

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
**Návrh spojky vřetene pohonu a ventilu**

Autor: **Adam Sobotník**  
Vedoucí práce: **Ing. Eva Kubec Krónerová Ph.D.**

Akademický rok 2015/2016

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta strojní  
Akademický rok: 2015/2016

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Adam SOBOTNÍK**  
Osobní číslo: **S12B0237P**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Návrh spojky vřetene pohonu a ventilu**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Vypracování řešerše na zadané téma. Návrh spojky vřetene pohonu a ventilu, stanovení hlavních rozměrů spojky pro daný rozsah ventilů. Výkresová dokumentace: výkres sestavení, seznam položek a výrobní výkres.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Vypracování řešerše na zadané téma.
2. Návrh spojky vřetene pohonu a ventilu, stanovení silových účinků.
3. Vypracování 3D modelu, MKP analýza.
4. Zhodnocení návrhu a výkresová dokumentace.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**BOLEK, A., KOCHMAN, J. Části strojů. Praha: SNTL, 1989**

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1: Obecné strojí částí. Praha: Computer Press, 1999**

**SHIGLEY, J. E. ET. AL. Konstruování strojních součástí. VUT v Brně, 2010**

**ROČEK, J. Průmyslové armatury. Praha: INFORMATORIUM, 2002**

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jakub Novák**  
G-Team, a.s., Plzeň - Vochoz

Datum zadání bakalářské práce: **21. září 2015**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2016**

  
Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



  
Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 21. září 2015

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

.....  
Podpis autora

Tímto děkuji vedoucí mé bakalářské práce Ing. Evě Kubec Krónerové Ph.D. za ochotu, trpělivost a rady, které mi poskytla během jejího řešení.

Dále děkuji Ing. Jakobovi Novákovi Ph.D. a společnosti G-Team a.s. za poskytnutí podkladů a cenných rad, které mi pomohly při zpracování zadaného tématu.

# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Sobotník	Jméno Adam		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kubec Krónerová Ph.D.	Jméno Eva		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh spojky včetně pohonu a ventilu			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2016
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	57	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	52	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	5
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Práce je věnována návrhu a konstrukci spojky včetně kuželky a pohonu průmyslových regulačních ventilů. Na základě rozboru několika dostupných v současnosti používaných konstrukčních provedení spojky byl proveden návrh vlastní inovované konstrukce spojky pro stanovený soubor regulačních ventilů DN150/PN250÷DN400/PN63 a provozní podmínky pracovní látky. Pro ventil DN150/PN250 bylo provedeno pevnostní ověření návrhu s využitím MKP. Výpočtový postup pro návrh i vlastní inovovanou konstrukci spojky je možno ihned uplatnit v průmyslové praxi.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p>	<p>Armatura, používané konstrukce, zatěžovací účinky, pracovní látka, redukováno napětí</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Sobotník	Name Adam	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 “Design of Power Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kubec Krónerová Ph.D.	Name Eva	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<del>DIPLOMA</del>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of valve and actuator spindle‘ coupling		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	57	<b>TEXT PART</b>	52	<b>GRAPHICAL PART</b>	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>  <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The work is dedicated to the design and construction of the valve and actuator spindle‘ coupling. Based on the analysis of several currently available used clutch designs was made design their own innovative clutch design for a specified set of control valves, DN100/DN400÷PN250/PN63 and operating conditions of the working substance. For valve DN 150/PN250 were performed strength design verification using FEM.
<b>KEY WORDS</b>	Fittings, used construction, loads, working substance, stress reduced

## 1 Obsah

1	Obsah .....	8
2	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	10
3	Úvod.....	12
3.1	Cíl práce .....	12
3.2	Historie armatur .....	12
3.3	Materiály průmyslových armatur .....	13
3.4	Těsnění.....	13
4	Rozdělení průmyslových armatur.....	14
4.1	Uzavírací armatury .....	14
4.1.1	Uzavírací ventily .....	15
4.1.2	Šoupátka .....	15
4.1.3	Kohouty a kulové kohouty.....	16
4.1.4	Uzavírací klapky .....	16
4.2	Zpětné armatury .....	17
4.2.1	Zpětné ventily .....	17
4.2.2	Axiální zpětné armatury .....	17
4.2.3	Zpětné klapky.....	17
4.3	Odvaděče kondenzátu.....	17
4.3.1	Plovákové odvaděče kondenzátu .....	18
4.3.2	Termické odvaděče kondenzátu.....	18
4.4	Pojistné ventily .....	18
4.5	Regulační ventily.....	19
4.5.1	Přímočinné regulační a redukční ventily .....	20
4.5.2	Nepřímočinné regulační ventily .....	20
4.6	Pohony regulačních ventilů .....	21
4.6.1	Elektromechanické pohony.....	21
4.6.2	Pneumatické pohony .....	22
4.6.3	Hydropohony .....	23
4.6.4	Elektrohydraulické pohony.....	23
5	Návrh spojky .....	23
5.1	Popis částí regulačního ventilu .....	24
5.2	Definice technických požadavků spojky .....	25
5.3	Stávající konstrukce spojek .....	25
5.3.1	Konstrukční provedení č. 1 .....	26
5.3.2	Konstrukční provedení č. 2.....	27
5.3.3	Konstrukční provedení č. 3.....	28



5.3.4	Konstrukční provedení č. 4.....	29
5.3.5	Konstrukční provedení č. 5 .....	30
5.4	Vyhodnocení stávajících konstrukcí spojek .....	30
5.5	Hrubý návrh vlastní konstrukce spojky .....	32
6	Definice silových účinků na spojku.....	34
6.1	Silové účinky při proudění nad kuželku .....	34
6.2	Silové účinky při proudění pod kuželku .....	35
6.3	Výpočet síly od pracovní látky $F_l$ .....	35
6.4	Výpočet třecí síly v ucpávkách $F_t$ .....	36
6.5	Výpočet celkové potřebné síly pohonu $F_p$ .....	37
6.5.1	Stanovení celkové potřebné síly pohonu $F_p$ .....	37
6.5.2	Výpočet celkové potřebné síly $F_p$ a výběr pohonu - příklad .....	38
6.6	Stanovení hlavních rozměrů spojky pro daný rozsah ventilů .....	40
7	MKP analýza a dimenzování.....	41
7.1	Materiál.....	41
7.2	Rozbor pevnostní analýzy.....	42
7.3	Horní díl spojky.....	42
7.3.1	Pevnostní kontrola na tah .....	42
7.3.2	Pevnostní kontrola na tlak .....	44
7.4	Vřeteno kuželky .....	45
7.4.1	Pevnostní kontrola na tah .....	45
7.4.2	Pevnostní kontrola na tlak .....	47
7.5	Dělená spojka .....	48
7.5.1	Pevnostní kontrola na tah .....	48
7.6	Zhodnocení pevnostní kontroly .....	49
8	Závěr .....	51
9	Seznam použité literatury.....	51
10	Seznam volně vložených příloh.....	52

## 2 Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Jednotka	Název zkratky (symbolu)
$F_1$	[N]	Síla od pracovní látky
$F_t$	[N]	Třecí síla v ucpávkách
$F_g$	[N]	Tíhová síla
$p_1$	[MPa]	Tlak v horní komoře ventilu
$p_2$	[MPa]	Tlak ve spodní komoře ventilu
$\Delta p$	[bar]	Tlakový spád
$D$	[mm]	Průměr kuželky
$d$	[mm]	Průměr vřetene kuželky
$D_u$	[mm]	Vnější průměr ucpávek
$p_{u1}$	[MPa]	Tlak na ucpávky v axiálním směru
$p_{u2}$	[MPa]	Tlak vyvozený ucpávkami do radiálního směru
$F_{u2}$	[N]	Síla vyvozená ucpávkami v radiálním směru
$S_{u2}$	[mm <sup>2</sup> ]	Vnitřní plocha ucpávek
$h$	[mm]	Výška ucpávky
$n$	[-]	Počet ucpávek
$f$	[-]	Součinitel tření
$F_p$	[N]	Celková potřebná síla pohonu
$F_{pNO}$	[N]	Celková potřebná síla pohonu - proudění nad kuželku - otevírání ventilu
$F_{pNU}$	[N]	Celková potřebná síla pohonu - proudění nad kuželku - uzavírání ventilu
$F_{pPO}$	[N]	Celková potřebná síla pohonu - proudění pod kuželku - otevírání ventilu
$F_{pPU}$	[N]	Celková potřebná síla pohonu - proudění pod kuželku - uzavírání ventilu
$S$	[-]	Koeficient rezervy
$F_{min}$	[kN]	Minimální síla pohonu
$F_{max}$	[kN]	Maximální síla pohonu
$M$	[-]	Závit vřetene pohonu
$L_z$	[mm]	Délka závitu vřetene pohonu
$D_a$	[mm]	Horní díl spojky - vnější průměr
$D_i$	[mm]	Horní díl spojky - průměr vybrání
$D_b$	[mm]	Horní díl spojky - vnější průměr osazení
$V_a$	[mm]	Horní díl spojky - výška
$V_c$	[mm]	Horní díl spojky - výška osazení
$V_d$	[mm]	Horní díl spojky - poloha díry pro kolík
$k$	[mm]	Průměr kolíku
$D_d$	[mm]	Průměr osazení kuželky
$V_e$	[mm]	Výška osazení kuželky
$M_p$	[-]	Závit ukazatele polohy
$D_m$	[mm]	Dálka závitu ukazatele polohy
$V_p$	[mm]	Délka ukazatele polohy
$D_s$	[mm]	Vnější průměr dělené spojky
$A$	[mm]	Šířka dělené spojky
$D_e$	[mm]	Průměr vybrání pro osazení kuželky

$D_f$	[mm]	Průměr vybrání pro vřeteno kuželky
$D_g$	[mm]	Průměr vybrání pro horní díl spojky
$D_h$	[mm]	Průměr vybrání pro osazení horního dílu spojky
$H_m$	[mm]	Hloubka závitové díry pro ukazatel polohy
$V_f$	[mm]	Výška vybrání pro vřeteno kuželky
$V_g$	[mm]	Výška vybrání pro osazení kuželky
$V_h$	[mm]	Výška vybrání pro osazení horního dílu spojky
$V_i$	[mm]	Výška vybrání pro horní díl spojky
$V_j$	[mm]	Poloha díry pro šrouby a ukazatel polohy
š	[-]	Typ a velikost šroubu
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
$k_s$	[-]	Koeficient bezpečnosti
$\sigma_{DOV}$	[MPa]	Dovolené napětí v tahu/tlaku

### 3 Úvod

Zadání bakalářské práce bylo vypracováno firmou G - Team a.s., která je inženýrsko – výrobní společností působící v České republice od r. 1992.

V současné době je významným dodavatelem zařízení pro elektrárenský a teplárenský průmysl. Mezi hlavní produkty společnosti patří především parní a plynové turbíny, přepouštěcí a redukční stanice, parní ventily a klapky, chladiče páry, olejové systémy, odvaděče kondenzátu, potrubní systémy a zařízení pro měření a diagnostiku. V návaznosti na výrobní program svým zákazníkům poskytuje odbornou inženýrskou podporu a širokou škálu služeb zejména v oblasti montážních prací.

#### 3.1 Cíl práce

Cílem práce je navrhnout funkční a v praxi použitelnou spojku vřetene pohonu a kuželky ventilu pro daný výkonový rozsah pohonů a provozních parametrů průmyslových ventilů, na základě studia dané problematiky a s využitím konzultací s konstrukčním a výrobním oddělení firmy G – Team a. s..

#### 3.2 Historie armatur

První zmínky o vodovodních potrubích se tradují až do dálného starověku. Již v roce 4000 př. n.



Obrázek 3-1 Římské olověné potrubí [13]

l. byly městské domy v Indii vybaveny lázněmi, v Řecku měli rozvody studené vody a v Římě dokonce rozvody teplé vody např. olověnými trubkami (viz. obrázek 3-1).

Dodnes dochované jsou některé římské akvadukty, což byly uměle vytvořené kanály, které vedly vodu do míst, kde chyběla. Mnoho z nich bylo postaveno nad úroveň okolního prostředí, proto připomínaly spíše mosty. Velký rozvoj vodovodních rozvodů nastal kolem roku 2000 př. n. l. kdy v Asýrii vyrobili první vodovod z kamene. Kromě kamene se využívaly i různé jiné materiály v závislosti na přírodních zdrojích. Např. v Číně využívali bambus a v Africe pálenou hlínu.

V době středověku byl vývoj vodovodních potrubí poněkud na sestupu, neboť církve, která tehdy vládla světu, považovala čistotu těla za neslučitelnou se zbožností. Proto bylo vody nedostatek a měla špatnou kvalitu. Za první rozvod v České republice je považován systém dřevěných trubek a nádrží na Václavském a Karlově náměstí v Praze, které byly zkonstruovány a plně

využívány již v 12. století. V mnohem Vyšším počtu se vodovodní trubky začínají objevovat v 16. století. V roce 1660 ve Versailles ve Francii byly zavedeny jedny z prvních litinových tlakových vodovodních trubek.

Díly potrubí, které dnes nejčastěji označujeme jako armatury, se začaly hojně využívat v období průmyslové revoluce v 18. až 19. století. Anglický vynálezce James Watt tehdy umístil do svého parního stroje parní regulátor. Konstrukce prvních parních regulátorů byla šoupátková. Pára, která tlačila na ploché šoupátko, byla regulována jeho jednoduchým posuvem, který odkryl výstupní otvor. Se vzrůstajícím tlakem páry a růstem průtočných průměrů se ovšem značně zvětšilo tření, až do té míry, že šoupátka nebylo možné ovládat. Proto se začala objevovat vylepšení v podobě menších odlehčovacích šoupátek, pístových či ventilových regulátorů a dalších průmyslových armatur, které známe dnes.

### 3.3 Materiály průmyslových armatur

Výběr vhodných materiálů k výrobě průmyslových armatur je mimořádně důležitý pro jejich bezpečnost, spolehlivost a životnost. Z tohoto důvodu jsou materiály armatur a jejich součástí uváděny ve všech prospektech či katalogích a jsou předmětem posuzování při schvalovacích řízeních armatur.

Materiál musí vyhovět zejména pevnostním požadavkům (podle tlaků a teplot pracovních látek) a celé řadě dalších požadavků, jako jsou např. odolnost vůči chemikáliím, svařitelnost, odolnost proti zadírání nebo erozi. Z bezpečnostního hlediska se za rozhodující považuje materiál tělesa a ostatních součástí zatížených tlakem. Jde obvykle o lité nebo kované materiály. Pro ostatní díly armatur jde o materiály tvářené, zejména uhlíkové a legované oceli. Železné materiály jsou charakterizovány mechanickými (pevnostními) hodnotami materiálu, obvykle na mezi pevnosti a mezi kluzu, popř. smluvní mez kluzu u materiálů, kde není zjištělá prodleva při poměrném prodloužení.

Pro výrobu armatur do nižších jmenovitých tlaků a do teplot 200 °C, popř. 250 °C byla velmi rozšířená šedá litina, protože je poměrně levná, dobře se odlévá a opracovává, ale má malou houževnatost a je křehká. Obsahuje obvykle do 3,5 % uhlíku a do 2,5 % křemíku. Její druhy se liší především pevností.

Častěji se pro celou řadu armatur pro uvedené nižší jmenovité tlaky používá litina tvárná, která má větší pevnost, vrubovou houževnatost a lze ji svařet. Po odlití je třeba ji tepelně zpracovat. Ve velké míře se používá ve vodárenském průmyslu, pro armatury do teploty 300 °C.

Technické železo - ocel, obsahuje kromě nejdůležitějšího prvku uhlíku, popř. ještě další prvky, které velmi ovlivňují vlastnosti ocelí. Některé jsou přidávány záměrně, např. chrom, nikl nebo mangan, další jsou škodlivé a do železa se dostávají při jeho výrobě. Jsou to především síra a fosfor. Pokud je množství přidaných prvků větší, jedná se o oceli slitinové nebo legované. Kromě přidaných prvků, ovlivňuje vlastnosti ocelí velmi silně také způsob jejich zpracování, jako jsou tažení, válcování a zejména jejich tepelné zpracování - kalení, popouštění, žihání atd.

Pro zajištění dostatečné odolnosti proti korozi se hojně využívají nerezavějící oceli legované chromem nebo niklem. Chromové oceli obsahují 13 až 16% chromu, jsou magnetické a lze je tepelně zušlechťovat nebo kalit.

Další významnou skupinou nerezavějících ocelí jsou austenitické oceli. Austenitická struktura je u běžných uhlíkových konstrukčních ocelí stabilní jen za vyšších teplot (nejméně 721 °C). Proto jsou nutné vysoké přísady chromu (min. 18%) a niklu (min. 8%), díky nimž se struktura zachová při pokojových i velmi nízkých teplotách. Tato ocel odolává chemickým činidlům ještě lépe než ocel chromová. Je houževnatá a velmi dobře tvárná za tepla i za studena, ale je nekalitelná.

### 3.4 Těsnění

K velmi důležitým aspektům ovlivňujících spolehlivost armatur, patří materiály těsnění.

Jedná se zejména o ucpávková a statická těsnění, popř. těsnění pryžovými O-kroužky. Pro ucpávkové těsnění se oproti minulosti změnila požadavky na těsnost a zejména na jeho materiály, především na použití azbestu, který je hygienicky závadný. Proto byly vyvinuty nové bezazbestové materiály, z nichž nejvýznamnější je grafitový materiál, který se vyrábí speciálními technologiemi z přírodního grafitu. Je vhodný pro vysoké tlaky a teploty, pro páru, plyny, oleje i některé agresivní látky.

Jako základní materiál nebo také nosné materiály pro ucpávky jsou v současnosti používány bavlna, konopí, ramie, sklo, chemické materiály (teflon), aramid a chemicky upravený grafit. Tyto nosné materiály jsou doplňovány impregnačními oleji, tuky, grafitem nebo jejich kombinací. Statická těsnění prošla také řadou změn, a to zejména v použití výchozích materiálů, kde se právě tak, jako u ucpávek upouští od použití azbestu. Nejpoužívanější materiály pro nejvyšší parametry jsou plasty a grafit. Pro nižší teploty se může použít gumové elastomerové těsnění podepřené ocelovými kroužky.

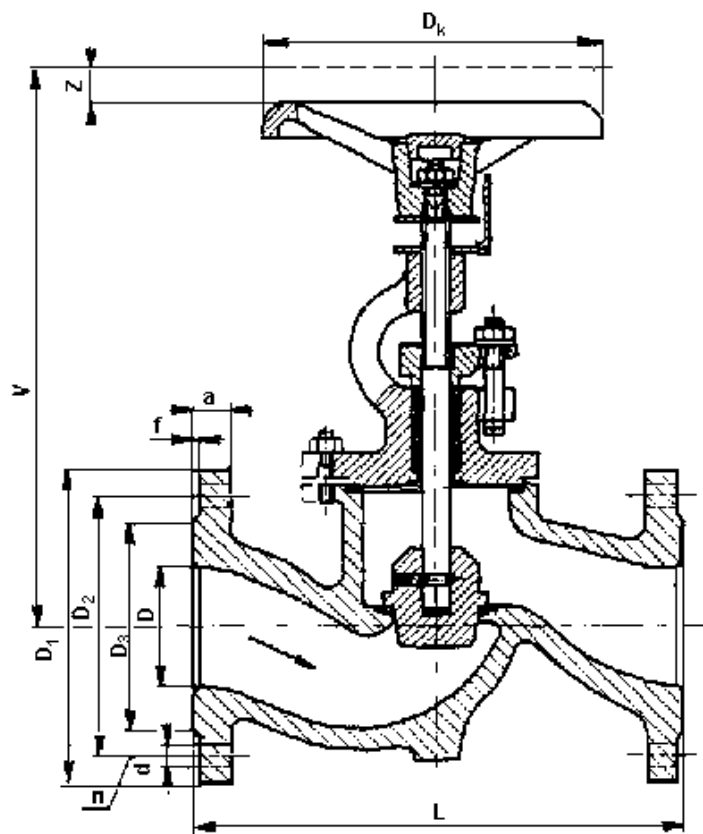
## 4 Rozdělení průmyslových armatur

Průmyslové armatury umožňují provoz, spouštění a odstavování průmyslových celků, rozvodů energie, plynů a vody, zajišťují jejich bezpečnost nebo regulaci a řadu dalších funkcí. Na spolehlivosti armatur je ve velké míře závislá spolehlivost i hospodárnost celého zařízení.

Obecně lze říci, že armatura, je konstrukční prvek potrubí jiný než trubka. Konkrétně jde např. o potrubní spojky, kolena, T-kusy, ventily, kohouty, šoupátka, pojistné ventily, klapky, záslepky apod. Trubky potrubí se zpravidla armaturami spojují nebo zakončují.

Obor průmyslových armatur je značně obsáhlý, protože armatury jsou určeny pro rozdílné funkce a průmyslová odvětví a jsou konstruovány na základě různých fyzikálních principů.

### 4.1 Uzavírací armatury



Obrázek 4-1 Prímý uzavírací ventil [12]

Nejnámějšími zástupci uzavíracích armatur jsou šoupátka a ventily. Jako další se k nim řadí kohouty a pro velké průtoky tzv. Johnsovy ventily nebo také pístové ventily. Mezi nejnovější provedení uzavíracích armatur patří klapky a kulové kohouty.

Nejstarším a také hlavním požadavkem na uzavírací armatury je prosté uzavření, popř. uvolnění - otevření průtoku potrubím nebo výtoku z prostoru. Po uzavření musí být armatura co nejlépe utěsněna, ale protože absolutní těsnost není možná, určují normy obvykle jen dosažitelnou míru netěsnosti, která se prakticky prokazuje při zkouškách armatury. Dalším důležitým požadavkem na uzavírací armatury je co nejmenší ztráta tlaku při otevřené armatuře. Pro určení ztráty tlaku prouděním v armatuře je směrodatný tzv.

ztrátový součinitel, což je bezrozměrné číslo, sloužící k výpočtu konkrétní velikosti ztráty tlaku pro dané provozní tlaky a provozní podmínky (rychlost pracovní látky).

Uzavírací armatury nepracují vždy automaticky. Jejich základní funkci (uzavírání a otevírání) umožňuje buď ruční pohon (ruční kolo nebo páka), nebo pohon elektrický, pneumatický či hydraulický.

#### 4.1.1 Uzavírací ventily

Nejnámějším provedením uzavíracího ventilu je klasická přímá konstrukce (viz. obrázek 4-1). Osa vstupu a výstupu tělesa leží v jedné přímce. Kanál má tzv. proudový tvar, který způsobuje poměrně malé hydraulické odpory. Těleso je odlito z šedé litiny a používá se obvykle do jmenovitého tlaku PN 16 a teploty pracovní látky 300°C, přičemž se přípustné pracovní přetlaky se zvyšující se teplotou snižují. Sedlo z nerezavějící oceli musí být do tělesa pečlivě zaválcováno, aby v provozu nedošlo k jeho uvolnění. U větších jmenovitých tlaků jsou sedla do těles navařená.

Pro ovládání uzavíracího ventilu (tj. jeho uzavření) je třeba vyvodit sílu, danou momentem na ručním kole nebo momentem elektropohonu potřebnou pro překonání sil vzniklých tlakem pracovní látky na kuželku, třením v ucpávce a v závitě vřetene. Průměr ručního kola se musí se zvětšujícím se potřebným momentem zvyšovat.

#### 4.1.2 Šoupátka

Šoupátka se používají i pro největší rozměry potrubí, protože konstrukční princip je k tomu velmi vhodný. Další výhodou jsou malé ztráty tlaku při průtoku šoupátky velkého průměru, což má velký ekonomický význam. Šoupátka mají mnoho provedení lišící se určujícími konstrukčními prvky.

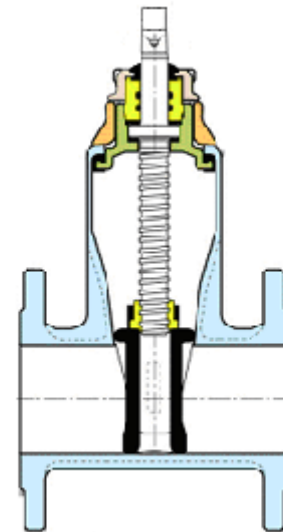
##### Šoupátko s nestoupajícím vřetenem (viz.obrázek 4-2)

má uvnitř klínu umístěnou neotáčivou matici vřetena pro jeho závit. Zároveň musí být v klínu vytvořen prostor, do něhož se vřeteno zasune při otevírání. Výhodou této konstrukce je menší prostorová náročnost, protože se vřeteno nevysouvá z šoupátka, ale podle jeho polohy není patrné, zda je šoupátko otevřené či nikoliv.

Pro šoupátko se stoupajícím vřetenem je nutné zajistit prostor nad šoupátkem, má větší hmotnost, ale lze ho použít i pro nejvyšší parametry pracovní látky a je u něj dobře patrná poloha vlastního uzávěru podle vyčnívajícího vřetena.

Šoupátko s pevným klínem neumožňuje díky velmi tuhému klínu elastické přizpůsobení úhlu těsnících ploch klínu úhlu v tělese šoupátka. Proto musí být při výrobě velký důraz kladen na dodržení stejného úhlu těsnících ploch v tělese i na klínu. Tato provedení se obvykle používají pro nižší pracovní parametry (tlak, teplota), u nichž je menší nebezpečí deformace vlivem prostředí.

Šoupátko s pružným klínem umožňuje určité elastické přizpůsobení vzájemné polohy těsnících ploch klínu těsnícím plochám tělesa vlivem sil vznikajících při zasouvání klínu do tělesa šoupátka. Tuto malou deformaci musí buď umožňovat tvar tělesa a klínu nebo musí být obě desky spojeny pružným elementem, který změnu úhlu těsnících ploch klínu dovolí.

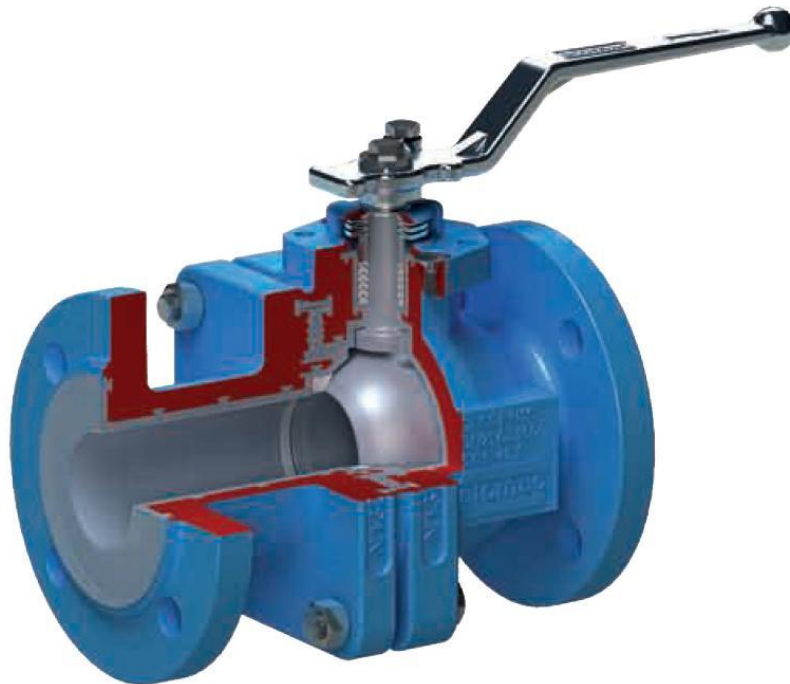


Obrázek 4-2 Šoupátko s nestoupajícím vřetenem [10]

#### 4.1.3 Kohouty a kulové kohouty

**Kohouty** jsou klasické uzavírací armatury, které jsou zároveň jedny z nejstarších. Proto se vyskytuje ve starších provozech a její výroba pomalu odeznívá. Uzavíracím prvkem je obvykle komolý kužel a těsnící plochy jsou vytvořeny materiálem tělesa a kužele, který má otvor pro průtok. Otevření a uzavření armatury nastane otočením kužele o 90°.

V dnešní době je značně rozšířenou uzavírací armaturou moderní **kulový kohout** využívající



Obrázek 4-3 Kulový kohout [5]

princip tzv. plovoucí koule (viz. obrázek 4-3). Jeho konstrukci umožnily dokonalé výrobní postupy výroby přesných koulí a nové těsnící materiály.

Toto provedení dosahuje téměř zanedbatelných hydraulických ztrát, protože jeho vlastní uzavírací orgán je koule, která má válcový otvor pro průtok stejného průměru jako vstup do kohoutu, takže tvoří přímý průtočný kanál. Jedná se o

nejpříznivější průtočný kanál všech uzavíracích armatur. Uzavření nebo otevření nastane opět po otočení o 90°.

#### 4.1.4 Uzavírací klapky

Klapka (viz. obrázek 4-4) je v některých odvětvích značně prosazovaná uzavírací armatura, protože její princip je jednoduchý, má malou stavební délku, hmotnost a hydraulické odpory. Průtok se ovládá otočením kruhové desky (talíře) kolem osy, která může mít vůči rovině talíře různou polohu. Funkce probíhá, podobně jako u kohoutů, otočením talíře kolem osy o 90°.

Největším problémem u uzavíracích klapek jsou těsnící plochy. Proto je obvykle vnitřní povrch tělesa překryt pružnou manžetou fixovanou v drážkách na obvodu tělesa.

Ovládání (uzavírání) klapek zajišťují páky, převody, elektropohony, pneumatické nebo hydraulické pohony.

Uzavírací klapky jsou hojně využívány pro své dobré hydraulické vlastnosti, které jsou charakterizovány malými ztrátovými součiniteli. Další důležitou vlastností je poměrně výhodná regulační charakteristika, proto se někdy používají pro méně náročné regulační účely.



Obrázek 4-4 Uzavírací klapka [2]



## 4.2 Zpětné armatury

Hlavním účelem zpětných armatur je umožnit průtok pracovní látky v požadovaném směru, ale zabránit průtoku ve směru opačném. Zároveň tato funkce musí být automatická a spolehlivá, proto by měla být konstrukce co nejjednodušší. Během normálního provozu by měly být zpětné armatury zcela otevřené, s co možná nejmenším průtokovým odporem.

### 4.2.1 Zpětné ventily

Konstrukce zpětných ventilů je jednoduchá. Kuželka uzavře průtok při zastavení proudění vlastní hmotností. Těleso ventilu může být stejné, jako u odpovídajícího uzavíracího ventilu, ovšem vstup do ventilu musí být vždy pod kuželkou. U těchto zpětných ventilů se nezaručuje těsnost, protože těsnicí síla v obráceném směru je nejasně závislá na velikosti tlaku nad kuželkou, proto by se měl při požadavku těsnosti zařadit do série uzavírací ventil.

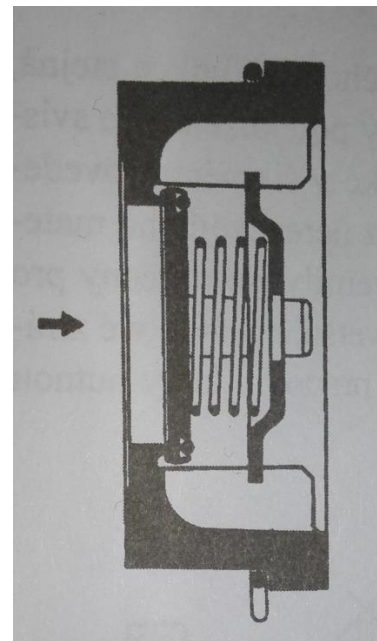
Zpětné ventily se vyrábějí v přímém, šikmém či svislém provedení. Pro podporu zavírání mohou být ventily opatřeny kuželkou zatíženou pružinou, která rovněž eliminuje tření ve vedení kuželky.

### 4.2.2 Axiální zpětné armatury

U těchto dalších rozšířených armatur se závěr (talíř nebo kuželka) pohybuje ve směru osy potrubí. Většinou je pohyb uzávěru podporován pružinou ve směru uzavírání. Nejběžnějším typem je patrně axiální desková zpětná klapka (viz. obrázek 4-5), u něhož je uzavíracím komponentem kruhová deska zatížená pružinou. Provedení je obvykle mezipřírubové, tj. zpětný ventil se upíná mezi dvě příruby potrubí. Má tedy krátkou stavební délku, a protože je kuželka relativně lehká a je zatížena pružinou, může být axiální ventil použit i ve svislé poloze.

### 4.2.3 Zpětné klapky

Hlavní součástí zpětných klapek je stejně jako u uzavíracích klapek talíř, ve většině případů opatřený kovovým sedlem, ale pro některé pracovní podmínky i měkkým těsněním, které dosedá na sedlo buď kolmé, nebo šikmé vůči směru proudu. U klasické konstrukce je talíř pohyblivě uložen na páce s malým stupněm volnosti, aby se mohlo sedlo talíře dobře přizpůsobit rovině sedla v tělese. Čep otočné páky je umístěn mimo proud pracovní látky. Průběh uzavírání je u klapek nepříznivější než u ventilových provedení, protože talíř v otevřené poloze je položen téměř tečně k proudu pracovní látky a proto se pro uzavření talíře klapky uplatňuje hlavně mechanický moment tíhy talíře.



Obrázek 4-5 Axiální desková zpětná klapka [9]

## 4.3 Odvaděče kondenzátu

Odvaděče kondenzátu jsou automaticky pracující armatury, někdy označované jako regulátory. Hlavním požadavkem na odvaděč kondenzátu je odvádění kondenzátu z parního prostoru (parního potrubí nebo tepelného zařízení), který je tvořen odvodem tepla z páry ať již tepelnými ztrátami v potrubí, nebo tím, že teplo je předáno v technologickém zařízení k ohřevu. Kondenzát je třeba z parního potrubí odstranit, protože v potrubí zapříčiňuje rázy, zabraňuje průtoku páry a v technologickém zařízení snižuje jeho výkonnost. Další důležité požadavky jsou automatické odvzdušnění a necitlivost na nečistoty v kondenzátu.

#### 4.3.1 Plovákové odvaděče kondenzátu

Nejběžnějším typem plovákových odvaděčů kondenzátu je odvaděč s uzavřeným kulovým plovákem pracující na jednoduchém principu vztlakové síly, který lze vidět na obrázku 4-6.



Obrázek 4-6 Plovákový odvaděč kondenzátu [6]

Přitéká-li do odvaděče více kondenzátu než odtéká, zvyšuje se hladina kondenzátu, ponor plováku a tedy i vztlaková síla, která zvedne plovák připojený pákovým mechanismem k ventilu.

#### 4.3.2 Termické odvaděče kondenzátu

Tyto odvaděče kondenzátu využívají teplotní vlastnosti vody v blízkosti teploty na mezi sytosti. Odvádějí podchlazený kondenzát, tj. kondenzát o teplotě nižší, než je příslušná teplota na mezi sytosti při daném tlaku. Nejvíce rozšířený typ termického odvaděče je **bimetalový odvaděč kondenzátu**. Využívá vlastnosti bimetalových elementů, které se při ohřátí zdeformují a

zatlačí na kuželku která uzavře odvaděč.

Další skupinou pracujícím na termickém principu jsou **kapslové odvaděče kondenzátu**. Řídicím komponentem je kapsle (jakýsi termostat), který je naplněn vhodnou těkavou kapalinou. Při nízké teplotě je v kapalném stavu, kapsle je proto plochá a umožňuje výtok kondenzátu. Přitéká-li do odvaděče horký kondenzát, ohřeje kapsli a řídicí kapalinu v ní, která se odpaří, v prostoru se zvýší tlak, membrána se prohne a tím uzavře výtok z odvaděče.

#### 4.4 Pojistné ventily

**Pojistné ventily** jsou speciální skupinou armatur. Pracují automaticky a jejich funkce je především bezpečnostní. Fungují jako poslední pojistka proti destrukci tlakového zařízení výbuchem. Při ohrožení armatury nedovoleným zvýšením tlaku, ať již z jakýchkoliv důvodů, musí pojistné ventily odpustit část pracovní látky ze zařízení, čímž se tlak sníží. Po snížení tlaku na přípustnou hodnotu by se měl ventil uzavřít, protože další únik by znamenal ztráty. Pro zamezení ztrát při normálním provozu zařízení musí být pojistný ventil těsný.

Pro správnou funkci pojistných ventilů jsou předepsány některé hlavní funkční veličiny, a to tlak, při němž musí pojistný ventil začít reagovat, tj. tlak na začátku otevírání, povolené zvýšení tlaku nutné pro plné otevření a tlak, při němž se musí pojistný ventil opět uzavřít. To jsou pouze hlavní veličiny, které mají k pojišťovacímu zařízení nejbližší vztah, ale existuje ještě řada dalších.

Pojistné ventily musejí být pro svou funkci velmi spolehlivé a pokud možno jednoduché. Podmínky pro jejich správné fungování ovšem zdaleka jednoduché nejsou. Pro omezení rizika při používání pojistných ventilů s přihlédnutím k vývozu a dovozu pojistných ventilů byla vydána mezinárodní norma ISO, která obsahuje požadavky na pojistné ventily.

Jedním z nejpoužívanějších druhů pojistných ventilů jsou **přímočinné pojistné ventily**. Jejich celková funkce závisí pouze na vzájemné rovnováze vnitřních sil, tj. sil, jimiž působí tlak

pracovní látky na kuželku, a sil vnějších, působících v opačném směru, např. závaží, které vyvozuje stejnou sílu během celého zdvihu, nebo pružiny, jejíž síla se během zdvihu zvětšuje. Funkce přímočinných pojistných ventilů nezávisí na cizí energii, což je jeden z důvodů jejich spolehlivosti a přiměřené náročnosti na údržbu a opravy.

V současné době výrobci nabízí celou řadu provedení pojistných ventilů. Jsou to např.: pojistné ventily s přidavným zařízením, impulsní pojistné ventily, závažové pojistné ventily, pružinové pojistné ventily, otevřené a uzavřené pojistné ventily, plynotěsné pojistné ventily, vlnovcové pojistné ventily a další.

Další možnost jak pojistit tlaková zařízení je použít **pojistné membrány**. Jejich funkce je obdobná jako u pojistných ventilů, tj. vypustit určité množství pracovní látky při překročení přípustného tlaku, avšak přitom se membrána roztrhne, takže po poklesu tlaku neuzavře pojištěné zařízení a musí se vzápětí vyměnit. Na rozdíl od většiny ventilů ale zajišťuje před protržením absolutní těsnost. Pokud je nutné zajistit dokonalou těsnost během normálního provozu, používají se někdy pojistné membrány sériově zařazené před pojistným ventilem. Při nedovoleném zvýšení tlaku se nejprve roztrhne membrána a pak se otevře pojistný ventil, po poklesu tlaku pojistný ventil zařízení uzavře, ale absolutní těsnost je obnovena až po výměně membrány.



Obrázek 4-7 Regulační ventil [7]

mohou být řízené, tj. určeny pro přestavování pohonem a regulátorem polohy, nebo dalšími řídicími členy.

#### 4.5 Regulační ventily

Regulační ventily mají za úkol regulovat průtok pracovní látky změnou velikosti průtokové plochy v průtočném kanálu ventilu během zdvihu, a tím změnu hydraulických odporů. Příklad regulačního ventilu lze vidět na obrázku 4-7. Na rozdíl od uzavíracích ventilů, jejichž hlavním požadavkem je uzavření průtoku a dostatečná těsnost uzavřeného ventilu na jedné straně a na druhé straně je požadavek na malé ztráty tlaku při plném otevření, požadavky na vlastnosti regulačních ventilů jsou téměř obrácené. Trvalý provoz uzavíracích ventilů v krajních polohách (otevřeno - uzavřeno) se nepředpokládá. Regulační ventily se provozují v mezipolohách v rozsahu zdvihu kuželky, přičemž se těsnost při nulovém zdvihu nepožaduje ani nepředpokládá. Průtok regulačním ventilem závisí na změně průtočné plochy v nejužším místě nebo změně tlakového spádu (rozdíl tlaků) před ventilem a za ním.

Regulační ventily v nejjednodušším provedení mohou být ruční, tj. regulace se uskutečňuje ručním kolem nebo pákou na armatuře a poloha regulačního orgánu se nastavuje podle pozorování měřícího přístroje, např. tlakoměru. Regulační ventily však mohou být vybaveny vlastní regulací, tj. čidlem a silovým zařízením pro přestavování kuželky, nebo

#### 4.5.1 Přímochinné regulační a redukční ventily

Regulační ventily podle současného stavu zahrnují všechny ventily, které regulují kteroukoliv veličinu týkající se průtoku pracovní látky. Regulace se uskutečňuje změnou průtokové plochy regulačního ventilu v závislosti na zdvihu, jehož nastavení na potřebnou hodnotu zajišťuje pohon. Regulační ventily mohou vykonávat různé regulační funkce, např. funkci regulátoru výstupního tlaku (redukční ventil), vstupního tlaku, regulaci tlakové difference, teploty, popř. dalších, ale musejí být opatřeny pohonem a řízením. Vyskytují se také regulační ventily, u nichž je pohon a řídicí zařízení součástí ventilu. Jedná se především o redukční ventily, které udržují tlak za ventilem na konstantní velikosti a dále regulátory diferenčního tlaku nebo regulátory teploty. Jsou to tzv. přímochinné regulátory, a také se řadí do skupiny regulačních ventilů. Používají se pro méně náročné regulační účely a jejich cena je obvykle výhodnější.

#### 4.5.2 Nepřímochinné regulační ventily

Skupina nepřímochinných (řízených) regulačních ventilů se používá pro řešení nejrůznějších regulačních úkolů. Jejich hydraulické vlastnosti jsou určovány podobně jako u přímochinných regulačních ventilů, ale přestavování vlastního regulačního orgánu neprobíhá automaticky, nýbrž pomocí pohonu. Druhy pohonů, jejich provedení a doplňková zařízení jsou velmi rozmanitá. Vlastní regulační prvky mají různé základní tvary, jde např. o tvarovanou kuželku (provedení jednodužkové, popř. s dvojitou kuželkou), válcovou kuželku s výřezy, válcovou kuželku se soustavou otvorů nebo v případě vysokých tlakových spádů víceúrovňový škrtkací systém.

Nejrozšířenější provedení regulačních ventilů je **jednoduchý regulační ventil s válcovou kuželkou**, určený zejména pro topenářství, energetiku a chemický průmysl. Kuželka je vedena po celou dráhu zdvihu v sedle. Ve válcovém plášti kuželky jsou provedeny otvory, které se se zdvihem postupně otevírají pro průtok. Tvar, počet a rozmístění těchto otvorů určuje typ charakteristiky regulačního ventilu. Průtočná charakteristika vyjádření závislosti průtoku na zdvihu kuželky. Může mít různý tvar a podle toho je definována jako lineární, rovnoprocentní, parabolická popř. jiná. Pro tento typ regulačního ventilu bude realizován návrh konstrukce spojky.

Další možné provedení je s **děrovanou kuželkou**, jejíž detail lze vidět na obrázku 4-8. Směr



proudu u děrované kuželky je z vnějšího obvodu pláště dovnitř prostoru kuželky, takže jednotlivé dílčí proudy v otvorech se uvnitř kuželky střetávají a kinetická energie vzniklá v otvorech se navzájem maří. Použití děrované kuželky se používá pro regulaci s vyššími tlakovými spády a pro omezení hlučnosti při průtoku.

Obrázek 4-8 Detail děrované kuželky [1]

## 4.6 Pohony regulačních ventilů

### 4.6.1 Elektromechanické pohony

Nejrozšířenějším druhem pohonů jak pro regulační, tak pro uzavírací armatury jsou elektropohony. Jejich základním prvkem jsou jednofázové, třífázové nebo také stejnosměrné elektromotory.

Nezbytnou součástí elektropohonů jsou převodovky, které redukuje otáčky elektromotoru na potřebnou hodnotu a případně převádějí rotační pohyb na pohyb přímý. U některých provedení zůstává pohyb rotační, který se dále převádí na pohyb přímý pohybovým závitem. Tento způsob je výhodný tím, že lze získat výsledný přímý pohyb táhla (vřetena ventilu) o téměř neomezené délce. Čtvrtotáčkové pohony jsou určeny pro armatury, které pro svou funkci vyžadují otočení pouze o 90°, např. kulové kohouty.

Elektropohony jsou poměrně složitá a proto také nákladná zařízení. Další nevýhodou elektropohonů je jejich neschopnost pracovat bez úprav ve výbušném prostředí.

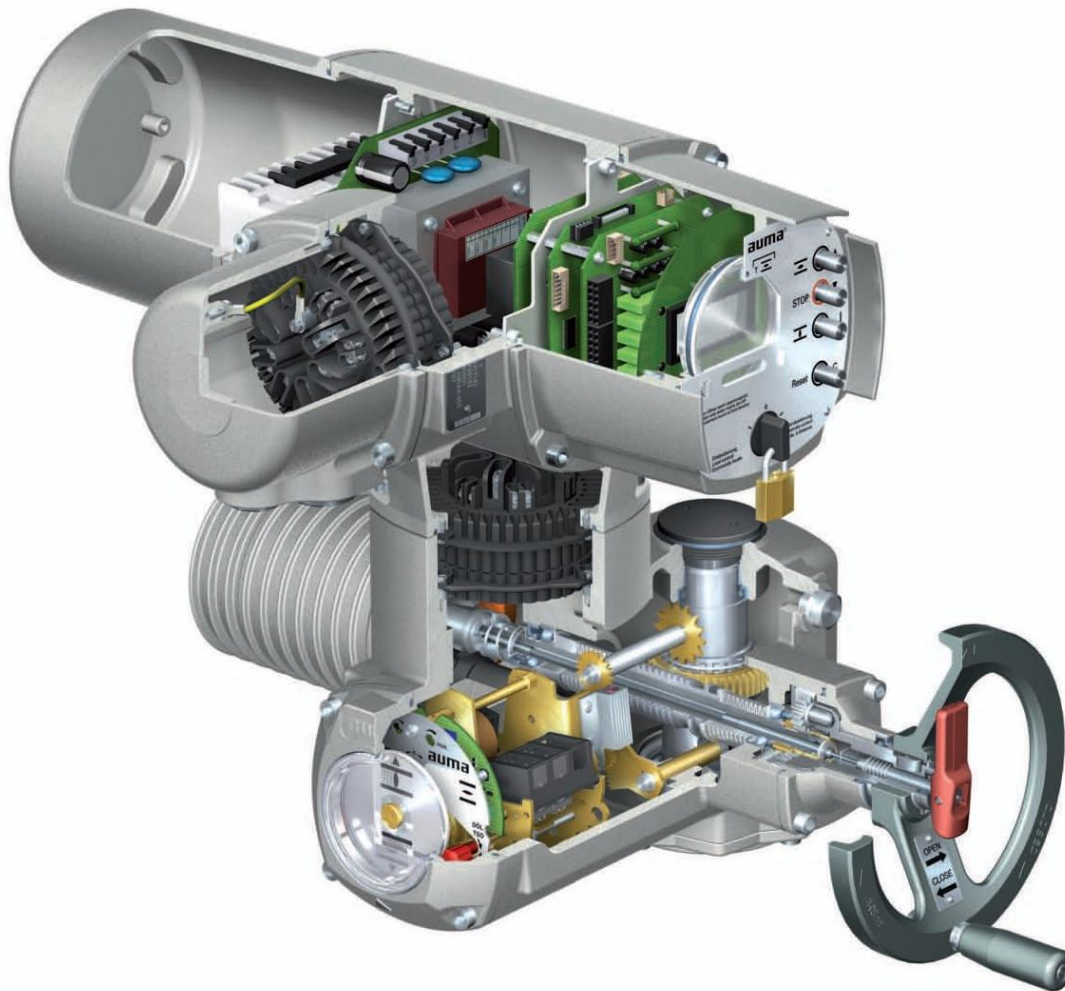
Elektropohony jsou vybaveny doplňkovými zařízeními, které zajišťují jejich funkci, (zejména polohovými nebo momentovými spínači, které musejí být u každé armatury seřízené podle

daných pracovních podmínek a polohovými vysílači). Pro případ výpadku elektrického proudu bývají vybaveny nouzovým ručním ovládním či přidavnou mechanickou pružinou pro sjetí do (bezpečné) koncové polohy.

Vzhledem k poměrně široké nabídce výrobců různých typů elektropohonů je způsob připojení k armaturám popsán normou EN ISO 5210. Na obrázku 4-9 a obrázku 4-10 jsou uvedeny příklady elektrického pohonu ve výbavě s polohovými, momentovými a signalizačními spínači, ukazatelem polohy i elektronickým regulátorem polohy jaké používá pro své ventily i výrobce G-Team a. s.



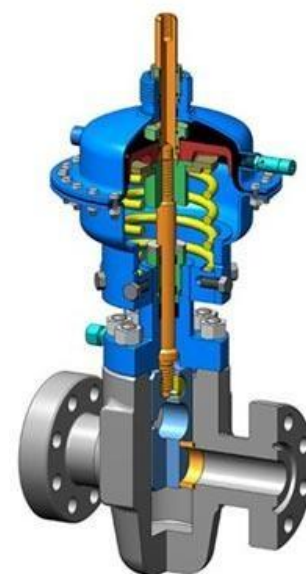
Obrázek 4-9 Elektrický pohon AUMA [11]



Obrázek 4-10 Elektrický pohon AUMA v řezu [11]

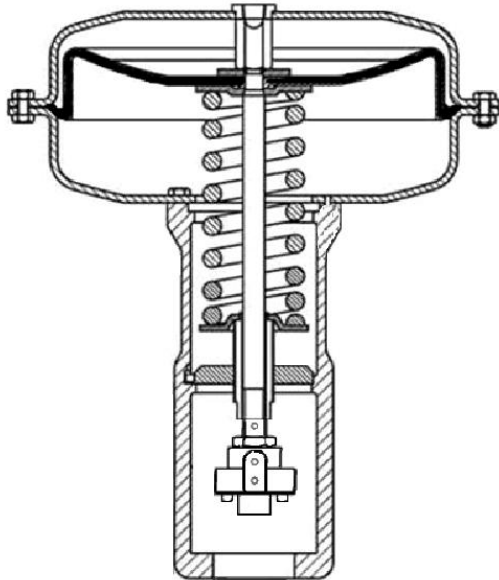
#### 4.6.2 Pneumatické pohony

Pneumatické pohony (viz. obrázek 4-11 a obrázek 4-12) jsou poháněny vzduchem, proto jsou poměrně jednoduché, levné a svými vlastnostmi značně odlišné od vlastností elektropohonů. Elektropohon bývá občas označován jako tvrdý zdroj pohybu regulačního orgánu, což znamená, že po zapnutí proudu okamžitě začne pracovat a není závislý na silách působících na armaturu, např. na silách, které vyvozuje tlak pracovní látky na kuželku nebo pasivních odporech. U pneumatických pohonů je situace jiná, protože síla potřebná pro přestavení regulačního orgánu vzniká zatěžováním pružné membrány pneumatickým polštářem. Síla kterou může pohon disponovat je závislá na technických parametrech membrány (pevnostní vlastnosti atd.). Síla je dále omezena maximálním tlakem, který bývá do 0,6 MPa. Kromě toho síla, kterou vyvozuje pneupohon, není k dispozici ihned po impulsu, ale narůstá postupně s plněním prostoru nad membránou, takže přestavení regulačního orgánu nastává s určitou prodlevou od impulsu. Pohyb regulačního orgánu nastává až po vyrovnání, popř. zvýšení síly pohonu nad síly, které brání pohybu, tj. zejména



Obrázek 4-11 připojení pneumatického pohonu k ventilu [8]

hydraulické síly proudící pracovní látky, zatěžující regulační orgány a síly pasivních odporů. Pasivní odpory za pohybu jsou menší než za klidu, proto mají pneupohony sklon k překmitnutí na žádoucí polohu polohu regulačního signálu. Toto chování pneupohonu upravuje tzv. pozicionér, který zajišťuje řízením tlaku ovládacího vzduchu, aby regulační orgán zaujal správnou polohu.



Obrázek 4-12 Pneumatický pohon [8]

Nejčastěji používané konstrukční provedení pneupohonů je **konstrukce s vratnými pružinami**, která využívá sadu pružin uložených v horní části pístu. Při výpadku ovládacího vzduchu se tedy táhlo maximálně vysune a podle konstrukce ventilu ho uzavře nebo otevře, což je zároveň havarijní funkce při výpadku vzduchu. Další provedení může být např. **dvoučinný membránový** pohon, kde nejsou použity pro jeden pohyb pružiny, ale dvě membrány obrácené tlakovou stranou proti sobě.

Výhoda pneumatických pohonů spočívá v jejich nevybušnosti. Jsou proto vhodné pro regulační účely a mohou trvale bez problémů pracovat bez nutnosti zvláštních provedení pro trvalé ovládání, jako je tomu u elektropohonů.

#### 4.6.3 Hydropohony

Hydropohony mají poněkud odlišné vlastnosti než pneumatické pohony. Mohou být označeny za tvrdý zdroj ovládání, neboť s ohledem na malou stlačitelnost kapaliny se tlak šíří téměř okamžitě. Hydropohony se obvykle vyrábějí jako pístové, jednočinné nebo dvoučinné. Jako pracovní medium se používají obvykle oleje, které však nejsou z ekologického hlediska nezávadné a je nutné s nimi zacházet opatrně. V posledních letech se ale použití hydraulických pohonů zdá být poněkud na sestupu.

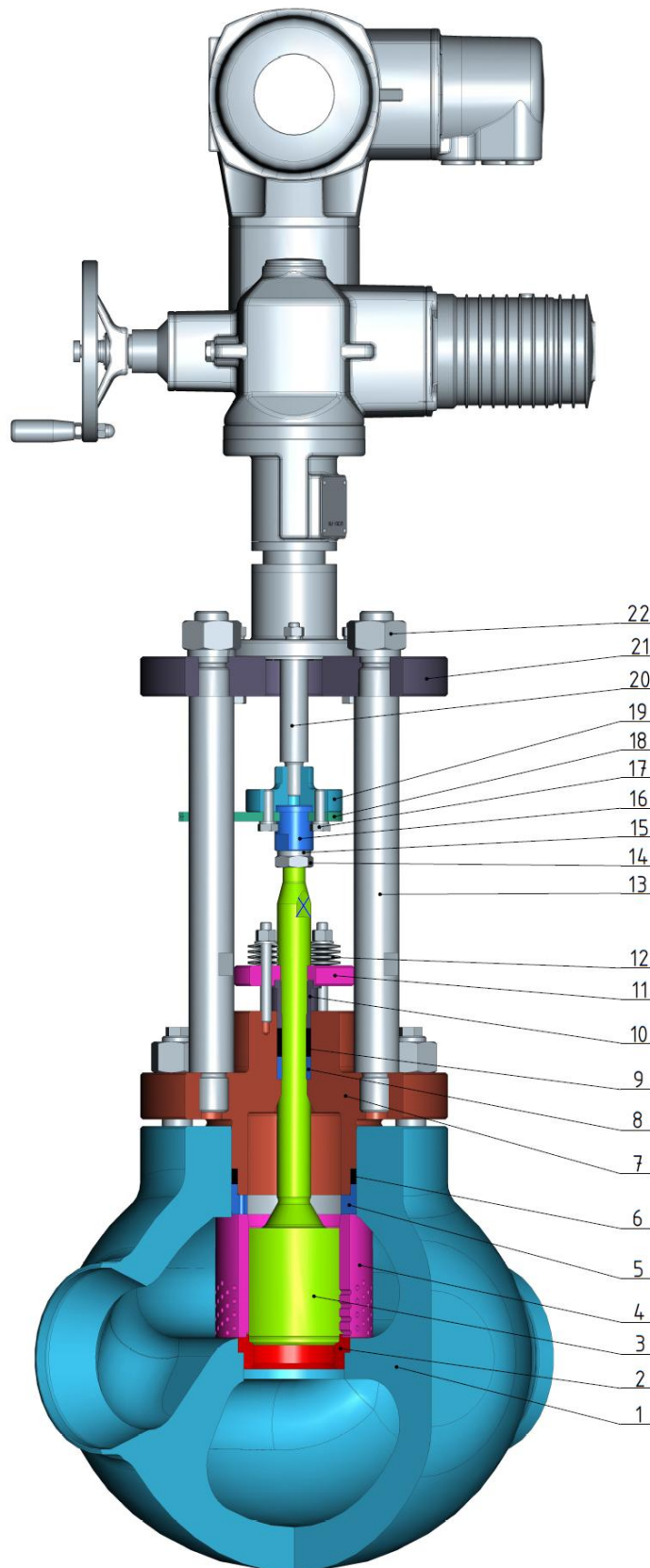
#### 4.6.4 Elektrohydraulické pohony

Elektrohydraulické pohony mají dobré vlastnosti hydropohonů a jsou výhodné především v tom, že ve své vlastní konstrukci obsahují miniagregát pro přípravu tlakové hydraulické pracovní látky včetně jejího zásobníku. Hlavní součástí pohonu je čerpadlo, které přečerpává olej do válce, zatěžuje píst a stlačuje vratnou pružinu. Při zpětném pohybu přepouští ventil olej zpět do zásobníku. Pohon může mít funkci přímou, kdy pružina uzavírá ventil, nebo obrácenou (nepřímou), kdy pružina ventil otevírá, což je podmínka pro případnou havarijní funkci zařízení.

## 5 Návrh spojky

Aby bylo možné správně navrhnout konstrukci spojky, je nutné nejprve definovat hlavní součásti regulačního ventilu a jejich funkci a vymežit konstrukční uzel spojky v rámci funkčního celku ventilu. Za účelem získání vstupních dat jsou použity nepřímé regulační ventily s válcovou kuželkou a radiálně děrovaným redukčním pouzdem. Poháněny budou servopohony AUMA typ SAR s lineární jednotkou.

## 5.1 Popis částí regulačního ventilu



Na obrázku 5-1 je vyobrazen model regulačního ventilu v řezu. Pro jednoduchost popisu jsou pozice přiděleny pouze hlavním dílům sestavy. Základním stavebním prvkem ventilu je těleso (pozice 1). K tělesu je připojeno vstupní a výstupní potrubí a jeho vnitřním kanálem proudí pracovní látka. Ve střední části tělesa se nachází sedlo s těsněním (pozice 2). Na sedlo dosedá těsnicí plocha kuželky (pozice 3) v poloze zavřeno. Dosedací (těsnicí) plochy sedla a kuželky jsou obvykle kuželovitého tvaru a za účelem zvýšení odolnosti proti opotřebení jsou upraveny nitridací nebo náborem z tvrdokovu. Specifickou součástí pro regulační ventil tohoto typu je redukční pouzdro (pozice 4). Jedná se o válcovou součást, ve které je vedena kuželka. Po obvodu redukčního pouzdra jsou vyvrtány díry, jejichž odkrýváním kuželka ventilu umožňuje požadované proudění pracovní látky skrz ventil. Rozložení hustoty děrování redukčního pouzdra po výšce zdvihu určuje průtočnou charakteristiku ventilu. Redukční pouzdro může být podle specifických požadavků na průtok sestaveno do radiální víceúrovňové dýzy přesným složením několika vzájemně přesazených pouzder. Polohu pouzdra zajišťuje tvarové spojení se sedlem (pozice 2). Redukční pouzdro je do sedla dotlačováno prostřednictvím

Obrázek 5-1 Regulační ventil s pozicemi hlavních dílů v řezu

přítlačné desky (pozice 5) víkem ventilu (pozice 7), které je matic přišroubováno k tělesu ventilu. Mezi víkem ventilu a přítlačnou deskou je stlačeno



grafitové těsnění (pozice 6) zabraňující úniku média z ventilu. Na pozici 8 se nachází vodící pouzdro, které zajišťuje vedení kuželky v axiálním směru. Sériově řazená ucpávková těsnění vřetene kuželky (pozice 9), musí vedle zabránění úniku pracovní látky do okolí, rovněž umožnit kuželce posuv v axiálním směru bez enormního nárůstu třecích sil. Stlačení ucpávek na požadovanou hodnotu zajišťuje dotlačovací pouzdro (pozice 10), prostřednictvím přítlačné desky (pozice 11), která je připojena k víku ventilu pomocí závrtných šroubů a matic. Pod podložku matic je umístěna série talířových pružin (pozice 12), které vyvažují teplotní dilatace předepnutého spoje a výkyvy tlaku pracovního média během provozu. Stojan ventilu je připojen k víku ventilu. V tomto případě je stojan tvořen závrtnými sloupky a horní přírubou stojanu (pozice 13, 21), které jsou v horní části spojeny maticí s podložkou (pozice 22). Na pozici 20 se nachází vřeteno pohonu volně přecházející do pohonu ventilu (model pohonu je uveden pouze pro ilustraci). Pohon je připojen do horní příruby stojanu pomocí šroubového spojení dle normy EN ISO 5210. Pozice 14-19 vymezují konstrukční uzel spojky kuželky (pozice 3) a vřetene pohonu (pozice 20) daného ventilu. V tomto případě se jedná o pevnou spojku tvořenou horním a dolním dílem spojky (pozice 16 a 19), deskou ukazatele polohy (pozice 18), spojovacího šroubu s podložkou (pozice 17) a pojistnými maticemi s podložkou (pozice 14,15). Konstrukce a princip spojky bude detailněji popsána v následujících kapitolách.

## 5.2 Definice technických požadavků spojky

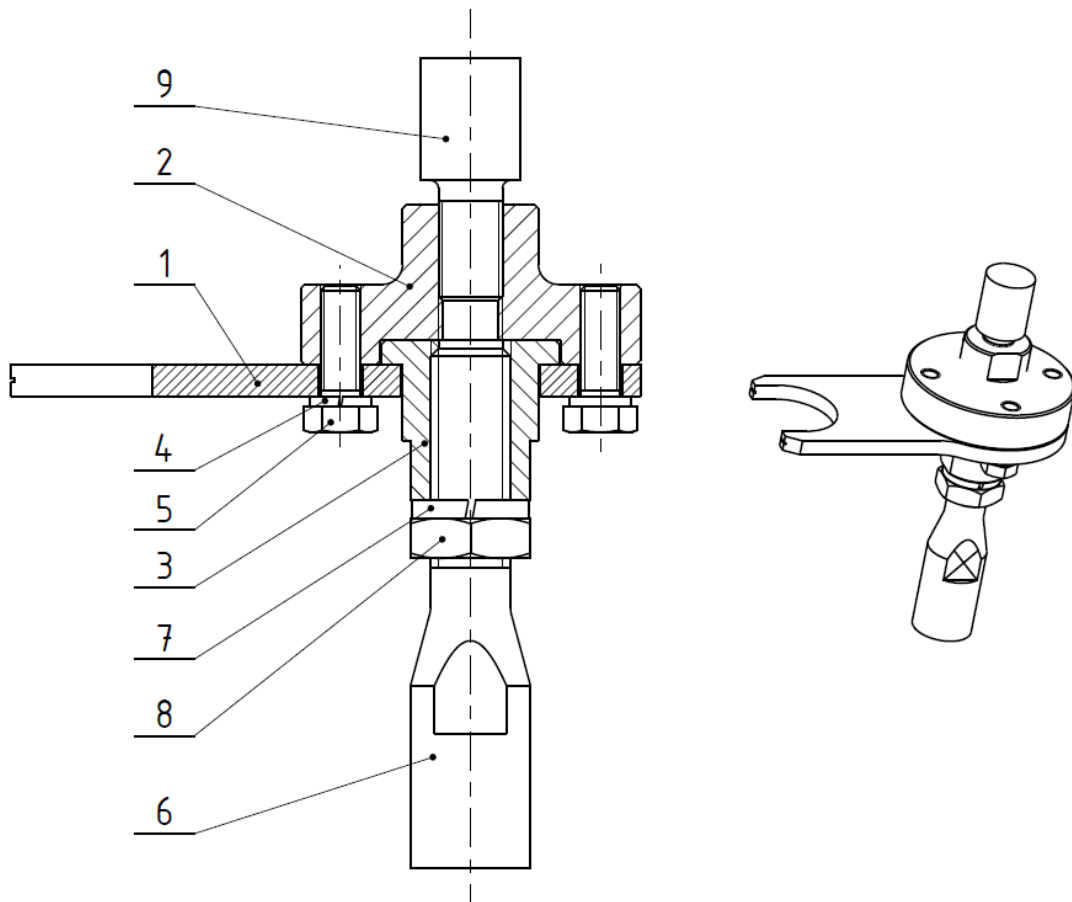
Hlavní technické požadavky na spojku vřetene kuželky a pohonu jsou následující:

- **Přenos axiální síly.** Jak již bylo nastíněno v předchozí kapitole, hlavní funkce spojky je přenos maximální axiální síly, kterou vyvodí pohon daného výkonu v obou směrech. (Výkon pohonu musí být navržen dostatečný pro všechny provozní režimy regulačního ventilu).
- **Rozebiratelnost.** Rozebiratelnost spojky je důležitou podmínkou pro možnost provádění revizí a oprav pohonu i vlastní armatury během technologických odstávek.
- **Stavební rozměry.** Důležitým parametrem jsou také stavební rozměry spojky, které musí umožnit snadnou **montáž/demontáž** spojky uvnitř stojanu ventilu.
- **Ukazatel polohy.** Dalším důležitým prvkem je přítomnost, popř. způsob provedení ukazatele polohy, který na stupnici názorně vyznačuje aktuální polohu zdvihu kuželky ventilu (tedy i zhruba stav průtoku ventilem).
- **Řešení konstrukce.** Složitost a konstrukční vhodnost způsobu připojení a přenosu silových účinků spojovaných částí.
- **Zajištění součástí proti vytočení ze závitu.** V případě připojení vřetene či kuželky závitem je třeba tyto díly zajistit proti možnému otočení.
- **Náročnost výroby/cena.** Jeden z nejdůležitějších požadavků z hlediska současné praxe je náročnost výroby jednotlivých dílů, se kterou úzce souvisí výrobní náklady.
- **Vyrovnání malé nesouososti.** Absence možnosti vyrovnání minimální nesouososti vřetene ventilu a kuželky má v případě nedokonalé výroby za následek zbytečné nestejně namáhání ucpávek vřetene ventilu. (Tento bod bude detailněji rozvinut při hodnocení variant spojky.)

## 5.3 Stávající konstrukce spojek

V této kapitole je popsáno několik konstrukčních provedení spojky vřetene kuželky a pohonu používaných výrobcem regulačních ventilů v současné době z pohledu funkce, stavby konstrukce a plnění ostatních technických požadavků představených v kapitole 5.2.

### 5.3.1 Konstrukční provedení č. 1

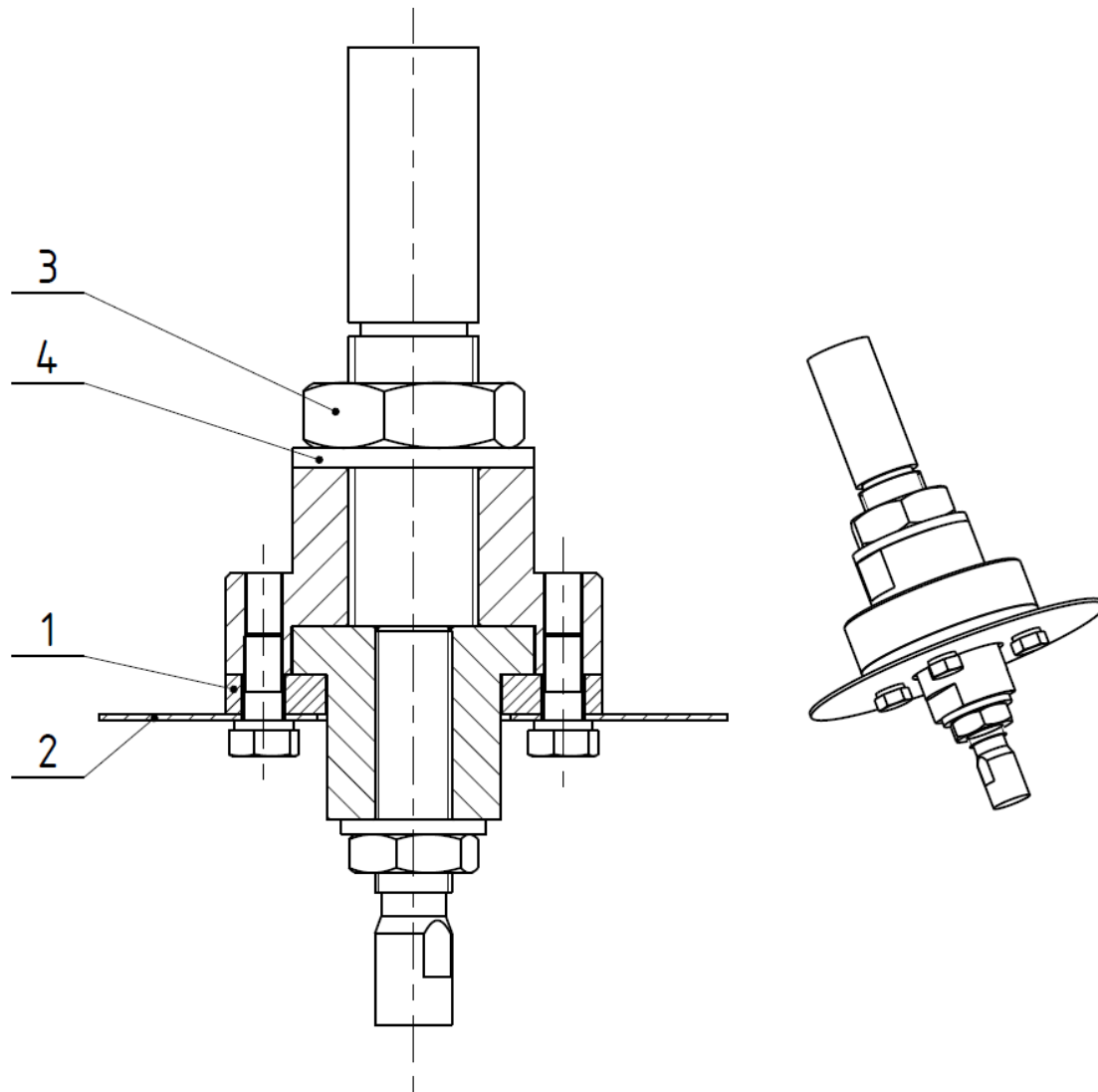


Obrázek 5-2 Provedení spojky č. 1 - řez sestavou

Na obrázku 5-2 vidíme konstrukci spojky, jejíž princip je patrný z řezu sestavou. Kuželka ventilu (pozice 6) je zašroubována do dolního dílu spojky (pozice 3) a zajištěna proti otočení maticí (pozice 8) s pružnou podložkou (pozice 7). Vřeteno pohonu (pozice 9) je zašroubováno do horního dílu spojky. Dolní díl spojky je svým tvarem středěn do horního dílu spojky a zespodu je přitlačován deskou ukazatele polohy (pozice 1), která je pevně spojena s horním dílem spojky pomocí spojovacích šroubů (pozice 5) opatřenými pružnými podložkami (pozice 4).

Přenos axiální síly je u tohoto typu konstrukce zprostředkován pomocí závitů vřetene, kuželky a spojovacích šroubů. Spojka je snadno rozebíratelná. Stavební rozměry jsou vzhledem ke stojanu velmi příznivé, což umožňuje snadnou manipulaci a montáž. Ukazatel polohy je v tomto případě integrován jednoduše jako součást přitlačné desky. Zároveň má dostatečnou tloušťku, takže nemůže dojít k jeho případnému ohnutí. Funkční díly spojky jsou v případě této konstrukce spojeny pomocí šroubů, což oproti tvarovému spojení poněkud snižuje maximální axiální sílu, kterou je spojka schopna přenést. Závit kuželky je proti vytočení zajištěn maticí a pružnou podložkou. Zajištění proti otočení vřetene ventilu v tomto případě chybí. Spojka je díky jednoduchému tvaru jednotlivých dílů snadno vyrobitelná a tedy levná..

### 5.3.2 Konstrukční provedení č. 2

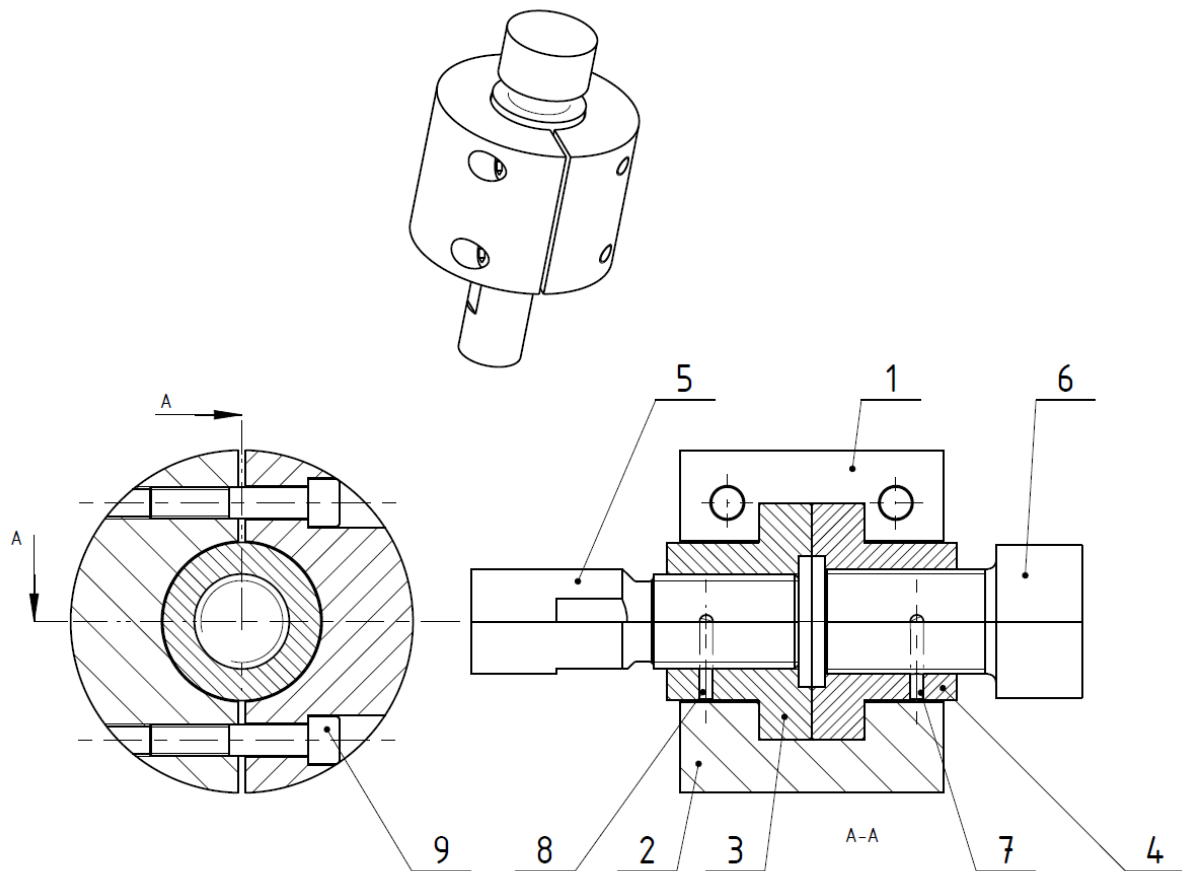


Obrázek 5-3 Provedení spojky č. 2 - řez sestavou

Na obrázku 5-3 vidíme další provedení konstrukce spojky. Protože je tento typ pouze určitou modifikací provedení č. 1, byly pro jednoduchost popisu pozice přiřazeny pouze dílům, které se liší od konstrukce popsané v kapitole 5.3.1. Hlavní rozdíl spočívá v řešení ukazatele polohy (pozice 2), který je zde realizován pomocí plechu přišroubovaného k přítlačné desce spojky (pozice 1). Další rozdíl je v zajištění proti otočení vřetene pohonu přidáním matice (pozice 3) a pružné podložky (pozice 4).

Princip spojky i řešení téměř všech technických požadavků jsou zde realizovány stejně jako v předchozím provedení. Zlepšení konstrukce přináší zařazení pojistky proti vytočení závitu vřetene pohonu. V tomto případě stejně jako u kuželky pomocí matice a pružné podložky. Nahrazením tvarového výpalku desky ukazatele polohy plechem dosáhneme nižších pořizovacích nákladů. Tenký plech ukazatele polohy se ovšem může vlivem teplotních dilatací zkroutit či ohnout a odečtené hodnoty zdvihu ze stupnice pak mohou být nepřesné. Také případné vibrace v armatuře mohou zapříčinit rozkmitání plechu a následné povolení spojovacích šroubů.

### 5.3.3 Konstrukční provedení č. 3

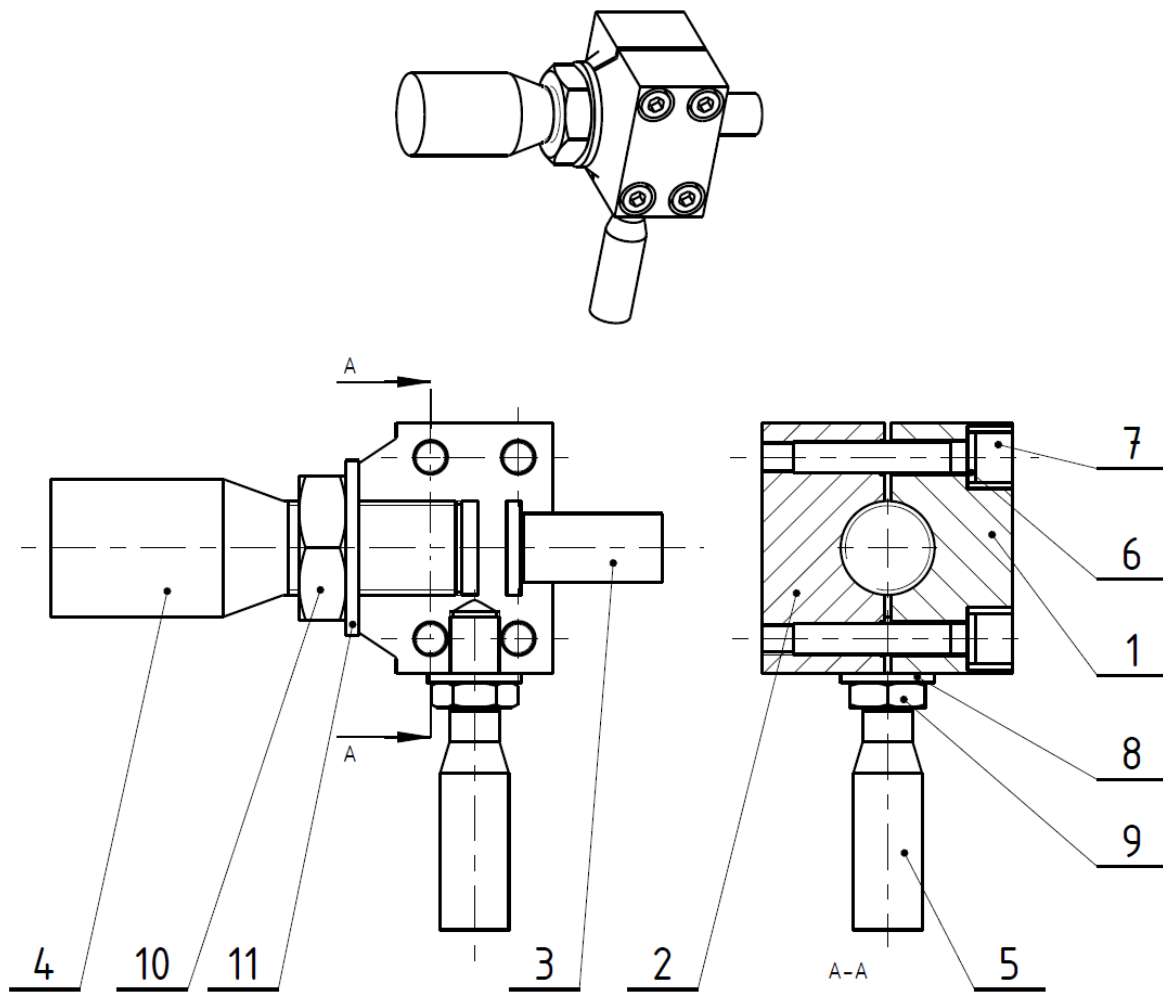


Obrázek 5-4 Provedení spojky č. 3 - řez sestavou

Na obrázku 5-4 lze vidět další používané provedení konstrukce spojky. Princip je opět patrný z řezů sestavou. Vřeteno kuželky (pozice 5) a pohonu (pozice 6) jsou zašroubovány do dolního a horního dílu spojky (pozice 3, 4). Proti otočení jsou zajištěny kolíkem (pozice 7, 8). Spojení dolního a horního dílu je zprostředkováno pomocí radiálního sevření levou a pravou částí dělené spojky (pozice 1, 2), které jsou vzájemně sešroubovány imbusovými šrouby (pozice 9).

Přenos axiální síly mezi kuželkou a dolní částí spojky, stejně jako mezi vřetenem pohonu a horní částí spojky je rovněž realizován pomocí závitu vřetene kuželky a pohonu. Přenos axiální síly z horního na spodní díl spojky ovšem probíhá skrz tvarové spojení levé a pravé části dělené spojky, které umožňuje přenést větší sílu než v případě spojení samostatnými šrouby, jako v případě provedení spojky č. 1 a 2. Zajištění proti vytočení závitu kuželky a vřetene pomocí kolíků je velmi efektivní, protože na rozdíl od pojistných matic, které se mohou v určitých momentech provozu povolit, kolík je pevně uzavřen uvnitř spojky a nemá nikdy možnost změnit svojí polohu. Ukazatel polohy v tomto případě chybí. Spojka je bez problému rozebíratelná. Díky zapuštěným imbusovým šroubům a absenci pojistných matic a podložek je svými rozměry také velmi malá, což usnadňuje celkovou manipulaci při montáži či demontáži. Cena tohoto typu konstrukce je oproti předchozímu provedení o něco vyšší kvůli většímu počtu funkčních dílů i jejich vyšší náročnosti na výrobu.

### 5.3.4 Konstrukční provedení č. 4

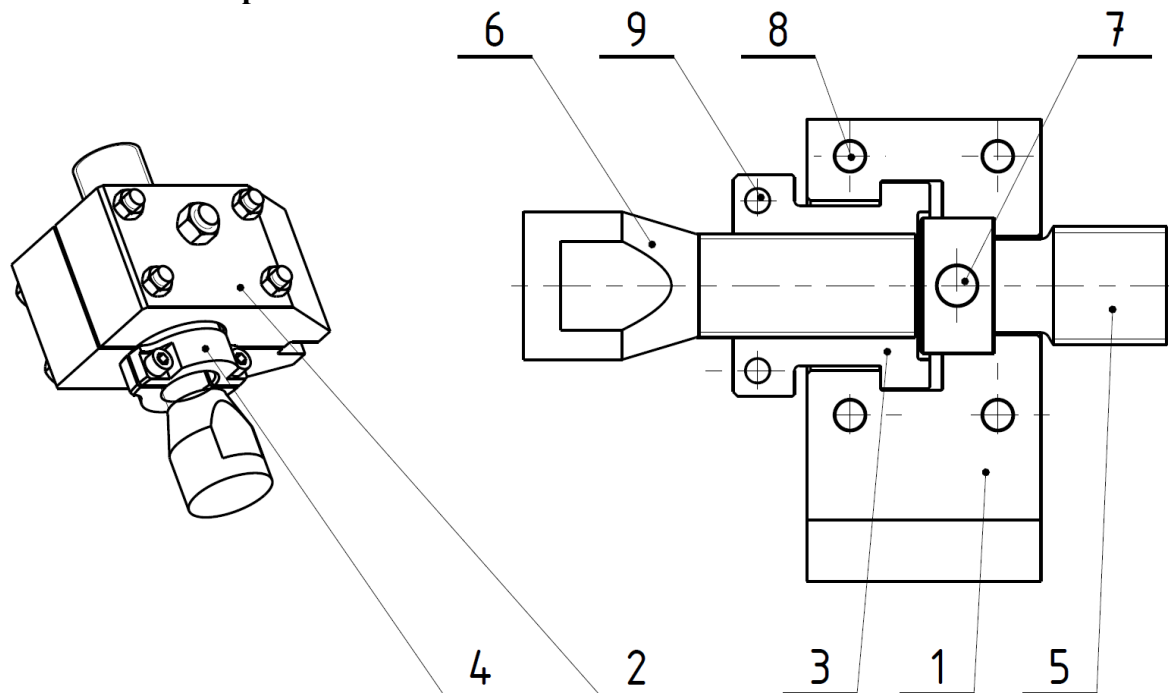


Obrázek 5-5 Provedení spojky č. 4 - řez sestavou

Na obrázku 5-5 je uveden další typ konstrukce spojky. Jedná se o speciální typ spojky s děleným závitem. Vlastní tělo spojky vychází z jednoho dílu, který se po vybrání dutiny pro tvarový konec vřetene kuželky (pozice 3) a zhotovení závitové díry pro vřeteno pohonu (pozice 4) a ukazatel polohy (pozice 5) rozřízne na 2 poloviny (pozice 1, 2). Po vsazení kuželky a zašroubování vřetene a ukazatele polohy se díly spojky sevřou imbusovými šrouby a pružnými podložkami (pozice 6, 7). Vřeteno pohonu a ukazatel polohy se poté zajistí proti otočení maticí (pozice 10 resp. pozice 9) s pružnou podložkou (pozice 11 resp. 8).

Axiální síla se z vřetene pohonu přenáší do spojky pomocí děleného závitu, což z hlediska maximální velikosti přenášené síly není příliš výhodné. Tvarové řešení spojení těla spojky s kuželkou umožní přenést větší axiální sílu než u závitového spoje. Další výhodou tvarového spojení kuželky se spojkou spočívá v tom, že již není nutné zajišťovat kuželku proti otočení. Zajištění otočení vřetene je zde opět realizováno pomocí matice a pružné podložky. Spojka je rozebíratelná. Malý počet dílů a malé rozměry umožňují snadnou manipulaci. Ukazatel polohy je zde řešen pomocí přídavného kolíku se závitem, který je z boku našroubován do spojky. Díky své tloušťce nehrozí ohnutí od teplotních dilatací, ale je nutné ho také zajistit proti vytočení ze závitu, pomocí matice a pružné podložky. Tato konstrukce se jeví jako efektivní díky malému počtu dílů a splnění téměř všech technických požadavků, ale z důvodu použití dělených závitů je zde požadována vysoká přesnost výroby.

### 5.3.5 Kontrukční provedení č. 5



Obrázek 5-6 Provedení spojky č. 5 - řez sestavou

Spojka na obrázku 5-6 slouží k připojení odlišného typu vřetene pohonu než předchozí provedení, přesto je dobré si ji ukázat, protože disponuje dalšími možnými konstrukčními prvky. Vřeteno pohonu (pozice 5) je tvarově vsazeno do levé a pravé části dělené spojky (pozice 1, 2). Přestože je vřeteno opatřeno tvarovým koncem, je nutné ho zajistit proti otočení, protože disponuje závitem na výstupním konci. V tomto případě pomocí šroubu, matice a případně pružné podložky (pozice 7). Kuželka (pozice 6) je zašroubována do speciální dělené matice (pozice 3,4). Zajištění proti vytočení ze závitu se zde docílí stažením dělené matice imbusovými šrouby a pružnou podložkou (pozice 9). Dělená matice s kuželkou je opět tvarově spojena s dělenou spojkou. Obě části dělené spojky (svým tvarem zde fungující i jako ukazatel polohy) jsou spojeny šrouby a maticemi, popř. pružnou podložkou (pozice 8).

Axiální síla je zde přenášena pomocí tvarového spoje z vřetene pohonu do spojky, a dále opět pomocí tvarového spoje a závitu dělené matice do kuželky ventilu. Na pozici 7 vidíme další možnost pojištění součástí proti otočení, které je zde realizováno provrtáním celé spojky včetně vřetene a následné zajištění pomocí šroubu a matice. Jako ukazatel polohy je zde využít speciální tvar dělené spojky, který ovšem značně zvětšuje stavební rozměry celé spojky, což poněkud znesnadňuje manipulaci a montáž. Zajištění proti otočení kuželky je zde realizováno pomocí speciální matice s děleným závitem, která opět vyžaduje velkou přesnost výroby. Spojka je rozebíratelná. Oproti předchozím provedením je tato spojka kvůli svým nestandardním dílům náročnější na výrobu, čímž se také zvyšuje její cena.

## 5.4 Vyhodnocení stávajících konstrukcí spojek

Jak si můžeme povšimnout, v rozboru konstrukčních variant v kapitole 5.3 chybí hodnocení technického požadavku na vyrovnání drobné nesouososti vřetene pohonu a kuželky. Důvod této absence je jednoduchý neboť žádná z dosavadních provedení konstrukcí spojek nesouosost nepředpokládá a tedy ji vůbec kompenzovat neumí. Předpoklad souososti je z hlediska konstrukce spojky správný, ale v praxi kvůli nepřesnosti výroby klíčových dílů

ventilu (v tomto případě víka ventilu nebo stojanu pohonu) a kompletační montáže není absolutní souosost spojovaných součástí zajištěna. Nesouosé součásti jsou pak do spojky dotlačeny ohnutím obou spojovaných vřeten, což v provozu ventilu může způsobit zejména zvýšené opotřebení ucpávky vřetene v důsledku nestejněmého zatížení těsnící plochy. Proto budu návrh nové konstrukce spojky směřovat tak, aby dokázala minimální nesouosost kompenzovat. Je zřejmé, že je zde řeč o velmi malých výchylkách (řádově v desetinách mm), neboť nežádoucí účinky ohybového momentu na tak malém rameni (daným axiální silou a vzdáleností os) se dají na rozdíl od případného ohybu vřeten zanedbat.

V následující tabulce je jednotlivým technickým požadavkům přiřazena váha podle jejich důležitosti pro celkový návrh spojky.

Stanovení vah jednotlivých kritérií	
Kritéria	Váha kritérií
Přenos axiální síly (1)	0.2
Rozebiratelnost (2)	0.15
Stavební rozměry (3)	0.1
Montáž/demontáž (4)	0.15
Řešení ukazatele polohy (5)	0.05
Řešení konstrukce (6)	0.08
Zajištění součástí proti vytočení ze závitu. (7)	0.12
Náročnost výroby/cena (8)	0.15
Kompenzace malé nesouososti (9)	0
Suma vah kritérií $\Sigma$	1

Tabulka 5-1 Stanovení vah kritérií

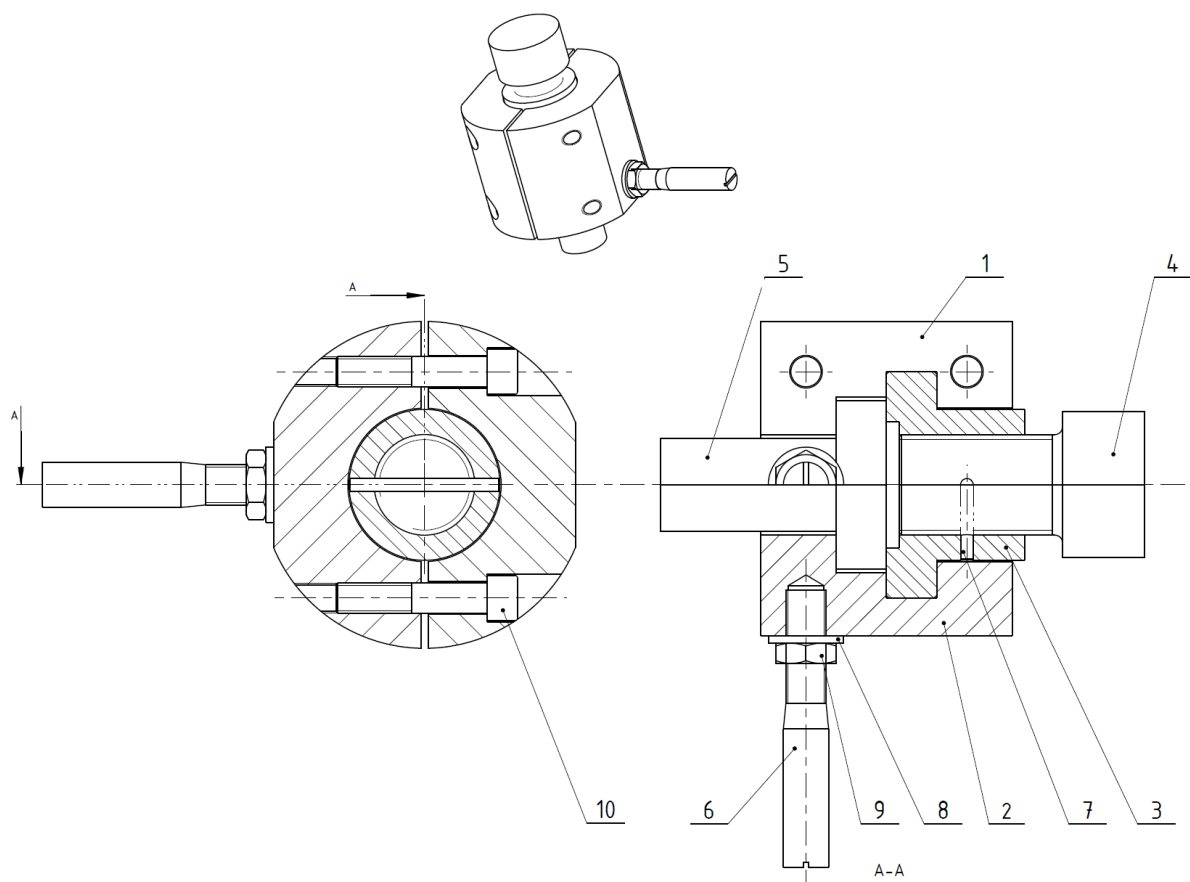
Každý technický požadavek všech provedení spojek bude ohodnocen body 0-5 (5 je nejvíce), podle toho do jaké míry a jakým způsobem splňují zadané požadavky.

Hodnocení jednotlivých variant										
Varianta konstrukce	Kritéria									Výsledné body $\Sigma$
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
	Body (0-5)									
Provedení č. 1	3	5	3	4	5	2	1	4	0	3.38
Provedení č. 2	3	5	4	4	1	2	2	5	0	3.55
Provedení č. 3	4	5	5	5	0	4	5	3	0	4.17
Provedení č. 4	3	5	3	3	4	2	3	1	0	2.97
Provedení č. 5	3	5	2	2	2	2	2	1	0	2.5

Tabulka 5-2 Hodnocení stávajících variant

Z rozhodovací tabulky 5-2 vzešlo jako nejlepší stávající řešení provedení č. 3. Proto bude na základě tohoto řešení vytvořen i návrh vlastní konstrukce spojky. Tento typ spojky nicméně vůbec nedisponuje ukazatelem polohy, a jak již bylo řečeno, nedokáže ani kompenzovat malou nesouosost, což bude předmětem inovace při návrhu spojky vlastní.

## 5.5 Hrubý návrh vlastní konstrukce spojky



Obrázek 5-7 Hrubý návrh vlastní konstrukce spojky včetně kuželky a pohonu regulačního ventilu

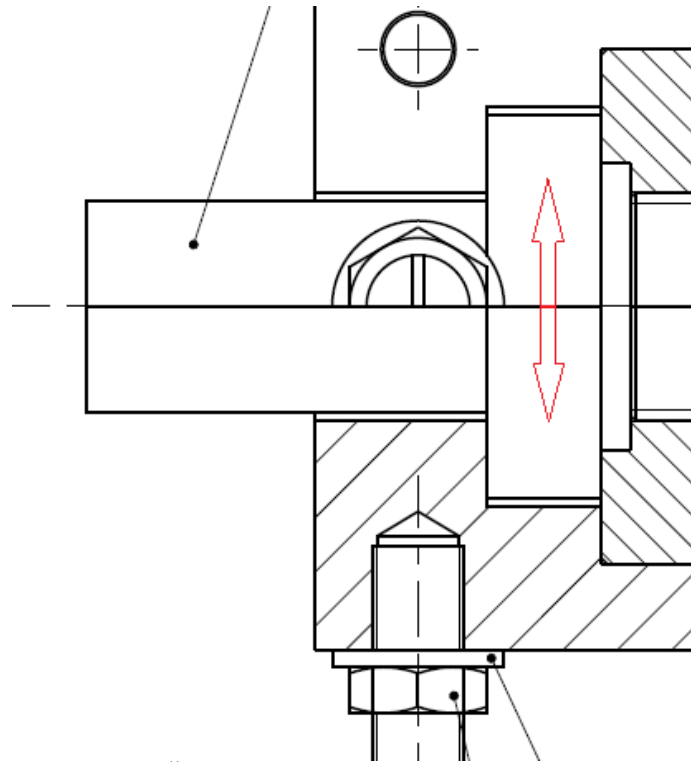
Návrh nové konstrukce spojky vychází ze stávajícího konstrukčního provedení č. 3 popsaného v kapitole 5.3.3. Nová konstrukce však přináší zdokonalení některých prvků sestavy spojky, popř. doplňuje prvky chybějící.

Vřeteno pohonu (pozice 4) je spojeno závitem do horního dílu spojky (pozice 3) a zajištěno proti otočení kolíkem (pozice 7). Kuželka (pozice 5) a horní díl spojky (pozice 3) jsou pomocí tvarového osazení vsazeny do levého a pravého dílu spojky (pozice 1, 2), které jsou vzájemně sešroubovány pomocí imbusových šroubů, popř. pružných podložek (pozice 10). Do pravého dílu spojky je pomocí závitu připojen ukazatel polohy (pozice 6), který je zajištěn proti otočení pružnou podložkou a maticí (pozice 8, 9).



Přenos axiální síly z vřetene pohonu probíhá skrz závitové spojení s horním dílem spojky, dále přes tvarové spojení horního dílu spojky s levým a pravým dílem spojky. Dolní díl spojky a kuželka se závitem byla vhodně nahrazena kuželkou s tvarovým osazením, která dokáže přenést větší axiální sílu nežli závitový spoj. Navíc tvarovou kuželku již není potřeba zajistit proti otočení. Spojka je rozebíratelná. Stavební rozměry levého a pravého dílu byly zmenšeny, aby spojka ještě lépe splňovala požadavek na snadnou manipulaci a montáž (případně další úpravy geometrie bude možné provést po pevnostní analýze dílů sestavy. Ukazatel polohy, který ve výchozím provedení úplně chybí, je zde realizován pomocí závrtného kolíku, zajištěného proti otočení pružnou podložkou a maticí. Zajištění proti otočení vřetene pohonu je realizováno pomocí pojistného kolíku. Jeho poloha byla ovšem posunuta do méně zatěžované části závitů, aby nedošlo k jeho případnému přestřížení. Náročnost výroby a cena by neměla díky nižšímu počtu funkčních dílů výrazně přesahovat výchozí provedení. Posledním požadavkem na konstrukci nové spojky je vyrovnání malé nesouososti. Toho bylo dosaženo pomocí cíleného vytvoření minimální vůle mezi tvarovou kuželkou a levým a pravým dílem spojky, která umožňuje kuželce pohyb v radiálním směru, jak je to znázorněno na obrázku 5-8..

Navržená konstrukce spojky splňuje (na rozdíl od v současnosti používaných konstrukčních provedení č. 1 – 5) všechny technické požadavky definované v kapitole 5.2.



Obrázek 5-8 Řešení nesouososti vřetene pohonu a kuželky

## 6 Definice silových účinků na spojku

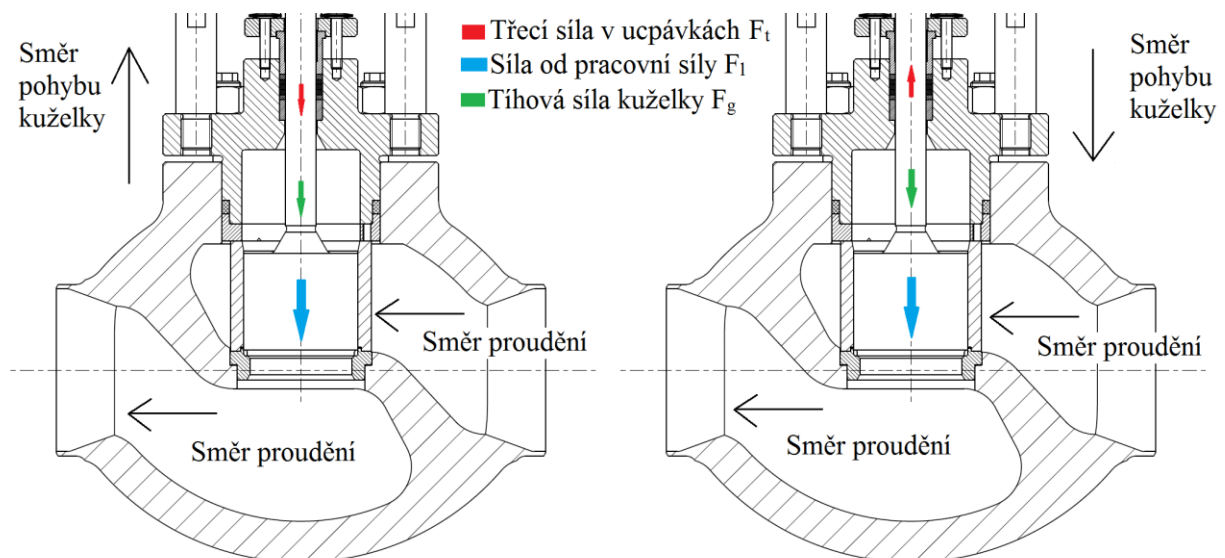
Spojka včetně kuželky a pohonu je zatěžována z jedné strany výslednou axiální silou působící na kuželku při provozu ventilu, z druhé strany je zatěžována silou o stejné velikosti opačného směru vyvozenou pohonem. Aby bylo možné určit maximální axiální sílu působící na spojku, je třeba nejprve definovat provozní podmínky ventilu.

Podle průchodu pracovní látky ventilem rozlišujeme 2 typy proudění: proudění nad kuželku a proudění pod kuželku.

### 6.1 Silové účinky při proudění nad kuželku

V případě směru proudění nad kuželku ventilu pracovní látka vstupuje do horní komory tělesa. Při otevírání ventilu z polohy uzavřeno musí pohon vyvinout větší sílu, protože vyšší tlak pracovní látky brání zvednutí kuželky. Výsledná síla, kterou musí pohon překonat, je dána silou od pracovní látky  $F_1$ , třecí silou v ucpávkách  $F_t$  a tíhovou silou kuželky  $F_g$  (jejich přesný výpočet bude uveden v následujících kapitolách).

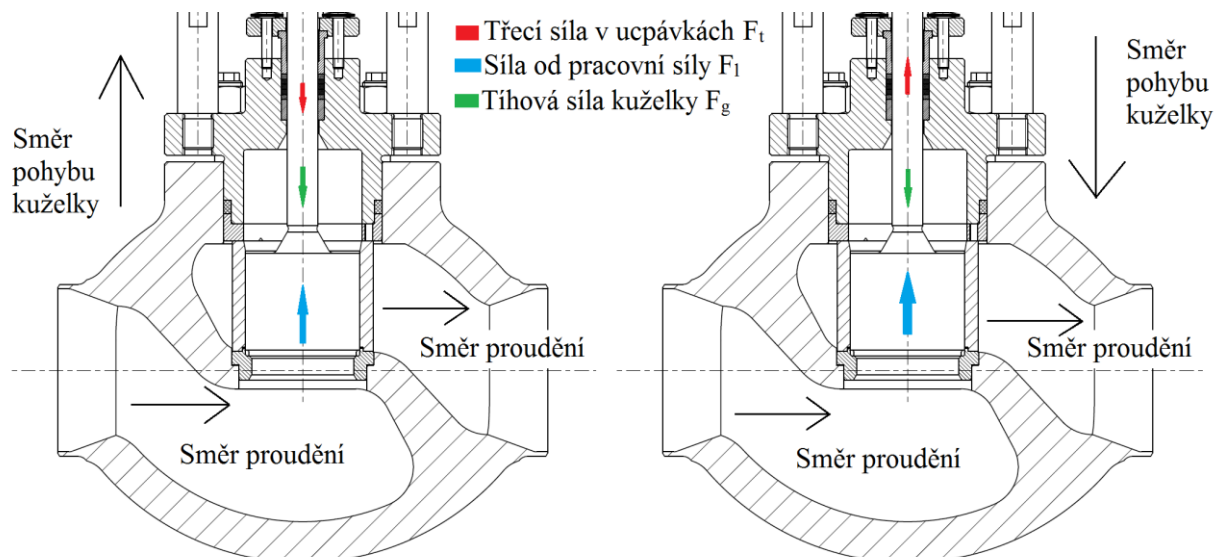
V případě uzavírání ventilu proudící látka  $F_1$  dotlačuje kuželku do sedla, čímž snižuje celkovou sílu, kterou musí vyvodit pohon k uzavření ventilu. Silové účinky a jejich směr pro oba případy je znázorněn na obrázku 6-1.



Obrázek 6-1 Silové účinky při proudění nad kuželku -otevírání a uzavírání ventilu

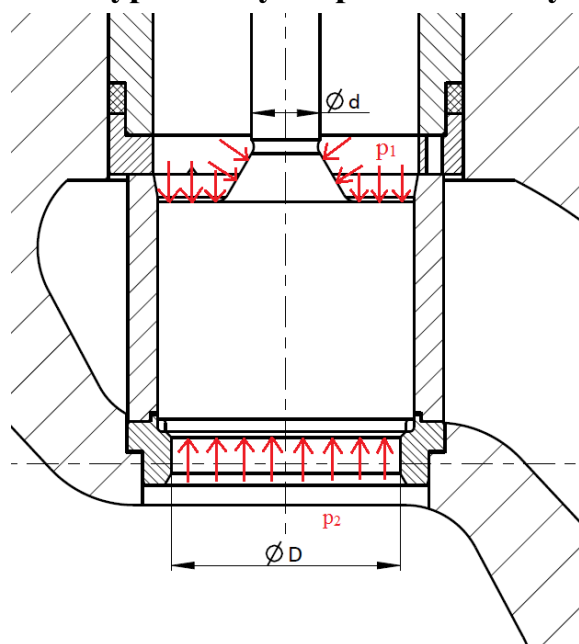
## 6.2 Silové účinky při proudění pod kuželku

Při proudění pod kuželku pracovní látka vstupuje do spodní komory tělesa. Pracovní medium svým tlakem nadzdvihává kuželku, a tím snižuje potřebnou sílu pohonu při otevírání ventilu. Největší sílu musí pohon obvykle vyvinout v případě uzavírání ventilu s prouděním pod kuželku. V tomto případě pohon musí překonat sílu od pracovní látky  $F_1$  a třecí sílu v ucpávkách  $F_t$ . Proti těmto silám působí pouze tíhová síla kuželky  $F_g$ . Oba případy jsou znázorněny na obrázku 6-2.



Obrázek 6-2 Silové účinky při proudění pod kuželku - otevírání a uzavírání ventilu

## 6.3 Výpočet síly od pracovní látky $F_1$



Obrázek 6-3 Schéma rozložení tlaku na kuželku

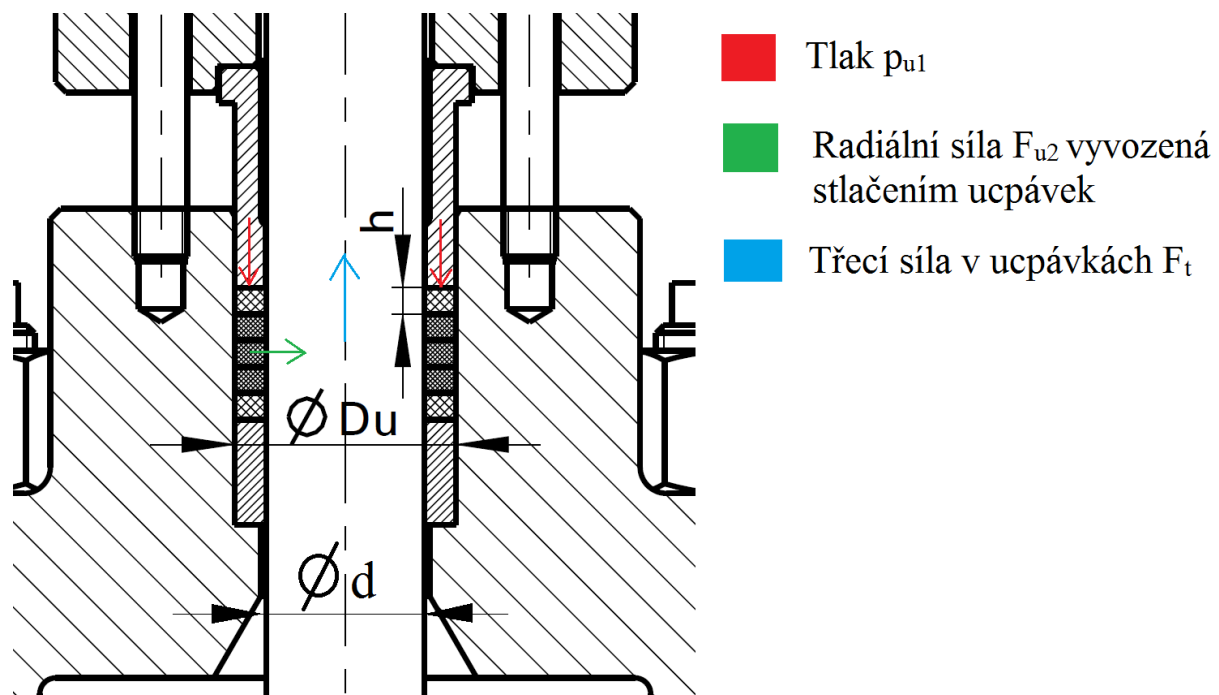
Uvnitř tělesa ventilu působí na kuželku v axiálním směru 2 síly. Je to síla vyvozená tlakem pracovní látky ve spodní komoře ventilu  $p_2$  na spodní plochu kuželky a síla vyvozená tlakem pracovní látky v horní komoře ventilu  $p_1$  na horní plochu kuželky, jak je vyznačeno na obrázku 6-3. Výsledná axiální síla od pracovní látky  $F_1$  je dána rozdílem těchto dvou sil v závislosti na směru proudění. Protože pro správné navržení konstrukce spojky je hledána síla maximální, budou ve všech výpočtech uvažovány pouze kritické momenty provozu, tedy stavy, kdy se ventil otevírá nebo uzavírá do polohy uzavřeno. Zároveň je nutné definovat maximální tlakový spád na kuželce při provozu ventilu  $\Delta p = |p_2 - p_1|$ . Za těchto předpokladů, lze výslednou axiální sílu od pracovní látky  $F_1$ , vyjádřit takto:

- proudění nad kuželku:  $F_l = \left( p_1 \cdot \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} \right) - \left( (p_1 - \Delta p) \cdot \frac{\pi D^2}{4} \right)$ ,
- proudění pod kuželku:  $F_l = \left( p_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \right) - \left( (p_2 - \Delta p) \cdot \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} \right)$ ,  
kde v obou případech je D průměr kuželky a d je průměr vřetene.

Z uvedených vztahů vyplývá, že výsledná síla od pracovní látky bude za stejných provozních podmínek vyšší v případě proudění pod kuželku, což je dáno větší plochou zatěžovanou pracovní látkou o vyšším tlaku.

#### 6.4 Výpočet třecí síly v ucpávkách $F_t$

Jak již bylo popsáno v kapitole 5.1 ucpávka kuželky je tvořena souborem grafitových těsnících kroužků. K určení vztahu na výpočet třecí síly v ucpávkách poslouží obrázek 6-4.



Obrázek 6-4 Schéma pro výpočet třecí síly v ucpávkách  $F_t$

Na horní plochu ucpávky vymezenou největším průměrem ucpávky  $D_u$  a průměrem vřetene  $d$  působí tlak dotlačovacího pouzdra ucpávky  $p_{u1}$ . Tento tlak je závislý na druhu a provozních parametrech těsněného média. Konstrukce spojky bude navrhována pro regulační ventily, jejichž pracovní látka je pára. Hodnota těsnícího tlaku pro páru se obvykle udává 2.5 násobek maximálního tlaku těsněného média (v předchozí kapitole označován jako  $p_1$  nebo  $p_2$  v závislosti na směru proudění). Těsnící tlak ucpávky  $p_{u1}$  má za následek stlačení grafitových ucpávek o 15-20%. Tato deformace vyvolá tlak  $p_{u2}$  působící na kuželku v radiálním směru. Tento tlak je rozložen nerovnoměrně do všech ucpávkových kroužků a jeho velikost lze přibližně stanovit jako  $0.6 \cdot p_{u1}$ . Radiální sílu  $F_{u2}$  tedy spočteme vynásobením tlaku  $p_{u2}$  vnitřní plochou ucpávek  $S_{u2}$  danou průměrem vřetene kuželky  $d$  a výškou ucpávky  $h$  vynásobenou počtem grafitových kroužků  $n$ . Výslednou axiální třecí sílu v ucpávkách  $F_t$  spočteme vynásobením radiální síly  $F_{u2}$  součinitelem tření  $f$ . Tento součinitel má pro dvojici materiálů grafit-ocel hodnotu přibližně 0,1. Směr třecí síly  $F_t$  je vždy proti směru pohybu kuželky.

- Třecí síla v ucpávkách pro případ proudění pod kuželku s  $n$  grafitovými těsnícími kroužky se stanoví následovně:

$$p_{u1} = 2,5 \cdot p_2$$

$$p_{u2} = 0,6 \cdot p_{u1}$$

$$S_{u2} = \pi \cdot d \cdot h \cdot n$$

$$F_{u2} = p_{u2} \cdot S_{u2}$$

$$F_t = F_{u2} \cdot f$$

$$F_t = ((0,6 \cdot (2,5 \cdot p_2)) \cdot (\pi \cdot d \cdot h \cdot n)) \cdot f$$

- Třecí síla v ucpávkách pro případ proudění nad kuželku s n grafitovými těsnícími kroužky je potom:

$$F_t = ((0,6 \cdot (2,5 \cdot p_1)) \cdot (\pi \cdot d \cdot h \cdot n)) \cdot f$$

## 6.5 Výpočet celkové potřebné síly pohonu $F_p$

### 6.5.1 Stanovení celkové potřebné síly pohonu $F_p$

Při stanovení celkové potřebné síly pohonu  $F_p$  musí orientace sil respektovat směr proudění pracovní látky ve ventilu a režim pohybu kuželky (otevírání z polohy uzavřeno a uzavírání do polohy uzavřeno), jak bylo definováno v předchozích kapitolách. Výsledná síla, kterou dokáže vyvinout pohon ventilu, musí být vždy větší, než celková síla působící na kuželku, proto bude celková síla na kuželku ještě vynásobena koeficientem rezervy  $s$ . Tento koeficient nabývá obvykle hodnoty 1,3. Tíhová síla kuželky  $F_g$  bude ve výpočtech zanedbána, neboť její hodnoty se pohybují v rámci desítek newtonů, kdežto síla od pracovní látky se očekává v řádech desítek kilonewtonů. Vliv tíhové síly  $F_g$  je tedy zahrnut do již zmíněného koeficientu rezervy  $s$ . Vztahy pro výpočet celkové potřebné síly pohonu v jednotlivých mezích případech jsou vyjádřeny takto:

- Proudění nad kuželku, otevírání z polohy uzavřeno:

$$F_{pNO} = (F_l + F_t) \cdot s$$

$$F_{pNO} = \left\{ \left[ \left( p_1 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \right) - \left( (p_1 - \Delta p) \cdot \frac{\pi D^2}{4} \right) \right] + 0,6 \cdot 2,5 \cdot p_1 \cdot \pi \cdot d \cdot h \cdot n \cdot f \right\} \cdot s$$

- Proudění nad kuželku, uzavírání do polohy uzavřeno:

$$F_{pNU} = (-F_l + F_t) \cdot s$$

$$F_{pNU} = \left\{ - \left[ \left( p_1 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \right) - \left( (p_1 - \Delta p) \cdot \frac{\pi D^2}{4} \right) \right] + 0,6 \cdot 2,5 \cdot p_1 \cdot \pi \cdot d \cdot h \cdot n \cdot f \right\} \cdot s$$

- Proudění pod kuželku, otevírání z polohy uzavřeno:

$$F_{pPO} = (-F_l + F_t) \cdot s$$

$$F_{pPO} = \left\{ - \left[ \left( p_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \right) - \left( (p_2 - \Delta p) \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \right) \right] + 0,6 \cdot 2,5 \cdot p_2 \cdot \pi \cdot d \cdot h \cdot n \cdot f \right\} \cdot s$$

- Proudění pod kuželku, uzavírání do polohy uzavřeno:

$$F_{pPU} = (F_l + F_t) \cdot s$$

$$F_{pPU} = \left\{ \left[ \left( p_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \right) - \left( (p_2 - \Delta p) \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \right) \right] + 0,6 \cdot 2,5 \cdot p_2 \cdot \pi \cdot d \cdot h \cdot n \cdot f \right\} \cdot s$$

### 6.5.2 Výpočet celkové potřebné síly $F_p$ a výběr pohonu - příklad

Spojka vřetene kuželky a pohonu je navržena pro stanovený rozsah velikostí regulačních ventilů DN100÷DN400. Každé velikosti DN (diameter nominal; nominální průměr, který udává průměr průtočného kanálu (světlost armatury) v mm) regulačního ventilu je přiřazena maximální hodnota tlaku PN (pressure nominal; nominální tlak, který udává tlak pracovní látky, na něž musí být armatura dimenzována v barech) a hodnota maximálního přípustného tlakového spádu na kuželce ventilu  $\Delta p$  na základě rešerše vyrobených regulačních ventilů společností G-Team, a.s. Kombinace uvedených parametrů pro vybraný soubor regulačních ventilů společně s konkrétními zjištěnými geometrickými rozměry jsou vypsány v tabulce 6-1.

Označení ventilu	Maximální tlak $P_{1/2}$ [MPa]	Regulovaný rozdíl tlaků $\Delta p$ [Mpa]	Průměr kuželky $D$ [mm]	Průměr vřetene kuželky $d$ [mm]	Výška ucpávky $h$ [mm]	Vnější průměr ucpávek $D_u$ [mm]	Počet ucpávek $n$ [-]
DN100/PN250	25	10	40	24	5	36	5
DN150/PN100	10	4	70	30	5	42	5
DN200/PN100	10	4	95	35	5	47	5
DN250/PN100	10	3	120	35	5	47	5
DN300/PN100	10	3	135	45	6.8	61	5
DN350/PN63	6.3	2	155	50	6.8	66	5
DN400/PN63	6.3	2	205	65	8	85	5

Tabulka 6-1 Vstupní parametry a výchozí rozměry regulačních ventilů

Na základě těchto vstupních parametrů, lze pro uvedený soubor ventilů stanovit konkrétní hodnoty potřebné síly pohonu  $F_p$ . Níže je uveden příklad výpočtu pro ventil DN150/PN100:

- Proudění nad kuželku, otevírání z polohy uzavřeno:

$$F_{pNO} = \left\{ \left[ \left( 10 \cdot \frac{\pi(70^2 - 30^2)}{4} \right) - \left( (10 - 4) \cdot \frac{\pi 70^2}{4} \right) \right] + 0,6 \cdot 2,5 \cdot 10 \cdot \pi \cdot 30 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 0,1 \right\} \cdot 1,3$$

$$F_{pNO} = 15417 \text{ [N]}$$

- Proudění nad kuželku, uzavírání do polohy uzavřeno:

$$F_{pNU} = \left\{ - \left[ \left( 10 \cdot \frac{\pi(70^2 - 30^2)}{4} \right) - \left( (10 - 4) \cdot \frac{\pi 70^2}{4} \right) \right] + 0,6 \cdot 2,5 \cdot 10 \cdot \pi \cdot 30 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 0,1 \right\} \cdot 1,3$$

$$F_{pNU} = -6228 \text{ [N]}$$

- Proudění pod kuželku, otevírání z polohy uzavřeno:

$$F_{pPO} = \left\{ - \left[ \left( 10 \cdot \frac{\pi 70^2}{4} \right) - \left( (10 - 4) \cdot \frac{\pi(70^2 - 30^2)}{4} \right) \right] + 0,6 \cdot 2,5 \cdot 10 \cdot \pi \cdot 30 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 0,1 \right\} \cdot 1,3$$

$$F_{pPO} = -20931 \text{ [N]}$$

- Proudění pod kuželku, uzavírání do polohy uzavřeno:

$$F_{pPU} = \left\{ \left[ \left( 10 \cdot \frac{\pi 70^2}{4} \right) - \left( (10 - 4) \cdot \frac{\pi(70^2 - 30^2)}{4} \right) \right] + 0,6 \cdot 2,5 \cdot 10 \cdot \pi \cdot 30 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 0,1 \right\} \cdot 1,3$$

$$F_{pPU} = 30120 \text{ [N]}$$

Pro ostatní DN ventilů je výpočet obdobný. V tabulce 6-2 lze vidět výsledné hodnoty pro daný rozsah ventilů.

Označení ventilu	Nad Kuželku-Otevírání $F_{pNO}$ [N]	Nad Kuželku-Uzavírání $F_{pNU}$ [N]	Pod Kuželku-Otevírání $F_{pPO}$ [N]	Pod Kuželku-Uzavírání $F_{pPU}$ [N]
DN100/PN250	10822	7555	-15968	34347
DN150/PN100	15417	-6228	-20931	30120
DN200/PN100	29712	-18991	-39003	49724
DN250/PN100	36961	-26240	-47502	58223
DN300/PN100	44521	-25776	-60924	79670
DN350/PN63	39540	-26418	-53475	66596
DN400/PN63	67169	-50110	-95836	112895

Tabulka 6-2 Vypočtené hodnoty  $F_p$  pro celý soubor ventilů

V případě záporných hodnot  $F_{pNU}$  a  $F_{pPO}$  musí pohon vyvodit sílu opačného směru, než je požadovaný směr pohybu kuželky. Největší sílu musí pohon vynaložit podle předpokladu v případě uzavírání ventilu při proudění pod kuželku. V tabulce 6-3 vidíme výňatek z dostupného produktového listu elektropohonů AUMA typ SAR s lineární jednotkou [11].

Pohon	$F_{min}$ [kN]	$F_{max}$ [kN]	Závit vřetene pohonu M	Délka závitu vřetene pohonu $L_z$ [mm]
SAR 07.1	6	11.5	M12x1.25	20
SAR 07.5	12	23	M16x1.5	25
SAR 10.1	20	37.5	M20x1.5	30
SAR 14.1	30	64	M36x3	55
SAR 14.5	64	128	M36x3	55
SAR 16.1	110	217	M42x3	65

Tabulka 6-3 Výňatek z produktového listu servopohonů s lineární jednotkou[11]

V tabulce 6-4 je proveden návrh elektropohonů AUMA typ SAR s lineární jednotkou včetně základních silových a rozměrových charakteristik pro jednotlivé ventily.

Označení ventilu	Maximální potřebná síla pohonu $F_p$ [N]	Označení pohonu	Závit vřetene pohonu M	Délka závitu vřetene pohonu $L_z$ [mm]
DN100/PN250	34347	SAR 14.1	M36x3	55
DN150/PN100	30120	SAR 14.1	M36x3	55
DN200/PN100	49724	SAR 14.1	M36x3	55
DN250/PN100	58223	SAR 14.1	M36x3	55
DN300/PN100	79670	SAR 14.5	M36x3	55
DN350/PN63	66596	SAR 14.5	M36x3	55
DN400/PN63	112895	SAR 16.1	M42x3	65

Tabulka 6-4 Přiřazení pohonů jednotlivým ventilům





Ventil	$\varnothing D_a$	M	$\varnothing D_i$	$\varnothing D_b$	$V_a$	$L_z$	$V_c$	$V_d$	$\varnothing k$	$\varnothing d$
DN100/PN250	50	M36x3	38	62	60	55	20	33	4	24
DN150/PN100	55	M36x3	38	85	60	55	20	33	5	30
DN200/PN100	65	M36x3	38	95	65	55	22	38	5	35
DN250/PN100	65	M36x3	38	95	70	55	24	40	5	35
DN300/PN100	70	M36x3	38	120	75	55	26	40	6	45
DN350/PN63	70	M36x3	38	125	85	55	28	47	6	50
DN400/PN63	75	M42x3	45	145	85	65	32	47	8	65
	$\varnothing D_d$	$V_e$	$M_p$	$D_m$	$V_p$	$\varnothing D_s$	A	$\varnothing D_e$	$\varnothing D_f$	$\varnothing D_g$
DN100/PN250	48	20	M16x2	35	60	100	95	49	25	50
DN150/PN100	60	20	M16x2	35	80	110	100	61	31	55
DN200/PN100	70	22	M16x2	35	90	120	110	71	36	65
DN250/PN100	70	24	M18x3	45	105	120	110	71	36	65
DN300/PN100	90	24	M18x3	55	110	135	117	91	46	70
DN350/PN63	100	30	M20x3	60	135	145	120	101	51	70
DN400/PN63	130	35	M20x3	70	160	165	135	131	66	75
	$\varnothing D_h$	$H_m$	$V_f$	$V_g$	$V_h$	$V_i$	$V_j$	š-šroub		
DN100/PN250	62	13	30	20	20	30	18	M10		
DN150/PN100	85	13	30	20	20	30	18	M12		
DN200/PN100	95	13	30	20	20	30	20	M12		
DN250/PN100	95	15	35	24	24	35	20	M12		
DN300/PN100	120	18	35	24	24	35	25	M14		
DN350/PN63	125	20	40	30	30	40	25	M14		
DN400/PN63	145	25	40	30	30	40	30	M16		

Tabulka 6-5 Hrubý návrh rozměrů dílů sestavy spojky

## 7 MKP analýza a dimenzování

Pro příklad pevnostního výpočtu spojky byl vytvořen model odpovídající svými rozměry ventilu DN150/PN100. Na jednotlivé díly spojky budou aplikovány zatěžovací účinky spočtené v kapitole 6.5.2. Pro výpočty bude použit systém Pro-Mechanika v rámci Creo Parametric 3.0. Všechny výpočty jsou provedeny metodou HMH v MPa.

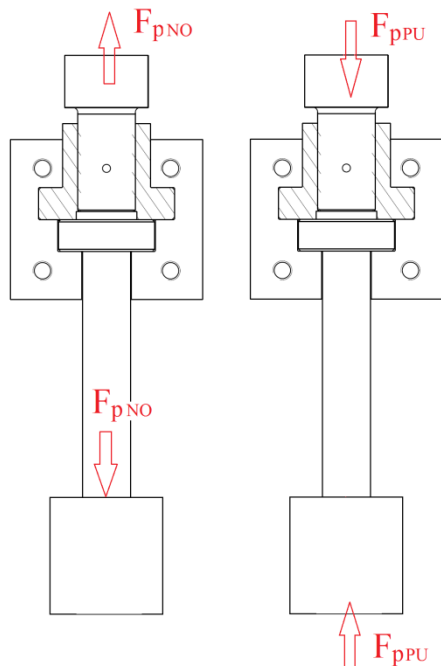
### 7.1 Materiál

Všechny zatěžované díly spojky budou vyráběny z tyčoviny. Protože spojka může být při provozu ventilu vedením přes vřeteno kuželky ohřívána na teploty až kolem 200°C, byl materiál vybrán z normy ČSN EN 10273 pro tyče válcované za tepla se zaručenými vlastnostmi při vyšších teplotách. Jedná se o materiál P500QH s číselným označením 1.8874, jehož smluvní mez kluzu  $R_{p0,2}$  při teplotě 200°C nabývá hodnoty 360 MPa. Koefficient bezpečnosti  $k_s$  pro tahové či tlakové namáhání houževnatých ocelí 1,5. Dovolené napětí v tahu a tlaku se spočte následovně:

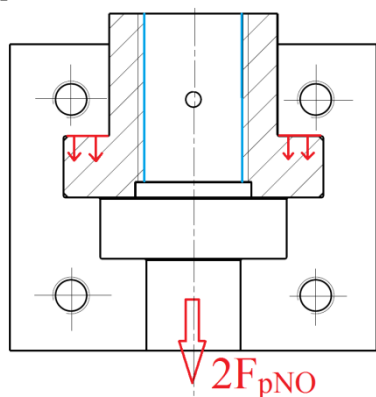
$$\sigma_{DOV} = \frac{R_{p0,2}}{k_s} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ MPa}$$

## 7.2 Rozbor pevnostní analýzy

Spojka přenáší pouze axiální sílu, jejíž orientace je závislá na provozních podmínkách. Spojka je založena na principu tvarového přenosu axiální síly, proto budou z analýzy vyjmuty imbusové spojovací šrouby a pojistný kolík, které se na tomto přenosu nepodílí. V kapitole 6.5.2 byly spočteny maximální hodnoty potřebných sil pro pohon. Z hlediska pevnostního výpočtu spojky nás nejvíce zajímají hodnoty maximálních potřebných sil ve směru otevírání a



Obrázek 7-1 Orientace silových účinků působících na spojkou při otevírání a uzavírání ventilu



Obrázek 7-2 Horní díl spojky - schéma okrajových podmínek - tah

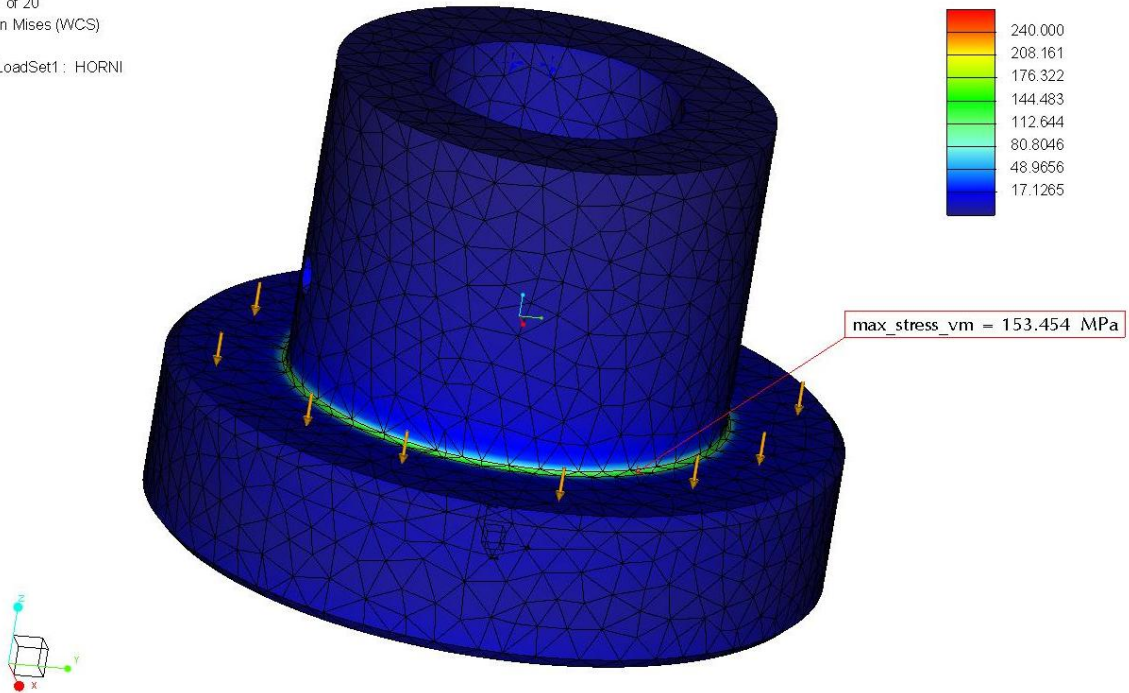
uzavírání. Jedná se o sílu  $F_{pNO}$ , která zatěžuje spojkou na tah a sílu  $F_{pPU}$ , která zatěžuje spojkou na tlak, jak je to znázorněno na obrázku 7-1. Z obrázku je rovněž patrné, že zatěžující síly na spojkou jsou dvojnásobné vzhledem k maximální potřebné síle pohonu, neboť provozní síla působící na kuželku ventilu musí být shora stejnou silou (resp. silou o něco větší) pohonem překonávána. Pro zjednodušení výpočtové analýzy budou součásti kontrolovány samostatně. Jak již bylo řečeno, ve výpočtu zanedbáváme tíhovou sílu součástí, proto vyhovující pevnost jednotlivých součástí zaručí i pevnost celé konstrukce spojky.

## 7.3 Horní díl spojky

### 7.3.1 Pevnostní kontrola na tah

Při volbě okrajových podmínek pevnostního výpočtu této součásti lze vyjít z předpokladu, že závitová část vřetene pohonu je dimenzována na maximální sílu daného pohonu. Kontrola správného dimenzování závitu vřetene pohonu není předmětem mé práce. Protože se v případě horního dílu spojky jedná o závit vnitřní, lze prohlásit, že dané zatížení bez problému přeneše a tedy je možné model za tuto plochu uchytit. Zatěžující síla pro tahové namáhání vychází z výpočtu v kapitole 6.5.2. Z důvodů popsaných v předchozí kapitole byla zdvojnásobena a její hodnota byla zaokrouhlena na 31 kN. Působíště této síly je styková mezikruhová plocha s levým a pravým dílem spojky jak je naznačeno na obrázku 7-2. Pro výpočet byla navržena nestruturovaná výpočetní síť elementů tvaru čtyřstěnu.

Frame 11 of 20  
Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Loadset:LoadSet1 : HORNÍ

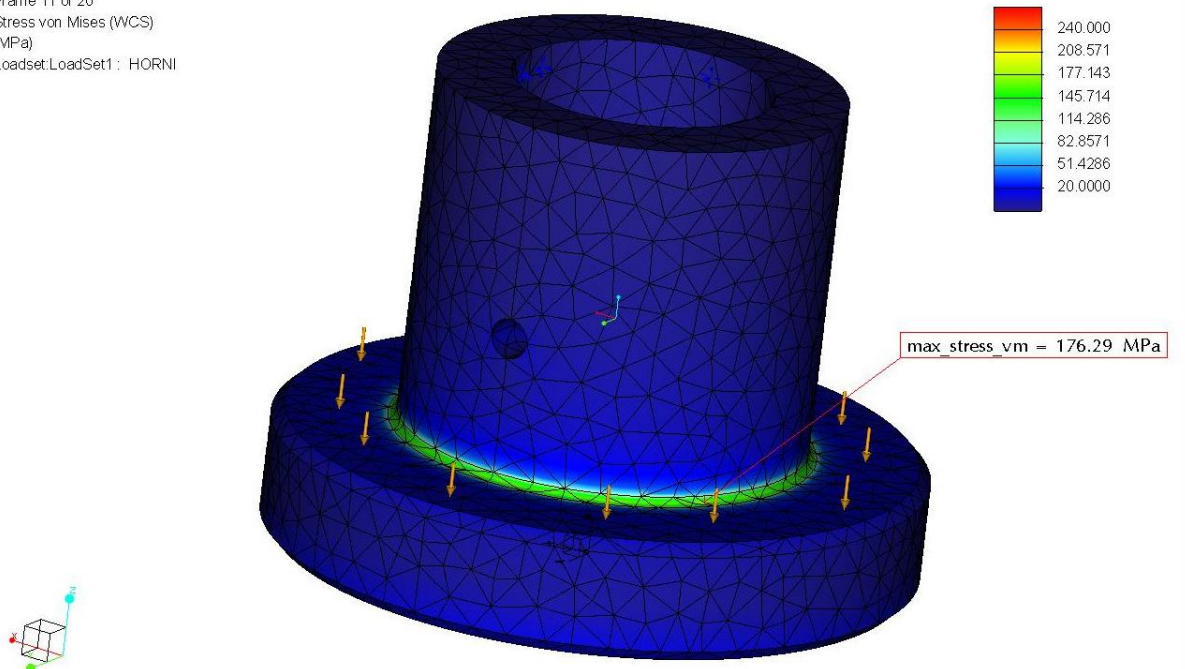


"Window1" - horni dil prvni - horni dil prvni

Obrázek 7-3 Horní díl spojky – průběh redukovaného napětí dle metody HMM v MPa - první výpočet

Z prvního výpočtu vidíme, že horní díl spojky splňuje dovolené napětí. Z analýzy je ale rovněž patrné, že jsou navržené rozměry nadbytečně velké, proto můžeme zmenšit masu nevyužitého materiálu, čímž snížíme celkovou hmotnost spojky.

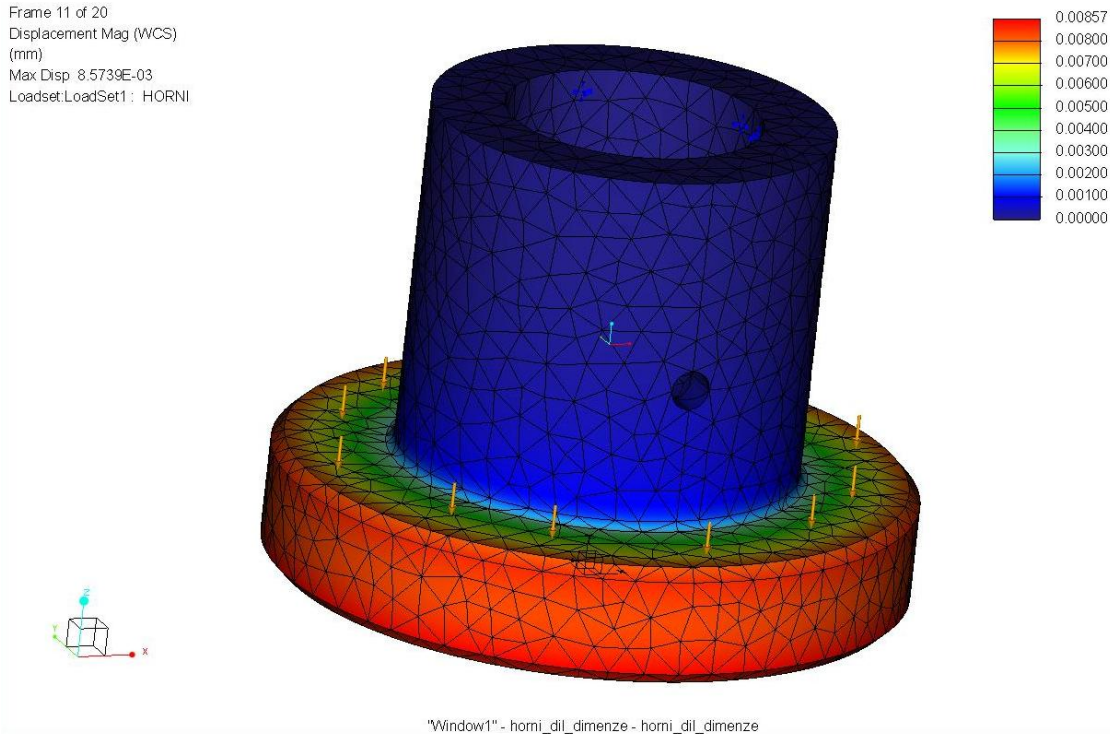
Frame 11 of 20  
Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Loadset:LoadSet1 : HORNÍ



"Window1" - horni dil dimenze - horni dil dimenze

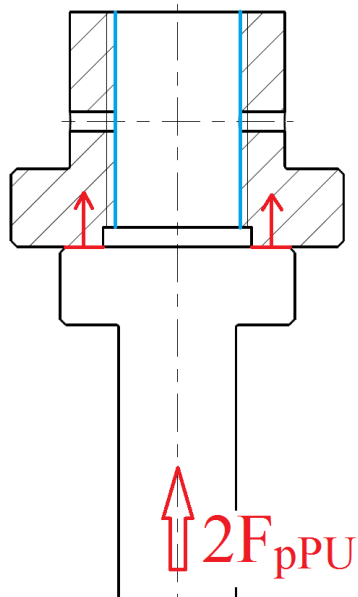
Obrázek 7-4 Horní díl spojky – průběh redukovaného napětí dle metody HMM v MPa – optimalizované rozměry

Na obrázku 7-4 vidíme, že se rozměry značně zmenšily, nicméně pevnostní podmínku součást stále splňuje. Dále je třeba zkontrolovat celkovou deformaci součásti, aby spojka správně plnila svoje funkce. Průběh deformace lze vidět na obrázku 7-5 a její hodnoty jsou zcela zanedbatelné, proto zde nehrozí, že by deformace ohrozila správný chod ventilu.



Obrázek 7-5 Horní díl spojky - průběh deformace v mm

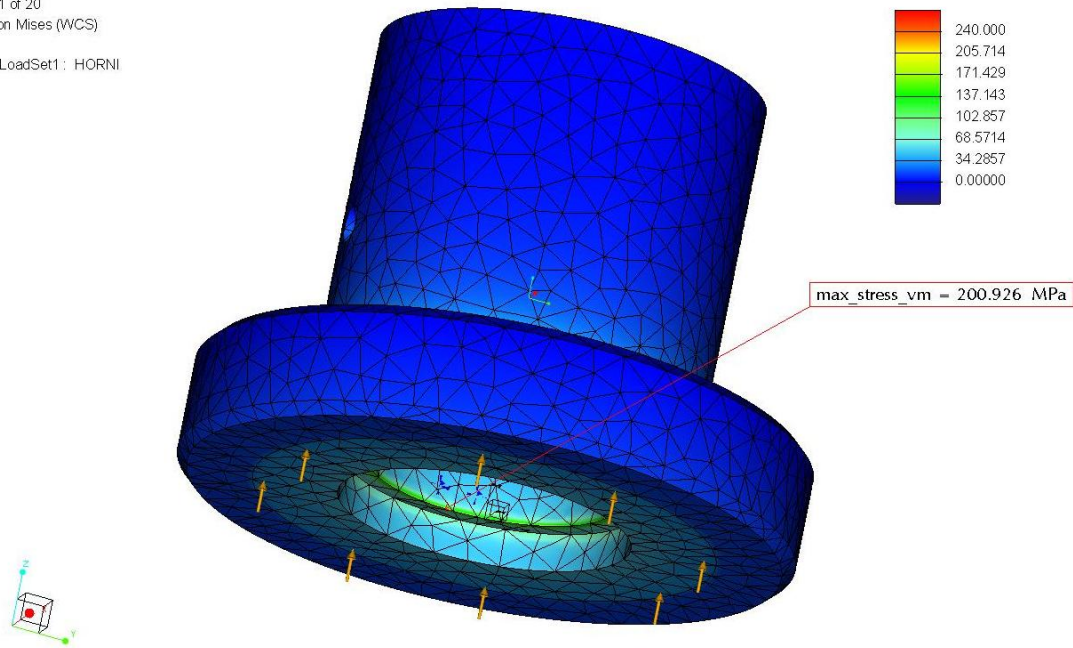
### 7.3.2 Pevnostní kontrola na tlak



Okrajové podmínky pro pevnostní kontrolu na tlak jsou znázorněny na obrázku 7-6. Součást je opět uchycena za závitovou plochu a zatížena na mezikruhové stykové ploše s kuželkou, kterou se přenáší tlaková síla. Zatěžující síla opět vychází z výpočtu v kapitole 6.5.2 a byla stanovena na 61 kN.

Obrázek 7-6 Horní díl spojky - schéma okrajových podmínek - tlak

Frame 11 of 20  
Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Loadset: LoadSet1: HORNI



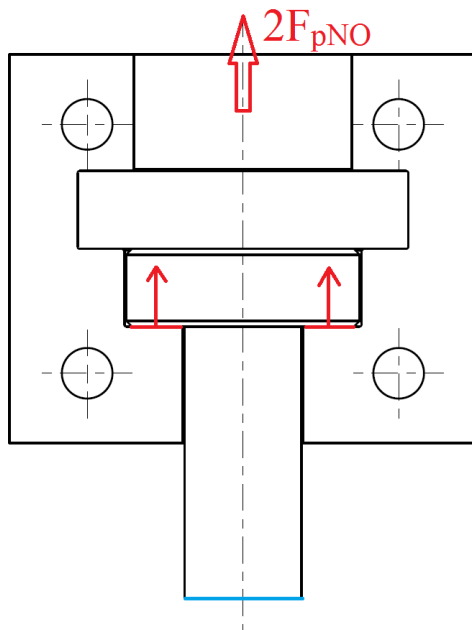
"Window1" - horni\_dil\_tlak - horni\_dil\_tlak

Obrázek 7-7 Horní díl spojky - průběh redukovaného napětí dle metody HMM v MPa – kontrola na tlak

Z obrázku 7-7 je patrné, že horní díl spojky vyhovuje i v případě tlakového namáhání.

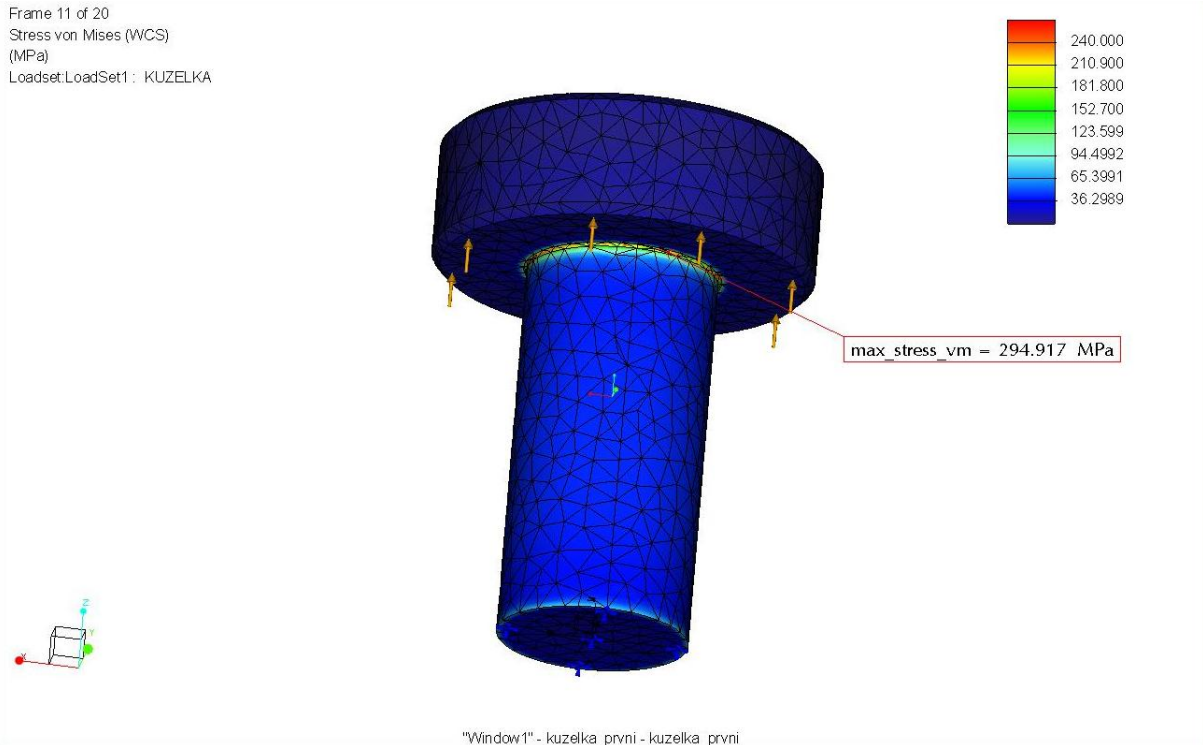
## 7.4 Vřeteno kuželky

### 7.4.1 Pevnostní kontrola na tah



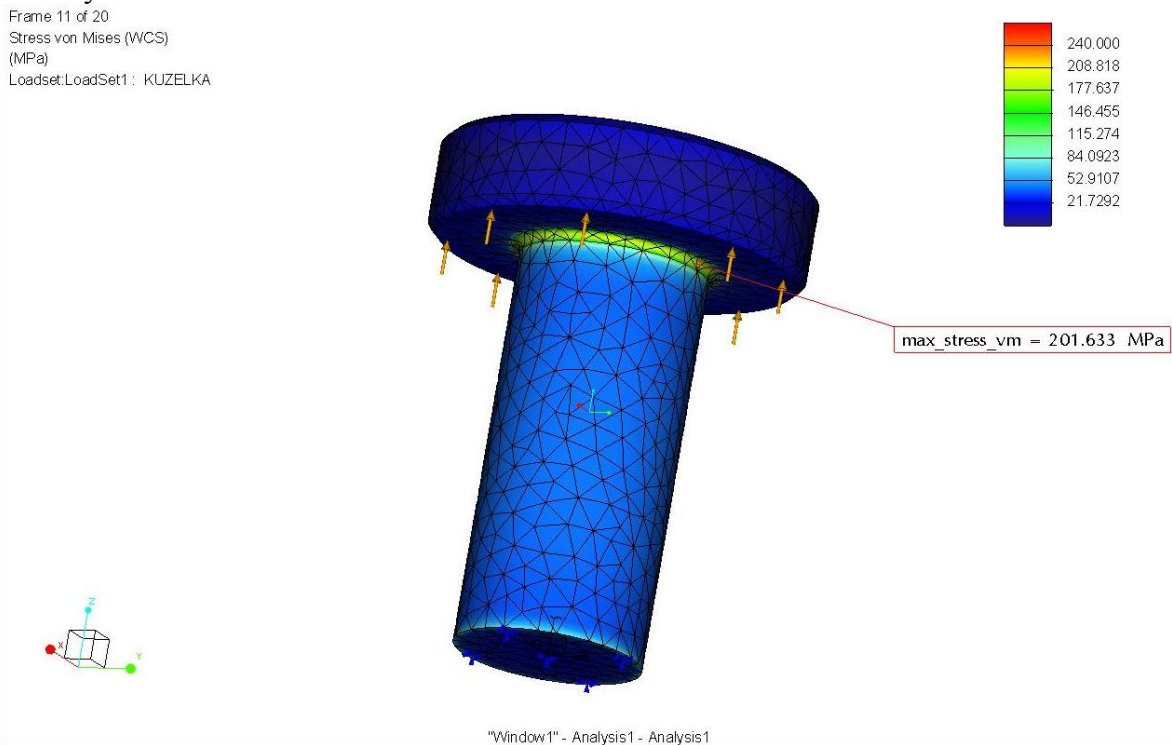
Obrázek 7-8 Vřeteno kuželky - schéma okrajových podmínek – tah

Okrajové podmínky pevnostního výpočtu tvarového konce kuželky byly voleny podobně jako u horního dílu spojky. Kuželka je uchycena za spodní část vřetene a zatěžující síla je opět přenášena přes stykovou plochu s horním a dolním dílem spojky jak je vidět na obrázku 7-8.



Obrázek 7-9 Vřeteno kuželky - průběh redukovaného napětí dle metody HMM v Mpa - první výpočet

Z výsledků prvního výpočtu na obrázku 7-9 je patrné, že navržené vřeteno kuželky pevnostně nevyhovuje. Špička napětí se nachází v rádiusu osazení. Tento radius se tedy bude muset zvětšit. Zároveň opět vidíme velké množství nevyužitého materiálu, proto se mohou zmenšit rozměry osazení.

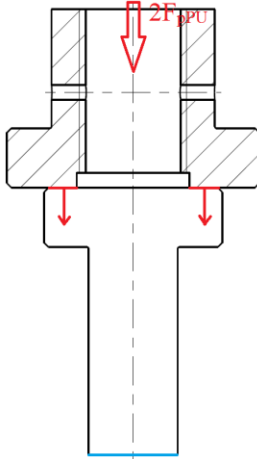


Obrázek 7-10 Vřeteno kuželky – průběh redukovaného napětí dle metody HMM v MPa - optimalizované rozměry

Na obrázku 7-10 je vidět rozložení povrchového napětí na změněné součásti. Špička redukovaného napětí zůstala podle očekávání v rádiu osazení, ale její maximum je již pod dovolenou mezí.

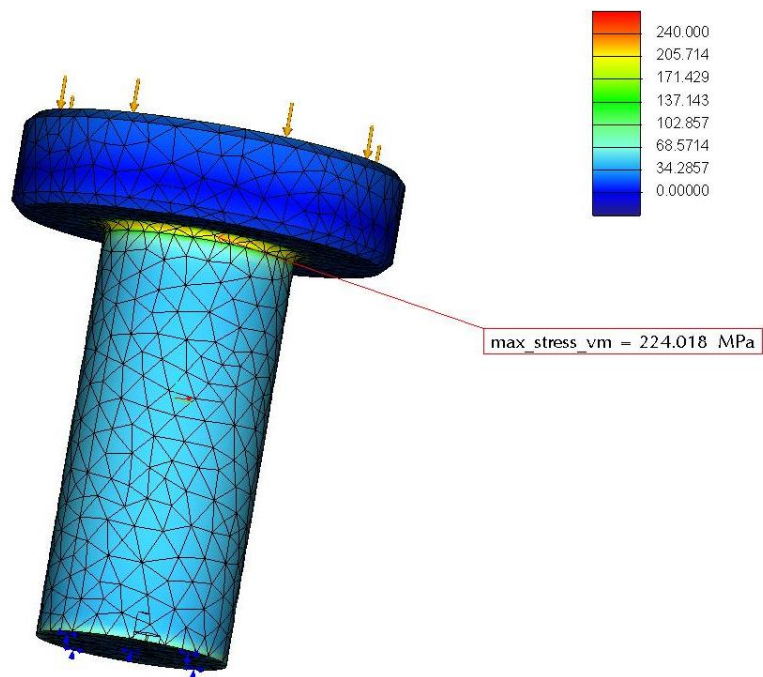
#### 7.4.2 Pevnostní kontrola na tlak

Okrajové podmínky pro pevnostní kontrolu na tlak jsou znázorněny na obrázku 7-11.



Obrázek 7-11 Vřeteno kuželky - schéma okrajových podmínek - tlak

Frame 11 of 20  
Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Loadset: LoadSet1 : KUZELKA



"Window1" - kuzelka\_tlak - kuzelka\_tlak

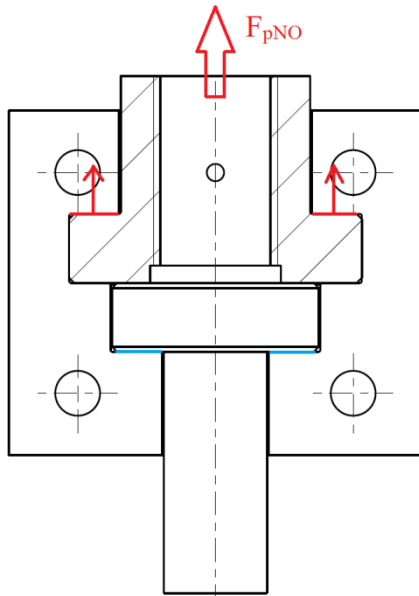
Obrázek 7-12 Vřeteno kuželky – průběh redukovaného napětí dle metody HMH v MPa - tlak

Na obrázku 7-12 lze vidět, že upravené vřeteno kuželky vyhovuje i na tlakové zatížení.

## 7.5 Dělená spojka

### 7.5.1 Pevnostní kontrola na tah

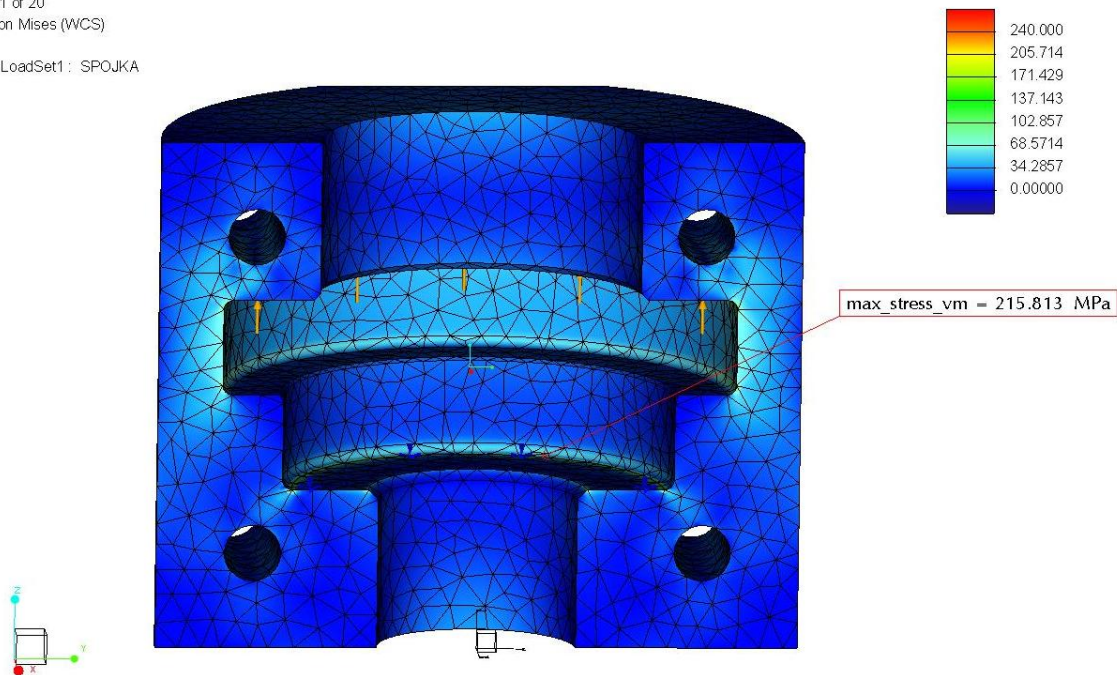
Dělená spojka se skládá z levé a pravé spojky. Funkční rozměry těchto částí jsou stejné, proto postačí kontrola pouze jednoho dílu. Je třeba mít na paměti, že tento díl je zatížen pouze poloviční silou, než vřeteno kuželky a horní díl spojky. Okrajové podmínky jsou znázorněny na obrázku 7-13.



Obrázek 7-13 Levý díl spojky -  
schéma okrajových podmínek



Frame 11 of 20  
Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Loadset: LoadSet1 : SPOJKA



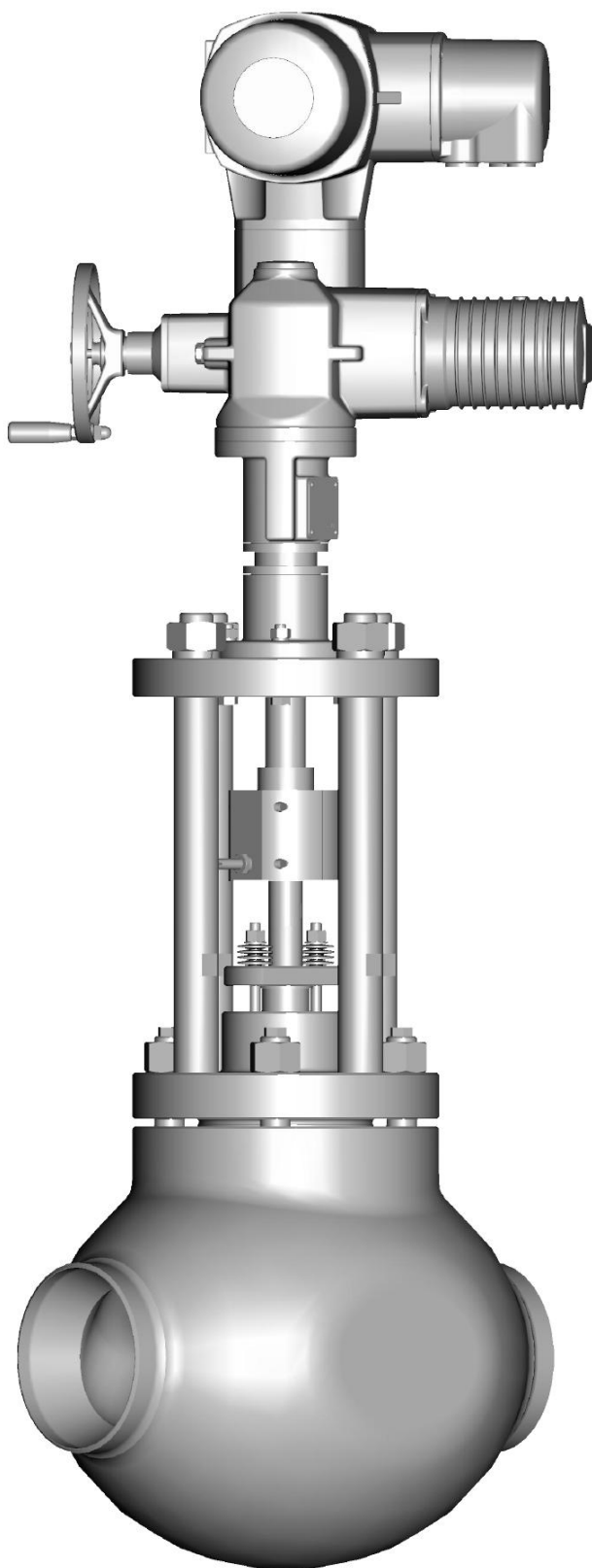
"Window1" - spojka - spojka

Obrázek 7-14 Levý díl spojky - průběh redukovaného napětí dle metody HMM v MPa

Oba díly dělené spojky byly předem upraveny, aby odpovídaly již (na základě výsledků z předešlých MKP analýz) změnám rozměrů včetně kuželky a horního dílu spojky. Na obrázku 7-14 lze vidět, že dělená spojka splňuje pevnostní podmínku.

## 7.6 Zhodnocení pevnostní kontroly

Pevnostní analýza původního hrubého návrhu spojky odhalila některé jeho nedostatky. Díly měly v klíkových místech nedostatečné radiusy, naopak tloušťky některých stěn byly navrženy zbytečně velké. Po optimalizaci se výrazně snížila hmotnost sestavy spojky, čímž návrh lépe splňuje technické požadavky definované v kapitole 5.2. Všechny díly spojky současně pevnostně vyhovují mezním zatížením axiální silou od kuželky a pohonu ventilu. Kontrovaná konstrukce spojky pro regulační ventily daného typu o nominálním průměru DN150 je tedy použitelná pro provozní podmínky až do nominálního tlaku pracovní látky PN100 a tlakového spádu na kuželce až do  $\Delta p = 40$  bar. Model sestavy ventilu DN150/PN100 s navrženou spojkou je uveden na obrázku 7-15. Přesné rozměry jednotlivých dílů navržené konstrukce spojky jsou uvedeny ve výrobní dokumentaci v příloze této bakalářské práce. Rozměrový návrh spojek pro ventily jiných DN by proběhl obdobně.



*Obrázek 7-15 Ventil DN150/PN100 s nově navrženou spojkou vřetene kuželky a pohonu*

## 8 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout funkční a v praxi použitelnou spojku vřetene pohonu a kuželky ventilu pro daný výkonový rozsah pohonů a provozních parametrů průmyslových regulačních ventilů. Při návrhu spojky se vycházelo z výrobní řady regulačních ventilů společnosti G-Team a.s. Před přistoupením k vlastnímu návrhu bylo porovnáno několik v současnosti používaných typů konstrukcí spojek. Na základě jejich předností a nedostatků byla navržena nová inovovaná konstrukce spojky pro stanovený soubor regulačních ventilů DN100/PN250÷DN400/PN63. Z provozních podmínek pro daný soubor ventilů byly stanoveny zatěžující účinky působící na spojku. Pro spojku vřetene kuželky a pohonu regulačního ventilu DN150/PN100 a  $\Delta p_{\max} = 40$  bar bylo provedeno pevnostní ověření návrhu prostřednictvím metody konečných prvků, na základě kterého byla provedena úprava geometrie některých dílů spojky. Spojka je navržena pro připojení k servopohonům AUMA, ale navrženou konstrukci je možné použít i pro pohony jiných typů s vyhovujícími připojovacími rozměry.

V budoucnu se předpokládá doplnění pevnostní analýzy pro spojky ostatních regulačních ventilů daného souboru (DN100÷DN400) a po přijetí a zapracování návrhu spojky do interních technických směrnic výrobců armatur i uplatnění v průmyslové praxi.

## 9 Seznam použité literatury

- [1] *ARI ARMATUREN* [online]. 2016 [cit. 2016-01-25]. Dostupné z: [www.ari-armaturen.cz](http://www.ari-armaturen.cz)
- [2] *Czech Valve Group* [online]. 2016 [cit. 2016-01-21]. Dostupné z: <http://valve-gr.cz/cz/>
- [3] *Elektronický zpravodaj: Tepny domu*. [online]. 2015 [cit. 2015-10-22]. Dostupné z: <http://ezin-tepny-domu.pronasdum.cz/index.php?p=historie-vodovodnich-potrubi>
- [4] EMERSSON, P. M. *Control valve Handbook*. 4th edition. 2005.
- [5] *IMAHA* [online]. 2015 [cit. 2015-11-25]. Dostupné z: <http://www.imaha.cz/>
- [6] *KP VALVES* [online]. 2016 [cit. 2016-02-01]. Dostupné z: <http://kpvalves.cz/>
- [7] *MARTECH-CORP* [online]. 2016 [cit. 2016-02-22]. Dostupné z: <http://www.martech.cz/>
- [8] *POLNACORP* [online]. 2016 [cit. 2016-01-17]. Dostupné z: <http://www.polnacorp.eu/>
- [9] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Praha: Informatorium, 2002. ISBN 80-733-3000-8.
- [10] *Saint-Gobain PaM* [online]. 2016 [cit. 2016-02-22]. Dostupné z: <http://www.saint-gobain-pam.cz/>
- [11] *AUMA* [online]. 2016 [cit. 2016-02-01]. Dostupné z: <http://www1.auma.com/>
- [12] *G-Team. a.s.* [online]. 2016 [cit. 2016-02-22]. Dostupné z: <http://www.g-team.cz/>
- [13] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. 2015 [cit. 2015-10-08]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Vodovod&oldid=12949181>
- [14] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [15] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra1: Obecné strojní části*. Praha: Computers, 1999

[16] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů*. Praha: STNL, 1989

## 10 Seznam volně vložených příloh

**Název přílohy:**

Horní díl spojky

Dělená spojka

Sestava DN150/PN100

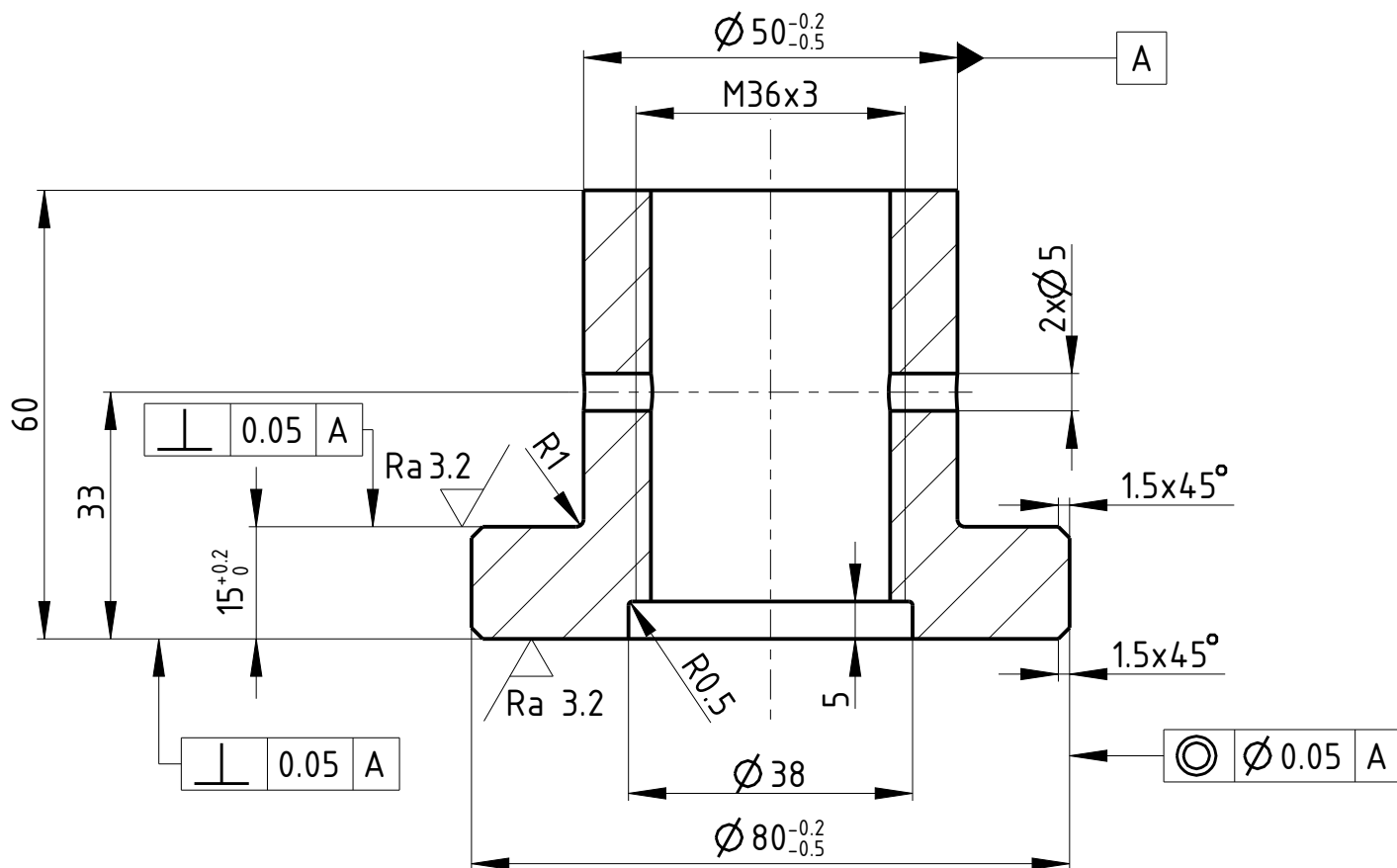
**Číslo dokumentu:**

1

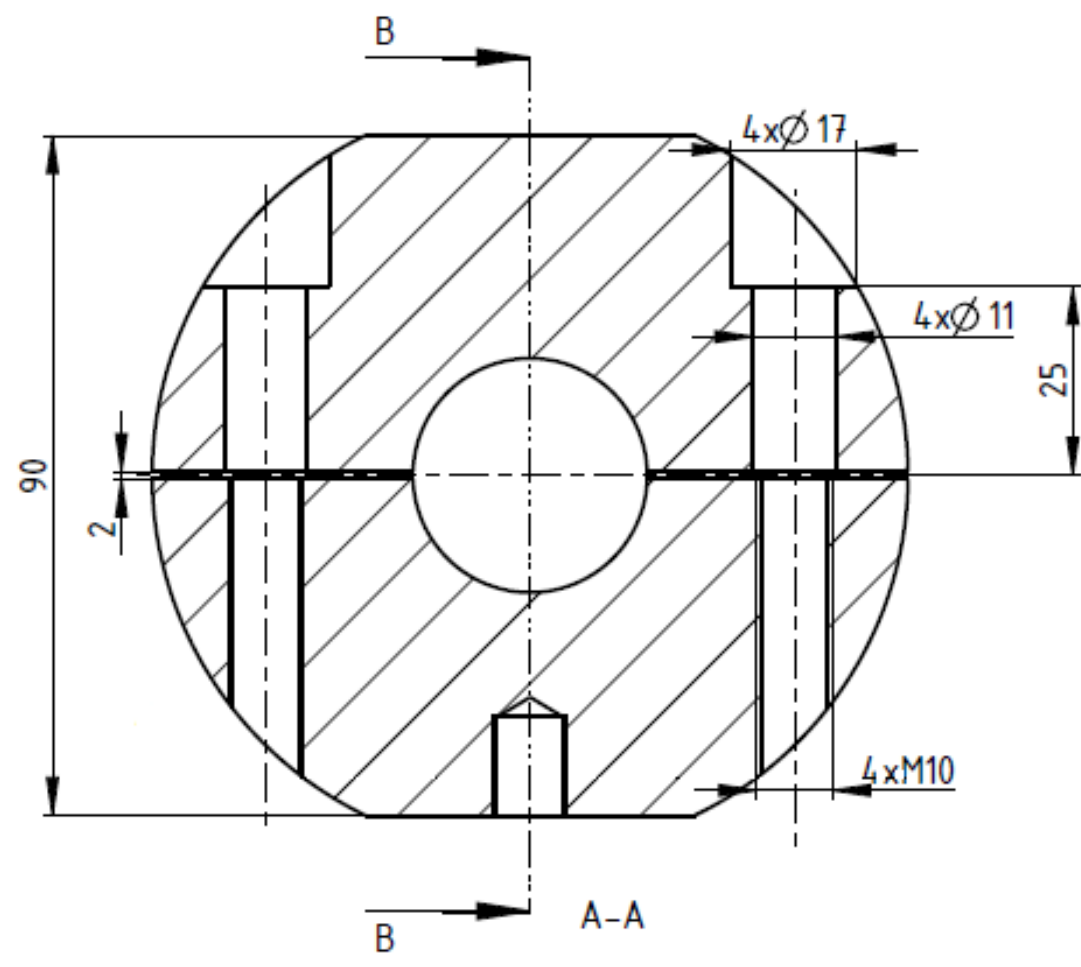
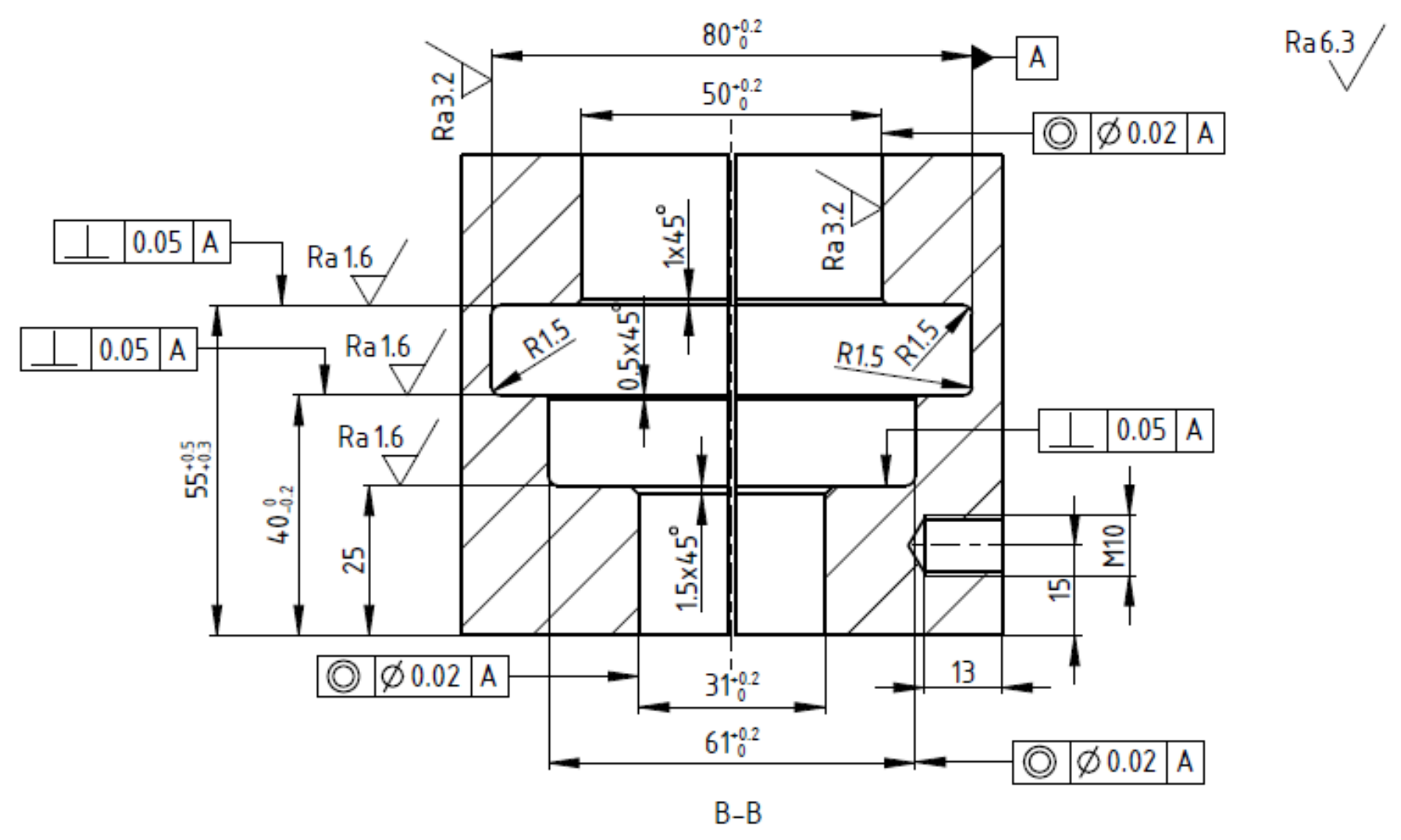
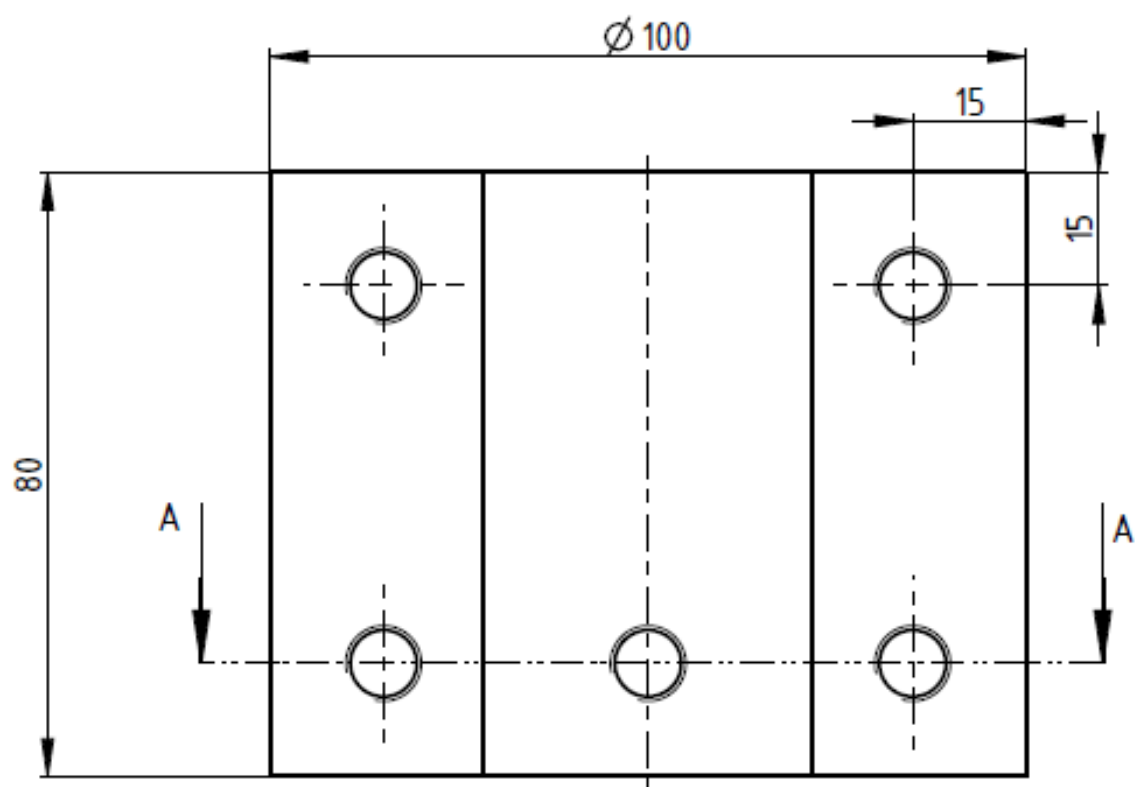
2

3

Ra6.3

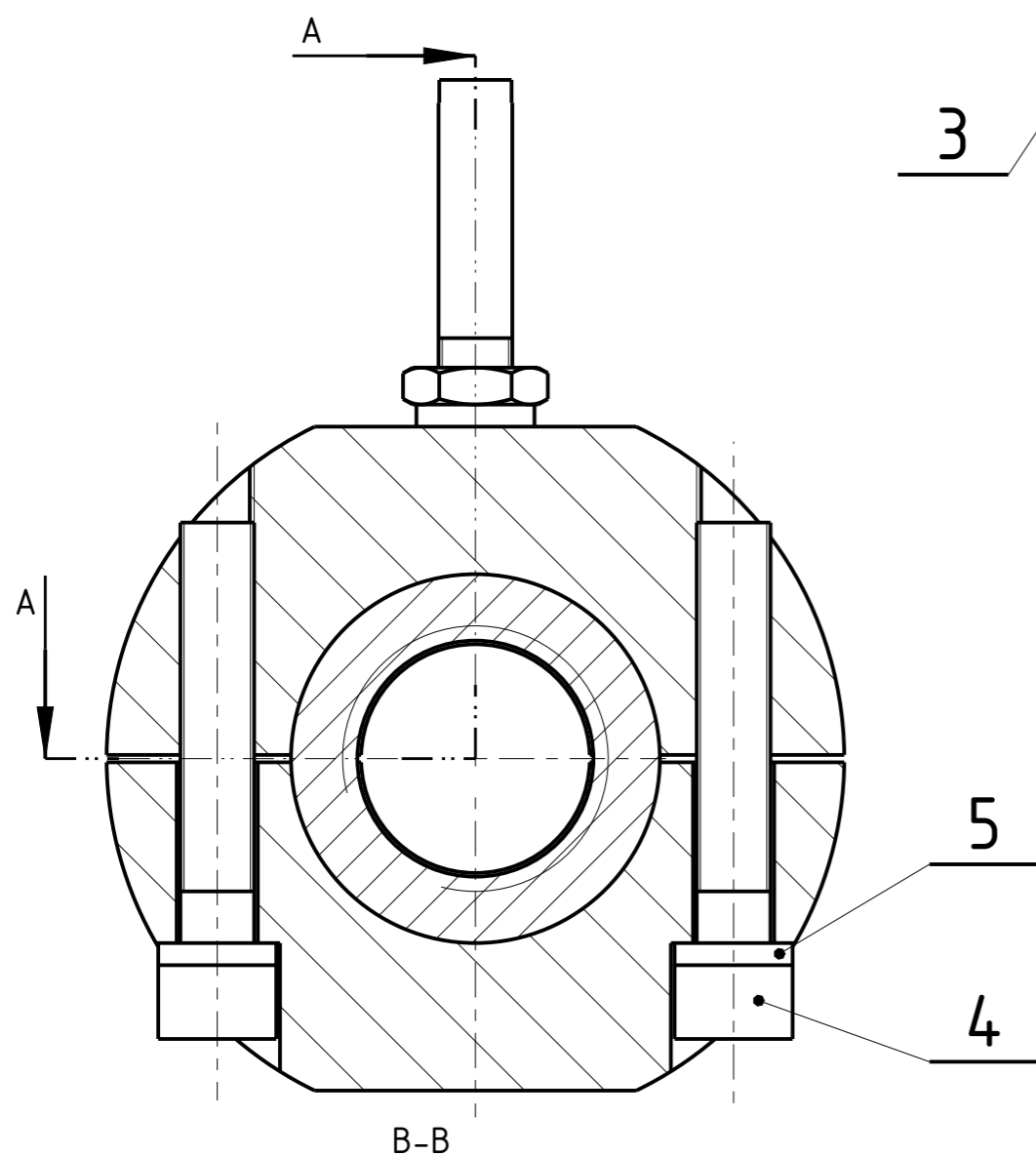
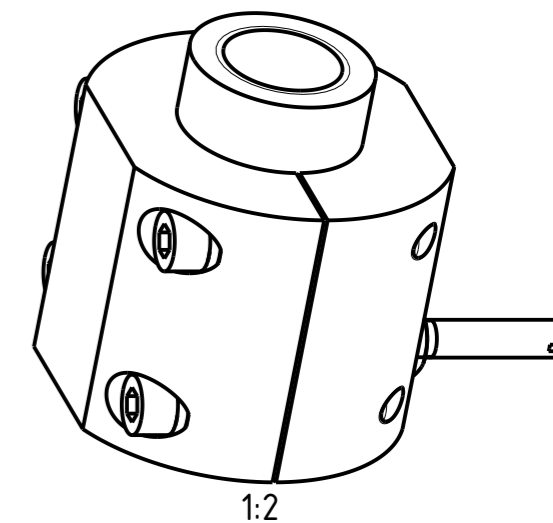
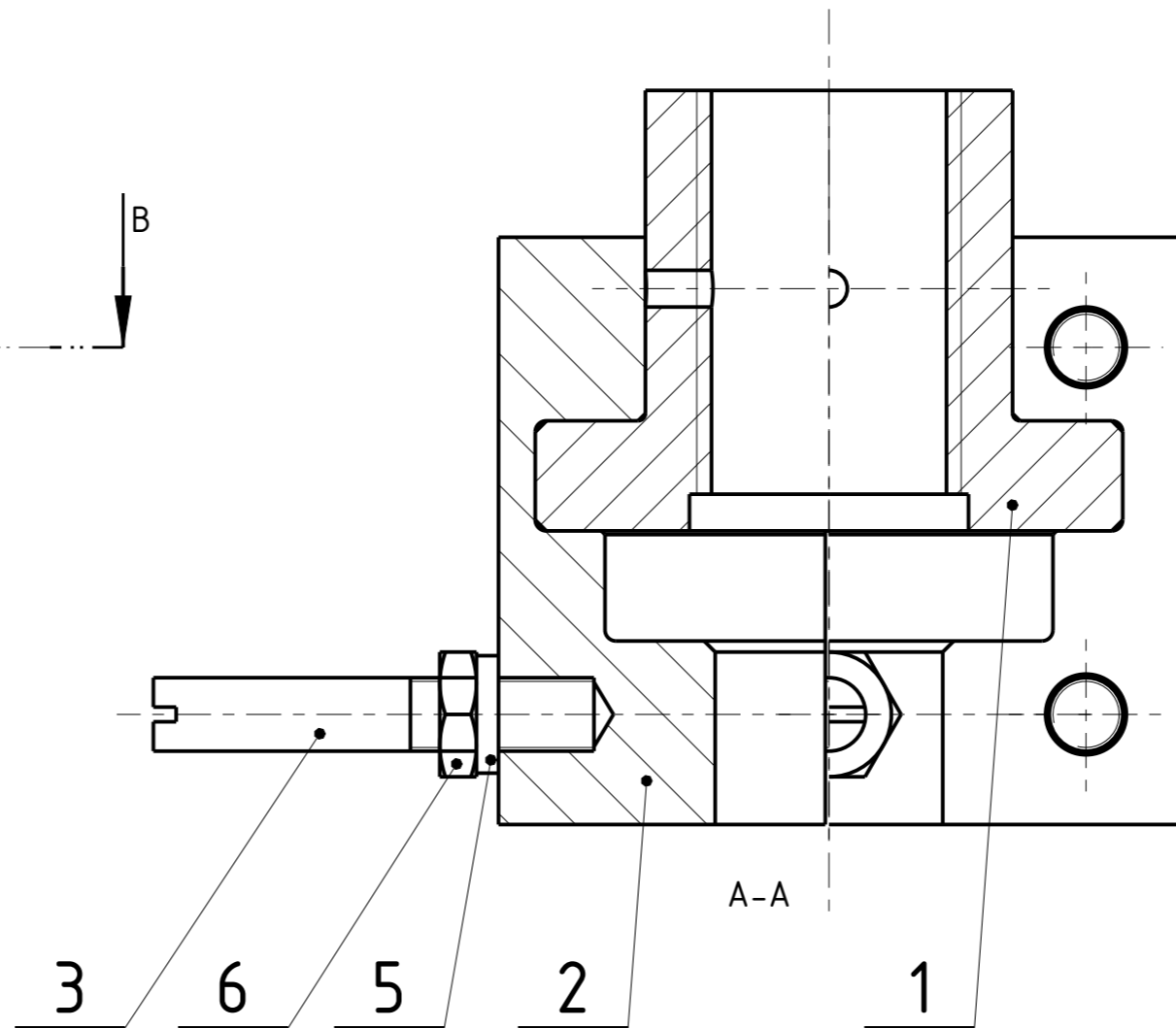
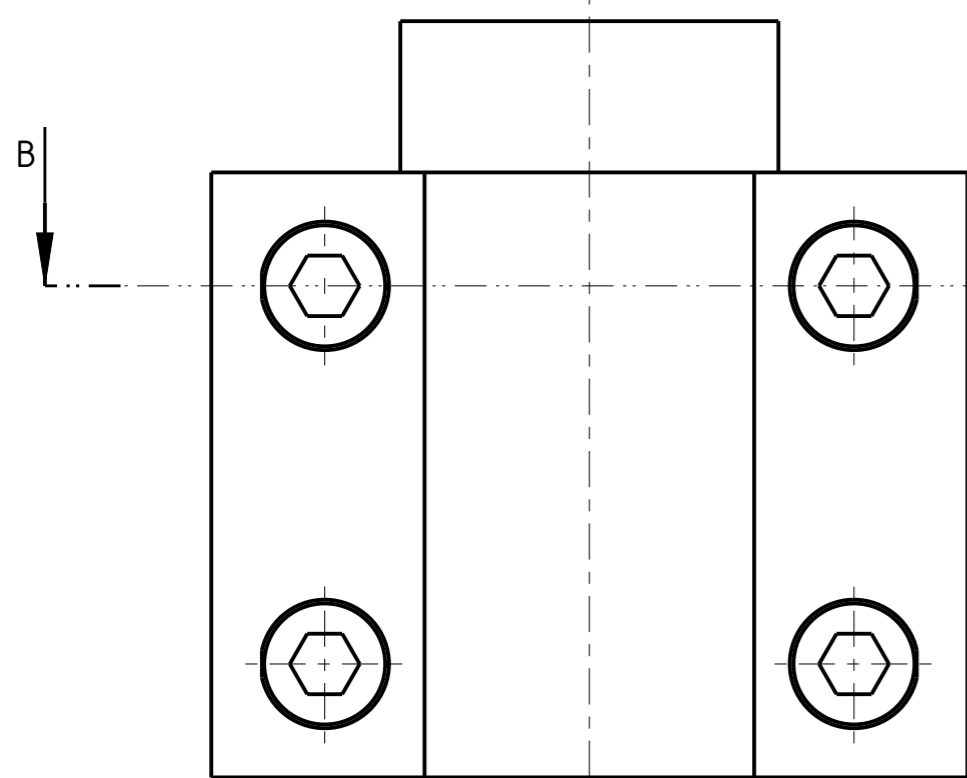


1				P500QH		0.885		3	1
Pocet kusu	Název - rozmer	Polotovary	Material konecny/výchozí	T.odp.	C.hmot.	Hr.hmot.	C.vykr. sestavy	Poz.	
Quantity	Title - size	Blank	End material/Material		Weight	Raw weight	Drawing asm. No.	Pos.	
	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name				
Kreslil /DWN.	16-May-16	SOBOTNÍK	Technolog/ist						
Prezk. /CHK			Prezk./CHK						
Schval. /APP			Schval./APP						
				index/No.	Schvalil/Apr.		popis zmeny/change	Datum	Podpis/Name
ZAPADOČESKA UNIVERZITA v Plzni				Poznámka/Note:					
Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved									
Methode 1 ISO 128	TOLERANCE/ TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mK	Soubor-model/PART-file Soubor-vykres/DRW-file		HORNÍ HORNÍ_DIL_SPOJKY		Meritko SCALE	1:1	C.sestavy / Assembly No.	3
Název / Title				CISLO VYKRESU /DRAWING NO.				Format SIZE	
HORNÍ_DIL_SPOJKY				1				4	
				list/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1			



ROZŘÍZNOUT PO OBROBENÍ VNITŘNÍCH PLOCH

1			P500QH		3.022		3	2
Pocet kusu	Název - rozmer	Polotovary	Material konecny/výchozí	T.odp.	C .hmot.	Hr.hmot.	C .výkr. sestavy	Poz.
Quantity	Title - size	Blank	End material/Material		Weight	Raw weight	Drawing asm. No.	Pos.
Kresil /DWN.	Datum	Jmeno/Name	Datum	Name				
Prezk. /CHK	16-May-16	SOBOTNIK						
Schval. /APP								
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni			Poznemka/Note:					
Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved								
Methode 1	TOLERANCE/TOLEROVANI	Soubor-model/PART-file	SPOJKA	Meritko	C.sestavy / Assembly No.	3		
ISO 128	ISO 80015 ISO 2768mK	Soubor-vykres/DRW-file	DELENA_SPOJKA	SCALE	Typ/Type			
Název / Title		SPOJKA_DELENA		CISLO VYKRESU / DRAWING NO.		2		
				list/sheet	pocet listu/ no.sheets		1 1	
						3		



POZ.	NÁZEV	Č. VÝKRESU	HMOT.	KS
5	PODLOZKA_PRUZNA_M10		0.003	5
6	MATICE_NIZKA_M10		0.008	1
3	UKAZATEL_POLOHY		0.037	1
4	IMBUSOVY_SROUB_S_VALCOVOU_HLAVOU_M10		0.050	4
1	HORNI_DIL_SPOJKY	1	0.885	1
2	DELENA_SPOJKA	2	3.022	1

Kreslil / DWN.	Datum	Jmeno / Name	Techno-log / ist	Datum	Name					
Prezk. / CHK	16-May-16	SOBOTNIK								
Schval. / APP										
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni						index / No.		Schvalil / Appr.	popis zmeny / change	
Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved						Poznamka / Note:		Datum		Podpis / Name
Methode 1 ISO 128						TOLERANCE / TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mK		Soubor - model / ASM - file Soubor - vykres / DRW - file		C.hmotnost sestavy / Asm. weight
SESTAVA_SPOJKA_MOJE						SCALE		C.sestavy / Assembly No.		4.162
SESTAVA_SPOJKA						1:1		Typ / Type		
Nazev / Title						CISLO VYKRESU / DRAWING NO.		Format SIZE		
SESTAVA DN150/PN100						3		1		3
						list / sheet		pocet listu / no.sheets		1