

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Bakalářská práce

Návrh kyvného hydromotoru s kroutícím momentem 20 kNm

2021

Matouš Celba

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení:	<b>Celba</b>	Jméno: <b>Matouš</b>	Osobní číslo: <b>484040</b>
Fakulta/ústav:	<b>Fakulta strojní</b>		
Zadávací katedra/ústav:	<b>Ústav výrobních strojů a zařízení</b>		
Studijní program:	<b>Teoretický základ strojního inženýrství</b>		
Studijní obor:	<b>bez oboru</b>		

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh kyvného hydromotoru s krouticím momentem 20 kNm**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of a hydraulic motor with a torque of 20 kNm**

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Navrhněte kyvný hydromotor pro zástavbové rozměry 1350x425x255 mm, jehož úkolem bude otáčení s tyčovým polotovarem čtvercového průřezu. Pro manipulaci je zapotřebí krouticího momentu 20kNm. Rozsah natočení na obě strany  $\pm 105$  stupňů. Dobu otočení o 90 stupňů navrhněte 4 sekundy. Provozní tlak uvažujte 16 MPa. Jako pracovní kapalinu použijte hydraulický olej. Průměr pístu 130 mm a zdvih 390mm. Cíl práce: Návrh kyvného hydromotoru podle zadaných parametrů. Stručná osnova zadání: Proveďte rešerši kyvných hydromotorů. Navrhněte kinematiku zařízení, uložení hydraulického válce a hřídele. Navrhněte ozubené soukolí a proveďte všechny potřebné výpočty. Proveďte konstrukční návrh celého kyvného hydromotoru a navrhněte způsob mazání. Rozsah textové části: 40-60 stran; Rozsah grafické části: výkres sestavy včetně kusovníku, vybrané výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

Bláha, J. ; Brada, K., Hydraulické stroje, Praha SNTL 1992, ISBN 80-03-00665-1  
Pivoňka, J. a kol.: Tekutinové mechanismy, Praha SNTL 1987  
Matička, R. ; Vostrovský, J., Hydraulické prvky, ČVUT Praha, 1978.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Tomáš Krannich, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **30.04.2021** Termín odevzdání bakalářské práce: **25.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **30.09.2021**

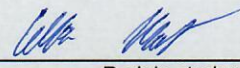
  
Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
Ing. Matěj Sulitka, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

  
Datum převzetí zadání

Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 25.7.2021

.....

podpis

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D. za trpělivost při vedení této práce, jeho podnětné rady a připomínky při její tvorbě. Chtěl bych poděkovat rodině a přátelům při podpoře po celou dobu studia.

## **Anotace**

Autor:	Matouš Celba
Název BP:	Návrh kyvného hydromotoru s kroutícím momentem 20 kNm
Rozsah práce:	71
Školní rok vyhotovení:	2020/2021
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D
Zadavatel:	Hypress s.r.o.
Využití:	Hydromotor s velkým kroutícím momentem a malými zástavbovými rozměry
Klíčová slova:	Hydromotor, Kyvný hydromotor, Hřeben, Pastorek, Mazání, Odměřování
Anotace:	Zmapování kyvných hydromotorů a jejich konstrukčních řešení. Samotný návrh, výpočty a konkrétní konstrukční řešení kyvného hydromotoru.

## Annotation

Author:	Matouš Celba
Title of bachelor dissertation:	Design of a oscillating hydraulic motor with a torque of 20 kNm
Extent:	71
Academic year:	2020/2021
University:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines
Supervisor:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D
Submitter of theme:	Hypress s.r.o.
Application:	Oscillating hydraulic motor with a big torque and small installation dimensions
Key words:	Hydraulic motor, Oscillating hydraulic motor, Rack, Pinion, Lubrication, Measuring
Annotation:	Mapping of oscillating hydraulic motors and the design solutions. Desing, calculations and specific design solution of oscillating hydraulic motor

## Obsah

1	Úvod .....	12
2	Hydromotory .....	13
2.1.	Hydromotory s kyvným pohybem .....	13
2.2.	Shrnutí hydromotorů .....	15
2.3.	Výrobci kyvných hydromotorů a jejich konstrukce .....	16
3	Ozubené převody .....	17
3.1.	Shrnutí ozubených převodů .....	19
4	Valivá ložiska .....	20
4.1.	Radiální ložiska .....	20
4.2.	Shrnutí valivých ložisek .....	22
5	Těsnění .....	23
5.1.	Dynamické těsnění .....	23
5.2.	Statická těsnění .....	25
5.3.	O-kroužek .....	27
5.4.	Shrnutí těsnění .....	28
6	Výběr konstrukce kyvného hydromotoru .....	29
6.1.	Jednoválcový kyvný hydromotor .....	29
6.2.	Dvouválcový kyvný hydromotor .....	34
6.3.	Porovnání a určení konstrukčního řešení kyvného hydromotoru .....	37
7	Návrh konstrukce kyvného hydromotoru .....	39
7.1.	Návrh ozubeného soukolí .....	39
7.2.	Návrh uložení pastorku ve skříní .....	42
7.3.	Návrh uložení pístu ve válci .....	47
7.4.	Návrh mazání ozubeného soukolí a měření hladiny oleje .....	55
7.5.	Ustavení hydromotoru na pracoviště a manipulace s hydromotorem .....	59

7.6. Montáž hydromotoru.....	61
8 Závěr.....	66
Seznamy .....	69
Seznam použité literatury.....	69
Seznam obrázků .....	70
Seznam tabulek .....	72
Seznam elektronických příloh.....	73



## Přehled použitých veličin a jednotek

P	[kW]	Výkon
M <sub>k</sub>	[N·m]	Kroutící moment
n	[ot·s <sup>-1</sup> ]	Otáčky
z <sub>m</sub>	[-]	Mezní počet zubů
α	[°]	Normální úhel
m	[mm]	Modul zubu
d	[mm]	Roztečná kružnice
d <sub>a</sub>	[mm]	Hlavová kružnice
d <sub>f</sub>	[mm]	Patní kružnice
F	[N]	Síla
F <sub>t</sub>	[N]	Tečná síla
S	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha
p	[MPa]	Tlak
d <sub>v</sub>	[mm]	Průměr válce
L <sub>z</sub>	[mm]	Zdvih
r	[mm]	Poloměr roztečné kružnice
φ	[rad]	Rozsah kyvu
F <sub>r</sub>	[N]	Radiální síla
F <sub>n</sub>	[N]	Normální síla
R	[N]	Reakce ložiska v radiální rovině ozubení
T	[N]	Reakce ložiska v tečné rovině ozubení
F <sub>RC</sub>	[N]	Celková radiální reakce ložiska

$F_A$	[N]	Axiální síla
$P_L$	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení
$L_{10h}$	[h]	Životnost ložiska
$C$	[N]	Dynamická únosnost ložiska
$F_s$	[N]	Síla zatěžující šroub
$n_s$	[-]	Počet šroubů
$d'_3$	[mm]	Návrhový průměr šroubu
$\sigma_D$	[MPa]	Dovolené napětí
$L_p$	[mm]	Délka vodícího pásku
$p_d$	[MPa]	Dovolený tlak
$S_b$	[mm <sup>2</sup> ]	Kontaktní plocha bronzového elementu
$\sigma_t$	[MPa]	Tečné napětí
$t$	[mm]	Tloušťka stěny válce
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost
$t_d$	[mm]	Tloušťka dna
$d_d$	[mm]	Průměr díry
$V_{v15}$	[l]	Objem kvádrů nad patou zubu hřebene pro minimální objem oleje
$V_{z15}$	[l]	Objem části zubu hřebene pro minimální objem oleje
$V_{smin}$	[l]	Dodatečný objem otvoru ve skříni pro minimální objem oleje
$V_{OMIN}$	[l]	Minimální objem oleje
$V_{v25}$	[l]	Objem kvádrů nad patou zubu hřebene pro maximální objem oleje
$V_{z25}$	[l]	Objem části zubu hřebene pro maximální objem oleje

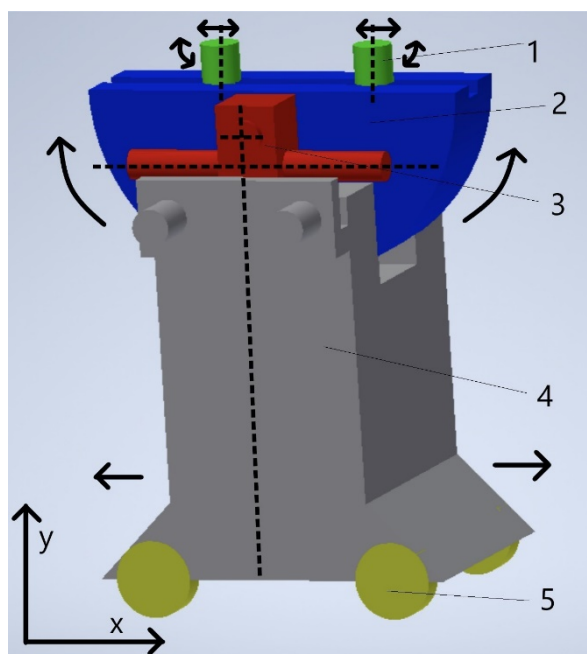
$V_{smax}$	[l]	Dodatečný objem otvoru ve skříni pro maximální objem oleje
$V_{OMAX}$	[l]	Maximální hladina oleje
$\tau_D$	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
$\Delta T$	[°K]	Rozdíl teplot
$\alpha_T$	[mm·K <sup>-1</sup> ]	Součinitel teplotní roztažnosti
L	[mm]	Délka
Q	[l·min <sup>-1</sup> ]	Průtok

## 1 Úvod

Úkolem je navrhnout motor pro přesuvný mechanismus ve válcovací stolici, pro přesouvání tyčových polotovarů. Zařízení (viz. Obr. 1.1) je již hotové, a proto jsou zadané specifické požadavky pro hydromotor. Motor se musí svými rozměry vejít do zařízení a musí být splněn požadovaný kroutící moment na výstupním hřídeli. Zadavatel má na konstrukci následující požadavky:

- Kroutící moment na hřídeli 20 kNm
- Rozsah kyvu hřídele 105°
- Doba otočení hřídele o 90° - 4 s
- Max. zástavbové rozměry
  - Délka – 1350 mm
  - Šířka – 255 mm
  - Výška – 400 mm

Na Obr. 1.1 je šipkami znázorněna kinematika přesuvného mechanismu. Hlavní konstrukce mechanismu se posouvá lineárně po kolejnici na ose x. Hydromotor kývavě hýbe půlkruhem podél osy y, kam se mezi úchopné válce, které rotují podél osy y a posouvají se po ose x, vkládá tyčový polotovar.



Obr. 1.1 - Přesuvný mechanismus se znázorněnou kinematikou

(1 – Posuvné rotující válečky, 2 – Naklápěcí rameno, 3 – Navrhovaný hydromotor,  
4 – Hlavní konstrukce mechanismu, 5 – Kolejnicová kola)

## 2 Hydromotory

Hydromotory jsou kategorií hydrostatických převodníků. Jedná se o hydrostatický převodník, který je schopný převádět vstupní tlakovou energii na výstupní energii mechanickou. Podle konstrukce lze hydromotory dělit na přímočaré, s kyvným pohybem a rotační, které lze dále dělit na zubové, pístové a lamelové. [1]

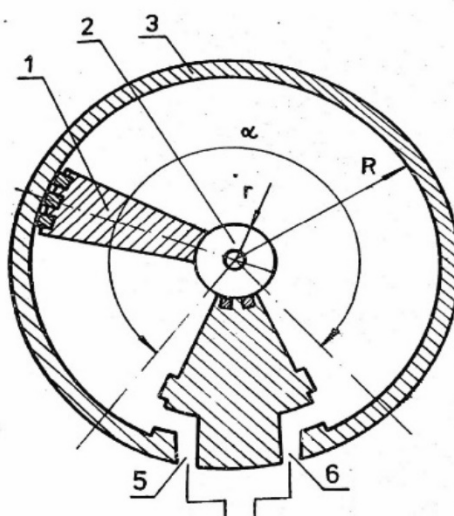
### 2.1. Hydromotory s kyvným pohybem

Motory s kyvným pohybem jsou obecně definovány tím, že jejich pracovní člen vykonává periodický rotační pohyb v rozsahu do  $360^\circ$ . Maximální velikost úhlu kyvu je většinou menší než  $360^\circ$ , ale u některých konstrukcích kyvných hydromotorů dokáže dosahovat i úhlů větších než  $360^\circ$ . Kyvné hydromotory lze dělit podle konstrukce na

- Lamelové
- Pístové
- Rotační aktuátory

#### 2.1.1. Lamelové kyvné hydromotory

Lamelové kyvné hydromotory mohou mít jednu a více lamel. S rostoucím počtem lamel se zlepšují poměry zatěžování hydromotoru (hřídel je namáhána pouze na krut). Konstrukce s jednou lamelou (viz. Obr. 2.1) má běžný rozsah kyvu  $280^\circ$  a pracovní tlak kolem 4 MPa. [3]



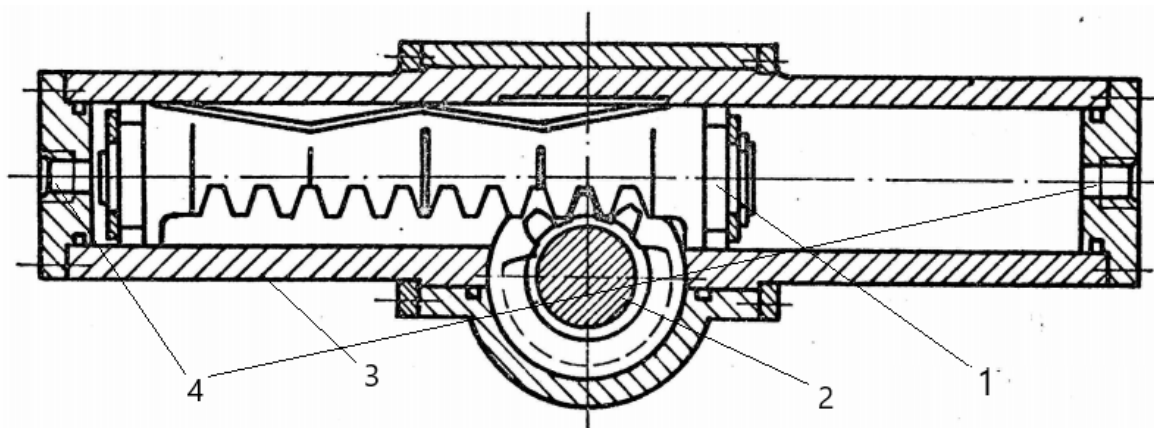
Obr. 2.1 - Lamelový kyvný [3]

(1 – Lamela, 2 – Výstupní hřídel, 3 – Skříň, 5 a 6 – přívod/odvod kapaliny)

Kyvňový hydromotor se dvěma a více lamelami dosahuje násobných kroutících momentů na hřídeli a robustnost konstrukce umožňuje pracovat s tlaky až do 21 MPa, ale rozsah kyvu se výrazně zmenšuje s počtem lamel (dvoulamelový kyvňový hydromotor má rozsah pouze 100°). Takto konstrukčně řešený hydromotor má problém s relativně nízkou průtokovou účinností kvůli problémům s utěsněním prostor mezi lamelami. [2]

### 2.1.2. Pístové kyvňové hydromotory

Pístový kyvňový hydromotor (viz. Obr. 2.2) je tvořen přímočarým hydromotorem, jehož pohyb je převodem převáděn na kroutící moment hřídele. Při pohybu pístu může hřídel vykonat i několik otáček a tím dosáhnout úhlu kyvu v rozsahu přes 360°. Výhodou této konstrukce hydromotoru je právě široká škála rozsahu kyvu, který může být vyžadován pro různé aplikace. Nejčastěji bývá transformační člen vyřešen pomocí hřebene na pístnici ve dvojici s ozubeným kolem. U takovýchto hydromotorů lze dosáhnout kroutícího momentu až 68 kNm. [7][14]

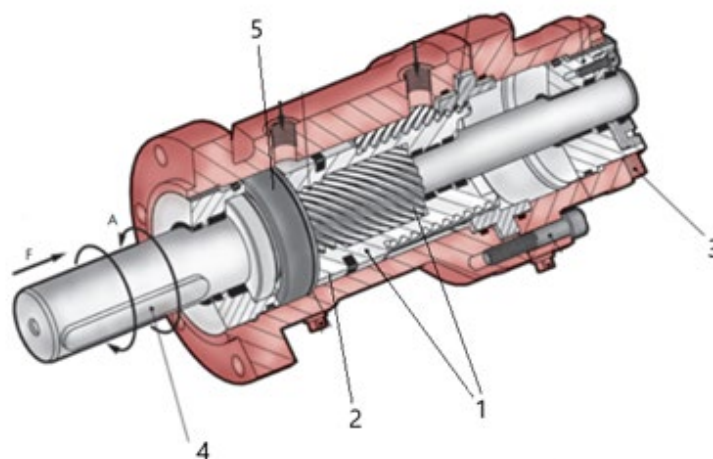


Obr. 2.2 - Pístový kyvňový [3]

(1 – Píst s ozubenou pístnicí, 2 – Pastorek, 3 – Skříň, 4 – Přívod a odvod hydraulické kapaliny)

### 2.1.3. Rotační aktuátory

Rotační aktuátory převádí lineární pohyb pístu na pohyb rotační pomocí závitové dvojice. Rozsah kyvu u rotačních aktuátorů se běžně pohybuje do  $360^\circ$ , ale je možné dosáhnout i větších hodnot. Výhodou u této konstrukce je velmi vysoký krouticí moment na výstupní hřídeli, který může být až 85 kNm a také kompaktnost konstrukce. Pracovní tlak tohoto hydromotoru může být až 25 MPa. [8]



Obr. 2.3 - Rotační aktuátor SM4 Eckart [8]

(1 – Závitová dvojice, 2 – Píst, 3 – skříň, 4 – výstupní hřídel s perem, 5 – ložisko)

## 2.2. Shrnutí hydromotorů

Po uvedení kyvných hydromotorů, jejich konstrukce a objasnění principu je možné porovnat jejich technické parametry.

Tab. 2.1 - Porovnání technických parametrů kyvných hydromotorů [1][2][4][8]

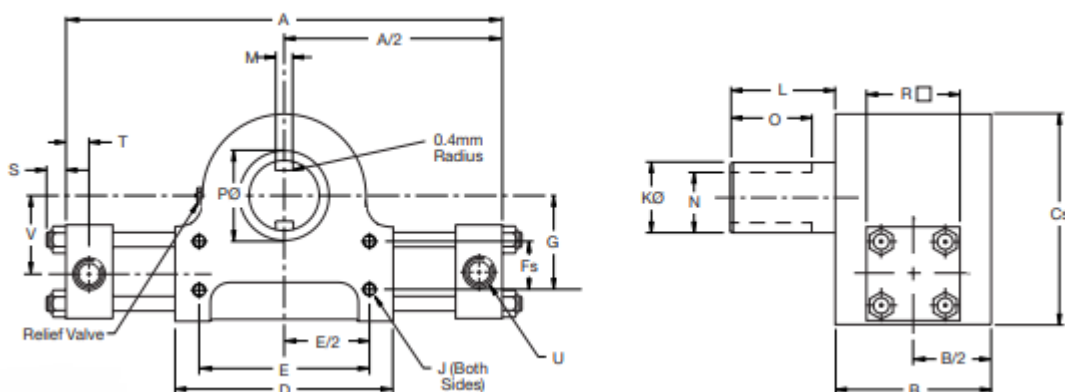
Hydromotory kyvné	Rychlost pohybu	Pracovní tlaky [MPa]	Krouticí moment [N·m]	Účinnost
Lamelové	$10-90 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$	1-21	17000	0,7
Pístové	$0,1-1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	6-63	68000	0,95
Rotační aktuátory	$15-120 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$	1-25	85000	0,95

V Tab. 2.1 jsou uvedeny rozsahy technických parametrů jednotlivých hydromotorů. Zadáním je dodat takový hydromotor, který splní technické požadavky, kterými jsou kroutící moment 20 kNm, doba otočení hřídele o 90° čtyři sekundy, rozsah kyvu 105°, pracovní tlak 16 MPa a vymezené zástavbové rozměry. Lamelový kyvný hydromotor není schopen splnit požadovaný kroutící moment a je tedy pro naši aplikaci nevhodný. Potřebný kroutící moment splňuje jak pístový hydromotor, tak hydraulický rotační aktuátor. Dále se tedy budu zabývat pouze těmito konstrukčními řešeními.

### 2.3. Výrobci kyvných hydromotorů a jejich konstrukce

Kyvné hydromotory jsou běžně dostupné na trhu v různých konstrukčních provedeních od odlišných výrobců. Firma Eckart se zabývá výrobou rotačních aktuátorů různých řad. Eckart má ve svém katalogu kyvný hydromotor SM4 (viz. Obr. 2.3), který je schopen, podle velikosti pístu, vyvinout kroutící moment až 85 kNm. Pro naše zadání vyhovuje provedení s průměrem pístu 200 mm, kdy je výstupní kroutící moment 26 kNm. Problémem jsou zástavbové rozměry, jelikož rotační aktuátor by se instaloval kolmo na hranidlo a nevešel by se tedy na délku. Tuto konstrukci pro mé zadání použít nelze. [8]

Dalším výrobcem kyvných hydromotorů je například firma Parker. Parker nabízí kyvné hydromotory v provedení s jedním nebo dvěma písty. Jejich řada HTR poskytuje velký rozsah v hodnotách výstupního kroutícího momentu, a to od 100 Nm až po 68 kNm. Pro mé zadání by vyhovoval, co se kroutícího momentu týče, typ HTR300 (viz. Obr. 2.4). Problémem jsou opět zástavbové rozměry, které hydromotor nespĺňuje. Dalším problémem by mohl být rozsah kyvu. Firma Parker ve svém katalogu uvádí 3 základní rozsahy, a to 90°, 180° a 360°. [7]

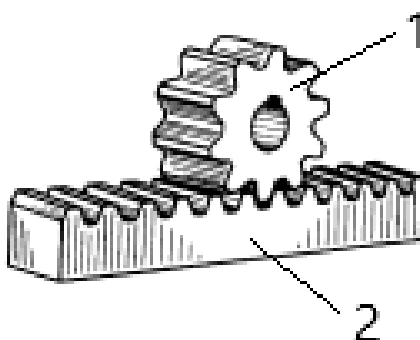


Obr. 2.4 - Parker HTR300 [7]



### 3 Ozubené převody

Ozubený převod je jedním ze způsobů, jak lze dosáhnout transformace lineárního pohybu na pohyb rotační. Této transformaci můžeme dosáhnout pomocí ozubené dvojice pastorek – hřeben (viz. Obr. 3.1). Ozubený hřeben je část ozubeného válcového kola o nekonečném průměru. Spolu s rámem tvoří tato dvojice ozubený převod. Volba tohoto převodu je vhodná i z toho důvodu, že ozubená kola jsou schopné přenášet vysoké síly. [9]



Obr. 3.1 - Pastorek s hřebenem s přímými zuby [9]

(1 – Pastorek, 2 – hřeben)

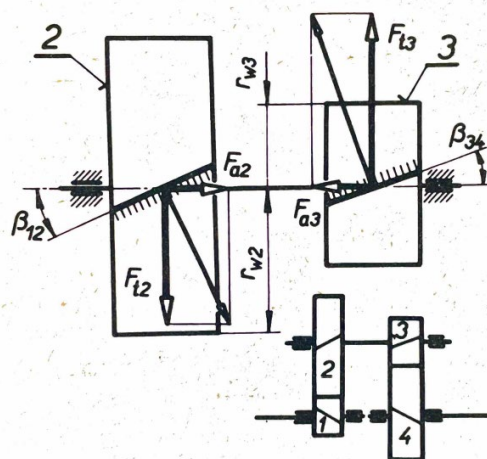
Ozubené převody, kdy spoluzabírající členy mají rovnoběžnou osu, lze dělit podle tvaru zubů na soukolí valivá válcová se zuby:

- Přímými
- Šikmými
- Šípovými

Volba tvaru zubu určuje další vlastnosti ozubeného převodu, jako jsou hluk, cena a zatížení výstupní hřídele.

Přímé zuby jsou nejrozšířenější a nejlevnější na výrobu. Jejich nevýhodou je hlučnost při chodu a rázy, které vznikají při záběru. Rázy negativně ovlivňují bezpečnost celého převodu.

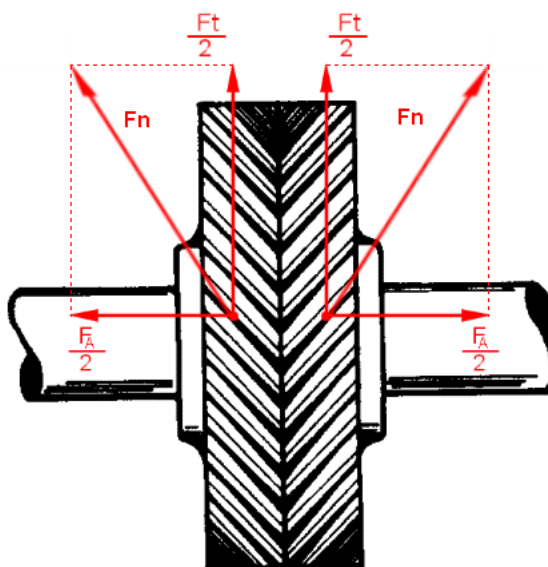
Šikmé zuby mají tu výhodu, že snižují hlučnost mechanismu a mají plynulejší záběr. Problémem šikmých zubů je ten, že u záběru zubů vznikají přídatné axiální síly (viz. Obr. 3.2), které mohou dosahovat vysokých hodnot a tím přídatně zatěžovat hřídel. [5]



Obr. 3.2 - Silové působení v ozubených kolech s šikmými zuby [9]

(1,2,3,4 – Ozubená kola), ( $r_{w2}$ ,  $r_{w3}$  – Valivé poloměry,  $F_{a2}$ ,  $F_{a3}$  – Axiální síly od ozubení,  $F_{t2}$ ,  $F_{t3}$  – Tečné síly od ozubení,  $\beta_{12}$ ,  $\beta_{34}$  – Úhel sklonu zubů)

Odstraněním přídatných axiálních sil a ponecháním výhod šikmých zubů lze dosáhnout použitím šípového ozubení (viz. Obr. 3.3), to ale není z ekonomických a technologických důvodů rozšířené. [5]



Obr. 3.3 - Silové působení na ozubení s šípovými zuby [12]

( $F_n$  – Normálové síly,  $F_a$  – Axiální síla,  $F_t$  – Tečná síla)

### 3.1. Shrnutí ozubených převodů

Z rešerše o ozubených převodech vyplývá, že v případě aplikace, kde se vyskytují velká zatížení, není vhodné použít šikmé zuby. Vzniklá axiální síla by příliš zatěžovala celý mechanismus a výrazně snížila jeho životnost. Dalším problémem by byl výběr ložisek, které by zatížení byly schopné unést.

Pro aplikace s vysokým zatížením jsou vhodnější přímé zuby, které lze v případě problémů s koeficienty bezpečnosti, nahradit šípovým ozubením. Je žádoucí navrhnout ozubený převod tak, aby nebylo použití šípového ozubení zapotřebí, především z ekonomických důvodů.

## 4 Valivá ložiska

Pastorek je zapotřebí nějakým způsobem uložit do skříně hydromotoru. Pro uložení rotujícího hřídele jako je pastorek, se nejčastěji používají valivá ložiska. Ložiska přenesou síly, které vznikají při chodu ozubené dvojice, do rámu hydromotoru. Valivá ložiska lze rozdělit na

- radiální
- axiální

podle směru zatížení, na který je uváděna jejich hlavní únosnost. Z důvodu charakteristiky zatížení hřídele u mé konstrukce se budu dále věnovat pouze radiálním ložiskům.

### 4.1. Radiální ložiska

Některá radiální ložiska dokážou unést pouze radiální zatížení, ale většina jich dokáže unášet i nějaké axiální zatížení. Radiální ložiska se dělí podle valivého elementu, ze kterého se skládají a podle počtu řad valivých elementů. Nejčastěji se používají ložiska

- Kuličková
- Válečková
- Kuželíková

#### 4.1.1. Kuličková ložiska

Kuličkové ložisko je nejběžněji používaný typ ložiska. Je schopno unést radiální i axiální zatížení. V katalogu SKF (viz. Obr. 4.1) je únosnost kuličkových ložisek hodnocena jako uspokojující. Jejich výhodou je cena, dostupnost a široký výběr velikostí.



**Suitability of rolling bearings for industrial applications**

**Symbols**

+++ excellent	↔ double direction
++ good	← single direction
+ fair	□ non-locating displacement on the seat
- poor	■ non-locating displacement within the bearing
-- unsuitable	✓ yes
	✗ no

**Bearing type**

Bearing type	Load carrying capability		
	Radial load	Axial load	Moment load
Deep groove ball bearings  	+	+ ↔	A-, B +

Obr. 4.1 - Výřez z katalogu pro kuličková ložiska SKF [10]

### 4.1.2. Válečková ložiska

Válečková ložiska jsou schopná unést větší radiální zatížení oproti ložiskům kuličkovým, což potvrzuje katalog firmy SKF (viz. Obr. 4.2). Jsou používána na aplikace, kde se vyskytuje pouze radiální zatížení, protože nejsou schopna přenášet axiální směr zatížení.

**Suitability of rolling bearings for industrial applications**

**Symbols**

+++ excellent	↔ double direction
++ good	← single direction
+ fair	□ non-locating displacement on the seat
- poor	■ non-locating displacement within the bearing
-- unsuitable	✓ yes
	✗ no

**Bearing type**

Cylindrical roller bearings, with cage  

Load carrying capability		
Radial load	Axial load	Moment load
++	--	--

Obr. 4.2 - Výřez z katalogu pro válečková ložiska SKF [10]

### 4.1.3. Kuželíková ložiska

SKF ve svém katalogu (viz. Obr. 4.3) hodnotí kuželíková ložiska jako vynikající pro unášení radiálního zatížení a dobré pro unášení jednosměrného axiálního zatížení. Používají se v náročných aplikacích a jsou dražší než válečková nebo kuličková ložiska.

**Suitability of rolling bearings for industrial applications**

**Symbols**

+++ excellent	↔ double direction
++ good	← single direction
+ fair	□ non-locating displacement on the seat
- poor	■ non-locating displacement within the bearing
-- unsuitable	✓ yes
	✗ no

**Bearing type**

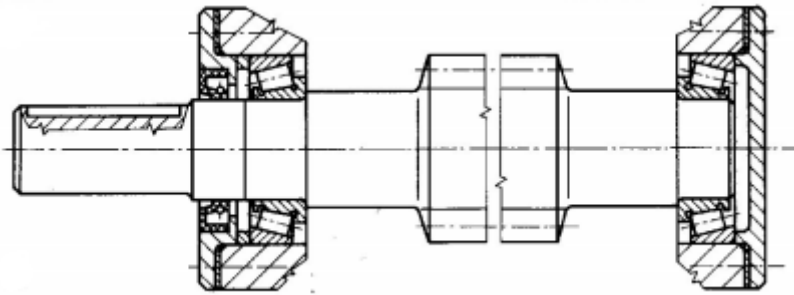
Tapered roller bearings, single row 

Load carrying capability		
Radial load	Axial load	Moment load
+++1)	++ ←	--

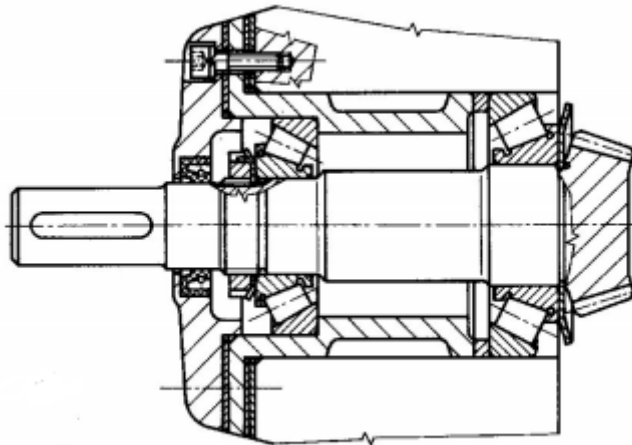
Obr. 4.3 - Výřez z katalogu pro kuželíková ložiska SKF [10]

Kuželíková ložiska se montují v různých provedeních:

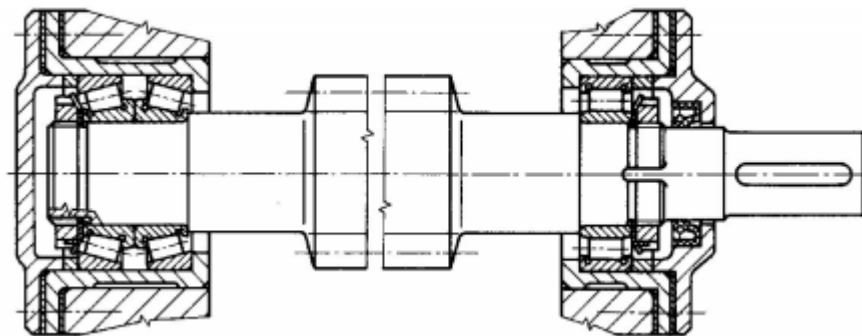
- Párovaná do „X“ čely k sobě (viz. Obr. 4.4)
- Párovaná do „O“ zády k sobě (viz. Obr. 4.5)
- Párovaná ložiska v tandemu (viz. Obr. 4.6)



Obr. 4.4 - Uložení hřídele pomocí kuželíkových ložisek do „X“



Obr. 4.6 - Uložení hřídele pomocí kuželíkových ložisek do „O“ zajištěných KM maticí



Obr. 4.5 - Uložení hřídele pomocí válečkového ložiska a kuželíkových ložisek v tandemu

## 4.2. Shrnutí valivých ložisek

Pro aplikace s velkým zatížením jsou nevhodnější kuželíková ložiska právě kvůli jejich únosnosti. Životnost kuličkových ložisek pro podobné aplikace by byla příliš nízká a u válečkových ložisek by bylo zapotřebí zajistit nulové axiální zatížení, což může být problémové.

## 5 Těsnění

Funkce hydraulického mechanismu a s tím spojený přenášený výkon jsou úzce závislé na správném utěsnění pracovních a tlakových prostor. Hydraulický mechanismus musí být těsný navenek i uvnitř mechanismu. Těsnící prvky zajišťují dostatečné velké svodové odpory, aby byl hydraulický mechanismus schopen dosáhnout potřebných tlaků a proudů. Netěsnosti v hydraulických mechanismech mají za následek nežádoucí únik kapaliny a další poruchy zařízení. Těsnící prvky lze rozdělit na dvě základní skupiny [2][3]

- Dynamická těsnění
- Statická těsnění

Dynamické těsnění se používá k utěsnění vzájemně pohybujících se ploch a statické těsnění se používá pro plochy, mezi nimiž nedochází k pohybu. Z požadavků na funkci těsnění vyplývají požadavky na jejich vlastnosti. [2]

### 5.1. Dynamické těsnění

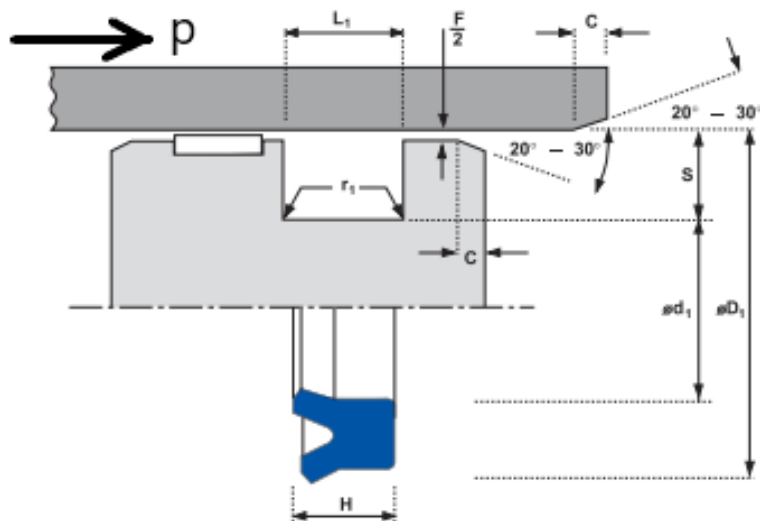
U dynamického těsnění se vyžaduje schopnost těsnit danou tekutinu, daný rozsah tlakových spádů, rozsah rychlostí vzájemně se pohybujících součástí, vysoká životnost, nízký součinitel tření a snadná montáž a výměna. K dynamickému těsnění se nejčastěji používá spárové těsnění nebo různé těsnící prvky jako manžety nebo kroužky. [2][3]

#### 5.1.1. Spárové těsnění

Spárové těsnění funguje na principu zmenšení průřezu spáry mezi součástmi, které se vzájemně pohybují. Jeho použití je technologicky náročné, jsou kladeny vysoké nároky na tolerance, hladkost povrchu a přesnost geometrických tvarů. Mezi přednosti tohoto těsnění patří konstrukční jednoduchost, vysoká životnost a spolehlivost. K nevýhodám spárového těsnění patří omezení v dosažení velikosti svodového odporu a náchylnost na nečistoty. Je používáno především pro vysoké rychlosti, pro kratší zdvihy a do tlaku 50 MPa. [1]

### 5.1.2. Pístní těsnění

V Česku i v zahraničí lze nalézt spoustu výrobců, kteří se vývojem a prodejem těsnících prvků zabývají. Firma Hennlich, která má sídlo v Česku, nabízí široký výběr těsnících kroužků a manžet. Na jejich stránkách a v katalogu lze najít informace a doporučení pro výběr správného těsnění a také schéma montáže těsnění. Na Obr. 5.1 je vidět zakótované schéma pro montáž manžety typu K 606 z katalogu Hennlich.



Obr. 5.1 - Schéma pro montáž K 606 [11]

( $\varnothing d_1$  – Průměr drážky,  $\varnothing D_1$  – Průměr válce, S – Šířka profilu, L1 – Délka drážky, F/2 – Šířka spáry, C – Délka zkosení, H – Délka manžety)

Manžeta K 606 (viz. Obr. 5.2) je vhodná pro střední tlaky do 400 barů. Manžety obecně zajišťují výbornou těsnost pro malé rychlosti zdvihu do  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Typ K 606 má zesílený adhezní břit, čímž je zaručeno dobré usazení v drážce. [11]



Obr. 5.2 - Hennlich Těsnění K 606 [11]



Pro velmi náročné podmínky a vysoké tlaky lze použít například těsnící kroužek K 730 (viz. Obr. 5.3). K 730 je dimenzované pro aplikace s rychlostí pohybu do  $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Při rychlosti do  $0,15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a pracovní teplotě v rozsahu  $-40 \text{ }^\circ\text{C}$  až  $110 \text{ }^\circ\text{C}$  je toto těsnění schopno těsnit až do tlaku 500 barů a při nižších stupních Celsia až do 700 barů. Kombinací tvaru a materiálu je těsnění K 730 necitlivé vůči nečistotám. [11]



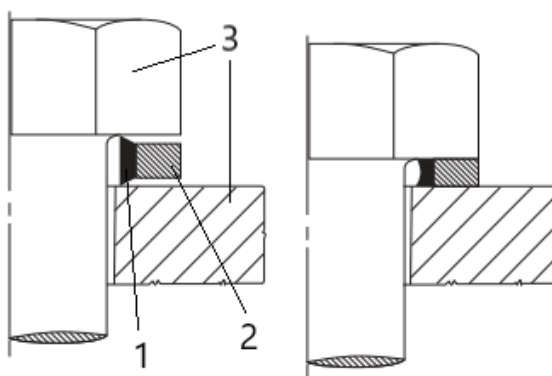
Obr. 5.3 - Henrich Těsnění K 730 [11]

## 5.2. Statická těsnění

Statická těsnění se používají k utěsnění ploch součástí, mezi kterými nedochází ke vzájemnému pohybu. Používají se například pro těsnění zátek a vík. Těsnícími prvky jsou nejčastěji kroužky různých tvarů.

### 5.2.1. Usit kroužky

Usit kroužky (viz. Obr. 5.4) se nejčastěji používají ke statickému utěsnění šroubení a přírubových spojů. Standardní provedení se skládá z vnějšího kovového kroužku se zavulkanizovaným pryžovým těsnícím břítem. Při utahování se těsnící břit opírá o protilehlé plochy a jeho deformováním jsou utěšňovány. Vnější kovový kroužek pak zabezpečuje dokonalý silový styk spojovaných součástí. [11]

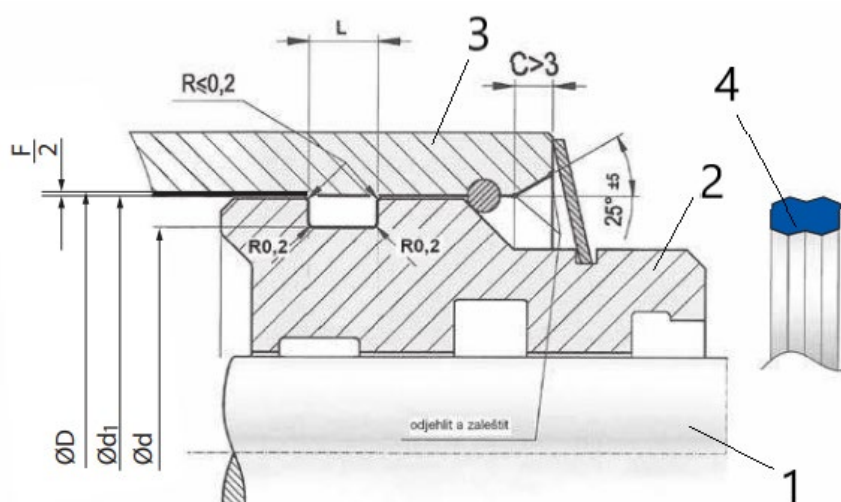


Obr. 5.4 - Usit kroužek s naznačením montáže [11]

(1 – Těsnící břit, 2 – Vnější kroužek, 3 – Spojované součásti)

### 5.2.2. Typ 255

Víka hydraulických válců musí být též dostatečně těsná po namontování, proto se na trhu objevuje řada těsnění vhodných pro tuto aplikaci. Příkladem je Typ 255 (viz. Obr. 5.5) od firmy Hennlich. Jedná se o těsnění do náročných pracovních podmínek, vhodné např. pro lisy, stavební stroje a důlní stroje. Díky použitému materiálu výborně nahrazuje O-kroužek s opěrným kroužkem a poskytuje výbornou odolnost proti extruzi. Symetrický profil, velké náběhové hrany a stabilní usazení v drážce umožňují snadnou instalaci. Oproti O-kroužku nehrozí u typu 255 překroučení v drážce během montáže. Dva břity u tohoto těsnění znamenají také větší těsnost než u obyčejného O-kroužku. [11]

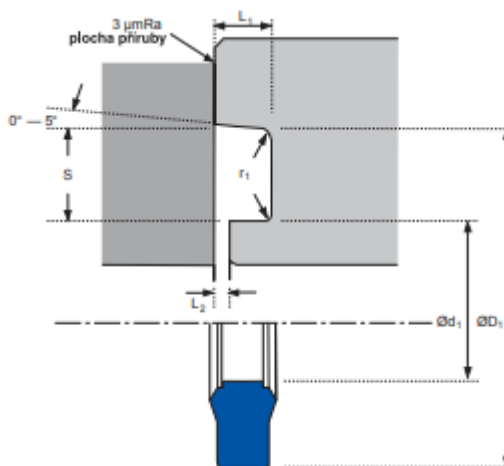


Obr. 5.5 - Schéma montáže Typu 255 [11]

(1 – Pistnice, 2 – Válec, 3 – Víko, 4 – Profil Typu 255), (F/2 – Velikost spáry, L – Délka drážky, C – Zkosení, Ød<sub>1</sub> – Průměr válce, Ød – Průměr drážky, ØD – Vnitřní průměr víka)

### 5.2.3. Typ 657

Firma Hennlich má dále ve svém sortimentu např. těsnění typu 657 (viz. Obr. 5.6), které je určeno pro statické utěsnění přírub dle normy SAE. Výhody oproti těsnění přírub pomocí O-kroužku spočívají zejména ve zvětšení kontaktní těsnicí plochy, odolnosti proti extruzi a výrazné omezení rizika vzniku netěsností. [11]



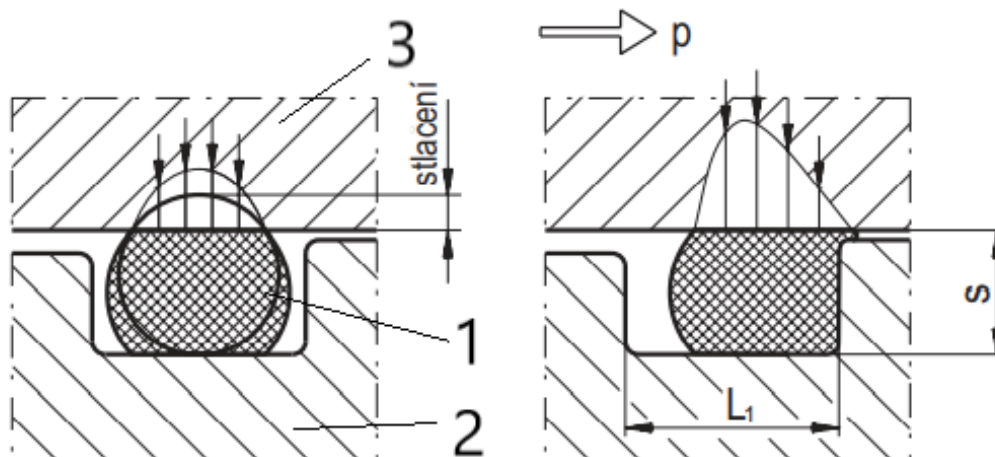
Obr. 5.6 - Schéma montáže Typu 657 [11]

(S – Délka drážky,  $L_1$  – Šířka drážky,  $L_2$  – Šířka spáry,  $\varnothing d_1$  – Vnitřní průměr těsnění,  $\varnothing D_1$  – Vnější průměr těsnění)

### 5.3. O-kroužek

O-kroužek je samostatnou skupinou v těsnění. Lze jej využít nejen pro těsnění nepohyblivých součástí, ale také pro těsnění vzájemně se pohybujících součástí. Těsnění pomocí O-kroužků je velmi ekonomické a jednoduché řešení a umožňuje nenáročnou konstrukci. Toto jsou výhody, které učinily z O-kroužků nejpoužívanější těsnění a pokrývají velmi široký rozsah různých aplikací. [3]

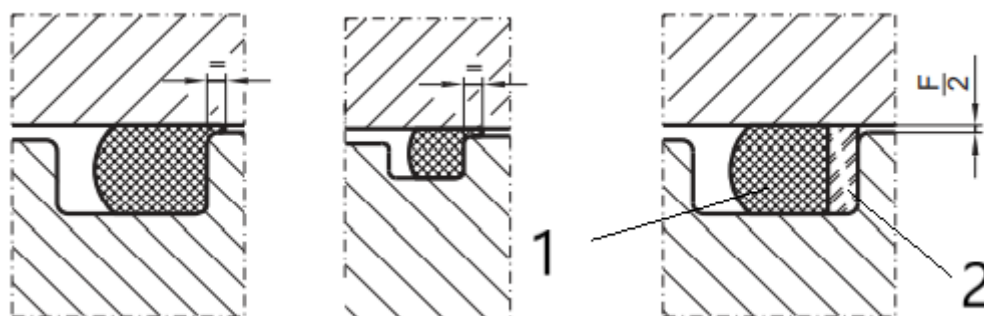
Těsnícího účinku se docílí deformací kruhového profilu O-kroužku. Velikost této deformace je určena hloubkou drážky „S“ vzhledem k použitému průřezu kroužku „ $d_s$ “. Přítlačné síly vyvolané touto deformací se načítají k silám tlakovým a jejich výslednice je celková těsnicí síla (viz. Obr. 5.7).



Obr. 5.7 - Schéma montáže O-kroužku [11]

 (1 – O-kroužek, 2 – Válec, 3 – Víko,  $L_1$  – Délka drážky,  $S$  – Hloubka drážky)

Při působení tlaku může být O-kroužek vtlačován do této spáry a tím může dojít k jeho zničení. Aby se tomuto jevu zabránilo, (často je nazýván jako extruze) měla by být spára co nejmenší. Nejlepším konstrukčním řešením je volba O-kroužku s opěrným kroužkem, který vymezení spáru na minimum.



Obr. 5.8 - Extruze O-kroužku a O-kroužek s opěrným kroužkem [11]

(1 – O-kroužek, 2 – Opěrný kroužek)

#### 5.4. Shrnutí těsnění

Vzhledem k pomalým rychlostem, kterou se bude píst pohybovat, je nejlepší volbou dynamického těsnění manžeta. Manžeta má při pomalých rychlostech velmi vysokou těsnost, kterou pomocí jiných těsnění nedosáhneme.

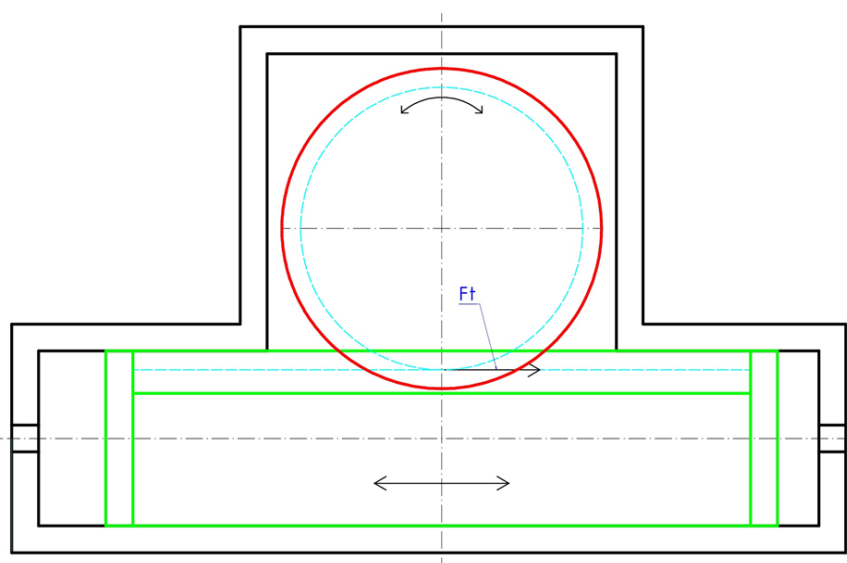
Co se týče statického těsnění, je vzhledem k jednoduchosti a ekonomičnosti nejvhodnější O-kroužek. O-kroužek se na trhu vyskytuje téměř ve všech rozměrech a není tedy problém utěsnit velké i malé průměry.

## 6 Výběr konstrukce kyvného hydromotoru

Z rešerše vyplynulo, že budu navrhovat vlastní kyvný hydromotor, protože na trhu není žádný takový hydromotor, který by vyhovoval požadavkům zadání. Navrhovat budu pístový kyvný hydromotor, jelikož se jeví jako nejvhodnější právě pro splnění technických parametrů. Při návrhu konstrukce kyvného hydromotoru musím nejdříve rozhodnout, jaké konstrukční řešení je pro zadání nejvhodnější. Nabízí se 2 různé varianty, a to kyvný hydromotor s jedním válcem nebo dvouválcový kyvný hydromotor. Rozhodujícím kritériem pro výběr konstrukčního řešení jsou zástavbové rozměry, které mohu předběžně odhadnout pomocí velikosti pastorku, průměru válce, a tloušťky stěn skříně.

### 6.1. Jednoválcový kyvný hydromotor

Jako prvním se budu zabývat ozubeným převodem pastorku s hřeben, který považuju za základní a nejdůležitější prvek. Tato dvojice je nesmírně důležitá pro zvolenou konstrukci kyvného hydromotoru, protože transformuje posuvný pohyb od válce na kyvný pohyb pastorku. Od velikosti pastorku se bude odvíjet velikost tečné síly (viz. Obr. 6.1), kterou musí na pastorek působit hřeben v hydraulickém válci, aby bylo dosaženo zadaného kroutícího momentu. Ze síly jsme pak schopni určit průměr válce, a tím stanovit přibližné zástavbové rozměry kyvného hydromotoru.



Obr. 6.1 - Schéma jednoválcového kyvného hydromotoru  
(Červená – Pastorek, Zelená – Píst s hřebenovou pístnicí, Černá – Skříň)

Konstrukce a návrh ozubeného soukolí je náročná problematika, kterou se zabývají specialisté v oboru. Já při návrhu ozubeného kola použiji výpočetní program Mitcalc, který mi návrh ozubeného soukolí částečně usnadní.

Nejprve se musím zamyslet jaký typ zubů bude pro tuto aplikaci nejvhodnější. Z rešerše vyplynulo že šikmé zuby nebudou pro tuto aplikaci vhodné, především kvůli přídavným axiálním silám. Tišší chod šikmých zubů není vyžadován, protože pracoviště kde se mechanismus nachází je velmi hlučné. Pro mnou navrhovaný hydromotor zvolím předběžně přímé zuby pastorku a hřebene. V případě problémů s bezpečností návrhu lze přímé zuby nahradit zuby šípovými.

Při navrhování ozubeného kola musím vycházet ze vstupních parametrů pro ozubené soukolí, jako jsou výkon, přenášený kroutící moment a otáčky. Kroutící moment i otáčky znám ze zadání. Z těchto hodnot jsem schopen pomocí vztahu (6.1) vypočítat výkon.

$$P = \frac{M_k}{9550} \cdot n \quad (6.1)$$

Kroutící moment  $M_k$  [N·m] pro návrh uvažuji  $M_k = 21\,000$  Nm, abych i přes uvažovanou celkovou účinnost hydromotoru 96% zaručil dosažení požadovaného kroutícího momentu. Otáčky  $n$  [ot·s<sup>-1</sup>] jsou ze zadání  $n = 3,75$  ot·s<sup>-1</sup> a výsledný výkon  $P$  [kW] je  $P = 8,25$  kW. Materiál pro pastorek a hřeben jsem zvolil cementační ocel ČSN 16 420 pro ozubená kola v kvalitě ME. Jedná se o materiál, který je používán pro ty nejvíce namáhaná ozubená kola. Podle volby materiálu se také odvíjí výsledné koeficienty bezpečnosti na ohyb a na dotyk, které jsou pro správný návrh ozubeného kola určujícími.

Pro určení počtu zubů a velikosti modulu budu vycházet ze schématu. S ohledem na splnění zástavbových rozměrů jsem určil pomocí schéma přibližnou velikost pastorku, a rozhodl se nepřekročit hlavový průměr pastorku  $d_{a-max} = 240$  mm. Na pastorek bude působit velká síla, aby bylo možné získat tak velký kroutící moment ze zadání, z tohoto důvodu musím zvolit velký modul zubu, aby vyšly koeficienty bezpečnosti. Zvolím co nejmenší počet zubů s ohledem na přípustné podřezání paty zubu, abych mohl zvolit co nejvyšší modul.

V odborné literatuře lze nalézt vztah (6.2) pro mezní počet zubů  $z_m$ , u kterého nedojde k podřezání paty zubu.

$$z_m = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (6.2)$$

Normální úhel profilu  $\alpha$  je normalizován pro  $\alpha = 20^\circ$ , ten z ekonomických a výrobních důvodů ponechám beze změny. Ze vztahu (6.2) zjistím, že mezní počet zubů pro normalizovaný úhel  $\alpha$  je  $z_m = 17$ . V praxi se ale připouští částečné podřezání paty zubu a pro přímé zuby se jako minimální počet zubů v praxi uvádí  $z_p = 14$ . Mitcalc dává doporučení v intervalu 15 až 30 zubů pro pastorek, pokud jsou obě kola tvrzená a je větší výkon. Držím se doporučení Mitcalcu, a volím počet zubů  $z = 15$ .

Modul jsem zvolil  $m = 14$  mm, abych se dostal co nejbližší  $d_{a-\max}$ , ale zároveň hodnotu nepřekročil.

Po zvolení těchto parametrů jsem schopen navrhnout geometrii pastorku, kromě šířky, kterou budu volit až v závislosti na průměru válce. Ze známých vztahů jsem vypočetl důležité průměry ozubení (viz. Obr. 6.2), roztečný průměr  $d$ :

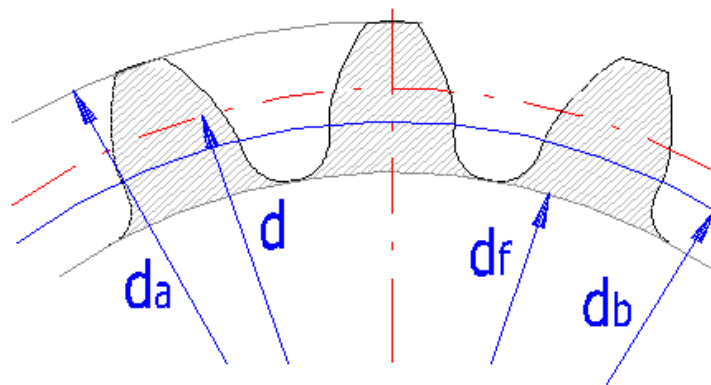
$$d = z \cdot m \quad (6.3)$$

hlavový průměr  $d_a$ :

$$d_a = z \cdot m + 2m \quad (6.4)$$

patní průměr  $d_f$ :

$$d_f = z \cdot m - 2.5m \quad (6.5)$$



Obr. 6.2 - Důležité průměry ozubení [13]

( $d$  – Roztečný průměr,  $d_a$  – Hlavový průměr,  $d_f$  – Patní průměr,  $d_b$  – Základní průměr)

kde  $z$  [-] je počet zubů a  $m$  [mm] modul zubu. V Tab. 6.1 jsou vidět výsledné průměry pastorku.

Tab. 6.1 - Důležité průměry pastorku jednoválcového kyvného hydromotoru

Parametr	Značení/jednotka	Hodnota
Roztečná kružnice	$d$ /mm	210
Hlavová kružnice	$d_a$ /mm	238
Patní kružnice	$d_f$ /mm	175

### 6.1.1. Návrh hydraulického válce a hřebene pro jednoválcový kyvný hydromotor

Průměr hydraulického válce závisí na tlaku z agregátu a na požadované síle působící na ozubený pastorek, aby byl vyvinut potřebný kroutící moment na výstupní hřídeli. K dispozici máme hydraulický agregát s pracovním tlakem 16 MPa. Potřebná síla je rovna tečné síle na pastorku a zjistím ji ze vztahu:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d} \cdot 1000 \quad (6.6)$$

kde  $F_t$  [N] je hledaná tečná síla,  $M_k$  [N·m] zadaný kroutící moment a  $d$  [mm] roztečná kružnice. Potřebná tečná síla vyjde po dosazení do rovnice  $F_t = 200\,000$  N

Ze známé síly, mohu spočítat potřebnou plochu pístu, na kterou bude působit tlak z agregátu. Budu vycházet ze známého vztahu mezi silou  $F$  [N] a tlakem  $p$  [MPa]:

$$\frac{F}{S} = p \quad (6.7)$$

poté si z plochy  $S$  [mm<sup>2</sup>] vyjádřím potřebný průměr válce  $d_v$  [mm] a dostanu vztah:

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} \quad (6.8)$$

Za sílu  $F$  dosadím vypočtenou tečnou sílu  $F_t = 200\,000$  N a za tlak dosadím pracovní tlak  $p = 16$  MPa. Výsledek  $d_v = 126,1$  mm jsem zaokrouhlil na  $d_{vs} = 130$  mm, aby bylo možné použít běžné rozměrové řady těsnění a vodících pásů. Na základě těchto rozměrů jsem navrhl šířku pastorku  $b = 130$  mm a šířku hřebene  $b_H = 125$  mm.



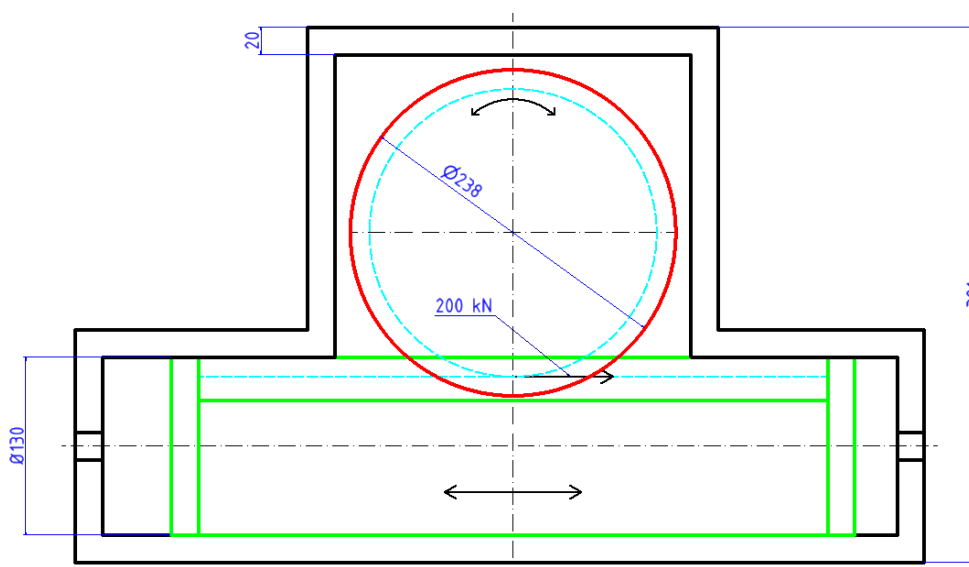
V této fázi návrhu jsem mnou zvolené a vypočtené parametry zadal do programu Mitalc, abych zkontroloval bezpečnost návrhu. Životnost soukolí jsem zvolil 10 000 h. Výsledné koeficienty bezpečnosti SH – bezpečnost v dotyku a SF – bezpečnost v ohybu se pohybovaly nad kritickými hodnotami, a proto jsem v návrhu mohl pokračovat (viz. Tab. 6.2)

Tab. 6.2 - Koeficienty bezpečnosti pro navrženou ozubenou dvojici jednoválcového kyvného hydromotoru

Parametr	Značení	Hodnota
Bezpečnost v dotyku	SH	2,59
Bezpečnost v ohybu	SF	1,50

### 6.1.2. Stanovení přibližných zástavbových rozměrů jednoválcového kyvného hydromotoru

Díky znalosti velikosti pastorku a průměru válce, jsem schopen určit přibližnou výšku hydromotoru. Výška bude v konstrukci hydromotoru s největší pravděpodobností nejsledovanějším rozměrem. Předběžně uvažuji o tloušťkách stěn skříně 20 mm a vůli mezi skříní a pastorkem 5 mm. Přibližná výška jednoválcového hydromotoru stanovená ze schématu je 391 mm (viz. Obr. 6.3).



Obr. 6.3 - Přibližné zástavbové rozměry jednoválcového hydromotoru  
(Červená – Pastorek, Zelená – Píst s hřebenovou pístnicí, Černá – Skříň)

Šířka hydromotoru bude záviset na volbě ložisek a uložení, které se sice bude lišit podle velikosti pastorku, ale nebude jinak zásadně ovlivněna tím, zda bude mít konstrukce jeden, nebo dva válce.

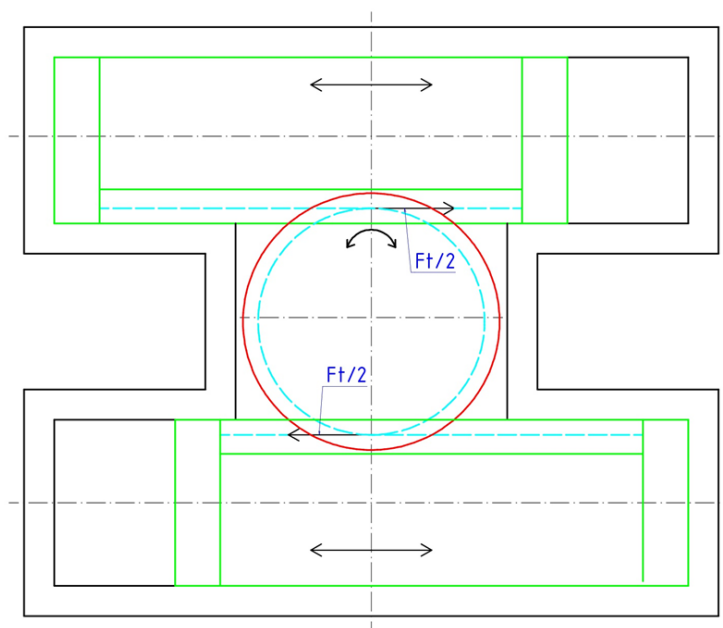
Délku hydromotoru jsem schopen přibližně určit z potřebného zdvihu pístu, abych dosáhl požadovaného rozsahu kyvu  $105^\circ$ . Jelikož by se jednalo o velmi hrubý odhad budu porovnání délky provádět pouze přes délku zdvihu. Zdvih  $L_z$  [mm] závisí na velikosti roztečné kružnice pastorku a určím ho dle elementárního vztahu z mechaniky, který upravím pro natočení pastorku na obě strany:

$$L_z = 2 \cdot r \cdot \varphi \quad (6.9)$$

kde  $\varphi = 1,833$  rad je úhel kyvu a  $r = 105$  mm je poloměr roztečné kružnice. Potřebný zdvih pro dosažení natočení výstupní hřídele o zadaný úhel je  $L_z = 384,7$  mm a zaokrouhlím ho na  $L_{zs} = 385$  mm.

## 6.2. Dvouválcový kyvný hydromotor

U návrhu dvouválcového kyvného hydromotoru postupuji stejně jak u jednoválcového kyvného hydromotoru, tedy od soukolí, ke stanovení silového působení a k následnému určení potřebného rozměru válců. Pro stanovení  $d_{a-max}$  pastorku dvouválcového hydromotoru vycházím opět ze schématu (viz. Obr. 6.4).



Obr. 6.4 - Schéma dvouválcového kyvného hydromotoru

(Červená – Pastorek, Zelená – Píst s hřebenovou pístnicí, Černá – Skříň)

Při návrhu ozubeného soukolí jsem se snažil dosáhnout takových hodnot koeficientů bezpečnosti na ohyb a na dotyk, které by byly srovnatelné s hodnotami u návrhu pro jednoválcový kyvný hydromotor a nepřesáhnout při tom hlavového průměru pastorku  $d_{a-max} = 180$  mm. Pastorek jsem navrhoval tak, že jsem nejprve, jako při návrhu pro jednoválcový hydromotor, zvolil počet zubů  $z = 15$ . Následně jsem zadával do programu Mitcalc různé moduly a dle výsledných rozměrů pastorku jsem dopočítával potřebnou sílu, která na pastorek musí působit, aby vznikl požadovaný kroutící moment. Jak vyplývá ze schématu na Obr. 6.4, potřebná tečná síla se rozdělí na polovinu do jednotlivých válců

Pomocí postupných iterací jsem se dopracoval k návrhu pastorku, který bude mít 15 zubů s modulem  $m = 10$  mm. Výsledné průměry pastorku pro dvouválcový hydromotor jsou vidět v Tab. 6.3.

Tab. 6.3 - Důležité průměry pastorku dvouválcového kyvného hydromotoru

Parametr	Značení/jednotka	Hodnota
Roztečná kružnice	$d/mm$	150
Hlavová kružnice	$d_a/mm$	170
Patní kružnice	$d_f/mm$	125

### 6.2.1. Návrh hydraulického válce a hřebene pro dvouválcový kyvný hydromotor

Postup je analogický návrhu pro jednoválcový kyvný hydromotor, s rozdílem rozložení silového působení.

Z rovnice 6.6 jsem určil potřebnou sílu na pastorek, rozdělil ji napůl a z rovnice 6.8. stanovil potřebný průměr obou válců  $d_v = 105,6$  mm, který jsem po zaokrouhlení na běžnou rozměrovou řadu navrhnul na průměr  $d_{vs} = 110$  mm. Na základě těchto rozměrů jsem navrhl šířku pastorku  $b = 110$  mm a šířku hřebene  $b_H = 105$  mm. Sílu a mnou navrženou šířku jsem zadal do programu Mitcalc a porovnal výsledné bezpečnostní koeficienty s výsledky z návrhu jednoválcového hydromotoru. Z Tab. 6.4 lze vidět, že se od sebe koeficienty SH obou návrhů příliš neliší, kdežto u koeficientu SF je rozdíl větší. Navýšení by bylo možné dosáhnout navýšením modulu nebo počtem zubů. V obou

případech by ale došlo k překročení hlavového průměru  $d_{a-max} = 180$  mm. Výsledná bezpečnost návrhu je i tak dostačující, a proto mohu oba koncepční návrhy porovnávat.

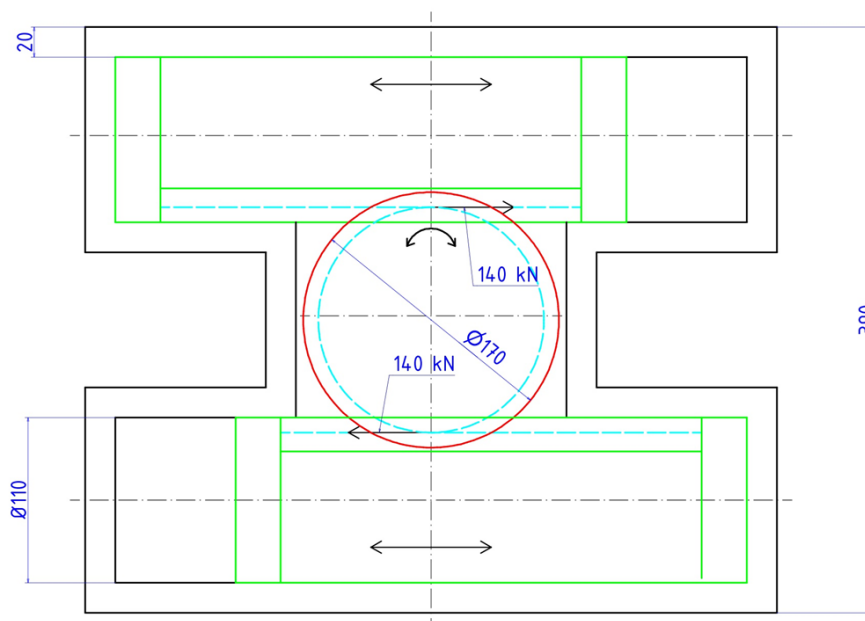
Tab. 6.4 - Porovnání koeficientů bezpečnosti jednotlivých konstrukcí

Konstrukce	Parametr	Hodnota
Jednoválcový kyvný hydromotor	SH	1,50
Dvouválcový kyvný hydromotor	SF	2,11
Dvouválcový kyvný hydromotor	SH	1,39
Dvouválcový kyvný hydromotor	SF	1,86

### 6.2.2. Stanovení přibližných zástavbových rozměrů dvouválcového kyvného hydromotoru

Z koncepčního návrhu jednotlivých součástí mohu stanovit přibližné zástavbové rozměry konstrukce dvouválcového kyvného hydromotoru. Pro stanovení výšky uvažuji tloušťku stěn 20 mm, stejně jako pro návrh jednoválcového hydromotoru. Přibližná výška schématického návrhu je 390 mm (viz. Obr. 6.5).

Šířka bude opět záviset především na volbě uložení pastorku a jak bylo řečeno výše, nebude rozhodujícím kritériem pro výběr konstrukčního řešení.



Obr. 6.5 - Přibližné zástavbové rozměry dvouválcového hydromotoru  
(Červená – Pastorek, Zelená – Píst s hřebenovou pístnicí, Černá – Skříň)

Délku budu porovnávat na základě potřebného zdvihu pístu k dosažení natočení výstupní hřídele o  $105^\circ$  z rovnice 6.9, který pro tento návrh vychází  $L_z = 275$  mm.

### 6.3. Porovnání a určení konstrukčního řešení kyvného hydromotoru

Konstrukční řešení budu porovnávat podle přibližných zástavbových rozměrů a z hlediska výhod a nevýhod jednotlivých konstrukcí. Budu zohledňovat ekonomickou a technologickou stránku konstrukce a také specifické vlastnosti pro tuto konkrétní aplikaci.

Z hlediska zástavbových rozměrů budu porovnávat výšku stanovenou ze schémat a potřebný zdvih jednotlivých konstrukčních řešení. Z Tab. 6.5 je vidět, že výška obou návrhů je skoro stejná, ale významnější rozdíl je mezi konstrukcemi v potřebné délce zdvihu. Dvouválcový hydromotor má potřebný zdvih o 110 mm kratší, než je délka zdvihu u jednoválcového hydromotoru.

Tab. 6.5 - Porovnání vybraných zástavbových rozměrů jednotlivých konstrukcí

Konstrukce	Parametr/jednotka	Hodnota
Jednoválcový kyvný hydromotor	Výška/mm	391
	Zdvih/mm	385
Dvouválcový kyvný hydromotor	Výška/mm	390
	Zdvih/mm	275

Výhodou dvouválcového kyvného hydromotoru je, že má příznivější rozložení sil na pastorek, jelikož se síla potřebná pro vznik požadovaného kroučícího momentu teoreticky rozdělí symetricky napůl. Nevýhodou dvouválcového hydromotoru je ovšem náročnější technologie oproti hydromotoru s jedním válcem a s tím související ekonomická stránka. Pro dvouválcový hydromotor bude zapotřebí honovat 2 válce, u nichž je zapotřebí s pístem dodržet přísné tolerance, 2 ozubené hřebeny a celá konstrukce bude komplikovanější než u jednoválcového hydromotoru. Dále se u dvouválcového hydromotoru musí vyřešit synchronizace obou hřebenů a rovnoměrnost rozdělení tlaku, aby nedocházelo k nerovnoměrnému zatížení pastorku.

V úvahu musím též vzít ostatní požadavky pro tuto konkrétní aplikaci. Válcové polotovary o vysoké teplotě, které budou uchycené mezi posuvné válce na hlavním

mechanismu, se mohou skříně hydromotoru dotýkat a tím ji částečně obrušovat. Problémem bude také přenášené teplo, které by v případě dvouválcového hydromotoru šlo přímo do válce. V případě jednoválcového hydromotoru by se tyčové polotovary dotýkaly horní části skříně, kde je uložen pastorek a oproti válci by neměl být velký problém nainstalovat na vršek skříně otěruvzdorný plech, který by zároveň zamezil přímému prostupu tepla do hydromotoru.

Z výše uvedených důvodů, jako jsou jednodušší konstrukce, nižší cena a výhody pro konkrétní aplikaci, jsem se rozhodl pro návrh konstrukce jednoválcového kyvného hydromotoru.

## 7 Návrh konstrukce kyvného hydromotoru

Návrh konstrukce jsem rozdělil do pěti samostatných konstrukčních uzlů, které na sebe vzájemně navazovaly. Jako první jsem navrhl finální geometrii ozubeného soukolí. Dalším konstrukčním uzlem, kterým jsem se zabýval, bylo uložení pastorku ve skříni. Následně jsem navrhl uložení pístu a jeho těsnění a vedení. Samostatně jsem řešil způsob mazání hydromotoru a odměřování zdvihu. Posledním uzlem bylo ustavení hydromotoru na přesuvný mechanismus.

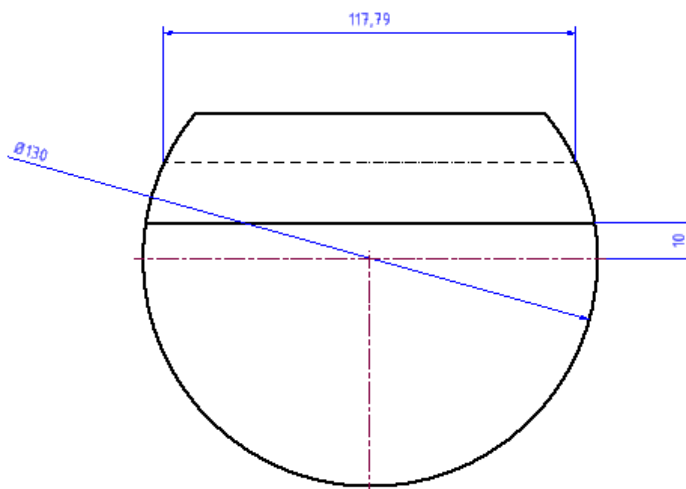
### 7.1. Návrh ozubeného soukolí

Návrh ozubeného soukolí byl již částečně vyřešen v kapitole 6.1, kdy jsem na základě velikosti pastorku a průměru válce určoval předběžné zástavbové rozměry. Materiál pro pastorek i hřeben ponechám cementační ocel ČSN 16 420, kvůli již výše uvedeným důvodům. Finální geometrie pastorku je v Tab. 7.1.

Tab. 7.1 - Parametry navrženého pastorku

Parametr	Značení/jednotka	Hodnota
Modul	m/mm	14
Počet zubů	z	15
Úhel profilu	$\alpha/^\circ$	20
Roztečná kružnice	d/mm	210
Hlavová kružnice	$d_a$ /mm	238
Patní kružnice	$d_f$ /mm	175
Základní kružnice	$d_b$ /mm	197,34
Šířka kola	b/mm	130

Je nutné vyřešit podobu zubu hřebene, který bude vyroben na pístnici a bude mít kruhový průřez. Z předchozích výpočtů znám potřebný průměr pístu  $d_v = 130$  mm a jelikož bude píst s pístnicí a hřebenem vyroben z jednoho kusu, může být maximální šířka paty zubu 130 mm. Pata zubu v ose pístnice není žádoucí, protože by vznikly velké vruby a z toho důvodu jsem se rozhodl posunout patu zubu o 10 mm nad osu.



Obr. 7.1 - Řez hřebenovou pístnicí v zubové mezeře

Na Obr. 7.1 je vidět, že šířka zubu na rozteči zubu hřebene je přibližně 118 mm. Tuto hodnotu zadám do programu MITCALC a zkontroluji koeficienty bezpečnosti (viz. Tab. 7.2).

Tab. 7.2 - Výsledné koeficienty bezpečnosti

Koeficienty bezpečnosti	Hodnota
SH	1,46
SF	2,03

Koeficienty bezpečnosti se pohybují nad kritickými hodnotami, a proto lze o návrhu říci, že je vyhovující. S ohledem na potřebný zdvih je zapotřebí, aby měl hřeben 11 zubů. Výsledné parametry ozubeného soukolí jsou vidět v Tab. 7.3.



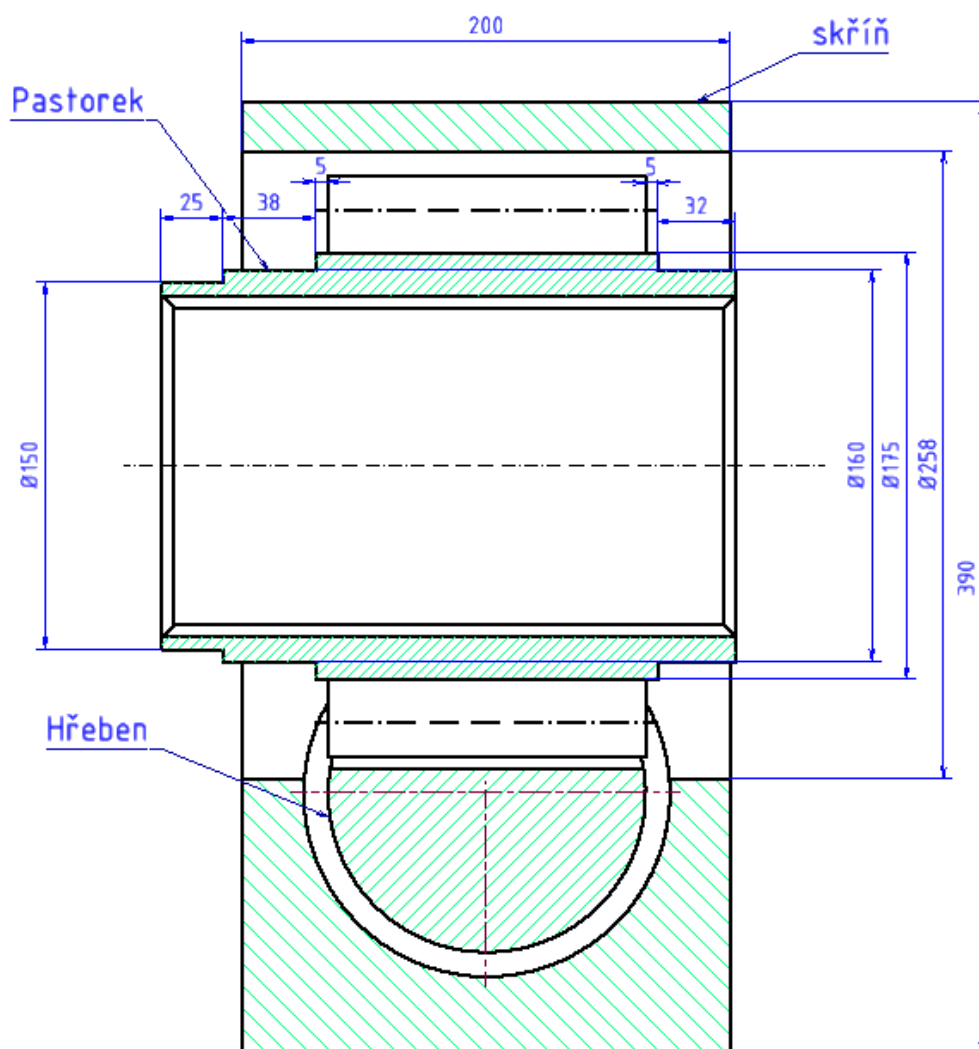
Tab. 7.3 - Parametry konečného návrhu ozubeného soukolí

Součást	Parametr	Značení/jednotka	Hodnota
Společné	Osová vzdálenost (výrobní)	$av'$ /mm	105
	Osová vzdálenost (pracovní)	$aw'$ /mm	106,55
	Úhel profilu	$\alpha/^\circ$	20
	Modul	m/mm	14
	Výška hlavy zubu	$ha$ /mm	14
	Výška paty zubu	$hf$ /mm	17,5
	Pastorek	Hlavová kružnice	$d_a$ /mm
Počet zubů		$z$	15
Roztečná kružnice		$d$ /mm	210
Hlavová kružnice		$d_a$ /mm	238
Patní kružnice		$d_f$ /mm	175
Základní kružnice		$d_b$ /mm	197,34
Šířka kola		$b_1$ /mm	130
Hřeben	Modul	m/mm	14
	Počet zubů	$z$	11
	Úhel profilu	$\alpha/^\circ$	20
	Délka hřebene	$L$ /mm	482
	Šířka hřebene	$b_2$ /mm	118

Ze známé geometrie pastorku a hřebene mohou navrhnout jejich uložení ve skříní hydromotoru. Nejprve se budu zabývat uložáním pastorku ve skříní.

## 7.2. Návrh uložení pastorku ve skříni

Skříň jsem předběžně navrhl jako hranolový polotovaru o rozměrech 300x390x200. Do polotovaru byla vyfrézována díra o průměru 258 mm tak, aby vůle mezi hlavovou kružnicí pastorku a skříni byla 10 mm a tloušťka stěny byla nejméně 20 mm. Kvůli uložení ložisek a hřídelového těsnění jsem zvolil vyrobit pastorek z jednoho polotovaru s hřídelí, aby bylo možné jednotlivé prvky uložit na osazení. Délky a průměry jednotlivých osazení byly navrženy tak, aby na ně bylo možné uložit běžná ložiska a těsnění (viz. Obr. 7.2). Pastorek bude přenášet kroutící moment pomocí vnitřního evolventního drážkování na čep vedoucí do mechanismu. Čep je již vyrobený, proto drážkování navrhovat nebudu a pouze ho schématicky znázorním.



Obr. 7.2 - řez pastorku ve skříni s okótovanými osazeními na pastorku

### 7.2.1. Volba a výpočet ložisek

Pro přenos sil od ozubení do skříně budou použita valivá ložiska. Velký kroutící moment znamená velké silové působení od ozubené dvojice. Tečnou sílu  $F_t$  známe z předchozích výpočtů. Radiální sílu od ozubení stanovíme pomocí vztahu

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \quad (7.1)$$

Kde  $F_r$  [N] je radiální síla a  $\alpha$  [°] je normální úhel. Normální sílu  $F_n$  stanovím ze vztahu

$$F_n = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} \quad (7.2)$$

Tab. 7.4 - Silové působení na ozubeném soukolí

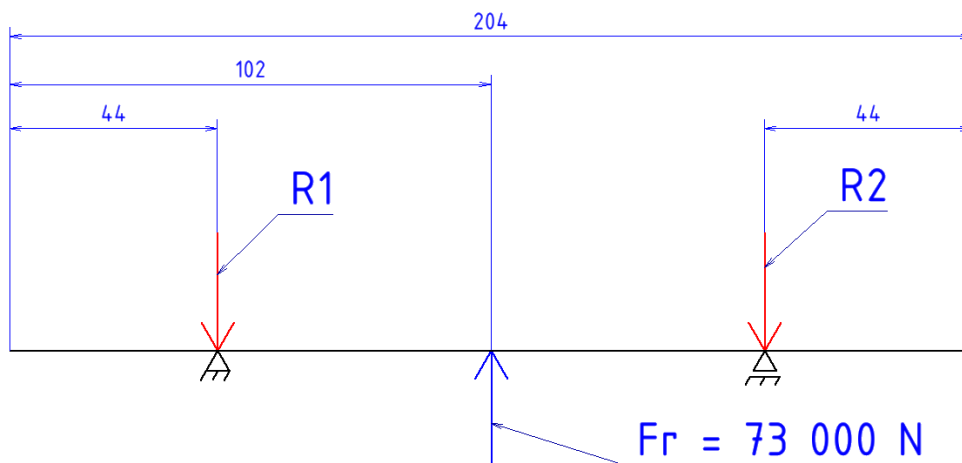
Parametr	Značení/jednotka	Hodnota
Kroutící moment	Mk/kNm	21
Tečná síla	Ft/kN	200
Radiální síla	Fr/kN	72,9
Normální síla	Fn/kN	212,8

V Tab. 7.4 je vidět výsledné silové působení od ozubené dvojice. Z hodnot je patrné, že bude zapotřebí vybrat ložiska s vysokou únosností. Jako nejvhodnější se jeví ložiska kuželíková, což vyplynulo i z rešerše, protože mají ze všech valivých ložisek nejvyšší únosnost. Ložiska budu vybírat od renomovaného výrobce SKF. V katalogu výrobce jsem vybral ložisko T4DB 160, které má nejmenší nároky na zástavbové rozměry s dobrou únosností. Uložení ložisek zvolím do „X“, protože vnitřní kroužek lze opřít přímo o osazení pastorku a vnější kroužek axiálně zajistit o víko nebo kroužek (viz. Obr. 4.5). V případě do „O“, by musela být namontována KM matice nebo jiný prvek, o který by bylo možné vnitřní kroužek zajistit a musela by být použita distanční trubka nebo osazení na skříně pro zajištění vnějšího kroužku (viz. Obr. 4.4)

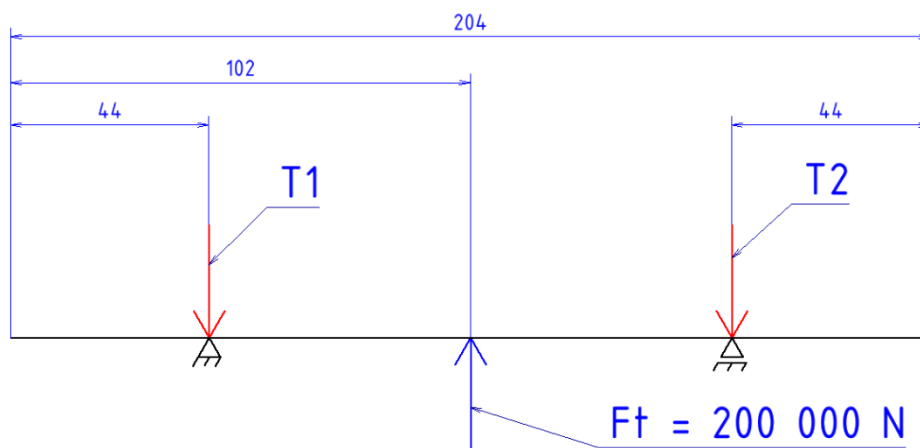
Vnější kroužek vložím po celém jeho obvodu do víka skříně a axiálně ho zajistím pomocí distančního kroužku, kterým zajistím při montáži předpětí ložisek. Průměr osazení hřídele na patní průměr pastorku je pro zvolená ložiska dle katalogu SKF vyhovující. Vnitřní průměr distančního kroužku volím tak, aby vyhovoval předepsaným

hodnotám v katalogu SKF. Tolerance průměrů a drsnosti povrchu byly též zvoleny podle katalogu SKF.

Vybraná ložiska musí být zkontrolována na únosnost a dostatečnou životnost. Pro výpočet reakcí v ložiscích jsem sestavil výpočtový model v radiální rovině a druhý výpočtový model v tečné rovině (viz. Obr. 7.4 a Obr. 7.3).



Obr. 7.3 - Reakce v ložiscích v radiální rovině ozubení



Obr. 7.4 - Reakce v ložiscích v tečné rovině ozubení

Z rovnic rovnováhy jsem stanovil reakce na jedno ložisko v radiální rovině a analogicky také v rovině tečné.

$$y: F_r = R_1 + R_2 \quad (7.3)$$

$$M_{R1}: F_r \cdot 58 = R_2 \cdot 116 \quad (7.4)$$

$$y: F_t = T_1 + T_2 \quad (7.5)$$

$$M_{T1}: F_t \cdot 58 = T_2 \cdot 116 \quad (7.6)$$

Z výpočtu vyplývá, že  $R_1 = R_2 = 36\,500\text{ N}$  a  $T_1 = T_2 = 100\,000\text{ N}$ . Není zapotřebí držet se dále dolních indexů a pro výpočet síly působící na jedno ložisko použijí vztah.

$$F_{RC} = \sqrt{R^2 \cdot T^2} \quad (7.7)$$

Celková radiální síla na jedno ložisko  $F_{RC} = 106\,450\text{ N}$ . Kuželíková ložiska při radiálním zatížení vyvolávají z důvodu tvaru valivých těles vnitřní axiální sílu. Postup pro stanovení vnitřní axiální síly ložiska je v katalogu SKF. Po vybrání případu, který odpovídá mé konstrukci jsem vnitřní axiální sílu ložiska stanovil ze vztahu

$$F_A = \frac{0,5 \cdot F_{RC}}{Y} \quad (7.8)$$

kde  $F_A$  [N] je hledaná vnitřní axiální síla ložiska a  $Y$  [-] je výpočtový součinitel ložiska. Vybrané ložisko má součinitel  $Y = 1,25$  a vnitřní axiální síla ložiska je  $F_A = 42\,580\text{ N}$ .

Pro stanovení životnosti ložiska je zapotřebí znát ekvivalentní dynamické zatížení. To se určuje pomocí výpočtového součinitele „e“, které se nachází v tabulkové části ložiska. Mohou nastat dva stavy, podle kterých se určuje ekvivalentní dynamické (viz. Rov. 7.1 a Rov. 7.2)

$$\frac{F_A}{F_{RC}} \leq e \rightarrow P_L = F_{RC} \quad (7.9)$$

$$\frac{F_A}{F_{RC}} > e \rightarrow P_L = 0,4 \cdot F_{RC} + Y \cdot F_A \quad (7.10)$$

kde  $P_L$  [N] je ekvivalentní dynamické zatížení. Výpočtový součinitel je pro vybrané ložisko  $e = 0,48$  a poměr sil  $\frac{F_A}{F_{RC}} = 0,4$ . Nastal tedy případ popsany v Rov. 7.9 a ekvivalentní zatížení je  $P = F_{RC} = 106\,450\text{ N}$ .

Životnost ložisek na hodiny určím ze vztahu

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_L}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (7.11)$$

kde  $C$  [kN] je dynamická únosnost ložiska,  $n$  [ot·s<sup>-1</sup>] jsou otáčky ložiska a  $L_{10h}$  [h] je životnost ložiska. Vybrané ložisko má dynamickou únosnost  $C = 257\text{ kN}$  a pro otáčky  $n = 3,75\text{ ot·s}^{-1}$  vychází životnost  $L_{10h} = 83\,902\text{ h}$ . Životnost ložisek jsem zkontroloval i pomocí programu Mitcalc, kde jsou uvažovány přídatné síly od poháněného stroje a od

nepřesností výroby ozubených kol. Součinitel přídatných sil od poháněného stroje jsem uvažoval  $f_d = 1,3$  a součinitel od nepřesností výroby ozubených kol jsem uvažoval  $f_k = 1,07$ . Těmito součiniteli se výsledná životnost ložisek snížila na  $L_{10h} = 27\,927$  h. Životnost ložisek je i přes uvažování přídatných sil pro tento návrh dostačující.

### 7.2.2. Těsnění hřídele a vík

Pro utěsnění vnitřku skříně od nečistot z okolí bude použit hřídelový těsnicí kroužek ČSN 02 9401 – 150x180x15, který se běžně nazývá gufero. Gufero bude vloženo do vybrání víka ze strany čepu. Olej, kterým bude mazáno ozubené soukolí, bude těsněn pomocí O-kroužku v drážce víka. Výrobce těsnění Hennlich udává ve svém katalogu doporučenou tloušťku kroužku „ $d_s$ “ podle těsněného průměru. Pro průměr 258 mm jsem vybral z katalogu O-kroužek 258x7. Zástavbové rozměry drážky byly zvoleny podle údajů udávaných výrobcem. Hrany skříně i víka jsou sraženy podle katalogu, aby nedošlo při montáži k poškození O-kroužku.

### 7.2.3. Konstrukční řešení uložení pastorku ve skříní

Víka, kterými zajistím axiální polohu prvků ve skříní, budou ke skříní smontována pomocí 6 vysokopevnostních šroubů. Sílu na jeden šroub stanovím ze vztahu

$$F_s = \frac{F_A}{n_s} \quad (7.12)$$

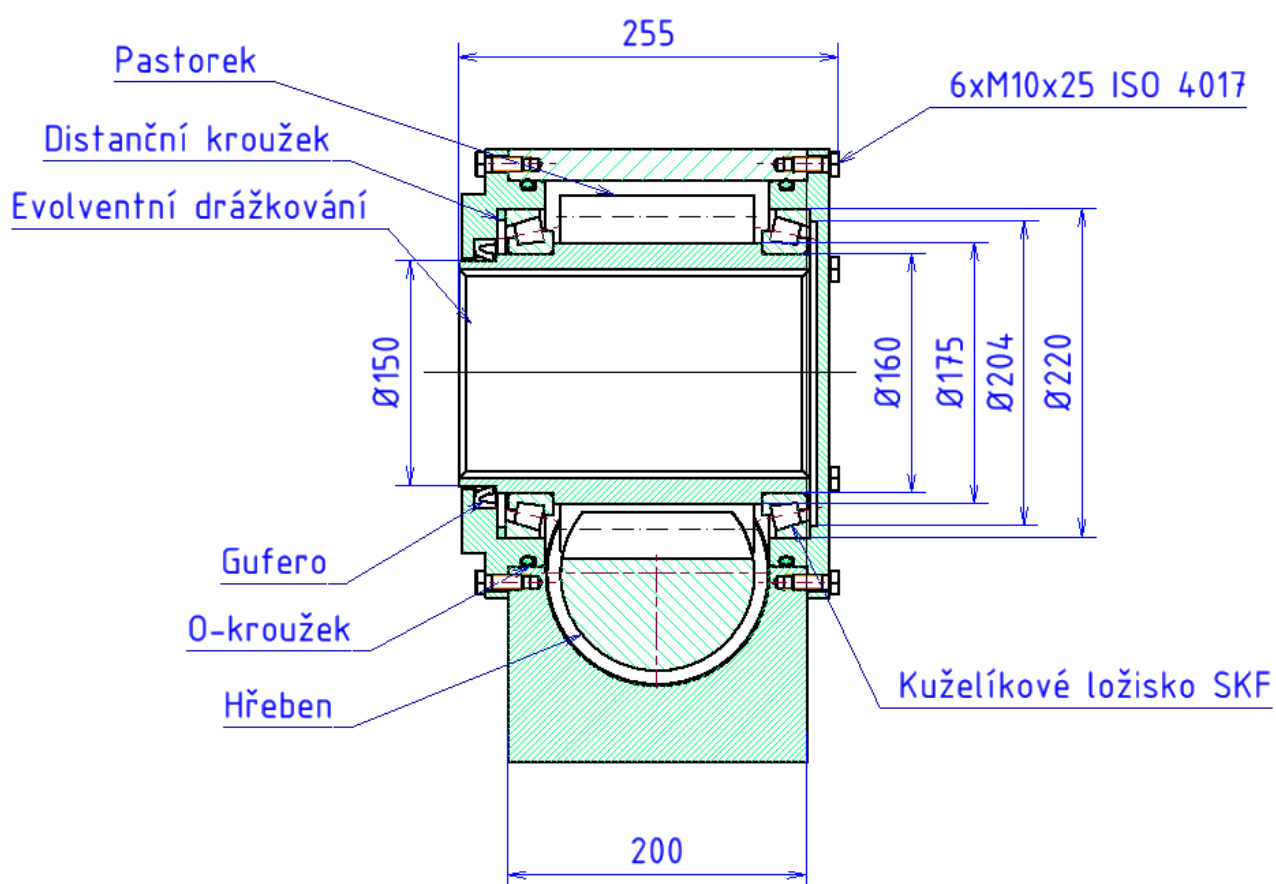
kde  $F_s$  [N] je síla na jeden šroub,  $F$  [N] je axiální síla od ložisek a  $n_s$  [-] je počet šroubů. Pro  $F_A = 42\,580$  N a počet šroubů  $n_s = 6$  činí síla na jeden šroub  $F_s = 7\,096,6$  N. Následně podle vztahu

$$d'_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot \sigma_D}} \quad (7.13)$$

kde  $d'_3$  [mm] je potřebný malý průměr závitu a  $\sigma_D$  [MPa] je dovolené napětí šroubu, stanovím průměr šroubu. Ze strojnických tabulek odhadnu dovolené napětí šroubu. Pro míjivý tah je horní hranice běžné konstrukční oceli 11 700  $\sigma_D = 200$  MPa. Jelikož jsou vysokopevnostní šrouby vyrobeny z legované oceli, mohu odhadnout, že dovolené napětí bude vyšší, než u oceli 11 700. Přesto budu pro výpočet průměru šroubu uvažovat dovolené napětí  $\sigma_D = 200$  MPa, abych byl na straně bezpečnosti návrhu. Vypočtený

průměr  $d_3 = 6,72$  mm odpovídá z doporučené řady šroubu M10x1,5. Pevnostní třídu šroubů volím 12.9, abych zaručil ještě vyšší bezpečnost návrhu.

Na Obr. 7.5 je vidět konečná podoba uložení pastorku, důležité je, že toto konstrukční řešení splňuje požadovaný max. zástavbový rozměr na šířku 255 mm. Výšku v této fázi návrhu nelze definitivně zkontrolovat, protože v následujících kapitolách dojde k úpravám skříně. Úpravy se ovšem nebudou týkat uložení pastorku, a proto mohou tento uzel návrhu považovat za vyřešený.



Obr. 7.5 - Konstrukční řešení uložení pastorku ve skříně

### 7.3. Návrh uložení pístu ve válci

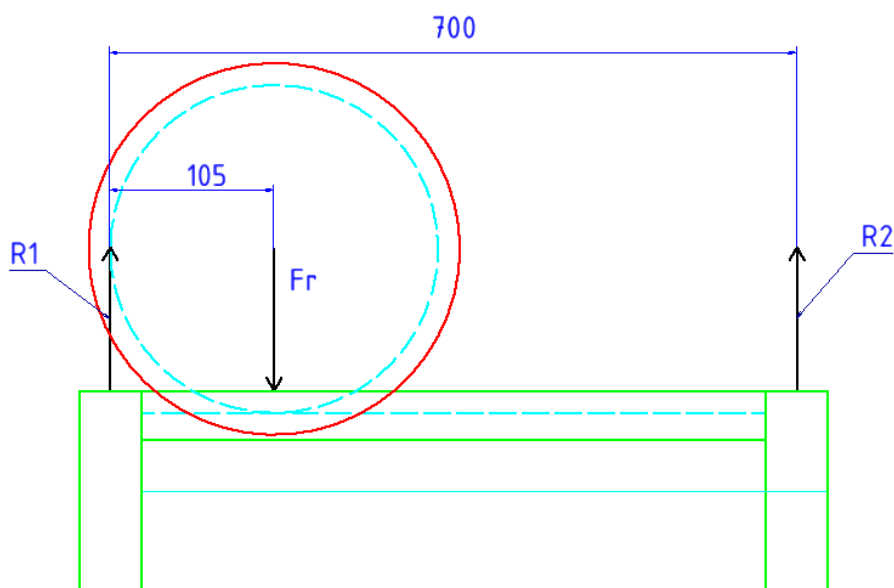
V předešlých kapitolách bylo stanoveno, že píst bude součástí ozubeného hřebene. Vypočtený průměr pístu pro vyvolání potřebné síly k dosažení kroutícího momentu 21 kNm je 130 mm. Do skříně byla vyfrézována průchozí díra o průměru, který bude záležet na konstrukčním řešení válce.

### 7.3.1. Těsnění a vedení pístu

Píst musí být dostatečně široký, aby na něj bylo možné namontovat potřebnou délku vodících pásků a těsnění. Délka vodícího pásku se vypočte ze vztahu

$$L_p = \frac{2 \cdot F_r}{p_d \cdot \pi \cdot d_p} \quad (7.14)$$

kde  $p_d$  [MPa] je dovolený měrný tlak, který je stanoven výrobcem,  $F_r$  [N] je radiální síla od ozubení působící na pásek,  $d_p$  [mm] je průměr pásku a  $L_p$  [mm] je hledaná délka pásku. Síla na vodící pásek byla vypočtena z rovnic rovnováhy hřebene a pastorku. Pro výpočet reakcí jsem předběžně navrhl délku hřebene s písty 700 mm. Největší tlak na pásek bude v momentu, kdy bude pásek nejbližší ose pastorku, proto bude reakce počítána na poloměr roztečné kružnice pastorku, abych byl při návrhu na straně bezpečnosti (viz. Obr. 7.6).



Obr. 7.6 - Výpočet reakcí pro návrh vodících pásků pístu  
(Červená – Pastorek, Zelená – Píst s hřebenovou pístnicí)

Z rovnic rovnováhy

$$y: F_r = R_1 + R_2 \quad (7.15)$$

$$M_{R_1}: F_r \cdot 105 = R_2 \cdot 700 \quad (7.16)$$

jsem stanovil  $R_1 = 62\,050$  N, která odpovídá největší síle, která bude na pásek působit. Vodící pásek jsem vybral z katalogu firmy Hennlich, která pro průměr pístu 130 mm nabízí vodící pásek s označením F506. Výrobce uvádí dovolený měrný tlak pásku  $p_d = 58$  MPa. Po dosazení do Rov. 7.14 vyšla návrhová délka vodícího pásku



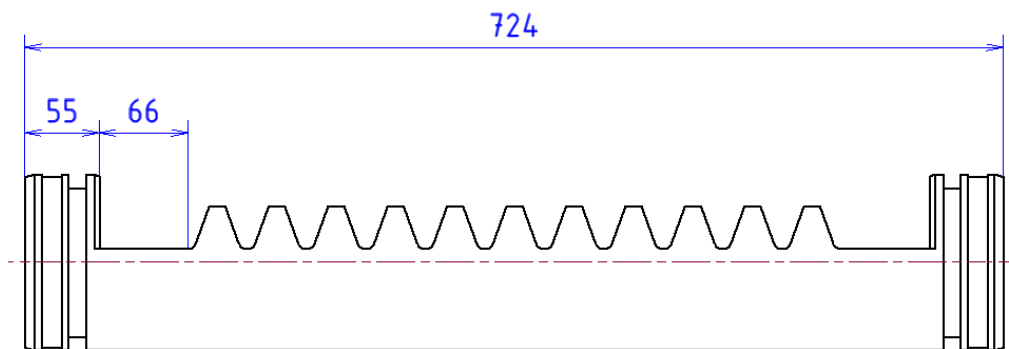
$L_p = 5,24$  mm. Vodící pásek bude pracovat v náročných podmínkách, nebude zatěžován rovnoměrně a s ohledem na životnost jsem pro vedení pístu vybral pásy F506 s délkou  $L_p = 15$  mm a šířkou  $H = 2$  mm. Drsnosti ploch drážky a tolerance rozměrů drážky byly navrženy podle katalogu výrobce.

K utěsnění pístu jsem se rozhodl použít manžetu, protože má lepší těsnící vlastnosti, než mají jiná těsnění jako např. K 730 (viz. Obr. 5.3). Vybral jsem manžetu KNA28 od výrobce Dichtomatik (viz. Obr. 7.7). Délka drážky, drsnost kontaktních ploch a tolerance vnitřního průměru drážky byly navrženy podle katalogu výrobce.



Obr. 7.7 - Manžeta KNA28

Ze znalosti zástavbových rozměrů pro vedení a těsnění jsem navrhl délku pístu a jeho odsazení od ozubeného hřebene tak, aby píst v krajní poloze neinterferoval s pastorkem a zároveň zůstal celou svou plochou ve válci. Následně jsem byl schopen stanovit celkovou délku ozubeného hřebene s písty (viz. Obr. 7.8).

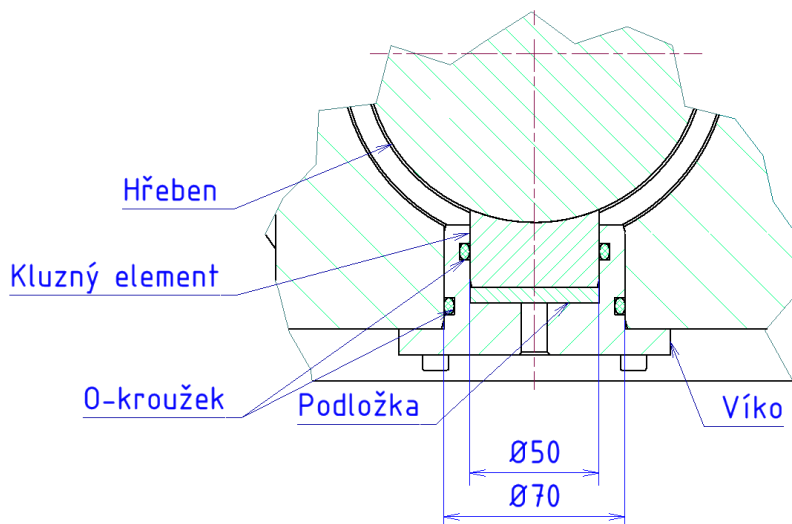


Obr. 7.8 - Rozměry ozubeného hřebene s písty

Aby nedocházelo k velkému průhybu hřebene v prostoru skříně, bude hřeben podepřen kluzným elementem z bronzu. Bronzový element je zapotřebí navrhnout tak, aby odolal otláčení od hřebene. Tlak na bronzový element stanovím z rovnice

$$p = \frac{F_r}{S_b} \leq p_d \quad (7.17)$$

kde  $F_r$  [N], je radiální síla od ozubení,  $S_b$  [mm<sup>2</sup>] je kontaktní plocha bronzového elementu a hřebene,  $p$  [MPa] je hledaný tlak a  $p_d$  [MPa] je dovolený tlak materiálu. Kruhový průřez bronzového elementu má průměr  $d_b = 50$  mm a je ofrézován tak, aby do něj byl hřeben uložen co největší plochou. Kluzný element se bude postupně obroušovat, proto je pod ním umístěna vyměnitelná podložka, kterou se bude obroušení kompenzovat. Podložka s elementem jsou umístěny ve víku, které je přišroubováno 6 šrouby ISO 4762 M6 třídy 8.8 ke spodku skříně. Ve víku je díra, která slouží k odměření vůle mezi kluzným elementem a hřebenem. Vůle by měla být přibližně 0,1 mm, aby nedocházelo k okamžitému a nadměrnému obroušování elementu při uvedení hydromotoru do chodu. Víko je utěsněno dvěma O-kroužky, jedním na vnějším průměru a jedním na vnitřním průměru. Detail zajištění kluzného elementu je vidět na Obr. 7.9.



Obr. 7.9 - Detail konstrukčního zajištění kluzného elementu

Kontaktní plochu hřebene a elementu jsem určil pomocí Autodesk Inventor Professional 2020 na  $S_b = 2002$  mm<sup>2</sup>. Po dosazení plochy a radiální síly od ozubení do Rov. 7.17 vyšel tlak na element  $p = 36,4$  MPa. V literatuře je uváděn dovolený tlak pro kontakt legované oceli a běžného cínového bronzu  $p_d = 15$  MPa. Z toho důvodu jsem se rozhodl použít hliníkový bronz Cu Al10 Fe4 Ni4, který je oproti běžnému cínovému bronzu tvrdší a pevnější. Jeho dovolený tlak jsem na základě odhadu z meze kluzu  $\sigma_K = 300$  MPa stanovil na 40 MPa. Důležité je, uvědomit si, že k takovému zatížení bronzového elementu při bezporuchovém chodu nedojde, protože část síly zachytí výše zmiňované vodící pásky pístu. Při zatížení kluzného elementu 70% radiální síly je tlak  $p = 25,5$  MPa, což lze již považovat za dostatečně bezpečný návrh.

### 7.3.2. Návrh hydraulického válce a víka válce

Na trhu je možné běžně koupit již honované hydraulické trubky, které se dají použít jako hydraulický válec. Problémem je připevnění přírub k takové trubce, ke které bude následně přimontováno víko. Závitový spoj se pro vysoké tlaky nepoužívá a pokud by byla příruba přivařena, musel by se celý válec honovat znovu. Z tohoto důvodu se jeví vhodné použít přírubový výkovek jako polotovar pro hydraulický válec, který se následně obrobí a bude honován. U výkovku je výhoda, že je možné si navrhnout požadovaný tvar, který bude vyhovovat konstrukci.

Pro stanovené tloušťky stěny válce bude použit „Kotlový vzorec“

$$\sigma_t = \frac{p \cdot d_v}{2 \cdot t} \leq \sigma_D \quad (7.18)$$

kde  $\sigma_t$  [MPa] je tečné napětí ve stěnách,  $p$  [MPa] tlak ve válci,  $d_v$  [mm] vnitřní průměr válce,  $t$  [mm] tloušťka stěny válce  $\sigma_D$  [MPa] je dovolené napětí ve stěně válce. Při návrhu beru v potaz různé okolnosti, při kterých může dojít k nárůstu tlaku na větší hodnoty, než je pracovní přetlak 16 MPa. Pro tento a další návrhové výpočty bude používán maximální přetlak 25 MPa. Ocel pro výkovek volím 25CrMo4, jejíž dovolené napětí pro míjivý tah/tlak lze odhadnout z meze kluzu  $\sigma_K = 400$  MPa pomocí strojnických tabulek na  $\sigma_D = 200$  MPa. Materiálové vlastnosti u kovaných polotovarů jsou dobré, a proto by s bezpečností návrhu při dosažení dovoleného napětí  $\sigma_{Dt} = 200$  MPa neměl být problém. Návrhová tloušťka stěny z Rov. 7.18 je  $t' = 8,12$  mm. Tloušťku stěny zaokrouhlím na  $t = 10$  mm, z důvodů dalšího navýšení bezpečnosti.

Válec bude ke skříni připevněn pomocí přírubového spoje a vysokopevnostních šroubů. Šrouby musí odolat osově síle, kterou vyvolá tlak ve válci a zároveň musí být splněny zástavbové rozměry, které určuje navržená šířka skříně. Osová síla se vypočte z Rov. 6.7, kdy za přetlak  $p$  bude dosaženo 25 MPa. Pro přírubový spoj navrhnu použít 12 šroubů. Z výsledné osově síly  $F = 331\,830$  N stanovím podle Rov. 7.12 sílu na jeden šroub  $F_s = 27\,652$  N a z Rov. 7.13 vypočtu návrhový průměr pro šroub s uvažováním  $\sigma_D = 200$  MPa. Návrhový průměr  $d'_3 = 13,27$  odpovídá šroubu z doporučené řady šroubu M16x2. Víko k válci a válec ke skříni bude připevněn pomocí 12 šroubů s válcovou hranou a vnitřním šestihranem ISO 4762 M16 pevnostní třídy 12.9.

Průměr příruby dosedající na skříň byl navržen mírně přes šířku skříně, aby zůstala dostatečná vůle mezi hlavou šroubu a stěnou válce. Přesahující materiál příruby je ofrézován ke stěně skříně.

Průměr příruby na straně víka byl navržen větší, aby mezi dírami pro šrouby bylo možné vyvrtat díru pro přívod hydraulické kapaliny. Průměr díry pro přívod kapaliny stanovím z rovnice kontinuity

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 \quad (7.19)$$

Kterou upravím na rovnici

$$d_2 = \sqrt{\frac{d_1^2 \cdot v_1}{v_2}} \quad (7.20)$$

kde  $d_1$  [mm] je průměr válce,  $v_1$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] rychlost pístu,  $d_2$  [ $\text{mm}^2$ ] průměr přívodové díry a  $v_2$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] rychlost kapaliny z agregátu. Rychlost pístu stanovím z rovnice

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (7.21)$$

kde  $d$  [m], je průměr roztečné kružnice pastorku a  $n$  [ $\text{ot}\cdot\text{s}^{-1}$ ] jsou otáčky pastorku. Rychlost pístu je  $v_1 = 0,041 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Průměr válce je  $d_1 = 130 \text{ mm}$ . Rychlost kapaliny z agregátu je přibližně  $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Průměr přívodové díry  $d_2 = 13,19 \text{ mm}$  byl zaokrouhlen na nejbližší vyšší jmenovitou světlost trubek DN = 15 mm. Hrdlo dle normy ISO 1179 pro trubku DN 15 má napojovací závit M36. Návrh víka zkontroluji výpočtem pro tloušťku dna, která je dána empirickým vztahem

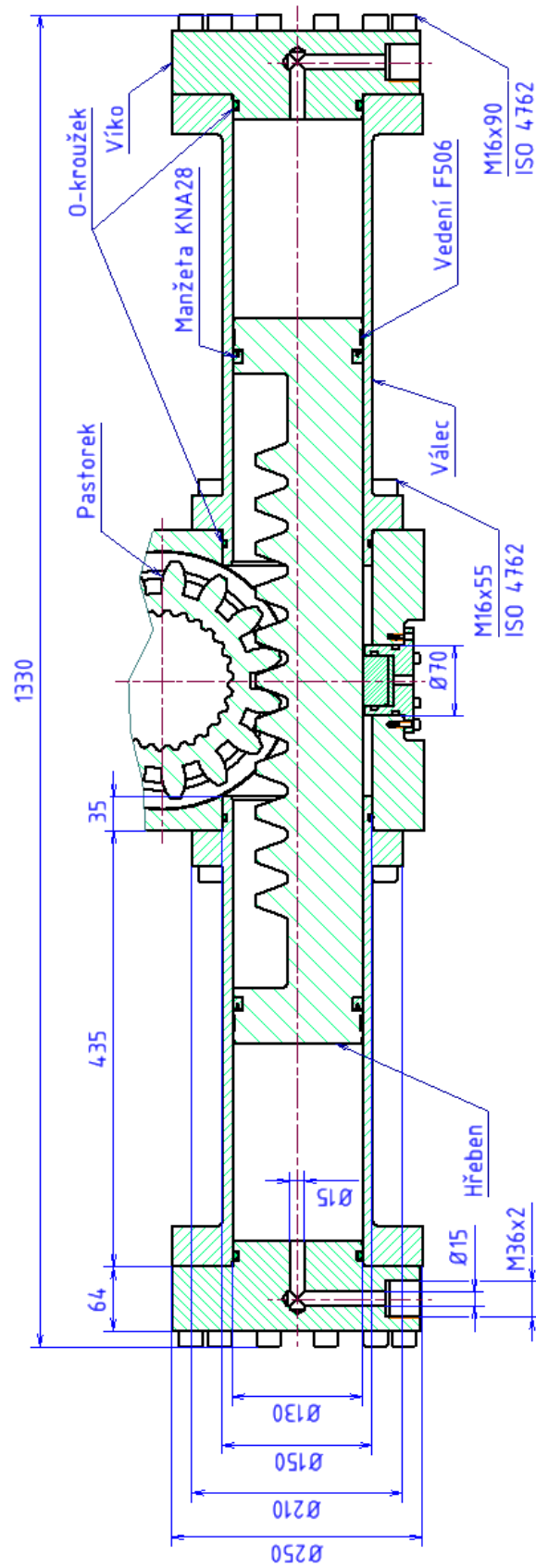
$$t_D = 0,433 \cdot d_d \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma_D}} \quad (7.22)$$

kde  $t_D$  [mm] je tloušťka dna,  $d_d$  [mm] je průměr díry,  $p$  [MPa] je přetlak a  $\sigma_D$  [MPa] je dovolené napětí materiálu. Pro víko je použita ocel ČSN 11 500, pro kterou je v tabulkách uváděno dovolené napětí pro míjivý tah  $\sigma_D = 90 \text{ MPa}$ . Víko je ze strany závitů ofrézováno, aby vznikla plocha, na kterou může dosednout ploché těsnění hrdla. Těsnění víka je zajištěno O-kroužkem 130 x 5 od firmy Hennlich.

Válce mezi sebou musí být namontované souose, aby bylo zajištěno správné vedení pístu při kyvném pohybu. Toho bude dosaženo tím, že válec bude osazen ze strany

příruby spojující válec se skříní. Toto osazení bude uloženo v průchozí souosé díře s malou vůlí 0-65  $\mu\text{m}$ . Válec bude utěsněn O-kroužkem 130 x 5 firmy Hennlich.

Hrany válce, víka a díry ve skříní byly sraženy podle doporučení výrobce těsnění, aby nedošlo při montáži k poškození O-kroužků. Konstrukční řešení pro tento uzel je vidět na Obr. 7.10 a řešení s kluzným elementem je vidět detailně na Obr. 7.9. Důležité je, že takto navržené konstrukční řešení splňuje požadovaný max. zástavbový rozměr na délku 1350 mm.



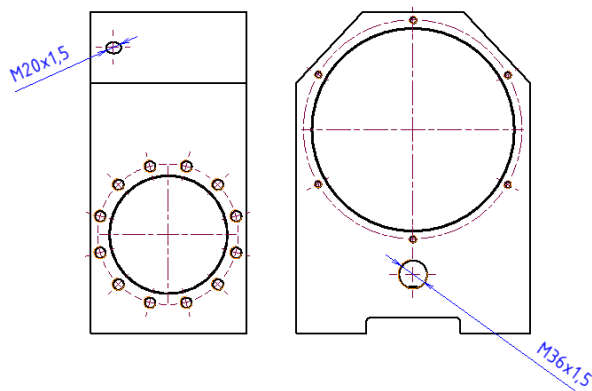
Obr. 7.10 - Konstruktivní řešení uložení pístu ve válci

#### 7.4. Návrh mazání ozubeného soukolí a měření hladiny oleje

Pro správný chod ozubeného soukolí je zapotřebí zajistit správnou viskozitu oleje, přívod oleje, měření jeho hladiny a následnou jednoduchou výměnu oleje. Ozubené soukolí jsem navrhl mazat syntetickým olejem o viskozitě  $\nu = 68 \text{ cSt}$ , protože vyšší viskozita oleje je pro pomaluběžné soukolí vhodnější a zvyšuje jeho životnost. Přívod a odvod oleje lze jednoduše zajistit vyvrtanými otvory do skříně a jejich následným uzavřením pomocí zátek s těsněním. Důležité je navrhnout jejich správné umístění, aby k nim byl snadný přístup a bylo možné použití běžných prostředků.

Olej se do mazaných mechanismů obvykle nalévá pomocí trychtýře. Z tohoto důvodu se otvor pro nalévání umísťuje na horní část skříně. Otvor je možné umístit ze strany nebo z vrchu skříně, což je preferovanější. V tomto konstrukčním řešení bude ovšem na vrchu skříně umístěn otěruvzdorný vyměnitelný plech, který bude chránit skříň hydromotoru od tyčových polotovarů, se kterými celý mechanismus na Obr. 1.1 manipuluje. Umístění otvoru ze strany by vyžadovalo použití upraveného trychtýře se zahnutým hrdlem. Navrhl jsem takový tvar skříně, který umožní umístit otvor na skloněnou plochu mezi vrchem a bokem skříně. Pro dosažení takového specifického tvaru skříně, je vhodné použít výkovek jako polotovar. Otvor se uzavře pomocí šroubovací zátky, aby do motoru nepadaly nečistoty.

Důležité je zajistit polohu otvoru pro odvod oleje tak, aby olej ze skříně vytekl celý. Navrhl jsem umístit otvor z přední strany skříně a vyvrtat ho tak, aby jeho průřez částečně zasahoval pod úroveň průchozí díry, kterou je veden hřeben. Umístění otvorů je patrné z Obr. 7.11.



Obr. 7.11 - Umístění otvorů pro nalévání a vypouštění oleje.

Hladina oleje pro mazání ozubeného soukolí s hřebenem by měla být do poloviny zubu hřebene a její výška musí být při nalévání zkontrolována. Množství oleje stanovím maximálním a minimálním objemem, který je zapotřebí pro správný chod ozubeného soukolí. Minimální úroveň hladiny oleje uvažuji 15 mm nad patu zubu ozubeného hřebenu. Objem oleje stanovím ze vztahu

$$V_{v15} + V_{smin} - 11 \cdot V_{z15} = V_{OMIN} \quad (7.23)$$

kde  $V_{v15}$  [l] je objem kvádrů umístěného nad patou zubu. Výška kvádrů je určena vzdáleností mezi písty. Rozměry obdélníkového průřezu jsou dány výškou hladiny a střední vzdáleností mezi průsečíkem paty zubu s průměrem hřebene a průsečíkem hladiny oleje s průměrem hřebene,  $V_{smin}$  [l] je dodatečný objem otvoru ve skříni,  $V_{z15}$  [l] je odhadnutý objem zubu do 15 mm nad patu zubu a  $V_{OMIN}$  [l] je hledaný minimální objem oleje.

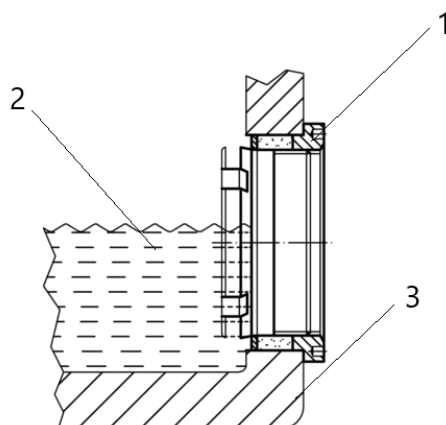
Maximální úroveň hladiny oleje uvažuji 25 mm nad patu zubu ozubeného hřebene. Objem oleje stanovím ze vztahu

$$V_{v25} + V_{smax} - 11 \cdot V_{z25} = V_{OMAX} \quad (7.24)$$

kde  $V_{v25}$  [l] je objem kvádrů umístěného nad patou zubu, jehož rozměry jsou stanoveny analogicky k  $V_{v15}$ .  $V_{smax}$  [l] je dodatečný objem otvoru ve skříni,  $V_{z25}$  [l] je odhadnutý objem zubu do 25 mm nad patu zubu a  $V_{OMAX}$  [l] je hledaný maximální objem oleje. Objemy byly vypočteny pomocí Autodesk Inventor Professional 2020. Minimální objem oleje je  $V_{OMIN} = 1,16$  l a maximální objem oleje je  $V_{OMAX} = 1,66$  l. Z důvodu nevýznamného objemu spodního víka s kluzným elementem, vůči vypočteným objemům jsem tento objem zanedbal. Z tohoto důvodu zaokrouhlím objemy oleje dolů na  $V_{OMIN} = 1$  l a  $V_{OMAX} = 1,5$  l.

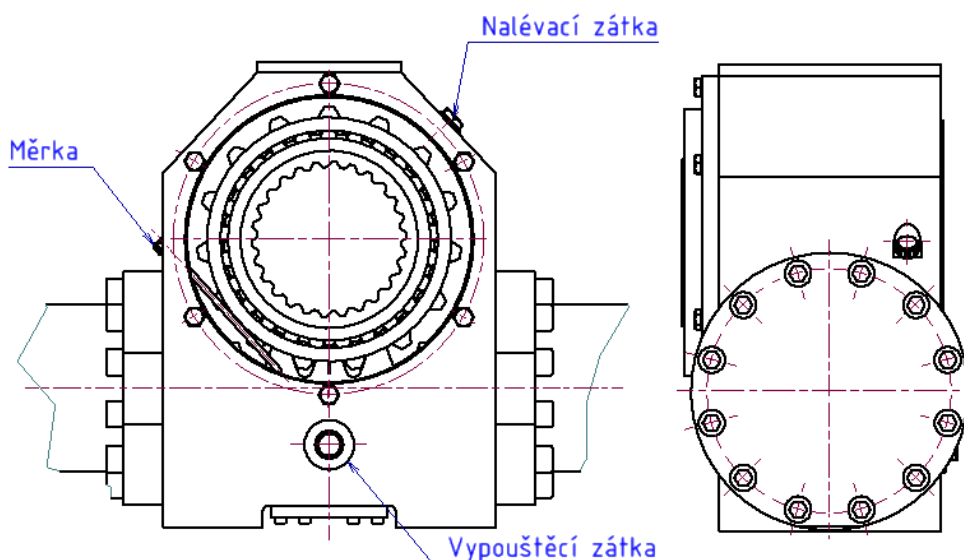


Hladina oleje se nejčastěji kontroluje pomocí olejoznaku nebo měrek umístěných v zátkách. Olejoznak je nutné umístit tak, aby bylo skrz průhlednou stěnu olejoznaku vidět hladinu oleje (viz. Obr. 7.12). Správná hladina se následně určí např. pomocí rysky na průhledné stěně Olejoznaku.



Obr. 7.12 - Příklad použití olejoznaku  
(1 – Olejoznak, 2 – Olej, 3 – Skříň)

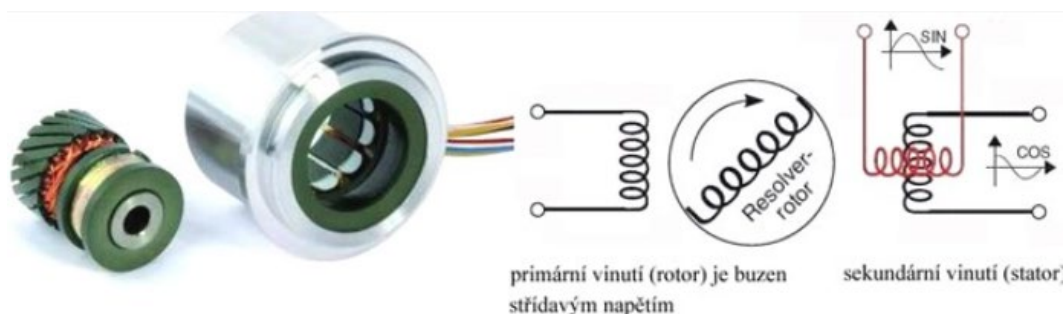
Nevýhodou olejoznaku je, že se po nějaké době znečistí průhledná stěna od nečistot z pracovního okolí, které se dostanou do oleje a je komplikované rozeznat, kde se hladina nachází. Měření hladiny pomocí měrky je v tomto případě výhodnější, protože měrku lze snáze vyčistit, případně jednoduše vyměnit. Měrka musí být umístěna tak, aby nedošlo ke kontaktu s elementy uvnitř skříně, především s hřebenem, který by ji zničil. Konstrukční řešení mazání ozubeného soukolí je vidět na Obr. 7.13. Zátky jsou těsněny pomocí plochého těsnění.



Obr. 7.13 - Konstrukční řešení mazání ozubeného soukolí a měření hladiny oleje

### 7.4.1. Odměrování natočení pastorku

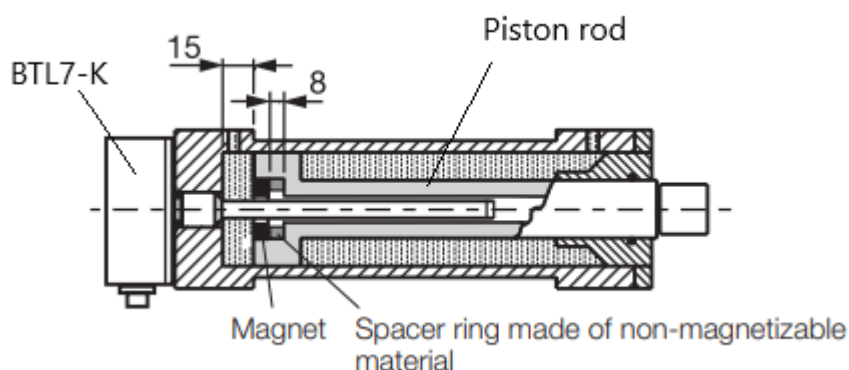
Při návrhu hydromotoru musím vyřešit, jak bude odměřováno požadované natočení pastorku o  $105^\circ$ . Pro měření natočení hřídele se běžně používá Resolver. Resolver je elektrické měřidlo, které má ve statoru dvě vinutí vůči sobě natočené o  $90^\circ$  a v rotoru jedno vinutí. Měření úhlu natočení probíhá tak, že v závislosti na natočení rotoru vůči statoru se mění indukčnost mezi jednotlivými cívkami (viz. Obr. 7.14). Úhel natočení se následně vyhodnotí pomocí vzorkování výstupního napětí. [6]



Obr. 7.14 - Resolver a popis funkce resolveru [15]

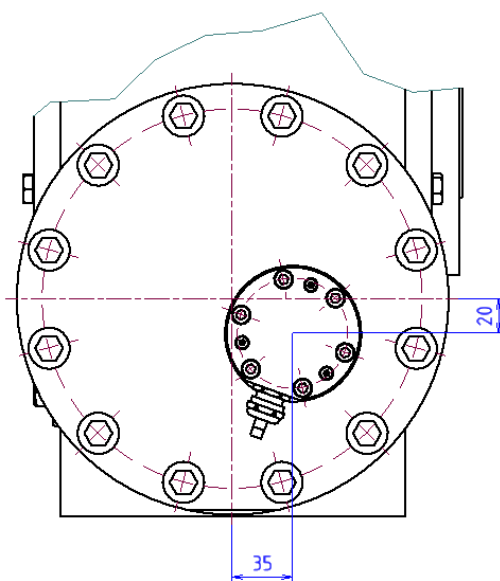
Resolver by bylo možné přimontovat na čepový protikus pastorku, který je veden do poháněného mechanismu. Jelikož by se resolver nacházel uvnitř skříně, muselo by být dále navrženo, jak kabely vést ze skříně ke zdroji a jak tento otvor následně utěsnit. Omezující by byly také zástavbové rozměry, protože kabely nelze ohnout libovolně.

Natočení pastorku je pevně svázané s lineárním pohybem hřebene. Potřebné natočení pastorku lze tedy odměřit posunutím hřebene. Pro měření pohybu pístu ve válci je na trhu řada různých měřidel. Firma Balluf má ve svém katalogu snímač BTL7-K, které pomocí vzdálenosti permanentního magnetu od skříně snímače stanoví posun měřené části. Magnet je pevně připevněn k měřené součásti a je veden na ocelové tyči snímače. V případě, že je měřená součást magnetická, je mezi magnet a součást vkládán distanční kroužek z nemagnetického materiálu. Musí být zajištěna minimální tloušťka distančního kroužku 8 mm a také minimální vzdálenost permanentního magnetu od kostry snímače 15 mm. Příklad použití BTL7-K je vidět na Obr. 7.15.



Obr. 7.15 - Snímač BTL7-K přimontované k pístu s pístnicí [16]

V mém návrhu je snímač umístěn mimo osu víka, protože v ní se nachází díra pro přívod hydraulické kapaliny. Snímač je k víku přišroubován 6 šrouby ISO 4762 M6 a je natočen tak, aby napájecí kabely vedly mezi šrouby pod konstrukci hydromotoru. Umístění snímače na víku je patrné z Obr. 7.16. Snímač bude připojen konektorem s označením BKS-S115-PU-05, který je firmou Balluf pro tento typ snímače doporučen.



Obr. 7.16 - Umístění snímače na víko válce

### 7.5. Ustavení hydromotoru na pracoviště a manipulace s hydromotorem

Hydromotor musí být pevně připevněn k základům celého mechanismu, aby nedošlo k poruše případným uvolněním za chodu. Ze spodní strany skříně hydromotoru jsem navrhl ofrézovat 2 patky. Hydromotor bude k mechanismu přišroubován 8

vysokopevnostními šrouby. Šrouby budou namáhané na střih a je zapotřebí stanovit jejich průměr, aby bylo ustavení bezpečné. Potřebný malý průměr šroubu stanovím ze vztahu

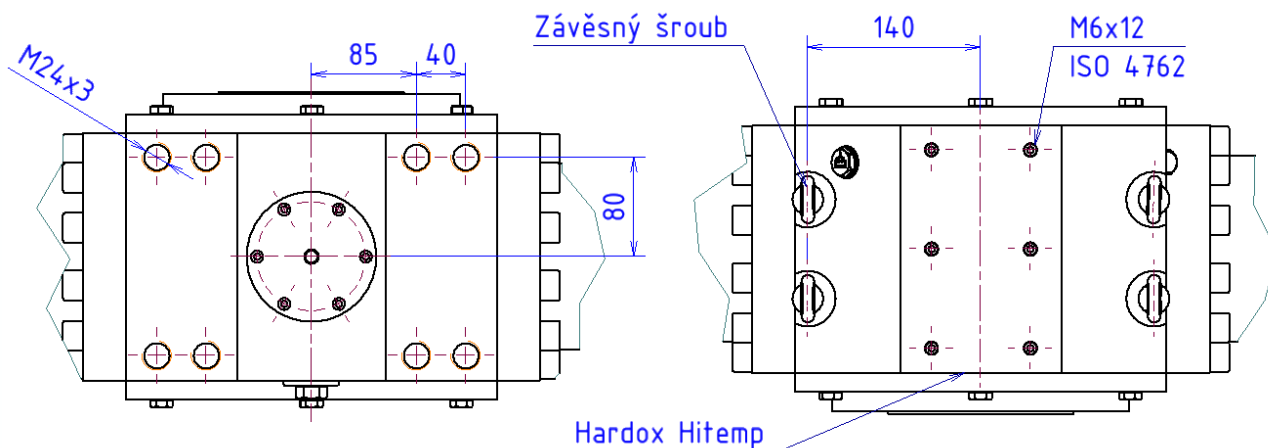
$$d'_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (7.25)$$

kde  $\tau_D$  [MPa] je dovolené napětí ve smyku,  $F$  [N] je síla namáhající šrouby a  $d'_3$  [mm] je návrhový průměr šroubu. Pro šrouby pevnostní třídy 12.9 stanovím z tabulek odhadem dovolené napětí pro míjivý smyk podle horní hranice dovoleného napětí oceli 11 700. Ocel 11 700 má dovolené napětí pro míjivý smyk  $\tau_D = 125$  MPa. Zatežující sílu  $F$  uvažuji sílu vyvolanou tlakem ve válci, tedy  $F = 331\,830$  N. Síla na jeden šroub je podle Rov. 7.12  $F_s = 41\,478$  N. Návrhový průměr vychází  $d'_3 = 20,56$  mm, což odpovídá šroubu M24x3. Z důvodu uvažování poměrně malého dovoleného napětí ve smyku pro vysokopevnostní šrouby třídy 12.9, lze návrh uvažovat za dostatečně bezpečný. Hydromotor bude k mechanismu přišroubován 8 šrouby ISO 4762 M24 pevnostní třídy 12.9.

Hydromotor je na mechanismu ustaven tak, že horní strana skříně je v bezprostřední blízkosti tyčových polotovarů, se kterými mechanismus manipuluje. Skříně je nutné ochránit před otěrem od případného dotyku polotovaru a také před vysokým teplem, které budou polotovary předávat okolí. Na horní stranu skříně je připevněn otěruvzdorný vyměnitelný plech Hardox HiTemp, který si zachovává svou otěruvzdornost i při teplotách kolem 500 °C. Ke skříně je přišroubován 6 zapuštěnými šrouby ISO 4762 M6 pevnostní třídy 6.8.

Pro manipulaci se zařízeními, které mají větší hmotnost než 20 kg, se používají manipulátory. Kyvný hydromotor má podle údajů z CADu hmotnost přes 230 kg. Aby byl manipulátor schopný s takto objemným a těžkým zařízením manipulovat, je zapotřebí navrhnout umístění a počet závěsných šroubů. Počet a průměr závěsných šroubů závisí na jejich nosnosti. Podle normy ČSN 02 1369 byly vybrány 4 šrouby M12, které mají nosnost pod úhlem 75° 130 kg. Šrouby jsou umístěny ve vyfrézovaných dírách shora

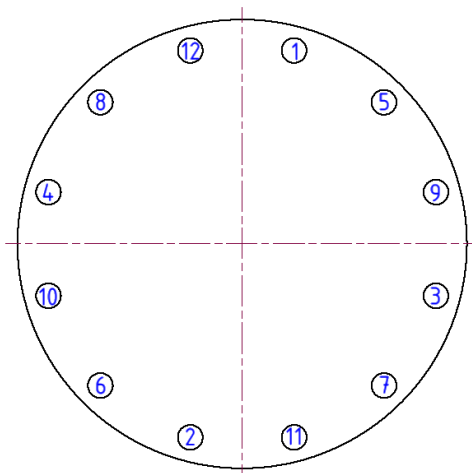
skříně. Konstrukční řešení pro ustavení hydromotoru na pracoviště a pro jeho manipulaci je vidět na Obr. 7.17.



Obr. 7.17 - Ustavení hydromotoru a manipulační řešení

## 7.6. Montáž hydromotoru

Při montáži hydromotoru musí být zajištěny správné postupy, aby bylo dosaženo požadovaných vlastností celé konstrukce. Nejprve se na všechny součásti, které jsou těsněny pomocí O-kroužku, natáhne O-kroužek. Montáž poté začíná přišroubováním válce ke skříně. Šrouby jsou nejprve ručně zašroubovány do závitu a následně jsou hvězdicově utahovány INBUS klíčem (viz. Obr. 7.18).



Obr. 7.18 - Postup při utahování přírubových spojů

Nejprve jsou šrouby utahovány 30% utahovacího momentu, následně 60% utahovacího momentu a nakonec 100% utahovacího momentu. Po cca. 4 hodinách, kdy dojde k částečné relaxaci spoje, jsou šrouby znovu dotaženy celým utahovacím momentem. Utahovací momenty pro vybrané jmenovité průměry šroubů jsou vidět v Tab. 7.6.

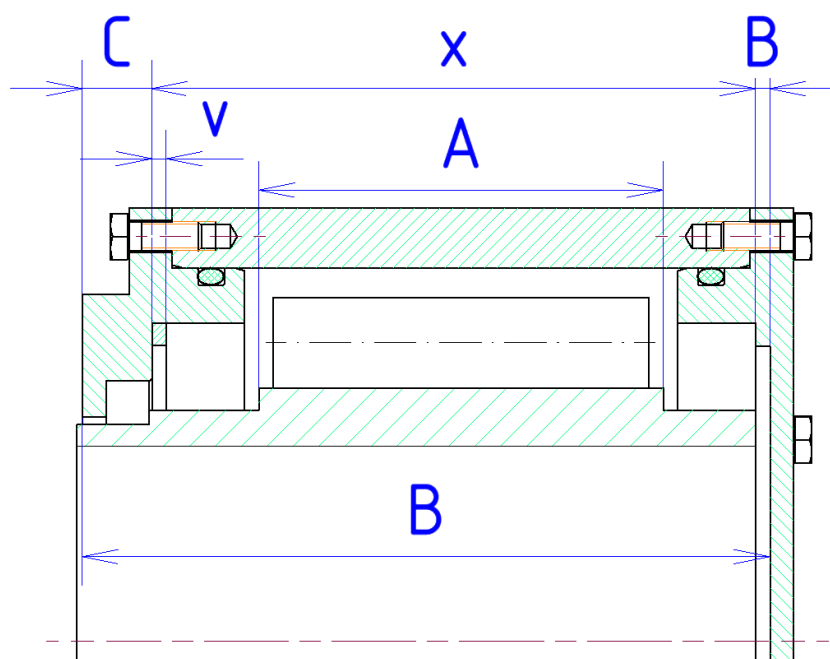
Tab. 7.5 - Utahovací momenty šroubů v závislosti na průměru a pevnosti

Jmenovitý průměr	Rozteč	Utahovací moment [N·m]	
		Pevnost 8.8	Pevnost 10.9
M6	1	9,7	14,3
M10	1,5	48,4	71
M16	2	209	307
M24	3	699	1027

Na písty jsou pomocí přípravku nasazeny manžety a vedení. K ozubenému hřebeni se přimontuje nemagnetický distanční kroužek s permanentním magnetem snímače Balluf. Hřeben je následně vložen do válce. Do spodního víka skříně je vložena podložka a kluzný element, víko je přišroubováno ke skříni a pomocí díry ve víku je odměřena vůle mezi kluzným elementem a hřebenem. Následným odmontováním a dobroušením podložky se zajistí požadovaná vůle 0,1 – 0,2 mm.

K válcům jsou dále přišroubována víka. Šrouby jsou montovány a utahovány stejným postupem jako při montáži válců ke skříni. Ke skříni jsou přišroubovány závěsné šrouby a otěruvzdorný plech.

Předpětí kuželíkových ložisek bude zajištěno pomocí distančního kroužku, jehož rozměr ( $v$ ) bude stanoven při montáži (viz. Obr. 7.19). Pro stanovení rozměru je zapotřebí nejprve odměřit vzdálenost osazení pastorku ( $A$ ), o které se opírají ložiska. Rozměry ložisek známe, a proto je možné po změření vzdálenosti vnitřních čel vík ( $x$ ) stanovit rozměr distančního kroužku. Vzdálenost čel se stanoví po přišroubování vík ke skříni odměřením 3 různých rozměrů ( $B$ ,  $C$ ,  $D$ ), které jsou znázorněny na Obr. 7.19.



Obr. 7.19 - Odměření vzdálenosti vnitřních čel vík

Jmenovitý rozměr distančního kroužku bude stanoven soustavou rovnic

$$v = x - (A + 2 \cdot L_l) \quad (7.26)$$

$$x = B - (C + D) \quad (7.27)$$

kde  $L_l$  [mm] je rozměr ložiska. Distanční kroužek bude dobroušen tak, aby při smontování vznikla vůle, která bude kompenzovat teplotní roztažnost jednotlivých prvků při nárůstu teploty na provozní teplotu. Montážní vůli stanovím součtem prodloužení jednotlivých prvků vlivem teplotní roztažnosti. Prodloužení stanovím pomocí vztahu

$$\Delta L = \alpha_T \cdot \Delta T \cdot L \quad (7.28)$$

kde  $\alpha_T$  [ $^{\circ}\text{K}^{-1}$ ] je součinitel teplotní roztažnosti materiálu,  $\Delta T$  [ $^{\circ}\text{K}$ ] je rozdíl teplot,  $L$  [mm] je rozměr prvku a  $\Delta L$  [mm] je prodloužení prvku. Pro ocel je  $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ } ^{\circ}\text{K}^{-1}$ . Při uvažování maximální teploty  $60 \text{ } ^{\circ}\text{C}$  je celkové prodloužení všech prvků ovlivňujících

montážní vůli  $\Delta L_c = 0,117$  mm (viz. Tab. 7.7). Kroužek bude dobroušen tak, aby montážní vůle byla v rozmezí 0,1 – 0,15 mm.

Tab. 7.6 - Prodloužení prvků vlivem teplotní roztažnosti

Prvek [-]	Délka [mm]	Prodloužení [mm]
Víko bez otvoru	13	0,006
Ložisko	32	0,015
Ložisko	32	0,015
Osazení	140	0,067
Víko s otvorem	24	0,012
Distanční kroužek	5	0,002
<b>Celkem</b>	<b>246</b>	<b>0,117</b>

Po vyhotovení distančního kroužku jsou na pastorek nasazeny kuželíková ložiska do „X“. Do víka s otvorem pro čep vedoucí do mechanismu je vloženo hřídelové těsnění a distanční kroužek. Víko je navlečeno na čep a poté je na čep nasazen pastorek. Hydromotor je přesunut pomocí manipulátoru a závěsných šroubů na mechanismus. Před pevným ustavením skříně k mechanismu je zapotřebí vložit kyvný hydromotor tak, aby zub hřebene s vyfrézovanou ryskou byl vložen do zubové mezery pastorku, která má také vyfrézovanou rysku. Následně je kyvný hydromotor přišroubován skrze žebrování mechanismu k jeho základům a je přišroubováno i víko ze strany čepu. Před přišroubováním předního víka ke skříně je hřeben a pastorek pomocí rysek ustaven do střední polohy. Následně je skříň uzavřena předním víkem.

Po ustavení hydromotoru na mechanismus je přišroubován snímač k víku. Připojovací kabel snímače je veden pod hydromotor a je připojen ke zdroji, který se nachází v mechanismu.

Ke skříně je přišroubována výtoková zátka a zátka s měrkou. Po nalití oleje pro mazání ozubeného soukolí do skříně a po dosažení požadované hladiny je otvor uzavřen nalévací zátkou. K víkům válce jsou přišroubována hrdla s hadicemi vedoucími k hydraulickému agregátu. Hydraulický agregát je spuštěn a kyvný hydromotor je uveden do chodu. Průtok hydraulického agregátu je nastaven tak, aby splnil zadané otáčky



pastorku. Hodnotu průtoku stanovím, při známé světlosti přívodového otvoru, z rovnice kontinuity (Rov. 7.19) jako

$$Q = S_1 \cdot v_1 \quad (7.29)$$

kde  $S_1$  [ $\text{m}^2$ ] je průřez válce,  $v_1$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] je rychlost hřeben a  $Q$  [ $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ ] je potřebný průtok hydraulické kapaliny z agregátu. Potřebný průtok je  $Q = 32 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ . Při chodu je ověřeno dosažení požadovaných parametrů a je ověřena také těsnost celého kyvného hydromotoru.

## 8 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout kyvný hydromotor, který pohání naklápěcí element posuvného mechanismu ve válcovně. Od zadavatele byly zadány technické parametry kyvného hydromotoru a jeho maximální zástavbové rozměry. Práce je zajímavá, protože byl zadán vysoký krouticí moment a malé zástavbové rozměry pro konstrukci kyvného hydromotoru.

V rešerši jsem se zabýval různými typy kyvných hydromotorů a porovnával jejich technické parametry. Vyplynulo z ní, že na trhu není žádná taková konstrukce, která by splňovala všechny požadované parametry a z toho důvodu bylo zapotřebí navrhnout vlastní řešení konstrukce kyvného hydromotoru. Jako nejvhodnější se jevílo navrhnout konstrukci pístového kyvného hydromotoru, kde je použit ozubený převod pastorku s hřebenem. Pomocí tohoto převodu je možné převést lineární pohyb pístu na kyvný pohyb pastorku.

Před samotným návrhem jsem porovnal dvě různá konstrukční řešení pístového kyvného hydromotoru, konkrétně dvouválcového kyvného hydromotoru a jednoválcového kyvného hydromotoru. Určujícím parametrem pro výběr konstrukce byly zástavbové rozměry jednotlivých návrhů. Z předběžných návrhových výpočtů vyšly oba konstrukční návrhy srovnatelné, co se zástavbových rozměrů týče, a proto jsem z důvodu jednodušší konstrukce zvolil navrhnout jednoválcový kyvný hydromotor.

Návrh kyvného hydromotoru jsem rozdělil do samostatných uzlů. Jako první jsem se zabýval návrhem ozubeného soukolí. K návrhu byl použit výpočetní program MITCALC, který výrazně usnadňoval kontrolu návrhu ozubeného soukolí pomocí koeficientů bezpečnosti SH – bezpečnost v dotyku a SF – bezpečnost v ohybu. Pro návrh ozubeného soukolí byla použita ocel ČSN 16 420 vysoké jakosti ME, která je vhodná pro extrémně namáhaná ozubená kola.

Dalším konstrukčním uzlem, kterým jsem se zabýval, bylo uložení pastorku ve skříní. Pro uložení byla vybrána kuželíková ložiska SKF, z důvodu jejich vysoké únosnosti. Ložiska jsou uložena na osazení pastorku do „X“, pro jednodušší návrh axiálního pojištění než v případě uložení do „O“. Axiální pojištění kuželíkových ložisek je zajištěno osazením pastorku, víky a distančním kroužkem. Předpětí ložisek je zajištěno

distančním kroužkem, který je při montáži dobroušen tak, aby při smontování vznikla axiální vůle 0,1-0,15 mm, která bude vykompenzována teplotní roztažností jednotlivých prvků uložení. Po roztažení jednotlivých prvků vznikne teoretická nulová vůle, která zajistí předpětí kuželíkových ložisek. Předpětí je rovno vnitřní axiální síle ložisek. Víka jsou těsněna pomocí O-kroužků a vnitřek skříně je utěsněn hřídelovým těsněním.

Následujícím uzlem, kterým jsem se zabýval, byl návrh uložení ozubeného hřebene a pístu ve válci. Průměr válce byl určen na základě pracovního tlaku hydraulického agregátu a potřebné síly, která musí působit na pastorek, aby bylo dosaženo požadovaného kroutícího momentu. Píst s ozubeným hřebenem je vyroben z polotovaru kruhového průřezu. Píst je utěsněn manžetou KNA28 a vedení je zajištěno vodícím páskem F506. Hřeben je uložen na bronzovém kluzném elementu, aby nedocházelo k nadměrnému ohybu od radiální síly ozubeného soukolí. Válce s přírubami jsou kované z legované oceli a ke skříně jsou přišroubovány pomocí vysokopevnostních šroubů. Souosost válců je zajištěna uložení válce v průchozí díře skříně s maximální předepsanou vůlí 65  $\mu\text{m}$ . Víka uzavírající válce jsou přišroubovány pomocí vysokopevnostních šroubů. Víky je přiváděna hydraulická kapalina do válců pomocí děl se jmenovitou světlostí DN15. Víka a válce jsou utěsněna pomocí O-kroužků. Tlaková energie je přiváděna agregátem s pracovním tlakem 16 MPa a průtokem 32  $\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$ .

Mazání ozubeného soukolí kyvného hydromotoru je vyřešeno pomocí nalévacího otvoru shora skříně. Ozubené soukolí je mazáno 1-1,5 l minerálního oleje o viskozitě 68 cSt při provozní teplotě 40 °C. Z důvodu specifického tvaru skříně je vhodné její polotovar kovat, jak tomu bylo i u polotovaru válce. Hladina oleje je měřena pomocí zátky s měrkou a výměna oleje probíhá vypouštěcím otvorem. Otvory jsou při běhu uzavřeny a utěsněny pomocí zátek.

Pro zajištění zadaného rozsahu kyvu je odměřován pohyb hřebene ve válci snímačem Balluf. Do hřebene je vyvrtána díra pro ocelovou tyč snímače, na které je veden permanentní magnet, pomocí kterého probíhá měření zdvihu hřebene. Magnet je od hřebene oddělen nemagnetickým distančním kroužkem. Je splněna minimální tloušťka distančního kroužku a také minimální vzdálenost magnetu od kostry snímače. Snímač je přišroubován k pravému víku válce a otvor je utěsněn pomocí O-kroužku. Připojovací kabely jsou vedeny pod kyvným hydromotorem.

Hydromotor je ustaven na žebrování posuvného mechanismu 8 vysokopevnostními šrouby. Manipulace kyvným hydromotorem je umožněná díky 4 závěsným šroubům. Skříň hydromotoru je chráněná od případného kontaktu s tyčovými polotovary vysoké teploty vyměnitelným otěruvzdorným plechem Hardox HiTemp.

Navržený kyvný hydromotor splňuje zadané technické parametry i malé zástavbové rozměry. Kyvný hydromotor je dostatečně utěsněn, aby nedocházelo k nežádoucímu úniku oleje či hydraulické kapaliny. Návrh splňuje pevnostní a funkční požadavky.

## Seznamy

### Seznam použité literatury

- [1] ŠKOPÁŇ, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů* [online]. Brno, 2009 [cit. 2020-11-25].  
Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/uadi/files/Hydraulick%C3%A9%20pohony%20stroj%C5%AF.pdf>
- [2] PROKEŠ, Josef a Jiří VOSTROVSKÝ. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1988.
- [3] BAUER, František a Igor RYŠAVÝ. *Hydraulické systémy mechanizačních prostředků*. Brno: Vysoká škola zemědělská v Brně, 1985.
- [4] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2005.
- [5] KLAPKA, Milan. Ozubená kola. *Katedra energetických strojů a zařízení* [online]. [cit. 2020-6-15].  
Dostupné z: [https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/02\\_Silnici-vozidla\\_4-6/5\\_MMP/004\\_Ozubena-kola---Klapka---P1.pdf](https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/02_Silnici-vozidla_4-6/5_MMP/004_Ozubena-kola---Klapka---P1.pdf)
- [6] MĚŘENÍ POLOHY A ROZMĚRŮ. *Ústav přístrojové a řídicí techniky* [online]. [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: <http://elektro.fs.cvut.cz/ZS/2372080.pdf/07.pdf>
- [7] HTR Hydraulic Series HTR Rotary Actuators For working pressures up to 210 bar. [Http://www.seall.cz](http://www.seall.cz) [online]. listopad 2002 [cit. 2020-12-3]. Dostupné z: [http://www.seall.cz/uploads/files/rotacni-ovladace-serie-htr-ltr-a-pt/htr\\_1220-uk.pdf](http://www.seall.cz/uploads/files/rotacni-ovladace-serie-htr-ltr-a-pt/htr_1220-uk.pdf)
- [8] Rotary actuator SM4. *Bibus* [online]. [cit. 2020-12-13]. Dostupné z: [https://www.bibus.cz/fileadmin/editors/countries/bisro/Produkty/Eckart/Rota%C4%8Dn%C3%AD\\_aktu%C3%A1tory\\_sm4\\_en.pdf](https://www.bibus.cz/fileadmin/editors/countries/bisro/Produkty/Eckart/Rota%C4%8Dn%C3%AD_aktu%C3%A1tory_sm4_en.pdf)
- [9] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999.
- [10] Suitability of rolling bearings for industrial applications. *SKF* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196805fd45c-1708-0021-EN---17000-w\\_tcm\\_12-291479.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196805fd45c-1708-0021-EN---17000-w_tcm_12-291479.pdf)
- [11] Katalog těsnění. *Hennlich* [online]. [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/tesneni-89.html>

- [12] Herringbone gear. *ScienceDirect* [online]. [cit. 2021-6-12].  
Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/herringbone-gear>
- [13] Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby. *Mitcalc* [online]. [cit. 2021-6-12].  
Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1.htm>
- [14] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutinové mechanismy*. Brno: Ediční středisko Vysokého učení technického, 1990.
- [15] Snímače. *Slideplayer* [online]. [cit. 2021-7-12]. Dostupné z:  
<https://slideplayer.cz/slide/11150032/>
- [16] BTL7-A/C/E/G5 \_\_ -M \_\_ \_\_ -K(8)-SR32/SR115/ \_\_ \_\_. *Balluff* [online]. [cit. 2021-7-12].  
Dostupné z: [https://assets.balluff.com/WebBinary1/MAN\\_BTL7\\_ACEG\\_K\\_8\\_SR32\\_115\\_K\\_X\\_L19\\_DOK\\_878185\\_03\\_000.pdf](https://assets.balluff.com/WebBinary1/MAN_BTL7_ACEG_K_8_SR32_115_K_X_L19_DOK_878185_03_000.pdf)
- [17] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 6. vyd. Úvaly: Albra, 2017

### Seznam obrázků

Obr. 1.1 - Přesuvný mechanismus se znázorněnou kinematikou .....	12
Obr. 2.1 - Lamelový kyvný [3] .....	13
Obr. 2.2 - Pístový kyvný [3] .....	14
Obr. 2.3 - Rotační aktuátor SM4 Eckart [8] .....	15
Obr. 2.4 - Parker HTR300 [7] .....	16
Obr. 3.1 - Pastorek s hřebenem s přímými zuby [9] .....	17
Obr. 3.2 - Silové působení v ozubených kolech s šikmými zuby [9] .....	18
Obr. 3.3 - Silové působení na ozubení s šípovými zuby [12] .....	18
Obr. 4.1 - Výřez z katalogu pro kuličková ložiska SKF [10] .....	20
Obr. 4.2 - Výřez z katalogu pro válečková ložiska SKF [10] .....	21
Obr. 4.3 - Výřez z katalogu pro kuželíková ložiska SKF [10] .....	21
Obr. 4.4 - Uložení hřídele pomocí válečkového ložiska a kuželíkových ložisek v tandemu .....	22
Obr. 4.5 - Uložení hřídele pomocí kuželíkových ložisek do „O“ zajištěných KM maticí .....	22
Obr. 4.6 - Uložení hřídele pomocí kuželíkových ložisek do „X“ .....	22

Obr. 5.1 - Schéma pro montáž K 606 [11].....	24
Obr. 5.2 - Hennlich Těsnění K 606 [11] .....	24
Obr. 5.3 - Hennlich Těsnění K 730 [11] .....	25
Obr. 5.4 - Usit kroužek s naznačením montáže [11] .....	26
Obr. 5.5 - Schéma montáže Typu 255 [11].....	26
Obr. 5.6 - Schéma montáže Typu 657 [11].....	27
Obr. 5.7 - Schéma montáže O-kroužku [11].....	28
Obr. 5.8 - Extruze O-kroužku a O-kroužek s opěrným kroužkem [11].....	28
Obr. 6.1 - Schéma jednoválcového kyvného hydromotoru .....	29
Obr. 6.2 - Důležité průměry ozubení [13] .....	31
Obr. 6.3 - Přibližné zástavbové rozměry jednoválcového hydromotoru .....	33
Obr. 6.4 - Schéma dvouválcového kyvného hydromotoru .....	34
Obr. 6.5 - Přibližné zástavbové rozměry dvouválcového hydromotoru .....	36
Obr. 7.1 - Řez hřebenovou pístnicí v zubové mezeře.....	40
Obr. 7.2 - řez pastorku ve skříni s okótovanými osazeními na pastorku.....	42
Obr. 7.3 - Reakce v ložiscích v radiální rovině ozubení.....	44
Obr. 7.4 - Reakce v ložiscích v tečné rovině ozubení.....	44
Obr. 7.5 - Konstrukční řešení uložení pastorku ve skříni .....	47
Obr. 7.6 - Výpočet reakcí pro návrh vodících pásků pístu .....	48
Obr. 7.7 - Manžeta KNA28 .....	49
Obr. 7.8 - Rozměry ozubeného hřebene s písty .....	49
Obr. 7.9 - Detail konstrukčního zajištění kluzného elementu.....	50
Obr. 7.10 - Konstrukční řešení uložení pístu ve válci .....	54
Obr. 7.11 - Umístění otvorů pro nalévání a vypouštění oleje.....	55
Obr. 7.12 - Příklad použití olejoznaku.....	57
Obr. 7.13 - Konstrukční řešení mazání ozubeného soukolí a měření hladiny oleje .....	57
Obr. 7.14 - Resolver a popis funkce resolveru [15].....	58
Obr. 7.15 - Snímač BTL7-K přimontované k pístu s pístnicí [16] .....	59
Obr. 7.16 - Umístění snímače na víko válce.....	59
Obr. 7.17 - Ustavení hydromotoru a manipulační řešení.....	61
Obr. 7.18 - Postup při utahování přírubových spojů.....	61
Obr. 7.19 - Odměření vzdálenosti vnitřních čel vík .....	63

### Seznam tabulek

Tab. 2.1 - Porovnání technických parametrů kyvných hydromotorů [1][2][4][8].....	15
Tab. 6.1 - Důležité průměry pastorku jednoválcového kyvného hydromotoru .....	32
Tab. 6.2 - Koeficienty bezpečnosti pro navrženou ozubenou dvojici jednoválcového kyvného hydromotoru.....	33
Tab. 6.3 - Důležité průměry pastorku dvouválcového kyvného hydromotoru.....	35
Tab. 6.4 - Porovnání koeficientů bezpečnosti jednotlivých konstrukcí.....	36
Tab. 6.5 - Porovnání vybraných zástavbových rozměrů jednotlivých konstrukcí.....	37
Tab. 7.1 - Parametry navrženého pastorku .....	39
Tab. 7.2 - Výsledné koeficienty bezpečnosti.....	40
Tab. 7.3 - Parametry konečného návrhu ozubeného soukolí.....	41
Tab. 7.4 - Silové působení na ozubeném soukolí .....	43
Tab. 7.6 - Utahovací momenty šroubů v závislosti na průměru a pevnosti.....	62
Tab. 7.7 - Prodloužení prvků vlivem teplotní roztažnosti .....	64



### Seznam elektronických příloh

1. Předběžný návrh ozubeného soukolí pro jednoválcový kyvný hydromotor  
PN\_jednovalcovy\_hydrmotor.xlsb
2. Předběžný návrh ozubeného soukolí pro jednoválcový kyvný hydromotor  
PN\_dvouvalcovy\_hydrmotor.xlsb
3. Návrh ozubeného soukolí kyvného hydromotoru  
Navrh\_ozubeného\_soukoli.xlsb
4. Kontrola životnosti vybraných ložisek  
Loziska.xls