



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE

INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

## JEŘÁBOVÁ KLDNICE - NOSNOST 25 T

CRANE HOOK BLOCK - LIFTING CAPACITY 25 TONS

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Kristián Šanca

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2020

## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav strojírenské technologie  
Student: **Kristián Šanca**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Strojírenská technologie  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Jeřábová kladnice – nosnost 25 t

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh jeřábové kladnice s jednoduchým hákem, klasifikace mechanismu dle ČSN ISO 4301–1 M3.

Technické parametry:

Nosnost 25 000 kg

Počet navíjených lan na buben 2 a 4

#### Cíle bakalářské práce:

Vypracování funkčního výpočtu a základních pevnostních výpočtů jeřábové kladnice s rozhodnutím volby počtu navíjených lan na buben. Nakreslení sestavného výkresu zvolené koncepce zařízení a důležitých detailů.

#### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír K LAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Jeřábová kladnice je spodní část kladkostroje. Je navržena tak, aby splnila funkci nosnosti 25 000 kg a zároveň byla bezpečná a co nejlehčí. V práci je popsán princip kladkostroje. Zvoleno je konstrukční řešení, ve kterém se navíjí dvě lana na buben. Ve výpočtové části je navržen převod kladkostroje, dále jsou popsány a vypočteny součásti kladnice, pomocí základních pevnostních výpočtů. V příloze je výkres sestavy a důležitých detailů.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Jeřáb, kladnice, kladkostroj, dvě lana navíjená na buben, lano, kladka, nosnost, zdvihvé ústrojí, jeřábová kočka, čep, matice, příčník, jeřábový hák, pevnostní výpočet

## ABSTRACT

The crane block is the lower part of the hoist. It is designed to fulfill a load capacity of 25,000 kg, while being safe and as light as possible. The work describes the principle of the hoist. A design solution is chosen in which two ropes are wound on a drum. The calculation of the hoist is in the calculation part, the components of the hoist are further described and calculated, using basic strength calculations. Attached is a drawing of the assembly and important details.

## KEYWORDS

Crane, hoist, two ropes wound on a drum, rope, pulley, load capacity, lifting device, crane cat, pin, nut, crossbar, crane hook, hook, strength calculation

## Obsah

<b>1 KLADKOSTROJ .....</b>	<b>10</b>
1.1 Archimédův kladkostroj .....	10
<b>2 VOLBA KLADKOSTROJE A POČTU NAVÍJENÝCH LAN.....</b>	<b>12</b>
2.1 Rozhodnutí počtu navíjených lan na buben.....	16
<b>3 NÁVRH A VÝPOČET KLADKOSTROJE A LANA.....</b>	<b>20</b>
3.1 Kladkostroj.....	20
3.2. Výpočet zatížení lana .....	20
3.3 Volba lana.....	22
<b>4 KLADKY .....</b>	<b>23</b>
4.1. Rozměry kladek.....	24
<b>5 BUBEN.....</b>	<b>26</b>
5.1 Rozměry lanového bubnu .....	26
5.2. Pevnostní výpočet bubnu .....	29
<b>6. NÁVRH KLADNICE .....</b>	<b>33</b>
6.1. Čep .....	33
6.2 Příčník.....	37
6.3 Bočnice .....	41
6.4 Hák .....	43
6.5 LOŽISKA.....	45
<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>48</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>49</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>50</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>52</b>

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠANCA, Kristián. *Jeřábová kladnice - nosnost 25 t* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-05-21]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124984>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Jiří Malášek.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, vypracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....  
Kristián Šanca

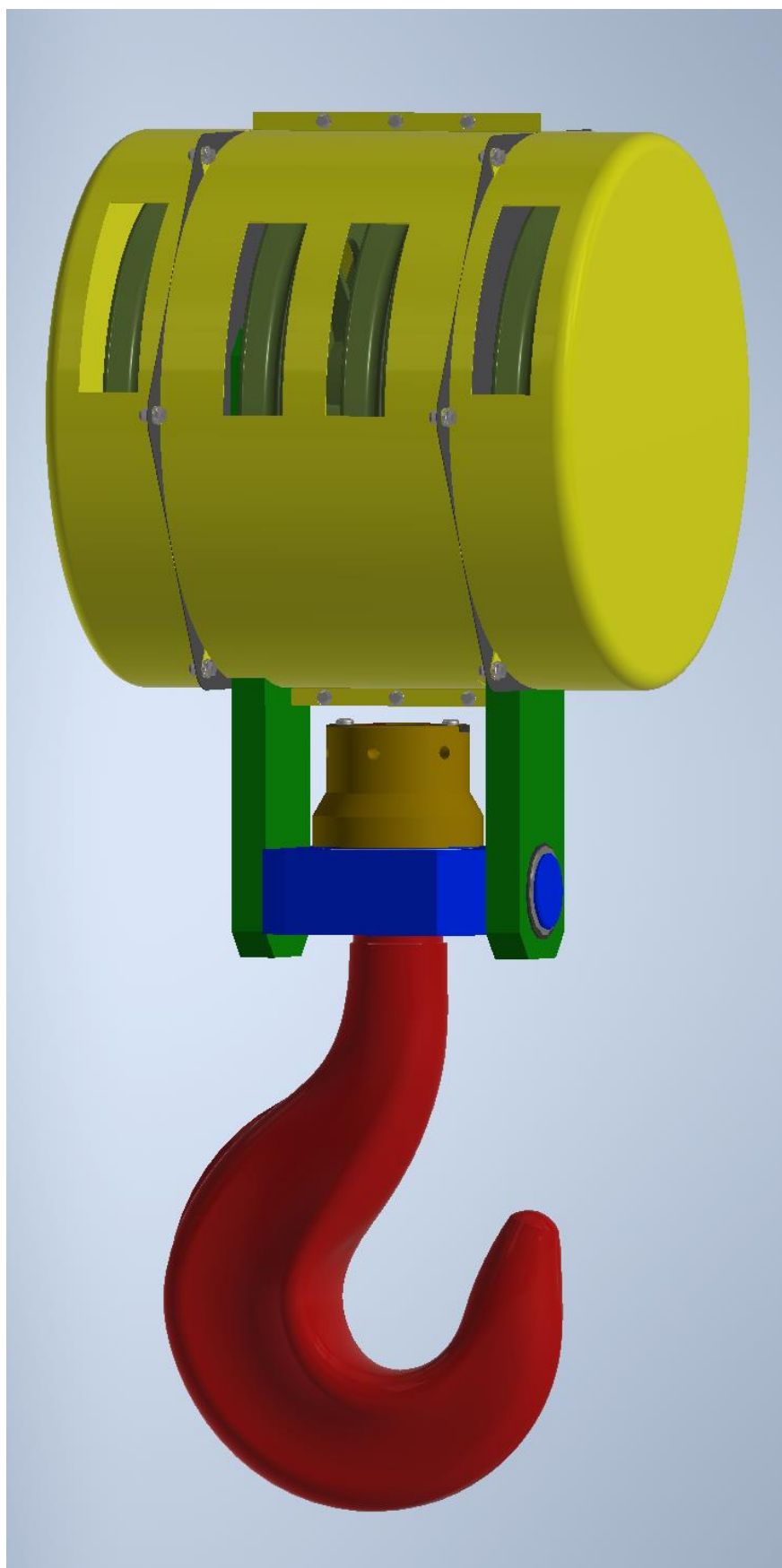
## ÚVOD

S jeřáby se setkáváme ve spoustě odvětvích průmyslu. Od výroby produktů s větší váhou jež je možné přemísťovat ručně, po těžký slévárenský či lodní průmysl, kde manipulujeme se stovkami tun najednou.

Jeřábová kladnice je spodní část kladkostroje jeřábu přímo spojená s hákem. Nepochybně se každý z nás s tímto strojním zařízením již setkal a mě lákalo se na něj podívat podrobněji a zkonstruovat ho.

Řešit chci nejdříve různé možnosti provedení kladkostroje a zvážit použití nejvhodnějšího z nich. Poté pro něj provést návrh vhodného lana, materiálů součástí a základní pevnostní výpočty. Nakonec vytvořím 3D model zařízení, který je na obr. 0.1 a výstupem bude výkres sestavení kladnice a výrobní výkresy důležitých částí.

Provedení kladnice bude pro mostový jeřáb umístěný v hale. Zařízení poslouží pro lehký provoz.



Obr. 0.1 Jeřábová kladnice.

## 1 KLADKOSTROJ

Kladkostroj je mechanismus, který nám umožní snížit potřebnou sílu například k zdvihu břemena, nebo obrátit směr síly. Jde o kombinace pevných a volných kladek.

Zdvihací síla pro kladkostroje se počítá podle vztahu:

$$F = G / 2n \quad (1.1)$$

Kde:

G [N] síla vyvolaná břemenem

n [-] počet volných kladek

### 1.1 Archimédův kladkostroj

Archimédův kladkostroj, je zobrazen na obr. 3.1. U tohoto mechanismu je volný konec lana nad volnou kladkou připevněn na osu další volné kladky. Tímto dostaneme vztah pro výpočet Archimédova kladkostroje:

$$F = G / 2^n \quad (1.2)$$

Kde:

G [N] síla vyvolaná břemenem

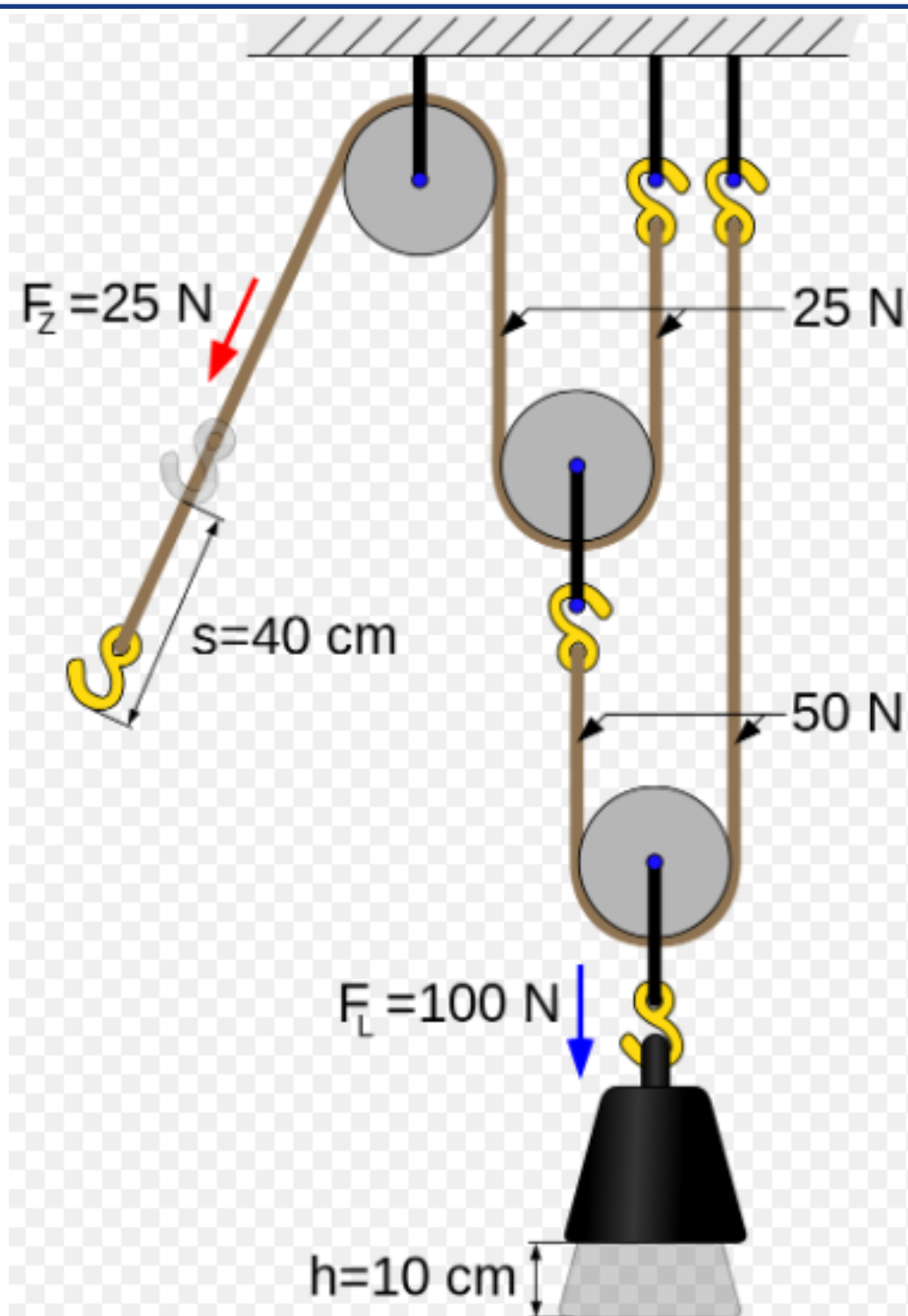
n [-] počet volných kladek

Vysvětlení: Člověk působí na první volnou kladku přes pevnou kladku silou 25 N. Ta působí na druhou volnou kladku silou 50 N. Druhá volná kladka působí na břemeno silou 100 N. Takto jsme pomocí dvou volných kladek dostali čtyřnásobné zvětšení síly. Jinak řečeno stačí nám čtvrtinová síla na zvedání břemena.

$$F = G / 2^n \quad (1.2)$$

$$F = G / 2^2$$

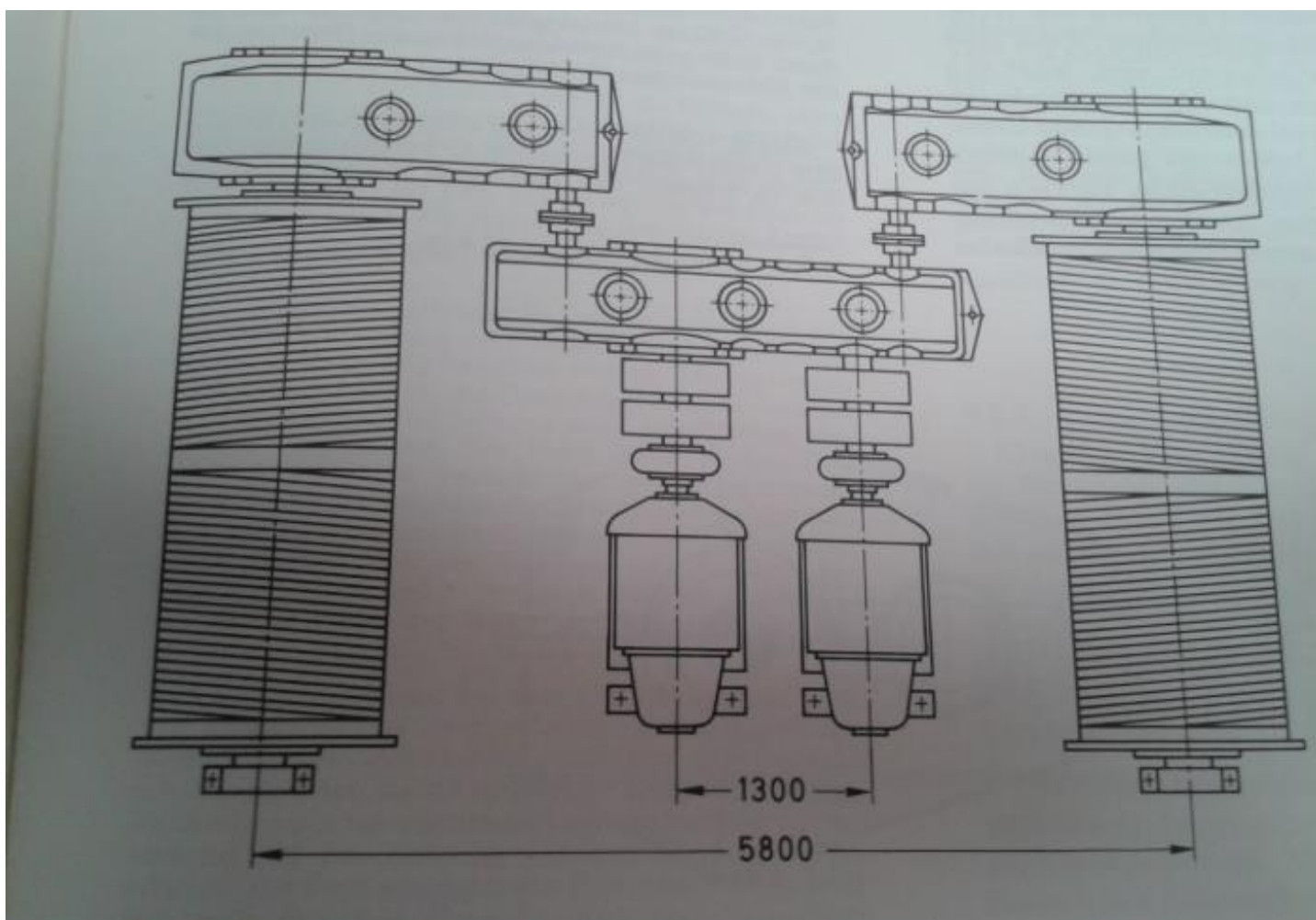
$$F = G / 4$$



Obr. 3.1 Archimédův kladkostroj. [1]

## 2 VOLBA KLADKOSTROJE A POČTU NAVÍJENÝCH LAN

Použití dvou lan můžeme nalézt u licího jeřábu. Ten má mechanicky spřažené dva pohony, které otáčejí s lanovými bubny viz obr. 3.2. U licího jeřábu jsou dva separátní kladkostroje připevněné na licí traverze, zvedající licí pánev. Provedení licí traverzy je zobrazeno na obr. 3.2. Celý jeřáb je vyobrazen na obr. 3.4. a 3.5. Licí jeřáb i s popisem je v příloze.



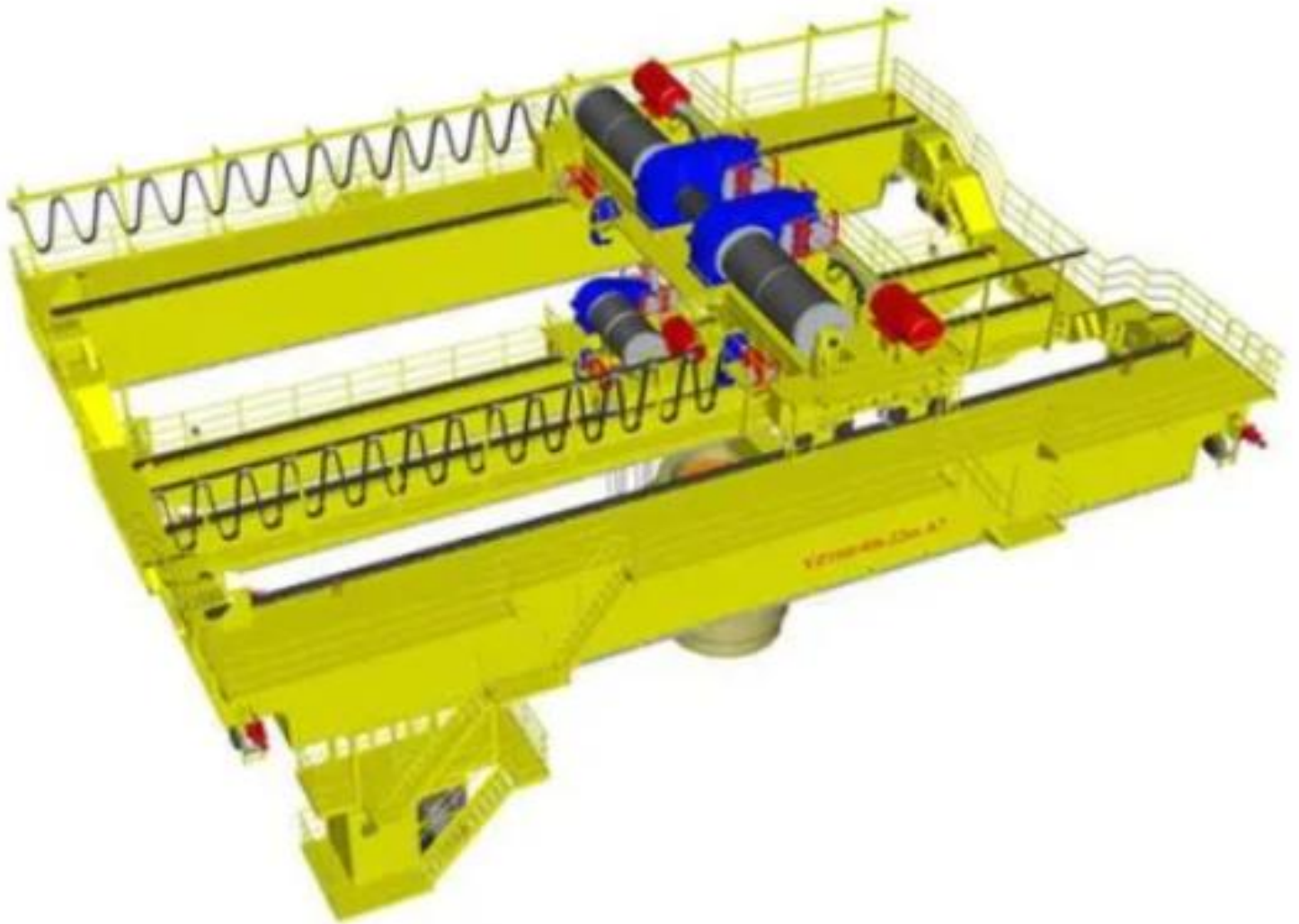
Obr. 3.2 schéma uspořádání se dvěma bubny [2]



obr. 3.3 Licí traverza. [3]



obr. 3.4 Lící jeřáb. [4]



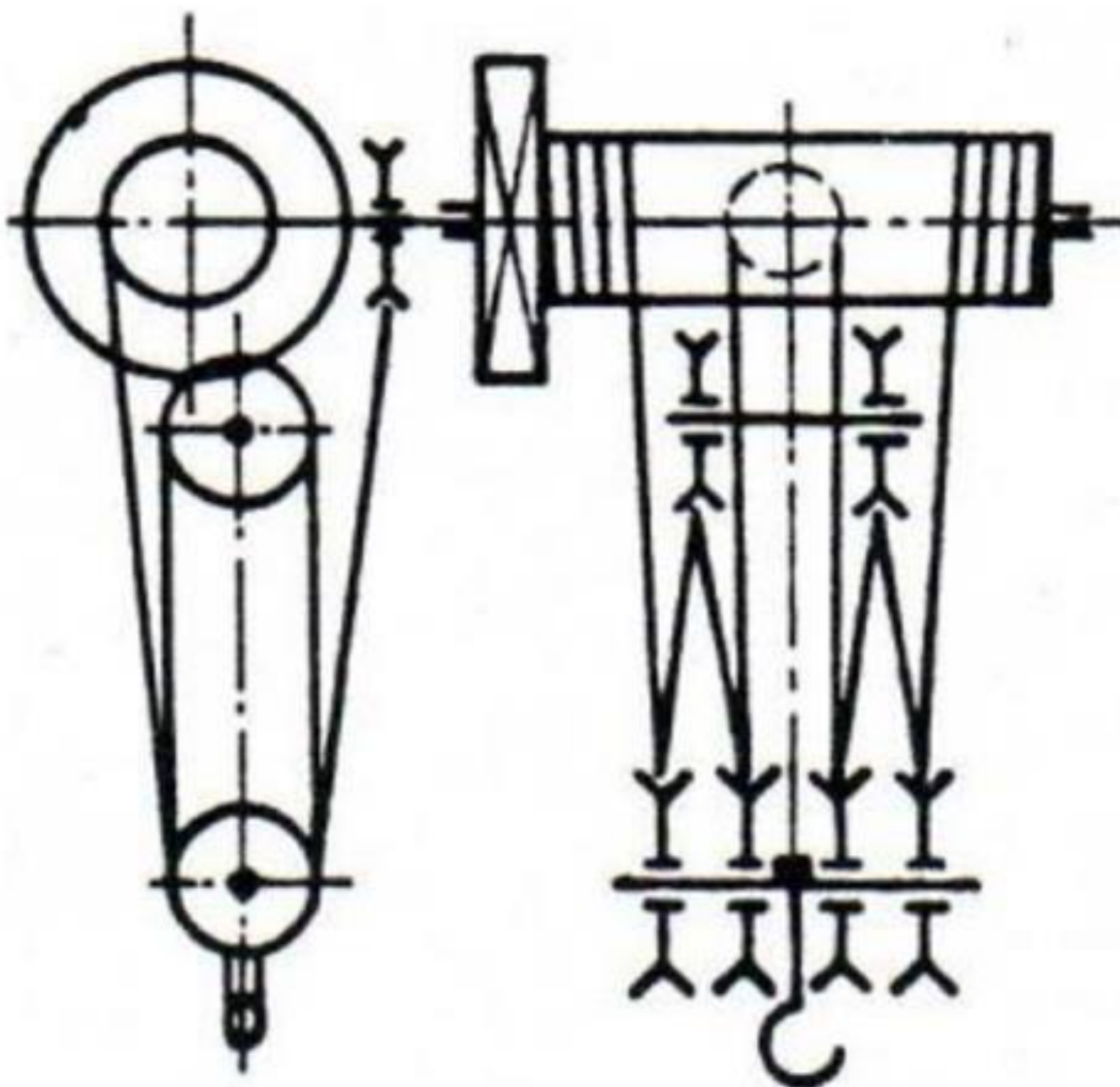
obr. 3.5 Licí jeřáb. [5]

## 2.1 Rozhodnutí počtu navíjených lan na buben

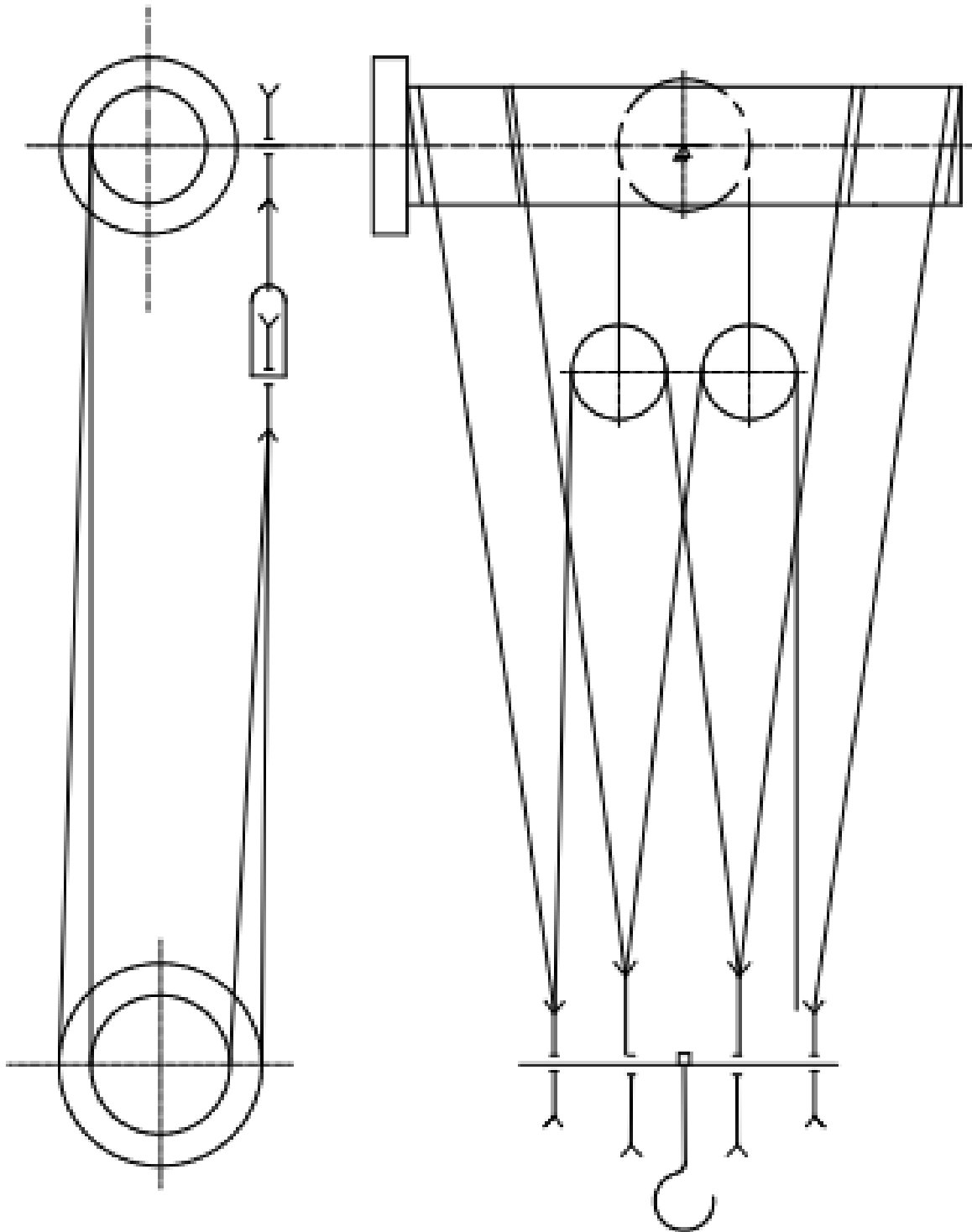
Obvykle se setkáváme s kladkostroj, kde je použito jedno lano, jehož dva konce jsou připevněny na lanový buben. Toto lano vede z jednoho konce bubnu přes kladkostroj a poté zpět na buben viz obr. 3.6.

Kladkostroj se dvěma lany považují za alternativu, která je technicky možná i funkční, ale podle mých rešerší se patrně často nepoužívá. Schéma tohoto provedení je možné vidět na obr. 3.7. Zde jsou čtyři konce lan upevněny na buben. Výhoda je v tom, že můžeme použít více lan menších průřezů.

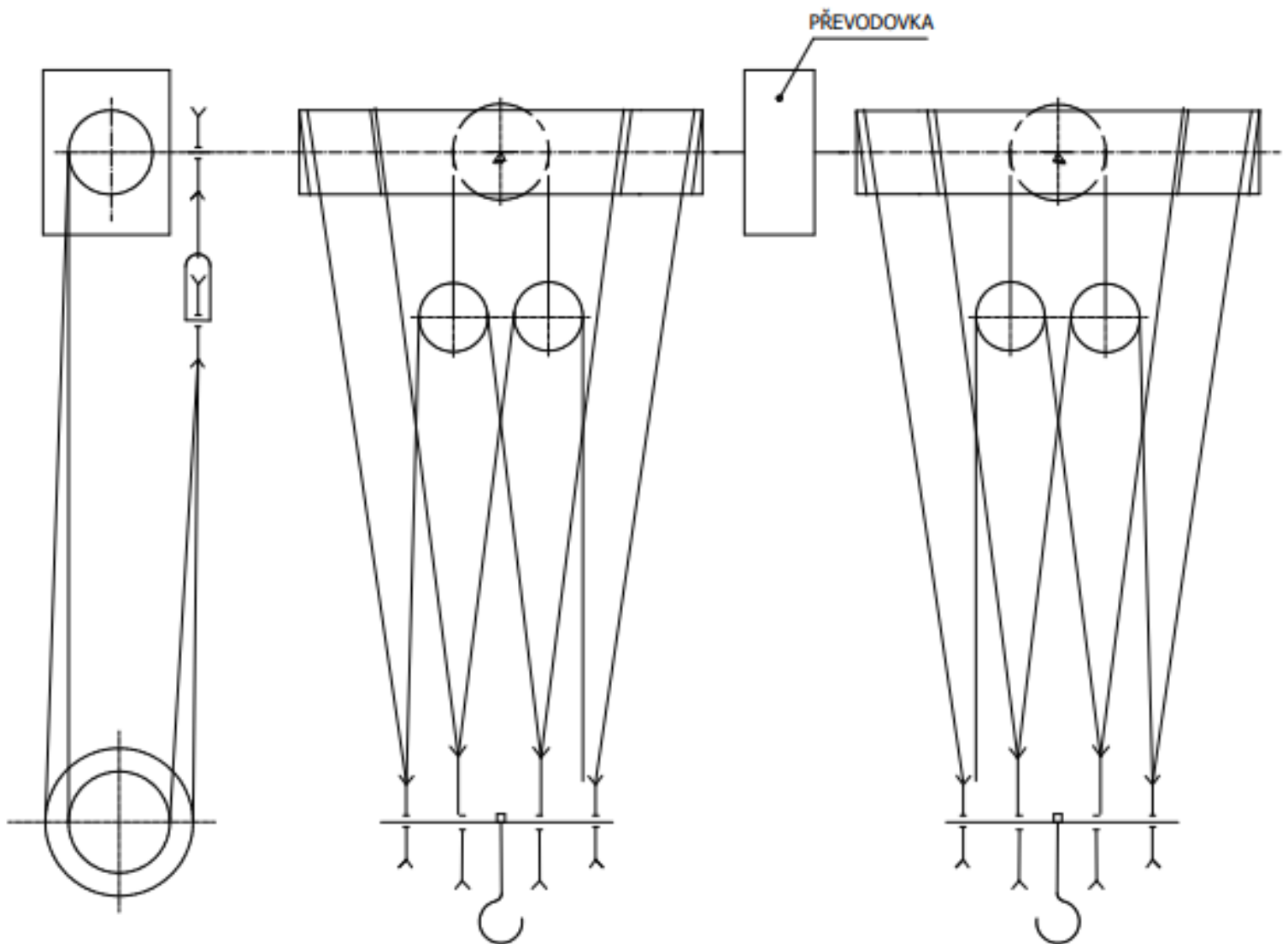
Varianta s použitím čtyř lan je na obr. 3.8. kde jsou dva výstupní hřídele z převodovky. Na jedné straně je jeden dvoulanový buben a na druhé straně druhý dvoulanový buben.



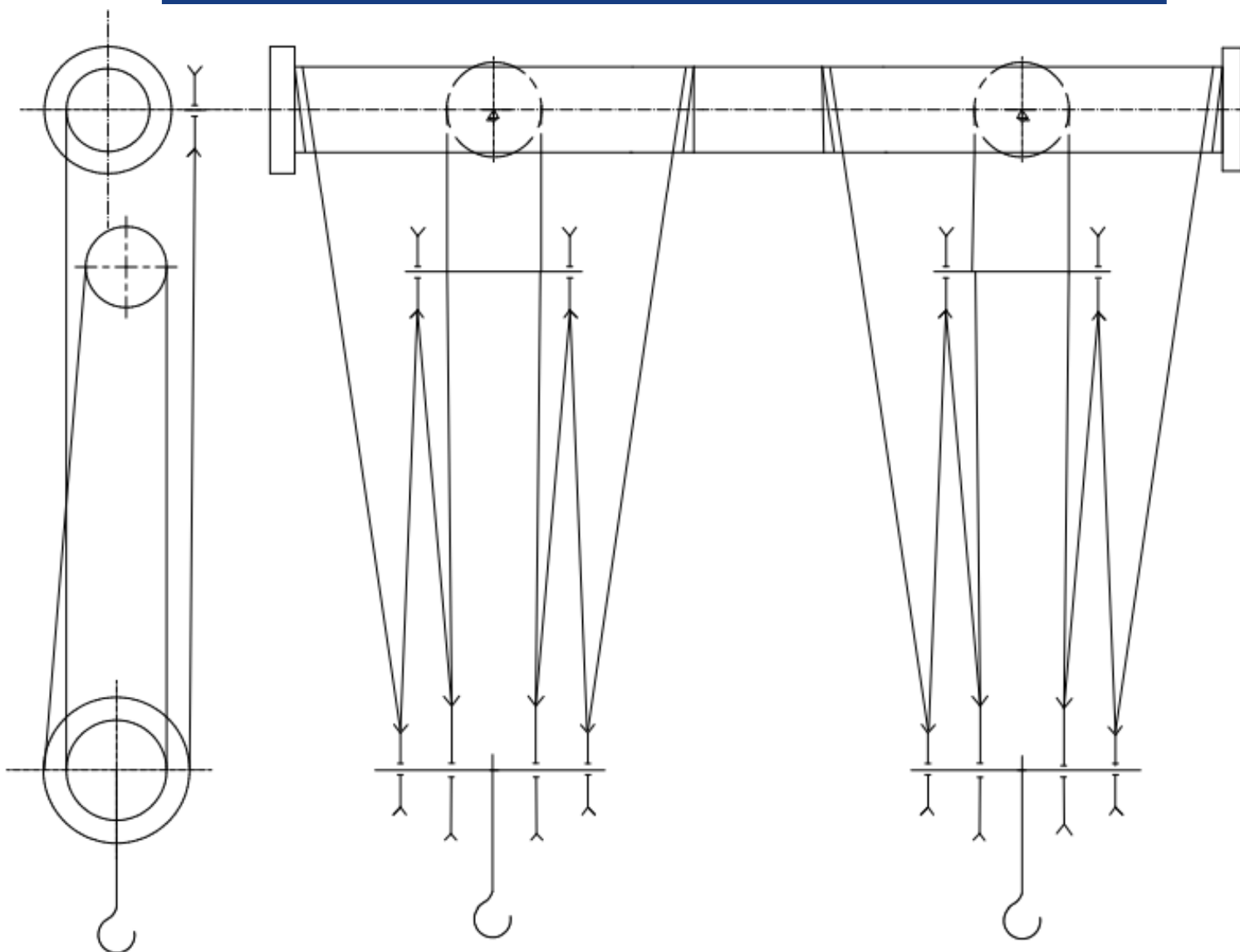
Obr. 3.6. Kladkostroj. [6]



obr. 3.7 Kladkostroj se dvěma lany.  
Dle návrhu vedoucího bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



Obr. 3.8 Kladkostroj se dvěma bubny a čtyřmi lany.  
Dle návrhu vedoucího bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



Obr. 3.8 Kladkostroj se dvěma bubny a čtyřmi lany.

Jako nejvhodnější a nejjednodušší variantu volím použití **jednoho bubnu se dvěma navíjenými lany** viz obr. 3.8, kdy má každý buben vlastní kladkostroj. V této práci bude zpracováno provedení dolní jeřabové kladnice s nosností 25 000 kg. Počítána bude pouze jedna (levá) polovina systému, protože jsou obě poloviny stejné. V přílohách jsou další návrhy použití dvou navíjených lan na buben, které jsem ale vyhodnotil jako ne zcela vhodná řešení.

## 3 NÁVRH A VÝPOČET KLADKOSTROJE A LANA

### 3.1 Kladkostroj

#### Převod kladkostroje

Z důvodu nosnosti 25 000 kg volím převod kladkostroje  $i_{kl} = 4$  dle [7] str. 57 tab.3-8. Schéma kladkostroje je znázorněno na obr. 3.8. Zde počítáme pouze jednu polovinu bubnu.

$$i_{kl} = \frac{n}{z} \quad (3.1)$$

$$i_{kl} = \frac{n}{z} = \frac{8}{2} = 4$$

Kde:

n [-] počet nosných průřezů lana  
z [-] počet větví lanového převodu

#### Účinnost lanového převodu

-se určí podle rovnic [8]

$$\eta = \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} \quad (3.2)$$

$$\eta = \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} = \eta = \frac{1 - 0,98^4}{4 \cdot (1 - 0,98)} = 0,97$$

Kde:

n [-] počet nosných průřezů lana jedné větve  
 $\eta_1$  [-] účinnost kladky na valivých ložiscích

### 3.2. Výpočet zatížení lana

v souladu s normou ČSN 27 0100

#### Výpočet zatížení od statických sil

$$Q_s = (m_b \cdot \gamma_{10} + m_{kl}) \cdot g \quad (3.3)$$

$$Q_s = (25000 \cdot 1,2 + 1200) \cdot 9,81$$

$$Q_s = 306072 \text{ N}$$

Kde:

$m_b$  [kg] hmotnost břemene  
 $\gamma_{10}$  [-] Součinitel náhodného zvětšení břemene  
 $m_{kl}$  [kg] Předpokládaná hmotnost kladnice (voleno)  
g [m.s<sup>-2</sup>] tíhové zrychlení

**Výpočet zatížení od setrvačných sil**

$$Q_D = Q_S \cdot (1,3 + 0,39 \cdot v_z) \quad (3.4)$$

$$Q_D = Q_S \cdot (1,3 + 0,39 \cdot v_z)$$

$$Q_D = 306072 \cdot (1,3 + 0,39 \cdot 0,08)$$

$$Q_D = 407\,443 \text{ N}$$

Kde:

$Q_S$  [N] zatížení od statických sil ze vztahu (3.3)

$v_z$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] rychlost zdvihu

## 3.2.1 Výpočet lana v souladu s normou ČSN 27 0100

**Osová síla v laně**

Výpočet je proveden podle [2].

$$F_L = \frac{Q_D}{n} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (3.5)$$

$$F_L = \frac{Q_D}{n} \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{407443}{8} \cdot \frac{1}{0,97}$$

$$F_L = 52\,505,5 \text{ N}$$

Kde:

$Q_D$  [-] zatížení působící na lano

$n$  [-] počet nosných průřezů lana

$\eta$  [-] účinnost lanového převodu z rovnice (3.2)

**Maximální dovolené zatížení**

vypočítá se dle [8] podle rovnice:

$$F_{\text{dov}} = \frac{P}{k_L} \geq F_L \quad (3.6)$$

$$F_{\text{dov}} \geq k_L \cdot F_L$$

$$F_{\text{dov}} \geq 4,2 \cdot 52\,505,5$$

$$F_{\text{dov}} \geq 220523,1 \text{ N}$$

Kde:

$P$  [N] součinitel dle [7] je pro nosná lana lanových jeřábů stabilních 3,5 a navíc je navýšen o 0,7, protože zde dochází ke střídavému ohybu,  $k$  je tedy 4,2.  
zatížení lana stanovené dle (3.5)

$F_L$  [N]

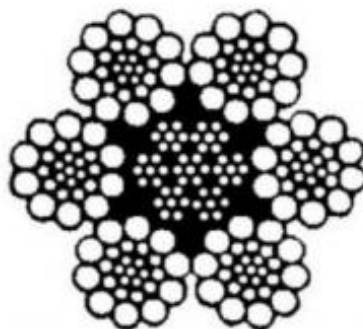
jmenovitá  
síla lana

### 3.3 Volba lana

Lano je voleno podle jmenovité nosnosti. Specifikace viz tab. 3-1. Schéma průřezu lana viz obr 3.2.

Tab. 3.1 Šestipramenné lano SEAL 6x27 - 162 drátů

Označení	Průměr	Hmotnost 1m lana	Jmenovitá pevnost drátů	Jmenovitá nosnost lana
SEAL 6x27	20 mm	1,48 kg	1770 MPa	252 kN



Obr. 3.2. Lano šestipramenné 162 drátů. [5]

#### Skutečná bezpečnost lana

$$k_{Ls} = \frac{F_j}{F_L} \quad (3.7)$$

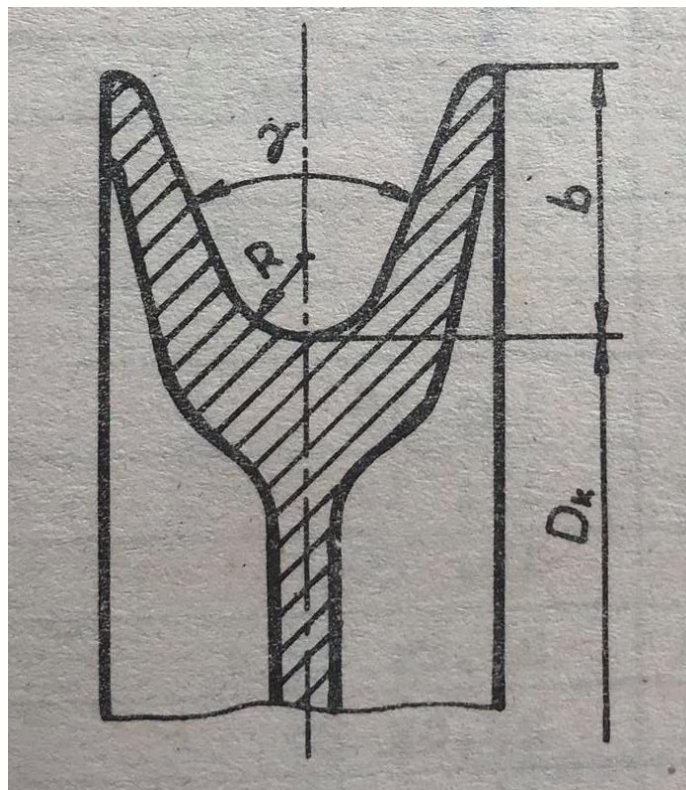
$$k_{Ls} = \frac{F_j}{F_L} = \frac{252000}{52505,5} = 4,8$$

Kde:

$F_L$  [N] zatížení lana stanovené dle (3.5)

$F_j$  [N] jmenovitá pevnost lana

## 4 KLADKY



Obr. 4.1. Kladka. [7]

Kladka (viz obr 4.1.) se navrhuje podle nejmenšího průměru z důvodu toho, že lano se může poškodit při příliš nízkém poloměru ohybu. To platí pro všechny kladky i pro buben. Jelikož jeřáb spadá do kategorie lehkého provozu, volíme součinitel  $\alpha$  závislý na druhu kladky a skupině jeřábu podle ČSN 27 0310 uvedený v tab. I. pro skupinu I. Navíc je nutno zvýšit součinitel o hodnotu  $\alpha+2$ , protože lano probíhá přes více kladek než 2. Následně se od vypočtené hodnoty  $D_{\min}$  odečte jmenovitý průměr lana  $d_l$ .

## 4.1. Rozměry kladek

### Nejmenší dovolený průměr vodící kladky

$$D_{\min 1} = d_l \cdot \alpha_1 \quad (4.1)$$

$$D_{\min 1} = 20 \cdot 22$$

$$D_{\min 1} = 440 \text{ mm}$$

Kde:

$d_l$  [mm] jmenovitý průměr lana v mm  
 $\alpha_1$  [-] součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu podle ČSN 27 0310 uvedený v tab. I.  
 pro skupinu I. je  $\alpha_1 = 20$  v případě vodící kladky a následně je navýšen o  $\alpha+2$ .

$$D_{kl1} = D_{\min 1} - d_l \quad (4.2)$$

$$D_{kl1} = 440 - 20$$

$$D_{kl1} = 420 \text{ mm}$$

Kde:

$d_l$  [mm] jmenovitý průměr lana v mm  
 $D_{\min 1}$  [mm] nejmenší dovolený průměr lanové kladky

Z normalizovaných průměrů kladek volím nejbližší vyšší a to  **$D_{kl1} = 450 \text{ mm}$** .  
 Z důvodu možného křížení lana volím dvě prostřední kladky o řád vyšší a to  **$D_{kl1a} = 500 \text{ mm}$** .

### Nejmenší dovolený průměr vyrovnávací kladky

Obdobný bude postup při návrhu kladky vyrovnávací s tím rozdílem, že se změní součinitel  $\alpha$ .

$$D_{\min 2} = d_l \cdot \alpha_2 \quad (4.3)$$

$$D_{\min 2} = d_l \cdot \alpha_2$$

$$D_{\min 2} = 20 \cdot 16$$

$$D_{\min 2} = 320 \text{ mm}$$

Kde:

$d_l$  [mm] jmenovitý průměr lana v mm  
 $\alpha_2$  [-] součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu podle ČSN 27 0310 uvedený v tab. I.  
 pro skupinu I. je  $\alpha_2 = 14$  v případě vyrovnávací kladky a následně je navýšen o  $\alpha+2$

$$D_{kl2} = D_{min2} - d_l \quad (4.4)$$

$$D_{kl2} = 320 - 20$$

$$D_{kl2} = 300 \text{ mm}$$

Kde:

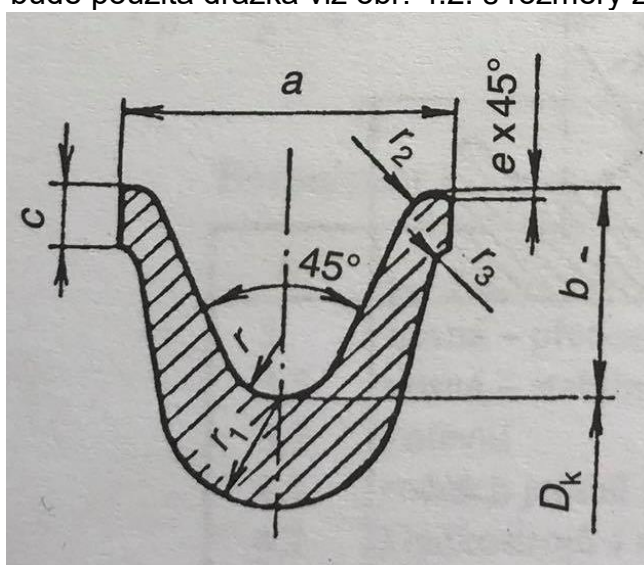
$d_l$  [mm] jmenovitý průměr lana v mm

$D_{min2}$  [mm] nejmenší dovolený průměr lanové kladky vyrovnávací

Z normalizovaných průměrů kladek volím nejbližší vyšší a to  $D_{kl2} = 315 \text{ mm}$ .

### Rozměry kladky

Pro všechny kladky bude použita drážka viz obr. 4.2. s rozměry z tabulky 4.1.



Obr 4.2. Rozměry kladky. [10]

Tab 4.1. rozměry kladky

Ozn.	r	d	a	b	c	e	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	r <sub>2</sub>
11	10,6	20	54	36	10	1	18	5	4

## 5 BUBEN

### 5.1 Rozměry lanového bubnu

Obdobný bude postup při návrhu bubnu s tím rozdílem, že se změní součinitel  $\alpha$ .

#### Nejmenší dovolený průměr lanového bubnu

$$D_{Bmin} = d_l \cdot \alpha_3 \quad (5.1)$$

$$D_{Bmin} = 20 \cdot 18$$

$$D_{Bmin} = 360 \text{ mm}$$

$d_l$  [mm] jmenovitý průměr lana v mm  
 $\alpha_3$  [-] součinitel pro lanový buben skupiny I. je  $\alpha_3 = 18$

$$D_B = D_{Bmin} - d_l \quad (5.2)$$

$$D_B = 360 - 20$$

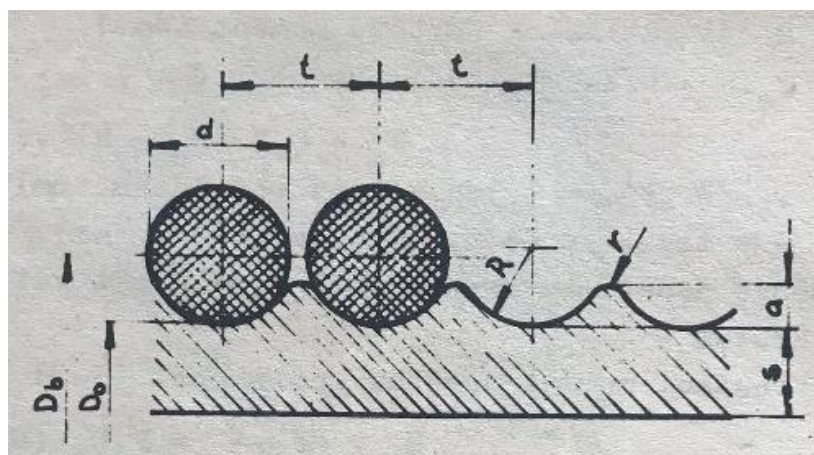
$$D_B = 340 \text{ mm}$$

Kde:

$d_l$  [mm] jmenovitý průměr lana v mm  
 $D_{min2}$  [mm] Nejmenší dovolený průměr lanového bubnu

Z normalizovaných průměrů bubnů volím  $D_B = 500 \text{ mm}$  s ohledem na jeho délku a potřebnou pevnost.

Na povrchu bubnu budou vyrobeny drážky viz obr. 5.1. s rozměry viz tab 5.1.



Obr. 5.1. Drážky lanového bubnu. [7]

Tab 5.1.

R [mm]	d [mm]	a [mm]	t [mm]	r [mm]
10,6	20	6	22	2,5

**Navíjená délka lana**

$$L = i_{kl} \cdot H \quad (5.3)$$

$$L = 4 \cdot 12000$$

$$L = 48000 \text{ mm}$$

Kde:

$i_{kl}$  [-] převod kladkostroje ze vztahu (3.1)

$H$  [mm] zdvih

**Počet závitů lana**

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_B} + 3 \quad (5.4)$$

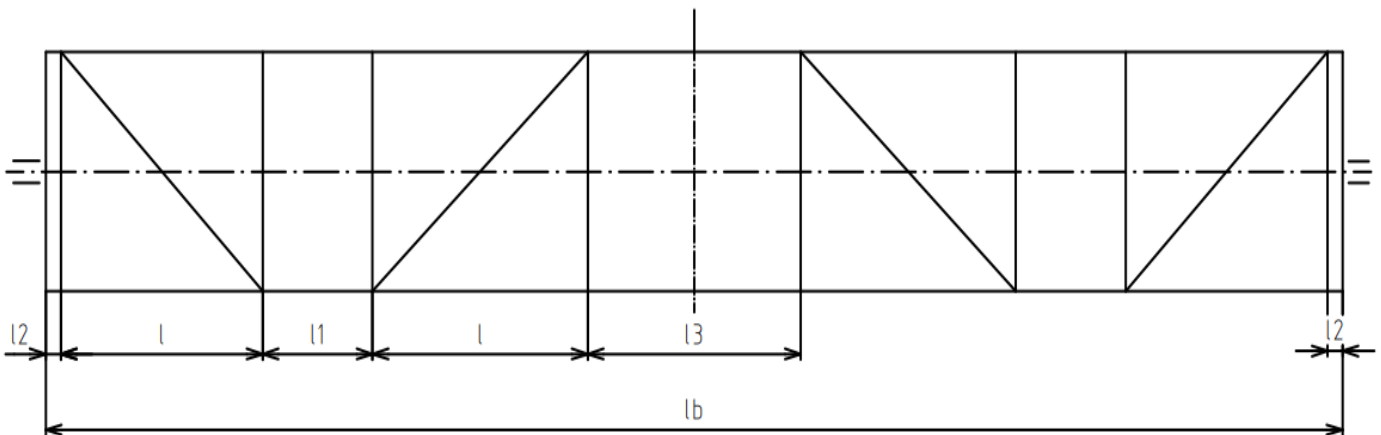
$$z = \frac{48000}{\pi \cdot 500} + 3$$

$$z = 33,57 \text{ mm} \rightarrow 34 \text{ závitů}$$

Kde:

$L$  [mm] navíjená délka lana

$D_B$  [mm] průměr lanového bubnu



obr. 5.2. schéma rozměrů bubnu.

**Délka závitové části bubnu (viz obr. 5.2)**

$$l = z \cdot t \quad (5.5)$$

$$l = 34 \cdot 22$$

$$l = 748 \text{ mm}$$

Kde:

$z$  [-] počet závitů na bubnu

$t$  [mm] stoupání lanové drážky bubnu

**Celková délka bubnu**

$$l_b = 4 \cdot l + 2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2 + l_3 \quad (5.6)$$

$$l_b = 2 \cdot 748 + 2 \cdot 400 + 2 \cdot 88 + 500$$

$$l_b = 2972 \text{ mm}$$

Kde:

$l$  [mm] délka závitové části bubnu

$l_1$  [mm] délka hladké části bubnu – volím 400 mm

$l_2$  [mm] délka krajních hladkých částí bubnu –  $l_2 \approx 4 t \approx 88 \text{ mm}$

$l_3$  [mm] délka prostřední hladké části bubnu – volím 300 mm

Tloušťka stěny bubnu

$$s = 0,8 d_l \quad (5.7)$$

$$s = 0,8 \cdot 20$$

$$s = 16 \text{ mm} \rightarrow 60 \text{ mm}$$

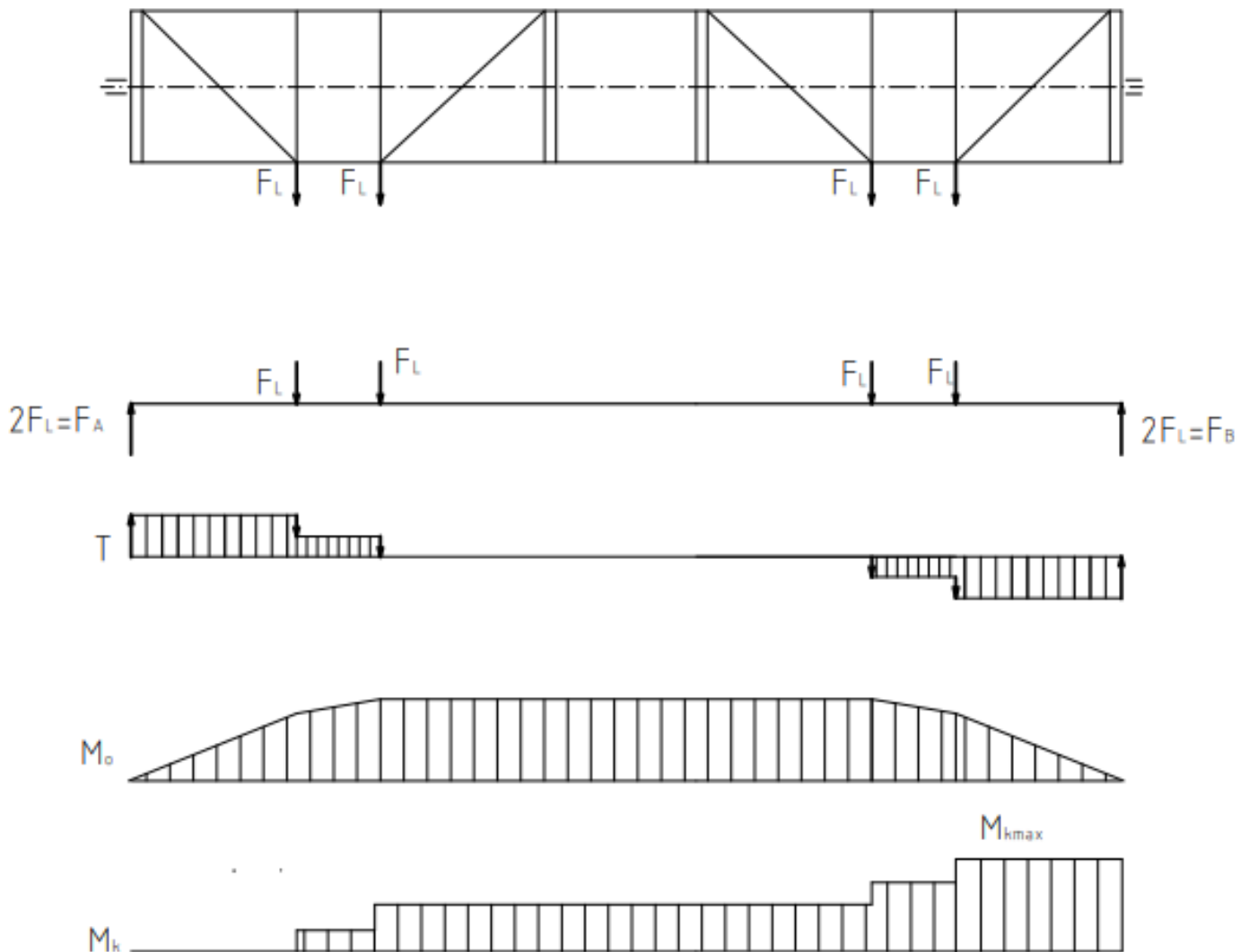
Hodnota tloušťky stěny bubnu je příliš nízká. Po předběžném penvostním výpočtu, který nevyhověl bezpečnosti bylo nutné navýšit hodnotu na **s = 60 mm**.

Kde:

$d_l$  [mm] jmenovitý průměr lana

## 5.2. Pevnostní výpočet bubnu

### Namáhání pláště bubnu



Obr 5.3 Schéma působení sil na bubnu.

### Ohyb

Ohybový moment v kritickém průřezu bubnu podle obr. 5.3

$$M_{\text{omaxB}} = 2 \cdot F_L \cdot (l_2 + 2 \cdot l + l_1) \quad (5.8)$$

$$M_{\text{omaxB}} = 2 \cdot 52\,505,5 \cdot (88 + 2 \cdot 748 + 400)$$

$$M_{\text{omaxB}} = 208\,341\,824 \text{ Nmm}$$

Kde:

$l$	[mm]	délka závitové části bubnu
$l_1$	[mm]	délka hladké části bubnu – volím 400 mm
$l_2$	[mm]	délka krajních hladkých částí – $l_2 \approx 4 t \approx 88$ mm
$F_L$	[N]	osová síla v laně stanovená dle (3.5)

**Průřezový modul v ohybu**

$$W_{oB} = 0,8 \cdot (D_B - s)^2 \cdot s \quad (5.9)$$

$$W_{oB} = 0,8 \cdot (500 - 60)^2 \cdot 60$$

$$W_{oB} = 9\,292\,800 \text{ mm}^3$$

Kde:

$D_B$  [mm] průměr bubnu měřený pod lanem  
 $s$  [mm] tloušťka stěny bubnu

**Ohybové napětí v kritickém průřezu**

$$\sigma_0 = \frac{M_{omaxB}}{W_{oB}} \quad (5.10)$$

$$\sigma_0 = \frac{208\,341\,824}{9\,292\,800}$$

$$\sigma_0 = 22,42 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{omaxB}$  [Nmm] ohybový moment v kritickém průřezu bubnu  
 $W_{oB}$  [mm<sup>3</sup>] průřezový modul v ohybu

**Krut****Kroutící moment u bubnu** (viz obr. 5.3.)

$$M_{kmaxB} = 4 \cdot F_L \cdot \frac{D_b}{2} \quad (5.11)$$

$$M_{kmaxB} = 4 \cdot 52\,505,5 \cdot \frac{500}{2}$$

$$M_{kmaxB} = 52\,505\,500 \text{ Nmm}$$

Kde:

$D_B$  [mm] průměr bubnu měřený pod lanem  
 $F_L$  [N] osová síla v laně stanovená dle (3.5)

**Modul průřezu pro krut**

$$W_{kB} = 2 \cdot W_{oB} = 2 \cdot 0,8 \cdot (D_B - s)^2 \cdot s \quad (5.12)$$

$$W_{kB} = 2 \cdot 0,8 \cdot (500 - 60)^2 \cdot 60$$

$$W_{kB} = 18\,585\,600 \text{ mm}^3$$

Kde:

$D_B$  [mm] průměr bubnu měřený pod lanem  
 $s$  [mm] tloušťka stěny bubnu

Napětí v krutu v kritickém průřezu (viz obr.5.3.)

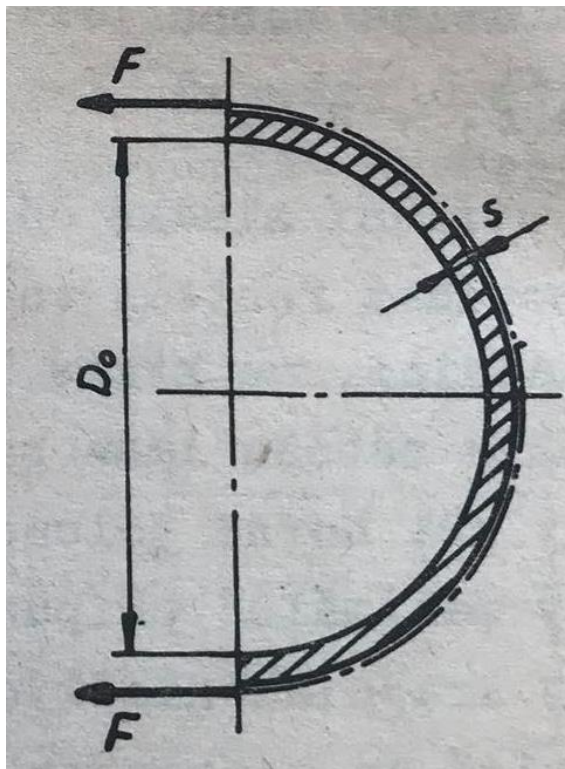
$$\tau = \frac{M_{kmaxB}}{W_{kmaxR}} \quad (5.13)$$

$$\tau = \frac{52\,505\,500}{18\,585\,600}$$

$$\tau = 2,83 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{kmaxB}$  [Nmm] kroučící moment u bubnu  
 $W_{kB}$  [mm<sup>3</sup>] modul průřezu pro krut



Obr. 5.4. Schéma působení sil na bubnu. [7]

**Vnější přetlak**

Tento přetlak je způsoben sevřením pláště bubnu lanem. Buben bude uvažován jako tenkostěnná nádoba.

**Tlakové napětí** podle obr. 5.4.

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s \cdot t} \quad (5.14)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{52\,505,5}{60 \cdot 22}$$

$$\sigma_{tl} = 39,78 \text{ MPa}$$

Kde:

s	[mm]	tloušťka stěny bubnu
F <sub>L</sub>	[N]	osová síla v laně stanovená dle (3.5)
t	[mm]	stoupání lanové drážky bubnu

**Redukované napětí**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_0 \cdot \sigma_{tl} + 3\tau^2} \quad (5.15)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{22,42^2 + 39,78^2 + 22,42 \cdot 39,78 + 3 \cdot 2,83^2}$$

$$\sigma_{red} = 78,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov}$$

$$78,8 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{tl}$	[MPa]	vnější přetlak
$\sigma_0$	[MPa]	ohybové napětí v kritickém průřezu
$\tau$	[MPa]	napětí v krutu v kritickém průřezu
$\sigma_{dov}$	[MPa]	dovolené napětí podle [7] volíme 100 až 110 MPa. Volím 100 MPa

## 6. NÁVRH KLADNICE

Kladnice je navržena z několika součástí. Zde budou provedeny penostní výpočty hlavních namáhaných částí komponent.

### 6.1. Čep

Jako materiál čepu volím ocel E295, pro kterou platí hodnoty  $R_m = 470$  MPa,  $R_e = 245$  MPa.

#### Ohyb

Na čep působí celkové zatížení, které se rozkládá na 4 kladky. Do celkového zatížení patří hmotnost břemene spolu se všemi zvedanými částmi kladnice. Hodnota zatížení od statických sil byla vypočtena ze vztahu (3.3).

#### Reakční síla působící na kladku

$$F_R = \frac{Q_s}{4} \quad (6.1)$$

$$F_R = \frac{306072}{4}$$

$$F_R = 76\,518 \text{ N}$$

Kde:

$Q_s$  [N] zatížení od statických sil ze vztahu (3.3)

#### Síla působící na bočnине

$$F_B = \frac{Q_s}{2} \quad (6.2)$$

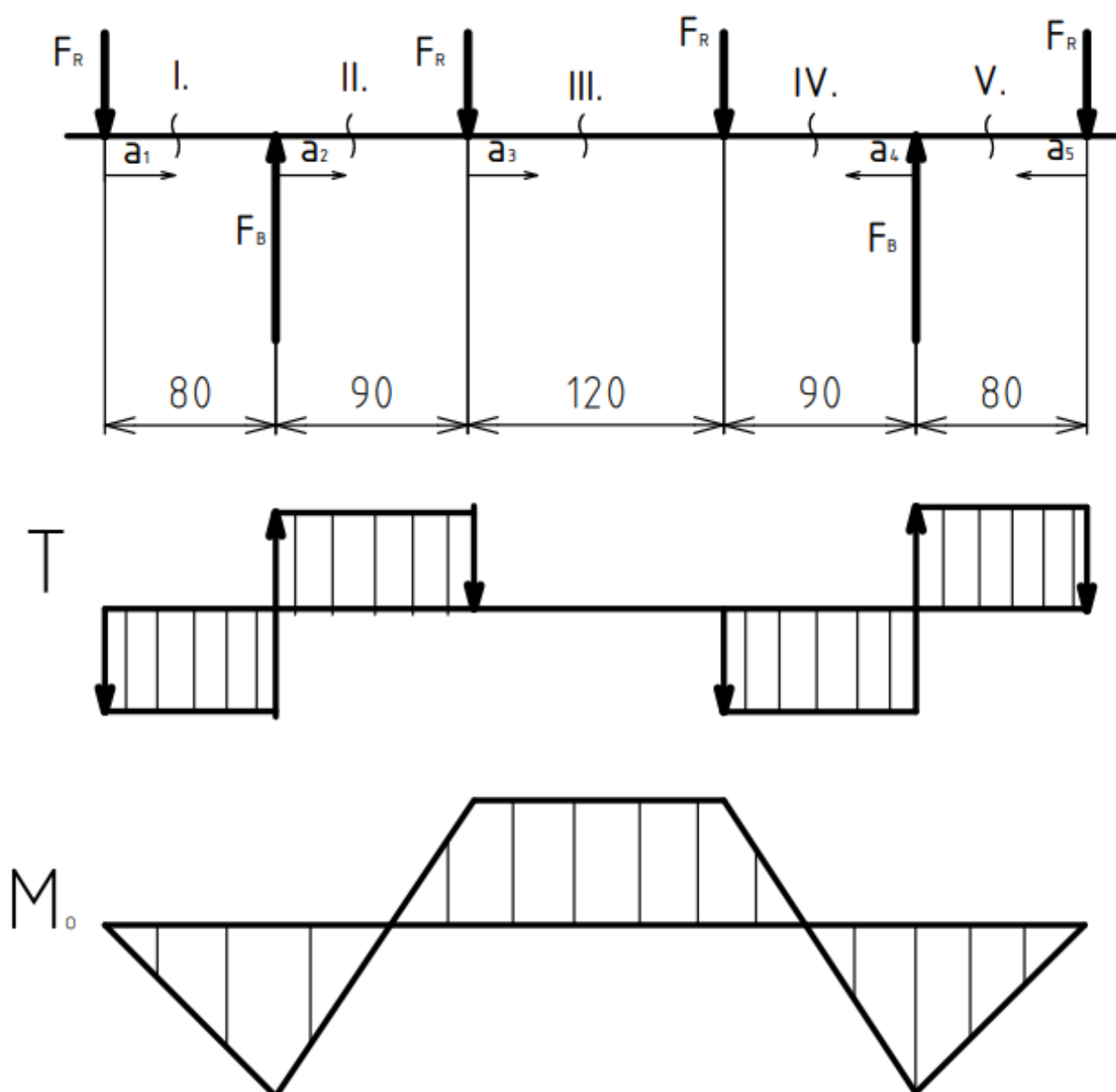
$$F_B = \frac{306072}{2}$$

$$F_B = 153\,036 \text{ N}$$

Kde:

$Q_s$  [N] zatížení od statických sil ze vztahu (3.3)

## Ohybový moment v kritických průřezích



Obr. 6.1. zatížení čepu.

$$M_{oI} = -F_R \cdot a_1 \quad (6.3)$$

$$M_{oI} = -76518 \cdot 80 = -6\,121\,440 \text{ Nmm}$$

$$M_{oII} = -F_R \cdot (a_1 + a_2) + F_B \cdot a_2 \quad (6.4)$$

$$M_{oII} = -76518 \cdot (80+90) + 153\,036 \cdot 90 = 765\,180 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIII} = -F_R \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + F_B \cdot (a_2 + a_3) - F_R \cdot a_3 = \quad (6.5)$$

$$M_{oIII} = -76518 \cdot (80 + 90 + 120) + 153\,036 \cdot (90+120) - 76518 \cdot 120 = 765\,180 \text{ Nmm}$$

$$M_{oI} = M_{oV} \quad (6.6)$$

$$M_{oII} = M_{oIV} \quad (6.7)$$

Kde:

$M_{oI}$	[Nmm]	ohybový moment v průřezu I
$M_{oII}$	[Nmm]	ohybový moment v průřezu II
$M_{oIII}$	[Nmm]	ohybový moment v průřezu III
$M_{oIV}$	[Nmm]	ohybový moment v průřezu IV
$M_{oV}$	[Nmm]	ohybový moment v průřezu V
$F_R$	[N]	reakční síla působící na kladku
$F_B$	[N]	reakční síla působící na bočnici
$a_1$	[mm]	délka intervalu I
$a_2$	[mm]	délka intervalu II
$a_3$	[mm]	délka intervalu

Z ohybových momentů vyplývá, že kritický průřez se nachází v oblasti I. a V. viz obr. 6.1.

**Pevnostní výpočet čepu**

$$\sigma_{0c} = \frac{M_{0I}}{W_{0c}} \leq \frac{R_e}{k} \quad (6.8)$$

$$\frac{M_0}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{R_e}{k} \rightarrow d_c = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{0I} \cdot k}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6\,121\,440 \cdot 2,5}{\pi \cdot 245}} = 91,4 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu **100 mm**.

Kde:

$M_{0I}$	[Nmm]	ohybový moment v průřezu I podle (6.3)
$W_{0c}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu pro čep
$R_e$	[MPa]	mez kluzu pro materiál E295
$k$	[-]	koeficient bezpečnosti

**Namáhání čepu od ohybu**

$$\sigma_{0c} = \frac{M_{0max}}{W_0} = \frac{M_{0max}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} \quad (6.9)$$

$$\sigma_{0c} = \frac{6\,121\,440}{\frac{\pi \cdot 100^3}{32}}$$

$$\sigma_{0c} = 62,35 \text{ MPa}$$

$M_{0max}$	[Nmm]	maximální ohybový moment podle (6.3)
$W_{0c}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu pro čep
$d_c$	[mm]	průměr čepu

**Namáhání čepu smykem**

$$\tau_c = \frac{F_R}{s} = \frac{F_R}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} \quad (6.10)$$

$$\tau_c = \frac{76\,518}{\frac{\pi \cdot 100^2}{4}}$$

$$\tau_c = 9,74 \text{ MPa}$$

$F_R$	[N]	reakční síla působící na kladku
$d_c$	[mm]	průměr čepu

**Pevnostní kontrola čepu podle HMM**

$$\sigma_{\text{cred}} = \sqrt{\sigma_{0c}^2 + 3 \cdot \tau_c} \leq \sigma_{\text{DOVc}} \quad (6.11)$$

$$\sigma_{\text{cred}} = \sqrt{62,35^2 + 3 \cdot 9,74} \leq \sigma_{\text{DOVc}}$$

$$\sigma_{\text{cred}} = 62,58 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{DOVc}} = \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_{\text{DOVc}} = \frac{245}{2,5} = 98 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{cred}} \leq \sigma_{\text{DOV}} \rightarrow 62,58 \leq 98 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$\sigma_{\text{cred}}$	[Mpa]	redukované napětí čepu
$\sigma_{\text{DOVc}}$	[Mpa]	dovolené napětí pro E295
$\tau_c$	[Mpa]	smykové napětí v čepu
$R_e$	[Mpa]	mez kluzu pro E295
$k$	[-]	koefficient bezpečnosti pro E360 voleno 3 v souladu s [10]

**6.2 Příčník**

Na příčník působí napětí od břemene. Materiálem příčníku je volena ocel E360, pro kterou platí hodnoty  $R_m = 750 \text{ MPa}$  a  $R_e = 370 \text{ MPa}$ .  
Pevnostní výpočty dle [11]

**Síla působící na příčník**

$$F_s = 306072 \text{ N}$$

Kde:

$$Q_s \quad [\text{N}] \quad \text{zatížení od statických sil ze vztahu (3.3)}$$

**Ohybový moment v kritických průřezích**

$$M_{oI} = F_B \cdot a_1 \quad (6.13)$$

$$M_{oI} = 153\,036 \cdot 20 = 3\,060\,720 \text{ Nmm}$$

$$M_{oII} = F_B \cdot (a_1 + a_2) \quad (6.14)$$

$$M_{oII} = 153\,036 \cdot (20 + 130) = 22\,955\,400 \text{ Nmm}$$

$F_B$	[N]	reakční síla působící na bočnici ze vztahu (6.2)
$a_1$	[mm]	délka intervalu I. (obr. 6.2)
$a_2$	[mm]	délka intervalu II.(obr. 6.2)

**Minimální průměr čepu příčnicku**

$$\sigma_{oPmax} = \alpha_k \cdot \sigma_{oP} \leq \frac{R_e}{k} \quad (6.15)$$

$$\sigma_{oPmax} = \alpha_k \cdot \frac{M_{oI}}{W_{oP}} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_{oPmax} = \alpha_k \cdot \frac{M_{oI}}{\frac{\pi \cdot d_P^3}{32}} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$d_P = \sqrt[3]{\frac{\alpha_k \cdot 32 \cdot M_{oI} \cdot k}{\pi \cdot R_e}} \quad (6.16)$$

$$d_P = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 32 \cdot 3\,060\,720 \cdot 3}{\pi \cdot 370}} = 79,6 \text{ mm}$$

Volím  $d_P = 85 \text{ mm}$

$\sigma_{oPmax}$	[Mpa]	maximální napětí v ohybu v příčnicku
$\alpha_k$	[Mpa]	tvárový součinitel
$\sigma_{oP}$	[Mpa]	napětí v ohybu v příčnicku
$M_{oI}$	[Nmm]	ohybový moment v kritických průřezích
$W_{oP}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu pro příčnick
$R_e$	[Mpa]	mez kluzu pro E360
$k$	[-]	součinitel bezpečnosti pro E360 voleno 3 v souladu s [10]

**Určení rozměrů příčnicku**

Délka příčnicku je závislá na šířce dvou prostředních kladek a jejich rozteči. Proto volím  $l_p = 260$ .

Šířku příčnicku volím  $š_p = 250 \text{ mm}$ .

Průměr otvoru v příčnicku volím  $d_o = 110 \text{ mm}$  podle průměru dříku háku, který má průměr  $d_1 = 106 \text{ mm}$  (viz volba háku)

## Výpočet výšky příčniku

$$\sigma_{oP} = \frac{M_{oII}}{W_{oP}} \leq \frac{R_e}{k} \quad (6.17)$$

$$W_{oP} = 2 \cdot \frac{J_{yP}}{\frac{h}{2}}$$

$$J_{yP} = 2 \cdot J_{yP_1} = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} b' \cdot h^3\right)$$

$$\sigma_{oP} = \frac{M_{oII}}{\frac{1}{3} \cdot b' \cdot h^3} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot M_{oII} \cdot k}{b \cdot R_e}} \quad (6.18)$$

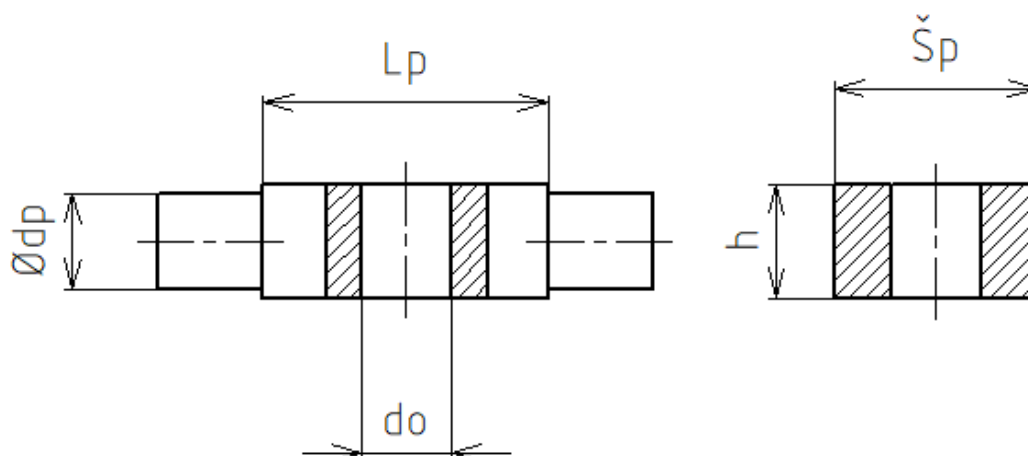
$$h = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 22\,955\,400 \cdot 3}{70 \cdot 370}}$$

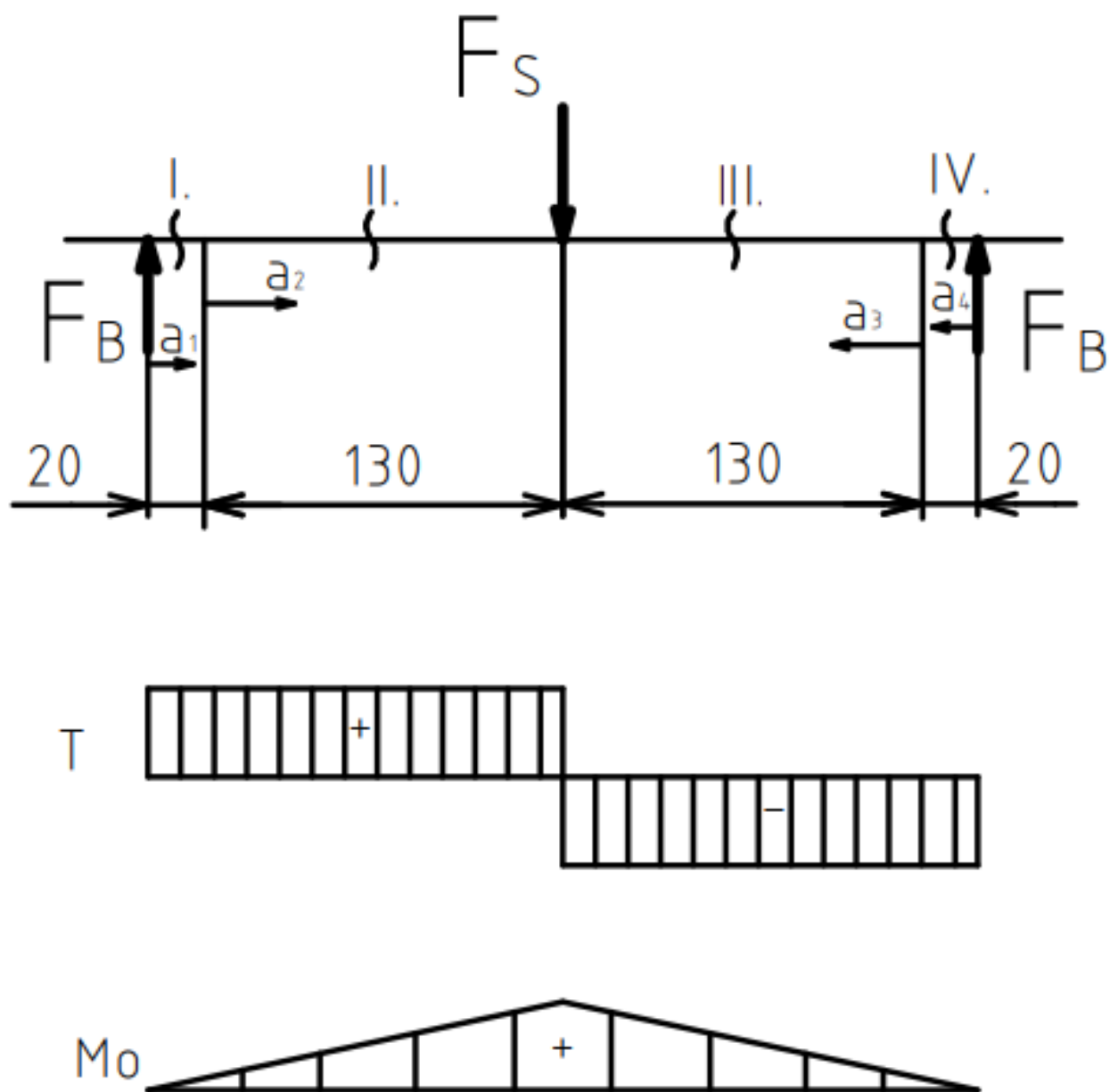
$$h = 89,3 \text{ mm}$$

Volím  $h = 95 \text{ mm}$ .

Kde:

$\sigma_{oP}$	[MPa]	ohybové napětí v příčniku
$R_e$	[MPa]	mez kluzu pro ocel E360 podle [10]
$M_{oII}$	[Nmm]	ohybový moment v intervalu 2, ze vztahu (6.4)
$J_y$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický osový moment pro obdélníkový průřez
$J_{yP}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický osový moment k ose Y
$W_{oP}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu pro příčník
$b$	[mm]	tloušťka stěny příčniku v ose příčniku podle obr. 6.2
$h$	[mm]	výška příčniku
$k$	[-]	koeficient bezpečnosti v souladu s [10]





Obr. 6.2 zatížení příčnicku.

### 6.3 Bočnice

Jako materiál bočnice volím ocel E295, pro kterou platí hodnoty  $R_m = 470$  MPa,  $R_e = 245$  MPa.

#### Výpočet rozměrů bočnice

##### Tloušťka bočnice

Plocha pod čepem příčnicku je namáhaná na otláčení

$$p_B = \frac{F_B}{S_p} = \frac{F_B}{t_B \cdot d_p} \leq p_{DOV} \quad (6.19)$$

$$t_B = \frac{F_B}{p_{DOV} \cdot d_p}$$

$$t_B = \frac{153\,036}{24 \cdot 85} = 75 \text{ mm}$$

$$t_B = 75 \text{ mm}$$

Volím tloušťku bočnice  $t_B = 80$  mm

Kde:

$F_B$	[N]	reakční síla působící na bočnice podle 6.2
$S_p$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha na kterou působí tlak
$t_B$	[mm]	tloušťka bočnice
$d_p$	[mm]	průměr čepu příčnicku
$p_{DOV}$	[MPa]	dovolený tlak

##### Šířka bočnice

Stanovení šířky bočnice je provedeno pomocí rovnice pro tahové napětí

$$\sigma_{\check{s}B} = \frac{F_B}{S_{\check{s}B}} = \frac{F_B}{(\check{s}_B - d_p) \cdot t_B} \leq \frac{R_e}{k} \cdot b \rightarrow \check{s}_B \quad (6.20)$$

$$\check{s}_B = \frac{F_B \cdot k}{R_e \cdot t_B} + d_p$$

$$\check{s}_B = \frac{153\,036 \cdot 2,5}{245 \cdot 80} + 85$$

$$\check{s}_B = 104,5 \text{ mm}$$

Volím  $\check{s}_B = 150$  mm

Kde:

$F_B$	[N]	reakční síla působící na bočnice podle 6.2
$S_B$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha na kterou působí tlak
$d_p$	[mm]	průměr čepu příčnicku
$t_B$	[mm]	tloušťka bočnice
$R_e$	[MPa]	mez kluzu pro ocel E295 podle [10]
$k$	[-]	koefficient bezpečnosti v souladu s [10]

**Pevnostní kontrola bočnice**

$$\sigma_{tmax} = \alpha_{kB} \cdot \sigma_{tB} = \frac{F_B}{S_{kB}} \leq \frac{R_e}{k} \quad (6.21)$$

$$\sigma_{tmax} = \alpha_{kB} \cdot \frac{F_B}{(\check{s}_B - d_P) \cdot t_B} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_{tmax} = 1,4 \cdot \frac{153\,036}{(150 - 85) \cdot 80}$$

$$\sigma_{tmax} = 41,2 \text{ MPa}$$

$$\frac{R_e}{k} = \frac{245}{2,5} = 98 \text{ MPa}$$

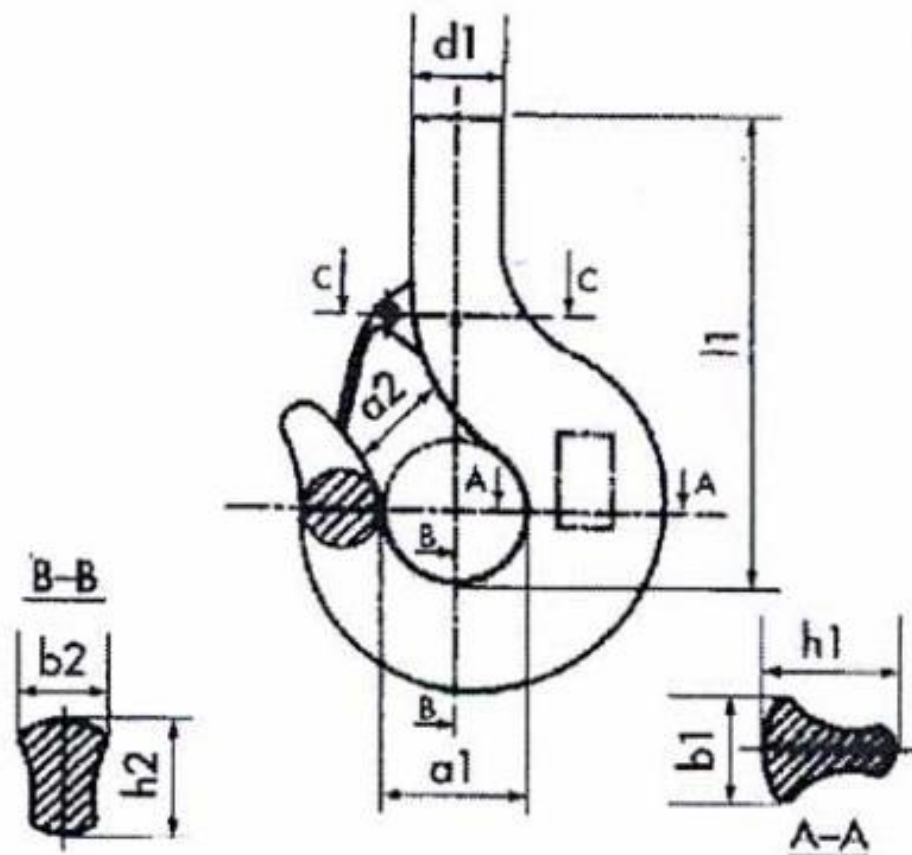
$$\sigma_{tmax} \leq \frac{R_e}{k}$$

41,2 ≤ 98 → vyhovuje

$\sigma_{tmax}$	[Mpa]	maximální tahové napětí pro bočnici
$\sigma_{tB}$	[Mpa]	tahové napětí pro bočnici
$\alpha_{kB}$	[-]	tvárový součinitel podle [10]
$S_{kB}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha kritického průřezu na kterou působí tlak
$d_P$	[mm]	průměr čepu příčnicku
$t_B$	[mm]	tloušťka bočnice
$\check{s}_B$	[mm]	šířka bočnice
$R_e$	[Mpa]	mez kluzu pro E360
$k$	[-]	součinitel bezpečnosti pro E360 voleno 3 v souladu s [10]

## 6.4 Hák

Hák volím DIN 15 401 podle nosnosti 25000 kg od výrobce Vingu-Steel s.r.o.  
Materiálem háku je ocel StE 285.



Obr. 6.3. Hák DIN 15 401.

Tab. 6.1. Rozměry háku DIN 15 401

Č.	a1	a2	b1	b2	d1	h1	h2	l1	Hmotnost
20	160	125	140	118	106	180	150	653	95

**Minimální průměr dřívku háku**

$$\sigma_{tH} = \frac{Q_s}{S_d} = \frac{Q_s}{\frac{\pi \cdot d_d^4}{4}} \leq \sigma_{tDOV} \quad (6.22)$$

$$d_d \geq \sqrt[4]{\frac{4 \cdot Q_s}{\pi \cdot \sigma_{tDOV}}}$$

$$d_d \geq \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 306072}{\pi \cdot 56}}$$

$$d_d \geq 83,4$$

Volím  $d_d = 90 \text{ mm}$

Kde:

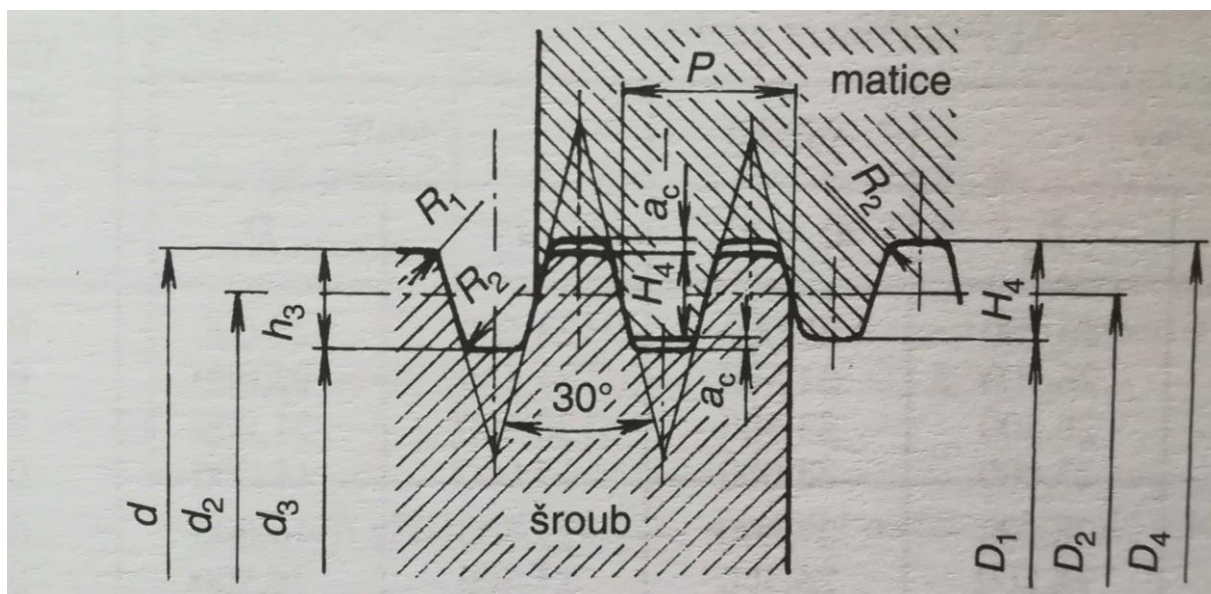
$\sigma_{tH}$	[MPa]	tahové napětí působící v dřívku
$\sigma_{tDOV}$	[MPa]	dovolené tahové napětí dřívku, dle [12]
$Q_s$	[N]	zatížení od statických sil ze vztahu (3.3)
$S_d$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu dřívku

**Volba závitu háku**

Tr100x12

Tab. 6.2 Rozměry závitu

d [mm]	d <sub>2</sub> [mm]	d <sub>3</sub> [mm]	P [mm]	h <sub>z</sub> [mm]	l [mm]
100	93,5	86,2	12	6,9	100



Obr. 6.4. Lichoběžníkový rovnoramenný závit.[10]

**Délka závitu**

Délka závitu je vypočtena z rovnice pro otláčení.

$$p_z = \frac{Q_s \cdot P}{\pi \cdot h_z \cdot d_2 \cdot l_z} \leq p_{zDOV} \rightarrow l_z = \frac{Q_s \cdot P}{\pi \cdot h_z \cdot d_2 \cdot p_{zDOV}} \quad (6.23)$$

$$l_z = \frac{306072 \cdot 12}{\pi \cdot 6,9 \cdot 93,5 \cdot 20}$$

$$l_z = 90,6 \text{ mm}$$

volím  $l_z = 100 \text{ mm}$

O

$p_{zDOV}$	[MPa]	dovolený tlak v závitech, dle [12]
$Q_s$	[N]	zatížení od statických sil ze vztahu (3.3)
$l_z$	[mm]	délka závitu
$h_z$	[mm]	nosná výška závitu
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$P$	[mm]	rozteč závitu

**6.5 LOŽISKA****Radiální ložiska**

Každá kladka bude na dvou ložiscích. Jelikož máme 4 kladky, bude použito 8 ložisek.

**Síla zatěžující ložisko**

$$F_R = \frac{Q_s}{n_1} \quad (6.24)$$

$$F_R = \frac{306072}{8}$$

$$F_R = 38\,259 \text{ N}$$

Kde:

$Q_s$	[N]	zatížení od statických sil ze vztahu (3.3)
$n_1$	[-]	počet radiálních ložisek

**Ekvivalentní statické zatížení**

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_A \quad (6.25)$$

$$P_o = 1 \cdot 38\,259 + 0 \cdot 0$$

$$P_o = 38\,259 \text{ N}$$

$$C_o \geq P_o$$

$$\geq 38\,259$$

Kde:

$F_A$  [N] axiální síla působící na ložisko

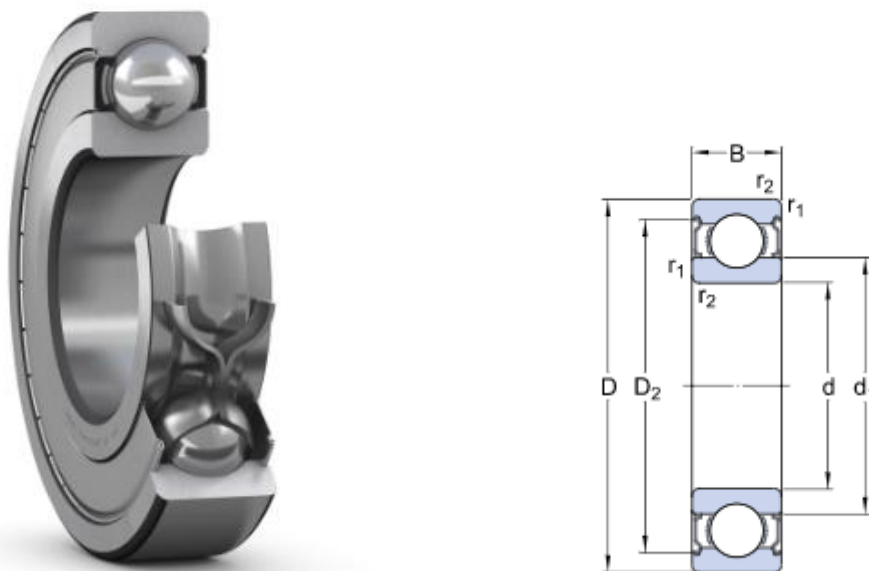
$F_R$  [N] síla zatěžující ložisko

$Y_o$  [-] koeficient axiálního dynamického zatížení, dle [10]

$X_o$  [-] koeficient radiálního dynamického zatížení, dle [10]

$C_o$  [kN] základní statická únosnost

Dle vypočteného zatížení volím ložisko kuličkové jednořadé SKF-6020-2Z specifikace viz tab. 6.3 podle obr. 6.5.



obr. 6.5 Radiální ložisko. [13]

Tab 6.3 Specifikace ložiska podle obr. 6.5

d [mm]	D [mm]	B [mm]	d <sub>1</sub> [mm]	D <sub>1</sub> [mm]	r <sub>1,2</sub> [mm]	C [kN]	C <sub>o</sub> [kN]
100	150	24	116	134	min. 1	63,7	54

**Axiální ložisko**

Bude použito axiální ložisko, které bude umístěno na příčnick. Ložisko nese zatěžující sílu  $Q_s$ .

$$F_a = P_o = Q_s \quad (6.26)$$

$$F_a = 306072 \text{ N}$$

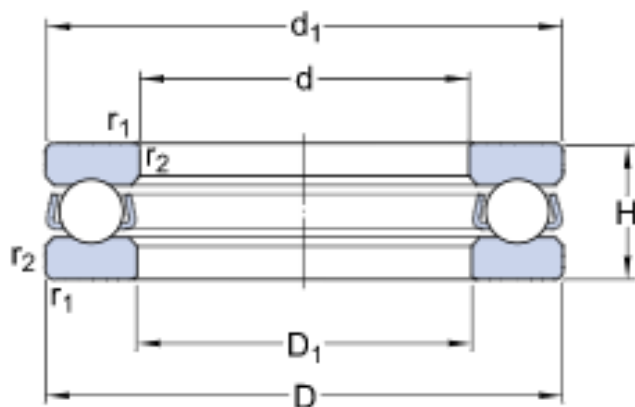
$$C_o \geq P_o$$

$$390000 \geq 306072 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$Q_s$  [N] zatížení od statických sil ze vztahu (3.3)

Dle zatížení volím axiální ložisko kuličkové jednořadé SKF-16020 specifikace viz tab. 6.4 podle obr. 6.6.



obr. 6.6 Axiální ložisko. [13]

Tab 6.4 Specifikace ložiska podle obr. 6.5

d [mm]	D [mm]	H [mm]	d <sub>1</sub> [mm]	D <sub>1</sub> [mm]	r <sub>1,2</sub> [mm]	C [kN]	C <sub>0</sub> [kN]
120	170	39	170	123	min. 1.1	127	390

---

## ZÁVĚR

Jeřábová kladnice je navržena pro mostový jeřáb o nosnosti 25 000 kg v lehkém provozu. Z navržených variant systémů kladkostrojů byla zvolena varianta s použitím dvou navíjených lan na jeden lanový buben. Součásti kladnice jsou navrženy tak, aby splňovaly funkci a bezpečný provoz při dodržení následujících podmínek:

- rychlost zdvihu  $0,08 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- použití doporučeného lana – šestipramenné lano SEAL 6x27 - 162 drátů viz katalog výrobce [9]

Lanový buben je navržen tak aby zvedal zatížení 50 000 kg od dvou navíjených lan, z nichž každé je vedeno přes svou jednu kladnici.

Výstupem práce je výkres sestavení kladnice viz příloha a výrobní výkresy čepu, matice, příčnicku a kladky. Kladnice má dvě prostřední kladky většího průměru než kladky krajní, aby nedocházelo ke křížení lan. Kladky jsou zakrytovány, aby byla dodržena bezpečnost provozu a aby bylo lano i zařízení chráněno.

---

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Kladka. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Kladka>
- [2] DIE HEBEZEUGE, Bemessungsgrundlagen, Bauteile, Antriebe, Gerke Erwin, Kleinschmidt Karl, Michels Klaus P., Neugebauer Rudolf, Wolf Albrecht ISBN 528 08141 4
- JHJNJNGTB ĚWQAEŠ+Aq[3] Licí traverza. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/cs/produkty/komponenty-zdvihu-jeřabu/amelove-haky.aspx>
- [4]<https://www.konecranes.com.sg/industries/metals-production/equipment-for-lifting-steel/double-girder-ladle-handling-cranes>
- [5] <https://pullman.en.made-in-china.com/product/eCuQFLpOwdVv/China-Metallurgical-Workshop-Double-Beam-Foundry-AMP-Casting-Crane-for-Heavy-Duty-Goods.html>
- [6] Jeřáby. Dostupné z: [http://www.sps-ko.cz/documents/SPS\\_prazak/14.%20JE%C5%98%C3%81BY.pdf](http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/14.%20JE%C5%98%C3%81BY.pdf)
- [7] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [8] ČSN 27 0100. Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. 1978. 8s .
- [9] Šestipramenné lano SEAL 6x27S-IWRC. Techlan Chudoba s.r.o. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/sestipramenne-lano-seal-6x27s-iwrc>
- [10] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-051-
- [11] JANÍČEK, Přemysl a Zdeněk FLORIAN. Mechanika těles: pružnost a pevnost I. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-X.
- [12] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-805- 5311-876.
- [13] SKF ložiska - dostupné z <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-16020>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

$C_o$	[kN]	základní statická únosnost
$D_B$	[mm]	Průměr bubnu
$D_{min1}$	[mm]	nejmenší dovolený průměr lanové kladky
$D_{min2}$	[mm]	nejmenší dovolený průměr lanové kladky vyrovnávací
$F_A$	[N]	axiální síla působící na ložisko
$F_B$	[N]	reakční síla působící na bočnici
$F_j$	[N]	jmenovitá pevnost lana
$F_L$	[N]	zatížení lana
$F_R$	[N]	reakční síla působící na kladku
$G$	[N]	síla vyvolaná břemenem
$H$	[mm]	výška zdvihu zdvih
$J_y$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický osový moment pro obdélníkový průřez
$J_{yp}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický osový moment k ose Y
$L$	[mm]	navíjená délka lana
$M_{omax}$	[Nmm]	maximální ohybový moment
$M_{oi,I,II,III,IV,V}$	[Nmm]	ohybový moment v průřezu I,II,III,IV,V
$M_{omaxB}$	[Nmm]	ohybový moment v kritickém průřezu bubnu
$M_{kmaxB}$	[Nmm]	Kroutící moment u bubnu
$P$	[N]	jmenovitá síla lana
$P$	[mm]	rozteč závitu
$P_o$	[N]	Ekvivalentní statické zatížení
$Q_D$	[-]	zatížení působící na lano
$Q_s$	[N]	zatížení od statických sil ze vztahu
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$S_{kB}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha kritického průřezu na kterou působí tlak
$S_d$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu dřívku
$S_p$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha na kterou působí tlak
$W_{oP}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu pro příčnick
$W_{oc}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu pro čep
$W_{oB}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu bubnu
$W_{kB}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu pro krut bubnu
$X_o$	[-]	koeficient radiálního dynamického zatížení
$Y_o$	[-]	koeficient axiálního dynamického zatížení
$a_{1,2,3}$	[mm]	délka intervalu I,II,III
$d_c$	[mm]	průměr čepu
$d_l$	[mm]	průměr lana
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$d_P$	[mm]	průměr čepu příčnicku
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$h_z$	[mm]	nosná výška závitu
$i_{kl}$	[-]	převod kladkostroje
$k$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_L$	[-]	součinitel pro nosná lana lanových jeřábů
$l$	[mm]	délka závitové části bubnu
$l_z$	[mm]	délka závitu
$l_1$	[mm]	stoupání lanové drážky bubnu

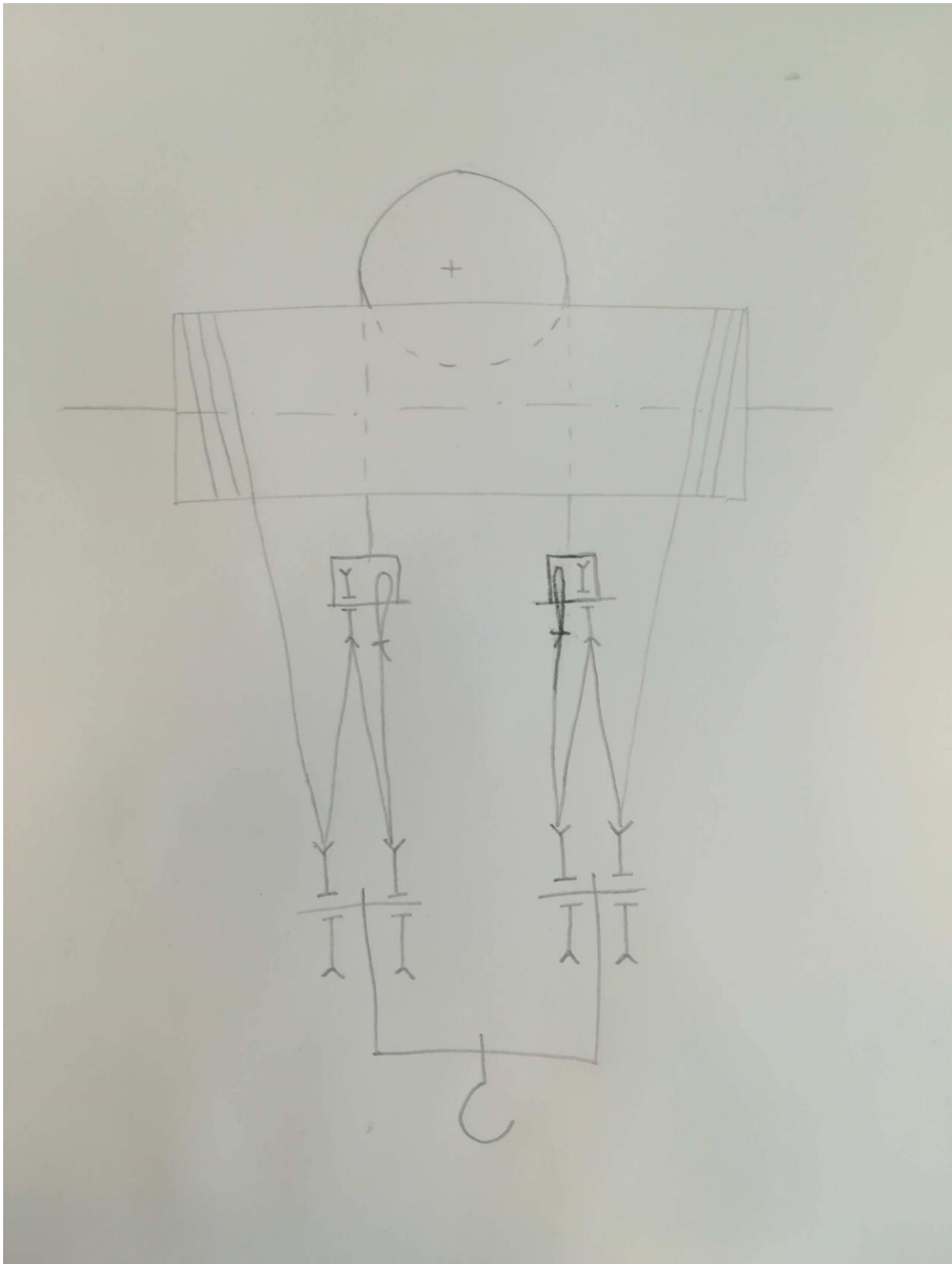
$l_2$	[mm]	délka krajních hladkých částí bubnu
$l_3$	[mm]	délka střední hladké části bubnu
$m_b$	[kg]	hmotnost břemene
$m_{kl}$	[kg]	předpokládaná hmotnost kladnice
$n$	[-]	počet nosných průřezů lana
$p_{DOV}$	[MPa]	dovolený tlak
$s$	[mm]	tloušťka stěny bubnu
$š_B$	[mm]	šířka bočnice
$t$	[mm]	stoupání lanové drážky bubnu
$t_B$	[mm]	tloušťka bočnice
$v_z$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost zdvihu
$z$	[-]	počet závitů lana
$\alpha_{1,2,3}$	[-]	součinitel závislý na druhu kladky a skupině
$\alpha_{kB}$	[-]	tvarový součinitel
$\gamma_{10}$	[-]	součinitel náhodného zvětšení břemene
$\eta_1$	[-]	účinnost kladky na valivých ložiscích
$\sigma_{DOVc}$	[Mpa]	redukované napětí čepu
$\sigma_{dov}$	[Mpa]	dovolené napětí
$\sigma_{DOVc}$	[Mpa]	dovolené napětí čepu
$\sigma_{red}$	MPa	Redukované napětí
$\sigma_{cred}$	[Mpa]	redukované napětí čepu
$\sigma_0$	[Mpa]	Ohybové napětí v kritickém průřezu bubnu
$\sigma_{tDOV}$	[MPa]	dovolené tahové napětí dřívku
$\sigma_{tB}$	[MPa]	tahové napětí pro bočnici
$\sigma_{tmax}$	[MPa]	maximální tahové napětí pro bočnici
$\sigma_{tH}$	[MPa]	tahové napětí působící v dřívku
$\sigma_{tl}$	[MPa]	tlakové napětí bubnu
$\tau$	[MPa]	napětí v krutu v kritickém průřezu

---

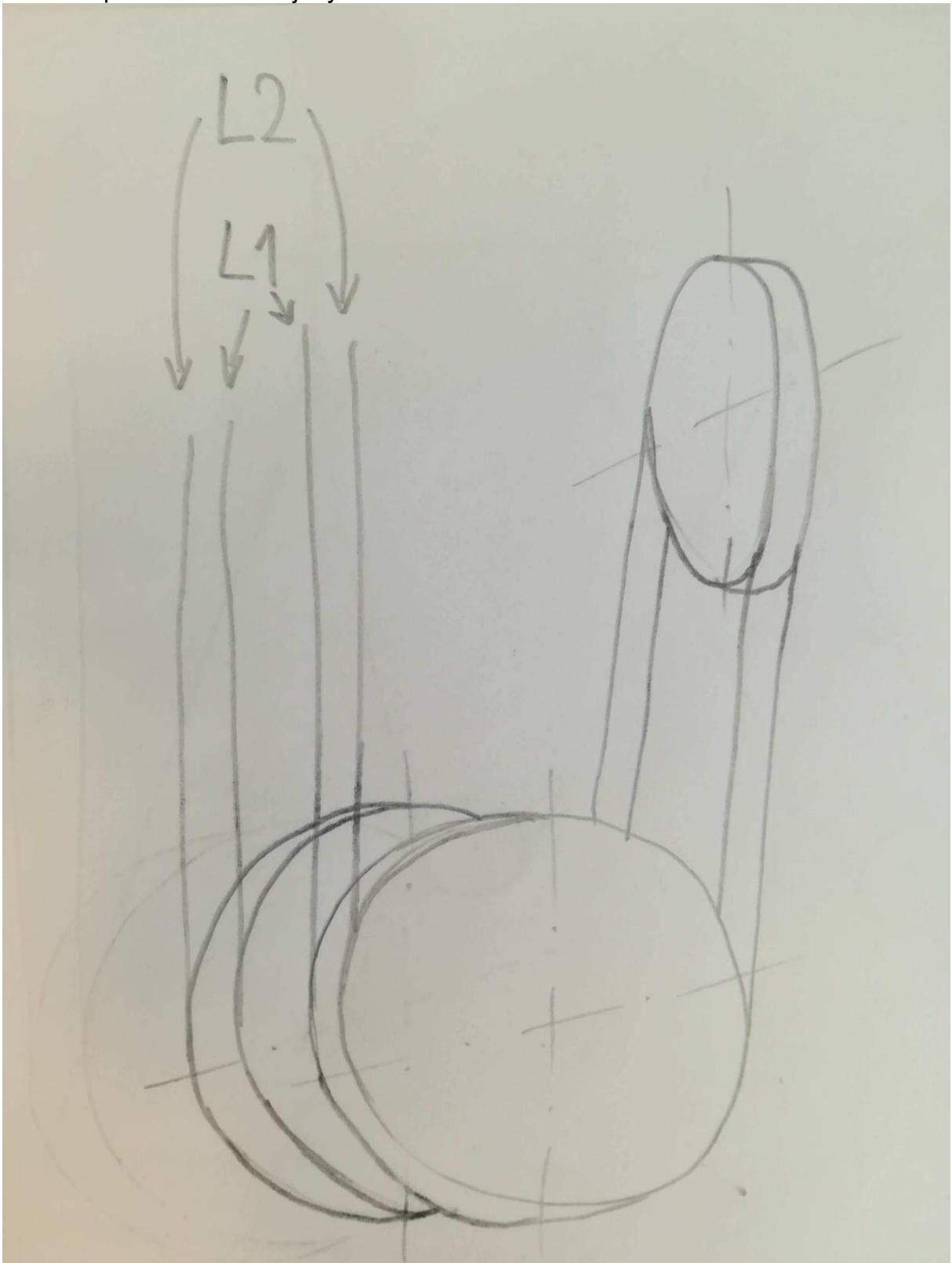
## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1. Návrh použití dvou navíjených lan na buben
- Příloha 2. Návrh použití dvou navíjených lan na buben – dvě vedle sebe
- Příloha 3. Návrh použití dvou navíjených lan na buben
- Příloha 4. Návrh použití dvou navíjených lan na buben
- Příloha 5. Licí jeřáb Konecranes s jedním lanovým bubnem s dvěma navíjenými lany

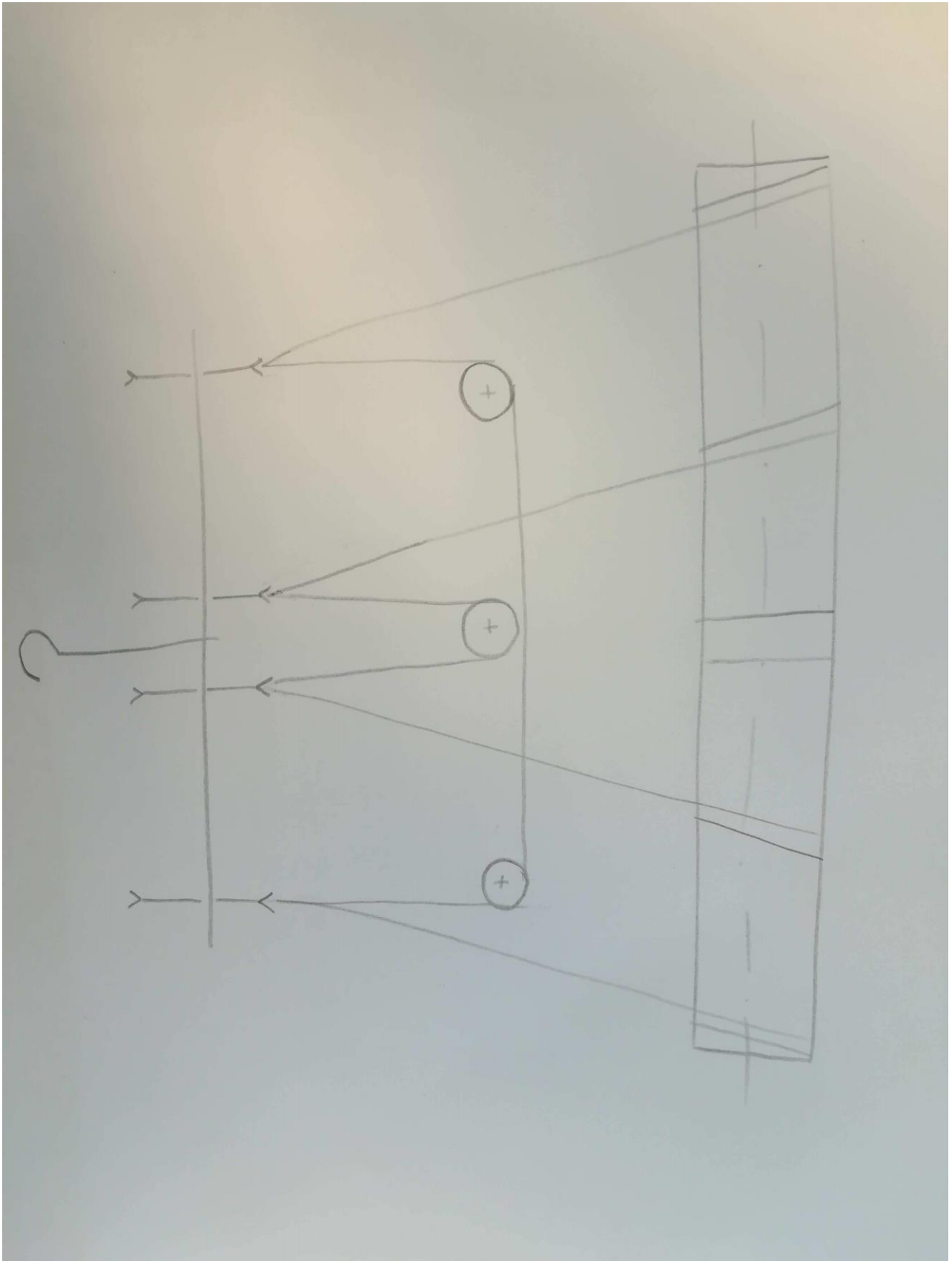
## 1. Návrh použití dvou navíjených lan na buben



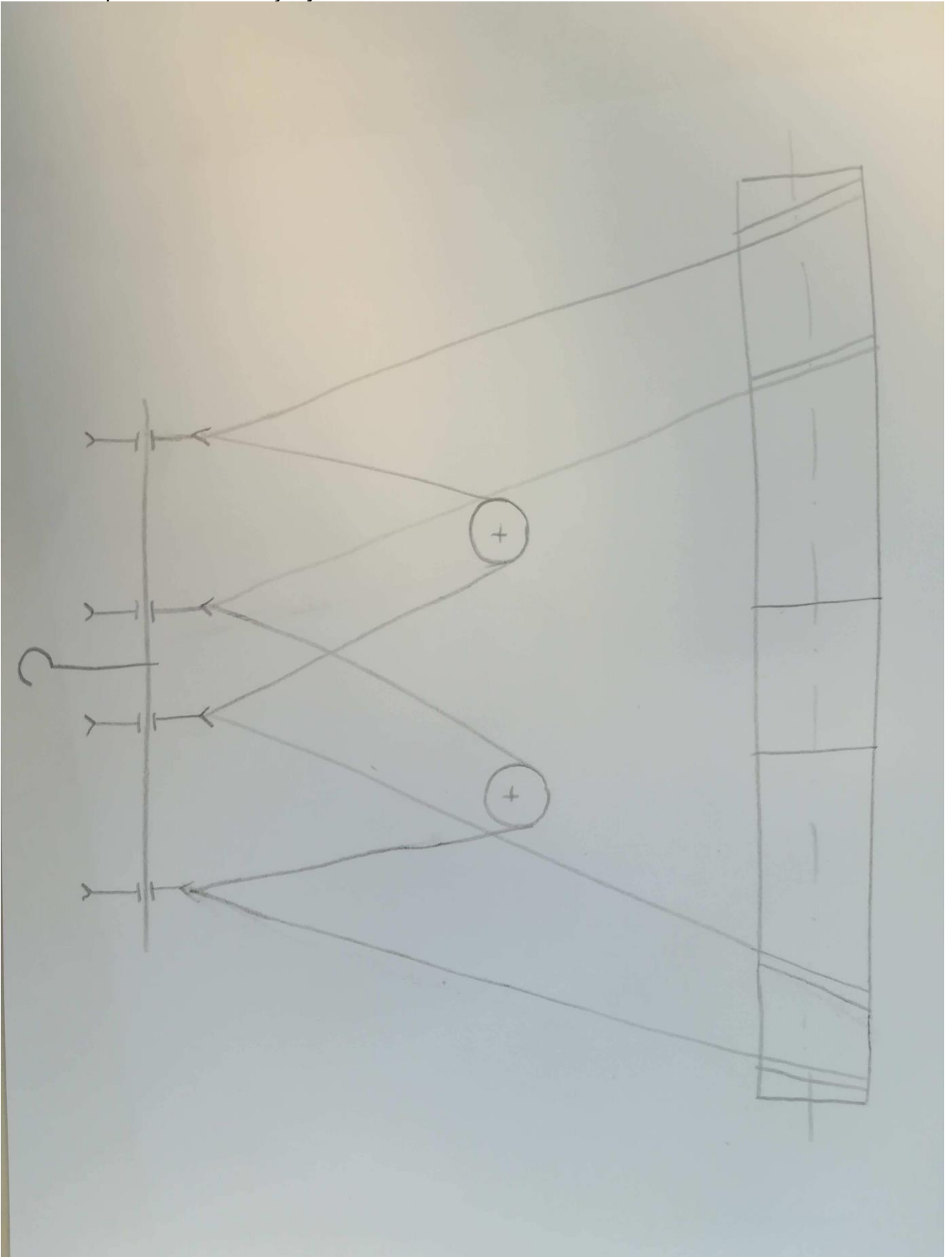
## 2. Návrh použití dvou navíjených lan na buben



## 2. Návrh použití dvou navíjených lan na buben



## 4. Návrh použití dvou navíjených lan na buben



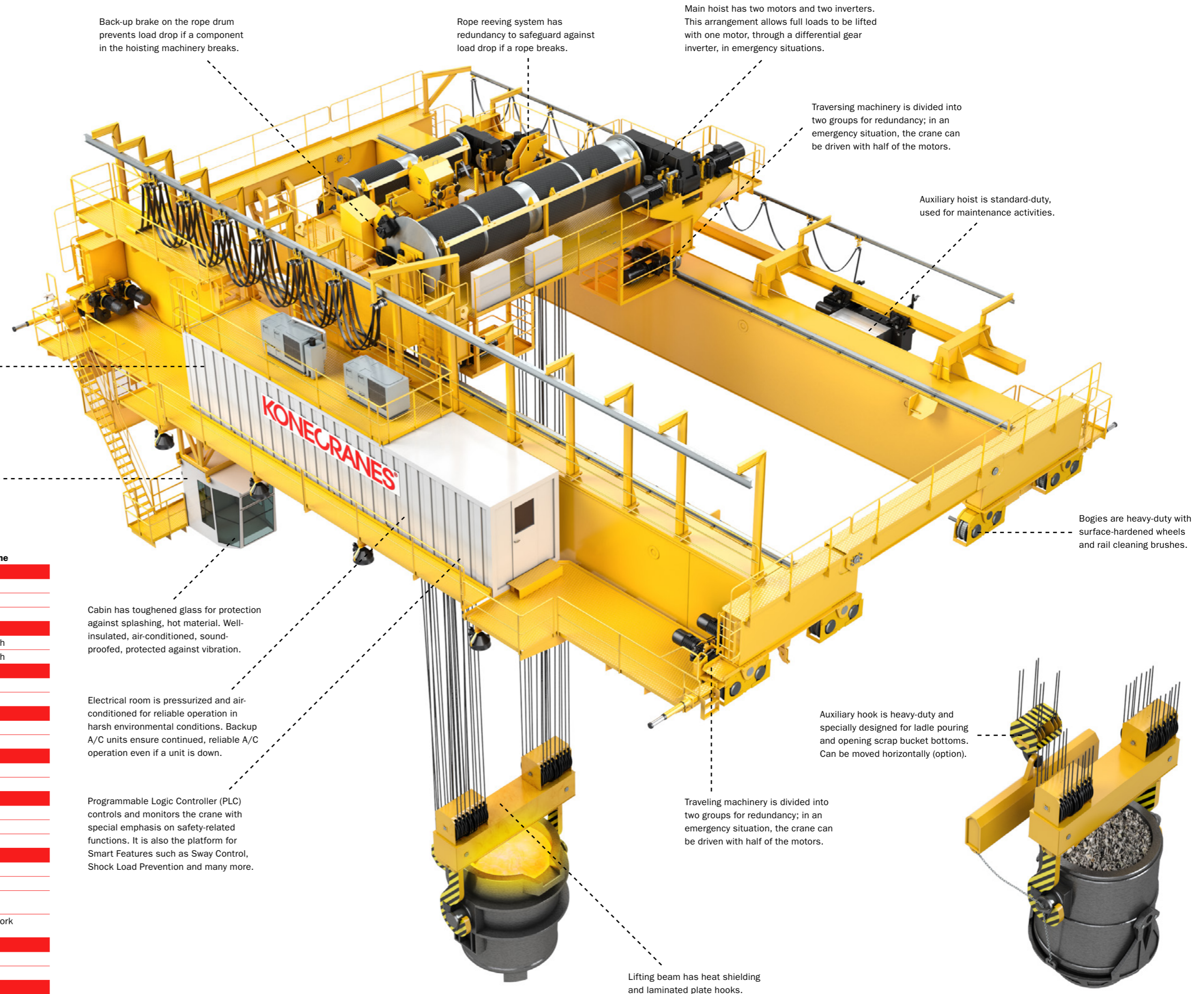
# DOUBLE-GIRDER LADLE HANDLING CRANES

The ladle handling crane transports ladles filled with molten iron to the basic oxygen furnace (BOF), or molten steel from the BOF and electric arc furnace to the continuous casting machine. It can also be used for teeming and casting. As with the charging crane, safety and reliability come first with this crane since it is used to transport molten steel.

**Provided optionally:** wireless communication with factory control system. Crane Management System (CMS) has remote service capability, ensuring fast problem-solving and advance information for maintenance planning.

Areas that are close to sources of radiated heat have heat shielding: control locations, critical electrical devices, cables.

	Tailored heavy-duty crane	Single trolley crane	Double trolley crane
<b>Classification</b>			
Working cycles (EN13001-1)	Up to 8 million	1–2 million	1–2 million
Load spectrum (EN13001-1)	Up to Q5	Q4–Q5	Q4–Q5
FEM 1.001 3rd edition / year 1998	Up to M8	M7–M8	M7–M8
<b>Trolley</b>			
Main trolley	Tailored open winch	Tailored open winch	Tailored open winch
Auxiliary trolley	Tailored open winch		Tailored open winch
<b>Main hoist lifting devices</b>			
Attached with hook	Hook beam		
Attached with rope	Hook beam	Hook beam	Hook beam
<b>Lifting capacity</b>			
Main hoisting capacity	Tailored	40–340 tons	100–540 tons
Auxiliary hoisting capacity	Tailored	10–100 tons	40–140 tons
<b>Main dimensions</b>			
Span	Tailored	20–30 m	20–30 m
Lifting height	Tailored	10–30 m	10–30 m
<b>Speeds</b>			
Bridge travel speeds	Tailored	60–80 m/min	60–80 m/min
Trolley traversing speeds	Tailored	30–40 m/min	30–40 m/min
Hoisting speed with nominal load	Tailored	7–10 m/min	7–10 m/min
<b>Electrical systems</b>			
Bridge power supply	Conductors	Conductors	Conductors
Trolley power supply	Festoon	Festoon	Festoon
Motor control system	Konecranes Variable Frequency Drives (VFD)	Konecranes VFD	Konecranes VFD
Electrical braking	Regenerative network braking units/Resistors optional	Regenerative network braking units	Regenerative network braking units
<b>Control</b>			
Manual	Cabin/Radio	Cabin	Cabin
Automated	Option		
<b>Monitoring</b>			
Event history recorder in Programmable Logic Controller (PLC)	Standard	Standard	Standard
Crane Monitoring System	Option	Option	Option



Back-up brake on the rope drum prevents load drop if a component in the hoisting machinery breaks.

Rope reeving system has redundancy to safeguard against load drop if a rope breaks.

Main hoist has two motors and two inverters. This arrangement allows full loads to be lifted with one motor, through a differential gear inverter, in emergency situations.

Traversing machinery is divided into two groups for redundancy; in an emergency situation, the crane can be driven with half of the motors.

Auxiliary hoist is standard-duty, used for maintenance activities.

Bogies are heavy-duty with surface-hardened wheels and rail cleaning brushes.

Cabin has toughened glass for protection against splashing, hot material. Well-insulated, air-conditioned, sound-proofed, protected against vibration.

Electrical room is pressurized and air-conditioned for reliable operation in harsh environmental conditions. Backup A/C units ensure continued, reliable A/C operation even if a unit is down.

Programmable Logic Controller (PLC) controls and monitors the crane with special emphasis on safety-related functions. It is also the platform for Smart Features such as Sway Control, Shock Load Prevention and many more.

Auxiliary hook is heavy-duty and specially designed for ladle pouring and opening scrap bucket bottoms. Can be moved horizontally (option).

Traveling machinery is divided into two groups for redundancy; in an emergency situation, the crane can be driven with half of the motors.

Lifting beam has heat shielding and laminated plate hooks.