

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vliv změny pracovního prostoru na technické parametry kovacího
klikového lisu

Autor: **Bc. Luboš LIMBERG**

Vedoucí práce: **Ing. Jan HLAVÁČ, Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013

Prohlášení o autorství

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

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

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Limberg	Jméno Luboš	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019/ Stavba výrobních strojů a zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Vliv změny pracovního prostoru na technické parametry kovacího klikového lisu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	69	TEXTOVÁ ČÁST	67	GRAFICKÁ ČÁST	2
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje historii lisů, jejich rozdělení a rešerši současného stavu. V práci jsou dále uvedeny výpočty různých částí mechanického klikového lisu. Nejdůležitější částí je potom vyšetření napětí a tuhosti stojanu těchto lisů u třech různých variant.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">lis, pevnostní analýza, stojan, 3D model, deformace, napětí, kování, tváření</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Limberg	Name Luboš	
FIELD OF STUDY	2302T019 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	The influence of changes in the working space on technical parameters of crank forging press		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	69	TEXT PART	67	GRAPHICAL PART	2
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis contains a history of presses, their classification and search the status quo. The thesis also includes analyzes of various parts of the mechanical crank press. The most important part is the examination of tension and stiffness stand these presses in three different variants.
KEY WORDS	mechanical press, stress analysis, stand, 3D model, strain, stress, forging

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval lidem, kteří mi jakýmkoli způsobem pomáhali a podporovali mě v úsilí na mé diplomové práci.

Poděkování patří:

Mému vedoucímu práce Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za cenné rady, pevné nervy a výborný přístup. Profesorům a doktorandům z katedry KKS za ochotnou a pomoc při řešení problémů.

Mé rodině, která mě po celou dobu vysokoškolského studia podporovala a věřila mi. Dále přátelům, kteří dokázali pomoci jak ve studiu, tak i v osobním životě.

Obsah

1. Úvod	8
2. Základní pojmy, historie a rešerše.....	9
2.1 Základní pojmy	9
2.2 Historie	9
2.3 Rozdělení lisů.....	11
2.4 Rešerše klikových lisů v ČR a ve světě	14
2.3.1 Česká republika	14
2.3.2 Světový trh.....	15
3. Návrh částí lisu a určení sil od pohonu lisu	17
3.1 Rozklad sil na klikovém mechanismu	17
3.1.1 Postup výpočtu rozkladu sil, bez uvažování pasivních odporů	17
3.1.2 Postup výpočtu rozkladu sil s uvažováním pasivních odporů	19
3.1.3 Vyčíslení sil a momentů.....	20
3.1.4 Výsledné porovnání vlivu pasivních odporů.....	21
3.2 Návrh ozubení klikového lisu.....	23
3.3 Návrh řemenového převodu klikového lisu	25
3.3.1 Návrh agregátu	25
3.3.2 Návrh řemenu.....	28
3.4 Návrh setrvačnicku klikového lisu.....	29
4. Návrh konstrukčních variant lisu s různými velikostmi pracovního prostoru.....	32
4.1 Představení variant rámu lisů.....	33
4.2 Základní předpoklady při návrhu variant rámu lisů	33
4.3 Detailní pohled na návrh a přípravu modelu pro MKP analýzu	34
5. Místa vyšetřování napětí ve stojanu	38
5.1 Vyšetření Varianty I.	39
5.2 Vyšetření napětí varianty II.	42
5.3 Vyšetření napětí varianty II.	45
5.4 Zhodnocení vyšetřeného napětí.....	48
6. Místa vyšetřování posuvů ve stojanu	50
6.1 Vyšetření posuvů varianty I.	51
6.2 Vyšetření posuvů varianty II.	53
6.3 Vyšetření posuvů varianty III.	55
6.4 Zhodnocení vyšetřených posuvů.....	57

7.	Výpočet tuhosti stojanu a pracovního prostoru	58
7.1	Vyšetření tuhosti pracovního prostoru a stojanu varianty I	58
7.2	Vyšetření tuhosti pracovního prostoru a stojanu varianty II	60
7.3	Vyšetření tuhosti pracovního prostoru a stojanu varianty III	60
7.4	Zhodnocení výsledných hodnot tuhostí stojanu a pracovního prostoru	61
8.	Technicko-ekonomické zhodnocení stojanu lisu 2500 tun	62
8.1	Schéma výpočtu pro variantu I.....	63
8.2	Porovnání výhodnosti variant	64
9.	Závěr	65
10.	Seznam použité literatury	66

Seznam příloh:

Výkresová dokumentace

- 1, Výkres sestavení lisu
- 2, Výrobní výkres ojnice

1. Úvod

Hlavním cílem této diplomová práce je porovnání tří variant lisu, které se liší pouze velikostí (šířkou) pracovního prostoru. Na těchto třech variantách bude provedena pevnostní analýza a budou vyhodnoceny výsledky z hlediska napětí a tuhostí stojanu lisu.

V úvodu práce bude zmíněn krátký souhrn základních pojmů a historie lisů. Následovat potom bude rešerše klikových lisů jak v ČR, tak v zahraničí a základní dělení lisů.

Tato práce bude obsahovat návrh základních komponentů klikového kovacího lisu a návrh konstrukčních variant.

Po navržení budou všechny varianty podrobeny MKP analýze, ze které se vyhodnotí napětí a posuvy při centrickém a excentrickém zatížení. Po určení těchto hodnot bude možné určit tuhosti stojanu a pracovního prostoru u každé z navržených variant. Následovat bude vyhodnocení těchto výsledků a vzájemné porovnání.

Dalším bodem této práce bude technicko-ekonomické zhodnocení, ve kterém budou porovnány náklady na výrobu stojanů, každé z navržených variant. Z vyhodnocení by mělo vyplynout, kterou z variant a za jakých podmínek je výhodné pořídit.

V závěru práce bude uvedeno závěrečné zhodnocení, plynoucí ze získaných výsledků a osobní pohled autora na obsah práce.

2. Základní pojmy, historie a řešerše

2.1 Základní pojmy

Za tváření považujeme proces, při němž za pomoci síly deformujeme materiál, ať už za tepla nebo za studena. Při tváření za tepla dochází uvnitř materiálu k rekrystalizaci neboli obnově zrn. Při tváření za studena k rekrystalizaci uvnitř materiálu nedochází, tudíž se deformuje krystalická mřížka. Následkem toho se materiál zpevňuje, ale vyčerpává svou plasticitu. Za plasticitu (tvárnost) považujeme vlastnost materiálu, při níž se materiál může deformovat a udržet si celistvost bez jakýchkoliv trhlin, nebo jiných narušení soudržnosti. Tváření můžeme také dělit na tváření bez odběru třísky a na tváření, při němž vzniká tříška (odpad). Tvářecí činnost, při níž nevzniká odpad, je například: kování, lisování, válcování... Tvářecí činnost, při níž vzniká odpad, je například: soustružení, protahování, frézování...

Tvářecí stroj jako takový slouží ke zpracování daného polotovaru (předkovku, odlitku...) na požadovanou součást, danou technickou dokumentací. Pokud chceme polotovar tvářet, musíme na tvářecím stroji vyvinout takovou sílu, aby překonala přetvárný odpor materiálu a tím došlo k samotné deformaci a přetvoření. Přetvárný odpor je odpor, který nám klade materiál při tváření a je větší než přetvárná pevnost materiálu. Pokud budeme tvářet za tepla, tvářecí stroj nepotřebuje k přetvoření materiálu vyvinout tak velkou sílu, jako při tváření za studena.

2.2 Historie

Pokud se budeme chtít dostat k základu dnešních lisů, musíme se podívat na první vřetenový lis, který byl prvním z lisů používaných v praxi. Vřetenový lis byl pravděpodobně vyroben cca 350 let před naším letopočtem v Řecku. Pracoval na principu ručního pohonu, u něhož samotný šroubový mechanismus spolu s pákou pomáhal vytvářet větší lisovací sílu, než jakou člověk stroji poskytoval. Tento stroj se v tehdejší době používal na lisování oleje nebo vína. Jeho konstrukce byla dřevěná, avšak tehdy byla výroba dřevěných závitů obtížná. Dalším druhem lisu s vřetenovým pohonem byl tiskařský lis vynalezený Gutenbergem roku 1436.

Pokud budeme hledat první lis, který se používal na tváření kovů, bude to bezesporu vřetenový lis na ražbu mincí.

Tento lis zřejmě navrhl a zhotovil první náčrty sám Leonardo da Vinci kolem roku 1500. Roku 1506 umělecký řemeslník z Florencie, Donato Bramante sestrojil lis se setrvačnickem na ražbu mincí. Od roku 1892 byly nahrazeny vřetenové lisy na ražbu mincí za lisy hydraulické.

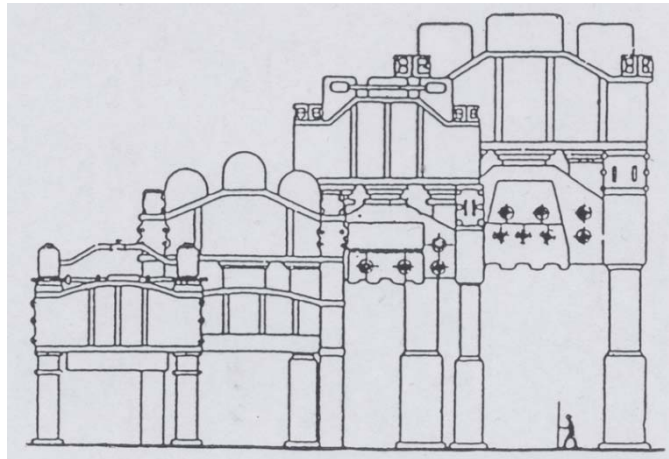


Obr. 1 – Vřetenový lis

První zmínku o hydropneumatických systémech (tedy systémech používaných dodnes) přinesl řecký matematik a mechanik Hérón kolem roku 100 našeho letopočtu. Jeho dílo „Pneumatika“ popisuje nejrůznější hydropneumatické systémy. Sám vyvinul nejrůznější lisy na olej a víno.

V 18. století se pro tváření materiálu začala využívat hydraulika. Jeden z nejnámějších patentů hydraulického lisu (č. 2405), který byl udělen roku 1795, pochází od

Angličana Josepha Bramaha. Tento hydraulický lis s ručním pohonem byl založen na zákoně rovnoměrného rozložení a šíření tlaku v kapalinách, který objevil Blais Pascal roku 1660. Velikou výhodou tohoto lisu bylo, že se velice snadno ovládal na dálku. V provedení Bramahemova lisu, nebo podobném konstrukčním provedení se lisy vyráběly až do poloviny 19 století. Roku 1928 byl Alfredem Kruppem v Essenu postaven největší hydraulický kovací lis na světě s pracovní silou 15 000 tun. Následovaly lisy se silou 30 000 tun z roku 1951 a 100 000 tun z roku 1971-1973, na kterém se podílela Plzeňská Škoda. Tento lis byl navržen na bývalé VŠSE na strojní fakultě v Plzni.



Obr. 2 – Vývoj tvářecích lisů

2.3 Rozdělení lisů

Lisy můžeme dělit podle různých základních kritérií.

- Podle konstrukčního provedení rámu (stojanu)
- Podle technologické operace, pro kterou jsou konstruovány
- Podle použitého pohonného mechanismu

Rozdělení podle konstrukčního provedení rámu:

Konstrukční provedení rámu dělíme dále z hlediska:

1. Z hlediska přístupnosti pracovního prostoru lisu dělíme na rámy:

- Otevřené (jedno a dvou stojanové) typ C-rám
- Uzavřené (stojanové, sloupové) typ O-rám

2. Z hlediska konstrukčního provedení dělíme na rámy:

- Vyrobené z jednoho kusu
- Dělené rámy.

3. Z hlediska jejich výrobní technologie dělíme na rámy:

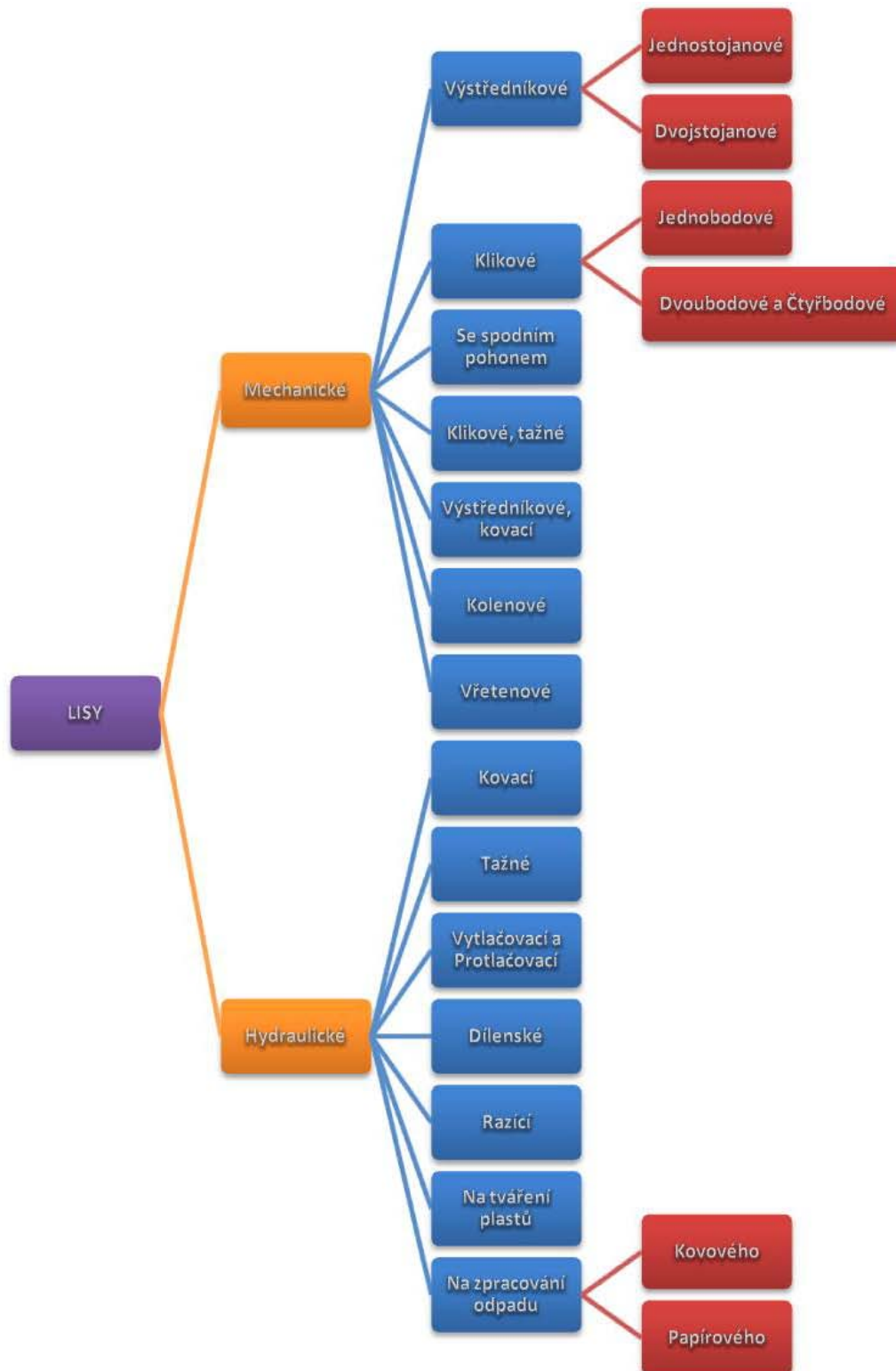
- Svařované
- Odlévané
- Kombinované

Rozdělení podle tech. operace, pro kterou jsou konstruovány:

- Volné kování
- Zápustkové kování
- Rovnání
- Briketování
- Tažení
- a další

Rozdělení podle použitého pohonného mechanismu:

Tento druh rozdělení lisů je nejspíše tím nejrozsáhlejším a nejpodstatnějším ze všech, zde uvedených rozdělení. Základem tohoto rozdělení je dělení lisů na mechanické, hydraulické a mechanicko-hydraulické. Tyto lisy mohou být jak vertikální, tak horizontální konstrukce. Podrobné rozdělení lisů je uvedeno níže.



Mechanické lisy

Mechanický pohon lisů využívá k přenosu energie mechanických převodových systémů. Mechanické lisy mohou být tříděny do různých kategorií podle různých znaků, např. konstrukčních, kinematických, technologických atd.

Podle druhu použitého mechanismu se dělí na lisy:

- Výstředníkové
- Klikové
- Kolenové
- Šroubové
- Hřebenové
- a další

Podle velikosti jmenovité síly se dělí na lisy:

- Lehké < 0,5 MN
- Střední 0,5 – 5 MN
- Těžké > 5 MN

Podle uspořádání hřídelů pohybového mechanismu se dělí na lisy:

- S podélným uspořádáním vůči čelní straně lisu
- S příčným uspořádáním vůči čelní straně lisu

Podle provedení stolu se dělí na lisy:

- S nehybným stolem
- Se stavitelným stolem
- S pohyblivým stolem

Podle polohy a pohonu beranu se dělí na lisy:

- Vodorovné
- Svislé s horním pohonem
- Svislé s dolním pohonem

Podle pracovního rozsahu se dělí na lisy:

- Univerzální (tváří se materiál různých rozměrů a různými operacemi)
- Speciální (tváří se materiál různých rozměrů jedinou operací)
- Jednúčelové (tváří se materiál jedné velikosti jednou operací).

Podle druhu technologického tvářecího pochodu se dělí lisy na:

- Lisy pro plošné tváření
- Lisy pro objemové tváření (pracují s vyšším výkonem a mají větší tuhost pracovního prostoru, než lisy pro plošné tváření, protože překonávají při pracovním zdvihu mnohem větší odpory)

2.4 Rešerše klikových lisů v ČR a ve světě

2.3.1 Česká republika

V České republice jsou dvě významné firmy, které se zabývají výrobou klikových lisů. Na závěr je uvedena firma, která se zabývá úpravou starších modelů lisů a výrobou technicky náročnějších tvářecích zařízení.

ŽĎAS

Pravděpodobně jedna z největších firem pro výrobu tvářecích strojů v naší zemi je momentálně ŽĎAS. Firma byla založena v roce 1992. Vyrábí tvářecí stroje, tvářecí nástroje, hydraulické prvky, odlitky a jiné. Na obrázku 3 můžete vidět lis LKJA 1000, který disponuje jmenovitou silou 10 000 kN. ŽĎAS nabízí jednobodové, dvoubodové a vícebodové provedení klikových lisů. Na obrázku je případ jednobodového provedení.



Obr. 3 – LKJA 1000 firmy ŽĎAS
<http://www.zdas.cz>

ŠMERAL Brno a.s.

Firma Šmeral Brno a.s. byla založena roku 1861. Firma tehdy fungovala jako slévárna šedé litiny. Od roku 1925 zahájila společnost výrobu tvářecích strojů, ve které pokračuje spolu s jinými aktivitami do dnes. Vyrábí různé druhy lisů, buchary, válcovačky, automatické linky a jiné. Pokud jde o kovací lisy, nabízejí stroj se silou až 80MN. Na obrázku 4 je lis LKT 250 A, s jmenovitou tvářecí silou 2 500 kN.



Obr. 4– LKT 250 A
firmy ŠMERAL <http://www.sst.cz>

METALPRES s.r.o.

Firma, která se zabývá především tvářecí technikou. Vynikla již v minulém století a zabývá se výrobou menších sérií technicky náročných zařízení. Firma leží nedaleko Brna. Zabývají se také úpravou starších modelů lisů, viz obrázek 5, kde je upraven starší lis firmy ŠMERAL.



Obr. 5 – LDC 250
<http://www.sst.cz>

2.3.2 Světový trh

AJAX-CECO

Společnost AJAX navrhuje, konstruuje a vyrábí pokročilé typy kovacíh zařízení již více než 100 let a od roku 1930, kdy zavedli výrobu kovacíh lisů, neustále zdokonalují technické řešení a design svých lisovacích zařízení. Své výrobky vylepšují za účelem zefektivnění sériové výroby a zahrnutí high-endových prvků do svých strojů. AJAX nabízí uživatelům svých výrobků silný, tuhý a rychlý operační nástroj pro výrobu přesných tvarů a součástek.

Firma AJAX je schopna pozměnit určité parametry stroje tak, aby vyhovovaly přesně potřebám zákazníků (úprava točivého momentu, rychlost zdvihu atd.).

Od dob, kdy AJAX zavedl do kovárenského průmyslu první kovací lis, uběhla dlouhá doba, během níž firma získávala znalosti, které jí nyní umožňují poskytnout zákazníkům velký výběr produktů. Tyto produkty zákazníkovi umožní vybrat si přesně to, co mu nejvíce vyhovuje. Firma na svých strojích využívá nejmodernější elektronické a monitorovací zařízení, které umožňuje automatizaci výrobního procesu a zpracování jejich výrobku do výrobní linky svých zákazníků. AJAX společnost, která je na poli kovárenství ověřenou a spolehlivou firmou, vyrábí kovací lisy ve velikostech od 300 do 8000 tun.



Obr. 6 – lis firmy AJAX-CEC
<http://www.ajax-ceco.com>

FARINA

V roce 1932 založil Domenico Farina společnost "Costruzioni MECCANICHE Farina". Jednalo se o obchod, kde byly k dostání nástroje pro obrábění kovů. Z počátku firma vypadala jako obchůdek pro řemeslníky, ale potom přešel explozivní růst. První lisy Farina byly určeny k řezání kovů. V roce 1970 se firma zaměřila na výrobu lisů pro kování za tepla. Tento směr vyžadoval vydat se cestou podstatně náročnější konstrukce, než byla ta u lisů pro řezání kovů. Od této doby se společnost Farina zaměřila na kovací lisy pro kování za tepla. Jejich stroje jsou prodávány buď jako samostatné lisy, nebo jsou součástí celé výrobní linky pro kovací operace, které Farina také vyrábí.



Obr. 7 – lis firmy FARINA
<http://www.panoramio.com>

SMS Meer

Jednou z velkých světových firem, která se zabývá výrobou různých typů lisů, je německá firma SMS Meer. Tato firma vlastní spoustu různých firem, které se zabývají různými technologickými procesy. Lisy vyrábí již 90 let a mají spoustu zkušeností jak s výrobou, tak s návrhem. Vyrábí kovací lisy, speciální lisy a vytlačovací lisy.



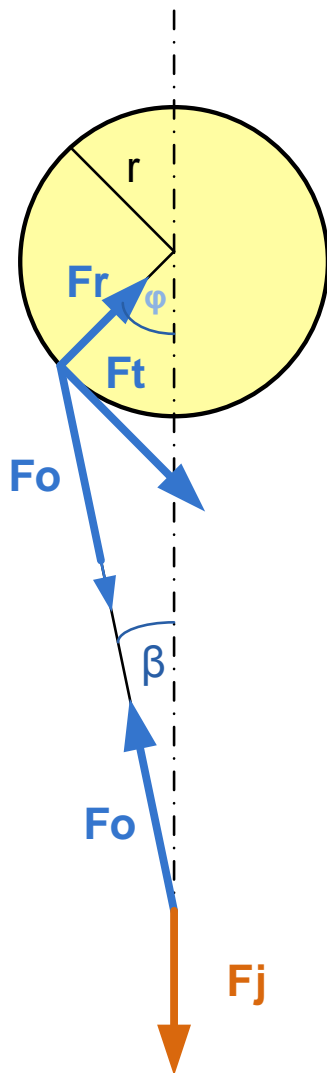
Obr.8 - lis firmy SMS Meer
<http://www.sms-meer.com>

3. Návrh částí lisu a určení sil od pohonu lisu

3.1 Rozklad sil na klikovém mechanismu

Níže je popsán rozklad sil na klikovém mechanismu. V kapitole 3.1.1 je postup výpočtu bez pasivních odporů. V kapitole 3.1.2. pak postup výpočtu s uvažováním pasivních odporů.

3.1.1 Postup výpočtu rozkladu sil, bez uvažování pasivních odporů



Popis schématu klikového mechanismu

F_o	-	osová síla
F_t	-	tečná síla
F_v	-	reakční síla od vedení
F_j	-	jmenovitá síla
β	-	úhel odklonu ojnice
φ	-	úhel natočení kliky

Obr. 9 – Klikový mechanismus bez uvažování pasivních odporů

1, Výpočet zdvihové funkce

$$h = r \left(1 - \cos \psi + \lambda \frac{\sin^2 \psi}{2} \right) \quad (1)$$

2, Převodová funkce

$$\frac{dh}{d\psi} = r \left(\sin \psi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\psi \right) \quad (2)$$

3, Velikost momentu na klice

$$F \cdot dh = M \cdot d\psi \rightarrow M = F \cdot \frac{dh}{d\psi} = F \cdot r \cdot \left(\sin \psi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\psi \right) \quad (3)$$

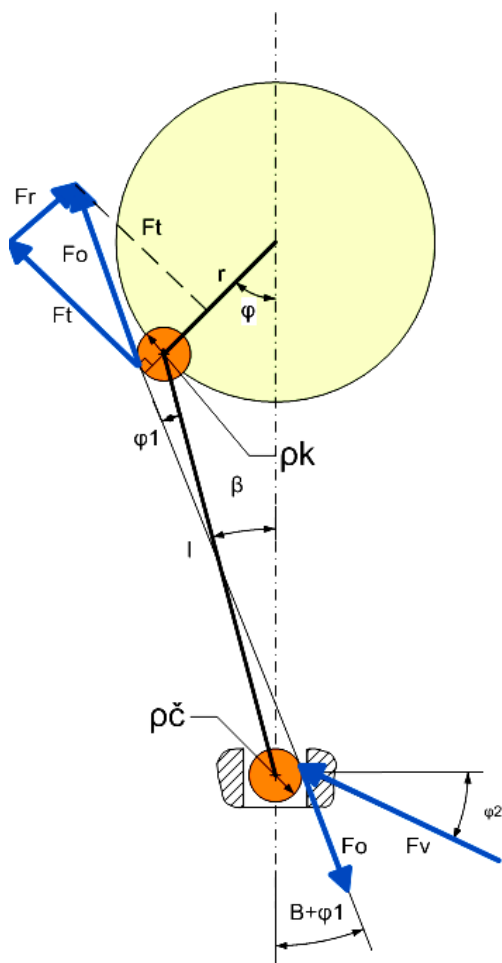
4, Rozklad jednotlivých silových složek

$$\text{Osová síla v ojnici} \quad F_j = F_o \cos \beta \rightarrow F_o = \frac{F_j}{\cos \beta} \quad (4)$$

$$\text{Tečná síla} \quad F_T = F_o \sin(\varphi + \beta) \quad (5)$$

$$\text{Radiální síla} \quad F_R = F_o \cos(\varphi + \beta) \quad (6)$$

3.1.2 Postup výpočtu rozkladu sil s uvažováním pasivních odporů



Popis schématu klikového mechanismu

F_o	-	osová síla
F_t	-	tečná síla
F_v	-	reakční síla od vedení
F_j	-	jmenovitá síla
β	-	úhel sklonu ojnice
φ	-	úhel natočení kliky
φ_1	-	odklon nositelky síly vlivem tření
φ_2	-	třecí úhel
ρ	-	poloměr frikční kružnice

Obr. 10 – Klikový mechanismus s uvažováním pasivních odporů

1, Zdvihové funkce

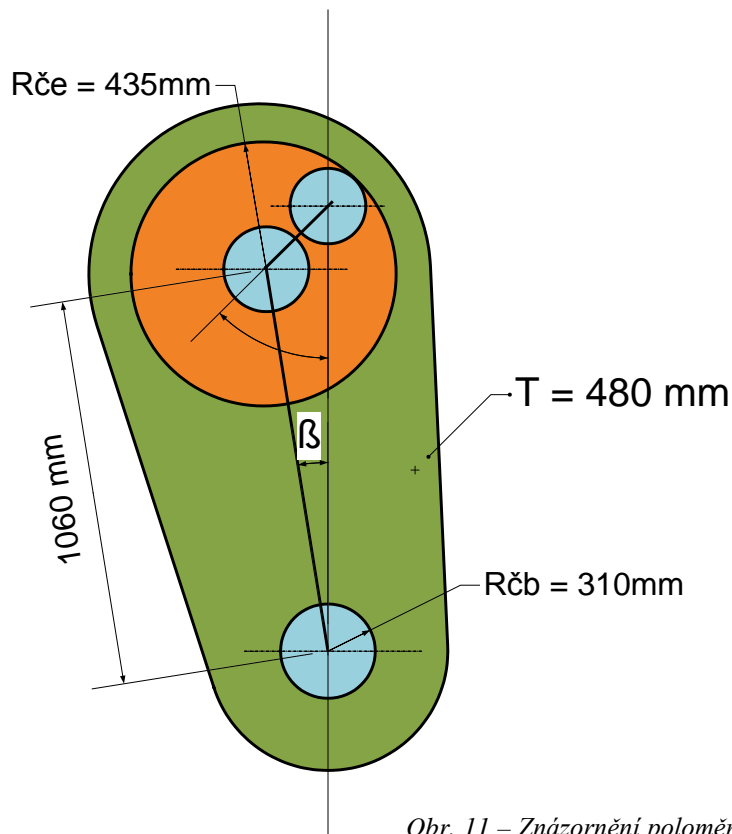
$$h = r \left(1 - \cos \psi + \lambda \frac{\sin^2 \psi}{2} \right) \quad (7)$$

2, Převodová funkce

$$\frac{dh}{d\psi} = r \left(\sin \psi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\psi \right) \quad (8)$$

3.1.3 Vyčíslení sil a momentů

V této kapitole jsou vyčísleny hodnoty podle vzorců uvedených v zminulé kapitole. Dále jsou vypočteny vztahy konstant, které jsou potřebné pro výpočet momentu na klice s uvažováním pasivních odporů.



Obr. 11 – Znáznornění poloměrů čepů na klikovém mechanismu

1, Výpočet φ_2

Součinitel tření ve vedení beranu $f = 0,1$

$$\varphi_2 = \arctg(f) = 5,71^\circ \quad (9)$$

2, Výpočet φ_1

průměr čepu v klice lisu $r_{\text{če}} = \frac{870}{2} = 435 \text{ mm} \quad (10)$

průměr čepu v uložení beranu $r_{\text{čb}} = \frac{620}{2} = 310 \text{ mm} \quad (11)$

součinitel tření v obou čepch je $f_{\zeta} = 0,08$

délka ojnice $l = 1060 \text{ mm}$

$$\rho_{\zeta e} = r_{\zeta e} \cdot f_{\zeta} = 34,8 \text{ mm} \quad (12)$$

$$\rho_{\zeta b} = r_{\zeta b} \cdot f_{\zeta} = 24,8 \text{ mm} \quad (13)$$

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{\rho_{\zeta e} + \rho_{\zeta b}}{l} = 3,22^\circ \quad (14)$$

2, Velikost momentu na klíce s uvažováním pasivních odporů

$$M_k = F_t \cdot r = F_j \cdot r \cdot \frac{\cos \varphi_2}{\cos (\beta + \varphi_1 + \varphi_2)} \cdot \cos \gamma \quad (9)$$

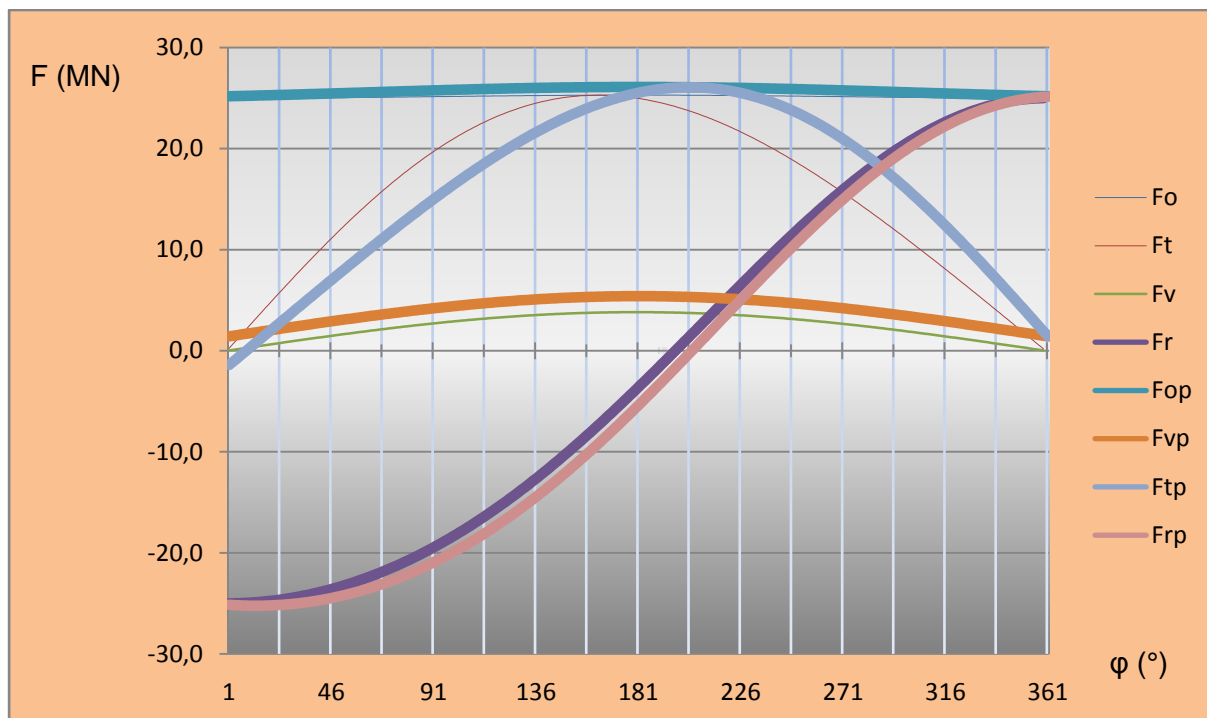
3.1.4 Výsledné porovnání vlivu pasivních odporů

V tabulce níže je vidět srovnání sil bez pasivních odporů a s pasivními odpory. Síly s indexem "p" představují síly s pasivními odpory.

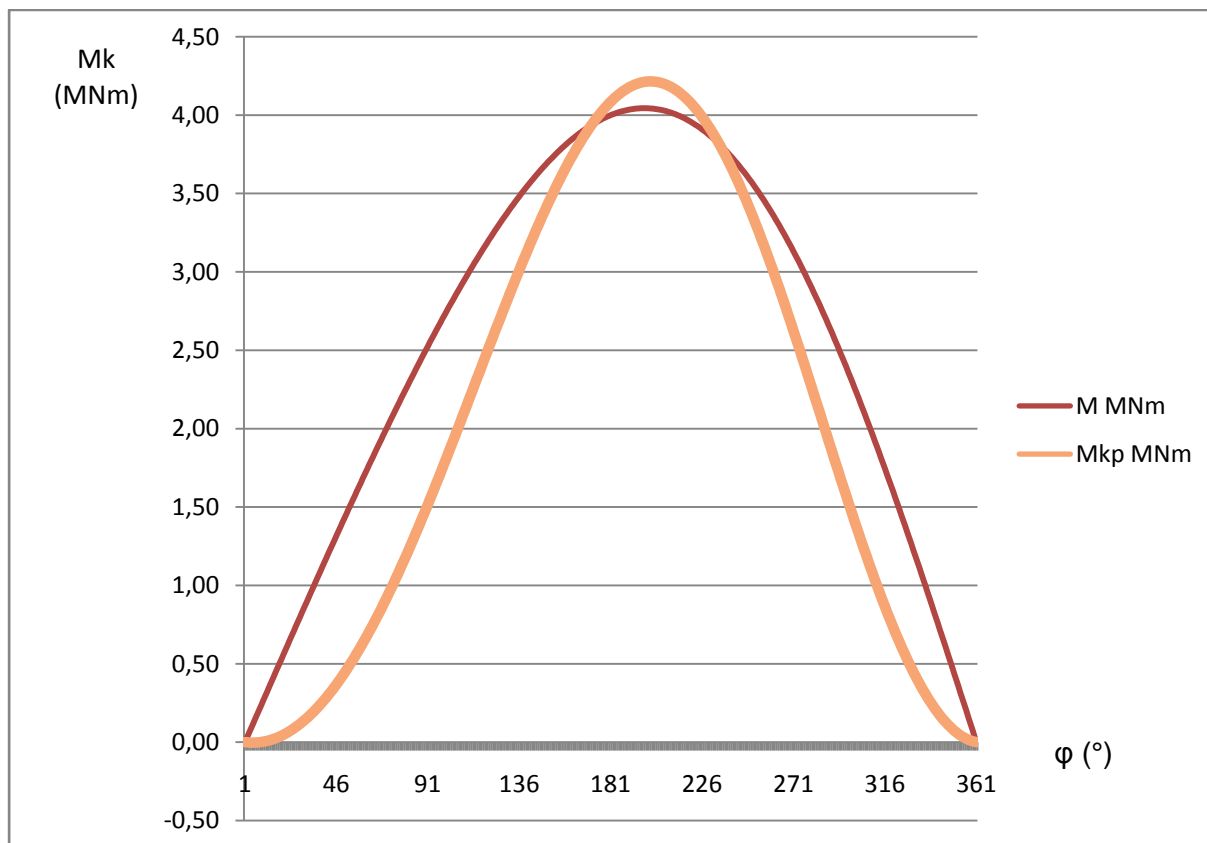
SÍLA	PRO ÚHEL 15 STUPŇŮ
F _o – OSOVÁ SÍLA V OJNICI	25 MN
F _t – TEČNÁ SÍLA	5,5 MN
F _v – REAKČNÍ OD VEDENÍ BER.	0,98 MN
F _r – RADIÁLNÍ SÍLA	23,9 MN
F _{op} OSOVÁ S PAS. ÚČINKY	25,36 MN
F _{vp} – REAKČNÍ S PAS. ÚČINKY	2,42 MN
F _{tp} – TEČNÁ S PAS. ÚČINKY	8,86 MN
F _{rp} – RADIÁLNÍ S PAS. ÚČINKY	23,75 MN

Tab. 1 – Tabulka vypočtených hodnot sil s i bez uvažování pasivních odporů.

Srovnání účinků pasivních odporů v grafech



Graf1 – Graf průběhu sil s pasivními odpory a bez pasivních odporů (index "p" představuje síly s pasivní odpory)



Graf2 – Graf průběhu momentů s pasivními odpory a bez pasivních odporů (index "p" představuje moment s pasivní odpory)

Zhodnocení výsledků pro další výpočty

Hodnoty sil s uvažováním pasivních odporů jsou vyšší, proto pro další výpočty a zatěžování v MKP bude využíváno právě těchto sil.

3.2 Návrh ozubení klikového lisu

Pro návrh byly zadány parametry, které jsou uvedeny v tabulce 2.

Dané parametry	
Výstupní otáčky – n_2	70 ot/min
Jmenovitá síla - F_j	25 MN
Převodový poměr - i	4,54
Jmenovitý úhel - φ	15 °
Točivý moment na klice - M_k	420 500 Nm

Tab. 2 – Tabulka daných parametrů pro návrh ozubení

1, Výpočet vstupních otáček

$$n_1 = n_2 \cdot i = 319 \text{ ot/min} \quad (14)$$

2, Výpočet výkonu přenášeného druhým kolem

$$P = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2\pi \frac{n_2}{60} = 3082 \text{ kW} \quad (15)$$

Po vypočtení potřebných hodnot, byl návrh ozubení vytvořen v programu AUTODESK Inventor 12. Pro návrh v tomto programu bylo nutné zvolit několik hodnot, které jsou uvedeny v tabulce 3.

Zvolené hodnoty	
Modul	45 mm
Šířka pastorku	350 mm
Šířka kola	350 mm
Úhel sklonu zubů	15°
Počet zubů kola	50
Účinnost ozubení	0,98
Úhel profilu ozubení	20°

Tab. 3 – Tabulka zvolených hodnot nutných pro výpočet

Po zadání zvolených hodnot do programu byl zvolen výpočet dle normy ČSN. Dále bylo ozubení navrženo s vyrovnání měrných skluzů.

Vypočtené hodnoty	
Počet zubů pastorku	11
Osová vzdálenost kol	1423 mm
Roztečná kružnice kola	2296 mm
Roztečná kružnice pastorku	550 mm

Tab. 4 – Tabulka vypočtených hodnot programem Inventor

Pevnostní kontrola ozubení

Pevnostní vlastnosti ozubení	Kolo/ pastorek (stejně hodnoty)
Mez únavy v ohybu	352 MPa
Mez únavy v dotyku	1140 MPa
Poissonova konstanta	0,3
Požadovaná životnost	10 000 hod.

Tab. 5 – Tabulka vypočtených pevnostních hodnot

Zhodnocení návrhu ozubení

Výpočty podle AUTODESK INVENTOR 2012. Ozubení pevnostně vyhovuje s předepsanými koeficienty bezpečnosti. Návrh byl vypočten dle normy ČSN 01 4686. Všechny bezpečnostní koeficienty nabývají vyšší hodnoty než 1,2 (konkrétně statická bezpečnost v dotyku). Ostatní koeficienty vycházejí vyšší. Ozubení bylo navrženo s ohledem na vyrovnání měrných skluzů.

3.3 Návrh řemenového převodu klikového lisu

3.3.1 Návrh agregátu

Při návrhu agregátu se vychází z určení užitečné práce ze které se následně vypočte potřebný moment a potřebný výkon motoru.

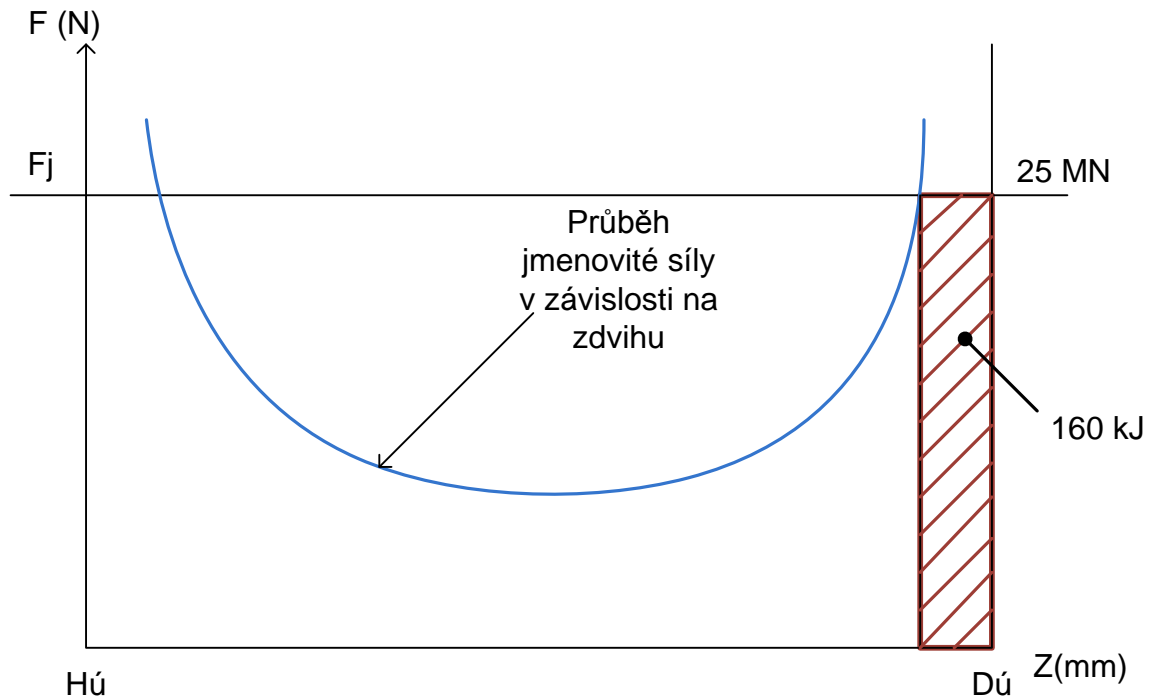
Výpočet užitečné práce pro zápusťkové kování

K výpočtu využijeme hodnotu jmenovité síly a zdvihu v závislosti na jmenovitém úhlu

- z - zdvih
- F_j - jmenovitá síla

$$h_p = 0,13 \cdot z \quad (16)$$

$$A_u = (0,1 \div 0,15) \cdot F_j \cdot h_p = 0,15 \cdot 25 \cdot 0,13 \cdot 320 \cong 160 \text{ kJ} \quad (17)$$



Obr. 12 - Znázornění velikosti užitečné práce

Celková práce

Celková práce se vypočte jako dvojnásobek práce užitečné. Dvojnásobek uvažujeme vzhledem ke ztrátám.

$$A_c = A_u \cdot 2 = 0,32 \text{ MJ} \quad (18)$$

Výpočet úhlu natočení motoru φ

Nabití setrvačnicku se provede po 3,5 otáčkách kliky-> každou čtvrtou otáčku uvažujeme prac. zdvih

Převod na ozubení $i_1 = 4,54$

Převod na řemenu $i_2 = 4,7$

$$\varphi = 2 \cdot \pi \cdot 3,5 \cdot i_1 \cdot i_2 = 469 \text{ rad} \quad (19)$$

Výpočet potřebného momentu motoru

$$M = \frac{A_c}{\varphi} = \frac{0,32 \text{ MJ}}{469 \text{ rad}} = 682 \text{ Nm} \quad (20)$$

Výpočet potřebného výkonu motoru

volené otáčky motoru - 1500 ot/min => $\omega = 157 \text{ rad/s}^{-1}$

$$P = M \cdot \omega = 682 \cdot 157 = 107 \text{ kW} \quad (21)$$

Na základě potřebného výkonu a momentu byl pro nám daný lis (2 500 tun) zvolen agregát o výkonu 130 kW. Tato hodnota byla zvolena po průzkumu trhu, kde se u obdobně velkých lisů vyskytovaly agregáty o síle 120-150 kW. Typ agregátu je Siemens - asynchronní motor, typ: 1PH7226. Hodnoty agregátu jsou uvedeny v tabulce 6.

Zvolený agregát	
SIEMENS	Asynchronní 1PH7226
Výkon	130 kW
Otáčky	1500 ot/min
Moment	828 Nm

Tab. 6 – Hodnoty zvoleného agregátu



Obr. 13 – SIEMENS řady 1PH7226
<http://support.automation.siemens.com>

3.3.2 Návrh řemenu

Řemeny byly navrženy programem DESIGN-flex, firmy GATES Corporation. Návrh byl tímto programem proveden proto, že firma GATES Corporation nabízí řemeny vyztužené kevlarovým vláknem typu PREDATOR a pro jejich návrh poskytuje právě tento software. Po návrhu nám vyšel typ řemenu PREDATOR CP. Bližší hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.

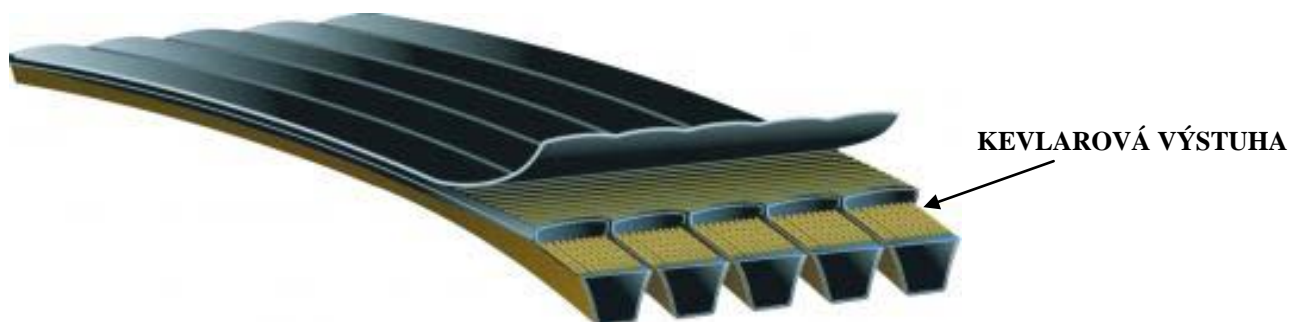
Zvolený řemen	
PREDÁTOR	CP
Maximální přenášený výkon	214 kW
Hmotnost	12 kg
Obvodová rychlost	21 m/s

Tab. 7– Hodnoty navrženého řemenu

Program také navrhl velikosti průměrů obou řemenic

Roztečný průměr malé řemenice	265 mm
Roztečný průměr velké řemenice	1250 mm

Tab. 8– Rozměry řemenic



Obr.14 – Ukázka řemenu PREDATOR
<http://www.mmspektrum.com>

3.4 Návrh setrvačnicku klikového lisu

Výpočet otáček na předlohové hřídeli

Tyto otáčky jsou na předlohovou hřídel přeneseny z motoru přes výše určený řemen PREDATOR.

Převod na řemenu (do pomala) $i = 0,213$

Otáčky motoru $n_m = 1500 \text{ ot/min}$

$$n_h = n_m \cdot i = 1500 \cdot 0,213 = 319 \frac{\text{ot}}{\text{min}} = 33,4 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (22)$$

Tyto otáčky jsou shodné s otáčkami na ozubeném kole viz vzorec (14).

Určení poklesu otáček

Při přenosu otáček motoru se musí počítat s občasným poklesem otáček. Stanoví se tedy procentuální pokles a určí se tak hodnota pokleslých otáček. V případě tohoto lisu budeme předpokládat pokles otáček o 25%.

$x = 0,25$ (představuje pokles 25%)

$$n_p = n_h \cdot (1 - x) = 239,25 \frac{\text{ot}}{\text{min}} = 25,05 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (23)$$

Potřebný setrvačný moment

Setrvačnick je umístěn na předlohové hřídeli

$$\begin{aligned} n_h &= 33,4 \text{ rad s}^{-1} \\ n_p &= 25,05 \text{ rad s}^{-1} \\ A_c &= 320\,000 \text{ J} \end{aligned}$$

$$I_p = \frac{2 \cdot A_c}{(n_h^2 - n_p^2)} = 1311 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (24)$$

Setrvačný moment ozubeného kola a řemenice

Aby nemusel být setrvačnick příliš velký, využijeme setrvačného momentu ozubeného kola a řemenice, které jsou umístěny na předlohové hřídeli stejně jako setrvačnick.

Setrvačný moment ozubeného kola.

<i>hmotnost ozubeného kola</i>	$m_k = 533 \text{ kg}$
<i>poloměr roztečné kružnice kola</i>	$r_1 = 0,275 \text{ m}$
<i>vnitřní poloměr pastorku</i>	$r_2 = 0,125 \text{ m}$

$$I_k = \frac{1}{2} m_k \cdot (r_1^2 + r_2^2) = 24,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (25)$$

Setrvačný moment řemenice

<i>hmotnost řemenice</i>	$m_r = 2774 \text{ kg}$
<i>vnější poloměr řemenice</i>	$r_1 = 0,625 \text{ m}$
<i>vnitřní poloměr řemenice</i>	$r_2 = 0,125 \text{ m}$

$$I_r = \frac{1}{2} m_r \cdot (r_1^2 + r_2^2) = 563,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (26)$$

Setrvačný moment setrvačnicku

$$I_s = I_p - I_k - I_r = 723 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (27)$$

Výpočet rozměrů setrvačnicku

<i>hustota materiálu setrvačnicku</i>	$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
<i>volená délka setrvačnicku</i>	$l = 1 \text{ m}$

Poloměr setrvačnicku

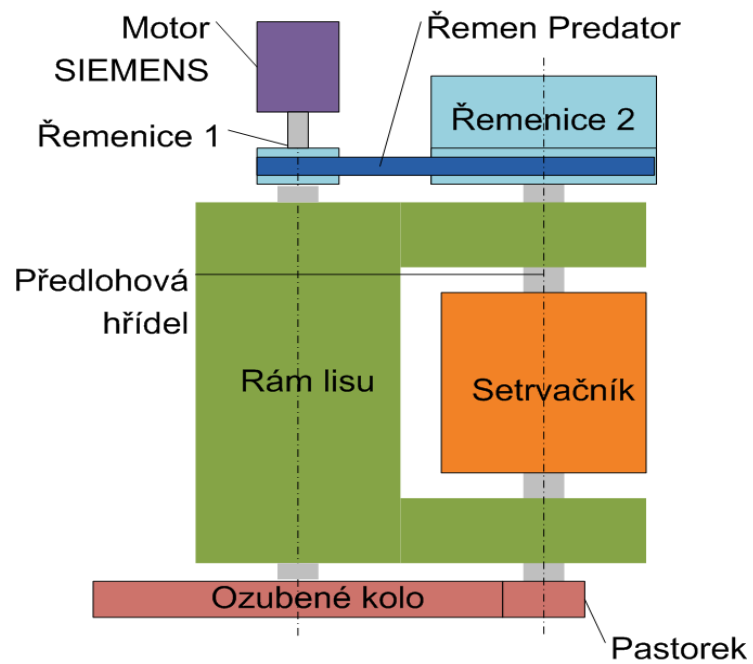
$$r_1 = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot I_s}{\rho \cdot \pi \cdot l}} = 0,49 \text{ m} \quad (28)$$

Hmotnost setrvačnicku

$$m_s = \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot l = 5972 \text{ kg} \quad (29)$$

Setrvačný moment setrvačnicku a rozměry	
Is - setrvačnicku	723 kgm ²
Průměr setrvačnicku	1 m
Délka setrvačnicku	1m
Hmotnost setrvačnicku	5 972 kg

Tab. 9– Vypočtené hodnoty navrženého setrvačnicku

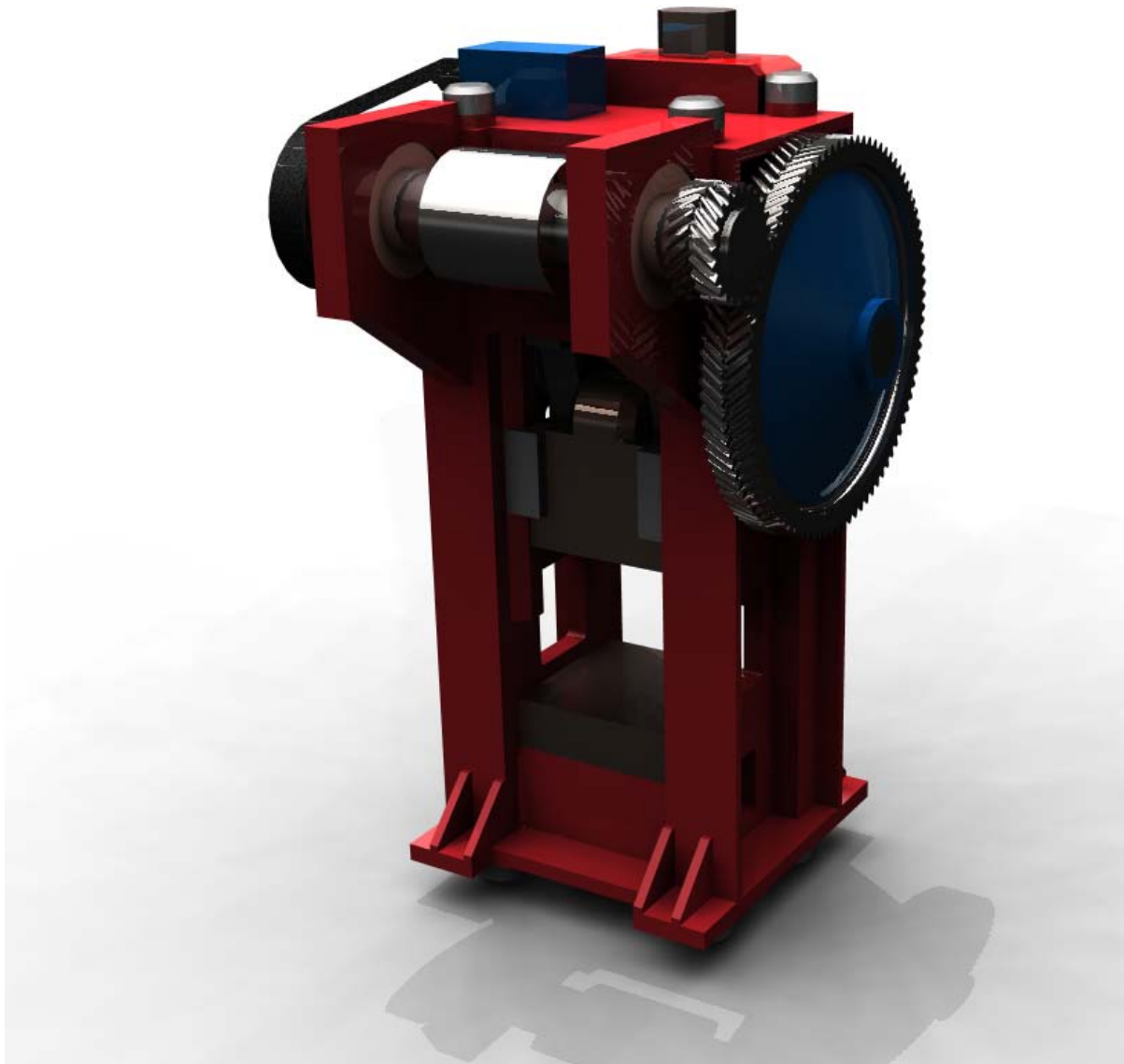


Obr. 15– Schéma pohonu lisu a rozmístění na předlohové hřídeli

4. Návrh konstrukčních variant lisu s různými velikostmi pracovního prostoru.

Základní myšlenkou této práce, je vyhodnocení poklesu tuhosti a zvýšení napětí při zvětšení pracovního prostoru lisu (v našem případě šířky pracovního prostoru).

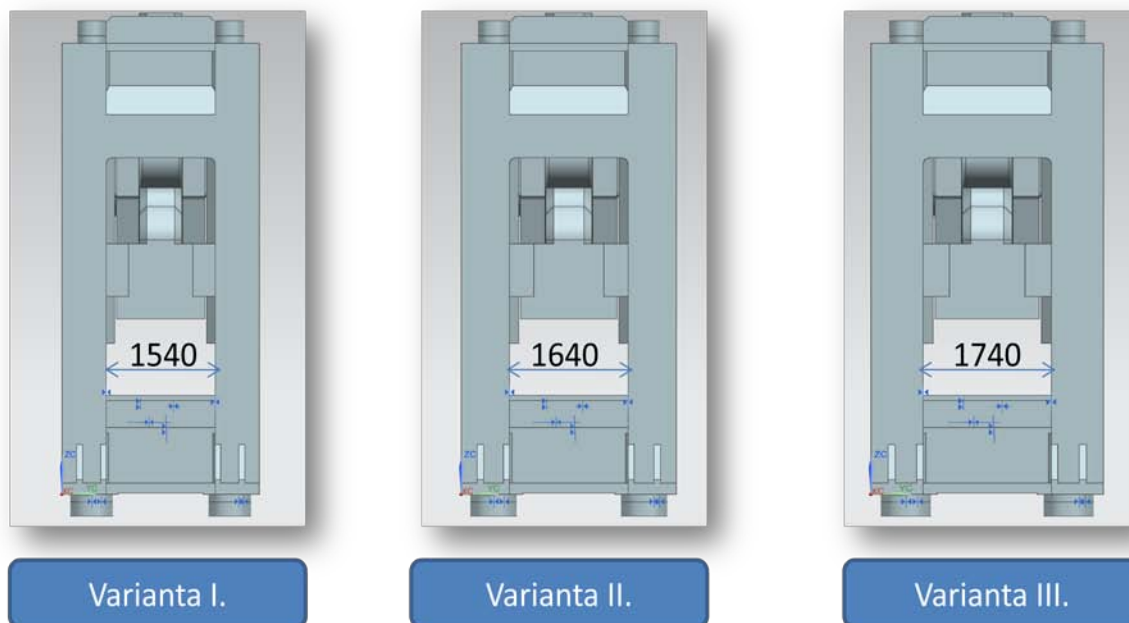
Cíl práce spočívá ve zjištění, zda lze zvětšit pracovní prostor lisu a zároveň zachovat jeho spolehlivost a bezporuchovost. Rám lisu bude zvětšován bez větších konstrukčních úprav. Základním modelem je lis o síle 2500 tun (obr. 16) s rozměry pracovního prostoru (viz tabulky 10).



Obr. 16 – Model Varianty I. Lis 2500 tun

4.1 Představení variant rámců lisů

Celkem se jedná o tři varianty rámců lisů, které jsou si geometricky podobné (viz obr. 17). Zásadní rozdíl zaznamenávají zejména v šířce pracovního prostoru (dále jen PP).



Obr. 17– Varianty I., II. a III. a rozlišující rozměr pracovního prostoru lisu

Rozměry PP a beranu lisu	Varianta I.	Varianta II.	Varianta III.
ŠÍŘKA PP (mm)	1540	1640	1740
MAXIMÁLNÍ VÝŠKA PP (mm)	1335	1335	1335
HLOUBKA PP (mm)	1440	1440	1440
ROZMĚR BERANU (mm)	1260x1270	1360x1270	1460x1270

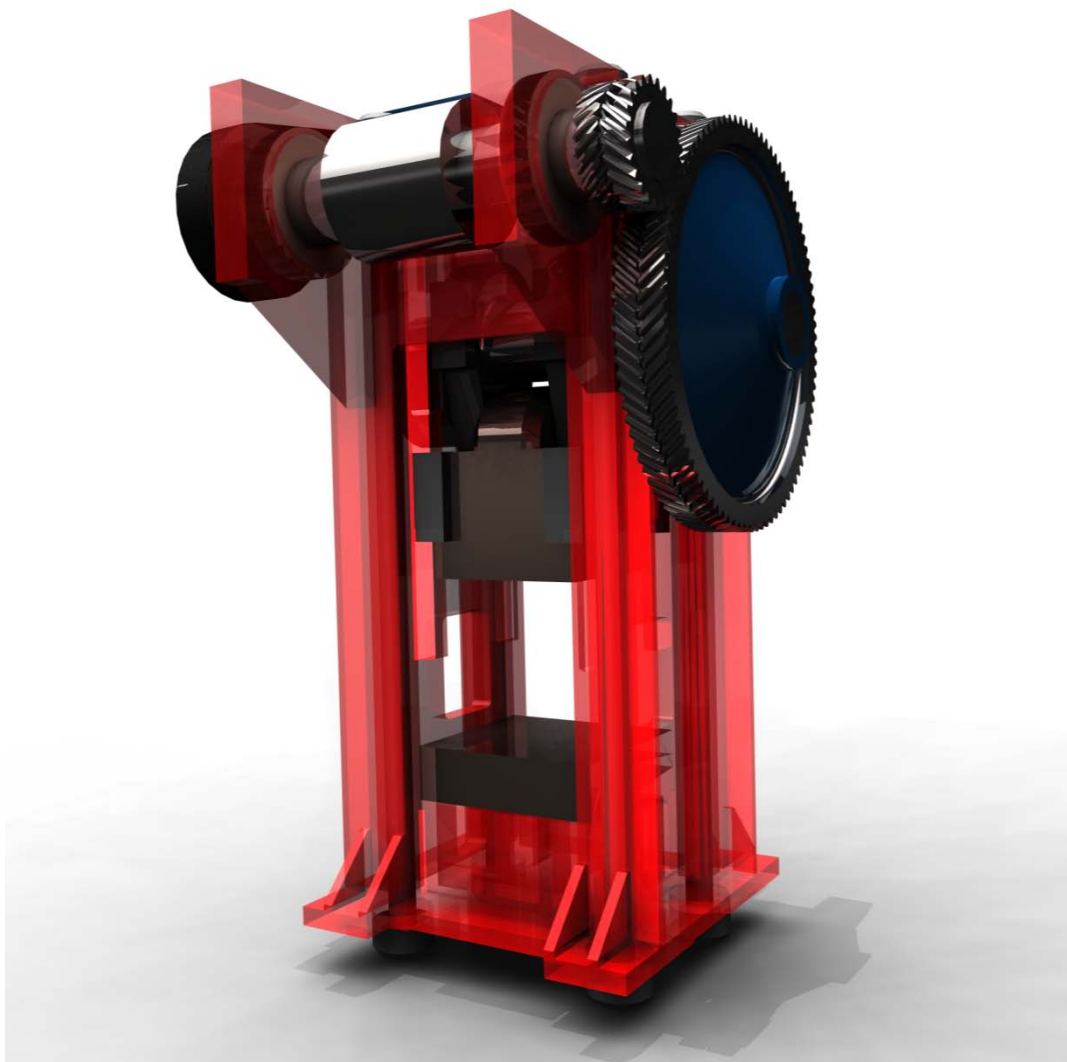
Tab. 10 – Varianty I., II. a III. - rozměry PP a rozměry beranu.

4.2 Základní předpoklady při návrhu variant rámu lisů

- Každý ze stojanů je vyroben ze stejného materiálu.
- Každý stojan je vyroben a sestaven stejnou technologií (jako svařenec).
- Jediné části lisu (kromě samotného stojanu), které se rozměrově mění v závislosti na zvětšování PP, jsou beran, klínový stůl a výstředníková hřídel.
- Pro každou z modelovaných variant byla použita stejná síť (typ, zahuštění elementů...)
- Pro každou z variant byly použity stejné koeficienty tření mezi součástmi
- Každá z variant má nadefinované stejné okrajové podmínky

4.3 Detailní pohled na návrh a přípravu modelu pro MKP analýzu

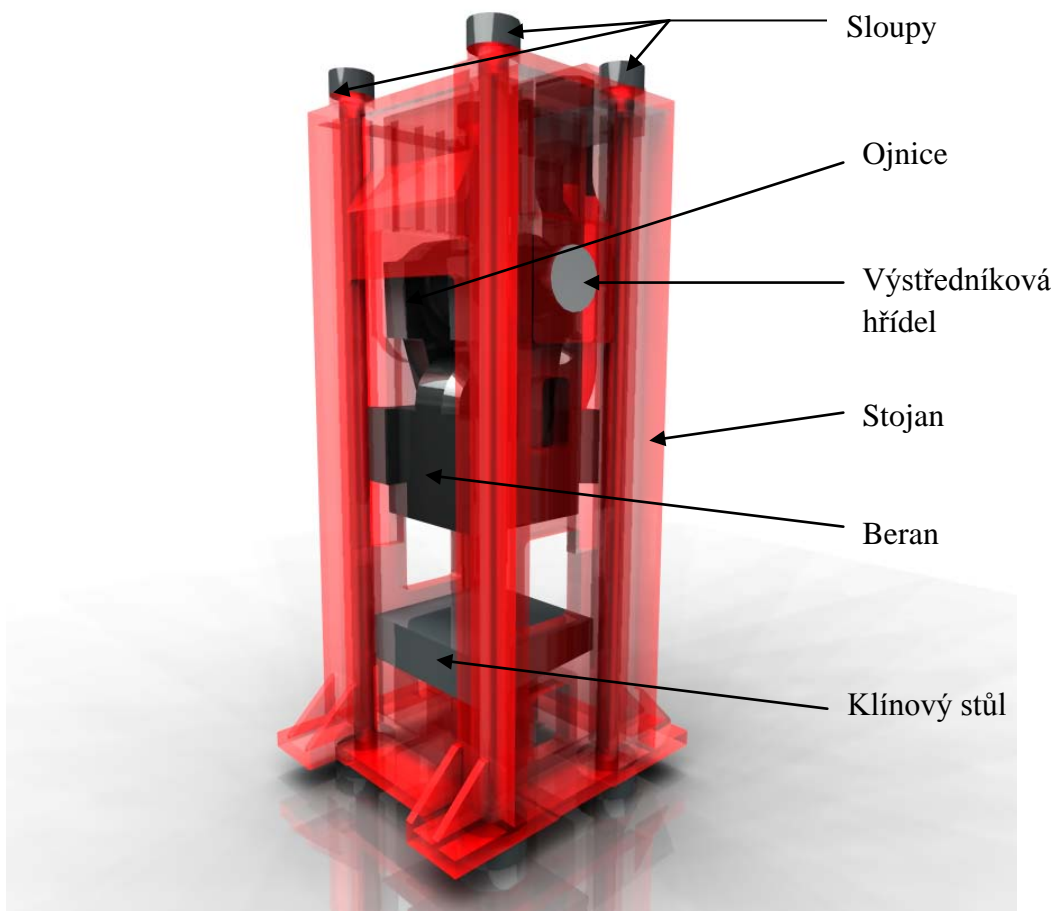
Pro získání kvalitních výsledků z MKP analýzy, je nutné zohlednit velké množství faktorů (dostatečně jemná síť, správně nadefinované okrajové podmínky...). Zároveň, však musí být přihlédnuto k délce výpočtového času. Ten lze ovlivnit dobře zvolenou velikostí elementů v síti a zjednodušením celé konstrukce. V analýzách MKP není důležité získat výsledky naprosto reálného případu (namodelovaný celý lis, se všemi kontakty a prvky), ale zaměřit se na důležité a kritické části celého mechanismu - v případě této diplomové práce mechanického kovacího lisu.



Obr. 18 – Počáteční úplný model mechanického kovacího lisu 2500 tun

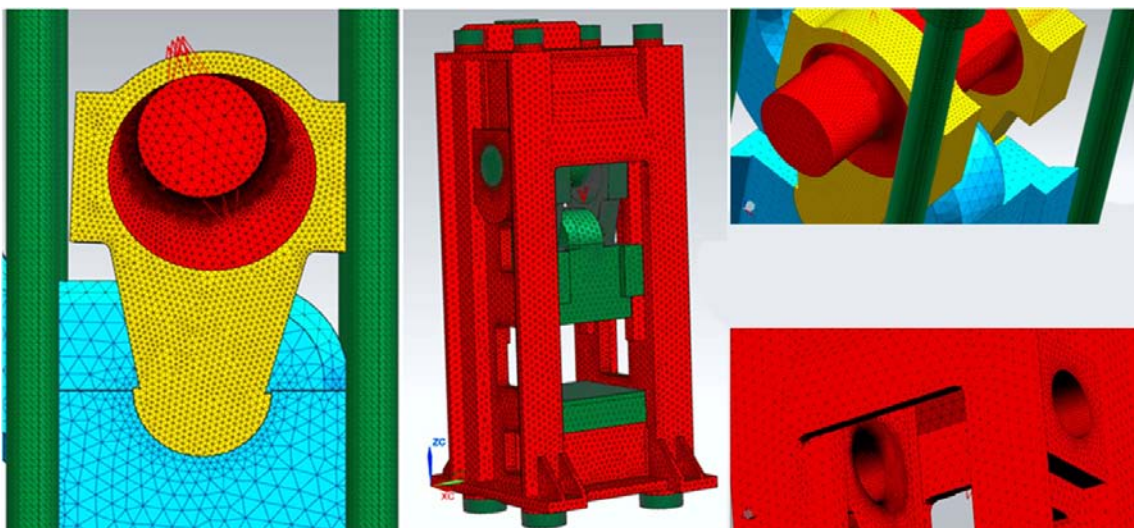
Před úplným začátkem vytvoření geometrie, která bude sloužit pro výpočetní simulaci, bylo nutné zjednodušit počáteční úplný model (obr. 18). Protože nejdůležitější částí na lise, která nás z výpočtového hlediska zajímá nejvíc, je stojan, bylo zjednodušení dosaženo odstraněním pro výpočet nepotřebných součástí (předloková hřídel, ozubená kola, řemenice, motor). Díky takovému zjednodušení, bylo ušetřeno již při modelování velké množství

výpočetního času. Výsledný, zjednodušený model je na obrázku 19. Takto připravený model lze připravit nadefinováním sítě a okrajových podmínek pro výpočet.



Obr. 19 – Zjednodušený model mechanického kovacího lisu 2500 tun

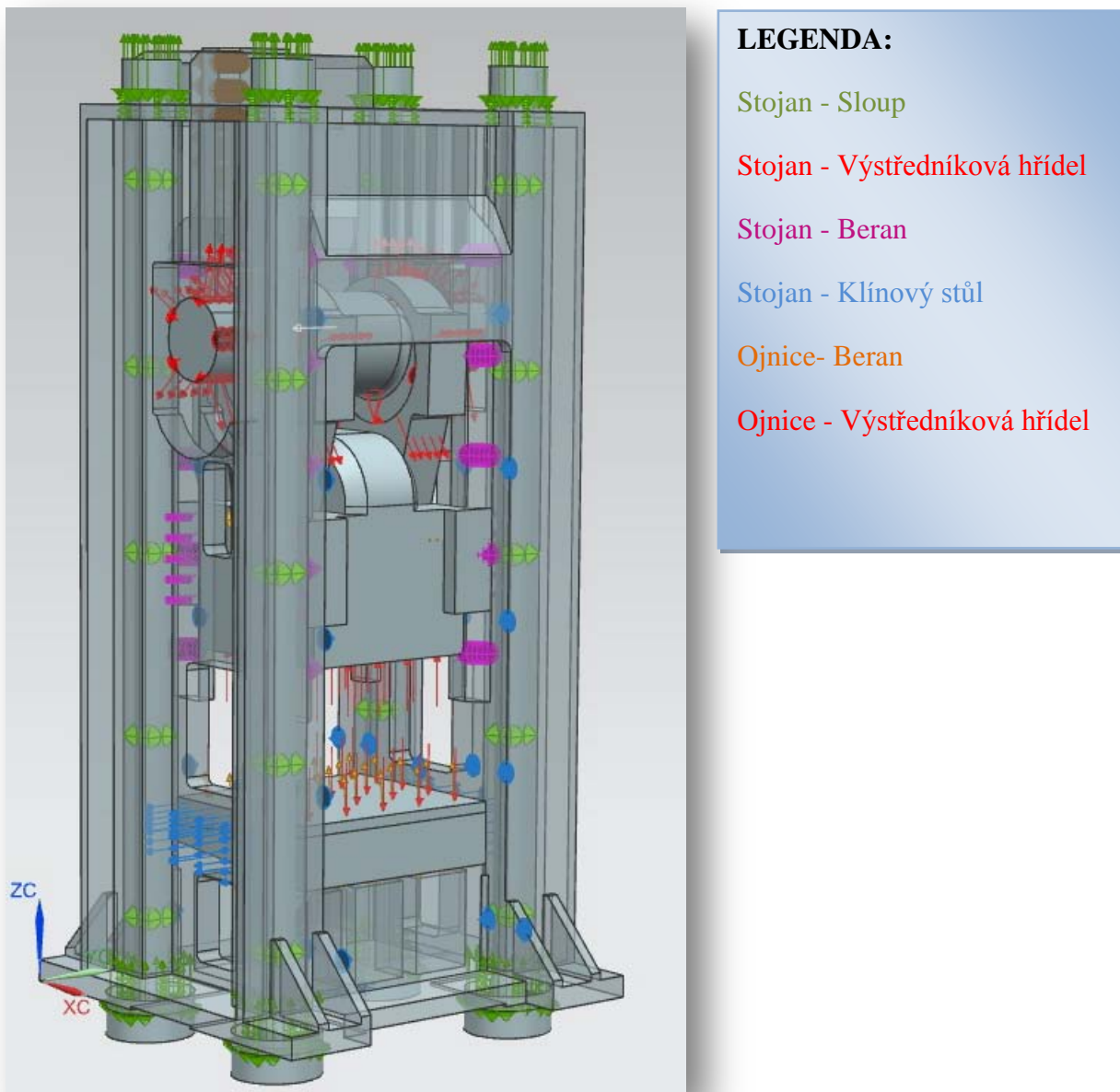
Po vytvoření geometrie lisu bylo nutné vytvořit síť, která bude následně zatížena. Síť byla vytvořena z tří-uzlových konečných prvků. Pro zajištění dostatečné kvality sítě, byla v místech předpokládaného zvýšeného napětí síť zjemněna (obr 20). Tím bylo dosaženo přesnějších výsledků. Jako materiál, byla zvolena na všech částech ocel.



Obr. 20 – Pohled na síť částí lisu a její zjemnění v kritických místech

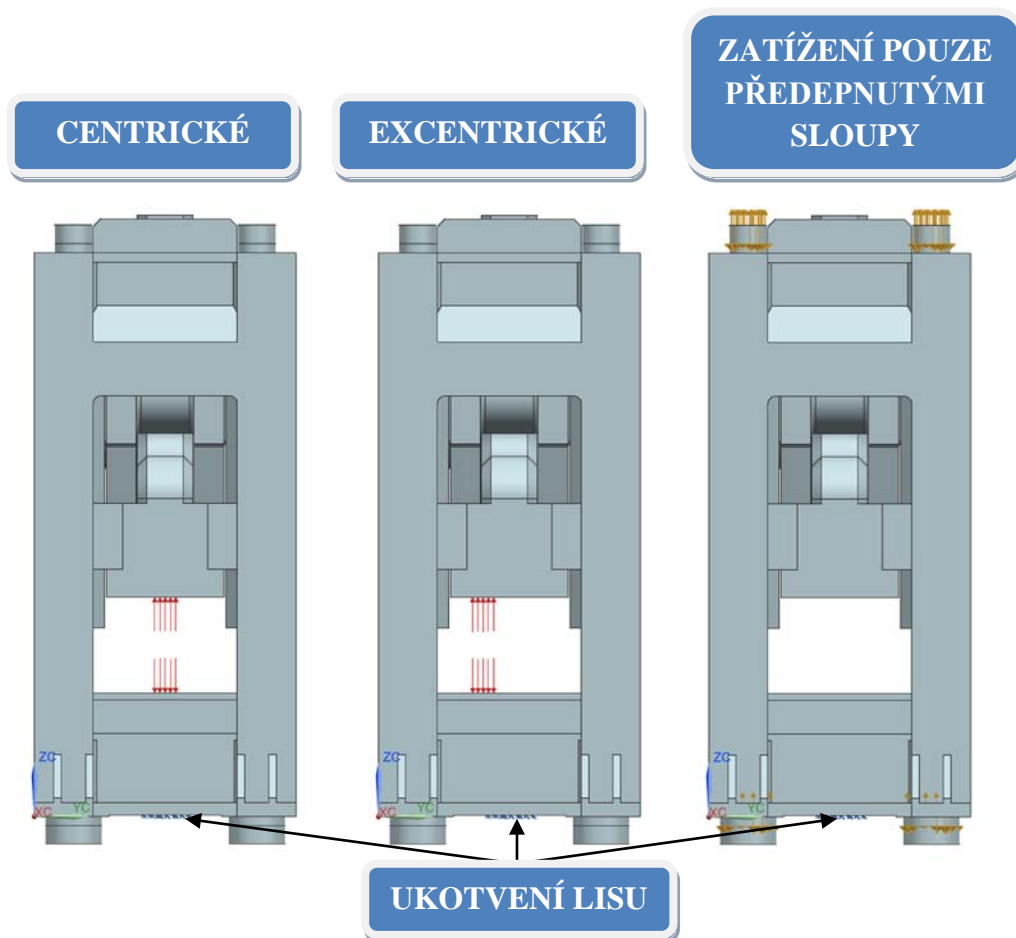
Po vytvoření sítě a nadefinování materiálu bylo třeba zadat kontakty mezi jednotlivými částmi lisu. Pro zjednodušení a snížení výpočtového času byla mezi některými prvky použita funkce "gluing", která slepí sítě vybraných součástí a zamezí tak jejich pohybu. Pro ostatní kontakty byly uvažovány koeficienty tření o velikostech 0,08 pro mazané součásti a 0,3 pro nemazané součásti. Jediným případem, kde bylo nutné použít vyšší koeficient tření, byl kontakt mezi sloupy a stojanem. Předepnutí sloupů způsobovalo při koeficientu tření 0,3 chyby ve výpočtech, proto byl koeficient zvýšen na 1.

Přehled všech kontaktů je na obrázku 19 spolu s legendou. V legendě jsou uvedeny části, mezi kterými je kontakt nadefinován. Barva písma potom odpovídá barvě, kterou je kontakt znázorněn na obrázku 21.



Obr. 21 – Přehled kontaktů na variantě I. s legendou.

Definováním kontaktů bylo dosaženo možnosti přenosu silových účinků ze zatížené součásti na součásti okolní. Protože od každé z variant bylo nutné vyšetřit tři druhy namáhání (centrické, excentrické, předepnutí sloupů), bylo nutné nadefinovat celkem 3 modely, z nich každý měl nadefinované 3 různé okrajové podmínky. Celkem tedy proběhlo 9 simulací. U centrického a excentrického zatížení byl lis vyšetřován se zatížením 25 MN, kdy jedna síla o této velikosti působila na klínový stůl lisu a druhá (reakční) působila na beran lisu, viz obr. 22. U předepnutí stojanu sloupy, byly sloupy předepnuty na velikost napětí 150 MPa. Rám byl ukotven za spodní část ve tvaru kruhu, viz obr. 22. Ukotvení bylo provedeno tímto způsobem, aby co nejméně zkreslovalo deformace zatíženého lisu.



Obr. 22– Přehled typů zatížení, určených k vyšetření

Shrnutí příprav MKP analýzy

Záměrem při přípravě MKP analýzy bylo vytvořit co možná nejjednodušší model, který poskytne věrohodné výsledky. Postupným upravováním sítí, okrajových podmínek a kontaktů, bylo docíleno velkého pokroku při snižování výpočetního času. Z původního modelu, který byl počítačem zpracováván zhruba 1,5 hodiny, se podařilo čas snížit na 25 minut. Následně podle prvního odladěného modelu bylo vytvořeno následných 8, které se časovou náročností blížily prvnímu. Díky tomuto výsledku lze říci, že potenciál v poměru přesnost výsledků a časová náročnost, byl využit, pokud ne v plném, tak v téměř plném rozsahu.

5. Místa vyšetřování napětí ve stojanu

Pro vyšetření napětí v kritických místech stojanu, bylo určeno několik míst na samotném stojanu (body A-I viz obr. 23), ze kterých bylo odečítáno maximální, minimální a průměrné napětí.

Aby bylo možné porovnat adekvátně výsledky, místa vyšetřování jsou shodná pro každou ze tří variant.

Vyšetřován je pouze samotný stojan bez ostatních dílů (beran, výstředníková hřídel, ojnice). Fialově označené plochy a čáry vyznačují plochy, které byly kontrolovány.



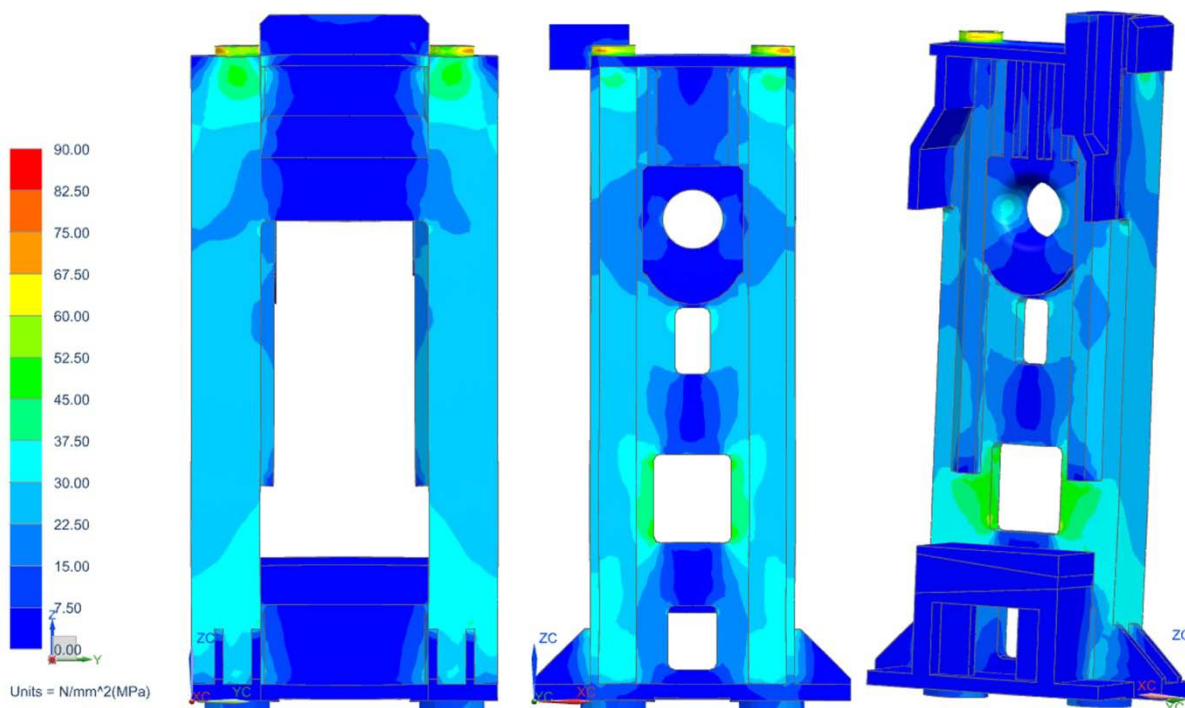
Obr. 23 – Body, ve kterých je vyšetřováno napětí A-I

5.1 Vyšetření Varianty I.

Varianta I. s šířkou pracovního prostoru 1540 mm je nejmenší variantou ze tří vyšetřovaných stojanů. Očekáváme zde nižší napětí než u následujících variant. Přípustnou mezí napětí je 150 MPa.

Napětí od předeptnutí kotvami VARIANTA I.

Protože na lisu jsou předeptné sloupy, je stojan zatížen i mimo provoz. Sloupy jsou předeptné na 150 MPa. Celkově ve stojanu nedochází k žádnému kritickému napětí. Podle barevného spektra (obr. 24) můžeme vidět, že napětí ve stojanu se z větší části pohybuje kolem 30-40 MPa. V extrémních případech (plochy dotyku se sloupy) potom kolem 75 MPa. Vlivem předeptnutí se ve stojanu převládá tlakové napětí, které je pro stojan příznivější. Významná tahová napětí se ve stojanu mohou vyskytovat až při značném silovém přetížení stroje.



Obr. 24– Výsledky MKP předeptné varianty I.

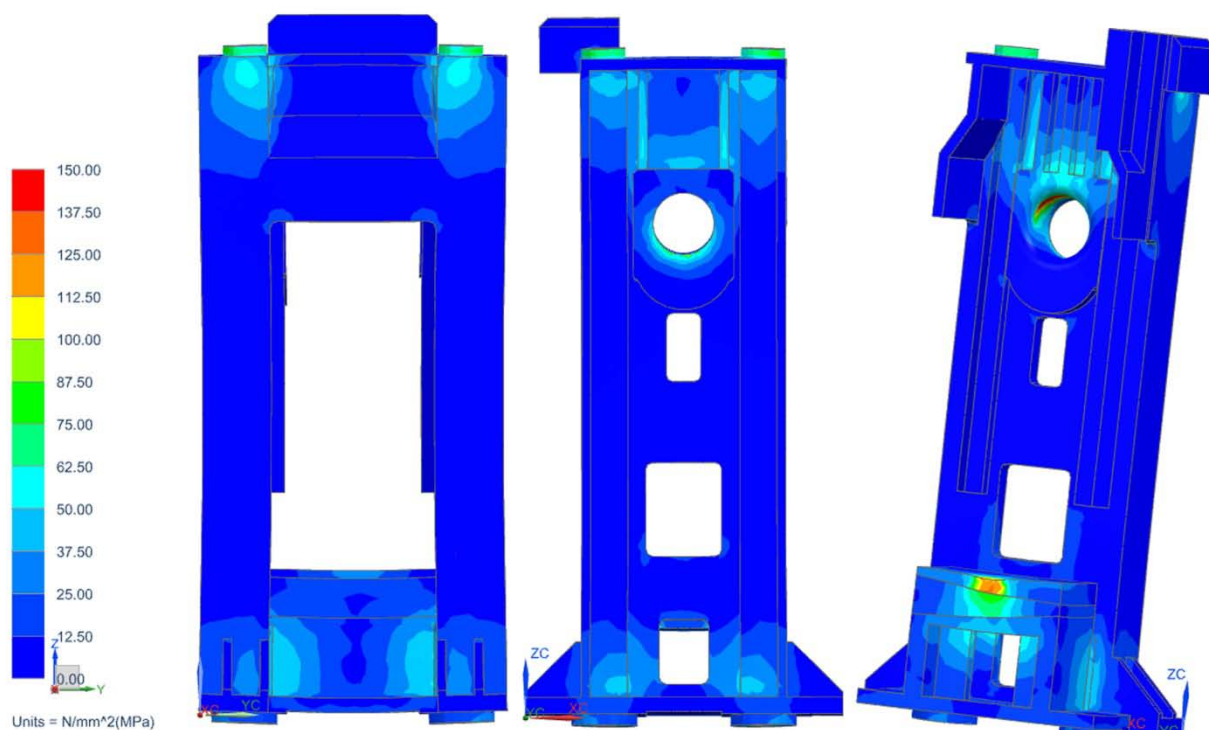
Tabulka hodnot napětí ve vyšetřovaných bodech

NAPĚTÍ (MPa)									
VARIANTA I. - PŘEDEPTNUTÍ	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,3	47,2	10	0,8	0,5	32,1	30,7	1,3	0,7
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	49,6	75,1	86,7	59,3	3,9	57,6	56,4	35,6	3,3
PRŮMĚRNÉ	25	60,7	32	13,9	2,8	45,4	45,2	12,7	1,6

Tab. 11–Hodnoty napětí (MPa) ve vyšetřovaných bodech varianty I. - zatížení předeptnutím

Napětí od centrického zatížení VARIANTA I.

Na obr. 25 je vidět centricky zatížený stojan. Síla působící je 25 MN. Díky centrickému zatížení, je barevné spektrum rozmístěno téměř symetricky. Drobné odchylky od symetrie jsou připsány vytvořené síti, jejíž elementy nejsou rozneseny po rámu symetricky. Napětí se opět pohybuje v celkem nízkých hodnotách (zhruba 30- 50 MPa). Vyšší napětí vychází na klínovém stole, kde působila síla. Napětí je zde velké, protože síla byla rozložena na malé ploše. Napětí dosahuje přibližně 140 MPa. Dalším kritickým místem je v uložení výstředníkové hřídele. Zde napětí dosahuje hodnot přes 300 MPa. Ve skutečnosti budou v tomto místě použita kluzná pouzdra, která jsou z měkčího materiálu a napětí dokážou roznést na větší plochu. Z toho důvodu lze i toto napětí považovat za vyhovující, jelikož reálná hodnota napětí nebude tak vysoká.



Obr. 25– Výsledky MKP centrického zatížení varianty I.

Tabulka hodnot napětí ve vyšetřovaných bodech

VARIANTA I. - CENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,3	54,5	17,3	1,7	3	5,	4,1	5,2	14,1
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	57,7	83,6	103,9	67,3	141	26,1	24,2	302,4	63,6
PRŮMĚRNÉ	10,8	68,7	45,6	19	40	12,1	11,8	53,5	28,8

Tab. 12–Hodnoty napětí (MPa) ve vyšetřovaných bodech varianty I. - zatížení centrické

Napětí od excentrického zatížení VARIANTA I.

U excentrického zatížení, kde excentricita dosahuje hodnoty 280 mm, je zřejmé, že napětí již není rozloženo symetricky. Síla zatížení je stále stejná (25 MN) pouze posunuta o rozměr excentricity. Ke kritickým napětím dochází opět na stejných místech jako v případě centrického zatížení (stůl, uložení výstředníkové hřídele) viz obr. 26. Důvody, proč je zde napětí tak vysoké jsou shodné s těmi, které byly uvedeny u centrického zatížení.



Obr. 26– Výsledky MKP excentrického zatížení varianty I.

Tabulka hodnot napětí ve vyšetřovaných bodech

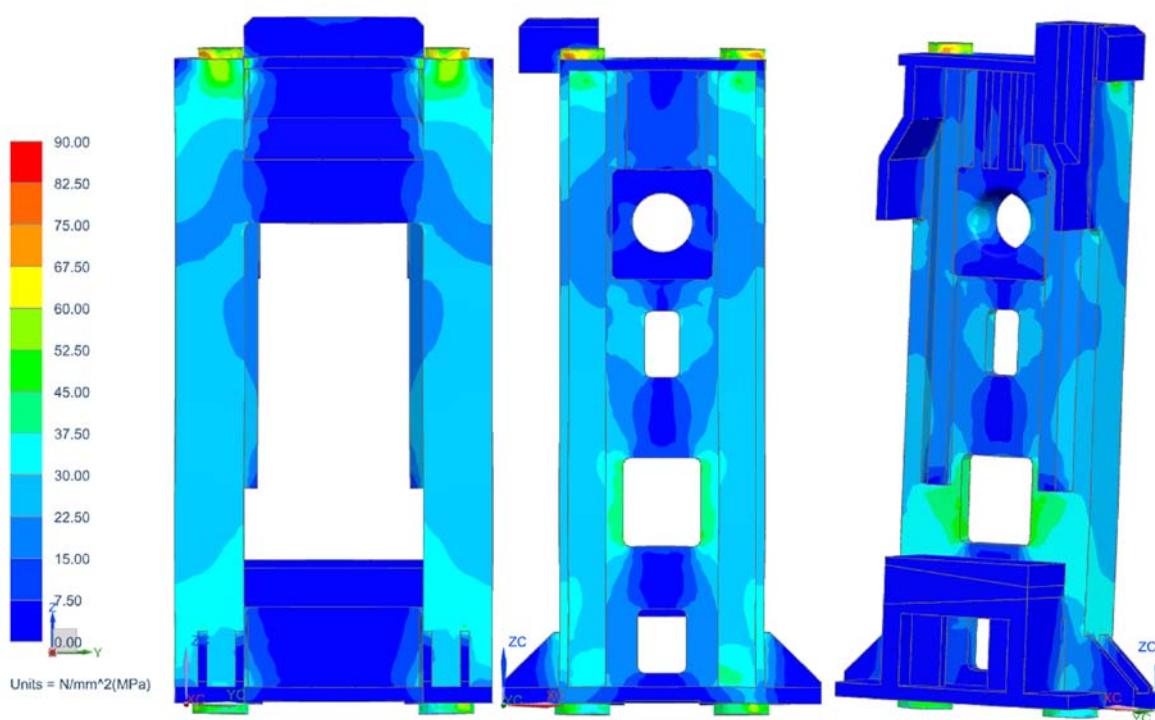
VARIANTA I. - EXCENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,5	55,39	10,3	1,9	1,3	14,2	15,2	4	16,4
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	59,4	85,9	101,2	65	141,4	48	48,7	361	63,7
PRŮMĚROVANÉ	12,4	70,6	38,4	19	39,3	27,8	27,7	62	31,7

Tab. 13–Hodnoty napětí (MPa) ve vyšetřovaných bodech varianty I. - zatížení excentrické

5.2 Vyšetření napětí varianty II.

Napětí od předeptnutí kotvami VARIANTA II.

Při předeptnutí stojanu u varianty II. se napětí od varianty I. příliš neliší. Ve většině stojanu se napětí pohybuje v rozmezí 15-45 MPa. Kritická místa jsou v dotyku kotev a stojanu. Zde se napětí vzrostlo až hodnotám okolo 147 MPa. Tato hodnota je ale pouze ve špičce a proto ji lze považovat za chybu sítě, protože průměrné napětí v tomto dotyku je 69 MPa viz tab. 14.



Obr. 27– Výsledky MKP předeptuté varianty II.

Tabulka hodnot napětí ve vyšetřovaných bodech

NAPĚTÍ (MPa)									
VARIANTA II. - PŘEDEPNUTÍ	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,3	44,3	31,8	0,6	0,5	29,2	31,9	0,7	0,8
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	59,1	102,5	147,1	82	3,3	54,8	52,6	33,6	2,9
PRŮMĚROVANÉ	24,3	67	69,1	19	2,5	43,2	42,6	12,4	1,6

Tab. 14–Hodnoty napětí (MPa) ve vyšetřovaných bodech varianty II. - zatížení předeptnutím

Napětí od centrického zatížení VARIANTA II.

Při centrickém zatížení u varianty II. dochází ke kritickému napětí opět v uložení výstředníkové hřídele a v klínovém stole, (tab. 15). Stejně jako u varianty I. se lze odvolat na působení síly na menší ploše, než jak tomu bude u reálného lisu. Zatěžující síla zůstává stále stejná jako u varianty I. (25 MN). V některých částech, jako třeba v klínovém stole vzrostlo oproti variantě I. maximální napětí, ale v jiných (uložení předlohové hřídele) maximální napětí kleslo. Tyto výkyvy nejsou nijak velké (většinou v řádu 1-10 MPa), proto je lze přisoudit drobným odchýlkám v síti mezi I. a II. variantou.



Obr. 28– Výsledky MKP centrické zatížení varianty II.

Tabulka hodnot napětí ve vyšetřovaných bodech

VARIANTA II. - CENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,1	53,8	14,1	1,6	2,9	4	3,4	1	11,7
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	54,9	80,2	80,8	81,6	149,1	33,7	32	233,3	57,4
PRŮMĚROVANÉ	11,3	64,2	36,7	21,4	41,3	13,9	13,5	60,5	26,3

Tab. 15–Hodnoty napětí (MPa) ve vyšetřovaných bodech varianty II. - zatížení centrické

Napětí od excentrického zatížení VARIANTA II.

Ani u excentrického namáhání varianty II. nevznikla žádná enormní napětí. Maxima opět leží v uložení výstředníkové hřídele a v klínovém stole viz tab. 16. Oproti excentricky zatížené variantě I. jsou hodnoty mírně vyšší, ale stále je lze považovat za vyhovující.



Obr. 29 – Výsledky MKP excentrické zatížení varianty II.

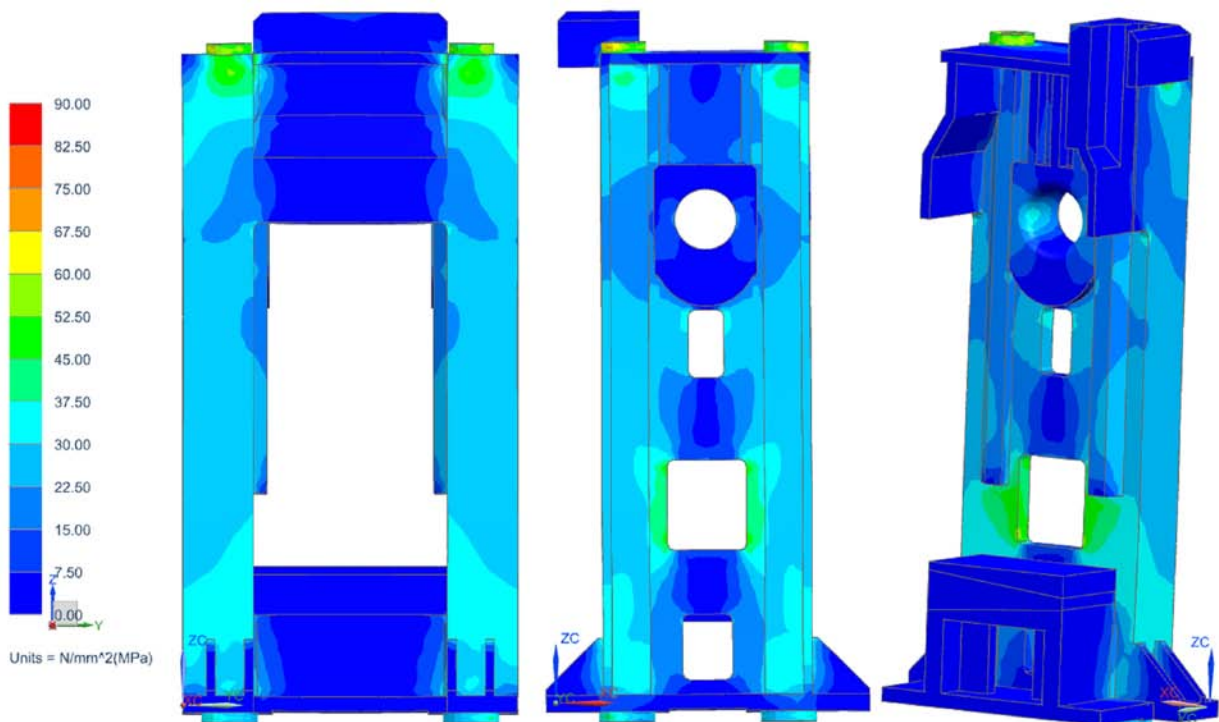
Tabulka hodnot napětí ve vyšetřovaných bodech

VARIANTA II. - EXCENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,4	55,2	15	0,8	1,4	14,5	14,7	0,7	13,9
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	56,2	82,6	82,2	84	151,1	53,7	49,9	265,5	59,7
PRŮMĚRNÉ hodnoty napětí (MPa) ve vyšetřovaných bodech varianty II. - excentrické zatížení	13,7	66,9	67,1	21,4	40,5	28,4	27,7	66,2	29,2

5.3 Vyšetření napětí varianty II.

Napětí od předepnutí kotvami VARIANTA III.

Stejně jako u dvou předešlých variant I. a II. se většinové napětí v rámu pohybuje v mezích od 15- 45 MPa. Nejvyššímu napětí dochází opět v kontaktu mezi stojanem a sloupy. Zde se napětí pohybuje v rozmezí od 45-70 MPa.



Obr. 30 – Výsledky MKP předepnuté zatížení varianty III.

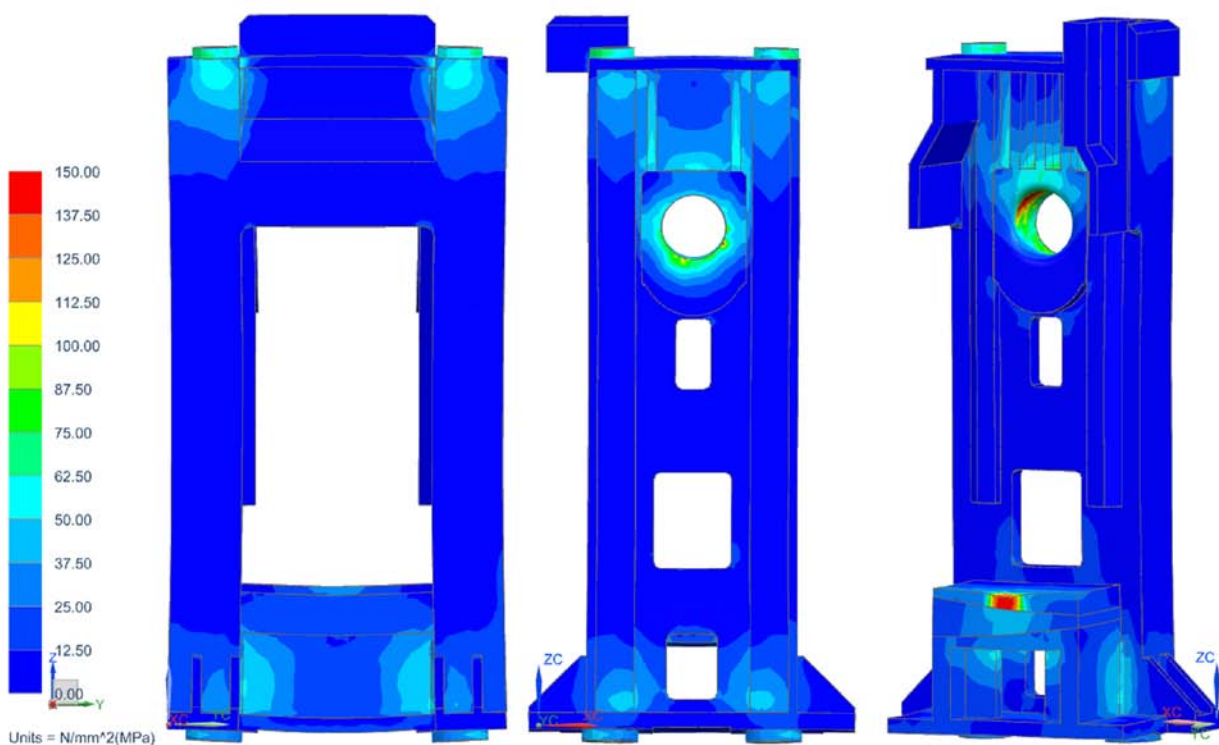
Tabulka hodnot napětí ve vyšetřovaných bodech

NAPĚTÍ (MPa)									
VARIANTA III. - PŘEDEPNUTÍ	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,3	40	20,2	0,9	0,5	30	32,5	1,3	0,7
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	53,5	67,7	60,2	57,3	3,1	57,2	54,7	35,6	2,7
PRŮMĚROVANÉ	24,7	52,5	35,5	13,7	2,4	44,9	44,9	12,6	1,6

Tab. 17–Hodnoty napětí (MPa) ve vyšetřovaných bodech varianty II. - zatížení předepnutím

Napětí od centrického zatížení VARIANTA III.

K maximálnímu napětí opět dochází v uložení výstředníkové hřídele a v klínovém stole (obr. 31). Lze říci, že zvětšování pracovního prostoru nemá velký vliv pro nárůst napětí při centrické zatížení stojanu. Rozdíly v průměrném napětí v jednotlivých bodech mezi variantami I.; II. a III. nejsou nijak zásadní.



Obr. 31 – Výsledky MKP centrické zatížení varianty III.

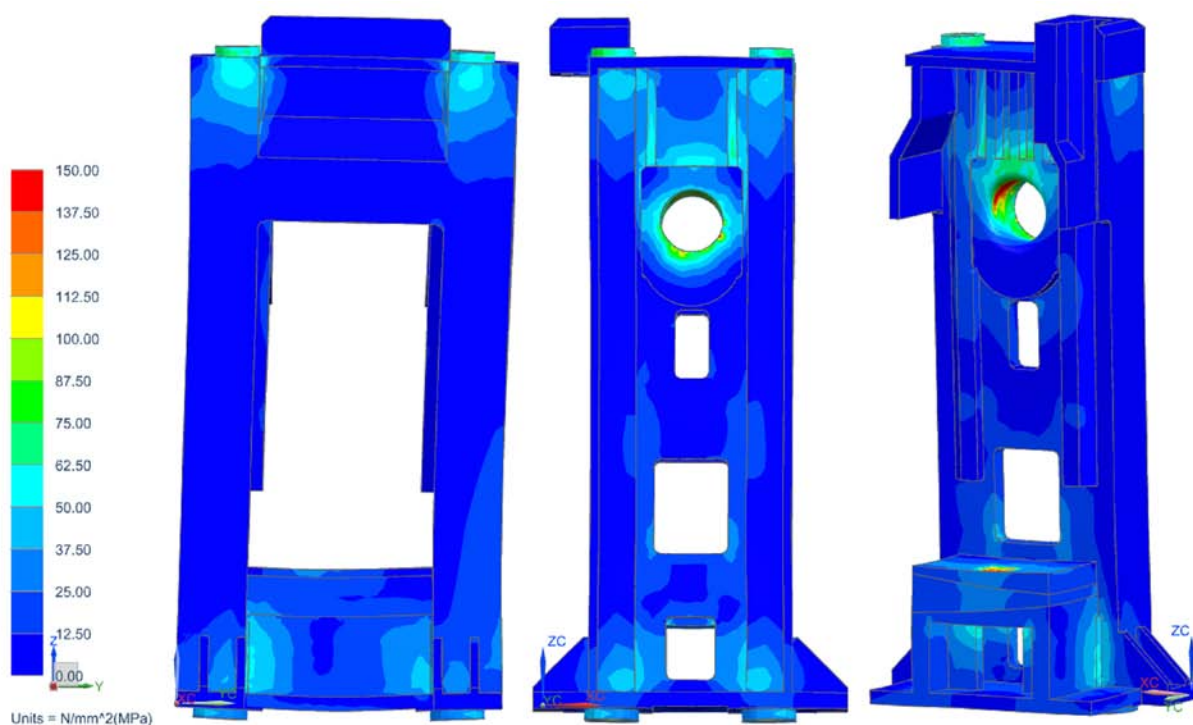
Tabulka hodnot napětí ve vyšetřovaných bodech

VARIANTA III. - CENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,7	46,3	23,8	1,1	2,4	5,9	5,2	18,4	14,1
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	60,3	76	67,8	64,1	151,5	26,1	28,6	324,5	57,1
PRŮMĚROVANÉ	10	59,7	40,2	18,4	40,8	11,7	12	83,2	27,9

Tab. 18–Hodnoty napětí (MPa) ve vyšetřovaných bodech varianty III. - zatížení centrické

Napětí od excentrického zatížení VARIANTA III.

U excentrického zatížení nedochází k výrazným změnám mezi variantami. Kritická místa napětí zůstávají stále stejná s drobnými změnami v naměřených hodnotách (tab. 19). Varianty I. a II. vyhovují i v případě excentrického namáhání. Ani v případě varianty III. nedošlo k natolik kritickému napětí, tudíž variantu III. s excentrickým zatížením lze označit za vyhovující.



Obr. 32 – Výsledky MKP excentrické zatížení varianty III.

Tabulka hodnot napětí ve vyšetřovaných bodech

VARIANTA III. - EXCENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,6	47,5	24,7	1,9	4,9	14	13,9	16,1	14,4
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	61,1	77,6	70,2	65,8	48,6	42,4	45,4	361,7	61
PRŮMĚROVANÉ	11,9	61,3	41,3	18,4	20,5	25	25,6	88,2	31,2

Tab. 19–Hodnoty napětí (MPa) ve vyšetřovaných bodech varianty III. - zatížení excentrické

5.4 Zhodnocení vyšetřené napětí

V případě napětí od předepnutých sloupů lze říci, že všechny tři varianty vyhovují a rozdíly jsou mezi nimi minimální. Hodnoty maximálních napětí (obzvláště u varianty II.) jsou vyšší, ale k napětí dochází pouze ve špičkách, proto ho můžeme zanedbat. Souhrn všech napětí způsobených předepnutím u všech tří variant jsou v tabulce 20.

VARIANTA I. - PŘEDEPNUTÍ	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,3	47,2	10	0,8	0,5	32,1	30,7	1,3	0,7
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	49,6	75,1	86,7	59,3	3,9	57,7	56,4	35,6	3,3
PRŮMĚROVANÉ	25	60,7	32,9	13,9	2,8	45,4	45,2	12,7	1,6
VARIANTA II. - PŘEDEPNUTÍ	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,3	44,3	31,8	0,6	0,5	29,2	31,9	0,7	0,8
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	59,1	102,5	147,1	82	3,3	54,8	52,6	33,6	2,7
PRŮMĚROVANÉ	24,3	67	69,1	19	2,5	43,2	42,6	12,4	1,6
VARIANTA III. - PŘEDEPNUTÍ	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,3	40	20,2	0,9	0,5	30	32,5	1,3	0,7
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	53,5	67,7	60,2	57,3	3,1	57,2	54,7	35,6	2,7
PRŮMĚROVANÉ	24,7	52,5	35,5	13,7	2,4	44,9	44,9	12,7	1,6

Tab. 20 – Souhrn vyšetřených napětí od předepnutí sloupů - hodnoty jsou uvedeny v MPa

Při centrickém zatížení jsou rozdíly v napětí znatelné zejména v uložení výstředníkové hřídele (sloupec H), kde napětí vzestupně vzrůstá od varianty I. až do varianty III. I přes vzrůstající tendenci, napětí nedosahuje kritických hodnot, proto lze říci, že stojan u všech tří variant, které jsou centricky zatížené, vyhovuje.

VARIANTA I. - CENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,3	54,5	17,3	1,7	3	5	4,1	5,2	14,1
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	57,7	83,6	103,9	67,3	141	26,1	24,2	302,4	63,6
PRŮMĚROVANÉ	10,8	68,7	45,6	19	40,1	12,1	11,8	53,5	28,8
VARIANTA II. - CENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,2	53,8	14,1	1,6	2,9	4	3,4	1	11,7
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	54,9	80,2	80,8	81,6	149,1	33,7	32	233,3	57,4
PRŮMĚROVANÉ	11,3	64,2	36,7	21,4	41,3	13,9	13,5	60,5	26,3
VARIANTA III. - CENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,7	46,3	23,8	1,1	2,4	5,9	5,2	18,4	14
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	60,3	76	67,8	64,2	151,5	26,1	28,6	324,5	57
PRŮMĚROVANÉ	10	59,8	40,2	18,4	40,8	11,7	12	83,2	27,9

Tab. 21 – Souhrn vyšetřených napětí od centrického zatížení - hodnoty jsou uvedeny v MPa

Při excentrickém zatížení dochází (stejně jako při centrickém) pouze k drobným rozdílům mezi variantami v průměrném napětí. Stejně jako u centrického namáhání byl zaznamenán regulérní nárůst napětí ve stojanu v uložení výstředníkové hřídele. Napětí je stále dostatečně nízké na to, aby i pro excentrické namáhání byl stojan posouzen jako vyhovující.

VARIANTA I. - EXCENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,5	55,3	10,3	1,9	1,3	14,2	15,2	4	16,4
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	59,4	86	101,2	66	141,4	48	48,7	362	63,7
PRŮMĚROVANÉ	12,4	70,7	38,4	19	39,6	27,8	27,7	62	31,7
VARIANTA II. - EXCENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,4	55,2	15	0,8	1,4	14,5	14,7	0,7	14
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	56,2	82,6	82,2	84,1	151,1	53,7	49,9	265,5	59,7
PRŮMĚROVANÉ	13,7	67	37,1	21,4	40,5	28,4	27,7	66,2	29,2
VARIANTA III. - EXCENTRICKÉ ZAT.	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MINIMÁLNÍ NAPĚTÍ	0,6	48	24,7	1,9	4,9	14	13,9	16,1	14,4
MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ	61,1	77,6	70,2	65,8	48,6	42,4	45,4	361,7	61
PRŮMĚROVANÉ	11,9	61,3	41,3	18,4	20,5	25	25,6	88,2	31,2

Tab. 22 – Souhrn vyšetřených napětí od excentrického zatížení - hodnoty jsou uvedeny v MPa

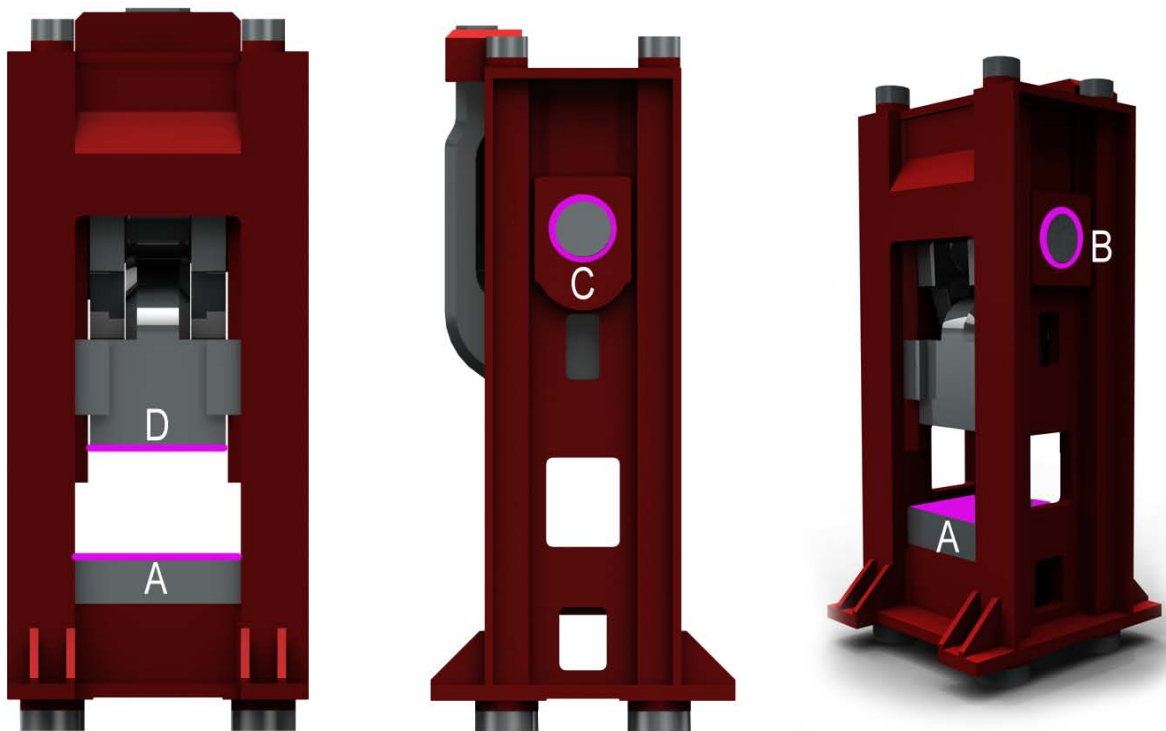
6. Místa vyšetřování posuvů ve stojanu

K určení tuhosti stojanu a tuhosti pracovního prostoru, je nutné určit posuvy v určitých částech stojanu a beranu.

Vyšetření posuvů se provádí v bodech, které jsou na obrázku 33. Z bodů "A" a "D" lze poté určit tuhost pracovního prostoru. Z bodů "A" a "B" (nebo "C") lze určit tuhost stojanu.

Posuvy byly vyšetřeny jak pro centrické tak excentrické zatížení u všech tří variant. Protože je rám předepnutý, musí se uvažovat jako absolutní nula posuvu až stav po předepnutí. K tomuto stavu se poté přičítají posuvy způsobené silovými účinky.

Jsou zkoumány posuvy ve svislé ose "z".

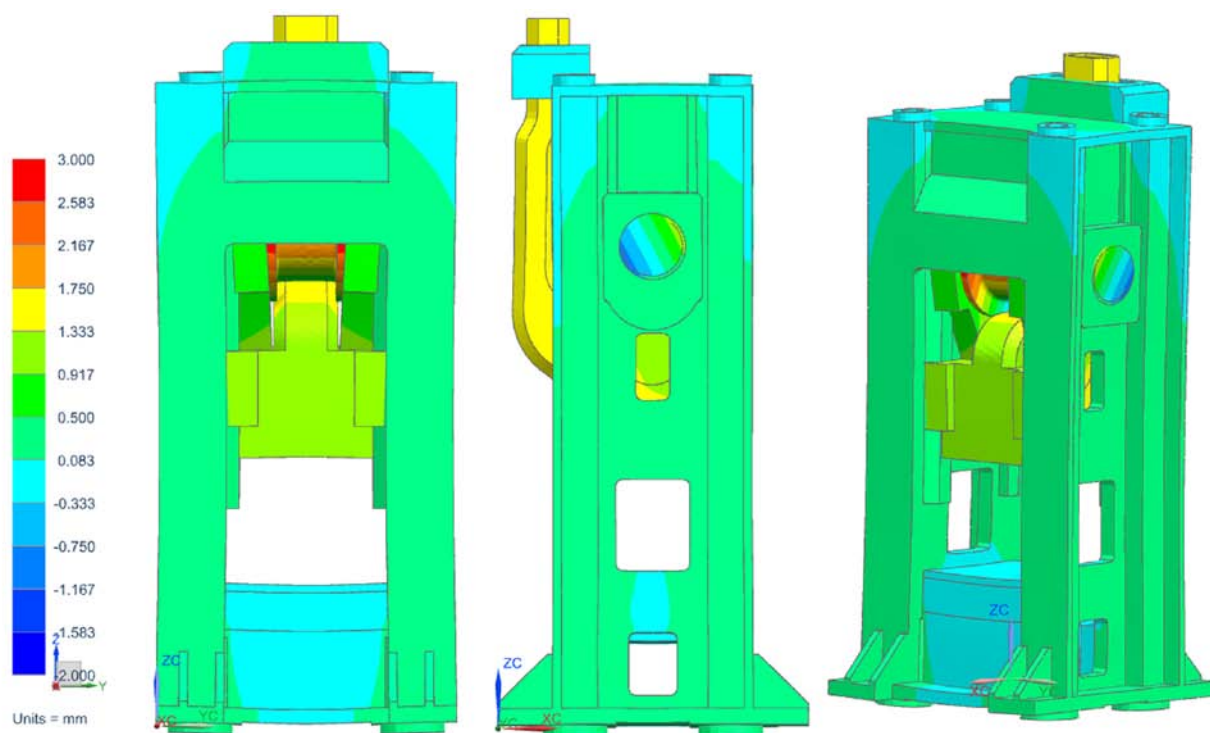


Obr. 33– Znázornění bodů, ve kterých se vyšetřují posuvy A-D

6.1 Vyšetření posuvů varianty I.

Centrické zatížení varianta I.

Na obrázku 34 jsou znázorněny velikosti posuvů u varianty I při centrickém zatížení. K maximálnímu posuvu dochází na výstředníkové hřídeli. Tento posuv není v případě této diplomové práce primární, proto ho lze zanedbat. Pokud budeme uvažovat posuvy pouze v rámci stojanu a beranu, k maximálním posuvům dochází na beranu, kde průměrná hodnota posunutí nabývá hodnoty 0,95 mm. Hodnota posuvů na klínovém stole je potom -0,423 mm. Poslední důležitou hodnotou je hodnota posuvů v uložení výstředníkové hřídele. V tabulce 23. je souhrn všech výše zmíněných hodnot. Tyto hodnoty jsou uvažovány jako posuvy vzniklé z výchozího stavu, kterým bylo předepnutí.



Obr. 34– Znázornění posuvů - varianta I centrické zatížení

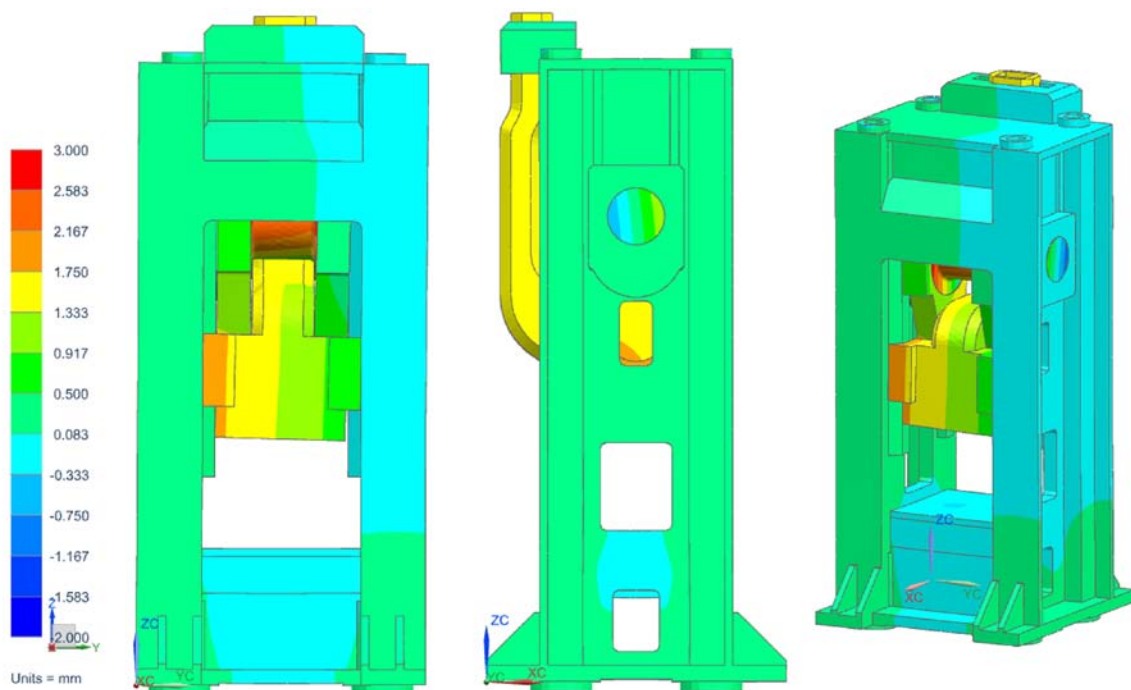
Tabulka posuvů při centrickém zatížení

VARIANTA I.	STŮL	BERAN	ULOŽENÍ
CENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,423	0,95	0,705

Tab. 23 – Souhrn posuvů v částech lisu

Excentrické zatížení varianta I.

Na obrázku 35 jsou znázorněny velikosti posuvů u varianty I. při excentrickém zatížení. K největším posuvům dochází na beranu. Maximální posuv na beranu dosahuje hodnoty až 2 mm. Při výpočtu tuhosti ale bude použita střední hodnota, která dosahuje zhruba 1,05 mm. Ostatní hodnoty jsou uvedeny v tabulce 24.



Obr. 35– Znáznornění posuvů - varianta I centrické zatížení

Tabulka posuvů při centrickém zatížení

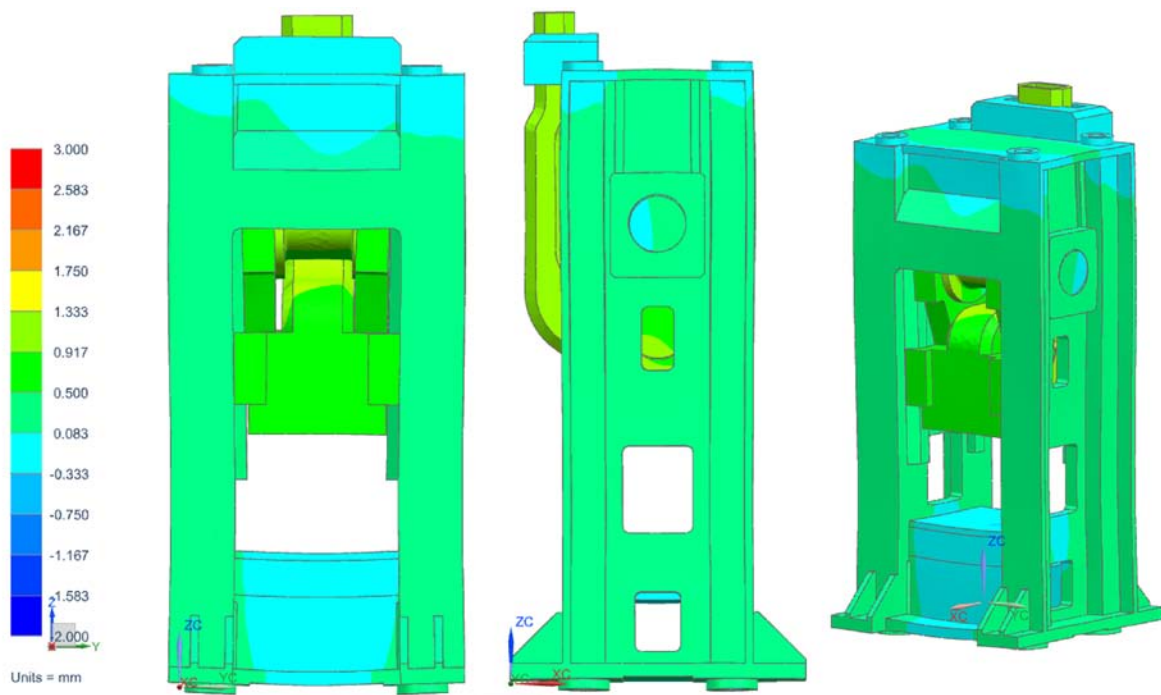
VARIANTA I.	STŮL	BERAN	ULOŽENÍ
EXCENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,418	1,05	0,858

Tab. 24 – Souhrn posuvů v částech lisu

6.2 Vyšetření posuvů varianty II.

Centrické zatížení varianta II

Na obrázku 36 jsou znázorněny velikosti posuvů u varianty II při centrickém zatížení. Střední hodnoty posuvu na beranu dosahují velikosti 1,45 mm. Posuvy ve stole dosahují hodnoty - 0,368 mm. V uložení excentrické hřídele jsou posuvy 0,95 mm. V porovnání s variantou I lze vidět nárůst hodnot posuvů.



Obr. 36– Znáznornění posuvů - varianta II centrické zatížení

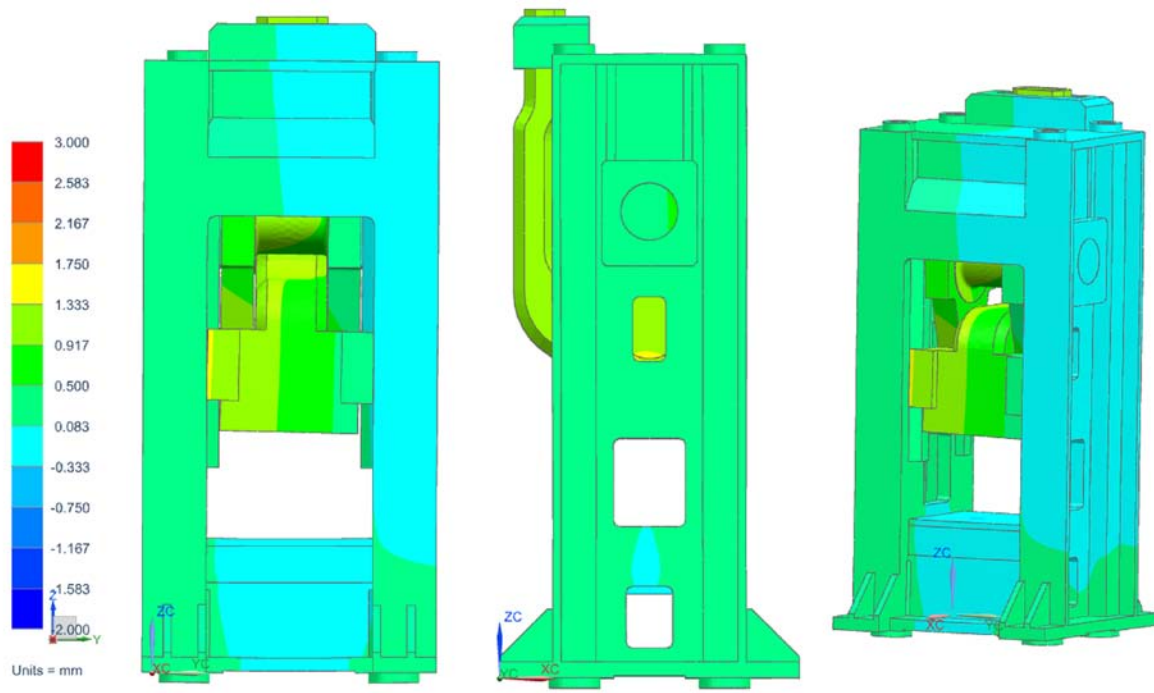
Tabulka posuvů při centrickém zatížení

VARIANTA II.	STŮL	BERAN	ULOŽENÍ
CENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,368	1,45	0,95

Tab. 25 – Souhrn posuvů v částech lisu

Excentrické zatížení varianta II

Na obrázku 37 jsou znázorněny velikosti posuvů u varianty II při excentrickém zatížení. Střední hodnoty posuvu na beranu dosahují velikosti 1,5 mm. Posuvy ve stole dosahují hodnoty - 0,362 mm. V uložení excentrické hřídele jsou posuvy 1,11 mm. V porovnání s variantou I lze vidět nárůst hodnot posuvů, kromě posuvů ve stole.



Obr. 38– Znáznornění posuvů - varianta II excentrické zatížení

Tabulka posuvů při centrickém zatížení

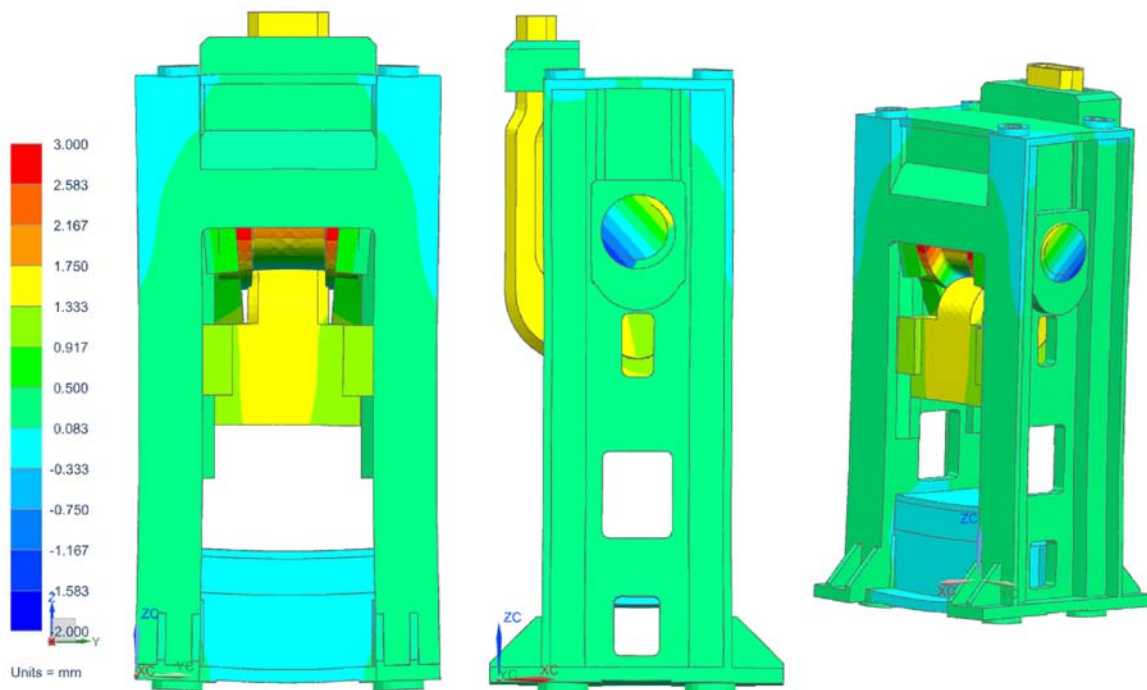
VARIANTA II.	STŮL	BERAN	ULOŽENÍ
EXCENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,362	1,5	1,11

Tab. 26 – Souhrn posuvů v částech lisu

6.3 Vyšetření posuvů varianty III.

Centrické zatížení varianta III

Obrázku 39 jsou znázorněny velikosti posuvů u varianty III při centrickém zatížení. Střední hodnoty posuvu na beranu dosahují velikosti 1,966 mm. Posuvy ve stole dosahují hodnoty - 0,331 mm. V uložení excentrické hřídele jsou posuvy 1,18 mm. V porovnání s variantou I a II lze vidět nárůst hodnot posuvů.



Obr. 39– Znázornění posuvů - varianta III centrické zatížení

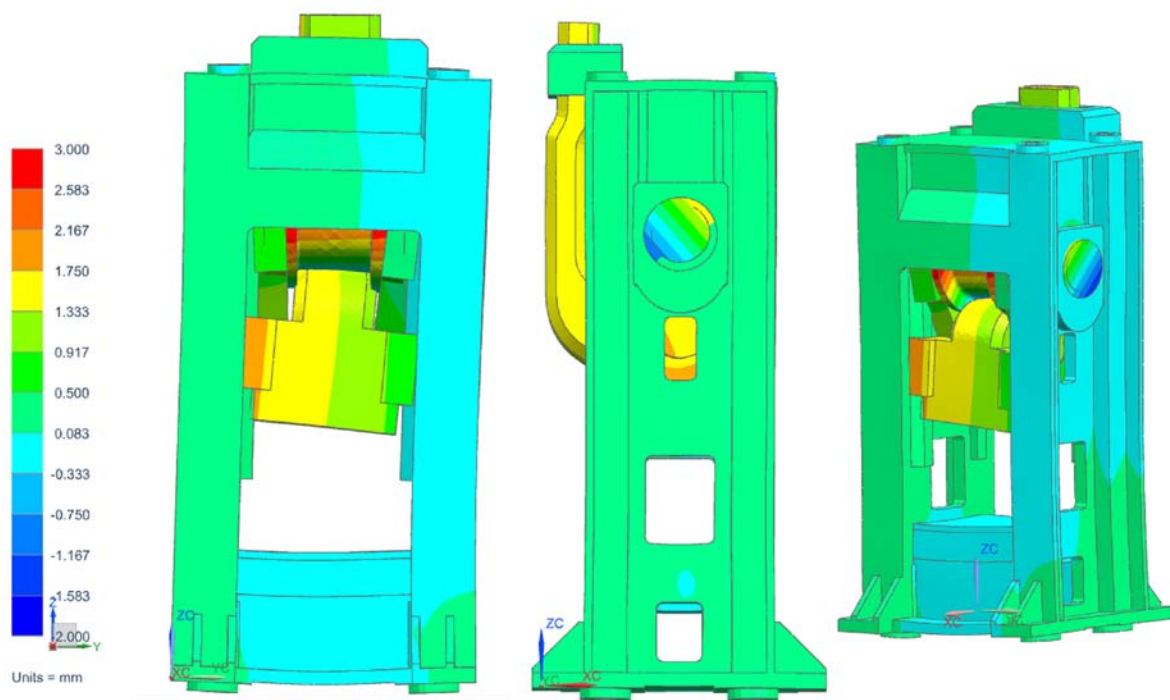
Tabulka posuvů při centrickém zatížení

VARIANTA III.	STŮL	BERAN	ULOŽENÍ
CENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,331	1,966	1,18

Tab. 27– Souhrn posuvů v částech lisu

Excentrické zatížení varianta III

Na obrázku 40 jsou znázorněny velikosti posuvů u varianty III při excentrickém zatížení. Střední hodnoty posuvu na beranu dosahují velikosti 1,988 mm. Posuvy ve stole dosahují hodnoty - 0,321 mm. V uložení excentrické hřídele jsou posuvy 1,402 mm. V porovnání s variantou I a II lze vidět nárůst hodnot posuvů, kromě posuvů ve stole.



Obr. 40– Znázornění posuvů - varianta III excentrické zatížení

Tabulka posuvů při centrickém zatížení

VARIANTA III.	STŮL	BERAN	ULOŽENÍ
EXCENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,321	1,988	1,402

Tab. 28– Souhrn posuvů v částech lisu

6.4 Zhodnocení vyšetřených posuvů

Vyšetření posuvů bylo nutné zejména z hlediska výpočtu tuhosti. V tabulce 29 je souhrn všech výsledků jak centrického tak excentrického zatížení od všech tří variant. Při zvětšování pracovního prostoru vzrůstají posuvy beranu a uložení výstředníkové hřídele. Posuvy beranu a uložení jsou způsobeny prohnutím výstředníkové hřídele, která se při rozšíření pracovního prostoru také zvětšuje (prodlužuje). Posuvy na ploše stolu klesají, což může být zapříčiněno vyšší tuhostí zvětšeného stolu, nebo drobnými vadami v síti.

VARIANTA I.	STŮL	BERAN	ULOŽENÍ
CENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,423	0,95	0,705
EXCENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,418	1,05	0,858
VARIANTA II.	STŮL	BERAN	ULOŽENÍ
CENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,368	1,45	0,95
EXCENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,362	1,5	1,11
VARIANTA III.	STŮL	BERAN	ULOŽENÍ
CENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,331	1,966	1,18
EXCENTRICKÉ POSUVY (mm)	-0,321	1,988	1,402

Tab. 29– Souhrn všech posuvů v částech lisu

7. Výpočet tuhosti stojanu a pracovního prostoru

K výpočtu tuhostí je nutné vyšetřit posuvy. Tento úkol byl splněn v kapitole 5. Protože známe zatěžující sílu a známe posuvy v jednotlivých částech, je možné vyčíslit tuhosti variant I, II a III při centrickém a excentrickém zatížení. V následujících podkapitolách jsou vyšetřovány a porovnávány tuhosti stojanu a pracovního prostoru.

7.1 Vyšetření tuhosti pracovního prostoru a stojanu varianty I

Předpoklady:

- Zatěžující síla: $F = 25 \text{ MN}$
- Posuvy odpovídají posuvům v podkapitole 5.1
- Požadovaná maximální tuhost: $k_{\max} = 20 \text{ MN/mm}$
- Požadovaná minimální tuhost: $k_{\min} = 15 \text{ MN/mm}$
- y_s je posuv stolu při centrickém zatížení
- y_{se} je posuv stolu při excentrickém zatížení
- y_b je posuv beranu při centrickém zatížení
- y_{be} je posuv beranu při excentrickém zatížení
- y_u je posuv v uložení výstředníkové hřídele při centrickém zatížení
- y_{ue} je posuv v uložení výstředníkové hřídele při excentrickém zatížení
- k_{sc} je tuhost stojanu při centrickém zatížení
- k_{se} je tuhost stojanu při excentrickém zatížení
- k_{ppc} je tuhost pracovního prostoru při centrickém zatížení
- k_{ppe} je tuhost pracovního prostoru při excentrickém zatížení

Tuhost stojanu při centrickém zatížení - varianta I

$$k_{sc} = \frac{F}{(y_u - y_s)} = 22\,163\,121 \frac{N}{mm} \quad (30)$$

Tuhost stojanu při excentrickém zatížení - varianta I

$$k_{se} = \frac{F}{(y_{ue} - y_{se})} = 19\,592\,476 \frac{N}{mm} \quad (31)$$

Tuhost pracovního prostoru při centrickém zatížení - varianta I

$$k_{ppc} = \frac{F}{(y_b - y_s)} = 18\,208\,303 \frac{N}{mm} \quad (32)$$

Tuhost pracovního prostoru při excentrickém zatížení - varianta I

$$k_{ppe} = \frac{F}{(y_{be} - y_{se})} = 17\,029\,973 \frac{N}{mm} \quad (33)$$

VARIANTA I.		
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	22,2	MN/mm
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	19,6	MN/mm
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	18,2	MN/mm
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	17	MN/mm

Tab. 30– Souhrn tuhostí varianty I

7.2 Vyšetření tuhosti pracovního prostoru a stojanu varianty II

Předpoklady:

- stejné jako v případě varianty I

VARIANTA II.		
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	19	MN/mm
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	17	MN/mm
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROTORU	13,8	MN/mm
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÉ - PRAC. PROSTORU	13,4	MN/mm

Tab. 31– Souhrn tuhostí varianty II

7.3 Vyšetření tuhosti pracovního prostoru a stojanu varianty III

Předpoklady:

- stejné jako v případě varianty I a II

VARIANTA III.		
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	16,5	N/mm
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	14,5	N/mm
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	10,9	N/mm
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	10,8	N/mm

Tab. 32– Souhrn tuhostí varianty III

7.4 Zhodnocení výsledných hodnot tuhostí stojanu a pracovního prostoru

Varianta I z hlediska tuhosti vyhovuje. Lze také říci, že v případě centrického zatížení je stojan lehce předdimenzovaný a dal by se podrobit optimalizaci. Při excentrickém zatížení jsou hodnoty tuhosti stojanu v požadovaných optimálních mezích. Tuhosti pracovního prostoru u varianty I pro centrické i excentrické zatížení, se rovněž pohybují v předepsaných mezích (15 - 20 MN/mm).

Varianta II z hlediska tuhosti vyhovuje v případě tuhosti stojanu. Tuhost stojanu se pohybuje při centrickém i excentrickém zatížení v předepsaných mezích. Tuhost pracovního prostoru se zde pohybuje lehce pod optimální hranicí 15 MN/mm. Tuto tuhost, ale lze ještě považovat za vyhovující, protože při simulaci došlo k drobnému pootočení výstředníkové hřídele, která způsobila pohyb beranu. Pokud budeme brát v úvahu, že pootočením hřídele se beran pohnul zhruba o 0,2 - 0,4 mm, potom tuhost po odečtení těchto hodnot naroste až o 2 MN/mm, což je již dostačující hodnota přesahující 15 MN/mm.

Varianta III z hlediska tuhosti vyhovuje při centrickém zatížení stojanu. V případě excentrického zatížení stojanu se tuhost stojanu pohybuje pod hranicí 15 MN/mm. V případě tuhosti pracovního prostoru není tuhost dostatečná, jak v případě centrického tak i excentrického zatížení. Dokonce ani při uvažování pootočení hřídele o 0,2-0,4 mm, z kterého plyne následné zvýšení tuhosti o 2 MN/mm, nejsou hodnoty tuhosti pracovního prostoru v požadovaných mezích. Lze tedy říci, že v tomto případě je varianta III nevyhovující.

VARIANTA I.	HODNOTY	JEDNOTKY	POROVNÁNÍ TUHOSTÍ PROTI VARIANTĚ I (%)	
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	22,2	MN/mm	100	%
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	19,6	MN/mm	100	%
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	18,2	MN/mm	100	%
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	17	MN/mm	100	%
VARIANTA II.				
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	19	MN/mm	86	%
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	17	MN/mm	87	%
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	13,8	MN/mm	76	%
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	13,4	MN/mm	79	%
VARIANTA III.				
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	16,5	MN/mm	75	%
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - STOJAN	14,5	MN/mm	74	%
CENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	10,9	MN/mm	60	%
EXCENTRICKÉ ZATÍŽENÍ - PRAC. PROSTORU	10,8	MN/mm	64	%

Tab. 33– Souhrn tuhostí všech varianty a poklesy tuhostí ve srovnání s variantou I.

8. Technicko-ekonomické zhodnocení stojanu lisu 2500 tun

Pro určení prodejní ceny stojanu lisu a pro určení nákladových rozdílů pro výrobu variant I., II. a III., bylo vytvořeno technicko-ekonomické zhodnocení.

Do zhodnocení je zahrnuta cena materiálu, výrobní technologie, výrobní režie, správní a odbytová režie a zisk.

- Cena materiálu plechu (tl. 80 mm) byla stanovena na 16 Kč/kg. (<http://www.a20.cz>)
- Cena na vypálení plechu je stanovena na 160 Kč/m (<http://www.ferona.cz>)
- Cena broušení plechu je stanovena podle zdroje na 10 Kč/m (<http://www.ferona.cz>)
- Cena svaření plechu byla stanovena na 100 Kč/m
- Celková délka vypalování, broušení a svařování je:

varianta I.	-	1200 m
varianta II.	-	1300 m
varianta III.	-	1400 m
- Hmotnost stojanu je:

varianta I.	-	70 452 kg
varianta II.	-	71 137 kg
varianta III.	-	73 022 kg



Obr.50 – Ukázka vyřezávání ocelových profilů
<http://www.hs-tech.cz>

8.1 Schéma výpočtu pro variantu I.

Modré položky v tabulce 33 se sčítají. Oranžovou barvou jsou potom znázorněny mezisoučty, které znázorňují vlastní náklady výroby, úplné vlastní náklady výroby a cenu při prodeji za hotové. Schéma je uvedeno pro variantu I. Srovnání s ostatními variantami uvedeno v tabulce 33.

EKONOMICKÉ VYČÍSLENÍ		
Vypalování plechu 80 mm	160	1 m
Broušení plechu 80 mm	10	1 m
Plech tl 80 mm	16	kč/kg
Hmotnost stojanu	70452	kg
Celková cena za materiál	1127232	kč
Délka vypalování	1200	m
Celková cena vypalování	192000	kč
Celková cena broušení	12000	kč
Cena za metr svařování	100	kč/m
Celková cena svařování	120000	kč
Výrobní režie	290 000	kč
Vlastní náklady výroby	1 741 232	kč
Správní a odbytová režie	500000	kč
Úplné vlastní náklady výroby	2 241 232	kč
Zisk	280154	kč
Cena při prodeji za hotové	2 521 386	kč
Rabat	756415,8	kč
Prodejní cena	3 277 802	kč

Tab.34– Ekonomické vyčíslení výroby stojanu lisu pro variantu I.

8.2 Porovnání výhodnosti variant

V tabulce 35 je vidět, že růst nákladů na výrobu stojanu se zvětšuje vždy od předchozí varianty zhruba o 2%. Protože rozdíl mezi první a třetí variantou činí zhruba 4 % ceny varianty první, lze říci, že pokud závod dokáže využít výhod zvětšeného pracovního prostoru, měl by pořídit variantu III., která je vzhledem k pořizovací ceně dražší pouze zanedbatelně. Bohužel u třetí varianty se zásadně mění tuhost stojanu.

EKONOMICKÉ POROVNÁNÍ			
	PRODEJNÍ CENA (kč)	NÁKLADY (%)	ROZDÍL PROTI VARIANTĚ I. (kč)
VERZE 1	3 277 802	100	0
VERZE 2	3 333 318	102	55 517
VERZE 3	3 416 915	104	139 113

Tab.35– tabulka ekonomického srovnání nákladů na výrobu stojanu

9. Závěr

Cílem práce bylo vyhodnotit napětí a tuhosti tří sobě podobných stojanů klikového kovacího lisu. Určit, zda jsou všechny varianty konstrukčně vyhovující a zda je bezpečné (z hlediska pevnosti a tuhosti) všechny tři varianty zařadit do pracovního provozu.

Po provedení všech MKP analýz, bylo dosaženo výsledků napětí a deformací jak pro centrické, tak pro excentrické namáhání u stojanů a pracovních prostorů lisů. Aby bylo dosaženo co nejuvhodnějších výsledků. Byly provedeny i MKP analýzy nezátíženého, předepnutého stojanu, které sloužily jako výchozí stav pro následné analýzy zatíženého stojanu.

Vyhodnocení výsledků ukázalo, že dvě ze tří variant je možné zařadit bez problému do pracovního provozu, kde by měli prokázat standardní životnost, díky dostatečné tuhosti a pevnosti. Třetí variantu je nutné v určitých oblastech optimalizovat (zejména pro zvýšení tuhosti pracovního prostoru).

Ačkoli zadání práce je určeno zejména stojanům klikových lisů, největší vliv na bezchybnou provozuschopnost bude mít výstředníková hřídel, která je patrně nejnamáhavější součástí na celém lisu (jak ukázaly MKP analýzy). Ačkoli by toto vyhodnocení bylo nad rámec práce, bylo by zajímavé, zda by i v případech, kdy je stojan dostatečně tuhý, vyhovovala požadavkům i výstředníková hřídel. Vyhodnocení této součásti bohužel nebylo možné časově stihnout.

Při technicko-ekonomickém zhodnocení se prokázalo, že rozdíly v pořizovacích cenách mezi variantami, jsou zanedbatelné vzhledem k celkové pořizovací ceně. Proto je podniku, který dokáže využít velikost pracovního prostoru varianty III doporučeno, pořídit právě variantu III (samozřejmě po optimalizaci stojanu). Ani optimalizace stojanu by neměla zvýšit náklady natolik, aby se varianta III stala nevýhodnou.

Kromě hlavní náplně (posouzení variant) přinesla tato práce také přehled o historii lisů, rešerši současného stavu a základní rozdělení lisů. Dále potom je uveden kompletní výpočet sil a momentů působících na lise, návrh řemenového převodu pro pohon lisu, návrh agregátu a návrh ozubeného soukolí.

Tato práce mi umožnila zdokonalit se v softwarech využívajících MKP analýzy (konkrétně v programu NX 8.5). Dále jsem získal podrobnější přehled jak postupovat při návrhu klikových lisů a v neposlední řadě jak vyhodnotit, zda jsou vyhovující pro provoz.

10. Seznam použité literatury

[1] Staněk, Jiří: Základystavbyvýrobníchstrojů: tvářecístroje /1. vyd. Plzeň: 2001. ISBN 80-7082-738-6.

[2] Rudolf, Bedřich, Kopecký, Miloslav: Tvářecístroje: Základystavby a využití /1. vyd. Praha: 1985.

[3] Hosnedl, Stanislav, Krátký, Jaroslav: Příručkastrojníhoinženýra: obecnéstrojníčásti, spoje, otočnáuložení, hřídelovéspojky, akumulátorymechanickéenergie /1. vyd. Praha: 1999. ISBN 80-7226-055-3.

[4] Luboš Limberg: Bakalářská práce - Vhodnost použití lisů / 2011

