



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ ROTAČNÍHO PNEUMOTORU

PROPOSAL OF ROTARY PNEUMATIC MOTOR DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VÁCLAV VACEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Václav Vacek

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Návrh konstrukčního řešení rotačního pneumotoru

v anglickém jazyce:

Proposal of rotary pneumatic motor design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši a vytvoří přehled konvenčních pneumatických rotačních prvků. Pro stávající zástavbový prostor stanice navrhne konstrukční řešení pneumatického motoru a provede potřebné konstrukční výpočty. Stanoví princip regulace otáček motoru v závislosti na vstupním tlaku a navrhne potřebnou úpravu pneumatického obvodu.

Cíle bakalářské práce:

Utříděný přehled pneumatických rotačních prvků.

Konstrukční návrh rotačního pneumotoru.

Výkresová dokumentace konstrukčního návrhu rotačního pneumotoru.

Schéma pneumatického obvodu.

Seznam odborné literatury:

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců pneumatických prvků

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

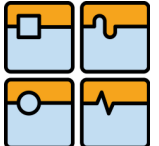
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 30.10.2013

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

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

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

ABSTRAKT

Cílem této práce je navrhnout rotační pneumotor místo kyvného pohonu. Na základě rešerše pneumotorů se provede konstrukční návrh rotačního pneumotoru. Bylo nutné splnit požadovaný kroutící moment a maximální rozměry. Přínosem této práce je utříděný přehled rotačních pneumotorů a navržený turbínový pneumotor splňující potřebné parametry.

KLÍČOVÁ SLOVA


rotační pneumotor, turbínový pneumotor, konstrukční návrh, charakteristika pneumotoru

ABSTRACT

The bachelor thesis deal with proposal of rotary airmotor instead of rotary actuator. Based on overview of pneumatic airmotors will be performed proposal design of rotary airmotor. It was necessary to reach required torque and maximum dimensions. This bachelor thesis contains categorized overview of rotary airmotors and proposal of turbine airmotor complying required parameters.


KEY WORDS

rotary airmotor, turbine airmotor, proposal of design, characteristics of airmotor

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

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VACEK, Václav. *Návrh konstrukčního řešení rotačního pneumotoru*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky, 2014. 43 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

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

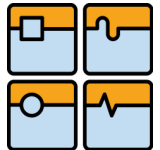
PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Návrh konstrukčního řešení rotačního pneumotoru** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne

.....

Václav Vacek

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

PODĚKOVÁNÍ

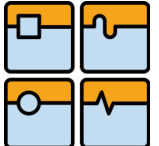
Tímto děkuji panu doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za cenné rady při vypracování bakalářské práce.

Zvláštní poděkování patří také firmě Bosch Diesel Jihlava s.r.o. za umožnění vypracování bakalářské práce a panu Ing. Miroslavu Kovářovi za odbornou pomoc při její tvorbě a za podporu.

Dále bych rád poděkoval svému tatínkovi za jeho nápady a pomoc při tvorbě této práce a celé rodině a přítelkyni za podporu během studia a psaní bakalářské práce.

OBSAH	
ABSTRAKT	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	6
PROHLÁŠENÍ.....	7
PODĚKOVÁNÍ	8
OBSAH	9
1 ÚVOD.....	11
2 SPOLEČNOST BOSCH DIESEL s.r.o.....	12
2.1 Společnost Bosch Diesel s.r.o.	12
2.2 Montáž čerpadel	12
2.3 Požadované zlepšení.....	14
3 ROTAČNÍ PNEUMOTORY.....	15
3.1 Popis rotačních pneumotorů	15
3.2 Výhody a nevýhody rotačních pneumotorů.....	15
3.3 Rozdělení rotačních pneumotorů	15
3.3.1 Pístové motory s výstupním rotačním pohybem.....	16
3.3.2 Lamelové motory	17
3.3.3 Zubové motory.....	19
3.3.4 Turbinové motory.....	20
4 NÁVRH PNEUMOTORU	22
4.1 Volba typu pneumotoru pro naši aplikaci	22
4.1.1 Pístový rotační pneumotor.....	22
4.1.2 Lamelový pneumotor	22
4.1.3 Zubový pneumotor.....	22
4.1.4 Turbinový pneumotor	22
4.2 Návrh turbíny	22
4.3 Otáčky.....	23
4.4 Kroutící moment.....	24
4.4.1 Kroutící moment pneumotoru	24
4.4.2 Potřebný kroutící moment	25
4.5 Radiální ložiska.....	27
4.5.1 Volba ložiska	27
4.5.2 Výpočet ložiska.....	27
4.6 Zajištění	29

4.6.1	Zajištění turbíny na hřídeli	29
4.7	Zajištění ložisek na hřídeli a v dírách	29
4.8	Připojovací rozměry	30
4.9	Připojení šroubení.....	31
4.10	Tolerance uložení	31
4.10.1	Radiální uložení v ložiscích.....	31
4.10.2	Axiální uložení hřídele.....	31
4.10.3	Radiální vůle na turbíně	32
4.11	Montáž a demontáž pneumotoru	32
4.12	Výroba pneumotoru	33
4.12.1	Hřídel	34
4.12.2	Turbína.....	34
4.12.3	Podstava	34
4.12.4	Těleso	35
4.12.5	Další součásti.....	35
4.13	Připojení pneumotoru	35
4.14	Regulace rychlosti a předpokládané charakteristiky pneumotoru.....	36
5	ZÁVĚR	38
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	39
	SEZNAM OBRÁZKŮ	41
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	42
	SEZNAM PŘÍLOH.....	43

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

1 ÚVOD

Ve strojírenských provozech a výrobních závodech se často využívá stlačeného vzduchu pro pohon strojů a zařízení. Ve firmě Bosch Diesel s.r.o. v Jihlavě se vyrábí vysokotlaká čerpadla a při montáži čerpadla se na jedné stanici využívá kyvného pneumatického pohonu pro pohon mazací hlavy. Mazací hlava má válcový tvar a po obvodu má drážku, do které je přiváděn olej. Při kyvném pohybu olej z drážky vystříkne a namaže vnitřní stranu příruby. Kyvným pohonem však nedochází ke kvalitnímu rozstříknutí oleje.

Cílem této práce je navrhnout pneumotor rotační, kdy bude během rotace do drážek přiváděn olej. To bude mít za následek lepší rozstříknutí oleje a lepší promazání příruby. Na základě vytvořené řešerše se vybere vhodný typ pneumotoru pro tuto aplikaci a provede se konstrukční návrh. Bude nutné dodržet potřebný kroutící moment a také maximální rozměry, které jsou ve stanici omezené. Pokud to bude možné, zachovají se připojovací rozměry pneumotoru. Také bude nutné upravit pneumatický obvod pro správné fungování a navrhnout možnost regulace otáček.

2 SPOLEČNOST BOSCH DIESEL s.r.o.

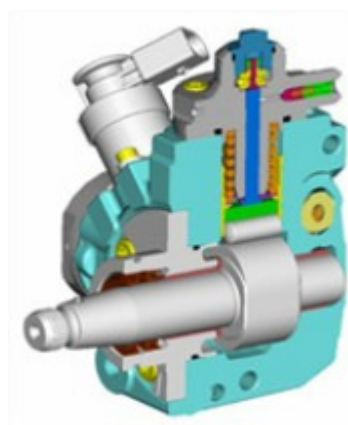
2.1 Společnost Bosch Diesel s.r.o.

Společnost Bosch Diesel s.r.o. v Jihlavě působí od roku 1993. Postupem času se Jihlava stala největším výrobcem dieselových vstřikovacích systémů ve skupině Bosch. V současné době je společnost Bosch Diesel s.r.o. v Jihlavě největším zaměstnavatelem v kraji Vysočina. Výrobní závody se nacházejí v Jihlavě tři a vyrábí se v nich 15 typů produktů pro dieselové vstřikovací systémy. Hlavní výrobky jsou dieselová vstřikovací čerpadla, vysokotlaké zásobníky (raily) a tlakové regulační ventily.[1]

V závodě III, který se nachází v Pávově, se vyrábí hlavně čerpadla CP3, CP4 a nově také CPN5. Součástí závodu je také montáž vysokotlakých čerpadel. Vysokotlaké čerpadlo CP4 (Obr. 1) má na straně hřídele přírubu, v řezu čerpadlem je viditelné gufero, které je nasazené v přírubě (Obr. 2). Jedna z montážních operací spočívá v nalisování gufera do příruby. Gufero pak slouží k těsnění prostoru kolem hřídele, kterým je čerpadlo poháněno. [2]



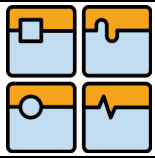
Obr. 1 Vysokotlaké čerpadlo CP4 [3].



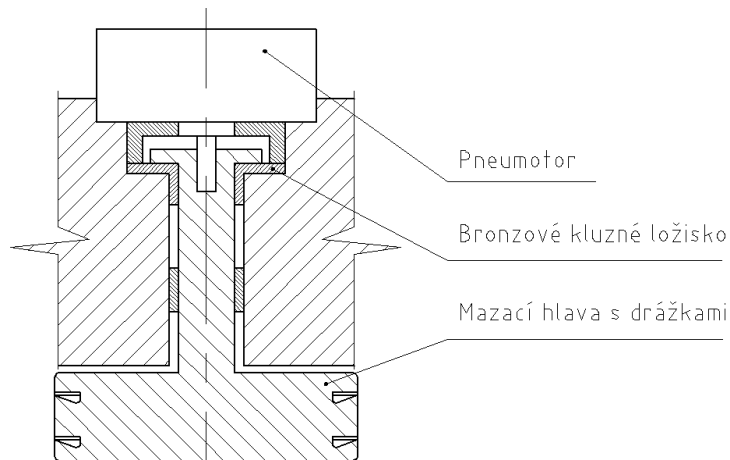
Obr. 2 Vysokotlaké čerpadlo CP4 zobrazené v řezu [2].

2.2 Montáž čerpadel

Pro lepší nasazení gufera do příruby se příruba nejdříve promaže olejem. Promazání olejem proběhne těsně před lisováním na montážní lince a to tak, že hlava, která má v sobě kanálky, přijede nad přírubu a zasune se do ní. Elektromagnety umístěné na bocích hlavy odjistí na určitý časový úsek ventily tak, aby se kanálky v hlavě zaplnily olejem. Potom pneumatický kyvný pohon, který pohání hlavu, provede dva pohyby – 270° na jednu stranu a pak zase 270° zpětný pohyb. Tímto rychlým pohybem se olej díky odstředivé síle vystříkne ven z kanálku a promaže místa na přírubě. Příruba se maže ve dvou místech, z obrázku jsou patrné na mazací hlavě dvě drážky po obvodu pro olej. Schéma mazací hlavy je na obrázku (Obr. 3).



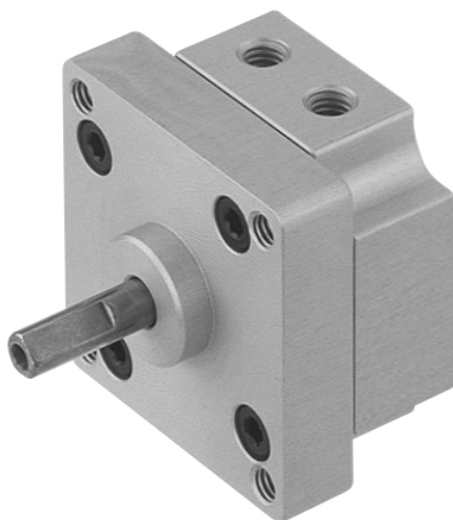
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



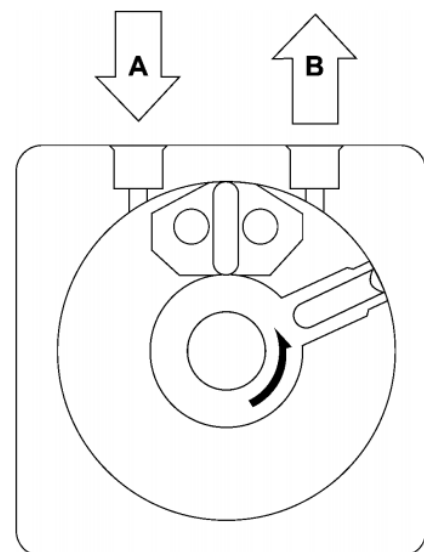
Obr. 3 Schéma mazací hlavy.

Kyvňý pohyn zajišťuje pneumatický kyvňý pohon (Obr. 4). Na hřídeli, která vystupuje z pneumatického pohonu, je připevněna přepážka, která se otáčí spolu s hřídelem a její okraje jsou z pryže, takže prostor je dobře utěsněn (Obr. 5). Další přepážka se nehýbe a je přidělaná napevno. Tato přepážka rozděluje vnitřní prostor pneumotoru. Hřídel je v axiálním směru omezena kluznými ložisky z bronzu. Kvůli omezení úniku vzduchu z vnitřního prostoru pohonu je za ložiskem připevněný těsnící kroužek. Ten zapřičiňuje, že se motůrek otáčí obtížněji, protože zvyšuje tření, které kvůli tomuto kontaktnímu těsnění vzniká. Přívod a odvod vzduchu je řešen šroubením. Hadička přívodu i odvodu vzduchu má průměr 6 mm. Uvnitř tělesa kyvňého pohonu jsou vyvrtány otvory pro přívod a výfuk vzduchu. Tyto přívodní otvory mají poměrně malý průměr (1 mm).

Stlačený vduch je nejprve vháněn do první komory, kde tlak na přepážku způsobí pootočení rotoru o 270°. Poté je pneumatický rozvaděč přepnut a tlakový vzduch je vháněn do druhé komory a následuje pootočení zpět do výchozího stavu. Celý děj trvá přibližně dvě sekundy. Poté se hlava vysune z prostoru příruby a proběhne nalisování gufera. Teoretický moment stávajícího kyvňého pohonu uvádí výrobce 0,16 Nm při tlaku 10,3 bar [4].



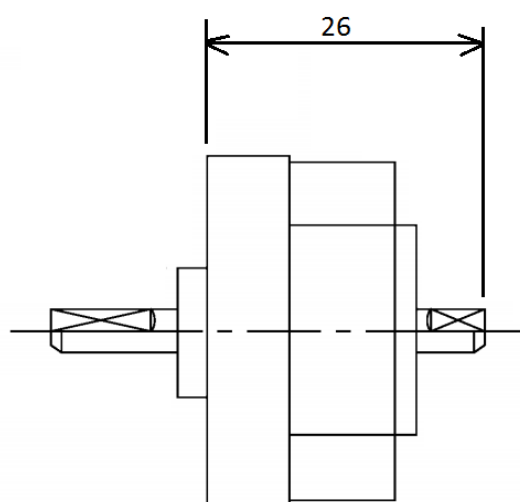
Obr. 4 Pneumatický kyvňý pohon [4].




Obr. 5 Princip kyvňého pohonu [4].

2.3 Požadované zlepšení

Při kyvném pohybu nedojde ke kvalitnímu rozstříku oleje na stěny příruby. Lze pozorovat, že vystříknutí oleje není rovnoměrné během kyvného pohybu. Je to dáno profilem rychlosti, protože start je z nulové rychlosti a pak následuje zastavení a při zpětném pohybu zase start z nulové rychlosti. Jako řešení se nabízí nahradit kyvný pohon rotačním pneumotorem, při jehož rotaci by elektromagnetické ventily vpustily do kanálků olej, který by byl odstředivou silou ihned rostříknut, takže rozptyl by byl rovnoměrnější. Při konstrukci je nutno přihlížet k omezením, která jsou v montážní lince. A to hlavně k zástavbovým rozměrům, z nichž největší omezení představuje výška pneumotoru. Stávající kyvný pneumotor má poměrně malé rozměry, zakótovaná výška má rozměr 26mm (Obr. 6).



Obr. 6 Výška kyvného pohonu [4].

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

3 ROTAČNÍ PNEUMOTORY

3.1 Popis rotačních pneumotorů

Pneumotory mohou být buď lineární, kyvné, nebo s neomezeným úhlem natočení. Pro naši aplikaci nás zajímají právě pneumotory s neomezeným úhlem natočení. Ty využívají energii stlačeného vzduchu a přeměňují ji na mechanickou energii rotačního pohybu.[4]

3.2 Výhody a nevýhody rotačních pneumotorů

Pneumatické rotační motory tvoří alternativu k motorům elektrickým a hydraulickým. Mezi hlavní výhody pneumatického pohonu patří:

- zástavbová velikost (jeho výkon umožňuje rozměry 1/5 nebo 1/3 velikosti motoru při srovnatelném výkonu na elektrický pohon, této skutečnosti se využívá hlavně u ručního nářadí)
- zatížitelnost (schopnost přenosu zatížení do úplného zastavení pohonu bez nebezpečí zničení motoru, když přetížení přestane, motor umožňuje okamžitý rozběh, může být také stále zastavován a spouštěn bez poškození)
- jednoduchost konstrukce (princip činnosti je jednoduchý)
- provozní prostředí (možnost provozu v prašném prostředí nebo v provozu, kde hrozí nebezpečí výbuchu, provoz v prostředí vlhkém, mokřem a v prostředí, kde hrozí korozní účinky)
- jednoduché údržba (kvůli jedoduché konstrukci a malému množství pohybujících se částí)

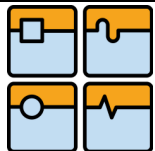
Nevýhody pneumatického motoru jsou zejména:

- nízká účinnost (při poměru výstupního výkonu na hřídeli motoru a vstupním výkonu dosahuje nízké účinnosti v porovnání s elektrickým či hydraulickým pohonem - tato nevýhoda bude hrát roli hlavně u strojů s větší spotřebou energie a s delší dobou zapnutí)
- příprava vzduchu (vzduch je nutné zbavit nečistot, vlhkostí a je nutno ho nasýtit olejovou mlhou, která maže jednotlivé části motoru)
- regulace otáček (je obtížné přesně regulovat otáčky a udržovat je na konstantní hodnotě, vyplývá to z charakteristiky motorů)
- hlučnost (hladina hluku je vyšší, proto v některých provozech je i překážkou použití pneumatického motoru) [5][6]

3.3 Rozdělení rotačních pneumotorů

Rotační pneumotory můžeme dále rozdělit na:

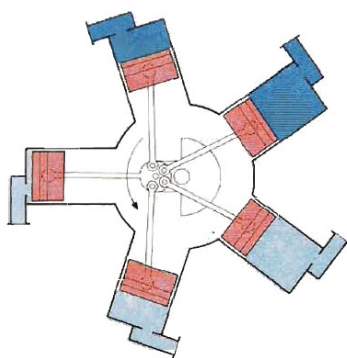
- pístové motory s výstupním rotačním pohybem
- lamelové motory
- zubové motory
- turbinové motory [5]



3.3.1 Pístové motory s výstupním rotačním pohybem

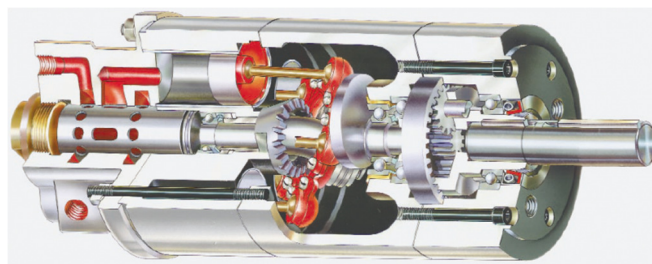
Pneumatické pístové motory převádí přímočaré pohyby pístu na rotační pohyb. Písty tedy fungují jako lineární motory a díky mechanismu může vzniknout pohyb rotační. Protože pístů musí být více, vyplývají z toho větší rozměry pneumotoru a větší složitost. Je výhodné tento pneumotor použít pro velké výkony a velké kroutící momenty. Pístové motory se dají rozdělit podle polohy válců vůči poháněnému hřídeli na radiální nebo axiální [5, 6].

Pneumotor s radiálním uspořádáním válců (Obr. 7) má osy válců uspořádané kolmo k ose poháněné hřídele. Toto uspořádání se nazývá také hvězdicové. Větší počet válců se používá kvůli rovnoměrnějšímu chodu motoru. Přímocharý pohyb válců je převáděn na rotační pohyb nejčastěji klikovým mechanismem, výstředníkem nebo kývavou kulisou [5, 6].



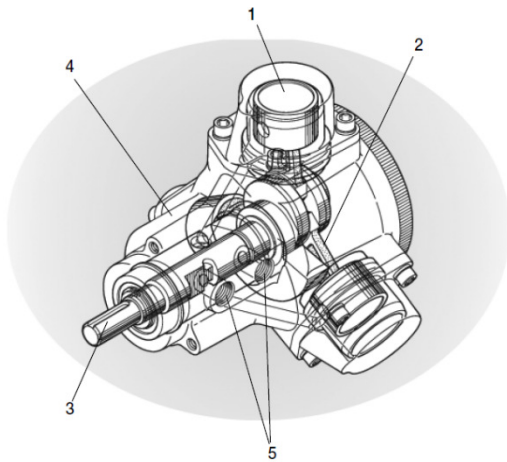
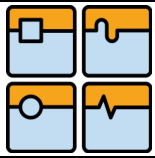
Obr. 7 Radiální pístový motor [5].

Axiální pístový motor (Obr. 8) má uspořádané osy pístů rovnoběžně s osou poháněného hřídele. Pro převod vzniklé síly v pístech na rotační pohyb využívá kyvnou desku. Píst, který tlačí na desku, která je pod úhlem, zapříčiní pootočení desky a další píst, který také tlačí na desku pod úhlem, pokračuje v otáčivém pohybu desky a výstupem je rotační pohyb. Pro rovnoměrnější chod motoru pracují vždy dva válce současně [5, 6].

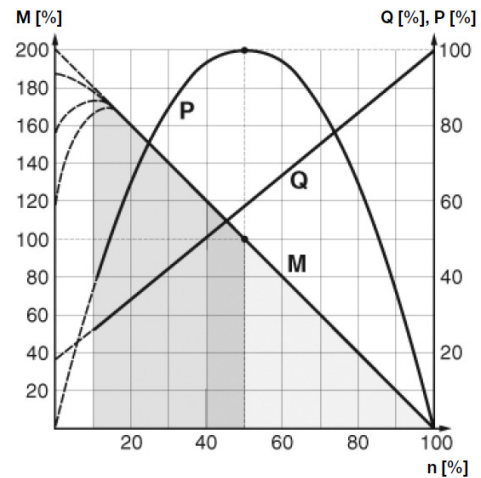


Obr. 8 Axiální pístový motor [7].

Nejrozšířenější konstrukce pístového pneumotoru je radiální provedení (uspořádání do hvězdice) s pěti písty. Např. firma Parker nabízí tuto konstrukční možnost (Obr. 9). Výkon radiálních pístových motorů se pohybuje od 0,5 do 50 kW, nejčastější rozmezí výkonů je od 2 do 15 kW. Rozsahy otáček se pohybují od 350 do 1500 min^{-1} a pracovní tlaky od 0,4 do 0,6 MPa. Díky tomu, že se písty se ve válcích dají dobře utěsnit jsou minimální ztráty stlačeného vzduchu a tudíž i nízká spotřeba vzduchu, od 45 až 65 m^3/kWh [6].



Obr. 9 Radiální pístový motor Parker [8].



Obr. 10 Charakteristika motoru [8].

P = výkon [kW]

M = kroutící moment [Nm]

Q = spotřeba vzduchu [$\text{m}^3\text{min}^{-1}$]n = otáčky [min^{-1}]

Na výkonové charakteristice radiálního pístového motoru (Obr. 10) lze pozorovat, že křivky znázorňující výkon, moment a spotřebu vzduchu jsou závislé na otáčkách motoru n . Výkon je nulový, když je motor zastavený nebo pokud se motor otáčí plnými otáčkami bez zatížení. Maximálního výkonu je dosaženo přibližně v polovině otáček naprázdno.

Moment je při nulové rychlosti nulový, ale roste hned při zatížení. Protože motor může zastavit v různých polohách, je těžké u pístového motoru stanovit počáteční moment. Minimální startovací momenty jsou však zaručeny a dají se vyčíst z tabulek výrobce.

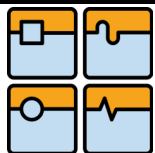
Spotřeba vzduchu je největší při plné rychlosti a klesá se snižující se rychlostí. Radiální pístové motory by se neměly používat pro rychlosti větší než je rychlosti při maximálním zatížení, protože životnost motoru rychleji klesá [6].

3.3.2 Lamelové motory

Rotor lamelových motorů má podélné drážky. Do těchto drážek jsou vloženy lamely. Rotor je uložený excentricky a to tak, aby v jednom místě byla jen nepatrná vůle, utěsněná olejovým filtrem. Když se rotor otáčí, lamely se odstředivou silou z drážek vysouvají a rozdělují prostor mezi rotorem a statorom na jednotlivé komory. Stlačený vzduch je vháněn do nejmenší komory. Zde působí na činnou plochu lamely, dokud další lamela nepřestoupí vstupní otvor. Poté již na předcházející lamelu působí pouze tlak expandujícího vzduchu (Obr. 11) Je patrné, že pokud jsou už činné plochy lamel stejně veliké, účinek expandujícího plynu zanikne [5, 6].

Pokud je motor v klidovém stavu nebo se rozbíhá, na lamely ještě nepůsobí dostatečná odstředivá síla a proto pokud je např. nutný velký moment od nízkých otáček, lamely musí být nuceně vysunuty. K tomu se využívají například pružiny [9].

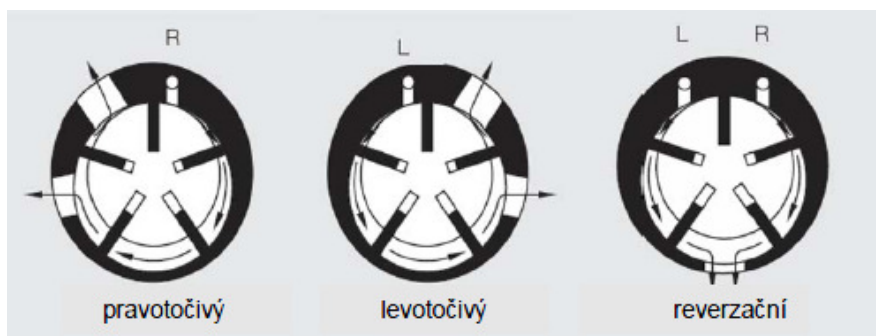
Provedení motoru může být buď pravotočivé, levotočivé nebo reverzační (Obr. 12). Pokud je rotor s daným směrem otáčení, lamely nemusí být kolmé na osu rotace a může se tak zlepšit



účinnost pneumotoru. Pokud je konstrukce reverzační, vstupní i výfukové otvory musí být umístěny souměrně a lamely musí být kolmé k ose hřídele [9, 6].



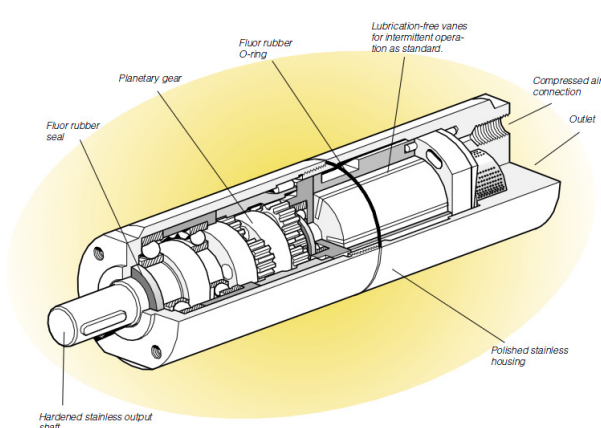
Obr. 11 Lamely v zářezech [9].



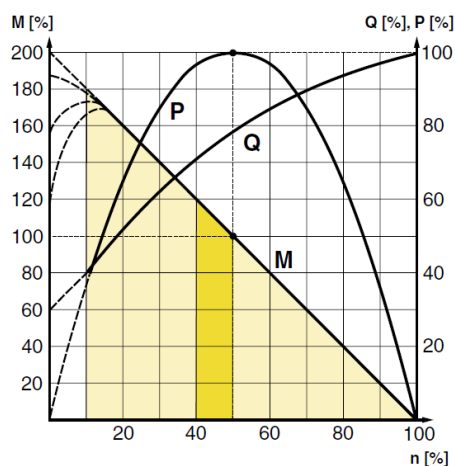
Obr. 12 Pravotočivý, levotočivý a reverzační lamelový motor [9].

Lamelové motory jsou nejvíce rozšířené pneumatické motory díky jednoduchému konstrukčnímu provedení a malé hmotnosti. Proto se mohou používat i pro pohon ručních pneumatických rotačních nástrojů (např. utahováky, vrtačky, brusky), kdy mohou být vestavěny přímo do tělesa stroje. Díky snadnému připojení na průmyslové rozvody stlačeného vzduchu a také možnosti připojení na mobilní kompresor se jejich využitelnost zvyšuje [6].

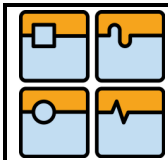
Rozsah výkonů lamelových motorů je od desítek W do 5 kW, v některých speciálních případech (nakladače, dopravníky, kladkostroje) až do výkonu 20 kW. Otáčky lamelových motorů mají rozmezí od desítek tisíc za minutu pro malé výkony až do několika set otáček za minutu pro největší výkony. Pokud je nutno vysoké otáčky redukovat, využívá se často planetový převod. Takovéto motory vyrábí například firma Parker (Obr. 13) [6].



Obr. 13 Lamelový pneumotor s planetovým převodem [8].



Obr. 14 Charakteristika lamelového pneumotoru [8].

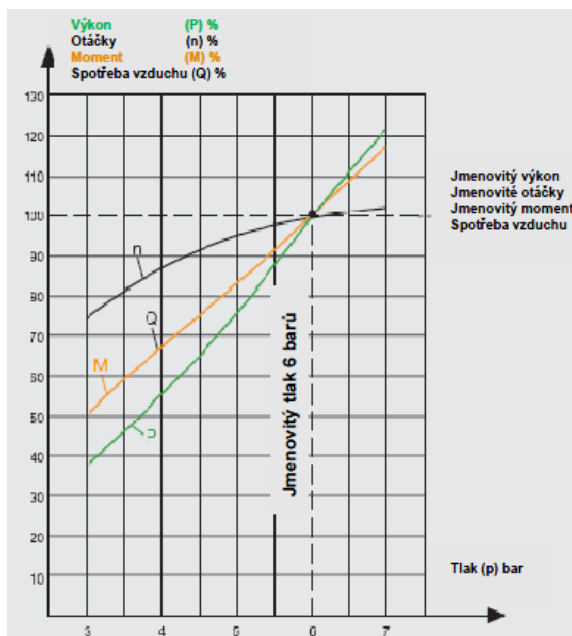


Charakteristika motoru je velmi podobná motorům radiálním pístovým (Obr. 14). Spotřeba vzduchu zde neklesá lineárně jako to bylo u pístových motorů. Je důležité si uvědomit, že optimální provoz je ve žlutém vyznačeném pásmu – provoz při vyšších otáčkách zapříčiňuje vyšší opotřebení lamel, provoz při nižších otáčkách znamená vyšší kroučící moment a tudíž i vyšší kroučící moment, což znamená větší zátěž pro planetovou převodovku a opotřebení ozubení [9].

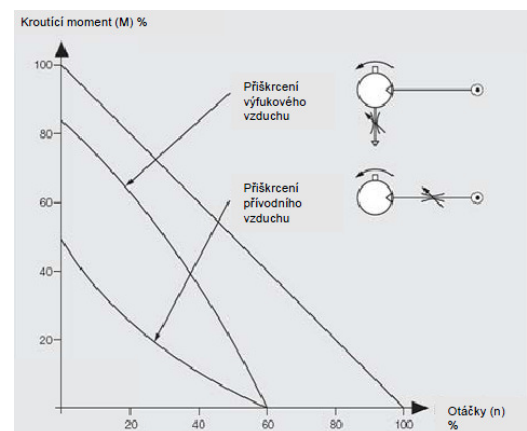
Při výběru lamelového motoru výrobce Deprag ještě specifikuje tyto skutečnosti, které je třeba odlišit od základních dat – např. rozdíl jmenovitého tlaku od použitého tlaku (Obr. 15). Jmenovitý tlak je počítán jako 6 barů. Na obrázku je vidět jak výkon, otáčky, moment a spotřeba vzduchu klesá se sníženým použitým tlakem [9].

Dalším faktorem je průtočný průřez. Průtočný průřez může snížit přípojná hadice nebo přípojka. Pokud je třeba, může se množství dodávaného vzduchu upravovat přiškrcením. Přiškrcením se sníží otáčky i kroučící moment. Jsou dvě možnosti škrčení – buď na vstupu, kdy dojde i ke snížení momentu a tudíž i výkonu, nebo na výstupu. Při tomto přiškrcení nedojde k větší ztrátě výkonu a otáčky jsou sníženy (Obr. 16) [9].

Dalším faktorem může být použití bezmazného provozu. Takové motory mají uplatnění například v potravinovém průmyslu. Výrobce Deprag uvádí optimální potřebu 1-2 kapky oleje na 1m^3 . Při bezmazném provozu klesá výkon o 10-20% [9].



Obr. 15 Rozdílné použité tlaky [9].



Obr. 16 Různý průtočný průřez [9].

3.3.3 Zubové motory

Zubové motory jsou konstrukčně jednoduché. V porovnání s pístovými motory mají také menší rozměry. Zubové motory jsou tvořeny dvěma ozubenými rotory uloženými ve skříni s nepatrnými čelními a obvodovými vůlemi. Jedno ozubené kolo je pevně spojeno s výstupní hřídelí, druhé kolo slouží k tomu, aby se vytvořil potřebný kroučící moment [5, 6].

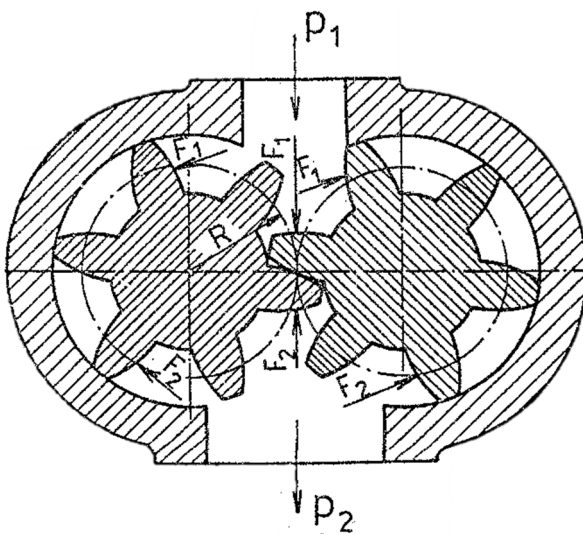
Zuby mohou být buď přímé, šikmé nebo šípové. Motory s přímými a šikmými zuby pracují jako plnotlaké motory, to znamená, že stlačený vzduch v prostorech mezi zuby už dále neexpanduje. Smysl otáčení lze změnit záměnou přívodu a odvodu vzduchu, nebo se jako řešení



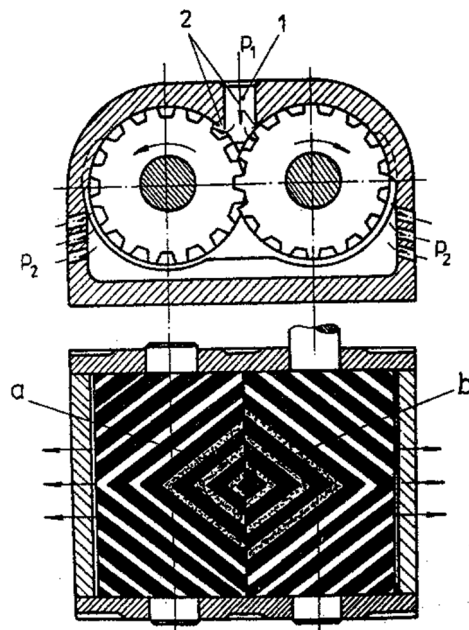
využívá mechanický ozubený převod. Motory se šípovými zuby využívají částečné expanze (částečného plnění). Reverzací otáček těchto motorů lze provést pouze ozubeným převodem [6].

Do motoru je přiváděn stlačený vzduch o tlaku p_1 . Stlačený vzduch vykoná práci, tím tlak vzduchu klesne na hodnotu p_2 a je odváděn ven z motoru do výfuku. Tlakům p_1 a p_2 jsou úměrné velikosti sil F_1 a F_2 , které působí na boky zubů (Obr. 17). Na levé ozubené kolo působí síla $F' = F_1 + F_2 - F_2$. Na pravé kolo působí výsledná síla $F'' = F_1 - F_1 - F_2$. Pokud síly sečteme v jednom smyslu, dostaneme výslednou sílu $F = F' + F'' = F_1 + F_2 - F_2 + F_1 - F_1 - F_2 = F_1 - F_2$. Výsledná síla působí na roztečné kružnici. Pro výsledný moment tedy platí $M = (F_1 - F_2) \cdot R$ [6].

Šípový motor pracuje na principu částečného plnění. Vzduch stlačený na tlak p_1 je přiveden mezi dva rotory, kde vyplní prostor v zubové mezeře až do místa záběru zubů. Naplňování zubové mezery vzduchem probíhá, dokud následující zub nepřekryje hranu vstupního kanálu. Poté, když se motor otáčí, ve zvětšujících se zubových mezerách nastává expanze vzduchu (Obr. 18). U těchto motorů je požadavek dobré těsnosti mezi zuby a malé vůle mezi patní a hlavovou kružnicí [6].



Obr. 17 Princip zubového motoru [6].

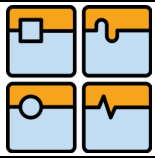


Obr. 18 Ozubení s šípovými zuby [6].

Pro nejmenší výkony se konstruují motory s přímými zuby, pro výkony větší (5-15 kW) motory se šikmými zuby a pro největší výkony (15-60 kW) zuby šípové. Jmenovité otáčky motorů jsou v rozmezí 1500 až 3000 min^{-1} , aby bylo jimi možné nahradit elektrické motory [6].

3.3.4 Turbinové motory

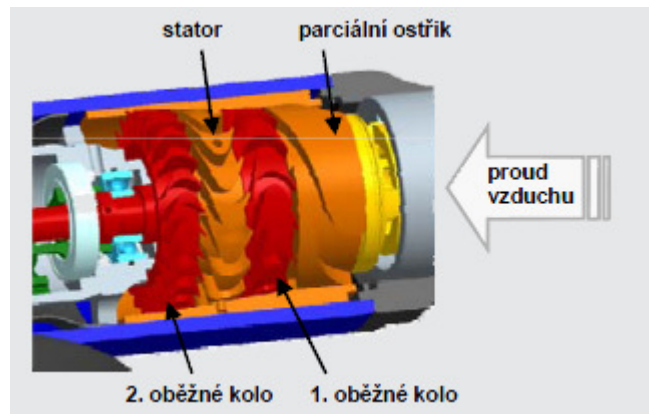
Turbinové motory se používají zejména pro menší výkony, ale vysoké otáčky (až 500 000 min^{-1}). Časté je použití v zubních vrtačkách s turbinovým motorkem (Obr. 19). Zde se přivádí a odvádí stlačený vzduch hadicí až do vrtačky. Stlačený vzduch pohání turbínu a ta je již pevně spojená s nástrojem. Odpadají tak jakékoliv převody nutné pro vedení kroutícího momentu [5].




Turbíny vyrábí např. výrobce Deprag (Obr. 20). Jedná se o proudový stroj, který přeměňuje energii vzduchu na kinetickou energii. Není zde potřeba žádné těsnění mezi rotorem a statorem a při pohonu vzduchem bez oleje je provoz turbíny absolutně bez opotřebení. Jedná se o rovnotlakou turbínu, kdy největší podíl energie se přemění v prvním oběžném kole, přes stator se proud vzduchu otočí, aby se zbytková energie mohla přeměnit v druhém oběžném kole. Energie vzduchu je takto využita optimálně. Oproti lamelovému vzduchu je spotřeba vzduchu jen jedna třetina. Výkonová hmotnost (kg/kW) tvoří pouze polovinu hodnoty při srovnání s lamelovým motorem. Tato turbína se využívá jako např. pohon turbínové brusky. Výhodou se jeví velmi nízká hmotnost při srovnání s elektrickým pohonem o stejném výkonu. Výrobce uvádí hmotnost brusky 1,8 kg při výkonu 2,2 kW. Se srovnatelným elektrickým pohonem by bruska musela vážit přibližně 5,7 kg [9].



Obr. 19 Turbínka dentální vrtačky [10].



Obr. 20 Rovnotlaká turbína Deprag [9].

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 22
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

4 NÁVRH PNEUMOTORU

4.1 Volba typu pneumotoru pro naši aplikaci

4.1.1 Pístový rotační pneumotor

Poskytuje vysoký výkon, ten však nepotřebujeme. Je složitý a má velké rozměry – to je zásadní překážka pro užití tohoto pneumotoru. Tento typ pneumotoru pro naše potřeby nevyhovuje.

4.1.2 Lamelový pneumotor

Výhodou lamelového pneumotoru je jeho konstrukční jednoduchost. Nevýhodou v našem případě je skutečnost, že osa pneumotoru leží kolmo k zemi. Pokud je motor uložen vodorovně se zemí, lamely se v klidovém stavu mohou vysouvat díky gravitaci. Pokud je motor zapnut, stlačený vzduch je vháněn do motoru, motor se roztočí a lamely jsou poté z drážek vysouvány díky odstředivým silám. V našem případě umístění osy by mohla nastat skutečnost, že lamela, která by byla zatlačena, by se při natočení sama nevysunula a byl by zde problém s rozběhem motoru. Proto bychom byli nuceni použít např. pružinky, které by lamely vysouvaly nuceně, tím je ale motor složitější. Konvenční pneumotory nabízené výrobcí (Deprag, Parker, Atlas Copco) mají velké rozměry v axiálním směru, který je pro nás omezující, takže pro naše potřeby nevyhovují. Řešením by se zde nabízelo použít konvenční lamelový pneumotor a využít převod, protože tím by se vyřešily problémy s prostorem i s umístěním pneumotoru. Vyřešit by bylo nutné uchycení pneumotoru.

4.1.3 Zubový pneumotor

Výhodou zubového pneumotoru je konstrukční jednoduchost. Takovéto pneumotory vyrábí na zakázku např. firma Deprag. Zubový pneumotor by byl větší než stávající kyvný pneumotor, ale jen v radiálním směru, který není omezený tak jako axiální směr. Pravděpodobně by byla náročná výroba především díky malým vůlím, které jsou nutné pro správné fungování zubového pneumotoru.

4.1.4 Turbínový pneumotor

Turbínový pohon přichází v úvahu, protože dosahuje vysokých otáček. Dostačující jsou velmi malé rozměry pro námi potřebný výkon – pro naši aplikaci stačí nízký výkon. Také by stačilo využít stejný prostor jako zabírá kyvný pneumotor nyní. Nevýhodou jsou složité tvary lopatek turbín, které bychom ale mohli pro naši aplikaci značně zjednodušit. Rozhodli jsme se využít turbínového pneumotoru, protože odpadnou problémy s prostorem.

4.2 Návrh turbíny

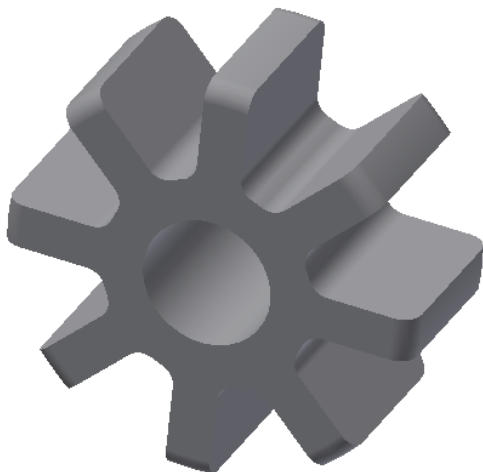
Tvar lopatek turbín je velmi složitý a jejich návrh by byl pracný. V našem případě však požadujeme, aby byla výroba i návrh turbíny jednoduchý. Proto tvar lopatek zjednodušíme, tím sice zhoršíme účinnost turbíny, ale v našem případě nehraje snížená účinnost zásadní roli, protože otáčky se předpokládají vysoké a kroučící moment není veliký. Návrh zjednodušené turbíny je na obrázku (Obr. 21).

Zobrazená tvar turbíny je dostatečně zjednodušený. Při inspiraci u turbínek, které se používají v zubních vrtačkách jsem na internetu objevil tento typ turbínek (viz Obr. 19). Jedná se o turbínu, která byla vyrobena z kulatiny frézováním, vždy pootočením o 45°. Rádus frézy tvoří

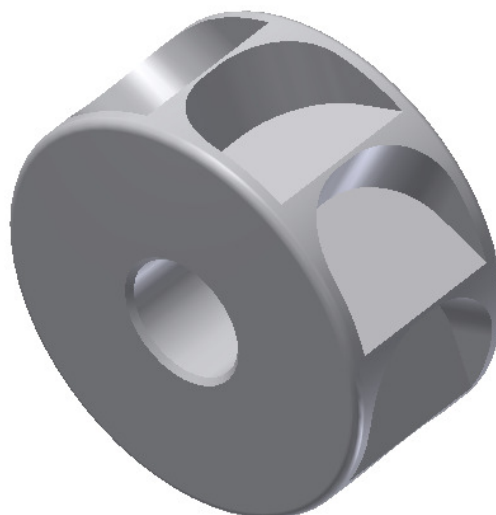
na turbíně tvar lopatky, takže lopatka není rovná. Výhodou tohoto uspořádání je jednoduchost výroby frézováním a také větší pevnost lopatek u patní kružnice.

Turbínou (Obr. 19) jsem se inspiroval, protože použití bude pro naši aplikaci podobné – jsou potřebné vysoké otáčky a stačí malý kroutící moment. Zvolil jsem osm lopatek kvůli dělení při výrobě frézováním. Rozměry turbíny jsou pro vnitřní průměr s tolerancí H7 pro nalisování na hřídel s přesahem pro vnější průměr s tolerancí r6. Vnější průměr turbíny je 22 mm.

Oproti turbíně do dentální vrtačky jsme udělal změnu kvůli axiálním vůlím. Axiální vůle jsou nevyhnutelné při uložení turbínky v tělese pneumotoru kvůli výrobním tolerancím na tělese, ložiskách, hřídeli a turbíně. Je nutné zajistit, aby turbína nedřela bokem o těleso pneumotoru. To znamená, že axiální vůle dosahují v řádu několika desetin milimetrů. Pro zvýšení kroutícího momentu jsem se rozhodl využít turbínu s bočními stěnami (Obr. 22). Turbína by neměla vůbec přijít do kontaktu s tělesem pneumotoru, takže není nutné ji vyrábět z materiálu s nízkým součinitelem tření a může být vyrobena např. z automatové oceli.



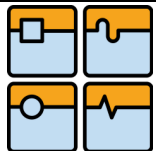
Obr. 21 Zjednodušený tvar turbíny.



Obr. 22 Turbína s bočními stěnami.

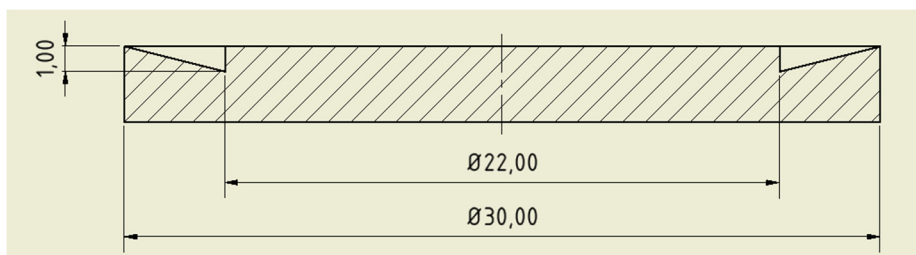
4.3 Otáčky

Rotační pneumotor má za úkol roztočit mazací hlavu tak, aby olej z drážky při rotaci vystříkl a namazal vnitřní stěnu příruby. Geometrie mazací drážky je na obrázku (Obr. 23). Když se mazací drážka naplní až po okraj, tak i při pomalém pohybu již začne olej z drážky vytékat. Pokud budeme otáčky zvyšovat, tvar hladiny bude mít tvar rotačního paraboloidu. Na kapalinu bude působit nejen gravitační zrychlení, ale i zrychlení dostředivé. Díky tomu, že drážka nemá kolmé stěny, ale je vyrobená pod úhlem, tak množství oleje, které během rotace zůstane ve drážce bude minimální. U turbinového rotačního pneumotoru očekáváme otáčky v rozmezí $20\,000 - 30\,000 \text{ min}^{-1}$. To znamená, že úhlová rychlost bude pro otáčky $20\,000 \text{ min}^{-1}$ 2094 rad/s . Při této rychlosti by tekutina na poloměru 11 mm, ve kterém začíná drážka, dosáhla výšky paraboloidu 27 m (vztah 3.1). Naše drážka je vysoká pouze 1mm, což znamená, že rychlost je určitě dostatečná [11].



$$H = \frac{r_d^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot g} = \frac{0,011^2 \cdot 2094^2}{2 \cdot 9,81} = 27m \quad (3.1)$$

- kde: H [m] - výška paraboloidu
r_d [m] - poloměr drážky
ω [rad/s] - úhlová rychlost
g [m/s²] - gravitační zrychlení

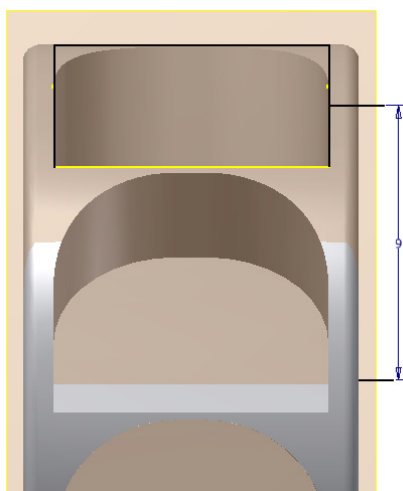


Obr. 23 Tvar a rozměry mazací drážky.

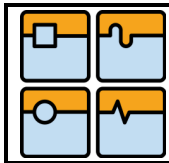
4.4 Kroučící moment

4.4.1 Kroučící moment pneumotoru

Kroučící moment, který dokáže náš pneumotor poskytnout, můžeme přibližně vypočítat. Do pneumotoru přivádíme tlak 6barů. Plocha lopatky, na kterou stlačený vzduch dopadá, je na obrázku (Obr. 24). Plocha lopatky je vypočítaná vztahem (3.2). Teoretická síla působící na lopatku je spočtená podle vztahu (3.3).



Obr. 24 Plocha lopatky turbíny.



$$S = h \cdot \check{s} = 0,0036 \cdot 0,008 = 28,8 \cdot 10^{-6} = m^2 \quad (3.2)$$

kde: $S [mm^2]$ - plocha zubu
 $h [m]$ - výška zubu
 $\check{s} [m]$ - šířka zubu

$$F_{1T} = p \cdot S = 6 \cdot 10^5 \cdot 28,8 \cdot 10^{-6} = 17,28N \quad (3.3)$$

kde: $F_{1T} [N]$ - síla na zub
 $p [Pa]$ - tlak stlačeného vzduchu
 $S [m^2]$ - plocha zubu

Odhad skutečné síly dostaneme, pokud teoretickou sílu vynásobíme účinností. Ta zahrnuje hlavně vliv netěsnotí. Volím hodnotu 0,8. Přesná hodnota by se dala získat měřením.

$$F_1 = F_{1T} \cdot \eta = 17,28 \cdot 0,8 = 13,82N \quad (3.3)$$

kde: $F_{1T} [N]$ - teoretická síla na zub
 $F_1 [N]$ - síla na zub
 $\eta [-]$ - účinnost

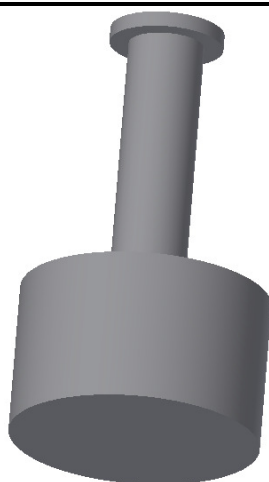
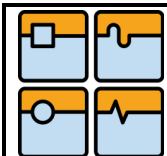
Kroutící moment je vypočítán z vztahu (3.4):

$$M_k = F_1 \cdot r = 17,28 \cdot 0,009 = 0,124Nm \quad (3.4)$$

kde: $M_k [Nm]$ - kroutící moment
 $F_1 [N]$ - síla na zub
 $r [m]$ - poloměr roztečné kružnice zubů turbíny

4.4.2 Potřebný kroutící moment

Kroutící moment, který po pneumotoru požadujeme, se dá přibližně odvodit. Pneumotor musí roztočit hlavu s olejem, jejíž tvar je na obrázku (Obr. 25). Hlava je uložena v axiálním směru kluzně na bronzovém pouzdře za vrchní část, takže otáčení bude bránit třecí moment, který bude muset pneumotor překonat. Třecí moment je vyjádřený vztahem (3.5). Třecí síla bude bránit otáčení a bude se nacházet na třecím poloměru 7 mm, který sahá přibližně doprostřed horního výstupku. Pro tření mezi ocelí a bronzí je statický třecí součinitel (uvažujeme-li rozběh turbíny) roven 0,15 [12].

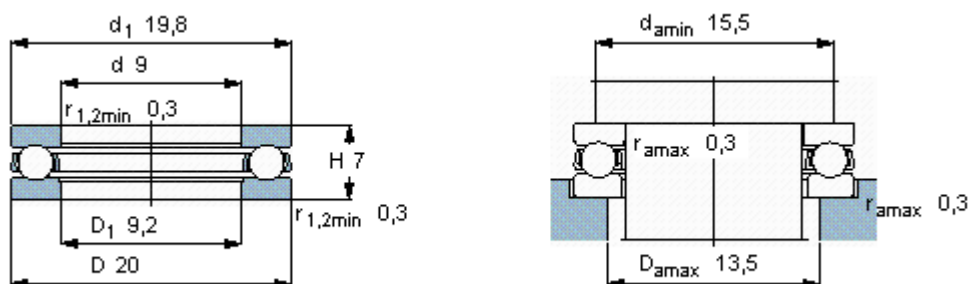


Obr. 25 Tvar mazací hlavy.

$$Mk_{Třecí} = m_h \cdot g \cdot r_T \cdot \varphi = 0,159 \cdot 9,81 \cdot 0,007 \cdot 0,15 = 0,0016 Nm \quad (3.4)$$

kde:	$Mk_{Třecí}$ [Nm]	-	třecí kroutící moment
	m_h [kg]	-	hmotnost hlavy
	g [m/s^2]	-	gravitační zrychlení
	r_T [m]	-	třecí poloměr
	φ [-]	-	součinitel tření

Třecí moment tvoří asi 77 násobek odhadovaného momentu. To by znamenalo, že by neměl být problém turbínu roztočit. Protože je však mazací hlava uložena i s bočními vedeními, budou v těchto vedeních také ztráty. Ty se teoreticky špatně odhadují, proto skutečné třecí ztráty naměříme až po rozběhu turbíny. Pokud by turbínu nebylo možné roztočit, je možnost nahradit třecí ložisko, na kterém rotuje mazací hlava, axiálním kuličkovým ložiskem. Toto kuličkové ložisko by snížilo tření ještě na menší hodnotu (Obr. 26).



Obr. 26 Axiální kuličkové ložisko SKF BA9 [13].

4.5 Radiální ložiska

4.5.1 Volba ložiska

Stávající kyvný pohon byl opatřen dvěma kluznými bronzovými ložisky. Pokud budeme chtít vnitřní ztráty pneumotoru minimalizovat a protože otáčky pneumotoru budou vysoké (řádově desítky tisíc otáček za minutu), budou hrát minimální ztráty velkou roli. Ideální použitím je kuličkových ložisek, které by měly daleko menší ztráty než ložiska kluzná. Protože výrobci např. SKF dodávají kuličková ložiska i pro průměry hřídelů 5mm, rozhodl jsem se využít tuto možnost [13].

Nejprve je nutné stanovit typ použitého ložiska. Zvolil jsem ložisko kuličkové jednořadé. Kvůli zmenšení úniku vzduchu by provedení ložiska mělo být s těsněním s nízkým třením nebo ložisko s kontaktním těsněním. Ložiska s kontaktním těsněním mají velký odpor kvůli tření, takže se nehodí pro vysoké otáčky, proto jsem zvolil ložisko s těsněním s nízkým třením (RZ), které se hodí pro vysoké otáčky a vyznačuje se nízkým třením (Obr. 27) [14].

Requirement	Shields	Těsnění s nízkým třením		Kontaktní těsnění	
	Z	RSL	RZ	RSH	RS1
Nízké tření	+++	++	+++	o	o
Vysoké otáčky	+++	+++	+++	o	o
Zadržení plastického maziva	o	+++	+	+++	++
Proti průniku prachu	o	++	+	+++	+++
Proti průniku vody					
- statické	-	o	-	+++	++
- dynamické	-	o	-	+	+
- vysoký tlak	-	o	-	+++	o

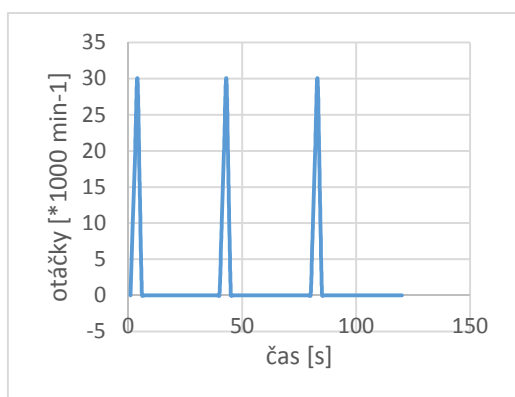
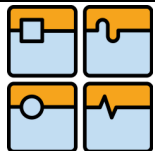
Symboly: +++ vynikající ++ velmi dobré + dobré o dostačující - nevhodné

Obr. 27 Výběr provedení ložiska [14].

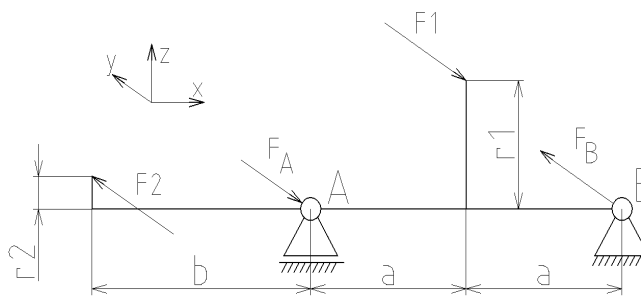
4.5.2 Výpočet ložiska

Naše ložisko se nebude otáček kontinuálně, ale bude poháněno pouze v krátkých časových intervalech – profil rychlosti jsem nakreslil podle odhadu do grafu (Obr. 28). Spuštěno bude 700krát během 8 hodinové pracovní směny, tedy třikrát během dvou minut. Přívod stlačeného vzduchu bude pouze v první fázi, kdy se zvětšuje rychlost a poté už motůrek přestane být poháněný. Znamená to, že působení síly na lopatky bude jen malý časový okamžik a ložisko se bude otáčet přibližně 4 sekundy a poté bude motůrek na nějakou dobu zastavený. Dynamický výpočet je vhodný pro ložisko které stále rotuje. Proto jsem vypočítal průměrnou rychlost otáčení, která činí 1875 min^{-1} . S bezpečností 1,5 jsem stanovil průměrnou rychlost otáčení na $2812,5 \text{ min}^{-1}$.

Během krátkého časového okamžiku, když bude výstupní hřídel namáhána stejným kroutícím momentem jako vyvoří pneumotor, vychází zatížení podle obrázku (Obr. 29). Síla F_2 se vypočítá z kroutícího momentu – vztah (3.5). Reakční síly se spočítají z rovnice rovnováhy ve směru osy y a pro momentovou rovnici rovnováhy k bodu B. Výpočet reakčních sil obsahuje vztah (3.6) a (3.7).



Obr. 28 Rychlostní profil ložiska.



Obr. 29 Schéma zatížení.

$$F_2 = \frac{M_k}{r_2} = \frac{0,124}{0,002} = 62 \text{ N} \quad (3.5)$$

kde: M_k [Nm] - kroutící moment
 F_2 [N] - síla na výstupní hřídeli
 r_2 [m] - poloměr výstupní hřídele

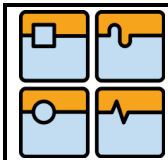
$$F_A = \frac{F_2 \cdot (b + 2 \cdot a) - F_1 \cdot a}{2 \cdot a} = \frac{62 \cdot (0,016 + 2 \cdot 0,0077) - 13,82 \cdot 0,0077}{2 \cdot 0,0077} = 119,5 \text{ N} \quad (3.6)$$

$$F_B = -F_2 + F_1 + F_A = -62 + 13,82 + 119,5 = 71,3 \text{ N} \quad (3.7)$$

kde: F_A [N] - reakční síla v bodě A
 F_B [N] - reakční síla v bodě B
 F_1 [N] - síla od stlačeného vzduchu
 F_2 [N] - síla na výstupním hřídeli
 a [m] - vzdálenost mezi ložiskem a středem turbíny
 b [m] - vzdálenost mezi ložiskem a výstupní hřídelí

Zatížení v axiálním směru nastane vlastní vahou turbíny a hřídele - je však v porovnání s radiálními silami velmi malé a proto se nemusí uvažovat (gravitační síla na hřídel s turbínou činí 0,26 N).

Ložisko jsem navrhl s životností 4 roky. Protože počet 8 hodinových směn během týdne je 20 a rok má 52 týdnů, požadovaná délka životnosti činí 33280 hodin.

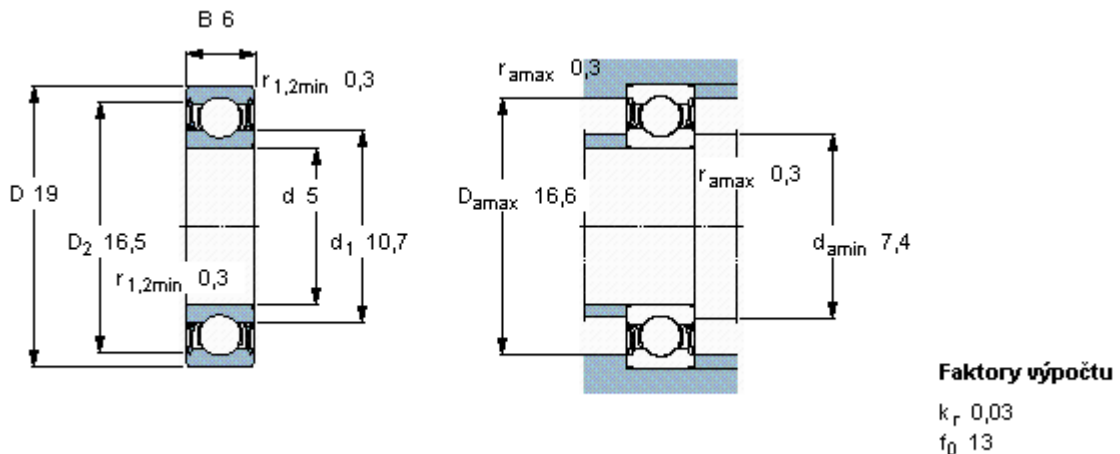


Životnost ložiska se spočítá vztahem (3.8). Navržené ložisko je SKF 635-2RZ se základní dynamickou únosností 2,34 kN [16].

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 2812,5} \cdot \left(\frac{2,34}{0,1195}\right)^3 = 44494h \quad (3.8)$$

- kde: L_{10h} [h] - základní trvanlivost
 P [-] - exponent rovnice trvanlivosti = 3 pro ložiska s bodovým stykem
 C [kN] - základní dynamická únosnost
 P [kN] - ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
 n [min^{-1}] - otáčky

Z výpočtu je patrné, že navržené ložisko vyhovuje pro požadovaný počet hodin provozu.



Obr. 30 Ložisko SKF 635-2RZ [15].

4.6 Zajištění

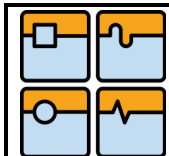
4.6.1 Zajištění turbíny na hřídeli

Turbína bude nalisovaná na hřídel s přesahem, takže nebude potřeba dalšího zajištění. Hřídel bude nalisovaná na zvětšený průměr hřídele tak, aby z obou stran zvětšeného průměru hřídele byla stejná axiální vůle (0,2 mm).

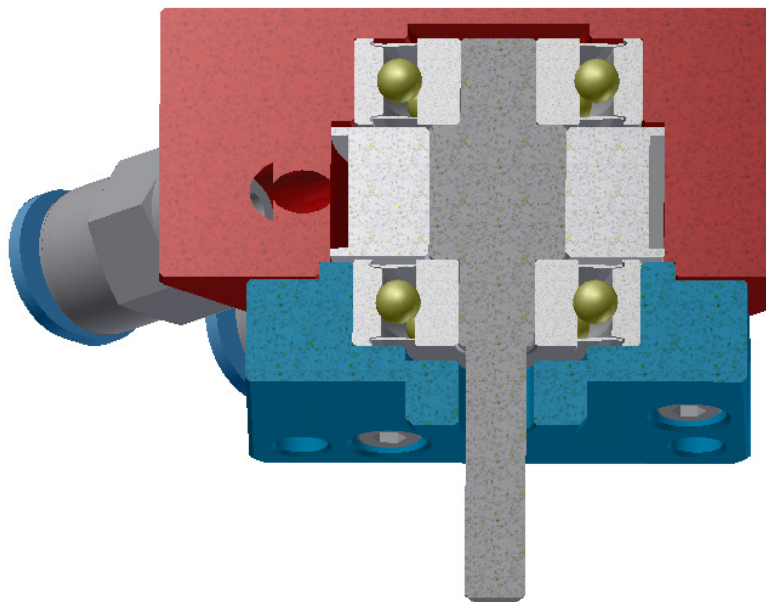
4.7 Zajištění ložisek na hřídeli a v dírách

Jedno ložisko bude uloženo v podstavě a druhé v tělese pneumotoru. Zajištění ložisek jsem nejprve plánoval tak, aby jedno ložisko bylo uložené pevně, které by zachytávalo i případné axiální síly a jedno ložisko uložené posuvně. Zajištění mělo být pojistnými kroužky. Bohužel z důvodu rozměrových omezení by zde nešlo toto uložení realizovat.

Když byly použity kluzná ložiska, hřídel byla uložena mezi ložisky s malou axiální vůlí. Toto uložení jsem se rozhodl z důvodu malých rozměrů využít. Hřídel je uložena mezi ložisky s axiální vůlí a pokud by při otáčení na ložisko působila axiální síla směrem nahoru, ložisko se opře o stěnu díry v tělese. Pokud by axiální síla působila směrem dolů, ložisko se opře o stěnu díry v podstavě (Obr. 31). Tento typ uložení je také jednoduchý z hlediska montáže a nebudou



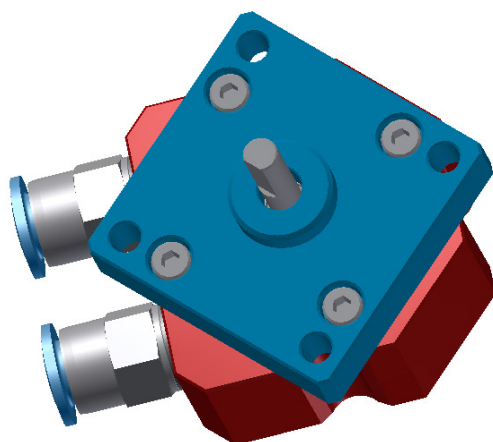
zde problémy s vyvážením, které by mohly vzniknout při použití pojistných kroužků při vysokých otáčkách.



Obr. 31 Řez pneumotorem.

4.8 Připojovací rozměry

Připojovací rozměry jsou důležité pro konstrukční návrh. K mazací hlavě je pneumotor přišroubován čtyřmi šrouby M3 na roztečné kružnici s průměrem 37 mm. Pneumotor je vystředěn za výstupní průměr 12mm a hřídel, která z pneumotoru vystupuje, musí mít průměr 4 mm a délka výstupního hřídele měřená od základny podstavy musí být 15 mm (Obr. 32). Tyto připojovací rozměry zachováme pro jednoduchou aplikaci nového pneumotoru místo stávajícího kyvného pohonu.

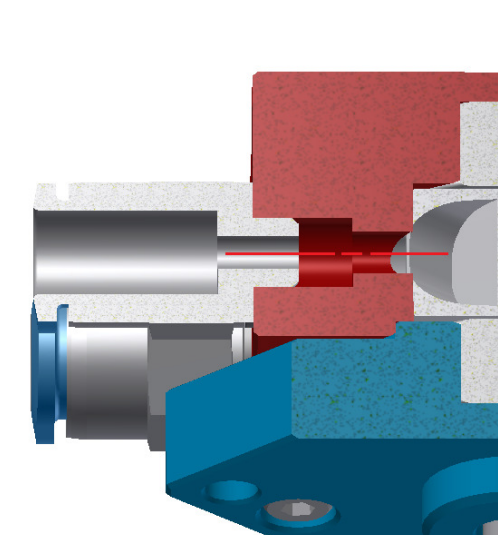


Obr. 32 Připojovací rozměry.

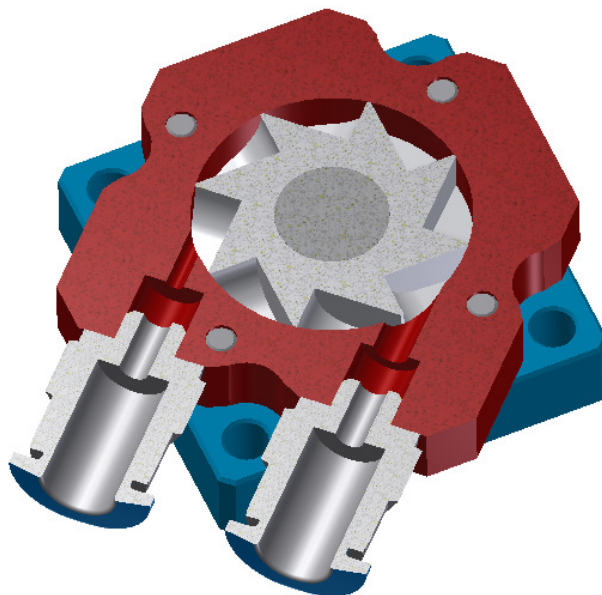
4.9 Připojení šroubení

Abychom dosahovali nejlepších výsledků při vhánění stlačeného vzduchu do pneumotoru, vháněný vzduch bude přiveden přímo do středu lopatky. V axiálním směru jsem navrhl výšku vrtání pro šroubení tak, aby byl tento požadavek splněn (Obr. 33). Omezení zde bylo ve snaze sice mít šroubení co nejnižší, ale zase se nesmělo opomenout, že podstava je částečně zapuštěna do mazací hlavy a proto nejde výšku podstavy zmenšit příliš.

Přívod vzduchu by měl být tečný. Neznamená to, že tečně k okraji vnitřního prostoru pneumotoru, protože pak bychom vháněli vzduch do mezery mezi vnitřním průměrem tělesa a mezi turbínou, ale znamená to že připojení je ideální tečně k myšlené kružnici kterou bychom vedli středy lopatek. Z Různých možností tečného připojení, které bylo nutné navrhnout tak, aby přívod a výfuk vzduchu nezasahoval do čtyř spojovacích šroubů podstavy, jsem zvolil variantu, kdy přívod a odvod vzduchu jsou rovnoběžné. Tato varianta je poměrně jednoduchá a zabírá málo prostoru (Obr. 34).



Obr. 33 Šroubení směruje do středu turbíny.



Obr. 34 Tečné připojení šroubení.

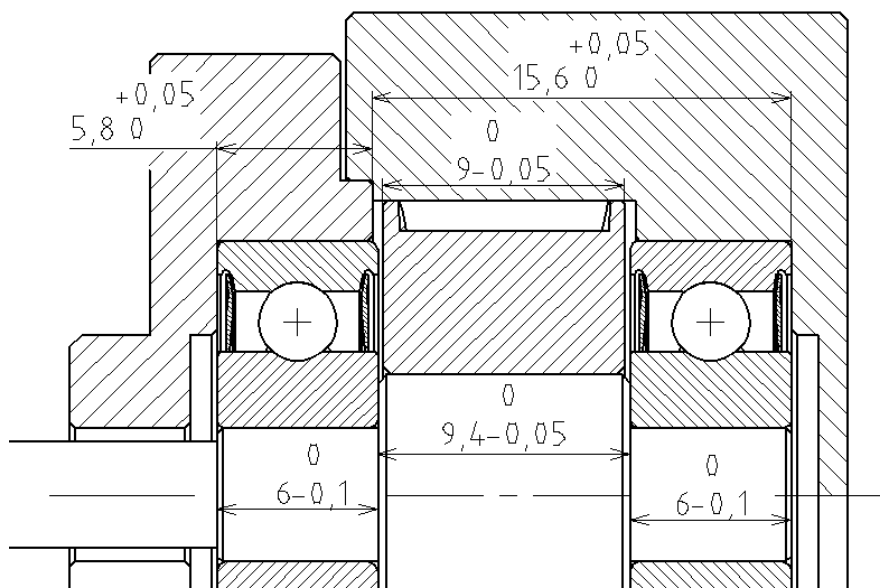
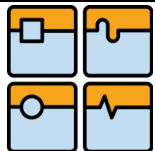
4.10 Tolerance uložení

4.10.1 Radiální uložení v ložiscích

Průměr hřídele, na který se nasazuje ložisko, má toleranci js6. Obě díry pro ložiska (v podstavě i v tělese) mají toleranci průměru H7.

4.10.2 Axiální uložení hřídele

Hřídel je mezi ložisky uložena podle následujícího schématu (Obr. 35). Jedná se o uložení s vůlí, které zaručuje smontovatelnost pneumotoru. Vůle, která je potřebná kvůli tepelné dilataci je poměrně malá, spočítaná pro rozdíl teplot 40°C - vztah (3.10). Proto jsem tuto vůli nezahrnoval do úvahy. Kdyby nastala situace, že by všechny rozměry byly vyrobeny tak, aby vůle hřídele mezi ložisky v axiálním směru byla nulová, tak by tuto vůli kompenzovaly axiální posuny v kuličkových ložiscích.



Obr. 35 Axiální uložení hřídele.

$$\Delta l = \alpha \cdot l_0 \cdot \Delta t = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 0,00135 \cdot 40 = 0,648 \cdot 10^{-5} m \quad (3.10)$$

kde:	Δl [m]	-	prodloužení vlivem změny teploty
	α [1/°C]	-	součinitel teplotní roztažnosti
	l_0 [m]	-	původní délka hřídele
	Δt [°C]	-	změna teploty

4.10.3 Radiální vůle na turbíně

Radiální vůle byla zvolena tak, aby se turbína mohla otáčet a zároveň byla radiální vůle co nejmenší. Použil jsem uložení H7/g6, které je doporučeno a je vhodné pro přesnější výrobu. Radiální vůle tak bude dosahovat na průměru 22 mm dohromady na obou stranách od 0,007 do 0,041 mm.

4.11 Montáž a demontáž pneumotoru

Montáž pneumotoru bude spočívat v následujících krocích (Obr. 36) :

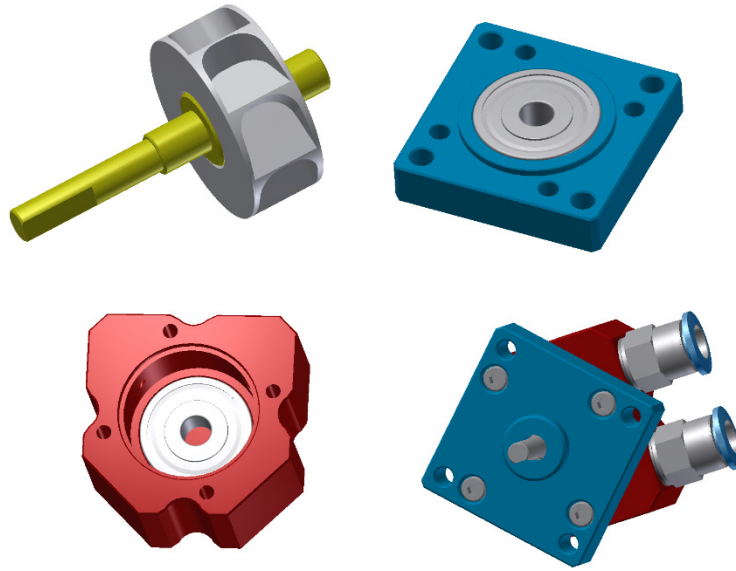
- 1) Nalisování turbíny na hřídel, ve správném směru otáčení na střed zvětšeného průměru hřídele
- 2) Nalisování ložisek do podstavy a tělesa pneumotoru
- 3) Našroubování šroubení k tělesu pneumotoru
- 4) Spojení tělesa a podstavy a zajištění čtyřmi šrouby

Demontáž pneumotoru bude probíhat následovně:

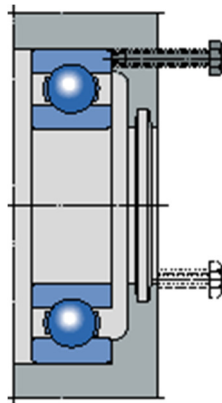
- 1) Vyšroubování šroubů a rozpojení tělesa od podstavy



- 2) Pokud ložisko zůstane v podstavě nebo v tělese, je možné využít třech závitových děr, do kterých se našroubují šrouby M2. Tyto odtlačující šrouby pak odsunou ložisko od stěny. Tento postup popisuje např. výrobce SKF (Obr. 37) [17].
- 3) Turbína se vylisuje z hřídele a šroubení se odšroubuje z tělesa



Obr. 36 Montáž pneumotoru.



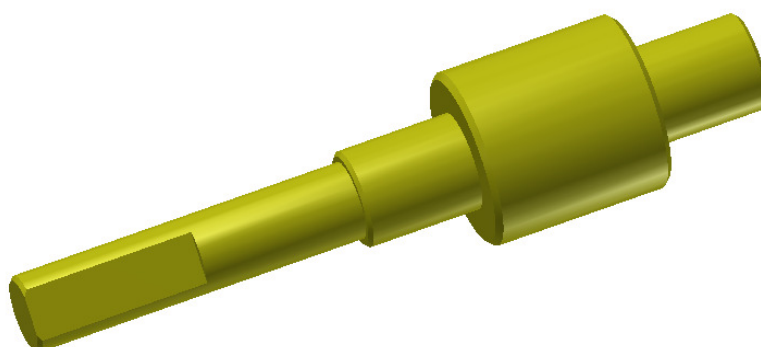
Obr. 37 Demontáž ložiska [17].

4.12 Výroba pneumotoru

Všechny části pneumotoru mohou být vyrobeny z oceli. Vyrábět se bude hřídel, turbína, podstava a těleso.

4.12.1 Hřídel

Hřídel (Obr. 38) se bude vyrábět na soustruhu. Sražená hrana na výstupním průměru, která slouží k přenášení kroutícího momentu bude vyfrézovaná. Na hřídeli bude nutné brousit místa pro uložení turbíny a pro ložiska. Plochy pro ložiska by bylo vhodné ohraničit zápichem ve směru ke zvětšenému průměru hřídele, avšak normalizovaný zápich je příliš velký. Dosahoval by šířky 2 mm a když je ložisko široké pouze 6 mm tak je to nevyhovující. Proto jsem na hřídeli předepsal maximální radiusy, které slouží k tomu, aby ložisko dosedlo boční stranou na zvětšený průměr hřídele. Je však možné vysoustružit i nenormalizované zápichy, které by byly kratší (např. 1mm) a které by ulehčily výrobu.



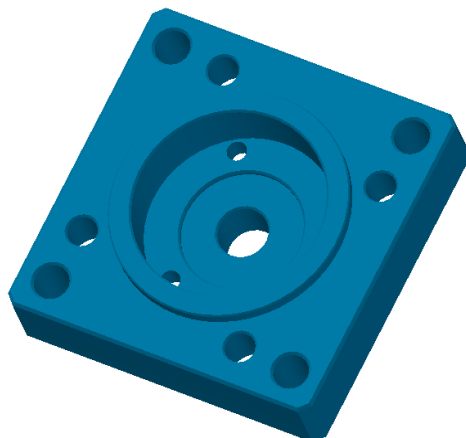
Obr. 38 Hřídel.

4.12.2 Turbína

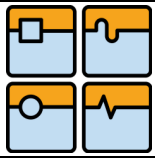
Turbína se bude vyrábět z kulatiny. Nejprve se obrobí a obrousí vnější průměr a potom se do něj vyfrézují drážky. Z funkčního hlediska nejsou požadavky na přesnou výrobu drážek turbíny, proto jsou kótovány kótami bez tolerancí. Důležitý je vnější průměr turbíny a jeho sousost s vnitřní dírou.

4.12.3 Podstava

Vnitřní zahloubení podstavy (Obr. 39) se vyrobí na soustruhu. Aby byla splněn požadavek kvality povrchu pro ložiska, bude nutné vnitřní průměr otvoru brousit. Vrtání děr, řezání závitů a vnější tvar se poté vyrobí frézováním. Pro správnou funkčnost bylo nutné zvolit správné rozměrové a tvarové tolerance [18, 19].

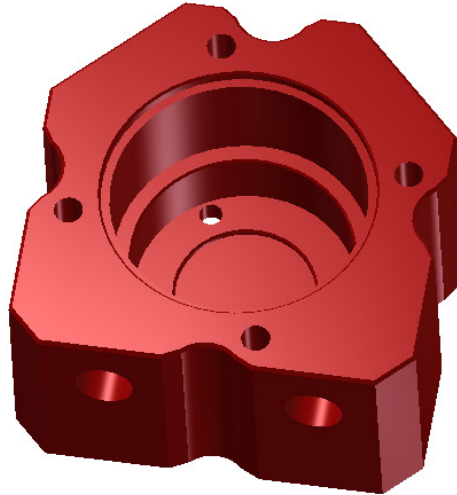


Obr. 39 Podstava.



4.12.4 Těleso

Při výrobě tělesa se nejprve obrobí zahloubení na soustruhu, provede se broušení díry pro ložiska a potom se vyfrézuje tvar tělesa (Obr. 40). Nakonec se vyvrtají díry pro závity a vyřezají se závity a provede se vrtání přívodu a výfuku vzduchu.



Obr. 40 Těleso.

4.12.5 Další součásti

Pro kompletní pneumotor bude nutné zakoupit:

- šroubení (2ks) - v návrhu je použité šroubení firmy FESTO [20] (Obr. 41)
- spojovací šrouby (4ks) nabízené např. společností Akros [21]
- ložiska SKF (2ks) [15]



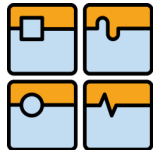
Obr. 41 Šroubení FESTO [20].

4.13 Připojení pneumotoru

Pneumotor je ve stávajícím stavu připojený podle schématu (Obr. 42). Kyvný pneumotor má přívod a odvod vzduchu každý připojený k rozváděcímu ventilu. Pokud je vzduch vháněn do jedné komory, druhá komora se vypouští a potom se rozváděcí ventily přepnou a proces je obrácený.



Obr. 45 Škrťací ventil firmy Manver [23].

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 38
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

5 ZÁVĚR

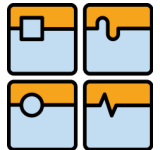
Navržený pneumotor funguje na principu turbíny. Díky tomuto řešení bylo možno dosáhnout minimálních rozměrů, takže maximální dovolená výška pneumotoru byla dodržena. Také přípojovací rozměry zůstaly stejné, z čehož vyplývá, že výměna stávajícího kyvného pohonu rotačním pneumotorem bude jednoduchá.

Kvůli zajištění většího krouticího momentu má turbína na bocích stěny, které zmenšují ztráty stlačeného vzduchu. Přívod stlačeného vzduchu se povedlo realizovat tak, aby směřoval tečně k lopatkám turbíny a do středu lopatek. Kvůli minimalizaci třecích ztrát v pneumotoru byly ložiska kluzná nahrazeny valivými. Díky těmto konstrukčním návrhům předpokládaný krouticí moment několikanásobně překračuje požadovaný krouticí moment, nutný pro roztočení mazací hlavy. Reálný krouticí moment a charakteristiky motoru bude možné odměřit po výrobě pneumotoru. Kvůli nutnosti navrhnout a vyrábět čtyři části pneumotoru se pneumotor zatím nestihlo vyrobit.

Navrhl jsem také změnu zapojení pneumotoru pro správné fungování turbíny. Pokud bude nutné regulovat otáčky, je možné využít škrťací ventil. Montáž pneumotoru i demontáž jsou jednoduché, kvůli usnadnění demontáže jsou v tělese a podstavě otvory se závity. Turbínový pohon také zajišťuje vysoké otáčky, které slouží pro kvalitní rozprášení oleje na stěnu příruby. Turbína pracuje bez opotřebení, takže opotřebení budou podléhat pouze ložiska, která jsou navržena s několikaletou trvanlivostí.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Úvod - BOSCH DIESEL s.r.o. – Jihlava. *Bosch Diesel s.ro.* [online]. 2012. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://www.bosch.cz/cs/cz/our_company_7/locations_7/jihlava_menu/jihlava_menu_uvod.html
- [2] Produkty – BOSCH DIESEL s.r.o. *Bosch Diesel s.r.o.* [online]. 2012. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://www.bosch.cz/cs/cz/our_company_7/locations_7/jihlava_menu/jihlava_menu_produkty/jihlava_produkty.html
- [3] Autopříslušenství / Autodiagnostika. *Bosch-press.* [online]. 2008. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://press.bosch.cz/detail.asp?f_id=671
- [4] REXROTH BOSCH GROUP [online]. *Rotary units. Katalog výrobků.* 2011. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.airlinehyd.com/apollo/brp/2650117440.pdf>
- [5] Úvod do pneumatiky: učebnice FESTO Didactic: určeno pro stud. postgrad. studia fak. strojní. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1989. 197 s. ISBN 80-01-00042-7.
- [6] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanizmy.* Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1998, 265 s. ISBN 80-7078-306-0.
- [7] Air motor selection and sizing. *Hydraulics and pneumatics.* [online]. 2012. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/FluidPowerAcces/Article/False/6422/TechZone-FluidPowerAcces>
- [8] PARKER [online]. *Pneumatic rotary actuators & airmotors. Katalog výrobků.* 2012. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://www.parker.com/literature/Pneumatics%20Division%20Europe/PDE-Documents/Rotary_Actuators_Platform_Catalogue_PDE2613TCUK.pdf
- [9] DEPRAG [online]. *Pneumatické motory. Katalog výrobků.* 2014. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.deprag.com/download/prospekt-pdf/D6000cs.pdf>
- [10] Midwest Tradition "L" Turbine. *Amerdental.* [online]. 2008 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <https://www.amerdental.com/turbines-handpieces-and-dental-parts/midwest-tradition-latch-auto.html>
- [11] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin.* 1.vyd. Ediční středisko VŠB – TUO, 2007, 257s. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [12] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky.* 3. vyd. Úvaly: Albra, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [13] Axiální kuličková ložiska, jednosměrná. *SKF.* [online]. ©2014. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/single-direction/index.html?prodid=1610010009&imperial=false>
- [14] Ložiska s těsněním. *SKF.* [online]. ©2014 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/sealed-bearings/index.html>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 40
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

- [15] Kuličková ložiska, jednořadá. *SKF*. [online]. ©2014 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1050176350&imperial=false>
- [16] Výpočet dynamických zatížení ložisek. *SKF*. [online]. ©2014 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/two-bearing-units/selection-of-unit-size/calculation-of-dynamic-bearing-loads/index.html>
- [17] Ložiska s válcovou hlavou – demontáž za studena. *SKF*. [online]. ©2014 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/mounting-and-dismounting/dismounting/bearings-with-a-cylindrical-bore/index.html>
- [18] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 3. Brno: CERM, 2009, 223 s. ISBN 978-80-7204-636-2.
- [19] SVOBODA, Pavel et al. *Základy konstruování*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011, 234 s. ISBN 978-80-7204-750-5.
- [20] FESTO [online]. *Šroubení s nástrčnými koncovkami. Katalog výrobků*. 2006, 109 s. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/QS_CZ.PDF
- [21] Šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem. *AKROS*. [online]. 2014. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.akros.cz/srouby-s-valcovou-hlavou-s-vnitrim-sestihranem-din-912/a2/prod/>
- [22] PNEUMAX AUTOMATION S.R.O. [online]. *Rozváděče a elektromagnetické rozváděče. Katalog výrobků*. 2014, 32s. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://www.pneumaxsro.cz/pdf/pneu_cat02-0007.pdf
- [23] Přímé škrťící ventily / oboustranné škrčení. *MANVER*. [online]. 2014. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://www.manver.cz/pneumatika/skrctici_a_uzaviraci_ventily/skrctici_ventily/cz

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Vysokotlaké čerpadlo CP4 [3].....	12
Obr. 2 Vysokotlaké čerpadlo CP4 zobrazené v řezu [2].....	12
Obr. 3 Schéma mazací hlavy.	13
Obr. 4 Pneumatický kyvný pohon [4].....	13
Obr. 5 Princip kyvného pohonu [4].....	13
Obr. 6 Výška kyvného pohonu [4].	14
Obr. 7 Radiální pístový motor [5].....	16
Obr. 8 Axiální pístový motor [7].	16
Obr. 9 Radiální pístový motor Parker [8].....	17
Obr. 10 Charakteristika motoru [8].	17
Obr. 11 Lamely v zářezech [9].	18
Obr. 12 Pravotočivý, levotočivý a reverzační lamelový motor [9].	18
Obr. 13 Lamelový pneumotor s planetovým převodem [8].	18
Obr. 14 Charakteristika lamelového pneumotoru [8].....	18
Obr. 15 Rozdílné použité tlaky [9].....	19
Obr. 16 Různý průtočný průřez [9].	19
Obr. 17 Princip zubového motoru [6].....	20
Obr. 18 Ozubení s šípovými zuby [6].....	20
Obr. 19 Turbínka dentální vrtačky [10].	21
Obr. 20 Rovnotlaká turbína Deprag [9].	21
Obr. 21 Zjednodušený tvar turbíny.	23
Obr. 22 Turbína s bočními stěnami.	23
Obr. 23 Tvar a rozměry mazací drážky.....	24
Obr. 24 Plocha lopatky turbíny.....	24
Obr. 25 Tvar mazací hlavy.....	26
Obr. 26 Axiální kuličkové ložisko SKF BA9 [13].	26
Obr. 27 Výběr provedení ložiska [14].	27
Obr. 28 Rychlostní profil ložiska.	28
Obr. 29 Schéma zatížení.	28
Obr. 30 Ložisko SKF 635-2RZ [15].....	29
Obr. 31 Řez pneumotorem.	30
Obr. 32 Připojovací rozměry.	30
Obr. 33 Šroubení směřuje do středu turbíny.	31
Obr. 34 Tečné připojení šroubení.....	31
Obr. 35 Axiální uložení hřídele.	32
Obr. 36 Montáž pneumotoru.	33
Obr. 37 Demontáž ložiska [17].....	33
Obr. 38 Hřídel.	34
Obr. 39 Podstava.	34
Obr. 40 Těleso.....	35
Obr. 41 Šroubení FESTO [20].....	35
Obr. 42 Původní zapojení kyvného pohonu.....	36
Obr. 43 Nové zapojení rotačního pneumotoru.	36
Obr. 44 Elektromagneticky ovládaný ovladač 5/3 PNEUMAX [22].	36
Obr. 45 Škrťící ventil firmy Manver [23].....	37

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

- a – vzdálenost mezi ložiskem a středem turbíny [m]
 b – vzdálenost mezi ložiskem a výstupní hřídelí [m]
 C - základní dynamická únosnost [kN]
 F_A - reakční síla v bodě A [N]
 F_B - reakční síla v bodě B [N]
 F_1 - síla od stlačeného vzduchu [N]
 F_{1T} – teoretická síla od stlačeného vzduchu [N]
 F_2 - síla na výstupní hřídeli [N]
 g - gravitační zrychlení [m/s^2]
 h - výška zubu [m]
 H – výška paraboloidu [m]
 l_0 - původní délka hřídele [m]
 L_{10h} - základní trvanlivost [h]
 m_h - hmotnost hlavy [kg]
 M_k - kroutící moment [Nm]
 $Mk_{Třecí}$ - třecí kroutící moment [Nm]
 n – otáčky [min^{-1}]
 P - výkon [kW]
 P - exponent rovnice trvanlivosti = 3 pro ložiska s bodovým stykem [-]
 P - ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [kN]
 Q - spotřeba vzduchu [m^3min^{-1}]
 r - poloměr roztečné kružnice zubů turbíny [m]
 r_d - poloměr drážky [m]
 r_2 - poloměr výstupní hřídele [m]
 r_T - třecí poloměr [m]
 S - plocha zubu [mm^2]
 $š$ - šířka zubu [m]
- α - součinitel teplotní roztažnosti [$1/^\circ C$]
 Δl - prodloužení vlivem změny teploty [m]
 Δt - změna teploty [$^\circ C$]
 η – účinnost [-]
 φ – součinitel tření [-]
 ω – úhlová rychlost [rad/s]

SEZNAM PŘÍLOH

- | | |
|-----------|--|
| Příloha 1 | Výrobní výkres tělesa |
| Příloha 2 | Výrobní výkres hřídele |
| Příloha 3 | Výrobní výkres turbíny |
| Příloha 4 | Výrobní výkres podstavy |
| Příloha 5 | Výkres sestavení rotačního pneumotoru |
| Příloha 6 | CD obsahující: <ul style="list-style-type: none">- elektronickou verzi bakalářské práce (pdf)- výrobní výkres tělesa (pdf)- výrobní výkres hřídele (pdf)- výrobní výkres turbíny (pdf)- výrobní výkres podstavy (pdf)- výkres sestavení rotačního pneumotoru (pdf)- model pneumotoru (ipt) |