



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Postup návrhu uzavíracího ventilu včetně  
tolerování**

**Description Design of Closing Valve  
Including Description of Tolerances**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2018**

**Ondřej HAVLÍČEK**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Karel PETR, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Havlíček** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **457527**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Postup návrhu uzavíracího ventilu včetně tolerování**

Název bakalářské práce anglicky:

**Description design of Closing Valve Including Description of Tolerances**

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je popis návrhu přírubového uzavíracího ventilu dle platných norem ve 3D CADu a vysvětlení postupu tolerování. Práce bude obsahovat rešerši výrobců ventilu a způsobů výroby, dále soupis základních pevnostních výpočtů klíčových částí ventilu. U finálního návrhu bude provedena volba vhodných tolerancí (délkových a geometrických) a bude vytvořeno toleranční schéma pro celý ventil včetně výpočtu rozměrových obvodů. Rozsah grafické části: 3D CAD model; návrhový výkres ventilu; výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Katalogy výrobců

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

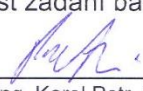
**Ing. Karel Petr, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**

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

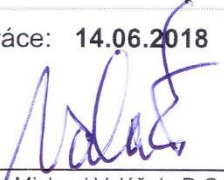
Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

  
Ing. Karel Petr, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

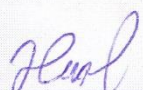
  
prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

20.4.2018  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, a to výhradně s použitím pramenů a literatury, uvedených v seznamu citovaných zdrojů.

V Praze dne: .....

.....

Podpis

# Anotační list

Jméno autora:	Ondřej HAVLÍČEK
Název BP:	Postup návrhu uzavíracího ventilu včetně tolerování
Anglický název:	Description Design of Closing Valve Including Description of Tolerances
Rok:	2018
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: 47 počet obrázků: 21 počet tabulek: 3 počet příloh: 6
Klíčová slova:	Uzavírací ventil, geometrické tolerance, konstruování, pevnostní výpočet, postup návrhu, armatura
Keywords:	Closing valve, geometrical tolerances, engineering design, calculation, the design process, fittings
Anotace:	<p>Tato bakalářská práce je zaměřena na problematiku uzavíracích ventilů. Základem je popis návrhu přímého uzavíracího ventilu. Popsat možnosti konstrukce, typy ventilů, druhy provedení, způsoby výroby, vhodné materiály a také postup tvorby 3D modelu. Dále jsou zde popsány geometrické tolerance, jejich podstata, funkce a předepisování ve výkresové dokumentaci. Ohledně pevnostního výpočtu je v této práci vytvořen soupis základních pevnostních vztahů. Nedílnou součástí je také rešerše výrobců a prodejců průmyslových armatur v České republice.</p>
Abstract:	<p>This bachelor thesis is focused on the matters of closing valves. The main idea of the thesis is the design process of a straight-way closing valve. Describe design options, valve types, production methods, suitable materials and the 3D modelling process. Next part of the thesis is about geometrical tolerances, their principles and basis, functions and prescriptions in the drawing documentation. In terms of strength calculation, a list of basic relations is created in this work. The research of producers and industrial fittings retailers in the Czech Republic is also important part of this thesis.</p>

## Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Karlu Petrovi Ph. D. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce.

# Obsah

Seznam zkratk a symbolů.....	1
1 Úvod.....	2
2 Uzavírací ventily .....	3
2.1 Výrobci a prodejci ventilů.....	3
2.1.1 Armatury KLAD, spol. s r. o.....	3
2.1.2 LDM, spol. s r. o. ....	3
2.1.3 VALVE CONTROL s. r. o. ....	3
2.1.4 AVEMAR CZECH s. r. o. ....	4
2.1.5 COREX Pardubice s. r. o. ....	4
2.2 Popis součástí .....	4
2.2.1 Těleso .....	4
2.2.2 Sedlo.....	6
2.2.3 Víko.....	6
2.2.4 Víko ucpávky .....	7
2.2.5 Vřeteno .....	7
2.2.6 Kuželka .....	8
2.2.7 Vřetenová matice .....	8
3 Geometrické tolerance.....	9
3.1 Všeobecné tolerance.....	9
3.2 Zápis geometrických tolerancí .....	9
3.3 Základny.....	10
3.4 Doplnkové značky.....	10
3.4.1 Podmínka maxima materiálu.....	10
3.4.2 Posunuté toleranční pole .....	11
3.4.3 Malý průměr LD .....	11
3.4.4 Roztečný průměr PD .....	11

3.5	Rozdělení geometrických tolerancí .....	11
3.5.1	Tolerance tvaru libovolné plochy.....	12
3.5.2	Tolerance kolmosti .....	12
3.5.3	Tolerance umístění .....	12
3.5.4	Tolerance soustřednosti a souososti .....	13
3.5.5	Tolerance souměrnosti .....	13
3.5.6	Tolerance celkového házení .....	13
4	Tolerování ventilu .....	15
4.1	Tolerování ve výkresové dokumentaci .....	16
4.1.1	Připojovací příruby.....	16
4.1.2	Spojení víka a tělesa.....	17
4.1.3	Tolerance víka .....	17
4.1.4	Uložení ložisek.....	18
4.1.5	Vřeteno .....	19
4.1.6	Funkční plocha kuželky .....	19
4.2	Lineární rozměrový obvod .....	20
4.2.1	Stanovení nesouososti .....	20
4.2.2	Volba uložení .....	21
5	Pevnostní analýza .....	22
5.1	Silové poměry .....	22
5.2	Ovládací síly.....	24
5.3	Pevnostní kontrola.....	25
5.3.1	Kontrola měrných tlaků v závitech .....	25
5.3.2	Kontrola šroubových spojů .....	26
5.3.3	Kontrola víka ucpávky .....	26
5.3.4	Kontrola třmenů a zeslabené části víka.....	27
5.3.5	Vzpěr vřetene .....	27

5.3.6	Kontrola ložisek .....	27
6	Postup návrhu .....	29
6.1	Zadání .....	29
6.1.1	Konkrétní zadání .....	29
6.2	Normy .....	29
6.3	Obecný postup navrhování .....	29
6.4	Stanovení PN .....	30
6.5	Parametry volené z norem .....	30
6.6	Návrh rozměrů .....	31
6.7	Kritická místa návrhu .....	32
6.8	Tvorba 3D modelu .....	32
7	Závěr .....	34
	Seznam použité literatury .....	35
	Seznam obrázků .....	37
	Seznam tabulek .....	38
	Seznam příloh .....	39



## Seznam zkratek a symbolů

DN	jmenovitá světlost
PN	jmenovitý tlak
$p_{pmax}$	maximální pracovní přetlak
$t_{max}$	maximální pracovní teplota
LD	malý průměr
PD	roztečný průměr
CZ	společné pole
CT	společná tolerance
LRO	lineární rozměrový obvod
$F_P$	tlaková síla
$F_T$	těsnicí síla
$p_t$	těsnicí tlak
$F_U$	třecí síla v ucpávce
$F_v$	celková ovládací síla
$F_{yh}$	těsnicí síla v ucpávce
$p_{xh}$	radiální tlak
$p_{yh}$	axiální tlak
$M_Z$	uzavírací krouticí moment
$M_V$	krouticí moment na vřetenové matici
$M_L$	moment pasivních odporů
$F_O$	obvodová síla na ručním kole
$\sigma_{red}$	redukované napětí
$\sigma$	tlakové napětí
$\tau$	smykové napětí
$\sigma_k$	mez kluzu
$\sigma_D$	dovolené napětí
$k$	součinitel bezpečnosti
$\lambda$	štíhlostní poměr
$E$	modul pružnosti

# 1 Úvod

Uzavírací ventily jsou velmi důležitou součástí potrubních systémů. Lze se s nimi setkat v nepřeberném množství průmyslových odvětví, jako je například energetika, teplárenství, chemický, nebo potravinářský průmysl a další průmyslové odvětví. Z tohoto důvodu je problematika uzavíracích ventilů a jiných potrubních armatur velmi důležitá. V České republice působí velké množství společností zabývajících se výrobou a prodejem širokého sortimentu z oblasti průmyslových armatur. Veškerá výroba podléhá standardizaci. Vysoká konkurence na trhu vede k vyvíjení nových druhů ventilů, zdokonalení výrobních technologií a používání moderních materiálů.

Možností konstrukce armatur je mnoho, neboť provedení se může lišit dle typu armatury, nebo dle provozních parametrů. Některé části návrhu jsou vázány na normy a doporučení výrobců, jiné části závisí na zkušenostech konstruktéra. Návrh uzavíracího ventilu v této bakalářské práci vychází z předmětu strojírenské konstruování III.

Geometrické tolerance slouží pro přesnější definování tvaru a polohy především u funkčních prvků součástí. Nejdůležitější tolerované prvky jsou ty, které souvisí s vedením kuželky a zajišťují její správné dosednutí a utěsnění. Další podstatnou částí jsou šroubové spoje a zajištění jejich smontovatelnosti. U všech geometrických tolerancí je zdůvodněno jejich použití, popsána jejich funkce a zvolena vhodná hodnota tolerance.

Problematika pevnostních výpočtů spočívá jednak ve složitosti tvaru ventilu, jednak ve znalosti provozního namáhání. V dnešní době je v tomto ohledu často využívána výpočetní technika. Pro základní představu o namáhání je možno využít základných analytických vztahů pro výpočet strojních součástí. Správnost výpočtu je poté nutno ověřit experimentálně.

## 2 Uzavírací ventily

Ventily obecně jsou v průmyslu nejpoužívanějším druhem armatur. Uzavírací ventily slouží pro úplné uzavření průtoku pracovní látky, nebo jako vypouštěcí prvek v potrubí. Oproti ostatním typům uzavíracích prvků jsou charakterizovány pohybem kuželky kolmo na dosedací plochu sedla. [1]

### 2.1 Výrobci a prodejci ventilů

V oblasti potrubních armatur působí v České republice velké množství firem. Sortiment jednotlivých firem se liší především podle oblasti průmyslové aplikace armatur. Zde je výběr významnějších výrobců a prodejců působících v České republice.

#### 2.1.1 Armatury KLAD, spol. s r. o.

Výrobní a obchodní činnost této společnosti je zaměřena především na armatury vyšších tlaků a teplot a také na armatury určené pro speciální média. Vyrábějí převážně ventily, kohouty, klapky a šoupátka s určením pro chemii, petrochemii a energetiku. V roce 2011 se tato společnost stala výhradním vlastníkem všech výrobních kapacit společnosti SČA – Severočeská armaturka spol. s r. o. a rozšířila tak své portfolio. SČA má bohatou historii a byla založena již v roce 1899. Její výrobní zaměření je podobné jako u společnosti KLAD, ale specializuje se také na výrobu a servis regulačních stanic plynu. [2]

#### 2.1.2 LDM, spol. s r. o.

LDM je v současné době proexportně orientovaná firma s přímým zastoupením na Slovensku, v Polsku, Rusku, Kazachstánu a dalších zemích. Navazuje na dlouholetou tradici výroby průmyslových armatur v České Třebové. Jejich výroba se opírá o vlastní vývoj. V sortimentu zaujímají největší oblast portfolio uzavírací a regulační ventily v rozsahu jmenovitých tlaků PN 6 až PN 500 a jmenovitých světlostí DN 15 až DN 400. Servis a poradenskou podporu zajišťuje dceřiná společnost LDM servis. [3]

#### 2.1.3 VALVE CONTROL s. r. o.

Tato firma dodává potrubní armatury a pohony průmyslovým podnikům v České a Slovenské republice od předních evropských výrobců. Její specializací jsou automatizované armatury poháněné elektrickým, nebo pneumatickým motorem. Tyto produkty se uplatňují především v potravinářském a chemickém průmyslu, v energetice

a vodárenství. Významnou část jejich dodávek tvoří výrobky určené pro aplikace s nebezpečím výbuchu. [4]

#### 2.1.4 AVEMAR CZECH s. r. o.

Společnost se zabývá výrobní, obchodní a poradenskou činností v oblasti průmyslových armatur. Zastupuje výhradně německé firmy (Goetze KG Armaturen, Igema GmbH a další). Jejich vlastní výroba je zaměřena na plastové i kovové stavoznaky a vodoznaky. Mezi další nabízené produkty patří: vysokotlaké ventily pro velmi agresivní a abrazivní pracovní prostředí, kohouty, klapky a šoupátka. [5]

#### 2.1.5 COREX Pardubice s. r. o.

Společnost Corex Pardubice je specializovaný velkoobchod zaměřující se na průmyslové armatury a potrubní díly. Mimo jiné také nabízí širokou škálu příslušenství a měřících zařízení. Poskytují ventily, které jsou vhodné pro vodu a vodní páru především z oblasti energetiky, ale také pro agresivní pracovní látky v chemickém průmyslu. [6]

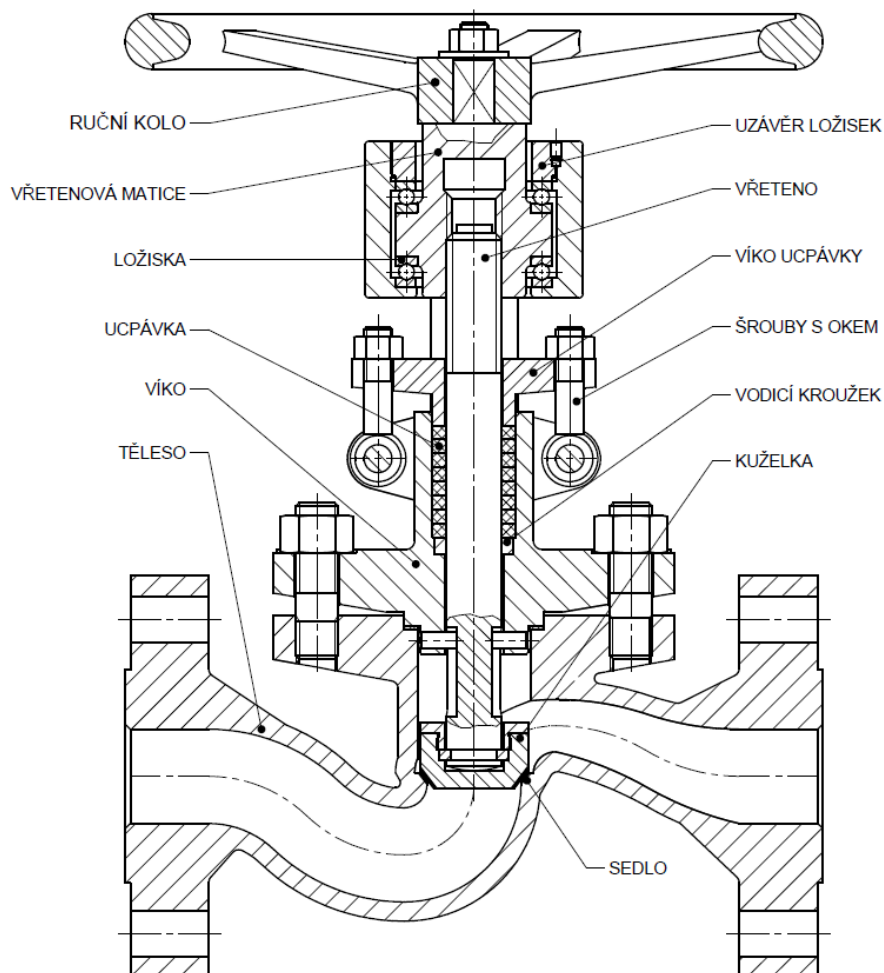
## 2.2 Popis součástí

V této kapitole jsou popsány jednotlivé součásti uzavíracího ventilu, které jsou patrné z obr. 1. Tyto součásti se mohou lišit svým provedením, typem, způsobem výroby, nebo použitým materiálem.

### 2.2.1 Těleso

Těleso je jedna z hlavních součástí ventilu. Jde o tvarovanou část potrubí, ve které dochází k regulaci, uzavírání a otevírání průtoku pracovního média. Těleso ventilu musí zajistit základní funkční požadavky a to především, regulaci průtoku pracovní látky, připojení armatury na potrubí a připojení ostatních částí ventilu, které slouží k ovládní. Připojení ventilu do potrubí může být realizováno různými způsoby: nejčastěji pomocí přírub, přivařením, šroubením, nebo závitem v nátrubku. Přírubová spojení se používají pro větší jmenovité světlosti DN a vyšší pracovní parametry. Rozměry přírub jsou normalizované a jsou dány jmenovitou světlostí a jmenovitým tlakem. Příruby mohou být přímo součástí tělesa, nebo se přivařují. [7]

Horní část tělesa slouží pro připojení ovládacích součástí, především víka. Nejčastěji se víko připojuje pomocí příruby. Není nutné, aby tato příruba měla normalizované rozměry. Dále se víko může připojovat pomocí vnitřního, nebo vnějšího závitu. [7] [8]



Obr. 1 - Popis součástí

Samotný průtočný kanál má obecně složitý tvar a při návrhu by se mělo dbát na minimalizaci energetických ztrát. Ztráty mohou vznikat, kromě tření, kvůli náhlé změně směru průtoku, nebo kvůli náhlé změně velikosti průtočného průřezu. U přímého ventilu, kde vstupní a výstupní kanál leží v jedné ose a uzavírací plocha je na ně kolmá, lze ztráty minimalizovat zvětšením stavební délky ventilu, ovšem tato délka je normalizovaná a pouze v ojedinělých případech se volí větší, nebo změnou tvaru průtočného profilu. Kruhový tvar mají ventily, kde se klade velký důraz na pevnostní odolnost, tedy při velkých pracovních parametrech, nebo kované ventily s vrtanými kanály. Změna tvaru především výstupního kanálu z kruhového na oválný napomáhá snížení hydraulických ztrát, snížení stavební výšky a také, aby se kuželka při plném otevření dostala mimo proud pracovní látky. Plocha změněného průřezu by měla být

shodná s původním tvarem. Další možností pro snížení ztrát je sklopení osy vřetena k ose potrubí. To umožní napřímit průtočný kanál, ovšem zdvih kuželky zde musí být větší. [7]

Materiál uzavíracího ventilu musí být schopný odolávat vnitřnímu přetlaku, a to i za vysokých teplot. Tělesa jsou nejčastěji vyráběna odléváním, nebo kování. Výkovky dosahují vyšší pevnosti, ale jsou dražší než odlévaná tělesa. Základním používaným materiálem je šedá litina, která je vhodná pouze pro nízké tlaky. Při vyšším mechanickém namáhání je pak používána tvárná litina, nebo ocelolitina. Z ocelí se nejvíce používají vysokolegované nerezové oceli, konstrukční, žárovečné, nebo korozivzdorné oceli. Korozivzdorné oceli snášejí maximální provozní teploty až 650 °C. Jejich použití je nutno volit dle provozního namáhání, ale také ceny daného materiálu. Dalším aspektem volby materiálu je odolnost proti korozi. Nebezpečí koroze je vyšší především v chemickém průmyslu. Zde se používají převážně nerezové oceli s příměsí niklu, chromu a molybdenu. [7] [9] [10]

### 2.2.2 Sedlo

Sedlo je tvarový prvek tělesa, který spolu s kuželkou slouží k uzavření a utěsnění. Může být vytvořeno přímo v materiálu tělesa, v návaru, nebo jako samostatná součást. Sedlo musí zajistit správné dosednutí kuželky. Musí být zajištěna těsnost i při častém uzavírání, aniž by bylo potřeba zvětšovat sílu pro uzavření a nesmí dojít k zadření. Je zde kladen velký důraz na přesnost rozměrů, tvaru, polohy a drsnosti. Dosedací plocha může být buď rovinná (mezikružší), nebo kuželová. Rozměry těchto ploch jsou dány normou dle jmenovité světlosti DN. Pokud je sedlo řešeno jako samostatná součást, tak se spojuje s tělesem lisováním, rozlisováním, nebo rozválcováním. K tomu musí být prostor v tělese předem upraven. Po montáži se upravuje přesnost dosedací plochy. Jako materiál se nejčastěji používá zušlechťená nerezová ocel, mosaz, nebo bronz. Pokud je nutná častá výměna, např. pokud obsahuje pracovní látka částice a dochází k mechanickému opotřebení, lze použít sedlo zašroubované. U sedel vytvořených v návaru, se nejprve musí vytvořit vhodné plochy pro návar, vytvořit samotný návar a poté upravit dosedací plochy. Sedla lze také jednoduše opravovat přebroušením dosedacích ploch, nebo výměnou u zašroubovaných. [7] [10]

### 2.2.3 Víko

Víko slouží k uzavření tělesa, vedení vřetene a upevnění ostatních součástí, které slouží k ovládání. Pro připojení k tělesu se nejčastěji používá příruba, vnitřní, nebo vnější

závit. Příruba má shodný tvar, jako na tělese a v návrhu se vychází z normalizovaných tvarů. Středem víka prochází vřeteno, které je utěsněno pomocí ucpávek v ucpávkovém prostoru. Výška ucpávkového prostoru je dána počtem ucpávek. Víko by se nemělo vřetena dotýkat, aby nedošlo k jeho poničení, nebo zadření. K vedení vřetena slouží vodící kroužek, který je lisovaný do spodní části ucpávkového prostoru. Nejčastěji se vyrábí z bronzu vzhledem k jeho nízkému součiniteli tření. [7]

Na bocích víka jsou vytvořeny nálitky pro uchycení šroubů, které slouží pro utahování víka ucpávky. Horní část je k víku připojena pomocí třmenů. Třmeny by měly svým tvarem a délkou vytvořit dostatečný prostor pro manipulaci s víkem ucpávky a jejich průřez, nejčastěji oválný (eliptický), se dimenzuje na celkovou uzavírací sílu. V horní části víka se nachází vřetenová matice. Ta může být řešena jako vnitřní závit přímo v materiálu víka, nebo jako samostatná součást připojená na víko. Pro víko se používá stejných materiálů jako pro těleso. [7]

#### 2.2.4 Víko ucpávky

Víko ucpávky slouží k uzavření ucpávkového prostoru. Pomocí šroubů se vytváří přítlačná síla, která stlačuje ucpávky, deformuje je a jejich deformací dochází k utěsnění prostoru okolo vřetena. Obecně se dá říci, že při větším utažení ucpávky je zaručena vyšší těsnost, ovšem roste ovládací síla na vřetenu, protože se zvýší radiální tlak ucpávky na vřeteno. Při nižším utažení je tomu právě naopak. Proto se správné utažení volí kompromisem. Stlačení ucpávky se pohybuje okolo 10 % z původního rozměru všech těsnících kroužků. [10] Konstrukční řešení závisí na volbě spojovacích šroubů. Pro šrouby s „T“ hlavou se používají víka s uzavřenými otvory. Otevřené otvory se používají pro šrouby s okem, nebo pro vidlicové šrouby. Víka ucpávek jsou nejčastěji kována v zápusťce a jsou vyrobeny z konstrukční oceli, nebo ze šedé litiny. [7]

#### 2.2.5 Vřeteno

Vřeteno slouží k vedení kuželky, zajišťuje její pohyb a přenáší síly. Vřeteno má ve střední části tolerovaný průměr, který je lícovaný s vodícím kroužkem. Do oblasti vodícího kroužku a ucpávkového prostoru nesmí zasahovat závit, nebo jiné tvarové části. Závit se volí nejčastěji rovnoramenný lichoběžníkový se stejným vnějším průměrem, jako je průměr hlavní části. U točivého vřetena je jeho konec upraven do hranolu, nebo jehlanu pro připojení ručního kola. Netočivé vřeteno tento konec nemá, jelikož se ruční kolo připojuje na vřetenovou matici. Ovšem ve spodní části musí být vytvořeny drážky

pro kolíky, které zabraňují pootočení. Spodní konec vřetena je zaoblený a uzpůsobený pro připojení kuželky. Materiál vřetene musí odolávat především pracovní teplotě a také korozi. Proto se pro nižší teploty používá převážně nerezová ocel a pro vysoké teploty potom žárovečná ocel. [7] [11]

### 2.2.6 Kuželka

Kuželka spolu se sedlem tvoří funkční uzavírací dvojici. Její konstrukce musí zajistit těsnost i při vysokém počtu opakování dosednutí, aniž by bylo nutné zvyšovat uzavírací sílu. Nesní docházet k mechanickému poškozování pracovním médiem. Kuželka je s vřetenem spojena bezpečně, ovšem spojení musí umožnit otáčení kuželky, aby nemohlo docházet k zadření. Dále musí být umožněno lehké naklápění pro hladké dosednutí a vyrovnání případných odchylek geometrických tolerancí. Tvar těsnících ploch je nejčastěji rovinný (plocha mezikruží), nebo kuželový. Těmto tvarům odpovídá i funkční plocha v sedle. Při použití kulového, nebo anuloidového tvaru, se volí sedlo kuželové. Rozměry těsnících ploch jsou stejně velké, nebo větší než rozměry u sedla. Rovinné těsnící plochy mohou být vytvořeny několika způsoby: rozlisovaným, nebo zalitým kroužkem, měkkou těsnící plochou z tvrzené pryže, přímo na tělese kuželky, nebo pomocí návaru. Kuželové těsnící plochy jsou tvořeny na tělese kuželky, nebo vytvořené v návaru. [7] [10]

### 2.2.7 Vřetenová matice

Jak již bylo řečeno, vřetenová matice zajišťuje pohyb vřetene a zachycuje osovou sílu. U otáčivého vřetene může být vytvořena jako vnitřní závit přímo v materiálu víka, nebo jako odnímatelná součást z bronzu, nebo mosazi uchycená ve víku. Pro netočivá vřetena má matice složitější tvar. Je otočně uložená ve víku tělesa pomocí ložisek a proti axiálnímu posuvu je zajištěna osazením a utažená dutým šroubem. Matice také přebírá funkci připojení ovládacího prvku, tedy servopohonu, nebo ručního kola. K tomu slouží normalizované čtyřboké jehliny, nebo hranoly. [7]



### 3 Geometrické tolerance

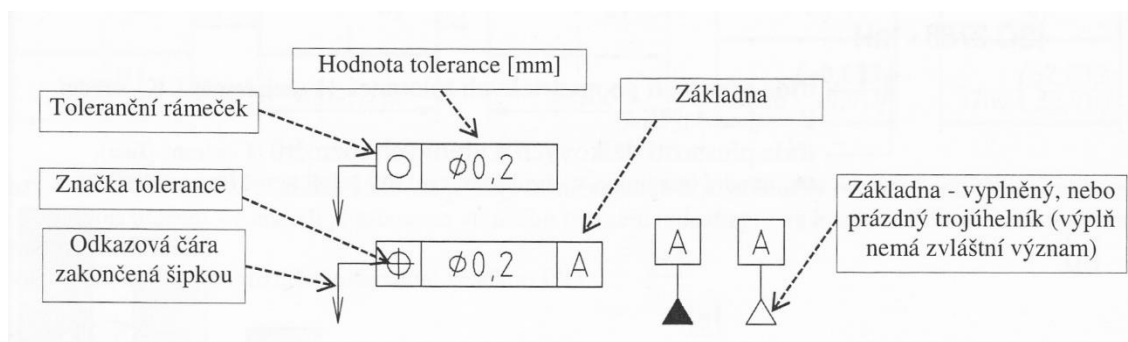
Geometrické tolerance slouží pro přesnější definování tvaru a polohy především u funkčních prvků součásti. Vyjadřují maximální přípustnou odchylku mezi skutečným tvarem, resp. polohou a teoreticky přesným tvarem, resp. teoreticky přesnou polohou. Hodnoty těchto odchylek jsou dány požadovanou funkcí daného prvku a jsou úzce svázány s hodnotami tolerancí délek a úhlů a také s drsností povrchu. Předepisování vychází z normy ČSN EN ISO 1101. [12] [13]

#### 3.1 Všeobecné tolerance

Norma ISO 2768-1 definuje tolerance délkových a úhlových rozměrů, které nejsou na výkrese tolerovány. Obdobně nepředepsané geometrické tolerance definuje norma ISO 2768-2. Tyto normy se vztahují na obrobené plochy a společně se předepisují na výkrese v popisovém poli např. ISO 2768 - mK. Třída přesnosti délkových a úhlových rozměrů je označována malým písmenem (f–přesná, m–střední, c–hrubá, v–velmi hrubá). Pro představu, netolerovaný délkový rozměr ve třídě přesnosti m přibližně odpovídá toleranci js14, tedy odpovídá nejnižšímu IT stupni. Velkým písmenem jsou pak označovány třídy přesnosti geometrických tolerancí (L – nejméně přesná, K – střední, H–nejpřesnější). [12] [14] [15]

#### 3.2 Zápis geometrických tolerancí

Formální zápis geometrických tolerancí je patrný z obr. 2. První pole udává typ geometrické tolerance. Druhé pole popisuje velikost tolerančního pole a jeho tvar (značka průměru u hodnoty tolerančního pole značí kruhové, nebo válcové toleranční pole). Následující pole určují základny (0-3). Odkazová čára určuje, k jakému prvku se geometrická tolerance vztahuje. Navazuje-li odkazová čára na kótu, jedná se



Obr. 2 - Toleranční rámeček [12]

o symetrický prvek, tedy o osu, bod, nebo rovinu symetrie. Pokud je odkazová čára umístěna na čáře, nebo na jejím prodloužení, jedná se o hranu, nebo rovinu. [12]



### 3.3 Základny

Jedná se o teoreticky přesný geometrický prvek, k němuž se vztahuje geometrická tolerance. Při umístování základen platí stejné pravidlo, jako u tolerancí. Navazuje-li trojúhelník na kotovací čáru, základnou je střední čára, plocha, nebo bod. V opačném případě je základna dána rovinou, nebo hranou. Při předepisování více základen záleží na jejich pořadí. První základna je primární a následující základny jsou ovlivněny omezením od předchozích základen. Společná základna je ustavena ze dvou nebo více základních prvků (společná osa dvou středících důlků). Tyto prvky se zapisují do jednoho pole a jsou odděleny pomlčkou. [12]

### 3.4 Doplnkové značky

Zde jsou popsány pouze doplnkové značky, které jsou použity na výkresech v této bakalářské práci. Celkový seznam značek je v tabulce 1.

Tabulka 1 - Doplnkové značky [12]

Doplnkové značky:	Společné pole common zone	CZ	Roztečný průměr pitch diameter	PD		
	Čárový prvek line element	LE	Bod point	PT	Požadavek maxima materiálu maximum material requirement	Ⓜ
	Nekonvexní not convex	NC	Přímka line	SL	Požadavek minima materiálu least material requirement	Ⓛ
	Velký průměr major diameter	MD	Rovina plane	PL	Podmínka volného stavu free state condition (not-rigid parts)	ⓕ
	Malý průměr minor diameter	LD	Libovolný průřez any cross-section	ACS	Požadavek obalové plochy envelope requirement	ⓔ
	Omezení orientace	>>	Libovolný podélný řez any longitudinal-section	ALS	Posunutá toleranční pole projected tolerance zone	Ⓟ
	Po obrysu all around (profile)		Označení zvolené základny datum target indication		Teoreticky přesný rozměr TED = theoretically exact dimension	16

#### 3.4.1 Podmínka maxima materiálu

Plná hodnota tolerance se musí dodržet pouze tehdy, odpovídá-li skutečný rozměr mezi maxima materiálu. Tedy hřídel je vyrobena na horním mezním rozměru a díra naopak na dolním mezním rozměru. V opačném případě lze toleranci překročit právě o rozdíl mezi skutečným rozměrem a rozměrem, který odpovídá maximu materiálu. Podle skutečně vyrobeného rozměru se tedy může zvětšit toleranční pole geometrické tolerance a stále bude dosaženo správné funkce daného prvku. Zapisuje se značkou Ⓜ. [12]

### 3.4.2 Posunuté toleranční pole

Umožňuje změnit polohu tolerančního pole vzhledem k umístění skutečného prvku (posunout, prodloužit). Používá se například u závitových děr příruby, kde je vzhledem k funkci důležité, aby toleranční pole leželo v prostotu díry druhé příruby. Značka  $\oplus$  se zapisuje do geometrické tolerance a na výkrese před kótu, která určuje délku tolerančního pole. [12]

### 3.4.3 Malý průměr LD

Tato značka se připisuje ke geometrické toleranci nebo základně, pokud se má vztahovat k malému průměru závitu. [12]

### 3.4.4 Roztečný průměr PD

Obdobně jako u malého průměru, se tato značka připisuje, pokud se má geometrická tolerance nebo základna vztahovat k roztečnému průměru závitu. [12]

## 3.5 Rozdělení geometrických tolerancí

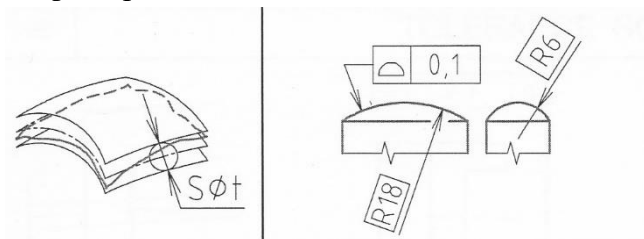
Geometrické tolerance můžeme rozdělit na tolerance tvaru, směru, polohy a házení. Konkrétní tolerance a jejich značky jsou vypsané v následující tabulce 2. Dále jsou popsány geometrické tolerance, které jsou použity na výkresech v této bakalářské práci. Ke každé kapitole je přidán názorný příklad obr. 3-8.

Tabulka 2 - Geometrické tolerance [12]

Geometrické tolerance		Značka
<b>Tvaru</b>	Přímosti	—
	Rovinnosti	
	Kruhovitosti	
	Válcovitosti	
	Tvaru profilu	
	Tvaru plochy	
<b>Směru</b>	Rovnoběžnosti	//
	Kolmosti	
	Sklonu	
<b>Polohy</b>	Umístění	$\oplus$
	Soustřednosti a souososti	
	Souměrnosti	
<b>Házení</b>	Kruhového	
	Celkového	

### 3.5.1 Tolerance tvaru libovolné plochy

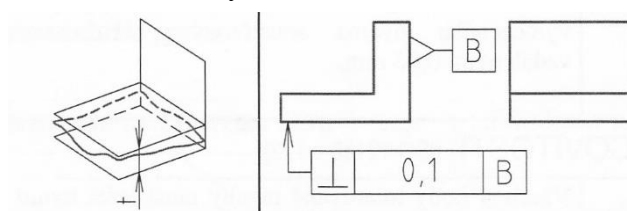
Všechny body tolerovaného povrchu musí ležet v tolerančním poli vymezeném dvěma ekvidistantními plochami vzdálenými o polovinu tolerančního pole od jmenovité plochy viz obr. 3. Lze předepsat základnu. [12]



Obr. 3 - Tolerance tvaru libovolné plochy [12]

### 3.5.2 Tolerance kolmosti

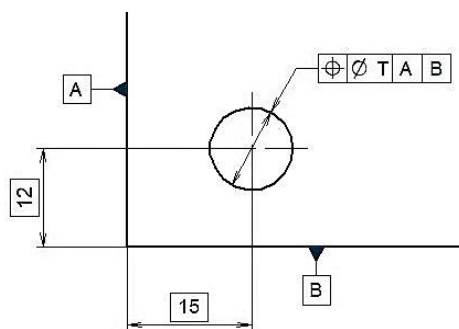
Všechny body tolerované plochy musí ležet uvnitř tolerančního pole, které je určeno dvěma rovnoběžnými rovinami vzdálenými od sebe o hodnotu tolerance. Tyto roviny jsou kolmé na rovinu základny viz obr. 4. [12]



Obr. 4 - Tolerance kolmosti [12]

### 3.5.3 Tolerance umístění

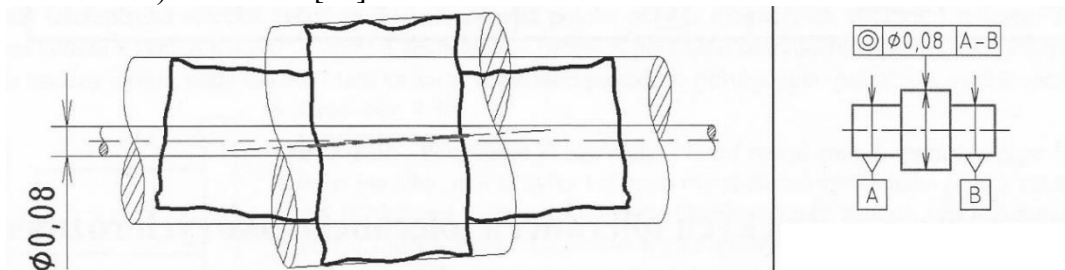
Tolerovaný prvek musí ležet uvnitř tolerančního pole vymezeného tvarem prvku. Dle obrázku musí osa díry ležet uvnitř tolerančního pole tvaru válce o průměru T, jehož poloha je dána teoreticky přesnou vzdáleností od základen. Podle pořadí základen se nejprve ustaví základna A a poté v kolmém směru základna B viz obr. 5. Lze předepsat podmínky maxima nebo minima materiálu. [12]



Obr. 5 - Tolerance umístění

### 3.5.4 Tolerance soustřednosti a souososti

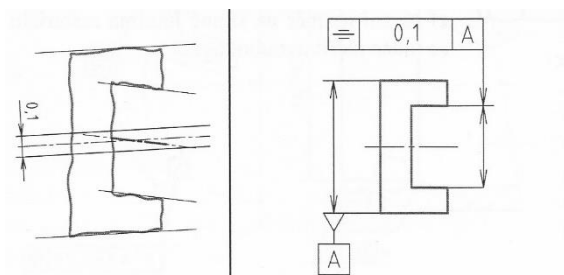
Osa tolerovaného prvku musí ležet uvnitř tolerančního pole tvaru válce o průměru hodnoty tolerance. Osou prvku se rozumí osa nejmenšího opsaného válce. Osa tolerančního pole je potom společná osa opsaných válců základních prvků (společná osa základen A a B) viz obr. 6. [12]



Obr. 6 - Tolerance soustřednosti a souososti [12]

### 3.5.5 Tolerance souměrnosti

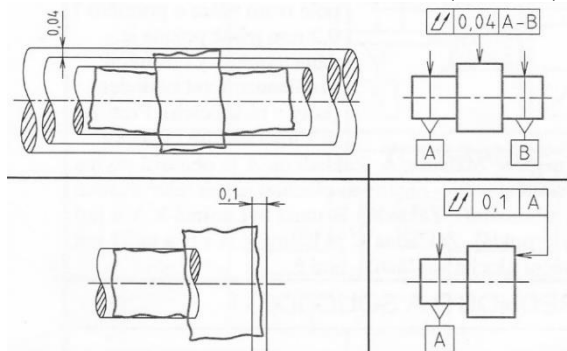
Rovina souměrnosti vnitřní drážky musí ležet mezi dvěma rovnoběžnými rovinami vzdálenými od sebe o hodnotu tolerance. Jejich polohu určuje rovina souměrnosti vnějších ploch dána základnou viz obr. 7. [12]



Obr. 7 - Tolerance souměrnosti [12]

### 3.5.6 Tolerance celkového házení

Všechny body tolerované plochy musí ležet v tolerančním poli mezi dvěma soustřednými válci, jejichž poloměry se liší o hodnotu tolerance. Osa válců je dána společnou osou základen. Jedná se o celkové obvodové (radiální) házení viz obr. 8. [12]

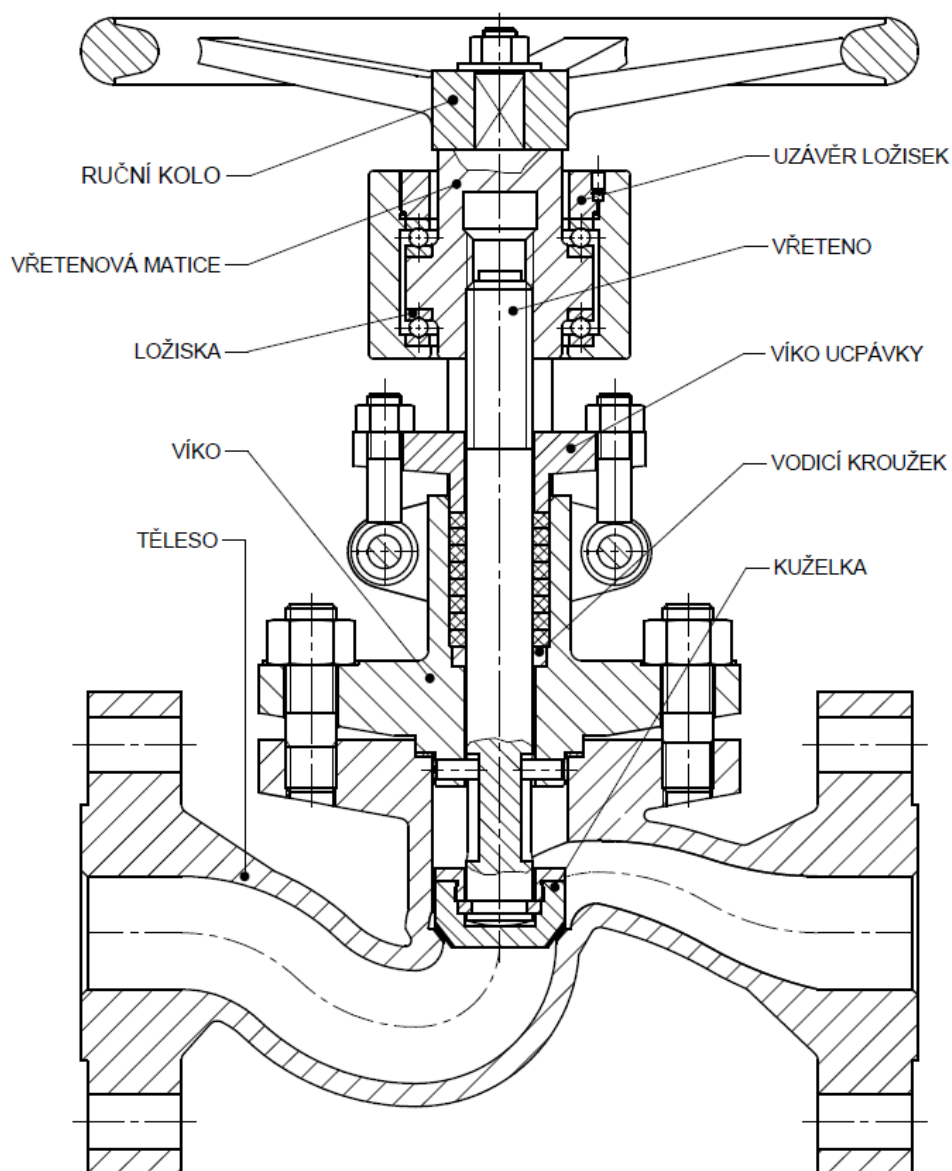


Obr. 8 - Tolerance celkového házení [12]

Všechny body tolerované plochy musí ležet v tolerančním poli, které je dáno dvěma rovnoběžnými plochami vzdálenými od sebe o hodnotu tolerance. Tyto roviny jsou kolmé k ose dané základnou. V tomto případě se jedná o celkové čelní (axiální) házení. [12]

## 4 Tolerování ventilu

Pro správnou funkci všech součástí je nezbytné přesněji definovat rozměry a tvary funkčních ploch, k čemuž slouží délkové a geometrické tolerance, které byly stručně popsány v předchozí kapitole. Na následujícím obrázku ventilu jsou vidět jednotlivé součásti a jejich vzájemné spojení (obr. 9).



Obr. 9 - Uzavírací ventil

## 4.1 Tolerování ve výkresové dokumentaci

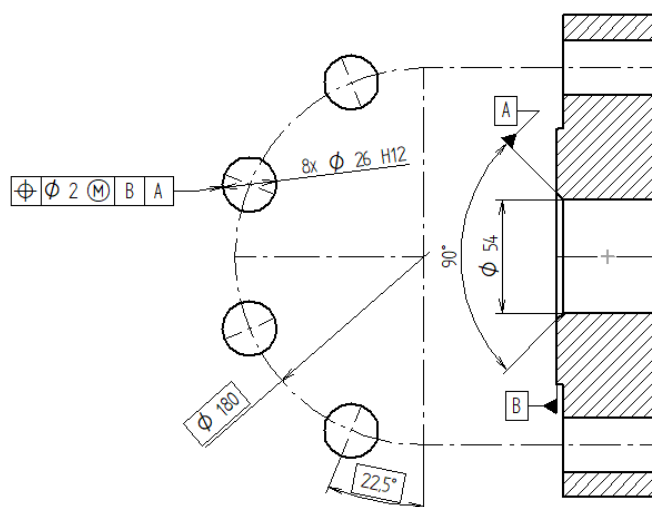
V této kapitole jsou uvedeny konkrétní příklady geometrických tolerancí použitých ve výkresové dokumentaci. Je zde popsán důvod jejich použití, umístění základen, určení typu a vhodné hodnoty.

### 4.1.1 Připojovací příruby

Pro správnou funkci přírub je důležité, aby poloha děr pro šrouby umožňovala smontování a v tomto případě také správné napojení potrubí. Z tohoto důvodu se používá geometrická tolerance umístění viz obr. 10. Tato tolerance zaručí, že nedojde ke kolizi mezi spojovacím šroubem a přírubou. V tomto případě je zaručeno, že se osy všech osmi děr musí nacházet v tolerančních polích na roztečné kružnici. Její průměr je dán teoreticky přesným rozměrem (kóta v hranatém rámečku). Toleranční pole má tvar válce o průměru 2 mm. Hodnota se určí dle vzorečku

$$T = \frac{v_1 + v_2}{2}, \quad (1)$$

kde  $v_1$  a  $v_2$  jsou vůle mezi dírou a šroubem v jedné a ve druhé přírubě. Určí se tedy jako rozdíl mezi průměrem díry a průměrem šroubu. V případě závitové díry se uvažuje nulová vůle. Podmínka maxima materiálu umožňuje překročit hodnotu v případě, že díra není vyrobena na dolním mezním rozměru. Kóta úhlu definuje natočení děr vzhledem ke svislé ose. Primární základna B je umístěna na dosedací ploše přírub a sekundární základna A na potrubí. Aby nebylo nutné obrábět celou trubku, stačí vytvořit vstupní rozšíření a umístit základnu na kuželovou plochu. Základny zajišťují správné dosednutí a napojení potrubí. [16]

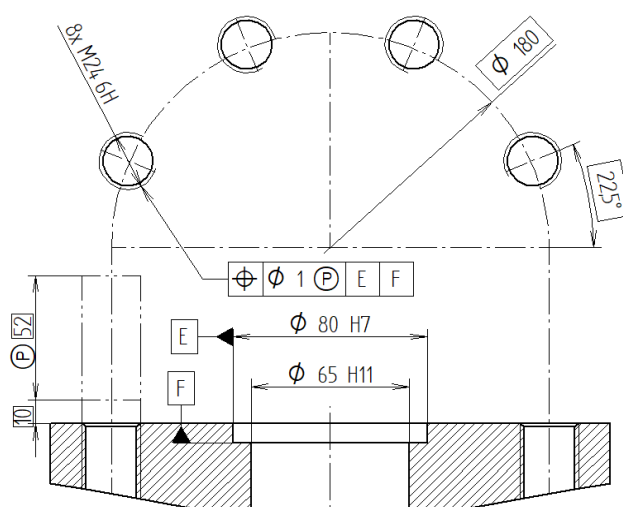


Obr. 10 - Připojovací příruby



### 4.1.2 Spojení víka a tělesa

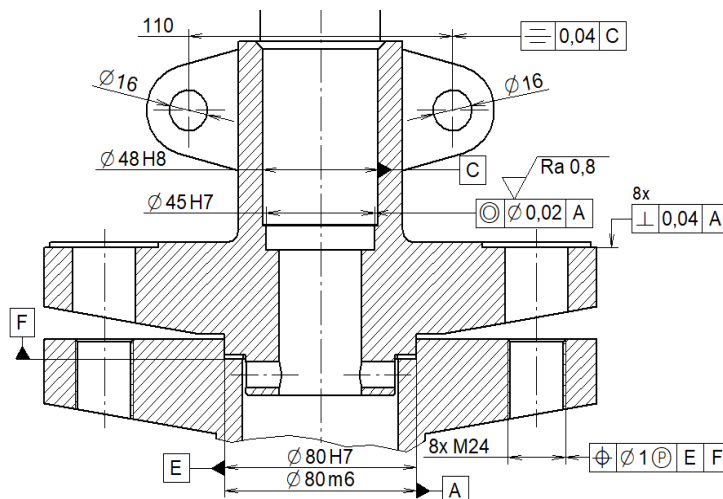
Na obr. 11 je zobrazeno spojení víka a tělesa. Podobně jako u předchozího přírubového spojení je zde potřeba předepsat geometrickou toleranci umístění. Je zde ovšem několik rozdílů. Jedná se o závitové díry, proto je hodnota tolerance poloviční. Jelikož je spojení realizováno pomocí závrtných šroubů, je nutné předepsat značku pro vysunutí tolerančního pole. Toto pole je nutné zobrazit na výkresu a zakótovat jeho délku s příslušnou značkou. Délka je dána délkou závrtného šroubu. Kóta 10 určuje vzdálenost mezi přírubami. Základny se zde vztahují k důležitým prvkům pro správné dosednutí víka. [16]



Obr. 11 - Spojení víka a tělesa

### 4.1.3 Tolerance víka

Na víko tělesa je připojené velké množství součástí, je tedy potřeba zajistit jejich správné spojení. Další tři geometrické tolerance víka jsou znázorněny na obr. 12. Tolerance kolmosti zajišťuje, aby u závrtných šroubů nedocházelo ke vzniku

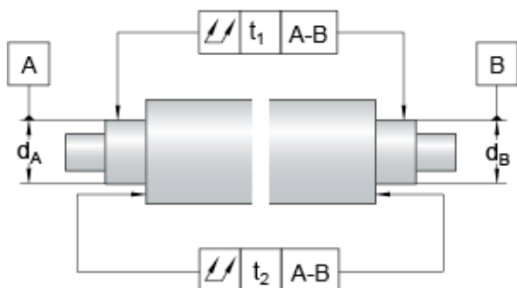


Obr. 12 - Tolerance víka

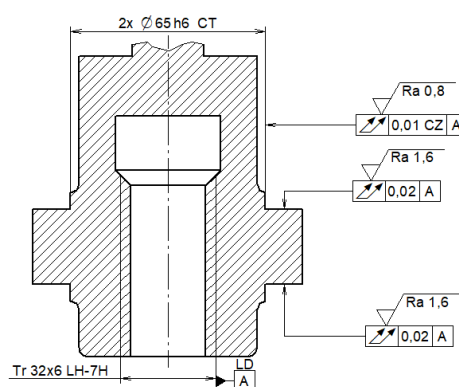
nebezpečného ohybového napětí. Není třeba tolerovat celou horní plochu, stačí zafrézovat dosedací plochu pro každou matici. Tolerance souososti, vzhledem k důležitě základně, zde zajišťuje správné umístění vodícího kroužku a vedení vřetene. Další podstatnou roli hraje připojení víka ucpávky pomocí šroubů s okem. Díry pro tyto šrouby musí být umístěny symetricky vzhledem k ose ucpávkového prostoru. K tomu slouží tolerance souměrnosti vzhledem k základně umístěné právě na ose ucpávkového prostoru. [16]

#### 4.1.4 Uložení ložisek

Při navrhování uložení ložisek je vhodné držet se pokynů od výrobce. Katalog firmy SKF doporučuje třídy rozměrové a geometrické přesnosti a také hodnoty drsnosti povrchu, vhodné pro správnou funkci jejich ložisek obr. 13. Hodnota celkového čelního házení odpovídá IT5 průměru uložení ložiska a hodnota celkového obvodového házení je dána jako IT5/2. Na obr. 14 je znázorněno použití na výkrese. Tolerance celkového obvodového házení se zde vztahuje i na druhý průměr 65 díky využití doplňkových značek CT a CZ. Základnou je zde osa malého průměru závitu, kvůli jeho návaznosti na vřeteno a na vedení kuželky. Obdobné tolerance jsou použité také na uložení ložisek ve víku tělesa. [17]



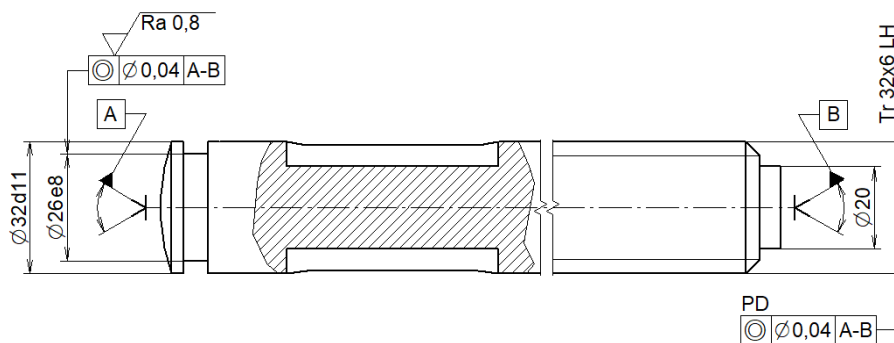
Obr. 13 - Uložení ložisek dle katalogu [17]



Obr. 14 - Uložení ložisek

### 4.1.5 Vřeteno

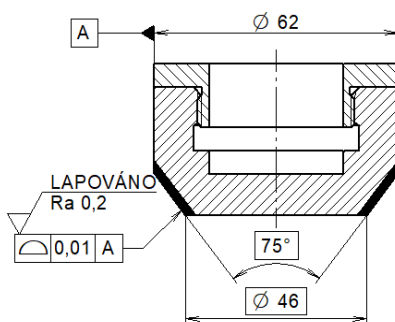
V návaznosti na předchozí kapitolu je u vřetene na obr. 15 použita tolerance sousostí na roztečný průměr lichoběžníkového závitu (u víka byl použit malý průměr závitové díry jako základna). Toto zajišťuje správnou funkci závitové dvojice. Další tolerance sousostí se vztahuje k ose válcové plochy, která slouží k připojení kuželky. U obou tolerancí je jako základna použita osa středících důlků. [16]



Obr. 15 - Vřeteno

### 4.1.6 Funkční plocha kuželky

Na dosedací plochu kuželky jsou kladeny vysoké požadavky, co se týče přesnosti. Pro dokonalé utěsnění je nezbytné, aby drsnost povrchu byla velmi nízká. Nejčastěji se upravuje lapováním. Správný tvar zajistí geometrická tolerance tvaru libovolné plochy. Dle předpisu musí funkční plocha ležet mezi dvěma kuželovými plochami vzdálenými od sebe o hodnotu tolerance. Toleranční pole je definováno teoreticky přesným rozměrem úhlu a kótami průměrů. Základnou je zde osa vnějšího povrchu kuželky. Konstrukční řešení je patrné z obr. 16. Obdobný předpis je použit i na dosedací ploše sedla v tělese ventilu. [16]



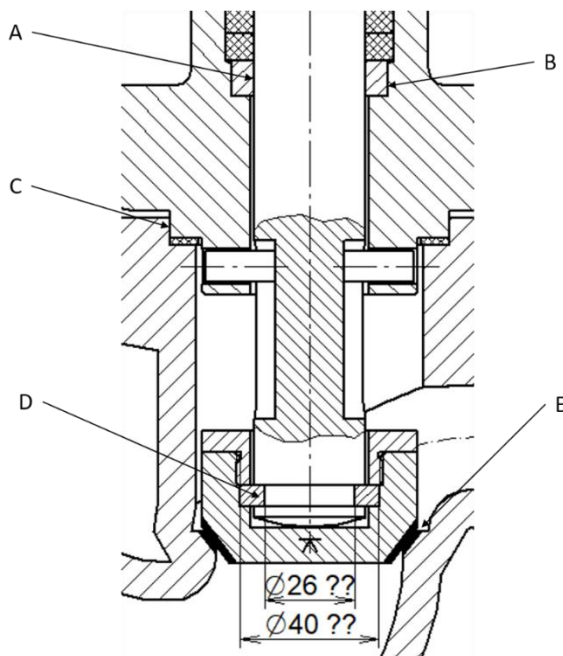
Obr. 16 - Kuželka

## 4.2 Lineární rozměrový obvod

LRO umožňuje rozbor funkčních závislostí při celkovém spojení všech součástí. Slouží pro ověření smontovatelnosti, nebo stanovení tolerance uzavíracího členu. Zde je LRO použit pro stanovení tolerance uložení kuželky na vřetenu pro její správné dosednutí a utěsnění. Uložení s vůlí zajišťuje kompenzování případné nesouososti vzniklé z uložení jednotlivých prvků. Součásti, které zasahují do tohoto problému jsou: těleso, víko, vodící kroužek, vřeteno a součásti kuželky.

### 4.2.1 Stanovení nesouososti

Souosost jednotlivých prvků je určena vhodnou geometrickou tolerancí. Funkční prvky ovlivňující rozměrový obvod jsou patrné z obr. 17 (A-vedení vřetene, B-uložení vodícího kroužku, C-spojení víka a tělesa, D-uložení kuželky na vřetenu, E-funkční kuželové plochy kuželky a sedla). Jednotlivé hodnoty geometrických tolerancí a uložení jsou patrné z předchozích obrázků 12, 13 a 16. Maximální vychýlení osy prvku je dáno jako polovina hodnoty geometrické tolerance souososti. Pro geometrickou toleranci tvaru libovolné plochy u kuželky a sedla je nutné uvažovat vrcholový úhel. Součet všech těchto prvků je roven maximálnímu vychýlení osy  $v' = 52,6 \mu\text{m}$ . [18]



Obr. 17 - Rozměrový obvod

#### 4.2.2 Volba uložení

Minimální vůle všech uložení pak musí být větší, než dvojnásobek  $v'$ . Jediné uložení s vůlí je lícování vřetena a vodícího kroužku  $\emptyset 32 H7/g6$ , kde hodnota minimální vůle je  $9 \mu m$ . Ostatní uložení jsou s přesahem, tedy nemají minimální vůli. Pro hledané uložení na  $\emptyset 26$  a  $\emptyset 40$  tedy zbývá vůle  $v = 2 \cdot 52,6 - 9 = 96,2 \mu m$ . Z tohoto lze navrhnout uložení dle strojnických tabulek  $\emptyset 26 H8/e8$  a  $\emptyset 40 H8/e8$ . Tyto dvě uložení zaručí vyrovnaní nesouososti pro všechny možné výrobní nepřesnosti. [18] [19]

## 5 Pevnostní analýza

Pevnostní výpočty uzavíracích armatur jsou komplikované, kvůli složité geometrii ventilu. Vychází se především z dílčích výpočtů strojních součástí a tlakových nádob. Mnohdy se může jednat o výpočty srovnávací a skutečné hodnoty napětí je nutno ověřit experimentálně. Při volbě součinitelů bezpečnosti je třeba brát ohled na znalost provozního namáhání, materiálových charakteristik a přesnost výpočtové metodiky. V následujících kapitolách jsou uvedeny pouze pevnostní výpočty klíčových součástí ventilu. [20]

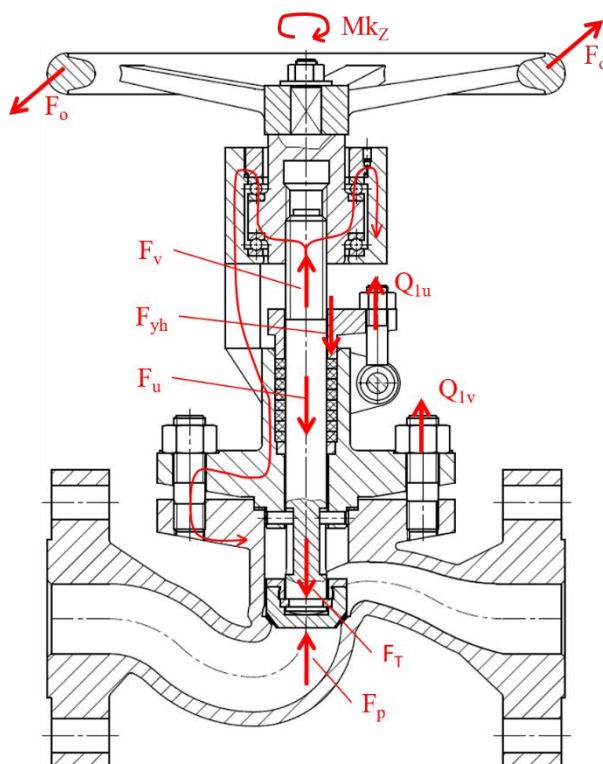
### 5.1 Silové poměry

Na obr. 18 můžeme vidět znázornění sil přenášených ve ventilu. Tlaková síla  $F_P$  působící na kuželku vzniká od pracovního přetlaku pod kuželkou. Pro známý maximální pracovní přetlak ji můžeme určit jako

$$F_P = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot p, \quad (2)$$

$D_s$ ... střední průměr těsnicí plochy sedla,

$p$ ... výpočtový přetlak. [20]



Obr. 18 - Silové zatížení

Pro utěsnění kuželky je nutné vyvodit dostatečně velký těsnicí tlak  $p_t$ . Jeho velikost se dá určit z tabulky 3 podle hodnoty PN. Potřebná těsnicí síla  $F_T$  poté bude dána vztahem

$$F_T = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_t, \quad (3)$$

$D, d \dots$  vnější a vnitřní průměr těsnicí plochy sedla,

$p_t \dots$  těsnicí tlak. [20]

Nutné je také započítat třecí sílu  $F_U$ , která vzniká v ucpávkovém prostoru a lze ji zapsat jako

$$F_U = \frac{\pi}{2} \cdot d_v \cdot h \cdot p_{xh} \cdot f_v, \quad (4)$$

$d_v \dots$  průměr vřetene,

$h \dots$  výška ucpávkového prostoru,

$p_{xh} \dots$  radiální tlak (viz tabulka 3),

$f_v \dots$  součinitel tření v ucpávce ( $f_v = 0,06$ ). [1] [20]

Výslednice těchto tří sil je pak celková ovládací síla  $F_V$ , kterou je nutno vyvodit pro správnou funkci uzavíracího ventilu a jeho utěsnění. Tato síla se přenáší z vřetene přes pohybový šroub na vřetenovou matici a dále přes ložiska, dutý šroub, třmeny a zpátky na víko a těleso ventilu. Z toho také plynou nebezpečná místa, která je potřeba kontrolovat. Další síly vznikají ve šroubech při stlačování ucpávkového prostoru víkem ucpávky. Pro utěsnění vřetene je potřeba vytvořit axiální tlak  $p_{yh}$  na ucpávkové kroužky (viz tabulka 3). K tomu je potřeba vyvodit sílu  $F_{yh}$ , která je dána vztahem

$$F_{yh} = S_u \cdot p_{yh} = \frac{\pi \cdot (d_u^2 - d_v^2)}{4} \cdot p_{yh}, \quad (5)$$

$d_u \dots$  průměr ucpávkového prostoru,

$d_v \dots$  průměr vřetene. [20]

Tabulka 3 - Těsnicí a ucpávkové tlaky [20]

PN	10	16	25	40	64	100	160	250
$p_t$ [Mpa]	6,2	6,9	8,0	9,8	12,7	17,0	24,2	35,0
$p_{yh}$ [Mpa]	3,5	4,5	6,0	8,5	11,5	16,0	22,0	37,0
$p_{xh}$ [Mpa]	2,5	3,5	4,5	6,5	9,5	13,0	18,5	24,5

## 5.2 Ovládací síly

Z hlediska ovládní je nutné určit celkový uzavírací kroutící moment, který je dán vztahem

$$M_Z = M_V + M_L, \quad (6)$$

$M_V$ ... kroutící moment na vřetenové matici,

$M_L$ ... moment pasivních odporů v ložisku. [1]

Kroutící moment na vřetenové matici lze vyjádřit jako

$$M_V = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = (F_P + F_T + F_U) \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi'), \quad (7)$$

$d_2$ ... střední průměr závitu pohybového šroubu,

$\gamma$ ... stoupání závitu,

$\varphi'$ ... třecí úhel v závitu vřetene. [1]

Moment pasivních odporů vzniká kvůli tření v ložisku a můžeme ho určit dle vztahu

$$M_L = (F_P + F_T + F_U) \cdot \frac{D_{stř}}{2} \cdot f_L, \quad (8)$$

$D_{stř}$ ... roztečný průměr kuliček axiálního ložiska,

$f_L$ ... součinitel tření v ložisku. [1]

Z celkového uzavíracího kroutícího momentu dále můžeme určit obvodové síly na ručním kole  $F_o$  potřebné pro ovládní ventilu jako

$$F_o = \frac{M_Z}{d_k}, \quad (9)$$

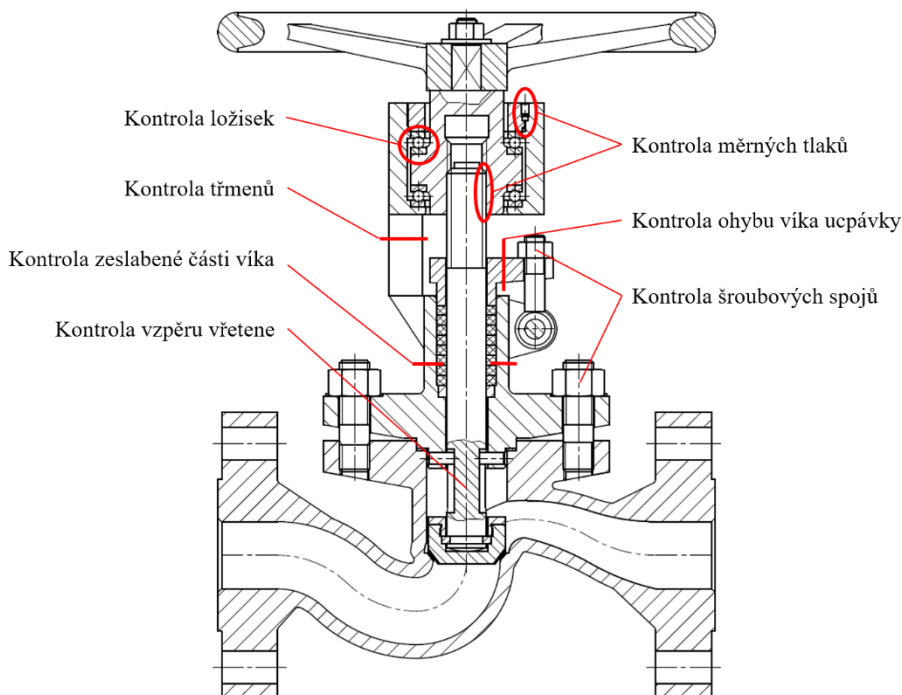
$d_k$ ... průměr ručního kola.

Na základě jejich velikosti lze poté rozhodnout, jestli by nebylo vhodnější pro ovládní zvolit servomotor. [1]



## 5.3 Pevnostní kontrola

Zde jsou popsány základní pevnostní výpočty klíčových míst uzavíracího ventilu. Tato kritická místa jsou znázorněna na obr. 19.



Obr. 19 - Kritická místa ventilu

### 5.3.1 Kontrola měrných tlaků v závitech

Jedná se o kontrolu pohybového šroubu a závitu na dutém šroubu. Přes tyto závity se přenáší celková ovládací síla  $F_V$ , která způsobuje tlak v závitech  $p$ . Jeho hodnota nesmí přesáhnout dovolenou hodnotu měrného tlaku v závitech  $p_D$ . Pro závity spojovacích šroubů  $p_D = 100 \div 150 \text{ MPa}$  a pro pohybový šroub  $p_D = 10 \text{ MPa}$ . Pro tlak v závitech platí vztah

$$p = \frac{F_V}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{F_V}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot \frac{h}{P}} \leq p_D, \quad (10)$$

$d_2$ ... střední průměr závitu,

$H_1$ ... nosná výška závitu,

$h$ ... společná délka závitu,

$P$ ... rozteč. [21]

### 5.3.2 Kontrola šroubových spojů

Šrouby spojující víko ucpávky a těleso ventilu jsou zatíženy celkovou ovládací silou  $F_v$  a šrouby na víku ucpávky jsou zatíženy silou  $F_{yh}$ . V obou případech se jedná o statické zatížení. Vnitřní síla ve šroubu  $Q_1$  musí být dostačující, aby byla zachována kompaktnost spoje a těsnost a lze ji vyjádřit jako

$$Q_1 = \frac{(1 + q) \cdot F}{i}, \quad (11)$$

$F$ ... zatěžující síla ( $F_v, F_{yh}$ ),

$q$ ... součinitel provozního zbytkového předpětí ( $q = 2$ ),

$i$ ... počet šroubů spoje. [21]

Redukované napětí podle hypotézy  $\tau_{MAX}$  je dáno vztahem

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \frac{\sigma_k}{k} = v \cdot \sigma_k \quad (12)$$

kde,

$$\sigma = \frac{Q_1}{S_3}, \quad (13)$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_{k3}} = \frac{Q_0 \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{2 \cdot W_{k3}}, \quad (14)$$

$v$ ... míra využití meze kluzu,

$S_3$ ... průřez šroubu,

$Q_0$ ... montážní předpětí ( $Q_0 = 0,85 \cdot Q_1$ ),

$W_{k3}$ ... modul průřezu v krutu. [21]

### 5.3.3 Kontrola víka ucpávky

Namáhání víka ucpávky si lze představit, jako ohyb vetknutého nosníku. Ohybový moment  $M_o$  zde vytváří maximální síla ve šroubu  $Q_{1u}$ , která působí na vzdálenosti šroubu od místa vetknutí ramene víka. Průřez ramene v místě vetknutí lze považovat za obdélník o šířce  $b$  a výšce  $h$ . Ohybové napětí je poté dáno vztahem

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{Q_{1u} \cdot l}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2} \leq \sigma_{Do} \quad (15)$$

a nesmí přesáhnout dovolené napětí, které je dáno pro šedou litinu  $\sigma_{Do} = 50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$  a pro ocel  $\sigma_{Do} = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ . [20]

### 5.3.4 Kontrola třmenů a zeslabené části víka

Přes třmeny a zeslabenou část víka se přenáší celková ovládací síla  $F_V$  a způsobuje namáhání na prostý tah. Tahové napětí nesmí překročit mez kluzu pro zvolený materiál s určitým součinitelem bezpečnosti ( $k = 4$ ). Platí zde vztah

$$\sigma_t = \frac{F_V}{S} \leq \frac{\sigma_{kt}}{k}, \quad (16)$$

kde  $S$  je plocha průřezu. U třmenů to může být průřez kruhový, nebo eliptický a u víka se jedná o plochu mezikruží. [20]

### 5.3.5 Vzpěr vřetene

Vzhledem k délce vřetene je nutné uvažovat jeho vzpěr. Jedná se o druhý případ vzpěru. Pro kontrolu vřetene je potřeba nejprve určit štíhlostní poměr

$$\lambda = \frac{l_v}{i_x} = \frac{L \cdot \mu}{i_x}, \quad (17)$$

kde  $l_v$  je výpočtová vzpěrná délka,  $i_x$  odpovídá poloměru setrvačnosti (pro kruhový průřez  $i_x = 0,25 \cdot d$ ),  $L$  je skutečná vzpěrná délka a  $\mu$  je součinitel vlivu uložení (pro druhý případ vzpěru  $\mu = 1$ ). Podle této hodnoty se následně určuje, jaký výpočet zvolit. Pro  $\lambda < \lambda_m$  se pohybujeme v oblasti pružně-plastického vzpěru podle Tetmajera a pro napětí můžeme použít vztah

$$\sigma_T = \sigma_{Kd} - \frac{\sigma_{Kd} - \sigma_u}{\lambda_m - 40} \cdot (\lambda - 40), \quad (18)$$

$\sigma_{Kd}$ ... mez kluzu v tlaku,

$\sigma_u$ ... mez úměrnosti. [22]

V opačném případě se pohybujeme v Eulerově elastické oblasti a můžeme psát

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}, \quad (19)$$

$E$ ... modul pružnosti.

Pro  $\lambda < 40$  není vřeteno namáháno na vzpěr, ale pouze na tlak. [22]

### 5.3.6 Kontrola ložisek

Jelikož se ložisko při běžném provozu otáčí pouze při otevírání a uzavírání ventilu, jedná se o statické zatížení, podle kterého se bude také kontrolovat. Zde je vhodné vycházet z katalogu výrobce a držet se pokynů pro volbu a kontrolu. Pokud na ložisko

působí také radiální síla, je nutné určit hodnotu ekvivalentního statického zatížení.

V našem případě zde máme pouze sílu axiální a můžeme použít vztah

$$F_a = \frac{C_{oa}}{k} \geq F_V, \quad (20)$$

$C_{oa}$ ... základní statická únosnost (dle katalogu výrobce),

$F_a$ ... přípustné axiální zatížení,

$k$ ... součinitel bezpečnosti při statickém zatížení ( $k = 2$ ). [21]

## 6 Postup návrhu

V této kapitole je popsán základní postup návrhu uzavíracího ventilu v rozsahu předmětu Strojírenské konstruování III. Cílem není vytvořit dokonalý, plně funkční ventil dle nejnovějších norem z oblasti potrubních armatur, ale popsat základní konstruktérské návyky, postup práce a návrh rozměrů s ohledem na pevnostní výpočty.

### 6.1 Zadání

Zadání by mělo obsahovat základní parametry co se týče velikosti rozměrů, pracovního zatížení a typu ventilu. Jmenovitá světlost DN je nejdůležitější parametr, který udává velikost přípojovacího potrubí a ovlivňuje celkovou velikost. Maximální pracovní přetlak  $p_{pmax}$  a maximální pracovní teplota  $t_{max}$  určují pracovní zatížení, ze kterého vychází většina pevnostních výpočtů. Na jejich základě jsou navrhovány rozměry a vhodné materiály jednotlivých součástí. Z hlediska typu jsou důležité informace o způsobu připojení do potrubí, typ vřetene, uchycení víka ucpávky a typ pohonu. [1]

#### 6.1.1 Konkrétní zadání

Jmenovitá světlost  $DN$  65, maximální pracovní přetlak  $p_{pmax} = 16 \text{ MPa}$ , maximální teplota  $t_{max} = 480 \text{ }^\circ\text{C}$ , pracovní látka - vodní pára, ventil přímý přírubový, uchycení víka ucpávky pomocí šroubů s okem, vřeteno netočivé stoupající poháněné ručním kolem.

### 6.2 Normy

Navrhování uzavíracího ventilu vychází z norem, které jsou přehledně sepsané v literatuře [23]. Některé z těchto norem byly zrušeny, nebo nahrazeny novými normami. V následujících kapitolách je odkazováno především na tento výběr z norem, nebo na nové normy, které nahradily ty předchozí.

### 6.3 Obecný postup navrhování

Při navrhování je vhodné se nejprve seznámit se zadáním a rozvrhnout si práci. Mělo by se postupovat logicky od základních prvků ke složitějším. Vytvořit základní skicu tužkou na papír, dohledat si potřebné rozměry v normách a doplnit navrhované

rozměry. Dále je nutno rozměry kontrolovat pomocí pevnostních výpočtů a až poté přejít ke tvorbě 3D modelu. Tvorba 3D modelu je popsána v kapitole 6.8. [21]

## 6.4 Stanovení PN

Jmenovitý tlak PN je základní referenční číslo, které je vztažené na mechanické a rozměrové charakteristiky součástí. Pro daný materiál vyjadřuje nejvyšší možnou kombinaci pracovního tlaku a pracovní teploty. Je přibližně roven desetinásobku pracovního přetlaku v *MPa*. Jmenovitý tlak nepředstavuje žádnou měřitelnou veličinu, ale společně se jmenovitou světlostí DN, jde o nejdůležitější parametry, na kterých závisí volba většiny rozměrů. Hodnota PN se stanoví pro daný materiál dle normy ČSN 13 0010 a to z parametrů  $p_{pmax}$  a  $t_{max}$ . [24]

## 6.5 Parametry volené z norem

První součástí, od které by se mělo začínat, je těleso. Z parametrů PN a DN je možné stanovit vnitřní a vnější průměr průtočných kanálů, stavební délku, veškeré rozměry přípojovacích přírub a jejich těsnící plochy. Toto dále umožňuje navrhnout tvar potrubí. Poté je nutné zvolit typ a rozměry sedla. Prostor nad sedlem by měl být dostatečně velký, pro zdvih kuželky a připojení víka. Příruba pro připojení víka může mít stejné rozměry, jako příruby pro připojení do potrubí. [7] [23]

U vřetene je nutné stanovit jeho průměr dle hodnot PN a DN a také rozměry závitu. Vnější průměr závitu může být shodný s průměrem vřetene, ovšem smysl stoupání u netočivého vřetene musí být levý, aby ventil bylo možné dle zvyklosti uzavírat otáčením vpravo. [7] [23]

Další velmi komplikovanou součástí je víko tělesa. Přípojovací příruba musí mít shodné rozměry jako u tělesa. Rozměry ucpávkového prostoru se volí dle průměru vřetene a počet těsnících kroužků, tedy i výška ucpávkového prostoru, závisí na maximálním pracovním přetlaku. Typ nálitků pro uchycení víka ucpávky je dán ze zadání a jejich rozměry jsou stanoveny podle průměru vřetene. Rozměry průřezu třmenů závisí na pevnostním výpočtu. Horní část víka musí být navržena pro uložení ložisek dle doporučení katalogu výrobce. [7] [23]

Rozměry víka ucpávky jsou závislé na průměru vřetene, velikosti ucpávkového prostoru a typu spojovacích šroubů. Spojovací šrouby se volí dle pevnostního výpočtu. [7]

## 6.6 Návrh rozměrů

Po dohledání všech potřebných rozměrů z norem přichází na řadu navrhnutí ostatních rozměrů. Návrh by měl vycházet ze zkušeností konstruktéra, pevnostních výpočtů, nebo z doporučení dle vhodné literatury.

Pro těleso je důležité navrhnout trajektorii průtočných kanálů. U přímého ventilu musí být vstupní kanál tvarován tak, aby z přípojovací příruby vycházel ve vodorovném směru a na sedlo navazoval ze spodní strany. Poloměr zakřivení trasy musí být ve všech místech větší než poloměr průřezu kanálu. Tvar dráhy výstupního kanálu je podstatně jednodušší, protože při vytvoření eliptického průřezu se snižuje výška a také proto, že výstupní kanál je do střední části napojen ve vodorovném směru. Rozměry střední části by měly zajistit dostatečný prostor pro zdvih kuželky a také pro připojení víka. Kuželka by se při svém plném zdvihu neměla dotýkat víka. [7]

U víka je nutné navrhnout hned několik důležitých prvků. Jedním z nich je spojovací část s tělesem. Délky jednotlivých osazení by měly být voleny tak, aby víko dosedalo pouze na jednu plochu, kde je umístěno těsnění, aby bylo umožněné dotažení víka. Pod dosedacím prostorem se nachází otvory pro válcové kolíky, které by měly mít dostatečný průměr, aby nemohlo dojít k jejich stříhu. Střední část víka by měla být navrhována s ohledem na již stanovené rozměry ucpávkového prostoru a nálitků. Pod ucpávkovým prostorem se nachází vodící kroužek pro vedení vřetene. Průměr jeho uložení by měl být menší než průměr ucpávkového prostoru s ohledem na jeho montáž. Celková výška střední části by měla být navržena tak, aby nálitky nebránily nasazení matice pro závrtné šrouby. Trmeny by měly zajistit dostatečný prostor pro víko ucpávky a jejich délka by měla umožnit manipulaci s těsnicími kroužky. Poslední navrhovanou částí je prostor pro uložení ložisek a vřetenové matice. Ložiska jsou zajištěna pomocí dutého šroubu, jehož délka závitu by měla být dostatečná, aby nebyla překročena dovolená hodnota tlaku v závitech. [7]

Vnější část vřetenové matice je uzpůsobena pro uložení ložisek dle katalogu výrobce. Vnitřní závit musí být také dostatečně dlouhý, aby vyhověl kontrole na otlacení a celková délka díry musí být navržena tak, aby zde dosedlo vřeteno při plném zdvihu kuželky. Horní část slouží pro připojení servomotoru, nebo ručního kola. Přenos momentu u ručního kola se zajišťuje čtyřbokým hranolem, nebo jehlanem. Rozměry jsou dány dle doporučení literatury. Axiálně se ruční kolo zajišťuje závitem a maticí. [7]

Ostatní součásti ventilu mají podstatně jednodušší tvar a jejich rozměry jsou dány normou, nebo se navrhují dle doporučení. Funkční plocha kuželky by měla mít stejný tvar, jako sedlo a její rozměry mohou být stejné, nebo větší než u sedla. Uchycení kuželky na vřetenu je normalizováno a celková její velikost je dána dle prostoru nad sedlem. Hlavní rozměry víka ucpávky vycházejí z velikosti ucpávkového prostoru a poloha děr pro šrouby je dána velikostí náliťků na víku. [7]

## 6.7 Kritická místa návrhu

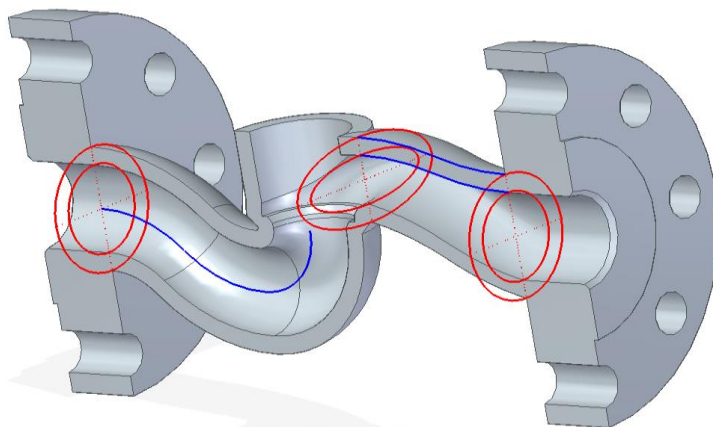
U tělesa je nutné dát si pozor, aby ve všech místech byla dodržena minimální tloušťka stěny. Především v místech napojení jednotlivých částí a v okolí sedla mohou vznikat nebezpečná místa, na které je třeba dávat pozor. Další velmi komplikovanou částí návrhu je celková délka vřetene a části ventilu související se zdvihem kuželky. Jak již bylo řečeno, vřeteno je při plném zdvihu kuželky zaraženo o vřetenovou matici. Nikde jinde nesmí ke kontaktu dojít. Tento problém je nutné vyřešit v prostoru nad sedlem a také u kolíků, které zabraňují otáčení vřetene. Drážka pro tyto kolíky může mít stejný profil, jako drážka pro těsné pero. Musí být dostatečně dlouhá, ovšem nesmí zasahovat do ucpávkového prostoru, nebo do vodicího kroužku. Stejně tak lichoběžníkový závit nesmí zasahovat do ucpávkového prostoru. Kvůli těmto důvodům je návrh celkové délky vřetene poměrně obtížný a je potřeba koordinovat více parametrů najednou. [7]

## 6.8 Tvorba 3D modelu

3D model pro tuto bakalářskou práci je vytvořen v programu Solid Edge ST8, proto je zde také vytvořen popis pro tento program. Ovšem tvorba v jiných programech (Autodesk Inventor, nebo Solid Works) se nebude nijak výrazně lišit. Základem je přenést skicu s dohledanými, nebo zvolenými rozměry z papíru do programu a vytvořit objem. Je vhodné používat především základní funkce pro tvorbu objemů jako je vysunutí, rotace, vyříznutí apod. Dokončovací operace jako je zaoblení, zkosení apod. by se měli provádět až po překontrolování základních prvků.

Jedna z nejsložitějších věcí je tvorba tělesa ventilu, především kvůli složitému tvaru průtočných kanálů. Na obr. 20 je naznačen postup modelování. V první řadě je nutné vytvořit příruby ve správné vzdálenosti, abychom dodrželi stavební délku. Pro usnadnění práce postačí vytvořit pouze jednu přírubu a použít funkci zrcadlení pro vytvoření druhého symetrického prvku. Průtočný kanál s kruhovým průřezem lze

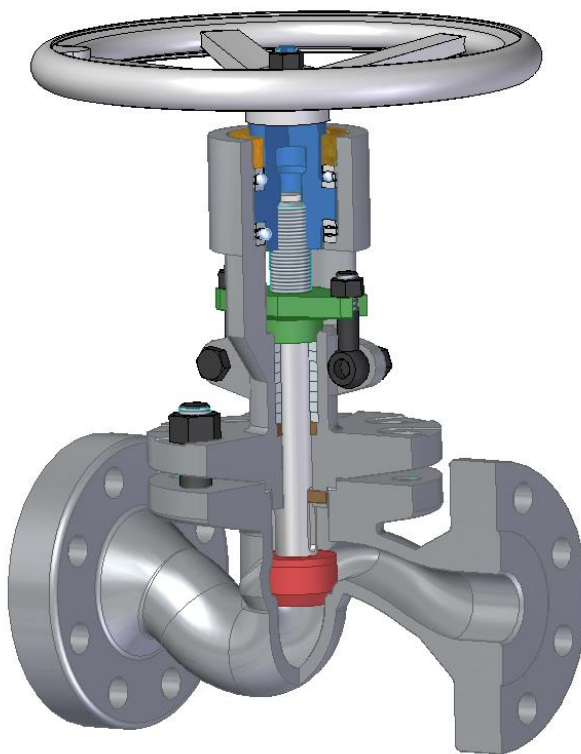




Obr. 20 - Tvorba tělesa

vytvořit tažením profilu mezikruží po křivce, nebo nejprve tažením plného profilu a poté odebráním materiálu tažením po křivce. Na obr. 20 jsou profily znázorněny červenou barvou a příslušné trajektorie modrou. Při změně tvaru průřezu je užita funkce spojení profilů mezi kruhovým a eliptickým průřezem podél vhodné trajektorie. Ostatní prvky tělesa jako sedlo, střední část a přírubu pro připojení víka lze vytvořit pomocí základních funkcí. [7]

Po vytvoření všech dílčích součástí je nutné jednotlivé součásti seskládat dohromady a vytvořit sestavu. Tím se dá také jednoduše ověřit, jestli mají dosedací plochy správné rozměry a zda při spojení nevzniká kolize. Kompletní sestava uzavíracího ventilu je na obr. 21.



Obr. 21 - Model ventilu

## 7 Závěr

V rámci této bakalářské práce byla vytvořena rešerše výrobců a prodejců průmyslových armatur v České republice. Jelikož se s armaturami můžeme setkat ve většině průmyslových odvětví, působí na českém trhu velké množství firem zabývajících se touto problematikou. Sortiment jednotlivých firem se liší především podle oblasti průmyslové aplikace armatur. Dále byla vytvořena rešerše jednotlivých součástí. Byly popsány možnosti provedení, druhy, a také způsoby výroby a vhodné materiály.

Samotný návrh vycházel z předmětu strojírenské konstruování III. Byl vytvořen přímý přírubový uzavírací ventil a popsán postup navrhování včetně popisu tvorby 3D modelu. V postupu je popsána především problematika návrhu parametrů a rozměrů, které je nutné volit z norem a jak se v nich orientovat. K bakalářské práci jsou připojeny výrobní výkresy a hlavní návrhový výkres včetně rozměrových a geometrických tolerancí.

V kapitole týkající se geometrických tolerancí bylo popsáno tolerování ventilu. Pro správnou funkci všech součástí je nezbytné přesněji definovat rozměry a tvary funkčních ploch. Podstata geometrických tolerancí byla nejprve popsána obecně a poté vysvětlena na konkrétních případech ve výkresové dokumentaci. Volba jejich vhodných hodnot byla provedena na základě doporučené literatury, katalogu výrobců, nebo řešení lineárního rozměrového obvodu.

Pevnostní výpočty uzavíracích armatur jsou komplikované, kvůli složité geometrii ventilu. Z tohoto důvodu byl v této práci vytvořen pouze soupis základních pevnostních výpočtů strojních součástí. Tyto výpočty vycházely z rozboru silového působení pracovní látky a ovládacích sil. Tyto výpočty by bylo v praxi nutné ověřit experimentálně. Námětem další práce by mohla být MKP analýza pro přesnější definování silového působení v tělese uzavíracího ventilu.

## Seznam použité literatury

- [1] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [2] *Armatury KLAD* [online]. Opava: Armatury KLAD, 2016 [cit. 2018-05-28]. Dostupné z: <http://klad.cz/>
- [3] *LDM* [online]. Česká Třebová: LDM, 2009 [cit. 2018-05-28]. Dostupné z: <http://www.ldmvalves.com/cz/>
- [4] *VALVE CONTROL* [online]. Nivnice: Valve Control, 2012 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: [www.valve.cz](http://www.valve.cz)
- [5] *Avemar Czech* [online]. Budišovice: Avemar, 2016 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: [www.avemar.cz](http://www.avemar.cz)
- [6] *Corex Pardubice* [online]. Pardubice: Corex, 2002 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://www.corex-pardubice.cz>
- [7] SABLÍK, Slavomír. *Základy strojnictví: (konstrukční cvičení)*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1982.
- [8] Basic operation and function of control valves. In: *Control global* [online]. Ellsworth: PutmanMedia, c2004-2018 [cit. 2018-06-19]. Dostupné z: [https://www.controlglobal.com/assets/Media/MediaManager/RefBook\\_Cashco\\_ControlValves.pdf](https://www.controlglobal.com/assets/Media/MediaManager/RefBook_Cashco_ControlValves.pdf)
- [9] The A to Z of Valve Materials. In: *Valve magazine* [online]. Washington: Valve manufacturers association, 2015 [cit. 2018-06-02]. Dostupné z: <http://www.valvemagazine.com/magazine/sections/back-to-basics/4426-the-a-to-z-of-valve-materials.html?showall=&limitstart=>
- [10] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2002. ISBN 80-733-3000-8.
- [11] ZÝMA, Jiří a Martin NEUŽIL. *Části a mechanismy strojů: potrubí a armatury*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998. ISBN 80-010-1765-6.
- [12] POSPÍCHAL, Jaroslav. *Technické kreslení*. Vyd. 3., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1995. ISBN 80-010-3214-0.

- [13] *Geometrické specifikace produktu (GPS) – Geometrické tolerování – Tolerance tvaru, orientace, umístění a házení*. 1. vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [14] ČSN ISO 2768-1. *Všeobecné tolerance. Nepředepsané mezní úchytky délkových a úhlových rozměrů*. 1. vydání. Praha: Federální úřad pro normalizaci a měření, 1992.
- [15] ČSN ISO 2768-2. *Všeobecné tolerance. Část 2: Nepředepsané geometrické tolerance*. 1. vydání. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [16] SLANEC, Karel. *Strojírenské konstruování: geometrická přesnost výrobků : příklady*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04402-5.
- [17] Tolerance úložných a opěrných ploch ložisek. In: *SKF* [online]. Praha: SKF CZ, a.s., 2012 [cit. 2018-06-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-interfaces/tolerances-for-bearing-seats-and-abutments/index.html>
- [18] DRASTÍK, František. Lineární rozměrové obvody na skupině součástí. In: *Techportal* [online]. Praha: Verlag Dashöfer, 2012 [cit. 2018-06-10]. Dostupné z: <https://www.techportal.cz/>
- [19] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN ISBN978-80-7361-051-7.
- [20] NECKÁŘOVÁ, Jarmila a Ladislav DOSKOČIL. *Potrubi a armatury*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1975.
- [21] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-030-0046-7.
- [22] ŘEZNÍČEK, Jan a Jitka ŘEZNÍČKOVÁ. *Pružnost a pevnost v technické praxi: příklady II*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-010-3584-0.
- [23] ŘEZNÍČKOVÁ, Jitka. *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1993. ISBN 80-010-1004-X.
- [24] ČSN 13 0010. *Jmenovité tlaky a pracovní přetlaky*. Praha: Vydavatelství norem, 1990.

## Seznam obrázků

Obr. 1 - Popis součástí .....	5
Obr. 2 - Toleranční rámeček [12] .....	9
Obr. 3 - Tolerance tvaru libovolné plochy [12] .....	12
Obr. 4 - Tolerance kolmosti [12] .....	12
Obr. 5 - Tolerance umístění .....	12
Obr. 6 - Tolerance soustřednosti a souososti [12] .....	13
Obr. 7 - Tolerance souměrnosti [12] .....	13
Obr. 8 - Tolerance celkového házení .....	13
Obr. 9 - Uzavírací ventil .....	15
Obr. 10 - Připojovací příruby .....	16
Obr. 11 - Spojení víka a tělesa .....	17
Obr. 12 - Tolerance víka .....	17
Obr. 13 - Uložení ložisek dle katalogu [17] .....	18
Obr. 14 - Uložení ložisek .....	18
Obr. 15 - Vřeteno .....	19
Obr. 16 - Kuželka .....	19
Obr. 17 - Rozměrový obvod .....	20
Obr. 18 - Silové zatížení .....	22
Obr. 19 - Kritická místa ventilu .....	25
Obr. 20 - Tvorba tělesa .....	33
Obr. 21 - Model ventilu .....	33

## Seznam tabulek

Tabulka 1 - Doplnkové značky [12] .....	10
Tabulka 2 - Geometrické tolerance [12] .....	11
Tabulka 3 - Těsnicí a ucpávkové tlaky [20] .....	23

## Seznam příloh

Příloha 1 - Uzavírací ventil BP-2018-01

Příloha 2 - Těleso BP-2018-02

Příloha 3 - Víko BP-2018-03

Příloha 4 - Vřeteno BP-2018-04

Příloha 5 - Vřetenová matice BP-2018-05

Příloha 6 - 3D model