

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

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

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**Konstrukce válce řízení membrány vulkanizačního lisu 75“**

**Autor:** Šimon PUŠMAN

**Vedoucí práce:** Ing. Petr Votápek

**Akademický rok 2011/2012**

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2011/2012

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Šimon PUŠMAN**  
Osobní číslo: **S09B0434P**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Konstrukce válce řízení membrány vulkanizačního lisu 75”**  
Zadávací 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:

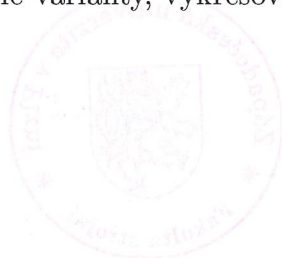
Průzkum současného stavu problematiky, rešerše. Analýza získaných poznatků. Návrhy koncepcí válce řízení membrány. Porovnání jednotlivých konstrukčních variant a výběr vhodné varianty. Rozbor sil a prostorové uspořádání konstrukčního řešení. MKP analýza konstrukčního řešení. Detailní konstrukce vybrané varianty. Výrobní a výkresová dokumentace k vybrané variantě v závislosti na technologii výroby.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše stávajícího řešení
2. Návrh koncepcí válce řízení membrány vulkanizačního lisu
3. Porovnání jednotlivých variant a výběr vhodné varianty
4. Detailní konstrukce vybrané varianty, výkresová dokumentace a MKP analýza
5. Zhodnocení práce, závěr



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

**JAHELKA, M. Gumárenské stroje a zařízení. Praha: SNTL, 1963**

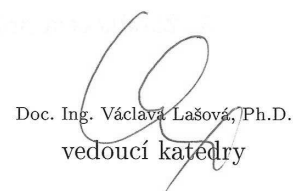
*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Votápek**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Martin Hynek, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2011**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **25. května 2012**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2011

## **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

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu práce Ing. Petru Votápkovi a konzultantu Doc. Ing. Martinu Hynkovi, Phd., za poskytnutí cenných rad při zpracování bakalářské práce. Jejich znalosti a zkušenosti byly nezbytným zdrojem informací, potřebných k řešení dané problematiky.

Dále bych rád poděkoval rodině za podporu poskytovanou po celou dobu studia.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Pušman	Jméno Šimon		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Votápek	Jméno Petr		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>		Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Konstrukce válce řízení membrány vulkanizačního lisu VL 75”			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2012
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	48	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	34	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	14
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>V této bakalářské práci bylo prozkoumáno současné řešení válce řízení membrány použité pro vulkanizační lis VL 90“. Na základě zjištěných nedostatků byly navrženy změny konstrukčního řešení. Nově vzniklé konstrukční řešení bylo uzpůsobeno pro vulkanizační lis VL 75“. Válec řízení membrány byl detailně zkonstruován v CAD systému a byla vytvořena výkresová dokumentace. Pomocí analytických a numerických výpočtů byly navrženy a zkontrolovány vybrané díly VŘM.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	<p>válec řízení membrány, vulkanizační lis, typ Autoform, typ Bag-O-Matic, soustava pružin, rovnováha sil, tuhost, dilatace, MKP analýza</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Pušman	Name Šimon	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Votápek	Name Petr	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	The Construction of the Cylinder for Bladder Control of the Curing Press 75 “		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2012
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	48	<b>TEXT PART</b>	34	<b>GRAPHICAL PART</b>	14
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	In this bachelor sheet the current construction of the cylinder for bladder control of the curing press 90“ is examined. The changes based on the problematic properties were designed in the construction. The new construction was adjusted to the curing press 75”. The cylinder for bladder control was designed in depth in the CAD system. Some parts of the construction were designed or checked by the analytic and numeric solutions.
<b>KEY WORDS</b>	cylinder of bladder control, curing press, Autoform type, Bag-O-Matic type, assembly of springs, balance of power, strength, dilatation, FEM analysis

## Obsah:

<b>1</b>	<b>Úvod.....</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>Rozdělení membránových vulkanizačních lisů.....</b>	<b>12</b>
2.1	Membránový vulkanizační lis Autoform.....	12
2.2	Membránový vulkanizační lis Bag-O-Matic .....	13
<b>3</b>	<b>Rešerše stávajícího řešení .....</b>	<b>14</b>
<b>4</b>	<b>Návrh nové koncepce válce řízení membrány vulkanizačního lisu .....</b>	<b>17</b>
<b>5</b>	<b>Porovnání výsledků jednotlivých variant a výběr vhodné varianty .....</b>	<b>20</b>
<b>6</b>	<b>Silový rozbor vybrané konstrukční varianty .....</b>	<b>22</b>
6.1	Výpočet tuhostí jednotlivých částí VŘM .....	25
6.2	Výpočet minimální síly v sestavě hydromotoru .....	29
6.3	Výpočet maximální síly v sestavě hydromotoru .....	30
6.4	Analýza šroubu cylindru.....	32
6.5	Výpočet zatížení šroubových spojů.....	34
<b>7</b>	<b>MKP analýza konstrukčního řešení .....</b>	<b>41</b>
7.1	Obecné okrajové podmínky .....	41
7.2	Zatížení způsobené předepnutím šroubu cylindru a teplotní dilatací.....	41
7.2.1	Vyhodnocení úlohy - úprava konstrukce spodního cylindru.....	43
7.3	Vliv vodicích kroužků na deformaci pístnice.....	45
7.3.1	Vyhodnocení úlohy .....	47
<b>8</b>	<b>Detailní konstrukce a výkresová dokumentace .....</b>	<b>47</b>
<b>9</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>47</b>
<b>10</b>	<b>Použitá literatura, zdroje.....</b>	<b>48</b>
<b>11</b>	<b>Použitý software .....</b>	<b>48</b>



## Seznam použitých symbolů:

Symbol	Název	Jednotky
$c_{\psi}$	součinitel neodlehnutí	-
$D$	průměr tlakového válce	mm
$d_{sc}$	velký průměr závitu šroubu cylindru	mm
$D_1$	malý průměr závitu cylindru	mm
$d_2$	střední průměr závitu šroubu M12 x 35	mm
$d_{2sc}$	střední průměr závitu šroubu cylindru	mm
$d_3$	malý průměr závitu šroubu M12 x 35	mm
$D_H$	vnější průměr pláště hydromotoru	mm
$d_H$	vnitřní průměr pláště hydromotoru	mm
$d_h$	průměr hlavy šroubu M12 x 35	mm
$d_{jmin}$	minimální průměr šroubu - průměr jádra závitu šroubu M12 x 35	mm
$D_o$	průměr díry pro šroub M12 x 35	mm
$d_{píst}$	průměr pístu středového hydromotoru	mm
$d_s$	střední stykový průměr hlavy šroubu M12 x 35	mm
$D_T$	vnější průměr trubky tubusu	mm
$d_T$	vnitřní průměr trubky tubusu	mm
$D_{tr}$	vnější průměr trubky cylindru	mm
$d_{tr}$	vnitřní průměr trubky cylindru	mm
$E_{BR}$	Yongův modul pružnosti bronzu v tahu	MPa
$E_{OC}$	Yongův modul pružnosti oceli v tahu	MPa
$F$	zatěžovací síla pro jeden šroubový spoj M12 x 35	N
$F_1$	maximální síla v předepnutém šroubovém spoji M12 x 35	N
$F_2$	síla zbytkového předpětí spojovaných desek	N
$f_h$	součinitel tření pod hlavou šroubu M12 x 35	-
$F_{HSD}$	síla v sestavě hydromotoru od teplotní dilatace	N
$F_{HSDmax}$	maximální síla působící v sestavě hydromotoru od teplotní dilatace	N
$F_{HSmax}$	celková maximální síla působící v sestavě hydromotoru	N
$F_{HSmin}$	celková minimální síla působící v sestavě hydromotoru	N
$F_p$	předepínací síla šroubu M12 x 35	N
$F_{p1}$	předběžná předepínací síla šroubu M12 x 35	N.m
$F_{prac}$	reakční síla působící na šroub cylindru	N
$F_{psc}$	předepínací síla šroubu cylindru	N
$F_{TSD}$	síla v sestavě tubusu od teplotní dilatace	N
$F_{TSDmax}$	maximální síla působící v sestavě tubusu od teplotní dilatací	N
$f_z$	součinitel tření závitu šroubu M12 x 35	-

$f_{zsc}$	součinitel tření závitu šroubu cylindru	-
$H_I$	styková výška závitu šroubu cylindru	mm
$k_I$	tuhost šroubu M12 x 35	N/mm
$k_2$	tuhost spojovaných desek	N/mm
$k_{CS}$	celková tuhost cylindru	N/mm
$k_d$	tuhost dřívku šroubu M12 x 35	N/mm
$k_H$	tuhost pláště hydromotoru	N/mm
$k_{HS}$	tuhost sestavy hydromotoru	N/mm
$k_T$	tuhost tubusu	N/mm
$k_{TP}$	tuhost talířových pružin	N/mm
$k_{tr}$	tuhost trubky cylindru	N/mm
$k_{TS}$	tuhost sestavy tubusu	N/mm
$k_z$	tuhost závitové části šroubu M12 x 35	N/mm
$L_2$	tloušťka desky	mm
$L_d$	délka dřívku šroubu M12 x 35	mm
$L_H$	délka pláště hydromotoru	mm
$L_{HSPS}$	délka sestavy hydromotoru se zahřátým pláštěm hydromotoru po stlačení	mm
$L_{HSPZ}$	délka sestavy hydromotoru se zahřátým pláštěm hydromotoru	mm
$L_m$	délka nosné části závitu šroubu M12 x 35	mm
$L_{msc}$	délka závitu šroubu cylindru	mm
$L_T$	délka trubky tubusu	mm
$L_{tr}$	délka trubky cylindru	mm
$L_z$	délka závitu šroubu M12 x 35	mm
$M_h$	třecí moment pod hlavou šroubu M12 x 35	N.m
$M_u$	utahovací moment šroubu M12 x 35	N.m
$M_{usc}$	utahovací moment šroubu cylindru	N.m
$M_z$	třecí moment v závitech šroubu M12 x 35	N.m
$M_{zsc}$	třecí moment v závitech šroubu cylindru	N.m
$n$	počet potřebných šroubových spojů M12 x 35	-
$n_{zsc}$	počet nosných závitů šroubu cylindru	-
$P_{dsc}$	dovolený tlak v závitech šroubu cylindru	MPa
$P_h$	stoupání závitu šroubu M12 x 35	mm/ot
$P_{hsc}$	stoupání závitu šroubu cylindru	mm/ot
$p_{prac}$	maximální pracovní tlak oleje středového hydromotoru	MPa
$P_{zsc}$	tlak v závitech šroubu cylindru	MPa
$s$	součinitel bezpečnosti šroubu M12 x 35	-
$s_1$	vypočtený součinitel bezpečnosti	-
$S_2$	průřez tlakového válce pod hlavou šroubu M12 x 35	mm <sup>2</sup>

$S_H$	průřez pláště hydromotoru	$mm^2$
$S_j$	průřez šroubu M12 x 35 v místě závitu	$mm^2$
$S_{jmin}$	minimální průřez šroubu - průřez jádra závitu šroubu M12 x 35	$mm^2$
$s_o$	součinitel bezpečnosti proti odlehnutí kuželových ploch	-
$S_{píst}$	průřez pístu hydromotoru	$mm^2$
$S_{Psc}$	součinitel přesnosti závitu šroubu cylindru	-
$S_T$	průřez trubky tubusu	$mm^2$
$S_{tr}$	průřez trubky cylindru	$mm$
$X$	materiálový součinitel	-
$\alpha$	teplotní součinitel délkové roztažnosti chromové oceli	$1/K$
$\alpha_s$	úhel stoupání závitu šroubu M12 x 35	$^\circ$
$\alpha_{sc}$	úhel stoupání závitu šroubu cylindru	$^\circ$
$\Delta F_1$	složka síly F působící na šroubový spoj M12 x 35	$N$
$\Delta F_2$	složka síly F působící na spojované desky	$N$
$\Delta L_1$	deformace šroubu M12 x 35 od předepínací síly	$mm$
$\Delta L_2$	deformace spojovaných desek od předepínací síly	$mm$
$\Delta L_F$	výsledná deformace předepnutého šroubového spoje po zatížení silou F	$mm$
$\Delta L_{HS}$	deformace sestavy hydromotoru	$mm$
$\Delta L_{Ht}$	prodloužení pláště hydromotoru vlivem nárůstu teploty	$mm$
$\Delta L_{TS}$	deformace sestavy tubusu	$mm$
$\Delta t$	rozdíl teplot pláště hydromotoru a sestavy tubusu	$K$
$\Delta t_{max}$	maximální rozdíl teplot pláště hydromotoru a sestavy tubusu	$K$
$\Delta t_{min}$	minimální rozdíl teplot pláště hydromotoru a sestavy tubusu	$K$
$\sigma_k$	napětí na mezi kluzu materiálu šroubu M12 x 35	$MPa$
$\sigma_t$	maximální napětí v tahu ve šroubu M12 x 35	$MPa$
$\varphi_z$	třecí úhel závitu šroubu M12 x 35	$^\circ$

## 1 Úvod

Válec řízení membrány (dále VŘM) je důležitou součástí všech membránových vulkanizačních lisů. Tyto lisy slouží především k výrobě pneumatik a duší do pneumatik, tudíž nacházejí velké uplatnění v gumárenském průmyslu. Jak již jejich název napovídá, hlavní funkcí těchto strojů je zformování polotovaru pneumatiky do správného tvaru a následná vulkanizace kaučukové směsi, ze které je polotovar vyroben.

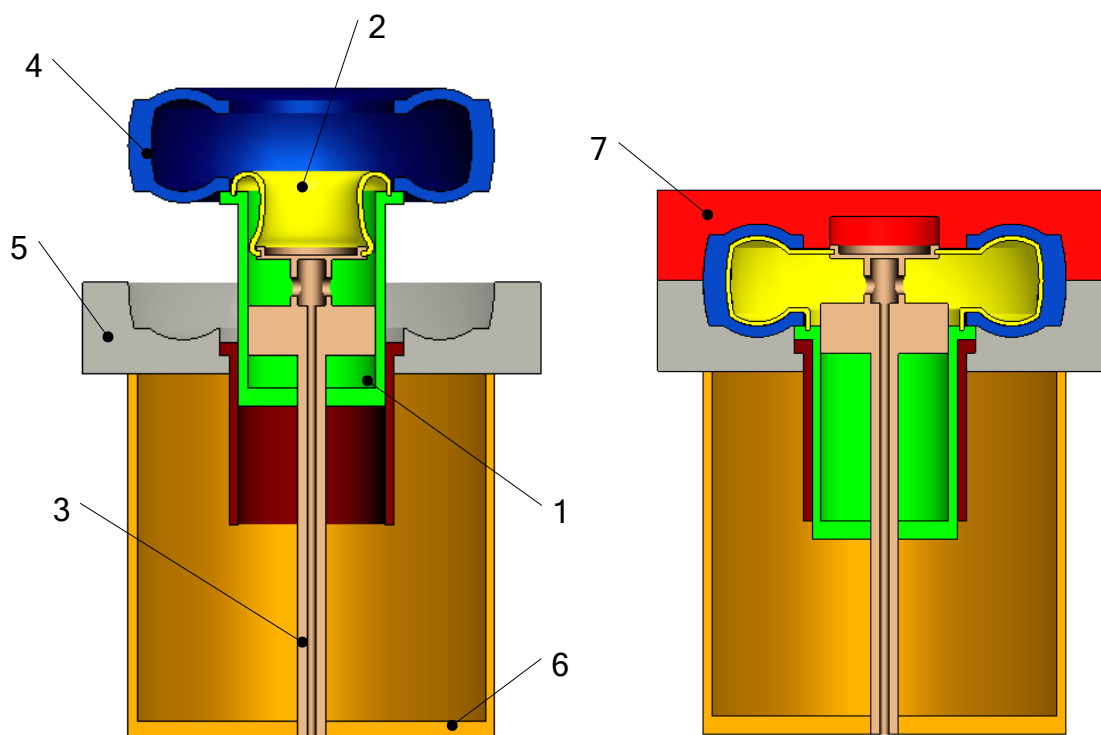
V této bakalářské práci je vysvětlena funkce VŘM v konceptu membránového vulkanizačního lisu. Dále je analyzováno stávající řešení VŘM u membránového vulkanizačního lisu VL 90", který je již používán v praxi. Na základě poznatků z této analýzy jsou navrženy změny v konstrukci VŘM. Takto nově vzniklé řešení je porovnáno se stávajícím stavem. Je vybrána vhodnější varianta, která je následně zkonstruována pro vulkanizační lis VL 75". Dále je proveden silový rozbor a pomocí analytických a numerických výpočtů jsou navrženy a zkontrolovány určité části VŘM. Pro VŘM je vyhotovena výkresová dokumentace.

## 2 Rozdělení membránových vulkanizačních lisů

Membránové vulkanizační lisy lze rozdělit do dvou základních skupin, podle způsobu ovládání membrány. Jedná se o lisy typu Autoform a typu Bag-O-Matic.

### 2.1 Membránový vulkanizační lis Autoform

Pracovní cyklus membránového vulkanizačního lisu typu Autoform je znázorněn na obr. 1. Výsuvná trubice (poz. 1) se nachází ve vysunutě poloze (vlevo). Membrána (poz. 2) je uchycena za velký průměr k výsuvné trubici a za malý průměr k nosné tyči (poz. 3). Na výsuvnou trubici je umístěn polotovar pneumatiky (poz. 4). Přes nosnou tyč je pod membránu přiváděna přehřátá pára. Membrána se vydouvá do vnitřního prostoru pneumatiky. Výsuvná trubice je zasunuta a tím je polotovar pláště usazen do spodní formy (poz. 5), která je pevně spojena s rámem lisu (poz. 6). Dále je polotovar přiklopen horní formou (poz. 7). Je tedy uzavřena vulkanizační komora (vpravo) a může proběhnout samotný proces vulkanizace. Po skončení vulkanizačního cyklu je odklopena horní forma a výsuvná trubice je vytlačena vzhůru. Tím dojde k vytržení pneumatiky ze spodní formy. Současně s pohybem výsuvné trubice je upouštěna pára a membrána je zatahována zpět do vnitřního prostoru výsuvné trubice. Po odejmutí pneumatiky dojde k očištění a namazání membrány a k usazení dalšího polotovaru.

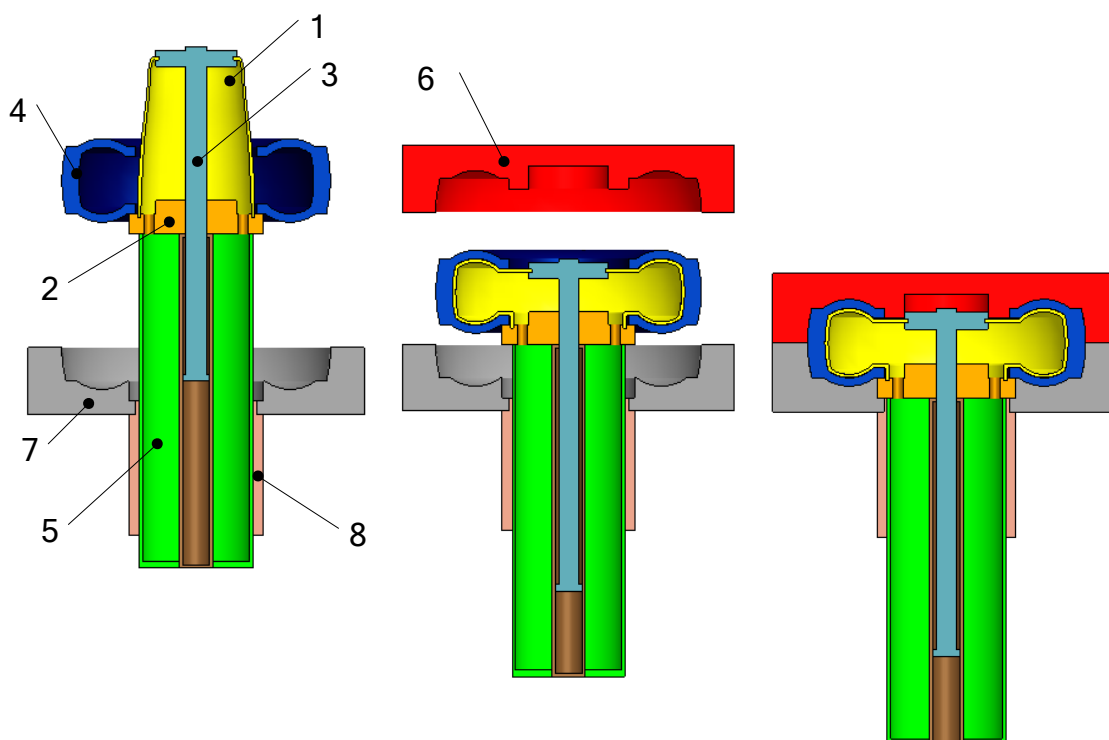


**Obr. 1. Pracovní cyklus lisu typu Autoform**

*1-výsuvná trubice, 2-membrána, 3-nosná tyč, 4-polotovar pneumatiky, 5-spodní forma, 6-rám lisu, 7-horní forma*

## 2.2 Membránový vulkanizační lis Bag-O-Matic

Pracovní cyklus VŘM membránového vulkanizačního lisu typu Bag-O-Matic je znázorněn na obr. 2. Membrána (poz. 1) je uchycena za velký průměr k víku (poz. 2) a za malý průměr k pístnici středového hydromotoru (poz. 3). Při umístění polotovaru pneumatiky (poz. 4), je vysunut tubus (poz. 5) i pístnice hydromotoru, viz obr. 2 (vlevo). Membrána je tedy natažena. Po usazení polotovaru je zasouvána pístnice hydromotoru a do membrány je přiváděna přehřátá pára. Tím je dosaženo jejího vydouvání do polotovaru pneumatiky. Současně je zasouván také tubus a usazována horní forma (poz. 6), viz obr. 2 (uprostřed). Po dosednutí polotovaru do spodní formy (poz. 7) a přiklopení formy horní, je do membrány dopuštěna přehřátá pára, viz obr. 2 (vpravo). Tím je dosažen uvnitř membrány dostatečný tlak, potřebný pro správné zaformování polotovaru pneumatiky. Může tedy proběhnout proces vulkanizace. Po skončení vulkanizačního cyklu je zvednuta horní forma a vysunut tubus. Tím je dosaženo vytrhnutí pláště ze spodní formy. Během vysouvání tubusu je také upuštěna pára z membrány a vysouvána pístnice hydromotoru. Tím je membrána vytrhována z pneumatiky. Po odebrání pneumatiky je membrána očištěna, namazána a je usazen další polotovar.



**Obr. 2. Pracovní cyklus typu Bag-O-Matic**

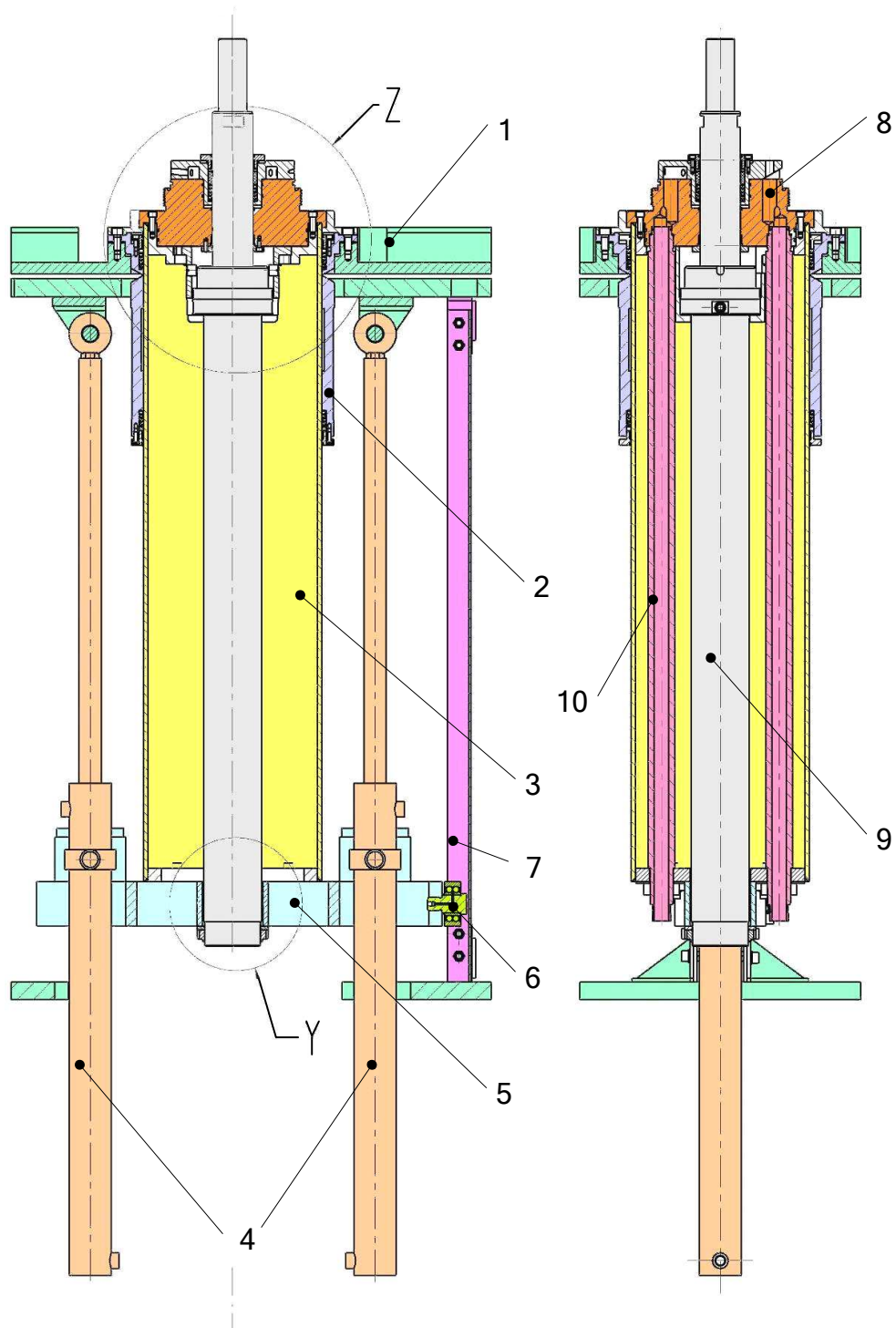
*1-membrána, 2-víko, 3-pístnice hydromotoru, 4-polotovar pneumatiky, 5-tubus, 6-horní forma, 7-spodní forma, 8-vodicí vložka*

### 3 Rešerše stávajícího řešení

V následující rešerši bylo analyzováno stávající provedení VŘM u membránového vulkanizačního lisu VL 90“. Tato koncepce VŘM využívá systému Bag-O-Matic, jehož princip byl vysvětlen v předešlé kapitole 2.2. Uvedené řešení je již aplikováno v praxi.

VŘM je umístěn v prostoru pod vulkanizační komorou lisu. Analyzované konstrukční řešení, viz obr. 3., se sestává z několika základních komponentů. V rámu lisu (poz. 1) je usazena vodicí vložka (poz. 2), která slouží jako lineární vedení tubusu (poz. 3). Pohyb tubusu je řízen dvojicí hydromotorů (poz. 4). Pláště těchto hydromotorů jsou uloženy ve spodní traverze (poz. 5), zatímco jejich pístnice jsou přes oka uchyceny do rámu lisu. Řízením hydromotorů je dosaženo vysouvání, či zasouvání tubusu. Při činnosti VŘM může na tubus působit točivý moment. Aby nedocházelo k natáčení spodní traverzy, které by mohlo mít za následek poškození hydromotorů, je tato traverza osazena rolnou (poz. 6), která se pohybuje ve vedení (poz. 7).

Membrána je připevněna za velký průměr k desce našroubované na závit víka 4 (poz. 8) a za malý průměr k horní části pístnice středového hydromotoru (poz. 9). Membrána ani deska nejsou součástí modelu na obr. 3. Přehřátá pára je do membrány přiváděna přes nohavice (poz. 10).

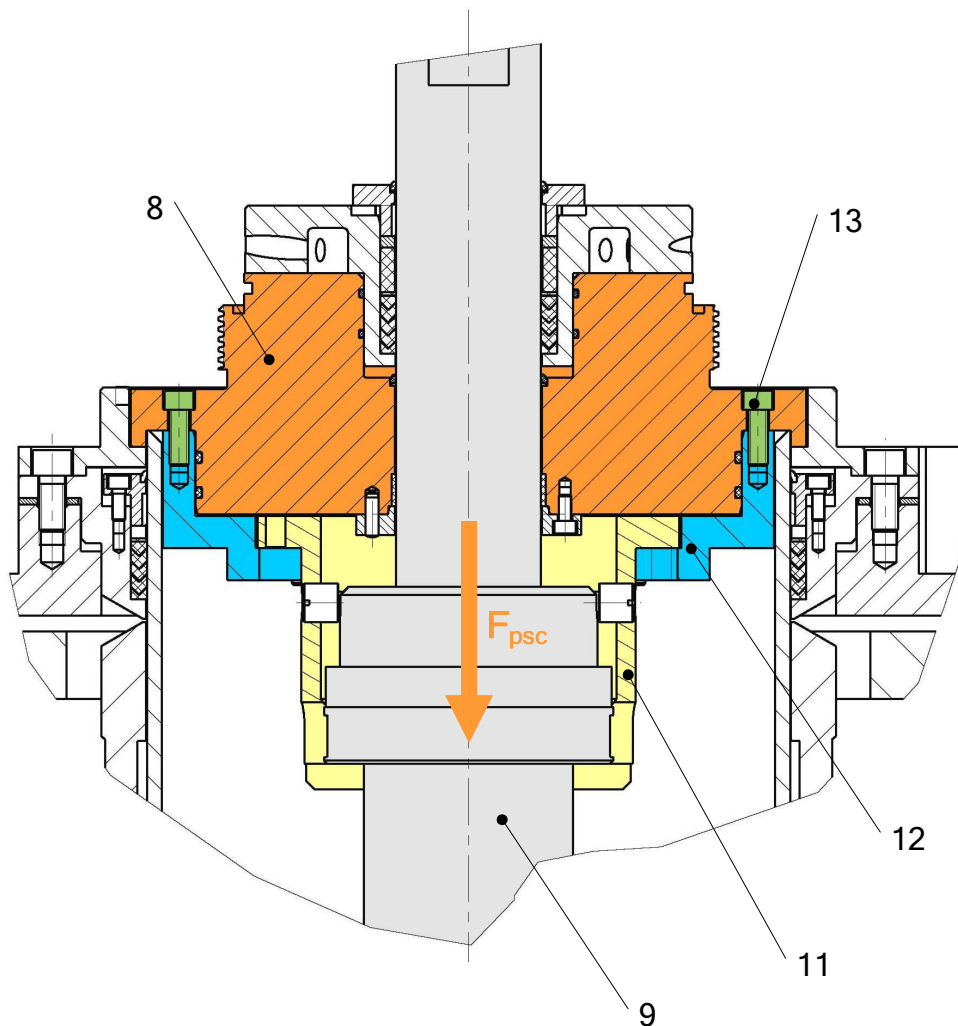


**Obr. 3. Stávající konstrukční řešení VŘM**

1-rám lisu, 2-vodicí vložka, 3-tubus, 4- hydromotory, 5-spodní traverza, 6-rolna, 7-vedení,  
8-víko 4, 9-středový hydromotor, 10-nohavice

Další díl, který zásadním způsobem ovlivňuje funkčnost VŘM, je středový hydromotor (poz. 9), viz obr. 4. Plášť středového hydromotoru je vsazen do víka 3 (poz. 11). Víko 3 je uloženo ve víku 1 (poz. 12) s vůlí, tudíž lze nastavit polohu středového hydromotoru. Ve spodní části, viz obr. 5., prochází plášť dírou spodní traverzy. Na závit na jeho konci je našroubována matice (poz. 14). Utahováním této matice je dosaženo předepnutí pláště hydromotoru a tím i zajištění jeho polohy. Pro správný chod lisu a pro dosažení požadované přesnosti výroby pneumatik je nutná sousost pístnice středového hydromotoru, víka 4 (poz. 8) a formy lisu, ve které je pneumatika usazena. Jelikož je spodní část formy spojena pevně s rámem stroje a vodicí vložka tubusu je do rámu také pevně vsazena, lze požadovanou sousost ovlivnit zejména vystředěním hydromotoru a víka 4 vůči tubusu VŘM. Při montáži je nejprve pomocí víka 3 seřízena poloha středového hydromotoru vůči tubusu a víko 3 je zajištěno šrouby. Posléze je usazeno víko 4 a seřízena jeho poloha vůči tubusu a pístnici hydromotoru.

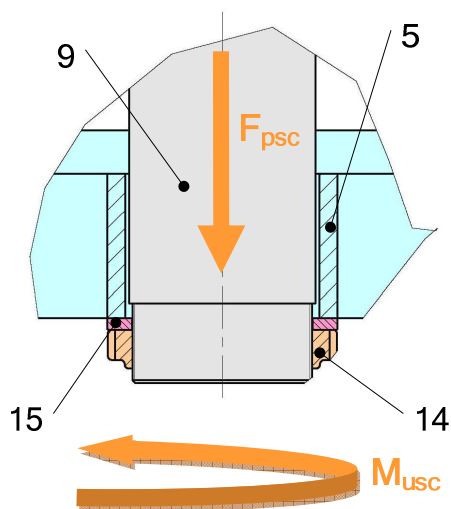
Předchozím popsáním montáže VŘM je již patrná nevýhoda tohoto konstrukčního řešení. Dosažení sousosti tubusu, středového hydromotoru a víka 4 při montáži je dosti obtížné. Seřízení polohy hydromotoru po usazení víka 4 již není možné. Výhodou tohoto konstrukčního řešení je minimalizace zatížení šroubů (poz. 13).



**Obr. 4. Detailní pohled Z, viz obr. 3.**

8-víko 4, 9-středový hydromotor, 11-víko 3, 12-víko 1, 13-šrouby 8 x M12 x 35





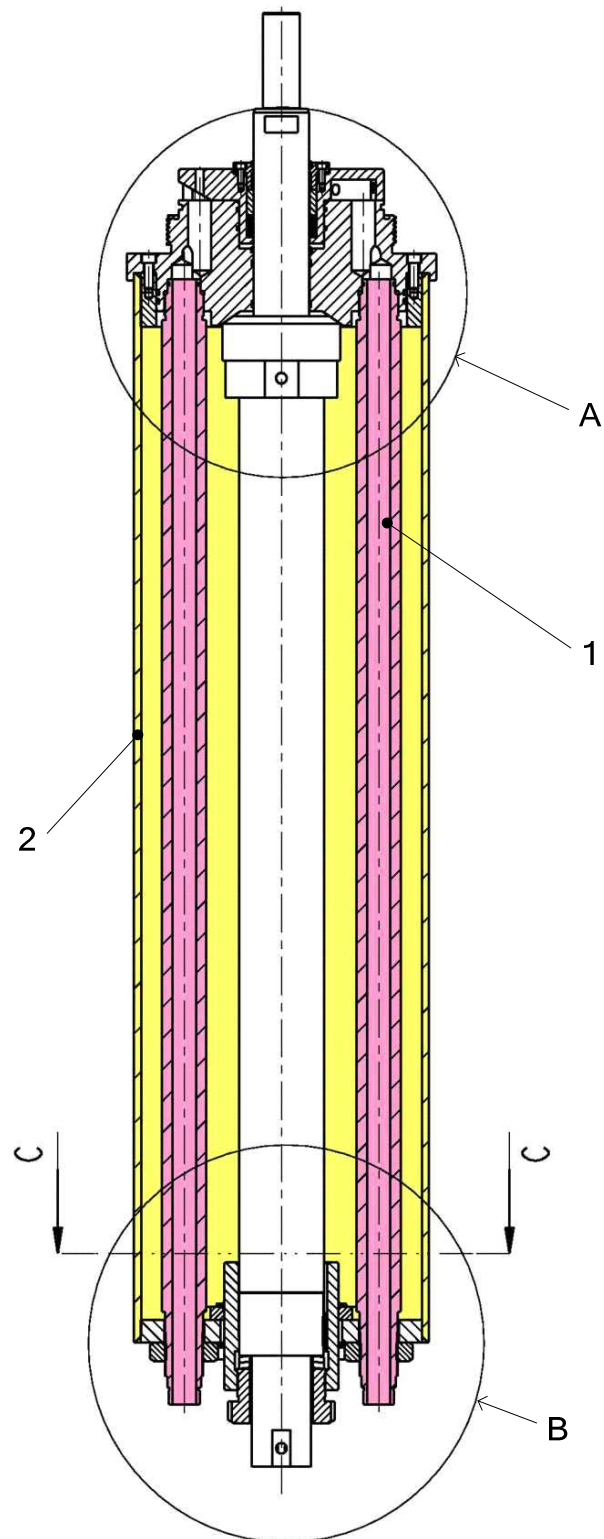
**Obr. 5. Detailní pohled Y, viz obr. 3.**

*5-spodní traverza, 9-středový hydromotor, 14-matice, 15-podložka*

#### **4 Návrh nové koncepce válce řízení membrány vulkanizačního lisu**

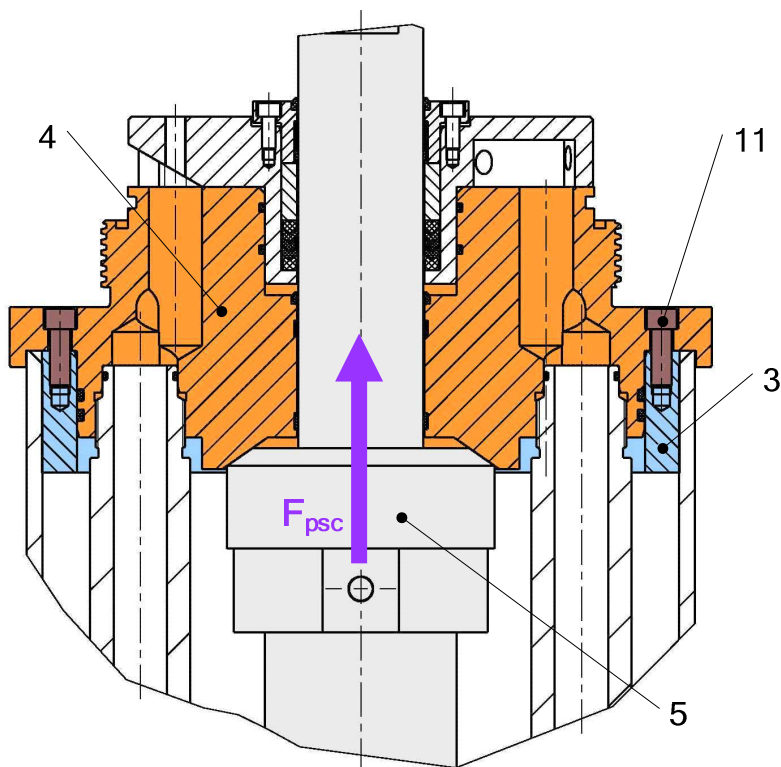
Na základě výše uvedených problémových vlastností stávajícího řešení byly navrženy změny v konstrukci VŘM. Tyto úpravy byly zaměřeny především na zjednodušení a zpřesnění nastavení polohy hydromotoru vůči tubusu VŘM a víku 4. V rámci bakalářské práce nebyl řešen pohyb tubusu. Do navržených modelů nebyl tedy zahrnut rám, vodící vložka, dvojice hydromotorů, spodní traverza, rolna a vedení, viz obr. 3.

V nově navrženém řešení, viz obr. 6., bylo odstraněno víko 3 a víko 1 bylo upraveno. Ve víku 4 (poz. 4), viz obr. 7., byla navržena kuželová plocha, do které dosedá kuželová plocha vyrobená na plášti středového hydromotoru (poz. 5). Ve spodní části VŘM, viz obr. 8., byl zkonstruován cylindr, do kterého byl na dvojici talířových pružin (poz. 10) usazen středový hydromotor. Deska cylindru (poz. 9) dosedá na víko 2 (poz. 8) a trubka cylindru (poz. 6) prochází dírou v tomto víku. Trubka cylindru je v díře uložena s vůlí, čímž je umožněn pohyb cylindru a tedy i nastavení požadované polohy středového hydromotoru. Při montáži VŘM je do tubusu vsunut nejprve cylindr, talířové pružiny, nohavice a středový hydromotor a posléze je usazeno víko 4. Víko 4 je vystředěno vůči tubusu a jeho poloha je zajištěna pomocí šroubových spojů (poz. 11). Dotahováním šroubu cylindru (poz. 7) je kuželová plocha pláště hydromotoru vtlačována do kuželové plochy víka 4. Tím je dosahováno sousosti kuželových ploch a tedy i sousosti hydromotoru a víka 4. Po nainstalování VŘM do rámu lisu je vysunuta pístnice hydromotoru a je měřena její sousost s formou lisu. Poloha hydromotoru je případně korigována posunutím cylindru. Po dokončení nastavení je poloha cylindru zajištěna pomocí šroubových spojů a kuželových kolíků. Poloha víka 4 je také zajištěna pomocí kuželových kolíků. Nevýhodou řešení je zatížení šroubů (poz. 11).



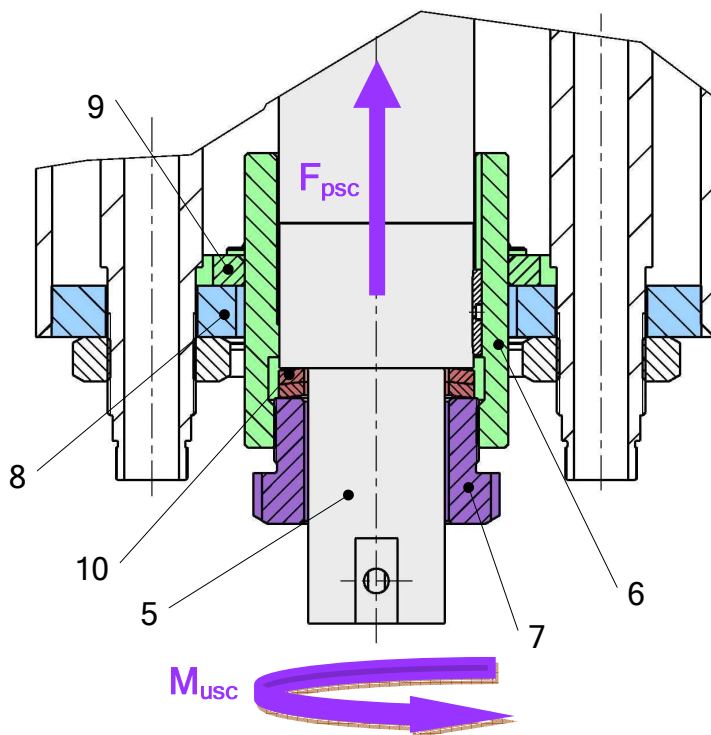
**Obr. 6. Nová koncepce VŘM**

*1-nohavice, 2-tubus*



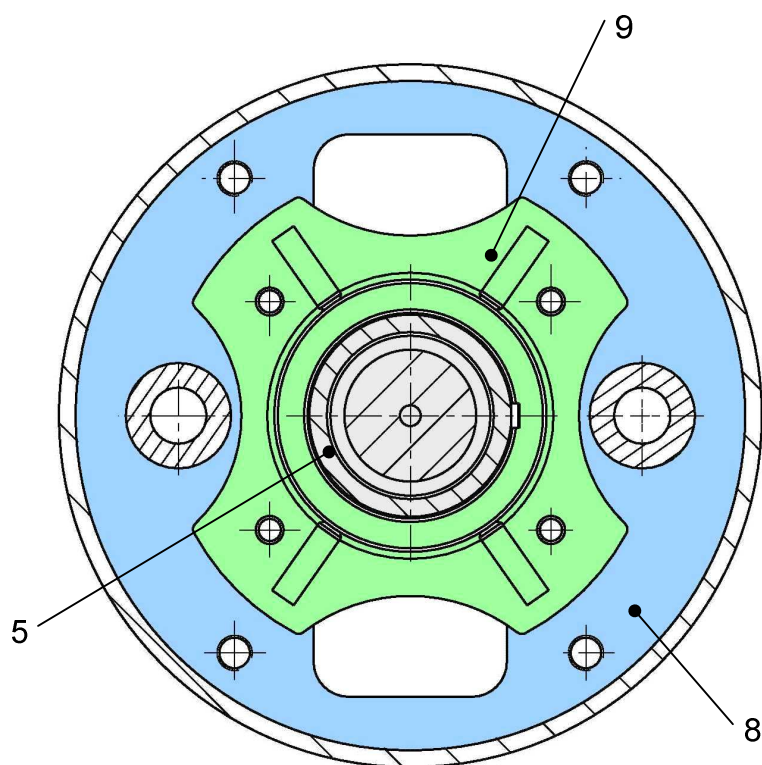
**Obr.7. Detailní pohled A, viz obr. 6.**

3-víko 1, 4-víko 4, 5-středový hydromotor, 11-šrouby 12 x M12 x 35



**Obr.8. Detailní pohled B, viz obr. 6.**

5-středový hydromotor, 6-trubka cylindru, 7-šroub cylindru, 8-víko 2, 9-deska cylindru,  
10-talířové pružiny



**Obr. 9. Pohled v řezu C-C, viz obr. 6.**

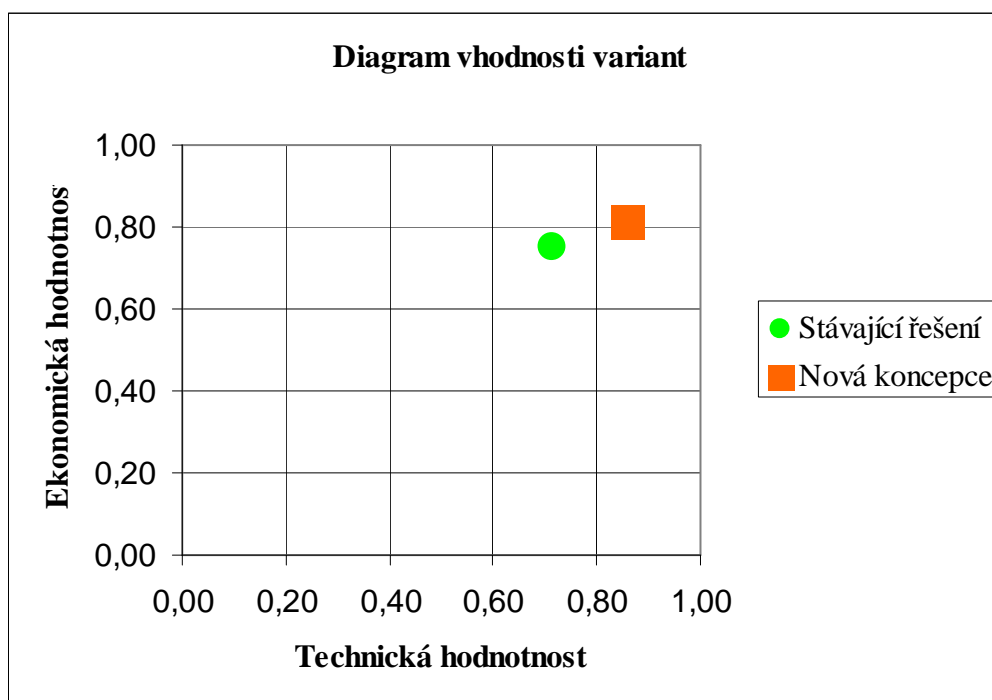
*5-středový hydromotor, 8-víko 2, 9-deska cylindru*

## **5 Porovnání výsledků jednotlivých variant a výběr vhodné varianty**

V následující kapitole byly porovnány technické a ekonomické parametry stávajícího řešení s technickými a ekonomickými parametry nově navržené koncepce. Dále byl vyhotoven diagram vhodnosti variant a bylo vybráno vhodné konstrukční řešení.

**Tab. 1. Vyhodnocení technické a ekonomické hodnotnosti**

Kritérium	Varianta		
	Nová koncepce	Stávající řešení	Ideální stav
Konstrukce	3	3	4
Vhodnost pro výrobu	3	3	4
Montáž	4	2	4
Zástavbový prostor	3	3	4
Seřizování	4	2	4
Bezpečnost	3	4	4
Přesnost výrobků	4	3	4
<b>Σ</b>	<b>24</b>	<b>20</b>	<b>28</b>
<b>Technická hodnotnost</b>	<b>0,86</b>	<b>0,71</b>	<b>1</b>
Počet částí	3	3	4
Tvarová složitost	3	3	4
Materiál částí	3	3	4
Přesnost výrobků	4	3	4
<b>Σ</b>	<b>13</b>	<b>12</b>	<b>16</b>
<b>Ekonomická hodnotnost</b>	<b>0,81</b>	<b>0,75</b>	<b>1</b>



**Obr. 10. Diagram vhodnosti variant**

Na základě předešlých srovnání byla k dalšímu zpracování zvolena nová koncepce VŘM.

## 6 Silový rozbor vybrané konstrukční varianty

Při provozu vulkanizačního lisu dosahuje teplota ve vulkanizační komoře hodnot cca 200°C, zatímco běžná teplota okolí lisu je cca 20°C. Tyto teplotní diference umožňují vedení tepla z oblasti vulkanizační komory do ostatních částí lisu. Teplotní změny, způsobené vedením tepla, vyvolají teplotní dilatace částí stroje. Je zřejmé, že obzvláště při rozběhu jsou jednotlivé díly lisu zahřáté na různé teploty.

U VŘM, viz obr. 11., se tento jev týká zejména pláště hydromotoru (poz. 7) a tubusu. Tubus se skládá z trubky tubusu (poz. 6), víka 1 (poz. 9) a víka 2 (poz. 2). Na jedné straně je tubus spojen s pláštěm hydromotoru víkem 4 (poz. 1), zatímco na straně druhé jsou tyto dvě součásti spojeny přes talířové pružiny (poz. 10), cylindr (poz. 5) a šroub cylindru (poz. 4). Víko 4, spodní část hydromotoru a šroub cylindru vykazují při zatížení deformace řádově menších hodnot než ostatní díly VŘM. Lze je tedy chápat jako absolutně tuhá tělesa. Víko 2 bylo pro potřeby zjednodušení analytických výpočtů chápáno také jako absolutně tuhé těleso. Tubus a cylindr se při zatížení silou chovají jako dvojice pružin spojených do série. Pro zjednodušení bude tato dvojice dále brána jako jeden celek nazývaný sestava tubusu. Tuhost sestavy tubusu je rovna celkové tuhosti dvojice pružin spojených do série, viz rovnice (6.1).

$$\frac{1}{k_{TS}} = \frac{1}{k_T} + \frac{1}{k_{CS}} \quad (6.1)$$

$k_{TS}$ ...tuhost sestavy tubusu [N/mm]

$k_T$ ...tuhost tubusu [N/mm]

$k_{CS}$ ...tuhost cylindru [N/mm]

Plášť hydromotoru a talířové pružiny představují soustavu pružin spojených do série, jejíž celková tuhost je vyjádřena rovnicí (6.2). Dále bude tato soustava nazývána sestavou hydromotoru.

$$\frac{1}{k_{HS}} = \frac{1}{k_H} + \frac{1}{k_{TP}} \quad (6.2)$$

$k_{HS}$ ...tuhost sestavy hydromotoru [N/mm]

$k_H$ ...tuhost pláště hydromotoru [N/mm]

$k_{TP}$ ...tuhost talířových pružin [N/mm]

Vedení tepla z oblasti vulkanizační komory lisu přes membránu, pístitnici, olej a víko 4 způsobí změnu teploty pláště hydromotoru oproti sestavě tubusu o  $\Delta t$ . Tento teplotní rozdíl vyvolá snahu pláště hydromotoru dilatovat jinak než sestava tubusu. Pokud se tedy začne plášť hydromotoru vlivem nárůstu teploty o  $\Delta t$  prodlužovat, bude současně natahovat sestavu tubusu. Tento jev je částečně kompenzován vložení talířových pružin mezi šroub cylindru a plášť hydromotoru. Jejich tuhost dosahuje menších hodnot než tuhost sestavy tubusu, tudíž se budou tyto pružiny více deformovat. Sestava tubusu se chová jako tažná pružina. Každá dél-

ková změna pláště hydromotoru, tedy i celé sestavy hydromotoru, vyvolá v sestavě tubusu sílu, která bude stlačovat sestavu hydromotoru zpět. Sestava hydromotoru se tedy bude chovat jako pružina tlačná. Deformace stlačením vyvolá v sestavě hydromotoru sílu, která působí proti síle v sestavě tubusu. Vzhledem k zachování silové rovnováhy musí být obě síly stejně velké, opačného směru. Tyto síly jsou vyjádřeny jako součiny tuhostí a deformací jednotlivých sestav, viz rovnice (6.3) a (6.4). Síly vzniklé na základě výše popsaného jevu budou nazývány silami od teplotní dilatace.

$$F_{HSD} = k_{HS} \cdot \Delta L_{HS} \quad (6.3)$$

$F_{HSD}$ ...síla v sestavě hydromotoru od teplotní dilatace [N]

$k_{HS}$ ...tuhost sestavy hydromotoru [N/mm]

$\Delta L_{HS}$ ...deformace sestavy hydromotoru [mm]

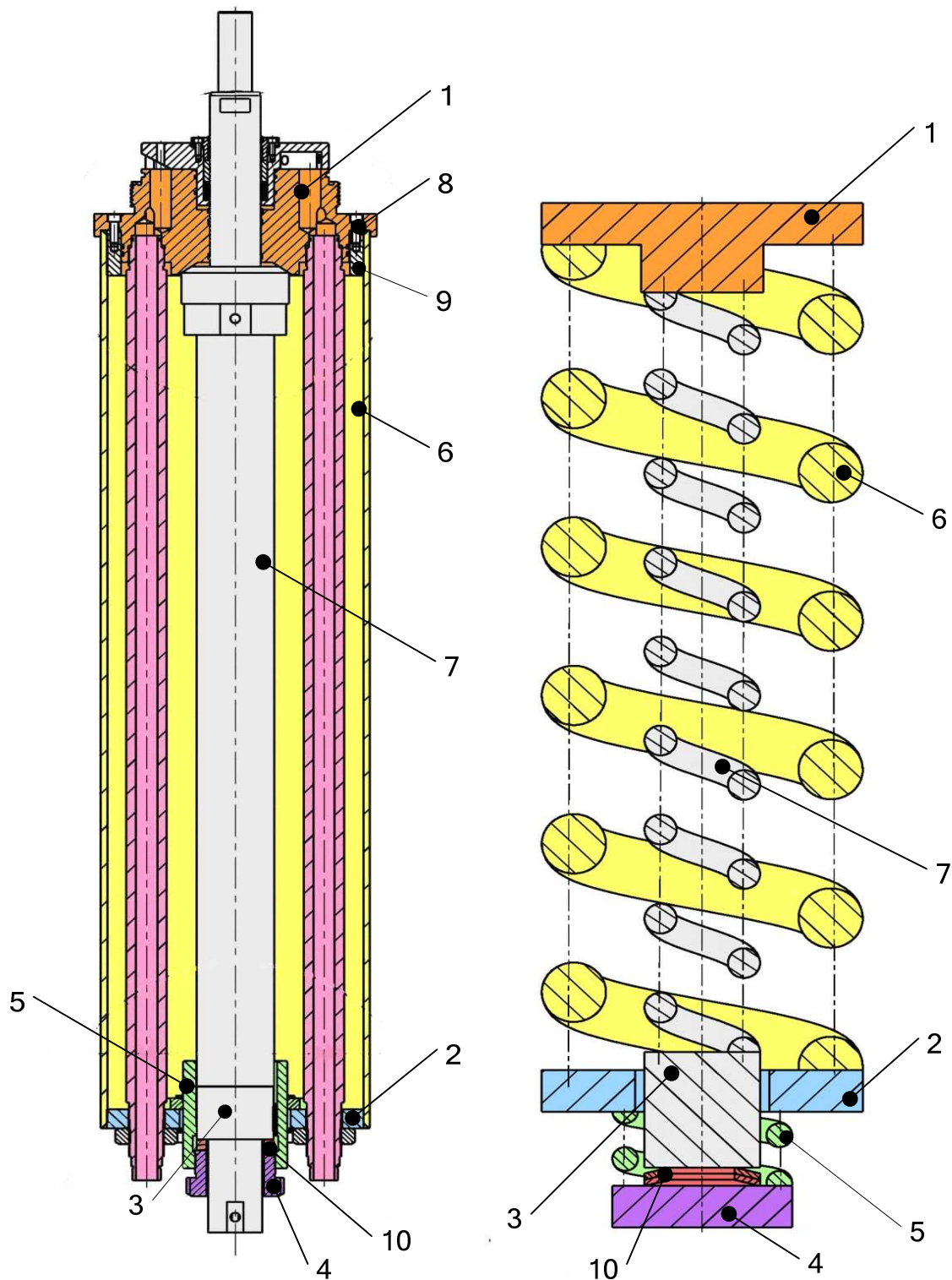
$$F_{TSD} = k_{TS} \cdot \Delta L_{TS} \quad (6.4)$$

$F_{TSD}$ ...síla v sestavě tubusu od teplotní dilatace [N]

$k_{TS}$ ...tuhost sestavy tubusu [N/mm]

$\Delta L_{TS}$ ...deformace sestavy tubusu [mm]

Při činnosti VŘM působí pístnice středového hydromotoru na membránu silou. Reakce od této síly se přenáší přes olej do pláště hydromotoru, talířových pružin, cylindru a šroubu cylindru. Pokud by tato reakce byla větší než síla vyvolaná teplotní dilatací a šroub cylindru by nebyl předepnut, došlo by k odlehnutí kuželových ploch v horní části VŘM. Pro správnou funkčnost VŘM je důležité takovému stavu zabránit. Při velkých rozdílech mezi teplotou pláště hydromotoru a tubusu je kuželová plocha hydromotoru do kuželové plochy víka 4 vtlačována dostatečně velkou silou od teplotní dilatace. Bezpečnost proti odlehnutí je ovšem nutné zajistit také, pokud se teplotní rozdíl zmenší, nebo pokud se teploty obou těles vyrovnají. Z tohoto důvodu je šroub cylindru předepnut utahovacím momentem a tím je vyvozena potřebná předepínací síla.



**Obr. 11. Zjednodušení reálné konstrukce VŘM (vlevo) na soustavu pružin (vpravo)**

1-víko 4 (absolutně tuhé těleso), 2-víko 2 (absolutně tuhé těleso), 3-spodní část hydromotoru (absolutně tuhé těleso), 4-šroub cylindru (absolutně tuhé těleso), 5-spodní cylindr (tažná pružina), 6-trubka tubusu (tažná pružina), 7- plášť hydromotoru (tlačná pružina), 8-šroubové spoje mezi víkem 4 a tubusem, 9-víko 1, 10-talířové pružiny (tlačná pružina)



## 6.1 Výpočet tuhostí jednotlivých částí VŘM

### Tuhost tubusu

Tubus je složen z víka 1, víka 2 a trubky tubusu, viz obr. 11. Obě víka byla uvažována jako absolutně tuhá tělesa. Dále byla tedy počítána pouze tuhost trubky tubusu, viz rovnice (6.1.2).

$$S_T = \frac{\pi \cdot (D_T^2 - d_T^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (400^2 - 381^2)}{4} = 11654,5 \text{ mm}^2 \quad (6.1.1)$$

$S_T$ ...průřez trubky tubusu [ $\text{mm}^2$ ]

$D_T$ ...vnější průměr trubky tubusu [ $\text{mm}$ ]

$d_T$ ...vnitřní průměr trubky tubusu [ $\text{mm}$ ]

$$k_T = \frac{E_{oc} \cdot S_T}{L_T} = \frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 11654.5}{1445} = 1693734 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.1.2)$$

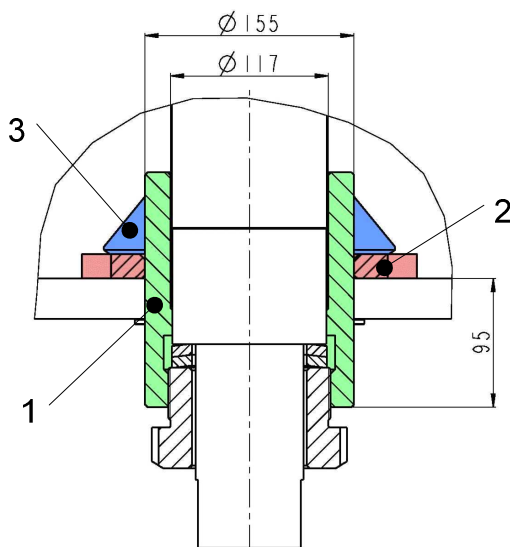
$k_T$ ...tuhost tubusu [ $\text{N/mm}$ ]

$E_{oc}$ ...Yongův modul pružnosti oceli v tahu [ $\text{MPa}$ ]

$L_T$ ...délka trubky tubusu [ $\text{mm}$ ]

### Tuhost cylindru

V této úloze byla počítána tuhost cylindru, viz obr. 12. U cylindru byla uvažována tuhost trubky, viz rovnice (6.1.3). Závit v trubce cylindru se shodoval svým jmenovitým průměrem s vnitřním průměrem trubky, tudíž mohl být trubkou nahrazen. Deska a žebra cylindru byla brána jako absolutně tuhá tělesa. Celková tuhost spodního cylindru tedy odpovídá tuhosti trubky cylindru, viz rovnice (6.1.5).



**Obr. 12. Spodní cylindr**  
1-trubka cylindru, 2-deska cylindru, 3-žebra cylindru

### Tuhost trubky cylindru

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot (D_{tr}^2 - d_{tr}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (155^2 - 117^2)}{4} = 8118 \text{ mm}^2 \quad (6.1.3)$$

$S_{tr}$ ...průřez trubky cylindru [ $\text{mm}^2$ ]

$D_{tr}$ ...vnější průměr trubky cylindru [ $\text{mm}$ ]

$d_{tr}$ ...vnitřní průměr trubky cylindru [ $\text{mm}$ ]

$$k_{tr} = \frac{E_{oc} \cdot S_{tr}}{L_{tr}} = \frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 8118}{95} = 17945052 \frac{N}{\text{mm}} \quad (6.1.4)$$

$k_{tr}$ ...tuhost trubky cylindru [ $N/\text{mm}$ ]

$E_{oc}$ ...Yongův modul pružnosti oceli v tahu [ $\text{MPa}$ ]

$L_{tr}$ ...délka trubky cylindru [ $\text{mm}$ ]

### Celková tuhost cylindru

$$k_{CS} = k_{tr} = 17945052 \frac{N}{\text{mm}} \quad (6.1.5)$$

$k_{CS}$ ...celková tuhost cylindru [ $N/\text{mm}$ ]

### Tuhost sestavy tubusu (tubus a cylindr)

Rovnice (6.1.7) pro výpočet tuhosti sestavy tubusu byla získána úpravami vztahu pro výpočet tuhosti sériově řazených pružin, viz rovnice (6.1.6).

$$\frac{1}{k_{TS}} = \frac{1}{k_T} + \frac{1}{k_{CS}} \quad (6.1.6)$$

$$k_{TS} = \frac{k_T \cdot k_{CS}}{k_T + k_{CS}} = \frac{1693734 \cdot 17945052}{1693734 + 17945052} = 1547659 \frac{N}{\text{mm}} \quad (6.1.7)$$

$k_{TS}$ ...tuhost sestavy tubusu [ $N/\text{mm}$ ]

### Tuhost pláště hydromotoru

$$S_H = \frac{\pi \cdot (D_H^2 - d_H^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (115^2 - 95^2)}{4} = 3298.67 \text{ mm}^2 \quad (6.1.8)$$

$S_H$ ...průřez pláště hydromotoru [ $\text{mm}^2$ ]

$D_H$ ...vnější průměr pláště hydromotoru [ $\text{mm}$ ]

$d_H$ ...vnitřní průměr pláště hydromotoru [ $\text{mm}$ ]

$$k_H = \frac{E_{oc} \cdot S_H}{L_H} = \frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 3298,67}{1422} = 487146 \frac{N}{mm} \quad (6.1.9)$$

$k_H$ .....tuhost pláště hydromotoru [ $N/mm$ ]

$E_{oc}$ .....Yongův modul pružnosti oceli v tahu [ $MPa$ ]

$L_H$ .....délka pláště hydromotoru [ $mm$ ]

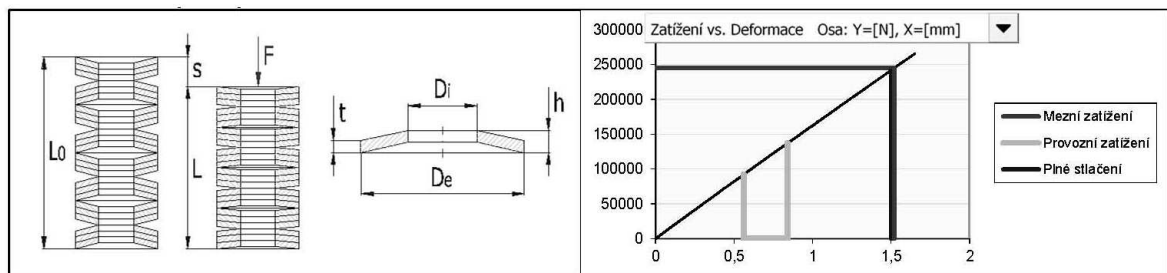
### Tuhost talířových pružin

Rozměry talířových pružin (vnější a vnitřní průměr, výška nezatížené pružiny) byly zvoleny na základě prostorového řešení v oblasti spodního cylindru. Při výběru talířových pružin byla tedy měněna zejména tloušťka materiálu pružiny, případně počet pružin. Pružiny byly dimenzovány tak, aby dokázaly přenést dostatečně velkou sílu od předeprnutí šroubu cylindru, ale zároveň fungovaly také jako deformační člen při dilatacích pláště hydromotoru. Výpočet talířových pružin byl proveden v softwaru MITCalc.

Kapitola vstupních parametrů

**1.0  Volba materiálu, provozní a výrobní parametry pružiny**

1.1 Materiálová norma	DIN	1.3 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Typ materiálu	Pružinové plechy a pásy	1.4 Typ grafu	Zatížení vs. Deformace
<b>1.5 Materiál pružiny</b>			
1.6	Pružinová ocel válcovaná za studena DIN 17222 50CrV4	<b>1.21 Provozní parametry, bezpečnost</b>	
1.7 Vhodnost pro dynamické zatížení	excelentní	1.22 Provozní teplota	30 [°C] 1,00
1.8 Relativní pevnost materiálu	vysoká	1.23 Způsob zatížení	Cyklické zatížení 2,00
1.9 Korozivní odolnost	dobrá		
1.10 Maximální pracovní teplota	220 [°C]		
1.11 Dodávané průměry drátu	[mm]		
1.12 Modul pružnosti v tahu	$E_{20}$ 206000 [MPa]		
1.13 - při pracovní teplotě	$E$ 205360 [MPa]		
1.14 Modul pružnosti ve smyku	$G_{20}$ 78500 [MPa]		
1.15 - při pracovní teplotě	$G$ 78260 [MPa]		
1.16 Poissonovo číslo	$\mu$ 0,29		
1.17 Hustota	$\rho$ 7850 [kg/m <sup>3</sup> ]		
1.18 Mez pevnosti v tahu	$R_m$ 1550 [MPa]		
1.19 Mezní dovolené napětí v ohybu	$\sigma_D$ 1085 [MPa]		
1.20 Mezní dovolené napětí v krutu	$\tau_D$ 775 [MPa]		



**6.1 Návrh pružiny**

6.2 Minimální pracovní zatížení	F1	92147,00 [N]
6.3 Maximální pracovní zatížení	F8	137000,00 [N]
6.4 Pracovní zdvih pružiny	H	0,8000 [mm]
6.5 Max. dovolené stlačení pružiny	$s_8/s_5$	0,75
6.6 Počet paralelně uložených disků v sadě	n	2
6.7 Počet sériově uspořádaných sad (disků)	i	1
6.8 Vnější průměr disku	$D_e$	115,0000 [mm]
6.9 Vnitřní průměr disku	$D_i$	85,0000 [mm]
6.10 Tloušťka materiálu	t	8,0000 [mm]
6.11 Výška disku	h	9,5000 [mm]
6.12 Vnitřní výška disku	$h_0$	1,5000 [mm]

**6.16 Kontrolní údaje**

6.17 Poměr průměrů	$D_e/D_i$	1,35
6.18 Poměrná výška disku	$h_0/t$	0,19
6.19 Maximální (plně) stlačení pružiny	$s_5$	1,5 [mm]
6.20 Poměrné stlačení pružiny	$s_8/s_5$	0,56

6.21 Síla plně stlačené pružiny	$F_s$	241894,1 [N]
6.22 Max. dovolené zatížení pružiny	$F_{8max}$	182417,2 [N]
6.23 Celková hmotnost pružiny	m	0,592 [kg]

**6.24 Konstrukční parametry**

6.25 Celkový počet disků v pružině		2
6.26 Volná délka pružiny	$L_0$	17,50 [mm]
6.27 Délka plně stlačené pružiny	$L_s$	16,00 [mm]
6.28 Deformační energie pružiny	$W_8$	57,957 [J]

**6.29 Pevnostní kontrola (statické zatížení)**

6.30 Dovolené napětí v tlaku	$\sigma_{pD}$	2325 [MPa]
6.31 Max. tlakové napětí	$\sigma_{p8}$	1331,5 [MPa]
6.32 Max. tahové napětí	$\sigma_{t8}$	1028,9 [MPa]
6.33 Doporučená míra bezpečnosti		1,00

6.34 Míra bezpečnosti 1,75

**6.35 Parametry pracovního cyklu**

	1	8	9	
Síla $F_i$	92147,0	137000,0	241894,1	[N]
Stlačení $s_i$	0,56	0,84	1,5	[mm]
Délka $L_i$	16,94	16,66	16	[mm]
Napětí $\sigma_{Fi}$	902,7	1331,5	2294,7	[MPa]
Tuhost $k_i$	161757,97	160073,50	158428,06	[N/mm]

Obr. 13. Výpočet talířových pružin v softwaru MITCalc

### Tuhost sestavy hydromotoru (plášť hydromotoru a talířové pružiny)

Rovnice (6.1.11) pro výpočet tuhosti sestavy hydromotoru byla získána úpravami vztahu pro výpočet tuhosti sériově řazených pružin, viz rovnice (6.1.10).

$$\frac{1}{k_{HS}} = \frac{1}{k_{TP}} + \frac{1}{k_H} \quad (6.1.10)$$

$$k_{HS} = \frac{k_{TP} \cdot k_H}{k_{TP} + k_H} = \frac{161758 \cdot 487146}{161758 + 487146} = 121435 \frac{N}{mm} \quad (6.1.11)$$

$k_{HS}$ ...tuhost sestavy hydromotoru [N/mm]

$k_{TP}$ ...tuhost talířových pružin [N/mm]

$k_H$ ...tuhost pláště hydromotoru [N/mm]

## 6.2 Výpočet minimální síly v sestavě hydromotoru

Nejprve byla určena maximální možná reakční síla od činnosti pístnice, která působí na šroub cylindru, viz rovnice (6.2.2). Předepínací síla šroubu cylindru je určena jako výše uvedená reakční síla vynásobená součinitelem bezpečnosti proti odlehnutí, viz rovnice (6.2.3). Z předepínací síly je vypočten utahovací moment šroubu cylindru, viz rovnice (6.2.4)-(6.2.9). V této úloze je počítáno s nulovým rozdílem teplot mezi tubusem a pláštěm středového hydromotoru. Tudíž i síla od teplotní dilatace je rovna nule. Výsledná minimální síla působící v sestavě hydromotoru je tedy rovna pouze předepínací síle, viz rovnice (6.2.10).

### Dáno:

$\Delta t_{min} = 0 \text{ K}$ ...minimální teplotní rozdíl pláštěm hydromotoru a sestavy tubusu

$d_{pist} = 95 \text{ mm}$  ...průměr pístu středového hydromotoru

$p_{prac} = 10 \text{ MPa}$ ...maximální pracovní tlak oleje středového hydromotoru

$s_o = 1,3$ ...součinitel bezpečnosti proti odlehnutí kuželových ploch

M120 x 2...rozměr závitu šroubu cylindru

$P_{hsc} = 2 \text{ mm/ot}$ ...stoupání závitu šroubu cylindru

$f_{zsc} = 0,15$ ...součinitel tření závitu šroubu cylindru

### Určit:

$F_{prac} = ? \text{ [N]}$ ...reakční síla působící na šroub cylindru

$F_{psc} = ? \text{ [N]}$ ... předepínací síla šroubu cylindru

$M_{usc} = ? \text{ [N.m]}$ ...utahovací moment šroubu cylindru

$F_{HSmin} = ? \text{ [N]}$ ...celková minimální síla působící v sestavě hydromotoru

### Řešení:

#### Reakční síla působící na šroub cylindru

$$S_{píst} = \frac{\pi \cdot d_{píst}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 95^2}{4} = 7088,22 \text{ mm}^2 \quad (6.2.1)$$

$S_{píst}$ ... průřez pístu hydromotoru [ $\text{mm}^2$ ]

$$F_{prac} = p_{prac} \cdot S_{píst} = 10 \cdot 7088,22 = 70882 \text{ N} \quad (6.2.2)$$

#### Předepínací síla šroubu cylindru

$$F_{psc} = F_{prac} \cdot s_o = 70882 \cdot 1,3 = 92147 \text{ N} \quad (6.2.3)$$

#### Utahovací moment šroubu cylindru

Utahovací moment vypočteme na základě rovnice (6.2.4).

$$M_{usc} = M_{zsc} \quad (6.2.4)$$

$M_{zsc}$ ... třecí moment v závitech šroubu cylindru [ $\text{N.m}$ ]

$$M_{zsc} = \frac{1}{2} \cdot d_{2sc} \cdot 10^{-3} \cdot F_{psc} \cdot \tan(\alpha_{sc} + \varphi_{zsc}) \quad (6.2.5)$$

$d_{2sc}$ ... střední průměr závitu šroubu cylindru [ $\text{mm}$ ]

$\alpha_{sc}$ ... úhel stoupání závitu šroubu cylindru [ $^\circ$ ]

$\varphi_{zsc}$ ... třecí úhel závitu šroubu cylindru [ $^\circ$ ]

$$\text{tg } \alpha_{sc} = \frac{P_{hsc}}{\pi \cdot d_{2sc}} \quad (6.2.6)$$

$$\alpha_{sc} = \cot g \frac{P_{hsc}}{\pi \cdot d_{2sc}} = \cot g \frac{2}{\pi \cdot 118,701} = 0,307^\circ \quad (6.2.7)$$

$$\varphi_{zsc} = \cot g(f_{zsc}) = 8,531^\circ \quad (6.2.8)$$

$$M_{usc} = M_{zsc} = \frac{1}{2} \cdot d_{sc2} \cdot 10^{-3} \cdot F_{psc} \cdot \text{tg}(\alpha_{sc} + \varphi_{zsc}) = 850 \text{ N.m} \quad (6.2.9)$$

#### Celková minimální síla působící v sestavě hydromotoru

$$F_{HS \min} = F_{psc} = 92147 \text{ N} \quad (6.2.10)$$

### 6.3 Výpočet maximální síly v sestavě hydromotoru

Tato síla je součtem síly od předepnutí šroubu cylindru a síly vyvolané teplotní dilatací. Síla od předepnutí šroubu cylindru nezávisí na pracovních podmínkách lisu. Síla od teplotní dilatace je ovlivněna velikostí rozdílu teplot mezi tubusem a pláštěm středového hydromoto-

ru. Při maximální diferenci teplot uvedených dílů dochází i k maximálnímu zatížení sestavy hydromotoru.

### Dáno:

$\Delta t_{max} = 25 \text{ K}$ ...maximální teplotní rozdíl pláště hydromotoru a sestavy tubusu

$L_T = 1445 \text{ mm}$  ... délka trubky tubusu – původní délka tubusu

$L_H = 1422 \text{ mm}$ ...délka pláště hydromotoru (za normální teploty)

$\alpha = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ 1/K}$ ... teplotní součinitel délkové roztažnosti oceli

### Určeno na základě předchozích výpočtů

$k_{TS} = 1547659 \text{ N/mm}$ ...tuhost sestavy tubusu

$k_{HS} = 121435 \text{ N/mm}$ ...tuhost sestavy hydromotoru

$F_{psc} = 92147 \text{ N}$ ...předepínací síla šroubu cylindru

### Určit:

$\Delta L_{Ht} = ? \text{ [mm]}$ ...prodloužení pláště hydromotoru vlivem nárůstu teploty

$\Delta L_{TS} = ? \text{ [mm]}$ ...deformace sestavy tubusu

$F_{TSD \max.} = ? \text{ [N]}$ ...maximální síla působící v sestavě tubusu od teplotní dilatace

$F_{HSD \max.} = ? \text{ [N]}$ ... maximální síla působící v sestavě hydromotoru od teplotní dilatace

$F_{HS \max.} = ? \text{ [N]}$ ... celková maximální síla působící v sestavě hydromotoru

### Řešení:

Výpočet prodloužení pláště hydromotoru vlivem nárůstu teploty

$$\Delta L_{Ht} = L_H \cdot \alpha \cdot \Delta t = 1422 \cdot 1,1 \cdot 10^{-5} \cdot 25 = 0,391 \text{ mm} \quad (6.3.1)$$

### Deformace sestavy hydromotoru

Nejprve byla určena rovnice délky sestavy hydromotoru se zahřátým pláštěm hydromotoru, viz rovnice (6.3.1) - (6.3.2). Poté byl definován vztah pro délku sestavy hydromotoru po stlačení, viz rovnice (6.3.3), které je důsledkem síly vzniklé v tubusu. Nakonec mohla být definována deformace sestavy hydromotoru jako rozdíl předchozích délek, viz rovnice (6.3.4).

$$L_{HSPZ} = L_{HS} + \Delta L_{Ht} \quad (6.3.2)$$

$$L_{HSPS} = L_{HS} + \Delta L_{TS} \quad (6.3.3)$$

$$\Delta L_{HS} = L_{HSPZ} - L_{HSPS} = (L_H + \Delta L_{Ht}) - (L_H + \Delta L_{TS}) = \Delta L_{Ht} - \Delta L_{TS} \quad (6.3.4)$$

$L_{HSPZ}$ ...délka sestavy hydromotoru se zahřátým pláštěm hydromotoru [mm]

$L_{HSPS}$ ...délka sestavy hydromotoru se zahřátým pláštěm hydromotoru po stlačení [mm]

$\Delta L_{HS}$ ...deformace sestavy hydromotoru [mm]

### Silová rovnováha

Vztahem (6.3.5) je vyjádřena rovnováha sil. Pomocí rovnic (6.3.6) a (6.3.7) jsou síly definovány jako součiny deformací a tuhostí. Úpravami, viz rovnice (6.3.8) - (6.3.12) získáme vztah pro výpočet deformace sestavy tubusu v závislosti na tuhostech jednotlivých částí a na prodloužení pláště hydromotoru vlivem nárůstu teploty. Pro sílu v sestavě tubusu vyvolanou teplotní dilatací platí vztah (6.3.13). Tato síla je rovna síle v sestavě hydromotoru od teplotní dilatace, viz rovnice (6.3.14). Velikost celkové maximální síly v sestavě hydromotoru je stanovena rovnicí (6.3.16) jako součet síly vyvolané teplotní dilatací a předepínací síly šroubu cylindru.

$$F_{TSD \max} = F_{HSD \max} \quad (6.3.5)$$

$$F_{HSD \max} = k_{HS} \cdot \Delta L_{HS} = k_{HS} \cdot (\Delta L_{Ht} - \Delta L_{TS}) \quad (6.3.6)$$

$$F_{TSD \max} = k_{TS} \cdot \Delta L_{TS} \quad (6.3.7)$$

$$k_{HS} \cdot (\Delta L_{Ht} - \Delta L_{TS}) = k_{TS} \cdot \Delta L_{TS} \quad (6.3.8)$$

$$k_{HS} \cdot \Delta L_{Ht} - k_{HS} \cdot \Delta L_{TS} = k_{TS} \cdot \Delta L_{TS} \quad (6.3.9)$$

$$k_{HS} \cdot \Delta L_{Ht} = k_{TS} \cdot \Delta L_{TS} + k_{HS} \cdot \Delta L_{TS} \quad (6.3.10)$$

$$k_{HS} \cdot \Delta L_{Ht} = \Delta L_{TS} \cdot (k_{TS} + k_{HS}) \quad (6.3.11)$$

$$\Delta L_{TS} = \frac{k_{HS} \cdot \Delta L_{Ht}}{(k_{TS} + k_{HS})} = \frac{121435 \cdot 0,391}{(1547659 + 121435)} = 0,028 \text{ mm} \quad (6.3.12)$$

$$F_{TSD \max} = \Delta L_{TS} \cdot k_{TS} = 0,028 \cdot 1547659 = 44027 \text{ N} \quad (6.3.13)$$

$$F_{TSD \max} = F_{HSD \max} = 44027 \text{ N} \quad (6.3.14)$$

### Předepínací síla šroubu cylindru

$$F_{psc} = 92147 \text{ N} / \text{ mm} \quad (6.3.15)$$

### Celková maximální síla působící v sestavě hydromotoru:

$$F_{HS \max} = F_{HSD \max} + F_{psc} = 44027 + 92147 = 136174 \text{ N} \quad (6.3.16)$$

## **6.4 Analýza šroubu cylindru**

V této úloze byl analyzován šroub cylindru, pomocí kterého je dotažen hydromotor do kuželu víka 4. Na šroub působí síla od teplotní dilatace popisovaná v části 6.2, definovaná rovnicí (6.3.14) a síla od předepnutí, viz rovnice (6.3.15). Šroub je tedy zatížen celkovou maximální silou působící v sestavě hydromotoru, viz rovnice (6.3.16). U šroubu cylindru byl kontrolován tlak v závitech, viz rovnice (6.4.1) - (6.4.4).



### Dáno:

M 120 x 2...rozměr závitu šroubu cylindru

$L_{msc} = 20 \text{ mm}$ ...délka závitu šroubu cylindru

$P_{hsc} = 2 \text{ mm/ot}$ ...stoupání závitu šroubu cylindru

$S_{psc} = 0,75$ ...součinitel přesnosti závitu šroubu cylindru

$P_{dsc} = 70 \text{ MPa}$ ... dovolený tlak v závitech šroubu cylindru

### Určeno na základě předchozích výpočtů:

$F_{HSmax} = 136174 \text{ N}$  ...celková maximální síla působící v sestavě hydromotoru – maximální síla působící na šroub cylindru

### Určit:

$n_{zsc} = ?$  ...počet nosných závitů šroubu cylindru

$P_{zsc} = ? [\text{MPa}]$ ...tlak v závitech šroubu cylindru

Porovnat vypočtený tlak v závitech s tlakem dovoleným.

### Řešení:

#### Tlak v závitech

Nejprve byla stanovena styková výška závitu, viz rovnice (6.4.1) a počet závitů, viz rovnice (6.4.2). Poté byl pomocí vztahu (6.4.3) vypočten tlak v závitech. Dále byl tento vypočtený tlak porovnán s tlakem dovoleným (6.4.4). Použitý závit splňuje požadavky.

$$H_1 = \frac{d_{sc} - D_1}{2} = \frac{120 - 117,835}{2} = 1,083 \text{ mm} \quad (6.4.1)$$

$H_1$  ...styková výška závitu šroubu cylindru [mm]

$d_{sc}$ ...velký průměr závitu šroubu cylindru [mm]

$D_1$ ...malý průměr závitu cylindru [mm]

$$n_{zsc} = \frac{L_{msc}}{P_{hsc}} = \frac{20}{2} = 10 \quad (6.4.2)$$

$n_{zsc}$ ...počet nosných závitů šroubu cylindru

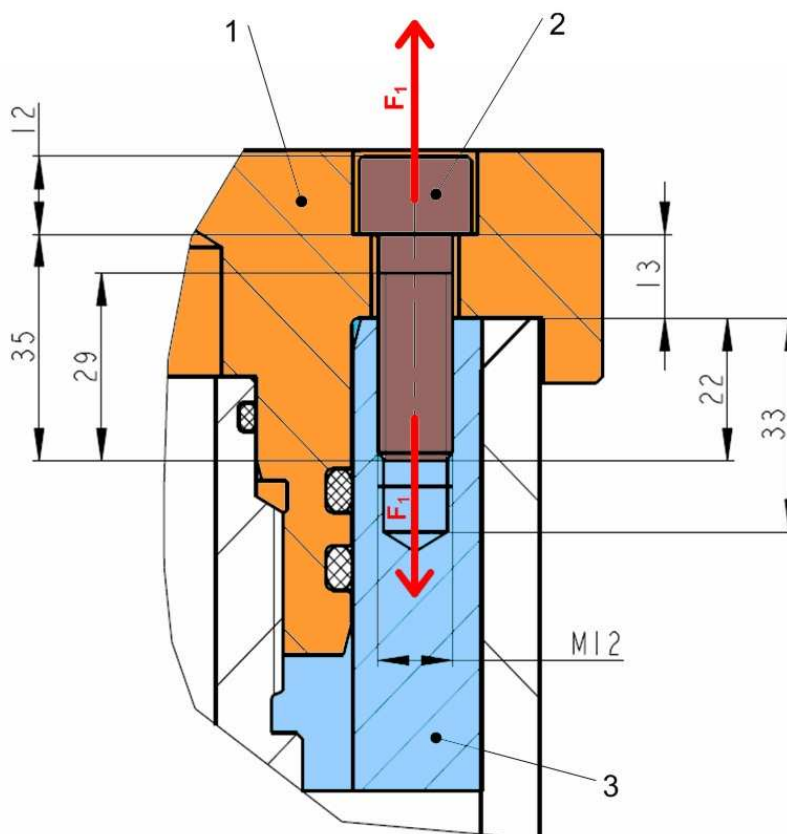
$$P_{zsc} = \frac{F_{HS \max}}{\pi \cdot d_{2sc} \cdot H \cdot n_{zsc} \cdot S_{psc}} = \frac{136174}{\pi \cdot 118,701 \cdot 1,083 \cdot 10 \cdot 0,75} = 45 \text{ MPa} \quad (6.4.3)$$

$d_{2sc}$ ...střední průměr závitu šroubu cylindru

$$P_{zsc} \leq P_{dsc} \quad 45 \leq 70 \quad (6.4.4)$$

## 6.5 Výpočet zatížení šroubových spojů

V této úloze byly analyzovány šroubové spoje mezi víkem 4 a víkem 1, které je součástí tubusu, viz obr. 14. Na základě výše vypočtené maximální síly v sestavě hydromotoru, viz rovnice (6.3.16), byly tyto šroubové spoje zatíženy.



Obr. 14. Schéma analyzovaných šroubových spojů

1 - víko 4, 2 - Šroub M12 x 35, 3 - víko 1

### Dáno:

Šrouby M12 x 35 ČSN 02 1143 – 10.9

$\sigma_k = 850 \text{ MPa}$ ...napětí na mezi kluzu materiálu šroubu M12 x 35

$L_z = 29 \text{ mm}$ ...délka závitu šroubu M12 x 35

$L_m = 22 \text{ mm}$ ...délka nosné části závitu šroubu M12 x 35

$f_z = 0.2$ ...součinitel tření závitu šroubu M12 x 35 (stejný pro všechny šrouby)

$f_h = 0.12$ ...součinitel tření pod hlavou šroubu M12 x 35 (stejný pro všechny šrouby)

$P_h = 1,25 \text{ mm/ot}$ ...stoupání závitu šroubu M12 x 35

$E_{OC} = 210000 \text{ MPa}$ ...Yongův modul pružnosti oceli v tahu ( šrouby a víko 1)

$E_{BR} = 120000 \text{ MPa}$ ...Yongův modul pružnosti bronzu v tahu (víko 4)

$c_\psi = 1,4$ ...součinitel neodlehnutí

$s = 2,5$ ...součinitel bezpečnosti šroubových spojů M12 x 35

### Určeno na základě předchozích výpočtů:

$F_{HSmax} = 136174N$  ...celková maximální síla v sestavě hydromotoru – síla, kterou přenáší šrouby

### Určit:

$n = ?$ ...počet potřebných šroubových spojů M12 x 35

$F = ? [N]$ ...zatěžovací síla pro jeden šroubový spoj M12 x 35

$F_p = ? [N]$ ...předepínací síla šroubu M12 x 35

$M_u = ? [N.m]$ ...utahovací moment šroubu M12 x 35

$F_l = ? [N]$ ...maximální síla ve šroubovém spoji M12 x 35

$\sigma_t = ? [MPa]$ ...maximální napětí v tahu ve šroubu M12 x 35

Zkontrolovat součinitel bezpečnosti šroubových spojů.

### Řešení:

#### Počet potřebných šroubových spojů

Na základě výpočtů provedených rovnicemi (6.5.1) a (6.5.2) byl stanoven počet potřebných šroubových spojů.

$$S_{jmin} = \frac{\pi \cdot d_{jmin}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10,466^2}{4} = 86,030mm^2 \quad (6.5.1)$$

$S_{jmin}$  ...minimální průřez - průřez jádra závitu šroubu M12 x 35 [mm]

$d_{jmin}$ ...minimální průměr - průměr jádra závitu šroubu M12 x 35 [mm]

$$n = \frac{F_H \cdot (1 + c_\psi) \cdot s}{\sigma_k \cdot S_{jmin}} = \frac{136174 \cdot (1 + 1,4) \cdot 2,5}{850 \cdot 86,030} = 11,17 \cong 12 \quad (6.5.2)$$

#### Zatěžovací síla pro jeden šroubový spoj M12 x 35

$$F = \frac{F_H}{n} = \frac{136174}{12} = 11348N \quad (6.5.3)$$

#### Předepínací síla

##### *Předběžná předepínací síla*

Na základě předběžné předepínací síly, viz rovnice (6.5.4) - (6.5.20), byl určen utahovací moment, viz rovnice (6.5.21) - (6.5.30). Ze zaokrouhlené hodnoty takto napočteného utahovacího momentu byla stanovena předepínací síla.

$$F_{p1} = F_2 + \Delta F_2 \quad (6.5.4)$$

$F_{p1}$ ...předběžná předepínací síla šroubu M12 x 35 [N]

$F_2$ ...síla zbytkového předpětí spojovaných desek [N]

$\Delta F_2$ ...složka síly  $F$  působící na spojované desky [N]

$$F_2 = F \cdot c_\psi \quad (6.5.6)$$

$$\Delta F_2 = F \cdot \frac{k_2}{k_1 + k_2} \quad (6.5.7)$$

$k_1$ ...tuhost šroubu M12 x 35 [N/mm]

$k_2$ ...tuhost spojovaných desek [N/mm]

*Tuhost šroubu*

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{k_z} + \frac{1}{k_d} \Rightarrow k_1 = \frac{k_z \cdot k_d}{k_z + k_d} \quad (6.5.8)$$

$k_z$ ...tuhost závitové části šroubu M12 x 35 [N/mm]

$k_d$ ...tuhost dřívku šroubu M12 x 35 [N/mm]

*Tuhost dřívku šroubu*

$$S_d = \frac{\pi \cdot d_d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 113.08 \text{mm}^2 \quad (6.5.9)$$

$S_d$ ...průřez šroubu M12 x 35 v místě dřívku [mm<sup>2</sup>]

$d_d$ ...průměr dřívku šroubu M12 x 35 [mm]

$$k_d = \frac{E_{OC} \cdot S_d}{L_d} = \frac{210000 \cdot 81.07}{6} = 2837450 \text{N/mm} \quad (6.5.10)$$

$L_d$ ...délka dřívku šroubu M12 x 35 [mm]

*Tuhost závitové části šroubu*

Tuhost závitové části šroubu byla počítána pomocí rovnice (6.5.11). S ohledem na uspořádání prvků ve šroubovém spoji, viz obr. 14., byla do celkové délky závitu šroubu započtena pouze jedna polovina délky nosné části závitu.

$$S_j = \frac{\pi \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^2}{4} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{11,188 + 10,466}{2}\right)^2}{4} = 92.067 \text{mm}^2 \quad (6.5.11)$$

$S_j$ ...průřez šroubu M12 x 35 v místě závitu [mm<sup>2</sup>]

$d_2$ ...střední průměr závitu šroubu M12 x 35 [mm]

$d_3$ ...malý průměr závitu šroubu M12 x 35 [mm]

$$k_z = \frac{E_{oc} \cdot S_j}{L_z - \frac{1}{2} \cdot L_m} = \frac{210000 \cdot 92,067}{29 - \frac{1}{2} \cdot 22} = 1074115 N/mm \quad (6.5.12)$$

$$k_1 = \frac{k_z \cdot k_d}{k_z + k_d} = \frac{1074115 \cdot 2837450}{1074115 + 2837450} = 779163 N/mm \quad (6.5.13)$$

### Tuhost spojovaných desek

S ohledem na konstrukční uspořádání uvedené na obr.14. byla jako spojované desky uvažována pouze část víka 4 ležící pod hlavou šroubu.

$$k_2 = \frac{E_{BR} \cdot S_2}{L_2} \quad (6.5.14)$$

$k_2$ ...tuhost desky [N/mm]

$L_2$ ...tloušťka desky [mm]

$S_2$ ...průřez tlakového válce pod hlavou šroubu M12 x 35 [mm<sup>2</sup>]

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - D_o^2)}{4} \quad (6.5.15)$$

$D$ ...průměr tlakového válce [mm]

$D_o$ ...průměr díry pro šroub M12 x 35 [mm]

$$D = d_h + \frac{L_2}{X} \quad (6.5.16)$$

$d_h$ ...průměr hlavy šroubu M12 x 35 [mm]

$X$ ...materiálový součinitel ( pro bronz  $X = 7$  )

$$D = d_h + \frac{L_2}{X} = 18 + \frac{13}{7} = 19,86 mm \quad (6.5.17)$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - D_o^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (19,86^2 - 14^2)}{4} = 155,84 mm^2 \quad (6.5.18)$$

$$k_2 = \frac{E_{BR} \cdot S_2}{L_2} = \frac{120000 \cdot 155,84}{13} = 1438508 N/mm \quad (6.5.19)$$

### Předběžná předepínací síla

$$F_{p1} = F_2 + \Delta F_2 = F \cdot c_\psi + F \cdot \frac{k_2}{k_1 + k_2} = 11348 \cdot 1,4 + 11348 \cdot \frac{1438508}{779163 + 1438508} \quad (6.5.20)$$

$$F_{p1} = 23248 N$$

### Utahovací moment

Utahovací moment vypočteme na základě rovnice (6.5.21). Vypočtený utahovací moment byl zaokrouhlen, viz rovnice (6.5.30) a následně byla stanovena předepínací síla, viz rovnice (6.5.32).

$$M_u = M_z + M_h \quad (6.5.21)$$

$M_z$ ... třecí moment v závitech šroubu M12 x 35 [N.m]

$M_h$ ... třecí moment pod hlavou šroubu M12 x 35 [N.m]

$$M_z = \frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot 10^{-3} \cdot F_{p1} \cdot \tan(\alpha + \varphi_z) \quad (6.5.22)$$

$d_2$ ... střední průměr závitu šroubu M12 x 35 [mm]

$\alpha_s$ ... úhel stoupání závitu šroubu M12 x 35 [°]

$\varphi_z$ ... třecí úhel závitu šroubu M12 x 35 [°]

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (6.5.23)$$

$$\alpha_s = \cot g \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \cot g \frac{1.25}{\pi \cdot 11.188} = 2.037^\circ \quad (6.5.24)$$

$$\varphi_z = \cot g(f_z) = 11,31^\circ \quad (6.5.25)$$

$$M_h = \frac{1}{2} \cdot d_s \cdot 10^{-3} \cdot F_{p1} \cdot f_h \quad (6.5.26)$$

$$d_s = \frac{D_o + d_h}{2} = \frac{14 + 18}{2} = 16 \text{ mm} \quad (6.5.27)$$

$d_s$ ... střední stykový průmět hlavy šroubu M12 x 35 [mm]

$D_o$ ... průměr díry pro šroub M12 x 35 [mm]

$d_h$ ... průměr hlavy šroubu M12 x 35 [mm]

$$M_u = M_z + M_h = \frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot 10^{-3} \cdot F_{p1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_s + \varphi_z) + \frac{1}{2} \cdot d_s \cdot 10^{-3} \cdot F_{p1} \cdot f_h \quad (6.5.28)$$

$$M_u = \frac{1}{2} \cdot 11.188 \cdot 10^{-3} \cdot 23248 \cdot \operatorname{tg}(2.037 + 11,31) + \frac{1}{2} \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 23248 \cdot 0.12 \quad (6.5.29)$$

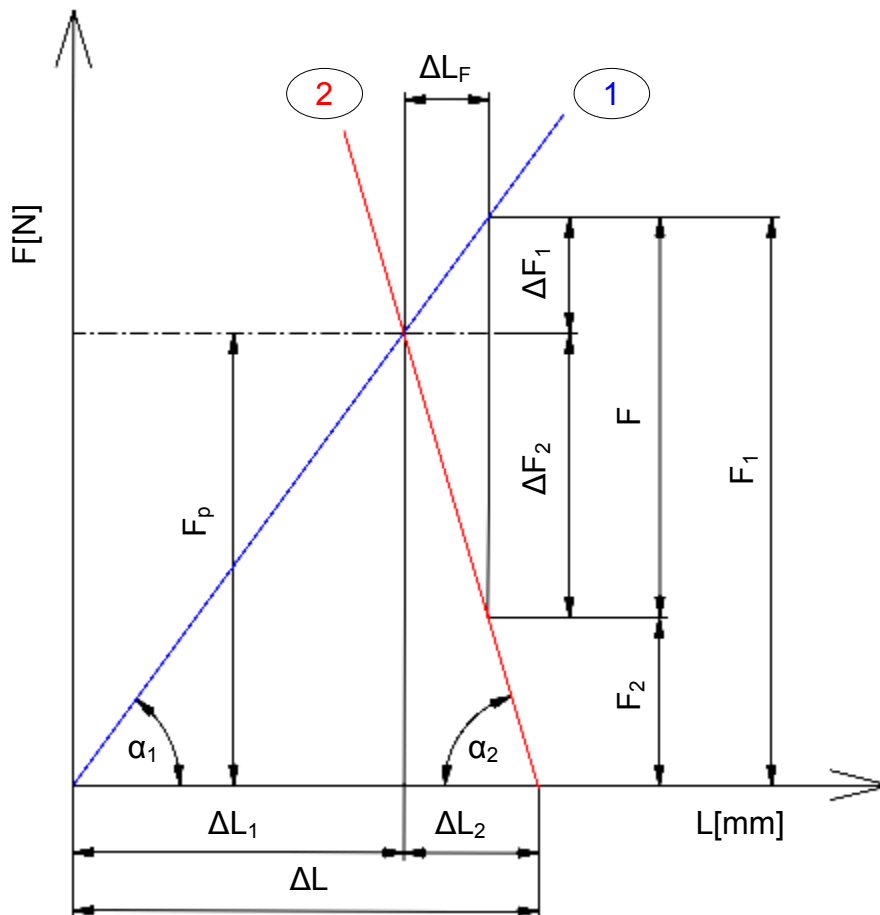
$$M_u = 53,17 \cong 55 \text{ N.m} \quad (6.5.30)$$

$$F_p = \frac{M_u}{\left[ \frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot 10^{-3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_z) + \frac{1}{2} \cdot d_s \cdot 10^{-3} \cdot f_h \right]} \quad (6.5.31)$$

$$F_p = \frac{55}{\left[ \frac{1}{2} \cdot 11.188 \cdot 10^{-3} \cdot \operatorname{tg}(2.037 + 11,31) + \frac{1}{2} \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 0.12 \right]} = 24047 \text{ N} \quad (6.5.32)$$

### Maximální síla v předepnutém šroubovém spoji

Z diagramu předpětí šroubového spoje na obr. 15. byl odvozen vzorec (6.5.33). Dále byla určena složka síly  $\Delta F_1$ , viz rovnice (6.5.34) a byla vypočtena maximální síla ve šroubovém spoji, viz rovnice (6.5.35).



**Obr. 15. Diagram předepnutého šroubového spoje**

$tg \alpha_1$ ...tuhost šroubu M12 x 35

$tg \alpha_2$ ...tuhost spojovaných desek

$\Delta L_1$ ...deformace šroubu M12 x 35 od předepínací síly

$\Delta L_2$ ...deformace spojovaných desek od předepínací síly

$\Delta L$ ...celková deformace šroubového spoje M12 x 35 od předepínací síly

$\Delta L_F$ ...výsledná deformace předepnutého šroubového spoje M12 x 35 po zatížení silou  $F$

$\Delta F_1$ ...složka síly  $F$  působící na šroub M12 x 35

$\Delta F_2$ ...složka síly  $F$  působící na spojované desky

$F$ ...zatěžovací síla pro jeden šroubový spoj M12 x 35

$F_1$ ...maximální síla v předepnutém šroubovém spoji M12 x 35

$F_2$ ...síla zbytkového předpětí spojovaných desek

### Maximální síla v předepnutém šroubovém spoji

$$F_1 = F_p + \Delta F_1 \quad (6.5.33)$$

$F_1$ ...maximální síla v předepnutém šroubovém spoji M12 x 35 [N]

$F_p$ ...předepínací síla ve šroubovém spoji M12 x 35 [N]

$\Delta F_1$ ...složka síly F působící na šroubový spoj M12 x 35 [N]

$$\Delta F_1 = \frac{F_H}{n} \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} \quad (6.5.34)$$

$$F_1 = F_p + \frac{F_H}{n} \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} = 24047 + \frac{136174}{12} \cdot \frac{779163}{779163 + 1438508} = 28034N \quad (6.5.35)$$

### Kontrola bezpečnosti šroubových spojů

Pomocí vzorce (6.5.36) bylo vypočteno maximální napětí v tahu u šroubového spoje.

$$\sigma_t = \frac{F_1}{S_j} = \frac{28034}{86,030} = 326MPa \quad (6.5.36)$$

$\sigma_t$ ...maximální napětí v tahu ve šroubu M12 x 35 [MPa]

$$s_1 = \frac{\sigma_k}{\sigma_t} = \frac{850}{326} = 2,61 \geq 2.5 \quad (6.5.37)$$

$s_1$ ...zjištěný součinitel bezpečnosti

Šroubové spoje splňují požadavky na součinitel bezpečnosti.



## 7 MKP analýza konstrukčního řešení

MKP analýzy byly řešeny v softwaru Pro/Mechanica. Pro účely výpočtů byly použity modely se zjednodušenou geometrií.

### 7.1 Obecné okrajové podmínky

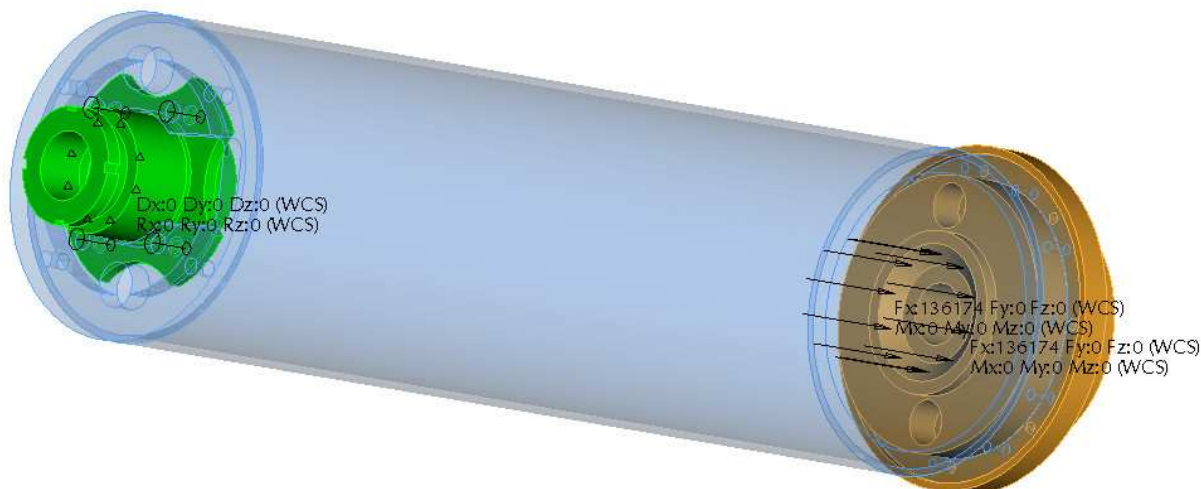
Jako materiál pro tubus, pístnici, plášť hydromotoru a spodní cylindr byla v softwaru Pro/Mechanica definována nerezová ocel. Pro víko 4 byl zvolen bronz. Níže uvedené materiálové charakteristiky byly použity pro všechny numerické výpočty.

Tab. 2. Materiálové charakteristiky

Materiál	Nerezová ocel	Bronz
Youngův modul	193 000 MPa	103 400 MPa
Poissonovo číslo	0.3	0,34

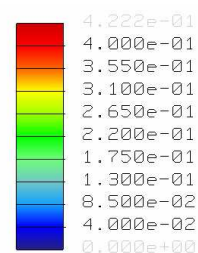
### 7.2 Zatížení způsobené předepnutím šroubu cylindru a teplotní dilatací

V této MKP analýze byla zkoumána celková deformace, viz obr. 17. a celkové redukované napětí, viz obr. 18., při zatížení modelu VŘM silou od předepnutí šroubu cylindru a od teplotní dilatace. Touto úlohou byla modelována situace, kdy se předepnutý plášť hydromotoru ohřeje na vyšší teplotu než je teplota tubusu VŘM. Důsledky tohoto jevu byly popsány v kapitole 6. Aby bylo tuto úlohu možné definovat v Pro/Mechanice, nebylo simulováno samotné prodloužení pláště hydromotoru vlivem teploty, ale byla pouze vložena síla, kterou toto prodloužení vyvolá v sestavě hydromotoru. Protože se po zahřátí pláště hydromotoru rozpíná mezi víkem 4, talířovými pružinami a spodním cylindrem, bylo působíště síly definováno na kontaktní plochu pláště hydromotoru a víka 4, tedy do stykového kuželu víka 4. Velikost síly byla stanovena na základě výpočtu, viz rovnice (6.3.16), na hodnotu 136174 N. Dále byla vetknuta část spodního cylindru, o kterou se ve skutečnosti opírají talířové pružiny, které stlačuje rozpínající se plášť hydromotoru. Víko 4 bylo s tubusem pevně spojeno. Byly tedy zanedbány šroubové spoje mezi víkem 4 a tubusem. Mezi cylindrem a víkem 2 tubusu byla nastavena kontaktní plocha a poloha cylindru byla zajištěna čtveřicí šroubu M16 x 55.



Obr. 16. Okrajové podmínky úlohy

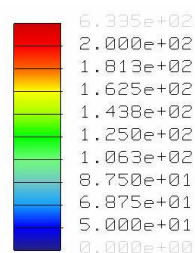
Displacement Mag (WCS)  
(mm)  
Max Disp +4.2222E-01  
Loadset: LoadSet1 : MKP\_SESTAVA\_3



"Window1" - ani\_VRM\_cyl2\_tub\_viko\_I0\_4\_I2 - ani\_VRM\_cyl2\_tub\_viko\_I0\_4\_I2

**Obr. 17. Zobrazení celkové deformace VŘM [mm]**

Stress von Mises (WCS)  
Maximum of shell top/bottom  
(N / mm<sup>2</sup>)  
Loadset: LoadSet1 : MKP\_SESTAVA\_3

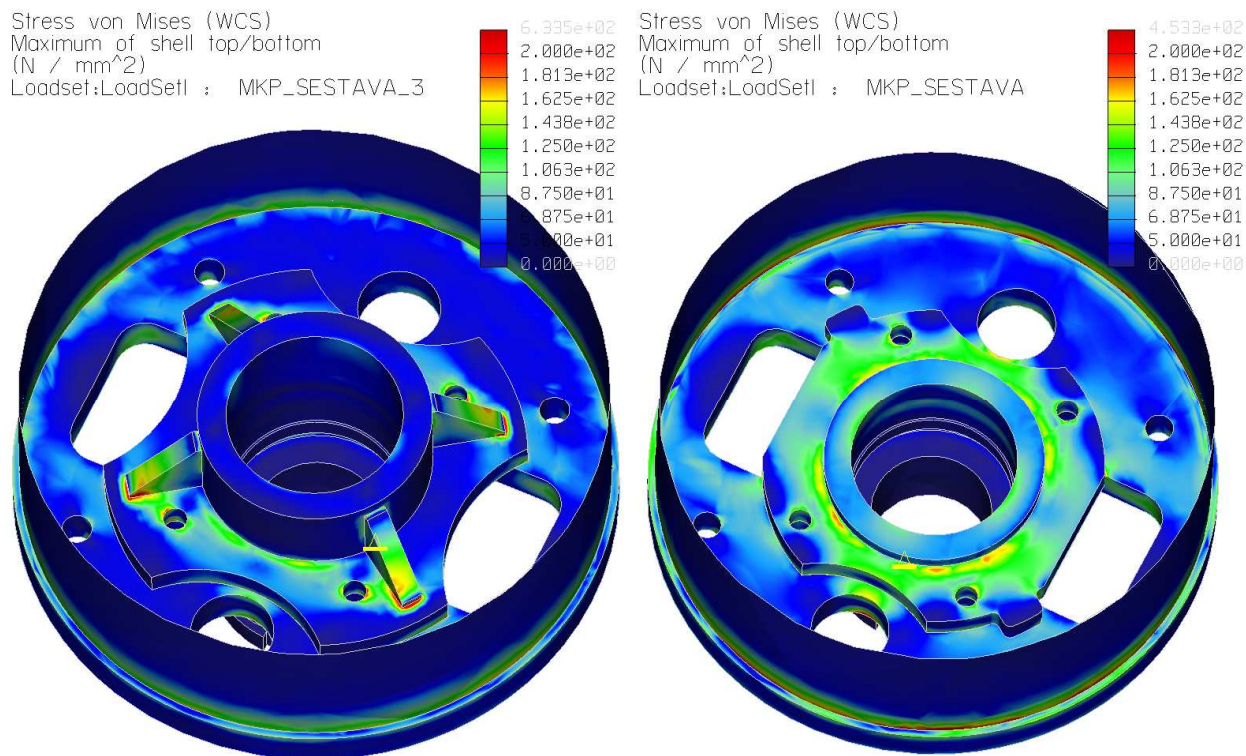


"Window1" - ani\_VRM\_cyl2\_tub\_viko\_I0\_4\_I2 - ani\_VRM\_cyl2\_tub\_viko\_I0\_4\_I2

**Obr. 18. Zobrazení redukovaného napětí vypočítaného pomocí metody HMH [MPa]**

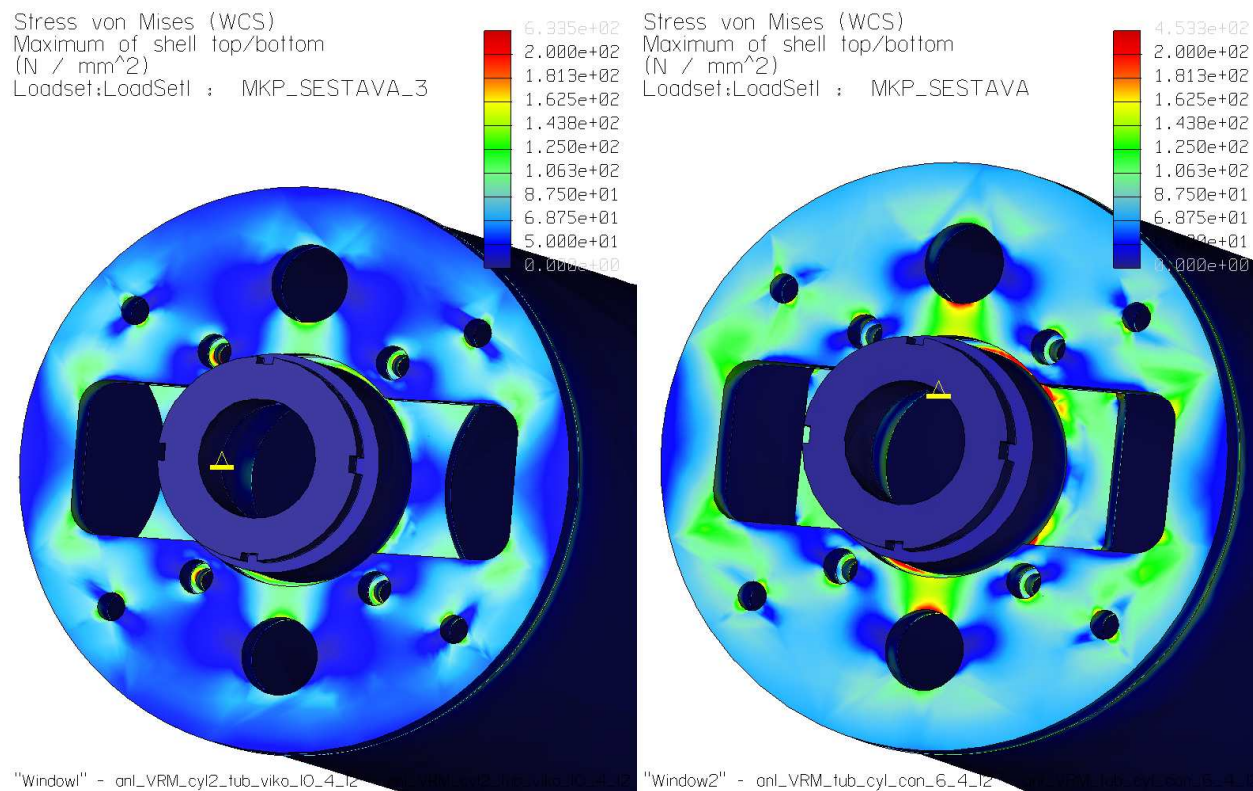
### 7.2.1 Vyhodnocení úlohy - úprava konstrukce spodního cylindru

S ohledem na výsledky provedených MKP analýz bylo upraveno konstrukční řešení cylindru. Konstrukce cylindru byla zpevněna čtveřicí žebér tak, aby bylo sníženo celkové redukované napětí v důležitých oblastech, viz obr. 20. Jedná se především o oblast okolo trubky cylindru. Špičky napětí vzniklé u hran žebér a okrajů děr, viz obr. 19., jsou důsledkem nekvalitního rozložení sítě v těchto oblastech.



"Window1" - anl\_VRM\_cyl2\_tub\_viko\_IO\_4\_I2 - anl\_VRM\_cyl2\_tub\_viko\_IO\_4\_I2 "Window2" - anl\_VRM\_tub\_cyl\_con\_6\_4\_I2 - anl\_VRM\_tub\_cyl\_con\_6\_4\_I2

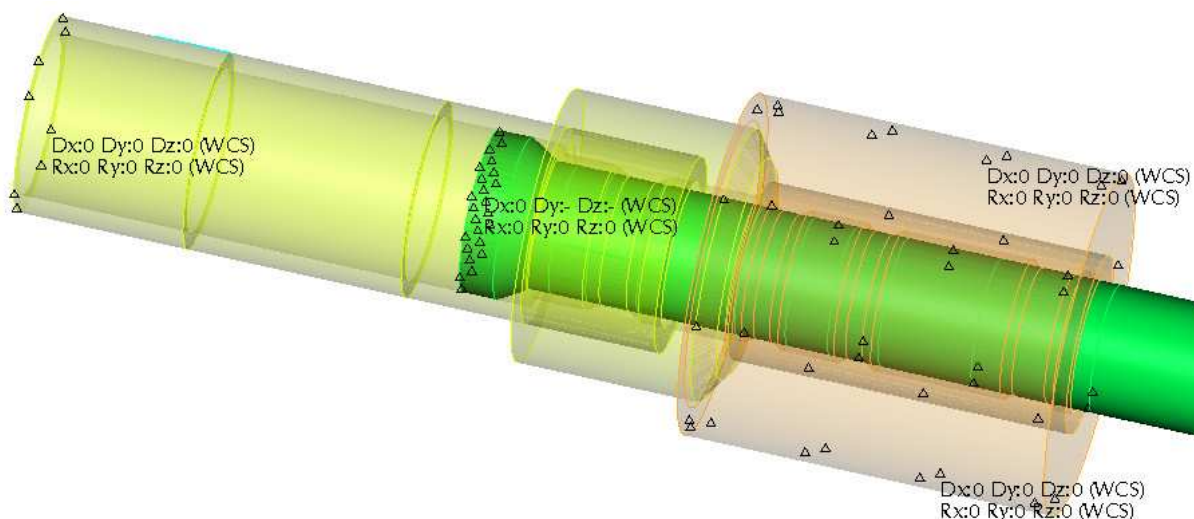
**Obr. 19. Zobrazení celkového redukovaného napětí vypočteného pomocí metody HMH v důležitých oblastech: konečný návrh konstrukčního řešení cylindru ( levý obr. ), původní návrh konstrukčního řešení cylindru (pravý obr. ), [MPa]**



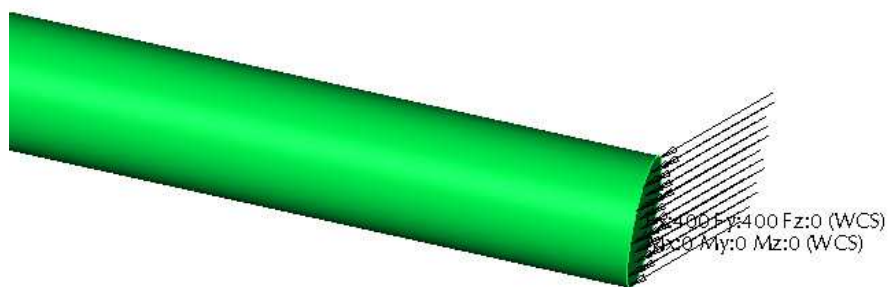
**Obr. 20. Zobrazení celkového redukovaného napětí vypočteného pomocí metody HMH v důležitých oblastech: konečný návrh konstrukčního řešení cylindru ( levý obr. ), původní návrh konstrukčního řešení cylindru (pravý obr. ), [MPa]**

### 7.3 Vliv vodicích kroužků na deformaci pístnice

V této úloze byla vytvořena sestava hydromotoru a víka 4. Cílem této analýzy bylo prozkoumání důležitosti jednotlivých vodicích kroužků, umístěných v horním víku. Tyto vodicí kroužky nebyly z důvodu zjednodušení úlohy definovány jako jednotlivé díly, ale byly nahrazeny přidáním objemu spojeného s modelem víka. Tento nový objem vytvořil požadované kontaktní plochy. Pístnice byla zatížena v maximálně vysunuté poloze, viz obr. 22. Složky zatěžovací síly v ose Y a ose X jsou rovny 400N. Vektor této síly svírá s osou pístnice úhel 45°. V reálném případě brání zasunutí takto zatížená pístnice síla vyvozená tlakem oleje, který se nachází pod pístnicí. Tento vliv byl nahrazen odebráním jednoho stupně volnosti ve směru osy pístnice spodní ploše pístnice, která je za reálných podmínek ve styku s olejem. Dále byl definován kontakt mezi vnitřní vřetovitou plochou pláště hydromotoru a pístnicí. Víko bylo vetknuto, stejně jako plášť pístnice, viz obr. 21. Mezi těmito dvěma díly byl definován kontakt ve stykové kuželové ploše.

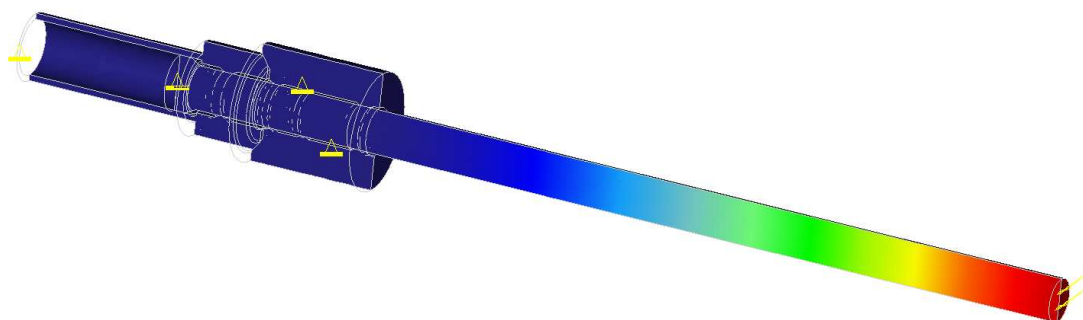
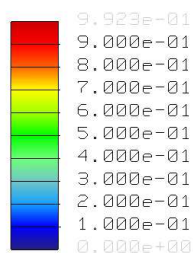


Obr. 21. Okrajové podmínky úlohy - vazby



Obr. 22. Okrajové podmínky úlohy - zatížení

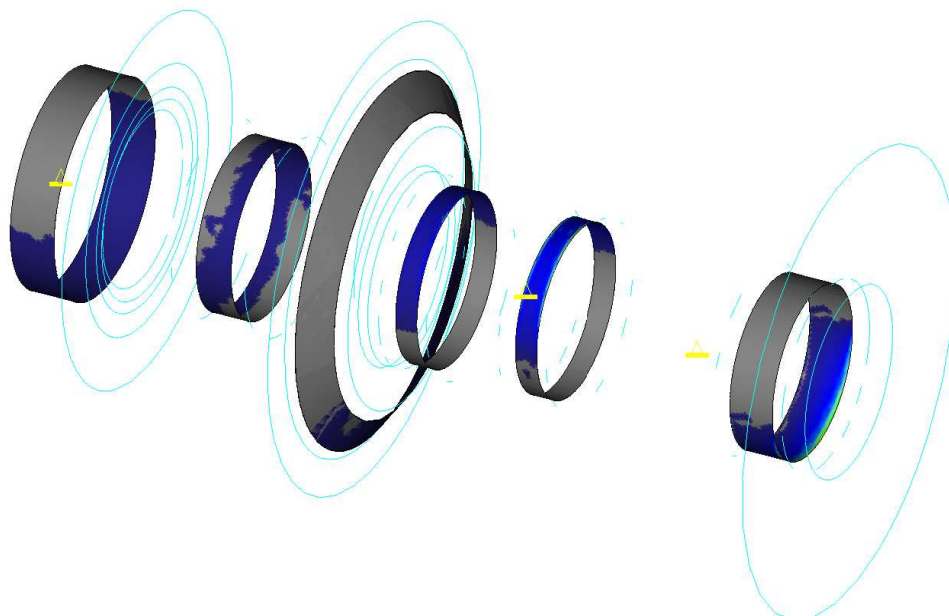
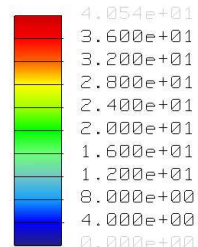
Displacement Mag (WCS)  
(mm)  
Max Disp +9.9229E-01  
Loadset: zatizeni\_sest : POKUSNA\_SESTAVA\_6\_4\_I2



"Window1" - anl\_VRM\_ohyb\_pist\_6\_4\_I2 - anl\_VRM\_ohyb\_pist\_6\_4\_I2

**Obr. 23. Celková deformace pístnice [mm]**

Contact Pressure (WCS)  
(N / mm<sup>2</sup>)  
Location: Contact Surfaces  
Loadset: zatizeni\_sest : POKUSNA\_SESTAVA\_6\_4\_I2



"Window1" - anl\_VRM\_ohyb\_pist\_6\_4\_I2 - anl\_VRM\_ohyb\_pist\_6\_4\_I2

**Obr. 24. Zobrazení kontaktních tlaků vzniklých v kontaktních plochách [MPa]**

### 7.3.1 Vyhodnocení úlohy

Úloha byla provedena na dosti zjednodušeném modelu. Přesto lze říci, že se výsledky blíží reálnému případu. Podle očekávání se nejvyšší kontaktní tlaky vyskytují v oblasti prvního vodícího kroužku. Je tedy zřejmé, že umístění, kvalita uložení a také kvalita zpracování samotného kroužku rozhodují o výsledné tuhosti vedení pístnice.

## 8 Detailní konstrukce a výkresová dokumentace

Zvolené konstrukční řešení bylo namodelováno a byla vytvořena výkresová dokumentace, viz příloha k bakalářské práci. Modely i výkresová dokumentace VŘM byly vytvořeny v softwaru Pro/Engineer Wildfire 4.0.

## 9 Závěr

V této bakalářské práci bylo navrženo a zpracováno nové konstrukční řešení VŘM pro vulkanizační lis VL 75". Přínosem tohoto nového konceptu je zejména možnost seřízení polohy středového hydromotoru i po zabudování VŘM do konstrukce vulkanizačního lisu. Tím lze dosáhnout sousostí pístnice středového hydromotoru s vulkanizační komorou lisu i ve velmi úzkých tolerancích. Nové řešení také umožňuje usnadnění montáže VŘM a zkrácení času potřebného pro seřízení VŘM.

Na práci je dále možno pokračovat např. řešením zabudování VŘM do zástavbového prostoru lisu VL 75".

## 10 Použitá literatura, zdroje

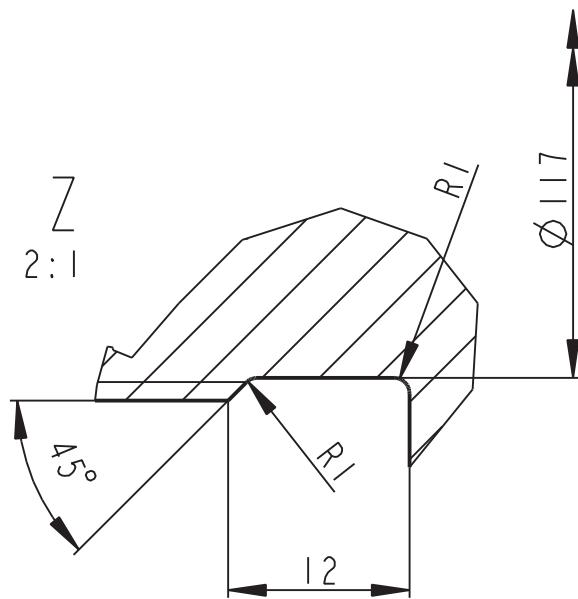
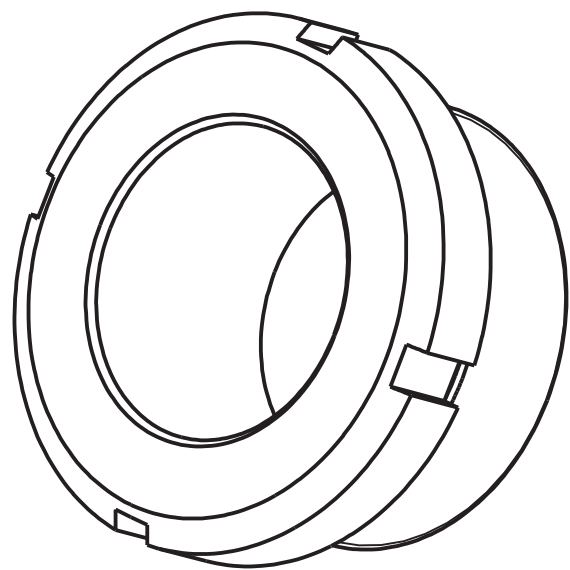
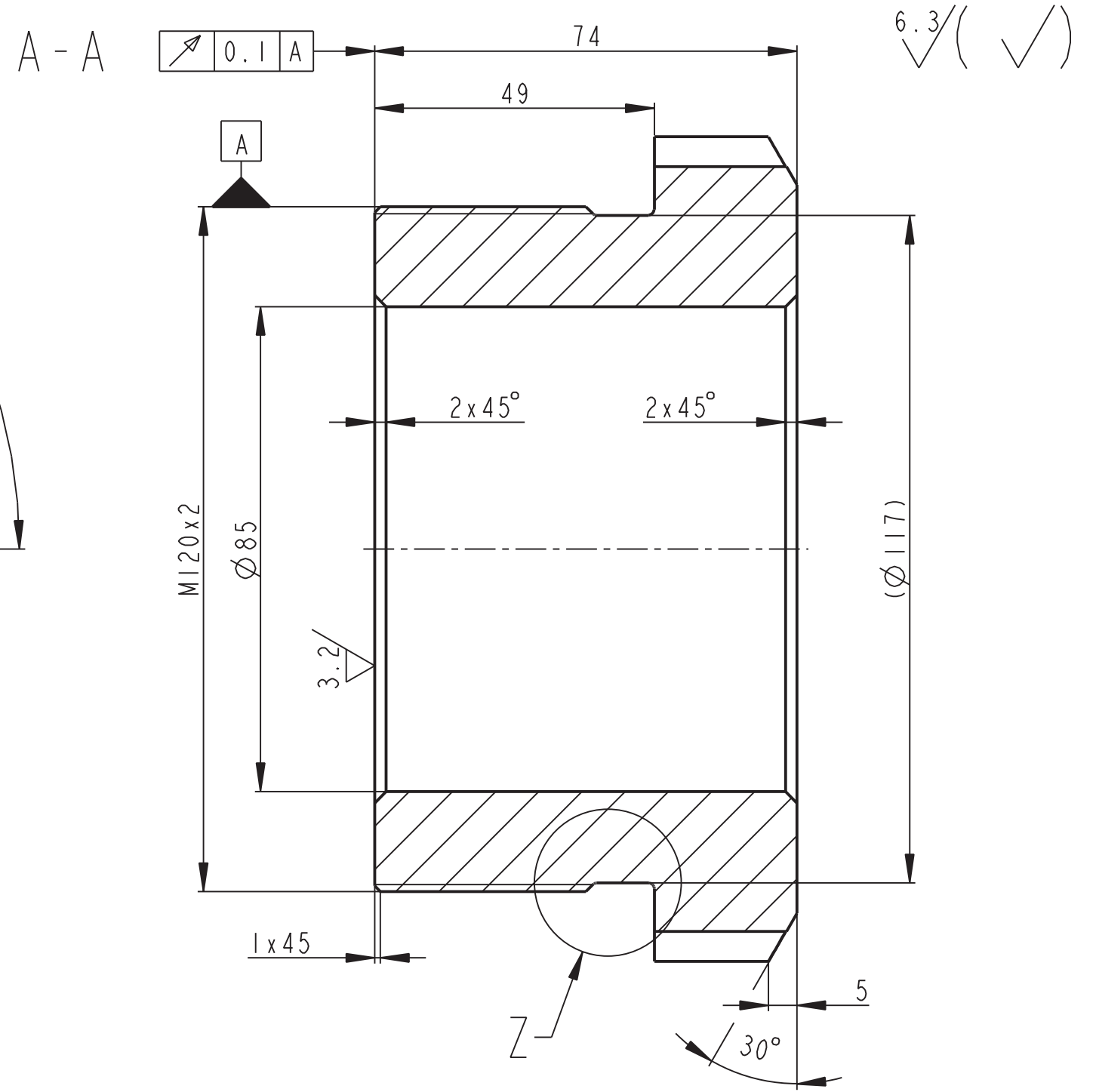
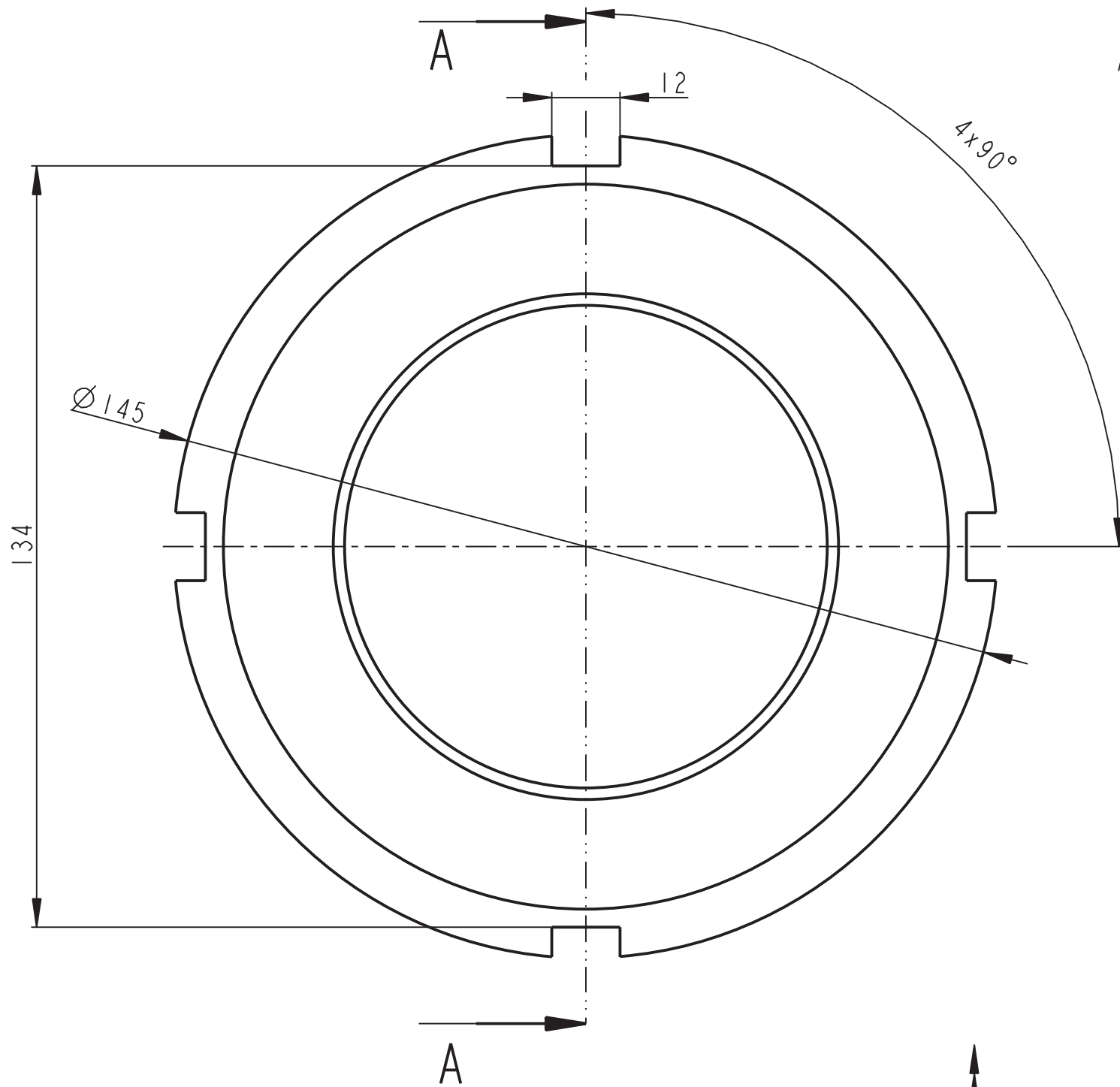
- [1] JAHELKA, M. *Gumárenské stroje a zařízení*. Praha: SNTL, 1963
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra I*. Brno: Computer Press, 1999
- [3] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů*. Praha: SNTL, 1990
- [4] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2008
- [5] POSPÍCHAL, J. *Technické kreslení*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2008
- [6] DRASTÍK, F. *Technické kreslení I*. Ostrava: MONTANEX, 2005
- [7] Podkladové materiály k předmětu: Části a mechanismy strojů 1 (KKS/CMS1)
- [8] Podkladové materiály k předmětu: Základy konstruování (KKS/ZK)
- [9] Podkladové materiály k předmětu: Počítačová podpora pro konstruování pro Bc. (KKS/CAE)
- [10] Podkladové materiály k předmětu: Inženýrské výpočty v CAD pro bakaláře (KKS/ICB)
- [11] Použité katalogové listy firmy: TALMET
- [12] Použité katalogové listy firmy: SITTECH
- [13] Použité katalogové listy firmy: HENNLICH
- [14] Použité katalogové listy firmy: HYDRAULICS
- [15] Použité katalogové listy firmy: PARKER
- [16] Použité katalogové listy firmy: TRELLEBORG

## 11 Použitý software

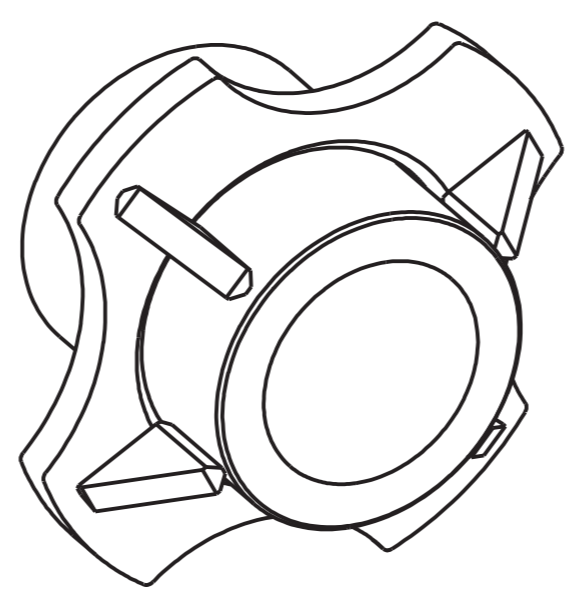
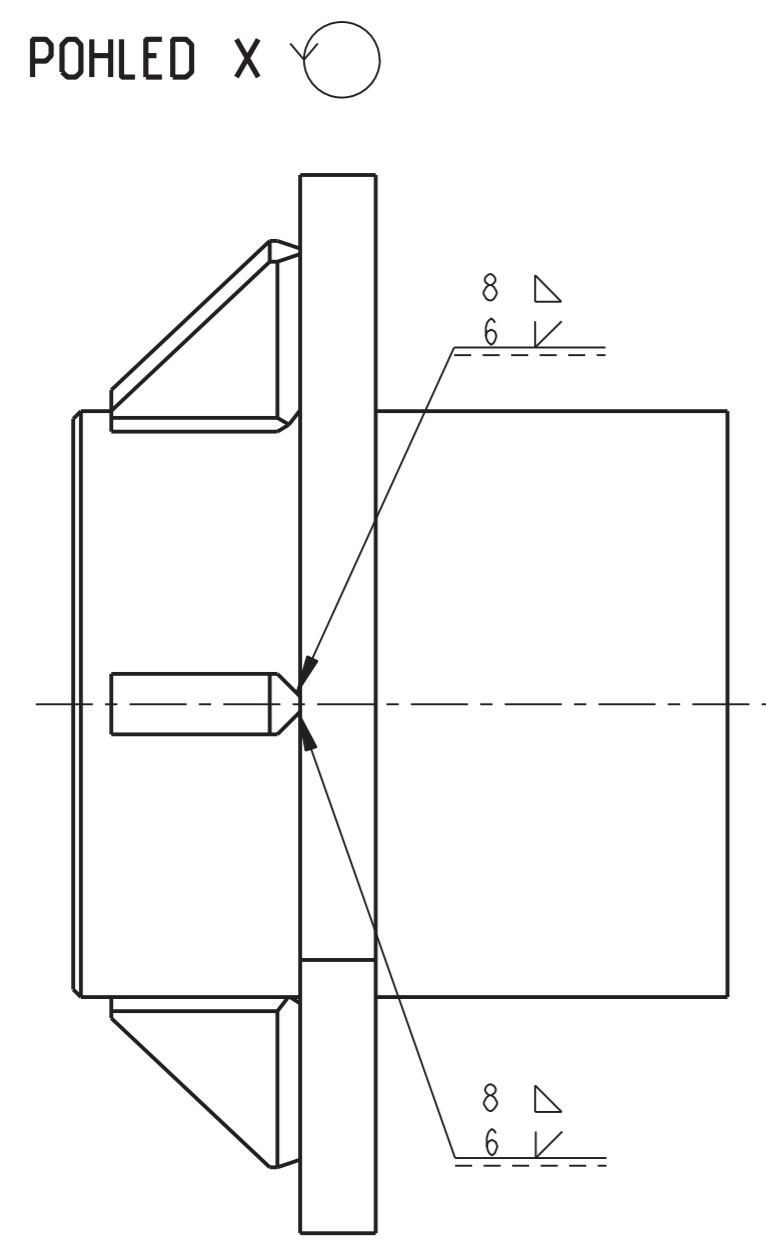
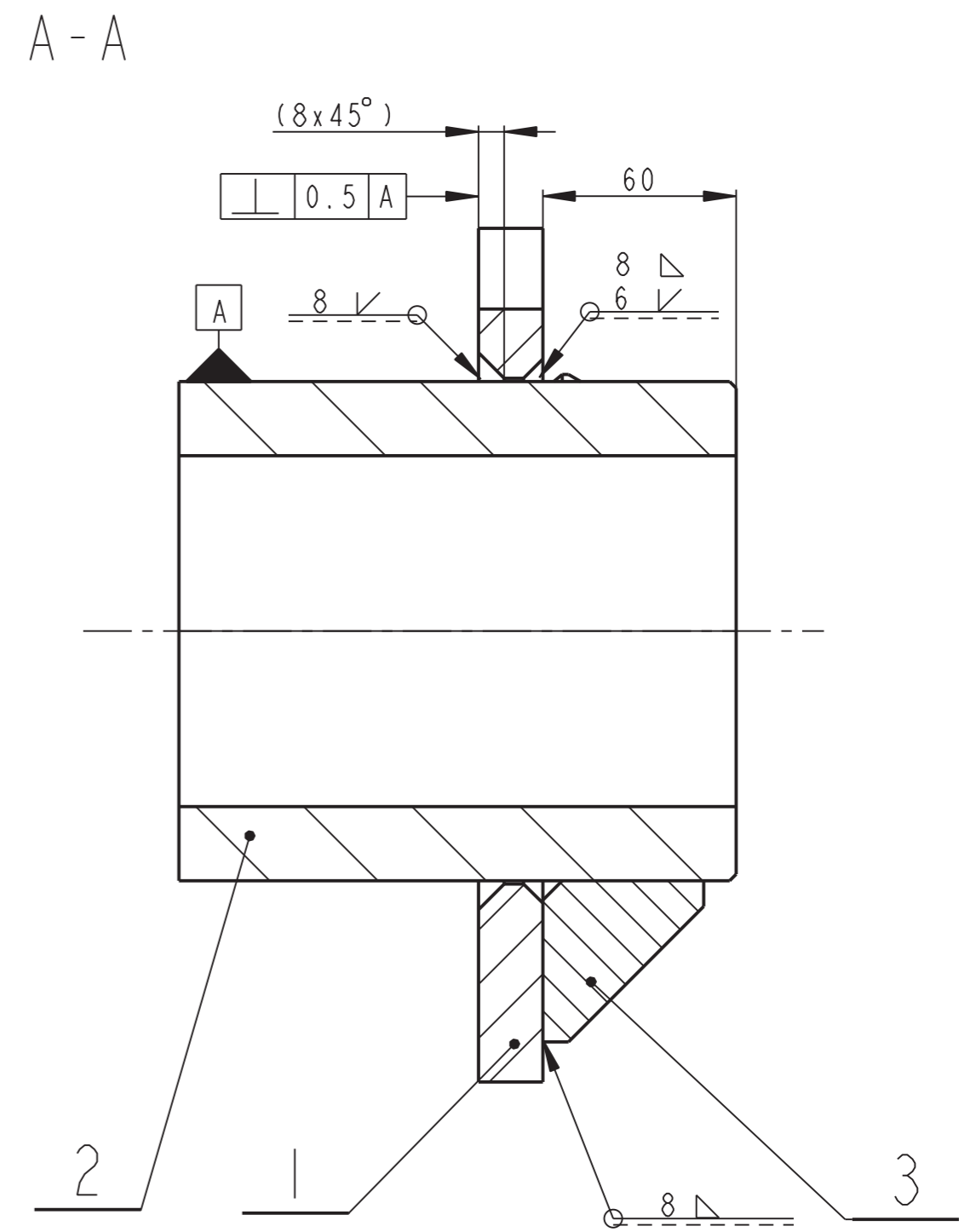
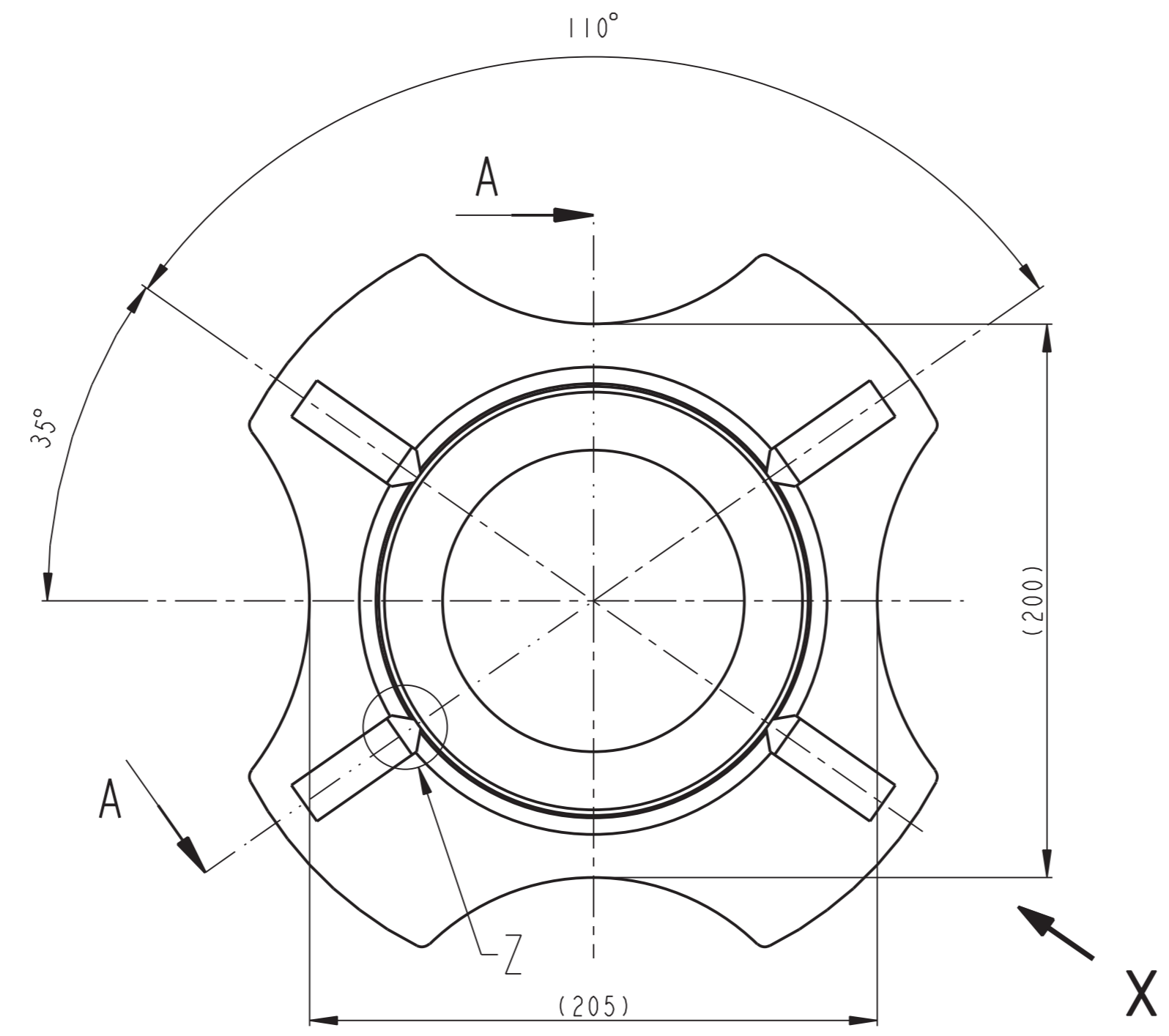
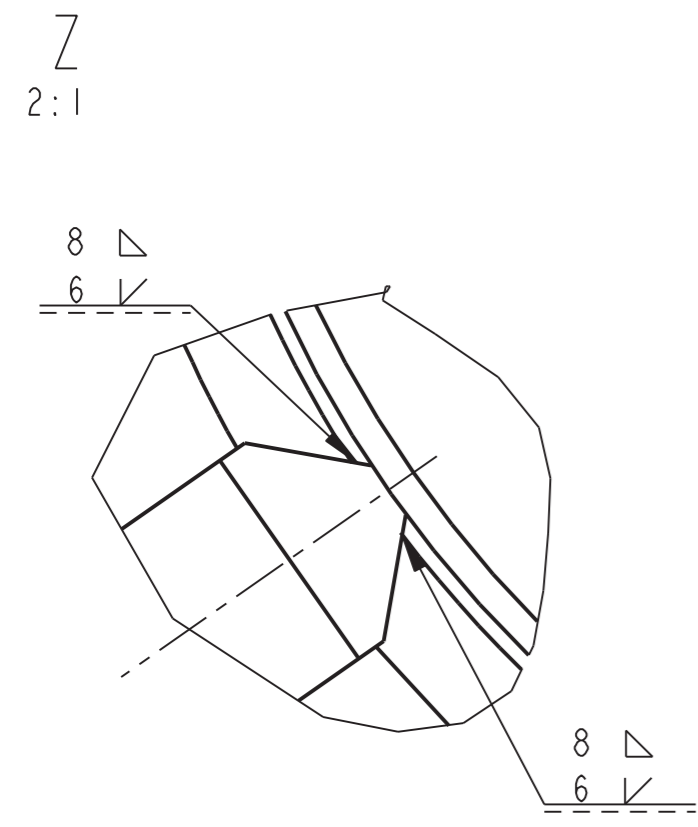
- [1] Pro/Engineer Wildfire 4.0
- [2] Pro/Mechanica
- [3] MIT Calc 1.60
- [4] Corel Photo Paint X3
- [5] Microsoft Office







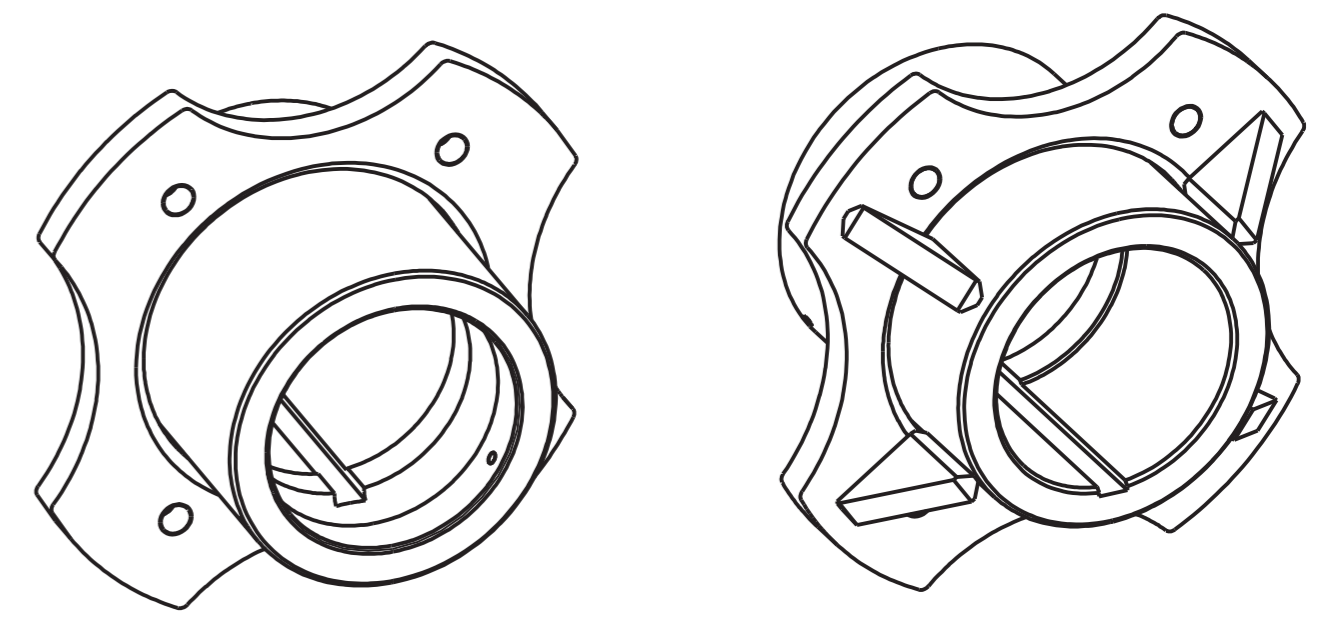
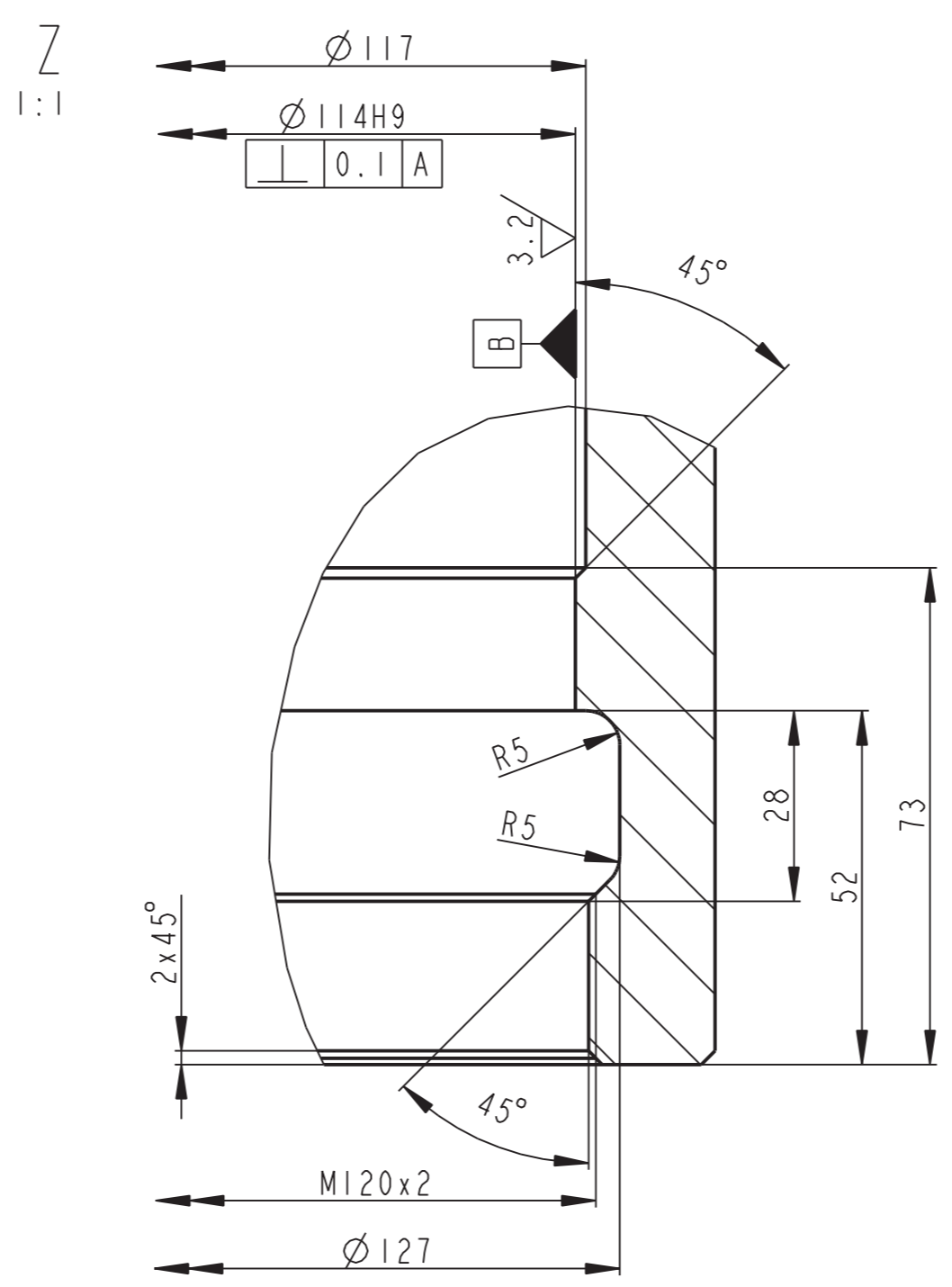
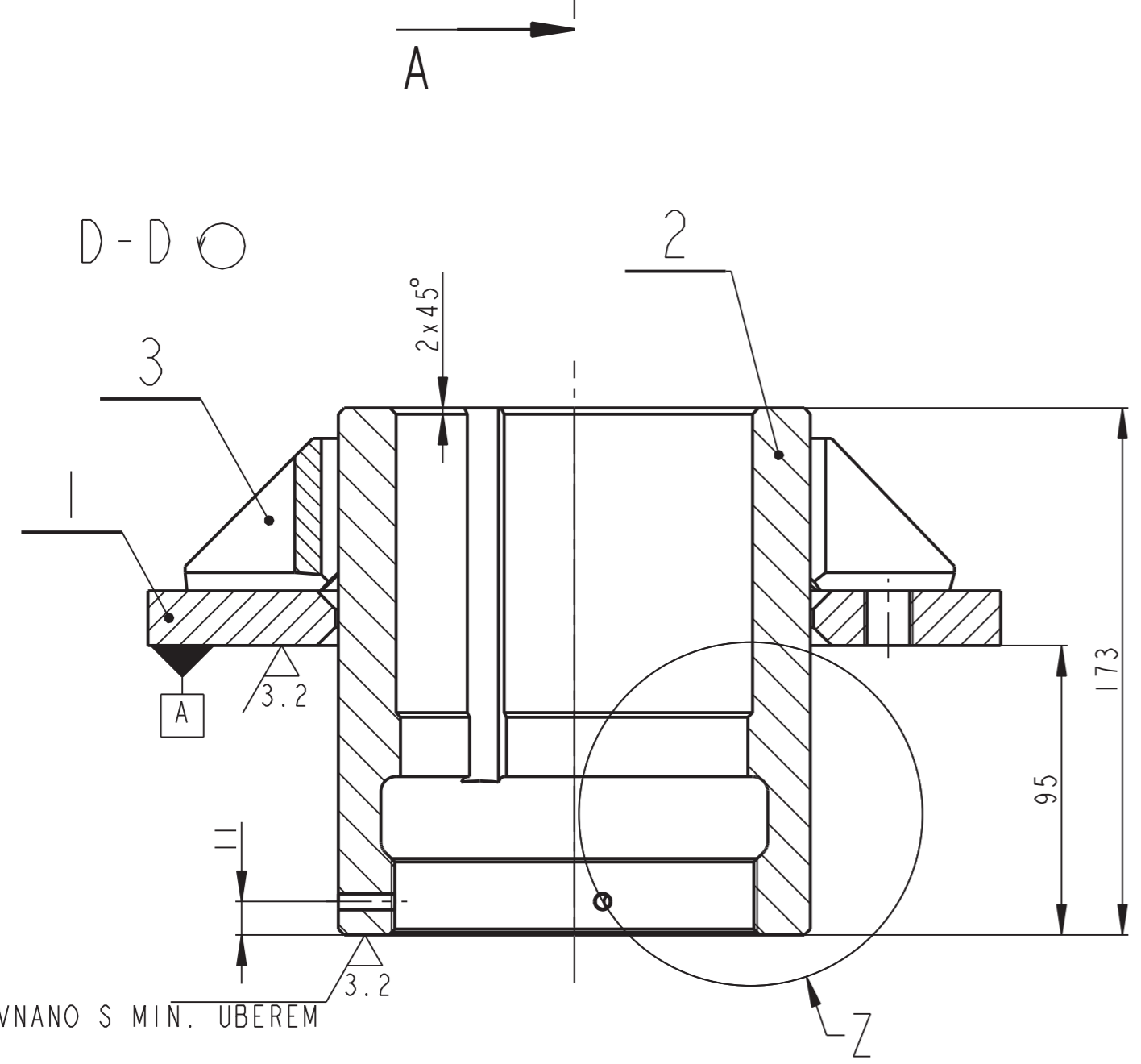
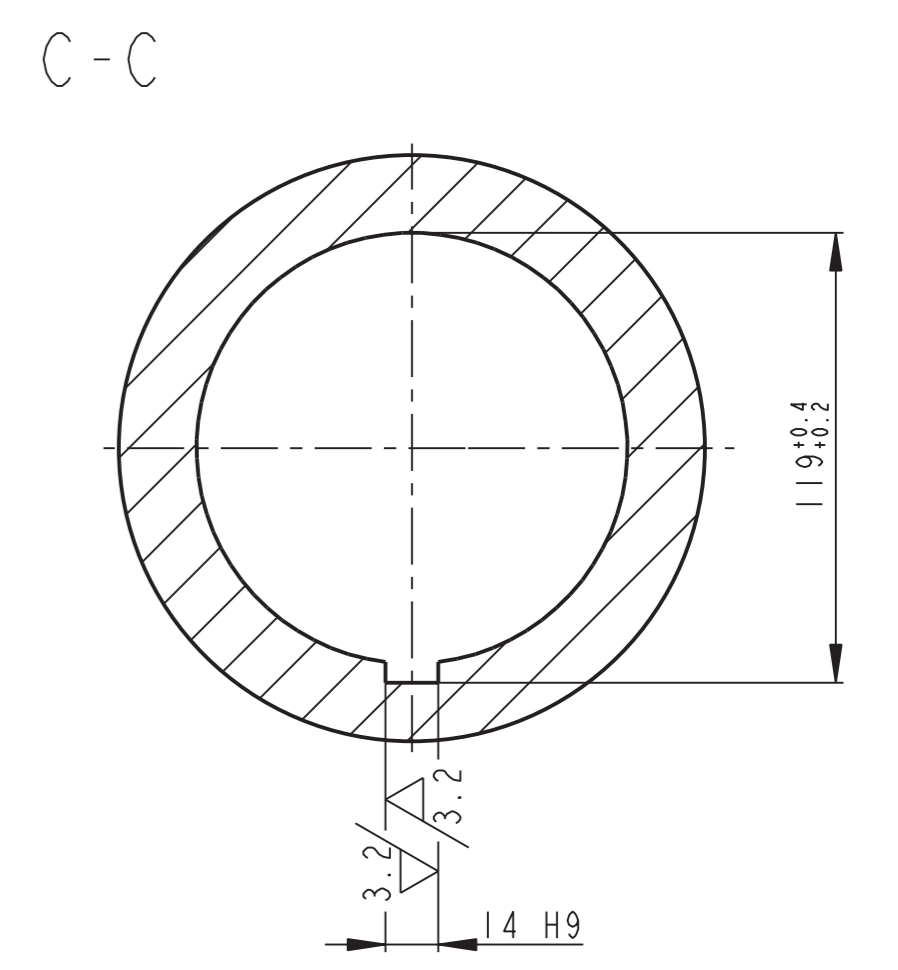
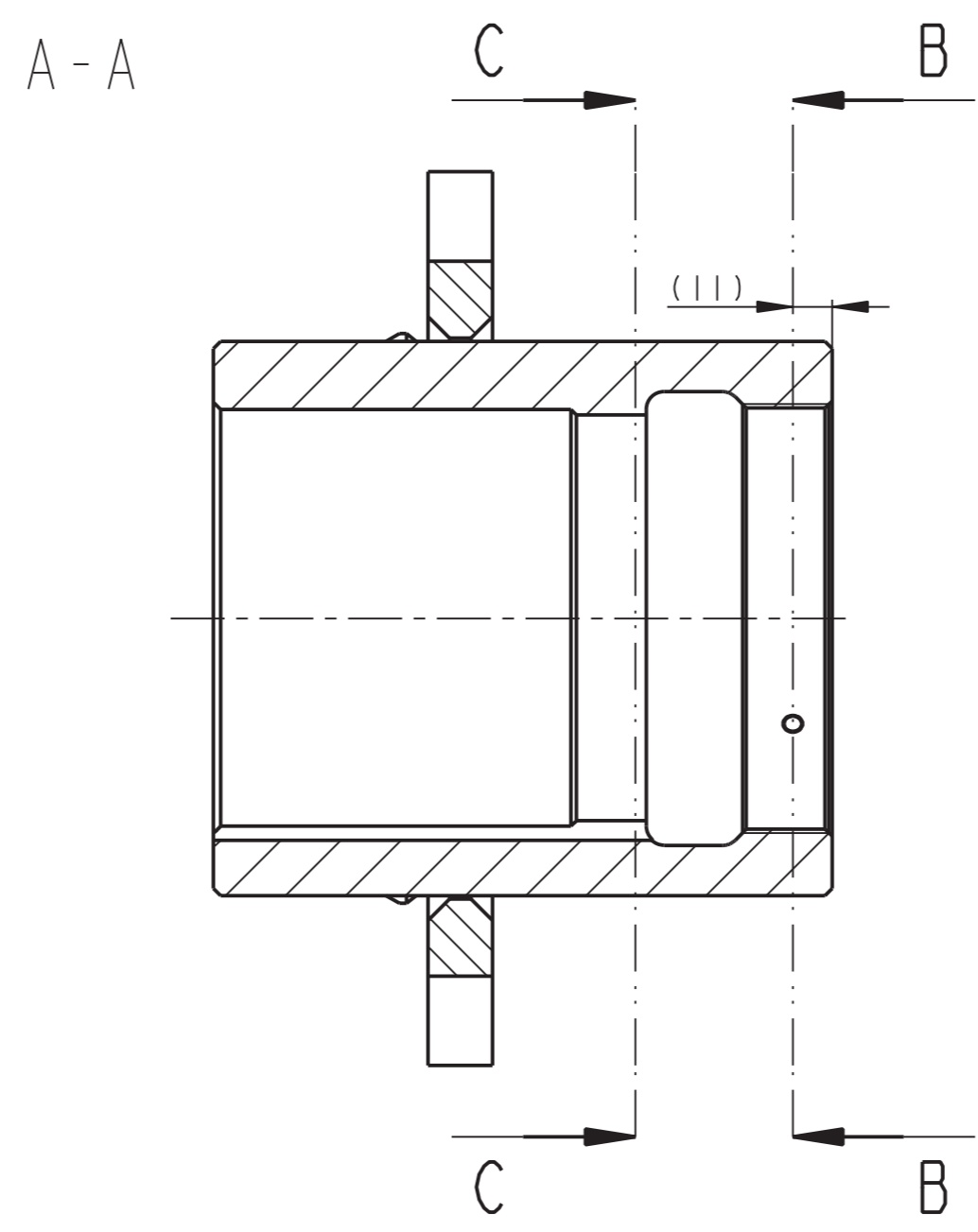
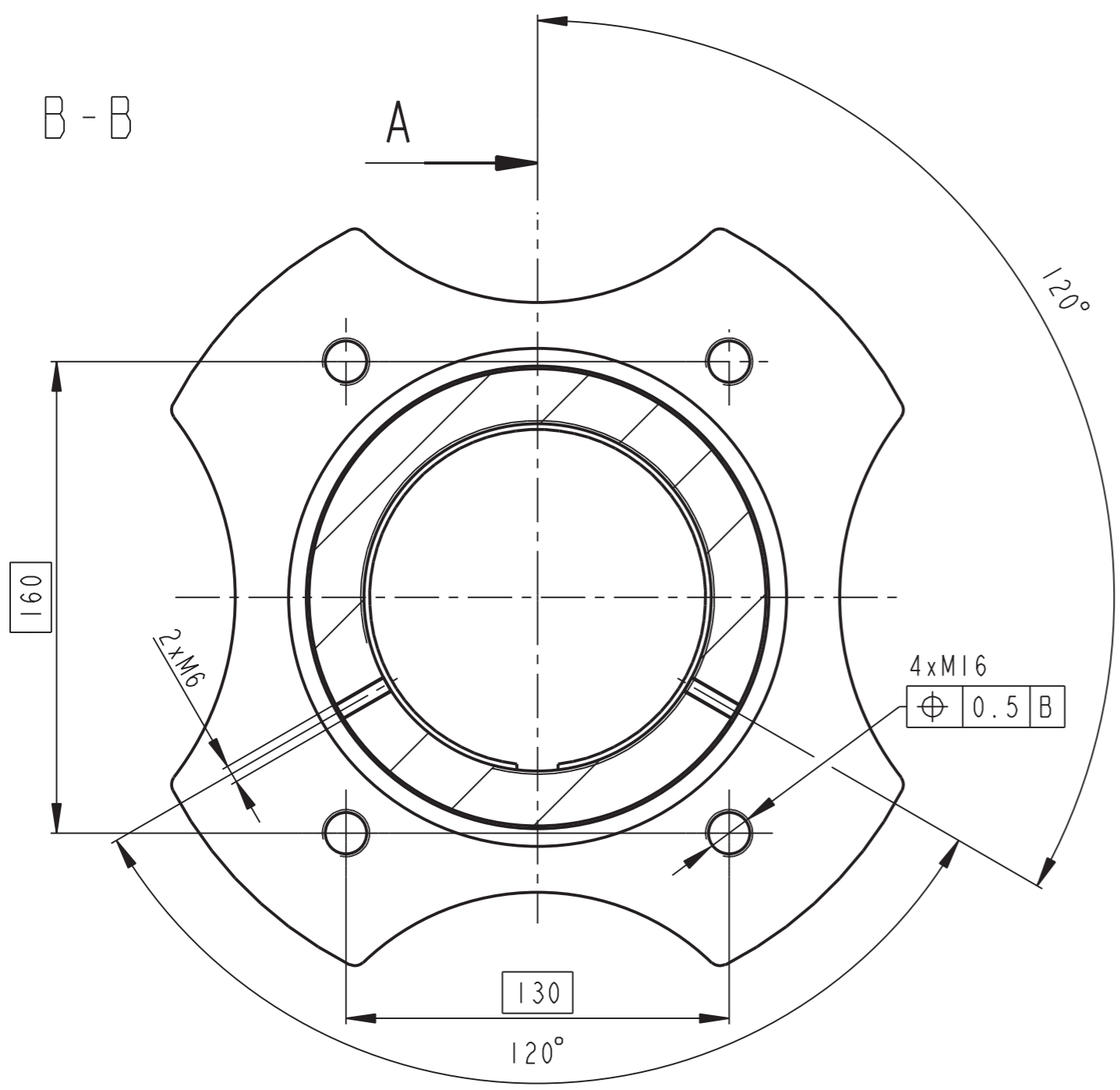
	KR 150-80	CSN 425510	11500	----	4.118	----	00101	3
Pocet kusu / Quantity	Název - rozmer / Title - size	Polotovary / Blank	Material konecny/výchozí / End material/Material	T.odp.	C.hmot. / Weight	Hr.hmot. / Raw weight	C.výkr. sestavy / Drawing asm. No.	Poz. / Pos.
Kreslil / DWN.	Datum	Jmeno/Name	Datum	Name				
Prezk. /CHK								
Schval. /APP								
ZAPADOCESKA 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	SROUB_CYLINDRU	Meritko / SCALE	C.sestavy / Assembly No.	00101	
Nazev / Title				SROUB_CYLINDRU		Typ/Type		VL 75"
				CISLO VYKRESU /DRAWING NO.		10101		Format SIZE
				List/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1		3



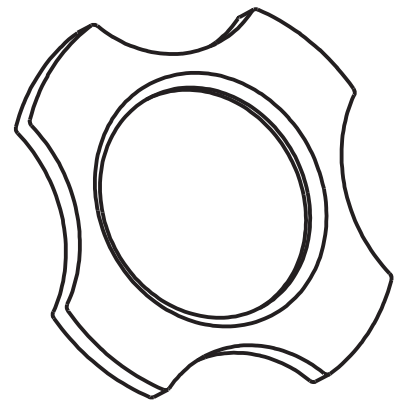
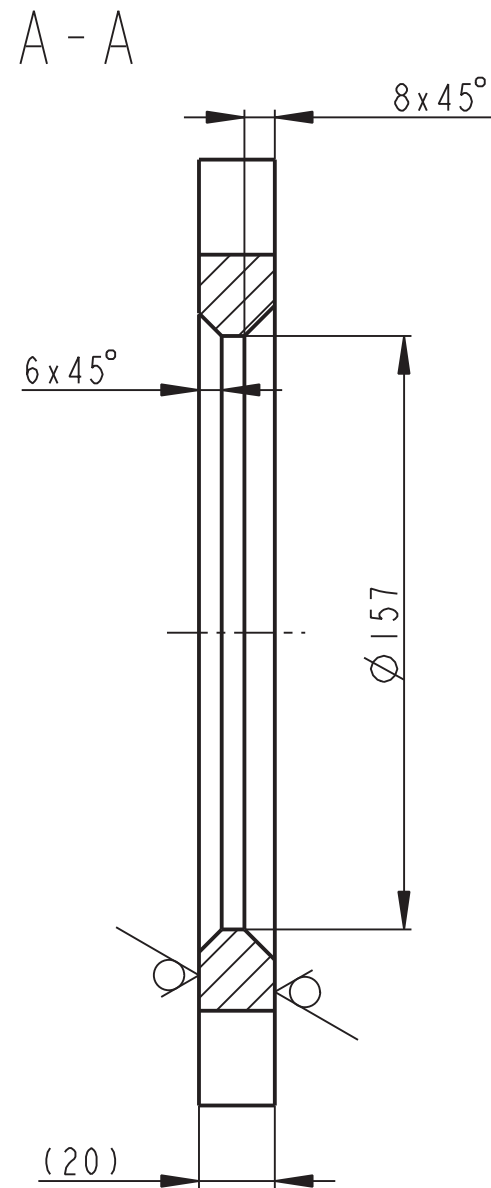
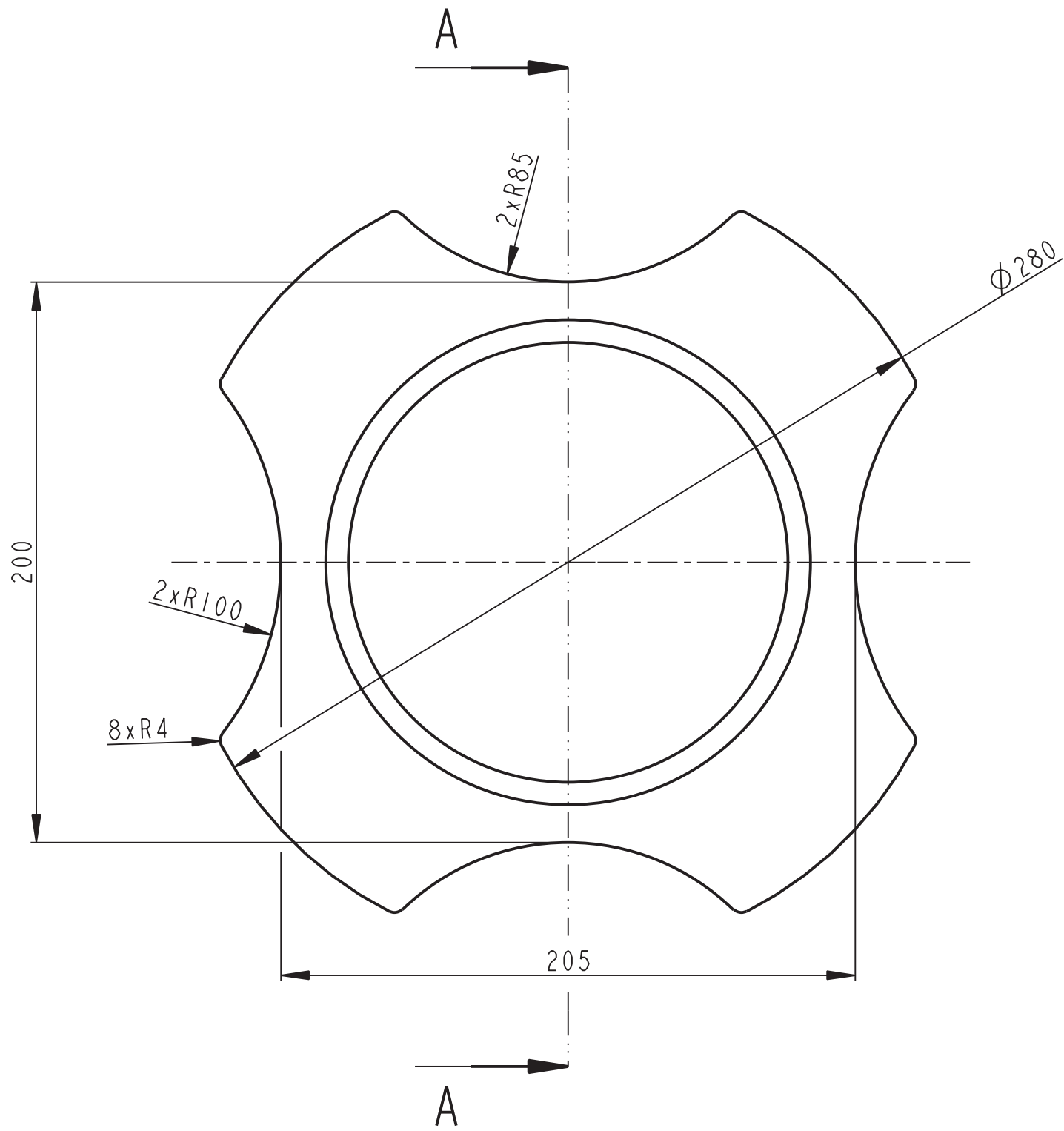
SVARY ZACISTIT  
 SVARENO C113  
 SVARENO DLE CSN 050235  
 PO SVARENÍ ZIHAT NA ODSTRANENÍ Pnutí

4	ZEBRO CYLINDRU P 16-50x50	CSN 425524	11523 ----	----	0.175	----	10303	3			
1	TRUBKA CYLINDRU TR 159x25-180	CSN 425715	11523 ----	----	13.088	----	10302	2			
1	DESKA CYLINDRU P 20-KR 280	CSN 425524	11523 ----	----	4.308	----	10301	1			
Pocet kusů / Quantity	Název - rozmer / Title - size	Polotovár / Blank	Materiál konečný / vychozí / Material	T.odp.	C.hmot. / Weight	Hr.hmot. / Raw weight	Císlo výkresu / Drawing No.	Poz. / Pos.			
	Datum	Jmeno/Name	Datum	Name							
Kreslí / DWN.	13-Apr-12	S. Pusman	Techno- log/ist								
Prezk. /CHK			Prezk. /CHK								
Schvál. /APP			Schvál. /APP								
							index/No.	Schválil/Appr.	popis zmeny/change	Datum	Podpis/Name
<b>ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni</b>							Poznámka/Note:				
Vsechna práva vyhrazena/All rights reserved							C.hmotnost sestavy / Asm. weight	18.031			
Methode 1 / ISO 128	TOLERANCE / TOLEROVANI / ISO 80015 / ISO 2768mk	Soubor-model/ASM-file	CYLINDR_SVARENI	Meritko / SCALE	1:2	C.sestavy / Assembly No.	00101				
Název / Title							Typ/Type	VL 75"			
<b>CYLINDR - SVARENEC</b>							CÍSLA VÝKRESU / DRAWING NO.	<b>00103 - S</b>			
							Formát / Format SIZE	2			
							list/sheet 1	pocet listu/ no.sheets 1			

6.3/ (✓)



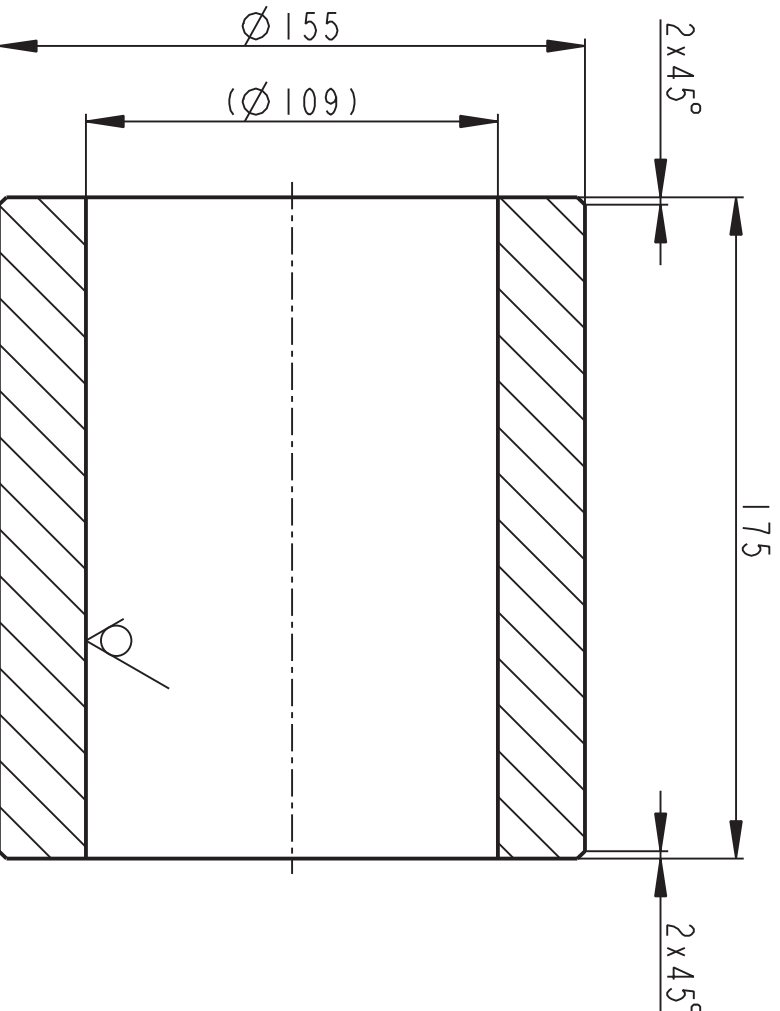
4	ZEBRO CYLINDRU P 16-50x50	CSN 425524	11523	----	0.175	----	10303	3
1	TRUBKA CYLINDRU TR 159x25-180	CSN 425715	11523	----	13.088	----	10302	2
1	DESKA CYLINDRU P 20-KR 280	CSN 425524	11523	----	4.308	----	10301	1
Pocet kusu Quant- ity	Název - rozmer Title - size	Polotovar Blank	Materiál konečný / vchozí Material	T.odp.	C.hmot. Weight	Hr.hmot. Raw weight	Císlo výkresu Drawing No.	Poz. Pos.
Kreslil /DWN.	Datum	Jmeno/Name	Techno- log/ist	Datum	Name			
Prezk. /CHK			Prezk. /CHK					
Schvál. /APP			Schvál. /APP					
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni							Poznámka/Note:	
Všechna práva vyhrazena/All rights reserved							C.hmotnost sestavy/ Asm. weight	
							15.153	
Methode 1 ISO 128	TOLERANCE/ TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mk	Soubor-model/ASM-file	CYLINDR	Meritko SCALE	1:2	C.sestavy / Assembly No.	00101	
Název / Title							Typ/Type	
CYLINDR - OBROBEK							VL 75"	
							Format SIZE	
							2	
							CÍSLA VÝKRESU /DRAWING NO.	
							00103 - 0	
							Formát SIZE	
							2	
							CÍSLA VÝKRESU /DRAWING NO.	
							00103 - 0	
							Formát SIZE	
							2	
							CÍSLA VÝKRESU /DRAWING NO.	
							00103 - 0	
							Formát SIZE	
							2	



12.5 (✓)

	P 20-KR 280	CSN 425524	11523	----	4.308	----	00103	1
Pocet kusu / Quantity	Název - rozmer / Title - size	Polotovary / Blank	Material konecny/výchozí / End material/Material	T.odp.	C.hmot. / Weight	Hr.hmot. / Raw weight	C.výkr. sestavy / Drawing asm. No.	Poz. / Pos.
	Datum	Jmeno/Name	Datum	Name				
Kreslil / DWN.	07-Feb-12	S. Pusman	Techno-log/ist					
Prezk. /CHK			Prezk. /CHK					
Schval. /APP			Schval. /APP					
	Index/No	Schvalil/Appr.	popis zmeny/change		Datum	Podpis/Name		
<b>ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni</b>			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	DESKA_CYLINDRU	Meritko / SCALE	1:2	C.sestavy / Assembly No.	00103	
Nazev / Title			DESKA_CYLINDRU	CISLO VYKRESU /DRAWING NO.		VL 75"		Format SIZE
				10301				3
			List/sheet 1	pocet listu/ no.sheets 1				

6.3 / ( ✓ )



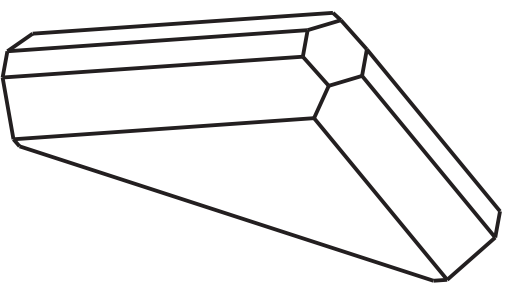
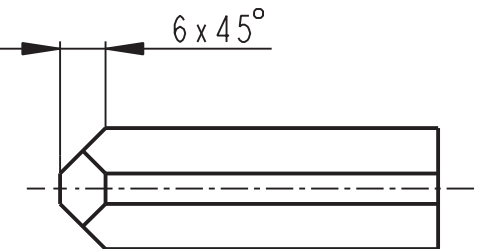
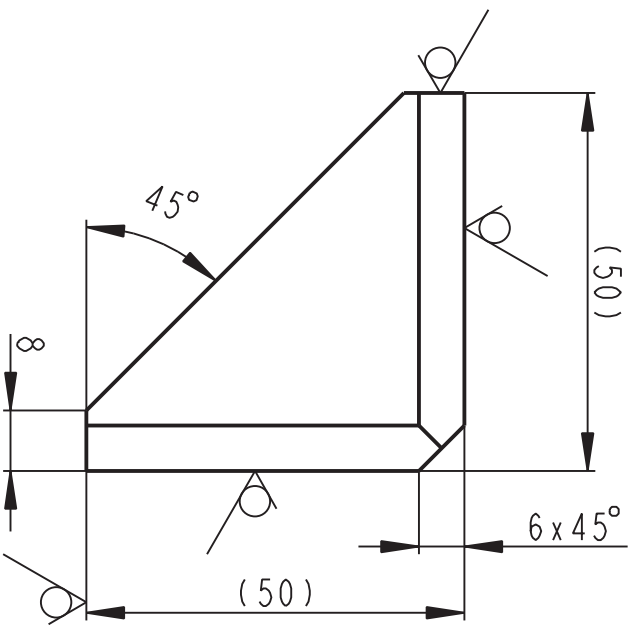
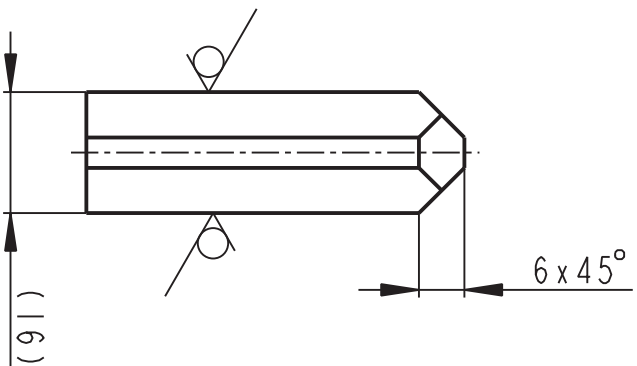
Pocet kusů	TR 159x25-180	CSN 425715	11523	-----	13.088	-----	00103	2
Quanty	Název - rozmer	Polotovár	Material konecny/vychozí	T.odp.	C.hmot.	Hr.hmot.	C. v ýkr. sestavy	Poz.
Quantity	Title - size	Blank	End material/Material	Weight	Raw weight	Drawing asm. No.	Pos.	
Kresitel /DWN.	Datum	Jmeno/Name	Techno-log/Isi	Datum	Name			
Prezk./CHK	22-May-12	S. Pusman	Prezk./CHK					
Schval./APP			Schval./APP					

**ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Pizni**  
 Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved

Metode 1	ISO 128	TOLERANCE/TOLEROVANI	ISO 80015	ISO 2768mk	Soubor - model/PART - file	TRUBKA_CYLINDRU	Meritiko SCALE	1:2	C.sestavy / Assembly No.	00103
					Soubor - vykres/DRAW - file	TRUBKA_CYLINDRU			Typ/Type	VL 75"
							CISLO VYKRESU /DRAWING NO.	10302		Formal SIZE

Nazev / Title	<b>TRUBKA CYLINDRU</b>		List/sheet 1	pocet Listu/ no.sheets 1	Formal SIZE	4
---------------	------------------------	--	--------------	--------------------------	-------------	---

12.8 (✓)



P 16-50x50	CSN 425524	11523	----	0.175	----	00103	3
Pocet kusů Quantity	Název - rozev Title - size	Polotovár Blank	Material konecny/vychozí End material/Material	T.odp. Weight	C.hmot. Raw weight	Hr.hmot. Drawing asm. No.	C. výt. sestavy Pos.
Datum	Jmeno/Name	Datum	Index/No.	Schválil/Appr.	popis zmeny/change	Datum	Podpis/Name
Kreslil /DWN. 18-May-12	S. Pusman	Techno- log/ist					
Prezk. /CHK		Prezk. /CHK					
Schvál. /APP		Schvál. /APP					

**ZAPADOČESKÁ UNIVERZITA v Pízní**

Vsechna práva vyhrazena/All rights reserved

Metode 1 ISO 128	TOLERANCE/ TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mk	Soubor - model/PART - file Soubor - vykres/DRAW - file	ZEBRO_CYLINDRU	Meritko SCALE	C.sestavy / Assembly No.	00103
			ZEBRO_CYLINDR	1:1	Typ/Type	VL 75"

Název / Title

**ZEBRO CYLINDRU**

CÍSLO VYKRESU /DRAWING NO.	Formal SIZE
10303	4
List/sheet 1	pocet listů/ no.sheets 1