

---

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh mostového jeřábu**

**Design of Overhead Crane**

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jan Čejka

**Michal Mihulec**

---

**Praha 2016**

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: Návrh mostového jeřábu vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Čejky, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 19. 6. 2016

Michal Mihulec

## **Poděkování**

Zde bych rád poděkoval panu Ing. Janu Čejkovi za poskytnuté rady, zkušenosti a odborné vedení celé práce.

## Anotační list

Jméno autora:	<b>Michal MIHULEC</b>
Název BP:	<i>Návrh mostového jeřábu</i>
Anglický název:	Design of Overhead Crane
Rok:	2016
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí BP:	<i>Ing. Jan Čejka</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 46 počet obrázků 24 počet tabulek 9 počet příloh 9
Klíčová slova:	Jeřáb, mostový jeřáb, kočka, pojezdový mechanismus, převodovka
Keywords:	Crane, overhead crane, hoist, travel mechanism, gearbox

### Anotace:

Tématem bakalářské práce je návrh mostového jeřábu. Teoretická část práce je věnována rozdělení jeřábů a základním konstrukčním řešením mostových jeřábů. V analytické části je proveden návrh ocelové konstrukce jeřábu a výpočet pojezdových mechanismů jeřábu a kočky. Na základě těchto výpočtů byl zhotoven 3D model a výkresová dokumentace.

### Abstract:

The topic of this bachelor thesis is design of overhead crane. The theoretical part is devoted to the distribution of the cranes and basic structural solution of the overhead cranes. The analytical part is focused on design of steel structure of the crane and calculation of travel mechanisms of the crane and hoist. Making 3D model and drawings was based on these calculation.

# Obsah:

<b>1 Úvod</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Zdvihací zařízení</b> .....	<b>2</b>
2.1 Rozdělení zdvihacích zařízení .....	2
2.2 Požadavky na zdvihací zařízení .....	2
<b>3 Klasifikace jeřábů</b> .....	<b>4</b>
3.1 Základní pojmy .....	4
3.2 Rozdělení jeřábů .....	5
3.2.1 Rozdělení podle tvaru nebo účelu .....	7
3.2.2 Rozdělení podle počtu nosníků .....	7
3.2.3 Rozdělení podle konstrukce nosníku.....	8
3.2.4 Rozdělení podle výrobní technologie.....	9
3.2.5 Rozdělení podle uložení.....	9
<b>4 Návrh ocelové konstrukce jeřábu</b> .....	<b>11</b>
4.1 Výpočet hlavního nosníku.....	12
4.1.1 Určení zatížení.....	12
4.1.2 Maximální ohybový moment.....	13
4.1.3 Určení průřezu profilu z dovoleného napětí .....	13
4.1.4 Kontrola ohybového momentu.....	14
4.1.5 Průhyb hlavního nosníku.....	16
4.2 Návrh příčnicku .....	17
4.2.1 Určení zatížení .....	17
4.2.2 Maximální ohybový moment.....	18
4.2.3 Určení průřezu profilu z dovoleného napětí .....	18
4.3 Spojení příčnicku s hlavním nosníkem .....	20
<b>5 Návrh pojezdového mechanismu jeřábu</b> .....	<b>21</b>
5.1 Výpočet pojezdových kol .....	21
5.2 Návrh ložisek pojezdových kol.....	23

5.3 Výpočet motorů pojezdu jeřábu .....	24
5.3.1 Odpor pojížděcích kol [1].....	24
5.3.2 Potřebný výkon pojížděcího motoru při pojíždění stálou rychlostí.....	25
5.3.3 Rozjíždění (rozběh motoru).....	25
5.3.4 Celkový rozběhový moment motoru .....	25
5.3.5 Jmenovitý výkon motoru.....	26
<b>6 Návrh pojezdového mechanismu kočky .....</b>	<b>28</b>
6.1 Volba zdvihacího zařízení.....	28
6.2 Výpočet pojížděcích kol kočky .....	29
6.3 Výpočet motoru pojezdu kočky .....	31
6.3.1 Odpor pojížděcích kol [1].....	31
6.3.2 Celková účinnost pojížděcího ústrojí .....	31
6.3.3 Potřebný výkon pojížděcího motoru .....	31
6.3.4 Rozjíždění (rozběh motoru).....	32
6.3.5 Celkový rozběhový moment motoru .....	32
6.3.6 Jmenovitý výkon motoru.....	33
6.3.7 Kontrola brzdného momentu .....	34
6.4 Návrh převodovky pojezdu kočky .....	35
6.4.1 Převodové poměry .....	35
6.4.2 Kroutící momenty .....	37
6.5 Návrh zubové spojky .....	38
6.6 Návrh řemenového převodu pomocí klínových řemenů .....	39
6.6.1 Výpočtová osová vzdálenost.....	39
6.6.2 Výpočtová délka klínového řemene.....	39
6.6.3 Skutečná osová vzdálenost.....	39
6.6.4 Úhel opásání malé řemenice.....	40
6.6.5 Počet klínových řemenů .....	40
<b>7 Závěr .....</b>	<b>42</b>

## 1 Úvod

Nedílnou součástí všech technických pracovních oborů je přemísťování materiálů, polotovarů nebo hotových výrobků. V průmyslové praxi je doprava nejrůznějších břemen realizována pomocí zdvihacích zařízení a transportních strojů. Ty přispívají k zjednodušení, zrychlení a vyšší efektivitě manipulace s břemeny. Ve výrobních halách a skladech se pro přepravu břemen často využívá mostových nebo portálových jeřábů. Jedná se o stroje, jejichž pracovní pohyby jsou realizovány ve vodorovném a svislém směru.

V dnešní době výrobci na českém trhu nabízejí různá konstrukční řešení mostových jeřábů s možností volby jednotlivých prvků stroje dle požadovaných parametrů.

Cílem práce je návrh mostového jeřábu vycházející z rešerše podobných zařízení. V této práci se budu zabývat pevnostním výpočtem nosné ocelové konstrukce jeřábu o nosnosti 10t. Dále určím zdvihací zařízení a navrhnu pojezdový mechanismus jeřábové kočky a příčných pojezdových nosníků jeřábu. Součástí návrhu pojezdu kočky bude i návrh dvoustupňové převodovky s čelním ozubením pro pohon pojezdových kol kočky.

## 2 Zdvihací zařízení

Dopravovaná břemena mají různou velikost, hmotnost, tvar a vzdálenosti, do kterých jsou dopravována. Podle vzdálenosti rozlišujeme dopravu na dálkovou a blízkou. Zvláštním druhem dopravy blízké je doprava vnitrozávodová. Sem patří doprava břemen pomocí zdvihacích zařízení. Vnitrozávodovou dopravu rozdělujeme na netechnologickou a technologickou. V prvním případě se jedná pouze o přemísťování břemen, zatímco v druhém případě se pracovní pohyby zdvihacího stroje přímo účastní výrobního procesu. [1]

### 2.1 Rozdělení zdvihacích zařízení

Podle způsobu práce a konstrukčního řešení rozeznáváme tato zdvihací zařízení:

- zdvihadla (přemísťují břemena pouze ve svislém směru),
- výtahy,
- jeřáby (přemísťují břemena svislým a vodorovným pohybem ve vymezeném prostoru). [1]

### 2.2 Požadavky na zdvihací zařízení

Mezi hlavní požadavky patří velký dopravní (pracovní) výkon a malá vlastní hmotnost. Dopravní výkon závisí na množství práce, vykonané v jednom pracovním cyklu, na počtu pracovních cyklů a na době trvání jednoho cyklu. Pracovní cyklus lze zkracovat zvyšováním rychlosti pracovních pohybů. Nelze však zvyšovat pojízděcí rychlost bez omezení. Je nutné přihlídnout k délce jeřábové dráhy, doby rozběhové rychlosti a brzdění. Také zvyšování nosnosti jeřábu je omezeno například požadavkem na další dopravu břemene. [1]

Je požadován bezpečný a spolehlivý provoz. Ten zajišťují bezpečnostní a kontrolní přístroje, které jsou schopny zabránit chybě způsobené lidským faktorem. Moderní stroje se vyznačují vysokou mírou automatizace obsluhy. Je kladen důraz na jednoduchost obsluhy. Aby bylo možné přesně umísťovat břemena na místo, je často možné stroj dálkově ovládat. K tomu se používají rádiové nebo infračervené dálkové ovladače vybavené tlačítky a joysticky. [1], [10]



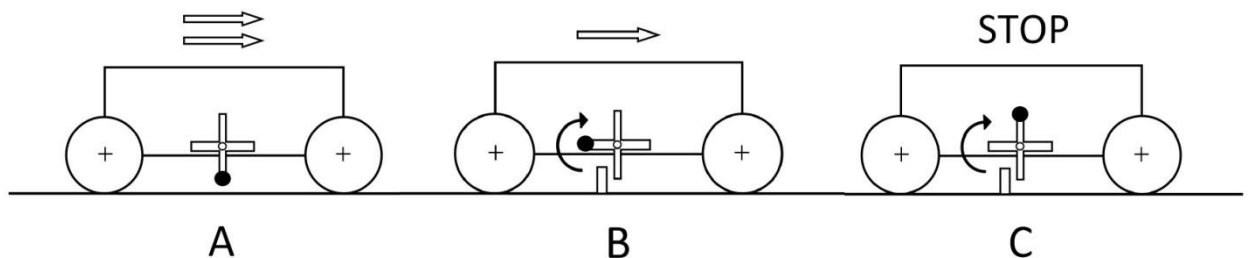
Dalším požadavkem je přizpůsobitelnost stroje z hlediska komplexní mechanizace celého transportního procesu. [1]

Typizace a normalizace strojů a jeho částí zvyšuje rychlost výroby a snižuje náklady na výrobu a údržbu. [1]



obr. 1.: Radiově řízené ovládací panely

### Princip dvourychlostního koncového spínače

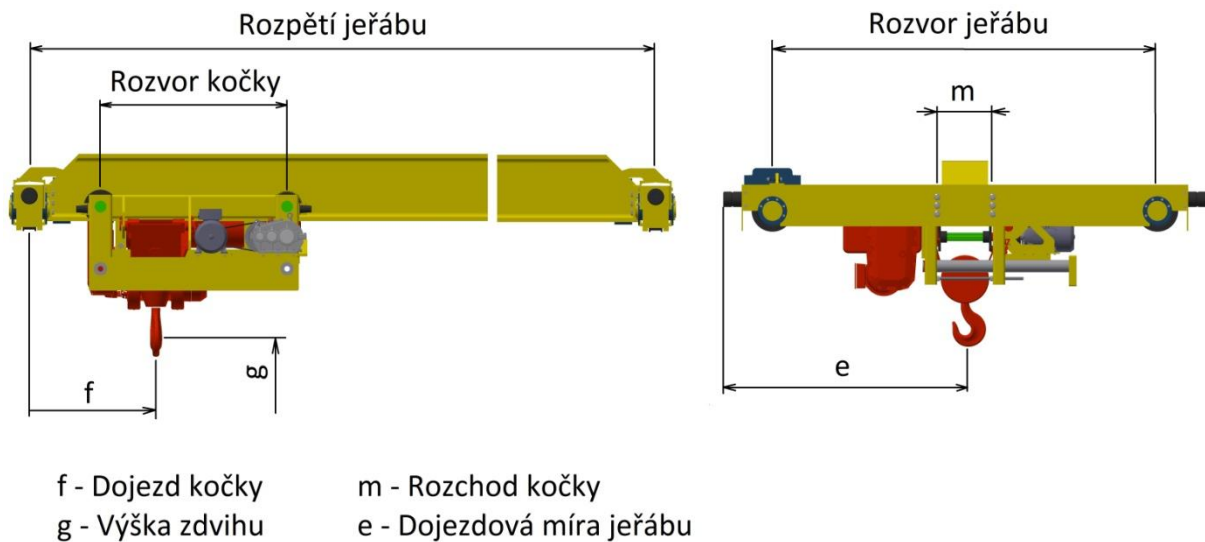


obr. 2.: Koncový spínač

Koncový spínač zajišťuje zpomalení jeřábu před jeho zastavením. Toto plynulé snížení rychlosti snižuje riziko nárazu v krajní poloze, způsobené vlivem setrvačných sil. V poloze A se kočka/jeřáb pohybuje plnou rychlostí. V poloze B dojde k překlopení spínače o 90° a ke snížení rychlosti. V poloze C se spínač překlopí o dalších 90° a dojde k zastavení stroje. [11]

## 3 Klasifikace jeřábů

### 3.1 Základní pojmy



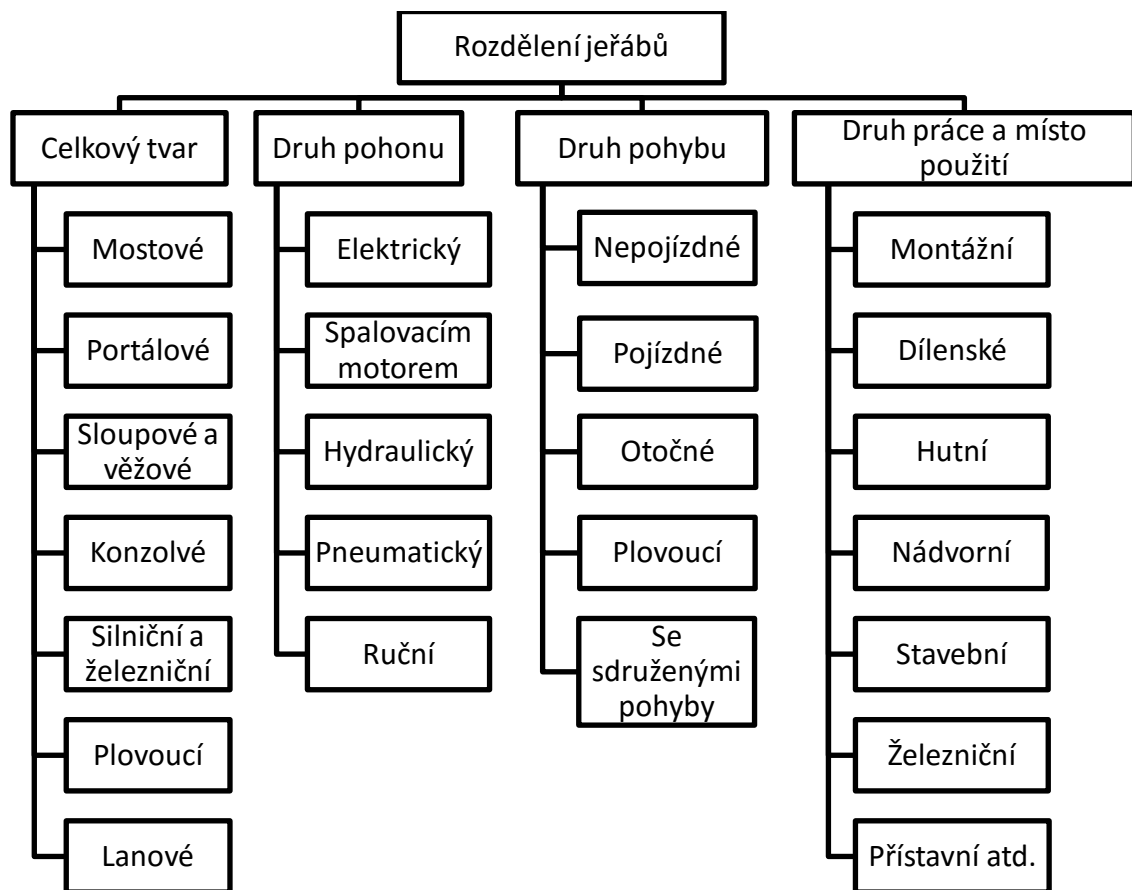
obr. 3.: Základní pojmy

Názvosloví hlavních druhů jeřábů a jejich částí stanoví ČSN 27 0000. [2]

- **Jeřáb** je zdvihací zařízení, které přemísťuje břemeno pomocí pracovních pohybů vykonávaných ve svislém a vodorovném směru ve vymezeném prostoru.
- **Kočka** je pojízdné zdvihadlo, u něhož se břemeno zvedá pod úrovní jeho jízdní dráhy.
- **Jmenovitá nosnost jeřábu** je dána hmotností dovoleného břemena v tunách nebo kilogramech. Nosnost jeřábu musí být viditelně označena.
- **Rozpětí jeřábu** je vodorovná vzdálenost středních rovin pojížděcích kol.
- **Rozchod** je vodorovná vzdálenost středních rovin jeřábových kolejnic.
- **Rozvor jeřábu** je osová vzdálenost pojížděcích kol ve směru jeřábové dráhy.
- **Dojezdová míra jeřábu** je vzdálenost osy háku od čela vlastního nárazníku na mostě, portálu apod.

- **Průjezdny profil jeřábu** je dán jeho obrysem a vřemi předepsanými normou ČSN 27 0140
- **Výška zdvihu** je svislá vzdálenost mezi nejnižší a nejvyšší pracovní polohou háku. Rychlost zdvihací a pojížděcí se udává v m/min při ustáleném běhu.

### 3.2 Rozdělení jeřábů

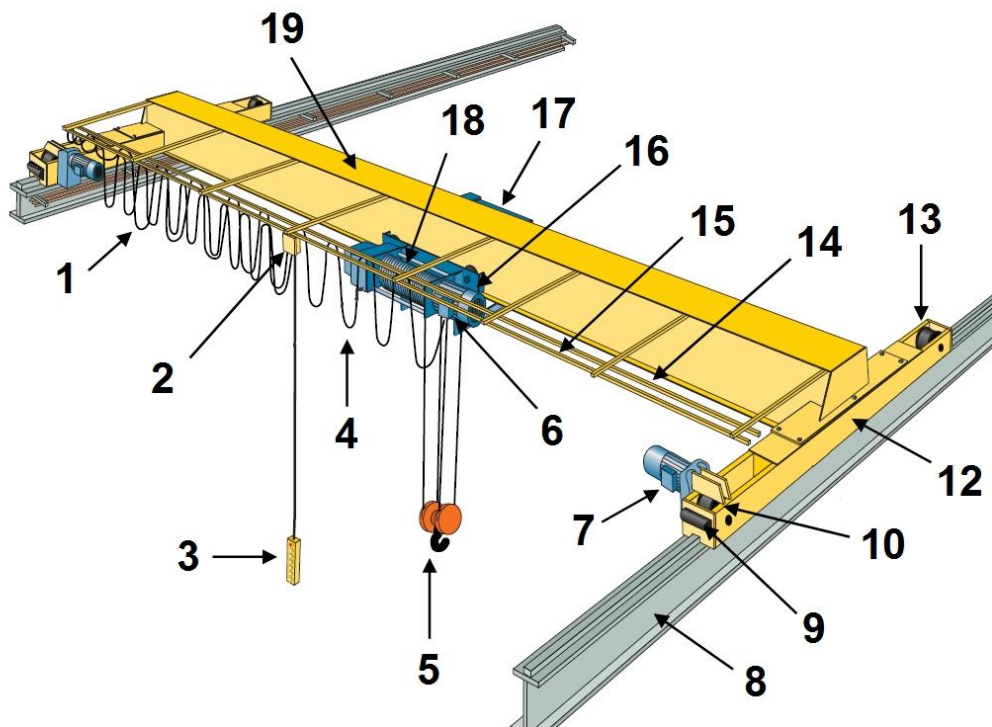


obr. 4.: Rozdělení jeřábů dle [1]

## Mostový jeřáb

Mostové jeřáby jsou charakteristické tím, že jejich nosná konstrukce je tvořena jeřábovým mostem. Most se pohybuje po vyvýšené jeřábové dráze se dvěma větvemi. Most tvoří dráhu, po které se pohybuje kočka, která pojíždí buď nahoře na mostě, uvnitř nebo dole. [1]

Hlavní části mostového jeřábu:



obr. 5.: Jednonosníkový mostový jeřáb

1,4 – shrnovací kabelové vedení, 2 – kabelová vlečka, 3 – ovládací panel, 5 – hák,  
 6 – elektromotor zdvihacího zařízení, 7 – pojezd jeřábu, 8 – nosník s kolejnicí, 9 –  
 koncová narážka, 10 – hnací pojezdové kolo, 12 – příčnick, 13 - pomocné pojezdové  
 kolo, 14,15 – dráha pro kabelovou vlečku, 16 – rám zdvihacího zařízení, 17 –  
 protizávaží, 18 – zdvihací zařízení, 19 – jeřábový most

### 3.2.1 Rozdělení podle tvaru nebo účelu

Podle tvaru nebo účelu rozdělujeme mostové jeřáby: [1]

- normální s hákem,
- drapákové a magnetové,
- zvláštní konstrukce,
- hutní.

#### Jeřábový most

Jeřábový most je většinou tvořen jedním nebo dvěma hlavními nosníky, spojenými pomocí příčníků v tuhý rám. Hlavní nosník přenáší tíhu kočky s břemenem a vlastní tíhu. Most musí být dostatečně tuhý, aby nedocházelo k přičení jeřábu při provozu. Tvar příčného průřezu mostu je dán druhem pracovního zatížení a rozměry (hlavně výškou zdvihu). Druh hlavních nosníků se volí podle nosnosti, rozpětí a umístění jeřábu. [1]

### 3.2.2 Rozdělení podle počtu nosníků

Podle počtu nosníku rozeznáváme mosty:

- jednonosníkové,
- dvounosníkové,
- vícenosníkové.

**Jednonosníkové** mosty jsou vyráběny pro menší nosnosti a rozpětí. Nosník je tvořen válcovaným nebo svařovaným profilem tvaru I (pro nosnost do 12,5t a rozpětí do 18m) nebo skříňovým profilem pro větší nosnosti a rozpětí. Jednosníkové jeřáby jsou většinou podvěsné, u nichž jeřáb pojíždí po spodní přírubě jeřábové dráhy. Dalším typem je podpěrné provedení jeřábu, kdy jeřáb pojíždí po horní ploše jeřábové dráhy. [3], [12]

**Dvounosníkové** jeřáby se vyrábějí pro vyšší nosnosti. Do rozpětí 40m jsou vhodné nosníky skříňové. Pro nosnost nad 40t se volí příhradové nosníky. [3]

### 3.2.3 Rozdělení podle konstrukce nosníku

Podle celkového tvaru a konstrukčního řešení rozeznáváme nosníky:

- plnostěnné,
- příhradové,
- skříňové.

**Plnostěnné** hlavní nosníky se vyrábí válcováním nebo svařováním. Válcované nosníky se používají pro menší nosnosti (do 12,5t) a pro menší rozpětí (do 18m). Většinou se jedná o profily tvaru I. U jednonosíkových mostů pojíždí kočka po spodní přírubě a u dvounosíkových mostů jsou kolejnice umístěny na horní přírubě. Výhodou válcovaných nosníku je levná výroba, nevýhodou je velká hmotnost. Tuhost válcovaných nosníků ve vodorovném směru lze zvýšit přivařením dalších profilů. [3]

**Příhradové** nosníky mají poměrně malou hmotnost, protože všechny pruty kromě pásu, po kterém pojíždí kočka, jsou namáhány jen osovou silou. Nevýhodou je, že se při výrobě nedají použít svářecí automaty. Příhradové mosty se volí pro malá až střední břemena a pro velká rozpětí. Těžištní osy se musí protínat ve styčnicích, aby v prutech působily jenom osově síly. Konstrukce se většinou sestavuje z prutů o profilech tvaru L, T nebo I. Hlavní nosník má mít podélnou rovinu souměrnosti, proto každá příčka a svislice je složena ze dvou profilů. [3]

**Skříňové** nosníky jsou vhodné pro rozpětí 12 – 40m. Hlavní nosníky jsou přivařeny ke skříňovým příčnicům. Výhodou skříňových nosníku je snadnější výroba a možnost použití svařovacích automatů. Pro rozpětí větší než 17m mají větší hmotnost než příhradové nosníky. Nosník je vyztužen uvnitř po celé výšce hlavními svislými přepážkami, které jsou přivařeny ke stěnám a horní pásnici. Mezi hlavními přepážkami jsou další pomocné výtuhy. [3]

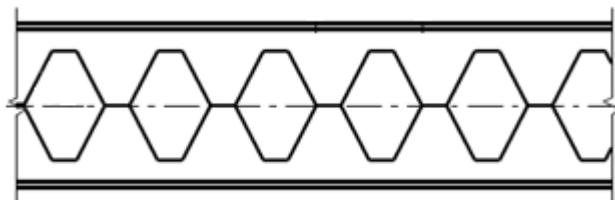
### 3.2.4 Rozdělení podle výrobní technologie

Podle zvolené výrobní technologie rozeznáváme nosníky:

- válcované,
- svařované,
- nýtované.

**Svařované** plnostěnné nosníky se volí pro střední až větší nosnosti a pro rozpětí do 30m. Jsou svařovány z plechů a to ze stojiny, horní a dolní pásnice a svislých oboustranných výztuh. [3]

Přechod mezi válcovaným a svařovaným nosníkem tvoří nosníky **prolamované**. Jsou vyráběny rozřezáním válcovaného nosníku a následným svařením rozříznutých částí. [3]



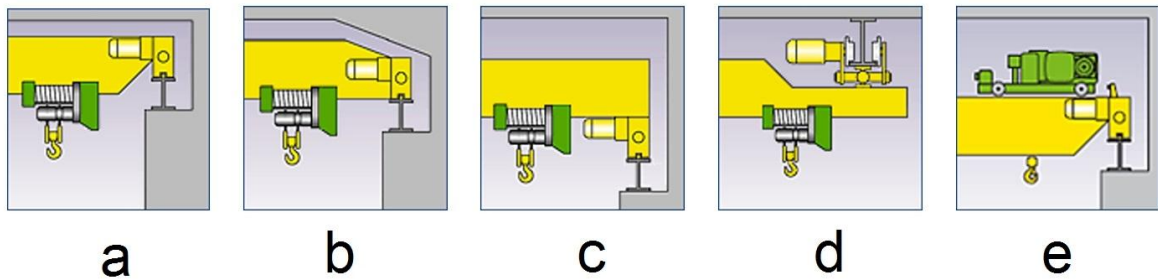
obr. 6.: Prolamovaný nosník

### 3.2.5 Rozdělení podle uložení

**Podvěsné** jeřáby mají menší hmotnost, nižší stavební výšku, menší nepříznivé statické a dynamické vlivy na budovu. Jeřábové dráhy jsou připevněny ke střešní konstrukci. Je proto nutné, aby střešní konstrukce měla dostatečnou únosnost. Podvěsné jeřáby mají menší nosnost do 7,5t. Jejich výhodou je velké rozpětí. Nejčastěji bývají ovládány ze země. [3], [12]

**Podpěrný** jeřáb se používá v halách, kde není střešní konstrukce dostatečně únosná. [3]

**Příklady konstrukčních řešení uložení pojezdových kolejníc:**



*obr. 7.: Uložení pojezdových kolejníc:*

*a, b, c – jednonosíkový podpěrný mostový jeřáb, d – jednonosíkový podvěsný mostový jeřáb, e – dvounosíkový podpěrný mostový jeřáb.*



## 4 Návrh ocelové konstrukce jeřábu

### Součinitelé dynamických účinků

Dynamické účinky závisí na provozu jeřábu a na stupni jeho využití.

Dynamické účinky, které vznikají zdviháním a spouštěním břemena, se stanoví ve výpočtu tím, že se hodnoty momentů ohybových, osových a posouvajících sil, zjištěné od působení celkového dovoleného břemena, násobí dynamickým součinitelem zdvihovým  $\Psi$ . [1]

$\psi = 1,2$  - dynamický součinitel zdvihový pro jeřáby mostové skupiny provozu II

Dynamické účinky, které vznikají při pojíždění jeřábu po nerovné kolejnici nebo přes styky kolejnic se ve výpočtu určí tak, že se hodnoty momentů ohybových, osových a posouvajících sil, zjištěné od působení pohyblivých nebo nepohyblivých částí jeřábu, násobí dynamickým součinitelem pojezdovým  $\varphi$ . [1]

$\varphi = 1,1$  - dynamický součinitel pojezdový pro rychlost  $v \leq 0,5 \text{ ms}^{-1}$

### Volba bezpečnosti

Výsledná bezpečnost  $k$  je dána součinem dílčích bezpečností. [1]

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$$

$$k = 1,3 \cdot 1,1 \cdot 1,3$$

$$k \cong 1,9$$

$k_1 = 1,3$  - součinitel pracovních podmínek pro mechanismus

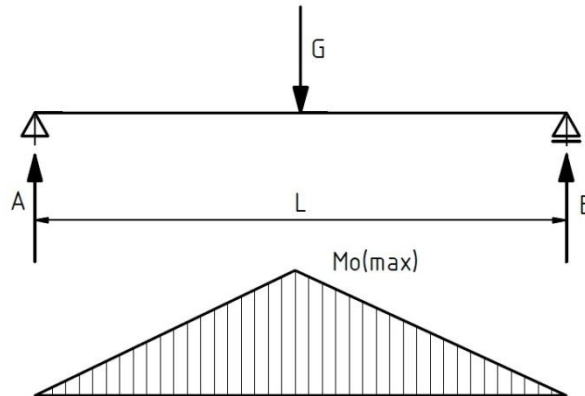
$k_2 = 1,1$  - součinitel bezpečnosti podle druhu provozu

$k_3 = 1,3$  - součinitel spolehlivosti materiálu

## 4.1 Výpočet hlavního nosníku

### 4.1.1 Určení zatížení

Největší ohybový moment nastává uprostřed mostu. Celkové zatížení je součtem tíhy užitečného břemena  $G_B$  a tíhy kočky  $G_K$ . Požadovaná nosnost jeřábu je  $m_B = 10t$ . Předpokládaná hmotnost kočky je  $m_K = 1t$ .



obr. 8.: Schéma zatížení hlavního nosníku

Zatížení hlavního nosníku:

$$G_B = m_B \cdot g \quad (1)$$

$$G_B = 10\,000 \cdot 9,81$$

$$G_B = 98\,100 \text{ N}$$

$$G_K = m_K \cdot g \quad (2)$$

$$G_K = 1\,000 \cdot 9,81$$

$$G_K = 9\,810 \text{ N}$$

$$g = 9,81 \text{ kg/m}^3 \quad \text{– gravitační konstanta}$$

Zatížení bez dynamických účinků:

$$G = G_B + G_K \quad (3)$$

$$G = 98\,100 + 9\,810$$

$$G = 107\,910 \text{ N}$$

Zatížení s dynamickými účinky:

$$G_d = \psi \cdot G_B + \varphi \cdot G_K \quad (4)$$

$$G_d = 1,2 \cdot 98\,100 + 1,1 \cdot 9\,810$$

$$G_d = 128\,511 \text{ N}$$

#### 4.1.2 Maximální ohybový moment

$$M_{Omax} = \frac{1}{4} \cdot G_d \cdot l \quad (5)$$

$$M_{Omax} = \frac{1}{4} \cdot 128\,511 \cdot 10$$

$$M_{Omax} = 321\,277,5 \text{ Nm}$$

U ocelové konstrukce jeřábu bude použita konstrukční ocel 11 523 o zaručené nejmenší mezi kluzu  $\sigma_k = 355 \text{ MPa}$  dle [13].

#### 4.1.3 Určení průřezu profilu z dovoleného napětí

$$\sigma_{dov} = \frac{\sigma_k}{k_k} \quad (6)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{355}{1,9}$$

$$\sigma_{dov} = 186,8 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$W_{Omin} = \frac{M_{Omax}}{\sigma_{dov}} \quad (7)$$

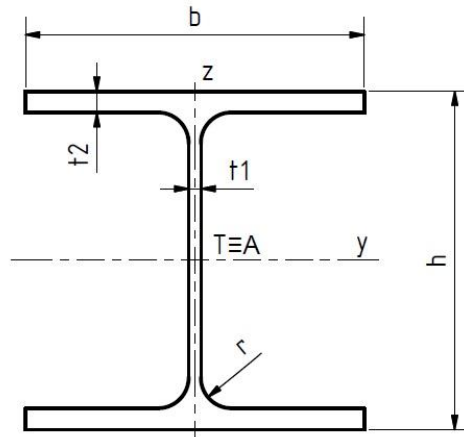
$$W_{Omin} = \frac{321\,277,5}{186,8 \cdot 10^6}$$

$$W_{Omin} = 1,72 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 1,720 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

Dle DIN 1025-2 bude zvolena tyč průřezu HEB 400 válcovaná za tepla s následujícími parametry: [14]

tab. 1.: Tyč průřezu HEB

Označení průřezu	Jmenovité rozměry					Průřezový modul $W_y$	Hmotnost $m_{1m}$
	h	b	$t_1$	$t_2$	r		
	[mm]					[mm <sup>3</sup> ]	[kg/m]
HEB 400	400	300	13,5	24,0	27,0	$2,880 \cdot 10^6$	155



obr. 9.: Schéma profilu HEB

#### 4.1.4 Kontrola ohybového momentu

Hmotnost nosníku získáme vynásobením tabulkové hodnoty hmotnosti I profilu na jeden metr délky  $m_{1m}$  celkovou délkou  $l$ . Vlastní tíha nosníku  $G_N$  působí na nosník jako spojitě zatížení  $q_N$ .

$$m_N = m_{1m} \cdot l \quad (8)$$

$$m_N = 155 \cdot 10$$

$$m_N = 1\,550 \text{ kg}$$

$$G_N = m \cdot g \quad (9)$$

$$G_N = 1\,550 \cdot 9,81$$

$$G_N = 15\,206 \text{ N}$$

$$G_{Nd} = \varphi \cdot G_N \quad (10)$$

$$G_{Nd} = 1,1 \cdot 15\,206$$

$$G_{Nd} = 16\,726 \text{ N}$$

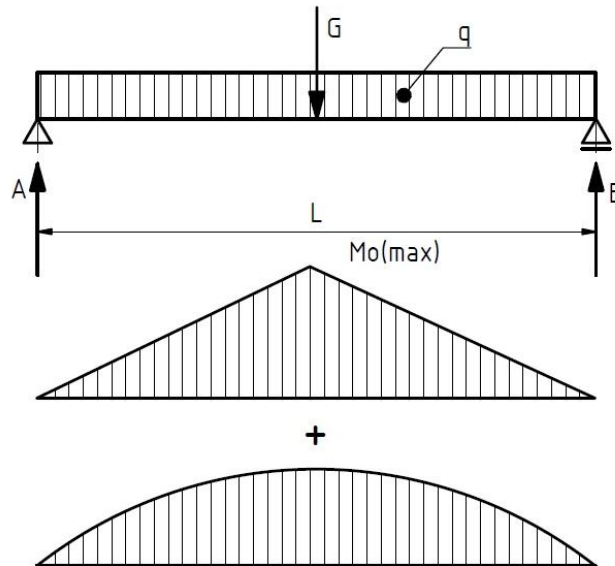
$$q_N = \frac{G_{Nd}}{l} \quad (11)$$

$$q_N = \frac{16\,726}{10}$$

$$q_N = 1\,672,6 \text{ Nm}^{-1}$$

### Největší ohybový moment s vlastní tíhou nosníku

Největší ohybový moment je vyvolán tíhou kočky s břemenem  $G$ , která se nachází uprostřed mostu, a od vlastní tíhy nosníku, která působí jako spojitě zatížení  $q$ .



obr. 10.: Schéma zatížení 2

$$M_{Omax} = \frac{1}{4} \cdot G_d \cdot l + \frac{1}{8} \cdot q_N \cdot l^2 \quad (12)$$

$$M_{Omax} = \frac{1}{4} \cdot 128\,511 \cdot 10 + \frac{1}{8} \cdot 1\,672,6 \cdot 10^2$$

$$M_{Omax} = 342\,185 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o} \quad (13)$$

$$\sigma_o = \frac{342\,185}{2,880 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_o = 118,8 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{dov}$$

$$118,8 \leq 186,8 \text{ Nmm}^{-2}$$

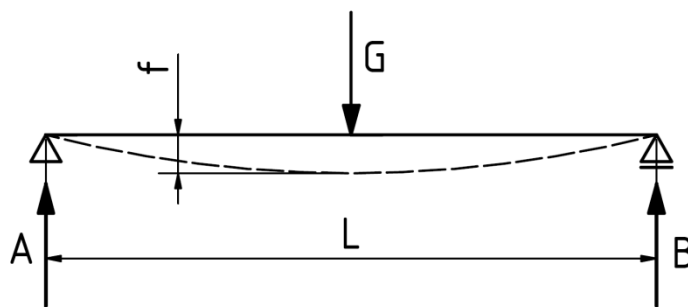
Navržený profil HEB 400 vyhovuje.

#### 4.1.5 Průhyb hlavního nosníku

Vypočtený průhyb nosníku od nahodilého zatížení nemá překročit hodnotu dovoleného průhybu  $f_{dov}$ . Pro jeřáb s motorickým pohonem a jedním hlavním nosníkem, u něhož kočka pojíždí po spodní přírubě bude  $f_{dov}$ : [4]

$$f_{dov} = \frac{l}{500} = \frac{10}{500} = 0,02 \text{ m} = 2 \text{ cm} \quad (14)$$

Průhyb hlavního nosníku:



obr. 11.: Průhyb hlavního nosníku

$$f = \frac{G \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_y} \quad (15)$$

$$f = \frac{107\,910 \cdot 10^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 57\,680 \cdot 10^{-8}}$$

$$f = 0,0185 \text{ m} = 1,85 \text{ cm}$$

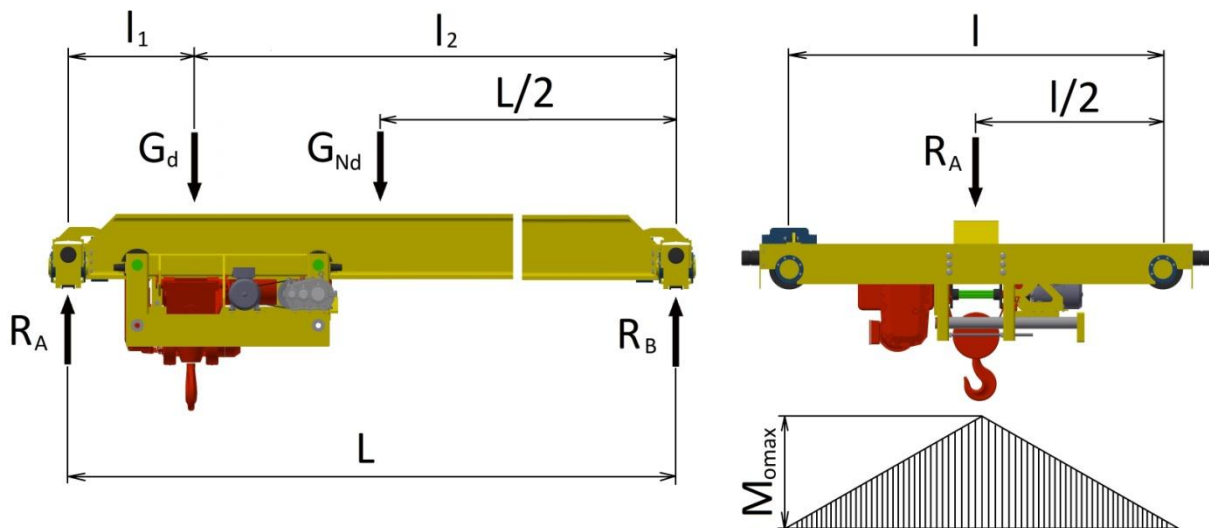
$$f \leq f_{dov}$$

- |                                    |  |
|------------------------------------|--|
| $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ | - modul pružnosti v tahu konstrukční oceli           |
| $J_y = 57\,680 \text{ cm}^4$       | - moment setrvačnosti profilu HEB 400 k ose y [14]   |
| $G = 107\,910 \text{ N}$           | - zatížení od kočky a břemene bez dynamických účinků |

## 4.2 Návrh příčnicku

### 4.2.1 Určení zatížení

Pro návrh příčnicku budeme uvažovat nejnepříznivější stav. Ten nastane, když se kočka nachází v krajní poloze své dráhy a na nosník bude působit největší zatížení. Pro určení zatížení příčnicku v tomto stavu určíme reakci v podpěře A dle schématu. Dojezdová míra jeřábu je  $l_1 = 0,5\text{m}$ . Délka jeřábového mostu  $L = 10\text{m}$ .



obr. 12.: Určení reakce  $R_A$  v podpěře A

Reakci v podpěře A zjistíme z momentové rovnice v bodě B.

$$\sum M_B: R_A \cdot L - G_d \cdot l_2 - G_{Nd} \cdot \frac{L}{2} = 0 \quad (16)$$

$$R_A = G_d \cdot \frac{l_2}{L} + \frac{G_{Nd}}{2} \quad (17)$$

$$R_A = 128\,511 \cdot \frac{9,5}{10} + \frac{16\,726}{2}$$

$$R_A = 130\,449 \text{ N}$$

#### 4.2.2 Maximální ohybový moment

Maximální ohybový moment nastává uprostřed příčnicku. Délka příčnicku je zvolena  $l = 2,5\text{m}$ .

$$M_{omax} = \frac{1}{4} \cdot R_A \cdot l \quad (18)$$

$$M_{omax} = \frac{1}{4} \cdot 130\,449 \cdot 2,5$$

$$M_{omax} = 81\,531 \text{ Nm}$$

#### 4.2.3 Určení průřezu profilu z dovoleného napětí

$$\sigma_{dov} = \frac{\sigma_k}{k_k} \quad (19)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{355}{1,9}$$

$$\sigma_{dov} = 186,8 \text{ MPa}$$

$$W_{omin} = \frac{M_{omax}}{\sigma_{dov}} \quad (20)$$

$$W_{omin} = \frac{81\,531}{186,8 \cdot 10^6}$$

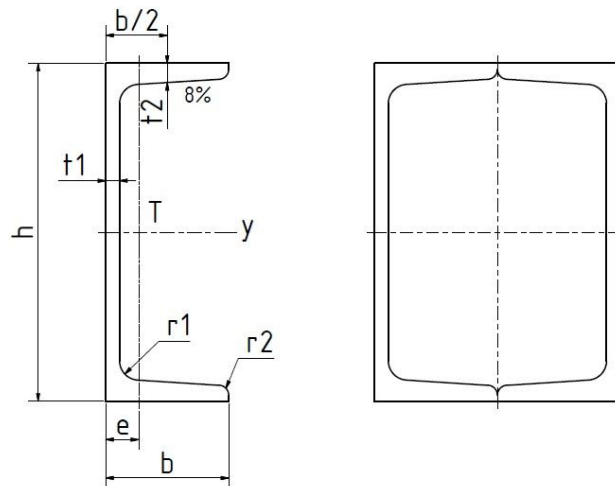
$$W_{omin} = 0,436 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 0,436 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

Dle ČSN 42 5557 budou zvoleny dvě tyče průřezu UE 270 s následujícími parametry. [5] S přihlédnutím k parametrům pojezdových kol byl zvolen průřez profilu větší, než je nejbližší vyšší podle minimálního průřezového modulu.

tab. 2.: Tyč průřezu UE

Označení průřezu	Jmenovité rozměry						Průřezový modul $W_y$ [mm <sup>3</sup> ]	Hmotnost $m_{1m}$ [kg/m]
	h	b	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>		
	[mm]							
U 270	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	$0,308 \cdot 10^6$	27,7





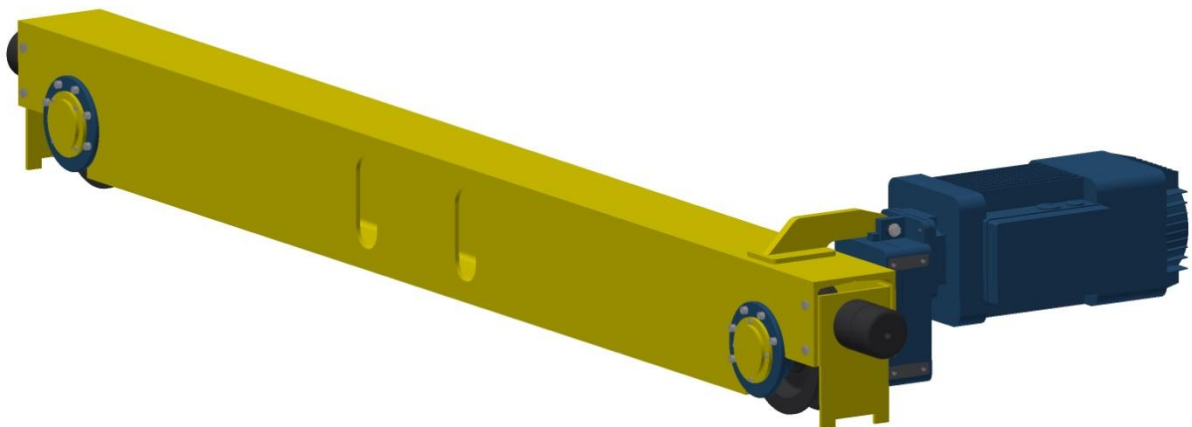
obr. 13.: Schéma profilu UE

$$W_{\min} \leq 2 \cdot W_0 \quad (21)$$

$$0,436 \leq 2 \cdot 0,308$$

$$0,436 \leq 0,616$$

Zvolený profil UE 270 vyhovuje. Vzhledem k malé vlastní váze příčnicku v porovnání s jeřábovým mostem a břemenem nebylo uvažováno zatížení od vlastní tíhy.



obr. 14.: Pojezdový příčník

### 4.3 Spojení příčnicku s hlavním nosníkem

Spojení příčných pojezdových nosníků s hlavním nosníkem bude provedeno pomocí šesti lícovaných šroubů M20 x 75 ČSN 02 1112 - 8.8 na každé straně mostu. Pro výpočet šroubů bude uvažováno stejné zatížení jako na obr. 12. To znamená stav, kdy se kočka nachází v krajní poloze a síla  $F$  působící na šroubové spoje se rovná reakci v podpěře  $R_A = 130\,449\text{ N}$ .

#### Kontrola šroubů na stříh: [6]

$$\tau = \frac{F}{i \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right)} \leq \tau_D \quad (22)$$

$$\tau = \frac{130\,449}{6 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 21^2}{4}\right)}$$

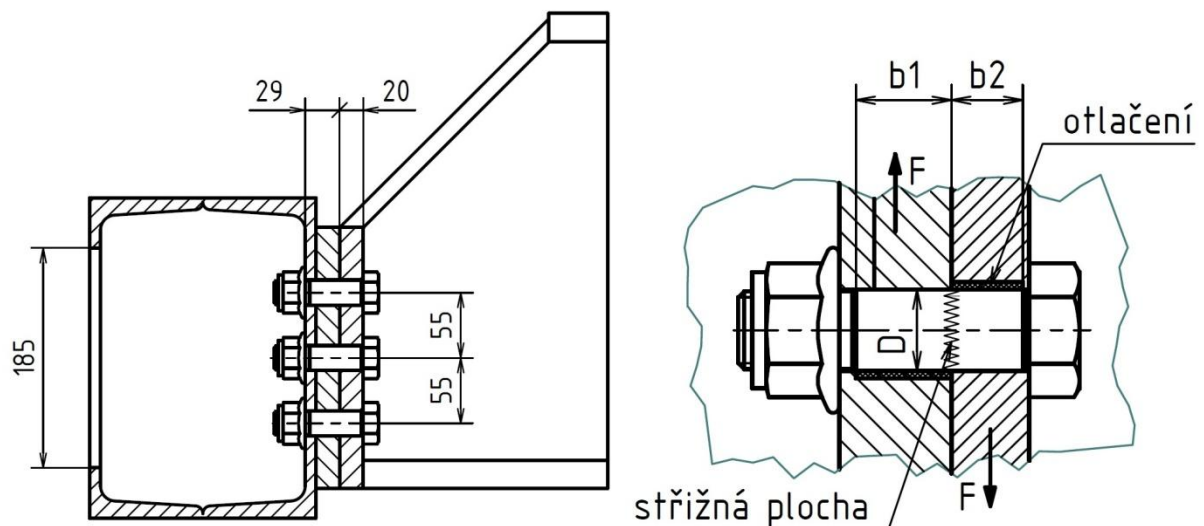
$$\tau = 62,77\text{ Mpa} \leq \tau_D = 80\text{ Mpa}$$

#### Kontrola šroubů na otláčení: [6]

$$p = \frac{F}{i \cdot (b \cdot D)} \leq p_D \quad (23)$$

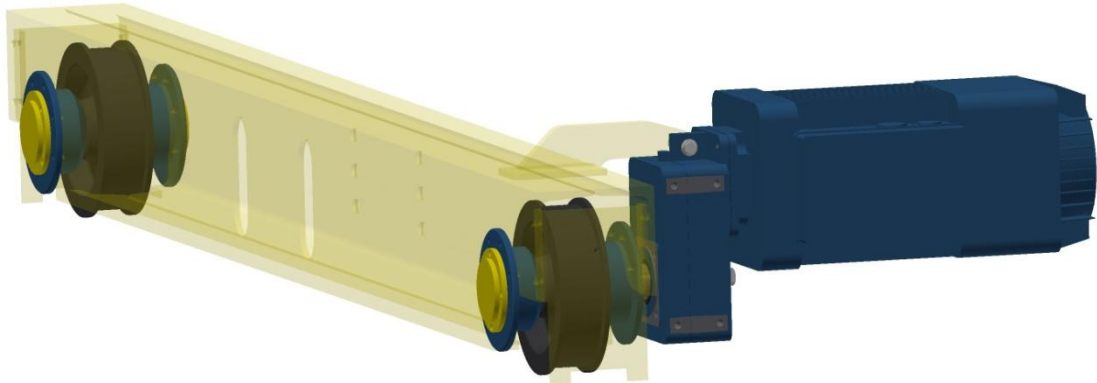
$$p_1 = \frac{130\,449}{6 \cdot (23 \cdot 21)} = 45\text{ Mpa} \leq p_D = 120\text{ Mpa}$$

$$p_2 = \frac{130\,449}{6 \cdot (18 \cdot 21)} = 57\text{ Mpa} \leq p_D = 120\text{ Mpa}$$



obr. 15.: Spojení příčnicku s hlavním nosníkem

## 5 Návrh pojzdového mechanismu jeřábu



obr. 16.: Pojzdový mechanismus jeřábu

### 5.1 Výpočet pojížděcích kol

#### Maximální tlaková síla na jedno kolo

Zatížení dvojice pojížděcích kol příčnicku bude uvažováno rovnoměrné. Výpočet síly působící na kola vychází ze schématu podle obr.12.

$$R_A = G \cdot \frac{l_2}{L} + \frac{G_N}{2} \quad (24)$$

$$R_A = 107\,910 \cdot \frac{9,5}{10} + \frac{15\,206}{2}$$

$$R_A = 110\,118 \text{ N}$$

$$K = \frac{R_A}{2} \quad (25)$$

$$K = \frac{110\,118}{2}$$

$$K = 55\,059 \text{ N}$$

#### Otáčky pojížděcího kola

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D_k} \quad (26)$$

$$n = \frac{50}{\pi \cdot 0,25}$$

$$n = 63,67 \text{ ot/min}$$

$v = 50 \text{ m/min}$  - rychlost pojezdu jeřábu  
 $D_k = 250 \text{ mm}$  - průměr pojezdového kola

### Součinitel trvanlivosti

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} = \sqrt[3]{\frac{1700}{500}} \quad (27)$$

$$f_h = 1,5$$

$Y = 1700 \text{ hod}$  - trvanlivost pro střední druh provozu dle [7]

### Součinitel počtu otáček [7]

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{63,67}} \quad (28)$$

$$f_n = 0,806$$

### Únosnost pojezdčího kola

$$K_{max} = \frac{k}{f_h} \cdot b \cdot D_k \cdot f_n \quad (29)$$

$$K_{max} = \frac{12}{1,5} \cdot 40 \cdot 250 \cdot 0,806$$

$$K_{max} = 64\,480 \text{ N}$$

$k = 12 \text{ MPa}$  - konstanta závislá na materiálu a druhu provozu dle [7]  
pro ocelolitinu ČSN 42 2661 s kaleným povrchem

$b = 40 \text{ mm}$  - délka styku kola a kolejnice

$$K_{max} > K \quad (30)$$

$$64\,480 > 55\,059$$

Navržené pojezdové kolo vyhovuje.

## 5.2 Návrh ložisek pojížděcích kol

**Radiální síla působící na ložisko**

$$F_r = \frac{K}{2} \quad (31)$$

$$F_r = \frac{55\,059}{2}$$

$$F_r = 27\,530\,N$$

**Axiální síla působící na ložisko**

$$F_a = 0,1 \cdot K \quad (32)$$

$$F_a = 0,1 \cdot 55\,059$$

$$F_a = 5\,506\,N$$

Pojížděcí kolo bude uloženo pomocí soudečkových ložisek SKF 22 309 EK. [15]

tab. 3.: Ložisko SKF 22 309 EK

C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	e	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>
190 000	176 000	19	0,37	1,8	2,7	1,8

**Určení ekvivalentního dynamického zatížení dle [16]:**

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (33)$$

$$\frac{5\,506}{27\,530} \leq 0,37$$

$$0,2 \leq 0,37$$

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (34)$$

$$P = 27\,530 + 1,8 \cdot 5\,506$$

$$P = 37\,440,8\,N$$

### Potřebná dynamická únosnost ložiska

$$C' = P \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \quad (35)$$

$$C' = 37\,440,8 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot 63,67 \cdot 25\,000}{10^6}}$$

$$C' = 147\,012$$

- $p = 10/3$  - exponent trvanlivosti pro ložiska s čárovým stykem  
 $L_h = 25\,000$  h - trvanlivost dle [16]

$$C' < C \quad (36)$$

$$147\,012 < 190\,000 \text{ N}$$

Potřebná dynamická únosnost vyšla nižší než základní dynamická únosnost.  
Navržené ložisko vyhovuje.

## 5.3 Výpočet motorů pojezdu jeřábu

### 5.3.1 Odpor pojížděcích kol [1]

$$T = \frac{G + G_N}{R} \cdot (e + f_{\zeta} \cdot r) \cdot \kappa \quad (37)$$

$$T = \frac{107\,910 + 15\,206}{250} \cdot (0,7 + 0,02 \cdot 45) \cdot 2,1$$

$$T = 1\,654,68 \text{ N}$$

- $G = 107\,910 \text{ N}$  - tíha břemene a kočky  
 $G_N = 15\,206 \text{ N}$  - tíha hlavního nosníku  
 $e = 0,7 \text{ mm}$  - součinitel valivého tření  
 $f_{\zeta} = 0,02$  - součinitel čepového tření pojížděcích kol pro valivá ložiska  
 $r = 45 \text{ mm}$  - poloměr čepu pojížděcího kola  
 $R = 250 \text{ mm}$  - poloměr pojížděcího kola  
 $\kappa = 2,1$  - součinitel tření nákolku o kolejnice

### 5.3.2 Potřebný výkon pojižděcího motoru při pojiždění stálou rychlostí

$$P = \frac{T \cdot v}{1\,000 \cdot 60 \cdot \eta_c} \quad (38)$$

$$P = \frac{1\,654,68 \cdot 50}{1\,000 \cdot 60 \cdot 0,9}$$

$$P = 1,53 \text{ kW}$$

$v = 50 \text{ m/min}$  - pojižděcí rychlost

$\eta_c = 0,9$  - celková účinnost pojižděcího ústrojí

### 5.3.3 Rozjíždění (rozběh motoru)

Předpokládáme-li zrychlení po dobu  $t_a$  stálé, bude zrychlující síla posouvajících se hmot:

$$F_{zp} = m \cdot a = \frac{(G + G_N) \cdot v}{60 \cdot g \cdot t_a} \quad (39)$$

$$F_{zp} = \frac{(107\,910 + 15\,206) \cdot 50}{60 \cdot 9,81 \cdot 5}$$

$$F_{zp} = 2\,091,68 \text{ N}$$

### 5.3.4 Celkový rozběhový moment motoru

$$M_{rozj} = (T + F_{zp}) \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_c} \quad (40)$$

$$M_{rozj} = (1\,654,68 + 2\,091,68) \cdot \frac{0,25}{31,5 \cdot 0,9}$$

$$M_{rozj} = 33,04 \text{ Nm}$$

Celkový potřebný rozběhový moment  $M_{rozj}$ , musí být menší, než je spouštěcí moment motoru  $M_{sp}$ .

$$M_{rozj} \leq M_{sp} = \kappa \cdot M_N \quad (41)$$

$$M_N \geq \frac{M_{rozj}}{\kappa} \quad (42)$$

$$M_N \geq \frac{33,04}{1,8} = 18,36 \text{ Nm}$$

K pohonu jeřábu budou použity dva motory. Jmenovitý moment  $M_N$  vydělíme dvěma.

$$M_N = \frac{18,36}{2} = 9,18 \text{ Nm} \quad (43)$$

- $\kappa = 1,8$  - součinitel přetížitelnosti při zatěžovateli  $\varepsilon = 40\%$
- $i = 31,5$  - celkový převod
- $\eta_c = 0,9$  - celková účinnost pojižděcího ústrojí

### 5.3.5 Jmenovitý výkon motoru

$$P_N = \frac{M_N \cdot n}{\frac{30}{\pi} \cdot 1\,000} \quad (44)$$

$$P_N = \frac{9,18 \cdot 2\,900}{9,55 \cdot 1\,000}$$

$$P_N = 2,79 \text{ kW}$$

- $n = 2\,900 \text{ min}^{-1}$  - otáčky motoru

Výkon určený podle (38) se porovná s výkonem určeným podle (44) a podle většího z obou se vybere z katalogu motor nejbližší vyššího výkonu. Pro pohon jeřábu budou zvoleny dva motory s plochou převodovkou od firmy DEMAG s následujícími parametry: [17]

Označení: AUH 40 DD-B14.0-40-1-31.1 ZBF 132 A 8/2 B140

380-400 V, 50 Hz, 40 °C, 40 %

tab. 4.: Základní data motor

Počet pólů	8/2
Zatěžovatel	40% / 40%
Výkon motoru	0,72 kW / 2,9 kW
Síťové napětí (Y)	380 V / 400 V
Frekvence	50 Hz
Proud (Y)	3,1 A / 6,7 A
Jmenovitý počet otáček	700 $\text{min}^{-1}$ / 2815 $\text{min}^{-1}$

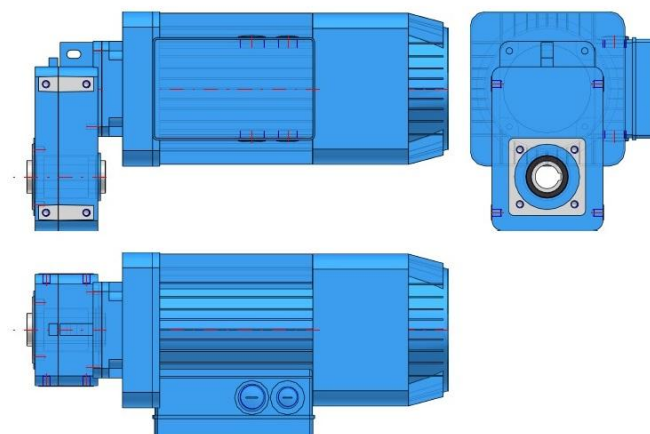


tab. 5.: Technické parametry

Typ převodovky	A – plochá převodovka
Provedení krytu	U – univerzální provedení
Typ výstupní převodovky	H – dutý hřídel s lícovaným perem
Konstrukční velikost převodovky	40
Počet stupňů	D - dvoustupňový
Typ vstupu	D – přímé vehnání
Typový klíč	B14.0
Kód výstupní hřídele	40
Poloha svorkovnice	1 - Vpravo
Převodový poměr	31,1
Druh motoru	Z – Motor s válcovým rotorem
Provedení motoru	B – S brzdou
Použití motoru	F – Hnací motor
Konstrukční velikost motoru	132
Stupeň výkonu	A
Počet pólů	8/2
Brzda	B140

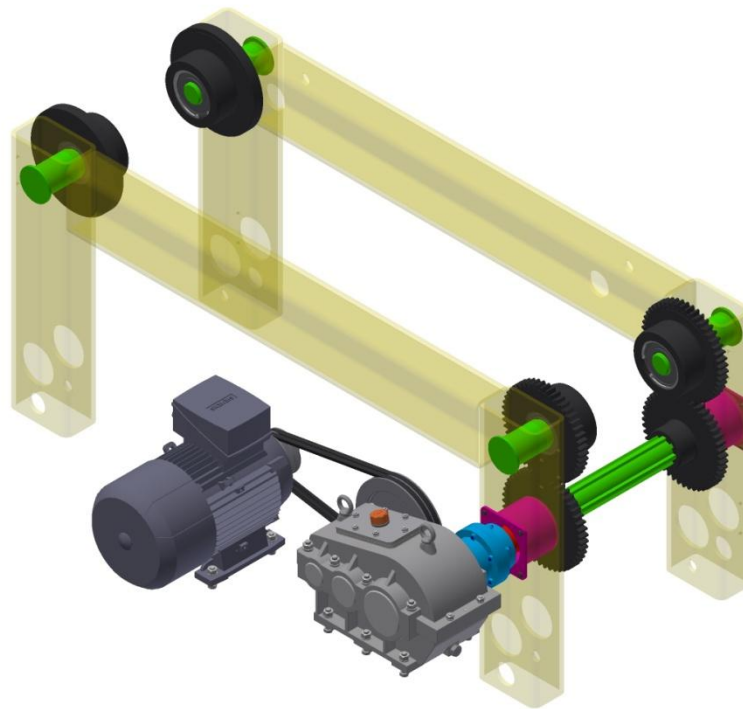
tab. 6.: Ostatní data

Nejvyšší okolní teplota motoru s převodovkou	-10 °C / 40 °C
Jmenovitý moment	9,8 Nm / 9,8 Nm
Brzdný moment	18 Nm
Napětí brzdy	400 V (AC) / 180 V (DC)
Provozní faktor $f_B$	2,17 / 1,91
Výstupní točivý moment	305 Nm / 305 Nm
Počet výstupních otáček	23 $\text{min}^{-1}$ / 91 $\text{min}^{-1}$
Počet vstupních otáček	2900 (2 póly s 50 Hz) $\text{min}^{-1}$



obr. 17.: Motor s plochou převodovkou DEMAG

## 6 Návrh pojezdového mechanismu kočky



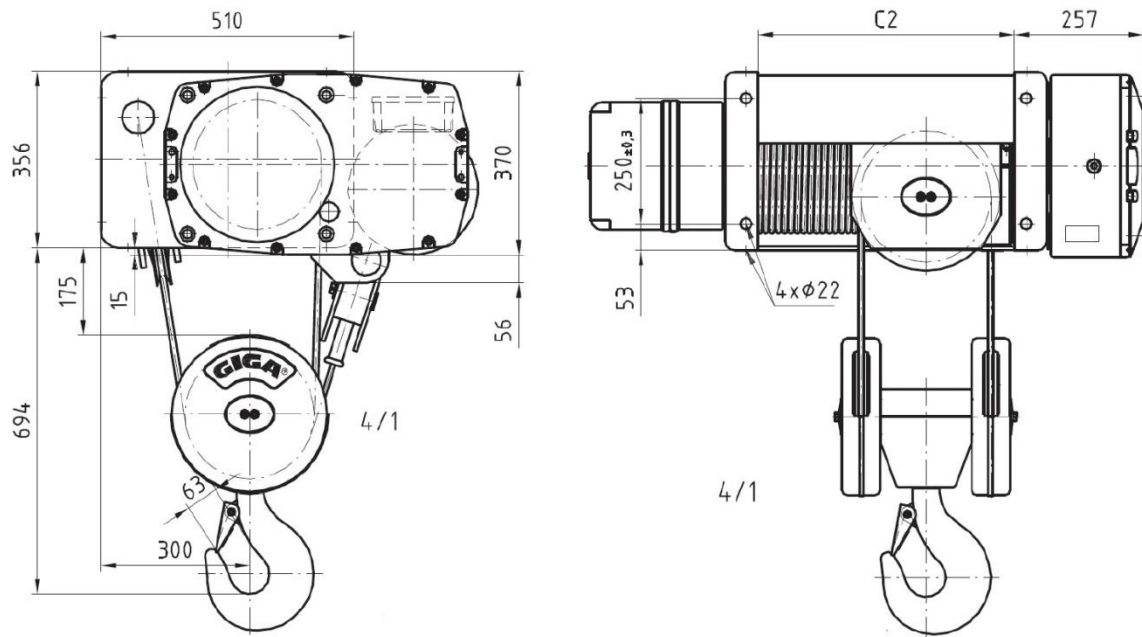
obr. 18.: Pojezdový mechanismus kočky

### 6.1 Volba zdvihacího zařízení

Jako zdvihací zařízení jeřábu bude zvolen elektrický lanový kladkostroj GHM 10 000-16-4/1-9m od firmy GIGA, spol. s r.o. s následujícími parametry: [18]

tab. 7.: Parametry zdvihacího zařízení

Nosnost	10 000 kg
Rychlost zdvihu	0,6/4 m/min
Klasifikace mechanismu	ISO M5, FEM 2m
Způsob vedení lana	4/1
Výška zdvihu	9 m
Motor zdvihu	1,5/9,5 kW, S3-50%, 300 c/h
Lano	Ø 11 mm
Hmotnost	530 kg



obr. 19.: Zdvhací zařízení GHM

Připojovací rozměry kladkostroje jsou uvedeny v [18].

## 6.2 Výpočet pojížděcích kol kočky

### Maximální tlaková síla na jedno kolo

Rozložení zatížení všech čtyř kol pojezdu bude uvažováno rovnoměrné.

$$K = \frac{(m_k + m_b) \cdot g}{4} \quad (45)$$

$$K = \frac{(1\,000 + 10\,000) \cdot 9,81}{4}$$

$$K = 26978 \text{ N}$$

### Otáčky pojížděcího kola

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D_k} \quad (46)$$

$$n = \frac{30}{\pi \cdot 0,15}$$

$$n = 63,66 \text{ ot/min}$$

$$v = 30 \text{ m/min}$$

- rychlost pojezdu kočky

$$D_k = 0,15 \text{ m}$$

- průměr pojížděcího kola

**Součinitel trvanlivosti**

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} \quad (47)$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{1700}{500}}$$

$$f_h = 1,5$$

Y = 1700 hod - trvanlivost pro střední druh provozu dle [7]

**Součinitel počtu otáček [7]**

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}} \quad (48)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{63,66}}$$

$$f_n = 0,806$$

**Únosnost pojízďecího kola**

$$K_{max} = \frac{k}{f_h} \cdot b \cdot D_k \cdot f_n \quad (49)$$

$$K_{max} = \frac{12}{1,5} \cdot 30 \cdot 150 \cdot 0,806$$

$$K_{max} = 30\,950 \text{ N}$$

k = 12 MPa - konstanta závislá na materiálu a druhu provozu dle [7]  
pro ocelolitinu ČSN 42 2661 s kaleným povrchem

b = 30 mm - délka styku kola a hlavního nosníku

$$K_{max} > K$$

$$30\,950 > 26\,978$$

Navržené pojezdové kolo vyhovuje.

## 6.3 Výpočet motoru pojezdu kočky

### 6.3.1 Odpor pojížděcích kol [1]

$$T = \frac{G_B + G_K}{R} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r) \cdot \kappa \quad (50)$$

$$T = \frac{98\,100 + 9\,810}{150} \cdot (0,7 + 0,02 \cdot 40) \cdot 2,1$$

$$T = 2\,266\,N$$

$G_B = 98\,100\,N$	- tíha břemene
$G_K = 9\,810\,N$	- tíha kočky
$e = 0,7\,mm$	- součinitel valivého tření
$f_{\xi} = 0,02$	- součinitel čepového tření pojížděcích kol pro valivá ložiska
$r = 40\,mm$	- poloměr čepu pojížděcího kola
$R = 150\,mm$	- poloměr pojížděcího kola
$\kappa = 2,1$	- součinitel tření nákolku o kolejnici

### 6.3.2 Celková účinnost pojížděcího ústrojí

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\text{řem}} \quad (51)$$

$$\eta_c = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,88$$

$$\eta_c = 0,88$$

$\eta_{12}, \eta_{34} = 0,98$	- účinnost jednoho páru ozubených kol
$\eta_{\text{řem}} = 0,92$	- účinnost řemenového převodu

### 6.3.3 Potřebný výkon pojížděcího motoru

$$P = \frac{T \cdot v}{1\,000 \cdot 60 \cdot \eta_c} \quad (52)$$

$$P = \frac{2\,266 \cdot 30}{1\,000 \cdot 60 \cdot 0,88}$$

$$P = 1,29\,kW$$

$v = 30\,m/min$	- pojížděcí rychlost
$\eta_c = 0,88$	- celková účinnost pojížděcího ústrojí

### 6.3.4 Rozjíždění (rozběh motoru)

Předpokládáme-li zrychlení po dobu  $t_a$  stálé, bude zrychlující síla posouvajících se hmot: [1]

$$F_{zp} = m \cdot a = \frac{(G_B + G_K) \cdot v}{60 \cdot g \cdot t_a} \quad (53)$$

$$F_{zp} = \frac{(98\,100 + 9\,810) \cdot 30}{60 \cdot 9,81 \cdot 3}$$

$$F_{zp} = 1833 \text{ N}$$

### 6.3.5 Celkový rozběhový moment motoru

V době rozjíždění  $t_a$  (předpokládá se rovnoměrný zrychlený pohyb) bude motor překonávat moment: [1]

$$M_{rozj} = M_t + M_{zp} + M_{zr}$$

$M_t$  - moment pasivních odporů

$M_{zp}$  - moment zrychlujících sil hmot přímočaře se pohybujících

$M_{zr}$  - moment zrychlujících sil hmot rotujících

$$M_{rozj} = (T + F_{zp}) \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_c} + \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot t_a} \cdot \beta \cdot J_0 \quad (54)$$

$$M_{rozj} = (2\,266 + 1\,833) \cdot \frac{0,150}{22,385 \cdot 0,88} + \frac{2 \cdot \pi \cdot 1425}{60 \cdot 5} \cdot 1,4 \cdot 0,0078$$

$$M_{rozj} = 31,54 \text{ Nm}$$

$J_0 = 0,0078 \text{ kgm}^2$  - hmotný moment setrvačnosti rotoru motoru

$\beta = 1,4$  - součinitel momentu setrvačnosti, je-li brzdový kotouč na ose motoru

Celkový potřebný rozběhový moment  $M_{rozj}$ , musí být menší, než je spouštěcí moment motoru  $M_{sp}$ . [1]

$$M_{rozj} \leq M_{sp} = \kappa \cdot M_N \quad (55)$$

$$M_N \geq \frac{M_{rozj}}{\kappa} \quad (56)$$

$$M_N \geq \frac{31,54}{1,8} = 17,52 \text{ Nm}$$

- $\kappa = 1,8$  - součinitel přetížitelnosti, při zatěživateli  $\varepsilon = 40\%$   
 $i = 22,385$  - celkový převod  
 $\eta_c = 0,88$  - celková účinnost pojízďového ústrojí

### 6.3.6 Jmenovitý výkon motoru

$$P_N = \frac{M_N \cdot n}{\frac{30}{\pi} \cdot 1\,000} \quad (57)$$

$$P_N = \frac{17,52 \cdot 1\,425}{9,55 \cdot 1\,000}$$

$$P_N = 2,61 \text{ kW}$$

$n = 1\,425 \text{ min}^{-1}$  - otáčky motoru

Výkon určený podle (52) se porovná s výkonem určeným podle (57) a podle většího z obou se vybere z katalogu motor nejbližší vyššího výkonu.

Pro pohon kočky bude zvolen elektromotor SIEMENS 1LE1002-1AB5, 3kW, 1425ot dle [19] s následujícími parametry:

tab. 8.: Parametry elektromotoru SIEMENS

Velikost (osová výška)	100L
Výkon	3 kW
Otáčky	1 425 min <sup>-1</sup>
Napětí	230/400V, 50Hz
Ložisko strana D	6206 2ZC3
Ložisko strana ND	6206 2ZC3
Krytí	IP55
Vyvážení motoru	stupeň vibrací A
Standardní nátěr	Odstín RAL 7030
Váha	22 kg

Motor bude vybaven brzdou 2LM8 040, 40Nm, napájení 230V, 50Hz.



obr. 20.: Motor SIEMENS 1LE1002-1AB5

### 6.3.7 Kontrola brzdného momentu

Při stanovení brzdného momentu je nejprve třeba určit brzdící dobu  $t_b$ . Ta nesmí být příliš krátká, aby nedošlo k rozhoupání břemene a nesmí být ani moc dlouhá, aby jeřábník mohl správně odhadnout vzdálenost dojezdu. Nejmenší brzdná doba  $t_{bmin}$  se určí z rovnováhy třecí síly pod brzděnými koly se setrvačnými silami. Brzděna je polovina kol. [1]

$$K_{adh} \cdot f + T' = \alpha \cdot P_{zp} \quad (58)$$

$$\frac{(G_B + G_K)}{2} \cdot f + \frac{T}{2} = \alpha \cdot \frac{(G_B + G_K) \cdot v}{60 \cdot g \cdot t_{bmin}} \quad (59)$$

$K_{adh}$	- tlak brzděných kol
$T'$	- síla pasivních odporů, připadající na nebrzděná kola
$f$	- součinitel kluzného tření
$\alpha$	- vliv rotujících hmot

$$t_{bmin} = \frac{2 \cdot \alpha \cdot (G_B + G_K) \cdot v}{[f \cdot (G_B + G_K) + T] \cdot 60 \cdot g} \quad (60)$$

$$t_{bmin} = \frac{2 \cdot 1,15 \cdot (98\,100 + 9\,810) \cdot 30}{[0,13 \cdot (98\,100 + 9\,810) + 2\,266] \cdot 60 \cdot 9,81}$$

$$t_{bmin} = 0,78 \text{ s}$$



**Největší doba  $t_{bmax}$ , není-li jeřáb brzděn:**

$$t_{bmax} = \alpha \cdot \frac{(G_B + G_K) \cdot v}{60 \cdot g \cdot T} \quad (61)$$

$$t_{bmax} = 1,15 \cdot \frac{(98\,100 + 9\,810) \cdot 30}{60 \cdot 9,81 \cdot 2\,266}$$

$$t_{bmax} = 2,79 \text{ s}$$

Brzdící doba bude zvolena  $t_b = 1,5 \text{ s}$ .

**Stanovení potřebného brzdícího momentu:**

$$M_B' = \left[ \left[ \frac{(G_B + G_K) \cdot v}{60 \cdot g \cdot t_b} \right] - T \right] \cdot \frac{R}{i} \cdot \eta_c + \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot t_b} \cdot \beta \cdot J_0 \quad (62)$$

$$M_B' = \left[ \left[ \frac{(98\,100 + 9\,810) \cdot 30}{60 \cdot 9,81 \cdot 1,5} \right] - 2\,266 \right] \cdot \frac{0,15}{22,385} \cdot 0,88 + \frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,425}{60 \cdot 1,5} \cdot 1,4 \cdot 0,0078$$

$$M_B' = 9,35 \text{ Nm} \leq M_B = 40 \text{ Nm}$$

Potřebný brzdňý moment  $M_B'$  je menší než jmenovitý brzdňý moment brzdy motoru. Zvolená brzda 2LM8 040 vyhovuje.

## 6.4 Návrh převodovky pojezdu kočky

Převodovka bude navrhována jako dvoustupňová se šikmými zuby. Spojení motoru s převodovkou bude realizováno pomocí řemenového převodu.

### 6.4.1 Převodové poměry

**Otáčky pojezdového kola:**

$$n_k = \frac{v}{\pi \cdot R} \quad (63)$$

$$n_k = \frac{30}{\pi \cdot 0,15}$$

$$n_k = 63,66 \text{ ot/min}$$

- $v = 30 \text{ m/min}$  - rychlost pojezdu kočky
- $R = 0,15 \text{ m}$  - poloměr pojezdového kola

**Požadovaný celkový převodový poměr:**

$$i_c = \frac{n_M}{n_k} \quad (64)$$

$$i_c = \frac{1\,425}{63,66}$$

$$i_c = 22,385$$

$n_M = 1425$  ot/min - otáčky motoru

**Převodový poměr převodovky:**

$$i_{převod} = \frac{i_c}{i_{přid}} \quad (65)$$

$$i_{převod} = \frac{22,385}{2}$$

$$i_{převod} = 11,193$$

$i_{přid} = 2$  - přidavný převod

$i_{převod} = 11,2$  - jmenovitá hodnota převodového čísla dle ČSN 03 1013

Pro převodovky s ozubenými koly pro všeobecné použití platí norma ČSN 03 1013. Největší přípustná odchylka skutečného převodového čísla od jmenovité hodnoty je 4%. [8]

**Rozdělení převodového poměru:**

$$i_{12} > i_{34} \quad (66)$$

$$i_{12} = u_{12} = 3,789$$

$$i_{34} = u_{34} = 2,944$$

**Počty zubů ozubených kol:**

$$z_1 = 19$$

$$z_2 = 72$$

$$z_3 = 18$$

$$z_4 = 53$$

### 6.4.2 Kroučící momenty

$$M_{kM} = \frac{P_M}{\omega_M} = \frac{P_M}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60}} \quad (67)$$

$$M_{kM} = \frac{3\,000}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,425}{60}}$$

$$M_{kM} = 20,104 \text{ Nm}$$

$$M_{kI} = M_{kM} \cdot i_{rem} \cdot \eta_{rem} \quad (68)$$

$$M_{kI} = 20,104 \cdot 2 \cdot 0,92$$

$$M_{kI} = 36,991 \text{ Nm}$$

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} \quad (69)$$

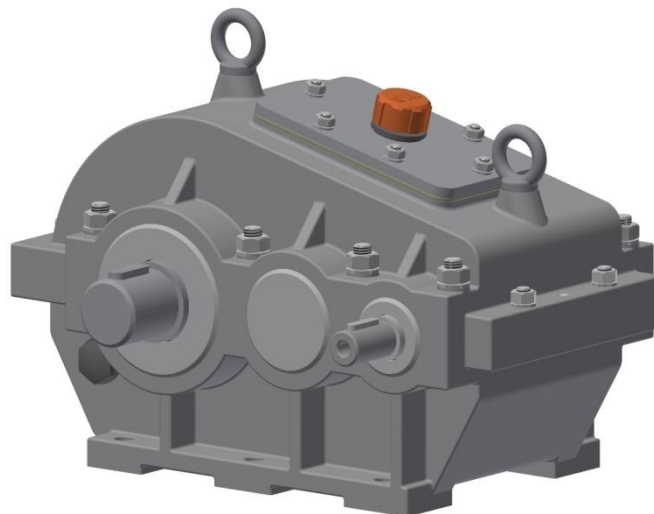
$$M_{kII} = 36,99 \cdot 3,789 \cdot 0,98$$

$$M_{kII} = 137,532 \text{ Nm}$$

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} \quad (70)$$

$$M_{kIII} = 137,532 \cdot 3,789 \cdot 0,98$$

$$M_{kIII} = 397,606 \text{ Nm}$$



obr. 21.: Převodovka

Další návrhové a kontrolní výpočty jsou uvedeny v příloze č.1.

## 6.5 Návrh zubové spojky

Výpočtový moment:

$$M_V = k \cdot M_{kIII} \quad (71)$$

$$M_V = 1,7 \cdot 397,606$$

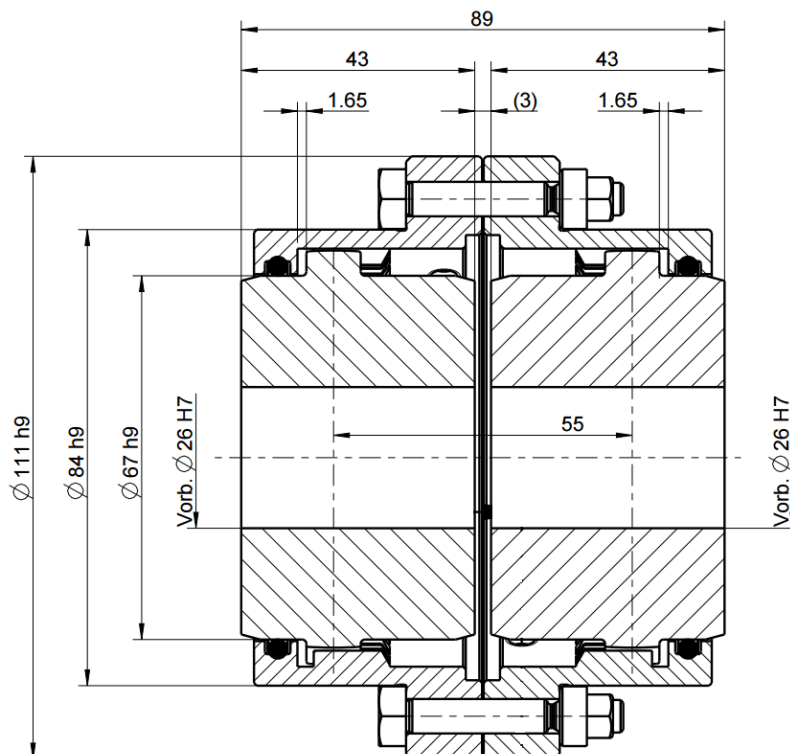
$$M_V = 675,93 \text{ Nm}$$

$$M_V \leq M_{max}$$

$$675,93 \leq 1\,860 \text{ Nm}$$

$k = 1,7$  - provozní součinitel spojky [8]

$M_{max} = 1\,860 \text{ Nm}$  - maximální krouticí moment spojky



obr. 22.: Zubová spojka GEARex

Spojení výstupního hřídele převodovky a hnacího hřídele pojezdu kočky bude realizováno pomocí zubové spojky GEARex 10 Bauart FA od firmy KTR. [20]

## 6.6 Návrh řemenového převodu pomocí klínových řemenů

Řemenový převod tvoří přídatný převod mezi elektromotorem a převodovkou. Hnací řemenice (malá) je na hřídeli elektromotoru a hnaná řemenice (velká) je umístěna na vstupním hřídeli převodovky. Použity budou úzké klínové řemeny pro průmyslové použití dle ČSN 02 3112. [8], [9]

tab. 9.: Řemen SPZ

Označení průřezu	Dřívější označení	Výpočtová šířka $l_p$	Šířka $l_0$	Výška $h$	Úhel klínového řemene $\alpha(^{\circ})$
SPZ	9,5 x 8	8,5	9,7	8,0	40±1

$i_{rem} = 2$	- řemenový převod
$d_p = 90 \text{ mm}$	- průměr malé řemenice
$D_p = 180 \text{ mm}$	- průměr velké řemenice

### 6.6.1 Výpočtová osová vzdálenost

$$0,7 \cdot (D_p + d_p) < A' < 2 \cdot (D_p + d_p) \quad (72)$$

$$189 < A' < 540$$

$$A' = 280 \text{ mm}$$

### 6.6.2 Výpočtová délka klínového řemene

$$L_p' \approx 2 \cdot A + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot A} \quad (73)$$

$$L_p' = 2 \cdot 280 \cdot (180 + 90) + \frac{(180 - 90)^2}{4 \cdot 280} = 991,132 \text{ mm}$$

$$L_p' = 991,132 \text{ mm}$$

$$L_p = 1000 \text{ mm} \quad - \text{ skutečná délka řemene}$$

### 6.6.3 Skutečná osová vzdálenost

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p) \quad (74)$$

$$p = 0,25 \cdot 1000 - 0,393 \cdot (180 + 90)$$

$$p = 143,89$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 \quad (75)$$

$$q = 0,125 \cdot (180 - 90)^2$$

$$q = 1\,012,5$$

$$A \approx p + \sqrt{p^2 - q} \quad (76)$$

$$A \approx 143,89 + \sqrt{143,89^2 - 1012,5}$$

$$A \approx 285 \text{ mm}$$

#### 6.6.4 Úhel opásání malé řemenice

$$\beta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D_p - d_p}{2 \cdot A}\right) \quad (77)$$

$$\beta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{180 - 90}{2 \cdot 284}\right)$$

$$\beta = 161,766^\circ$$

#### 6.6.5 Počet klínových řemenů

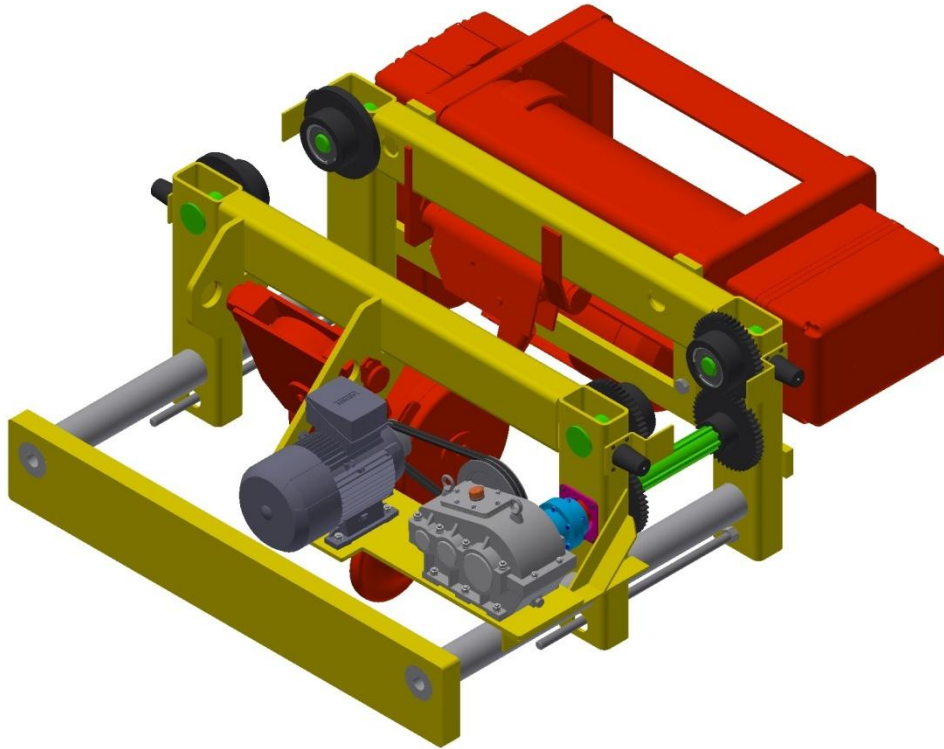
$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} \quad (78)$$

$$z = \frac{3 \cdot 1}{2,13 \cdot 0,96 \cdot 0,9}$$

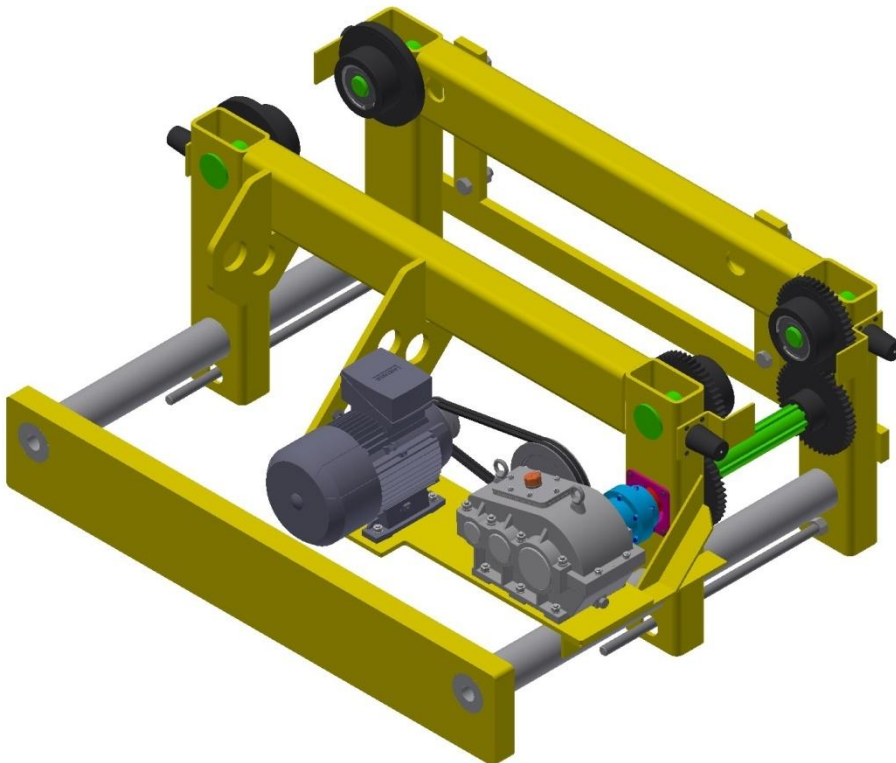
$$z = 1,63$$

$c_1 = 0,96$	- součinitel úhlu opásání
$c_2 = 1$	- součinitel provozního zatížení
$c_3 = 0,9$	- součinitel délky klínového řemene
$P_r = 2,13 \text{ kW}$	- výkon přenášený jedním řemenem
$P = 3 \text{ kW}$	- výkon motoru

Zaokrouhlením na celé číslo získáme počet řemenu  $z = 2$ .



obr. 23.: Kočka



obr. 24.: Rám kočky

## 7 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout mostový jeřáb s nosností 10t a rozpětím 10m. Návrh jeřábu vychází z teoretické části, kde jsou rozděleny a popsány jednotlivé druhy mostových jeřábů a jejich použití. Jeřábový most pro zadanou nosnost a rozpětí byl zvolen jako jednonosníkový s podpěrným uložením pojezdových příčníků. Jeřábový most je tvořen profilem HEB 400 a pojezdové příčníky jsou tvořeny dvojicí profilu UE 270. Spojení mostu s příčníky je realizováno pomocí lícovaných šroubů.

Dále byly vypočteny parametry pojížděcích kol jeřábu a jako pohonný mechanismus byly zvoleny dva elektromotory s plochou převodovkou. Konstrukce kočky je podvěsného typu a pro její pohon byl použit elektromotor s řemenovým převodem. Pro pohon kočky byla navržena dvoustupňová převodovka s čelními soukolími.

Na základě těchto výpočtů a podle zvolených komponentů byl vytvořen 3D CAD model jeřábu a výkresová dokumentace zahrnující výkresy sestavy: jeřábu, kočky, pojezdového příčnicku a převodovky.

Návrhové a kontrolní výpočty byly provedeny podle platných norem a příslušné literatury. V praxi by pro návrh jeřábu byla nejspíše použita i metoda konečných prvků, díky které by bylo možno dosáhnout přesnějších výsledků.



### Použitá literatura:

- [1] REMTA, František; KUPKA, Ladislav; DRAŽAN, František. *Jeřáby I.díl*. SNTL, Praha, 1974
- [2] Norma. ČSN ISO 4306-1 (270000) „*Jeřáby - Slovník - Část 1: Všeobecně*“
- [3] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Editační středisko Vysokého učení technického, Brno, 1988
- [4] DRAŽAN, František; KUPKA, Ladislav. *Jeřáby - technický průvodce 13*. SNTL, Praha, 1968
- [5] HOŘEJŠÍ, Jiří; ŠAFKA, Jan. *Statické tabulky - technický průvodce 51*. SNTL, Praha, 1988
- [6] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů - Spoje a části spojovací*. Vydavatelství České vysoké učení technické v Praze, 2008
- [7] MYNÁŘ, Břetislav; KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení - pro posluchače bakalářského studia na FSI v Brně*
- [8] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel; Zýma, Jiří. *Projekt III. ročník*. Vydavatelství České vysoké učení technické v Praze, 2000
- [9] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Albra - pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2011
- [10] <http://www.demagcranes.cz/cms/site/cz/lang/cs/page72936.html>
- [11] [http://schmachtl.cz/web\\_get\\_img\\_data?alD=1163487](http://schmachtl.cz/web_get_img_data?alD=1163487)
- [12] [http://demagcranes.cz/files/content/sites/cz/files/Products/Cranes/Standardkrane/EPKE/Downloads/20855544\\_110630.pdf](http://demagcranes.cz/files/content/sites/cz/files/Products/Cranes/Standardkrane/EPKE/Downloads/20855544_110630.pdf)
- [13] [http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10025/MOP-%20Prehled%20vlastnosti\\_S355J2.pdf](http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-%20Prehled%20vlastnosti_S355J2.pdf)
- [14] <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27093>

[15] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?designation=22309%20EK&unit=metricUnit>

[16] [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_00\\_03\\_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_03_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf)

[17] <http://www.demagcranes.cz/files/content/sites/cz/files/PDF/Prospekty/20873244-0112-DE.pdf>

[18] <http://www.gigasro.cz/files/katalogy/elektricke-lanove-kladkostroje-800-50000kg-2012web-2.pdf>

[19] <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek/1le1001-4-2-2.html>

[20] [https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools\\_Downloads/kataloge/02\\_tooth\\_gear\\_coupling\\_GEARex.pdf](https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/02_tooth_gear_coupling_GEARex.pdf)

## Seznam obrázků:

obr. 1.: Radiově řízené ovládací panely .....	3
obr. 2.: Koncový spínač.....	3
obr. 3.: Základní pojmy .....	4
obr. 4.: Rozdělení jeřábů dle [1] .....	5
obr. 5.: Jednonosníkový mostový jeřáb .....	6
obr. 6.: Prolamovaný nosník.....	9
obr. 7.: Uložení pojezdových kolejnič: .....	10
obr. 8.: Schéma zatížení hlavního nosníku.....	12
obr. 9.: Schéma profilu HEB.....	14
obr. 10.: Schéma zatížení 2 .....	15
obr. 11.: Průhyb hlavního nosníku.....	16
obr. 12.: Určení reakce $R_a$ v podpěře A .....	17
obr. 13.: Schéma profilu UE .....	19
obr. 14.: Pojezdový příčnick.....	19
obr. 15.: Spojení příčnicku s hlavním nosníkem.....	20
obr. 16.: Pojezdový mechanismus jeřábu .....	21
obr. 17.: Motor s plochou převodovkou DEMAG .....	27
obr. 18.: Pojezdový mechanismus kočky.....	28
obr. 19.: Zdvíhací zařízení GHM.....	29
obr. 20.: Motor SIEMENS 1LE1002-1AB5.....	34
obr. 21.: Převodovka .....	37
obr. 22.: Zubová spojka GEARex.....	38
obr. 23.: Kočka.....	41
obr. 24.: Rám kočky .....	41

### Seznam tabulek:

tab. 1.: Tyč průřezu HEB .....	13
tab. 2.: Tyč průřezu UE .....	18
tab. 3.: Ložisko SKF 22 309 EK .....	23
tab. 4.: Základní data motor .....	26
tab. 5.: Technické parametry .....	27
tab. 6.: Ostatní data.....	27
tab. 7.: Parametry zdvihacího zařízení .....	28
tab. 8.: Parametry elektromotoru SIEMENS .....	33
tab. 9.: Řemen SPZ.....	39

### Seznam příloh:

- Příloha č.1.: Výpočtová zpráva - převodovka  
Příloha č.2.: Výkres S-01-2016-00: Jeřáb 10t  
Příloha č.3.: Kusovník K-01-2016-00: Jeřáb 10t  
Příloha č.4.: Výkres S-02-2016-00: Kočka  
Příloha č.5.: Kusovník K-02-2016-00: Kočka  
Příloha č.6.: Výkres S-03-2016-00: Pojezdový příčnick  
Příloha č.7.: Kusovník K-03.2016-00: Pojezdový příčnick  
Příloha č.8.: Výkres S-04-2016-00: Převodovka  
Příloha č.9.: Kusovník K-04-2016-00: Převodovka