

VŠB– Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh přímočarého hydraulického motoru

Design of Linear Hydraulic Motor

Student:

Martin Glogar

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.d.

Ostrava 2019

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Glogar**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**
Téma: **Návrh přímočarého hydraulického motoru**
Design of Linear Hydraulic Motor

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte rešerši dané problematiky. Dále vypracujte popis současného stavu techniky v dané oblasti. Navrhněte atypický jednočinný hydraulický přímočarý motor do lisu na koncovky pryžových hadic. Volte vhodné těsnění a zajištění vratného pohybu pístu s ohledem na provozní podmínky. Proveďte potřebné pevnostní a případně také kinematické výpočty. Pro navržené konstrukční řešení, zpracujte výkresovou dokumentaci v požadovaném rozsahu. Detailní specifikaci provozních, manipulačních a dalších parametrů určí zadavatel práce – Ostroj, a.s. v návaznosti na Uniflex.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČECHURA, Milan a Jiří STANĚK. *Tvářecí stroje: hydraulické lisy*. Plzeň: Vydavatelství Západočeské univerzity, 1999. ISBN 80-7082-480-8.

PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2, Řídící prvky hydrostatických systémů, příslušenství hydrostatických obvodů*. Ostrava: VŠB-TUO, Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1827-6.

KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TUO, Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopísečné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 7.6.2019.....


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 26. 2019



podpis

Martin Glogar
Krnovská 25/37
746 01

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Jirí Friesovi, Ph.d. za jeho pomoc, rady a vstřícnost při vypracování mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat kolegům z firmy Ostroj a.s. za cenné rady a informace a všem blízkým za podporu a pomoc.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

GLOGAR, M. Návrh přímočarého hydraulického motoru. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2019, 52 s. Bakalářské práce, vedoucí: doc. Ing. Fries, J., Ph.D.

Tato bakalářská práce popisuje návrh přímočarého hydraulického motoru, sloužícího v lisu na armování koncovek hydraulických hadic. Tento hydromotor má mít výtlačnou sílu 550 kN a pracovat s tlakem média 70 MPa. Zdvih hydromotoru bude 25 mm. Jedná se o jednočinný hydraulický válec, kdy vratný pohyb je zajišťován pružinou. Vnitřní průměr válce bude 100 mm a průměr pístnice bude 65 mm.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

GLOGAR, M. Design of linear hydraulic motor. Ostrava: Department of production machines and design, Faculty of mechanical engineering VSB – Technical University Ostrava, 2019, 52 p. Bachelor thesis, Supervisor: doc Ing. Fries, J., Ph.D.

This bachelor thesis describes design of linear hydraulic motor, used in press for reinforcement of ends of hydraulic hoses. This hydromotor will have discharge force of 550 kN and will be working with media pressure of 70 MPa. Stroke of hydraulic motor will be 25 mm. It will be single acting hydraulic cylinder with spring return. Inner diameter of the cylinder will be 100 mm and diameter of the piston rod will be 65 mm.

Obsah

	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	9
1	ÚVOD.....	10
2	TEORETICKÁ ČÁST.....	11
2.1	Rozdělení hydraulických lisů.....	13
2.2	Vlastnosti hydraulických lisů.....	Error! Bookmark not defined.
2.3	Kapaliny v hydraulických mechanismech	13
2.3.1	Vlastnosti kapalin.....	14
2.3.2	Druhy pracovních kapalin.....	15
2.4	Základní princip fungování přímočarých hydraulických zařízení	15
2.5	Hydromotory	17
2.5.1	Dělení přímočarých hydromotorů.....	18
3	ALTERNATIVY POHONU HYDRAULICKÉHO LISU	21
3.1	Pneumatický válec	21
3.2	Šroubový mechanismus	22
3.2.1	Výpočet a volba velikosti závitu.....	24
3.2.2	Pevnostní kontrola	25
3.2.3	Výpočet výšky matice.....	26
4	KONSTRUKČNÍ NÁVRH HYDROMOTORU	30
4.1	Výběr těsniva a vodících pásků	31
4.2	Návrh válce	32
4.3	Návrh vodícího pouzdra.....	37
4.4	Návrh pístnice	39
4.5	Návrh podložky.....	42
4.6	Návrh tlačné pružiny.....	42
5	TECHNOLOGIE VÝROBY A MONTÁŽE HYDROMOTORU	44
5.1	Technologie výroby pouzdra	44
5.2	Technologie výroby podložky	44
5.3	Technologie výroby pístnice.....	45
5.4	Technologie výroby válce.....	46
5.5	Technologie montáže a lakování válce	46
6	ZÁVĚR.....	50
7	LITERATURA.....	52
	SEZNAM PŘÍLOH.....	50

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Označení	Název	Jednotka
A	konstanta	[MPa]
B	konstanta	[N]
D_{TO}	třecí průměr mezi pohybovým šroubem a opěrkou	[mm]
D_1	malý průměr závitu matice	[mm]
F	síla	[N]
H	nosná hloubka závitu	[mm]
L	dráha	[m]
L_P	délka páky	[m]
M	hnací kroutící moment	[Nmm]
M_{TO}	třecí momentová reakce styčné plochy mezi šroubem a opěrkou	[Nmm]
M_{TZ}	kroutící moment představující třecí odpor v závitech	[Nmm]
P_h	stoupání závitu	[-]
P_m	mechanický výkon	[W]
R_e	mez kluzu	[MPa]
S	plocha	[mm ²]
V	objem	[m ³]
W	tlaková energie	[J]
W_k	modul průřezu v krutu	[mm ³]
ΔW	změna tlakové energie	[J]
d	průměr	[mm]
d_2	střední průměr závitu	[mm]
d_3	malý průměr závitu šroubu	[mm]
f	součinitel tření mezi pohybovým šroubem a opěrkou	[-]
f_z	součinitel tření závitu	[-]
f	frekvence	[s ⁻¹]
g	tíhové zrychlení	[ms ⁻²]
h	výška matice	[mm]
	výška	[m]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
m	hmotnost	[kg]

Označení	Název	Jednotka
p	tlak	[Pa]
p_D	dovolený měrný tlak v závitech	[MPa]
Δp	změna tlaků	[Pa]
r	poloměr	[mm]
v	rychlost	[ms ⁻¹]
x	dráha	[m]
z	počet závitů	[-]
β	součinitel neznámého krutu	[-]
φ	redukovaný třecí úhel	[°]
η	dynamická viskozita	[Pas]
ρ	hustota	[kgm ⁻³]
σ	normálové napětí	[MPa]
σ_{RED}	redukované napětí	[MPa]
σ_A	osové napětí	[MPa]
σ_R	radiální napětí	[MPa]
σ_T	tečné napětí	[MPa]
τ	smykové napětí	[MPa]
ν	kinematická viskozita	[m ² s ⁻¹]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]

1 ÚVOD

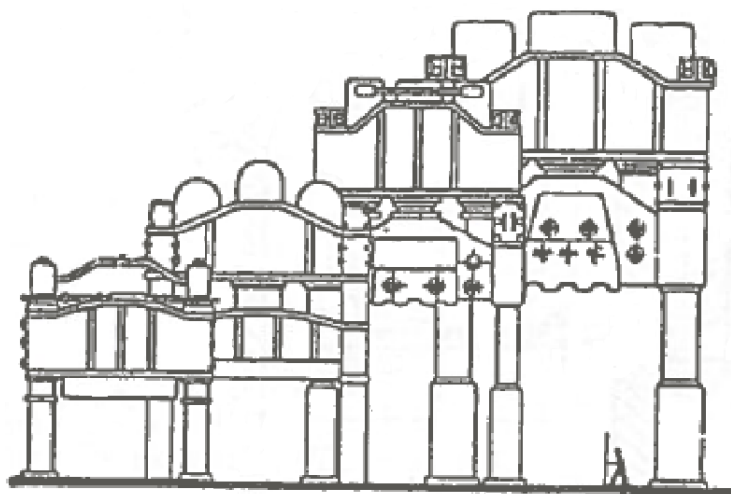
Přímocaré hydromotory (hydraulické válce) jsou hydraulická zařízení připojená na tlakovou kapalinu. Tento tlak přeměňují na mechanickou sílu potřebnou pro práci zařízení. Nacházejí uplatnění napříč celým strojírenským odvětvím, např. v automobilovém průmyslu jako součást brzdného systému, u obráběcích strojů slouží v upínacích systémech, v tvářecích strojích vyvozují potřebnou tvářecí sílu, dále pak u nákladních aut, zemních strojů, v robotice a v mnoha dalších odvětvích. Hydraulické válce nemusí sloužit pouze pro vyvozování sil potřebných pro práci stroje, ale rovněž pro zpomalování pohybu strojních součástí jako tzv. tlumicí válce. Tyto tlumicí válce nejsou připojené na tlakové médium, ale tlak v pracovním médiu vznikne bržděním dané součásti.

V této práci popíšu návrh prototypu přímočarého hydromotoru, který bude pracovat v hydraulickém lisu na lisování koncovek hydraulických hadic. Válec hydromotoru má atypický tvar, který je přizpůsoben rámu hydraulického lisu. Hydraulický lis má rám tvaru písmene „U“. Lis má pohon ve spodní části a pracovní síla působí směrem vzhůru. Síla se z hydraulického válce na rám přenáší tvarovou vazbou. Jelikož v hydromotoru je vysoký pracovní tlak, tak je potřeba volit materiál hlavních součástí hydromotoru, pokud možno, co nejpevnější. Nejvíce namáhaná místa jsou přechod mezi pístnicovou a pístovou částí, drážka těsnicího kroužku pístové části a drážka mezi dnem a stěnou válce. Tato kritická místa je potřeba vhodně navrhnout, tak aby zde nevznikalo napětí větší, než je mez kluzu daného materiálu. Dále je potřeba vybrat vhodnou pružinu s ohledem na její mez únavy a prostor ve válci a také je nutné vybrat vhodné těsnění pístu s ohledem na pracovní tlak.

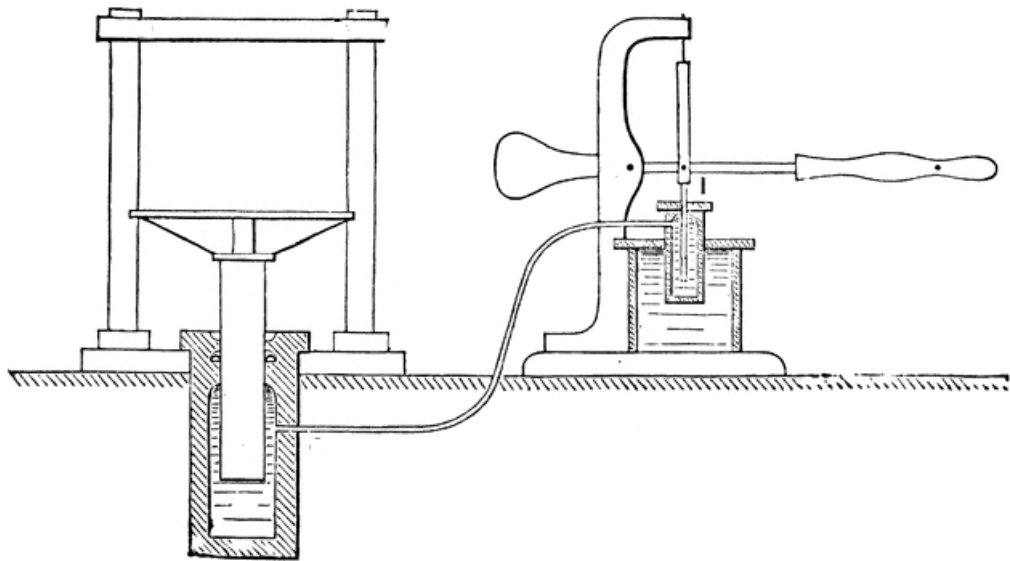
2 TEORETICKÁ ČÁST

Lidstvo se snaží usnadnit si práci využitím síly vody od nepaměti. První zmínky o využití síly vody sahají až do starověku, zejména do antického Řecka, Egypta a dalších starověkých států. Již ve 3. století před n. l. zkonstruoval alexandrijský vynálezce Ktésibios tlakovou vodní pumpu, která sloužila jako zdroj tlakové vody pro vodní stříkačku. Větší využití sil vody přišlo ve středověku, zhruba v 11. století, kdy se začalo využívat těchto pohonů pro mlýny, pily, stroje na tažení drátu a pro další zařízení. Od 13. století, kdy byl vynalezen střelný prach, došlo k dalšímu rozšíření ve využití těchto sil, a to zejména v oblasti kování. S užíváním střelného prachu nastala potřeba kovat větší a hmotnější kusy, u kterých již ruční kování přestalo stačit. V 15. století se začaly objevovat první hamry – buchary poháněné vodou. V 18. století se poté začaly objevovat první stroje poháněné hydraulikou [1, 2].

Jednalo se o tvářecí stroje, zejména hydraulické lisy. Tyto stroje byly poháněny na základě rovnoměrného šíření tlaku v kapalinách, který objevil Blaise Pascal roku 1660 (tento princip je obecně známý jako Pascalův zákon). Velkou výhodou hydraulického pohonu byla možnost ovládání na dálku. Známy lis, který v tomto období vznikl, zkonstruoval Josef Bramah a nechal si ho patentovat v roce 1795. Zdrojem tlaku zde bylo ruční čerpadlo. Od konce 19. století do první poloviny 20. století docházelo k velkému nárůstu konstrukce hydraulických lisů, ty největší dosahovaly síly až 750 MN. V dnešní době již není limitující velikost hydraulického lisu, ale výroba ingotu potřebné velikosti, ze kterého je kován výkovek [1].



Obrázek 2.1 – Znázornění růstu velikosti lisů v období mezi roky 1890 a 1932 [1]



Obrázek 2.2 – Hydraulický lis navržený Josephem Bramahem

S rozvojem elektroniky a elektronických systémů dochází ke změně pohonů z hydraulických popř. pneumatických na elektrické. S rozvojem elektroniky a automatizace rovněž ubývá samostatných lisů. Tyto bývají zakomponovány do výrobních linek, které mohou být i plně automatizované [1].

2.1 Vlastnosti hydraulických lisů

Mezi základní vlastnosti hydraulických lisů patří:

- pracovní síla, jež je konstantní po celém zdvihu stroje
- dosažení velkých pracovních sil
- rychlost, kterou lze během zdvihu plynule regulovat (podle zvolené technologie)
- možnost zavedení automatizace celého cyklu
- naklopení pohyblivé traverzy pomocí hydraulického systému
- snadná reverzace chodu stroje
- nižší účinnost proti mechanickým lisům
- nižší tuhost než u mechanických lisů
- malá hlučnost provozu stroje
- vysoká životnost a snadná údržba lisu (výměna těsnění, apod.)
- široké spektrum uplatnění [1]

2.2 Rozdělení hydraulických lisů

Hydraulické lisy je možné členit na základě různých kritérií, např. dle technologického použití těchto lisů, dle tvaru stojanu apod. Blíže rozdělení následuje v tabulce 2.1.

Tabulka 2.1 – Rozdělení hydraulických lisů [1]

dle technologického použití	<ul style="list-style-type: none"> • pro volné kování • pro zápusťkové kování • pro rovnání • pro briketování • pro vytlačování
dle tvaru stojanu	<ul style="list-style-type: none"> • jedno stojanové otevřené tvar „C“ • dvou stojanové otevřené tvar „CC“ • dvou stojanové uzavřené tvar „O“, „A“ • sloupové rámy • skříňové
dle způsobu vyvozování pracovní síly	<ul style="list-style-type: none"> • s akumulátorovým pohonem • s multiplikátorovým pohonem • s přímým pohonem
dle konstrukce lisu	<ul style="list-style-type: none"> • horizontální provedení • vertikální provedení s horním pohonem • vertikální provedení se spodním pohonem

2.3 Kapaliny v hydraulických mechanismech

Pracovní kapalina je významným prvkem hydraulických zařízení. Kapalina v hydraulických mechanismech je namáhána tepelně, chemicky a mechanicky. Plní mnoho funkcí, například:

- přenos tlakové energie systému
- přenos informací potřebných k řízení

- mazání kluzných dvojic
- odvádění tepla z míst s jeho velkým vývinem
- odvádění nečistot

Kapalina je rovněž zdrojem informací o hydraulickém systému a lze podle ní určit stav tohoto zařízení a podle potřeby na něj reagovat [2].

2.3.1 Vlastnosti kapalin

Mezi základní vlastnosti se řadí hustota, což je podíl hmotnosti a objemu a je dána vztahem:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad [\text{kgm}^{-3}] \quad (1)$$

Hustota se mění v závislosti na tlaku a teplotě [2].

Další vlastností je viskozita. Jedná se o vnitřní tření kapalin, které také závisí na teplotě a tlaku. Měří se viskozimetry, jež jsou např. výtokové, tělískové nebo rotační. Se stoupající viskozitou rostou tlakové ztráty, ale klesají ztráty průtokové. Velikost viskozity má vliv na tloušťku mazacího filmu vzájemně se pohybujících částí. Jsou známy dva druhy viskozity, a to dynamická a kinematická. Pro dynamickou viskozitu platí vztah:

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad [\text{Pas}] \quad (2)$$

$\frac{dv}{dy}$ – gradient rychlosti ve směru y [s^{-1}]

Pro kinematickou viskozitu pak platí následující vztah:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\text{m}^2\text{s}^{-1}] \quad (3)$$

Mezi další vlastnosti patří například teplotní změna objemu, měrná tepelná kapacita, mazací schopnost, která vytváří souvislý a dostatečně pevný film, jež odděluje třecí plochy

od sebe. Další vlastností je bod tuhnutí – některé oleje nemají pevný bod tuhnutí, ale tuhnou postupně, tzn., že postupně snižují svou viskozitu až přestávají téct. Odpovídající teplota se nazývá nepravý bod tuhnutí. Dále lze třeba zmínit korozní působení na kovy, snášenlivost s elastomery, vliv na životní prostředí a v neposlední řadě i na zdraví [2].

2.3.2 Druhy pracovních kapalin

Nejstarší pracovní kapalinou je voda, jejíž výhody spočívají v ekologické nezávadnosti, nízké ceně a nehořlavosti. Avšak nevýhody převažují nad výhodami. Mezi největší negativa patří nízká viskozita, nulová mazací schopnost a korozní působení. Tyto nevýhody lze potlačit přísadami, čímž se ovšem zvýší cena a voda přestane být ekologicky nezávadná. Z uvedených důvodů se čistá voda dnes již moc nevyužívá [2].

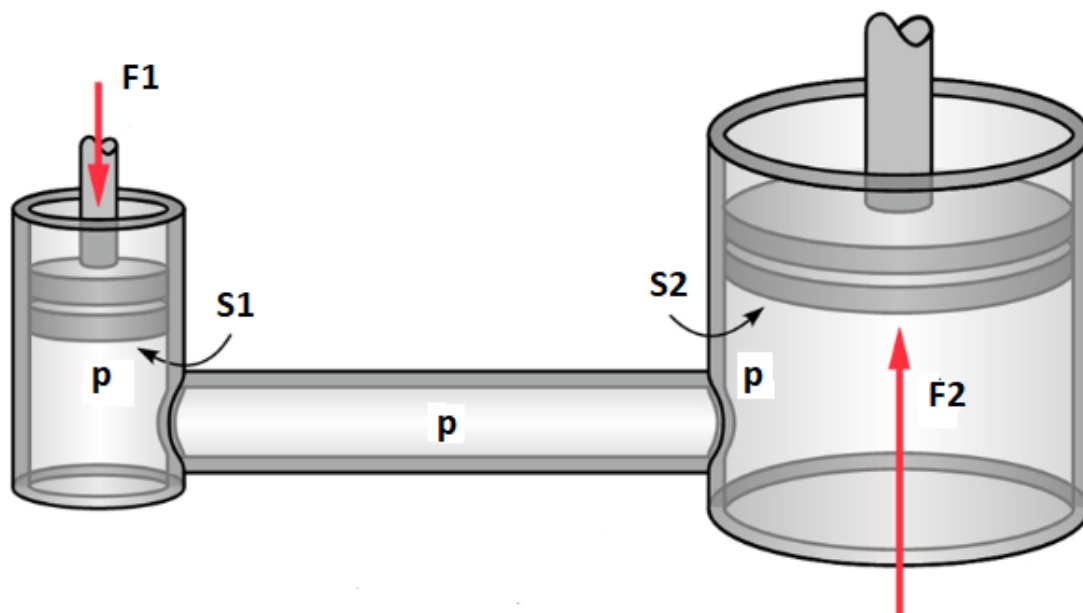
Mezi další používané kapaliny patří minerální oleje, které se vyrábí z ropy rafinací, případně jinou technologií. Proti vodě mají protichůdné vlastnosti, mezi něž se řadí vhodná viskozita, dobrá mazací schopnost a antikorozní působení. Na druhou stranu již nejsou ekologicky nezávadné, nehořlavé a cena je rovněž vyšší. Vyrábějí se taktéž oleje s detergenty, které zlepšují vlastnosti minerálních olejů, tím, že například vážou vodu nebo brání usazování kalu [2].

V prostředí s nebezpečím výbuchu, v blízkosti horkých těles nebo v dalším prostředí se zvýšeným rizikem požáru se využívají tzv. těžkozápalné kapaliny. Dále je možno použít různé ekologické kapaliny, kupříkladu rostlinné oleje, polyglykoly, případně lze u nižších až středních pracovních tlaků, u zubových a lamelových hydrogenerátorů, užít emulzi vody v oleji (obsah vody 40 %), čímž se sice sníží cena, ale musí se kontrolovat stálost emulze. Vlastnosti emulzí lze vylepšit různými přísadami, jako jsou protioděrové přísady nebo inhibitory koroze [2].

2.4 Základní princip fungování přímočarých hydraulických zařízení

Využití kapalin v hydraulice se ukázalo vhodné zejména pro jejich příznivé vlastnosti. Přední výhodou je malá stlačitelnost příp. rychlost šíření vzruchu, což odpovídá požadavkům kladených na hydraulická zařízení [1].

Hydraulické lisy fungují na principu Pascalova zákona, který popisuje šíření tlaku v kapalinách všemi směry. Působením síly v uzavřených spojených nádobách na menší píst, o ploše S_1 silou F_1 , vznikne v kapalině tlak p . Ten působí silou na větší píst o ploše S_2 a bude tedy konat zdvih o síle F_2 . Síla F_2 bude větší než síla F_1 v poměru $S_2 : S_1$ [1].



Obrázek 2.3 – Schématický princip Pascalova zákona

Matematické vyjádření Pascalova zákona:

$$S_1 \cdot p = F_1 \quad [N] \quad (4)$$

$$S_2 \cdot p = F_2 \quad [N] \quad (5)$$

Dále dostaneme:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{S_1 \cdot p}{S_2 \cdot p} = \frac{S_1}{S_2} \quad (6)$$

Výsledek je:

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad [N] \quad (7)$$

Tento vztah v praxi vyjadřuje, že působí-li malý píst čerpadla v uzavřeném hydraulickém okruhu, vznikne v kapalině tlak, který vyvozuje pracovní sílu na velkém pístu v hydraulickém válci. Pomocí tohoto principu je možno dosáhnout i přes malé rozměry stroje velkých pracovních sil, daných poměrem ploch pístů [1].

Při zanedbání ztrát a absolutní tuhosti systému musí platit i energetická rovnost:

$$F_1 \cdot x_1 = F_2 \cdot x_2 \quad (\text{kde } x_1 \text{ a } x_2 \text{ jsou dráhy pístů}) \quad (8)$$

Rovněž platí rovnost objemů, kde V_1 je objem pod malým pístem a V_2 je objem pod velkým pístem:

$$S_1 \cdot x_1 = S_2 \cdot x_2 \Rightarrow V_1 = V_2 \quad (9)$$

Vyjádření tlaků pomocí Bernoulliho rovnice, kdy tlak p_1 , rychlost v_1 a výška h_1 platí pro hydrogenerátor a tlak p_2 , rychlost v_2 a výška h_2 pro hydromotor:

$$p_2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot (h_1 - h_2) + \frac{\rho}{2} \cdot (v_1^2 - v_2^2) - \Delta p \quad (10)$$

U pohonu hydraulických mechanismů (lze je považovat za hydrostatické) je tíhový $[\rho \cdot g \cdot (h_1 - h_2)]$ a rychlostní člen $[\frac{\rho}{2} \cdot (v_1^2 - v_2^2)]$ zanedbatelný proti tlaku p_1 . Pak dostaneme:

$$p_2 = p_1 - \Delta p \quad [Pa] \quad (11)$$

Ze vztahu (10) vyplývá, že při přenosu tlakové energie dochází v hydraulických systémech k tlakovým ztrátám, které vznikají odporem kapaliny proti proudění, vlivem stlačitelnosti kapaliny, objemovými ztrátami kapaliny vlivem deformací potrubí a válců a netěsnostmi [1].

2.5 Hydromotory

Hydromotory patří do skupiny hydraulických zařízení zvaných hydrostatické převodníky. Tyto převodníky převádí tlakovou energii na mechanickou (hydromotory) nebo

mechanickou energii na tlakovou (hydrogenerátory) [2].

Hydromotory lze rozdělit podle druhu pohybu na:

- hydromotory s rotačním pohybem
- hydromotory s kývavým pohybem
- hydromotory s přímočarým pohybem

U hydrostatických převodníků dochází k převodu tlakové energie na mechanickou a naopak pomocí přepravení určitého množství kapaliny ze vstupu na výstup, což se nazývá objemový princip [2].

Důležité parametry přímočarých převodníků jsou hlavně tyto:

- síla F [N]
- pohybová frekvence $f = \frac{2L}{v}$ [s^{-1}]
- rychlost v [ms^{-1}]
- plocha pístu S [m^2]
- mechanický výkon $P_m = F \cdot v$ [W]

Změna tlakové energie ΔW_p objemu kapaliny V průchodem hydrostatického převodníku ze vstupu na výstup je vyjádřena vztahem:

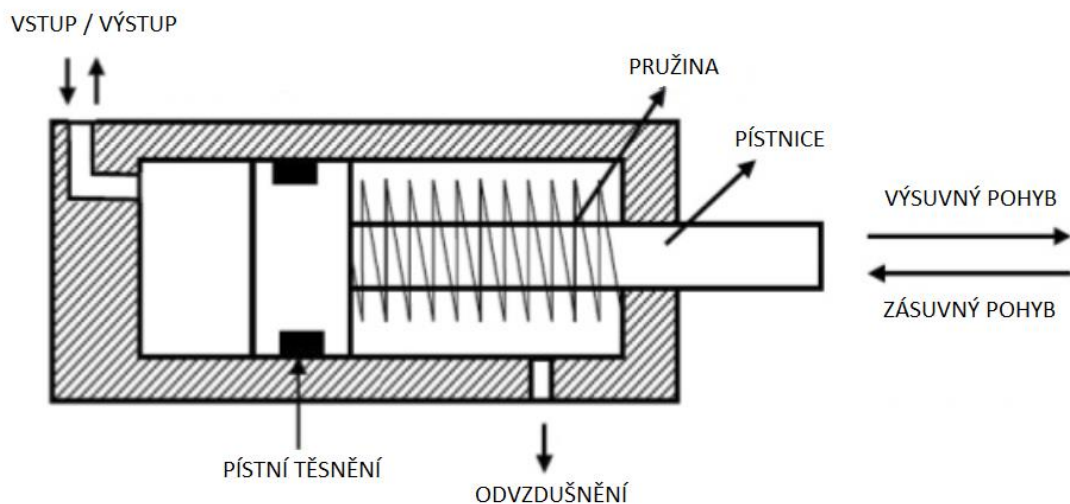
$$\Delta W_p = W_2 - W_1 = p_2 \cdot V - p_1 \cdot V = \Delta p \cdot V \quad (12)$$

V ideálním převodníku nedochází ke ztrátám energie, takže se tlaková energie mění na mechanickou a naopak [2].

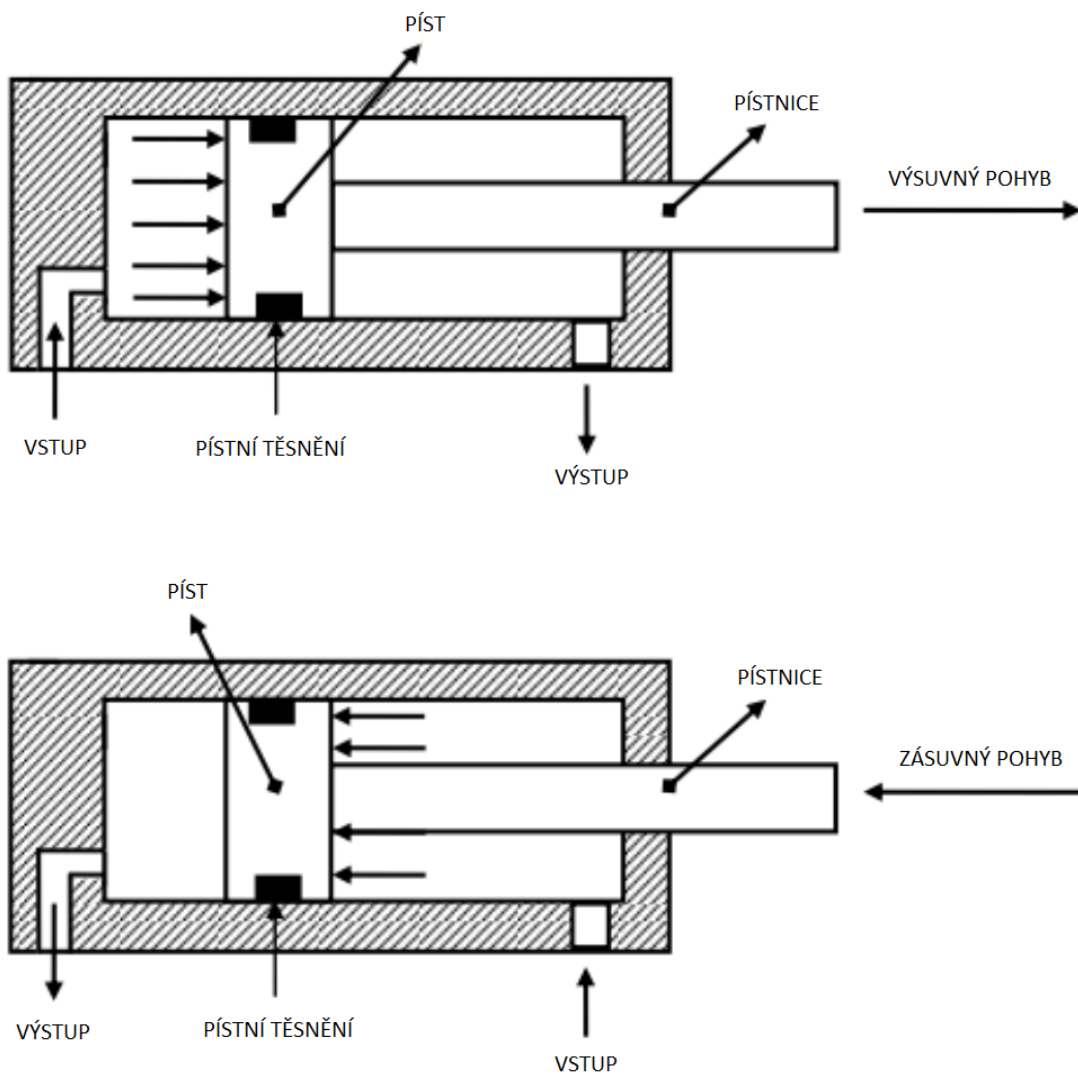
2.5.1 Dělení přímočarých hydromotorů

Přímočaré hydromotory lze dělit podle směru vyvozované síly na:

- jednočinné – vyvozují sílu jedním směrem (vratný pohyb vykonává např. pružina)
- dvojčinné – vyvozují sílu oběma směry [2]



Obrázek 2.5 – Schéma jednočinného válce



Obrázek 2.6 – Schéma dvojčinného válce

Další rozdělení je dle konstrukčního provedení:

- hydromotory s jednostrannou pístnicí – ty mohou být jak jednočinné, tak dvojčinné. Diferenciální hydromotory jsou dvojčinné s jednostrannou pístnicí. U těchto válců má na poměr rychlosti při zasouvání a vysouvání a vyvození pracovních sil při vysouvání a zasouvání rozhodující vliv poměr ploch pístu
- hydromotory s oboustrannou pístnicí – bývají nejčastěji dvojčinné
- hydromotory teleskopické – skládají se ze základního tělesa (plášť válce) a několika do sebe zapojených teleskopů, mohou být jednočinné nebo dvojčinné [2]



Obrázek 2.7 – Teleskopický hydromotor

3 ALTERNATIVY POHONU HYDRAULICKÉHO LISU

3.1 Pneumatický válec

Jako jedna z možných alternativ se nabízí možnost použít pneumatický válec. Tyto válce jsou blízce příbuzné hydraulickým válcům a rovněž pracují na principu Pascalova zákona. Liší se zejména tím, že využívají jako tlakové médium stlačený vzduch nebo jiný plyn.

Rovněž i zde platí vztah pro výpočet pracovní síly, která je přímo úměrná tlaku plynu p a velikosti pístové plochy S :

$$F = p \cdot S \quad [N] \quad (13)$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [mm^2] \quad (14)$$

V pneumatických obvodech se používají obvykle tlaky v rozmezí 0,2 – 0,8 MPa, protože použití vyšších tlaků přestává být hospodárné. Multiplikátory zesilují tlak vstupního k výstupnímu plynu běžně v poměru 1 : 2 nebo 1 : 4. Např. multiplikátor firmy SMC typ EVBA1111 zesiluje tlak vstupního plynu k výstupnímu v poměru 1 : 4, přičemž maximální výstupní tlak je 2 MPa. Pokud se tyto údaje dosadí do vztahu (13, 14), tak při navrhovaném průměru pístu 100 mm by byla výsledná síla velmi malá:

$$F = p \cdot S = 2 \cdot 7854 = 15\,708\, N$$

Aby bylo dosaženo požadované pracovní síly 550 000 N, bylo by zapotřebí výrazně zvětšit průměr pístu ze 100 mm na 592 mm. Výpočet vychází opět ze vztahu (13, 14):

$$S = \frac{F}{p} = \frac{550\,000}{2} = 275\,000\, mm^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 275\,000}{\pi}} = 592\, mm$$



Obrázek 3.1 – Pneumatický multiplikátor EVBA1111 [7]

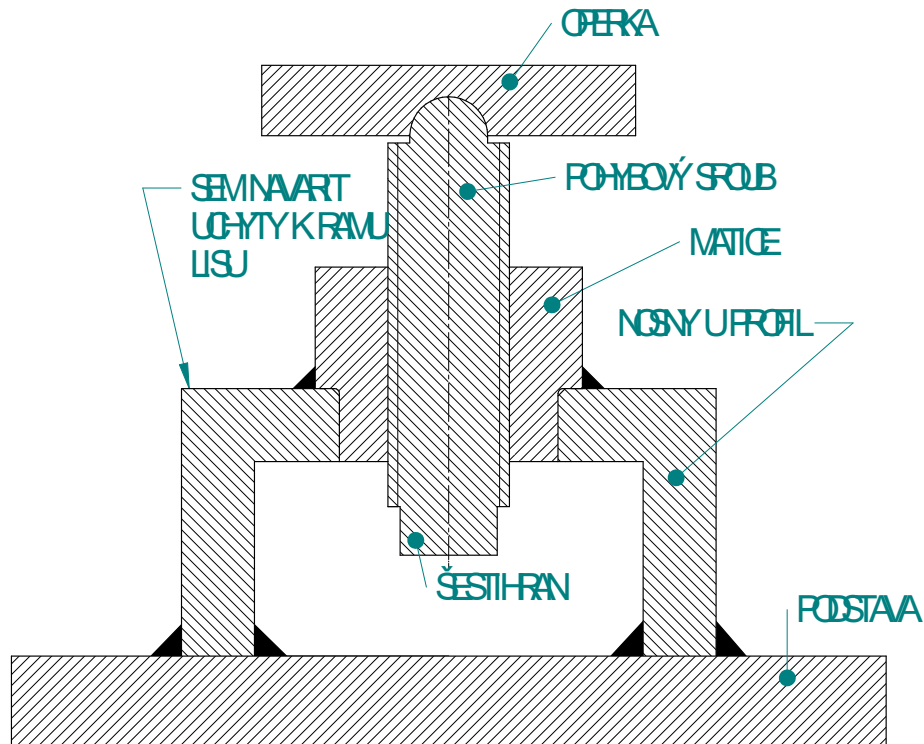
3.2 Šroubový mechanismus

Jako možný pohon pro navrhovaný lis by mohl sloužit i šroubový mechanismus. Pohon by byl ruční pomocí páky, který by převáděl rotační pohyb pohybového šroubu na pohyb přímočarý a tím by tlačil na lisovací mechanismus.

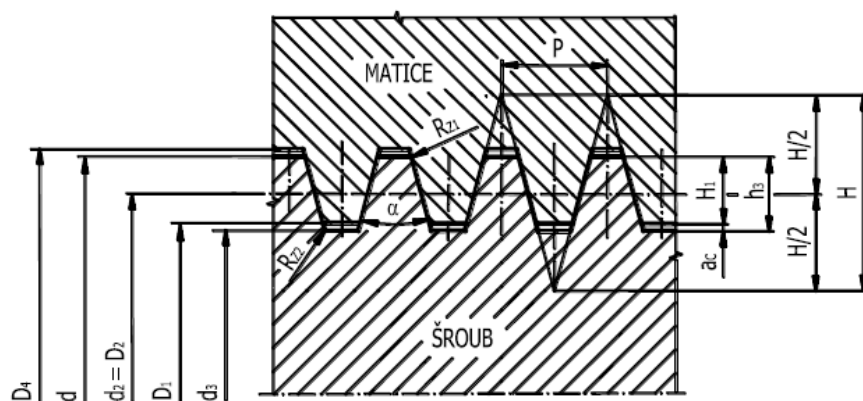
Na pohybovém šroubu by byl lichoběžníkový závit, případně pokud by vznikalo při pohybu šroubu v závitech a ve styčné ploše mezi šroubem a opěrkou příliš velké tření, tak by se dal použít kuličkový šroub a na styčnou plochu by se mohlo umístit axiální ložisko, čímž by se tření významně snížilo.

Šroubový mechanismus by byl uchycen v „U“ profilu tak, že matice, ve které by byl umístěn pohybový šroub, by byla zasunuta do otvoru v „U“ profilu a dokola zavřena. Otvor v „U“ profilu by byl vyvrtán doprostřed horní části tak, jak je znázorněno v náčrtu na obrázku 3. 2. Matice by přenášela osovou sílu tvarovou vazbou a kroutící moment koutovým svarem. Pohybový šroub by byl nitridován a přešetěn z důvodu dosažení co nejvyšší tvrdosti a co nejmenší povrchové drsnosti, z důvodu maximálního snížení kluzného tření ve stykových plochách. Ve spodní části šroubu by byl šestihran, sloužící pro otáčení šroubu klíčem. Opsaná kružnice šestihranu by byla menší než malý průměr závitu z důvodu jeho snadné demontáže. Opěrka by byla rovněž nitridovaná a kulová plocha

leštěná z důvodu snížení tření. Dále by v opěrce byly otvory pro šrouby, kterými by se připevnila k lisovacímu mechanismu a zajistila by ji, pro přenos kroutícího momentu, jež by vznikl jako reakce na otáčení šroubu. Tento šroubový mechanismus by byl přivařen k podstavě, ve které by se zhotovily otvory pro uchycení k pevné podložce. Otáčením šroubu by došlo k jeho pohybu ve vertikálním směru a tím ke stlačení lisovacího mechanismu, čímž by došlo k sevření čelistí lisu.



Obrázek 3.2 – Náčrt šroubového mechanismu



Obrázek 3.3 – Lichoběžníkový rovnoramenný závit [4]

3.2.1 Výpočet a volba velikosti závitu

Jako materiál pohybového šroubu jsem zvolil středně legovanou ušlechtilou ocel 30CrNiMo8. Závit jsem volil lichoběžníkový rovnoramenný z důvodu malého úhlu profilu závitu, čímž se snížilo kluzné tření při pohybu šroubu oproti např. metrickému závitu. Ze vztahu (15) jsem vypočítal přibližný malý průměr závitu, kde β je součinitel zatím neznámého krutu, k je koeficient bezpečnosti a R_e je mez kluzu. Osová síla šroubu je rovna požadované síle hydraulického válce.

$$d_3 = 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k \cdot F}{\pi \cdot R_e}} \quad [mm] \quad (15)$$

$$d_3 = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 2 \cdot 550\,000}{\pi \cdot 900}} = 45 \text{ mm}$$

Podle vypočítaného přibližného malého průměru závitu jsem vybral z tabulky nejbližší závit – **Tr 55 × 9** s malým průměrem závitu 45 mm.

Dále jsem provedl výpočet samosvornosti a to tak, že jsem vypočítal úhel stoupání závitu šroubu (16) a redukovaný třecí úhel závitu šroubu (17) a ty vzájemně porovnal. Závit je samosvorný v případě, že úhel stoupání je menší než redukovaný třecí úhel. Z tabulky 3. 1 jsem zvolil dle technologické úpravy šroubu velikost smykového tření v závitech 0,12 potřebné ve vztahu (17).

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad [^\circ] \quad (16)$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{9}{\pi \cdot 50,5} = 3,25^\circ$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad [^\circ] \quad (17)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos 15} = 7,1^\circ$$

Tabulka 3.1 – Součinitelé smykového tření v závitech [4]

kombinace materiálů	f _z	
	nemazány	mazány MoS ₂
ocel – ocel	0,18 ÷ 0,35	0,12 ÷ 0,18
ocel – litina	0,20 ÷ 0,30	0,13 ÷ 0,24
ocel – bronz	0,11 ÷ 0,15	0,10 ÷ 0,13

Z výše uvedeného výpočtu je zřejmé, že vybraný závit je samosvorný, protože úhel stoupání ψ je menší než redukovaný třecí úhel φ .

3.2.2 Pevnostní kontrola

Nejprve jsem vypočítal tlakové napětí ve šroubu:

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad [MPa] \quad (18)$$

$$\sigma = \frac{550\,000}{\frac{\pi \cdot 45^2}{4}} = 346 \text{ MPa}$$

Dále jsem vypočítal smykové napětí ve šroubu:

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad [MPa] \quad (19)$$

$$\tau = \frac{550\,000 \cdot \operatorname{tg}(3,25 + 7,1) \cdot \frac{50,5}{2}}{\frac{\pi \cdot 45^3}{16}} = \frac{2\,972\,152}{17\,892} = 142 \text{ MPa}$$

Následně jsem spočítal součinitel bezpečnosti dle Guestovy hypotézy:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}} \geq 1,5 \quad (20)$$

$$k = \frac{900}{\sqrt{346^2 + 4 \cdot 142^2}} = 2 > 1.5$$

Součinitel bezpečnosti by měl být vyšší než 1,5. Z výpočtu výše vyplývá, že podmínka je splněna, tudíž zvolený šroub pevnostně vyhovoval podmínce.

3.2.3 Výpočet výšky matice

Při výpočtu výšky matice se vychází s dovoleného měrného tlaku v závitech. Čím nižší měrný tlak v závitech vzniká, tím je nižší opotřebení závitu. Pro zjednodušení jsem počítal, že osová síla je rovnoměrně rozložená na všech závitech. Ve skutečnosti nesou největší zatížení první závity matice, což se zohledňuje sníženou hodnotou dovoleného měrného tlaku. V tabulce 3.2 je maximální dovolené napětí v závitech různých materiálů. Jelikož jsou matice i šroub vyrobené z oceli, tak dovolený měrný tlak je 20 MPa.

Tabulka 3.2 – Dovolovaný měrný tlak v závitech [4]

šroub	matice	p_d [MPa]
ocel	ocelová	20
	olovnatý bronz	15
	šedá litina	10

Ze vztahu pro kontrolu měrného tlaku v závitech jsem vyjádřil potřebný počet závitů:

$$p = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot z} \leq p_d$$

$$z \geq \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot p_d} \quad (21)$$

Dále jsem spočítal nosnou hloubku závitu:

$$H = \frac{d - D_1}{2} \quad [mm] \quad (22)$$

Nakonec jsem spočítal potřebnou výšku matice:

$$h = z \cdot P_h \quad [mm] \quad (23)$$

Poté jsem dosadil do vztahu (22) a získal nosnou hloubku závitu:

$$H = \frac{55 - 46}{2} = 4,5 \text{ mm}$$

Dále jsem dosadil hodnoty do vztahu (21), ze kterého jsem získal potřebný počet závitů matice:

$$z \geq \frac{550\,000}{\pi \cdot 50,5 \cdot 4,5 \cdot 20} = 39$$

Potřebná výška matice poté vyšla dosazením do vztahu (23):

$$h = 39 \cdot 9 = 351 \text{ mm}$$

Hnací kroučící moment potřebný pro otáčení pohybového šroubu je vyjádřen následujícím vztahem:

$$M_{TZ} = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} \quad [Nmm] \quad (24)$$

$$M_{TO} = \frac{F}{2} \cdot f \cdot D_{TO} \quad [Nmm] \quad (25)$$

$$M = M_{TZ} + M_{TO} \quad [Nmm] \quad (26)$$

Dosazením do vztahu (24, 25, 26) jsem dostal kroučící moment potřebný pro otáčení šroubu:

$$M_{TZ} = 550\,000 \cdot \operatorname{tg}(3,25 + 7,1) \cdot \frac{50,5}{2} = 2\,530\,000 \text{ Nmm} = 2,53 \text{ kNm}$$

Hodnota D_{TO} se volí v rozmezí $\frac{1}{2} \div \frac{2}{3}$ průměru závitu – zvolil jsem 32 mm, součinitel tření jsem dále zvolil $f = 0,12$:

$$M_{TO} = \frac{550\,000}{2} \cdot 0,12 \cdot 32 = 1\,060\,000 \text{ Nmm} = 1,06 \text{ kNm}$$

$$M = 2\,530\,000 + 1\,060\,000 = 3\,590\,000 \text{ Nmm} = 3,59 \text{ kNm}$$

Délka páky L_P se vypočítá jako podíl celkového potřebného kroutícího momentu a síly paže F ve výši 400 N:

$$L_P = \frac{M}{F} \quad [\text{mm}] \quad (27)$$

Dosazením do vztahu (27) jsem získal potřebnou délku páky:

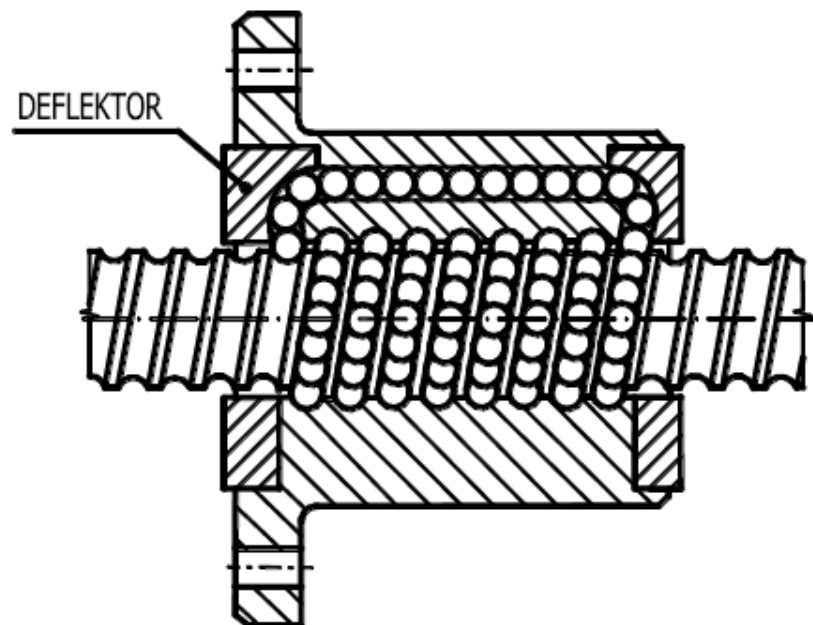
$$L_P = \frac{3\,590\,000}{400} = 9000 \text{ mm} = 9 \text{ m}$$

Hodnota hnacího kroutícího momentu byla příliš vysoká, délka páky vycházela na 9 m, což by se muselo řešit vložením dalšího převodového mechanismu a tím by celý systém narostl a stal se více složitým. Rovněž výška matice vyšla příliš velká. Výšku matice by šlo redukovat výrazným zvětšením průměru pohybového šroubu a hodnotu momentu představujícího třecí odpor v závitech M_{TZ} snížením stoupání závitu. Sníženou hodnotou stoupání by se zmenšil úhel stoupání závitu ψ , čímž by došlo ke snížení odporu závitu matice kladeného otáčejícímu se šroubu. Změna rozměru závitu šroubu, jak je patrné ze vztahu (17), by neměla vliv na redukovaný třecí úhel závitu φ , který závisí na drsnosti povrchu a úhlu profilu závitu. Výměna lichoběžníkového profilu závitu za jiný profil např. plochý by neměla velký význam na snížení potřebného kroutícího momentu, protože kosinus poloviny úhlu profilu lichoběžníkového závitu ($\cos 15^\circ = 0,9659$) se blíží své maximální hodnotě – jedné, tudíž změna lichoběžníkového závitu za plochý závit by neměla výrazný vliv na redukovaný úhel závitu, jak je patrné ze vztahu (17). Z tohoto důvodu nemělo smysl počítat závit většího průměru, protože kroutící moment M_{TO} by zůstal pořád stejně vysoký a nepoužitelný pro ruční pohon.

Rovněž náhrada ručního pohonu za elektromotorový pohon by nebyla vhodným řešením, jelikož elektromotory bývají velké a těžké.

Vysoké kluzné tření v závitech by bylo možné snížit užitím kuličkového šroubu a použitím axiálního ložiska na stykové ploše mezi šroubem a podložkou, čímž by se součinitel tření snížil na hodnotu cca 0,002.

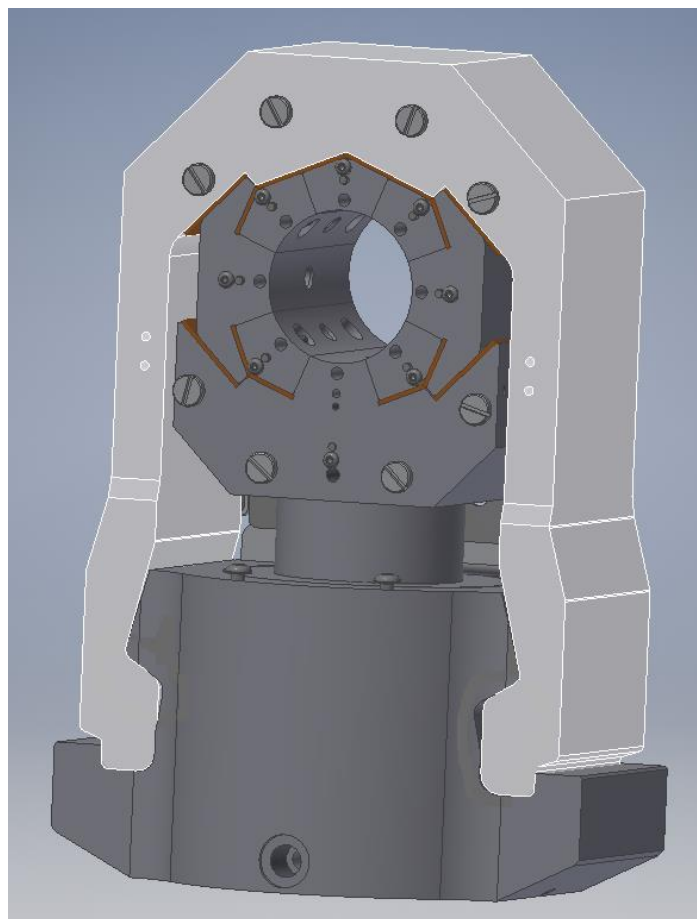
Vzhledem k tomu, že lis se šroubovým pohonem byl navrhnout pro ruční pohon, tak otáčky šroubu by byly pomalé, díky čemuž lze uvažovat statické zatížení ložiska. Pokud by se použilo axiální ložisko s kosoúhlým stykem např. ložisko dle ČSN 02 4735 s označením 760320, tak vnější průměr ložiska by byl 215 mm a překročilo by šířku konstrukce lisu, tudíž ani tato varianta nebyla schůdná.



Obrázek 3.6 – Kuličkový pohybový šroub [4]

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH HYDROMOTORU

Jako nejefektivnější řešení pro pohon lisu se nabízelo použití přímočarého hydromotoru. Nejenže dosahuje velkých pracovních sil při malých rozměrech, ale rovněž nezatěžuje konstrukci rámu lisu krutem.

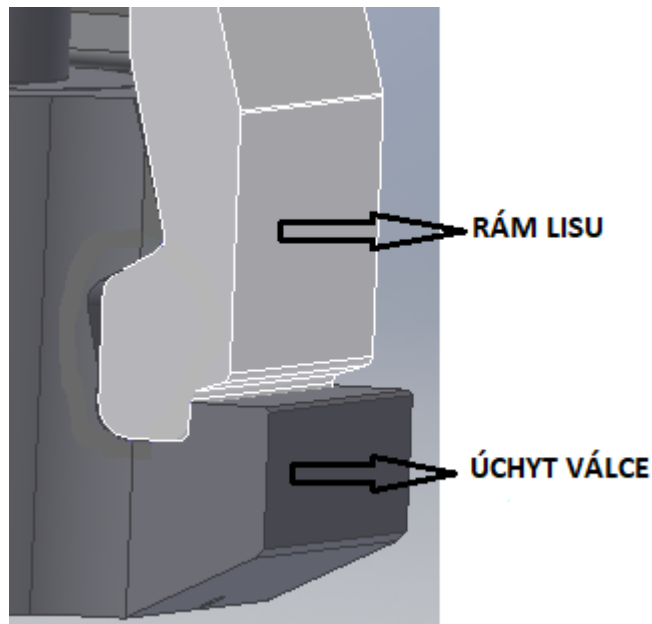


Obrázek 4.1 – Uložení dílů v rámu lisu

Hydromotor byl předběžně navrhnut tak, aby se přesně vešel do rámu lisu (obrázek 4.1), se kterým byl spojen tvarovou vazbou, jak je detailně znázorněno na obrázku 4.2. Tento spoj přenáší tahové napětí rámu, vzniklé jako reakce od působící tlakové síly hydromotoru. Rozměry rámu určují vnější tvar pláště válce a jeho délku. c Velikost pístu vychází ze vztahu (13, 14).

$$S = \frac{550\,000}{70} = 7857 \text{ mm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 10\,000}{\pi}} = 100 \text{ mm}$$



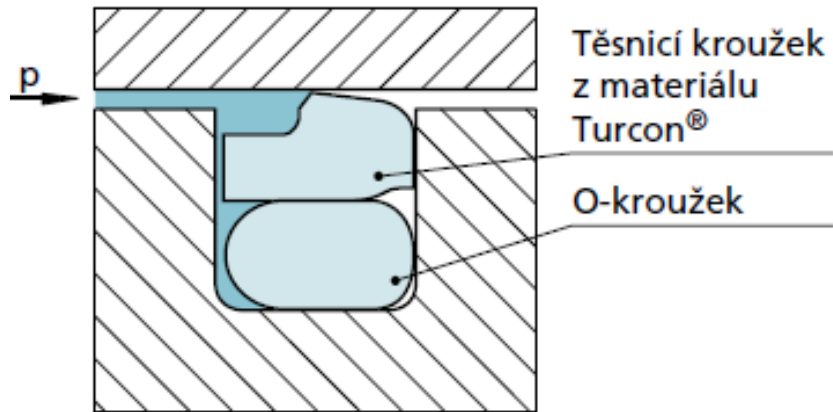
Obrázek 4.2 – Detail tvarového spoje válce a rámu

Také délka pístnice je určena konstrukcí rámu. Hlavním cílem konstrukčního návrhu hydromotoru je navrhnout vnitřní části válce tak, aby odolaly vysokému pracovnímu tlaku 70 MPa.

4.1 Výběr těsniva a vodících pásek

Těsnivo jsem zvolil dle vnitřního průměru válce, jedná se o Turcon Stepseal 2K T46N typ PSK401000. Toto těsnivo je jednostranné, skládající se z těsnicího kroužku a O-kroužku, jež je vhodné pro pracovní tlaky do 80 MPa, rychlosti do $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a frekvence 15 Hz.

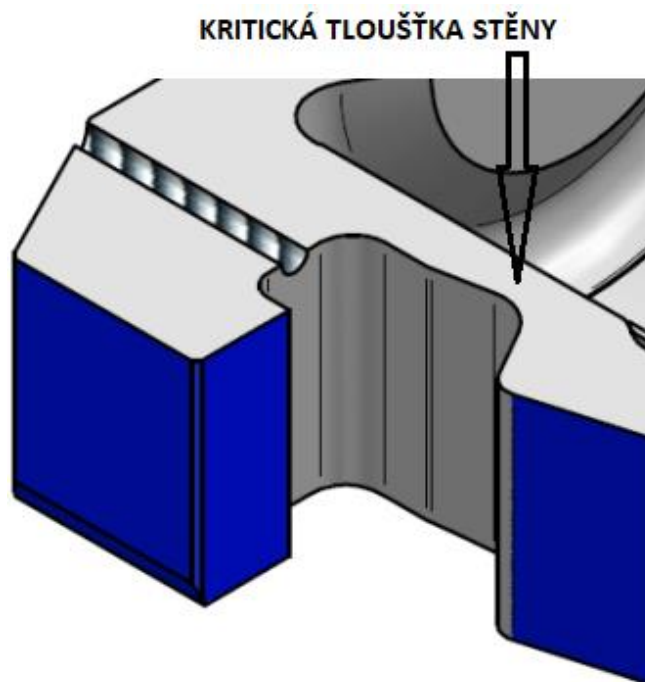
Typ vodících pásek jsem vybral F 506 od firmy Hennlich s.r.o. a to jak na vedení pístnice, tak i pístu. Oba pásky jsou šířky 9,7 mm a tloušťky 2,5 mm, na vedení pístnice je průměr spirály 70 mm a na vedení pístu má spirála průměr 80 mm. Tyto pásky jsou vhodné pro vysoké zatížení, jsou vyrobeny ze speciální tkaniny, armované polyesterovou pryskyřicí.



Obrázek 4.3 – Uložení těsniva vzhledem k působícímu tlaku kapaliny [9]

4.2 Návrh válce

Součást bude namáhána vysokým tlakem pracovní kapaliny (70 MPa), proto jsem volil materiál 30CrNiMo8+QT, který se vyznačuje vysokou pevností, houževnatostí a vysokou hodnotou meze únavy.



Obrázek 4.4 – Zobrazení kritické tloušťky válce

Stěna válce v místě úchytlů je velice tenká (viz obrázek 4.4), dosahuje tloušťky 7,83 mm, proto bylo nutné předběžně spočítat, jestli stěna v tomto kritickém místě vydrží pracovní

tlak. Jelikož navrhovaný válec není z vnější strany rotačně symetrický, tak jsem si ho zjednodušil jako rotačně symetrickou uzavřenou nádobu, u které jsem stěnu válce zvolil po celém obvodu právě o velikosti kritické tloušťky 7,83 mm. Vnější poloměr r_2 (57,83 mm) jsem volil jako součet tloušťky stěny (7,83 mm) a vnitřního poloměru r_1 (50mm). Dále jsem tento zjednodušený válec počítal pomocí vztahů pro silnostěnnou uzavřenou tlakovou nádobu s tím, že po zkonstruování bude přesněji vypočítán celý hydromotor na výpočtovém oddělení metodou konečných prvků (dále MKP). Při výpočtu jsem jako první spočítal hlavní složky napětí – radiální, tečné a osově. Potom jsem tato napětí zredukoval podle hypotézy von Mises a nakonec jsem spočítal koeficient bezpečnosti redukovaného napětí k mezi kluzu.

Radiální napětí je rovno záporné hodnotě tlaku pracovní kapaliny:

$$\sigma_R = -p \quad [MPa] \quad (28)$$

Tečné napětí se vypočítá dle následujícího vztahu:

$$\sigma_T = A + \frac{B}{r_1^2} \quad [MPa] \quad (29)$$

Konstantě A je rovna osovému napětí, kde r_1 je vnitřní průměr válce a r_2 je vnější poloměr válce:

$$\sigma_A = A = \frac{p \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad [MPa] \quad (30)$$

Konstanta B se vypočítá dle:

$$B = \frac{r_1^2 \cdot r_2^2 \cdot p}{r_2^2 - r_1^2} \quad [N] \quad (31)$$

Složky napětí se redukují dle hypotézy von Mises:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_A^2 + \sigma_T^2 - (\sigma_R \cdot \sigma_T + \sigma_R \cdot \sigma_A + \sigma_T \cdot \sigma_A)} \quad [MPa] \quad (32)$$

Nakonec se vypočítá koeficient bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu ($R_e = 800 \text{ MPa}$):

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} \quad (33)$$

Dosazením do vztahů (28, 29, 30, 31, 32, 33) jsem vypočítal výslednou bezpečnost válce vzhledem k mezi kluzu:

$$\sigma_R = -70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_T = 208 + \frac{693176}{50^2} = 485 \text{ MPa}$$

$$\sigma_A = A = \frac{70 \cdot 50^2}{57,83^2 - 50^2} = 208 \text{ MPa}$$

$$B = \frac{50^2 \cdot 57,83^2 \cdot 70}{57,83^2 - 50^2} = 693176 \text{ N}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{-70^2 + 208^2 + 485^2 - (-70 \cdot 485 + (-70) \cdot 208 + 485 \cdot 208)} = 480 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{800}{480} = 1,67$$

Jelikož koeficient bezpečnosti dosáhl hodnoty 1,67 tak stěna válce vydrží vysoký pracovní tlak uvnitř válce.

Pro správnou funkčnost zařízení musí mít vnitřní průměr válce malou drsnost, maximálně Ra 0,4. Válečkováním se dosahuje reálně lepší drsnosti, přičemž tato drsnost bývá většinou v rozmezí Ra 0,1 ÷ Ra 0,2. Závít pro uchycení vodícího pouzdra jsem zvolil M105×2. Závítový spoj při běžném provozu nebude namáhán velkou silou. Čelní strana pístu nebude při běžném provozu lisu dosedat na čelní stranu pouzdra – tomu bude zabráněno jiným dorazem v lisu. Dosednutí těchto ploch proběhne jen u tlakové zkoušky po montáži. Aby mohlo ke zkoušce dojít, závítový spoj mezi pouzdrem a válcem musí udržet plnou sílu vysouvající se pístnice. Potřebnou délku závitu jsem vypočítal dle vztahu (21, 22, 23).

Bylo potřeba spočítat nosnou hloubku závitu:

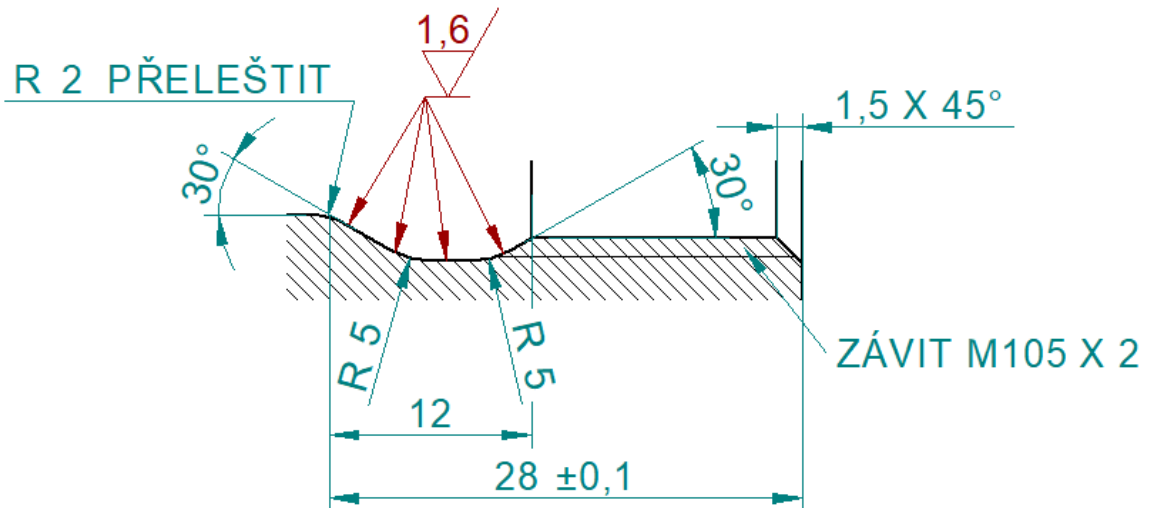
$$H = \frac{105 - 102,835}{2} = 1,08 \text{ mm}$$

Dovolený měrný tlak v závitech jsem získal z programu TDS Technik, zadáním šroubu obdobné pevnosti jako je materiál pouzdra. Hodnota dovoleného měrného tlaku činí 240 MPa pro materiál dosahující hodnoty meze kluzu 550 MPa.

$$z \geq \frac{550\,000}{\pi \cdot 103,7 \cdot 1,08 \cdot 240} = 6,7 \rightarrow 7$$

Minimální výšku závitu jsem vypočítal následovně:

$$h = 7 \cdot 2 = 14 \text{ mm}$$

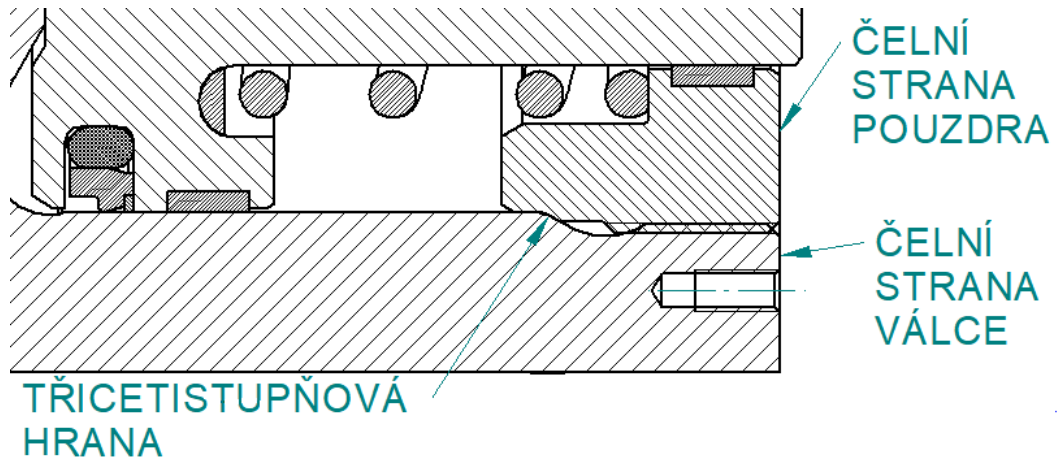


Obrázek 4.5 – Detail závitu válce M105×2

Délku závitu jsem zvolil 16 mm, aby odpovídala výsledku ze vztahu (23), jelikož má na začátku hranu velikosti 1,5 × 45° jak je znázorněno na obrázku 4.5.

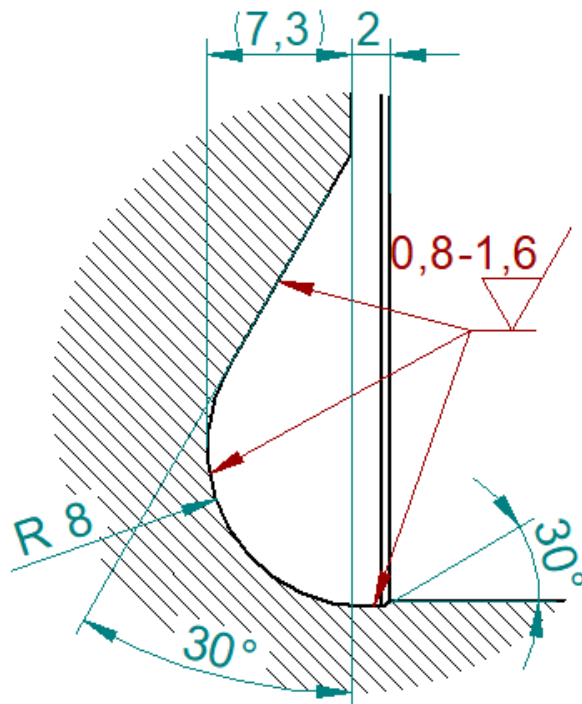
Za závitem je třicetistupňová hrana, sloužící jako doraz pro vodící pouzdro v takové vzdálenosti, aby pouzdro nepřesahovalo čelo válce. Detail tohoto uložení je znázorněn na obrázku 4.6. Skrz válec prochází odvodňovací otvor o průměru 2 mm, jenž zabraňuje stlačení vzduchu a tím jeho silovému působení proti působení pracovní síly hydromotoru a

rovněž nežádoucímu zahřívání vzduchu a tím i celého okolí. Otvor byl osazen tlumičem hluku, sloužícím primárně jako filtr vzduchu. Detaily jsou v příloze, ve výkresu válce a sestavy (B, C).



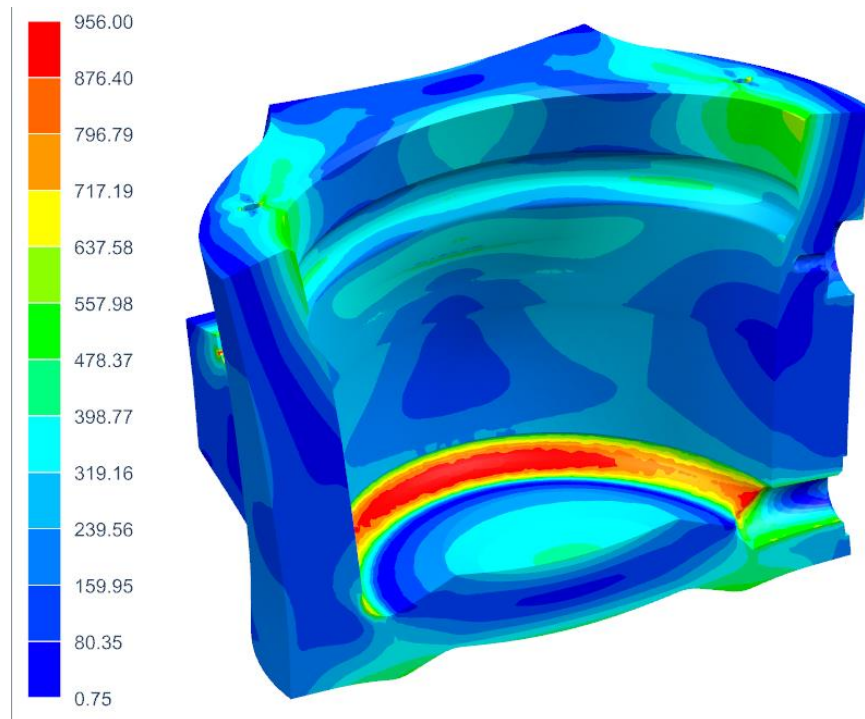
Obrázek 4.6 – Detail uložení pouzdra ve válci

Dále jsem musel navrhnout vhodnou geometrii čelní drážky ve dnu válce tak, aby zde vznikající špičky napětí byly co nejnižší. Na obrázku 4.7 je znázorněna finální geometrie tvaru drážky v řezu. Celý výkres válce je k nahlédnutí v příloze (C).



Obrázek 4.7 – Detail finální geometrie čelní drážky v řezu

Správně navrhnout čelní drážku válce se mi podařilo na vícero pokusů. Například u jednoho z návrhů, kdy byl poloměr čelní drážky ve dně válce 5 mm, dosáhlo napětí v tomto místě 956 MPa (obrázek 4.8). Nakonec se mi podařilo, změnou poloměru na hodnotu 8 mm, dostat napětí v čelní drážce pod hranici 800 MPa.



Obrázek 4.8 – Snímek válce při zatížení MKP

4.3 Návrh vodícího pouzdra

Pouzdro je zatíženo při práci lisu jen minimálně. Vzhledem k tomu, že na něj nebude v běžném provozu dosedat čelo pístu, jak bylo uvedeno výše, stačí závit v malé délce. Na pouzdro bude působit osově síla pružiny, určená ke zpětnému pohybu válce (ta bude na pouzdro působit silou 520 N při maximálním vysunutí pístnice) a třecí síla mezi vodícím páskem umístěným v pouzdru a pístnici vyvozena jejich vzájemným předpětím, nebude větší než síla pružiny. Z toho vyplývá, že osová síla působící v závitech během práce lisu bude, vzhledem k velikosti závitu, zanedbatelná. K dosednutí čelních ploch pouzdra a pístové části dojde pouze při zkoušce po montáži hydromotoru. Jelikož jsem potřebnou délku závitového spoje vypočítal v kapitole výše, tak už stačilo spočítat jen jestli nedojde k otlacení čelních ploch. Výpočet jsem prováděl dle vztahu (33, 34) a vycházel z čelní

plochy pístnice, jelikož je menší než čelní plocha pouzdra, ale mez kluzu jsem uvažoval dle materiálu pouzdra, jelikož je nižší než mez kluzu materiálu pístnice.

Čelní plocha pístu (mezikruží), kde d_2 je větší průměr čelní strany pístu a d_1 je menší průměr čelní plochy pístu, se vypočítá podle vztahu:

$$S = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} \quad [mm^2] \quad (34)$$

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad [MPa] \quad (35)$$

Postupným dosazením do vztahů (33, 34, 35) jsem získal bezpečnost na otláčení k mezi kluzu (mez kluzu pouzdra je 550 MPa) :

$$S = \frac{\pi \cdot (97,85^2 - 82^2)}{4} = 2239 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{550\,000}{2239} = 245 \text{ MPa}$$

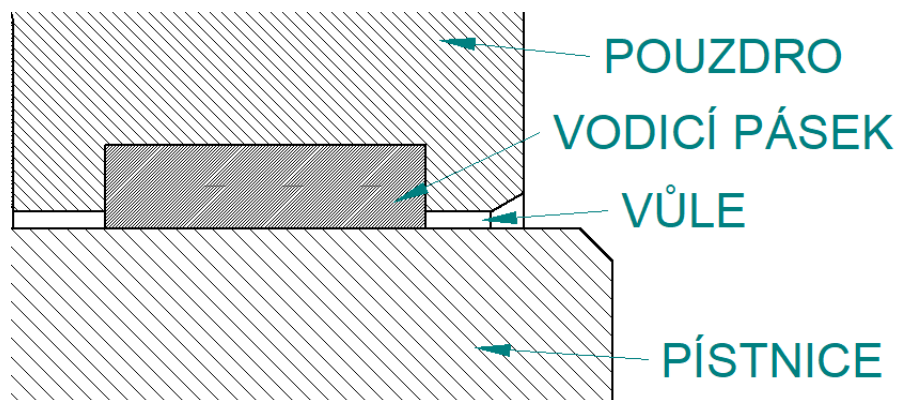
$$k = \frac{550}{245} = 2,2$$

Z výše uvedených výpočtů vyplývá, že k otláčení čelních ploch pístu a pouzdra nedojde.

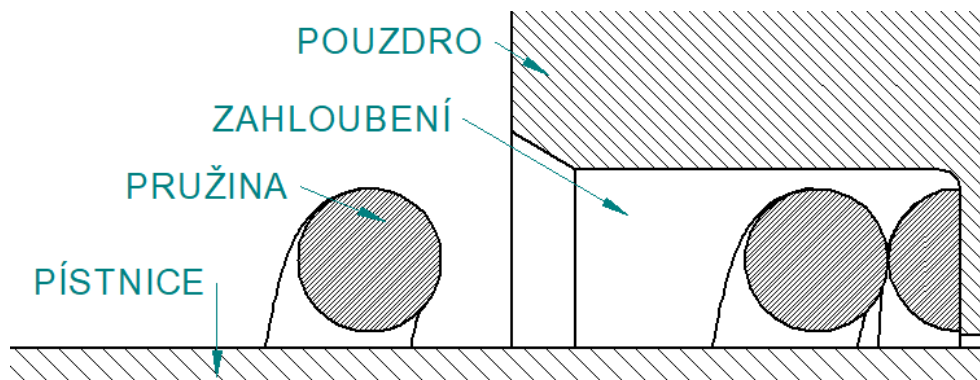
Závit na pouzdra jsem volil M105×2. Jemné stoupání bylo zvoleno z důvodu malé hloubky závitů, aby zůstal dostatek prostoru pro třicetistupňovou opěrnou hranu. Třicetistupňová hrana v délce 5 mm od čelní strany pouzdra zajistí, že pouzdro dosedne při montáži tak, aby čelní plochy válce a pouzdra byly v jedné rovině (viz obrázek 4.6).

U vnitřního průměru pouzdra jsem vycházel z vůle mezi pouzdrem a pístnicí, kterou doporučuje výrobce pásku (viz obrázek 4.9). Ta by měla být v rozmezí 0,35 mm ÷ 0,8 mm a zvolil jsem ji 0,5 mm, průměr pístnice je 65 mm, tudíž vnitřní průměr pouzdra vyšel na 66 mm. Průměr vnitřní drážky pouzdra jsem zvolil 70 mm, přičemž jsem vycházel z tloušťky vodícího pásku násobené dvěma a průměru pístnice 65 mm. Dále jsem

do pouzdra navrhnul zahloubení o průměru 79 mm, aby zde vznikl prostor pro pružinu (viz obrázek 4.10), výkres pouzdra je v příloze (E) a výkres sestavy v příloze (B).



Obrázek 4.9 – Uložení vodícího pouzdra a pístnice



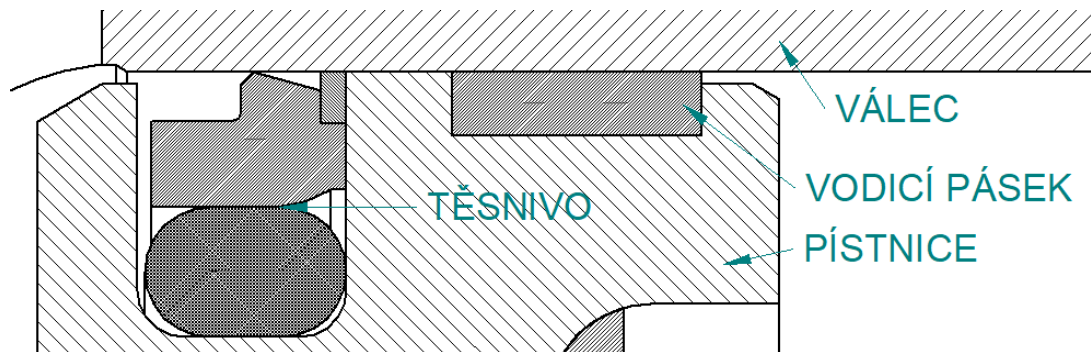
Obrázek 4.10 – Detail zahloubení v pouzdře

4.4 Návrh pístnice

Pístnice a pístní část byly z velké části dány tvarem vnitřního mechanismu lisu a potřebné pracovní síly – jedná se o délkový rozměr pístnice, průměr pístnice a průměr pístu. Šlo zde zejména o to navrhnout průměry a šířky drážek pístu a čelní drážku v pístu tak, aby čelní drážka měla co nejvhodnější tvar s ohledem na kumulující se napětí a vhodné rozměry pístu dle výrobce těsniva a vodících pásků. Pístnice byla vyrobena z materiálu 30CrNiMo8+QT s mezí kluzu 800 MPa.

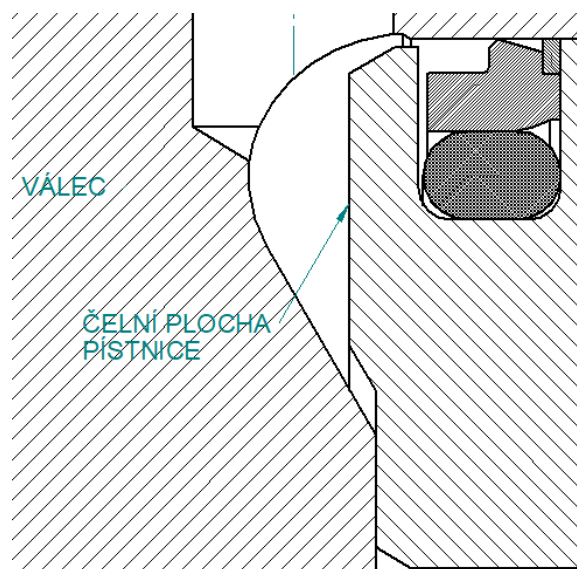
Při navrhování rozměru drážek pístní části jsem vycházel z doporučení daných výrobcem těsniva, vodících pásků a konstrukce podobných hydromotorů. U drážky pro vodící proužek jsem postupoval podobně jako u drážky pouzdra. Průměr drážky jsem zvolil

95 mm – od vnitřního průměru pláště (100 mm) válce jsem odečetl dvakrát tloušťku vodícího pásku (2,7 mm). Šířku této drážky jsem zvolil podle šířky vodícího pásku. Vůli nad průměrem u vodící drážky jsem zvolil rovněž jako v případě pouzdra 0,5 mm. Průměr drážky a šířku drážky pro těsnicí kroužek určuje, stejně jako tolerance těchto rozměrů, výrobce těsniva. Průměr drážky je 79,5 mm a šířka drážky je 8,1 mm, tolerance je uvedena na výkresu viz. příloha D. Velikost těsnicí spáry je 0,2 mm.



Obrázek 4.11 – Uložení pístnice ve válci

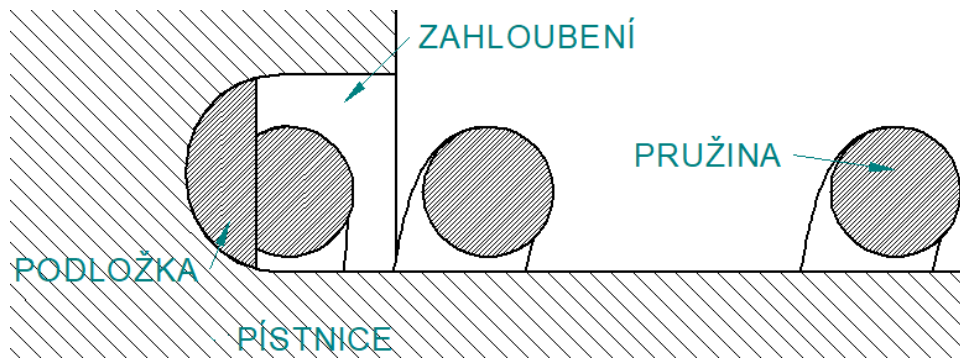
Čelní plocha pístnice je rozdělená na dvě části a tyto části jsou proti sobě posunuté o 1,5 mm, z důvodu dosažení větší šířky pístu. Detail je znázorněn na obrázku 4.12, výkres pístnice je v příloze (D) a celkové uložení je v příloze (B). Toto předsunutí pístu je zasunuto do čelní drážky ve dnu válce tak, aby nebyla ovlivněna délka vyložení pístnice ve spodní části zdvihu.



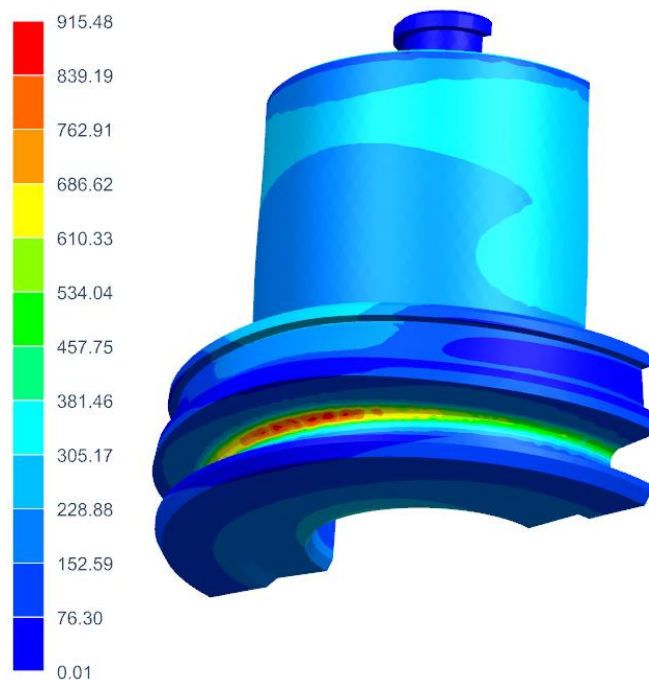
Obrázek 4.12 – Detail pístnice ve spodní části zdvihu

Uvnitř pístnice je odlehčení o průměru 40 mm a je zakončeno rádiy, aby zde nedocházelo k hromadění napětí vlivem tlaku pracovní kapaliny.

Zahloubení o průměru 82 mm v pístní části jsem navrhnul z důvodu prostoru potřebného pro umístění pružiny (detail je na obrázku 4.13). Tato drážka nemohla být příliš hluboká, protože by se tím oslabil stěna pístu a nevyhověla by pevnostně.



Obrázek 4.13 – Zahloubení v pístnici a uložení podložky a pružiny



Obrázek 4.14 – Snímek při zatížení MKP

Při výpočtu MKP zde napěťové špičky dosahovaly hodnot vyšších než je mez kluzu. To, ale neznamená, že musí nutně dojít k poruše materiálu, jelikož se jedná o materiál, kde

platí Hookův zákon. Závislost napětí na poměrném prodloužení je tedy lineární. Z toho důvodu jsem deformační křivku pro zjednodušení výpočtu nahradil přímkou a tudíž hodnoty napětí nad mezí úměrnosti nejsou relevantní a v tomto případě by nemuselo dojít ke vzniku trhlin.

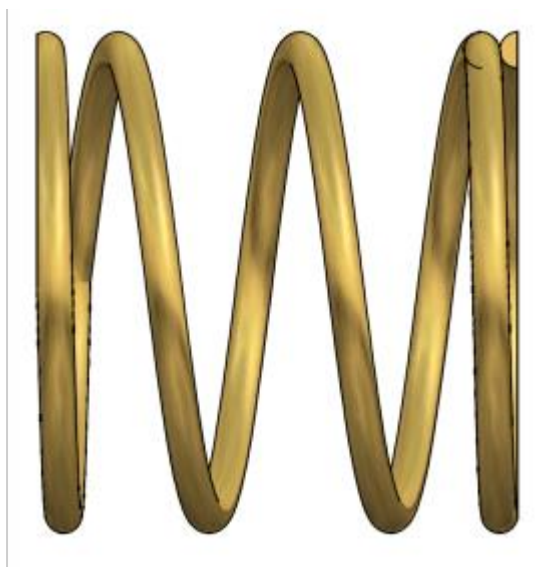
4.5 Návrh podložky

Podložku jsem navrhoval tak, aby tlačná pružina dosedala na rovnou plochu. Podložka má z jedné strany tvar dna čelní drážky v pístu a z druhé strany má rovnou plochu. Uložení podložky je na obrázku 4.13 a na výkresu v příloze F.

4.6 Návrh tlačné pružiny

Při navrhování pružiny jsem musel najít kompromis mezi silou pružiny a její únavovou pevností, to vše při omezených rozměrech vnitřní částí válce. Pružina nesmí být při plném stlačení větší než 23 mm, aby závity pružiny nedosedaly na sebe. Pístnice slouží jako vnitřní vedení pružiny. Pružina je z materiálu X10CrNi18-8 (1,4310).

Výpočet pružiny jsem prováděl v softwaru Mitcalc. Požadavek na tlačnou sílu pružiny byl ve výši 400 N. Do výše zmíněného softwaru jsem zadal nejprve vstupní parametry jako je druh materiálu, způsob zatížení, provozní prostředí, způsob vedení atd. Potom jsem zadal rozměry jako je střední průměr pružiny, průměr drátu, velikost zdvihu, počet činných závitů, počet cyklů zatížení, minimální a maximální sílu apod. Následně software spočítal skutečné síly na začátku a na konci zdvihu a míru bezpečnosti



Obrázek 4.4 – Model navržené pružiny

takto navržené pružiny. Postupně jsem měnil rozměry pružiny, dokud nesplňovala požadované podmínky. Když jsem zadal hodnoty např. střední průměr pružiny 73 mm, průměr drátu 6,1 mm a 1,75 činných závitů, tak vyšla minimální síla 94 N a míra bezpečnosti 1,33. Při zadání středního průměr 72,5 mm, průměru drátu 5,8 mm a dvou

činných závitů, minimální síla vyšla na 217 N, ale míra bezpečnosti klesla na 1,15. Jako neoptimálnější varianta se ukázala pružina s těmito rozměry – střední průměr pružiny 71,9 mm, průměru drátu 5,6 mm s počtem činných závitů 2,25. Maximální síla pružiny byla 521 N a minimální síla byla 258 N. Větší minimální síly pružiny s ohledem na požadovanou cyklickou únavy nešlo dosáhnout. Další specifikace jsou ve výpočtové zprávě pružiny a výkresu pružiny – příloha (G, J).

5 TECHNOLOGIE VÝROBY A MONTÁŽE HYDROMOTORU

Jelikož konstrukce hydromotoru byla zadána i s jeho zhotovením, tak bylo nutné vytvořit technologii výroby a montáže. V této kapitole je popsána technologie výroby a montáže navrhovaného hydromotoru. Většina komponentů navrhovaných v této práci se vyráběla ve společnosti Ostroj a.s. Výjimku tvoří pružina, jež byla zhotovena u externí firmy, a vodící pásy s těsnivem, jež byly zakoupeny přímo od dodavatele.

5.1 Technologie výroby pouzdra

Technologie výroby pouzdra je popsána v tabulce 5.1. Výkres pouzdra je v příloze (E).

Tabulka 5.1 – Technologický postup výroby pouzdra

materiál: 42CrMo4+QT	rozměr: D110 - 37	hmotnost: 2,8 kg
popis práce	čas za kus [min]	čas za přípravu [min]
Řezat materiál.	4,39	6
Upnout, zarovnat na délku 35 mm. Soustružit průměr 100,2+/-0,1; průměr 100 f7. Soustružit otvory včetně zápichu hotově dle výkresu.	6,4	120
Upnout do měkkých čelistí za otvor, zarovnat na délku 33+/-0,1 mm. Soustružit hotově dle výkresu. Vrtat otvor pr.6/8-2x.	6	100
Odjehlít po vrtání, vyfoukat, označit údaji předepsanými výkresem.	2	10

5.2 Technologie výroby podložky

Technologie výroby podložky je popsána v tabulce 5.2. Výkres podložky je v příloze (F).

Tabulka 5.2 – Technologický postup výroby podložky

materiál: S355J2H	rozměr: D85 - 10	hmotnost: 0,5 kg
popis práce	čas za kus [min]	čas za přípravu [min]
Řezat materiál.	3,7	6
Upnout, zarovnat čelo. Soustružit dle výkresu. Upíchnout na šířku 3 mm.	5	45
Odjehlít po soustružení, vyfoukat.	3	100

5.3 Technologie výroby pístnice

Technologie výroby pístnice je popsána v tabulce 5. 3. Výkres pístnice je v příloze (D).

Tabulka 5.3 – Technologie výroby pístnice

materiál: 30CrNiMo8+QT	rozměr: D110 - 111	hmotnost: 9 kg
popis práce	čas za kus [min]	čas za přípravu [min]
Řezat materiál.	3	6
Upnout, zarovnat na délku 109 mm. Soustružit hotově zprava dle výkresu. (Průměr 65f8 s příd. 0,3 mm na brus). Navrtat důlek A2.	13	120
Upnout, zarovnat na délku 107,5 mm. Soustružit druhou stranu hotově zleva dle výkresu včetně zápichů a otvoru průměru 40 mm.	10,3	130
Upnout mezi hroty. Brousit D65f8 na D65-0,070-0,116. Zaoblit přilehlé náběhy a hrany.	3	35
Upnout mezi hroty. Superfinašovat D65f8 na D65-0,070-0,116. Přešetit přilehlé náběhy a hrany.	2	30
Kontrola tolerovaných rozměrů před kooperací D65f8 je broušeno pod chrom na D65-0,070-0,116.		
Chromovat Fe//Cr 20 hr ISO 6158. Chránit funkční plochy.		
Kontrolovat po externí kooperaci.		
Upnout mezi hroty. Superfinašovat D65f8. Přešetit přilehlé náběhy a hrany.	2	30

5.4 Technologie výroby válce

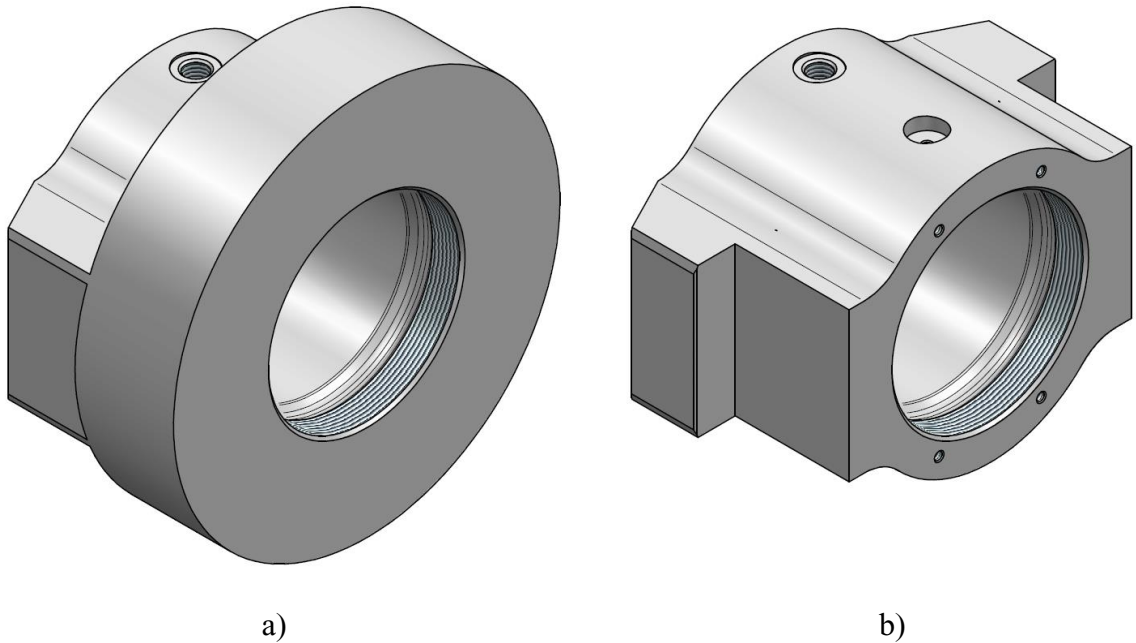
Technologie výroby válce je popsána v tabulce 5.4. Výkres válce je v příloze (C).

Tabulka 5.4 – technologický postup výroby válce

materiál: 30CrNiMo8+QT	rozměr: D210 - 116	hmotnost: 33,5 kg
popis práce	čas za kus [min]	čas za přípravu [min]
Řezat materiál.	16,48	6
Upnout, zarovnat na délku 113 mm. Soustružit průměr 208 do délky 55 mm. Odjehlit.	7	70
Upnout, zarovnat na délku 111,3+0,1. Soustružit průměr 208 do délky 58 mm. Hrubovat otvor průměr 98,5 do délky 87,3+0,1.	17	140
Upnout, soustružit otvor průměr 100 H8 + závit M105×2 hotově. Válečkovat průměr 100 H8. Soustružit čelní drážku viz detail C dle výkresu.	8,4	130
Upnout do sklíčidla. Frézovat tvar pláště do hloubky 55 s přídavkem 0,5 mm na stěně. Plochy 195, 80, 27° frézovat hotově. Vrtat, srazit hranu a předřezat M6-6H do hloubky 10 (rozteč 142+0,1).	60	200
Upnout do svěráku. Frézovat průměr 138 mm hotově a 61,3+0,1 mm do délky 152 mm. Vrtat, srazit hranu a tvářet M5-6H/10/14 – 4× Frézovat průměr 18 mm do hloubky 7 mm. Vrtat, srazit hranu a tvářet M5-6H/6/8,5. Vrtat průměr 2 mm do průměru 100H8. Frézovat průměr 20 mm do hloubky 1 mm. Vrtat, srazit hranu a řezat G1/4"/14/23. Polotovar viz obrázek 5. 1 – b)	90	270
Upnout na prisma. Řezat na elektroerozivní drátové pile tvar úchytů od čela po rozměr 69,4+0,1 – 2×.	400	60
Dořezat závit M6-6H – 2×.	15	
Odjehlit po frézování a vrtání. Odjehlit a zaoblit hranu od drátové pily, vyfoukat, označit údaji předepsanými výkresem.	10	10
Provést kontrolu viz zakázkový list.		

Válec po kompletním osoustružení a první frézovací operaci je znázorněn na obrázku 5.1 a). Na obrázku 5.1 b) je znázorněn obrobek po kompletním ofrézování, kdy zbývalo jen na

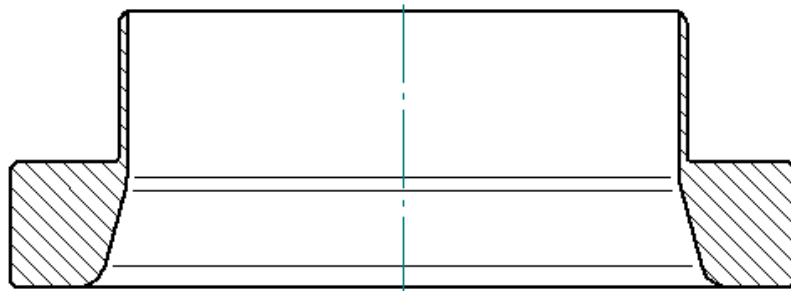
elektroerozivní drátové pile dořezat tvar úchyty válce do rámu a na ruční úpravě obrousit hrany, vyčistit a označit obrobek údaji předepsanými na výkrese.



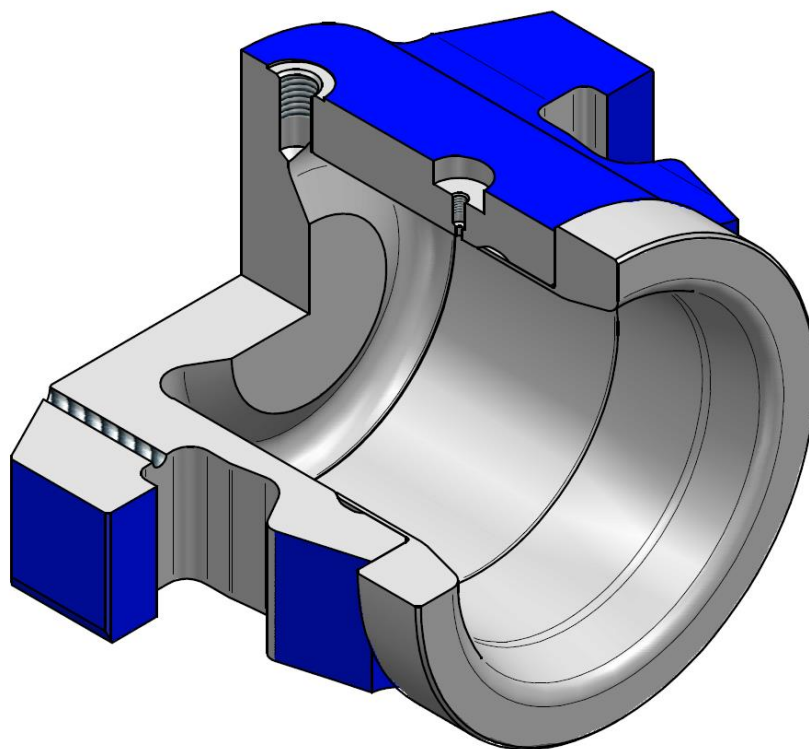
Obrázek 5.1 – Válec během frézovacích operací

5.5 Technologie montáže a lakování válce

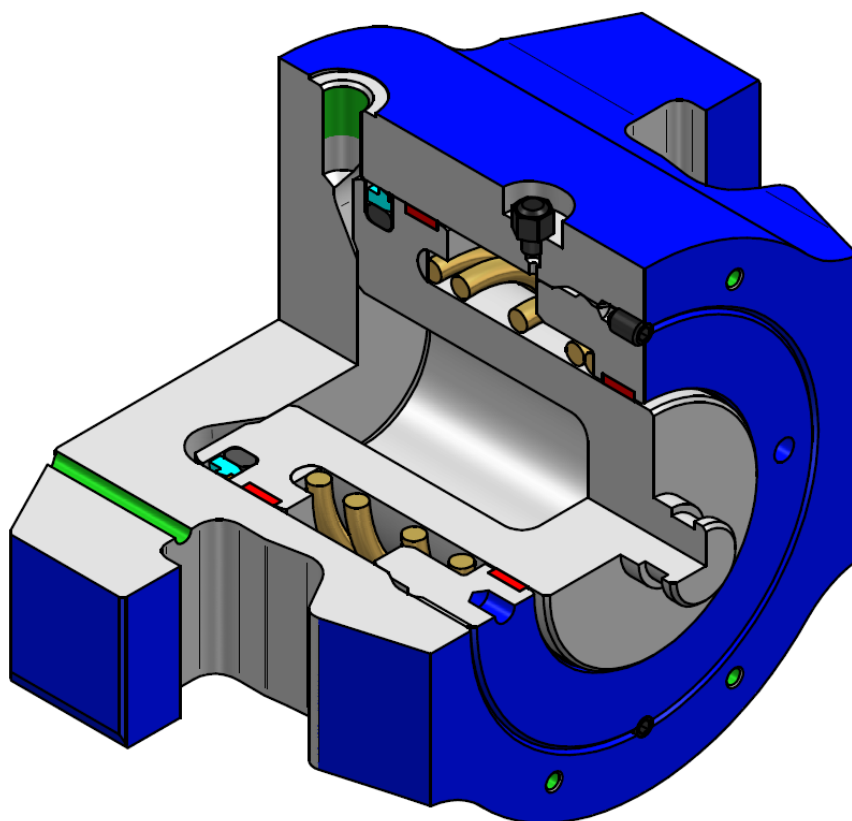
Při nasouvání pístnice osazené těsnivem do válce bylo nutné použít speciální montážní pouzdro (obrázek 5.2), které se nasadí do válce. Toto pouzdro plní funkci náběhové hrany jelikož ve válci není z důvodu úspory místa. Na obrázku 5.2 je zobrazeno montážní pouzdro a na obrázku 5.3 je montážní pouzdro nasazené ve válci. Výkres sestavy hydromotoru, kusovník a zkušební protokol jsou v přílohách (B, H, K).



Obrázek 5.2 – Montážní pouzdro



Obrázek 5.3 – Montážní pouzdro nasazené ve válci

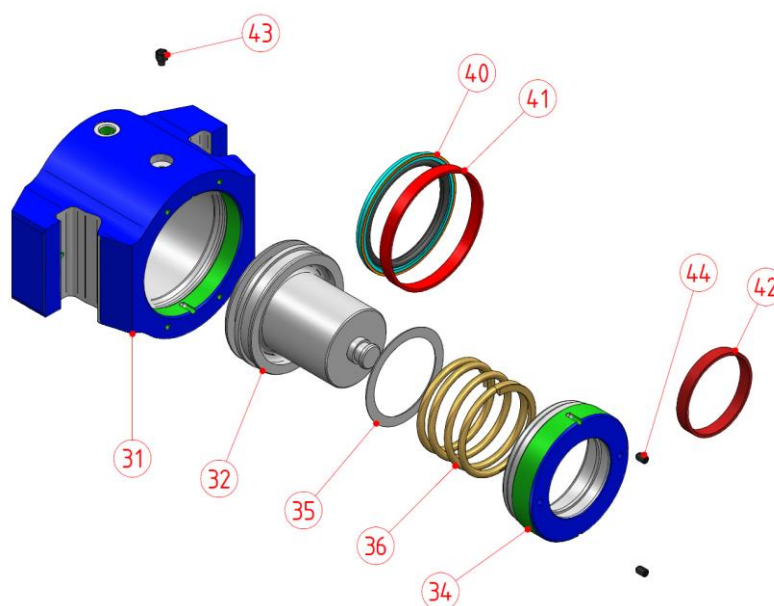


Obrázek 5.4 – Řez smontovaným hydromotorem

Technologie montáže a nátěru válce je popsána tabulce 5.5.

Tabulka 5.5 – Technologie montáže a nátěru válce

popis práce	čas za kus [min]	čas za přípravu [min]
Očistit veškeré součásti určené pro montáž Nadělit vodící pásky, nasadit veškerá těsniva včetně vodících páseků na píst, pístnici, pouzdro. Závity natřít tukem Gleitmo 805, pístnici a válec konzervovat olejem KONKOR101, tukem HZ 103 W natřít vodící pásky. Vložit pístnici položka 32 do válce položka 31. Na pístnici nasunout položku 35. Nasunout pružinu položka 36 na pístnici. Našroubovat pouzdro položka 34 do válce a na pístnici a pojistit šroubem M6 položka 44 + lepit lepidlem Loctite 243 – 2x Po zkoušení: Našroubovat tlumič hluku položka 43 a zátku položka 45.	40	
Označit válec údaji na výkrese	4	
Zkoušet dle programu zkoušek 41063-16-001/18 Výsledek zkoušky zapsat do formuláře F207a – zkušební záznam.	30	
Opatřit krycím nátěrem mimo funkční plochy.		
Balit.	10	



Obrázek 5.5 – Ukázka jednotlivých komponent

6 ZÁVĚR

V této práci jsem popsal návrh a technologii výroby a montáže hydromotoru, jež bude pracovat v hydraulickém lisu na lisování koncovek hadic. V teoretické části jsem popsal historii a vývoj mechanismů a strojů používajících kapalinu jako zdroj energie pro svou práci. Následně jsem psal o hydraulických lisech, jejich rozdělení a využití. Následoval popis základních vlastností hydraulických kapalin a popis základních principů fungování přímočarých hydraulických mechanismů, využívajících Pascalova zákona. Jako poslední jsem v teoretické části popisoval hydromotory.

V další kapitole jsem popsal možné alternativy hydraulického válce, jako zdroje pracovní síly hydraulického lisu. Jednalo se o pneumatický válec, ale ten by musel být příliš velký na to, aby dosáhl požadované pracovní síly. Dále jsem v této práci popsal návrh šroubového mechanismu s ručním pohonem, ale v tomto případě by byl potřebný vysoký krouticí moment pro otáčení šroubu, a délka páky pro otáčení šroubu by byla příliš velká. Další alternativou bylo použití šroubového mechanismu s kuličkovým šroubem a axiálním ložiskem v místě styku šroubu a ložiska, ale ložisko by bylo příliš velké pro použití v tomto lisu.

V následující kapitole jsem psal o návrhu konstrukce hydromotoru, jež vycházela z předběžného návrhu tak, aby jeho rozměry odpovídaly rámu lisu. Jednalo se hlavně o to navrhnout vnitřní části válce, zejména vhodný tvar kritických míst, kde vznikaly napěťové špičky, zvolit těsnivo a vodící pásy a dle toho navrhnout rozměry pouzdra a pístní částí a zvolit vhodnou tlačnou pružinu, která měla vykonávat vratný pohyb pístu. V další kapitole jsem popsal technologii výroby a montáže hydromotoru.

Hydromotor byl před odesláním zákazníkovi vyzkoušen, natlakován a byla ověřena jeho funkčnost. Největší obavy z nedostatečné minimální síly pružiny se nepotvrdily a pružina dokázala vykonat vratný pohyb pístu.

Zákazník se ještě nepustil do rozšíření tohoto prototypu, přičemž jeden z důvodů je vyšší cena. Výroba hydromotoru vyšla na cenu cca 27 000 korun, jenž byla dána i tím, že se jednalo o výrobu jednoho kusu. Už při výrobě 4 kusů by cena spadla o cca 20 %. Další snížení ceny by šlo získat výběrem polotovaru z výkovku nebo odlitku vhodného tvaru tak,

aby šel upnout do soustruhu a zároveň zde bylo minimum materiálu pro frézování a soustružení.

Nejvýznamnějšího snížení ceny by bylo možné dosáhnout změnou uchycení válce do rámu lisu, protože tvar se dělá na elektroerozivní drátové pile a tato operace trvá 400 min. Mohlo by se to udělat třeba tak, že místo tvarového úchyty by zde byly vidlice, ve kterých by byly otvory a to jak v úchyty hydromotoru, tak v zakončení rámu. Tyto vidlice by se zasunuly mezi sebe a otvory skrz ně by se prostrčil čep. Rovněž by se mohly úchyty na válci posunout kousek výš od spodního čela válce, aby zde vznikl prostor pro upnutí do soustruhu. Jiná varianta by mohla být, že by se válec po celém vnějším povrchu osoustružil a následně by se na něj navařily úchyty s vidlicovými konci. Teprve potom by se osoustružil vnitřní průměr. Rovněž by bylo vhodné projednat se zákazníkem i případnou změnu vnějších rozměrů s ohledem na kritická místa, ve kterých napětí dosahovalo kritických hodnot.

Hydromotor se ukázal jako neoptimálnější varianta pohonu tohoto hydraulického lisu a to zejména proto, že při malých rozměrech dosahuje velkých pracovních sil a nezatěžuje konstrukci lisu krutem.

7 LITERATURA

- [1] ČECHURA, Milan a Jiří STANĚK. *Tvářecí stroje: hydraulické lisy*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1999. ISBN 80-7082-480-8.
- [2] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2983-8.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2016. Skripta.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [6] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1998. ISBN 80-7078-572-1. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [7] Zesilovače tlaku a pneumaticko-hydraulické systémy. *Nejčtenější strojírenský časopis - MM spektrum* [online]. Copyright © 2019 www.mmspektrum.com [cit. 14.05.2019]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/zesilovace-tlaku-a-pneumaticko-hydraulicke-systemy.html>
- [8] HENNLICH s.r.o. - *dodavatel průmyslových komponent špičkové kvality* [online]. Copyright © [cit. 17.05.2019]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/H CZ/Home/Tesneni/Produktov %C3%A9 listy/F_506.pdf
- [9] TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS – *Těsnění přímočarých pohybů hydraulika, těsnění pístu* [online]. Copyright © [cit. 17.05.2019]. Dostupné z: https://tss.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss_website/pdf-and-other-literature/catalogs/piston_cz.pdf

SEZNAM PŘÍLOH

- (A) Výkres předběžného zadání hydraulického válce (hydraulický cylinder)
- (B) Výkres sestavy hydraulického válce
- (C) Výkres válce
- (D) Výkres pístnice
- (E) Výkres pouzdra
- (F) Výkres podložky
- (G) Výkres pružiny
- (H) Kusovník
- (I) Výpočetní zpráva hydraulického válce
- (J) Výpočetní zpráva pružiny
- (K) Program zkoušek
- (L) Zesíťování válce a jeho podepření vazbami