

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Studijní program: N0715A270017**

**Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Zvýšení efektivity spojky kovacího lisu**

**Autor: Bc. Ladislav KLIMENT**

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

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Ladislav KLIMENT**

Osobní číslo: **S20N0037K**

Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**

Specializace: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**

Téma práce: **Zvýšení efektivity spojky kovacího lisu**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je provedení návrhu spojky a plnicího okruhu pro zvýšený ovládací tlak. Dimenzování bude provedeno pro lis se jmenovitou silou 25 MN.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Provedení rešerše na téma spojky.
2. Variantní návrh spojky.
3. Konstrukční zpracování zvoleného návrhu.
4. Příprava vybrané výkresové dokumentace.

Konzultant: Ing. Martin Volejníček (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. *Tvářecí stroje – Základy stavby a využití*. Praha: SNTL, 1985  
[2] KAMELANDER, I. *Tvářecí 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, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Bc.Kliment	<b>Jméno</b> Ladislav	
<b>STUDIJNÍ PROGRAM</b>	N0715A270017 – Konstruování strojů a technických zařízení		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	<b>Jméno</b> Jan	
<b>PRACOVÍŠTĚ</b>	ZČU - FST – KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Zvýšení efektivity spojky kovacího lisu		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	67	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	60	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	3xA3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	------

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b> <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Cílem práce je provedení návrhu spojky a plnicího okruhu pro zvýšený ovládací tlak. Dimenzování bude provedeno pro lis se jmenovitou silou 25 MN. Spojka bude ovládaná pomocí pneumatického okruhu.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b> <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	Lis, Spojka, Lamela, Lamelová spojka

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Bc.Kliment	<b>Name</b> Ladislav	
<b>STUDY PROGRAMME</b>	N0715A270017 – Design engineering of machines and technical devices		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	<b>Name</b> Jan	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Increasing of the efficiency of the forging press clutch		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKS	<b>SUBMITTED IN</b>	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	67	<b>TEXT PART</b>	60	<b>GRAPHICAL PART</b>	3xA3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	------

<b>BRIEF DESCRIPTION</b> <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The aim of the work is to design the coupling and filling circuit for increased control pressure. The dimensioning will be performed for a press with a nominal force of 25 MN. The clutch will be controlled by a pneumatic circuit.
<b>KEY WORDS</b>	Press, clutch, lamell, disk clutch

## Obsah

1	Úvod.....	10
1.1	Šmeral Brno a.s.....	10
1.2	Svislé kovací lisy SKL .....	10
2	Rešerše .....	12
2.1	Charakteristika spojek .....	12
2.2	Základní rozdělení spojek.....	12
2.3	Rozdělení mechanických spojek .....	12
2.3.1	Lamelové třecí spojky .....	13
2.3.2	Mechanicky ovládané lamelové spojky .....	15
2.3.3	Hydraulicky ovládané lamelové spojky .....	17
2.3.4	Pneumatikky ovládané lamelové spojky .....	19
2.3.5	Elektromagneticky ovládané lamelové spojky .....	20
2.4	Rozdělení hydraulických spojek.....	22
2.4.1	Hydrodynamické spojky .....	22
2.5	Magnetické spojky.....	24
3	Návrh a umístění spojky.....	25
3.1	Umístění spojky varianta A .....	25
3.2	Umístění spojky varianta B .....	26
3.3	Volba umístění spojky .....	26
3.4	Výpočet momentu na výstředníkové hřídeli.....	27
3.5	Průběh otáček na setrvačnicku v závislosti na sepnutí spojky .....	28
3.6	Výběr spojky.....	29
3.7	Koncepční návrh spojky .....	29
3.8	Návrh pneumatického okruhu spojky.....	30
3.9	Obecný výpočtový model spojky .....	31
3.9.1	Přítlačná síla spojky .....	31
3.9.2	Moment spojky.....	32
3.9.3	Kontrola měrného tlaku na obložení .....	32
3.9.4	Návrh víka spojky .....	33
3.9.5	Návrh a kontrola šroubů víka .....	34

3.9.6	Spojení spojky s hřídelem .....	35
3.9.7	Tepelné zatížení.....	36
3.9.8	Odtlačující síla pružin .....	37
3.9.9	Kontrola vůle v ozubení spojky .....	38
3.9.10	Kontrola ozubení na dotyk .....	39
3.9.11	Životnost obložení.....	39
3.9.12	Výpočet energie brzděných hmot.....	40
3.10	Variantní návrh spojky .....	41
3.10.1	Původní varianta.....	42
3.10.2	Varianta A .....	42
3.10.3	Varianta B .....	43
3.10.4	Varianta C .....	43
3.10.5	Varianta D .....	43
3.10.6	Varianta E.....	43
3.11	Výběr sub-optimální varianty .....	44
4	Konstrukční návrh spojky .....	46
4.1	Víko spojky.....	46
4.2	Píst spojky.....	47
4.3	Brzděné části spojky .....	47
4.4	Zpětné pružiny .....	48
4.5	Finální konstrukční řešení spojky.....	49
4.6	Plnicí okruh.....	51
4.6.1	Úprava plnicího okruhu.....	51
4.6.2	Určení vnitřního průměru potrubí .....	51
4.6.3	Určení velikosti vzdušníku.....	52
4.6.4	Určení parametrů zařízení pro zvýšení tlaku.....	52
4.6.5	Výběr konkrétních prvků plnicího okruhu .....	53
5	Technicko-ekonomické zhodnocení.....	56
5.1	Obložené lamely .....	56
5.1.1	Hrubá hmotnost původní obložené lamely.....	56
5.1.2	Porovnání nákladů obložených lamel .....	56



5.2	Lamely s vnějším ozubením .....	57
5.2.1	Hrubá hmotnost původní lamely neobložené .....	57
5.2.2	Hrubá hmotnost nové lamely neobložené .....	57
5.2.3	Porovnání nákladů neobložených lamel .....	57
5.3	Píst a víko spojky .....	57
5.4	Obložení lamel .....	58
5.5	Celková materiálová úspora .....	58
5.6	Plnicí okruh spojky .....	58
5.7	Porovnání úspory a nákladů .....	58
6	Souhrn technických parametrů spojky .....	59
7	Závěr .....	60
8	Seznam použitých zdrojů .....	61
9	Přílohy .....	63
9.1	Elektronické přílohy .....	63
9.2	Tištěné přílohy .....	63

# 1 Úvod

Spojka v pohonu mechanického lisu je především při přerušovaném provozu místem značných energetických ztrát. Vlastnosti použitého obložení jsou nevyužity, proto bylo rozhodnuto pokusit se zvýšit přitlačnou sílu. Se zvětšením síly lze snížit velikost spojky a tím i energii mařenou při jejím rozběhu. Protože je návrh spojky komplexní úlohou, bylo rozhodnuto o realizaci návrhu formou mé diplomové práce.

Spojka musí být navržena tak, aby byla schopna přenést požadovaný kroutící moment. Konstrukční řešení by mělo být takové, aby rychlost sepnutí byla co nejrychlejší a minimalizoval se prokluz a s tím spojené ztráty. Při návrhu spojky by měla být snaha o co nejmenší rozměry a tím minimalizaci zástavbového prostoru. Jednotlivé části spojky by tak měly být co nejefektivněji využívány. Řešení by také mělo být ekonomicky přijatelné. Je také důležité si rozmyslet, kde bude spojka na stroji umístěna, jelikož vhodným umístěním lze výrazně snížit technické požadavky spojky. Nicméně konkrétní umístění spojky může mít i své nevýhody, které je nutné vzít v potaz. Tato práce se zabývá zvýšením efektivity spojky u kovacího lisu s kulisovým mechanismem o jmenovité síle 25 MN.

## 1.1 Šmeral Brno a.s.

Šmeral Brno a.s. je firma s tradicí již od roku 1861. Za svoji více než 150-letou historii prošla společnost dlouhým vývojem svého zaměření, který začal slévárenskou výrobou, následovalo doplnění o strojírenskou výrobu až po rozhodnutí vyrábět tvářecí stroje vlastní značky v roce 1925. [1]

V současnosti jsou základem výrobního programu tvářecí linky na klíč automatizované pomoci robotů nebo transferů a samostatné tvářecí stroje a další zařízení pro kovárny. Např. lisy a buchary pro zápusťkové kování za tepla nebo kovací válce. Šmeral Brno je přední světový dodavatel strojů pro příčné klínové válcování oceli a hliníkových slitin. [1]

Důležitým segmentem výrobního programu jsou generální opravy a modernizace jakýchkoli tvářecích strojů bez ohledu na jejich značku, typ či stáří. Zbývající výrobní kapacity společnosti jsou využívány pro strojírenskou a slévárenskou výrobu na základě individuálních požadavků zákazníků. [1]

## 1.2 Svislé kovací lisy SKL

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

rozsáhlý sortiment příslušenství, jako jsou různé druhy vyhazovačů, upínačů zápustek, zvedáků zápustek a další pomocná zařízení. [2]

Návrh spojky bude v této práci proveden pro lis SKL 2500. Hmotnost tohoto lisu je 205 tun, celkový výkon stroje je 160 kW. Zdvih stroje je 340 mm, přičemž zvládne 70 zdvihů za minutu. Rozměry stroje jsou 5500x5500x8000 mm. Lis je znázorněn na obrázku níže.



*Obrázek 1 Svislý kovací lis SKL 2500 [2]*

## 2 Rešerše

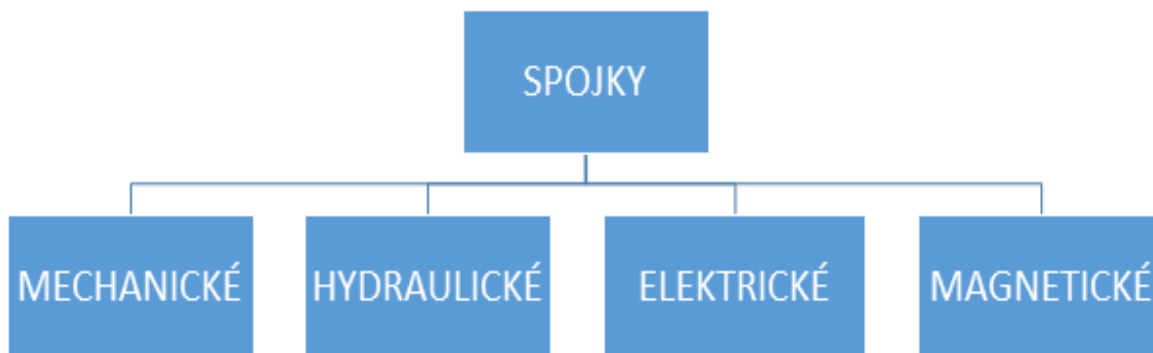
Tato část se zabývá základním rozdělením spojek a popisu jejich základního principu.

### 2.1 Charakteristika spojek

Strojní části (stavební orgány), jejichž funkcí je umožnit přenos točivého momentu a pohybu mezi dvěma blízkými otočnými částmi technického zařízení (systému), jejichž osy otáčení mohou být totožné, mírně mimoběžné, nebo mírně různoběžné. [3]

### 2.2 Základní rozdělení spojek

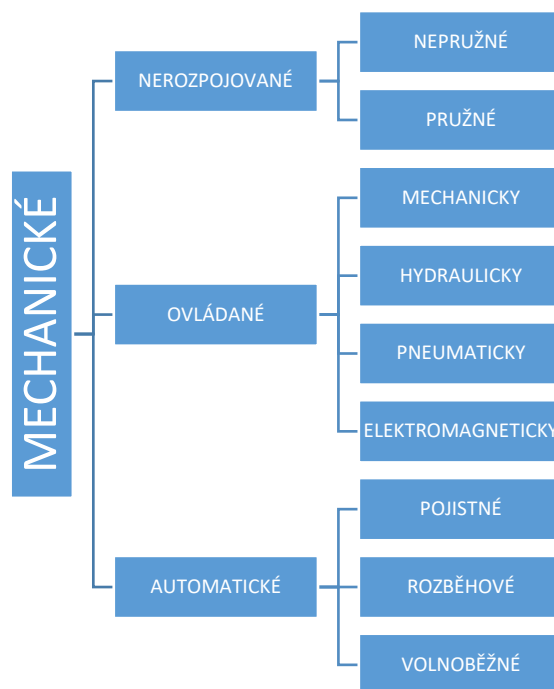
Na obrázku 1 je znázorněno základní rozdělení spojek podle konstrukce a způsobu přenosu kroutícího momentu. Jednotlivé podskupiny budou dále rozděleny v dalších podkapitolách.



Obrázek 2 Základní rozdělení spojek

### 2.3 Rozdělení mechanických spojek

Na obrázku 2 lze vidět základní rozdělení mechanických spojek. Vzhledem k tématu této práce budou detailněji popsány spojky ovládané, které se ještě obecně dají rozdělit na spojky zubové a třecí. Mezi zubové spojky patří spojky čelní a válcové. U třecích spojek jsou to především spojky lamelové. Spojky nerozpojované a automatické v práci dále popisovány nebudou, jelikož jejich funkční princip se pro konkrétní aplikaci nehodí.



Obrázek 3 Rozdělení mechanických spojek

### 2.3.1 Lamelové třecí spojky

Výhoda, kterou lamelové třecí spojky bezesporu mají, je to že mohou být opatřeny několika lamelami za sebou. Tím lze zajistit velkou třecí plochu při malých radiálních rozměrech. To znamená, že spojka dokáže přenést vzhledem ke svým radiálním rozměrům velký kroutící moment.

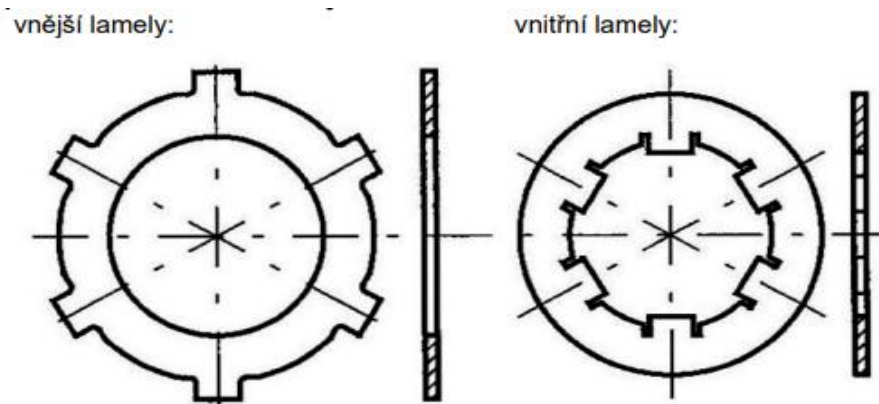
Spojky lze provozovat za mokra nebo za sucha. Za sucha mají lamely v bubnu suchý povrch a díky tomu je dosaženo maximálního součinitele tření. Toto provedení se používá v otevřeném prostředí a chlazení je zajištěno pomocí vzduchu. Za mokra se používá malé množství oleje. Takové spojky musí být provozovány v uzavřené skříni a chlazení a mazání je pomocí oleje. [4]

Od velikosti lamel se odvíjí celkové rozměry spojky. Při návrhu spojky je nutno správně zvolit hned několik věcí. Poměr mezi minimálním a maximálním průměrem lamely, počet lamel, a tudíž počet třecích ploch, tloušťku lamely, vhodnou dvojici třecích materiálů, nebo otvory pro chlazení. Šířka lamel je důležitá z toho důvodu, že pokud je lamela příliš široká, vytváří nehomogenní třecí plochu, která způsobuje nerovnoměrné opotřebení lamely. Pokud je lamela příliš tenká, může lehkou dojít k jejímu pronutí, a tudíž rovinnost lamely a rovnoběžnost třecích ploch nebude ideální. [4]

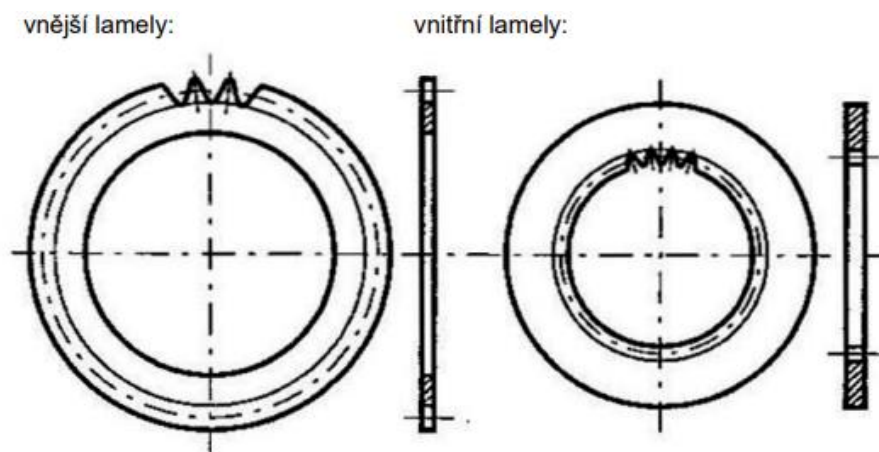
Lamely spojky lze rozdělit na lamely hnané a hnací. Hnací lamely jsou zpravidla opatřeny třecím materiálem, a pokud například u lisu nedochází k přenosu kroutícího momentu, jsou lamely v klidu a nerotují. Tyto lamely jsou opatřeny vnitřním drážkováním a tvoří hmoty, které je nutno neustále roztáčet a brzdit. Hnané lamely jsou opatřeny vnějším drážkováním a jsou obvykle bez obložení. Tyto lamely rotují i v případě, že spojka nepřenáší kroutící moment.

Třecích materiálů se používá hned několik. Může se jednat o dvojici ocel na ocel, ale dále se používají i ocel na litinu, spékané bronzy a kovy, korek nebo papírové, osinkové, či organické obložení. Obložení lamel se dá upevnit několika technologickými způsoby – nýtováním, lepením pomocí vysokopevnostního lepidla, spékáním, či lisováním. Pokud potřebujeme dosáhnout vysokého koeficientu tření, je možno použít kovokeramické třecí materiály, které mají navíc velmi dobrou odolnost proti opotřebení a jsou stále i za zvýšených teplot přibližně kolem 300 °C. [4]

Na obrázku níže lze vidět několik druhů drážkování. S různými druhy drážkování jsou spojené i různě velké náklady na výrobu. Každé drážkování také dokáže přenést jiné zatížení. Evolventní drážkování je například vhodné pro velké zatížení, ale náklady na výrobu jsou vyšší, jelikož je výroba komplikovanější. Na obrázcích níže lze vidět příklady lamel pro menší a větší točivé momenty.



Obrázek 4 Lamely pro menší točivé momenty [3]



Obrázek 5 Lamely pro větší točivé momenty [3]

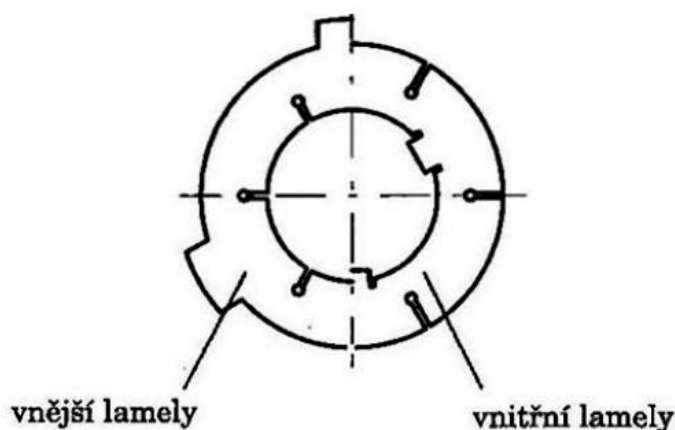
Lamely také bývají opatřeny plošným drážkováním. Ve většině případů se drážkování zhotovuje na obložení. Některé druhy drážkování lze vidět na obrázku 6. Drážky tangenciální, či radiální se používají u nemazaných lamel, kde pomáhají k ochlazení a odvádí ze stykových

ploch otěr. U mazaných lamel je drážkování nutností. Používá se drážkování křížové, dvojitě tangenciální, dírkované, či dvojitě spirální. Na obrázku X jsou znázorněny možné konstrukční úpravy lamel ke snížení vnitřního pnutí a tepelných deformací.



Obr. 7 Plošné drážkování spojkových lamel: A - radiální, B - tangenciální, C, E - křížové, D - dvojitě tangenciální, F - dírkované, G - dvojitě spirální, H - spirální s tangenciálním

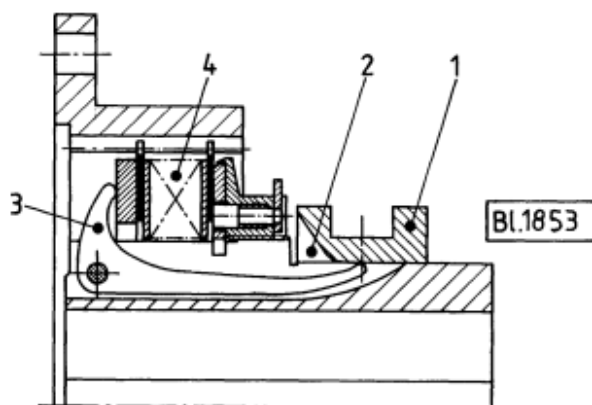
Obrázek 6 druhy drážkování lamel [4]



Obrázek 7 Konstrukční úpravy lamel [3]

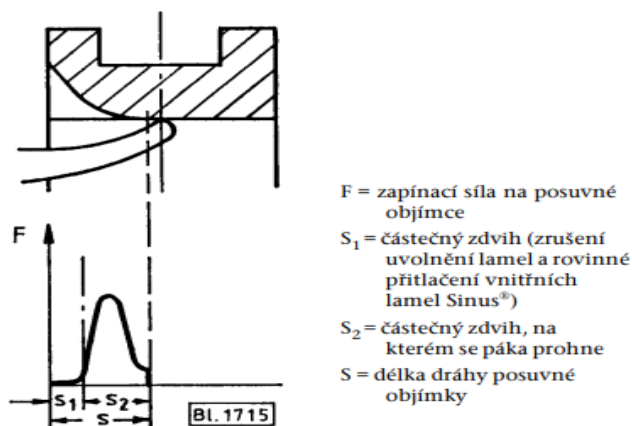
### 2.3.2 Mechanicky ovládané lamelové spojky

Na obrázku 8 je znázorněna mechanicky ovládaná spojka, která funguje na principu tření. V momentě, kdy spojka sepne, posune se objímka, která posouvá svými spínacími prvky prostřednictvím zakřivených pák. Tyto páky tlačí svými konci na svazek lamel, kterých může být různé množství. Jelikož provedení spojkové páky je pružné, zabraňuje tak většímu poklesu točivého momentu při opotřebení lamel a umožňuje dostavení spojky ve větších časových intervalech. [5]



Obrázek 8 Mechanicky ovládaná lamelová spojka [5]

Průběh zapínacích sil u spínacích křivek je zobrazen na obrázku X. Po zrušení uvolnění na dílu  $S_1$  a přitlačení lamel začne na dráze  $S_2$  vzrůstat přitlačná síla. Na konci dráhy  $S_2$  klesne zapínací síla zase na nulu. V sepnutém stavu nepůsobí za normálních okolností na spínací kroužek žádná axiální síla. Pokud dochází na stroji ke vzniku vibrací, opatří se posuvná objímka přidavnou aretační drážkou nebo kuličkovou aretací, aby se zabránilo samočinnému vypnutí. [5]



Obrázek 9 Spínací křivky lamelové spojky [5]

Výhodou mechanicky ovládané spojky je to, že může být provozována v mokřém i suchém prostředí. Takto ovládanou spojku je nutno v určitých časových intervalech seřizovat pomocí seřizovací matice, což je její nevýhoda. Takto řízené spojky nedokážou vytvořit tak velký tlak, jako ostatní typy ovládání.

Jako příklad provedení mechanicky řazené spojky je uvedena spojka od výrobce Ortlinghaus na obrázku 10. U takto konstruovaných spojek dosahují u své nejvyšší rozměrové řady až 5300 Nm přenášeného kroutícího momentu.

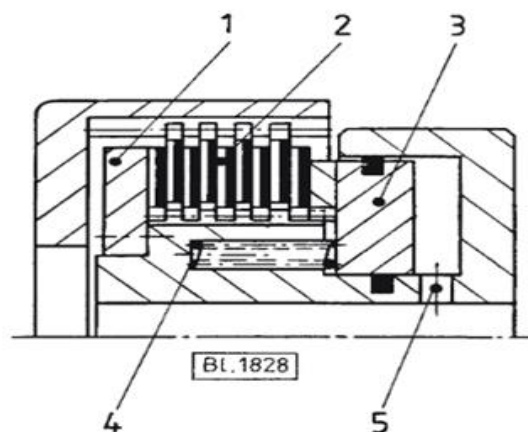




Obrázek 10 Mechanicky ovládaná spojka Ortinghaus [6]

### 2.3.3 Hydraulicky ovládané lamelové spojky

Hydraulicky ovládaná spojka je opatřena přívodem tlakového oleje, který se přivede do prostoru válce spojky. Píst přitlačí lamely na přítlačný kotouč a tím spojka sepne. Při přerušení přívodu tlakového oleje tlačí zpětné pružiny píst zpět do původní polohy a tím se spojka opět rozezne a kroutící moment se nepřenáší. [7]



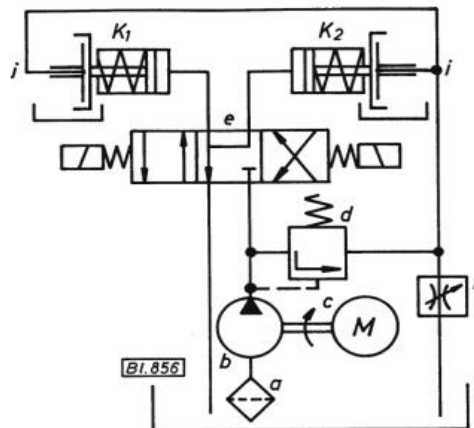
Obrázek 11 Hydraulicky ovládaná lamelová spojka [7]

Mezi výhody tohoto způsobu ovládaní patří to, že nejsou zapotřebí velké rozměry třecích ploch k přenesení poměrně velkých kroutících momentů. Při použití správných stykových ploch v podobě ocel-spěkaný materiál dochází k menšímu opotřebení. Nicméně v tomto případě lze opotřebení kompenzovat pomocí zdvihu pístu, tudíž není nutná častá údržba spojky. Tato varianta samozřejmě vyžaduje zdroj tlakového oleje – čerpadlo. [7]

Těsnění pístu je nutno zatěsnit pomocí kovových pravoúhlých kroužků. I přesto dochází v závislosti na velikosti spojky k úniku určitého množství oleje. Výkon čerpadla tedy musí být navržen na velikost a počet spojek tak, aby byla pokryta spotřeba oleje pro spínání a ztráty. Na konci cyklu musí být k dispozici plný spínací tlak. [7]

Příklad standartního zapojení hydraulického ovládní spojky lze vidět na obrázku 12.

Do olejové lázně stroje je ponořena sací trubka s filtrem (a) přesného ozubeného čerpadla (b), které čerpá olej k řídicímu ventilu (vícecestnému ventilu e). Pokud je spojka sepnutá, proudí nadbytečné množství oleje přes přetlakový ventil (d) do vnitřního olejového vedení (i). Množství oleje je možné nastavit škrtícím regulátorem (f). [7]



Obrázek 12 Hydraulický obvod spojky [7]

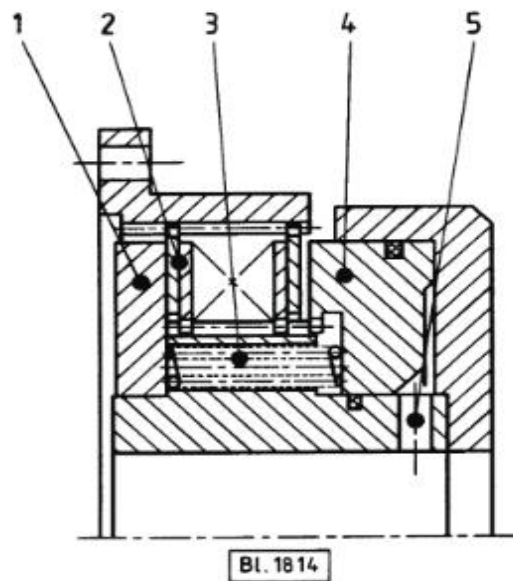
Na obrázku níže lze vidět hydraulicky ovládanou spojku od firmy Orlinghaus, jejíž nejvyšší rozměrová řada dosahuje přenášeného kroutícího momentu až 630 000 Nm. Pro tento moment spojka používá 3 lamely.



Obrázek 13 Hydraulicky ovládaná spojka Ortinghaus [8]

### 2.3.4 Pneumaticky ovládané lamelové spojky

Princip je stejný jako u hydrauliky, ale kapalinu nahradí stlačený vzduch. Obdobně přívodem vzduchu se píst natlakuje. Píst natlačí lamely na přítlačný kotouč, spojka sepne a začne přenášet kroučící moment. Ve chvíli, kdy se vypne tlakový vzduch, zpětné pružiny natlačí píst do původní polohy a spojka se rozepe a dále moment nepřenáší. [9]



Obrázek 14 Pneumaticky ovládaná lamelová spojka [9]

Oproti hydraulicky ovládaným spojkám mají tu výhodu, že u nich odpadá riziko rozlití nebo úniku kapaliny. To může způsobit nehodu, jejíž vyřešení může způsobit odstávku v řádu hodin až dnů. Mají velkou rychlost odezvy a bezpečný provoz. [9]

Při přívodu tlakového vzduchu přes hřídel je nutné dodržet doporučené tolerance h6/H4 a spolu s tím vhodné utěsnění, aby se zamezilo ztrátám vzduchu. Teplota válce by neměla překročit teplotu 80-100 °C, aby nedošlo k poškození těsnících manžet. [9]

V případě, že není k dispozici rozvod tlakového vzduchu, je nutno podle potřeby vzduchu určit velikost kompresoru. Sečte se objem válce a objem potrubí vedoucího až k ventilu. Potřeba vzduchu přepočítaná na stav při sání je potom:

$$Q = 1,5 * V * p * z$$

V-Součet objemů vedení a válce

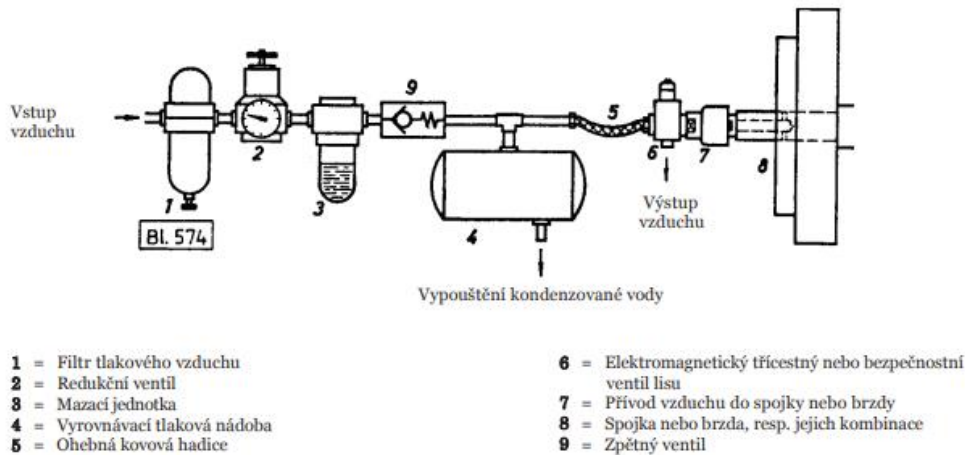
p-maximální provozní tlak

z-maximální četnost spínání za minutu

1,5- přírůstek pro ztráty způsobené netěsnostmi.

[9]

Schéma soustavy tlakového vzduchu lze vidět na obrázku 15.



Obrázek 15 Schéma soustavy tlakového vzduchu [9]

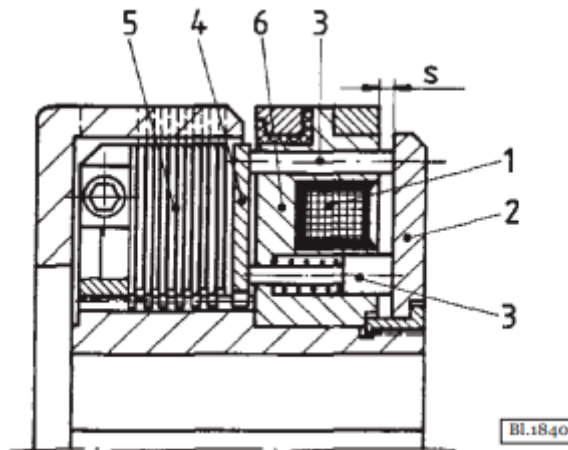
Na obrázku 16 je uvedena pneumaticky ovládaná spojka od firmy Ortringhaus, která dosahuje přenášeného krouticího momentu až 115000 Nm.



Obrázek 16 Pneumaticky ovládaná lamelová spojka Ortringhaus [9]

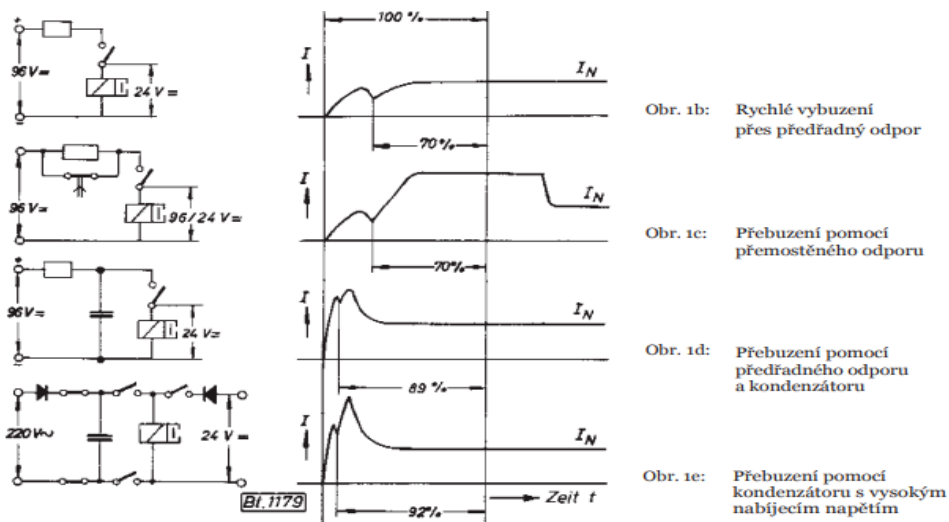
### 2.3.5 Elektromagneticky ovládané lamelové spojky

Na obrázku níže lze vidět příklad elektromagneticky ovládané lamelové spojky. Magnetická cívka po sepnutí přitlačuje kotouč kotvy a přes čep se přenáší tlak na přitlačný kotouč, který stlačuje lamely. Na obrázku je znázorněná vzduchová mezera v sepnutém stavu, kterou je nutno dodržet pro zaručení plného krouticího momentu a krátkých a přesných spínacích časů. Mezeru je doporučeno kontrolovat. [10]



Obrázek 17 Elektromagneticky ovládaná lamelová spojka [10]

Spínací časy spojek lze ovlivnit pomocí dodatečných zařízení. Rychlé vybuzení cívky lze realizovat přes předřadný odpor zvýšeným napětím. Tím se zvýší ohmický podíl v obvodu a zkrátí se elektromagnetická časová konstanta. Další z možností je přebuzení. Vybuzení magnetické cívky vyšším, časově omezeným provozním napětím pomocí přemostění odporu, odporu a kondenzátoru, nebo kondenzátoru s vysokým nabíjecím napětím. [10]



Obrázek 18 Způsoby zrychlení sepnutí spojky [10]

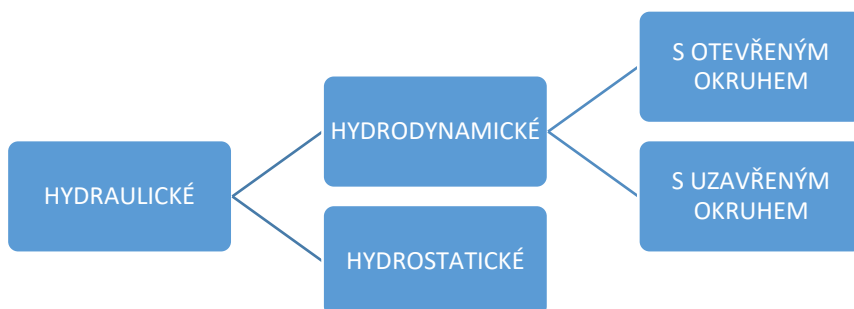
Na obrázku 18 můžeme vidět, že nejkratšího času sepnutí dosáhneme přebuzením pomocí kondenzátoru s vysokým nabíjecím napětím.

Na obrázku 19 je znázorněna elektromagneticky řízená lamelová spojka Ortkinghaus. Maximální přenášený točivý moment je 80 000 Nm.



Obrázek 19 Elektromagneticky ovládaná lamelová spojka Ortinghaus [10]

## 2.4 Rozdělení hydraulických spojek



Obrázek 20 Rozdělení hydraulických spojek

### 2.4.1 Hydrodynamické spojky

Hydrodynamická spojka je založena na hydrokinetických principech. Mezi základní části spojky patří hnací kolo, hnané kolo a skříň. Hnací kolo je pevně spojeno se vstupní hřídelí a nazývá se pumpa. Hnané kolo je spojeno s výstupní hřídelí (turbína). Skříň je spojena pevně s hnaným kolem a vytváří plášť hydrospojky. U této spojky musí být kladen důraz na správné utěsnění. Kinetická energie je zde předávána pomocí hydraulického oleje. V okamžiku, kdy se roztočí lopatky hnacího kola, přenáší prostřednictvím oleje kinetickou energii na lopatky hnaného kola, a tím se kolo začne roztáčet. Tento proces lze jednoduše vysvětlit příkladem na obrázku 21, kde jsou proti sobě dva větráky. Pokud jednomu z nich dodáme elektrickou energii,

roztočí se a jeho lopatky začnou foukat vzduch na druhý větrák, který se také začne točit. Pomocí odstředivé síly se pracovní prostor postupně zaplní a tím otáčky na hnaném kole začnou stoupat. Smysl otáčení hnaného kola vůči hnacímu lze ovlivnit nakloněním lopatek. [11]



Obrázek 21 Princip hydrodynamické spojky [11]

Obrovskou výhodou tohoto řešení je to, že nedochází při přenosu kroutícího momentu k žádnému mechanickému spojení, tudíž opotřebení funkčních částí se blíží nule. Za nevýhodu lze považovat přítomnost skluzu, což je rozdíl mezi vstupními a výstupními otáčkami, ale pro přenos kroutícího momentu je skluz nezbytný.

Z popisu spojky je zřejmé, že nemůže sloužit jako spojka rozpojovaná. Ve chvíli, kdy se hnací kolo točí, nelze zajistit, aby hnané kolo bylo v klidovém stavu.

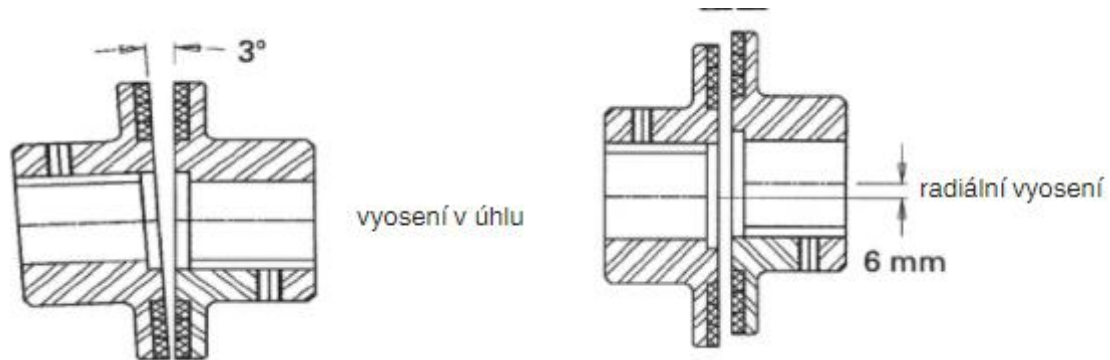
Typické provedení hydrodynamické spojky je znázorněno na obrázku 22. Jedná se o hydrodynamickou spojku WESTCAR, která ve standartně vyráběných rozměrech dokáže přenést výkon až 4 400 kW.



Obrázek 22 Hydrodynamická spojka WESTCAR [12]

## 2.5 Magnetické spojky

Základní části spojky jsou dva protilehlé náboje. Ty jsou opatřeny silnými magnety. Točivý moment, který se přenáší z hnacího náboje na hnaný, je automaticky přenášen přes vzduchovou mezeru. Pokud vzduchovou mezeru zmenšíme, zvýšíme tím velikost kroutícího momentu, který lze přenést. Spojka umožňuje i částečné vyosení - viz obrázek 23.



Obrázek 23 Vyosení magnetických spojek [13]

Magnetické spojky slouží především k bezkontaktnímu přenosu točivého momentu. Přenos momentu může být realizován například i přes stěny (kromě železných). Svoje uplatnění nachází například v potravinářském průmyslu, lékařském inženýrství nebo u strojů na uzavírání lahví. [13]

Tento typ spojky je však velmi omezen velikostí kroutícího momentu, který dokáže přenést. Nejvyšší přenášené momenty na spojce dosahují přibližně 20 Nm.



Obrázek 24 Příklad magnetické spojky [13]

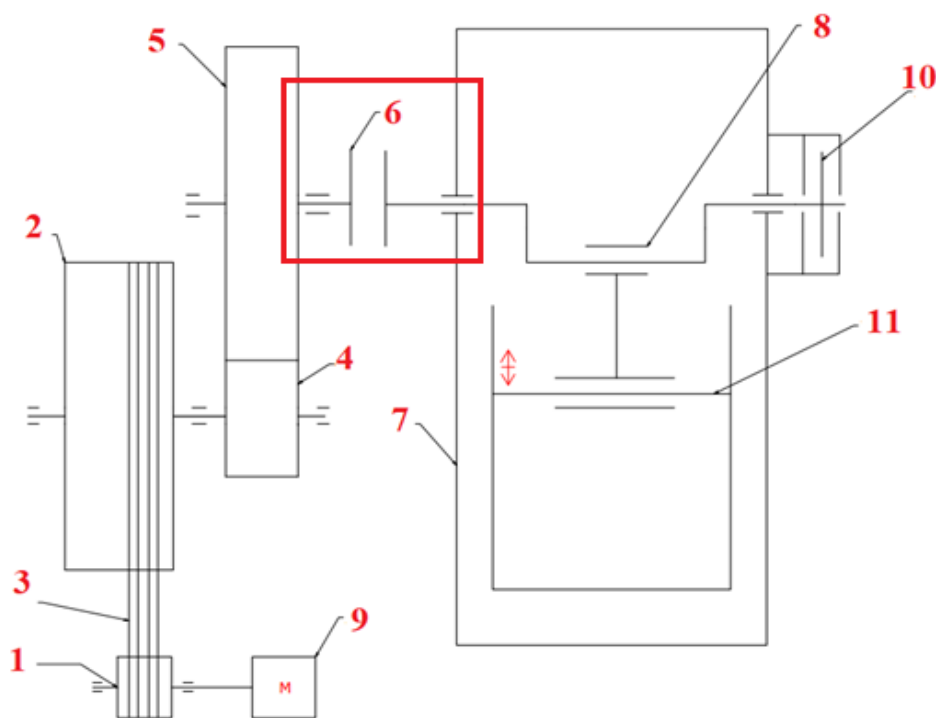


### 3 Návrh a umístění spojky

V této části práce budou uvedeny možné varianty umístění spojky na stroji. Jelikož umístění spojky bude mít vliv na kroutící moment, který musí přenést, bude samotný výpočet momentu proveden až po zvolení konkrétní varianty. V další části bude zvolen konkrétní druh spojky, a její koncepční návrh. Pro koncepční návrh bude proveden obecný výpočtový model. Variantní výpočty s konkrétními hodnotami budou součástí přílohy. Po zvolení konkrétní varianty bude proveden konstrukční návrh. V práci bude také nutno navrhnout plnicí okruh spojky.

#### 3.1 Umístění spojky varianta A

V tomto konstrukčním uspořádání je spojka umístěna mezi hnaným kolem a samotným kulisovým mechanismem. Nevýhodou této varianty je poměrně velký moment, který je nutné na výstředníkové hřídeli přenést. Výhodou této varianty je, že se minimalizuje energie brzděných hmot, jelikož většina částí je neustále v pohybu. Elektromotor roztáčí řemenici, která přes několik řemenů roztáčí setrvačnick. Lze použít i speciální řemeny, kterých nemusí být tolik. Řemenový převod je použit proto, že energii do setrvačnicku akumulujeme delší časový interval, tudíž menším výkonem. Za setrvačnick je umístěn ozubený převod do pomala. Je použit z toho důvodu, že energie naakumulovaná v setrvačnicku je po sepnutí spojky přenesena za několikanásobně kratší čas. To znamená, že energie je přenesena mnohem větším výkonem a v případě použití řemenů by mohlo dojít k prokluzu.

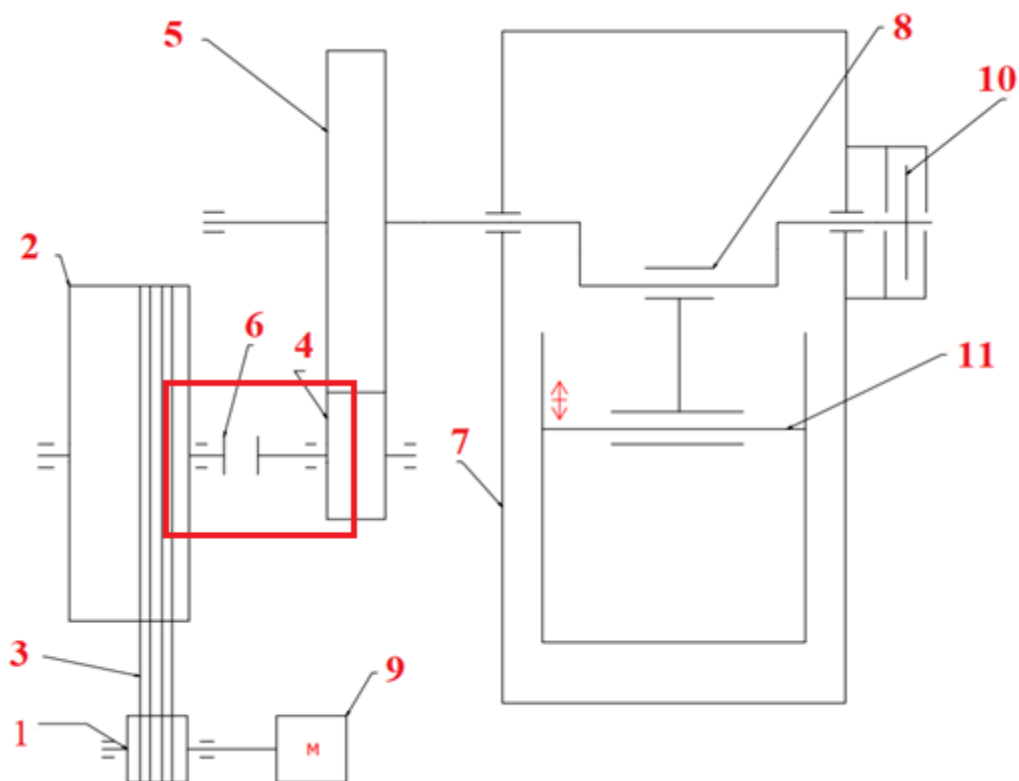


Obrázek 25 Umístění spojky Varianta A

1-Hnací řemenice 2-Hnaná řemenice 3-Řemeny 4-Hnací ozubené kolo 5-Hnané ozubené kolo  
6-Spojka 7-Rám lisu 8-Kovácí mechanismus 9-Elektromotor 10-Brzda 11-Beran

### 3.2 Umístění spojky varianta B

Toto konstrukční uspořádání je rozdílné v tom, že spojka je umístěna ještě před ozubeným převodem. To znamená, že na spojku nejsou kladeny tak velké nároky, jelikož v tomto umístění nebude přenášet tak velký moment. Lze tedy předpokládat, že spojka by mohla být mnohem menší. Toto řešení má však své nevýhody. Jelikož dochází k tváření vždy před dolní úvratí tak by docházelo k tomu, že by zabírali stále stejné zuby, což by mělo za následek velké opotřebení zabírajících zubů. Dále by docházelo k většímu poklesu otáček setrvačnicku při sepnutí, jelikož by se muselo uvést do pohybu více hmotných těles. Řešením by bylo například pravidelné pootočení ozubených kol.



Obrázek 26 Umístění spojky Varianta B

1-Hnací řemenice 2-Hnaná řemenice 3-Řemeny 4-Hnací ozubené kolo 5-Hnané ozubené kolo  
6-Spojka 7-Rám lisu 8-Kovací mechanismus 9-Elektromotor 10-Brzda 11-Beran

### 3.3 Volba umístění spojky

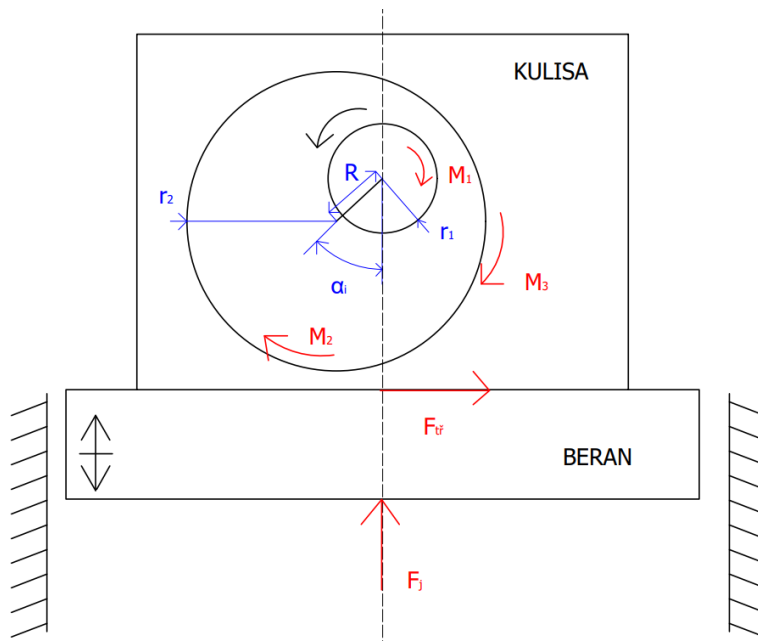
Vzhledem k tomu, že konstrukce B by představovala přítomností větší hmotnosti roztáčených těles větší poklesy otáček a větší ztráty nejví se jako výhodná. Také by bylo nutné řešit natáčení kol, aby nebyly v záběru stále stejné zuby kola. Z těchto důvodů je zvolena varianta A i za cenu větších přenášených momentů na spojce.

### 3.4 Výpočet momentu na výstředníkové hřídeli

Moment na předlohové hřídeli je odvozen pro polohu natočení výstředníkové hřídele  $\alpha$ , před dolní úvratí při současném působení síly  $F_j$ . ve výpočtu jsou uvažovány i třecí odpory.

Zadané hodnoty

$F_j = 25 \text{ MN}$	Jmenovitá síla lisu
$r_1 = 290 \text{ mm}$	Poloměr výstředníkové hřídele
$r_2 = 465 \text{ mm}$	Poloměr vačky
$f = 0,05$	Koeficient tření
$\alpha_i = 8^\circ$	Úhel natočení kulisy
$n_i = 70 \text{ min}^{-1}$	Otáčky výstředníkové hřídele



Obrázek 27 Početní schéma

**Třecí momenty**

**Ideální krouťící moment**

$$M_i = R \cdot \sin \alpha_i \cdot F_i$$

$$M_i = 0,17 \cdot \sin 8 \cdot 25$$

$$M_i = 0,59 \text{ MNm}$$

**Třecí moment mezi hřídelí a stojanem**

$$M_1 = F_i \cdot f \cdot r_1$$

$$M_1 = 25 \cdot 0,05 \cdot 0,29$$

$$M_1 = 0,3625 \text{ MNm}$$

#### **Třecí moment mezi hřídelí a kulisou**

$$M_2 = F_i \cdot f \cdot r_2$$

$$M_2 = 25 \cdot 0,05 \cdot 0,465$$

$$M_2 = 0,58125 \text{ MNm}$$

#### **Třecí moment mezi kulisou a beranem**

$$M_3 = F_i \cdot f \cdot R \cdot \cos\alpha$$

$$M_3 = 25 \cdot 0,05 \cdot 0,17 \cdot \cos 8$$

$$M_3 = 0,21043 \text{ MNm}$$

#### **Moment na spojce**

$$M = M_i + M_1 + M_2 + M_3$$

$$M = 0,59 + 0,3625 + 0,58125 + 0,21043$$

$$M = 1,744 \text{ MNm}$$

#### **Výpočet úhlové rychlosti**

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 70}{60}$$

$$\omega = 7,33 \text{ Rad/s}$$

#### **Výkon na spojce**

$$P = M \cdot \omega$$

$$P = 1,744 \cdot 7,33$$

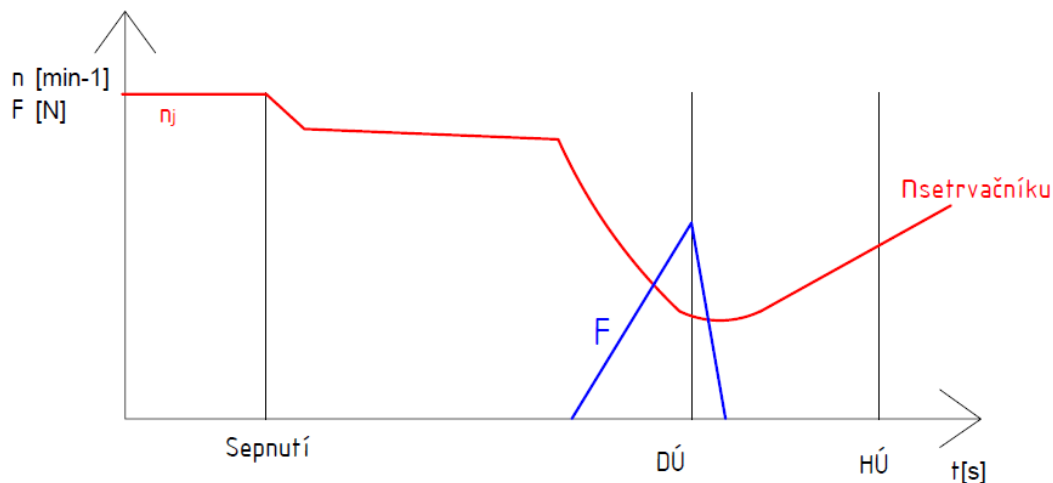
$$P = 12,78352 \text{ MW}$$

Hlavním výsledkem výpočtu je moment na spojce 1,744 MNm, který je nutné přenést. Tato hodnota bude potřebná pro návrh spojky.

### **3.5 Průběh otáček na setrvačnicku v závislosti na sepnutí spojky**

Na obrázku 28 lze vidět, jak se obecně mění otáčky setrvačnicku v závislosti na sepnutí spojky. Setrvačnick nejprve musí být roztočený na jmenovité otáčky pak, dojde k sepnutí. Po sepnutí otáčky poklesnou. Je to dáno tím, že se uvedou do pohybu hmoty, které do té doby stály. Poté již otáčky konstantně klesají. Maximální tvářecí síly dosáhneme v dolní úvratí. V tu chvíli je stroj maximálně napružen. K odpružení stroje dojde rychleji. Při zvyšující se tvářecí síle začnou otáčky výrazně klesat. K minimálních otáček se dosáhne kousek za spodní úvratí. Poté

setrvačnick začne opět zvyšovat otáčky pomocí elektromotoru a po dosažení jmenovitých otáček dojde opět k sepnutí. Tento cyklus se stále opakuje.



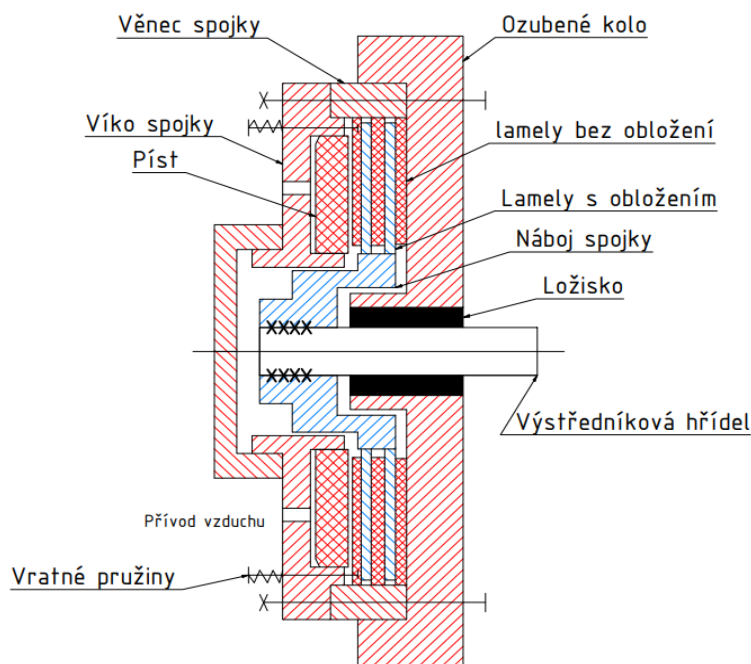
Obrázek 28 otáčky setrvačnicku v závislosti na sepnutí spojky

### 3.6 Výběr spojky

Jako spojka je zvolena lamelová spojka ovládaná pneumaticky, jelikož se pro provedení rešerše jeví jako nejvhodnější řešení. Pneumatické ovládání je zvoleno proto, že současné řešení lisu je přívodem vzduchu již vybaveno a tudíž je ekonomicky výhodné tento přívod využít.

### 3.7 Koncepční návrh spojky

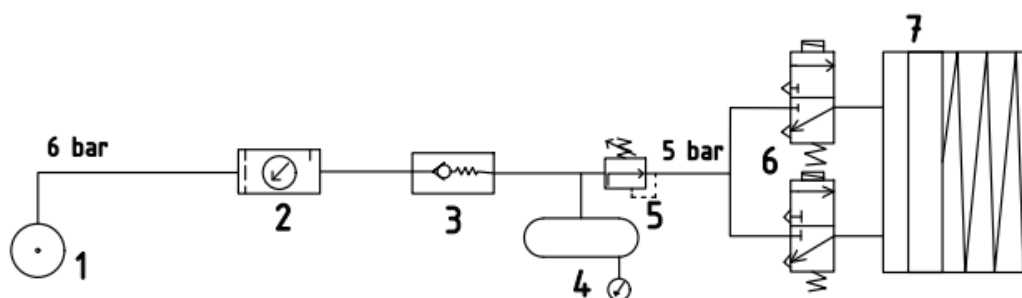
Na obrázku 29 lze vidět koncepční návrh spojky a popis jednotlivých částí spojky. Červeně jsou šrafovány součásti, které jsou při běhu stroje neustále v pohybu. Modře jsou šrafovány součásti, které jsou spolu s výstředníkovou hřídelí brzděny pomocí brzdy a rozbíhány pomocí energie setrvačnicku. Vzhledem k minimalizaci zástavbových prostor je spojka umístěna v ozubeném kole. Víko spojky je opatřeno otvory pro přívod vzduchu. Vzduch je přiváděn do utěsněného prostoru mezi pístem a víkem spojky. Přivedený vzduch odtlačuje píst spojky a ten tlačí na lamely spojky. Mezi lamelami tak dochází k tření a po vytvoření dostatečné přítláčné síly se lamely s obložením společně s nábojem spojky roztočí a přenesou kroučící moment na výstředníkovou hřídel a ta uvede do pohybu celý kulisový mechanismus. Spojka je opatřena zpětnými pružinami, které po vypnutí přívodu vzduchu vrátí lamely a píst do původní polohy.



Obrázek 29 Konceptní návrh spojky

### 3.8 Návrh pneumatického okruhu spojky

Pro plnicí okruh spojky je využíváno standardního rozvodu stlačeného vzduchu na hale o tlaku 6 bar. Vzduch je nutné nejprve upravit pomocí jednotky na úpravu vzduchu. Dalším prvkem okruhu je zpětný ventil, který zajišťuje, aby se vzduch nevracel ze vzdušníku zpět do jednotky. Vzdušník je v okruhu použit proto, aby bylo zajištěno vždy dostatek vzduchu o tlaku 5 bar pro sepnutí spojky. Vzdušník je natlakován na max. 6 bar. Za vzdušníkem je umístěn redukční ventil, který zajišťuje, že se do spojky přivede vzduch pod tlakem 5 bar. Přívod vzduchu do spojky zajišťují dva 3/2 monostabilní ventily ovládané elektromagneticky. V základní poloze je ventil uzavřený. Po rozepnutí spojky se přepne do druhé polohy, a tím se zajistí přívod vzduchu do spojky.



1-Zdroj vzduchu 2-Jednotka úpravy vzduchu 3-Zpětný ventil  
4-Vzdušník 5-Redukční ventil 6-3/2 ventil monostabilní 7-Jednočinný píst se zpětnou pružinou

Obrázek 30 Pneumatický okruh spojky

### 3.9 Obecný výpočtový model spojky

V následujících kapitolách jsou uvedeny obecné vztahy, které jsou použity k návrhu spojky.

#### 3.9.1 Přítlačná síla spojky

Vzhledem k tomu, že u změny rozměru vnitřního průměru pístu je omezení kvůli velikosti hřídele a velikosti náboje, je ve variantních řešeních měněn pouze vnější průměr pístu a plnicí tlak.

Vstupní hodnoty

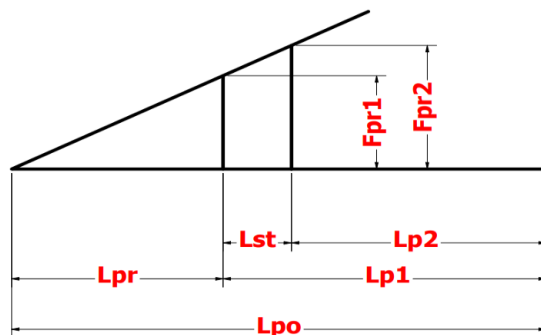
$P_s$	[Pa]	Tlak plnění spojky
$D_p$	[m]	Velký průměr pístu
$d_p$	[m]	Malý průměr pístu

$$S_p = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_p^2) \quad \text{Plocha pístu}$$

$$F_{s1} = P_s \cdot S_p \quad \text{Přítlačná síla spojky}$$

#### Návrh vratných pružin

Pružiny je nutné předem navrhnout z toho důvodu, že je třeba vědět, o kolik se zmenší přítlačná síla, aby bylo možné spočítat moment spojky.



Obrázek 31 Diagram předepnutí pružiny

Vstupní hodnoty

$L_{po}$	[m]	Délka pružiny
$L_{pr}$	[m]	Předepnutí
$L_{st}$	[m]	Stlačení pružiny při sepnuté spojkce
$n$	[-]	Počet činných závitů pružiny
$D$	[m]	Střední průměr pružiny

$d$	[m]	Průměr drátu pružiny
$i_p$	[-]	Počet pružin
$G$	[Pa]	Modul pružnosti ve smyku
Modul pružnosti ve smyku pro taženou ocel volen dle [14] str.35		
$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3}$		Tuhost pružiny
$L_{p1} = L_{po} - L_{pr}$		Délka pružiny při předepnutí
$L_{p2} = L_{po} - L_{pr} - L_{st}$		Délka pružiny při sepnuté spojce
$F_{pr1} = L_{pr} \cdot k$		Síla jedné pružiny při předepnutí
$F_{pr2} = \frac{(L_{pr} + L_{st})}{L_{pr}} \cdot F_{pr1}$		Síla jedné pružiny při sepnuté spojce
$F_s = F_{s1} - i_p \cdot F_{pr2}$		Přítlačná síla zmenšená o sílu pružin

### 3.9.2 Moment spojky

Koeficient tření mezi obložením spojky a lamelou s vnějším ozubením se bude měnit v závislosti na teplotě. Uvažovaného plnicího tlaku se dosáhne až po určitém čase. Ve variantních řešeních je počítáno s více hodnotami koeficientů tření a plnicích tlaků, aby bylo možno zjistit, při jakých hodnotách spojka dosáhne požadovaného momentu.

Vstupní hodnoty

$R_{o1}$	[m]	Velký rádius třecí plochy
$r_{o1}$	[m]	Malý rádius třecí plochy
$f$	[-]	Koeficient tření
$i_{tr}$	[-]	Počet třecích ploch
$F_s$	[N]	Přítlačná síla zmenšená o sílu pružin

$$R_{str} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_{o1}^3 - r_{o1}^3}{R_{o1}^2 - r_{o1}^2}$$

Střední poloměr třecích ploch

$$M_s = F_s \cdot f \cdot i_{tr} \cdot R_{str}$$

Moment spojky

### 3.9.3 Kontrola měrného tlaku na obložení

Při tlakové podmínce se vychází z maximálního možného tlaku na obložení. Tento tlak je uvažován o 0,1 MPa větší než plnicí tlak. Dovolený tlak vychází z mechanických vlastností třecího materiálu.

Vstupní hodnoty

$R_{o1}$	[m]	Velký rádius třecí plochy
----------	-----	---------------------------



$r_{01}$	[m]	Malý rádius třecí plochy
$p_D$	[Pa]	Dovolený tlak

$$S_o = \pi \cdot (R_{01}^2 - r_{01}^2)$$

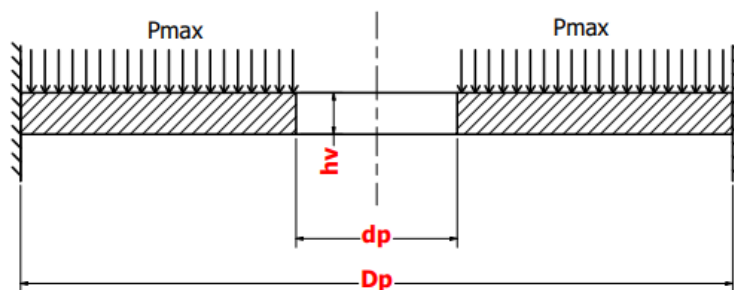
Plocha obložení

$$p_{max} = \frac{F_s}{S_o} \leq p_D$$

Tlaková podmínka

### 3.9.4 Návrh víka spojky

Víko lze vypočítat jako mezikruhovou desku rovnoměrně zatíženou po celé ploše. Její vnější a vnitřní průměr odpovídá rozměrům pístu. Poissonovo číslo pro odlitky 0,3 dle [14] str.35. Vztahy níže jsou ověřeny zadavatelem práce a praxí.



Obrázek 32 Víko spojky

Vstupní hodnoty

$D_p$	[m]	Velký průměr pístu
$d_p$	[m]	Malý průměr pístu
$P_{max}$	[MPa]	Maximální plnicí tlak
$\mu_v$	[-]	Poissonovo číslo
$h_v$	[m]	Tloušťka víka

$$r_{v2} = \frac{D_p}{2}$$

Vnější poloměr víka

$$r_{v1} = \frac{d_p}{2}$$

Vnitřní poloměr víka

$$\sigma_{rv} = \frac{3 \cdot P_{vmax}}{4 \cdot h_v^2} \cdot \left[ r_{v2}^2 - 2 \cdot r_{v1}^2 + \frac{\left( r_{v1}^4 \cdot (1 - \mu_v) + 4 \cdot r_{v1}^2 \cdot (1 + \mu_v) \cdot \ln\left(\frac{r_{v2}}{r_{v1}}\right) + r_{v2}^2 \cdot r_{v1}^2 \cdot (1 + \mu_v) \right)}{r_{v2}^2 \cdot (1 - \mu_v) + r_{v1}^2 \cdot (1 + \mu_v)} \right]$$

$$\sigma_{tv} = \frac{3 \cdot P_{vmax}}{4 \cdot h_v^2} \cdot (1 - \mu_v^2) \cdot \left[ \frac{\left( r_{v2}^2 - r_{v1}^2 - 4 \cdot r_{v1}^2 \cdot r_{v2}^2 \cdot \ln \left( \frac{r_{v2}}{r_{v1}} \right) \right)}{r_{v2}^2 \cdot (1 - \mu_v) + r_{v1}^2 \cdot (1 + \mu_v)} \right]$$

### 3.9.5 Návrh a kontrola šroubů víka

Tvarový koeficient, vrubový koeficient, koeficient povrchu součásti a koeficient velikosti součásti voleno podle grafů dle [14] str. 51-53.  $R_m$  a  $R_e$  voleno dle [14] str.235 pro materiál 12 050.1

Vstupní hodnoty

$d_1$	[m]	Minimální průměr šroubu
$P_h$	[MPa]	Tlak zvedáku při předepnutí
$D_h$	[m]	Velký průměr pístu zvedáku
$d_h$	[m]	Malý průměr pístu zvedáku
$F_{samax}$	[N]	Max. síla od víka spojky
$n_s$	[-]	Počet šroubů
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti šroubu
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu šroubu
$\alpha$	[-]	Tvarový koeficient
$\beta$	[-]	Vrubový koeficient
$\varepsilon_p$	[-]	Koeficient povrchu součásti
$\varepsilon_m$	[-]	Koeficient velikosti součásti

$$S_h = \frac{\pi}{4} (D_h^2 - d_h^2) \quad \text{Plocha pístu hydraulického zvedáku}$$

$$F_h = P_h \cdot S_h \quad \text{Předepínací síla zvedáku}$$

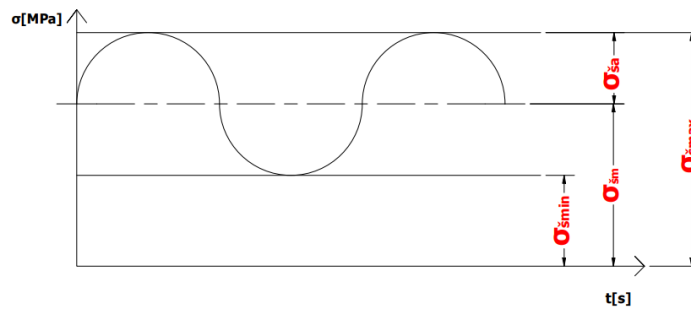
$$S_\xi = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \quad \text{Minimální plocha šroubu}$$

$$\sigma_{\xi min} = \frac{F_h}{S_\xi} \quad \text{Napětí v šroubu při předepnutí}$$

Na šrouby působí navíc tlaková síla  $F_{samax}$  od víka spojky, jelikož je zatíženo maximálním plnicím tlakem.

$$\sigma_{\xi max} = \sigma_{\xi min} + \frac{F_{samax}}{S_\xi \cdot n_\xi} \quad \text{Maximální napětí ve šroubu}$$

Šrouby jsou namáhány mĳivým cyklem. Průběh napětí lze vidět na obrázku níže.



Obrázek 33 Průběh napětí ve šroubu

$$\sigma_{\text{šm}} = \frac{\sigma_{\text{šmax}} + \sigma_{\text{šmin}}}{2}$$

Střední napětí ve šroubu

$$\sigma_{\text{ša}} = \frac{\sigma_{\text{šmax}} - \sigma_{\text{šmin}}}{2}$$

Amplituda napětí

$$\sigma_c = 0,3 \cdot R_m$$

Mez únavy

$$\sigma'_c = \frac{\sigma_c}{\beta} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_m$$

Mez únavy upravená o koeficienty

$$k_d = \frac{1}{\frac{\sigma_{\text{ša}}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{\text{šm}}}{2,5 \cdot R_m}}$$

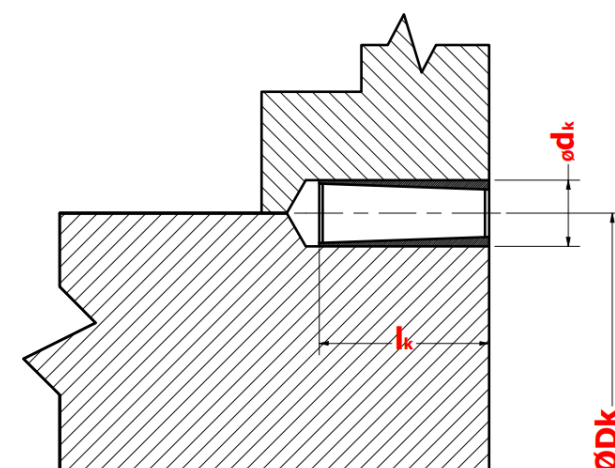
Dynamická bezpečnost šroubu

$$k_s = \frac{R_e}{\alpha \cdot \sigma_{\text{šmax}}}$$

Statická bezpečnost

### 3.9.6 Spojení spojky s hřídelem

Spojka je spojena pomocí kuželových pouzder. Dovolená hodnota  $P_d$  volena dle [14] str. 54 pro materiál 11 500. Kolíky jsou kontrolovány na tlak, jelikož na stříh je plocha dvojnásobná a napětí poloviční.



Obrázek 34 Spojení hřídele s nábojem

#### Vstupní hodnoty

$d_k$	[m]	Průměr kuželového pouzdra
$l_k$	[m]	Délka pouzdra
$M$	[Nm]	Výkon na spojce
$D_k$	[m]	Průměr hřídele
$n_k$	[-]	Počet pouzder
$p_{dov}$	[MPa]	Dovolený tlak

$$F_k = \frac{2 \cdot M}{D_k \cdot n_k} \quad \text{Síla na jeden kolík}$$

$$p_k = \frac{F_k}{\frac{d_k \cdot l_k}{2}} \quad \text{Napětí v tlaku}$$

$$p_k < p_{dov}$$

#### 3.9.7 Tepelné zatížení

Prokluzem lamel dochází ke vzniku tepla. Množství této energie by se mělo rovnat 1,05-1,25 energie rozbíhajících a brzděných hmot.

#### Vstupní hodnoty

$A_B$	[J]	Energie brzděných hmot
$n_v$	[min <sup>-1</sup> ]	Počet zdvihů za minutu
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky stroje v trvalém chodu
$n_l$	[-]	Počet ploch k odvodu tepla
$\alpha$	[J.m <sup>-2</sup> .s <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]	Součinitel přestupu tepla
$D_l$	[m]	Velký průměr lamely
$d_l$	[m]	Malý průměr lamely

$$A_z = 1,15 \cdot A_B \quad \text{Celková ztrátová energie}$$

$$Q_1 = A_z \cdot n_v \quad \text{Teplo vzniklé na spojce za hodinu}$$

$$W_1 = \frac{Q_1}{S_o \cdot i_r} \quad \text{Teplo vzniklé ve spojce na 1cm<sup>2</sup> za hodinu}$$

Výpočet spojky na oteplení představuje složitou termodynamickou úlohu, která doposud nebyla uspokojivě řešena. Velmi přibližně lze vyjádřit oteplení spojky pro ustálené tepelné poměry, tj. pro případ, kdy teplo ve spojce vyvinuté se rovná teplu ze spojky odvedenému.[15]

$$Q_2 = A_z \cdot S_Q \cdot \Delta t$$

Dle tabulky uvedené níže lze určit součinitel přestupu tepla po vypočtení obvodové rychlosti spojky. Tabulka byla poskytnuta zadavatelem práce.

v -	OBVODOVÁ RYCHLOST. [ms <sup>-1</sup> ]					
α -	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA [J m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]					
v	0	5	10	15	20	25
α	3,9	20,3	39,6	43,9	53,4	62

Obrázek 35 Určení součinitele přestupu tepla

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

Úhlová rychlost

$$v = \omega \cdot R_{str}$$

Obvodová rychlost

V tomto případě se uvažuje, že je teplo odváděno pouze z povrchu lamel bez obložení. Ostatní součásti se zanedbávají.

$$S_Q = \frac{\pi}{4} (D_l^2 - d_l^2) \cdot n_l$$

Plocha k odvodu tepla

$$Q_2 = \alpha \cdot S_Q \cdot \Delta t$$

Vztah pro odvod tepla

Jelikož ve spojce lze předpokládat snížené proudění vzduchu, sníží se odvedené teplo na 80%.

$$Q_{22} = \alpha \cdot S_Q \cdot \Delta t \cdot 0,8$$

Při ustálené teplotě je vzniklé teplo rovno odvedenému teple.

$$Q_1 = Q_{22}$$

$$\Delta t = \frac{Q_1}{\alpha \cdot S_Q \cdot 0,8}$$

Teplota na spojce

### 3.9.8 Odtlačující síla pružin

Jelikož jsou již známy rozměry pístu, lamel s vnějším ozubením a lamel s obložením, lze zkontrolovat, zda je navržené pružiny odtlačí. Ve variantním řešení se bude tento výpočet lišit v počtu odtlačovaných lamel. V tomto případě je uvažováno, že pružiny musí odtlačit 2x lamelu s vnějším obložením, 2x lamelu s obložením, 1x píst a zbytkový tlak ve spojce. Jelikož zbytkový tlak ve spojce nejsme bez provedení měření schopni přesně určit, musí být pružiny záměrně navrženy na větší sílu, než bude dle výpočtu třeba, aby se dalo předpokládat, že dojde k odtlačení. Výpočet jednotlivých hmotností dílců je součástí elektronické přílohy KONCEPCNI VARIANTY\_A v programu Excel. Ve výpočtu níže je tedy uvažováno, že jsou již hmotnosti dílců známy. Jelikož jsou známy pouze průměry dílců a není zatím znám přesný tvar, jsou hmotnosti orientační. U pístu válce lze předpokládat, že se nebude jednat o plný profil, tudíž je ve výpočtu uvažován koeficient plnosti.

Vstupní hodnoty

$$m_{l0} \quad [\text{kg}]$$

Hmotnost obložené lamely

$m_{lv}$	[kg]	Hmotnost lamely bez obložení
$m_p$	[kg]	Hmotnost pístu
$f_t$	[-]	Třecí koeficient
$i_p$	[-]	Počet pružin
$F_{pr2}$	[N]	Síla jedné stlačené pružiny

$$m_c = 2 \cdot m_{lo} \cdot 2 \cdot m_{lv} \cdot m_p \quad \text{Celková odtlačovaná hmotnost}$$

$$F_{tř} = g \cdot m_c \cdot f_t \quad \text{Překonávaná síla bez tlaku spojky}$$

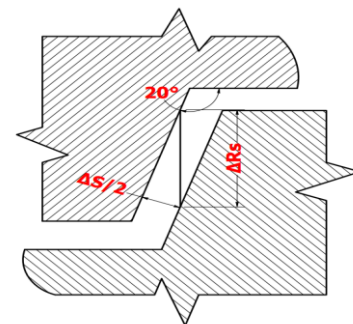
$$F_{pr} = F_{pr2} \cdot i_p \quad \text{Síla vyvinutá pružinami v sepnutém stavu}$$

### 3.9.9 Kontrola vůle v ozubení spojky

Jelikož dochází k oteplení ozubení, mohlo by dojít k tomu, že se vymezí veškerá vůle v ozubení a znemožnilo by se tím posouvání lamel při sepínání a rozepínání spojky.

Vstupní hodnoty

$\Delta s$	[m]	Vůle v ozubení
$\alpha_z$	[°]	Úhel záběru
$\alpha_o$	[°C]	Tepelná roztažnost
$d_r$	[m]	Roztečný průměr lamely
$\Delta t$	[°C]	Teplota na spojce



Obrázek 36 Vůle v ozubení

Dle provedených měření na strojích bylo zjištěno, že zvýšení teploty na věnci spojky je poloviční, proto lze použít vztah:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t}{2} \quad \text{Teplota věnce spojky}$$

$$\Delta R_S = \frac{\Delta s}{2 \cdot \sin(\alpha_z)} \quad \text{Radiální vůle ozubení}$$

$$\Delta t_{dov} = \frac{\Delta R_S}{\alpha_o \cdot \frac{d_r}{2}}$$

$$\Delta t_{dov} > \Delta t_1$$

### 3.9.10 Kontrola ozubení na dotyk

Vstupní hodnoty

M	[Nm]	Výkon na spojce
$i_L$	[-]	Počet obložených lamel
b	[m]	Šířka ozubení lamely
$m_L$	[m]	Modul ozubení
z	[-]	Počet zubů náboje
$k_1$	[-]	Koeficient záběru zubů
$\alpha_z$	[°]	Úhel záběru ozubení
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$\sigma_{DOV}$	[MPa]	Mez únavy v dotyku
$D_r = m_L \cdot z$		Roztečný průměr ozubení
$\rho = \frac{D_r \cdot \sin(\alpha_z)}{2}$		Poloměr křivosti zubů
$F_{z1} = \frac{2 \cdot M_s}{D_r \cdot i_L \cdot z \cdot k_1 \cdot \cos(\alpha_z)}$		Síla na jeden zub
$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot F_{z1}}{b \cdot \rho}}$		Hertzův dotykový tlak
$\sigma_H < \sigma_{DOV}$		

### 3.9.11 Životnost obložení

Životnost obložení vychází z energie brzděných hmot. I zde pro brzděné hmoty platí stejné podmínky jako u výpočtu tepelného zatížení. Doba rozběhu stroje  $t_1$  je určena na základě snímání strojů. Je uvažováno, že výkon se přenáší v roce 260 pracovních dní. Uvažujeme třísměnný provoz a využití 90 % z pracovní doby.

Vstupní hodnoty

$A_B$	[J]	Energie brzděných hmot
$t_1$	[s]	Doba rozběhu stroje
$n_{zd}$	[-]	Využitelný počet zdvihů
n	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky stroje v trvalém chodu
$\alpha_{ob}$	[gm.hp <sup>-1</sup> .hr <sup>-1</sup> ]	Měrné opotřebení obložení
$T_o$	[m]	Tloušťka obložení
$y_{min}$	[m]	Minimální možný úbytek obložení na plochu
$\rho_o$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	Hustota obložení

$i_{tr}$	[-]	Počet třecích ploch
$D_o$	[m]	Velký průměr obložení
$d_o$	[MPa]	Malý průměr obložení
$W_t = \frac{A_B}{t_1}$		Přenášený výkon během rozběhu stroje
$t_{ot} = \frac{1}{n}$		Doba jedné otáčky
$t_{rok} = t_1 \cdot n_{zd} \cdot 60 \cdot 24 \cdot 260 \cdot 0,9$		Doba užívání za rok
$O_o = \alpha_{op} \cdot t_{rok} \cdot W_t$		Opotřeбенí za rok celkem
$m_{os} = \frac{O_o}{i_{tr}}$		Opotřeбенí za rok na jednu plochu
$m_{ob} = \frac{\pi \cdot (D_o^2 - d_o^2)}{4} \cdot T_o \cdot \rho_o$		Předpokládaná hmotnost obložení
$x_o = T_o \cdot \frac{m_{os}}{m_{ob}}$		Opotřeбенí na jednu plochu za rok
$\check{z} = \frac{y_{min}}{x_o}$		Životnost obložení v rocích

### 3.9.12 Výpočet energie brzděných hmot

Energie brzděných hmot se bude měnit v závislosti na změně poloměrů obložené lamely a samotného obložení. Výpočet hmotností jednotlivých dílů je součástí excelové přílohy. V modelovém případě je opět uvažováno, že hmotnosti jsou již známy. Pro zjednodušení je uvažováno, že poloměry lamel a obložení jsou totožné.

Vstupní hodnoty

$m_o$	[kg]	Hmotnost jednoho obložení
$m_l$	[kg]	Hmotnost jedné lamely
$\omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost
$R_o$	[m]	Velký průměr obložení/lamely
$r_o$	[m]	Malý průměr obložení/lamely
$E_o$	[J]	Kinetická energie původní varianty

V modelovém případě je uvažováno, že spojka obsahuje 2 lamely a 4 obložení, pak platí:

$$E_k = \frac{1}{2} (4 \cdot m_o + 2 \cdot m_l) \cdot \omega^2 \cdot (R_o^2 + r_o^2) \quad \text{Kinetická energie lamel a obložení}$$

Jelikož známe kinetickou energii původní varianty, která odpovídá  $E_o=100$  kJ můžeme použít vztah:

$$E_b = E_o - E_k$$



Tímto vztahem lze dostat kinetickou energii všech brzděných hmot, kromě lamel a obložení. Tato hodnota se vzhledem k variantnímu řešení nemění. Hodnotu brzděných hmot konkrétní varianty pak lze vypočítat takto:

$$E_{ki} = E_b + E_{k+1}$$

Vztah pro výpočet energie konkrétní varianty

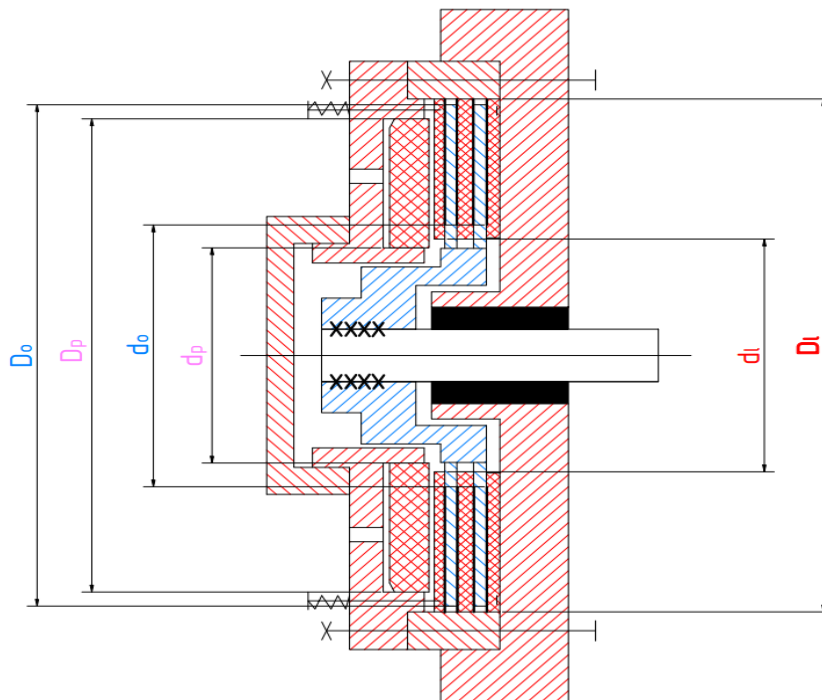
Kde  $E_{k+1}$  představuje kinetickou energii lamel a obložení další varianty.

### 3.10 Variantní návrh spojky

V tabulce níže jsou znázorněny koncepční varianty spojky. První sloupec odpovídá současnému stavu spojky. Výpočty variant A-E jsou součástí přílohy. U všech variant byly výpočty prováděny tak, aby spojka dosahovala stále stejného přenášeného momentu a všechny její části splňovaly pevnostní a teplotní podmínky. Variantní výpočty byly prováděny v programu Mathcad a pomocné výpočty v programu Excel. Detailnější popis jednotlivých variant bude proveden v dalším kroku. Na obrázku 37 jsou zobrazeny obecné kóty důležitých rozměrů z tabulky, pro lepší orientaci.

Parametry	Původní Stav	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Varianta D	Varianta E
Tlak plnění spojky $P_s$ [MPa]	0,5	1,2	1	2	2	1,6
Velký průměr pístu $D_p$ [mm]	2350	1699	2228	1551	1852	1985
Malý průměr pístu $d_p$ [mm]	1180	1180	1180	1180	1180	1180
Přítlačná síla spojky $F_{s1}$ [MN]	1,622	1,408	2,805	1,592	3,201	3,201
Počet třecích ploch	4	4	2	4	2	2
Moment spojky $M_s$ [MNm]	<b>1,948</b>	<b>1,948</b>	<b>1,948</b>	<b>1,945</b>	<b>1,945</b>	<b>1,945</b>
Velký průměr obložení $D_o$ [mm]	2290	2290	2290	1900	1880	1880
Malý průměr obložení $d_o$ [mm]	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Materiál lamel s obložení	11 523	11 523	11 523	11 523	11 523	12 061
Tloušťka lamel s obložení [mm]	20	20	40	20	40	20
Plocha obložení [m <sup>2</sup> ]	11,17	11,17	5,58	6,03	2,90	2,90
Měrný tlak na obložení $P_o$ [MPa]	0,59	0,52	1,05	1,05	2,2	2,08
Velký průměr lamely $D_l$ [mm]	2490	2490	2490	2040	2000	2000
Malý průměr lamely $d_l$ [mm]	1290	1290	1290	1290	1290	1290
počet ploch k odvodu tepla	6	6	4	6	4	4
Plocha lamel k odvodu tepla [m <sup>2</sup> ]	21,38	21,38	14,25	11,77	7,34	7,34
Tepelné zatížení [°C]	75,35	75,35	100,9	82,54	117	101
Životnost obložení v rocích	9,1	9,1	5,1	8,2	4,4	7,7
Energie brzděných hmot [kJ]	100	100	86,6	60,3	53,5	46,1

Tabulka 1 Hodnoty jednotlivých variant



Obrázek 37 Obecné kóty rozměrů spojky

### 3.10.1 Původní varianta

Původní varianta pracuje s plnicím tlakem 5 bar. Výhodou tohoto plnicího tlaku je využití standardního rozvodu stlačeného vzduchu na hale. Tento plnicí okruh je tedy ekonomicky výhodný. Nevýhodou této varianty je, že pro dosažení potřebného momentu spojky je zapotřebí poměrně velkých rozměrů pístu a lamel. Obložené lamely navíc tvoří velké množství energie brzděných hmot, což má negativní vliv na životnost obložení a oteplení spojky. Vzhledem k tomu, že současný třecí materiál má dovolenou hodnotu v tlaku až 3MPa, není efektivně využíván, jelikož je zatížen pouze cca 0,6 MPa. Samotná životnost obložení je vzhledem k ostatním součástem na stroji (např. ložisku hnacího kola) poměrně vysoká. Materiálové náklady této varianty lze také zařadit mezi nevýhody.

### 3.10.2 Varianta A

V této variantě je použit vyšší plnicí tlak 1,2 MPa. Výhodou takto zvýšeného tlaku je, že jsme schopni tento tlak zajistit pomocí jedno pístového kompresoru a původního tlaku 0,5 MPa. Zvýšením tlaku došlo k zmenšení velikosti pístu tak, aby moment spojky byl zachován. Touto variantou došlo k výraznému snížení spotřeby materiálu na pístu. Ostatní rozměry v této variantě zůstaly beze změny, a z toho důvodu jsou ostatní parametry, jako je měrný tlak na obložení, tepelné zatížení, životnost obložení či energie brzděných hmot totožné s původní variantou.

### 3.10.3 Varianta B

V této variantě je zvýšen tlak na 1 MPa, kterého lze dosáhnout stejným způsobem jako ve variantě A. Rozměry pístu byly měněny pouze minimálně. Hlavním rozdílem je počet lamel, který oproti předchozím variantám klesl. V této variantě jsou použity 2 lamely bez obložení a jedna lamela obložená. Touto změnou snížíme náklady na přípravné časy odebraných lamel. Nicméně z důvodu dotykového tlaku v ozubení musela být zvětšena tloušťka obložené lamely na dvojnásobek a tím pádem nedošlo k tak výrazné úspoře materiálu a energie brzděných hmot. Energie brzděných hmot byla ponížena pouze o úsporu na obložení. Touto variantou klesla životnost obložení o 46 % vlivem menší třecí plochy. Mezi hlavní výhodu lze zařadit zmenšení zdvihu pístu na polovinu.

### 3.10.4 Varianta C

V této variantě je použit plnicí tlak 2 MPa. Takto velký tlak už nelze zajistit pomocí jedno pístového kompresoru, a tudíž zajištění plnicího tlaku bude komplikovanější. Došlo zde ke značné úspoře materiálu na pístu a zmenšení obložení při zachování stále stejného momentu spojky. Bylo také možné zmenšit rozměry neobložených lamel při téměř stejném tepelném zatížení. Životnost obložení klesla pouze minimálně, a to hlavně kvůli výrazně nižší brzděné energii, která vznikla zmenšením průměru obložených lamel. Mezi hlavní výhody této varianty lze tedy zařadit výraznou materiálovou úsporu a výrazné snížení energie brzděných hmot.

### 3.10.5 Varianta D

Plnicí tlak je v této variantě totožný jako v případě C. Materiálová úspora je také téměř totožná jako u varianty C. Oproti variantě C vznikla úspora na přípravných časech, jelikož počet lamel je zde nižší. Mezi výhody této varianty lze také zařadit poloviční zdvih pístu, čímž se sníží množství potřebného vzduchu dodaného z kompresoru. Velkou nevýhodou je ale životnost obložení, které je ze všech variant nejnižší. I zde musela být tloušťka lamely s obložením zvětšena na dvojnásobek z důvodu dotykového tlaku v ozubení.

### 3.10.6 Varianta E

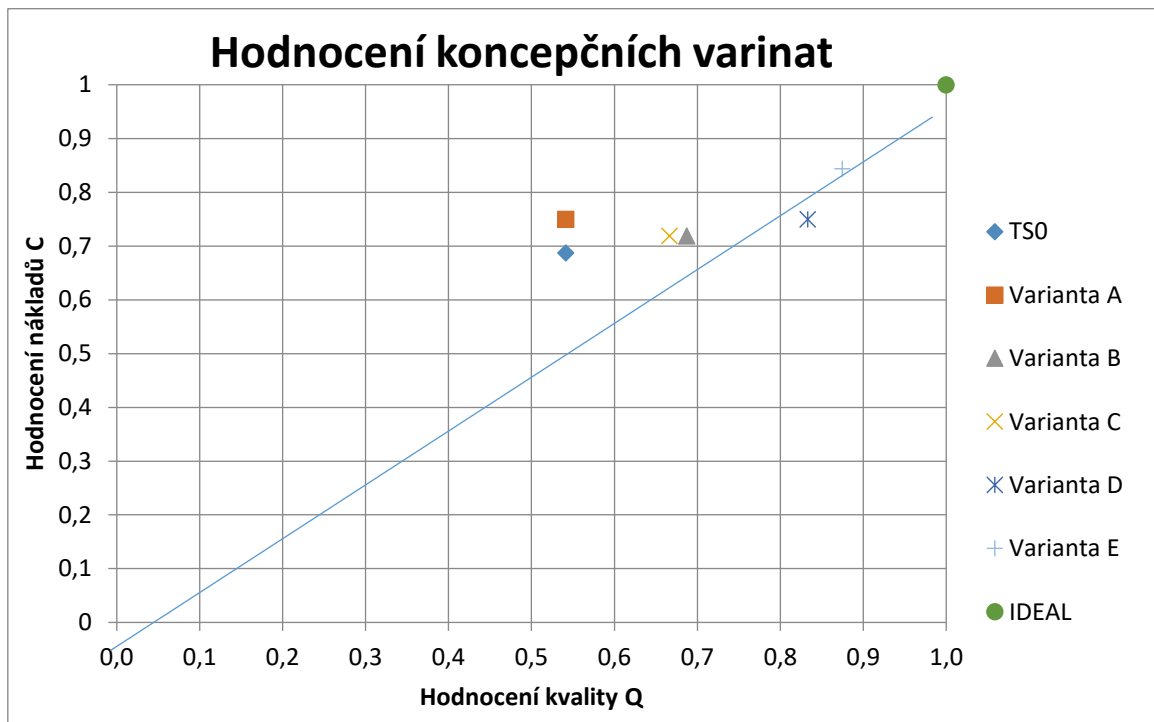
Z předchozí varianty D lze usoudit, že její hlavní problém byl v dotykovém tlaku v ozubení. Tím musela být zvětšena tloušťka lamely na dvojnásobek. Tento nedostatek lze eliminovat volbou materiálu, který vzniklý dotykový tlak dokáže přenést. Tím snížíme energii brzděných hmot a ušetříme v axiálním směru prostor, který lze využít například na obložení o větší tloušťce, kterým jsme schopni zvýšit jeho životnost. Jednou z nevýhod jsou vyšší pořizovací náklady kvalitnějšího materiálu, kterého ale bude méně než u předchozí varianty o dvojnásobné tloušťce. Další problém je v plnicím tlaku 2 MPa, jelikož standardně vyráběné rozvaděče se vyrábí do 1,6 MPa, a rozvaděče o vyšším tlaku jsou špatně dostupné. Plnicí tlak je tedy snížen na 1,6 MPa a pro zajištění dostatečné přitlačné síly musel být zvětšen píst. Jelikož klesl počet třecích ploch na polovinu, bylo možné zvýšit hodnotu dovoleného opotřebení na plochu o 1 mm.

### 3.11 Výběr sub-optimální varianty

Výběr varianty byl proveden na základě subjektivně vybraných kritérií, které by měly být pro výběr spojky stěžejní. Hodnocení jednotlivých kritérií je podloženo orientačními výpočty v excelové příloze a vypočtenými hodnotami v tabulce 1. Grafické znázornění lze vidět na obrázku 38. Z tabulky a přiloženého grafu lze vidět, že byla vzata v úvahu jak technická stránka varianty, tak její ekonomická stránka. Všechny z navržených variant vychází z těchto dvou hledisek lépe než varianta původní. Nejlépe se jeví varianta E, která je tedy zvolena výslednou variantou pro konstrukční zpracování.

HODNOCENÍ NAVRŽENÝCH ALTERNATIV			Alternativa						
Stupnice	Q-T-C	Kritérium - vlastnost TS	TS0	a	b	c	d	e	ideál
Hodnocení	Posuzovaná kvalita	Energie brzděných hmot	1	1	2	3	3,5	4	4
		Tepelné zatížení	4	4	3	3,5	2,5	3	4
		Životnost obložení	4	4	2,5	3,5	2	2,5	4
		Zdvih pístu	2	2	4	2	4	4	4
		Zástavbový prostor	1	1	3	2	4	4	4
		Využití dovoleného tlaku na obložení	1	1	2	2	4	3,5	4
		<b>Σ hodnocení Q</b>	<b>13</b>	<b>13</b>	<b>16,5</b>	<b>16</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>24</b>
	<b>Σ normované hodnocení C</b>	<b>0,54</b>	<b>0,54</b>	<b>0,69</b>	<b>0,67</b>	<b>0,83</b>	<b>0,88</b>	<b>1</b>	
	Dodací náklady	Materiálové náklady	1	3	2	4	4	3,5	4
		Náklady na údržbu	4	4	2,5	3,5	2	3	4
		Náklady na výrobu	2	2	4	2	4	4	4
		Náklady na zajištění plnicího tlaku	4	3	3	2	2	3	4
		<b>Σ hodnocení C</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>11,5</b>	<b>11,5</b>	<b>12</b>	<b>13,5</b>	<b>16</b>
		<b>Σ normované hodnocení C</b>	<b>0,69</b>	<b>0,75</b>	<b>0,72</b>	<b>0,72</b>	<b>0,75</b>	<b>0,84</b>	<b>1</b>

Tabulka 2 Hodnocení variant



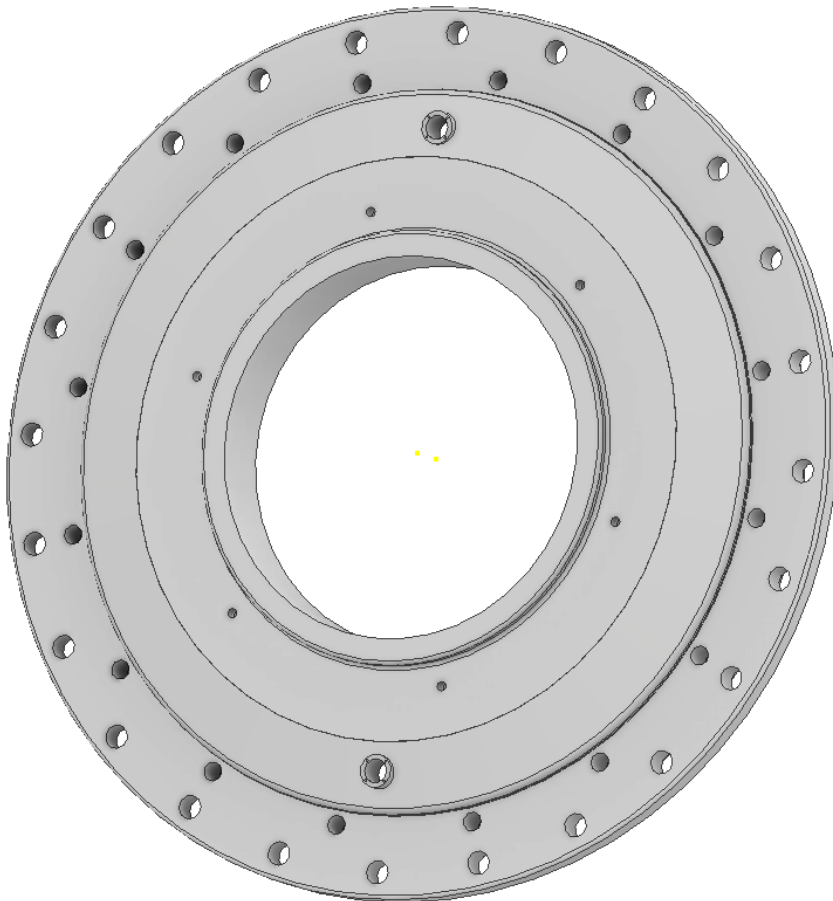
Obrázek 38 Graf hodnocených variant

## 4 Konstrukční návrh spojky

V této části práce budou představeny a popsány vybrané části spojky. Dále pak bude představeno finální řešení spojky. Veškeré rozměry spojky odpovídají napočteným hodnotám zvolené varianty. Při konstrukci byl kladen důraz na to, aby řešení odpovídalo původnímu navrženému koncepčnímu řešení. Konstrukční řešení spojky bylo navrženo v programu Autodesk Inventor 2022.

### 4.1 Víko spojky

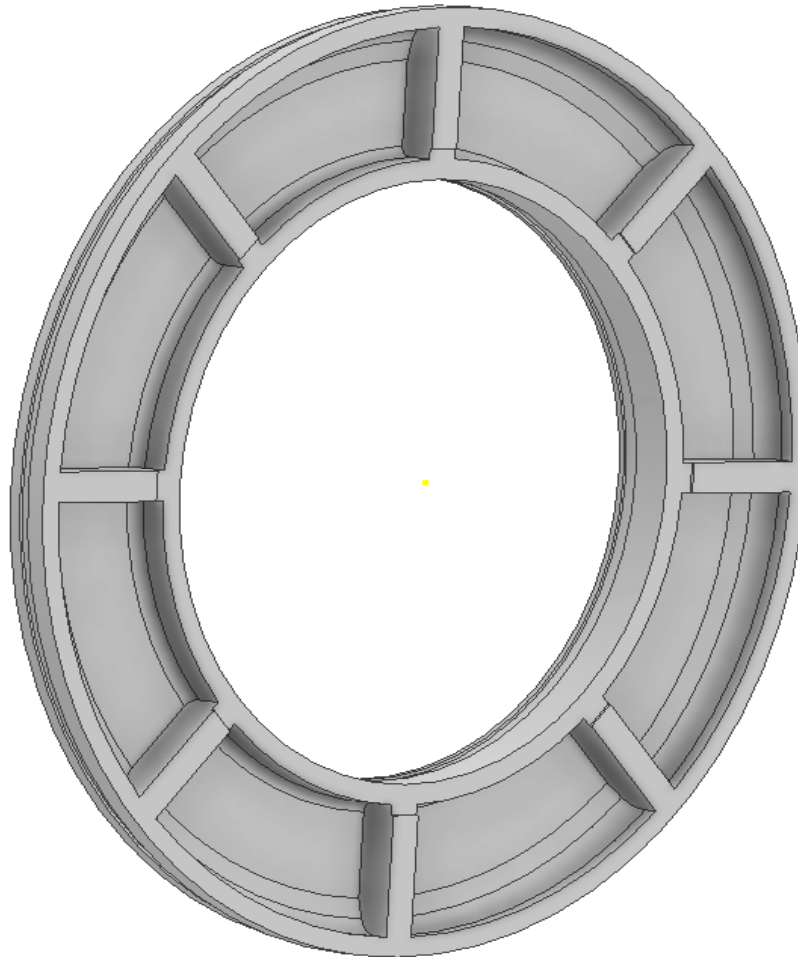
Víko spojky je navrženo jako odlitek. Tento odlitek je nutné dále obrábět, jelikož obsahuje závity pro uchycení ventilů. Každý ventil je uchycen pomocí čtyř šroubů. Dalších šest závitů je pro uchycení další části spojky, která bude sloužit jako rozcestník vzduchu do dvou ventilů a pro další uložení spojky v ložisku. Další otvory jsou pro zpětné pružiny a pro uchycení víka k věnci spojky a k ozubenému kolu.



Obrázek 39 Víko spojky

## 4.2 Píst spojky

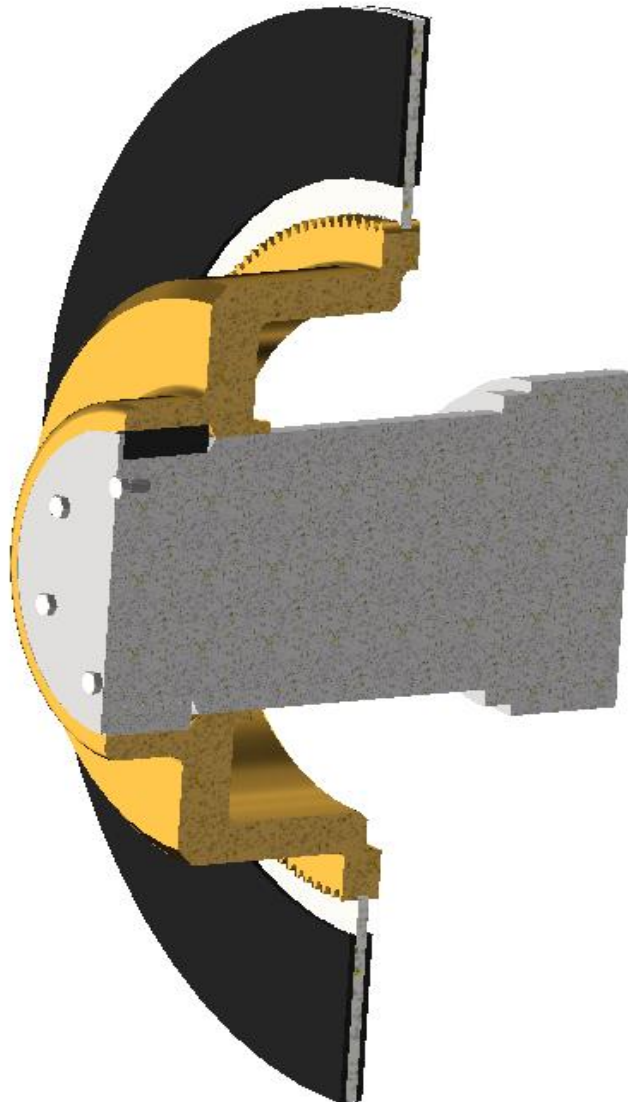
Píst spojky je opět navržen jako odlitek. Z důvodu úspory váhy pístu je opatřen po obvodu osmi žebry, která budou tlačít na lamely spojky a vytvářet na ně dostatečnou přitlačnou sílu. Velký přitlačný průměr pístu je 1985 mm. Malý průměr 1300 mm. Celková váha pístu je 1150 kg.



*Obrázek 40 Píst spojky*

## 4.3 Brzděné části spojky

Mezi části spojky, které jsou po vykonání kovacího cyklu nehybné patří lamela s obložením, náboj spojky s vnějším ozubením a deska pro axiální zajištění. Náboj spojky je s výstředníkovou hřídelí spojen pomocí kuželových pouzder a kolíků. Obložená lamela je vedena pomocí ozubení při spínání a rozepínání spojky. Obložení lamely je pro zjednodušení modelu uvažováno jako mezikruhové. Velký průměr třecí plochy je 1880 mm a malý 1300 mm. Výstředníková hřídel zobrazena pouze pro lepší představu. Nebereme ji jako součást spojky.

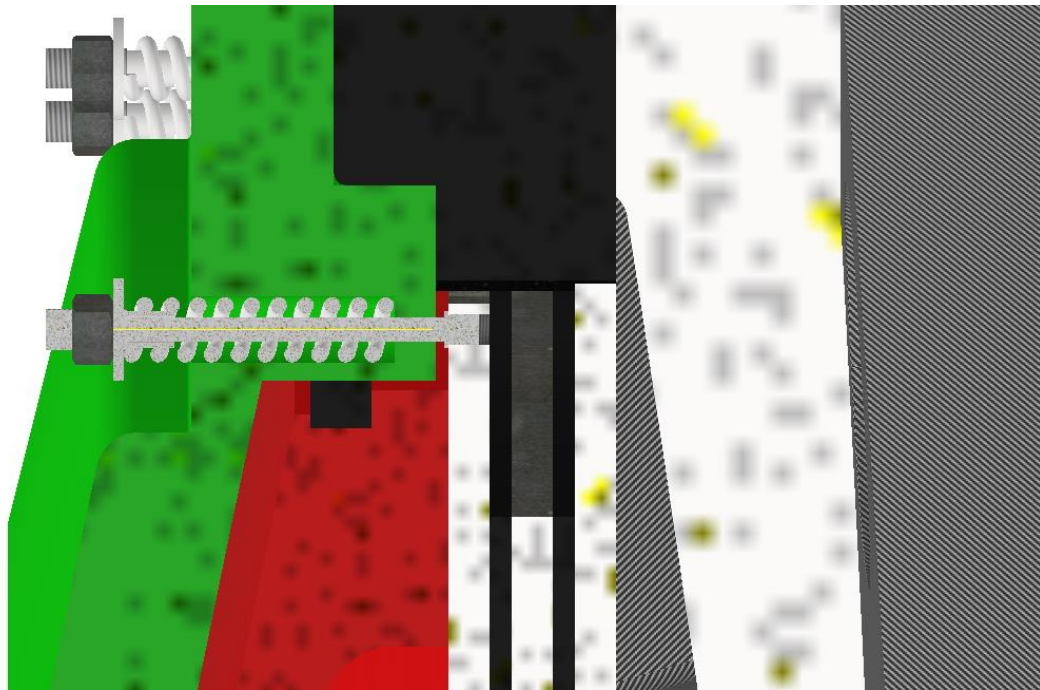


*Obrázek 41 Brzděné části spojky*

#### **4.4 Zpětné pružiny**

Pro návrat pístu do původní polohy a rozeptutí lamel je použito 16 pružin. Pružiny jsou v rozeptutém stavu předepnuté. Po sepnutí spojky se pružiny stlačí ještě o zdvih pístu. Ten se pak v závislosti na opotřebení obložení může měnit. Lamela s vnějším ozubením má po svém obvodu 16 závitů pro upevnění kulatiny s osazením, která má na obou koncích závit. Menší závit slouží pro upevnění k lamele a větší k dotahování matice a vytváření předepnutí. Pod maticí je umístěna osazená podložka, která zajišťuje stlačení pružiny. Téměř celá pružina je uložena v otvoru víka.

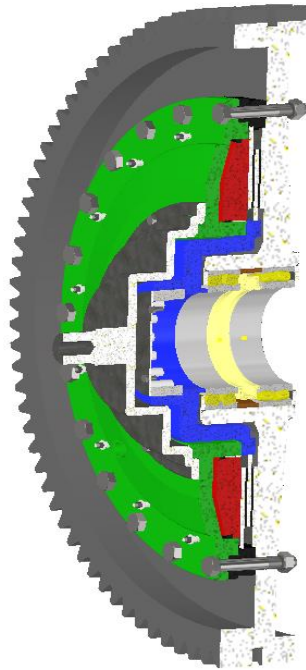




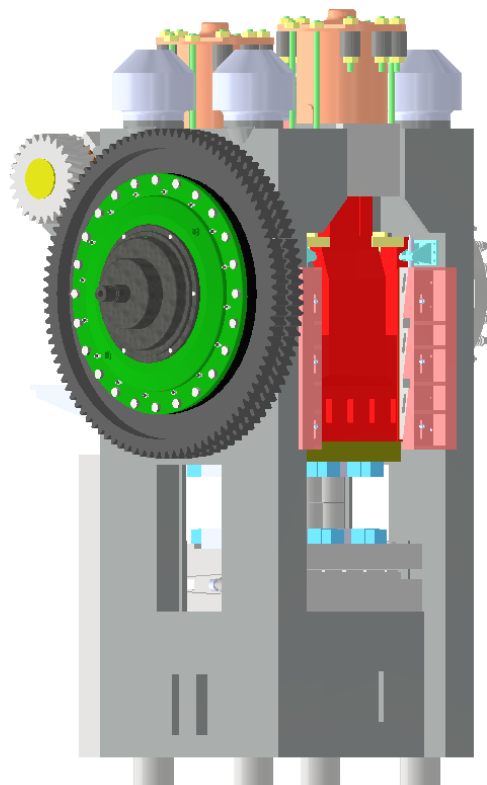
Obrázek 42 Zpětné pružiny řez

#### 4.5 Finální konstrukční řešení spojky

Na obrázku 42 lze vidět konečné řešení spojky. Spojka je navržena tak, aby zástavbový prostor byl co nejmenší. Spojka je proto umístěna do ozubeného kola. Víko s věncem je spojeno s kolem pomocí 24 šroubů. Pro přenos kroutícího momentu jsou využity dvě lamely s vnějším ozubením a jedna lamela s obložením, která má ozubení vnitřní. Zdvih pístu je 4 mm. Na vnitřní a vnější průměr pístu jsou nasazena těsnění, aby se minimalizoval únik stlačeného vzduchu. Mezi vnitřním průměrem pístu a víkem spojky je umístěn vodící kroužek. Spodní kroužek ložisek je z jedné strany axiálně zajištěn pomocí osazení na výstředníkové hřídele a z druhé strany pomocí náboje spojky. Náboj spojky je dále axiálně zajištěn pomocí kruhové desky, která je pomocí šroubů upevněna na čele výstředníkové hřídele. Horní kroužky ložisek jsou zajištěny pomocí rozpěrných kroužků, které jsou upevněny pomocí šroubů k ozubenému kolu. Průměr spojky připojené k ozubenému kolu je 2400 mm a délka včetně osazení pro ložisko a rozvod vzduchu 986 mm. Hmotnost spojky včetně ozubeného kola je přibližně 18,2 tuny. Ozubené kolo by mělo být pro správný přenos kroutícího momentu opatřeno šípovým ozubením. Na obrázku níže je zobrazeno pouze přímé ozubení. Šípové ozubení se v použitém programu nepovedlo vygenerovat. Pro zvýšený ovládací tlak byla použita jednočinná pístní manžeta PK1 od firmy Hennlich s maximálním dovoleným tlakem 20 bar. Vzhledem k velkému rozměru je nutno vyrobit těsnění na zakázku.



*Obrázek 42 Finální řešení spojky*



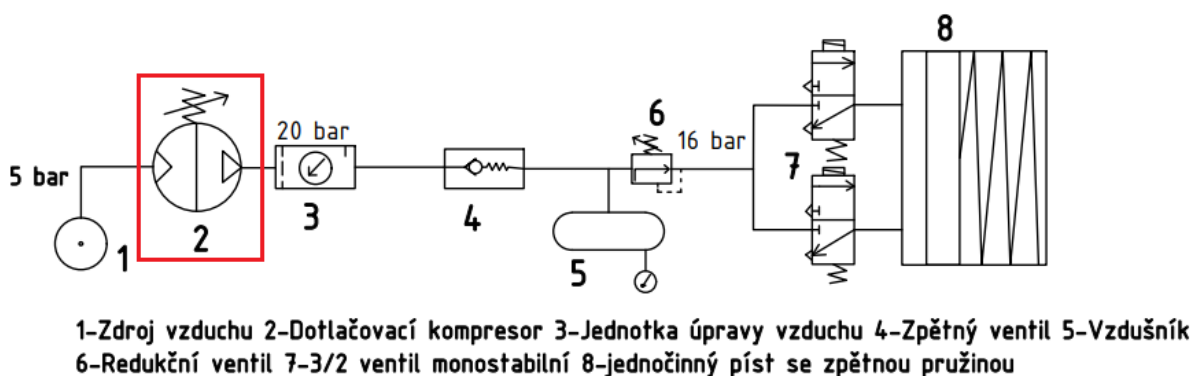
*Obrázek 43 Umístění spojky na stroji*

## 4.6 Plnicí okruh

### 4.6.1 Úprava plnicího okruhu

Jelikož vybraná varianta spojky pracuje se zvýšeným plnicím tlakem 16 bar, je nutné upravit plnicí okruh tak, aby byl schopen tento tlak zajistit s ohledem na počet sepnutí spojky za minutu. Do okruhu byl přidán dotlačovací kompresor, který dokáže zvýšit tlak z původních 5 bar na 20 bar. Další změna v okruhu je ve vzdušníku, který bude muset být vyměněn. Vzdušník bude natlakován na maximálně 20 bar. Pokud vzdušník dosáhne tlaku 20 bar, kompresor bude vypnutý. V momentě, kdy tlak ve vzdušníku klesne na 16 bar, kompresor opět začne tlačit vzduch do vzdušníku. Přívod pouze 16 bar do spojky zajišťuje redukční ventil. Dva ventily jsou zvoleny proto, že je potřeba zajistit co nejrychlejší vyprázdnění stlačeného vzduchu ze spojky po jejím rozepnutí.

V dalších podkapitolách je proveden výpočet základních prvků okruhu, které budou sloužit pro poptání konkrétních výrobků. Uvedený výpočet je obecný. Výpočet s konkrétními hodnotami je součástí přílohy *Výpočet plnicího okruhu*.



Obrázek 46 Plnicí okruh s konkrétními tlaky

### 4.6.2 Určení vnitřního průměru potrubí

Jelikož se pracuje se vzduchem, který je stlačitelný, bude ve výpočtu využita stavová rovnice.

Vstupní hodnoty

R	[MPa.cm <sup>3</sup> .K <sup>-1</sup> .mol <sup>-1</sup> ]	Plynová konstanta pro vzduch
M	[kg. mol <sup>-1</sup> ]	Molární hmotnost vzduchu
T	[K]	Termodynamická teplota vzduchu
V	[m <sup>3</sup> ]	Objem válce
P <sub>s</sub>	[MPa]	Tlak plnění spojky
R <sub>s</sub>	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	Specifická plynová konstanta pro vzduch
v	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost proudění vzduchu v potrubí

$$p \cdot V = \frac{m}{M} \cdot R \cdot T \quad \text{Stavová rovnice}$$

Jelikož je možné určit všechny členy rovnice kromě hmotnosti, vyjádříme si ji. Teplotu vzduchu lze zjistit měřením.

$$m = \frac{p \cdot V \cdot M}{R \cdot T} \quad \text{Hmotnost vzduchu dodávaná do válce}$$

Jelikož z měření stroje také známe potřebný spínací čas spojky, který je 0,2 sekundy, lze určit hmotnostní průtok v kg/s.

$$Q = \frac{1}{0,2} \cdot m \quad \text{Hmotnostní průtok}$$

Dále je nutné si určit hustotu vzduchu o dané teplotě a tlaku, to zjistíme dle následujícího vztahu:

$$\rho = \frac{p}{R_s \cdot T} \quad \text{Hustota vzduchu}$$

Dle tabulky ze zdroje [13] lze určit doporučenou rychlost proudění vzduchu v potrubí. Poté lze použít vztah pro rychlost proudění v závislosti na hmotnostním průtoku.

$$v = \frac{Q}{\rho \cdot S} \quad \text{Rychlost proudění v potrubí}$$

V případě kruhového průřezu lze z této rovnice vyjádřit vnitřní průměr potrubí.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{Průtoková plocha}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v \cdot \rho \cdot \pi}} \quad \text{Malý průměr potrubí}$$

#### 4.6.3 Určení velikosti vzdušníku

Jelikož délka potrubí není přesně známa, bude tato hodnota odhadnuta.

Vstupní hodnoty

$$V_v \quad [\text{m}^3] \quad \text{Objem válce}$$

$$V_p \quad [\text{m}^3] \quad \text{Objem potrubí}$$

Dle [9] se dá orientační hodnota objemu vzdušníku určit dle následujícího vztahu.

$$V = V_v + V_p \quad \text{Objem válce a potrubí}$$

$$VD_r = (15 - 20) \cdot V \quad \text{Objem vzdušníku}$$

#### 4.6.4 Určení parametrů zařízení pro zvýšení tlaku

Při volbě zařízení pro zvýšení tlaku je důležitá hodnota vstupního tlaku, která je ve všech případech 5 bar. Dále pak hodnota výstupního tlaku, která odpovídá maximálnímu tlaku ve vzdušníku. Dalším parametrem je pak objemový průtok, který dané zařízení dokáže vyprodukovat. Potřebný objemový průtok za minutu lze spočítat pomocí objemu válce a počtu sepnutí za minutu. Vzorec je rozšířen o koeficient ztrát v potrubí a opotřebení obložení.

#### Vstupní hodnoty

$V$	$[m^3]$	Objem válce
$n_{sm}$	$[min^{-1}]$	Počet sepnutí spojky za minutu
$k$	$[-]$	Koeficient ztrát v potrubí
$k_o$	$[-]$	Koeficient opotřebení obložení
$P = V \cdot n_{sm} \cdot k \cdot k_o$		Požadovaný dodávaný objem vzduchu za minutu

#### 4.6.5 Výběr konkrétních prvků plnicího okruhu

Hlavními dvěma prvky pneumatického okruhu je dotlačovací kompresor a vzdušník. Obě komponenty byly poptány u firmy ALMIG KOMPRESORY s.r.o. na základě vypočtených parametrů v příloze *Výpočet plnicího okruhu*. Hlavními požadavky na kompresor byl vstupní a výstupní tlak. Dalším požadavkem byl dostatečný objemový průtok.

Jako dotlačovací kompresor byl zvolen kompresor typu SRHD 200-5-40 o objemovém průtoku 937 l/min, výstupním tlaku 20 bar a výkonu 5,5 kW. Kompresor je znázorněn na obrázku 44.

Při poptávání kompresoru byl uvažován i klasický pístový kompresor, který by nepotřeboval vstupní přívod vzduchu. Dle firmy ALMIG KOMPRESORY s.r.o. je ale pro klasický pístový kompresor objemový průtok a výstupní tlak moc velký, proto bylo nutné zvolit dotlačovací kompresor.

Dle informací od prodejce je ideální vytížení kompresoru při nepřetržitém provozu okolo 40%. Dle výpočtu v příloze *Výpočet plnicího okruhu* bylo zjištěno, že vytížení kompresoru při nulovém opotřebení obložení je 19,12 %. Při maximálním opotřebení, je vytížení kompresoru 47,8%. Kompresor by tedy neměl být dlouhodobě používán při tak velkém opotřebení obložení. Kompresor dosáhne svého hraničního vytížení 40% při opotřebení přibližně 2,2 mm na plochu.



*Obrázek 44 Kompresor SRHD 200-5-40*

Vzdušník byl zvolen o velikosti 200 litrů a maximálním tlaku 25 bar. Maximální tlak vzdušníku byl záměrně zvolen o 5 barů vyšší, aby nebyl neustále vystavován svému maximálnímu dovolenému tlaku. Tento vzdušník byl také doporučen firmou ALMIG KOMPRESORY s.r.o. Velikost tohoto vzdušníku odpovídá i předběžnému výpočtu velikosti vzdušníku, kde byla napočtena velikost vzdušníku 198 litrů.



*Obrázek 45 Vzdušník 200l/25bar*

Jako jednotku na filtraci vzduchu a redukci lze například použít výrobek LFR-N1/4-D-O-MIDI-T18-EX4 od firmy Festo. Tento produkt je schopen pracovat s tlakem 20bar, který mezi dotlačovacím kompresorem a vzdušníkem bude. Ventily 3/2 monostabilní elektromagneticky ovládané se ve standartních řadách vyrábí do 16 bar. Tyto ventily lze zakoupit také u firmy Festo.

## 5 Technicko-ekonomické zhodnocení

Zvýšením ovládacího tlaku bylo možné ušetřit materiál na spojce. Na druhou stranu vznikly vyšší náklady na pneumatický okruh. Tato část se bude zabývat náklady těchto dvou položek a po jejich srovnání bude vyhodnoceno, zda je toto řešení ekonomicky výhodné. Veškeré použité ceny materiálu jsou počítány ke dni 11.4.2022.

### 5.1 Obložené lamely

U obložených lamel došlo ke snížení počtu z dvou lamel na jednu lamelu. Také došlo ke zmenšení vnějšího průměru lamely. Jelikož jsou lamely vyráběny jako výpalek pro přesnější porovnání úspory materiálu, je vhodné napočítat hrubou hmotnost jedné lamely. Lamela se vzhledem ke svým rozměrům bude pálit ze standardního formátu plechu 4000x2000x20 mm. Lamela původní se bude pálit z příštíhu plechu 2500x4700x20 mm. U lamel došlo také ke změně materiálu, kde kilogramová cena materiálu nové lamely bude vyšší.

#### 5.1.1 Hrubá hmotnost původní obložené lamely

Hrubá hmotnost lamely odpovídá hmotnosti plechu ku počtu vypálených lamel.

$$m_{p1} = l \cdot h \cdot t \cdot \rho = 2,5 \cdot 4,7 \cdot 0,02 \cdot 7800 = 1833 \text{ kg} \quad \text{Hmotnost plechu}$$

$$m_{lo1} = \frac{m_{p1}}{2} = \frac{1833}{2} = 916,5 \text{ kg} \quad \text{Hrubá hmotnost lamely původní}$$

Při kilogramové ceně 50 Kč/kg je materiálový náklad jedné lamely  $n_{lo1} = 45\ 825 \text{ Kč}$ .

#### 5.2.2 Hrubá hmotnost nové obložené lamely

$$m_{p2} = l \cdot h \cdot t \cdot \rho = 2 \cdot 4 \cdot 0,02 \cdot 7800 = 1248 \text{ kg} \quad \text{Hmotnost plechu}$$

$$m_{lo2} = \frac{m_{p2}}{2} = \frac{1248}{2} = 624 \text{ kg} \quad \text{Hrubá hmotnost lamely nové}$$

Při kilogramové ceně 62 Kč/kg je materiálový náklad jedné lamely  $n_{lo2} = 38\ 688 \text{ Kč}$ .

#### 5.1.2 Porovnání nákladů obložených lamel

Rozdíl mezi náklady získáme prostým odečtením. Jelikož původní lamely byly 2, pak platí:

$$U_1 = 2 \cdot n_{lo1} - n_{lo2} = 2 \cdot 45825 - 38688 = 52926 \text{ Kč}$$

Materiálová úspora činí **52 926 Kč**



## 5.2 Lamely s vnějším ozubením

U lamel s vnějším ozubením taktéž došlo ke snížení počtu a zmenšení vnějšího průměru. Materiál zůstal stejný. Původní lamela bude pálena z přístříhu 5000x2500x20 mm. Nová lamela z 4300x2150x20 mm.

### 5.2.1 Hrubá hmotnost původní lamely neobložené

$$m_{p3} = l \cdot h \cdot t \cdot \rho = 2,5 \cdot 5 \cdot 0,02 \cdot 7800 = 1950 \text{ kg} \quad \text{Hmotnost plechu}$$

$$m_{l1} = \frac{m_{p3}}{2} = \frac{1950}{2} = 975 \text{ kg} \quad \text{Hrubá hmotnost lamely původní}$$

Při kilogramové ceně 50 Kč/kg je materiálový náklad jedné lamely  $n_{l03} = 48\ 750\text{Kč}$ .

### 5.2.2 Hrubá hmotnost nové lamely neobložené

$$m_{p4} = l \cdot h \cdot t \cdot \rho = 4,3 \cdot 2,15 \cdot 0,02 \cdot 7800 = 1442 \text{ kg} \quad \text{Hmotnost plechu}$$

$$m_{l2} = \frac{m_{p4}}{2} = \frac{1442}{2} = 721 \text{ kg} \quad \text{Hrubá hmotnost lamely nové}$$

Při kilogramové ceně 50 Kč/kg je materiálový náklad jedné lamely  $n_{l04} = 36\ 055\text{Kč}$ .

### 5.2.3 Porovnání nákladů neobložených lamel

Rozdíl mezi náklady získáme prostým odečtením. Jelikož původní lamely byly 2, pak platí:

$$U_2 = 2 \cdot n_{l03} - n_{l04} = 2 \cdot 48750 - 36055 = 61445 \text{ Kč}$$

Materiálová úspora činí **61 445 Kč**

## 5.3 Píst a víko spojky

U pístu spojky došlo ke zmenšení vnějšího průměru. Víko spojky se bude také lišit. Hmotnosti pístů jsou následující:

$$m_{pist1} = 1766 \text{ kg} \quad \text{Původní hmotnost pístu}$$

$$m_{pist2} = 1150 \text{ kg} \quad \text{Nová hmotnost pístu}$$

Po odečtení je váhový rozdíl mezi písty 616 kg. Při kilogramové ceně litiny 55 Kč/kg úspora činí **U<sub>3</sub> = 33880 Kč**

U víka spojky jsou hmotnosti následující:

$$m_{viko2} = 3557 \text{ kg} \quad \text{Původní hmotnost víka}$$

$$m_{viko2} = 2445 \text{ kg} \quad \text{Nová hmotnost víka}$$

Po odečtení je váhový rozdíl mezi víky 1112 kg. Při kilogramové ceně litiny 55 Kč/kg úspora činí **U<sub>4</sub> = 61160 Kč**

## 5.4 Obložení lamel

U obložení lamel došlo ke snížení počtu a zmenšení vnějšího průměru. Hmotnosti obložení jsou následující:

$m_{o1}=575$  kg                      Původní hmotnost obložení

$m_{o2}=164$  kg                      Nová hmotnost obložení

Po odečtení je váhový rozdíl mezi obloženími 411 kg. Při kilogramové ceně obložení 70 Kč/kg úspora činí  $U_5= 28770$  Kč

## 5.5 Celková materiálová úspora

Sečtením jednotlivých úspor získáme celkovou materiálovou úsporu, která vznikla zvýšením ovládacího tlaku:

$$U_m = U_1 + U_2 + U_3 + U_4 + U_5 = 52926 + 61445 + 33880 + 61160 + 28700 = 238\ 111 \text{ Kč}$$

## 5.6 Plnicí okruh spojky

Hlavními dvěma položkami plnicího okruhu je kompresor a vzdušník. Ke zvýšení tlaku bylo nutné použít nový kompresor. Pro zajištění dostatku stlačeného vzduchu při spínání spojky bylo nutné použít i nový vzdušník. Kompresor tedy bude počítán jako nový náklad. U vzdušníku se použije rozdíl mezi náklady na stávající vzdušník a náklady na nový vzdušník. Náklady jsou následující:

$n_k= 173\ 800$  Kč                      Náklady kompresoru

$n_{v1}= 35\ 000$  Kč                      Původní cena vzdušníku

$n_{v2}= 45\ 500$  Kč                      Nová cena vzdušníku

$$N = n_k + n_{v2} - n_{v1} = 173\ 800 + 45\ 500 - 35\ 000 = 184\ 300 \text{ Kč}$$

## 5.7 Porovnání úspory a nákladů

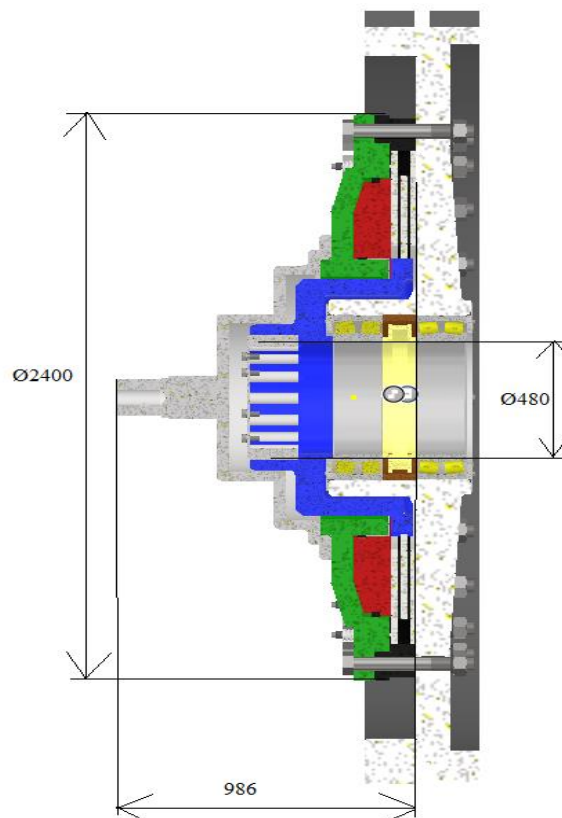
Po odečtení nákladů na plnicí okruh od materiálové úspory zjistíme, zda je pro nás dané řešení ekonomicky výhodné.

$$U_c = U_m - N = 238\ 111 - 184\ 300 = 53\ 811 \text{ Kč}$$

Celková úspora vybraného řešení je 53 811 Kč. Lze tedy usoudit, že toto řešení je ekonomicky výhodné.

## 6 Souhrn technických parametrů spojky

Název	Hodnota
Jmenovitý moment spojky	1,946 MNm
Hmotnost spojky	18 200 Kg
Hlavní rozměry bez ozubeného kola	Ø2400-986 mm
Ovládací tlak	1,6 MPa
Výkon dotlačovacího kompresoru	5,5 kW
Počet obložených lamel	1
Počet lamel neobložených	2
Životnost obložení (nepřetržitý provoz)	7,7 roku
Připojovací průměr	480 mm
Pracovní zdvih pístu	4 mm



Obrázek 43 Hlavní rozměry spojky

## 7 Závěr

Cílem této práce bylo zvýšení efektivity spojky u lisu SKL2500. Bylo zjištěno, že zvýšeným ovládacím tlakem lze značně uspořit materiál na spojce. Především na lamelách, obložení, víku a pístu spojky došlo ke značným úsporám. Zmenšením vnějšího průměru obložených lamel také výrazně klesla energie brzděných hmot, což má pozitivní vliv na energetickou efektivitu, tepelné zatížení a životnost obložení spojky. Snížením počtu lamel také došlo ke zmenšení zástavbového prostoru. Materiál obložení ve spojce je v současné variantě využit efektivněji vzhledem k jeho dovolenému napětí v tlaku.

Ekonomické hodnocení ukázalo, že celá koncepce je i ekonomicky výhodná. Při vyhodnocování byly vzaty v úvahu jen hlavní materiálové úspory spojky a dva hlavní prvky okruhu, což je vzdušník a dotlačovací kompresor. Ostatní prvky okruhu byly zanedbány, jelikož by neměly mít tak výrazný vliv na celkovou cenu. Pro přesnější porovnání by bylo nutné vzít v úvahu i další položky, jako jsou výrobní náklady nebo montážní náklady. U těchto nákladů se dá předpokládat, že snížením počtu lamel a zmenšením rozměrů budou nižší než u původní varianty. Nutno dodat, že při hodnocení nebyly přesně známy všechny hodnoty, jako je například původní cena vzdušníku, která byla odhadnuta. Pro přesnější porovnání by tedy bylo nutné tuto cenu upravit.

Snížení energie brzděných hmot bude mít pozitivní vliv také na jiné komponenty na stroji, jelikož například brzda bude zastavovat přibližně poloviční energii a může tak být menší, tím dojde k další materiálové i výrobní úspoře. Pokles otáček na setrvačnicku při sepnutí spojky bude touto úpravou také menší.

Při návrhu dotlačovacího kompresoru bylo vzhledem k jeho doporučenému vytížení cca 40% zjištěno, že dalším důvodem pravidelné kontroly opotřebení obložení je i samotný kompresor. Při maximálním dovoleném opotřebení na plochu se objem válce zdvojnásobí a vytížení kompresoru stoupne na cca 48%, což je v případě nepřetržitého provozu vysoká hodnota a dlouhodobě by kompresor neměl být takovému vytížení vystavován.

Vzhledem k ekonomickým a technickým výsledkům lze usoudit, že cíl práce zvýšení efektivity spojky byl úspěšně splněn.

## 8 Seznam použitých zdrojů

[1] Šmeral Brno a.s.[online]. [cit. 18-10-2021]

Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/article/12/o-firme-my-jsme-tvareci-stroje-tradice-od-roku-1861>

[2] Šmeral Brno a.s.[online]. [cit. 18-10-2021]

Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/product/19/skl-2500>

[3] HOSNEDL, S. Obecné strojní části 1 ZČU v Plzni Katedra konstruování strojů 2012, 1. vydání 1991.

[4] HOLUBEC, M. Spojka pomocného pohohu. Brno VUT 2008. Vedoucí diplomové práce Doc.Ing. Zdeněk Kaplan, Csc.

[5] Ortlinghaus – Werke GmbH. Mechanicky ovládané lamelové spojky Sinus. [online]

[cit. 25-10-2021]

Dostupné z: <https://www.troma-mach.cz/storage/app/media/products/ortlinghaus/files/ortlinghaus-mechanicke-a-lamelove-spojky-cz.pdf>

[6] Direct industry (*Mechanicky ovládaná spojka Ortinghaus*). [online] [cit 26-10-2021]

Dostupné z: <https://pdf.directindustry.com/pdf/ortlinghaus/mechanically-actuated-clutches/13855-172096.html>

[7] Ortlinghaus – Werke GmbH. Hydraulicky ovládané spojky a brzdy. [online]

[cit. 31-10-2021]

Dostupné z: [https://www.troma-mach.cz/storage/app/media/products/ortlinghaus/files/hydraulicky-ovladane-spojky-a-brzdy\\_11-2011\\_cz-min.pdf](https://www.troma-mach.cz/storage/app/media/products/ortlinghaus/files/hydraulicky-ovladane-spojky-a-brzdy_11-2011_cz-min.pdf)

[8] Ortlinghaus – Werke GmbH. (*Hydraulicky ovládaná spojka Ortinghaus*) [online]

[cit 31-10-2021]

Dostupné z: <https://www.ortlinghaus.com/english/products/clutches/clutches.html>

[9] Ortlinghaus – Werke GmbH. Pneumaticky ovládané spojky a brzdy. [online]

[cit. 31-10-2021]

Dostupné z: <https://www.troma-mach.cz/cs/produkty/ortlinghaus/pneumaticky-ovladane-spojky>

[10] Ortlinghaus – Werke GmbH. Elektromagneticky ovládané spojky a brzdy. [online]

[cit. 5-11-2021]

Dostupné z: <https://www.troma-mach.cz/cs/produkty/ortlinghaus/elektromagneticky-ovladane-spojky-brzdy>

[11] Mechanical booster. Fluid coupling – Main parts, Principle, Working and Application. [online] [cit. 7-11-2021]

Dostupné z: <https://www.mechanicalbooster.com/2017/06/fluid-coupling.html>

[12] Bmc-tech. (*Hydrodynamická spojka WESTCAR*) [online] [cit 7-11-2021]

Dostupné z: <https://bmc-tech.cz/c315-hydrodynamicke-spojky>

[13] Teatechnik, Magnetické spojky. [online] [cit. 15-11-2021]

Dostupné z: [https://www.teatechnik.cz/doc/katalogy/Magneticke\\_spojky.pdf](https://www.teatechnik.cz/doc/katalogy/Magneticke_spojky.pdf)

[14] Maflex, technická pomoc [online] [cit. 23-3-2022]

Dostupné z: <https://www.maflex.cz/technicka-pomoc/doporucene-rychlosti-v-potrubi/>

[15] RUDOLF, B. KOPECKÝ, M. a kol. Tvářecí stroje. Základy stavby a využití, 1985 Praha.

## 9 Přílohy

### 9.1 Elektronické přílohy

MathCad soubory	-	SMERAL_VARIANTA_A_NOVE
	-	SMERAL_VARIANTA_B_NOVE
	-	SMERAL_VARIANTA_C_NOVE
	-	SMERAL_VARIANTA_D_NOVE
	-	SMERAL_VARIANTA_E_NOVE
Excel soubor	-	KONCEPCNI VARIANTY_A
PDF soubor	-	VÝPOČET PLNÍCÍHO OKRUHU

Výkres sestavy SKL2500-0-0 ve formátu PDF

Výkres víka SKL2500-0-1 ve formátu PDF

Výkres pístu SKL2500-0-7 ve formátu PDF

### 9.2 Tištěné přílohy

Výkres sestavy SKL2500-0-0

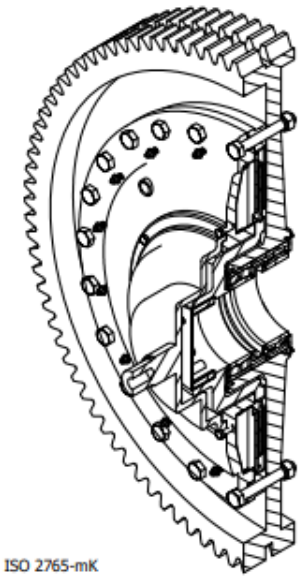
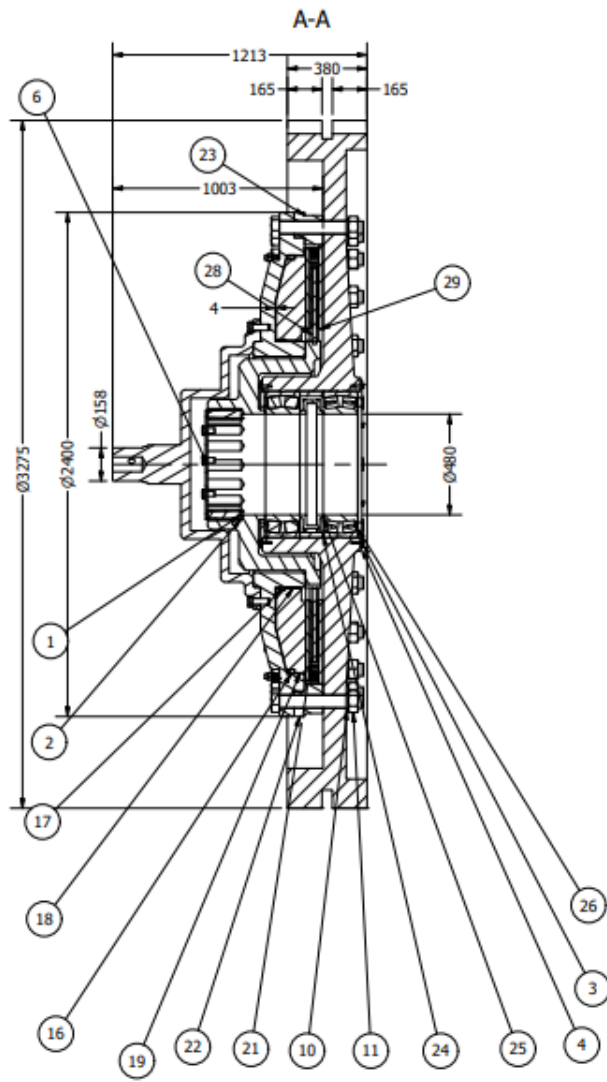
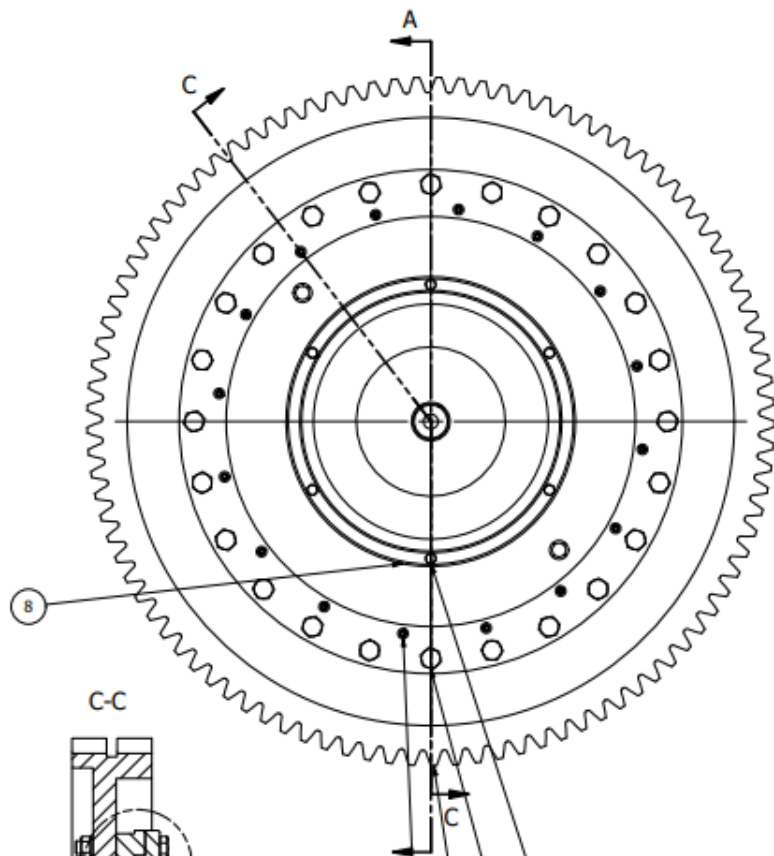
Výkres víka SKL2500-0-1

Výkres pístu SKL2500-0-7

## **Příloha č.1**

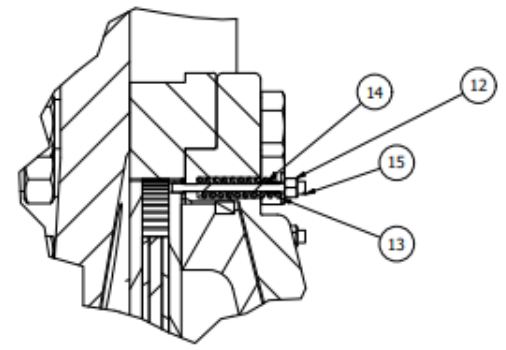
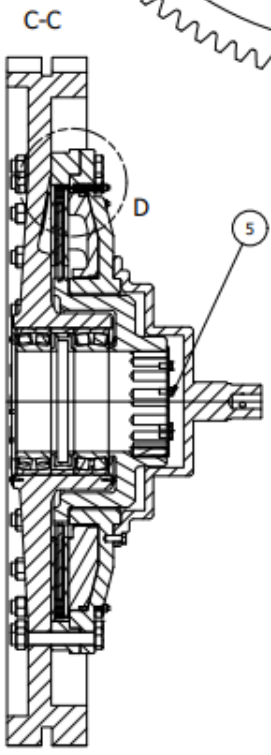
### **Vybraná výkresová dokumentace**





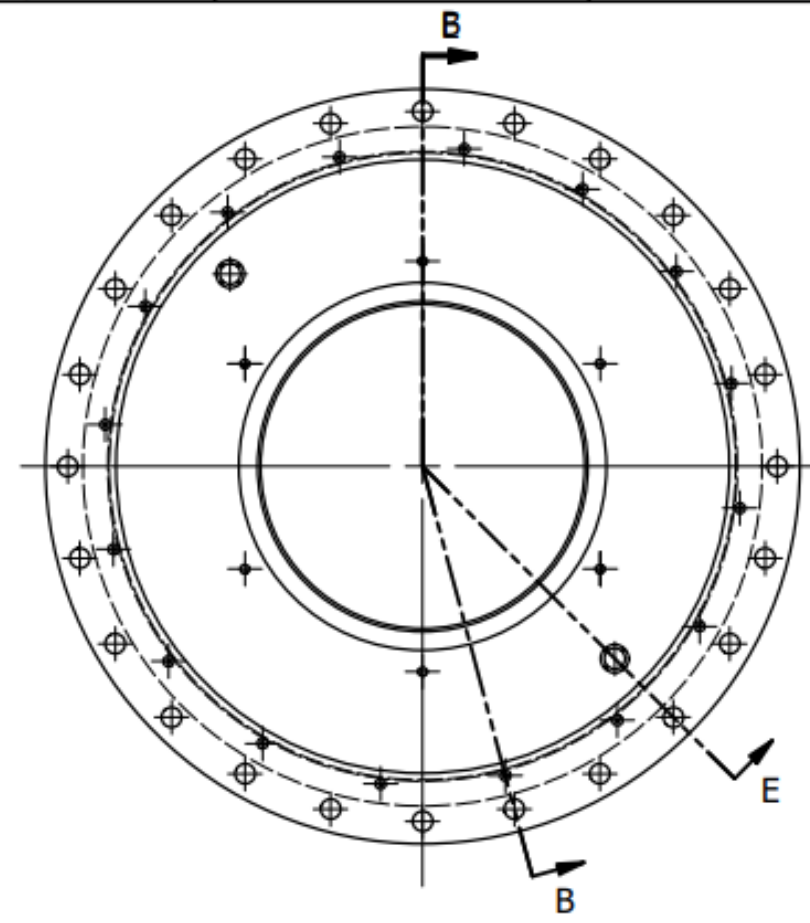
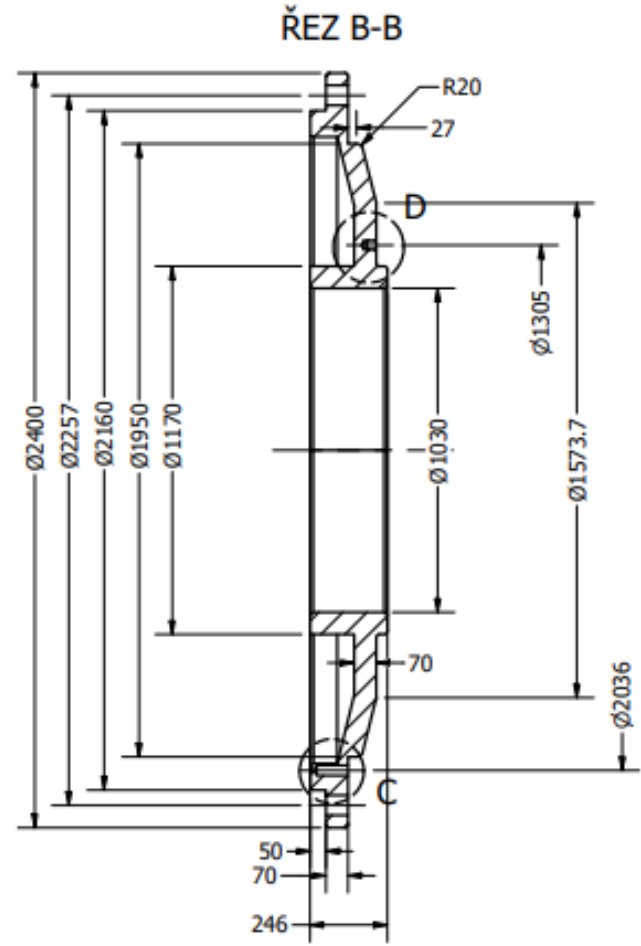
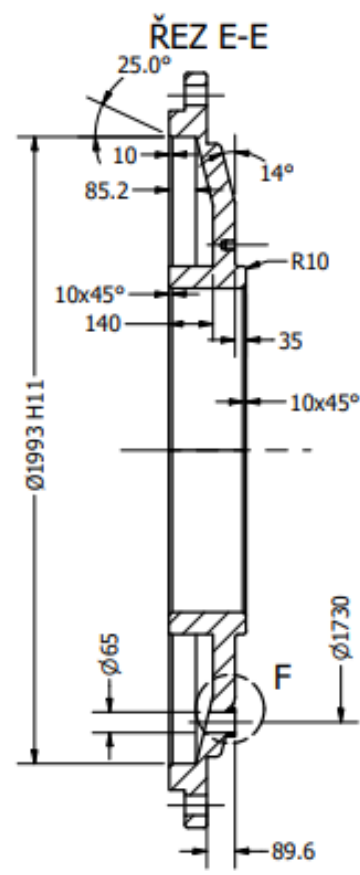
ISO 2765-mK

ITEM	QTY	PART NUMBER	DRAWING NO.
29	2	LAMELA S VĚŠŠÍM OZUBENÍM	SKL2500-0-11
28	1	LAMELA S VNITŘNÍM OZUBENÍM	SKL2500-0-10
27	1	OZUBENÉ KOLO SPOJKY	SKL2500-0-12
26	2	23096 CA W33 - LOŽISKO	-
25	1	2 332 aaa1-DISTANČNÍ KROUŽEK	-
24	1	3 236 aaa1-DISTANČNÍ KROUŽEK	-
23	1	VĚNEC SPOJKY	SKL2500-0-9
22	1	NÁBOJ SPOJKY	SKL2500-0-8
21	2	OBLOŽENÍ LAMELY	-
20	1	VÍKO SPOJKY	SKL2500-0-1
19	1	PÍST	SKL2500-0-7
18	1	VODÍČÍ KROUŽEK PÍSTU	-
17	1	TĚSNĚNÍ HENNLICH PK 01 - 1192x11x30	-
16	1	TĚSNĚNÍ HENNLICH PK 01 - 1993x20x30	-
15	16	TYČKA PRO VRATNÉ PRUŽINY	SKL2500-0-6
14	16	PRUŽINA 50x10x173	-
13	16	ZÁTKA S OSAZENÍM	SKL2500-0-5
12	16	ISO 4033 - M20	-
11	24	ISO 8673 - M60 x 4	-
10	24	ISO 8738 - 60	-
9	24	ISO 8765 - M60 x 4 x 400	-
8	1	VÍKO PRO LOŽISKO	SKL2500-0-1
7	6	DIN933 M30 x 80	-
6	1	DESKA AXIÁLNÍHO ZAJIŠTĚNÍ	SKL2500-0-4
5	6	DIN933 M24 x 45	-
4	2	VYMEZOVACÍ PODLOŽKA	SKL2500-0-3
3	12	DIN933 M10 x 35	-
2	16	KUŽELOVÉ POUZDRO 50X160	-
1	16	KUŽELOVÝ KOLÍK 40X160	-

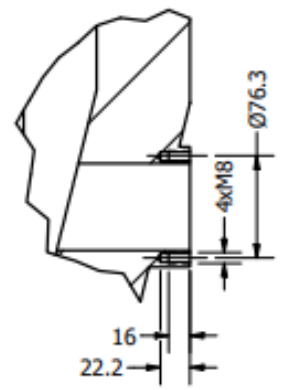


DETAIL D

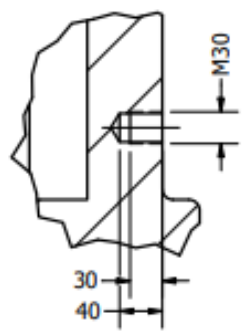
DRAWN	PC	24.03.2022	18 200 kg
CHECKED		KLIMENT	TITLE
QA			
MFG			
APPROVED			
		<b>SPOJKA SKL2500</b>	
SIZE	A3	DWG NO	SKL2500-0-0
SCALE	1 / 18	REV	0
			SHEET 1 OF 1



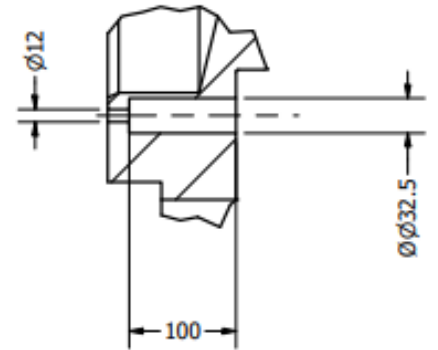
**DETAIL F**



**DETAIL D**

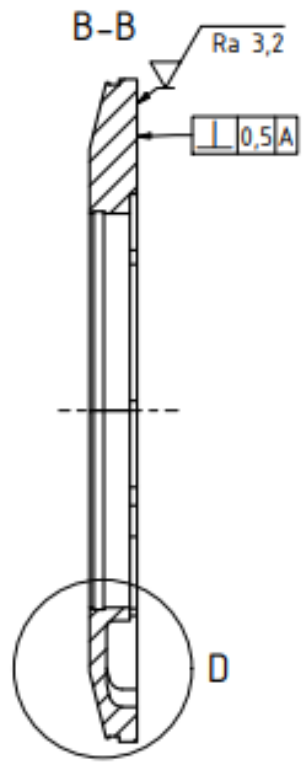
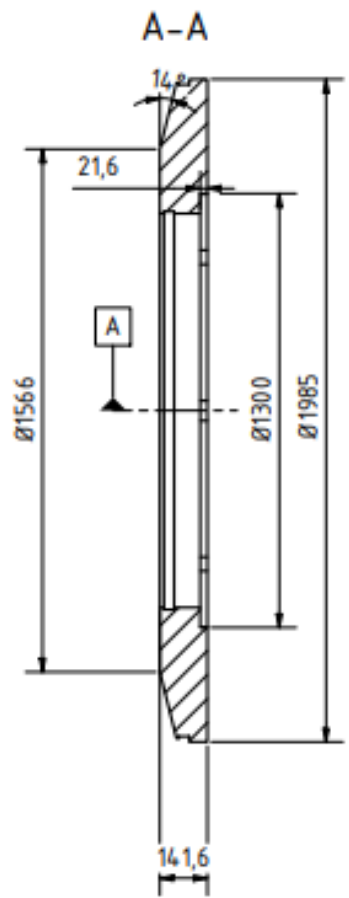
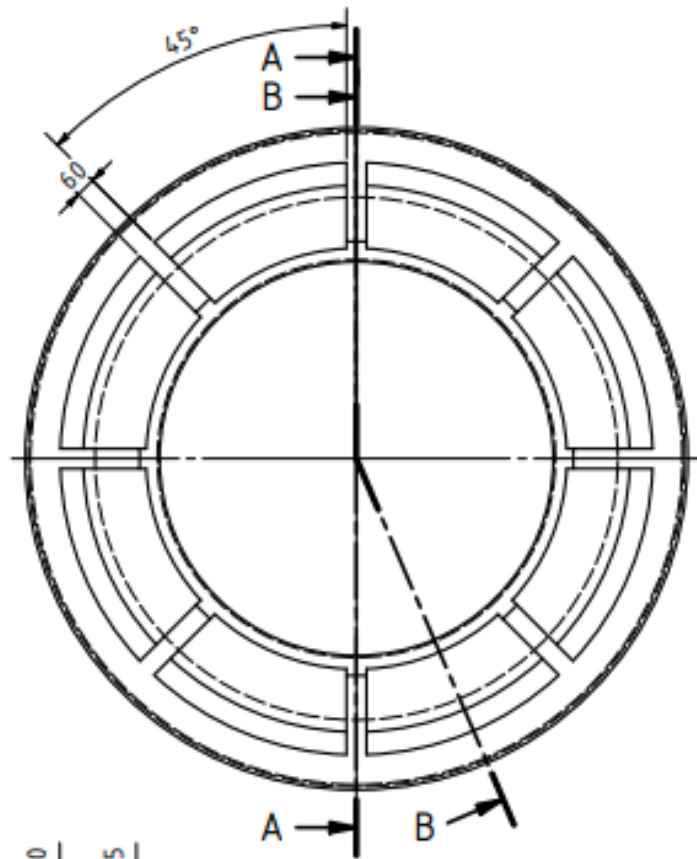


**DETAIL C**

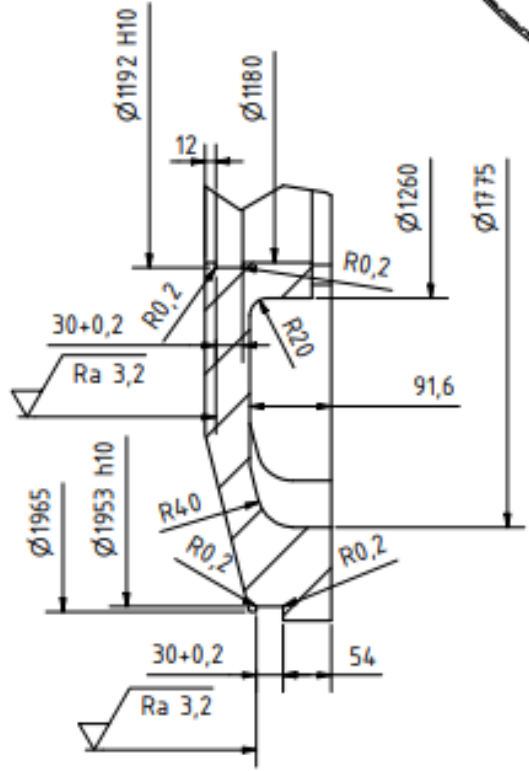


DRAWN	PC	03.05.2022	42 2650.5	
CHECKED		KLIMENT	TITLE	
QA		2445 kg		
MFG				
APPROVED				
		SIZE	DWG NO	REV
		A3	SKL2500-0-1	
		SCALE	1 / 17	SHEET 1 OF 1

**VÍKO**



D (1:6)



$\sqrt{Ra\ 25}$  ( $\sqrt{Ra\ 3,2}$ )

DRAWN	PC	15.5.2022	42 2650.5	
CHECKED		KLIMENT		
QA		1150 kg		
MFG				
APPROVED				
			SIZE	DWG NO
			A3	SKL2500-0-7
			SCALE	REV
			1/16	
			SHEET 1 OF 1	

PÍST