mezi dotýkajícími se stěnami ozubení, nemůže tedy dojít k prokluzu. Spínání a rozepínání spojky může probíhat pouze za klidu, případně při stejných (synchronizovaných) otáčkách obou hřídelů. Při správném provozu nemá spojka téměř žádné opotřebení (vyjma otláčení na stykových plochách) ani vznik tepla. Spojky se vyznačují velmi klidným chodem a vysokými přenášenými kroučícími momenty. Při montáži je kladen důraz na sousost hřídelů. Z konstrukčního hlediska existují dva typy zubových spojek. Čelní a válcová. Rozdíl je v umístění zubů na spojce viz Obr. 2.15. Čelní spojka má jednodušší konstrukci než spojka válcová, u které je navíc kladen vyšší důraz na sousost hřídelů. U válcové spojky tato nevýhoda odpadá, je u ní však kladen vyšší důraz na sousost hřídelů.[19]

Čelní zubová spojka



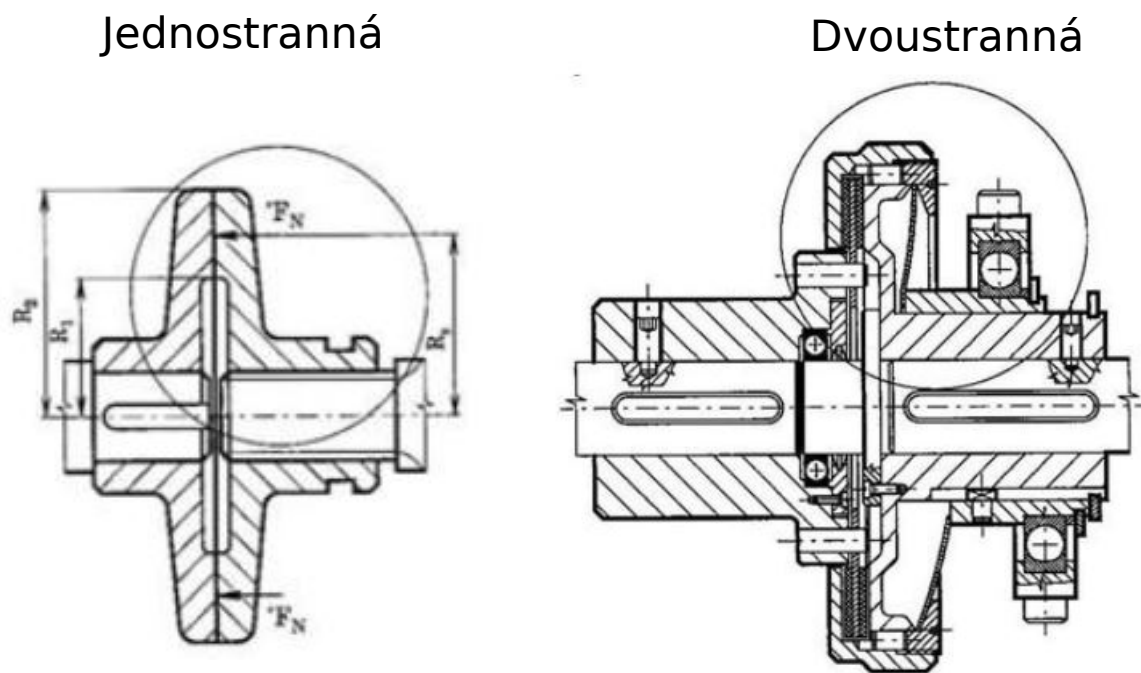
Válcová zubová spojka



Obrázek 2.15: Zubová spojka (Převzato z [19])

2.2.2 Kotoučová třecí spojka

U této spojky dochází k přenosu kroučícího momentu silovým stykem mezi kotouči. Třecí spojka může též plnit funkci spojky pojistné, poněvadž při překročení kroučícího momentu,

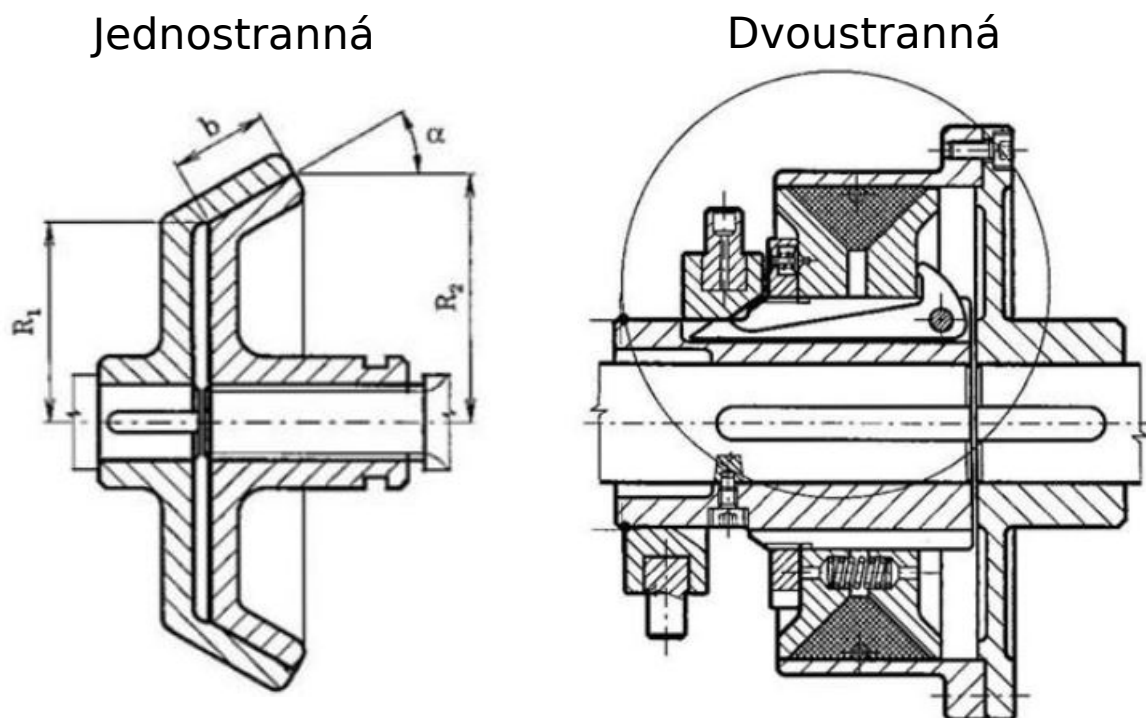


Obrázek 2.16: Kotoučová třecí spojka (Převzato z [19])

na který je spojka dimenzována dojde k prokluzu. Nutno zmínit, že s prokluzem je úzce spjaté opotřebení a vznik tepla. Spínání a rozepínání spojky může probíhat v klidu i za provozu. Spojka je schopna přenést vysoké kroutící momenty, při vysokém zatížení je však nutno spojku chladit. Chladicím médiem může být vzduch, případně olej. Při provozu dochází k opotřebení spojky vlivem prokluzů a vznikajícího tepla. Na rozdíl od zubové spojky je nutno vytvořit dostatečnou přitlačnou sílu potřebnou pro přenos kroutícího momentu. Oproti zubovým spojkám mají třecí spojky větší rozměry. Spojka se vyrábí ve dvou provedeních, s jednou stykovou plochou (jednostranná) a se dvěma stykovými plochami (dvoustranná). Výhodou jednostranné spojky je jednodušší konstrukce i montáž. Nevýhodou je přenos nižších kroutících momentů, potřeba větší přitlačné síly a větší rozměry než u dvoustranné spojky. Nevýhodou dvoustranné je však složitější výroba a montáž a s tím související vyšší cena. Dvoustranná je však vhodnější pro tlumení vibrací a rázů než spojka jednostranná. Oba typy kotoučové třecí spojky jsou uvedeny na Obr. 2.16.[19],[20]

2.2.3 Kuželová třecí spojka

Oproti kotoučovým třecím spojkám vyžadují kuželové menší přitlačné síly. Nevýhodou je však náročnější výroba a ustavení při montáži. Stejně jako kotoučová i kuželová třecí spojka se vyrábí jako jednostranná a dvoustranná. Výhody a nevýhody jsou podobné jako u kotoučové třecí spojky. Obě varianty kuželové spojky jsou uvedeny na Obr. 2.17.[19]



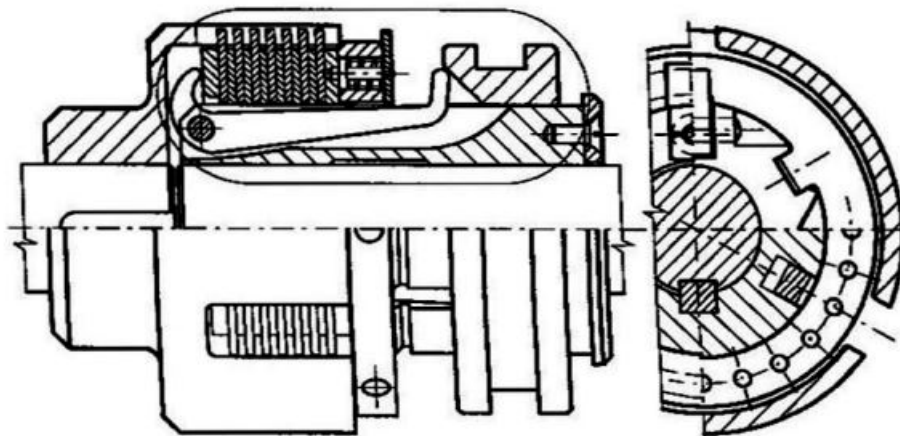
Obrázek 2.17: Kuželová třecí spojka (Převzato z [19])

2.2.4 Lamelová třecí spojka

Lamelová třecí spojka se vyznačuje schopností přenosu vysokého krouťícího momentu. Jeho velikost závisí především na:

- Počtu lamel
- Součiniteli tření mezi lamelami
- Přítlačné síle
- Průměru lamel

Lamelová spojka obvykle obsahuje dvě a více lamel pro přenos krouťícího momentu mezi hřídeli. S porovnáním s kotoučovou a kuželovou třecí spojkou je lamelová třecí spojka schopna přenést vyšší krouťící momenty při stejných rozměrech. Důvodem je vyšší počet třecích ploch ve spojce. Počet třecích ploch závisí na počtu lamel, které jsou na sebe přitlačovány přítlačnou silou. Jistou nevýhodou oproti předchozím typům třecích spojek je však složitější konstrukce a vyšší cena související s náročnějším návrhem, výrobou i montáží. Lamely bývají na spojku přichyceny pomocí drážek nebo zubů, aby bylo zamezeno jejich radiálnímu pootočení, ale byl umožněn axiální posuv pro přitlačení, resp. odtlačení lamel. Pro přenos značných krouťících momentů se obvykle volí ozubení nebo drážkování s vysokým počtem zubů, resp. drážek. U lamelových spojek je nutno řešit též odtlačení lamel od sebe, pro snížení ztrátových sil a momentů. Schéma lamelové třecí spojky je uvedeno na Obr. 2.18.[19]



Obrázek 2.18: Lamelová třecí spojka (Převzato z [19])

2.3 Brzdy

Hřídelové brzdy jsou strojní součásti sloužící pro zpomalení, úplné zastavení, případně pojištění hřídele v dané poloze. Podobně jako spojky jsou i brzdy nedílnou součástí většiny strojů. Při procesu brzdění se pohybová energie hřídele mění v tepelnou energii vznikající v brzdě. Podle způsobu přeměny energie se brzdy dělí na brzdy:

- Mechanické - Využívají silového tření
- Hydrodynamické - Využívají vnitřního tření tekutin
- Elektrické - Využívají magnetických polí brzdy

Podobně jako u spojek i zde se bude práce zabývat pouze mechanickými brzdami, jež lze rozdělit na:

- **Radiální**

- Čelistové

- S vnějšími čelistmi

- S vnitřními čelistmi

- Špalíkové

- pásové

- S vnějším pásem

- S vnitřním pásem

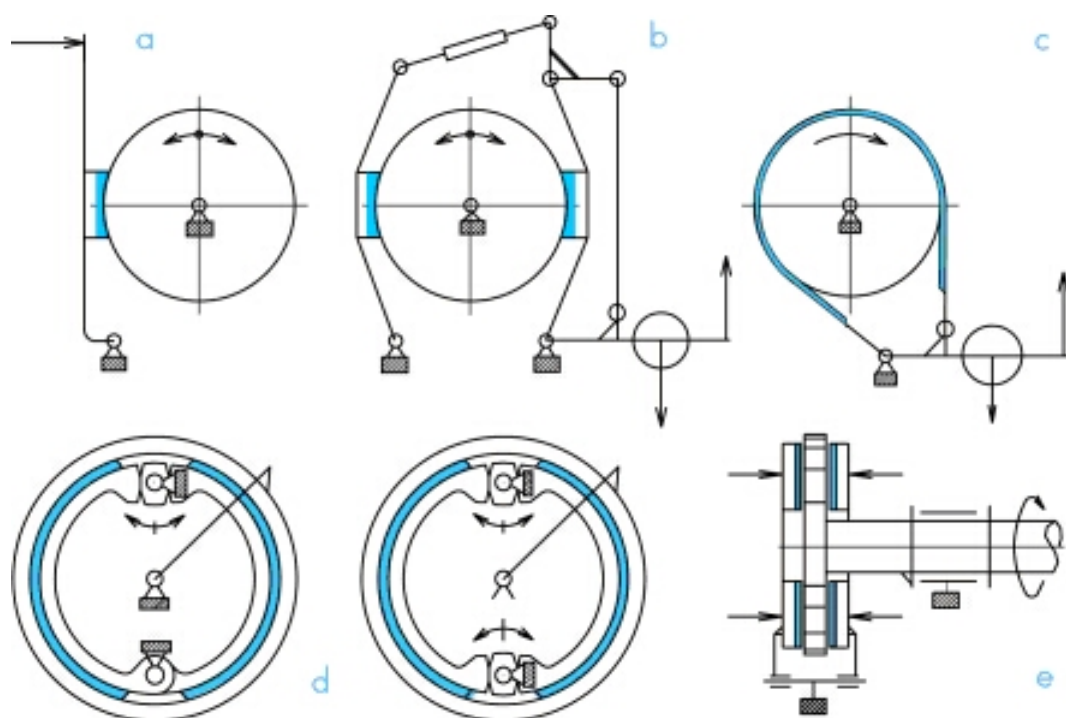
- **Axiální**

- Kuželové

- Čelní

Třmenové
Kotoučové
Čelní
Třmenové
Lamelové

Axiální mechanické brzdy využívají stejného principu jako výše popsané třecí spojky, proto zde již nebudou dále rozebírány. V následující části textu budou popsány brzdy radiální.



Obrázek 2.19: Schéma brzd (Převzato z [23])

Na Obr. 2.19 jsou znázorněny brzdy:

- a) Špalíková brzda s jedním špalíkem
- b) Špalíková brzda se dvěma špalíky
- c) Pásová brzda
- d) Čelistová brzda
- e) Kotoučová brzda

2.3.1 Čelistové brzdy

Čelistové, případně bubnové brzdy se nejčastěji využívají automobilovém průmyslu, ve výtazích a jeřábech. Principem je přitlačování tzv. čelistí k hřídeli, přičemž mezi hřídelí a čelistí vzniká tření, které způsobí zpomalení pohybuující se hřídele. Čelistové brzdy se vyrábí buď s vnitřními čelistmi či čelistmi vnějšími. Výhoda vnitřních čelistí je malý zástavbový prostor a úspora místa. Nevýhoda je složitější montáž. Vnitřní čelisti se využívají u hřídelů s většími průměry. U hřídelů menších průměrů jsou využívány brzdy s vnějšími čelistmi. Čelisti jsou k hřídeli často přitlačovány pomocí pružin. Odbrzdění probíhá mechanického, elektromagnetického, hydraulického, případně pneumatického mechanismu.[22]

2.3.2 Špalíkové brzdy

Špalíkové brzdy jsou svojí konstrukcí podobné čelistovým brzdám. Brzdný účinek je vyvozen přitlačováním brzdného špalíku (zdrže) na hřídel. Špalíkové brzdy jsou do dnešních dnů využívány u kolejových vozidel. Brzdná plocha špalíku tvarově odpovídá brzděné hřídeli. Přitlačení špalíku na hřídel je často řešeno pomocí pružin a odtlačení špalíku mechanicky, případně hydraulicky nebo pneumaticky.[24]

2.3.3 Pásové brzdy

Pásová brzda je charakteristická pásem obtočeným kolem hřídele. Obecně platí, že kromě materiálu je vyvozený součinitel tření a tedy i brzdný účinek dán úhlem opásání pásu kolem hřídele. Při přitlačení pásu dochází ke vzniku tření po celé délce opásání, vlivem čehož dochází k zastavení. Výhody pásové brzdy jsou snadná výměna pásu, snadná výroba i montáž, nízká cena. K přitlačení pásu na hřídel se nejčastěji využívají pružiny. Odtlačení pásu od hřídele je opět řešeno mechanicky, elektromagneticky, hydraulicky nebo pneumaticky.[25]

2.4 Kovací stroje na světovém trhu

2.4.1 SCHULER

Firma SCHULER je Německá firma se sídlem ve městě Göppingen zabývající se výrobou tvářecí technologie. Jedná se o světově největšího výrobce tvářecích lisů. Lisy od této firmy se používají po celém světě, přičemž spousta dalších světových výrobců tvářecích lisů s firmou SCHULER spolupracuje. Firma má pobočky také ve Švýcarsku, Brazílii, USA a Číně. Svým dodavatelům firma kromě lisů dodává také potřebné vybavení pro elektrotechnický, letecký, kovářský, energetický a železniční průmysl. Vyrábí též domácí spotřebiče a zařízení pro mincovny.[11]

Klikový lis s přímým pohonem - ServoDirect Technology Kovací lisy s technologií ServoDirect jsou vybaveny několika servomotory nasazenými přímo na výstředníkovou

hřídel prostřednictvím redukční převodovky. Tyto lisy jsou vhodné jak pro nepřetržitý provoz, tak i pro kusovou výrobu. Rychlost zdvihu a kování lze optimálně přizpůsobit danému dílu.[12]

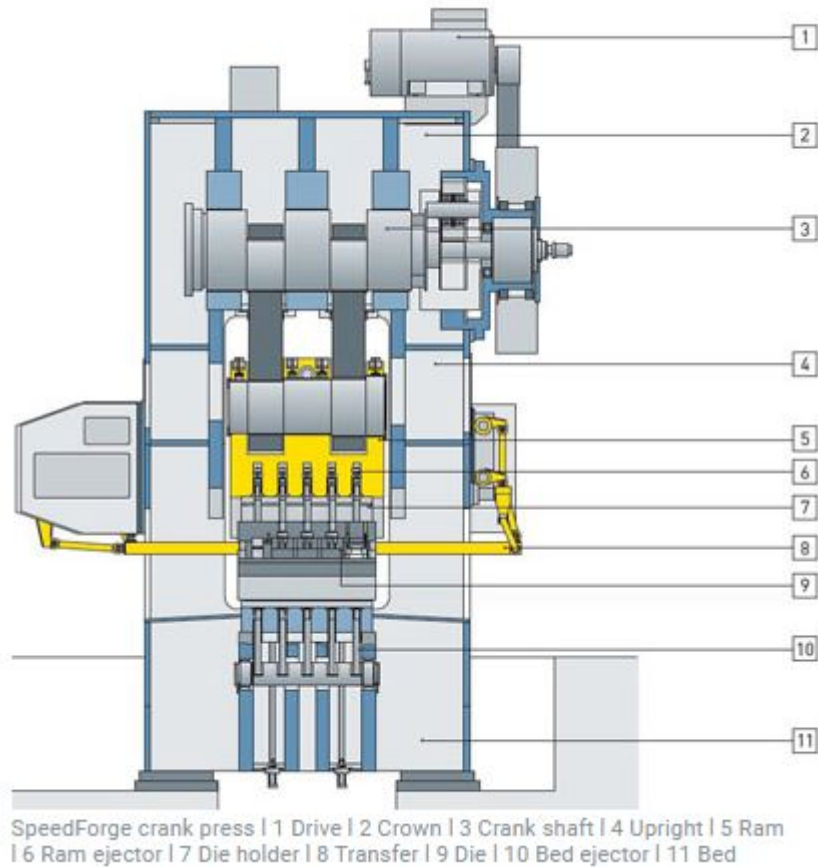
Mezi výhody se řadí vysoká účinnost stroje, krátké kontaktní časy a nízký tepelný příkon, trojitá ložiska na výstředníkové hřídeli pro zvýšení tuhosti.[12]



Obrázek 2.20: Klikový lis s přímým pohonem - ServoDirect Technology (Převzato z [12])

Klikový lis se setrvačnickovým pohonem Mechanické vysoce výkonné klikové lisy jsou zvláště vhodné pro plně automatizovanou výrobu velkoobjemových výkovků. Rám a hnací systém jsou navrženy pro přenos vysokého zatížení a vysokou přesnost výroby. Lis disponuje širokým sortimentem zařízení jako je zařízení pro podávání a přenos materiálu, odebrání hotových dílů. Tyto lisy lze efektivně využít pro zpracování oceli i neželezných kovů.[13]

Mezi výhody se řadí vysoká rychlost kování, plně automatizovaná manipulace s materiálem, vysoká výrobní přesnost, efektivita ve velkosériové výrobě a velká tuhost.[13]



Obrázek 2.21: Klikový lis s nepřímým pohonem (Převzato z [13])

2.5 Kovací stroje na tuzemském trhu

Největšími výrobci tvářecích strojů na tuzemském trhu jsou firmy

- ŽĎAS a.s.
- Šmeral Brno a.s.

2.5.1 Mechanické lisy firmy ŽĎAS a.s.

Mechanické lisy klikové jednobodové - jedná se o stroje pro plošné i objemové tváření, vhodné především pro hromadnou výrobu menších, tvarově náročných výlisků. Na stroji se dají provádět operace stříhání, ohýbání, tažení, protlačování, zápustkové kování a další. Stroj je dimenzován na jmenovitou sílu 2,5÷10 MN.[8]

Mechanické lisy klikové dvoubodové - stroje pro přesné lisařské práce ve velkosériové produkci. Jmenovitá síla od 3,15÷8 MN.[8]



Obrázek 2.22: Klikový lis jednobodový firmy ŽĎAS a.s. (Převzato z [8])



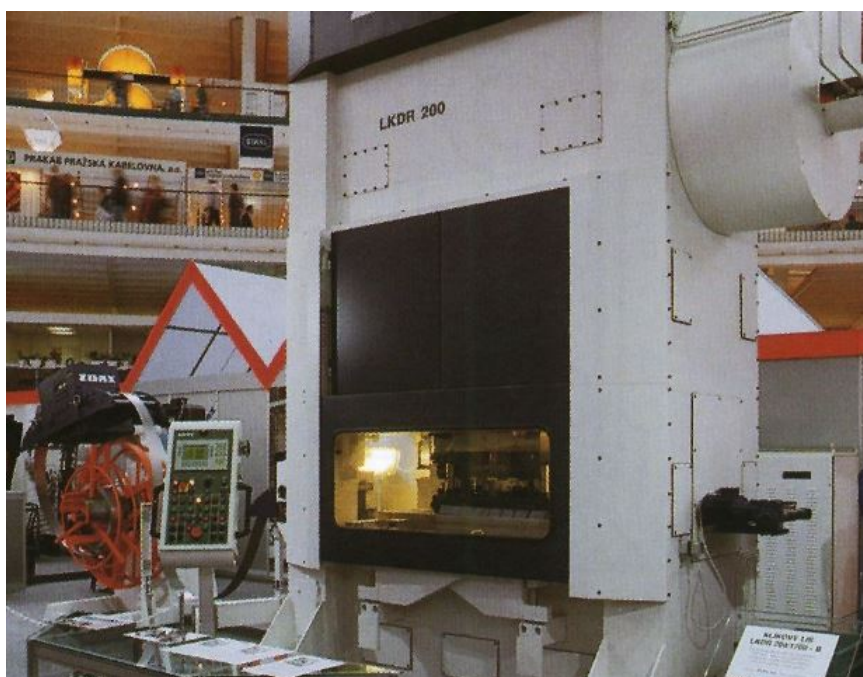
Obrázek 2.23: Klikový lis dvoubodový firmy ŽĎAS a.s. (Převzato z [8])

Mechanické lisy kloubové - stroje s kloubovým mechanismem. Použití pro tváření plechových dílů, především pro rozměrné výlisky vyžadující větší hloubku tahu - automobilový průmysl. Jmenovitá síla $3,15 \div 8$ MN.[8]

Mechanické lisy excentrické - klikové dvoubodové lisy vhodné pro postupové tváření z pásu plechu ve sdrúžených nástrojích formou stříhání, mělkého tažení, vysekávání a ohýbání. Jmenovitá síla $2 \div 5$ MN.[8]



Obrázek 2.24: Klikový lis kloubový firmy ŽDAS a.s. (Převzato z [8])



Obrázek 2.25: Klikový lis excentrický firmy ŽDAS a.s. (Převzato z [8])

2.5.2 Svislé kovací lisy firmy Šmeral a.s.

Mechanické lisy řady LZK - jedná se o jednobodové klikové lisy s horním pohonem. Lisy jsou určeny pro práci za tepla při hromadné výrobě přesných zápustkových výkovků. Stojany mohou být lité nebo svařované. Tyto lisy jsou poháněny pomocí NP. Asynchronním pohonem je pomocí řemenů přenášen kroutící moment na setrvačných uložený buď na předlokové, nebo přímo na hlavní hřídeli. Lisy jsou vybaveny vyvažováním beranu, jež je veden ve vedení tvaru „O“. Spojka uložena na zadním konci hlavního hřídele, brzda na předním. Lis může být vybaven příslušenstvím jako jsou vyhazovače, upínače zápustek,

zvedáky zápustek a další pomocná zařízení. Jmenovitá síla 10÷65 MN.[9]



Obrázek 2.26: Mechanický lis firmy Šmeral a.s. řady LZK (Převzato z [9])

Mechanické lisy řady LMZ - jednobodové klikové lisy s horním pohonem. Od mechanických lisů řady LZK se liší vedením beranu ve vedení tvaru „X“. Lis může být vybaven příslušenstvím jako jsou vyhazovače, upínače zápustek, zvedáky zápustek a další pomocná zařízení. Jmenovitá síla opět v rozmezí 10÷65 MN.[9]



Obrázek 2.27: Mechanický lis firmy Šmeral a.s. řady LMZ (Převzato z [9])

Mechanické lisy řady SKL - jde o mechanické lisy s kulisovým mechanismem s horním pohonem. Lisy jsou opět určeny pro práci za tepla při výrobě velmi přesných zápustek pro automobilový průmysl, stavebnictví a další průmyslové odvětví. Lisy této řady jsou vhodné do automatizovaného provozu. Stojany těchto strojů jsou svařované a kotvené. Asynchronní elektromotor pohání přes řemeny setrvačnický uložený na předložce pohánějící beran uložený v přesném nastavitelném vedení. Brzda je uložena na pravém konci

hlavního hřídele, spojka na levém. Na strojích lze provádět přestavování sevřené výšky pomocí přesuvného mechanismu na beranu. lis též umožňuje vymezovat vůle v kulisovém mechanismu. Lis může být vybaven příslušenstvím jako jsou vyhazovače, upínače zápustek, zvedáky zápustek a další pomocná zařízení. Jmenovitá síla v rozmezí 16÷80 MN.[9]



Obrázek 2.28: Mechanický lis firmy Šmeral a.s. řady SKL (Převzato z [9])

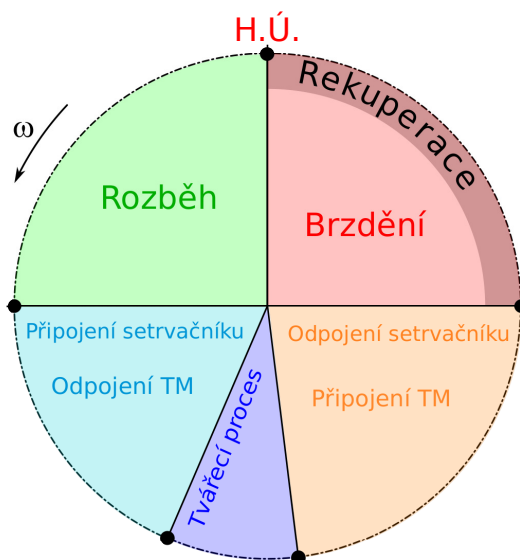
3 Návrh pohonu

Tato část práce se bude zabývat návrhem lisu LMZ 2500 dle zadání. Nejprve bude proveden rozbor pracovního cyklu, následovat bude určení energetické bilance stroje, hnací a ztrátový moment. Následovat bude určení výkonu obou motorů, výběr vhodného Torque motoru na základě určených parametrů. Následně bude řešeno uložení Torque motoru na rámu stroje.

3.1 Rozbor pracovního cyklu

Pracovní cyklus stroje bude rozdělen na pět částí (viz Obr. 3.1):

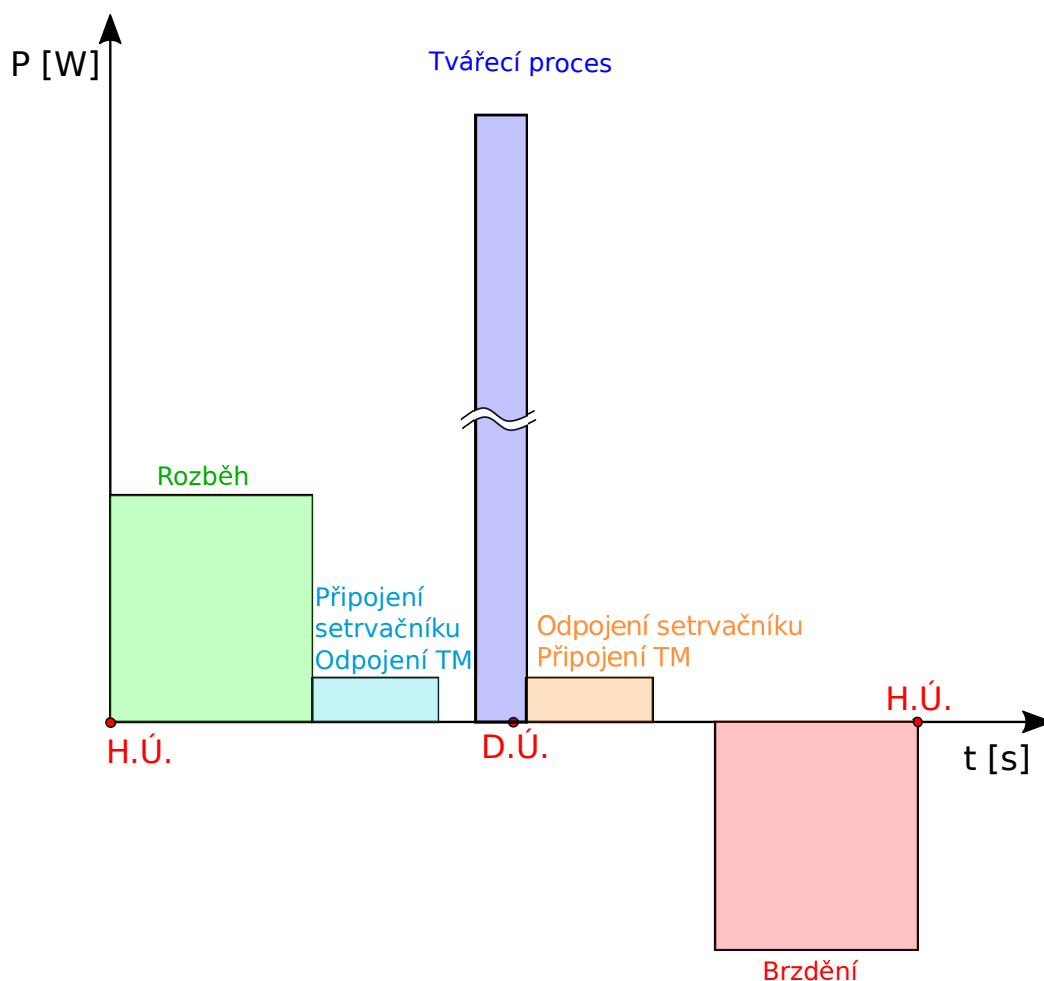
- Rozběh
- Připojení setrvačnicku
- Tvářecí proces
- Odpojení setrvačnicku
- Brzdění



Obrázek 3.1: Znázornění pracovního cyklu kombinovaného pohonu

3.1.1 Rozběh

První částí je rozběh výstředníkové hřídele na pracovní rychlost, kterou se zároveň otáčí i předloková hřídel od setrvačnicku. Při rozběhu musí být Torque motor schopen vyvinout dostatečný výkon pro rozběh do předem stanovené polohy určené úhlem natočení α .



Obrázek 3.2: Schématické znázornění práce potřebné pro vykonání pracovního cyklu

Rozběh na pracovní rychlost musí nastat dříve, než dojde k procesu tváření a zároveň s určitou rezervou na připojení setrvačnicku (sepnutí spojky).

Následující část práce se bude zabývat právě rozběhem, jelikož na něm závisí úspěšný průběh celého pracovního cyklu. Pokud by motor nebyl dostatečně výkonný, nedokázal by hřídel rozpohybovat v v potřebném úhlu, případně by celá tato operace trvala příliš dlouho, čímž by byly výhody tohoto pohonu potlačeny. V nejhorším případě by motor nebyl schopen požadované rychlosti vůbec dosáhnout.

3.1.2 Připojení setrvačnicku

Po rozběhu výstředníkové hřídele na požadovanou pracovní rychlost musí dojít ke spojení výstředníkové hřídele s hřídelí předlohou. Tím dojde k zajištění dodání dodatečné kinetické energie ze setrvačnicku do tvářecího cyklu.

Připojení setrvačnicku musí být rychlé a bez zbytečných ztrát. Úspěch této operace závisí na vhodně zvolené spojce schopné hřídele spojit dostatečně rychle. Zároveň musí být schopna přenést přenést energii z předlohouvé hřídele na hřídel výstředníkovou. Volbou spojky se bude zabývat Kapitola 4.

3.1.3 Tvářecí proces

Tvářecí proces je z pohledu pracovního cyklu nejdůležitější částí cyklu, jelikož právě v této části dochází k pracovní činnosti. Při tvářecím procesu dopadá beran na materiál (zápustku), které předává svoji energii sestávající ze součtu kinetické energie setrvačnicku, Torque motoru a pohybové energie samotného beranu. Před zahájením tvářecího procesu musí být setrvačnicková hřídel rozpohybovaná na pracovní otáčky a zároveň musí být připojena předloková hřídel viz předchozí podkapitola.

3.1.4 Zdvih beranu a odpojení setrvačnicku

Tato část pracovního procesu nastává po ukončení tvářecího procesu. Ačkoliv tváření končí ve spodní úvratí, tvářecí proces končí až za spodní úvratí a to z důvodu odpružení. Po ukončení tvářecího procesu pokračuje beran směrem vzhůru, přičemž v této části pracovního cyklu dochází též k odpojení předlokové hřídele od hřídele výstředníkové. Podobně jako připojení, i odpojení závisí na spojce. Odpojení musí proběhnout rychle a bez jakýchkoliv zádrhelů. Pokud by nedošlo k odpojení obou hřídel před zahájením procesu brzdění, mohlo by dojít k některému z následujících scénářů:

- Poškození / zničení spojky
- Přehřátí, případně zadření Torque motoru

Pozornému čtenáři neunikne, že mezi scénáři nefiguruje poškození elektromotoru pohánějícího setrvačnicku. Je tomu z toho důvodu, že by s největší pravděpodobností došlo k prokluzu řemenů spojujících setrvačnicku s řemenicí nasazenou na elektromotor.

3.1.5 Brzdění

Poslední část pracovního cyklu probíhá po odpojení setrvačnicku. Torque motor začne zpomalovat, až dojde k úplnému zastavení výstředníkové hřídele. K zastavení musí dojít v horní úvratí, ve které na Torque motor působí minimální setrvačný moment. Torque motor během provozu stroje funguje též jako brzda, tj. zajišťuje, aby nedošlo k samovolnému uvedení do pohybu hřídele a tedy i beranu.

Pozornému čtenáři opět neunikne, že funkci brzdy může Torque motor plnit pouze v případě, kdy je v provozu, tedy tehdy, kdy je napojen na zdroj elektrické energie. V klidu stroje, kdy je stroj odpojen od přívodu elektrické energie tuto funkci neplní. Z tohoto důvodu musí být na stroji instalována ještě dodatečná brzda, která se v momentě zapnutí Torque motoru odepne a při jeho vypnutí sepne. Touto brzdou se stejně jako u spojky bude zabývat Kapitola 4.

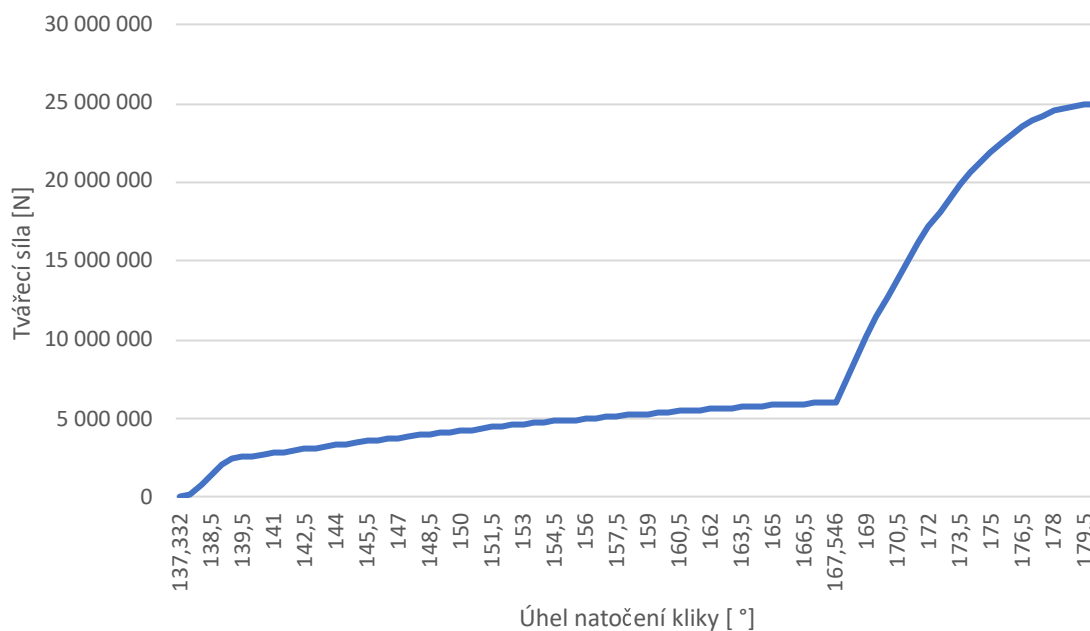
Nutno podotknout že mezi pracovními zdvihy, tedy v době kdy je výstředníková hřídel v klidu, dochází k akumulování energie v setrvačnicku, který v době provozu stroje neustále rotuje. Zároveň v době, kdy se do systému připojen setrvačnick

3.2 Zadané hodnoty

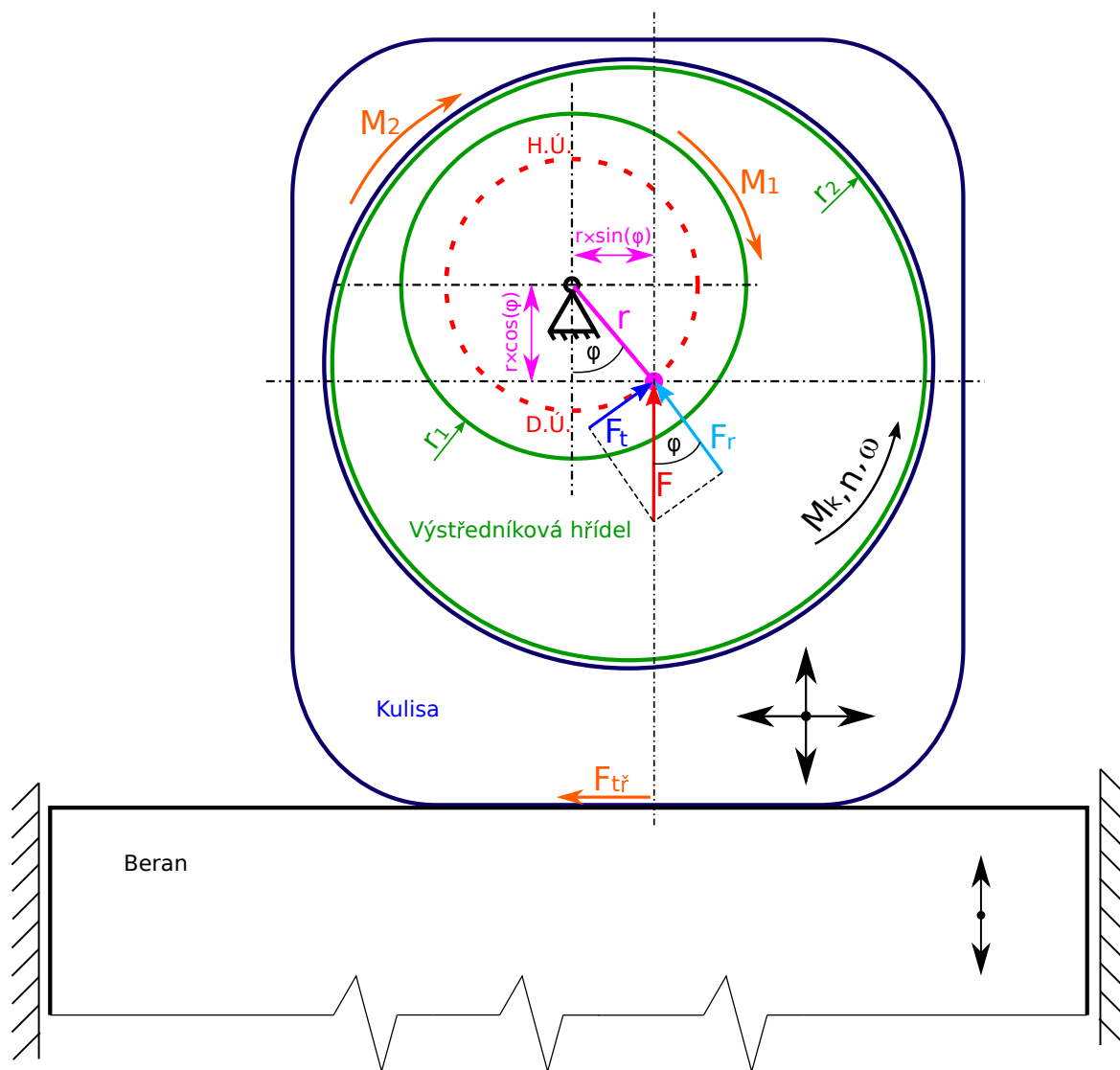
R_1	=	0,29	[m]	Poloměr hřídele
R_2	=	0,465	[m]	Poloměr výstředníku
R_3	=	0,31	[m]	Poloměr čepu v beranu
r	=	0,17	[m]	Poloměr kliky
H	=	0,34	[m]	Zdvih
F_j	=	25	[MN]	Jmenovitá síla
k	=	11 400	[MN/m]	Tuhost stroje
f	=	0,05	[-]	Součinitel tření
n_o	=	275	[1/min]	Otáčky setrvačnicku
n_{klik}	=	70	[1/min]	Otáčky výstředníkové hřídele
n_{vyuz}	=	20	[1/min]	Využití otáček výstř. hřídele
$\Delta\omega$	=	15	[%]	Pokles otáček setrvačnicku
A_s	=	100	[kJ]	Práce spojky

Tabulka 3.1: Parametry lisu SKL 2500

Jak již bylo naznačeno na Obr. 2.3, tvářecí síla nebude v průběhu celého procesu tváření konstantní, nýbrž se bude měnit v závislosti na zdvihu, resp. na úhlu natočení kliky. Skutečný průběh tvářecí síly je uveden na Obr. 3.3.



Obrázek 3.3: Průběh tvářecí síly v závislosti na úhlu natočení kliky



Obrázek 3.4: Schéma kulisového mechanismu s rozkladem sil

3.3 Výpočet prací a momentů

V první řadě si zavedme zdvihovou funkci kulisového mechanismu dle Obr.3.4

$$h(\varphi) = r \cdot \cos(\varphi) \quad (3.1)$$

Výpočet prací vychází z rovnice energetické bilance stroje

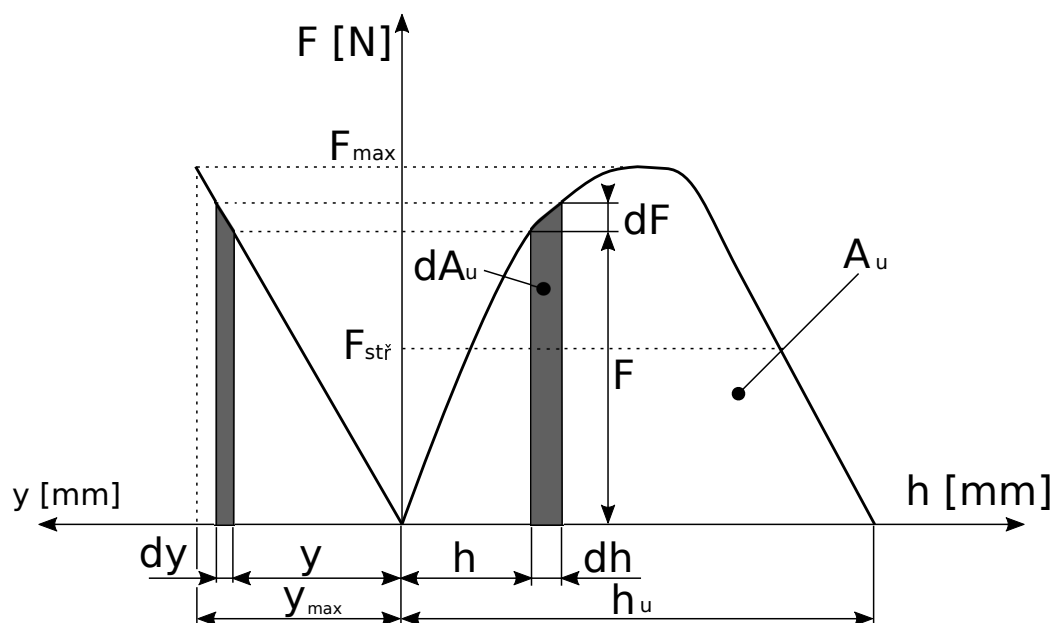
$$A_c = A_u + A_d + A_z \quad (3.2)$$

kde:

- A_u - Užitečná práce plastických deformací polotovaru
- A_z - Ztrátová práce

- Ad - Práce pružných deformací pracovního prostoru stroje

Pro určení práce celkové je nutno znát práce dílčí. Práce užitečná je dána plochou tvářecí charakteristiky, práce ztrátová součtem třecích momentů od pohybujících se hmot a práce deformační napružením stroje.



Obrázek 3.5: Práce užitečná a deformační

Práce užitečná se určí z Obr.3.5 jako

$$A_u = \int_0^{h_u} F_o \cdot dh = k_v \cdot F_{o_{max}} \cdot h_u \quad (3.3)$$

kde

- k_v - stupeň využití tvářecí charakteristiky
- $F_{o_{max}}$ - maximální tvářecí síla
- h_u - užitečný zdvih nástroje

Z Obr.3.5 se dále určí práce deformační jako

$$A_d = \frac{1}{2} \cdot F_{max} \cdot y_{max} \quad (3.4)$$

kde

- y_{max} - celková deformace pracovního prostoru stroje

Práce ztrátová se určí jako součin součtu ztrátových momentů, vznikajících vlivem tření mezi ložiskem a výstředníkovou hřídelí (M_1), hřídelí a kulisou (M_2), kulisou a beranem (M_3), a úhlu natočení kliky. Jednotlivé momenty M_1 , M_2 , M_3 lze určit následovně:

$$M_1 = F \cdot R_1 \cdot \frac{f}{\sqrt{1+f^2}} \quad (3.5)$$

$$M_2 = F \cdot R_2 \cdot \frac{f}{\sqrt{1+f^2}} \quad (3.6)$$

$$M_3 = F_{tr} \cdot r \cdot \cos(\varphi) = F \cdot f \cdot r \cdot \cos(\varphi) \quad (3.7)$$

přičemž $\frac{f}{\sqrt{1+f^2}}$ platí pro $f > 0,02$.

Součet třecích momentů lze zapsat ve tvaru:

$$M_z = \sum_{i=1}^3 M_i \quad (3.8)$$

a pro práci ztrátovou lze tedy následně psát

$$A_z = \sum_{i=1}^3 M_i \cdot \varphi \quad (3.9)$$

Moment od působící síly lze funkcí

$$M_i = F \cdot r \cdot \sin(\varphi) \quad (3.10)$$

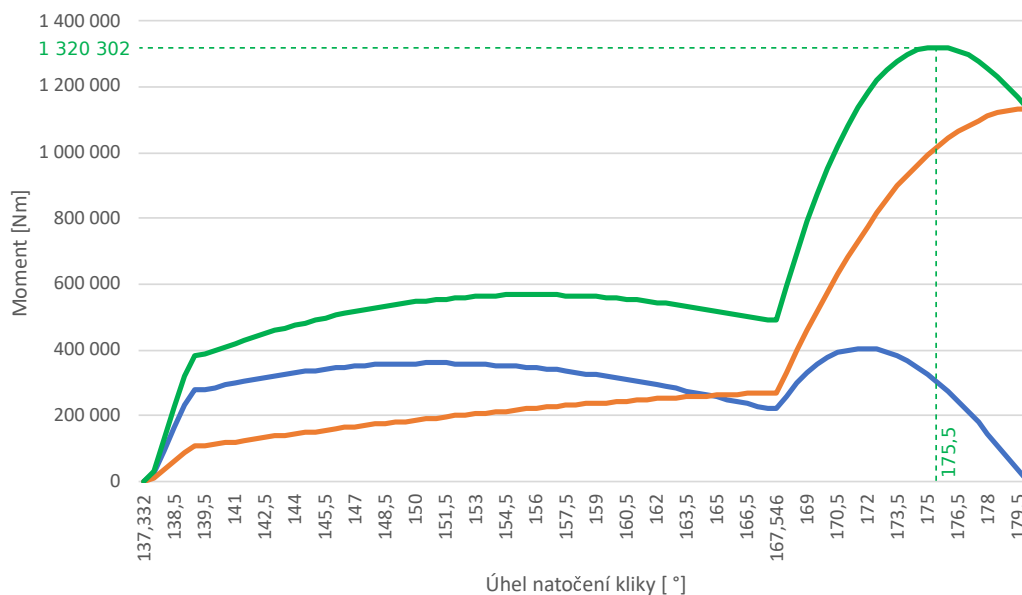
Potřebný hnací moment, který musí být pohonem vyvozen lze určit jako součet momentu hnacího a momentů ztrátových, tj.

$$M_h = M_i + M_z \quad (3.11)$$

Průběhy těchto momentů jsou zobrazeny na Obr. 3.6.

Jednotlivé výpočty jsou uvedeny v „Příloha A“. Hodnoty jednotlivých prací vyplývajících z této přílohy jsou uvedeny v Tab. 3.2. Nutno zmínit, že práce celková A_c je dána součtem práce užitečná A_u , práce ztrátové A_z a práce deformačních sil A_d . Jedná se o práce, spotřebované během pracovního cyklu.

Práce potřebná pro rozběh spojky A_s je spotřebována při rozběhu výstředníkové hřídele po připojení předlohouvé hřídele poháněné setrvačnickem. Tato práce nebude po připojení Torque motoru zapotřebí, jelikož obě hřídele budou rozběhnuty na pracovní otáčky.



Obrázek 3.6: Průběh jednotlivých momentů v závislosti na úhlu natočení

A_u	= 225 [kJ]	Práce užitečná
A_z	= 285 [kJ]	Práce ztrátová
A_d	= 55 [kJ]	Práce deformačních sil
A_c	= 564 [kJ]	Práce celková
A_s	= 100 [kJ]	Práce potřebná pro rozběh spojky

Tabulka 3.2: Hodnoty prací a momentů

3.4 Výpočet výkonu motoru pohánějícího setrvačnick

V první řadě je nutno určit výkon konvenčního pohonu. Motor bude pohánět setrvačnick otáčející se konstantními otáčkami $275 \frac{1}{min}$. Motor tedy bude muset dodávat konstantní výkon. Výkon lze velmi jednoduše spočítat ze znalosti celkové práce a počtu zdvihů za minutu, které byly zadavatelem stanoveny na $20 \frac{1}{min}$.

$$P = \frac{A_c \cdot n_{vyuz}}{60} = \frac{563947 \cdot 20}{60} = 188 [kW] \quad (3.12)$$

3.5 Výpočet Torque motoru

V případě Torque motoru přímo nasazeného na hřídel je výpočet o něco složitější. Vzhledem k tomu, hřídel bude roztáčena a zpomalována Torque motorem je zapotřebí, aby tento překonal práci spojky E_s 100 [kJ]. Dále plné rychlosti musí být dosaženo ještě před dopadem beranu na materiál, proto bude výkon zřejmě závislý na úhlu natočení kliky φ . Z „Příloha A“ lze zjistit, že beran dopadne na materiál v úhlu natočení kliky 132° . Před dopadem musí ještě dojít k připojení setrvačnicku, proto musí být připočítána určitá

rezerva. Po konzultaci se zadavatelem byl určen úhel natočení hřídele φ , ve kterém musí být hřídel roztočena na provozní otáčky v rozsahu $90^\circ \div 120^\circ$. Provozní otáčky hřídele jsou stanoveny na $70 \left[\frac{1}{min} \right]$. Veškeré výpočty byly provedeny v „Příloha A“. V této práci budou stanoveny důležité vzorce a uvedeny nejdůležitější hodnoty.

Návrh motoru probíhal ve dvou fázích lišících se redukováným momentem setrvačnosti soustavy hřídel – kulisa – beran. Redukovaný moment setrvačnosti soustavy vyplývá z metody redukce hmotových a silových účinků. Principem této metody je náhrada soustavy těles jedním redukčním členem o celkové hmotnosti soustavy. Náhrada je v případě rotačního pohybu vyjádřena redukováným momentem setrvačnosti I_{red} , v případě posuvného pohybu tzv. redukovanou hmotností m_{red} [26].

3.5.1 Fáze I - Určení konstantního redukováného momentu setrvačnosti I_{red}

Pro určení potřebného momentu Torque motoru byl uvažován konstantní moment setrvačnosti, tj. nedocházelo ke změně jeho hodnoty v závislosti na natočení hřídele. Jedná se tedy o značné zjednodušení. Využít jej lze pro orientační návrh, jelikož výpočet touto metodou je rychlejší, jednodušší, ale méně přesný. Výpočet vycházel z energie na spojce potřebné pro rozběh mechanismu. Musí tedy platit, že energie redukováných hmot musí být stejná jako energie spojky, tedy:

$$E_{red} = E_s \quad (3.13)$$

Po rozepsání

$$\frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \Delta\omega^2 = E_s, \quad (3.14)$$

kde $\Delta\omega^2$ je rozdíl úhlových rychlostí po (ω_r) a před (ω_s) rozběhem mechanismu.

Po úpravě tedy získáme vztah pro redukováný moment setrvačnosti ve tvaru

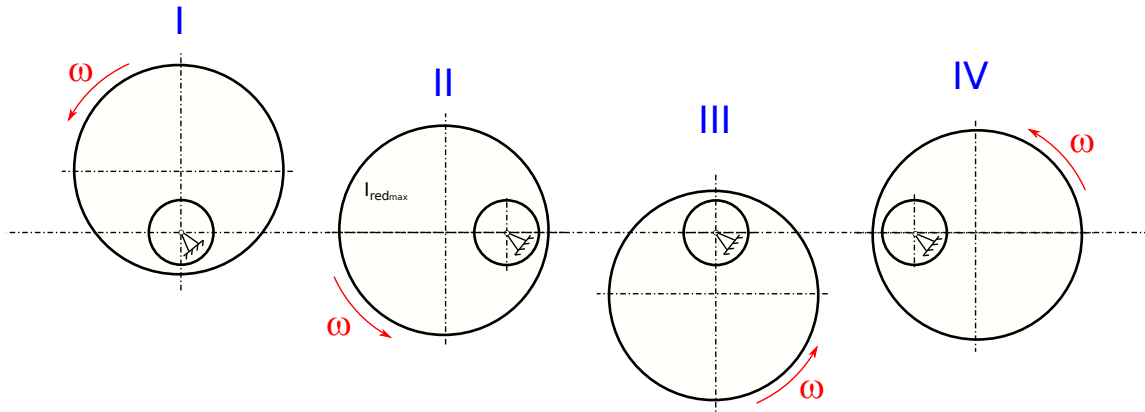
$$I_{red} = \frac{2 \cdot E_s}{\omega_r^2 - \omega_s^2} \quad (3.15)$$

po dosazení vyjde, že $I_{red} = 3722 [kg \cdot m^2]$.

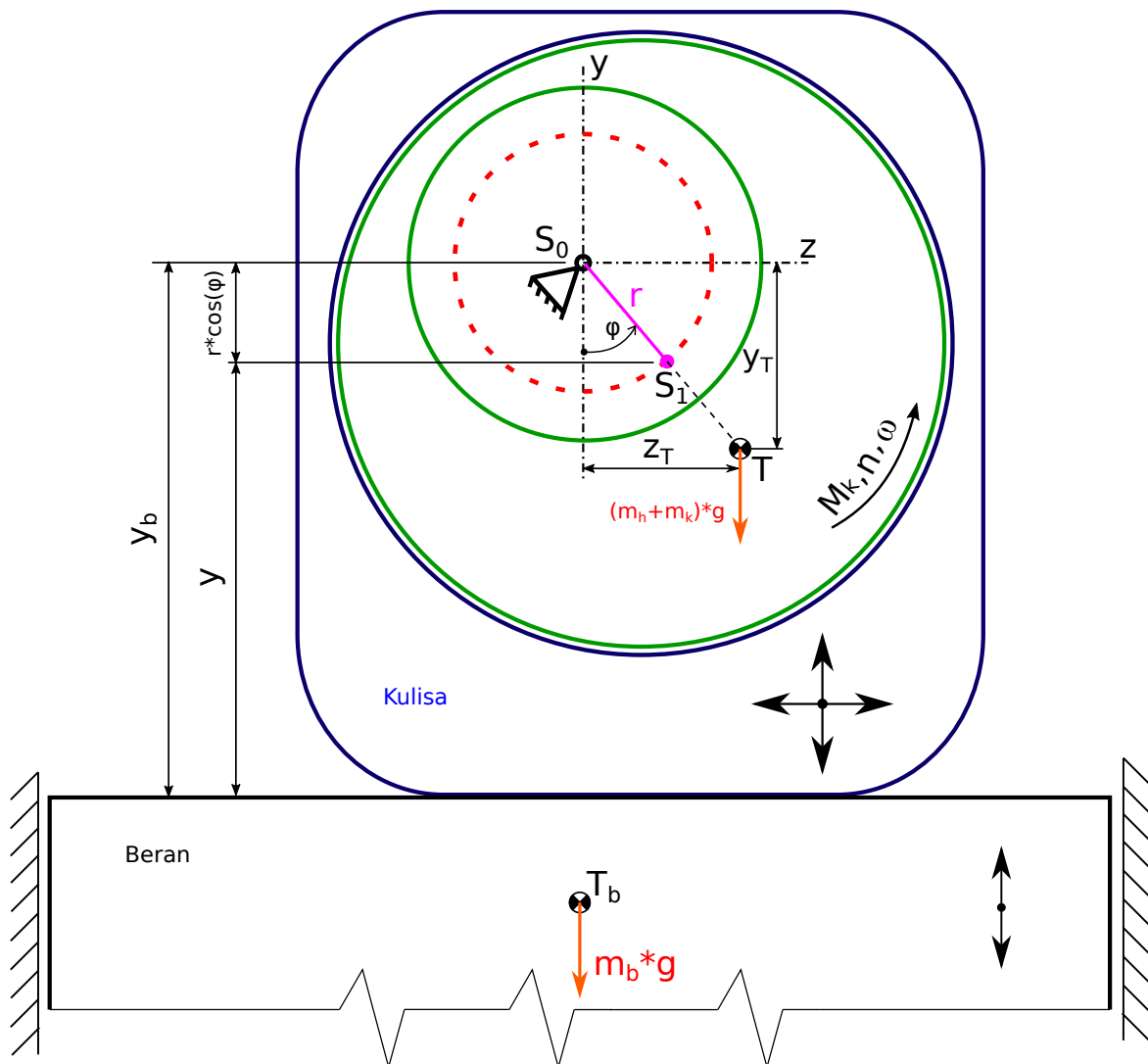
3.5.2 Fáze II - Určení redukováného momentu setrvačnosti I_{red} v závislosti na φ

Je nutno si uvědomit, že moment setrvačnosti nebude po celou otáčku konstantní, nýbrž se bude měnit. Změna nastává z důvodu excentricity hřídele a kulisy. Jednoduchou úvahou se lze dobrat ke zjištění, že maximální redukováný moment bude v poloze II a IV dle Obr. 3.7 a minimální naopak v poloze I a III.

Pro zpřesnění výpočtu je nutno vyjádřit redukováný moment setrvačnosti v závislosti na úhlu natočení φ . Výpočtové schéma je uvedeno na Obr. 3.8



Obrázek 3.7: Závislost I_{red} na natočení hřídele



Obrázek 3.8: Schéma pro výpočet $I_{red}(\varphi)$

Musí platit, že kinetická energie redukovaného členu musí být stejná jako kinetická energie celé soustavy, tedy součtu kinetických energií hřídele, kulisy a beranu. Pro zjednodušení výpočtu nebude počítáno s rozdílnými těžišti hřídele a kulisy, nýbrž se bude jednat o

společné těžiště. Rozměry potřebné pro výpočet byly odměřeny v systému NX ze 3D modelu stroje poskytnutým firmou Šmeral a jsou uvedeny v Tab. 3.3. Hodnoty byly po odvození použity pro samotný výpočet v příloze „Příloha A“.

I_T	=	2235,7	[kg.m ²]	Těžištní moment setrvačnosti
y_T	=	9,9	[m]	Vzdálenost těžiště od osy hřídele
z_T	=	-147,6	[m]	Vzdálenost těžiště od osy hřídele
m_h	=	9566	[kg]	Hmotnost hřídele
m_k	=	3964	[kg]	Hmotnost kulisy
m_b	=	18074	[kg]	Hmotnost beranu

Tabulka 3.3: Odměřené hodnoty

$$E_{k_{red}} = E_{k_{hrid+kul}} + E_{k_{ber}} \quad (3.16)$$

Po rozepsání kinetických energií

$$\frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot I_{S_0} \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot m_b \cdot v_b^2$$

I_{S_0} lze rozepsat jako $I_T + (m_h + m_k) \cdot r_T^2$, kde $r_T = \sqrt{(z_T \cdot \cos(\varphi))^2 + (y_T \cdot \sin(\varphi))^2}$, a rychlost v_b lze získat časovou derivací polohy beranu y_b

$$v_b = \frac{d}{dt} y_b = \frac{d}{dt} (r \cdot \cos(\varphi) + y) = r \cdot \cos(\varphi) + y = -r \cdot \sin(\varphi) \cdot \omega$$

po dosazení obou vztahů

$$\frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot [I_T + (m_h + m_k) \cdot r_T^2] \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot m_b \cdot (-r \cdot \sin(\varphi) \cdot \omega)^2$$

po úpravě

$$\frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot [I_T + (m_h + m_k) \cdot r_T^2] \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot m_b \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi) \cdot \omega^2$$

celou rovnicí lze vynásobit výrazem $\frac{2}{\omega^2}$, z čehož plyne finální tvar

$$I_{red} = I_T + (m_h + m_k) \cdot r_T^2 + m_b \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi) \quad (3.17)$$

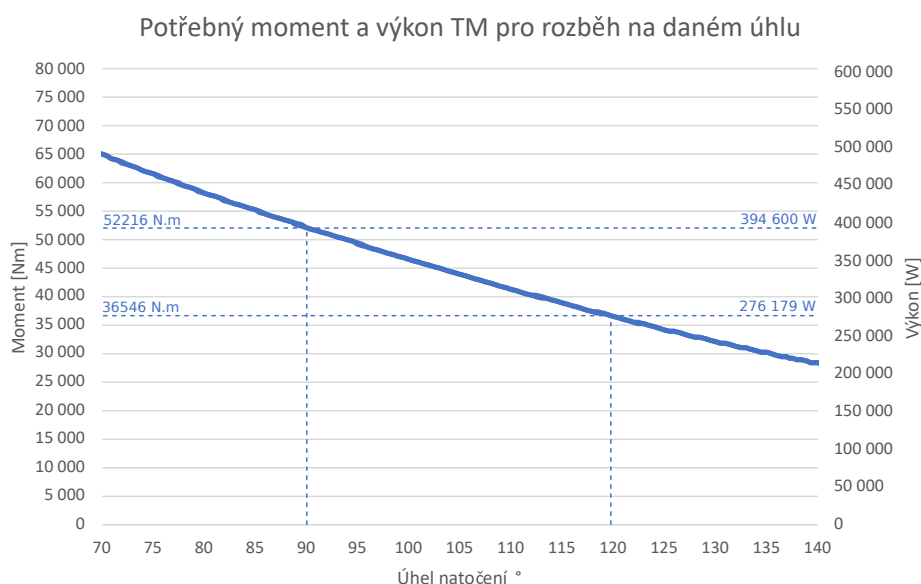
φ [°]	90	100	110	120
I_{red} [kg · m ²]	3053	3028	2957	2849

Tabulka 3.4: Hodnoty I_{red} pro daný úhel natočení φ

3.5.3 Porovnání potřebného výkonu pro rozběh Torque motoru dle Fáze I a Fáze II

Dle Obr. 3.9 vyplývajícího z „Příloha A“ je zřejmé, že při uvažování nekonstantního redukovaného momentu setrvačnosti I_{red} vychází výkon, potřebný pro rozběh Torque motoru a tedy i celého mechanismu na provozní otáčky v daném úhlu natočení hřídele, nižší, než při uvažování konstantního I_{red} . Hlavním důvodem je neuvažování vlivu proměnného rozložení setrvačných hmot během otáčení hřídele vlivem změny polohy středu hmotnosti vůči ose výstředníkové hřídele ve fázi I. Ve fázi II byl tento vliv již zahrnut a výpočet byl proto přesnější.

Z výsledků vyplývá, že při uvažování pouze fáze I, bez zahrnutí vlivu rozložení setrvačných hmot ve fázi II, by došlo k předimenzování motoru na vyšší výkon, vlivem čehož by byl vybrán torque motor řady TF77.110 o výkonu $P = 690kW$. Následkem toho by byla vyšší pořizovací cena motoru. Dále by byl zapotřebí vyšší zástavbový prostor z důvodů větších rozměrů a vyšší hmotnosti motoru.



Obrázek 3.9: Potřebné parametry Torque motoru pro rozběh na daném úhlu natočení

3.5.4 Výpočet času potřebného pro rozběh mechanismu na plné otáčky

Dalším nezbytným parametrem, který je nutné znát je čas, za který je Torque motor schopný roztočit výstředníkovou hřídel na pracovní rychlost v daném úhlu natočení. Čas lze vyjádřit ze vztahu pro úhlové zrychlení Torque motoru.

$$\alpha = \frac{\omega_{klik}}{t}$$

pro krouticí moment v tomto případě platí

$$M_k = \alpha \cdot I_{red} = \frac{\omega_{klik}}{t} \cdot I_{red}$$

čas lze poté vyjádřit ze vztahu

$$P_t = M_k \cdot \omega_{klik} = \frac{\omega_{klik}^2}{t} \cdot I_{red} \quad (3.18)$$

Z tohoto vzorce lze vyjádřit vztah pro čas t jako

$$t = I_{red} \cdot \frac{\omega_{klik}^2}{P_t} \quad (3.19)$$

$\varphi [^\circ]$	90	100	110	120
$t [s]$	0,416	0,462	0,508	0,554

Tabulka 3.5: Čas rozběhu Torque motoru v závislosti na φ

3.5.5 Výběr vhodného Torque motoru

Všechny výpočty jsou uvedeny v „Příloha A“. Motor byl vybírán z důvodu možného rozsahu ($90^\circ - 120^\circ$) úhlu natočení kliky, ve kterém musí dojít k rozběhu motoru. Kromě možnosti nastavení rozsahu úhlu natočení kliky by bylo, pro urychlení pracovního zdvihu, vhodné, aby existovala možnost zvýšení otáček klikové hřídele.

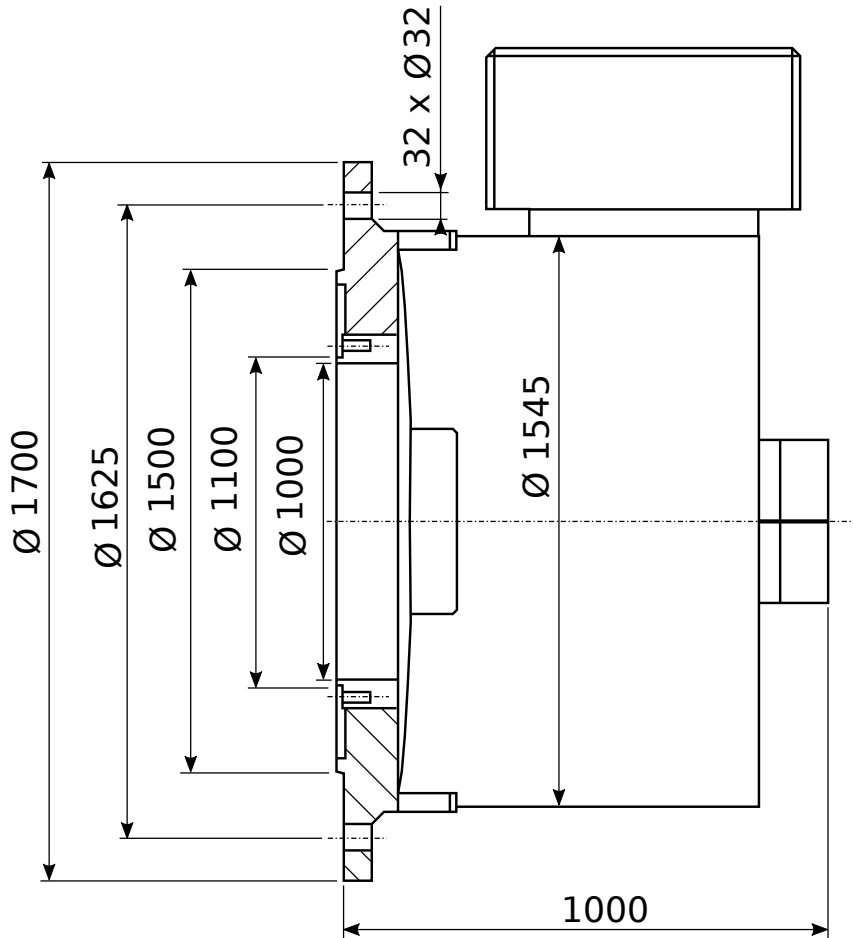
Vhodným elektromotorem je vodou chlazený¹ Torque motor TF77.70 firmy Oswald² znázorněný na Obr.3.10. Parametry motoru jsou uvedeny v Tab.3.6. Velkou výhodou tohoto Torque motoru je, jak lze vyzorovat z Obr.3.10, příruba, za kterou lze motor snadno připevnit k rámu stroje, vlivem čehož odpadá nutnost návrhu přídatných konstrukcí pro upevnění motoru.

M_{max}	=	80	[kNm]	Maximální krouticí moment
M_N	=	41	[kNm]	Nominální krouticí moment
P_N	=	430	[kW]	Nominální výkon
n_N	=	100	$\left[\frac{1}{min}\right]$	Nominální otáčky
η_N	=	97	[%]	Jmenovitá účinnost
m	=	4925	[kg]	Hmotnost
I_{tm}	=	383	[$kg \cdot m^2$]	Moment setrvačnosti motoru

Tabulka 3.6: Parametry Torque motoru TF77.70 (Převzato z [14])

¹Z katalogu je zřejmé, že množství potřebné pro uchlazení TM odpovídá přibližně 100 litrům za minutu

²Oswald Elektromotoren GmbH, Benzstr.12, 63897 Miltenberg, Germany



Obrázek 3.10: Rozměry Torque motoru TF77.70 firmy Oswald (Převzato z [16])

Parametry motoru	Potřebné parametry
$M_{k_{max}} = 80$ kNm	$M_{k_{max}} = 52$ kNm
$P_n = 430$ kW	$P_{max} = 395$ kW

Tabulka 3.7: Porovnání parametrů

V tabulce 3.7 jsou uvedeny Potřebné parametry Torque motoru pro rozběh mechanismu na otáčky $n = 70 \frac{1}{min}$ při úhlu natočení kliky v rozsahu $\varphi = 90^\circ \div 120^\circ$, tj. navržený pohon požadavky splňuje.

Ze zjištěných skutečností lze konstatovat, že vybraný torque motor TF77.70 z hlediska přenášeného krouticího momentu a potřebného výkonu vyhovuje. Je nasnadě zmínit, že se jedná o Torque motor s přírubou a s dutou hřídelí.

3.5.6 Spojení Torque motoru s výstředníkovou hřídelí

Aby mohlo dojít k přenosu krouticího momentu z Torque motoru na výstředníkovou hřídel, je nutné vytvořit mezi těmito součástmi pevné spojení. Toho lze dosáhnout například rozpěrnými kroužky. Rozpěrné kroužky se dělí externí a interní. Ukázka obou typů je uvedena na Obr. 3.11. Jedním z největších výrobců rozpěrných kroužků je německá firma

Stüwe GmbH & Co, vlastníci podrobný katalog³ rozpěrných kroužků, ve kterém jsou uvedeny všechny používané druhy a a normalizované rozměry RK.

Vhodným typem RK pro spojení výstředníkové hřídele s Torque motorem je rozpěrný kroužek „Internal Locking Unit Type IS-Series IS 4“ (znázorněný též na Obr. 3.11). Požadovaný vnější průměr kroužku je $D=1000$ mm, který odpovídá vnitřnímu průměru Torque motoru. Dle katalogu je však maximální normalizovaný průměr kroužku $D=710$ mm, kroužky tedy bude nutné vyrobit na zakázku.

Šroubové spojení obou částí rozpěrných kroužků je nutné utáhnout na výrobcem stanovený utahovací moment. Nutno ovšem zmínit, že vlivem vibrací a rázů vznikajících během provozu stroje existuje riziko povolení šroubových spojů, v důsledku čehož hrozí potenciální riziko ztráty utahovacího momentu, potřebného k vyvození třecího momentu v dosedacích plochách rozpěrných kroužků a ztrátě třecího momentu mezi hřídelí a nástavcem. Tento jev je pevně spojen s prokluzem a ztrátou přenášeného kroutícího momentu z nástavce na hřídel. Z uvedených důvodů je vhodné přistoupit k pojištění šroubových spojů proti povolení.

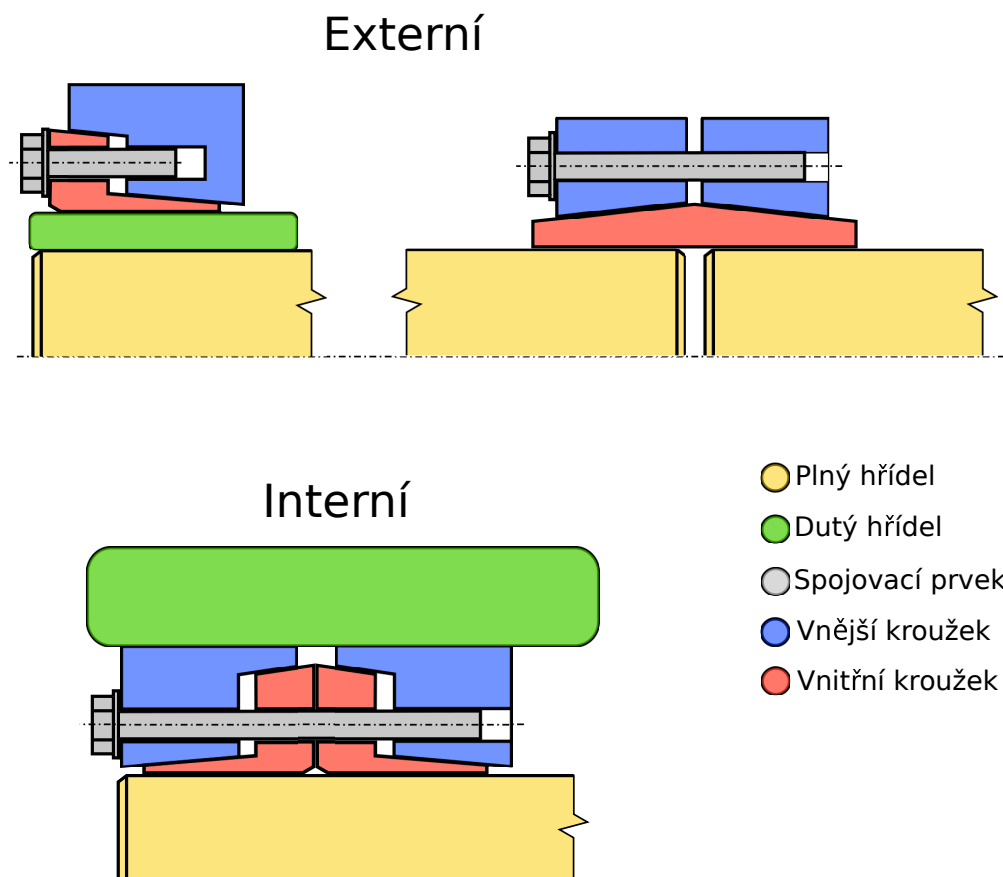
Mezi způsoby pojištění šroubových spojů proti povolení se řadí pojištění podložkou s jazýčkem, pružnou podložkou, drátem vedeným skrze všechny šrouby, spojení metodou Nord-Lock, případně lepidlem. Všechny uvedené metody jsou funkční a výběr dané varianty bude záviset na doporučení výrobcem rozpěrných kroužků, případně na výrobcí stroje. Kromě rozpěrných kroužků je nutno mezi hřídel a Torque motor vložit opěrný kroužek sloužící k vystředění Torque motoru na hřídeli na straně, na které nejsou opěrné kroužky instalovány. Důvodem, proč nelze opěrné kroužky instalovat po obou stranách Torque motoru je obtížnost montáže, která v případě opěrného kroužku odpadá.

3.5.7 Úprava výstředníkové hřídele

V předchozí podkapitole byly uvedeny možnosti spojení výstředníkové hřídele s Torque motorem. Co však zmíněno nebylo je, že výstředníkovou hřídel zapotřebí „prodloužit“. Současná délka hřídele byla postačující pro její spojení s brzdou, není však postačující pro spojení s motorem. V principu existují dvě možná řešení tohoto problému. Prvním řešením je vytvoření delší hřídele, avšak v tomto řešení tkví problém, jelikož v dílnách firmy Šmeral je aktuální délka výstředníkové hřídele zároveň maximální možnou vyrobitelnou délkou. Řešením tohoto problému je spolupráce s jinou firmou schopnou hřídel vyrobit, což v sobě nese nevýhodu v podobě zvýšených nákladů na výrobu. Druhým řešením je nastavení délky současné hřídele nástavcem s hřídelí spojeným. Na Obr. 3.12 jsou uvedeny dvě varianty, kterými lze tohoto spojení dosáhnout.

První variantou je, podobně jako v případě Torque motoru využití rozpěrných kroužků nasazených na nástavci nasunutém na výstředníkovou hřídel. Výhodou tohoto spojení je jeho jednoduchost spočívající v levné výrobě bez nutnosti úpravy stávající hřídele. Toto řešení lze tedy s výhodou aplikovat i na již existující stroje. Další neopominutelnou

³Katalog lze nalézt například na adrese: <https://www.intertech.nl/wp-content/uploads/2018/06/Catalogue.pdf>



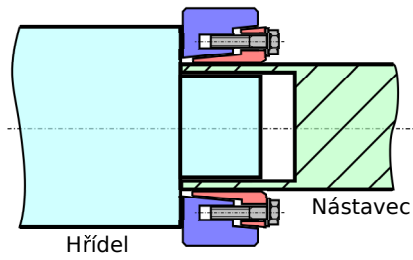
Obrázek 3.11: Ukázka rozpěrných kroužků

výhodou je jednoduchost řešení a především jeho cena. Stejně jako u Torque motoru je nutné šroubové spoje utáhnout na výrobcem uvedený kroučící moment a pojistit proti povolání.

Druhou variantou je spojení hřídele s nástavcem pomocí přírubového spoje. Značnou nevýhodou je nutnost vytvořit na konci hřídele přírubu, tj. toto řešení nelze aplikovat na stávající stroje bez výměny výstředníkové hřídele. Neopominutelnou výhodou je ovšem tvarové spojení příruby za pomoci lícovaných čepů. I přes to, že jsou čepy lícované je nasadě je pojistit pojistným kroužkem, závlačkou, či jiným způsobem proti vypadnutí z příruby. Další značnou výhodou je absence nutnosti utahovat šrouby v přírubě předem daným utahovacím momentem. Šrouby stačí utáhnout tak, aby bylo dosaženo pevného spojení, tj. pouze silou montéra. Šrouby spojují přírubu výstředníkové hřídele s přírubou nástavce proti samovolnému rozebrání spoje, a lícované čepy přenášejí kroučící moment z jedné příruby na druhou.

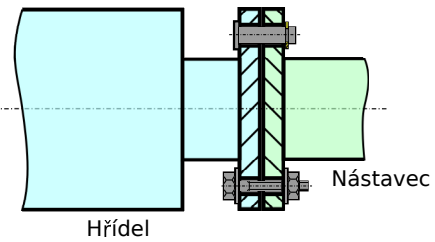
Dle výhod a nevýhod patrných z Obr. 3.12, na kterém jsou mimo jiné obě zmíněné varianty schématicky znázorněny, bylo přistoupeno k variantě s rozpěrnými kroužky. Ve výše zmíněném katalogu potřebným rozměrům odpovídá mnoho druhů rozpěrných kroužků, mimo jiné i typ HSD 440-81 uvedený na Obr. 5.4 a 5.6. Rozměry na modelu odpovídají rozměrům kroužků uvedených v katalogu.

Varianta 1 Rozpěrné kroužky



- + Jednoduchost
- + Lze aplikovat na existující stroje
- + Není nutná úprava hřídele
- + Koupě kroužků dle katalogu
- Nutné vyvození kroutícího momentu
- Nutné pojištění šroubových spojů

Varianta 2 Přírubový spoj

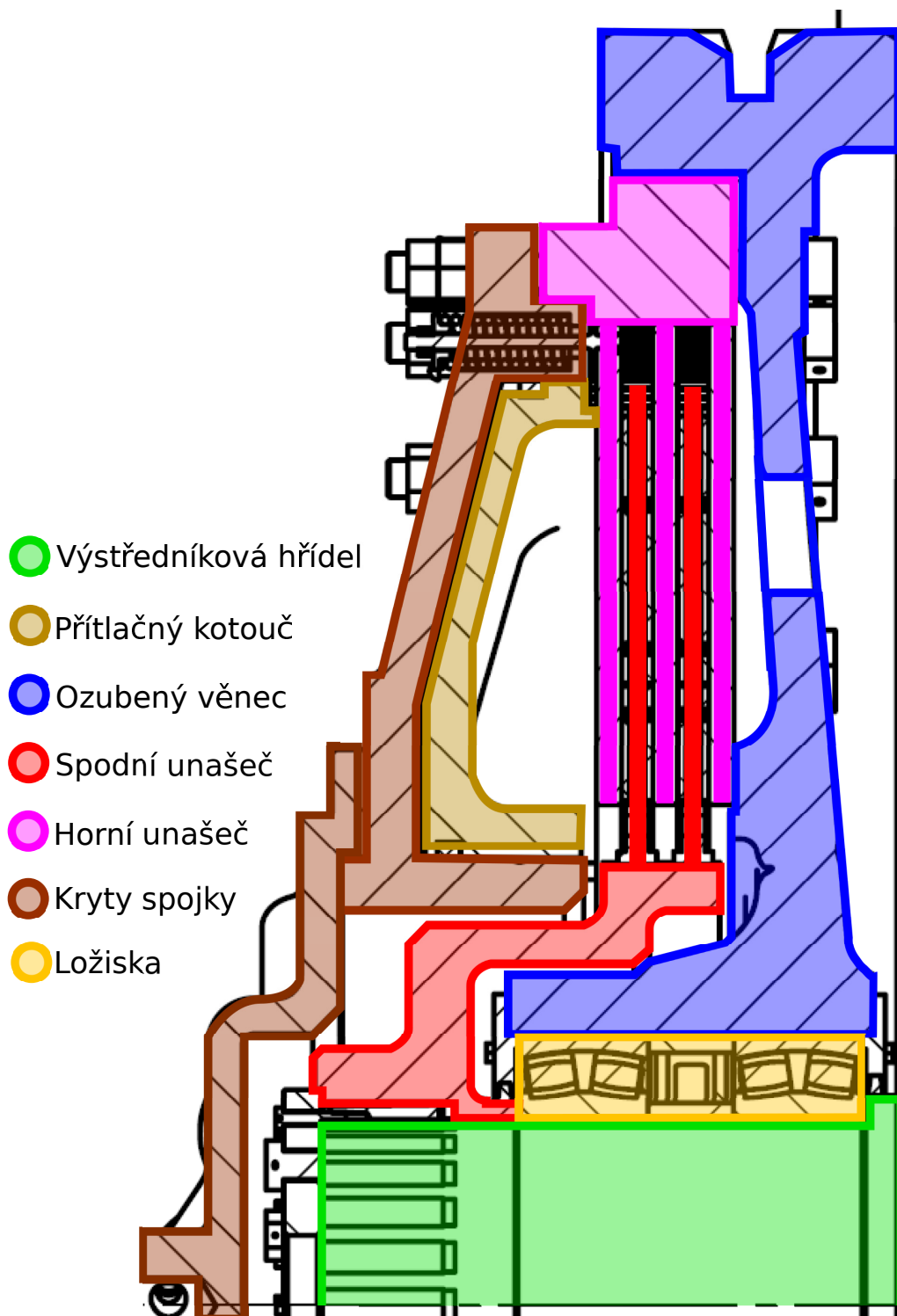


- + Spolehlivost
- + Nehrozí prokluz
- Nutná úprava hřídele
- Vyšší pořizovací cena
- Nelze aplikovat na stávající stroje

Obrázek 3.12: Možnosti spojení výstředníkové hřídele s nástavcem

4 Úprava stávající spojky a brzdy

4.1 Úprava spojky



Obrázek 4.1: Stávající spojka lisu SKL 2500 (Původní výkres poskytnut firmou Šmeral Brno a.s.)

Součástí této práce je úprava stávající spojky znázorněné na Obr.4.1. Jak je patrné z

obrázku, spojka se skládá z několika dílčích částí. Funkční částí spojky jsou dva unašeče vybavené lamelami. Lamely jsou s unašeči spojeny pomocí ozubení, tj. dochází k přenosu kroutícího momentu z unašeče na lamelu a naopak, ale zároveň je umožněn axiální posuv lamel v unašečích. Axiální posuv je nezbytný pro přitlačení lamel na sebe za účelem přenosu kroutícího momentu.

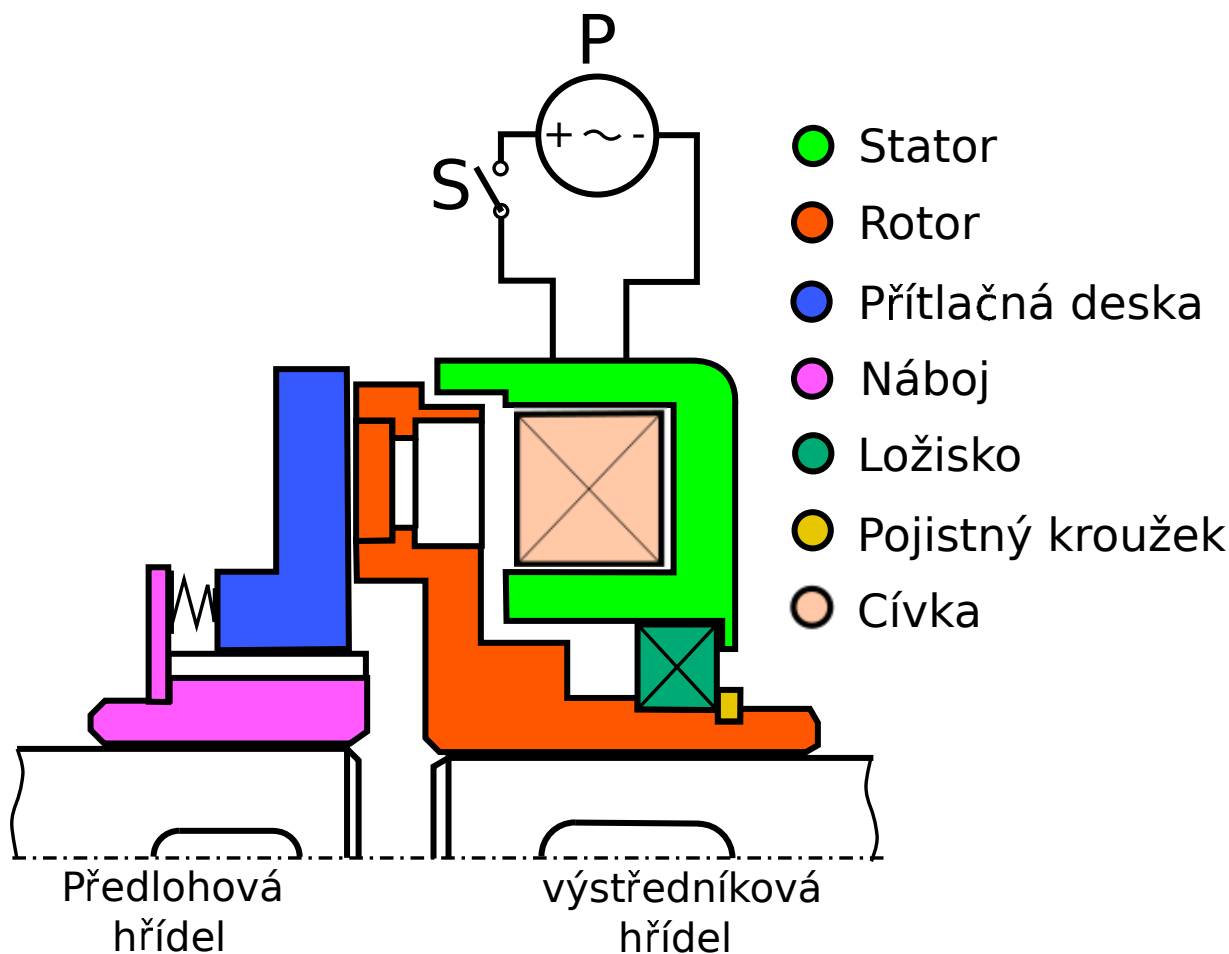
Horní unašeč je pevně spojen s ozubeným věncem, který je uložen v soudečkových ložiskách natažených, případně nalisovaných, na výstředníkovou hřídel. Ložiska umožňují nezávislý pohyb hřídele a ozubeného věnce. Spodní unašeč je pevně spojen s výstředníkovou hřídelí. Při vyvinutí tlaku na lamely dojde k přenosu kroutícího momentu z horního unašeče na spodní, odkud je dále přenášen na výstředníkovou hřídel, která se jeho vlivem udává do pohybu.

Z popisu je zřejmé, že se jedná o rozběhovou spojku. Po úpravě stroje a přidání torque motoru, který slouží pro rozběh a brzdění výstředníkové hřídele, bude spojka sloužit pouze pro přenos kroutícího momentu mezi předlohou a výstředníkovou hřídelí, které budou mít v době spojení stejné otáčky, nikoliv pro rozběh stroje. Vlivem toho nebude docházet k prokluzu spojky a tedy ani k tvorbě ztrátové energie v podobě jejího ohřevu. Zároveň vyvstává otázka, zda stávající lamelovou spojku nenahradit jinou.

Od spojky je vyžadována krátká doba sepnutí, resp. rozepnutí, vysoká spolehlivost, značná životnost a jednoduchost. Současně je kladen požadavek na jednoduchou montáž, demontáž a servisovatelnost, se kterou souvisí snadný a rychlý přístup ke spojce. Zde uvedené jsou jen základní požadavky kladené na spojku.

Výhodné se zdá použití mechanicky ovládaných spojek, jelikož spojky elektromagneticky ovládané produkují vyšší množství tepla vznikající za provozu spojky vlivem průchodu proudu cívkou. Teplo vzniká v důsledku odporu materiálu vůči průchodu elektrického proudu. U spojek tedy hrozí přehřátí. Maximální provozní teplota spojky je dána teplotní třídou izolace [17]. Spojku by tedy bylo nutné chladit. U spojek mechanických tento problém zaniká. Nutno však zmínit, že elektromagneticky ovládaná spojka je velmi rychlá s možností dálkového ovládnutí elektronikou.

Pro lepší představu funkce elektromagneticky ovládaných spojek je na Obr. 4.2 uvedeno schéma třecí kotoučové jednostranné mechanicky ovládané spojky, jejíž princip je následující: cívka, vyvolávající elektromagnetické pole je uložena ve statoru, který je přes ložisko připevněn k rotoru umístěném na hnací hřídeli. Rotor rotuje spolu s hřídelem. Na hnanou hřídel je připevněn náboj, na kterém je posuvně uložena přítlačná deska. Při sepnutí obvodu spínače S je ze zdroje P přivedena do cívky elektrická energie. Při průchodu elektrické energie cívkou dojde ke generování elektromagnetického pole, které způsobí přitlačení odtlačovacích pružin a přitlačení přítlačné desky k rotoru, vlivem čehož dojde k přenosu kroutícího momentu z rotoru na přítlačnou desku, ze které se přes náboj přenáší na hnanou hřídel. Po rozepnutí spínače S dojde k přerušení dodávky elektrické energie do cívky, která přestane generovat elektromagnetické pole. Odtlačovací pružiny způsobí, odtlačení přítlačné desky od rotoru, rozepnutí spojky.



Obrázek 4.2: Magnetická třecí spojka

4.1.1 Zubová spojka

Jak vyplývá z kapitoly 2.2.1, je výhodné využít zubovou spojku. Pro připomenutí je relevantní zmínit, že zubová spojka má na rozdíl od spojky třecí malé rozměry. Zároveň je vzhledem k tvarovému styku schopna přenášet značné kroutící momenty bez rizika prokluzu. Jistou nevýhodou je však nutnost synchronizace otáček obou hřídelů. Jak již bylo v této práci několikrát zmíněno, předlohová hřídel rotuje konstantními otáčkami, zatímco výstředníková hřídel je při každém zdvihu z klidové polohy urychlena na pracovní otáčky shodné s otáčkami předlohové hřídele a následně opět uvedena do klidové polohy.

Je žádoucí, aby během procesu spojení hřídelů byla zajištěna požadovaná poloha jednoho hřídele vůči druhému. Je tomu z důvodu, aby zuby jedné části spojky zapadly do zubových mezer v druhé části spojky bez rizika jejich poškození. Princip synchronizace bude vycházet ze znalosti času potřebného pro rozběh výstředníkové hřídele na požadované otáčky a rychlosti otáčení předlohové hřídele, jejíž otáčky jsou konstantní. Je zřejmé, že pokud se rozběh výstředníkové hřídele spustí v momentě, kdy budou zuby jedné části spojky přímo proti zubovým mezerám v části druhé, tak při dosažení plných otáček budou tyto vůči sobě pootočené, jelikož během rozběhu se výstředníková hřídel vůči hřídeli předlohové bude otáčet s jistým zpožděním daným nižšími otáčkami hřídele výstředníkové.

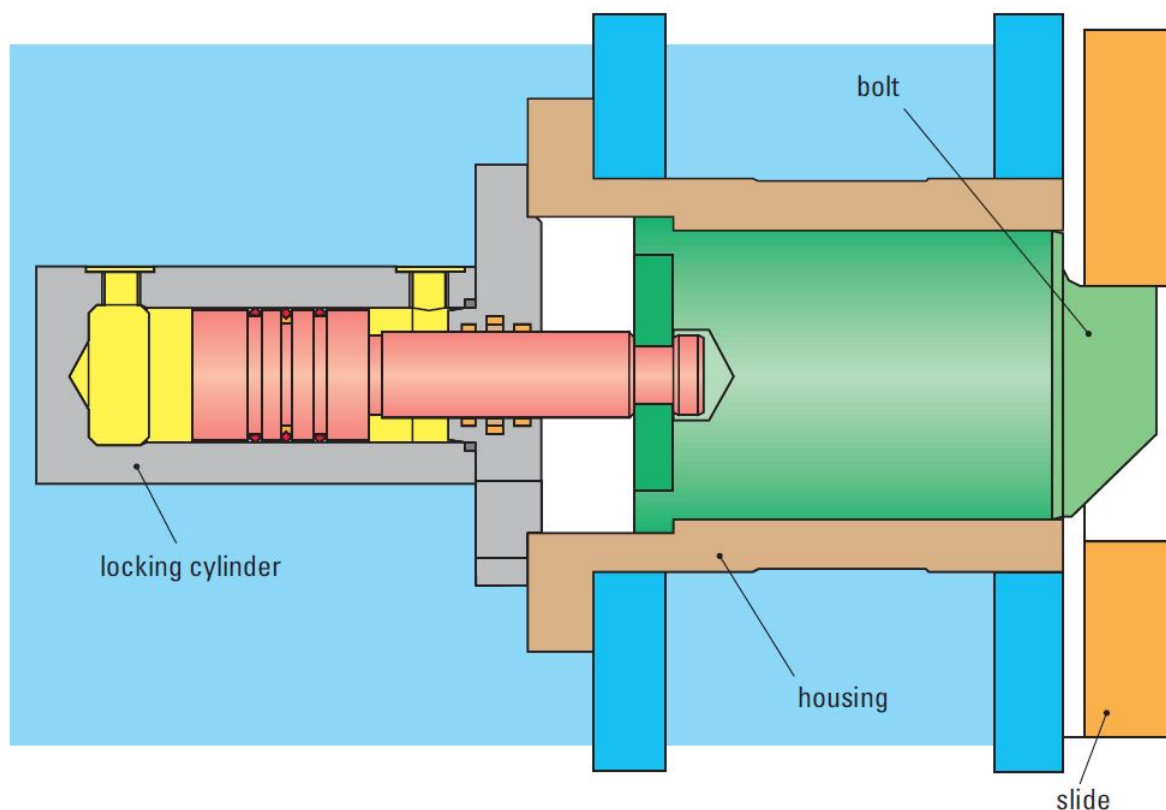
Pokud by na obou hřídelích byly vytvořeny značky a Torque motor byl spustěn v momentě, kdy budou obě značky proti sobě, tak v čase dosažení plné rychlosti budou tyto značky vůči sobě pootočený o úhel φ_r vzniklý vlivem časového rozdílu vzniklého vlivem rozdílných úhlových rychlostí obou hřídelů. Hodnota tohoto úhlu v této práci řešena nebude, poněvadž by bylo zanedbáno mnoho vlivů jako například úhel pootočení obou hřídelů v době mezi setkání obou značek a zapnutí Torque motoru vlivem zpoždění signálu od snímače, přes elektroniku, do Torque motoru. Pro získání hodnoty φ_r by tedy bylo nutno provést experimentální měření, které je však mimo rozsah této práce, proto tato problematika nebude dále rozebírána. V této práci budou pouze uvedeny kroky vedoucí ke zjištění tohoto úhlu.

1. Vytvoření značek na obou hřídelích
2. Instalace snímačů polohy těchto značek
3. Provedení několika zkušebních měření pro kalibraci snímačů a ostatní elektroniky nutné pro měření
4. Provedení série měření a zaznamenání naměřených hodnot úhlu φ_r
5. Aproximace naměřených hodnot
6. Pootočení značky na předlohové hřídeli o úhel $-\varphi_r$
7. Provedení série kontrolních měření (Po pootočení značky o úhel $-\varphi_r$ by při správně provedeném měření měly být po rozběhu výstředníkové hřídele na plnou rychlost značky proti sobě, tj. hodnota úhlu φ_r by měla být nulová).
8. Instalace spojky (zuby budou vůči zubovým mezerám ve výchozí poloze pootočený o úhel $-\varphi_r$)
9. Provedení série zkušebního provozu pro případné dokalibrování a donastavení spojky

Bližší rozpracování dané problematiky včetně samotného návrhu spojky není součástí této práce. Požadavek od konzultanta, Ing. Volejníčka, se souhlasem vedoucího práce doc. Hlaváče, byl, problematiku spojky pouze zmínit. Současně s touto prací je vypracovávána jiná diplomová práce zabývající se návrhem a úpravou spojky lisu SKL 2500.

4.2 Úprava brzdy

Jelikož na straně, na které je umístěna brzda, bude umístěn Torque motor, je nutné brzdou předělat. Torque motor plní funkci brzdy v době běhu stroje. Brzda je zapotřebí pouze pro pojistění hřídele v době klidu stroje, tj. v době, kdy je stroj vypnutý. Brzda tedy plní pouze pojistnou funkci. Brzdu lze nahradit mechanismem zajišťujícím polohu beranu. Schéma mechanismu je znázorněno na Obr. 4.3. Tento mechanismus se skládá z hydraulického válce, ze kterého se v pouzdře vysouvá kolík zapadající do vytvořeného otvoru v beranu.

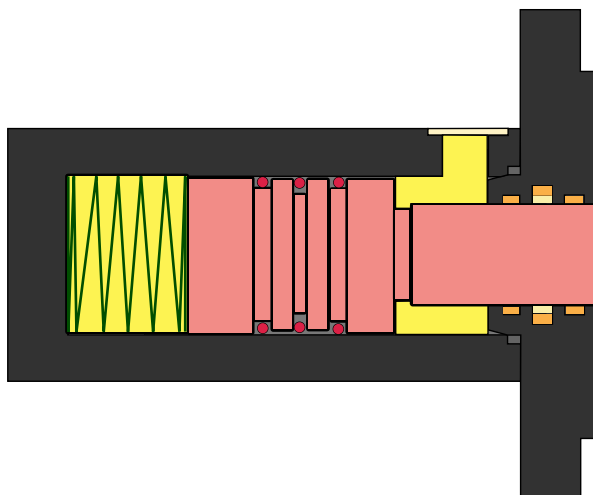


Obrázek 4.3: Schéma pojistného kolíku pro zajištění polohy beranu (Převzato z [18])

Při pohybu beranu do horní úvrati dojde díky zkosení vytvořenému v kolíku k odtlačení kolíku beranem (k zasunutí kolíku do pouzdra) a následnému zasunutí kolíku do otvoru v beranu. Ze schématu je zřejmé, že beran se z této polohy může dostat jedině po zasunutí kolíku zpět do pouzdra.

Jak již bylo zmíněno, mechanismus kolíku je založen na hydraulickém obvodu, je tedy zřejmé, že se využívá na hydraulických lisech. Pro potřeby lisu SKL2500 je nasnadě jej upravit, jelikož na lise není instalován systém hydraulický, nýbrž pneumatický. Zároveň je zapotřebí, aby v případě vypnutí elektrické energie a tedy i přívodu pneumatického média bylo pojištěno zasunutí kolíku v beranu bez možnosti jeho případného vysunutí vlivem vibrací způsobených provozem jiných strojů v okolí či jinými možnými vlivy.

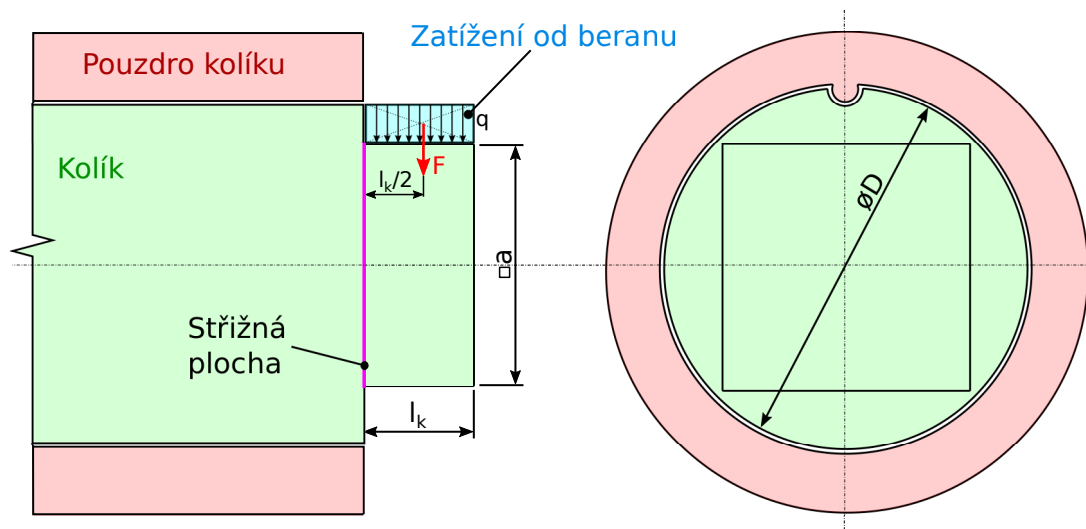
Na Obr. 4.4 je znázorněna úprava mechanismu ovládacího kolík. Přívod média v pouzdře za pístem je odstraněn a nahrazen pružinou. Pracovní médium je tedy přiváděno přívodem umístěným před pístem. V průběhu pracovního cyklu je síla od pružiny působící na píst přetlačena tlakem pracovního média přiváděného do systému. Po ukončení pracovního zdvihu, kdy se beran nachází v horní úvrati, je přívod média přerušen a síla od pružiny působící na píst způsobí zasunutí kolíku do beranu stroje.



Obrázek 4.4: Schéma upraveného pneumatického válce

4.2.1 Dimenzování kolíku

Aby byl kolík schopen unést váhu beranu je zapotřebí jej nadimenzovat na potřebný rozměr. Zejména je nutné určit jeho průměr, aby nedošlo ke „střížení“ kolíku. Kolík proto není nutné dimenzovat na ohyb. Kolíky budou ve stroji dva. Výpočet bude tedy proveden pro poloviční zatížení, poněvadž bude uvažováno rovnoměrné rozložení hmotnosti beranu na oba kolíky.



Obrázek 4.5: Výpočtové schéma pro dimenzování kolíku

Dimenzování lze provést ze vztahu

$$\tau_D = \frac{F}{2 \cdot S} \quad (4.1)$$

Dovolené napětí ve smyku τ_D lze určit jako

$$\tau_D = 0,6 \cdot \sigma_D = 0,6 \cdot \frac{\sigma_{kt}}{k} \quad (4.2)$$

po dosazení do vzorce 4.1 a rozepsání plochy S

$$\frac{0,6 \cdot \sigma_{kt}}{k} = \frac{m_b \cdot g}{2 \cdot a^2}$$

po úpravě lze vyjádřit rozměr kolíku jako

$$a = \sqrt{\frac{m_b \cdot g \cdot k}{2 \cdot 0,6 \cdot \sigma_{kt}}} \quad (4.3)$$

Materiál kolíku byla zvolena ocel 11 700 s mezí kluzu $\sigma_{kt} = 350 \text{ MPa}$ a součinitel bezpečnosti byl zvolen $k = 8$.

Po dosazení

$$a = \sqrt{\frac{18074 \cdot g \cdot 4}{0,6 \cdot 350 \cdot 10^6}} = 0,05730 \text{ m} \doteq 58 \text{ mm}$$

V dalším kroku je zapotřebí určit délku dosedací plochy kolíku. Délku lze určit z podmínky pro napětí ve smyku jako

$$\tau_D = \frac{F}{l_{k_{min}} \cdot a} \quad (4.4)$$

úpravou vzorce lze získat délku $l_{k_{min}}$ ve tvaru

$$l_{k_{min}} = \frac{m_b \cdot g}{2 \cdot \tau_D \cdot b} \quad (4.5)$$

po dosazení

$$l_{k_{min}} = \frac{18074 \cdot g}{2 \cdot 27 \cdot 10^6 \cdot 0,058} = 0,05661 \text{ m} \doteq 57 \text{ mm}$$

Posledním krokem je kontrola stykové plochy kolíku na otláčení. Kritérium pro dimenzování vychází z podmínky

$$p \leq p_D \quad (4.6)$$

Dovolený tlak ve styku vypočítáme stejně jako σ_D tedy

$$p_D = \frac{\sigma_{kt}}{k} = \frac{350}{8} = 44,4 \text{ MPa} \quad (4.7)$$

tlak p určíme jako

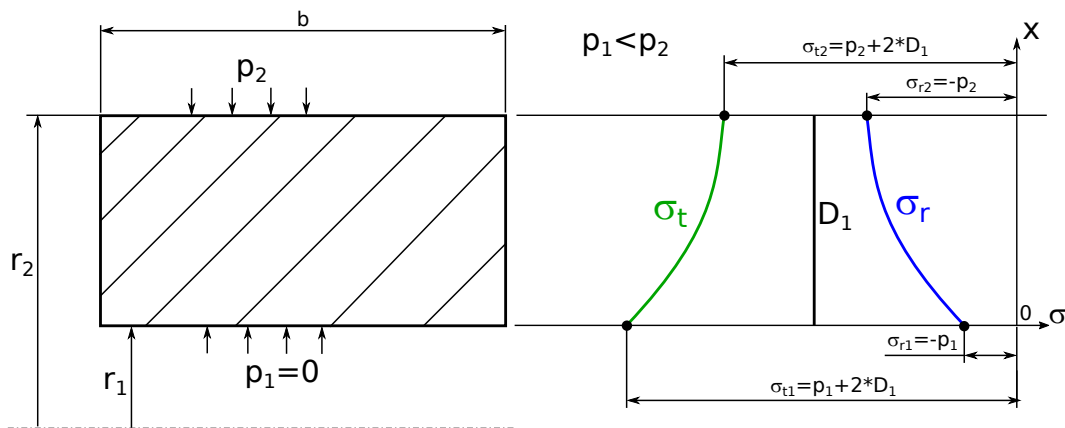
$$p = \frac{F}{S} = \frac{m_b \cdot g}{2 \cdot a \cdot l} \quad (4.8)$$

aby nebylo nutné převádět Pa na MPa , budou rozměry a a l dosazovány v milimetrech. Jednotky vzorce tak budou $\frac{N}{mm^2}$, což odpovídá jednotce MPa .

$$p = \frac{18074 \cdot g}{2 \cdot 58 \cdot 57} \doteq 26,82 \text{ MPa}$$

Tlak ve stykové ploše je menší než tlak dovolený, tj. podmínka 4.6 je splněna.

4.2.2 Určení tloušťky stěny nástavce výstředníkové hřídeli



Obrázek 4.6: Výpočtové schéma tlustostěnné nádoby

Okrajové podmínky:

Radiální napětí: $\sigma_{r1} = -p_1 = 0$; $\sigma_{r2} = -p_2$

Tečné napětí: $\sigma_{t1} = p_1 + 2 \cdot D_1$; $\sigma_{t2} = p_2 + 2 \cdot D_1$,

přičemž konstanta D_1 se určí ze vztahu

$$D_1 = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (4.9)$$

Vzhledem k tomu, že tlak p_1 je nulový, tak se vztah zjednoduší na:

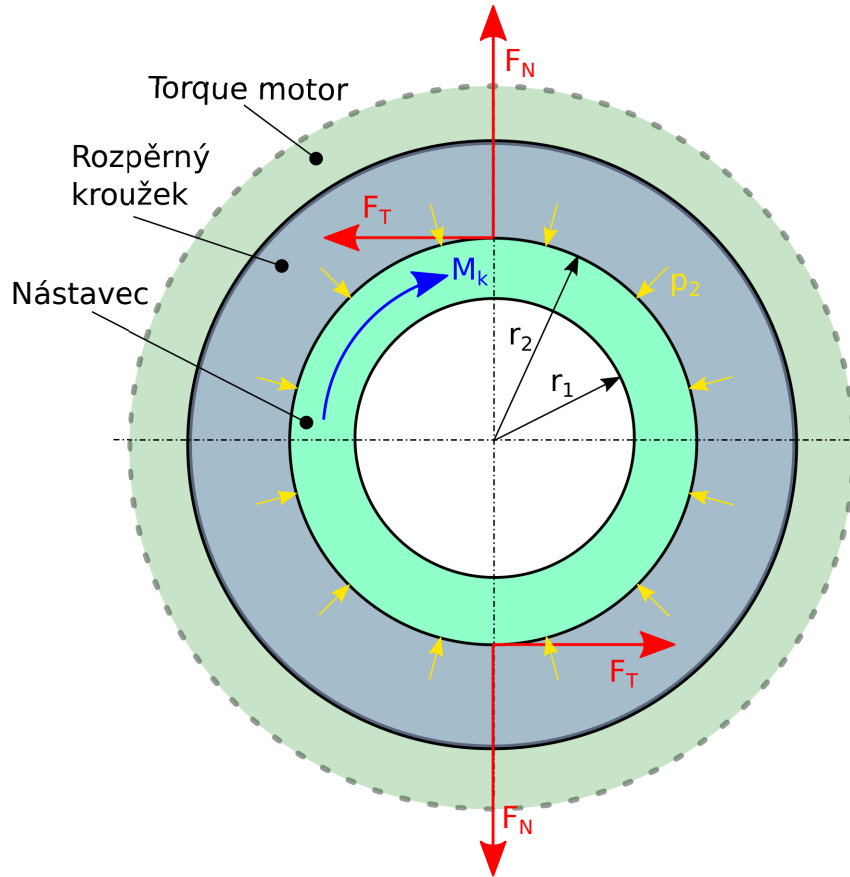
$$D_1 = \frac{-p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (4.10)$$

tlak p_2 je neznámý, lze jej však určit ze znalosti kroutícího momentu, poloměru r_2 a plochy odpovídající stykové ploše rozpěrných kroužků s výstředníkovou hřídelí. Nejprve se ze znalosti momentu M_k a poloměru R_2 určí síla odpovídající třecí síle mezi rozpěrnými kroužky a hřídelí.

$$M_k = F_t \cdot r_2 \rightarrow F_t = \frac{M_k}{r_2} \quad (4.11)$$

Ze třecí síly se následně ze znalosti koeficientu tření dopočte normálová síla

$$F_t = F_n \cdot f \rightarrow F_n = \frac{F_t}{f} \quad (4.12)$$



Obrázek 4.7: Znázornění sil mezi nástavcem a rozpěrným kroužkem

Na základě znalosti normálové síly a plochy lze určit tlak p_2

$$p_2 = \frac{F_n}{S} = \frac{F_n}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b} \quad (4.13)$$

Pro výpočet vnitřního poloměru lze s výhodou využít hypotézu maximálních smykových napětí τ_{max} (Guestova hypotéza), ve tvaru

$$\sigma_D \leq \sigma_1 - \sigma_3 \quad (4.14)$$

σ_1 odpovídá největšímu napětí v nádobě (σ_{r1}) a σ_3 nejmenšímu napětí (σ_{t1}). Poté lze psát

$$\sigma_D \leq \sigma_{r1} - \sigma_{t1} \quad (4.15)$$

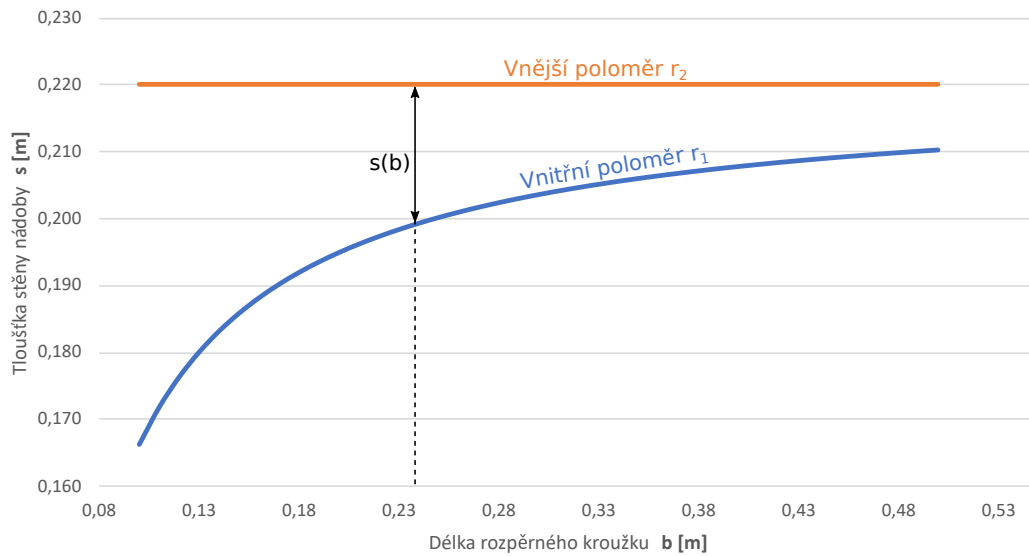
Po dosazení okrajových podmínek za σ_{r1} a σ_{t1} přejde vztah do tvaru

$$\sigma_D \leq -2 \cdot D_1 = -2 \cdot \frac{-p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (4.16)$$

Po úpravě lze vyjádřit vnitřní poloměr r_1 ve tvaru

$$r_1 \leq \sqrt{r_2^2 \cdot \left(1 - \frac{p_2}{\sigma_D}\right)} \quad (4.17)$$

Numerické výpočty jsou opět uvedeny v „Příloha A“. Na Obr. 4.8 je uveden graf, závislosti tloušťky stěny nástavce výstředníkové hřídele na délce rozpěrného kroužku, vyplývající z výpočtu.



Obrázek 4.8: Závislost tloušťky nástavce na délce rozpěrného kroužku

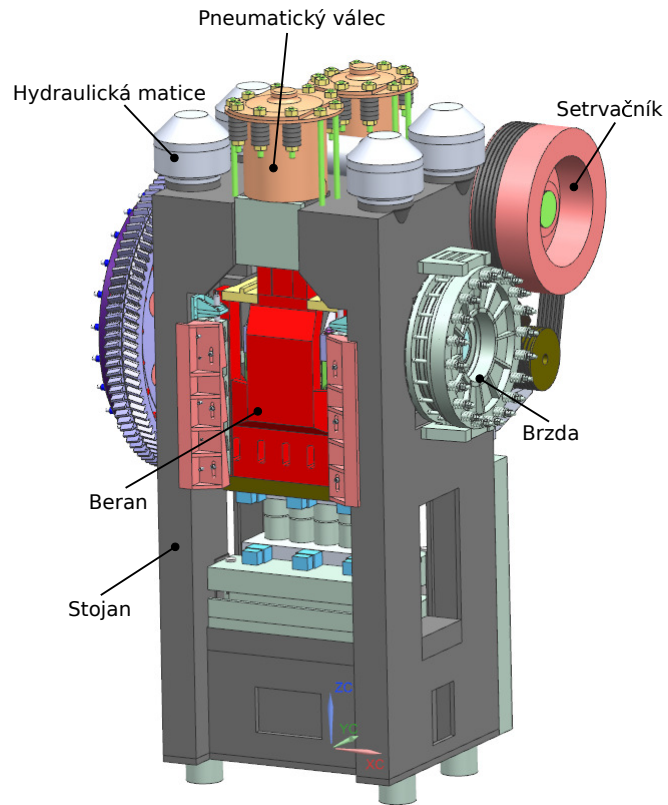
5 Implementace navržených dílů na stroj SKL 2500

5.1 Představení mechanického lisu SKL 2500

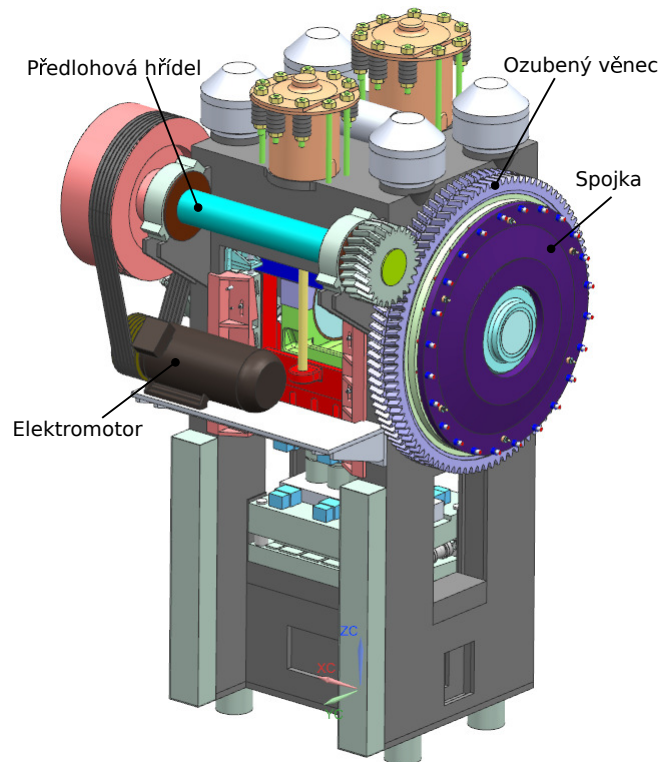
Lis SKL 2500, zobrazený na Obr. 5.1 a 5.2, je mechanický kovací lis s kulisovým mechanismem, vyráběný firmou Šmeral a.s. Hlavními částmi stroje jsou:

- Stojan
- Výstředníková hřídel
- Kulisa
- Beran
- Setrvačník
- Předlohová hřídel
- Lamelová brzda
- Lamelová spojka
- Ozubený převod
- Elektromotor

Lamelová brzda bude nahrazena Torque motorem a pojistnými mechanismy pro zajištění beranu v horní úvratí. Celková koncepce stroje tedy zůstane nezměněna, změní se jen některé její dílčí části.



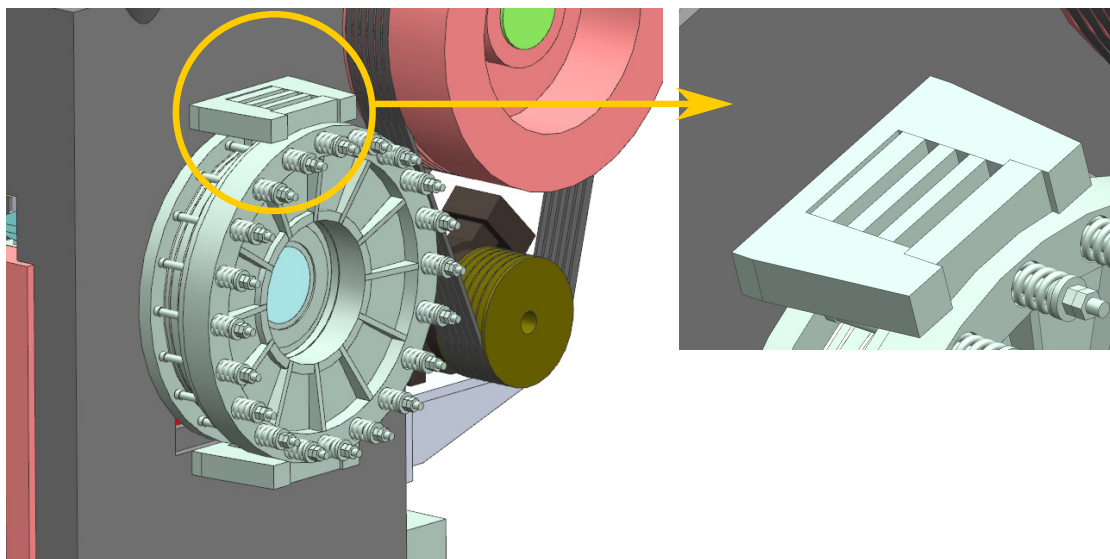
Obrázek 5.1: Mechanický lis SKL 2500 - pohled na brzdu a setrvačnick



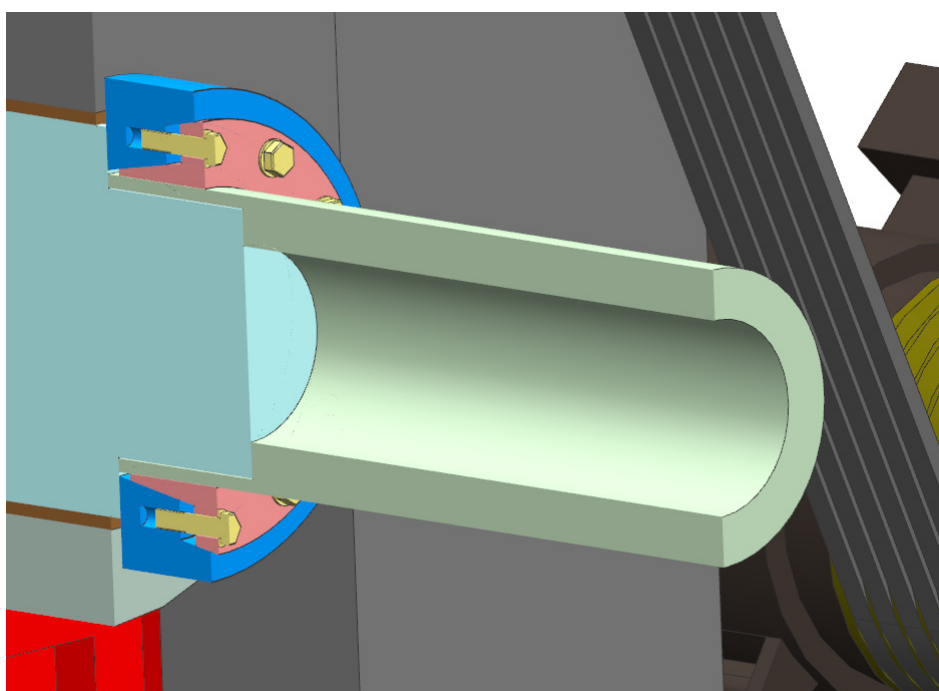
Obrázek 5.2: Mechanický lis SKL 2500 - pohled na spojku, předlohou hřídel a elektro-
motor

5.2 Implementace Torque motoru

V předchozích kapitolách se práce zabývala návrhem Torque motoru pro použití na stroji SKL 2500. V této kapitole bude řešeno uložení motoru na stroj. Jak již bylo v předchozích kapitolách zmíněno, torque motor bude uložen na místě původní brzdy (Obr. 5.3). Brzda je k rámu stroje připevněna pomocí tzv. „ucha“. Detail „ucha“ je znázorněn na témže obrázku. Vzhledem k tomu, že „ucha“ jsou již součástí rámu stroje, tak je lze upravit a využít i pro implementaci Torque motoru.



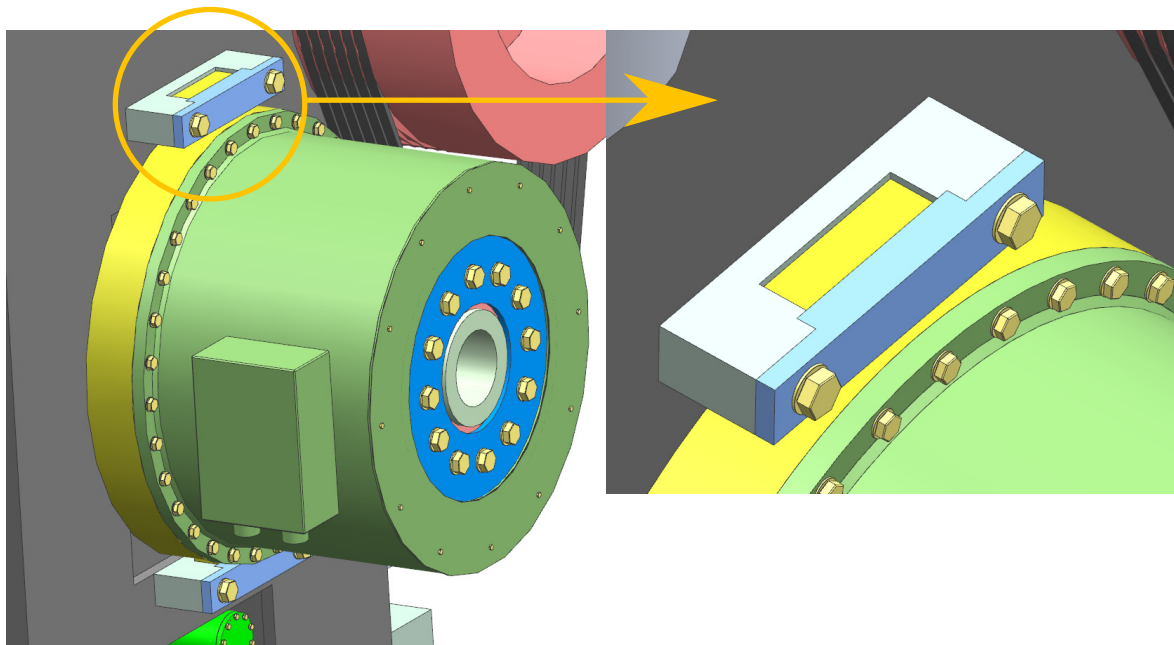
Obrázek 5.3: Lamelová brzda



Obrázek 5.4: Sespojování hřídele a nástavce

Po úpravě „ucha“ lze přistoupit k samotnému uložení Torque motoru na stroj viz Obr. 5.5.

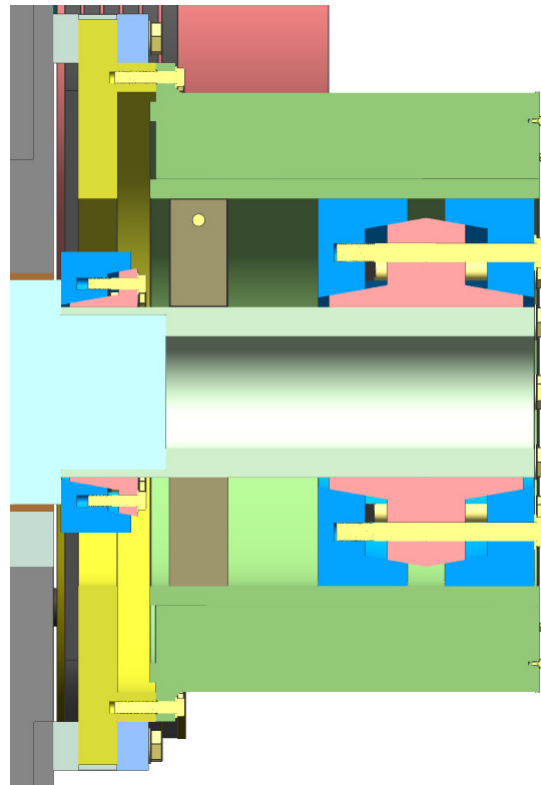
Madlo příruby je nasazeno v „uchu“ a přitlačeno na dno „ucha“ příložkou uchycenou pomocí šroubů k uchu. Madla příruby nebyly kontrolovány na smyk ani na otláčení, poněvadž jsou rozměrově i materiálově totožná s madly původní brzdy. Spojení Torque motoru s přírubou též nebylo kontrolováno, jelikož počet a rozměr šroubů je navržen výrobcem motoru.



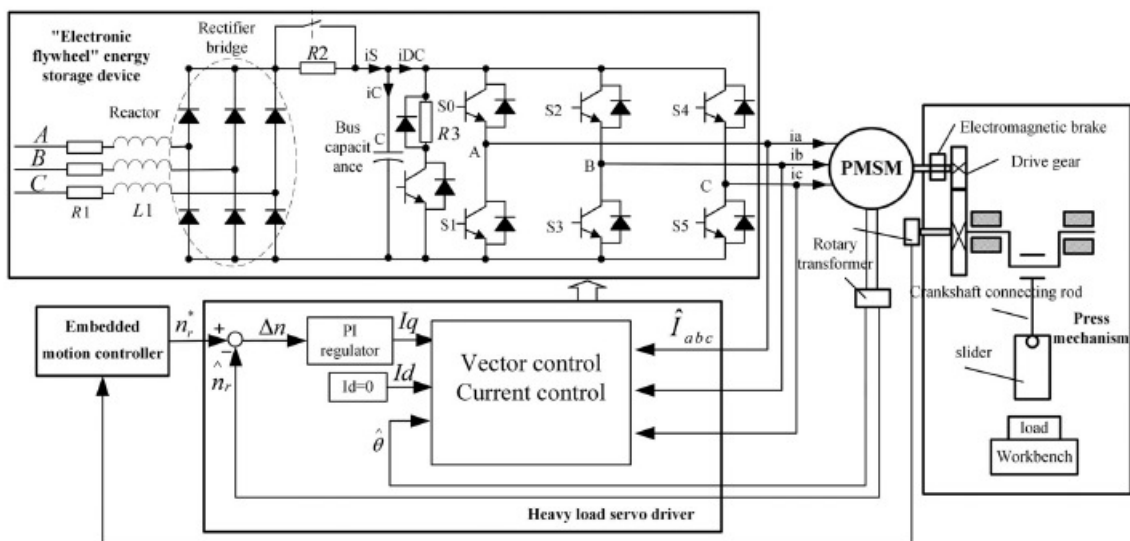
Obrázek 5.5: Nasazený Torque motor

Spojení Torque motoru s hřídelí rozpěrnými kroužky je uvedeno na Obr. 5.6. Jelikož se nejedná o normalizovaný rozměr, byly rozměry rozpěrných kroužků zvoleny pouze orientačně. Přesné rozměry budou udány výrobcem.

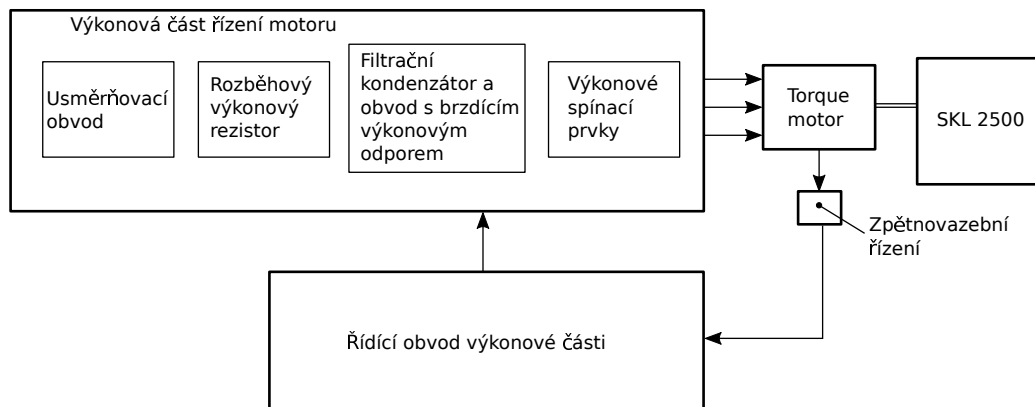
Na Obr. 5.7 je pro představu uvedeno schéma ovládací elektroniky Torque motoru. Schéma bylo převzato ze zdroje [27] a není součástí této práce se jím zabývat či jej upravovat. V případě zájmu má čtenář možnost prohloubit své znalosti v oboru této problematiky ve zmíněném zdroji. Pro lepší představu je na Obr. 5.8 uvedeno zjednodušené schéma.



Obrázek 5.6: Znázornění spojení Torque motoru s hřídelí rozpěrnými kroužky



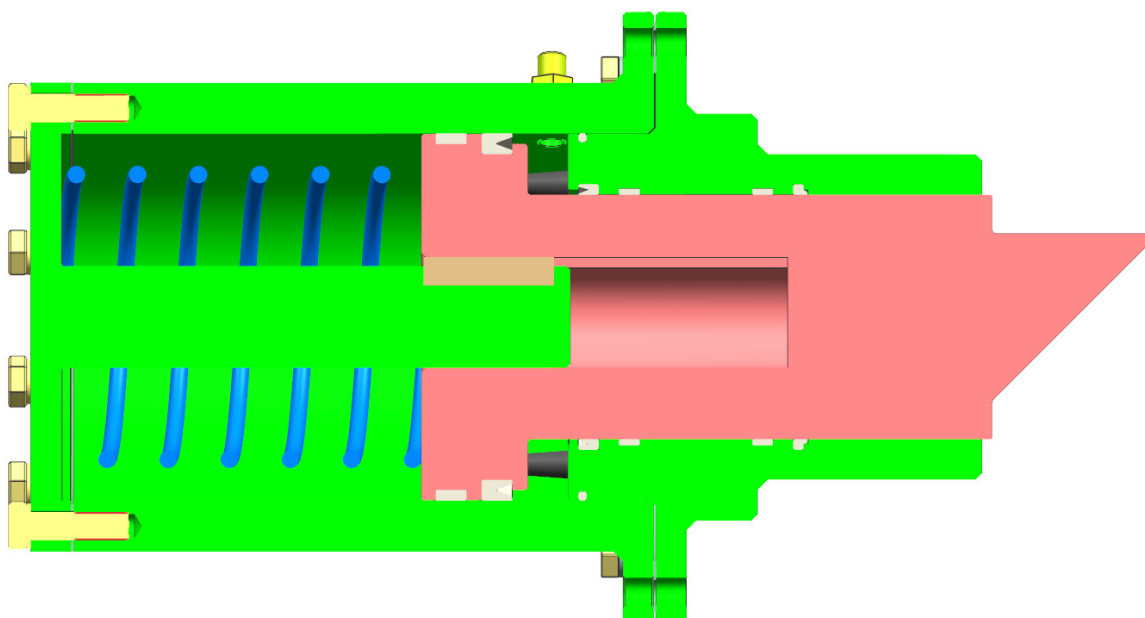
Obrázek 5.7: Schéma ovládací elektroniky Torque motoru (Převzato z [27])



Obrázek 5.8: Zjednodušené schéma ovládací elektroniky Torque motoru

5.3 Implementace pojistného mechanismu

V další fázi je nutné vyřešit uložení mechanismu pojišťujícího beran v horní úvrati v době klidu stroje, případně i v době mezi jednotlivými pracovními cykly. Ačkoliv dimenzování bylo provedeno tak, aby veškeré zatížení od beranu mohl nést jeden kolík (západka), tak budou na stroji umístěny celkem čtyři pojišťovací mechanismy. Důvodem je symetrické rozložení hmoty, zvýšení bezpečnosti, zajištění funkčnosti i při poruše jedné či více pojistných jednotek a zároveň i k případnému pohlcení zbytkové energie v případě, kdy by nedošlo k dobrzdění a zastavení beranu v horní poloze. Tento případ může nastat tehdy, kdy dojde k přerušení dodávky elektrické energie do stroje během pracovního cyklu. Nutno podotknout, že tato funkce nebyla kontrolována výpočtem z důvodů chybějící informace o možné velikosti zbytkové kinetické energie. Mechanismus pojistného kolíku je znázorněn na Obr. 5.9.



Obrázek 5.9: Řez mechanismem pojistného kolíku

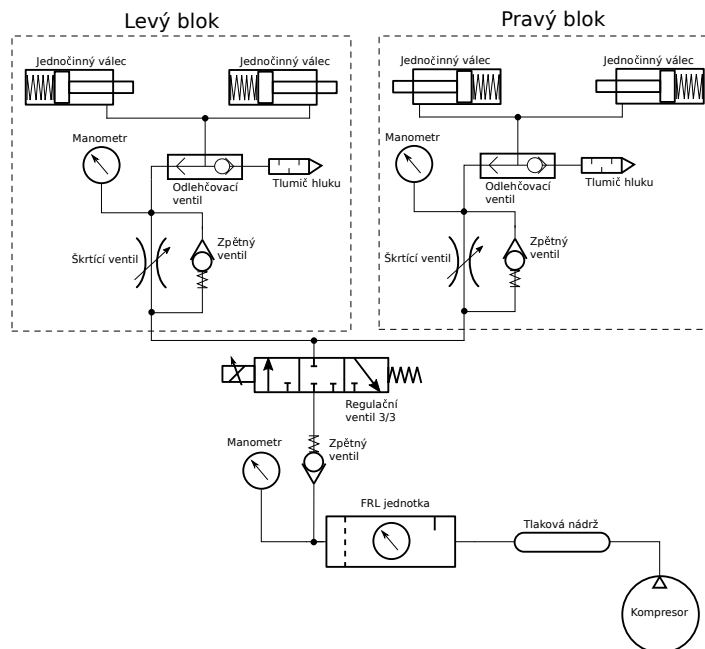
Pro uchycení pojistného mechanismu k rámu stroje je nezbytné provést úpravu rámu a beranu stroje. Stojiny stroje jsou spojeny vnější a vnitřní příčkou. Ve vnitřní příčce je nutné vytvořit průchozí otvory, včetně závitových děr, kterými bude mechanismus ke stroji uchycen. Z hlediska montáže by však vzhledem k velmi malému prostoru mezi příčkami nebylo možné mechanismus ke stroji uchytnout. Proto je nutné vytvořit prostor zmenšením vnější příčky. Úpravy v rámu stroje jsou patrné z Obr. 5.11. Vzhledem ke značnému zásahu do konstrukce rámu je nezbytně nutné rám z pevnostního hlediska zkontrolovat metodou konečných prvků. Této kontrole bude věnována následující kapitola této práce.

Aby byl pojistný mechanismus schopen plnit svou funkci je nezbytné vytvořit v beranu otvory, do kterých bude zajíždět západka v době, kdy beran bude v klidové poloze v horní úvrati. Zároveň je však nutné na beranu vytvořit náběžné hrany pro případ, že by v době pohybu beranu z dolní úvrati do horní byl některý z kolíků vysunutý. Náběžné hrany slouží

k mechanickému zasunutí západky do pouzdra kolíku v případě kontaktu pohybujícího se beranu s kolíkem. Pokud by tyto náběžné hrany na beranu a kolíku nebyly vytvořeny, hrozilo by ustřížení kolíku. Obě zmíněné úpravy na beranu jsou zřetelné z Obr. 5.12. Poněvadž se jedná o nepatrný zásah do konstrukce beranu, není nutné jej z pevnostního hlediska kontrolovat.

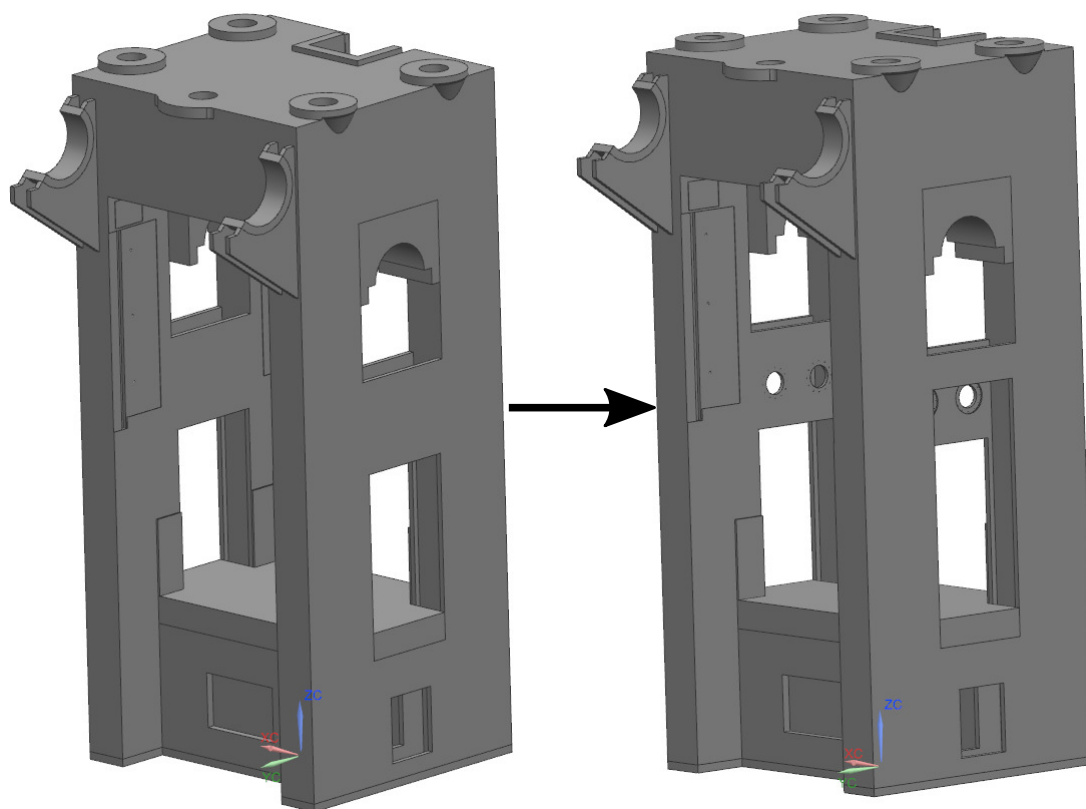
Návrh tlaku pneumatického média potřebného pro zasunutí kolíku a dimenzování pružiny pojistného mechanismu pro zajištění jeho vysunutí nebyly provedeny z důvodů chybějících údajů o odporech proti pohybu kolíku. Pro správný návrh by tyto odpory bylo nutné zjistit experimentálním měřením. Bez znalosti odporů není možné určit ani správný tlak, ani provést správné dimenzování pružiny.

Na Obr. 5.10 je znázorněno pneumatické schéma pojistného kolíku. Přívod pneumatického média do pojistných kolíků je řízen regulačním ventilem, do kterého je pneumatické schéma přiváděno z kompresoru přes FRL jednotku a tlakovou nádrž. FRL jednotka slouží pro úpravu kvality pneumatického média. Z regulačního ventilu je médium dále dopravováno do levého a pravého bloku. Každý blok je složen ze dvou pojistných mechanismů umístěných po jedné straně rámu. V obou blocích je médium řízeno škrťacím ventilem a vedeno přes odlehčovací ventil do válců pojistných mechanismů. Při vypnutí kompresoru dojde ke snížení tlaku média na píst. Médium je následně z pracovního válce vyvedeno přes do atmosféry přes odlehčovací ventil a tlumič hluku. Tlak za kompresorem a před pneumatickými válci je kontrolován manometry.

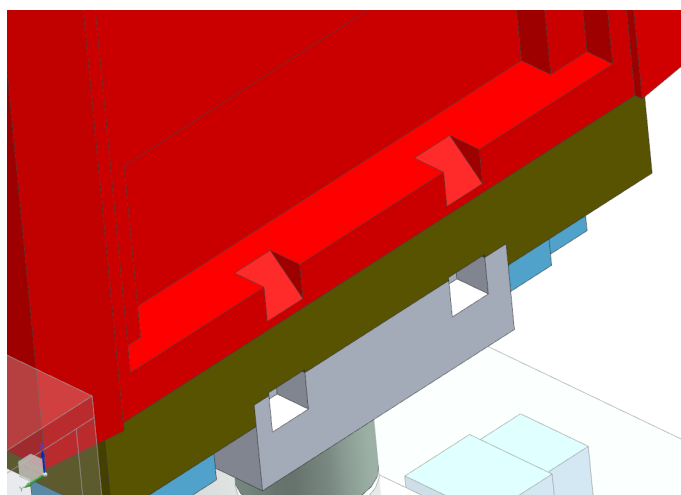


Obrázek 5.10: Schéma pneumatického obvodu pojistného kolíku

Schéma zapojení pojistného mechanismu do pneumatického systému stroje je uvedeno na Obr. 5.10.



Obrázek 5.11: Úprava rámu lisu

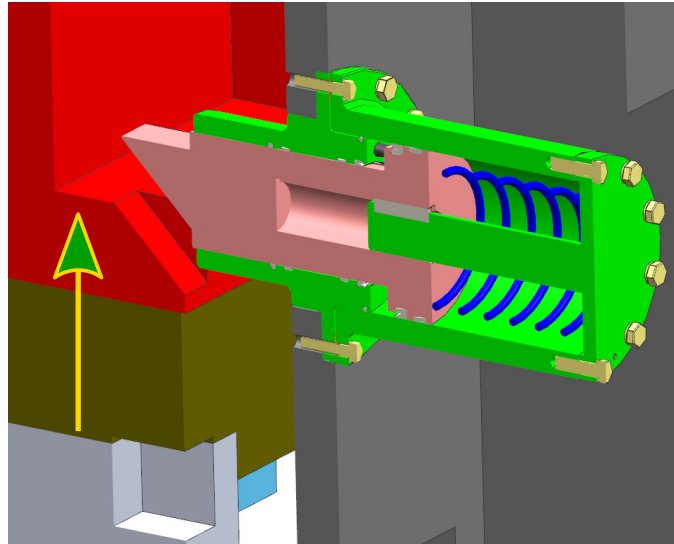


Obrázek 5.12: Úprava beranu

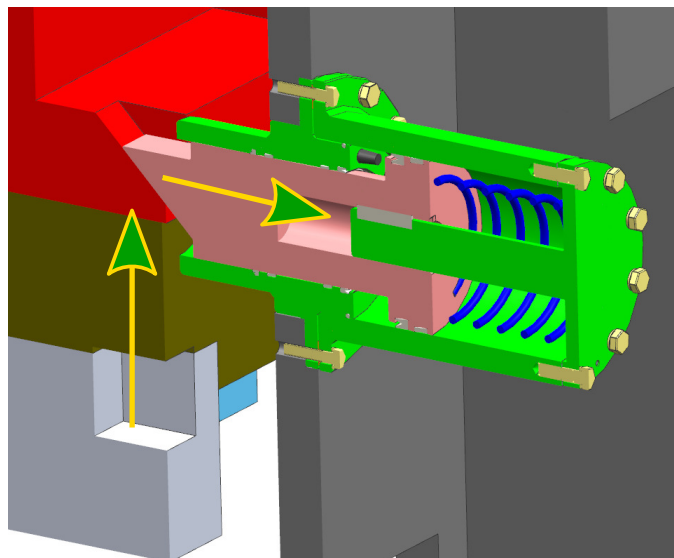
5.3.1 Mechanické zasunutí kolíku beranem

V předchozí kapitole byla zmíněna situace, při které nedojde k zasunutí kolíku pneumatickým médiem, nýbrž mechanickým kontaktem mezi kolíkem a beranem. Tato situace je znázorněna na Obr. 5.13, 5.14, 5.15, 5.16. Beran se pohybuje směrem vzhůru do horní úvratě a v určitém místě dojde ke styku náběžných hran kolíku a beranu. Vlivem pohybu beranu vzhůru dojde k zasouvání západky do mechanismu a ke stlačování pružiny. Při

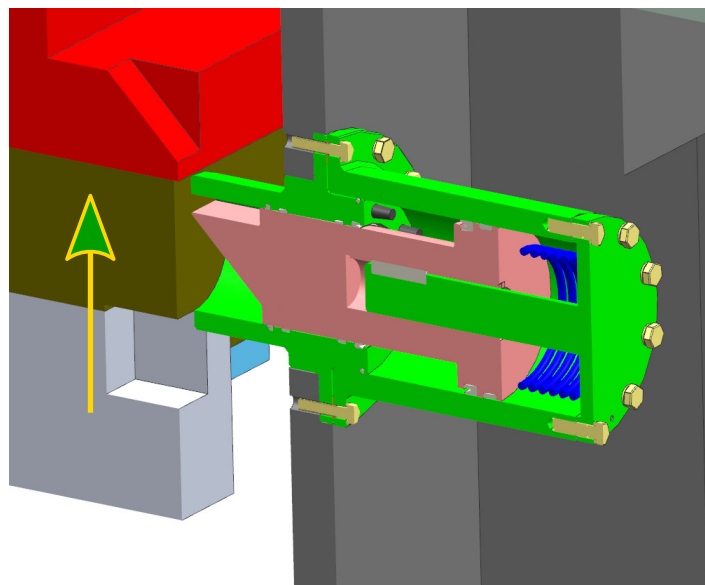
plném zasunutí kolíku je v pružině naakumulována energie a pružina tlačí na kolík, jehož špička se smýká po stěně beranu. V poslední fázi se beran dostává do horní úvrati a kolík se zasouvá do otvoru vytvořeném v těle beranu.



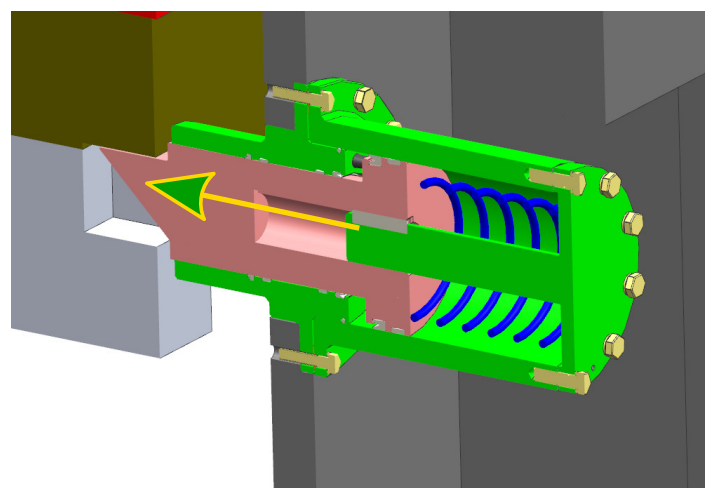
Obrázek 5.13: Pohyb beranu směrem vzhůru



Obrázek 5.14: Zasouvání kolíku při styku s beranem



Obrázek 5.15: Plné zasunutí kolíku

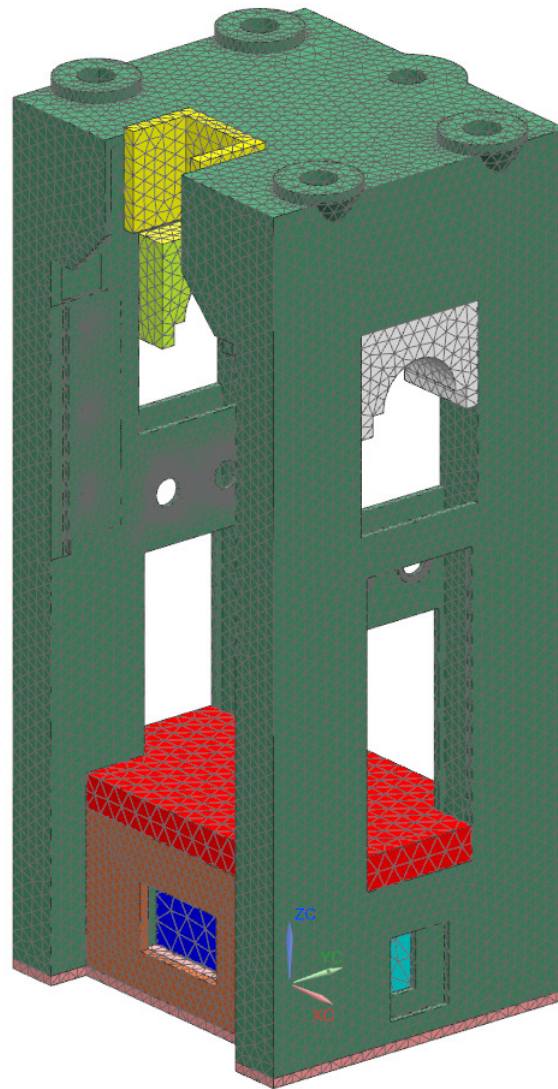


Obrázek 5.16: Zasunutí kolíku do otvoru v beranu

5.4 Kontrola rámu metodou konečných prvků - MKP

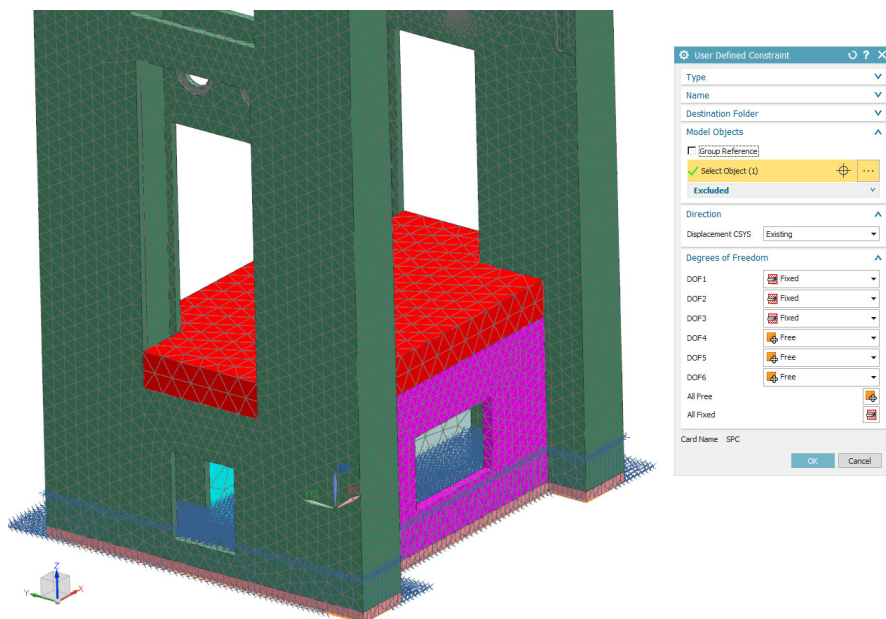
Jak již bylo zmíněno, je zapotřebí zkontrolovat, zda upravený rám stroje z pevnostního hlediska vyhovuje. Tato kontrola bude provedena metodou konečných prvků v systému NX. Kontrolováno bude velikost napětí a posunutí rámu vlivem předepínací síly, namáhající rám na tlak. Předepínací síla je větší, než tvářecí síla působící na rám stroje tahem, způsobujícím odlehčení rámu. A

V první řadě je nutné z rámu odebrat všechny nepotřebné části, jenž na pevnost rámu nemají žádný vliv. Jedná se především o různé úchyty. Dále je zapotřebí vytvořit síť konečných prvků na všech ostatních částech rámu, u nichž je předpoklad, že mají na pevnost rámu vliv. Na všechny části rámu byla použita 3D tetrahedrová síť. Rozměry jednotlivých elementů sítě se na jednotlivých součástech rámu liší podle velikosti těchto součástí. „Nasítování“ je ukázáno na Obr. 5.17.



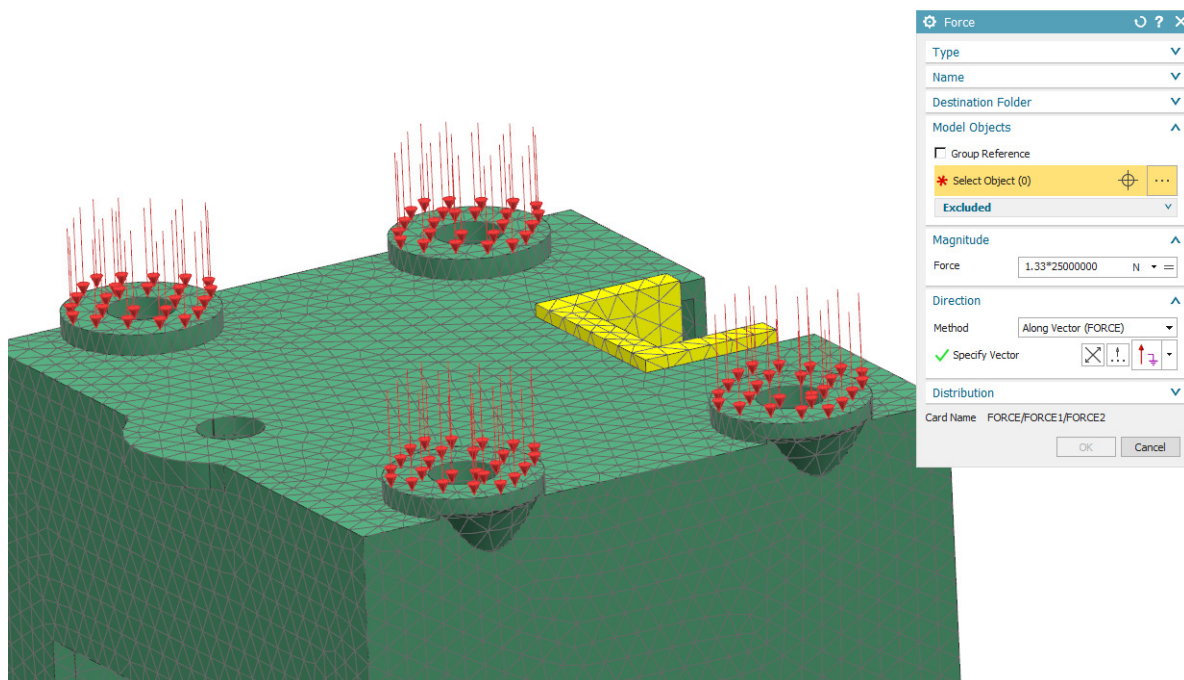
Obrázek 5.17: Vytvoření sítě rámu

Dalším krokem při vytváření výpočtového modelu je ukotvení rámu stroje. Poněvadž se jedná o statickou analýzu a rám bude zatížen tlakem, bude ukotvena spodní část rámu, které budou odebrány veškeré stupně volnosti způsobující posunutí rámu do jednotlivých směrů. Ukotvení je znázorněno na Obr. 5.18.



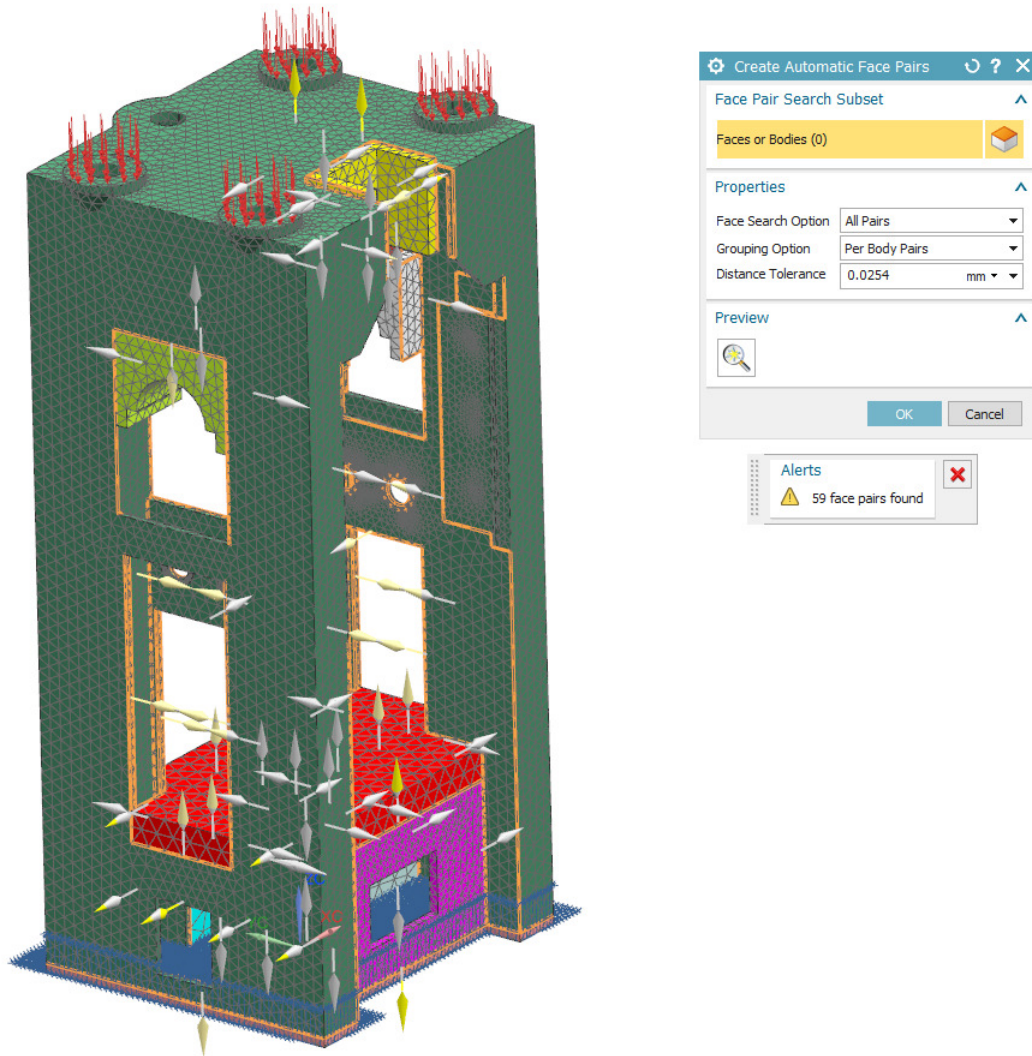
Obrázek 5.18: Ukotvení rámu

Následuje nastavení předepínací síly působící na rám stroje v místech jednotlivých kotev. Velikost předepínací síly je stanovena jako 1,33 násobek maximální tvářecí síly rámu. Celková předepínací síla má tedy velikost 33,25 MN, což přibližně odpovídá síle 8,31 MN působící na jednu kotvu. Nastavení zatížení rámu je ukázáno na Obr. 5.19.

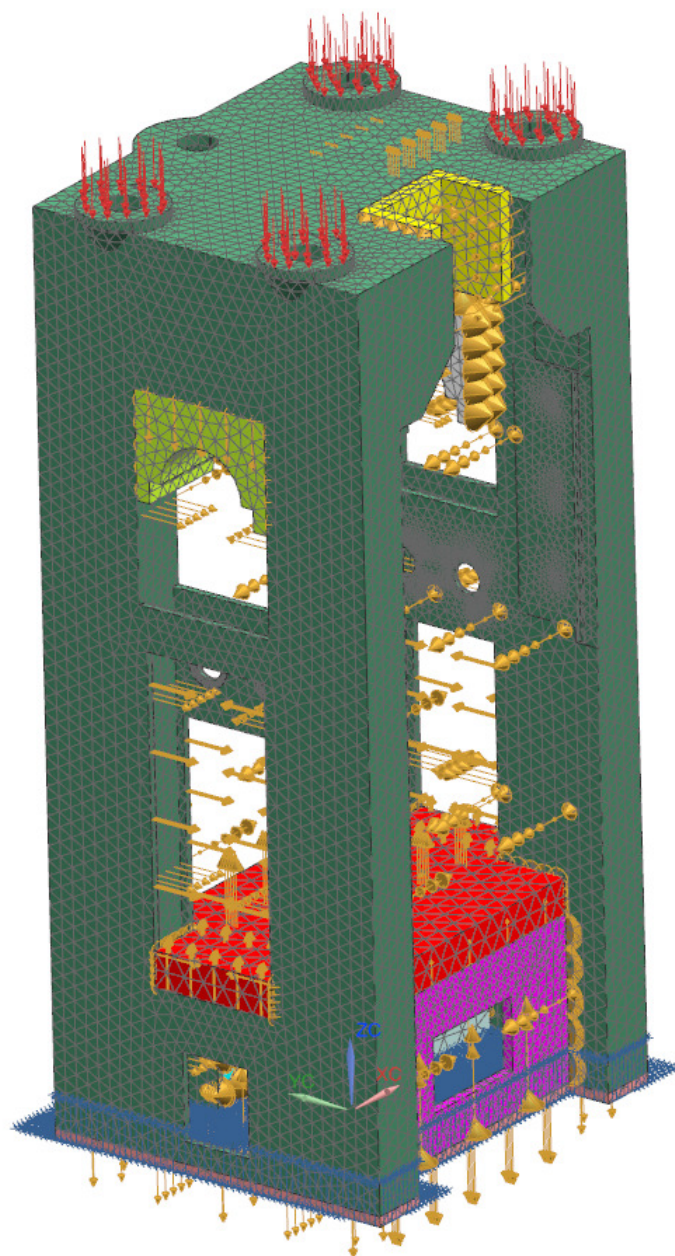


Obrázek 5.19: Zatížení rámu předepínací silou

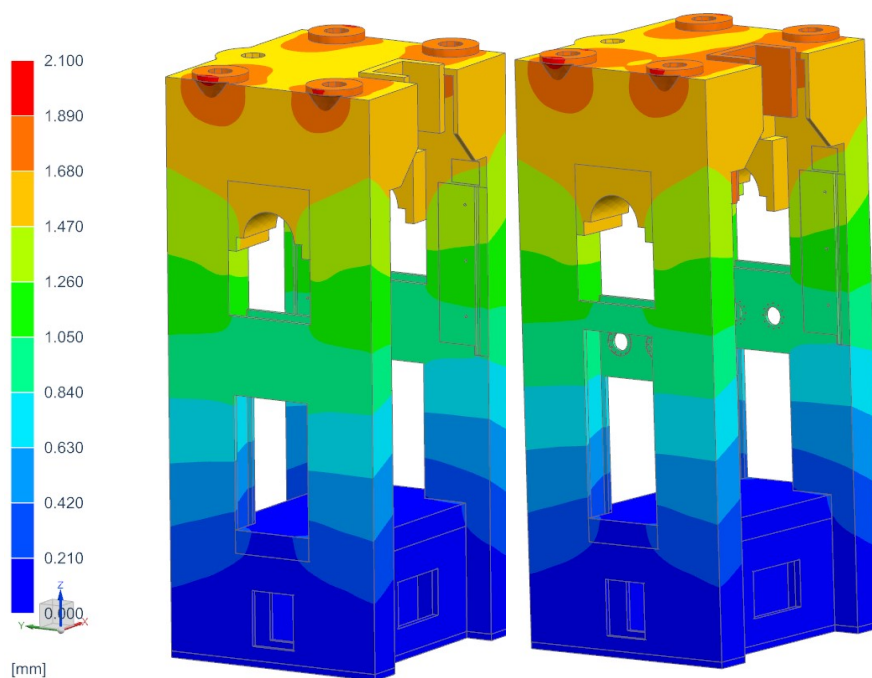
Poslední nedílnou částí tvorby výpočtového modelu je nastavení vazeb mezi jednotlivými součástmi. Mezi částmi bylo nastaveno pevné spojení pomocí funkce „Surface to Surface Gluing“. Vzhledem ke značnému počtu komponent a ploch, na kterých je toto nastavení nutné udělat byla použita funkce automatického hledání párových ploch viz Obr. 5.20.



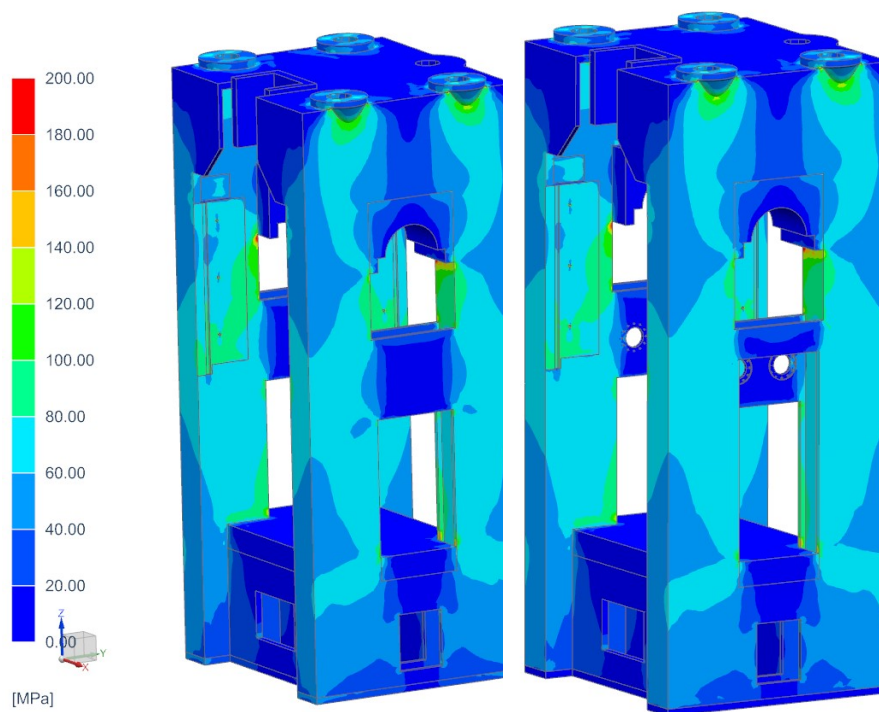
Obrázek 5.20: Nastavení vazeb „Surface to Surface Gluing“ mezi částmi rámu



Obrázek 5.21: Celkový výpočtový model rámu



Obrázek 5.22: Celkové posunutí rámu vlivem předepínací síly [mm]



Obrázek 5.23: Napětí v rámu vyvozené předepínací silou (von Mises) [MPa]

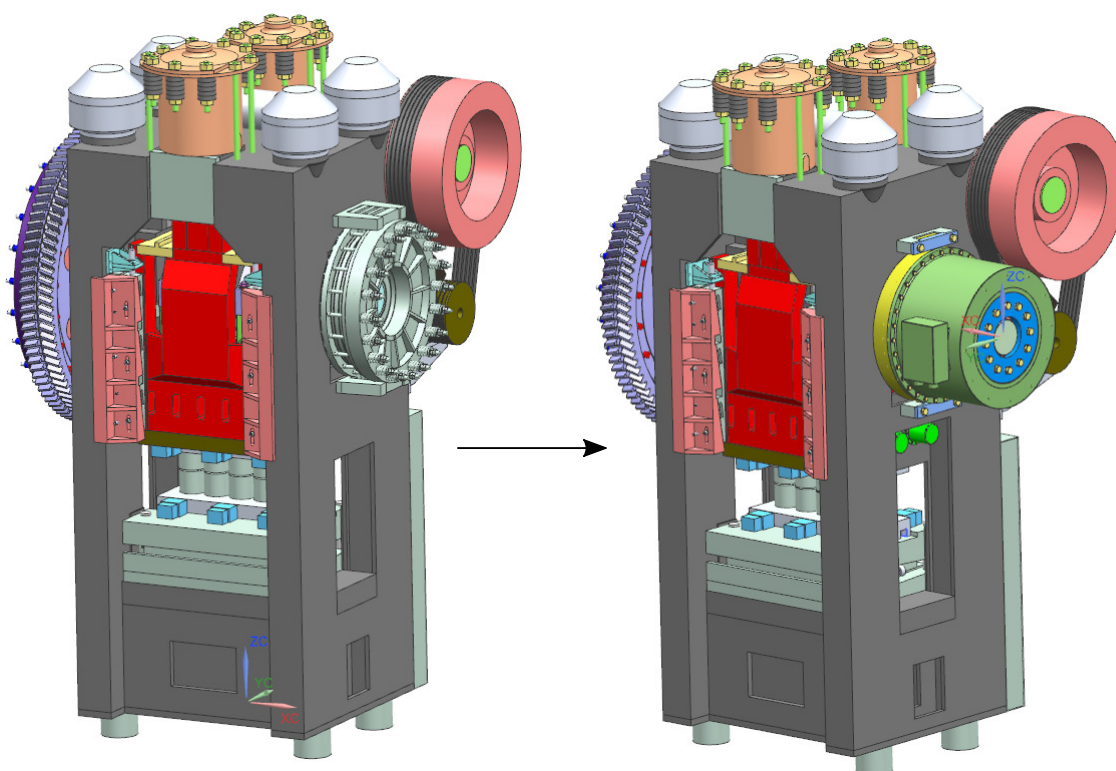
5.4.1 Zhodnocení MKP analýzy

Z výsledků MKP analýzy uvedených na Obr. 5.22 a 5.23 jsou patrné velmi malé rozdíly v rozložení napětí v rámu a posunutí rámu u původního a upraveného stojanu. Maximálního posunutí je dosaženo v místě působení předepínací síly, tj. pod předepínacími maticemi. Při porovnání upravené a původní verze je patrné, že v upravené verzi jsou posunutí větší, což odpovídá předpokladům, poněvadž byla z rámu odebrána část materiálu. Průběh napětí je u obou rámu velmi podobný, opět, u upraveného rámu je dosaženo vyššího napětí.

Na základně provedených analýz lze konstatovat, že navržená úprava rámu z pevnostního hlediska vyhovuje a nebude mít zásadní vliv na plnění funkce rámu.

6 Zhodnocení navrženého řešení

Na Obr. 6.1 je uvedena původní koncepce stroje, uvedená též na Obr. 5.1, a koncepce nové. Původní lamelová brzda byla ze stroje odebrána a nahrazena Torque motorem. Zároveň byla provedena úprava stojanu pro umožnění montáže pojistných mechanismů pro pojištění beranu v horní úvratí. Největší nevýhodou navrženého řešení je jeho pořizovací cena. Tato nevýhoda je však kompenzována snížením energetických ztrát stroje, vyšší životností spojky a snížením ztrátové energie. V Tab. 6.1 jsou uvedeny vybrané vlastnosti původního a navrženého řešení.



Obrázek 6.1: Porovnání původní a nové koncepce stroje

Původní řešení	Navržené řešení
Osvědčená koncepce	Zvýšení životnosti spojky
Jednoduché řešení	Zkrácení doby pracovního cyklu
Spolehlivost	Částečná rekuperace energie
Efektivnost	Snížení ztrátové energie
Nížší cena	Zvýšení účinnosti stroje

Tabulka 6.1: Vybrané vlastnosti původní a nové koncepce

7 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout kombinovaný pohon mechanického kovacího lisu SKL 2500 firmy Šmeral. Kombinace spočívala v rozšíření stávajícího výstředníkového (nepřímého) pohonu o pohon přímý, nasazený na výstředníkovou hřídel. Navržený kombinovaný pohon povede ke snížení ztrátových prací a k výraznému opotřebení spojky. Jasnou nevýhodou je investiční náročnost takového pohonu. Dalším cílem práce byla úprava stávající spojky a brzdy na lisu.

V první části se práce zabývala průzkumem stavu techniky, popisem jednotlivých pohonů, a průzkumem stavu techniky. V další části práce jsem se zabýval návrhem parametrů přímého pohonu potřebných pro zajištění jeho správné funkčnosti. Na základě určených parametrů byl vybrán Torque motor TF77.70 firmy Oswald, splňující veškeré požadavky. Pro připojení Torque motoru na výstředníkovou hřídel bylo zapotřebí hřídel prodloužit pomocí nástavce spojeného s hřídelí rozpěrným kroužkem zajišťujícím přenos potřebného kroutícího momentu. Pro spojení motoru s nástavcem byl rovněž využit rozpěrný kroužek spolu s kroužkem opěrným, jež zajišťuje správné vystředění motoru na nástavci. Pro spojení motoru se stojanem stroje byly využity upravené držáky brzdy, kterou Torque motor na stroji nahradil.

V další části práce byl navržen pojistný mechanismus pro pojištění beranu proti samovolnému uvolnění z horní úvratí v klidovém stavu stroje. Aby mohlo dojít k jeho montáži na stroj bylo zapotřebí upravit stávající konstrukci stojanu. Pro zjištění vlivu změny na funkčnost byla provedena pevnostní a deformační analýza stojanu metodou konečných prvků, jejíž výsledky byly porovnány s toutéž analýzou původního stojanu. Odchylky napětí a deformací stojanu zjištěné tímto porovnáním byly zanedbatelné, konstrukční úpravy stojanu tedy nebylo nutné měnit.

V poslední části práce byl upraven 3D model stroje poskytnutý firmou Šmeral. 3D model stroje byl rozšířen o 3D modely Torque motoru, rozpěrných kroužků, nástavce výstředníkové hřídele a pojistného mechanismu, včetně navržených úprav stojanu stroje. Nakonec byla vytvořena výkresová dokumentace zvolených částí.

Stanovené cíle zadání práce byly splněny. Jsem si vědom toho, že v práci není vyřešena velká část otázek související s konstrukčním návrhem. Mezi tyto otázky lze řadit například:

- Připojení Torque motoru do rozvodné sítě
- Vytvoření řídicí elektroniky pro ovládání Torque motoru
- Chlazení Torque motoru

Jedná se pouze o ukázkou některých otázek, souvisejících s vlastním návrhem, které je nutné dále vyřešit. Tato problematika je však nad rámec této práce a spousta dílčích řešení souvisejících s jejím vyřešením by vydala na samostatné bakalářské, diplomové či disertační práce.

Literatura

- [1] DVORNÍK Milan. *LIS LKJP 250*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké Učení Technické v Brně. Fakulta strojní.
- [2] KAMELANDER Ivan. *Tvářecí stroje I*. Brno: Vysoké Učení Technické v Brně, 1982. 206s.
- [3] POKORNÝ Přemysl. *Výrobní stroje II - Mechanické lisy* [Online]. Liberec: Technická Univerzita v Liberci, 1998. 123s. [cit. 2021/10/03]. Dostupné z: http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobní_stroje/tvareci.pdf
- [4] ČECHURA M., HLAVÁČ J., STANĚK J. *Konstrukce tvářecích strojů - Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská Univerzita v Plzni, 2014. 109s. ISBN: 978-80-261-0513-8
- [5] KOPECKÝ Rudolf. *Tvářecí stroje - Základy stavby a využití*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1985. 612s.
- [6] ZAHÁLKA Martin. *Výzkum vlastností kovacích lisů v závislosti na použitých technologických procesech a možnosti zvyšování jejich efektivnosti*. Plzeň, 2015. Disertační práce. Západočeská Univerzita v Plzni. Fakulta strojní.
- [7] OSAKADA K., MORI K., ALTAN T., GROCHE P. *Mechanical servo press technology for metal forming* [Online]. Amsterdam: Elsevier B.V., 2011. 23s. [cit. 2021/10/08]. Dostupné z: <http://pdf-s3.xuebalib.com:1262/xuebalib.com.18285.pdf?down>
- [8] ŽĎAS. *Mechanické lisy* [Online]. Žďár nad Sázavou: ŽĎAS a.s., 2021.. [cit. 2021/10/09]. Dostupné z: <https://www.zdas.com/cs/produkce/mechanicke-lisy/>
- [9] Šmeral. *Svislé kovací lisy* [Online]. Brno: Šmeral a.s., 2021. [cit. 2021/10/09]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/category/11/svisle-kovaci-lisy-svisle-kovaci-lisy>
- [10] BOSGA S., SEGURA M. *Design and tests of a Hybrid Servo Drive System for a 1000 T Mechanical Press*. Västerås, Barcelona. 2008. ABB Corporate research, ABB Press Automation Systems.
- [11] Wikipedia. *Schuler Group* [Online]. San Francisco: Wikipedia The free Encyclopedia, 2021. [cit. 2021/10/24]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Schuler_Group
- [12] Schuler. *Crank presses with ServoDirect Technology* [Online]. Göppingen: Schuler AG, 2001. [cit. 2021/10/24]. Dostupné z: https://www.schulergroup.com/technologien/produkte/anlagen_warmumformung_kurbelpressen_se

- [13] Schuler. *SpeedForge crank presses (PK series)* [Online]. Göppingen: Schuler AG, 2021. [cit. 2021/10/24]. Dostupné z: https://www.schulergroup.com/technologien/produkte/anlagen_warmumformung_kurbelpressen_sp
- [14] BOSGA S., SEGURA M. *Pressing challenge - ABB's DDC servo technology speeds up press lines* [Online]. Curych: Švýcarsko, 2007. [cit. 2021/10/29]. Dostupné z: https://library.e.abb.com/public/c971b8fb8d84b90c8325734c0030b5b4/58-62%203M773_ENG72dpi.pdf
- [15] OSWALD. *Torque motors, PM synchronous motors* [Online]. Miltenberg: Germany, 2019. [cit. 2021/11/21]. Dostupné z: <https://www.oswald.de/en/tf-torque-motors/>
- [16] MIKEL L., *Stavba a provoz strojů - Brzdy a spojky* [Online]. Strojírenství - Engineering, 2021. [cit. 2021/12/23]. Dostupné z: <http://www.strojirenstvi.wz.cz/image.php?subject=2&class=9&topic=70&image=0>
- [17] Wikipedia, *Electromagnetic clutch* [Online]. Wikipedia, the free encyclopedia, 2021. [cit. 2022/02/13]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Electromagnetic_clutch
- [18] SCHULER, *METAL FORMING HANDBOOK*. Goepingen: Schuler Company, 1998. 573s.
- [19] HOSNEDL S., *Části a mechanismy strojů 1 - Podklady k přednáškám část F3* [Online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011. [cit. 2022/03/05]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/2816698/>
- [20] VELÍČKOVÁ E., *Stroje a zařízení - Části strojů* [Online]. Ostrava: Vysoká Škola Báňská. [cit. 2022/03/05]. Dostupné z: <https://www.fbi.vsb.cz/export/sites/fbi/040/.content/galerie-souboru/studijni-materialy/castistroju.pdf>
- [21] VŠTE, *Hřídelové spojky a brzdy* [Online]. České Budějovice: Vysoká škola technická a ekonomická. [cit. 2022/03/06]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/15376661-Hridelove-spojky-a-brzdy.html>
- [22] JELÍNEK M., *Učíme v prostoru - strojírenství* [Online]. Uherský Brod: Střední průmyslová škola Uherský Brod. [cit. 2022/03/06]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/2900240/>
- [23] leporelo *Brzda* [Online]. leporelo.info [cit. 2022/03/06]. Dostupné z: <https://leporelo.info/brzda>
- [24] DOSTÁL J., HELLER P., *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská Univerzita v Plzni, 2014. 109s. ISBN 978-80-7043-520-5
- [25] PALÁT H., *Brzdy* [Online]. Opava: Střední škola průmyslová a umělecká. [cit. 2022/03/06]. Dostupné z: http://www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/_sablon/y/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-20.pdf

[26] KROUPA P., KOTTNER R., SADÍLEK P., KRYSTEK J., KLEISNER V.,
Kinematika a dynamika soustavy těles [Online]. Plzeň: Západočeská univerzita v
Plzni. [cit. 2022/03/09]. Dostupné z:
https://www.kme.zcu.cz/kmet/ppe/teorie/08_ds.pdf

[27] LU W., ZHENYI Z., KEHUI J., WU D., LIN J., QIAN J., *Research on short time
and heavy load driving system of crank servo press based on feed-forward and
decoupling control* [Online]. China: Zhejiang Sci-tech University. [cit. 2022/03/12].
Dostupné z:
[https://www.researchgate.net/publication/324063282_Research_on_short_time_and_heavy_load
forward_and_decoupling_control](https://www.researchgate.net/publication/324063282_Research_on_short_time_and_heavy_load_forward_and_decoupling_control)

8 Přílohy

Příloha A - Výpočtový excel

A.1 - Zadané hodnoty

A.2 - Výpočet sil a momentů

A.3 - Výpočet hnacího momentu a výkonu Torque motoru

A.4 - Výpočet parametrů konvenčního motoru

A.5 - Výpočet parametrů Torque motoru v závislosti na natočení hřídele

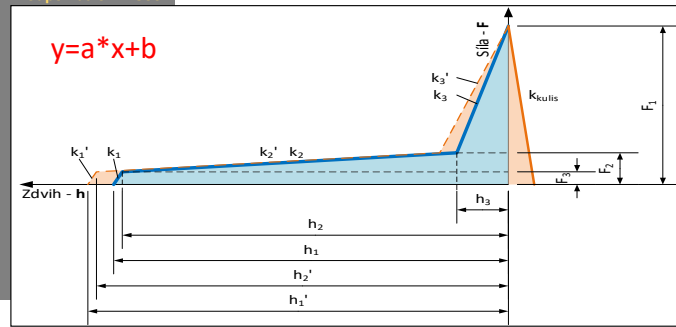
A.6 - Výpočet rozměrů západky pojistného mechanismu

A.7 - Výpočet tloušťky stěny nástavce výstředníkové hřídele

Příloha A.1 – Zadané hodnoty

Značka	Hodnota	Jednotka	Název
R1	0,29	[m]	Poloměr hřídele
R2	0,465	[m]	Poloměr výstředníku
R3	0,31	[m]	Poloměr čepu v beranu
H	0,34	[m]	Zdvih
r	0,17	[m]	poloměr kliky
Fj	25 000 000	[N]	Jmenovitá síla
k	11 400 000 000	[N/m]	tuhost stroje
f	0,05	[-]	součinitel tření
no	275	[1/min]	otáčky setrvačnicku
nkul_1	70	[1/min]	otáčky výstředníkové hřídele
$\Delta\omega$	0,15	*100[%]	Pokles otáček setrvačnicku v %
Es	100 000	[J]	Energie spojky
η	0,97	*100[%]	Účinnost torque motoru

odpovídá SKL 2500



bez pružení lisu

F	souřadnice x	a	b	F	
F1	0,045 mm	0 mm	k1	-4750000000	25000000
F2	0,041 mm	0,004 mm	k2	-94594594,6	6378378,378
F3	0,004 mm	0,041 mm	k3	-625000000	28125000
F4	0	0,045 mm			2500000

Příloha A.2 – Výpočet sil a momentů

Základní převody						Práce + hnací moment					Třetí momenty pro výpočet Ar			
t [s]	α [°]	α [rad]	h [m]	F [N]	Mi [NM]	Práce užitečná [kJ]	Práce def. sil [kJ]	Práce ztrátová [kJ]	Ac [J]	Mh [Nm]	M1 [Nm]	M2 [Nm]	M3 [Nm]	ΣMz [Nm]
					26 189 836	224	55	285	285	1 320 302				33 592 474
						224 250	54 825	284 872						
1,144	137,3	2,397	0,04500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1,146	137,5	2,400	0,04466	210 717	24 201	36	13	33 284	33 284	2 982	4 781	1 321	9 083	
1,150	138	2,409	0,04367	834 138	94 885	521	197	130 884	130 884	11 804	18 926	5 269	35 999	
1,154	138,5	2,417	0,04268	1 451 545	163 510	1 129	431	226 226	226 226	20 540	32 935	9 241	62 716	
1,158	139	2,426	0,04170	2 062 893	230 075	1 719	663	319 305	319 305	29 191	46 806	13 234	89 231	
1,161	139,361	2,432	0,04100	2 500 000	276 801	1 596	621	385 027	385 027	35 376	56 724	16 125	108 226	
1,163	139,5	2,435	0,04073	2 525 447	278 825	676	265	388 186	388 186	35 736	57 302	16 323	109 361	
1,167	140	2,443	0,03977	2 616 120	285 874	2 464	972	399 287	399 287	37 020	59 359	17 035	113 413	
1,171	140,5	2,452	0,03882	2 705 855	292 593	2 524	1 007	410 024	410 024	38 289	61 395	17 747	117 431	
1,175	141	2,461	0,03789	2 794 645	298 984	2 581	1 042	420 400	420 400	39 546	63 410	18 461	121 416	
1,179	141,5	2,470	0,03696	2 882 483	305 046	2 636	1 077	430 412	430 412	40 789	65 403	19 175	125 366	
1,183	142	2,478	0,03604	2 969 362	310 781	2 687	1 111	440 062	440 062	42 018	67 374	19 889	129 281	
1,188	142,5	2,487	0,03513	3 055 277	316 189	2 736	1 145	449 349	449 349	43 234	69 323	20 603	133 160	
1,192	143	2,496	0,03423	3 140 220	321 271	2 782	1 179	458 275	458 275	44 436	71 251	21 317	137 003	
1,196	143,5	2,505	0,03334	3 224 185	326 029	2 825	1 212	466 839	466 839	45 624	73 156	22 030	140 810	
1,200	144	2,513	0,03247	3 307 165	330 463	2 865	1 245	475 042	475 042	46 798	75 039	22 742	144 579	
1,204	144,5	2,522	0,03160	3 389 155	334 576	2 902	1 278	482 886	482 886	47 958	76 899	23 453	148 310	
1,208	145	2,531	0,03074	3 470 148	338 367	2 936	1 310	490 370	490 370	49 105	78 737	24 162	152 003	
1,213	145,5	2,539	0,02990	3 550 137	341 839	2 968	1 342	497 496	497 496	50 236	80 551	24 869	155 657	
1,217	146	2,548	0,02906	3 629 118	344 994	2 997	1 374	504 265	504 265	51 354	82 344	25 574	159 271	
1,221	146,5	2,557	0,02824	3 707 083	347 833	3 023	1 406	510 679	510 679	52 457	84 113	26 276	162 846	
1,225	147	2,566	0,02743	3 784 027	350 358	3 047	1 437	516 737	516 737	53 546	85 858	26 975	166 380	
1,229	147,5	2,574	0,02662	3 859 944	352 571	3 067	1 467	522 443	522 443	54 620	87 581	27 671	169 872	
1,233	148	2,583	0,02583	3 934 827	354 474	3 085	1 497	527 798	527 798	55 680	89 280	28 364	173 324	
1,238	148,5	2,592	0,02505	4 008 673	356 069	3 101	1 527	532 802	532 802	56 725	90 955	29 053	176 733	
1,242	149	2,601	0,02428	4 081 474	357 359	3 113	1 557	537 459	537 459	57 755	92 607	29 737	180 100	
1,246	149,5	2,609	0,02352	4 153 226	358 347	3 123	1 586	541 770	541 770	58 770	94 235	30 418	183 423	
1,250	150	2,618	0,02278	4 223 922	359 033	3 130	1 615	545 737	545 737	59 771	95 839	31 093	186 703	
1,254	150,5	2,627	0,02204	4 293 558	359 422	3 135	1 643	549 362	549 362	60 756	97 419	31 764	189 939	
1,258	151	2,635	0,02131	4 362 128	359 516	3 137	1 671	552 647	552 647	61 727	98 975	32 429	193 131	
1,263	151,5	2,644	0,02060	4 429 627	359 318	3 137	1 699	555 595	555 595	62 682	100 507	33 089	196 278	
1,267	152	2,653	0,01990	4 496 049	358 830	3 134	1 726	558 209	558 209	63 622	102 014	33 743	199 379	
1,271	152,5	2,662	0,01921	4 561 390	358 057	3 128	1 753	560 490	560 490	64 546	103 496	34 391	202 434	
1,275	153	2,670	0,01853	4 625 645	357 000	3 120	1 780	562 442	562 442	65 455	104 954	35 033	205 442	
1,279	153,5	2,679	0,01786	4 688 809	355 663	3 110	1 806	564 068	564 068	66 349	106 388	35 668	208 404	
1,283	154	2,688	0,01721	4 750 877	354 050	3 097	1 831	565 369	565 369	67 228	107 796	36 296	211 319	
1,288	154,5	2,697	0,01656	4 811 844	352 164	3 082	1 857	566 350	566 350	68 090	109 179	36 916	214 186	
1,292	155	2,705	0,01593	4 871 706	350 008	3 064	1 881	567 013	567 013	68 937	110 537	37 530	217 005	
1,296	155,5	2,714	0,01531	4 930 458	347 587	3 044	1 906	567 361	567 361	69 769	111 871	38 133	219 775	
1,300	156	2,723	0,01470	4 988 096	344 903	3 022	1 930	567 399	567 399	70 584	113 178	38 733	222 496	
1,304	156,5	2,731	0,01410	5 044 615	341 961	2 997	1 953	567 129	567 129	71 384	114 461	39 323	225 168	
1,308	157	2,740	0,01351	5 100 010	338 765	2 970	1 976	566 554	566 554	72 168	115 718	39 904	227 790	
1,313	157,5	2,749	0,01294	5 154 279	335 318	2 941	1 999	565 679	565 679	72 936	116 949	40 476	230 361	
1,317	158	2,758	0,01238	5 207 416	331 625	2 910	2 021	564 507	564 507	73 688	118 155	41 040	232 882	
1,321	158,5	2,766	0,01183	5 259 418	327 689	2 877	2 043	563 042	563 042	74 424	119 334	41 594	235 353	
1,325	159	2,775	0,01129	5 310 280	323 516	2 842	2 064	561 287	561 287	75 143	120 489	42 139	237 771	
1,329	159,5	2,784	0,01077	5 359 999	319 109	2 804	2 085	559 247	559 247	75 847	121 617	42 675	240 138	
1,333	160	2,793	0,01025	5 408 571	314 473	2 765	2 106	556 926	556 926	76 534	122 719	43 200	242 453	
1,338	160,5	2,801	0,00975	5 455 992	309 612	2 723	2 126	554 328	554 328	77 205	123 795	43 716	244 716	
1,342	161	2,810	0,00926	5 502 258	304 531	2 680	2 145	551 457	551 457	77 860	124 844	44 221	246 926	
1,346	161,5	2,819	0,00878	5 547 367	299 235	2 635	2 164	548 317	548 317	78 498	125 865	44 716	249 082	
1,350	162	2,827	0,00832	5 591 314	293 728	2 587	2 183	544 913	544 913	79 120	126 868	45 200	251 185	
1,354	162,5	2,836	0,00787	5 634 097	288 015	2 538	2 201	541 250	541 250	79 726	127 836	45 673	253 235	
1,358	163	2,845	0,00743	5 675 712	282 101	2 488	2 219	537 331	537 331	80 314	128 780	46 136	255 230	
1,363	163,5	2,854	0,00700	5 716 155	275 991	2 435	2 236	533 162	533 162	80 887	129 698	46 586	257 171	
1,367	164	2,862	0,00659	5 755 425	269 690	2 381	2 252	528 747	528 747	81 442	130 589	47 026	259 057	
1,371	164,5	2,871	0,00618	5 793 517	263 203	2 325	2 269	524 091	524 091	81 981	131 453	47 454	260 888	
1,375	165	2,880	0,00579	5 830 429	256 534	2 268	2 284	519 199	519 199	82 504	132 291	47 870	262 664	
1,379	165,5	2,889	0,00541	5 866 158	249 691	2 209	2 300	514 075	514 075	83 009	133 101	48 274	264 385	
1,383	166	2,897	0,00505	5 900 702	242 677	2 148	2 314	508 726	508 726	83 498	133 885	48 666	266 049	
1,388	166,5	2,906	0,00470	5 934 057	235 497	2 087	2 329	503 155	503 155	83 970	134 642	49 046	267 658	
1,392	167	2,915	0,00436	5 966 221	228 158	2 023	2 343	497 368	497 368	84 425	135 372	49 413	269 210	
1,396	167,5	2,923	0,00403	5 997 193	220 665	1 958	2 356	491 371	491 371	84 864	136 074	49 768	270 706	
1,396	167,546	2,924	0,00400	6 000 000	220 197	1 78	155	491 036	491 036	84 903	136 138	49 797	270 839	
1,400	168	2,932	0,00371	7 354 188	259 934	1 904	2 458	592 008	592 008	104 066	166 864	61 145	332 075	
1,404	168,5	2,941	0,00341	8 789 199	297 888</									

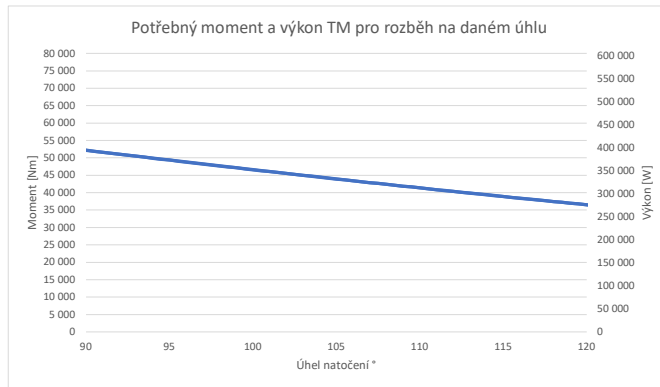
Příloha A.3 – Výpočet hnacího momentu a výkonu Torque motoru

α [°] α [rad] r_r [m] I_{red} [kg.m²] Moment [Nm] Fáze II [W] Fáze I [W]

Hodnoty odměřené z 3D modelu

I_r [kg.m²] y_r [m] z_r [m] m_s [kg] m_x [kg] m_b [kg]
 2235,7 0,0099 -0,1476 9566 3964 18074

α [°]	α [rad]	r_r [m]	I_{red} [kg.m ²]	Moment [Nm]	Fáze II [W]	Fáze I [W]
0,5	0,009	0,010	2 237	6 887 459	52 049 190	86 597 876
1	0,017	0,010	2 237	3 444 017	26 026 763	43 298 938
1,5	0,026	0,011	2 238	2 296 330	17 353 584	28 865 959
2	0,035	0,011	2 238	1 722 582	13 017 716	21 649 469
2,5	0,044	0,012	2 239	1 378 409	10 416 772	17 319 575
3	0,052	0,013	2 239	1 149 025	8 683 289	14 432 979
3,5	0,061	0,013	2 240	985 233	7 445 498	12 371 125
4	0,070	0,014	2 241	862 436	6 517 513	10 824 735
4,5	0,079	0,015	2 242	766 970	5 796 065	9 621 986
5	0,087	0,016	2 243	690 635	5 219 192	8 659 788
5,5	0,096	0,017	2 245	628 213	4 747 464	7 872 534
6	0,105	0,018	2 246	576 226	4 354 594	7 216 490
6,5	0,113	0,019	2 247	532 266	4 022 383	6 661 375
7	0,122	0,020	2 249	494 612	3 737 832	6 185 563
7,5	0,131	0,022	2 251	462 004	3 491 407	5 773 192
8	0,140	0,023	2 253	433 495	3 275 961	5 412 367
8,5	0,148	0,024	2 255	408 361	3 086 025	5 093 993
9	0,157	0,025	2 257	386 041	2 917 346	4 810 993
9,5	0,166	0,026	2 259	366 089	2 766 567	4 557 783
10	0,175	0,027	2 262	348 150	2 631 003	4 329 894
10,5	0,183	0,029	2 264	331 937	2 508 480	4 123 708
11	0,192	0,030	2 267	317 214	2 397 217	3 936 267
11,5	0,201	0,031	2 269	303 787	2 295 746	3 765 125
12	0,209	0,032	2 272	291 493	2 202 842	3 608 245
12,5	0,218	0,033	2 275	280 197	2 117 476	3 463 915
13	0,227	0,035	2 278	269 783	2 038 777	3 330 688
13,5	0,236	0,036	2 281	260 153	1 966 004	3 207 329
14	0,244	0,037	2 285	251 224	1 898 521	3 092 781
14,5	0,253	0,038	2 288	242 921	1 835 780	2 986 134
15	0,262	0,039	2 292	235 184	1 777 306	2 886 596
15,5	0,271	0,041	2 295	227 956	1 722 685	2 793 480
16	0,279	0,042	2 299	221 190	1 671 556	2 706 184
16,5	0,288	0,043	2 303	214 844	1 623 599	2 624 178
17	0,297	0,044	2 307	208 881	1 578 535	2 546 996
17,5	0,305	0,045	2 311	203 268	1 536 115	2 474 225
18	0,314	0,047	2 315	197 975	1 496 116	2 405 497
18,5	0,323	0,048	2 319	192 977	1 458 344	2 340 483
19	0,332	0,049	2 323	188 250	1 422 620	2 278 891
19,5	0,340	0,050	2 328	183 772	1 388 786	2 220 458
20	0,349	0,051	2 332	179 527	1 356 700	2 164 947
20,5	0,358	0,053	2 337	175 495	1 326 234	2 112 143
21	0,367	0,054	2 342	171 662	1 297 270	2 061 854
21,5	0,375	0,055	2 347	168 015	1 269 703	2 013 904
22	0,384	0,056	2 352	164 539	1 243 437	1 968 134
22,5	0,393	0,057	2 356	161 224	1 218 385	1 924 397
23	0,401	0,058	2 362	158 059	1 194 467	1 882 563
23,5	0,410	0,060	2 367	155 034	1 171 609	1 842 508
24	0,419	0,061	2 372	152 141	1 149 744	1 804 122
24,5	0,428	0,062	2 377	149 371	1 128 812	1 767 304
25	0,436	0,063	2 383	146 717	1 108 755	1 731 958
25,5	0,445	0,064	2 388	144 172	1 089 520	1 697 998
26	0,454	0,065	2 394	141 729	1 071 061	1 665 344
26,5	0,463	0,066	2 399	139 383	1 053 331	1 633 922
27	0,471	0,068	2 405	137 128	1 036 291	1 603 664
27,5	0,480	0,069	2 411	134 959	1 019 901	1 574 507
28	0,489	0,070	2 417	132 872	1 004 126	1 546 391
28,5	0,497	0,071	2 423	130 861	988 933	1 519 261
29	0,506	0,072	2 429	128 924	974 291	1 493 067
29,5	0,515	0,073	2 435	127 056	960 171	1 467 761
30	0,524	0,074	2 441	125 253	946 547	1 443 298
30,5	0,532	0,075	2 447	123 512	933 393	1 419 637
31	0,541	0,076	2 453	121 831	920 686	1 396 740
31,5	0,550	0,078	2 460	120 205	908 404	1 374 569
32	0,559	0,079	2 466	118 634	896 526	1 353 092
32,5	0,567	0,080	2 473	117 113	885 033	1 332 275
33	0,576	0,081	2 479	115 641	873 907	1 312 089
33,5	0,585	0,082	2 486	114 215	863 131	1 292 506
34	0,593	0,083	2 492	112 833	852 688	1 273 498
34,5	0,602	0,084	2 499	111 493	842 564	1 255 042
35	0,611	0,085	2 505	110 194	832 743	1 237 113
35,5	0,620	0,086	2 512	108 933	823 214	1 219 688
36	0,628	0,087	2 519	107 708	813 962	1 202 748
36,5	0,637	0,088	2 526	106 519	804 975	1 186 272
37	0,646	0,089	2 532	105 364	796 243	1 170 242
37,5	0,654	0,090	2 539	104 240	787 755	1 154 638
38	0,663	0,091	2 546	103 148	779 500	1 139 446
38,5	0,672	0,092	2 553	102 085	771 468	1 124 648
39	0,681	0,093	2 560	101 051	763 651	1 110 229
39,5	0,689	0,094	2 567	100 044	756 039	1 096 176
40	0,698	0,095	2 574	99 062	748 624	1 082 473
40,5	0,707	0,096	2 581	98 106	741 398	1 069 110
41	0,716	0,097	2 588	97 174	734 355	1 056 072
41,5	0,724	0,098	2 595	96 265	727 485	1 043 348
42	0,733	0,099	2 602	95 378	720 784	1 030 927
42,5	0,742	0,100	2 609	94 513	714 244	1 018 799
43	0,750	0,101	2 616	93 668	707 859	1 006 952
43,5	0,759	0,102	2 624	92 843	701 623	995 378
44	0,768	0,103	2 631	92 037	695 530	984 067
44,5	0,777	0,104	2 638	91 249	689 575	973 010
45	0,785	0,105	2 645	90 478	683 754	962 199
45,5	0,794	0,106	2 652	89 725	678 060	951 625
46	0,803	0,106	2 659	88 988	672 490	941 281
46,5	0,812	0,107	2 666	88 266	667 038	931 160
47	0,820	0,108	2 673	87 560	661 700	921 254
47,5	0,829	0,109	2 680	86 868	656 473	911 557
48	0,838	0,110	2 688	86 191	651 352	902 061
48,5	0,846	0,111	2 695	85 527	646 334	892 762
49	0,855	0,112	2 702	84 876	641 414	883 652
49,5	0,864	0,112	2 709	84 237	636 590	874 726
50	0,873	0,113	2 716	83 611	631 858	865 979
50,5	0,881	0,114	2 723	82 997	627 214	857 405



51	0,890	0,115	2 730	82 394	622 656	848 999
51,5	0,899	0,116	2 737	81 801	618 181	840 756
52	0,908	0,116	2 744	81 220	613 786	832 672
52,5	0,916	0,117	2 750	80 648	609 467	824 742
53	0,925	0,118	2 757	80 087	605 223	816 961
53,5	0,934	0,119	2 764	79 535	601 051	809 326
54	0,942	0,120	2 771	78 992	596 949	801 832
54,5	0,951	0,120	2 778	78 458	592 913	794 476
55	0,960	0,121	2 784	77 932	588 942	787 253
55,5	0,969	0,122	2 791	77 415	585 034	780 161
56	0,977	0,122	2 798	76 906	581 187	773 195
56,5	0,986	0,123	2 804	76 405	577 398	766 353
57	0,995	0,124	2 811	75 911	573 665	759 630
57,5	1,004	0,125	2 817	75 424	569 987	753 025
58	1,012	0,125	2 824	74 944	566 362	746 533
58,5	1,021	0,126	2 830	74 472	562 789	740 153
59	1,030	0,127	2 836	74 005	559 264	733 880
59,5	1,038	0,127	2 843	73 545	555 788	727 713
60	1,047	0,128	2 849	73 091	552 357	721 649
60,5	1,056	0,129	2 855	72 643	548 972	715 685
61	1,065	0,129	2 861	72 201	545 630	709 819
61,5	1,073	0,130	2 867	71 764	542 329	704 048
62	1,082	0,130	2 873	71 333	539 070	698 370
62,5	1,091	0,131	2 879	70 907	535 849	692 783
63	1,100	0,132	2 885	70 486	532 667	687 285
63,5	1,108	0,132	2 890	70 069	529 521	681 873
64	1,117	0,133	2 896	69 658	526 410	676 546
64,5	1,126	0,133	2 902	69 251	523 335	671 301
65	1,134	0,134	2 907	68 848	520 292	666 138
65,5	1,143	0,134	2 913	68 450	517 282	661 052
66	1,152	0,135	2 918	68 056	514 303	656 045
66,5	1,161	0,135	2 923	67 665	511 354	651 112
67	1,169	0,136	2 928	67 279	508 434	646 253
67,5	1,178	0,136	2 933	66 897	505 543	641 466
68	1,187	0,137	2 938	66 518	502 680	636 749
68,5	1,196	0,137	2 943	66 142	499 843	632 101
69	1,204	0,138	2 948	65 770	497 032	627 521
69,5	1,213	0,138	2 953	65 401	494 245	623 006
70	1,222	0,139	2 957	65 036	491 483	618 556
70,5	1,230	0,139	2 962	64 674	488 745	614 169
71	1,239	0,140	2 966	64 314	486 029	609 844
71,5	1,248	0,140	2 971	63 958	483 335	605 580
72	1,257	0,140	2 975	63 604	480 663	601 374
72,5	1,265	0,141	2 979	63 253	478 012	597 227
73	1,274	0,141	2 983	62 905	475 380	593 136
73,5	1,283	0,142	2 987	62 559	472 768	589 101
74	1,292	0,142	2 991	62 216	470 175	585 121
74,5	1,300	0,142	2 995	61 876	467 600	581 194
75	1,309	0,143	2 998	61 537	465 043	577 319
75,5	1,318	0,143	3 002	61 201	462 504	573 496
76	1,326	0,143	3 005	60 867	459 981	569 723
76,5	1,335	0,144	3 008	60 536	457 474	565 999
77	1,344	0,144	3 012	60 206	454 984	562 324
77,5	1,353	0,144	3 015	59 879	452 508	558 696
78	1,361	0,144	3 018	59 553	450 048	555 115
78,5	1,370	0,145	3 020	59 229	447 602	551 579
79	1,379	0,145	3 023	58 908	445 170	548 088
79,5	1,388	0,145	3 026	58 588	442 752	544 641
80	1,396	0,145	3 028	58 269	440 348	541 237
80,5	1,405	0,146	3 031	57 953	437 956	537 875
81	1,414	0,146	3 033	57 638	435 577	534 555
81,5	1,422	0,146	3 035	57 325	433 210	531 275
82	1,431	0,146	3 037	57 013	430 856	528 036
82,5	1,440	0,146	3 039	56 703	428 513	524 836
83	1,449	0,147	3 041	56 395	426 181	521 674
83,5	1,457	0,147	3 042	56 088	423 861	518 550
84	1,466	0,147	3 044	55 782	421 551	515 464
84,5	1,475	0,147	3 045	55 478	419 252	512 413
85	1,484	0,147	3 047	55 175	416 963	509 399
85,5	1,492	0,147	3 048	54 874	414 685	506 420
86	1,501	0,147	3 049	54 573	412 416	503 476
86,5	1,510	0,147	3 050	54 274	410 157	500 566
87	1,518	0,147	3 051	53 977	407 908	497 689
87,5	1,527	0,147	3 051	53 680	405 668	494 845
88	1,536	0,148	3 052	53 385	403 436	492 033
88,5	1,545	0,148	3 052	53 091	401 214	489 254
89	1,553	0,148	3 053	52 798	399 001	486 505
89,5	1,562	0,148	3 053	52 506	396 796	483 787
90	1,571	0,148	3 053	52 216	394 600	481 099
90,5	1,580	0,148	3 053	51 926	392 412	478 441
91	1,588	0,148	3 053	51 638	390 232	475 813
91,5	1,597	0,148	3 052	51 350	388 060	473 212
92	1,606	0,148	3 052	51 064	385 896	470 641
92,5	1,614	0,147	3 051	50 779	383 740	468 097
93	1,623	0,147	3 051	50 494	381 591	465 580
93,5	1,632	0,147	3 050	50 211	379 450	463 090
94	1,641	0,147	3 049	49 929	377 317	460 627
94,5	1,649	0,147	3 048	49 648	375 191	458 190
95	1,658	0,147	3 047	49 367	373 072	455 778
95,5	1,667	0,147	3 045	49 088	370 961	453 392
96	1,676	0,147	3 044	48 809	368 857	451 031
96,5	1,684	0,147	3 042	48 532	366 760	448 694
97	1,693	0,147	3 041	48 255	364 670	446 381
97,5	1,702	0,146	3 039	47 980	362 588	444 092
98	1,710	0,146	3 037	47 705	360 512	441 826
98,5	1,719	0,146	3 035	47 431	358 443	439 583
99	1,728	0,146	3 033	47 158	356 381	437 363
99,5	1,737	0,146	3 031	46 887	354 326	435 165
100	1,745	0,145	3 028	46 616	352 278	432 989
100,5	1,754	0,145	3 026	46 345	350 237	430 835
101	1,763	0,145	3 023	46 076	348 203	428 702
101,5	1,772	0,145	3 020	45 808	346 175	426 591
102	1,780	0,144	3 018	45 541	344 154	424 499
102,5	1,789	0,144	3 015	45 274	342 140	422 429

103	1,798	0,144	3 012	45 008	340 133	420 378
103,5	1,806	0,144	3 008	44 744	338 133	418 347
104	1,815	0,143	3 005	44 480	336 140	416 336
104,5	1,824	0,143	3 002	44 217	334 153	414 344
105	1,833	0,143	2 998	43 955	332 174	412 371
105,5	1,841	0,142	2 995	43 694	330 201	410 416
106	1,850	0,142	2 991	43 434	328 235	408 481
106,5	1,859	0,142	2 987	43 175	326 277	406 563
107	1,868	0,141	2 983	42 917	324 325	404 663
107,5	1,876	0,141	2 979	42 659	322 380	402 781
108	1,885	0,140	2 975	42 403	320 442	400 916
108,5	1,894	0,140	2 971	42 147	318 511	399 069
109	1,902	0,140	2 966	41 893	316 588	397 238
109,5	1,911	0,139	2 962	41 639	314 671	395 424
110	1,920	0,139	2 957	41 387	312 762	393 627
110,5	1,929	0,138	2 953	41 135	310 860	391 846
111	1,937	0,138	2 948	40 884	308 966	390 081
111,5	1,946	0,137	2 943	40 634	307 078	388 331
112	1,955	0,137	2 938	40 386	305 198	386 598
112,5	1,963	0,136	2 933	40 138	303 326	384 879
113	1,972	0,136	2 928	39 891	301 461	383 176
113,5	1,981	0,135	2 923	39 645	299 604	381 488
114	1,990	0,135	2 918	39 401	297 754	379 815
114,5	1,998	0,134	2 913	39 157	295 912	378 157
115	2,007	0,134	2 907	38 914	294 078	376 513
115,5	2,016	0,133	2 902	38 672	292 252	374 883
116	2,025	0,133	2 896	38 432	290 433	373 267
116,5	2,033	0,132	2 890	38 192	288 623	371 665
117	2,042	0,132	2 885	37 954	286 820	370 076
117,5	2,051	0,131	2 879	37 716	285 026	368 502
118	2,059	0,130	2 873	37 480	283 240	366 940
118,5	2,068	0,130	2 867	37 245	281 462	365 392
119	2,077	0,129	2 861	37 011	279 693	363 857
119,5	2,086	0,129	2 855	36 778	277 931	362 334
120	2,094	0,128	2 849	36 546	276 179	360 824
120,5	2,103	0,127	2 843	36 315	274 435	359 327
121	2,112	0,127	2 836	36 085	272 699	357 842
121,5	2,121	0,126	2 830	35 857	270 972	356 370
122	2,129	0,125	2 824	35 629	269 254	354 909
122,5	2,138	0,125	2 817	35 403	267 545	353 461
123	2,147	0,124	2 811	35 178	265 845	352 024
123,5	2,155	0,123	2 804	34 954	264 154	350 599
124	2,164	0,122	2 798	34 732	262 471	349 185
124,5	2,173	0,122	2 791	34 510	260 798	347 783
125	2,182	0,121	2 784	34 290	259 135	346 392
125,5	2,190	0,120	2 778	34 071	257 480	345 011
126	2,199	0,120	2 771	33 854	255 835	343 642
126,5	2,208	0,119	2 764	33 637	254 200	342 284
127	2,217	0,118	2 757	33 422	252 573	340 937
127,5	2,225	0,117	2 750	33 208	250 957	339 600
128	2,234	0,116	2 744	32 996	249 350	338 273
128,5	2,243	0,116	2 737	32 784	247 754	336 957
129	2,251	0,115	2 730	32 574	246 166	335 651
129,5	2,260	0,114	2 723	32 366	244 589	334 355
130	2,269	0,113	2 716	32 158	243 022	333 069
130,5	2,278	0,112	2 709	31 952	241 465	331 793
131	2,286	0,112	2 702	31 747	239 918	330 526
131,5	2,295	0,111	2 695	31 544	238 382	329 269
132	2,304	0,110	2 688	31 342	236 855	328 022
132,5	2,313	0,109	2 680	31 142	235 339	326 784
133	2,321	0,108	2 673	30 942	233 834	325 556
133,5	2,330	0,107	2 666	30 744	232 339	324 337
134	2,339	0,106	2 659	30 548	230 855	323 126
134,5	2,347	0,106	2 652	30 353	229 381	321 925
135	2,356	0,105	2 645	30 159	227 918	320 733
135,5	2,365	0,104	2 638	29 967	226 466	319 549
136	2,374	0,103	2 631	29 777	225 024	318 375
136,5	2,382	0,102	2 624	29 587	223 594	317 208
137	2,391	0,101	2 616	29 399	222 175	316 051
137,332	2,397	0,100	2 612	29 276	221 238	315 287
137,5	2,400	0,100	2 609	29 213	220 766	314 901
138	2,409	0,099	2 602	29 028	219 369	313 760
138,5	2,417	0,098	2 595	28 845	217 983	312 628
139	2,426	0,097	2 588	28 663	216 608	311 503
139,361	2,432	0,096	2 583	28 532	215 623	310 696
139,5	2,435	0,096	2 581	28 482	215 245	310 387
140	2,443	0,095	2 574	28 304	213 893	309 278
140,5	2,452	0,094	2 567	28 126	212 552	308 177
141	2,461	0,093	2 560	27 950	211 222	307 085
141,5	2,470	0,092	2 553	27 776	209 905	306 000
142	2,478	0,091	2 546	27 603	208 599	304 922
142,5	2,487	0,090	2 539	27 432	207 304	303 852
143	2,496	0,089	2 532	27 262	206 021	302 790
143,5	2,505	0,088	2 526	27 094	204 750	301 735
144	2,513	0,087	2 519	26 927	203 490	300 687
144,5	2,522	0,086	2 512	26 762	202 243	299 647
145	2,531	0,085	2 505	26 598	201 007	298 613
145,5	2,539	0,084	2 499	26 436	199 783	297 587
146	2,548	0,083	2 492	26 276	198 571	296 568
146,5	2,557	0,082	2 486	26 117	197 371	295 556
147	2,566	0,081	2 479	25 960	196 183	294 551
147,5	2,574	0,080	2 473	25 805	195 007	293 552
148	2,583	0,079	2 466	25 651	193 843	292 560
148,5	2,592	0,078	2 460	25 498	192 692	291 575
149	2,601	0,076	2 453	25 347	191 552	290 597
149,5	2,609	0,075	2 447	25 198	190 425	289 625
150	2,618	0,074	2 441	25 051	189 309	288 660
150,5	2,627	0,073	2 435	24 905	188 206	287 701
151	2,635	0,072	2 429	24 760	187 115	286 748
151,5	2,644	0,071	2 423	24 618	186 037	285 802
152	2,653	0,070	2 417	24 476	184 971	284 861
152,5	2,662	0,069	2 411	24 337	183 917	283 927
153	2,670	0,068	2 405	24 199	182 875	283 000
153,5	2,679	0,066	2 399	24 063	181 845	282 078

154	2,688	0,065	2 394	23 928	180 828	281 162
154,5	2,697	0,064	2 388	23 795	179 824	280 252
155	2,705	0,063	2 383	23 664	178 831	279 348
155,5	2,714	0,062	2 377	23 534	177 851	278 450
156	2,723	0,061	2 372	23 406	176 884	277 557
156,5	2,731	0,060	2 367	23 280	175 928	276 671
157	2,740	0,058	2 362	23 155	174 986	275 789
157,5	2,749	0,057	2 356	23 032	174 055	274 914
158	2,758	0,056	2 352	22 910	173 137	274 044
158,5	2,766	0,055	2 347	22 791	172 231	273 179
159	2,775	0,054	2 342	22 672	171 338	272 320
159,5	2,784	0,053	2 337	22 556	170 456	271 467
160	2,793	0,051	2 332	22 441	169 588	270 618
160,5	2,801	0,050	2 328	22 327	168 731	269 775
161	2,810	0,049	2 323	22 216	167 887	268 938
161,5	2,819	0,048	2 319	22 106	167 055	268 105
162	2,827	0,047	2 315	21 997	166 235	267 277
162,5	2,836	0,045	2 311	21 890	165 428	266 455
163	2,845	0,044	2 307	21 785	164 633	265 638
163,5	2,854	0,043	2 303	21 682	163 849	264 825
164	2,862	0,042	2 299	21 580	163 079	264 018
164,5	2,871	0,041	2 295	21 479	162 320	263 215
165	2,880	0,039	2 292	21 380	161 573	262 418
165,5	2,889	0,038	2 288	21 283	160 839	261 625
166	2,897	0,037	2 285	21 188	160 116	260 837
166,5	2,906	0,036	2 281	21 094	159 406	260 054
167	2,915	0,035	2 278	21 001	158 707	259 275
167,5	2,923	0,033	2 275	20 910	158 021	258 501
167,546	2,924	0,033	2 275	20 902	157 958	258 430
168	2,932	0,032	2 272	20 821	157 346	257 732
168,5	2,941	0,031	2 269	20 733	156 683	256 967
169	2,950	0,030	2 267	20 647	156 032	256 207
169,5	2,958	0,029	2 264	20 562	155 393	255 451
170	2,967	0,027	2 262	20 479	154 765	254 700
170,5	2,976	0,026	2 259	20 398	154 149	253 953
171	2,985	0,025	2 257	20 318	153 545	253 210
171,5	2,993	0,024	2 255	20 239	152 952	252 472
172	3,002	0,023	2 253	20 163	152 370	251 738
172,5	3,011	0,022	2 251	20 087	151 800	251 008
173	3,019	0,020	2 249	20 013	151 242	250 283
173,5	3,028	0,019	2 247	19 941	150 694	249 562
174	3,037	0,018	2 246	19 870	150 158	248 844
174,5	3,046	0,017	2 245	19 800	149 634	248 131
175	3,054	0,016	2 243	19 732	149 120	247 423
175,5	3,063	0,015	2 242	19 666	148 617	246 718
176	3,072	0,014	2 241	19 601	148 125	246 017
176,5	3,081	0,013	2 240	19 537	147 644	245 320
177	3,089	0,013	2 239	19 475	147 174	244 627
177,5	3,098	0,012	2 239	19 414	146 715	243 938
178	3,107	0,011	2 238	19 355	146 266	243 252
178,5	3,115	0,011	2 238	19 297	145 828	242 571
179	3,124	0,010	2 237	19 240	145 401	241 894
179,5	3,133	0,010	2 237	19 185	144 984	241 220
180	3,142	0,010	2 237	19 131	144 577	240 550

Příloha A.4 – Výpočet parametrů konvenčního motoru

Úhlové rychlosti

ω_0	28,798	[1/rad]	Úhlová rychlost setrvačnicku
ω_1	24,478	[1/rad]	Úhlová rychlost setrvačnicku po poklesu otáček
n_1	233,75	[1/min]	Otáčky setrvačnicku po poklesu otáček
ω_{kul_1beh}	7,330	[1/rad]	Úhlová rychlost výstř. hřídele v chodu
$\omega_{kul_1,2zast}$	0	[1/rad]	Úhlová rychlost výstř. hřídele v chodu

Práce

A_c	285	[J]	Celková práce
A_{minuta}	5 700	[J]	Práce setrvačnicku vykonaná za minutu

Zjednodušený výpočet I_{red}

J_{red}	3 722	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti mechanismu
-----------	-------	----------------------	--------------------------------

Výkon konvenčního motoru

P	95	[W]	Výkon motoru
-----	----	-----	--------------

Příloha A.5 – Výpočet parametrů Torque motoru v závislosti na natočení hřídele

Výpočet parametrů Torque motoru

φ	90	100	110	120	Úhel natočení kliky
I_{red}	3 053	3 028	2 957	2 849	Redukovaný moment setrvačnosti
M_k	52 216	46 616	41 387	36 546	Kroučící moment Torque motoru
P_t	394 601	352 282	312 766	276 182	Výkon Torque motoru
t	0,416	0,462	0,508	0,554	Čas rozběhu Torque motoru

Příloha A.6 – Výpočet rozměrů západky pojistného mechanismu

Materiálové vlastnosti - ocel 11 700

σ_{kt}	350 MPa	Mez kluzu materiálu
k	8 –	Součinitel bezpečnosti
σ_D	44 Mpa	Dovolené napětí v tahu
τ_D	27 MPa	Dovolené napětí ve smyku
p_D	44 MPa	Dovolený tlak ve styku

1 kolík

F	177306 N	Síla na kolík od hmotnosti beranu
a	82 mm	Minimální rozměr kolíku
l_{kmin}	81 mm	Minimální délka kolíku
p	27 mm	Tlak ve stykové ploše

2 kolíky

F	88653 N	Síla na kolíky od hmotnosti beranu
a	58 mm	Minimální rozměr kolíku
l_{kmin}	57 mm	Minimální délka kolíku
p	27 mm	Tlak ve stykové ploše

4 kolíky

F	44326 N	Síla na kolíky od hmotnosti beranu
a	41 mm	Minimální rozměr kolíku
l_{kmin}	41 mm	Minimální délka kolíku
p	26 mm	Tlak ve stykové ploše

Příloha A.7 – Výpočet tloušťky stěny nástavce výstředníkové hřídele

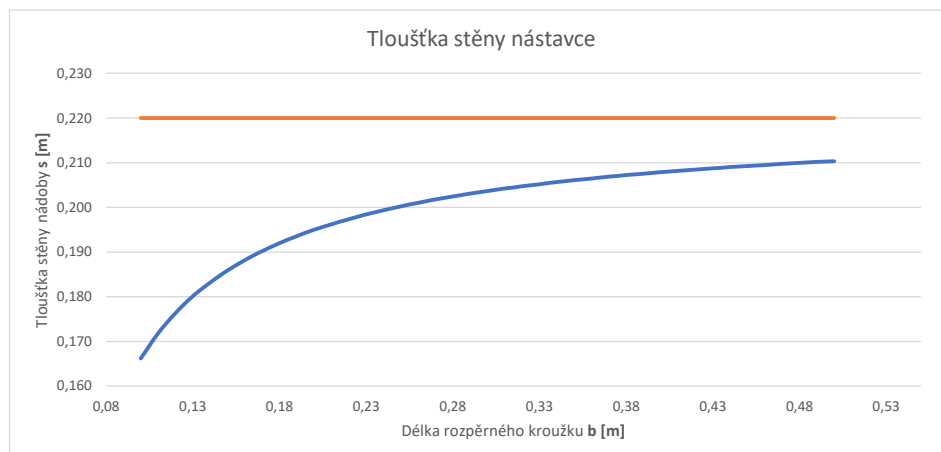
Zadané parametry

M _k	52 216 Nm	Kroutící moment v 90°
σ _D	80 Mpa	Dovolené napětí
r ₂	0,220 m	Vnější poloměr
b	0,5 m	Délka rozpěrných kroužků
f	0,1	Součinitel tření

Výpočet

F _t	237 345 N	Třecí síla
F _n	2 373 455 N	Normálová síla
S	0,69 m ²	Plocha
p ₂	3 434 064 Pa	Tlak ve styčné ploše
r ₁	0,210 m	Vnitřní poloměr
s	9,656 mm	Tloušťka stěny

b	S	p ₂	r ₁		
0,1	0,138	17 170 319	0,166	0,22	
0,11	0,152	15 609 381	0,172	0,22	
0,12	0,166	14 308 599	0,176	0,22	
0,13	0,180	13 207 938	0,180	0,22	
0,14	0,194	12 264 514	0,183	0,22	
0,15	0,207	11 446 879	0,186	0,22	
0,16	0,221	10 731 450	0,188	0,22	
0,17	0,235	10 100 188	0,190	0,22	
0,18	0,249	9 539 066	0,192	0,22	
0,19	0,263	9 037 010	0,194	0,22	
0,2	0,276	8 585 160	0,195	0,22	
0,21	0,290	8 176 342	0,196	0,22	
0,22	0,304	7 804 691	0,197	0,22	
0,23	0,318	7 465 356	0,198	0,22	
0,24	0,332	7 154 300	0,199	0,22	
0,25	0,346	6 868 128	0,200	0,22	
0,26	0,359	6 603 969	0,201	0,22	
0,27	0,373	6 359 377	0,202	0,22	
0,28	0,387	6 132 257	0,202	0,22	
0,29	0,401	5 920 800	0,203	0,22	
0,3	0,415	5 723 440	0,204	0,22	
0,31	0,429	5 538 813	0,204	0,22	
0,32	0,442	5 365 725	0,205	0,22	
0,33	0,456	5 203 127	0,205	0,22	
0,34	0,470	5 050 094	0,206	0,22	
0,35	0,484	4 905 805	0,206	0,22	
0,36	0,498	4 769 533	0,206	0,22	
0,37	0,511	4 640 627	0,207	0,22	
0,38	0,525	4 518 505	0,207	0,22	
0,39	0,539	4 402 646	0,208	0,22	
0,4	0,553	4 292 580	0,208	0,22	
0,41	0,567	4 187 883	0,208	0,22	
0,42	0,581	4 088 171	0,208	0,22	
0,43	0,594	3 993 097	0,209	0,22	
0,44	0,608	3 902 345	0,209	0,22	
0,45	0,622	3 815 626	0,209	0,22	
0,46	0,636	3 732 678	0,209	0,22	
0,47	0,650	3 653 259	0,210	0,22	
0,48	0,664	3 577 150	0,210	0,22	
0,49	0,677	3 504 147	0,210	0,22	
0,5	0,691	3 434 064	0,210	0,22	



Příloha B - Výkresová dokumentace

B.1 - Pojistný mechanismus

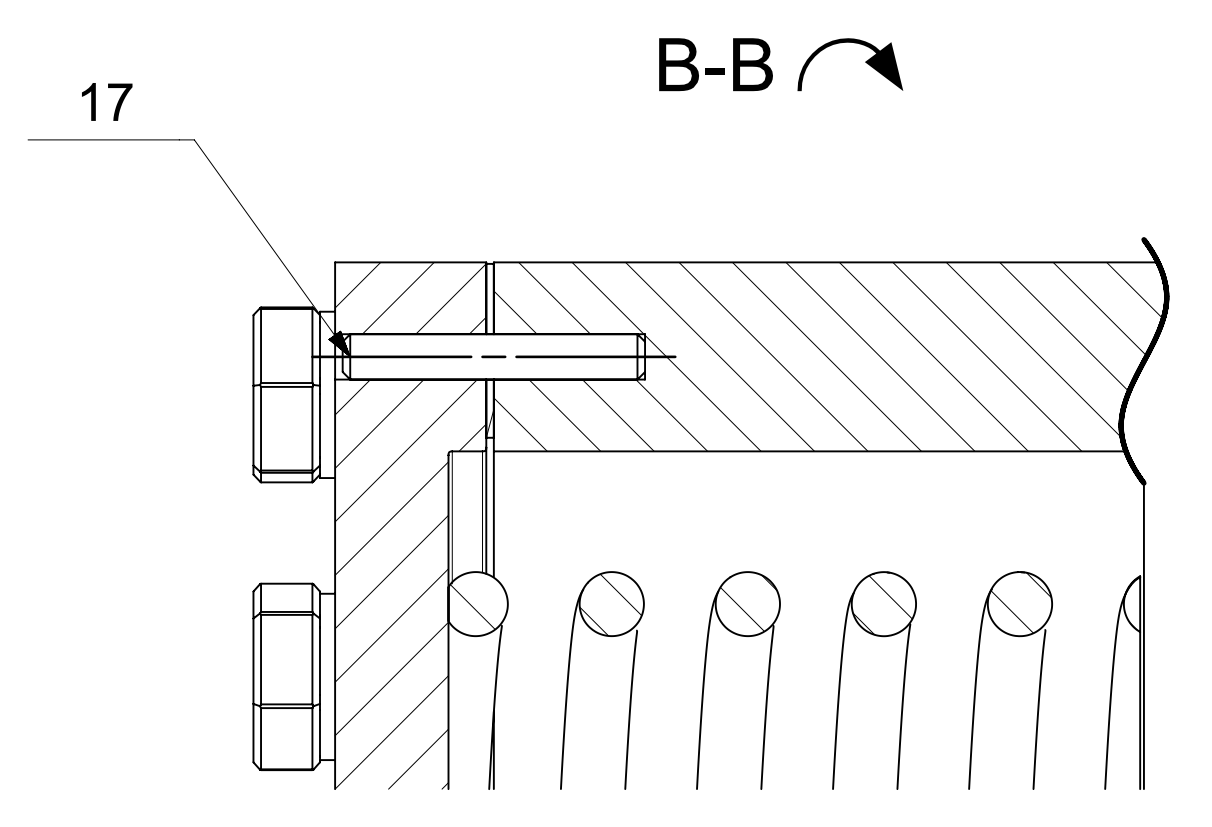
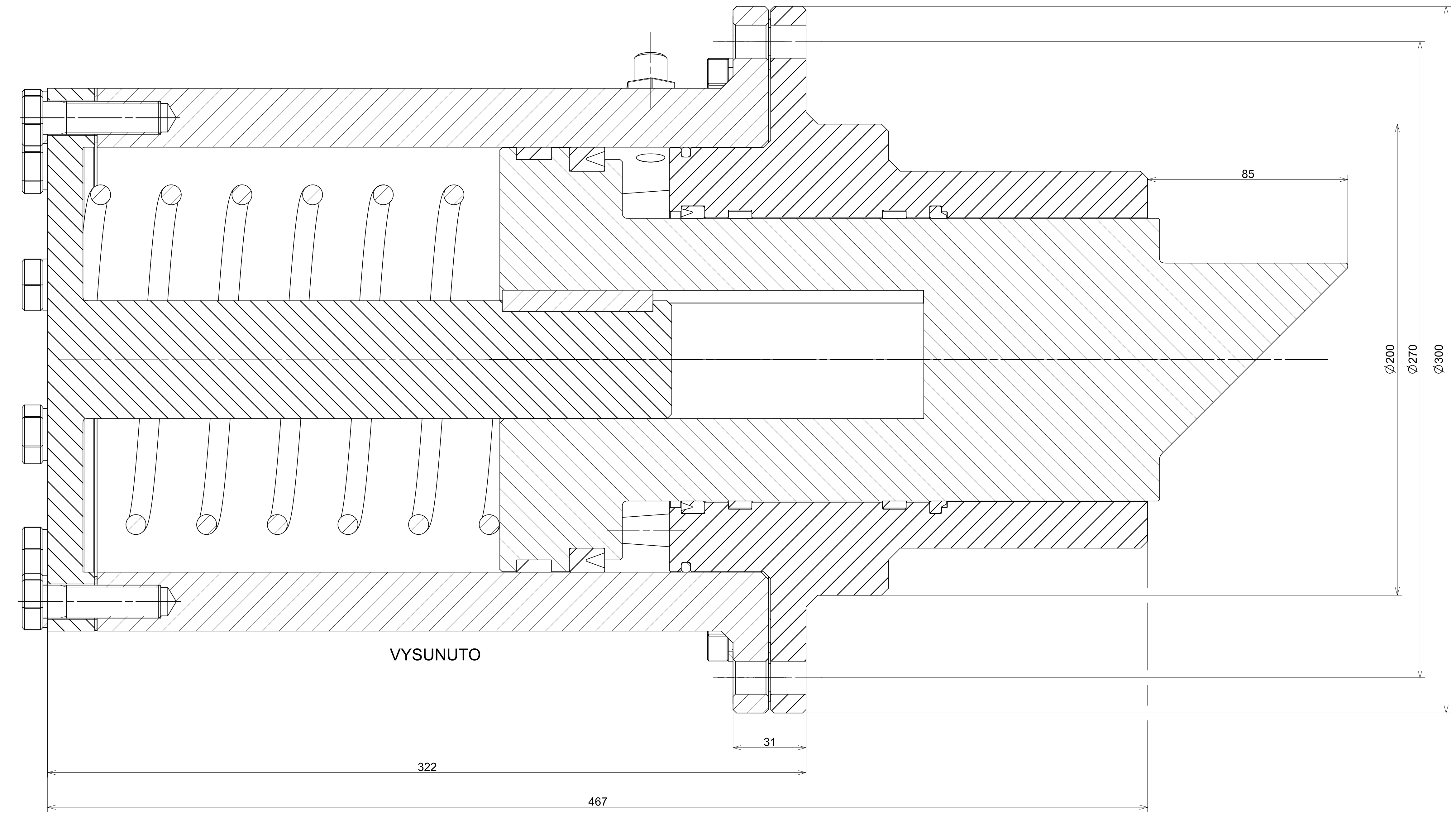
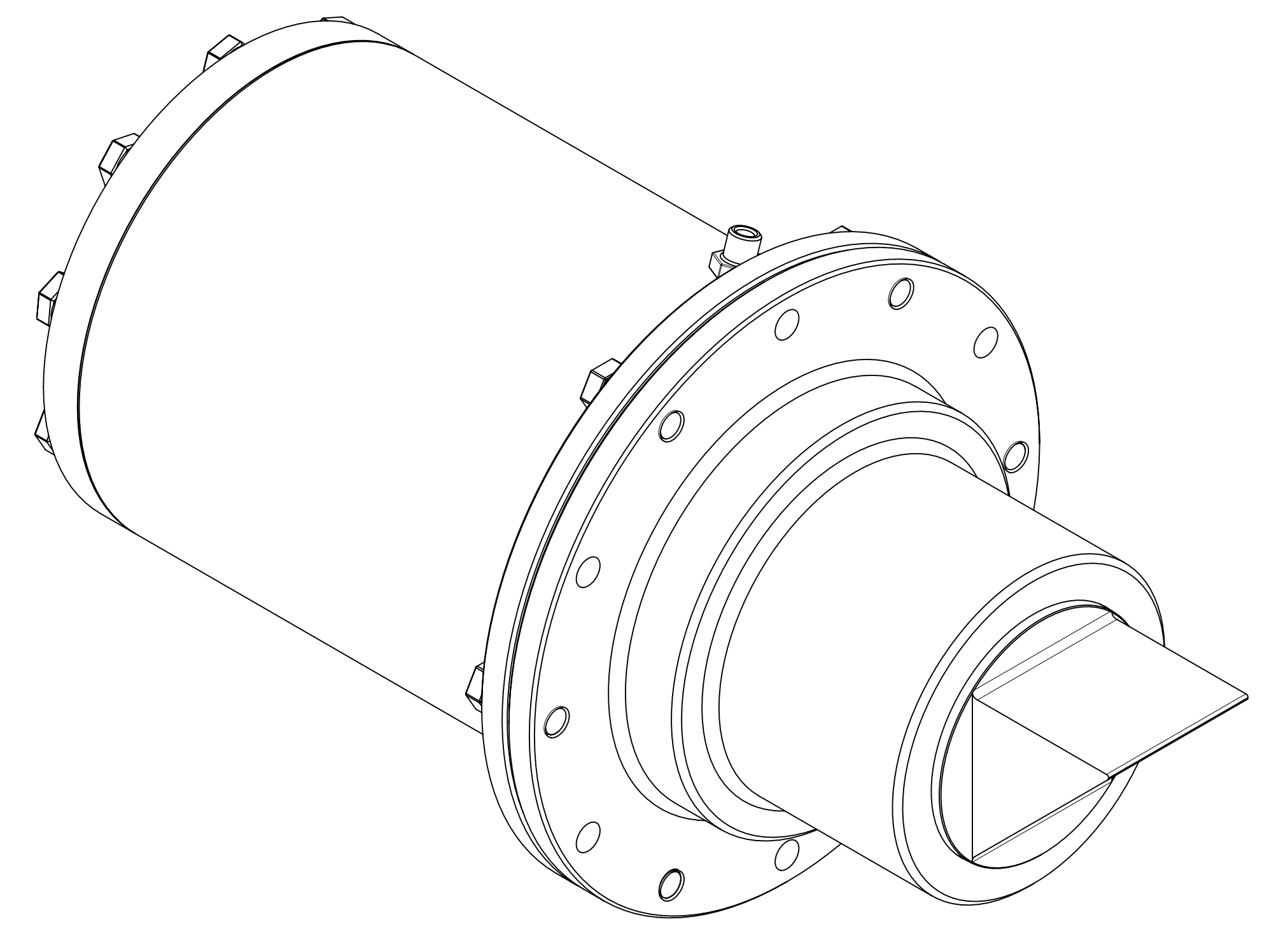
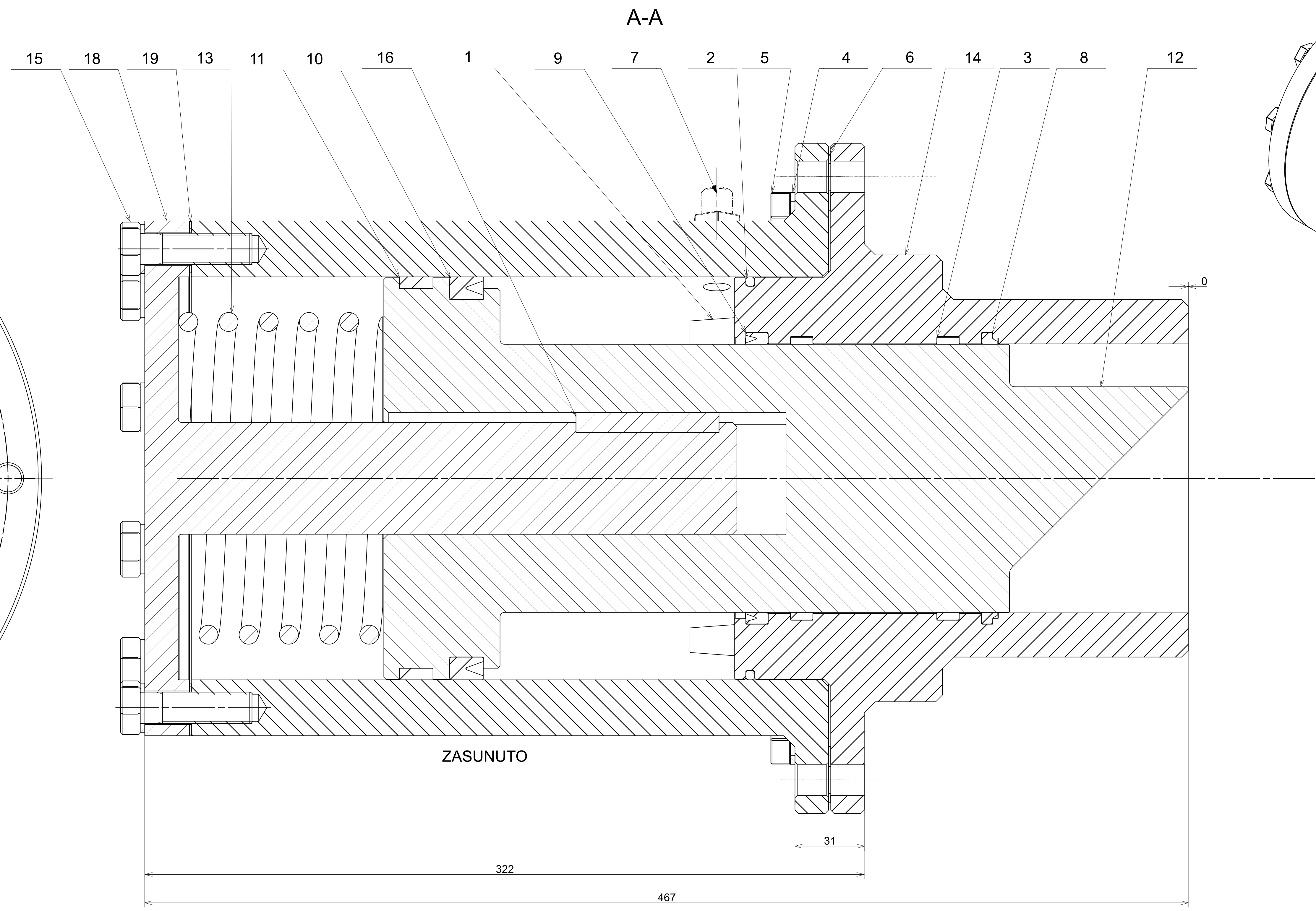
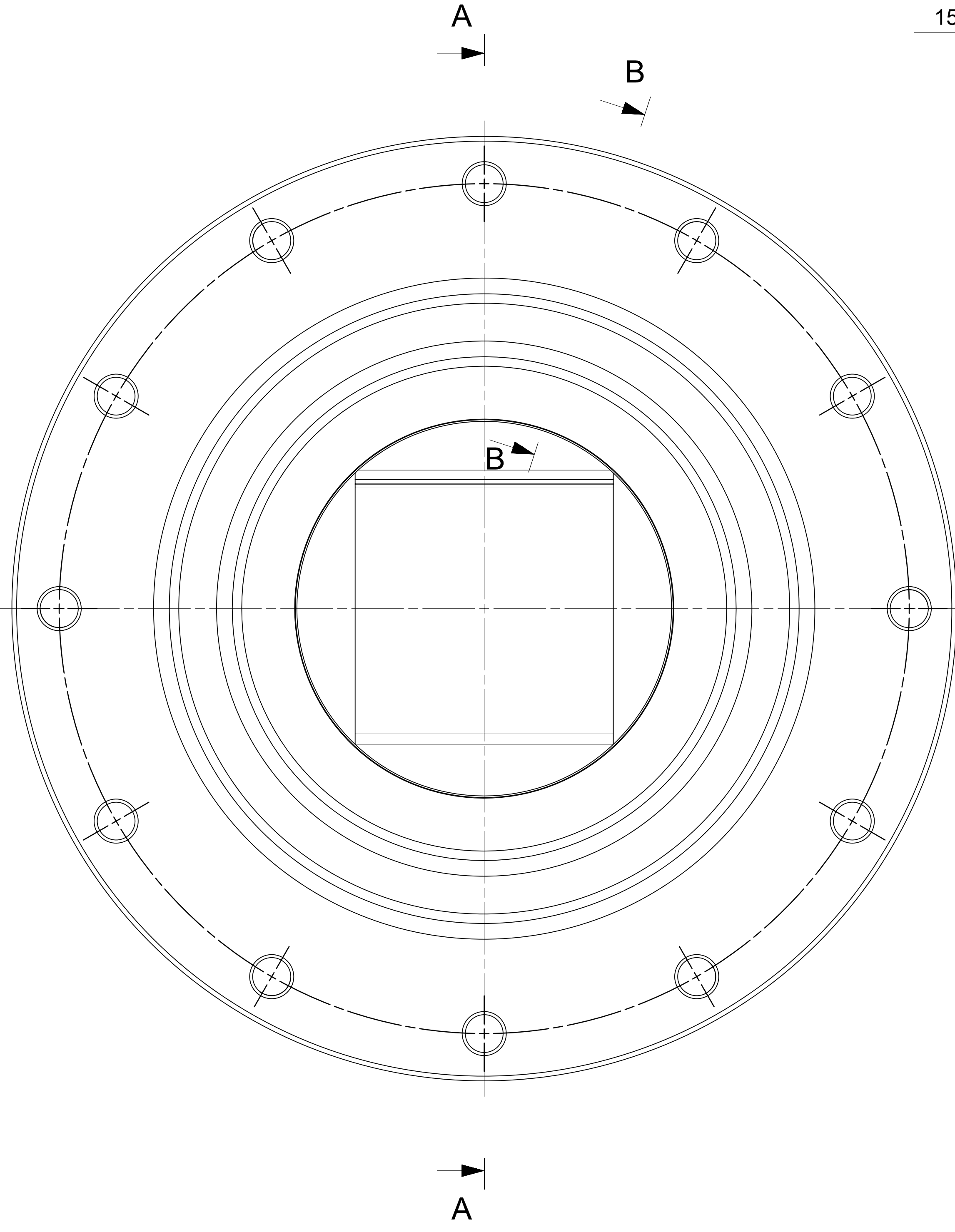
B.2 - Válec

B.3 - Západka

B.4 - Pouzdro

B.5 - Víko válce

Příloha B.1 – Pojistný mechanismus

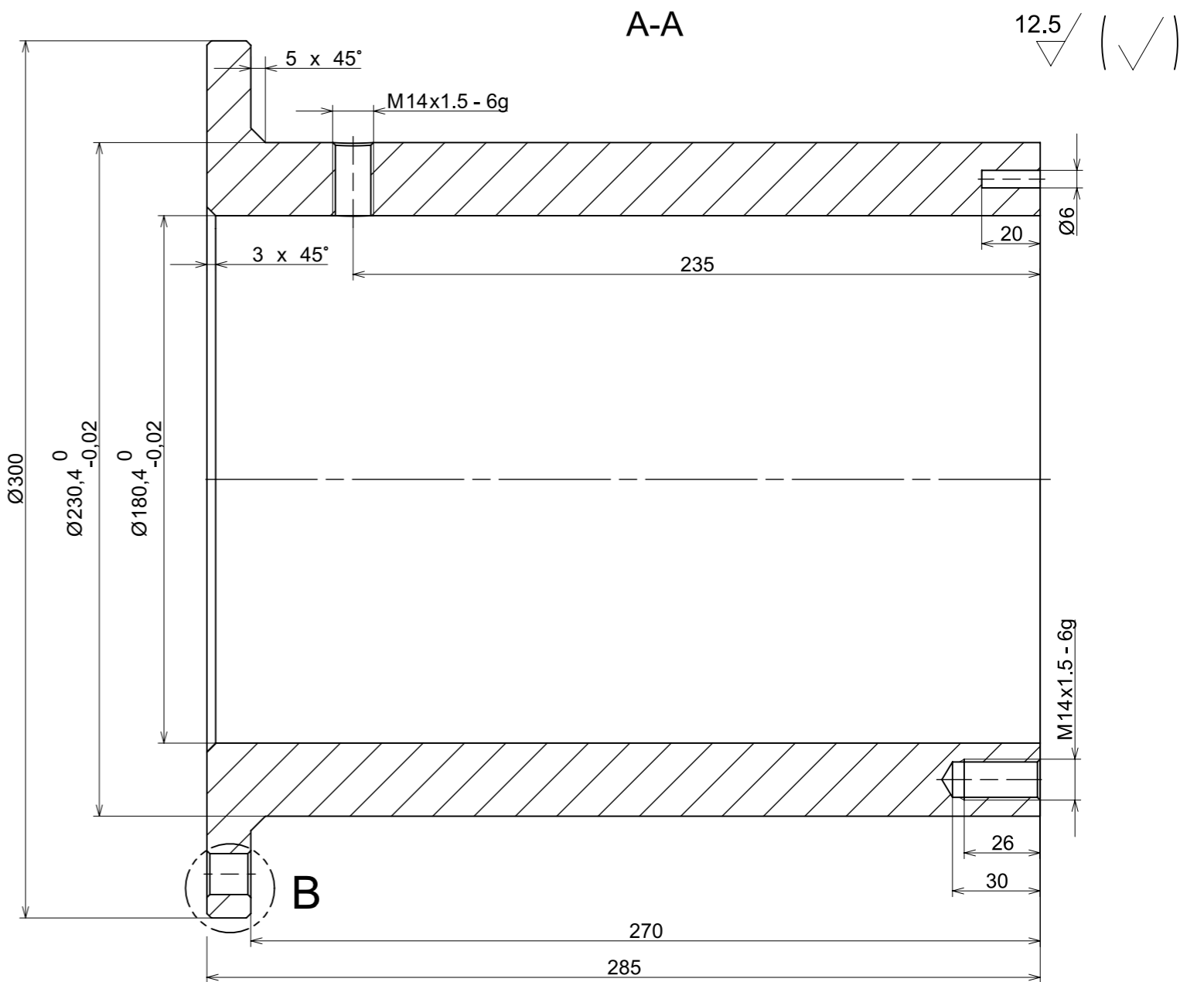
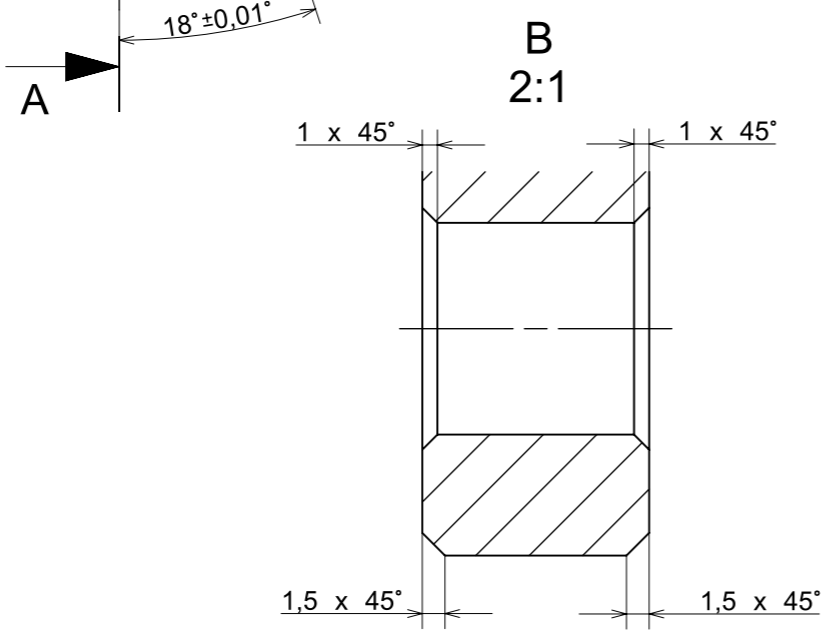
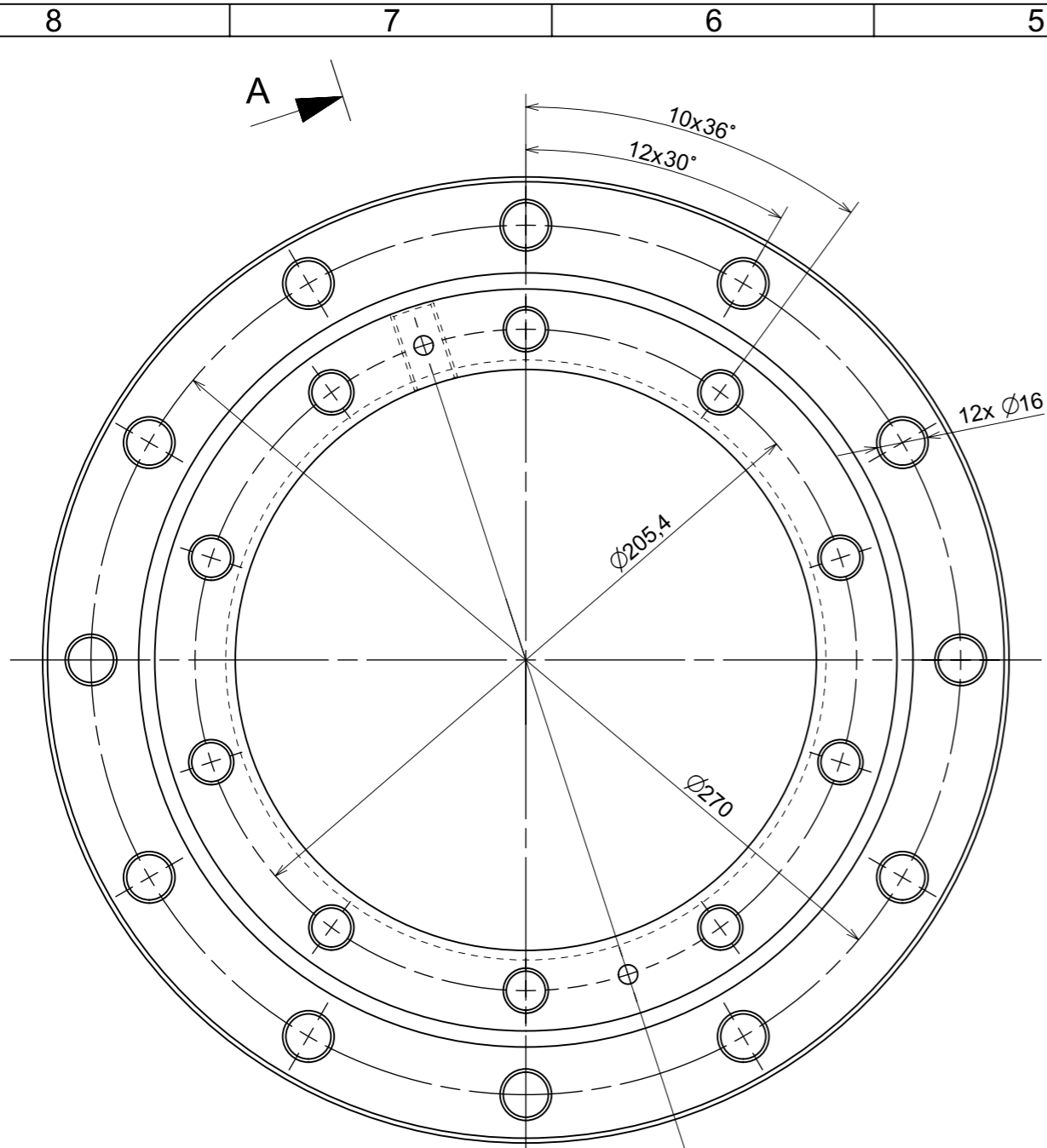


Západku zatížit na 1.2 násobek hmotnosti beranu
 Před montáží se ujistit o funkčnosti mechanismu
 Provést 20 kontrolních funkčních testů


PC NO	PART NAME	QTY	NX Material
19	TĚSNĚNÍ VÁLCE	1	SBR
18	VÍKO VÁLCE	1	Steel
17	KOLÍK	2	Steel
16	PERO	1	Steel
15	ŠROUB M14X50	10	Steel
14	POUZDRO	1	Steel
13	PRUŽINA TLAČNÁ	1	Steel
12	ZÁPADKA	1	Steel
11	VODICÍ KROUŽEK 180X170-15	1	PTFE
10	MANŽETA 180X160-15	1	NBR
9	MANŽETA 130X120-10	1	PTFE
8	STÍRACÍ KROUŽEK 130X120-7	1	PTFE
7	PŘÍPOJKA	1	Steel
6	TĚSNĚNÍ	1	SBR
5	ŠROUB M14X1.5-30	6	Steel
4	PODLOŽKA M14	18	Steel
3	VODICÍ KROUŽEK 126X120-10	2	PTFE
2	O-KROUŽEK 170X4	1	NBR
1	DORAZ	8	NBR

Date / Datum: 17.05.2022		Author / Autor: Bc. Adam Bečvář	
Created / Vytvořeno: 20.05.2022		Checked / Zkontrolováno: doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.	
Revised / Revize: 20.05.2022		Checked / Zkontrolováno: doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.	
Title / Název: Pojistný mechanismus		Project / Projekt: SKL 2500	
Scale / Měřítko: 1:1		Drawing No. / Číslo kresby: DPp-2022-01	
Version / Verze: 0		Drawing No. / Číslo kresby: DPp-2022-01	
Project / Projekt: Pojistný mechanismus		Drawing No. / Číslo kresby: DPp-2022-01	

Příloha B.2 – Válec



Všechna nezakótovaná sražení jsou 0.2x45°

ISO E	EN ISO 2768 mk	TR 305x300	S235J	---	46,000	---	DPv-2022-04	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kresil / Drawn by	16.05.2022	Bc. Adam Bečvář		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Prezkoušel / Checked by	16.05.2022	doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.						
Schválil / Approved by	16.05.2022	doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
ISO 128	Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mk	Soubor-model / ASM-file Válec		Projekt / Project:	SKL2500		Meritko / Scale	1:2
		Soubor-vykres / DRW-file Válec		C.sestavy / Assembly No.	DPs-2022-01			
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
Válec				0	DPv-2022-04			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	

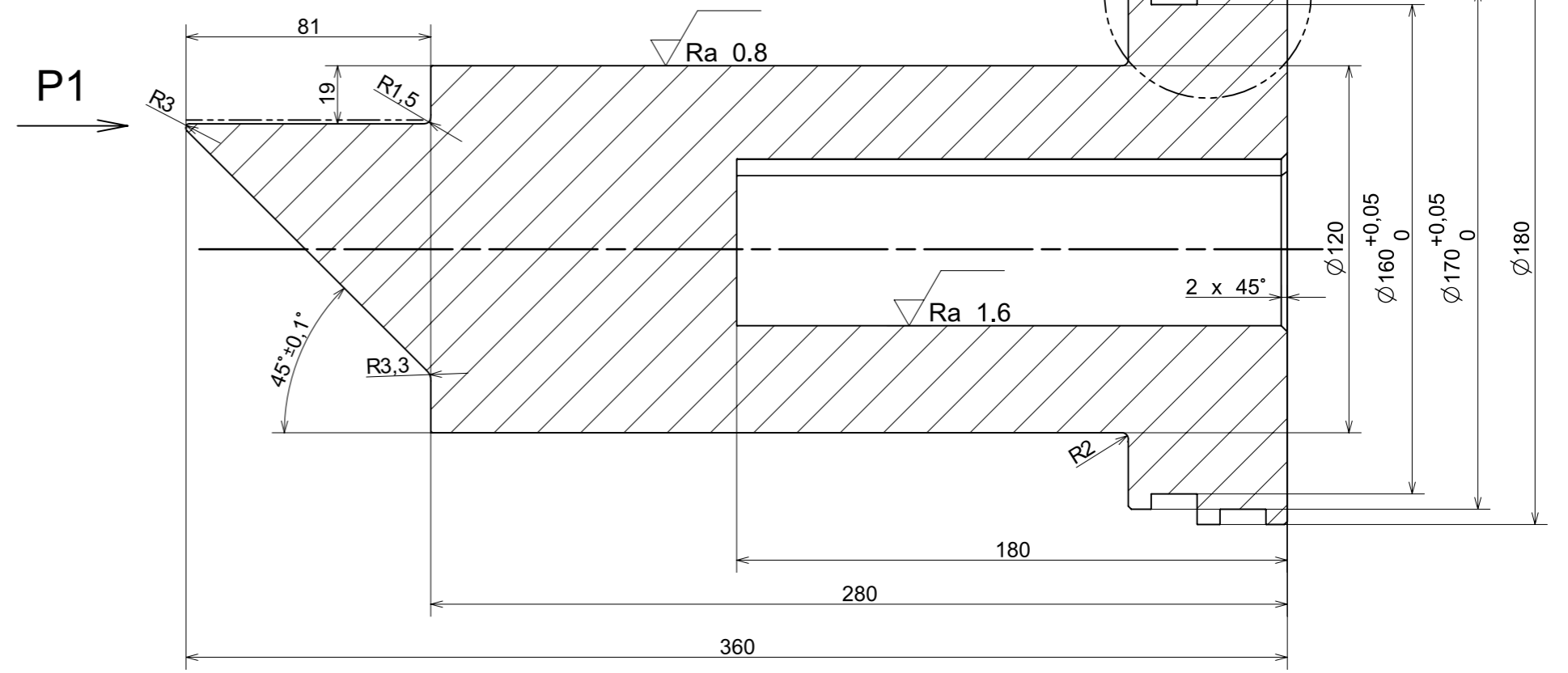
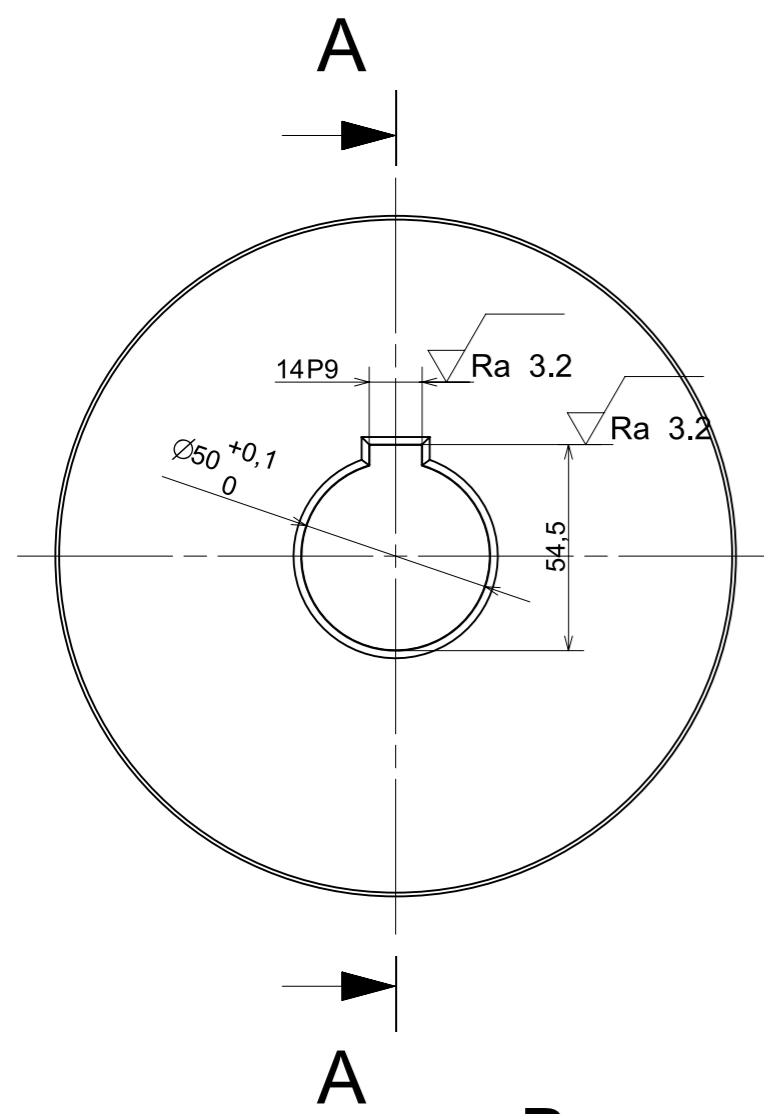
Příloha B.3 – Západka

8 7 6 5 4 3 2 1

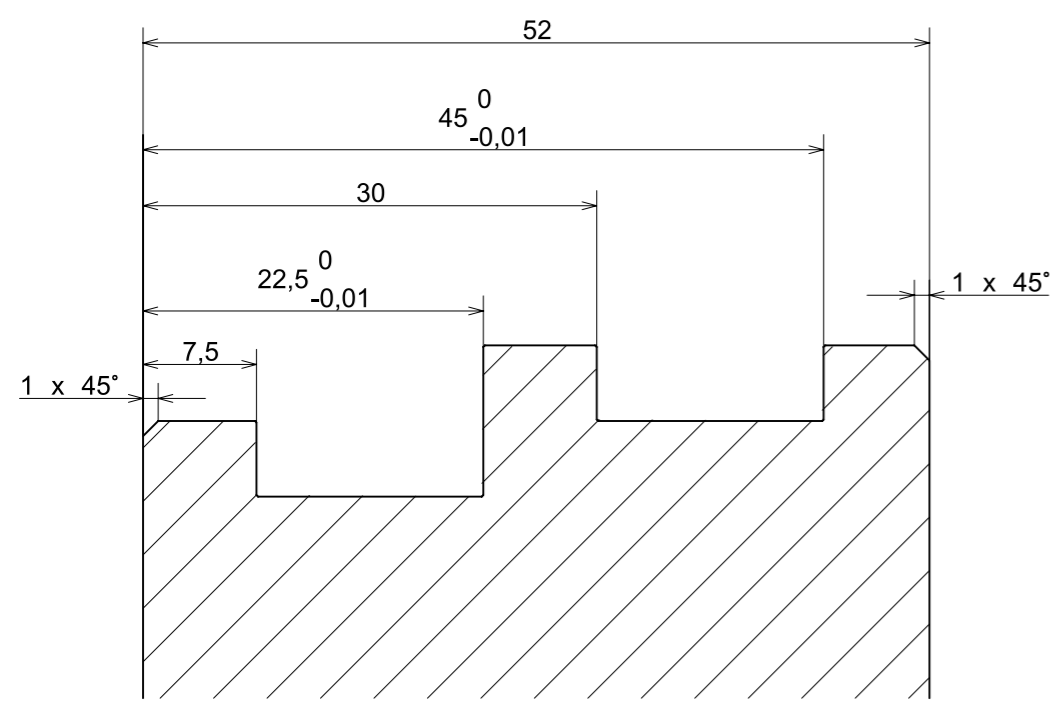
6.3 (✓)

D
C
B
A

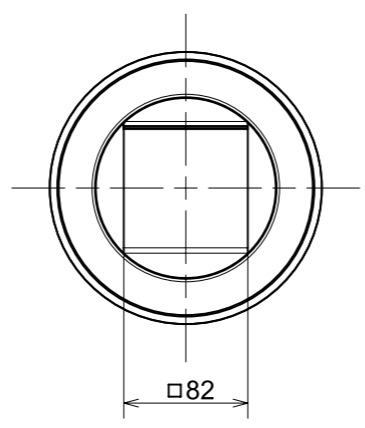
D
C
B
A



B
2:1



P1
1:5

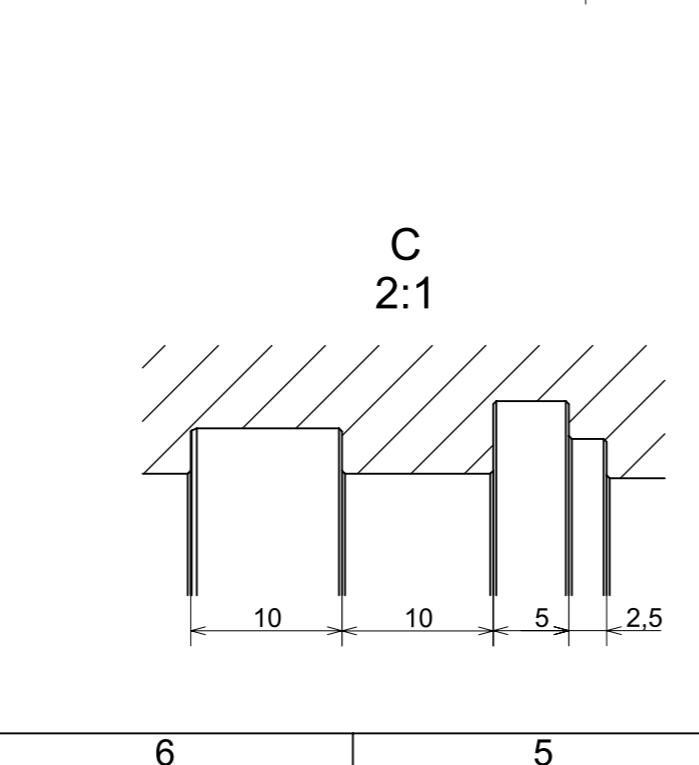
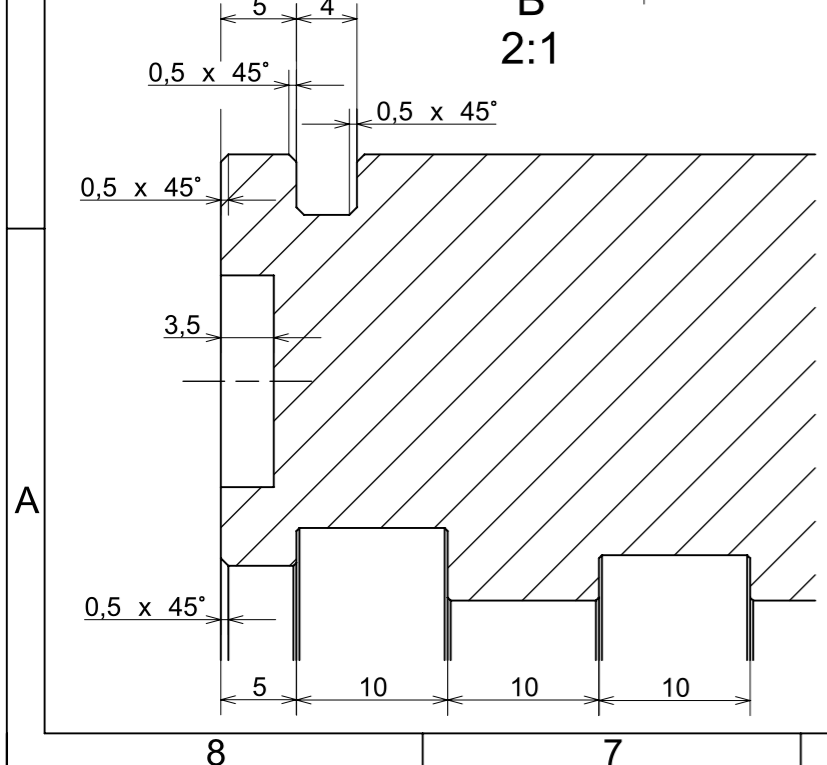
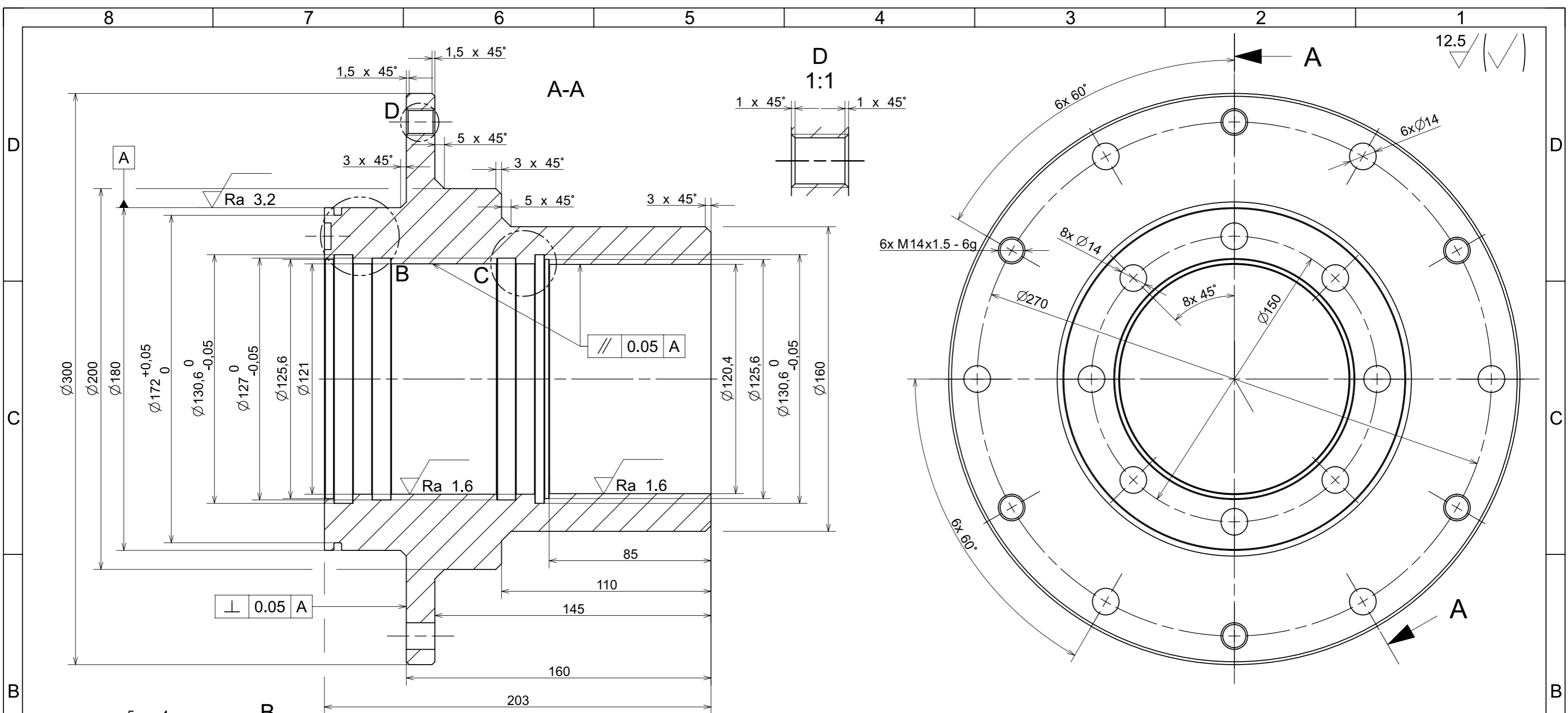


Všechny nezakótované hrany srazit 0.2x45°
----- Nitridovat do hloubky 0.1 mm



ISO E	EN ISO 2768 mk	KR 190x380	S235J	---	29,400	---	DPv-2022-02	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kresil / Drawn by	16.05.2022	Bc. Adam Bečvář						
Prezkoušel / Checked by	16.05.2022	doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.						
Schválil / Approved by	16.05.2022	doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
ISO 128	Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mk	Soubor-model / ASM-file Zapadka_dwg2		Projekt / Project:	SKL2500	Meritko / Scale		1:2
		Soubor-vykres / DRW-file Zapadka_dwg2		C.sestavy / Assembly No.	DPs-2022-01			
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		Format	
Západka				0	DPv-2022-02		A3	
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	

8 7 6 5 4 3 2 1

Příloha B.4 – Pouzdro

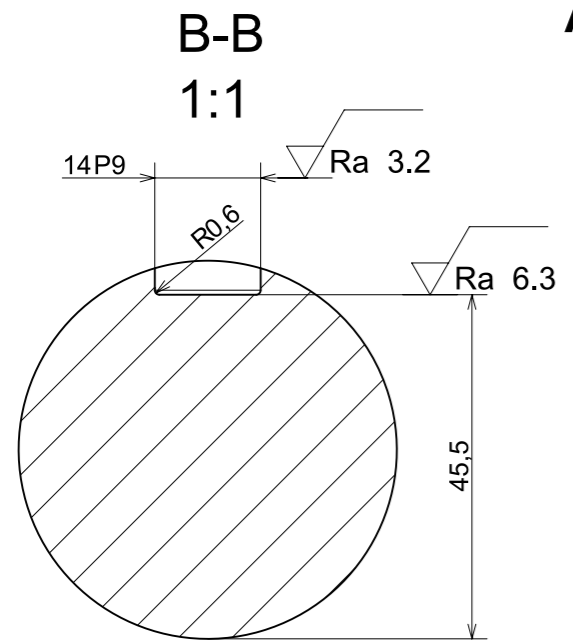
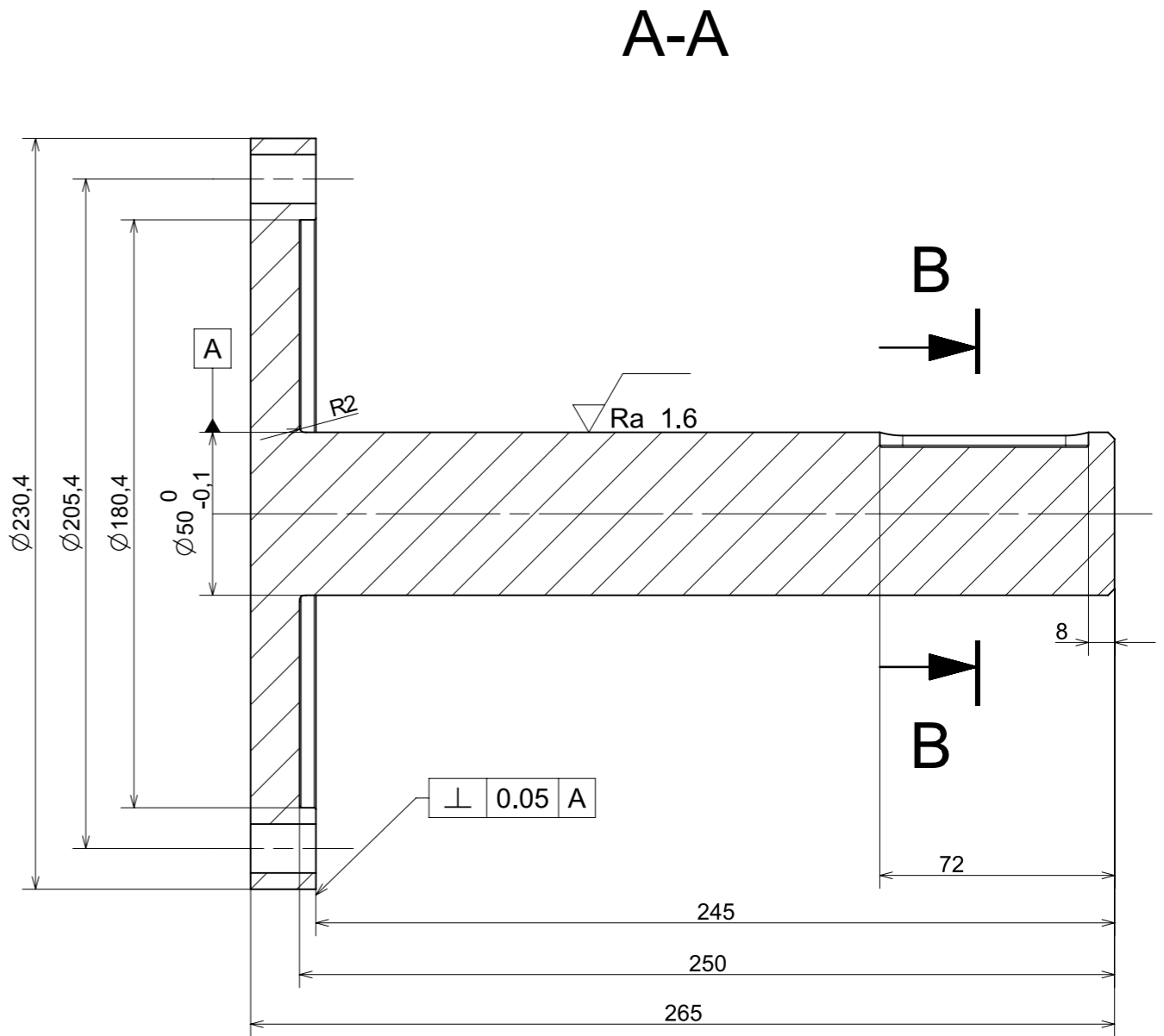
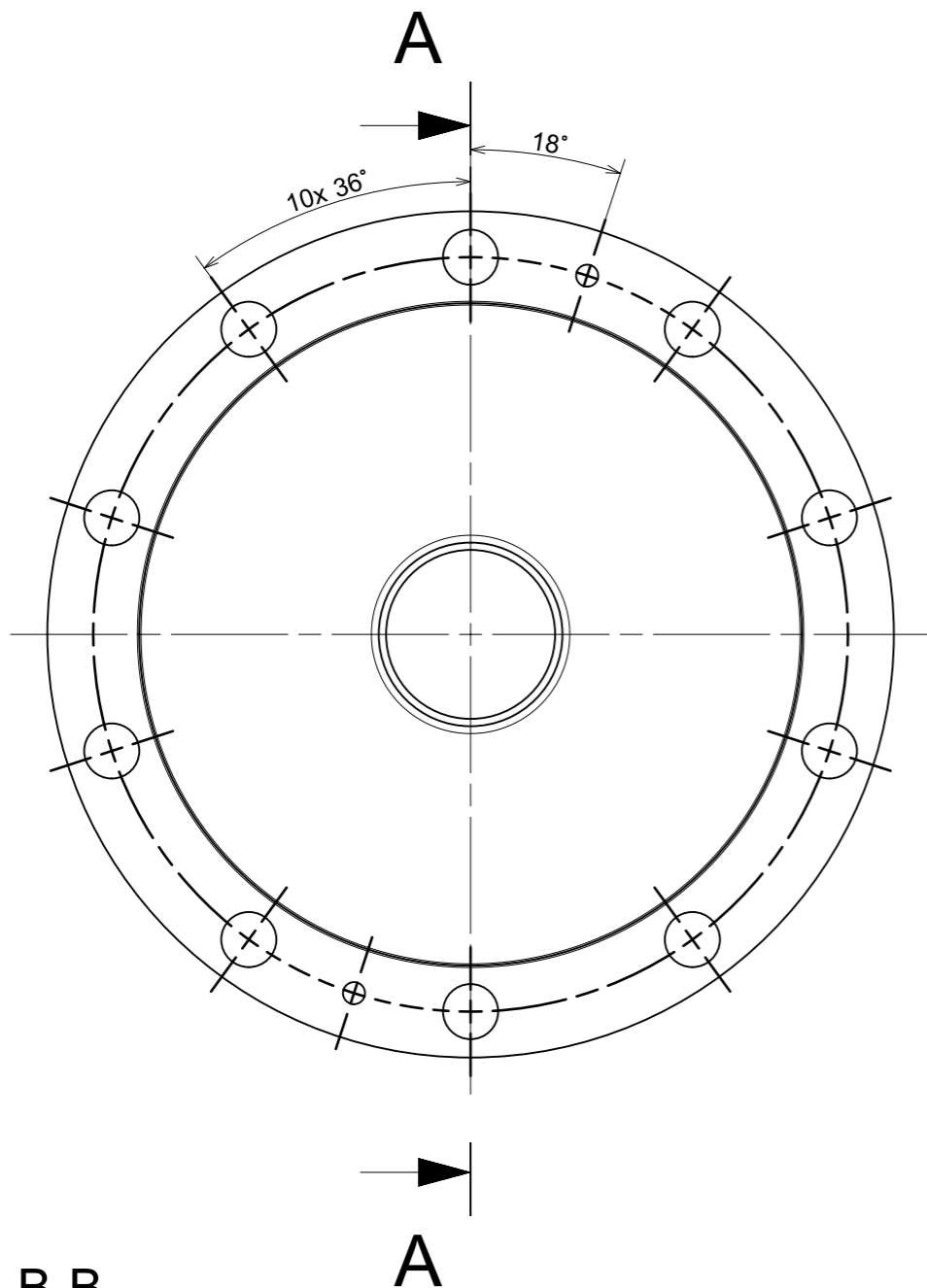


Všechny nezakótované hrany srazit 0.2x45°



ISO E	EN ISO 2768 mk	TR KR 310x115-210	S235J	---	24,000	---	DPv-2022-03	-	
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovár	Material konečný/vychozí	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Číslo výkresu sestavy	Počet ks.	
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.	
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>					
Kreslil / Drawn by	16.05.2022	Bc. Adam Bečvář							
Prezkoušel / Checked by	16.05.2022	doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.							
Schválil / Approved by	16.05.2022	doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.							
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:				
---	---	---	---	---	---				
---	---	---	---	---	---				
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mk	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		SKL2500		Meritko / Scale		
	Pouzdro_brzda_dwg2		C.sestavy / Assembly No.		DPs-2022-01		1:2		
Soubor-vykres / DRW-file			Pouzdro_brzda_dwg2		Císlo výkresu / Drawing No.		Format		
Pouzdro			0		DPv-2022-03		A3		
				List / sheet no.		1		Pocet listu / sheets	
						1			

Příloha B.5 – Víko válce

6.3 / (✓)



Všechny nezakótované hrany mají sražení 0.2x45°

ISO E	EN ISO 2768 mk	KR 235x270	S235J	---	9,000	---	DPv-2022-05	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kreslil / Drawn by	16.05.2022	Bc. Adam Bečvář						
Prezkoušel / Checked by	16.05.2022	doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.						
Schválil / Approved by	16.05.2022	doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mk	Soubor-model / ASM-file		Viko valce_dwg1		Projekt / Project:	SKL2500		Meritko / Scale 1:2
	Soubor-vykres / DRW-file		Viko valce_dwg1		C.sestavy / Assembly No.	DPs-2022-01		
Nazev / Title					Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		Format
Víko válce					0	DPv-2022-05		A3
					List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1