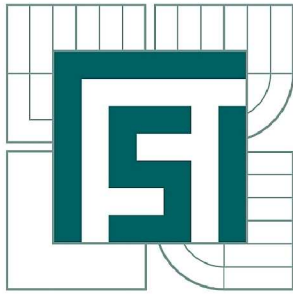


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

UPÍNÁNÍ A OTÁČENÍ HORNÍHO KOVADLA KOVACÍHO LISU CKV

CLAMPING AND ROTATION OF THE UPPER ANVIL OF THE CKV FORGING PRESS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR HORÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ OMES, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Horák

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Upínání a otáčení horního kovádla kovacího lisu CKV

v anglickém jazyce:

Clamping and rotation of the upper anvil of the CKV forging press

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Upínání je tvořeno upínáním horního držáku k hornímu příčnicku pohyblivého rámu a upínáním horního kovádla k hornímu držáku. Odlehčení a pootočení upínací tyče o 90° umožňuje buď odepnutí, (upnutí) horního držáku, nebo jeho pootočení o 90° a upnutí v této poloze.

Cíle bakalářské práce:

Návrh, výpočty a konstrukce skupiny upínání a otáčení horního kovádla lisu CKV.

Seznam odborné literatury:

1. □KAMELANDR, I.; Tvářecí stroje I. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1989
2. □KAMELANDR, I.; Tvářecí stroje II. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1989
3. □KAMELANDR, I.; Mechanizace a automatizace výrobních strojů - Tvářecí stroje III. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1990
4. □KAMELANDR, I.; Jednoúčelové stroje - Tvářecí stroje IV. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1991
5. □RUDOLF, B.; KOVÁČ, A.; Tvárniace stroje. ALFA. Bratislava 1979.
6. □RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. a kol.; Tvářecí stroje - Základy výpočtů a konstrukce. Praha. SNTL , ALFA 1979
7. □RUDOLF, B.; Výrobní stroje a zařízení II. Skriptum. Praha. ČVUT Praha 1990
8. □Drastík, F.: Výpočty v oboru kování a lisování. SNTL Praha, 1972
9. □ČSN 210001 - Tvářecí stroje - všeobecné požadavky

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Omes, Ph.D.

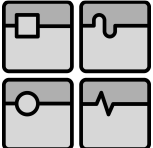
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 22.10.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem mechanismu upínání a otáčení horního kovádla kovacího lisu CKV. Byl navrhnut mechanismus upínání na základě používaných řešení na podobných kovacích lisech a mechanismus otáčení. Byla řešena úprava původních dílů a pevnostní výpočty dílů nových.

Klíčová slova

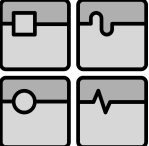
CKV kovací lis, otáčení horního kovádla, upínání horního kovádla, hornotlaký kovací lis

Abstract

This work deal with design mechanism clamping and rotation of the upper anvil of the forging press CKV. Mechanism clamping and rotation was designed depend on mechanism similar forging press. Adjustment original parts and calculation of new parts was carried out.





Key words

CKV forging press, rotation of the upper anvil, clamping of the upper anvil, upper-pressure forging press

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Bibliografická citace

HORÁK, P. *Upínání a otáčení horního kovádla kovacího lisu CKV*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 52 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Omes, Ph.D..

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Čestné prohlášení

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

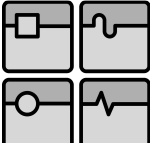
V Brně dne 24.5.2013

.....

Petr Horák

Obsah

Úvod	10
1. Rozdělení kovacích lisů	10
2. Otáčení a upínání horního kovádkla na kovacích lisech	12
2.1. Otáčení a upínání na CKW lisech.....	12
2.2. Otáčení a upínání na CKV lisech.....	13
3.1. Návrh otáčení a upínání pro CKV	14
3.1. Návrh otáčení s hydraulickým mechanismem	14
3.2. Návrh otáčení s mechanickým převodem	15
3.2.1. Řetěz s rotačním hydromotorem.....	16
3.2.2. Lano s dvěma přímočarými hydromotory	16
3.2.3. Páka s přímočarým hydromotorem.....	17
3.2.4. Dvě páky s dvěma přímočarými hydromotory	18
3.2.5. Řetěz s přímočarým hydromotorem	18
3.2.6. Kuželové soukolí	19
4. Výběr varianty a přizpůsobení původních dílů.....	20
4.1. Výběr varianty	20
4.2. Přizpůsobení původních dílů	21
4.2.1. Mezideska	21
4.2.2. Pohyblivá traverza	23
4.2.3. Držák kovádkla.....	23
5. Nové díly a výpočty.....	23
5.1. Mechanismus upínání	24
5.1.1. Pružiny.....	24
5.1.2. Píst	25
5.1.3. Válec	25
5.1.4. Upínací tyč.....	27
5.1.5. Zámek	30
5.1.6. Šrouby.....	31
5.1.7. Další díly mechanismu upínání	34

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

5.2. Mechanismus otáčení.....	35
5.2.1. Kinematika otáčení	35
5.2.2. Dynamika otáčení	36
5.2.3. Návrh řetězu.....	38
5.2.4. Řetězová kola.....	38
5.2.5. Napínací mechnismus	41
5.2.6. Hydromotor.....	42
5.2.7. Další díly mechanismu otáčení	42
5.3. Upínání kovádla	44
6. Závěr	46
7. Seznam použité literatury	47
8. Seznam použitých zkratek	49
9. Seznam obrázků a grafů.....	51
10. Seznam tabulek	52
11. Seznam příloh	52

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Úvod

Hydraulické kovací lisy jsou tvářecí stroje pro volné kování, které nahrazují těžkou práci kovářů a díky výkonné manipulační technice, která je součástí kovacího celku, vůbec umožňuje kování velkých a těžkých polotovarů. Používají se v těžkém průmyslu pro běžné kovářské operace jako je pěchování, děrování, rovnání, volné kování dlouhých tyčových výkovek, hřídelů, kroužků, přírub apod. a dovoluje práce se značnou výstředností.

Patří do skupiny silových strojů, kdy k překonání deformačního odporu tvářeného materiálu využívá převážně potenciální energie tlaku pracovní kapaliny, kdy rychlost nástroje je nižší než $0,25\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Hydraulické kovací lisy pro jejich výhody nahrazují buchary. Mezi hlavní výhody hydraulických oproti mechanickým lisům patří možnost konstruovat síly až 1000MN, velikost pracovního zdvihu lze nastavit libovolně z celkového zdvihu beranu, konstantní tvářecí síla v celém rozsahu zdvihu, plynulá regulace rychlosti beranu. Jejich hlavní nevýhody jsou větší složitost konstrukce pohonu, horší účinnost, složitější údržba a vyšší pořizovací náklady při stejné jmenovité tvářecí síle [1], [2].

1. Rozdělení kovacích lisů

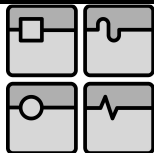
Hydraulické kovací lisy lze dělit podle počtu sloupů na dvou-sloupové a čtyř-sloupové a podle typu na hornotlaké a dolůtažné a jejich různé kombinace. Např. čtyř-sloupový hornotlaký, dvou-sloupový dolůtažný atd.

Dvou-sloupové lisy:

- umožňují kování větších výkovek
- lepší manipulační přístup a lepší pohled na výkovek a čelisti manipulátoru z pracoviště operátora
- umožňují kování jen s omezenou výstředností
- nižší stabilita (v porovnání k čtyř-sloupovému lisu poloviční systém vedení)

Čtyř-sloupové lisy:

- horší manipulační přístup
- horší výhled
- dovolují kovat výkovky menších rozměrů
- umožňují kování s většími výstřednostmi než lisy dvou-sloupové
- vyšší stabilita (v porovnání k dvou-sloupovému lisu dvojitý systém vedení)



Hornotlaké lisy:

- větší výška nad podlahou a menší hloubka pod podlahou
- většina hydraulických prvků je umístěna v horní části lisu
- lepší přístup k hydraulickým prvkům
- při možném úniku oleje, vyšší riziko vzniku požáru
- nižší stabilita (vyšší poloha těžiště)

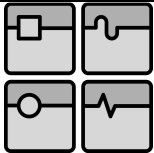
Dolůtažné lisy:

- menší výška nad podlahou a větší hloubka pod podlahou
- většina hydraulických prvků umístěna pod podlahou
- horší přístup k hydraulickým prvkům
- při úniku oleje nehrozí riziko požáru
- vyšší stabilita (nižší poloha těžiště)

[9]



Obr. 1.1. Čtyř-sloupový dolů-tažný kovací lis CKZW (vlevo) a dvou-sloupový dolů-tažný kovací lis CKW (vpravo). [15], [16]

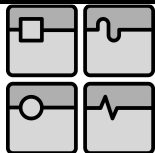


Obr. 1.2. Dvou-sloupový hornotlaký kovací lis CKVX (vlevo) a čtyř-sloupový hornotlaký kovací lis CKV (vpravo). [14], [17]

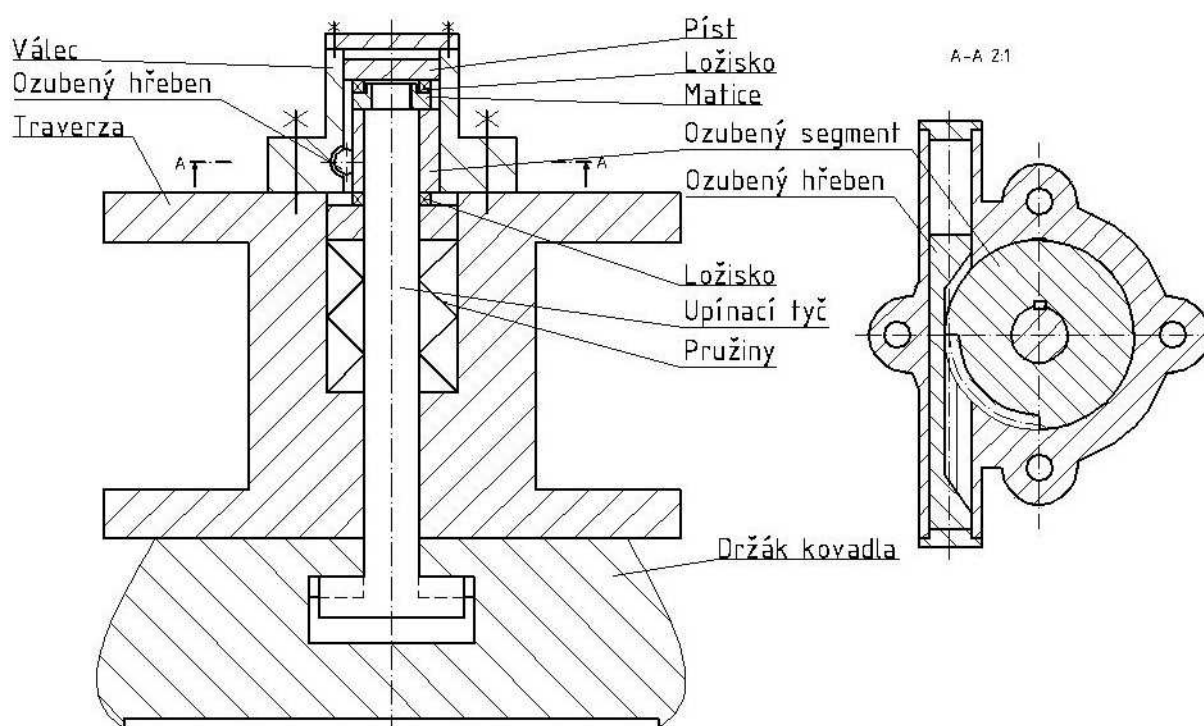
2. Otáčení a upínání horního kovádla na kovacích lisech

2.1. Otáčení a upínání na CKW lisech

Zajištění otáčení a upínání u dolů-tažných lisů je výrazně jednodušší, protože nad pohyblivou traverzou nejsou umístěny lisovací válce, avšak z tohoto uspořádání lze vyjít i při návrhu otáčení držáku na CKV lisech. Na obrázku 2.1. je znázorněna funkce. Upínací sílu vyvozuje pružina. Pokud je při kování třeba kovádlo otočit, přivede se do válce nad píst tlaková kapalina a přes ložiska ozubený segment se stlačí pružiny o požadovanou délku a tím posune tyč s držákem a uvolní se z drážek, které vedou držák při upínání. Pro nastavení do požadované polohy, přivede tlakový olej do vodorovného válce s hřebenem a přes něj, ozubený segment a pero přenese kroutící moment a tím se držák s kovádlem pootočí do požadované polohy, kterou zajistí doraz. Při odepínání držáku je princip stejný s tím rozdílem, že držák nevisí na tyči, ale položí se na spodní držák (manipulátor) a proběhne odepnutí tak, že T-hlava na tyči vyjede z drážek v držáku a pootočí se a celá horní traverza odjede pryč. Analogicky probíhá upínání.



Tento způsob otáčení má hlavní výhody v jeho jednoduchosti, umístění hydraulických prvků relativně daleko od rozžhaveného polotovaru, což snižuje tepelné namáhání těchto prvků, jednoduše nastavenými polohami bez nutnosti pokročilejšího řízení, poměrně malý počet dílů a dobrý přístup při údržbě. Nevýhodou tohoto uspořádání je poměrně velký zastavěný prostor (což u dolů-tažných lisů nevádí) to znamená, že nevýhodné použít pro hornotlaké lisy.

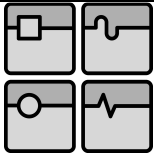


Obr. 2.1. Schéma mechanismu otáčení a upínání horního držáku kovadla.

2.2. Otáčení a upínání na CKV lisech

V případě těchto lisů se otáčení provádí odepnutím celého držáku s kovadlem od pohyblivé traverzy, otočením držáku s kovadlem mimo pohyblivou traverzu a následným upnutím. Tato operace je časově náročná a složitá v případě kdy lis není vybaven otočným dolním stolem a to zejména je-li lis v provozu dostatečně dlouho a došlo k prohřátí kovadla a dalších částí lisu, čímž se značně komplikuje manipulace.

Z konstrukce lisu vyplývá, že splnění požadavku otáčení a upínání automaticky během kování je značně problematictější, protože kovací sílu zajišťuje 1 nebo více přímočarých hydromotorů, které jsou upevněny v horní části pohyblivé traverzy. Tato konstrukce zamezuje uspořádání mechanismů takové, jak je známe z dolů-tažných lisů.



3.1. Návrh otáčení a upínání pro CKV

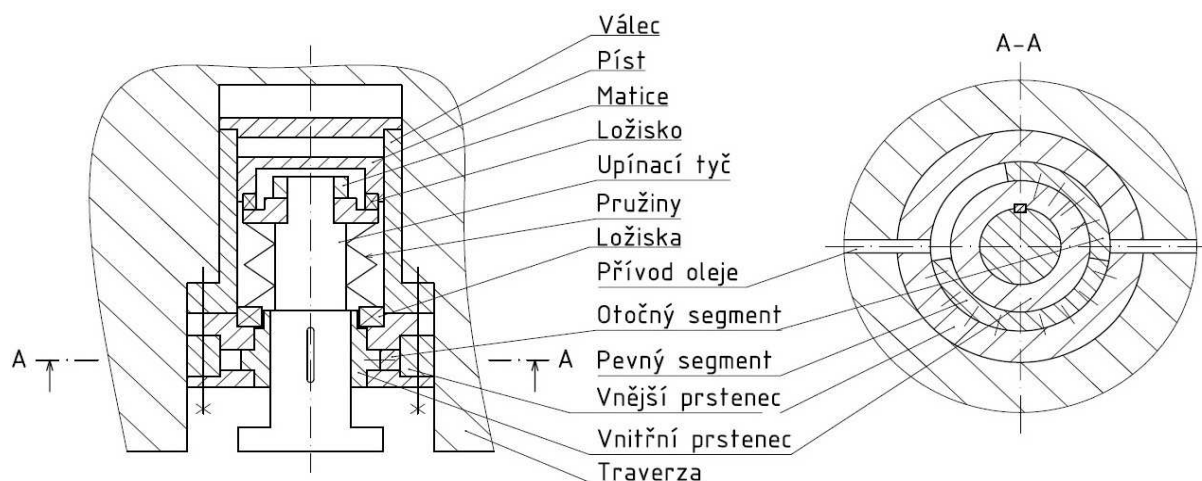
Při návrhu byla snaha vycházet z původní konstrukce tak, aby změny do původních dílů byly co nejmenší, protože bylo třeba zachovat stávající parametry. Dále pak byla snaha vycházet z již známých, používaných a ověřených konstrukcí z důvodů spolehlivosti a technologičnosti. Avšak i přes tuto snahu byl nutný relativně výrazný zásah do původních dílů. To bylo dáno omezením jak stávající konstrukce tak požadavkem na zachování parametru lisu.

Zde uvedené návrhy jsou přizpůsobeny pro CKV 4200 tuzemské firmy Žďas a.s. až na otáčení hydraulický mechanismem, který se liší od ostatních a je používán německou firmou SMS Meer.

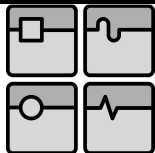
3.1. Návrh otáčení s hydraulickým mechanismem

Mechanismus používaný německou firmou SMS Meer. Celý mechanismus je umístěn v lisovacím válci a je poháněn hydraulicky. Princip upínání a otáčení je stejný jako u CKW. Pro odepnutí nebo otočení, se prostřednictvím tlakové kapaliny a pístu stlačí pružiny a s nimi se upínací tyč posune směrem dolů, dále se tlaková kapalina vpouští do prostoru mezi pevným segment, který je připevněn k vnějšímu prstenci a otočný segment, který je přes vnitřní prsteneček posuvně spojen s upínací tyčí a tím dojde k pootočení.

Hlavní výhodou hydraulického mechanismu otáčení a upínání, je jeho velice malá zástavba i při velice dobrých časech otáčení. Naproti tomu jsou v tomto mechanismu kladeny vysoké požadavky na těsnost a přesnost jednotlivých součástí i při vyšších teplotách. V případě použití oleje jako hydraulické kapaliny hrozí kontakt s horkým výkovkem a vznik požáru.



Obr. 3.3. Schéma hydraulického mechanismu otáčení a upínání.

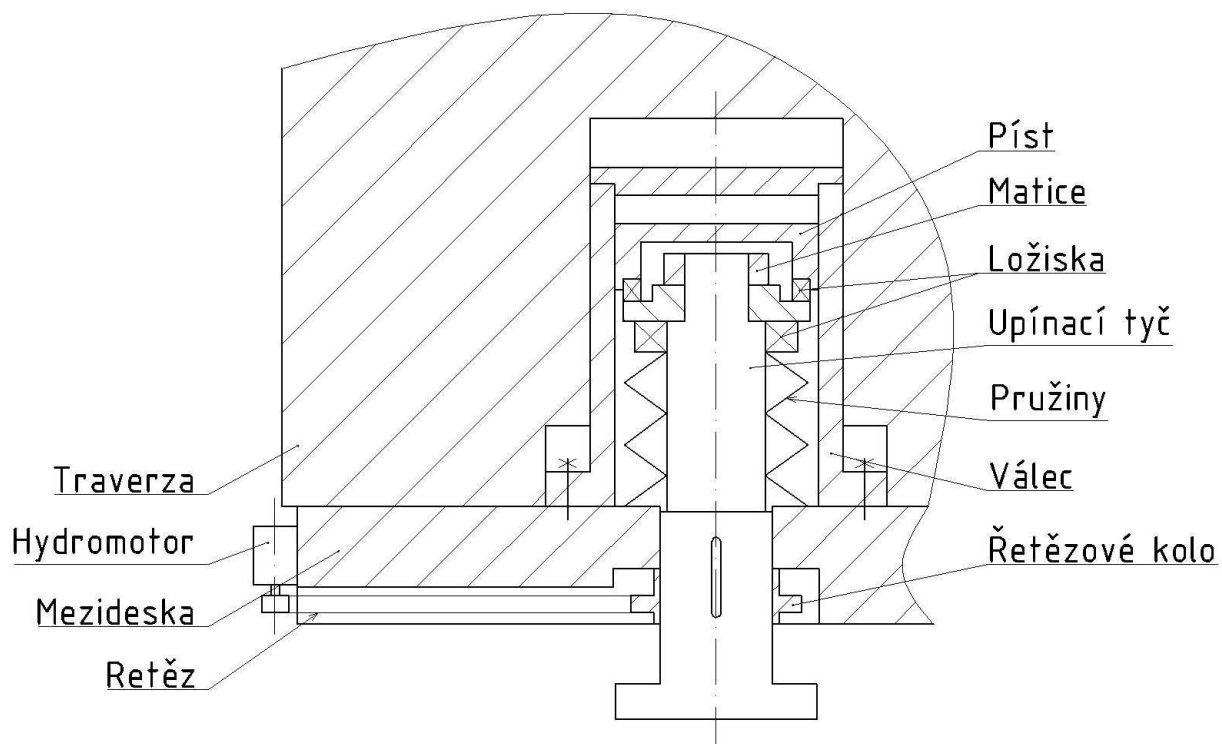


3.2. Návrh otáčení s mechanickým převodem

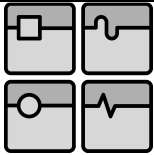
Mechanismus pracuje podobně jako v případě CKW. Upínací sílu tvoří pružina, uvolňování zajišťuje hydraulický válec, otáčení je zprostředkováno řetězovým převodem a rotačním hydromotorem. V tomto uspořádání lze otáčení realizovat různým způsobem např. ozubeným převodem, lanem, klikovým mechanismem apod. Hydromotor je umístěn vně traverzy a to z důvodu velkých rozměrů, snadnější údržby a kontroly. Oproti tomu je vystavený tepelnému záření a nebezpečí kolize s jinými zařízeními lisu (jeřáb, manipulátor, atd.). Tato nevýhoda lze odstranit vhodným krytováním. Toto řešení lze použít jen tam, kde je možné do pohyblivé traverzy umístit válec s pružinami, což může být silně omezující parametr. Ale díky tomu, že pohyblivé traverzy musí být co nejlehčí, ale zároveň co nejtužší jsou konstruovány jako tenkostěnné skříně s výztuhami. A právě mezery mezi těmito výztuhami lze použít pro umístění válce.

Pro otáčení tyče lze vycházet nejen z řetězového převodu, ale i z mnoha známých mechanismů v různých vzájemných kombinacích jak již bylo uvedeno (tak, aby byl mechanismus spolehlivý, snadno dostupný pro údržbu, kompaktní, umístěný na bezpečném místě a aby neohrožila kolize s ostatními částmi lisu.)

Veškeré další návrhy otáčení jsou přizpůsobeny mezidesce tak aby byl využit prostor v drážce což vede k nezmenšování plochy přenášející kovací sílu.



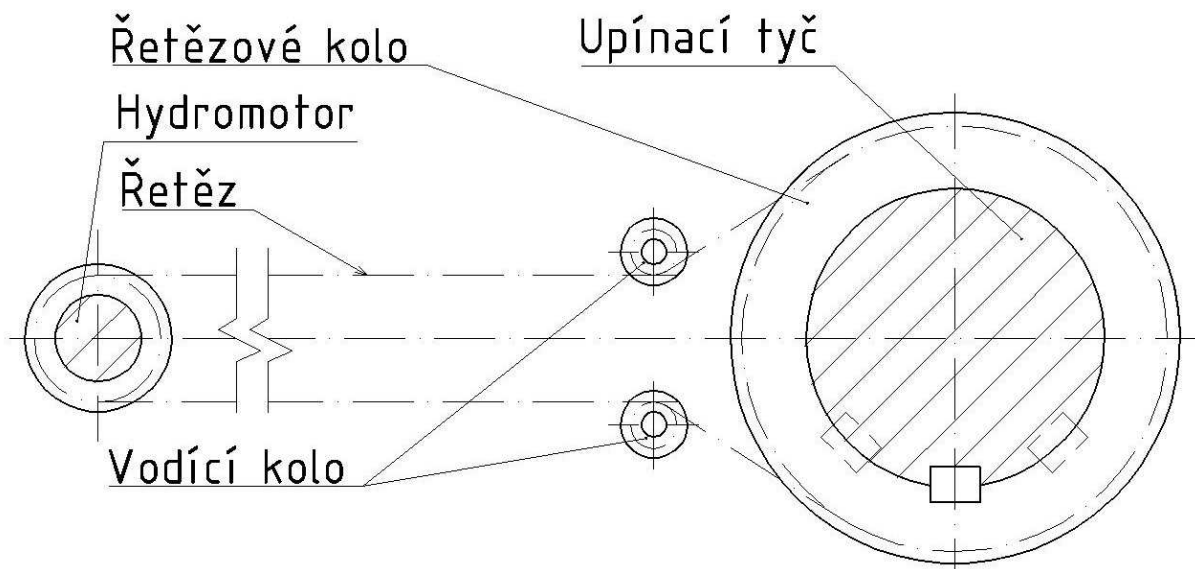
Obr. 3.4. Schéma otáčení s řetězovým převodem a hydromotorem.



3.2.1. Řetěz s rotačním hydromotorem

Toto řešení (obr 3.4. , 3.5.) je výhodné zejména pro jeho jednoduchost, malý počet dílů a odolnost řetězu vůči vyšším teplotám. Největší nevýhodou je rotační hydromotor, který je umístěný vně, kde je tepelně namáhaný a vystavený nebezpečí porušení manipulačními prostředky a dále při úniku oleje může dojít k vzniku požáru. Tyto rizika lze snížit vhodným krytváním. Další nevýhoda je tepelná roztažnost řetězu, kterou je třeba vhodně kompenzovat.

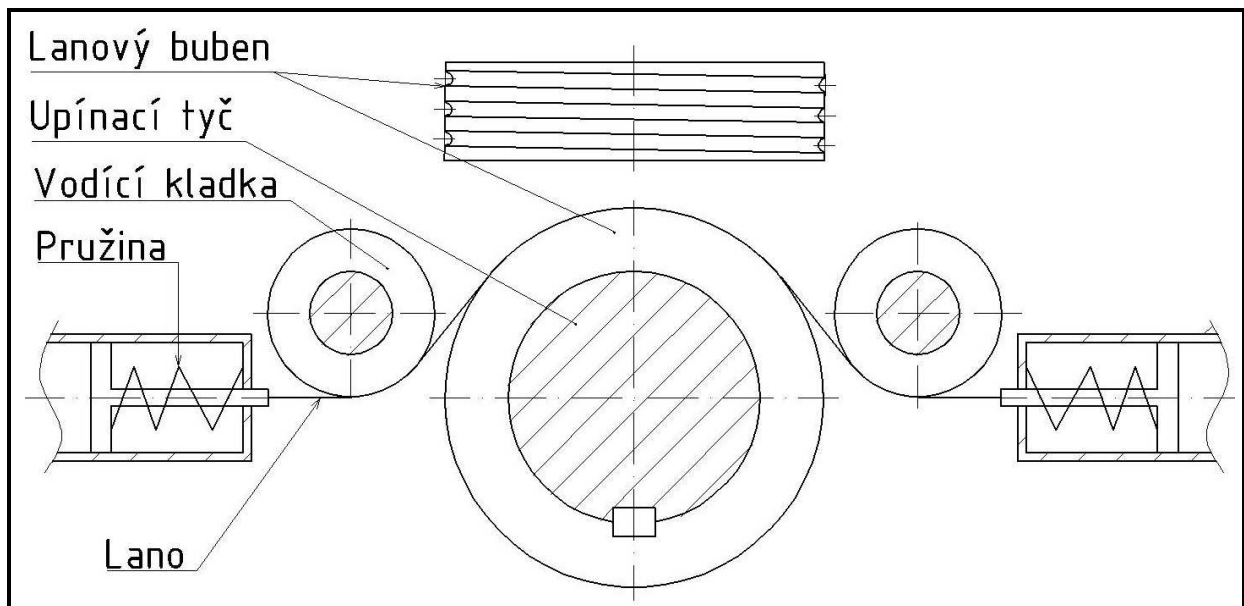
Mechanismus obsahuje hnané kolo, dvě vodící a hnací řetězové kolo. Hnané řetězové kolo je volně uloženo na tyči a prostřednictvím pera přenáší otáčivý pohyb. Vodící řetězová kola slouží k usměrnění řetězu do drážky, kvůli zajištění dostatečné plochy pro přenos kovací síly z kovádla na traverzu. Dále je nutné vést řetěz po celé délce od hydromotoru až k řetězovému kolu, protože řetěz je z důvodu uspořádání pootočen o 90° oproti běžnému provozu.



Obr. 3.5. Otáčení řetězovým převodem a rotačním hydromotorem.

3.2.2. Lano s dvěma přímočarými hydromotory

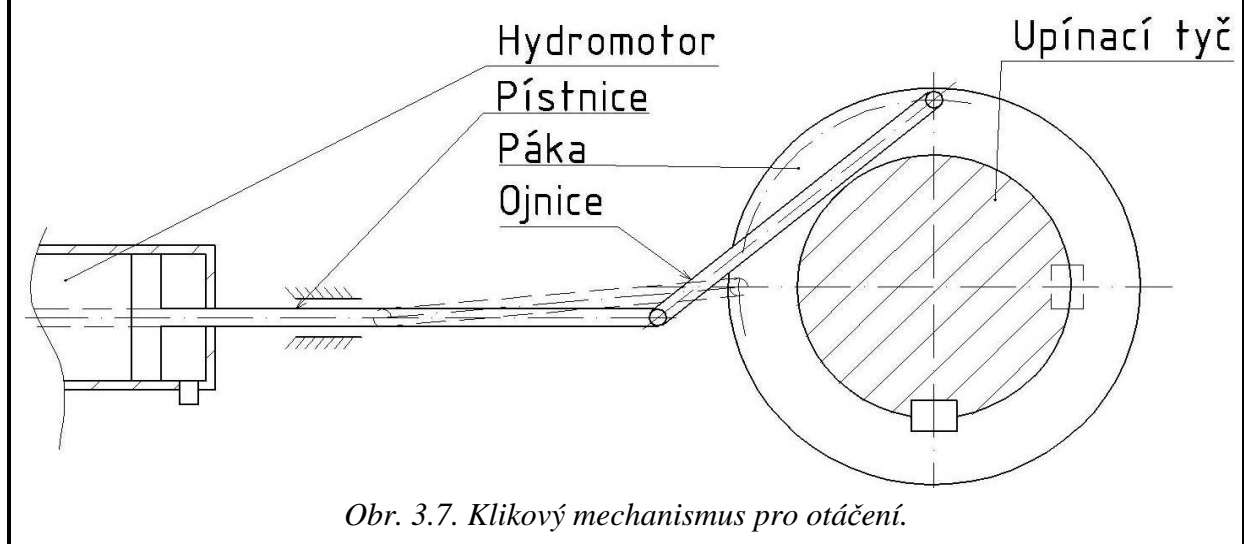
Toto uspořádání (obr 3.6.) obsahuje dva jednočinné přímočaré hydromotory s zpětnou pružinou, která dopíná nečinnou část, dvě vodící kladky, lanový buben, který přenáší sílu v lanu na upínací tyč a lano, které je několikrát obtočené kolem lanového bubnu a přes kladky vedeno do drážek kde jsou hydromotory. Výhodou je, že lano vzhledem k požadovaným silám je relativně tenké, což zmenšuje velikosti kladek a lanového bubnu. Nevýhodou jsou vodící kladky, které i přes malý průměr lana mají velký průměr vzhledem k prostorovým možnostem, což je nevýhodné pro zatížení v mezidesce. Další problém jsou hydromotory, protože jsou umístěny v prostředí kde panují relativně vysoké teploty. To lze vyřešit posunutím hydromotorů ven z mezidesky, ale tím vznikne problém s krytváním a ochranou před kolizí s dalšími částmi stroje.



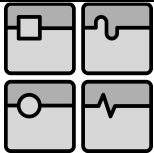
Obr. 3.6. Otáčení prostřednictvím lana a hydromotorů.

3.2.3. Páka s přímočarým hydromotorem

Tento mechanismus je asi ze všech uvedených nejjednodušší, ale má značné nevýhody. Hlavní nevýhodou je nulový moment na klice, kdy jsou pístnice a ojnice rovnoběžné (mrtvý bod). To znemožňuje použít uspořádání, kdy od tohoto mrtvého bodu s klikou pootočí o 45° na každou stranu, takže mrtvý bod by bylo nutné překonat pomocí kinetické energie, což by bylo z prostorového hlediska nejvýhodnější, ale nevhodné z hlediska spolehlivosti. Dále je možné uspořádání, kdy se klika od původního mrtvého bodu pootočí o 90° a mrtvý bod se posune z rozsahu vyosením pístnice podle obr. 3.6. To umožňuje otáčení v celém rozsahu aniž by bylo nutné překovat mrtvý bod, ale je zde problém s velikostí otáčejícího momentu a polohováním v poloze kdy se pístnice a ojnice blíží k rovnoběžnosti. Další problém jsou hydromotory, jako v předchozím případě.

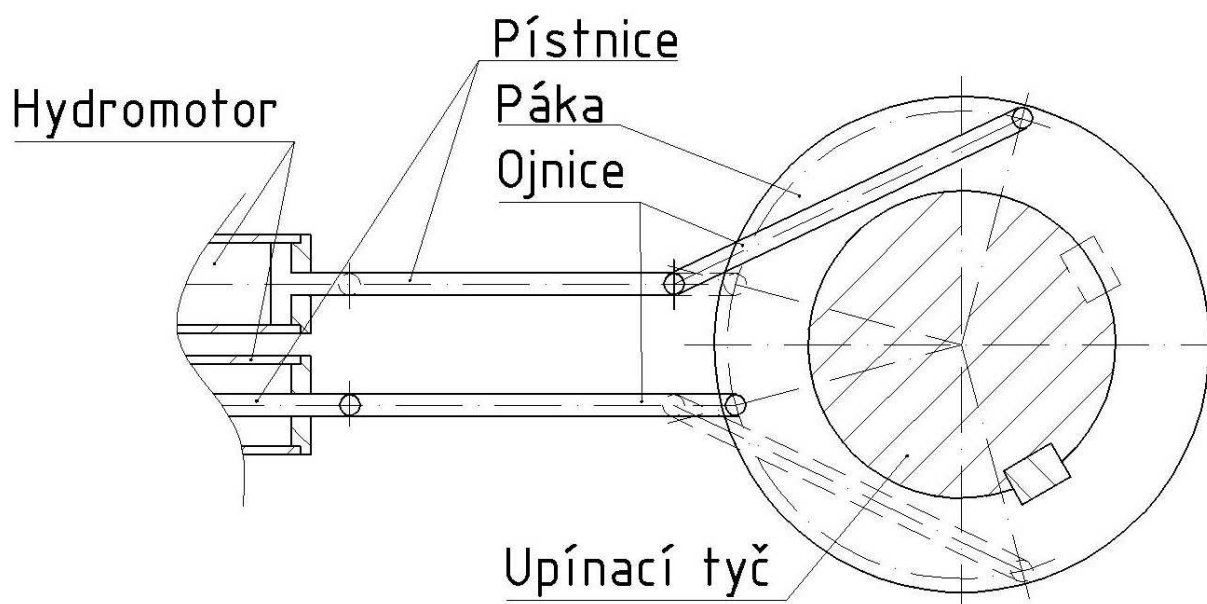


Obr. 3.7. Klikový mechanismus pro otáčení.



3.2.4. Dvě páky s dvěma přímočarými hydromotory

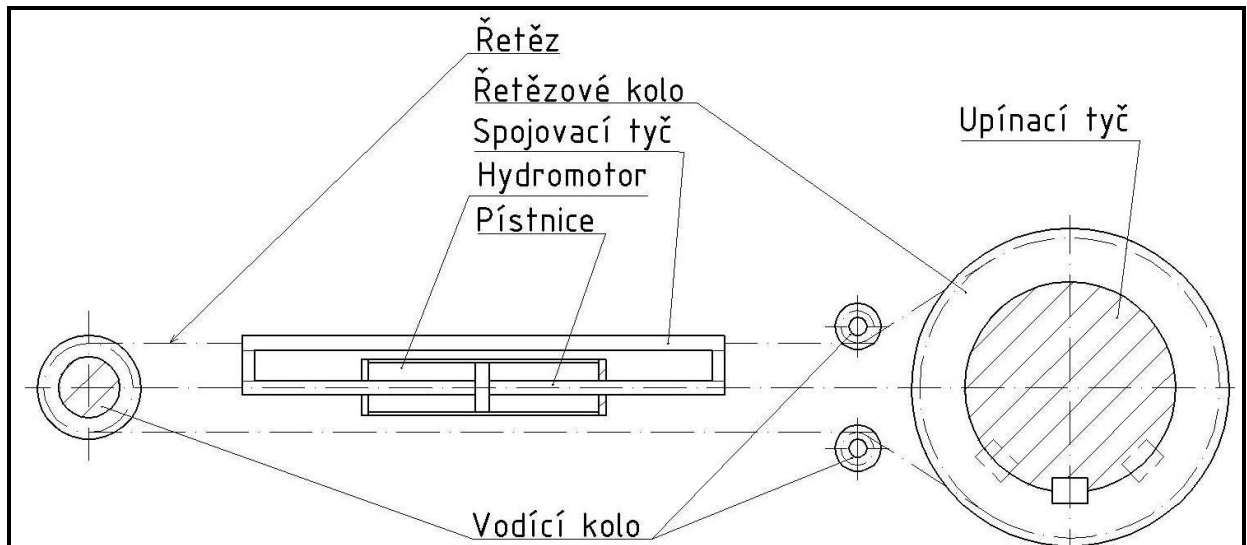
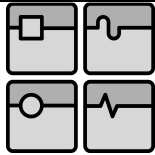
Toto uspořádání vychází z jednoduché páky a odstraňuje největší nevýhody předchozího uspořádání. Na obr. 3.7. je vidět přidaná druhá páka, čímž byl odstraněn mrtvý bod a problematické polohování v krajní poloze, protože síla od hydromotoru dává přes pístnici a ojnici relativně velkou složku tečné síly od jednoho, druhého nebo obou hydromotorů ať je tyč v jakékoliv poloze. Nevýhodná je nutnost dvou hydromotorů, uložení pístnic v mezidesce a teplotní problém jako v předchozím případě.



Obr. 3.8. Otáčení pomocí dvou pák

3.2.5. Řetěz s přímočarým hydromotorem

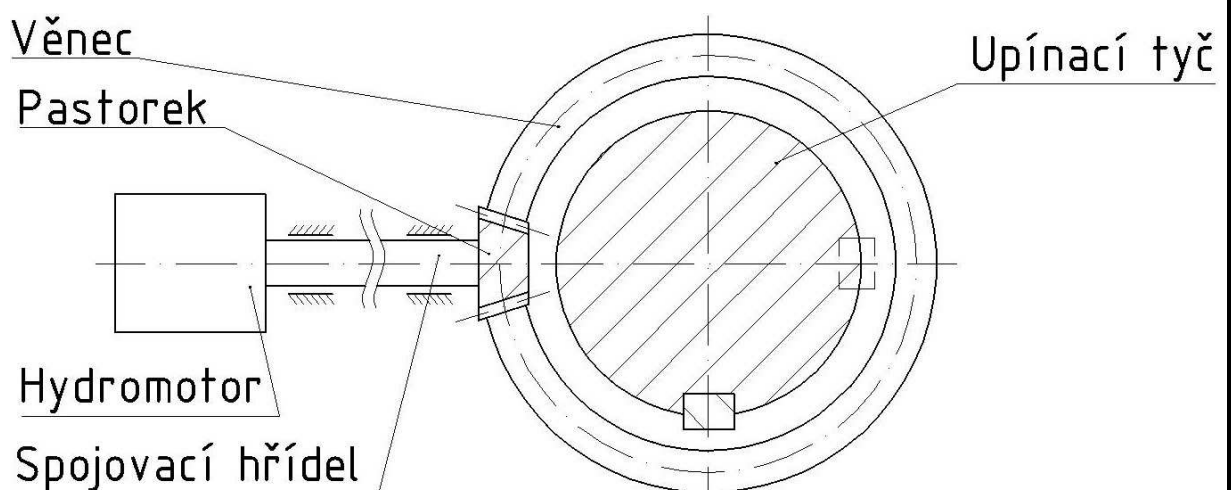
V tomto uspořádání (Obr. 3.9.) je využita „ohebnost“ a malý zástavbový prostor řetězového převodu a velká síla hydraulického hydromotoru při malých rozměrech. Řetěz je usměrněn vodícími koly do drážky a spojen spojovací tyčí, kterou lze dále řešit napínání popřípadě tlumení. Tato upínací tyč je spojena s pístnicí a tím přenáší sílu a řetěz. Výhodou jsou jak již zmíněné malé rozměry, tak umístění zařízení do stroje, tak snadné polohování a konstantní otáčecí sílu v celém rozsahu otáčení. Hlavní nevýhodou je, jako u všech předchozích případech, tepelné namáhání hydraulických prvků umístěných v mezidesce.



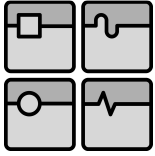
Obr 3.9. Otáčení pomocí řetězu a lin. hydromotoru.

3.2.6. Kuželové soukolí

Otáčení je zprostředkováno rotačním hydromotorem, který je umístěný buď vně nebo uvnitř mezidesky, z toho plynou již zmíněné výhody či nevýhody. Hydromotor, který je spojený spojovací hřídelí s pastorkem a ozubeným věncem. Toto uspořádání je velmi jednoduché zahrnuje malý počet dílů, avšak uložení spojovacího hřídele je problematické, především kvůli rozdílu teplot a prostoru.



Obr 3.10. Otáčení pomocí kuželového soukolí.



4. Výběr varianty a přizpůsobení původních dílů

Při výběru byla snaha vybrat neoptimálnější variantu na základě uvedených výhod a nevýhod. Pro optimální výběr byla vytvořena tabulka uvedených řešení, každé řešení bylo bodováno z různých hledisek a byla vybrána varianta s největším součtem bodů.

4.1. Výběr varianty

Po srovnání různých variant bylo vybrán návrh v kap. č. 3.2. a řešení s řetězovým převodem, protože ostatní jsou nevýhodná z různých důvodů. Varianta v kap. č. 3.1. nevyžaduje příliš výrazný zásah do stávající konstrukce, ale spolehlivé utěsnění je rovněž složité, náročnější na kontrolu a údržbu. Návrh v kap. č. 3.2. byl vybrán z důvodu technologičnosti, menšího zásahu do stávající konstrukce, spolehlivosti a snadnější údržby a možnosti bezproblémového odstranění mechanismu otáčení a nahrazením původního nebo jiného zařízení.

Mechanismus otáčení byl srovnán především z hlediska velikosti, tepelného namáhání, tepelných dilatací spolehlivosti, technologičnosti a případného nebezpečí kolize přidaných dílů s příslušenstvím lisu.

Z pohledu velikosti vyhovuje varianta řetězu s rotačním HM (hydromotor), páka s přímočarým HM a varianty dvou pák s dvěma HM v případě kdy HM nejsou vedle sebe, ale naproti sobě. U varianty lana s dvěma HM jsou nevyhovující velké vodící kladky, varianta řetězu s přímočarým HM by pravděpodobně znamenala rozšíření vodící drážky a v případě kuželového soukolí by mohla být omezující velikost převodu.

Z hlediska tepelného namáhání vyhovuje řetěz s rotačním HM s krytováním. Varianty kdy je MH umístění uvnitř mezidesky jsou nevyhovující, pokud se HM nevysune z mezidesky ven, což přináší jiné problémy, které budou uvedeny dále. Varianta řetězu s přímočarým HM je zcela nevyhovující a uložení kuželového převodu je rovněž problematické.

Tepelné dilatace nepřináší problém u variant s krátkými prvky což jsou varianty s pákami s HM v mezidesce. Nepříznivě však ovlivňují delší prvky jako jsou řetězy nebo lano. Hřídel kuželového soukolí lze uložit posuvně.

Spolehlivost. U lana s dvěma HM by mohlo dojít k prokluzu lana a v případě páky s přímočarým HM je problematické polohování. Ostatní varianty se jeví jako relativně spolehlivé vlivem tvarové vazby a snadného polohování.

Technologičnost souvisí s využitím normalizovaných dílů jako řetěz nebo lano. U variant dvě páky s dvěma HM a řetězu s HM je nevýhodný speciální HM. Je to buď HM s napínáním a 2 HM umístěné v jednom tělese pro zmenšení rozměrů. U varianty s kuželovým soukolím je nevýhoda nutnost výroby kuželového soukolí.

Nebezpečí kolize s příslušenstvím lisu se týká především HM které jsou umístěny mimo mezidesku, ale lze je odstranit vhodným krytováním.

V tabulce jsou uvedeny varianty a kritéria a jsou ohodnoceny body 1, 0,5 a 0. Kde 1 je vyhovující 0,5 je podle uspořádání a 0 je nevyhovující.

	Velikost	Tepelné namáhání	Tepelné dilatace	Spolehlivost	Technolog.	Nebezpečí kolize	Σ
Řetěz s rotačním HM	1	1	0	1	1	0,5	4,5
Lano s dvěma HM	0	0,5	0	0	1	0,5	2
Páka s přímočarým HM	1	0,5	0,5	0	1	0,5	2,5
Dvě páky s přímočarým MH	1	0,5	0,5	1	0	0,5	3,5
Řetěz s přímočarým HM	0	0	0,5	1	0	1	2,5
Kuželové soukolí	0,5	0	1	1	0	0,5	3

Tab. 1 Výběr varianty mechanismu otáčení

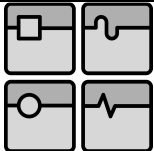
Z tabulky 1 je vidět, že varianta s řetězovým převodem získala nejvíce bodů, proto byla zvolena tato varianta.

4.2. Přizpůsobení původních dílů

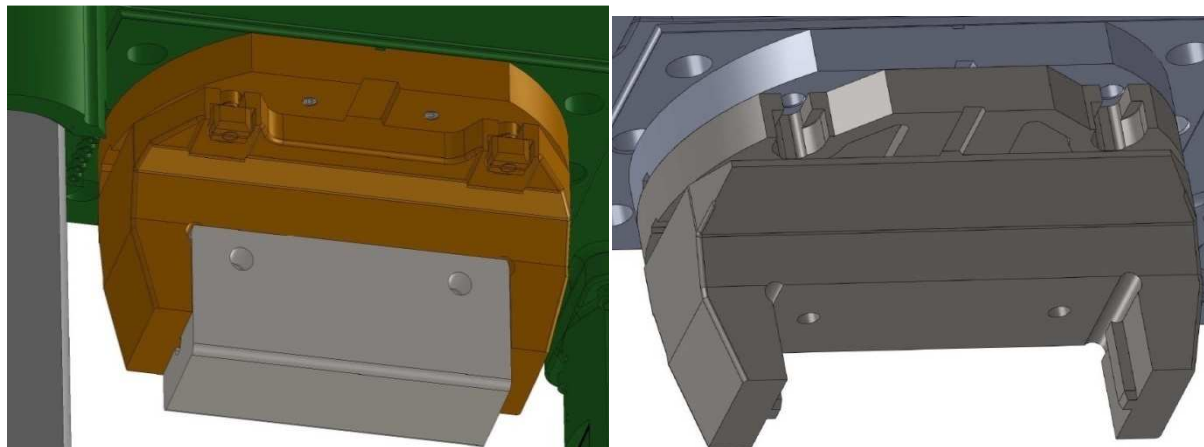
K přizpůsobování původních dílů bylo třeba přistupovat opatrně, protože konstrukční úpravy mohou vést k vytváření vrubů, oslabování dříve správně navržených dílů, změn napjatosti atd. To může vést k vytvoření únavové trhliny nebo dokonce při hrubé chybě k statickému porušení, což je nepřipustné.

4.2.1. Mezideska

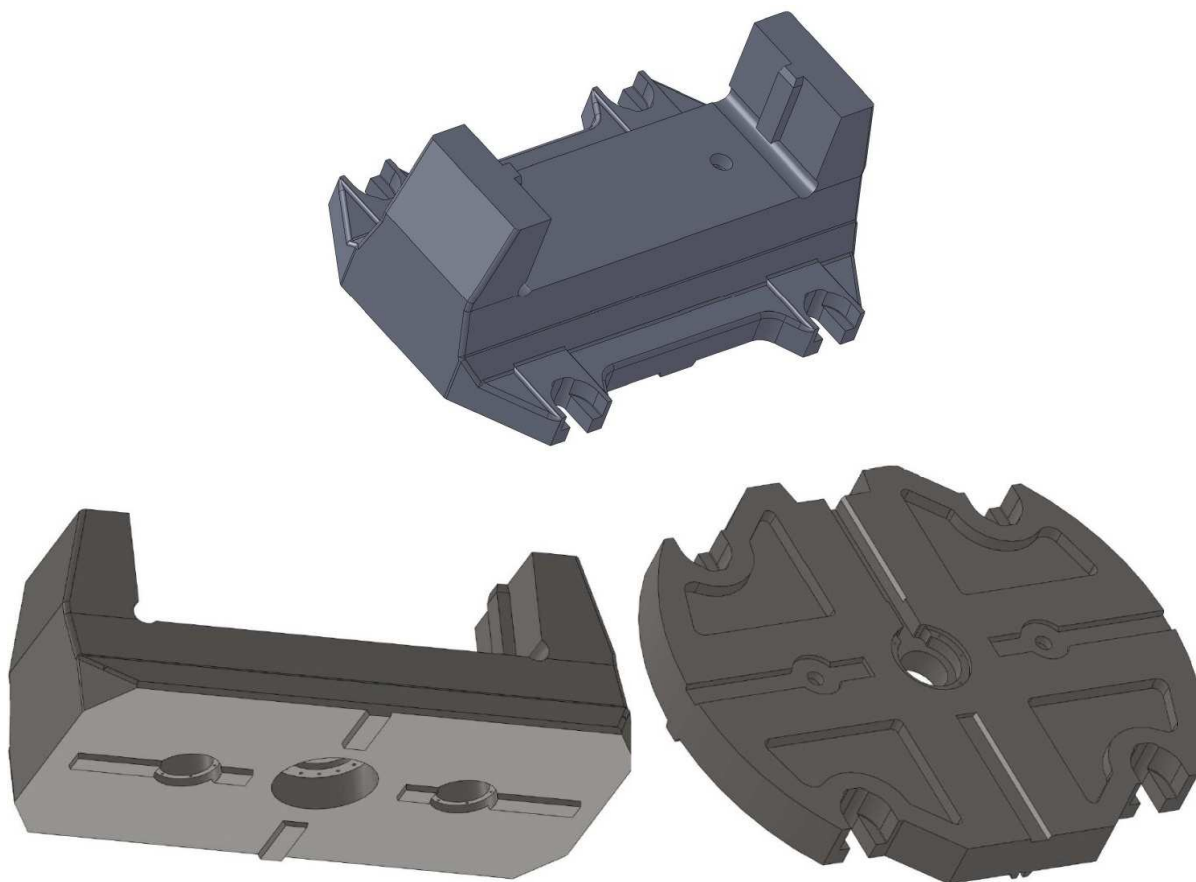
Z obrázku 4.1. je vidět původní neotáčející se uspořádání s jednou mezideskou, kovadlem a držákem, který byl výchozím dílem zajišťující jak upínání k traverze, tak upínání kovadla. Toto uspořádání bylo zachováno a zároveň bylo umožněno otáčení tím, že bylo rozděleno na 2 části. Mezideska, která zajišťuje upnutí k traverze a zároveň je k ní připevněno veškeré zařízení umožňující otáčení a upínání horního kovadla. A držák kde je upnuto kovadlo. Přidáním další mezidesky bylo dosaženo toho, že lze na původní upínače upnout buď původní držák, nebo jiný nástroj nebo mezidesku s mechanismem otáčení a upínání. Tloušťka mezidesky byla volena co nejtenčí tak, aby nedošlo k příliš velkému nárůstu hmotnosti, ale dost tlustou na to, aby při otáčení držáku nevadily kostky původních upínačů a dostatečně tuhou. I přes snahu mezidesku co nejvíce odlehčit je zde značný nárůst hmotnosti, který snižuje odlehčení, které je patrné na obrázku 4.2. Nárůst hmotnosti je asi o 4600kg, které nepříznivě ovlivňují bezpečnost v původních upínačích.







Další úprava byla provedena na mezidesce připevněné k traverze. Jedná se o zmenšení drážek a vytvoření otvoru pro válec a vybrání pro dopravu talkové kapaliny.



Obr. 4.1. Původní pevné uspořádání (vlevo) a nové otáčející uspořádání (vpravo)

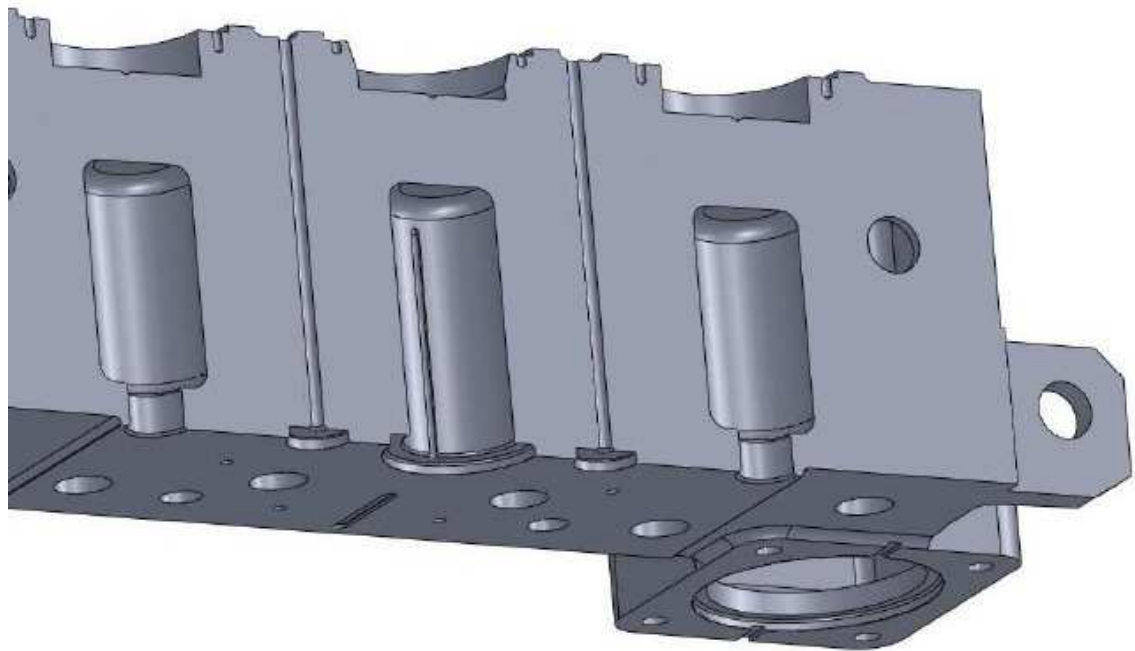


Obr. 4.2. Původní držák (nahore) a z něj vytvořený nový držák (vlevo) a mezideska (vpravo).

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 23
		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

4.2.2. Pohyblivá traverza

Dále bylo nutno upravit pohyblivou traverzu kvůli válci s pružinami. Celé uspořádání bylo zvoleno díky odlehčovacím otvorům v traverze, do kterých je možné válec s pružinami umístit. Bez této vlastnosti by toto uspořádání nebylo možné realizovat. Na obrázku 4.3. jsou vidět 3 odlehčovací otvory z nichž u prostřední je ve spodní části zvětšený tak aby bylo možné dovnitř umístit válec. Otvor před úpravou vypadal stejně jako dva krajní. Dále je možné vidět drážku, která slouží k uložení potrubí a přísunu oleje do válce.



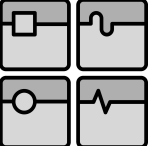
Obr. 4.3. Pohyblivá traverza s úpravou.

4.2.3. Držák kovadla

Jak je vidět na obr 4.2. hlavní úprava spočívá ve vytvoření díry pro zámek, děr pro šrouby k upevnění zámku a zmenšení šířky drážek. Snížením drážek z 30mm na 20mm bylo dosaženo zmenšení potřebného zdvihu pro otáčení, to souvisí s omezením počtu pružin. A zmenšení šířky z 300 na 100 vedlo k zvětšení plochy přenášející kovací sílu. Za stejným účelem byly zmenšeny šířky i na mezideskách. I po těchto úpravách se zachovala jejich funkčnost. A odstranění částí pro upínání na původní upínače, protože držák bude držet pouze za zámek umístěný v držáku.

5. Nové díly a výpočty

Vzhledem k tomu, že při práci lisu je třeba kovadlo otáčet jen občas, lze považovat namáhání součástí mechanismu upínání a otáčení za statické. Z toho vyplývá že výchozí mezní stav je mezní stav pružnosti (MSP) a součinitel bezpečnosti k MSP byl volen $k = 2$.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 24
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Kvůli vysokým teplotám, které panují v prostoru rozžhaveného polotovaru a komplikované předpovědi chování materiálu za těchto teplot, byla volena poměrně vysoká bezpečnost.

5.1. Mechanismus upínání

Mechanismus upínání se skládá z níže uvedených částí, které zajišťují upínání a odepínání držáku s kovadlem.

5.1.1. Pružiny

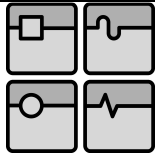
Pro vyvození upínací síly se výhradně používají talířové pružiny protože mají lepší vlastnosti oproti vinutým pružinám. V první řadě pro svůj výhodný poměr mezi rozměrem a vysokou tuhostí. Další výhodou je jejich snadné paralelní řazení, což vede k zvyšování tuhosti. Jejich nevýhoda je, že mívají jen malý zdvih. To lze řešit sériovým řazením, které ovšem může přinést problémy s nárůstem výšky řazených pružin. Další výhodou je bezpečnost. Znamená to, že když některá pružina v sloupci praskne, sníží se výsledná upínací síla, ale vzhledem k vysokému součiniteli bezpečnosti by se nic závažného nemělo stát. Další výhodou je jejich degresivní charakteristika.

Návrh pružin byl základním výpočtem, od kterého se odvíjelo další uspořádání. Vstupní veličinou pro výpočet byla hmotnost držáku a kovadla která činí asi $m_0 = 12 t$. Hmotnost dalších dílů jako např. upínače kovadla, upínací tyč apod., které nesou pružiny nebyly zjišťovány, ale nesená hmotnost byla zvýšena na $m = 12,5 t$. Součinitel bezpečnosti byl volen $k = 5$. Pružina byla volena tak, aby byl poměr mezi zdvihem a tloušťkou optimální vzhledem k degresivní charakteristice a tuhosti tak, aby nebyl počet paralelně řazených pružin příliš velký.

m - uvažovaná hmotnost držáku a kovadla; k - součinitel bezpečnosti

$$F_u = m \cdot g \cdot k = 12500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 5 = 613 \text{ kN}$$

Veškeré další výpočty pružin byly provedeny v kalkulátoru v programu Microsoft Office Excel vytvořeným firmou Mubea, která je dodavatelem listových pružin pro firmu Žďas a.s. Bylo pouze nutné zvolit počet paralelně řazených pružin tak, aby byla dosažena síla F_u a počet sériově řazených pružin tak, aby byl zdvih $h_p = 25 \text{ mm}$ a přitom aby poměr mezi maximálním stlačením a zdvihem nebyl větší než $0,75$. Viz příloha č. 1. [8]



5.1.2 Píst

Rozměry pístu se odvíjí od maximální síly pružin při největším stlačení

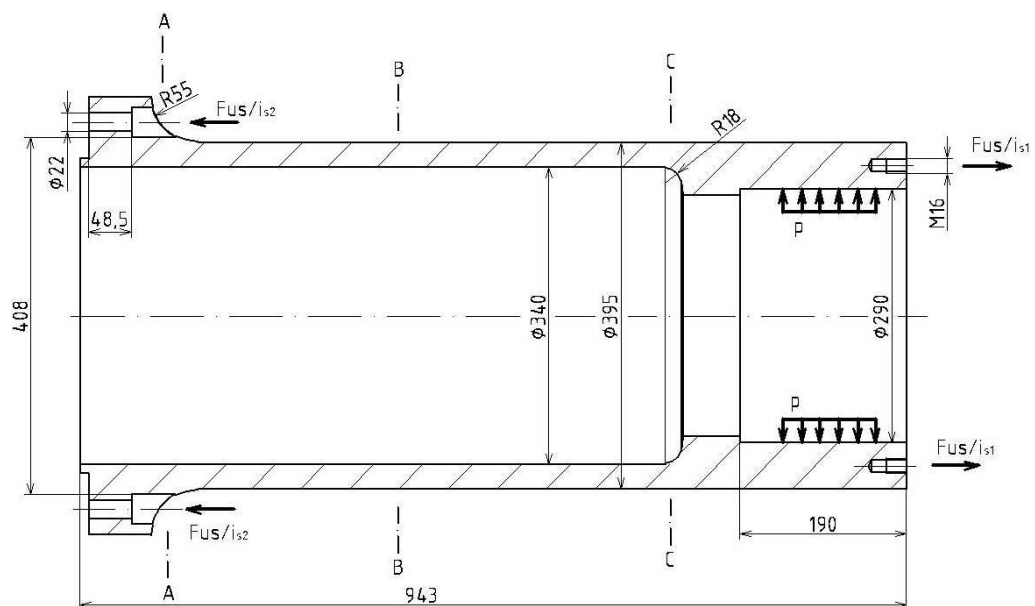
$F_{um} = 886,6kN$ a maximálního tlaku hydraulického aparátu, který činí $p = 16MPa$. Z vztahu

$$S = \frac{F}{p} \Rightarrow D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{um}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 886600N}{\pi \cdot 16MPa}} = 265,7mm$$

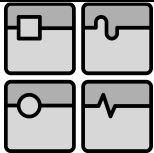
byl spočítán potřebný průměr, který činí $D_0 = 265,7mm$ ale vzhledem k bezpečnému stlačení, zanedbání dalších odporů a prostorovým možnostem byl průměr pístu zvolen $D = 290mm$ čímž po úpravě výše uvedeného vzorce byla spočítána síla F_{us} , která vzrostla o $\Delta F_{us} = 167,7kN$ na $F_{us} = 1056 kN$. Další rozměry byly voleny podle pístu lisu CKW 4500/5000 a to jako násobek průměru. Píst také zajišťuje vedení horního kroužku horního ložiska.

5.1.3. Válec

Rozměry válce se odvíjeli od průměru pístu, vnějšího průměru pružiny, průměru odlehčovacího otvoru v pohyblivé traverze, výšky sloupce pružin. Dále byl válec navržen tak aby veškeré díly kromě pružin bylo možné vložit při přišroubovaném válci k mezidesce. Vnitřní průměr válce v místě pružin byl zvolen $D_a = 340mm$. Vnější průměr pružin je maximálně $300mm$. Tato vůle je také z důvodu deformace, která je důsledkem stlačení pružin. Vnitřní osazení funguje jako spodní doraz pro píst a zamezuje stlačení většímu, než je maximální uvažované. Dále slouží k vedení upínací tyče a zachycování radiálních sil, které mohou vznikat kolizí držáku s jinými částmi stroje. Osazení ve spodní části slouží k upevnění pomocí šroubů k mezidesce a k vystředění. Na tomto osazení bylo třeba vytvořit co největší rádius z důvodu snížení koncentrace napětí. Vnější průměr byl z prostorových důvodů zvolen $D_v = 395mm$.



Obr. 5.1. Válec s silovým zatížením.



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Vnitřní průměr v horní části je $D_p = 290\text{mm}$ podle průměru pístu a je nitridován. Zde bylo třeba zachovat poměr mezi vnějším a vnitřním průměrem větší než 1,3 protože zde působí jak tahová síla, tak síla na stěnu válce od tlaku hydraulické kapaliny. Dále díry pro šrouby k přišroubování víka výpočet výrazně komplikují.

D_v - vnější průměr válce; D_p - vnitřní průměr válce v místě pístu

$$\frac{D_v}{D_p} \geq 1,3 \Rightarrow \frac{395\text{mm}}{290\text{mm}} = 1,36 \Rightarrow 1,3 < 1,36 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Protože byl zachován poměr mezi vnitřním a vnějším průměrem, nebyl použit další výpočet. Tento poměr nebylo nutné zachovat v místě pružin (řez B-B), protože zde působí pouze tahové napětí.

F_{us} - maximální síla od pístu; D_v - vnější průměr válce; D_a - vnitřní průměr válce v místě pružin

$$\sigma_{nom1} = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot F_{us}}{\pi(D_v^2 - D_a^2)} = \frac{4 \cdot 1056000\text{N}}{\pi(395^2\text{mm}^2 - 340^2\text{mm}^2)} = 33,3\text{MPa}$$

Z výpočtu je zřejmé že tahové napětí v části pružin je nevýznamné. Avšak v přechodu mezi $D_a = 340\text{mm}$ a vnitřním osazením (R18; řez C-C) vzniká koncentrace napětí vlivem změny průměru a radiusu. Tento radius byl volen tak, aby při maximální horní poloze zaoblení nevadilo pružinám. Do výpočtu součinitele byl zahrnut průměr D_p , protože nejmenší průměr osazení se na přenosu zatížení významně nepodílí. Součinitel koncentrace napětí $\alpha_1 = 2$ byl určen z grafu str. 281 [7].

σ_{nom1} - nominální napětí; α_1 - součinitel koncentrace napětí

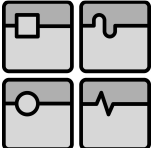
$$\sigma_1 = \alpha_1 \cdot \sigma_{nom1} = 2 \cdot 33,3\text{MPa} = 66,6\text{MPa}$$

Dále v místě přechodu do osazení pro přišroubování do mezidesky dochází také k koncentraci napětí (R55; řez A-A). Součinitel koncentrace napětí $\alpha_2 = 1,2$ byl určen z grafu str. 281 [7].

σ_{nom1} - nominální napětí; α_2 - součinitel koncentrace napětí

$$\sigma_2 = \alpha_2 \cdot \sigma_{nom1} = 1,2 \cdot 33,3\text{MPa} = 40\text{MPa}$$

Dále zde vzniká smykové napětí v ploše naznačené na obr. 5.1. $D_b = 408\text{mm}$ a $c = 48,5\text{mm}$.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 27
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

D_b - průměr uvažované válcové plochy; c - výška uvažované válcové plochy

$$\tau_2 = \frac{F}{S} = \frac{F_{us}}{\pi \cdot D_b \cdot c} = \frac{1056000N}{\pi \cdot 408mm \cdot 48,5mm} = 17MPa$$

Výsledné redukované napětí bylo vypočteno z podmínky maximálního smykového napětí.

σ_2 - maximální normálové napětí v místě vrubu; τ_1 - maximální smykové napětí

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_2^2 + 4\tau_2^2} = \sqrt{40^2 MPa^2 + 4 \cdot 17^2 MPa^2} = 52,5MPa$$

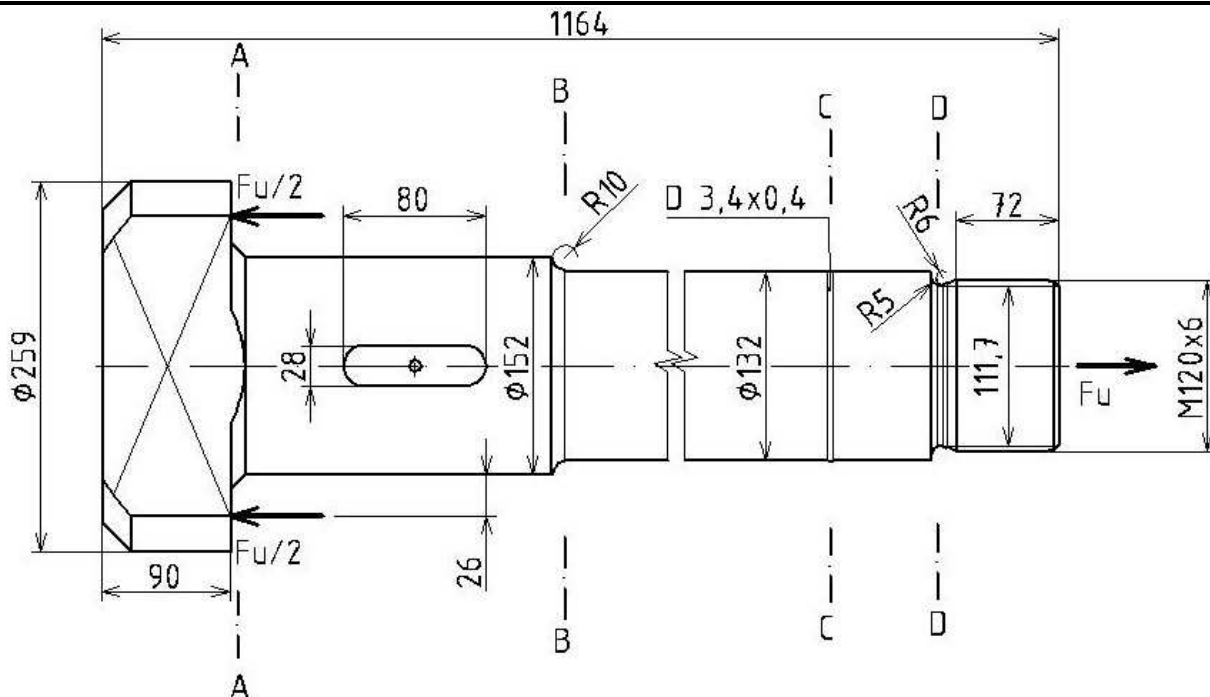
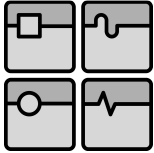
Protože při výpočtu nebyly brány v potaz díry, které hodnotu maximálního napětí ovlivní, byl zvolen vysoký součinitel bezpečnosti.

Materiál pro válec byl zvolen 1.7016 (14 220) [3]. Tato ocel dobře obrobitelná, dobře tvárná za tepla a je vhodná k chemicko-tepelnému zpracování. Mez kluzu $R_{e1} = 590MPa$ [6] je poměrně vysoká vzhledem k vypočteným napětím. Ale je nutno podotknout, že napětí mohou být výrazně vyšší především kvůli zanedbání otvorů v přírubách. Důvody zvolení tohoto materiálu jsou především technologické vlastnosti a to, že je tento materiál pro tuto funkci ověřený. Bezpečnosti k MSP zde nejsou uvedeny, protože vypočtená napětí jsou řádově menší, než je R_{e1} .

5.1.4 Upínací tyč

Upínací tyč je jednou z nejnámáhanějších součástí celého mechanismu díky velkému množství koncentrátorů napětí. Materiál pro tyč byl zvolen 1.1191 (12 050) [3] protože je vhodný k tepelnému zpracování. V zušlechťeném stavu na $R_{m2} = 600-785MPa$. Minimální mez kluzu $R_{e2} = 305MPa$ [6]. Tvar T-hlavy je navržen tak aby při upnutí zapadl do drážky zámku. V případě otáčení se přes drážku přenášel otáčivý pohyb na držák kovádla a v případě odepínání po stlačení pružin vyjel z drážky zámku, otočil se bez kovádla o 90° a volně se z něj vysunul. Snížení průměru $d_a = 152mm$ na $d_b = 132mm$ je pro trubku, která zamezuje kontaktu tyče s pružinami a tím k vzniku rýh nebo otláčenin. Zápich D 3,4x0,4 odděluje průměr d_b s nižší jakostí pro trubku a d_b pro vodící pouzdro, který vede tyč v horní části válce.

T-hlava byla volena podle upínací tyče z CKW 4200/5000 proto byl proveden pouze kontrolní výpočet. Při výpočtu se vycházelo z předpokladu, že T-hlava je namáhána na ohyb a smyk v místě přechodu z válcového konce v T-hlavu. V místě řezu A-A dochází ke koncentraci napětí a součinitel $\alpha_3 = 3,3$ byl volen z tabulky (4) str. 282 [7]. A dále na krut v místě od pera k T-hlavě.



Obr. 5.2. Upínací tyč s silovým zatížením.

F_u - upínací síla od pružin; r - vzdálenost působíště síly od vetknutí; b - šířka T-hlavy; h - výška T-hlavy

$$\sigma_{nom3} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{0,5 \cdot F_u \cdot r}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{0,5 \cdot 613000N \cdot 26mm}{\frac{152mm \cdot 90^2 mm^2}{6}} = 38,8MPa$$

Z nominálního napětí bylo vypočteno maximální.

σ_{nom2} - nominální napětí; α_3 - součinitel koncentrace napětí

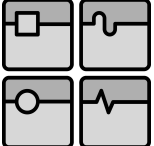
$$\sigma_3 = \alpha_3 \cdot \sigma_{nom3} = 3,3 \cdot 38,8MPa = 128MPa$$

Při výpočtu smykového napětí byla plocha určena jako rovina, ale ve skutečnosti je velmi komplikované určit správnou velikost plochy, proto byla vybrána ta nejmenší možná.

F_u - upínací síla od pružin; b_T - šířka T-hlavy; h - výška T-hlavy

$$\tau_3 = \frac{F}{S} = \frac{0,5 \cdot F_u}{b_T \cdot h} = \frac{0,5 \cdot 613000N}{152mm \cdot 90mm} = 22,4MPa$$

Smykové napětí od kroutícího momentu pro otáčení bylo vypočteno na přibližně $M_m = 581Nm$. V místě drážky pro pero vzniká koncentrace napětí kde $\alpha_4 = 4$ a bylo určeno z tabulky str. 283 [7].

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 29
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

M_m - moment od motoru na hnaném řetězovém kole; d_a - průměr tyče v místě pera; α_4 - součinitel koncentrace napětí

$$\tau_{nom4} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_m}{\pi \cdot d_a^3} = \frac{16 \cdot 581000 Nmm}{\pi \cdot 152^3 mm^3} = 0,9 MPa$$

$$\tau_4 = \alpha_4 \cdot \tau_{nom1} = 4 \cdot 0,9 MPa = 3,6 MPa$$

Smykové napětí τ_4 je v porovnání s ostatními napětími zanedbatelné a otáčení probíhá při odepnutém kovadle, což znamená, že smykové napětí τ_3 vzniká, když je ohybové σ_3 a smykové τ_3 pětikrát nižší a proto nebude zahrnuto do dalších výpočtů. Výsledné napětí bylo vypočteno z podmínky maximálního smykového napětí.

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_3^2 + 4\tau_3^2} = \sqrt{128^2 MPa^2 + 4 \cdot 22,4^2 MPa^2} = 135 MPa$$

Průměr $d_a = 152 mm$ byl zvolen především kvůli snížení ohybového momentu zatěžující T-hlavu. Potencionálně nebezpečným místem je přechod z d_a na $d_b = 132 mm$. V tomto přechodu (řez B-B) vzniká koncentrace napětí. Součinitel $\alpha_5 = 1,9$ volen z tabulky str. 281 [7].

F_u - upínací síla od pružin; d_b - průměr tyče v místě trubky; α_5 - součinitel koncentrace napětí

$$\sigma_{nom4} = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot F_u}{\pi \cdot d_b^2} = \frac{4 \cdot 613000 N}{\pi \cdot 132^2 mm^2} = 44,8 MPa$$

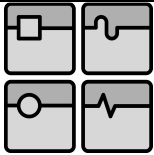
$$\sigma_4 = \alpha_5 \cdot \sigma_{nom4} = 1,9 \cdot 44,8 MPa = 85,1 MPa$$

Dále byla navržena délka pera pro dovolené napětí $\sigma_d = 50 MPa$. Rozměry byly určeny z tabulky na str. 467 [6].

M_m - moment od motoru na hnaném řetězovém kole; d_a - průměr tyče v místě pera; t_1 - výška pera v náboji; l - délka pera; b_p - šířka pera; σ_{D1} - dovolený tlak mezi nábojem a perem

$$\sigma_{D1} = \frac{2 \cdot M_m}{d_a \cdot t_1 \cdot (l - b_p)} \Rightarrow l = \frac{2 \cdot M_m}{d_a \cdot t_1 \cdot \sigma_{D1}} + b_p = \frac{2 \cdot 581000 Nmm}{152 mm \cdot 6,1 mm \cdot 50 MPa} + 28 mm = 51 mm$$

Z výpočtu vyplývá, že pero by mělo být dlouhé $51 mm$, ale zvoleno bylo $80 mm$, protože je to nejkratší normalizovaná délka. Dalším potencionálně nebezpečné místo je místo opatřené zápichem tvaru D (řez C-C). V tomto místě rovněž dochází ke koncentraci napětí a jeho hodnota $\alpha_6 = 1,9$ byla zvolena z tabulky na str. 280 [7]. Hodnoty nominálního napětí jsou stejné jako v předchozím případě a protože i součinitel α_6 je stejný, hodnoty napětí se taktéž



rovnají. Další nebezpečné místo je v zápichu pro výběh nástroje při výrobě závitu (řez D-D). V tomto místě bylo nutné zvětšit rádiusy než jsou podle normy doporučeny, protože koncentrace byla příliš vysoká a nebylo by možné dodržet předepsanou bezpečnost.

F_u - upínací síla od pružin; d_d - nejmenší průměr tyče v místě zápichu pro výběh nástroje

$$\sigma_{nom5} = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot F_u}{\pi \cdot d_d^2} = \frac{4 \cdot 613000N}{\pi \cdot 111,7^2 mm^2} = 62,6MPa$$
$$\sigma_5 = \alpha_7 \cdot \sigma_{nom5} = 2,3 \cdot 62,6MPa = 144MPa$$

Pro závit bylo zvoleno na tlak v závitech dovolené napětí $\sigma_{D2} = 50MPa$ a z rozměrů závitu byla spočítána potřebná délka.

F_u - upínací síla od pružin; σ_{D2} - Dovolенý tlak v závitech; d_{t2} - střední průměr závitu; h_z - výška závitu; n_t - počet závitů

$$\sigma_{D2} = \frac{F_u}{\pi \cdot d_{t2} \cdot h_z \cdot n_t} \Rightarrow n_t = \frac{F_u}{\pi \cdot d_{t2} \cdot h_z \cdot \sigma_{D2}} = \frac{613000N}{\pi \cdot 116,1mm \cdot 3,25mm \cdot 50MPa} = 10,3$$

Počet závitů $n_t = 10,3$ odpovídá délce závitu $m_t = 62mm$. Výsledná délka byla zvolena $m = 72mm$. Drážka na čele slouží k zajištění matice proti povolení.

Minimální bezpečnost byla vypočtena z maximálního spočítaného napětí a meze kluzu pro použitý materiál.

R_e - mez kluzu materiálu; σ_{max} - maximální napětí v součásti

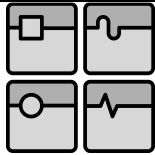
$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{R_{e2}}{\sigma_5} = \frac{305MPa}{144MPa} = 2,1 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Napětí	Hodnota [MPa]	Součinitel bezpečnosti k
σ_4	85,1	3,6
σ_{red3}	135	2,2
σ_5	144	2,1

Tab. 2 Součinitele bezpečnosti upínací tyče.

5.1.5. Zámek

Součást slouží k spojení upínací tyče a držáku kovádla. Maximální stlačení pružin z upnutého stavu je 25mm. Hloubka drážky je 20mm. Pro zajištění bezproblémového odepnutí by měla vůle 5 mm stačit. Pevnostní výpočet byl proveden pouze na smykové napětí v místě přechodu drážky.



Materiál byl zvolen 1.1191 (12 050) [3] a zušlechtěn na $R_{m3} = 600-785MPa$. Minimální mez kluzu $R_{e3} = 305MPa$ [6]. Pro smykové napětí je mez kluzu přibližně poloviční. Nosná plocha se skládá z části válcové plochy a části rovinné plochy.

F_u - upínací síla od pružin; β - uvažovaný úhle pro výpočet válcové plochy; R - poloměr pro výpočet válcové plochy; e - délka pro určení rovinné plochy; h_a je nosná výška

$$\tau_6 = \frac{F}{S} = \frac{0,5 \cdot F_u}{\left(\frac{\pi \cdot \beta}{180^\circ} \cdot R + 2 \cdot e\right) \cdot h_a} = \frac{0,5 \cdot 613000N}{\left(\frac{\pi \cdot 68^\circ}{180^\circ} \cdot 136mm + 2 \cdot 24,8mm\right) \cdot 50mm} = 29MPa$$

$$k_6 = \frac{R_{e4}}{2 \cdot \tau_6} = \frac{305MPa}{2 \cdot 29MPa} = 5$$

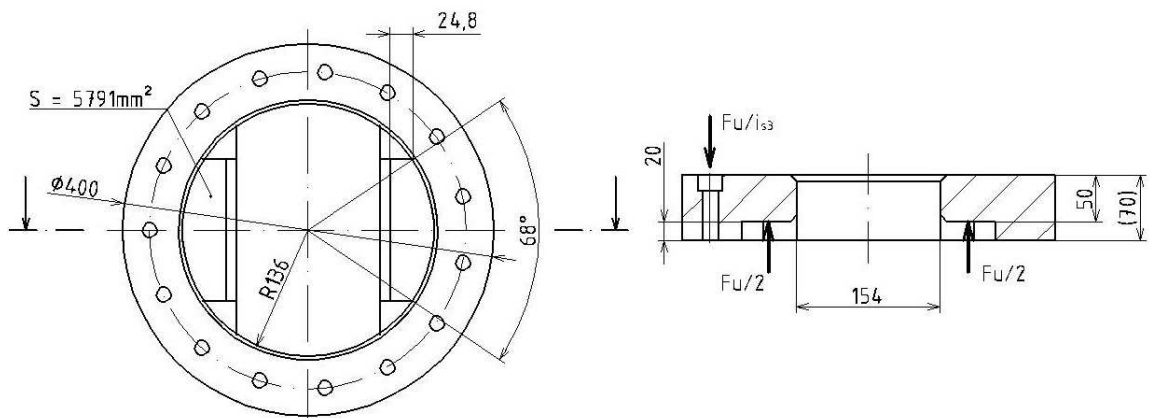
A na tlak mezi upínací tyčí a zámkem.

F_u - upínací síla od pružin; S - nosná plocha

$$\sigma_7 = \frac{F}{S} = \frac{F_u}{2 \cdot S} = \frac{613000N}{2 \cdot 5791mm^2} = 52,9MPa$$

Vzhledem k použitým materiálům a tepelnému zpracování je tlak vyhovující.

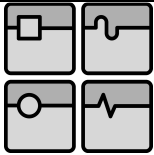
Vysoká bezpečnost je volena především pro nedostatečnou charakterizaci výpočtu pro tuto součást a kvůli vyšším teplotám ve kterým je součást vystavena.



Obr. 5.3. Zámek

5.1.6. Šrouby

Výpočet šroubů byl proveden podle [5] str. 418 až 465 . Jako předepjaté šroubové spoje.



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Jako demonstrační výpočet byl zvolen výpočet šroubů na víku válce. Šrouby byly zvoleny M16 x 90 ISO 4762 - 8.8. [6]. Na začátku bylo třeba určit další parametry šroubu jako je **délka závitu $b = 38\text{mm}$; délka dřívku bez závitu $l_g = 52\text{mm}$; svěrná délka spojení $l'_s = 73\text{mm}$; délka závitu ve svěrné délce $l_b = 21\text{mm}$; průřez dřívku šroubu $S_s = 201\text{mm}^2$, výpočtový průřez $A_s = 157\text{mm}^2$; zkušební napětí šroubu $S_p = 580\text{MPa}$ mez kluzu šroubu $Re = 640\text{MPa}$; **E - modul pružnosti v tahu**. Pevnostní výpočty byly vztaženy k S_p . Dále byly určeny tuhosti spojovaných součástí K_p (víko) a tuhost šroubu K_s .**

$$K_s = \frac{S \cdot A_s \cdot E}{(S_s \cdot l_b) + (A_s \cdot l_g)} = \frac{201\text{mm}^2 \cdot 157\text{mm}^2 \cdot 206\text{MPa} \cdot 10^3}{(201\text{mm}^2 \cdot 21\text{mm}) + (157\text{mm}^2 \cdot 52\text{mm})} = 0,525\text{MN} \cdot \text{mm}^{-1}$$

E - modul pružnosti v tahu; d_v - průmě díry pro šroub; T_k - polovina svěrné délky; D_k - průměr hlavy šroubu

$$K_{p1} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d_v}{\ln \frac{(1,155 \cdot T_k + D_k - d) \cdot (D_k + d)}{(1,155 \cdot T_k + D_k + d) \cdot (D_k - d)}} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 206\text{GPa} \cdot 17,5\text{mm}}{\ln \frac{(1,155 \cdot 36,5\text{mm} + 24\text{mm} - 17,5\text{mm}) \cdot (24\text{mm} + 17,5\text{mm})}{(1,155 \cdot 36,5\text{mm} + 24\text{mm} + 17,5\text{mm}) \cdot (24\text{mm} - 17,5\text{mm})}} = 4,984\text{MN} \cdot \text{mm}^{-1}$$
$$K_p = \left(\frac{1}{K_{p1} + K_{p1}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{4,984\text{MN} \cdot \text{mm}^{-1} + 4,984\text{MN} \cdot \text{mm}^{-1}} \right)^{-1} = 2,492\text{MN} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Z tuhostí byla vypočtena tuhostní konstanta C.

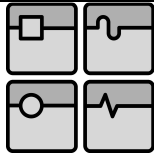
K_p - tuhost příruby; K_s - tuhost šroubu

$$C = \frac{K_s}{K_s + K_p} = \frac{0,525\text{MN} \cdot \text{mm}^{-1}}{0,525\text{MN} \cdot \text{mm}^{-1} + 2,492\text{MN} \cdot \text{mm}^{-1}} = 0,174$$

Dále bylo vypočteno předpětí v šroubu F_i . V literatuře [5] je doporučená hodnota $D_1 = 0,9$ Hodnota součinitele D_1 byla zvolena $D_1 = 0,8$ protože by ve šroubu při dotahování vzniklo příliš velké napětí.

D_1 - součinitel předpětí; S_p - zkušební napětí; A_s - výpočtový průřez

$$F_i = D \cdot S_p \cdot A_s = 0,8 \cdot 580\text{MPa} \cdot 175\text{mm}^2 = 72,9\text{kN}$$



Dále byl určen potřebný počet šroubů i_s .

C - tuhostní konstanta; **k_3** - bezpečnost; **F_{un}** - maximální síla od pružin

$$i_{s1} = \frac{C \cdot k_3 \cdot F_{un}}{Sp \cdot As - F_i} = \frac{0,174 \cdot 2 \cdot 1056 \cdot 10^3 N}{580 MPa \cdot 157 mm^2 - 72,9 \cdot 10^3 N} = 20,175$$

Bylo zvoleno $i_{s1} = 20$. Dále byla určena provozní síla na jeden šroub F_p a bezpečnost k ztrátě těsnosti k_{01} a bezpečnost k MSP šroubů k_{s1} .

F_p - provozní síla na jeden šroub; **i_s** - počet šroubů; **F_i** - předepjatá síla ve šroubu; **C** - tuhostní konstanta; **Sp** - zkušební napětí; **As** - výpočtový průřez

$$F_p = \frac{F_{us}}{i_s} = \frac{1056 kN}{20} = 52,8 kN$$

$$k_{01} = \frac{F_i}{F_p \cdot (1 - C)} = \frac{72,9 kN}{52,8 kN (1 - 0,174)} = 1,67$$

$$k_{s1} = \frac{Sp \cdot As - F_i}{C \cdot F_p} = \frac{580 MPa \cdot 157 mm^2}{0,174 \cdot 52,8 \cdot 10^3 N} = 1,98$$

Dále byla provedena kontrola na tlak v závitech σ_z . Pro tento výpočet bylo třeba určit další parametry jako maximální sílu v šroubu F_{smax} .

délka závitu v ve spoji $l_a = 25 mm$; rozteč závitu $P = 2 mm$; střední průměr závitu $d_{s2} = 14,7 mm$; nosnou výšku závitu $h_{zs} = 1,08$; dovolený tlak v závitech $\sigma_d = 150 MPa$; předepjatá síla ve šroubu F_i ; tuhostní konstanta C; provozní síla na jeden šroub F_p

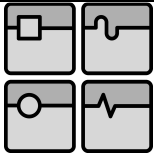
$$F_{smax} = F_i + C \cdot F_p = 72,9 kN + 0,174 \cdot 52,8 kN = 82 kN$$

$$\sigma_{z1} = \frac{F_{smax}}{\pi \cdot d_{s2} \cdot h_{zs} \cdot \frac{l_a}{P}} = \frac{82000 N}{\pi \cdot 14,7 mm \cdot 1,08 mm \cdot \frac{25 mm}{2 mm}} = 131,3 MPa, \sigma_z < \sigma_d$$

Nakonec bylo třeba zkontrolovat maximální napětí ve šroubu během dotahování, kdy v šroubu vzniká jak tahové napětí vlivem síly F_i , tak smykové napětí od utahovacího momentu M_{u1} . Nejdříve byl určen utahovací moment. Koeficient K zahrnuje třecí síly v závitu a pod hlavou šroubu a výrazně ovlivňuje výsledné maximální napětí. Maximální napětí se spočítáno z podmínky HMH.

K - koeficient zahrnující tření; **F_i** - předepjatá síla ve šroubu; **d_{s2}** - střední průměr závitu; **M_{u1}** - utahovací moment; **Sp** - zkušební napětí

$$M_{u1} = K \cdot F_i \cdot d_{s2} = 0,15 \cdot 72900 N \cdot 14,7 mm = 161000 Nmm$$



$$\tau_{u1} = \frac{16 \cdot M_u}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 161 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 16^3 \text{ mm}^3} = 200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{li} = Sp \cdot 0,8 = 580 \text{ MPa} \cdot 0,8 = 464 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ured1} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3 \cdot \tau_u^2} = \sqrt{464^2 \text{ MPa}^2 + 3 \cdot 200^2 \text{ MPa}^2} = 578,9 \text{ MPa} < Sp$$

Jak již bylo řečeno, další výpočty předepjatých šroubových spojů byly vypočteny jako v předchozím případě. V tabulce 3 jsou uvedeny zvolené šrouby a výsledky.

Šroub	Počet šroubů	Součinitel bezpečnosti k ztrátě těsnosti	Součinitel bezpečnosti šroubů k MSP	Tlak v závitech [MPa]	Maximální napětí při utahování [MPa]
M20 x 80 ISO 4762 - 8.8.	18	2,2	1,98	130	578
M16 x 80 ISO 4762 - 8.8.	16	2	3,7	104	554

Tab.3 Zvolené šrouby a výsledky

5.1.7. Další díly mechanismu upínání

Díly jsou uvedeny na výkrese sestavy v příloze č.4.

Podložky pod pružiny. (Pozice č. 12 a 13) Zamezují otláčení dalších dílů v místě styku pružin. Materiál HARDOX 400.

Vodící pouzdro (pozice č. 10) slouží k vedení upínací tyče ve válci a vede spodní kroužek válečkového ložiska. Materiál byl zvolen EN-GJL-150 (42 2415) pro jeho samomazné schopnosti.

Rozměry **matice** (pozice č. 8) byly voleny podle rozměrů upínací tyče, ložisek a prostorových možností. Matice je dotažena na upínací tyč pro zajištění správné polohy upínací tyče vůči mezidesce a tím zajišťuje správné stlačení pružin při upnutí. Po dotažení je v horní části matice vytvořena drážka pro zajištění vůči uvolnění. Dále matice zajišťuje vedení horního kroužku válečkového ložiska a vedení horního kuličkového ložiska. Materiál matice byl zvolen 1.0060 (11 600) [3].

Spodní ložisko (pozice č. 29) odděluje vodící pouzdro a pružiny od otáčivého pohybu. **Horní ložisko** odděluje píst. Ložiska 81136 M byla volena z katalogu SKF [13]. Válečková ložiska byla zvolena pro jejich velkou únosnost a malé rozměry.

Trubka (pozice č. 11) volně nasunutá na upínací tyči slouží jako ochrana tyče před poškozením od pružin. Materiál 1.7016 (14 220) [3]. Povrch, který je ve styku s pružinami je cementován a kalen.

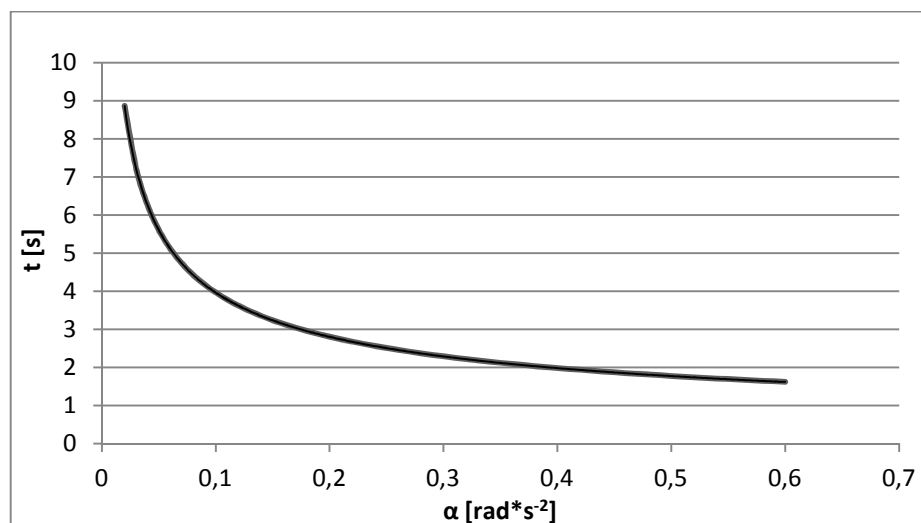
Tloušťka **víka** (pozice č. 6) byla zvolena přibližně 1/3 průměru pístu tj. 90mm. Materiál 1.0553 (11 523) [3].

5.2. Mechanismus otáčení

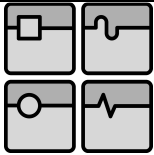
Při návrhu mechanismu otáčení byla nejdříve určena kinematika pohybu, poté dynamika a výsledné silové účinky a z nich bylo vycházeno při návrhu mechanismu. Při výpočtu byl řetěz uvažován jako staticky zatížen a byly určeny silové účinky. To z důvodu návrhu napínání a zjištění vlivu napínací síly na maximální zatížení řetězu. Z těchto silových účinků byly použity parametry pro běžný výpočet a podle těchto výsledků byl řetěz upraven.

5.2.1. Kinematika otáčení

Určení kinematiky bylo vycházeno z pohybu, kdy se držák s kovádkem půl dráhy pohybuje rovnoměrně zrychleným pohybem a druhou půlku rovnoměrně zpomaleným pohybem až do nulové rychlosti. Zrychlení je zprostředkováno rotačním hydromotorem a zpomalování brzdou, kterou je hydromotor vybaven. Při výpočtu zrychlení, ze kterého jsou určeny silové účinky, nastal problém, protože čas otáčení nebyl jasně dán. A proto byla doba otáčení zvolena tak, aby nebyla příliš dlouhá, což vede k nepatrnému snižování zrychlení, respektive krátká, což vede k výraznému nárůstu zrychlení a tím pádem i sil, které by muselo být schopno toto zařízení vydržet. Na grafu je závislost doby otáčení na zrychlení.



Graf 1. Závislost doby otáčení na zrychlení pro poloviční dráhu.



Jak již bylo zmíněno předpokladem pro výpočet je, že se kovádko pohybuje půl dráhy zrychlujícím pohybem a druhou s zpomalením kdy zrychlení a zpomalení mají přibližně stejnou hodnotu, lze výpočet zjednodušit tak, že bude vypočítáno pouze půl dráhy. Tudíž celá dráha je $\varphi_0 = 90^\circ = \frac{\pi}{2} \text{ rad}$ a celkový čas byl v závislosti na grafu stanoven na $t_{o0} = 7,4 \text{ s}$. Ale do výpočtu byly zahrnuty hodnoty poloviční. Vzorec je uveden bez ostatních členů, protože zde není žádná počáteční rychlost ani dráha.

ε - zrychlení držáku s kovádkem; φ - vykonaná dráha; t_o - doba pootočení

$$\varphi = \varepsilon \cdot \frac{t^2}{2} \Rightarrow \varepsilon = \varphi \cdot \frac{2}{t_o^2} = \frac{\pi}{2 \cdot t_o^2} = \frac{\pi}{2 \cdot 3,7^2 \text{ s}^2} = 0,115 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

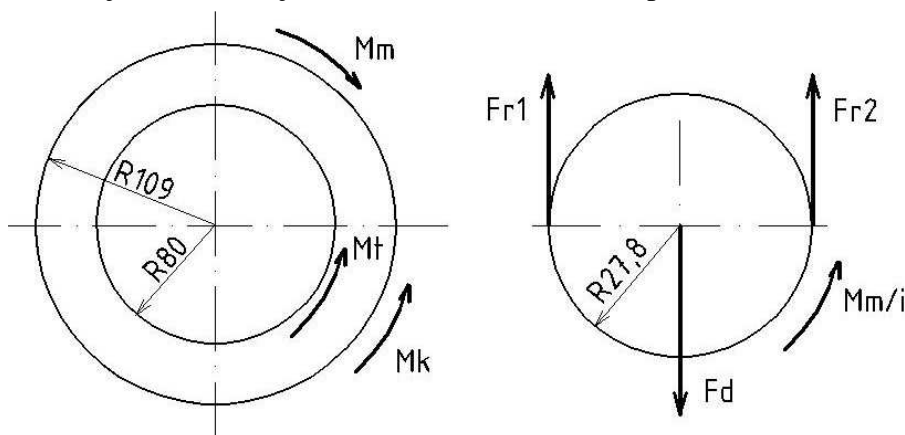
5.2.2. Dynamika otáčení

Dále bylo nutné určit moment potřebný k vyvození zrychlení ε . K výpočtu momentu bylo nutné ještě zjistit moment setrvačnosti držáku a kovádkla, který byl určen pomocí programu Invertor. $I = 4730 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

I - moment setrvačnosti držáku s kovádkem; ε - zrychlení držáku s kovádkem

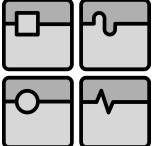
$$Mk = I \cdot \varepsilon = 4730 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 0,115 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} = 543 \text{ Nm}$$

Moment Mk udělí zrychlení ε jen při zanedbání pasivních odporů, které při zachování konstantního momentu na motoru snižují moment pro udělení zrychlení kovádkla. Do výpočtu byl zahrnut jen ten největší. Je to moment, který vzniká mezi pouzdrem tyče a hnaným řetězovým kolem a jeho velikost je závislá na síle v řetězu respektive na momentu motoru.



Obr. 5.4. Momentová rovnováha na hnaném (vlevo) a hnacím (vpravo) řetězovém kole.

$$Mm = Mk + Mt$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 37
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

V rovnici jsou dvě neznámé, proto byla vyjádřena síla, která vyvodí moment potřebný pro udělení zrychlení ϵ .

M_k - moment pro vyvození zrychlení ϵ ; M_m - moment od motoru; M_t - třecí moment; F_r - síla v řetězu bez uvažování tření; R_{80} - poloměr čepu; R_{109} - poloměr hnaného řetězového kola

$$F_r = \frac{M_k}{R_{109}} = \frac{543Nm}{0,109m} = 4980N$$

$$M_m = M_k + M_t \Rightarrow M_m = F_r \cdot r_1 + F_r \cdot f \cdot r_2 \Rightarrow$$

$$M_m = F_r(R_{109} + f \cdot R_{80}) = 4980N(0,109m + 0,1 \cdot 0,080m) = 581Nm$$

Dále byla určena skutečná síla v řetězu, která je potřebná k udělení zrychlení a překonání pasivních odporů.

M_m - moment od motoru; F_{rr} - síla v řetězu pro otáčení; R_{109} - poloměr hnaného řetězového kola

$$F_{rr} = \frac{M_m}{R_{109}} = \frac{581Nm}{0,109m} = 5330N$$

Minimální napínací síla byla zvolena v rozmezí 1,05 až 1,25 násobku F_{rr} a podle statické rovnováhy na hnacím kole byly určeny silové poměry v obou větvích řetězu (obr. 5.4.). Minimální napínací síla $F_{Dmin} = 5600N$ a maximální vyšla z konstrukce $F_{Dmax} = 6800N$.

F_{dmax} - maximální napínací síla; F_{r1} F_{r2} - síla v napnuté a volné části; R_{27} - poloměr hnacího řetězového kola; M_m moment na hnaném řetězovém kole od motoru; i - převodový poměr

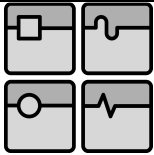
$$F_{Dmax} = F_{r1} + F_{r2}$$

$$F_{r1} \cdot R_{27} = F_{r2} \cdot R_{27} + \frac{M_m}{i}$$

Po vyjádření F_{r1} a F_{r2} dostaneme:

$$F_{r1} = \frac{\frac{M_m}{i} + F_{Dmax} \cdot R_{27}}{2 \cdot R_{27}} = \frac{145Nm + 6800N \cdot 0,0278m}{2 \cdot 0,0278m} = 6008N$$

$$F_{r2} = F_{Dmax} - F_{r1} = 6800N - 6008N = 792N$$



Kde F_{rl} je maximální síla v řetězu. Protože z rovnic vyplývá, že pokud moment Mm bude nula, tak se napínací síla rozloží rovnoměrně mezi obě větve. Síla F_{rl} je největší možná statická síla v řetězu.

5.2.3. Návrh řetězu

Jelikož je s kovadlem pootáčeno jen zřídka a to ještě velmi pomalu, přistupovalo se k zatížení jako ke statickému. Řetěz byl volen co největší s ohledem na prostorové možnosti. Řetěz byl zvolen ČSN 02 3311.2 12B-2. Tento řetěz má podle normy sílu při přetržení $F_{pt} = 57800N$ [6]. Převodový poměr $i = 4$. Možné mezní stavy řetězu jsou mezní stav přetržení, kterého by nemělo být dosaženo díky vysoké bezpečnosti a mezní stav kdy se řetěz díky plastické deformaci prodlouží, toto prodloužení je nutné kontrolovat.

k_{rs} - statická bezpečnost řetězu; F_{pt} - síla přetržení řetězu; F_{rmax} - maximální síla v řetězu

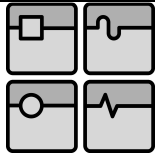
$$k_{rs} = \frac{F_{pt}}{F_{rmax}} = \frac{57800N}{6008N} = 9,6$$

Dále byl proveden běžný výpočet v kalkulátoru od firmy Renold (příloha č.3). V tomto výpočtu byla dosažena životnost řetězu asi 30000 hodin, ale oproti tomu je ve výpočtu uvažováno občasné mazání, což kvůli vysoké teplotě je těžko realizovatelné. Dále výpočet varoval před vyšším ložiskovým tlakem, což představuje problém z hlediska životnosti. Kvůli těmto a dalším nesrovnalostem, které byly zanedbány lze očekávat, že životnost řetězu bude výrazně nižší, ale vzhledem k tomu, že požadovaná životnost je minimálně o řád menší je zanedbání nevýznamné.

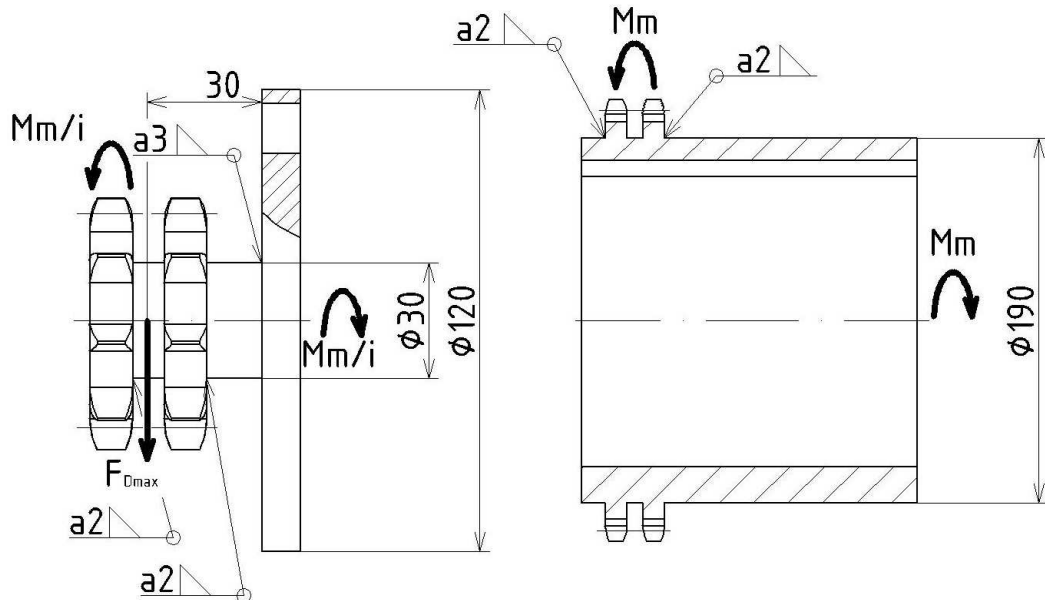
Délka řetězu byla určena nestandardně změřením délek roztečných kružnic a délek řetězu vedeného přímočaře. Délka řetězu vyšla $l_{rl} = 2721,14mm$ co odpovídá 142,85-ti článkům. Zvoleno bylo 144 článků což odpovídá délce $l_r = 2743,2mm$. Spojení bylo zvoleno snýtovnáním. Nestandardní postup byl zvolen, protože vedení řetězu je rovněž nestandardní. Skutečná délka by měla být kratší. Délka řetězu se upraví podle potřeb při montáži.

5.2.4. Řetězová kola

Rozměry řetězových kol byly voleny podle [6]. Hnací kolo má 9 zubů a hnané má 36 zubů. Malý počet zubů na hnacím kole je volen kvůli malým rozměrům. Takto malé kolo má poměrně velkou nerovnoměrnost chodu, podle [5] je to asi 6%, ale vzhledem k velice malým rychlostem otáčení a pružnému napínání řetězu je tato nerovnoměrnost zanedbatelná. Řetězová kola jsou navržena jako svarky. Polotovarem hnacího kola je plech, který je přivařený k čepu. K válečku je přivařený disk, ve kterém jsou po svaření vyvrtány díry pro



přípevnění k hydromotoru. Nakonec je vyrobeno ozubení. Hnané kolo je jako prstenec z plechu přivařeno na náboji. Po svaření je opracována díra s drážkou pro pero a ozubení.



Obr. 5.5. Hnací řetězové kolo (vlevo) a hnané řetězové kolo (vpravo)

Kritické místo na hnacím řetězovém kole je v místě přechodu mezi válečkem a diskem, kde je největší ohybové napětí a konstantní kroutící moment. Součinitel koncentrace napětí byl volen podle [7].

F_{dmax} - maximální napínací síla; a - vzdálenost působíště od vetknutí; d_{rc} - průměr válečku; α_x - součinitele koncentrace napětí; Mm moment na hnaném řetězovém kole od motoru

$$\sigma_{nom7} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{Dmax} \cdot a}{\frac{\pi \cdot d_{rc}^3}{32}} = \frac{6800N \cdot 30mm}{\frac{\pi \cdot 30^3 mm^3}{32}} = 76,8MPa$$

$$\tau_{nom7} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{i}{\frac{\pi \cdot d_{rc}^3}{16}} = \frac{4}{\frac{\pi \cdot 30^3 mm^3}{16}} = 27,4MPa$$

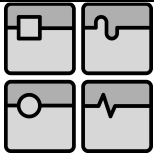
$$\sigma_7 = \alpha_8 \cdot \sigma_{nom7} = 1,75 \cdot 76,8MPa = 134,4MPa$$

$$\tau_7 = \alpha_9 \cdot \tau_{nom7} = 1,4 \cdot 20MPa = 38,4MPa$$

$$\sigma_{red7} = \sqrt{\sigma_7^2 + 4 \cdot \tau_7^2} = \sqrt{134,4^2 MPa^2 + 4 \cdot 38,4^2 MPa^2} = 155MPa$$

Materiál byl zvolen 1.0553 (11 523) [3] s zaručenou svařitelností, $R_{e4} = 333MPa$ [6] a dovoleného napětí pro svary $\sigma_{d5} = 266MPa$, který byl určen podle Tab. 9-5 str. 519 [5].

Dále byla určena bezpečnost k_7 válečku k MSP.



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

k_7 - bezpečnost k MSP; R_{e4} - mez kluzu materiálu; σ_{red7} - maximální napětí

$$k_7 = \frac{R_{e4}}{\sigma_{red7}} = \frac{333MPa}{155MPa} = 2,15 \Rightarrow \text{průměr vyhovuje}$$

Dále bylo třeba zkontrolovat svary na ohyb a krut. Svar byl v místě spojení čepu a kotouče zvolen a3.

d_{rc} - průměr válečku; M_m - moment na hnaném řetězovém kole od motoru; z - výška svaru; F_{Dmax} - maximální napínací síla; a - vzdálenost působíště od vetknutí; R_{e5} - mez kluzu materiálu

$$\tau_8 = \frac{M_k \cdot r}{J_p} = \frac{\frac{M_m \cdot d_{rc}}{i} \cdot \frac{d_{rc}}{2}}{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{rc}}{2}\right)^3 \cdot 0,707 \cdot z} = \frac{\frac{581Nm}{4} \cdot 15mm}{2 \cdot \pi \cdot 15^3 mm^3 \cdot 0,707 \cdot 4mm} = 36,3MPa$$

$$\sigma_8 = \frac{M_o \cdot r}{J_z} = \frac{F_{Dmax} \cdot a \cdot \frac{d_{rc}}{2}}{\pi \cdot \left(\frac{d_{rc}}{2}\right)^3 \cdot 0,707 \cdot z} = \frac{6650N \cdot 30mm \cdot 15mm}{\pi \cdot 15^3 mm^3 \cdot 0,707 \cdot 4mm} = 102MPa$$

$$\sigma_{red8} = \sqrt{\sigma_7^2 + 4 \cdot \tau_7^2} = \sqrt{102^2 MPa^2 + 4 \cdot 36,3^2 MPa^2} = 125MPa$$

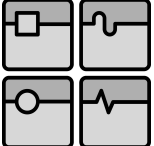
$$k_8 = \frac{\sigma_{d5}}{\sigma_{red8}} = \frac{266MPa}{125MPa} = 2,13 \Rightarrow \text{svar vyhovuje}$$

V místě spojení čepu a hnacího kola volen jako koutový a2. Zde byl svar volen menší kvůli prostorovým možnostem. Výpočet probíhal podobně jako v předchozím případě proto budou uvedeny jen výsledky. Jen napětí v ohybu vyšlo menší, protože je zde i výrazně menší rameno na kterém působí síla. Napětí vyšlo $\sigma_{red9} = 60MPa$. Napětí je přibližně 1,7x menší než v předchozím případě \Rightarrow vyhovuje.

V případě hnaného kola bylo určeno napětí ve svaru mezi nábojem a prstencem.

M_m - moment na hnaném řetězovém kole od motoru; d_{rh} - průměr hnaného řetězového kola v místě svaru; z - výška svaru

$$\tau_{10} = \frac{M_k \cdot r}{J_p} = \frac{M_m \cdot \frac{d_{rh}}{2}}{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{rh}}{2}\right)^3 \cdot 0,707 \cdot z} = \frac{581Nm \cdot 95mm}{2 \cdot \pi \cdot 95^3 mm^3 \cdot 0,707 \cdot 2mm} = 3,8MPa$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 41
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Napětí je nevýznamné, proto je možné zvolit přerušovaný svar. Kontrola na otláčení drážky pro pero již byla provedena návrhem pera v kap. 3.2.1. . Materiál hnaného kola byl zvolen 1.0028 (11 343) [3], mez kluzu je $R_{e5} = 195MPa$.

5.2.5. Napínací mechanismus

Napínání řetězu bylo zvoleno především kvůli kompenzaci prodloužení a zkrácení řetězu při změně teploty mezi vychladnutým stavem a stavem, kdy je stroj delší dobu v provozu a je prohřátý. Dopínání musí kompenzovat protahování řetězu, které je způsobeno běžným provozem. Dále, protože má hnací kolo poměrně velkou nerovnoměrnost chodu, je třeba aby dopínání pružně kompenzovalo tuto nerovnoměrnost a tím snížilo zatížení řetězu. A poslední důvod je, že v dopnutém řetězovém převodu nevznikají rázy při změně smyslu hnacího kroutícího momentu na hnaném kole tak jako v převodu s vůlí. Způsob napínání byl zvolen změnou osově vzdálenosti, protože jiný způsob by byl těžko realizovatelný.

Pro volbu dalších parametrů bylo určeno protažení vlivem ohřátí řetězu. Rozdíl teplot byl určen z předpokladu, že montáž probíhá za standardní teploty $20^{\circ}C$ a maximální teplota, která byla určena na základě naměřených hodnot firmou Žďas a.s. byla asi $200^{\circ}C$. Délka byla určena ve výpočtu řetězu. Do výpočtu byla zahrnuta jen poloviční délka, protože řetěz je v nekonečné smyčce a proto je posunutí osových vzdáleností jen poloviční.

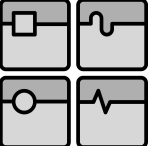
λ - koeficient tepelné roztažnosti; ΔT - rozdíl teplot; l_0 - délka řetězu při $20^{\circ}C$

$$\Delta l = \lambda \cdot \Delta T \cdot \frac{l_0}{2} = 12 \cdot 10^{-6} K^{-1} \cdot 180K \cdot \frac{2743,2mm}{2} = 2,9mm$$

Δl je největší uvažované prodloužení řetězu způsobené změnou teploty. Výsledný zdvih byl zvolen přibližně dvojnásobný a to $z_n = 6mm$.

Pro vyvození napínací síly se jeví nejvhodnější vinuté pružiny o větším průměru, které umožňují vyvinout velké předpětí s malou tuhostí. To vede k vyvození přibližně konstantní síly v celém rozsahu napínání. Avšak jejich nevýhoda je její velké rozměry, což je v stísněném prostoru hydromotoru velmi omezující parametr. Z tohoto důvodu byly zvoleny talířové pružiny. Při návrhu pružin byl požadavek na co největší poměr zdvih/tloušťka který je mírou stupně degresivity. Zvolený poměr není ideální, protože limitem byl výběr v katalogu. Viz příloha č.2.

Působíště napínací síly je voleno tak, aby byla vyrovnán moment od řetězu a tím se snížilo tření mezi deskou hydromotoru a konzolou, ve které je posuvně uložena deska hydromotoru. Toto tření by způsobovalo trhavý chod desky hydromotoru. Pro nastavení správné polohy desky hydromotoru slouží šrouby M12 x 90 ISO 4017 - 4.6.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 42
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

5.2.6. Hydromotor

Rotační hydromotor byl zvolen z katalogu Poclain hydraulics. Tato firma je dodavatelem hydraulických prvků pro firmu Žďas a.s. Vstupním parametrem pro výběr hydromotoru je potřebný kroutící moment, který byl vypočítán z potřebného momentu na hnaném řetězovém kole M_m a převodového poměru i a jeho hodnota je $M_h = 145Nm$. Vybraný motor má při tlaku 10MPa kroutící moment 273Nm. Z toho vyplývá, že je nutné omezit tlak před vstupem na asi 5,3MPa. Dále by bylo vhodné, kdyby se před pohon umístil přepouštěcí ventil, který chrání řetěz. Pohon je také vybaven brzdou, která slouží k brzdění v druhé polovině otáčení. Katalogové číslo: MS 02 8 124 F03 1K30 [12].

Dosažení poloviny dráhy snímá snímač, který vyšle signál do rozvaděče, kde odpojí pohon od tlaku a zároveň aktivuje brzdu. Návrh hydraulického obvodu a jeho řízení je mimo rozsah této práce.

5.2.7. Další díly mechanismu otáčení

Vedení řetězu (č. přílohy 5, pozice 10; 11) slouží k vedení řetězu v drážce. Vedení je nutné, protože řetěz je pootočen o 90° oproti běžnému provozu. Profil vedení je vytvořen podle vedení v katalogu [10]. Důvod proč není vedení nakoupeno je vysoká teplota. Z toho důvodu byl zvolen materiál EN-GJL-150 (42 2415) [3], protože se tento materiál používá i jako ložiskový materiál, který vyniká samomaznými vlastnostmi. Při montáži je dráha dolícována tak, aby nesla řetěz v celé délce.

Vodící řetězová kola (č. přílohy 5, pozice 4) slouží k usměrnění řetězu do drážky. Jsou uloženy v čepech, které jsou nalisovány pomocí čepu v vedení. Materiál 1.0028 (11 343). [3]

Pouzdro tyče (č. přílohy 5, pozice 16) je z materiálu Cu-Sn6 (42 3016) [3] který je vhodný pro ložiska.

Podložky hnaného řetězového kola (č. přílohy 5, pozice 8; 9) slouží k jako dorazy při vysouvání a zasouvání tyče a jako kluzné uložení při otáčení. Jsou ze stejného materiálu jako pouzdro tyče Cu-Sn6 (423016) [3]. Horní podložka je dolícován tak, aby měl axiální vůli 0,3mm. Spodní položka je dělená na dvě poloviny kvůli montáži. Obě poloviny podložky se vyrobí jako celek a poté se rozříznou.

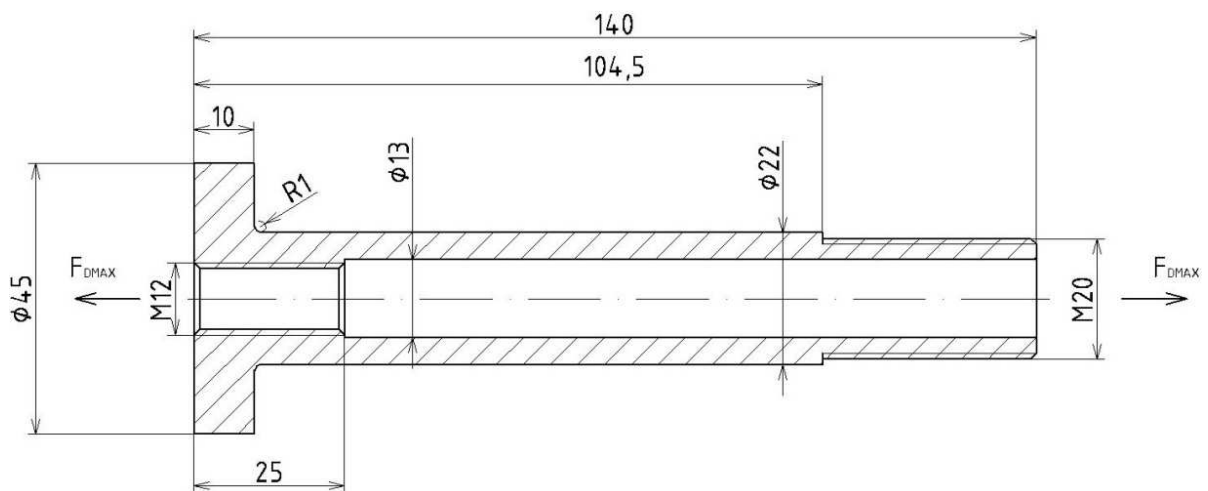
Víko (č. přílohy 5, pozice 2; 3) je dělené stejně jako spodní podložka kvůli montáži. Pokud by tomu tak nebylo, montáž by byla výrazně komplikovanější, protože by bylo nutné demontovat i upínací tyč. Víko, je jako spodní podložka, vyrobeno jako celistvé a jako

poslední operace je rozříznutí. Víko je z plechového polotovaru a materiálu 1.0028 (11 343). [3]

Deska hydromotoru (č. přílohy 5, pozice 13) slouží k připevnění hydromotoru prostřednictvím konzoly k mezidesce. Je z plechu o tloušťce 12mm a jsou k ní přivařeny další dvě plechové desky o tloušťce 8mm, na kterých jsou ještě přivařeny trubky. V těchto trubkách jsou uloženy díly pro napínání. Tyto dvě desky slouží k tomu, aby působit síly od napínání pružinami a reakce na hnacím řetězovém kole nevyvolávaly ohybový moment, který by zatěžoval vedení desky v konzole a způsoboval třecí síly ve vedení a tím by komplikoval funkci. Materiál byl zvolen 1.0028 (11 343). [3]

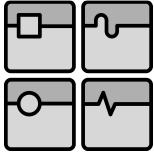
Konzola (č. přílohy 5, pozice 12) slouží k posuvnému uložení desky s hydromotorem. Umožňuje horizontální nastavení. Materiál byl zvolen 1.0028 (11 343). [3]

Napínací tyč (č. přílohy 5, pozice 14) slouží k posuvnému uložení v trubkách a tím zajišťují napínání a dále také k nastavení počáteční polohy pro napínání pomocí šroubů a aretační matice. Jako doraz funguje osazení v trubce a matice, které jsou dotaženy na sebe.



Obr 5.6. Napínací tyč.

Jak je vidět na obrázku 5.6. kritické místo je v místě rádiusu R1 díky vysoké koncentraci napětí $\alpha_{11} = 2,7$ str. 281 [PP]. Materiál byl zvolen 1.7131 (14 220) a v místě styku s pružinami cementován a kalen, z důvodu nepoškození povrchu od talířových pružin. $R_{e5} = 570\text{MPa}$ [6], [3]. Tento kvalitní materiál byl zvolen proto, že je v praxi ověřený.



$d_1 = 22\text{mm}$ - vnější průměr; $d_2 = 13\text{mm}$ - vnitřní průměr; $F_{D\max}$ - maximální napínací síla

$$\sigma_{nom11} = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot \frac{F_{D\max}}{2}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} = \frac{2 \cdot 3500}{\pi(22^2 \text{ mm}^2 - 13^2 \text{ mm}^2)} = 13,7 \text{ MPa}$$
$$\sigma_{11} = \sigma_{nom11} \cdot \alpha_{10} = 13,7 \text{ MPa} \cdot 2,7 = 37 \text{ MPa}$$

Z výpočtu vyplývá, že zatížení součásti je poměrně malé. Další nebezpečné místo je v místě závitu M20. Součinitel α_{11} byl zvolen maximální z tabulky 13 str. 283 [7]. V tomto případě však působí jen minimální napínací síla a to je v případě, že je využita maximální délka napínáku a matice dosedne na trubku desky hydromotoru.

$F_{D\min}$ - minimální napínací síla; d_3 - malý průměr závitu; $d_2 = 13\text{mm}$ - vnitřní průměr

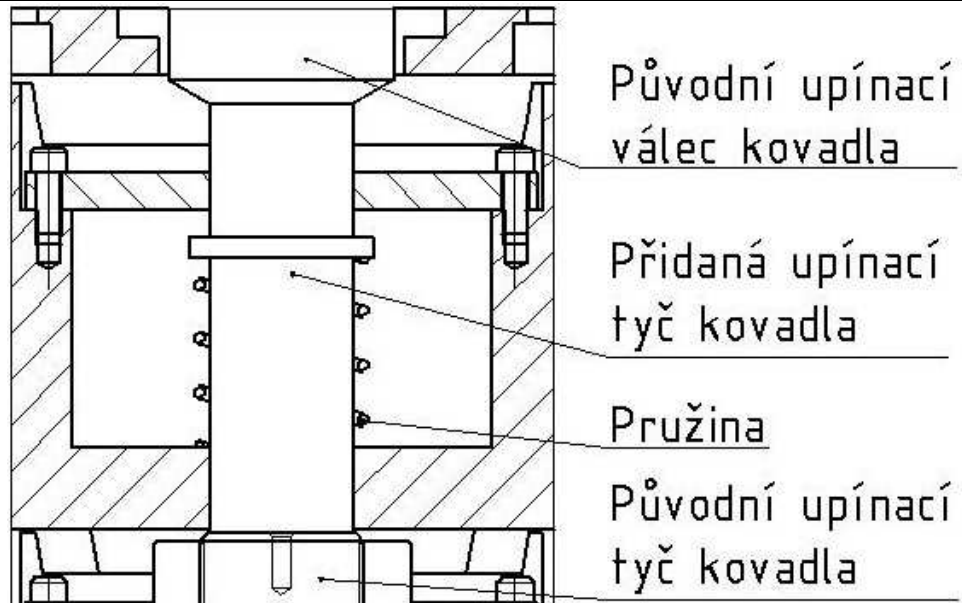
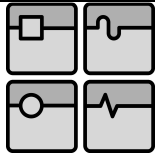
$$\sigma_{nom12} = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot \frac{F_{D\max}}{2}}{\pi(d_3^2 - d_2^2)} = \frac{2 \cdot 2700 \text{ N}}{\pi(18^2 \text{ mm}^2 - 13^2 \text{ mm}^2)} = 22,2 \text{ MPa}$$
$$\sigma_{12} = \alpha_{11} \cdot \sigma_{nom11} = 6 \cdot 22,2 \text{ MPa} = 133 \text{ MPa}$$
$$k_{12} = \frac{R_{e5}}{\sigma_{11}} = \frac{570 \text{ MPa}}{133 \text{ MPa}} = 4,27 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Podložka (č. přílohy 5, pozice 15) odděluje měkké části od pružin a zabraňuje otlacení. Materiál 1.1203 (12 060).

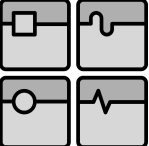
Krytování (č. přílohy 4, pozice 18; 19) se skládá z dvou krytů. První slouží jako zábrana proti kolizi přídavných zatížení lisu s hydromotorem. Je vyroben jako svarek z plechu o tloušťce 12mm. A druhý kryt slouží jako ochrana před tepelným zářením od výkovku.

5.3. Upínání kovádla

Funkce původního upínání byla vyřazena kvůli přidání mezidesky. Cílem bylo zachovat původní části upínání. Proto byla do mezidesky přidána tyč (č. přílohy 4, pozice 16), která je kompenzací vzniklé mezery. Obr. 5.7. Tato tyč je pod vinutu pružinou stále přitlačována k hornímu válci aby při se při otáčení neposunula s držákem, což by zabránilo otáčení. Byla vybrána pružina 82/5/1 z katalogu [11].



Obr. 5.7. Upravené upínání kovádra

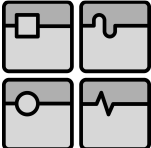
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 46
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

6. Závěr

Schopnost lisu otáčet s kovadlem během kovacího procesu představuje velké usnadnění a zrychlení práce během kování respektive rovnání po kování. Nahrazením ručního otáčení strojním, kdy si operátor lisu kovadlem otočí aniž by bylo třeba složité a zdlouhavého ručního otáčení bylo dosaženo zvýšením výrobnosti stroje, která je u hydraulických lisů obecně nižší než u mechanických a tím i konkurenceschopnosti i při vyšších pořizovacích cenách stroje. Hlavní úspora je ve snížení vedlejších časů, které by měly být co nejkratší z důvodu ochlazování výkovku.

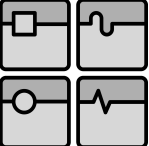
V této práci byla snaha upravit stávající lis tak aby byl schopen otáčet držákem během kování, ale zároveň nebyly omezeny stávající parametry. Bylo dosaženo schopnosti otáčení, ale ne bez úprav na původním zařízení. Největší nevýhoda je zvýšení upínané hmotnosti na původních upínačích, kde došlo k nárůstu hmotnosti asi o 40%. Tato skutečnost je na zvážení zdali je nutná úprava stávajících upínačů nebo ne. Další nevýhoda je změna rozměru drážek v mezideskách, která byla provedena kvůli nezmenšení jmenovité tvářecí síly a kvůli omezeným prostorovým možnostem. Avšak dosažení schopnosti otáčení kovadla během kování je velice důležitá při představě, že se doba otáčení zkrátila z minut na sekundy, což jak bylo řečeno příznivě ovlivňuje produktivitu a snižuje tepelné ztráty výkovku. Celková doba otáčení zahrnuje i vysunutí kovadla z vodících drážek. Lze očekávat, že tato doba vzhledem k zdvihu 25mm bude rovněž v řádu jednotek sekund. Po sečtení těchto časů lze předpokládat, že celková doba otáčení bude asi 20s. Toto uspořádání je výhodné i z hlediska poruchy. Pokud se porouchá některá část mechanismu otáčení a upínání, je možné odpojit hydraulické prvky a odepnout mezidesku a nahradit ji (po úpravě vodících drážek) původním držákem. Tím je lis opět znovu schopný pracovat, sice bez schopnosti otáčet kovadlem během kování, ale lis není zcela vyřazen z provozu. Materiály nových dílů byly voleny podle podobných dílů z lisu CKW 4500/5000, protože v návrhu bylo vycházeno z řešení použitých v tomto lisu. Minimální bezpečnost k MSP byla zvolena $k = 2$, ale u některých dílů vyšla více, protože rozměry byly zvoleny na základě použitých řešení z CKW 4500/5000.

Jelikož je literatury zabývající se touto problematikou je velmi málo, v podstatě jen firemní literatura, je tuto práci je třeba chápat jako návrh jednoho z několika možných řešení.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 47
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

7. Seznam použité literatury

- [1] HÝSEK, Rudolf. Tvářecí stroje. 3. vyd. Praha: SNTL, 1980, 551 s.
- [2] NOVOTNÝ K. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno, 2002. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/opory_soubory/vyrobni_stroje_a_zarizeni__novotny.pdf
- [3] SVOBODA, Pavel, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Výběry z norem pro konstrukční cvičení. vyd. 2. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: CERM, 2007, 223 s. ISBN 978-80-7204-534-1.
- [4] KOPECKÝ, Miloslav, Bedřich RUDOLF a Richard G BUDYNAS. Tvářecí stroje. vyd. 1. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1991, 237 s. ISBN 80-010-0700-6.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [7] Mechanika těles: pružnost a pevnost. 3. přeprac. vyd. Brno: CERM, 2004. 287 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2592-X.
- [8] MITCalc: *Pružiny* [on-line]. [citováno 2013-04-21]. Dostupné z: < <http://www.mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springs.htm> >.
- [9] Žďas: *Hlavní výhody a nevýhody jednotlivých konstrukcí lisů* [on-line]. [citováno 2013-04-21]. Dostupné z: < http://www.zdas.cz/cs/user_files/0_lisy_schema.pdf >.
- [10] murtfeldt.cz [on-line]. [citováno 2013-05-8]. Dostupné z: < <http://www.murtfeldt.cz/produkty/profile/vedeni-pro-valeckove-retezy/typ-u/> >.
- [11] hennlich.cz [on-line]. [citováno 2013-05-8]. Dostupné z: < http://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tlačné_pružiny_-_tabulky_patent_5_6-10.pdf >.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 48
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

[12] Poclain-hydraulics.com [on-line]. [citováno 2013-05-8]. Dostupné z:
< http://www.poclain-hydraulics.com/_upload/ressources/media/pdf/A36314W.pdf >.

[13] skf.com [on-line]. [citováno 2013-05-8]. Dostupné z:
< <http://www.skf.com/files/515998.pdf> >.

[14] Žďas: CKVX [on-line]. [citováno 2013-04-21]. Dostupné z:
< http://www.zdas.cz/cs/user_img/7/16/0_37_2294.jpg>.

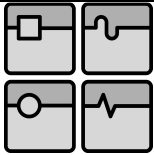
[15] Žďas: CKZW [on-line]. [citováno 2013-04-21]. Dostupné z:
< http://www.zdas.cz/cs/user_img/7/16/0_01_3877.jpg>.

[16] Žďas: CKW [on-line]. [citováno 2013-04-21]. Dostupné z:
< http://www.zdas.cz/cs/user_img/7/16/0_ckw2.jpg>.

[17] TS Plzeň: CKV [on-line]. [citováno 2013-04-21]. Dostupné z:
< <http://www.tsplzen.cz/cz/hydraulicke-lisy-ckv.asp> >.

8. Seznam použitých zkratk

A_s	-	Výpočtový průřez šroubů
a	-	Vzdálenost působíště od vetknutí hnacího řetězového kola
b	-	Délka závitu šroubů
b_p	-	Šířka pera
b_T	-	Šířka T-hlavy
C	-	Tuhostní konstanta přírub šroubového spojení
c	-	Výška uvažované válcové plochy válce
D	-	Skutečný průměr pístu
D_0	-	Potřebný průměr pístu
D_a	-	Průměr válce v místě pružin
D_b	-	Průměr uvažované válcové plochy válce
D_k	-	Průměr hlavy šroubu
D_v	-	Vnější průměr válce
D_1	-	Součinitel předpětí šroubů
d_a	-	Průměr upínací tyče
d_b	-	Průměr upínací tyče
d_d	-	Nprůměr tyče v místě zápichu pro výběh nástroje
d_{rc}	-	Průměr válečku hnacího řetězového kola
d_{rh}	-	Průměr hnaného řetězového kola v místě svaru
d_{s2}	-	Střední průměr závitu šroubu
d_{t2}	-	Střední průměr závitu upínací tyče
d_v	-	Průměr díry pro šroub
d_1	-	Vnější průměr napínací tyče
d_2	-	Vnitřní průměr napínací tyče
d_3	-	Malý průměr závitu
E	-	Youngův modul pružnosti
e	-	Délka pro určení rovinné plochy zámku
F_{dmin}	-	Minimální napínací síla
F_{dmax}	-	Maximální napínací síla
F_i	-	Předepjatá síla ve šroubu
F_p	-	Provozní síla na jeden šroub
F_{pt}	-	Síla přetržení řetězu
F_r	-	Síla v řetězu bez uvažování tření
F_{rmax}	-	Maximální síla v řetězu
F_{rr}	-	Síla v řetězu pro otáčení
F_{r1}	-	Síla v napnuté a volné části
F_{r2}	-	Síla v napnuté a volné části
F_u	-	Upínací síla
F_{un}	-	Maximální síla od pružin upínače
F_{us}	-	Skutečná maximální síla od pístu
h	-	Výška T-hlavy
h_a	-	Nosná výška
h_p	-	Zdvih upínacích pružin
h_z	-	Výška závitu upínací tyče

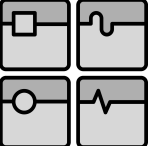


BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

h_{zs}	-	Nosnou výšku závitů
I	-	Moment setrvačnosti držáku s kovadlem
i	-	Převodový poměr
i_s	-	Počet šroubů
K	-	Koeficient zahrnující tření
K_p	-	Tuhost příruby
K_s	-	Tuhost šroubu
k	-	Součinitel bezpečnosti
l	-	Délka pera
l_a	-	Délka závitů šroubu ve spoji
l_b	-	Délka závitů šroubu ve svěrné délce
l_g	-	Délka dřívku šroubů bez závitů
l'_s	-	Svěrná délka šroubového spojení
l_o	-	Délka řetězu při 20°C
M_k	-	Moment pro vyvození zrychlení ε
M_m	-	Moment od motoru na hnaném řetězovém kole
M_t	-	Třecí moment
M_{u1}	-	Utahovací moment šroubu
m	-	Uvažovaná hmotnost držáku a kovadla
n_t	-	Počet závitů upínací tyče
P	-	Rozteč závitů
p	-	Tlak hydraulické kapaliny
R	-	Poloměr pro výpočet válcové plochy
R_{e1-12}	-	Mez kluzu materiálu
R_{m1-12}	-	Mez pevnosti materiálu
R_{80}	-	Poloměr čepu (upínací tyč)
R_{109}	-	Poloměr hnaného řetězového kola
R_{27}	-	Poloměr hnacího řetězového kola
r	-	Vzdálenost působíště síly od vetknutí
S	-	Nosná plocha na zámku
T_k	-	Polovina svěrné délky
Sp	-	Zkušební napětí šroubu
S_s	-	Průřez dřívku šroubu
t_l	-	Výška pera v náboji
t_o	-	Doba pootočení
z	-	Výška svaru
α_{1-12}	-	Součinitel koncentrace napětí
β	-	Uvažovaný úhle pro výpočet válcové plochy
ΔT	-	Rozdíl teplot
φ	-	Vykonaná dráha
ε	-	Zrychlení držáku s kovadlem
λ	-	Koeficient tepelné roztažnosti
$\sigma_{nom1-12}$	-	Normálové nominální napětí
σ_{D1}	-	Dovolený tlak
$\sigma_{red1-12}$	-	Redukované napětí
σ_{1-12}	-	Normálové napětí
τ_{1-12}	-	Smykové napětí

9. Seznam obrázků a grafů

Obr. 1.1. Čtyř-sloupový dolů-tažný kovací lis CKZW (vlevo) a dvou-sloupový dolů-tažný kovací lis CKW (vpravo)	11
Obr. 1.2. Dvou-sloupový hornotlaký kovací lis CKVX (vlevo) a čtyř-sloupový hornotlaký kovací lis CKV (vpravo)	12
Obr. 2.1. Schéma mechanismu otáčení a upínání horního držáku kovádla	13
Obr. 3.3. Schéma hydraulického mechanismu otáčení a upínání	14
Obr. 3.4. Schéma otáčení s řetězovým převodem a hydromotorem	15
Obr. 3.5. Otáčení řetězovým převodem a rotačním hydromotorem.....	16
Obr. 3.6. Otáčení prostřednictvím lana a hydromotorů	17
Obr. 3.7. Klikový mechanismus pro otáčení	18
Obr. 3.8. Otáčení pomocí dvou pák	18
Obr. 3.9. Otáčení pomocí řetězu a lin. hydromotoru	19
Obr. 3.10. Otáčení pomocí kuželového soukolí	20
Obr. 4.1. Původní pevné uspořádání (vlevo) a nové otáčející uspořádání (vpravo)	21
Obr. 4.2. Původní držák (nahore) a z něj vytvořený nový držák (vlevo) a mezideska (vpravo)	22
Obr. 4.3. Pohyblivá traverza s úpravou	23
Obr. 5.1. Válec s silovým zatížením	25
Obr. 5.2. Upínací tyč s silovým zatížením	28
Obr. 5.3. Zámek s silovým zatížením	31
Graf 1. Závislost doby otáčení na zrychlení pro poloviční dráhu.....	37
Obr. 5.4. Momentová rovnováha na hnaném (vlevo) a hnacím (vpravo) řetězovém kole	36
Obr. 5.5. Hnací řetězové kolo (vlevo) a hnané řetězové kolo (vpravo)	39
Obr. 5.6. Napínací tyč	44
Obr. 5.7. Upravené upínání kovádla	45

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

10. Seznam tabulek

Tab. 1 Výběr varianty mechanismu otáčení

Tab. 2 Součinitele bezpečnosti upínací tyče

Tab. 3 Zvolené šrouby a výsledky

11. Seznam příloh

Příloha č. 1 - Výpočet talířových pružin pro upínání držáku kovádla

Příloha č. 2 - Výpočet talířových pružin pro napínání

Příloha č. 3 - Výpočtová zpráva řetězu

Příloha č. 4 - Výkres sestavy

Příloha č. 5 - Výkres podsestavy

Příloha č. 6 - Výkres mezidesky

Příloha č. 7 - Výkres upínací tyče

Příloha č. 8 - Kusovník sestavy list 1

Příloha č. 9 - Kusovník sestavy list 2

Příloha č. 10 - Kusovník sestavy list 3

Příloha č. 11 - Kusovník podsestavy list 1

Příloha č. 12 - Kusovník podsestavy list 2