

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Přestavování beranu klikového kovacího lisu s klikovou hřídelí  
uloženou zleva doprava

Autor: **Bc. Václav LAZAR**  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan HLAVÁČ, Ph.D.**

Akademický rok 2019/2020

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Václav LAZAR**  
Osobní číslo: **S18N0030P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Téma práce: **Přestavování beranu klikového kovacího lisu s klikovou hřídelí uloženou zleva doprava**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Zásady pro vypracování

#### Základní požadavky:

V úvodu práce bude provedena rešerše na téma přestavování beranu kovací lisů. V práci bude vypracována varianta přestavování. Pro vybranou variantu bude zpracováno konstrukční řešení včetně jeho ověření. Na závěr práce bude vypracována výkresová dokumentace vybraných dílů.

#### Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

#### Osnova diplomové práce:

1. Provedení rešerše na téma přestavování beranu kovací lisů
2. Návrh konstrukčních variant
3. Konstrukční návrh přestavování
4. Vypracování zadané výkresové dokumentace

Rozsah diplomové práce: **50-70 stran A4**  
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

KOVÁČ, A., JENKUT, M. *Tvárníace stroje*. Bratislava: Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1978

KAMELANDER, I. *Toářecí stroje I*. Brno: VUT, 1989

STANĚK, J. *Základy stavby výrobních strojů – Toářecí stroje*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2001

RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Toářecí stroje*. Praha: SNTL, 1985

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Martin Volejníček**  
ŠMERAL Brno a.s.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2020**



---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan



---

**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## **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

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za vedení a pomoc při tvorbě této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Martinu Volejníčkovi za věcné připomínky a čas věnovaný konzultacím. Velký dík rovněž patří rodině a přátelům za jejich podporu při studiu.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Lazar	Jméno Václav	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan	
<b>PRACOVÍŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del>BAKALÁŘSKÁ</del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Přestavování beranu klikového kovacího lisu s klikovou hřídelí uloženou zleva doprava		

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	84	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	60	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	24
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>Tato diplomová práce se zabývá návrhem přestavování beranu kovacího lisu s klikovou hřídelí uloženou zleva doprava. Práce obsahuje rešerši známých variant přestavování a návrh nového řešení. Konstrukční návrh je proveden pomocí analytických výpočtů, MKP výpočtů a je zpracován pomocí výkresové dokumentace.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	<p style="text-align: center;">kovací lis, kliková hřídel, beran, přestavování, MKP</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA THESIS

<b>AUTHOR</b>	Surname Lazar	Name Václav		
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T019 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“			
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan		
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Adjustment of the forging press ram with the crankshaft mounted from left to right			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	84	<b>TEXT PART</b>	60	<b>GRAPHICAL PART</b>	24
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This thesis is focused on the design of ram adjusting of the forging press with a crankshaft mounted from the left to the right. The thesis also concludes a research of already known versions of adjusting and a design of the new solution. The construction desing is made using the analytic calculations, FEM calculations and there is also a drawing attached.
<b>KEY WORDS</b>	forging press, crankshaft, ram, adjusting, FEM

## Obsah

1	Úvod .....	1
1.1	Základní pojmy .....	1
2	Možnosti přestavování velikosti zdvihu beranu .....	2
2.1	Změna zdvihu rotace pomocí excentrického čepu beranu .....	2
2.2	Změna zdvihu pomocí rotace excentr. pouzdra na čepu beranu .....	5
2.3	Změna zdvihu pomocí excentr. pouzdra na výstředníku/klice .....	9
2.4	Změna zdvihu pomocí změny délky ojnice .....	11
2.5	Změna zdvihu pomocí přestavení výšky pracovního stolu .....	12
2.6	Přestavování pomocí klínu na beranu - klikový lis .....	13
2.7	Přestavování pomocí klínu na beranu - kulisový lis .....	13
2.8	Avantgardní nápady .....	14
2.8.1	Dělený rám .....	14
2.8.2	Dělená ojnice .....	14
2.8.3	Pantograf .....	16
2.8.4	Přestavování klikové (výstředníkové) hřídele .....	16
2.8.5	Přestavování pomocí šroubovitých podložek .....	17
3	Hodnocení variant .....	18
4	Dělená ojnice .....	20
5	Dělená ojnice - klín pro kulisový lis .....	21
5.1	Výpočet sil působících na klín .....	21
5.2	Návrh přestavovacího šroubu .....	23
5.3	Návrh pohonu přestavovacích šroubů .....	31
5.4	Návrh spojky pohonu a přestavovacího šroubu .....	32
5.5	Návrh potřebné délky dráhy klínu .....	33
5.6	Zdvihová funkce lisu .....	34
5.7	Vyvažování beranu .....	36
5.8	Spojení beranu s klínem a kulisou .....	38
5.9	Aretace přestavovacího klínu .....	39
5.10	MKP analýza .....	41
5.10.1	Výchozí okrajové podmínky .....	41
5.10.2	Zátěžné stavy .....	42
5.10.3	Jmenovitá tvářecí síla ve střední zápustce .....	43



5.10.4	Jmenovitá tvářecí síla v krajní zápustce.....	46
5.10.5	Posuv klínu vpřed a vzad .....	48
5.10.6	Vis beranu ve vyvažování .....	50
5.10.7	Vis beranu na hřídeli .....	50
6	Závěr.....	51
7	Reference – použitá literatura .....	52
	Seznam obrázků .....	54
	Seznam tabulek .....	56
	Seznam příloh.....	56

## Seznam použitých symbolů a zkratek

Označení	Legenda	Jednotka
$F$	síla	[N]
$S$	plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$p$	tlak	[MPa]
$\sigma$	tahové/tlakové napětí	[MPa]
$\tau$	smykové napětí	[MPa]
$\sigma_{red}$	redukované napětí	[MPa]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$W_k$	modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$d$	průměr	[mm]
$M$	kroučící moment	[Nm]
$\alpha$	úhel stoupání	[°]
$\varphi$	třecí úhel	[°]
$m$	hmotnost	[kg]
$g$	gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$f$	koeficient tření	[-]
$MKP$	metoda konečných prvků	

# 1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá problematikou přestavování beranu kovacího lisu s klikovou hřídelí uloženou zleva doprava. Zadavatelem diplomové práce je firma Šmeral Brno a.s., která je českým producentem velkých mechanických lisů a patří do skupiny významných světových výrobců těchto strojů.

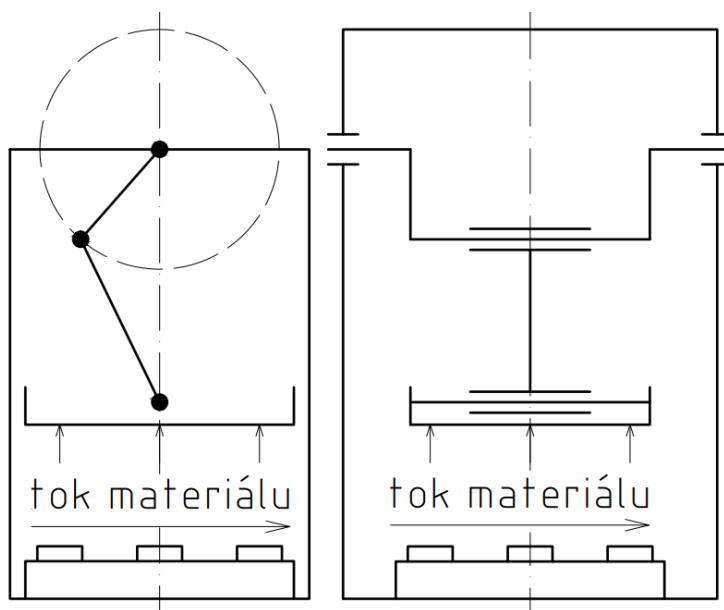
Kvalifikační práce se skládá z několika částí. První část se zabývá patentovou rešerší na zadané téma a hledání možností přestavování beranu. Další část obsahuje výběr vhodné konstrukční varianty, která je podrobněji rozpracována (výpočty, pevnostní kontrola a výkresová dokumentace).

## 1.1 Základní pojmy

Na úvod by bylo vhodné objasnit základní pojmy, jako třeba co znamená zleva doprava uložená kliková hřídel. Obecně existují dva případy uložení klikové hřídele kovacího lisu.

- zepředu dozadu uložená kliková hřídel
- zleva doprava uložená kliková hřídel

Zepředu dozadu uložená hřídel znamená, že osa hřídele je kolmá na osu toku materiálu při kovacím procesu, viz obrázek 1.



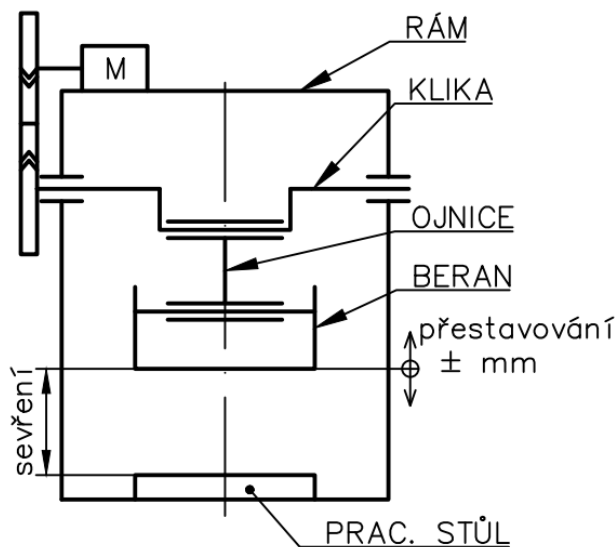
Obrázek 1: Schéma lisu s klikovou hřídelí uloženou zepředu dozadu (vlevo) a s klikovou hřídelí uloženou zleva doprava (vpravo)

Jak vyplývá z výše uvedeného obrázku 1, toto řešení klade nároky na vedení beranu a to z toho důvodu, že při excentrickém kování (tváření polotovaru neprobíhá přesně ve středu kovacího prostoru, viz postupné zápusťkové kování apod.) má beran tendenci se naklápět kolem svého čepu. Naklápění musí být zachyceno vedením beranu. Proto je pro tuto koncepci limitována šířka pracovního prostoru (na jejíž zvyšování jsou dnes kladeny požadavky). Ovšem výhodou tohoto řešení je právě užší zástavbový prostor celého stroje, než je v druhém popisovaném případě.

Zleva doprava uložená hřídel znamená, že osa hřídele je rovnoběžná s tokem materiálu při kovací operaci, viz obrázek 1. Při tomto řešení není kladen takový důraz na vedení beranu, protože naklápění beranu je významně zachycováno tuhostí klikové hřídele a ojnice. Oproti

tomu je více namáhaná ojnice, čep beranu a samotná hřídel se svým uložením. Zástavbový prostor lisu je potom širší než v předchozím případě.

Samotné přestavování beranu znamená, že je možné měnit „velikost sevření (polohu beranu, ...)“, viz obrázek 2. Zdvih se u větších kovacích lisů mění přibližně o 10 až 20 milimetrů. U menších strojů se hodnoty přestavení pohybují hodnoty okolo 100 mm (zde se jedná o mechanické lisy obecně) [22]. Díky přestavování beranu lze ovlivnit vyvození tvářecí síly tak, aby byla dosažena její požadovaná hodnota. Dále je možné používat nástroje o jiné velikosti a tvářet různě velké polotovary.



Obrázek 2: Schéma lisu

Při samotném tvářecím procesu je nutné provozovat lis tak, aby nedošlo k zaklínění beranu (beran je „zaseknut“ v dolní úvratí vlivem vyšší tvářecí síly). Jestliže někdy během kování dojde k zaklínění beranu, tak by ideální přestavovací mechanismus měl být schopen vyvolat takovou sílu, aby došlo k uvolnění zaklíněného beranu. V případě, že by přestavovací mechanismus nebyl schopen rozklínovat kovací lis, muselo by být použito jiné rozklínovací zařízení. Jestliže má stroj kotvený rám, tak je možné rám rozkotvit.

## 2 Možnosti přestavování velikosti zdvihu beranu

V této kapitole budou popsány základní principy a možnosti přestavování beranu. Bude se jednat jak o lisy klikové, tak o lisy kulisové.

### 2.1 Změna zdvihu rotace pomocí excentrického čepu beranu

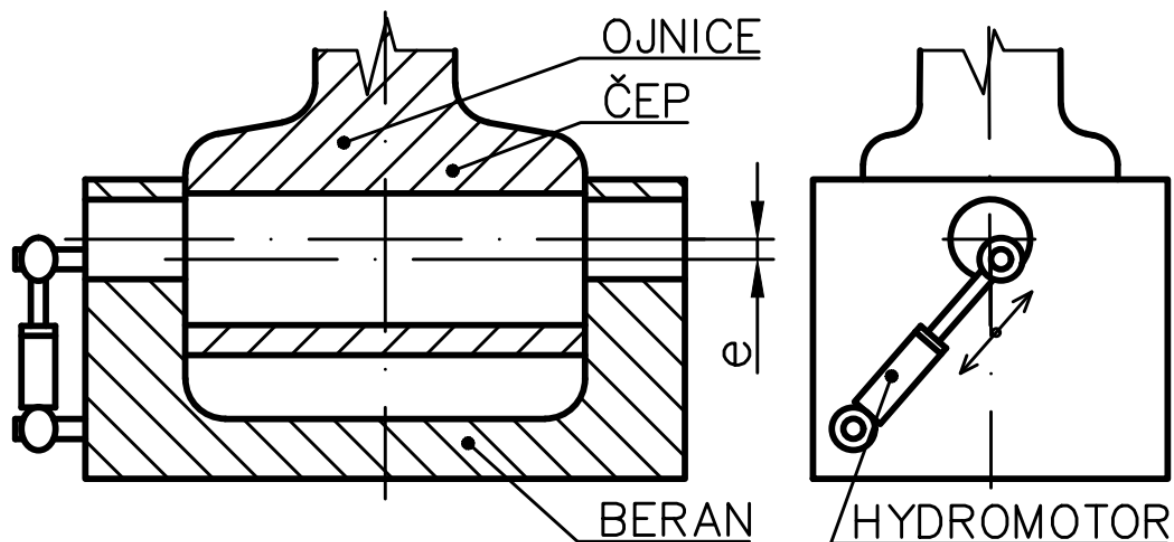
Čep beranu je uložen v ojnici a v beranu. Jestliže bude čep navržen jako výstředník (excentr), potom osa spodního oka ojnice není totožná s osou otvorů beranu. Potom je možné natáčením výstředníkového čepu měnit polohu osy spodního oka ojnice vůči ose otvoru beranu.

Natáčení čepu může být realizováno pomocí hydromotoru, který je jedním konce uchycen na beranu a druhým na excentrickém čepu. Vysouváním pístu hydromotoru je umožněno natáčení čepu.

Natáčení čepu může být také ovládáno elektromotorem s převodovkou. Přenos otáčivého pohybu na čep je zprostředkován díky řetězovému převodu, přičemž samotná pohonná jednotka je ustavena na rámu lisu ve výkyvné kulise. Pohonný mechanismus tedy není přímo zatěžován údery kovacího procesu. Oproti předchozímu popsanému řešení s hydromotorem má toto řešení výhodu v tom, že umožňuje větší pootočení čepu (konkrétně u lisu LZK 5000 od výrobce

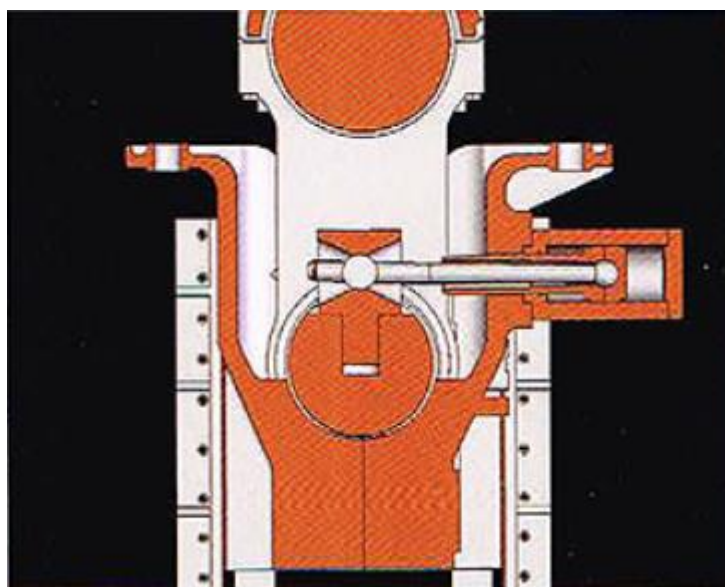
Šmeral Brno a.s. je úhel pootočení 180° [1]). Jestliže je konstrukčně možné pootáčet čepem o větší úhel, je možné zmenšit excentricitu výstředníkového čepu. Brzda přestavování je rovněž menší.

Výše nastíněné konstrukční řešení je vhodné implementovat na kovací lisy s klikovou/výstředníkovou hřídelí uloženou zepředu dozadu. Důvodem je velikost zástavbového prostoru stroje.



Obrázek 3: Schéma otáčení ex. čepu beranu hydromotorem

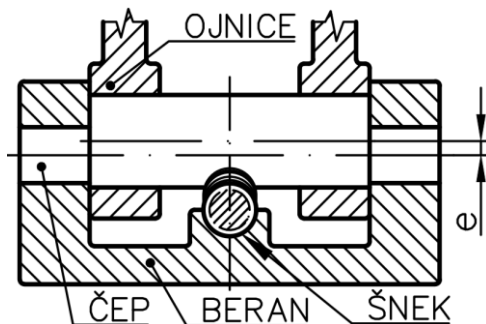
V případě, že by celková zástavba stroje byla větší, bylo by možné použít dvě ojnice, podobně jako je uvedeno na obrázku 5. Poté lze aplikovat princip přestavování pomocí hydraulického válce tak, že by byl hydromotor instalován na beranu. Viz obrázek 4, řešení firmy KURIMOTO. Jedná se o lis s klikovou hřídelí uloženou zleva doprava.



Obrázek 4: Přestavování beranu – KURIMOTO [5]

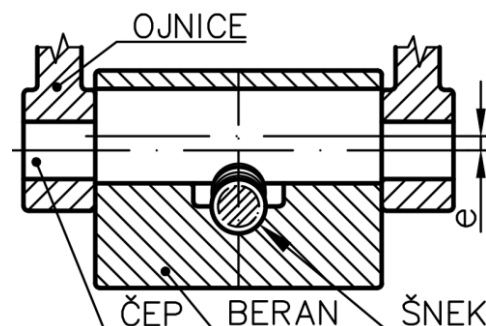
Jestliže by bylo potřebné vyhnout se pohonu hydromotorem, tak se pro vyvolání otáčivého pohybu výstředníkového čepu nabízí použít šnekový převod. Šnek by bylo možné uložit přímo do beranu lisy (i se svým pohonem). V konstrukci nutné vytvořit správnou geometrii ozubení na čepu, protože v sestavě budou jistě vůle a dále je nutné počítat s deformacemi od zatížení. Jestliže dochází ke zvedání beranu, tak by při nesprávné geometrii ozubení došlo k zaseknutí

šneku. Naopak při přestavování beranu směrem dolů, by docházelo k vyběhnutí šroubovice šneku ze záběru. Ozubení musí tedy být vyrobena na excentrické části beranu, přičemž střed ozubení je středem excentrického válce. Úvaha vychází z obrázku 5.



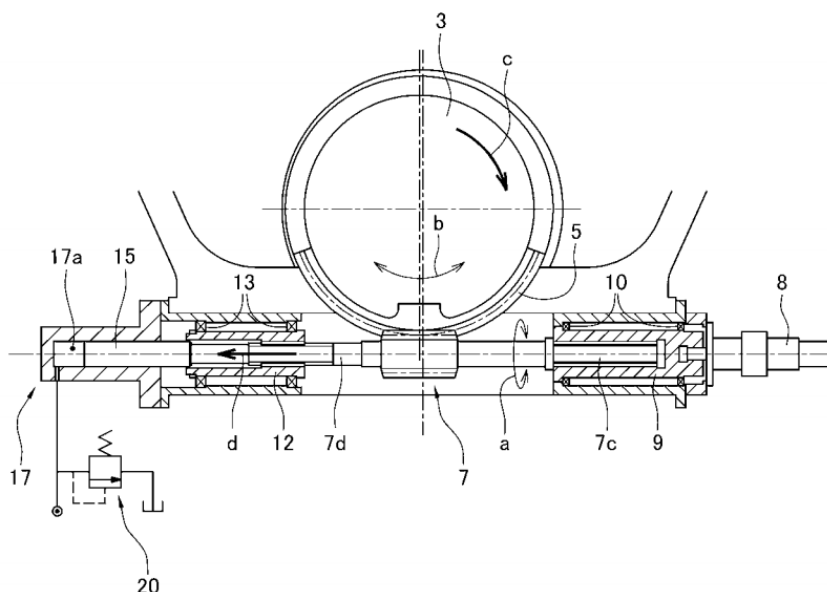
Obrázek 5: Schéma ex. čepu beranu 1. způsob

Jestliže se použije jiný způsob uložení beranu, viz obrázek 6, tak je geometrickým středem ozubení osa procházející čepem a osami ok ojnic.



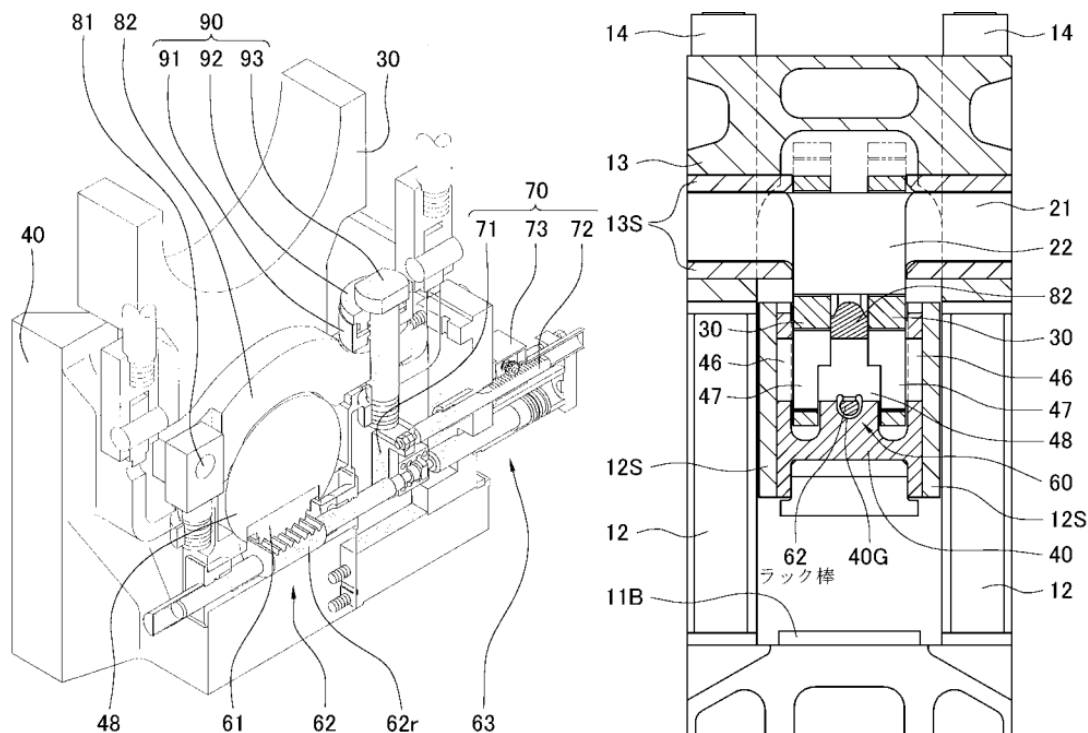
Obrázek 6: Schéma ex. čepu beranu a šnekového převodu 2. způsob

Konkrétní zpracování je popsáno na obrázku 7 (výňatek z patentu JP2009233696A). Zde je šnek poháněn rotačním hydromotorem. Šnek je dále uložen v drážkování (je možný axiální posuv šneku). Zprava je axiální posuv znemožněn tlakem oleje ve válci (17a). Při přetížení lisu má excentrický čep (3) tendenci se pohybovat ve směru šipky c. Šnek tedy začne působit na olej ve válci 17. Pojišťovací ventil umožní únik oleje a šnek se může pohybovat směrem, který značí šipka d.



Obrázek 7: Otáčení čepu beranu šnekem s možným axiálním posuvem [12]

Následující konstrukční řešení využívá mechanismu ozubený hřeben x pastorek. Pastorek je vyroben na válcové části beranu 48. Posuvem hřebenu je vyvoláno natočení čepu beranu, který je excentrický. Hřeben je ovládán hydraulicky. Aretace mechanismu je umožněna ramenem 91, které svírá válcovou část čepu.

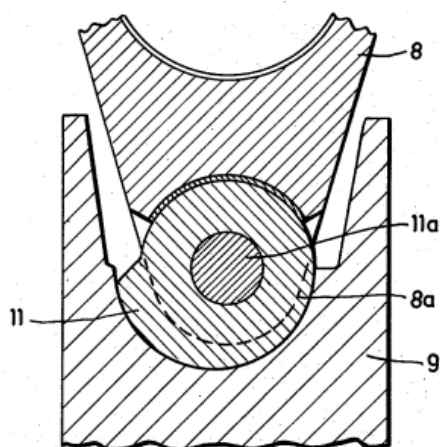


Obrázek 8: Pohyb excentrického čepu pomocí pastorku a hřebenu [15]

Toto řešení umožňuje větší rychlost přestavování (uvedeno v patentu), než je varianta se šnekem.

## 2.2 Změna zdvihu pomocí rotace excentr. pouzdra na čepu beranu

Pro přestavování beranu lze použít obdobný způsob přestavování, jako byl popsán způsob v podkapitole 2.1. Změna oproti předchozímu řešení ovšem spočívá v tom, že čep beranu jako takový je klasický válec, ale na něm je uloženo pouzdro, jehož geometrický střed není totožný se středem čepu, viz obrázek 9 (11 – excentrické pouzdro, 11a čep beranu, 9 – beran). [2]



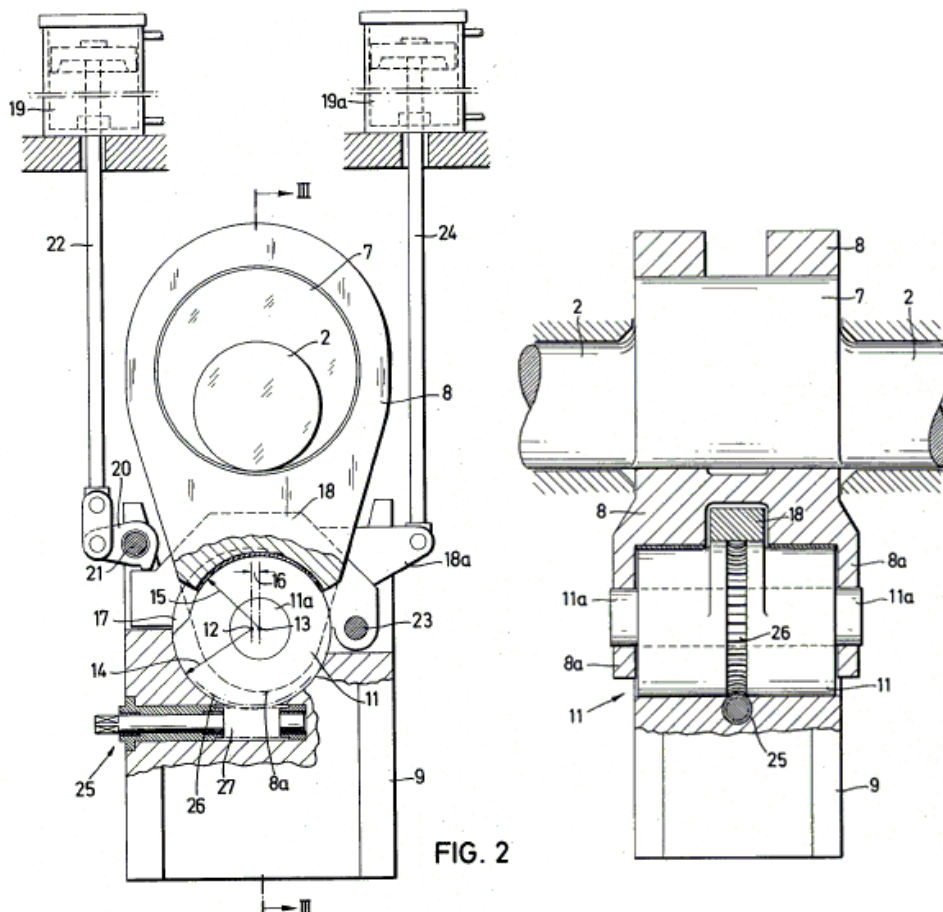
Obrázek 9: Schéma excentr. pouzdra [2]

Natáčení pouzdra je umožněno díky šnekovému převodu. Věnc „šnekového kola“ je vyroben přímo na samotném pouzdře a šnek je vložen do útrob beranu, viz obrázek 10 (25 –

šnek, 26 – ozubení, 18 – brzda). Aretace natočení pouzdra v požadované poloze je provedena pomocí svěrného spoje. V polovině pouzdra je instalována páka, která je schopna pouzdro sevřít a tím trvale definuje velikosti pracovního zdvihu během operace tváření. Páka rovněž slouží jako prostředník, který spojuje beran s výstředníkovým pouzdem. Potřebná síla působící na brzdu (páku) je vyvolána pomocí vyvažovacích pneumatických válců, které jsou umístěny v horní části lisu (na horní traverze).

Z hlediska zástavbového prostoru je toto řešení možné použít v případě, kdy je kliková hřídel (nebo výstředníková hřídel) uložena zleva doprava.

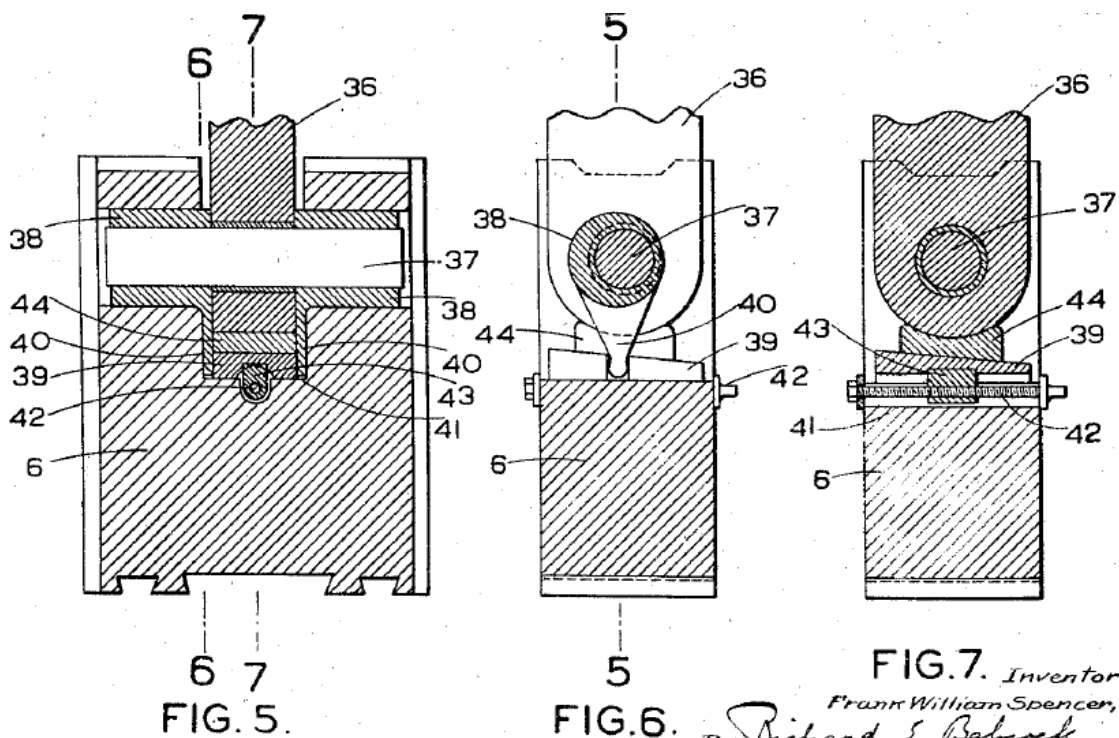
Tento princip byl zkonstruován a patentován v roce 1974.



Obrázek 10: Schéma pohonu ex. pouzdra [2]

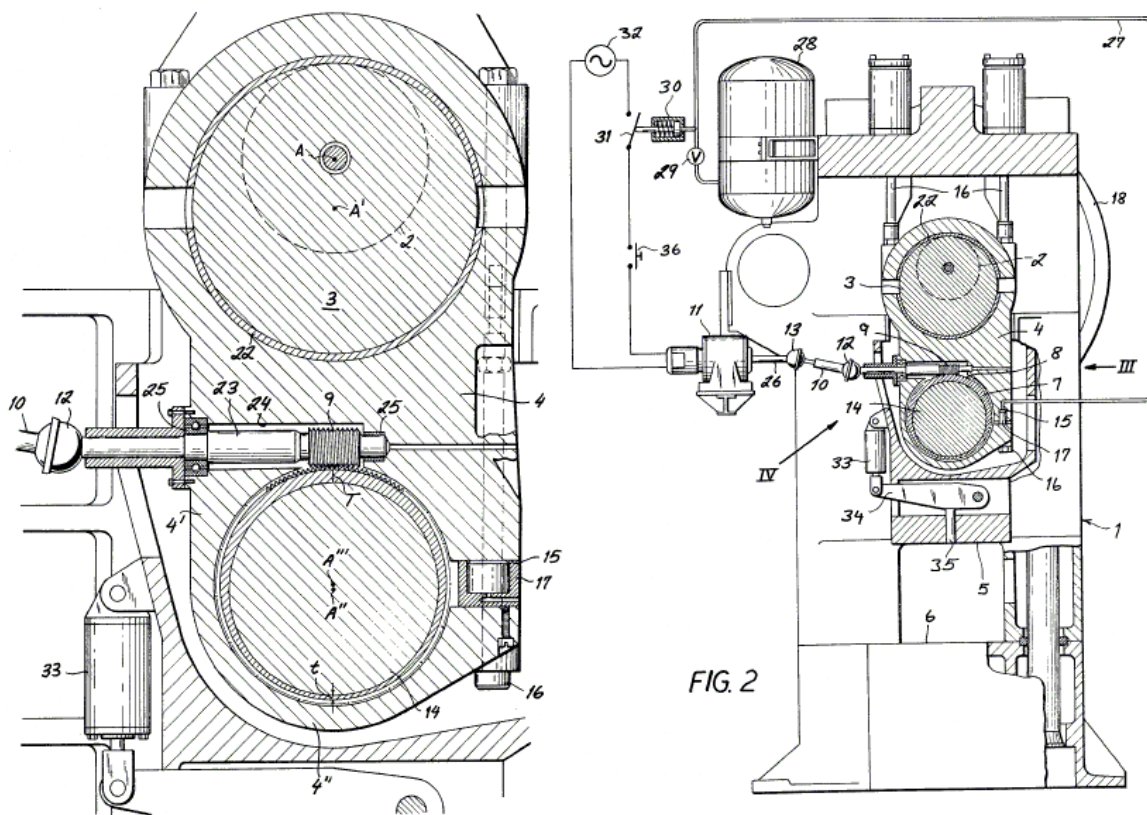
Další možný způsob uplatnění excentrického pouzdra v kombinaci s šnekovým převodem popisuje obrázek 11. Šnekový převod nepřímo otáčí s výstředníkovým pouzdem přes páku.





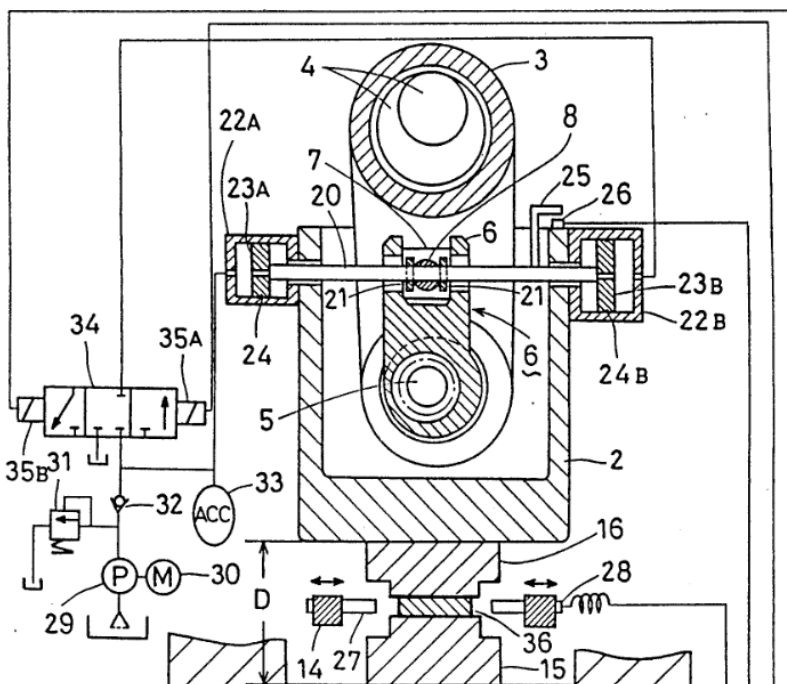
Obrázek 11: Přestavování pomocí ex. čepu a šneku nepřímo [6]

Další uvedená možnost řešení opět využívá šnekového převodu k otáčení výstředníkového pouzdra na čepu beranu. Šnek je poháněn kardanovým hřídelem. Platnost patentu vypršela v roce 1990. [8]



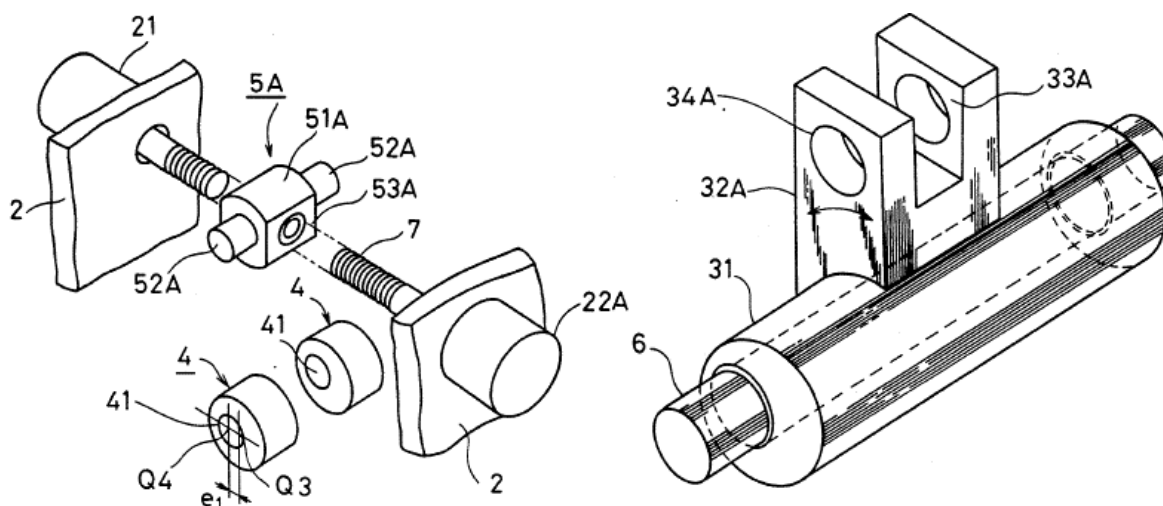
Obrázek 12: Přestavení beranu pomocí pouzdra na čepu beranu a šneku poháněného kardanovým hřídelem

Společnost KURIMOTO má vlastní verzi řešení obdobným způsobem (opět je na čepu beranu instalované výstředníkové pouzdro, se kterým je otáčeno pomocí hydromotoru). Toto řešení je patentované (US5000021A), ale platnost patentu již vypršela v roce 2009.



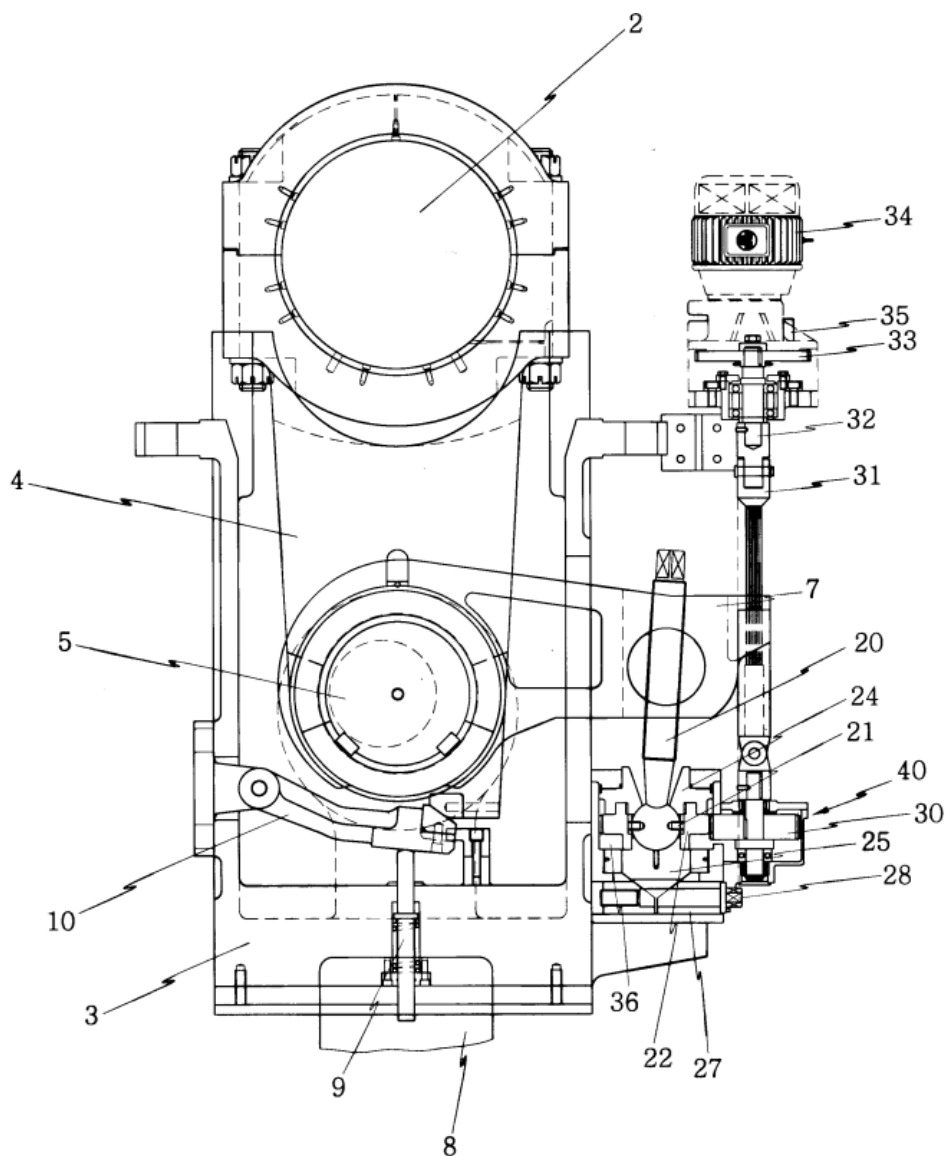
Obrázek 13: KURIMOTO - hydromotor [9]

O několik let později (1994) firma KURIMOTO přišla s principiálně stejným mechanismem, ovšem v jiném provedení. Hydraulický válec zde není použit. Namísto toho se zde pouze otáčí šroubem (7), přes který je navlečena matice (5A). Otáčením šroubu dochází k posuvu matice a tím i k natáčení excentru (31). Platnost tohoto patentu vypršela v roce 2012.



Obrázek 14: Kurimoto - šroub x matice [10]

Další možností je opět otáčení výstředního kroužku na beranu pomocí pohybového šroubu. Šroub je na jednom konci opatřen kulovou hlavou. Kulová hlava je uložena v sedle (25), které je podpíráno ve dvou „V“ blocích (27). Tyto bloky je v případě nutnosti uvolnění celého mechanismu uvolnit pomocí šroubu (28). Hlavní přestavovací pohybový šroub je poháněn pomocí ozubených kol (30, 22).



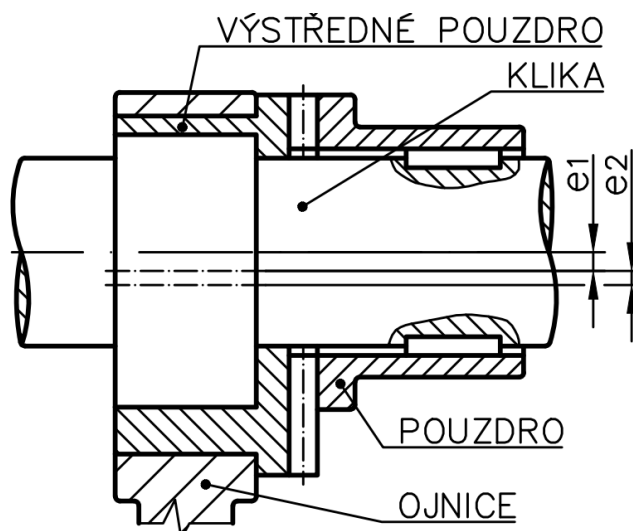
Obrázek 15: Přestavování pomocí šroubu s tlačnou hlavou [11]

### 2.3 Změna zdvihu pomocí excentr. pouzdra na výstředníku/klice

Dalším způsobem, jak ovlivnit velikost zdvihu beranu, může být použití excentrického pouzdra, které by bylo umístěno na ojnicí čep/výstředník. Natáčením pouzdra by bylo možno realizovat pomocí:

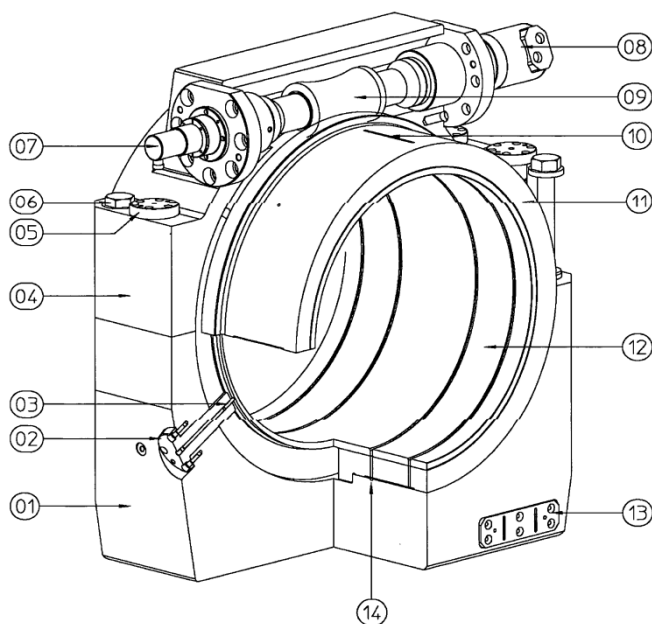
- Hirthova ozubení
- šnekového převodu

První možnost je nastíněna na obrázku 16. Jedna část ozubené spojky je pevně spojena s klikovou hřídelí, druhá část je vyrobena na výstředníkovém pouzdra. Při požadavku na přestavení beranu je nutné spojku rozpojit, pootočit s klikovou hřídelí o požadovaný úhel a poté opět spojku zaklesnout do sebe. Nevýhoda tohoto řešení spočívá ve faktu, že není možné měnit zdvih beranu plynule. Beran je možné přestavovat pouze v intervalech, které odpovídají počtu zubů na ozubení.



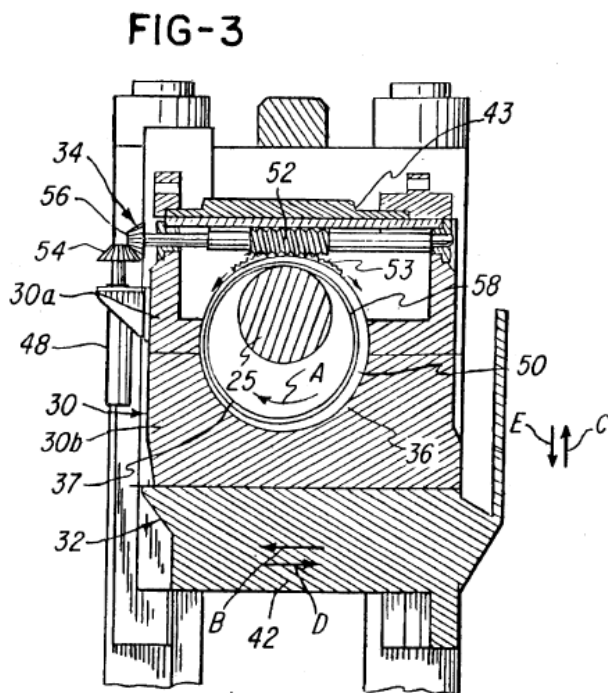
Obrázek 16: Schéma polohování pomocí Hirthovy spojky

Způsob natáčení pouzdra pomocí šnekového převodu lze použít jak na klikové, tak kulisové lis. Jedná se systém, který má patentovanou společnost Farina Presse S.p.a. (patentováno v roce 2009). Šnek je umístěn v horní části kulisy/ojnice a pootáčí s excentrickým pouzdem, které je uloženo na výstředníku/klikové hřídeli. Při samotném provozu je mezi šnekem a ozubením na pouzdře vůle (šnek nepřenáší rázy). Vůle je vyvolána díky sevření horní a spodní části kulisy (04 a 01). Sevření je umožněno díky hydraulickým válcům (05).



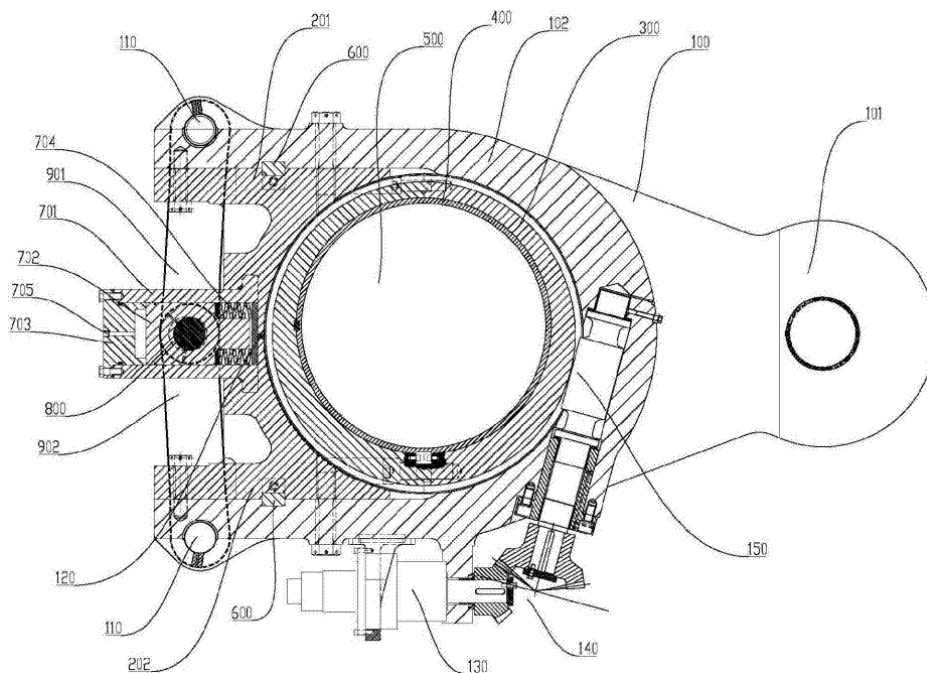
Obrázek 17: Schéma kulisy s ex. pouzdem a šnek. převodem [4]

Obdobné řešení popisuje obrázek 18. Toto řešení bylo patentované, ale platnost patentu vypršela v roce 2015. [7]



Obrázek 18: Přestavování ex. pouzdem na klikové hřídeli [7]

Obdobnou variantu přestavování nastiňuje obrázek 19. V tomto případě se ovšem nejedná o lis kulisový, ale lis klikový.



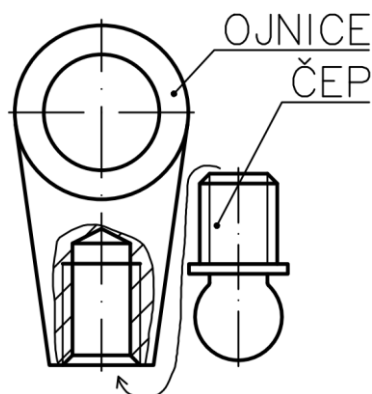
Obrázek 19: Přestavování pouzdem na klice - klikový lis [16]

Toto řešení bude ekonomicky nákladnější. Jsou zde přítomny kuželové a šnekové soukolí.

## 2.4 Změna zdvihu pomocí změny délky ojnice

Menší a střední kovací lisy mohou ke změně svého pracovního zdvihu použít ojnice, u které je možné měnit její délku. Ojnice je potom ve své spodní části opatřena závitem (zpravidla lichoběžníkovým nebo pilovým). Na závit je možné našroubovat kulový čep, který je vsazen do beranu. Aby nedocházelo k povolování závitu, je celý spoj řešen jako svěrný nebo lze použít

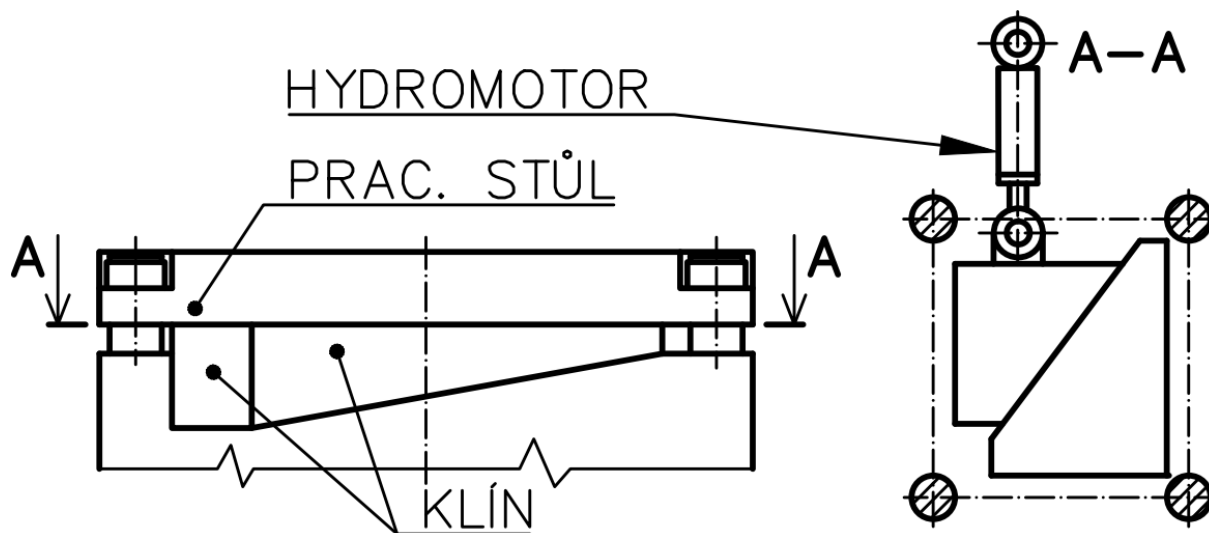
kontramatici. Toto řešení je ale koncipováno pro malé tvářecí síly, tudíž je s největší pravděpodobností v tomto případě nerealizovatelné. [3]



Obrázek 20: Schéma změny délky ojnice

## 2.5 Změna zdvihu pomocí přestavení výšky pracovního stolu

Jednou z dalších možností, jak ovlivnit velikost pracovního zdvihu stroje, je měnit výšku samotného pracovního stolu. Mechanismus umožňující tento proces je založen na bázi klínu. Příčný klín je pomocí hydromotoru posouván a působí na sousední klín, na kterém je umístěn pracovní stůl s kovacími nástroji. Vzájemnou interakcí obou klínů je dosaženo změny výšky prac. stolu a tím i změny velikosti zdvihu. Je samozřejmě možné tento mechanismus realizovat i bez příčného klínu tak, že hydromotor je připojen ke klínu, který se nachází přímo pod pracovním stolem. Po samotném přestavení je pracovní stůl i s klínem hydraulicky aretován.



Obrázek 21: Schéma klínovaného stolu

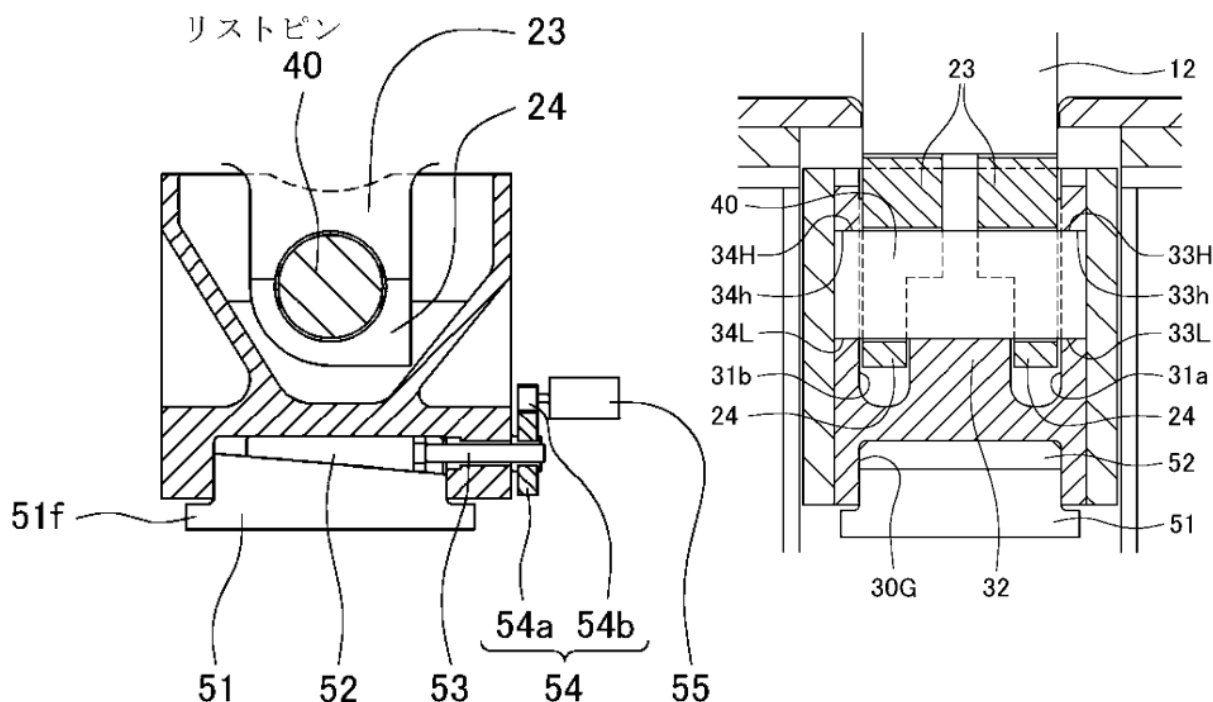
Toto konstrukční řešení není zákazníky příliš vítané, a to z několika důvodů. Při tvářecím procesu vzniká velké množství okují smíchaných s lubrikantem (nástroje jsou mazány, např. grafitem), prachu a podobných nečistot, které mohou klínový mechanismus, umístěný ve spodní části stroje, zanášet. Dále bylo zjištěno, že po určité době provozu jsou klíny, vlivem tvářecích sil, natolik do sebe zaklesnuty, že je obtížné uvést přestavovací mechanismus do provozu. Na tuto skutečnost může mít vliv pracovní tlak, čas a difuze jednotlivých ploch klínu se sousedními díly mechanismu (je rovněž obtížné zajistit mazání samotného klínu – mazivo je vlivem velkých tlaků vytlačováno). Řešení výše popsaného problému by mohlo spočívat v umístění klínového mechanismu na samotný beran stroje (použito zadavatelem –

Šmeral Brno a.s. - na lise SKL 2500). Ovšem vyvstává další problém s dynamikou stroje, vyvažováním beranu... Tento způsob je dále popsán v podkapitolách 2.6 a 2.7.

Další alternativou by mohla být procedura implementovaná do řídicího systému stroje, která by měla za úkol jednou za určitý počet pracovních zdvihů s klínovým mechanismem „zahýbat“. Otázkou je, zda by toto řešení zákazník akceptoval. Výhodou této konstrukce je možnost její aplikace jak na lisy klikové, tak kulisové a dále na lisy s hřídelí uloženou podélně i příčně.

## 2.6 Přestavování pomocí klínu na beranu - klikový lis

Variantu, kdy je klín upevněn na beran klikového kovacího lisu, popisuje následující obrázek (obrázek 22).



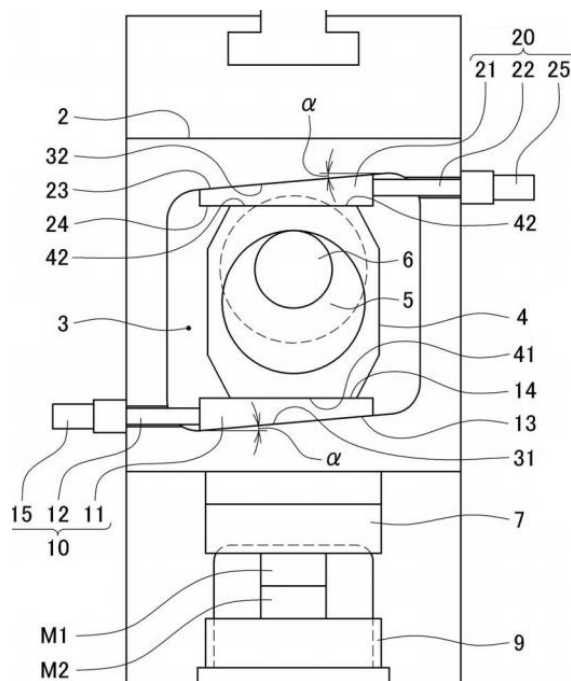
Obrázek 22: Beran s klínem pro přestavování [13]

Pohyb klínu (52) je zajištěn pomocí šroubu (53), soukolí (54) a pohonu (55). Ve vodorovné poloze je klín (51) držen (aretován) hydraulickými válci, které nejsou na obrázku vyňatém z patentu znázorněny. Tato konstrukce odstraňuje problém znečišťování a zanášení stykových ploch klínu.

Toto řešení je patentováno, přičemž jeho platnost vyprší v roce 2020.

## 2.7 Přestavování pomocí klínu na beranu - kulisový lis

Klínový mechanismus lze aplikovat i na kulisové lisy. Tento způsob přestavování je znázorněn na obrázku 23.



Obrázek 23: Kulisový lis - přestavování klíny [14]

V tomto případě jsou klíny umístěny symetricky vzhledem k vertikální ose lisu, nemusel by tedy nastat takový problém s vyvažováním a s dynamikou kulisy. Mohou ovšem nastat komplikace ve formě obtížnější úpravy dosedacích ploch na beranu (obrábění / broušení šikmé plochy beranu). Tvůrci této koncepce uvádějí jako výhodu to, že je snadné kompenzovat opotřebení kluzných ploch pomocí polohování klínu.

Řešení je opět patentované. Patent expiruje v roce 2024.

## 2.8 Avantgardní nápady

V následujících podkapitolách se budu snažit uvést další možné principy změny zdvihu beranu. Rovněž si uvědomuji, že níže uvedená řešení jsou neekonomická, možná dost dobře nerealizovatelná. Jedná se spíše o „brainstorming“.

### 2.8.1 Dělený rám

Jedním z možných způsobů, jak přestavit beran je použít dělený rám. Rám by se v nějaké své části rozdělil, nadzvedl a zafixoval. Tím by došlo i ke změně polohy beranu. Rám by mohl být dělený například pod ložisky výstředníkové hřídele. Zvednutím horní části rámu by nedošlo ke změně osové vzdálenosti ozubených kol pohonu.

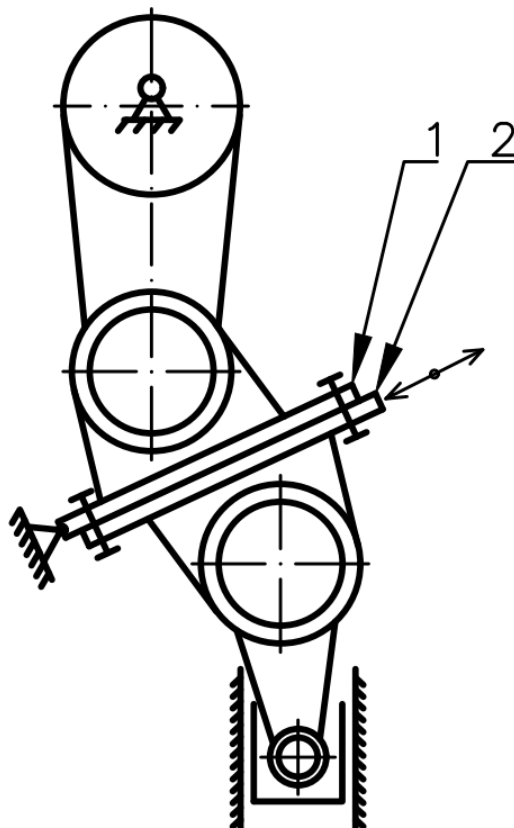
Nadzvednutí by bylo možno realizovat hydraulicky (pomocí klínů, podložek). Zafixování rovněž. Problémy s realizací by byly obdobné jako bylo uvedeno v kapitole 2.5 (klínovaný stůl/beran). V případě, že se rám rozdělí, by bylo nutno provést důkladnou napěťovou analýzu (nové koncentrátoři napětí...).

Oproti níže uvedeným „nápadům“ by byl nižší nárok na požadovaný zástavbový prostor. Dále by tento princip bylo možné aplikovat jak na kovací lisy klikové, tak na lisy kulisové.

### 2.8.2 Dělená ojnice

Další princip spočívá v rozdělení ojnice. Mechanismus je znázorněn na obrázku 24. Desky 1 a 2 by se mohly po sobě navzájem řízeně pohybovat. V požadované poloze by byly aretovány. Vzájemným pohybem desek by docházelo ke změně zdvihu beranu.

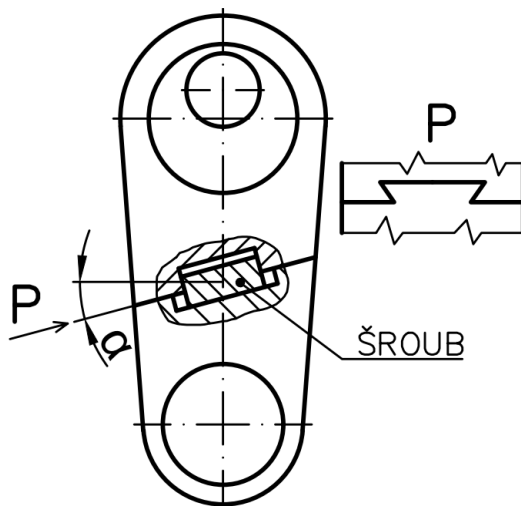




Obrázek 24: Změna zdvihu pomocí posuvných desek

Tento mechanismus by bylo možné aplikovat na klikové kovací lisy. Nevýhodou je zřejmě nárok na zástavbový prostor, vyšší hmotnost celkové sestavy mechanismu, řešení aretace desek a v neposlední řadě vyšší ekonomické náklady.

Princip dělené ojnice by bylo možno provést i jiným způsobem, viz obrázek níže.



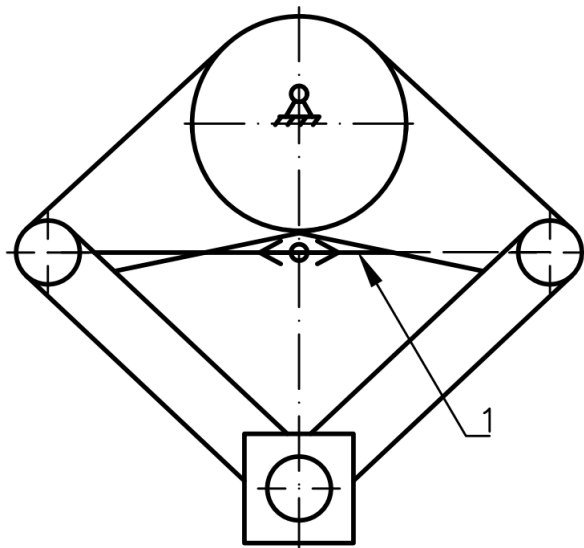
Obrázek 25: Dělená ojnice - přetavování pomocí šroubu a rybinové drážky

Ojnice jsou spojeny pomocí rybinové drážky. Pohyb dílů ojnice zprostředkovává pohybový šroub, který je axiálně uložen v horní části dělené ojnice. Ve spodní části ojnice se nachází matice. Otáčením šroubu tedy dochází k posuvu jedné části ojnice vůči druhé. Velikost zdvihu tohoto zařízení bude pravděpodobně menší.

### 2.8.3 Pantograf

Následující způsob řešení změny velikosti zdvihu beranu je založen na principu pantografu. Pomocí rozpěrného elementu (pozice 1 na obrázku 21) se oddalují čepy ojnic a tím je umožněno přestavení beranu.

Z kinematiky celého mechanismu vyplývá, že je tento princip možné použít pouze u kulisových kovacích lisů. Stejně jako u přechozího řešení by i zde byl zvýšený nárok na zástavbový prostor. Dále by bylo nutné řešit rozpěrný element z hlediska pevnosti. Rovněž by bylo nutné ověřit dynamiku tohoto mechanismu. Ekonomické náklady by byly rovněž značné.



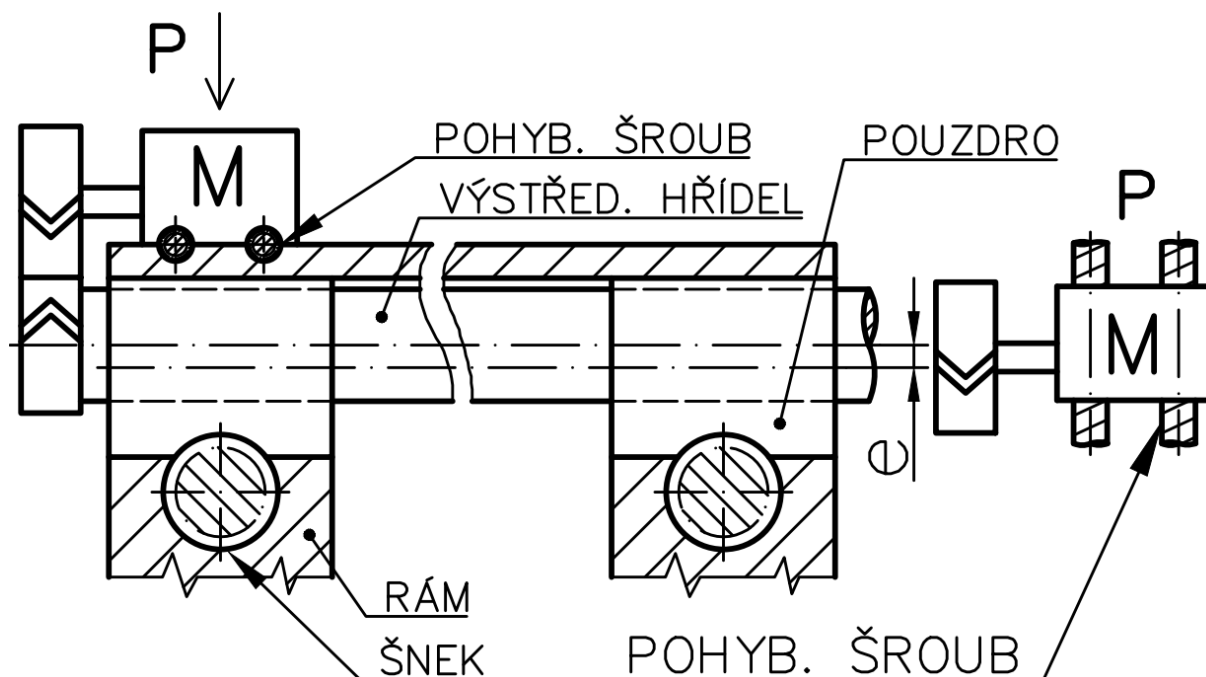
Obrázek 26: Změna zdvihu pomocí rozpěrného elementu „pantograf“

### 2.8.4 Přestavování klikové (výstředníkové) hřídele

Další možností, jak přestavit beran, je přestavit samotnou klikovou hřídel. Hřídel je uložena v ložiskových pouzdrech v rámu. Jestliže by byla pouzdra excentrická, tak by bylo možné současným natočením obou (všech) pouzder regulovat výšku kliky. Pohon pouzder by byl realizován pomocí šnekového převodu. Dále by bylo nutné posunout hlavní pohon lisu spolu s hnacím kolem tak, aby při změně polohy klikové hřídele byly ozubená kola v záběru. Ustavení hnacího souhmotí by mohlo být prováděno pohybovým šroubem.

U tohoto mechanismu je nutné řešit především:

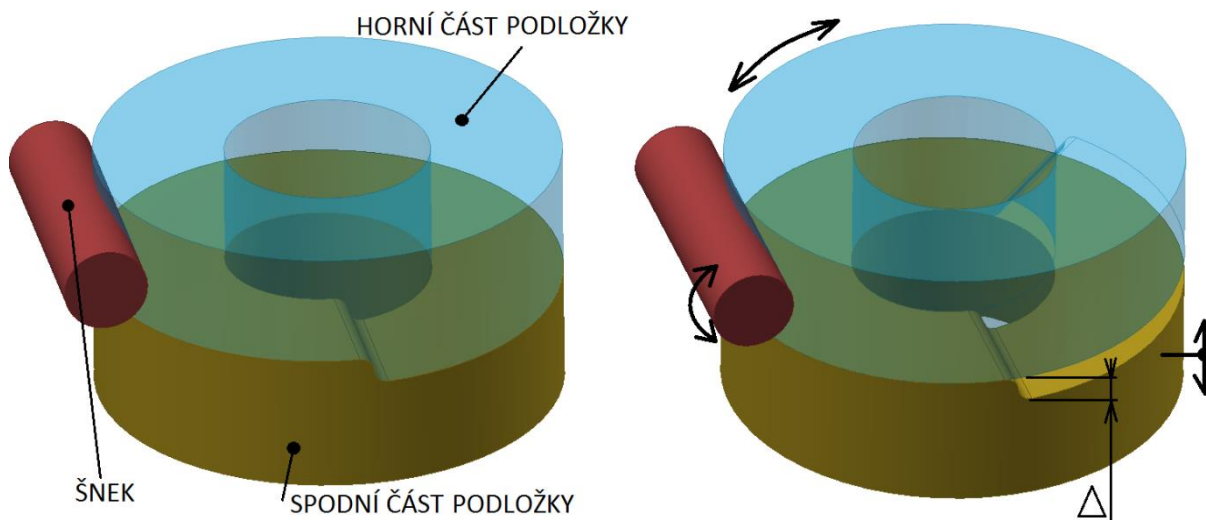
- ustavení hnacích ozubených kol do záběru
- souhlasný pohyb obou pouzder
- ochrana hnacích šneků před rázy vzniklými tváření



Obrázek 27: Přestavování pomocí změny polohy klikové hřídele

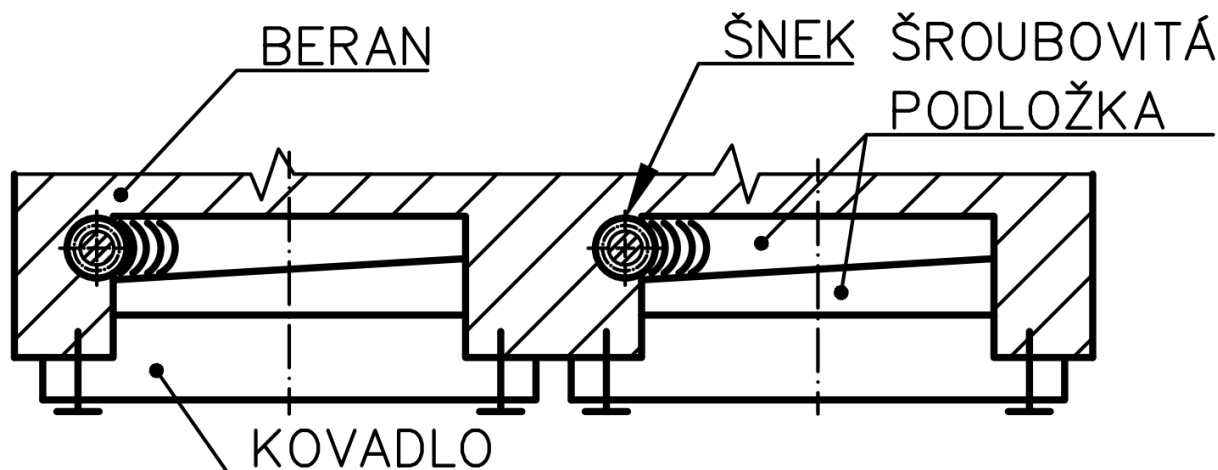
### 2.8.5 Přestavování pomocí šroubových podložek

Na obrázku 29 je uveden další možný způsob přestavování beranu. Toto řešení využívá tzv. šroubových podložek, jak je patrné na 3D skice, viz obrázek 28. Podložky mají společnou dosedací plochu vyrobenou jako šroubovici. Šroubovitě podložky by byly umístěny v beranu. Natáčením horní části podložky, například prostřednictvím šnekového převodu, by došlo k pohybu spodní části podložky směrem dolů.



Obrázek 28: 3D schéma šroubovitě podložky

Výhoda tohoto řešení spočívá v tom, že by bylo možné samostatně regulovat výšku sevření u každého nástroje zvlášť, jak je naznačeno na obrázku 29. Fixace podložek (a nástroje) by mohla být provedena pomocí hydraulických matic. Nevýhodou tohoto řešení je obtížné mazání dosedacích ploch podložek. Rovněž by mohla být obtížnější výroba šroubovitých ploch.



Obrázek 29: Schéma zástavby šroubových podložek

### 3 Hodnocení variant

Z předchozího průzkumu a úvah jsem vybral šest základních principů, jak přestavovat beran lisu. Tyto základní skupiny „A“ až „F“ mají své podskupiny, viz níže. Nyní bude cílem vybrat nejvhodnější základní princip.

#### A) výstředný čep v beranu

- A1) přestavování pákou
- A2) přestavování šnekovým převodem
- A3) přestavování hřebenem

#### B) výstředné pouzdro

- B1) pouzdro na rozhraní ojnice x beran
- B2) pouzdro na rozhraní ojnice x kliková hřídel
- B3) pouzdro na rozhraní kliková hřídel x stojan

#### C) přestavování pomocí klínu

- C1) klínový stůl
- C2) klíny přesunuty na beran
- C3) kulisový lis s klíny nad a pod kulisou

#### D) přestavování pomocí šroubu v ojnici

#### E) přestavování pomocí šroubových podložek

#### F) přestavování pomocí dělené ojnice

**Pozn.:** bodová škála je od 0 do 5, přičemž nejhorší je 0 a nejlepší 5.

*Tabulka 1: Hodnocení vybraných variant*

Varianta	Popis	Hodnotící kritéria								Součet bodů
		K1 velikost přestavení K2 konstrukční složitost K3 náklady K4 přístupnost				K5 přístupnost K6 mazání K7 měrné tlaky K8 brzda přestavení - nutnost				
		K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	
<b>A</b>	- relativně malá výška přestavení + konstrukčně dobře proveditelné + dobrá přístupnost	4	4	3	3	4	5	4	4	<b>31</b>
<b>B</b>	- relativně malá výška přestavení - výroba pouzdra + dobrá přístupnost	5	2	4	3	4	5	4	5	<b>32</b>
<b>C</b>	+ konstrukčně / výrobně snazší - klín musí být na beranu jinak neprodejné - hmota na beranu navíc	4	5	4	5	3	4	3	4	<b>32</b>
<b>D</b>	+ jednoduchý princip + větší výška přestavení - potřebný moment na rozklínování je velký - velký průměr šroubu - otláčení závitu	2	4	2	3	2	3	4	2	<b>22</b>
<b>E</b>	+ možnost přestavovat zvlášť každý nástroj + pro kulisové i klikové lisy - výroba šroubovitých podložek - mazání - šnekový převod	4	3	4	5	3	3	4	3	<b>29</b>
<b>F</b>	- složitější výroba ojnice - výroba drážky	4	4	2	3	3	5	4	3	<b>28</b>

Z hodnocení variant vyplývá, že nejvhodnější způsob přestavování je výstředné pouzdro nebo mechanismus klínu. Přáním zadavatele ovšem bylo zpracovat mechanismus přestavování

pomocí dělené ojnice. Jedná se totiž o netradiční způsob řešení a pro zadavatele by rozpracování tohoto mechanismu mělo smysl. Zároveň bylo přáním zákazníka, aby tento princip byl aplikován na kulisový lis. Ve finále se tedy bude jednat o následující koncepci.

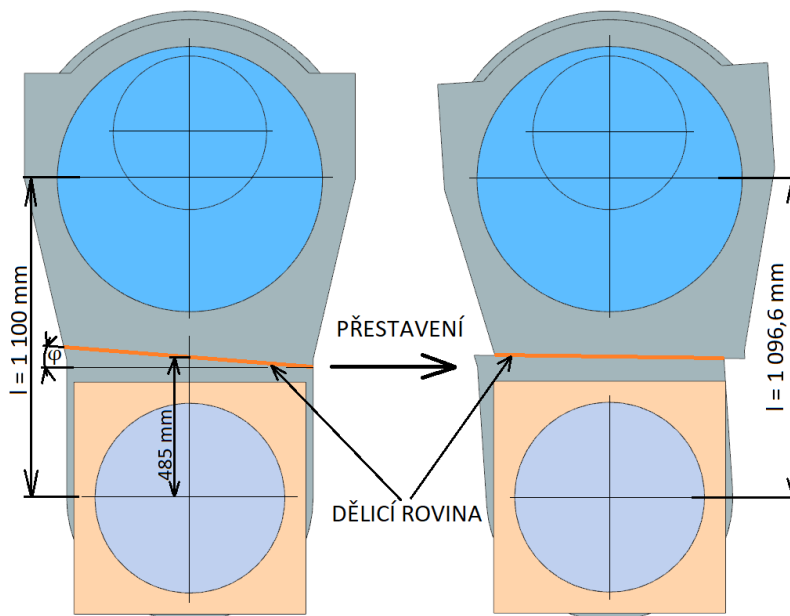
- kulisový kovací lis s klikovou hřídelí uloženou zleva doprava
- kovací síla 65 MN
- velikost přestavení 20 mm
- rozklínování bude řešeno pomocí rozkotvení rámu lisu
- aplikace dělené ojnice (respektive klínu) mezi kulisu a beran lisu
- zástavbové rozměry byly poskytnuty zadavatelem v rámci 3D modelu

## 4 Dělená ojnice

V této kapitole bude ve stručnosti popsána problematika dělené ojnice na klikovém kovacím lisu.

Princip mechanismu vychází z obrázku 25. Jestliže je požadována samosvornost mechanismu a v místě kontaktu obou částí ojnice je uvažováno materiálové rozhraní ocel - bronz, tak ojnice ve své základní poloze musí být dělena rovinou pod maximálním úhlem  $\varphi \approx 4,5^\circ$ . Tento úhle odpovídá koeficientu tření  $f = 0,08$  (ocel - bronz). V případě, že je ojnice prodlužována, tak se tento třecí úhel rozevívá, je tedy porušena podmínka samosvornosti. Je tedy nutné ojnici pouze zkracovat.

Po rozpracování geometrie a kinematiky přestavování pro konkrétní ojnici (rozměry ojnice byly poskytnuty zadavatelem v rámci výkresové dokumentace pro lis LZK 2 500), viz obrázek 30, bylo zjištěno, že ojnice jde zkrátit pouze o cca 3,4 mm.



Obrázek 30: Přestavování dělenou ojnici

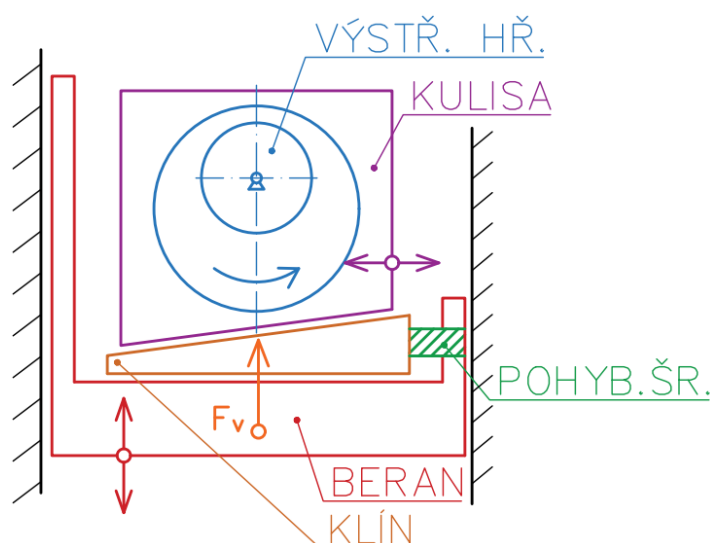
Kdyby byly obě třecí plochy ojnice v dělicí rovině vyrobené z oceli a tedy by byl uvažován koeficient statického tření o velikosti 0,1, tak by bylo možné přestavit beran o cca 5,4 mm.

Ze samotné geometrické podstaty není vhodné používat princip přestavování pomocí dělené ojnice pro lis LZK 2 500. Důvodem je omezená výška přestavení při zachování podmínky samosvornosti.

## 5 Dělená ojnice - klín pro kulisový lis

Stručné kinematické schéma řešeného problému je uvedeno na dalším obrázku. Mezi kulisu a beran je vtlačován klín a tím dochází k přestavování beranu. Spodní plocha kulisy je zkosená pod úhlem  $\alpha$ , který odpovídá zešíkmení horní plochy klínu. Posouvání klínu bude řešeno pomocí pohybového šroubu (přesné polohování). Dále bude deklarováno zajištění klínu proti nechtěnému pohybu (vybočení do strany apod.). Kulisa bude rovněž zajištěna proti vybočení a bude spojena s klínem pomocí příložek. V provozním stavu lisu bude zajištěn neustálý kontakt všech kluzných ploch (beran – klín – kulisa) díky působení vyvažovací síly  $F_v$ .

Bylo uvažováno, že spodní plocha kulisy je opatřena bronzovou kluznou deskou a klín je ocelový. Styková plocha kulisy a beranu je mazána. Oproti tomu rozhraní klínu a beranu je uvažováno ocel x ocel s nemazaným povrchem (pro výpočet byl uvažován teoreticky horší případ).



Obrázek 31: Schéma principu kulisového lisu

### 5.1 Výpočet sil působících na klín

Výpočet sil byl proveden ve dvou situacích uvedených níže.

a) přestavování beranu za klidu v horní úvrati

b) samotný okamžik tváření

Cílem samotného výpočtu je zjištění potřebné síly ve šroubu  $F_s$ , která je nutná k přestavení beranu. Dále je nutno zjistit, zda při samotném pohybu kulisy při tváření dochází k namáhání šroubu.

Nejprve bylo nutné stanovit vyvažovací sílu  $F_v$ . Tato síla byla spočtena dle empirického vzorce uvedeného níže (1). Pro výpočet bylo uvažováno, že vyvažovací síla  $F_v$  působí na beran neustále a její velikost a směr jsou konstantní. Síla  $F_v$  je rovněž vyobrazena na obrázku 31.

$F_v$	[N]	vyvažovací síla	
$m_b$	[kg]	hmotnost beranu	74 898 kg
$m_h$	[kg]	hmotnost výstředníkové hřídele	38 278 kg
$m_k$	[kg]	hmotnost kulisy	12 031 kg

$g$  [m/s<sup>2</sup>] gravitační zrychlení 9,81 m/s<sup>2</sup>

$$F_v = 1,3 \cdot g \cdot \left( m_b + \frac{1}{3} \cdot m_h + m_k \right) \quad (1)$$

$$F_v = 1,3 \cdot 9,81 \cdot \left( 74\,898 + \frac{1}{3} \cdot 38\,278 + 12\,031 \right) \doteq 1\,271\,325 \text{ N}$$

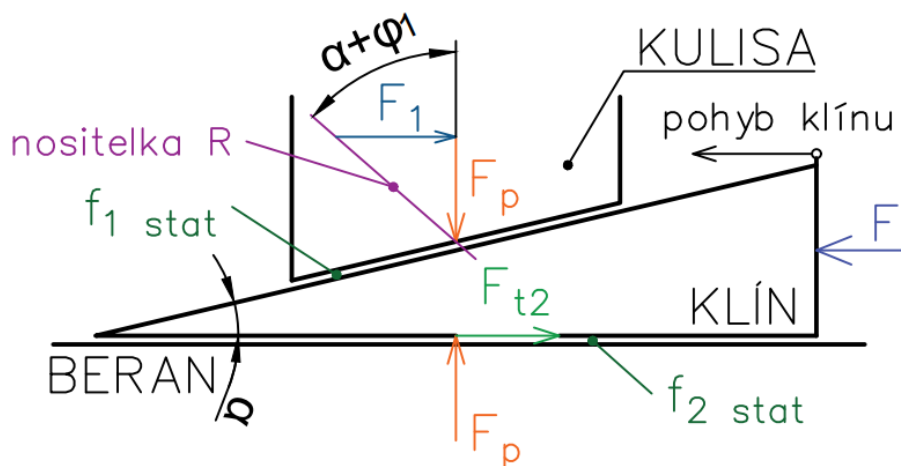
Síla  $F_p$ , kterou je nutné překonat při přestavování beranu, se nazývá přestavovací a lze ji stanovit jako rozdíl mezi vyvažovací silou  $F_v$  a tíhovou silou beranu.

$$F_p = F_v - g \cdot m_b = 1\,271\,325 - 8,91 \cdot 74\,898 = 535\,576 \text{ N} \quad (2)$$

Vzhledem k doporučení zadavatele a faktu, že komponenty budou odlitky (materiál navíc ve formě přídatků, zkosení, ...) navyšují sílu  $F_p$  na hodnotu 600 000 N.

### a) Přestavování beranu za klidu v horní úvrat'

Výpočet sil na klínu vychází z obrázku 32.



Obrázek 32: Schéma vtačování klínu

$f_{1 \text{ stat}}$	[-]	součinitel statického tření ocel x bronz (mazáno)	0,08	[21]
$f_{2 \text{ stat}}$	[-]	součinitel statického tření ocel x ocel (nemazáno)	0,15	[21]
$\alpha$	[°]	úhel sklonu klínu		
$\varphi_1$	[°]	třecí úhel - rozhraní ocel x bronz (mazáno)		

$$\varphi_1 = \arctan(f_{1 \text{ stat}}) = \arctan(0,08) = 4,574^\circ \quad (3)$$

Aby byla splněna podmínka samosvornosti klínu, musí platit  $\varphi_1 > \alpha$ . Úhel sklonu klínu  $\alpha$  byl zvolen 4,5°.

Nyní je možno spočítat sílu  $F$ , která je potřebná k vtažení klínu mezi beran a kulisu.

$F_1$	[N]	horizontální síla potřebná k „tažení“ kulisy po klínu
$F_{t2}$	[N]	třecí síla mezi klínem a beranem
$R$	[N]	výslednice třecí a normálové síly působící na kulisu

$$F_1 = F_p \cdot \tan(\alpha + \varphi_1) = 600\,000 \cdot \tan(4,5^\circ + 4,574^\circ) \doteq 95\,824 \text{ N} \quad (4)$$

$$F_{t2} = F_p \cdot f_{2 \text{ stat}} = 600\,000 \cdot 0,15 \doteq 90\,000 \text{ N} \quad (5)$$

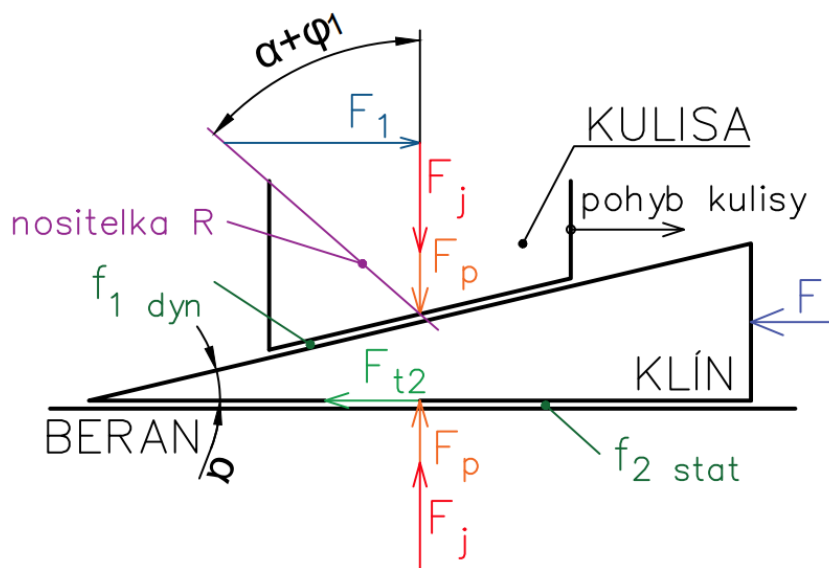
$$F = F_1 + F_{t2} \doteq 185\,824 \text{ N} \quad (6)$$



### b) Samotný okamžik tváření

Výpočet sil na klín vychází z obrázku 33. Celá soustava je namáhána jmenovitou tvářecí silou  $F_j$  a neustále působící vyvažovací silou  $F_p$ . Z rozboru sil vyplývá následující fakt. Jestliže bude třecí síla mezi klínem a beranem  $F_{t2}$  větší než síla  $F_1$ , která je vyvolána pohybem kulisy po klínu, tak přestavovací šroub (reprezentovaný silou  $F$ ) nebude namáhán.

Kulisa se po klínu pohybuje, z toho důvodu byl na rozhraní kulisa x klín uvažován součinitel dynamického tření  $f_{1\ dyn}$ . Naopak mezi klínem a beranem je uvažován součinitel statického tření  $f_{2\ stat}$  (klín se vůči beranu při procesu kování nepohybuje, zároveň byl uvažován povrch opatřený mazivem - horší případ výpočtu).



Obrázek 33: Schéma sil při tváření

$F_j$	[MN]	jmenovitá tvářecí síla	65 MN
$f_{1\ dyn}$	[-]	součinitel dynamického tření ocel x bronz (mazáno)	0,02 [21]
$f_{2\ stat}$	[-]	součinitel statického tření ocel x ocel (mazáno)	0,1 [21]

$$\varphi_1 = \arctg(f_{1\ dyn}) = \arctg(0,02) = 1,146^\circ \quad (7)$$

$$F_1 = (F_p + F_j) \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \quad (8)$$

$$F_1 = (600\,000 + 65 \cdot 10^6) \cdot \operatorname{tg}(4,5^\circ + 1,146^\circ) \doteq 6,5 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$F_{t2} = (F_j + F_p) \cdot f_{2\ stat} = (600\,000 + 65 \cdot 10^6) \cdot 0,1 \doteq 6,6 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{t2} > F_1 \quad (10)$$

Síla  $F_{t2}$  je větší než síla  $F_1 \rightarrow$  šroub není namáhán. Přestavovací šroub je tedy namáhán pouze při přestavování beranu (vtlačování klínu mezi kulisu a beran). Dimenzování šroubu bude tedy vztaženo na sílu  $F$  vypočtenou v rovnici (6).

## 5.2 Návrh přestavovacího šroubu

Přestavovací šroub byl navržen jako pohybový šroub s lichoběžníkovým rovnoramenným závitem, přičemž samotný šroub bude vyroben z - oceli 11 500.4 a matice z bronzu dle

ČSN 42 3123. Klín bude přestavován pomocí dvou šroubů. Z důvodu optimalizace velikosti zástavbového prostoru byl závit šroubu navržen jako nenormalizovaný. Závit má také pouze jeden chod.

$F_s$	[N]	síla přenášená šroubem	
$R_e$	[MPa]	mez kluzu materiálu šroubu	245 MPa
$\sigma_d$	[MPa]	dovolené napětí ve šroubu	
$k$	[-]	bezpečnost	3
$d_3$	[mm]	malý průměr šroubu	

$$F_s = \frac{F}{2} = \frac{185\,824}{2} \doteq \mathbf{92\,912\,N} \quad (11)$$

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{245}{3} \doteq \mathbf{81,667\,MPa} \quad (12)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 92\,912}{\pi \cdot 81,667}} = \mathbf{38,060\,mm} \quad (13)$$

Malý průměr závitu šroubu  $d_3$  byl zvolen 56 mm (průměr byl zvětšen s ohledem na zástavbu šroubu - ložiska...). Rozteč závitu  $p$  byla zvolena 12 mm a boční vůle závitu  $a_c$  jako 0,5 mm. Koeficient statického tření v závitu  $f_z$  je stanoven s ohledem na materiál matice a šroubu jako 0,08. Další rozměry závitu jsou dopočteny níže.

$d$	[mm]	velký průměr závitu šroubu	
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu	
$H_1$	[mm]	nosná výška závitu	
$z$	[-]	počet nesoucích závitů	5
$L_{min}$	[mm]	minimální délka matice	
$\beta$	[°]	úhel stoupání závitu	
$\varphi_z$	[°]	třecí úhel závitu	
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu jádra šroubu	
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu jádra šroubu v krutu	

$$H_1 = 0,5 \cdot p = 0,5 \cdot 12 = \mathbf{6\,mm} \quad (14)$$

$$d_2 = d_3 + 2 \cdot a_c + H_1 = 56 + 2 \cdot 0,5 + 6 = \mathbf{63\,mm} \quad (15)$$

$$d = d_3 + 2 \cdot (H_1 + a_c) = 56 + 2 \cdot (6 + 0,5) = \mathbf{69\,mm} \quad (16)$$

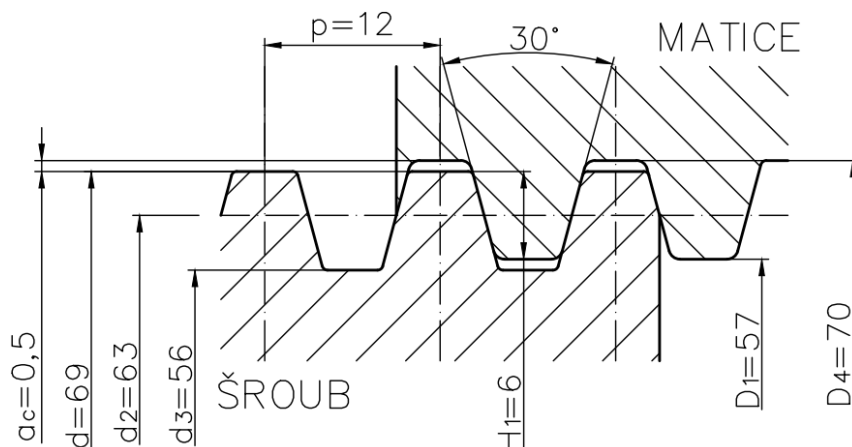
$$L_{min} = z \cdot p = 5 \cdot 12 = \mathbf{60\,mm} \quad (17)$$

$$\varphi_z = \arctg(f_z) = \arctg(0,08) = \mathbf{4,574^\circ} \quad (18)$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{12}{\pi \cdot 63}\right) = \mathbf{3,470^\circ} \quad (19)$$

$$S = 0,25 \cdot \pi \cdot d_3^2 = 0,25 \cdot \pi \cdot 56^2 = \mathbf{2\,463,009\,mm^2} \quad (20)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 56^3}{16} = \mathbf{34\,482,121\,mm^3} \quad (21)$$



Obrázek 34: Závít pohybového šroubu

Dále je možné stanovit tlak v závitu  $p_z$ . Dovolená hodnota tlaku v závitu  $p_d$  je zvolena jako 30 MPa.

$$p_z = \frac{F_{\xi}}{\pi \cdot H_1 \cdot d_2 \cdot z} = \frac{92\,912}{\pi \cdot 6 \cdot 63 \cdot 5} \doteq \mathbf{16\,MPa} \quad (22)$$

$$\mathbf{16 < 30} \rightarrow p_z < p_d \rightarrow \mathbf{závít\ z\ hlediska\ otláčení\ vyhovuje} \quad (23)$$

Potřebný utahovací moment šroubu  $M_{\xi}$  lze vyjádřit jako:

$$M_{\xi} = \frac{d_2}{2} \cdot F_{\xi} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi_z) \quad (24)$$

$$M_{\xi} = \frac{63 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 92\,912 \cdot \operatorname{tg}(3,470^{\circ} + 4,574^{\circ}) \doteq \mathbf{414\,Nm}$$

Nyní je ještě nutné zkontrolovat šroub z hlediska pevnosti. Šroub je namáhán tahem od síly  $F_{\xi}$  a krutem od momentu  $M_{\xi}$ .

$\sigma_t$  [MPa] tahové napětí ve šroubu

$\tau_k$  [MPa] smykové napětí ve šroubu od krutu

$\sigma_{red}$  [MPa] redukované napětí ve šroubu (dle Guestovy hypotézy)

$$\sigma_t = \frac{F_{\xi}}{S} = \frac{92\,912}{2\,463} \doteq \mathbf{38\,MPa} \quad (25)$$

$$\tau_k = \frac{M_{\xi}}{W_k} = \frac{414\,000}{34\,482} \doteq \mathbf{12\,MPa} \quad (26)$$

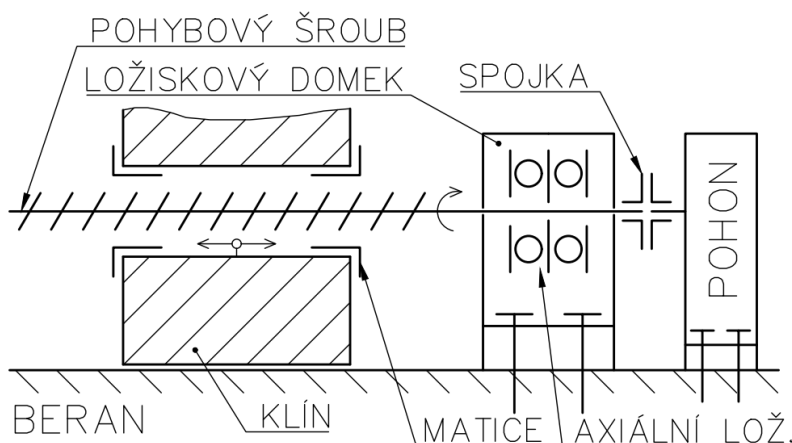
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{38^2 + 4 \cdot 12^2} \doteq \mathbf{45\,MPa} \quad (27)$$

$$\mathbf{45 < 82} \rightarrow \sigma_{red} < \sigma_d \rightarrow \mathbf{\text{šroub pevnostně vyhovuje}} \quad (28)$$

#### Návrh zástavby přestavovacího šroubu:

Návrh zástavby pohybového šroubu je naznačen na obrázku 35. Krouticí moment je z pohonu přenášen na šroubu prostřednictvím kotoučové spojky. Stále je šroub uložen v ložiskovém domku. Druhý konec šroubu, který je opatřen závitem, je volný a pohybuje se v maticích, které jsou přišroubované k přestavovacímu klínu.

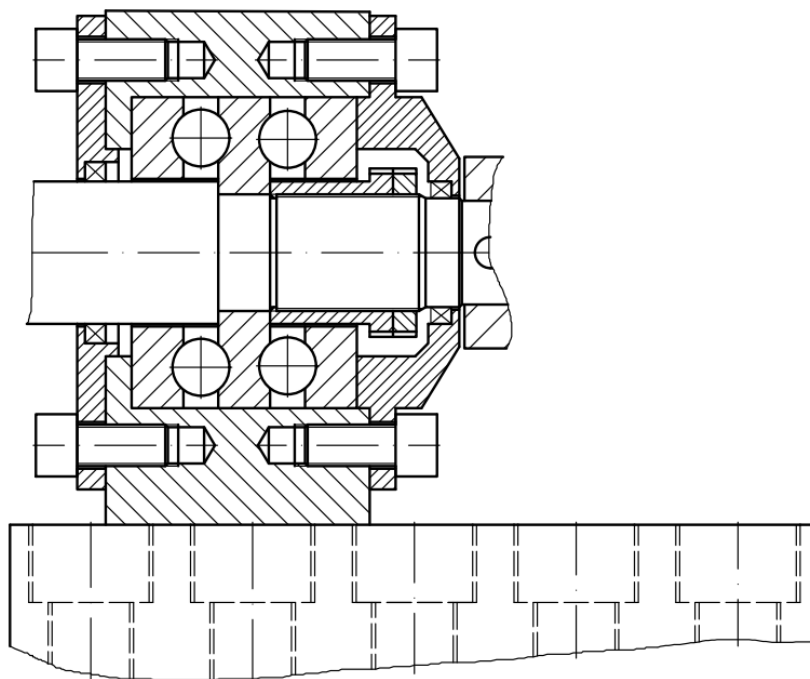
Problémem každého pohybového šroubu je vůle v závitu, která zásadně ovlivňuje přesnost použitého mechanismu. Vymezení vůle je v tomto případě řešeno pomocí páru matic, kterými prochází pohybový šroub. Matice jsou upevněny na klínu. Jedna z matic bude mít vůči druhé matici mírně přesazený chod závitu právě tak, aby došlo k vymezení nechtěné vůle.



Obrázek 35: Schéma zástavby pohybového šroubu

### Kontrola šroubu pod ložiskem:

Šroub je v místech pod ložiskem namáhán krutem a tahem/tlakem. Výpočet je tedy shodný s předchozím výpočtem, viz rce. 27, pouze se změní průměr šroubu. Jako nejmenší průměr šroubu v místě ložiska je oblast závitu, na kterém je umístěna matice stahující ložisko. Navržený závit je M45x1,5.



Obrázek 36: Uložení šroubu a ložiska

$d_1$  [mm] malý průměr závitu M45x1,5 43,773 mm

$$S = 0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2 = 0,25 \cdot \pi \cdot 43,773^2 = 1\,504,882 \text{ mm}^2 \quad (29)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 43,773^3}{16} = 16\,468,302 \text{ mm}^3 \quad (30)$$

$$\sigma_t = \frac{F_s}{S} = \frac{92\,912}{1\,504,882} \doteq 58 \text{ MPa} \quad (31)$$

$$\tau_k = \frac{M_s}{W_k} = \frac{414\,000}{16\,468,302} \doteq 23 \text{ MPa} \quad (32)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{58^2 + 4 \cdot 23^2} \doteq 75 \text{ MPa} \quad (33)$$

$$75 < 82 \rightarrow \sigma_{red} < \sigma_d \rightarrow \text{šroub pevnostně vyhovuje} \quad (34)$$

### Kontrola šroubu pod spojkou:

Předpokládaný průměr konce šroubu je 40 mm. Drážka pro pero průřez šroubu oslabuje 4,9 mm. Válcový konec šroubu je namáhán pouze krutem, axiální síla je pohlcována ložiskem.

$d_s$	[mm]	průměr šroubu pod spojkou	40 mm
$t$	[mm]	hloubka drážky pro pero ve šroubu	4,9 mm
$\tau_d$	[MPa]	dovolené napětí v krutu	

$$\tau_d \cong 0,6 \cdot \sigma_d \cong 0,6 \cdot 82 \cong 49 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (d_s - t)^3}{16} = \frac{\pi \cdot (40 - 4,9)^3}{16} = 8\,490,85 \text{ mm}^3 \quad (36)$$

$$\tau_k = \frac{M_s}{W_k} = \frac{414\,000}{8\,490,85} \cong 48,7 \text{ MPa} \quad (37)$$

$$48,7 < 49 \rightarrow \sigma_{red} < \sigma_d \rightarrow \text{šroub pevnostně vyhovuje} \quad (38)$$

### Návrh pera:

Dle průměru válcového konce šroubu (a ČSN 02 2562) bylo zvoleno pero s následujícími rozměry:

$h$	[mm]	výška pera	8 mm
$L$	[mm]	potřebná délka pera	
$b$	[mm]	šířka pera	12 mm
$p_d$	[MPa]	dovolený tlak	120 MPa

$$L \geq \frac{4 \cdot M_s}{d_s \cdot h \cdot p_d} + 2 \cdot R = \frac{4 \cdot 414\,000}{40 \cdot 8 \cdot 120} + 12 = 55,125 \text{ mm} \quad (39)$$

Bylo zvoleno PERO 12e9 x 8 x 56 dle ČSN 02 2562.

### Návrh ložiska:

Pro uložení šroubu bylo navrženo oboustranné kuličkové axiální ložisko (uložení šroubu je namáháno pouze osovou silou). Označení ložiska: SKF 52411.

Tabulka 2: základní parametry ložiska SKF 52411 [18]

$d$	[mm]	malý průměr ložiska	45 mm
$D$	[mm]	velký průměr ložiska	120 mm
$H$	[mm]	šířka ložiska	87 mm
$C$	[kN]	dynamická únosnost ložiska	195 kN
$C_0$	[kN]	statická únosnost ložiska	400 kN

$L_h$	[hod]	životnost ložiska	
$m$	[-]	exponent pro ložisko s bodovým dotykem	3
$n$	[ot/min]	předpokládané otáčky šroubu	33 ot/min

$$L_h = \frac{16\,666}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_s}\right)^m = \frac{16\,666}{33} \cdot \left(\frac{195\,000}{92\,912}\right)^3 \doteq \mathbf{4\,669\,hod} \quad (40)$$

Přestavovací mechanismus není v provozu po celou dobu životnosti lisu. K přestavování dochází pouze v případě seřizování stroje při výměně nástrojů... Z tohoto důvodu je životnost ložiska 4 669 hodin považována za dostatečnou.

Vzhledem k nízkým otáčkám (33 ot/min) je více vypovídající údaj statická bezpečnost ložiska  $s_0$ . Tato bezpečnost by měla být dle doporučení výrobce ložiska vyšší než 1,5.

$$s_0 = \frac{C_0}{F_s} = \frac{400 \cdot 10^3}{92\,912} = \mathbf{4,3} \quad (41)$$

**4,3 > 1,5 → ložisko vyhovuje**

#### Kontrola matice stahující ložisko:

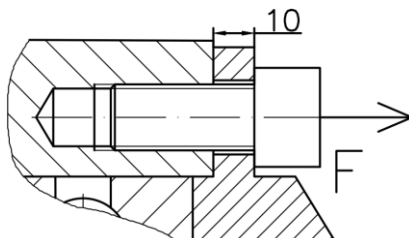
d	[mm]	velký průměr závitu šroubu	45 mm
d <sub>2</sub>	[mm]	střední průměr závitu šroubu	44,026 mm
p	[mm]	rozteč závitu	1,5 mm
H <sub>1</sub>	[mm]	nosná výška závitu	0,812 mm
L <sub>m</sub>	[mm]	výška matice	42 mm
p <sub>d</sub>	[MPa]	přípustný tlak v závitu	90 MPa

$$p_z = \frac{F_s}{0,75 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot \frac{L_m}{p}} = \frac{92\,912}{0,75 \cdot \pi \cdot 44,026 \cdot 0,812 \cdot \frac{42}{1,5}} \doteq \mathbf{47\,MPa} \quad (42)$$

$$\mathbf{47 < 90 \rightarrow p_z < p_d \rightarrow \text{závit matice vyhovuje}} \quad (43)$$

#### Návrh šroubů víka ložiskového domku:

Kontrolní výpočet a návrh těchto šroubů vychází z obrázku 37. Šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem přidrží víko na ložiskovém domku a pohlcují axiální sílu  $F_s$  vyvolanou pohybovým šroubem. Šrouby budou předepruté, přičemž třída pevnosti šroubů je uvažována 8.8. Počet šroubů  $n$  je 6. Předběžný průměr šroubu byl spočten podle rovnice (13). Uvažovaná bezpečnost při návrhu je 2,5 a mez kluzu materiálu šroubu je 640 MPa, dovolené napětí tedy činí 256 MPa. Jako vstupní hodnotou pro výpočet je maximální síla ve šroubu  $F_1$ , která je závislá na součiniteli proti odlehnutí  $\psi$ , který byl zvolen jako  $\psi = 0,2$ .



Obrázek 37: Šroub víka lož. domku

$$F_1 = (1 + \psi) \cdot F = (1 + \psi) \cdot \frac{F_s}{n} = (1 + 0,2) \cdot \frac{92\,912}{6} \doteq \mathbf{18\,582\,N} \quad (44)$$

Dle rovnice (13) byl vypočten minimální průměr závitu rovem 9,614 mm. Na základě tohoto výpočtu byl zvolen šroub M12 o délce 35 mm se závitem až k hlavě. Aby bylo možné

počítat šrouby jako předepnuté, je nutné zjistit tuhosti šroubů  $k_1$  a tuhost části víka  $k_2$ , která je namáhána předepínací silou  $F_p$ .

l	[mm]	délka závitu šroubu až k hlavě	35 mm
S	[mm <sup>2</sup> ]	plocha jádra šroubu spočtena dle (20)	81,073 mm
E	[MPa]	modul pružnosti tahu oceli	210 000 MPa

$$k_1 = \frac{E \cdot S}{l} = \frac{210\,000 \cdot 81,073}{35} \doteq \mathbf{486\,439\, N/mm} \quad (45)$$

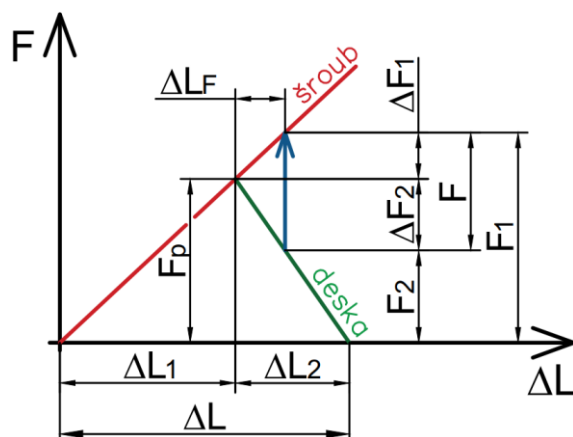
$L_s$	[mm]	tloušťka víka	10 mm
$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha namáhané části víka	
D	[mm]	průměr náhradního válce	
$D_0$	[mm]	průměr díry pro šroub	13,5 mm
s	[mm]	průměr válcové hlavy šroubu	18 mm
x	[-]	materiálová konstanta - pro ocel	10

$$D = s + \frac{L_s}{x} = 18 + \frac{10}{10} = \mathbf{19\, N} \quad (46)$$

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 + D_0^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (19^2 + 13,5^2) = \mathbf{140,390\, mm^2} \quad (47)$$

$$k_2 = \frac{E \cdot S_2}{L_s} = \frac{210\,000 \cdot 140,390}{10} \doteq \mathbf{2\,948\,188\, N/mm} \quad (48)$$

Na základě předepínacího diagramu šroubů, který je znázorněn na obrázku 38. Symbol  $\Delta F_1$  představuje část provozní síly šroubu, která připadá na přitěžovanou větev diagramu. Dále pak  $\Delta F_2$  značí, jaká část síly  $F$  působí na odlehčovanou větev spoje. Síla  $F_2$  je potom závislá na součiniteli  $\psi$  a na provozní síle  $F$ .



Obrázek 38: Předepínací diagram šroubů

$$F_2 = \psi \cdot F = \psi \cdot \frac{F_s}{n} = 0,2 \cdot \frac{92\,912}{6} = \mathbf{3\,097\, N} \quad (49)$$

$$\Delta F_2 = F \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} = \frac{F_s}{n} \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} \quad (50)$$

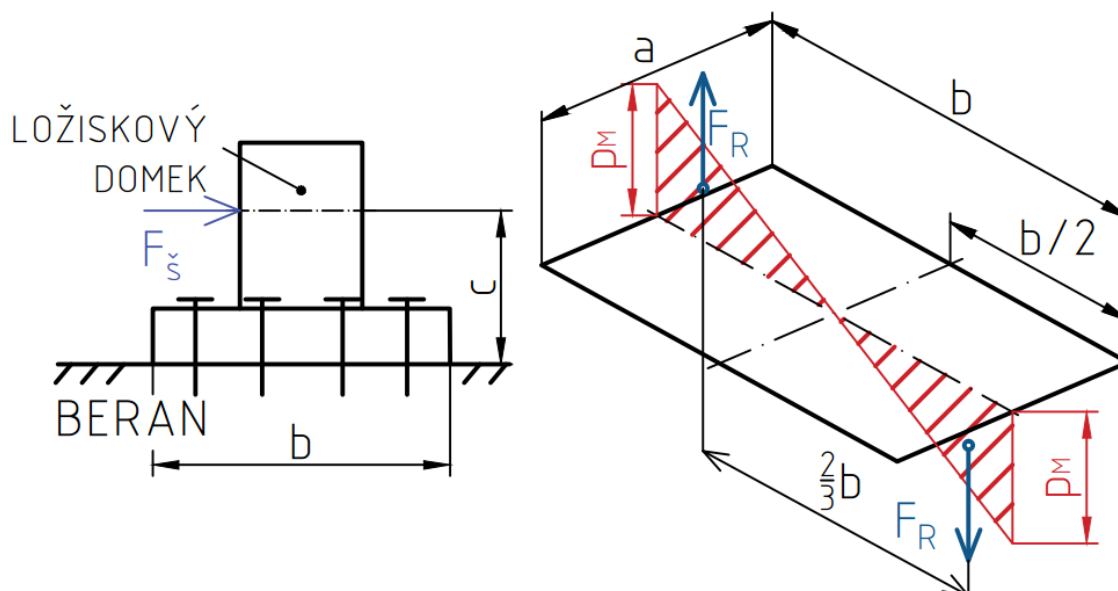
$$\Delta F_2 = \frac{92\,912}{6} \cdot \frac{486\,439}{486\,439 + 2\,948\,188} = \mathbf{11\,684\, N} \quad (51)$$

$$F_p = F_2 + \Delta F_2 = 2\,767 + 11\,887 \doteq \mathbf{14\,781\, N}$$

Na základě tabulkových rozměrů šroubu (úhel stoupání, výška matice, nosná výška matice, ...) a rovnic (21) až (28) (oproti uvedeným rovnicím bylo při výpočtu uvažováno i tření pod hlavou šroubu) byl stanoven potřebný utahovací moment  $M_u = 33,3 \text{ Nm}$ . Redukované napětí ve šroubu při utahování činí  $239 \text{ MPa}$  a maximální tahové napětí  $229 \text{ MPa}$ . Velikost tlaku v závitu nabývá hodnoty  $73 \text{ MPa}$ . Všechny hodnoty napětí jsou v dovolených mezích, navržený šroubu je tedy vyhovující.

### Návrh kotvicích šroubů ložiskového domku:

Výpočtový model šroubů držící domek vychází z následujícího obrázku.



Obrázek 39: Výpočtový model šroubů ložiskového domku

Nyní je cílem zjistit provozní sílu  $F$ , která namáhá šroub tahem a je výchozí hodnotou pro výpočet ostatních parametrů předepnutého spoje. Síla od pohybového šroubu  $F_s$  vyvolává klopný moment  $M$ , který je závislý na rameni  $c$ . Na základě tohoto momentu a dalších rozměrů ložiskového domečku lze vypočítat rozložení tlaku  $p_M$  v kontaktní ploše mezi beranem a lož. domkem.

a	[mm]	šířka dosedací plochy	135 mm
b	[mm]	délka ložiskového domečku	312,5 mm
c	[mm]	vzdálenost mezi beranem a středem pohyb. šroubu	180 mm
i	[-]	počet šroubů	10

$$M = F_s \cdot c = 92\,912 \cdot 180 \doteq \mathbf{16\,724\,191 \text{ Nmm}} \quad (52)$$

Klopný moment  $M$  vytváří v kontaktní ploše silovou dvojici charakterizovanou reakční silou  $F_R$ .

$$M = F_R \cdot \frac{2}{3} \cdot b \quad (53)$$

Velikost krajních hodnot tlaku  $p_M$ , který působí na zkoumané stykové ploše, je závislý právě na reakční síle  $F_R$ .

$$F_R = \frac{1}{2} \cdot p_M \cdot \frac{b}{2} \cdot a \quad (54)$$

Syntézou rovnic (52), (53) a (54) lze spočítat krajní hodnotu tlaku  $p_M$  jako:



$$p_M = \frac{6 \cdot M}{a \cdot b^2} = \frac{6 \cdot 16,724 \cdot 10^6}{135 \cdot 312,5^2} = 7,611 \text{ MPa} \quad (55)$$

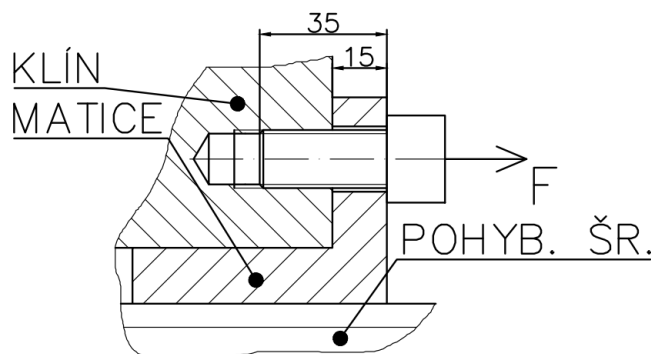
Hodnota tahové síly  $F$ , která zatěžuje šrouby je vypočtena níže.

$$F = \frac{a \cdot b \cdot p_M}{i} = \frac{6 \cdot M}{b \cdot i} = \frac{6 \cdot 16,724 \cdot 10^6}{312,5 \cdot 10} \doteq 32\,110 \text{ N} \quad (56)$$

Dále probíhal návrh a kontrolní výpočet předepnutých šroubů stejně, jako v případě šroubů držících víko ložiskového domku, proto zde budou uvedeny jenom výsledné hodnoty utahovacího momentu a napětí ve šroubu. Dle předběžného výpočtu byl navržen šroub M24. Potřebný utahovací moment má hodnotu 145 Nm. Maximální napětí ve šroubu od utahování je rovno 132 MPa a maximální čistě tahové napětí má hodnotu 119 MPa. Tlak v závitu činí 38 MPa. Při uvažování šroubu pevnostní třídy 8.8 a bezpečnosti 2,5 jsou šrouby vyhovující.

#### Návrh šroubů matic pohybového šroubu:

Obdobně jako byly počítány šrouby držící víko ložiskového domečku, byly navrženy a překontrolovány šrouby držící matici pohybového šroubu. Zatěžující síla je shodná s zatěžující silou namáhající šrouby víka lož. domku. Jedinou změnou ve výčtu je materiál odlehčované větve spoje (matice). Zde se jedná o bronz – modul pružnosti v tahu je uvažován 120 000 MPa a materiálový součinitel  $x$  je uvažován jako  $x = 6$ .



Obrázek 40: Šrouby držící matici pohybového šroubu

Potřebný utahovací moment  $M_u$  je roven 33 Nm. Redukované napětí ve šroubu při utahování je 239 MPa a maximální osově napětí 229 MPa. Tlak v závitu má hodnotu 73 MPa. Jestliže budou použity šrouby pevnostní třídy 8.8 a uvažovaná bezpečnost bude 2,5, tak šrouby z pevnostního hlediska vyhovují.

### 5.3 Návrh pohonu přestavovacích šroubů

Pohon šroubů bude řešen pomocí dvou asynchronních servopohonů s šnekovou převodovkou (každý šnek bude mít samostatný pohon). Důvod volby servopohonu je ten, že potřebujeme znát přesný úhel natočení výstupní hřídele obou pohonů, aby bylo možné pohyby obou motorů synchronizovat pomocí frekvenčních měničů.

#### Výběr elektromotoru s převodovkou:

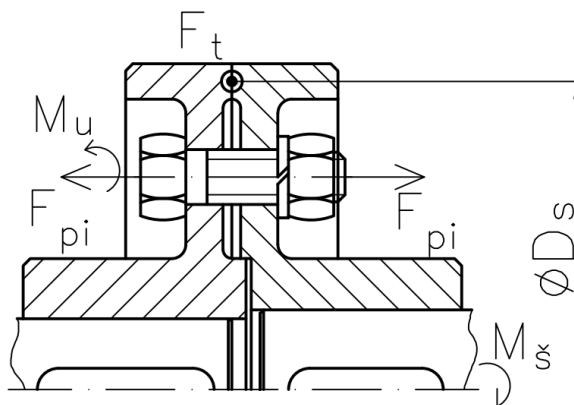
S ohledem na velikost převodovky a elektromotoru byly určeny otáčky pohybového šroubu  $n$  jako 33 ot/min. Pomocí online konfigurátoru firmy SEW-EURODRIVE s.r.o. byla navržena sestava (šneková převodovka + asynchronní servo) s označením S67DRL90L4/TF/ES7S a následujícími parametry.

Tabulka 3: Vybrané parametry el. motoru s převodovkou [17]

n	[ot/min]	výstupní otáčky	33 ot/min
n <sub>m</sub>	[ot/min]	otáčky motoru	1 200 ot/min
M	[Nm]	výstupní moment	480 Nm
i <sub>c</sub>	[-]	celkový převodový poměr	36,85

## 5.4 Návrh spojky pohonu a přestavovacího šroubu

Servopohon je se šroubem spojen pomocí kotoučové spojky. Pro spojení kotoučů byly zvoleny šrouby o pevnostní třídě 8.8.



Obrázek 41: Schéma kotoučové spojky

F <sub>t</sub>	[N]	třecí síla	
D <sub>s</sub>	[mm]	roztečný průměr třecí síly	174 mm
F <sub>pi</sub>	[N]	předepínací síla i-tého šroubu	
i	[-]	počet šroubů	6
σ <sub>d</sub>	[MPa]	dovolené napětí pro bezpečnost šroubu = 3	213 MPa
s <sub>f</sub>	[-]	bezpečnost proti prokluzu	1,2
f	[-]	součinitel stat. tření mezi kotouči	0,1
f <sub>h</sub>	[-]	součinitel stat. tření pod hlavou šroubu	0,15

$$F_t = \frac{2 \cdot M_s}{D_s} = \frac{2 \cdot 414\,000}{174} \doteq 4\,759 \text{ N} \quad (57)$$

$$F_{pi} = \frac{F_t \cdot s_f}{f} \cdot \frac{1}{i} = \frac{4\,759 \cdot 1,2}{0,1} \cdot \frac{1}{6} \doteq 9\,517 \text{ N} \quad (58)$$

$$d_{3i} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pi}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9\,517}{\pi \cdot 213}} = 7,537 \text{ mm} \quad (59)$$

Na základě vypočteného minimálního průměru šroubu byl zvolen šroub M12.

D <sub>o</sub>	[mm]	průměr otvoru pro šroub	13,5 mm
s	[mm]	průměr otvoru pro klíč	19 mm
M <sub>h</sub>	[Nmm]	utahovací moment potřebný k překonání tření pod hlavou šroubu	

$M_z$  [Nmm] utahovací moment potřebný k překonání tření v závitu

$M_u$  [Nmm] celkový potřebný utahovací moment

$$M_h = \left(\frac{D_0 + s}{2}\right) \cdot \frac{1}{2} \cdot F_{pi} \cdot f_h \quad (60)$$

$$M_h = \left(\frac{15,5 + 21}{2}\right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 9\,517 \cdot 0,15 \doteq \mathbf{11\,599\,Nmm}$$

Utahovací moment potřebný k překonání tření v závitu  $M_z$  byl spočten na základě rce. (24), jako  $M_z = 10\,485\,Nmm$ . Výsledný utahovací moment je tedy:

$$M_u = M_h + M_z = 11\,599 + 10\,485 \doteq \mathbf{22\,084\,Nmm} \quad (61)$$

Na základě vypočteného utahovacího momentu  $M_u$ , předepínací síly  $F_{pi}$  a rozměrů šroubu byl o stanovené redukované napětí ve šroubu  $\sigma_{red}$  na základě rovnice (27).

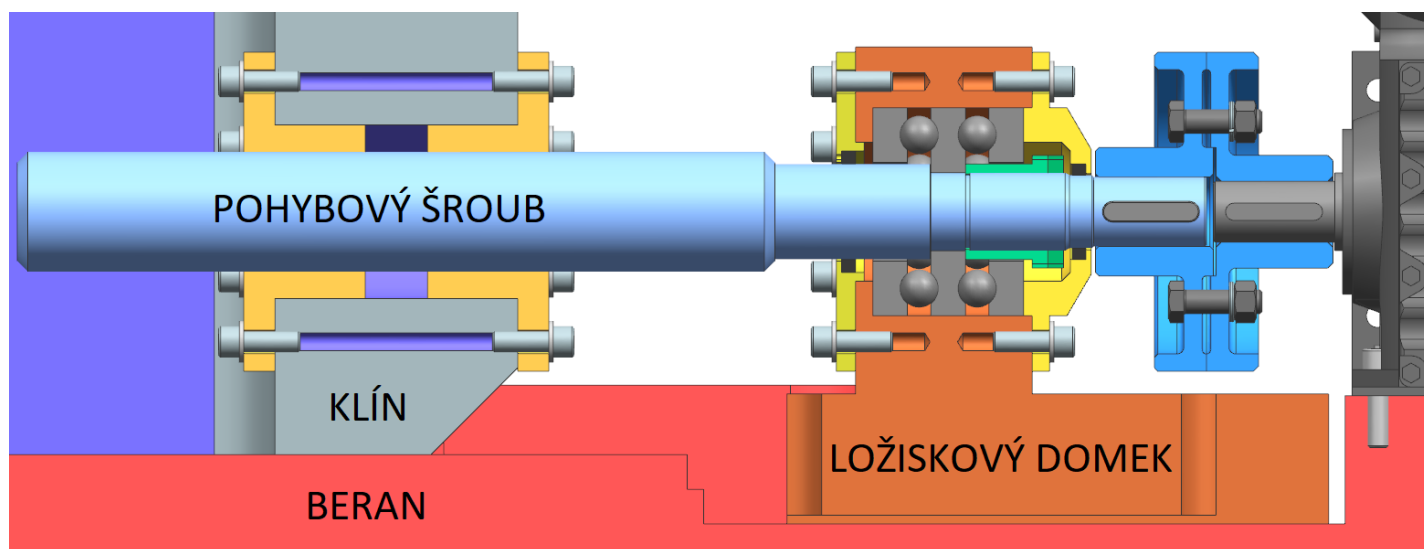
$$\sigma_{red} \doteq \mathbf{167\,MPa} \quad (62)$$

$$167 < 213 \rightarrow \sigma_{red} < \sigma_d \rightarrow \mathbf{\text{šroub pevnostně vyhovuje}} \quad (63)$$

Dále byl stanoven tlak v závitu  $p_z$  jako:

$$p_z \doteq \mathbf{64\,MPa} \quad (64)$$

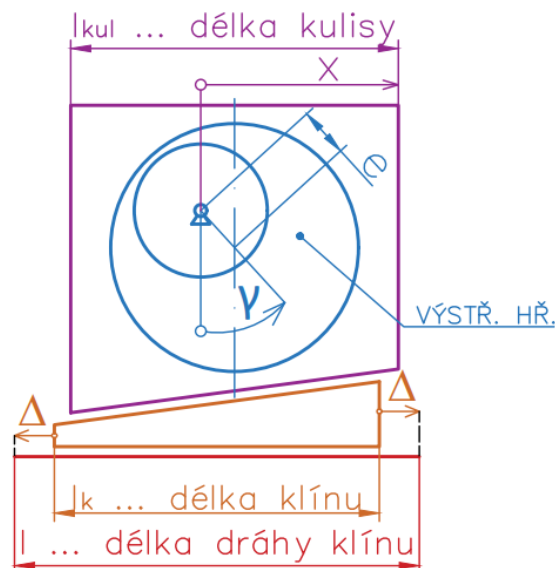
$$64 < 90 \rightarrow p_z < p_d \rightarrow \mathbf{\text{závit matice vyhovuje}} \quad (65)$$



Obrázek 42: Celková zástavba pohybového šroubu

## 5.5 Návrh potřebné délky dráhy klínu

Jedněmi z důležitých parametrů pro návrh celého mechanismu jsou délka klínu  $l_k$  a délka dráhy klínu  $l$ , po které se klín bude pohybovat v rámci přestavování. Délka klínu bude mít stejnou velikost jako je délka kulisy  $l_{kul}$ . Posuv klínu při přestavování je znázorněn symbolem  $\Delta$ . Výchozí poloha klínu je taková, že střed klínu a střed kulisy se nachází ve stejné svislé rovině, v případě, že je beran v dolní úvrati. Jestliže dojde k přestavení beranu, tak se klín musí posunout ze své výchozí pozice. Při okamžiku tváření tedy nebude kulisa celou svojí spodní šikmou plochou v kontaktu s horní plochou klínu. Celá situace je zviditelněna na obrázku 43.



Obrázek 43: Kinematické schéma přestav. mech.

$l_{kul}$	[mm]	délka kulisy	1 850 mm
$x$	[mm]	zdvihová fce. kulisy	
$e$	[mm]	excentricita výstř. hřídele	225 mm

$$x(\gamma) = \sin(\gamma) \cdot e + \frac{l_{kul}}{2} \quad (66)$$

$\Delta$	[mm]	posun klínu při přetavení o 10 mm	
$s$	[mm]	velikost přetavení	20 mm

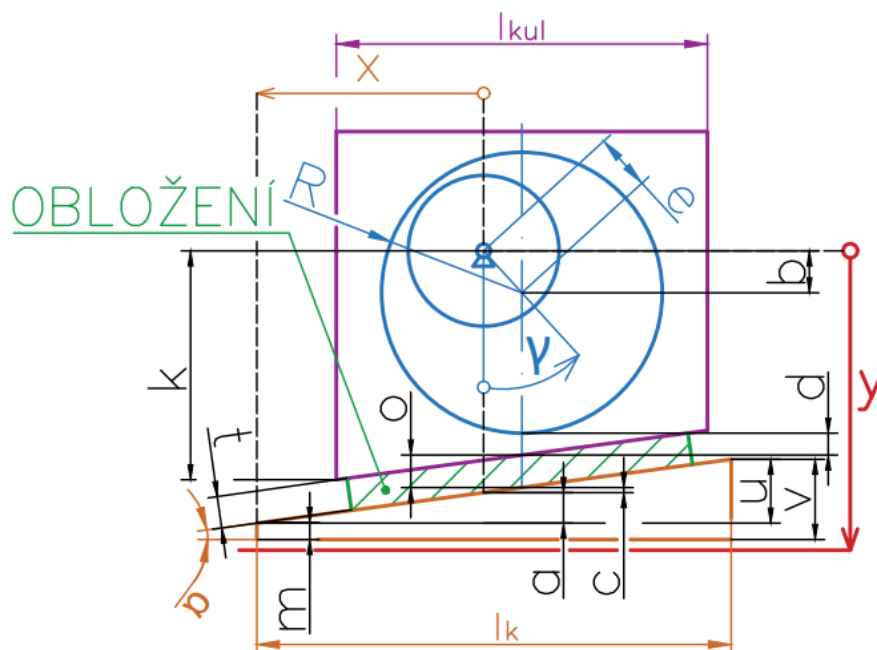
$$\Delta = \frac{s}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)} = \frac{20}{2 \cdot \operatorname{tg}(4,5^\circ)} = \mathbf{127,062 \text{ mm}} \quad (67)$$

$$l = l_k + 2 \cdot \Delta = 1\,850 + 2 \cdot 127,062 \doteq \mathbf{2\,105 \text{ mm}} \quad (68)$$

Reálná délka kluzné plochy beranu, po které se klín bude pohybovat, je ovšem oproti délce  $l$  kratší, protože hrany klínu jsou opatřeny zkosením. Není tedy nutné upravovat tak dlouhou plochu klínu.

## 5.6 Zdvihová funkce lisu

V této kapitole bude vypočtena zdvihová funkce klínu respektive beranu konstruovaného lisu. Jestliže je spodní plocha kulisy šikmá a pohybuje se po šikmé ploše klínu, tak dolní úvrat' poloha dolní úvrat' beranu není dosažena při úhlu natočení klikové hřídele  $\gamma = 0^\circ$ . Výpočet vychází z následujícího obrázku.



Obrázek 44: Schéma vertikálního pohybu kulis. mech.

Kóta  $x$  znázorňuje polohu klínu vůči středu otáčení klikové hřídele (pro výpočet bylo uvažováno  $x = 925$  mm). Symbol  $R$  udává poloměr výstředné části hřídele ( $R = 750$  mm),  $e$  je excentricita,  $t$  tloušťka obložení kulisy ( $t = 20$  mm),  $k$  je velikost hrany kulisy ( $k = 980$  mm) a  $v$  značí výšku jedné strany klínu ( $v = 440$  mm). Další písmena ( $a, b, c, d, m, o, u$ ) jsou pomocné výpočtové hodnoty.

$$b = e \cdot \cos(\gamma) \quad (69)$$

$$d = k - R - 0,5 \cdot l_{kul} \cdot \tan(\alpha) \quad (70)$$

$$c = e \cdot \tan(\alpha) \cdot \sin(\gamma) \quad (71)$$

$$o = \frac{t}{\cos(\alpha)} \quad (72)$$

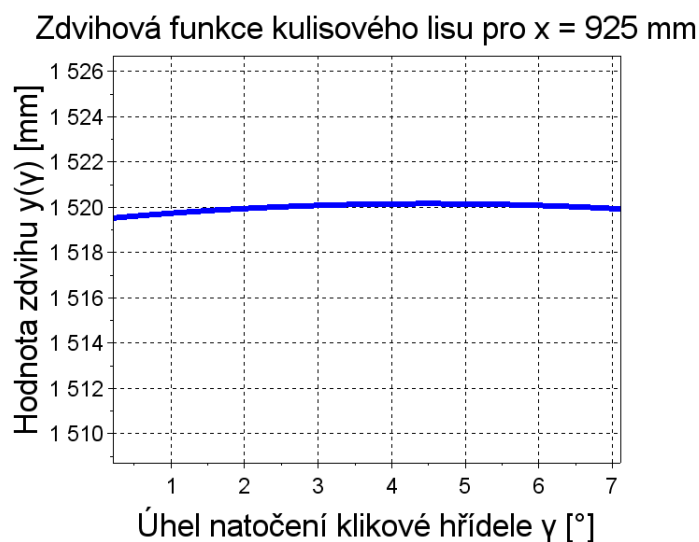
$$a = x \cdot \tan(\alpha) \quad (73)$$

$$u = l_k \cdot \tan(\alpha) \quad (74)$$

$$m = v - u \quad (75)$$

$$y(\gamma) = b + R + d + o + c + a + m \quad (76)$$

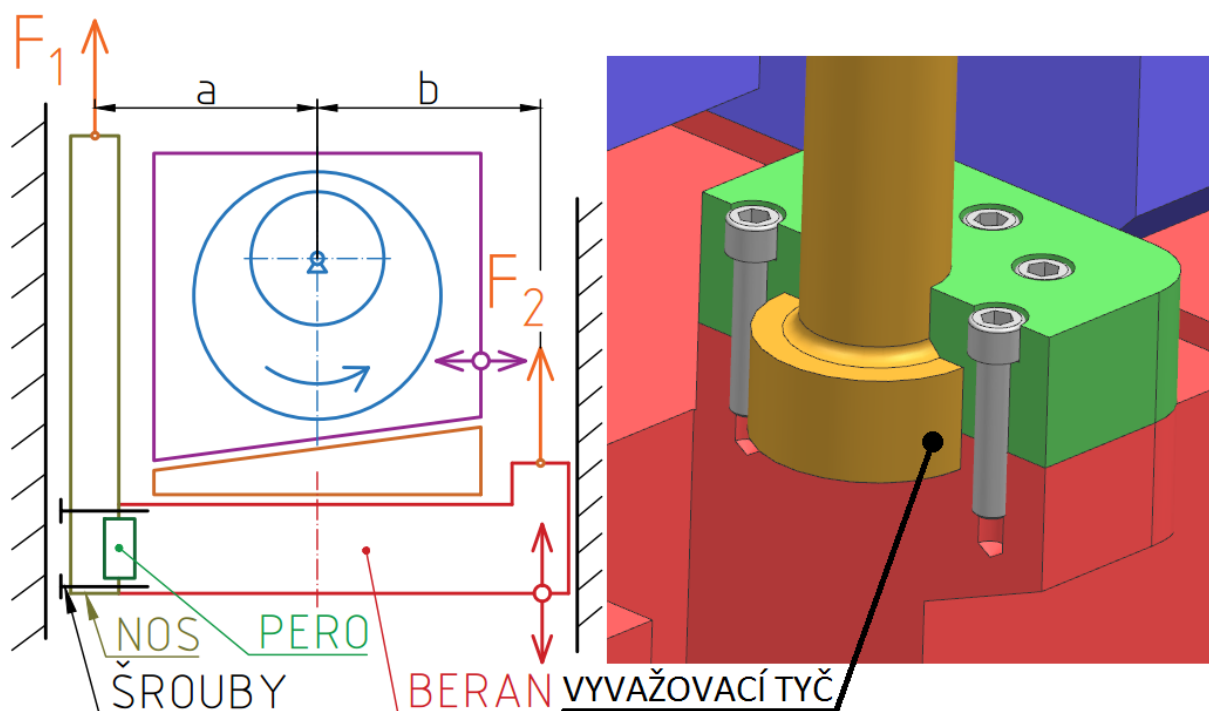
Po zjištění zdvihové funkce byl v prostředí programu Scilab sestaven kód, který slouží k nalezení maximální hodnoty zdvihové funkce. Výpočet je možné provádět i v případě, že délka klínu není shodná s délkou kulisy. Bylo zjištěno, že maximální hodnotu zdvihová funkce nabývá pro úhel natočení výstředníkové hřídele  $\gamma = 4,5^\circ$ . Tato hodnota byla vyhodnocena jako téměř zanedbatelná a tím pádem by neměla žádné výpočty zásadně ovlivnit.



Obrázek 45: Zdvihová funkce klínu lisu

## 5.7 Vyvažování beranu

Jak již bylo zmíněno dříve, beran je neustále přitahován směrem vzhůru vyvažovací silou  $F_v$ . Tato síla je na beran přenášena prostřednictvím dvou vyvažovacích tyčí, viz obrázek níže.



Obrázek 46: Vyvažování beranu

Vyvažovací tyče jsou připevněny k nosu beranu a k beranu samotnému prostřednictvím víka. Aby bylo možné zjistit průměr vyvažovací tyče a následně dimenzovat šrouby příruby, je nejprve nutné stanovit dílčí složky (síla  $F_1$  a  $F_2$ ) síly  $F_v$ . Stanovení těchto složek bylo provedeno pomocí momentové podmínky sil ke středu beranu.

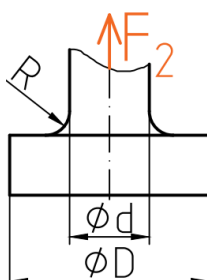
$$F_1 \cdot a = F_2 \cdot b \quad (77)$$

$$F_1 + F_2 = F_v \quad (78)$$

Z těchto dvou rovnic je možné stanovit velikost sil  $F_1$  a  $F_2$ . Dále byly zvoleny hodnoty  $a = 1\,450$  mm a  $b = 1\,000$  mm. Výsledné hodnoty sil jsou pak:  $F_1 = 518\,908$  N a  $F_2 = 752\,417$  N. Dále je možné stanovit průměr vyvažovací tyče  $d_{min}$ . Tyč je namáhána tahovou silou  $F_2$  (horší případ namáhání). Při zvolené bezpečnosti 3 a materiálu 11 523.0 s mezí kluzu 333 MPa je hodnota dovoleného napětí  $\sigma_D = 111$  MPa.

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 752\,417}{\pi \cdot 111}} \doteq \mathbf{93\,mm} \quad (79)$$

Jako finální průměr vyvažovací tyče byl zvolen průměr  $d = 95$  mm. Průměr ukončovacího osazení tyče byl zvolen jako  $D = 155$  mm. Rádus přechodu mezi koncem tyče a jejím středním průměrem  $d$  je 10 mm.



Obrázek 47: Zakončení vyvažovací tyče

Vyvažovací tyč je k beranu připevněna prostřednictvím víka, tak je znázorněno na obrázku 46. Povolený tlak  $p_d$  ve stykové ploše mezi vyvažovací tyčí a víkem je uvažován 90 MPa.

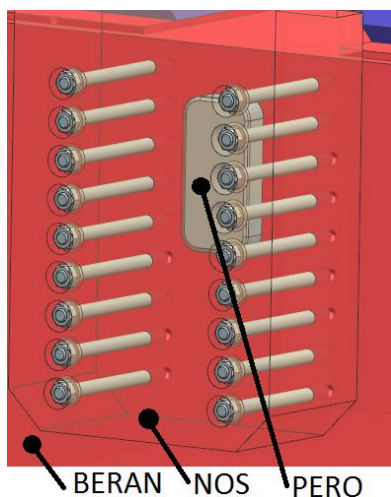
$$p = \frac{F_2}{\pi \cdot 0,25 \cdot (D^2 - (d + 2 \cdot R)^2)} = \frac{752\,417}{\pi \cdot 0,25 \cdot (155^2 - (95 + 2 \cdot 10)^2)} \doteq \mathbf{89\,MPa} \quad (80)$$

Vypočtený tlak je menší než tlak dovolený, navržené rozměry tyče jsou tedy vyhovující.

Šrouby víka jsou vypočteny jako předeprnuté šrouby s válcovou hlavou. Výpočet šroubového spoje byl proveden podle stejného schématu, jako výpočet šroubů viz kapitola 5.2. Z toho důvodu zde budou uvedeny pouze výsledky. Byly navrženy šrouby M24 o pevnosti 10.9 v počtu osmi kusů. Bezpečnost šroubu byla zvolena 2,5. Potřebný utahovací moment byl stanoven jako  $M_u = 154,5$  Nm. Redukované napětí při utahování činí 141 MPa a maximální tahové napětí ve šroubu je 348 MPa. Tlak v závitu nabývá hodnoty 111 MPa. Vzhledem k relativně vysoké mezi kluzu šroubu (900 MPa  $\rightarrow$  dovolené napětí je 360 MPa) jsou tyto vypočtené hodnoty vyhovující.

K beranu je také připevněn „nos“, který slouží jako pomocné vedení beranu a zároveň přenáší část vyvažovací síly generovanou pneumatickými válci v horní části lisu. K beranu je připevněn pomocí osmnácti závitových tyčí M36. Lícování nosu a beranu je možné díky peru.

Spodní část pera byla zkontrolována na otláčení. Kontaktní plocha pera s nosem (beranem) má rozměr 100 x 70 mm. Jestliže je tato plocha zatížena vyvažovací silou  $F_2$ , tak velikost tlaku na pero je přibližně 107 MPa. Hodnota otláčení je vyhovující.

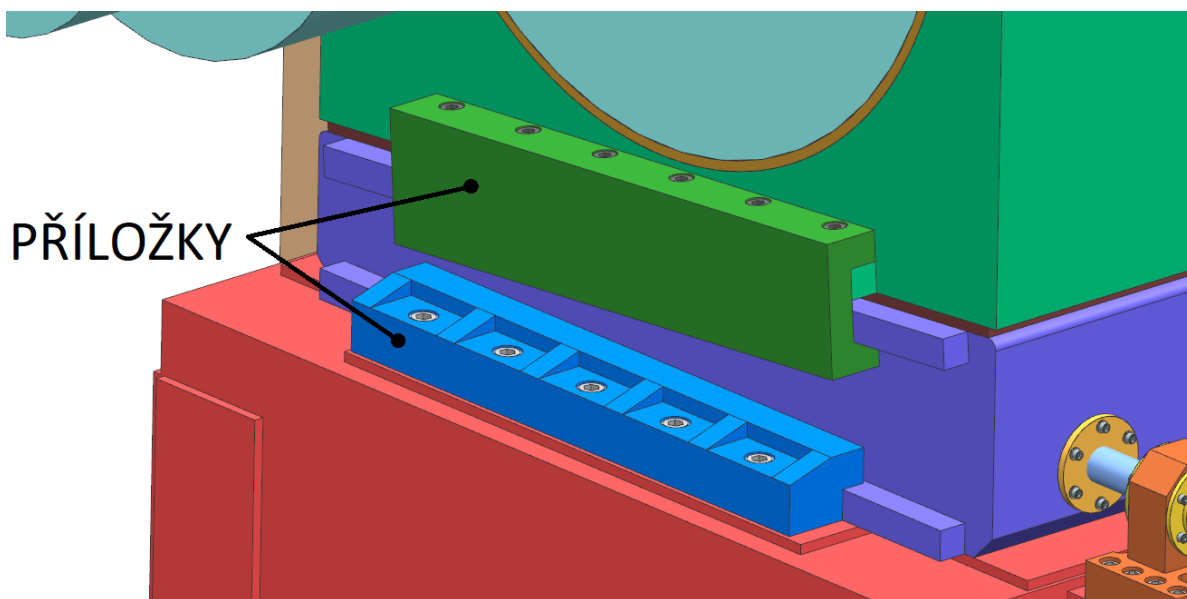


Obrázek 48: Spojení beranu a nosu

Kontrola navrženého pera a závitových tyčí bude ověřena prostřednictvím MKP analýzy, viz dále.

## 5.8 Spojení beranu s klínem a kulisou

Při kování je celý lis, a tím pádem i přestavovací mechanismus, vystaven dynamickým účinkům (rázy apod.). Aby nedošlo k vybočení klínu a sklouznutí kulisy z klínu, jsou zde použity příložky znázorněné na obrázku níže. Jedna sada příložek je přišroubována k beranu a druhá sada ke klínu. Příložky šroubované k beranu (na obrázku modře) mají za úkol také vést klín. Z toho důvodu jsou na beranu přesněji ustaveny pomocí kolíků.



Obrázek 49: Příložky

Příložky mají ještě jiný bezpečnostní význam. Beran je sice neustále „tahán“ směrem svisle vzhůru, ale kdyby došlo k „výpadku“ vyvažovací síly, tak spadne do pracovního prostoru stroje. Příložky tedy mohou tomuto nepříznivému stavu zabránit. Další funkce příložek spočívá v držení beranu a přestavovacího klínu při rozjezdu lisu. Vyvažovací síla je generována v pneumatických válcích, které nemají při prvních zdvizích lisu maximální tlak. Je tedy nutné držet beran příložkami, jinak by mohlo dojít k zřícení beranu.

Pevnostní hodnocení šroubů a příložek bylo provedeno pomocí MKP, viz dále.

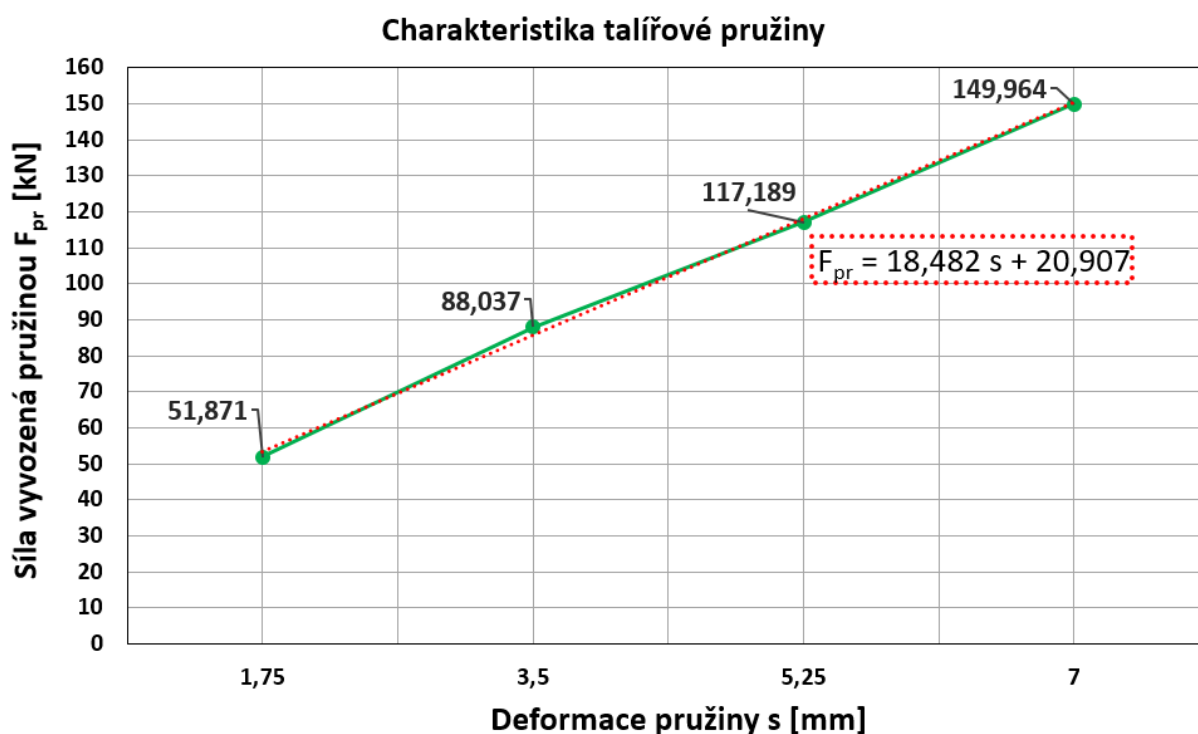


## 5.9 Aretace přestavovacího klínu

Vzhledem k silovým poměrům na klínu (viz kapitola 5.1) by přestavovací šroub teoreticky neměl být namáhán při pracovní činnosti lisu. Kování na lisu je však proces dynamický a generuje rázy. Vlivem těchto rázů by mohlo dojít mírnému posunu klínu a tím pádem i k namáhání pohybového šroubu přestavovacího mechanismu. Je vhodné této situaci předejít. Z toho důvodu byl navržen aretační mechanismus, který fixuje klín k beranu během kování lisu. V případě, že je nutné přestavit beran, dojde k povolení aretačního mechanismu a klín je možné volně polohovat.

Síla, která je potřebná k fixování klínu k beranu, byla určena jako polovina přestavovací síly  $F_p$ . Aretační síla  $F_{ar}$  je tedy přibližně 300 kN. Ideální způsobem jak vytvořit aretační sílu by bylo použití pneumatického válce, protože lis disponuje stlačeným vzduchem. Standardní hodnota tlaku vzduchu použitého v pneumatických obvodech je cca 0,7 MPa. Aby bylo možné vyvodit sílu  $F_{ar}$ , tak by při tomto tlaku byl průměr pístu pneumatického válce cca 738,7 mm. Vzhledem k tomu, že běžné pneumatické válce se prodávají s průměrem pístu okolo 125 mm a vzhledem k zástavbovému prostoru, není řešení pomocí pneumatiky vhodné.

Zvolenými prvky, jež budou vytvářet sílu  $F_{ar}$ , jsou talířové pružiny. Dvě sady po třech talířových pružinách složených paralelně (na sebe) neustále aretují klín. Talířové pružiny byly vybrány od výrobce HENNLICH INDUSTRIETECHNIK spol. s.r.o.. Konkrétní typ pružin je B2500 s vnějším průměrem 250 mm, vnitřním průměrem 127 mm, tloušťkou 10 mm a výškou v nezátíženém stavu 17 mm [19]. Výrobce dále deklaruje charakteristiku pružiny, která je znázorněna na obrázku 50.

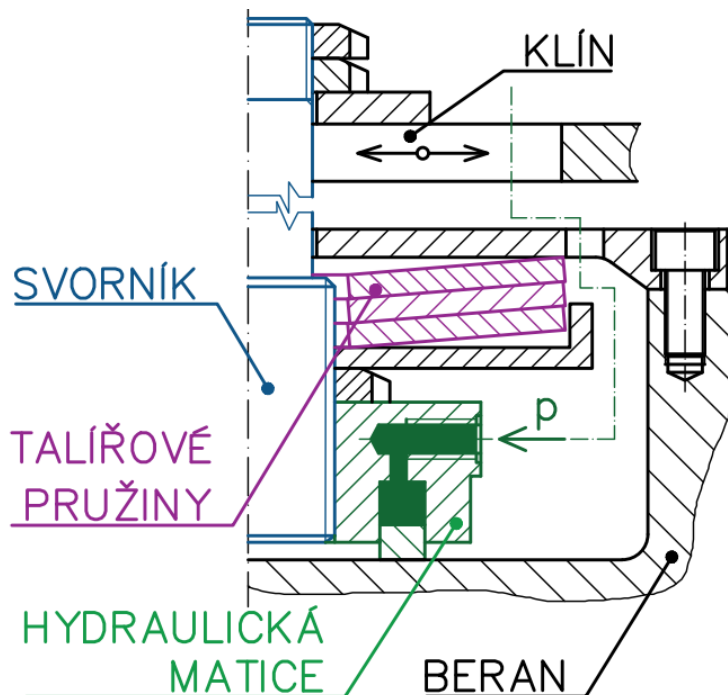


Obrázek 50: Charakteristika talířové pružiny B2500 [19]

Při deformaci jednoho svazku pružin o 1,75 mm generuje tento svazek sílu o velikosti cca 155,613 kN. Celková síla  $F_{ar}$  má tedy velikost 311,226 kN (při deformaci pružin o 1,75 mm). Tato síla je pro aretaci dostačující.

Při přestavování je nutné klín odaretovat (odjistit) tak, aby s ním bylo možné volně pohnout a přestavit beran. Odjištění klínu bude realizováno pomocí hydraulické matice, která stlačí pružiny a tím uvolní klín. Situace je rozkreslena na obrázku 51.

Byla zvolena hydraulická matice od dodavatele AVEMAR CZECH s.r.o. s katalogovým označením 041.06.125 (katalogový list je uveden v přílohách této práce). Hydraulická matice má velikost vnitřního závitu M 125 a je schopna pracovat při tlaku až 70 MPa. [20]



Obrázek 51: Aretace klínu

Z charakteristiky pružiny vyplývá, že síla potřebná k vytvoření deformace 2,25 mm na jedné pružině je cca 62,5 kN. Při zohlednění tření mezi stykovými plochami jednotlivých pružin je síla potřebná k deformaci jednoho svazku třech paralelně řazených pružin o 2,25 mm cca 206 kN (každá kontaktní plocha mezi pružinami zvyšuje potřebnou sílu o přibližně 5 %). Aby hydraulická matice zdeformovala pružiny o 2,25 mm, musí být napájena tlakem 40 MPa.

#### Kontrola svorníku na tah:

Svorník je vyroben z oceli 11 523.0 o mezi kluzu  $R_e = 333$  MPa. Při uvažované bezpečnosti  $k = 2,5$  je dovolené tahové napětí ve svorníku  $\sigma_D = 133,2$  MPa. Nejmenší průměr svorníku  $d$  je zvolen o velikosti 96 mm (vyplývá z malého průměru závitu na konci svorníku).

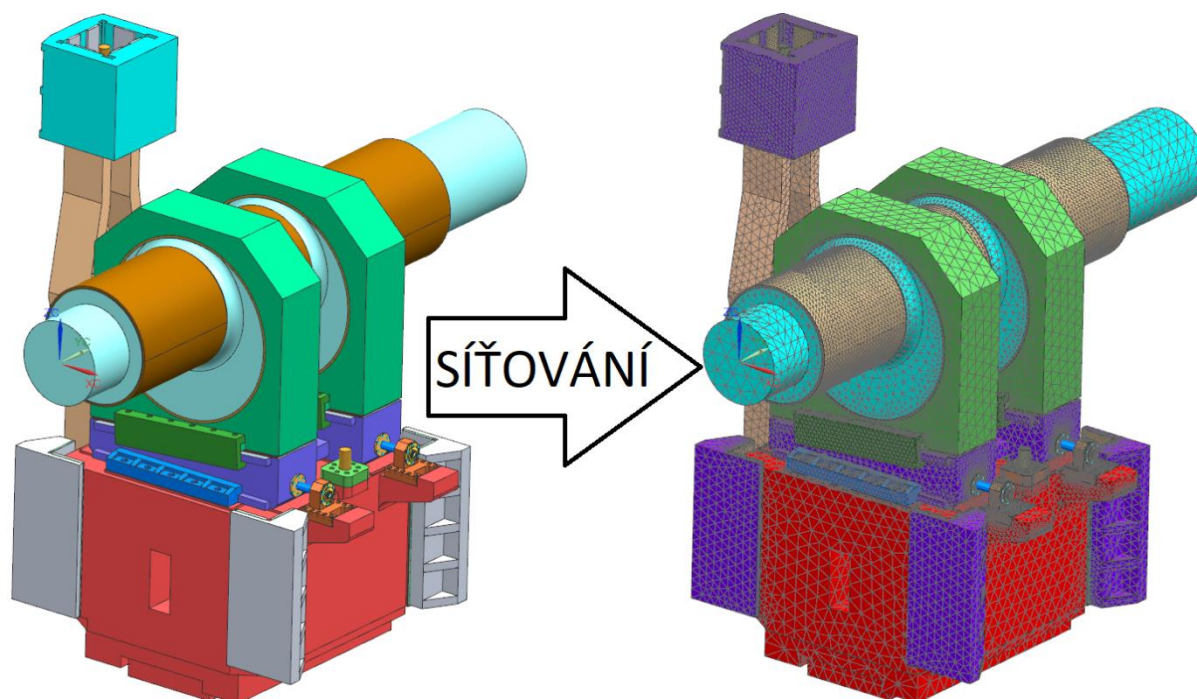
$$\sigma_{tah} = \frac{4 \cdot F_{ar}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 155,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 96^2} \doteq \mathbf{29 \text{ MPa}} \quad (81)$$

Tahové napětí ve svorníku je menší než dovolené tahové napětí, svorník tedy pevnostně vyhovuje.

Dále byl zkontrolován závit (M 100 x 2) v horní části svorníku. Kontrola závitu probíhala dle rovnice (22). Hodnota tlaku v závitě byla stanovena jako 82,4 MPa. Tato hodnota tlaku je menší než 90 MPa, a proto je závit hodnocen jako vyhovující.

## 5.10 MKP analýza

Analýza metodou konečných prvků byla zhotovena v programu Siemens NX 12. Nejprve bylo nutné zjednodušit celý 3D model sestavy. Do sestavy bylo přidáno vedení nosu a beranu spolu se svým uchycením do stojanu. Rovněž byla přidány ložiska výstředníkové hřídele. Dále bylo provedeno zasíťování modelu pomocí tetraedrových prvků. Pomocí 1D prvků a dokonale tuhých prvků byly nahrazeny spojovací a pohybové šrouby. 1D prvek byl aplikován i na svorník aretující klín. Prvkům byly přiřazeny materiálové vlastnosti. Ložiskům a kluzným deskám byl přidělen jako materiál bronz, ostatním prvkům byla určena ocel. Síť byla zjemňována a upravována v těch místech, kde je předpokládán kontakt a v okolí šroubových spojů.



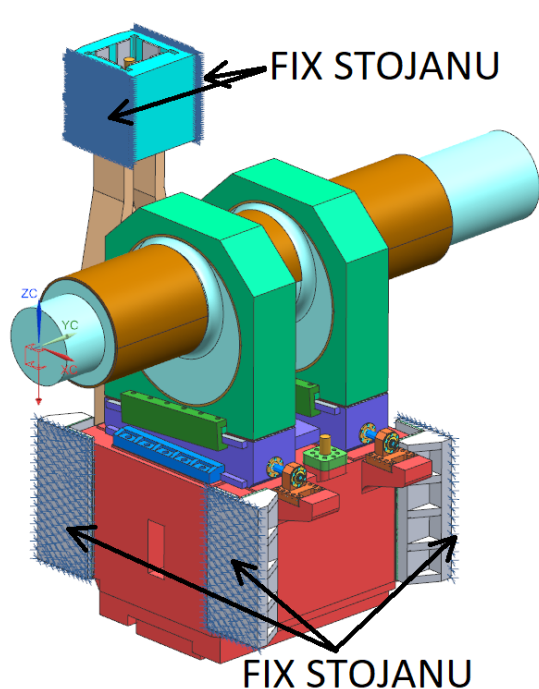
Obrázek 52: Zjednodušený a zasíťovaný 3D model

**Pozn.:** Mez kluzu komponent, s výjimkou šroubů, je uvažována dle konstrukční oceli 11 500.0, tedy 245 MPa.

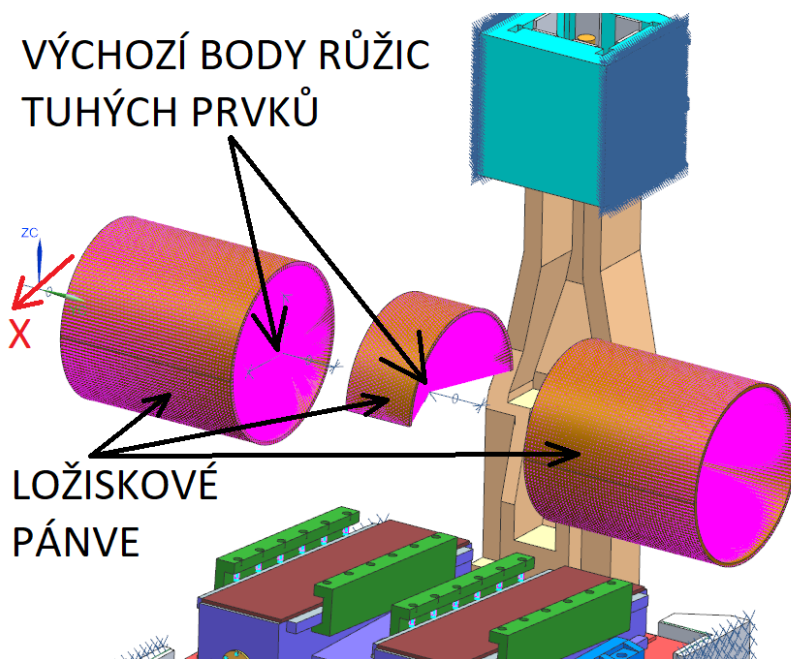
### 5.10.1 Výchozí okrajové podmínky

Celá simulace se skládá z několika zátěžných stavů. V této podkapitole budou popsány výchozí okrajové podmínky, které jsou společné pro všechny zátěžné stavy.

První okrajovou podmínkou je „zafixování“ ploch reprezentujících stojan. Těmto plochám byly odebrány všechny stupně volnosti. Další okrajová podmínka omezuje pohyb ložisek výstředníkové hřídele. Z uzlů vnějších ploch ložisek vedou rigidové růžice tvořeny dokonale tuhými prvky RBE2 do bodu, který leží na ose ložisek. V případě krajních ložisek bylo těmto bodům povoleno natočení kolem osy X (znázorněna červeně). Prostřednímu ložisku byl v případě zátěžného stavu, kde působí jmenovitá tvářecí síla, povolen vertikální posuv (viz obrázek 54). Díky tomuto omezení je možné simulovat průhyb hřídele. V případě, že zde není tvářecí síla přítomna, tak je pohyb výchozího bodu prostředního ložiska omezen ve všech šesti směrech.

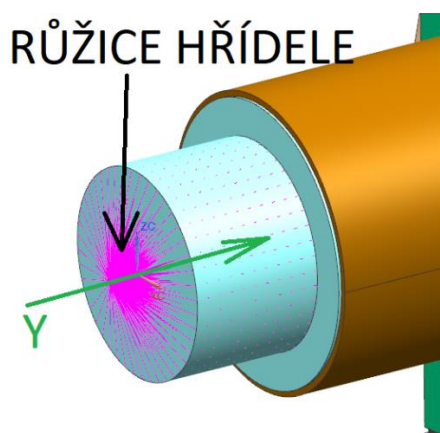


Obrázek 53: Okrajové podmínky - stojan



Obrázek 54: Okrajové podmínky - ložiska

Aby výpočet snáze konvergoval, byl omezen pohyb i na výstředníkové hřídeli. Na konci výstředníkové hřídele, kde se nachází brzda, byla vnější plocha konce hřídele „stažena“ do jednoho bodu (pomocí rigidové růžice z prvků RBE2). Výchozímu bodu byl zakázán posuv v ose Y a natočení kolem téže osy.



Obrázek 55: Okrajové podmínky - uchycení hřídele

Pro každý výpočet bylo nastaveno předpětí všem spojovacím šroubům. Velikost předpětí byla ve většině případech spočítána, viz výpočty výše, nebo byla stanovena na základě doporučení dle tabulek šroubů. Poslední společnou okrajovou podmínkou pro všechny zátěžné stavy je vlastní tíha jednotlivých komponent sestavy.

V příloze č. 2 je tabulka obsahující seznam kontaktů dílů sestavy.

### 5.10.2 Zátěžné stavy

Zátěžné stavy byly voleny tak, aby došlo k adekvátnímu pevnostnímu ohodnocení navrhovaného přestavovacího mechanismu. Zátěžné stavy tedy jsou:

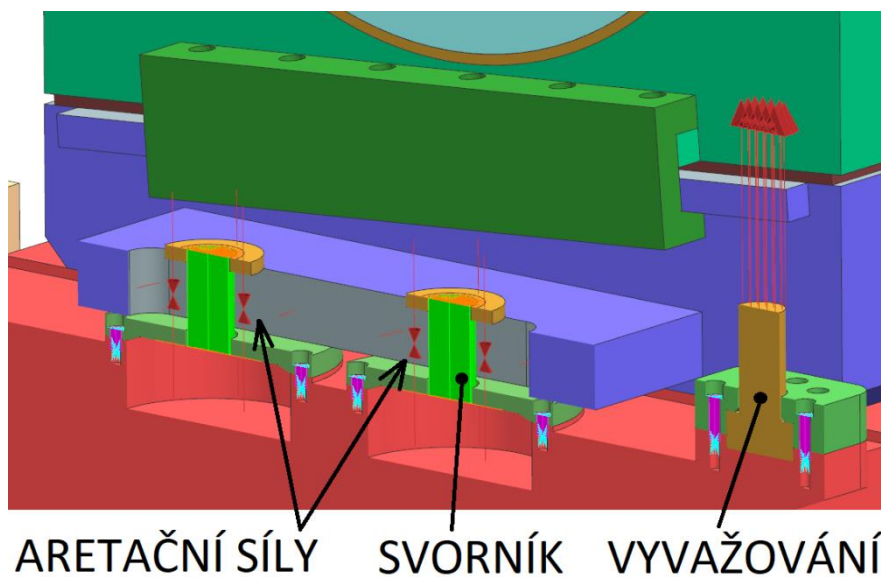
- Jmenovitá tvářecí síla ve střední zápustce
- Jmenovitá tvářecí síla v krajní zápustce



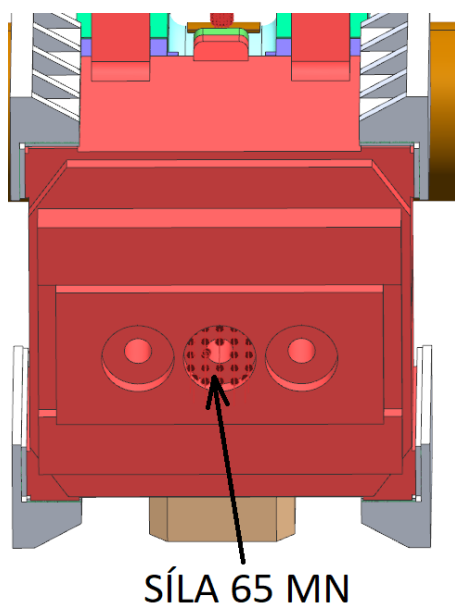
- Posuv klínu vpřed a vzad
- Vis beranu ve vyvažování
- Vis beranu na hřídeli

### 5.10.3 Jmenovitá tvářecí síla ve střední zápustce

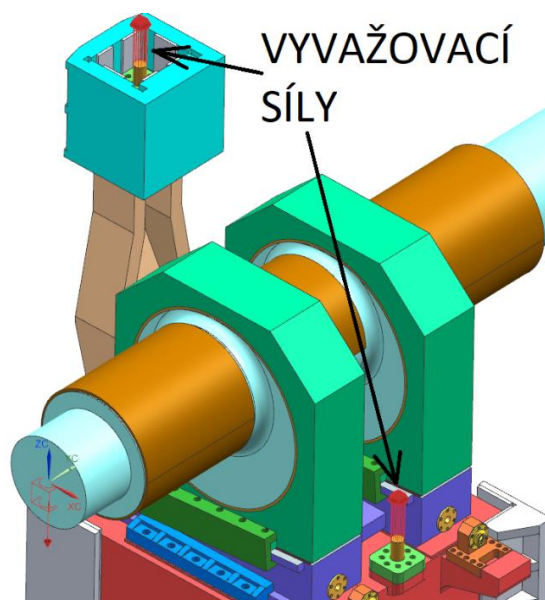
Tento zátěžný stav se snaží simulovat situaci, při které dochází k tváření polotovaru maximální tvářecí silou 65 MN ve střední zápustce. Při tvářecím procesu je aktivní vyvažování beranu a také aretační síla držící klín ve své poloze. Velikosti vyvažovacích a aretačních sil byly vypočteny dříve.



Obrázek 56: Aretace klínu, vyvažování

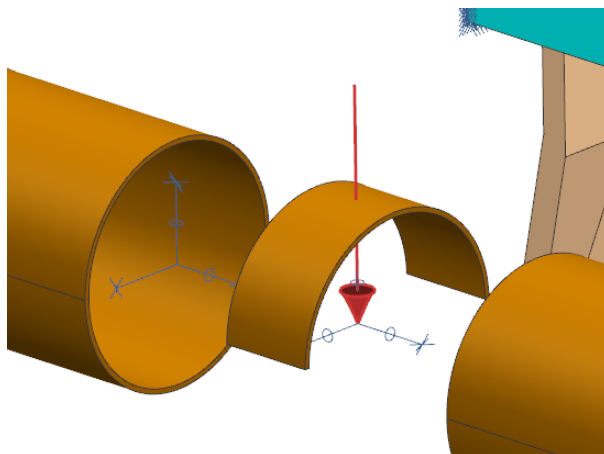


Obrázek 57: Jmenovitá síla - prostřední zápustka



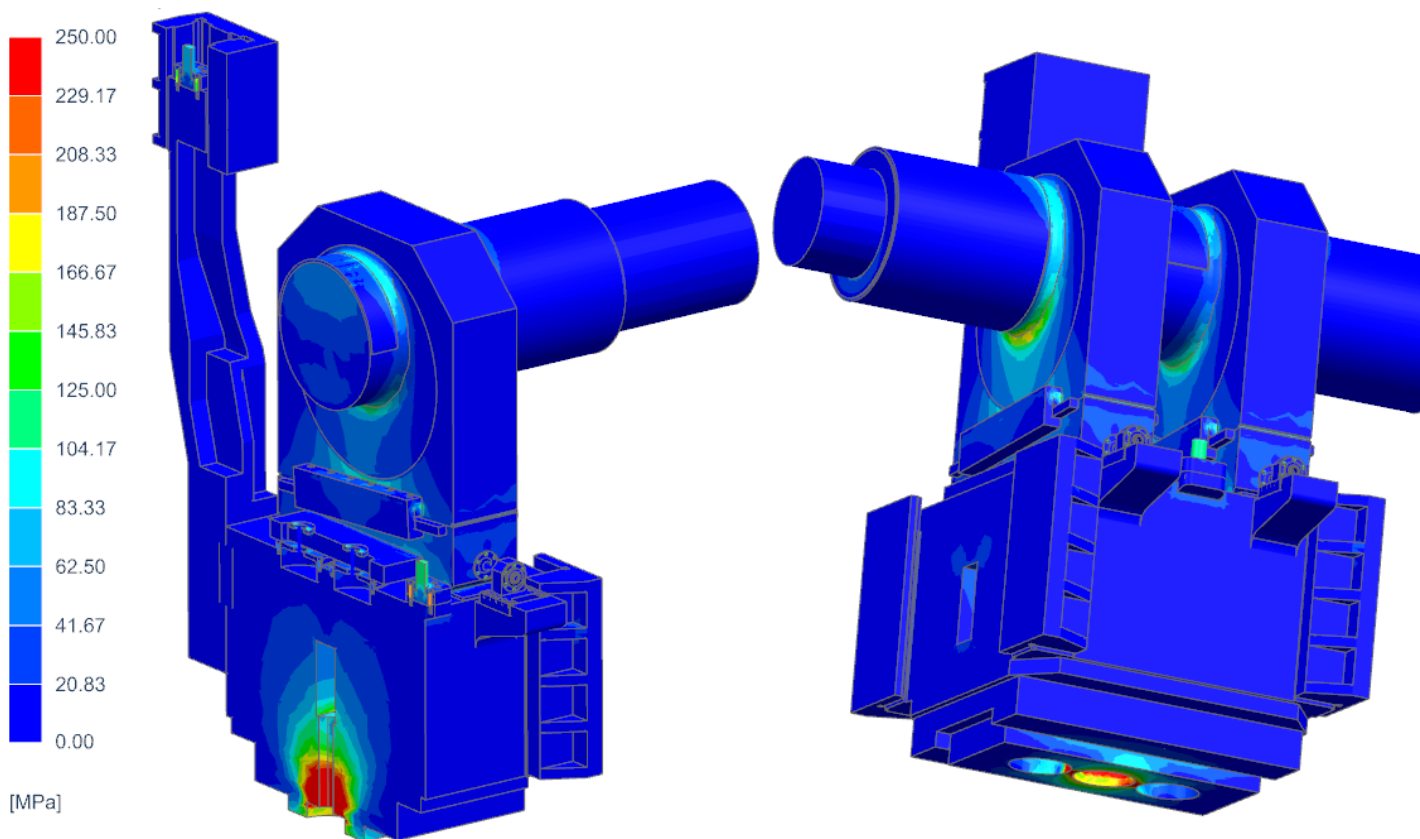
Obrázek 58: Vyvažovací síly

Prostřední ložisko je v lisu uchycené v příčce. Příčka ovšem není dokonale tuhá, z toho důvodu byla do výchozího bodu prostřední ložiskové pánve umístěna reakční síla. Velikost této síly byla zvolena jako jedna třetina síly jmenovité.

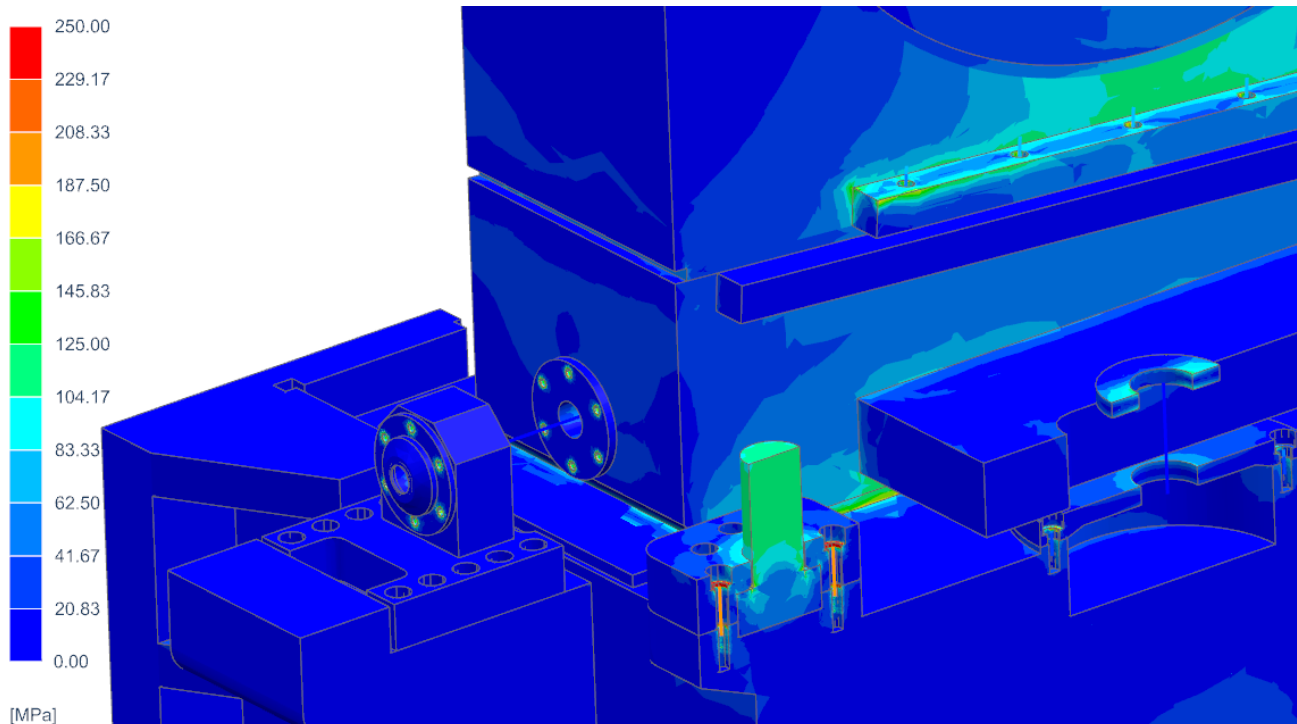


Obrázek 59: Reakce - prostřední ložisko

Z výsledků MKP analýzy plyne, že napětí se koncentruje hlavně u přechodu hřídele na výstřednost. Zde redukované napětí dosahuje velikosti až 180 MPa dle Von-Misesovy metody stanovení redukované hodnoty napětí. Na modelu se vyskytují ještě jiné špičky napětí, například na ostrých přechodech součástí. Tyto napěťové koncentrátoři byly ignorovány, a to z důvodu, že celá geometrie výpočtového modelu je zjednodušená. Ve skutečnosti se na součástech žádné dokonale ostré hrany vyskytovat nebudou. Co se samotného přestavovacího mechanismu týče, tak redukované napětí se pohybuje v dovolených mezích, jestliže je uvažován materiál součástí s mezí kluzu 330 MPa a materiál šroubů se smluvní mezí kluzu 640 MPa (šroub pevnosti 8.8). Nejvíce namáhané komponenty jsou vyvažovací tyče, redukované napětí na nich dosahuje až 100 MPa (na ostrém přechodu až 187 MPa). Dále pak šrouby držící víko vyvažovací tyče jsou vystaveny redukovanému napětí 175 MPa.

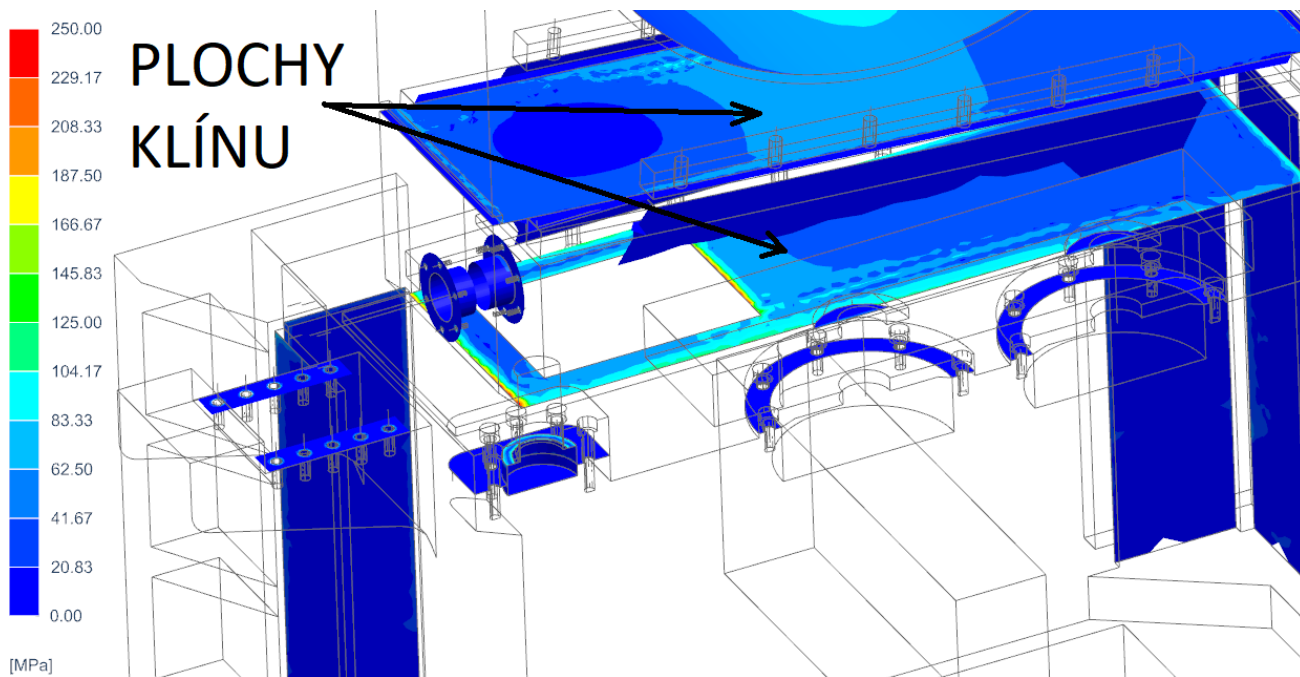


Obrázek 60: Jmen. síla ve střední zápusťce - redukované napětí Von-Mises



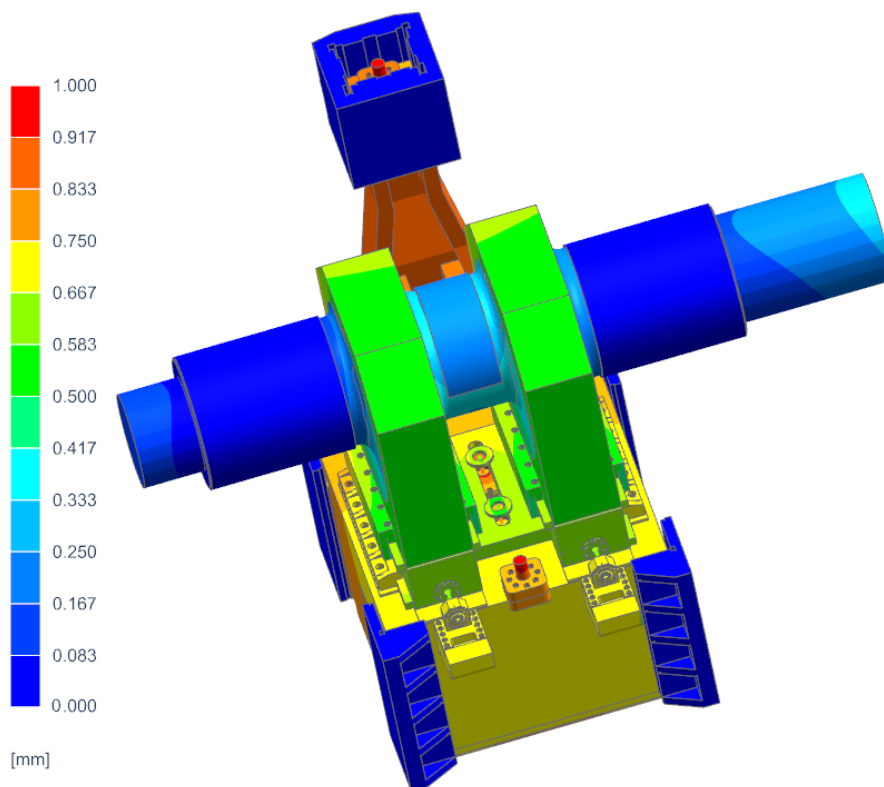
Obrázek 61: Jmen. síla ve střední zápusťce - vyvažování - redukované napětí Von-Mises

Dalšími chtěnými výsledky byl kontaktní tlak, hlavně na rozhraní klín x beran a klín x kulisa. Tlak zde dosahuje hodnot okolo 100 MPa, což je uvažováno jako vyhovující.



Obrázek 62: Jmen. síla ve střední zápusťce - kontaktní tlak

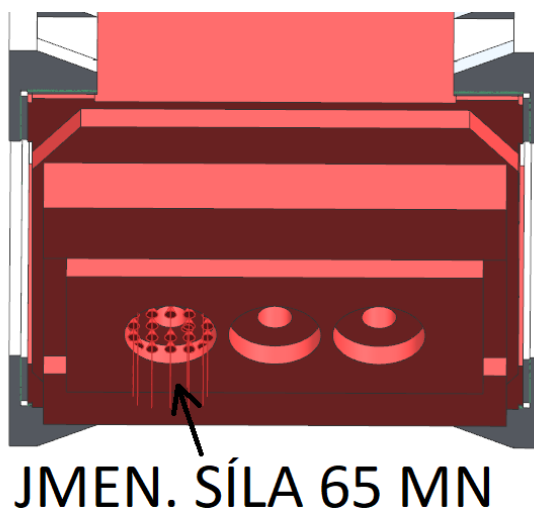
Vypovídající schopnost o stavu celé sestavy má i posunutí. Výslední hodnoty posunutí jsou uvedeny na následujícím obrázku.



Obrázek 63: Jmen. síla ve střední zápustce - posunutí

#### 5.10.4 Jmenovitá tvářecí síla v krajní zápustce

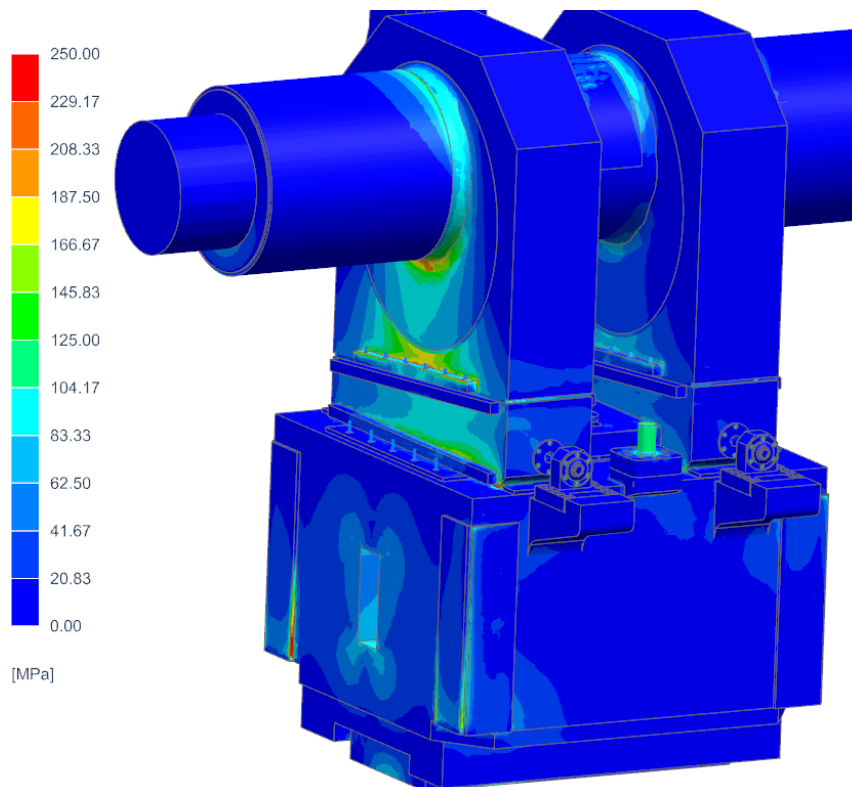
Tento výpočet se od předchozího liší pouze v poloze jmenovité tvářecí síly. Tentokrát se síla nachází v krajní zápustce.



Obrázek 64: Jmenovitá síla - krajní zápustka

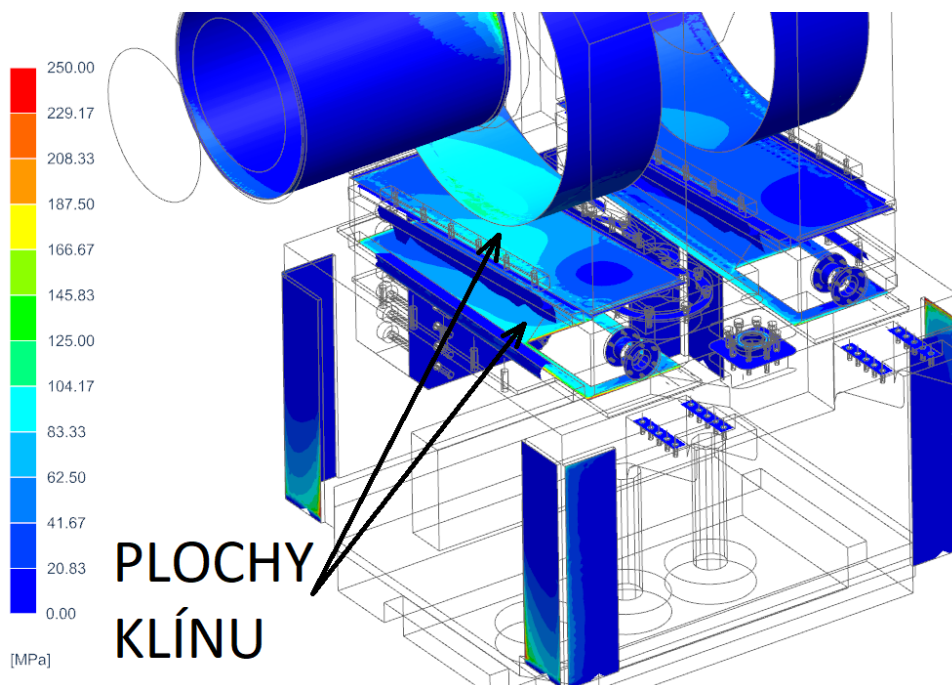
Vlivem excentrického zatížení jmenovitou silou, došlo k jiné distribuci napětí v součástech sestavy. Nejvýraznější změnou jsou napěťové špičky ve vedení beranu. Redukované napětí zde dosahuje hodnot až 310 MPa.





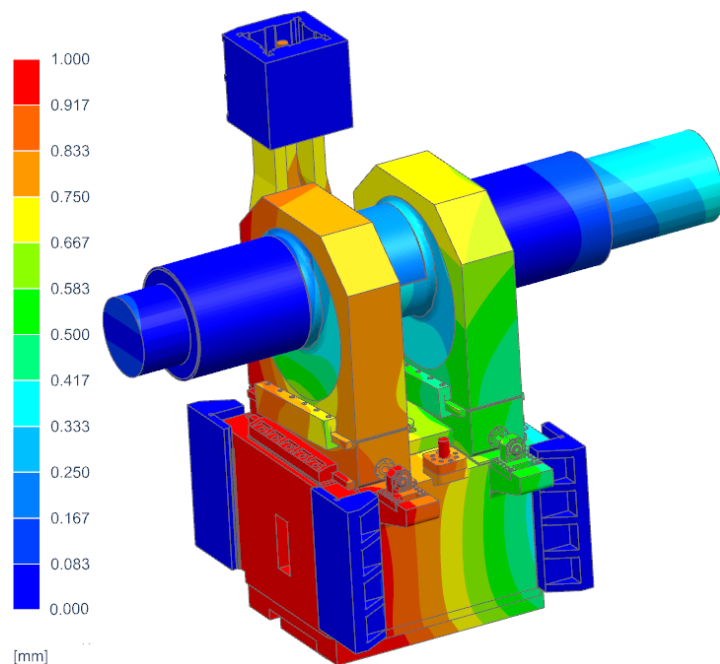
Obrázek 65: Jmen. síla v krajní zápusťce - redukované napětí Von-Mises

Čistě z pohledu přestavovacího mechanismu jsou nejvýznamnější změny v kontaktním tlaku mezi klínem a jeho sousedními díly (beran a kulisa). Tlak není rozmístěn symetricky, ale jedna strana klínu nyní musí přenést větší zatížení. Kontaktní tlak na okrajích klínu dosahuje velikosti 127 MPa.



Obrázek 66: Jmen. síla v krajní zápusťce – kontaktní tlak

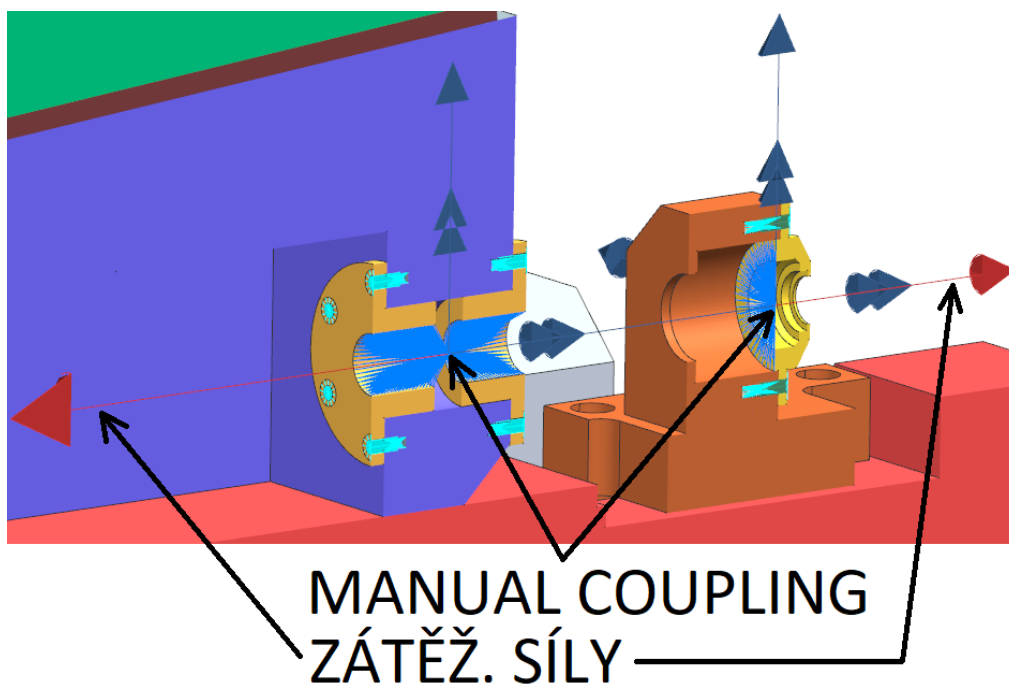
Dále došlo k výraznějšímu posunutí uzlů na té straně modelu, kde působí zátěžná síla.



Obrázek 67: Jmen. síla v krajní zápustce - posunutí

### 5.10.5 Posuv klínu vpřed a vzad

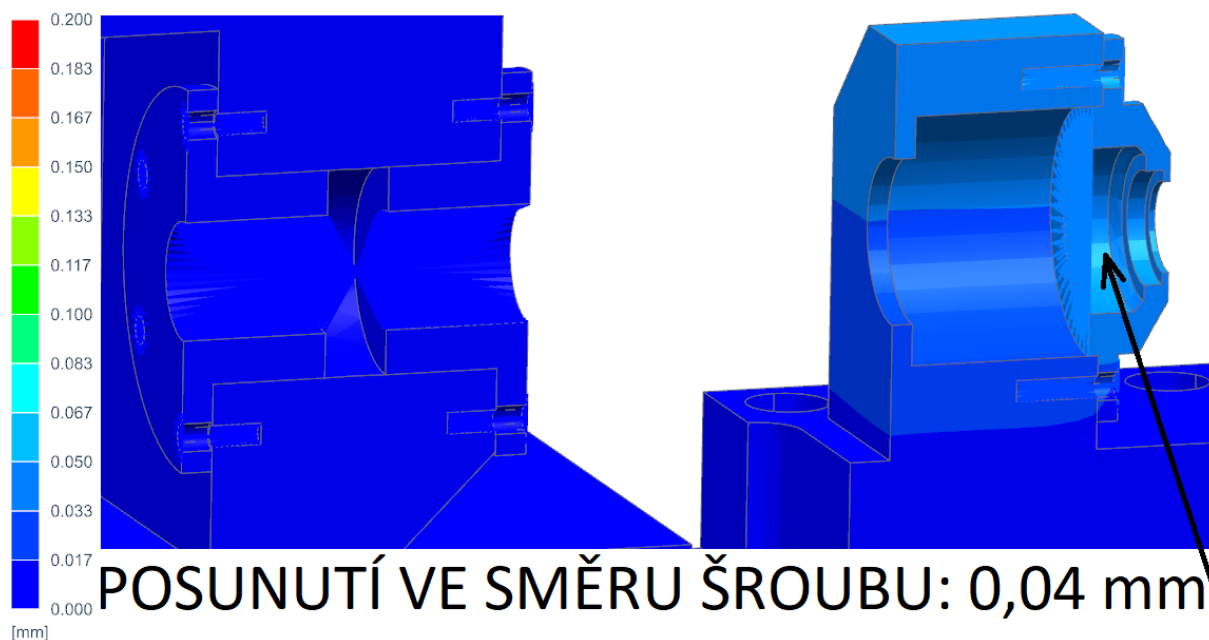
V tomto případě je modelováno samotné přestavování. Jmenovitá síla zde není přítomna a klín není aretován. Vyvažovací síla ovšem zůstává aktivní (ve skutečnosti zde nemusí působit, ale je počítána nejhorší možností). „Pohyb“ klínu je simulován pomocí sil, které jsou umístěny do rigidových ržic v domečku a v maticích klínu (1D prvek šroubu není v tomto výpočtu přítomen). Výchozí body rigidových ržic (RBE2) jsou svázané pomocí funkce Manual Coupling, přičemž body sdílejí všechny stupně volnosti kromě posuvu ve směru osy šroub. Tímto způsobem byl nahrazen pohybový šroub. Velikost sil namahající ložiskový domek a matice klínu je rovna velikosti síly na pohybové šroub  $F_s$ . Síly jsou orientovány ve dvou konfiguracích a to pro pohyb klínu vpřed a pohyb klínu vzad.



Obrázek 68: Náhrada phyb. šroubu - posuv klínu vpřed

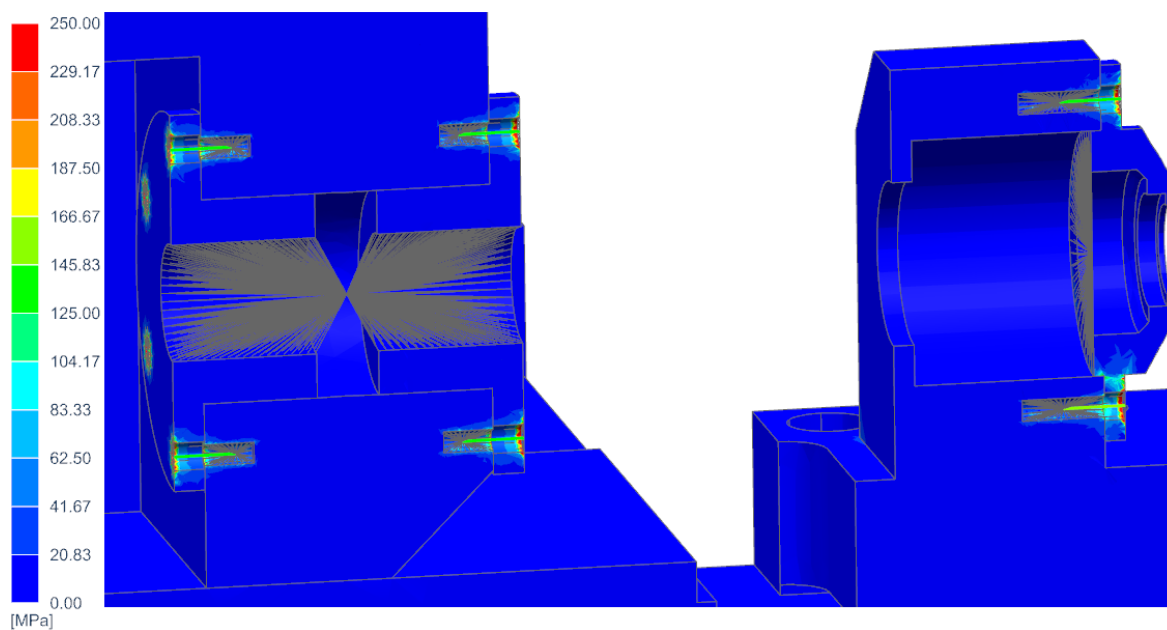
Pozn.: uvedené výsledky se vztahují k zátěžnému stavu „pohyb klínu vpřed“, protože v tomto výpočtu byly výsledky méně příznivé.

Směrodatnými výsledky jsou v tomto případě zatěžovací hodnoty posunutí ložiskového domečku. V případě, že by došlo k velké deformaci ložiskového domečku, tak by byl přestavovací mechanismus nepoužitelný. Posunutí domečku činí přibližně 0,04 mm. Toto posunutí bylo vyhodnoceno jako vyhovující.



Obrázek 69: Přestavování - pohyb vpřed - posunutí ve směru osy pohybových šroubů

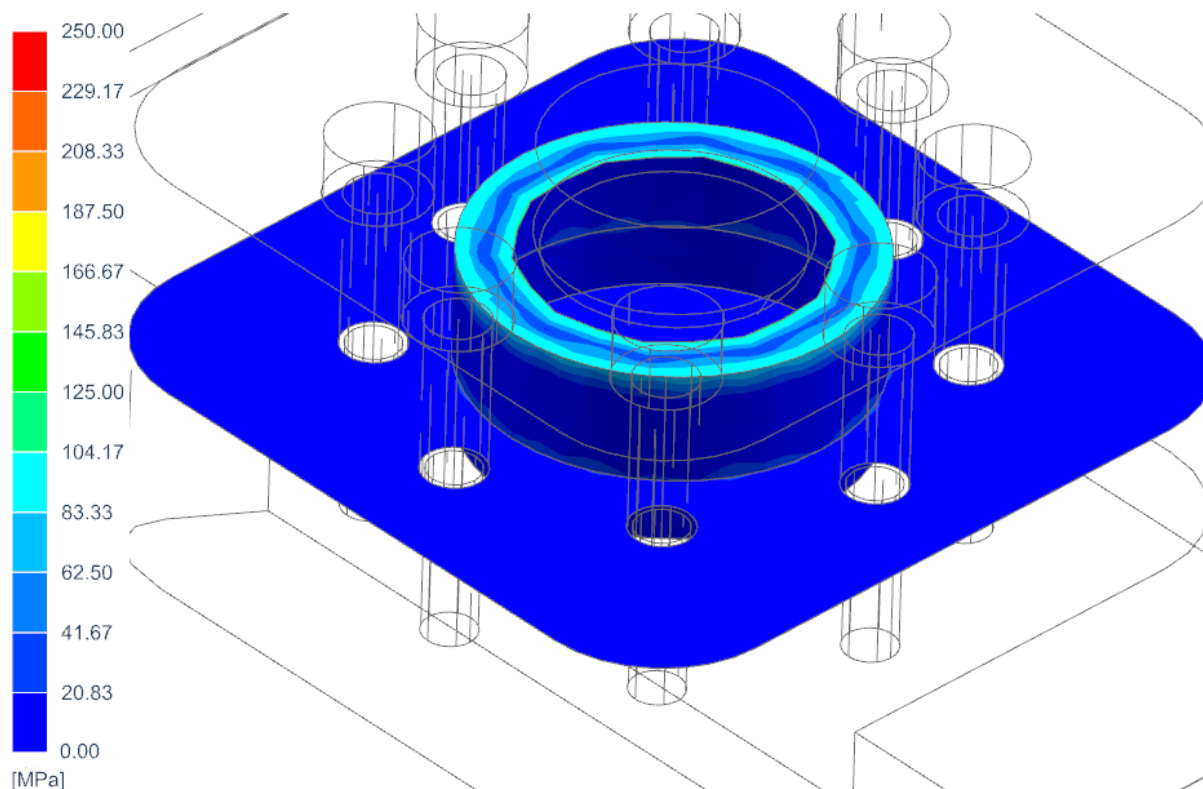
Napětí bylo zkoumáno rovněž na ložiskovém domečku. Hodnoty redukovaného napětí v tělese domečku se pohybují okolo 5 až 25 MPa, na víčku je vlivem zachytávání síly od pohybového šroubu napětí vyšší, přibližně 100 MPa. V okolí dosedacích ploch pro hlavy spojovacích šroubů se opět nacházejí špičky napětí, protože se zde vyskytují ostré hrany. Všechny hodnoty napětí se nacházejí pod mezí kluzu materiálu. Komponenty přestavovacího mechanismu jsou tedy z hlediska pevnosti vyhovující.



Obrázek 70: Přestavování - pohyb vpřed - redukované napětí Von-Mises

### 5.10.6 Vis beranu ve vyvažování

Tato analýza slouží k rozboru klidové situace celého mechanismu, tedy volný chod stroje bez tvářecí síly. Aktivní jsou pouze vyvažovací síly a aretační síly klínu. Nejdůležitějšími výsledky byly hodnoty napětí a kontaktního tlaku na vyvažovací tyči. Hodnoty napětí se shodují s výsledky z prvního zatěžovacího stavu (jmenovitá síla ve střední zápustce). Redukované napětí na vyvažovací tyči činí přibližně 110 MPa (napětí v ostrém přechodu až 187 MPa). Šrouby vyvažovací tyče jsou namáhány průměrným napětím 179 MPa. Kontaktní tlak mezi vyvažovací tyčí a jejím víčkem má špičkové hodnoty přibližně 110 MPa, ve středu kontaktní plochy se hodnota tlaku pohybuje okolo 70 MPa. Velikosti tlaku a redukovaného napětí se pohybují v dovolených mezích.

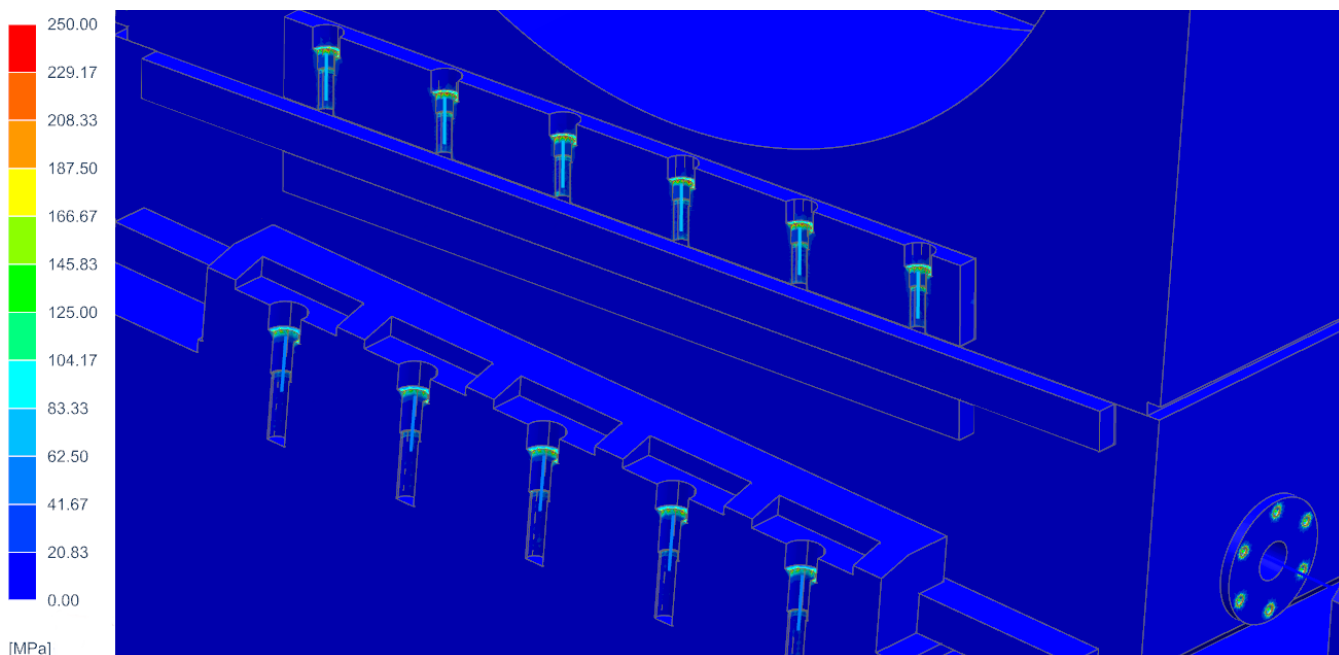


Obrázek 71: Vis beranu ve vyvažování - kontaktní tlak - vyvažovací tyč x víko

### 5.10.7 Vis beranu na hřídeli

Poslední vyšetřovaný zátěžný stav je bezpečnostního charakteru. V případě, že by došlo k přetržení některé z vyvažovacích tyčí, mohl by se beran zřítit do pracovního prostoru stroje. Dále při rozjezdu lisu není dosaženo maximální vyvažovací síly a beran rovněž není držen vyvažováním. V těchto situacích je beran přidržován pouze příložkami, které ho spojují s kulisou a ta je následně uchycena na výstředníkové hřídeli. V tomto výpočtu tedy není přítomna vyvažovací síla ani síla tvářecí. Působí zde pouze síla aretující klín a gravitace.

Cílem bylo vyšetřit hodnoty napětí příložek, které spojují beran s klínem a následně klín s kulisou. Velikost redukovaného napětí na příložkách je 7 MPa. Na hranách otvorů pro šrouby se objevuje špičkové napětí 140 MPa. Šrouby spojující držící příložky na kulise jsou namáhány redukovaným napětím cca 70 MPa, šrouby držící příložky beranu pak mají redukované napětí nižší, okolo 55 MPa. Z MKP analýzy tedy vyplývá, že příložky spolu se svými šrouby pevnostně vyhovují.



Obrázek 72: Vis beranu na hřídeli - příložky - redukované napětí Von-Mises

## 6 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo zpracovat nové konstrukční řešení přestavování beranu kovacího lisu s klikovou hřídelí uloženou zleva doprava. Nejprve byla provedena rešerše, která zkoumá známé možnosti přestavování beranu. Hlavními zdroji pro tuto část práce byly veřejně přístupné patenty. V dalším kroku byly popsány nové netradiční nápady přestavování. Jednotlivé varianty byly rozděleny podle hlavních konstrukčních rysů.

Následovalo hodnocení variant a volba nejvhodnější varianty. Hodnocení variant nebylo provedeno pouze subjektivně autorem, ale i vedoucím a hlavně konstruktéry zadavatele práce. Na základě výsledku hodnocení bylo ve spolupráci se zadavatelem provedeno upřesnění zadání (kulisový lis, tvářecí síla 65 MN,...). Přestavování beranu je dále řešeno aplikací dělené ojnice (respektive klínu) mezi kulisou a beranem lisu. Posuv klínu je vyvozen dvojicí pohybových šroubů poháněných sestavou elektromotorů s převodovkami, umístěnými na beranu lisu. Klín je proti samovolnému pohybu fixován přitlačením k beranu s využitím síly talířových pružin. V případě potřeby přestavení (posuvu klínu) je síla talířových pružin eliminována hydraulickou maticí. Třecí plochy mezi klínem a kulisou jsou vyhotoveny jako ocel x bronz a jsou mazány.

Hrubá konstrukční struktura celého mechanismu se odvíjela od zástavbových rozměrů, které byly poskytnuty zadavatelem v rámci 3D modelů. Konstrukce je podložena analytickými výpočty, jako například zdvihová funkce beranu, výpočet přestavovací síly, návrh pohybových šroubů a ložisek,... Konstrukční řešení rovněž respektuje požadavek na bezpečnost mechanismu.

Po zpracování 3D modelů byla provedena analýza pomocí metody konečných prvků v programu Siemens NX 12.0. Výpočet probíhal v několika zátěžných stavech, které se snaží napodobit skutečné provozní zatěžování přestavovacího mechanismu. Díky MKP bylo možné ověřit některé analytické výpočty a ujistit se, že celý mechanismus z pevnostního hlediska vyhovuje.

Na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace (výkres sestavy spolu se soupisem položek a detailní výkres klínu).

## 7 Reference – použitá literatura

- [1] HOZA, Milan a Lubomír ŠVAŘÍČEK. Kovací lis pro zápustkové kování. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2010, 18.11.2010, (11) [cit. 2019-10-28]. DOI: 101132. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kovaci-lis-pro-zapustkove-kovani.html>
- [2] SCHILLER, Werner, Peter OBLADEN a Leonhard PETERS. *Forging press*. United States. US3834216A. Uděleno 9.10. 1974. Zapsáno 9.10. 1974.
- [3] NOVOTNÝ, Ondřej. *Přestavování beranu mechanického lisu* [online]. Brno, 2018, 56 s. [cit. 2019-10-28]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=173222](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=173222). Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Jiří Omnes, Ph.D..
- [4] FORMENTI, Sergio a Paolo CIVARDI. *Stösselverstellsystem für mechanische Pressen mit Kulissenkinematik*. 2009. Itálie. EP2243571A1. Uděleno 27.10.2010. Zapsáno 20.04.2009.
- [5] KURIMOTO FORGING PRESS. In: *AppMetal technology* [online]. Thailand [cit. 2019-11-05]. Dostupné z: <https://appmetal.co.th/en/machine/kurimoto-forging-press.html>
- [6] SPENCER, Frank William. *High-speed forging press*. England. 2 232 889. Uděleno 25. Února 1941.
- [7] DUDICK, George Michael, Victor C. CHERNAUSKAS a Allen J. LAWRENCE. *Forging press for use with automated multi-station transport system*. United States. US5666838A. Uděleno Sep. 16, 1997.
- [8] BOTHE, Werner. *Forging press with adjustable working gap*. United States, Germany. US3726123A. Uděleno 10.4.1973.
- [9] NAKAMURA, Masatoshi a Tsuguo WADA. *Load control device for use in automatic forging press*. United States, Japan. US5000021A. Uděleno 19.3. 1991.
- [10] NAKAMURA, Masatoshi. *Slide adjusting device for use in forging press*. United States, Japan. US5299443A. Uděleno 5.4. 1994.
- [11] 정하익. *A stick removal and a slide adjusting apparatus of forging press*. South Korea. KR20010000059A. Uděleno 10.12. 1999.
- [12] NISHIHARA, Hideji a 秀司 西原. *Forging press*. Japan. JP2009233696A. Uděleno 26.3. 2008.
- [13] 秀司 西原. *Forging press with a wedge-type slide adjustment mechanism*. Japan. JP3746678B2. Uděleno 21.12. 2000.
- [14] NISHIHARA, Hideji a 秀司 西原. *Scotch yoke press*. Japan. JP2005211984A. Uděleno 2.2. 2004.
- [15] 良亘 山田. *Slide adjustment device for forging press*. Japan. JP3878789B2. Uděleno 28.4. 2000.
- [16] 余朝辉, 童飞 a 史苏存. *Wedge hot forging press eccentric adjustment device*. China. CN104368738B. Uděleno 7.11. 2014.

- [17] Konfigurátor výrobků. *SEW EURODRIVE* [online]. [cit. 2020-02-06]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/servogearmotor/default.aspx>
- [18] Double direction thrust ball bearings. , ©SKF Group 2013. *Rolling bearings SKF*. 2013, 1030 - 1031.
- [19] *Talířové pružiny - DIN 2093*. Dostupné také z: [https://www.hennlich.cz/fileadmin/migrated/cz/Tal%C3%AD%C5%99ov%C3%A9pru%C5%BEiny\\_-\\_tabulky\\_DIN\\_2093.pdf](https://www.hennlich.cz/fileadmin/migrated/cz/Tal%C3%AD%C5%99ov%C3%A9pru%C5%BEiny_-_tabulky_DIN_2093.pdf)
- [20] *Hydraulic Clamp Nut Fixed connection - type round*. Dostupné také z: <https://www.avemar.cz/cs/041-141-4-6-10-hydraulicka-matice/p-418/>
- [21] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Třetí doplněné vydání. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2006, s. 34.
- [22] Souvislé přestavení zdvihu model LE 63 až 250 BR. © 2018, *Bugel Radim, s.r.o.* [online]. [cit. 2020-04-16]. Dostupné z: <https://www.bugel.cz/kovoobrabeci-stroje/excentricke-lisy/souvisle-prestaveni-zdvihu-beranu/>



## Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma lisu s klikovou hřídelí uloženou zepředu dozadu (vlevo) a s klikovou hřídelí uloženou zleva doprava (vpravo).....	1
Obrázek 2: Schéma lisu.....	2
Obrázek 3: Schéma otáčení ex. čepu beranu hydromotorem .....	3
Obrázek 4: Přestavování beranu – KURIMOTO [5] .....	3
Obrázek 5: Schéma ex. čepu beranu 1. způsob .....	4
Obrázek 6: Schéma ex. čepu beranu a šnekového převodu 2. způsob .....	4
Obrázek 7: Otáčení čepu beranu šnekem s možným axiálním posuvem [12] .....	4
Obrázek 8: Pohyb excentrického čepu pomocí pastorku a hřebenu [15].....	5
Obrázek 9: Schéma excentr. pouzdra [2] .....	5
Obrázek 10: Schéma pohonu ex. pouzdra [2] .....	6
Obrázek 11: Přestavování pomocí ex. čepu a šneku nepřímo [6] .....	7
Obrázek 12: Přestavení beranu pomocí pouzdra na čepu beranu a šneku poháněného kardanovým hřídelem .....	7
Obrázek 13: KURIMOTO - hydromotor [9].....	8
Obrázek 14: Kurimoto - šroub x matice [10] .....	8
Obrázek 15: Přestavování pomocí šroubu s tlačnou hlavou [11].....	9
Obrázek 16: Schéma polohování pomocí Hirthovy spojky .....	10
Obrázek 17: Schéma kulisy s ex. pouzdrem a šnek. převodem [4].....	10
Obrázek 18: Přestavování ex. pouzdrem na klikové hřídeli [7].....	11
Obrázek 19: Přestavování pouzdrem na klice - klikový lis [16].....	11
Obrázek 20: Schéma změny délky ojnice .....	12
Obrázek 21: Schéma klínovaného stolu .....	12
Obrázek 22: Beran s klínem pro přestavování [13].....	13
Obrázek 23: Kulisový lis - přestavování klíny [14] .....	14
Obrázek 24: Změna zdvihu pomocí posuvných desek.....	15
Obrázek 25: Dělená ojnice - přestavování pomocí šroubu a rybinové drážky .....	15
Obrázek 26: Změna zdvihu pomocí rozpěrného elementu „pantograf“ .....	16
Obrázek 27: Přestavování pomocí změny polohy klikové hřídele.....	17
Obrázek 28: 3D schéma šroubovitě podložky.....	17
Obrázek 29: Schéma zástavby šroubovitých podložek .....	18
Obrázek 30: Přestavování dělenou ojnicí.....	20
Obrázek 31: Schéma principu kulisového lisu.....	21
Obrázek 32: Schéma vtlačování klínu.....	22



Obrázek 33: Schéma sil při tváření .....	23
Obrázek 34: Závit pohybového šroubu .....	25
Obrázek 35: Schéma zástavby pohybového šroubu .....	26
Obrázek 36: Uložení šroubu a ložiska.....	26
Obrázek 37: Šroub víka lož. domku.....	28
Obrázek 38: Předepínací diagram šroubů .....	29
Obrázek 39: Výpočtový model šroubů ložiskového domku .....	30
Obrázek 40: Šrouby držící matici pohybového šroubu.....	31
Obrázek 41: Schéma kotoučové spojky .....	32
Obrázek 42: Celková zástavba pohybového šroubu .....	33
Obrázek 43: Kinematické schéma přestav. mech.....	34
Obrázek 44: Schéma vertikálního pohybu kulis. mech.....	35
Obrázek 45: Zdvihová funkce klínu lisu .....	36
Obrázek 46: Vyvažování beranu .....	36
Obrázek 47: Zakončení vyvažovací tyče .....	37
Obrázek 48: Spojení beranu a nosu.....	38
Obrázek 49: Příložky.....	38
Obrázek 50: Charakteristika talířové pružiny B2500 [19].....	39
Obrázek 51: Aretace klínu.....	40
Obrázek 52: Zjednodušený a zasíťovaný 3D model .....	41
Obrázek 53: Okrajové podmínky - stojan .....	42
Obrázek 54: Okrajové podmínky - ložiska .....	42
Obrázek 55: Okrajové podmínky - uchycení hřídele .....	42
Obrázek 56: Aretace klínu, vyvažování .....	43
Obrázek 57: Jmenovitá síla - prostřední zápustka.....	43
Obrázek 58: Vyvažovací síly .....	43
Obrázek 59: Reakce - prostřední ložisko .....	44
Obrázek 60: Jmen. síla ve střední zápustce - redukované napětí Von-Mises .....	44
Obrázek 61: Jmen. síla ve střední zápustce - vyvažování - redukované napětí Von-Mises .....	45
Obrázek 62: Jmen. síla ve střední zápustce - kontaktní tlak .....	45
Obrázek 63: Jmen. síla ve střední zápustce - posunutí.....	46
Obrázek 64: Jmenovitá síla - krajní zápustka.....	46
Obrázek 65: Jmen. síla v krajní zápustce - redukované napětí Von-Mises.....	47
Obrázek 66: Jmen. síla v krajní zápustce – kontaktní tlak .....	47

Obrázek 67: Jmen. síla v krajní zápustce - posunutí .....	48
Obrázek 68: Náhrada phyb. šroubu - posuv klínu vpřed.....	48
Obrázek 69: Přestavování - pohyb vpřed - posunutí ve směru osy pohybových šroubů ..	49
Obrázek 70: Přestavování - pohyb vpřed - redukované napětí Von-Mises.....	49
Obrázek 71: Vis beranu ve vyvažování - kontaktní tlak - vyvažovací tyč x víko .....	50
Obrázek 72: Vis beranu na hřídeli - příložky - redukované napětí Von-Mises .....	51
Obrázek 73: Výňatek z katalogu talířových pružin [19].....	58
Obrázek 74: Výňatek z katalogu hydraulických matic [20].....	58

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Hodnocení vybraných variant .....	19
Tabulka 2: základní parametry ložiska SKF 52411 [18].....	27
Tabulka 3: Vybrané parametry el. motoru s převodovkou [17].....	32
Tabulka 4: Tabulka kontaktů MKP analýzy .....	60

## Seznam příloh

### Vevázané přílohy:

- Příloha č. 1 – Výňatky z katalogů
- Příloha č. 2 – Tabulka kontaktů součástí sestavy pro MKP analýzu

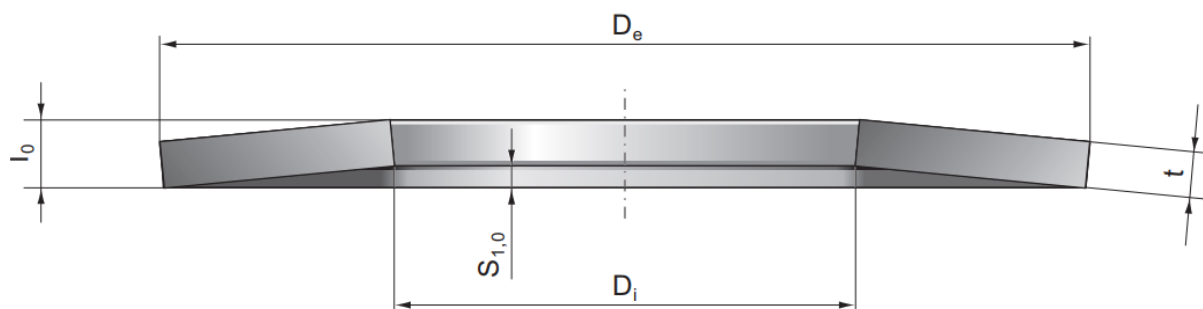
### Volně vložené přílohy:

#### Výkresová dokumentace:

- Výkres sestavy a soupis položek – PŘESTAV-00-00
- Detailní výkres klínu – PŘESTAV-01-00

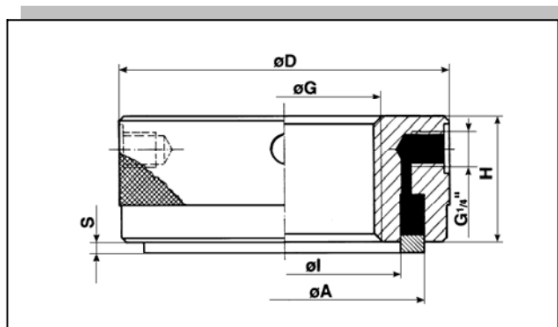
## **PŘÍLOHA č. 1**

### **Výňatky z katalogů**



$D_e$ [mm]	$D_i$ [mm]	$t$ [mm]	$l_0$ [mm]	$S_{1,0}$ [mm]	$F_1$ [N]	$S_2$ [mm]	$F_2$ [N]	$S_3$ [mm]	$F_3$ [N]	$F_c$ [N]	$M$ [g]	Číslo zboží
250,0	102,0	10,00	18,00	2,00	58157	4,00	96000	6,00	124280	152967	3019,20	2110
	102,0	12,00	19,00	1,75	75088	3,50	131371	5,25	180147	242069	3611,48	2111
	127,0	7,00	14,80	1,95	26900	3,90	41739	5,85	49829	54727	1915,21	C2500
	127,0	10,00	17,00	1,75	51871	3,50	88037	5,25	117189	149964	2687,41	B2500
	127,0	12,00	19,30	1,83	87677	3,65	152295	5,47	207496	275917	3214,60	2112
	127,0	14,00	19,60	1,40	93288	2,80	171609	4,20	245483	360554	3742,36	A2500
	127,0	16,00	21,80	1,45	141553	2,90	262200	4,35	377586	570978	4258,69	2113

Obrázek 73: Výňatek z katalogu taliřových pružin [19]



Clamping range  
4 mm  
6 mm  
10 mm

Thread $\varnothing G_{max.}$	Ring piston		Outer Diameter $\varnothing D$	Height H	Clamping Force in kN Pump with max. working pressure		Part No Clamping range S
	$\varnothing A$	$\varnothing I$			400 bar	700 bar	
<b>4 mm</b>							
36	66	46	80	50	70	120	<b>041.04.036</b>
52	82	62	96	50	90	160	<b>041.04.052</b>
<b>6 mm</b>							
80	115	95	135	55	130	230	<b>041.06.080</b>
100	130	112	150	55	135	240	<b>041.06.100</b>
125	160	138	180	55	200	360	<b>041.06.125</b>
<b>10 mm</b>							
125	160	138	185	60	200	360	<b>141.10.125</b>
165	200	180	230	60	240	420	<b>141.10.165</b>

Obrázek 74: Výňatek z katalogu hydraulických matic [20]

## **PŘÍLOHA č. 2**

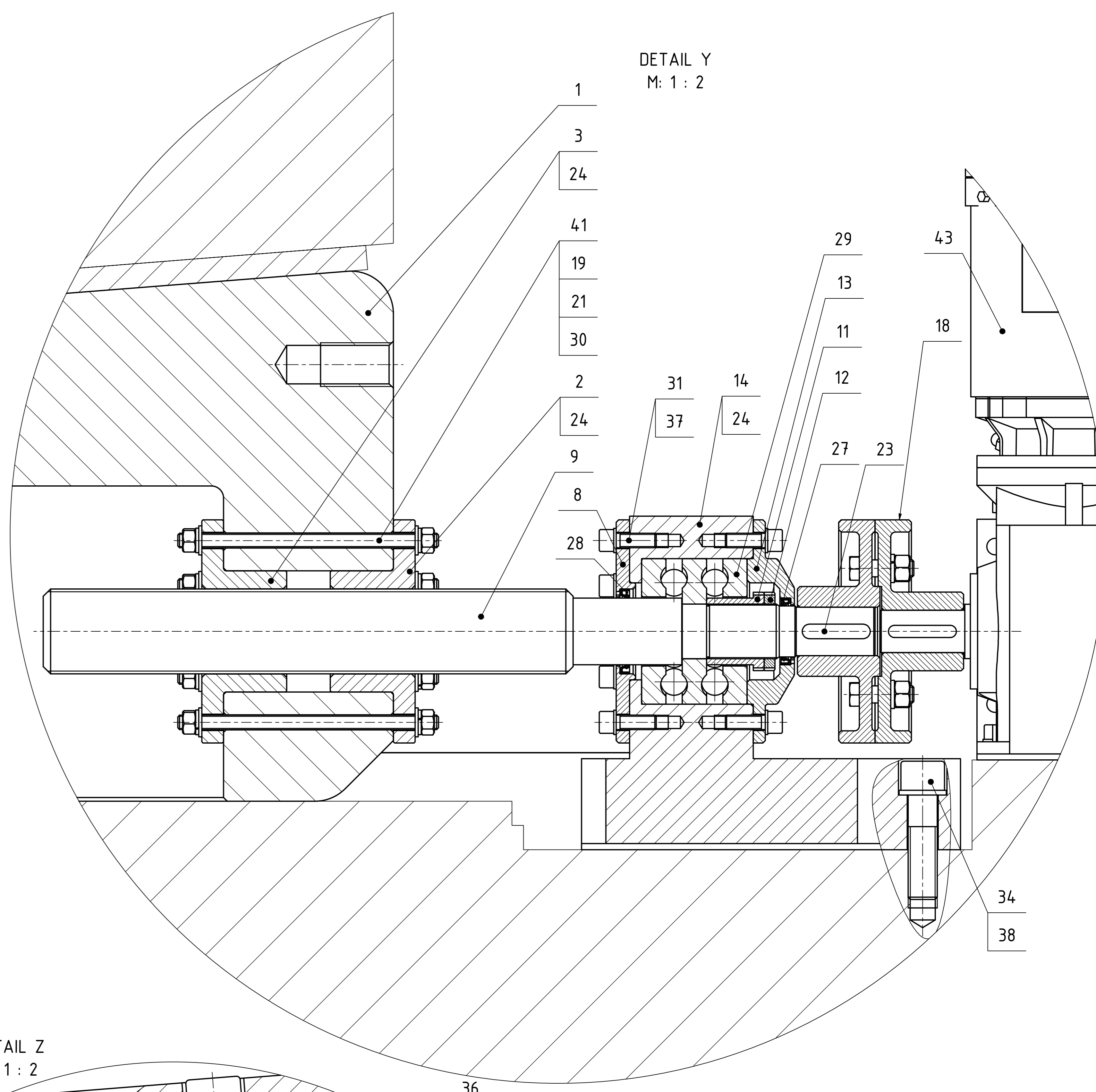
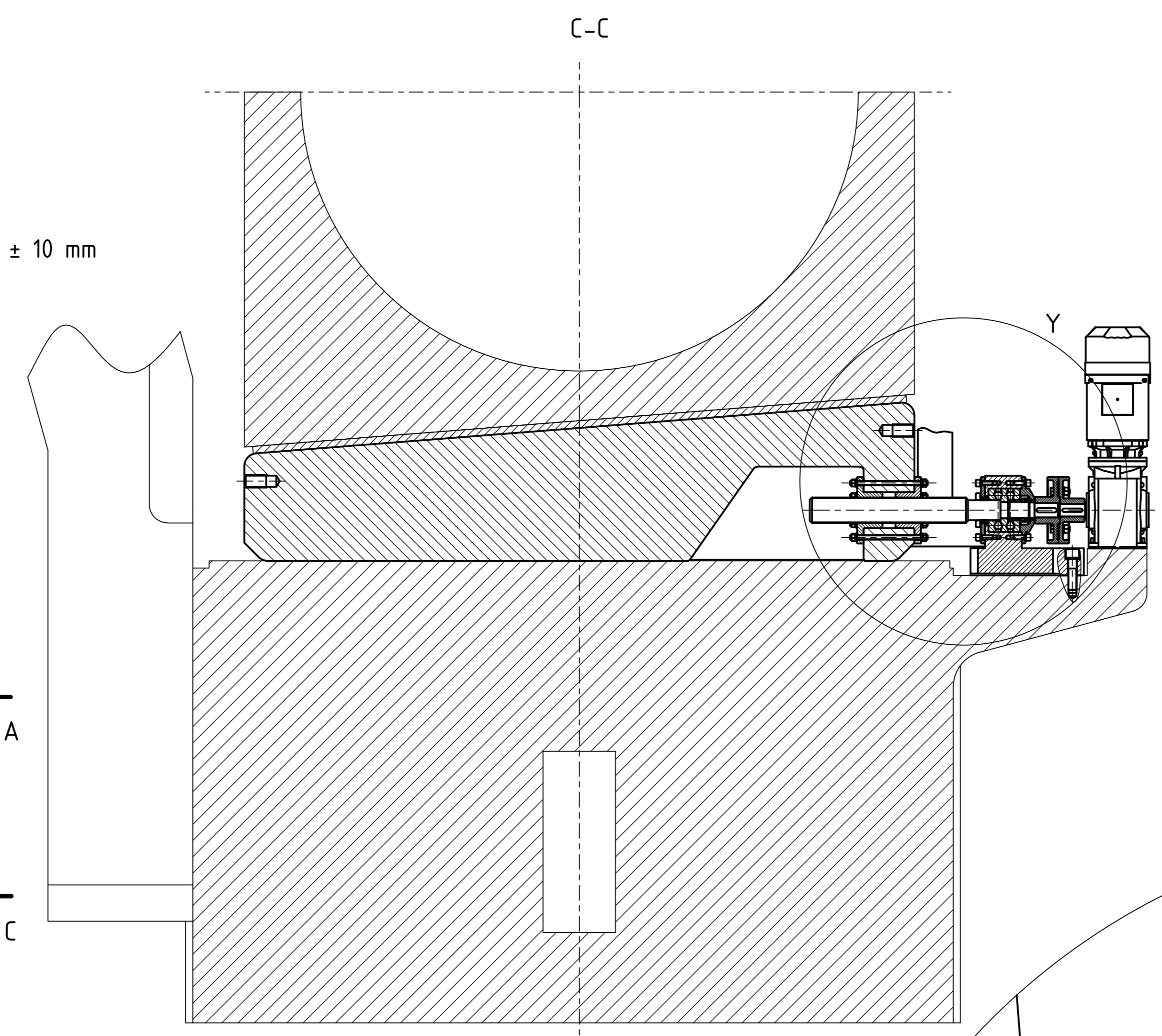
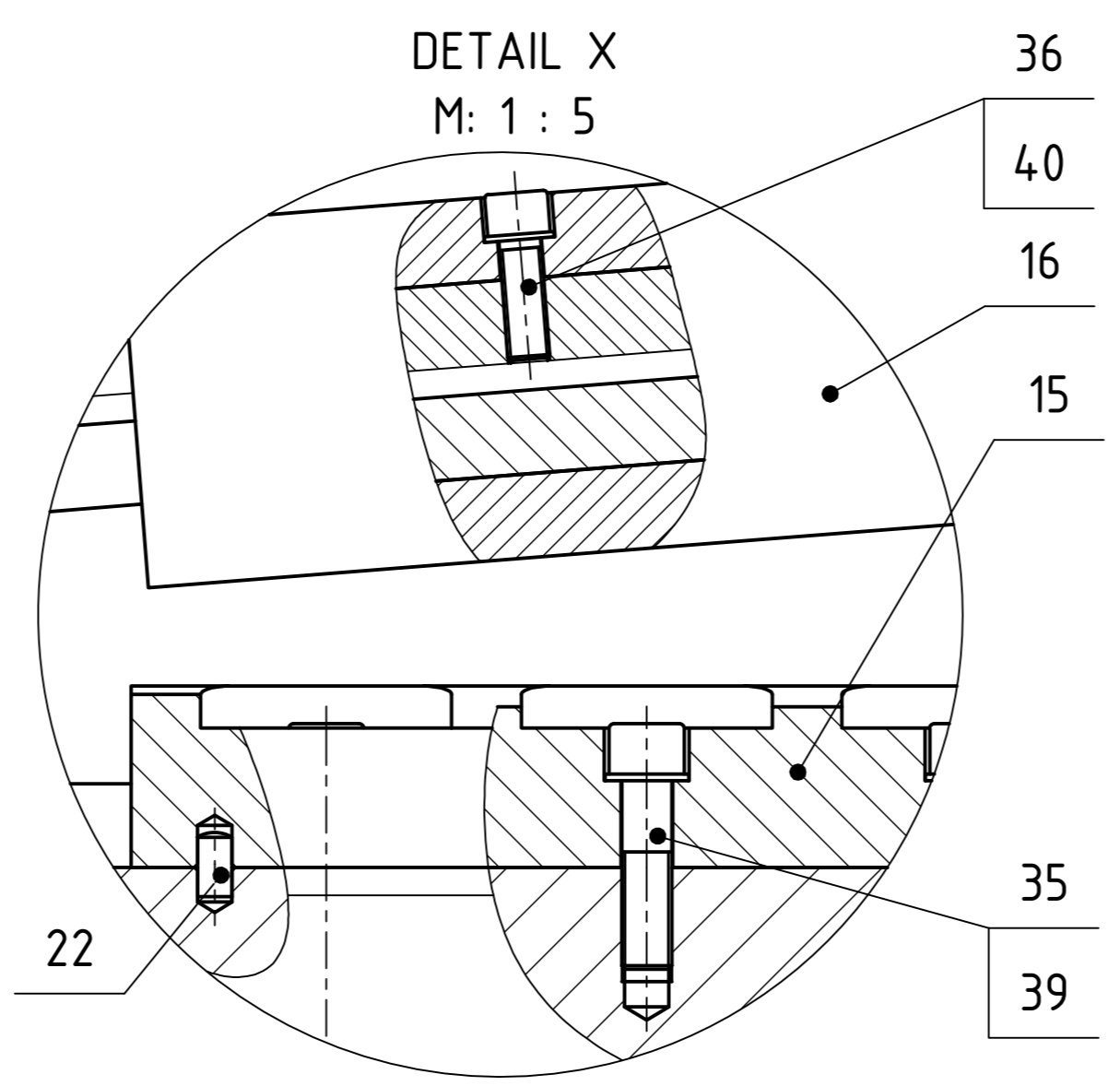
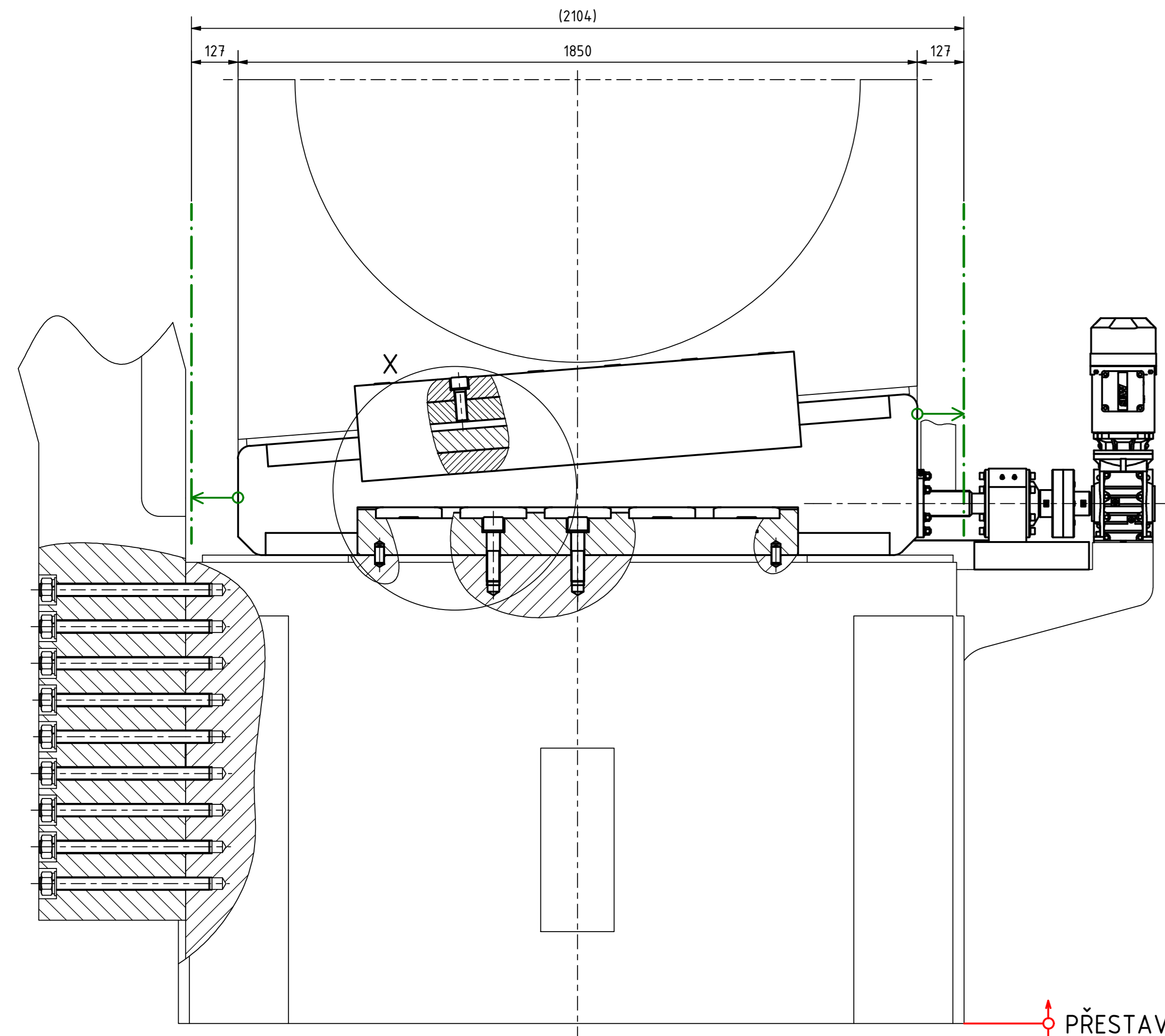
### **Tabulka kontaktů součástí sestavy pro MKP analýzu**

Tabulka 4: Tabulka kontaktů MKP analýzy

	Beran	Klín	Nos	Vyvažovací tyče	Víka vyvaž. tyčí	Příložky	Ložiskový domek	Víko domku	Vedení	Víka talířových pružin	Podložky svorníku	Matice	Bronzové desky	Ložiska	Výstředníková hřídel
Beran		X	X	X	X	X	X		X	X					
Klín	X					X					X	X	X		
Nos	X			X	X				X						
Vyvažovací tyče	X		X		X										
Víka vyvaž. tyčí	X		X	X											
Příložky	X	X													
Ložiskový domek	X							X							
Víko domku							X								
Vedení	X		X												
Víka talířových pružin	X														
Podložky svorníku		X													
Matice		X													
Bronzové desky		X													
Ložiska															X
Výstředníkový hřídel														X	

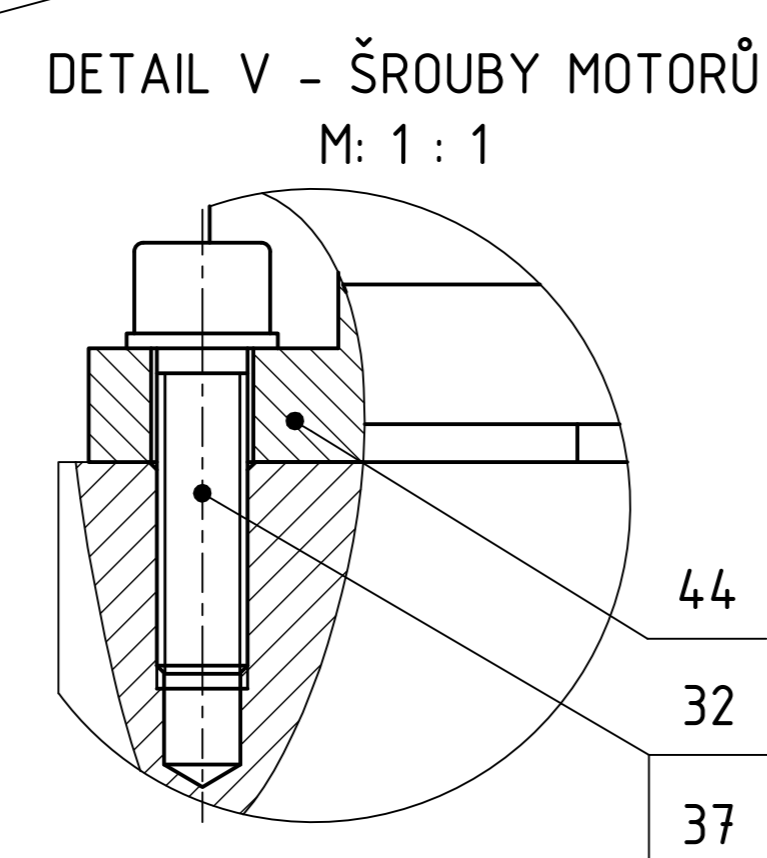
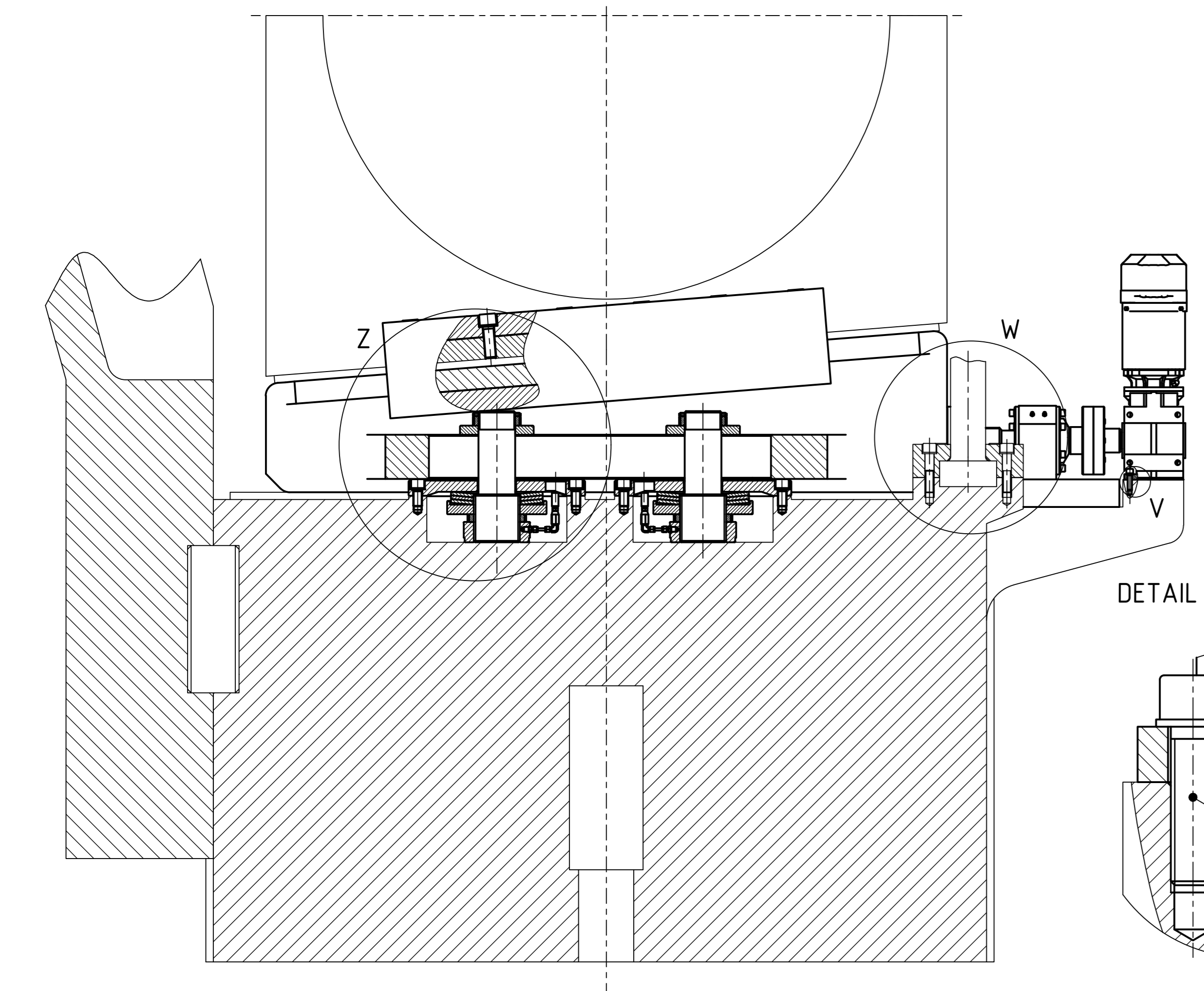
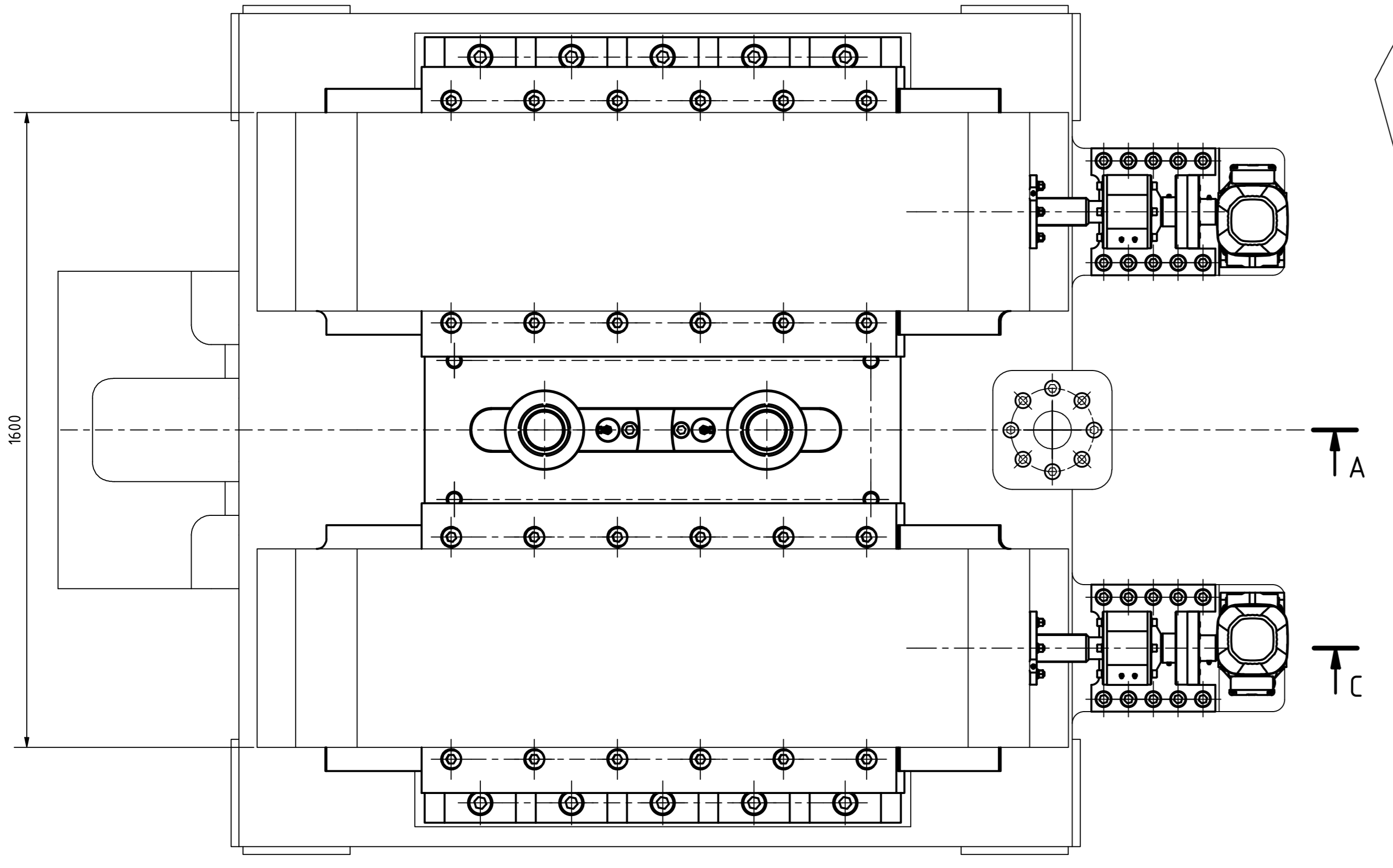
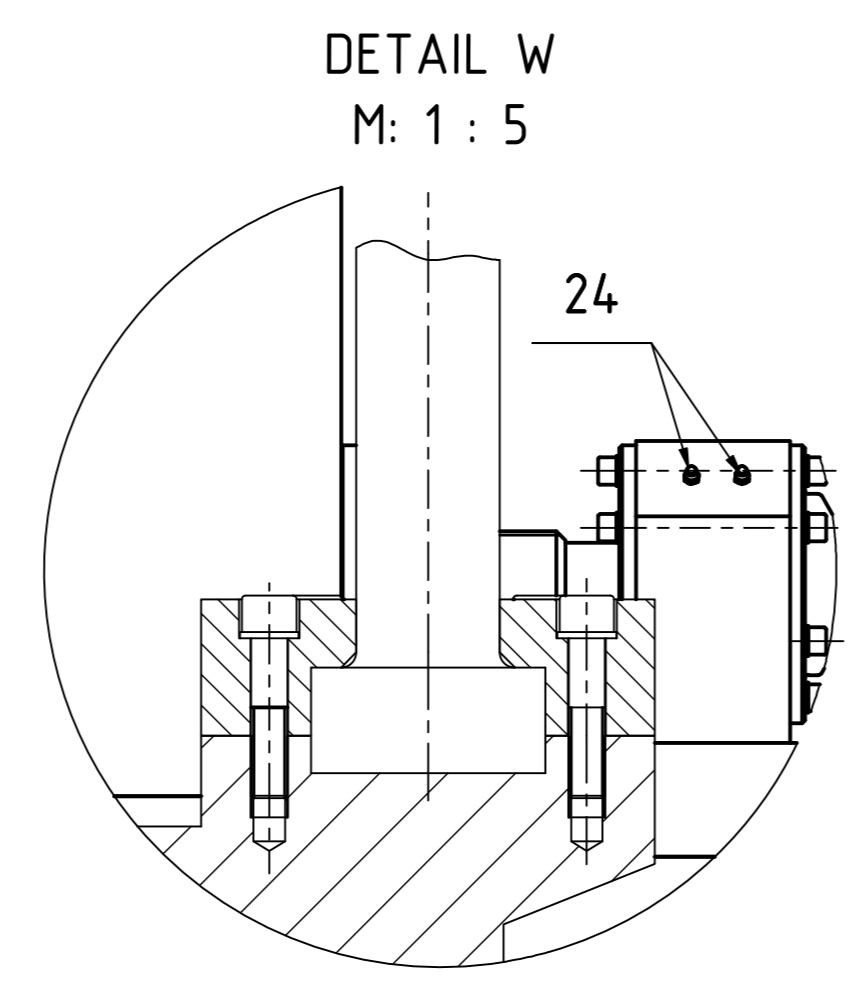
**Pozn.:** Síť kulisy byla spojena s ložisky, kluznými deskami a horními příložkami pomocí funkce Mesh Mating: Glue-Coincident (z důvodu zjednodušení úlohy). Ze stejného důvodu byla síť pera spojena s beranem a nosem (opět funkcí Mesh Mating: Glue-Coincident).





DETAIL Y  
M: 1 : 2

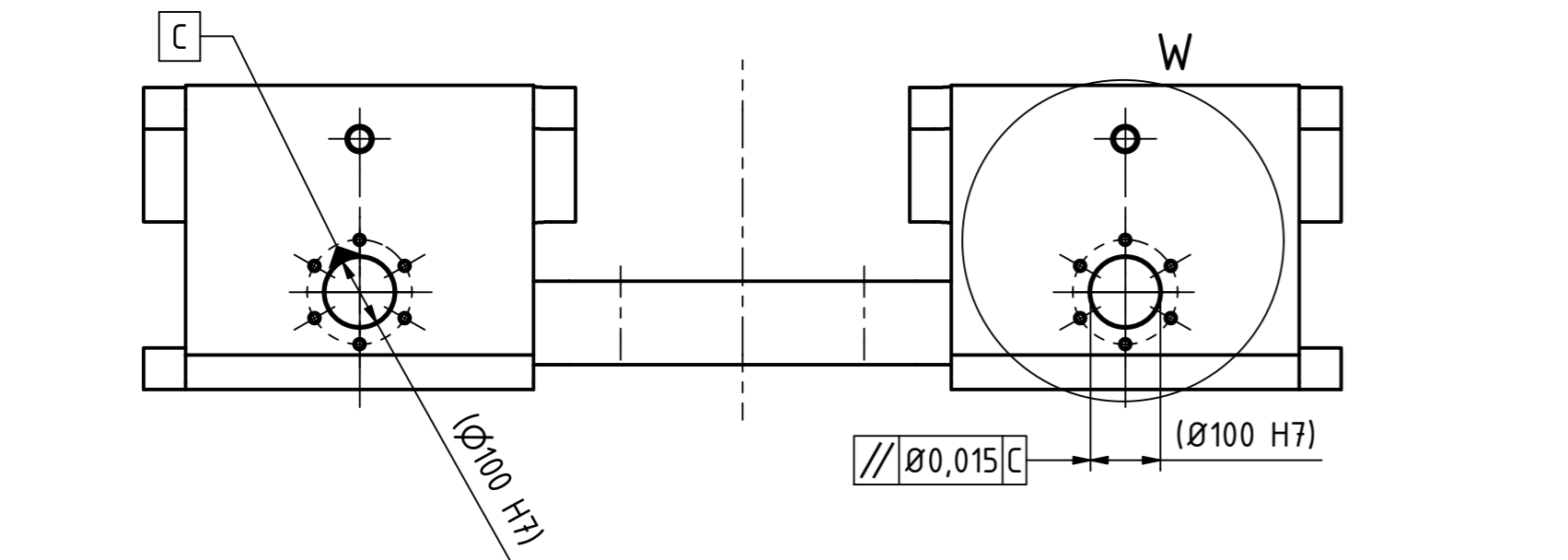
DETAIL Z  
M: 1 : 2



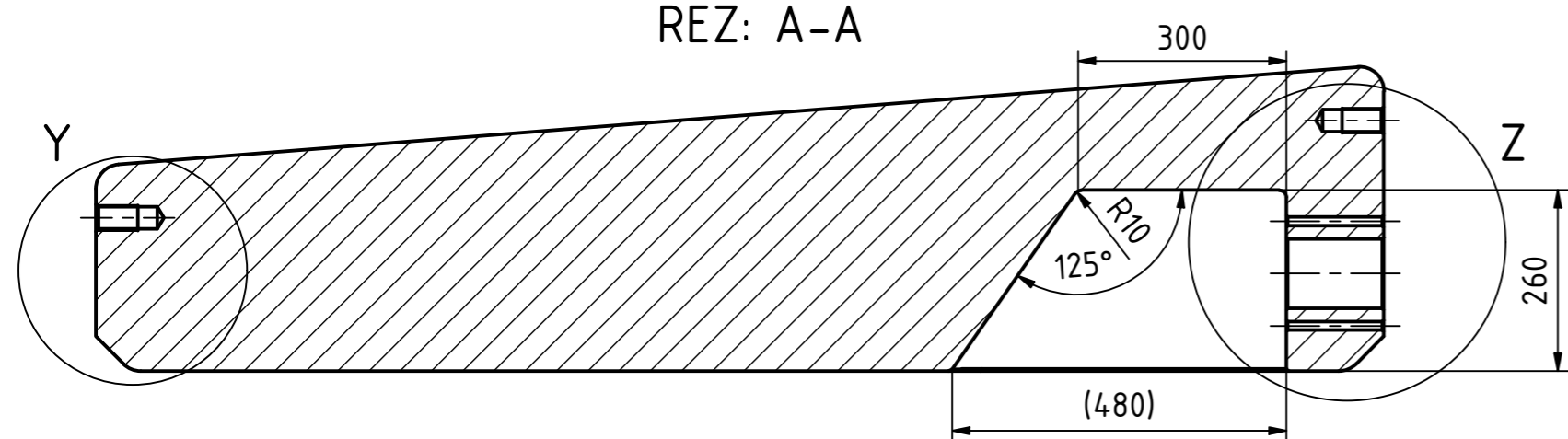
--- KRAJNÍ POLOHY KLÍNU  
--- HADICE  
Pozn.: TENKOU ČAROU JSOU ZNÁZORNĚNY PŘÍLEHLÉ KOMPONENTY PŘESTAVOVACÍHO MECH.

Poz	Název - označení	Norma - výkres	Polotovary	Materiál	KS
1	KLÍN - OBROBEK	PŘESTAV-01-00	ODLITEK		42 2661 1
2	MATICE KLÍNU - VNĚJŠÍ	PŘESTAV-02-00	Ø190 - 73 EN 12163		42 3018 2
3	MATICE KLÍNU - VNITŘNÍ	PŘESTAV-03-00	Ø190 - 73 EN 12163		42 3018 2
4	SVORNÍK	PŘESTAV-04-00	Ø130 - 360 ČSN 42 5510		11 500 2
5	VYMEZOVACÍ PODLOŽKA	PŘESTAV-05-00	Ø280 - 30 ČSN 42 5510		11 500 2
6	KRYT PRŮŽIN	PŘESTAV-06-00	Ø500 - 44 ČSN 42 5510		11 500 2
7	PODLOŽKA SVORNÍKU	PŘESTAV-07-00	Ø270 - 28 ČSN 42 5510		11 500 2
8	VÍKO LEVÉ	PŘESTAV-08-00	Ø190 - 20 ČSN 42 5510		11 500 2
9	POHYBOVÝ ŠROUB	PŘESTAV-09-00	Ø75 - 690 ČSN 42 5510		11 500.4 2
10	MATICE DLOUHÁ	PŘESTAV-10-00	Ø135 - 29 ČSN 42 5510		11 500 2
11	MATICE LOŽISKA	PŘESTAV-11-00	Ø70 - 51 ČSN 42 5510		11 500 2
12	KONTRA MAT. LOŽ.	PŘESTAV-12-00	Ø70 - 12 ČSN 42 5510		11 500 2
13	VÍKO PRAVÉ	PŘESTAV-13-00	Ø190 - 43 ČSN 42 5510		11 500 2
14	LOŽISKOVÝ DOMEK	PŘESTAV-14-00	4HR 330 - 280 ČSN EN 10059	S355J2	2
15	PŘÍLOŽKA BERANU	PŘESTAV-16-00	PLO 190x160-1210 ČSN 42 5522		11 500 2
16	PŘÍLOŽKA KULISY	PŘESTAV-17-00	PLO 280x170-1210 ČSN 42 5522		11 500 4
17	HYDR. MATICE	PŘESTAV-00-02	SESTAVA		2
18	SPDJKÁ	PŘESTAV-00-03	SESTAVA		2
19	PODLOŽKA 12	ČSN 02 1702			24
20	PODLOŽKA 36	ČSN 02 1702			18
21	PODLOŽKA 12	ČSN 02 1741			24
22	KOLÍK 25x50 A	ČSN 02 2150			24
23	PERO 12e7x8x56	ČSN 02 2562			2
24	MAZNICE MBx1	ČSN 02 7421			8
25	MATICE KM20	ČSN 02 3630			2
26	MATICE KM25	ČSN 02 3630			2
27	GUFERO - G 42x55x8 NBR	ČSN 02 9401			2
28	GUFERO - G 55x70x8 NBR	ČSN 02 9401			2
29	LOŽISKO SKF 52411				2
30	MATICE M 12	ISO 4032			24
31	ŠROUB M12x35	ISO 4762			24
32	ŠROUB M12x45	ISO 4762			8
33	ŠROUB M24x50	ISO 4762			16
34	ŠROUB M24x90	ISO 4762			20
35	ŠROUB M36x140	ISO 4762			10
36	ŠROUB M30x90	ISO 4762			24
37	POSLIŽKA 12	ISO 7092			32
38	PODLOŽKA 24	ISO 7092			36
39	PODLOŽKA 36	ISO 7092			10
40	PODLOŽKA 30	ISO 7092			24
41	ZÁVITOVÁ TÝČ M12 8.8	DIN 975			12
42	PRUŽINA B2500	DIN 2093			6
43	SEW S67DRL90L4/TF/ES75_B				1
44	SEW S67DRL90L4/TF/ES75_A				1

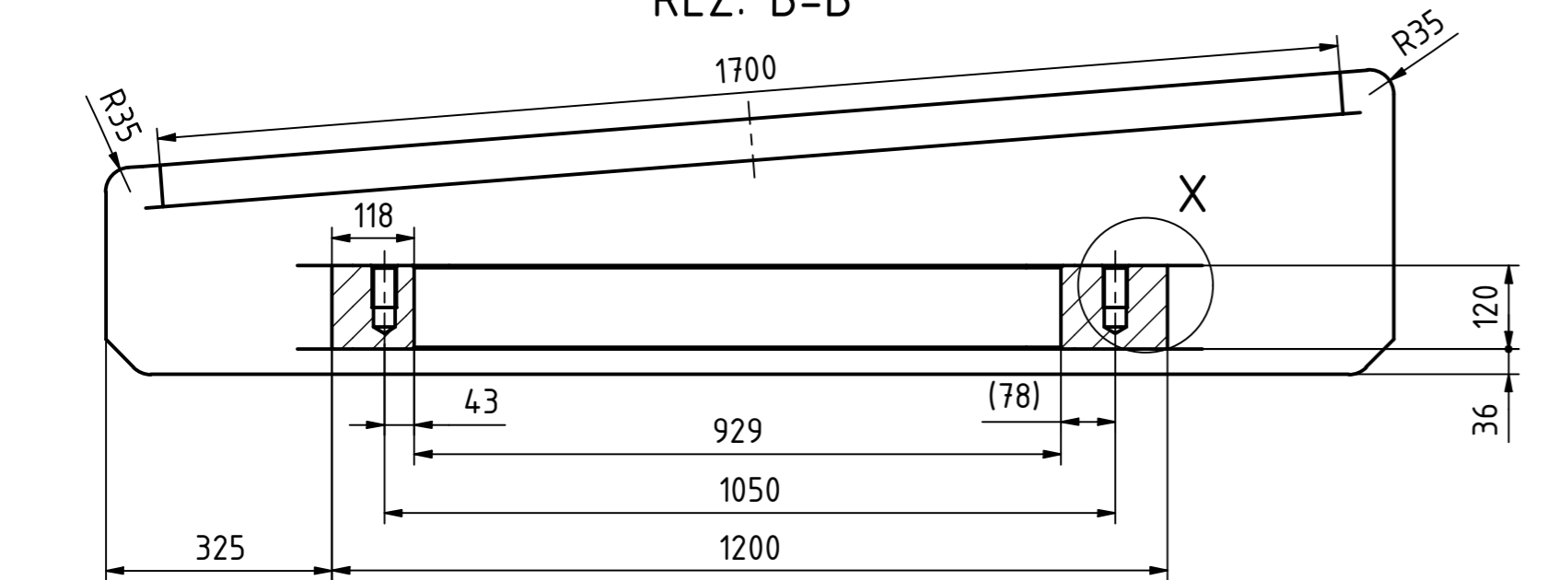




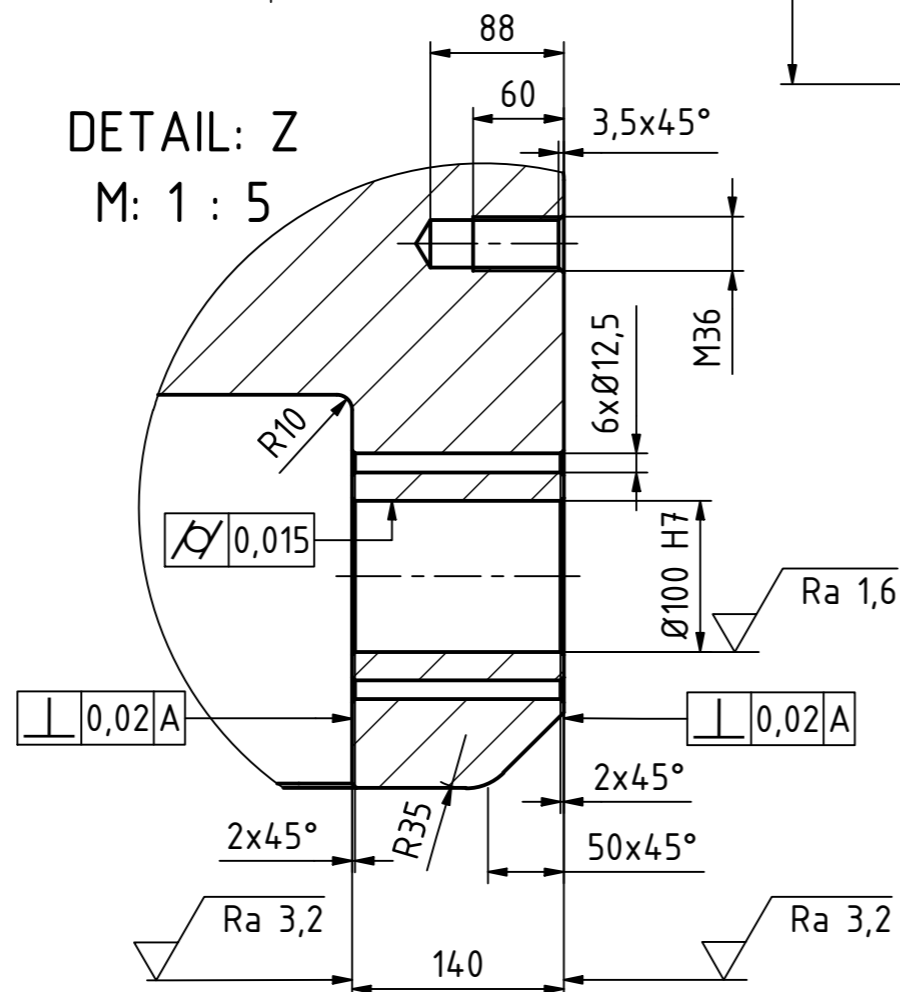
ŘEZ: A-A



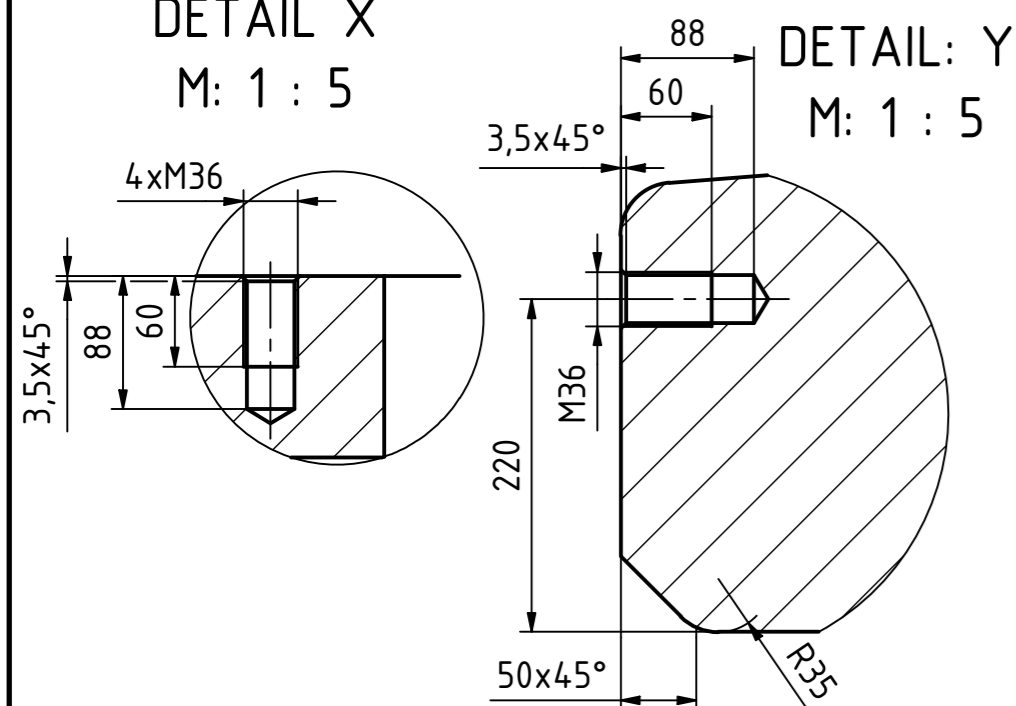
ŘEZ: B-B



DETAIL: Z  
M: 1 : 5

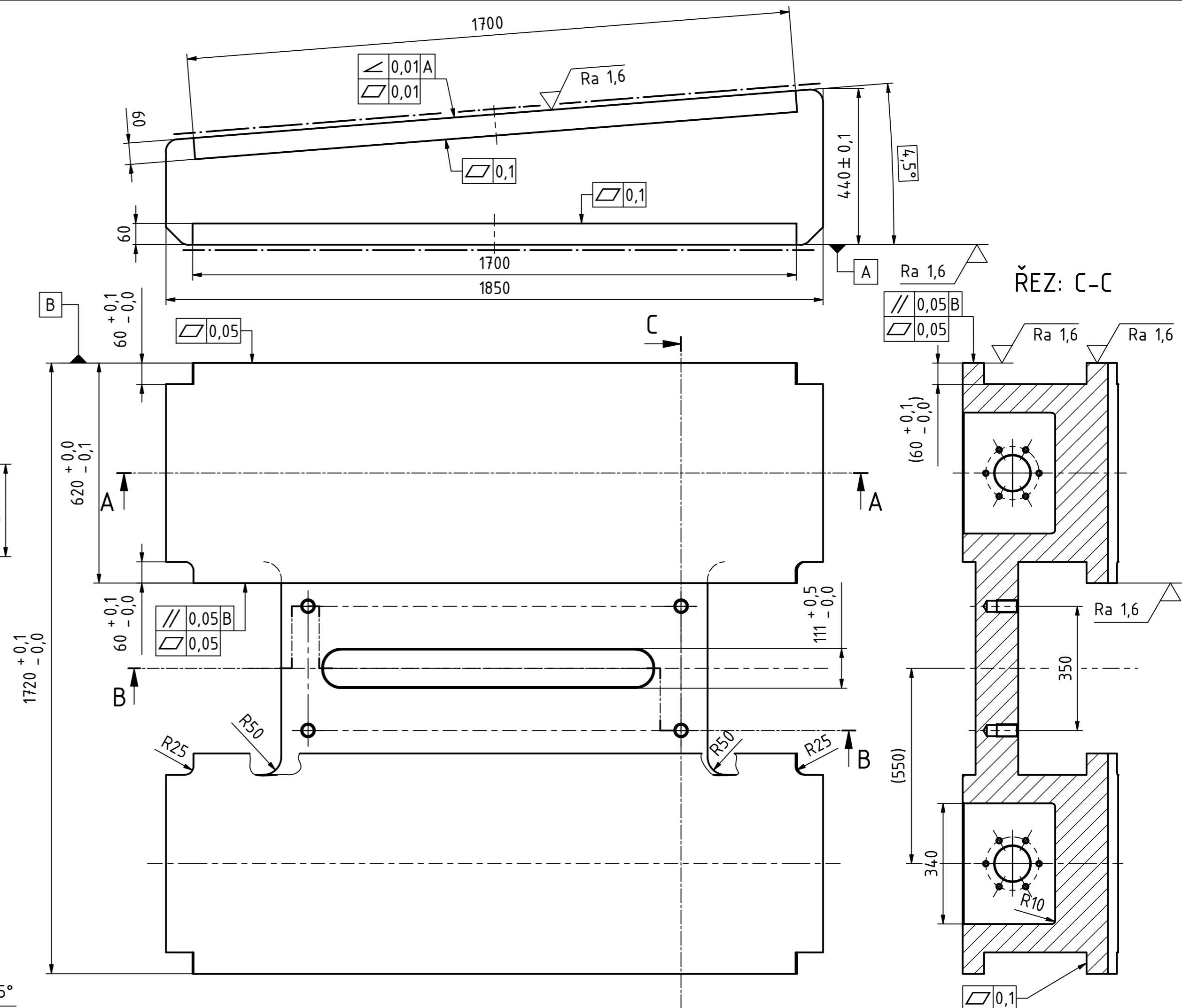
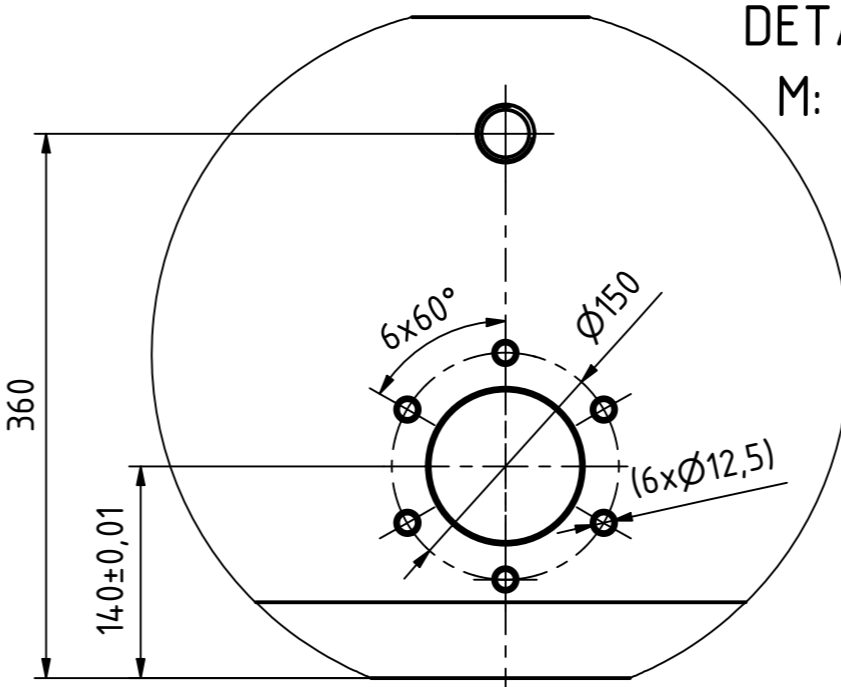


DETAIL X  
M: 1 : 5



DETAIL: Y  
M: 1 : 5

DETAIL: W  
M: 1 : 5



ŘEZ: C-C

POVRCHOVĚ KALENO NA 47 HRC  $\pm$  2 HRC

NEKÓTOVANÉ SRAŽENÍ 3x45°  
OBVODOVÉ HRANY SRAŽENY 3x45°

Textura povrchu Ra 6,3 (✓)	Hrany ISO 13715 -0,4 / +0,4	Měřítko 1:10	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 5 626	Tolerování ISO 8015
Polotovary ODLITEK	Materiál 42 2661	Formát A2	
Fakulta strojní Západočeské univerzity v Plzni	Kreslil V. Lazar Datum 23.6. 2020	Název KLÍN - OBROBEK	
KKS Katedra konstruování strojů	Schválil Datum Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	Číslo dokumentu PŘESTAV-01-00	