

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní Inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh manipulace při volném kování u hydraulického lisu

Autor: **Tomáš KOČÍ**

Vedoucí práce: **doc. Ing. Václav Kubec, Ph.D.**

Akademický rok 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Tomáš KOČÍ**

Osobní číslo: **S16B0071P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Název tématu: **Návrh manipulace při volném kování u hydraulického lisu**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Cílem práce je navrhnout optimální řešení manipulace k hydraulickému lisu, který se bude využívat pro usnadnění manipulace se středně velkými výkovky (10-100 kg) v průběhu kování, s ohledem na dispoziční řešení pracoviště.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Analýza a rešerše na téma manipulace při tváření.
2. Návrh dispozičního řešení manipulace.
3. Návrh variant řešení.
4. Hodnocení variant a výběr optimálního řešení.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

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

DUNÍK, M., CHVAL, Z. *Manipulace s výkovky u velkých kovacích lisů. . Plzeň: ZČU, 2013*

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

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**
VCSVTT - Plzeň

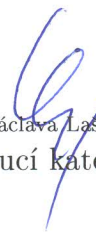
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 16. října 2018

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 bakalářské práce.

V Plzni dne: 6.5.19.....


.....
podpis autora

Poděkování

Tímto chci poděkovat panu doc. Ing. Václavu Kubecovi, Ph.D. za cenné rady a odborné připomínky při vypracování této bakalářské práce.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kočí	Jméno Tomáš		
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUČÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Kubec, Ph.D.	Jméno Václav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Návrh manipulace při volném kování u hydraulického lisu			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	49	TEXTOVÁ ČÁST	49	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Tato bakalářská práce obsahuje řešerši kování, tvářecích strojů pro volné kování, manipulace, manipulátorů, jeřábů a manipulačních prvků. Hlavním cílem práce je navrhnout optimální řešení manipulačního zařízení k hydraulickému lisu, které se bude využívat pro usnadnění manipulace se středně velkými výkovky (10 - 100 kg) v průběhu kování, s ohledem na dispoziční řešení pracoviště. Řešení manipulace je rozděleno na dvě části. Je to tedy zdvihací zařízení v několika variantách a k němu manipulační prvek, taktéž v několika variantách.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Volné kování, zápusťkové kování, jeřáby, manipulace s výkovky, kleště.</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Kočí	Name Tomáš	
FIELD OF STUDY	B2301 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) doc. Ing. Kubec, Ph.D.	Name Václav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLÓMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of handling while open die forging on a hydraulic press		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	49	TEXT PART	49	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This bachelor thesis contains a research for forging, forming machines for open die forging, handling, manipulators, cranes and handling elements. The main goal of the thesis is to desing an optimal solution of handling equipment for a hydraulic press, which will be used to facilitate manipulation with medium-sized forgings (10 - 100 kg) during forging, with regard to the layout of a workplace. The handling solution is divided into two parts. It is lifting equipment in several variants and a handling element, also in several variants.</p>
KEY WORDS	<p>Open die forging, die forging, cranes, handling forgings, pincer.</p>

Obsah

1	Úvod	9
2	Kování.....	10
2.1	Kování zápusťkové.....	10
2.2	Kování volné.....	10
2.2.1	Kovací operace	10
2.3	Tvářecí stroje pro volné kování	12
2.3.1	Pružinové buchary	12
2.3.2	Kompresorové buchary	12
2.3.3	Dvojitinné buchary parní nebo vzdušní.....	12
2.3.4	Hydraulické lisy pro volné kování	13
2.4	Kovářské nástroje a nářadí.....	13
3	Manipulace.....	18
3.1	Manipulátory.....	18
3.1.1	Kolejové manipulátory.....	18
3.1.2	Bez kolejové manipulátory	19
3.2	Jeřáby	20
3.2.1	Mostové	20
3.2.2	Portálové	20
3.2.3	Sloupové	20
3.2.4	Věžové	20
3.2.5	Konzolové.....	21
3.2.6	Kolejové.....	21
3.2.7	Silniční	21
3.2.8	Plovoucí	21
3.2.9	Lanové	21
3.3	Manipulační prvky	22
3.3.1	Vazáky	22
3.3.2	Vázací lana.....	22
3.3.3	Vázací řetězy.....	22
3.3.4	Kleště	22
3.3.5	Břemenové elektromagnety	23
4	Návrh variant řešení	24
4.1	Požadavky firmy	24
4.1.1	Rozložení pracoviště.....	24
4.2	Návrh zdvihacího zařízení	26
4.2.1	Mostový jeřáb	26
4.2.2	Kloubový jeřáb	26
4.2.3	Otočná konzola	29
4.3	Zhodnocení variant a výběr optimálního řešení zdvihacího zařízení	30
4.4	Návrh manipulačního prvku.....	30
4.4.1	Upínací mechanismus	31
4.4.2	Vyvážení kleští	33
4.4.3	Zavěšení kleští	37
4.4.4	Hydraulické kleště	38
4.4.5	Pneumatické kleště.....	39
4.4.6	Kleště s elektromotorem a pohybovým šroubem	40
4.4.7	Kleště s pohybovým šroubem na ruční pohon	41
4.4.8	Kabely a hadice.....	42
4.5	Zhodnocení variant a výběr optimálního řešení manipulačního prvku	43
5	Závěr	44
6	Použitá literatura	45
7	Seznam příloh	47

Důležité fyzikální veličiny a jejich jednotky

- výběr z ČSN ISO 31-0 01 1300 až ČSN ISO 31-4 01 1300 [Veličiny 1994]
- výběr z dalších zdrojů a konvencí

NÁZEV VELIČINY	Obecně		- Doporučeno pro FST	
	ZNAČKA VELIČINY	MEZIN. ZNAČKA JEDNOTKY SI vč. jejich dekadických násobků/dílů a uznané CIPM	ZNAČKA VELIČINY	MEZIN. ZNAČKA - JEDNOTKY SI, dekadické nás./díly SI a uznané CIPM
- Část 1: Prostor a čas ČSN ISO 31-1 01 1300 (výběr)				
úhel, (rovinný úhel)	$\alpha, \beta, \gamma,$ ϑ, φ	rad ° , ' , ''	$\alpha, \beta, \gamma,$ $\vartheta, \varphi, \dots$	rad ° (na desetinná místa)
délka	l, L	m	$l, L,$ $a, b, c, d \dots$	mm, m, μm , km
šířka	b		b, B, \dots	
výška	h		h, H, \dots	
tloušťka	d, δ		t, \dots	
poloměr	r, R		r, R	
průměr	d, D		d, D	
kartézské souřadnice	x, y, z		x, y, z	
plocha	$A, (S)$	m^2	- S	mm^2, m^2
objem	V	m^3	V	mm^3, m^3
(zrychlení volného pádu), gravitační zrychlení	g	m/s^2	g	m/s^2
- Část 2: Periodické a příbuzné jevy ČSN ISO 31-2 01 1300 (výběr)				
(frekvence otáčení), otáčky za min., ot.za sek.	n	$\text{s}^{-1},$ r/min, r/s	n	$\text{s}^{-1},$ ot/min, ot/s (konvence)
- Část 3: Mechanika ČSN ISO 31-3 01 1300 (výběr)				
hmotnost	m	kg	m	kg
(objemová hmotnost), hustota (hmotnosti)	ρ	kg/m^3	ρ	kg/m^3
síla	F	N	F	N
tíha, tíhová síla	$F_g, (G),$ $(P), (W)$		F_g	
moment síly	M	$\text{N} \cdot \text{m}$	M	$\text{N} \cdot \text{m}, \text{N} \cdot \text{mm}$
moment dvojice	M		- M	
točivý moment	M, T		M_t	
tlak	p	Pa	p	MPa
normálové napětí	σ		σ	
(smykové napětí), tečné napětí (konvence)	τ		τ	
modul pružnosti v tahu	E	Pa	E	- MPa
dynam. součinitel tření	- $\mu, (f)$	1	- f	1
statický součinitel tření	- $\mu_s, (f_s)$		- f_s	
výkon	P	W	P	W, kW, MW

účinnost	η	1	η	1
NÁZEV VELIČINY	Obecně		Doporučeno pro FST	
	ZNAČKA VELIČINY	MEZIN. ZNAČKA JEDNOTKY SI vč. jejich dekadických násobků/dílů a uznané CIPM	ZNAČKA VELIČINY	MEZIN. ZNAČKA - JEDNOTKY SI, dekadické nás./díly SI a uznané CIPM
- Část 5: Různé (a) Další zdroje a konvence (výběr)				
dovolená hodnota pro tlak	p_D	- Pa	p_D	- MPa
mez pevnosti pro normálová napětí	σ_p		σ_p	
- mez pevnosti v tahu	R_m, σ_{pt}		σ_{pt}, R_m	
mez kluzu pro normálová napětí	σ_k		σ_k	
- mez kluzu v tahu	R_e, σ_{kt}		σ_{kt}, R_e	
dovolená hodnota pro stat. normál. napětí	σ_D		σ_D	
- Část 5: Různé (b) Další zdroje a konvence (výběr)				
bezpečnost	s, k	1	s	1

1 Úvod

Bakalářskou práci jsem zpracoval na základě důkladné rešerše na téma možnosti manipulace. Navrhovaná řešení jsou podložena analýzou technologického procesu za účelem určení požadavků na manipulaci s tvářeným kusem v průběhu kování a to jak volného, tak zápusťkového. Cílem práce je navrhnout optimální řešení manipulačního zařízení k hydraulickému lisu, které se bude využívat pro usnadnění manipulace se středně velkými výkovky (10 - 100 kg) v průběhu kování, s ohledem na dispoziční řešení pracoviště. Navrhl jsem tedy zdvihací zařízení v několika variantách a k němu manipulační prvek, taktéž v několika variantách. Nakonec jsem z nich vybral optimální variantu zdvihacího zařízení a též manipulačního prvku.

V zadávající firmě COMTES FHT probíhá manipulace se středně velkými výkovky za pomoci manipulátoru. Ten je však určen pro větší a těžší kusy a proto je při manipulaci pomalý. Firma požaduje, aby obsluha mužského pohlaví byla schopna vyjmout polotovary z odporové pece, přemístit je k hydraulickému lisu a manipulovat s ním při kování. To vše by mělo probíhat rychle a bezpečně. Vyskytují se zde dva hlavní problémy. Přípustný hygienický limit pro hmotnost ručně manipulovaného břemene přenášeného mužem je při častém zvedání a přenášení 30 kg. [13] Bude nutné co nejvíce ochránit obsluhu před vysokou teplotou výkovku.

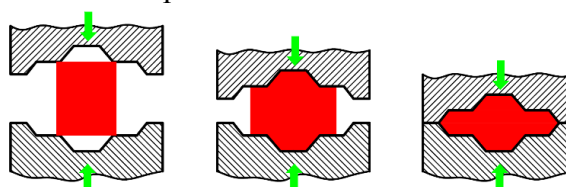
2 Kování

Kování je obecně proces tváření, při kterém dochází ke změně tvaru polotovaru. Má obecnou výhodu ve zlepšení mechanických vlastností materiálu oproti odlitku. K tomu dochází při kovací teplotě, která se u oceli pohybuje od 800 po 1300 [°C]. Dále je možné kovat i zastudena, kdy se teplota nachází pod teplotou rekrystalizace (tj. pod teplotou, při které dochází k obnově zrn), to však vyžaduje o mnoho vyšší tvářecí sílu, ale vede to k většímu zlepšení mechanických vlastností.

Kování lze rozdělit na dvě skupiny, kování volné a zápustkové.

2.1 Kování zápustkové

Při zápustkovém kování se využívají zápustky, což jsou vlastně formy, ve kterých se polotovar postupně mění v hotový výkovek. Takto vyrobený výkovek má poté většinou finální tvar, drsnost, atd. a je nutné pouze obrobřit funkční plochy. Tato metoda výroby je tedy velice rychlá, přesná a efektivní, ale vyplatí se až pro větší počet kusů, neboť výroba zápustek a ohřev materiálu je velice drahý.



Obr. 1 – Zápustkové kování (tři údery)

2.2 Kování volné

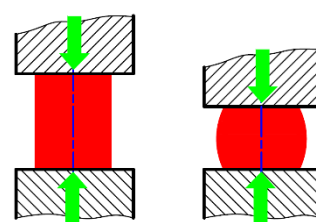
Volné kování lze rozdělit do dvou skupin, ruční a strojní. Ruční kování se hodí spíše pro malé výkovky řádově o hmotnosti několika kilogramů, na jejichž přetvoření nám postačí kovářská výheň, kovadlina, nástroje a lidská síla. Při strojním kování se již k samotnému tváření nevyužívá lidské síly, ale síly stroje a hmotnost výkovků se pohybuje řádově v desítkách kilogramů až ve stovkách tun.

Volného kování se využívá pro velké výkovky, jako například klikové hřídele zaoceánských lodí, nebo pro kusovou výrobu, kdy se nevyplatí výroba zápustky. U volného kování nám jde spíše o tvar, který je následně obráběn. Jedná se tedy o méně přesnou metodu než zápustkové kování.

2.2.1 Kovací operace

Pěchování

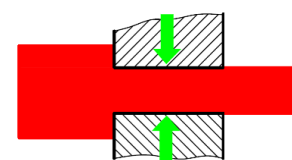
Pěchování je operace, při které se zmenšuje výška a tím se zvětšuje příčný průřez tělesa, jak je naznačeno na obrázku 2. Dále se jím zvyšuje stupeň prokování což vede k rozbití dendritů (tj. licí rozvětvené struktury připomínající stromeček) a k pravidelnějšímu rozmístění v celé struktuře výkovku. [1]



Obr. 2 – Pěchování válečku

Prodlužování

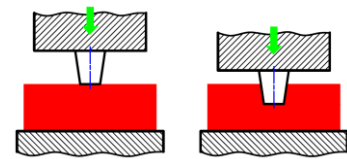
Na rozdíl od pěchování, kdy se příčný průřez polotovaru zvětšuje, se u prodlužování naopak příčný průřez zmenšuje a dochází tak k nárůstu délky. K nárůstu délky dochází přetržitě, postupným stlačováním dílčích objemů polotovaru. To má za následek rozrušování dendritické struktury a zlepšení mechanických vlastností. [1]



Obr. 3 – Prodlužování

Děrování

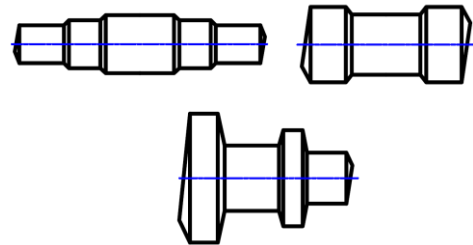
Děrování je operace, při které se do výkovku vtlačují průbojníky za účelem získání průchozí či neprůchozí díry, jak je naznačeno na obrázku 4. Samotné průbojníky jsou popsány v tabulce 1.



Obr. 4 - Děrování

Osazování a prosazování

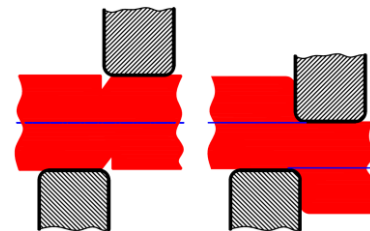
Osazování a prosazování je ve své podstatě zvláštní případ prodlužování částí výkovku vymezených záseky. Rozdíl mezi osazováním a prosazováním je v tom že se osazuje na koncových částech výkovku a prosazuje na nekoncových částech. Při větším prosazení mohou na výkovku vzniknout i příruby, jak je naznačeno na obrázku 5. [1]



Obr. 5 – Osazený hřídel, prosazený hřídel, přírubový hřídel

Přesazování

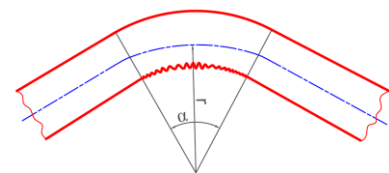
Pro výrobu klik, klikových hřídelů a podobně tvarovaných součástí se hodí právě operace přesazování, kdy se objem vymezený záseky přemístí, přičemž podélná osa vzniklého přesazení a podélná osa zbývajícího polotovaru jsou navzájem rovnoběžné, jak je naznačeno na obrázku 6. [1]



Obr. 6 - Přesazování

Ohýbání

Ohýbání je proces, při kterém, jak už napovídá název, se součást ohýbá. Při tomto procesu dochází k zeslabení příčného průřezu v pásmu deformace v závislosti na tloušťce ohýbaného polotovaru t , poloměru ohybu r a úhlu ohybu α .

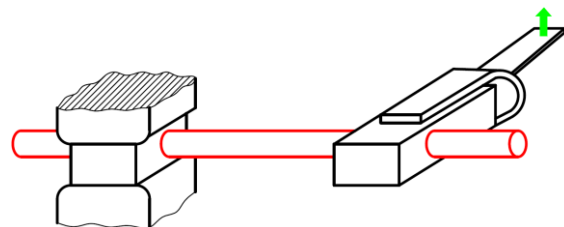


Obr. 7 - Ohýbání

Na vnějším poloměru dochází k natahování jednotlivých vláken, což může vést ke vzniku trhlin, naproti tomu na vnitřním poloměru dochází ke stlačování vláken, což může vést k zvrásnění materiálu, jak je naznačeno na obrázku 7. Mezi těmito poloměry se nachází neutrální osa, jež není ani natahována, ani smršťována. U této osy dochází vždy k posunu směrem k vnitřnímu poloměru. Tato operace je žádoucí pro výrobu háků, kotev, třmenů, táhel apod. K samotnému ohybu dochází buďto ručně, nebo pomocí přípravků. [1]

Zkrucování

Zkrucování je doplňkovou operací, při níž se vymezená část výkovku pootočí kolem své osy o určitý úhel, který nesmí být větší než 90° . Vlivem tahových napětí na povrchu mohou vzniknout trhliny, a proto se doporučuje tuto oblast obrobit. Využívá se například při výrobě klikových hřídelů, vidlic a vrtacích nástrojů. [1]

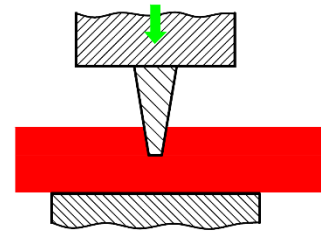


Obr. 8 - Zkrucování

Sekání

Sekání je operace sloužící k dělení materiálu na menší části, nebo oddělování přebytečného a odpadového materiálu. K tomu slouží sekáč, jež je vtlačován do výkovku.

Výkovky kruhového průřezu se sekají ze tří stran, oproti tomu výkovky pravoúhlého průřezu se sekají postupně z jedné, ze dvou, nebo ze čtyř stran. Sekání ze čtyř stran je výhodné, neboť sekaná plocha je nejčistší a téměř bez ořepu, oproti ostatním způsobům sekání. [1]

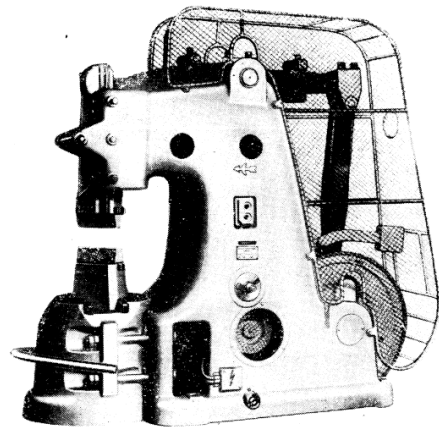


Obr. 9 - Sekání

2.3 Tvářecí stroje pro volné kování

2.3.1 Pružinové buchary

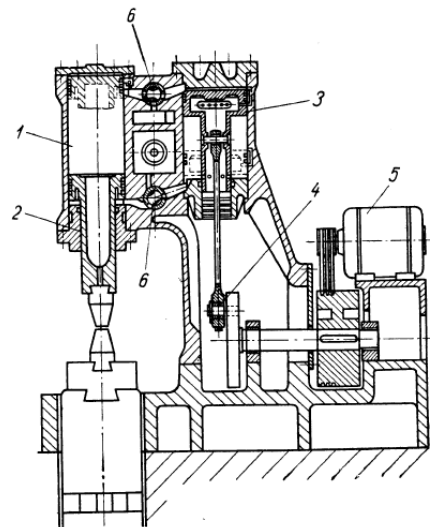
Pružinové buchary se používají pro volné kování. Jejich konstrukce spočívá v tom, že elektromotor pohání třecím převodem setrvačnick, který přes klikový hřídel a páky, pohání beran. Přičemž horní páka je odpružena gumovými špalíky, nebo vytvořena ze svazku listových pružin. Celý tento mechanismus je nalazen tak, že se beran pohybuje dolů dvojnásobnou rychlostí, než kdyby byla horní dvouramenná páka tuhá. [2]



Obr. 10 – Pružinový buchar [2]

2.3.2 Kompresorové buchary

Kompresorové buchary se používají pro volné kování malých i středně velkých výkovků. Jejich hlavními částmi jsou šabota a stojan, ve kterém je pracovní a kompresorový válec. Konstrukčně je proveden tak, že elektromotor pohání přes klínové řemeny klikový mechanismus, jež pohání kompresor. Stlačený vzduch se rozvádí za pomoci dvou válcových šoupátek. Beran vytvořený jako plunžr se pohybuje v pracovním válci za pomoci stlačeného vzduchu. Úder bucharu lze regulovat nožní či ruční pákou. [2]

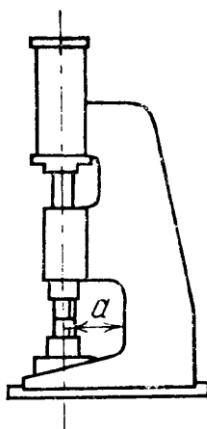


Obr. 11 – Kompresorový buchar [2]
1 – pracovní válec, 2 – beran, 3 – píst kompresoru,
4 – klikový mechanismus, 5 – elektromotor,
6 – šoupátkový rozvod

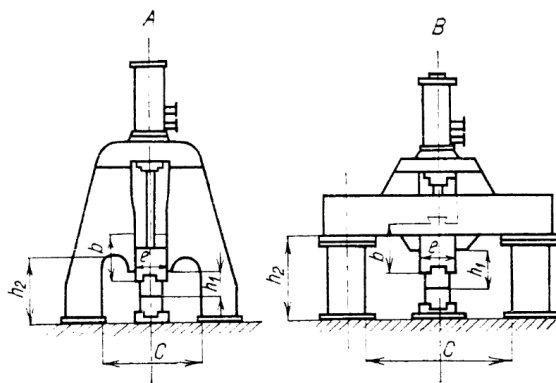
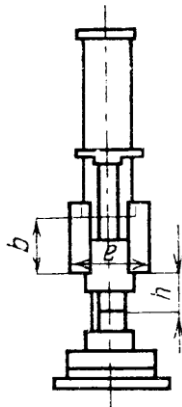
2.3.3 Dvojitinné buchary parní nebo vzdušní

Tyto buchary se používají pro volné kování středně velkých výkovků o maximální výšce do 900 mm. Konstrukčně je proveden tak, že beran je spojený pístnicí s pístem, který je v pracovním válci, uchyceném na stojanu bucharu. Nad a pod píst je střídavě přiváděna rozvodem pára nebo stlačený vzduch. Beran se tedy pohybuje střídavě nahoru a dolů. Je žádoucí, aby šabota a rám nebyly spojeny a každý měl vlastní základ. Vyrábí se jako

jednostojanové či dvoustojanové. Stojan se obvykle odlévá nebo nýtuje do tvaru mostu. Sloupy jsou od sebe hodně vzdálené, čímž se zvětší pracovní prostor a s výkovkem se snáze manipuluje. [2]



Obr. 12 – Jednostojanový dvojčinný buchar parní nebo vzdušní [2]



Obr. 13 – Dvoustojanové dvoučinné buchary [2]

2.3.4 Hydraulické lisy pro volné kování

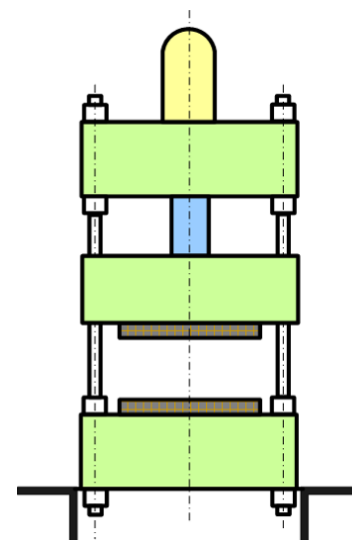
Hydraulické lisy slouží pro volné kování velkých výkovků z ingotů, o hmotnosti až 350 t. Velikost lisovací síly může být až 200 MN. Lisy o lisovací síle do 16 MN bývají jednoplunžrové, větší pak obvykle tříplunžrové. Nejčastěji se konstruují jako svislé se dvěma nebo čtyřmi sloupy.

2.4 Kovářské nástroje a nářadí

Kovářské nástroje a nářadí se rozdělují na:

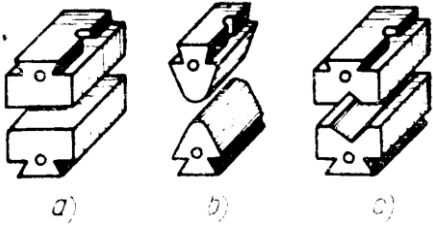
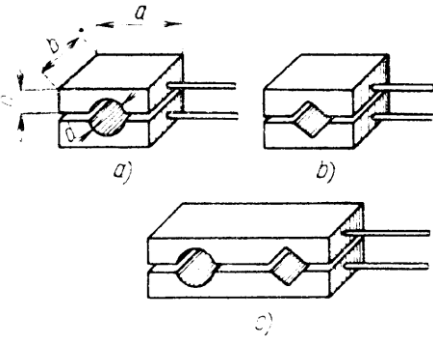
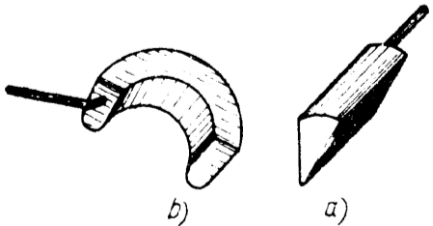
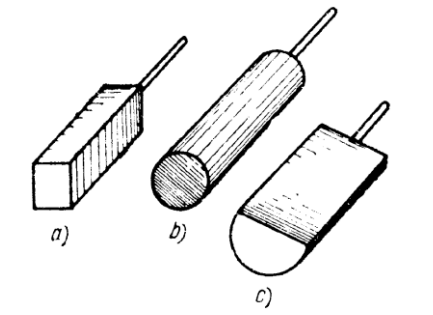
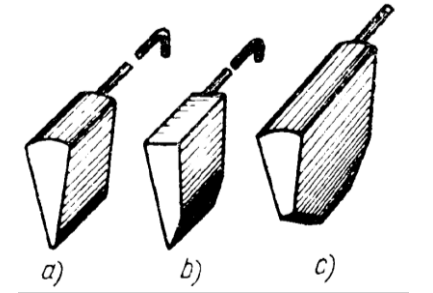
- základní – např.: kovačská, kováčská, sekáče, průbojníky,
- pomocná – např.: kleště, vidlice, objímky,
- měřicí – např.: hmatadla, úhelníky, šablony.

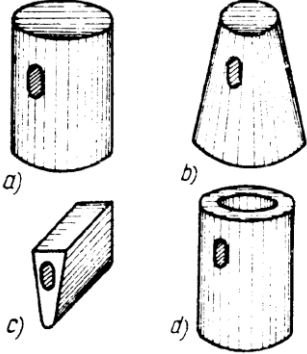
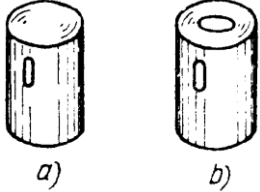
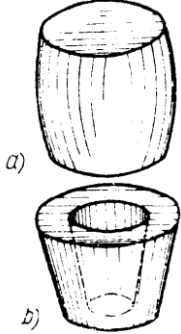
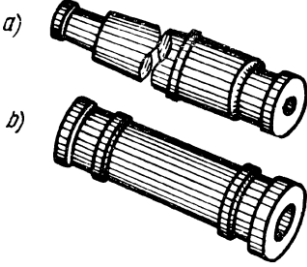
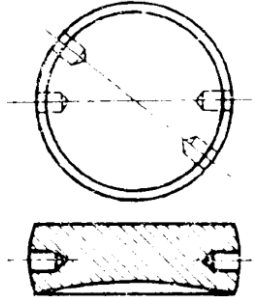
Vše přehledně vysvětluje následující tabulka 1.

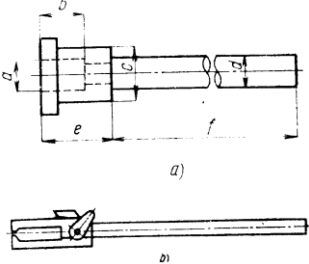
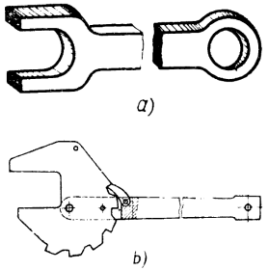
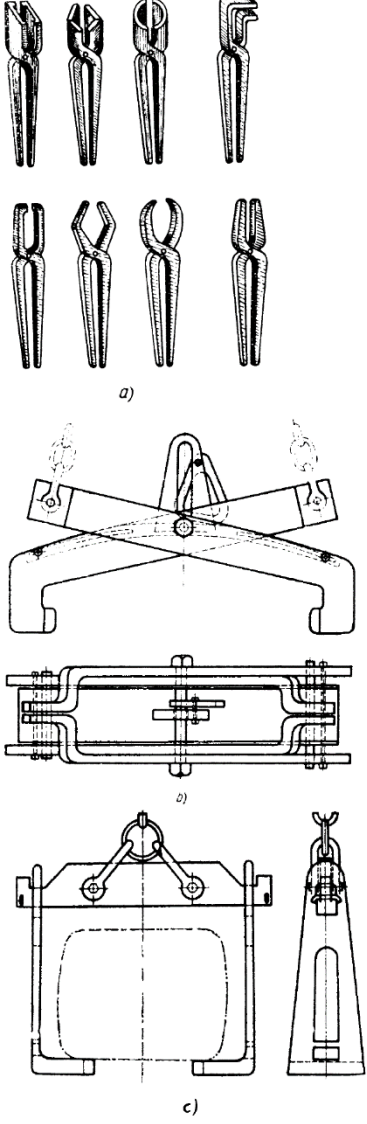


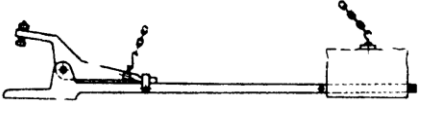
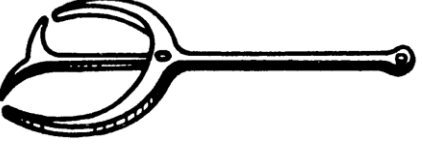
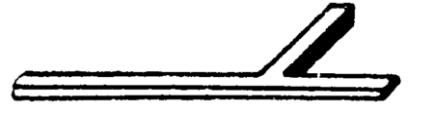

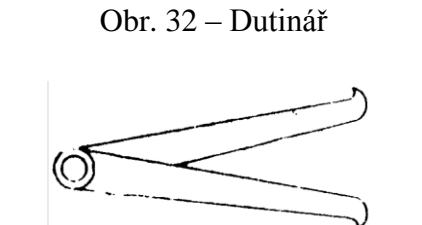
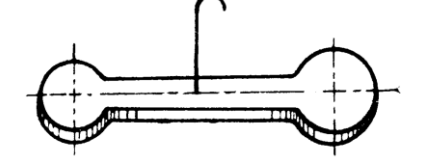
Obr. 14 – Hydraulický lis [3]

Tab. 1 – Kovářské nástroje a nářadí [2]

Schéma	Název	Použití	Materiál ČSN
 <p>Obr. 15 – Kovadla</p>	<p>Kovadla</p> <p>a) ploché</p> <p>b) zaoblené</p> <p>c) tvarové</p>	<p>Základní tvarový nástroj pro kování. Upevňuje se pomocí rybiny a klínu na buchar nebo lis.</p>	<p>12 050</p> <p>13 150</p> <p>16 240</p> <p>19 650</p>
 <p>Obr. 16 - Kovátka</p>	<p>Kovátka (klapky)</p> <p>a) kruhové</p> <p>b) čtvercové</p> <p>c) kombinované</p>	<p>Používá se jich zejména na bucharech na osazování, kulacení a dokončování výkovků. Rozměry:</p> $a = (3,5 \div 5)d,$ $b = (2 \div 3)d,$ $c = (1 \div 2)d.$	<p>12 040</p> <p>12 050</p>
 <p>Obr. 17 – Zasekávací příložky</p>	<p>Zasekávací příložky</p> <p>a) rovná</p> <p>b) tvarová</p>	<p>K vytváření jednostranných nebo dvoustranných záseků (prohloubení). Délka příložek 400 až 600 mm, délka držadel 1000 až 1500 mm.</p>	<p>12 040</p> <p>12 050</p>
 <p>Obr. 18 – Příložky</p>	<p>Příložky (zplošťovač, polohovač)</p> <p>a) plochá</p> <p>b) kruhová</p> <p>c) oválná</p>	<p>K přemísťování částí kovu na výkovku a k místnímu prohlubování nebo vytahování. Délka podložek 125 až 600 mm. Délka držadla 500 až 700 mm.</p>	<p>12 040</p> <p>12 050</p>
 <p>Obr. 19 – Strojní sekáčky</p>	<p>Strojní sekáčky</p> <p>a) dvoustranný</p> <p>b) jednostranný</p> <p>c) tvarový</p>	<p>Sekání, vysekávání výkovků. Délka sekáče 150 až 950 mm. Délka držadla 500 až 300 mm.</p>	<p>12 040</p> <p>12 050</p> <p>19 660</p> <p>19 520</p>

 <p>Obr. 20 - Průbojníky</p>	<p>Průbojníky (průstřížníky)</p> <p>a) válcový b) kuželový c) klínový d) dutý</p>	<p>Děrování, prorážení výkovků.</p>	<p>19 650 19 520</p>
 <p>Obr. 21 - Nástavce</p>	<p>Nástavce</p> <p>a) plný b) dutý</p>	<p>Nástavec na průbojník při prorážení hlubokých otvorů.</p>	<p>12 040</p>
 <p>Obr. 22 – Kalibrovací trny</p>	<p>Kalibrovací trny</p> <p>a) soudkovitý b) kuželovitý</p>	<p>Pro kalibrování a malé rozšiřování otvorů.</p>	<p>14 140 16 240 520</p>
 <p>Obr. 23 – Kovací trny</p>	<p>Kovací trny</p> <p>a) válcové b) kuželové</p>	<p>Pro kování dutých výkovků.</p>	<p>14 140 16 240 19 520</p>
 <p>Obr. 24 – Pěchovací deska</p>	<p>Pěchovací deska</p>	<p>Deska k pěchování.</p>	<p>16 240 19 650</p>

 <p>Obr. 25 – Objímky</p>	<p>Objímky a) válcová b) kleštinová</p>	<p>K uchopení, držení a přemísťování.</p>	
 <p>Obr. 26 – Vidlice</p>	<p>Vidlice a) normální b) s kloubem</p>	<p>Nakrucování, zalomení výkovků. Velikost závisí na rozměrech zkrucovaného materiálu.</p>	<p>11 500</p>
 <p>Obr. 27 - Kleště</p>	<p>Kleště a) kovářské b) kleště pro polotovary c) k ovládání polotovaru bez sevrění</p>	<p>Manipulace výkovků. Používání různých druhů kleští závisí na druhu operace a velikosti a tvaru kovaného materiálu.</p>	<p>12 040 12 050</p>

 <p>Obr. 28 – Kleště k sázení</p>	<p>Kleště k sázení a vytahování z pece</p>	<p>K sázení a vytahování materiálu z pece, pro ingoty do váhy 2000 kg a o průměru válcovaného materiálu minimálně 250 mm.</p>	
 <p>Obr. 29 - Hmatadla</p>	<p>Hmatadla</p>	<p>Ke kontrole rozměrů menších výkovků.</p>	<p>12 040 12 050</p>
 <p>Obr. 30 - Úhelník</p>	<p>Úhelník</p>	<p>Kontrola úhlů.</p>	<p>12 050</p>
 <p>Obr. 31 – Úhломěr</p>	<p>Úhломěr (pakostník)</p>	<p>Kontrola úhlů – zkroutení výkovku</p>	<p>12 050</p>
 <p>Obr. 32 – Dutinář</p>	<p>Dutinář</p>	<p>K měření průměrů otvoru.</p>	
 <p>Obr. 33 - Šablony</p>	<p>Šablony</p>	<p>Ke kontrole rozměrů délkových a obrysů, tloušťka plechu 1 až 3 mm.</p>	

3 Manipulace

V kovárnách se manipuluje s materiálem, jehož teplota se pohybuje v rozsahu kovacíh teplot (pro ocel od 800 do 1200 °C), což jeho způsoby manipulace značně omezuje. Dále musí být materiál co nejrychleji dopravován mezi pecí a kovacími zařízeními, aby předčasně nevychladl. To je také důvod proč by měla být pec co nejbližší ke kovacímu stroji. [4]

Manipulovat s těžším polotovarem pro volné kování lze buď manipulátorem, nebo jeřábem spolu s dalším manipulačním prvkem.

3.1 Manipulátory

Pohonem manipulátorů je většinou elektromotor a tak jsou omezeny délkou kabelu. Pokud bychom chtěli nezávislý pohyb, je možné na manipulátor umístit spalovací motor, který však pouze pohání stejnosměrný generátor. Čelisti manipulátoru se většinou svírají hydraulicky. Manipulátory jsou primárně určeny k obsluze lisů či bucharů, obsluhuje-li manipulátor ohřívací pec, je nazýván sázecím strojem. [4]

Manipulátory se dělí na dvě skupiny, kolejové a bezkolejové.

3.1.1 Kolejové manipulátory

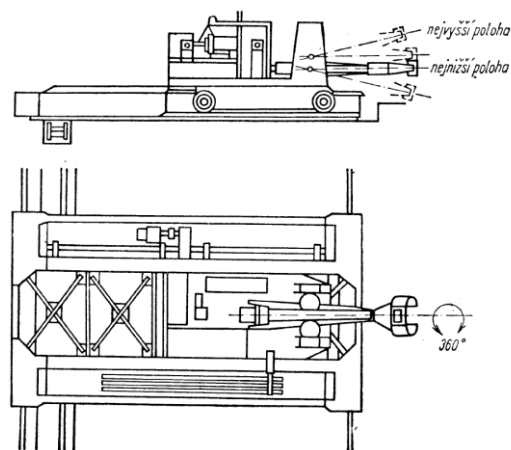
Kolejové manipulátory se, jak už napovídá název, pohybují po kolejích a lze je rozdělit na pět základních typů.

Typ I

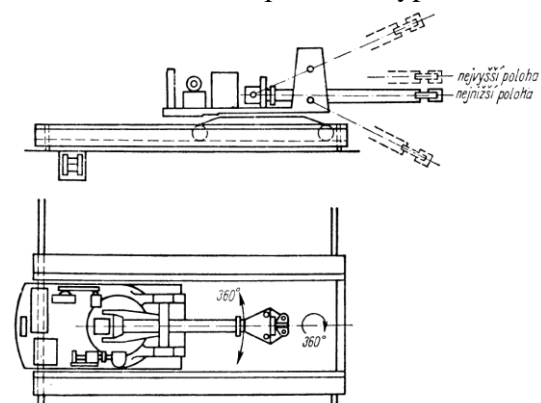
Typ I je mostový širokorozchodný manipulátor bez otáčení ramena kolem svislé osy. Je využíván nejen jako obsluha kovacího stroje, ale i jako sázecí stroj. Vozík manipulátoru se pohybuje po kolejích na mostě a ten se pohybuje po dalších kolejích. Tomu musí být přizpůsobeno i rozmístění pecí a kovacíh strojů. Musí být tedy v jedné řadě a to způsobí, že kovací stroj nemůže být nikdy naplněn využit, neboť manipulátor obsluhuje také pece. Tyto manipulátory se běžně nepoužívají. [4]

Typ II

Typ II je mostový širokorozchodný manipulátor s otáčením ramena kolem svislé osy. Na rozdíl od typu I se může vozík pojezdu ještě otáčet o 360° na obě strany. Rameno tedy vykonává 6 základních pohybů. Díky tomu již nemusí být stroje uspořádány v jedné řadě. [4]



Obr. 34 – Manipulátor – typ I [4]



Obr. 35 – Manipulátor – typ II [4]

Typ III

Typ III je mostový úzkorozchodný manipulátor bez otáčení ramena kolem svislé osy. Jsou určeny pouze pro obsluhu kovacího stroje a materiál je do jejich dosahu dopravován mostovým jeřábem nebo sázečím strojem. Oproti typu II jsou lehčí, stabilnější, konstrukčně jednodušší a prostorově méně náročné. [4]

Typ IV

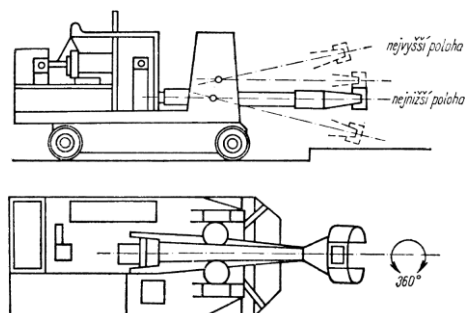
Typ IV je mostový úzkorozchodný manipulátor s otáčením ramena kolem svislé osy. Jsou určeny pro hromadnou výrobu kratších výkovek jednoduchých tvarů. Na rozdíl od typu III se vozík může otáčet kolem svislé osy o 360° na obě strany. Tento typ se tedy může využít i pro dopravu materiálu a nemusí mu být dopravován materiál pomocí mostového jeřábu či sázečím stroje. Vzhledem k nízkým požadavkům na zástavbový prostor se tento typ hodí pro mechanizaci starších kováren. [4]

Typ V

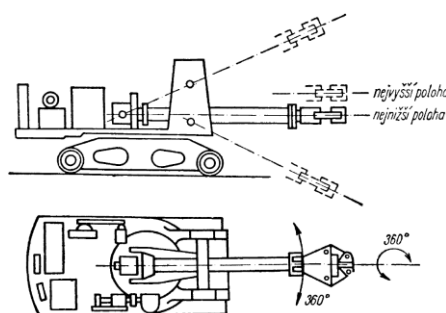
Typ V je točnicový manipulátor, tj. s mostem otočným kolem své osy. Používá se výjimečně ve velkosériové a hromadné výrobě kratších a lehčích výkovek. [4]

3.1.2 Bez kolejevé manipulátory

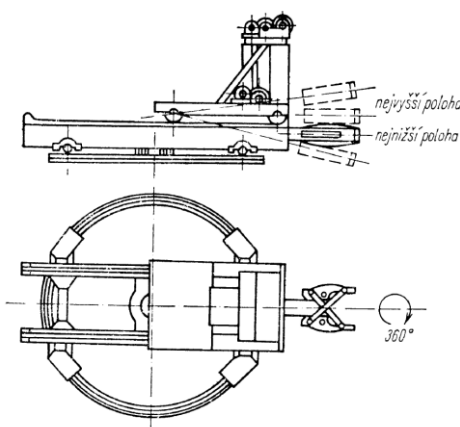
Tyto manipulátory se také nazývají automanipulátory. Výhodou těchto manipulátorů je, že nejsou omezeny kolejemi, ale pouze délkou kabelu. V případě že mají spalovací motor se stejnosměrným generátorem, tak nejsou omezeny vůbec. Mohou tedy obsluhovat jakékoli kovací stroje či ohřívací pece při libovolném rozmístění. Rameno se otáčí kolem vlastní podélné osy. Může se i naklápět, spouštět či zvedat. [4]



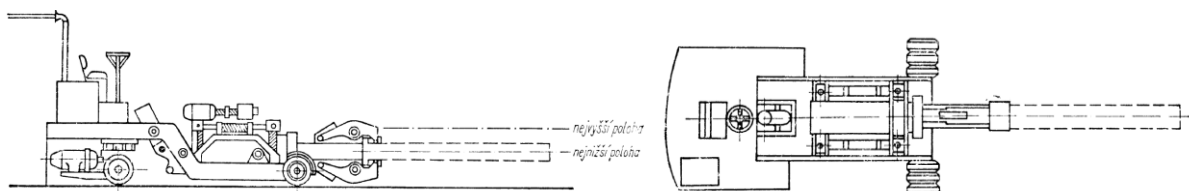
Obr. 36 – Manipulátor – typ III [4]



Obr. 37 – Manipulátor – typ IV [4]



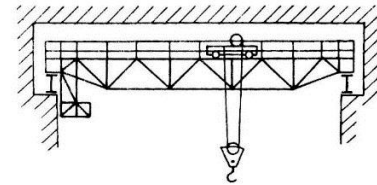
Obr. 38 – Manipulátor – typ V [4]



Obr. 39 – Bez kolejevý manipulátor – s přívodním kabelem, se spalovacím motorem [4]

3.2 Jeřáby

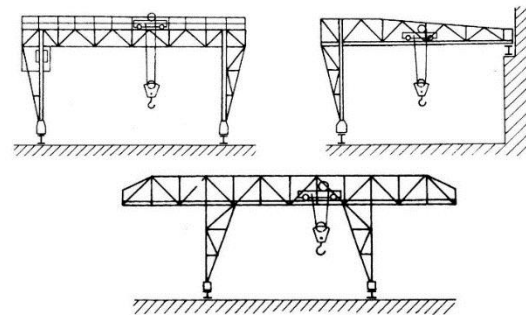
Jeřáby jsou zařízení, jež slouží k manipulaci s těžkými a objemnými břemeny. Lze je rozdělit podle různých kritérií, z nichž nejlepší je, dle mého názoru, z hlediska tvaru.



Obr. 40 – Mostový jeřáb [7]

3.2.1 Mostové

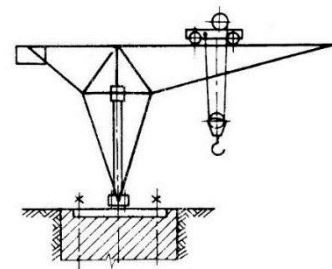
Nejvíce rozšířené jsou mostové jeřáby. Může za to pravděpodobně fakt, že se most, který je hlavní částí jeřábu, pohybuje přímo na patkách sloupů budovy nebo na samostatných sloupech. Díky tomu jsou uloženy tak vysoko, že nepřekázejí v provozu. Po mostě se pohybuje jeřábová kočka. Jejich nosnost je udávána v rozmezí 5 až 320 tun. [5]



Obr. 41 – Portálový jeřáb [7]

3.2.2 Portálové

Od mostových jeřábů se liší tím, že mají místo mostu portál (portálový most) a skutečností že pojíždí po dráze v úrovni terénu. Dalším rozdílem může být skutečnost, že portál může mít oba své konce převislé. [5]



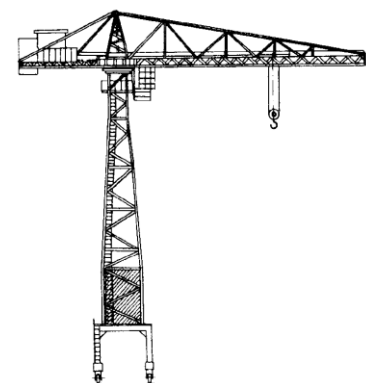
Obr. 42 – Sloupový jeřáb [7]

3.2.3 Sloupové

Jak už název napovídá, tak se výložník nachází na sloupu, na kterém se buď otáčí, nebo se otáčí celý sloup i s výložníkem. Výložník má na jedné straně protizávaží, jelikož je tento typ jeřábů spíše menší, tak je protizávaží řešeno většinou vhodně umístěným elektromotorem.

3.2.4 Věžové

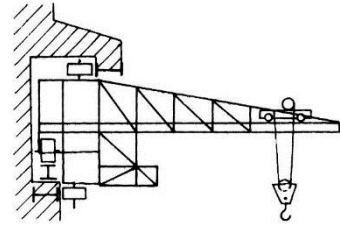
Věžové jeřáby se podobají sloupovým jeřábům. Místo sloupu mají však věž, která může mít buď pevně danou výšku, nebo se věž skládá z několika sekcí, které se stavějí na sebe, takové jeřáby poté nazýváme šplhací. Výložník jeřábu je buď vodorovný a jeřábová kočka se pohybuje přímo po něm, nebo je výložník sklopný a lze jím tak dosáhnout výše při nižší výšce věže. [4]



Obr. 43 – Věžový jeřáb [5]

3.2.5 Konzolové

Konzolové jeřáby se vyznačují tím, že mohou pojíždět po dráze umístěné na stěně. Po konzole (výložníku) pojíždí jeřábová kočka. Vyskytuje se ve dvou provedeních, otočné a neotočné. [6]



Obr. 44 – Konzolový jeřáb [7]

3.2.6 Kolejové

Kolejové jeřáby jsou podobné jeřábům silničním, s tím rozdílem, že kolejové jeřáby se pohybují po kolejích a slouží tedy k drážním účelům. Většinou při haváriích vlaků. [6]



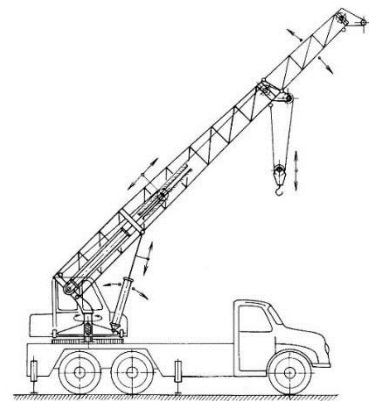
Obr. 46 – Kolejový jeřáb [9]

3.2.7 Silniční

Silniční jeřáby se vyznačují vysokou mobilitou. Jsou to v podstatě nákladní auta s jeřábem místo nákladu. Výložník bývá stavitelný. [6]

3.2.8 Plovoucí

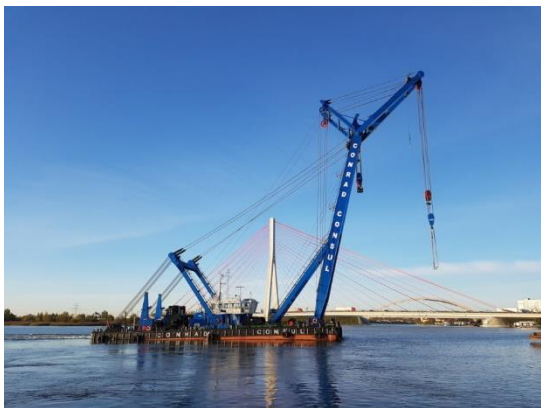
Jak už název napovídá, tento typ jeřábu plave. Využívá se jich při překládkách z lodí, v loděnicích pro účely montáže, pro stavbu přístavních hrází a budov, či k vyzdvihování potopených lodí. [6]



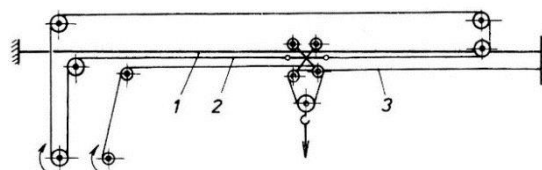
Obr. 45 – Silniční jeřáb [7]

3.2.9 Lanové

Pro stavbu mostů a přehrad lze využít lanových jeřábů. Jsou to v podstatě dvě věžovité podpěry, mezi kterými se po nosném laně pohybuje jeřábová kočka. [6]



Obr. 47 – Plovoucí jeřáb [8]



Obr. 48 – Lanový jeřáb [7]
1- nosné lano, 2- pojezdové lano, 3- zdvihadí lano

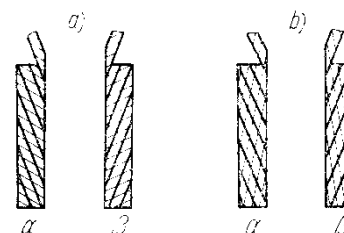
3.3 Manipulační prvky

3.3.1 Vazáky

Pomocí vazáků se zavěšují břemena na hák jeřábu, či mezičlánek jako například traverzu. Je nutné zmínit se o zvětšené osově síle vznikající šikmým zavěšením vazáků.

3.3.2 Vázací lana

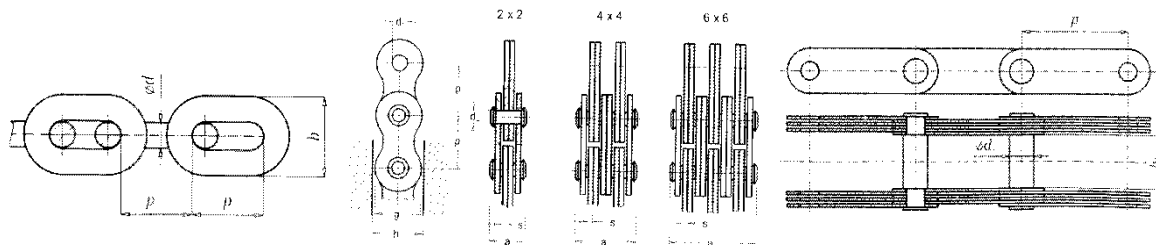
Vázací lana jsou buď konopná, polyamidová nebo ocelová. Využívá se jich k vázání lehčích břemen. Nemají tak velkou únosnost jako řetězy, ale jsou lehčí a náhle se netrhají. Lana mohou mít na konci závěsná oka nebo jsou bezkoncová. Doporučuje se používat protisměrně zapletená lana. [10]



Obr. 49 – Zaplétání lan [10]
a) lano stejněsměrné, b) lano protisměrné,
 α – vinutí levé, β – vinutí pravé

3.3.3 Vázací řetězy

Jako vázací řetězy se používají článkové nekalibrované řetězy zakončené oky nebo háky. Dále lze také využít Flyertův nebo Gallův řetěz.



Obr. 50 – Řetězy – článkový, Flyertův, Gallův [11]

3.3.4 Kleště

Viz Tabulka 1.

3.3.5 Břemenové elektromagnety

Břemenové elektromagnety se používají pro přepravu feromagnetických materiálů. Nelze je uplatnit u slitinových ocelí s vyšším obsahem manganu a niklu. Za zmínku stojí fakt, že při teplotě vyšší než 700 °C ztrácí ocel své magnetické vlastnosti a magnet je tedy nepoužitelný. [10]

4 Návrh variant řešení

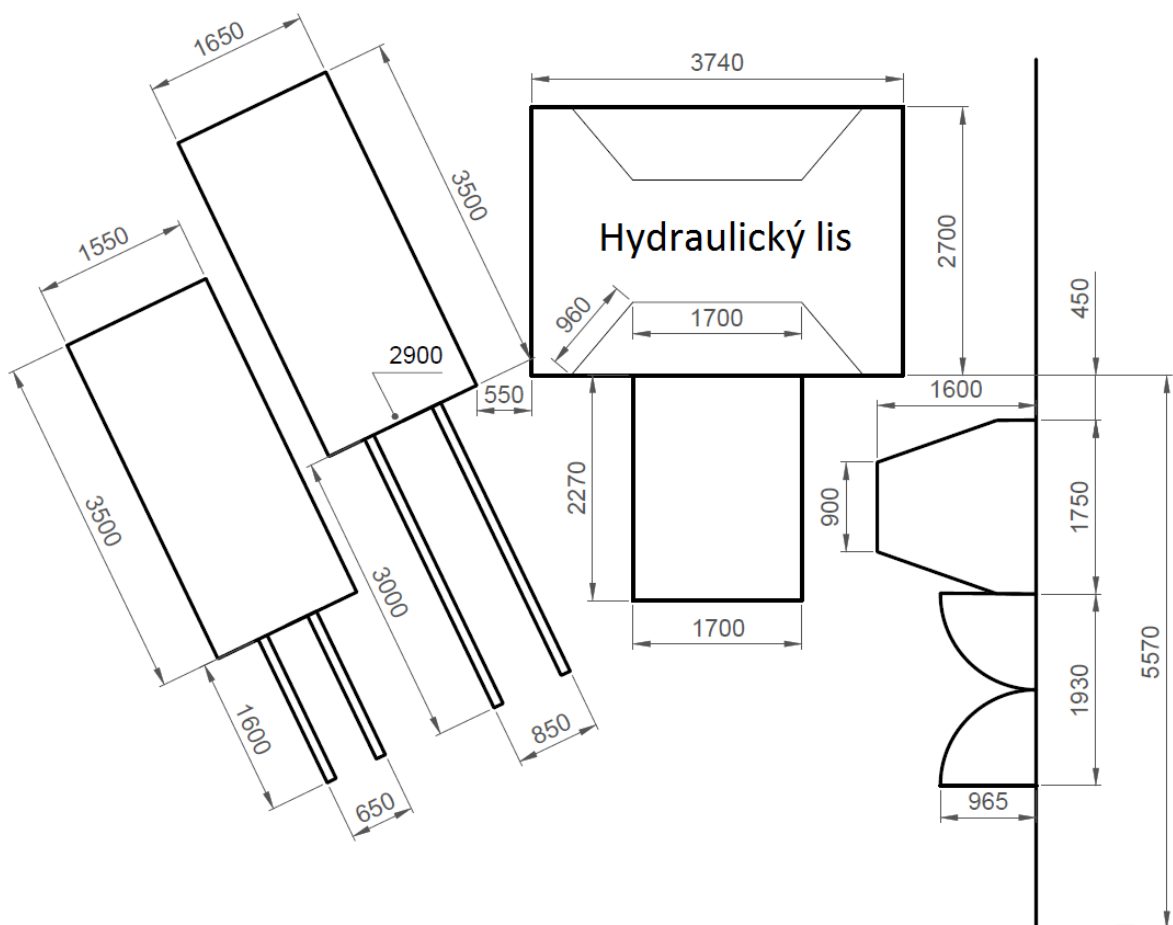
4.1 Požadavky firmy

Firma COMTES FHT požaduje, aby bylo umožněno manipulovat s výkovky o teplotě až 1250 °C, hmotnosti 10 až 100 kg, v rozsahu průměru 0 až 120 mm. Aby manipulace probíhala co nejrychleji, navrhovaný manipulační prostředek neomezoval prostor na stávajícím pracovišti a aby s tímto prostředkem dokázal manipulovat samotný muž průměrného vzrůstu.

Při řešení návrhu si rozdělíme problém na dva samostatné úkoly. ČÍM to uchopit a na CO to zavěsit.

4.1.1 Rozložení pracoviště

Vlevo od lisu se nacházejí dvě odporové ohřívací pece, ze kterých vyjíždí vozíky s polotovarem o maximální kovací teplotě 1250 °C po kolejnicích umístěných v podlaze. Pece mají přibližně výšku 2900 mm. Mezi pecemi je mezera přibližně 340 mm. Pece jsou vzhledem k lisu natočeny a nejmenší mezera mezi nimi a lisem je 550 mm. V prostoru před lisem se nachází otočný stůl uložený pod podlahou. Na pravé straně od lisu se nachází stěna ve vzdálenosti 1340 mm. Mezi stěnou a lisem je umístěna ovládací kabina lisu a manipulátoru. Vedle ovládací kabiny jsou vstupní dveře do tlakové stanice. Viz obrázek 51 a 52.



Obr. 51 – Rozložení pracoviště



Obr. 52 – Foto pracoviště

4.2 Návrh zdvihacího zařízení

Zdvihací zařízení bude muset odolávat vysoké teplotě. Budeme tedy muset vypustit všechny druhy jeřábů, které automaticky snímají hmotnost a vyvažují břemeno v prostoru, čímž dovolují zvedat břemeno jednou rukou za působení minimální síly, protože jsou citlivé na teplotu. Dále naše zařízení nesmí překážet stávajícímu manipulátoru, bude tedy nutné zajistit, aby se zařízení dalo snadno demontovat.

Na našem zdvihacím zařízení bude pověšen nejen výkovek o maximální hmotnosti 100 kg, ale i manipulační prvek, u kterého budeme uvažovat maximální hmotnost také 50 kg. Dohromady je nesená hmotnost cca 150 kg. Vzhledem k tomu, že může docházet k dynamickému zatěžování, budeme uvažovat nosnost jeřábu 200 kg.

Pokud bychom navrhli zdvihací zařízení přenosné, mohl by ho přenášet stávající mostový jeřáb.

4.2.1 Mostový jeřáb

V hale kde je umístěno pracoviště, se již nachází mostový jeřáb. Ten je však potřebný pro ostatní pracoviště. Bylo by ale možné přidat ke stávajícímu ještě jeden mostový jeřáb a uložit ho na jeřábovou dráhu stávajícího jeřábu.

Nevýhodou je, že tento jeřáb se pohybuje velice pomalu a nedostal by se do vnitřního prostoru lisu, bez toho aby pracovník musel namáhavě tlačit výkovek do lisu. Viz obrázek 52.

Výhodou by však bylo navýšení kapacity nosnosti jeřábu a možnost manipulovat snáze s hmotnými a objemnými břemeny v hale pomocí dvou mostových jeřábů.

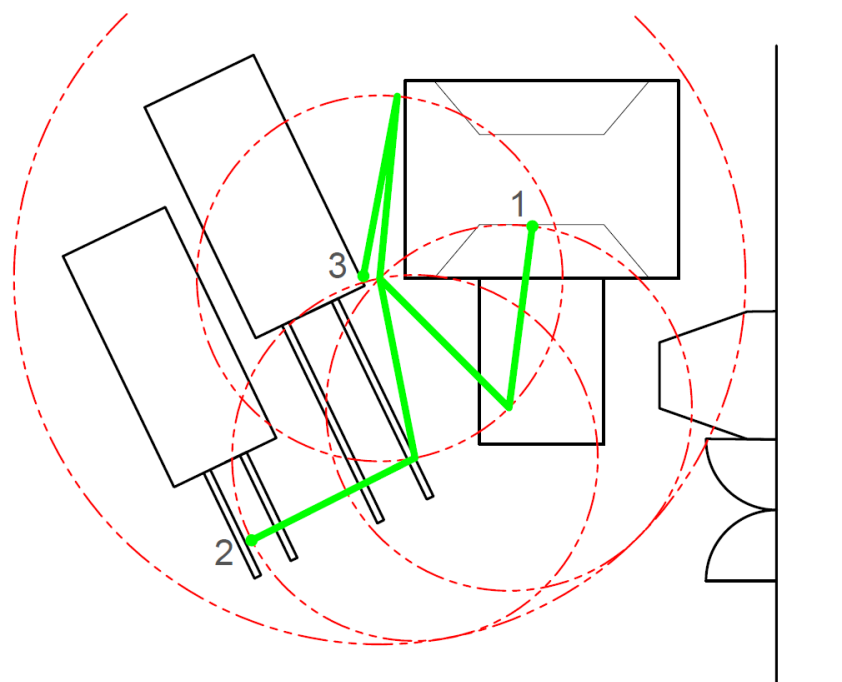
4.2.2 Kloubový jeřáb

Kloubový jeřáb je konstrukčně řešen tak že se výložník skládá ze dvou (a více) částí spojených mezi sebou čepem a proto je schopen dostat se i za roh. Jeřáb se při vynaložení minimální síly přesune do požadované polohy. Problémem se stává otázka kam ho umístit do jaké výšky a jak dlouhá budou ramena.

Dle mého průzkumu se vyrábějí ramena o délce 5 až 7 m pro zatížení 500 kg, které lze umístit na stěnu či na sloup.

Umístění mezi lisem a pecí

Mezi lisem a pecí je malý prostor, do kterého by se mohl umístit kloubový jeřáb na sloup. Byla tu také možnost připevnit jej přímo na lis, bohužel tímto místem prochází potrubí. Při tomto řešení by stačila ramena o délce 5 m a umístění ramen do výšky alespoň 3 m, aby nedocházelo ke kolizi s dalším zařízením pracoviště. Viz obrázek 53. Největší kružnice označuje největší možný dosah jeřábu. Malé kružnice naznačují, kam ramena dosáhnou při různém natočení. V poloze 1 se konec ramene nachází v pracovním prostoru lisu, v poloze 2 nad místem pro uchopení ohřátého polotovaru a v poloze 3 se nachází v nulové poloze.



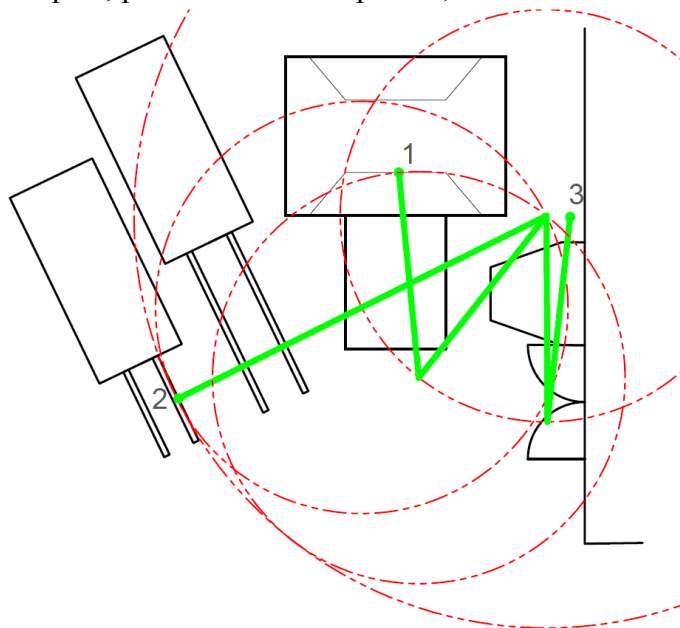
Obr. 53 – Kloubový jeřáb umístěný mezi lisem a pecí



Obr. 54 – Model kloubového jeřábu

Umístěný mezi lisem, stěnou a ovládacím pultem

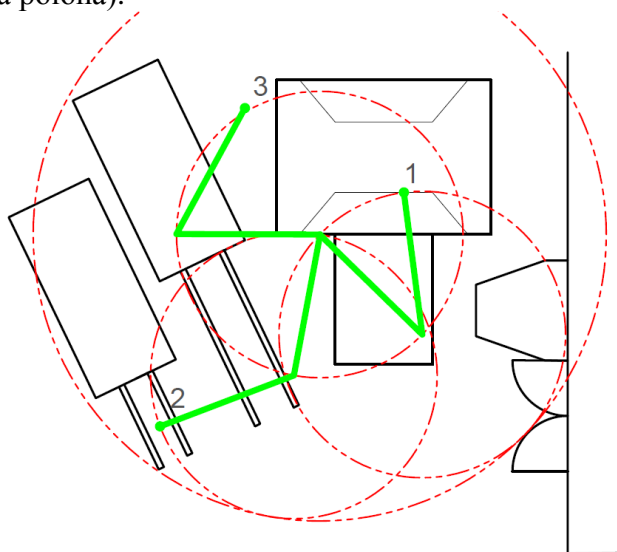
Mezi lisem, stěnou a ovládacím pultem se nachází o něco větší prostor než mezi lisem a pecí. Do tohoto místa by se snadno umístil sloup a teoreticky by se dal jeřáb umístit i na stěnu. Nevýhodou je však skutečnost, že i jeřáb s délkou ramen 7 m stěží dosáhne k druhé peci. Délka by byla dostatečná, v případě že by stačilo obsluhovat pouze jednu pec. V tomto případě by bylo nutné, vyhnou se pouze ovládací kabině a tak nám bohatě postačí výška 2,5 m. Viz obrázek 55. Značení je totožné s obrázkem 53 (pozice 1 – obsluha pracovního prostoru lisu, pozice 2 – obsluha pecí, pozice 3 – nulová poloha).



Obr. 55 – Kloubový jeřáb umístěný mezi lisem, stěnou a ovládacím pultem

Umístěný zepředu na lisu

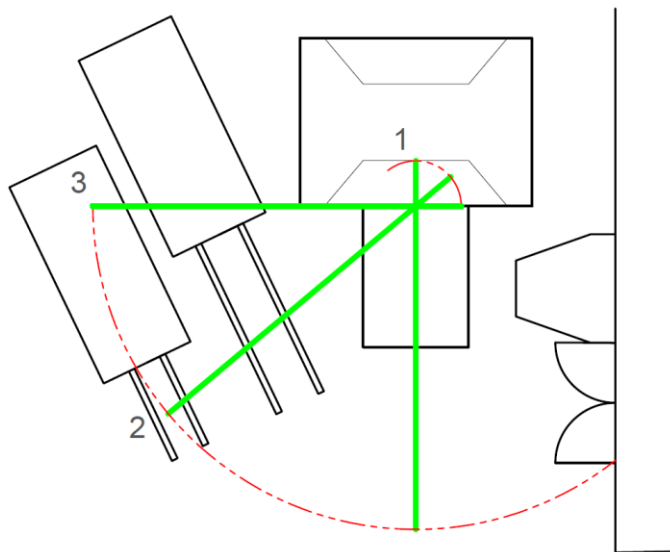
Další možností je připevnění jeřábu přímo zepředu na lis. Opět by nám postačovala délka ramen 5 m. Nejlepší by bylo umístit jej do výšky 3 m, aby se dobře dostal do pracovního prostoru lisu a současně nedocházelo ke kolizím s dalším zařízením. Viz obrázek 56. Značení je totožné s obrázkem 53 a 55 (pozice 1 – obsluha pracovního prostoru lisu, pozice 2 – obsluha pecí, pozice 3 – nulová poloha).



Obr. 56 – Kloubový jeřáb umístěný zepředu na lis

4.2.3 Otočná konzola

Zepředu na lis by bylo také možné připevnit otočnou konzolu s převislým koncem a jeřábovou kočkou. U takového řešení však nastává problém. Nacházeli bychom se na jejím delším konci tak natáčení celé konzoly by bylo snadné, ale pokud bychom se nacházeli na jejím kratším konci, nemuselo by samotné natočení být tak snadné. Tento problém lze vyřešit tím, že bychom na delším konci natočili konzolu do chtěné polohy a poté pouze přejeli s kočkou na druhý konec. Pokud se ovšem nacházíme na kratším konci, natočení při kování bude obtížné. Na obrázku 57 je malý kruhový oblouk, který ukazuje, jak bude omezená možnost pohybu uvnitř lisu. Delší část by byla přibližně 6 m dlouhá a kratší část zhruba 0,75 m dlouhá. Cena tohoto řešení by však byla výrazně nižší než u předchozích řešení.



Obr. 57 – Otočná konzola



Obr. 58 – Model otočné konzoly

4.3 Zhodnocení variant a výběr optimálního řešení zdvihacího zařízení

Rozhodl jsem se provést srovnání variant dle následujících hledisek: rychlost manipulace, univerzálnost použití, omezování prostoru manipulátoru, pracnost při manipulaci, výrobní náklady. Nejlepší varianta dostane tři body a nejhorší jeden bod, jak můžete vidět v tabulce 2.

Tab. 2 – Srovnání jednotlivých variant zdvihacích zařízení

Druh zařízení	Mostový jeřáb	Kloubový jeřáb	Otočná konzola	Optimální zařízení
Rychlost manipulace	2	3	1	3
Univerzálnost použití	3	2	1	3
Omezování prostoru	3	2	1	3
Pracnost při manipulaci	2	3	1	3
Výrobní náklady	1	2	3	3
Celkem	11	12	7	15

V tabulce 2 si můžete povšimnout, že mostový jeřáb a kloubový jeřáb se umístili nejlépe a nejsou příliš vzdáleny od optimálního zařízení. Pokud bychom tyto dva druhy jeřábů srovnali, zjistili bychom, že kloubový jeřáb se snáze dostane do prostoru lisu a z tohoto důvodu byl vybrán kloubový jeřáb.

Tab. 3 – Srovnání jednotlivých variant umístění kloubového jeřábu

Umístění	Mezi lisem a pecí	Mezi lisem stěnou a ovládacím pultem	Zepředu na lis	Optimální umístění
Nutná délka ramen	3	1	3	3
Využitelnost k jiným účelům	3	1	2	3
Omezování prostoru	3	3	2	3
Celkem	9	5	7	9

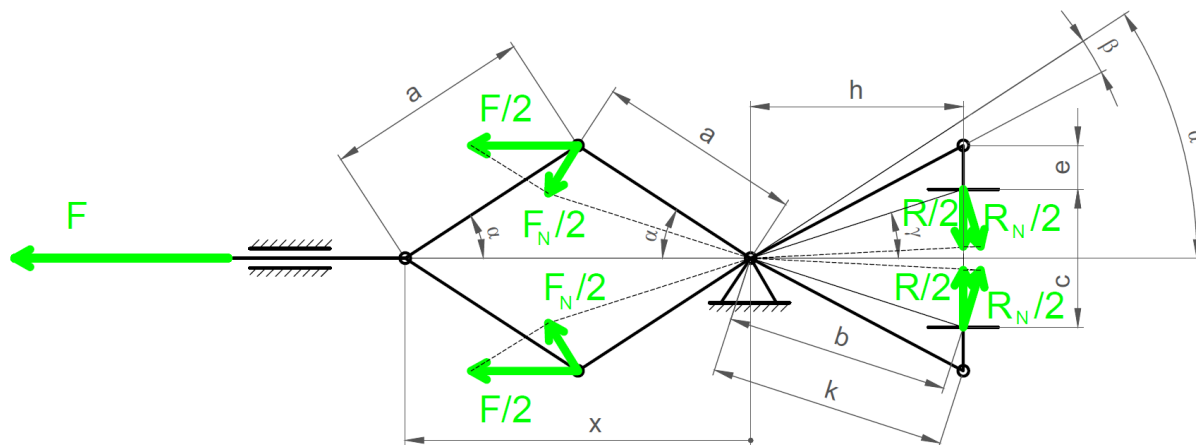
Nyní zbývá jen vybrat možné umístění. Dle mého názoru je umístění mezi lisem, stěnou a ovládacím pultem zbytečně daleko od pecí a dosah je tím značně omezen. Viz obr. 55. Umístění mezi lis a pec překáží o něco méně než umístění zepředu na lis a proto bych vybral jako optimální umístění mezi lisem a pecí, jak je vidět i z tabulky 3. Viz obr. 53 a 56.

4.4 Návrh manipulačního prvku

Manipulační prvek bude muset odolávat vysoké teplotě, můžeme tedy vyřadit všechny prvky náchylné na teplotu, jako jsou magnety a vakuové manipulátory. Bude nutné co nejvíce ochránit obsluhu před vysokou teplotou výkovku. Přípustný hygienický limit pro hmotnost ručně manipulovaného břemene přenášeného mužem je při častém zvedání a přenášení 30 kg. [13]

4.4.1 Upínací mechanismus

Vzhledem k tomu, že manipulační prvek bude muset přenášet břemena o proměnlivém průměru 0 až 120 mm, bylo zvoleno řešení pomocí kleští. Vzhledem k hmotnosti břemena 10 až 100 kg, je nutné vyvodit sílu a přenést ji do čelistí kleští. K tomu nám poslouží mechanismus schematicky nakreslený na obrázku 59.



Obr. 59 – Schéma mechanismu kleští

V příloze 1 jsou uvedeny vztahy pro odvození potřebné síly F .

$$F = \frac{f \cdot Q \cdot g \cdot \left(k \cdot \sin \left(\left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right) - \beta \right) - e \right) \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \left(\left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right) - \beta \right) \cdot \left(k \cdot \sin \left(\left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right) - \beta \right) - e \right)}{k \cdot \sin \left(\left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right) - \beta \right)} \right)}{a \cdot \sin \left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right)} \quad (15)$$

Volím následující parametry:

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

$$k = 115 \text{ mm}$$

$$e = 25 \text{ mm}$$

$$\beta = 14^\circ$$

$$\text{délka tahu pístnice} = 150 \text{ mm [12]}$$

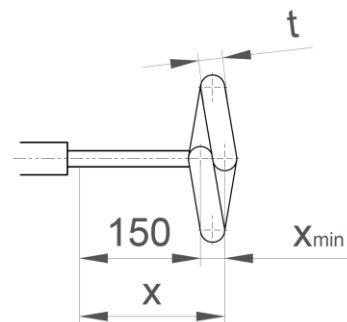
$$\text{šířka táhel } t = 30$$

součinitel smykového tření $f = 0,5$ (povrch břemene je značně okujený)

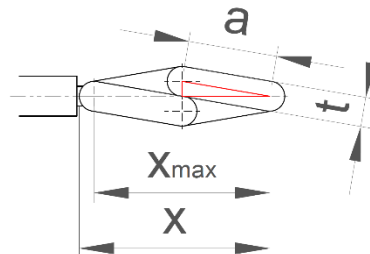
$$\text{hmotnost břemene } Q = 100 \text{ kg}$$

Z obrázku 60 je zřejmé, že pokud je šířka táhel 30 mm tak minimální hodnota $x_{min} = 30$ mm. Dále je z obrázku 61 zřejmé že hodnotu x_{max} je možné získat pomocí Pythagorovy věty.

$$a^2 = \left(\frac{t}{2} \right)^2 + \left(\frac{x_{max}}{2} \right)^2 \rightarrow x_{max} = 2 \cdot \sqrt{a^2 - \left(\frac{t}{2} \right)^2}$$



Obr. 60 – Minimální hodnota x



Obr. 61 – Maximální hodnota x

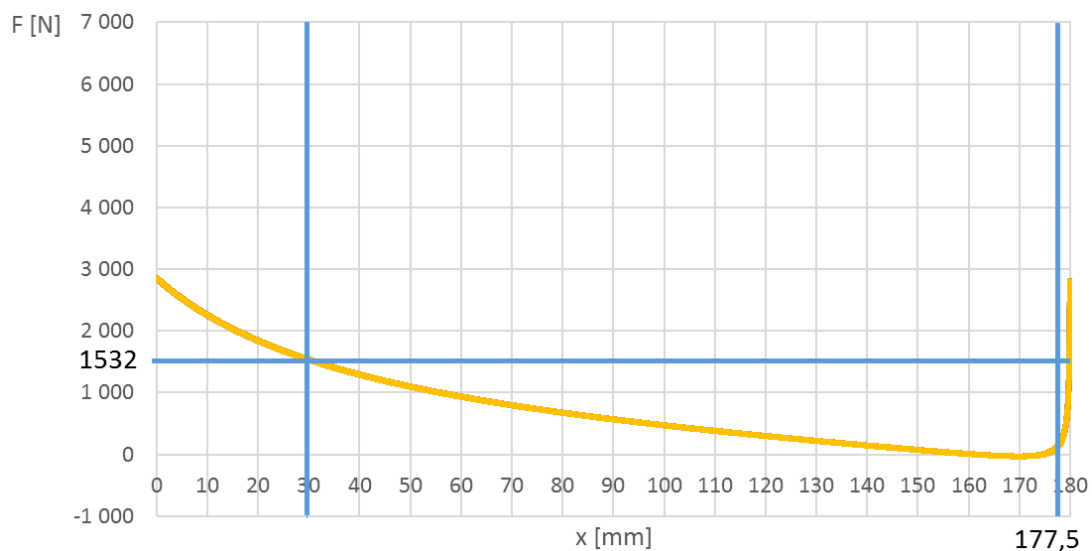
$$x_{max} = 2 \cdot \sqrt{a^2 - \left(\frac{t}{2}\right)^2} = 2 \cdot \sqrt{90^2 - \left(\frac{30}{2}\right)^2}$$

$$x_{max} = 177,5 \text{ mm}$$

Nyní již můžeme dosadit do vztahu (15) a zjistit tak průběh potřebné síly F , hodnoty x však můžeme brát v úvahu pouze od x_{min} po x_{max} . Jak si můžete povšimnout v grafu na obrázku 62, tak maximální potřebné síly se dosáhne ve vzdálenosti x_{min} . Dosazením x_{min} do vztahu (15) získáme maximální potřebnou sílu F_{max} .

$$F_{max} = \frac{f \cdot Q \cdot g \cdot \left(k \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{x_{min}}{2a}\right) - \beta\right) - e \right) \cdot \left(\frac{\operatorname{tg}\left(\arccos\left(\frac{x_{min}}{2a}\right) - \beta\right) \cdot \left(k \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{x_{min}}{2a}\right) - \beta\right) - e \right)}{k \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{x_{min}}{2a}\right) - \beta\right)} \right)}{a \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{x_{min}}{2a}\right)\right)}$$

$$F_{max} = 1532 \text{ N}$$



Obr. 62 - Graf závislosti síly F na zdvihu x

Dále je zřejmé, že jsme omezeni dosednutím čelistí na sebe, tj. když $c = 0$. Dosazením této hodnoty do vztahu (6) a vyjádřením získáme vzdálenost $x_{c=0}$, při které dojde k dosednutí čelistí na sebe.

$$c = 2 \cdot \left(k \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{x_{c=0}}{2a}\right) - \beta\right) - e \right)$$

$$\frac{2c+e}{d} = \sin\left(\arccos\left(\frac{x_{c=0}}{2a}\right) - \beta\right)$$

$$\arcsin\left(\frac{2c+e}{k}\right) + \beta = \arccos\left(\frac{x_{c=0}}{2a}\right)$$

$$2a \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{2c+e}{k}\right) + \beta\right) = x_{c=0} \quad (16)$$

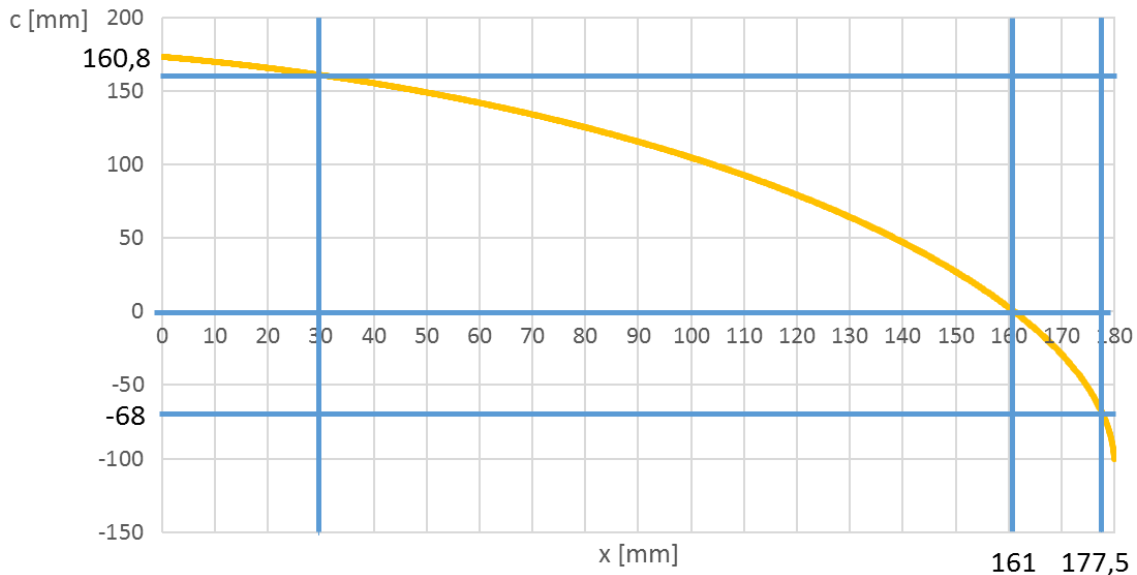
$$x_{c=0} = 2 \cdot 90 \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{2 \cdot 0 + 25}{115}\right) + 14 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 161 \text{ mm}$$

Dále by nás zajímalo maximální možné rozevření čelistí c_{max} , ke kterému dojde v x_{min} , jak si můžete povšimnout v grafu na obrázku 63. Získáme jej dosazením do vztahu (6).

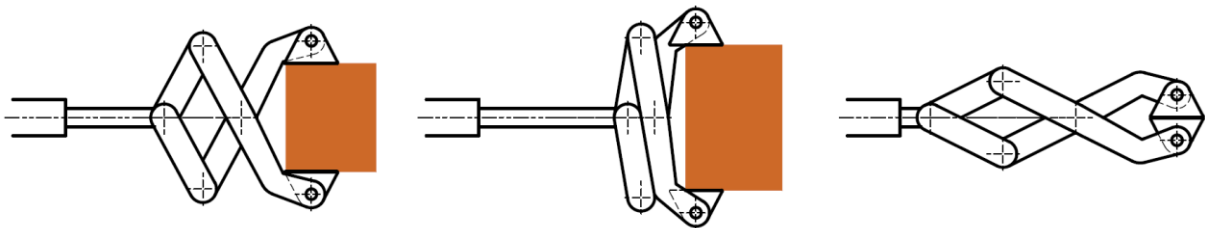
$$c_{max} = 2 \cdot \left(k \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{x_{min}}{2a}\right) - \beta\right) - e \right) =$$

$$= 2 \cdot \left(115 \cdot \sin \left(\arccos \left(\frac{30}{2 \cdot 90} \right) - 14 \frac{\pi}{180} \right) - 25 \right) = 160,8 \text{ mm}$$

Konce čelistí je možné vyrobit výměnné s různými tvary a velikostmi, pokud ovšem nedodržíme rozměr $e = 25 \text{ mm}$, bude nutné přepočítat velikost síly a změní se tím i rozsah čelistí kleští c .



Obr. 63 - Graf závislosti otevření čelistí c na zdvihu x

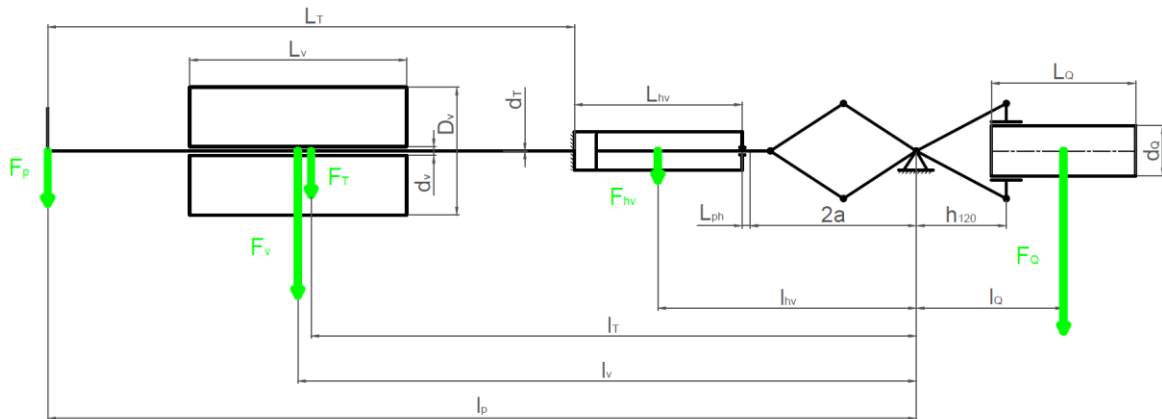


Obr. 64 – Poloha čelistí – rozevření 120 mm, maximální rozevření, nulové rozevření

4.4.2 Vyvážení kleští

Vzhledem k tomu, že kleště budou muset nést břemeno o hmotnosti 10 až 100 kg, bude vhodné je vyvážit, aby manipulující osoba byla co nejméně zatížena. Kleště budou zavěšeny na ocelovém laně či nosném řetězu, za ložisko umístěné v oblasti bodu otáčení páky. K vyvážení nám bude sloužit válec o hmotnosti m_v , posouvající se po středové ose kleští. Budeme vycházet z následujících hodnot:

- hmotnost břemene $m_Q = 10$ až 100 kg
- hmotnost pohonu, např.: hydraulického válce $m_{hv} = 2,6 \text{ kg}$ [12]
- dovolený hmotnostní limit pro muže $m_p = 30 \text{ kg}$ [13]
- hustota oceli $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3 = 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
- délka $L_{ph} = 32 \text{ mm}$ [12]
- délka $L_{hv} = 305 \text{ mm}$ [12]
- délka $L_M = 1800 \text{ mm}$
- průměr tyče $d_T = 30 \text{ mm}$



Obr. 65 – Rozložení hmotnosti

Nejprve si určíme délku břemene L_Q .

$$m_Q = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_Q^2}{4} \cdot L_Q \rightarrow L_Q = \frac{4 \cdot m_Q}{\rho \cdot \pi \cdot d_Q^2} \quad (17)$$

Budeme uvažovat břemeno o průměru $d_Q = 120$ mm. Dosazením vztahu (16) do vztahu (5) a následně do vztahu (7), získáme vzdálenost h_{120} .

$$\begin{aligned} h_{120} &= \frac{e + \frac{c}{2}}{\operatorname{tg}(\alpha - \beta)} = \frac{e + \frac{c}{2}}{\operatorname{tg}\left(\arccos\left(\frac{x}{2a}\right) - \beta\right)} = \frac{e + \frac{c}{2}}{\operatorname{tg}\left(\arccos\left(\frac{2a \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{2c+e}{k}\right) + \beta\right)}{2a}\right) - \beta\right)} = \\ &= \frac{e + \frac{c}{2}}{\operatorname{tg}\left(\arccos\left(\cos\left(\arcsin\left(\frac{2c+e}{k}\right) + \beta\right)\right) - \beta\right)} = \\ &= \frac{25 + \frac{120}{2}}{\operatorname{tg}\left(\arccos\left(\cos\left(\arcsin\left(\frac{2 \cdot 120 + 25}{115}\right) + 14 \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right) - 14 \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right)\right)} \doteq 78 \text{ mm} \end{aligned}$$

Nyní můžeme určit vzdálenosti l_Q , l_T , L_T a l_{hv} .

$$l_Q = h_{120} + \frac{L_Q}{2} = h_{120} + \frac{\frac{4 \cdot m_Q}{\rho \cdot \pi \cdot d_Q^2}}{2} = h_{120} + \frac{2 \cdot m_Q}{\rho \cdot \pi \cdot d_Q^2} \quad (18)$$

$$L_T = l_p - L_{hv} - 2 \cdot a - L_{ph} = 1800 - 305 - 2 \cdot 90 - 32 = 1283 \text{ mm}$$

$$l_T = l_p - \frac{L_T}{2} = 1800 - \frac{1283}{2} = 1158,5 \text{ mm}$$

$$l_{hv} = 2 \cdot a + L_{ph} + \frac{L_{hv}}{2} = 2 \cdot 90 + 32 + \frac{305}{2} = 364,5 \text{ mm}$$

Pokud dosadíme do vztahu (17) délku tyče L_T a průměr tyče d_T zjistíme hmotnost m_T této tyče.

$$m_T = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \cdot L_T = 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\pi \cdot 30^2}{4} \cdot 1283 = 7,1 \text{ kg}$$

Dále zbývá určit síly od hmotností.

$$F = m \cdot g$$

$$F_{hv} = m_{hv} \cdot g$$

$$F_v = m_v \cdot g$$

$$F_p = m_p \cdot g$$

$$F_Q = m_Q \cdot g$$

$$F_T = m_T \cdot g$$

Jednotlivé síly nám na jednotlivých ramenech vytvářejí momenty, sestavíme si tedy momentovou rovnici, z které si vyjádříme potřebnou vzdálenost válce l_v . Vliv hmotnosti táhel, pák a čelistí zanedbáme.

$$M_v + M_{hv} + M_p + M_T = M_Q$$

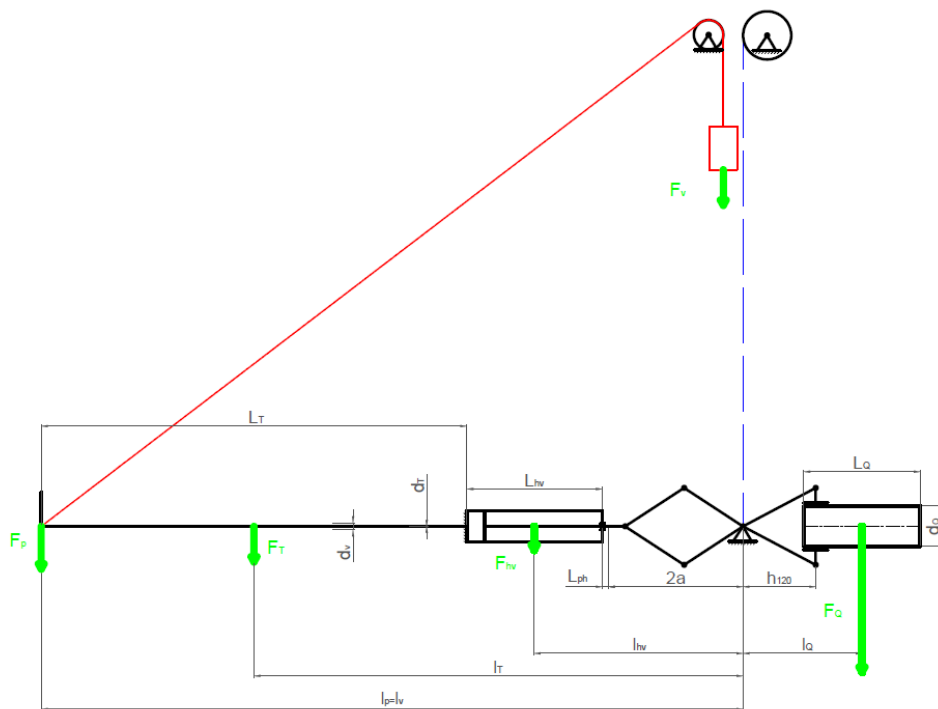
$$F_v \cdot l_v + F_{hv} \cdot l_{hv} + F_p \cdot l_p + F_T \cdot l_T = F_Q \cdot l_Q$$

$$l_v = \frac{F_Q \cdot l_Q - F_{hv} \cdot l_{hv} - F_p \cdot l_p - F_T \cdot l_T}{F_v} = \frac{m_Q \cdot g \cdot l_Q - m_{hv} \cdot g \cdot l_{hv} - m_p \cdot g \cdot l_p - m_T \cdot g \cdot l_T}{m_v \cdot g} =$$

$$= \frac{m_Q \cdot \left(h_{120} + \frac{2 \cdot m_Q}{\rho \cdot \pi \cdot d_Q^2} \right) - m_{hv} \cdot l_{hv} - m_p \cdot l_p - m_T \cdot l_T}{m_v} \quad (19)$$

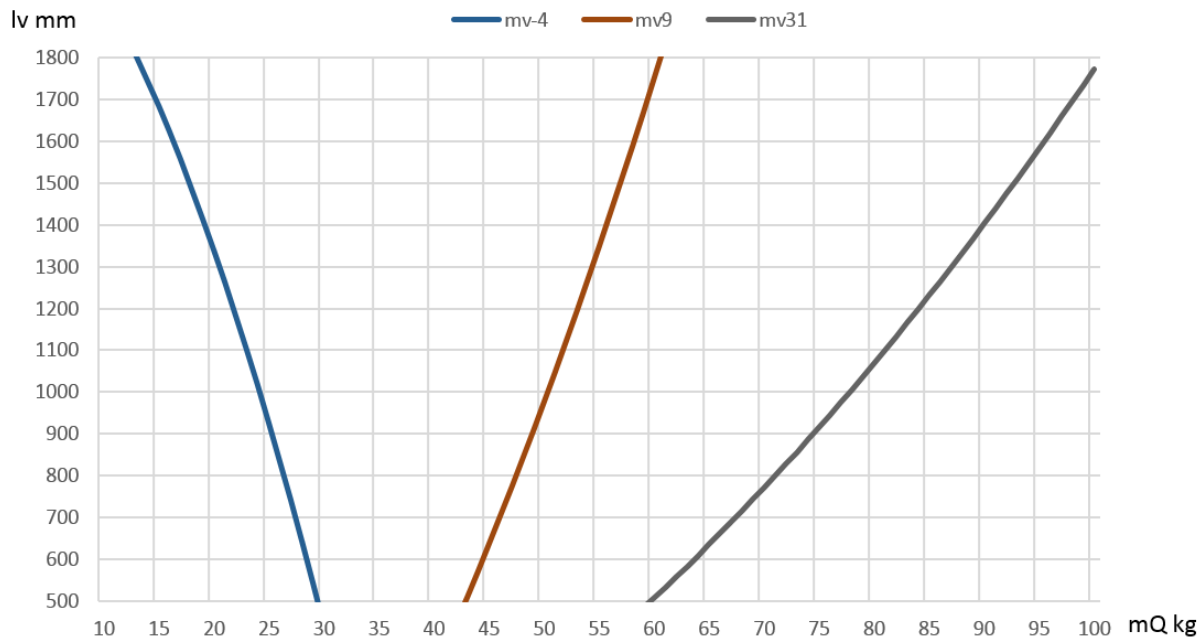
Při výpočtu nejprve zanedbáme vliv síly od pracovníka, působící na konci kleští, neboť ta bude sloužit pouze k balancování. Za hmotnost válce zvolíme hodnoty $m_{v31} = 31$ kg a $m_{v9} = 9$ kg, neboť, jak je zřejmé z grafu na obrázku 67, by pouze jeden typ válce nepokryl celý rozsah hmotnosti břemene.

Jako variantu vyvažování, bylo uvažováno nad možností, kdy je na kleště připevněno lanko které přes kladku umístěnou na jeřábu přizvedává kleště silou vyvozenou závažím o hmotnosti přibližně $m_{v4} = 4$ kg, kterou budeme dosazovat jako zápornou. Viz obrázek 66. Vliv sklonu lanka na přizvedávací sílu zanedbáme a pro výpočty budeme uvažovat, že působí kolmo k tyči kleští konstantní silou, neboť by bylo možné experimentálně zjistit přesnou hmotnost závaží přímo v provozu, jednoduchým přidáváním například kilového závaží. V případě použití této varianty by lanko při manipulaci překáželo a bylo by navíc potřeba další otočné uložení.



Obr. 66 – Schéma přizvedávání kleští

Po dosazení získáváme hodnoty uvedené v grafu na obrázku 67.



Obr. 67 - Graf závislosti vzdálenosti závaží na hmotnosti břemene

Pro lepší představu o velikosti závaží, si dosadíme do vztahu (17). Budeme uvažovat průměr $D_v = 250$ mm a průměr $d_v = 30$ mm

$$L_v = \frac{4 \cdot m_v}{\rho \cdot \pi \cdot (D_v^2 - d_v^2)}$$

$$L_{v9} = \frac{4 \cdot 9}{7,85 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot (250^2 - 30^2)} \doteq 24 \text{ mm}$$

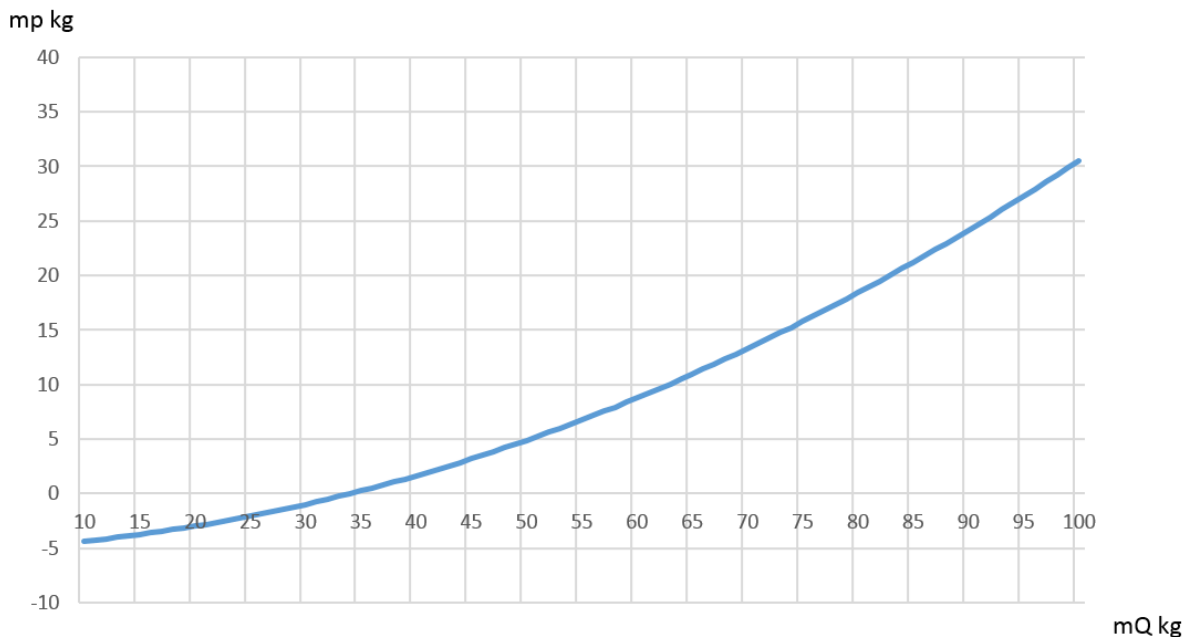
$$L_{v31} = \frac{4 \cdot 31}{7,85 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot (250^2 - 30^2)} \doteq 81 \text{ mm}$$

V závaží by mohl být například vyříznut závit a z jedné strany by mohla být umístěna matice, aby se zabránilo samovolnému posunutí závaží. Tyč by samozřejmě byla také se závitem.

Pokud na kleště neumístíme žádné závaží, bude pracovník muset přizvedávat či přitlačovat kleště vlastní silou. Ze vztahu (19) si tedy vyjádříme hmotnost m_p , kterou bude muset pracovník působit.

$$m_p = \frac{m_Q \cdot \left(h_{120} + \frac{2 \cdot m_Q}{\rho \cdot \pi \cdot d_Q^2} \right) - m_{hv} \cdot l_{hv} - m_T \cdot l_T}{l_p} \quad (20)$$

Po dosazení do vztahu (20) získáme hodnoty uvedené v grafu na obrázku 68. Pověšme si, že do hmotnosti břemene 50 kg lze kleště ovládat přitlačováním či přizvedáváním hmotností vynaloženou pracovníkem 5 kg.



Obr. 68 - Graf závislosti hmotnosti vynaložené pracovníkem na hmotnosti břemene.

Na základě zvolených parametrů je zajištěna pohodlná manipulace s břemenem o průměru 120 mm. Pokud bude v budoucnosti potřeba manipulovat s jinými břemeny (např. delšími) je možné konstrukci doplnit o další závaží, které by se daly kombinovat.

Dále je nutné si uvědomit, že po rozevření čelistí a uvolnění výkovku je pracovník nucen držet zbytek těžkých kleští vlastní silou, s malou pomocí zdvihacího zařízení. Tomu by se dalo do jisté míry pomoci lankem, jehož jeden konec by byl připevněn k jeřábu a druhý konec připojen ke konci kleští. To by však mohlo vést k namotávání lanka při otáčení kleštěmi.

Závaží by bylo dobré připevnit k tyči pomocí samosvorného závitu. Zvolíme-li si tedy závit M30, který má stoupání $p = 3,5$ mm, střední průměr závitu $d_2 = 27,727$ a budeme-li předpokládat součinitel tření v závitech $f = 0,15$, pak po dosazení do následujícího vztahu (21), dojdeme k závěru, že je závit samosvorný a nebude tudíž nutné zabezpečovat závaží proti posunutí vlivem otočení kleštěmi. Pokud by se tak stalo, bylo by nutné zajistit závaží maticí.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi \cdot d_2} < \operatorname{tg} \varphi = f \quad (21)$$

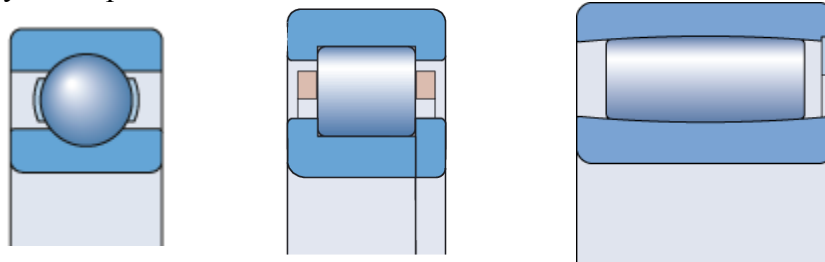
$$\frac{3,5}{\pi \cdot 27,727} = 0,04 < 0,15 \rightarrow \text{samosvorný závit}$$

4.4.3 Zavěšení kleští

Zavěšení kleští musí zajišťovat možnost volného otáčení kleští a tím i výkovku. To nám umožní ložisko. Firma SKF na svých stránkách uvádí provozní teploty ložisek. U kuličkových ložisek je maximální provozní teplota 120 °C. U Válečkových ložisek je tato hodnota 150 °C. Nejvyšší teplotu snesou toroidní ložiska, a to sice teplotu 200 °C. Dále výrobce uvádí, že ložiska mohou být krátkodobě vystavena i vyšší teplotě. [19]

Vyřadíme-li tedy kuličková ložiska, zbydou nám válečková a toroidní. Toroidní ložiska mají nespornou výhodu v provozní teplotě, avšak jejich šířka je natolik velká že omezuje kleště v rozevření. Tuto nevýhodu lze vyřešit posunutím ložiska směrem od čelistí do prostoru, kde by již nebránilo rozevření čelistí. To však s sebou nese problém s vyvážením kleští, neboť se nám tím posune bod natáčení nerovnoramenné páky, což povede k nutnosti většího závaží.

Druhou možností je použití válečkového ložiska. Válečkové ložisko je až o polovinu užší a zcela minimálně omezuje prostor k rozevírání čelistí. Je však vhodné pro nižší teploty než toroidní. Bude tedy nutné před ložisko umístit clonu.



Obr. 69 – Kuličkové, válečkové a toroidní ložisko [19]

Clona může být průhledná, poloprůhledná či neprůhledná. Průhledná clona by mohla být buď skleněná, nebo vodní. Poloprůhledná clona může být například z řetízků či sítěk. Tento typ clony dokáže snížit sálavé teplo až na polovinu. Neprůhledná clona může být kovová či azbestová. [2]

Pro naše účely se nejlépe hodí průhledná clona, neboť pracovník musí vidět na čelisti z místa, kde bude kleště držet. Vodní stěnu bychom ale těžko realizovali a sklo bychom zcela jistě rozbili. Proto by nám měla postačit poloprůhledná clona. Tato clona by mohla být vyrobena například z tenkého děrovaného plechu.

4.4.4 Hydraulické kleště

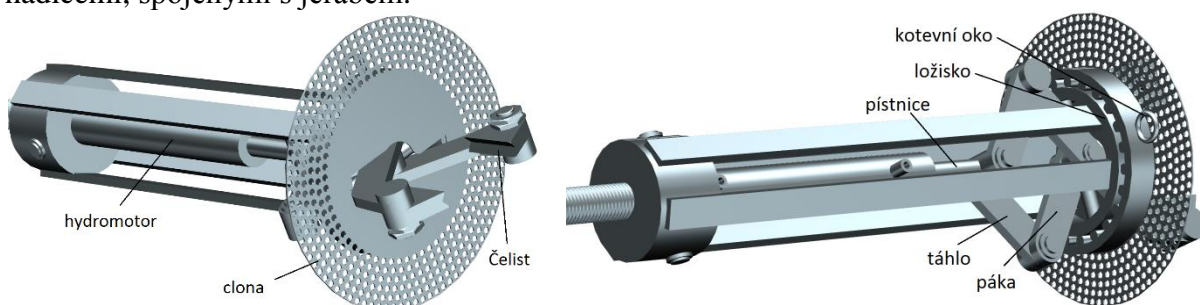
Jak už název napovídá, pohon těchto kleští bude lineárním hydromotorem.

S maximální potřebnou silou si můžeme spočítat maximální potřebný tlak P_{max} v hydromotoru. Firma AMA CZECH S. R. O. nabízí různé hydromotory. Pro naše účely jsem zvolil následující parametry. Průměr pístu $D = 32$ mm a průměr pístnice $d = 20$ mm [12].

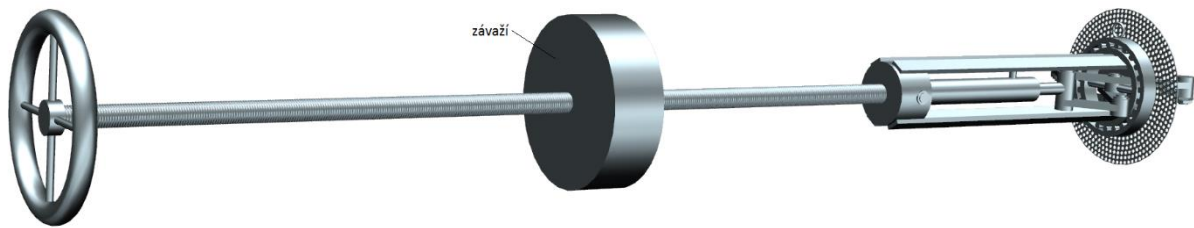
$$P_{max} = \frac{F_{max}}{S_{min}} = \frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}} = \frac{1532}{\frac{\pi \cdot (32^2 - 20^2)}{4}} = 3,2 \text{ MPa} \approx 32 \text{ bar} \quad (22)$$

Jednotky bar jsou u hydromotorů uváděny častěji než MPa. Pro tento hydromotor bychom tedy potřebovali zajistit tlak alespoň 32 bar. Vzhledem k tomu, že je tento typ určen pro tlak až 150 bar [12], máme jistotu, že bude možné dosáhnout i vyššího tlaku.

Energie pro pohon těchto kleští je ve formě stlačené kapaliny. Bude tedy nutné zajistit zdroj tlaku minimálně 3,2 MPa. Tento zdroj tlaku by bylo vhodné umístit poblíž jeřábu, nebo přímo na lis. Tuto energii bude nutné také ovládat. Vzhledem k možnosti vyvážení kleští by bylo dobré ovládací prvky situovat do části, za níž se kleště drží. Kapalínu budeme přivádět hadicemi, spojenými s jeřábem.



Obr. 70 – Model upínacího mechanismu s hydraulickým pohonem



Obr. 71 – Model kleští s hydraulickým pohonem

4.4.5 Pneumatické kleště

Tyto kleště se od předchozích hydraulických liší pouze způsobem pohonu. Místo hydraulického lineárního motoru použijeme pneumický.

Na rozdíl od hydraulických motorů, nejsou pneumické motory tak citlivé na teplotu. Jejich zdvihové rychlosti dosahují až několik desítek m/s. Jejich provozní tlak je však omezen velkou stlačitelností na hodnotu 0,6 až 1,8 MPa, což je, převedeno na jednotky používané výrobci, přibližně 6 až 18 bar. [14]

Výrobci uvádějí provozní tlak 0,1 až 1 MPa. Pro variantu s hydromotorem vycházel maximální potřebný tlak 3,2 MPa. Je tedy zřejmé, že budeme potřebovat daleko větší plochu pístu. Pro hrubý návrh velikosti pístu použijeme vztah (22). Použijeme následující hodnoty:

Maximální potřebný tlak $P_{max} = 0,6 \text{ MPa}$

Maximální potřebná síla $F_{max} = 1532 \text{ N}$

Poměr průměru pístu k průměru pístnice $D/d = 3$

$$P_{max} = \frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}} = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot \left(D^2 - \left(\frac{D}{3}\right)^2\right)}$$

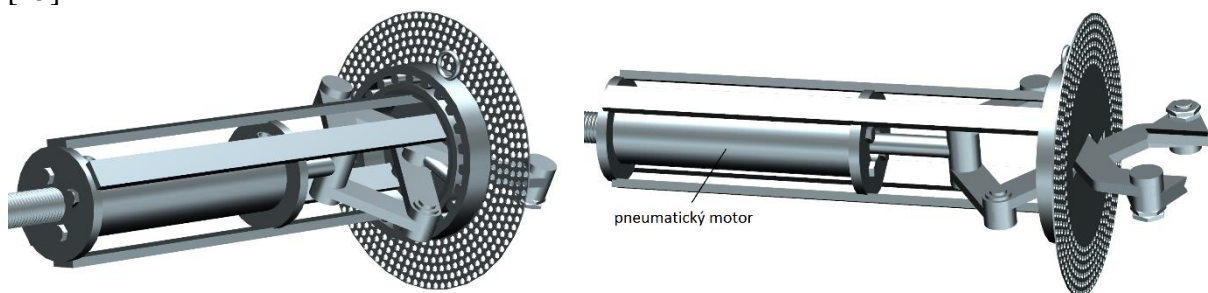
$$\left(D^2 - \left(\frac{D}{3}\right)^2\right) = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot P_{max}}$$

$$\frac{8}{9} D^2 = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot P_{max}}$$

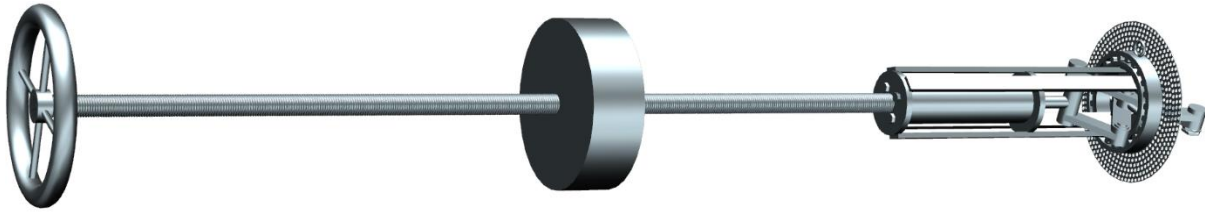
$$D^2 = \frac{9 \cdot 4 \cdot F_{max}}{8 \cdot \pi \cdot P_{max}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4,5 \cdot F_{max}}{\pi \cdot P_{max}}} = \sqrt{\frac{4,5 \cdot 1532}{\pi \cdot 0,6}} \doteq 60,5 \text{ mm} \quad (23)$$

Hledáme tedy válec s průměrem pístu alespoň 60,5 mm. Volím tedy válec o průměru pístu 63 mm s délkou tahu 250 mm, pro který je uvedena síla při zasunutí 1680 N při 0,6 MPa. [15]



Obr. 72 – Model upínacího mechanismu s pneumickým pohonem



Obr. 73 – Model kleští s pneumatickým pohonem

4.4.6 Kleště s elektromotorem a pohybovým šroubem

Tato varianta se od předchozích liší opět pouze způsobem pohonu. V podstatě by se jednalo o elektromotor, který roztočí šroub svolně posuvnou maticí. Abychom zajistili bezpečnost proti samovolnému rozevření čelistí při výpadku elektrické energie, měl by být tento závit samosvorný.

Pro návrh závitu vycházíme z maximální přenášené síly $F_{max} = 1532$ N. Šroub bude nakupovaný díl. Materiál závitu volím ČSN 12 020. [16] Pro tento materiál je mez pevnosti v tahu $R_m = 530$ MPa. [17] Bezpečnost volím $S_p = 3$.

Následující výpočtové vztahy pocházejí ze zdroje [11].

Nejprve si určíme maximální dovolené napětí v tahu σ_{Dt} .

$$\sigma_{Dt} = \frac{R_m}{S_p} = \frac{530}{3} = 176,6 \text{ MPa}$$

Tuto hodnotu budeme však při výpočtu uvažovat poloviční, z důvodu kombinace krutu a tahu.

$$\sigma_{Dtu} = \frac{1}{2} \sigma_{Dt} = \frac{1}{2} 176,6 = 88,3 \text{ MPa}$$

Průměr šroubu navrhne z tlaku.

$$\sigma_{Dtu} = \frac{F_{max}}{S_j} = \frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot \sigma_{Dtu}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1532}{\pi \cdot 88,3}} = 4,7 \text{ mm}$$

Volím tedy závit TR 12x3, pro který je malý průměr závitu $d_3 = 7,84$ mm a nejmenší hodnota středního průměru závitu $d_2 = 10,191$ mm. [16]

Dále si zjistíme, zda je závit samosvorný, dosažením do vztahu (21).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi \cdot d_2} < \operatorname{tg} \varphi = f$$

$$\frac{3}{\pi \cdot 10,191} = 0,093 < 0,15 \rightarrow \text{samosvorný závit}$$

Nyní zvolíme délku matice l_m , přičemž styková výška $H_l = 0,5 \cdot p_H = 0,5 \cdot 3 = 1,5$ mm, materiál šroubu i matice je ocel a dovolený tlak v závitech volíme $p_{dov} = 10$ MPa.

$$p_{dov} \geq \frac{F_{max}}{0,75 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot \frac{l_m}{p_H}} \rightarrow l_m \geq \frac{F_{max} \cdot p_H}{0,75 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_{dov}} = \frac{1532 \cdot 3}{0,75 \cdot \pi \cdot 10,191 \cdot 1,5 \cdot 10} 12,76 \text{ mm}$$

Volím délku matice $l_m = 18$ mm.

Nyní si spočteme potřebný točivý moment M_t , přičemž uvažujeme součinitel smykového tření $f = 0,15$.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p_H}{\pi \cdot d_2} \rightarrow \alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{p_H}{\pi \cdot d_2} \right)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = f \rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} f$$

$$M_t = F_{\max} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{p_H}{\pi \cdot d_2} \right) + \operatorname{arctg} f \right)$$

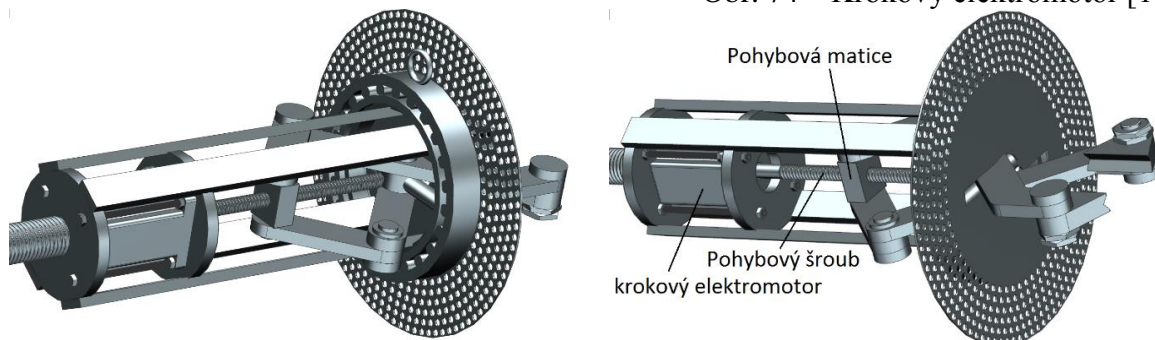
$$M_t = 1532 \cdot \frac{10,191}{2} \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{3}{\pi \cdot 10,191} \right) + \operatorname{arctg} 0,15 \right) =$$

$$= 1\,929,54 \text{ Nmm} = 1,93 \text{ Nm}$$

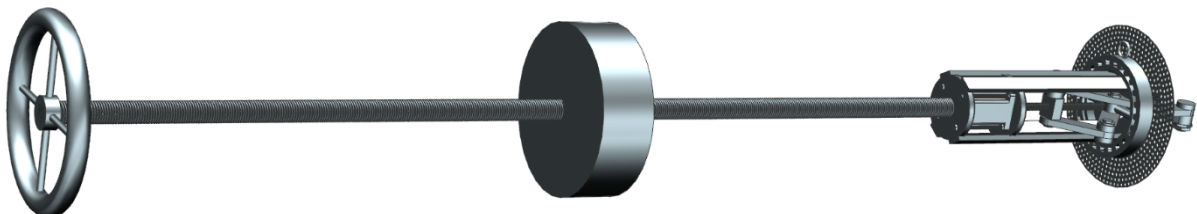
Hledáme tedy elektromotor o točivém momentu alespoň 1,93 Nm. Nejlepší volbou bude pravděpodobně krokový motor, neboť dokáže vyvinout potřebný točivý moment při utažení závitu a zastavit se v určitém natočení. Aby se motor dobře uchycoval k rámu, bylo by výhodné jeho konstrukční provedení, jako přírubové. Na obrázku 74 můžete vidět krokový elektromotor s přírubou o točivém momentu 2,8 Nm a 200 kroky na otáčku [18].



Obr. 74 – Krokový elektromotor [18]



Obr. 75 – Model upínacího mechanismu s elektromotorem a pohybovým šroubem



Obr. 76 – Model kleští s pneumatickým pohonem

4.4.7 Kleště s pohybovým šroubem na ruční pohon

Tato varianta se od předchozí liší způsobem pohonu. Pokud bychom nezměnily velikost závitu od předchozí varianty (4.4.6), tak se hodnota potřebného točivého momentu nezmění. Vydeme z následujícího vztahu.

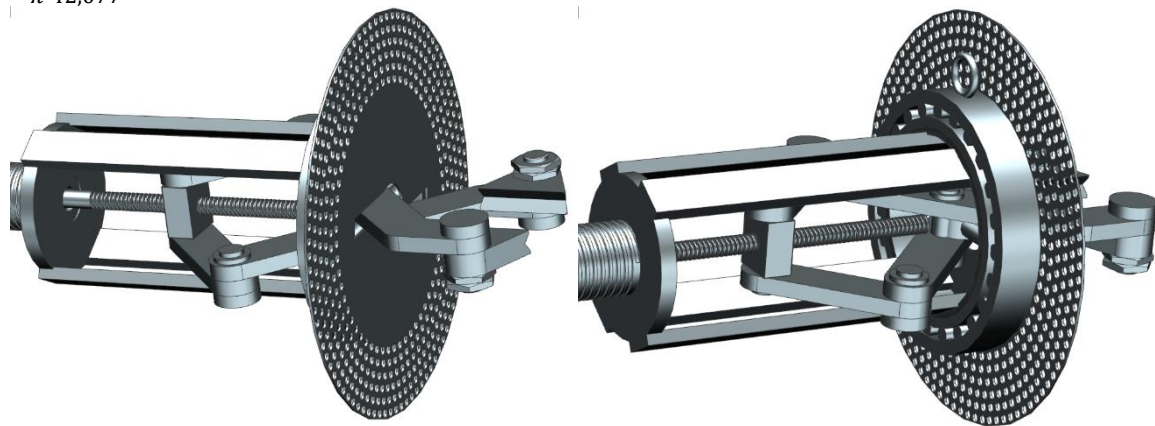
$$M_t = r \cdot F_p \rightarrow r = \frac{M_t}{F_p} = \frac{1930}{20} = 96,5 \text{ mm}$$

Dosadíme-li za sílu vyvozenou pracovníkem $F_p = 20 \text{ N}$ a točivý moment $M_t = 1\,930 \text{ Nmm}$, pak minimální délka ramene, na kterém je tato síla vyvozena je pouhých 96,5 mm. Z toho plyne, že zvětšením délky tohoto ramene se potřebná síla stává v podstatě zanedbatelnou.

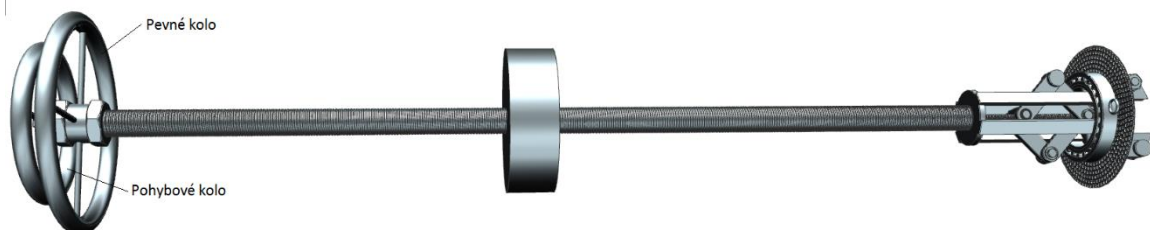
Dále se tato varianta od ostatních liší ve velikosti závitu v místě závaží. Aby bylo možné protáhnout tyč pohybového šroubu skrz trubku, bylo nutné nalézt silnostěnnou trubku, která má větší průměr než tyče v předchozích variantách. Jedná se o závit M45, který má stoupání $p = 4,5$ mm, střední průměr závitu $d_2 = 42,077$ mm a budeme-li předpokládat součinitel tření v závitech $f = 0,15$, pak po dosazení do následujícího vztahu (21) zjistíme, zda je závit samosvorný.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi \cdot d_2} < \operatorname{tg} \varphi = f$$

$$\frac{4,5}{\pi \cdot 42,077} = 0,034 < 0,15 \rightarrow \text{samosvorný závit}$$



Obr. 77 – Model upínacího mechanismu s pohybovým šroubem na ruční pohon



Obr. 78 – Model kleští s pohybovým šroubem na ruční pohon

4.4.8 Kabely a hadice

Hadice či kabely budou muset být pevně spojeny s jeřábem. Problémem je odstínění hadic či kabelů od vysoké teploty výkovku. Tomu by bylo možné předejít, umístěním hadic do produktu s názvem „shiltech“ od firmy DUMEX. Jedná se v podstatě o obal na hadice či kabely, který odolává trvale teplotám až 260 °C a po dobu 20 min až teplotám 1090 °C. Po dobu 20 s dokáže ochránit před teplotou až 1650 °C. [19]

Řešení tohoto problému by mohlo být také vhodné pro ochranu ložiska před žářem. Teoreticky by stačilo rozříznout ochranný obal a připevnit jej na ložisko. Tuto možnost by bylo nutné vyzkoušet při realizaci kleští.

Posledním problémem s hadicemi či kabely je jejich namotávání na kleště při jejich otáčení. Tento problém je možné řešit domluvou s obsluhou. Obsluha by tedy měla kleště otáčet střídavě na jednu a na druhou stranu, tak aby se hadice či kabely na kleště nenamotávaly. Dalším možným řešením by bylo instalování rotačních přívodů, ty by byly však velmi drahé a těžké.



Obr. 79 – Shiltech [19]

4.5 Zhodnocení variant a výběr optimálního řešení manipulačního prvku

Rozhodl jsem se provést srovnání variant dle následujících hledisek: rychlost upnutí, teplotní odolnost, bezpečnost při přerušení dodávky energie, možná poruchovost, namotávání hadic či kabelů, výrobní náklady, provozní náklady. Nejlepší varianta dostane čtyři body a nejhorší jeden bod, jak můžete vidět v tabulce 4.

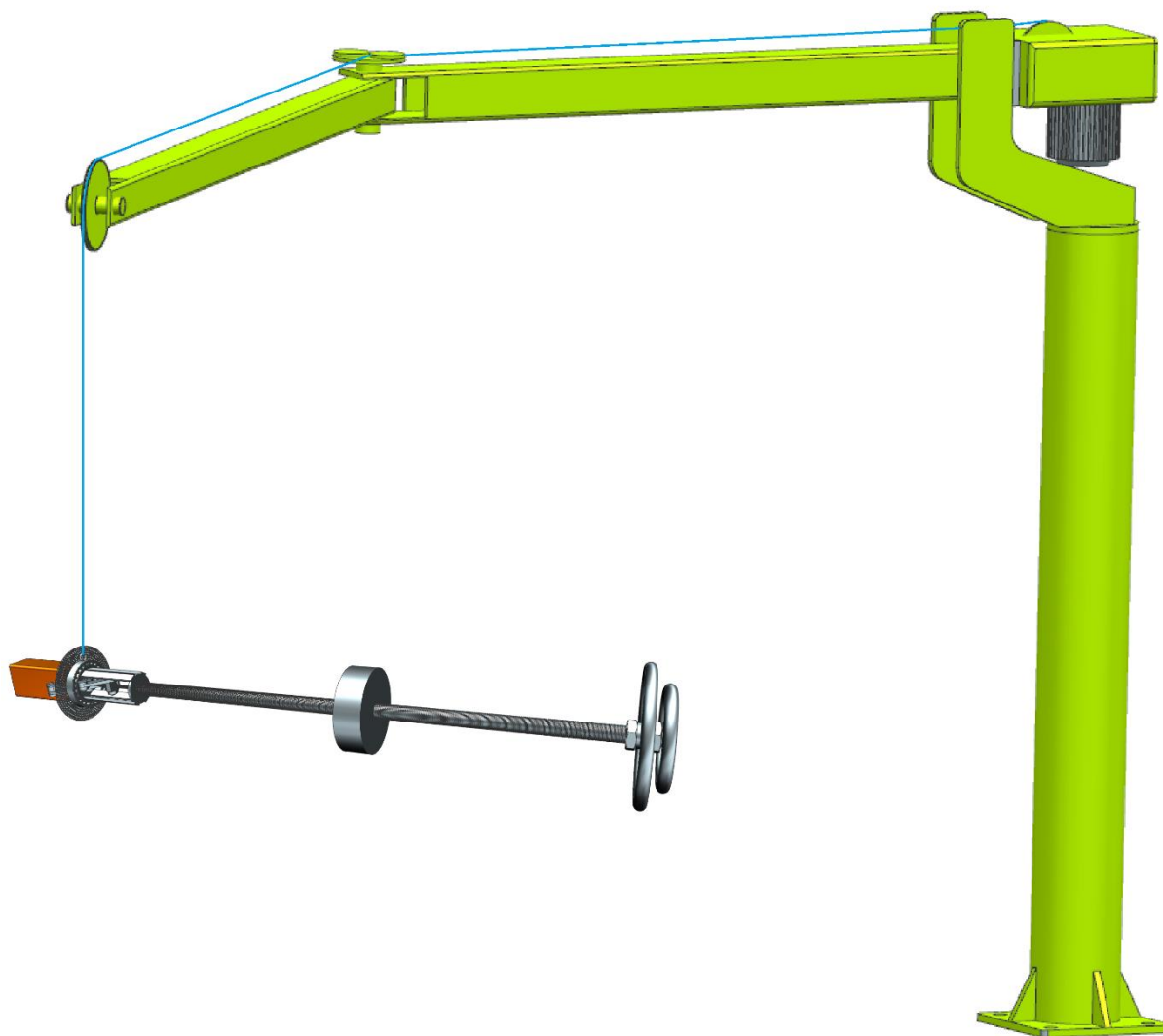
Tab. 4 – Srovnání jednotlivých variant kleští

Druh pohonu	Hydromotor	Pneumatický válec	Krokový elektromotor	Ruční pohon	Optimální varianta
Rychlost upnutí	2	4	3	1	4
Vliv teploty na mechanismus	1	3	2	4	4
Bezpečnost při přerušení dodávky energie	1	1	4	4	4
Možná poruchovost	1	2	3	4	4
Namotávání hadic či kabelů	1	1	2	4	4
Výrobní náklady	1	1	3	4	4
Provozní náklady	1	2	3	4	4
Celkem	8	14	20	25	28

V tabulce 4 si můžete povšimnout, že kleště s ručním pohonem a kleště s elektromotorem se nabízejí jako nejlepší řešení. Bodově se příliš nevzdalují od optimální varianty. Pokud bychom tyto dvě varianty srovnali z hlediska namáhání dělníka, je zřejmé, že by zvítězily kleště s elektromotorem, jejich nevýhoda je však v nutnosti zajištění přívodu elektrické energie a nutnosti řešit ergonomii ovládání. Z těchto důvodů jsem zvolil jako optimální variantu kleště s ručním pohonem.

5 Závěr

Pro firmu COMTES FHT jsem pro manipulaci se středně velkými výkovky navrhl kleště na ruční pohon, které se ze všech mnou navržených variant nejnázorněji ovládají. Kvůli snadnému otáčení s výkovkem jsou kleště zavěšeny za válečkové ložisko na kloubovém jeřábu. Kloubový jeřáb je zvolen z důvodu snadného ovládání a možnosti dostat se do pracovního prostoru lisu. Tento jeřáb by bylo vhodné umístit mezi hydraulický lis a odporovou pec, jak je naznačeno na obrázku 53.



Obr. 80 – Model výsledného řešení

6 Použitá literatura

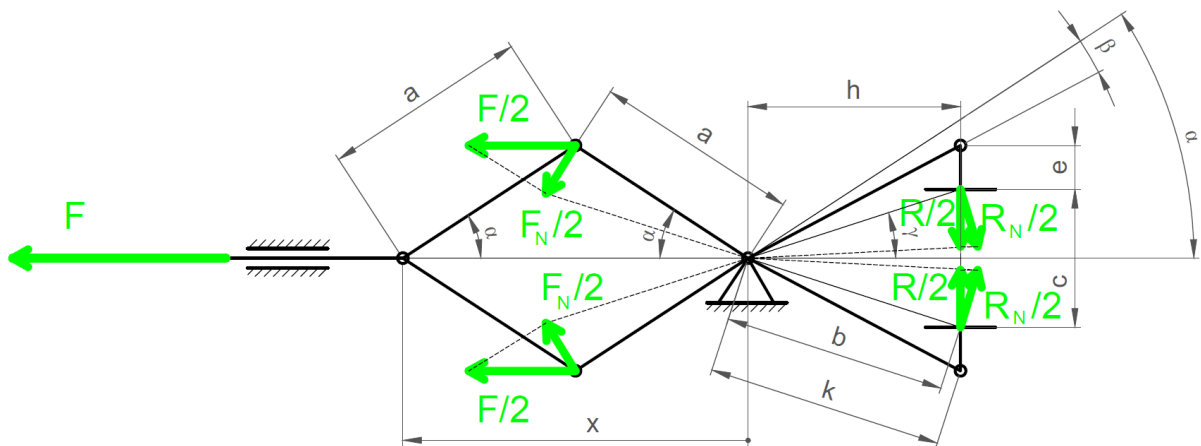
- [1] ELFMARK, Jiří. *Tváření kovů*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1992. Technický průvodce. ISBN 80-03-00651-1.
- [2] HAŠEK, Vladimír. *Kování: pomůcka pro studenty vysokých a odborných škol*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965. Řada strojírenské literatury.
- [3] STANĚK, J. Přednášky z předmětu Základy stavby výrobních strojů [Prezentace]; KKS ZČU v Plzni: Plzeň, 2010.
- [4] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Bratislava: Alfa, 1979. Česká matice technická (Series), čís. spisu 351.
- [5] KYSELA, František. *Strojní prvky a systémy: celostátní vysokoškolská učebnice pro skupinu studijních oborů Elektrotechnika*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1989.
- [6] KEMKA, Vladislav. Přednášky z předmětu Základy dopravní a manipulační techniky [Prezentace]; KKS ZČU v Plzni: Plzeň, 2011.
- [7] DOLEČEK, Josef a Zdeněk HOLOUBEK. *Strojnictví II: pro střední odborná učiliště*. 3., nezměn. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00036-x.
- [8] ADAMS, Kayleigh. *HEAVY TORQUE* [online]. [cit. 29.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.heavytorque.co.uk/sp-load-cells-crane-software/>
- [9] CYSAŘ, Jiří. *CYSNEWS* [online]. [cit. 29.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.cysnews.cz/ostatni/brtnikach-sluknovsku-doslo-k-vazne-nehode-zeleznicniho-gerabu/>
- [10] DRAŽAN, František, Ladislav KUPKA a Alfréd BOLEK. *Jeřáby*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968. Česká matice technická, č. spisu 338, roč. 72 (1968).
- [11] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 9788026100669.
- [12] AUTOR NEUVEDEN. *AMA CZECH* [online]. [cit. 6.2.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.ama-zahrada.cz/standardni-dvoucinny-hydraulicky-valec-305mm-54741.html>
- [13] AUTOR NEUVEDEN. *Manipulace s břemeny* [online]. [cit. 10.2.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.bozpinfo.cz/manipulace-s-bremenym>
- [14] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanismy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [15] AUTOR NEUVEDEN. *NORGREN* [online]. [cit. 11.2.2019]. Dostupný na WWW: https://www.gas-as.cz/www/prilohy/pneumatika/egnor/rt57200_rm57200.pdf
- [16] AUTOR NEUVEDEN. *Trapézové šrouby a matice* [online]. [cit. 18.2.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.pab.cz/trapezove-srouby-matice>

- [17] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [18] AUTOR NEUVEDEN. *4isp REL CUT* [online]. [cit. 19.2.2019]. Dostupný na WWW: <https://cnc.inshop.cz/krokove-motory-drivery/krokovy-motor-nema24-3a-proud-2.8nm-typ-a>
- [19] AUTOR NEUVEDEN. SKF [online]. [cit. 15.3.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.skf.com/cz>
- [20] AUTOR NEUVEDEN. DUMEX [online]. [cit. 15.3.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.gumex.cz/blog/ochrana-hadic-a-kabelu-proti-zaru-a-plamenum-24>

7 Seznam příloh

- Příloha 1 – výpočet potřebné síly F

Příloha 1 – výpočet potřebné síly F



Obr. 59 – Schéma mechanismu kleští

Pohonem vyvineme sílu F , ta se na dvou táhlech rozdělí na dvě stejně velké síly $F/2$. Nyní potřebujeme tuto sílu přenést přes páku o délce ramene a na druhou stranu k čelistem, o délce ramena b . Sklopením síly $F/2$ do normálového směru, vzhledem k páce, o úhel $90^\circ - \alpha$, získáme sílu $F_N/2$ dle vztahu (1).

$$\frac{F_N}{2} = \frac{F}{2} \cos(90 - \alpha) = \frac{F}{2} \sin \alpha \quad (1)$$

Pokud máme nerovnoramennou páku, na kterou na jednom konci působí síla $F_N/2$ na rameni o délce a , pak dle pákového pravidla platí, že na druhém konci ramene o délce b působí normálová reakce $R_N/2$.

$$\frac{F_N}{2} \cdot a = \frac{R_N}{2} \cdot b \quad (2)$$

Abychom zjistili, jak velká síla $R/2$ působí na břemeno, postačí normálovou reakci $R_N/2$ sklopit do normálového směru, vzhledem k břemenu, o úhel γ .

$$\frac{R}{2} = \frac{R_N}{2} \cos \gamma \quad (3)$$

Mezi povrchem čelistí kleští a povrchem břemene uvažujeme součinitel smykového tření $f = 0,5$ neboť je povrch břemene okujený. K udržení břemene o hmotnosti $Q = 100$ kg je tedy potřebná normálová síla o velikosti R .

$$R = f \cdot Q \cdot g \quad (4)$$

Pokud proměnnou vzdálenost mezi bodem otáčení páky a bodem spojení táhel označíme x , pak je proměnná velikost úhlu α dána vztahem (5):

$$\cos \alpha = \frac{x}{a} \rightarrow \alpha = \arccos \frac{x}{a} \quad (5)$$

Pokud známe délku táhla k , výšku čelisti e a úhel sklonu β , pak si snadno dopočteme rozsah čelistí kleští c .

$$\sin(\alpha - \beta) = \frac{e + \frac{c}{2}}{k} \rightarrow \frac{c}{2} = k \cdot \sin(\alpha - \beta) - e \rightarrow c = 2 \cdot (k \cdot \sin(\alpha - \beta) - e) \quad (6)$$

Abychom mohli určit úhel γ tak nejprve musíme znát délku h .

$$\operatorname{tg}(\alpha - \beta) = \frac{e + \frac{c}{2}}{h} \rightarrow h = \frac{e + \frac{c}{2}}{\operatorname{tg}(\alpha - \beta)} \quad (7)$$

Nyní již známe délku h a s dosazením ze vztahu (6) získáme úhel γ .

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{c}{h} = \frac{\frac{c}{2}}{\frac{e+\frac{c}{2}}{\operatorname{tg}(\alpha-\beta)}} \rightarrow \gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{k \cdot \sin(\alpha-\beta) - e}{\frac{e+k \cdot \sin(\alpha-\beta) - e}{\operatorname{tg}(\alpha-\beta)}} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha-\beta) \cdot (k \cdot \sin(\alpha-\beta) - e)}{k \cdot \sin(\alpha-\beta)} \right) \quad (8)$$

Vzdálenost b získáme z jednoduchého vztahu.

$$\sin \gamma = \frac{c}{b} \quad (9)$$

Následným dosazením vztahů (6) a (8) do vztahu (9) získáme vzdálenost b .

$$b = \frac{c}{2} \cdot \sin \gamma = (k \cdot \sin(\alpha - \beta) - e) \cdot \sin \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha - \beta) \cdot (k \cdot \sin(\alpha - \beta) - e)}{k \cdot \sin(\alpha - \beta)} \right) \right) \quad (10)$$

Dosazením vztahu (2) do vztahu (1) získáme vztah (11).

$$\frac{R_N}{2} \cdot \frac{b}{a} = \frac{F}{2} \sin \alpha \quad (11)$$

Dosazením vztahu (4) do vztahu (3) získáme vztah (12).

$$\frac{f \cdot Q \cdot g}{2 \cdot \cos \gamma} = \frac{R_N}{2} \quad (12)$$

Dosazením vztahu (12) do vztahu (11) získáme vztah (13).

$$\frac{f \cdot Q \cdot g}{2 \cdot \cos \gamma} \cdot \frac{b}{a} = \frac{F}{2} \sin \alpha \quad (13)$$

Ze vztahu (13) prostou úpravou vyjádříme velikost síly F .

$$\frac{f \cdot Q \cdot g}{\sin \alpha \cdot \cos \gamma} \cdot \frac{b}{a} = F \quad (14)$$

Dosazením vztahu (5), (8) a (10) do vztahu (14) a prostou úpravou získáme výslednou sílu F .

$$\begin{aligned} F &= \frac{f \cdot Q \cdot g \cdot (k \cdot \sin(\alpha - \beta) - e) \cdot \sin \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha - \beta) \cdot (k \cdot \sin(\alpha - \beta) - e)}{k \cdot \sin(\alpha - \beta)} \right) \right)}{a \cdot \sin \alpha \cdot \cos \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha - \beta) \cdot (k \cdot \sin(\alpha - \beta) - e)}{k \cdot \sin(\alpha - \beta)} \right) \right)} = \\ &= \frac{f \cdot Q \cdot g \cdot (k \cdot \sin(\alpha - \beta) - e) \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha - \beta) \cdot (k \cdot \sin(\alpha - \beta) - e)}{k \cdot \sin(\alpha - \beta)} \right) \right)}{a \cdot \sin \alpha} = \\ &= \frac{f \cdot Q \cdot g \cdot \left(k \cdot \sin \left(\left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right) - \beta \right) - e \right) \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \left(\left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right) - \beta \right) \cdot \left(k \cdot \sin \left(\left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right) - \beta \right) - e \right)}{k \cdot \sin \left(\left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right) - \beta \right)} \right)}{a \cdot \sin \left(\arccos \left(\frac{x}{2a} \right) \right)} \quad (15) \end{aligned}$$