

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA STROJNÍ

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

# **BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Posuv hydraulického lisu pomocí dvouválce posuvu

Autor: **Tomáš HAJŠMAN**  
Vedoucí práce: **Ing. Miroslav DUNÍK**

Akademický rok 2012/2013

## Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Hajšman	Jméno Tomáš	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Duník	Jméno Miroslav	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtně- te
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Posuv hydraulického lisu pomocí dvouválce posuvu		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	36	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	33	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>Tato bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh posuvu hydraulického lisu pomocí dvouválce posuvu. Řešení je navrženo na základě rešerše typů hydraulických lisů a jejich posuvů. Všechny důležité parametry jsou podloženy výpočty. Práce obsahuje 3D model sestavy posuvu a výkresovou dokumentaci.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	hydraulický lis, posuv, dvouválec, hydromotor

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Hajšman	Name Tomáš	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Duník	Name Miroslav	
<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>	Double cylinder feed of hydraulic press		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	36	<b>TEXT PART</b>	33	<b>GRAPHICAL PART</b>	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This bachelor thesis contains an engineering design of double cylinder feed of hydraulic press. The solution is designed on the basic research of hydraulic presses types and their feeds. All the important parameters are supported by calculations. The thesis contains 3D model of a feed assembly and drawings.
<b>KEY WORDS</b>	hydraulic press, feed, double cylinder, hydraulic motor

# Obsah

<b>Přehled použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>3</b>
<b>Úvod.....</b>	<b>4</b>
<b>1 Hydraulické lisy .....</b>	<b>4</b>
1.1 Rozdělení hydraulických lisů .....	5
1.1.1 Podle celkového uspořádání .....	5
1.1.2 Podle pohonu .....	5
1.1.3 Podle použité technologie.....	6
1.1.4 Podle typu rámu .....	6
<b>2 Posuvy hydraulických lisů.....</b>	<b>7</b>
2.1 Posuv pomocí dvou hydromotorů.....	8
2.2 Posuv pomocí diferenciálního pístu .....	8
2.3 Posuv pomocí dvouválce .....	8
2.3.1 Návrh dvouválce posuvu .....	9
<b>3 Výpočty .....</b>	<b>10</b>
3.1 Návrh průměru plunžru .....	10
3.1.1 Hmotnost kovací desky .....	10
3.1.2 Hmotnost posuvové desky .....	10
3.1.3 Hmotnost spojovacího členu.....	10
3.1.4 Hmotnost dvouválce .....	10
3.1.5 Celková hmotnost posuvových hmot.....	10
3.1.6 Síla od hmot a třecí síla .....	10
3.1.7 Výpočet průměru plunžru .....	11
3.1.8 Kontrola síly hydromotoru .....	11
3.2 Návrh válce.....	11
3.2.1 Počáteční parametry .....	11
3.2.2 Výpočet.....	11
3.3 Návrh plunžru .....	12
3.3.1 Výpočet vnitřního průměru plunžru podle metody HMM .....	12
3.3.2 Výpočet vzpěru plunžru ve vysunutém stavu.....	12
3.3.3 Výpočet průhybu plunžru .....	13

3.4	Návrh spojovacího členu dvouválce.....	13
3.4.1	Výpočet tloušťky kšiltu .....	13
3.4.2	Kontrola kšiltu na tah .....	14
3.4.3	Výpočet šroubů .....	14
3.4.4	Utahovací moment šroubů.....	14
3.5	Návrh čepu pro spojení kšiltu se spojovacím členem.....	15
3.5.1	Kontrola čepu na smyk .....	16
3.6	Návrh čepu pro spojení plunžru s ložem posuvu.....	16
3.6.1	Kontrola čepu na smyk .....	18
3.7	Návrh posuvové desky.....	18
3.7.1	Výpočet a výpočtový model .....	18
3.7.2	Výpočet průhybu posuvové desky metodou MKP .....	19
3.8	Návrh lože posuvu .....	20
3.8.1	Výpočet momentu setrvačnosti a těžiště průřezu lože.....	20
3.8.2	Výpočet ohybového napětí lože.....	21
3.8.3	Pevnostní kontrola zděře .....	24
3.9	Návrh matice levého plunžru.....	25
3.9.1	Výpočet průměru konce plunžru.....	25
3.9.2	Maximální tahové napětí v závitech.....	25
3.9.3	Počet závitů matice .....	25
3.9.4	Minimální výška matice .....	25
3.9.5	Vnější průměr matice .....	26
3.9.6	Kontrola otláčení matice .....	26
3.9.7	Výpočet úhlu pootočení matice .....	26
3.10	Návrh konzole .....	27
3.10.1	Výpočet šroubových spojů .....	27
3.11	Vliv klopného momentu .....	28
3.11.1	Zjištění vlivu klopného momentu.....	29
<b>4</b>	<b>Montáž .....</b>	<b>30</b>
<b>5</b>	<b>Ekonomické a technicko-konstrukční zhodnocení .....</b>	<b>30</b>
	<b>Závěr.....</b>	<b>31</b>
	<b>Poděkování.....</b>	<b>32</b>
	<b>Seznam použitých pramenů a literatury .....</b>	<b>33</b>

## Přehled použitých zkratk a symbolů

$p$	tlak	[MPa]
$p_D$	dovolený tlak	[MPa]
$F$	síla	[N]
$V$	objem	[m <sup>3</sup> ]
$\rho$	měrná hmotnost	[kg/m <sup>3</sup> ]
$m$	hmotnost	[kg]
$l, L, d$	délka	[mm]
$R_m$	mez pevnosti	[MPa]
$f$	součinitel tření	[-]
$T$	třecí síla	[N]
$\lambda$	štíhlost	[-]
$\sigma_D$	dovolené tahové napětí	[MPa]
$\tau_D$	dovolené smykové napětí	[MPa]
$v$	průhyb	[mm]
$M$	moment	[Nmm]
$q$	spojité zatížení	[Nmm <sup>-1</sup> ]
$g$	gravitační zrychlení	[m/s <sup>-2</sup> ]
$E$	modul pružnosti v tahu	[MPa]
$W_O$	ohybový modul průřezu	[Nmm <sup>3</sup> ]
$I$	moment setrvačnosti	[Nmm <sup>4</sup> ]
$M_O$	ohybový moment	[Nm]
$n$	počet	[-]
$\varphi$	úhel natočení	[°rad]

# Úvod

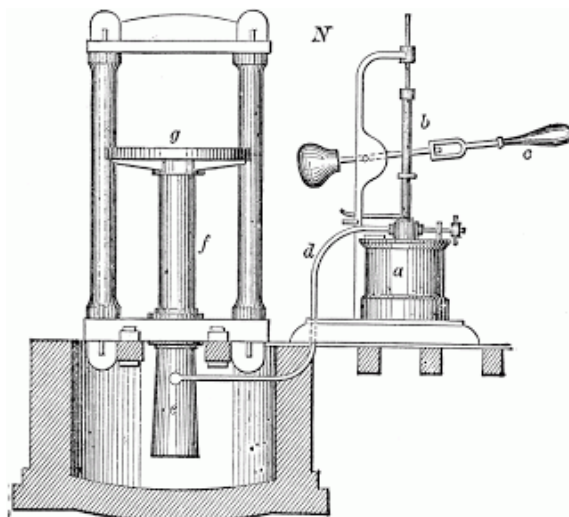
Když jsem se na konci druhého ročníku rozhodoval, na jaký obor se na katedře konstruování zapíši, vybral jsem si obor stavba výrobních strojů a strojních zařízení. Přestože jsem měl vždy blíž k dopravní technice, chtěl jsem poznat něco nového a rozšířit své znalosti o strojích, které nejsou v běžném životě k vidění. A při výběru tématu bakalářské práce mě zaujalo právě téma „Posuv hydraulického lisu pomocí dvouválce posuvu“, protože jsem se již v prvním ročníku seznámil z konstrukcí hydromotoru a chtěl jsem do této problematiky více nahlédnout.

Práce pojednává o řešení konstrukce a montáže posuvu hydraulického lisu pomocí dvouválce posuvu. Mým zadáním a cílem je navrhnout konstrukci posuvu a dvouválce posuvu pro ingoty s maximální hmotností 35 tun a zdvihem posuvu 4000 mm.

V úvodu práce provedu krátké rozdělení hydraulických lisů. Dále se zaměřím na rozdělení a problematiku posuvů, pokračovat budu návrhem konstrukce a pevnostními výpočty. V závěru práce popíši montáž celku a uvedu ekonomické a technicko-konstrukční zhodnocení práce.

## 1 Hydraulické lisy

Vývoj hydraulických lisů započal na konci 18. století, kdy si Angličan Joseph Bramah nechal patentovat hydraulický lis s ručním čerpadlem (Obr. 2.1). V konstrukci lisu využil Pascalova objevu, že se tlak v kapalině šíří rovnoměrně v celém objemu kapaliny. Velkou výhodou těchto lisů v tehdejší době bylo, že se daly snadno řídit na dálku. Tento způsob provedení hydraulických lisů zůstal zachován až do poloviny 19. století, kdy došlo k značnému rozvoji konstrukce hydraulických lisů. [2]



Obr. 2.1 - Bramahův hydraulický lis [3]

U hydraulických lisů je síla na beranu vyvozena převodem tlaku pracovní kapaliny z čerpadla nebo akumulátoru. Nespornou výhodou hydraulických lisů je, že pracovní síla výstupního členu je konstantní po celém zdvihu a jsou schopny dosáhnout pracovních sil v řádech sta MN. Lisy se vyznačují nízkou hlučností, velkou živostí stroje, snadnou údržbou a širokou technologickou použitelností. [1, 2]

Hydraulické lisy disponují velmi dobrou regulací rychlosti výstupního členu během zdvihu a také regulací zdvihu v kterémkoliv místě zdvihu. Tím pádem se zmenší velikost de-



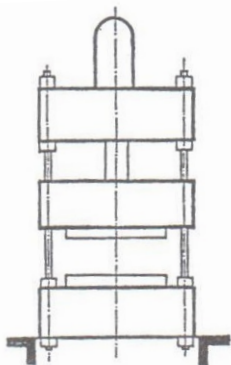
formace pracovního prostoru lisu. Proto nemusí mít hydraulické lisy tak velkou tuhost konstrukce jako klikové lisy. [1]

Dále je možné provést automatizaci celého pracovního cyklu. V poslední době se používá elektronicky řízená regulace velikosti tlaku a průtoku v kterémkoliv okamžiku - *integrated electronic control*. Použití hydrogenerátoru a řídicí elektronické karty vedlo ke zjednodušení celého hydraulického systému, pomocí něhož je možné vyrovnávat naklonění pohyblivé traverzy. Světovým trendem v dnešní době je zvyšování počtu zdvihů za minutu. Kovací lisy jsou schopné provést 80 až 120 zdvihů/min. [1]

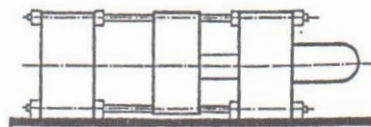
## 1.1 Rozdělení hydraulických lisů

### 1.1.1 Podle celkového uspořádání

- a) vertikální konstrukce (s horním nebo spodním pohonem)
- b) horizontální konstrukce



Obr. 2.3 - Vertikální [1]



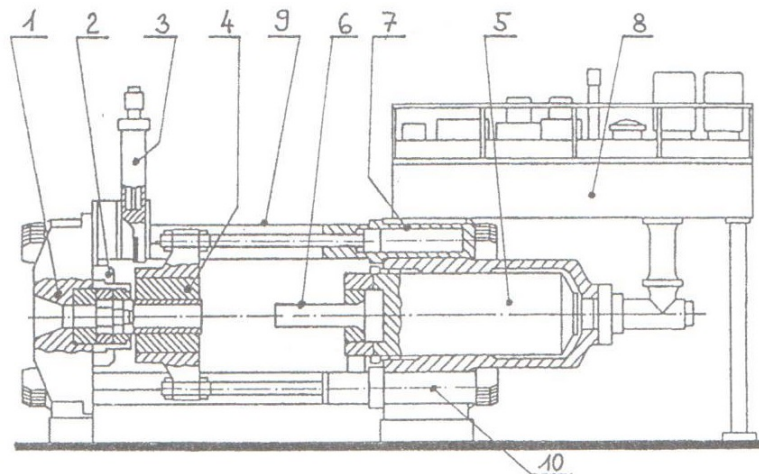
Obr. 2.2 - Horizontální [1]

### 1.1.2 Podle pohonu

- a) s přímým pohonem - pracovní kapalinou je hydraulický olej a tento typ pohonu volíme tehdy, pokud nám technologie na lisu umožní rovnoměrně odebírat výkon dodávaný čerpadlem [1]
- b) s akumulátorovým pohonem - pracovním médiem je emulze vody s olejem a v akumulátoru pracuje dusík nebo vzduch. Tento typ pohonu se používá u lisů, u nichž dochází k nerovnoměrnému odběru výkonu z čerpadla. Akumulátor má zajistit dodání výkonu v případě jeho nedostatku a zásobení výkonu v případě jeho přebytku. [1]
- c) s multiplikátorovým pohonem - rozšiřuje silové schopnosti akumulátorového pohonu. Pokud potřebujeme u nějaké operace na krátkou dobu zvýšit sílu lisu, multiplikátor znásobí sílu z akumulátoru. Lis musí být dimenzován na sílu multiplikátoru. [1]

### 1.1.3 Podle použité technologie

- a) kovací
- b) tažné
- c) vytlačovací - dělí se na přímé a nepřímé. U lisů s přímým vytlačováním se pohybuje razník (Obr. 2.4), u nepřímých kontejner s polotovarem. Kvalitnější výlisek vzniká při přímém vytlačování, protože materiál vytéká nejdříve z čistého jádra a struska s vměstkou zůstane v nedolisku. U nepřímého vytlačování se struska s vměstkou dostane i do výlisku. [2]
- d) dílenské
- e) razící
- f) na tváření plastů



Obr. 2.4 - Přímý horizontální vytlačovací lis [2]

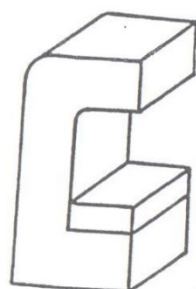
### 1.1.4 Podle typu rámu

Rám je jednou z nejdůležitějších součástí lisu, protože má vliv jak na bezpečnost, tak na rozměrovou a tvarovou přesnost. [1]

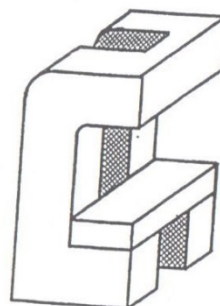
- 1) Přístupnost pracovního prostoru
  - a) otevřené - jednojohanové, dvoujohanové
  - b) uzavřené (Obr. 2.3) - stojanové, sloupové, příhradové
- 2) Výrobní technologie rámu
  - a) z jednoho kusu
  - b) rámy dělené
- 3) Použitý materiál
  - a) svařované
  - b) odlévané

Otevřené rámy mají tvar písmene "C", proto se nazývají C - rámy. Jejich tuhost je podstatně nižší než v případě uzavřených rámu. Při působení síly se celý rám otevírá a dochází k porušení souososti spodního a horního nástroje. Z tohoto důvodu se používají pro menší lisy. Výhodou je, že pracovní prostor je přístupný ze tří stran.

Uzavřené rámy disponují oproti otevřeným rámu větší tuhostí v poměru k hmotnosti, ale přístupnost je snížena na mezeru mezi sloupy lisu.



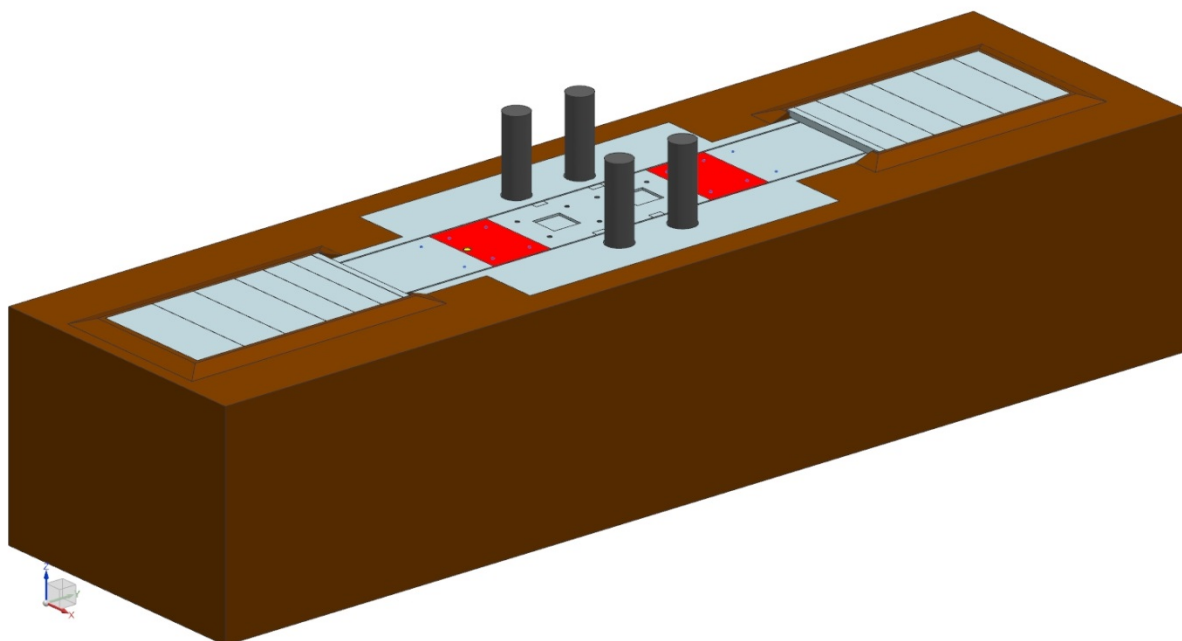
Obr. 2.5 - Jednostojanový C - rám [1]



Obr. 2.6 - Dvoustojanový C - rám [1]

## 2 Posuvy hydraulických lisů

Funkcí posuvu stolu je přemísťovat kovádla s ingotem v přímce pod pracovním beranem hydraulického lisu. Přestože je funkce posuvu vcelku primitivní, jedná se o složité konstrukční řešení, protože jsou na posuv kladeny vysoké nároky. Posuv musí být schopen pracovat pod zátěží několika desítek tun a odolávat znečištění od kování. U velkých lisů se používají dva posuvy, jeden v příčném a druhý v podélném směru. Častěji se používá jen jeden posuv (Obr. 3.1).



Obr. 3.1 - Pohled na sestavu posuvu lisu v hale

Stůl posuvu se buď odvaluje po válečcích, kdy dochází k čárovému styku, nebo se sune po kluzných pleších. V obou případech je nutné zajistit silné mazání dotykových ploch. Posuvový stůl je zarovnan s podlahou a skládá se z kovací a krycí desky. Kovací deska má za úkol nést kovádla, pro ně jsou v ní vybrány otvory. Dále musí být kovací deska snadno vyjímatelná. Z toho důvodu je spojena tvarovým spojem se spojovacím členem, který je navážen na krycí desku. Krycí deska kryje spodní část posuvu před nečistotami. Okolí lisu a posuvu je zakrytováno krycími plechy, které zároveň sbírají okuje z posuvové desky, která pod ně zájždí. Pod kovací a krycí deskou je lože hydraulického lisu a posuvu. K ložím jsou přišroubovány kluzné plechy, ve kterých jsou otvory pro přívod mazání zespod. Lože posuvu je spo-

jeno s ložem hydraulického lisu pomocí zděře a je uloženo na tyčových ložiscích. K loži posuvu je uchyceno srdce posuvu, hydromotor. Přehled používaných hydromotorů je zpracován níže.

## 2.1 Posuv pomocí dvou hydromotorů

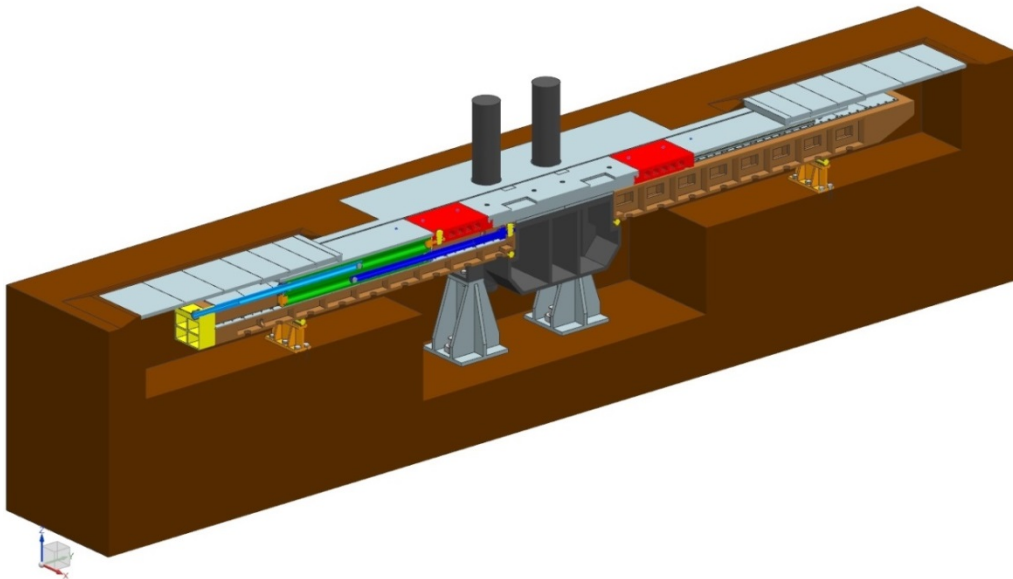
Tato varianta obsahuje dva hydromotory s plunžrem. Každý je usazen na opačné straně posuvu tak, že válec je pevně uložen na loži posuvu, plunžr je pomocí čepu spojen se stolem posuvu a pohybuje se. Práce obou hydromotorů musí být synchronizována. To znamená, že pokud pracuje jeden, druhý je v tu chvíli vypnutý, aby nedošlo ke střetu sil obou hydromotorů a zničení posuvu. Tato varianta se v praxi používá nejčastěji kvůli jednodušší konstrukci hydromotoru a rovnoměrnému zatížení konstrukce. Nevýhodou je, že hydromotor musí být uložen na každé straně, což zvyšuje nároky na využitý prostor a servis.

## 2.2 Posuv pomocí diferenciálního pístu

Jedná se o dvojčinný hydromotor. Uvnitř válce je píst s pístnicí a pracovní kapalina se přivádí buď do prostoru před píst, nebo do prostoru za píst, kde je i pístnice. Z toho vyplývá, že je hydromotor schopný práce ve dvou směrech, stačí tedy použít jen jeden hydromotor pro posuv stolu. To je také velkou výhodou tohoto řešení, protože pravá strana posuvu je daleko jednodušší na konstrukci. Hydromotor je nutné dimenzovat tak, aby plocha mezikruží pístu a pístnice při daném tlaku vykonala dostatečně velkou sílu pro pohyb posuvu. Jako u předešlého případu, hydromotor je pevně spojen s ložem posuvu. Pístnice je pohyblivá a je spojena se stolem posuvu pomocí čepu. Nerovnoměrné zatížení konstrukce, složitější utěsnění a namáhání pístnice na vzpěr, jsou nevýhody této varianty.

## 2.3 Posuv pomocí dvouválce

Znovu jde o dvojčinný hydromotor, ale konstrukce je velmi rozdílná. Jak již z názvu vyplývá, půjde o dva válce. Tyto válce jsou umístěny nad sebou v jednom těle a pracují v opačném směru. Proto musí být jejich chod synchronizován. Na rozdíl od předchozích řešení jsou plunžry pevně spojeny s ložem posuvu a válec se pohybuje společně se stolem posuvu.

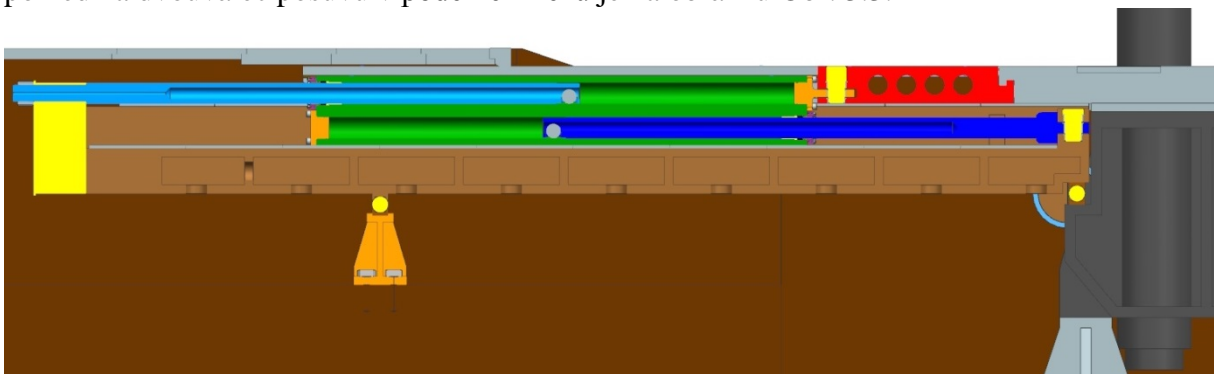


Obr. 3.2 - Sestava posuvu pomocí dvouválce v řezu

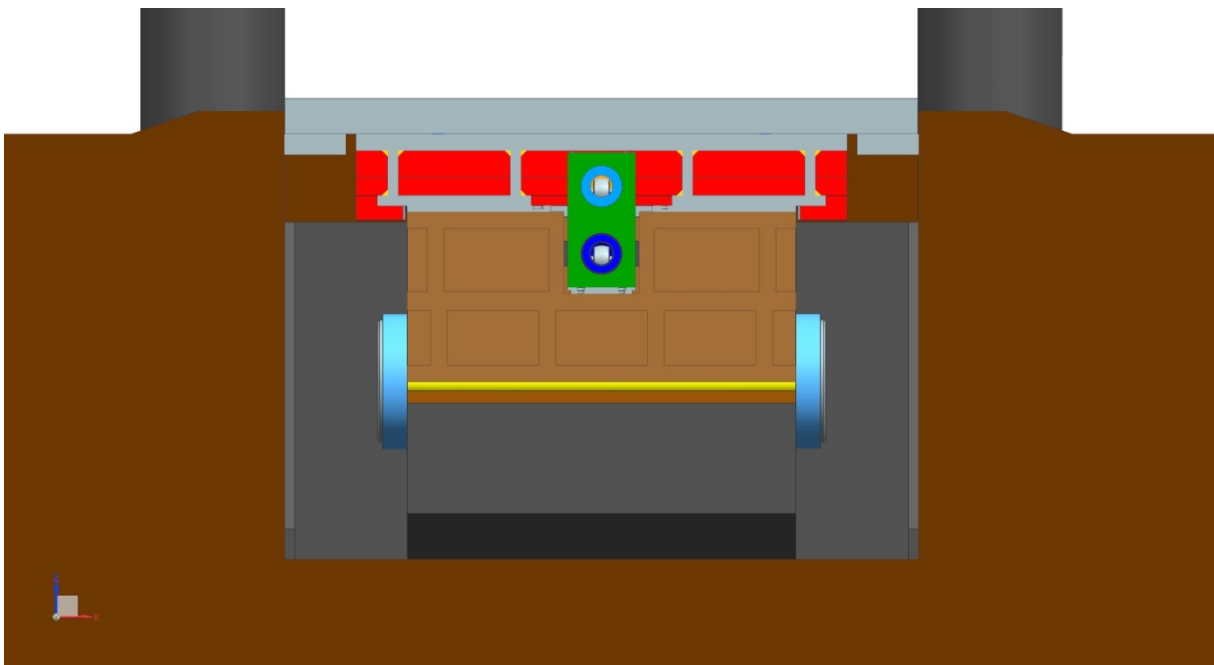
Výhody jsou stejné jako u diferenciálního pístu. K posuvu stačí jen jeden hydromotor a pravá strana posuvu je konstrukčně jednodušší. Odlitek válce je složitější na konstrukci a výrobu, je potřeba zajistit klopný moment od posuvových sil.

### 2.3.1 Návrh dvouválce posuvu

Nejdůležitější částí návrhu posuvu pomocí dvouválce posuvu je zajistit prostor pro pohyb hydromotoru. Lože na straně, kde se pohybuje hydromotor, má jiný tvar než lože na straně druhé. Je v něm mezera, ve které se hydromotor posouvá po kluzných pleších, a zároveň je v tomto prostoru veden (Obr. 3.4). Spojení hydromotoru se spojovacím členem (na obrázku Obr. 3.3 je červený) je provedeno čepovým spojem přes kšilt (výkres BP\_S10B0055P\_V01), který je přišroubován k hydromotoru a zároveň slouží jako víko válce. Spojení plunžrů s ložem je řešeno pro každý plunžr jinak. Spodní plunžr je uchycen k loži pomocí čepu. Horní plunžr má na konci závit a je spojený s konzolou pomocí matice. Detailní pohled na dvouválec posuvu v podélném řezu je na obrázku Obr. 3.3.



Obr. 3.3 - Podélný řez sestavou



Obr. 3.4 - Příčný řez sestavou

## 3 Výpočty

### Zadání:

Hmotnost ingotu:  $m_i = 35 t$

Hmotnost spodní části kovacího přístroje:  $m_p = 35 t$

Zdvih posuvu:  $L = 4000 mm$

Rozměry kovací desky (ŠxHxL):  $2400 \times 350 \times 4800 mm$

Pracovní tlak:  $p = 20 MPa$

Pracovní kapalina: emulze vody s olejem

### 3.1 Návrh průměru plunžru

#### 3.1.1 Hmotnost kovací desky

$$V_k = 2,4 \cdot 0,35 \cdot 4,8 = 4,032 m^3$$

$$\rho = 7850 kg \cdot m^{-3}$$

$$m_k = \rho \cdot V_k = 31\,652 kg$$

#### 3.1.2 Hmotnost posuvové desky

$$V_1 = 2,4 \cdot 5 \cdot 0,1 = 1,2 m^3$$

$$V_2 = 0,54 \cdot 0,05 \cdot 5 = 0,135 m^3$$

$$V_3 = 0,05 \cdot 0,5 \cdot 5 = 0,125 m^3$$

$$m_{pd} = \rho \cdot (V_1 + 4 \cdot V_2 + 2 \cdot V_3) = 7850 \cdot (1,2 + 0,54 + 0,25) = 15\,650 kg$$

#### 3.1.3 Hmotnost spojovacího členu

$$V_s = 2,4 \cdot 1,7 \cdot 0,35 = 1,428 m^3$$

$$m_s = \rho \cdot V_s = 7850 \cdot 1,428 = 11\,210 kg$$

#### 3.1.4 Hmotnost dvouválce

$$\emptyset D = 200 mm$$

$$L = 4000 mm$$

$$V_{pl} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 4 = 0,126 m^3$$

$$V_d = (0,7 \cdot 0,35 \cdot 4,5) - 2 \cdot V_{pl} = 1,1025 - 2 \cdot 0,126 = 0,8505 m^3$$

$$m_d = V_d \cdot \rho = 0,8505 \cdot 7850 = 6\,676 kg$$

#### 3.1.5 Celková hmotnost posuvových hmot

$$\begin{aligned} m_c &= m_k + 2 \cdot m_{pd} + 2 \cdot m_s + 2 \cdot m_d + m_i + m_p = \\ &= 31\,652 + 2 \cdot 15\,650 + 2 \cdot 11\,210 + 6\,676 + 35\,000 + 35\,000 = \\ &= 162\,048 kg \end{aligned}$$

#### 3.1.6 Síla od hmot a třecí síla

$$f \in < 0,2; 0,5 > \quad \text{Volíme } f = 0,35.$$

$$F = m_c \cdot g = 162\,048 \cdot 9,81 = 1\,589\,691 N$$

$$T = F \cdot f = 1\,589\,691 \cdot 0,35 = 556\,392 N$$

### 3.1.7 Výpočet průměru plunžru

$$p \geq \frac{F}{S} = \frac{T}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 556\,392}{\pi \cdot 20}}$$

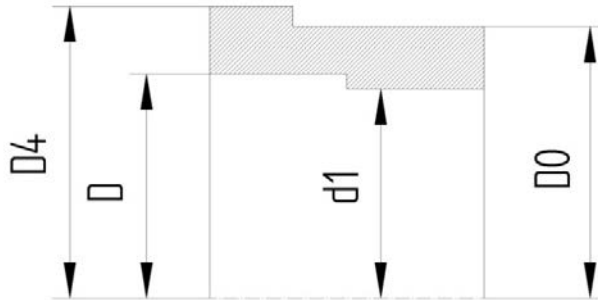
$D \geq 188,2 \text{ mm}$  Volíme velikost průměru plunžru  $\varnothing D = 200 \text{ mm}$  z tabulky plunžrových ucpávek.

### 3.1.8 Kontrola síly hydromotoru

$$F_p = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 20 \cdot \frac{\pi \cdot 200^2}{4} = 628\,319 \text{ N}$$

$F_p > T$  Vyhovuje.

## 3.2 Návrh válce



Obr. 4.1 - Rozměry pracovního válce

Materiál válce: 42 2643

### 3.2.1 Počáteční parametry

$p = 20 \text{ MPa}$	hydraulický tlak
$d_1 = 215 \text{ mm}$	průměr pouzdra
$R_m = 500 \text{ MPa}$	pevnost v tahu materiálu válce
$k = 5,6$	součinitel bezpečnosti litých válců
$d = 200 \text{ mm}$	průměr plunžru
$k_1 = 2,4$	součinitel pro volbu výšky příruby T
$R_{ot} = 80 \text{ MPa}$	namáhání na otláčení příruby

### 3.2.2 Výpočet

#### 3.2.2.1 Síla působící na plunžr

$$F = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot 20}{4} = \frac{\pi \cdot 200^2 \cdot 20}{4} = 628\,319 \text{ N}$$

#### 3.2.2.2 Dovolené napětí

$$R_D = \frac{R_m}{k} = \frac{500}{5,6} = 89,29 \text{ MPa}$$

### 3.2.2.3 Válcová část

$$D_0 = d_1 \cdot \sqrt{\frac{R_D + 0,4 \cdot p}{R_D - 1,3 \cdot p}} = 215 \cdot \sqrt{\frac{89,29 + 0,4 \cdot 20}{89,29 - 1,3 \cdot 20}} = 266,56 \text{ mm} \quad \text{Volíme } \varnothing D_0 = 270 \text{ mm.}$$

### 3.2.2.4 Tloušťka stěny válce

$$\gamma = \frac{D_0 - d_1}{2} = \frac{270 - 215}{2} = 27,5 \text{ mm}$$

### 3.2.2.5 Namáhání stěny válce tahem

$$R_T = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (D_0^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 628\,319}{\pi \cdot (270^2 - 215^2)} = 29,99 \text{ MPa}$$

### 3.2.2.6 Vnější průměr příruby

$$D_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot R_{ot}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 628\,319}{\pi \cdot 80}} = 329 \text{ mm} \quad \text{Volíme } 330 \text{ mm.}$$

## 3.3 Návrh plunžru

Z důvodu velkého průměru plunžru, což má nepříznivý vliv na hmotnost a setrvačné síly plunžru, volíme dutý plunžr.



Obr. 4.2 - Rozměry plunžru

Materiál plunžru: 13 141.6

### 3.3.1 Výpočet vnitřního průměru plunžru podle metody HMM

Osově napětí  $\sigma_o \neq 0$ , proto  $\kappa_{HMM} = \sqrt{\frac{\sigma_D}{\sigma_D - \sqrt{3} \cdot p}}$ .

$$\kappa_{HMM} = \sqrt{\frac{\sigma_D}{\sigma_D - \sqrt{3} \cdot p}} = \sqrt{\frac{80}{80 - \sqrt{3} \cdot 20}} = 1,328$$
$$\kappa_{HMM} = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow d_1 = \frac{d_2}{\kappa_{HMM}} = \frac{200}{1,328} = 150 \text{ mm}$$

Volíme vnitřní průměr  $\varnothing d_1 = 110 \text{ mm}$ .

### 3.3.2 Výpočet vzpěru plunžru ve vysunutém stavu

$$S = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (200^2 - 110^2)}{4} = 21\,912,6 \text{ mm}^2$$



$$J = \frac{\pi \cdot (d_2^4 - d_1^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (200^4 - 110^4)}{64} = 7,1353 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$\lambda = L \cdot \sqrt{\frac{S}{J}} = 4000 \cdot \sqrt{\frac{21\,912,6}{7,1353 \cdot 10^7}} = 70,1 \quad \text{skutečná štíhlost}$$

$$\lambda_{mez} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210\,000}{265}} = 88,44 \quad \text{mezní štíhlost}$$

Protože platí, že  $\lambda_{mez} > \lambda$ , provedeme výpočet podle Tetmajerovy-Jasinského rovnice.

$$\sigma_{kr} = 335 - 0,62 \cdot \lambda = 335 - 0,62 \cdot 70,1 = 291,54 \text{ MPa} \quad \text{kritické napětí}$$

$$F_D = \sigma_{kr} \cdot S = 291,54 \cdot 21\,912,6 = 6\,388\,335 \text{ N} \quad \text{dovolená síla}$$

$$F = 628\,319 \text{ N} \quad \text{síla plunžru}$$

$$F_D > F \quad \Rightarrow \quad \text{U plunžru nedojde ke vzpěru.}$$

### 3.3.3 Výpočet průhybu plunžru

$$q = \rho \cdot S \cdot L \cdot g = 7850 \cdot 21\,912,6 \cdot 4000 \cdot 9,81 = 1\,687,45 \text{ mm}^{-1} \quad \text{spojité zatížení}$$

$$v = \frac{q \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot J} = \frac{1\,687,45 \cdot 4000^4 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 210\,000 \cdot 7,1353 \cdot 10^7} = 3,6 \text{ mm}$$

Takový průhyb nevyhovuje, protože by se plunžr opíral o vnitřní stěnu válce. Proto jej musíme podepřít na konci kladkou.

$$v = \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot J} = \frac{5 \cdot 1\,687,45 \cdot 4000^4 \cdot 10^{-3}}{384 \cdot 210\,000 \cdot 7,1353 \cdot 10^7} = 0,374 \text{ mm}$$

Průhyb s kladkou již vyhovuje.

## 3.4 Návrh spojovacího členu dvouválce

Spojovací člen dvouválce má dvě důležité funkce. Jeho hlavní funkcí je zajistit spojení dvouválce se spojovacím členem posuvu. S tím je spojen pomocí čepu s kalenými pouzdry. Také zastává funkci víka dvouválce, které je utěsněno O-kroužkem. Spojení členu a dvouválce je řešeno pomocí šroubového spoje.

U spojovacího členu je třeba navrhnout tloušťku kšiltu, průměr šroubů a zkontrolovat kšilt na otláčení a tah.

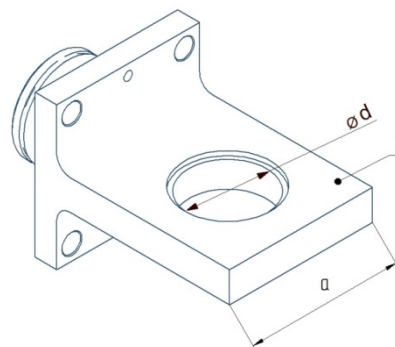
Materiál: 13 141.6

### 3.4.1 Výpočet tloušťky kšiltu

$$p_D \sim \sigma_D$$

$$p_D \geq \frac{F}{S} = \frac{F}{t \cdot d}$$

$$100 \geq \frac{628\,319}{t \cdot 180}$$



Obr. 4.3 - Rozměry kšiltu

$$t \geq \frac{628\,319}{160 \cdot 100} = 34,91 \text{ mm}$$

Volíme tloušťku kšiltu  $t = 70 \text{ mm}$ . Tím jsme zároveň zkontrolovali i otažení, protože jsme vycházeli ze vzorce pro výpočet otažení.

### 3.4.2 Kontrola kšiltu na tah

$$\sigma_D \geq \frac{F}{S} = \frac{F}{(a-d) \cdot t}$$

$$\sigma_D \geq \frac{628\,319}{(330-180) \cdot 70} = 59,84 \text{ MPa}$$

$$100 \geq 59,84 \Rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

### 3.4.3 Výpočet šroubů

Materiál: 14 341.7

$$n = 4$$

$$\sigma_D = 250 \text{ MPa}$$

Podmínka odlehnutí:  $\varphi = 0,4$

$$F_j = \frac{F \cdot (1 + \varphi)}{4} = \frac{628\,319 \cdot 1,4}{4} = 219\,912 \text{ N}$$

$$\sigma_D \geq \frac{F_j}{S_j}$$

$$S_j \geq \frac{F_j}{\sigma_D}$$

$$\frac{\pi \cdot d_{min}^2}{4} \geq \frac{F_j}{\sigma_D}$$

$$d_{min} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_j}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 219\,912}{\pi \cdot 250}} = 33,46 \text{ mm}$$

Volíme šrouby s válcovou hlavou se šestihranem M42x4.

### 3.4.4 Utahovací moment šroubů

$$f = 0,15$$

$$s = 63 \text{ mm}$$

$$d_2 = 39,402 \text{ mm}$$

$$d_o = 43 \text{ mm}$$

$$p = 4$$

$$M = M_H + M_Z$$

$$M_H = F_j \cdot f \cdot \frac{d_{str}}{2}$$

$$d_{str} = \frac{s + d_o}{2} = \frac{63 + 43}{2} = 53 \text{ mm}$$

$$M_H = 219\,912 \cdot 0,15 \cdot \frac{53}{2} = 874 \text{ Nm}$$

$$M_Z = F_j \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi)$$

$$\gamma = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{4}{\pi \cdot 39,402}\right) = 1,85$$

$$\varphi = \tan^{-1}(f) \tan^{-1}(0,15) = 8,53$$

$$M_z = 219\,912 \cdot \frac{39,402}{2} \cdot \tan(1,85 + 8,53) = 794 \text{ Nm}$$

$$M = M_H + M_z = 874 + 794 = 1\,668 \text{ Nm}$$

Šrouby je potřeba dotáhnout hydraulickým utahovákem.

### 3.5 Návrh čepu pro spojení kšiltu se spojovacím členem

Materiál: 11 600

$$\sigma_D = 80 \text{ MPa}$$

$$a = 140 \text{ mm}$$

$$b = 70 \text{ mm}$$

$$c = 70 \text{ mm}$$

$$d = 90 \text{ mm}$$

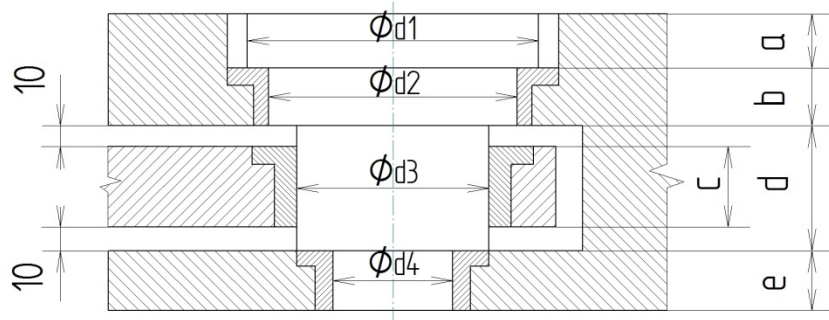
$$e = 50 \text{ mm}$$

$$d_1 = 190 \text{ mm}$$

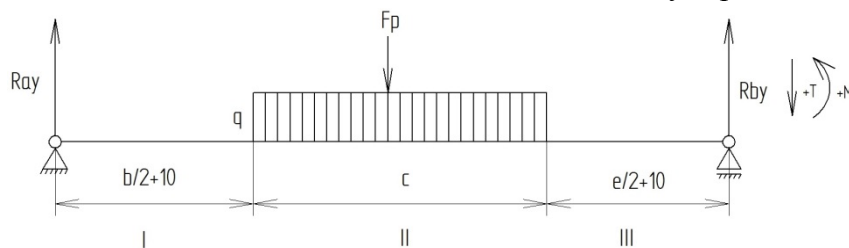
$$d_2 = 170 \text{ mm}$$

$$d_3 = 160 \text{ mm}$$

$$d_4 = 150 \text{ mm}$$



Obr. 4.4 - Rozměry čepu



Obr. 4.5 - Výpočtový model čepu

$$q = \frac{F_p}{c} = \frac{628\,319}{70} = 8\,976 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$y: Ra_y + Rb_y - q \cdot c = 0$$

$$Ma: q \cdot c \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2} + 10\right) - Rb_y \cdot \left(c + \frac{b}{2} + 10 + \frac{e}{2} + 10\right) = 0$$

$$Rb_y = \frac{q \cdot c \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2} + 10\right)}{c + \frac{b}{2} + 10 + \frac{e}{2} + 10} = \frac{8\,976 \cdot 70 \cdot \left(\frac{70}{2} + \frac{70}{2} + 10\right)}{70 + \frac{70}{2} + 10 + \frac{50}{2} + 10} = 437\,091 \text{ N}$$

$$Ra_y = q \cdot c - Rb_y = 8\,976 \cdot 70 - 437\,091 = 191\,227 \text{ N}$$

$$\text{I. } x \in \left\langle 0; \frac{e}{2} + 10 \right\rangle$$

$$M(x) = Rb_y \cdot x$$

$$M(0) = 0$$

$$M\left(\frac{e}{2} + 10\right) = 437\,091 \cdot 35 = 15,298 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\text{II. } x \in \left\langle \frac{e}{2} + 10; \frac{e}{2} + 10 + c \right\rangle$$

$$M(x) = Rb_y \cdot x - q \cdot \frac{(x - \frac{e}{2} - 10)^2}{2}$$

$$M(\frac{e}{2} + 10 + c) = 212\,520 \cdot 105 - 8976 \cdot \frac{(70)^2}{2} = 23,903 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Protože průběh momentu v duhém intervalu má tvar obrácené paraboly, je  $M_{2max}$  maximální, platí-li:  $0 = -Rb_y + q \cdot (x - \frac{e}{2} - 10)$ .

$$x = \frac{Rb_y}{q} + \frac{e}{2} + 10 = 83,7$$

$$M_{2max} = 212\,520 \cdot 83,7 - 8976 \cdot \frac{(83,7 - \frac{50}{2} - 10)^2}{2} = 25,94 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

III.  $x \in \langle \frac{e}{2} + 10 + c; \frac{e}{2} + 10 + c + \frac{b}{2} + 10 \rangle$

$$M(x) = Rb_y \cdot x - q \cdot c \cdot (x - \frac{c}{2} - \frac{e}{2} - 10)$$

$$M(\frac{e}{2} + 10 + c + \frac{b}{2} + 10) = 212\,520 \cdot 150 - 8976 \cdot 70 \cdot (80) = 15,298 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_{omax} = 25,94 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_0 = \frac{M_{omax}}{W_0}$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 160^3}{32} = 402\,123,9 \text{ Nmm}^3$$

$$\sigma_0 = \frac{25,94 \cdot 10^6}{402\,123,9} = 64,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D > \sigma_0 \quad \text{Vyhovuje.}$$

### 3.5.1 Kontrola čepu na smyk

$$\tau_D = 60 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_4^2}{4}} = \frac{628\,319}{\frac{\pi \cdot 150^2}{4}} = 35,55 \text{ MPa}$$

$$\tau_D > \tau \quad \text{Vyhovuje.}$$

### 3.6 Návrh čepu pro spojení plunžru s ložem posuvu

Materiál: 11 600

$$\sigma_D = 80 \text{ MPa}$$

$$a = 50 \text{ mm}$$

$$b = 70 \text{ mm}$$

$$c = 100 \text{ mm}$$

$$d = 120 \text{ mm}$$

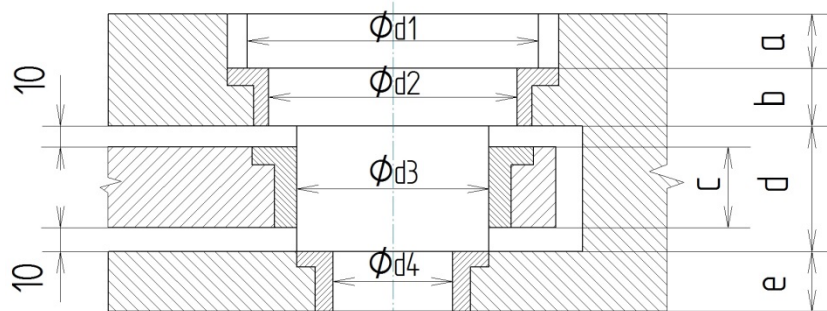
$$e = 70 \text{ mm}$$

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

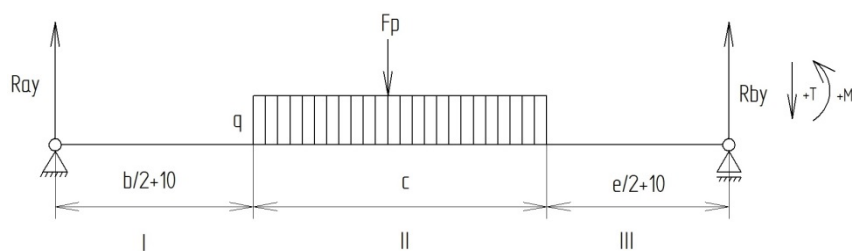
$$d_2 = 170 \text{ mm}$$

$$d_3 = 160 \text{ mm}$$

$$d_4 = 150 \text{ mm}$$



Obr. 4.6 - Rozměry čepu



Obr. 4.7 - Výpočtový model čepu

$$q = \frac{F_p}{c} = \frac{628\,319}{100} = 6\,283,16 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$y: R_{a_y} + R_{b_y} - q \cdot c = 0$$

$$Ma: q \cdot c \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2} + 10\right) - R_{b_y} \cdot \left(c + \frac{b}{2} + 10 + \frac{e}{2} + 10\right) = 0$$

$$R_{b_y} = \frac{q \cdot c \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2} + 10\right)}{c + \frac{b}{2} + 10 + \frac{e}{2} + 10} = \frac{6\,283,16 \cdot 100 \cdot \left(\frac{70}{2} + \frac{100}{2} + 10\right)}{100 + \frac{70}{2} + 10 + \frac{70}{2} + 10} = 314\,158 \text{ N}$$

$$R_{a_y} = q \cdot c - R_{b_y} = 6\,283,16 \cdot 100 - 314\,158 = 314\,158 \text{ N}$$

$$\text{I. } x \in \left\langle 0; \frac{e}{2} + 10 \right\rangle$$

$$M(x) = R_{b_y} \cdot x$$

$$M(0) = 0$$

$$M\left(\frac{e}{2} + 10\right) = 314\,158 \cdot 35 = 10,996 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\text{II. } x \in \left\langle \frac{e}{2} + 10; \frac{e}{2} + 10 + c \right\rangle$$

$$M(x) = R_{b_y} \cdot x - q \cdot \frac{\left(x - \frac{e}{2} - 10\right)^2}{2}$$

$$M\left(\frac{e}{2} + 10 + c\right) = 314\,158 \cdot 145 - 6283,16 \cdot \frac{(100)^2}{2} = 14,137 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Protože průběh momentu v duhém intervalu má tvar obrácené paraboly, je  $M_{2max}$  maximální, platí-li:  $0 = -R_{b_y} + q \cdot \left(x - \frac{e}{2} - 10\right)$ .

$$x = \frac{R_{b_y}}{q} + \frac{e}{2} + 10 = 95$$

$$M_{2max} = 314\,158 \cdot 95 - 6283,16 \cdot \frac{\left(95 - \frac{70}{2} - 10\right)^2}{2} = 21,99 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\text{III. } x \in \left\langle \frac{e}{2} + 10 + c; \frac{e}{2} + 10 + c + \frac{b}{2} + 10 \right\rangle$$

$$M(x) = R_{b_y} \cdot x - q \cdot c \cdot \left(x - \frac{c}{2} - \frac{e}{2} - 10\right)$$

$$M\left(\frac{e}{2} + 10 + c + \frac{b}{2} + 10\right) = 314\,158 \cdot 190 - 6283,16 \cdot 100 \cdot (95) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{omax} = 21,99 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_0 = \frac{M_{omax}}{W_0}$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 160^3}{32} = 402\,123,9 \text{ Nmm}^3$$

$$\sigma_0 = \frac{21,99 \cdot 10^6}{402\,123,9} = 54,68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D > \sigma_0 \quad \text{Vyhovuje.}$$

### 3.6.1 Kontrola čepu na smyk

$$\tau_D = 60 \text{ MPa}$$

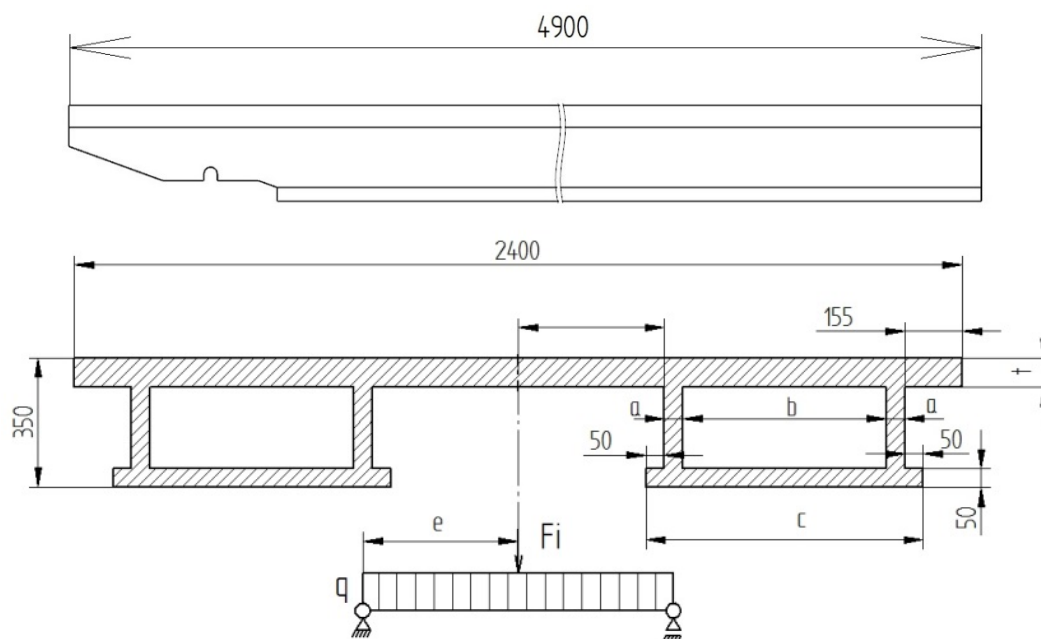
$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_4^2}{4}} = \frac{628\,319}{\frac{\pi \cdot 150^2}{4}} = 35,55 \text{ MPa}$$

$$\tau_D > \tau \quad \text{Vyhovuje.}$$

## 3.7 Návrh posuvové desky

Posuvová deska má zajistit krytí hydromotoru a také odkládací prostor. Musí být tedy dimenzována na zatížení od vlastní hmotnosti a hmotnosti ingotu.

### 3.7.1 Výpočet a výpočtový model



Obr. 4.8 - Výpočtový model posuvové desky

U výpočtového modelu uvažujeme nejhorší možný způsob odložení ingotu, tedy že jeho osa bude rovnoběžná s osou desky a bude ležet přesně uprostřed. Výpočtový nosník uvažujeme jako na obrázku Obr. 4.8.

$$a = 50 \text{ mm}$$

$$b = 550 \text{ mm}$$

$$c = 750 \text{ mm}$$

$$e = 420 \text{ mm}$$

$$t = 80 \text{ mm}$$

### 3.7.1.1 Výpočet průhybu od vlastní hmotnosti

Materiál: 11 523.1

$$m = 11\,413\text{ kg}$$

$$l = 2 \cdot e = 840\text{ mm}$$

$$B = 4900\text{ mm}$$

$$H = t = 80\text{ mm}$$

$$q = \frac{m \cdot g}{l} = \frac{11\,413 \cdot 9,81}{840} = 133,3\text{ Nmm}^{-1}$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot B \cdot H^3 = \frac{1}{12} \cdot 4900 \cdot 80^3 = 209,1 \cdot 10^6\text{ Nmm}^4$$

$$y_m = \frac{5}{384} \cdot \frac{q \cdot l^4}{E \cdot I} = \frac{5}{384} \cdot \frac{133,3 \cdot 840^4}{2 \cdot 10^5 \cdot 209,1 \cdot 10^6} = 0,02\text{ mm}$$

### 3.7.1.2 Výpočet hmotnosti od položeného ingotu

$$m_i = 35\,000\text{ kg}$$

$$F_i = m_i \cdot g = 35\,000 \cdot 9,81 = 343\,350\text{ N}$$

$$y_i = \frac{1}{48} \cdot \frac{F_i \cdot l^3}{E \cdot I} = \frac{1}{48} \cdot \frac{343\,350 \cdot 840^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 209,1 \cdot 10^6} = 0,097\text{ mm}$$

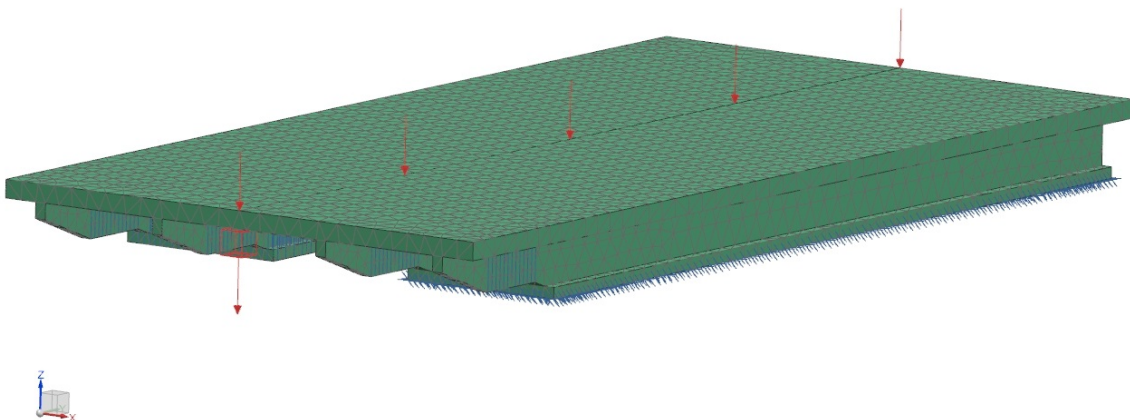
### 3.7.1.3 Průhyb posuvové desky

$$y = y_i + y_m = 0,097 + 0,02 = 0,117\text{ mm}$$

Maximální dovolený průhyb je 0,5 mm, proto výsledný průhyb vyhovuje.

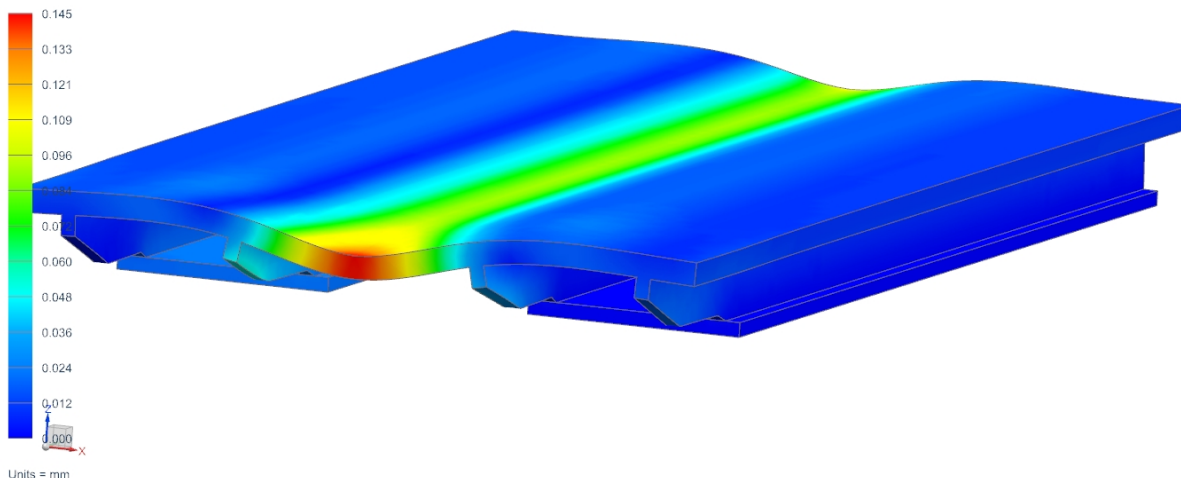
## 3.7.2 Výpočet průhybu posuvové desky metodou MKP

Výpočtový model je zobrazen na obrázku Obr. 4.9. Postrádá detaily v podobě děr na nosná oka jeřábu a uložení opěrných válečků. Model je ukotven tak, že pravá kluzná plocha desky nemá žádný stupeň volnosti. Levá kluzná plocha a opěrné plochy válečků mají zakázaný pohyb pouze ve směru osy z. Model je zatížen gravitační silou a silou od hmotnosti ingotu, který má s posuvovou deskou čárový styk. 3D síť tvoří čtyřhrany s velikostí prvku 100 mm. Model byl proveden v programu NX a výpočet pomocí NX NASTRAN.



Obr. 4.9 - Výpočtový model posuvové desky

posuvova\_deska\_fem1\_sim1 : Solution Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Displacement - Nodal, Magnitude  
 Min : 0.000, Max : 0.145, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 4.10 - Výsledek metody MKP

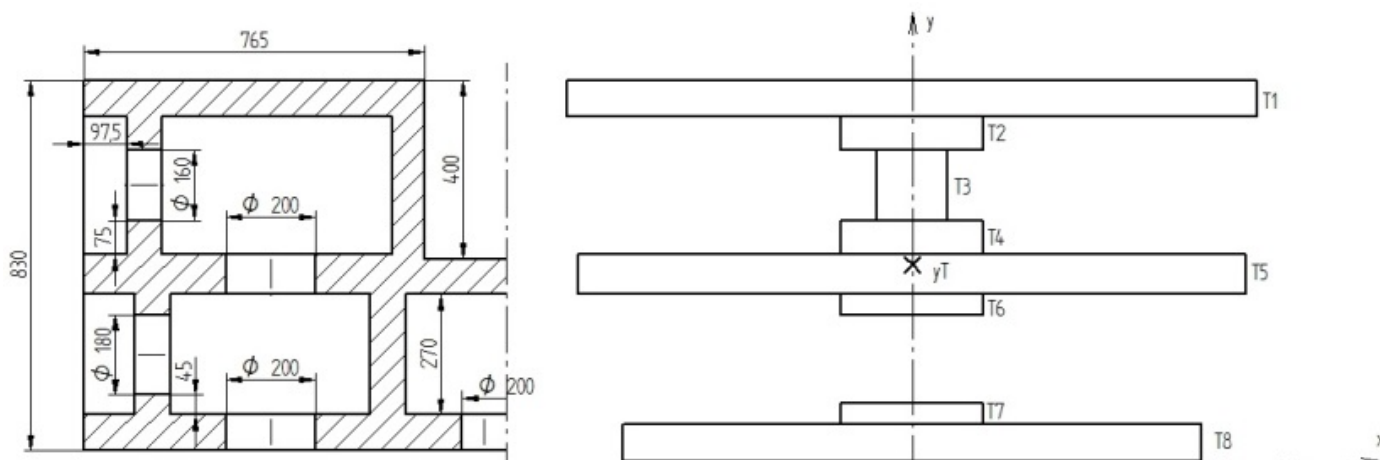
Výsledný maximální průhyb desky činí  $y = 0,145 \text{ mm}$  (Obr. 4.10). Tento průhyb je na konci desky a je větší než vypočítaný, protože výpočet pomocí MKP počítá i s pohybem desky do stran. To u výpočtového modelu nelze zajistit. Pokud vybereme hodnoty uprostřed desky, průhyb se pohybuje okolo hodnoty  $y = 0,1 \text{ mm}$ . Tato hodnota se již blíží výsledkům výpočtového modelu.

Závěr je tedy takový, že výsledky obou metod se téměř shodují a průhyb desky vyhovuje zadané maximální hodnotě 0,5 mm.

### 3.8 Návrh lože posuvu

Lože posuvu má několik funkcí. Musí zajistit podporu pro stůl a hydromotor, zároveň jsou s ním spojeny plunžry hydromotoru. Působí na něj zatížení od hmotností jednotlivých členů a posuvové síly.

#### 3.8.1 Výpočet momentu setrvačnosti a těžiště průřezu lože



Obr. 4.11 - Průřez ložem a momentové plochy



K výpočtu momentu setrvačnosti využijeme Steinerovy věty. Na obrázku Obr. 4.11 je zobrazen průřez lože a obdélníky představují jednotlivé plochy průřezu. Všechny stěny mají tloušťku  $t = 80 \text{ mm}$ . V tabulce Tab. 4.1 jsou zobrazeny výsledky jednotlivých výpočtů. Legenda je umístěna pod tabulkou.

Tab. 4.1 - Výsledky výpočtů

	B [mm]	H [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$y_{Ti}$ [mm]	$I_i$ [mm <sup>4</sup> ]	$c_i$ [mm]	$S_i \cdot c_i^2$ [mm <sup>4</sup> ]
1	1550	80	124 000	790	6,61E+07	348,60	1,51E+10
2	320	75	24 000	712,5	1,13E+07	271,10	1,76E+09
3	160	160	25 600	595	5,46E+07	153,60	6,04E+08
4	320	75	24 000	477,5	1,13E+07	36,10	3,13E+07
5	1500	90	135 000	395	9,11E+07	46,40	2,91E+08
6	320	45	14 400	327,5	2,43E+06	113,90	1,87E+08
7	320	45	14 400	102,5	2,43E+06	338,90	1,65E+09
8	1300	80	104 000	40	5,55E+07	401,40	1,68E+10
$\Sigma$			465 400		2,95E+08		3,64E+10

#### Legenda:

$B$  - šířka plochy

$H$  - výška plochy

$S$  - obsah plochy

$y_{Ti}$  - vzdálenost těžiště plochy od osy  $x$

$I$  - moment setrvačnosti plochy k těžišti plochy

$c_i$  - vzdálenost těžiště plochy od těžiště průřezu

$S_i \cdot c_i^2$  - Steinerova věta

$$y_T = \frac{\sum S_i \cdot y_{Ti}}{\sum S_i} = 441,4 \text{ mm}$$

$$I = \sum I_i + \sum S_i \cdot c_i^2 = 2,95 \cdot 10^8 + 3,64 \cdot 10^{10} = 3,67 \cdot 10^{10} \text{ Nmm}^4$$

### 3.8.2 Výpočet ohybového napětí lože

Lože posuvu bude namáháno na ohyb od hmotnosti jednotlivých členů a sil hydromotoru. Tuto kapitolu je potřeba rozdělit na dvě části. V první části bude uveden výpočet při působení levého plunžru, v druhé části pravého. Všechny hodnoty a výpočty shodné u obou částí jsou uvedeny již v této kapitole. Celková hmotnost počítá s nejhorsím možným případem, kdy je kovací deska s kovadly a ingotem jednou polovinou nad ložem. To znamená, že celková hmotnost se skládá z hmotnosti hydromotoru, posuvové desky, lože posuvu, plunžrů a hmotnosti poloviny kovací desky, kovadel a ingotu.

Materiál: 42 2303

$F = 628\,319 \text{ N}$

$m_c = 122\,434 \text{ kg}$

$l = 9950 \text{ mm}$

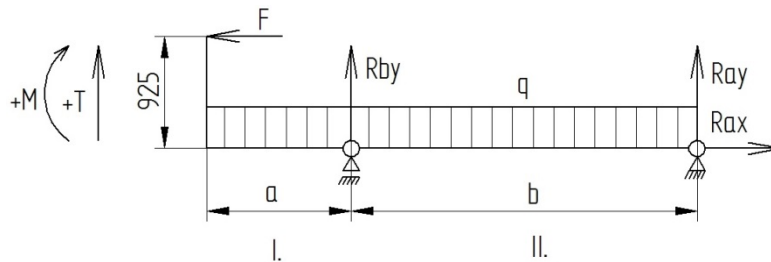
$\sigma_D = 80 \text{ MPa}$

$$q = \frac{m_c \cdot g}{l} = \frac{122\,434 \cdot 9,81}{9950} = 120,71 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$W_{otah} = \frac{I}{830 - y_T} = \frac{3,67 \cdot 10^{10}}{830 - 441,4} = 94\,441\,585 \text{ Nmm}^3$$

$$W_{otlak} = \frac{I}{y_T} = \frac{3,67 \cdot 10^{10}}{441,4} = 83\,144\,540 \text{ Nmm}^3$$

### 3.8.2.1 Výpočet ohybového napětí při práci levého plunžru



Obr. 4.12- Výpočtový model 1

$$x: Ra_x - F = 0$$

$$y: Ra_y + Rb_y - q \cdot l = 0$$

$$Ma: F \cdot 925 - Rb_y \cdot 6750 + q \cdot \frac{l^2}{2} = 0$$

---


$$Rb_y = \frac{F \cdot 925 + q \cdot \frac{l^2}{2}}{6750} = \frac{628\,319 \cdot 925 + 120,71 \cdot \frac{9950^2}{2}}{6750} = 971,3 \text{ kN}$$

$$Ra_y = q \cdot l - Rb_y = 1\,201\,071 - 971,3 = 229,8 \text{ kN}$$


---

**I.**  $x \in < 0; a >$

$$M(x) = -F \cdot 925 - q \cdot \frac{x^2}{2}$$

$$M(0) = -F \cdot 925 = -581,2 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M(a) = -F \cdot 925 - q \cdot \frac{a^2}{2} = -1199,2 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Průběh momentu (Obr. 4.13) v prvním intervalu má tvar obrácené paraboly a postupujeme zleva, je moment  $M_{1max} = M(a)$ .

---

**II.**  $x \in < a; a + b >$

$$M(x) = -F \cdot 925 - q \cdot \frac{x^2}{2} + Rb_y \cdot (x - a)$$

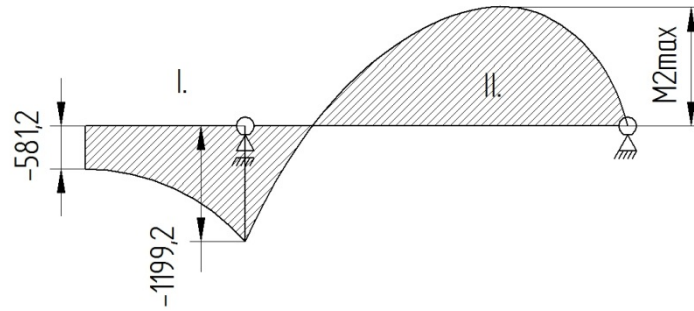
$$M(a + b) = -F \cdot 925 - q \cdot \frac{(a + b)^2}{2} + Rb_y \cdot b = -0,22 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Protože průběh momentu (Obr. 4.13) v druhém intervalu má také tvar obrácené paraboly, je  $M_{2max}$  maximální, platí-li:  $0 = Rb_y - q \cdot x$ .

$$x = \frac{Rb_y}{q} = 8046,5 \text{ mm}$$

$$M_{2max} = -628\,319 \cdot 925 - 120,71 \cdot \frac{(8046,5)^2}{2} + 971\,300 \cdot 8046,5 = 3326,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$


---



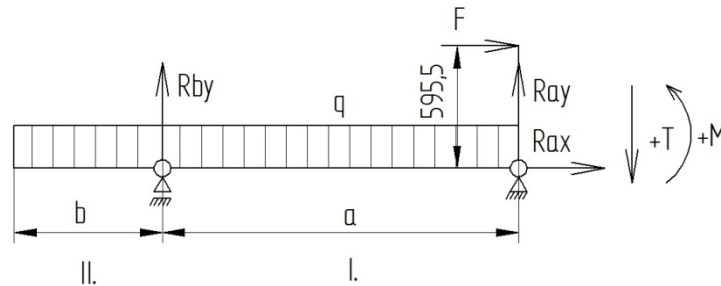
Obr. 4.13 - Průběh momentu 1

$$\sigma_{otah} = \frac{M_{omax}}{W_{otah}} = \frac{3326,6 \cdot 10^6}{94\,441\,585} = 35,22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{otlak} = \frac{M_{omax}}{W_{otlak}} = \frac{3326,6 \cdot 10^6}{83\,144\,540} = 40,01 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D > \sigma_{otlak} > \sigma_{otah} \quad \text{Vyhovuje.}$$

### 3.8.2.2 Výpočet ohybového napětí při práci pravého plunžru



Obr. 4.14 - Výpočtový model 2

$$x: Ra_x + F = 0$$

$$y: Ra_y + Rb_y - q \cdot l = 0$$

$$Ma: F \cdot 925 + Rb_y \cdot 6750 - q \cdot \frac{l^2}{2} = 0$$

$$Rb_y = \frac{q \cdot \frac{l^2}{2} - F \cdot 595,5}{6750} = \frac{120,71 \cdot \frac{9950^2}{2} - 628\,319 \cdot 595,5}{6750} = 829,8 \text{ kN}$$

$$Ra_y = q \cdot l - Rb_y = 1\,201\,071 - 829,8 = 371,3 \text{ kN}$$

I.  $x \in < 0; a >$

$$M(x) = -F \cdot 595,5 + Ra_y \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2}$$

$$M(0) = -F \cdot 595,5 = -374,2 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M(a) = -F \cdot 595,5 + Ra_y \cdot a - q \cdot \frac{a^2}{2} = -617,9 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Průběh momentu (Obr. 4.15) v prvním intervalu má tvar obrácené paraboly a postupujeme zleva, je moment  $M_{1max}$  maximální, platí-li:  $0 = -Ra_y + q \cdot x$ .

$$x = \frac{Ra_y}{q} = 3076 \text{ mm}$$

$$M_{1max} = -628\,319 \cdot 595,5 + 371\,300 \cdot 3076 - 120,71 \cdot \frac{(3076)^2}{2} + 829\,800 \cdot 3200 =$$

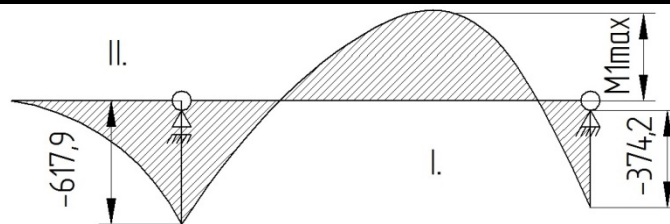
$$= 3030,9 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

II.  $x \in \langle a; a + b \rangle$

$$M(x) = -F \cdot 595,5 + Ra_y \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} + Rb_y \cdot (x - a)$$

$$M(a + b) = -F \cdot 595,5 + Ra_y \cdot (a + b) - q \cdot \frac{(a + b)^2}{2} + Rb_y \cdot b = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Průběh momentu (Obr. 4.15) v prvním intervalu má také tvar obrácené paraboly a postupujeme zprava, je moment  $M_{2max} = M(a)$ .



Obr. 4.15 - Průběh momentu 2

$$\sigma_{otah} = \frac{M_{omax}}{W_{otah}} = \frac{3030,9 \cdot 10^6}{94\,441\,585} = 32,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{otlak} = \frac{M_{omax}}{W_{otlak}} = \frac{3030,9 \cdot 10^6}{83\,144\,540} = 36,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D > \sigma_{otlak} > \sigma_{otah} \quad \text{Vyhovuje.}$$

### 3.8.3 Pevnostní kontrola zděře

Lože posuvu je spojeno s ložem lisu pomocí dvou zděří. Ty jsou namáhány od reakce  $Ra_x = \pm F$ .

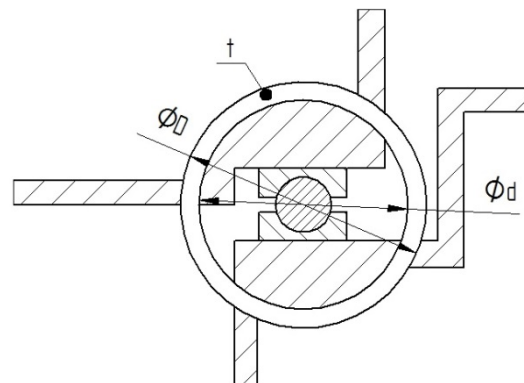
Materiál: 11 600

$\varnothing D = 660 \text{ mm}$

$\varnothing d = 560 \text{ mm}$

$\tau_D = 60 \text{ MPa}$

$\sigma_D = 80 \text{ MPa}$



Obr. 4.16 - Rozměry zděře

#### 3.8.3.1 Výpočet tloušťky zděře

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{Ra_x}{t \cdot (D - d)}$$

$$\tau_D > \tau$$

$$t > \frac{Ra_x}{\tau_D \cdot (D - d)} = \frac{628\,319}{60 \cdot (660 - 560)} = 104,72 \text{ mm}$$

Volíme  $t = 120 \text{ mm}$ .

### 3.8.3.2 Kontrola otláčení zděře

$$p_D \sim \sigma_D$$
$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot t} = \frac{628\,319}{\pi \cdot 560 \cdot 120} = 2,98 \text{ MPa}$$
$$p_D > p \quad \text{Vyhovuje.}$$

## 3.9 Návrh matice levého plunžru

Matice slouží k upevnění levého plunžru ke konzoli, která je pevně spojena s ložem posuvu. Předepnutí bude vyvozeno ohřátím plunžru a pootočením matice o daný úhel.

### 3.9.1 Výpočet průměru konce plunžru

Vydeme z podmínky otláčení mezi konzolí a plunžrem.

Materiál: 11 523.0

$$\sigma_D = 80 \text{ MPa}$$

$$D = 200 \text{ mm}$$

$$p_D \sim \sigma_D$$

$$p_D \geq \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}}$$

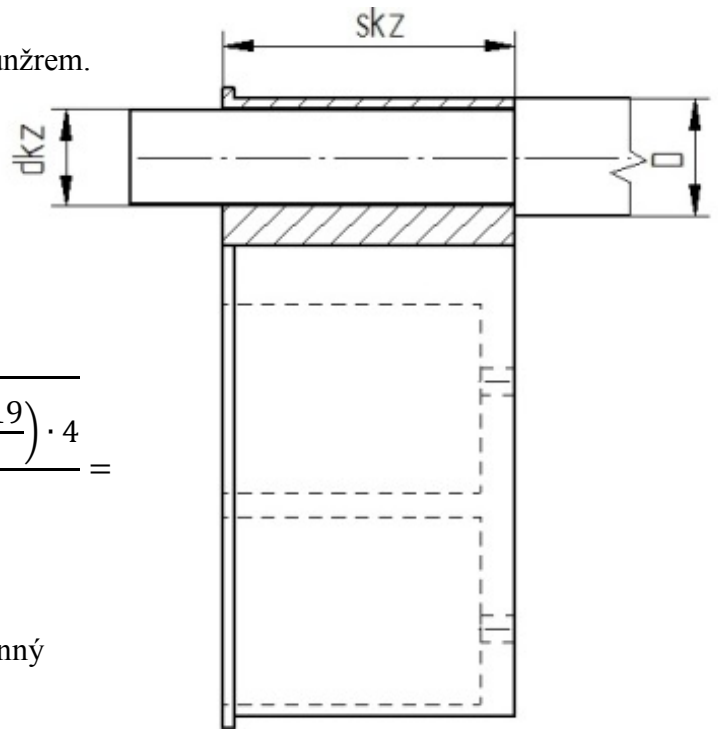
$$d \geq \sqrt{\frac{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{F}{p_D}\right) \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\pi \cdot 200^2}{4} - \frac{628\,319}{80}\right) \cdot 4}{\pi}} =$$
$$= 173,2 \text{ mm}$$

Volíme průměr konce plunžru  $\phi d = 160 \text{ mm}$ .

Z tabulek pro lichoběžníkový závit nerovnoramenný

určíme nejmenší průměr matice  $\phi D_1 = 150 \text{ mm}$

a stoupání závitu  $s = 10$ .



Obr. 4.17 - Rozměry pro výpočet matice

### 3.9.2 Maximální tahové napětí v závitech

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot (d^2 - D_1^2)}{4}} = \frac{628\,319}{\frac{\pi \cdot (160^2 - 150^2)}{4}} = 258,1 \text{ MPa}$$

### 3.9.3 Počet závitů matice

$$p = 30 \text{ MPa} \quad \text{dovolený tlak v závitech}$$

$$n_z = \frac{\sigma}{p} = \frac{258,1}{30} = 8,6$$

### 3.9.4 Minimální výška matice

$$h_m = s \cdot n_z = 10 \cdot 8,6 = 86 \text{ mm}$$

S ohledem na fakt, že v matici nebudou zabírat všechny závity, volíme výšku matice  $h_m = 150 \text{ mm}$ .

### 3.9.5 Vnější průměr matice

$$D_m = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 160 = 240 \text{ mm}$$

### 3.9.6 Kontrola otláčení matice

$$\sigma_D = 80 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{F}{S_m} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot (D_m^2 - d^2)}{4}} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot (240^2 - 160)}{4}} = 24,82 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D > \sigma \quad \text{Vyhovuje.}$$

### 3.9.7 Výpočet úhlu pootočení matice

#### 3.9.7.1 Deformace plunžru

$$d_1 = 148,20 \text{ mm} \quad \text{nejmenší průměr závitu plunžru}$$
$$s_{kz} = 500 \text{ mm} \quad \text{šířka konzole}$$

$$F_p = 1,5 \cdot F = 1,5 \cdot 628\,319 = 942\,477 \text{ N}$$

$$\Delta l_{pl} = \frac{F_p \cdot s_{tr}}{E \cdot S_{pl}} = \frac{F_p \cdot s_{kz}}{E \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{942\,477 \cdot 500}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 148,2^2}{4}} = 0,13 \text{ mm}$$

#### 3.9.7.2 Deformace konzole

$$d_{kz} = 165 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{kz} = \frac{F_p \cdot s_{kz}}{E \cdot S_{kz}} = \frac{F_p \cdot s_{tr}}{E \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{kz}^2)}{4}} = \frac{942\,477 \cdot 500}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot (200^2 - 165^2)}{4}} = 0,22 \text{ mm}$$

#### 3.9.7.3 Celková deformace

$$\Delta l_c = \Delta l_{kz} + \Delta l_{pl} = 0,13 + 0,22 = 0,35 \text{ mm}$$

#### 3.9.7.4 Úhel pootočení matice

$$\varphi = \frac{\Delta l_c}{s} \cdot 360^\circ = \frac{0,35}{10} \cdot 360^\circ = 12,6^\circ$$

#### 3.9.7.5 Skutečný úhel pootočení matice

$$\varphi_{skut} = \varphi + (2^\circ \div 3^\circ) = 12,6^\circ + 3^\circ = 15,6^\circ$$

#### 3.9.7.6 Požadované prodloužení plunžru

$$\varphi_{skut} = \frac{\Delta l_{cskut}}{s} \cdot 360^\circ$$

$$\Delta l_{cskut} = \frac{\varphi_{skut} \cdot s}{360^\circ} = \frac{15,6^\circ \cdot 10}{360^\circ} = 0,43 \text{ mm}$$

### 3.9.7.7 Potřebná změna teploty ohřevem

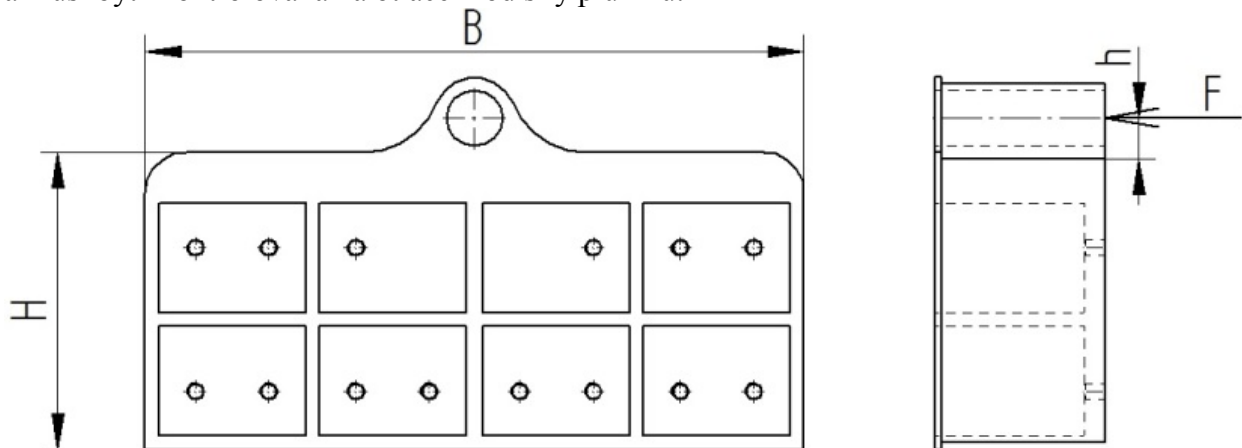
$$\Delta l_{cskut} = h_{kz} \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{\Delta l_{cskut}}{h_{kz} \cdot \alpha} = \frac{0,43}{500 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5}} = 68,8^\circ\text{C}$$

Plunžr je třeba ohřát o  $68,8^\circ\text{C}$  a matici pootočit o  $15,6^\circ$ , aby bylo vyvozeno potřebné předepnutí.

### 3.10 Návrh konzole

Konzole slouží k upevnění levého plunžru k loži. Je s ložem spojena šroubovými spoji a musí být zkontrolována na otláčení od síly plunžru.



Obr. 4.18 - Rozměry konzole

#### 3.10.1 Výpočet šroubových spojů

$$n = 14 \quad \text{počet šroubů}$$

šrouby třídy 8G

$$\sigma_D = 100 \text{ MPa}$$

##### 3.10.1.1 Maximální tlak od tahu

$$p_{tmax} = \frac{F}{S} = \frac{F}{B \cdot H} = \frac{628\,319}{1900 \cdot 835} = 0,396 \text{ MPa}$$

##### 3.10.1.2 Ohybový moment

$$M_o = F \cdot h = 628\,319 \cdot 120 = 75,4 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

##### 3.10.1.3 Maximální tlak od ohybu

$$p_{omax} = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2} = \frac{628\,319}{\frac{1}{6} \cdot 1900 \cdot 835^2} = 0,342 \text{ MPa}$$

##### 3.10.1.4 Tlak ve šroubu

$$p_s = p_{omax} + p_{tmax} = 0,342 + 0,396 = 0,738 \text{ MPa}$$

### 3.10.1.5 Síla ve šroubu a síla předeptnutí

$$F_{\xi} = \frac{p_{\xi} \cdot S}{n} = \frac{p_{\xi} \cdot B \cdot H}{n} = \frac{0,738 \cdot 1900 \cdot 835}{14} = 83\,631 \text{ N}$$
$$F_p = 1,4 \cdot F_{\xi} = 1,4 \cdot 83\,631 = 117\,084 \text{ N}$$

### 3.10.1.6 Minimální průměr šroubu

$$\sigma_D \geq \frac{F_p}{S} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_{min}^2}{4}}$$
$$d_{min} \geq \sqrt{\frac{F_p \cdot 4}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{117\,084 \cdot 4}{\pi \cdot 100}} = 38,61 \text{ mm}$$

Volíme šrouby M45.

### 3.10.1.7 Výpočet utahovacího momentu

$$p = 3$$

$$d_2 = 43,051$$

$$f = 0,15$$

$$s = 70 \text{ mm}$$

$$d_o = 46 \text{ mm}$$

**Utahovací moment pod hlavou**

$$M_H = F_p \cdot f \cdot \frac{d_{str}}{2} = F_p \cdot f \cdot \frac{d_o + s}{2} = 117\,084 \cdot 0,15 \cdot \frac{46 + 70}{2} = 509,3 \text{ Nm}$$

**Utahovací moment závitů**

$$\gamma = \tan^{-1} \left( \frac{p}{\pi \cdot d_2} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{3}{\pi \cdot 43,051} \right) = 1,27$$

$$\varphi' = \tan^{-1} f = \tan^{-1} 0,15 = 8,53$$

$$M_z = F_p \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 117\,084 \cdot \frac{43,051}{2} \cdot \tan(1,27 + 8,53) = 435,4 \text{ Nm}$$

**Celkový utahovací moment**

$$M = M_H + M_z = 509,3 + 435,4 = 944,64 \text{ Nm}$$

Šrouby nutné utahovat hydraulickým utahovákem.

## 3.11 Vliv klopného momentu

Během rozběhu posuvu dochází k nárůstu tření nade všechny meze. Posuv se musí takzvaně utrhnout. Pokud dochází k posuvu doprava, žádný klopný moment nevzniká, protože osa levého plunžru je v ose s posuvovými hmotami. Ale při posuvu vlevo zabírá pravý, tedy spodní plunžr, jehož osa je vzdálena od osy posuvových hmot a vzniká na krátkou chvíli klopný moment. Je třeba zjistit, jestli je klopný moment dostatečně velký, aby případně na jedné straně zvedl hydromotor. Pokud se tak stane, je nutné zajistit, aby se hydromotor nezvedal, protože by mohlo dojít k namáhání některých členů posuvu.



### 3.11.1 Zjištění vlivu klopného momentu

Z výpočtového modelu (Obr. 4.19) je třeba zjistit reakci  $R_{a_y}$ , která bude zvedat hydromotor. Pokud vyjde záporná, bude při rozjezdu docházet ke zvedání hydromotoru. Spojitá zatížení představují zatížení od hmotnosti hydromotoru a jednoho plunžru.

$$m = 6500 \text{ kg}$$

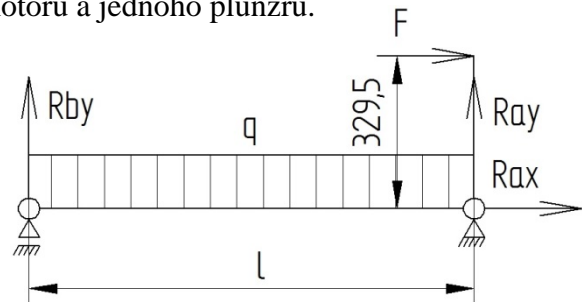
$$l = 4675 \text{ mm}$$

$$q = \frac{m \cdot g}{l} = \frac{6500 \cdot 9,81}{4675} = 13,63 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$x: R_{a_y} + F = 0$$

$$y: R_{a_y} + R_{b_y} - q \cdot l = 0$$

$$Ma: -F \cdot 329,5 - q \cdot \frac{l^2}{2} + R_{b_y} \cdot l = 0$$

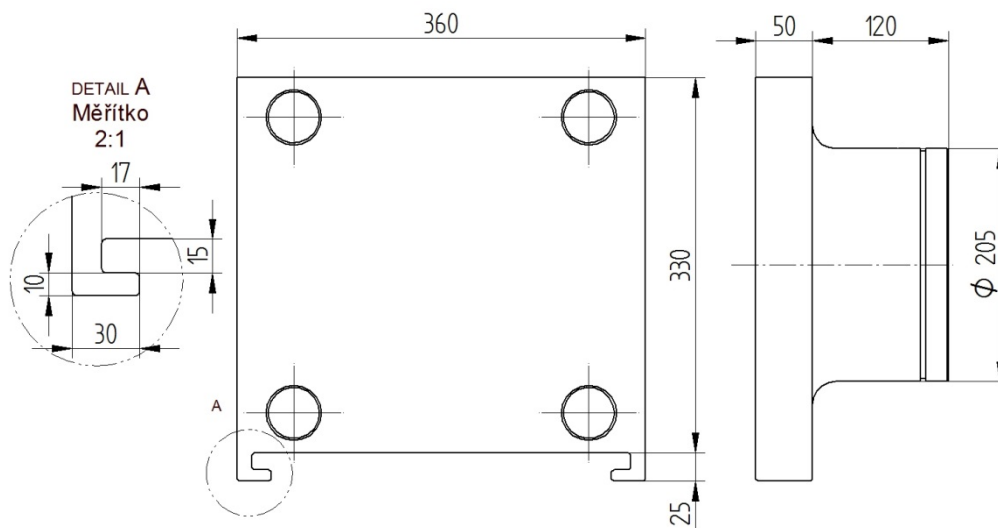


Obr. 4.19 - Výpočtový model

$$R_{b_y} = \frac{F \cdot 329,5 + q \cdot \frac{l^2}{2}}{l} = \frac{628\,319 \cdot 329,5 + 13,63 \cdot \frac{4675^2}{2}}{4675} = 76\,144,9 \text{ N}$$

$$R_{a_y} = q \cdot l - R_{b_y} = 13,63 \cdot 4675 - 76\,144,9 = -12\,424,7 \text{ N}$$

Reakce  $R_{a_y}$  vyšla záporně. Je tedy třeba zajistit, aby se hydromotor nezvedal. To provedeme pomocí členu na obrázku Obr. 4.20, který zastává také funkci víka. Použité šrouby jsou stejné jako v kapitole 3.4 na straně 13.



Obr. 4.20 - Rozměry zajišťovacího členu

#### 3.11.1.1 Kontrola zajišťovacích členů na smyk

$$\tau_D = 60 \text{ MPa}$$

$$S = 50 \cdot 20 = 1000 \text{ mm}^2$$

$$\tau_D \geq \frac{R_{a_y}}{S}$$

$$S \geq \frac{R_{a_y}}{\tau_D} = \frac{12\,424,7}{60} = 103,54 \text{ mm}^2$$

Vyhovuje.

## 4 Montáž

Jako první je třeba usadit lože lisu. V dalším kroku se usadí lože posuvu, s ložem lisu se spojí pomocí zděře. Poté je třeba přišroubovat kluzné desky na všechna lože. Dále se do levého lože vloží hydromotor. Převazuje se jeřábem, na vrchu jsou díry pro nosná oka. Hydromotor je třeba ukládat bez zajišťovacího členu a až po usazení se nasune a přišroubuje k hydromotoru. Na levé lože se přišroubuje konzole. Horní plunžr, předehřátý na 68,8°C, se zajistí v konzoli pomocí matice. Spodní plunžr se spojí s ložem pomocí čepu. Před usazením krycí desky a spojovacího členu se musí tyto členy svařit. Po svaření se uloží na lože, přepravují se pomocí jeřábu, na vrchu jsou díry pro nosná oka. Levou posuvovou desku se spojovacím členem je nutné uložit tak, aby bylo následně možné spojit hydromotor se spojovacím členem. To znamená, že spojovací člen bude ležet napravo od hydromotoru. Následně se spojí hydromotor a spojovací člen pomocí čepu. V poslední fázi se usadí kovací deska, která se přepravuje jeřábem, pod kryty jsou háky na lano. Nakonec se posuv zakryje krycími plechy.

## 5 Ekonomické a technicko-konstrukční zhodnocení

Při konstrukci posuvu lisu bylo využito více technických postupů. V největší míře se uplatnilo použití odlitků. V tabulce Tab. 6.1 jsou uvedeny ceny jednotlivých odlitků. Cena modelů odlitků a materiálů byla odhadnuta specializovanou firmou. Aktuální cenu pro výkovky a svařence se autorovi nepodařilo zjistit, ale při uvážení cen v posledních letech by celková cena pro výkovky a svařence neměla převýšit hodnotu 2 000 000,- Kč. Konečná cena se tak blíží k 15 500 000,- Kč.

Tab. 6.1- Ekonomické zhodnocení

	Materiál	Cena materiálu	Počet kusů [ks]	Hmotnost 1 kusu [kg]	Celková hmotnost [kg]	Cena modelu	Konečná cena
<b>Výkovky</b>							
plunžr	13 141.6		2	950	1900	-	
kšilt	13 141.6		2	130	260	-	
kluzné desky	15241.7		-		10 500	-	
<b>Odlitky</b>							
levé lože	422 304	42 Kč	1	49 600	49600	370 000 Kč	2 453 200 Kč
pravé lože	422 304	42 Kč	1	51 500	51500	320 000 Kč	2 483 000 Kč
spojovací člen	422 643	95 Kč	2	9 000	18000	171 000 Kč	1 881 000 Kč
válec hydromotoru	422 643	95 Kč	1	5500	5500	117 600 Kč	640 100 Kč
lože lisu	422 304	42 Kč	1	100 000	100000	500 000 Kč	4 700 000 Kč
kovací deska	422 304	42 Kč	1	30 300	30300	126 000 Kč	1 398 600 Kč
<b>Svařence</b>							
posuvová deska	11 523.0		2	11 400	22800	-	
konzole	11 373.0		1	2 500	2500	-	
Σ					292 860		13 555 900 Kč

## Závěr

Cílem práce bylo navrhnout posuv hydraulického lisu pomocí dvouválce posuvu. Největším problémem během návrhu bylo zajištění pohybu hydromotoru. Ve výsledné konstrukci se hydromotor pohybuje uvnitř lože. Posouvá se v něm po kluzných deskách a zároveň je veden okolními stěnami lože.

Dalším problémem bylo spojení hydromotoru a posuvových hmot. To bylo provedeno čepovým spojením spojovacího členu a hydromotoru pomocí kšiltu, který také zastává funkci víka.

Posledním důležitým prvkem konstrukce byl zajišťovací člen, který má zabránit zvedání hydromotoru vlivem klopného momentu od spodního plunžru.

Celková hmotnost posuvu lisu je 292 860 kg a cena byla odhadnuta na 15 500 000,- Kč. Snížení hmotnosti a zároveň ceny celého řešení by bylo možné optimalizací posuvových loží. Je v nich soustředěna největší hmotnost a tím pádem i prostředky na výrobu. To ovšem vyžaduje bližší prozkoumání a větší časový fond.

## **Poděkování**

Tato bakalářská práce byla podpořena formou odborné konzultace Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky v rámci projektu č. CZ.1.07./2.3.00/35.0048 „Popularizace výzkumu a vývoje ve strojním inženýrství a jeho výsledků (POPULÁR)“.

Odborným konzultantem byl Ing. Miroslav Duník, kterému děkuji za poskytnuté konzultace, kvalifikované rady a odbornou pomoc při sepsování této bakalářské práce.

## Seznam použitých pramenů a literatury

- [1] ČECHURA, Milan a STANĚK, Jiří. *Tvářecí stroje: hydraulické lisy*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 1999. 141 s. ISBN 80-7082-480-8.
- [2] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. 120 s. ISBN 80-7082-738-6.
- [3][http://3.bp.blogspot.com/\\_i8uJeD8a7Nw/TSjZDV-15GI/AAAAAAAAAA4/Oo3l3eDIck/s1600/61439\\_hydraulic\\_lg.gif](http://3.bp.blogspot.com/_i8uJeD8a7Nw/TSjZDV-15GI/AAAAAAAAAA4/Oo3l3eDIck/s1600/61439_hydraulic_lg.gif)