

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Mechanismus pro nastavování formy vulkanizačního lisu

Autor: **Jakub JIRÁSKO**
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: **Jakub JIRÁSKO**
Osobní číslo: **S09B0316P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Mechanismus pro nastavování formy vulkanizačního lisu**
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. Návrh koncepce nastavování formy. Prostorové uspořádání konstrukčního řešení. MKP analýza řešení. Výrobní výkresová dokumentace v závislosti na technologii výroby.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše stávajícího řešení
2. Návrh koncepce nastavování formy
3. Zástavbová analýza navrženého řešení
4. MKP analýza navrženého řešení
5. Detailní konstrukce, výkresová dokumentace

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

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie.* **Praha: Computer Press, 1999**

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. Věra 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

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Jirásko	Jméno Jakub	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Votápek	Jméno Petr	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Mechanismus pro nastavování formy vulkanizačního lisu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2012
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	52	TEXTOVÁ ČÁST	31	GRAFICKÁ ČÁST	21
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce je zaměřena na konstrukční návrh nastavování formy ve vulkanizačním lisu. Cílem této práce je optimalizovat tento mechanismus, zmenšit potřebný zástavbový prostor a dále také zredukovat jeho nevýhody. Práce se také zabývá přizpůsobením zástavbového prostoru tomuto mechanismu. Bakalářská práce postupuje od koncepčních návrhů přes analytické a MKP výpočty, výpočty v programu MITCalc, až po detailní konstrukci a výkresovou dokumentaci.
KLÍČOVÁ SLOVA	vulkanizační lis, forma, mechanismus, CAD, MKP

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Jirásko	Name Jakub
FIELD OF STUDY	B2301 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Votápek	Name Petr
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR
TITLE OF THE WORK	Delete when not applicable	
	The mechanism for an adjustment of a mold of the curing press	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2012
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	52	TEXT PART	31	GRAPHICAL PART	21
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis deals with the mechanism for an adjustment of a mold of the curing press. The aim of the bachelor thesis is to improve this mechanism and remove its defects and disadvantages. Bachelor thesis progresses from the conceptual design alternatives over analytical calculations, FEM calculations, MITCalc calculations to create a detailed design in the CAD system ProEngineer. The annex of the bachelor thesis consists of technical drawings and MITcalc calculations.
KEY WORDS	curing press, mold, mechanism, FEM, CAD

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu práce Ing. Petru Votápkovi a konzultantovi Doc. Ing. Martinu Hynkovi, Ph.D. za ochotu a vstřícnost při poskytování informací a rad potřebných pro vypracování bakalářské práce.

Obsah

1	Úvod.....	11
1.1	Rozdělení vulkanizačních lisů [2].....	11
1.2	Jednotlivé částí vulkanizačního lisu.....	11
1.3	Forma.....	13
1.4	Vulkanizace.....	13
2	Rešerše stávajícího řešení.....	13
2.1	Závěsný válec.....	13
2.2	Matice.....	14
2.3	Nosný talíř.....	14
2.4	Funkce mechanismu.....	15
2.5	Nevýhody stávající koncepce.....	16
3	Návrh koncepce nastavování formy.....	16
3.1	Koncepční návrh č. 1.....	16
3.2	Koncepční návrh č. 2.....	16
3.3	Koncepční návrh č. 3.....	17
3.4	Výběr optimální varianty.....	18
4	Zástavbová analýza navrženého řešení.....	19
4.1	Tlaková komora.....	19
4.2	Varianty příčnicku.....	20
4.2.1	Varianta č. 1.....	20
4.2.2	Varianta č. 2.....	20
4.2.3	Varianta č. 3.....	21
4.3	Výpočet požadovaného výkonu elektromotoru pohonu nastavování formy.....	22
4.4	Návrh čelního ozubení s přímými zuby.....	24
4.5	Výpočet počtu šroubů pro připevnění ozubeného kola.....	26
5	MKP analýza navrženého řešení.....	28
5.1	Předpoklady výpočtu.....	28
5.2	Okrajové podmínky.....	28
5.2.1	Uzavírací síla.....	28
5.2.2	Tlak v komoře.....	28

5.2.3 Nastavení uchycení	29
5.2.4 Nastavení kontaktů	29
5.2.5 Šrouby	31
5.3 Nastavení výpočtu pro další navržené varianty	31
5.4 Vypočtená napětí a deformace jednotlivých variant	31
5.4.1 Původní varianta	31
5.4.2 Varianta 1	32
5.4.3 Varianta 2 (Přípevnění komory na spodní plech příčnicku)	32
5.4.1 Porovnání jednotlivých variant řešení	39
5.5 Optimalizace hmotnosti, napětí a geometrie první varianty	39
5.5.1 Změny geometrie a jejich vliv	41
5.5.2 Následné změny geometrie	44
5.5.3 Výsledky optimalizace	45
6 Detailní konstrukce, výkresová dokumentace	46
6.1 Mechanismus nastavování formy	46
6.2 Sestava pohonu pro mechanismus nastavování formy	46
6.3 Tlaková komora	48
6.4 Mechanismus nastavování formy a jeho zástavbové prostory v sestavě	48
6.5 Výkresová dokumentace	50
7 Závěr	51
8 Seznam použité literatury	52
9 Seznam použitého software	52
10 Seznam příloh	52

Přehled důležitých značek a zkratk

MKP – Metoda konečných prvků

CAD – Computer aided design (Počítačem podporované navrhování)

HMH – Hencky, Mises, Huber

E	[MPa]	modul pružnosti
μ	[-]	Poissonovo číslo
p	[MPa]	tlak
F	[N]	síla
s	[-]	koeficient bezpečnosti
P	[W]	výkon
n	[1/min]	počet otáček
z	[-]	počet zubů
Ph	[mm]	stoupání závitu
H	[m]	délkový rozměr
t	[s]	čas
v	[m/s]	rychlost
f	[-]	součinitel smykového tření
d	[mm]	průměr
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
m	[kg]	hmotnost
φ	[°]	třecí úhel
α	[°]	úhel stoupání
r	[mm]	poloměr
n	[-]	počet
μ	[-]	účinnost

1 Úvod

Bakalářská práce je zaměřena na konstrukční návrh nastavování formy ve vulkanizačním lisu. Cílem této práce je optimalizovat tento mechanismus, zmenšit potřebný zástavbový prostor a dále také zredukovat jeho nevýhody. Práce se také zabývá přizpůsobením zástavbového prostoru tomuto mechanismu.

Vulkanizační lis je strojní zařízení, ve kterém probíhá konečná fáze výroby pneumatiky. Polotovar vstupující do vulkanizačního lisu je surový plášť, který vznikl zkompletováním všech komponent pneumatiky při tzv. konfekci. Polotovar vložený do vulkanizačního lisu zde za vysokého tlaku a teploty získává konečné mechanické vlastnosti a výsledný tvar. Změna tvaru je doprovázena vytvořením dezénu, vytvořením označení, nápisů a loga na boku pláště.

1.1 Rozdělení vulkanizačních lisů [2]

Dle způsobu zavírání forem - hydraulické
- mechanické

Dle způsobu vzniku vnitřního tlaku - topná duše
- Bag-O-Matic
- Autoform

U hydraulického způsobu zavírání forem je dosahováno vysokých uzavíracích sil, jeho nevýhoda spočívá na těsnosti použité hydrauliky.

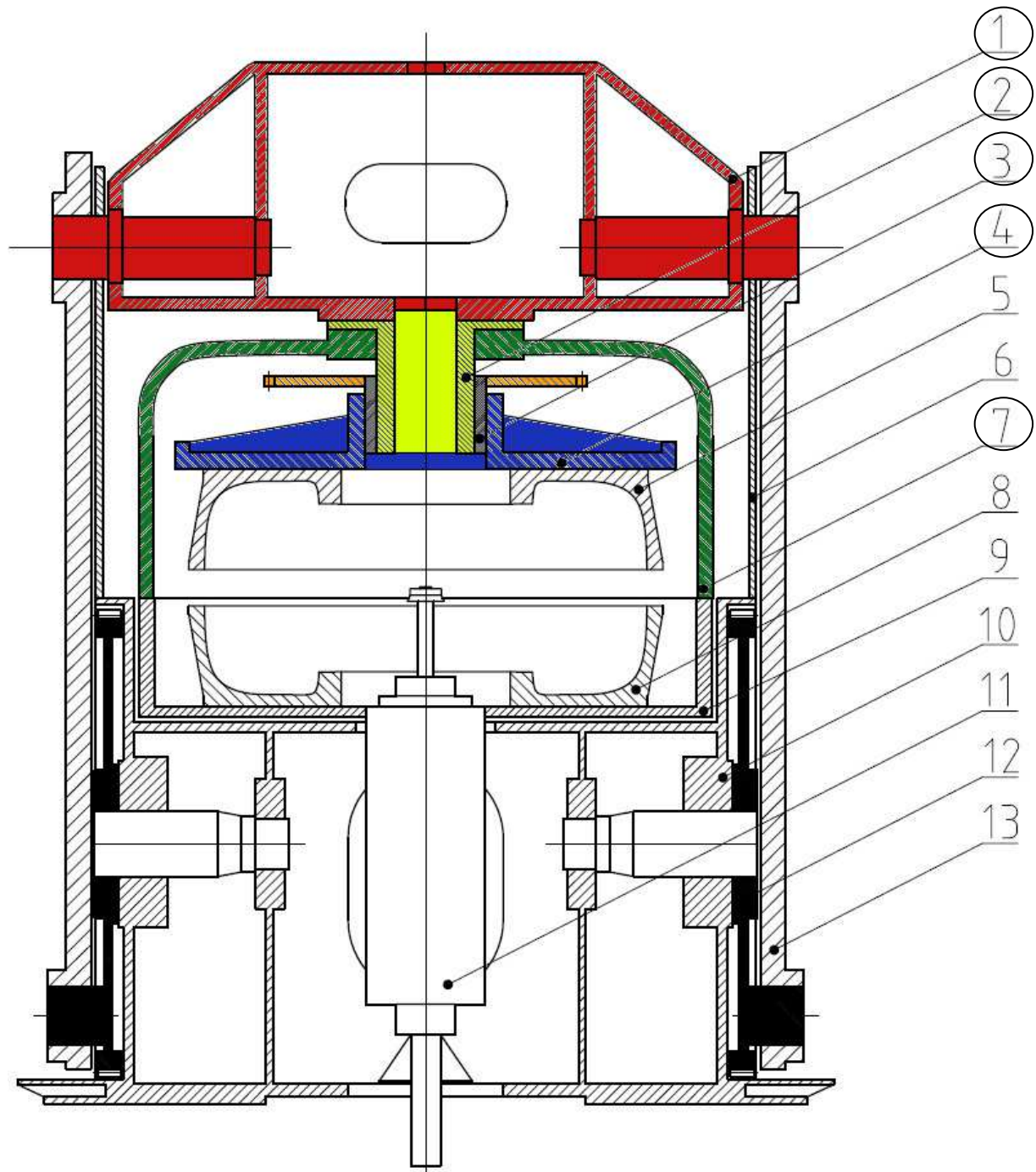
U mechanického provedení se lis seřizuje dle výšky formy různými druhy šroubových mechanismů. K tomuto mechanismu je připevněna horní část formy. Nastavení pozice formy mechanismem musí být přesné, aby došlo k vyvození dostatečně přesné uzavírací síly působící proti tlaku. Nesmí být vyvozená síla větší, než na kterou je vulkanizační lis navrhován. Překročení této síly by mohlo způsobit plastické deformace nebo jiné nenávratné poškození lisu.

Pro vývin vnitřního tlaku a tepla u vulkanizačních lisů se v dřívější době používala topná duše, tento způsob vyžadoval použití vydouvacího stroje pro vložení topné duše do polotovaru. U moderních vulkanizačních lisů se používá systém s použitím tenkostěnné membrány vyrobené z butylkaučuku, s životností pro 120 až 500 zalisování. Použitím membrány odpadá operace vydouvání a vytahování topných duší, proces výroby je tímto urychlen. Membrána je součástí lisu, lze ji jednoduchým způsobem vyměňovat. Použitím membrány se zrychluje přestup tepla při ohřívání i chlazení a tímto se proces urychlí vůči použití topné duše. Membránu používají lisy typu Bag-O-Matic a Autoform.

1.2 Jednotlivé části vulkanizačního lisu

Očíslování jednotlivých dílů vulkanizačního lisu odpovídá pozicím na obr. 1.1. V rámci bakalářské práce jsou řešeny pozice: 1, 2, 3, 4, 7 a sestava pohonu mechanismu nastavování formy, která není v řezu na obr. 1.1 zobrazena.

Pozice 1 – Příčnick – Je nosnou částí pro vulkanizační komoru, na jeho okrajích jsou k němu otočně připevněna táhla. Uprostřed příčnicku je svislý otvor, kde je možné umístit přídatné zařízení pro výrobu radiálních autoplášťů. Příčnick se vyrábí buď jako svařenec nebo odlitek. Svařence jsou levnější na výrobu, avšak nemají tak dobré mechanické vlastnosti jako odlité příčnicky. V dnešní době je převážná většina příčnicků vyráběna jako svařenec [4].



Obr. 1.1 – Schéma vulkanizačního lisu v řezu

Pozice 2 – Závěsný válec – viz kapitola 2.1.

Pozice 3 – Matice – viz kapitola 2.2.

Pozice 4 - Nosný talíř – viz kapitola 2.2.

Pozice 5 – Horní polovina formy – viz kapitola 1.3.

Pozice 6 – Naklápěcí mechanismus – Tento mechanismus je určen k otevírání a natáčení horní části vulkanizačního lisu.

Pozice 7 – Vulkanizační komora – Konstrukce vulkanizační komory se odvíjí od použitého systému vytápění. V případě použití topných desek pro vytápění je komora vyrobena

z tenčích plechů a plní zde funkci ochrannou a izolační. Pro případ použití páry jako topného média je vulkanizační komora řešena jako tlaková komora. V této bakalářské práci se výhradně jedná o tlakovou vulkanizační komoru. Tlaková vulkanizační komora je vystavena působení tlaku 0,8MPa za teploty 200°C.

Pozice 8 - Dolní polovina formy viz kapitola 1.3.

Pozice 9 – Dolní část vulkanizační komory - Je vystavena působení tlaku 0,8MPa za teploty 200°C.

Pozice 10 – Stůl – Je to nosná část celého vulkanizačního lisu. Bývá umístěn pod úroveň podlahy.

Pozice 11 – Válec řízení membrány – Toto zařízení ovládá membránu, přivádí pracovní médium do pracovního prostoru a vytrhává zhotovenou pneumatiku z formy.

Pozice 12 – Klikové ozubené kolo – Toto ozubené kolo je odlitek, s kolem je odlit i čep. Kolo je uchyceno na čepu, který je upevněn ve stole. K čepu ozubeného kola je připevněno táhlo.

Pozice 13 – Táhlo – Je spojujícím členem ozubeného kola s čepem a čepem příčnicku. Deformací táhel se vyvozuje výsledná síla na formu.

1.3 Forma

Polotovary ve formě získávají svůj konečný tvar. Používá se dvou druhů forem, dvoudílné a segmentové formy. Dvoudílné formy se používají k výrobě diagonálních plášťů. Segmentové formy se používají pro výrobu radiálních plášťů [6].

1.4 Vulkanizace

Chemická reakce probíhající ve vulkanizačním lisu se nazývá vulkanizace. Kaučuk je v surovém stavu sestaven z náhodně propojených řetězců uhlovodíků, tyto řetězce se po sobě mohou posouvat. [7] Posouvání řetězců způsobuje, že je surový kaučuk plasticky deformovatelný a nemá dostatečné mechanické vlastnosti. Vulkanizace vytváří příčné chemické vazby mezi řetězci kaučuku a tím vzniká zasíťovaná 3D struktura. Tímto procesem se zlepšuje trvanlivost, houževnatost a tvarová stálost materiálu.

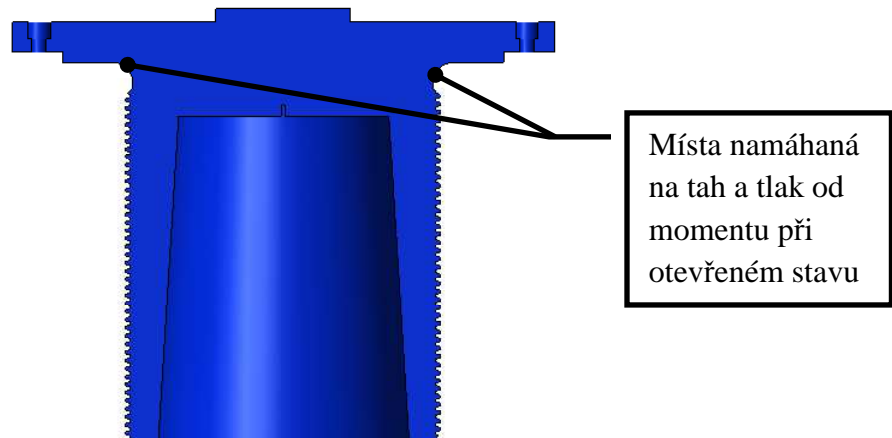
2 Rešerše stávajícího řešení

U jednokomorového vulkanizačního lisu velikosti 75“ je známé řešení z dostupné výkresové dokumentace, které používá šroubového mechanismu pro nastavování formy dle její výšky. Tento mechanismus se skládá ze tří hlavních komponentů – závěsný válec, matice, nosný talíř.

2.1 Závěsný válec

Závěsný válec je připevněn k horní části vulkanizační komory a k příčnicku šrouby. Závěsný válec viz obr 2.1. Vzhledem k tomu, že tato součást je napevno uchycená, tak nekoná žádný pohyb. Vnější plocha závěsného válce je opatřena levým lichoběžníkovým závitem. Ve spodní části je navrtaný otvor, kterým se zajišťuje přívod mazacího tuku na několik míst závitu. Závěsný válec se vyrábí jako odlitek z vysokolegované oceli na odlitky nebo z uhlíkové oceli na odlitky. Vyrábí se ve verzích s plným dnem nebo se dnem s otvorem, dle typu vulkanizačního lisu. (obr. 2.1- Závěsný válec s plným dnem). Při otevření vulkanizační komory a jejím sklopení se v horní části závěsného válce přenáší ohybový moment, způsobený vlastní vahou mechanismu a připevněné formy (body výskytu zvýšeného

namáhání viz obr. 2.1). Tento uzel může být kritický z důvodu zvýšeného napětí. Při uzavřeném stavu lisu se zde tento moment nevyskytuje a přenáší se zde po celém obvodu stejné tlakové síly potřebné pro uzavření formy.



Obr. 2.1 - Závěsný válec

2.2 Matice

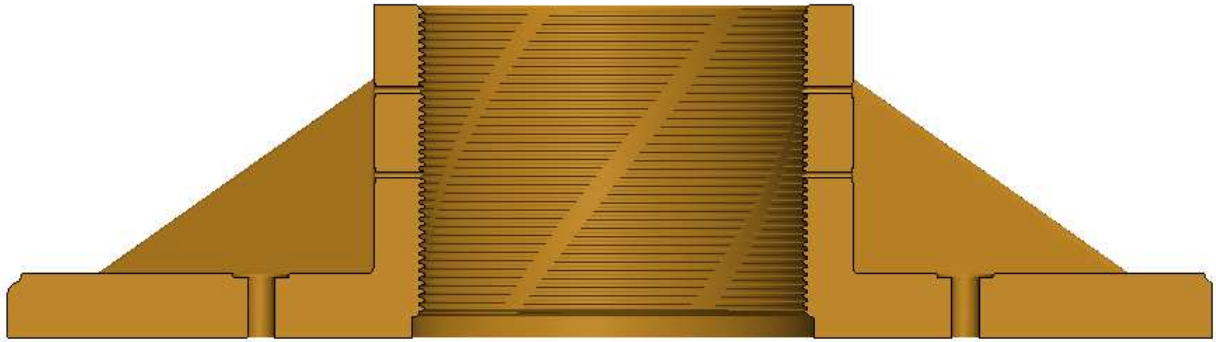
Matice je vložena mezi závěsný válec a nosný talíř. Matice viz obr. 2.2. Na tento díl se v jeho horní části připevňuje ozubené kolo, které je poháněné pastorkem. Na vnější ploše matice je pravý lichoběžníkový závit a na vnitřní ploše matice je levý lichoběžníkový závit. Matice se vyrábí nejčastěji buď jako výkovek ze slitiny mědi pro tváření CuAl9Ni5Fe1Mn1, nebo jako odstředivě litý hliníkový bronz CuAl10Ni. Důvodem použití nákladné slitiny bronzu je, že při tření dvou stejných materiálů dochází k vysokému tření a někdy i úplnému zadření. Bronz v kombinaci s ocelí nabízí dobré kluzné vlastnosti.



Obr. 2.2 - Matice

2.3 Nosný talíř

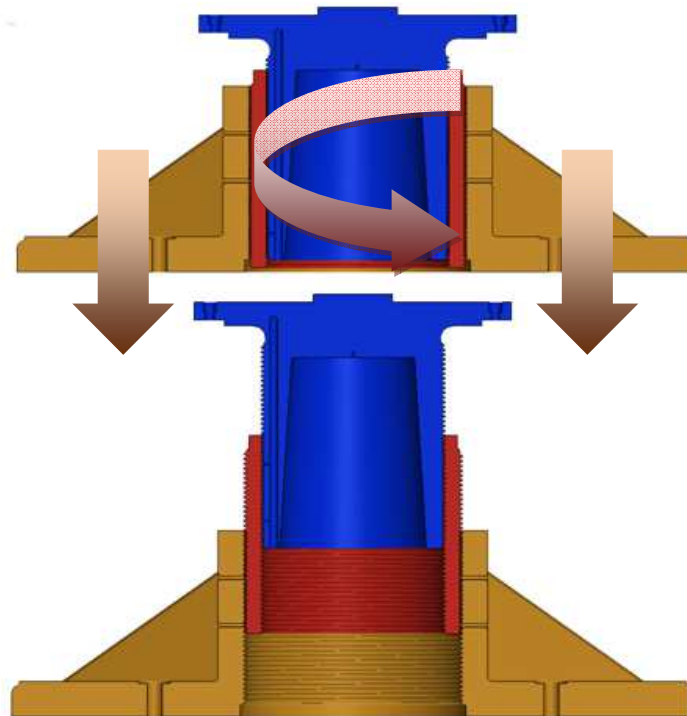
Nosný talíř je závitem v kontaktu s maticí, k nosnému talíři se ze spodní strany připevňuje horní část formy. Nosný talíř viz obr. 2.3. Vnitřní plocha je opatřena pravým lichoběžníkovým závitem. Z vnější části jsou do nosného talíře vyvrtány otvory, kterými je přiváděn mazací tuk. Vyrábí se buď jako odlitek z vysokolegované Cr-Ni oceli na odlitky nebo z uhlíkové oceli na odlitky, nebo se případně vyrábí jako svařenec.



Obr. 2.3 - Nosný talíř

2.4 Funkce mechanismu

Funkcí mechanismu je přesné nastavení formy dle její výšky. Mechanismus funguje následujícím způsobem. Na příčnicku vulkanizačního lisu je připevněný elektromotor s převodovkou, ze kterého je vyveden poháněný hřídel zakončený pastorkem. Pastorek přenáší točivý moment na ozubené kolo, které je pevně připevněno k matici. Rotačním pohybem matice dochází k posuvnému pohybu nahoru nebo dolů v závislosti na smyslu rotace. Důvod použití rozdílného směru stoupání lichoběžníkového závitu na vnější a vnitřní straně matice je uveden na příkladě pohybu dolů: Při pohybu dolů je matice šroubována směrem dolů po závěsném válci. Nosný talíř je veden v drážce, to zabraňuje jeho rotaci. Díky opačnému směru stoupání závitu matice na vnější a vnitřní straně koná nosný talíř posuvný pohyb směrem dolů. Otočení matice o jednu otáčku tedy způsobí zdvih o dvě stoupání použitého závitu.



Obr. 2.4 - Mechanismus v krajních polohách s vyobrazením konaných pohybů

2.5 Nevýhody stávající koncepce

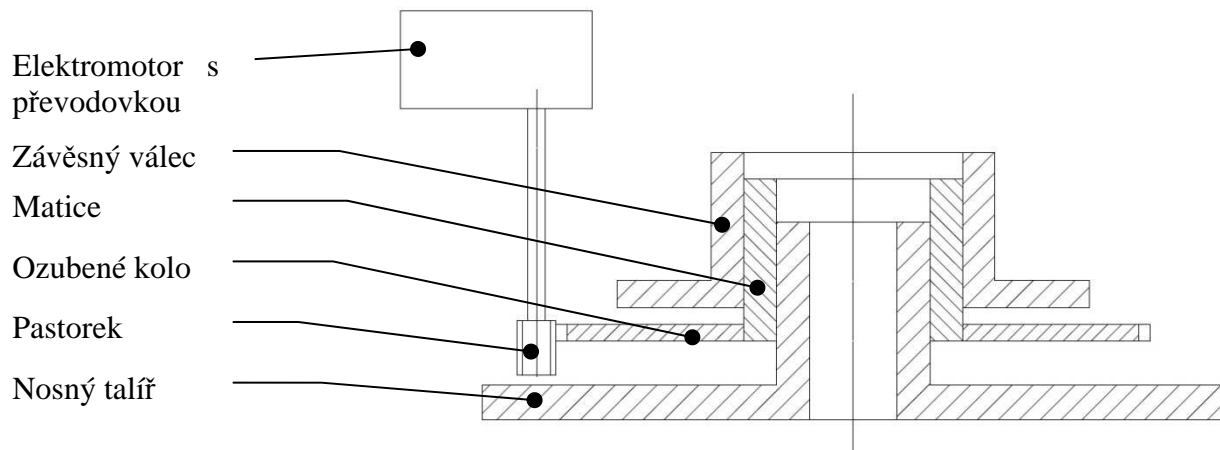
- Výška mechanismu nastavování formy
- Velikost prostoru, který mechanismus zabírá ve vulkanizační komoře
- Velký ohybový moment při sklopeném stavu vulkanizační komory a jím způsobené napětí na závěsném válci viz obr. 2.1

3 Návrh koncepce nastavování formy

3.1 Koncepční návrh č. 1

První navržené řešení nastavování formy viz obr. 3.1 koncepčně vychází z původního řešení. Ovšem závěsný válec v tomto případě nesměřuje do komory, ale do spodní části příčnicku, kde může být zajištěna opora jeho vnějšího tvaru. Závěsný válec má tedy oproti původnímu řešení závit na vnitřní straně. U matice nedojde k žádným tvarovým změnám, pouze bude otočena spolu s ozubeným kolem na ní připevněným. Nosný talíř je pozměněný tak, že je zde lichoběžníkový závit umístěn na vnější válcové ploše. Umístění pastorku spolu s elektromotorem zůstává stejné jako u původní varianty.

Výhodou tohoto nového řešení by měla být možnost úpravy zástavbových prostor, např. by bylo možné vytvořit vulkanizační komoru bez klenutého dna. Další výhodou je možnost lepšího opření závěsného válce v prostorech příčnicku. Toto umístění a úprava konstrukce závěsného válce by měla zajistit snížení namáhání ve vetknutí závěsného válce při otevřené poloze lisu. Po přizpůsobení zástavbových prostor navrženému mechanismu by připadalo v úvahu i celkové snížení výšky vulkanizačního lisu v řádu centimetrů. Tím by mohla být zredukována délka táhel příčnicku.



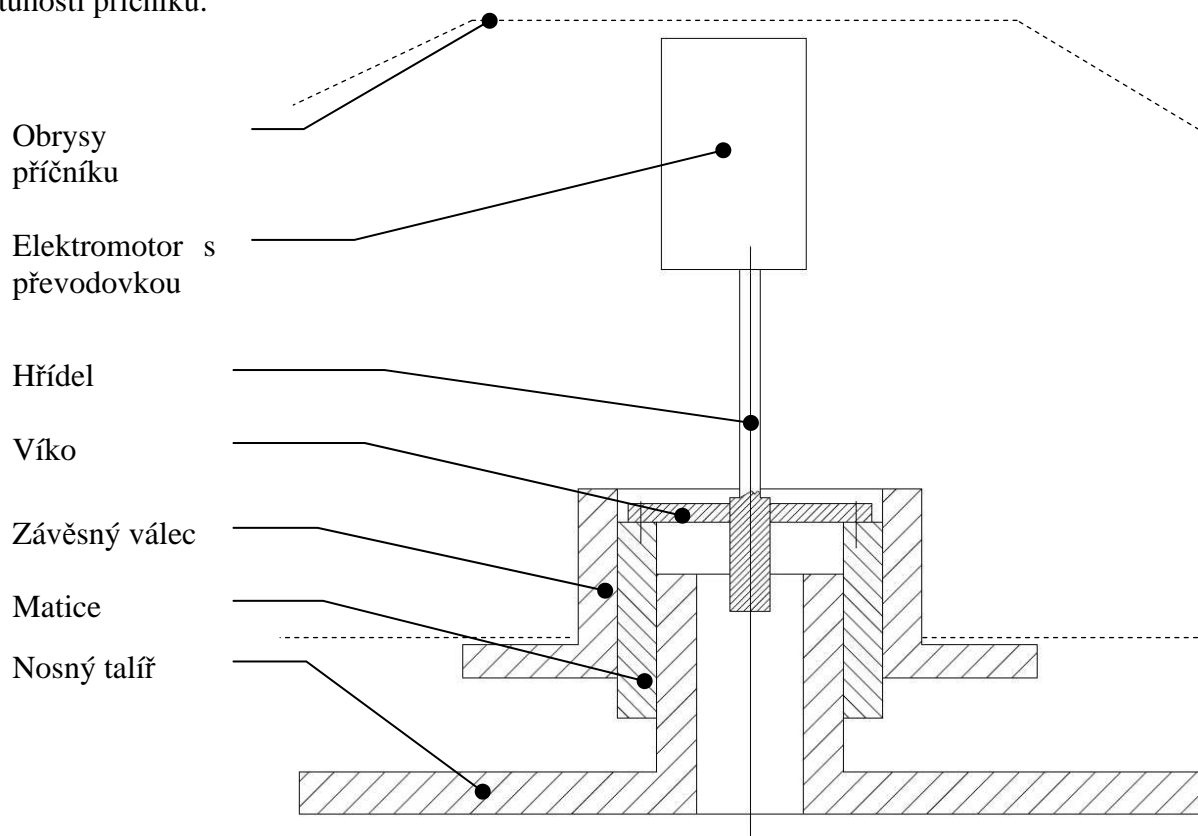
Obr. 3.1 – Schéma koncepce č. 1

3.2 Koncepční návrh č. 2

Další navržené řešení vychází koncepčně z řešení na obr. 3.1 a jeho schéma je na obr. 3.2. Rozdílný je způsob pohonu matice. Vzhledem k předchozí variantě se zde nevyskytuje ozubené kolo na matici ani pastorek na hřídeli elektromotoru. Pohon je řešen tak, že na horní části matice je připevněno víko, doprostřed tohoto plechu je vložen konec hřídele, který je opatřen drážkováním nebo polygonem. Drážkováním či polygonem je přenášén točivý

moment na víko a je jím umožněn posuvný pohyb víka. Toto řešení bude vyžadovat elektromotor s převodovkou s větším převodovým poměrem.

Výhody spočívající v obrácení závěsného válce a výměny závitových ploch zůstávají stejné jako v případě první koncepce. Kladem tohoto řešení je, že není nutné vyrábět vlastní ozubená kola, které jsou nákladná. Ovšem je nutné, aby pohonná hřídel byla v ose matice resp. příčnicku. Umístění pohonného motoru dovnitř příčnicku by bylo problematické, a nebyla by zajištěna jednoduchá přístupnost, jako v případě umístění elektromotoru na vnější ploše příčnicku. Pro případ umístění elektromotoru s převodovkou dovnitř příčnicku by byly nutné úpravy geometrie příčnicku pro lepší přístup k elektromotoru a ty by mohly vést ke snížení tuhosti příčnicku.

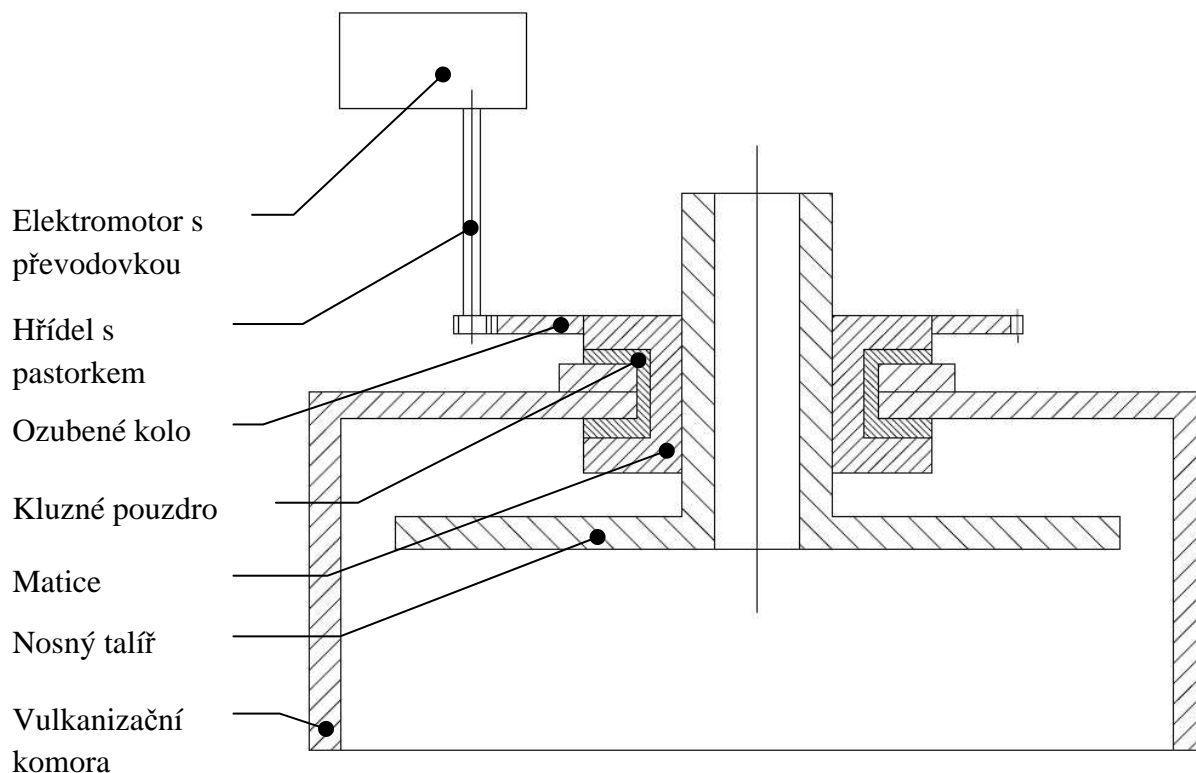


Obr. 3.2 – Schéma koncepce č. 2

3.3 Koncepční návrh č. 3

Třetí koncepční řešení viz obr. 3.3. Zde je matice uložena kluzně v pouzdře, které je připevněno k vulkanizační komoře. Matice v tomto případě nekoná posuvný pohyb jako v předchozích případech, ale pouze rotační. Nosný talíř musí v tomto řešení mít prodlouženou válcovou část se závitem, protože zde posuvný pohyb koná pouze nosný talíř.

Mezi klady této varianty lze zařadit možnost umístění ozubeného kola a pastorku jak dovnitř, tak vně komory. Dále pak snížení výšky pastorku na samotnou tloušťku ozubení. V úvahu zde připadá i možnost použití řetězového převodu. Nevýhodou této varianty je velmi obtížné utěsnění komory, velká délka válcové části závěsného válce.



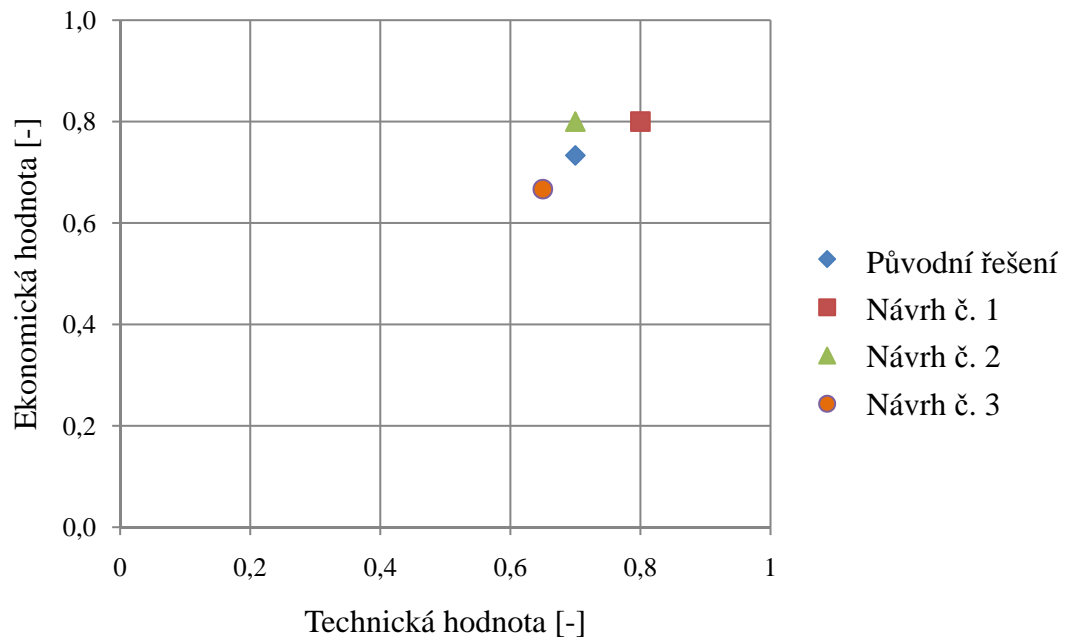
Obr. 3.3 – Schéma koncepce č. 3

3.4 Výběr optimální varianty

Výběr optimální varianty je proveden na základě posouzení technické a ekonomické hodnoty jednotlivých variant, které jsou posuzovány dle kritérií uvedených v tabulce 3.1. Hodnocení je provedeno v intervalu hodnot 1-5, kde 5 je ideální stav. Výsledné hodnoty jsou zaneseny do bodového grafu viz obr. 3.4, ze kterého vyplývá, že koncepční návrh č. 1 je vhodný pro následné rozpracování.

Kritéria	Varianta			
	Původní řešení	Koncepční návrh č. 1	Koncepční návrh č. 2	Koncepční návrh č. 3
Konstrukce	4	4	4	3
Zástavbový prostor	2	4	4	4
Montáž	4	4	2	3
Výroba	4	4	4	3
Σ	14	16	14	13
Technická hodnota	0,7	0,8	0,7	0,65
Nákladnost výroby	4	4	4	4
Materiál	4	5	4	3
Počet dílů	3	3	4	3
Σ	11	12	12	10
Ekonomická hodnota	0,73	0,80	0,80	0,67

Tabulka 3.1 – Technická a ekonomická hodnota jednotlivých variant



Obr. 3.4 – Bodový graf technické a ekonomické hodnoty jednotlivých variant

4 Zástavbová analýza navrženého řešení

4.1 Vulkanizační komora

Z použité koncepce nastavování formy vyplývá vhodnost použití komory bez klenutého dna. Navržená komora, viz obr. 4.2, bude finančně méně nákladná, protože místo nákladného kovaného klenutého dna zde bude použit plechový výpalek. Aby nedocházelo k deformaci této nově navržené komory, je vhodné navrhnout opěrnou plochu pro horní část komory přímo na příčnici.



Obr. 4.1 - Původní komora s klenutým dnem



Obr. 4.2 – Navržená komora bez klenutí

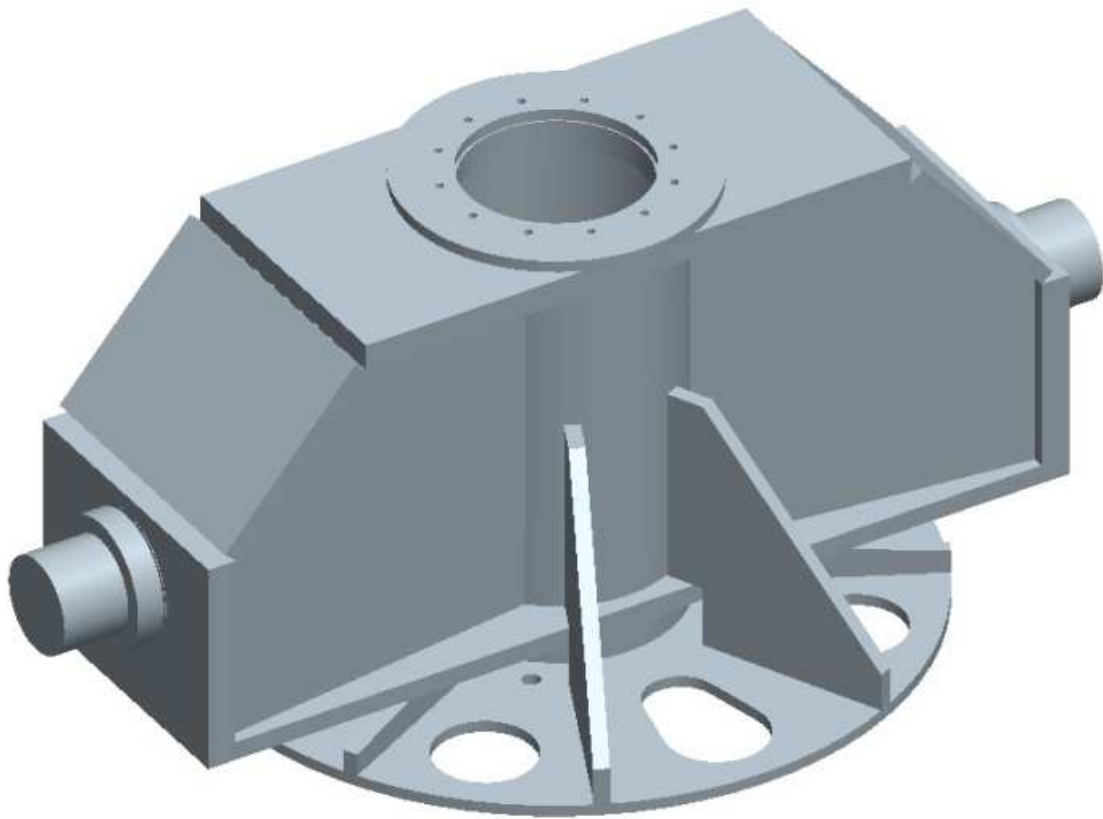
4.2 Varianty příčnicku

4.2.1 Varianta č. 1

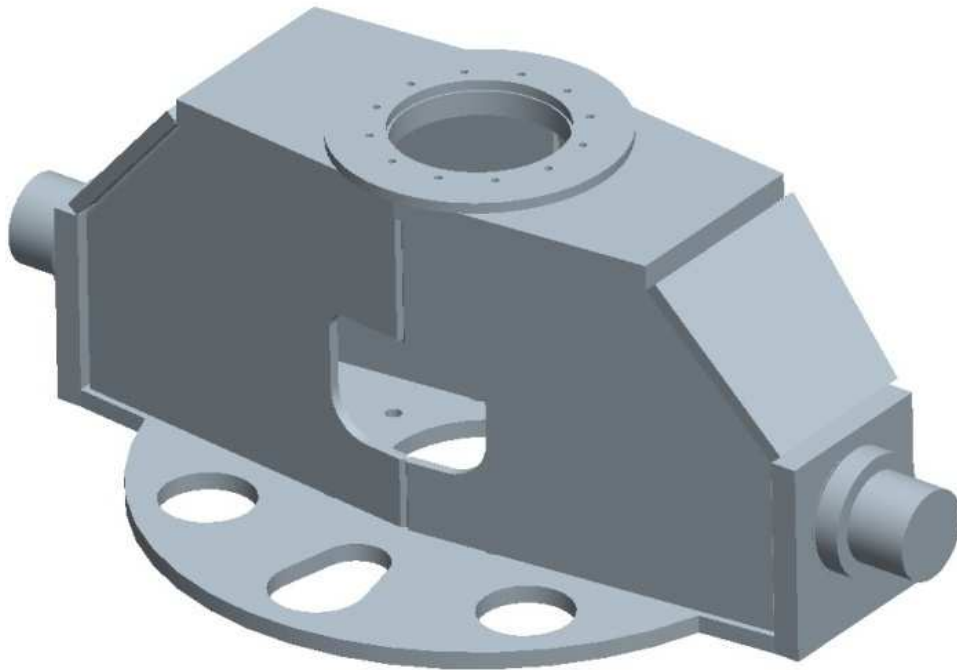
První varianta příčnicku je zobrazena na obr. 4.3. Do osy příčnicku je vložena trubka, která zde zvyšuje jeho tuhost a umožňuje opření vnějších ploch závěsného válce. Kruhový výpalek pro upevnění vulkanizační komory je umístěn pod spodní desku příčnicku a je s příčnickem spojen trubkou a žebry. Toto řešení by mělo zajišťovat vysokou tuhost v prostřední části příčnicku. Dále by mělo zajistit nízký vliv deformací příčnicku na kruhový výpalek, ke kterému je připevněna vulkanizační komora.

4.2.2 Varianta č. 2

U druhé varianty je spodní deska příčnicku upravena tak, že je v prostřední části rozšířena a tvoří upínací plochu pro komoru, viz obr. 4.4. V této variantě je závěsný válec opírá pouze ve své dolní části. Je zřejmé, že tato varianta příčnicku bude více ovlivňovat svými deformacemi vulkanizační komoru.



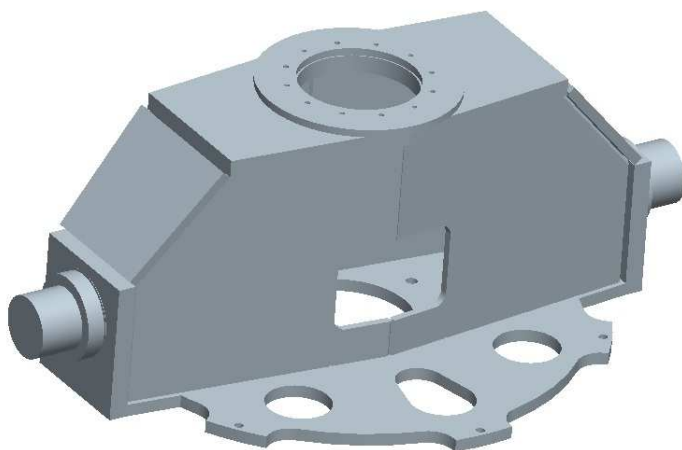
Obr. 4.3 – Příčnick varianty č. 1



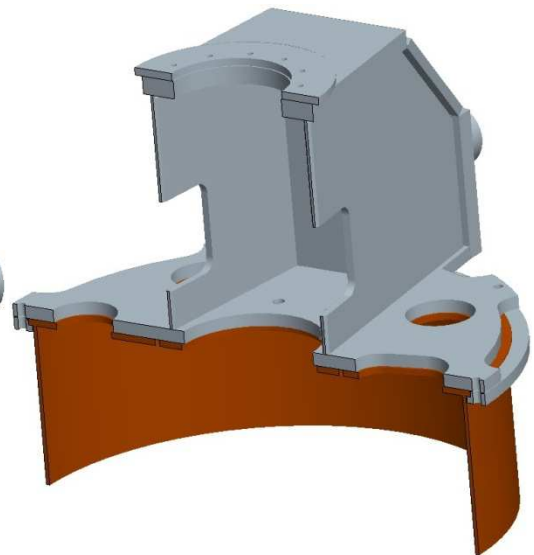
Obr. 4.4 – Příčnick varianta č. 2

4.2.3 Varianta č. 3

Varianta příčnicku s označením č. 3 vychází z varianty č. 2 a její úprava spočívá ve způsobu připevňování komory k příčnicku, viz obr. 4.5. Na obvodové ploše spodní desky příčnicku pro upínání komory jsou vytvořeny prvky s otvory pro šrouby. Pro tento případ by vrchní desková část komory přečnívala přes válcovou část komory. Za přečnívající plochu by byla komora za pomoci dalšího plechového výpalku připevněna po celém nebo některých částech obvodu, viz obr. 4.6. Tento způsob upevnění zajistí lepší přilehnutí komory k příčnicku.



Obr. 4.5 – Příčnick varianta č. 3



Obr. 4.6 – Příčnick var. č. 3, upevnění komory

Pro další posouzení vhodnosti jednotlivých variant je použita MKP analýza viz kapitola 5.

4.3 Výpočet požadovaného výkonu elektromotoru pohonu nastavování formy

Pro následující výpočet výkonu pohonu nastavování formy vulkanizačního lisu 75“ jsou zadány parametry: rychlost nastavování formy a koeficient bezpečnosti. Součinitel tření je zde volen z intervalu daného strojnickými tabulkami. Ostatní parametry jsou odvozeny od rozměrů lichoběžníkových závitů.

Parametry pro výpočet výkonu pohonu nastavování formy vulk. lisu 75“:

Stoupání závitu	$Ph = 12\text{mm} = 0,012\text{ m}$
Rychlost nastavování formy	$v_2 = 0,001\text{ m/s}$
Součinitel tření	$f = 0,18$
Koeficient bezpečnosti	$k = 1,8$
Účinnost ozubení	$\eta_{oz} = 0,98$
Střední průměr závitu vnější	$d_{2_1} = 474\text{ mm} = 0,474\text{ m}$
Střední průměr závitu vnitřní	$d_{2_2} = 394\text{ mm} = 0,394\text{ m}$
Gravitační zrychlení	$g = 9,81\text{ m/s}^2$

Součást	m[kg]	Součást	m[kg]
Matice	142	Nosný talíř	1253
Ozubené kolo	61	Horní díl formy	2000
Deska ozubeného kola	116		
$\sum m_1 =$	319	$\sum m_2 =$	3253

Tabulka 1 – Hmotnosti jednotlivých dílů

Sestavení rovnice pro výpočet požadovaného výkonu

Rychlosti komponentů

$$v_1 = \frac{1}{2} \cdot v_2$$

Síly

$$F_1 = m_1 \cdot g$$

$$F_2 = m_2 \cdot g$$

Třecí úhel

$$tg\varphi = f \Rightarrow \varphi = arctgf = arctg0,18 = 10,2^\circ$$

Úhel stoupání vnějšího a vnitřního závitu

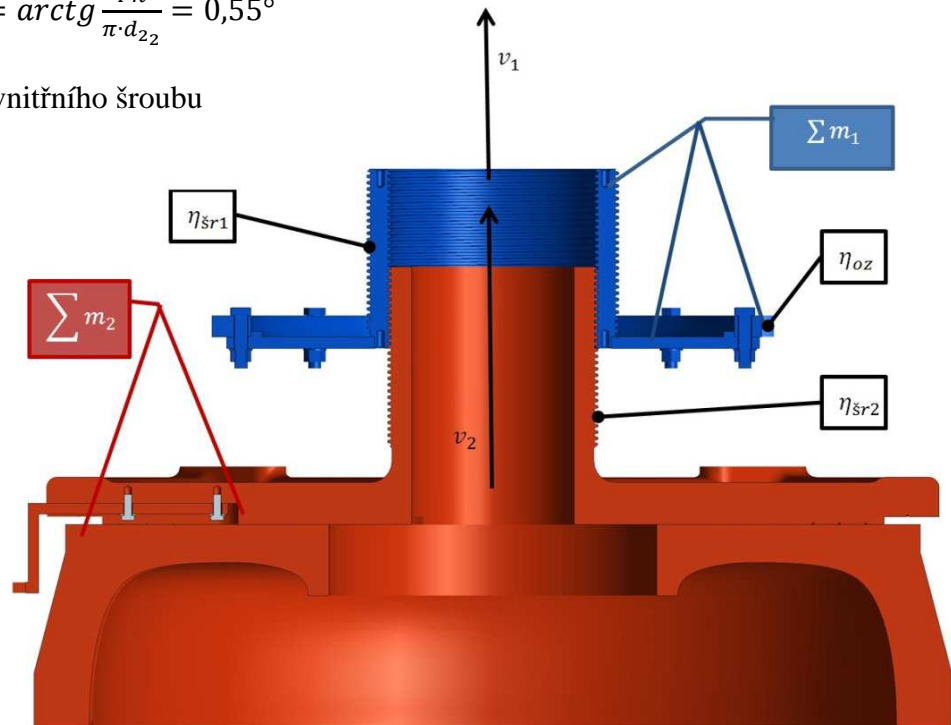
$$tg\alpha_1 = \frac{Ph}{\pi \cdot d_{21}} \Rightarrow \alpha_1 = arctg \frac{Ph}{\pi \cdot d_{21}} = 0,46^\circ$$

$$tg\alpha_2 = \frac{Ph}{\pi \cdot d_{22}} \Rightarrow \alpha_2 = arctg \frac{Ph}{\pi \cdot d_{22}} = 0,55^\circ$$

Účinnost vnějšího a vnitřního šroubu

$$\eta_{sr1} = \frac{tg\alpha_1}{tg(\alpha_1 + \varphi)}$$

$$\eta_{sr2} = \frac{tg\alpha_2}{tg(\alpha_2 + \varphi)}$$



Obr. 4.7 - Znázornění označení rychlostí, hmotností a účinnosti mechanismu

Rovnice pro výkon

$$P = \left(\frac{F_1 \cdot v_1}{\eta_{sr1}} + \frac{F_2 \cdot v_2}{\eta_{sr2}} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{oz}} \cdot k = \left(\frac{m_1 \cdot g \cdot \frac{1}{2} \cdot v_2}{\frac{tg\alpha_1}{tg(\alpha_1 + \varphi)}} + \frac{m_2 \cdot g \cdot v_2}{\frac{tg\alpha_2}{tg(\alpha_2 + \varphi)}} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{oz}} \cdot k =$$

$$= \left(\frac{319 \cdot 9,81 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,001}{\frac{tg0,46}{tg(0,46 + 10,2)}} + \frac{3253 \cdot 9,81 \cdot 0,001}{\frac{tg0,55}{tg(0,55 + 10,2)}} \right) \cdot \frac{1}{0,98} \cdot 1,8 = 1185,5W$$

Výsledný vypočtený výkon elektromotoru je u vulkanizačního lisu 75“ 1186 W. Odpovídající výstupní otáčky pro zajištění správné rychlosti nastavování formy spolu s požadovaným výkonem má zvolený elektromotor s kuželocelní převodovkou Nord-SK9042.1AX-90L. Výkon tohoto elektromotoru je 1,5kW a výstupní otáčky jsou 12min^{-1} .

4.4 Návrh čelního ozubení s přímými zuby

Tato ozubená kola jsou určena k přenosu točivého momentu z výstupní hřídele elektromotoru pro pohon nastavování formy na matici nastavovacího mechanismu. Výpočet je proveden v softwaru MITCalc 1.51. Zde jsou uvedeny jen nejdůležitější hodnoty výpočtu a hodnoty, které budou použity pro následující výpočty. Celý výpočet je zpracován v příloze bakalářské práce.

Kapitola vstupních parametrů				
1.0 Volba základních vstupních parametrů				
1,1 Přenášený výkon	Pw [kW]	1,500	1,486	
1,2 Otáčky pastorku / kola	n [/min]	12,0	1,3	[/min]
1,3 Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	1193,75	10639,95	[Nm]
1,4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	9,00		
1,5 Skutečný převodový poměr / odchylka	i	9,00	0,00%	
2.0 Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.				
2,0 Označení materiálu podle normy :	CSN			
2,1 Materiál pastorku :	E...Konstrukční ocel uhlíková 12051 (Rm=640 MPa) povrchově kalená mezer			
2,2 Materiál kola :	E...Konstrukční ocel uhlíková 12051 (Rm=640 MPa) povrchově kalená mezer			
2,3 Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynulé			
2,4 Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	A...Plynulé			
2,5 Typ uložení soukolí	Letmo uložené soukolí - typ 1			
2,6 Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.	6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 15)			
2,7 Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2,00		
2,8 Požadovaná životnost	Lh	1000		[h]
2,9 Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,10	1,30	
4.0 Návrh modulu a geometrie ozubení				
4,1 Počty zubů pastorku / kola	z	14	126	
4,2 Normální úhel záběru	α	20		[°]
4,3 Základní úhel sklonu zubů	β	0		[°]
4,4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru				
4,5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	ψ_d / \max	0,8	< 0,6	
4,6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn	8		[mm]
4,7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	112,00	1008,00	[mm]
4,8 Doporučená šířka ozubení		72 - 67		[mm]
4,9 Šířka pastorku / kola	b1/b2	170,00	40,00	[mm]
4,10 Pracovní šířka ozubení	bw	40		[mm]
4,11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	ψ_d / \max	1,52	< 0,6	
4,12 Pracovní vzdálenost os	aw	560,000		[mm]
4,13 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	261,461		[kg]
4,14 Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	1,47	3,44	

Obr. 4.8 – Vstupní parametry výpočtu a návrh modulu a geometrie ozubení

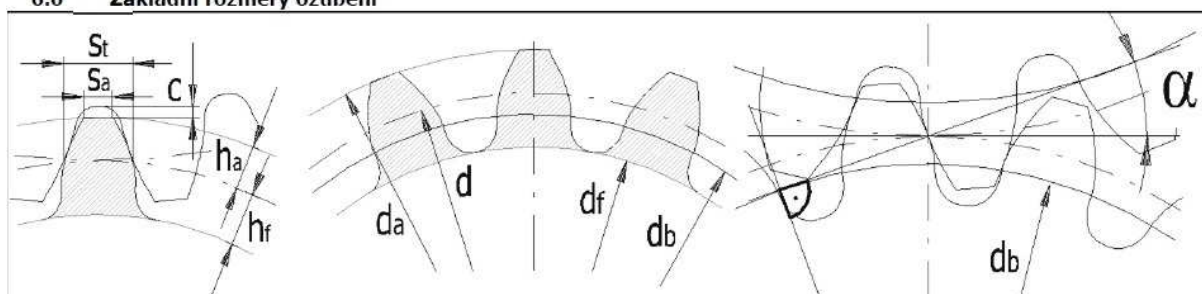
5.0 Korigování ozubení

5.1 Typy korekce

5.2 - Přípustné podříznutí zubu (min. hodnota)		0,000	-0,889	$\Sigma=$	-0,889
5.3 - Zabraňující podřezání zubu (min. hodnota)		0,214	-0,865	$\Sigma=$	-0,651
5.4 - Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)		0,518	-6,730	$\Sigma=$	-6,212
5.5 Nastavení jednotkového posunutí pastorku					
5.6 Jednotkové posunutí pastorku a kola	x	0,3556	-0,3556		[modul]
5.7 Součet jednotkových posunutí min.hodnota	Σx	0,0000	> -2,866		[modul]
5.8 Součinitel záběru v čelní rovině / celkový	$\epsilon\alpha/\epsilon\gamma$	1,5499	1,5499		
5.9 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,4473	0,8338		
5.10 Velikost měrného skluzu na patě	$\vartheta A1/\vartheta E2$	-3,5000	-1,4680		
5.11 Velikost měrného skluzu na hlavě	$\vartheta E1/\vartheta A2$	0,5948	0,7778		
5.12 Součet všech měrných skluzů	Sum ϑ	6,3406			

Kapitola výsledků

6.0 Základní rozměry ozubení



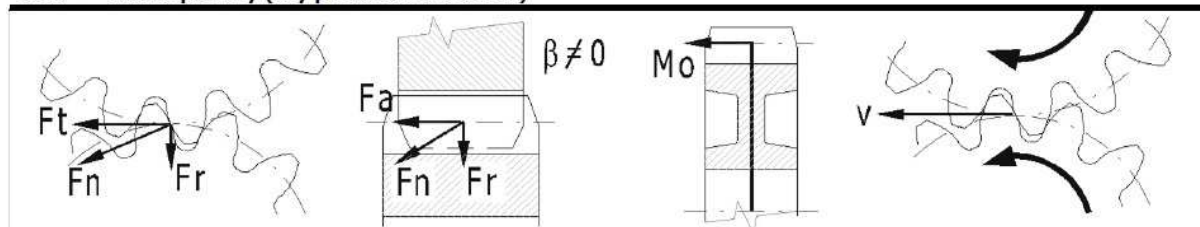
6.1 Počty zubů pastorku / kola	z	14	126	
6.2 Šířka pastorku / kola	b	170	40	[mm]
6.3 Normální modul	mn	8		[mm]
6.4 Tečný modul	mt	8,0000		[mm]
6.5 Normální rozteč	p	25,133		[mm]
6.6 Čelní rozteč	pt	25,133		[mm]
6.7 Základní rozteč	ptb	23,617		[mm]
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	560,0000		[mm]
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	560,0000		[mm]
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	560,0000		[mm]
6.11 Úhel záběru	α	20,00		[°]
6.12 Čelní úhel záběru	α_t	20,0000		[°]
6.13 Valivý úhel záběru normální	α_{wn}	20,0000		[°]
6.14 Valivý úhel záběru čelní	α_{wt}	20,0000		[°]
6.15 Úhel sklonu zubů	β	0,00		[°]
6.16 Základní úhel sklonu	β_b	0,0000		[°]
6.17 Průměr hlavové kružnice	da	133,6889	1018,3111	[mm]
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	112,0000	1008,0000	[mm]
6.19 Průměr základní kružnice	db	105,2456	947,2102	[mm]
6.20 Průměr patní kružnice	df	97,6889	982,3111	[mm]
6.21 Průměr valivé kružnice	dw	112,0000	1008,0000	[mm]
6.22 Výška hlavy zubu	ha	10,8444	5,1556	[mm]
6.23 Výška paty zubu	hf	7,1556	12,8444	[mm]
6.24 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	3,5786	6,6704	[mm]
6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sta	3,5786	6,6704	[mm]
6.26 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	14,6370	10,4958	[mm]
6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	st	14,6370	10,4958	[mm]
6.28 Tloušťka zubu patní kružnici	sb	14,2227	24,8690	[mm]
6.29 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,4473	0,8338	[modul]

Obr. 4.9 - Korigování ozubení a základní rozměry ozubení

10.0 Koeficienty bezpečnosti

10.1 Na únavu v dotyku	SH	1,47	1,53
10.2 Na únavu v ohybu	SF	11,13	3,44
10.3 V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	1,47	1,52
10.4 V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	12,36	3,00

12.0 Silové poměry (síly působící na ozubení)



12.1 Obvodová síla	Ft	21316,96	[N]	
12.2 Normální síla	Fn	22685,04	[N]	
12.3 Axiální síla	Fa	0,00	[N]	
12.4 Radiální síla	Fr	7758,74	[N]	
12.5 Ohybový moment	Mo	0,00	0,00	[Nm]
12.6 Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	0,07	< 15	[m/s]
12.7 Šířkové zatížení / měrné zatížení	wt wt*	532,92	66,62	[N/mm MPa]

Obr. 4.10 -Koeficienty bezpečnosti a silové poměry

4.5 Výpočet počtu šroubů pro připevnění ozubeného kola

Věnc ozubeného kola je vystředěn na osazení protikusu. K tomuto protikusu je ozubené kolo připevněno šrouby. Úkolem výpočtu je zjistit minimální počet šroubů pro vyvození dostatečné přitlačné síly, při známé obvodové síle zjištěné předchozími výpočty. Pro zástavbové řešení velikostně vyhovuje šroub M16. Předepínací síla pro šroub M16 8.8 dle doporučení výrobce Bossard $F_{př} = 30\text{kN}$. Působíště třecí síly je přibližně v polovině styčné plochy, na obr. 4.11 je tato plocha znázorněná šrafováním.

Parametry pro výpočet:

Obvodová síla ozubení:	$F_t = 21317\text{N}$
Průměr roztečné kružnice ozubeného kola:	$d = 1008\text{mm}$
Střední průměr styčné plochy:	$d_s = 940\text{mm}$
Součinitel smykového tření:	$f = 0,15-0,2$
Předepínací síla jednoho šroubu M16 8.8:	$F_{př} = 41\text{kN}$
Součinitel bezpečnosti proti prokluzu	$s = 1,5$
Počet šroubů:	$n = ?$

Výpočet (schéma výpočtu je zobrazeno na obr. 4.11)

Momentová podmínka

$$F_t \cdot r = F_{tř} \cdot r_s$$

Návrhová podmínka

$$F_t \cdot r \leq F_{tř} \cdot r_s$$

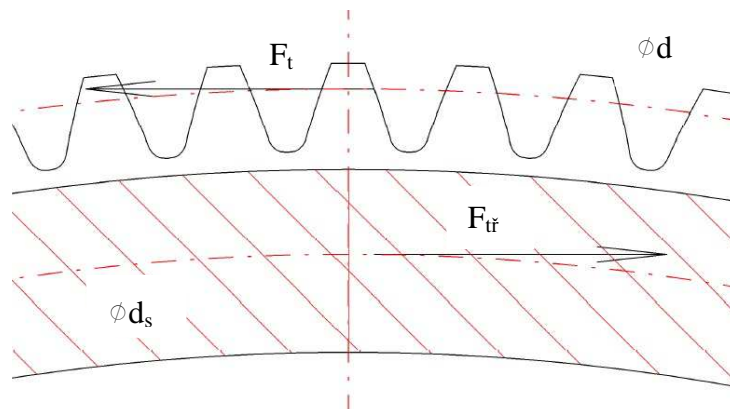
$$F_t \cdot r \leq n_{min} \cdot F_{př} \cdot f \cdot r_s$$

$$n_{min} \geq \frac{F_t \cdot r}{F_{př} \cdot f \cdot r_s} = \frac{21317 \cdot 0,504}{41000 \cdot 0,15 \cdot 470} = 3,71$$

Bezpečnost proti prokluzu

$$s = \frac{n}{n_{min}} \rightarrow n \geq s \cdot n_{min} = 1,5 \cdot 3,71 = 5,57$$

Zvolený počet šroubů M16 8.8 je 6.



Obr. 4.11 – Tečná síla na ozubeném kole a třecí síla vyvozená na vyšrafované ploše

5 MKP analýza navrženého řešení

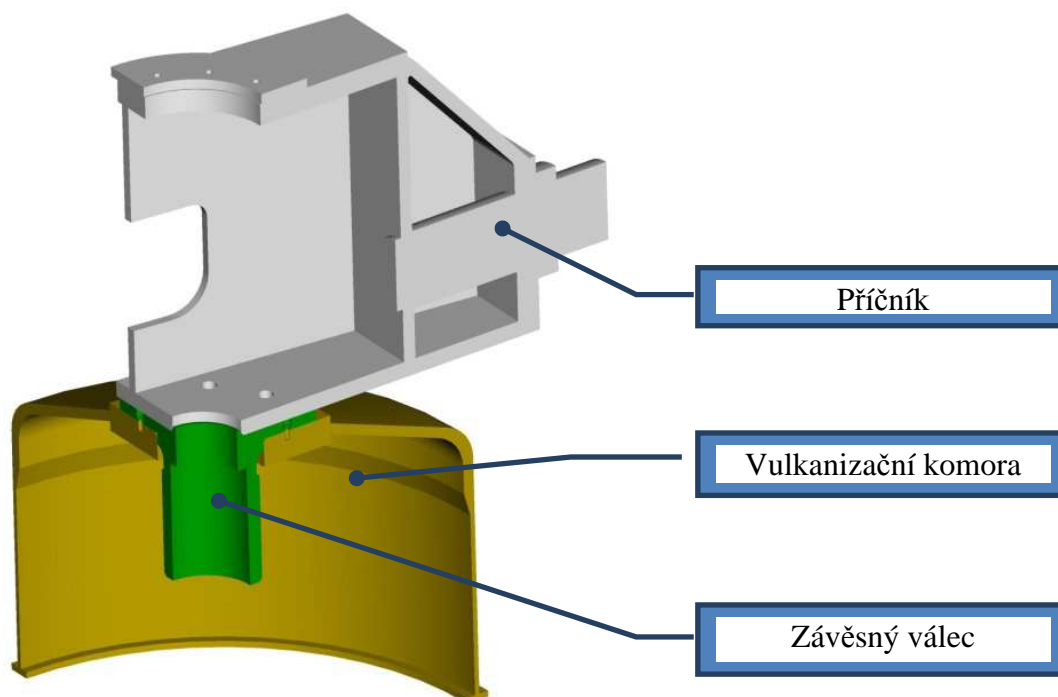
5.1 Předpoklady výpočtu

Použitý software: Pro/ENGINEER Wildfire 5.0 (Pro/MECHANICA)

Youngův modul $E=2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$

Poissonovo číslo $\mu=0,27$

Příčnick má dvě osy symetrie, tudíž pro výpočet lze uvažovat jen jednu jeho čtvrtinu bez újmy na vypočteném výsledku. Vliv svarů na základní materiál příčnicku není při výpočtu uvažován, tudíž se všechny svary považují za homogenní, příčnick je pro výpočet uvažován jako jeden díl. Vypočtené hodnoty platí za předpokladu lineárního výpočtu do meze úměrnosti materiálu.



Obr. 5.1 - Výpočtový model původního řešení příčnicku

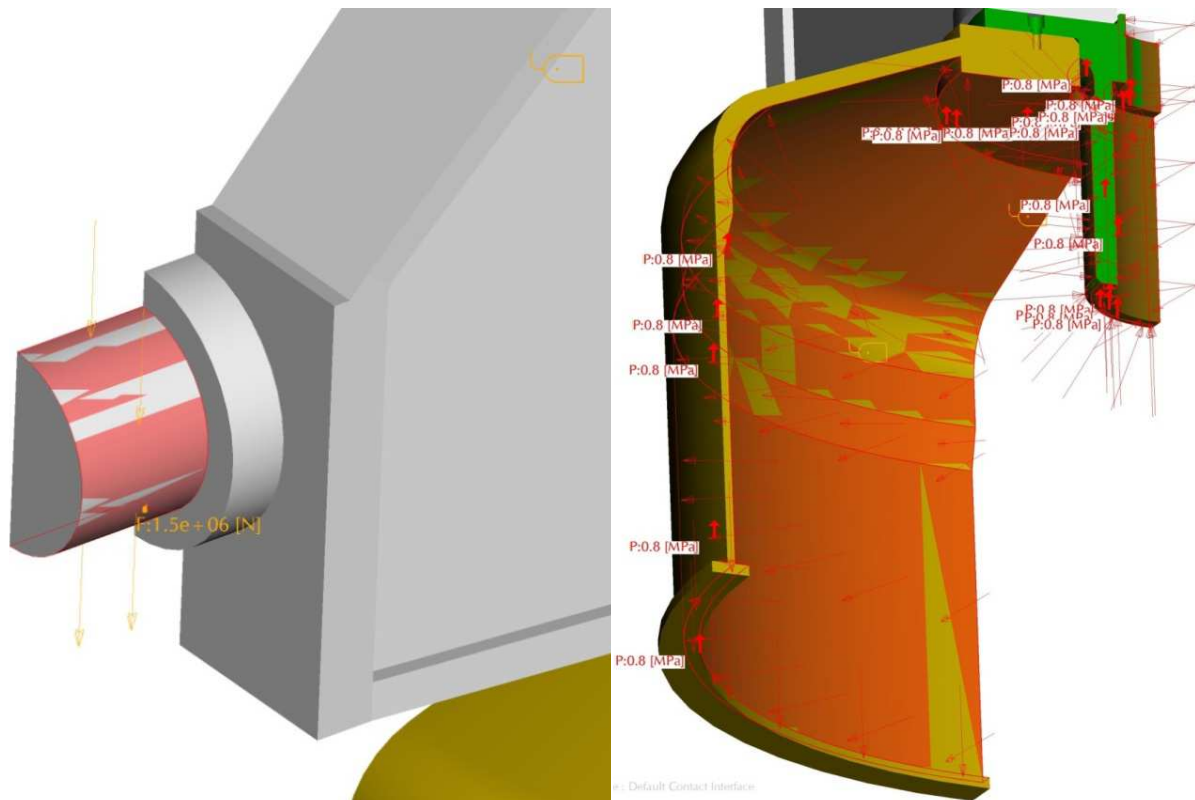
5.2 Okrajové podmínky

5.2.1 Uzavírací síla

Uzavírací síla působí na čep příčnicku směrem dolů, celková velikost uzavírací síly je 6 MN. Nastavení síly viz obr. 5.2. Vzhledem k tomu, že příčnick je symetrický a řešena je pouze jedna jeho čtvrtina, je zde nastavena síla 1,5MN. V reálném případě působí na čep příčnicku táhlo, které se při zatížení deformuje, a tato deformace by ovlivnila rozložení napětí na čepu. Vliv dotyku deformovaného táhla je ve výpočtu zanedbán, jelikož jeho vliv na rozložení napětí na celém příčnicku je malý.

5.2.2 Tlak v komoře

Provozní tlak ve vulkanizační komoře je 0,8MPa. Nastavení tlaku viz obr. 5.3. Působení tohoto tlaku v normále k dané ploše je ve výpočtu nastaveno pro všechny vnitřní plochy komory a také pro plochy závěsného válce, které jsou vystaveny působení tohoto tlaku.



Obr. 5.2 – Uzavírací síla $F=1,5\text{MN}$ na čepu Obr. 5.3 – Tlak $p=0,8\text{MPa}$ v tlakové komoře

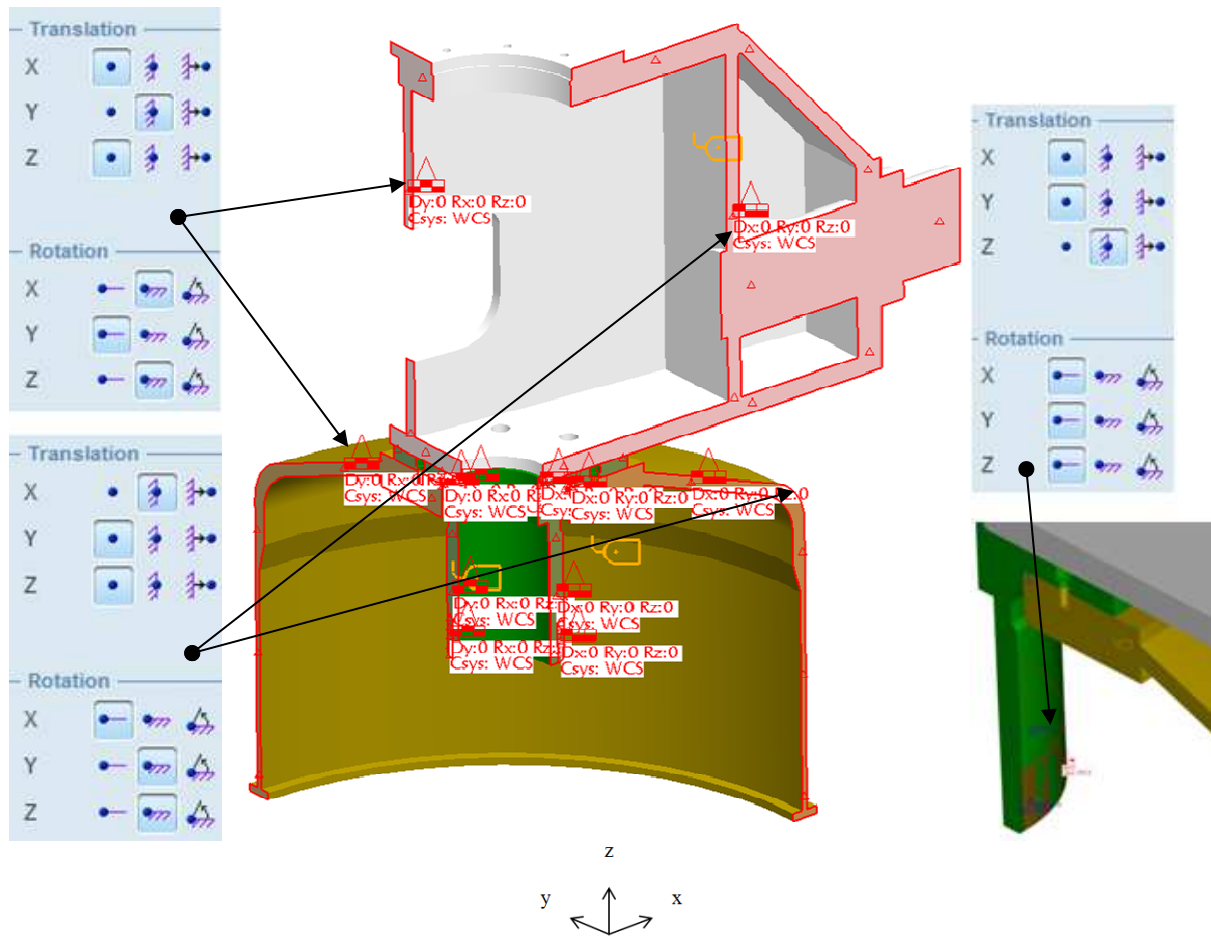
5.2.3 Nastavení uchycení

Na výpočtové jedné čtvrtině příčnicku byly aplikovány odpovídající podmínky symetrie příčnicku. Nastavení vazeb viz obr. 5.4 a 5.5.

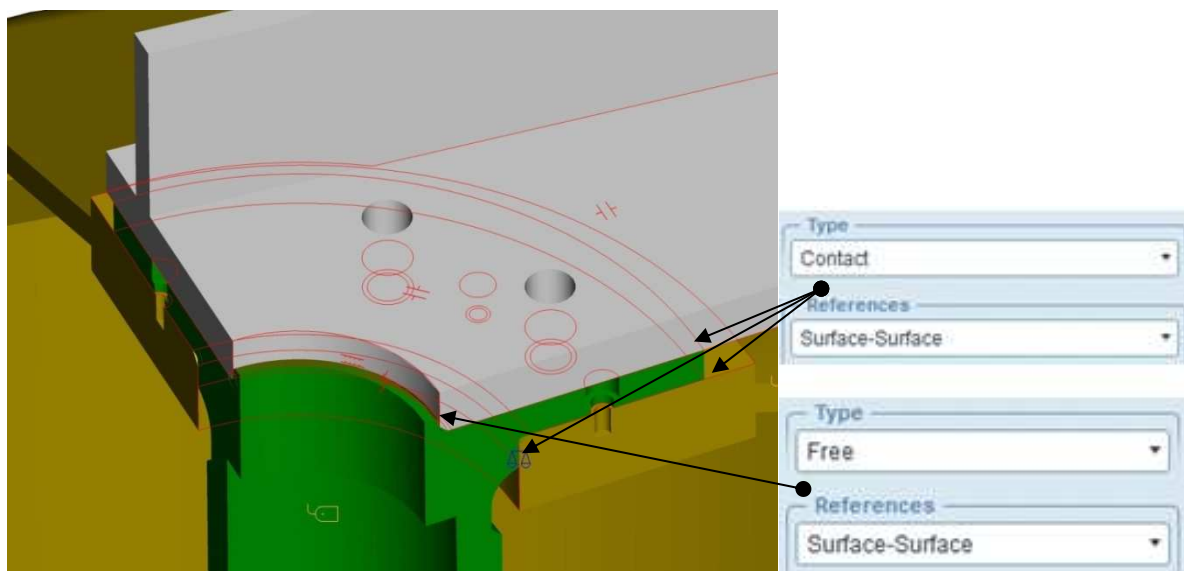
Lichoběžníkový závit na závěsném válci bylo nutno zanedbat z důvodu velké složitosti výpočtu namáhání v závitech a nevhodnosti softwaru pro použití k této aplikaci. Při zanedbání závitů je napětí vypočtené v těchto bodech pravděpodobně odlišné od skutečného stavu z důvodu změny geometrie závitů na rovnou plochu. Zjištěné hodnoty v těchto bodech tedy nelze považovat za správné a je nutné je považovat jen za orientační. Vazba na závěsném válci respektuje snížený počet činných závitů zkrácením plochy, ve které je vazba přichycena. Vazba na závěsném válci zakazuje pohyb ve vertikálním směru.

5.2.4 Nastavení kontaktů

Kontakty jsou zde nastaveny na dotkových plochách jednotlivých dílů. Nastavení kontaktů viz obr. 5.6. Vyskytují se zde tři kontaktní plochy. První z nich je mezi spodní plochou příčnicku a horní plochou závěsného válce. Druhá dotyková plocha je mezi otvorem v příčnicku a do tohoto otvoru vloženým závěsným válcem. Tento kontakt je nastaven jako „free“ s možností odlehnutí. Třetí dotyková plocha je mezi horní částí tlakové komory a spodní částí opěrné plochy závěsného válce.



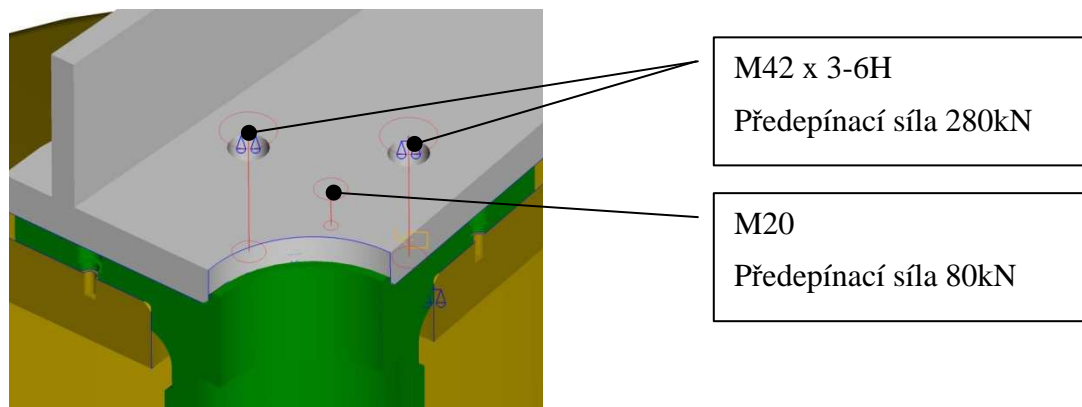
Obr. 5.4 - Nastavení vazeb symetrie a vazby na závěsném válci



Obr. 5.6 - Nastavení kontaktů

5.2.5 Šrouby

Ve výpočtu jsou použity dva druhy šroubů, první z nich spojuje příčník s vulkanizační komorou a druhý z nich je použit k připevnění závěsného válce k vulkanizační komoře. Tyto šrouby jsou předepnuty na jednu polovinu maximální předepínací síly dle doporučení výrobce Bossard. Nastavení šroubů viz obr. 5.7.



Obr. 5.7 - Šrouby

5.3 Nastavení výpočtu pro další navržené varianty

Pro další navržené varianty řešení, jsou počáteční podmínky typu tlak v komoře, uzavírací síla a vazby nastaveny stejným způsobem jako na původní variantě řešení příčníku zobrazené výše. Rozdílné je pouze nastavení kontaktů z důvodu změny geometrie a uspořádání navržených variant.

5.4 Vypočtená napětí a deformace jednotlivých variant

Stupnice redukovaného napětí dle hypotézy HMH u výstupů z výpočtů provedených s kontakty, jsou pro lepší vizuální srovnání jednotlivých variant nastaveny tak, že maximum této stupnice je 300MPa v červené barvě a minimum je 50MPa v modré barvě. Hodnoty přesahující 300MPa jsou též v červené barvě. Stupnice celkového posunutí je pro jednotlivé varianty nastavena zvlášť. Vypočtené hodnoty jsou platné pouze pro podmínky reprezentované nastavením počátečních podmínek, tudíž další možné vlivy jako vibrace, vliv teploty, materiálové nehomogenity apod. nejsou uvažovány.

5.4.1 Původní varianta

Hlavním důvodem provedení výpočtu na původní variantě řešení je možnost zjištění, jaké zde jsou přípustné deformace a v jakých hodnotách se pohybuje napětí na původně navrženém řešení, které bylo realizováno a bylo funkční.

Redukované napětí dle hypotézy HMH na původním řešení příčníku viz obr. 5.8. Mezi nejvíce namáhané části patří přední plech příčníku, na němž se v místě radiusu montážního otvoru vyskytuje maximální napětí 380MPa. Mezi další velmi namáhané části patří čep příčníku a závěsný válec v místě jeho vetknutí.

Deformace příčníku je pravidelná, dochází zde k očekávanému ohybu příčníku mezi čepem a závěsným válcem. Celkové posunutí na původním řešení viz obr. 5.9. Největší celkové

posunutí je na čepu příčnicku 3,19mm. U tlakové komory dochází ke zkřivení a maximální celkové posunutí měření na spodní části komory je 2,04mm.

5.4.2 Varianta 1

Rozložení napětí na čepu, předním a horním plechu příčnicku má podobný charakter jako v případě původní varianty řešení. Redukované napětí dle hypotézy HMM na první variantě řešení příčnicku viz obr. 5.10. Mezi příčnickem a čepem je hranové napětí 375MPa. Dalším místem se zvýšenou hodnotou napětí je vetknutí závěsného válce podobně jako u původní varianty. Nízké namáhání prostřední trubky a žebra mezi trubkou a upínací platformou pro komoru značí předdimenzování těchto dvou dílů.

Deformace příčnicku je dle očekávání od zatížení ohybem, dochází zde k ohybu příčnicku mezi čepem a závěsným válcem. Celkové posunutí na první variantě viz obr. 5.9. Největší celkové posunutí je na čepu příčnicku 2,06mm. U tlakové komory dochází ke zkřivení a oproti původnímu řešení je toto zkřivení v opačném směru. Maximální celkové posunutí měření na spodní části komory je 0,72mm.

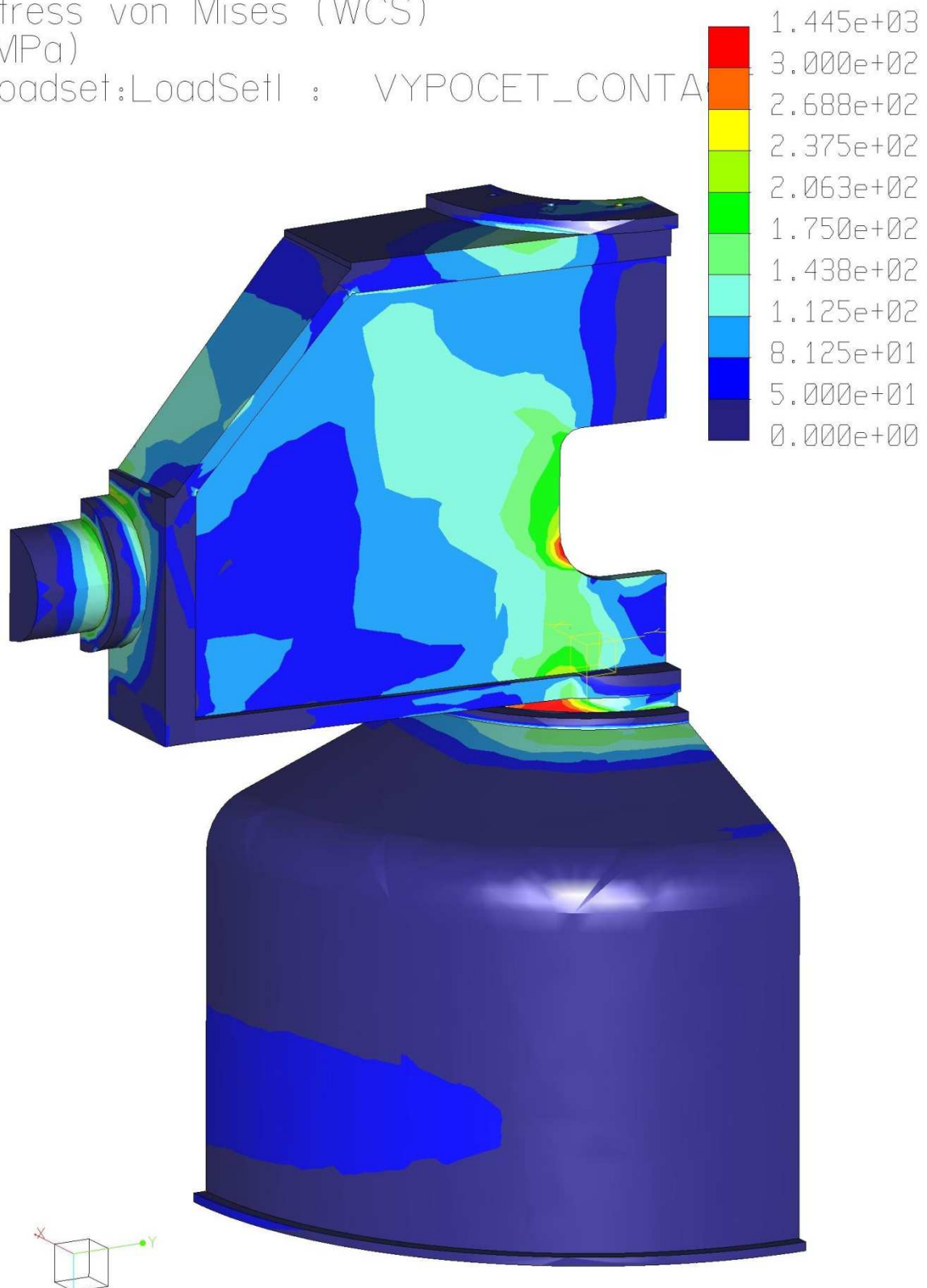
5.4.3 Varianta 2 (Přípevnění komory na spodní plech příčnicku)

Rozložení napětí na čepu, předním a horním plechu příčnicku má podobný charakter jako u předchozích variant. Redukované napětí dle hypotézy HMM na druhé variantě řešení příčnicku viz obr. 5.11. Uprostřed spodního plechu příčnicku je napětí lépe rozloženo do stran, avšak v místě okraje komory a zúžení spodního plechu se vyskytuje zvýšené napětí. Mezi příčnickem a čepem je vypočteno hranové napětí 352MPa. Zvýšená hodnota napětí je také ve vetknutí závěsného válce stejně jako u původní varianty.

Příčnick je deformován ohybem mezi čepem a závěsným válcem. Celkové posunutí na druhé variantě viz obr. 5.12. Avšak oproti předchozím variantám je zde znatelnější přechod mezi plochou, kde je příčnick v kontaktu s komorou a komora zde svojí tuhostí brání ohýbání příčnicku a částí, kde už příčnick není v kontaktu s komorou. V části s nižší tuhostí je větší deformace. Největší celkové posunutí je na čepu příčnicku 2,84mm. Vzhledem ke spojení vulkanizační komory s příčnickem, dochází k ohybu komory ve stejném smyslu jako u příčnicku. Toto spojení způsobuje větší deformace komory než v předchozích dvou variantách. Maximální celkové posunutí měření na spodní části komory je 3,59mm.

Stress von Mises (WCS)
(MPa)

Loadset:LoadSetI : VYPOCET_CONTA



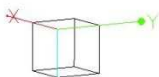
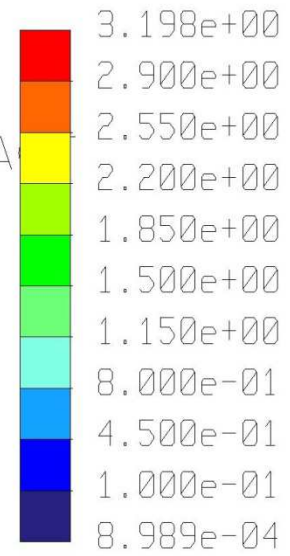
"Window1" - Vyp_puvodni_stredeni_MP_P5 - Vyp_puvodni_stredeni_MP_P

Obr. 5.8 – Redukované napětí dle hypotézy HMM [MPa] na původním řešení příčnicku

Displacement Mag (WCS)
(mm)

Max Disp +3.1979E+00

Loadset:LoadSet1 : VYPOCET_CONTA

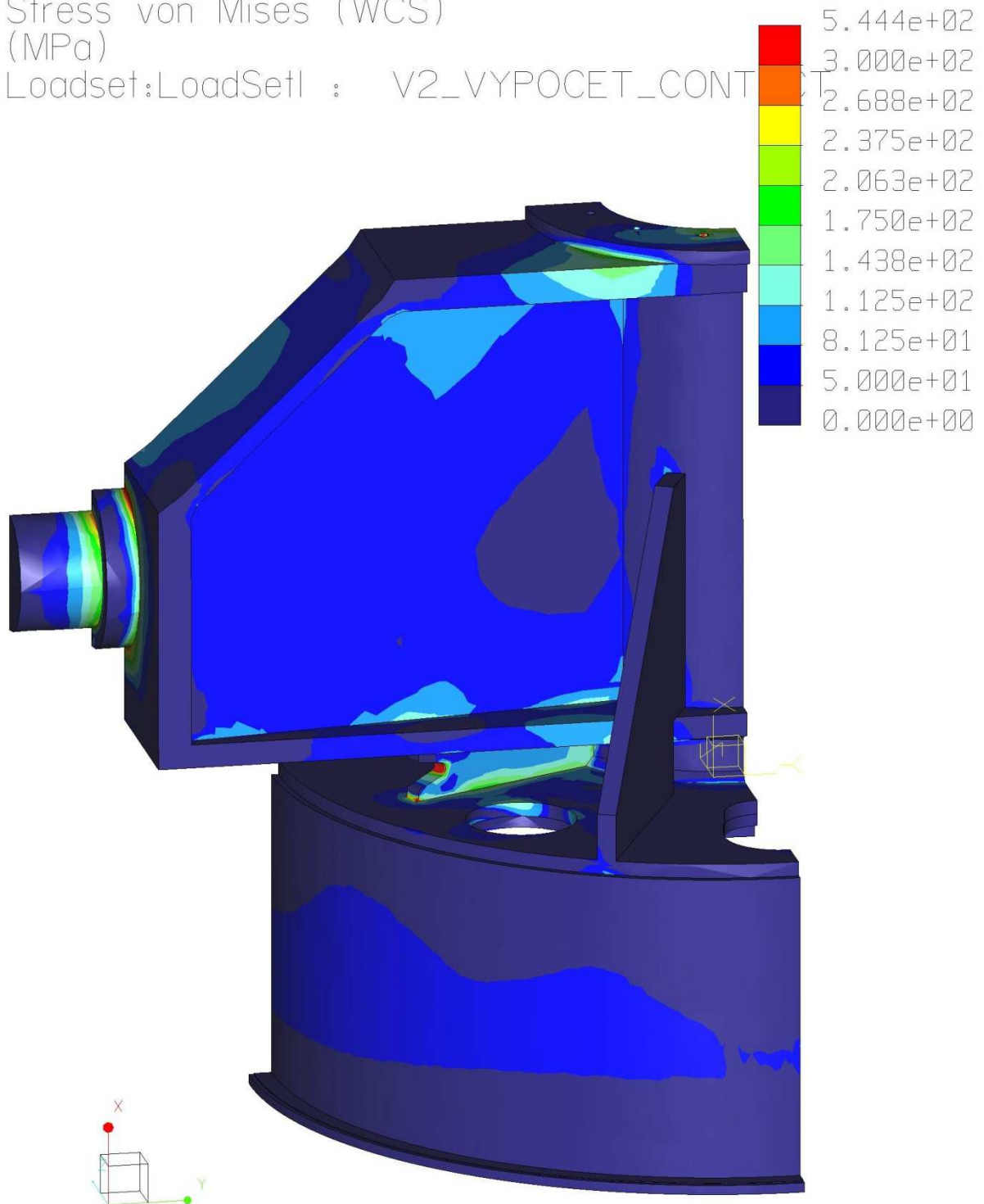


"Window1" - Vyp_puvodni_stredeni_MP_P5 - Vyp_puvodni_stredeni_MP_P5

Obr. 5.9 – Celkové posunutí [mm] původního řešení příčnicku

Stress von Mises (WCS)
(MPa)

Loadset:LoadSet1 : V2_VYPOCET_CONT



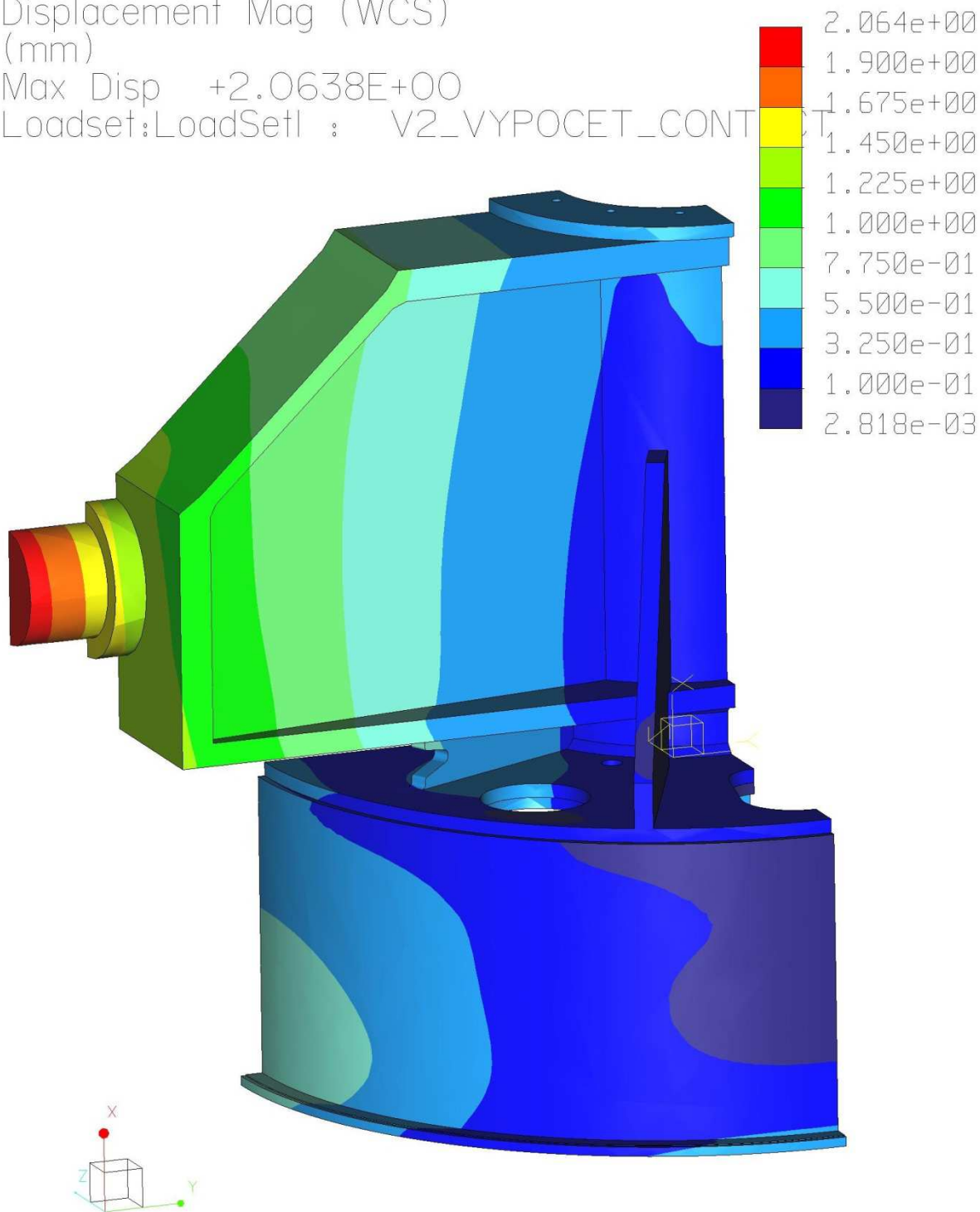
"Window1" - Vypocet_V2_contact_MP_P6 - Vypocet_V2_contact_MP_P6

Obr. 5.10 - Redukované napětí dle hypotézy HMM [MPa] u 1. varianty

Displacement Mag (WCS)
(mm)

Max Disp +2.0638E+00

Loadset:LoadSet1 : V2_VYPOCET_CONT

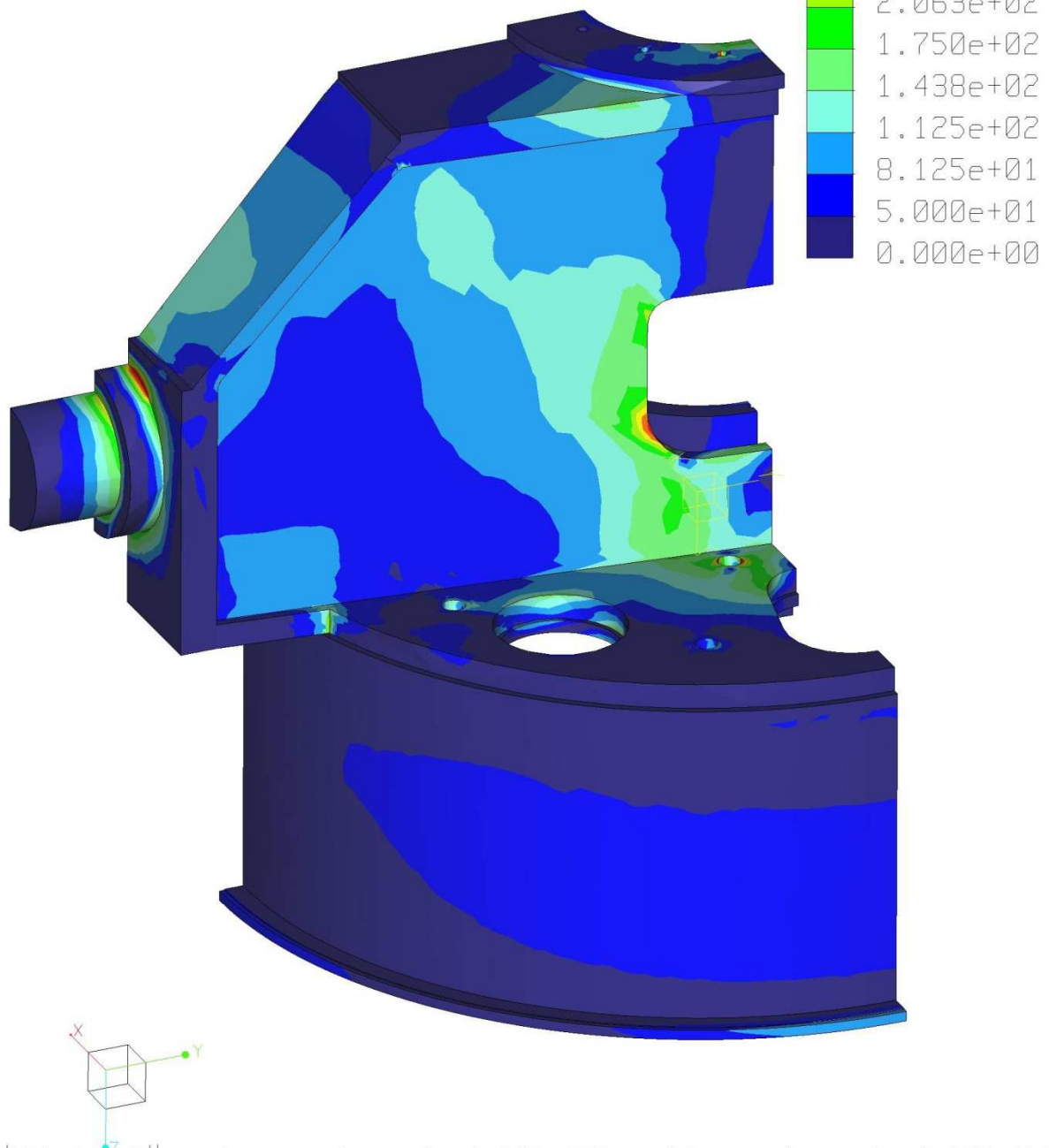


"Window1" - Vypocet_V2_contact_MP_P6 - Vypocet_V2_contact_MP_P6

Obr. 5.11 - Celkové posunutí [mm] 1. varianty

Stress von Mises (WCS)
(MPa)

Loadset:LoadSet1 : VYPOCET_CONTACT



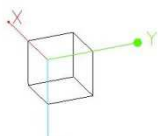
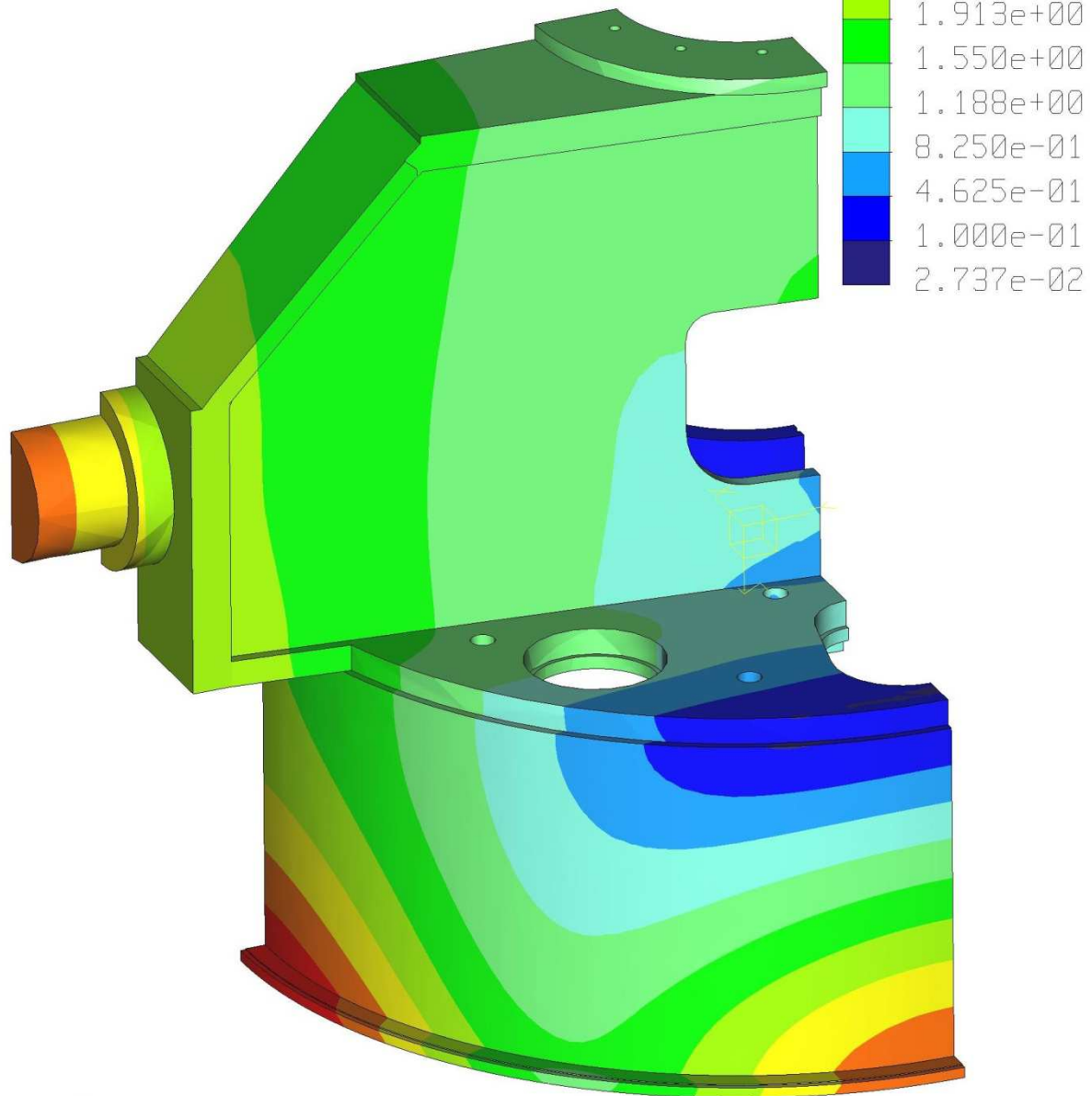
"Window2" - Vypocet_contact_MP_P6 - Vypocet_contact_MP_P6

Obr. 5.12 - Redukované napětí dle hypotézy HMH [MPa] u 2. varianty

Displacement Mag (WCS)
(mm)

Max Disp +3.5858E+00

Loadset:LoadSet1 : VYPOCET_CONTACT



"Window2" - Vypocet_contact_MP_P6 - Vypocet_contact_MP_P6

Obr. 5.13 - Celkové posunutí [mm] 2. varianty

5.4.1 Porovnání jednotlivých variant řešení

	Max. celkové posunutí komory (měřeno na spodní části komory)[mm]	Maximální celkové posunutí příčnicku (měřeno na čepu) [mm]
Původní řešení	2,04	3,19
Varianta 1	0,72	2,06
Varianta 2	3,59	2,84

Tabulka 5.1 – Deformace

	Hmotnost	Možnost dalšího odlehčení	Deformace vulkaniz. komory
Původní řešení	2	4	1
Varianta 1	3	2	2
Varianta 2	2-	3	4

Tabulka 5.2 - Porovnání hmotností, pravděpodobné možnosti dalšího odlehčení jednotlivých variant a vlivu deformací příčnicku na vulkanizační komoru (hodnocení od 1 do 5, 1 – nejlepší)

Na základě porovnání jednotlivých variant v tabulce 5.1 a 5.2 je pro další upravování zvolena 1. varianta. U této varianty bude provedena optimalizace geometrie, hmotnosti a rozložení napětí.

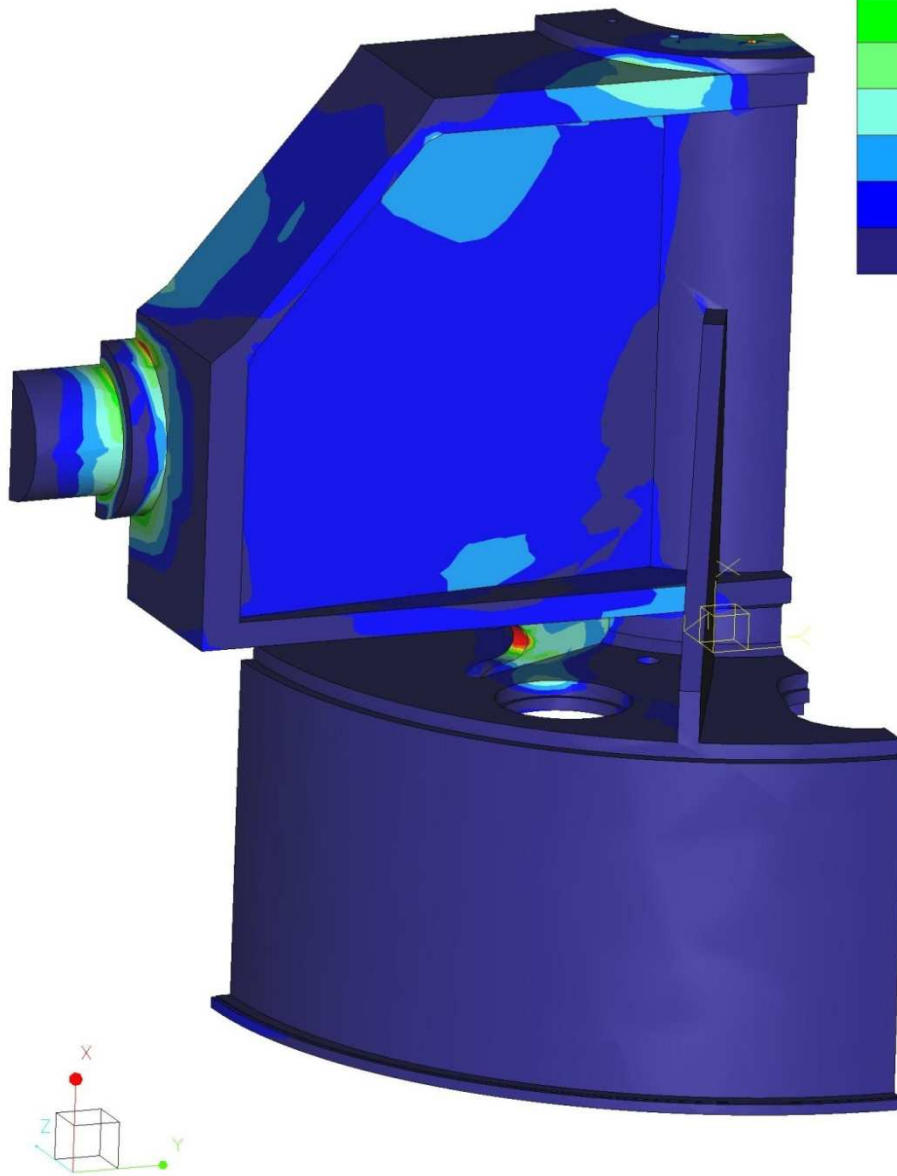
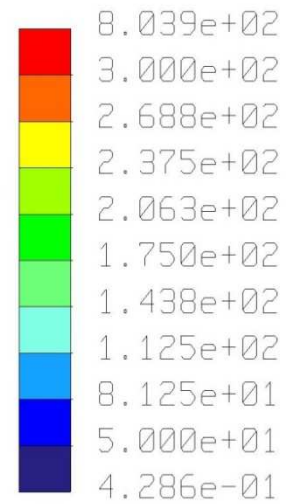
5.5 Optimalizace hmotnosti, napětí a geometrie první varianty

Pro výpočty při optimalizaci tvaru byly zanedbány kontakty mezi jednotlivými plochami. Pro výpočet je tedy sestava přemodelována do jednoho dílu, což umožňuje rychlou zpětnou vazbu na provedené změny geometrie. Počáteční podmínky nejsou natolik odpovídající reálným podmínkám, ale v tomto případě se výsledné hodnoty liší pouze v řádu několika procent od hodnot vypočtených v případě použití kontaktů.

Vzniklá špička redukovaného napětí 803,9MPa (viz obr. 5.14) se vyskytuje v místě hranového kontaktu závěsného válce s příčnickem a je způsobena použitým zjednodušením, kde je kontakt nahrazen splynutím v jeden kus. V těchto místech při předchozích výpočtech s kontakty nebyla zjištěna žádná extrémní hodnota a lze ji v tomto případě ignorovat. Redukované napětí dle hypotézy HMH příčnicku se v tomto případě dle obr. 5.14 liší od řešení s kontakty pouze v malém měřítku.

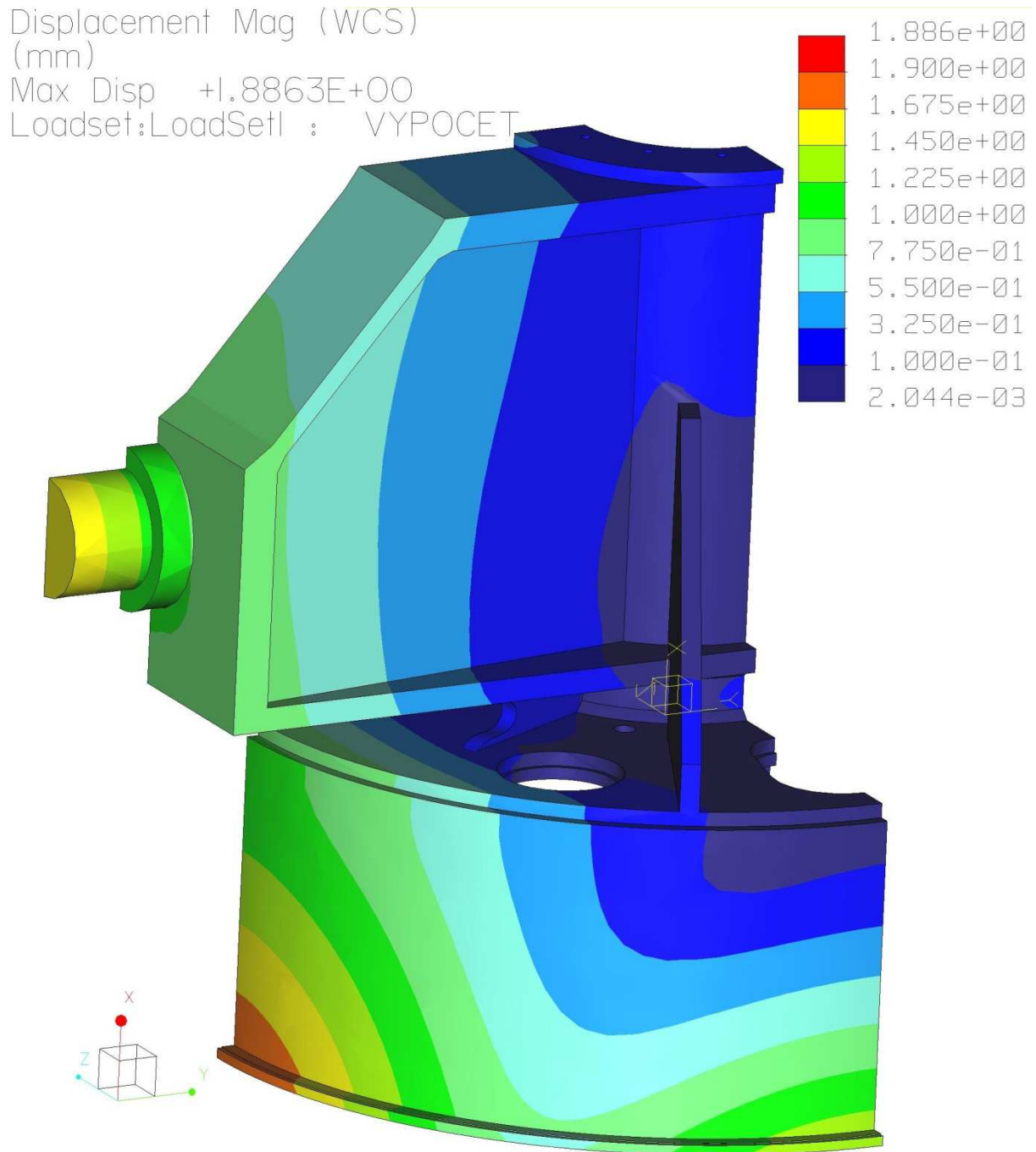
Celkové posunutí na příčnicku je mírně odlišné od řešení s použitím kontaktů (viz obr. 5.15). Celkové posunutí komory je větší než dle výpočtu s kontakty. Zde je tato větší deformace způsobena materiálovým spojením tlakové komory se spodním plechem příčnicku.

Stress von Mises (WCS)
(MPa)
Loadset:LoadSet1 : VYPOCET



"Window1" - SP_bez_zmeny_1 - SP_bez_zmeny_1

Obr. 5.14 - Redukované napětí dle hypotézy HMM [MPa] na původním řešení 1. varianty řešené zjednodušeným výpočtem



"Window1" - SP_bez_zmeny_I - SP_bez_zmeny_I

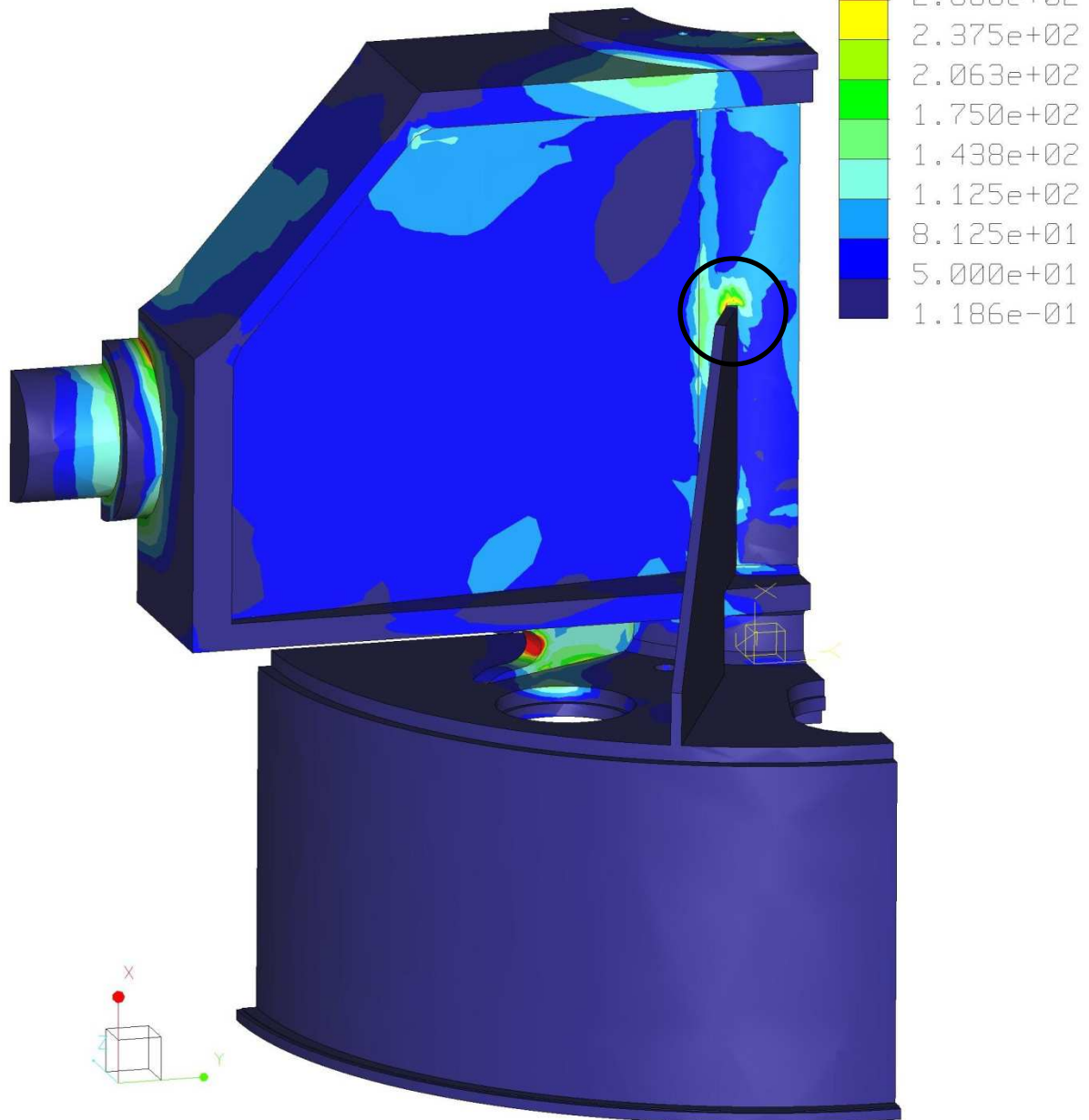
Obr. 5.15 - Celkové posunutí [mm] původního řešení 1. varianty řešení zjednodušeným výpočtem

5.5.1 Změny geometrie a jejich vliv

Zmenšení tloušťky žebra nemá výraznější vliv na redukované napětí a celkové posunutí. Po ztenčení trubky se zvýšilo redukované napětí na trubce. Předtím byla trubka značně předimenzovaná (viz obr. 5.16). V místě kontaktu žebra a trubky se objevila nová špička redukovaného napětí viz detail na obr. 5.16.

Stress von Mises (WCS)
(MPa)

Loadset:LoadSet1 : VYPOCET

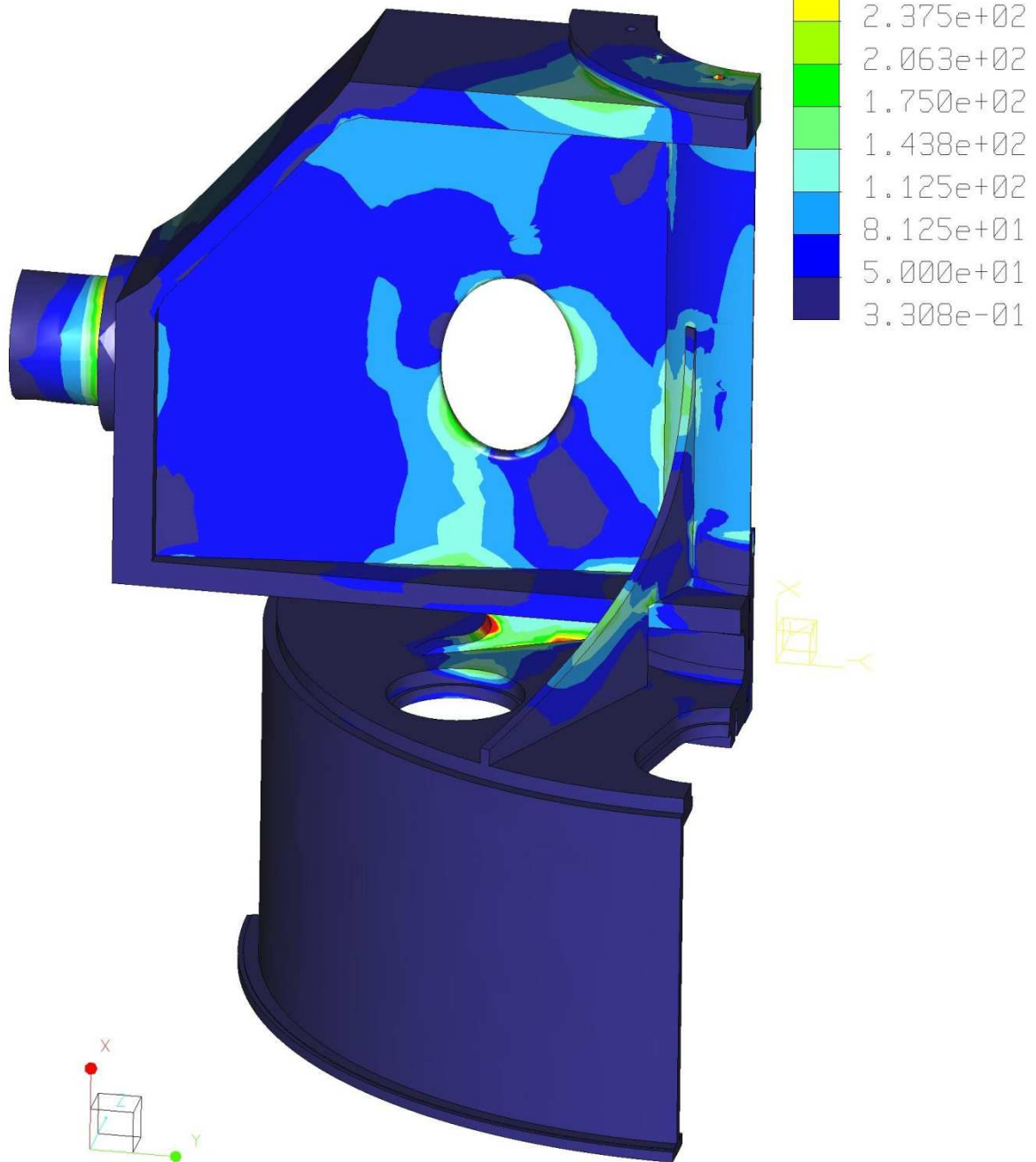


"Window1" - zebro_20mm_trubka_5mm - zebro_20mm_trubka_5mm

Obr. 5.16 - Redukované napětí dle hypotézy HMH [MPa] po ztenčení žebra a ztenčení trubky na tloušťku 5mm

Stress von Mises (WCS)
(MPa)

Loadset:LoadSet1 : VYPOCET



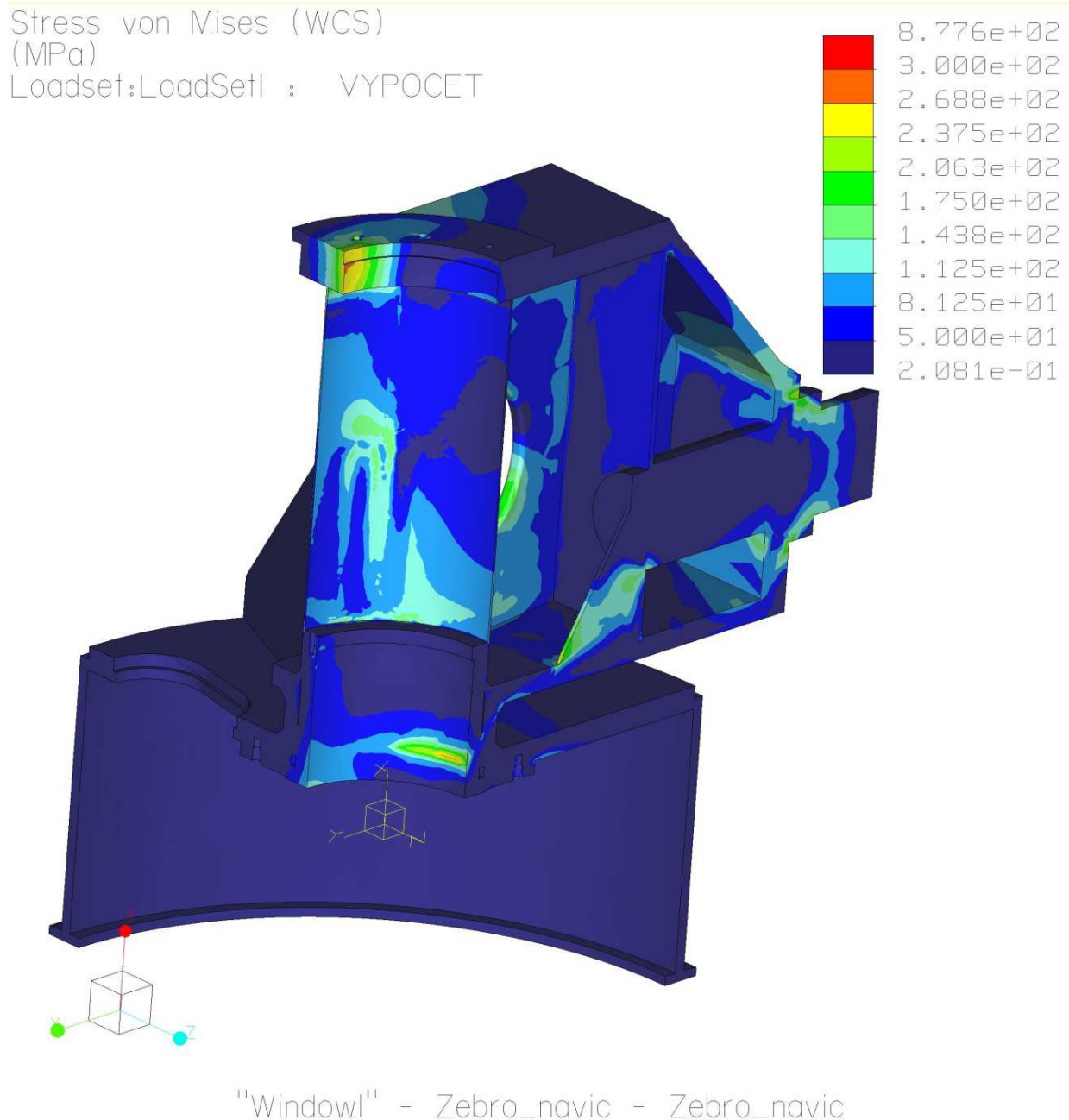
"Window1" - Copy_of_Zebro_seriznute_MP - Copy_of_Zebro_seriznute_MP

Obr. 5.17 - Redukované napětí dle hypotézy HMH [MPa] po úpravě tvaru žebra a vytvoření montážního otvoru

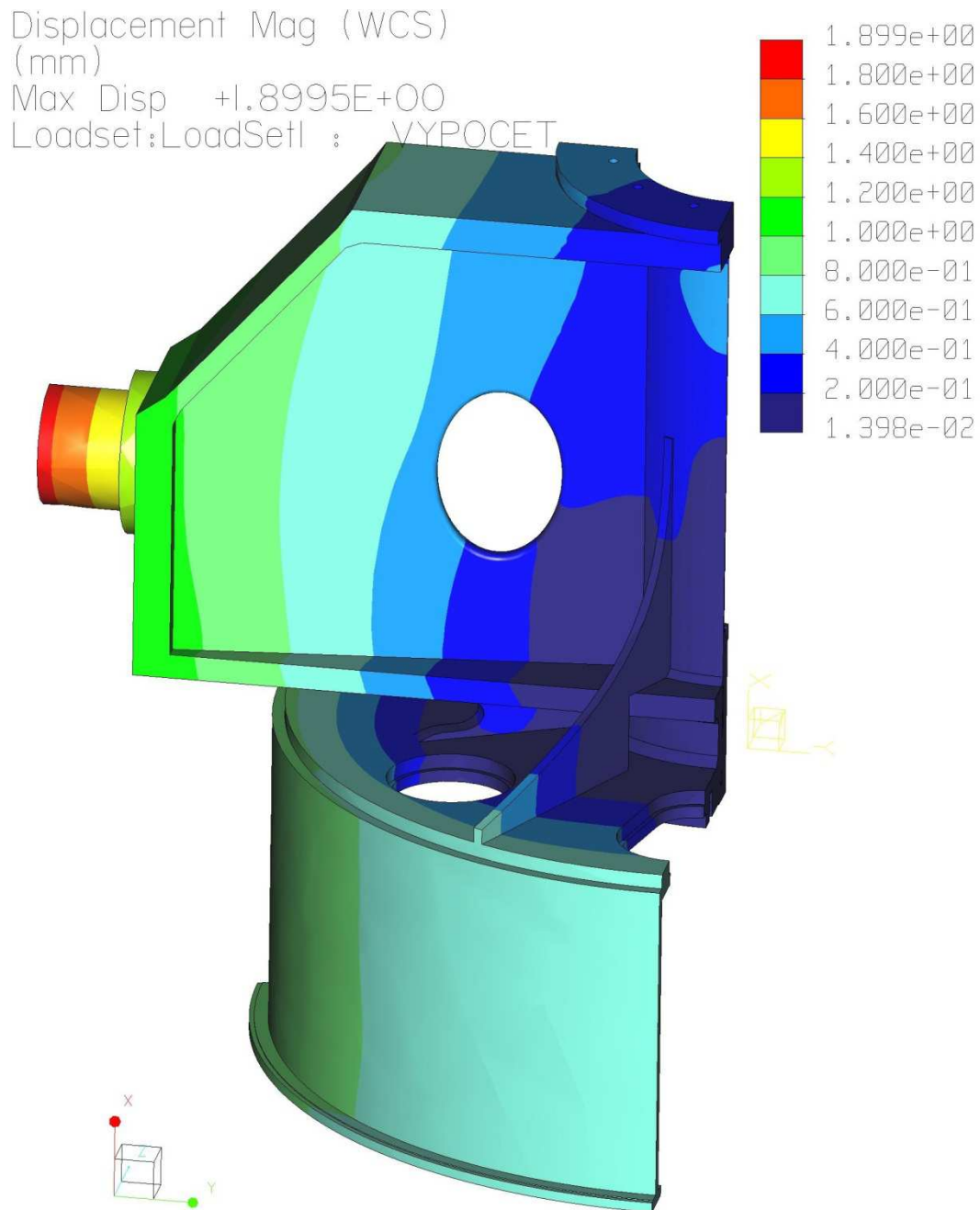
5.5.2 Následné změny geometrie

Úpravou tvaru žebra bylo docíleno výrazné zmírnění předchozí špičky redukovaného napětí dle HMM v místě kontaktu žebra a trubky (viz obr. 5.17). Především výpočty bylo zjištěno, že vnitřní výztužné žebro, do kterého je vsazen čep, není dostatečně využíváno pro přenos namáhání, a proto byla jeho tloušťka snížena. A naopak bylo přidáno malé příčné podélné žebro, které lépe přenesou napětí z čepu na příčník (viz obr 5.18).

Celkové posunutí příčníku je přibližně stejné. Celkové posunutí po všech úpravách viz obr. 5.19. Deformace komory je ve všech směrech konstantní. Deformace vulkanizační komory je téměř symetrická podle osy příčníku.



Obr. 5.18 - Redukované napětí dle hypotézy HMM [MPa] po snížení tloušťky vnitřního žebra a přidání žebra pro výztuhu čepu



"Window1" - Copy_of_Zebro_seriznute_MP - Copy_of_Zebro_seriznute_MP

Obr. 5.19 - Celkové posunutí [mm] po provedení všech změn

5.5.3 Výsledky optimalizace

Provedením výše uvedených změn bylo docíleno:

- Zmenšení celkové deformace komory
- Optimalizace tvaru (způsobu) deformace komory
- Optimalizace místních špiček redukovaného napětí dle hypotézy HMM
- Snížení celkové hmotnosti navrženého příčnicku o 20%

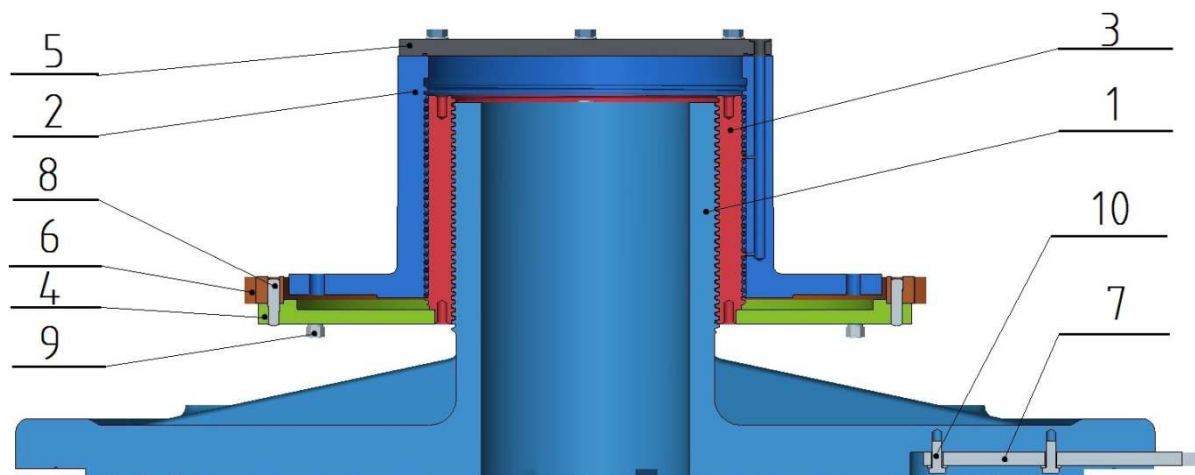
6 Detailní konstrukce, výkresová dokumentace

6.1 Mechanismus nastavování formy

Na obr. 6.1 je zobrazená výsledná konstrukce mechanismu nastavování formy. Na závěsném válci (pozice 2) je umístěno víko (pozice 5) připevněné šrouby a těsněné použitím O-kroužku s dostatečně vysokou tepelnou odolností.

Na matici (pozice 3) je připevněn disk (pozice 4), na jehož obvodových částech je středěno a připevněno ozubené kolo (pozice 6). Přítlačná síla ozubeného kola k disku je vyvozena šesti šrouby M16x75 a jako pojištění jsou zde použity dva kuželové kolíky ISO 2339 16x70. Řešení ozubeného kola umístěného na disku nevyžaduje použití stejně kvalitního materiálu disku jako u ozubeného kola, a tím zaručuje nižší náklady na materiál. Výhodou tohoto řešení je též zmenšení zástavbových prostor.

Pro vedení nosného talíře (pozice 1) v komoře je na spodní části nosného talíře vyfrézována drážka, ve které je připevněn dvěma šrouby M14 vodící plech (pozice 7), který znemožňuje rotaci.



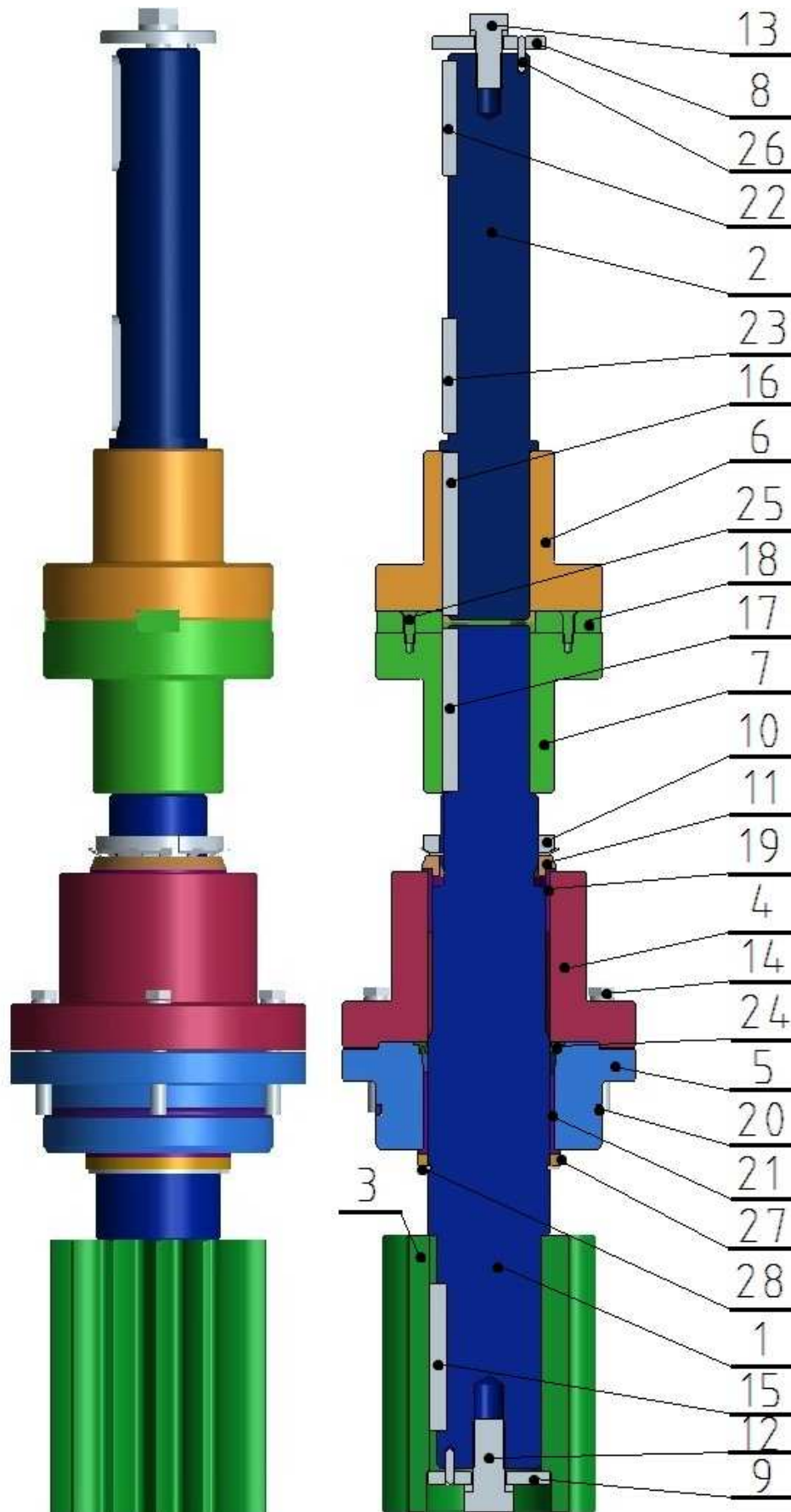
Obr. 6.1 – Mechanismus nastavování formy

6.2 Sestava pohonu pro mechanismus nastavování formy

Sestava pohonu je zobrazena v pohledu a v řezu na obr. 6.2. Základními prvky sestavy pohonu pro mechanismus nastavování formy jsou dvě hřídele. První hřídel (pozice 2) je uložena v elektromotoru s převodovkou, druhá hřídel (pozice 1) vstupuje do vulkanizační komory a je na ní uložen pastorek (pozice 3). Tyto dvě hřídele jsou spojeny dvoudílnou spojkou (pozice 6 a 7) opatřenou čtyřmi vložkami. Toto řešení spojky umožňuje lepší manipulaci při montáži.

Hřídel s pastorkem je uložena ve dvou kluzných pouzdrech (pozice 19 a 21) s vysokou tepelnou odolností. Použitá kluzná pouzdra Iglidur® X s límcem jsou bezúdržbová a není třeba je mazat. Tato pouzdra jsou uložena ve dvou tělesech (pozice 4 a 5), která jsou připevněna k tlakové komoře šesti šrouby M10x70.

Utěsnění nepohyblivého tělesa uloženého v tlakové komoře je řešeno použitím o-kroužku (pozice 20) s vysokou tepelnou odolností. Těsnění rotačního hřídele je řešeno těsněním vkládaným do dělené drážky Turcon roto variseal od výrobce Trelleborg (pozice 24).



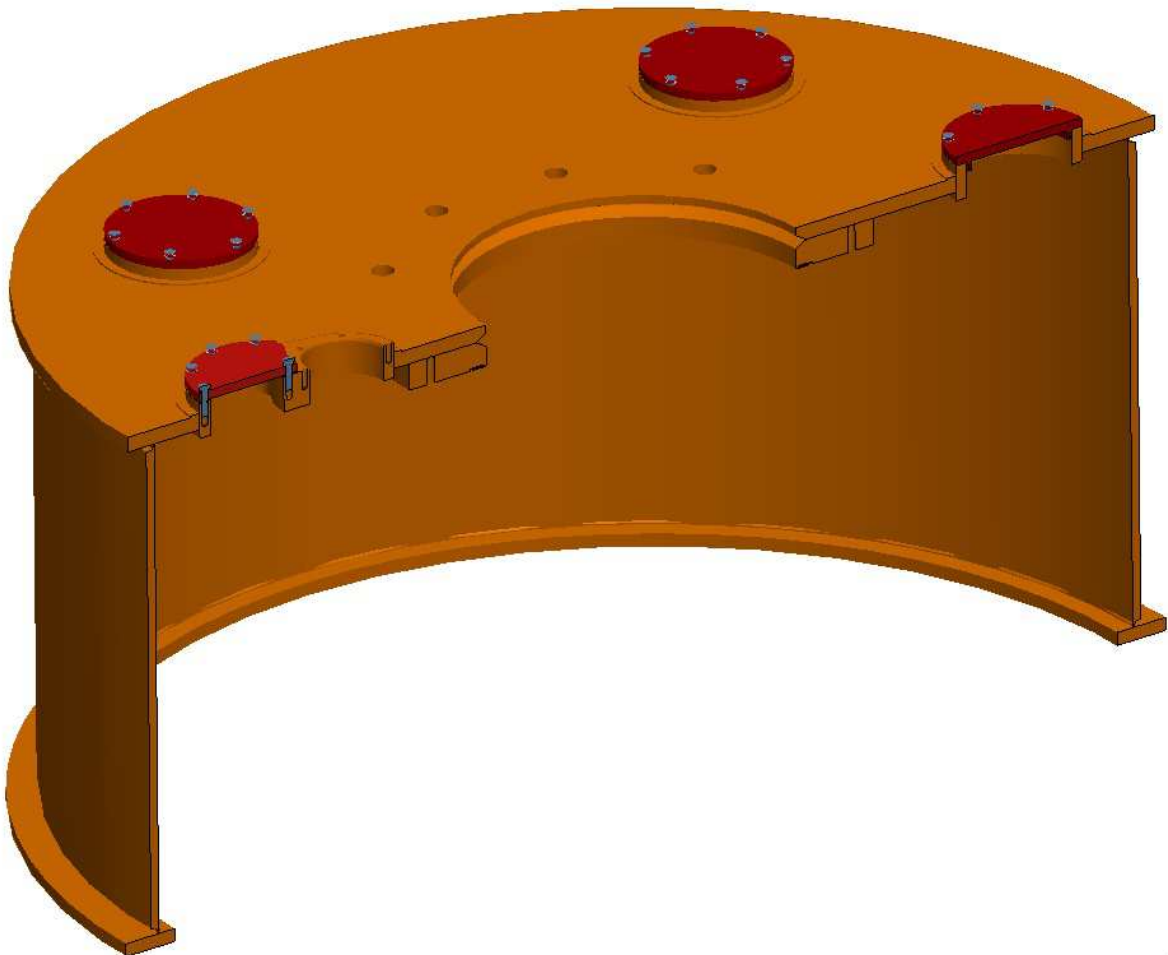
Obr. 6.2 – Sestava pohonu pro mechanismus nastavování formy v pohledu a v řezu

Původní řešení využívalo k utěsnění rotační hřídele ševronů, které byly předepínané pomocí pružin, toto řešení vyžadovalo složitější konstrukci těles, ve kterých byla těsnění a ložiska uložena. Nově navrženým řešením byla zjednodušena konstrukce těchto těles.

Takto řešená sestava pohonu by měla zajišťovat jednoduchou montáž, nenáročnou údržbu, a v případě poruchy jednoduchou opravitelnost.

6.3 Tlaková komora

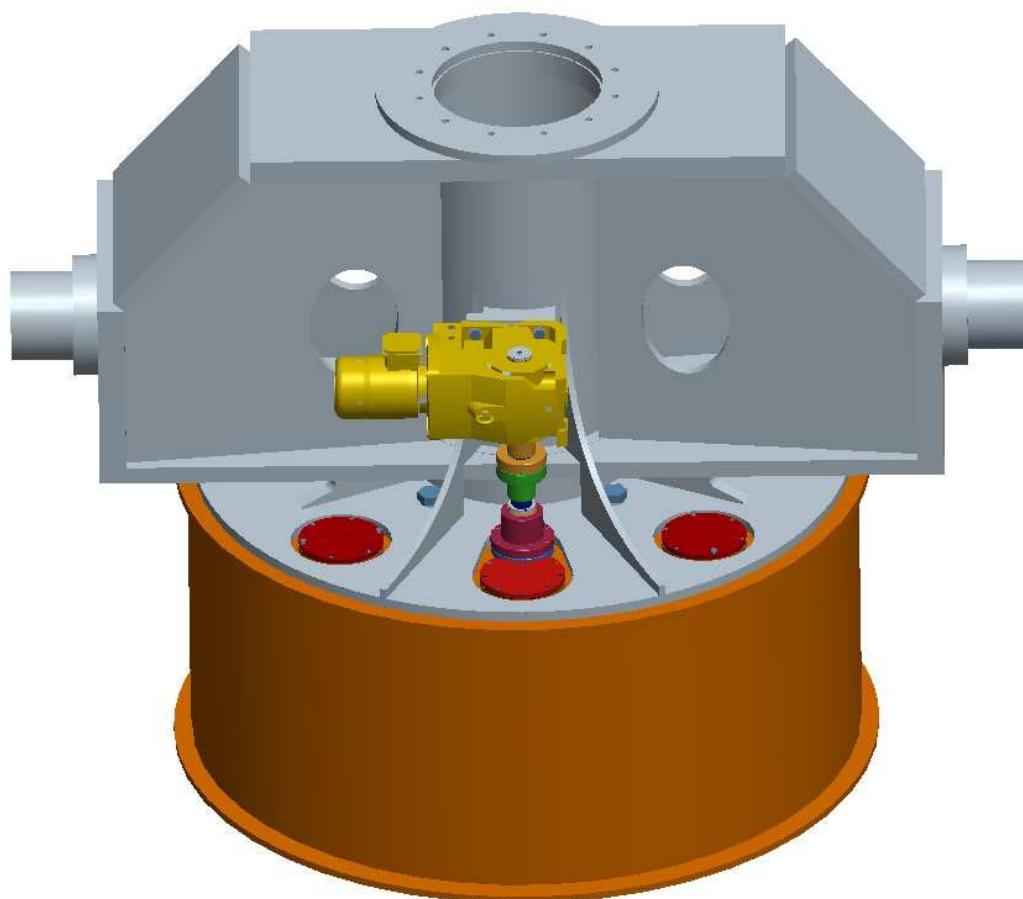
Konstrukce tlakové komory je zobrazena na obrázku 6.3. Tlaková komora je svařena z plechů různé tloušťky. Po svaření jednotlivých plechů tlakové komory jsou opracovány horní a spodní plech pro vytvoření dostatečně přesné dosedací plochy. Dále jsou obráběny další přesné rozměry, jako například těsnicí plochy nebo závitové otvory. Na obr. 6.3 je tlaková komora v sestavě s víky na montážních otvorech. Každé víko je připevněno šesti šrouby M12. Víka jsou těsněna tepelně odolnými o-kroužky. Pro těsnění plochy mezi závěsným válcem a komorou je použito těsnění LG11 spirálové vinuté o rozměrech 640/600-4.5.



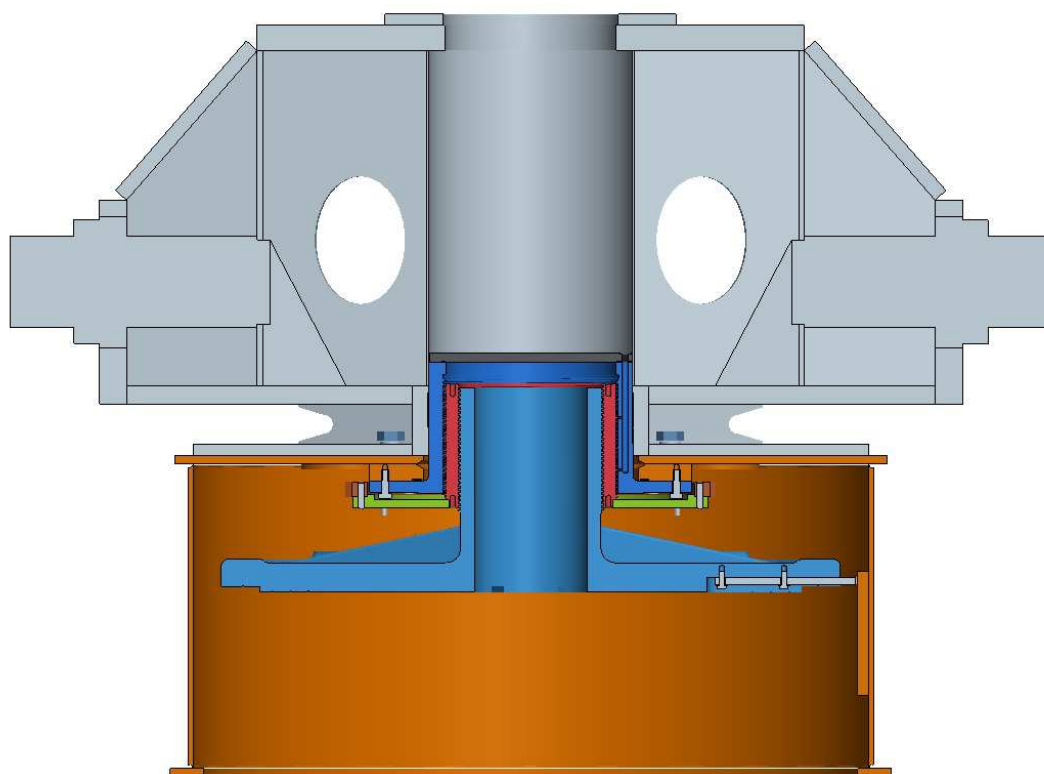
Obr. 6.3- Sestava tlakové komory v řezu

6.4 Mechanismus nastavování formy a jeho zástavbové prostory v sestavě

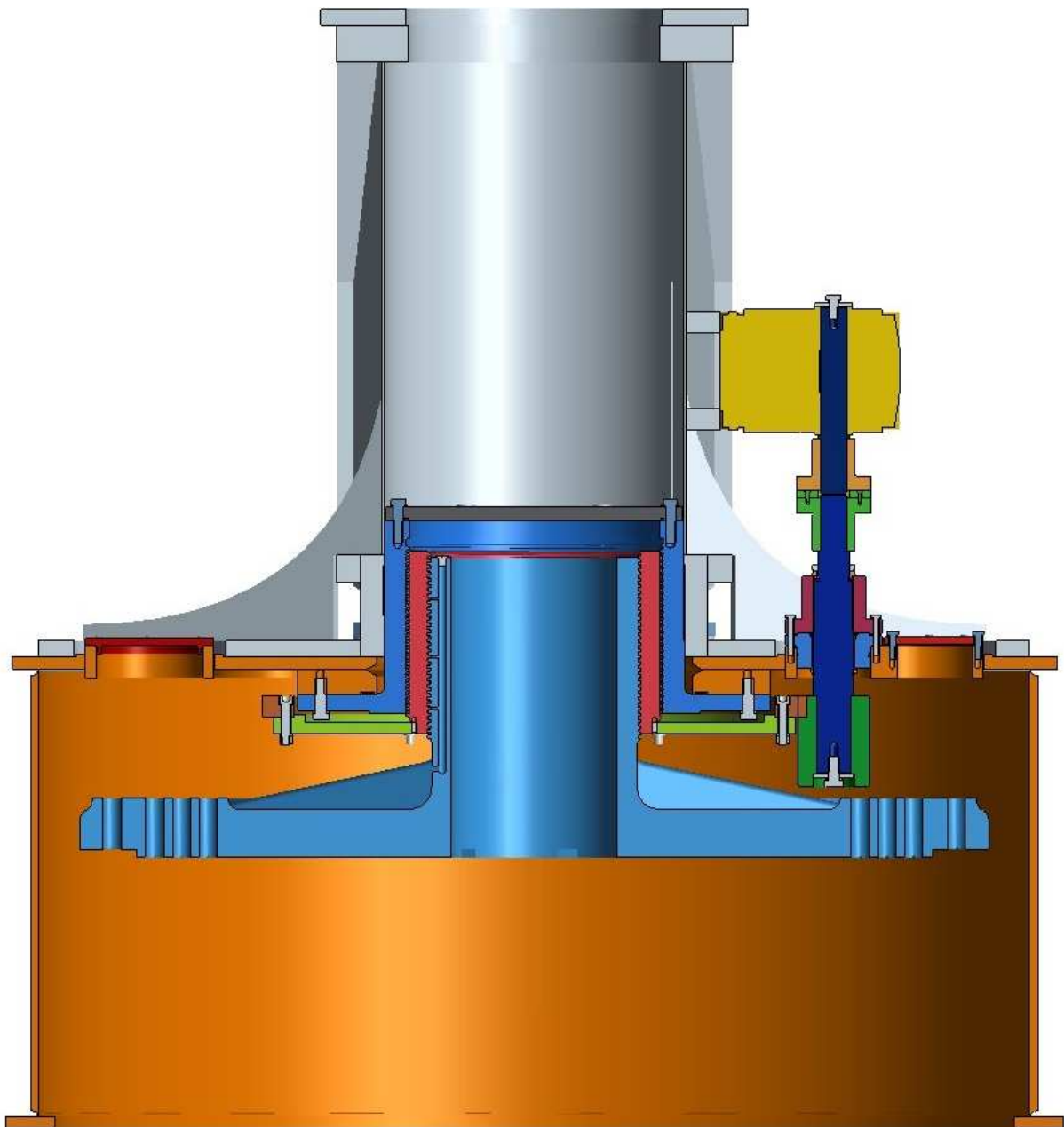
Na následujících obrázcích (6.4, 6.5, 6.6) je zobrazena sestava všech dílů řešených v rámci bakalářské práce v pohledu a ve dvou řezech. Konstrukce příčnicku je řešena v kapitole 5.5.



Obr. 6.4 – Sestava mechanismu nastavování formy a zástavbových dílů



Obr. 6.5 – Sestava mechanismu nastavování formy a zástavbových dílů v řezu



Obr. 6.6 – Sestava mechanismu nastavování formy a zástavbových dílů v řezu pohonem

6.5 Výkresová dokumentace

V příloze bakalářské práce jsou výrobní výkresy pastorku a matice nastavovacího mechanismu, dále pak výkres sestavy pohonu mechanismu nastavování formy.

7 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo vytvořit konstrukční návrh nastavování formy ve vulkanizačním lisu, optimalizovat tento mechanismus, zmenšit potřebný zástavbový prostor a dále také zredukovat některé jeho nevýhody. Dalším cílem bakalářské práce bylo vytvořit vhodnou úpravu zástavbových prostor pro navržený mechanismus.

Bakalářská práce postupuje od koncepčních návrhů ve variantách, přes analytické, MKP výpočty, výpočty v softwaru MITCalc, až do vytvoření detailní konstrukce v CAD systému ProEngineer a následné zhotovení výkresové dokumentace.

Mezi přínosy bakalářské práce patří navržená koncepce mechanismu nastavování formy, která je použitelná ať už s původním typem zástavbového prostoru s komorou s klenutým dnem, nebo s nově navrženým zástavbovým prostorem. U obou z těchto případů dojde ke snížení nutného prostoru pro nastavovací mechanismus. Z navržených změn dle odhadu plyne 6% celková úspora materiálu.

Mezi další ekonomické přínosy patří nahrazení klenutého dna tlakové komory rovným dnem. Úprava sestavy pohonu mechanismu nastavování formy, kde byl změněn systém uložení hřídele, umožňuje větší spolehlivost a jednodušší údržbu. Dále pak byl v sestavě pohonu změněn způsob těsnění, který umožňuje jednodušší konstrukci těles pro uložení kluzných ložisek.

V průběhu vypracovávání bakalářské práce byla snaha uplatnit všechny znalosti nabyté získané na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

8 Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 2.vyd. Úvaly: Albra, 2005.
- [2] JAHELKA, M. *Gumárenské stroje a zařízení*. 2.vyd. Praha: SNTL, 1963.
- [3] KUBEC, V. *Nové konstrukční řešení vulkanizačního lisu VL 100*. Diplomová práce. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003.
- [4] BARTOŇ, L. *Konstrukce vulkanizačního lisu ŠKODA VL 100*. Diplomová práce. Plzeň: Západočeská univerzita, 2005.
- [5] BENEŠ, V., KLŮNA, J. *Dílenské tabulky*. 1.vyd. Úvaly: Albra, 2008.
- [6] MIMRÁČEK, M. *Vulkanizační lis VL 100“ s využitím bajonetového uzávěru*. Diplomová práce. Plzeň: Západočeská univerzita, 2009.
- [7] **Primasil Silicones Limited**. www.primasil.com. [Online] Primasil Silicones Limited. [Citace: 12. únor 2012.] <http://www.primasil.com/en/content/cms/cesky/primasil-polymers/tyka-se/vulkanizace/>.

9 Seznam použitého software

Pro/ENGINEER Wildfire 5.0

AutoCAD 2011

Microsoft Office

MITCalc 1.51

Gimp 2

10 Seznam příloh

Příloha č. 1 - Návrh čelního ozubení s přímými zuby zpracovaný v softwaru MITCalc 1.51

Příloha č. 2 - Výkresová dokumentace (výrobní výkres pastorku, výrobní výkres matice, výkres sestavy pohonu mechanismu nastavování formy)

Příloha č. 1

Návrh čelního ozubení s přímými zuby zpracovaný v softwaru
MITCalc 1.51

akad. rok 2011/12

Jakub Jirásko

S09B0316P



Čelní ozubení s příkými a šikkými zuby [mm/ISO]

i	Zkontrolujte řádek:4.5;4.1;4.11;	Pastorek	Kolo
----------	---	-----------------	-------------

ii	<input checked="" type="checkbox"/> Informace o projektu
-----------	---

Autor Jakub Jirásko	<input type="checkbox"/>	Datum 29.2.2012	<input checked="" type="checkbox"/>	Číslo projektu 111-111	<input checked="" type="checkbox"/>
Jméno souboru Vypocet_celni_ozubeni1.xlsb					
Název projektu Spur Gear					
Základní informace Čelní ozubení: Beta=0; mn=8; b1=170; b2=40; z1=14; z2=126; n1=12; n2=1,3; i=9; P=1,5 [kW]					
Poznámka Comments					

? Kapitola vstupních parametrů

1.0	<input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů
------------	---

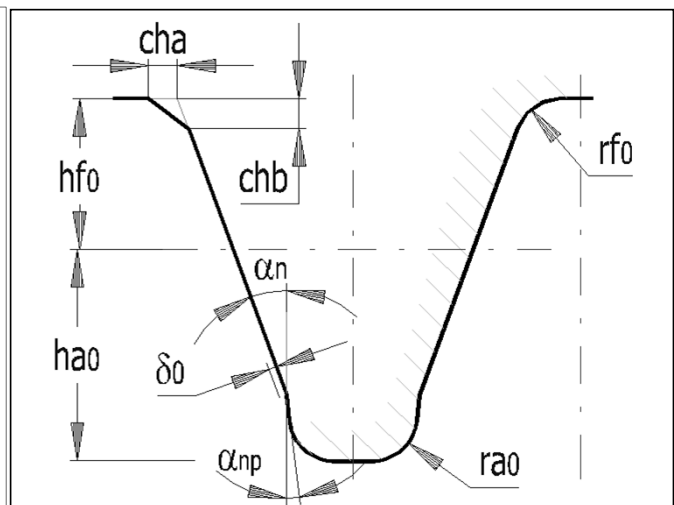
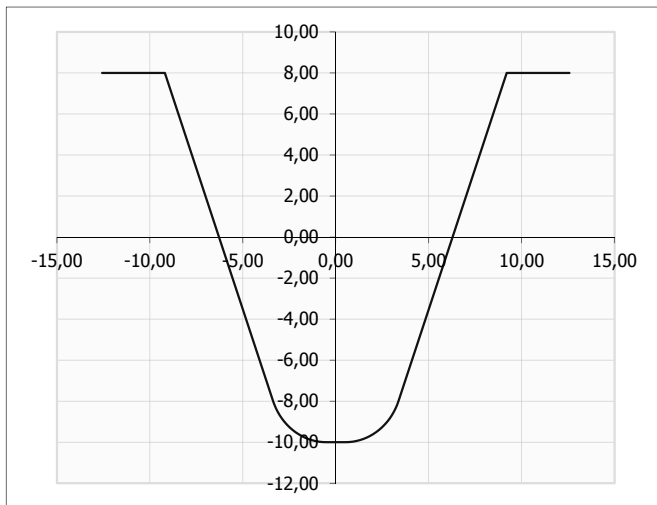
1,1	Přenášený výkon	Pw [kW]	1,500	1,486	
1,2	Otáčky pastorku / kola	n [/min]	12,0	1,3	[/min]
1,3	Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	1193,75	10639,95	[Nm]
1,4	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	9,00		
1,5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	9,00	0,00%	

2.0	<input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.
------------	--

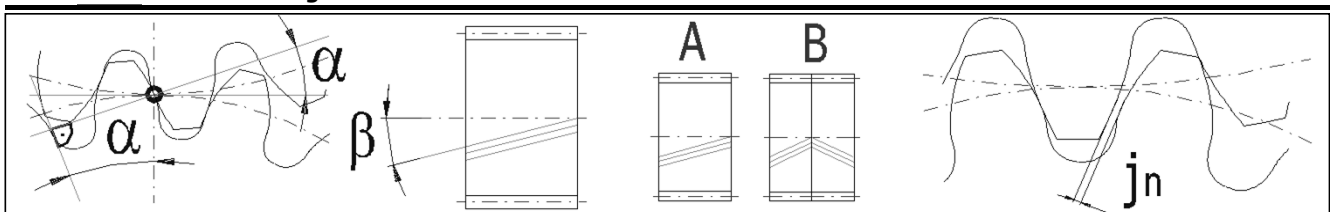
2.0	Označení materiálu podle normy :	CSN			
2.1	Materiál pastorku :	E...Konstrukční ocel uhlíková 12051 (Rm=640 MPa) povrchově kalená mezer			
2.2	Materiál kola :	E...Konstrukční ocel uhlíková 12051 (Rm=640 MPa) povrchově kalená mezer			
2.3	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynulé			
2.4	Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	A...Plynulé			
2.5	Typ uložení soukolí	Letmo uložené soukolí - typ 1			
2.6	Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.	6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 15)			
2.7	Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2,00		
2.8	Požadovaná životnost	Lh	1000		[h]
2.9	Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,10	1,30	
2.10	Automatický návrh				

3.0	<input checked="" type="checkbox"/> Parametry profilu nástroje a zuby
------------	--

3.1	Normalizovaný nástroj	1. DIN 867 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.38, d0=0, anp=0deg, ca=0.25)			
3.2	Výška hlavy nástroje	ha0*	1,250	1,250	[modul]
3.3	Výška paty nástroje	hf0*	1,000	1,000	[modul]
3.4	Poloměr zaoblení hlavy	ra0*	0,380	0,380	[modul]
3.5	Poloměr zaoblení paty	rf0*	0,000	0,000	[modul]
3.6	Zkosení paty	cha*	0,000	0,000	[modul]
3.7	Zkosení paty	chb*	0,000	0,000	[modul]
3.8	Výška protuberance	δ0*	0,000	0,000	[modul]
3.9	Úhel protuberance	αnp	0,000	0,000	[°]
3.10	Min. jednotková hlavová vůle	ca*min	0,2500	0,2500	[modul]
3.11	Jednotková hlavová vůle	ca*	0,2500	0,2500	[modul]

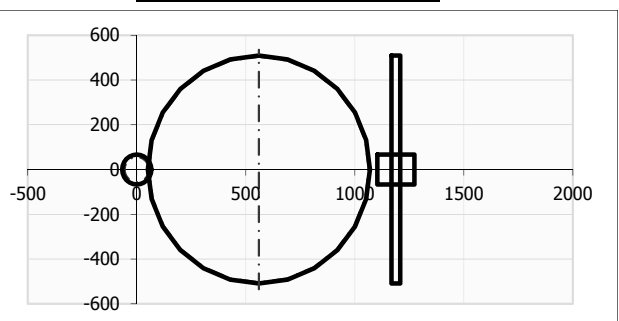
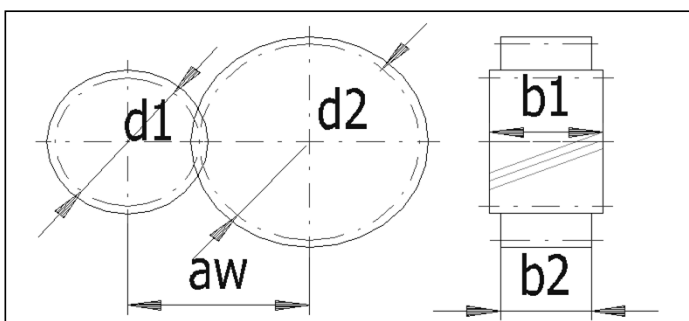


4.0 Návrh modulu a geometrie ozubení



- 4.1 Počty zubů pastorku / kola
- 4.2 Normální úhel záběru
- 4.3 Základní úhel sklonu zubů
- 4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru
- 4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru
- 4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota
- 4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola
- 4.8 Doporučená šířka ozubení
- 4.9 Šířka pastorku / kola
- 4.10 Pracovní šířka ozubení
- 4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru
- 4.12 Pracovní vzdálenost os
- 4.13 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)
- 4.14 Minimální koeficient bezpečnosti

z	14	126	
α	20		[°]
β	0		[°]
Ψ_d / \max	0,8	< 0,6	
mn	8		[mm]
d1/d2	112,00	1008,00	[mm]
	72 - 67		[mm]
b1/b2	170,00	40,00	[mm]
bw	40		<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
Ψ_d / \max	1,52	< 0,6	
aw	560,000		[mm]
m	261,461		[kg]
SH / SF	1,47	3,44	



4.15 Boční vůle v ozubení (normální)

- 4.16 - Doporučená min | max. hodnota

0,142 0,568 [mm]

4.17 - Zvolená boční vůle

j_n 0,0000 [mm]

5.0 **Korigování ozubení**

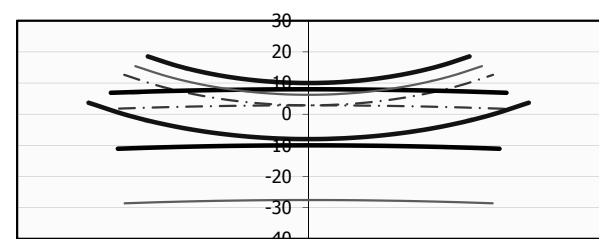
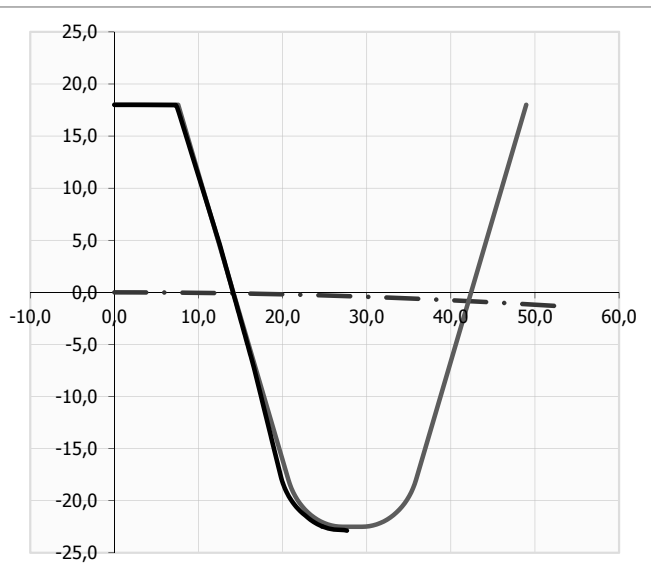
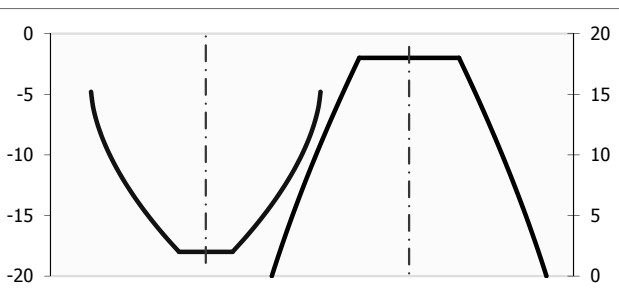
5.1 Typy korekcí

- 5.2 - Přípustné podříznutí zubu (min. hodnota)
- 5.3 - Zabraňující podřezání zubu (min. hodnota)
- 5.4 - Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)
- 5.5 Nastavení jednotkového posunutí pastorku
- 5.6 Jednotkové posunutí pastorku a kola
- 5.7 Součet jednotkových posunutí | min.hodnota
- 5.8 Součinitel záběru v čelní rovině / celkový
- 5.9 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici
- 5.10 Velikost měrného skluzu na patě
- 5.11 Velikost měrného skluzu na hlavě
- 5.12 Součet všech měrných skluzů
- 5.13 Koefficient bezpečnosti na únavu v dotyku
- 5.14 Koefficient bezpečnosti na únavu v ohybu

	0,000	-0,889	$\Sigma =$	-0,889
	0,214	-0,865	$\Sigma =$	-0,651
	0,518	-6,730	$\Sigma =$	-6,212
	◀ ▶			
x	0,3556	-0,3556		[modul]
Σx	0,0000	$> -2,866$		[modul]
$\epsilon\alpha/\epsilon\gamma$	1,5499	1,5499		
sa^*	0,4473	0,8338		
$\vartheta A1/\vartheta E2$	-3,5000	-1,4680		
$\vartheta E1/\vartheta A2$	0,5948	0,7778		
Sum ϑ	6,3406			
SH	1,47	1,53		
SF	11,13	3,44		
	◀ ▶			
Kolo			▼	0 [°]

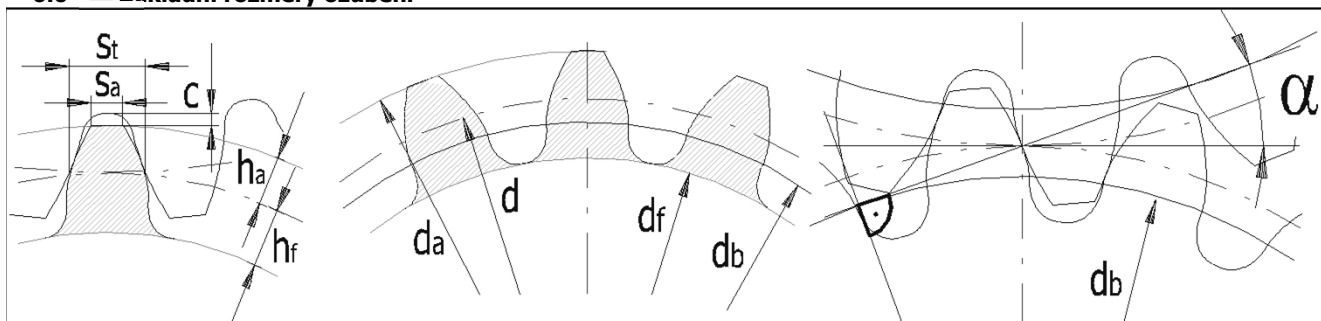
5.15 Zobrazení zubu a natočení nástroje pro :

Kolo



Kapitola výsledků

6.0 **Základní rozměry ozubení**



6.1 Počty zubů pastorku / kola

z 14 126

6.2 Šířka pastorku / kola

b 170 40 [mm]

6.3	Normální modul	mn	8	[mm]	
6.4	Tečný modul	mt	8,0000	[mm]	
6.5	Normální rozteč	p	25,133	[mm]	
6.6	Čelní rozteč	pt	25,133	[mm]	
6.7	Základní rozteč	ptb	23,617	[mm]	
6.8	Osová vzdálenost (roztečná)	a	560,0000	[mm]	
6.9	Osová vzdálenost (výrobní)	av	560,0000	[mm]	
6.10	Osová vzdálenost (pracovní)	aw	560,0000	[mm]	
6.11	Úhel záběru	α	20,00	[°]	
6.12	Čelní úhel záběru	α_t	20,0000	[°]	
6.13	Valivý úhel záběru normální	α_{wn}	20,0000	[°]	
6.14	Valivý úhel záběru čelní	α_{wt}	20,0000	[°]	
6.15	Úhel sklonu zubů	β	0,00	[°]	
6.16	Základní úhel sklonu	β_b	0,0000	[°]	
6.17	Průměr hlavové kružnice	da	133,6889	1018,3111	[mm]
6.18	Průměr roztečné kružnice	d	112,0000	1008,0000	[mm]
6.19	Průměr základní kružnice	db	105,2456	947,2102	[mm]
6.20	Průměr patní kružnice	df	97,6889	982,3111	[mm]
6.21	Průměr valivé kružnice	dw	112,0000	1008,0000	[mm]
6.22	Výška hlavy zubu	ha	10,8444	5,1556	[mm]
6.23	Výška paty zubu	hf	7,1556	12,8444	[mm]
6.24	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	3,5786	6,6704	[mm]
6.25	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sta	3,5786	6,6704	[mm]
6.26	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	14,6370	10,4958	[mm]
6.27	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	st	14,6370	10,4958	[mm]
6.28	Tloušťka zubu patní kružnici	sb	14,2227	24,8690	[mm]
6.29	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,4473	0,8338	[modul]
6.30	Jednotkové přisunutí kol	dY	0,0000	[modul]	
6.31	Celková jednotková korekce	x1+x2	0,0000	[modul]	
6.32	Jednotkové posunutí	x	0,3556	-0,3556	[modul]

7.0 Doplnkové parametry ozubení

7.1	Počet zubů	z	14	126
7.2	Počet zubů porovnávacího kola	zn	14,000	126,000

Minimální počet zubů kola:

7.3	- Dovolující přípustné podřezání	zmin1	14	14
7.4	- Zabraňující podřezání zubu	zmin2	17	17
7.5	- Zabraňující zúžení zubu	zmin3	22	22

8.0 Kvalitativní ukazatele ozubení

8.1	Součinitel záběru v čelní rovině / osově rovině	ϵ_α ϵ_β	1,5499	0,0000	
8.2	Součinitel celkového záběru	ϵ_γ	1,5499		
8.3	Koeficient odlehčení kola	Cdi/df	0,00	0,00	
8.4	Kritické otáčky	nE1	6763,47		[/min]
8.5	Resonanční poměr	N	0,00		
8.6	Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	261,4608		[kg]
8.7	Účinnost převodového soukolí	μ	99,03%		
8.8	Doporučená viskozita oleje	v50	527	527	<input checked="" type="checkbox"/> [mm2/sec]

9.0 Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

Společné pro soukolí

9.1	Tuhost páru zubů	c'	13,929	
9.2	Záběrová tuhost ozubení	$C\gamma$	19,673	
9.4	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1,000	
9.5	Součinitel vnitřních dynamických sil	KV	1,000	
9.6	Počet cyklů	NK	7,20E+05	8,00E+04

Pro výpočet bezpečnosti na dotyk

9.7	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{H\beta}$	1,282		
9.8	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{H\alpha}$	1,000		
9.9	Celkový součinitel přídatného zatížení	KH	1,283		
9.10	Součinitel mechanických vlastností	ZE	189,81		
9.11	Součinitel tvaru	ZH	2,495		
9.12	Součinitel sklonu zubu	Zbeta	1,000		
9.13	Součinitel dotyku	Zeps	0,904		
9.14	Součinitel tvrdosti	ZW	1,000		
9.15	Součinitel maziva	ZL	1,123	1,123	Minerální olej ▼
9.16	Součinitel obvodové rychlosti	ZV	0,924	0,924	
9.17	Součinitel drsnosti povrchu	ZR	0,899	0,899	Automatic ▼
9.18	Součinitel životnosti	ZN	1,600	1,600	$n=\infty$; ZN=0.85 ▼
9.19	Součinitel jednopárového záběru	ZB/ZD	1,038	1,000	

Pro výpočet bezpečnosti na ohyb

9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{F\beta}$	1,206		
9.21	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{F\alpha}$	1,000		
9.22	Celkový součinitel přídatného zatížení	KF	1,207		
9.23	Součinitel sklonu zubu	Ybeta	1,000		
9.24	Součinitel vlivu záběru profilu	Yeps	0,734		
9.25	Součinitel vrubové citlivosti	Ydelta	0,991	0,990	
9.26	Součinitel vlivu velikosti	YX	0,970	0,970	
9.27	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	YR	0,969	0,969	
9.28	Koeficient střídavého zatížení	YA	1,000		
9.29	Součinitel technologie výroby	YT	1,000		
9.30	Součinitel životnosti	YN	1,172	1,496	$n=\infty$; YN=0.85 ▼
9.31	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	YFa	2,608	2,454	
9.32	Součinitel koncentrace napětí	YSa	1,639	1,689	
9.33	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	YFS	4,274	4,143	

10.0 Koeficienty bezpečnosti

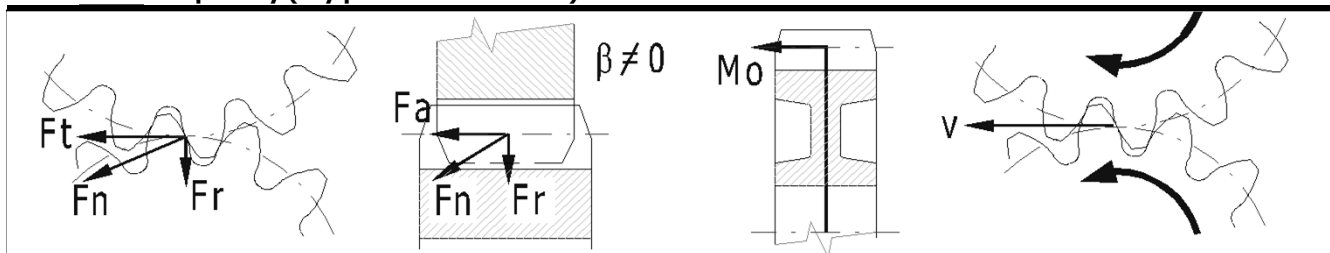
10.1	Na únavu v dotyku	SH	1,47	1,53	
10.2	Na únavu v ohybu	SF	11,13	3,44	
10.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	1,47	1,52	
10.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	12,36	3,00	
10.5	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	vH/vF	0,08	0,1	
10.6	Pravděpodobnost poruchy	P	0,44		[%]
10.7	Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0	983,91		[MPa]
10.8	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	1157,21	1114,35	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	1701,31	1701,31	[MPa]

10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	1546,65	1546,65	[MPa]
10.11	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	49,17	202,56	[MPa]
10.12	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	59,34	244,47	[MPa]
10.13	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	660,20	841,65	[MPa]
10.14	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	507,84	647,42	[MPa]

11.0 Kontrolní rozměry ozubení

11.1	Počet zubů přes které se měří	zw	2	15	
11.2	Počet zubů přes které se měří	zw	2	15	<input checked="" type="checkbox"/>
11.3	Rozměr přes zuby	W	38,9399	354,6191	[mm]
11.4	Průměr válečku/kuličky	dt	14,0000	14,0000	[mm]
11.5	Průměr válečku/kuličky	dt	14,0000	14,0000	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
11.6	Rozměr přes válečky/kuličky	M	135,6244	1022,7167	[mm]

12.0 Silové poměry (síly působící na ozubení)



12.1	Obvodová síla	Ft	21316,96	[N]	
12.2	Normální síla	Fn	22685,04	[N]	
12.3	Axiální síla	Fa	0,00	[N]	
12.4	Radiální síla	Fr	7758,74	[N]	
12.5	Ohybový moment	Mo	0,00	0,00	[Nm]
12.6	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	0,07	< 15	[m/s]
12.7	Šířkové zatížení / měrné zatížení	wt wt*	532,92	66,62	[N/mm MPa]

13.0 Parametry zvoleného materiálu

13.1	Hustota	Ro	7870	7870	[kg/m ³]
13.2	Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206	206	[GPa]
13.3	Mez pevnosti v tahu	Rm	640	640	[MPa]
13.4	Mez kluzu v tahu	Rp0.2	390	390	[MPa]
13.5	Poissonova konst.		0,3	0,3	
13.6	Mez únavy v dotyku	SHlim	1140	1140	[MPa]
13.7	Mez únavy v ohybu	SFlim	605	605	[MPa]
13.8	Tvrdość zubu na boku	VHV	600	600	[HV]
13.9	Tvrdość zubu v jádře	JHV	200	200	[HV]
13.10	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	NHlim	1,00E+08	1,00E+08	
13.11	Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	qH	10	10	
13.12	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	
13.13	Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	qF	9	9	

Kapitola doplňků

14.0 Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost

14.1	Požadovaná osová vzdálenost (/normalizovaná)	aw [mm]	560	560,00				
14.2	Výběr řešení	ID.	z1	z2	i	β	Sum X	
14.3	Kombinace počtu zubů kol		5.	14	126	9,000	0,000	0,0000

14.4	Počty zubů pastorku / kola	z1/z2	14	126	
14.5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	9,0000	0,00%	
14.6 A. Změnou jednotkového posunutí					
14.7	Základní úhel sklonu zubů	β	0,0000		[°]
14.8	Celková jednotková korekce	Sum x	0,00000		[modul]
14.9	Způsoby rozdělení korekcí		Podle Merittova způsobu		
14.10	Způsob rozdělení korekcí na kola	x	0,3556	-0,3556	[modul]
14.11	Stiskněte tlačítko pro přenos hodnot do základního výpočtu				
14.12 B. Změnou úhlu sklonu zubů					
14.13	Základní úhel sklonu zubů	β	0,0000		[°]
14.14	Celková jednotková korekce	Sum x	0,0000		[modul]
14.15	Stiskněte tlačítko pro přenos hodnot do základního výpočtu				
15.0 <input checked="" type="checkbox"/> Výkon, oteplení, plocha skříně					
15.1	Teplota okolního vzduchu		20,00		[°C]
15.2	Maximální teplota oleje		60,00		[°C]
15.3	Koeficient odvodu tepla		10,00		[W/m2/K]
15.4	Ztrátový výkon		0,01		[kW]
15.5	Plocha převodové skříně (minimální)		0,04		[m2]
16.0 <input checked="" type="checkbox"/> Předběžný návrh průměru hřídele (ocel)					
Doporučený průměr hřídele pro:					
16.1	- Hřídele přenášející hlavní zatížení	DA	129,67	268,66	[mm]
16.2	- Malé, krátké hřídele	DB	100,77	208,78	[mm]
17.0 <input checked="" type="checkbox"/> Přibližný výpočet modulu existujícího kola					
17.1	Počet zubů měřeného kola	z	20		
17.2	Průměr hlavové kružnice	da	33,50		[mm]
17.3	Vzdálenost mezi hranami sousedních zubů	u	0,00		[mm]
17.4	Úhel sklonu zubů	β	10,00		[°]
17.5	Modul ozubení	mn	1,50		[mm]
18.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pomocné výpočty					
18.1	Výpočet převodového poměru z počtu zubů	z1,z2 = i	31	79	= 2,5484
18.2	Výpočet převodového poměru z otáček	n1,n2 = i	700,0	350,0	= 2,0000
18.3	Výpočet výkonu z kroutícího momentu a otáček	Mk1,n1=Pw1	30,0	1200,0	= 3,7696
19.0 <input checked="" type="checkbox"/> Grafický výstup, CAD systémy					
19.1	Výstup 2D výkresu do:	DXF soubor			
19.2	Měřítko 2D výkresu	Automaticky			
19.3	Detail:	Pastorek			
		α [°]...	30	β [°]...	30
19.4	Detailní výkres zubu a kola		a [modul]...	1	
19.5	Počet vykreslených zubů	3			
19.6	Počet bodů hlavy zubu	5			
19.7	Počet bodů boku zubu	30			
19.8	Odvalení (pootočení) nástroje mezi záběrem	0,5	[°]	<input type="checkbox"/>	Výkres bez os
19.9	Počet kopií zubu při kontrole záběru	20			
19.10	Textový popis (Informace pro kusovník)	Pastorek			
	Řádek 1 (Kusovník atribut 1)	Čelní ozubení - pastorek	<input checked="" type="checkbox"/>		
	Řádek 2 (Kusovník atribut 2)	z1=14, mn=8, beta=0			

Řádek 3 (Kusovník atribut 3)

Materiál: 12051

Řádek 1 (Kusovník atribut 1)

Kolo

Řádek 2 (Kusovník atribut 2)

Čelní ozubení - kolo

Řádek 3 (Kusovník atribut 3)

$z_2=126$, $m_n=8$, $\beta=0$

Materiál: 12051

19.11 Tabulka parametrů

Tabulka parametrů pastorku



Příloha č. 2

Výkresová dokumentace - výrobní výkres pastorku, výrobní výkres matice, výkres sestavy pohonu mechanismu nastavování formy

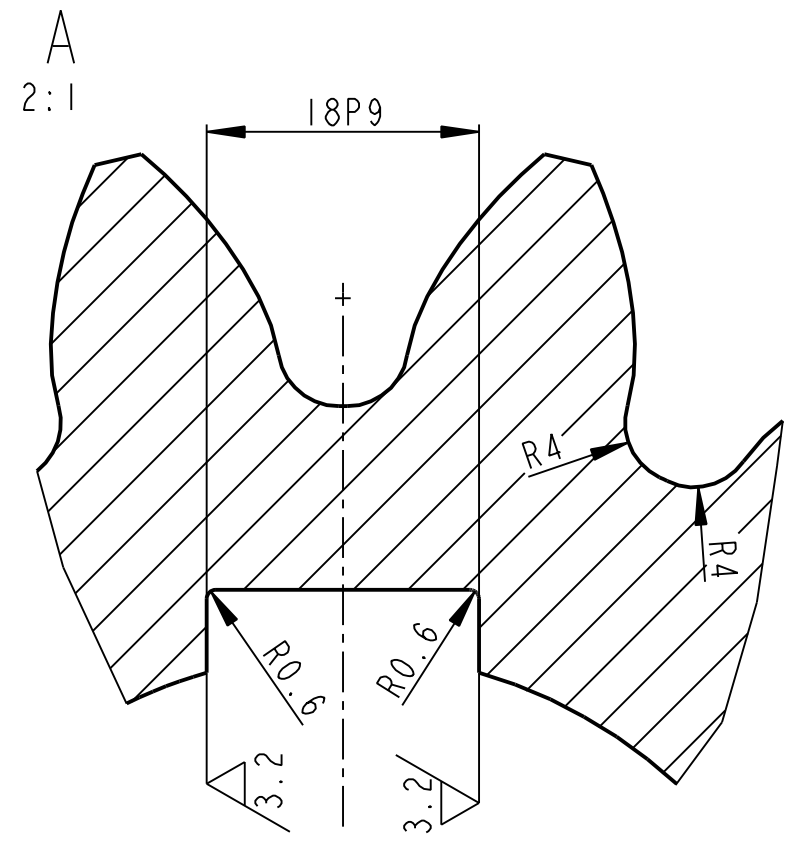
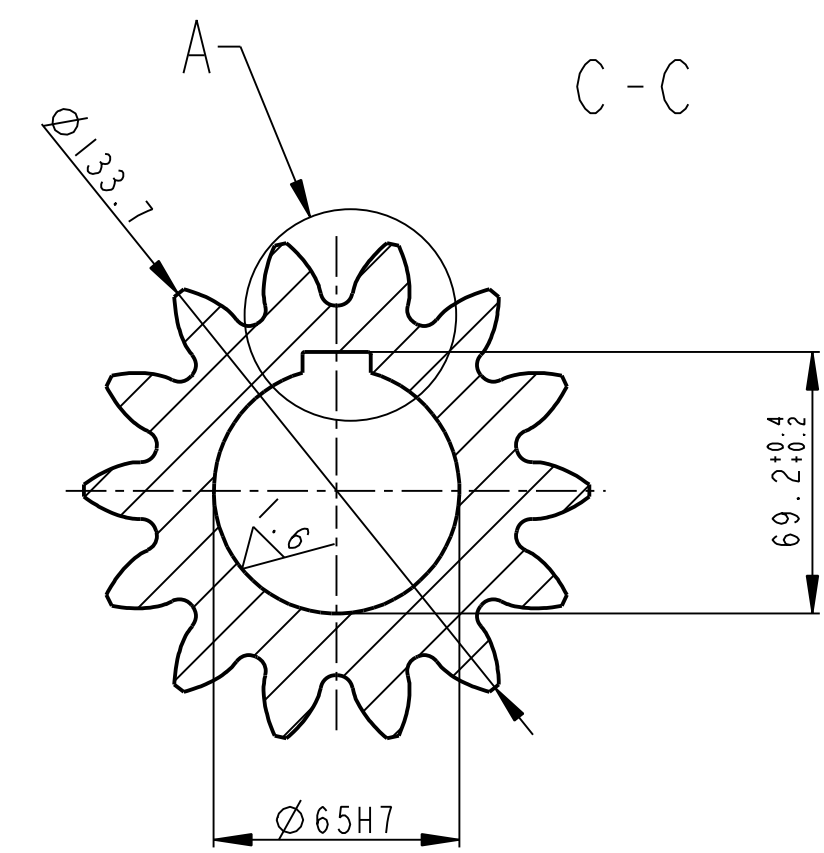
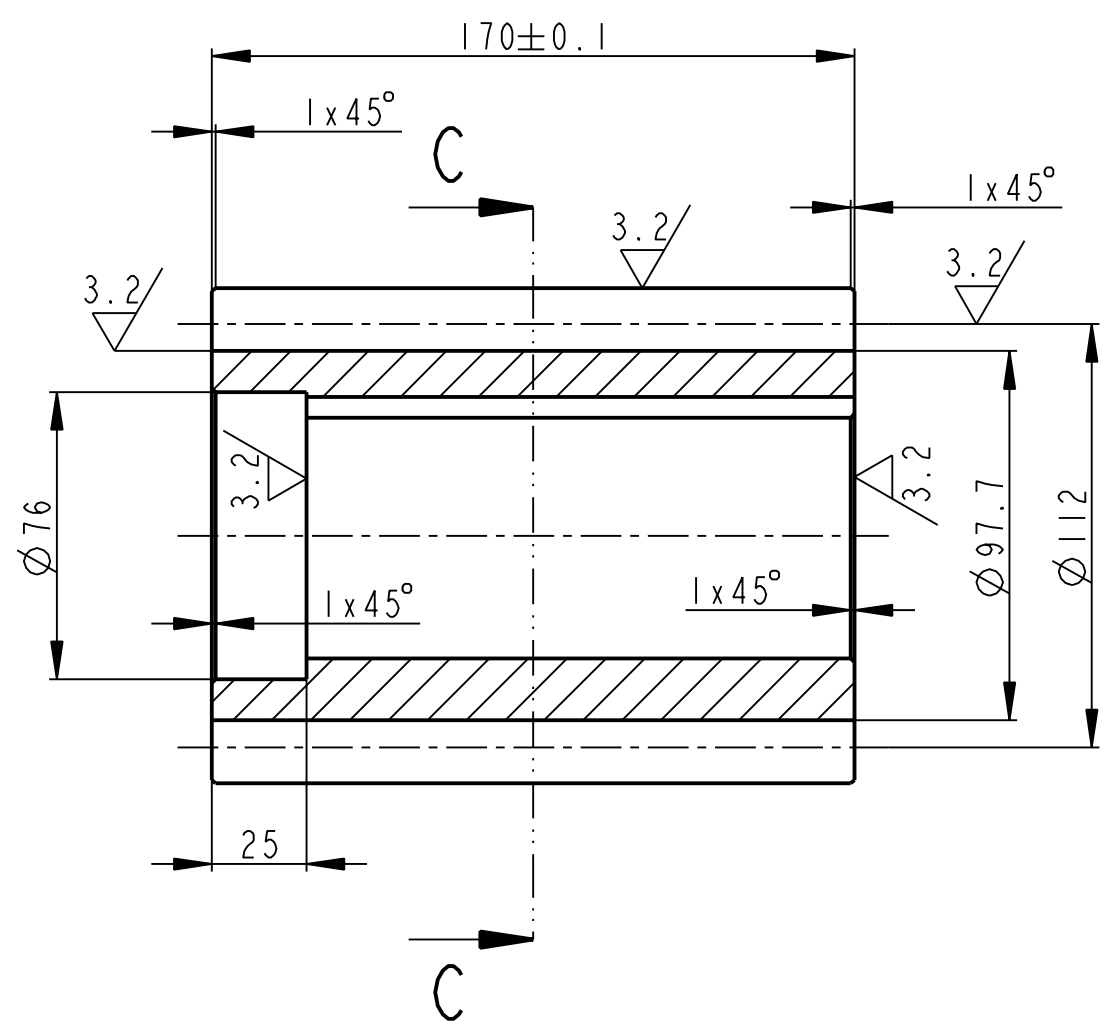
akad. rok 2011/12

Jakub Jirásko

S09B0316P

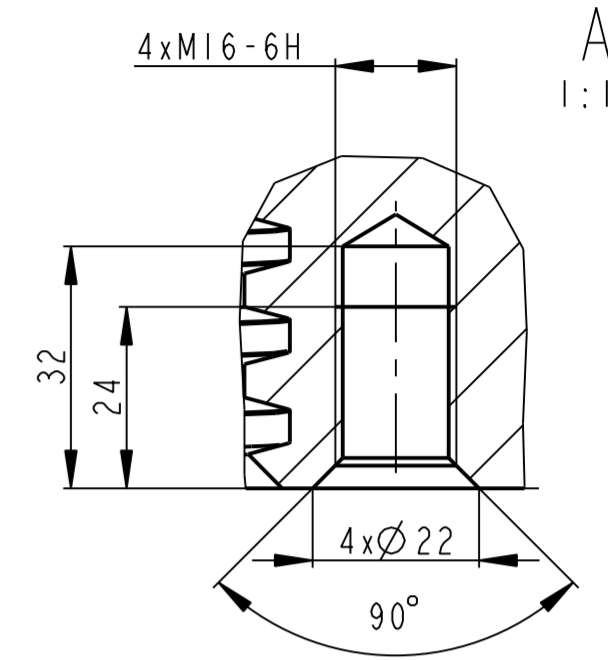
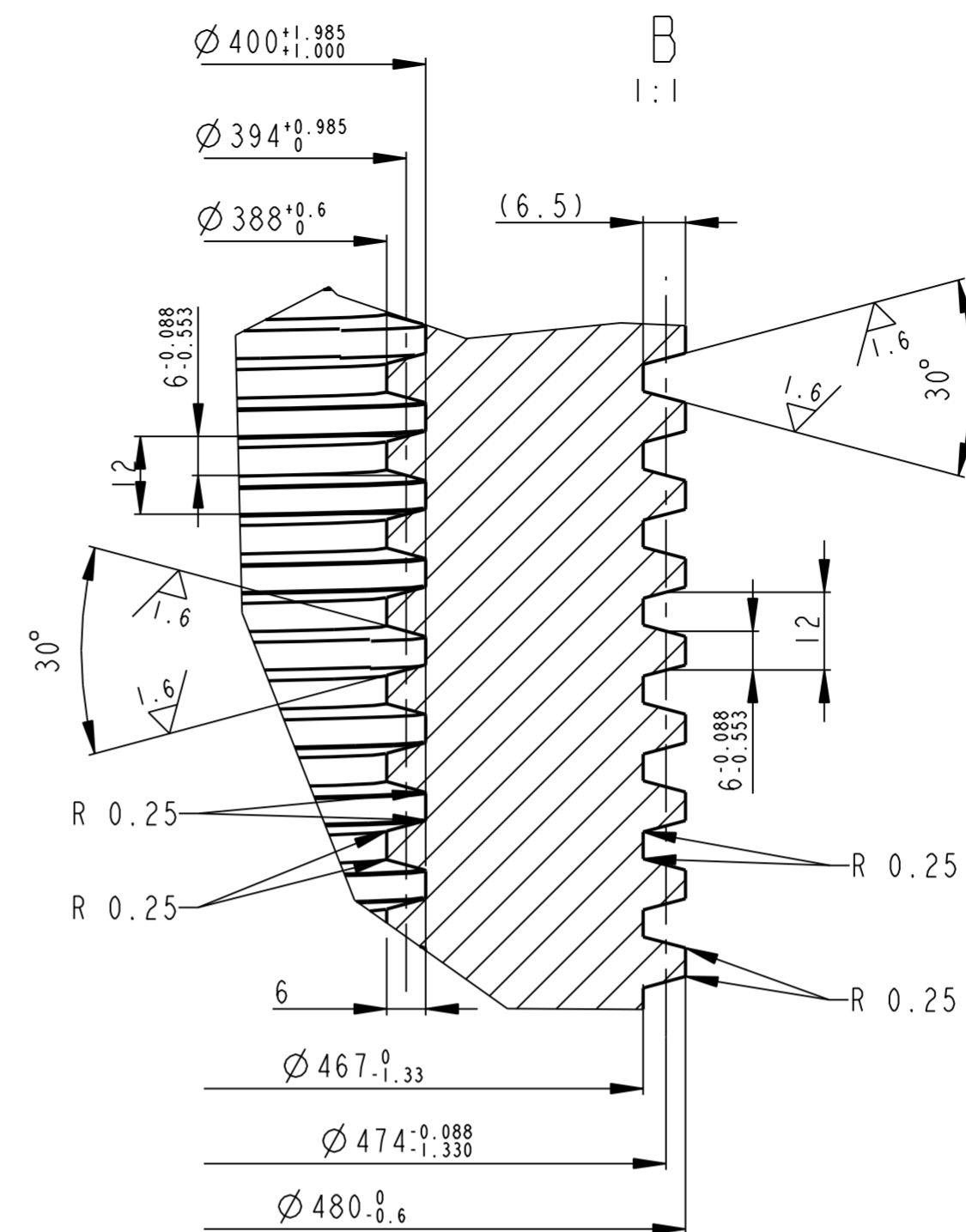
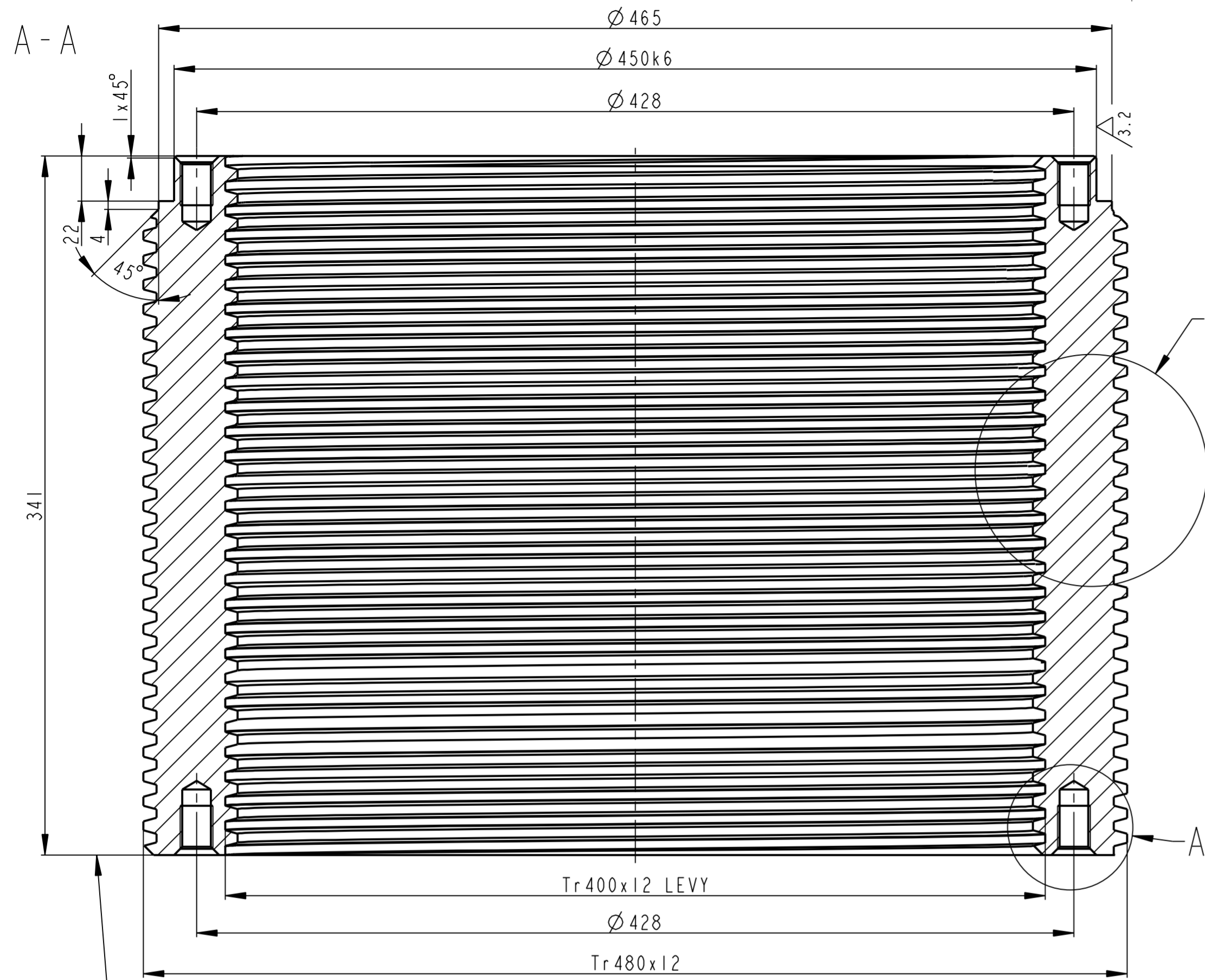
CELNI OZUBENI			
NORMALNY MODUL	m_n	8	
POCET ZUBU	z	14	
ZAKLAD. PROFIL	UHEL ZABERU	α	20°
	JEDNOT. VYSKA HLAVY		1
	JEDNOT. HLAVOVA VULE		0.25
UHEL SKLONU ZUBU	β	0	
SMYSL SROUBOVICE ZUBU			
POSUNUTI ZAKL. PROFILU	xm_n	2.866	
CELNI MODUL	m_t		
PRUMER ROZT. KRUZNICE	D	112	
TEORET. VYSKA ZUBU	h	h	
PRUMER ZAKL. KRUZNICE	D_b	105.245	
STUPEN PRESNOSTI		6d	
KONTROLNI ROZMER TLOUSTKY ZUBU			
KONTROLOVANA UCHYLKA	zakladni roztece		0.01
	sklonu zubu		0.009
	odvalu zubu		0.016
	odvalu kola		0.04
SPOLUZAB. KOLO	profilu zubu		0.009
	c.v. V-005	poz.	
	POCET ZUBU		124
	VZDALENOST OS		560

6.3 / (✓)

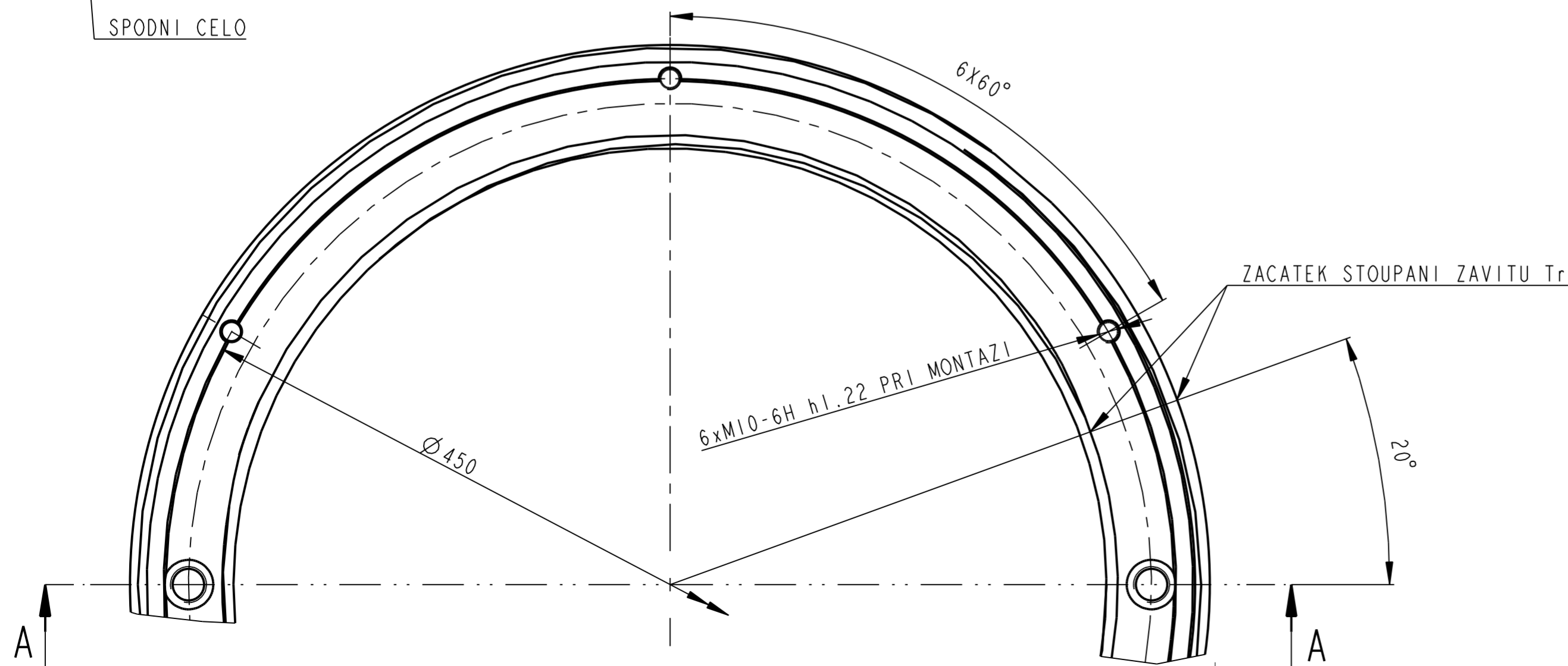


POVRCHOVE KALENI h_i 1.2, TVRDOT BOKU ZUBU HV 600

	KR 140-180	CSN 425510.11	12051.4 12051		9.251		V-001	31
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.	12-Jun-12		Techno-log/ist					
Prezk./CHK			Prezk./CHK					
Schval./APP			Schval./APP					
	Index/No	Schvalil/Appr.		popis zmeny/change		Datum	Podpis/Name	
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved								
Methode 1 ISO 128	TOLERANCE/TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mK	Soubor-model/PART-file Soubor-vykres/DRW-file	PASTOREK_NOVY PASTOREK	Meritko SCALE	1:2	C.sestavy / Assembly No.	V-001	Format SIZE
Nazev / Title		PASTOREK			CISLO VYKRESU /DRAWING NO.		V-004	
		list/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1		1		3



SPODNI CELO

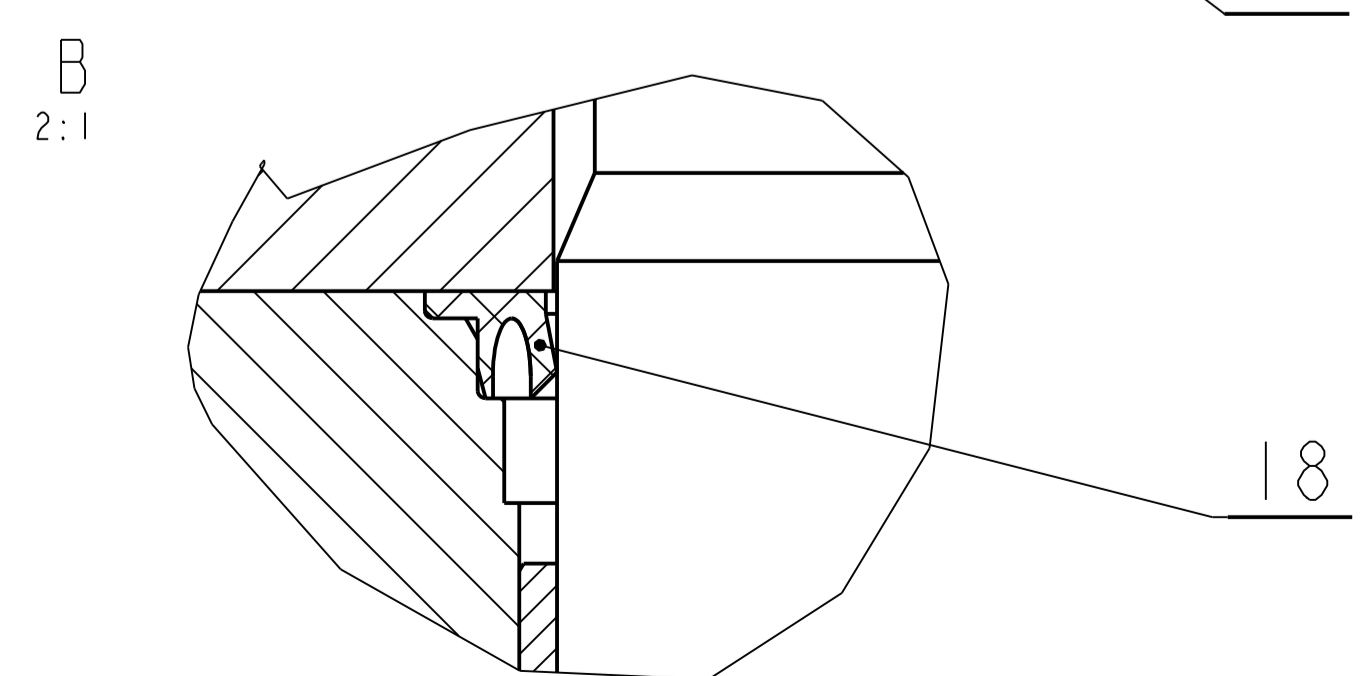
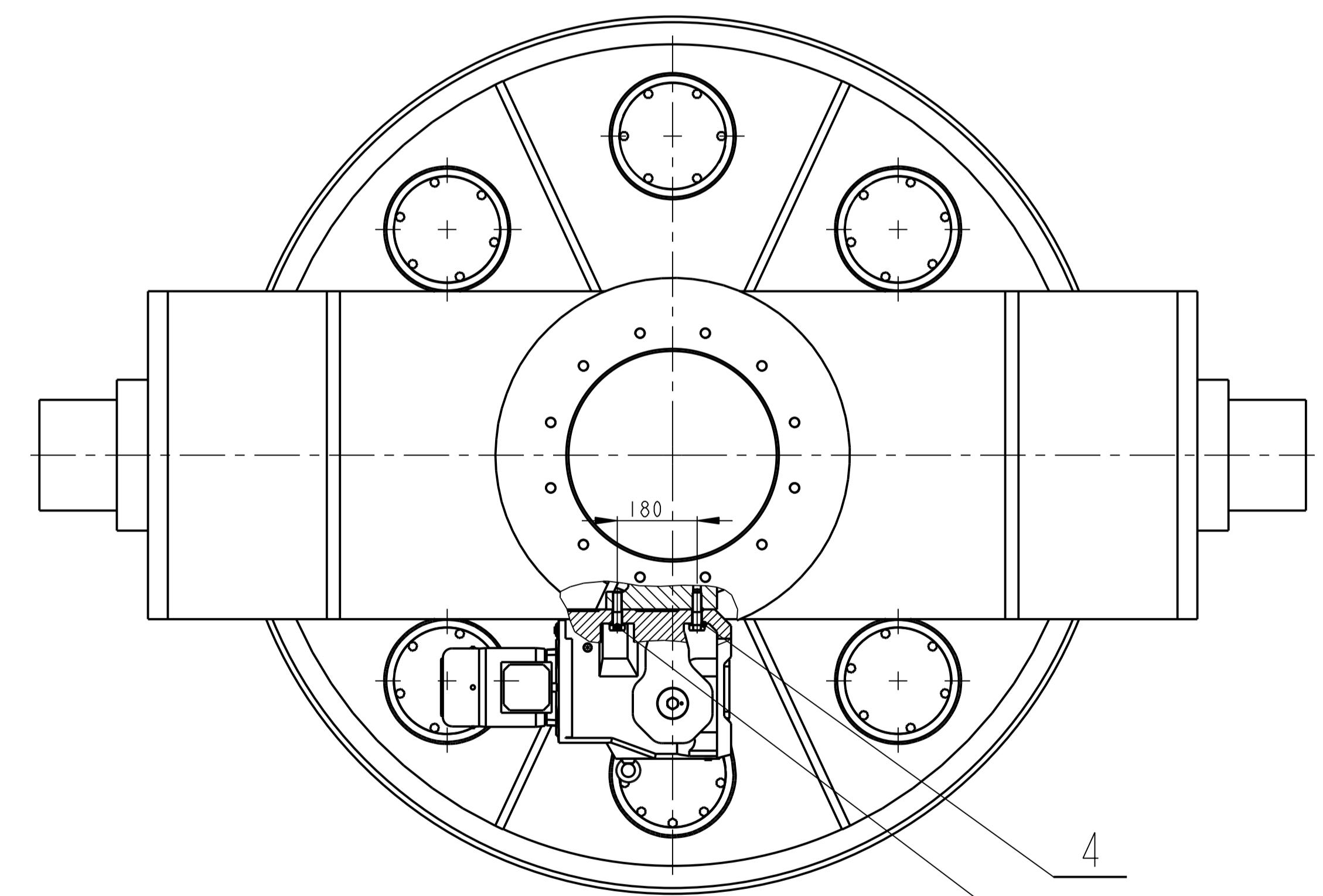
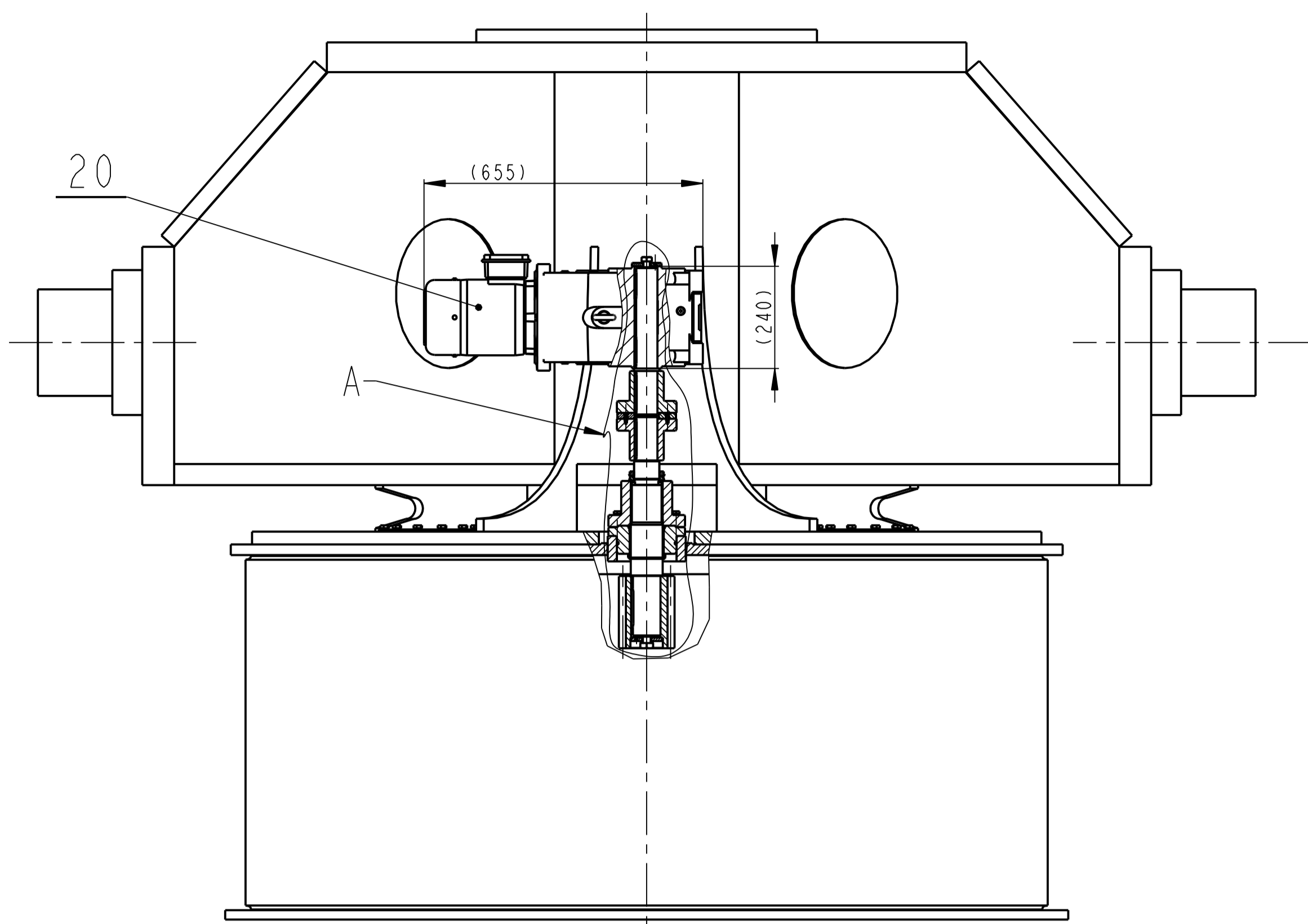


TECHNICKE PODMINKY

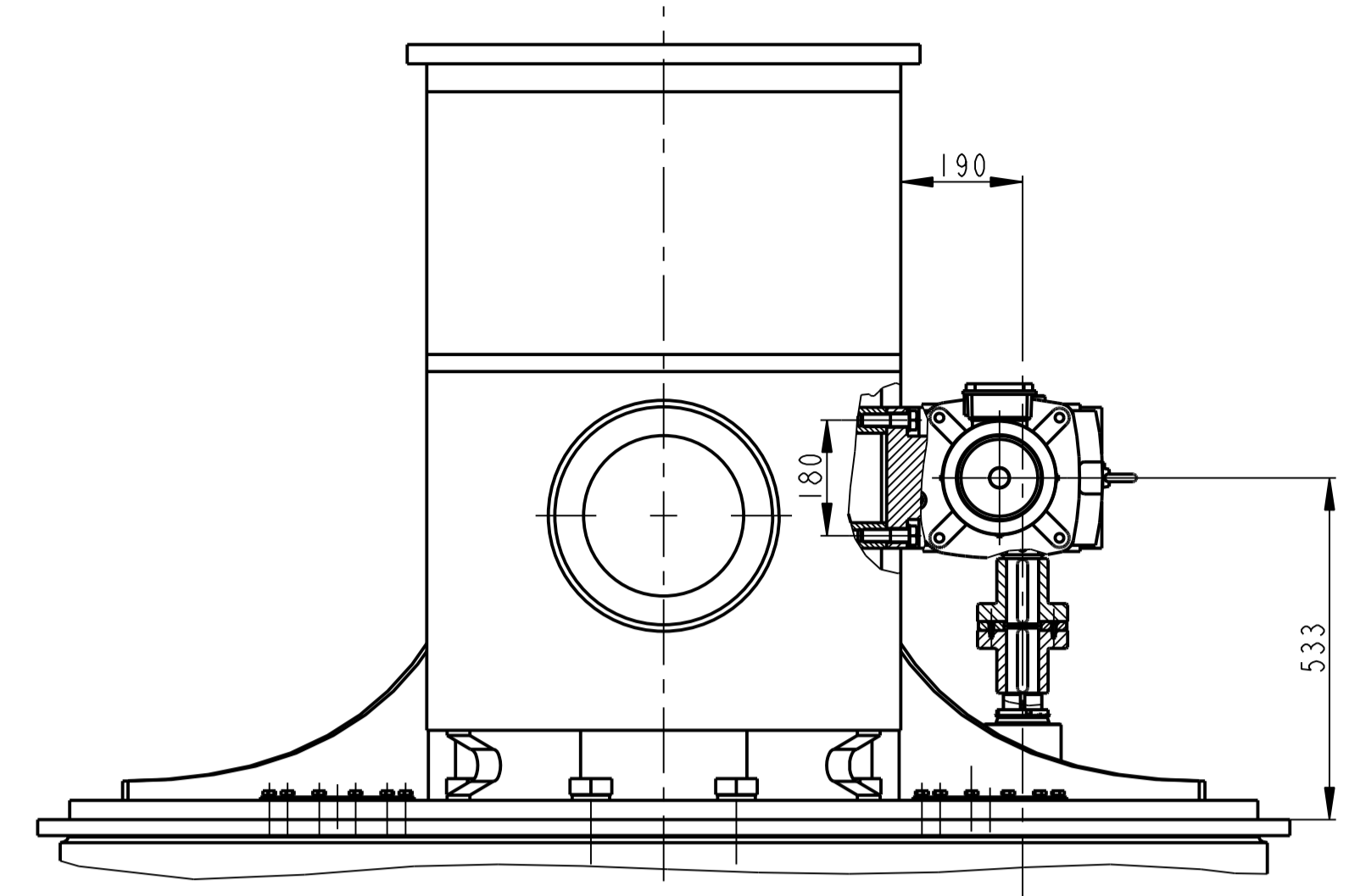
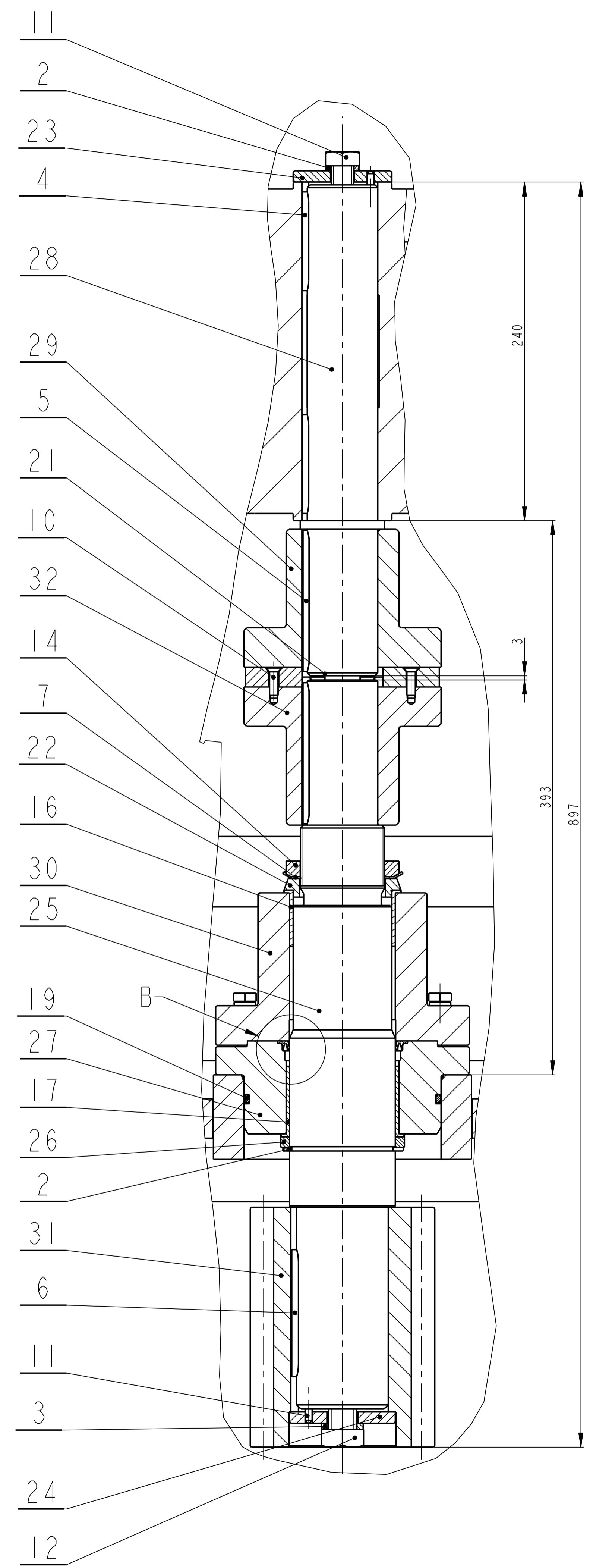
1. STYCNÁ PLOCHA ZAVITU MUSI BYT BEZ POROVITOSTI A DUTIN
2. ZACATEK STOUPANI ZAVITU MUSI BYT NA SPODNI M MISTE. PRIPUSTNA ODCHYLKA 10 mm
3. KONCE ZAVITU DO PLNEHO PROFILU UPRAVIT
4. PRACOVNI PROSTREDI : VODNI PARA, TLAK 0.8MPA
PROVOZNI TEPLOTA MAX. 200°C

VÝKOVEK: $\varnothing 505^{+10}_{-8} / \varnothing 365^{+3}_{-10} \times 365^{+3}_{-5}$

		VÝKOVEK		423048.02	159.616	V-100	0
Pocet kusu / Quantity	Název - rozmer / Title - size	Polotovar / Blank	Material konecny/výchozí / End material/Material	T.odp.	C.hmot. / Weight	Hr.hmot. / Raw weight	C. výkr. sestavy / Drawing asm. No. / Pos.
Datum	Jmeno/Name	Datum	Name				
Kreslil / DWN.	15-Nov-11	JIRASKO J.	Techno-log/ist				
Prezk. /CHK			Prezk. /CHK				
Schval. /APP			Schval. /APP				
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni				Poznamka/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	MATICE75	Meritko / SCALE / 1:2	C.sestavy / Assembly No.	V-100	Format / Typ/Type / vL 75°
Název / Title			MATICE		CÍSLO VÝKRESU /DRAWING NO. / V-020		Formát / Format / SIZE / 2
				List/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1	



A
1:2



1	KOTOUČ SPOJKY 2 KR 150-110	CSN 425510.11	11523.0	----	5.036	----	V-007	32
1	PASTOREK KR 140-180	CSN 425510.11	12051.4 12051	----	9.251	----	V-004	31
1	TELESO LOŽISKA	CSN 425510.11	11523.0	----	8.555	----	V-013	30
1	KOTOUČ SPOJKY 1 KR 150-110	CSN 425510.11	11523.0	----	5.039	----	V-006	29
1	HRIDEL KR 65-350	CSN 425510.11	11523	----	5.190	----	V-005	28
1	TELESO TESNENÍ	CSN 425510.11	11523.0	----	6.623	----	V-012	27
1	KROUZEK KR 90-10	CSN 425510.11	11523.0	----	0.098	----	V-010	26
1	HRIDEL 2 KR 80-505	CSN 425510.11	11523.1	----	13.241	----	V-009	25
1	POJIJSTNA DESKA KR 70-7	CSN 425510.11	11373.0	----	0.251	----	V-015	24
1	POJIJSTNA DESKA KR 60-7	CSN 425510.11	11373.0	----	0.225	----	V-014	23
1	PODLÓZKA KR 85-13	CSN 425510.11	11523.0	----	0.168	----	V-016	22
4	VLOZKA	CSN 426526.12	11600.0	----	0.104	----	V-008	21
1	SK9042-1 AX-90L P=1.5kW, n2=12, i=117.79	NORD		----	118.942	----	---	20
1	O-KROUZEK R013600-0500	HENNLICH	----	----	0.012	----	---	19
1	TESNENÍ TVM300750	TRELLEBORG	----	----	0.011	----	---	18
1	POUZDRO XFM-7580-50	IGUS	----	----	0.274	----	---	17
1	POUZDRO XFM-7075-40	IGUS	----	----	0.220	----	---	16
4	SROUB M20 x 75	CSN 021101		----	0.276	----	---	15
1	MATICE KM 60	CSN 023630		----	0.185	----	---	14
1	SROUB M20 x 45	CSN 021103		----	0.024	----	---	12
2	CEP 5 x 22	CSN 022101A		----	0.092	----	---	11
1	SROUB M16 x 35	CSN 021103		----	0.024	----	---	11
4	SROUB M6 x 20	CSN 021151.25		----	0.054	----	---	10
1	POJIJSTNA PODLOZKA MB 60	CSN 023640		----	0.023	----	---	7
1	PERO 18 x 11 x 90	CSN 02 2562		----	0.007	----	---	6
2	PERO 16 x 10 x 100	CSN 02 2562		----	0.007	----	---	5
2	PERO 14 x 9 x 70	CSN 02 2562		----	0.007	----	---	4
4	PODLÓZKA 21	CSN 021702B		----	0.004	----	---	4
1	PODLÓZKA 20	CSN 021740		----	0.002	----	---	3
1	PODLÓZKA 16	CSN 021740		----	0.002	----	---	2
1	POJIJSTNY KROUZEK 75	CSN 02 2930		----	0.001	----	---	2

Pocet kusů / Qty	Název - rozměr / Title - size	Polotovár / Blank	Materiál konečný / vychozí / Material	T.odd.	C.hmot. / Weight	H.hmot. / Raw weight	Číslo výkresu / Drawing No.	Poz. / Pos.
	Datum / Date	Jméno/Name						
Kresil / DWG	11-Jun-12	JIRASKO, J						
Prezř. / CHK								
Schvál. / APP								
	Index/No.	Schválil/Approv.	popis změny/change		Datum	Podpis/Name		
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni							Poznámka/Note:	
Všechna práva vyhrazena/All rights reserved							Č.hmotnost sestavy / Asm. weight 174	
Methode 1		TOLERANCE / TOLEROVANI	Soubor-model/RASM-file	SESTAVA_KOMORA_PRICNIK	Meritko / SCALE	1:10	Č. sestavy / Assembly No.	V-100
ISO 128		ISO 80015	Soubor-vykres/DW-file	POHON_TALIRE	Typ/Type			v1 75
Název / Title		POHON TALIRE			ČÍSLO VÝKRESU / DRAWING NO.		V-001	
		list/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1				