

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh koncepce vulkanizačního lisu VL75"

Autor: **Bc. Jakub JIRÁSKO**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Martin HYNEK, Ph.D.**

Akademický rok 2013/2014

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jakub JIRÁSKO**
Osobní číslo: **S12N0040P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh koncepce vulkanizačního lisu VL75”**
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:

Přehled současného stavu používaných konstrukcí vulkanizačních lisů. Návrh koncepce vulkanizačního lisu. Prostorové uspořádání konstrukčního řešení. Výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů, dimenzování pohonu lisu. MKP analýza navržené konstrukce. Výrobní výkresová dokumentace.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Přehled používaných konstrukcí vulkanizačních lisů
2. Návrh koncepce konstrukce vulkanizačního lisu
3. Dimenzování pohonu lisu, výpočty konstrukčních uzlů
4. MKP analýza navržené konstrukce
5. Detailní konstrukce, výkresová dokumentace

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

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

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Martin Hynek, Ph.D.**

Katedra konstruování strojů


Konzultant diplomové práce:

Petr Valdman

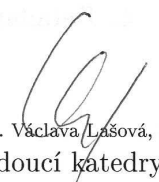
ROTAS STROJÍRNY spol. s r.o.

Datum zadání diplomové práce: **23. září 2013**

Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Jirásko	Jméno Jakub	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUČÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Jméno Martin	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh koncepce vulkanizačního lisu VL75"		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	100	TEXTOVÁ ČÁST	46	GRAFICKÁ ČÁST	54
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce je zaměřená na konstrukční návrh komponent vulkanizačního lisu, které zajišťují otevírání, zavírání a předepínání lisu. Součástí práce je přehled používaných typů konstrukcí a součástí vulkanizačních lisů. Návrh jednotlivých komponent je podložen analytickými a MKP výpočty, které jsou součástí práce.
KLÍČOVÁ SLOVA	vulkanizační lis, CAD, MKP

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Jirásko	Name Jakub
FIELD OF STUDY	2302T019 "Design of Manufacturing Machines and Equipment"	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Name Martin
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	The concept proposal of the curing press VL75"	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	100	TEXT PART	46	GRAPHICAL PART	54
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis is focused on the design of components of the curing press. These components provide the opening and closing of the curing press. The thesis includes an overview of the types of structures and components of curing presses. Design of individual components is supported by analytical and FEM calculations, which are part of the thesis.
KEY WORDS	curing press, FEM, CAD

Obsah

1. Úvod.....	11
1.1. Cíle diplomové práce.....	11
1.2. Vulkanizační lis	11
1.3. Rozdělení výrobních strojů a zařazení vulkanizačních lisů [2].....	12
1.4. Vulkanizace	12
2. Výrobci vulkanizačních lisů v České republice	13
2.1. Zahraniční výrobci vulkanizačních lisů.....	15
3. Rozdělení vulkanizačních lisů dle kritérií [3]	17
4. Komponenty mechanického vulkanizačního lisu s excentrickým čepem [3]	22
5. Návrh koncepce vulkanizačního lisu VL75".....	26
5.1. Návrh koncepce pohonu lisu	26
5.2. Návrh koncepce sestavy sklápění komory.....	30
6. Navržená konstrukce	32
6.1. Výkresová dokumentace.....	32
6.2. Sestava pohonu lisu	32
6.3. Sestava sklápění komory	34
7. Dynamická analýza vulkanizačního lisu VL75"	38
7.1. Technické parametry	38
7.1.1. Okrajové podmínky.....	38
7.2. Definice pohybů mechanismu	38
7.2.1. Definice pohybů komponent lisu	40
7.3. Výstupní hodnoty dynamické analýzy	41
7.4. Závěry.....	44
8. Analytické výpočty konstrukčních uzlů sestavy pohonu lisu	45
8.1. Technická data.....	45
8.2. Výpočet pohonu lisu.....	46
8.2.1. Výpočet prodloužení táhla lisu a kontrola táhla na tah	46
8.2.2. Výpočet úhlu natočení excentrického kola pro počátek předepínání.....	47
8.2.3. Výpočet velikosti sil od hmotnosti příčnicku a komory	48
8.2.4. Výpočet momentu na hřídeli pohonu při předepínání lisu.....	48

8.2.5.	Grafy závislostí při předepínání lisu	52
8.2.6.	Vstupní hodnoty pro dynamickou analýzu v softwaru Pro/ENGINEER.....	53
8.2.7.	Určení vstupních hodnot pro kontrolu ozubení excentrického kola	53
8.3.	Kontrola per hřídele pohonu.....	55
8.4.	Kontrola čepu na ohyb a otláčení	56
8.5.	Kontrola pouzder na otláčení.....	58
8.6.	Výpočet ozubeného soukolí pastorku a excentrického kola.....	59
8.7.	Kontrola hřídele	60
9.	Analytické výpočty konstrukčních uzlů sestavy sklápění komory	62
9.1.	Technická data	62
9.2.	Výpočet reakcí v sestavě sklápění komory.....	63
9.2.1.	Výpočet hodnot pro vertikální polohu sklápění komory s natočením excentrického kola 90°	64
9.2.2.	Výpočet hodnot pro horizontální polohu sklápění komory s natočením excentrického kola 210°	67
9.3.	Výsledky dynamické analýzy a porovnání s analytickým výpočtem.....	69
9.4.	Kontrola čepu otáčení ramene	70
9.4.1.	Kontrola uložení čepu otáčení ramene	72
9.5.	Hydraulický válec.....	73
9.5.1.	Kontrola čepu oka hydraulického válce	74
9.5.2.	Kontrola uložení čepu hydraulického válce	76
10.	MKP analýza	77
10.1.	Výpočtový model.....	77
10.1.1.	Příprava geometrie a tvorba strukturované sítě	77
10.1.2.	Typ elementů	77
10.1.3.	Linky.....	80
10.1.4.	Kontakty	81
10.1.5.	Materiál.....	82
10.1.6.	Okrajové podmínky	83
10.2.	Výsledky	85
10.3.	Závěry	94
11.	Závěr.....	95
12.	Seznam použité literatury	96
13.	Seznam příloh.....	97

14.	Seznam použitého software.....	97
15.	Seznam obrázků	98
16.	Seznam tabulek	100
17.	Seznam grafů.....	100

Přehled použitých zkratk

MKP – Metoda konečných prvků

CAD – Computer aided design (Počítačem podporované navrhování)

HMH – Hencky, Mises, Huber

B.O.M. – Bag-O-Matic

VL – Vulkanizační lis

VŘM – Válec řízení membrány

1. Úvod

Název diplomové práce je: Návrh koncepce vulkanizačního lisu VL75". V diplomové práci jsou řešeny komponenty lisu ucelené do dvou sestav, z nichž první má název: sestava sklápění komory a druhá: sestava pohonu lisu. Bližší informace k jednotlivým sestavám jsou uvedeny v následujících kapitolách.

Pro obě sestavy je proveden variantní návrh konstrukce a na základě technicko-ekonomického hodnocení je vybrána varianta detailně zpracována.

Po vytvoření detailní konstrukce jsou zpracovány výrobní výkresy vybraných komponent a výkresy sestavení.

V úvodní části práce je dále uveden přehled českých a celosvětových výrobců vulkanizačních lisů a jejich parametrů. Na základě různých kritérií je uvedeno rozdělení vulkanizačních lisů a jsou popsány funkční principy těchto variant lisů. Úvodní část zahrnuje i bližší popis jednotlivých částí mechanického vulkanizačního lisu.

V části práce věnující se návrhu a kontrole jednotlivých komponent sestavy sklápění komory a sestavy pohonu lisu jsou provedeny analytické výpočty. Dále je provedena dynamická analýza vulkanizačního lisu, jejímž výstupem jsou reakční síly v jednotlivých navrhovaných komponentách. Pro určení napětí a deformací sestavy sklápění komory je provedena MKP analýza.

Diplomová práce svým tématem navazuje na zpracovanou bakalářskou práci, kde byl řešen mechanismus nastavování formy.

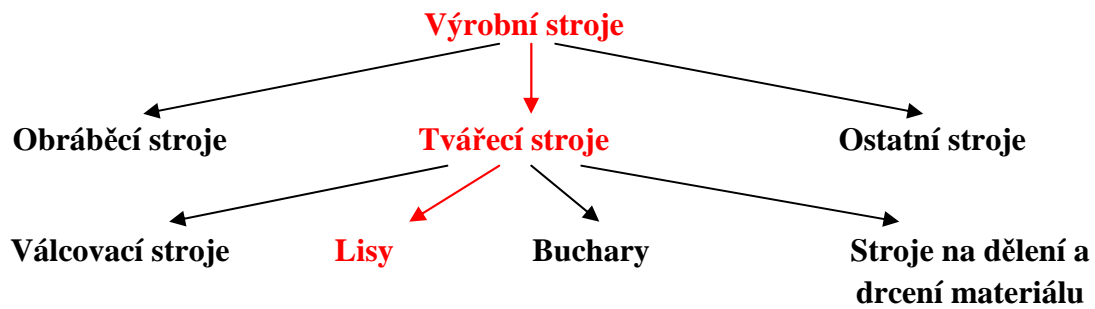
1.1. Cíle diplomové práce

Cílem je vytvořit konstrukční návrh sestavy sklápění komory a sestavy pohonu vulkanizačního lisu velikosti 75". Tato konstrukce má koncepčně vycházet z hydraulicko-mechanického provedení VL100". V současné době klesá na evropském trhu poptávka po nových vulkanizačních lisech a u výrobců pneumatik s již zaběhlou výrobou je snaha o repase stávajících strojů, nebo nákup starších strojů a jejich modernizace. Z tohoto důvodu je nutné, aby koncepce sklápění komory spolu s pohonem lisu byly současně aplikovatelné při repasování dříve vyrobených vulkanizačních lisů velikosti 75 palců.

1.2. Vulkanizační lis

Vulkanizační lis je stroj, v němž probíhá finální fáze výroby pneumatik. Do formy vulkanizačního lisu se vkládá polotovár pneumatiky, který za působení definovaného tlaku a teploty získává svůj konečný tvar a konečné mechanické vlastnosti. Pro zajištění vyvození a udržení dostatečného tlaku a teploty se uplatňují různé principy a konstrukce. Existují dva hlavní principy vyvození uzavírací síly, podle nichž se dělí vulkanizační lisy na mechanické a hydraulické. Dle způsobu přívodu tepla do formy se lisy převážně vybavují buď topnými deskami nebo parní komorou, do které je přiváděno topné médium.

1.3. Rozdělení výrobních strojů a zařazení vulkanizačních lisů [2]



Obr. 1.1 - Rozdělení výrobních strojů

Tvářecí stroje lze dále dělit dle:

Druhu pohybu nástroje

- Přímočarý pohyb nástroje
- Nepřímočarý pohyb nástroje

Dle druhu pohonu

- Mechanické
- Hydraulické
- Mechanicko-hydraulické
- Ostatní

Dle technologie, pro kterou jsou konstruovány

- Plošné tváření
- Objemové tváření
- Dělení materiálu

Dle konstrukce rámu

- Otevřené
- Uzavřené

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. 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.“ [1]

2. Výrobci vulkanizačních lisů v České republice

Níže jsou uvedeni pouze významní výrobci v oblasti vulkanizačních lisů.

1. ROTAS STROJÍRNY spol. s r.o. [9]

Výrobní program v oblasti vulkanizačních lisů:

- Mechanické vulkanizační lisy: VL 55", VL 65" (B.O.M.)

Vulkanizační lisy VL 55", VL 65" jsou dvoukomorové lisy se systémem membrány B.O.M. pro formování a vulkanizaci diagonálních a radiálních autoplášťů pro lehké nákladní automobily.

- Mechanicko-hydraulické vulkanizační lisy: VL 75" (mechanický), VL 90", VL 100", VL 125" (B.O.M.)

Tyto lisy jsou jednodukomorové lisy se systémem membrány B.O.M. pro formování a vulkanizaci diagonálních a radiálních autoplášťů pro nákladní automobily, stavební stroje a traktory.



Obr. 2.1 - Rotas VL 63,5" [9]



Obr. 2.2 - Rotas VL 100" [9]

2. TS Plzeň a.s. [10]

Výrobní program TS Plzeň v oblasti vulkanizačních lisů:

-Hydraulické lisy HMVL - 63,5" až 75" v dvoukomorovém provedení

- 75" až 130" v jednodukomorovém provedení

Lisy HMVL jsou určeny k vulkanizaci radiálních i diagonálních pneumatik. Jsou vybaveny topnými deskami, automatickým zakládacím a odebíracím zařízením.

-Hydraulické radiální lisy RVL ve velikosti 66" v dvoukomorovém provedení

Lis RVL 66" se systémem B.O.M. je určen pro vulkanizaci radiálních pneumatik v segmentových formách. Je vybavený vnějším ohřevem forem parními topnými deskami a zároveň je i zajištěn přívod páry do vnějšího obvodu segmentové formy.

- Mechanické lisy ve velikosti VL 63,5" až 130" - dvoukomorové - ve velikostech 63,5"
- jednokom. - ve velikostech 75" až 130"

Lisy jsou dodávány v provedení s parními komorami nebo v provedení s topnými deskami.



Obr. 2.3 - TS Plzeň hydr. lis HMYL 75" [10]

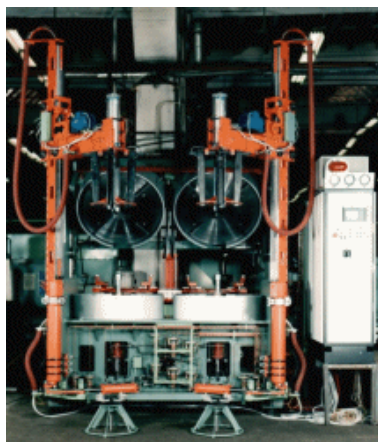


Obr. 2.4 - TS Plzeň mechanický lis [10]

3. Chodos Chodov s.r.o. [11]

- Vulkanizační lisy velikostí : 30", 42", 45", 55", 65" (B.O.M.)

Vulkanizační lisy vyráběné firmou Chodos Chodov jsou dvoukomorové lisy se systémem membrány B.O.M. pro formování a vulkanizaci diagonálních nebo radiálních autoplášťů, a to buď ve dvoudílných nebo segmentových formách. Vulkanizační lisy jsou konstruovány jako excentrický lis s hlavním pohonem pomocí brzdového elektromotoru. Pomocné pohony jsou elektrické, pneumatické nebo hydraulické. Lisy jsou dodávány jak v provedení s parními komorami, tak v provedení s topnými deskami.



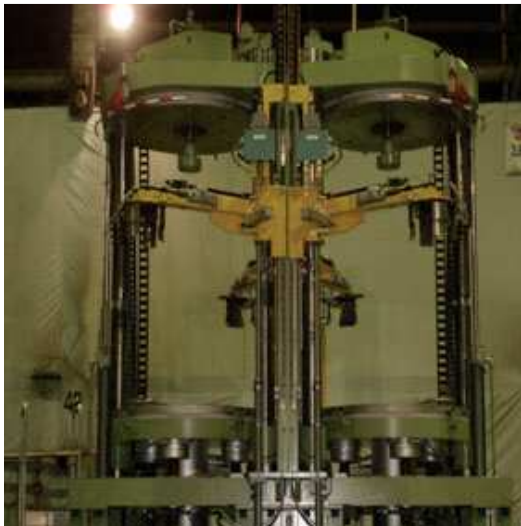
Obr. 2.5 - Chodos VL 65" otevřený [11]



Obr. 2.6 - Chodos VL 65" uzavřený [11]

3. Mitsubishi Heavy Industries America, Inc. [14]

- Typ lisů: Hydraulické
- Rámový typ 47"-66" (označení výrobce: PC-X, LT-X, TB-X)
 - Sloupový typ 47" -72" (označení výrobce: LT-XL, LT-XW, TB-XL, TB-XT)
 - MACS 48" (Mitsubishi Automated Curing System)



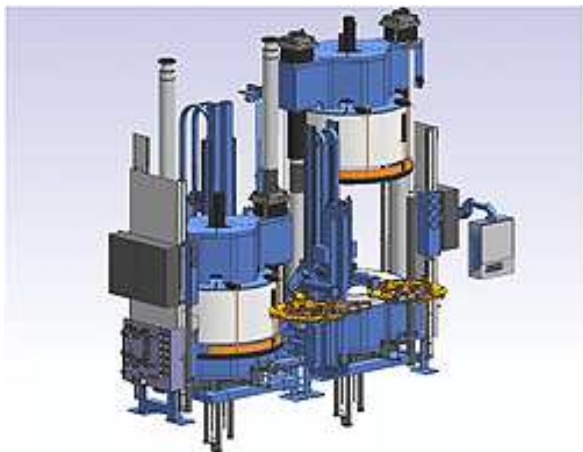
Obr. 2.11 – Sloupový typ LT-XW 52" [14]



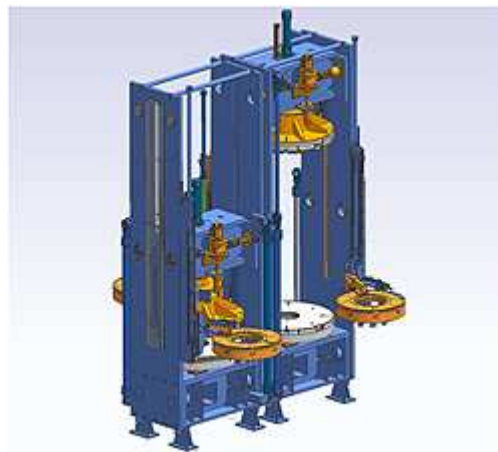
Obr. 2.12 – MACS 48" [14]

4. HF TireTech Group [13]

- Typ lisů: Hydraulické
- Rámový typ 45", 48", 52", 64", 67", 85", 100"
 - Sloupový typ 46", 48", 52"



Obr. 2.13 – Hydraul. sloupový typ [13]



Obr. 2.14 - Hydraulický rámový typ [13]

3. Rozdělení vulkanizačních lisů dle kritérií [3]

1. Dle způsobů vyvození uzavírací síly

- *mechanické* - natažením postranních táhel lisu mechanismem s excentrickým čepem dojde k předepnutí lisu

-*hydraulické* – síla je vyvozena působením hydraulické kapaliny tlakem na plochu pístu (plunžru) a je po celou dobu vulkanizačního procesu udržována

-*hydraulické se zajištěním* – síla je vyvozena působením hydraulické kapaliny tlakem na plochu pístu (plunžru), avšak oproti předcházejícímu případu je zde mechanický člen, pomocí kterého je zajištěna poloha a hydraulické válce nemusí být pod tlakem. Obvyklou mechanickou pojistkou bývá čep, klín nebo bajonetový uzávěr.

2. Dle způsobu přívodu tepla do formy

- *parní komora* - teplonosnou látkou přiváděnou do vnitřních prostor parní komory je přehřátá pára

- *topné desky* - zde může být teplo generováno elektrickým proudem v topných člancích, přehřátou párou nebo plynem

- *vytápěná forma* – samotná konstrukce formy v sobě má zabudované elektrické topné články

3. Dle způsobu vulkanizace vnitřního povrchu pneumatiky [4]

-*Bag-O-Matic* (B.O.M.) – Zde je použita tenkostěnná membrána vyrobená z butylkaučuku, která je připevněna k centrálnímu mechanismu nazývanému „válec řízení membrány“ (VŘM). Membrána má životnost až 500 zalisování, poté musí být vyměněna. Pracovní postup B.O.M. zachycuje obr. 3.1.

Pracovní postup B.O.M.:

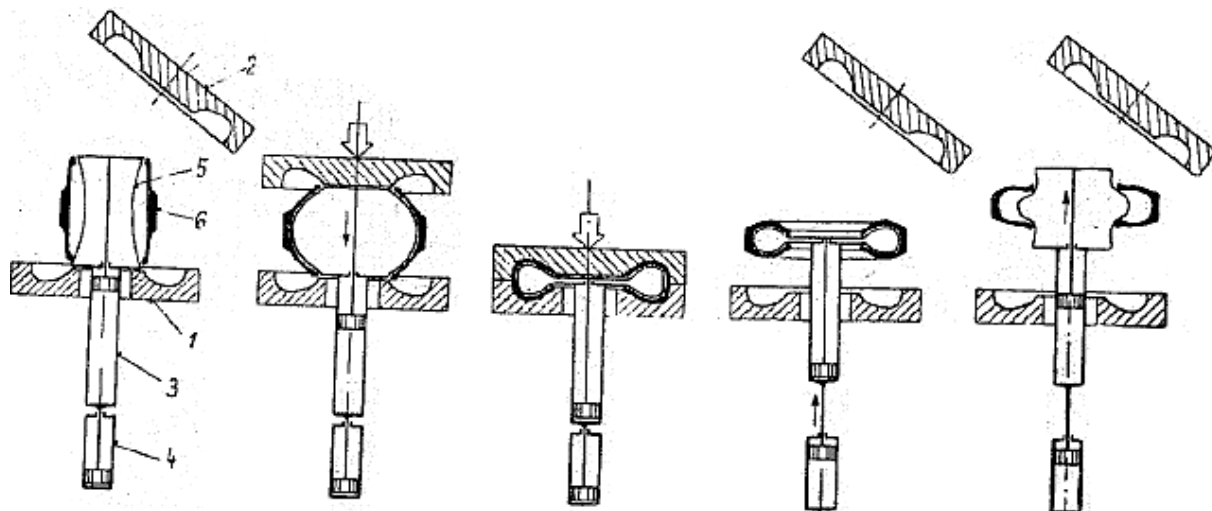
a) V první fázi je sklícidlem zakladače surový plášť umístěn na spodní polovinu formy. Membrána je v této části podtlakem smrštěná k pístnici a centrální pístnice válce řízení membrány je vysunutá. Poté, co je plášť ustaven, je vpuštěna do membrány bombírovací pára nebo jiné pracovní médium.

b) Po dosednutí horní poloviny formy na kroužek válce řízení membrány je vpouštěna bombírovací pára II. stupně a kroužek VŘM spolu s horním dílem formy klesají za současného bombírování pláště.

c) Po dosednutí horní poloviny formy na spodní polovinu formy je pára vypuštěna a znovu napuštěna do membrány, což zajišťuje vyrovnaní membrány v plášti. Poté je vpuštěno pracovní médium o tlaku až 3,2MPa a teplotě cca 180°C. V této části začíná vulkanizace. Vulkanizace v závislosti na teplotě velikosti pneumatiky a dalších faktorech trvá až dvě hodiny.

d) Při dokončení vulkanizace je vpuštěna chladící voda, která má za úkol ochladit membránu. Dále je uzavřen vstup páry do komory. Po ochlazení membrány je plášť uvolněn nejdříve z horní a poté ze spodní poloviny formy.

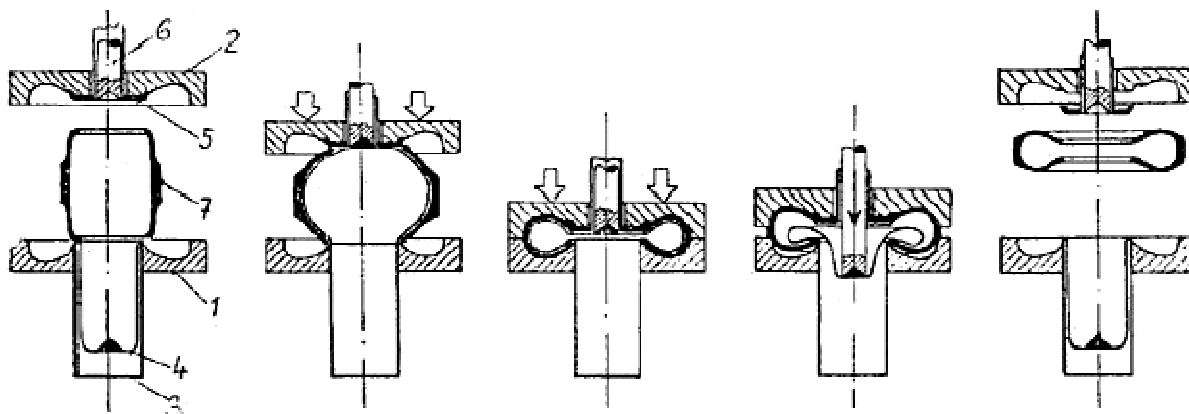
e) Pneumatika je připravena k odebrání a pod plášť jsou umístěna ramena vyhazovacího zařízení, na které je poté pneumatika umístěna. Spodní a horní kroužek držící membránu sjede dolů a poté je pneumatika sklíčidlem zakladače odebrána.



1 – pevná polovina formy, 2 – pohyblivá polovina formy, 3 a 4 – válec řízení membrány, 5 – membrána, 6 – plášť

Obr. 3.1 – Pracovní cyklus lisu Bag-O-matic [4]

-*Autoform* – Zde je stejně jako u systému B.O.M. použita tenkostěnná membrána vyrobená z butylkaučuku. Ovšem v případě Autoformu je na rozdíl od systému B.O.M. membrána připevněna pouze ke spodnímu kroužku. Konstrukce je dále odlišná z důvodu použití tyče na vytahování membrány a vyhazovacího patního kroužku, který je ovládán z horní části lisu. Pracovní cyklus je zobrazen na obr. 3.2.



1 – pevná polovina formy, 2 – pohyblivá polovina formy, 3 – komora, 4 – membrána, 5 – vyhazovací patní kroužek, 6 – tyč na vytahování membrány, 7 – plášť

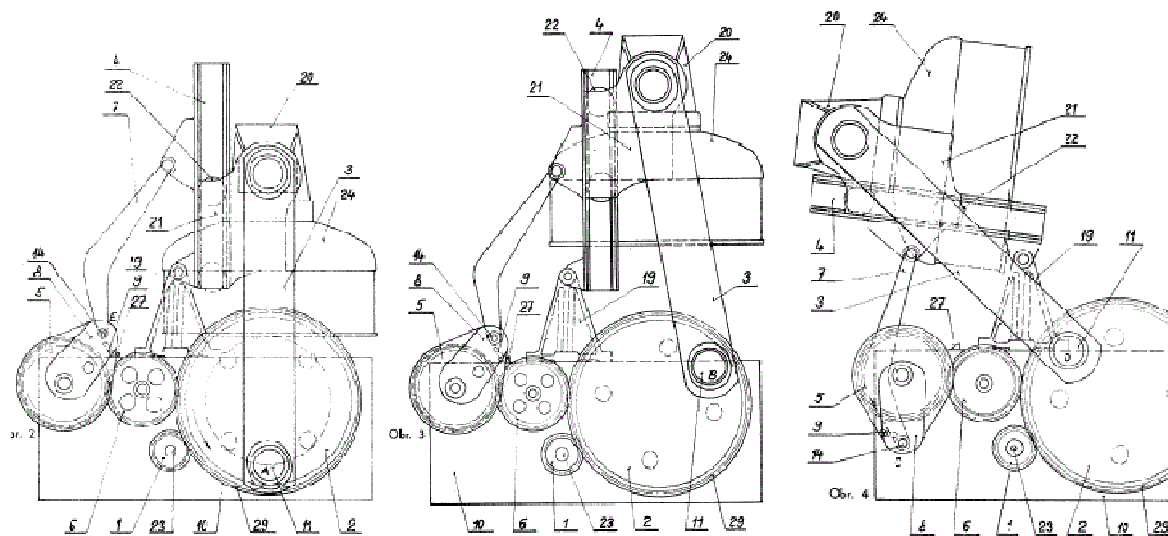
Obr. 3.2 – Pracovní cyklus lisu Autoform [4]

-*topná duše* - tento způsob vývinu vnitřního tepla je dnes už zastaralý a nepoužívá se. Jeho nevýhoda a důvod proč byl nahrazen je, že bylo nutné použití vydouvacího stroje pro vložení duše do polotovaru.

-*bez membrány*

4. Dle typu konstrukce vulkanizačního lisu

-*mechanický lis se sklopnými saněmi* – jedná se o konstrukci lisu, která je plně mechanická. Mechanická vazba sklopných saní je ve vazbě na otáčení excentrického kola viz obr. 3.3. Zevrubně vysvětlený princip této varianty je v patentovém spisu č. 145040.



Obr. 3.3 - Průběh sklápění plně mechanické verze lisu se sklopnými saněmi poz.4, dle patentu

-*mechanicko-hydraulický lis se sklopnými saněmi* – sklopné saně nejsou jako v předchozím případě ve vazbě na otáčení excentrického kola, ale jsou k nim připevněny hydraulické válce. Příklad provedení takovéto konstrukce je na obrázku 3.4.



Obr. 3.4 – Hydraulicko mechanický VL100" Rotas [9]

-*mechanický lis s vedením na bočnicích* - tyto lisy jsou opatřeny bočnicemi, ve kterých je veden čep příčnicku. Oproti řešení se sklopnými saněmi jsou zde kladeny vyšší nároky na průměr ozubeného kola s excentrickým čepem a jsou zde nutná i delší táhla. Dle tvaru vodící drážky v bočnicích lze následný pohyb příčnicku a vulkanizační komory dělit na:

- s přesunem komory do zadní části bočnic (obr. 3.5 vlevo)
- s přesunem komory do zadní části bočnic a naklopením komory (obr. 3.5 uprostřed)
- pouze vertikální pohyb komor (obr. 3.5 vpravo)



Obr. 3.5 – Mechanické lisy s vedením na bočnicích [12]

-*hydraulický rámový* – hydraulický rámový lis viz obr. 2.14. Příčnicku lisu je veden v drážce boční části rámu, která umožňuje vertikální pohyb. Vertikální pohyb příčnicku je zajištěn dvěma přímočarými hydromotory. Příčnicku je v pracovní a otevřené poloze lisu jištěn čtyřmi výsuvnými čepi poháněnými hydromotory. Tyto čepi se vysouvají do otvorů v boční části rámu. Pro vyvození uzavírací síly jsou pod spodní částí formy umístěny plunžry plněné pracovní kapalinou.

-*hydraulický sloupový* – hydraulický sloupový lis viz obr. 2.13. Tento vulkanizační lis používá k vedení příčnicku dvou vodících sloupů, které jsou pevně uchyceny ve stolu lisu. Vertikální pohyb příčnicku je zajištěn dvěma přímočarými hydromotory. V pracovní poloze lisu je příčnicku na sloupu fixován mechanickými svěrnými kroužky na tvarových plochách obroběných na sloupech.

Další typy konstrukcí vulkanizačních lisů

-*mechanický sloupový s bajonetovým uzávěrem*

-*hydraulický lis s vedením na bočnicích*

-*hydraulický lis centrálním sloupem* - uzavíraný bočním pákovým mechanismem

- s pojišťovacími čepi

5. Dle velikosti vulkanizační komory

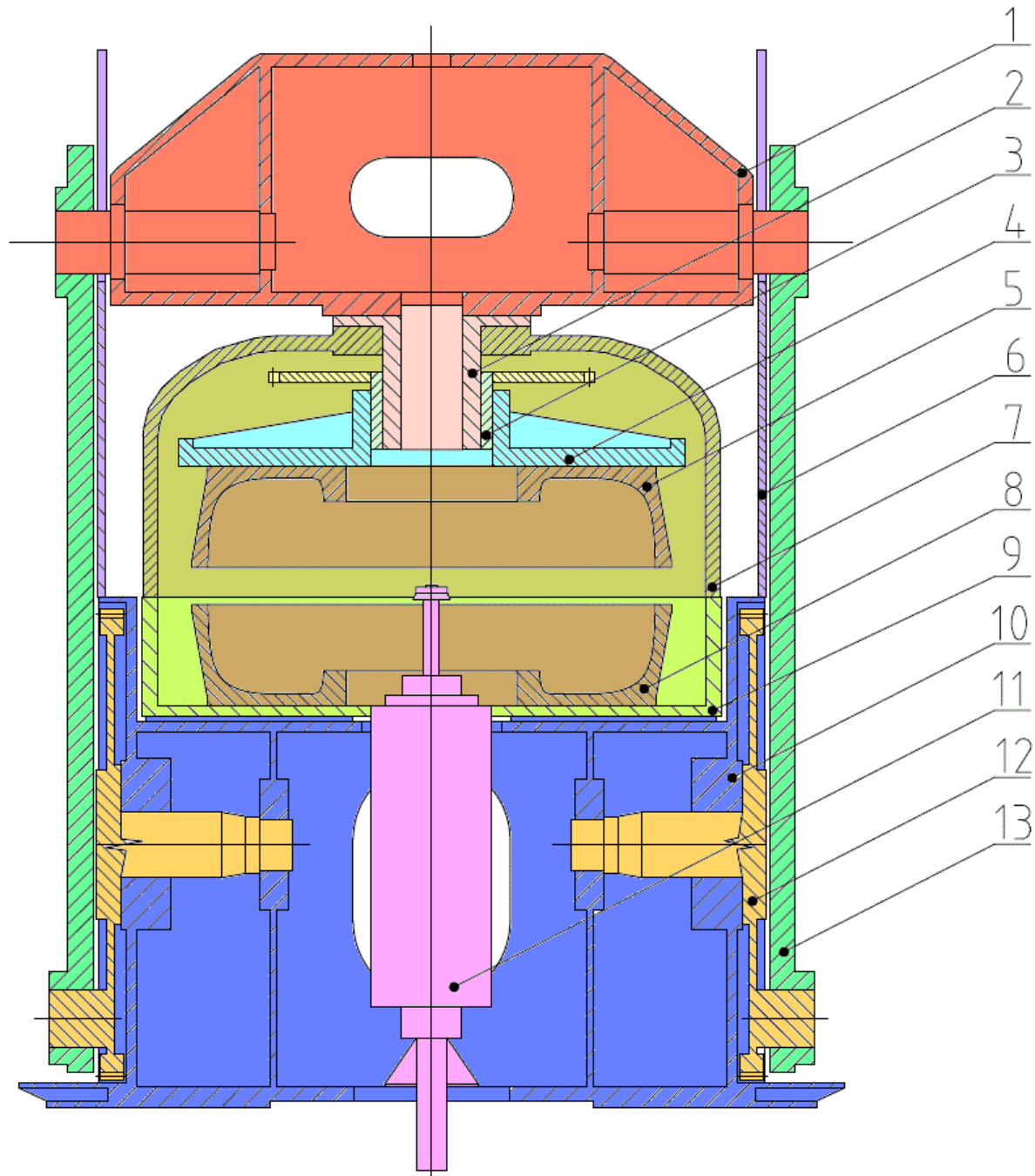
Velikost vulkanizačních lisů se udává v palcích a udává přibližnou hodnotu vnitřního průměru parní komory. Od této hodnoty se odvíjí maximální velikost použitelné formy, potažmo maximální velikost vyrobitelné pneumatiky.

Velikost vulkanizační komory pro daný segment výroby:

- 10" ÷ 30" – pláště jízdních kol
- 20" ÷ 36" – pneumatiky pro jednostopá motorová vozidla
- 40" ÷ 45" – pneumatiky pro osobní automobily
- 55" ÷ 65" – pneumatiky pro nákladní automobily
- 75" ÷ 210" – pneumatiky pro zemědělské stroje, důlní vozidla a speciální stroje

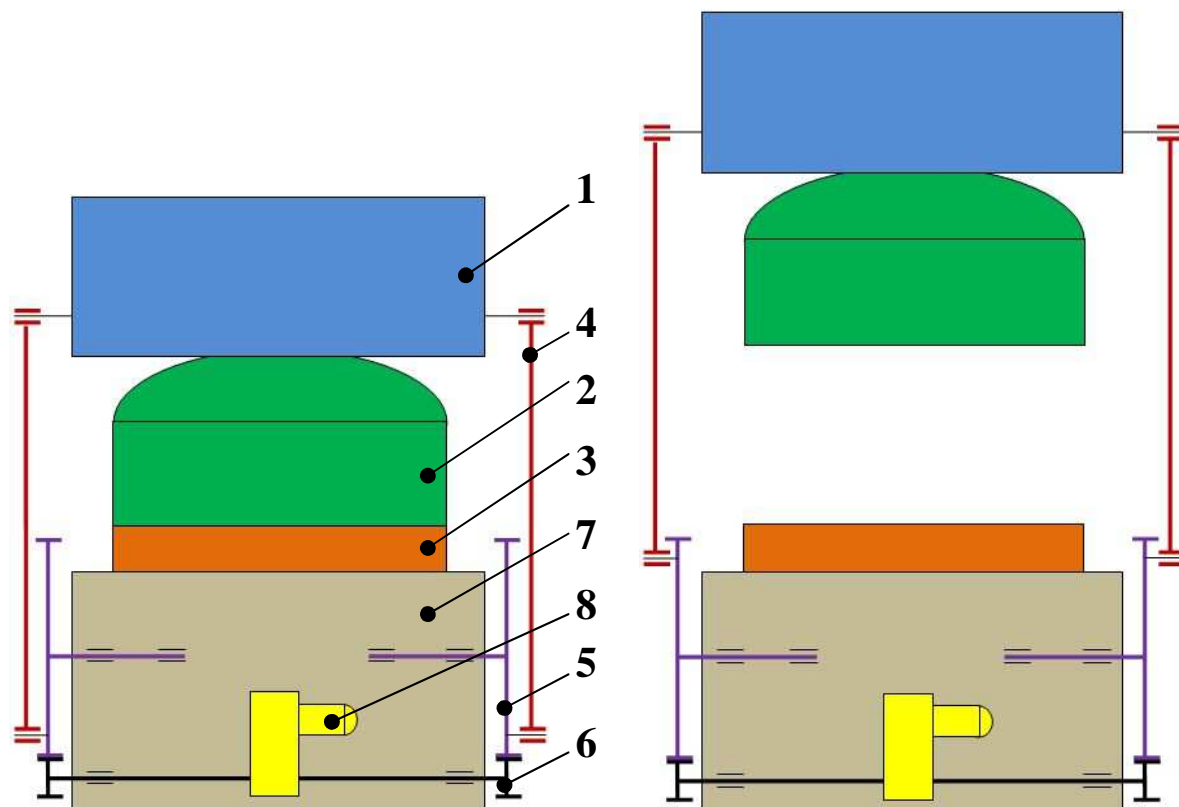
4. Komponenty mechanického vulkanizačního lisu s excentrickým čepem [3]

Popisované části lisu jsou na obr. 4.1, kde je ke každé části přiřazeno číslo pozice. K tomuto označení pozic se dále vztahují jednotlivé odstavce. Vulkanizační lis je dále vyobrazen na kinematickém schématu viz obr. 4.2.



1-příčník, 2-závěsný válec, 3-matice, 4-nosný talíř, 5-horní část formy, 6-bočnice, 7-horní část komory, 8-spodní část formy, 9-spodní část komory, 10-stojan, 11-válec řízení membrány (VŘM), 12-excentrické kolo, 13-táhlo

Obr. 4.1 - Řez schematickým zobrazením mechanického vulkanizačního lisu typu B.O.M.



1-příčník, 2-horní část komory, 3-spodní část komory, 4- táhlo, 5-excentrické kolo, 6-hřídel pohonu s pastorky, 7-stojan, 8-elektromotor s převodovkou

Obr. 4.2 - Kinematické schéma mechanického vulkanizačního lisu typu B.O.M. s excentrickým čepem v nejvyšší poloze příčníku a v zavřeném stavu

Příčník (poz. 1 obr. 4.1)

Je komponent spojující táhla (poz. 13) se závěsným válcem a horní částí komory (poz. 2 a 7). Vulkanizační lisy jsou konstruovány jako uzavřené rámy. Příčník je namáhán uzavírací silou vyvozenou v táhlech a silou od páry v komoře a v membráně. Příčník je tedy namáhán převážně ohybem a v menší míře smykem. Příčníky jsou vyráběny jako svařence nebo odlitky.

Odlitky se v tomto případě používají spíše u větších sérií hlavně menších velikostí lisů. Lité příčníky jsou odlévány jako prožebrovaný I profil nebo jako uzavřený skříňový profil. Čep příčníku je odléván společně s celým příčníkem.

Svařované příčníky jsou svařovány z různých tloušťek plechů. Převažuje skříňový uzavřený tvar, který je ve své vnitřní části prožebrován. Čep příčníku může být nalisovaný do svařence příčníku nebo je přivařen stejně jako jeho zbylé části.

V rovině symetrie příčníku může být vyroben svislý otvor, kde může být umístěno zařízení pro výrobu radiálních autoplášťů. Dále je k příčníku připevněna sestava pohonu talíře, která uvádí v pohyb ozubené kolo připevněné k matici (poz. 3).

Mechanismus nastavování formy (poz. 2,3,4 obr. 4.1[1])

Umožňuje přesné nastavení polohy nosného talíře, ke kterému je připevněna horní část formy. Dle nastavení nosného talíře je při uzavření a předepnutí lisu vyvozena odpovídající síla. Tato síla nesmí být větší, než na kterou je lis navrhován, a stejně tak nesmí být menší než síla vyvozená v komoře a membráně, aby nedošlo k odlehnutí spodní a horní části formy. Tato síla je odměřována na táhlech lisu, jsou zde číselníkové úchytkoměry, na kterých je síla zobrazována pro potřeby obsluhy lisu, a dále snímač síly, který je napojen na řídicí systém lisu.

Mechanismus nastavování formy je tvořen závěsným válcem (poz. 2), maticí s ozubeným kolem (poz. 3) a nosným talířem (poz. 4). Blíže o jednotlivých částech mechanismu nastavování formy viz [1].

Táhlo (poz.13 obr. 4.1)

Je spojujícím členem mezi čepem excentrického kola (poz. 12) a čepem příčnicku (poz. 1). Táhla se vždy používají v páru. Těsně před dolní úvratí čepu excentrického kola, při dosednutí horní a spodní poloviny formy (poz. 5 a 8) na sebe, začne docházet k pružnému prodlužování táhel. Když je čep excentrického kola ve své dolní úvratí, je síla v táhlech maximální a lis je plně předepnutý.

Táhla jsou namáhána tahem. Z důvodu zmenšení průřezu táhla namáhaného na tah a vysokých měrných tlaků v pouzdrech v místě čepu příčnicku a excentrického kola je táhlo v těchto místech rozšířeno navařeným prstencem.

Excentrické kolo (poz. 12 obr. 4.1)

Je letmo uložené v pouzdrech ve stojanu lisu a k jeho čepu je připevněno táhlo (poz. 13). Excentrické kolo má na svém obvodu ozubení a je poháněno pastorkem. Excentricita čepu určuje maximální zdvih příčnicku s komorou. Excentrické kolo se vyrábí jako odlitek. Při předepnutém stavu lisu je excentrické kolo namáhané ohybem a čep smykem.

Stojan (poz. 10 obr. 4.1)

Je nosnou částí celého vulkanizačního lisu. Stojan je připevněn kotevními šrouby k základu. Většinou bývá umístěn pod úroveň podlahy. Stojan se vyrábí jako svařenec z různých tloušťek plechů.

Komora (poz. 7 a 9 obr. 4.1)

Dle přívodu tepla se rozlišují komory vytápěné párou či topnými deskami. V případě vytápění topnými deskami plní válcová komora spíše funkci izolační a je vyrobena z tenčích plechů než v případě komory parní.

Pro případ parní komory (viz obr. 4.1), která je vytápěna přehřátou tlakovou parou, je konstrukce komory dimenzována a kontrolována jako tlaková komora. Komora se skládá z horní a spodní části. Spodní část (poz. 9) je připevněna ke stolu lisu. Horní část komory je

přípevněna k příčnicku. Komora je těsněna po obvodu stykové plochy horní a spodní části komory. Parní komory jsou dnes už běžně vybavovány izolačním krytem, který obaluje vnější plochy parní komory a zabraňuje tak tepelným ztrátám.

Bočnice (poz. 6 obr. 4.1)

Bočnice se používají pro vedení příčnicku při otevírání a zavírání lisu. Bočnice jsou pevně přípevněny ke stojanu (stolu) lisu. Dle tvaru vodící drážky v bočnicích může být následný pohyb příčnicku a vulkanizační komory:

- s přesunem komory do zadní části bočnic (obr. 3.5 vlevo)
- s přesunem komory do zadní části bočnic a naklopením komory (obr. 3.5 uprostřed)
- pouze vertikální pohyb komor

Sklopné saně

Sklopné saně umožňují sklopení příčnicku s vulkanizační komorou. Kladky příčnicku jsou vedeny po vodících plochách sklopných saní. Sklápění může být zajištěno použitím hydraulického válce nebo mechanickou vazbou sklápění saní na otáčení excentrického kola.

Válec řízení membrány (VŘM) poz. 11 obr. 4.1

Řídí pohyb horního a spodního kroužku membrány. Membrána je uchycena mezi horním a spodním kroužkem VŘM. Do vnitřního prostoru membrány jsou přiváděna technologická média umožňující proces vulkanizace. Oba kroužky jsou řízeny nezávislými hydromotory. Válec řízení membrány je umístěn ve stojanu lisu.

Další části lisu

Zakladač – Umožňuje umístění polotovaru pneumatiky do pracovního prostoru lisu a následné vyjmutí vulkanizované pneumatiky.

Centrální rozvod tuku – Jednotlivé části lisu, zejména uložení čepů a hřídelí v kluzných pouzdrech, jsou mazány z centrálního rozvodu maziva.

Ochranný rám – Zamezuje přístup k některým částem lisu, kde by v průběhu vulkanizace, popř. v průběhu otevírání lisu mohlo dojít k úrazu obsluhy nebo údržby lisu.

Páky vytrhávání – Jedná se o dvě páky, které slouží jako opora pro vytržení pneumatiky ze spodního kroužku válce řízení membrány.

Řídící jednotka – Umisťuje se k lisu jako volně stojící „skříň“ s elektrickým a elektronickým vybavením. Umožňuje obsluze řídit jednotlivé parametry procesu vulkanizace.

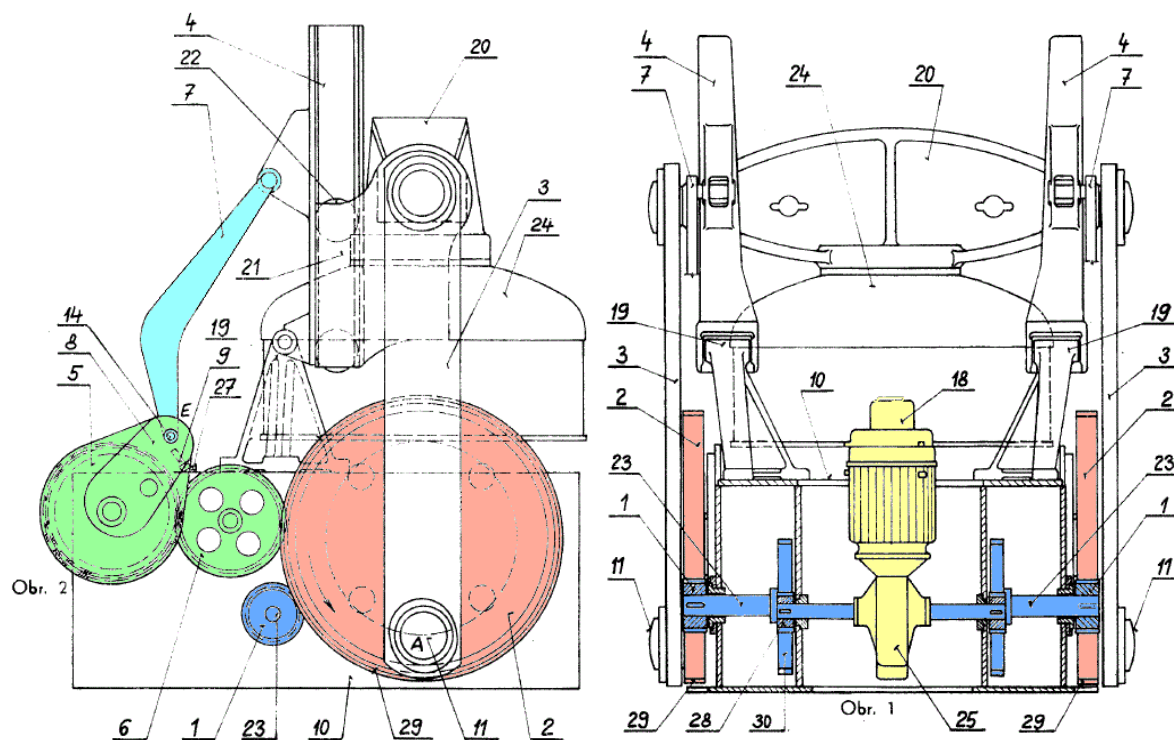
5. Návrh koncepce vulkanizačního lisu VL75"

V této kapitole jsou řešeny části lisu podléjící se na otevírání, zavírání a předepínání lisu. Tyto komponenty jsou zahrnuty do dvou ucelených sestav to: sestavy pohonu lisu a sestavy sklápění komory.

5.1. Návrh koncepce pohonu lisu

Původní řešení pohonu lisu

Původní řešení pohonu lisu a sklápění komory používané u vulkanizačních lisů VL75" dle patentového spisu 145040 viz obr. 5.1. Pohon excentrického kola je zajištěn elektromotorem poz. 18 se šnekovou převodovkou (poz. 25), která je vstupním převodem. Elektromotor s převodovkou je umístěn symetricky v zadní části stolu lisu. Točivý moment je dále distribuován pomocí dalších převodů ozubenými koly (poz. 28, poz. 30 a poz. 1) na ozubená kola s excentrickým čepem (poz. 2). Otáčením ozubeného kola s excentrickým čepem dochází ke zvedání příčnicku s komorou. Příčnick je veden na vodících plochách ramene (poz. 4) kládkami (poz. 22). Po dosažení požadovaného úhlu natočení ozubeného kola s excentrickým čepem přijde do záběru ozubené kolo (poz. 6), které pohání ozubené kolo (poz. 5). Za pomoci táhla (poz. 7) dochází ke sklápění ramene (poz. 4). Sklápění lisu viz kapitola 5.2. Nevýhodou tohoto řešení jsou poměrně vysoké náklady na výrobu ozubených kol. Dále je zde relativně nebezpečná fáze při rozběhu a doběhu ozubeného kola (poz. 6), kdy může dojít k havárii z důvodu špatného nastavení. Proto výrobce od tohoto způsobu sklápění komory upustil a pro sklápění používá hydraulických válců.

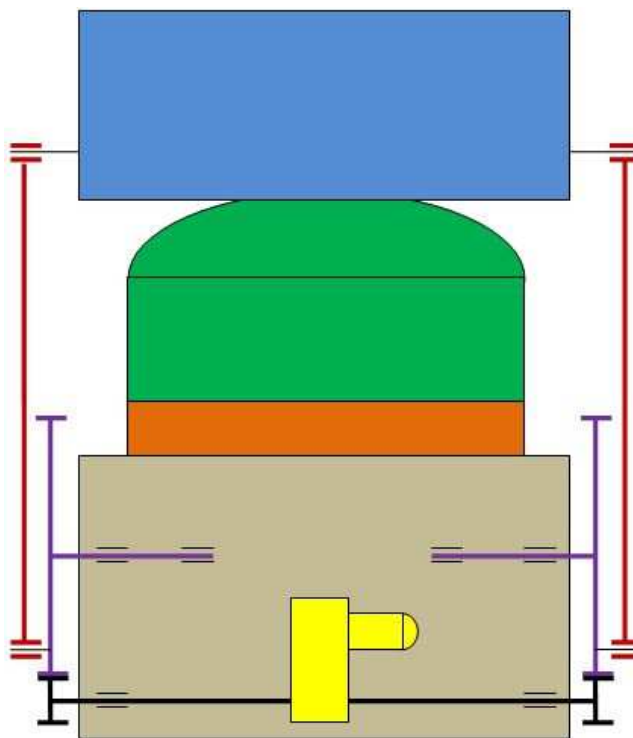


Obr. 5.1– Původní řešení pohonu lisu a sklápění komory

Varianty řešení pohonu lisu:

Varianta č. 1

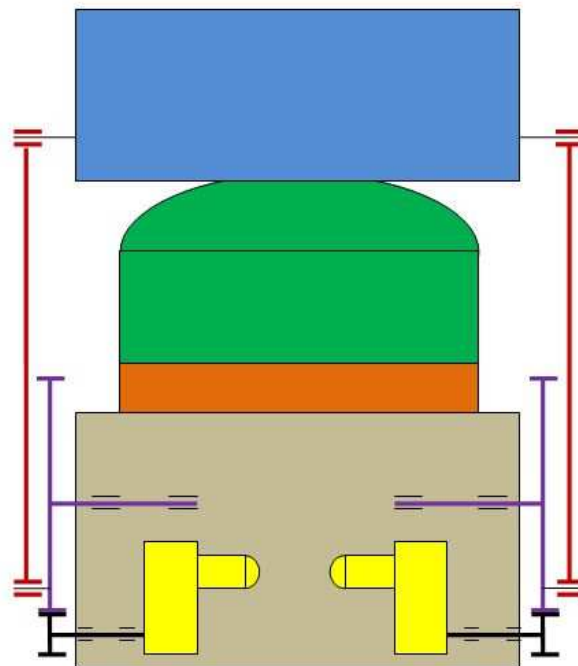
Kinematické schéma první varianty viz obr. 5.2. Oba pastorky jsou uloženy na jedné poháněné hřídeli s jedním pohonem. Použitím převodovky s vyšším převodovým poměrem jsou eliminována ozubená kola (poz. 28 a 30) viz obr. 5.1, není tedy nutné vyrábět ani ozubená kola ani čtyři uložení pro hřídele jako v případě původního řešení. Žebro, ve kterém bylo původně uložení hřídele, zde nemusí být, jelikož je hřídel uložena v bočnicích stolu lisu. Mezi výhody této varianty lze řadit vyšší ekonomickou výhodnost. Při sklápění komory hydraulikou je zajištěna vyšší rovnoměrnost chodu. Oproti mechanickému sklápění, kde ozubená kola sklápění zabíhala do záběru, zde k ničemu podobnému nedochází, což zajišťuje vyšší bezpečnost. Mezi nevýhody této varianty oproti variantě č. 2 a 3 lze uvést vyšší nároky na průměr hřídele, jelikož hřídel přenáší moment pro pohon celého lisu.



Obr. 5.2 – Kinematické schéma I. varianty řešení pohonu lisu

Varianta č. 2

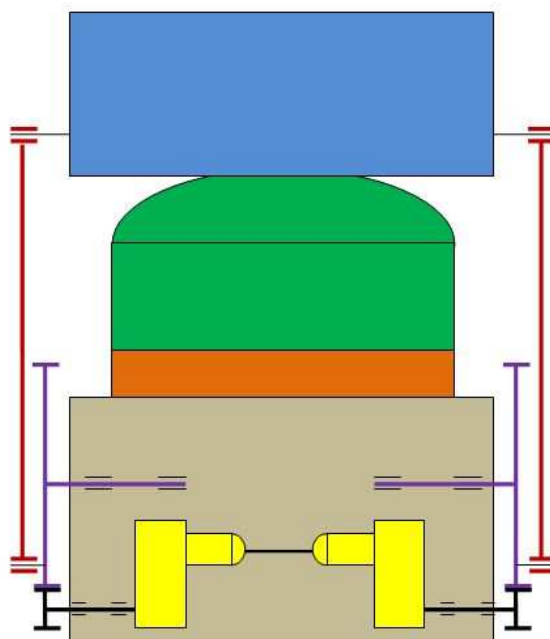
Kinematické schéma je patrné na obr. 5.3. Oba pastorky jsou poháněny vlastním pohonem, synchronizaci zajišťuje elektrická vazba. Klady vyplývající z vyloučení mechanického sklápění jsou stejné jako u varianty č. 1. Tento návrh klade nižší nároky na rozměry hřídele, jelikož každý elektromotor pohání pouze jednu polovinu lisu, avšak to ovlivňuje nutnost vytvoření většího zástavbového prostoru pro uložení hřídele. Z výrobního hlediska lze uvést, že zde bude menší požadavek na přesnost sousostí otvorů pro uložení hřídelů pohonu než u varianty č. 1. Elektrická vazba obou elektromotorů může být považována za méně bezpečnou oproti variantě č. 1 a 3.



Obr. 5.3 – Kinematické schéma II. varianty řešení pohonu lisu

Varianta č. 3

Oba pastorky jsou poháněny vlastním pohonem, spřažení zajišťuje mechanická vazba elektromotorů. Tato varianta je téměř shodná s variantou č. 2, avšak je zde navíc hřídel spojující oba elektromotory, což zajišťuje mechanickou vazbu, a tím zvyšuje přesnost chodu a bezpečnost. Oproti variantě č. 2 zde musí být uvažovány náklady na výrobu spojovací hřídele a spojek.



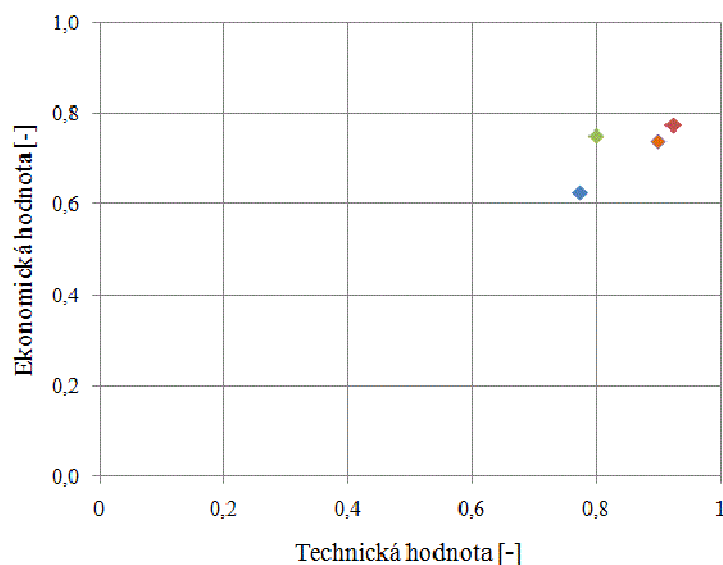
Obr. 5.4 – Kinematické schéma III. varianty řešení pohonu lisu

Porovnání a výběr varianty

Ze srovnání ceny elektromotorů výkonu 15kW a 7,5kW různých výrobců vyplývá, že použití dvou elektromotorů je cca 1,25 až 1,3x dražší. Při analýze ceny šnekových převodovek pro požadované momenty vyplynulo, že použití jedné velké převodovky nebo dvou menších převodovek je poměr cen v intervalu 0,9-1,1. Záleží tedy především na aktuální nabídce výrobců. Další výhody či nevýhody jednotlivých varianty byly již zmíněny v jednotlivých odstavcích návrhů. Pro komplexní hodnocení byla vypracována hodnotící tabulka č. 1, kde je na základě technických a ekonomických kritérií provedeno hodnocení. Maximální možný počet bodů je 5. Výsledné hodnoty z tabulky č. 1 jsou pro znázornění zaneseny do grafu 1, ze kterého vyplývá, že varianta č. 1 má nejvyšší užitnou hodnotu.

Kritéria	Varianta			
	Původní řešení	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
Konstrukce	5	5	4	4
Zástavbový prostor	3	5	4	4
Bezpečnost	5	5	3	5
Výroba	2,5	3,5	5	5
Σ	15,5	18,5	16	18
Technická hodnota	0,775	0,925	0,8	0,9
El. motor	5	5	4	4
Převodovka	4	3,5	4	4
Hřídel + ozubení	1,5	3	4	4
Zástavba	2	4	3	2,75
Σ	12,5	15,5	15	14,75
Ekonomická hodnota	0,63	0,78	0,75	0,74

Tabulka 1 – Technicko-ekonomické zhodnocení jednotlivých variant



Graf 1 – Znázornění technické a ekonomické hodnoty jednotlivých variant (barevné znázornění odpovídá barevnému označení variant v tabulce č. 1)

5.2. Návrh koncepce sestavy sklápění komory

Sklápění má koncepčně odpovídat hydraulicko-mechanickému provedení VL100". Tudíž sklápění bude zajištěno pomocí hydrauliky.

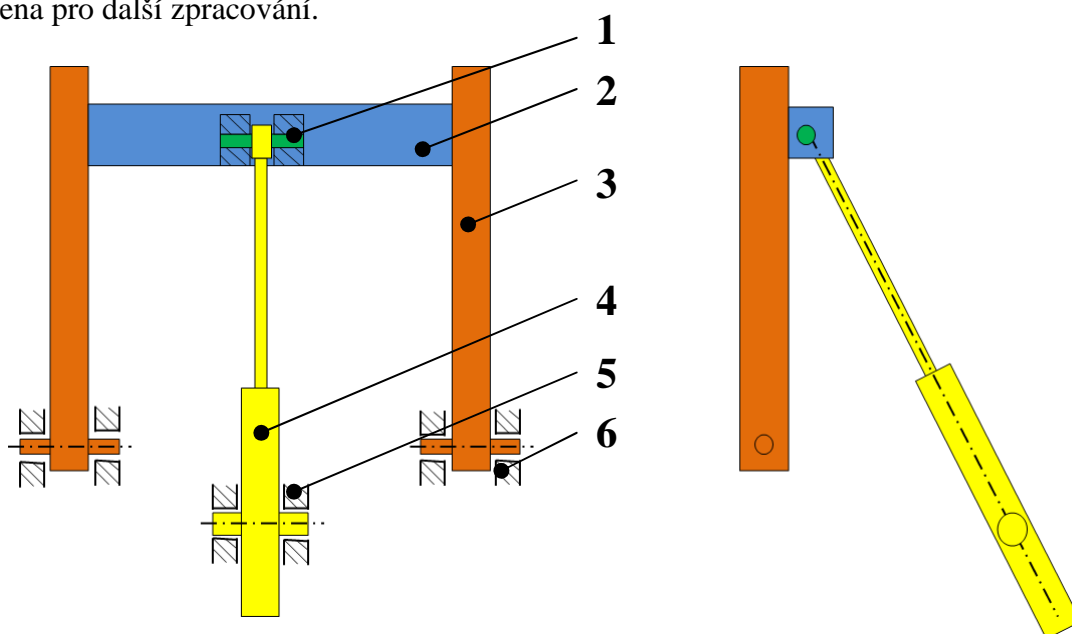
Jsou navrženy dvě varianty:

a) s použitím dvou hydraulických válců jako v případě - hydraulicko-mechanického provedení VL100", viz obr. 3.4

b) s jedním centrálně umístěným hydraulickým válcem

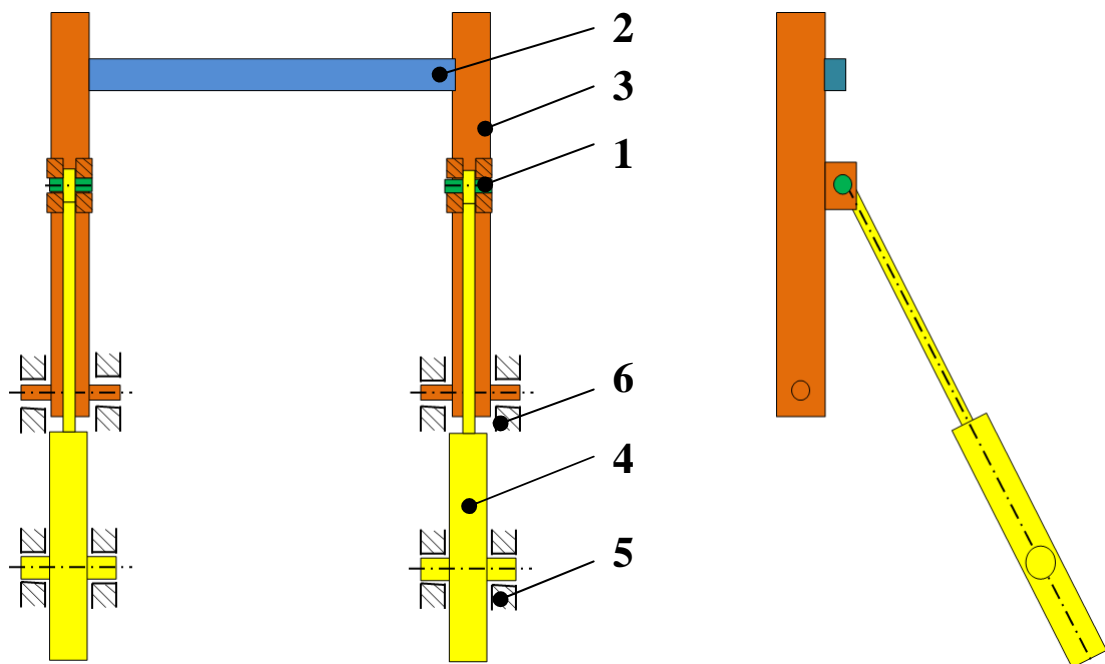
Použití jednoho centrálního hydraulického válce má výhodu oproti dvěma hydraulickým válcům v tom, že zde není nutná synchronizace výsunu obou válců, a nehrozí tedy nerovnoměrné zatížení ramen a spojovacího nosníku. V případě použití jednoho válce je však nutné přizpůsobit konstrukci spojovacího nosníku na přenášení celkové síly od hydraulického válce. U varianty se dvěma válci tyto spojovací nosníky pouze zaručují stejný úhel natočení u obou ramen.

Pro dané cíle viz 1.1 lze s výhodou použít jednoho hydraulického válce. Není tedy nutné vytvářet dva zástavbové prostory pro uložení válců, což přináší finanční úsporu. Z ekonomického hlediska byla analyzována cena jednoho a dvou hydraulických válců (s poloviční silou) pro stejný zdvih a pracovní tlak. Na základě tohoto porovnání vychází jeden hydraulický válec vůči dvěma válcům o 15 ÷ 35% levněji v závislosti na výrobcí a aktuální nabídce. Pro konstrukční a ekonomické výhody byla varianta s jedním hydraulickým válcem zvolena pro další zpracování.



1-čep oka hydraulického válce, 2-nosník, 3-rameno, 4-hydraulický válec, 5-uložení hydraulického válce, 6-uložení čepu sklápění ramene

Obr. 5.5 – Schéma sestavy sklápění komory s jedním hydraulickým válcem



1-čep oka hydraulického válce, 2-nosník, 3-rameno, 4-hydraulický válec, 5-uložení hydraulického válce, 6-uložení čepu sklápění ramene

Obr. 5.6 – Schéma sestavy sklápění komory se dvěma hydraulickými válci

6. Navržená konstrukce

3D modely navržené konstrukce v této kapitole mají obarvení, které má následující technologický význam:

Modrá - obrobené plochy na „čisto“

Oranžová – obrobena na hrubo nebo páleno

Zelená - neobrobené plochy polotovarů

Šedá - nakupované komponenty

Žlutá – spojovací elementy (šrouby, čepy, kolíky, závlačky apod.)

Červená – vrtané díry

6.1. Výkresová dokumentace

V rámci diplomové práce byla vypracována výrobní výkresová dokumentace dvou vybraných komponent a obou hlavních sestav. Tyto výkresy tvoří volně vloženou přílohou diplomové práce.

Zpracovaná výkresová dokumentace:

Výrobní výkresy - Hřídel pohonu

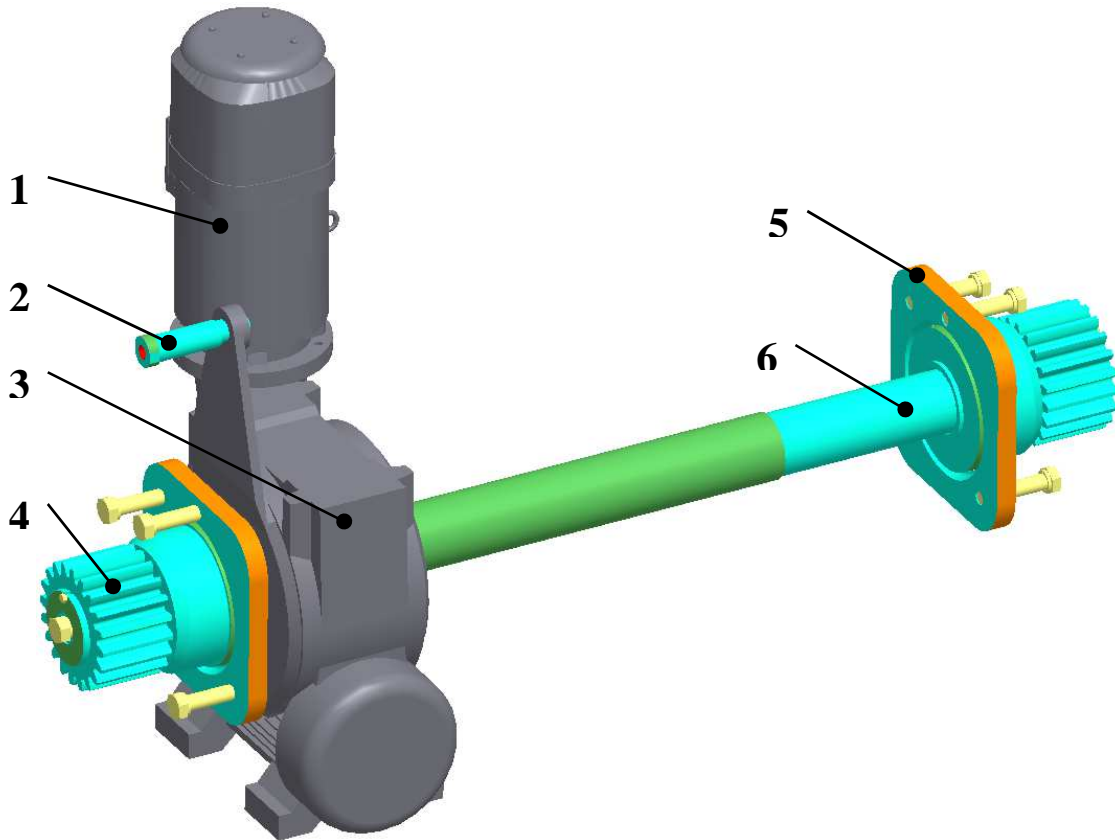
- Nosník

Výkres sestavy - Sestava pohonu lisu

- Sestava sklápění komory

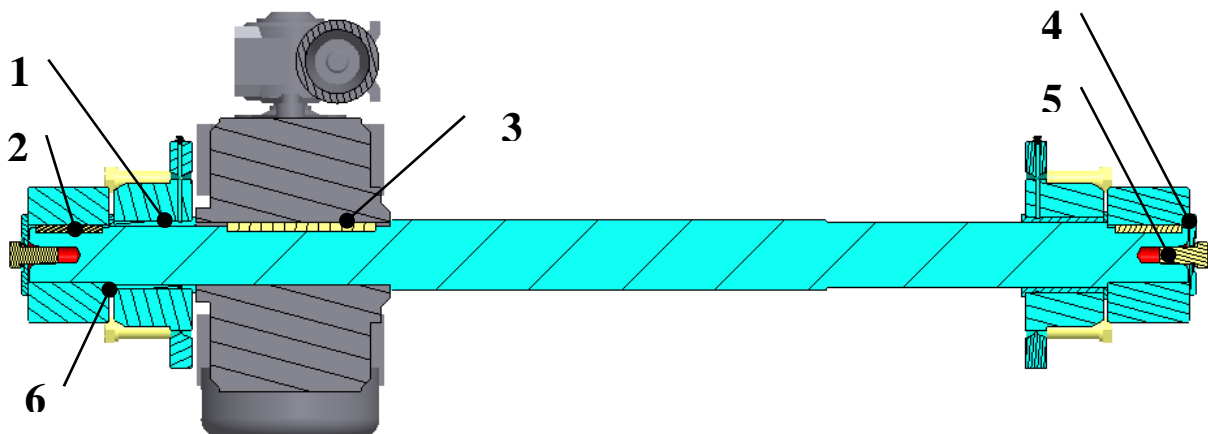
6.2. Sestava pohonu lisu

Sestava pohonu lisu viz obr. 6.1. Pohon lisu je zajištěn elektromotorem značky SEW se samosvornou šnekovou převodovkou výrobce Cavex. Samosvornost převodovky zaručuje, že při výpadku proudu dojde k zastavení pohybujících se (hnaných) komponent lisu. Elektromotor je vybaven pružinovou brzdou pro zvýšení brzdného účinku v případě výpadku proudu nebo jiného havarijního stavu. Točivý moment je ze šnekové převodovky přenášen na hřídel uloženou v bronzových kluzných pouzdech. Tyto pouzdra jsou umístěné v ložiskových domcích, které se šrouby připevňují ke stojanu lisu. Točivý moment je z převodovky na hřídel přenášen perem a z hřídele je dále přenášen na dva pastorky umístěné na koncích hřídele. Tyto pastorky jsou v záběru s ozubenými koly s excentrickým čepem.



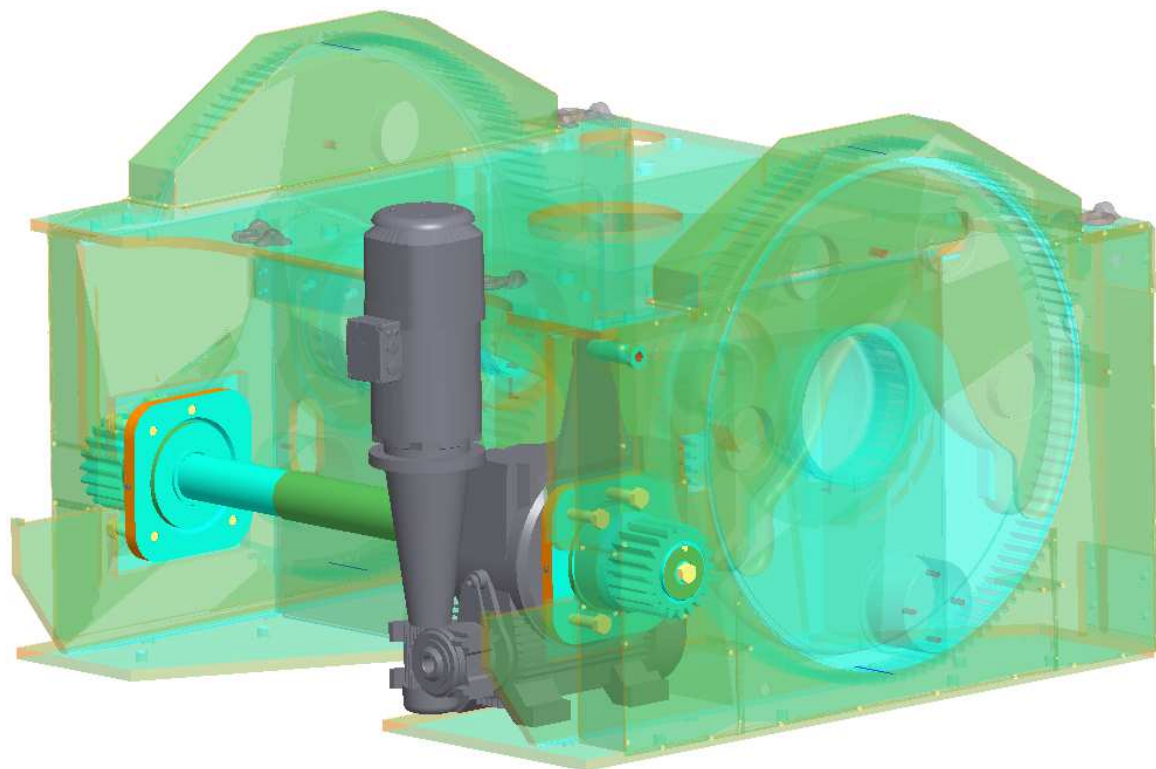
1-elektromotor SEW, 2-excentrický čep mom. ramene, 3-převodovka CAVEX, 4-pastorek,
5-ložiskový domek, 6-hřídel pohonu

Obr. 6.1 – Rozpracovaná varianta sestavy pohonu lisu



1-kluzné pouzdro, 2-pero pastorku, 3-pero převodovky, 4- deska axiálního zajištění,
5-šroub axiálního zajištění hřídele, 6-distanční podložka

Obr. 6.2 – Vodorovný řez 3D modelem sestavy pohonu lisu



Obr. 6.3 – Umístění sestavy pohonu lisu do zástavbového prostoru stojanu lisu

6.3. Sestava sklápění komory

Navržená konstrukce sestavy sklápění komory viz obr. 6.5. Vyráběné díly sestavy sklápění komory jsou koncipovány jako svařence z různých tloušťek plechů z materiálu označeného dle ČSN: ocel 11 523.

Stojna

Svařenec stojny viz obr. 6.5 se připevňuje na horní plochu stolu lisu. Přesně obráběné plochy jsou spodní dosedací plocha a oko pro uložení pouzder čepu sklápění ramene. Na stojně jsou umístěny dva indukční snímače, viz obr. 6.4. Jeden slouží pro snímání sklopeného stavu a druhý pro detekování vertikálního stavu. Dále je zde umístěn mechanický spínač pro detekování vertikálního stavu. Signály z těchto snímačů jsou odesílány do řídicí jednotky celého lisu.

Rameno

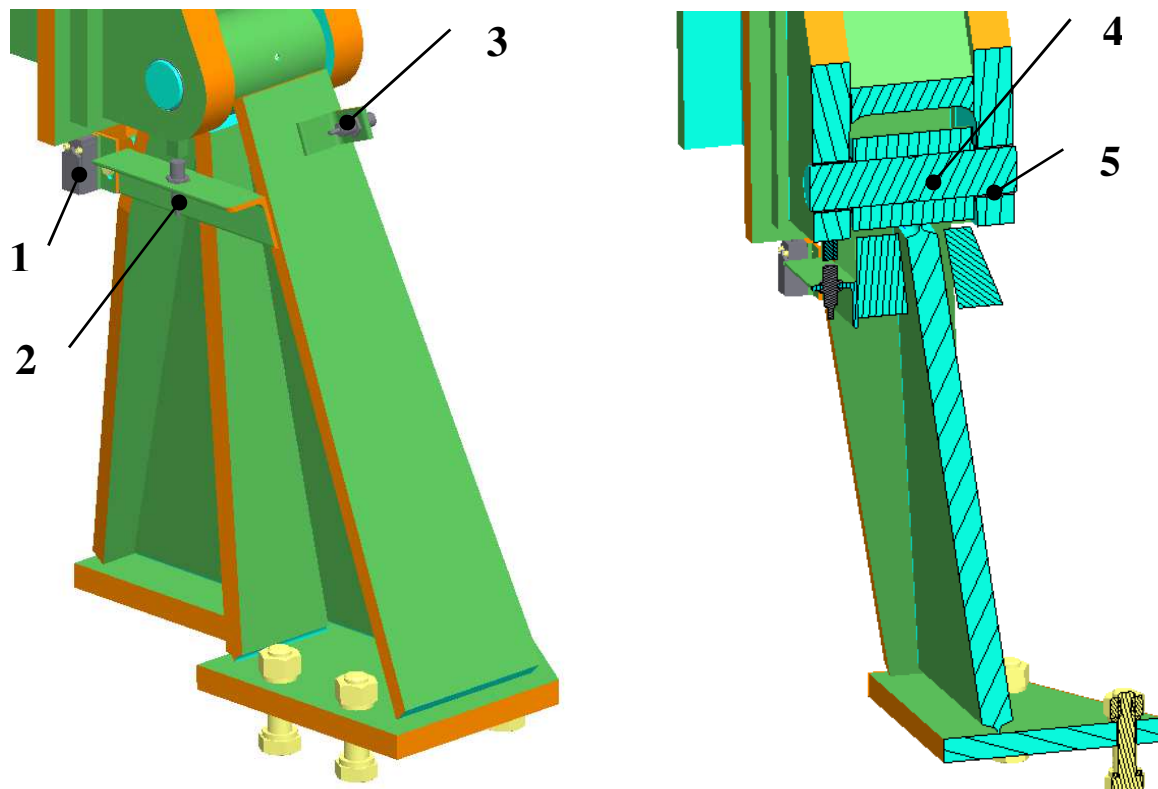
Rameno umožňuje vedení kladek příčnicku. Základ svařence ramene tvoří přibližný I profil, který je příčně žebrovaný. Pro zajištění kolmé polohy ramene jsou na stojně vyrobeny dorazy, o které se spodní plochy ramen opřou.

Nosník

Nosník je navržen jako skříňová konstrukce s vnitřním žebrováním. Je připevněn šrouby k opracovaným plochám ramen a otočně čepem k hydraulickému válci sklápění.

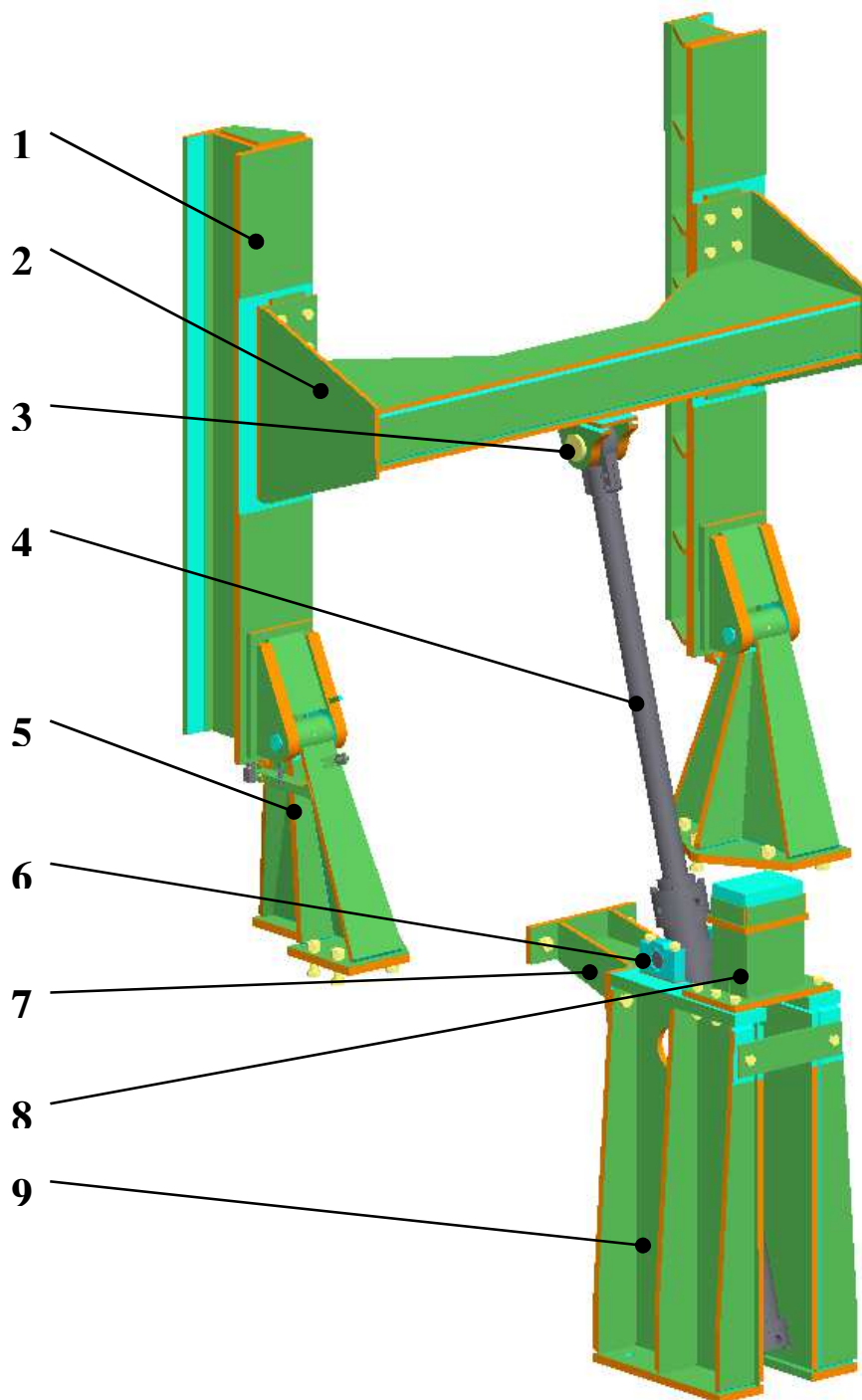
Stojan dorazu

Stojan dorazu je tvořen ze svařenců spojených šrouby, kde spodní plocha stojanu je ukotvena na základu lisu, a prostřednictvím mezikusu je stojan pevně připevněn šrouby ke stojanu lisu. Na stojanu je umístěn doraz sklápění, který je vyroben z tvrdého dřeva a umožňuje opření plochy nosníku při otevřené poloze lisu. Ke stojanu dorazu jsou připevněny dva ložiskové domky, ve kterých jsou bronzová pouzdra. V těchto bronzových pouzdrech je uložen naklápěcí čep hydraulického válce.



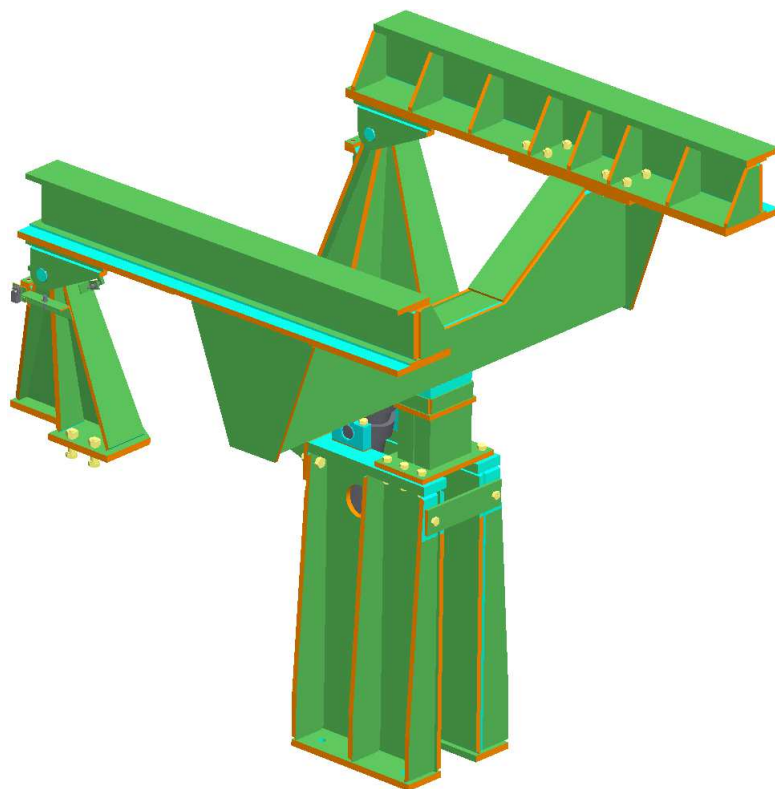
1-mechanický koncový spínač vertikální polohy, 2-indukční spínač vertikální polohy,
3-indukční spínač sklopené polohy, 4-čep sklápění, 5-kluzné pouzdro sklápění

Obr. 6.4 – Detail 3D modelu součásti stojna v sestavě

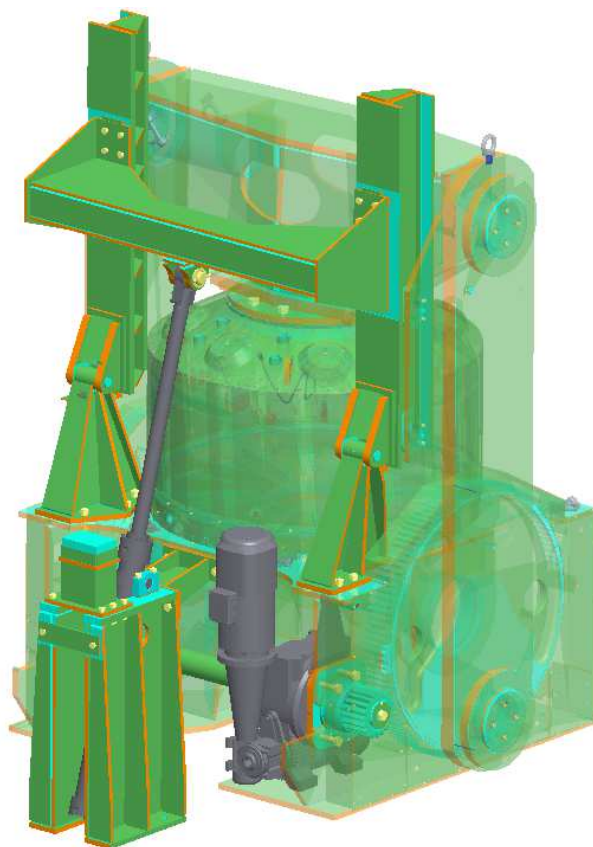


1-rameno, 2-nosník, 3-čep hydraulického válce, 4-pístnice hydraul. válce, 5-stojna,
6-těleso kluzného ložiska, 7-připojení ke stojanu lisu, 8-doraz sklápění, 9-stojan dorazu

Obr. 6.5 – Sestava sklápění komory ve vertikální poloze



Obr. 6.6 – Sklopená poloha sestavy sklápění komory



Obr. 6.7 – Sestava sklápění a sestava pohonu lisu v sestavě lisu VL75"

7. Dynamická analýza vulkanizačního lisu VL75"

7.1. Technické parametry

Výstupem dynamické analýzy jsou reakční síly v jednotlivých komponentech vulkanizačního lisu VL75", které jsou zatěžované v průběhu otevírání a zavírání lisu. Výsledky dynamické analýzy jsou nadále použity jako vstupní hodnoty pro kontrolní a návrhové výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů. Dále jsou výstupy dynamické analýzy použity jako vstupní hodnoty pro výběr hydraulického válce sklápění a pro elektromotor pohonu lisu. Označení jednotlivých komponent vulkanizačního lisu VL75" používané v následujícím textu je na obr. 7.1.

Výpočet je proveden v softwaru Pro/ENGINEER Wildfire 5.0 v modulu MECHANISM.

Zjišťované hodnoty:

Moment na hřídeli pohonu lisu bez uvažování předepínání lisu	[N.m]
Moment na hřídeli pohonu lisu s uvažováním předepínání lisu	[N.m]
Normálová složka síly vůči vedení horního a spodního čepu kladky příčnicku	[N]
Síla v pístnici hydraulického válce sestavy sklápění komory	[N]
Radiální síla v čepu příčnicku (bez uvažování předepínání lisu)	[N]
Radiální síla v čepu excentrického kola (bez uvažování předepínání lisu)	[N]
Radiální síla v čepu sklápění ramene	[N]

7.1.1. Okrajové podmínky

Dle požadované rychlosti otáčení excentrického kola a rychlosti výsuvu pístnice hydraulického válce je definovaný celkový čas otevření a zavření lisu následujícími schématy viz obr. 7.3, 7.4. Rychlost otáčení excentrického kola je korigována dle použitého elektromotoru s převodovkou, aby byla zajištěna přesnost výpočtu pro daný převodový poměr převodovky. To odpovídá 190 s na otevření a zavření s uvažováním zvolené prodlevy 10 s v otevřené poloze lisu. Tím je splněn požadavek na max. dobu otevření a zavření.

Požadavek maximálního celkového času na otevření a zavření lisu: 200 s

7.2. Definice pohybů mechanismu

Otevírání lisu je zahájeno rozběhem hřídele pohonu s pastorkem, který pohání ozubené kolo s excentrickým čepem (dále jen excentrické kolo). Když excentrické kolo otočí o 180°, je příčnick lisu v nejvyšší možné poloze. V okamžiku natočení excentrického kola o 180° je zahájen pohyb pístnice a příčnick s komorou se začne sklápět. V poloze 210° excentrického kola je zastaven pohyb excentrického kola a kolo spočívá na mechanickém dorazu. Po zasunutí pístnice a dosednutí plochy nosníku sklápění komory na dřevěný doraz je nastavena prodleva a setrvání v otevřené pozici po dobu 10 s (zvoleno). Poté je zahájeno vysouvání

pístnice. Cyklus otevírání a zavírání je symetrický, tudíž excentrické kolo je uvedeno do pohybu tak, aby v jeho poloze 180° byl dokončen zdvih pístnice.

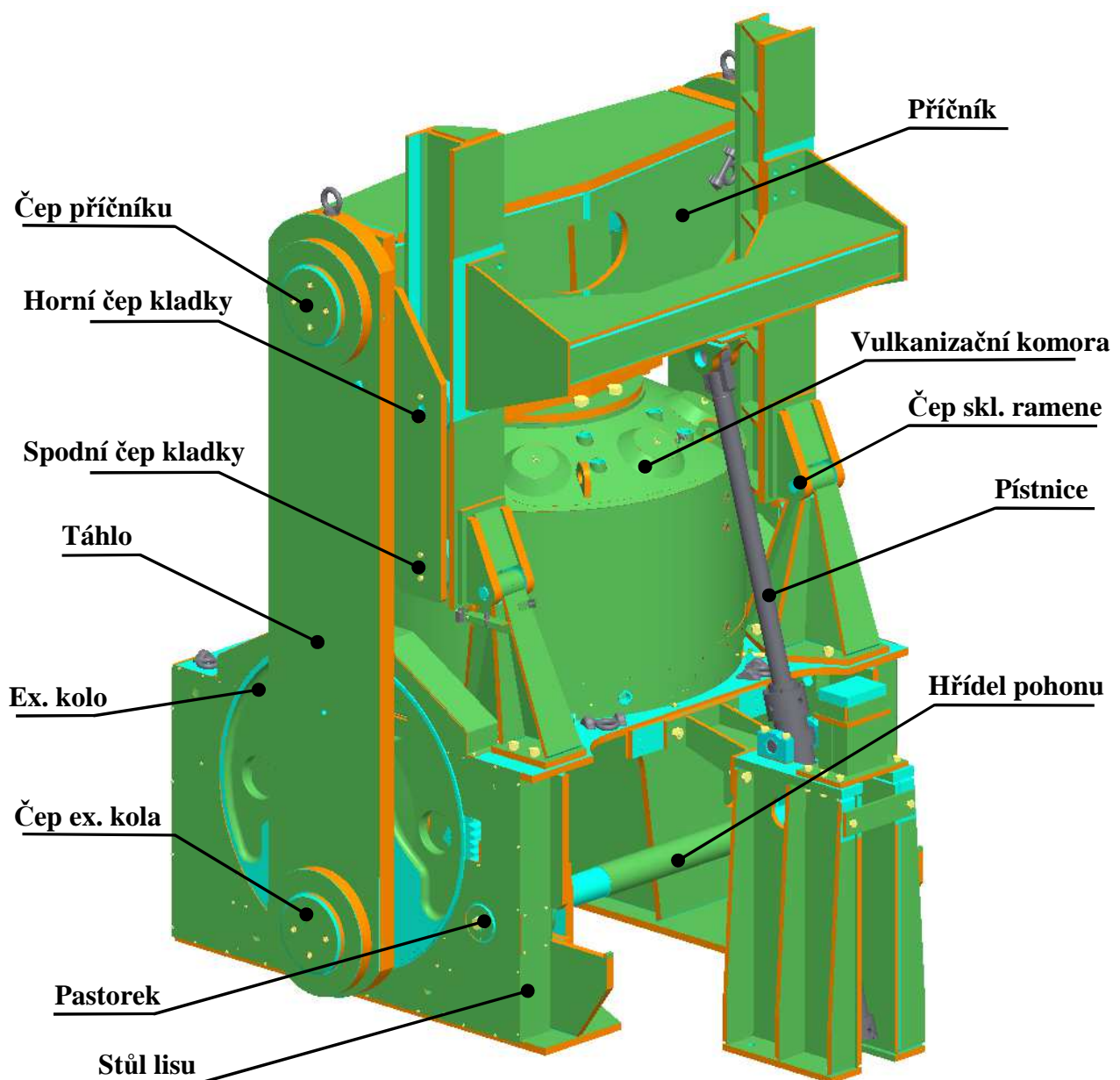
Rozdělení otevírání lisu na jednotlivé fáze:

1 - fáze – lis je uzavřený, viz obr. 7.2

2 - fáze – excentrické kolo pootočeno o 180° (nejvyšší poloha otevření), počátek zasouvání pístnice, viz obr. 7.2

3 - fáze - excentrické kolo pootočeno o 210° , excentrické kolo je v této poloze zastaveno, zasouvání pístnice pokračuje, viz obr. 7.2

4 - fáze – otevřený lis, viz obr. 7.2



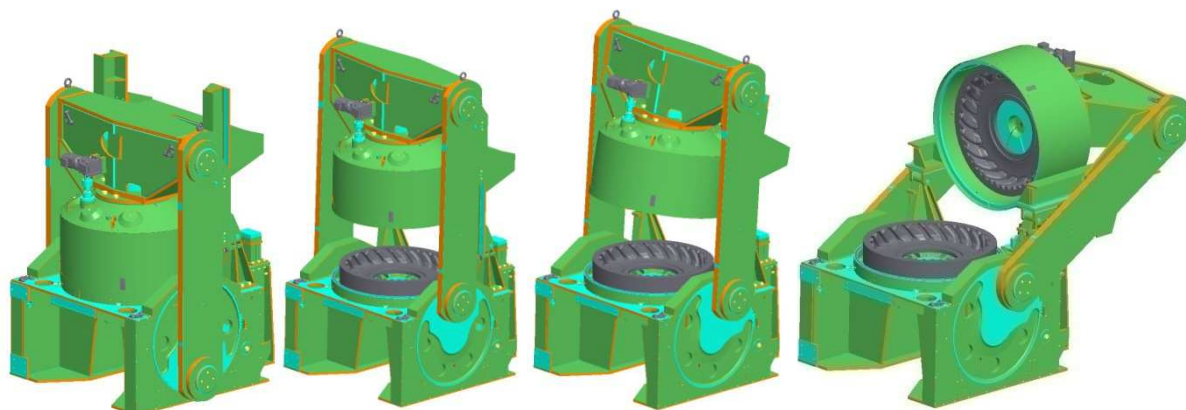
Obr. 7.1 - Isometrický pohled na 3D model lisu VL75" zezadu s označením jednotlivých komponent

1. Fáze

2. Fáze

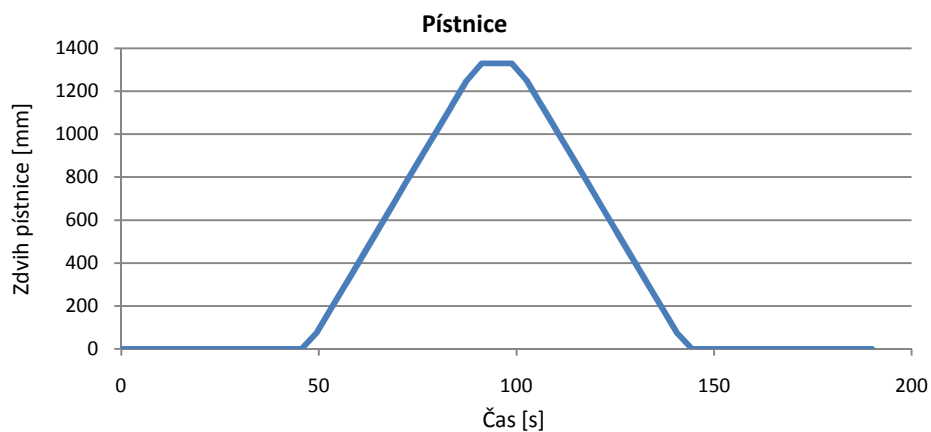
3. Fáze

4. Fáze

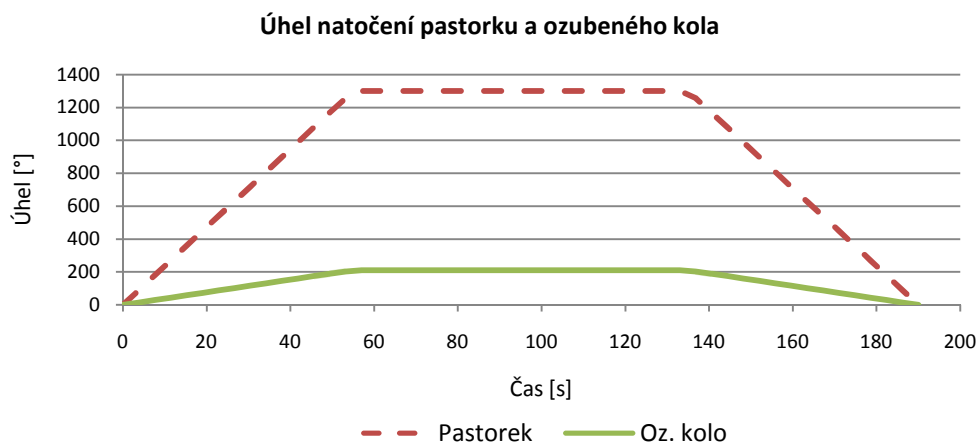


Obr. 7.2 – Isometrický pohled na 3D model lisu VL75" – Fáze otevírání

7.2.1. Definice pohybů komponent lisu

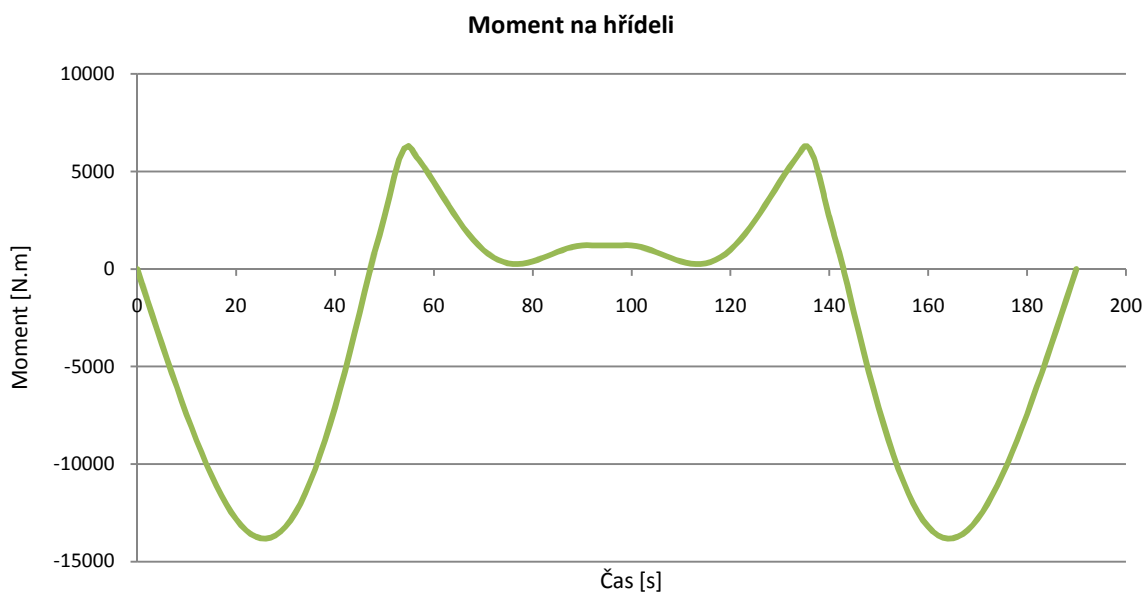


Obr. 7.3 - Definice zdvihu pístnice v závislosti na čase
(Počátek zasouvání pístnice v čase 47 s (ex. kolo 180°), konec zasouvání v čase 90 s. Počátek vysouvání pístnice v čase 100 s. Konec vysouvání v čase 143 s (ex. kolo 180°))

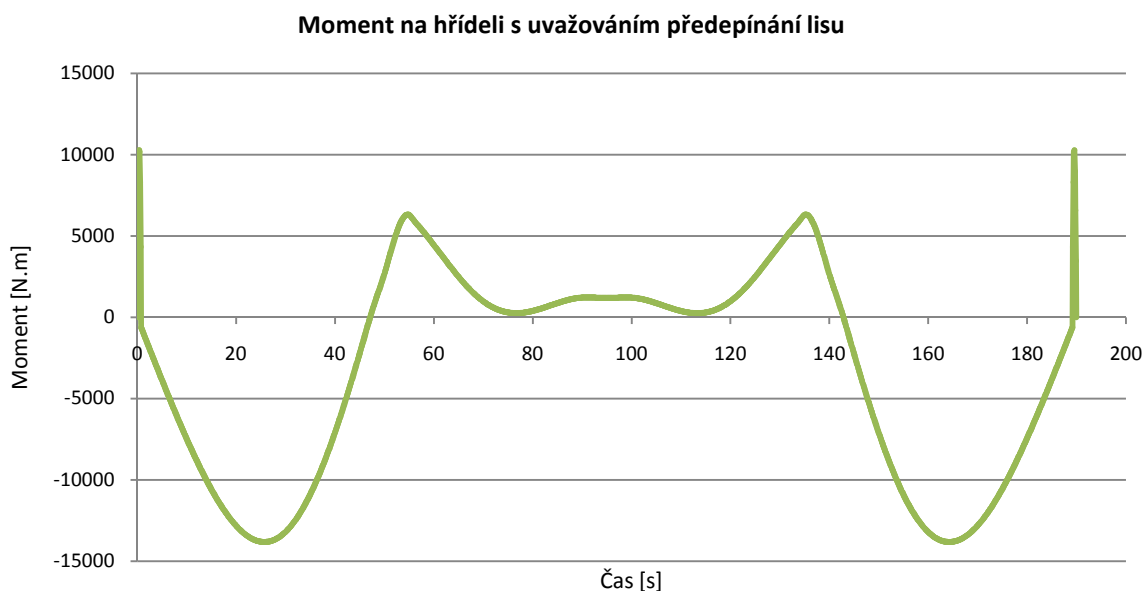


Obr. 7.4 - Definice úhlu natočení pastorku a excentrického kola v závislosti na čase
(Úhel natočení excentrického kola 210° v čase 55 s – 135 s)

7.3. Výstupní hodnoty dynamické analýzy

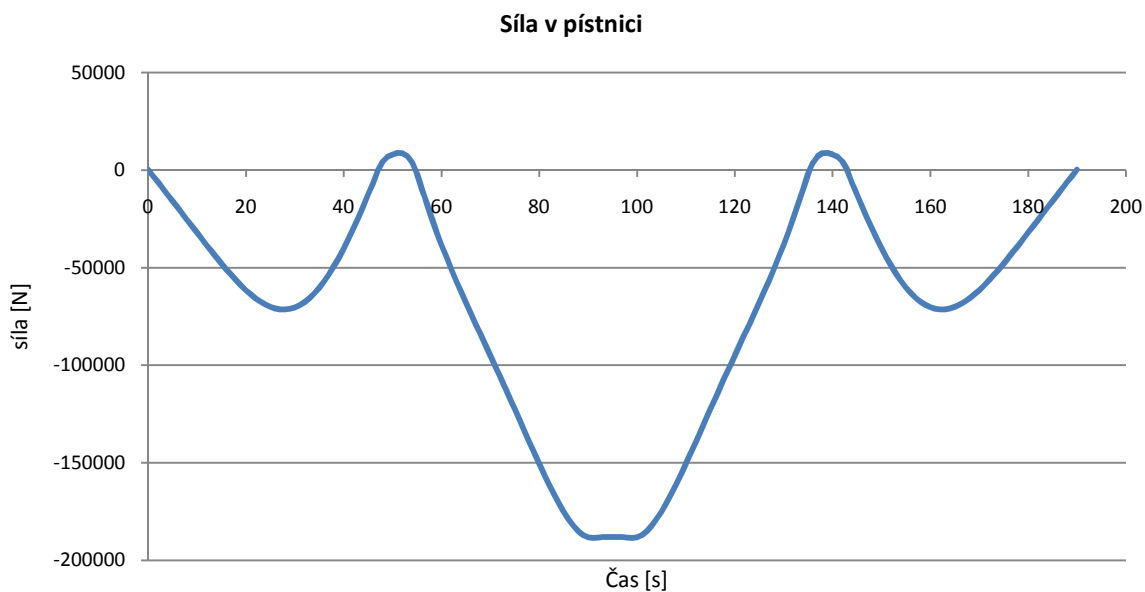


Obr. 7.5 – Průběh reakčního točivého momentu na hřídeli pohonu lisu v závislosti na čase, maximální hodnota 13818 N.m



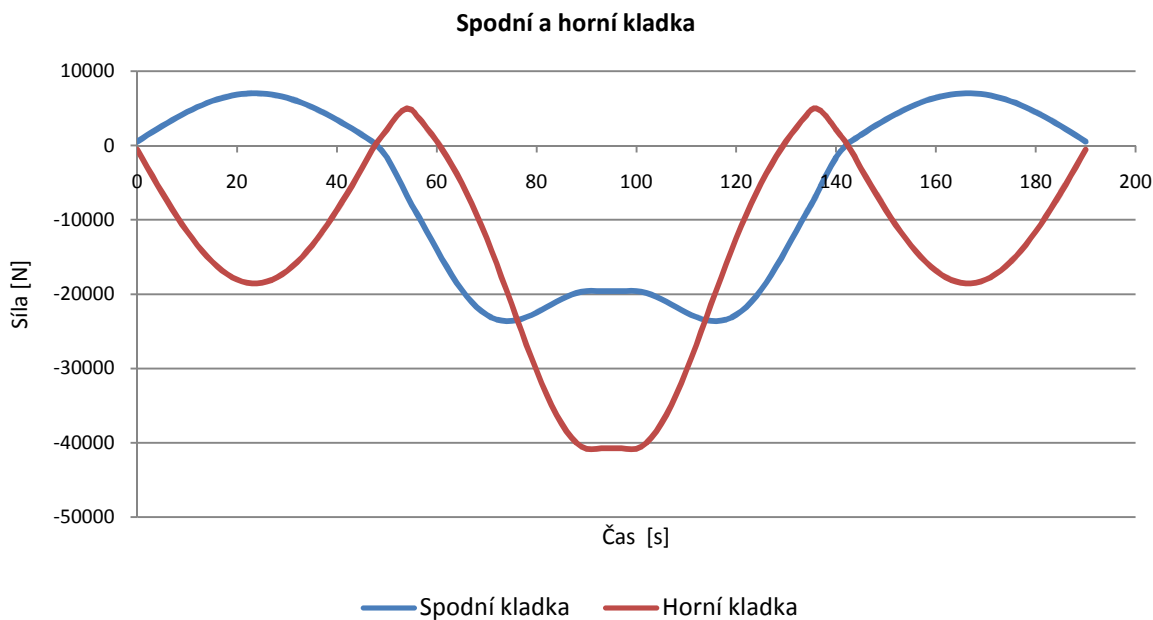
Obr. 7.6 – Průběh reakčního točivého momentu na hřídeli pohonu lisu v závislosti na čase, maximální hodnota 13818 N.m

Výpočet průběhu předepínání lisu viz kapitola 8.2.4.

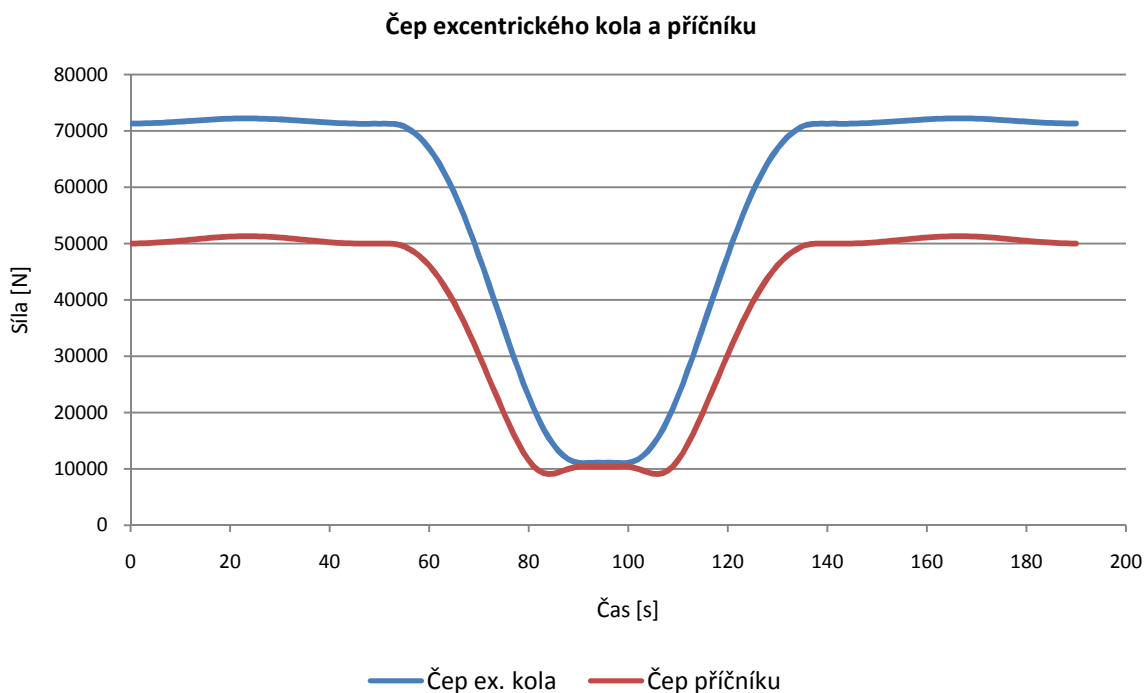


Obr. 7.7 – Axiální síla v pístnici

(Maximální hodnota v kladném směru osy (v tahu pístnice): 8818 N, Maximální hodnota v záporném směru osy (v tlaku pístnice): 188564 N)

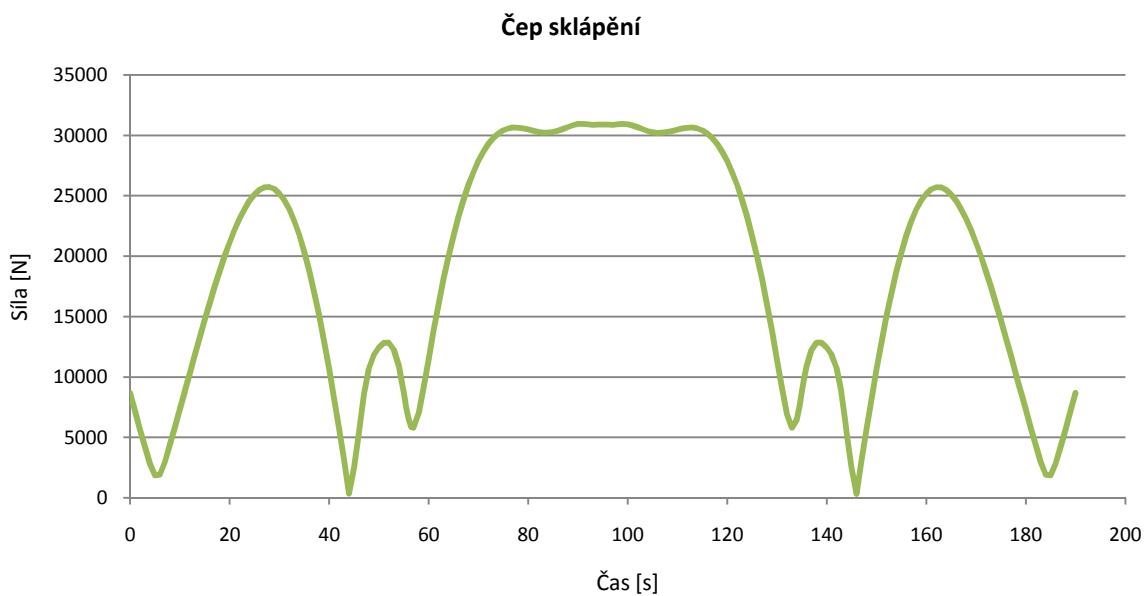


Obr. 7.8- Složka síly normálová vůči vedení horního a spodního čepu kladky příčnicku
(Spodní kladka: Min.: 23632 N, Max.: 7030 N, Horní kladka: Min.: 40837 N, Max.: 5021 N)



Obr. 7.9 – Radiální síla v čepu příčnicku a čepu excentrického kola

(Čep ex. kola: Max.: 72249 N, Min.: 11005 N, Čep příčnicku: Max.: 51302 N, Min.: 9077 N)



Obr. 7.10 – Radiální síla v čepu sklápění ramene (Maximální hodnota 30946,3 N)

7.4. Závěry

Výsledky dynamické analýzy vulkanizačního lisu VL75" popisují jednotlivé grafy v kapitole 7.3. Zde jsou shrnuty maximální hodnoty zatížení jednotlivých komponent. Maximální točivý moment na hřídeli pohonu lisu je stejný jak pro případ s uvažováním předepínání lisu, tak i pro případ bez uvažování předepínání lisu, jelikož předepínací moment je nižší než zatěžovací moment při otevírání lisu.

Maximální hodnoty zatížení jednotlivých komponent:

Moment na hřídeli pohonu lisu bez uvažování předepínání lisu	13818 N.m
Moment na hřídeli pohonu lisu s uvažováním předepínání lisu	13818 N.m
Složka síly normálová vůči vedení horního čepu kladky příčnicku	40837 N
Normálová složka síly vůči vedení spodního čepu kladky příčnicku	23632 N
Síla v pístnici hydraulického válce sestavy sklápění komory	188564 N
Radiální síla v čepu příčnicku (bez uvažování předepínání lisu)	51302 N
Radiální síla v čepu excentrického kola (bez uvažování předepínání lisu)	72249 N
Radiální síla v čepu sklápění ramene	30946,3 N

8. Analytické výpočty konstrukčních uzlů sestavy pohonu lisu

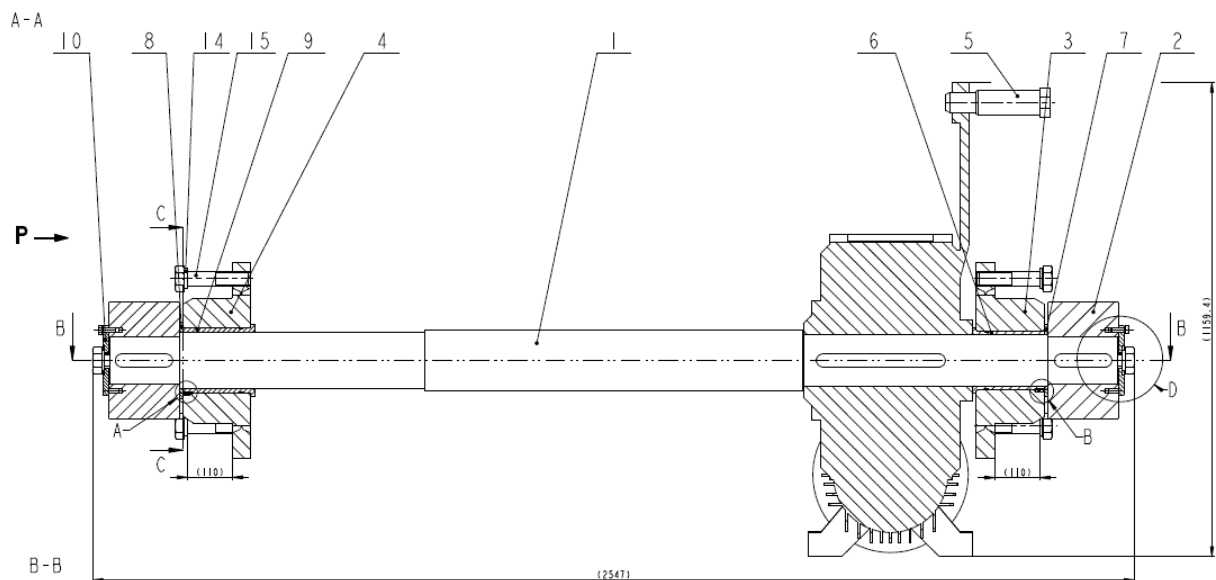
8.1. Technická data

Sestava pohonu lisu viz obr. 8.1 a 8.2. Komponenty sestavy pohonu lisu zajišťují otevírání, zavírání a předepínání lisu. Hřídel pohonu lisu poz. 1 je uložena ve dvou bronzových pouzdrech poz. 6 a 9 ve stojanu lisu. Na hřídeli pohonu je umístěn převodový mechanismus s elektromotorem, který zajišťuje otáčení hřídele. Z otáčející se hřídele je pak točivý moment přenášen přes pastorky, umístěné na obou koncích hřídele, na excentrická kola lisu.

Okrajové podmínky:

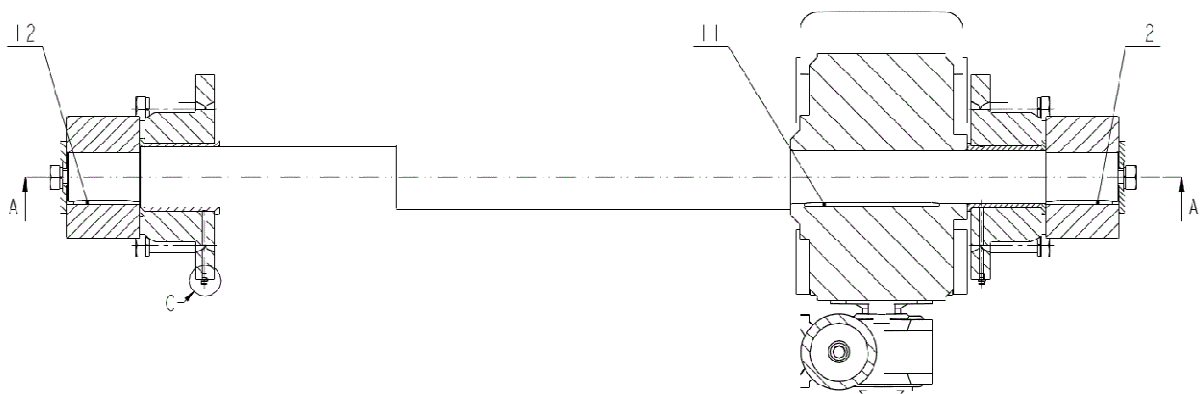
- Umožnění otočení excentrického kola o 210° (otevření lisu)

$F_{pred} = 6 \text{ MN}$ předepínací síla vyvozená v táhlech lisu při uzavírání lisu



1-hřídel pohonu, 2-pastorek, 5-čep, 6-pouzdro, 9-pouzdro

Obr. 8.1 - Sestava pohonu lisu ve svislém řezu



11-pero převodovky, 12-pero pastorku

Obr. 8.2 - Sestava pohonu lisu ve vodorovném řezu

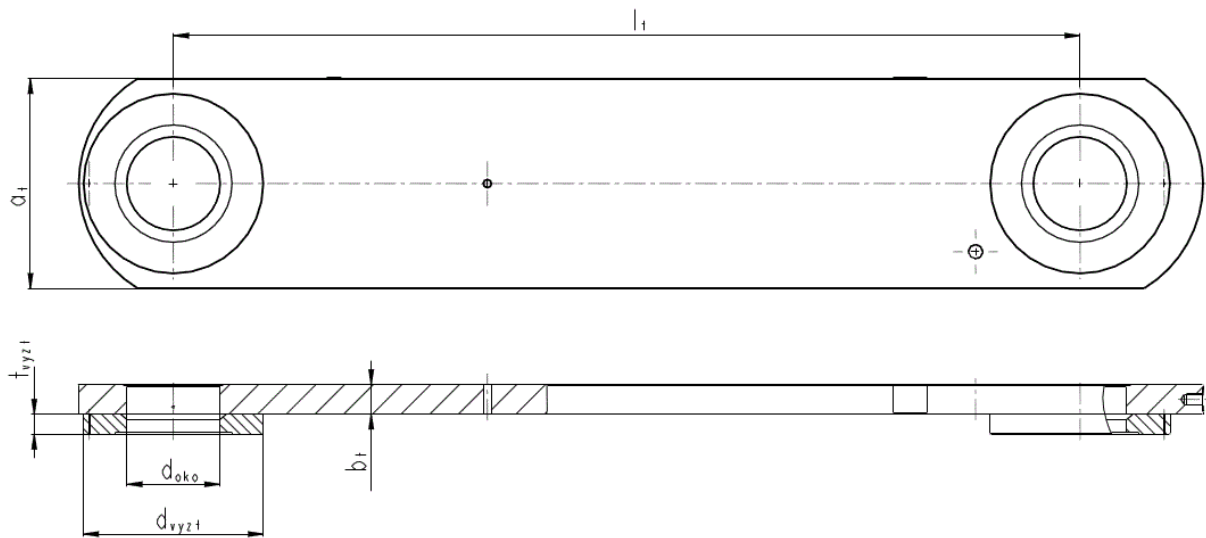
8.2. Výpočet pohonu lisu

8.2.1. Výpočet prodloužení táhla lisu a kontrola táhla na tah

Výpočet požadovaného prodloužení táhla je proveden pro uzavírací sílu lisu 6 MN za předpokladu, že předepnutí je symetrické a obě táhla jsou zatížena stejně.

Vstupní hodnoty:

$a_t = 700 \text{ mm}$	šířka táhla, viz obr. 8.3
$b_t = 100 \text{ mm}$	tloušťka táhla, viz obr. 8.3
$l_t = 3018 \text{ mm}$	vzdálenost os táhla, viz obr. 8.3
$F_t = 3 \text{ MN}$	zatěžující síla na jedno táhlo
$E_t = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$	modul pružnosti v tahu pro ocel (materiál táhel)
$d_{oko} = 310 \text{ mm}$	průměr oka táhla, viz obr. 8.3
$d_{vyzt} = 600 \text{ mm}$	průměr výztuhy, viz obr. 8.3
$t_{vyzt} = 65 \text{ mm}$	tloušťka výztuhy, viz obr. 8.3



Obr. 8.3 - Rozměry táhla

Výstupní hodnoty:

Výpočet prodloužení táhla

$$\Delta l_t = \frac{F_t \cdot l_t}{a_t \cdot b_t \cdot E_t} = 0,616 \text{ mm} \quad \text{prodloužení pro danou uzavírací sílu}$$

Výpočet napětí v tahu v táhle

$$\sigma_t = \frac{F_t}{a_t \cdot b_t} = 42,86 \text{ MPa} \quad \text{napětí v tahu táhla}$$

$$S_{oko} = (a_t \cdot b_t - d_{oko} \cdot b_t) + (d_{vyzt} \cdot t_{vyzt} - d_{oko} \cdot t_{vyzt}) = 0,058 \text{ m}^2 \quad \text{průřez výztuhy}$$

$$\sigma_t = \frac{F_t}{S_{oko}} = 51,86 \text{ MPa}$$

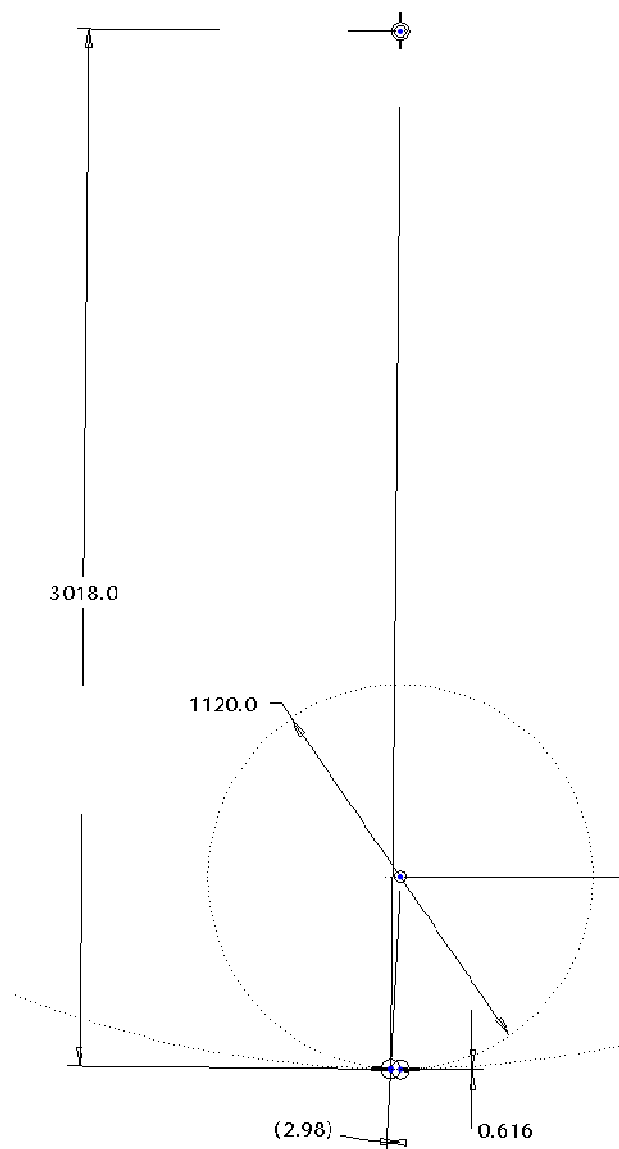
napětí v tahu v oku táhla

Závěry

Prodloužení táhla pro danou předepínací sílu je 0,616 mm. Napětí v tahu v jednotlivých průřezech táhla je nižší než dovolená hodnota napětí, táhlo tedy pevnostně vyhovuje.

8.2.2. Výpočet úhlu natočení excentrického kola pro počátek předepínání

Výpočet úhlu natočení excentrického kola, při kterém dojde k předepínání táhla, je proveden za předpokladu: příčník, mechanismus nastavování formy, formy, stojan lisu a excentrické kolo jsou absolutně tuhé. Úhel natočení pro dané prodloužení táhla vypočten skicou v Pro/ENGINEER viz obr. 8.4, $\alpha = 2,98^\circ$.



Obr. 8.4 - Skica rozměrů v programu Pro/ENGINEER

8.2.3. Výpočet velikosti sil od hmotnosti příčnicku a komory

Vstupní hodnoty:

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení
$m_p = 3965 \text{ kg}$	hmotnost příčnicku
$m_k = 6400 \text{ kg}$	hmotnost horní části komory s horní částí formy
$m_{celk} = m_p + m_k = 10370 \text{ kg}$	celková hmotnost

Výstupní hodnoty:

$F_{pk} = m_{celk} \cdot g = 0,102 \text{ MN}$	gravitační síla příčnicku a komory působící v horních čepích táhel ve vertikálním směru
--	---

Závěry

Gravitační síla příčnicku a komory působící v horním čepu táhla svisle dolů je zanedbatelně malá vůči celkové předepínací síle 6 MN a s uvážením malého úhlu natočení excentrického kola klade též zanedbatelné nároky na pohon lisu.

8.2.4. Výpočet momentu na hřídeli pohonu při předepínání lisu

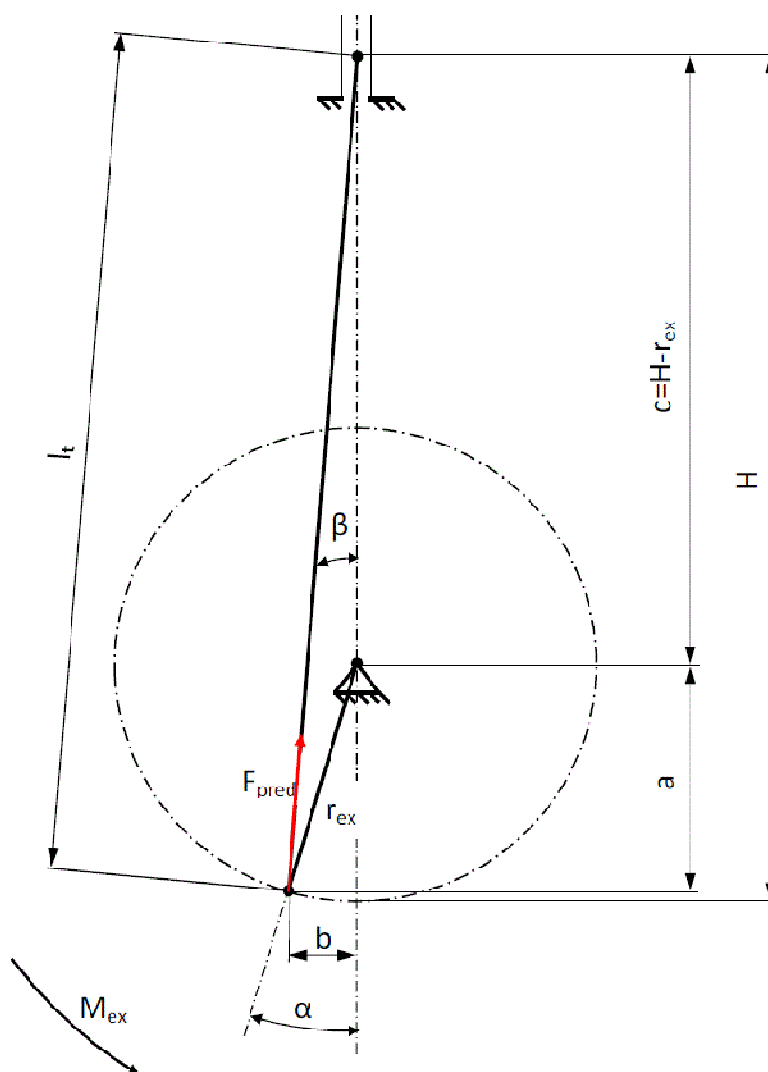
Vstupní hodnoty:

$r_{ex} = 560 \text{ mm}$	excentricita ozubeného kola, viz obr. 8.5
$\lambda = \frac{r_{ex}}{l_t} = 0.186$	poměr poloměru excentrického čepu k délce táhla
$i = 0..10$	počet hodnot, ve kterých je proveden výpočet
$H = l_t + \Delta l_t = 3,01862 \text{ m}$	délka předepnutého táhla, viz obr. 8.5
$c = H - r_{ex} = 2,459 \text{ m}$	rozměr viz obr. 8.5
$z_2 = 124$	počet zubů excentrického kola
$z_1 = 20$	počet zubů pastorku
$i_{prev} = \frac{z_2}{z_1} = 6,2$	převodový poměr excentrické kolo/pastorek

Výstupní hodnoty:

Úhel alfa, beta a rozměrové parametry a, b, α viz obr. 8.5

$$\alpha = \begin{bmatrix} 2,98 \\ 2,7 \\ 2,4 \\ 2,1 \\ 1,8 \\ 1,5 \\ 1,2 \\ 0,9 \\ 0,6 \\ 0,3 \\ 0 \end{bmatrix} [^\circ] \quad b = r_{ex} \cdot \sin(\alpha) = \begin{bmatrix} 29,113 \\ 26,38 \\ 23,45 \\ 20,52 \\ 17,59 \\ 14,656 \\ 11,728 \\ 8,796 \\ 5,864 \\ 2,932 \\ 0 \end{bmatrix} [\text{mm}] \quad a = r_{ex} \cdot \cos(\alpha) = \begin{bmatrix} 559,243 \\ 559,378 \\ 559,509 \\ 559,624 \\ 559,724 \\ 559,808 \\ 559,877 \\ 559,931 \\ 559,969 \\ 559,992 \\ 560 \end{bmatrix} [\text{mm}]$$



Obr. 8.5 - Rozměrové schéma klikového mechanismu VL75

Úhel beta viz obr. 8.5

Délka táhla v závislosti na úhlu alfa

$$\beta = \operatorname{atan}\left(\frac{b}{c+a}\right) = \begin{bmatrix} 0,533 \\ 0,501 \\ 0,445 \\ 0,39 \\ 0,334 \\ 0,278 \\ 0,223 \\ 0,167 \\ 0,111 \\ 0,056 \\ 0 \end{bmatrix} [^\circ]$$

$$l_{tah_i} = \sqrt{b_i^2 + (a_i + c)} = \begin{bmatrix} 3017,999 \\ 3018,11 \\ 3018,216 \\ 3018,31 \\ 3018,391 \\ 3018,46 \\ 3018,516 \\ 3018,56 \\ 3018,591 \\ 3018,61 \\ 3018,616 \end{bmatrix} [\text{mm}]$$

Prodloužení táhla v závislosti na úhlu alfa

$$\Delta l_i = l_{tah_i} - l_t = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,11 \\ 0,216 \\ 0,31 \\ 0,391 \\ 0,46 \\ 0,516 \\ 0,56 \\ 0,591 \\ 0,61 \\ 0,616 \end{bmatrix} [\text{mm}]$$

Velikost předepínací síly v jednom táhle v závislosti na úhlu natočení excentrického kola

$$F_{pred_i} = \frac{a_t \cdot b_t \cdot E_t \cdot \Delta l_i}{l_t} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,534 \\ 1,051 \\ 1,508 \\ 1,904 \\ 2,239 \\ 2,513 \\ 2,726 \\ 2,878 \\ 2,97 \\ 3 \end{bmatrix} [\text{MN}]$$

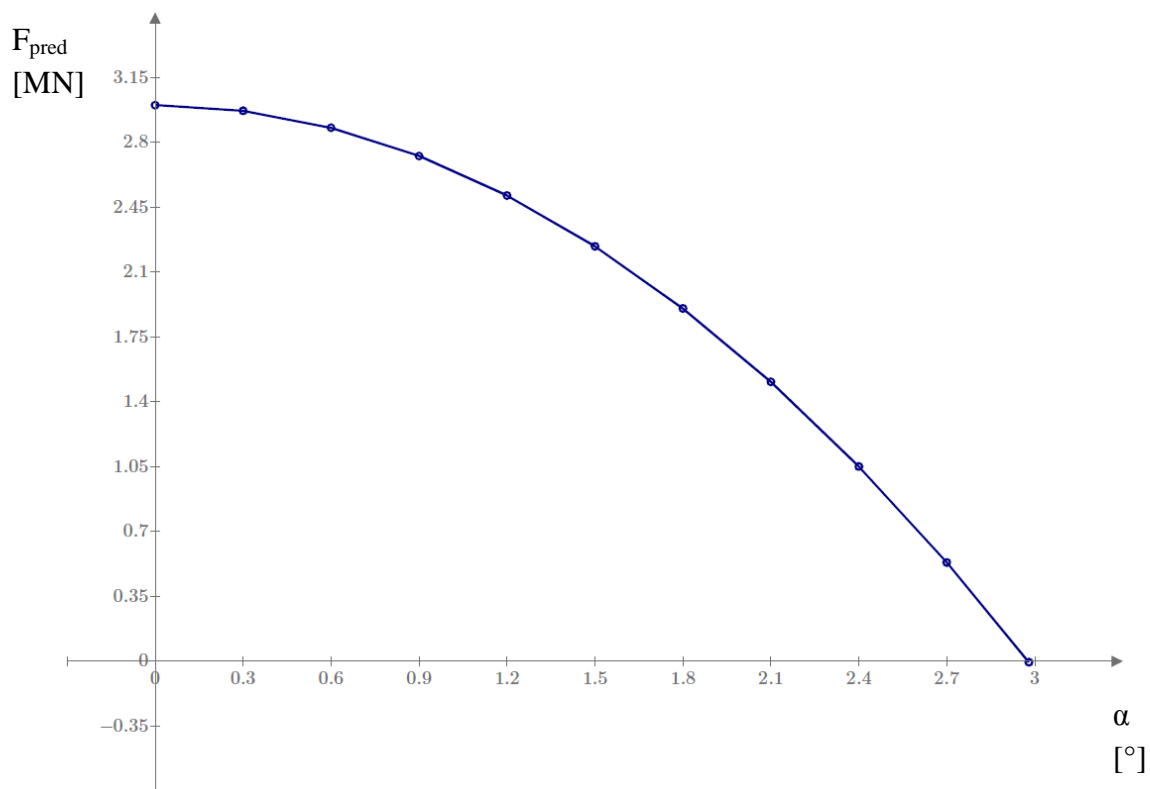
Moment na excentrickém kole v závislosti na úhlu natočení

$$M_{exi} = [F_{pred_i} \cdot \cos(\beta_i)] \cdot r_{ex} \cdot \left[\sin(\alpha_i) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_i) \right] = \begin{bmatrix} 0 \\ 16,682 \\ 29,218 \\ 36,679 \\ 39,696 \\ 38,904 \\ 34,936 \\ 28,426 \\ 20,01 \\ 10,323 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ [kN} \cdot \text{m]}$$

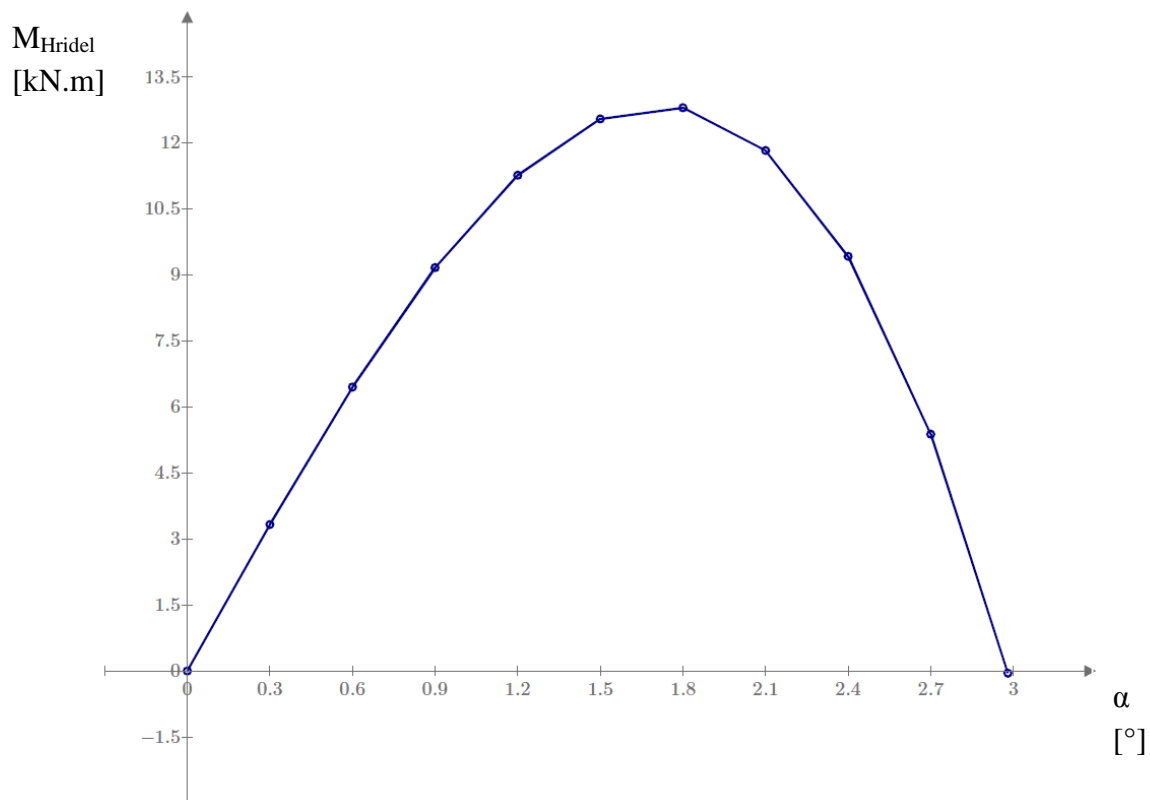
Moment na hřídeli pohonu bez uvažování tření

$$M_{Hrideli} = 2 \cdot \frac{M_{exi}}{i_{prev}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 5,381 \\ 9,425 \\ 11,832 \\ 12,805 \\ 12,55 \\ 11,27 \\ 9,17 \\ 6,455 \\ 3,33 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ [kN} \cdot \text{m]}$$

8.2.5. Grafy závislostí při předepínání lisu



Graf 2 - Závislost síly v táhle na úhlu natočení ex. kola



Graf 3 – Točivý moment na hřídeli pohonu v závislosti na úhlu natočení

8.2.6. Vstupní hodnoty pro dynamickou analýzu v softwaru Pro/ENGINEER

Vstupní hodnoty:

$$\varepsilon = 210^\circ \quad \text{celkový úhel otočení excentrického kola}$$

$$n_{exc} = 0,635 \text{ min}^{-1} \quad \text{otáčky excentrického kola}$$

Výstupní hodnoty:

čas otočení ex. kola o 210°

$$t_{210} = \frac{1}{n_{exc}} \cdot \frac{210^\circ}{360^\circ} = 55 \text{ s}$$

čas otočení ex. kola o 180°

$$t_{180} = \frac{1}{n_{exc}} \cdot \frac{180^\circ}{360^\circ} = 47 \text{ s}$$

úhlová rychlost otáčení ex. kola

$$t_{ot} = \frac{\varepsilon}{t_{210}} = 47 \text{ s}^{-1}$$

Vektor hodnot časů pro dosazení vypočtených hodnot do dynamické analýzy pro oblast předeplínání

$$t_{pred} = \alpha \cdot \frac{1}{t_{ot}} = \begin{bmatrix} 0,78 \\ 0,707 \\ 0,628 \\ 0,55 \\ 0,471 \\ 0,393 \\ 0,314 \\ 0,236 \\ 0,157 \\ 0,079 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ [s]}$$

8.2.7. Určení vstupních hodnot pro kontrolu ozubení excentrického kola

Návrh motoru a vstupního převodu

Na základě výsledků v kapitole 7.3 a 8.2.4 byl vybrán níže uvedený elektromotor a převodovka.

Vstupní hodnoty:

Parametry elektromotoru SEW DRE180M4/BE20/FF/C

$$n_r = 1470 \text{ min}^{-1} \quad \text{otáčky motoru}$$

$$P = 15 \text{ kW} \quad \text{výkon motoru}$$

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_r} = 97,442 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{moment na výstupu motoru}$$

Parametry převodovky CAVEX: CDDA 280 $i=373,3$, připevnění - size:M1160L

$$\eta = 0,77 \quad \text{účinnost převodovky dle výrobce}$$

$$i_1 = 373,3 \quad \text{převodový poměr}$$

$$T_{2max} = 32000 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{maximální povolený výstupní krouticí moment z převodovky}$$

Výstupní hodnoty:

$$P_{C_Hridel} = P \cdot \eta = 11,55 \text{ kW} \quad \text{výkon přenášený hřídelí}$$

$$M_{C_Hridel} = M \cdot i_1 \cdot \eta = 28 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad \text{moment na hřídeli (výstupní moment převodovky)}$$

$$n_{C_Hridel} = \frac{n_r}{i_1} = 3,938 \text{ min}^{-1} \quad \text{otáčky pohonného hřídele (pastorku)}$$

$$n_{C_Hridel} = \frac{n_r}{i_1 \cdot i_{prev}} = 0,635 \text{ min}^{-1} \quad \text{otáčky excentrického kola}$$

Životnost ozubení: 55s - 210° (otevření), vulkanizace 2 hodiny, třísměnný provoz, 24 h den, 20 let životnosti

$$Z = 0,92 \cdot 2 \cdot \frac{24}{2} \cdot 365 \cdot \frac{20}{60} = 2686 \text{ hodin}$$

Maximální moment během cyklu

Pro určení maximálního momentu na hřídeli byla provedena dynamická analýza, ve které byl stanoven moment na hřídeli v průběhu otevírání a zavírání lisu. Z dynamické analýzy plyne, že max. moment je 13818 N.m, viz kapitola 7.3. Pro výpočty komponent pohonu lisu zatížených momentem od pohonu je pro dimenzování uvažován reakční moment z dynamické analýzy se zahrnutím pasivních odporů M_{Vyp} .

$$M_{dyn} = 13,818 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad \text{max. reakční moment z dynamické analýzy}$$

$$\eta_{celk} = 0,8 \quad \text{předpokládaná účinnost uložení táhel, ex. kol, hřídele a účinnosti ozubení}$$

$$M_{Vyp} = \frac{M_{dyn}}{\eta_{celk}} = 17,273 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad \text{moment na hřídeli s uvažováním pasivních odporů}$$

$$k_{min} = 1,4 \quad \text{zvolený minimální součinitel bezpečnosti}$$

$$k_{bezp} = \frac{M_{C_Hridel}}{M_{Vyp}} = 1,622 \quad \text{součinitel bezpečnosti}$$

Závěry

Použitý pohonný mechanismus je vyhovující.

8.3. Kontrola per hřídele pohonu

Točivý moment je na hřídel přiváděn z elektromotoru s převodovkou pomocí pera (poz. 11) a je přenášen na dva pastorky perem (poz. 12), viz obr. 8.2. Pera dle ČSN 02 2562, materiál per označení dle ČSN ocel 11 600. Materiály spojovaných součástí mají vyšší nebo stejné materiálové hodnoty, tudíž je brán v úvahu dovolený měrný tlak pro materiál pera.

Vstupní hodnoty:

$\sigma_{pt_pero} = 600 \text{ MPa}$	mez pevnosti materiálu per dle [5]
$\sigma_{kt_pero} = 0,6 \cdot \sigma_{pt_pero} = 360 \text{ MPa}$	mez kluzu hodnoty dle [5]
$k_{pero} = 2$	bezpečnost vůči mezi kluzu volena dle [5]
$\sigma_{D_pero} = \frac{\sigma_{kt_pero}}{k_{pero}} = 180 \text{ MPa}$	dovolené napětí
$p_{D_pero} = \sigma_{D_pero} = 180 \text{ MPa}$	dovolený měrný tlak na peru [5]

Pero pozice 12 viz obr. 8.2 označení: PERO 32e7 x 18 x 140

$l_{st_12} = 108 \text{ mm}$	styková délka pera
$h_{st_12} = 16 \text{ mm}$	styková výška pera
$d_{12} = 115 \text{ mm}$	průměr hřídele u pera

Pero pozice 11 viz obr. 8.2 označení: PERO 32e7 x 18 x 315

$l_{st_11} = 283 \text{ mm}$	styková délka pera
$h_{st_11} = 16 \text{ mm}$	styková výška pera
$d_{11} = 125 \text{ mm}$	průměr hřídele u pera

Výstupní hodnoty:

Tlak ve stykové ploše pera poz. 12

$$p_{poz_12} = \frac{\frac{M_{Vyp}}{2 \cdot \frac{d_{12}}{2}}}{l_{st_12} \cdot \frac{h_{st_12}}{2}} = 173,8 \text{ MPa}$$

Tlak ve stykové ploše pera poz. 11

$$p_{poz_11} = \frac{\frac{M_{Vyp}}{\frac{d_{11}}{2}}}{l_{st_11} \cdot \frac{h_{st_11}}{2}} = 122,1 \text{ MPa}$$

Závěry

Hodnoty vypočtených měrných tlaků jsou nižší než hodnota dovoleného měrného tlaku, pera jsou vyhovující.

8.4. Kontrola čepu na ohyb a otláčení

Čep spojuje momentové rameno převodovky se stolem lisu, a přenáší tak reakční sílu do stolu lisu. Materiál čepu označení dle ČSN ocel 11 600. Čep viz obr. 8.6.

Vstupní hodnoty:

$r_{ram} = 630 \text{ mm}$	poloměr momentového ramene převodovky
$F_{cep} = \frac{M_{C_Hridel}}{r_{ram}} = 44,458 \text{ kN}$	max. síla na čep
$\sigma_{pt_cep} = 600 \text{ MPa}$	mez pevnosti materiálu čepu
$\sigma_{kt_cep} = 0,6 \cdot \sigma_{pt_cep} = 360 \text{ MPa}$	mez kluzu hodnoty dle [5]
$k_{cep} = 2$	bezpečnost vůči mezi kluzu, hodnota volena dle [5]
$\sigma_{D_cep} = \frac{\sigma_{kt_cep}}{k_{cep}} = 180 \text{ MPa}$	dovolené napětí
$p_{Dv_cep} = 0,8 \cdot \sigma_{D_cep} = 144 \text{ MPa}$	dovolený měrný tlak se zahrnutým vlivem válcového uložení [5]
$d_{cep60} = 60 \text{ mm}$	průměr čepu
$d_{cep50} = 50 \text{ mm}$	malý průměr čepu
$a_{cep} = 63 \text{ mm}$	rozměr viz obr. 8.6
$b_{cep} = 48 \text{ mm}$	rozměr viz obr. 8.6
$c_{ram} = 40 \text{ mm}$	šířka momentového ramene

Výstupní hodnoty:

$M_{O_cep50} = F_{cep} \cdot b_{cep} = 1316 \text{ N.m}$	ohybový moment na malém průřezu
$M_{O_cep60} = F_{cep} \cdot a_{cep} = 1727,3 \text{ N.m}$	ohybový moment ve vetknutí

Ohybové napětí v čepu v menším průřezu

$$\sigma_{O_cep50} = \frac{M_{O_cep50}}{\frac{\pi \cdot d_{cep50}^3}{32}} = 107,2 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí ve vetknutí čepu

$$\sigma_{o_cep60} = \frac{M_{o_cep60}}{\frac{\pi \cdot d_{cep60}^3}{32}} = 81,5 \text{ MPa}$$

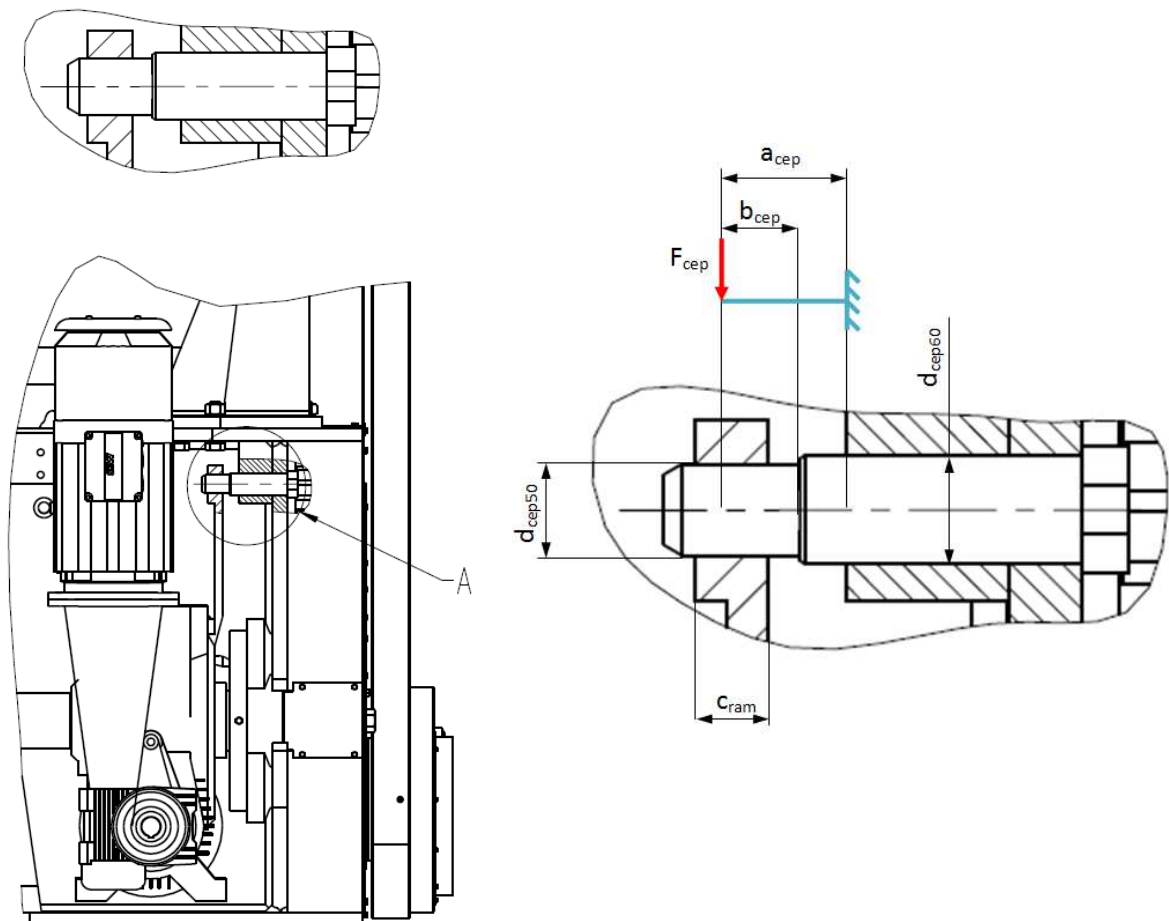
Tlak ve stykové ploše čepu a momentového ramene

$$p_{cep} = \frac{F_{cep}}{d_{cep50} \cdot c_{ram}} = 13,7 \text{ MPa}$$

Závěry

Vypočtená hodnota napětí v ohybu je nižší než dovolená hodnota napětí v ohybu. Vzhledem k rozměrům je smykové napětí zanedbatelné, a není tak ve výpočtu uvažováno. Tlak ve stykové ploše je nižší než dovolená hodnota měrného tlaku. Čep je vyhovující.

A



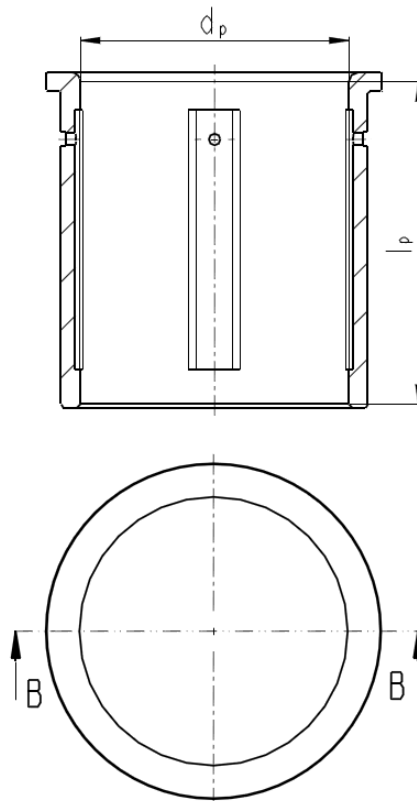
Obr. 8.6 – Detail čepu v sestavě, výpočtový model čepu

8.5. Kontrola pouzder na otláčení

V pouzdech poz. 6 a 9 je uložena hřídel poz. 1, viz obr. 8.1. Pouzdra jsou zatížena od radiální síly v ozubení, gravitačních sil hřídele a pohonného mechanismu. Radiální síla v ozubení je vypočtena v programu MITCalc v příloze 1. Reakce v pouzdech je vypočtena v programu MITCalc příloze 2. Pouzdro je odlitek z materiálu ČSN 42 3148 (CuAl10Ni2Mn1).

Vstupní hodnoty:

$F_{Rad} = 24180 \text{ N}$	radiální síla v ozubení viz příloha 1
$F_{p_6} = 27946 \text{ N}$	reakce v pouzdu poz. 6
$F_{p_9} = 25769 \text{ N}$	reakce v pouzdu poz. 9
$\sigma_{pt_P} = 490 \text{ MPa}$	mez pevnosti daného materiálu pouzder
$p_{D_P} = 5 \text{ MPa}$	zvolená hodnota povoleného měrného tlaku
$l_p = 165 \text{ mm}$	délka pouzdra
$d_{p_9} = 140 \text{ mm}$	vnitřní průměr pouzdra
$d_{p_6} = 140 \text{ mm}$	vnitřní průměr pouzdra



Obr. 8.7 - Rozměry pouzdra

Výstupní hodnoty:

měrný tlak ve styčné ploše pouzdro poz. 9

$$p_{p.9} = \frac{F_{p.9}}{d_{p.9} \cdot l_p} = 1,116 \text{ MPa}$$

měrný tlak ve styčné ploše pouzdro poz. 6

$$p_{p.6} = \frac{F_{p.6}}{d_{p.6} \cdot l_p} = 1,355 \text{ MPa}$$

Závěry

Vypočtené hodnoty měrných tlaků jsou nižší než dovolené hodnoty měrných tlaků, pouzdra jsou tedy vyhovující.

8.6. Výpočet ozubeného soukolí pastorku a excentrického kola

Materiál pastorku je zušlechtěná konstrukční ocel, označení dle ČSN ocel 15 241, $R_m=980\text{MPa}$, $R_e=850\text{MPa}$. Materiál excentrického kola je slitinová ocel na odlitky normalizačně žíhaná a popouštěná ČSN 422719, $R_m=700\text{MPa}$, $R_e=340\text{MPa}$. Výpočet je proveden v softwaru MITCalc. Zde jsou uvedeny pouze primární zátěžové parametry pro výpočet ozubení. Podrobně jsou jednotlivé hodnoty nastavení výpočtu obsaženy ve výstupu z programu. Výstup z programu MITCalc je uveden v příloze 1.

Základní vstupy výpočtu v programu MITCalc:

$L_h = 3000$ hod požadovaná životnost ozubení

$M_{past} = 8636 \text{ N} \cdot \text{m}$ zátěžný moment na pastorek

$n_{C_Hridel} = 3,938 \text{ min}^{-1}$ otáčky pastorku

Závěry

Zadané minimální hodnoty pro jednotlivé bezpečnosti dle doporučených hodnot MITCalc

Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku: 1,1

Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu: 1,3

Vypočtené minimální hodnoty pro navržené ozubení

Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku: 1,15

Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu: 5,01

Vypočtené koeficienty bezpečnosti jsou větší než požadované hodnoty bezpečnosti. Ozubení vyhovuje.

8.7. Kontrola hřídele

Hřídel je vyrobena z materiálu označeného dle ČSN ocel 12 060, $R_m=595\text{MPa}$, $R_e=345\text{MPa}$. Výpočet je proveden v softwaru MITCalc. Hřídel je zatížena gravitační silou od vlastní váhy, dále gravitační silou od převodovky s elektromotorem a radiální reakcí z ozubení pastorků. Hřídel je dále zatížena točivým momentem od elektromotoru s převodovkou. Podrobně jsou jednotlivé hodnoty nastavení výpočtu uvedeny ve výstupu z programu, viz příloha 2.

Základní vstupy výpočtu v programu MITCalc

$n_{C_Hridel} = 3,938 \text{ min}^{-1}$	otáčky hřídele
$M_{Vyp} = 17272,5 \text{ N} \cdot \text{m}$	zatížení hřídele hnacím momentem
$F_{Rad} = 2,418 \cdot 10^4 \text{ N}$	radiální reakce v ozubení

Zatížení:

Hřídel je zatížena dle schématu viz obr. 8.8. Hřídel je zatěžována momentem M a radiální silou od ozubení F_{rad} . Zatížení od tíhy převodovky s elektromotorem je znázorněno silou F_{prev} .

Závěry

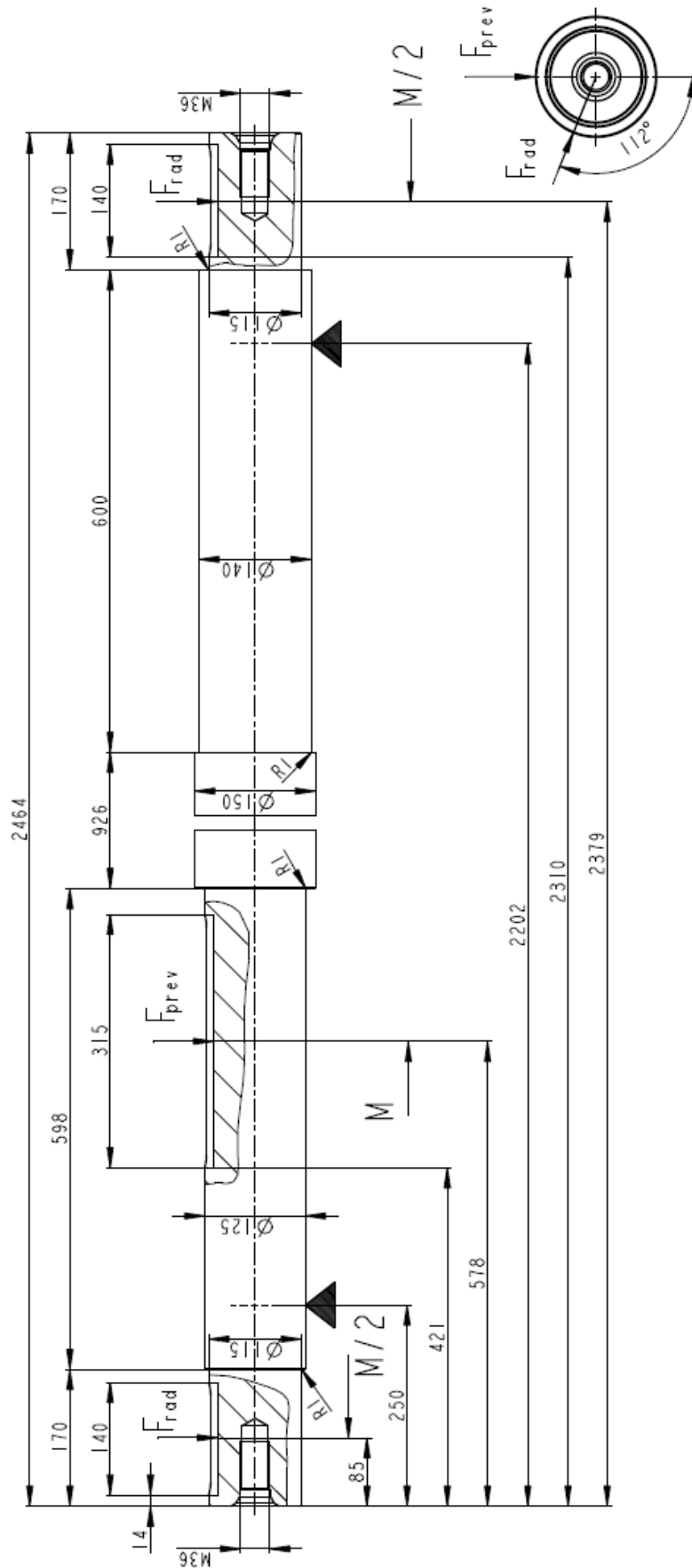
Zadané minimální hodnoty pro jednotlivé bezpečnosti dle doporučených hodnot MITCalc

Statická bezpečnost:	2
Dynamická bezpečnost:	1,5

Vypočtené minimální hodnoty bezpečností

Statická bezpečnost:	4,11
Dynamická bezpečnost:	2,77

Vypočtené koeficienty bezpečnosti jsou větší než požadované hodnoty bezpečnosti. Hřídel vyhovuje.



Obr. 8.8 - Rozměry a zatížení hřídele pro výpočet v MitCalc

9. Analytické výpočty konstrukčních uzlů sestavy sklápění komory

9.1. Technická data

Sestava sklápění komory, viz obr. 6.5. Sestava lisu v otevřené a zavřené poloze, viz obr. 9.1 a 9.2. Sestava sklápění komory umožňuje otevření lisu, což zahrnuje sklopení příčnicku s vulkanizační komorou. Komponenty sestavy sklápění komory jsou zatěžovány v průběhu otevírání a zavírání gravitačními silami od ostatních částí lisu.

Průběh otevírání: V první fázi se otáčí excentrické kolo do úhlu 180° a pomocí táhel lisu je zvedán příčník s vulkanizační komorou. Příčník je veden na kladkách po vodících plochách ramene sklápění komory. Když excentrické kolo dosáhne úhlu 180°, pístnice hydraulického válce sklápění komory se začne zasouvat. Excentrické kolo se přestane otáčet při dosažení 210° a dále pokračuje pouze zasouvání pístnice až do okamžiku, kdy nosník sestavy sklápění komory dosedne na mechanický doraz. Tímto je otevírání lisu dokončeno. Zavírání lisu probíhá obdobně v obráceném sledu. Kroky pro pístnici a excentrické kolo si v tabulce 2 odpovídají.

Krok	Excentrické kolo		Spínače excentrického kola		
	Stav	Natočení	Spínač uzavření	Spínač otevření	Indukční snímač zubů
1.	V klidu	0°			
2.	V pohybu	(0° - 180°)			180° - Počátek sklápění
3.	V pohybu	(180° - 210°)			
4.	V klidu	210°			
5.	V klidu	210°			

Krok	Pístnice hydraulického válce		Spínače sestavy sklápění	
	Stav	Vysunutí	Spínač vertikální polohy	Spínač sklopené polohy
1.	V klidu	Maximální		
2.	V klidu	Maximální		
3.	V pohybu	(Maximální - X mm)		
4.	V pohybu	(X mm - Minimální)		
5.	V klidu	Zasunuto		

	Rozeprnuto
	Sepnuto
	Snímání polohy

Tabulka 2 – Spínání koncových poloh při otevírání lisu

9.2. Výpočet reakcí v sestavě sklápění komory

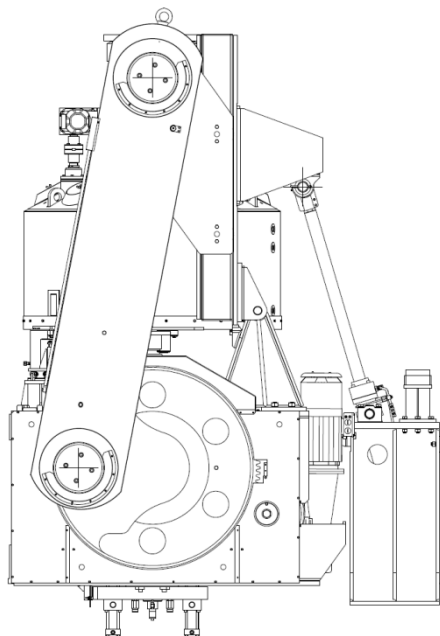
Analytický výpočet reakcí spolu s dynamickou analýzou lisu provedenou v softwaru Pro/ENGINEER umožní provést návrhové a kontrolní výpočty pro níže uvedené komponenty.

- výběr optimálního hydraulického válce
- čep otáčení ramene
- uložení čepu otáčení ramene
- uložení čepů hydraulického válce
- čep oka hydraulického válce

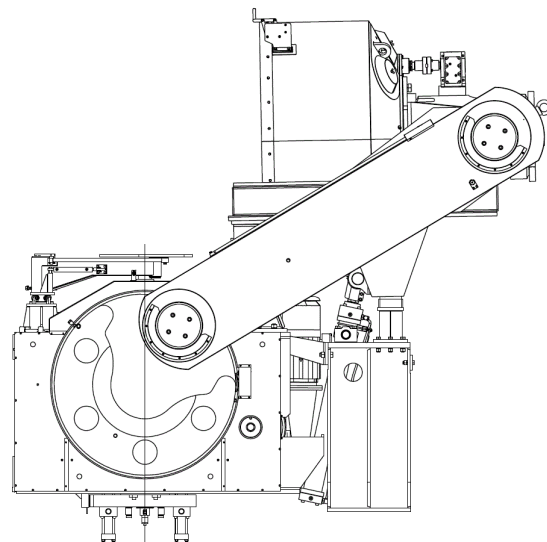
- analytický výpočet reakcí je proveden pro dvě polohy sklápění komory:

1. Vertikální poloha sklápění komory s natočením excentrického kola 90° - v této poloze excentrického kola je horizontální síla, viz obr. 9.3, (ve vertikální poloze sestavy sklápění komory) přenášená na sestavu sklápění komory nejvyšší.

2. Horizontální poloha sestavy sklápění komory s natočením excentrického kola 210° - v této poloze je přenášena na sestavu sklápění komory gravitační síla od hmotnosti příčnicku, horní části komory s horní částí formy a dále je uvažováno zatížení od hmotnosti táhel, která jsou připevněna k čepu příčnicku.



Obr. 9.1 – Vertikální poloha sestavy sklápění, 90° natočení excentrického kola



Obr. 9.2 - Horizontální poloha sestavy sklápění, 210° natočení excentrického kola

9.2.1. Výpočet hodnot pro vertikální polohu sklápění komory s natočením excentrického kola 90°

Ve výpočtu je uvažováno rovnoměrné rozložení zatížení od obou táhel (reakční síla na čepu excentrického kola a čepu příčnicku je rovná polovině gravitační síly od hmotnosti táhla). Z tohoto důvodu je tedy ve výpočtu počítáno s poloviční hmotností obou táhel (hmotností jednoho táhla).

Vstupní hodnoty:

Hmotnostní parametry:

$m_T = 2080 \text{ kg}$	hmotnost táhla
$m_p = 3965 \text{ kg}$	hmotnost příčnicku
$m_k = 6400 \text{ kg}$	hmotnost horní části komory s horní částí formy
$m_{celk} = m_T + m_p + m_k = 12450 \text{ kg}$	celková hmotnost

Rozměrové parametry (viz obr. 9.3, 9.4, 9.5):

$a_k = 760 \text{ mm}$	vzdálenost kladek
$b = 428 \text{ mm}$	vzdálenost horní kladky od čepu příčnicku v poloze natočení ex. kola 90°
$c_{90} = 505,5 \text{ mm}$	vzdálenost spodní kladky od osy sklápění ramene v poloze natočení ex. kola 90°
$d = 942 \text{ mm}$	vzdálenost osy sklápění ramene a čepu hydraulického válce
$m = 343 \text{ mm}$	vzdálenost osy sklápění ramene a čepu hydraulického válce
$l_t = 3018 \text{ mm}$	vzdálenost os táhla
$r_{ex} = 560 \text{ mm}$	excentricita ozubeného kola

Ostatní vstupní parametry:

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení
--	----------------------

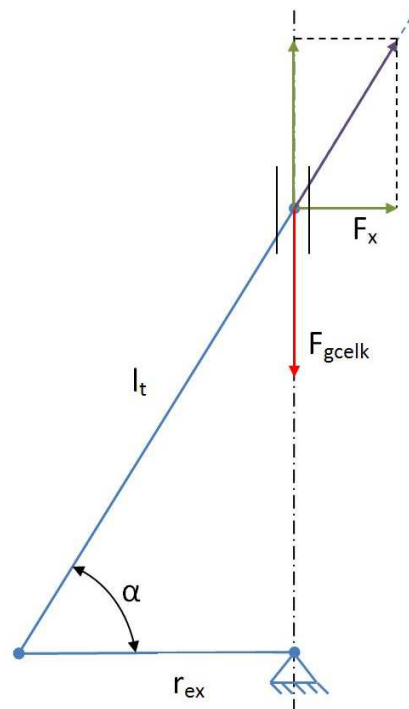
Výstupní hodnoty:

Výpočet horizontální složky síly působící v ose čepu příčnicku

$$\alpha = \arccos\left(\frac{r_{ex}}{l_t}\right) = 79,307^\circ \quad \text{úhel viz obr. 9.3}$$

$$F_{gcelk} = m_{celk} \cdot g = 122,09 \text{ kN} \quad \text{celková gravitační síla od hmotných částí, viz obr. 9.3}$$

$$F_x = \frac{F_{gcelk}}{2 \cdot \tan(\alpha)} = 11,527 \text{ kN} \quad \text{složka síly působící ve směru x, (poloviční - řešeno jako symetrická úloha), viz obr. 9.3}$$

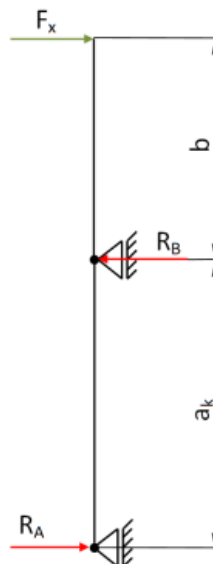


Obr. 9.3 - Excentrické kolo v poloze 90° a působící síly v čepu příčnicku

Výpočet reakcí na horní a spodní kladce

$$R_A = \frac{F_x \cdot b}{a_k} = 6,491 \text{ kN} \quad \text{reakce na spodní kladce, viz obr. 9.4}$$

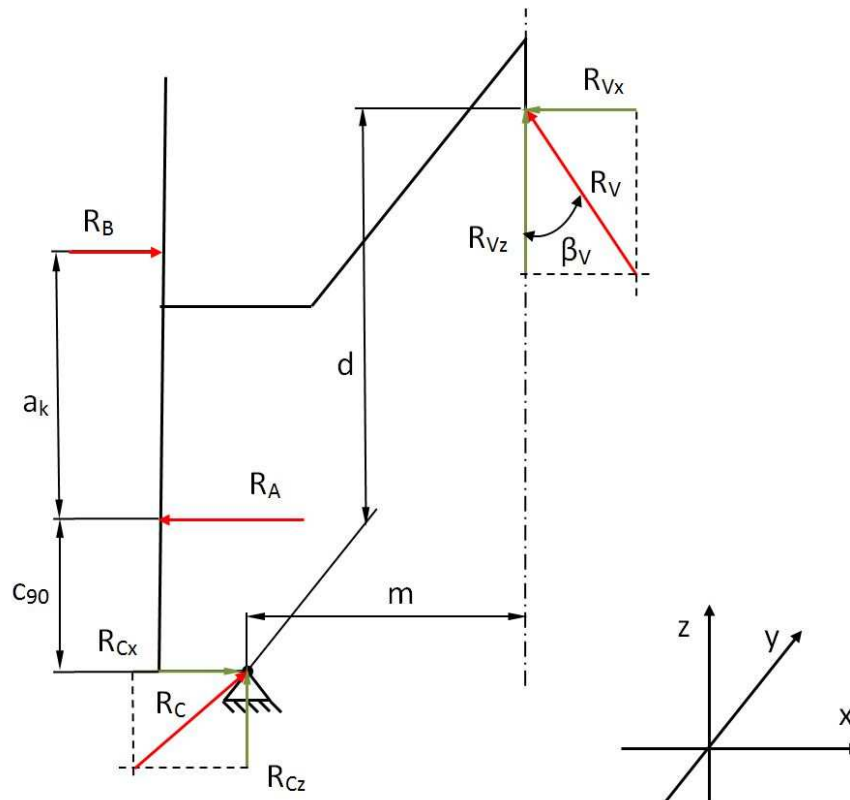
$$R_B = F_x \cdot \left(1 + \frac{b}{a_k}\right) = 18,018 \text{ kN} \quad \text{reakce na horní kladce, viz obr. 9.4}$$



Obr. 9.4 - Reakce v horní a spodní kladce

Výpočet reakcí ve válci a čepu otáčení ramene

$$\beta_V = 14,5^\circ \quad \text{úhel, který svírá reakce v hydraulickém válci ve vertikální poloze se svislou osou, viz obr. 9.5}$$



Obr. 9.5 - Schéma výpočtu reakcí ve vertikální poloze sest. sklápění se zobrazenými rozměry

Reakce ve válci (poloviční - řešeno jako symetrická úloha)

$$R_V = \frac{R_B \cdot (c_{90} + a_k) - R_A \cdot c_{90}}{d \cdot \sin(\beta_V) + m \cdot \cos(\beta_V)} = 34,372 \text{ kN}$$

Reakce v hydraulickém válci při natočení excentrického kola 90° (celková)

$$R_{HV90} = 2 \cdot R_V = 68743 \text{ kN}$$

Reakce v čepu otáčení ramene v ose z

$$R_{Cz} = -R_V \cdot \cos(\beta_V) = -33,277 \text{ kN}$$

Reakce v čepu otáčení ramene v ose y

$$R_{Cx} = R_A + R_V \cdot \sin(\beta_V) - R_B = -2,921 \text{ kN}$$

Velikost reakční síly v čepu otáčení ramene

$$R_C = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cx}^2} = 33,405 \text{ kN}$$

9.2.2. Výpočet hodnot pro horizontální polohu sklápění komory s natočením excentrického kola 210°

Vstupní hodnoty:

Vzdálenost těžiště vztažené k ose čepu příčnicku:

$z_T = 0$ mm působíště síly od táhla

$z_p = 174$ mm těžiště příčnicku

$z_k = 1345$ mm těžiště komory

Pozměněné rozměrové parametry pro horizontální polohu:

$c_{210} = 898$ mm vzdálenost spodní kladky od osy sklápění ramene

$\beta_{V210} = 12^\circ$ úhel reakce v hydraulickém válci v horizontální poloze, viz obr. 9.7

Výstupní hodnoty:

Síly pro výpočet reakcí na kladkách:

Úloha je řešena jako symetrická, proto jsou uvažovány poloviční hodnoty hmotnosti příčnicku a komory. Reakční síla v čepu příčnicku od gravitačního zrychlení působící na táhlo je uvažována jako jedna polovina celkové gravitační síly táhla.

$F_T = \frac{m_T}{2} \cdot g = 10,202$ kN gravitační síla od hmotnosti táhel (poloviční)

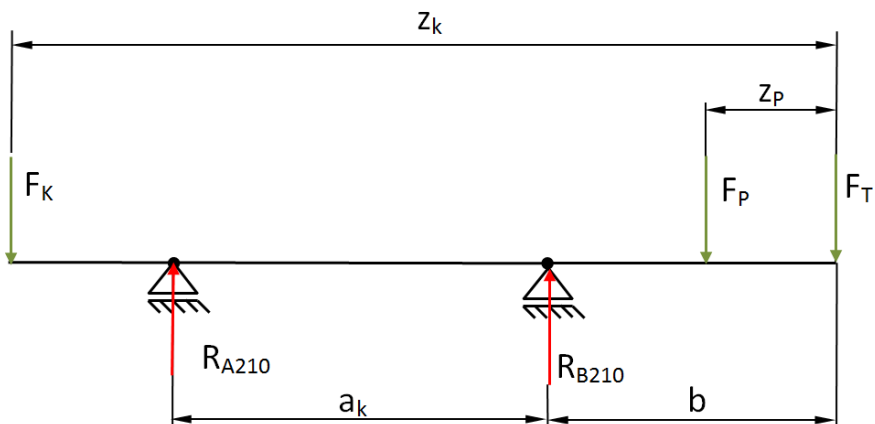
$F_p = \frac{m_p}{2} \cdot g = 19,448$ kN gravitační síla od hmotnosti příčnicku (poloviční)

$F_k = \frac{m_k}{2} \cdot g = 31,392$ kN gravitační síla od hmotnosti komory (poloviční)

Výpočet reakcí na horní a spodní kladce

$$R_{B210} = \frac{F_p \cdot (a_k + b - z_p) + F_T \cdot (a_k + b) - F_k \cdot (z_k - a_k - b)}{a_k} = 35,411 \text{ kN}$$

$$R_{A210} = F_k + F_p + F_T - R_{B210} = 25,632 \text{ kN}$$



Obr. 9.6 - Výpočet reakcí na horní a spodní kladce

Výpočet reakcí ve válci

Reakce ve válci (poloviční - řešeno jako symetrická úloha)

$$R_{V210} = \frac{R_{B210} \cdot (a_k + c_{210}) + R_{A210} \cdot c_{210}}{d \cdot \cos(\beta_{V210}) + m \cdot \sin(\beta_{V210})} = 82,327 \text{ kN}$$

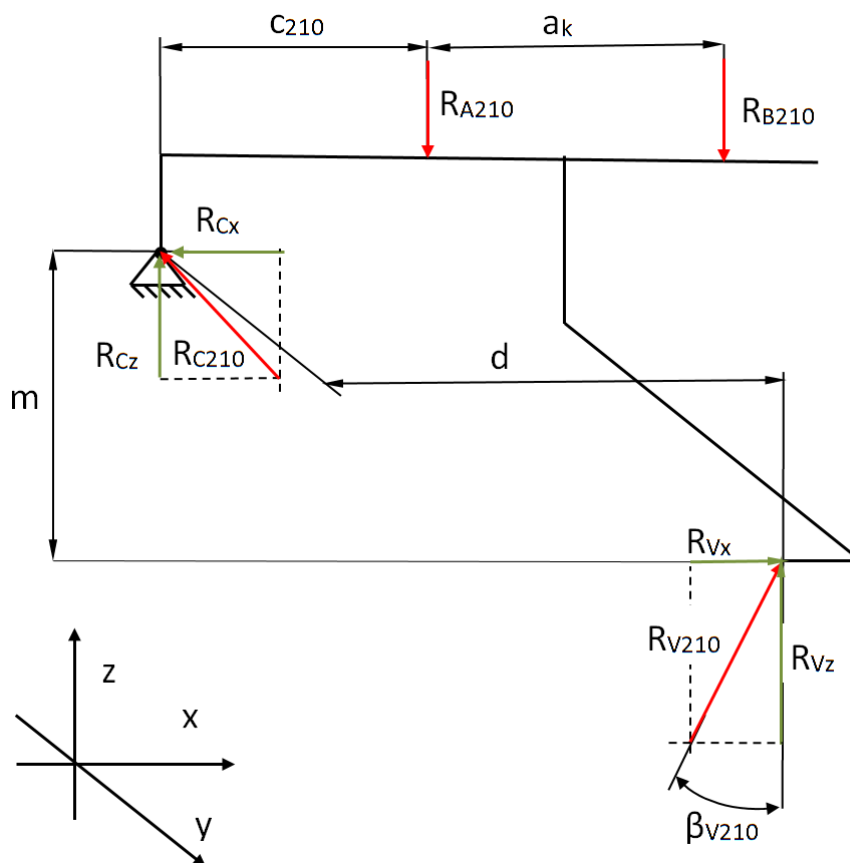
Reakce v hydraulickém válci v pozici táhla 210°

Vzhledem k faktu, že je úloha řešena jako symetrická, je celková síla ve válci dvojnásobkem vypočtené síly R_{V210} .

$$R_{HV210} = 2 \cdot R_{V210} = 164,655 \text{ kN}$$

Reakce v čepu otáčení ramene v horizontální poloze

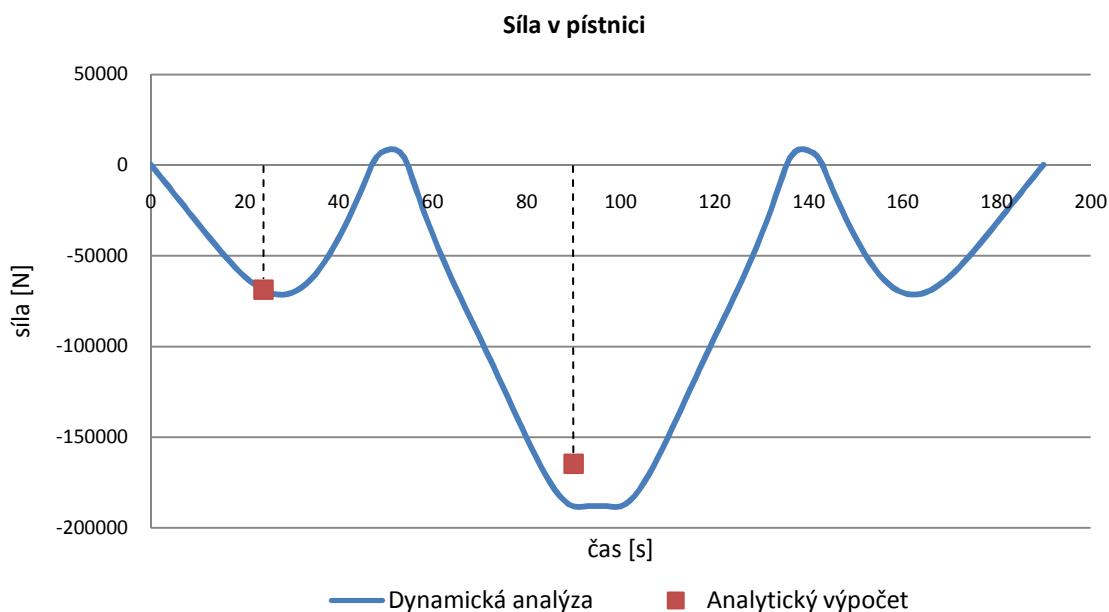
$$R_{C210} = \sqrt{[R_{V210} \cdot \sin(\beta_{V210})]^2 + [-R_{A210} + R_{V210} \cdot \cos(\beta_{V210}) - R_{B210}]^2} = 25,936 \text{ kN}$$



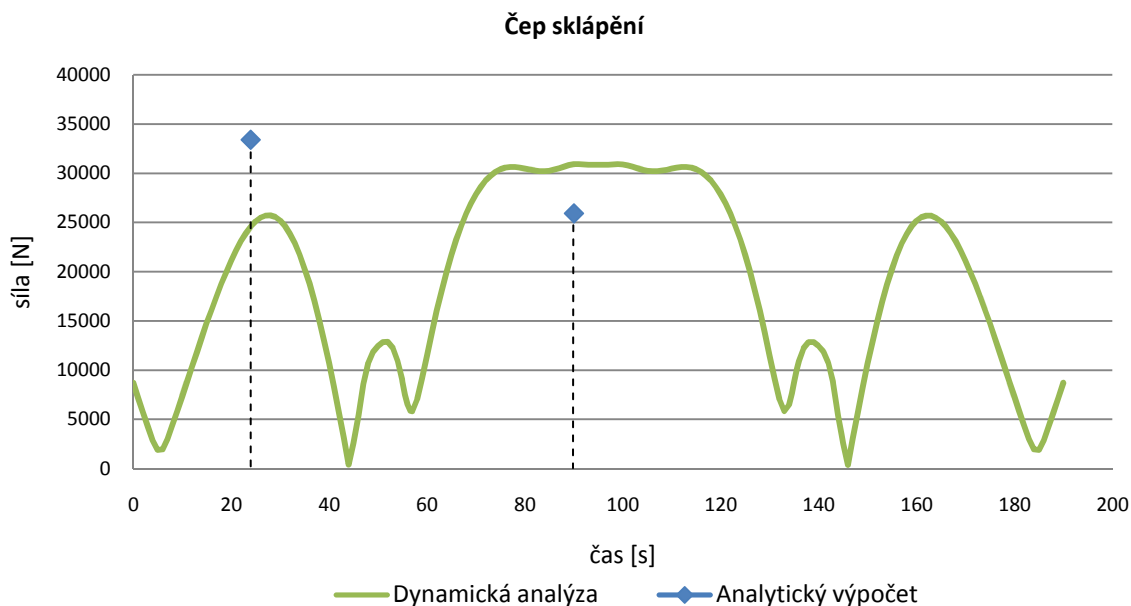
Obr. 9.7 - Výpočet reakcí ve válci a čepu otáčení ramene

9.3. Výsledky dynamické analýzy a porovnání s analytickým výpočtem

Výpočty dynamické analýzy pracují s přesnějšími údaji o rozložení hmotnosti jednotlivých dílů sestavy vulkanizačního lisu a zahrnují dynamické vlivy pohybu komponent lisu. V případě analytického výpočtu se jedná o řešení rovnováhy sil. Výsledky se z těchto důvodů mohou lišit. Výsledky z dynamické analýzy se zobrazí s analytickým výpočtem, viz obr. 9.8 a 9.9.



Obr. 9.8 - Dynamická analýza síly v pístnici se zobrazením anal. výpočtu ve 2 bodech



Obr. 9.9 - Dynamická analýza síly v pístnici se zobrazením anal. výpočtu ve 2 bodech

Síla v ose pístnici:

čas [s]	Dynamický analýza [N]	Analytický výpočet [N]
24	68964	68746
90	188564	164655

Reakce v čepu otáčení ramene:

čas [s]	Dynamický analýza [N]	Analytický výpočet [N]
24	24588	33405
90	30946	25936

Vypočtené rozdíly hodnot dynamické analýzy a analytického výpočtu rovnováhy sil:

$$\Delta_{pistnice_{24}} = \left| \left(1 - \frac{68964}{68746} \right) \cdot 100 \right| = 0,32 \% \quad \Delta_{cep_{24}} = \left| \left(1 - \frac{24588}{33405} \right) \cdot 100 \right| = 26,4 \%$$

$$\Delta_{pistnice_{90}} = \left| \left(1 - \frac{188564}{164655} \right) \cdot 100 \right| = 14,5 \% \quad \Delta_{cep_{90}} = \left| \left(1 - \frac{30946}{25936} \right) \cdot 100 \right| = 19,3 \%$$

Závěry

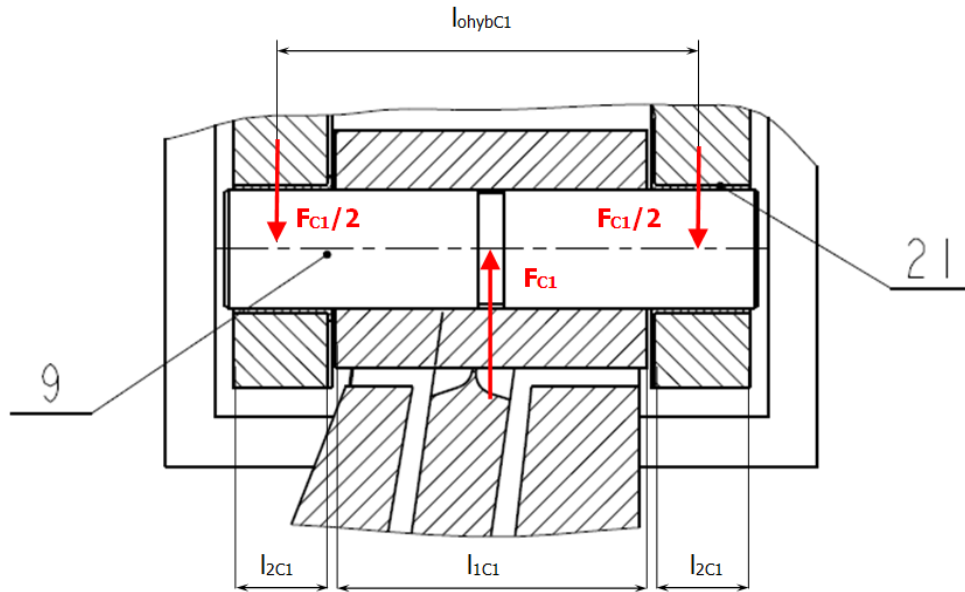
Rozdíly hodnot dynamické analýzy a analytického výpočtu se v případě pístnice neliší o více než 14,5% a v případě čepu o více než 26,4%. Rozdíly hodnot jsou očekávané z povahy jednotlivých výpočtů. Za výsledky blízkí se reálným hodnotám lze považovat, dle dříve uvedených důvodů, výsledky dynamické analýzy. Z tohoto důvodu budou pro následující výpočty uvažovány jako vstupní hodnoty výstupy dynamické analýzy.

9.4. Kontrola čepu otáčení ramene

Čep umožňuje otáčení ramene vůči stojanu lisu. Materiál čepu je dle značení ČSN ocel 11 500.

Vstupní hodnoty:

$\sigma_{ptC1} = 500 \text{ MPa}$	mez pevnosti daného materiálu
$\sigma_{ktC1} = 0,6 \cdot \sigma_{ptC1} = 300 \text{ MPa}$	mez kluzu, výpočet dle [5]
$k_{C1} = 2$	bezpečnost vůči mezi kluzu dle doporučených hodnot [5]
$\sigma_{DC1} = \frac{\sigma_{ktC1}}{k_{C1}} = 150 \text{ MPa}$	dovolené napětí
$\tau_{DC1} = 0,6 \cdot \sigma_{DC1} = 90 \text{ MPa}$	dovolené napětí ve smyku, dle [5]
$p_{DvC1} = 0,8 \cdot \sigma_{DC1} = 120 \text{ MPa}$	dovolený měrný tlak [5]
$p_{DpohC1} = 0,2 \cdot p_{DvC1} = 24 \text{ MPa}$	dovolený měrný tlak za pohybu dle [5]
$F_{C1} = 30946 \text{ N}$	síla na jeden čep dle dynam. analýzy
$d_{C1} = 60 \text{ mm}$	průměr čepu
$l_{ohybc1} = 214 \text{ mm}$	délka čepu počítaná na ohyb, viz obr. 9.10
$l_{2C1} = 48 \text{ mm}$	rozměr viz obr. 9.10
$l_{1C1} = 158 \text{ mm}$	rozměr viz obr. 9.10



Obr. 9.10 – Čep (poz. 9 čep, poz. 21 pouzdro)

Výstupní hodnoty:

napětí v ohybu čepu

$$\sigma_{o1c1} = \frac{\frac{F_{C1}}{2} \cdot \frac{l_{ohybc1}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{C1}^3}{32}} = 78,1 \text{ MPa}$$

napětí ve smyku

$$\tau_{C1} = \frac{\frac{F_{C1}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{C1}^2}{4}} = 5,5 \text{ MPa}$$

měrný tlak ve stykové ploše stojny

$$p_{1c1} = \frac{F_{C1}}{l_{1c1} \cdot d_{C1}} = 3,3 \text{ MPa}$$

měrný tlak ve stykové ploše ramene

$$p_{2c1} = \frac{F_{C1}}{2 \cdot l_{2c1} \cdot d_{C1}} = 5,4 \text{ MPa}$$

Závěry

Vypočtené hodnoty napětí a měrných tlaků jsou nižší než dovolené hodnoty. Čep vyhovuje.

9.4.1. Kontrola uložení čepu otáčení ramene

Čep, který je kontrolován v kapitole 9.4, je uložený ve dvou kluzných pouzdech ramena. Pro výpočet je uvažováno, že každé z pouzder je zatíženo polovinou maximální síly na čepu. Výrobce pouzder je firma Iigus, označení použitého typu pouzdra GFM-6065-50.

Vstupní hodnoty:

$d_{P1} = 60 \text{ mm}$	vnitřní průměr pouzdra
$l_{P1} = 50 \text{ mm}$	délka pouzdra
$n_{P1} = 3 \text{ min}^{-1}$	max. rychlost otáčení čepu
$F_{P1} = \frac{F_{C1}}{2} = 15473 \text{ N}$	síla na pouzdro
$v_{P1} = \frac{d_{P1}}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{P1} = 0,009 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	obvodová rychlost čepu

- dle doporučení výrobce při dané obvodové rychlosti a při uvažování zvýšené teploty (max. cca 60°C v blízkosti parní komory) je dovolený měrný tlak 60MPa.

$p_{DP1} = 60 \text{ MPa}$	dovolený měrný tlak
----------------------------	---------------------

Výstupní hodnoty:

vypočtený měrný tlak ve styčné ploše

$$p_{P1} = \frac{F_{P1}}{d_{P1} \cdot l_{P1}} = 5,2 \text{ MPa}$$

Závěry

Vypočtené hodnoty měrného tlaku jsou nižší než dovolené hodnoty měrného tlaku. Pouzdro vyhovuje.

9.5. Hydraulický válec

Dle výsledných hodnot dynamické analýzy je volen hydraulický válec. Výsledky dynamické analýzy: Maximální hodnota v tahu pístnice: 8818 N, Maximální hodnota v tlaku pístnice: 188564 N. Hadicové rozvody do tlaku 160 bar.

Na základě těchto parametrů byl zvolen hydraulický válec výrobce Parker, ozn.:

125CMT4MMBRN24MC1370M1133290. Hydraulický válec má maximální možný konstrukční tlak 250 bar.

Parametry: Zdvih: 1370 mm

Max. průtok: 85 l/min při rychlosti pístnice 0,12 m/s (používáno 0,03 m/s)

Max. konstrukční tlak: 250 bar

Vstupní hodnoty:

$F_{dyn_tl} = 188564 \text{ N}$ max. síla v tlaku pístnice

$F_{dyn_tah} = 8818 \text{ N}$ max. síla v tahu pístnice

$D_{vrtani} = 125 \text{ mm}$ vnitřní průměr hydraulického válce (průměr pístu)

$d_{pistnice} = 90 \text{ mm}$ průměr pístnice

$p_{valec} = 160 \text{ bar}$ plnicí tlak válce, omezen hadicovými rozvody

Výstupní hodnoty:

$S_{vrtani} = \frac{\pi \cdot D_{vrtani}^2}{4} = 1,227 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$ plocha pístu

$S_{tah} = S_{vrtani} - \frac{\pi \cdot d_{pistnice}^2}{4} = 5,91 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$ plocha průřezu mezikruží pístu

$F_{val_tl} = p_{valec} \cdot S_{vrtani} = 196,35 \text{ kN}$ maximální tlačná síla při daném tlaku

$F_{val_tah} = p_{valec} \cdot S_{tah} = 94,562 \text{ kN}$ maximální tažná síla při daném tlaku

Závěry

Hydraulický válec při daném tlaku vyvodí dostatečně velkou sílu pro zajištění sklápění komory.

9.5.1. Kontrola čepu oka hydraulického válce

Čep dle ČSN 02 2111.10, materiál čepu označení dle ČSN ocel 11 500, označení čepu CEP 80 x 200 x 184. Čep přenáší sílu z oka pístnice na nosník sestavy sklápění komory. Čep je zatěžován maximální silou vyvozenou při otevírání a zavírání lisu.

Vstupní hodnoty:

$\sigma_{ptC2} = 500 \text{ MPa}$	mez pevnosti daného materiálu
$\sigma_{ktC2} = 0,6 \cdot \sigma_{ptC1} = 300 \text{ MPa}$	mez kluzu, výpočet dle [5]
$k_{C2} = 2$	bezpečnost vůči mezi kluzu dle doporučených hodnot [5]
$\sigma_{DC2} = \frac{\sigma_{ktC2}}{k_{C2}} = 150 \text{ MPa}$	dovolené napětí
$\tau_{DC2} = 0,6 \cdot \sigma_{DC2} = 90 \text{ MPa}$	dovolené napětí ve smyku, dle [5]
$p_{DvC2} = 0,8 \cdot \sigma_{DC2} = 120 \text{ MPa}$	dovolený měrný tlak [5]
$p_{DpohC2} = 0,2 \cdot p_{DvC2} = 24 \text{ MPa}$	dovolený měrný tlak za pohybu dle [5]
$F_{C2} = 196,35 \text{ kN}$	max. síla na čep
$d_{C2} = 80 \text{ mm}$	průměr čepu
$l_{ohybc2} = 124 \text{ mm}$	délka čepu počítaná na ohyb, viz obr. 9.11
$l_{2C2} = 42 \text{ mm}$	rozměr viz obr. 9.11
$l_{1C2} = 81 \text{ mm}$	rozměr viz obr. 9.11

Výstupní hodnoty:

Napětí v ohybu čepu

$$\sigma_{o1C2} = \frac{\frac{F_{C2}}{2} \cdot \frac{l_{ohybc2}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{C2}^3}{32}} = 121,1 \text{ MPa}$$

Napětí ve smyku

$$\tau_{C2} = \frac{\frac{F_{C2}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{C2}^2}{4}} = 19,5 \text{ MPa}$$

Měrný tlak ve stykové ploše oka pístnice

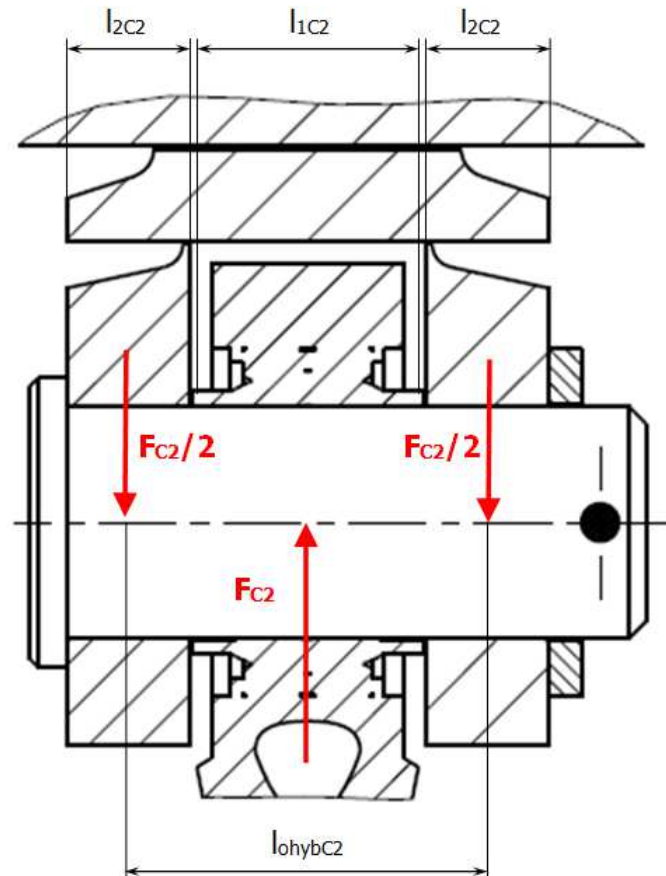
$$p_{1C2} = \frac{F_{C2}}{l_{1C2} \cdot d_{C2}} = 30,3 \text{ MPa}$$

Měrný tlak ve stykové ploše nosníku sklápění komory

$$p_{2c2} = \frac{F_{c2}}{2 \cdot l_{2c2} \cdot d_{c2}} = 29,2 \text{ MPa}$$

Závěry

Hodnoty vypočtených napětí a měrných tlaků jsou nižší než dovolená hodnota. Čep vyhovuje.



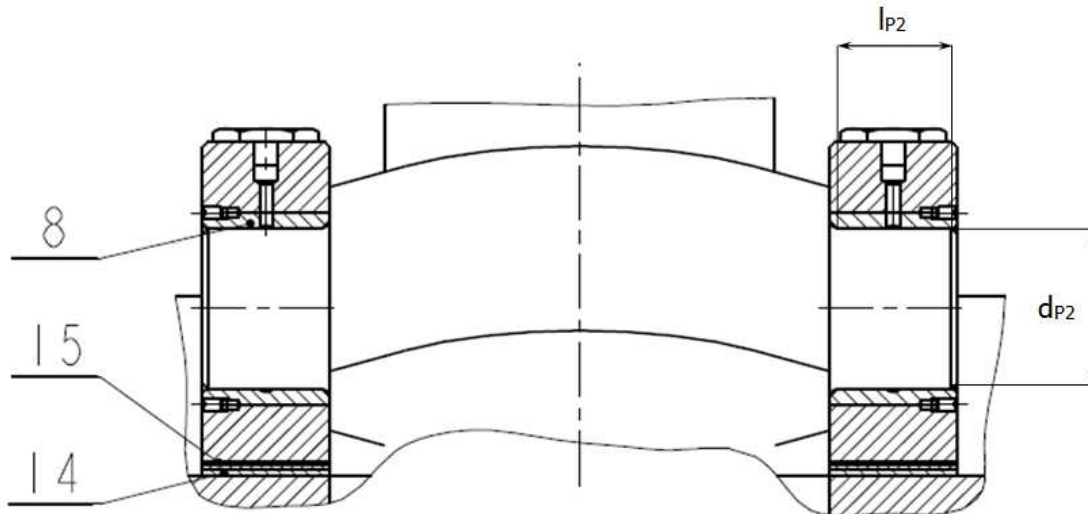
Obr. 9.11 - Čep oka hydraulického válce

9.5.2. Kontrola uložení čepu hydraulického válce

Hydraulický válec je uložen ve dvou pouzdech ve stojanu dorazu. Pro výpočet měrných tlaků je každé pouzdro zatíženo poloviční hodnotou maximální síly vyvozenou hydraulickým válcem. Pouzdro je odlitek z materiálu ČSN 42 3148 (CuAl10Ni2Mn1).

Vstupní hodnoty:

$\sigma_{ptP2} = 490 \text{ MPa}$	mez pevnosti daného materiálu dle [7]
$p_{DP2} = 40 \text{ MPa}$	zvolená hodnota povoleného měrného tlaku
$l_{P2} = 50 \text{ mm}$	délka pouzdra
$d_{P2} = 63 \text{ mm}$	vnitřní průměr pouzdra
$F_{P2} = 98,175 \text{ kN}$	síla na pouzdro



Obr. 16 - Uložení čepu hydraulického válce

Výstupní hodnoty:

měrný tlak ve styčné ploše

$$p_{P2} = \frac{F_{P2}}{l_{P2} \cdot d_{P2}} = 31,2 \text{ MPa}$$

Závěry

Hodnota vypočteného měrného tlaku je nižší než dovolená hodnota měrného tlaku. Pouzdro je vyhovující.

10. MKP analýza

Cílem řešení MKP analýzy je vyšetření rozložení a velikosti redukovaného napětí, deformací a kontaktních ploch na jednotlivých součástech.

Výpočet je proveden pro dva zatěžovací stavy:

1. Zatěžovací stav - excentrické kolo je v poloze 90° a sestava sklápění komory je ve své vertikální poloze viz obr. 6.5

Síla dle dynamické analýzy v hydraulickém válci: 68 946 N, viz kapitola 7.3

Síla zadaná v MKP analýze: 35 000 N (Z důvodu symetrie modelu zadána poloviční hodnota síly dle dynamické analýzy, která byla zaokrouhlena nahoru.)

Předepnutí šroubových spojů: 60 000 N

2. Zatěžovací stav – excentrické kolo je v poloze 210° , sestava sklápění komory je ve své sklopené poloze (horizontální) viz obr. 6.6

Síla dle dynamické analýzy v hydraulickém válci: 188 564 N, viz kapitola 7.3

Síla zadaná v MKP analýze: 95 000 N (Z důvodu symetrie modelu zadána poloviční hodnota síly dle dynamické analýzy, která byla zaokrouhlena nahoru.)

Předepnutí šroubových spojů: 60 000 N

10.1. Výpočtový model

10.1.1. Příprava geometrie a tvorba strukturované sítě

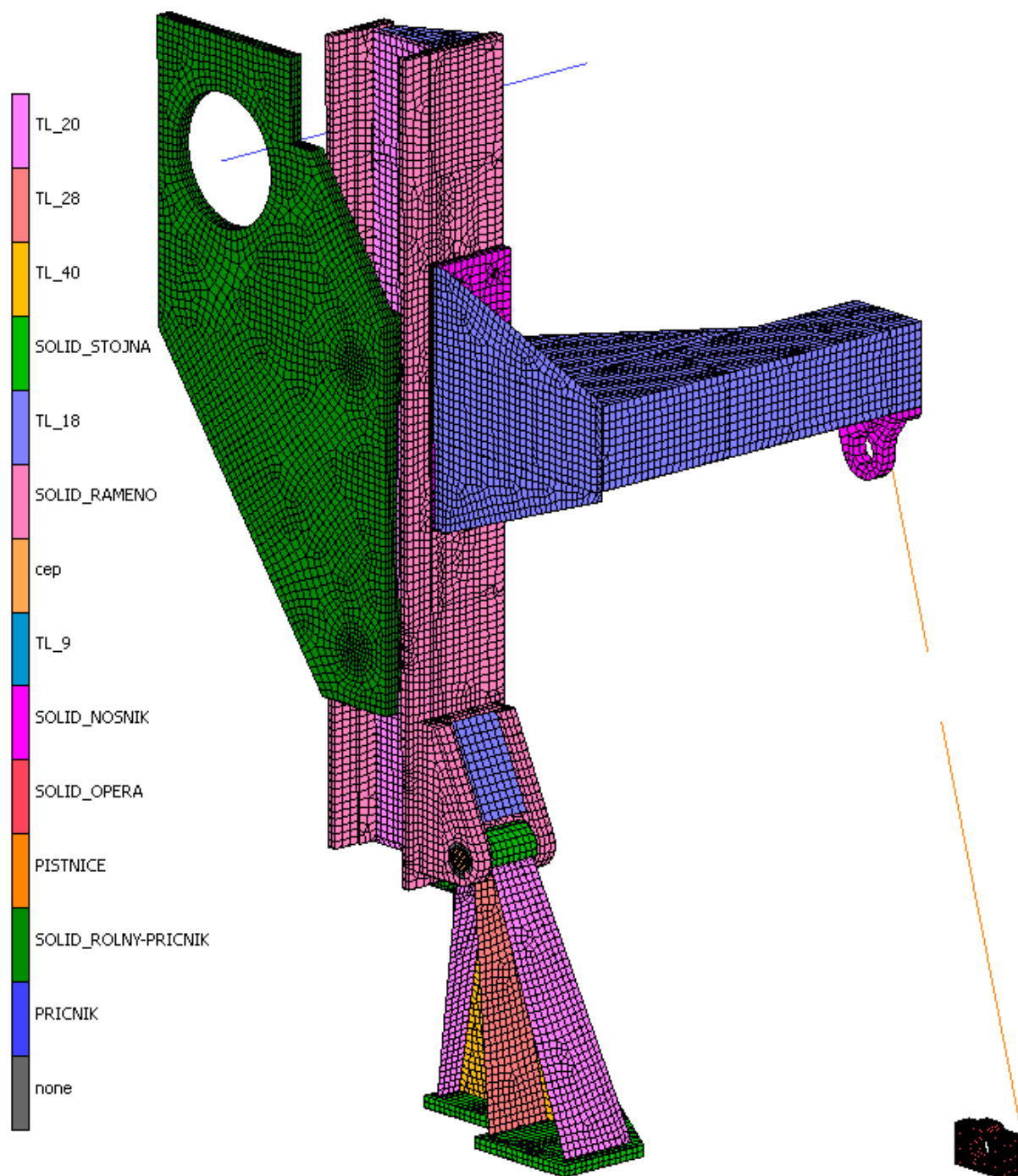
Příprava geometrie pro diskretizaci byla provedena v softwaru ProEngineer. Pro řešení MKP analýzy byl použit software Marc Mentat 2011.

Sestava je symetrická co do tvaru i zatížení a je možno řešit pouze jednu její polovinu s dodefinováním okrajových podmínek symetrie. Je vytvořen zjednodušený model příčnicku s kladkami, které jsou v kontaktu s vodíci plochami ramene.

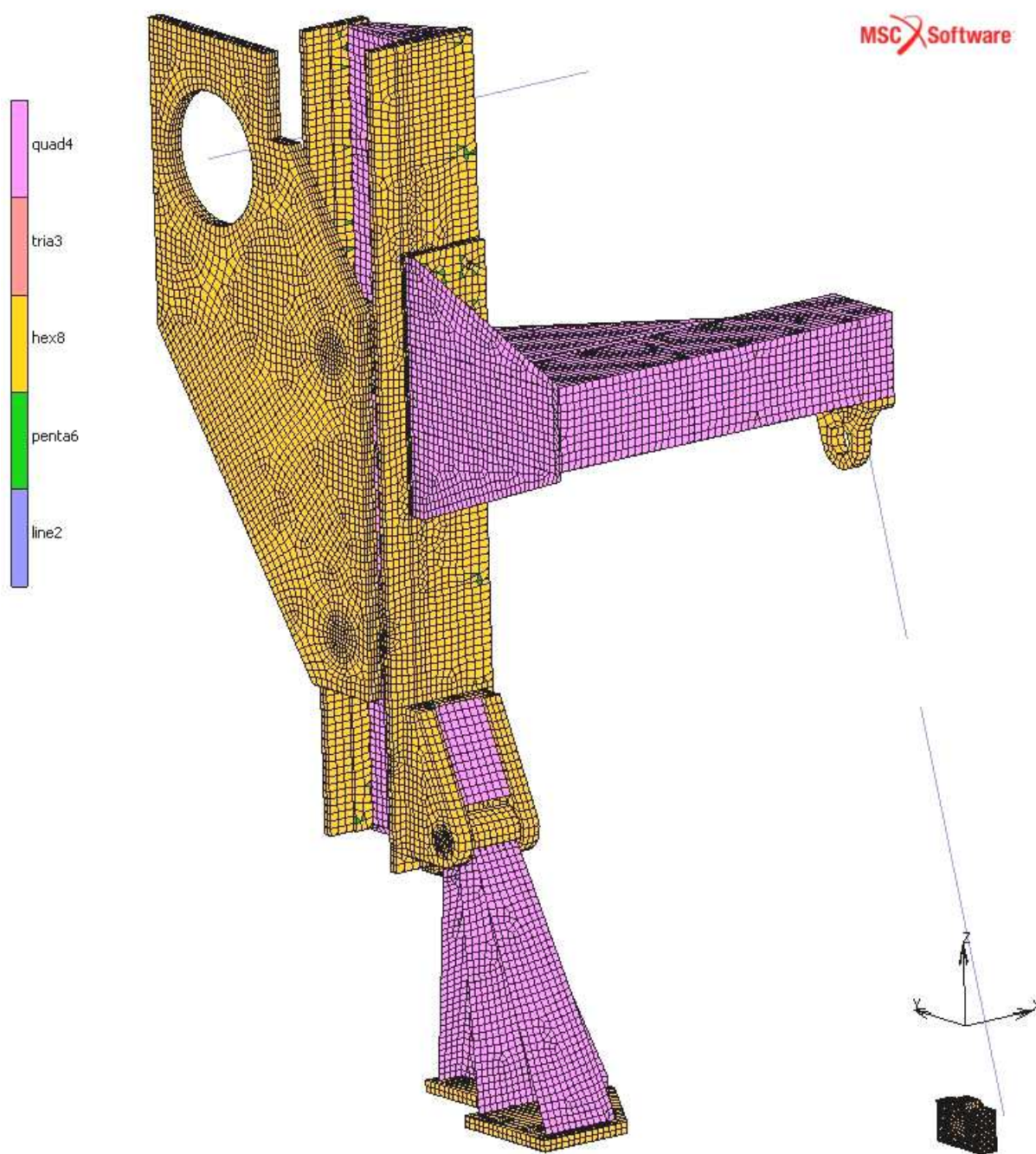
Jednotlivé díly sestavy sklápění komory jsou tvořeny kombinací plošných a objemových elementů. Zajištění odebrání nadbytečných stupňů volnosti (u plošných elementů) na rozhraní objemové a plošné sítě je zajištěno přesahem plošných elementů do objemových elementů. Geometrické vlastnosti příslušející jednotlivým druhům elementů jsou zobrazeny na obr. 10.1.

10.1.2. Typ elementů

Použitý typ elementů u jednotlivých součástí sestavy sklápění komory je zobrazen na obr. 10.2. Plošné elementy jsou z většiny typu quad4 a zbytek je typ tria3. Objemové elementy jsou z většiny typu hex8 a zbytek je typ penta6. Pro náhradu hydraulického válce a čepu příčnicku byla použita čárová geometrie, které jsou přiřazeny elementy typu line2.



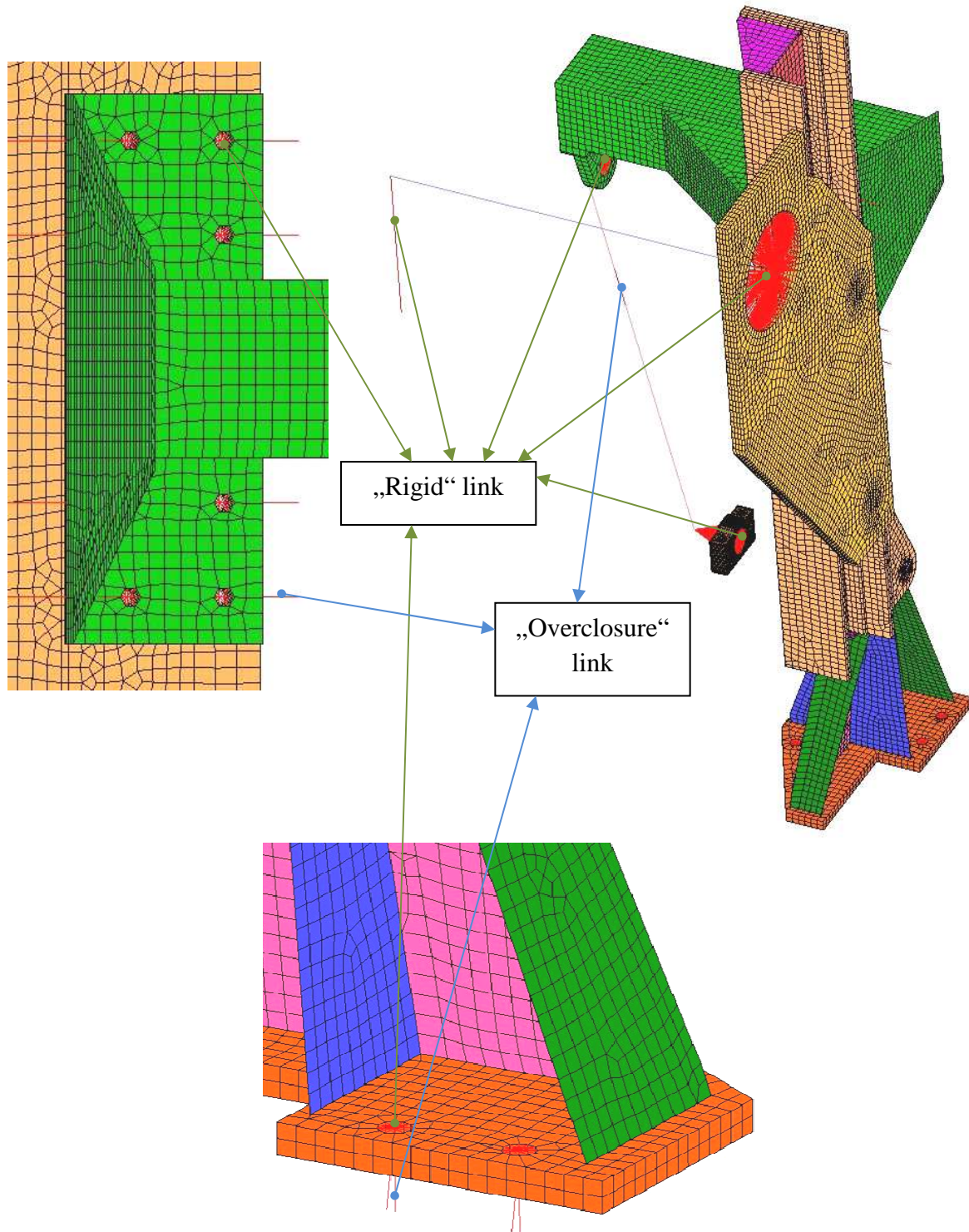
Obr. 10.1 – Geometrické vlastnosti MKP modelu



Obr. 10.2 – Typy elementů MKP modelu

10.1.3. Linky

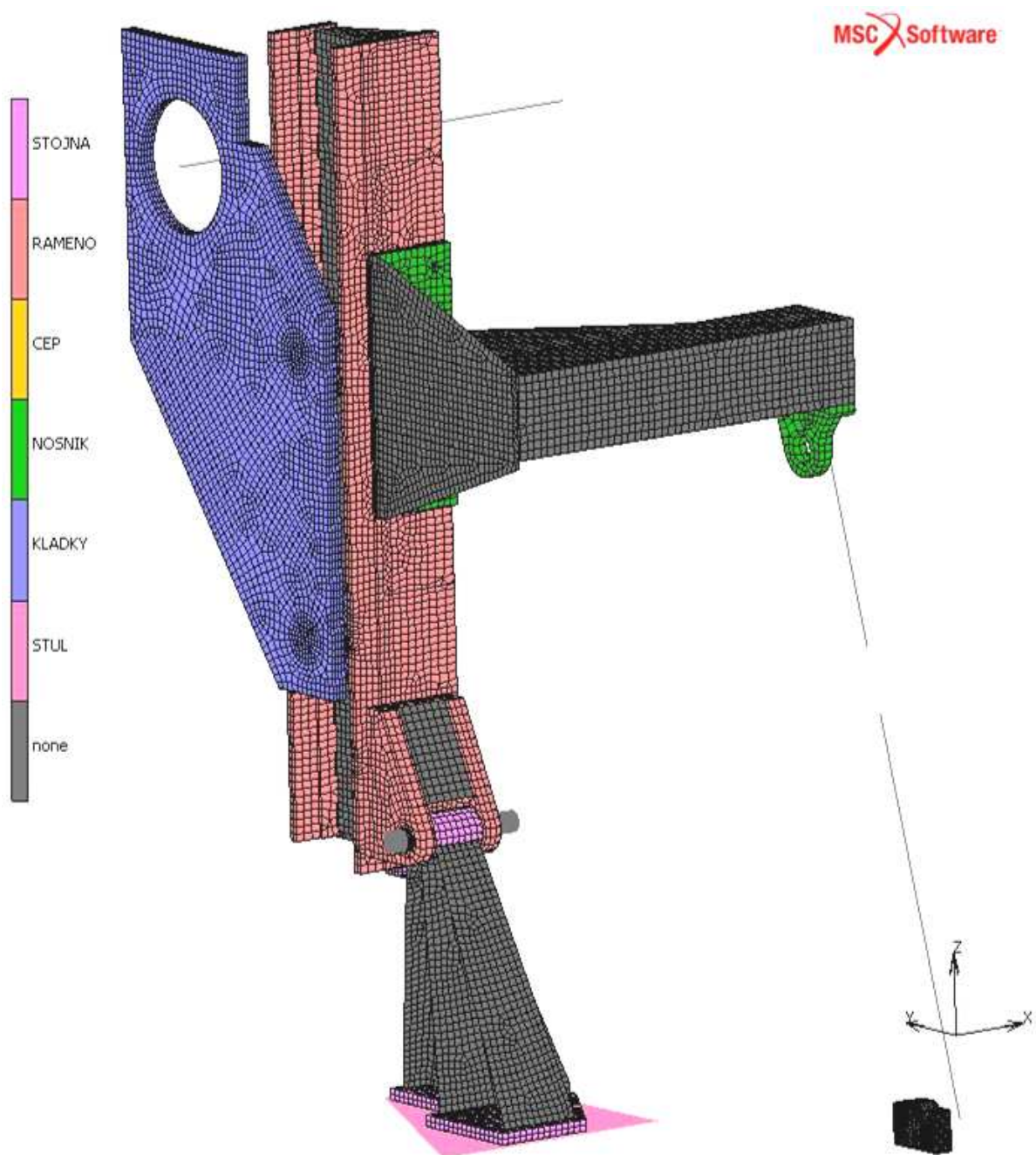
Pro výpočtový model sestavy sklápění byly použity linky typu „Rigid“ a „Overclosure“. Rigid linky jsou absolutně tuhé linky, zde použité např.: pro vytvoření „růžice“ v oblasti díry pro šrouby. Tyto linky spojují uzly, které jsou po okraji díry v místě kontaktu s hlavou šroubu (nebo matice) s uzlem vytvořeným v ose díry. Linky typu „Overclosure“ jsou použity pro definování předepínací síly mezi dvěma uzly. Použité linky viz obr. 10.3.



Obr. 10.3 - Použité typy linků

10.1.4. Kontakty

Typy kontaktů byly zvoleny tak, aby se co nejvíce blížily reálnému stavu. Na obr. 10.4 jsou zobrazena jednotlivá kontaktní tělesa. Pro dosedací plochu stojny zde byla vytvořena plocha, která simuluje stůl vulkanizačního lisu. Dosedací plocha pro stojnu je typu „rigid“, tzn. absolutně tuhá. Ostatní kontaktní tělesa jsou definovány jako „deformable“, tzn. deformovatelné. Byl zde použit kontakt typu „glue“ pro kontakt mezi čepem a stojnou. Tento typ kontaktu znemožní pohyb obou součástí vůči sobě. Ostatní použité kontakty jsou typu „touching“. Tento typ kontaktu umožňuje vzájemný dotyk a pohyb součástí. Kontaktní tabulka viz obr. 10.5.



Obr. 10.4 – Kontaktní tělesa v MKP modelu

First		Body Name	Body Type	Second					
				1	2	3	4	5	6
1	STOJNA	deformable		T	G				T
2	RAMENO	deformable	T				T	T	
3	CEP	deformable	G	T					
4	NOSNIK	deformable		T					
5	KLADKY	deformable		T					
6	STUL	rigid							

All Entries

Contact Type	No Contact	Touching	Glue
--------------	------------	----------	------

Obr. 10.5 – Kontaktní tabulka

10.1.5. Materiál

Pro řešení úlohy byl materiál pro jednotlivé části sestavy sklápění komory definován jako lineární isotropní. Materiál svařenců je ocel s označením dle normy ČSN ocel 11 523 s mezí pevnosti $R_m=520$ MPa a mezí kluzu $R_e=333$ MPa.

Materiálové konstanty: Youngův modul $E= 210000$ MPa

Poissonovo číslo $\mu=0,3$

Dovolené napětí pro konstrukci:

$k = 2$ součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu, zvolený

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = 166,5 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v oblasti tupých svarů:

$k = 2$ součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu, zvolený

$\alpha = 0,7$ součinitel svarového spoje pro tupý svar (pro nejméně příznivé namáhání) [7]

$$\sigma_{Dsv} = \frac{R_e}{k} \cdot \alpha = 116,5 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v oblasti koutových svarů:

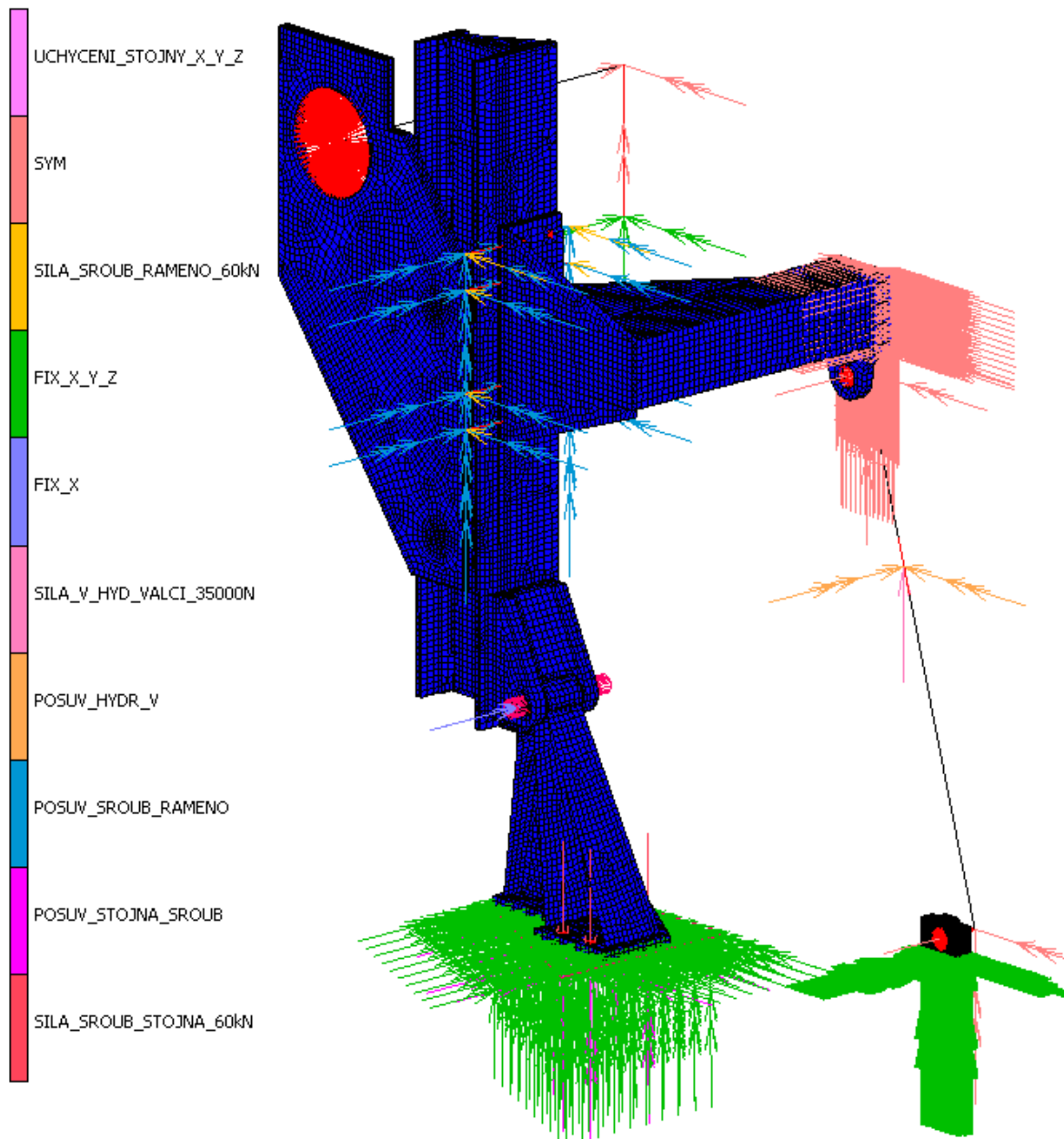
$k = 2$ součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu, zvolený

$\alpha = 0,65$ součinitel svarového spoje pro koutový svar (nejméně příznivé namáhání) [7]

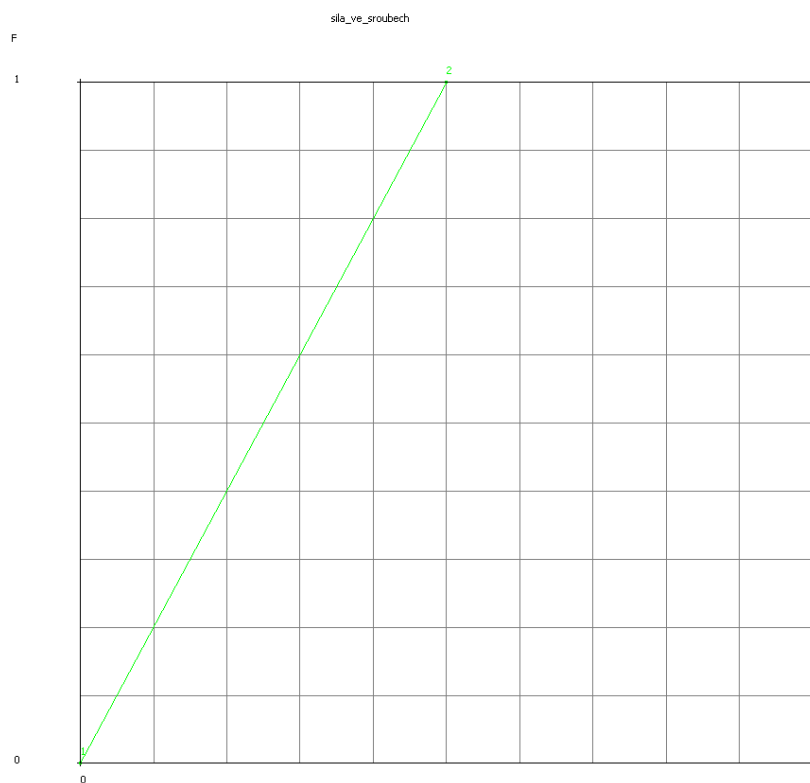
$$\sigma_{Dsv} = \frac{R_e}{k} \cdot \alpha = 108,2 \text{ MPa}$$

10.1.6. Okrajové podmínky

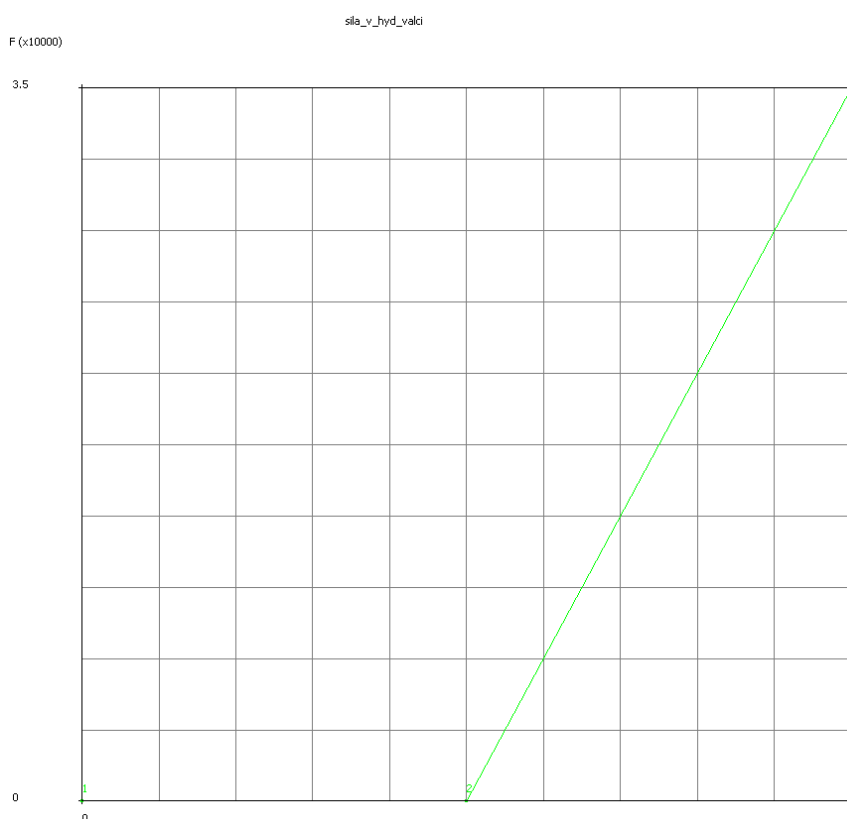
Sestava je v tomto výpočtu zatížena od síly hydraulického válce vložené do „Overclosure“ linku v pístnici hydraulického válce viz obr. 10.6. Dále je zde vytvořeno předepnutí šroubových spojů „Overclosure“ linky mezi nosníkem a ramenem a mezi stojnou a tuhou plochou. Okrajové podmínky uchycení jsou zobrazeny na obr. 10.6. Závislost síly na čase v „Overslosure“ lincích šroubů a hydraulického válce vyjadřuje obr. 10.7 a 10.8.



Obr. 10.6 – Okrajové podmínky ve výpočtovém modelu sklápění komory

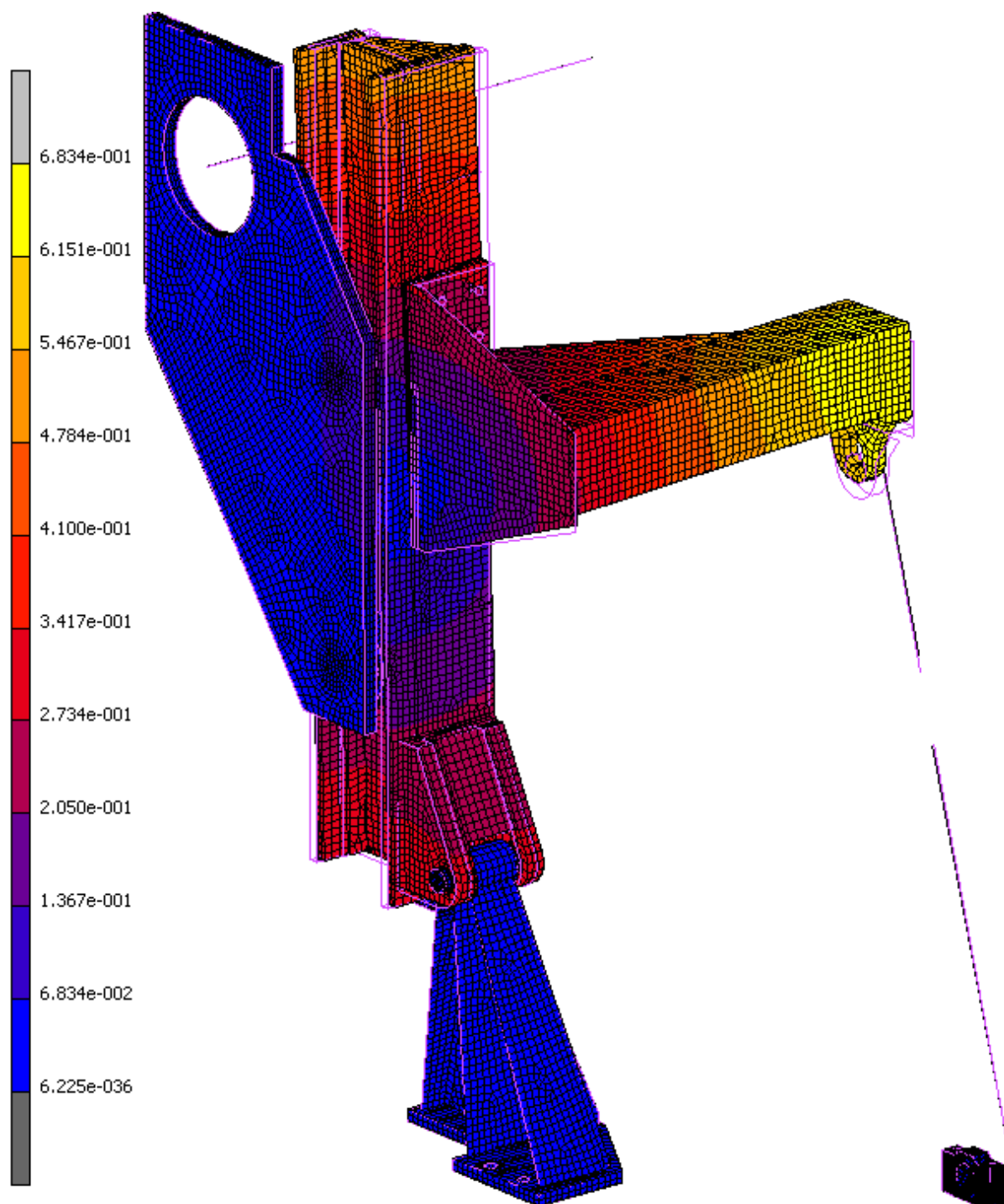


Obr. 10.7 – Závislost předepínací síly ve „šroubových spojích“ na čase [s]
(síla je zde jako násobek pro síly zadané v okrajových podmínkách v jednotlivých šr. spojích)

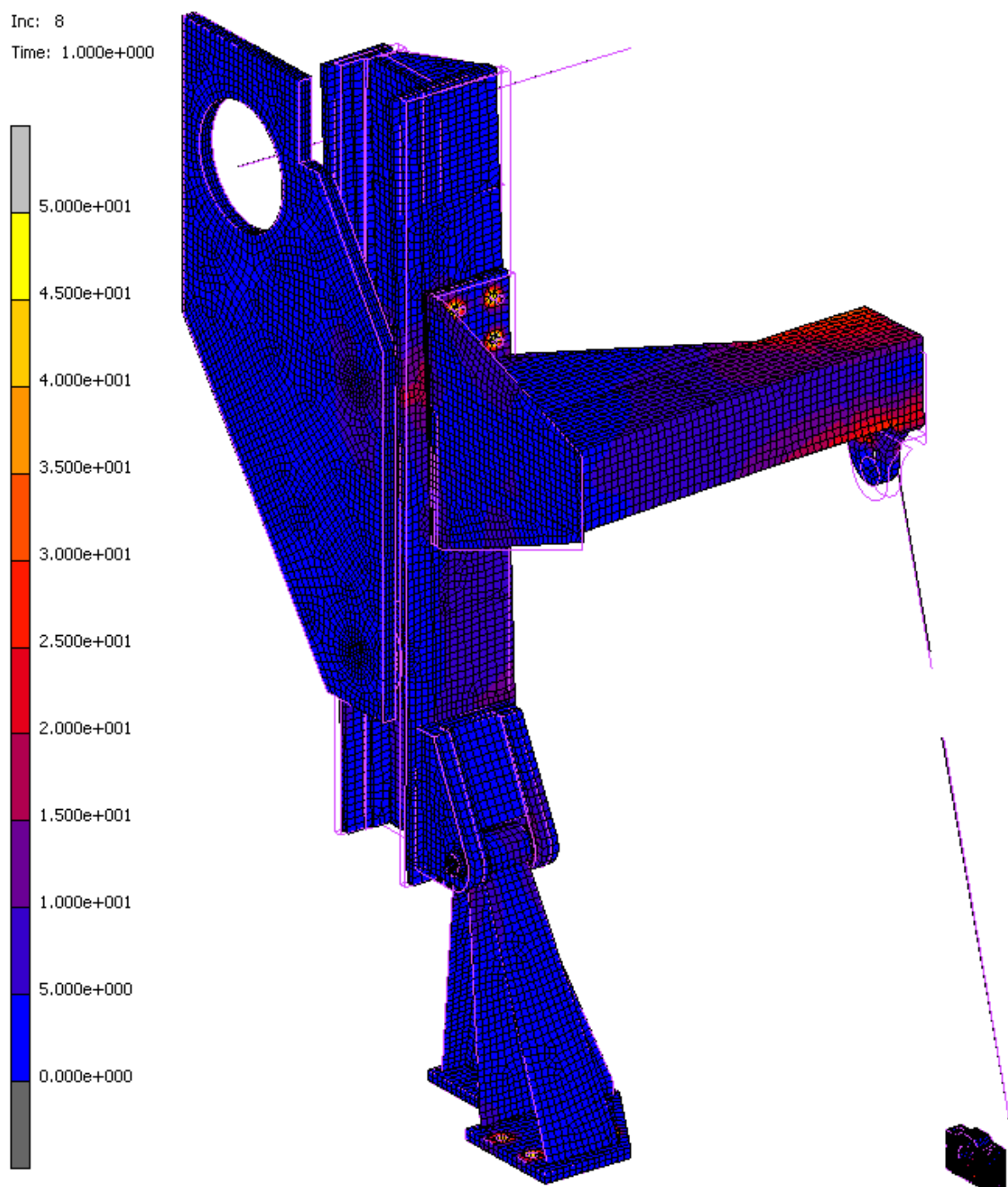


Obr. 10.8 – Závislost síly v hydraulickém válci na čase [s]
(zde je velikost síly definována přímo v tabulce)

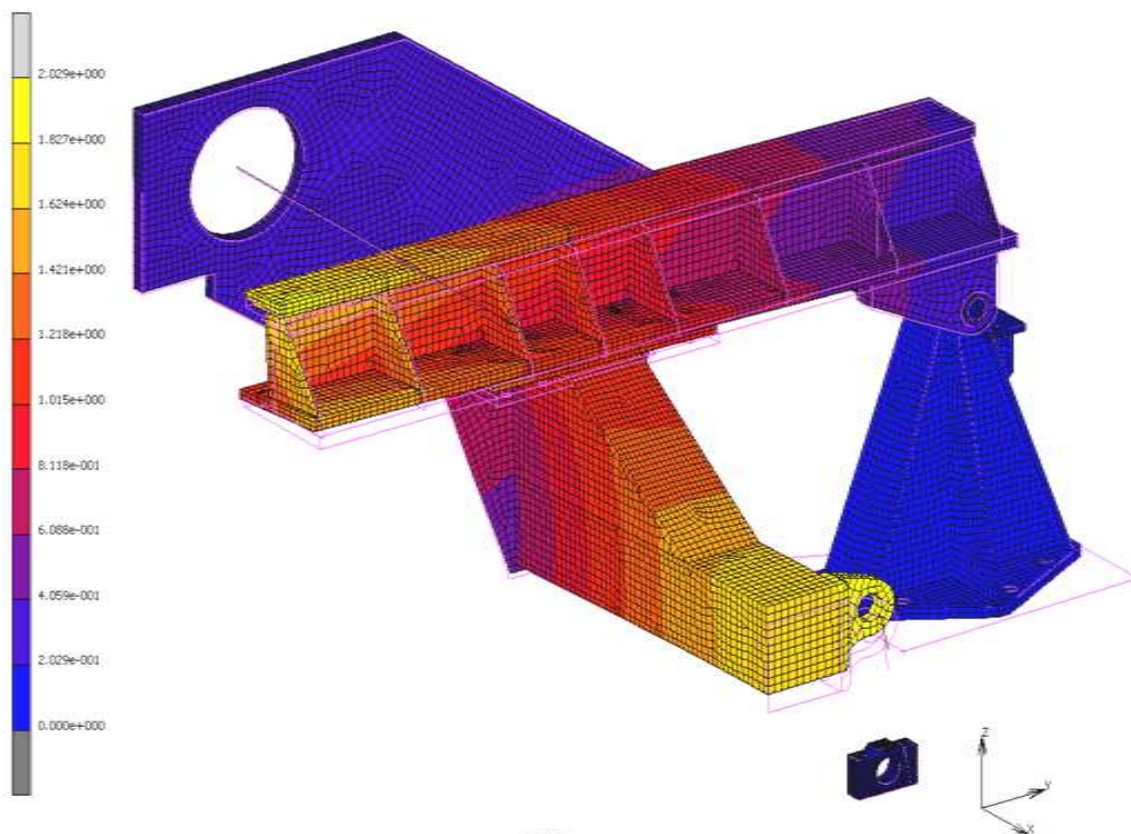
10.2. Výsledky



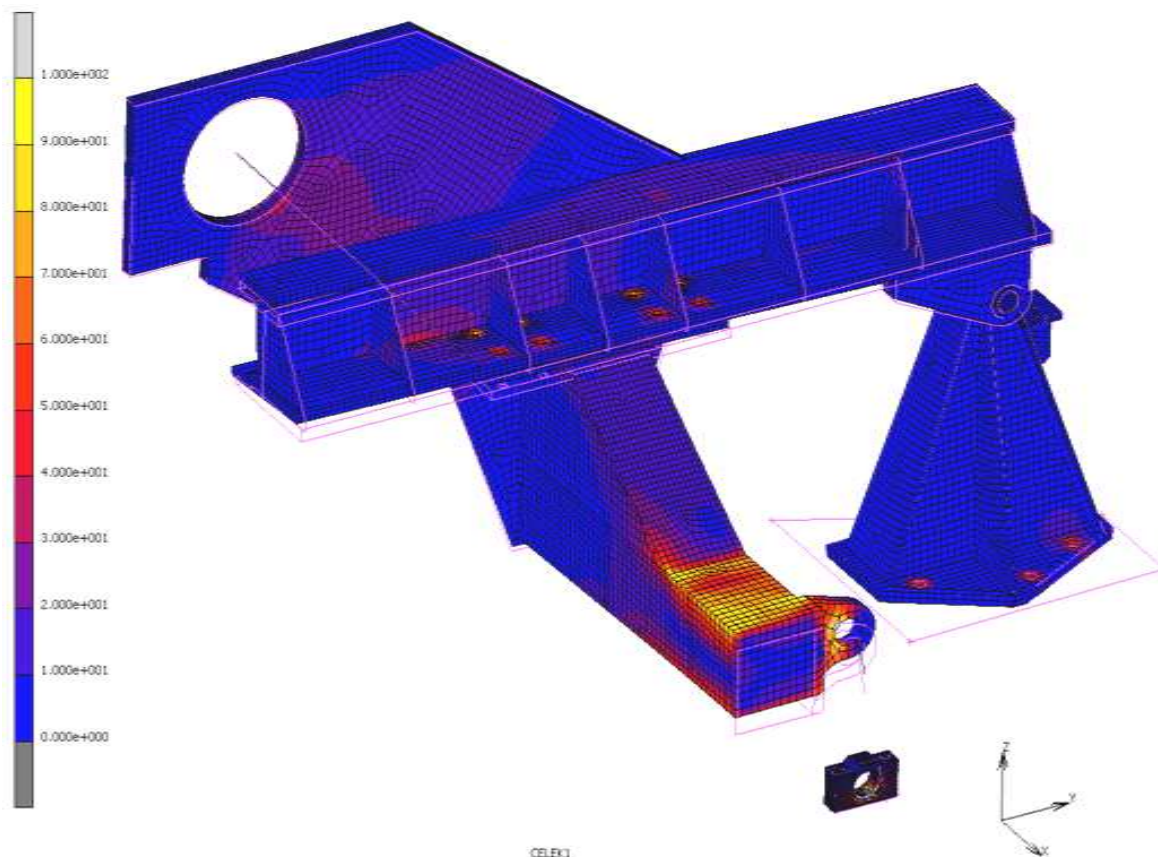
Obr. 10.9 – Celkové posunutí sestavy sklápění komory [mm], 1. zatěžovací stav
(Maximální hodnota celkového posunutí 0,68 mm.)



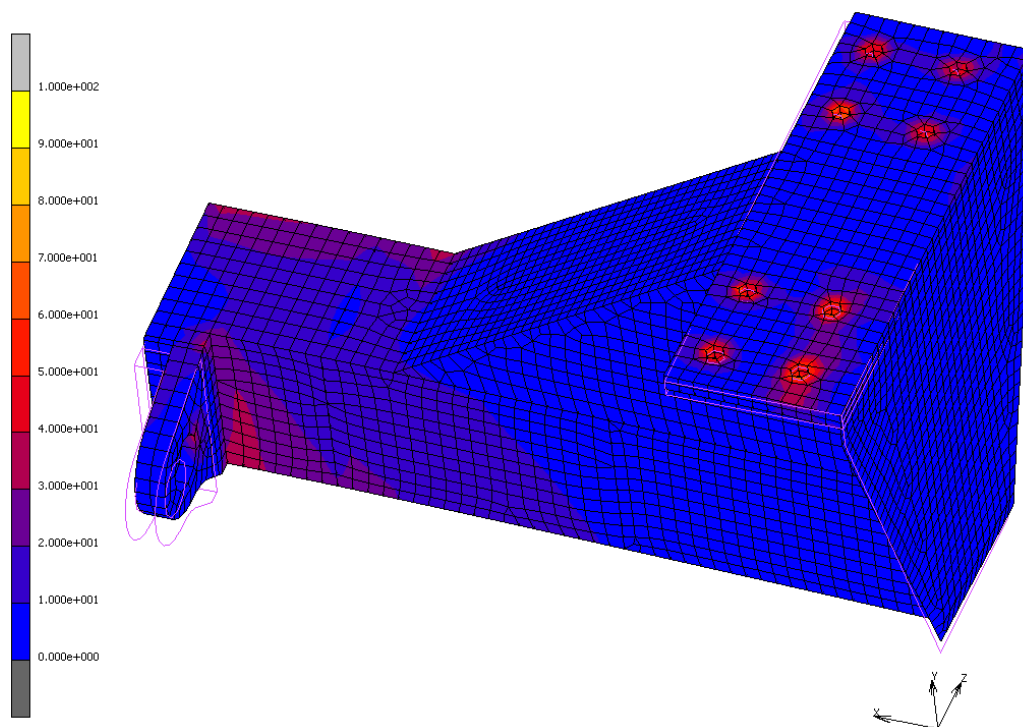
Obr. 10.10 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě sestavy sklápění [MPa],
1. zatěžovací stav



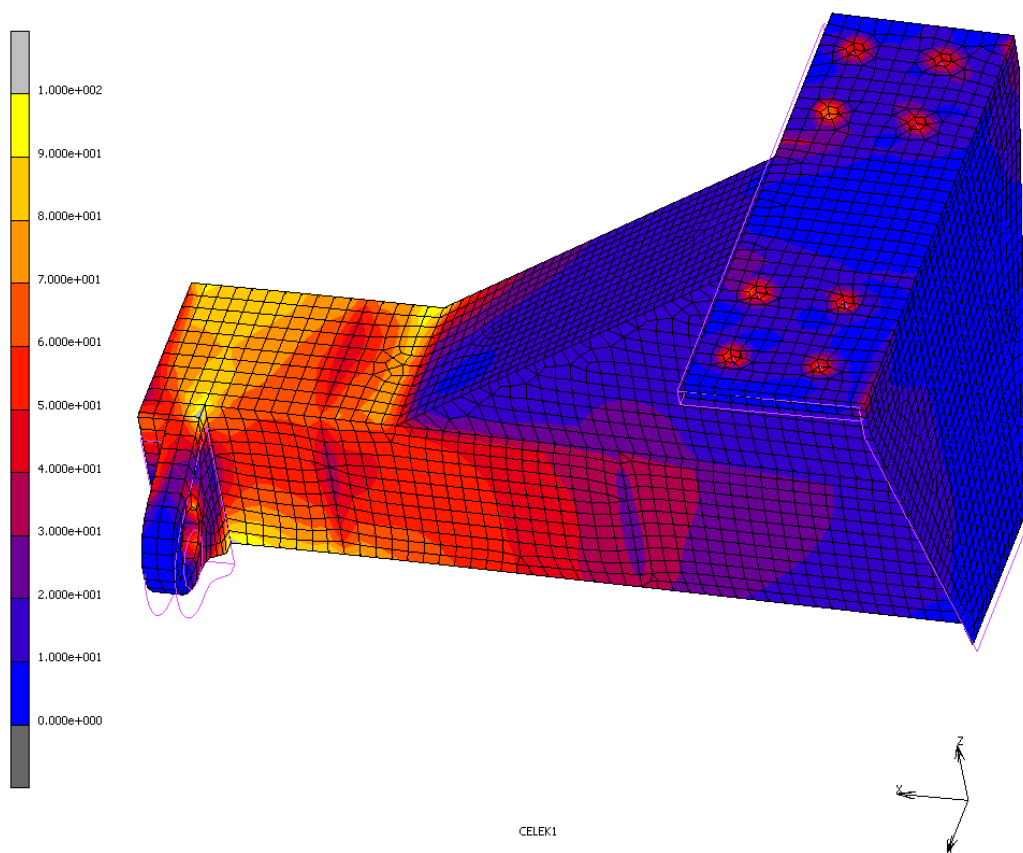
Obr. 10.11 – Celkové posunutí sestavy sklápění komory [mm], 2. zatěžovací stav



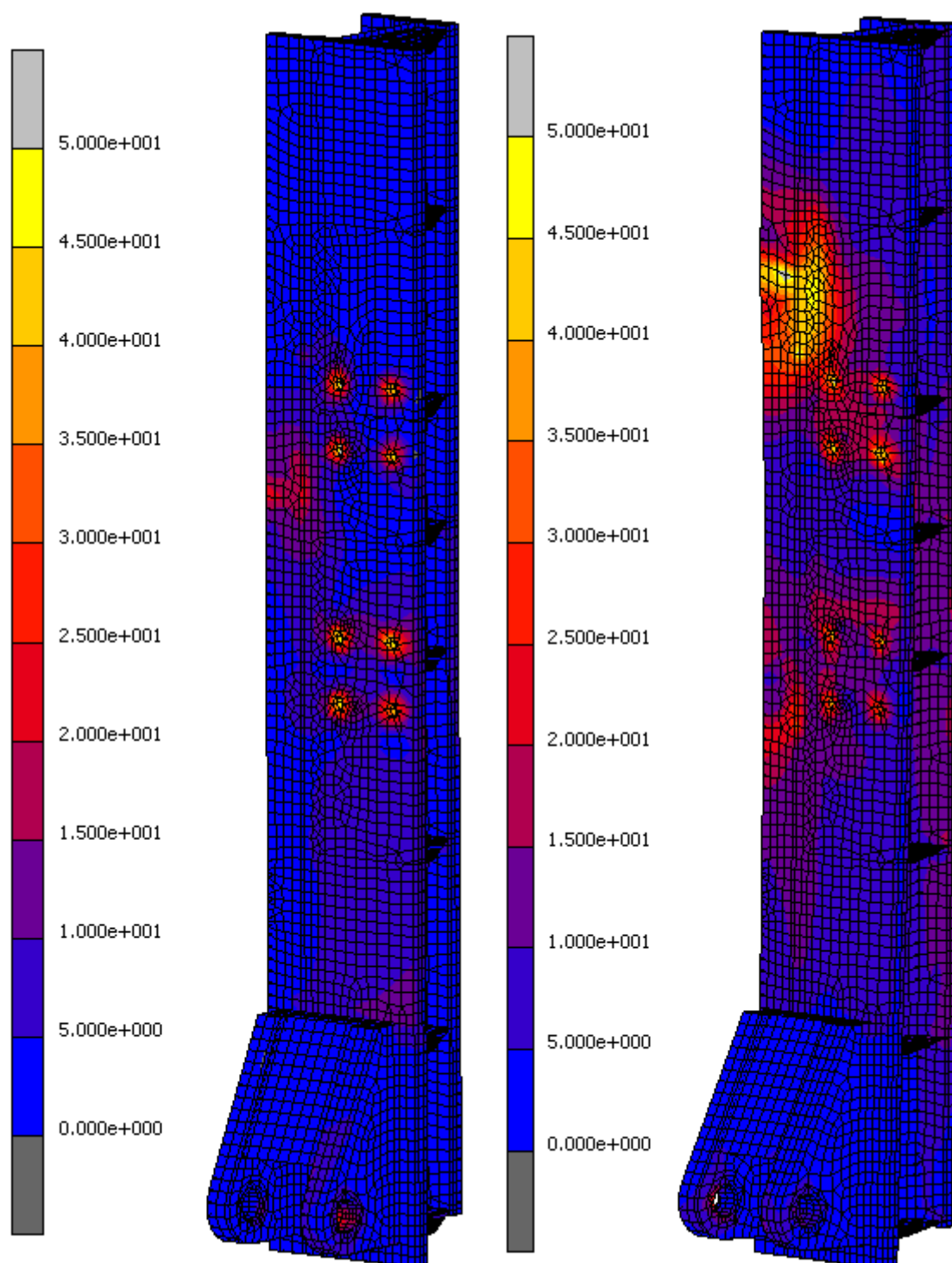
Obr. 10.12 – Redukované napětí dle hypot. HMH ve vnější vrstvě [MPa], 2. zatěžovací stav



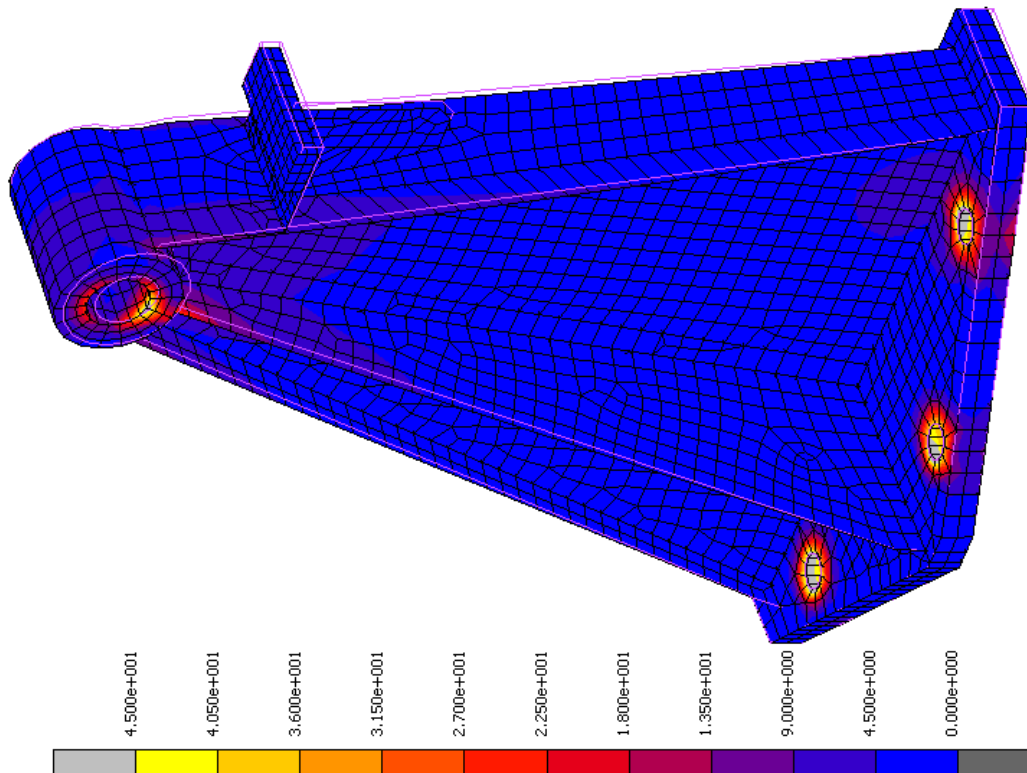
Obr. 10.13 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě součásti nosník [MPa],
1. zatěžovací stav



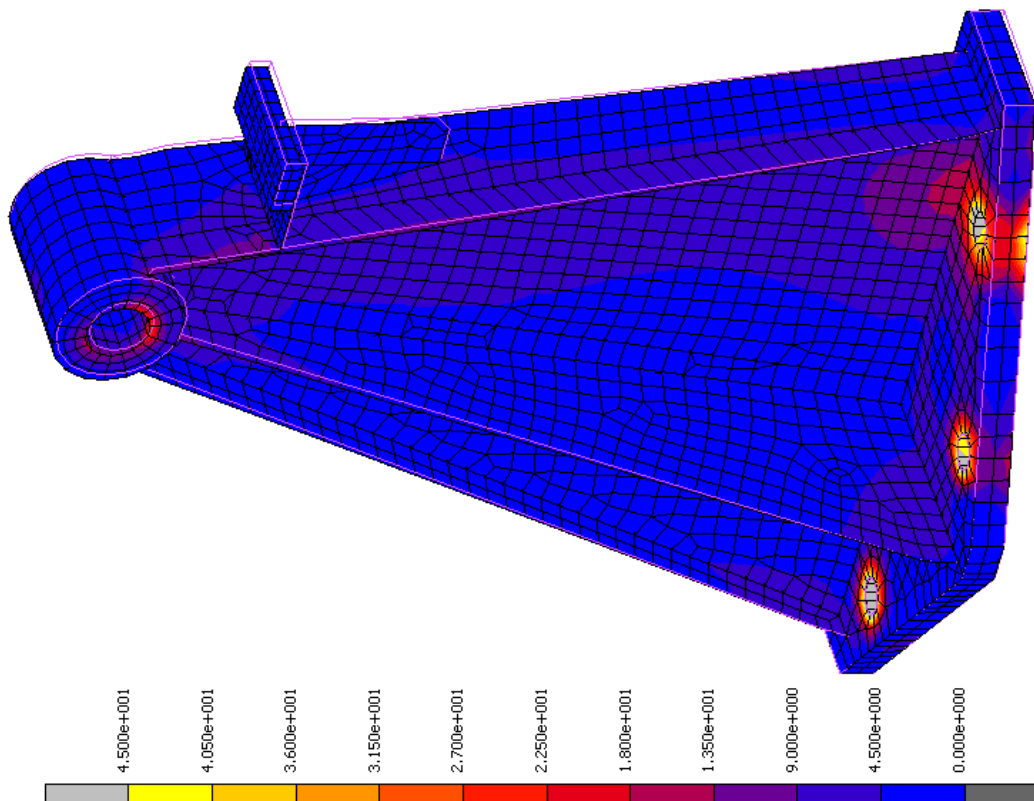
Obr. 10.14 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě součásti nosník [MPa],
2. zatěžovací stav



Obr. 10.15 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě součásti rameno [MPa],
1. a 2. zatěžovací stav

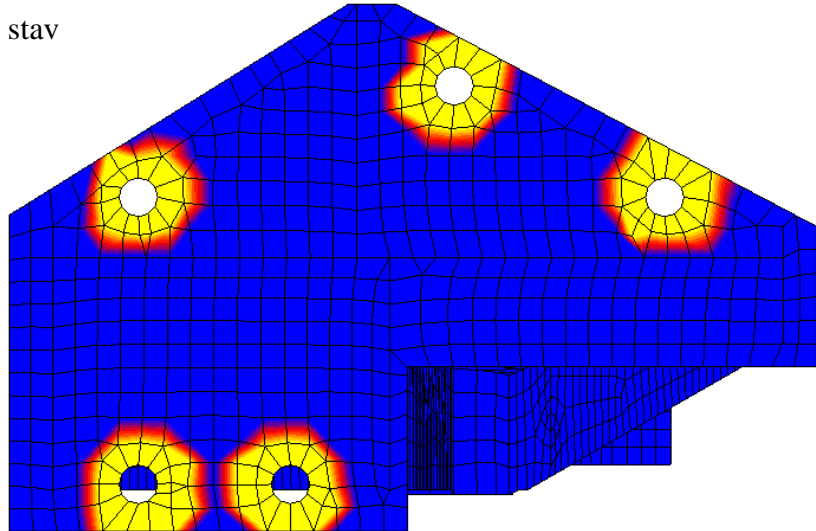


Obr. 10.16 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě součásti stojna [MPa], 1. zatěžovací stav

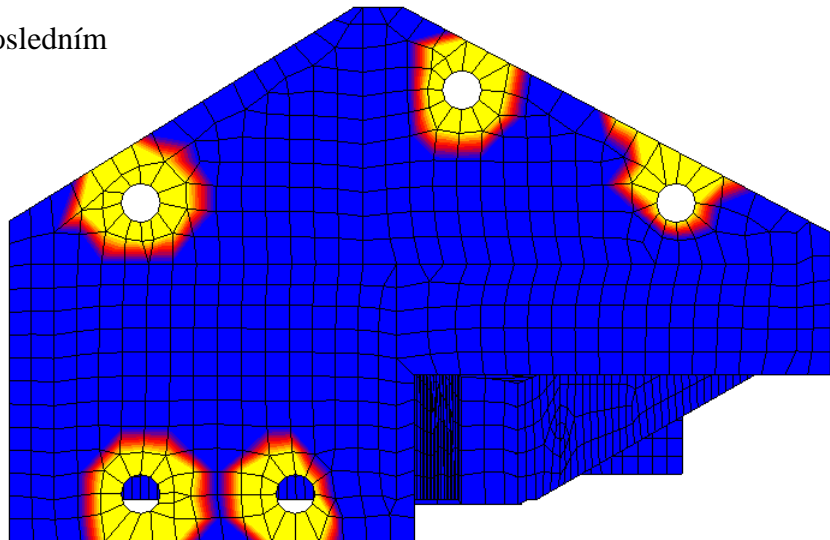


Obr. 10.17 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě součásti stojna [MPa], 2. zatěžovací stav

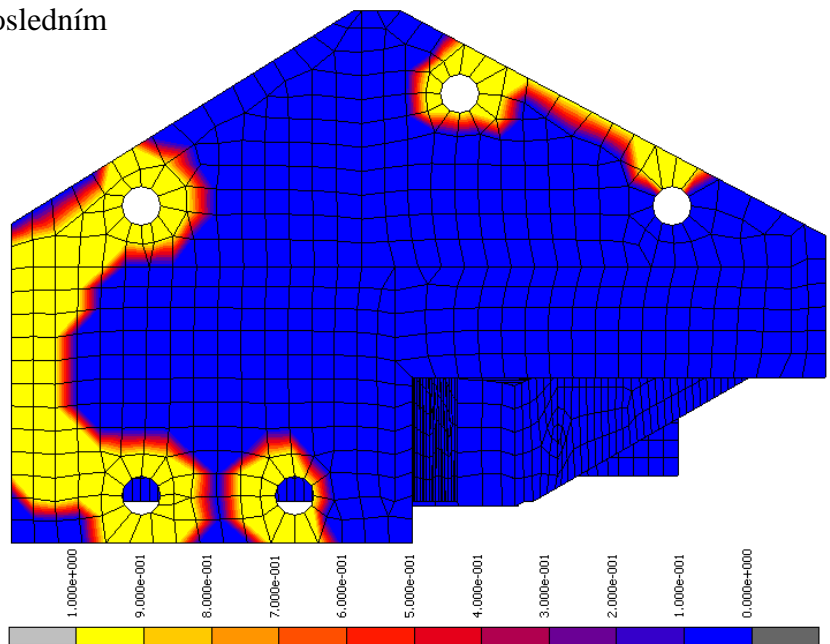
a) Předepnutý a nezatížený stav



b) 1. zatěžovací stav v posledním kroku výpočtu

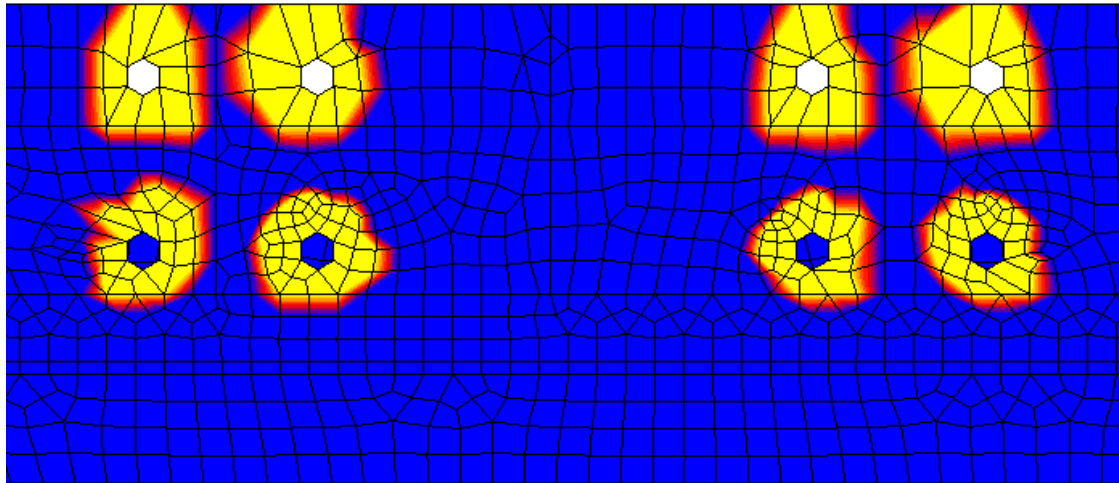


c) 2. zatěžovací stav v posledním kroku výpočtu

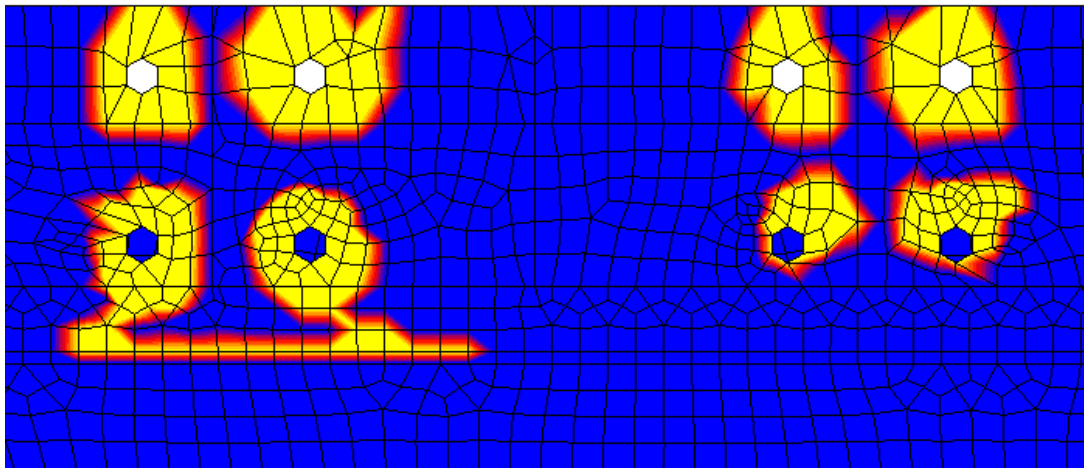


Obr. 10.18 – Identifikace kontaktní plochy stojny a tuhé podložky

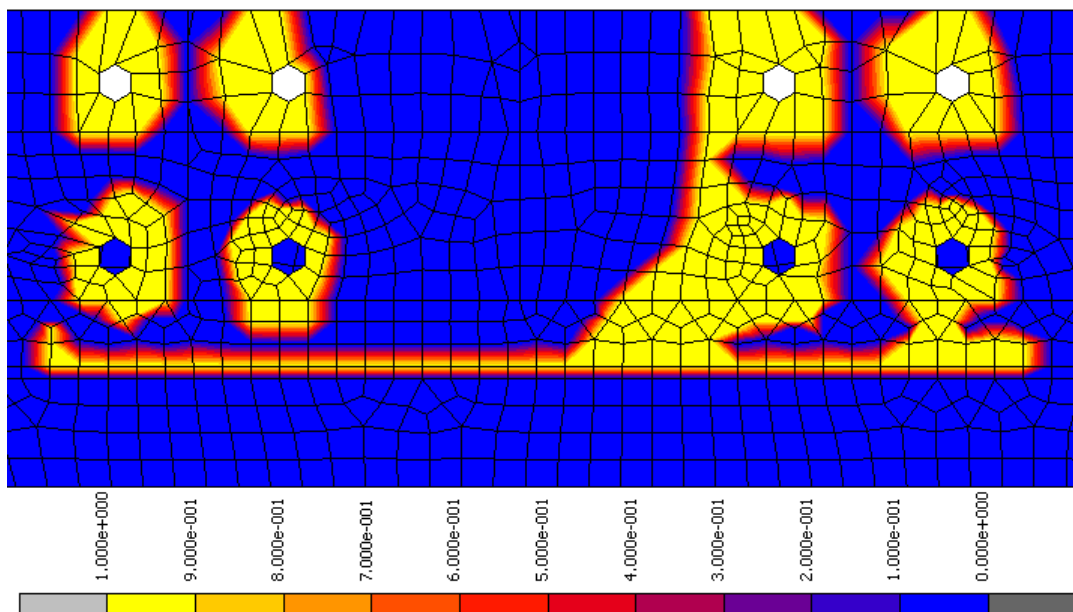
a) Předepnutý a nezatížený stav



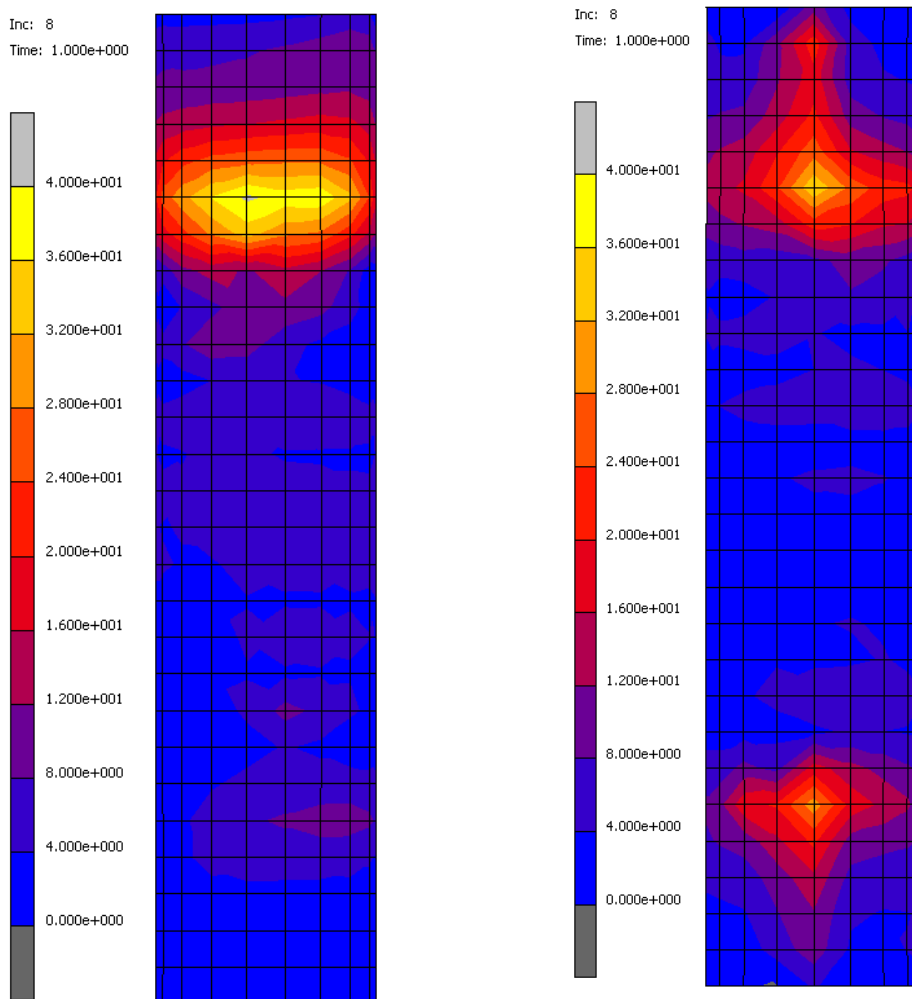
b) 1. zatěžovací stav v posledním kroku výpočtu



c) 2. zatěžovací stav v posledním kroku výpočtu



Obr. 10.19 – Identifikace kontaktní plochy ramene a nosníku



1. zatěžovací stav

2. zatěžovací stav

Obr. 10.20 – Redukované napětí dle hypotézy HMH čepu spojující rameno a stojnu [MPa]

Tabulka 3 – Max. hodnoty redukovaných napětí dle hypotézy HMH jednotlivých součástí

Oblast:	Nosník [MPa]		Rameno [MPa]	Stojna [MPa]		Čep [MPa]
	rigid linky	oko čepu	rigid linky	rigid linky	kontaktní plocha s čepem	
1. Zat. stav	125	82,7	120,1	64,2	56,6	40,8
2. Zat. stav	109,4	121,09	116,4	67,9	27,7	35,4

Oblasti umístění rigid linků jsou popsány v kapitole 10.1.3. Jednotlivé hodnoty v tabulce 3 jsou popsány a posouzeny v kapitole 10.3.

Tabulka 4 - Hodnoty celkového posunutí pro oba zatěžovací stavy

	1. zatěžovací stav	2. zatěžovací stav
Celkové posunutí [mm]	0,68	2,03

10.3. Závěry

Posunutí a tuhost komponent

Maximální celkové posunutí sestavy sklápění komory je 2,03 mm. U sestavy sklápění komory není tuhostní hledisko výpočtu kritickým parametrem, jelikož tuhost této sestavy neovlivňuje přesnost ani účinnost celého stroje. V tomto případě se posuzuje vliv tuhosti sestavy sklápění pouze na funkčnost při sklápění. Vypočtená hodnota celkového posunutí je vyhodnocena jako přípustná.

Redukované napětí komponent

Redukované napětí dle hypotézy HMM u součásti nosník dosahuje své maximální hodnoty 125 MPa v oblasti napojení tuhých linků viz obr. 10.10. Toto napětí nemusí zcela odpovídat reálným hodnotám z důvodu použití zmiňovaných tuhých linků, které okolí otvoru nevhodně vyztužují. Důležitým místem pro kontrolu u součásti nosník je středová oblast, kde je pod okem pro čep hydraulického válce maximální hodnota napětí v místě svarů 101,2 MPa, viz obr. 10.14. V okolí tohoto místa by mělo být dbáno na zvýšenou kontrolu jakosti svarů.

Redukované napětí dle hypotézy HMM u součásti stojna dosahuje maximální hodnoty 67,9 MPa v oblasti tuhých linků, viz obr. 10.17. Zvýšená hodnota napětí je i v oblasti kontaktní plochy s čepem 40,8 MPa, viz obr. 10.16.

Na součásti rameno je maximální hodnota redukovaného napětí dle hypotézy HMM 120,1 MPa v oblasti napojení tuhých linků, viz obr. 10.15. V kontaktní ploše ramene a pojezdové kladky dosahuje redukované napětí dle hypotézy HMM hodnot v rozmezí 60÷70 MPa.

U všech komponent sestavy sklápění komory je hodnota vypočteného napětí dle hypotézy HMM nižší než jsou dovolené hodnoty.

Vyhodnocení kontaktních ploch

Dle vyhodnocení kontaktních ploch u předepnutých šroubů nedochází při zadaném předepnutí a zatížení k odlehnutí žádné z kontrolovaných ploch, z čehož vyplývá, že je předepínací síla šroubů dostatečná. Kontaktní plochy viz obr, 10.18 a 10.19.

11. Závěr

V úvodní části práce byl proveden přehled českých a světových výrobců vulkanizačních lisů a jejich parametrů. Bylo provedeno rozdělení vulkanizačních lisů na základě různých kritérií a popsány funkční principy těchto variant lisů. V úvodní části byly dále blíže popsány jednotlivé části mechanického vulkanizačního lisu.

Následně byl proveden variantní návrh konstrukce sestavy pohonu lisu a sestavy sklápění komory. Na základě technicko-ekonomického hodnocení a konzultací se zadavatelem byla vybrána a do detailu vypracována varianta s nejlepším hodnocením.

K návrhu a kontrole jednotlivých komponent sestavy sklápění komory a sestavy pohonu lisu byly provedeny technické analytické výpočty. Dále byla provedena základní dynamická analýza vulkanizačního lisu, jejímž výstupem byly reakční síly v jednotlivých navrhovaných komponentách. Pro určení napětí a deformací sestavy sklápění komory byla provedena konečnoprvková analýza, jejíž výsledky byly porovnány s dovolenými hodnotami.

Jako součást diplomové práce byla vypracována výrobní výkresová dokumentace dvou zvolených komponent a dva výkresy sestav.

Náplň práce splňuje kritéria vytyčené v úvodní části, mezi něž patřilo vytvořit konstrukci sestavy sklápění komory a sestavy pohonu lisu koncepčně odpovídající hydraulicko-mechanickému provedení VL100". Na konstrukci obou sestav byly dále kladeny nároky pro aplikovatelnost řešení při repasování starších lisů.

12. Seznam použité literatury

- [1] JIRÁSKO, Jakub. *Mechanismus pro nastavování formy vulkanizačního lisu*. Plzeň, 2012. Bakalářská práce (Bc.). Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Petr Votápek.
- [2] BARTOŇ, L. *Konstrukce vulkanizačního lisu ŠKODA VL 100*. Diplomová práce. Plzeň: Západočeská univerzita, 2005.
- [3] VOTÁPEK, Petr. *Písemná práce ke stání doktorské zkoušce*. Plzeň: ZČU, 2010.
- [4] JAHELKA, M. *Gumárenské stroje a zařízení*. 2.vyd. Praha: SNTL, 1963.
- [5] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie*. Vyd 1. Praha: Computer Press, 1999. 313^s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.
- [6] BENEŠ, V., KLŮNA, J. *Dílenské tabulky*. 1.vyd. Úvaly: Albra, 2008.
- [7] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 2.vyd. Úvaly: Albra, 2005.
- [8] MIMRÁČEK, M. *Vulkanizační lis VL 100“ s využitím bajonetového uzávěru*. Diplomová práce. Plzeň: Západočeská univerzita, 2009.
- [9] **ROTAS STROJÍRNÝ spol. s r.o.** [Online] ROTAS STROJÍRNÝ spol. s r. o. [Citace: 20. Říjen 2013.] <http://www.rotas-strojirny.cz/>.
- [10] **TS Plzeň a.s.** [Online] TS Plzeň a.s. [Citace: 20. Říjen 2013.] <http://www.tsplzen.cz/>.
- [11] **CHODOS CHODOV s.r.o.** [Online] CHODOS CHODOV s.r.o. [Citace: 20. Říjen 2013.] <http://www.chodos.cz/cze/index.htm>.
- [12] **Guilin Rubber Machinery** . [Online] Guilin Rubber Machinery . [Citace: 21. Říjen 2013.] <http://www.grm.com.cn/>.
- [13] **Harburg-Freudenberger Maschinenbau GmbH**. HF TireTech Group. [Online] Harburg-Freudenberger Maschinenbau GmbH. [Citace: 21. Říjen 2013.] <http://www.hf-tiretechgroup.com>.
- [14] **Mitsubishi Heavy Industries America, Inc.** [Online] Mitsubishi Heavy Industries America, Inc. [Citace: 21. Říjen 2013.] <http://www.mitsubishitoday.com>.
- [15] **Qingdao Doublestar Rubber & Plastic Machinery Co.,Ltd.** DOUBLESTAR CHINA. [Online] Qingdao Doublestar Rubber & Plastic Machinery Co.,Ltd. [Citace: 21. Říjen 2013.] <http://en.doublestar.cc/>.

13. Seznam příloh

Vevázané přílohy:

Příloha č. 1 - Výpočet ozubeného soukolí pastorku a excentrického kola

Příloha č. 2 - Výpočet hřídele sestavy pohonu lisu

Volně vložené přílohy:

Výrobní výkresy - Hřídel pohonu

- Nosník

Výkres sestavy - Sestava pohonu lisu

-Sestava sklápění komory

14. Seznam použitého software

PTC Pro/ENGINEER Wildfire 5.0

MSC Marc/Mentat 2011

PTC Mathcad Prime 2.0

Autodesk AutoCAD 2011

Microsoft Office 2007

MITCalc 1.51

Gimp 2

15. Seznam obrázků

Obr. 1.1 - Rozdělení výrobních strojů.....	12
Obr. 2.1 - Rotas VL 63,5" [9].....	13
Obr. 2.2 - Rotas VL 100" [9].....	13
Obr. 2.3 - TS Plzeň hydr. lis HMVL 75" [10].....	14
Obr. 2.4 - TS Plzeň mechanický lis [10].....	14
Obr. 2.5 - Chodos VL 65" otevřený [11].....	14
Obr. 2.6 - Chodos VL 65" uzavřený [11].....	14
Obr. 2.7 - Jednokomorový mech. lis [15].....	15
Obr. 2.8 - Dvoukomorový hydr. lis 48 " [15].....	15
Obr. 2.9 - Vul. lis 55" dvoukomorový [12].....	15
Obr. 2.10 – Hydraul. lis 67" rámové konstrukce [12].....	15
Obr. 2.11 – Sloupový typ LT-XW 52" [14].....	16
Obr. 2.12 – MACS 48" [14].....	16
Obr. 2.13 – Hydraul. sloupový typ [13].....	16
Obr. 2.14 - Hydraulický rámový typ [13].....	16
Obr. 3.1 – Pracovní cyklus lisu Bag-O-matic [4].....	18
Obr. 3.2 – Pracovní cyklus lisu Autoform [4].....	18
Obr. 3.3 - Průběh sklápění plně mechanické verze lisu se sklopnými saněmi poz.4, dle patentu	19
Obr. 3.4 – Hydraulicko mechanický VL100" Rotas [9].....	19
Obr. 3.5 – Mechanické lisy s vedením na bočnicích [12].....	20
Obr. 4.1 - Řez schematickým zobrazením mechanického vulkanizačního lisu typu B.O.M... 22	
Obr. 4.2 - Kinematické schéma mechanického vulkanizačního lisu typu B.O.M. s excentrickým čepem v nejvyšší poloze příčnicku a v zavřeném stavu	23
Obr. 5.1– Původní řešení pohonu lisu a sklápění komory	26
Obr. 5.2 – Kinematické schéma I. varianty řešení pohonu lisu	27
Obr. 5.3 – Kinematické schéma II. varianty řešení pohonu lisu	28
Obr. 5.4 – Kinematické schéma III. varianty řešení pohonu lisu.....	28
Obr. 5.5 – Schéma sestavy sklápění komory s jedním hydraulickým válcem.....	30
Obr. 5.6 – Schéma sestavy sklápění komory se dvěma hydraulickými válci	31
Obr. 6.1 – Rozpracovaná varianta sestavy pohonu lisu	33
Obr. 6.2 – Vodorovný řez 3D modelem sestavy pohonu lisu	33
Obr. 6.3 – Umístění sestavy pohonu lisu do zástavbového prostoru stojanu lisu.....	34
Obr. 6.4 – Detail 3D modelu součásti stojna v sestavě	35
Obr. 6.5 – Sestava sklápění komory ve vertikální poloze.....	36
Obr. 6.6 – Sklopená poloha sestavy sklápění komory	37
Obr. 6.7 – Sestava sklápění a sestava pohonu lisu v sestavě lisu VL75"	37
Obr. 7.1 - Isometrický pohled na 3D model lisu VL75" zezadu s označením jednotlivých komponent.....	39
Obr. 7.2 – Isometrický pohled na 3D model lisu VL75" – Fáze otevírání.....	40
Obr. 7.3 - Definice zdvihu pístnice v závislosti na čase	40
Obr. 7.4 - Definice úhlu natočení pastorku a excentrického kola v závislosti na čase	40

Obr. 7.5 – Průběh reakčního točivého momentu na hřídeli pohonu lisu v závislosti na čase, maximální hodnota 13818 N.m.....	41
Obr. 7.6 – Průběh reakčního točivého momentu na hřídeli pohonu lisu v závislosti na čase, maximální hodnota 13818 N.m.....	41
Obr. 7.7 – Axiální síla v pístnici	42
Obr. 7.8- Složka síly normálová vůči vedení horního a spodního čepu kladky příčnicku	42
Obr. 7.9 – Radiální síla v čepu příčnicku a čepu excentrického kola	43
Obr. 7.10 – Radiální síla v čepu sklápění ramene (Maximální hodnota 30946,3 N).....	43
Obr. 8.1 - Sestava pohonu lisu ve svislém řezu	45
Obr. 8.2 - Sestava pohonu lisu ve vodorovném řezu	45
Obr. 8.3 - Rozměry táhla.....	46
Obr. 8.4 - Skica rozměrů v programu Pro/ENGINEER.....	47
Obr. 8.5 - Rozměrové schéma klikového mechanismu VL75	49
Obr. 8.6 – Detail čepu v sestavě, výpočtový model čepu	57
Obr. 8.7 - Rozměry pouzdra.....	58
Obr. 8.8 - Rozměry a zatížení hřídele pro výpočet v MitCalc	61
Obr. 9.1 – Vertikální poloha sestavy sklápění, 90° natočení excentrického kola.....	63
Obr. 9.2 - Horizontální poloha sestavy sklápění, 210° natočení excentrického kola.....	63
Obr. 9.3 - Excentrické kolo v poloze 90° a působící síly v čepu příčnicku.....	65
Obr. 9.4 - Reakce v horní a spodní kladce	65
Obr. 9.5 - Schéma výpočtu reakcí ve vertikální poloze sest. sklápění se zobrazenými rozměry	66
Obr. 9.6 - Výpočet reakcí na horní a spodní kladce.....	67
Obr. 9.7 - Výpočet reakcí ve válci a čepu otáčení ramene.....	68
Obr. 9.8 - Dynamická analýza síly v pístnici se zobrazením anal. výpočtu ve 2 bodech	69
Obr. 9.9 - Dynamická analýza síly v pístnici se zobrazením anal. výpočtu ve 2 bodech	69
Obr. 9.10 – Čep (poz. 9 čep, poz. 21 pouzdro)	71
Obr. 9.11 - Čep oka hydraulického válce.....	75
Obr. 10.1 – Geometrické vlastnosti MKP modelu	78
Obr. 10.2 – Typy elementů MKP modelu	79
Obr. 10.3 - Použité typy linků	80
Obr. 10.4 – Kontaktní tělesa v MKP modelu	81
Obr. 10.5 – Kontaktní tabulka.....	82
Obr. 10.6 – Okrajové podmínky ve výpočtovém modelu sklápění komory	83
Obr. 10.7 – Závislost předepínací síly ve „šroubových spojích“ na čase [s]	84
Obr. 10.8 – Závislost síly v hydraulickém válci na čase [s].....	84
Obr. 10.9 – Celkové posunutí sestavy sklápění komory [mm], 1. zatěžovací stav.....	85
Obr. 10.10 – Redukované napětí dle hypotézy HMH ve vnější vrstvě sestavy sklápění [MPa], 1. zatěžovací stav.....	86
Obr. 10.11 – Celkové posunutí sestavy sklápění komory [mm], 2. zatěžovací stav.....	87
Obr. 10.12 – Redukované napětí dle hypot. HMH ve vnější vrstvě [MPa], 2. zatěžovací stav.....	87
Obr. 10.13 – Redukované napětí dle hypotézy HMH ve vnější vrstvě součásti nosník [MPa], 1. zatěžovací stav.....	88

Obr. 10.14 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě součásti nosník [MPa], 2. zatěžovací stav.....	88
Obr. 10.15 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě součásti rameno [MPa], 1. a 2. zatěžovací stav	89
Obr. 10.16 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě součásti stojna [MPa], 1. zatěžovací stav.....	90
Obr. 10.17 – Redukované napětí dle hypotézy HMM ve vnější vrstvě součásti stojna [MPa], 2. zatěžovací stav.....	90
Obr. 10.18 – Identifikace kontaktní plochy stojny a tuhé podložky	91
Obr. 10.19 – Identifikace kontaktní plochy ramene a nosníku	92
Obr. 10.20 – Redukované napětí dle hypotézy HMM čepu spojovací rameno a stojnu [MPa].	93

16. Seznam tabulek

Tabulka 1 – Technicko-ekonomické zhodnocení jednotlivých variant	29
Tabulka 2 – Spínání koncových poloh při otevírání lisu	62
Tabulka 3 – Max. hodnoty redukovaných napětí dle hypotézy HMM jednotlivých součástí ..	93
Tabulka 4 - Hodnoty celkového posunutí pro oba zatěžovací stavy	93

17. Seznam grafů

Graf 1 – Znázornění technické a ekonomické hodnoty jednotlivých variant (barevné znázornění odpovídá barevnému označení variant v tabulce č. 1).....	29
Graf 2 - Závislost síly v táhle na úhlu natočení ex. kola.....	52
Graf 3 – Točivý moment na hřídeli pohonu v závislosti na úhlu natočení	52

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet ozubeného soukolí pastorku a excentrického kola



i	Zkontrolujte řádek:4.5;	Pastorek	Kolo
ii	<input type="checkbox"/> Informace o projektu		
? Kapitola vstupních parametrů			

1.0 Volba základních vstupních parametrů

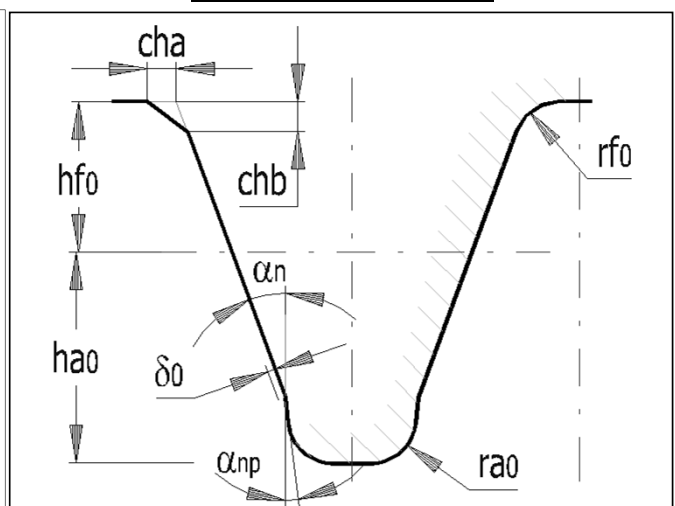
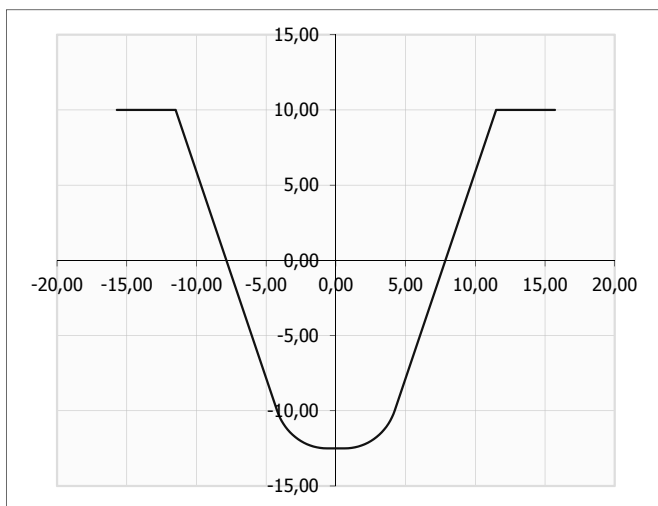
1,1	Přenášený výkon	Pw [kW]	3,561	3,533	
1,2	Otáčky pastorku / kola	n [/min]	3,9	0,6	[/min]
1,3	Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	8636,23	53125,67	[Nm]
1,4	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	6,20		
1,5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	6,20	0,00%	

2.0 Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.

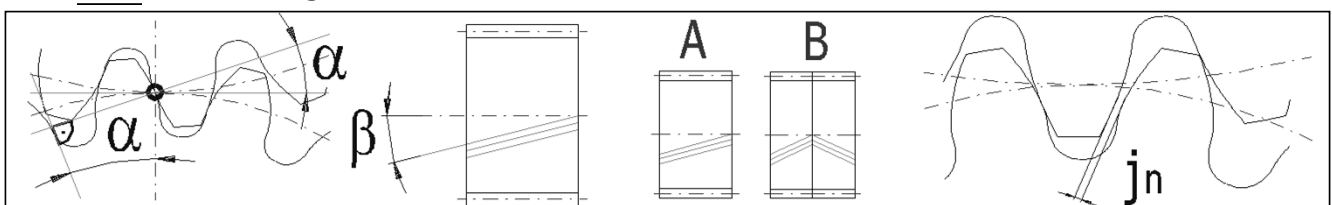
2.0	Označení materiálu podle normy :	CSN			
2.1	Materiál pastorku :	C,D...Konstrukční ocel ušlechtilá legovaná 15241 (Rm=980 MPa) zušlechťené			
2.2	Materiál kola :	D...Ocel na odlitky slitinová 422719 (Rm=700 MPa) normalizačně žíhaná			
2.3	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynulé			
2.4	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	1,85		
2,8	Požadovaná životnost	Lh	3000		[h]
2.9	Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,10	1,30	
2.10	Automatický návrh				

3.0 Parametry profilu nástroje a zubu

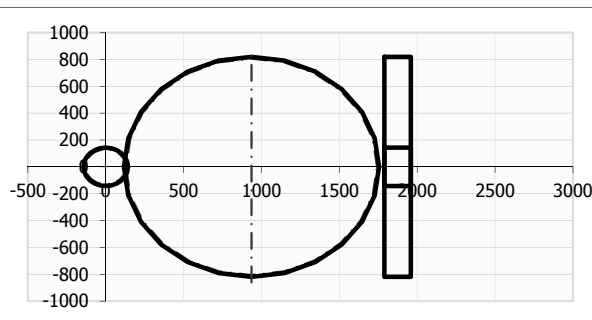
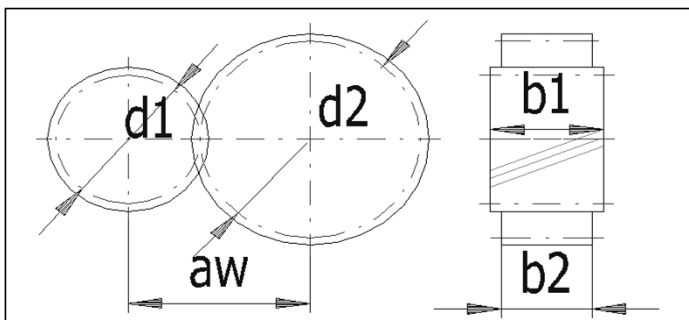
3.1	Normalizovaný nástroj	1. DIN 867 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.38, d0=0, anp=0deg, ca=0.25)			
3.2	Výška hlavy nástroje	ha0*	1,250	1,250	[modul]
3.3	Výška paty nástroje	hf0*	1,000	1,000	[modul]
3.4	Poloměr zaoblení hlavy	ra0*	0,380	0,380	[modul]
3.5	Poloměr zaoblení paty	rf0*	0,000	0,000	[modul]
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



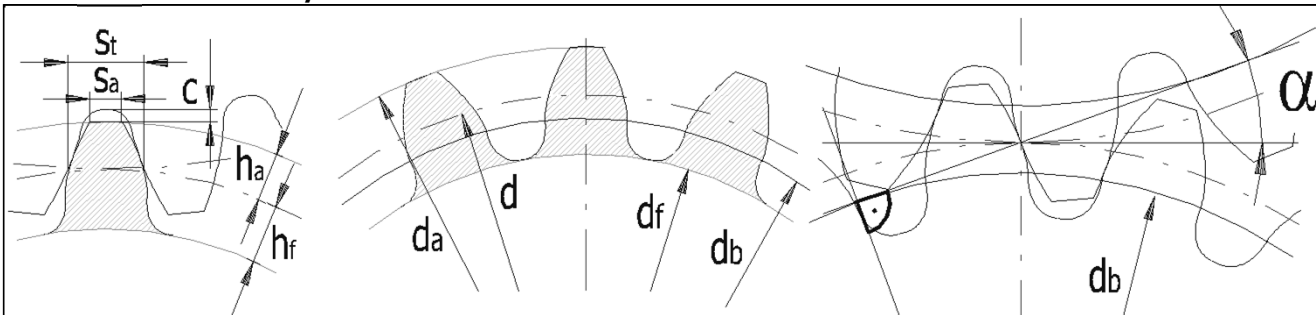
4.1 Počty zubů pastorku / kola	z	20	124	
4.2 Normální úhel záběru	α	20		[°]
4.3 Základní úhel sklonu zubů	β	0		[°]
4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru	Ψ_d / \max	1,2	< 0,75	
4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	1,2	< 0,75	
4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn	13		[mm]
4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	260,00	1612,00	[mm]
4.8 Doporučená šířka ozubení		163 - 195		[mm]
4.9 Šířka pastorku / kola	b1/b2	170,00	170,00	[mm]
4.10 Pracovní šířka ozubení	bw	170		[mm]
4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	0,65	< 0,75	
4.12 Pracovní vzdálenost os	aw	936,000		[mm]
4.13 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	2788,778		[kg]
4.14 Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	1,15	5,01	



4.15 Boční vůle v ozubení (normální)				
4.16 - Doporučená min max. hodnota		0,184	0,734	[mm]
4.17 - Zvolená boční vůle	jn	0,0000		[mm]
5.0 <input type="checkbox"/> Korigování ozubení				

Kapitola výsledků

6.0 Základní rozměry ozubení



6.1 Počty zubů pastorku / kola	z	20	124	
6.2 Šířka pastorku / kola	b	170	170	[mm]
6.3 Normální modul	mn	13		[mm]
6.4 Tečný modul	mt	13,0000		[mm]
6.5 Normální rozteč	p	40,841		[mm]
6.6 Čelní rozteč	pt	40,841		[mm]
6.7 Základní rozteč	ptb	38,378		[mm]
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	936,0000		[mm]
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	936,0000		[mm]
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	936,0000		[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	286,0000	1638,0000	[mm]
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	260,0000	1612,0000	[mm]

6.19	Průměr základní kružnice	db	244,3201	1514,7845	[mm]
6.20	Průměr patní kružnice	df	227,5000	1579,5000	[mm]
6.21	Průměr valivé kružnice	dw	260,0000	1612,0000	[mm]
6.22	Výška hlavy zubu	ha	13,0000	13,0000	[mm]
6.23	Výška paty zubu	hf	16,2500	16,2500	[mm]
6.24	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	9,0334	10,5788	[mm]
6.25	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sta	9,0334	10,5788	[mm]
6.26	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	20,4204	20,4204	[mm]
6.27	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	st	20,4204	20,4204	[mm]
6.28	Tloušťka zubu patní kružnici	sb	21,2586	43,5501	[mm]
6.29	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,6949	0,8138	[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	0,0000	0,0000	[modul]

7.0 Doplnkové parametry ozubení

7.1	Počet zubů	z	20	124	
7.2	Počet zubů porovnávacího kola	zn	20,000	124,000	
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 / osové rovině	$\epsilon_\alpha \epsilon_\beta$	1,7157	0,0000	
8.2	Součinitel celkového záběru	ϵ_γ	1,7157		
8.3	Koeficient odlehčení kola	Cdi/df	0,00	0,00	
8.4	Kritické otáčky	nE1	4729,28		[/min]
8.5	Resonanční poměr	N	0,00		
8.6	Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	2788,7783		[kg]
8.7	Účinnost převodového soukolí	μ	99,22%		
8.8	Doporučená viskozita oleje	v50	251	251	<input checked="" type="checkbox"/> [mm ² /sec]

9.0 Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

Společné pro soukolí

9.1	Tuhost páru zubů	c'	14,014		
9.2	Záběrová tuhost ozubení	C γ	21,536		
9.4	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1,000		
9.5	Součinitel vnitřních dynamických sil	KV	1,001		
9.6	Počet cyklů	NK	7,09E+05	1,14E+05	

Pro výpočet bezpečnosti na dotyk

9.7	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Hβ}	1,262		
9.8	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Hα}	1,000		
9.9	Celkový součinitel přídatného zatížení	KH	1,262		
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	0,873		
9.14	Součinitel tvrdosti	ZW	1,000		
9.15	Součinitel maziva	ZL	1,125	1,125	Minerální olej ▼
9.16	Součinitel obvodové rychlosti	ZV	0,862	0,862	
9.17	Součinitel drsnosti povrchu	ZR	0,840	0,840	Automatic ▼
9.18	Součinitel životnosti	ZN	1,531	1,600	n=∞; ZN=0.85 ▼
9.19	Součinitel jednopárového záběru	ZB/ZD	1,095	1,000	

Pro výpočet bezpečnosti na ohyb

9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Fβ}	1,236		
9.21	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Fα}	1,000		
9.22	Celkový součinitel přídatného zatížení	KF	1,237		
9.23	Součinitel sklonu zubu	Ybeta	1,000		

9.24	Součinitel vlivu záběru profilu	Yeps	0,687		
9.25	Součinitel vrubové citlivosti	Ydelta	0,992	1,000	
9.26	Součinitel vlivu velikosti	YX	0,952	0,952	
9.27	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	YR	0,931	0,931	
9.28	Koeficient střídavého zatížení	YA	1,000		
9.29	Součinitel technologie výroby	YT	1,000		
9.30	Součinitel životnosti	YN	1,272	1,724	$n=\infty$; $YN=0.85$
9.31	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	YFa	3,036	2,349	
9.32	Součinitel koncentrace napětí	YSa	1,523	1,776	
9.33	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	YFS	4,624	4,172	

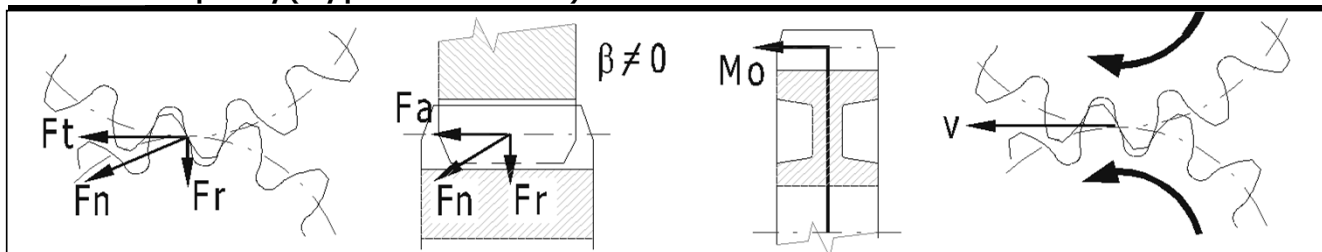
10.0 Koeficienty bezpečnosti

10.1	Na únavu v dotyku	SH	1,34	1,15	
10.2	Na únavu v ohybu	SF	5,01	5,33	
10.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	1,31	1,01	
10.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	5,77	4,49	
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	545,87		[MPa]
10.8	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	671,69	613,30	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	897,60	703,75	[MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	816,00	639,78	[MPa]
10.11	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	95,51	86,18	[MPa]
10.12	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	118,11	106,57	[MPa]
10.13	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	592,26	568,35	[MPa]
10.14	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	455,58	437,19	[MPa]

11.0 Kontrolní rozměry ozubení

11.1	Počet zubů přes které se měří	zw	3	15	
11.2	Počet zubů přes které se měří	zw	3	15	<input checked="" type="checkbox"/>
11.3	Rozměr přes zuby	W	99,5857	579,0537	[mm]
11.4	Průměr válečku/kuličky	dt	22,7500	22,7500	[mm]
11.5	Průměr válečku/kuličky	dt	22,7500	22,7500	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
11.6	Rozměr přes válečky/kuličky	M	292,0404	1644,9253	[mm]

12.0 Silové poměry (síly působící na ozubení)



12.1	Obvodová síla	Ft	66432,51		[N]
12.2	Normální síla	Fn	70696,00		[N]
12.3	Axiální síla	Fa	0,00		[N]
12.4	Radiální síla	Fr	24179,46		[N]
12.5	Ohybový moment	Mo	0,00	0,00	[Nm]
12.6	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	0,05	< 15	[m/s]
12.7	Šířkové zatížení / měrné zatížení	wt wt*	390,78	30,06	[N/mm MPa]

13.0 Parametry zvoleného materiálu

Kapitola doplňků

14.0 Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost

15.0 Výkon, oteplení, plocha skříně

16.0 Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)

17.0 Přibližný výpočet modulu existujícího kola

18.0 Pomocné výpočty

19.0 Grafický výstup, CAD systémy

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet hřídele sestavy pohonu lisu

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu

SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenášený výkon

7,12

[kW]

1.3 Otáčky hřídele

3,939

[1/min]

1.4 Krouticí moment

17271,95

[Nm]

1.5 Předběžný min. průměr

207,59

[mm]

1.6 Typ zatížení hřídele

C...Míjivý krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)

A...Běžná konstrukční ocel (500)

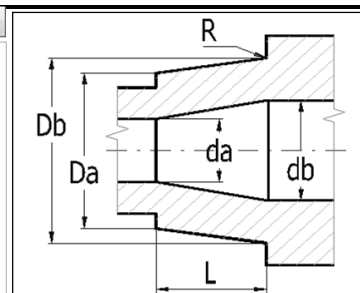
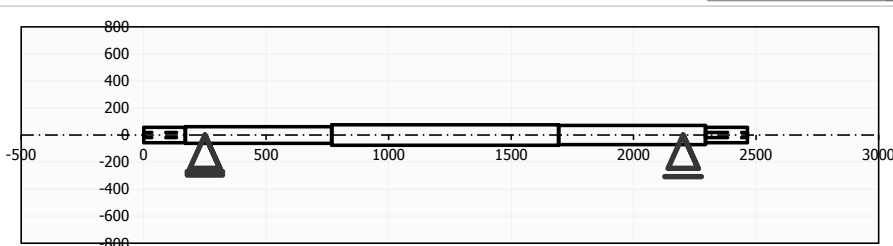
2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1



Jednotky výpočtu

SI Units (N, mm, kW...)



2.2

Tabulka	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	170,00	768,00	1694,00	2294,00	2464,00	2464,00	2464,00	2464,00	2464,00
L	170,000	598,000	926,000	600,000	170,000	0,000	0,000	0,000		
$\varnothing Da$	115,000	125,000	150,000	140,000	115,000	0,000	0,000	0,000		
$\varnothing Db$	115,000	125,000	150,000	140,000	115,000	0,000	0,000	0,000		
$\varnothing da$	36,000	0,000	0,000	0,000	36,000	0,000	0,000	0,000		
$\varnothing db$	36,000	0,000	0,000	0,000	36,000	0,000	0,000	0,000		
R	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000		

2.3 Celková délka hřídele

2464,00

[mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska)

Pevná

250,00



[mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska)

Volná

2202,00



[mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra)

D...Soustruženo (1,6)

3.0 Vrubu a zápichy na hřídeli

3.1 Mez pevnosti v tahu (S_u , R_m)

600,0

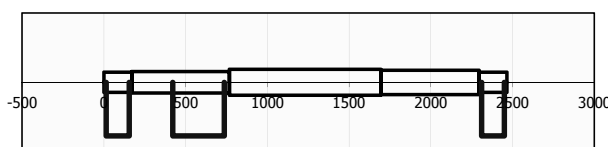
[MPa]

3.2 Koefficient citlivosti materiálu (q)

0,45

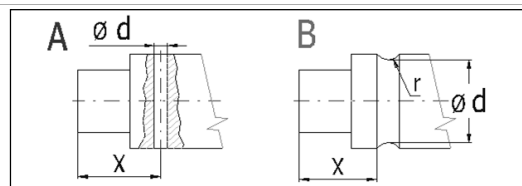
3.3 A. Průchozí díra

X[mm]	d[mm]	β_c	β_b	β_t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00



3.4 B. Zápich

X[mm]	d[mm]	r[mm]	β_c	β_b	β_t
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00



3.5 C. Obecný vrub

X[mm]	b[mm]	β_c	β_b	β_t
14,00	140,00	1,76	1,76	1,54
421,00	315,00	1,76	1,76	1,54
2310,00	140,00	1,76	1,76	1,54
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

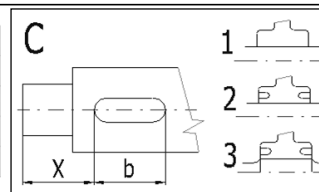
Drážka pro pero (čepová fréza)

Drážka pro pero (čepová fréza)

Drážka pro pero (čepová fréza)

Vlastní hodnoty

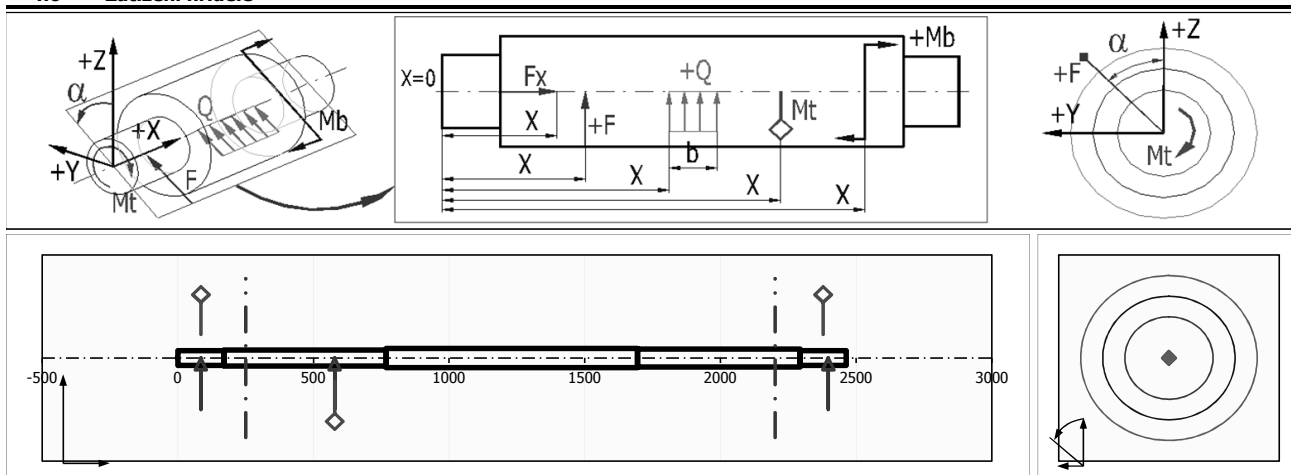
Vlastní hodnoty



3.6 D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_c	2,04	2,37	2,07	2,34	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_b	1,94	2,18	1,98	2,15	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_t	1,44	1,59	1,46	1,57	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

4.0 Zatížení hřídele



4.1 Zatížení

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	85,00				-8636,25					
2	578,00				17272,50					
3	2379,00				-8636,25					
4	578,00		8320,0	180						
5	85,00		24180,0	-112						
6	2398,00		24180,0	-112						
7										
8										
9										
10										

5.0 Rotující hmoty

6.0 Materiál a způsob namáhání

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)	A...Konstrukční ocel (350 - 700)		595	[MPa]	6.17 Zatížení vlastní vahou	Ano
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	595	[MPa]	<input checked="" type="checkbox"/>	6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti	20
6.3 Mez kluzu v tahu	Sy/Re	345	[MPa]		6.19 Součinitel namáhání	α_0 1,30 <input checked="" type="checkbox"/>
6.4 Mez kluzu v ohybu	Syb/Reb	449	[MPa]		6.20 Součinitel max. zatížení	
6.5 Mez kluzu ve smyku	Sys/Res	242	[MPa]		6.21 Ohyb	1,70
6.6 Pro střídavé zatížení					6.22 Posouvající síla	1,70
6.7 Mez únavy - tah/tlak	σ_c	226	[MPa]		6.23 Krut	1,70
6.8 Mez únavy - ohyb	σ_{ec}	292	[MPa]		6.24 Tah/Tlak	1,70
6.9 Mez únavy - krut	τ_c	208	[MPa]		6.25 Zatěžovací podmínky	
6.10 Pro míjivé zatížení					6.26 Zatížení ohybovým momentem	A...Statické
6.11 Mez únavy - tah/tlak	σ_{hc}	339	[MPa]		6.27 Zatížení posouvající silou	A...Statické
6.12 Mez únavy - ohyb	σ_{ehc}	437	[MPa]		6.28 Zatížení kroutícím momentem	C...Střídavé
6.13 Mez únavy - krut	τ_{hc}	239	[MPa]		6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou	A...Statické
6.14 Měrná hmotnost	Ro	7850,0	[kg/m ³]		6.30 Dynamická kontrola	
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]		6.31 Vliv povrchu hřídele	Ano
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000	[MPa]		6.32 Vliv velikosti hřídele	Ano
					6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)	Ano

?

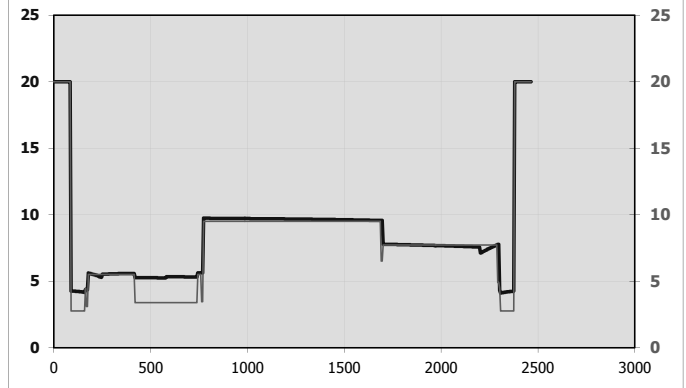
Kapitola výsledků

7.0 Výsledky - shrnutí

	x	y	z	$\Sigma y+z$	
7.1 Reakce v podpoře R1	0	22063,2613	17151,106	27945,4457	[N]
7.2 Reakce v podpoře R2	0	22775,3499	12054,9295	25768,9326	[N]
7.3 Celková hmotnost hřídele	m	283,99			[kg]
7.4 Maximální průhyb	y	0,4478			[mm]
7.5 Maximální zkroucení	φ	0,1556			[°]
7.6 Naklonění v R1	ϑ	0,0655			[°]
7.7 Naklonění v R2	ϑ	0,0550			[°]
7.8 Max. napětí v ohybu	σ_e	22,5			[MPa]
7.9 Max. napětí ve střihu	τ_s	2,7			[MPa]
7.10 Max. napětí v krutu	τ_t	30,7			[MPa]
7.11 Max. napětí v tahu/tlaku	σ_g	0,0			[MPa]
7.12 Max. redukované napětí	σ_f	77,0			[MPa]
7.13 Min. statická bezpečnost	SF _{st}	4,11			
7.14 Min. dynamická bezpečnost	SF _D	2,77			
7.15 Rezonanční otáčky (A)	n_c	0,0			[/min]
Rezonanční otáčky (B)	n_c	4300,4			[/min]
Rezonanční otáčky (C)	n_c	3825,4			[/min]

7.17 Graf

41...Koefficient bezpečnosti (statický)	▼
42...Koefficient bezpečnosti (dynamický)	▼



Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk je uložen letmo (K=0,9)

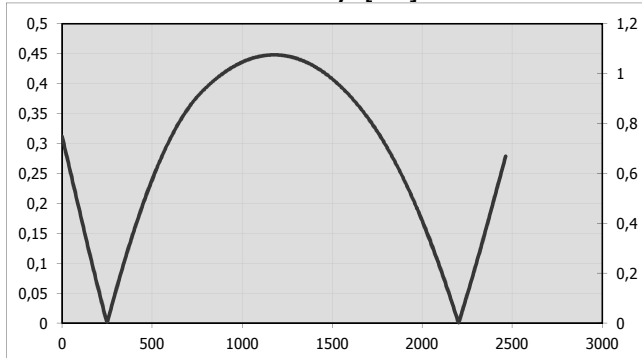
7.16 Výsledky v souřadnici X =

	175,00	500,00	1000,00	2095,50	2127,25	2127,25	2127,25	2127,25
04...Z - Průhyb [mm]	0,00218556	-0,022318	-0,0315046	0,00834543	0,0065302	0,0065302	0,0065302	0,0065302
42...Koefficient bezpečnosti (dynamický)	3,10545338	3,39352979	9,5067716	7,72880706	7,72878743	7,72878743	7,72878743	7,72878743
34...Celkový součinitel - krut	2,29496016	2,58823529	1,68067227	1,68067227	1,68067227	1,68067227	1,68067227	1,68067227
42...Koefficient bezpečnosti (dynamický)	3,10545338	3,39352979	9,5067716	7,72880706	7,72878743	7,72878743	7,72878743	7,72878743
43...Prázdný graf	0	0	0	0	0	0	0	0

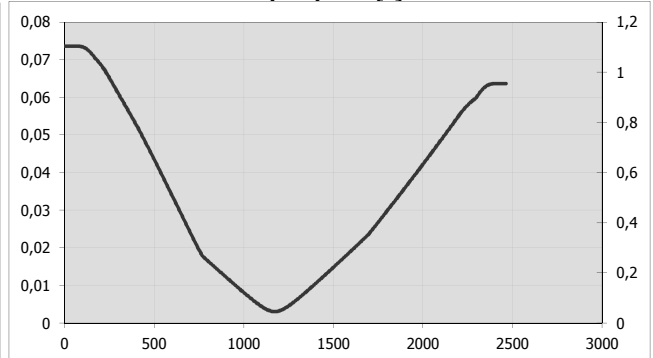
8.0 Graf - Průhyb, Ohybový úhel

8.1 Křivky v grafu Rovina XZ Rovina XY Součet Úhel

Průhyb [mm]



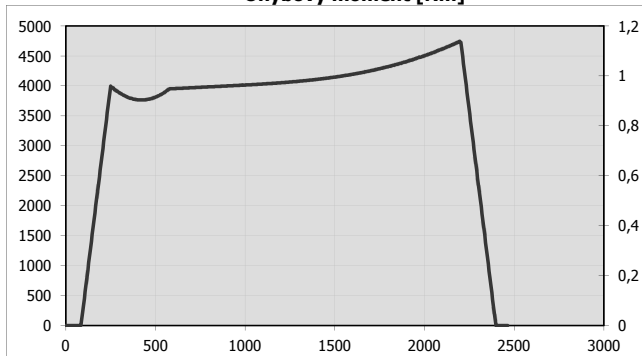
Ohybový úhel [°]



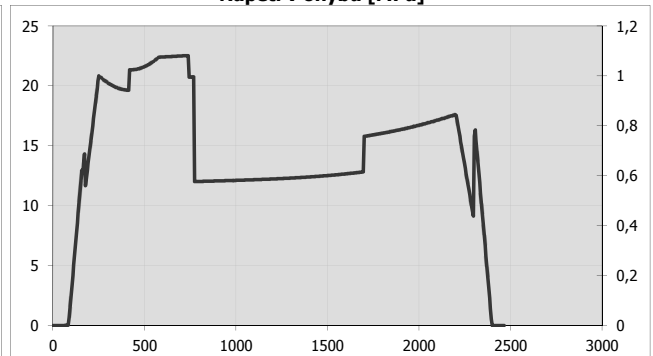
9.0 Graf - Ohybový moment, Napětí v ohybu

9.1 Křivky v grafu Rovina XZ Rovina XY Součet Úhel

Ohybový moment [Nm]

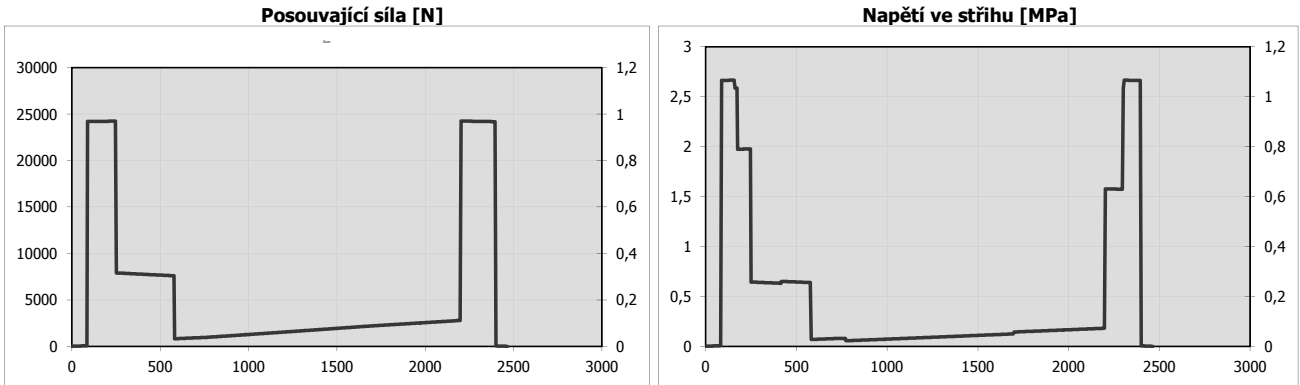


Napětí v ohybu [MPa]

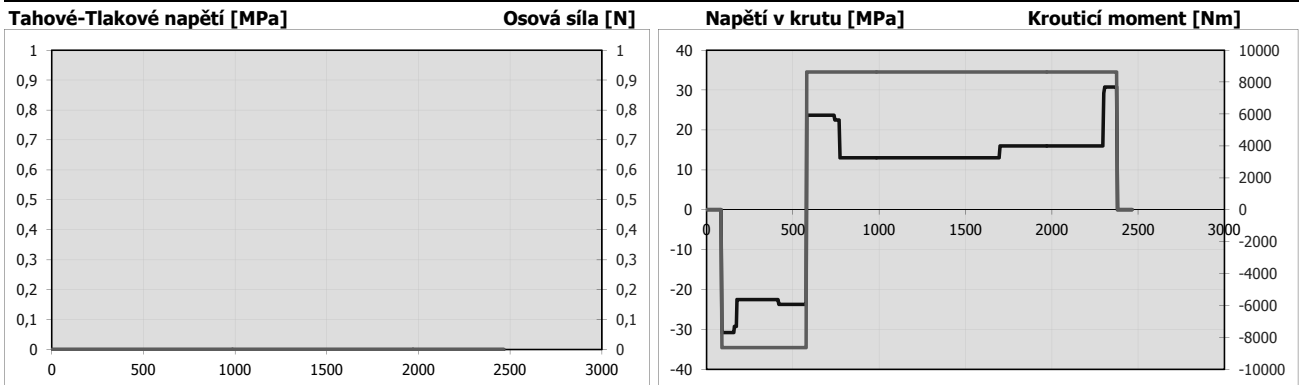


10.0 Graf - Posouvající síla, Napětí ve střihu

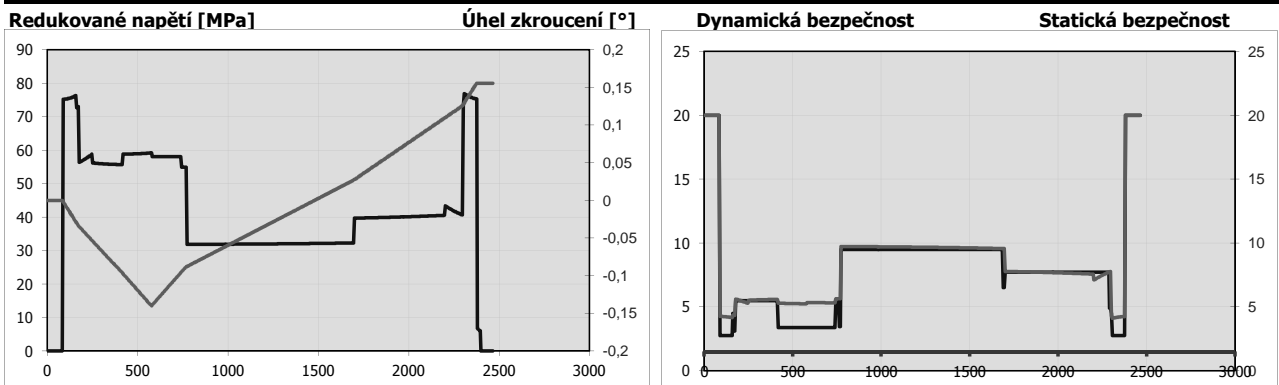
10.1 Křivky v grafu Rovina XZ Rovina XY Součet Úhel

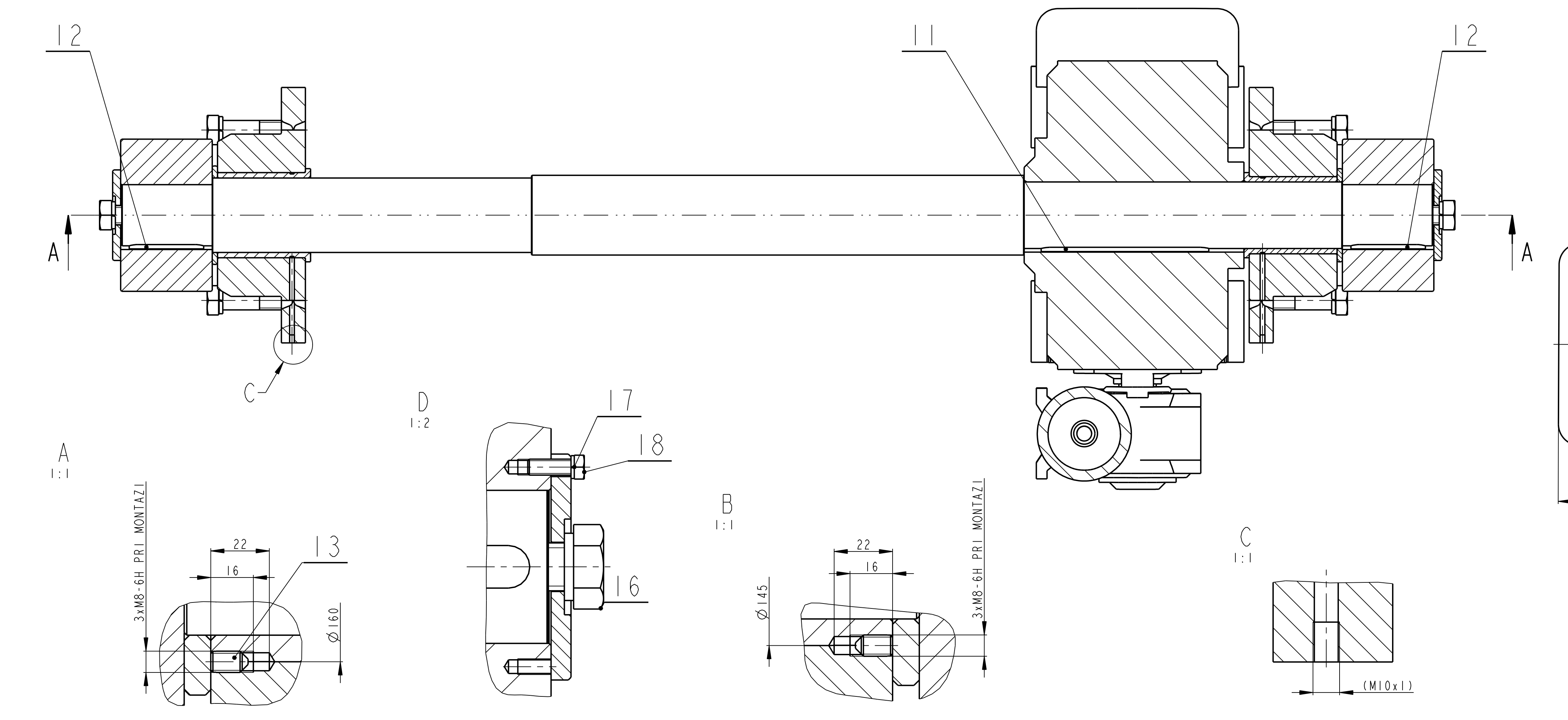
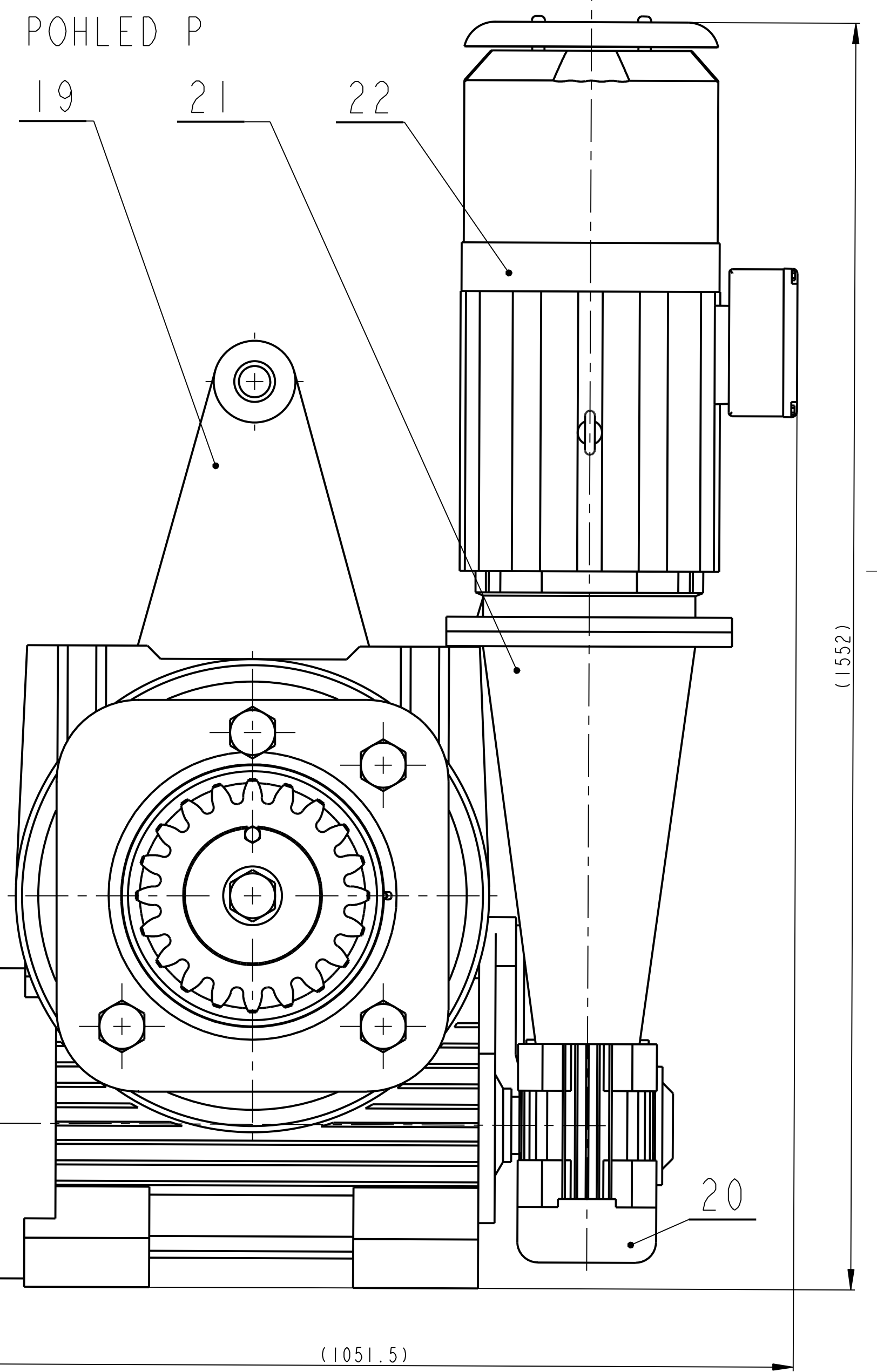
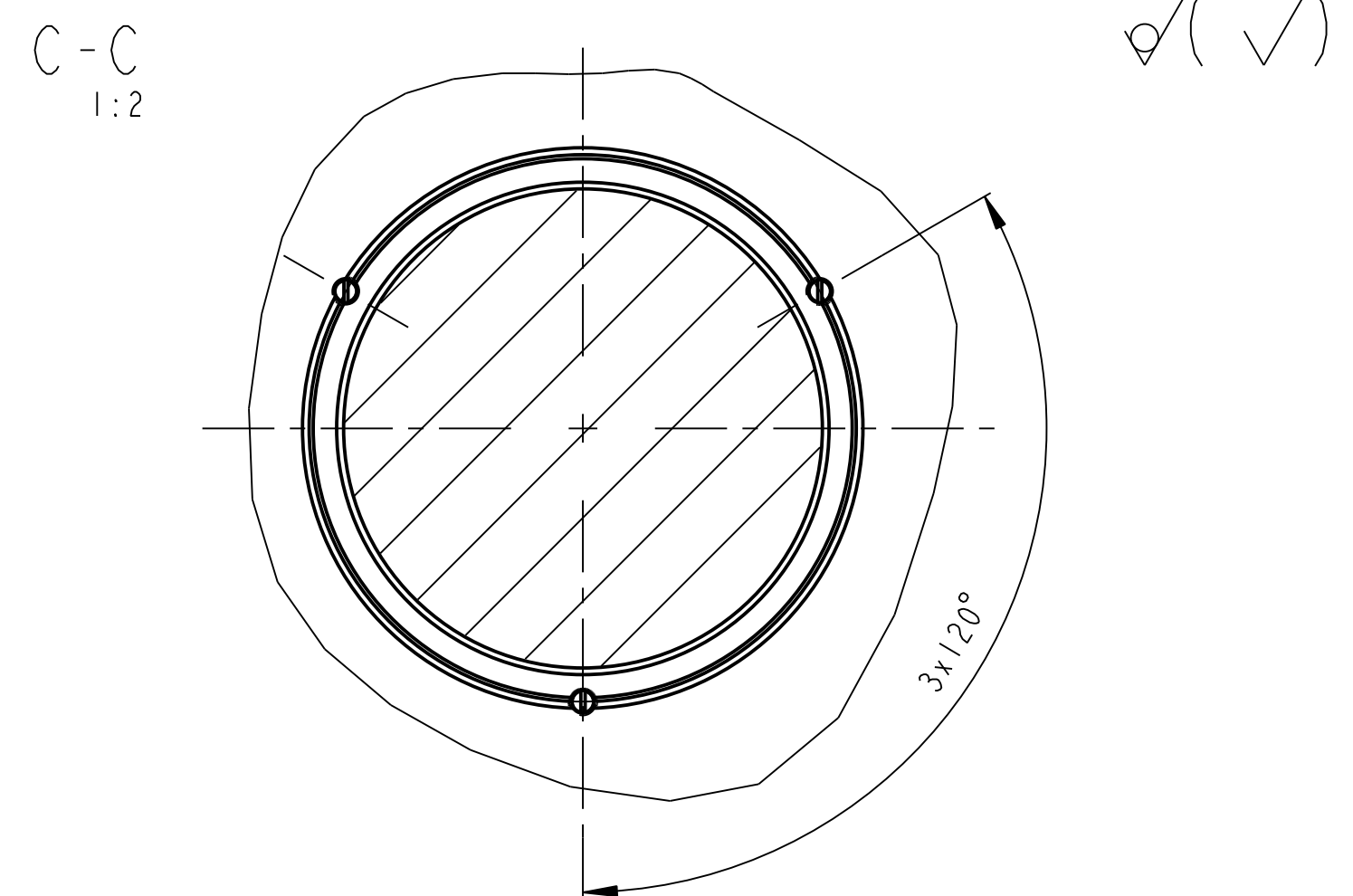
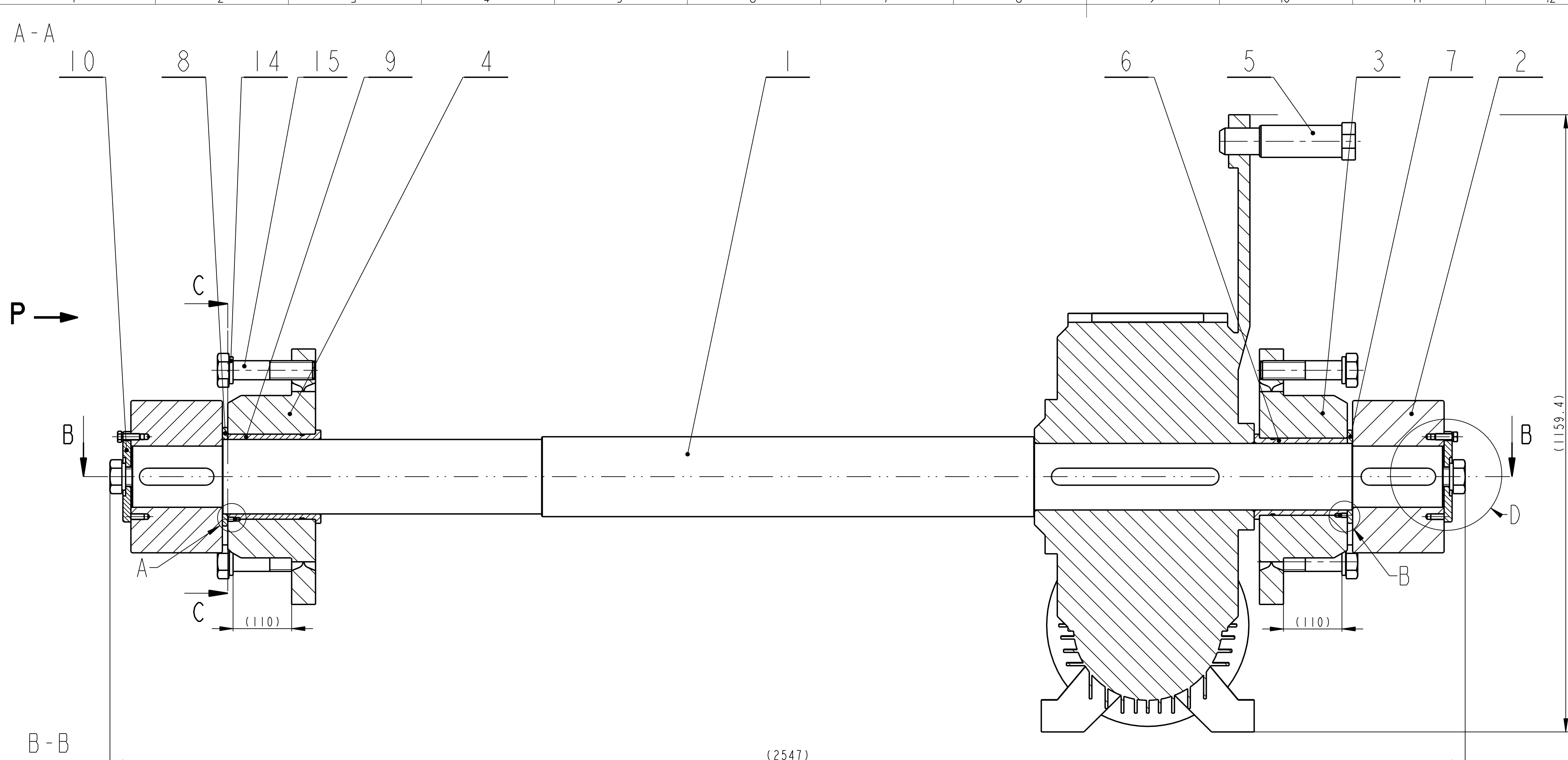


11.0 Graf - Osová síla, Krouticí moment



12.0 Graf - Úhel zkroucení, Redukované napětí, Koeficient bezpečnosti





POMOCI DISTANČNÍCH KROUZKŮ POZ. 7 A 8 USTAVIT AXIÁLNÍ POLOHU HRIDELE S MINIMÁLNÍ AXIÁLNÍ VULÍ

Datum	Jmeno/Name	Datum	Name		
Kresli /DVK/	12-May-14	JIRASKO J.	Techno- log/ist		
Přezk. /CHK/			Přezk. /CHK/		
Schvál. /APP/			Schvál. /APP/		
Index/No.			Schvál./Appr.	popis zmeny/change	Datum
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni			Poznámka/Note:		
Všechna práva vyhrazena/All rights reserved			C.hmotnost sestavy/ Asm. weight		1425.387
Methode 1	TOLERANCE/ TOLEROVANI	ISO 128	Soubor-model/ASM-file	VL75-A000-POHON LISU-00003	Meritko SCALE
	ISO 80025	ISO 2768mk	Soubor-vykres/DRW-file	VL75-A000-POHON LISU-00003	1:5
Nazev / Title			C.číslo sestavy / Assembly No.		00000
POHON LISU			CÍSLŮ VÝKRESŮ /DRAWING NO.		VL75
			00003		Formát SIZE
			list/sheet 3		počet listů/ no.sheets 3

Pocet kusů	Název - rozmer	Polotovár	Material konečný / vychozí	T.odp	C.hmot.	Hr.hmot.	Císlo výkresu	Poz.
Quantity	Title - size	Blank	End material/material		Weight	Raw weight	Drawing No.	Pos.
1	HRIDEL POHONU KR 150-2475	CSN 42 5510	CSN 12 060 ----	----	283.243	----	03001	1
2	PASTOREK KR 300 - 180	CSN 42 5510.11	CSN 15 241.6		7.140		03002	2
1	PRIRUBA ----	SESTAVA			119.107	0.000	00150	3
1	PRIRUBA ----	SESTAVA			114.455	0.000	00151	4
1	VYSTREDNY CEP KR 70- 262	CSN 42 5510	CSN 11 600 ----	----	5.025	----	03007	5
1	POUZDRO ----	ODLITEK	CSN 42 3148 ----	----	6.327	----	03008	6
1	DISTANCNI KROUZEK TR KR 175x27,5-15	CSN 42 8712	CSN 42 3231 ----	----	0.896	----	03009	7
1	DISTANCNI KROUZEK TR KR 185x27,5-15	CSN 42 8712	CSN 42 3231 ----	----	0.870	----	03014	8
1	POUZDRO ----	ODLITEK	CSN 42 3148 ----	----	7.045	----	03015	9
2	POJISTNA DESKA P16-172x172	CSN 42 5310	CSN 11 523 ----	----	2.398	----	03016	10
1	PERO 32e7 x 18 x 315	CSN 02 2562			1.383			11
2	PERO 32e7 x 18 x 140	CSN 02 2562			0.597			12
6	SROUB M8 x 12- 14H	ISO 4766			0.005			13
10	PODLOZKA 36	CSN 02 1740			0.052			14
8	SROUB M36 x 160 - 5.8	ISO 4016			1.727			15
2	SROUB M36 x 80 - 5.8	ISO 4017			1.093			16
2	PODLOZKA 12	CSN 02 1740			0.003			17
2	SROUB M12 x 35 - 5.8	ISO 4017			0.048			18
1	CAVEX SNEKOVA PREV. CDDA 280 i=373,3	CAVEX	----	----	570.012	----	----	19
1	CAVEX SNEKOVA PREV. CDDA 280	CAVEX	----	----	55.001	----	----	20


	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name				
Kreslil/DWN.	12-May-14	JIRASKO J.	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 práva vyhrazena/All rights reserved

Poznámka/Note:

C.hmotnost sestavy/
Asm. weight 1425.387

Methode 1
ISO 128 

TOLERANCE/
TOLEROVANI
ISO 80015
ISO 2768mK

Soubor-model/ASM-file
Soubor-vykres/DRW -file

VL75-A000-POHON_L ISU-00003

VL75-A000-POHON_L ISU-00003

Meritko

SCALE

1:1

C.sestavy /
Assembly No.

00000

Typ/Type

VL75

Název / Title

POHON L ISU

CÍSLA VÝKRESU /DRAWING NO.

00003

Format
SIZE

4

List/sheet 1

pocet listů/ no.sheets 3

Pocet kusu	Název - rozmer	Polotovár	Material konecny / vycchozi	T.odp	C.hmot.	Hr.hmot.	C islo vykresu	Poz.
Quantity	Title - size	Blank	End material/material		Weight	Raw weight	Drawing No.	Pos.
1	PRIPEVNI MOTORU PR.:280, SIZE:MI160L	CAVEX	----	----	54.820	----	----	21
1	EL. MOTOR 15KW, 1470ot/min DRE180M4/BE20/FF/C	SEW			170.304			22


	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name				
Kreslil /DWN.	12-May-14	JIRASKO J.	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

Poznamka/Note:

C.hmotnost sestavy / Asm. weight 1425.387

Methode 1
ISO 128 

TOLERANCE/
TOLEROVANI
ISO 80015
ISO 2768mK

Soubor-model/ASM-file
Soubor-vykres/DRW -file

VL75-A000-POHON_L ISU-00003
VL75-A000-POHON_L ISU-00003

Meritko
SCALE

1:1

C.sestavy /
Assembly No. 00000
Typ/Type VL75

Název / Title

POHON L ISU

C ISLO VYKRESU /DRAWING NO.

00003

Format
SIZE

4

List/sheet 2

pocet listu/ no.sheets 3

Pocet kusu	Nózev - rozmer	Polotovar	Material konecny / vychozi	T.odp	C.hmot.	Hr.hmot.	Císlo výkresu	Poz.
Quantity	Title - size	Blank	End material/material		Weight	Raw weight	Drawing No.	Pos.
1	STOJNA LEVA ----	SESTAVA			207.402	0.000	00500	1
1	STOJNA PRAVA ----	SESTAVA			205.737	0.000	00515	2
1	DORAZ SKLAPENI ----	SESTAVA			803.711	0.000	00504	3
1	NOSNIK ----	SESTAVA			591.657	0.000	00502	4
1	RAMENO LEVE ----	SESTAVA			532.512	0.000	00501	5
1	RAMENO PRAVE ----	SESTAVA			532.512	0.000	00514	6
1	DRZAK	SESTAVA			0.289		00512	7
2	LOZISKO VALCE ----	SESTAVA			6.283	0.000	00513	8
2	CEP KR 65-275	CSN 425510.11	---- CSN 11 500	----	5.953	----	10064	9
4	4HR 10 - 150	CSN 42 5520	---- CSN 11 523	----	0.471	----	----	10
2	DORAZ P22-130x50	CSN 42 5310	CSN 11 373 ----	----	0.957	----	10069	11
1	4HR 18 - 25	CSN 42 5520	CSN 11 373 ----	----	0.064	----	----	12
1	PODLOZKA KR 120-13	CSN 42 5510	---- CSN 11 373	----	0.545	----	10084	13
4	DISTANCNI PODLOZKA P2-185x50	CSN 425301.21	---- CSN 12 040	----	0.129	----	10093	14
2	DISTANCNI PODLOZKA P1-185x50	CSN 42 5301.21	---- CSN 11 373.0	----	0.065	----	10094	15
1	4HR 18 -57	CSN 42 5520	CSN 11 373 ----	----	0.145	----	----	16
1	HYDR. VALEC OZN:125CMT4 MMBRN24MC 1370M1133290	PARKER			230.531			20
4	POUZDRO GFM-6065-50	IGUS			0.206			21
32	PODLOZKA 24	CSN 02 1740			0.022			22
16	SROUB M24 x 100	ISO 4014			0.483			23


	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name					
Kreslil /DWN.	12-May-14	JIRASKO J.	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

Poznámka/Note:

C.hmotnost sestavy/
Asm. weight 3169.589

Methode 1
ISO 128  TOLERANCE/
TOLEROVANI
ISO 80015
ISO 2768mK Soubor-model/ASM-file VL75-A000-SKLAPENI_KOMORY-00010 Meritko
SCALE 1:10 C.sestavy /
Assembly No. 00000

Soubor-vykres/DRW -file VL75-A000-SKLAPENI_KOMORY-00010 Typ/Type VL75

Název / Title

SKLAPENI KOMORY

CÍSLO VÝKRESU /DRAWING NO.

00010

Format
SIZE

List/sheet 2

pocet listu/ no.sheets 3

4

Pocet kusu	Nózev - rozmer	Polotovar	Material konecny / vychozi	T.odp	C.hmot.	Hr.hmot.	C islo vykresu	Poz.
Quantity	Title - size	Blank	End material/material		Weight	Raw weight	Drawing No.	Pos.
2	SNIMAC 3RG4023-0AB00	SIEMENS	----	----	0.130	----	----	24
1	KONCOVI SPINAC XCK N2110P20	TELEMECANIQUE			0.153			25
2	PODLOZKA PODLOZKA 8.4	CSN 02 1702.15			0.003			26
2	SROUB SROUB M8x25	CSN 02 1101.25			0.016			27
2	MATICE M8	ISO 4032			0.006			28
2	PODLOZKA 4.3	CSN 02 1702.15			0.001			29
2	SROUB M4x35	CSN 02 1143			0.005			30
1	CEP 80 x 200 x 184	CSN 02 2111.10	CSN 11 500		8.566			31
1	ZAVLACKA 13 X 125	ISO 1234			0.148			32
2	SROUB M10 x 29	CSN 021181			0.018			33
16	MATICE M24	ISO 4032			0.138			34
20	PODLOZKA 30	CSN 02 1740			0.032			35
10	MATICE M30 - 8	ISO 4032			0.272			36
10	SROUB M30 x 110 - 8.8	ISO 4014			0.871			37
4	PODLOZKA 10	CSN 02 1740			0.002			38
4	SROUB M10x25	ISO 4762			0.029			39
4	PODLOZKA 24	CSN 02 1740			0.022			40
4	SROUB M24 x 150	CSN 021101			0.660			41


	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name					
Kreslil/DWN.	12-May-14	JIRASKO J.	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

Poznámka/Note:

C.hmotnost sestavy/Asm. weight 3169.589

Methode 1
ISO 128 

TOLERANCE/
TOLEROVANI
ISO 80015
ISO 2768mK

Soubor-model/ASM-file VL75-A000-SKLAPENI_KOMORY-00010
Soubor-vykres/DRW-file VL75-A000-SKLAPENI_KOMORY-00010

Meritko
SCALE 1:10

C.sestavy / Assembly No. 00000

Typ/Type VL75

Název / Title

SKLAPENI KOMORY

CISLO VYKRESU /DRAWING NO.

00010

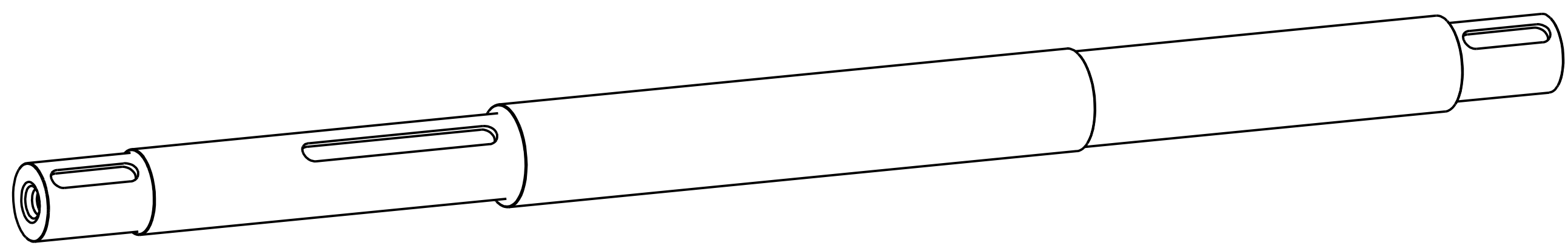
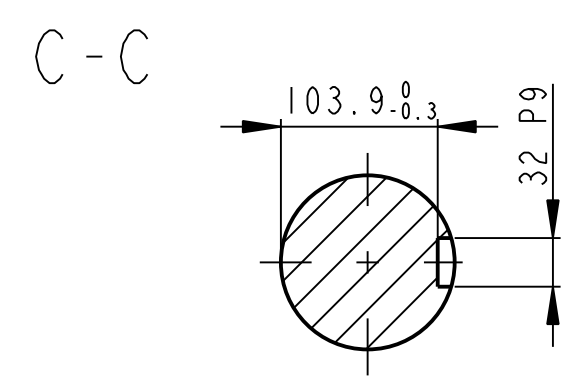
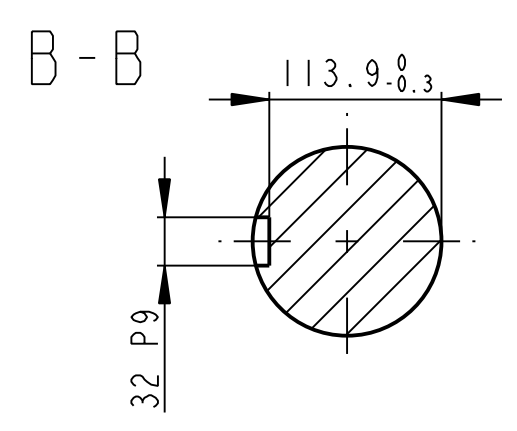
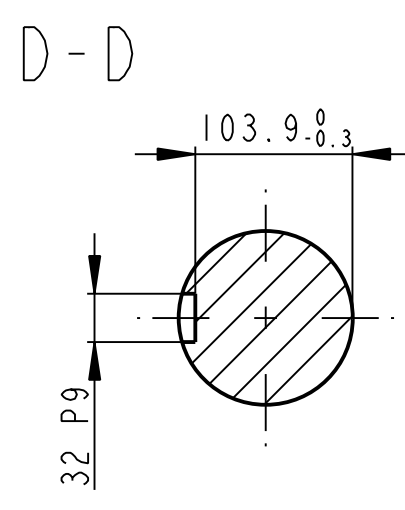
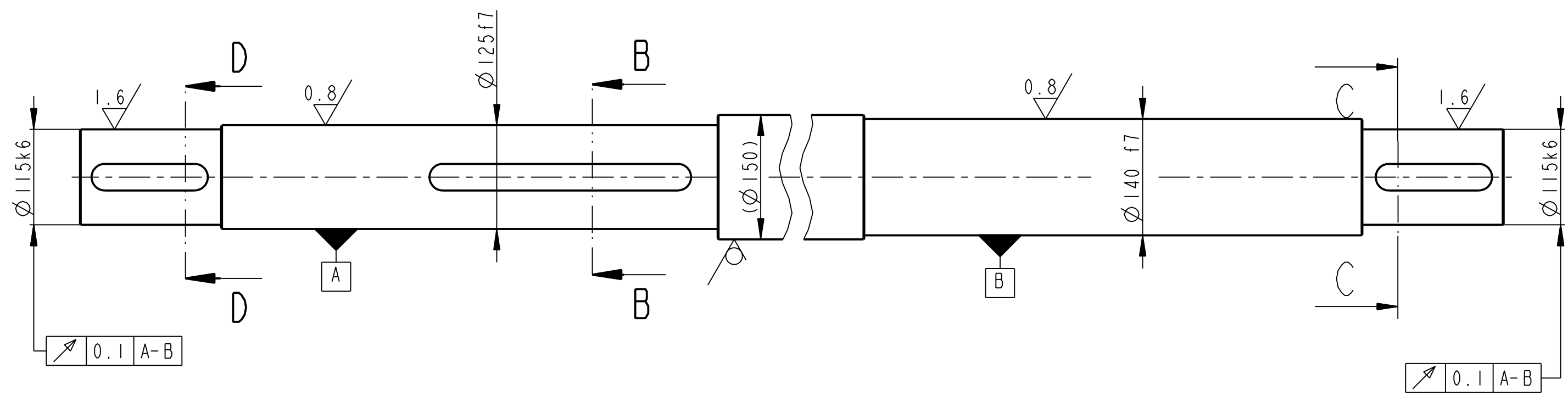
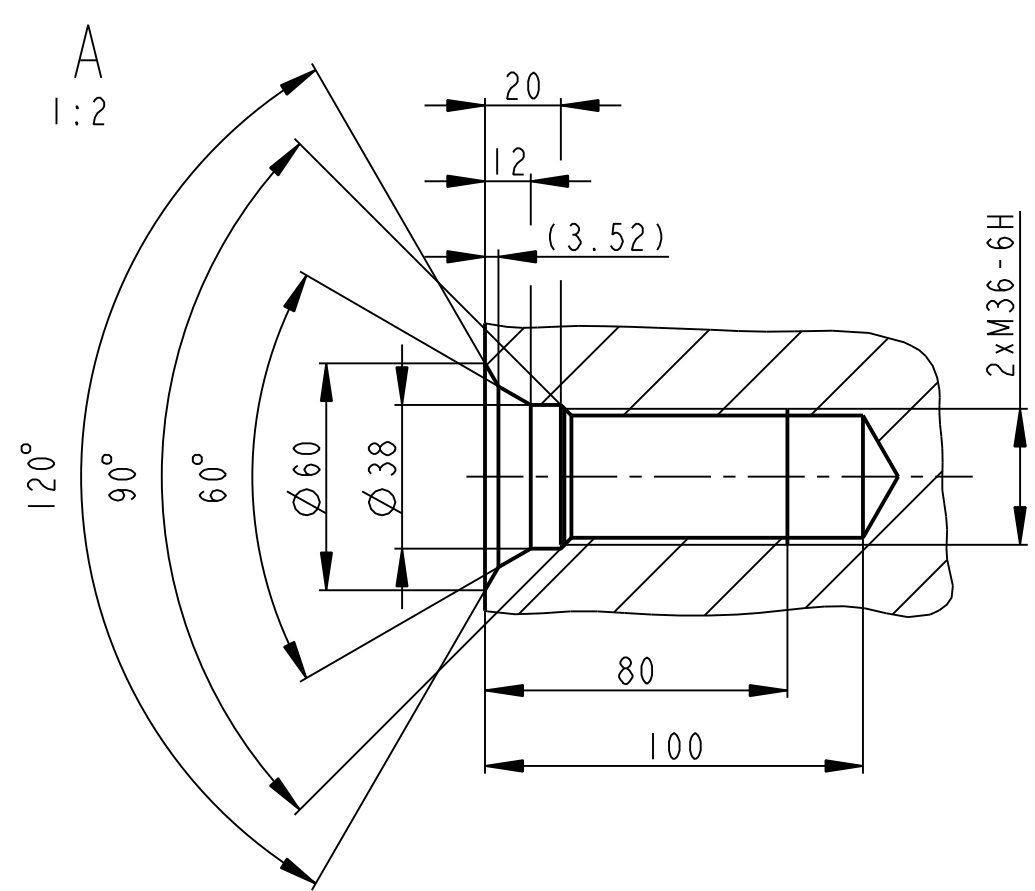
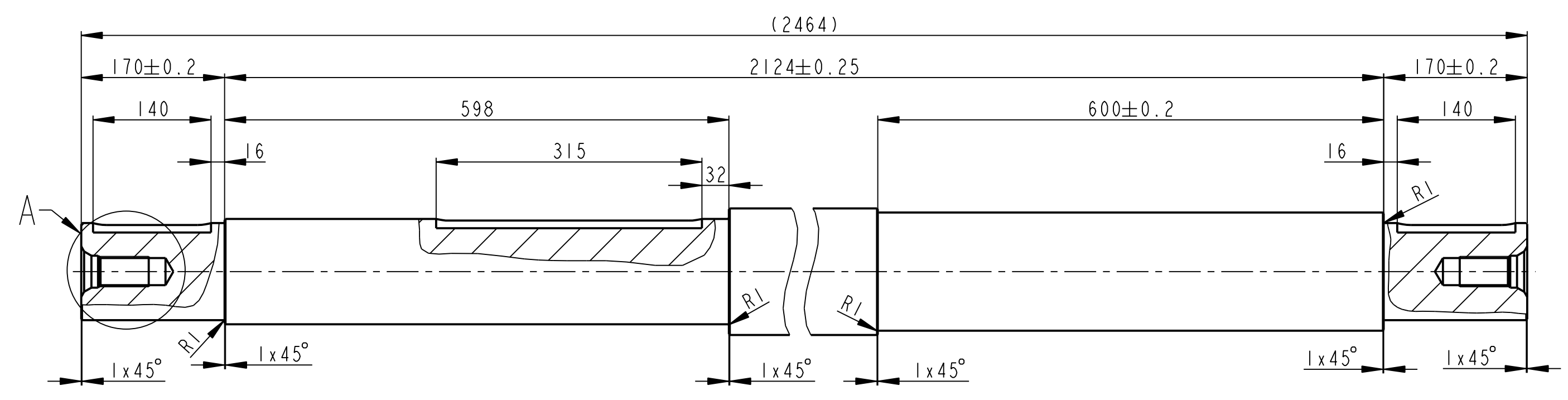
Format
SIZE

List/sheet 3

pocet listu/ no.sheets 3

4

3.2 / (✓)



	KR 150-2475	CSN 42 5510	CSN 12 060	----	283.243	----	00003	1
Pocet kusů / Quantity	Název - rozměr / Title - size	Polotovár / Blank	Material konečný/výchozí / End material/Material	T.odp. /	C.hmot. / Weight	Hr.hmot. / Raw weight	C. výkř. sestavy / Drawing asm. No.	Poz. / Pos.
Kreslil / DWN.	Datum	Jmeno/Name	Techno-log/ist	Datum	Name			
Prezk. /CHK			Prezk. /CHK					
Schvál. /APP			Schvál. /APP			Index/No.	Schválil/ Appr.	popis zmeny/change
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni							Poznámka/Note:	
Vsechna práva vyhrazena/ALL rights reserved								
Methode 1 / ISO 128	TOLERANCE / TOLEROVANI / ISO 80015 / ISO 2768mk	Soubor-model/PART-file / Soubor-vykres/DRW-file	VL75-A003-HRIDEL_POHONU-03001 / VL75-A003-HRIDEL_POHONU-03001	Meritko / SCALE	1:5	C.sestavy / Assembly No.	00003	Format / Typ/Type
Název / Title						CISLO VYKRESU /DRAWING NO.		Format SIZE
HRIDEL POHONU						03001		2
List/sheet 1						pocet listu/ no.sheets 1		

