



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh sady zubových čerpadel s rozbořem
geometrických tolerancí**

**Design of Set of Gear-pumps with
Analysing the Geometrical Tolerances**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Dominik MAREŠ

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Karel PETR, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: *Návrh sady zubových čerpadel s rozbořem geometrických tolerancí* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....
Dominik Mareš

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Karlu Petrovi, Ph.D., za věcné připomínky a rady, za nezbytnou korekturu a za poskytnutý čas během řešení této práce. Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům a všem těm, kteří mě podporovali při studiu na vysoké škole.

Jméno autora: Dominik MAREŠ
Název BP: Návrh sady zubových čerpadel s rozбором geometrických tolerancí
Title: Design of Set of Gear-pumps with Analyzing the Geometrical Tolerances
Rok: 2017
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Karel PETR, Ph.D.
Bibliografické údaje: počet stran 36
počet obrázků 49
počet tabulek 4
počet příloh 5

Klíčová slova: zubové čerpadlo, parametrický model, geometrické a délkové tolerance, drsnost povrchu.

Keywords: Gear-pumps, parametric model, Geometrical Tolerances and Tolerances of Length, the Surface. Roughness

Anotace:

Cílem bakalářské práce je návrh sady zubových čerpadel (parametrický model reagující na změnu zadávacích parametrů) s rozбором geometrických a délkových tolerancí. Součástí práce bude manuál vysvětlujícím použití geometrických tolerancí, délkových tolerancí a drsností povrchu. Součástí práce bude řešení o zubových čerpadlech.

Abstract:

The aim of this work is the Design of Set of Gear-pumps (a parametric model reacting to the change of assigned parameters) with Analysing the Geometrical Tolerances and the Tolerances of Length. The research about Gear-pumps is a part of this work.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod.....	2
2. Funkce a použití čerpadel	3
3. Rozdělení čerpadel	3
3.1. Hydrodynamická čerpadla	4
3.2. Hydrostatická čerpadla	5
3.2.1. Čerpadla s kmitavým pohybem.....	6
3.2.1.1. Čerpadla pístová a plunžrová	6
3.2.1.2. Čerpadla membránová	7
3.2.2. Rotační čerpadla	7
3.2.2.1. Hadicové (peristaltické) čerpadlo	8
3.2.2.2. Čerpadla s rotačními písty	8
3.2.2.3. Lamelová řepadla	9
3.2.2.4. Vřetenové čerpadlo.....	9
3.3. Zubová čerpadla	10
3.3.1. Zubové čerpadlo s vnějším ozubením.....	10
3.3.1.1. Princip funkce a konstrukce	11
3.3.2. Excentrické zubové čerpadlo –	11
3.3.2.1. Princip funkce a konstrukce	12
3.3.3. Zubová čerpadla typu "Gerotor"	12
3.3.3.1. Princip funkce a konstrukce	13
4. Návrh zubového čerpadla	13
4.1. Sledované parametry při volbě zubového čerpadla	13
4.2. Základní výpočty u hydrostatických čerpadel	13
4.3. Zubové čerpadlo T3.....	15
4.4. Vlastní návrh zubového čerpadla	17
4.4.1. Rozměrový obvod	18
4.4.2. Kontrola pera	19
4.5. Rozbor geometrických a délkových tolerancí zubového čerpadla.....	19
4.5.1. Geometrické tolerance	20
4.5.2. Tolerance polohy	20
4.5.3. Tolerance soustřednosti a souososti	21
4.5.4. Tolerance kruhového házení.....	22
4.5.5. Tolerance rovnoběžnosti	23
4.5.6. Tolerance kolmosti.....	23
4.5.7. Tolerance rovinnosti.....	24
4.5.8. Délkové tolerance	24
4.5.9. Všeobecné tolerance	25
4.5.10. Drsnost povrchu	26
5. Montážní jednotka – Zubové čerpadlo	26
5.1. Schéma nadřazené montážní jednotky	26
5.2. Popis funkce montážní jednotky.....	27

5.3. Konstrukční a technologické poznámky	30
5.4. Zadání	31
5.5. Poznámky k řešení	32
6. Závěr.....	33
Použitá literatura	34
Seznam obrázků	35
Seznam tabulek	36
Seznam příloh.....	36

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Q_t	teoretický průtok	v	obvodová rychlost
Q	skutečný průtok	l	délka záběru
Q_n	jmenovitý průtok	ε	součinitel záběru
Q_{max}	maximální průtok	M_k	kroucí moment
V_g	geometrický objem	m	hmotnost
η	účinnost	d	průměr hřídele
η_v	objemová účinnost	h	výška pera
η_m	mechanická účinnost	l	délka pera
η_t	celková účinnost	ES	horní úchylka díry
n	počet otáček	EI	dolní úchylka díry
p	tlak	es	horní úchylka hřídele
p_d	dovolený tlak	ei	dolní úchylka hřídele
p_{1min}	minimální vstupní tlak	V	vůle
p_{1max}	maximální vstupní tlak	V_{min}	minimální vůle
p_{2n}	maximální trvalý výstupní tlak	V_{max}	maximální vůle
p_{2max}	maximální výstupní tlak	S_1	šířka tělesa
p_3	špičkový výstupní tlak	S_2	šířka ozubeného kola
ν	viskozita	S_3	šířka čela
P	příkon	a	požadavek na strukturu povrchu
P_n	jmenovitý příkon	b	jiný požadavek na strukturu povrchu
P_{max}	maximální příkon	c	výrobní proces
δ	pulzace	d	nerovnosti a jejich orientace
m	modul	e	přídavek na obrábění
z	počet zubů	A	vzdálenost os ozubených kol
D	průměr roztečné kružnice	$D1$	vnější poloměr kluzného ložiska
D_h	průměr hlavové kružnice	$D2$	vnější poloměr čelního těsnění
D_p	průměr patní kružnice	Ds	vnější poloměr příložky těsnění
b	šířka ozubeného kola	$D3$	poloměr hlavové kružnice oz. kola
a	vzdálenost os	$D4$	vnitřní průměr obvodového těsnění
Q_{max}	maximální průtok	$D5$	vnitřní poloměr obvodového těsnění
Q_{min}	minimální průtok	GT	geometrická tolerance
$Q_{stř}$	střední průtok		
R	poloměr roztečné kružnice		
R_h	poloměr hlavové kružnice		

1. Úvod

Tato bakalářská práce si klade za cíl navrhnout sadu zubových čerpadel, tedy počítačový 3D model, reagující na změnu vybraného parametru u hydrostatických čerpadel. Nezbytnou součástí modelu je i technická dokumentace jako například návrhový výkres, výrobní výkres či výkres sestavy. Na základě návrhového výkresu si kladu za cíl navrhnout především geometrické tolerance ale i délkové tolerance a drsnost povrchu tak, aby co nejlépe vyhovovaly požadavkům na značnou výrobní přesnost, která je pro správné fungování zubových čerpadel nezbytně nutná. Součástí práce jsou také některé základní konstrukční výpočty a návod, jak správně používat geometrické tolerance, délkové tolerance a drsnost povrchu. Tyto oblasti jsou pro přesnou strojní výrobu velmi důležité, pokud je třeba zaručit správné fungování daného výrobku.

Mým dalším cílem je vymyslet a aktualizovat zadání, které by se použilo při vyučování v předmětu Strojírenské konstruování II. Jedná se o montážní jednotku, kterou dostávají za úkol zkonstruovat studenti prvního ročníku na Fakultě strojní.

2. Funkce a použití čerpadel

První čerpací technika sloužila k přepravě vody a byla poháněna zvířecí nebo lidskou silou. Jak v minulosti, tak i dnes, jsou pro člověka čerpadla prakticky nepostradatelným a všeobecně používaným druhem energetických strojů. V současnosti se čerpadla uplatňují ve vodním hospodářství, energetice, zemědělství, dopravě, lékařství, v potravinářském, chemickém, petrochemickém a farmaceutickém průmyslu, ve strojírenství, stavebnictví, při těžbě nerostných surovin, tedy téměř ve všech oblastech lidské činnosti. [1]

Čerpadla, jako zdroje energie kapaliny, jsou provozována v jednoduchých nebo složitých čerpacích zařízeních – hydraulických systémech. Čerpadla s hnacími stroji a příslušenstvím tvoří čerpací soustrojí (či čerpací agregát). Na čerpadlo bezprostředně navazuje potrubní systém, kterým se kapalina odvádí do místy určené – představující obecně spotřebič energie. Celá tato soustava tvoří tzv. hydraulický systém (též čerpací soustavu). Čerpadla jsou tedy vždy provozována vždy v rámci určitého technického zařízení, které obsahuje řadu komponent, jako např. potrubní armatury, trubky nádrže a další. [6] [1]

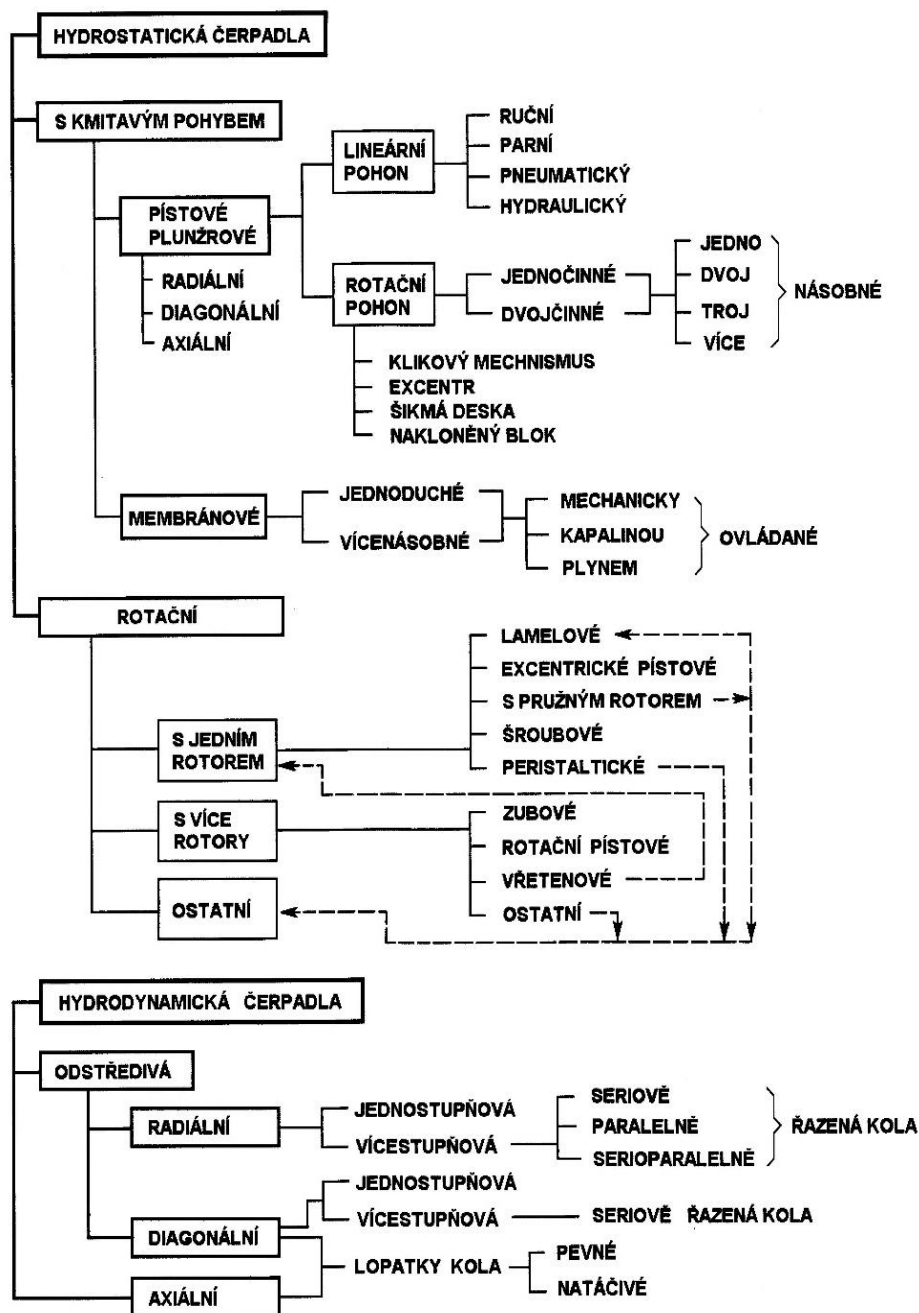
Činnost čerpadla je vázána na prvky daného zařízení a tato vzájemná vazba by měla být taková, aby provoz čerpadla (energetického stroje) i zařízení jako celku byl hospodárný, bezpečný a ekologicky nezávadný. [1]

3. Rozdělení čerpadel

Čerpadla lze rozdělit podle různých hledisek, která se často vzájemně prolínají. Základní je dělení čerpadel podle podstaty činnosti do tří skupin, a sice hydrodynamická, hydrostatická a speciální. Orientační schéma rozdělení hydrostatických a hydrodynamických je uvedeno na (Obrázek 1). [1]

Čerpadla mohou být rozdělována i podle dalších hledisek, např.:

- Podle účelu a oblasti použití – dávkovací, procesní, požární, závlahové, do studní, bagrovací, cirkulační atd.
- Podle hydraulické a konstrukční koncepce a charakteristických konstrukčních znaků
- Podle velikosti parametrů stroje
- Podle oblasti aplikace – energetika (chladicí čerpadla), vodní hospodářství (pitná, odpadní a užitková voda)
- Podle čerpaného materiálu – strojírenství (viskózní kapaliny – oleje), zdravotnictví (krev), stavebnictví (betony, nátěrové hmoty)
- Podle pohonů – elektromotor, turbína, spalovací motor
- Podle provedení – ponorné, obvyklé, hermetické
- Podle materiálu – ocelové (konstrukční, nerezová, litina), plast, teflon



Obrázek 1.: Schéma rozdělení hydrostatických a hydrodynamických čerpadel [1]

3.1. Hydrodynamická čerpadla

Pracují na principu nepřímé přeměny mechanické energie v energii kinetickou a potenciální energii kapaliny. Děj probíhá v rotující lopátkovém oběžném kole stroje na základě změny momentu hybnosti protékající kapaliny. Kinetická energie se mění na energii tlakovou v difuzoru. Pokud čerpadlo nemá difusor, přeměna probíhá ve spirálové skříni. Ve výtlačném hrdle má kapalina hlavně energii tlakovou, pohybová energie je malá. Hydrodynamická čerpadla mají při chodu velký počet otáček, jelikož hřídel čerpadla je napojená přímo na motor, který hydrodynamické čerpadlo pohání. Není náročné na prostor

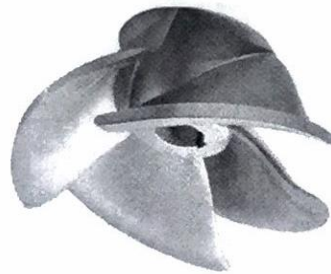
a patří mezi ty levné. Tekutina jím teče rovnoměrně a bez přestávek. Není zde zapotřebí setrvačnick. [1][5]

Základní typy hydrodynamických čerpadel se rozdělují podle použitého oběžného kola: [1]

- Radiální kolo – uzavřené (s krycím diskem) nebo otevřené (bez krycího disku) kolo, které je odstředivě protékané a lopatky jsou pevné (Obrázek 2)
- Diagonální kolo – uzavřené nebo otevřené diagonální kolo, které je šikmo protékané směrem od osy rotace, lopatky jsou pevné nebo natáčivé (Obrázek 3)
- Axiální kolo – nejčastěji otevřené axiální oběžné kolo, které je axiálně protékané, lopatky jsou pevné nebo natáčivé (Obrázek 4)



Obrázek 2.: Oběžné kolo – radiální [1]



Obrázek 3.: Oběžné kolo – diagonální [1]



Obrázek 4.: Oběžné kolo – axiální [1]

3.2. Hydrostatická čerpadla

Nazývají se rovněž objemová čerpadla, protože určitý objem média prochází strojem periodicky. Čerpadla pracující na principu přímé přeměny mechanické energie v hydraulickou energii přímým působením pracovního prvku stroje (píst, membrána, zub, lamela vřeteno, vačka) na kapalinu, bez zprostředkujícího mezistupně – kinetické energie kapaliny. Tlak kapaliny v činném prostoru stroje je hydrostatický. K přepravě tekutiny u tohoto typu čerpadla dochází přímým opakovaným, nebo spojitým působením na objem kapaliny, který je oddělen, a to v daném okamžiku nejdříve na sací potrubí a poté na potrubí výtlačné. Čerpadla hydrostatická jsou známá tím, že při stejných otáčkách mají téměř konstantní průtok. [1][5]

Účelem hydrostatických čerpadel je zejména zvyšování tlaku kapaliny nebo zvyšování její polohy. Kinetickou energii lze v podstatě zanedbat. Výtlačná výška hydrostatického čerpadla je stanovena výkonem pohonu. Aby nedosáhla hodnot, při kterých se může zařízení zničit, je důležité stroj chránit pojistným ventilem. [1][5]

Hydrostatická čerpadla jsou vhodná pro relativně malé průtoky a velké tlaky (až do 10^3 MPa). Stroje, které mají samočinné ventily mohou pracovat pouze jako čerpadla, u všech ostatních hydrostatických strojů je možná reverzibilita přeměny energie. Moderní hydrostatické stroje mají velmi široký rozsah použití, jako čerpadla mohou čerpat buď

newtonské nebo neneutonské kapaliny různých fyzikálních vlastností. Pro konstrukční řešení jsou rozhodující zejména vlastnosti čerpaných kapalin. [1]

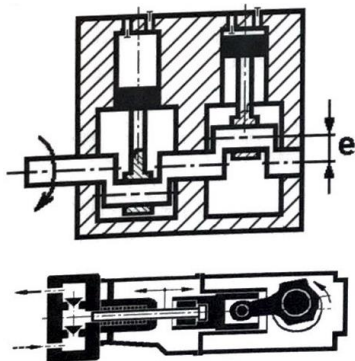
3.2.1. Čerpadla s kmitavým pohybem

Princip práce vychází z kmitavého vratného pohybu, který vytváří činná část tělesa čerpadla. [1]

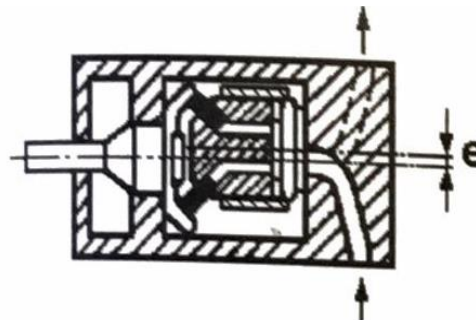
3.2.1.1. Čerpadla pístová a plunžrová

Práci vykonává píst přímočarým vratným pohybem. Tato čerpadla jsou velmi rozšířená a mají jedny z nejlepších vlastností. Geometrický objem V_g je funkcí vzdálenosti e , případně úhlu α . Rozlišují se umístěním pístů: [1]

- Řadové (písty vedle sebe) - písty kmitají v nehybném bloku válců (Obrázek 5)
- Diagonální s výstřednou opěrnou deskou – těleso s diagonálně uloženými kmitajícími písty (Obrázek 6)
- Radiální s vnitřním vedením pístů – písty kmitají v rotoru (Obrázek 7)
- Radiální se vnějším vedením pístů – písty kmitají ve statoru (Obrázek 8)
- Axiální:
 - rotující s nakloněnou deskou (Obrázek 9)
 - nerotující s nakloněnou deskou (Obrázek 10)



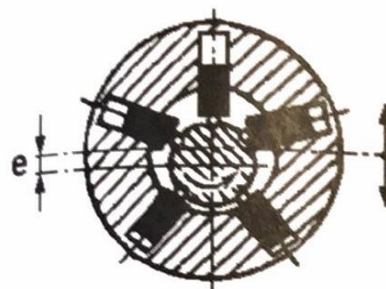
Obrázek 5.: Řadové čerpadlo [1]



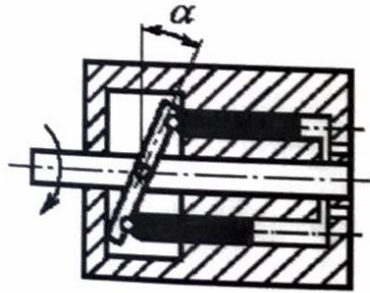
Obrázek 6.: Diagonální čerpadlo s výstřednou opěrnou deskou [1]



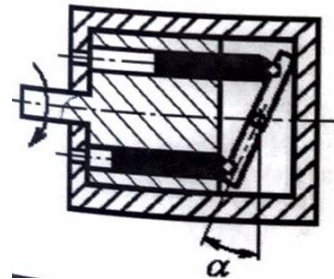
Obrázek 7.: Radiální čerpadlo s vnitřním vedením pístů [1]



Obrázek 8.: Radiální čerpadlo s vnějším vedením pístů [1]



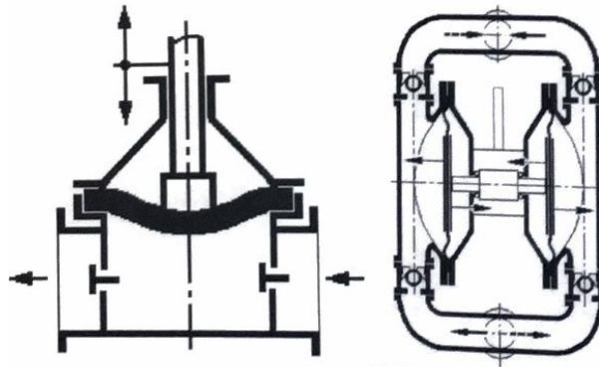
Obrázek 9.: Axiální rotující čerpadlo s rotující deskou [1]



Obrázek 10.: Axiální nerotující čerpadlo s rotující deskou [1]

3.2.1.2. Čerpadla membránová

Ovládání membrány je mechanické, pneumatické nebo hydraulické. Pracovním i těsnícím prvkem je membrána (Obrázek 11) [1]



Obrázek 11.: Membránové čerpadlo s elastickou membránou [1]

3.2.2. Rotační čerpadla

Dopravují kapalinu točivým pohybem činné části rotoru. Kapalina se nachází v prostoru, který je uzavřený proti vtoku a výtoku. Teoreticky dopravují rotační čerpadla stejný objem kapaliny za jednu otáčku nezávisle na počtu otáček a dopravní výšce, čerpají kapalinu rovnoměrně a bytelná konstrukce jim umožňuje vyšší otáčky, což umožňuje propojení přímo s elektromotorem. [1]

Výhody:

- vysoké tlaky
- dobrý sací efekt
- přesné dávkování
- pro střední i vyšší otáčky
- snadná údržba

Nevýhody:

- malé průtoky
- průtok je pulsující

- komplikovaná konstrukce
- drahé

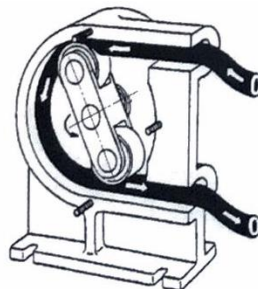
Rozdělení rotačních čerpadel podle pracovního prvku:

- vačka
- lamela
- rotační píšť
- závit
- zub

3.2.2.1. Hadicové (peristaltické) čerpadlo

Pracuje na principu paměti materiálu, ze kterého je vyrobena flexibilní trubice čerpadla. Při pomalém otáčení rotoru dochází k postupné deformaci hadice, přičemž se uzavře malý objem kapaliny v trubici, který je poté vytlačován z hadice po směru rotace lopatky a za lopatkou tudíž vzniká podtlak, který má za následek opětovné nasátí čerpané kapaliny (Obrázek 12). [5]

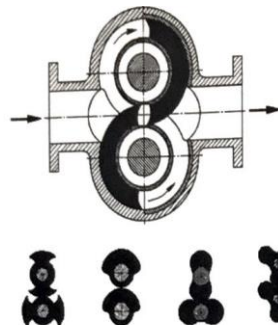
Výhodou peristaltického čerpadla je, že dopravovaná látka přichází do styku pouze s trubicí a má jednoduchou konstrukci. Nevýhodou je možná ztráta u přenosu plynových látek. Nejčastější použití je ve zdravotnictví, kde je zapotřebí velmi přesného dávkování. [5]



Obrázek 12.: Hadicové čerpadlo [1]

3.2.2.2. Čerpadla s rotačními píšťy

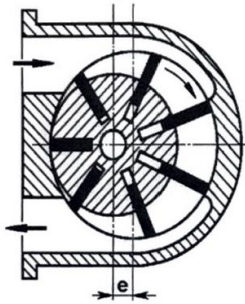
Pracovním prvkem čerpadla jsou dva stejné rotační píšťy, které se vzájemně nedotýkají a nedotýkají se ani stěn statoru, mají různé tvary například: vačka, nůž, část mezikruží, „piškot“ a další (Obrázek 13) [1]



Obrázek 13.: Čerpadlo s rotačními píšťy [1]

3.2.2.3. Lamelová čerpadla

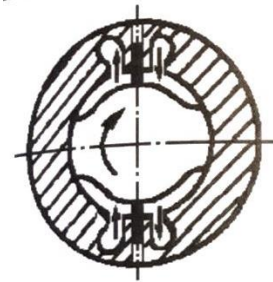
Lamelová čerpadla se hojně využívají v hydraulických systémech, díky regulaci množství protéké kapaliny. Skládá se z otáčejícího se rotoru uvnitř statoru a pohyblivé lamely, které kmitají ve výřezech kruhového rotoru. Rotor může a nemusí být excentricky uložen vůči statoru. Lamely kloužou po kruhové dráze ve statoru a jsou přitlačovány excentrickou silou. Lamelová čerpadla můžeme rozdělit na lamelová čerpadla s lamelami v rotoru (Obrázek 14) a (Obrázek 15) a na lamelová čerpadla s lamelami ve statoru (Obrázek 16). [1] [5]



Obrázek 14.: Lamelové čerpadlo s kruhovým [1]



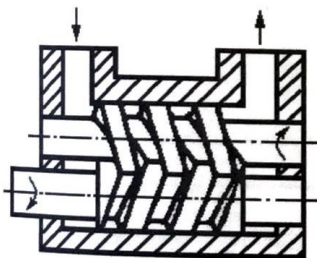
Obrázek 15.: Lamelové čerpadlo s oválným státorem [1]



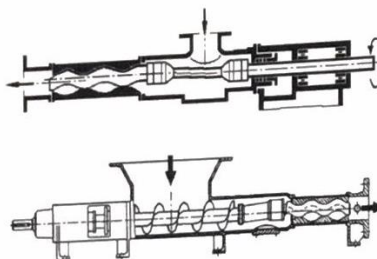
Obrázek 16.: Lamelové čerpadlo s oválným rotorem [1]

3.2.2.4. Vřetenové čerpadlo

Čerpadlo se skládá šroubovitého vřetena, jejichž profil je lichoběžníkový, obdélníkový nebo cykloidní. Vřeteno je uloženo s malými radiálními vůlemi v čerpadlovém prostoru. Otáčením vřetena se kapalina nasává do zubové mezery, poté do šroubovice a až do výtlačného prostoru. Geometrický objem V_g je konstantní. Podle typu vřetena dělíme na čerpadlo vřetenové (Obrázek 17) a čerpadlo šnekové (Obrázek 18). Dalším typem je šroubové čerpadlo, které využívá rotujícího Archimédova šroubu ve válcovém žlabu (Obrázek 19). [8]



Obrázek 17.: Vřetenové čerpadlo s lichoběžníkovým (čtvercovým) závitem [1]



Obrázek 18.: Vřetenové čerpadlo šnekové [1]



Obrázek 19.: Šroubové čerpadlo (Archimédův šroub) [1]

3.3. Zubová čerpadla

Zubová čerpadla patří k těm nejrozšířenějším čerpadlům s konstantním průtočným množstvím, jsou spolehlivá a mají jednoduchou konstrukci. Zubové čerpadlo je složeno z páru ozubených kol, která jsou v záběru. Kola jsou uložena s malou vůlí v tělese a jedno z nich je spojeno s pohonem. Pro zvětšení průtočného množství kapaliny lze spojit dvě nebo více čerpadel vedle sebe. Zvláštním případem spojení dvou čerpadel je čerpadlo se třemi koly, kde prostřední kolo je spojeno s pohonem. Zubové čerpadlo se třemi koly má dva sací a dva výtlačné prostory. Každý stupeň čerpadla může dodávat kapalinu samostatně, nebo ji oba dodávají do společného potrubí. [4]

Rovnoměrnost dodávky kapaliny závisí u zubových čerpadel na počtu zubů. Čím větší je jejich počet, tím rovnoměrnější je tok kapaliny. Požaduje-li se značná rovnoměrnost chodu, volí se nejméně 20 zubů. [4] [7]

Zubová čerpadla můžeme dělit na:

- Zubové čerpadlo s vnějším ozubením
- Zubové čerpadlo s vnitřním ozubením
- Zubové čerpadlo typu „Gerotor“

Z řad výrobců zubových čerpadel můžeme jmenovat například společnosti: Verder, Viking Pumps, Bucher hydraulic, Zenith, Eclipse, Eco Gearchen či Jihostroj.

3.3.1. Zubové čerpadlo s vnějším ozubením

Tato varianta je ideální pro aplikace vyžadující nízké průtoky a vysoké tlaky, a to při otáčkách standardních 4pólových elektropohonů. Konkrétně se velmi hodí na čerpání olejů a jiných vysoce viskózních kapalin pro aplikace v petrochemickém průmyslu, čerpání barev a laků, mycích a čisticích prostředků, potravin, čokolád, papíru apod. Viskózní látky totiž zcela zaplní prostor v čerpadle a zmenšují či odstraňují vnitřní tření. Výsledkem je velmi přesné dávkování. Speciální provedení se vyrábějí pro aplikace ve zpracovatelském průmyslu pro dopravu velmi obtížně čerpatelných látek. Naopak ty se nehodí pro čerpání produktů s nízkou viskozitou, kde dochází k velkému tření a čerpadlo se může zadřít. Znázornění zubového čerpadla s vnějším ozubením je na (Obrázek 20). [9]

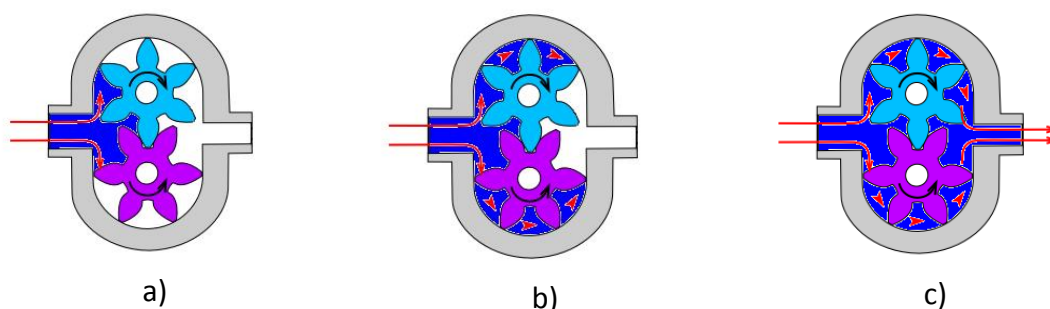


Obrázek 20.: Zubové čerpadlo s vnějším ozubením [7]

3.3.1.1. Princip funkce a konstrukce

Zubová čerpadla s vnějším ozubením fungují na principu dvou navzájem identických rotujících ozubených kol, jejichž ozubení na sací straně vychází ze společného záběru a proti stěnám pouzdra čerpadla vytváří prázdné kapsy – zubové mezery, ve kterých je kapalina unášena po obvodě do výtlačného prostoru, kde záběr zubů zabrání zpětnému proniknutí kapaliny do sacího prostoru. Po vtlačení média se ozubená kola dostávají opět do vzájemného záběru a generují tak potřebný tlak. S využitím atmosférického tlaku dochází k plnění zubových mezer médiem (Obrázek 21). [7]

Ozubená kola jsou uložena na obou stranách hřídele v ložiscích a díky tomu jsou tato čerpadla schopna vyvinout velmi vysoké tlaky při otáčkách pohonu obvykle 1500 až 3500 ot./min či do 700 ot./min. u velkých čerpadel. Aby nedocházelo k „přelévání“ kapaliny mezi zuby, je nutné při výrobě dodržet přesné výrobní tolerance. Čím větší tlaky mají být generovány, tím přesněji musí být čerpadlo vyrobeno. Díky tomu naopak nejsou vhodná pro abrazivní nebo vysokoteplotní produkty. [7]



Obrázek 21.: Princip zubového čerpadla; a) Nasátí kapaliny do skříně čerpadla, b) Unášení kapaliny ozubenými koly, c) vytlačení kapaliny ze skříně [6]

Výhody:

- vhodný pro vysoké rychlosti
- vhodný pro vysoké tlaky
- plynulý průtok a přesné dávkování
- málo namáhaných částí
- relativně tichý provoz (zvláště u šnekového provedení)
- možnost přizpůsobení konstrukce různým produktům

Nevýhody:

- ložiska se nacházejí v kontaktu s čerpaným produktem
- nelze přepravovat sypké materiály
- pevné a nutně malé tolerance
- vhodné jen pro malé a střední průtoky

3.3.2. Excentrické zubové čerpadlo –

Tato varianta zubových čerpadel je velmi univerzální a je tedy použitelná pro všechny druhy kapalin a průtoky až 6 000 l/min. Některé konstrukce umožňují použití i pro látky se špatnou mazací schopností, stejně tak jako pro média s malými pevnými částicemi (mohou

obsahovat i abrazivní částice). Zvláště jsou excelentní pro vysoce viskózní média s teplotou až 400 °C s požadavkem na plynulý a klidný nepulsující tok a tlak. Komponenty konstrukce nemusí být vyrobeny s tak vysokou přesností jako u jiných typů zubových čerpadel. Zubová čerpadla s vnitřním ozubením jsou samonasávací, tzn. že čerpané médium nemusí být na vstupu čerpadla, protože čerpadlo je schopné si jej k sobě nasát (Obrázek 22). [7]



Obrázek 22.: Excentrické zubové čerpadlo [7]

3.3.2.1. Princip funkce a konstrukce

Konstrukce těchto čerpadel využívá dvou do sebe zasazených ozubených kol: ozubeného vnějšího kola – rotoru poháněným motorem a ozubeného vnitřního kola – pastorku, který je poháněn otáčejícím se rotorem. Prostor mezi zuby obou kol je pak vyplněn čerpaným médiem. V tomto místě jsou pak obě ozubená kola oddělena srpkovitým obloukem (půlměsíčkem), který zajišťuje nepulsující průběh toku. Na výstup čerpadla se tak střídavě vynáší produkt z rotoru a pastorku, a proto je průtok i generovaný tlak velmi stálý. Tato konstrukci umožňuje přečerpávat a dávkovat velmi viskózní média i média s minimální viskozitou. [7]

Výhody:

- robustní konstrukce
- použití pro látky s různou viskozitou
- ideální pro velké průtoky
- velmi plynulý nepulsující průtok
- teplotní odolnost
- samonasávací funkce
- dlouhá životnost

Nevýhody:

- použitelnost jen pro menší tlaky

3.3.3. Zubová čerpadla typu "Gerotor"

Čerpadla typu Gerotor jsou speciální verzí zubových čerpadel s vnitřním ozubením bez srpkovitého oblouku. Využívají se především v transportní technice pro oběh olejového mazání strojů a v ménětlaké hydraulice. Maximální tlaky vytvářené těmito čerpadly jsou

obvykle v rozsahu 7 až 10 barů. Hlavní výhodou je obousměrný provoz, malé rozměry čerpadla, plynulý průtok, tichý chod a spolehlivý provoz (Obrázek 23). [7]



Obrázek 23.: Zubové čerpadlo typu gerotor [7]

3.3.3.1. Princip funkce a konstrukce

Čerpadlo se skládá ze dvou rotujících komponent: z rotoru – vnitřní ozubené hnací kolo připojené k pohonu a hnaného pastorku – vnější ozubené kola. Pastorek má o jeden zub více než rotor a pohybuje se tedy pomaleji. Princip spočívá v nabírání média do prostoru mezi rotorem a pastorkem, vzniklý rozdílrou rychlostí otáčení. [7]

4. Návrh zubového čerpadla

V této části práce se budu zabývat návrhem zubového čerpadla, vylíčím základní vzorce potřebné pro jeho výpočet, popíšu konstrukci, rozeberu tolerance potřebné pro výrobu tohoto navrhovaného čerpadla a další požadované náležitosti.

4.1. Sledované parametry při volbě zubového čerpadla

- Teoretický průtok Q_t – závisí na modulu m , průměru D , šířce b ozubeného kola a počtu otáček n
- Účinnost η – závisí na konstrukčním provedení, počtu otáček n , tlaku p a na viskozitě kapaliny ν
- Příkon čerpadla P – závisí na průtoku Q_t , tlaku p a účinnosti čerpadla η
- Výstupní tlak p – závislý na konstrukci čerpadla
- Pulzace čerpadla δ – závisí na maximálním a minimálním průtoku čerpadla Q_{max} a Q_{min}

4.2. Základní výpočty u hydrostatických čerpadel

Při návrhu zubového čerpadla s vnějším ozubením postupujeme podle následujících vztahů, ze kterých vypočteme hlavní rozměry. Pro určení hlavních rozměrů zubového čerpadla potřebujeme jeho objemovou účinnost. Objemová účinnost čerpadla jednoduché

konstrukce bez vymezení vůlí se pohybuje v rozmezí $\eta_V = 0,85 - 0,9$. Čerpadla s axiálním vymezením vůlí dosahují objemové účinnosti $\eta_V = 0,9 - 0,95$. [8]

Teoretický průtok Q_t :

$$Q_t = V_g \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot m \cdot b \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (1)$$

Skutečný průtok Q :

$$Q = Q_t \cdot \eta_V \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2)$$

Geometrický objem V_g :

$$V_g = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot m = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \quad [m^3] \quad (3)$$

Modul ozubeného kola m určíme:

a) pro ozubení s poměrem $\frac{b}{m} = 4,5 \div 7$, $\alpha = 20^\circ$ a $z = 9 \div 13$ ze vztahu:

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_g}{2 \cdot \pi \cdot (z + 1,27) \cdot \frac{b}{m}}} \quad (4)$$

b) pro poměr $\frac{b}{m} = 6 \div 10$ s obvodovou rychlostí $v = 10 \div 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ze vztahu:

$$m = 1,85 \div 3,4 \cdot \sqrt{Q} \quad (5)$$

Vypočítaný modul m zaokrouhlíme na normalizovanou hodnotu podle následující tabulky:

Tabulka 1.: Normalizované moduly [10]

<u>0,1</u>	0,11	<u>0,12</u>	0,14	<u>0,15</u>	0,18	<u>0,2</u>	0,22	<u>0,25</u>	0,28
<u>0,3</u>	0,35	<u>0,4</u>	0,45	<u>0,5</u>	0,55	<u>0,6</u>	0,7	<u>0,8</u>	0,9
<u>1</u>	1,125	<u>1,25</u>	1,375	<u>1,5</u>	1,75	<u>2</u>	2,25	<u>2,5</u>	2,75
<u>3</u>	3,5	<u>4</u>	4,5	<u>5</u>	5,5	<u>6</u>	7	<u>8</u>	9
<u>10</u>	11	<u>12</u>	14	<u>16</u>	18	<u>20</u>	22	<u>25</u>	28

Pozn.: Podtržené moduly jsou přednostní

Průměr roztečné kružnice D :

$$D = m \cdot z \quad [m] \quad (6)$$

Průměr hlavové kružnice D_h :

$$D_h = m \cdot (z + 2) \quad [m] \quad (7)$$

Průměr patní kružnice D_p :

$$D_p = m \cdot (z - 2,332) \quad [m] \quad (8)$$

Teoretická vzdálenost os a :

$$a = (D + D)/2 \quad [m] \quad (9)$$

Pro výpočet přesného průtoku použijeme vztah:

$$Q_t = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot m^2 \cdot \left[z + 1 - \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha}{12} \right] \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (10)$$

Skutečného průtoku ze vztahu 9, slouží ke stanovení objemové účinnosti čerpadla.

Maximální průtok Q_{max} :

$$Q_{max} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot (R_h^2 - R^2) \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (11)$$

Minimální průtok Q_{min} :

$$Q_{min} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot (R_h^2 - R^2 - 0,25 \cdot l^2) \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (12)$$

délku záběru l určíme ze vztahu:

$$l = \varepsilon \cdot \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha) \quad [m] \quad (13)$$

kde součinitel záběru ε nabývá hodnot $1 \div 1,4$.

Pulzace čerpadla δ se určí z následujícího vztahu:

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{stř}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (14)$$

kde $Q_{stř} = \frac{Q_{max} + Q_{min}}{2}$

Kroutící moment M_k :

$$M_k = \frac{V_g \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_m} \quad [N \cdot m] \quad (15)$$

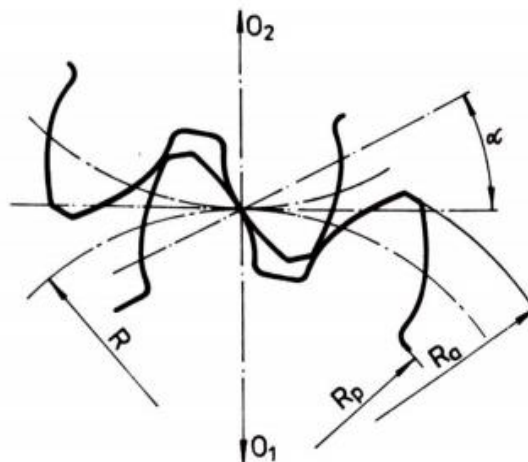
kde mechanická účinnost $\eta_m = 0,85$

Příkon čerpadla P :

$$P = \frac{Q \cdot p}{\eta_t} \quad [W] \quad (16)$$

kde celková účinnost $\eta_t = \eta_m \cdot \eta_v$

Geometrie zubového čerpadla je znázorněna na (Obrázek 24).



Obrázek 24.: Geometrie zubového čerpadla [8]

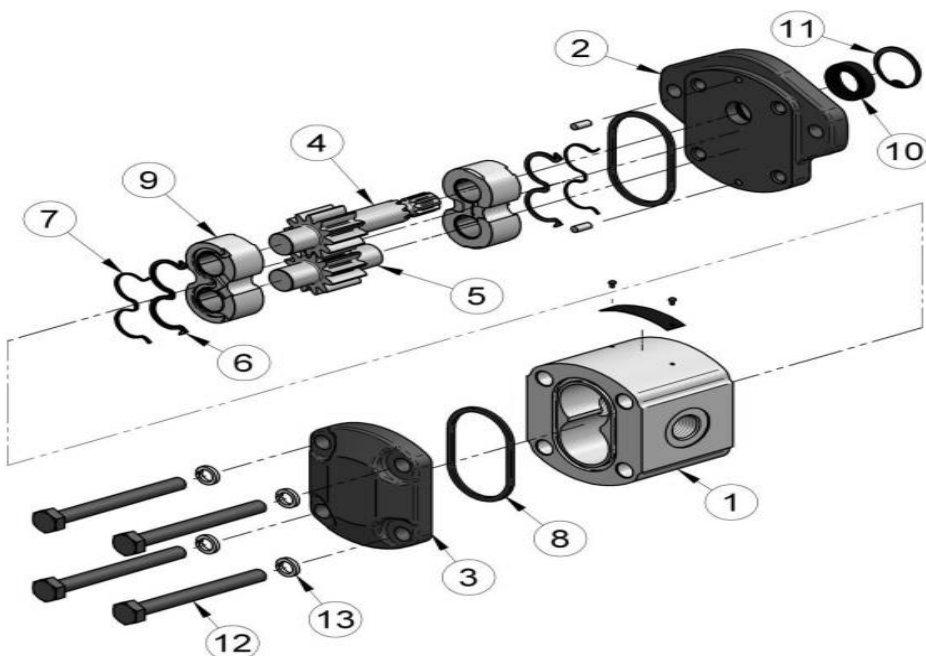
4.3. Zubové čerpadlo T3

Pro návrh sady zubových čerpadel, vytvořený jako parametrický model, jsem si jako vzor zvolil zubové čerpadlo řady T3, vyráběné firmou Jihostroj.

Čerpadla řady T3 s vnějším ozubením jsou použitelná v moderních hydraulických systémech, manipulační technice a mobilní hydraulice. Základní provedení se skládá z několika dílů. Těleso čerpadla je vyrobeno z vysokopevnostní hliníkové slitiny, víko a příruba ze šedé litiny, popřípadě hliníkové slitiny, ozubená kola pak z vysokopevnostní oceli.

Používané typy přírub odpovídají všem světovým standardům, stejně jako tvar vstupu a výstupu pracovní kapaliny. Ozubená kola s 12-ti zuby jsou optimalizována pro dosažení nízké hladiny hluku. Čepy kol s vysokou jakostí povrchu jsou uloženy v kluzných pouzdech, která jsou neustále mazána a chlazena proudem pracovní kapaliny. [9]

Popis dílů zvoleného zubového čerpadla z řady T3 je uveden na (Obrázek 25).



Obrázek 25.: Základní díly čerpadla T3; 1. Těleso; 2. Příruba; 3. Víko; 4. Kolo hnací; 5. Kolo hnané; 6. Těsnění vyvážení; 7. Ochranné příložky těsnění; 8. Těsnění obvodové; 9. Čela ložisková; 10. Těsnění hřídelové; 11. Kroužek pojistný; 12. Šrouby spojovací; 13. Podložky pružné. [9]

V následující tabulce jsou uvedeny sledované parametry pro jednotlivé velikosti zubových čerpadel z řady T3:

Tabulka 2.: Seznam parametrů zubového čerpadla T3 [9]

Parametry jmenovité velikosti		Ozn.	Jedn.	T3 4	T3 6	T3 8	T3 12	T3 16	T3 20	T3 25	T3 31
Skutečný geometrický objem		V_g	[cm ³]	4,03	6,02	8,05	12,08	16,10	20,12	25,16	31,21
Otáčky	jmenovité	n_n	[min ⁻¹]	1500							
	minimální	n_{min}	[min ⁻¹]	500							
	maximální	n_{max}	[min ⁻¹]	4000	4000	3600	3600	3200	3200	2800	2200
Tlak na vstupu *	maximální	p_{1min}	[bar]	0,50							
	minimální	p_{1max}	[bar]	-0,30							
Tlak na výstupu **	max. trvalý	p_{2n}	[bar]	280	280	280	260	260	240	200	150
	maximální	p_{2max}	[bar]	290	290	290	280	280	250	220	170
	špičkový	p_3	[bar]	310	310	310	300	300	270	240	190
Jmenovitý výstupní průtok (min.) při n_n a p_{2n}		Q_n	[dm ³ .min ⁻¹]	5,40	8,10	11,04	16,56	22,56	28,20	35,25	43,71
Maximální průtok při n_{max} a p_{2max}		Q_{max}	[dm ³ .min ⁻¹]	15,68	23,52	28,22	42,34	50,18	62,72	68,60	66,84
Příkon - jmenovitý (max.) při n_n a p_{2n}		P_1	[kW]	3,33	5,00	6,52	9,06	11,82	11,82	13,30	13,74
Maximální příkon při n_{max} a p_{2max}		P_{max}	[kW]	8,77	13,15	15,78	22,04	26,12	29,02	26,46	21,91
Hmotnost		m	[kg]	2,6	2,65	2,75	2,95	3,1	3,35	3,5	3,8

* Tlak na vstupu u reverzního provedení může být až $p_1 = p_{2n} - 70$ bar max.

** Tlak na výstupu u reverzního provedení je o 10% nižší, než je uvedeno v tabulce.

Pracovní kapalina:

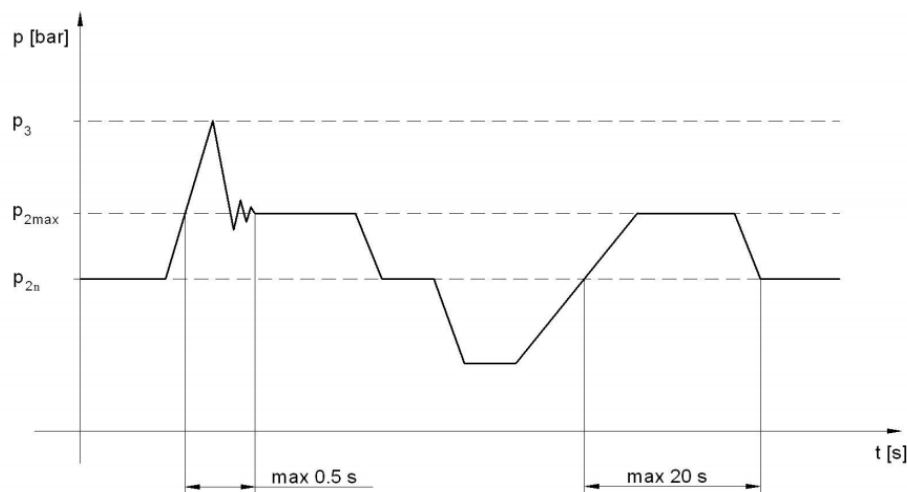
- Minerální oleje pro hydraulické pohony
- Hydraulické kapaliny na bázi rostlinných olejů vhodné pro hydraulické pohony

Teplota kapaliny: $t = (-20 \div 80 (120))^\circ\text{C}$

Kinematická viskozita:

- Doporučená (při trvalém provozu): $\nu = (20 \div 80) \cdot 10^{-6} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
- Maximální (při uvedení do provozu): $\nu = 1200 \cdot 10^{-6} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
- Minimální: $\nu = 10 \cdot 10^{-6} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Tlakové zatížení čerpadla T3 je znázorněno na (Obrázek 26).



Obrázek 26.: Tlakové zatížení [9]

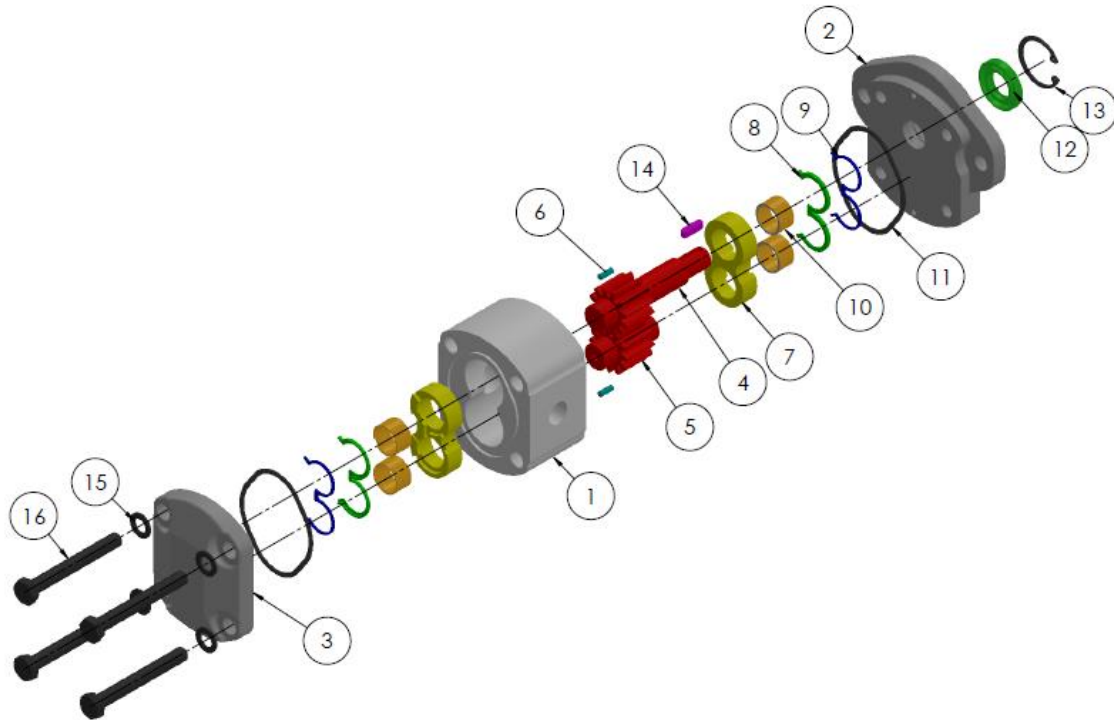
p_{2n} – maximální trvalý tlak nejvyšší pracovní tlak, při němž lze čerpadlo provozovat bez časového omezení.

p_{2max} – maximální tlak nejvyšší tlak přípustný krátkodobě, max. 20s.

p_3 – špičkový tlak krátkodobý tlak vznikající při náhlé změně pracovního režimu; jakékoliv překročení tohoto tlaku je v provozu nepřípustné.

4.4. Vlastní návrh zubového čerpadla

Jednotlivé díly zubového čerpadla, které navrhuji, jsou zobrazeny na (Obrázek 27). Konstrukce se skládá ze dvou ozubených kol. Nazýváme je hnacího kola a hnaného kola. Hřídele jsou na obou stranách uložena v kluzných ložiscích. Tyto ložiska jsou vložena do bočních čel, která jsou zakryta čelním těsněním a zajištěna příložkou těsnění. Tato podsestava je uložena v tělese čerpadla a na obě čelní strany tělesa je přiloženo obvodové těsnění proti případnému prosakování oleje. Levá část zubového čerpadla je uzavřena víkem a pravá část přírubou. Mezi přírubou a tělesem čerpadla jsou umístěny dva kolíky pro přesné smontování. Celá sestava je zajištěna čtyřmi šrouby se šestihrannou hlavou s podložkami. V přírubě čerpadla je umístěno hřídelové těsnění, které je zajištěno pojistným kroužkem. Konec hřídele hnacího kola je osazeno perem pro přenos kroutícího momentu z elektromotoru.



Obrázek 27.: Rozpad sestavy zubového čerpadla

- | | |
|------------------|-----------------------|
| 1. Těleso | 9. Příložka těsnění |
| 2. Příruba | 10. Kluzné ložisko |
| 3. Víko | 11. Obvodové těsnění |
| 4. Hnací kolo | 12. Hřídelový kroužek |
| 5. Hnané kolo | 13. Pojistný kroužek |
| 6. Kolík | 14. Pero |
| 7. Čelo | 15. Podložka |
| 8. Čelní těsnění | 16. Spojovací šroub |

4.4.1. Rozměrový obvod

Při navrhování zubového čerpadla je zapotřebí vyřešit řadu konstrukčních problémů, aby byla zaručena správná funkčnost, životnost, odolnost a bezpečnost daného zařízení.

Pro správnou funkčnost je třeba zkontrolovat rozměrový obvod v tělese čerpadla a výpočtem zaručit vůli, která při montáži vznikne mezi čelem a víkem čerpadla. Při výpočtu rozměrového obvodu vycházím z (Obrázek 28).

Navržené rozměry s délkovými úchylkami:

$$S_1 = 51,46 \begin{matrix} +0,15 \\ +0,10 \end{matrix} mm$$

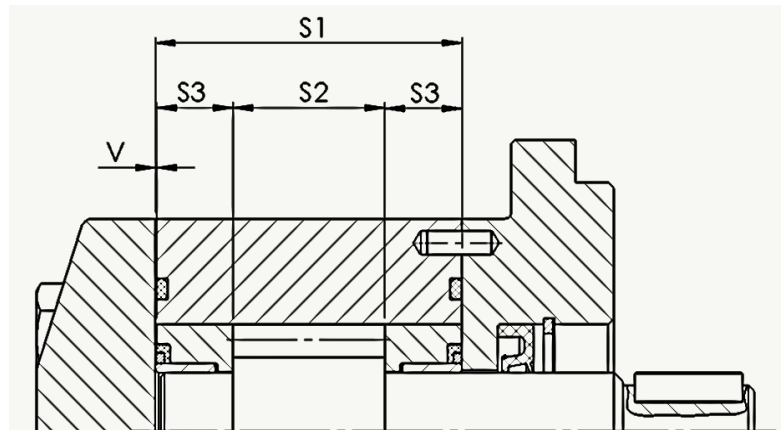
$$S_2 = 25,46 \pm 0,01 mm$$

$$S_3 = 13 \pm 0,02 mm$$

$$V_{min} = S_{1 min} - S_{2 max} - 2 \cdot S_{3 max} = 51,56 - 25,47 - 2 \cdot 13,02 = 0,05 mm \quad (17)$$

$$V_{max} = S_{1 max} - S_{2 min} - 2 \cdot S_{3 min} = 51,61 - 25,5 - 2 \cdot 12,98 = 0,2 mm \quad (18)$$

$$V = 0,1 \begin{matrix} +0,1 \\ -0,05 \end{matrix} \text{ mm}$$



Obrázek 28.: Rozměrový obvod

4.4.2. Kontrola pera

Pera se kontrolují na stříh a na otláčení. Jelikož pero na stříh téměř vždy vydrží, budu tedy kontrolovat pero na otláčení. Vychází se z pevnostní podmínky:

$$p_D \geq p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l} \text{ [MPa]} \quad (19)$$

$$M_k = \frac{V_g \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_m} \text{ [Nm]} \quad (20)$$

$$p_D = 120 \text{ [MPa]}$$

$$M_k = \frac{12 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot 10^5}{2 \cdot \pi \cdot 0,8075} = 47,3 \text{ [Nm]}$$

$$p = \frac{4 \cdot 47,3}{0,015 \cdot 0,005 \cdot 0,028} = 90,1 \text{ [MPa]} < 120 \text{ [MPa]}$$

Zvolené pero 8e5x5x28 vyhovuje z hlediska kontroly na otláčení, a tudíž je možné jej použít.

4.5. Rozbor geometrických a délkových tolerancí zubového čerpadla

Tato kapitola souží zároveň jako stručný návod k tomu, jak při návrhu daného zařízení používat geometrické tolerance, délkové tolerance a drsnosti.

Potřeba předepisování tolerancí vychází z podstaty, že žádná plocha nelze vyrobit absolutně přesně ať už se jedná o rozměry délkové, geometrické anebo o kvalitu povrchu, proto je nutné tyto tři tolerance ve výkresových dokumentacích předepisovat. Všechny tři tolerance jsou mezi sebou funkčně provázány. Při určování konkrétní hodnoty musíme vždy vycházet z funkce dané plochy. V některých případech je primární rozměrová tolerance, jindy může být podstatnější tolerance geometrická, nebo předepsání textury povrchu. [10]

Pro návrh zubového čerpadla jsem použil některé geometrické a délkové tolerance, které zaručují správnou funkčnost a určují požadavky na přesnost jeho výroby.

4.5.1. Geometrické tolerance

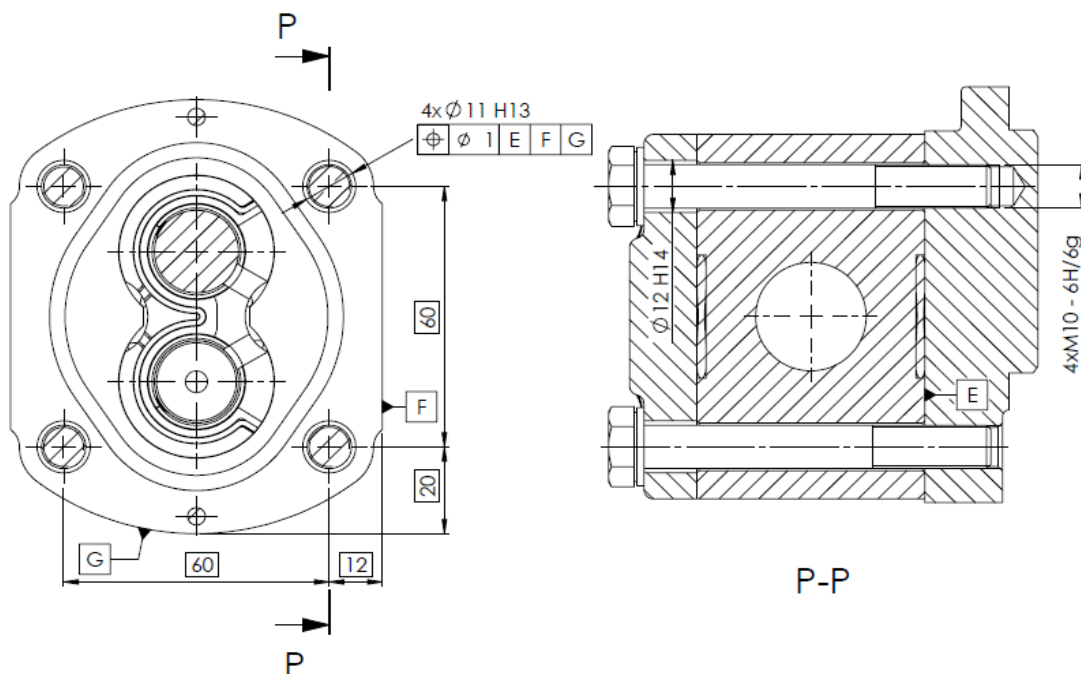
Geometrické tolerance definují přípustné odchylky skutečných tvarů a poloh od tvarů a poloh teoreticky přesných. Hodnoty těchto tolerancí udávaných v milimetrech jsou dány požadovanou funkcí příslušné plochy a jsou svázány s hodnotami tolerancí délkových a úhlových rozměrů jakožto i s velikostí drsnosti povrchu. [10]

Rozděluje se na tolerance tvaru, orientace, umístění a házení. Do skupiny tvaru patří: tolerance přímosti, rovinnosti, kruhovitosti, válcovitosti, tolerance profilu libovolné čáry a plochy. Do skupiny orientace řadíme: tolerance rovnoběžnosti, kolmosti a sklonu. Do skupiny umístění patří: tolerance polohy, soustřednosti a souososti a tolerance souměrnosti. Skupina házení se dělí na obvodové házení a celkové házení. Každá z nich se ještě rozděluje na axiální a radiální házení. [10]

4.5.2. Tolerance polohy

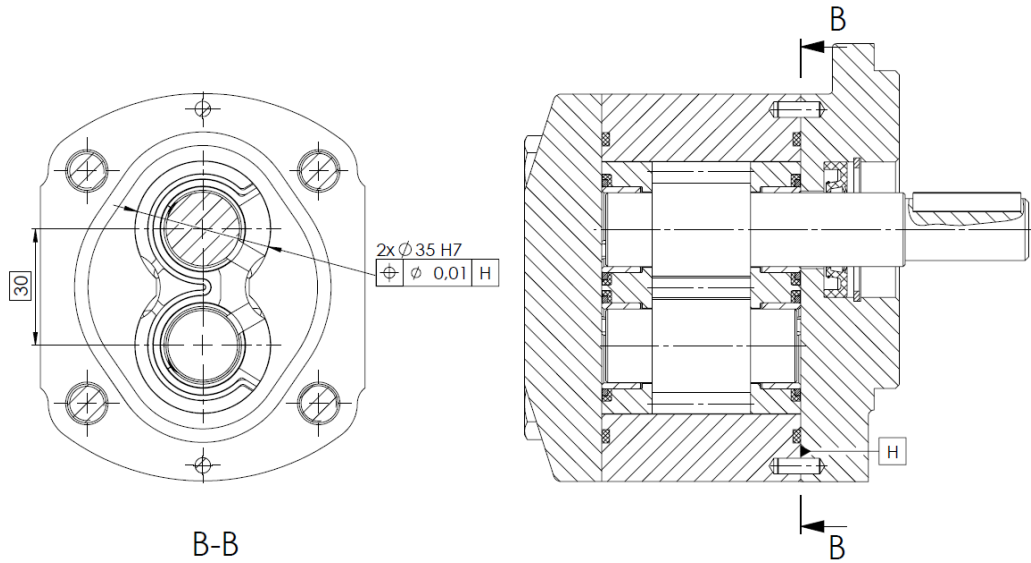
Toleranci polohy předepisují proto, aby byla zaručena přesnost, se kterou jsou vyvrtány díry pro spojovací šrouby viz. (Obrázek 29).

Osa každé ze čtyř děr musí ležet uvnitř tolerančního pole tvaru válce o průměru 1 mm jehož poloha je dána teoreticky přesnými vzdálenostmi od základen. Podle tolerančního rámečku jsem určil základna E, kterou tvoří čelní strana tělesa. Základna F musí být kolmá k základně E a je tvořena boční stěnou tělesa. Základna G je kolmá k E i F a tvoří ji spodní plocha tělesa. [10]



Obrázek 29.: Tolerance polohy děr pro spojovací šrouby

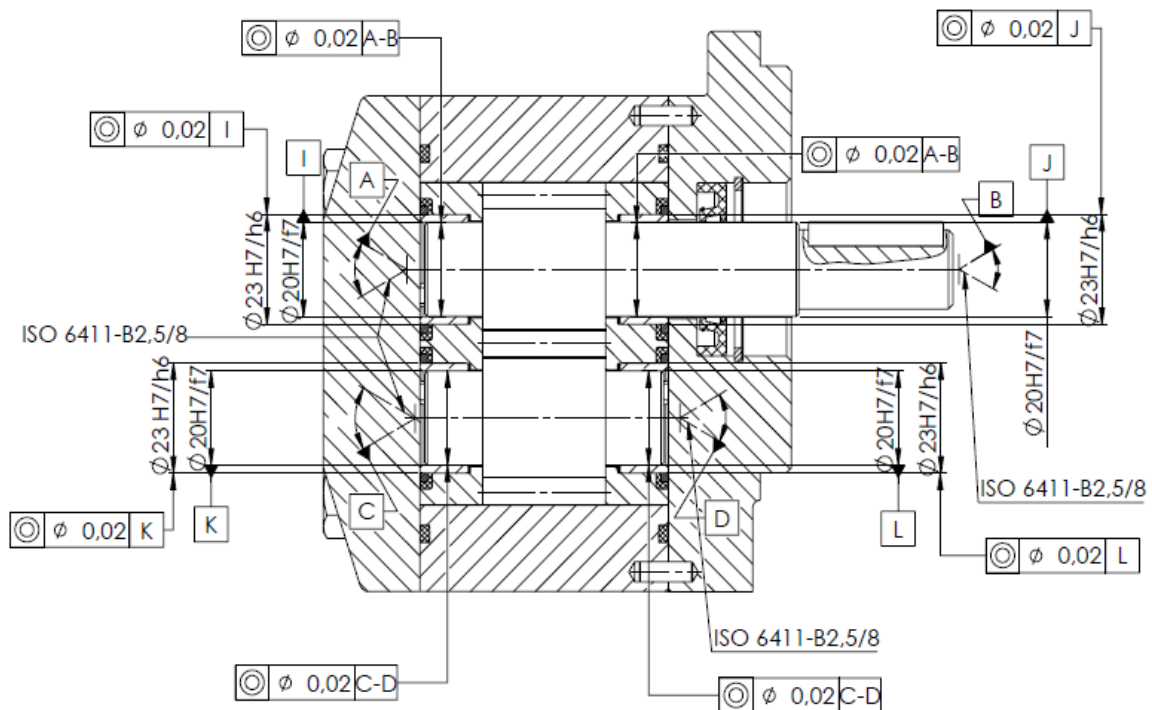
Pro přesné uložení čela v tělese čerpadla jsem také použil tolerance polohy, jak je to vidět na (Obrázek 30).



Obrázek 30.: Tolerance polohy průchozích děr pro čela čerpadla

4.5.3. Tolerance soustřednosti a sousosti

Pro tolerování výroby a uložení hřídelí hnacího a hnaného kola jsem použil tolerance soustřednosti a sousosti viz (Obrázek 31). Tato předepsaná kombinace by měla zaručit dlouhou životnost kluzných ložisek a že nedojde k jejich předčasnému opotřebení.



Obrázek 31.: Tolerance sousosti a soustřednosti

V případě hřídele hnacího kola musí osa válcové plochy o průměru 20f7 ležet uvnitř tolerančního pole tvaru válce o průměru 0,02 mm, jeho osa je shodná se základní osou

hřídele v rozmezí základen A – B. Tyto základny jsou tvořeny středícím důlky podle ISO 6411 – B 2,5/8, které nesní po dokončení obrábění na součásti zůstat. Osa válcové plochy o průměru 23h6, stejně jako předchozí tolerance, musí ležet uvnitř tolerančního pole tvaru válce o průměru 0,02 mm. Základny I a J, vůči kterým daný prvek tolerují, tvoří válcová plocha o průměru 20h6. [10]

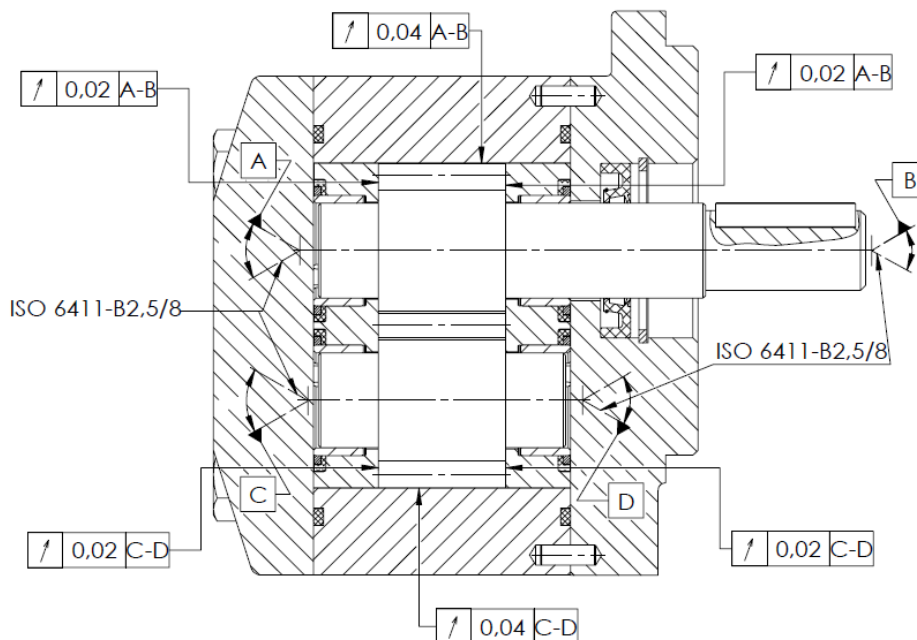
Analogickým postupem platí tolerance soustřednosti a sousosti u hřídele hnaného kola.

4.5.4. Tolerance kruhového házení

Pro popis tolerance kruhového házení vycházím z (Obrázek 32).

Použitím radiálního házení předepisují, že všechny body hlavové kružnice ozubených kol v libovolném řezu rovinou kolmou ke společné základní ose tvořené středícími důlky v rozmezí základen A – B respektive C – D, musí ležet uvnitř tolerančního pole tvořeného dvěma soustřednými kružnicemi o rozdílu poloměrů 0,04 mm jejichž střed leží na základní ose. [10]

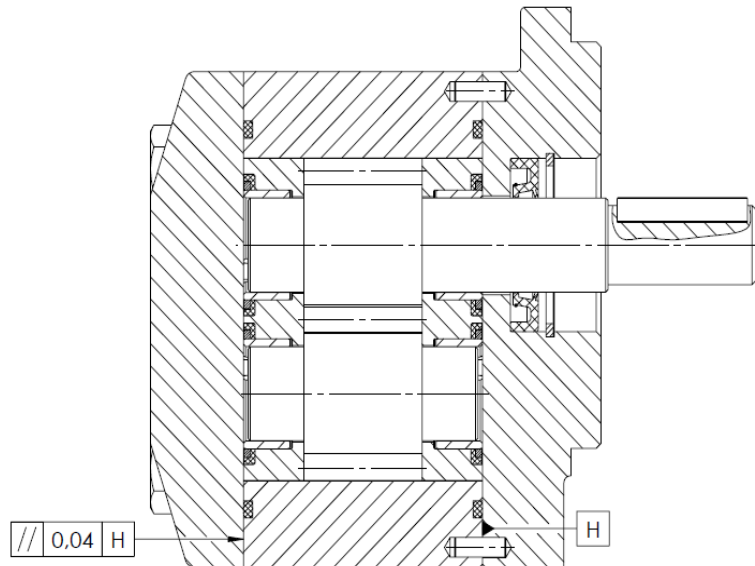
Použitím axiálního házení předepisují, že všechny body bočních stran ozubených kol v libovolném řezu válcovou plochou jejíž osa je totožná se základní osou tvořené středícími důlky v rozmezí základen A – B respektive C – D, musí ležet uvnitř tolerančního pole, které tvoří část této válcové plochy mezi dvěma rovinami kolnými k základní ose o vzdálenosti 0,02 mm. [10]



Obrázek 32.: Tolerance kruhového házení

4.5.5. Tolerance rovnoběžnosti

Použitím tolerance rovnoběžnosti (Obrázek 33) určí, že celá levá strana tělesa čerpadla musí ležet uvnitř tolerančního pole vymezeného dvěma rovinami vzdálenými 0,04 mm s rovinou základny H, která je tvořena obalovou rovinou pravé strany tělesa čerpadla. Toleranci rovnoběžnosti jsem použil proto, aby plochy víka a příruby správně dosedly na těleso čerpadla, a aby nedošlo k případnému zkřížení os. [10]

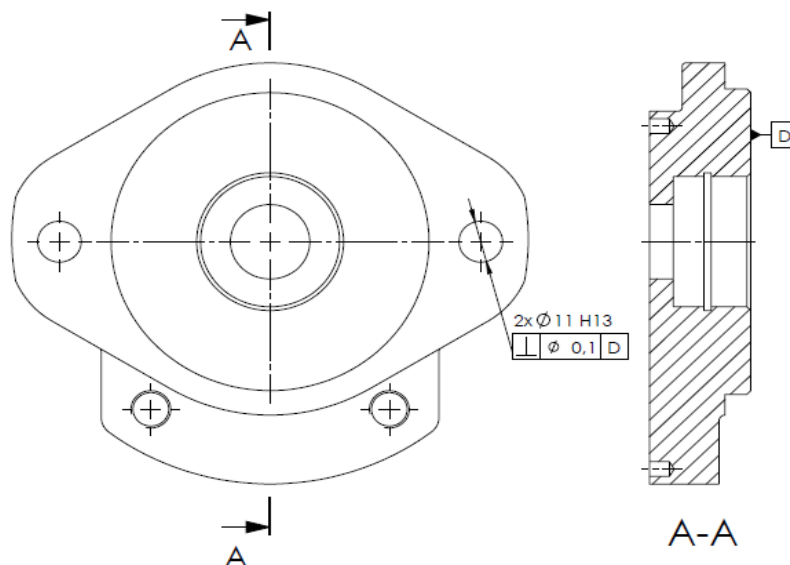


Obrázek 33.: Tolerance rovnoběžnosti

4.5.6. Tolerance kolmosti

Toleranci kolmosti předepisují na přírubu čerpadla pro připojovací díry (Obrázek 34).

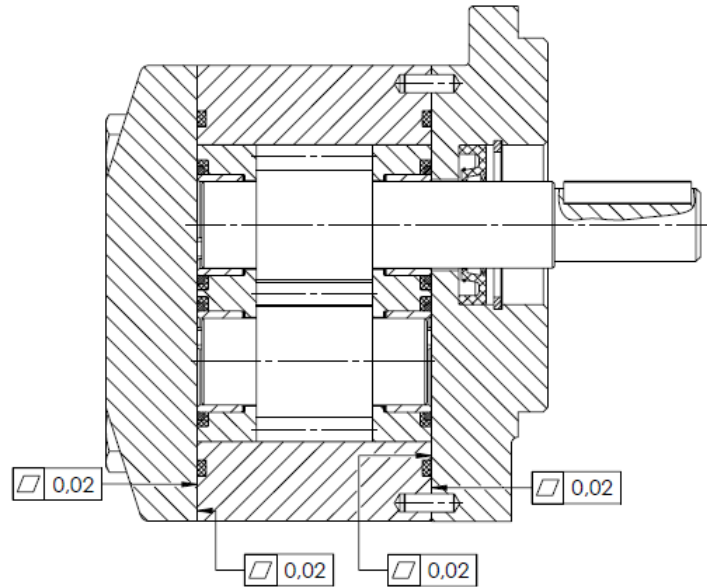
Osa tolerované díry o průměru 11H13 musí ležet uvnitř tolerančního pole tvaru válce o průměru 0,1 mm jehož osa je kolmá na rovinu základny D.



Obrázek 34.: Tolerance kolmosti

4.5.7. Tolerance rovinnosti

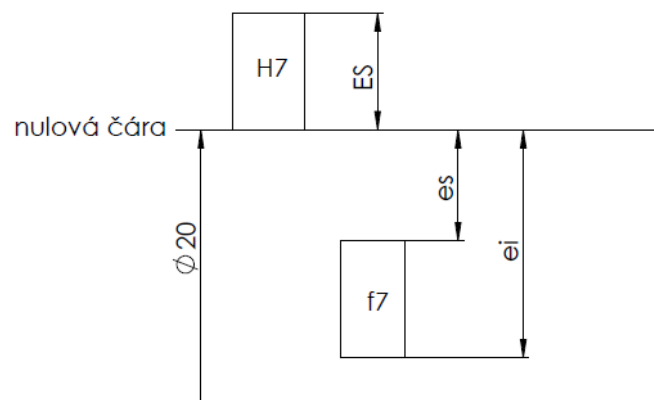
Toleranci rovinnosti jsem předepsal na plochy, které na sebe přímo dosedají (Obrázek 35). Jde o víko, těleso a přírubu čerpadla. Tyto součásti na sebe při montáži musí dobře přiléhat, aby se zabránilo případnému propouštění pracovní kapaliny z čerpacího prostoru. Pro zápis tolerance rovinnosti se nepředepisuje základna.



Obrázek 35.: Tolerance rovinnosti

4.5.8. Délkové tolerance

Uložení hřídele hnacího i hnaného kola v kluzném ložisku je podle výrobce předepsáno délkovým rozměrem $\varnothing 20H7/f7$, které zaručuje uložení s menší vůlí a je zde kladen větší požadavek na výrobní přesnost. Na (Obrázek 36) je znázorněné toleranční pole tohoto uložení a vycházíme z něj pro výpočet minimální a maximální vůle – V_{min} a V_{max} .



Obrázek 36.: Uložení $\varnothing 20H7/f7$

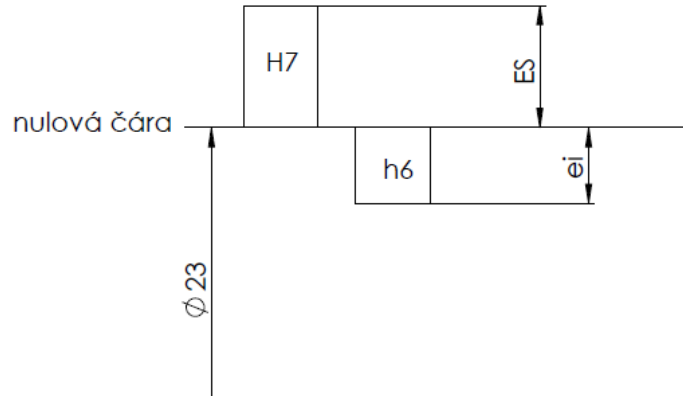
ES – horní úchylka díry, EI – dolní úchylka díry, es – horní úchylka hřídele, ei – dolní úchylka hřídele

$ES = 21; EI = 0; es = -20; ei = -41; \text{ rozměry v } [\mu\text{m}]$

$$V_{min} = EI + |es| = 0 + |-20| = 20 \mu\text{m} \quad (21)$$

$$V_{max} = ES + |ei| = 21 + |-41| = 62 \mu\text{m} \quad (22)$$

Uložení kluzného ložiska v čele čerpadla jsem předepsal rozměrem $\varnothing 23\text{H7/h6}$, jedná se také o smykové uložení s nepatrnou vůlí. Pro výpočet minimální a maximální vůle vycházím z (Obrázek 37).



Obrázek 37.: Uložení $\varnothing 23\text{H7/h6}$

$ES = 21; EI = 0; es = 0; ei = -13; \text{ rozměry v } [\mu\text{m}]$

$$V_{min} = EI + |es| = 0 + 0 = 0 \mu\text{m} \quad (23)$$

$$V_{max} = ES + |ei| = 21 + |-13| = 34 \mu\text{m} \quad (24)$$

4.5.9. Všeobecné tolerance

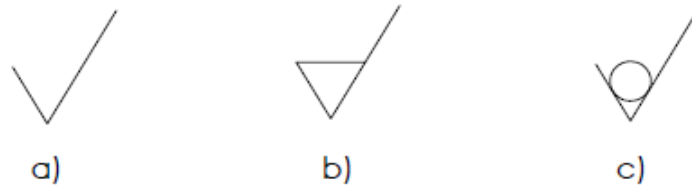
Využití všeobecných tolerancí jsem použil na výrobním výkresu příruby čerpadla. Jedná se o odlitek, a proto se bude řídit podle normy ISO 8062–3. V razítku výrobního výkresu jsem předepsal všeobecnou toleranci ISO 8062–3 DCTG 8 – RMA 6 – GCTG 4. Zkratka DCTG znamená rozměrový toleranční stupeň odlitku a volí se z rozmezí (1 až 16). Zkratka RMA znamená požadovaný přídavek na obrábění a její hodnota je uváděna v mm. Zkratka GCTG znamená geometrický toleranční stupeň odlitku a volí se z rozmezí (2 až 8). [11]

Jednotlivé díly a povrchy vyrobené metodou obrábění, se řídí všeobecnými tolerancemi podle normy ISO 2768-1, pokud se jedná o netolerovaný rozměr. Tato norma musí být uvedena na každém výkresu v razítku popisového pole. Obsahuje mezní úchytky délkových rozměrů, mezní úchytky úhlových rozměrů a mezní úchytky zkosení a zaoblení hran. [11]

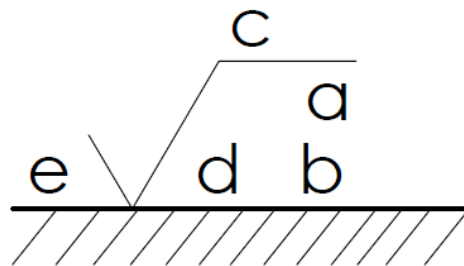
Pro svařence se používá norma ISO 13920. Tato norma obsahuje všeobecnou rozměrovou přesnost a geometrickou přesnost svařenců. [11]

4.5.10. Drsnost povrchu

Označování struktury povrchu se řídí normou ČSN EN ISO 1302. Drsnost povrchu toleruje nekvalitu povrchu z hlediska mikronerovností. Maximální hodnota drsnosti [μm] je funkcí velikosti tolerance délkového rozměru určujícího polohu, nebo velikost příslušné plochy. Struktura povrchu se označuje značkou (Obrázek 38) a údaji k ní připojenými (Obrázek 39). [10]



Obrázek 38.: Značka drsnosti povrchu: a) povrchy obrobené i neobrobené; b) povrch musí být obroben; c) povrch nesmí být obroben



Obrázek 39.: Polohy umístění doplňkových požadavků

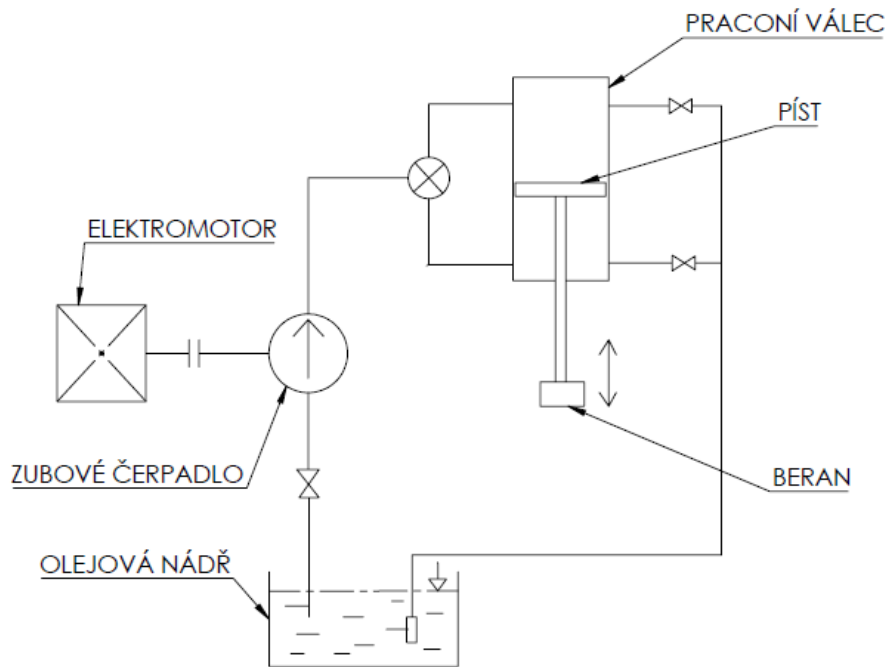
- a – Jediný požadavek na strukturu povrchu
- a + b – Dva nebo více požadavků na strukturu povrchu
- c – Výrobní proces
- d – Nerovnosti a jejich orientace
- e – Příklad na obrábění [mm]

5. Montážní jednotka – Zubové čerpadlo

Zubové čerpadlo je poháněné elektromotorem a dodává minerální olej do pracovního prostoru hydraulického válce v hydraulického obvodu, který pohání hydraulický lis.

5.1. Schéma nadřazené montážní jednotky

Na (Obrázek 40) je znázorněno schéma uspořádání hydraulického lisu poháněného zubovým čerpadlem.

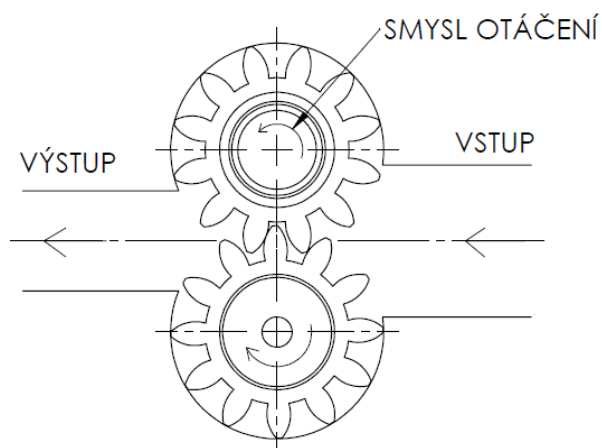


Obrázek 40.: Schéma nadřazené montážní jednotky

5.2. Popis funkce montážní jednotky

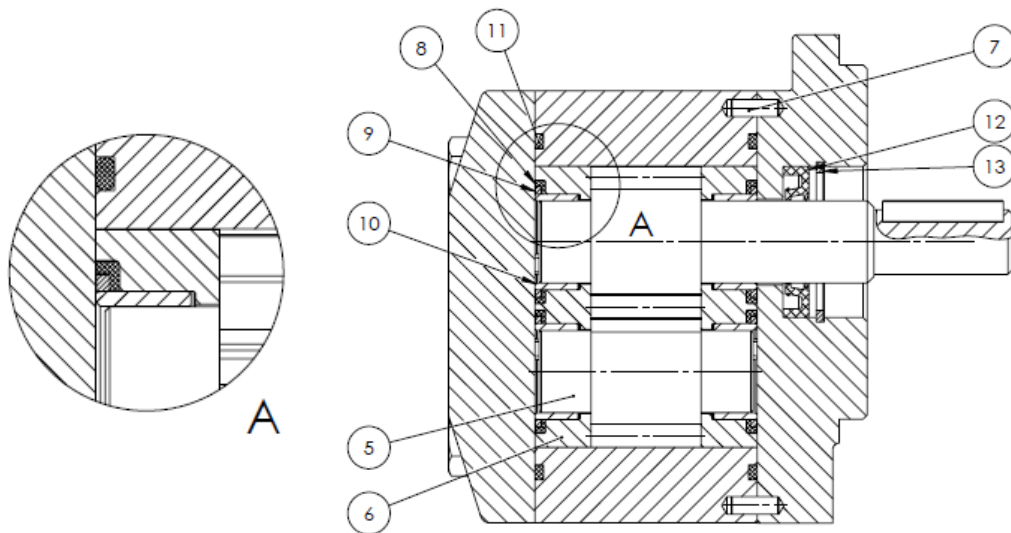
Zubové čerpadlo je součástí čerpací jednotky a zajišťuje posuv beranu. Ventil usměrňuje tok čerpané kapaliny pod píst anebo nad píst.

Zubové čerpadlo funguje na principu dvou navzájem identických rotujících ozubených kol, jejichž ozubení na sací straně vychází ze společného záběru a proti stěnám pouzdra čerpadla vytváří prázdné kapsy – zubové mezery, ve kterých je kapalina unášena po obvodě do výtlačného prostoru, kde záběr zubů zabrání zpětnému proniknutí kapaliny do sacího prostoru. Po vtlačení média se ozubená kola dostávají opět do vzájemného záběru a generují tak potřebný tlak. S využitím atmosférického tlaku dochází k plnění zubových mezer médiem. Schéma zubového čerpadla je znázorněno na (Obrázek 41).

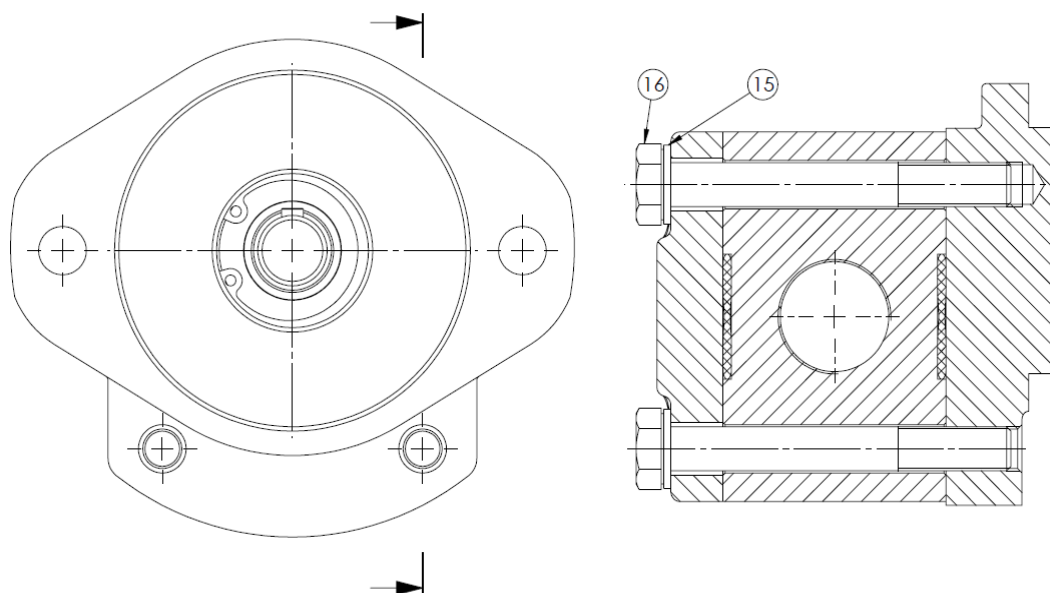


Obrázek 41.: Schéma zubového čerpadla

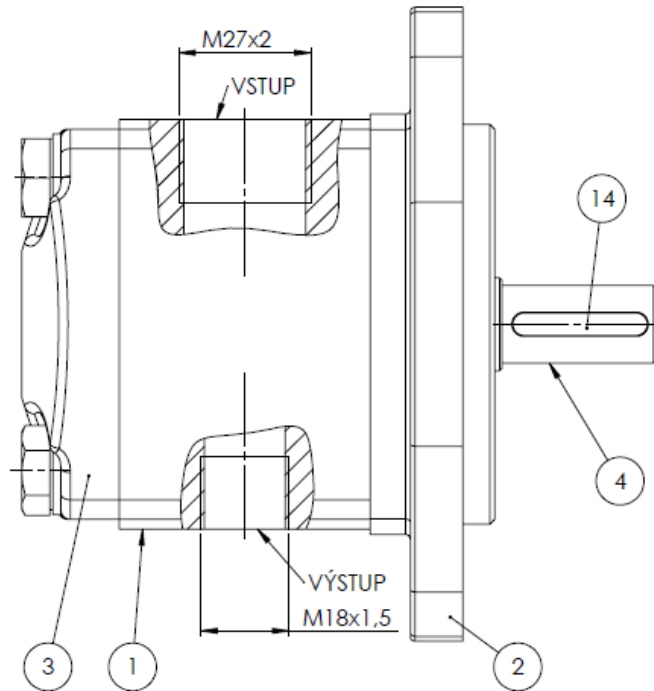
Zubové čerpadlo se skládá z hnacího kola **4** a hnaného kola **5** uložených na obou stranách hřídele v kluzných ložiscích **10**, která jsou vložena do čela **6** a zakryta čelním těsněním **8** a příložkou těsnění **9** viz. detail A (Obrázek 42). Obě čela jsou uložena v tělese čerpadla **1** a zajištěna obvodovým těsněním **11** proti pronikání a prosakování oleje (viz. Konstrukční a technologické poznámky). Levá část zubového čerpadla je uzavřena víkem **3**. V pravé části čerpadla jsou umístěny dva kolíky **7** pro přesné smontování a tato část je zakryta přírubou **2**. Celá sestava je zajištěna čtyřmi šrouby se šestihrannou hlavou **16** s podložkami **15**, které jsou zašroubovány do příruby (Obrázek 43). V přírubě čerpadla je umístěno gufero **12** (hřídelové těsnění), které je zajištěno pojistným kroužkem **13**. Na konci hřídele hnacího kola je umístěno pero **14** pro přenos kroutícího momentu. Z boku zubového čerpadla jsou otvory pro vstup (M27x2 – 6H) a výstup (M18x1,5 – 6H) pracovní kapaliny viz (Obrázek 44).



Obrázek 42.: Zubové čerpadlo (řez)

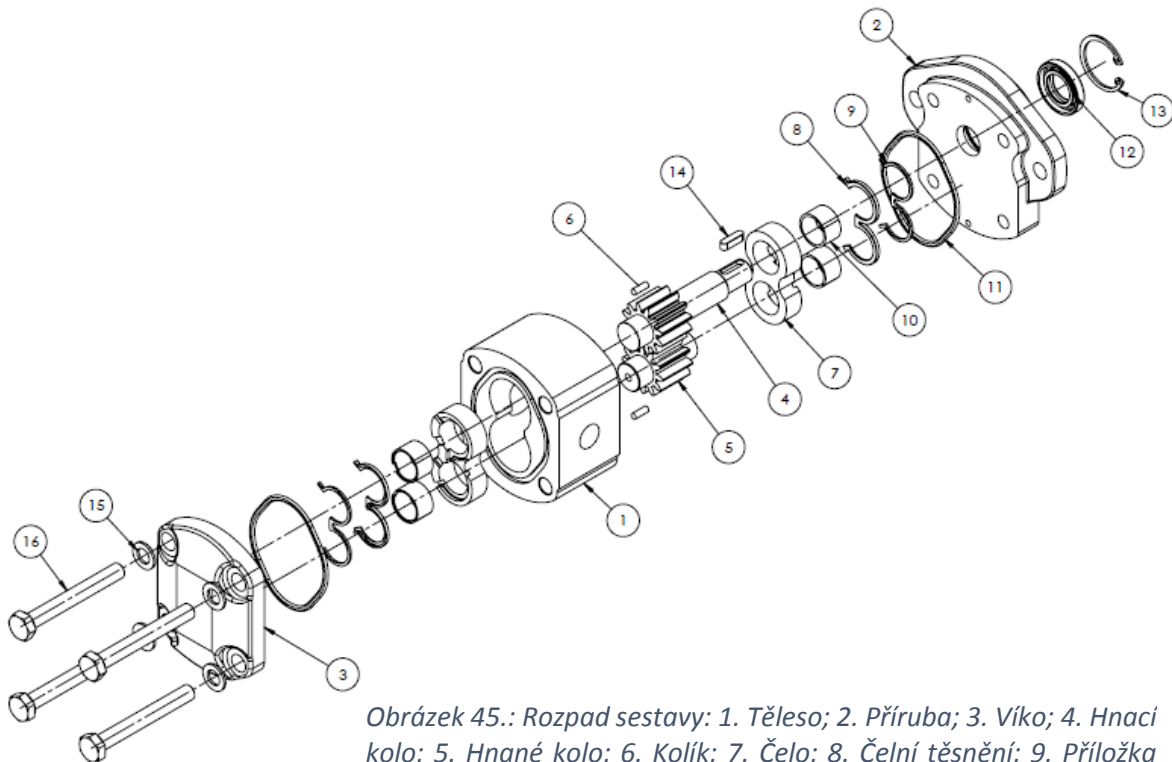


Obrázek 43.: Pomocný pohled



Obrázek 44.: Otvory pro vstup a výstup

Na (Obrázek 45) je zobrazen rozpad sestavy, popis odpovídá předcházejícím obrázkům a Tabulka 3



Obrázek 45.: Rozpad sestavy: 1. Těleso; 2. Příruba; 3. Víko; 4. Hnací kolo; 5. Hnané kolo; 6. Kolík; 7. Čelo; 8. Čelní těsnění; 9. Příložka těsnění; 10. Kluzné ložisko; 11. Obvodové těsnění; 12. Hřídelový kroužek; 13. Pojistný kroužek; 14. Pero; 15. Podložka; 16. Spojovací šroub

5.3. Konstrukční a technologické poznámky

V tabulce 3 jsou k jednotlivým vyráběným součástem v zubového čerpadla přiřazeny materiály (pozice odpovídají Obrázku 45):

Tabulka 3.: Nenormalizované (vyráběné) prvky a materiál.

Pozice	Název položky	Materiál (označení ČSN)
1	Těleso	42 4085
2	Příruba	42 2430
3	Víko	42 2430
4	Hnací kolo	14 220
5	Hnané kolo	14 220
6	Čelo	42 2430

Hřídelový těsnicí kroužek **12** je použit z webu <http://www.skf.com/cz/index.html>.

Kluzná ložiska **10** použijte z webu: <https://www.dimensor.cz/> nebo jiné výrobce.

Pro tvorbu čelního těsnění **8** použijte (Obrázek 46), pro příložku těsnění **9** použijte (Obrázek 47) a pro obvodové těsnění **11** použijte (Obrázek 48), kde:

A = vzdálenost os ozubených kol

D1 = vnější poloměr kluzného ložiska;

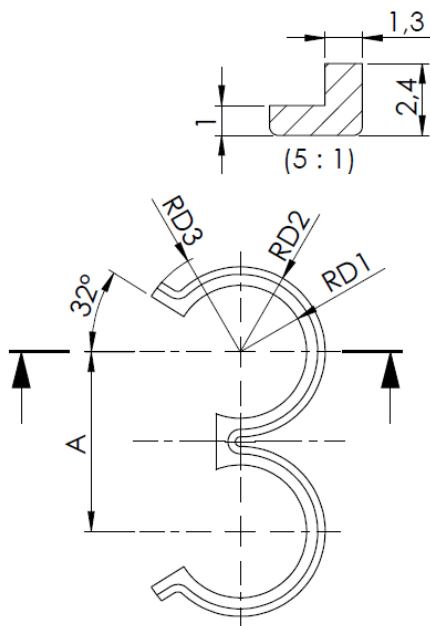
D2 = D1 + 3 mm

Ds = D1 + 1,7 mm

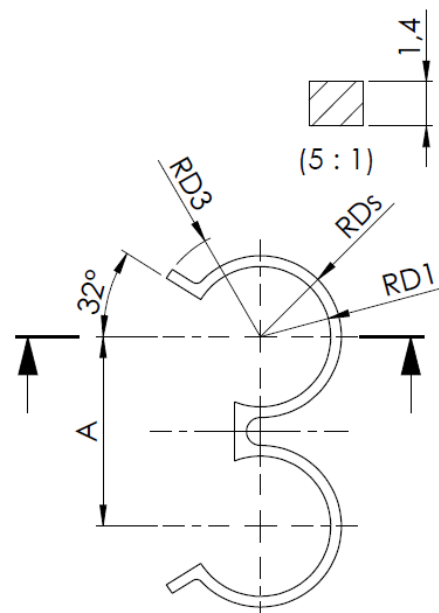
D3 = poloměr hlavové kružnice ozubeného kola

D4 = 2*A

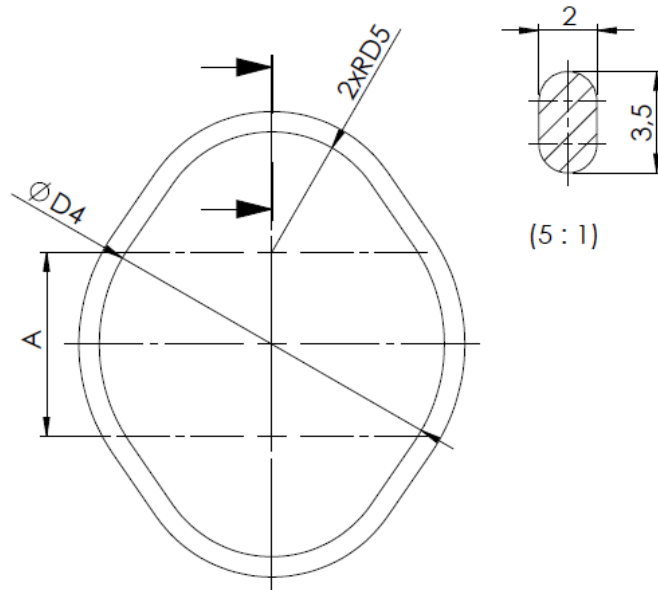
D5 = D3 + 2,5 mm



Obrázek 46.: Čelní těsnění



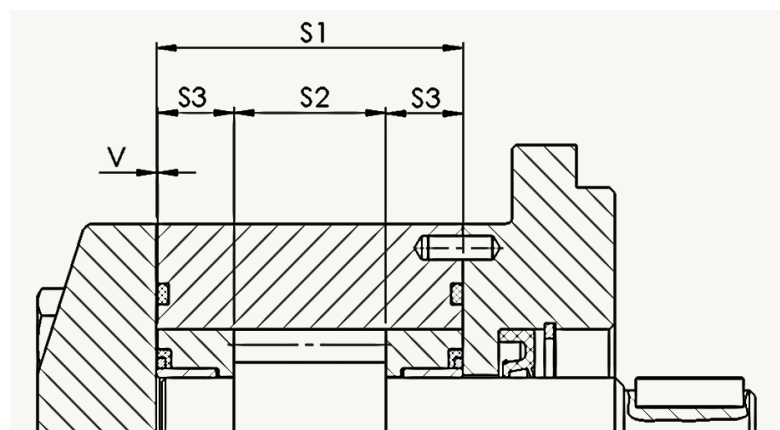
Obrázek 47.: Příložka těsnění



Obrázek 48.: Obvodové těsnění

5.4. Zadání

- Provedte základní výpočty.
- Vytvořte 3D model a následně návrhový výkres (tolerance, GT, drsnost, ...).
- Nakreslete výrobní výkresy alespoň 3 nenormalizovaných součástí.
- Nakreslete výkres sestavy s odděleným kusovníkem.
- Navrhněte potřebné uložení kluzného ložiska na hřídeli a v čele čerpadla.
- Vyřešte délkový obvod potřebný k určení šířky tělesa podle (Obrázek 49).
- Navrhněte postup montáže.



Obrázek 49.: Délkový obvod

V následující tabulce jsou uvedeny zadané parametry pro následný výpočet a návrh:

Tabulka 4.: Zadané hodnoty montážní jednotky

č	V _g [cm ³]	m	p [bar]	Otáčky [min ⁻¹]	konec hnací hřídele
1	6	2,5	200	1500	Pero
2	8				
3	10				
4	12				
5	14				
6	16	3,5	160		
7	18				
8	20				
9	22				
10	24				
11	26	4,5	120		
12	28				
13	30				
14	32				
15	34				
16	6	2	180		Rovnoboké drážkování
17	8				
18	10				
19	12				
20	14				
21	16	3	140		
22	18				
23	20				
24	22				
25	24				
26	26	4	100		
27	28				
28	30				
29	32				
30	34				

5.5. Poznámky k řešení

Počet zubů ozubeného kola volte z rozmezí $z = 10 \div 14$

Objemovou účinnost zubového čerpadla volte z rozmezí $\eta_V = 0,88 \div 0,92$.

Teoretický průtok Q_t :

$$Q_t = V_g \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot m \cdot b \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (25)$$

Skutečný průtok Q :

$$Q = Q_t \cdot \eta_V \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (26)$$

Průměr roztečné kružnice D :

$$D = m \cdot z [m] \quad (27)$$

Průměr hlavové kružnice D_h :

$$D_h = m \cdot (z + 2) [m] \quad (28)$$

Průměr patní kružnice D_p :

$$D_p = m \cdot (z - 2,332) [m] \quad (29)$$

Teoretická vzdálenost os a :

$$a = (D + D)/2 [m] \quad (30)$$

Kroutící moment M_k :

$$M_k = \frac{V_g \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_m} [N \cdot m] \quad (31)$$

kde mechanická účinnost $\eta_m = 0,85$

Příkon čerpadla P :

$$P = \frac{Q \cdot p}{\eta_t} [W] \quad (32)$$

kde celková účinnost $\eta_t = \eta_m \cdot \eta_v$

6. Závěr

Na začátku této práce jsem se zabýval nejčastějšími druhy čerpací techniky, rozdělil jsem čerpadla na hydrostatická a hydrodynamická. Základním poznatkem je, že hlavní rozdíl spočívá v čerpání kapaliny, kdy u hydrodynamických čerpadel dochází k nepřímé přeměně mechanické energie na energii kinetickou a potenciální a u hydrostatických dochází k přímé přeměně mechanické energie na energii potenciální. Více jsem se však zabýval čerpadly hydrostatickými, především zubovými čerpadly, která dělíme na zubová čerpadla s vnitřním ozubením, zubová čerpadla se vnějším ozubením a na gerotor.

Před vlastním návrhem jsem uvedl rozhodující parametry, pro volbu zubového čerpadla. Dále jsem také sepsal základní vzorce pro výpočet základních rozměrů zubového čerpadla. Pro návrh sady zubových čerpadel, jsem si jako vzor zvolil zubové čerpadlo T3, které vyrábí firma Jihostroj. Model čerpadla je parametrický a funguje na principu změny geometrického objemu s odskokem v rozsahu od 4cm³ do 31cm³. Dále jsem spočítal, že navržené pero je použitelné pro přenos daného kroutícího momentu u zubového čerpadla o geometrickém objemu 12cm³. V rámci výpočtů jsem zajistil montážní vůli v tělese čerpadla, která zaručuje správnou montáž a funkčnost čerpadla. Na výkresech navrženého zubového čerpadla jsem předepsal řadu geometrických a délkových tolerancí. Tyto tolerance jsem podrobně popsal v bakalářské práci a snažil se zachytit potřebu použití jejich použití.

Nakonec bakalářské práce jsem vymyslel nové zadání, které může sloužit jako montážní jednotka v předmětu Strojírenské konstruování II. Tuto montážní jednotku jsem vytvořil v návaznosti na mnou navržené zubové čerpadlo.

Použitá literatura

- [1] MELICHAR, Jan. Úvod do čerpací techniky. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05056-9
- [2] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. Tekutinové mechanizmy. Praha: Československá redakce VN MON, 1990
- [3] Tekutinové mechanizmy [online]. © 2011 [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: <http://dum.spsnome.cz/2011/tp/sr/sr-tp-sps-03-05-Hydraulika.pdf>
- [4] PROKEŠ, Josef. Hydraulické pohony. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963. Kurs technických znalostí
- [5] Druhy čerpadel [online]. © 2010 [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: <http://www.druhycerpadel.cz/>
- [6] Zubové čerpadlo. Wikipedia [online]. © 2016 [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Zubov%C3%A9_%C4%8Derpadlo
- [7] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel: Zubová čerpadla. Automatizace.hw [online]. 2011 [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla>
- [8] VOJTEK, Jan. Hydrostatická čerpadla a převody: (návodů ke cvičením). Praha: České vysoké učení technické, 1988
- [9] JIHOSTROJ, Katalog zubových čerpadel: T3. Základní popis [online]. © 2015 [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: http://www.jihostroj.com/files/jihostroj/uploads/files/katalogy_2015_2/cz/T3-Katalog%20zubovych%20uerpadel_v3.8_NZ.pdf
- [10] POSPÍCHAL, Jaroslav. Technické kreslení. Vyd. 4. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2014. ISBN 978-80-0105595-3
- [11] POSPÍCHAL, Jaroslav. Všeobecné tolerance [online]. © 2012 [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/SK2/03P_Vseobecne_tolerance.pdf
- [12] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky pro školu a praxi. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.

Seznam obrázků

Obrázek 1.: Schéma rozdělení hydrostatických a hydrodynamických čerpadel [1].....	4
Obrázek 2.: Oběžné kolo – radiální [1].....	5
Obrázek 3.: Oběžné kolo – diagonální [1].....	5
Obrázek 4.: Oběžné kolo – axiální [1].....	5
Obrázek 5.: Řadové čerpadlo [1].....	6
Obrázek 6.: Diagonální čerpadlo s výstřednou opěrnou deskou [1].....	6
Obrázek 7.: Radiální čerpadlo s vnitřním vedením pístů [1].....	6
Obrázek 8.: Radiální čerpadlo s vnějším vedením pístů [1].....	6
Obrázek 9.: Axiální rotující čerpadlo s rotující deskou [1].....	7
Obrázek 10.: Axiální nerotující čerpadlo s rotující deskou [1].....	7
Obrázek 11.: Membránové čerpadlo s elastickou membránou [1].....	7
Obrázek 12.: Hadicové čerpadlo [1].....	8
Obrázek 13.: Čerpadlo s rotačními písty [1].....	8
Obrázek 14.: Lamelové čerpadlo s kruhovým statorem [1].....	9
Obrázek 15.: Lamelové čerpadlo s oválným statorem [1].....	9
Obrázek 16.: Lamelové čerpadlo s oválným rotorem [1].....	9
Obrázek 17.: Vřetenové čerpadlo s lichoběžníkovým (čtvercovým) závitem [1].....	9
Obrázek 18.: Vřetenové čerpadlo šnekové [1].....	9
Obrázek 19.: Šroubové čerpadlo (Archimédův šroub) [1].....	9
Obrázek 20.: Zubové čerpadlo s vnějším ozubením [10].....	10
Obrázek 21.: Princip zubového čerpadla [8].....	11
Obrázek 22.: Excentrické zubové čerpadlo [8].....	12
Obrázek 23.: Zubové čerpadlo typu gerotor [10].....	13
Obrázek 24.: Geometrie zubového čerpadla [10].....	15
Obrázek 25.: Základní díly čerpadla T3 [11].....	16
Obrázek 26.: Tlakové zatížení [11].....	17
Obrázek 27.: Rozpad sestavy zubového čerpadla.....	18
Obrázek 28.: Rozměrový obvod.....	19
Obrázek 29.: Tolerance polohy děr pro spojovací šrouby.....	20
Obrázek 30.: Tolerance polohy průchozích děr pro čela čerpadla.....	21
Obrázek 31.: Tolerance souososti a soustřednosti.....	21
Obrázek 32.: Tolerance kruhového házení.....	22
Obrázek 33.: Tolerance rovnoběžnosti.....	23
Obrázek 34.: Tolerance kolmosti.....	23
Obrázek 35.: Tolerance rovinnosti.....	24
Obrázek 36.: Uložení $\varnothing 20H7/f7$	24
Obrázek 37.: Uložení $\varnothing 23H7/h6$	25
Obrázek 38.: Značka drsnosti povrchu.....	26
Obrázek 39.: Polohy umístění doplňkových požadavků.....	26
Obrázek 40.: Schéma nadřazené montážní jednotky.....	27
Obrázek 41.: Schéma zubového čerpadla.....	27
Obrázek 42.: Zubové čerpadlo (řez).....	28
Obrázek 43.: Pomocný pohled.....	28
Obrázek 44.: Otvory pro vstup a výstup.....	29
Obrázek 45.: Rozpad sestavy.....	29
Obrázek 46.: Čelní těsnění.....	30
Obrázek 47.: Příložka těsnění.....	30
Obrázek 48.: Obvodové těsnění.....	31
Obrázek 49.: Délkový obvod.....	31

Seznam tabulek

Tabulka 1.: Normalizované moduly [10]	14
Tabulka 2.: Seznam parametrů zubového čerpadla T3 [11]	16
Tabulka 3.: Nenormalizované (vyráběné) prvky a materiál	30
Tabulka 4.: Zadané hodnoty montážní jednotky	32

Seznam příloh

Příloha 1: Návrhový výkres
Příloha 2: Výkres sestavy
Příloha 3: Rozpad sestavy
Příloha 4: Kusovník
Příloha 5: Výrobní výkres příruby