

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Variantní řešení pohonu a způsobu uložení pracovních válců u kovacíh
válců

Autor: **Bc. Milan TANČÍN**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jan HLAVÁČ, Ph.D.**

Akademický rok 2013/2014

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Tančín	Jméno Milan	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019_/ Stavba výrobních strojů a zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Variantní řešení pohonu a způsobu uložení pracovních válců u kovacích válců		

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	64	TEXTOVÁ ČÁST	63	GRAFICKÁ ČÁST	1
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Práce se zabývá kovacími válci, současným sortimentem na trhu, jejich pohonem, možnými typy uložení a způsobem přestavování horního i spodního válce. Dle zadaných parametrů byl zkonstruován stroj, který byl pomocí MKP analýzy zkontrolován a optimalizován.
;KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Kovací válce, rám, pohon, MKP analýza, 3D model, kování, tváření

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Tančín	Name Milan	
FIELD OF STUDY	2302T019 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Variants of drive and of ways to fit working rolls in forging rolls		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	64	TEXT PART	63	GRAPHICAL PART	1
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This work is about forging rolls, today´s products, their drives, types of placement, and ways of changing rolls height. By the assigned parameters, the machine was designed. This machine was checked up and optimized by the FEM analysis.
KEY WORDS	Forging rolls, frame, drive, FEM analysis, 3D model, forging, forming

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval především mému vedoucímu Doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za vstřícný přístup a rady týkající se mé diplomové práce.

Týká se to samozřejmě i ostatních osob z univerzity, které mi jakkoliv pomohly v mém úsilí a bez jejichž rad bych se jen stěží obešel.

Dále bych rád poděkoval své rodině, přítelkyni a kamarádům, kteří mě po celou dobu studia po všech stránkách podporovali a motivovali.

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

Autorská práva

Podle zákona o právu autorském. č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. Je využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoli nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni

Obsah

Úvod.....	1
Cíle práce	1
1 Provedení rešerše na téma kovací válce	2
1.1 Podstata technologie.....	2
1.2 Výrobci a technické parametry.....	4
2 Variantní návrh pohonu válců	9
2.1 Typy pohonů	9
2.1.1 Rozdělení pohonů.....	9
2.1.2 Nepřímý pohon.....	11
2.1.3 Přímý pohon	13
2.2 Konkrétní návrh pohonu.....	15
3 Variantní návrh uložení válců	17
3.1 Typy ložisek	17
3.1.1 Ložiska kluzná	17
3.1.2 Ložiska s valivým třením	19
3.1.3 Ložiska s kapalinným třením	20
3.2 Konkrétní návrh uložení.....	20
3.2.1 Výpočet ložisek	21
4 Způsob přestavování osové vzdálenosti	26
4.1 Stavění horního válce	26
4.2 Stavění spodního válce.....	27
4.2.1 Stavění spodního válce pomocí dvou klínů.....	27
4.2.2 Stavění spodního válce pomocí posouvacího klínu.....	28
4.2.3 Stavění spodního válce pomocí šroubu	28
5 Zdůvodnění a výběr optimální varianty	29
6 Základní návrh stroje.....	30
6.1 Výpočet reakcí	32
6.2 Kontrola minimálního průměru válce	33
7.2.1 Výpočet skutečného napětí válce	33
7 Konkrétní konstrukční návrh vybrané varianty	36
7.1 Tvorba modelu stroje	36
7.2 MKP analýza.....	39
7.2.1 Varianta 1 – centrické a excentrické zatížení	39
7.2.2 Varianta 2 – excentrické zatížení	47
7.2.3 Varianta 3 – excentrické zatížení	53
7.2.4 Porovnání výsledků jednotlivých variant – shrnutí	56
7.3 Finální model stroje.....	58
8. Závěr	60
9. Seznam obrázků	61

10 Citovaná literatura, knižní publikace a internetové publikace.....	63
---	----

Úvod

Tato diplomová práce se zabývá tématem variantního řešení pohonu a způsobu uložení pracovních válců u kovacíh válců. Toto téma je poměrně úzce zaměřené, protože kovací válce, ač mají svou historii a tradici, tak v oblasti tvářecích strojů zauímají spíše okrajovou pozici. Přínos tohoto zařízení k technologické operaci tváření je nepopiratelný, dnes však nahraditelný i jinými technologiemi, které mohou být v některých případech ve výsledku efektivnější.

Tato práce má za úkol obeznámit s hlavními výrobci kovacíh válců a důležitými technickými parametry jejich produktů. Na trhu se vyskytuje i mnoho provozuschopných použitých strojů, proto budou pro orientaci na trhu do rešerše zahrnuty také. Zmíněno bude i možné uspořádání pohonného ústrojí. Dále budou znázorněny možné varianty pohonu, uložení a přestavování válců.

Dle zadaných technických parametrů bude vypracováno několik konstrukčních variant, ze kterých se jedna, pro dané účely nejvhodnější, vybere a podrobněji rozpracuje a to včetně pevnostní analýzy.

Na závěr přichází zhodnocení výsledků této práce, zejména pevnostních analýz zvoleného řešení a práce jako celku.

Cíle práce

1. Provedení rešerše na téma kovací válce
2. Variantní návrh pohonu válců
3. Variantní návrh uložení válců
4. Variantní způsoby přestavování válců
5. Zdůvodnění a výběr optimální varianty
6. Základní návrh stroje
7. Konkrétní konstrukční návrh vybrané varianty
8. Závěr, zhodnocení navržených válců (porovnání s konkurencí)

1 Provedení rešerše na téma kovací válce

1.1 Podstata technologie

Válcové kování nebo válcové formování je technika, která využívá protiběžných válců k formování kovových částí, zpravidla redukování průřezu ve prospěch větší délky. I přesto, že tato technika svádí k myšlence označit ji za válcování, spadá do kategorie kování. Je to i z toho důvodu, že kování není kontinuální proces tak jako válcování. Válcové kování se obvykle provádí za tepla.

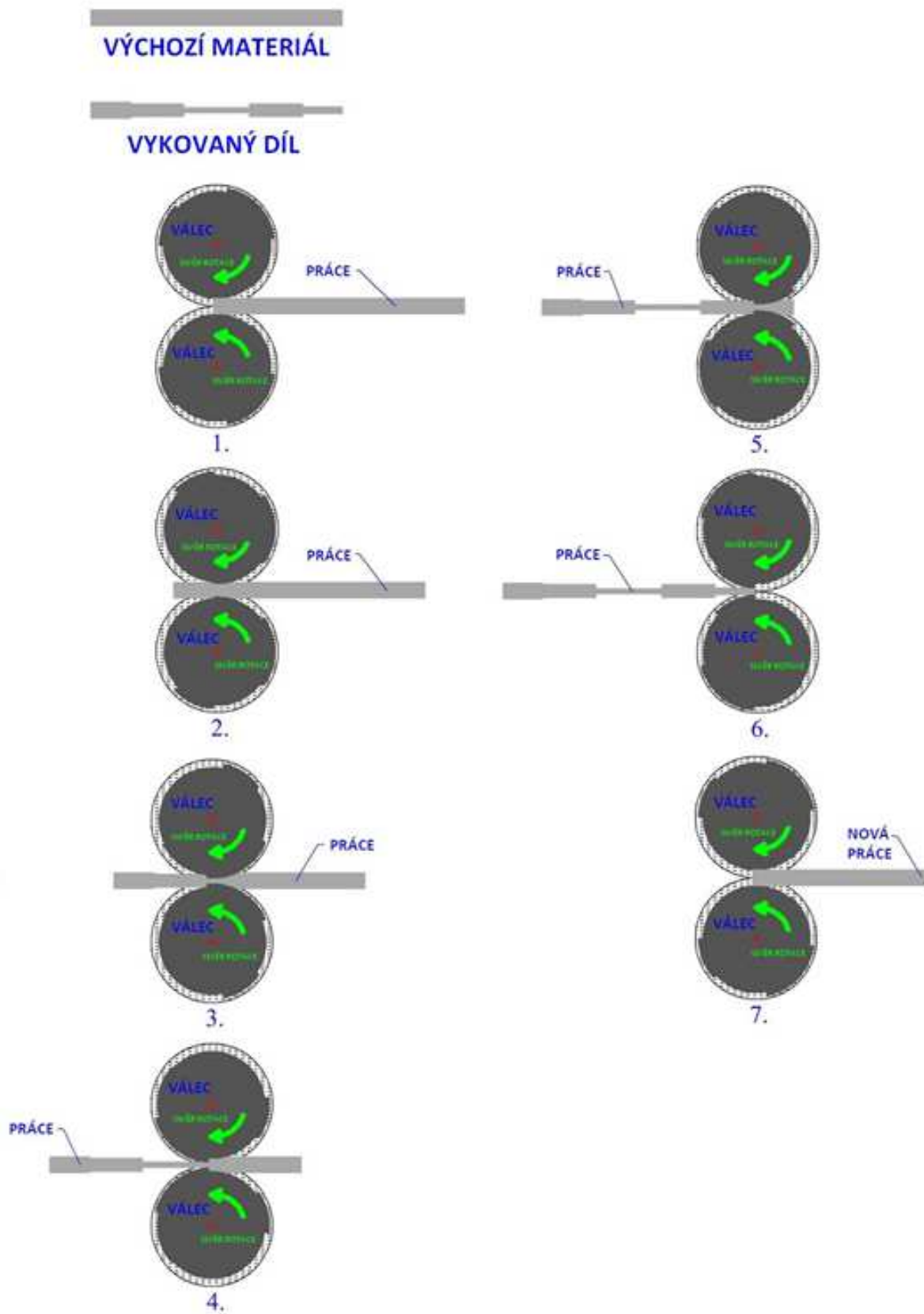


Obr. 1 Kovací válce firmy Ajax – Ceco (1)

Geometrie tvaru drážek na válcích určuje geometrii a rozměry výsledného výkovku. Kovací geometrie je ale umístěna pouze na části válce, zbytek je bez jakéhokoli tvarování. Díky tomu je potřeba hnací síla pouze v určité fázi natočení vůči výkovku. Část válce, která nese geometrii, je různá a pohybuje se od jedné čtvrtiny až do tří čtvrtin obvodu kovacího válce. Část, která není nijak tvarovaná, je pro nás výhodná a to z toho důvodu, že podává materiál do záběru. Rozsah tváření je tedy omezen rozměry válce.

Kovacích válců je často užíváno v automobilovém průmyslu pro výrobu předkovků. Jako příklad lze uvést listové pružiny, nože, ruční nářadí, nebo hřídele různých tvarů. To jsou jen některé příklady využití tohoto procesu. Výrobky vyrobené na kovacích válcích mají vynikající mechanické vlastnosti.

Na následujícím obrázku je vidět princip práce kovacích válců.



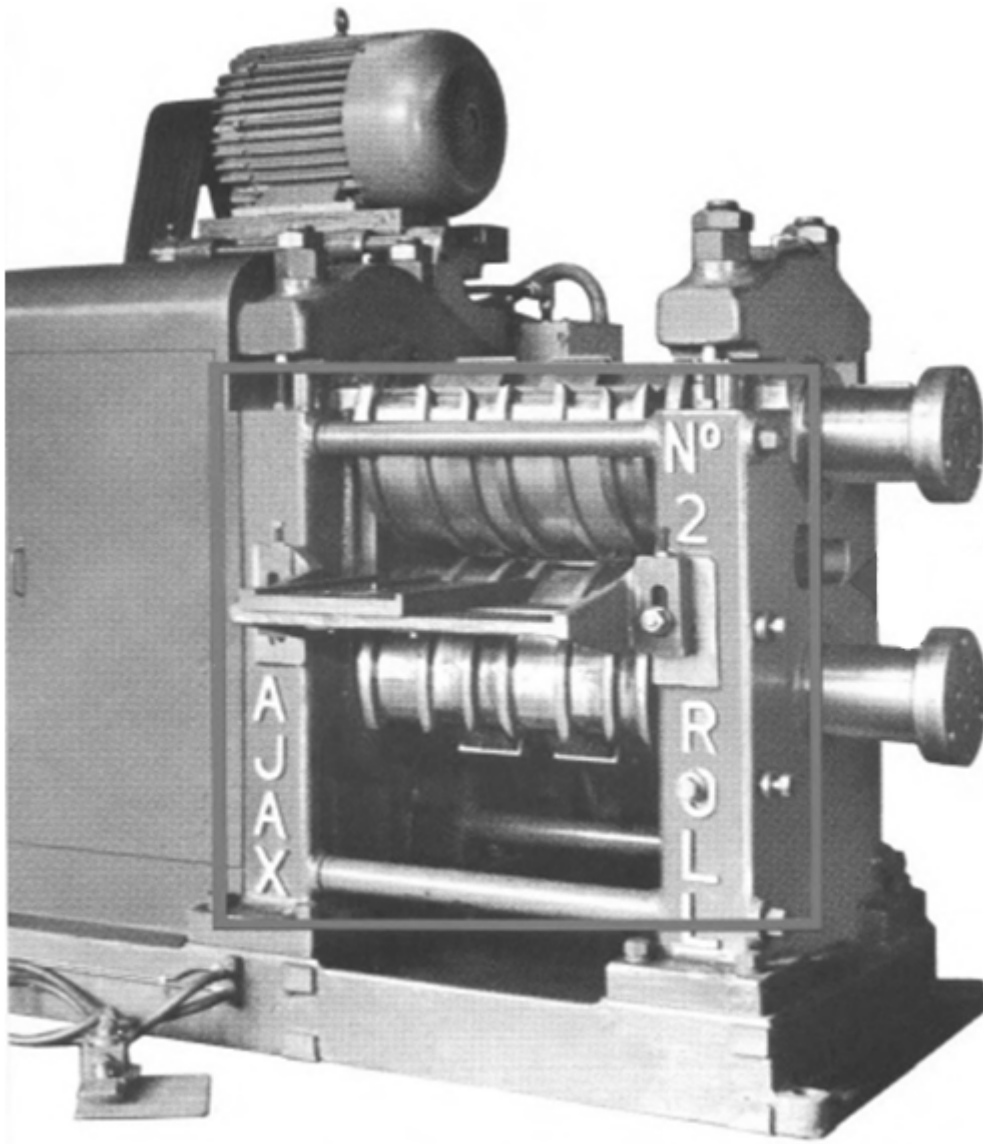
Obr. 2 Princip práce kovacích válců (2)

1.2 Výrobci a technické parametry

Jak již bylo zmíněno v úvodu, kovací válce nejsou tolik rozšířené pro tvářecí operace jako jiné stroje. Existuje ale několik výrobců, kteří se jimi stále zabývají, nebo se jimi v minulosti zabývali. Tito budou na následujících stranách zmíněni.

Ajax – Ceco

Tento výrobce má ve svém portfoliu několik kovacích válců odstupňovaných v jednotlivých řadách, viz. srovnávací tabulka. Firma má patentovaný mechanismus změny osové vzdálenosti při kování profilů různé tloušťky.



Obr. 3 Kovací válce firmy Ajax-Ceco, typ No.2 (1)

SMS Meer (dříve EUMUCO)

Zástupce, jež je členem skupiny SMS group, nabízí dva typy kovacích válců a to typ RW, ovládaný manuálně a automaticky ovládaný typ ARWS. Bližší technické údaje nejsou veřejně k dispozici.



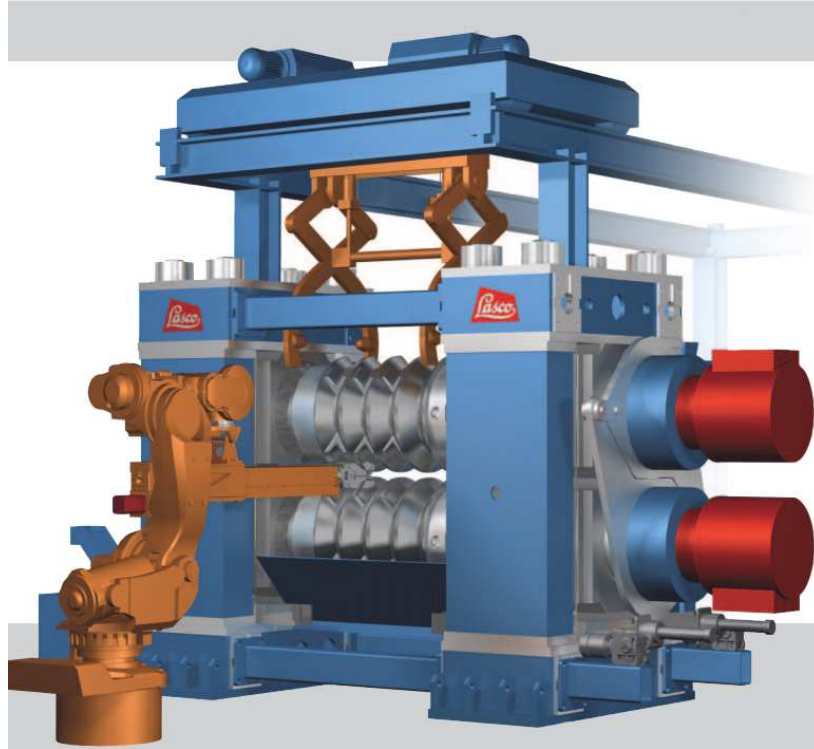
Obr. 4 Kovací válce firmy SMS Meer (3)



Obr. 5 Kovací válce firmy SMS Meer (3)

Lasco

Tato firma vyrábí jeden typ kovacích válců a to typ RCW, který je technicky vespělý v čele s přímým pohonem obou válců.



Obr. 6 Kovací válce firmy Lasco (4)

Massey

Kovací válce této firmy, původem z Anglie, se již nevyrábí, ale lze je sehnat jako použité a případně i repasované. Typ stroje na obrázku se ale nepodařilo zjistit. Technické parametry jsou v příložené tabulce.



Obr. 7 Kovací válce firmy Massey, typ nezjištěn (5)

Eumuco

Stroje této firmy, jež je dnes součástí společnosti SMS group, se dodnes nabízí jako použité v mnoha variantách. Pro ukázkou je zde typ RW0 s parametry v příložené tabulce, kde jsou uvedeny ještě dva další typy strojů tohoto výrobce.



Obr. 8 Kovací válce firmy Eumuco, typ RW0 (6)

Souhrn poznatků o konkrétních kovacích válcích

Údaje, které se podařilo o jednotlivých typech kovacích válců dohledat, jsou velice různé. Některý výrobce udává informace velice podrobné, jiný zase strohé, či žádné, například z důvodu, že se s výslednými parametry stroje dá hýbat dle požadavků zákazníka a nelze je generalizovat pro potřeby všech zákazníků. Více parametrů se lze většinou dozvědět spíše u použitých, či repasovaných strojů v nabídkách některého z inzertních serverů. Parametry nových strojů jsou spíše výsledkem dohody mezi zákazníkem a výrobcem. Následující porovnávací tabulka proto neobsahuje u všech typů srovnatelné parametry z výše uvedených důvodů.

Typ	Veličina	Ajax - ceco										Massey			Eumuco		
		No.0 Přední form. válec	No.0	No.1	No.2	No.3	No.5	Speciální válec na přechalý	Speciální válec na přechalý	Typ nezjištěn	RW0	RW1	RW2				
Průměr polotovaru	mm												177	40	55	100	
Maximální délka polotovaru	mm												343	460	570		
Šířka válců	mm												356			630	
Šířka válců																	
Šířka válců																	
Polokruh	mm	356	508	635	762	1 143											
Rovný hřbet	mm	356	508	635	762												
Přecháňující	mm	178	152	178			305 nebo 457	305 nebo 457									
Průměr válců	mm												305	300	370	560	
Maximální průměr válců																	
Polokruh	mm	318	424	526	711	965											
Rovný hřbet	mm	318	424	526	711												
Přecháňující	mm	330	318	424			508	572									
Maximální použitelný okraj							220* zápusťka										
Polokruh	mm	482	635	787	1 041	1 803	1 168	1 346									
Rovný hřbet	mm	279	355	457	609												
Přecháňující	mm	787	762	1 041	1 270	1 727											
Minimální průměr válců																	
Polokruh	mm	266	363	424	596	838											
Rovný hřbet	mm	266	363	424	596												
Přecháňující	mm	279	266	363													
Minimální použitelný okraj																	
Polokruh	mm	406	533	627	863	1 600											
Rovný hřbet	mm	241	317	406													
Přecháňující	mm	660	635	914	1 041												
Motor	KW	15	4 až 15	7 až 22	15 až 29	29 až 55	110	55	73				3 fáze 60Hz	10	20	22	
0,55																	
2 083																	
2 311																	
11 340																	
4 400																	
5 400																	
12 000																	
12																	
15																	
20																	

Tab. 1 Technické údaje kovacích válců od různých výrobců

2 Variantní návrh pohonu válců

2.1 Typy pohonů

2.1.1 Rozdělení pohonů

U kovacích válců rozlišujeme dva typy pohonů. Může být buď řešen jako **přímý**, nebo **nepřímý** využívající akumulaci energie (neelektrický princip), kterou ve vhodnou chvíli a ve správném množství uvolní.

Akumulátory energie mají více provedení a rozdělují se na:

- mechanické
- elektrické
- hydraulické

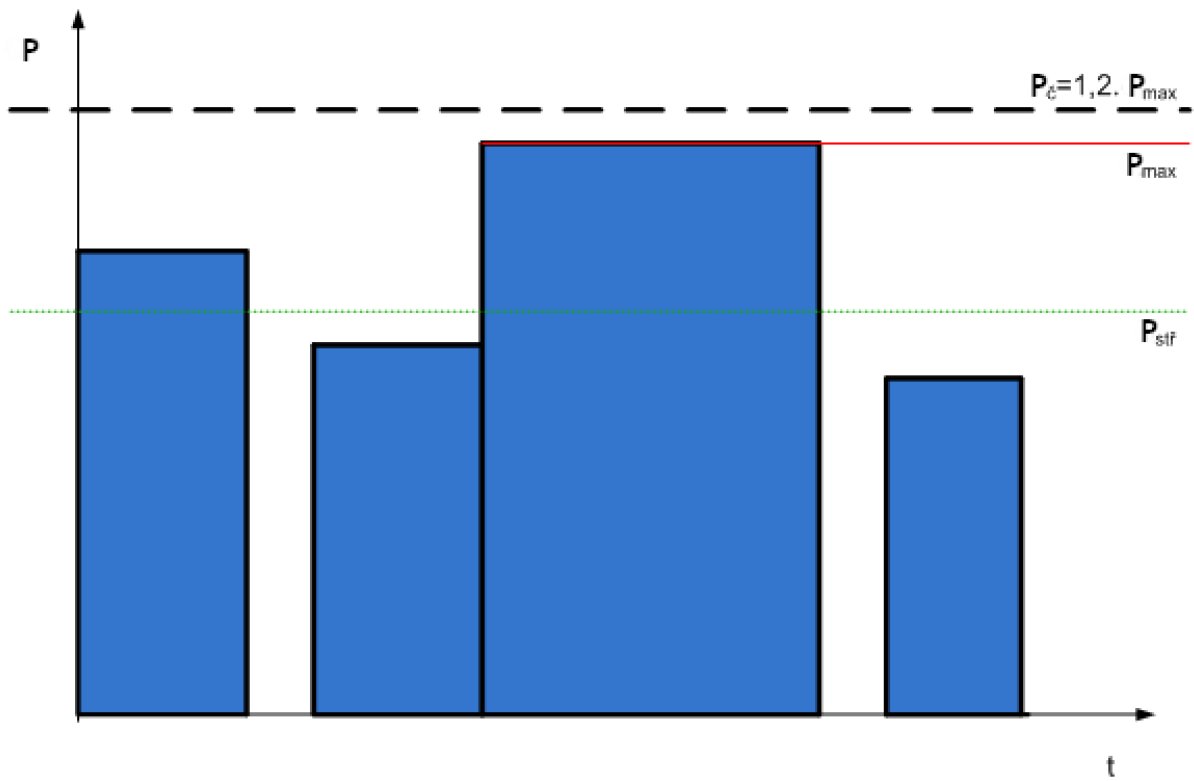
Zdroje energie mohou být také různé a opět je můžeme rozdělit a to na:

- elektrický
- pneumatický
- hydraulický
- kombinovaný

Před volbou konkrétního pohonu je třeba udělat rozbor energetických a silových potřeb na danou technologickou operaci a pro běh stroje samotného. Mělo by platit, že síla pohonu by měla mít co nejmenší přebytek oproti průběhu síly potřebné k tváření. Pokud budou výkyvy velké, zvyšuje nám to energetickou náročnost procesu, což je nežádoucí stav, kterému se snažíme předejít. Platí také to, že čím rychleji bude tvářecí proces probíhat, tím větší tvářecí síly budeme požadovat od pohonného mechanismu. (7)

2.1.1.1 Odběrový diagram

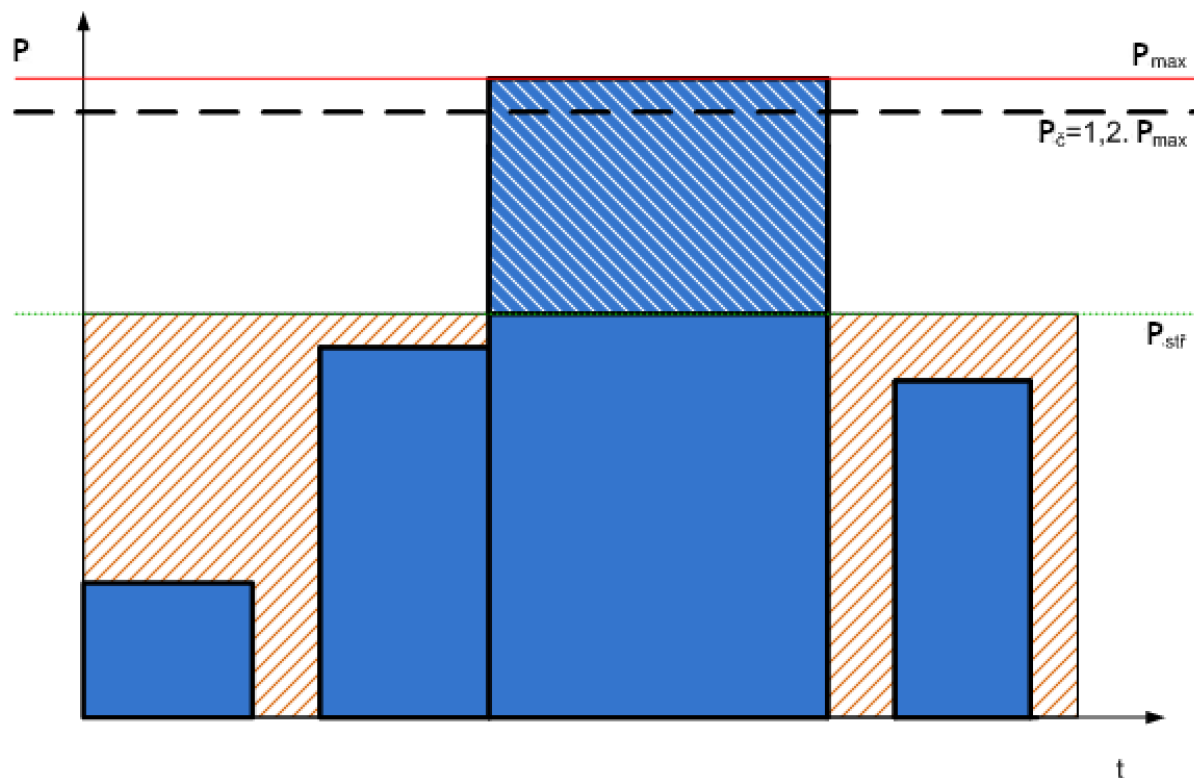
To, kolik pracovní energie je potřeba během jednoho pracovního cyklu, znázorňuje odběrový diagram. Na schématech níže bude ukázán rozdíl mezi odběrovým diagramem u přímého a nepřímého (akumulátorového) pohonu. Jak je vidět z diagramu na obr. 5, u přímého pohonu musí být výkon pohonu zhruba 1,2x vyšší než je maximální požadovaný výkon stroje. Je to z důvodu bezproblémového chodu stroje. U nepřímého pohonu stačí dimenzovat zdroj energie pohonu pouze na střední výkon, který je odebírán. Opět je potřeba pro bezproblémový chod mít zhruba výkon 1,2x vyšší než je střední výkon. (7)



- $P_{\check{c}}$ - výkon zdroje energie pohonu
- P_{max} - maximální odebíraný výkon při pracovním cyklu
- $P_{stř}$ - střední výkon odebíraný při pracovním cyklu

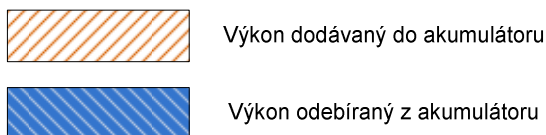
$$P_{\check{c}} > P_{max} > P_{stř}$$

Obr. 9 Odběrový diagram stroje s přímým pohonem (7)



$P_{\check{c}}$ - výkon zdroje energie pohonu
 P_{\max} - maximální odebíraný výkon při pracovním cyklu
 $P_{\text{stř}}$ - střední výkon odebíraný při pracovním cyklu

$$P_{\max} > P_{\check{c}} > P_{\text{stř}}$$

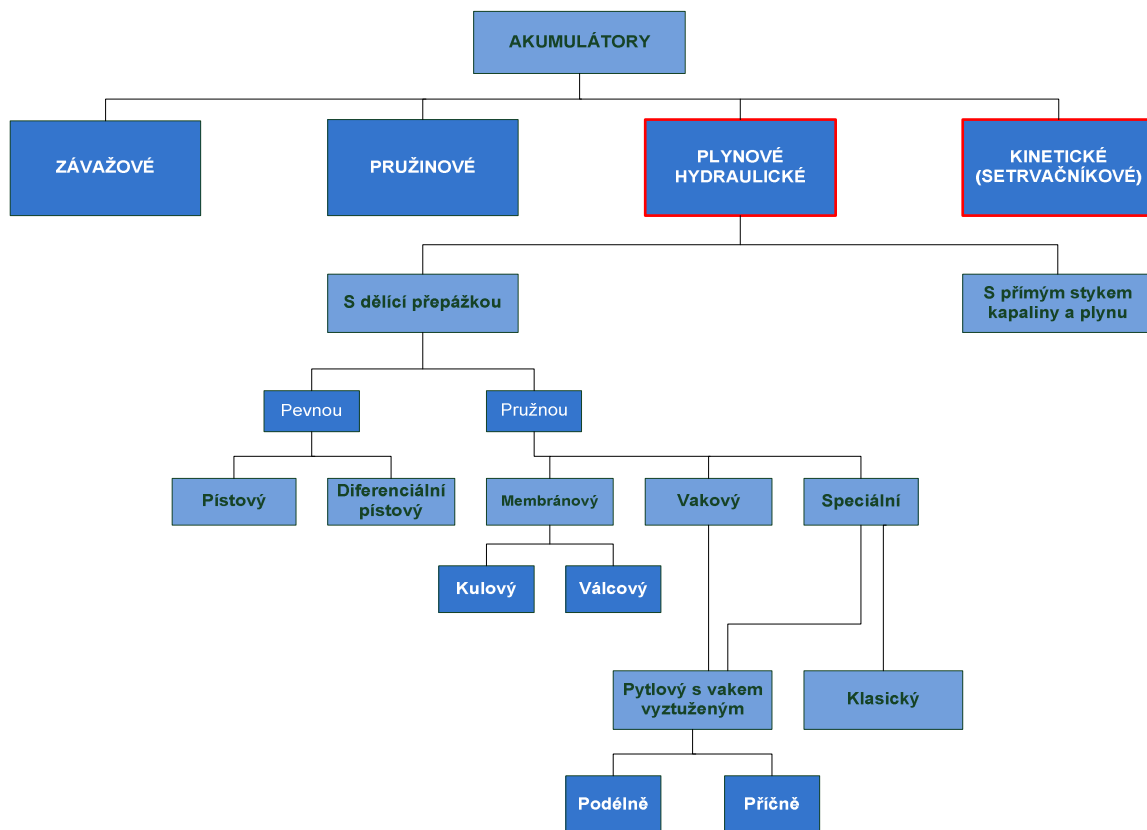


Obr. 10 Odběrový diagram stroje s nepřímým (akumulátorovým) pohonem (7)

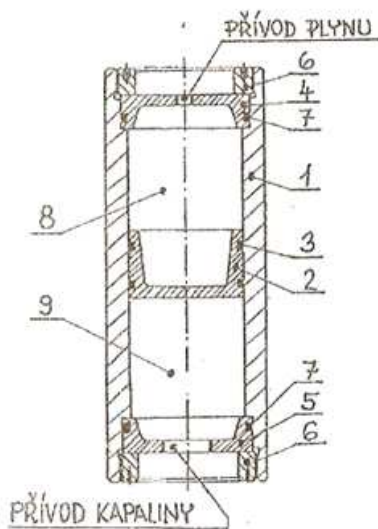
2.1.2 Nepřímý pohon

Obecně se dá říci, že akumulátorový pohon je vhodný tam, kde jsou větší odběrové špičky energie, které tento druh pohonu efektivně vykrývá a je možné stroj osadit méně výkonným a levnějším pohonem.

Následující tabulka ukazuje základní rozdělení akumulátorů energie u tvářecích strojů, kde ty označené červeně lze uvažovat při návrhu kovacích válců.

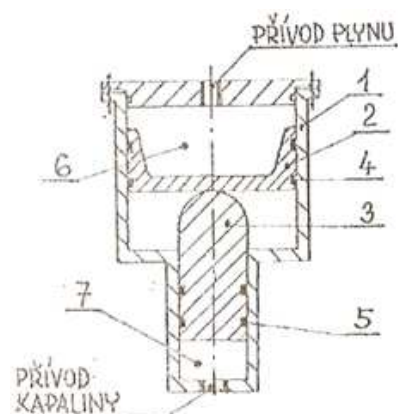


Obr. 11 Rozdělení akumulátorů energie (7)



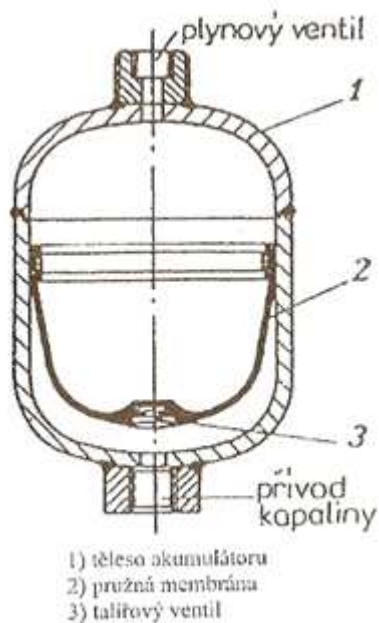
- 1) těleso akumulátoru
- 2) píst oddělující pracovní kapalinu a plyn
- 3) těsnění pístu
- 4) 5) dna akumulátoru
- 6) pojistné matice
- 7) utěsnění dno akumulátoru
- 8) plyn
- 9) kapalina

Obr. 12 Pistový akumulátor (7)

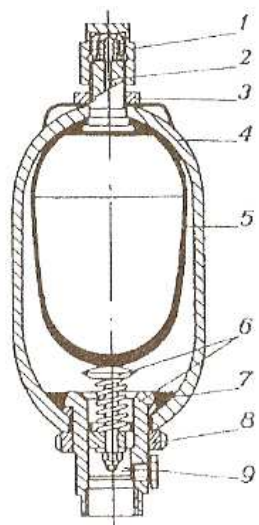


- 1) těleso akumulátoru
- 2) pracovní píst akumulátoru
- 3) hydraulický plunžr
- 4) těsnění pracovního pístu akumulátoru
- 5) těsnění plunžru
- 6) plyn
- 7) kapalina

Obr. 13 Diferenciální pistový akumulátor (7)



Obr. 14 Membránový akumulátor válcový (7)

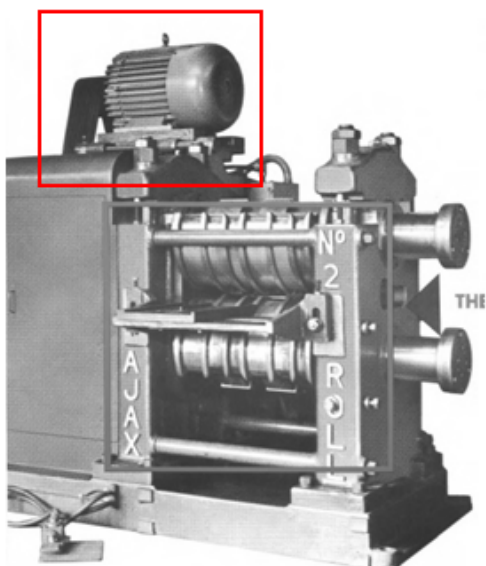


- 1) kryt plnicího ventilu akumulátoru
- 2) plnicí plynový ventil
- 3) pojistná matice pro připevnění vaku k tělesu akumulátoru
- 4) těleso akumulátoru
- 5) pružný vak
- 6) hydraulický ventil
- 7) kuželová vložka
- 8) pojistná matice
- 9) odvzdušňovací šroub

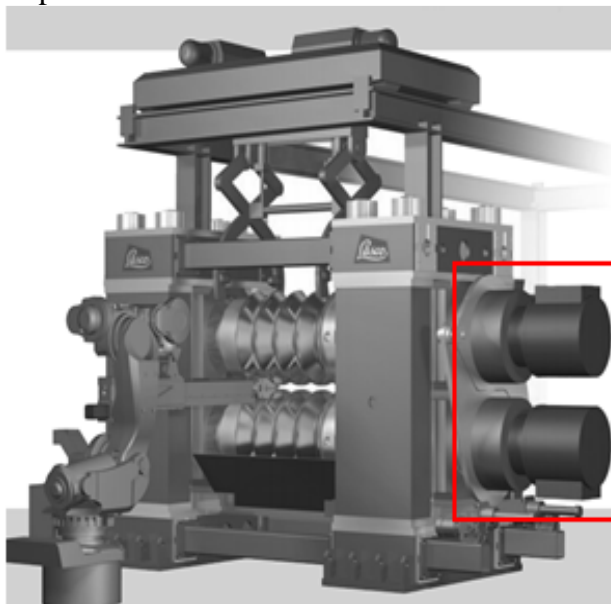
Obr. 15 Vakový akumulátor (7)

2.1.3 Přímý pohon

U přímého pohonu musí veškeré tvářecí síly zajistit samotný motor. Nejčastěji používané zdroje energie jsou elektrické a hydraulické. Zde je pozornost věnována elektrickému zdroji energie, tedy elektromotorům. U těchto strojů se dá pohon řešit buď jedním centrálním motorem, který pohání oba válce, nebo díky motorům, které jsou umístěny zvlášť pro každý válec. Níže je znázorněn pohon bez a se setrvačnickem.



Obr. 16 Pohon obou válců jedním motorem (1)



Obr. 17 Pohon s využitím setrvačnicku (4)

Zde je možno použít momentový motor, který má obecně tyto výhody:

- Vysoký točivý moment při nízkých otáčkách
- Často lze použít bez převodovky
- Málo hlučný
- Kompaktní



Obr. 18 Momentový motor firmy Hennlich (8)



Obr. 19 Momentový motor Siemens (9)

Dále lze užít také konvenčního elektromotoru, který ale při stejném výkonu dosahuje mnohem menších točivých momentů a je nutno použít převodovek s velkým převodovým poměrem.



Obr. 20 Asynchronní motor Siemens (10)

2.2 Konkrétní návrh pohonu

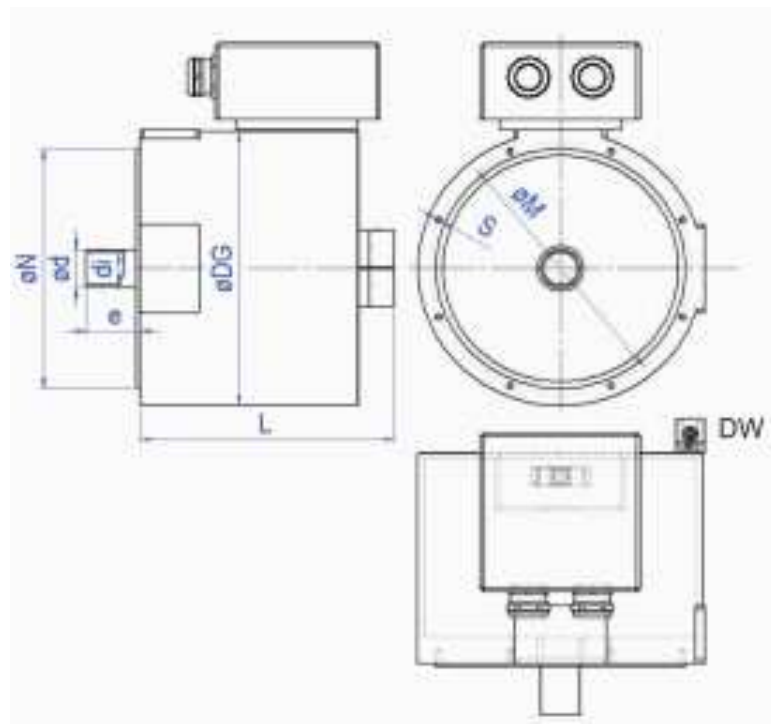
Vzhledem k důrazu na jednoduchou konstrukci byl zvolen přímý pohon obou válců a to každého válce zvlášť svým vlastním elektromotorem. Pro potřeby vysokých točivých momentů byl použit momentový motor. Zde byl ovšem problém se zástavbovými rozměry. Motor se musel s maximálním vnějším průměrem vejít do 550 mm, proto se množství nabízených typů pro potřeby tohoto konkrétního stroje velice omezilo. V úvahu připadaly i motory, které vyrábí firma Siemens a to momentové motory Simotics T 1FW3 u kterých byly rozměry při požadovaných parametrech příliš velké (zejména vnější průměry) a pro konstrukci stroje nevhodné.

Jako vyhovující se ukázal momentový motor firmy Hennlich, který vyrábí firma Oswald a to řada TF20 s parametry:

- Výkon: 113 kW
- Točivý moment: 1 040 Nm
- Základní rozměry:
 - Délka **L**: 500 mm
 - Průměr výstupní hřídele **d**: 60 mm
 - Délka výstupní hřídele **e**: 130 mm
 - Maximální vnější průměr **DG**: 400 mm



Obr. 21 Momentový motor firmy Hennlich (11)



Obr. 22 Základní rozměry momentového motoru firmy Hennlich (8)

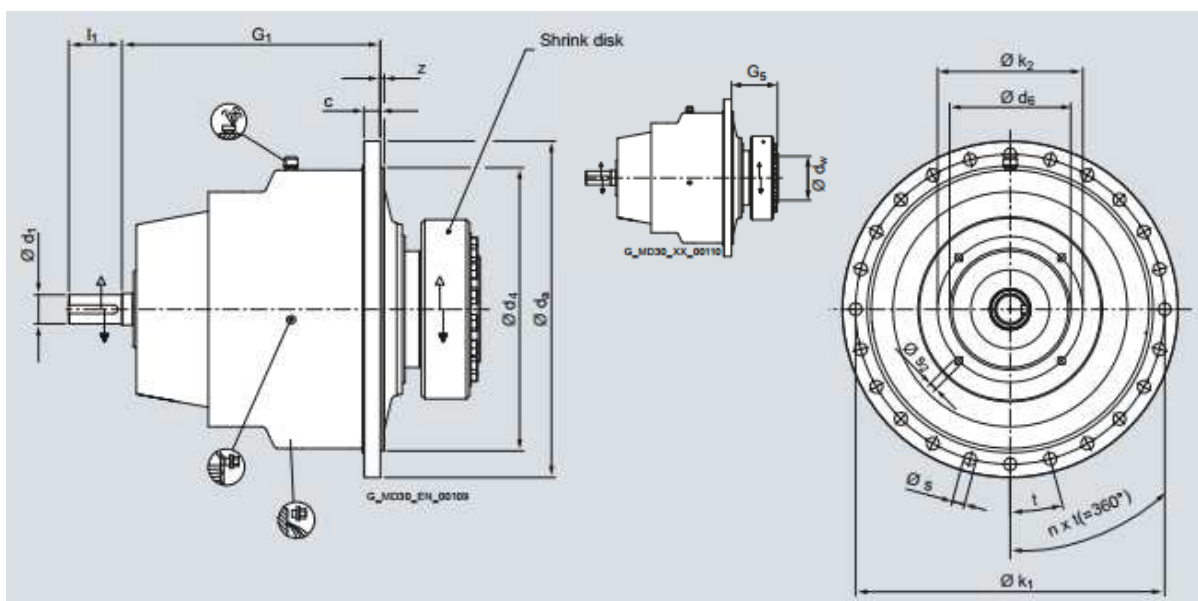
Ve stroji je ovšem potřeba značných točivých motorů a proto je i zde nutno použít převodovku, opět rozměrově vyhovující zadání.

Zvolena byla planetová převodovka firmy Flender, řada 45 s těmito parametry:

- Převodový poměr 33.5
- Nominální výstupní točivý moment 35 000 Nm
- Základní rozměry:
 - Délka G_1 : 428 mm
 - Maximální vnější průměr d_a : 540 mm
 - Průměr vstupní hřídele d_1 : 50 mm
 - Délka vstupní hřídele l_1 : 100 mm
 - Délka výstupní části G_5 : 166 mm
 - Průměr výstupního otvoru d_w : 130 mm



Obr. 23 Planetová převodovka firmy Flender (12)



Obr. 24 Základní rozměry planetové převodovky Flender (13)

3 Variantní návrh uložení válců

Po uložení válců lze vycházet ze zkušeností z konstrukce válcovacích strojů, neboť ty jsou rozsáhlé a stroje jsou si příbuzné.

3.1 Typy ložisek

3.1.1 Ložiska kluzná

Tato ložiska jsou vyrobena z lité oceli, zejména kvůli působení velkých sil.

Požadavky na materiál:

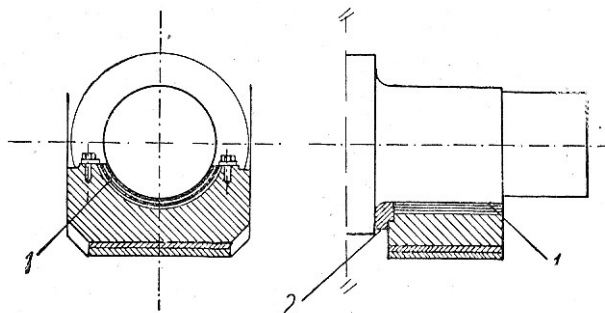
- Malý koeficient tření
- Pevnost v tlaku
- Odolnost proti opotřebení
- Houževnatost

V ideálním případě je mezi čepem a pánví tenká vrstva maziva. Toho ale reálně nelze dosáhnout. Proto je nutné, aby měl materiál výše uvedené vlastnosti. K výrobě těchto ložisek se využívá bronz. Je ale třeba dokonalé lícování třecích ploch. Pokud toho nelze dosáhnout, lze použít tzv. kompozice, kde tvárnou hmotu tvoří cín nebo olovo. V základní hmotě jsou uložena tvrdá zrna antimonu a mědi jako nosné prostředí. (14)

Vhodné materiály pro výrobu ložiskových pánví pro čepy válců:

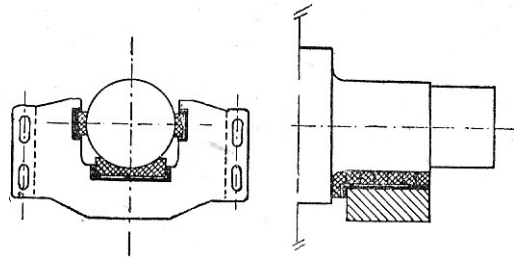
- Bronz
- Kompozice
- Dřevo
- Hmoty z umělé pryskyřice

Pokud se budeme bavit o pánvích z plastu, tak pánve lisované do zápustek, sestavené ze dvou dílů jsou nejčastěji užívané. (14)



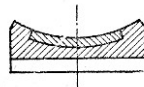
Obr. 25 Pánve lisované do zápustek (14)

Nejlepší technické uspořádání plastových desek je takové, že jednotlivé vrstvy tkaniny jsou kolmé na osu čepu, obr. 26.



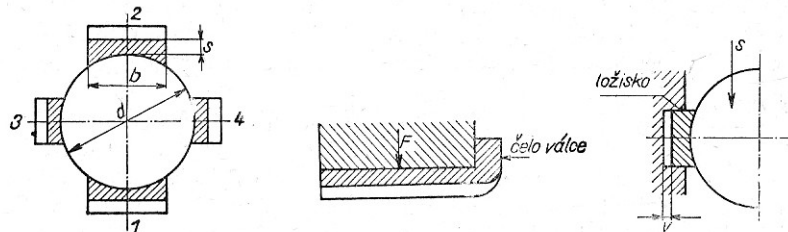
Obr. 26 Pánve z plastových desek (14)

V některých případech se ložiskové hmoty kombinují. Jako příklad lze uvést bronzovou pánev vylitou kompozicí, obr. 27.



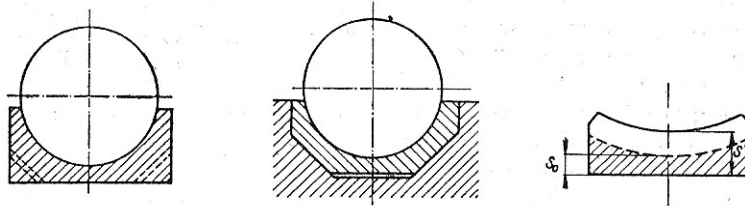
Obr. 27 Bronzová pánev vylitá kompozicí (14)

U těžších strojů jsou čepy zpravidla uloženy ve čtyřdílné pánvi, obr. 28. Boční pánve se obvykle utěšňují pomocí plechových vložek. Jednak kvůli vkládání a pak také kvůli regulaci polohy.



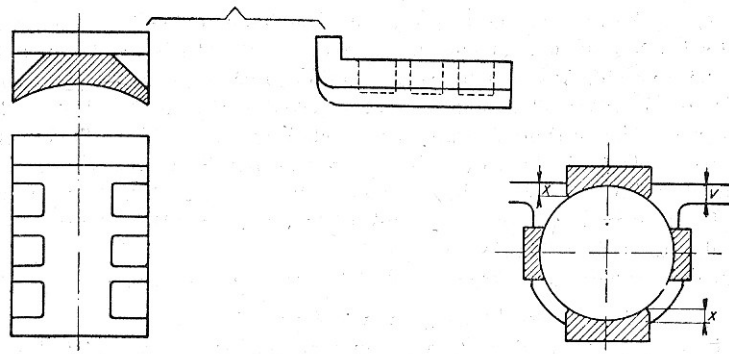
Obr. 28 Zleva: Čtyřdílná pánev, podélný řez pánve 1, způsob vložení čepu válce (14)

U lehčích stolic a s využitím plastu i u těžších stolic se využívá pánví dvoudílných a pro zmenšení mrtvé váhy se rohy sražejí, obr. 29, levý. Na šikmých plochách ale pánve nesedí, mohlo by dojít k deformaci nebo k lomu, obr. 29, prostřední. Obr. 29, pravý znázorňuje hmotu, která zbyde po opotřebení pánve.



Obr. 29 Zleva: Dvoudílná pánev, opatření pro lepší lícování, mrtvá váha pánve (14)

Je třeba, aby bylo využítí materiálu co nejvyšší. Provádí se proto redukce mrtvé váhy pomocí sražení hran nebo vybráním, což znázorňuje obr. 30, vlevo. Obr. 30, vpravo zase ukazuje rozměry, které jsou přípustné pro správný chod ložiska. Pokud je opotřebení v těchto mezích (které jsou předepsány), bude ložisko pracovat správně. (14)



Obr. 30 Zleva: Redukce mrtvé váhy, míry sblížení ložisek „v“ a opotřebení „x“ (14)

3.1.2 Ložiska s valivým třením

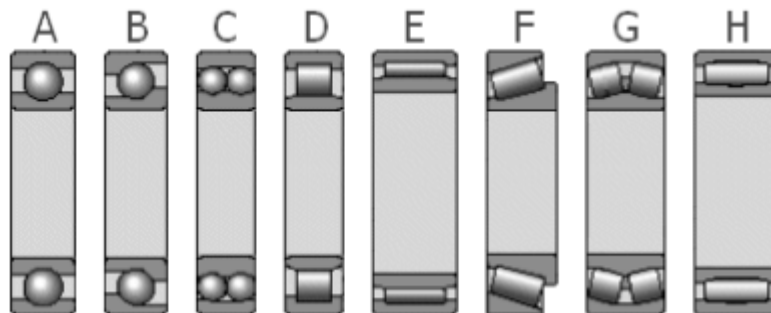
Výhody valivých ložisek:

- Úspora hnací energie – lze osadit slabším motorem
- Vyšší přesnost

Nevýhody valivých ložisek:

- Cena

Některé typy valivých ložisek jsou ukázány na následujícím obrázku:



Obr. 31 Možné provedení valivých ložisek (8)

- A - Kuličkové ložisko
- B - Kuličkové ložisko s kosouhlým stykem
- C - Naklápěcí kuličkové ložisko
- D - Válečkové ložisko
- E - Jehlové ložisko
- F - Kuželíkové ložisko
- G - Soudečkové ložisko
- H - Toroidní ložisko

3.1.3 Ložiska s kapalinným třením

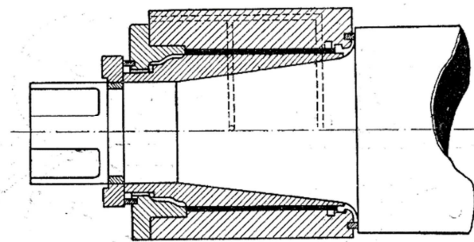
Výhody ložisek s kapalinným třením:

- Nízké ztráty a opotřebení
- Nízký koeficient tření
- Malé rozměry

Nevýhody ložisek s kapalinným třením:

- Nutnost vysoké přesnosti výroby ložisek

Důležitý je zde výběr mazacího oleje a generátor tlaku v ložisku.



Obr. 32 Ložisko s kapalinným třením (14)

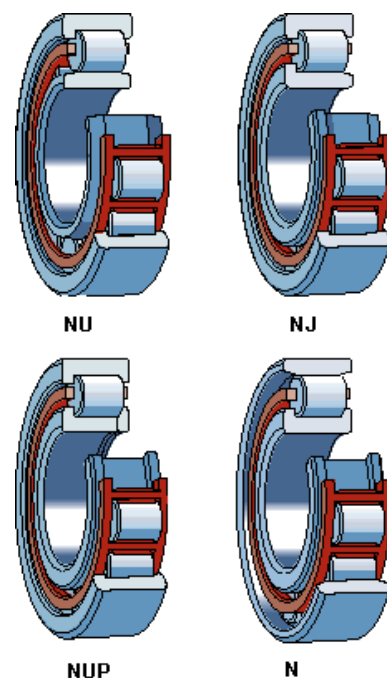
3.2 Konkrétní návrh uložení

Volba ložisek a jejich samotný výpočet je poměrně náročná oblast, kde je třeba zahrnout několik vlivů na ně působících. Předně musí přenést síly a moment vznikající od tvářecího procesu. Neméně důležitá je však i životnost ložisek. Z několika variant naznačených v předchozí kapitole se práce bude dále zabývat valivými ložisky vzhledem k vyšším dosahovaným přesnostem a nižším třením oproti kluzným. Ložiska s kapalinným třením se zase neuvažuje z důvodu nutné přítomnosti generátoru tlaku v ložisku, což by vedlo k větší složitosti systému.

Při samotném návrhu bylo uvažováno několik typů ložisek. První typ, **válečková ložiska** byl, vyloučen z důvodu nezachycení případně vznikajících axiálních zatížení a nutnosti umístit ještě ložisko pro zachycení axiálních sil. Možnost přesného ustavení je také zhoršená. Mohou dosahovat vysokých otáček, které se v tomto případě ale neuplatní.



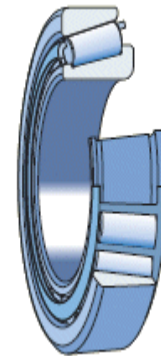
Obr. 34 Soudečkové ložisko SKF (10)



Obr. 33 Možné provedení válečkových ložisek SKF (9)

Další z ložisek, které připadalo v úvahu, bylo **soudečkové ložisko**, které ale, stejně jako válečkové ložisko, není uzpůsobeno se pravidelně vyrovnávat s axiálními zatíženími.

Jako nejvhodnější se pro tuto aplikacijevilo **kuželíkové ložisko**, které zachycuje jak radiální, tak axiální síly bez nutnosti použít dalšího ložiska a má snadnou možnost přesného ustavení a předepnutí. Toto ložisko bude i dále podrobněji propočítáno.



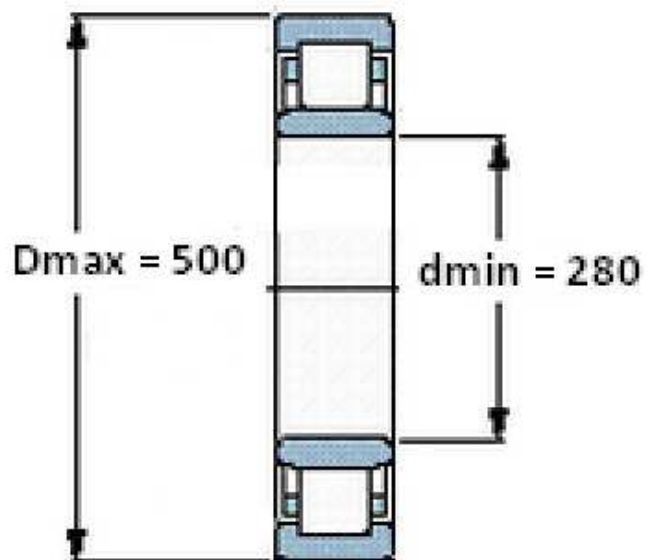
Obr. 35 Kuželíkové ložisko SKF (11)

3.2.1 Výpočet ložisek

Výpočet ložisek je v tomto případě poněkud náročnější. Jde především o nestálou pozici zatížení, která bude proměnná a také fakt, že zápusťka, ve které probíhá tvářecí proces, je uvažována pouze na jedné polovině obvodu válce. Síly budou také nestálé, proto přesné určení životnosti ložisek je zde zatíženo mnoha předpoklady a nepřesnostmi. Výsledná hodnota je proto pouze orientační a závisí na konkrétním používání stroje. K výpočtu byl využit software Kisssoft, který umožňuje přesně namodelovat hřídel s ložisky a jejich zatížení.

Omezujícím parametrem byl vnější průměr ložiska vzhledem k přestavování osové vzdálenosti válců. Limitní, ještě použitelný vnější rozměr ložiska je 500mm. Naopak vnitřní průměr ložiska musí být větší než 280mm, to je vypočtený minimální průměr hřídele, viz. kapitola 7.2 Kontrola minimálního průměru hřídele

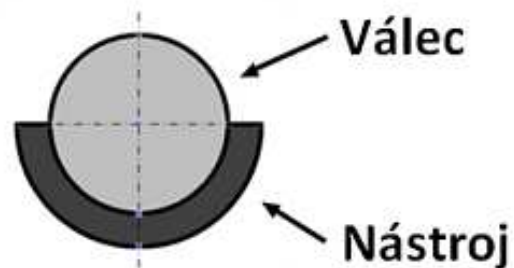
Dále byla zatěžující síla snížena na 70% nominální, protože maximální hodnoty bude nabývat pouze po krátký čas, nikoli stále, tj: 100% = 1,5MN, 70% = 1,05 MN.



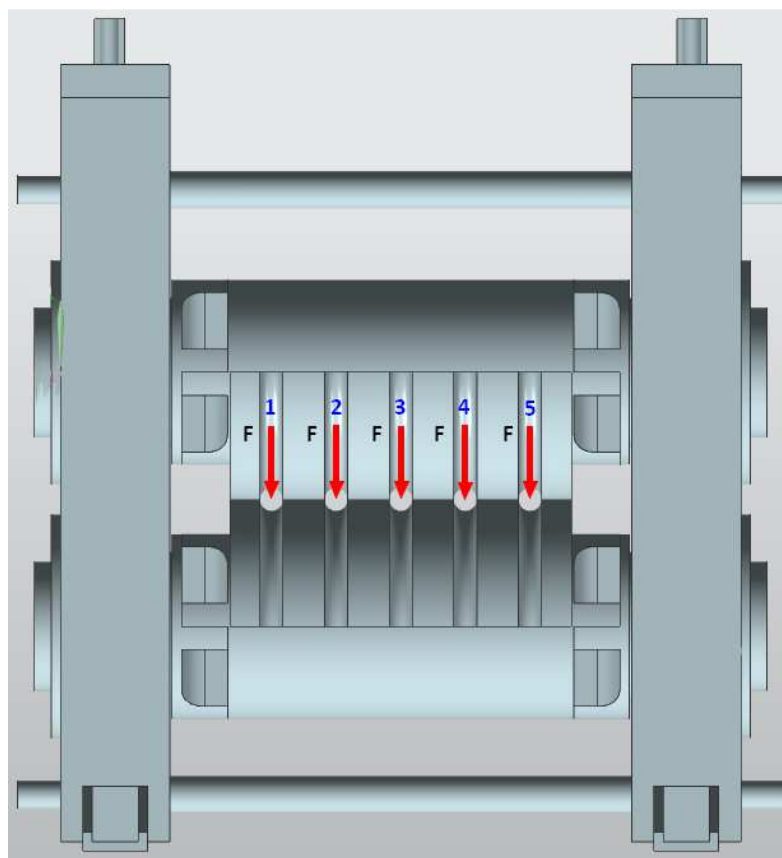
Obr. 36 Minimální a maximální možné průměry ložisek

Co se týče životnosti, tak ta je požadována alespoň 5 let při dvousměnném provozu. 5let, počet pracovních dnů 220, 16h/den, nástroj je maximálně na $180^\circ - \frac{1}{2}$ využití, tj. $17600/2 = \text{min. } 8\,800\text{h}$. Na obr. 32 je vidět, že nástroj není po celém obvodu válce.

Postup výpočtu byl takový, že byla vybrána konfigurace ložisek a ta se namodelovala společně s válcem a zatížila příslušným zatížením. Dále se zatížila všemi pěti zatěžovacími stavy (předpoklad, že všechny působí po stejný časový úsek, tj. každé 20% z celkové doby) a pro každý stav vyšly reakce v ložiscích. Poté byla potřeba zjistit střední působící sílu dle vztahu uvedeného níže. Když byly známy tyto síly, tak se dle dalšího uvedeného vztahu vypočítaly životnosti jednotlivých ložisek.



Obr. 37 Válec a nástroj



Obr. 38 Červeně – jednotlivé zatěžovací stavy

Program Kisssoft dokáže vyčíslit i jednotlivé životnosti ložisek. Pro tento účel je ale způsob nepřijatelný, neboť nedokáže vhodným způsobem zprůměrovat životnosti v jednotlivých zatěžovacích stavech. Toto vyčíslení se tedy hodí spíše pro stálé zatížení pouze v jednom místě.

Zde jsou uvedeny vzorce, se kterými je počítáno v tabulkách 6 a 7:

Střední otáčky:

$$n_m = \sum_1^5 q_i \cdot n_{ri} \quad (1/\text{min}) \quad (1)$$

kde:

q_i – poměrné doby běhu (dělené ve stejném poměru, tj. q_1 až $q_5 = 0,2$ (-))

n_{ri} – otáčky v jednotlivých zatěžovacích stavech (ve všech stejné, tj. 30 (1/min))

Střední působící síly:

$$F_m = \left(\frac{\sum_1^5 (F_i)^{\frac{10}{3}} \cdot q_i \cdot n_{ri}}{n_m} \right)^{\frac{3}{10}} \quad (\text{kN}) \quad (2)$$

kde:

F_i – zátěžná síla (vždy stejná) (kN)

q_i - poměrné doby běhu (dělené ve stejném poměru, tj. q_1 až $q_5 = 0,2$ (-))

n_{ri} – otáčky v jednotlivých zatěžovacích stavech (ve všech stejné, tj. 30 (1/min))

n_m – střední otáčky

Životnosti:

$$L_{hi} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} \quad (\text{h}) \quad (3)$$

kde:

C_a – dynamická únosnost ložiska (kN)

F_m – střední působící síla (kN)

n_m – střední otáčky (1/min)

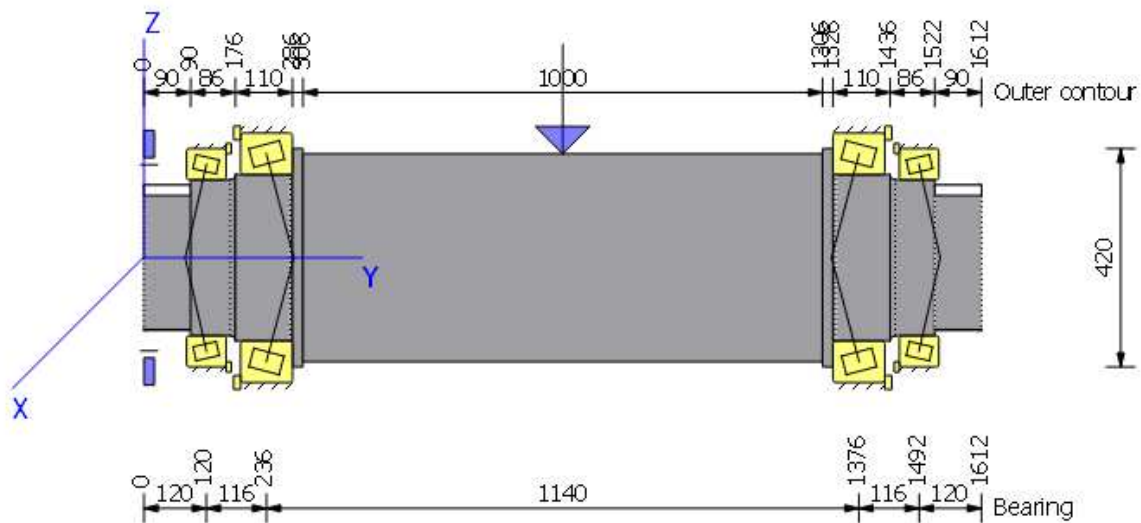
3.2.1.1 Varianta 1

Jako první varianta bylo zvoleno uložení se dvěma kuželíkovými ložisky na každé straně válce, viz. obr. níže. Jedná se uložení se dvěma, nestejně velkými, kuželíkovými ložisky na každé straně.

Tato varianta byla nevyhovující na životnost ložisek, ale i kdyby se v tomto případě zvolila lépe ložiska blíže středu (s vyšší únosností ale také s většími rozměry), narazíme už na problém zástavbových rozměrů. Proto tento model musel být opuštěn a vyzkoušen jiný.

C_a kuželíkového ložiska menšího: 1050 kN

C_a kuželíkového ložiska většího: 1540 kN



Obr. 39 Schéma výpočtového modelu, varianta 1

2.1 varianta									
	Ozn. lož.	1. Poz.	2. Poz.	3. Poz.	4. Poz.	5. Poz.		Ozn. Lož.	
Pozice síly od levého stojanu (mm)		104	302	500	698	896			
Životnosti ložisek dle Kissoftu (h)	1.	912	1 068	4 708	14 109	242 052	Aritm. pr. (h)	1.	52 569,8
	2.	482	488	986	4 450	106 292		2.	22 539,6
	3.	106 292	4 450	986	488	482		3.	22 539,6
	4.	242 052	14 109	4 708	1 068	912		4.	52 569,8
Reakce v ložiscích dle Kissoftu (kN)	1.	268,64	541,23	553,04	397,89	169,60	str.pús. síla dle výp. (kN)	1.	439,5
	2.	1 606,61	1 600,96	1 296,43	824,93	318,41		2.	1 309,4
	3.	318,41	824,93	1 296,43	1 600,96	1 606,61		3.	1 309,4
	4.	169,60	397,89	553,04	541,23	268,64		4.	439,5
Střední otáčky dle výpočtu nm (1/min)		30							
Životnosti dle výpočtu (h)	1.	10 095,19	VYHOVUJE	NEVYHOVUJE					
	2.	953,61	NEVYHOVUJE						
	3.	953,61	NEVYHOVUJE						
	4.	10 095,19	VYHOVUJE						

Tab. 2 Výsledky varianty 1

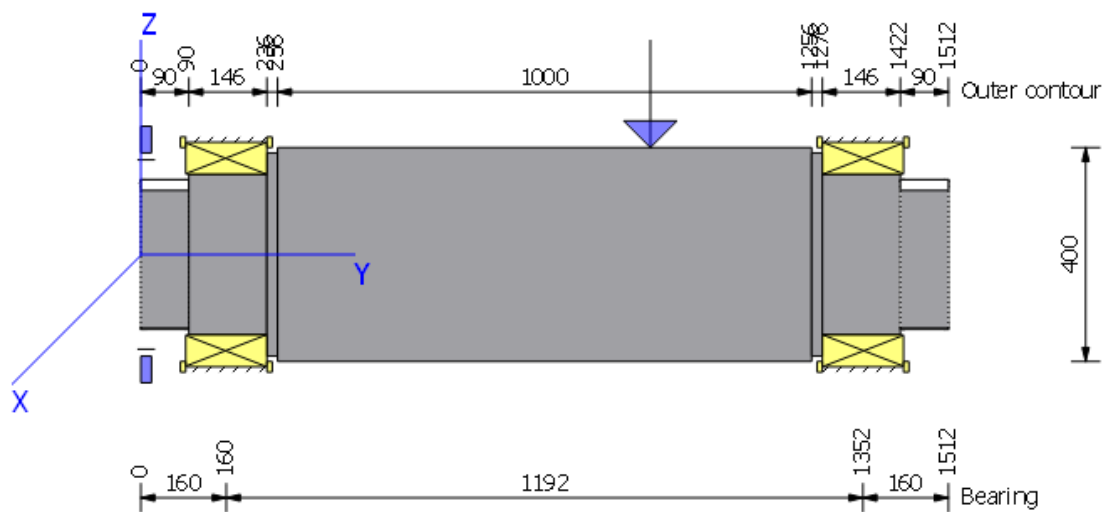
Jak je vidět, tak aritmetický průměr se značně liší od skutečné životnosti ložisek. Krajní ložiska s ohledem na životnost vyhovují, ovšem dvě vnitřní ne.

3.2.1.2 Varianta 2

Jako druhá varianta bylo zvoleno uložení s párovanými kuželíkovými ložisky, na každé straně válce jedno, viz. obr. 40. Toto uložení bylo zvoleno z důvodu mnohem vyšší únosnosti tohoto ložiska při zachování rozumných rozměrů.

Tato varianta byla již vyhovující, a proto se s ní bude dále uvažovat při návrhu stroje. Varianta je sice předdimenzovaná, ale vzhledem k normalizovaným rozměrům ložisek a k faktu, že skutečná životnost se může pohybovat v určitém rozmezí, lze tento výsledek akceptovat. Výhodou také je, že je na každé straně ložisko pouze jedno.

C_a párovaného kuželíkového ložiska SKF 32960/DF: 1790 kN



Obr. 40 Schéma výpočtového modelu, varianta 2

2. varianta		Ozn. lož.	1. Poz.	2. Poz.	3. Poz.	4. Poz.	5. Poz.		Ozn. Lož.	
Pozice síly od levého stojanu (mm)			104	302	500	698	896			
Životností ložisek dle Kissoftu (h)		1.	5 607	11 844	31 104	121 771	1 277 533	Aritm. pr. (h)	1.	289 571,8
		2.	1 277 533	121 771	31 104	11 844	5 607		2.	289 571,8
Reakce v ložiscích dle Kissoftu (kN)		1.	894,65	714,33	535,09	355,31	175,53	stř.pús. síla dle výp. (kN)	1.	643,3
		2.	175,53	355,31	535,09	714,33	894,65		2.	643,3
Střední otáčky dle výpočtu nm (1/min)			30							
Životností dle výpočtu (h)		1.	16 774,4	VYHOVUJE	VYHOVUJE					
		2.	16 774,4	VYHOVUJE						
		3.								
		4.								

Tab. 3 Výsledky varianty 2

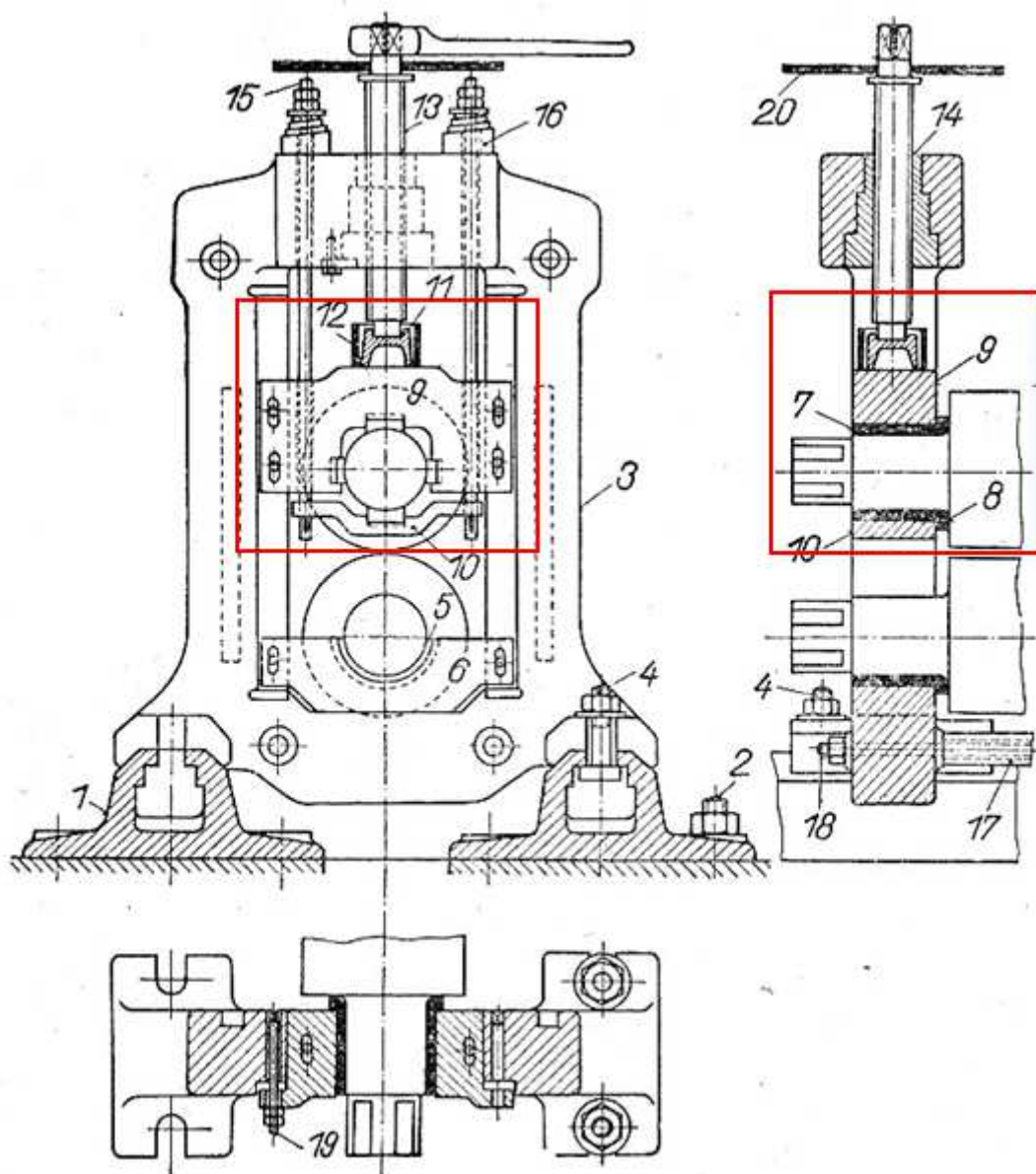
Jak je vidět, životnost ložiska je výrazně vyšší než požadovaná, cca o 100%. V tomto případě ovšem nelze zvolit o něco méně únosné ložisko, neboť velikostní řady ložisek jsou nastaveny tak, že ložisko o nižší dynamické únosnosti by bylo poddimenzované a nesplnilo by již požadovanou životnost.

4 Způsob přestavování osové vzdálenosti

Inspirace přestavování válců opět vychází z poznatků o konstrukci válcovacích strojů.

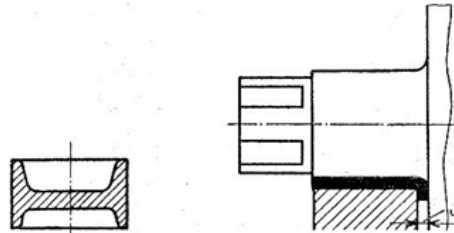
4.1 Stavění horního válce

K popisu způsobu uložení válců a změně jejich osové vzdálenosti poslouží obr. 41., na kterém je znázorněn stroj, kde se nastavuje pouze horní válec, spodní je pevný. V základových deskách 1, které drží se základem základovými šrouby 2, je umístěn stojan 3, který je připevněn šrouby 4. Stojan je celistvý – uzavřený. V ložiskové pánvi 5 je uložen čep spodního válce. Tato pánev je vložena do spodního ložiska 6. Horní válec má svůj čep uložen ve dvou pánvích, horní 7 a spodní 8 a je držen ještě dvěma bočními pánvemi. Horní dvoudílné ložisko se skládá z hlavní části 9 a třmenu 10. (14)



Obr. 41 Možné konstrukční provedení přestavování osové vzdálenosti – červeně vyznačena pohyblivá část (14)

Horní válec lze nastavovat ve vertikálním směru. Pracovní tlak je přenášen pojistnou stoličkou 11, která je kryta pomocí ocelové manžety 12 a ten je přenášen na stavěcí šroub 13. Matice 14 tohoto šroubu je napevno vsazena do hlavy stojanu. Horní ložisko je svým třmenem zavěšeno díky závěsným šroubům 15. Pod maticemi je vinutá pružina 16. Díky této pružině je horní válec vyvážen, tudíž při běhu naprázdno leží jeho čepy určitým tlakem na pánvi 7. (14)



Obr. 42 Možný tvar pojistné stoličky a znázornění vůle „s“ u přírub ložiskových pánví (14)

Význam pojistné stoličky 11 je následující: pokud se tvářený kus nevloží správně do stroje nebo se do stroje dostane jiný předmět, je ohrožen válec nebo jeho čepy a mohou se rozlomit. Při nadměrném tlaku pojistná stolička praskne, válce se od sebe oddálí a tím se zabrání jejich rozlomení. Stolička může mít různé tvary, nejčastější provedení je znázorněno na obr. 6. Stolička je kryta manžetou, která může mít podobu kousky trubky, či svinutého a svařeného plechu.

Oba dva stojany jsou spojeny čtyřmi příčnický 17 a šrouby 18. Nyní bude vysvětlen způsob stavění válců v ose (axiální stavění): stavěcí šrouby 19 jsou vloženy do stojanu a svou kladívkovou hlavou zapadají do příslušného vybrání ve stojanu. Šroub je na druhém konci opatřen závitem, prochází oválovým otvorem v přírubě ložiska a je zajištěn dvěma maticemi. Tyto šrouby drží ložiska pohromadě a proto i válce v určité poloze v axiálním směru.

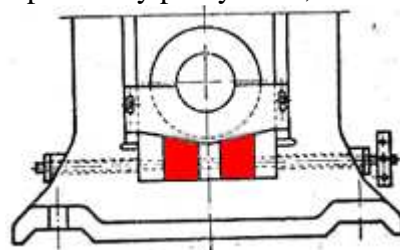
Stavění válců v ose se neprovádí pouze z toho důvodu, aby byla dána možnost horizontálního korigování a aby bylo postaráno o zachycení axiálních sil ale má ještě i jiný význam: příruby ložiskových pánví obr. 7 se časem opotřebí a tloušťka „s“ se zmenšuje. Je tudíž nutné polohu ložiska a stojanu navzájem opravit o úbytek přírub, k čemuž pomáhají stavěcí šrouby. (14)

4.2 Stavění spodního válce

Existuje několik variant k dosažení přestavování spodního válce.

4.2.1 Stavění spodního válce pomocí dvou klínů

Tyto dva klíny se díky otáčení vřetena přibližují nebo oddalují. Jsou zde dva závity: pro jeden klín má vřeteno levý a pro druhý pravý závit, obr. 13. (14)



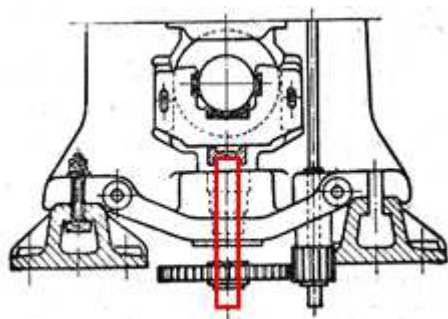
Obr. 43 Stavění pomocí dvou klínů (červeně znázorněno) (14)

4.2.2 Stavění spodního válce pomocí posouvacího klínu

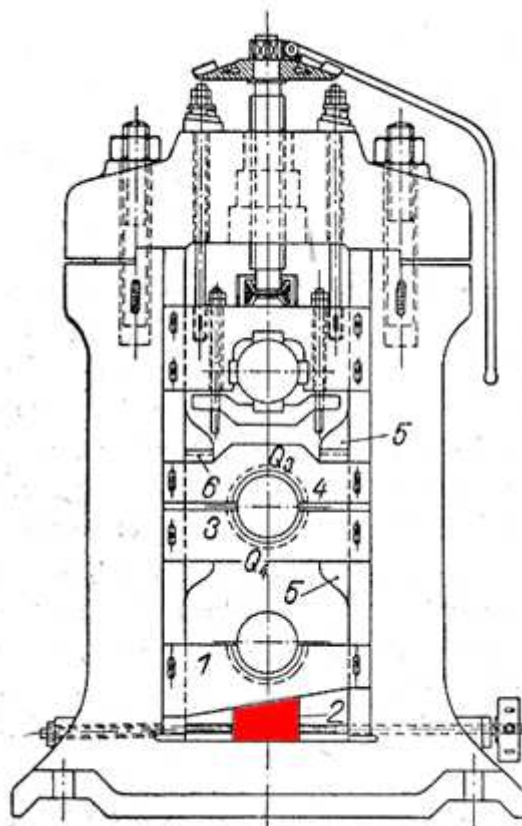
Klín se posouvá pomocí šroubového vřetena, které je drženo osově a je otočně uloženo. V klínu je vložena jeho matice obr. 45. (14)

4.2.3 Stavění spodního válce pomocí šroubu

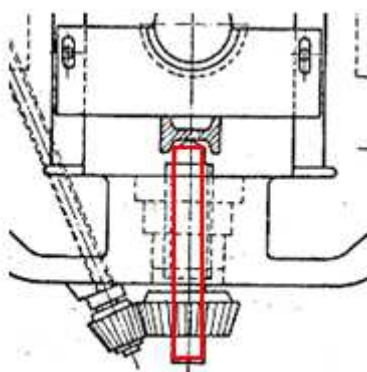
Šroub se hýbe díky ozubenému převodu obr. 44, který může mít i kuželové soukolí obr. 46 (14)



Obr. 44 Stavění pomocí šroubu, červeně zvýrazněn (14)



Obr. 45 Stavění pomocí posouvajícího klínu, červeně zvýrazněn (14)



Obr. 46 Kuželové soukolí (14)

5 Zdůvodnění a výběr optimální varianty



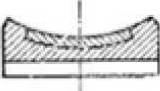


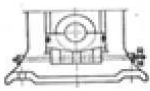
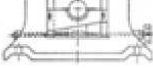


Jelikož je možností, jak zkonstruovat kovací válce více, je třeba specifikovat, jaká cesta povede ke konkrétnímu návrhu stroje.

Co se týče pohonu, volba padla na přímý pohon z důvodu pohonu stroje na elektřinu a z důvodu jednoduchosti celé soustavy a ušetření prostoru. Z elektromotorů byl vybrán momentový elektromotor pro každý válec zvlášť, který vyniká nižší hlučností, přesností pohybu a malými zástavbovými rozměry. Vzhledem k velmi malým požadovaným otáčkám a vysokému točivému momentu je nutno použít ještě převodovku a to planetovou. Ekonomicky je tato varianta méně přijatelná než pohon jedním motorem ale díky přítomnosti momentových motorů lze lépe a přesněji řídit otáčení válců.

U ložisek byla vybrána ložiska valivá z důvodu vyšších dosahovaných přesností a nižších požadavků na výkon než v případě kluzných ložisek. Z valivých zase byla vybrána párovaná kuželková kvůli zachycování jak radiálních, tak axiálních sil. Muselo se přistoupit k výběru dvouřadých párovaných, protože při použití jednořadých by nepříjemně narostl jejich vnější průměr, který je pro konstrukci stroje nevhodný.

Nakonec přestavování válců bylo zvoleno s přestavováním horního z důvodu zachování stále výšky spodního válce od základny.

Pro přehlednost je vybraná varianta zanesena do morfologické matice.

Dílčí funkce	Funkční principy a příslušné orgány - nositelé funkcí			
	1	2	3	4
Typy pohonů	Přímý 	Akumulátorový 	—	—
Ložiska pro čepy válců a ložiskové pánve	Kluzná 	S valivým třením 	S kapalinným třením 	—
Způsob přestavování osové vzdálenosti	Pomocí dvou klínů 	Pomocí posouvajícího klínu 	Pom. tlak. šroubu (spodní válec) 	Pom.stav.šroubu (horní válec) 

Tab. 4 Morfologická matice s vybranou variantou

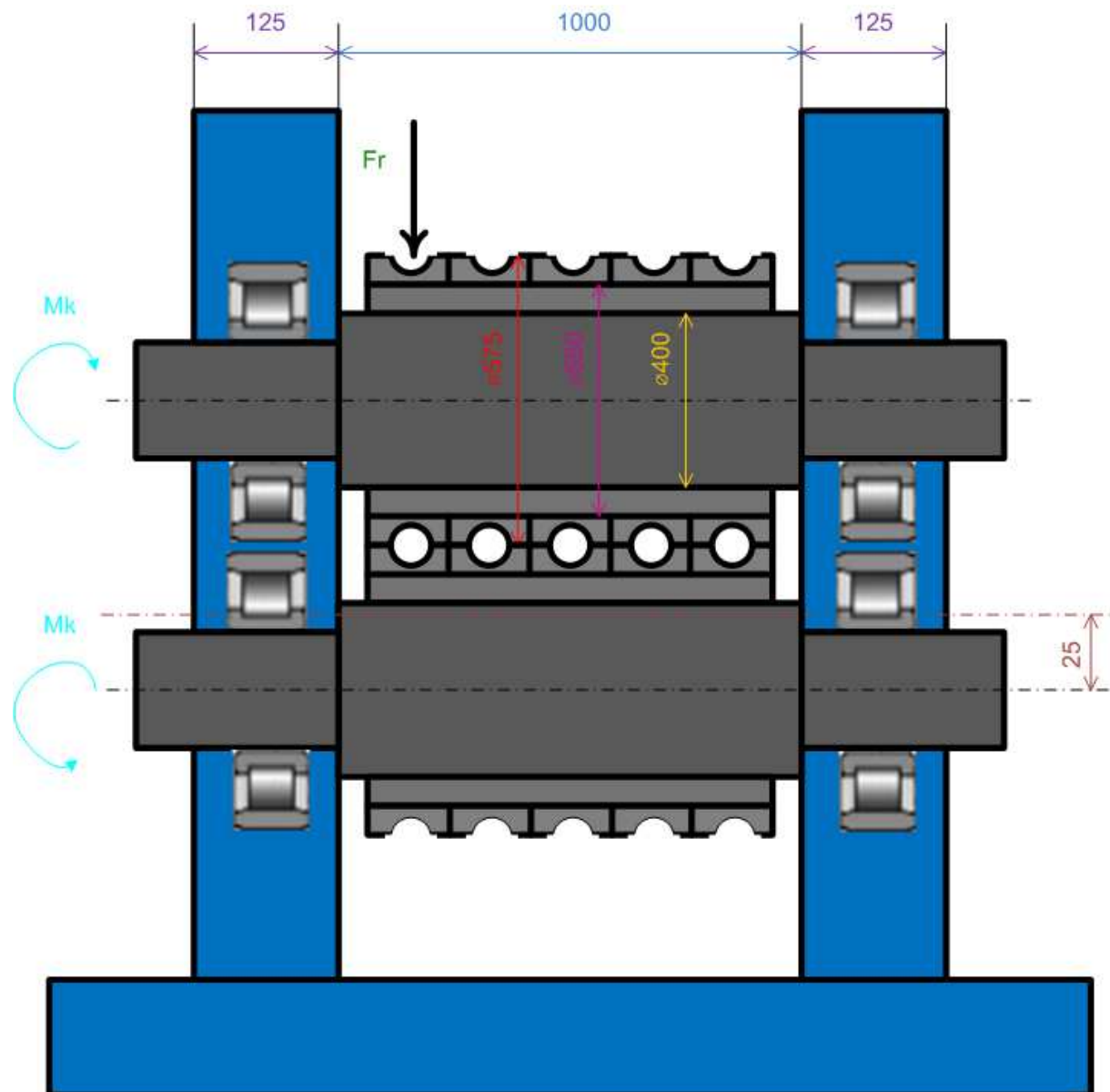
Toto uspořádání bude bráno jako výchozí pro další výpočty v následujících kapitolách.

6 Základní návrh stroje

Pro návrh stroje byly zadány základní parametry. Jde o zástavbové rozměry a síly, které budou omezovat volbu té či oné varianty. Základní parametry jsou uvedeny a barevně vyznačeny v obrázku níže.

Základní parametry stroje		
Maximální radiální síla	1,5	MN
Točivý moment	30	kN.m
Maximální vnější průměr nástrojů	575	mm
Minimální vnější průměr nástrojů	550	mm
Minimální vnější průměr válce	400	mm
Rozsah přestavování	25	mm
Šířka nástrojů - průchod mezi stojinami	1000	mm
Maximální otáčky	30	1/min

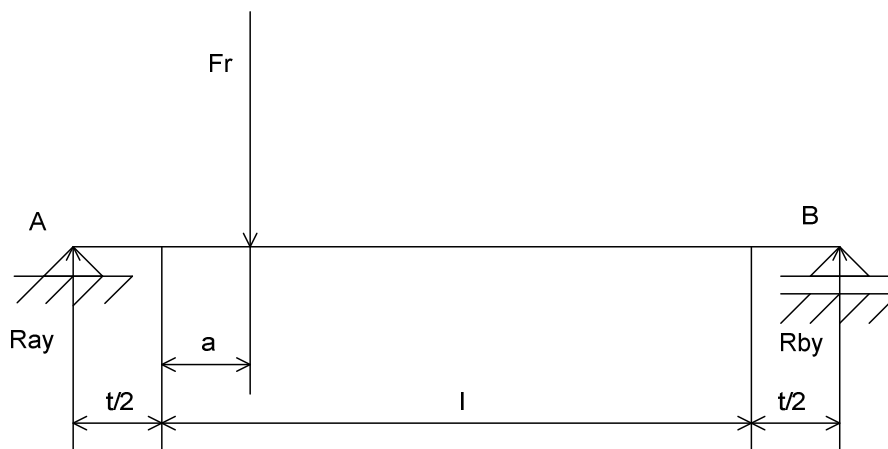
Tab. 5 Základní parametry stroje



Obr. 47 Základní schéma stroje

Pro základní dimenzování válců je potřeba znát silové poměry a to ty, které jsou pro stroj nejméně příznivé. Jde hlavně o sílu od nástrojů, která se přenáší do ložisek přes válec. Podle těch je potřeba dimenzovat. Pro prvotní návrh bude šířka stojin $t = 125\text{mm}$. Budou uvažovány **dvě situace**. První, kde radiální síla je od stojiny $a = 100\text{mm}$. Druhá je pro stav centrického zatížení, tj. síla působící na střed válce, $a = 500\text{mm}$. Stav, který ještě nastane mezi nimi, bude výsledkem někde mezi následně vypočtenými hodnotami, proto se s tímto stavem ve výpočtech neuvažuje.

6.1 Výpočet reakcí Excentrické zatížení



Obr. 48 Výpočtový model – výpočet reakcí – excentrické zatížení

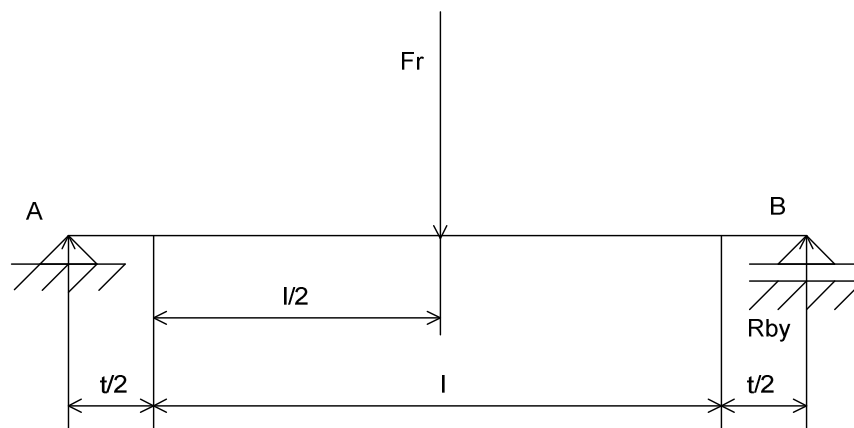
$$\sum F_{iy} = 0; R_{ay} - Fr + R_{by} = 0 \rightarrow R_{ay} = Fr - R_{by} \quad (4)$$

$$\sum M_{ia} = 0; Fr \cdot \left(a + \frac{t}{2}\right) - R_{by} \cdot (l + t) = 0 \rightarrow R_{by} = \frac{Fr \cdot \left(a + \frac{t}{2}\right)}{(l+t)} = \frac{1\,500\,000 \cdot \left(100 + \frac{125}{2}\right)}{(1\,000 + 125)} = \underline{216\,666,7N}$$

$$\rightarrow R_{ay} = Fr - R_{by} = 1\,500\,000 - 216\,666,7 = \underline{1\,283\,333N} \quad (5)$$

Je zřejmé, že pro návrh ložisek je třeba uvažovat vyšší z reakcí, v tomto případě reakci R_{ay} .

Centrické zatížení



Obr. 49 Výpočtový model – výpočet reakcí – centrické zatížení

$$\sum F_{iy} = 0; R_{ay} - Fr + R_{by} = 0 \rightarrow R_{ay} = Fr - R_{by} \quad (6)$$

$$\sum M_{ia} = 0; Fr \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{t}{2}\right) - R_{by} \cdot (l + t) = 0 \rightarrow R_{by} = \frac{Fr \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{t}{2}\right)}{(l+t)} = \frac{1\,500\,000 \cdot \left(500 + \frac{125}{2}\right)}{(1\,000 + 125)} = \underline{750\,000N}$$

$$\rightarrow R_{ay} = Fr - R_{by} = 1\,500\,000 - 750\,000 = \underline{750\,000N} \quad (7)$$

V tomto případě jsou reakce stejné.

Výsledky

Z výsledků je patrné, že vyšší reakce vychází při stavu excentrického zatížení. Proto se z této reakce bude vycházet při návrhu ložisek.

Excentrické zatížení		
Veličina	Hodnota	Jednotky
Ray	1 283 333	N
Rby	216 666,7	N
Centrické zatížení		
Veličina	Hodnota	Jednotky
Ray	750 000	N
Rby	750 000	N

Tab. 6 Výsledky - reakce

6.2 Kontrola minimálního průměru válce

Jako materiál válce je uvažována ocel 14 220, mez kluzu $R_e = 590$ MPa, bezpečnost k: zvolena 3, $\rightarrow \sigma_D = \frac{R_m}{k} = \frac{590}{3} = 197$ MPa. Výpočet byl proveden programem Microsoft Excel, kde minimální průměr vyšel 280 mm, viz. výpočet níže.

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{min}^3}{16} \quad (8)$$

7.2.1 Výpočet skutečného napětí válce

Excentrické zatížení

Válec je namáhaný kombinací ohyb – krut

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{Ray \cdot \left[\left(\frac{t}{2} \right) + a \right]}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{1\,283\,333 \cdot \left[\left(\frac{125}{2} \right) + 100 \right]}{\frac{\pi \cdot 280^3}{32}} = 96,8 \text{ MPa} \quad (9)$$

Smykové napětí od krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{30\,000\,000}{\frac{\pi \cdot 280^3}{16}} = 7,0 \text{ MPa} \quad (10)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k^2)} \quad (11)$$

Pro kruhový průřez:

$$W_k = 2 \cdot W_o \quad (12)$$

Potom:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{W_o} \cdot \sqrt{M_o^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_k\right)^2} \quad (13)$$

Označíme-li:

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_k\right)^2} = \sqrt{\left\{Ray. \left[\left(\frac{t}{2}\right) + a\right]\right\}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_k\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left\{1\,283\,333,3 \cdot \left[\left(\frac{0,125}{2}\right) + 0,1\right]\right\}^2 + \left(\frac{2}{2} \cdot 30\,000\right)^2} = 210\,688,5Nm \quad (14)$$

Jako redukovaný moment, bude pevnostní podmínka:

$$\frac{M_{red}}{W_o} \leq \sigma_D \rightarrow \frac{210\,688,46}{\frac{\pi \cdot 280^3}{32}} = 97,8MPa < 197MPa \rightarrow VYHOVUJE \quad (15)$$

Centrické zatížení

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{Ray. \left[\left(\frac{l}{2}\right) + \left(\frac{t}{2}\right)\right]}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{750\,000 \cdot \left[\left(\frac{1000}{2}\right) + \left(\frac{125}{2}\right)\right]}{\frac{\pi \cdot 280^3}{32}} = 195,9MPa \quad (16)$$

Smykové napětí od krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{30\,000\,000}{\frac{\pi \cdot 280^3}{16}} = 7,0MPa \quad (17)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k^2)} \quad (18)$$

Pro kruhový průřez:

$$W_k = 2 \cdot W_o \quad (19)$$

Potom:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{W_o} \cdot \sqrt{M_o^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_k\right)^2} \quad (20)$$

Označíme-li:

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_k\right)^2} = \sqrt{\left\{Ray. \left[\left(\frac{l}{2}\right) + \left(\frac{t}{2}\right)\right]\right\}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_k\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left\{750\,000 \cdot \left[\left(\frac{1}{2}\right) + \left(\frac{0,125}{2}\right)\right]\right\}^2 + \left(\frac{2}{2} \cdot 30\,000\right)^2} = 422\,940,3Nm \quad (22)$$

Jako redukovaný moment, bude pevnostní podmínka:

$$\frac{M_{red}}{W_o} \leq \sigma_D \rightarrow \frac{422\,940,32}{\frac{\pi \cdot 280^3}{32}} = 196,4MPa < 197MPa \rightarrow VYHOVUJE \quad (23)$$

Výsledky

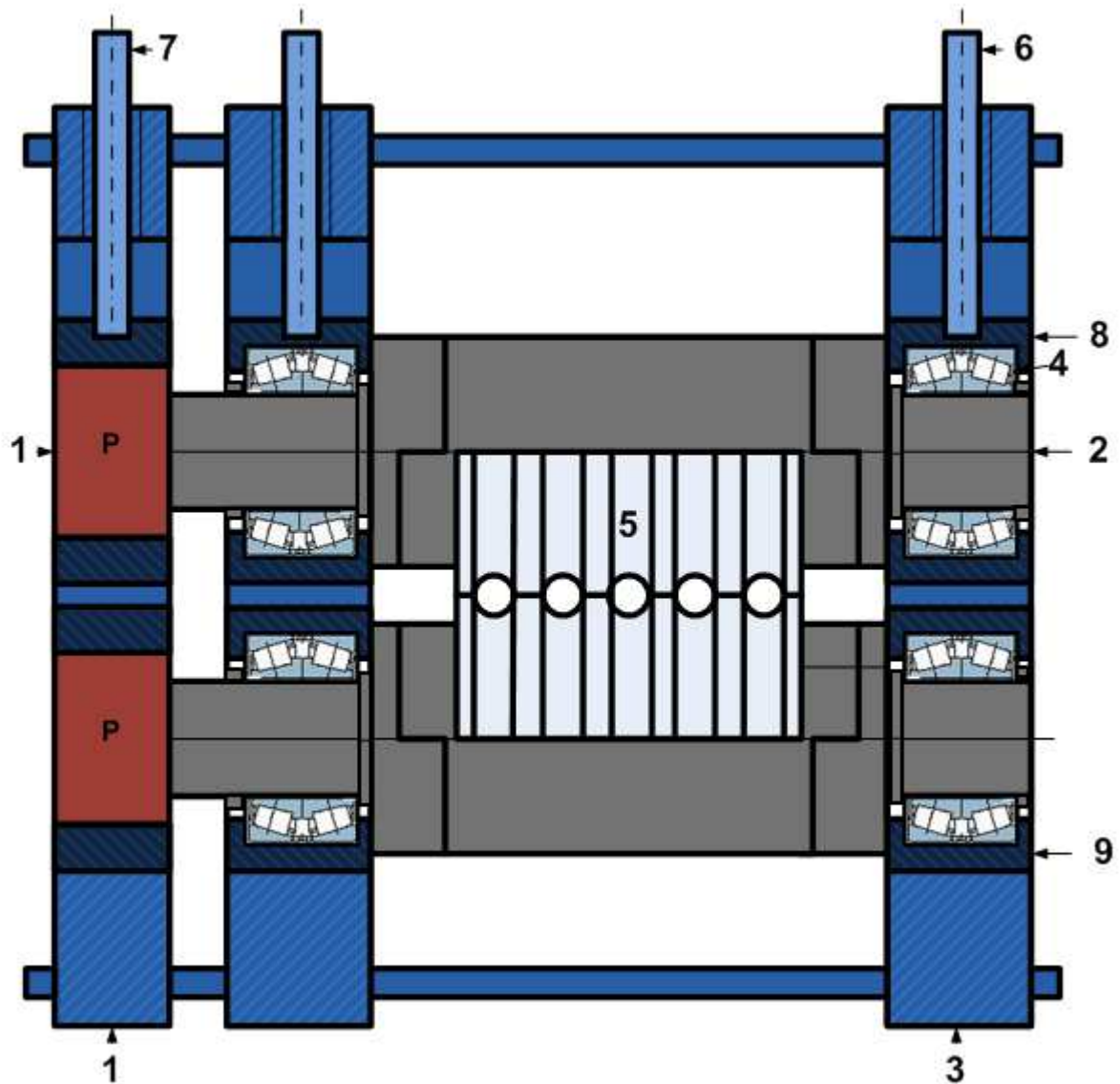
Excentrické zatížení		
Veličina	Hodnota	Jednotky
M_o	208 541,7	N
σ_o	96,8	MPa
τ_k	7,0	MPa
σ_{red}	97,8	MPa
Centrické zatížení		
Veličina	Hodnota	Jednotky
M_o	421 875	N
σ_o	195,9	MPa
τ_k	7,0	MPa
σ_{red}	196,4	MPa

Tab. 7 Výsledky – ohybové momenty a napětí

Je vidět, že excentrické zatížení má větší vliv na reakce v uložení, tudíž na volbu ložisek a centrické zatížení zase klade vyšší požadavky na průměr válce, jelikož redukované napětí vyšlo zhruba dvojnásobné.

7 Konkrétní konstrukční návrh vybrané varianty

7.1 Tvorba modelu stroje



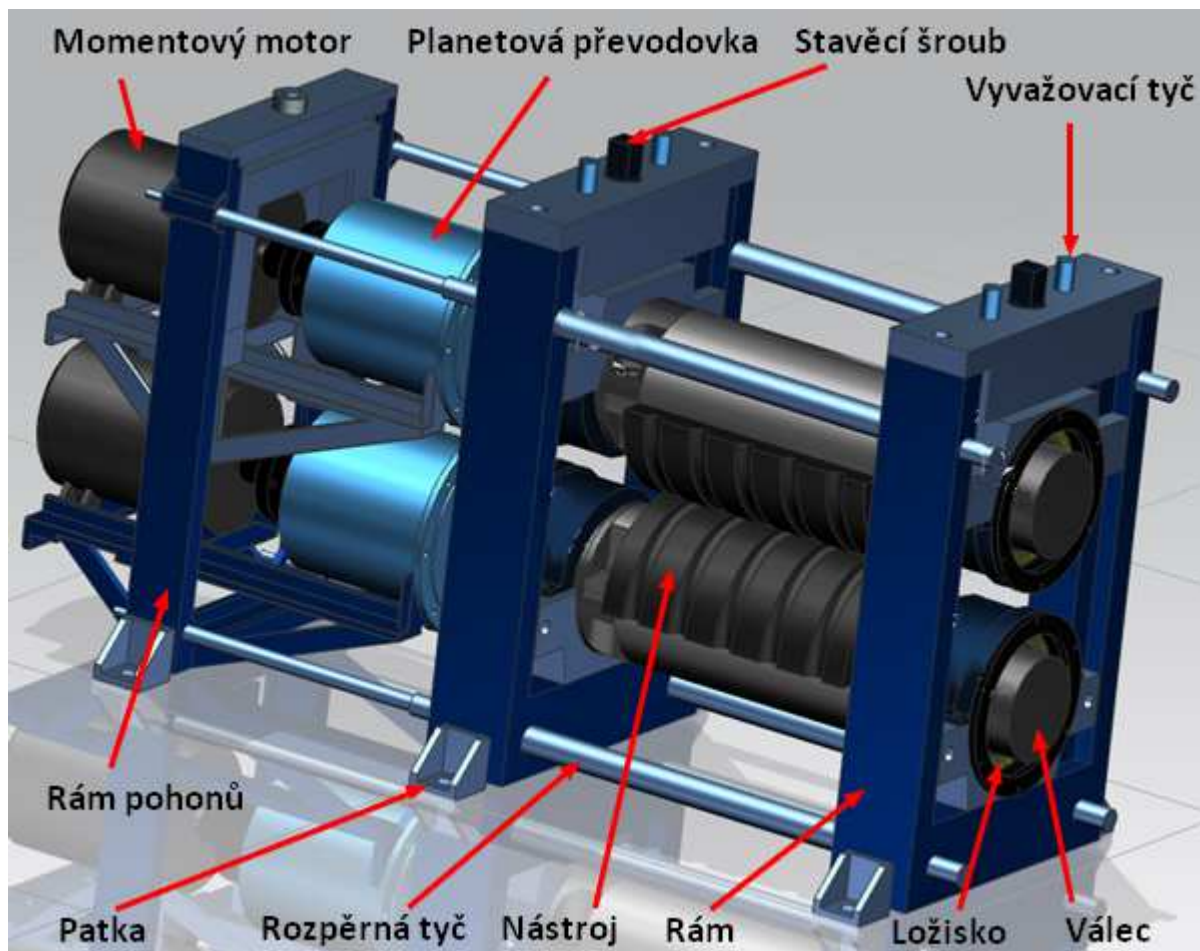
Legenda:

- 1 Pohon (motor + převodovka)
- 2 Hřídel (pracovní válec)
- 3 Rám
- 4 Dvouřadé kuželíkové ložisko párované do „x“
- 5 Nástroj
- 6 Tlakový šroub
- 7 Pohybový šroub pohonu
- 8 Nastavitelné uložení válce
- 9 Pevné uložení válce

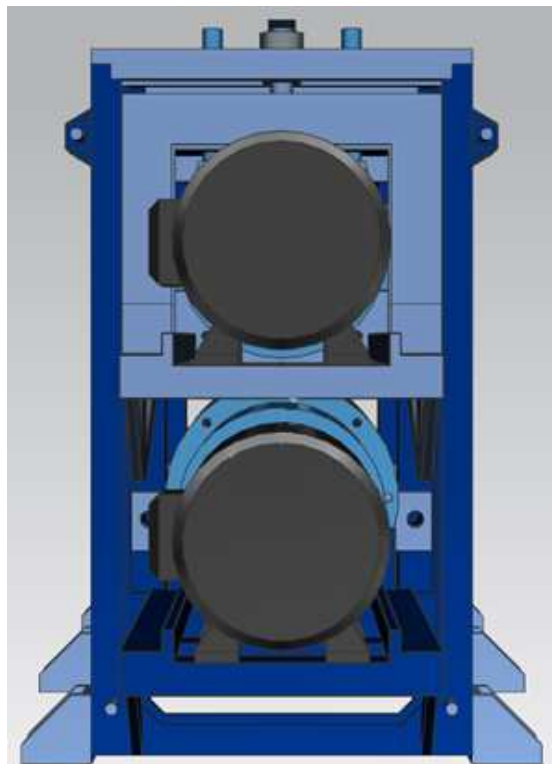
Obr. 50 Základní schéma navrhovaného stroje

Při návrhu samotného stroje byl kladen důraz na jednoduchost provedení, přijatelnou tuhost a pokud možno i snadné rozebírání. Konstrukce rámu byla inspirována válcovacími stroji, hlavně co se týče možnosti přestavování válců. Ze všech uvedených způsobů přestavování byla vybrána možnost přestavování horního válce, a to kvůli zachování konstantní výšky spodního válce od podlahy. Tomu byl stroj uzpůsoben. Horní část je dělená z důvodu možnosti vyjmutí vedení pracovních válců. Spodní vedení je po smontování spojeno s rámem šrouby kvůli eliminaci průhybů a natočení a z toho vyplívající vyšší přesnosti výroby. O přenos sil od válců do rámu se stará v případě válce spodního, dosednutí celého vedení na rám a sešroubování na obou koncích vedení. Horní vedení přenáší síly od válce pomocí přestavovacího šroubu do rámu. Kolem tlakového šroubu z obou stran jsou ještě vyvažovací tyče, které kompenzují případné klopné momenty a také po odlehčení (poté co materiál projede zápustkou) drží válce ve stanovené poloze. Válcové jsou dělené, a to na tři kusy z důvodu, aby se daly nástroje vyjmout bez demontáže uložení celého válce. V místech rozdělení jsou tvarové zámky, aby příliš neklesla tuhost celé soustavy a aby byla jasně nadefinována poloha jednotlivých částí válců vůči sobě. Pohony obou válců mají svůj vlastní rám a opět, jako uložení pracovních válců, se může horní pohon pohybovat ve svislém směru pomocí stavěcího šroubu. Stavění výšky horního válce a pohonu bude realizováno elektricky. Toto již ale není tématem této práce. Vzhledem k menším objemům výroby tohoto stroje je z ekonomického hlediska rám navrhnut jako svařenec.

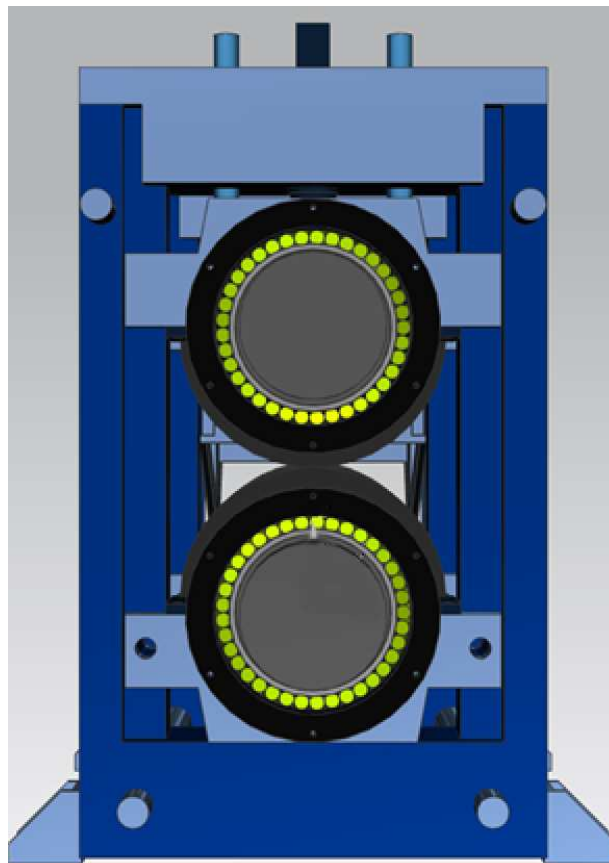
Celý tento stroj byl poté namodelován pomocí softwaru Siemens NX 8.5



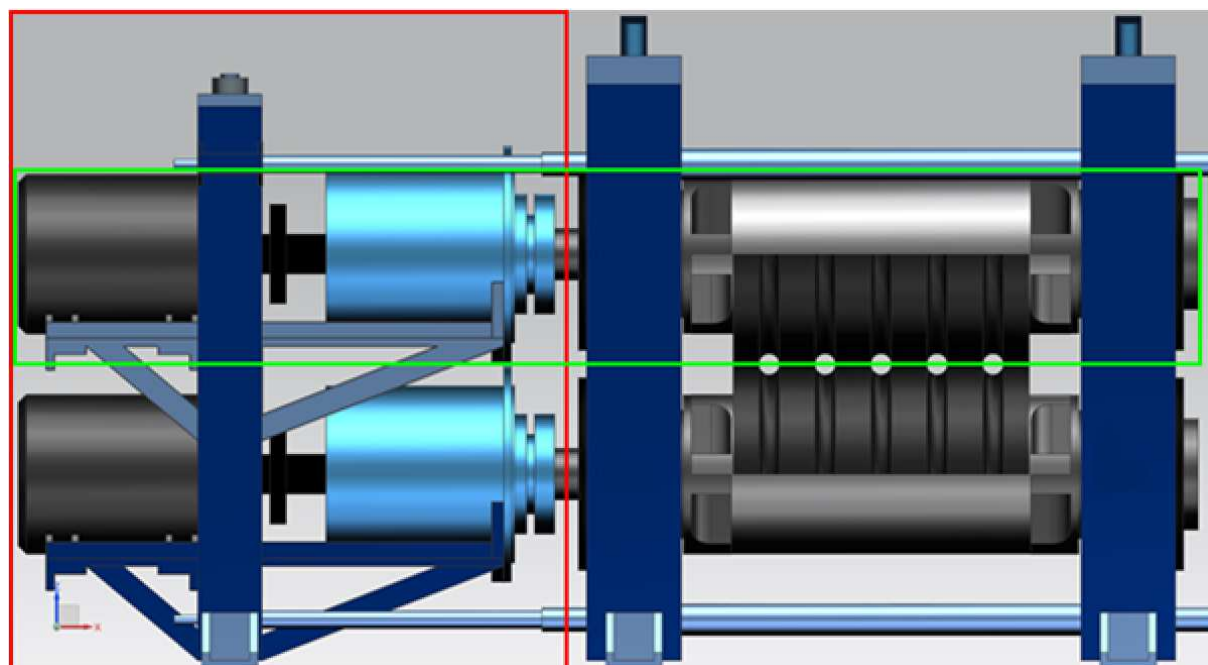
Obr. 51 Model stroje



Obr. 52 Model stroje



Obr. 53 Model stroje



Obr. 54 Model stroje z vyznačenou konstrukcí pohonů (červeně) a svisle přestavitelné části (zeleně)

7.2 MKP analýza

Cílem MKP analýzy bylo zjištění napětí a deformací v kritických místech rámu. Pro zajištění odpovídajících výsledků bylo třeba správně nadefinovat okrajové podmínky a zjednodušení modelu, protože některé díly nejsou pro kvalitní výsledky potřeba a pouze časově zatěžují výpočet. Zaměření se zde týkalo především napětí v rámu a v pracovních válcích, proto pohonná část nebyla ve výpočtech uvažována. K získání napětí v exponovaných místech rámu byly při výpočtech uvažovány tři varianty. První varianta byla v určitých ohledech zjednodušená a šlo o ověření správnosti okrajových podmínek. Druhá, která se již více blížila realitě a třetí, která měla odstranit případné nedostatky druhé varianty. Meze napětí, ve kterých je dovoleno se pohybovat, jsou dány materiálem, který je použit. V případě válců je to materiál 14 220 s mezí kluzu 590 MPa. Bezpečnost je volena 3, tj. $\sigma_D = 197$ MPa v případě rámu a hlavních namáhaných součástí je to materiál 11 600 s mezí kluzu 295 MPa. Bezpečnost je volena 2, tj. $\sigma_D = 146$ MPa.

7.2.1 Varianta 1 – centrické a excentrické zatížení

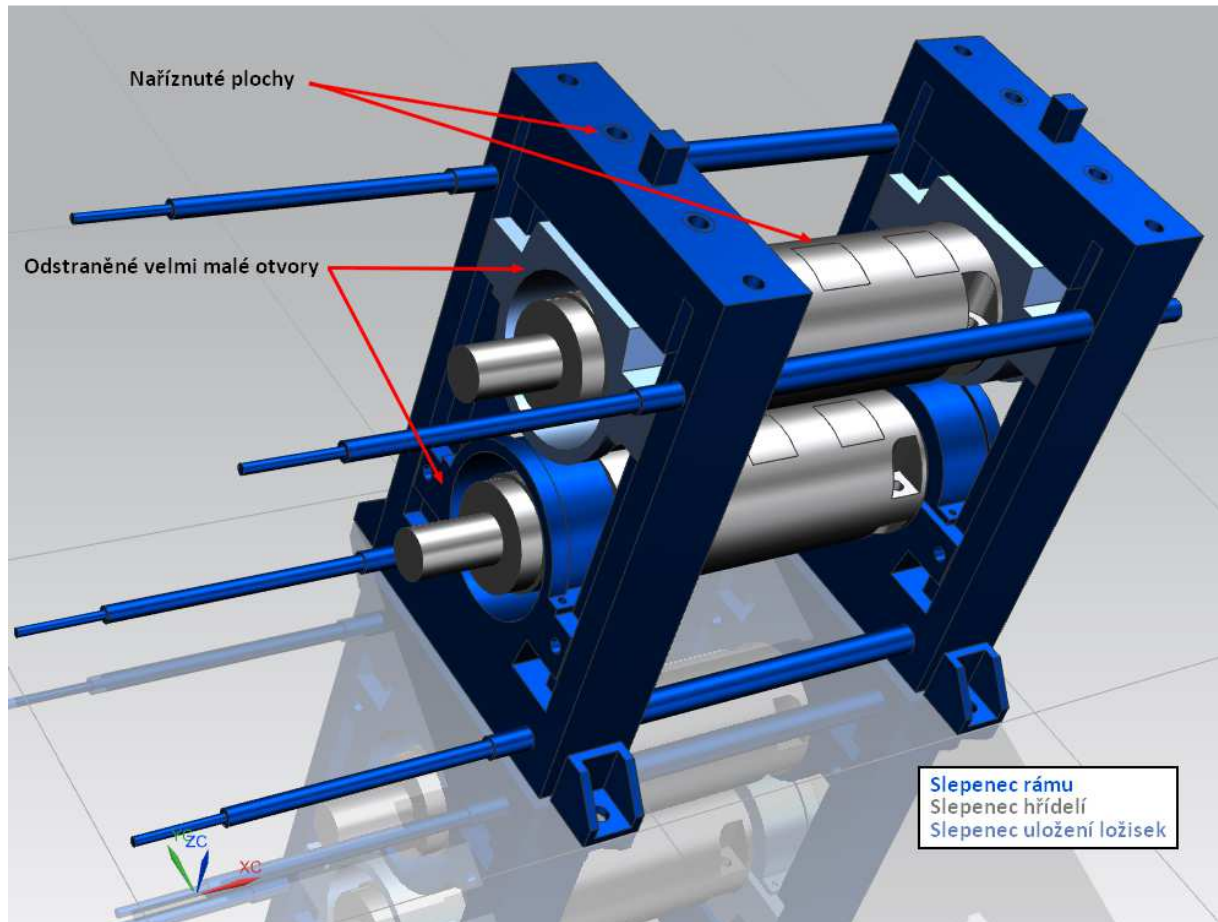
Toto řešení spočívalo v řešení modelu, který byl oproti reálnému stavu zjednodušen. Byly zanedbány některé otvory pro šrouby a několik součástí bylo slepeno dohromady. Tento model měl především ověřit, zda jsou okrajové podmínky správně zadány a jestli lze tento výpočtový model považovat za věrohodný.

7.2.1.1 Okrajové podmínky

V prvním kroku bylo třeba odstranit, pro výpočet, přebytečné součásti, tj. celý systém pohonu a jeho představování, vyvažovací tyče a nástroj. Dále byl model v idealizovaném partu zjednodušen slepením (sjednocením) některých součástí do sebe a to:

- válec, jenž se skládá ze tří částí do jedné
- rám stroje s patkami, horním příčnickem, rozpěrnými tyčemi, představovacím šroubem a se spodním uložením ložisek
- horní část domečků ložisek se spodní částí

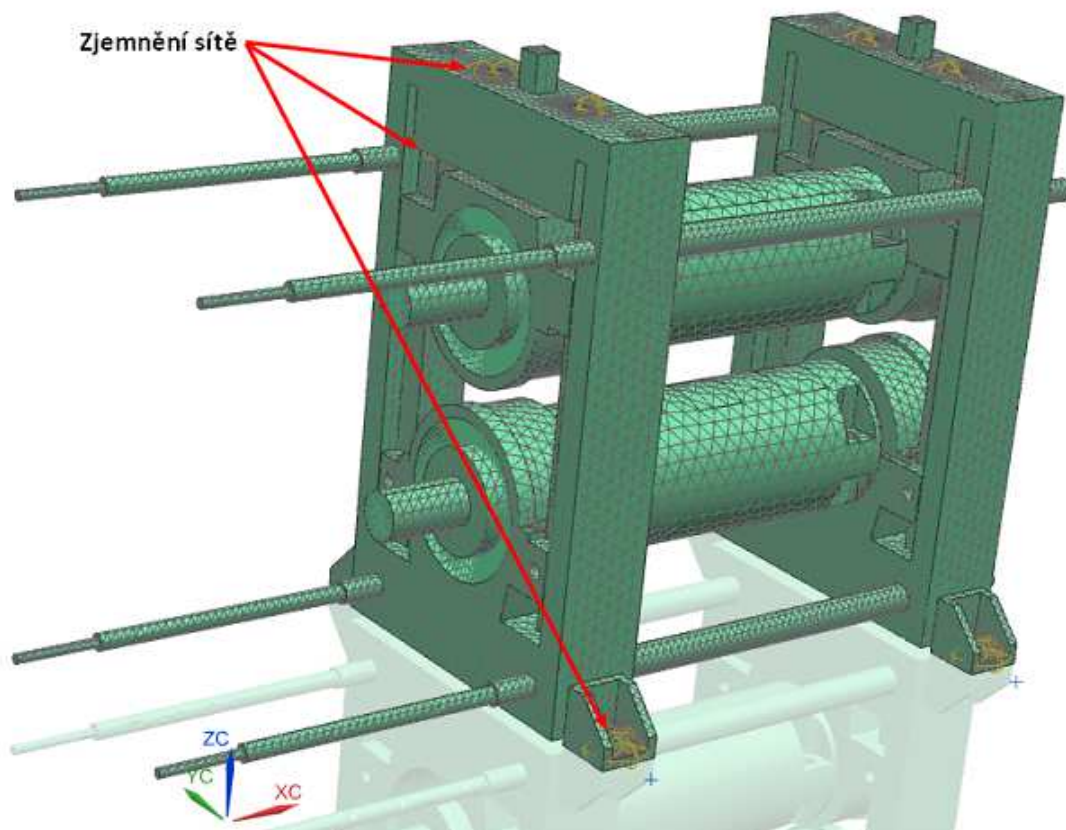
Dále byly odstraněny zbytečné otvory (především velmi malé díry pro šrouby). Přišlo také na řadu naříznutí ploch kvůli následujícímu zjemnění sítě v místech pro působící síly.



Obr. 55 Popis změn v idealizovaném partu

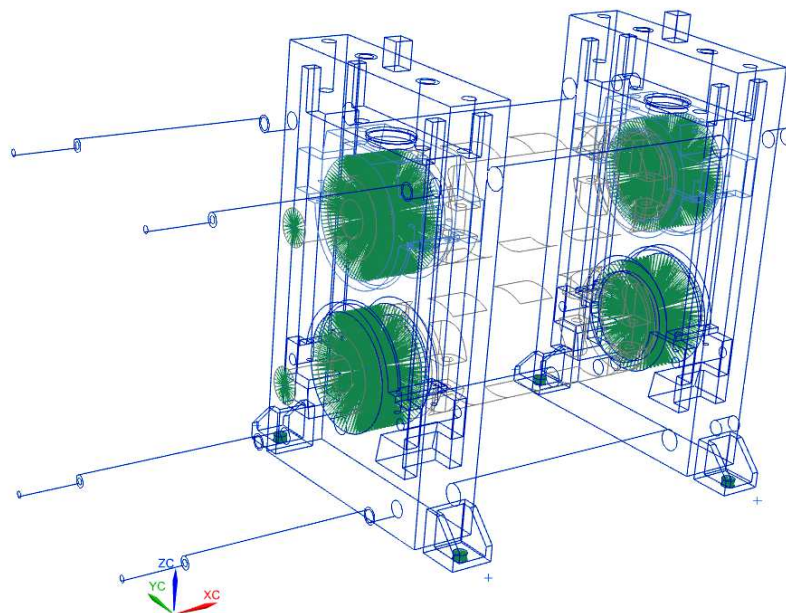
Poté přišla na řadu tvorba sítě modelu. Zvolena byla síť CTETRA(10) a velikost elementů byla volena s ohledem na dostatečnou přesnost a únosnou dobu výpočtu. Po základním zasiťování přišlo na řadu zjemnění sítě ve vytipovaných místech.

Materiál byl nadefinován jako ocel



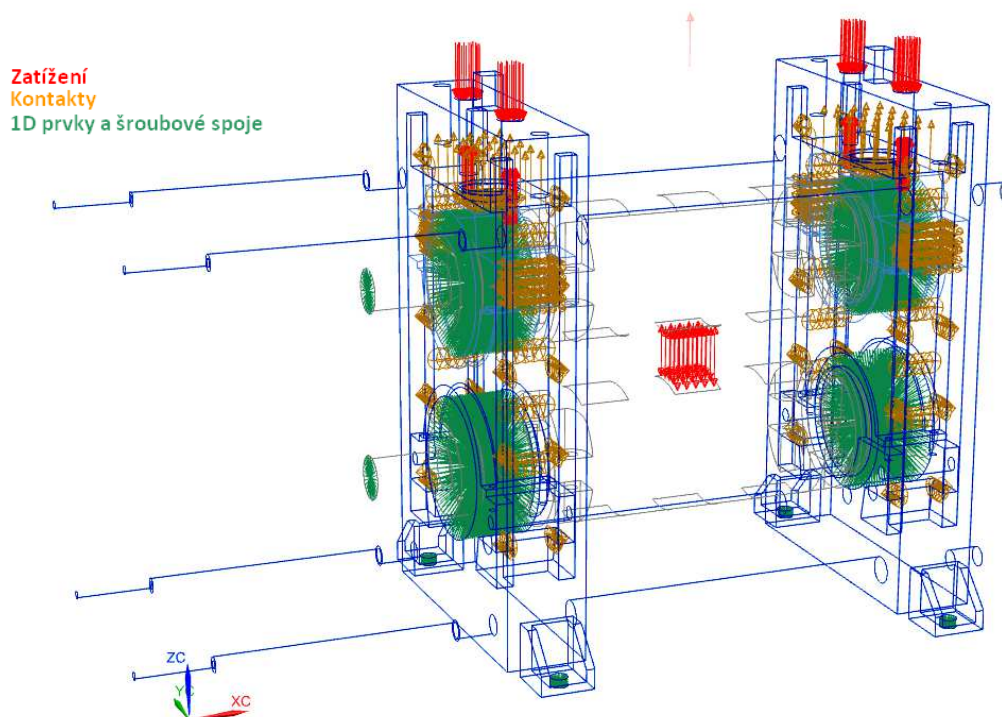
Obr. 56 Sít' modelu se znázorněním jejích úprav

K simulaci funkce ložisek bylo použito 1D prvků, kde byl menší z nich pro nahrazení vnitřního kroužku a větší pro nahrazení vnějšího kroužku. Tyto 1D prvky byly použity i pro následné zafixování rámu stroje a válců proti pootočení.

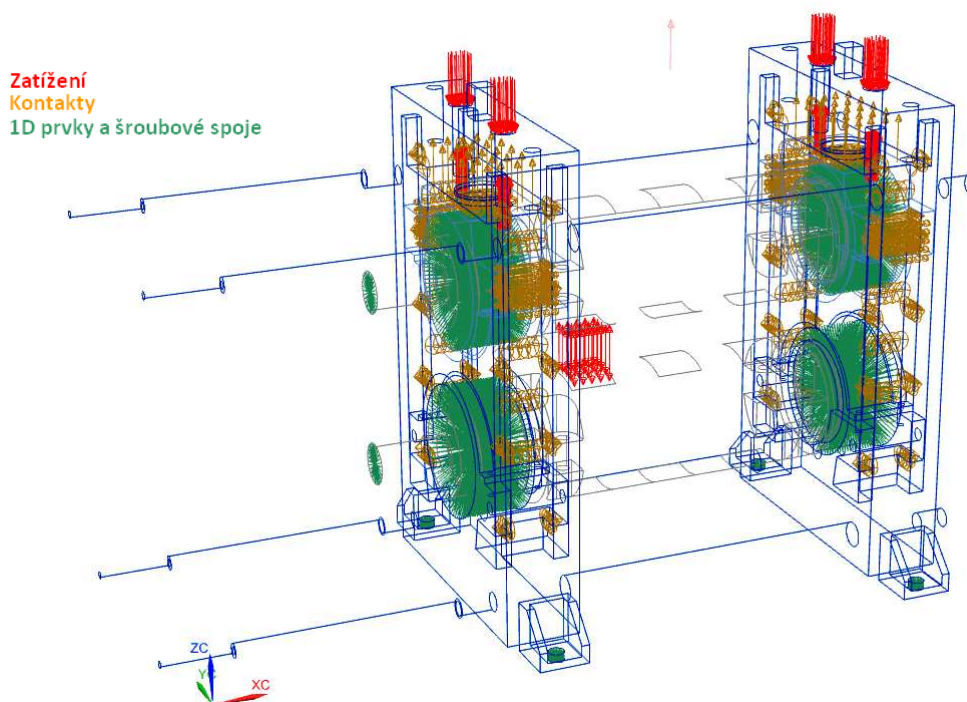


Obr. 57 použité 1D prvky

Po splnění těchto podmínek bylo možno přistoupit k nastavení simulace. Zde bylo třeba nastavit správné zafixování celého stroje, použité síly a předpětí a kontakty součástí.



Obr. 58 Zatížení, kontakty a 1D prvky - centrické zatížení



Obr. 59 Zatížení, kontakty a 1D prvky - excentrické zatížení

Po finálním nastavení řešiče již mohl proběhnout výpočet.

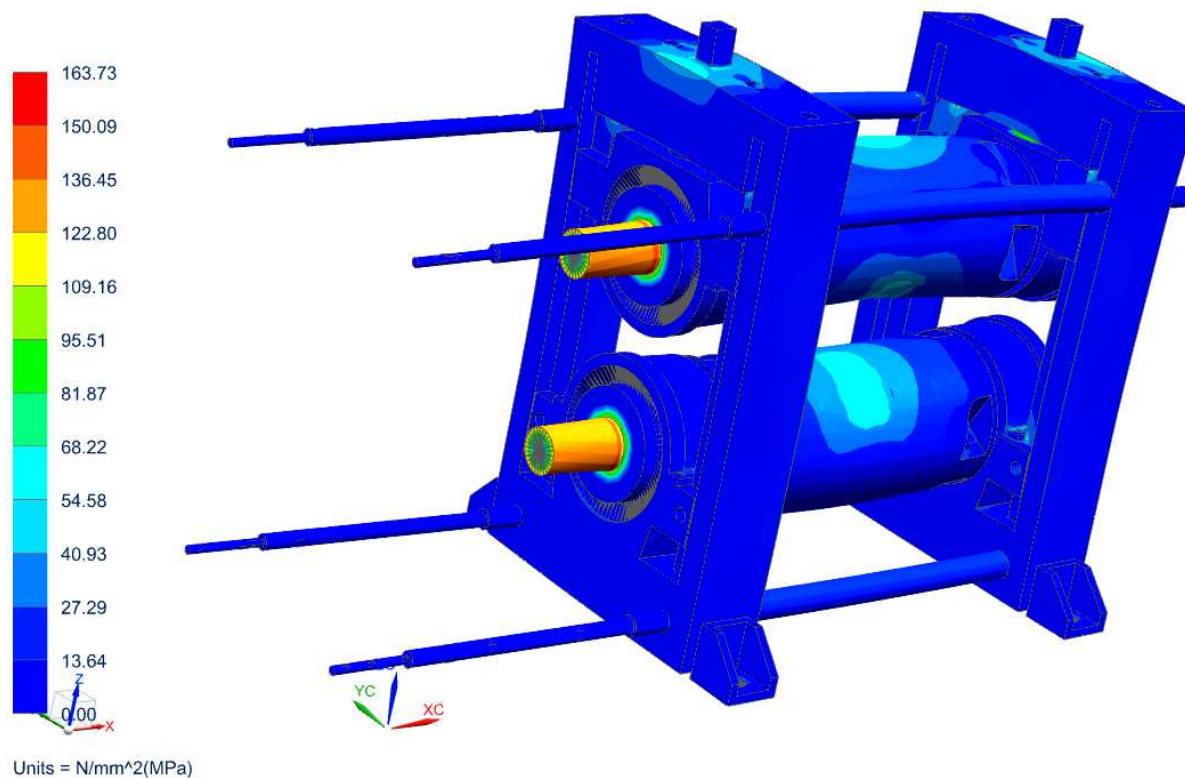
7.2.1.2 Výsledky, varianta 1 – centrické zatížení

7.2.1.2.1 Napětí

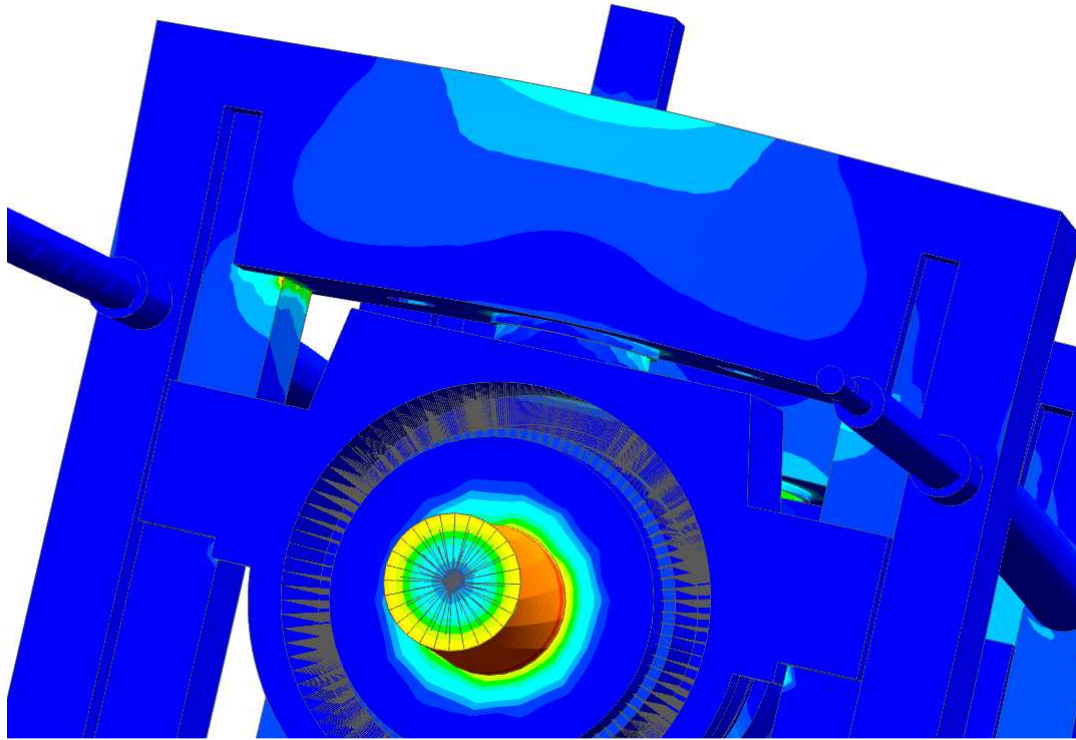
Co se týče výsledků, zaměření se týkalo hlavně napětí v rámu stroje a válcích a dále ve stejných součástech deformace.

Na obr. 61 je vidět průměrované napětí Von-Mises. Můžeme vidět, že nejvíce exponovaná místa válců jsou podle očekávání v místech působení zatěžující síly a od hnacích členů. V místě připojení na převodovku je napětí ve válcích od 130 do 150 MPa, což je stále hodnota v rámci dovoleného napětí.

Rám má zase kritická místa v horním rohu rámu kolem tlakového šroubu a v horním příčniku. Napěťová špička, která stojí za pozornost, vzniká v rohu, kde je spojení rámu a horního příčniku. Zde je ale možné tuto špičku akceptovat, neboť v reálném případě součásti slepené nejsou, tudíž zde koncentrace napětí nevzniká.



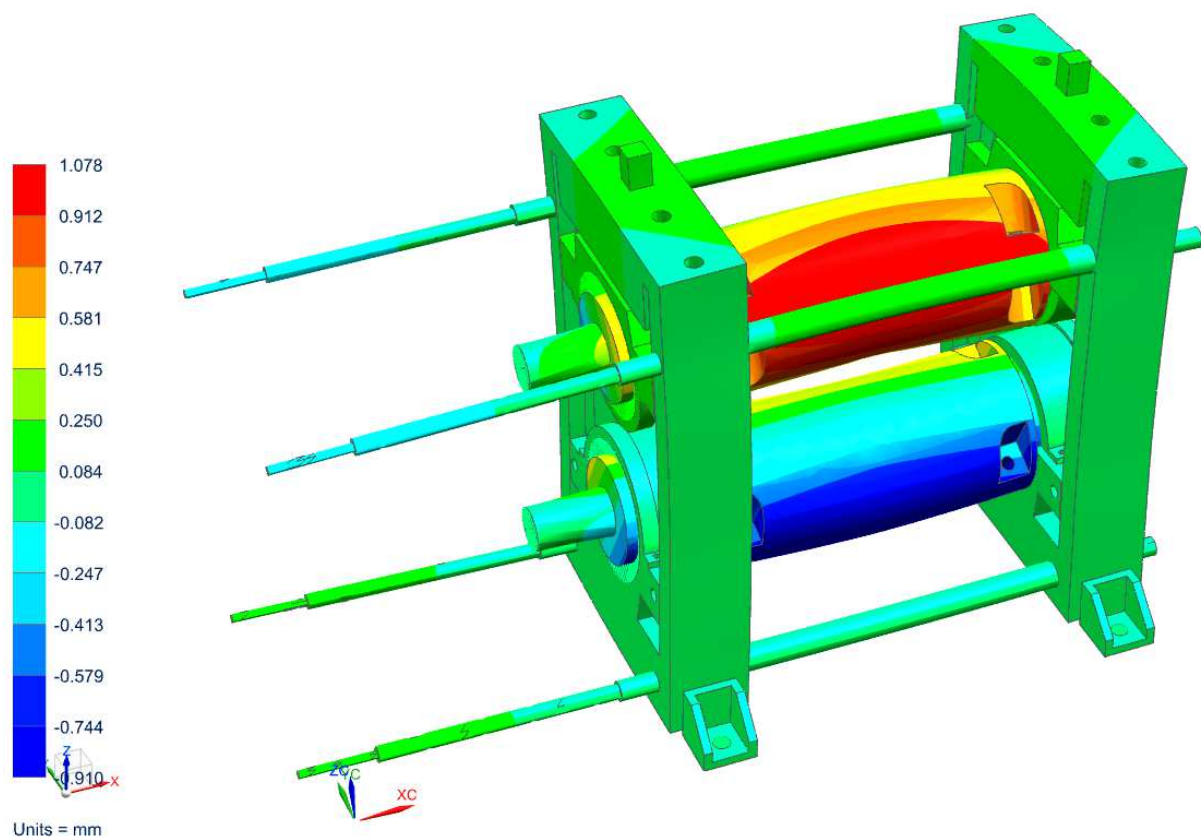
Obr. 60 Výsledky, varianta 1, centrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises



Obr. 61 Detail - výsledky, varianta 1 centrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises - detail

7.2.1.2.2 Deformace

Co se týče deformací, tak nejvíce deformovanou částí jsou samotné válce, v nejhorším případě je deformace kolem dvou milimetrů. To lze brát jako akceptovatelnou hodnotu, vzhledem k tomu, že na stroji nepožadujeme vysokou přesnost. Deformace vzniká více na horním válci a více také na jedné straně vzhledem k podélné ose válce. To si lze vysvětlit kvůli tomu, že uložení ložisek na spodním válci je sjednoceno s rámem a tuhost tohoto uložení je vyšší než v případě uložení horního a síla není vzhledem k podélné ose válce vycentrovaná.



Obr. 62 Výsledky, varianta 1 centrické zatížení – deformace, osa z

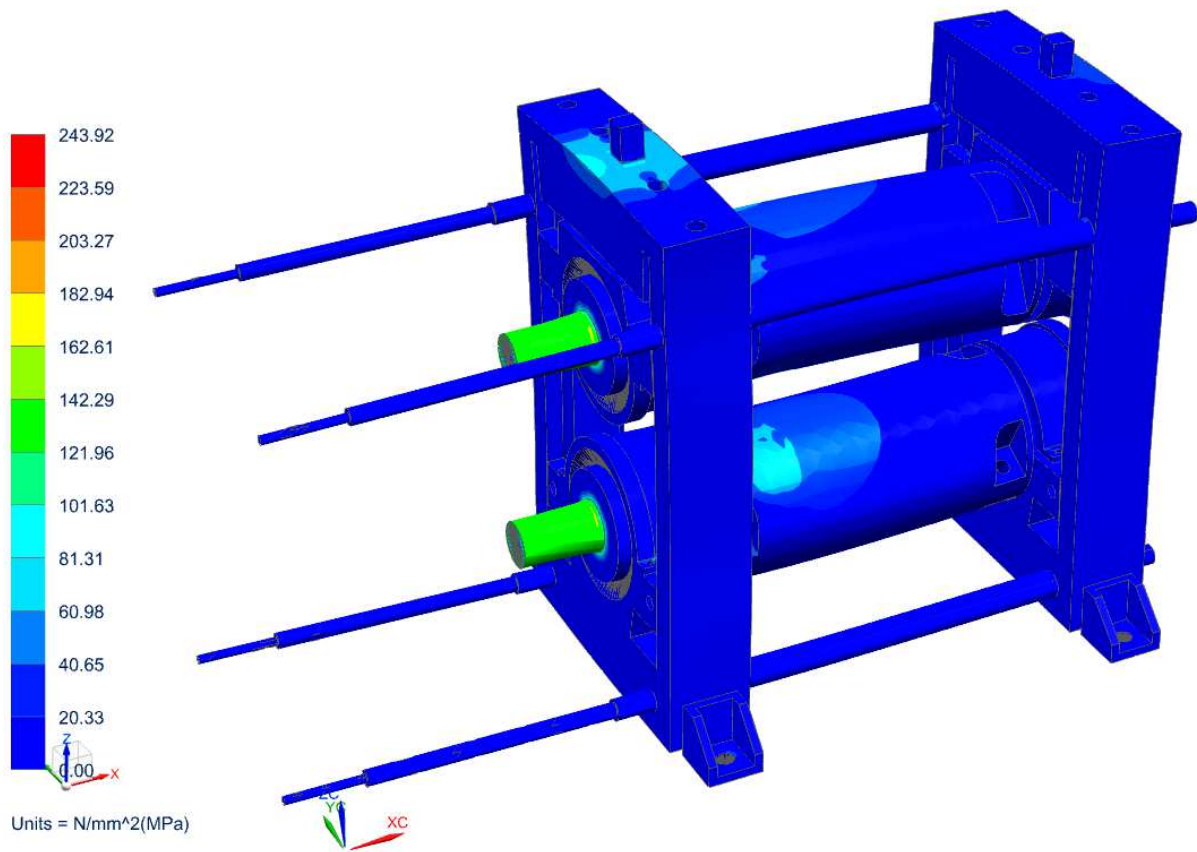
7.2.1.3 Výsledky, varianta 1 – excentrické zatížení

7.2.1.3.1 Napětí

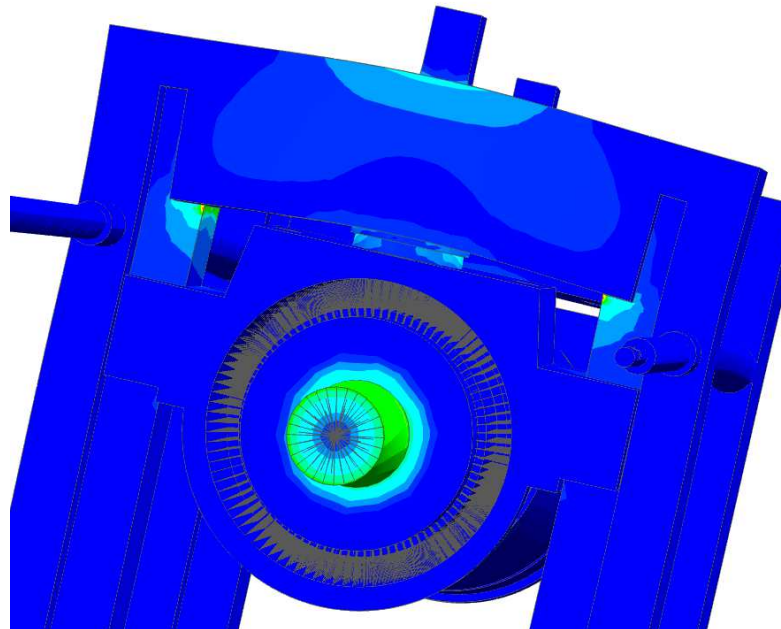
V případě excentrického zatížení jsou špičky napětí vyšší, což již naznačil výpočet reakcí, viz. kapitola 7.1.

Při průměrovaném napětí Von-Mises můžeme vidět, že exponovaná místa válců jsou opět na stejných místech, tudíž pod zatěžujícími silami a od hnacích členů. Zde změna působící síly neměla na výsledky žádný větší vliv. Hodnoty v místě připojení na převodovku jsou v mezích od 130 do 150 MPa, což je v podstatě stejný a tudíž vyhovující výsledek.

Změna oproti předchozímu zatěžovacímu stavu přichází v případě výsledků napětí v rámu. Zde díky excentrické síle narostlo napětí ve své špičkové hodnotě o 49%, tzn. na 244 MPa. Opět se tak děje v rohu, kde je spojení rámu a horního příčnicku. Opět je možné tuto špičku akceptovat, neboť v reálném modelu má příčník dělený, proto lze toto místo zanedbat. V jiných částech rámu stroje již takto vysoká napětí nevznikají a pohybují se v rámci dovolených hodnot.



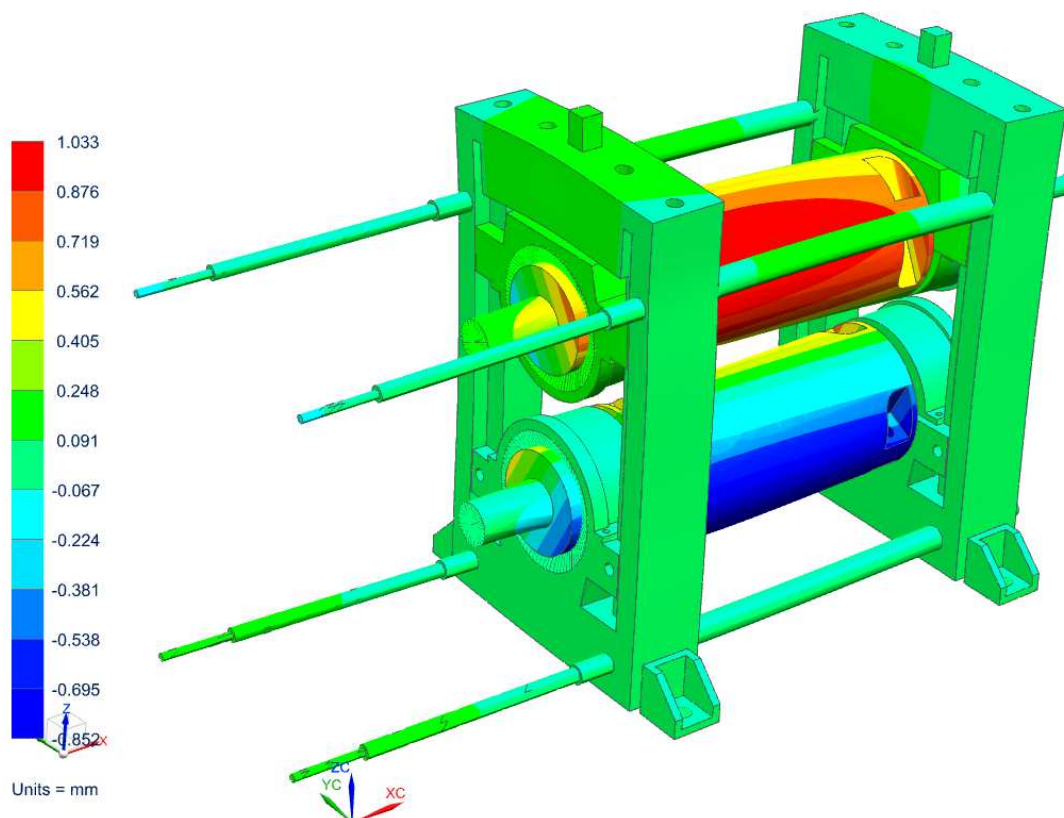
Obr. 63 Výsledky, varianta 1, excentrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises



Obr. 64 Detail - výsledky, varianta 1, excentrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises

7.2.1.3.2 Deformace

Změna působíště síly neměla na deformaci velký vliv. Stále se pohybuje kolem dvou milimetrů, zde se dokonce nepatrně zmenšila, proto je opět brána jako vyhovující. Rozložení deformací je opět podobné, tj. deformace vzniká větší na horním válci a ještě více také na jedné straně vzhledem k podélné ose válce. Opět ze stejných důvodů, jako v případě centrického zatížení.



Obr. 65 Výsledky, varianta 1, excentrické zatížení – deformace, osa z

7.2.2 Varianta 2 – excentrické zatížení

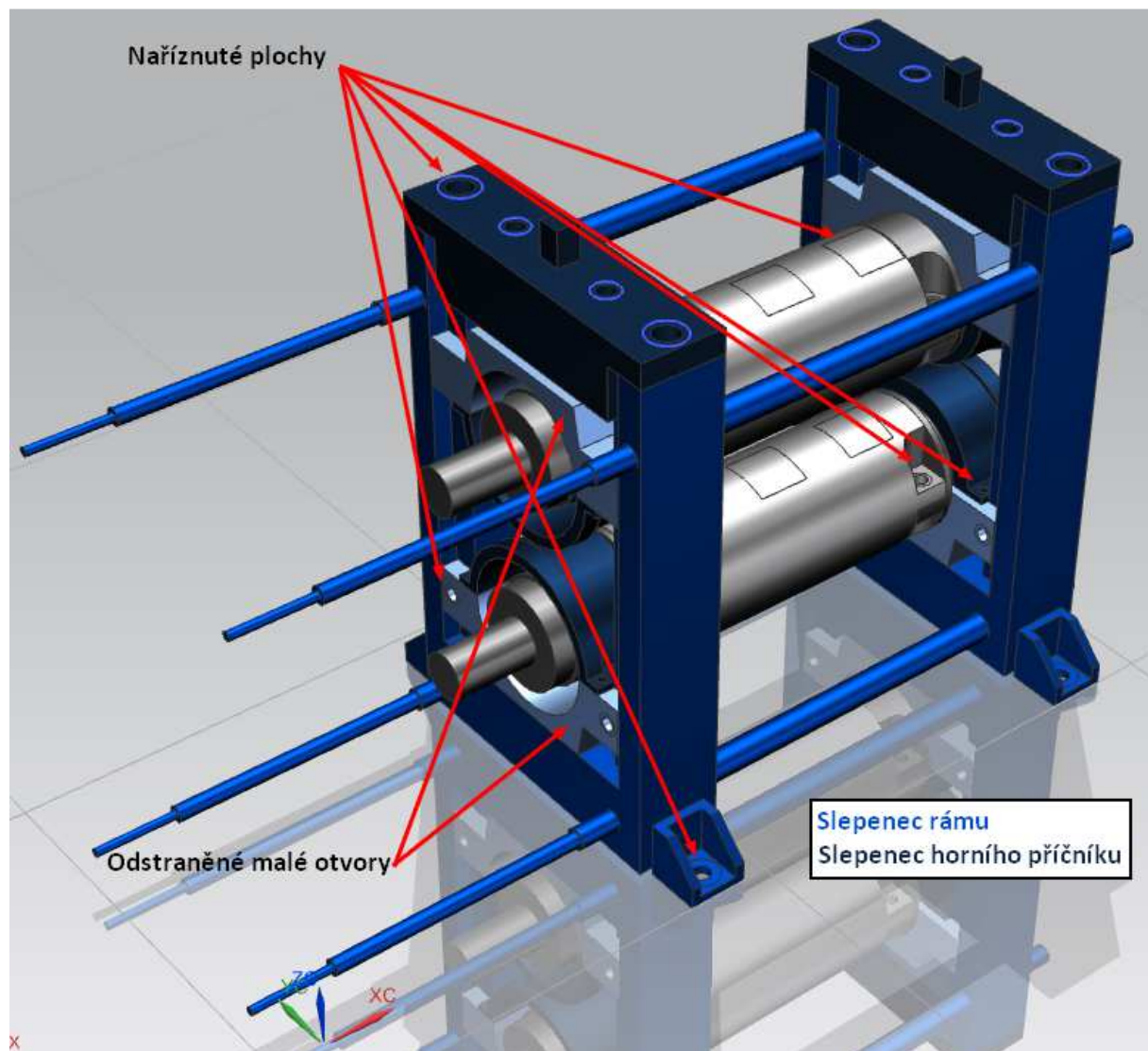
Tato varianta již není tak zjednodušená jako předchozí a změny jsou právě v respektování více jednotlivých součástí a také je uvažováno se šroubovými spoji. Zde již bylo dosaženo přesnějších výsledků, zejména co se týče rámu a válců. Po předchozí variantě bylo upuštěno od simulace centrického zatížení vzhledem k tomu, že horší situace pro rám nastává právě při excentrickém zatížení.

7.2.2.1 Okrajové podmínky

Opět bylo třeba nejprve odstranit, pro výpočet, přebytečné součásti, tj. celý systém pohonu a jeho přestavování, vyvažovací tyče a nástroj. Dále byl model v idealizovaném partu zjednodušen slepením (sjednocením) některých součástí do sebe a to:

- rám stroje s patkami, rozpěrnými tyčemi
- horní příčník s tlakovým šroubem

Dále byly odstraněny zbytečné otvory (především velmi malé díry pro šrouby. Přišlo také na řadu naříznutí ploch kvůli následujícímu zjemnění sítě v místech pro působící síly.

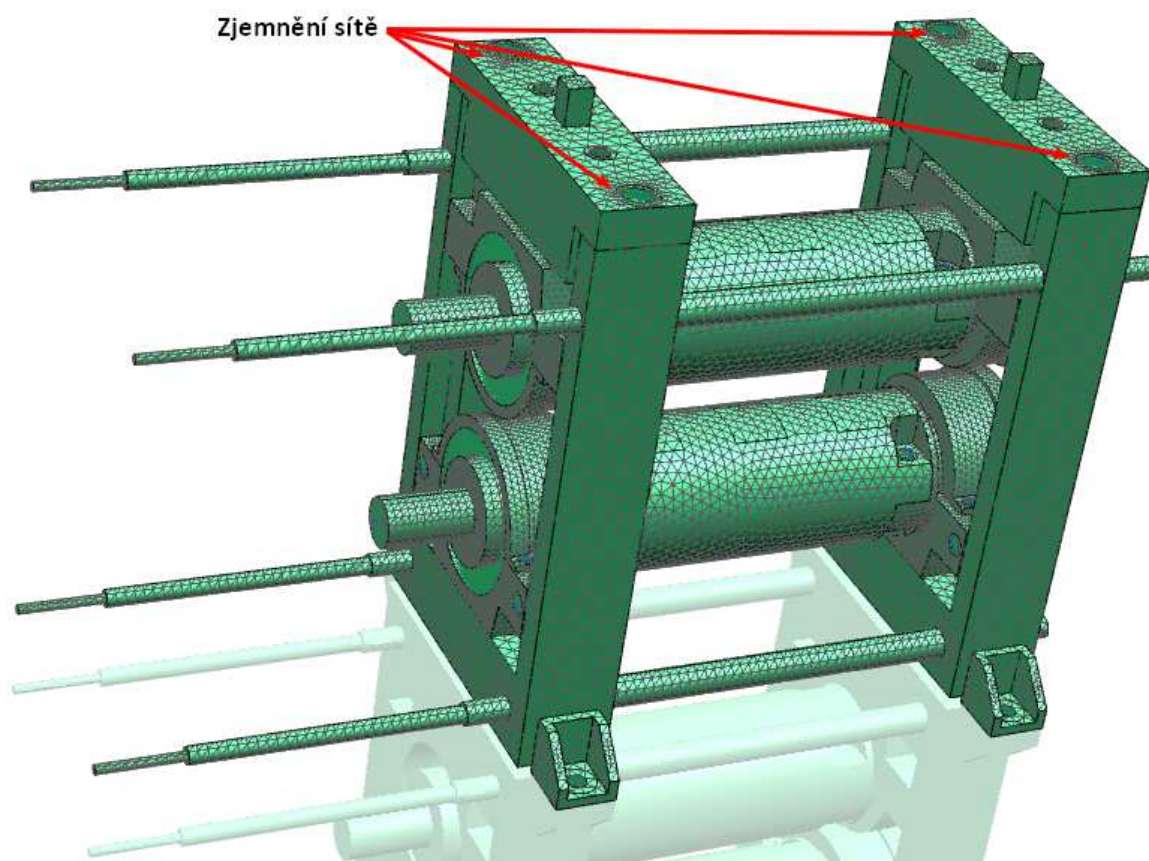


Obr. 66 Popis změn v idealizovaném partu

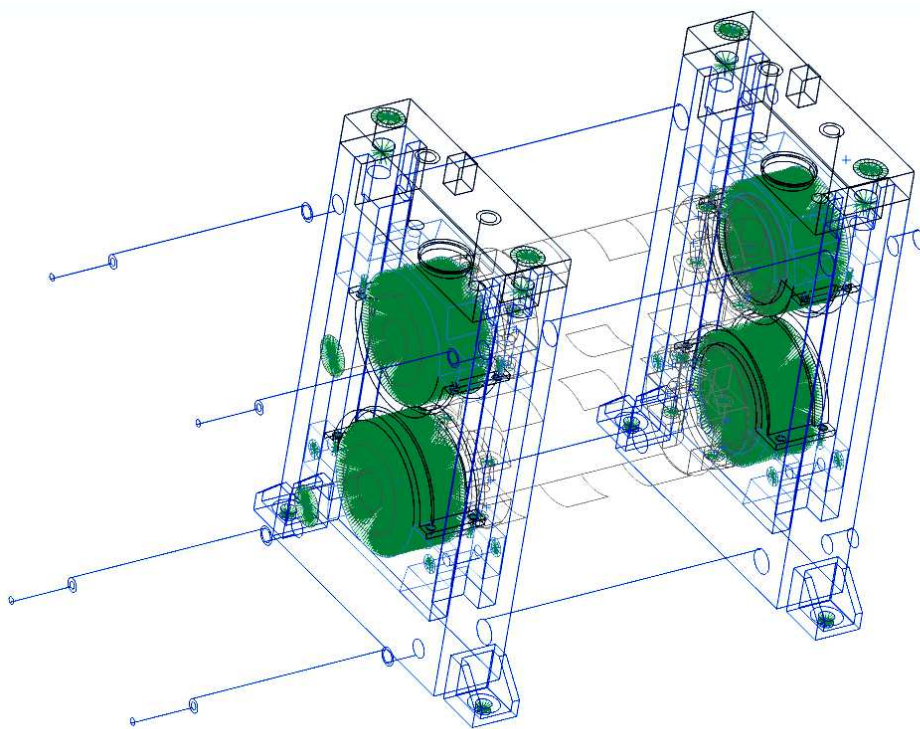
Poté přišla na řadu tvorba sítě modelu. Zvolena byla síť CTETRA(10). Opět byl brán ohled na dostatečnou přesnost a únosnou dobu výpočtu. Po základním zasíťování přišlo na řadu zjemnění sítě ve vytipovaných místech.

Materiál byl nadefinován jako ocel

Náhrada ložisek probíhala stejně jako u předchozí varianty, tudíž bylo použito 1D prvků, kde byl menší z nich pro nahrazení vnitřního kroužku a větší pro nahrazení vnějšího kroužku. Tyto 1D prvky byly použity i pro následné zafixování rámu stroje a válců proti pootočení. Dále byly nadefinovány šrouby, a to pomocí PBEAMu k vytvoření těla šroubu a zafixováno pomocí rigidových růžic RBE2.

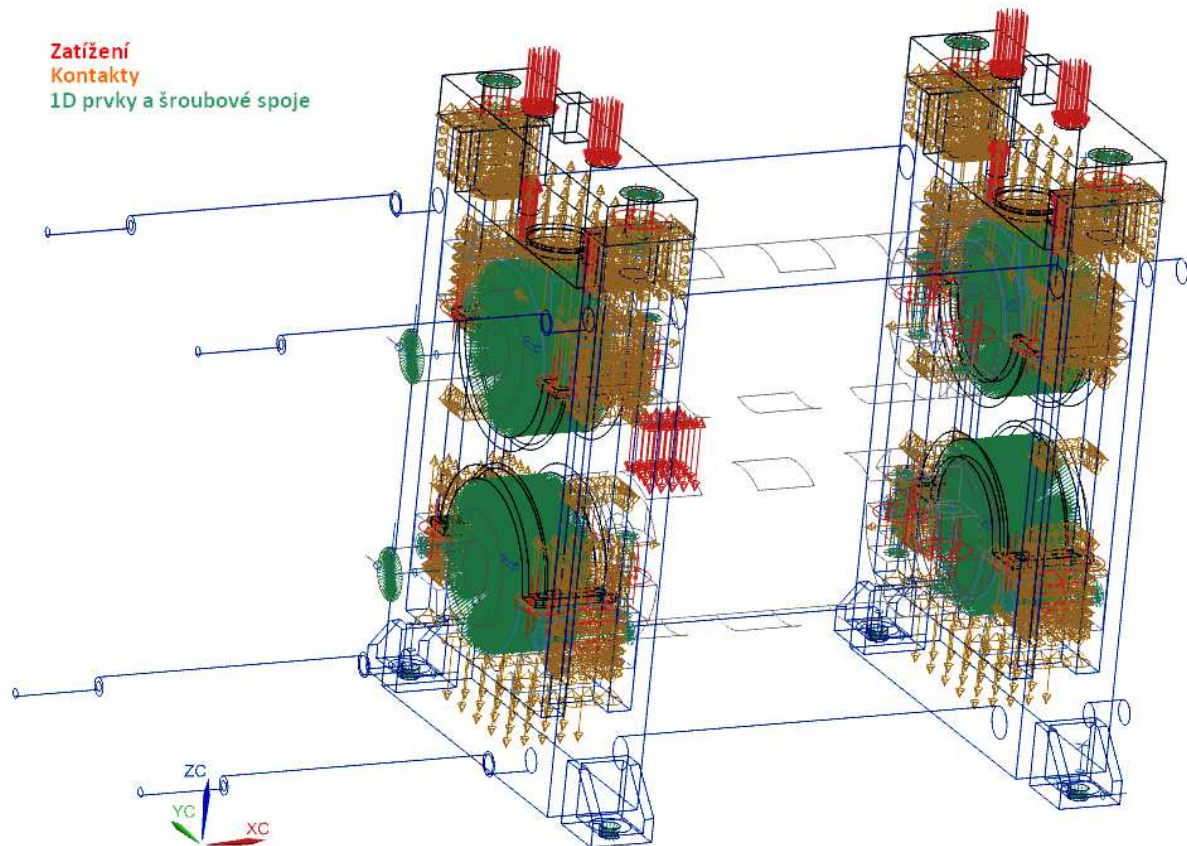


Obr. 67 Síť modelu se znázorněním jejích úprav



Obr. 68 použité 1D prvky a nadefinování šroubových spojů

Po splnění těchto podmínek bylo opět možno přistoupit nastavení simulace. Zde bylo třeba nastavit správné zafixování celého stroje, použité síly, předpětí a kontakty součástí.



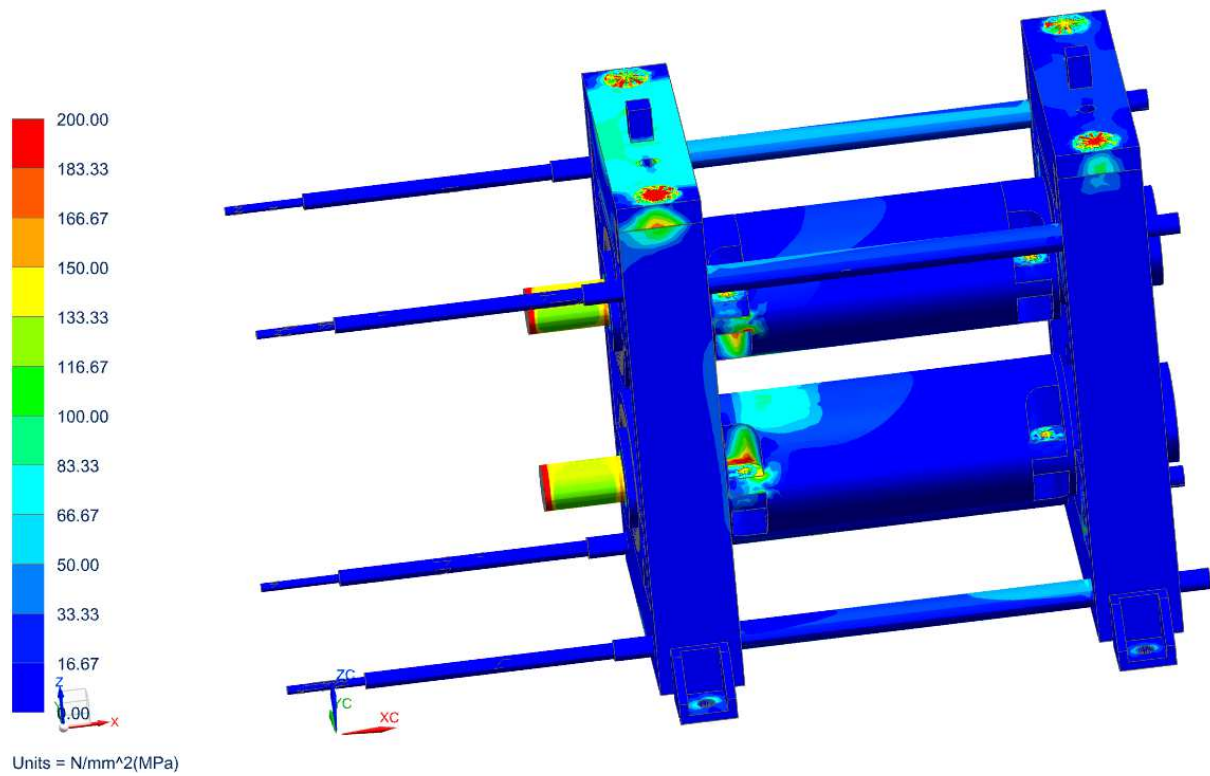
Obr. 69 Zatížení, kontakty a 1D prvky - excentrické zatížení

Po finálním nastavení řešiče již mohl proběhnout výpočet.

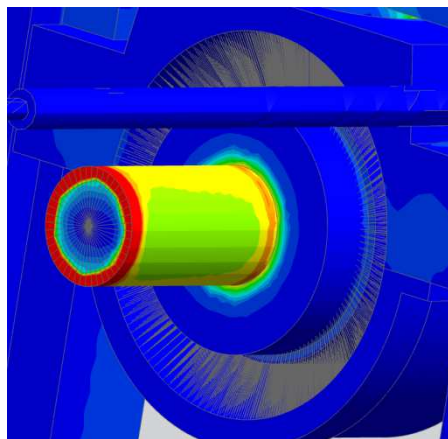
7.2.2.2 Výsledky, varianta 2 – excentrické zatížení

7.2.2.2.1 Napětí

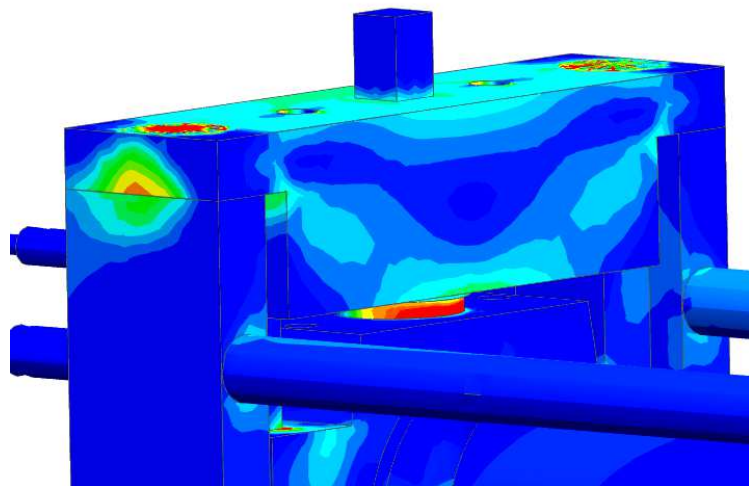
Zde můžeme vidět, že napěťové špičky vznikají především kolem šroubů v horním příčnicku a v tlakovém šroubu, v místě zafixování válců, v rozích domečků ložisek a ve spojení válců. Zde bude docházet k elastoplastickým deformacím a napětí v některých místech dosahuje kolem 600 MPa. Pro řešení těchto deformací je tento výpočet nedokonalý a bylo by třeba důkladnější analýzy, případně další zjemnění sítě. V případě šroubů a uchycení válců můžeme mluvit o vlivu okrajových podmínek na výsledek, ale místo uchycení částí válců, vedení ložiskového domečku a tlakový šroub bylo třeba modifikovat, viz. varianta 3.



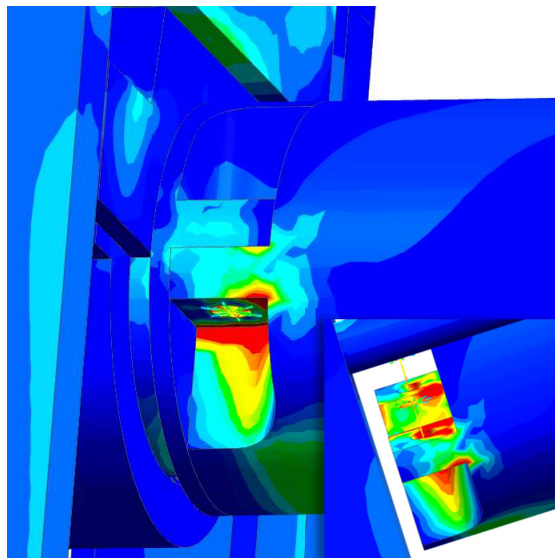
Obr. 69 Výsledky, varianta 2, excentrické zatížení - průměrované napětí, Von – Mises



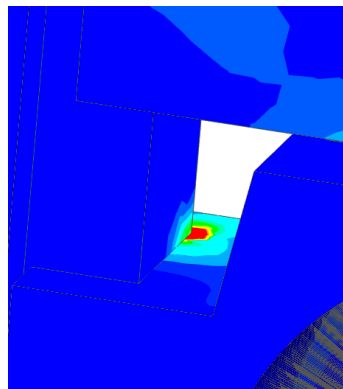
Obr. 70 Detail - výsledky, varianta 2, excentrické zatížení, zafixování válců – průměrované napětí, Von - Mises



Obr. 71 Detail - výsledky, varianta 2, šrouby a tlakový šroub – průměrované napětí, Von - Mises



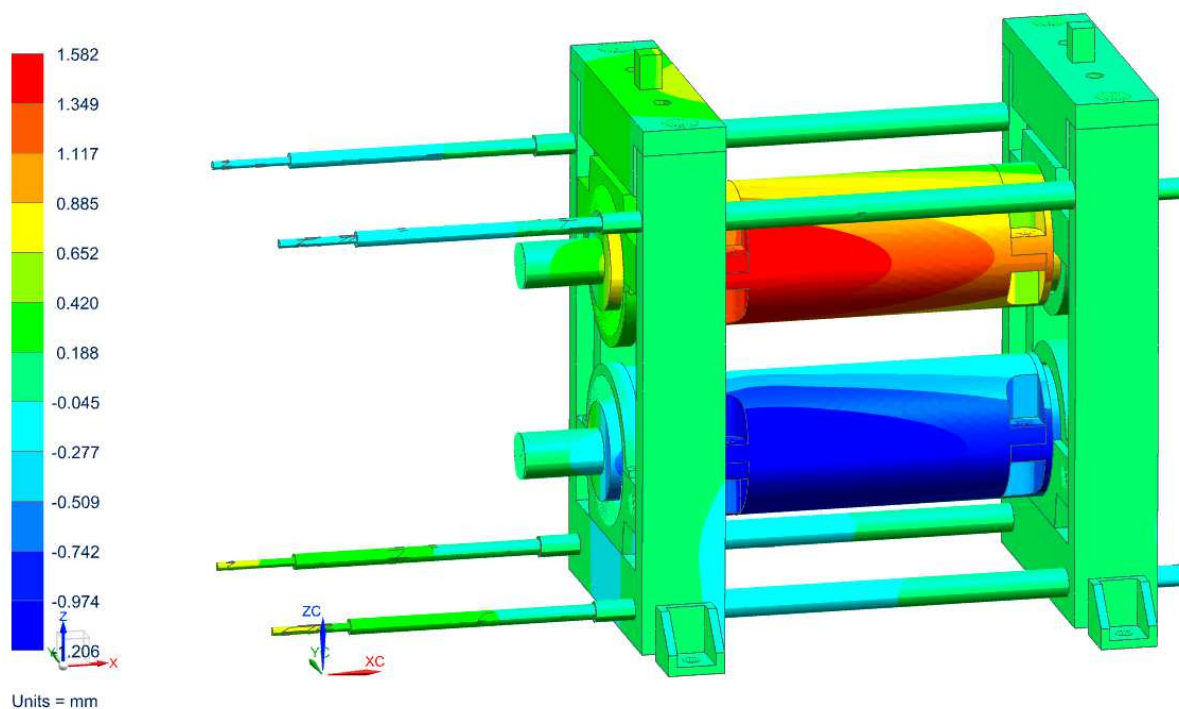
Obr. 73 Detail - výsledky, varianta 2, excentrické
zatížení, spojení válců - průměrované napětí,
Von - Mises



Obr. 72 Detail - výsledky, varianta 2, excentrické
zatížení, spojení domečku ložisek a rámu stroje -
průměrované napětí, Von - Mises

7.2.2.2.2 Deformace

Co se týče deformací, tak zde ve svislém směru dochází k maximálnímu posunutí o 1,5 mm kladném směru a o 1,2 mm v záporném směru, tj. o necelých 2,8 mm celkově. Je zde vidět, že oproti zjednodušenému modelu došlo ke zhoršení z důvodu nižší tuhosti oproti slepenému modelu u varianty 1. Tyto výsledky jsou ale stále vyhovující.



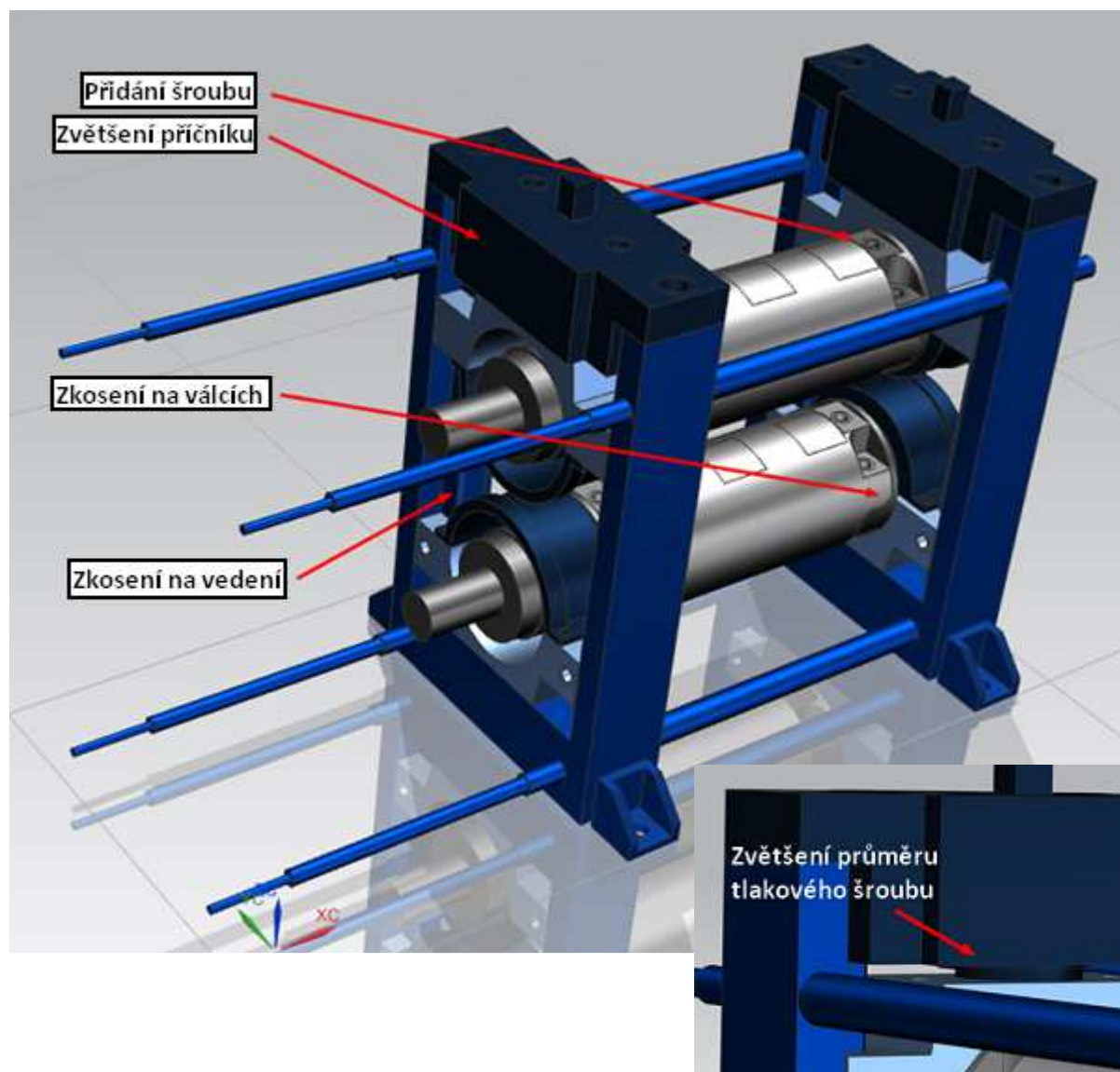
Obr. 74 Výsledky, varianta 2, excentrické zatížení - deformace, osa z

7.2.3 Varianta 3 – excentrické zatížení

Tato varianta již bere v úvahu výsledky předchozí a snaží se předejít kritickým místům. Zde již byl zvětšen průměr tlakového šroubu. S tím musel zároveň projít změnou i horní příčník, proto se zvětšila jeho šířka. Co se týče vedení domečků ložisek, tak těm bylo vytvořeno zkosení na kritických hranách a hrany byly zkoseny také v místě spojení válců a válce byly na každé straně spojeny ještě jedním šroubem navíc.

7.2.3.1 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky vznikaly opět identickým způsobem jako u varianty 2. Níže je obrázek se znázorněním úprav.

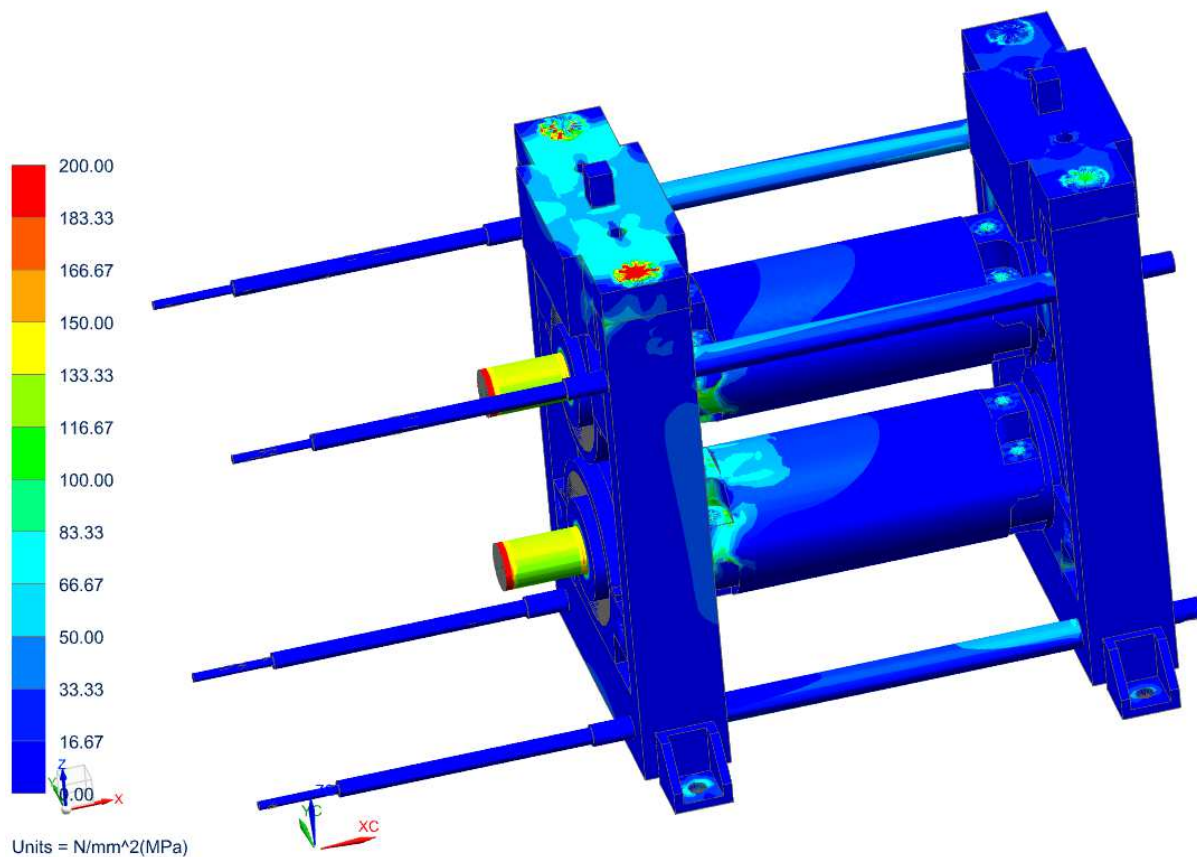


Obr. 75 Úpravy modelu

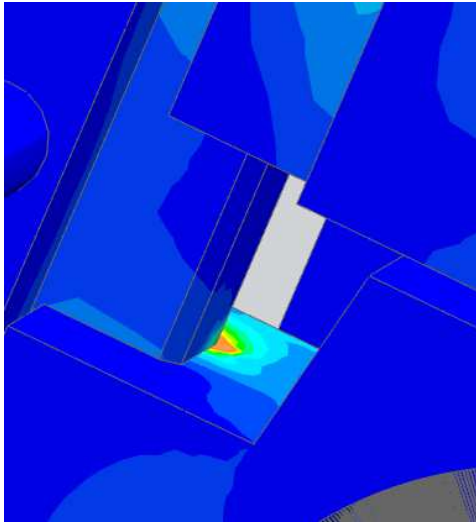
7.2.3.2 Výsledky, varianta 3 – excentrické zatížení

7.2.3.2.1 Napětí

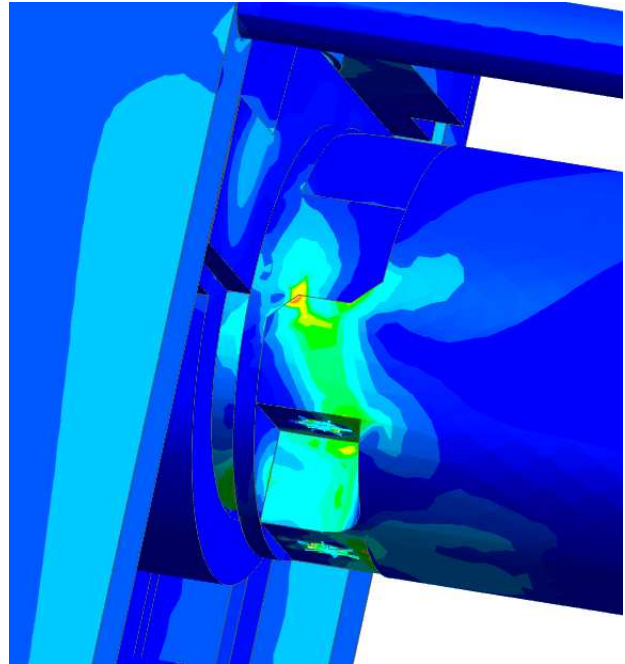
Opět vlivem okrajových podmínek vznikají napěťové špičky v místě zafixování válců od pohonů a v místě spojení příčnicku a rámu šrouby. Zlepšení ale bylo zaznamenáno ve vytipovaných kritických místech, tj. v místě spojení válců, ve vedení domečků ložisek a v tlakovém šroubu. Zde konstrukční úpravy pomohly k lepšímu rozložení napětí. Nekritičtější místem zůstává spojení válců, které je velmi citlivé na ostré přechody ploch. Zde lze předpokládat lepší výsledky při zaoblení hran, které ale vzhledem ke zjednodušení výpočtů nebylo provedeno. Nyní se zde napětí pohybuje kolem 250 MPa v nejnepříznivějším místě. Ve všech ostatních místech je napětí v dovolených mezích.



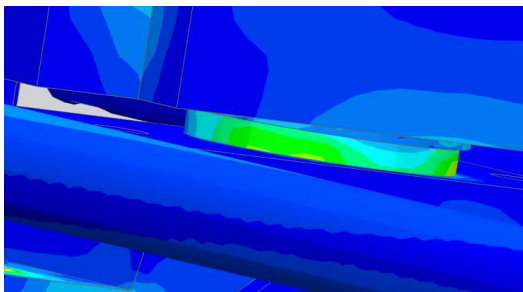
Obr. 76 Výsledky, varianta 3, excentrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises



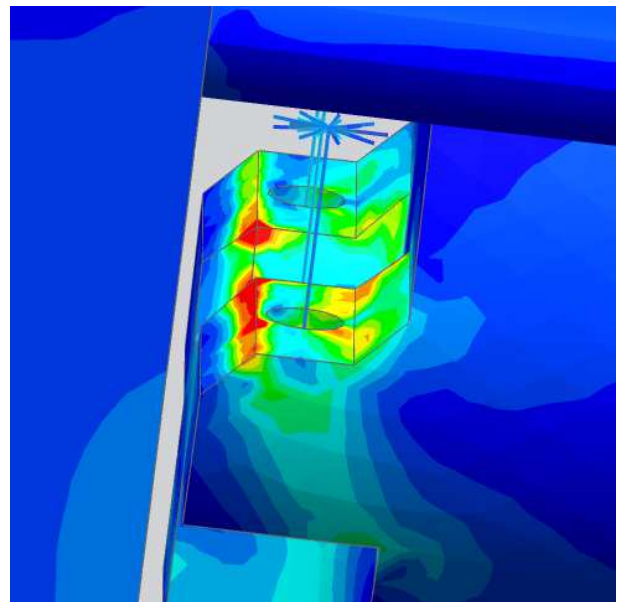
Obr. 77 Detail - výsledky, varianta 3, excentrické zatížení, spojení domečku ložisek a rámu stroje – průměrované napětí, Von - Mises



Obr. 78 Detail - výsledky, varianta 3, excentrické zatížení, spojení válců – průměrované napětí, Von - Mises

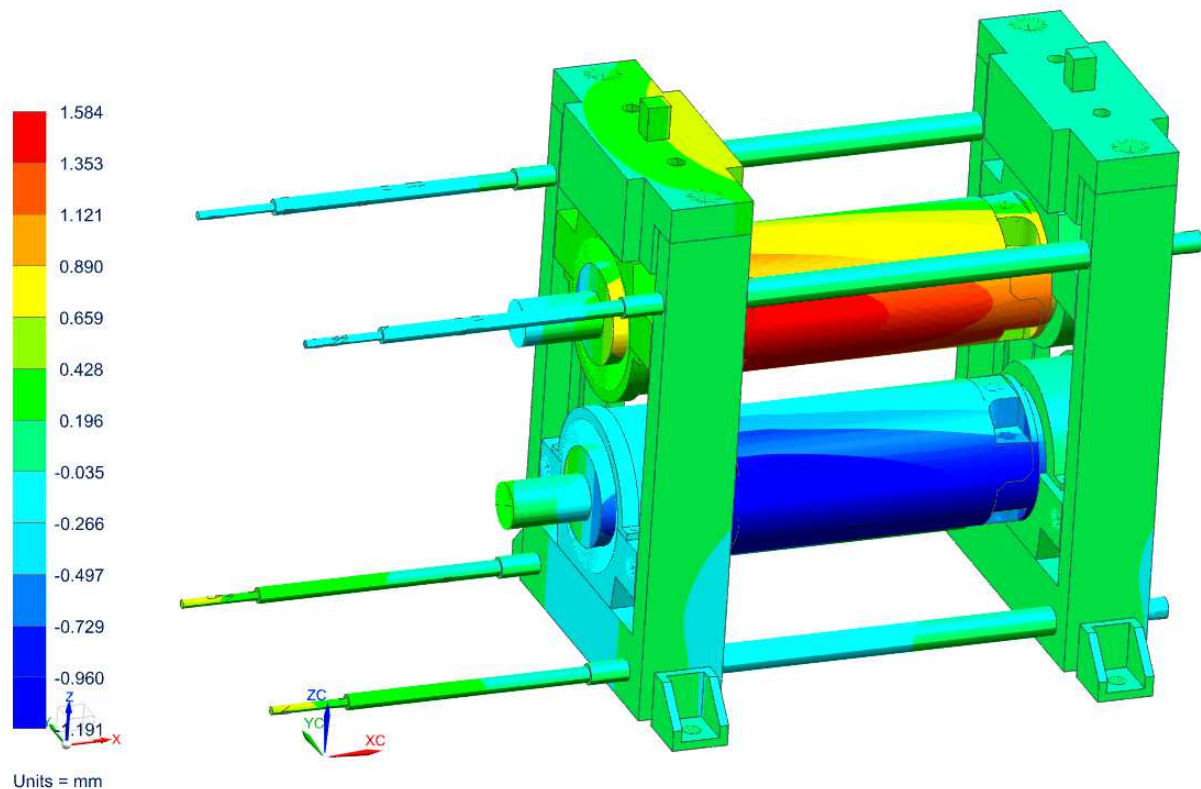


Obr. 79 Detail - výsledky, varianta 3, excentrické zatížení, spojení tlakový šroub a domeček ložisek – průměrované napětí, Von - Mises



Obr. 80 Detail - výsledky, varianta 3, excentrické zatížení, plocha spojení válců – průměrované napětí, Von - Mises

7.2.3.2.2 Deformace



Obr. 81 Výsledky, varianta 3, excentrické zatížení - deformace, osa z

U modifikovaného modelu byly deformace v podstatě totožné, tj. celkově o necelých 2,8 mm, protože konstrukční úpravy se nezaměřovaly na její zlepšení ale spíše na průběhy napětí v jednotlivých místech stroje. I zde je lze označit za vyhovující.

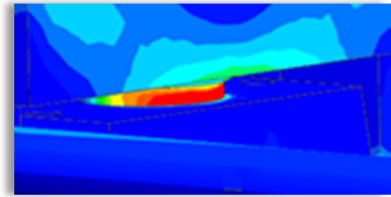
7.2.4 Porovnání výsledků jednotlivých variant – shrnutí

Porovnány byly tři varianty modelu stroje.

V prvním případě byla simulace provedena na zjednodušeném modelu stroje, kde byla otestována simulace a reálnost jejích výsledků. Zde je vidět, jak odlišné výsledky byly dosahovány. Ve zjednodušeném modelu vycházely napěťové špičky výrazně nižší, než ve zbývajících dvou, realitě více blízkých modelech. Napětí, kterým by bylo vhodné se dále zabývat, vznikalo pouze v rozích spojení příčnicku a rámu, které ale reálně neexistují. I z hlediska deformací byly výsledky vyhovující.

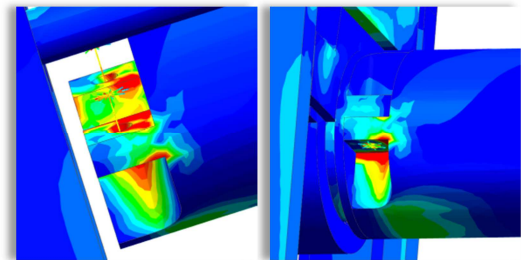
Další varianta již ukázala, že kritická místa se v modelu nachází a to v místech:

- **spojení, tlakový šroub – domeček ložisek**



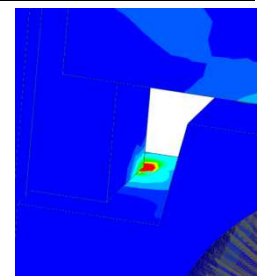
Obr. 82 spojení, tlakový šroub –
domeček ložisek

- **spojení válců**



Obr. 83 spojení válců

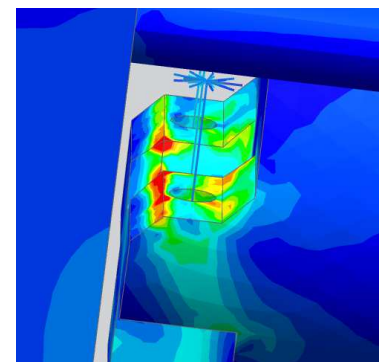
- **spojení, vedení na rámu – vedení domečku ložisek**



Obr. 84 spojení,
vedení na rámu –
vedení domečku
ložisek

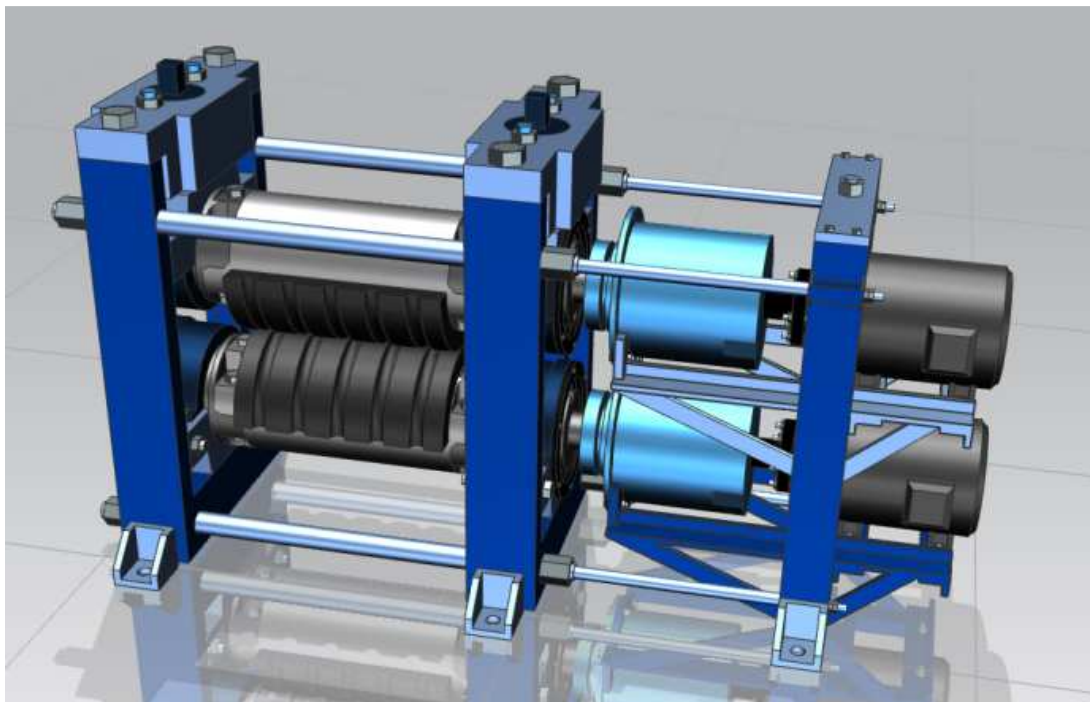
Dále vznikají kritická místa od okrajových podmínek, která ale budou reálně vypadat odlišně a to místo zafixování válců proti pohybu a nakonec upevnění příčnicku k rámu šrouby.

Poslední varianta byla úpravou předchozí a měla odstranit kritická místa. Toto bylo splněno. V místě spojení válců lze očekávat při zaoblení hran podstatně lepší, vyhovující výsledky. V ostatních místech bylo potřebných napětí dosaženo.

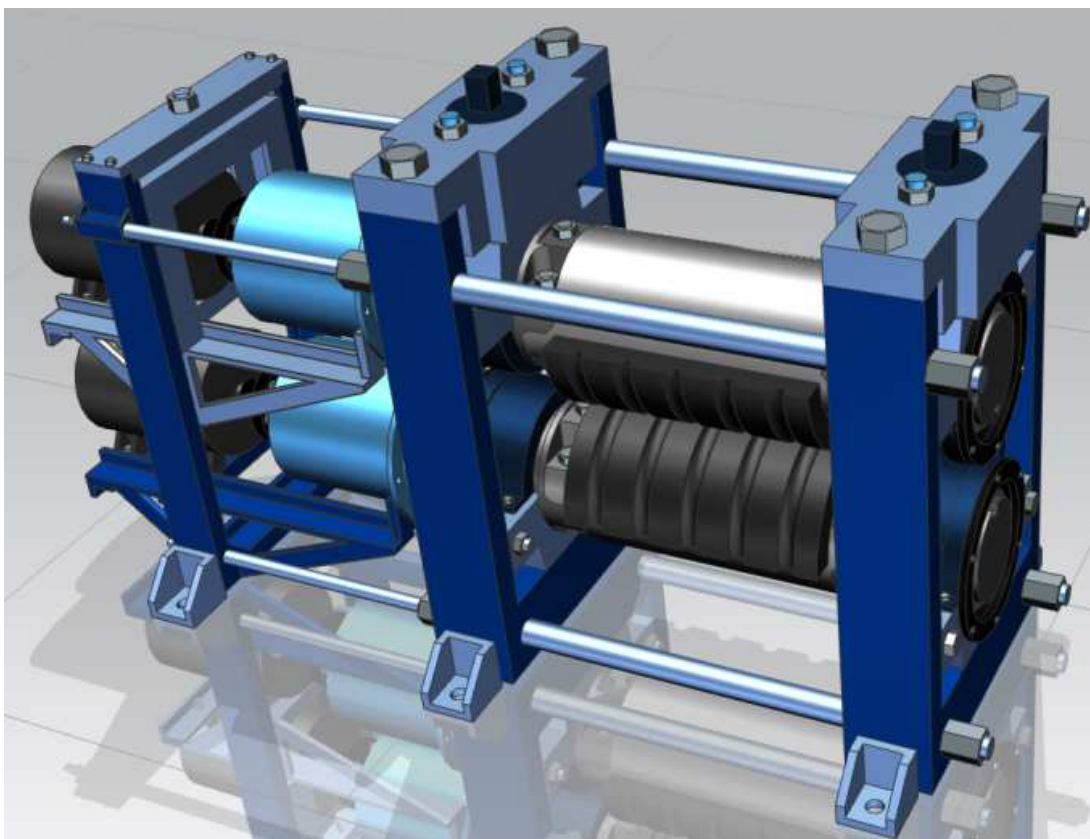


Obr. 85 Plocha spojení válců

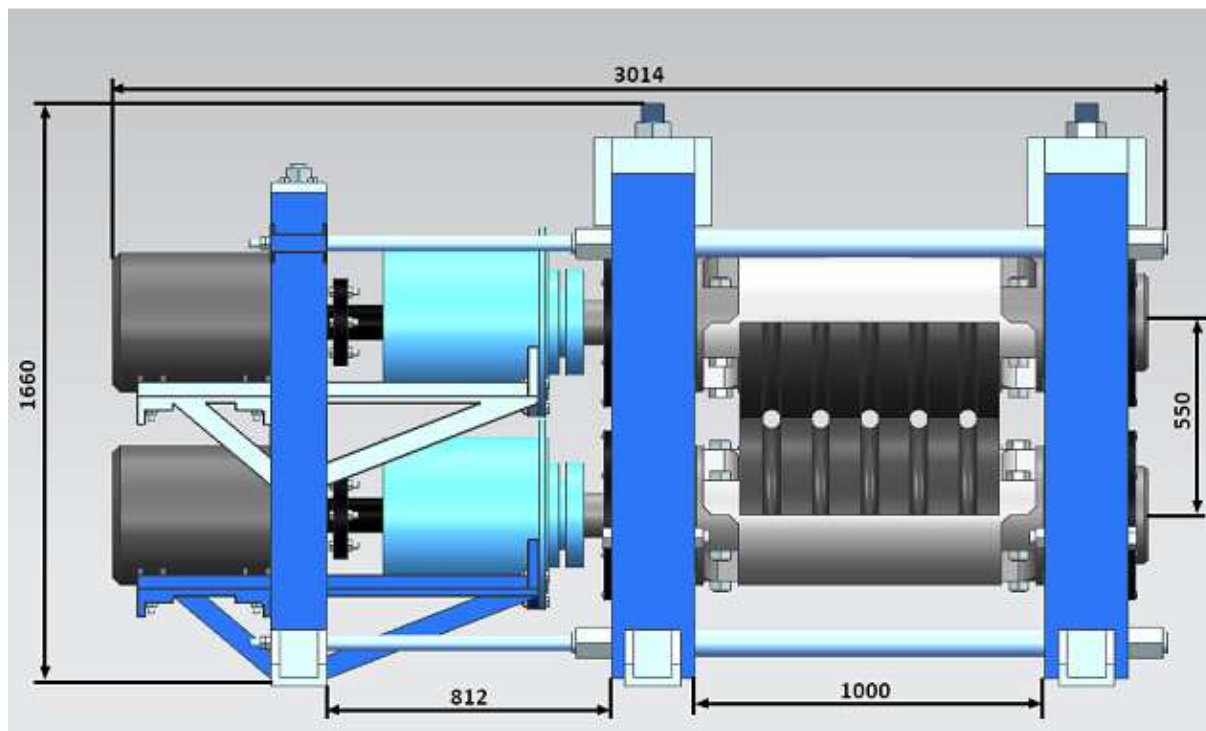
7.3 Finální model stroje



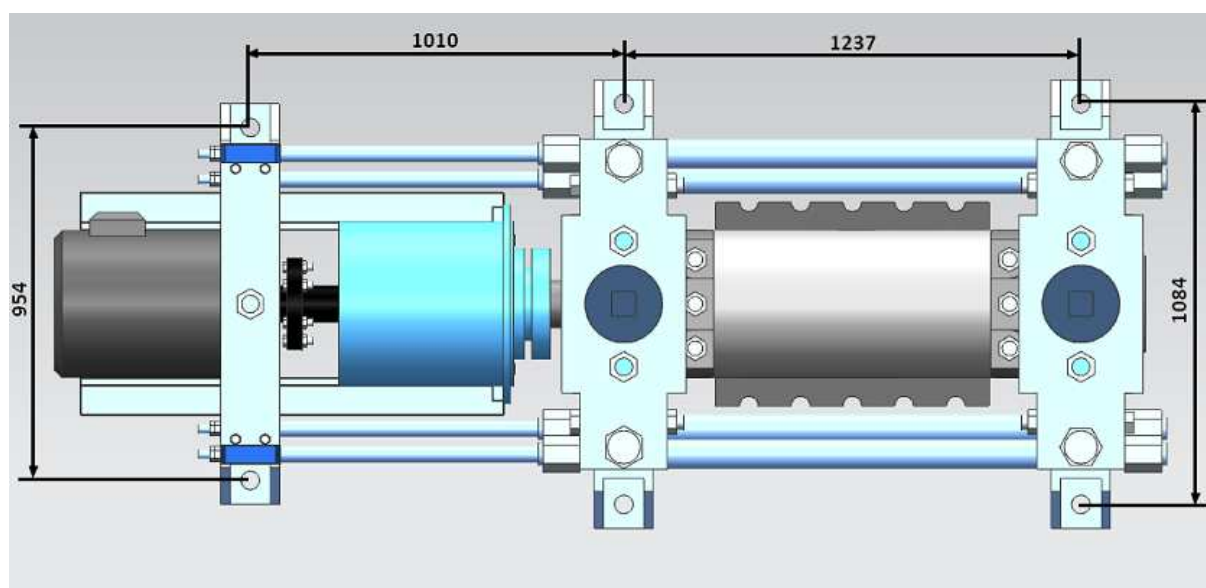
Obr. 86 Finální model kovacích válců



Obr. 87 Finální model kovacích válců



Obr. 88 Nárýs kovacích válců se základními rozměry



Obr. 89 Púdorys kovacích válců stroje se základními rozměry

8. Závěr

Tato práce mi přinesla především přehled o tvářecích operacích pomocí kovacích válců. Tento stroj jsem do té doby znal jen velice okrajově a diplomová práce mi tímto rozšířila mé vědomosti. Sice tento typ stroje nedominuje tvářecím operacím ale pro své účely má také svá specifika, která je nutné brát v úvahu. Týká se to například přestavování válců, kde musel být brán ohled i na přestavování hnacích částí a jejich konstrukční uspořádání.

Co se týče srovnání s konkurencí, tak zde bylo postupováno s ohledem na moderní trendy ve výrobě a konstrukci, tj. pohony každého válce zvlášť stále populárnějšími momentovými motory a způsob uložení ve valivých ložiscích. Snahou bylo použití momentového motoru přímo bez převodovky ale vzhledem k potřebě značných točivých momentů a velice nízkých otáček bylo od této myšlenky upuštěno a byly použity k motorům i planetové převodovky.

V samotné konstrukci stroje byla zjištěna místa, kterým je třeba věnovat zvýšenou pozornost. Prostor pro další úpravy je ve spojení jednotlivých částí válců, kde by ale bylo třeba již zasahovat do základních požadavků na parametry stroje. Tyto úpravy by mohly přinést další snížení napětí a deformací, které jsou pro tento případ vyhovující. Je třeba zdůraznit, že výsledky pevnostních analýz jsou zpracovány pro nejhorší možný stav, který ve stroji může nastat a stroj v těchto podmínkách bude pracovat spíše sporadicky. Proto byl i návrh ložisek tímto ovlivněn a jednotlivé životnosti lze uvažovat pouze jako orientační hodnoty, které vždy budou záviset na konkrétním využití stroje.

9. Seznam obrázků

Obr. 1 Kovací válce firmy Ajax – Ceco (1)	2
Obr. 2 Princip práce kovacích válců (2).....	3
Obr. 3 Kovací válce firmy Ajax-Ceco, typ No.2 (1).....	4
Obr. 4 Kovací válce firmy SMS Meer (3).....	5
Obr. 5 Kovací válce firmy SMS Meer (3).....	5
Obr. 6 Kovací válce firmy Lasco (4).....	6
Obr. 7 Kovací válce firmy Massey, typ nezjištěn (5).....	6
Obr. 8 Kovací válce firmy Eumuco, typ RW0 (6)	7
Obr. 9 Odběrový diagram stroje s přímým pohonem (7)	10
Obr. 10 Odběrový diagram stroje s nepřímým (akumulátorovým) pohonem (7).....	11
Obr. 11 Rozdělení akumulátorů energie (7).....	12
Obr. 12 Pístový akumulátor (7).....	12
Obr. 13 Diferenciální pístový akumulátor (7)	12
Obr. 14 Membránový akumulátor válcový (7).....	13
Obr. 15 Vakový akumulátor (7).....	13
Obr. 16 Pohon obou válců jedním motorem (1).....	13
Obr. 17 Pohon každého válce zvlášť (4)	13
Obr. 18 Momentový motor firmy Hennlich (8)	14
Obr. 19 Momentový motor Siemens (9)	14
Obr. 20 Asynchronní motor Siemens (10)	14
Obr. 21 Momentový motor firmy Hennlich (11).....	15
Obr. 22 Základní rozměry momentového motoru firmy Hennlich (8).....	15
Obr. 23 Planetová převodovka firmy Flender (12)	16
Obr. 24 Základní rozměry planetové převodovky Flender (13).....	16
Obr. 25 Pánve lisované do zápustek (14)	17
Obr. 26 Pánve z plastových desek (14)	18
Obr. 27 Bronzová pánev vylitá kompozicí (14).....	18
Obr. 28 Zleva: Čtyřdílná pánev, podélný řez pánve 1, způsob vložení čepu válce (14)	18
Obr. 29 Zleva: Dvoudílná pánev, opatření pro lepší lícování, mrtvá váha pánve (14).....	18
Obr. 30 Zleva: Redukce mrtvé váhy, míry sblížení ložisek „v“ a opotřebení „x“ (14).....	19
Obr. 31 Možné provedení valivých ložisek (8).....	19
Obr. 32 Ložisko s kapalinným třením (14)	20
Obr. 33 Možné provedení válečkových ložisek SKF (9)	20
Obr. 34 Soudečkové ložisko SKF (10).....	20
Obr. 35 Kuželkové ložisko SKF (11).....	21
Obr. 36 Minimální a maximální možné průměry ložisek.....	21
Obr. 37 Válec a nástroj.....	22
Obr. 38 Červeně – jednotlivé zatěžovací stavy	22
Obr. 39 Schéma výpočtového modelu, varianta 1.....	24
Obr. 40 Schéma výpočtového modelu, varianta 2.....	25
Obr. 41 Možné konstrukční provedení přestavování osové vzdálenosti – červeně vyznačena pohyblivá část (14)	26
Obr. 42 Možný tvar pojistné stoličky a znázornění vůle „s“ u přírub ložiskových pánví (14)	27
Obr. 43 Stavění pomocí dvou klínů (červeně znázorněno) (14).....	27
Obr. 44 Stavění pomocí šroubu, červeně zvýrazněn (14).....	28
Obr. 45 Stavění pomocí posouvajícího klínu, červeně zvýrazněn (14).....	28
Obr. 46 Kuželové soukolí (14).....	28
Obr. 47 Základní schéma stroje.....	31
Obr. 48 Výpočtový model – výpočet reakcí – excentrické zatížení	32
Obr. 49 Výpočtový model – výpočet reakcí – centrické zatížení.....	32
Obr. 50 Základní schéma navrhovaného stroje	36
Obr. 51 Model stroje	37
Obr. 52 Model stroje	38
Obr. 53 Model stroje	38
Obr. 54 Model stroje z vyznačenou konstrukcí pohonů (červeně) a svisle přestavitelné části (zeleně).....	38
Obr. 55 Popis změn v idealizovaném partu.....	40

Obr. 56 Síť modelu se znázorněním jejích úprav	41
Obr. 57 použité 1D prvky.....	41
Obr. 58 Zatížení, kontakty a 1D prvky - centrické zatížení	42
Obr. 59 Zatížení, kontakty a 1D prvky - excentrické zatížení.....	42
Obr. 60 Výsledky, varianta 1, centrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises	43
Obr. 61 Detail - výsledky, varianta 1 centrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises - detail.....	44
Obr. 62 Výsledky, varianta 1 centrické zatížení – deformace, osa z.....	45
Obr. 63 Výsledky, varianta 1, excentrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises	46
Obr. 64 Detail - výsledky, varianta 1, excentrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises	46
Obr. 65 Výsledky, varianta 1, excentrické zatížení – deformace, osa z	47
Obr. 66 Popis změn v idealizovaném partu.....	48
Obr. 67 Síť modelu se znázorněním jejích úprav	49
Obr. 68 použité 1D prvky a nadefinování šroubových spojů.....	49
Obr. 69 Výsledky, varianta 2, excentrické zatížení - průměrované napětí, Von – Mises.....	51
Obr. 70 Detail - výsledky, varianta 2, excentrické zatížení, zafixování válců – průměrované napětí, Von - Mises	51
Obr. 71 Detail - výsledky, varianta 2, šrouby a tlakový šroub – průměrované napětí, Von - Mises	51
Obr. 72 Detail - výsledky, varianta 2, excentrické	52
Obr. 73 Detail - výsledky, varianta 2, excentrické	52
Obr. 74 Výsledky, varianta 2, excentrické zatížení – deformace, osa z	52
Obr. 75 Úpravy modelu.....	53
Obr. 76 Výsledky, varianta 3, excentrické zatížení - průměrované napětí, Von - Mises	54
Obr. 77 Detail - výsledky, varianta 3, excentrické	55
Obr. 78 Detail - výsledky, varianta 3,	55
Obr. 79 Detail - výsledky, varianta 3,	55
Obr. 80 Detail - výsledky, varianta 3, excentrické zatížení, plocha spojení válců – průměrované napětí, Von – Mises	55
Obr. 81 Výsledky, varianta 3, excentrické zatížení - deformace, osa z.....	56
Obr. 82 spojení, tlakový šroub –	57
Obr. 83 spojení válců	57
Obr. 84 spojení,	57
Obr. 85 Plocha spojení válců	57
Obr. 86 Finální model kovacích válců	58
Obr. 87 Finální model kovacích válců	58
Obr. 88 Nárys kovacích válců se základními rozměry	59
Obr. 89 Půdorys kovacích válců stroje se základními rozměry	59

10 Citovaná literatura, knižní publikace a internetové publikace

1. *Wide adjustment forging rolls*. [Dokument] Cleveland, Ohio : The Ajax manufacturing Co.
2. THE LIBRARY OF MANUFACTURING. *Roll Forging*. [Online] [Citace: 12. 11 2013.]
http://thelibraryofmanufacturing.com/roll_forging.html.
3. *Machines and equipment for closed-die forging*. [Dokument] Mönchengladbach : SMS - Meer GMBH.
4. Forging roll / cross wedge roll. *Lasco umformtechnik*. [Online] [Citace: 22. 4 2014.]
http://www.lasco.de/umformtechnik/media/archive2/technische_informationen/QuerkeilundReckwalzen_2012_E.pdf.
5. Massey forging roll. *Machineco*. [Online] [Citace: 12. 11 2013.]
http://www.machineco.com/Roll_Forging_Massey_1_Stk1675.htm.
6. Used equipment list. *BW Walden Group*. [Online] [Citace: 12. 11 2013.]
<http://www.bwgroupinc.com/UsedCatBrowse.aspx?Category=FORGING+ROLL>.
7. **Staněk, Jiří**. *Základy stavby výrobních strojů Tvářecí stroje*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2004. ISBN 80-7082-738-6.
8. Torzní motory série TF: Produkty: Hennlich. [Online] [Citace: 22. 4 2014.]
http://www.hennlich.cz/uploads/momentove_motory.pdf.
9. Momentové motory SIMOTICS T 1FW3 - Industry Automation & Drive Technologies - Siemens. *Siemens Česká republika*. [Online] [Citace: 4. 22 2014.]
<http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=19880af828&ctxp=home>.
10. Standardní nízkonapěťové motory s osovou výškou do 315mm - Industry automation & Drive technologies / Siemens. *Siemens Česká Republika*. [Online] [Citace: 22. 4 2014.]
http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2012_cz.pdf.
11. www.hennlich.cz/uploads/torzni_motory_stale_oblibenejsi_mm_spektum_01.pdf. *HOME: HENNLICH*. [Online] [Citace: 22. 4 2014.]
http://www.hennlich.cz/uploads/torzni_motory_stale_oblibenejsi_mm_spektrum_01.pdf.
12. Siemens Flender planetary gears units - SIP / CURRAX. *CURRAX - Siemens FLENDER gear units, couplings, geared motors and more*. [Online] CURRAX. [Citace: 22. 4 2014.]
http://www.currax.net/tl_files/currax_images/produkte_detailseiten/foto_detailseite_11116.jpg.
13. Information and Download Center - Industry Automation and Drive Technologies - Siemens. *Siemens Česká republika*. [Online] [Citace: 22. 4 2014.]
https://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/md/Documentsu20Catalogs/MD31.1_FLENDER_SIP_Standard_Industrie_Planetengetriebe_EN.pdf.
14. **Velsovský, Anatol a Červený, Eduard**. *Válcování*. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, n.p., 1961.
15. Výběr ložiska. *MITCalc - strojírenské, průmyslové a technické výpočty*. [Online] [Citace: 25. 11 2013.]
http://www.mitcalc.cz/doc/help/cz/c_bearing_choice.htm.
16. Válečková ložiska. *SKF Group - Ložiska a jednotky Řešení mazání Mechatronika Těsnění Služby Bezmontážní diagnostika Lineární pohyb - SKF.com*. [Online] SKF. [Citace: 19. 3 2014.]
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/index.html>.
17. Ložisko 21 310 E SKF | ARKOV. *ARKOV | Široký sortiment strojních součástí na jedné adrese za skvělé ceny*. [Online] [Citace: 19. 3 2014.] <http://zbozi.arkov.cz/i/11881-21310-e-lozisko-soudeckove-dvourade-valcova-dira-skf.html>.
18. Jednořadá kuželíková ložiska. *SKF Group - Ložiska a jednotky Řešení mazání Mechatronika Těsnění Služby Bezmontážní diagnostika Lineární pohyb - SKF.com*. [Online] SKF. [Citace: 19. 3 2014.]
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/index.html>.

Evidenční list

Souhlasím s tím, aby moje diplomová práce byla půjčována k prezenčnímu studiu v Univerzitní knihovně ZČU v Plzni.

Datum:

Podpis:

Uživatel stvrzuje svým podpisem, že tuto diplomovou práci použil ke studijním účelům a prohlašuje, že ji uvede mezi použitými prameny.

Jméno	Fakulta/katedra	Datum	Podpis