



**FAKULTA  
ŠTOJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh konstrukce mostového jeřábu**

**Design of Overhead Crane**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2020**

**David PŮLPÁN**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Jaroslav Křička, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Půlpán** Jméno: **David** Osobní číslo: **473629**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh konstrukce mostového jeřábu**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Overhead Crane**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši týkající se mostových jeřábů. Navrhněte konstrukci mostového jeřábu a jeho pohonu. Provedte návrhové a kontrolní výpočty pro vybrané konstrukční celky. Výstupem bude 3D model a 2D výkresy vybraných celků.

Seznam doporučené literatury:

DRAŽAN, F., KUPKA, L. Jeřáby. Praha: SNTL, 1968.  
REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F. Jeřáby I. díl. Praha: SNTL, 1974.  
Gajdůšek, J., Škopán, M. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988.  
ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **08.04.2020** Termín odevzdání bakalářské práce: **29.05.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem Návrh konstrukce mostového jeřábu vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kříčky, Ph.D. s použitím literatury, která je uvedena na konci bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 21.4.2020

David Půlpán

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval Ing. Jaroslavu Kříčkovi, Ph.D. za jeho cenné rady, připomínky a konzultace. Dále bych rád poděkoval své rodině za jejich podporu během studia.

## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	David Půlpán
Název BP:	Návrh konstrukce mostového jeřábu
Anglický název:	Design of Overhead Crane
Rok:	2020
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 51 počet obrázků 52 počet tabulek 9 počet příloh 4
Klíčová slova:	jeřáb, mostový jeřáb, pojezdový mechanismus
Keywords:	crane, overhead crane, bridge crane, travel mechanism

## ANOTACE

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce mostového jeřábu. V teoretické části se práce zabývá rozdělením jeřábů, popisem jednotlivých částí a rešerší konstrukčních řešení. V praktické části jsou provedeny návrhové a kontrolní výpočty jeřábového mostu, příčnicku, pojezdových kol, hnací hřídele a motoru. Na základě těchto výpočtů byl vytvořen 3D model a výkresová dokumentace.

## ABSTRACT

The topic of this bachelor thesis is the design of an overhead bridge. The theoretical part deals with the division of cranes and with the description of individual parts and design solutions. The analytical part consists of the design of the steel structure and travel mechanism of the crane. Based on these calculations, 3D models and 2D drawings were created.

# OBSAH

1. Úvod .....	1
2. Teoretická část.....	2
2.1. Definice jeřábu .....	2
2.2. Základní pojmy jeřábů.....	2
2.3. Mostový jeřáb .....	3
2.4. Jednonosíkový mostový jeřáb .....	3
2.5. Dvounosíkový mostový jeřáb .....	3
2.6. Hlavní nosník mostového jeřábu.....	4
2.7. Uložení hlavního nosníku .....	6
2.8. Jeřábová kočka .....	7
2.9. Kladkostroj .....	8
2.9.1. Řetězový kladkostroj .....	8
2.9.2. Lanový kladkostroj.....	9
2.10. Pojízděcí ústrojí .....	9
2.11. Převodovky.....	11
2.12. Hřídelové spojky.....	11
2.13. Brzdy.....	12
2.14. Ložiska .....	12
3. Cíle .....	13
4. Návrhové výpočty.....	15
4.1. Schéma mostového jeřábu.....	15
4.2. Základní parametry .....	16
4.3. Stanovení průřezu nosníků jeřábového mostu .....	16
4.4. Stanovení průřezu příčníků .....	18
4.5. Stanovení průřezu nosníku pro jeřábovou dráhu .....	20
4.6. Návrh pojezdových kol příčníků .....	24
4.7. Návrh motoru pojezdu jeřábového mostu.....	25
4.7.1. Výpočet výkonu při ustálené pojízděcí rychlosti .....	25
4.7.2. Volba elektromotoru .....	26
4.7.3. Výpočet brzdného momentu .....	26
4.8. Návrh hřídele kola .....	29
4.9. Návrh těsného pera.....	31
4.9.1. Spojení pojízděcího kola a hřídele.....	32
4.9.2. Spojení motoru (převodovky) a hřídele .....	32
4.10. Návrh ložisek .....	32
5. Kontrolní výpočty .....	34
5.1. Stanovení bezpečnosti .....	34
5.2. Kontrola nosníků jeřábového mostu.....	34
5.3. Kontrola příčníků.....	37
5.4. Kontrola motoru na rozběhový moment .....	39
5.5. Kontrola hřídele poháněného kola .....	41

5.6.	Kontrola těsných per .....	43
5.6.1.	Kontrola spojení hřídele a pojížděcího kola .....	43
5.6.2.	Kontrola spojení hřídele a převodovky .....	43
5.7.	Kontrola ložisek .....	44
5.7.1.	Výpočet trvanlivosti.....	44
5.7.2.	Kontrola natočení v místě ložiska.....	45
6.	Závěr .....	47
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	48
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	50
	SEZNAM TABULEK .....	51
	SEZNAM PŘÍLOH.....	51

## 1. Úvod

Přemísťování břemen vždy bylo součástí technické praxe. V průmyslu se toto realizuje různými zdvihacími ústrojími a transportními stroji, které přispívají k hospodárnosti práce. Ve skladech, výrobních halách či montážních dílnách se často můžeme setkat s různými jeřáby. Jedním z nich jsou například mostové jeřáby, u kterých se pohyb uskutečňuje ve všech třech osách.

V současnosti existuje veliké množství různých provedení mostových jeřábů a jejich návrhem se v České republice zabývá mnoho firem.

V první části této práce je provedena rešerše mostových jeřábů a součástí, které s nimi souvisí.

Druhá část je věnovaná návrhovým výpočtům jednotlivých částí mostového jeřábu – návrh jeřábového mostu, příčníků a pojezdového mechanismu. Návrhové výpočty vycházejí z dostupné literatury a pružnosti a pevnosti.

Poslední část řeší kontrolní výpočty vybraných částí navrhnuté konstrukce. Je proveden důkladnější rozbor zatížení a je stanovena bezpečnost. Významnou částí práce je vytvoření 3D modelu mostového jeřábu a příslušné výkresové dokumentace.



## 2. Teoretická část

V této části provedu rešerši jeřábové techniky a vybraných částí jeřábu z literatury a ze stávajících průmyslových řešení.

### 2.1. Definice jeřábu

Jeřáb je zdvihací zařízení určené k přesouvání břemen svislým i vodorovným pohybem ve vymezeném prostoru. Prakticky každý jeřáb sestává z nosné, většinou ocelové konstrukce, na které jsou umístěny mechanismy, které zajišťují potřebné pracovní pohyby. Jedná se o cyklicky pracující zařízení. [1]

### 2.2. Základní pojmy jeřábů

Základní pojmy týkající se jeřábů, se kterými v této práci budu pracovat jsou převzaté z [2].

- **Kočka** – *pojízdné zdvihadlo, u něhož se břemeno zvedá pod úrovní jízdní dráhy*
- **Rozpětí jeřábu** – *vodorovná vzdálenost středních rovin pojížděcích kol mostu*
- **Výška zdvihu** – *svislá vzdálenost mezi nejnižší a nejvyšší pracovní polohou háku*
- **Rozvor** – *osová vzdálenost pojížděcích kol ve směru jeřábové dráhy*
- **Vyložení jeřábu** – *vodorovná vzdálenost svislé osy závěsu břemena od osy otáčení u jeřábů s otočným výložníkem nebo od hran klopení u jeřábu s neotočným výložníkem*
- **Dojezdová míra jeřábu** – *vzdálenost osy háku od čela vlastního nárazníku na mostě, portálu apod.*
- **Jmenovitá nosnost jeřábu** – *dána hmotností dovoleného břemena v tunách nebo kilogramech (včetně všech odnímatelných prostředků k jeho uchopení), kterým se smí jeřáb v provozu zatížit.*
- **Rozchod** – *vodorovná vzdálenost středních rovin jeřábových kolejnic*

### 2.3. Mostový jeřáb

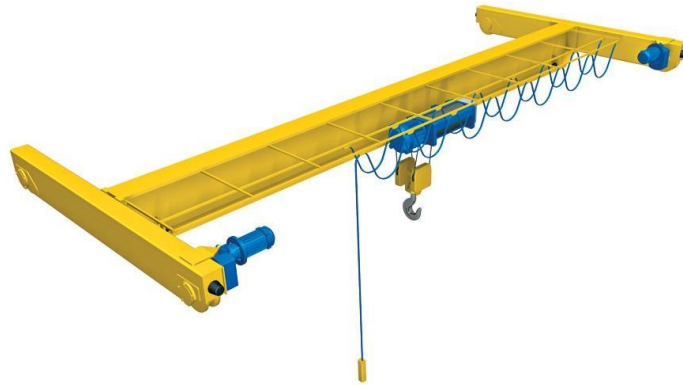
Mostový jeřáb je stroj, který má mostové nosníky podepřené pojezdovým mechanismem na kolejnicových drahách. Dále má prostředek, kterým se uchycuje břemeno zavěšené na kočce nebo kladkostroji. Tento prostředek se pohybuje v podélném směru mostu jeřábu. [3]

Podle počtu nosníků lze mostové jeřáby dělit na

- jednonosíkové
- dvounosíkové
- vícenosíkové

### 2.4. Jednonosíkový mostový jeřáb

Jednonosíkový jeřáb (Obr. 1) tvořen jedním hlavním nosníkem, po kterém nejčastěji ze spodní strany jezdí jeřábová kočka. Maximální rozpětí bývá do 30 m a maximální nosnost do 16 t. [2] [4] [5]



*Obr. 1.: Jednonosíkový mostový jeřáb [6]*

### 2.5. Dvounosíkový mostový jeřáb

Dvounosíkový mostový jeřáb (Obr. 2) má dva hlavní nosníky, po kterých pojíždí jeřábová kočka, a to po spodní nebo horní přírubě nosníků. Běžná nosnost bývá do 50 t a maximální rozpětí do 35 m, ale lze najít vyšší nosnosti i rozpětí. [1] [4] [5]



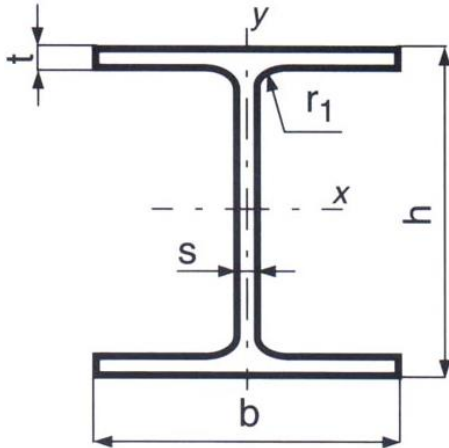
*Obr. 2.: Dvounosíkový mostový jeřáb [7]*

## 2.6. Hlavní nosník mostového jeřábu

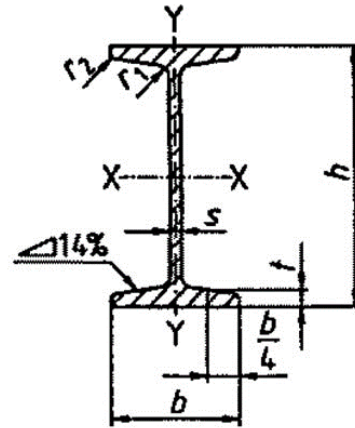
Podle způsobu výroby hlavního nosníku lze jeřábové mosty dělit na:

### Válcované

Nosník je tvořen válcovaným profilem tvaru H (Obr. 3) nebo I (Obr. 4). Obvykle se používají pro rozpětí do 18 m s nosností do 10 t. [2] [4] [5]



Obr. 3.: H-profil [8]



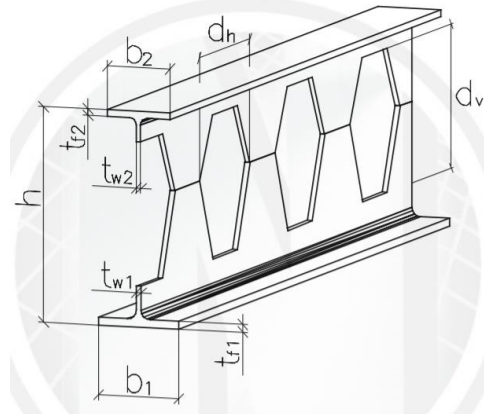
Obr. 4.: I-profil [9]

### Svařované

Nosník vznikne svařením stojin, horní a dolní pásnice a svislých oboustranných výztuh. Svařované nosníky mohou být plnostěnné, příhradové nebo skříňové. Výhodou je, že lze volit proměnný příčný průřez nosníku, takže se lépe využije hmota nosníku než u válcovaného nosníku. Svařovaný nosník lze vidět na Obr. 5 a na Obr. 6. [2]

### Prolamované

Prolamovaný nosník (Obr. 5) vznikne podélným rozřezáním válcovaného nosníku a následným svařením ve vrcholech řezu. Tím vznikne nosník vyšší výšky, což zlepšuje jeho ohybové vlastnosti při zachování stejné hmotnosti. [2] [10]



*Obr. 5.: Prolamovaný nosník [11]*

Podle konstrukčního řešení lze hlavní nosníky mostových jeřábů dělit na plnostěnné, příhradové a skříňové.

### **Plnostěnné**

Plnostěnné hlavní nosníky se vyrábí válcováním nebo svařováním typizovaných profilů. Výsledný tvar nosníku je většinou tvaru I nebo H. Výhodou je nenáročná výroba, nevýhodou vysoká hmotnost. Pro zvýšení tuhosti ve vodorovném směru se nosník vyztužuje přivařením dalších profilů. [2]

### **Příhradové**

Příhradový nosník vznikne sestavením prutů z válcovaných profilů tak, že pruty jsou namáhány jenom osovou silou. Výhodou je nižší hmotnost, nevýhodou vysoká pracnost výroby oproti plnostěnným nebo skříňovým nosníkům. [2]

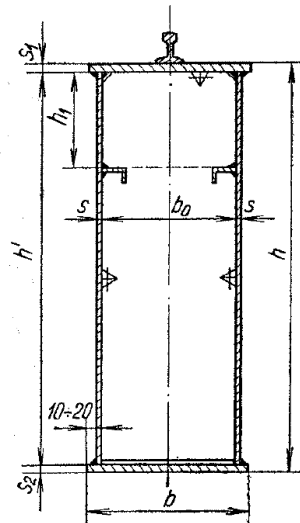


*Obr. 6.: Příhradová jeřábová konstrukce [12]*

### **Skříňové**

Nosník (Obr. 7) vznikne svařením tenkostěnných pásů tak, že tvoří uzavřenou skříň. V dutině nosníku jsou k horní pánsnici a svislým stojinám přivařeny svislé výtuhy. Výhodou skříňového nosníku je možnost automatizace svařování

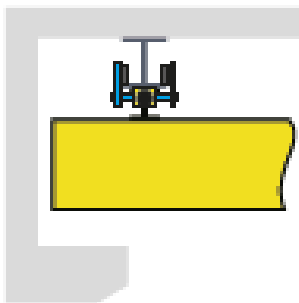
těchto nosníků. Nevýhodou je vyšší hmotnost než příhradové nosníky pro rozpětí větší než 17 m. [2]



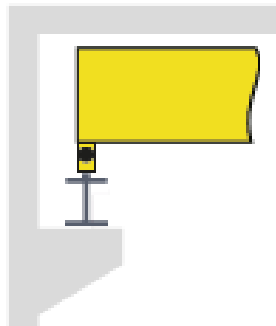
*Obr. 7.: Skříňový svařovaný nosník [1]*

## 2.7. Uložení hlavního nosníku

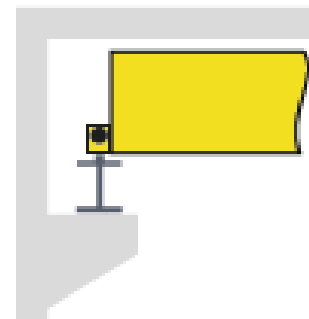
Nosník lze na jeřábovou dráhu uložit v principu několika způsoby. Při podvěsném připojení (Obr. 8) jezdí nosník po spodní pásnici jeřábové dráhy, která je většinou součástí střešní konstrukce a hodí se pro nosnosti do 5 t a rozpětí do 18 m. Horní připojení (Obr. 9) a boční připojení (Obr. 10) se používá i pro vyšší nosnosti. [13]



*Obr. 8.: Podvěsné připojení [4]*



*Obr. 9.: Připojení shora [4]*



*Obr. 10.: Boční připojení [4]*

## 2.8. Jeřábová kočka

Kočka (Obr. 11) je zařízení, které slouží k přemístování břemen ve vodorovném směru. Na kočce je umístěn kladkostroj nebo jiné zdvihací či uchopovací zařízení, které zajišťuje svislý pohyb. U jednonosíkových jeřábů kočka zpravidla pojíždí po spodní přírubě nosníku, u dvounosíkových a vícenosíkových jeřábů pojíždí buď po horních nebo po spodních přírubách. [1]

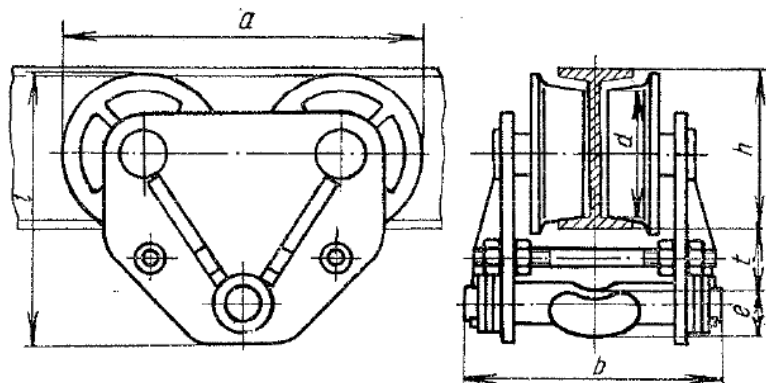


Obr. 11.: Jeřábová kočka [14]

Kočky se dělí podle způsobu uložení na nosíkách a podle způsobu pohonu. Rozlišujeme zpravidla kočky s uložení podvěsným, kočky dvoukolejnicové (dvounosíkové). Kočky se vyrábějí samostatně nebo s již zabudovaným kladkostrojem. Do nosnosti 1 t je možné kočku pohánět ručně taháním za lanko. Kočky větších nosností mají pojízděcí ústrojí a ovládají se z podlahy řetízky umístěnými po obou stranách mostu nebo mají elektrický pohon. Elektrické kočky se ovládají tlačítkovým panelem svěšeným z kočky nebo bezdrátově. [1] [4] [5]

- **Kočky podvěsné**

Kočky podvěsné (Obr. 12) pojíždějí po spodní přírubě I profilů nebo po samostatné dráze (zejména u příhradových hlavních nosníků). V ručním provedení se vyrábí do nosnosti 10 t, v elektrickém až 25 t. [1] [4] [5]



Obr. 12.: Podvěsná kočka s ručním pohonem [1]

- **Kočky dvoukolejnicové (dvounosníkové)**

Kočky dvoukolejnicové (Obr. 13) se pohybují většinou po horní straně nosníků. Jsou vyráběny pro nosnosti až 250 t. Pohony mohou být ruční nebo častěji elektrické. [15]



*Obr. 13.: Dvoukolejnicová kočka [15]*

## 2.9. Kladkostroj

Je část zdvihacího ústrojí, která zajišťuje svislý pohyb břemena. Skládá se ze soustavy kladek, háku, lan, případně řetězů. [1]

### 2.9.1. Řetězový kladkostroj

Řetězové kladkostroje se používají pro nosnosti do 25 t v elektrickém (Obr. 14) nebo ručním (Obr. 15) provedení. Skládají se z kladek, bubnu a řetězu. [16]



*Obr. 14.: Řetězový kladkostroj elektrický [17]*



*Obr. 15.: Řetězový kladkostroj ruční [18]*

### 2.9.2. Lanový kladkostroj

Lanové kladkostroje (Obr. 16) se vyrábějí i pro vyšší nosnosti než řetězové a to až do 250 t. Lanový kladkostroj se skládá z navijáku, na který se navíjí většinou ocelové lano a z kladek, které jsou uloženy v kladnici. Na kladnici je připevněn hák. [15]



*Obr. 16.: Elektrický lanový kladkostroj [15]*

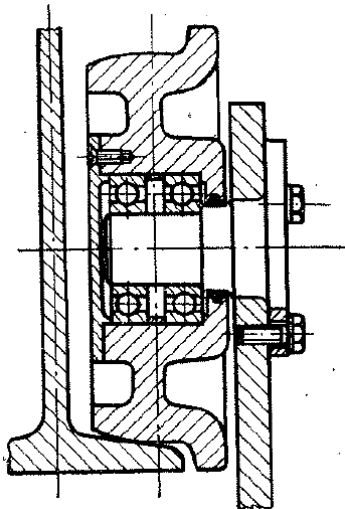
### 2.10. Pojízděcí ústrojí

Hlavní nosníky mostového jeřábu pojíždí po čtyřech nebo více kolech po jeřábové dráze. Kola mají nákolky, které zabraňují vyjetí z dráhy. [2]

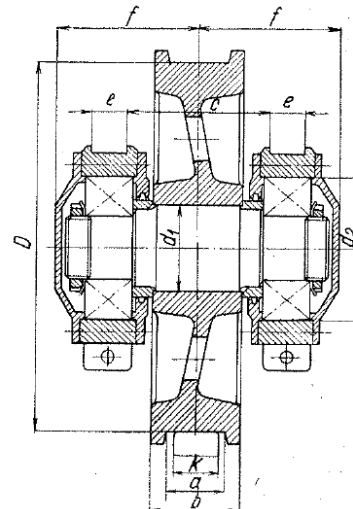
Existuje několik možností pohonu pojezdu jeřábu. Centrální pohony s průběžným pomaloběžným hřídelem se dnes u běžně dostupných jeřábů nepoužívají a nahradilo je řešení s více motory. Prakticky je tedy poháněna čtvrtina až polovina kol jeřábu. Toto řešení je rovněž příznivější z hlediska přičení, ale jeřábový most musí být dostatečně tuhý, aby vyrovnal rozdílné pojízděcí odpory na obou stranách jeřábu. [2]

Pojízděcí kola jsou většinou vyrobená z lité oceli, nebo kovaná v zápustkách. Pro ruční pohony lze použít litinová kola. Používají se kola bez nákolku, s jedním nákolkem (Obr. 17), se dvěma nákolky (Obr. 18) a pro hutní jeřáby kola bandážovaná. Kola bez nákolku se proti vyjetí pojišťují horizontálními koly (Obr. 19). nebo nějakým jiným způsobem. [1]

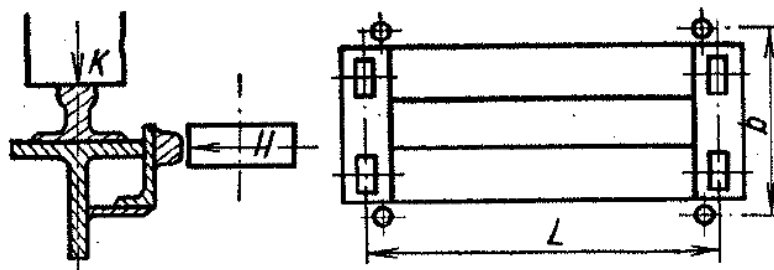




Obr. 17.: Kolo s jedním nákolkem [1]

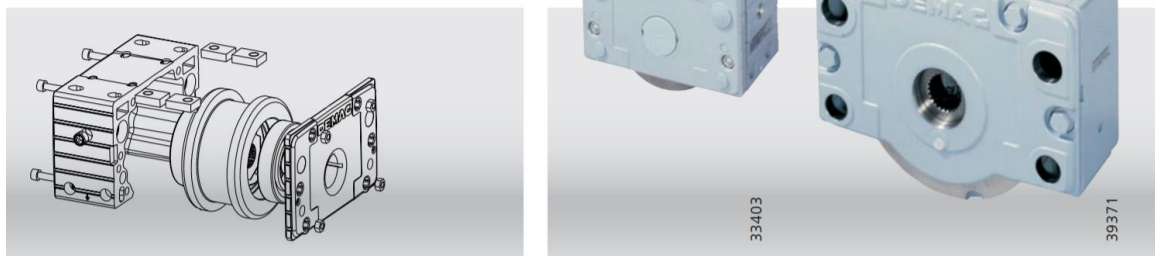


Obr. 18.: Kolo se dvěma nákolky [1]



Obr. 19.: Horizontální kola u pojízďecích kol bez nákolků [1]

Jako další možné řešení pojízďových kol jsou kolové bloky, což je sestava pojízďecího kola, ložisek a dalších částí v rámu, který je přímo připraven k montáži pomocí šroubů a kolíků (Obr. 20)



Obr. 20.: Kolový blok Demag DRS [19]

## 2.11. Převodovky

Převodovka (Obr. 21) slouží k přeměně vstupních otáček motoru, kroutícího momentu a směru otáčení tak, aby výstup otáček z převodovky byl optimální pro danou aplikaci. [20]

Podle druhu soukolí se rozlišují na převodovky s čelním, kuželovým nebo šroubovým soukolím, případně s jejich kombinací. Podle uspořádání rozlišujeme převodovky svislé nebo vodorovné. Svislé převodovky se většinou používají pro pojiždění koček a jeřábů a vodorovné pro zdvihací mechanismy. Jeřábové převodovky mají většinou převod do pomala. [2]

Pro pojižděcí mechanismus jeřábu se dnes často používají svislé ploché převodovky (Obr. 22), které jsou součástí motoru. Výhodou tohoto uspořádání je jednoduché upevnění motoru s převodovkou na příčník.



Obr. 21.: Čelní převodovka s motorem [21]



Obr. 22.: Svislá převodovka s motorem [22]

## 2.12. Hřídelové spojky

Hřídelové mechanické spojky přenášejí točivý moment z hnací hřídele na hnanou hřídel nebo chrání hnací stroj proti přetížení. U zdvihacích strojů se uplatňují spojky pevné a poddajné a spojky kluzné a výsuvné. Pevné kotoučové spojky (Obr. 24) se používají pro těžký provoz. Poddajné spojky (Obr. 23) se používají pro spojení elektromotoru s hnaným hřídelem a jsou vybaveny pružným elementem, který tlumí rázy vznikající při rozběhu stroje. Kluzné spojky zabráňují poškození stroje při překročení dovoleného kroutícího momentu. Výsuvnými spojkami se dočasně odpojují ústrojí od hnacího členu. [2] [23]



Obr. 23.: Pružná zubová spojka [24]



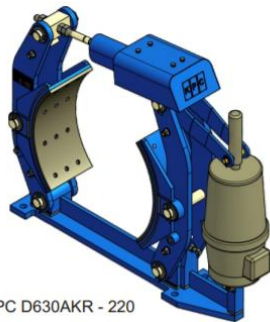
Obr. 24.: Pevná kotoučová spojka [25]

### 2.13. Brzdy

Brzdy se používají k zastavení nebo zpomalení nějakého pohybu. Dělí se na stavěcí, které zajišťují klidovou polohu, pokud přestane působit hnací síla, a na brzdy regulační neboli spouštěcí, které zajišťují spouštění břemene konstantní rychlostí. [2] [23]

Brzdy stavěcí jsou nejčastěji čelistové nebo pásové, brzdy regulační mohou být čelistové (Obr. 25), lamelové (Obr. 26), západkové pásové aj. [2]

Brzdový mechanismus může být samostatné zařízení nebo součástí elektromotoru, což se s výhodou používá u pojezdů z důvodu zjednodušení konstrukce.



KPC D630AKR - 220

Obr. 25.: Čelistová brzda [26]



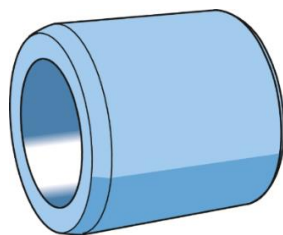
Obr. 26.: Lamelová brzda [27]

### 2.14. Ložiska

Slouží k rotačnímu uložení hřídelů a přenášejí zatížení hřídele na ostatní části stroje. V zásadě je rozdělujeme na ložiska s kluzným třením a s valivým třením. [23]

U kluzných ložisek (Obr. 27) dochází ke tření mezi hřídelí a ložiskem. Přímý styk je nevhodný, proto se používají maziva, která snižují tření mezi oběma součástmi. Výhody kluzných ložisek je jednoduchost a nižší cena oproti valivým ložiskům (zejména u vyšších průměrů) a schopnost lépe přenášet zatížení při nesouosostech. Nevýhodou je vyšší součinitel tření než u valivých ložisek. [23] [28]

Ve valivých ložiskách (Obr. 28) dochází k odvalování hřídele po rotačních tělíkách (kuličky, válečky, soudečky). Většinou se hřídel neodvaluje přímo po kuličkách, ale prostřednictvím vnitřního kroužku ložiska, který je na hřídel nalisován. Výhody valivých ložisek jsou menší součinitel tření oproti kluzným ložiskům, nižší spotřeba maziva a široký výběr různých tělísek, které se hodí pro různá zatížení (kuličky, válečky, jehly, kuželíky, soudečky). [23] [29]



Obr. 27.: Kluzné pouzdro [30]



Obr. 28.: Valivé kuličkové ložisko [31]

### 3. Cíle

Cílem práce je návrh nosné konstrukce mostového jeřábu pro montážní halu. Zejména se zabývám návrhem jeřábového mostu, nosníků jeřábové dráhy a pojezdového mechanismu jeřábu.

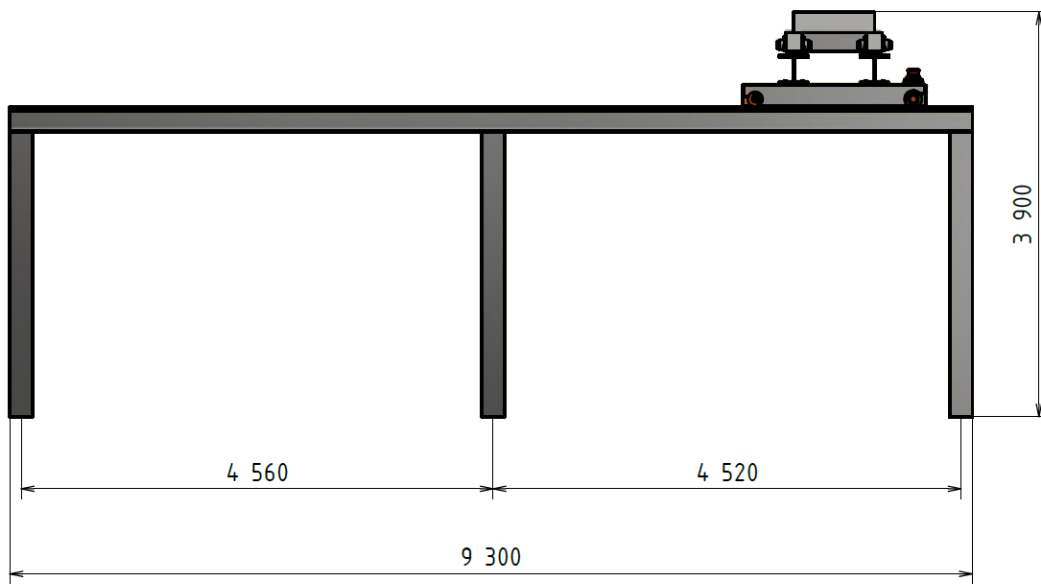
Návrh jeřábové kočky zde není řešen a její model je ve schématech pouze orientační a ve výpočtech vystupuje pouze její přibližná hmotnost.

Nosnost jeřábu je 5 000 kg. Maximální zástavbová výška je 3 900 mm a zdvih bude orientačně zvolen 3 500 mm.

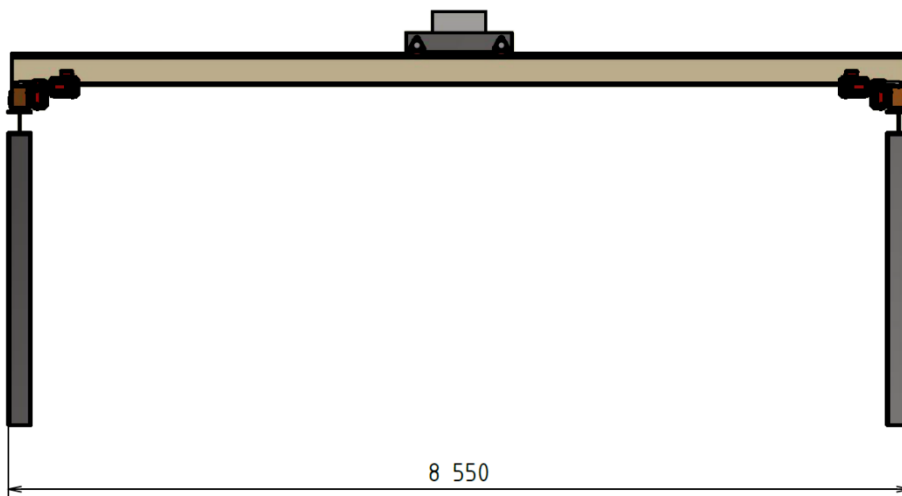
Jeřábová dráha, po které pojíždí jeřábový most, je podle dispozic haly podepřena třemi sloupy, které jsou kotveny do nosných cihlových sloupů haly a opřeny o zem, protože není možné jeřábovou dráhu umístit přímo na cihlové sloupy haly. Výpočet kotvení těchto sloupů zasahuje do stavebnictví, a proto nebude řešen.

Práce obsahuje návrhové výpočty, ze kterých určím důležité rozměry a parametry konstrukce. Zvolené prvky jsou pak důkladněji zkontrolovány na dovolené napětí, případně na průhyb.

Schémata se základními rozměry, které vycházejí ze zástavbových rozměrů montážní haly, jsou na Obr. 29 a Obr. 30.



Obr. 29.: Schéma zadání – bokorys



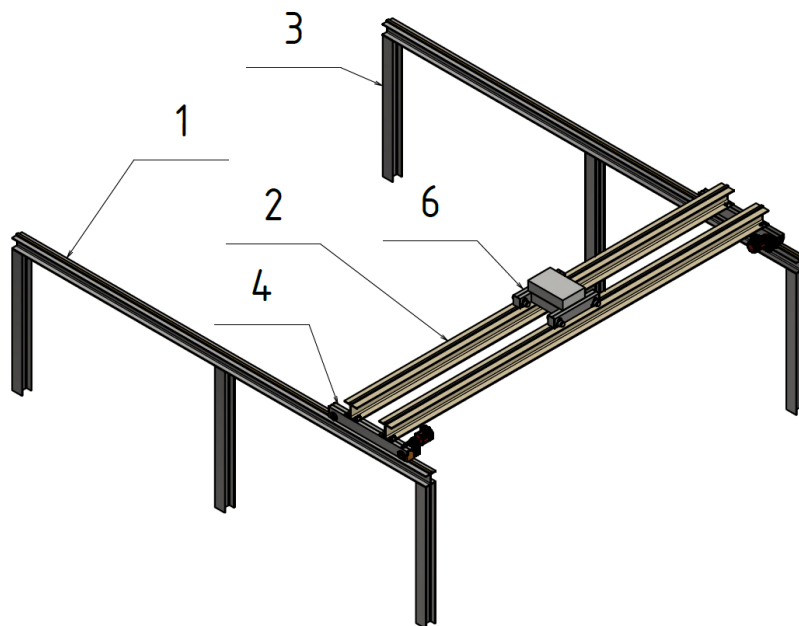
Obr. 30.: Schéma zadání – nárys

## 4. Návrhové výpočty

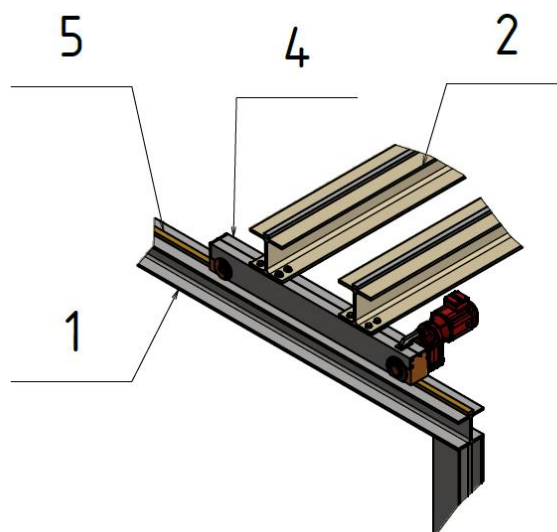
V této kapitole vypočtu důležité rozměry jeřábového mostu, příčníků, jeřábové dráhy a pojezdového mechanismu.

### 4.1. Schéma mostového jeřábu

Na Obr. 31 je schéma mostového jeřábu. Jeřábový most (pozice 2) je připevněn na příčník (pozice 4), který pojíždí po kolejnici (pozice 5). Kolejnice je připevněna na nosník jeřábové dráhy (pozice 1). Po jeřábovém mostě pojíždí kočka (pozice 6). Jeřábová dráha je podepřena šesti sloupy (pozice 3). Na Obr. 32 je detailněji zobrazen příčník.



Obr. 31.: Schéma mostového jeřábu



Obr. 32.: Schéma mostového jeřábu – detail příčniku

1	jeřábová dráha	4	příčník
2	jeřábový most	5	jeřábová kolejnice
3	podpůrné sloupy	6	jeřábová kočka

#### 4.2. Základní parametry

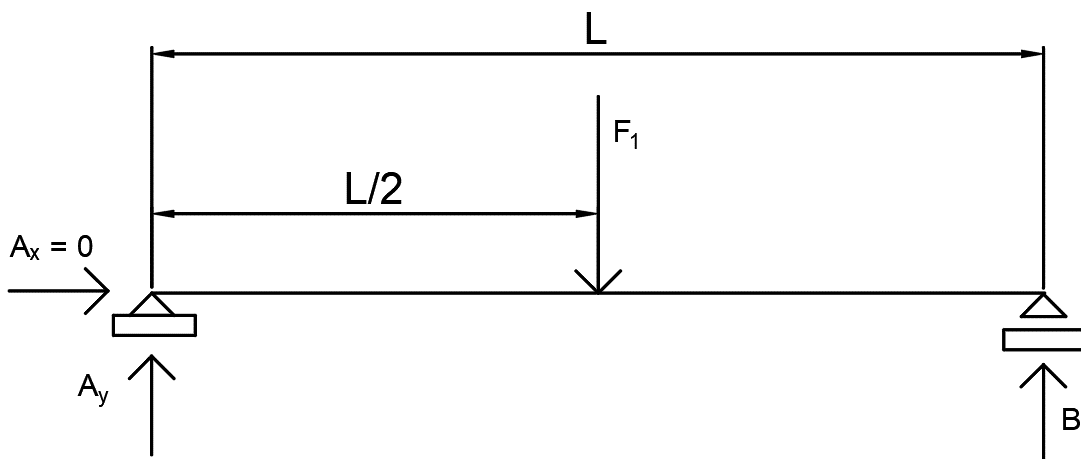
Jeřáb bude pracovat ve vnitřních prostorách, proto ve výpočtech nebude uvažován vliv větru a vliv kolísání teploty. Konstrukční provedení jeřábového mostu bude dvounosníkové z plnostěnných válcovaných H profilů. Pojezd mostu bude zajištěn dvěma elektromotory, každý na jednom příčniku. Základní parametry jeřábu jsou v Tabulka 1.

Tabulka 1.: Základní parametry jeřábu

Jmenovitá nosnost jeřábu Q [kg]	Pojezdová rychlost mostu v [m/min]	Výška zdvihu h [mm]
5 000	50	3 500

#### 4.3. Stanovení průřezu nosníků jeřábového mostu

Pro výpočet průřezu nosníku použijí model nosníku na dvou podporách zatížený na nejvíce namáhaném místě – uprostřed. Do obrázku je rovnou provedeno uvolnění. Vliv vlastní tíhy a hmotnosti kočky s kladkostrojem je v návrhovém výpočtu zanedbán. Předpokládám dvounosníkovou konstrukci, takže na každý nosník připadne polovina nosnosti.



Obr. 33.: Výpočtový model jeřábového mostu

$F_1$  zatížení jednoho ze dvou nosníků  
 $L = 8\,550\text{ mm}$  rozpětí jeřábového mostu  
 $A_x, A_y, B$  [N] reakce do jeřábové dráhy

$$F_1 = \frac{Q \cdot g}{2} = \frac{5\,000 \cdot 9,81}{2} = 24\,525\text{ N}$$

Ze statické rovnováhy s využitím symetrie vyplývá:

$$A_y = B = \frac{F_1}{2} = \frac{24\,525}{2} = 12\,262,5\text{ N} \quad (1)$$

Pro maximum ohybového momentu tedy platí:

$$M_{omax} = A \cdot \frac{L}{2} = 12\,262,5 \cdot \frac{8550}{2} = 52\,422\,187,5\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (2)$$

Z pevnostní podmínky pro maximální ohybový moment plyne:

$$W_o \geq \frac{M_{omax}}{\sigma_D} \quad (3)$$

$$W_o \geq \frac{524\,221\,87,5}{100} = 524,22 \cdot 10^3\text{ mm}^3$$

Dovolené napětí  $\sigma_D = 100\text{ MPa}$  je zvoleno s ohledem na materiál S235JR s mezí kluzu  $\sigma_K = 235\text{ MPa}$ . Bude zvolena tyč (Obr. 3) s větším průřezovým modulem a to HEB 280 podle DIN 1025-2 s parametry dle Tabulka 2.

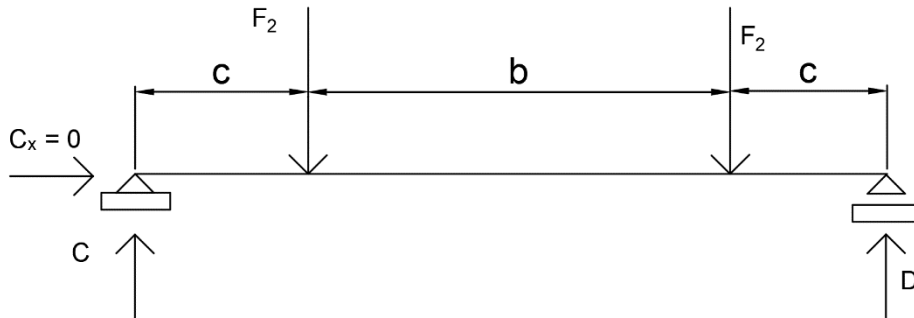
Tabulka 2.: Parametry tyče pro jeřábový most [8]

Šířka příruby b [mm]	Výška průřezu h [mm]	Tloušťka příruby t [mm]	Tloušťka stojiny s [mm]	Ohybový modul $W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	Měrná hmotnost q [kg/m]
280	280	18	10,5	$1379 \cdot 10^3$	103



#### 4.4. Stanovení průřezu příčníků

Příčník bude modelován jako nosník na dvou podporách (kolech) s uvažováním tíhy nosníků jeřábového mostu podle Obr. 34.



Obr. 34.: Výpočtový model příčniku

$G_1$  [N]

$c = 345$  mm

$b = 800$  mm

$F_2$  [N]

tíha jednoho nosníku jeřábového mostu

vzdálenost nosníku od pojezdového kola

rozvor jeřábové kočky

polovina nosnosti s uvažováním tíhy jeřábového mostu

$$G_1 = q \cdot L \cdot g = 103 \cdot 8,55 \cdot 9,81 = 8\,639 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{Q \cdot g}{2} + G_1 = \frac{5000 \cdot 9,81}{2} + 8\,639 = 33\,164 \text{ N}$$

Statická rovnováha:

$$C + D - 2 \cdot F_2 = 0 \quad (4)$$

$$F_2 \cdot c + F_2 \cdot (b + c) - D \cdot (2c + b) = 0$$

Z toho plynou reakce C, D:

$$C = F_2 = 33\,164 \text{ N} \quad (5)$$

$$D = F_2 = 33\,164 \text{ N}$$

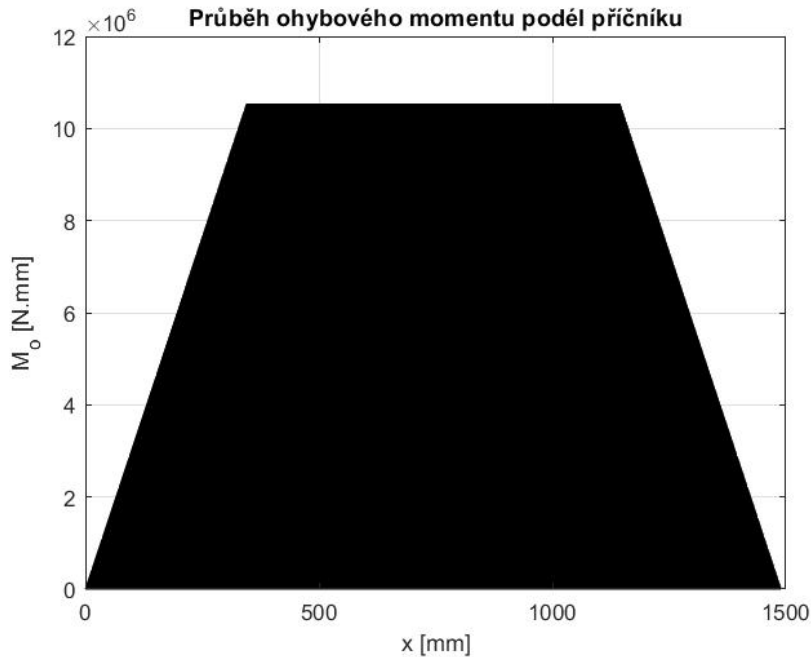
Pro průběh ohybového momentu při uvažování souřadnice  $x$  zleva a v poslední rovnici zprava pak platí:

$$M_o^I = C \cdot x = F_2 \cdot x \quad x = (0; c) \quad (6)$$

$$M_o^{II} = F_2 \cdot (x + c) - F_2 \cdot x = F_2 \cdot c \quad x = (0; b)$$

$$M_o^{III} = D \cdot x = F_2 \cdot x \quad x = (0; c)$$

Průběh ohybového momentu je vidět na Obr. 35.



Obr. 35.: Graf průběhu ohybového momentu podél příčniku

Maximum ohybového momentu tedy je:

$$M_{omax} = F_2 \cdot c = 11\,441\,640,9 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7)$$

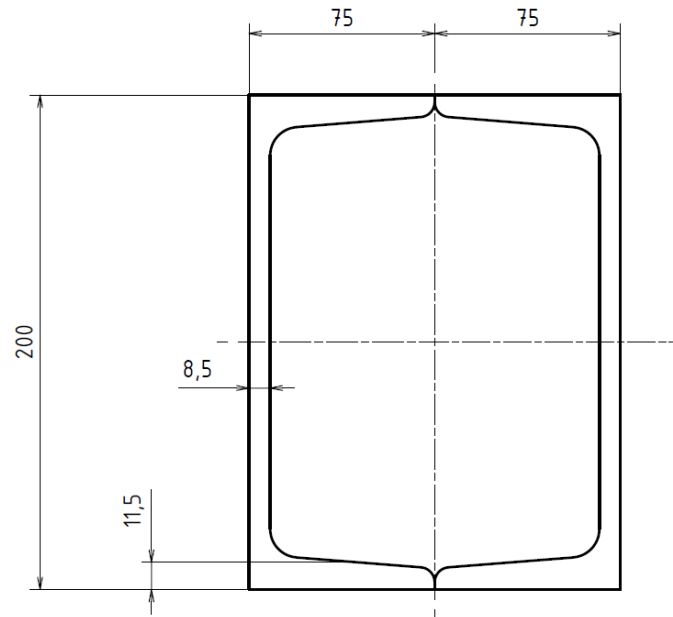
Z pevnostní podmínky pro ohybové namáhání plyne:

$$W_o \geq \frac{M_{omax}}{\sigma_D} = \frac{11\,441\,640,9}{100} = 114,4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (8)$$

Dovolené napětí  $\sigma_D = 100 \text{ MPa}$  je zvoleno s ohledem na materiál S235JR s mezí kluzu  $\sigma_K = 235 \text{ MPa}$ . Pro příčnik bude zvolena 2x tyč U 200 dle DIN 1026-1 uspořádané dle (Obr. 36) s parametry dle Tabulka 3.

Tabulka 3.: Parametry tyče příčniku [32]

Výška průřezu h [mm]	Šířka průřezu b [mm]	Tloušťka stojiny s [mm]	Tloušťka příruby t [mm]	Modul $W_o$ [mm <sup>3</sup> ]
200	75	8,5	11,5	191

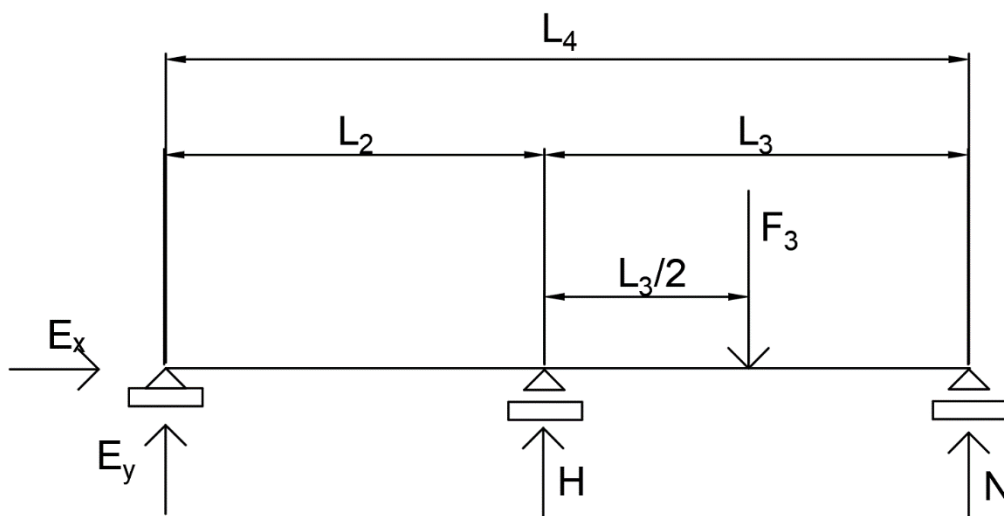


Obr. 36.: Průřez příčnicku

#### 4.5. Stanovení průřezu nosníku pro jeřábovou dráhu

Pro výpočet nosníků, po kterých bude pojíždět jeřábový most použiji model nosníku na třech podporách (sloupech). Pro jednoduchost nebudou uvažovány síly od obou kol C a D, ale pouze jedna síla  $F_3$ , která je součtem těchto dílčích sil a je umístěná uprostřed mezi nimi. Pro výpočet bude použito nejnepříznivější zatížení, kdy síla  $F_3$  je umístěná uprostřed mezi dvěma vzdálenějšími podporami.

$$F_3 = C + D = 66\,328\,N$$



Obr. 37.: Výpočtový model nosníku jeřábové dráhy

$$L_4 = 9300 \text{ mm}$$

$$L_2 = 4550 \text{ mm}$$

$$L_3 = 4750 \text{ mm}$$

$$E_x, E_y, H, N \text{ [N]}$$

$$F_3 \text{ [N]}$$

reakce vlivem uložení

zátěžná síla

Ze statických rovnic vyplývá, že soustava je jednou staticky neurčitá:

$$E_y + H + N - F = 0 \quad (9)$$

$$H \cdot L_3 + E_y \cdot L_4 - F_3 \cdot \frac{L_3}{2} = 0$$

Proto je potřeba psát deformační podmínku

$$v_n = 0 \quad (10)$$

tedy že svislý posuv v místě reakce N je nulový.

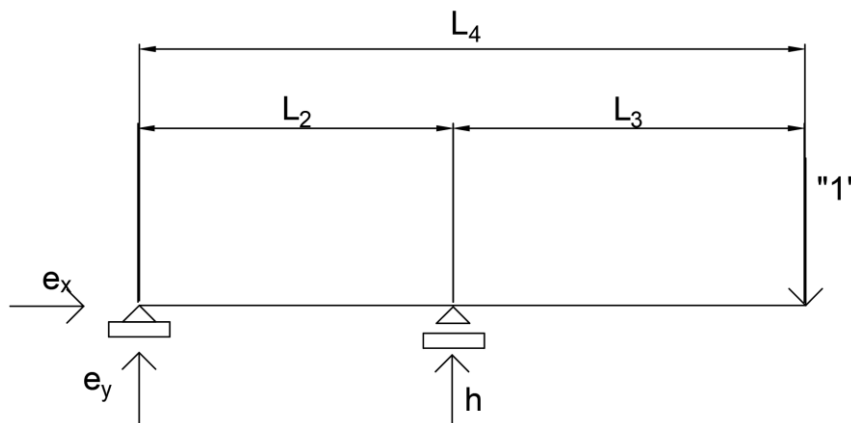
Stanovení průběhu momentů podél nosníku:

$$M_o^I = E_y \cdot x \quad x = (0; L_2) \quad (11)$$

$$M_o^{II} = E_y \cdot (x + L_2) + H \cdot x \quad x = (0; \frac{L_3}{2})$$

$$M_o^{III} = E_y \cdot \left(x + L_2 + \frac{L_3}{2}\right) + H \cdot \left(x + \frac{L_3}{2}\right) - F_3 \cdot x \quad x = (0; L_3)$$

Stanovení jednotkového průběhu  $m_o$  od jednotkového účinku v místě podpory N provedu podle Obr. 38.



Obr. 38.: Zatížení jednotkovým účinkem

Ze statické rovnováhy vyplývá, že:

$$\begin{aligned}e_x &= 0 \\e_y &= -\frac{95}{91} \\h &= \frac{186}{91}\end{aligned}\tag{12}$$

Průběh momentu od jednotkového zatížení  $m_o$ :

$$\begin{aligned}m_o^I &= e_y \cdot x & x &= (0; L_2) \\m_o^{II} &= e_y \cdot (x + L_2) + h \cdot x & x &= (0; L_4)\end{aligned}\tag{13}$$

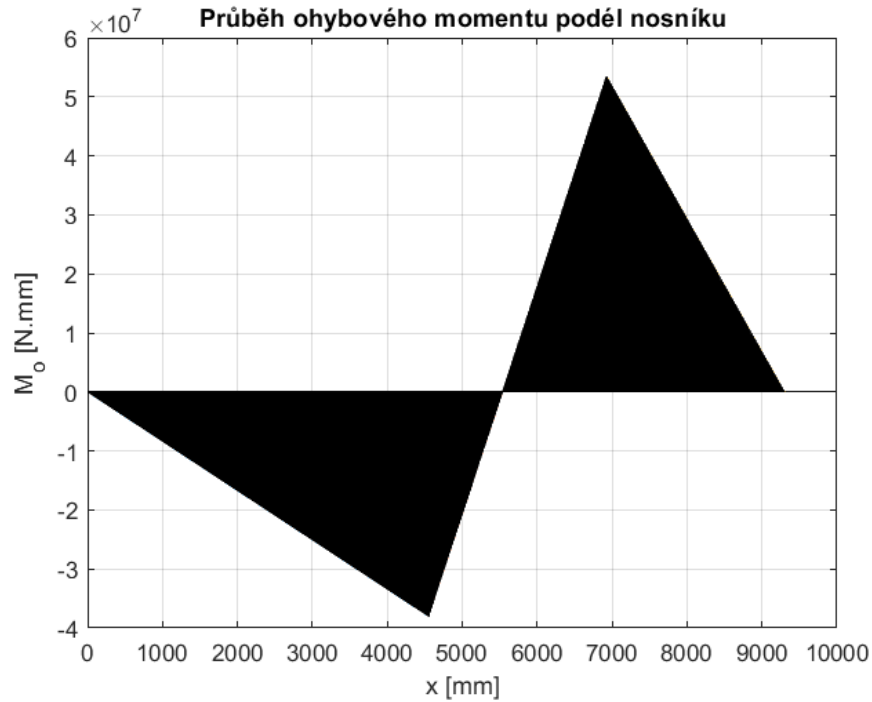
Mohrovým integrálem lze vyjádřit deformační podmínku průhybu  $v_N$ :

$$\begin{aligned}v_N &= \frac{1}{EJ} \cdot \left\{ \int_{(l)} M_o(x) \cdot m_o(x) \right. \\&= \left. \int_0^{L_2} M_o^I \cdot m_o^I \cdot dx + \int_0^{\frac{L_3}{2}} M_o^{II} \cdot m_o^{II} \cdot dx + \int_0^{\frac{L_3}{2}} M_o^{III} \cdot m_o^{II} \cdot dx \right\} \\&= 0\end{aligned}\tag{14}$$

Vyřešením soustavy rovnic statické rovnováhy a deformační podmínky lze získat reakce:

$$\begin{aligned}E_y &= -9078 \text{ N} \\H &= 50\,937 \text{ N} \\N &= 24\,469 \text{ N}\end{aligned}\tag{15}$$

Průběh ohybového momentu je na Obr. 39:



Obr. 39.: Průběh ohybového momentu podél nosníku jeřábové dráhy

Z průběhu je vidět, že maximální ohybový moment bude:

$$M_{omax} = 58\,113\,274,15 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (16)$$

Pro modul průřezu v ohybu tedy platí:

$$W_o \geq \frac{M_{omax}}{\sigma_D} = \frac{58\,113\,274,15}{100} = 581,1 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (17)$$

Dovolené napětí  $\sigma_D = 100 \text{ MPa}$  je zvoleno s ohledem na materiál S235JR s mezí kluzu  $\sigma_K = 235 \text{ MPa}$ . Volím tyč HEB 220 podle DIN 1025-2 s parametry v Tabulka 4.

Tabulka 4: Parametry tyče pro jeřábovou dráhu [33]

Šířka příruby b [mm]	Výška průřezu h [mm]	Tloušťka příruby t [mm]	Tloušťka stojiny s [mm]	Ohybový modul $W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	Měrná hmotnost q [kg/m]
220	220	16	9,5	$735 \cdot 10^3$	71,4

#### 4.6. Návrh pojezdových kol příčníků

Výpočet bude proveden podle [34], kde maximální tlaková síla mezi válcem a rovinou  $K_{MAX}$  je stanovena vztahem:

$$K_{MAX} = \frac{k_k}{f_h} \cdot b \cdot D_K \cdot f_n \quad (18)$$

Výpočet bude proveden tak, že hodnoty  $D_K$  a  $b$  zvolím podle katalogu [35] a sílu  $K_{MAX}$  zkontroluji. Na obrázku Obr. 40 je zvolené kolo se dvěma nákolky.



Obr. 40.: Ocelové kolo [35]

$$k_k = 12 \text{ MPa}$$

konstanta materiálu pro kalenou ocel  
a střední druh provozu dle [34 str. 67]

$$b = 45 \text{ mm}$$

účinná šířka kola

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

průměr kola

$$Y = 1700 \text{ hod}$$

trvanlivost

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D_K} = \frac{50 \cdot 1000}{\pi \cdot 150} = 106,1 \text{ ot/min}$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} = \sqrt[3]{\frac{1700}{500}} = 1,5$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{127,32}} = 0,68$$

$n$ [ot/min]	počet otáček kola za minutu
$v$ [m/min]	pojezdová rychlost
$K_{MAX}$ [N]	tlaková síla mezi válcem a kolejnicí
$f_h$ [-]	součinitel trvanlivosti
$f_n$ [-]	součinitel počtu otáček

$$K_{MAX} = \frac{12}{1,5} \cdot 45 \cdot 150 \cdot 0,64 = 36\,607\,N \quad (19)$$

Z výpočtu příčnicku (odstavec 0) je tlaková síla mezi kolem a kolejnicí rovna

$$C = D = 33\,164\,N$$

Takže je vidět, že síla na kolo  $C < K_{MAX}$  a zvolené kolo vyhovuje.

#### 4.7. Návrh motoru pojezdu jeřábového mostu

Pro zvolení motoru je potřeba vypočítat jeho výkon. Prvotní návrh provedu při pojíždění při ustálené rychlosti a po zvolení motoru zkontroluji, zda motor výkonově vyhovuje i při rozjíždění.

##### 4.7.1. Výpočet výkonu při ustálené pojízděcí rychlosti

Pro zjištění potřebného výkonu motoru je nejprve třeba určit pojízděcí odpor. K tomu budou použity vztahy a hodnoty v [2]. Pro výpočet budou použity nejnepříznivější hodnoty.

$$T = \frac{(G + Q) \cdot g}{\frac{D_K}{2}} \cdot (\xi + \mu_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}) \cdot \kappa \quad (20)$$

$$T = \frac{(5000 + 2403) \cdot 9,81}{\frac{150}{2}} \cdot (0,8 + 0,02 \cdot 20) \cdot 2$$

$$T = 2324\,N$$

$Q = 5000$ [kg]	nosnost jeřábu
$G = 2403$ [kg]	hmotnost nosníků a jeřábové kočky (přibližně)
$\xi = 0,8$ [mm]	rameno valivého odporu
$\mu_{\check{c}} = 0,02$	součinitel tření
$r_{\check{c}} = 20$ [mm]	poloměr čepu kola
$\kappa = 2$ [-]	součinitel tření nákolku o kolejnice
$D_K = 150$ mm	průměr kola
$\eta_c = 0,9$	celková účinnost pojízděcího ústrojí



Vypočtený odpor kol T musí být překonán motorem. Pro výkon pojízďecího motoru tedy platí rovnice (21). Celková účinnost pojízďecího ústrojí  $\eta_c$  je zvolena přibližná.

$$P = \frac{T \cdot v}{\eta_c} = \frac{2324 \cdot \frac{50}{60}}{0,9} = 2152 \text{ W} \quad (21)$$

Pro krouticí moment tedy platí:

$$M_k = T \cdot \frac{D}{2} = 2424 \cdot \frac{0,150}{2} = 174,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (22)$$

#### 4.7.2. Volba elektromotoru

Z hlediska jednoduchosti upevnění motoru je výhodné pro pojezd zvolit motor s převodovkou. Proto volím převodový motor FAF47DRN100LS4 od společnosti SEW Eurodrive s parametry v Tabulka 5.

Tabulka 5: Motor SEW Eurodrive FAF47DRN100LS4 [36]

Jmenovité otáčky motoru [1/min]	1450
Výstupní otáčky [1/min]	104
Celkový převodový poměr	13,93
Výkon motoru [kW]	2,2
Výstupní moment motoru [N · m]	200
Moment setrvačnosti motoru [kg · m <sup>2</sup> ]	81,38 · 10 <sup>-4</sup>
Hmotnost [kg]	47

#### 4.7.3. Výpočet brzdného momentu

Zvolený motor má integrovanou brzdu a tímto výpočtem navrhnu potřebný brzdný moment  $M_B$ . Nejdříve je potřeba spočítat brzdnou dobu  $t_B$ , která se volí v rozmezí minimální brzdné doby  $t_{Bmin}$  a maximální brzdné doby  $t_{Bmax}$ . Minimální brzdná doba se určuje proto, aby jeřáb nebrzdil příliš prudce, což by způsobilo rozhoupání břemene a prokluz kol a maximální brzdná doba nemá být příliš vysoká (ne více než 6 až 8 s pro pojezd jeřábu), aby jeřábník mohl správně odhadnout dojezdovou dráhu. Maximální brzdná doba se určí jako doba, za kterou jeřáb zastaví samovolně (pasivními odpory). [1]

$$\alpha = 1,15 [-]$$

$$\beta = 1,4 [-]$$

$$Q = 5000 \text{ kg}$$

$$G = 2403 \text{ kg}$$

$$v = \frac{50 \text{ m}}{60 \text{ s}}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$T [N]$$

$$f = 0,13 [-]$$

$$J [kg \cdot m^2]$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n_M}{60} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$i [-]$$

$$R = 0,075 \text{ m}$$

součinitel vlivu rotujících hmot

součinitel zahrnující vliv zrychlení rotujících hmot, které rotují na jiných hřídelích než rotor motoru, vzhledem k tomuto rotoru

nosnost jeřábu

hmotnost nosníků a jeřábové kočky

pojízďecí rychlost jeřábu

tíhové zrychlení

pojízďecí odpor kol z rovnice (20)

součinitel tření mezi kolem a kolejnicí

moment setrvačnosti motoru z Tabulka 5

úhlová rychlost motoru vypočtená z otáček

$n_M = 1461 \text{ ot/min}$  z Tabulka 5

převodový poměr z Tabulka 5

poloměr kola

$$t_{Bmin} = \frac{\alpha \cdot (Q + G) \cdot v \cdot g}{\left(\frac{Q + G}{2} \cdot f + \frac{T}{2}\right) \cdot g} = \frac{1,15 \cdot (5000 + 2403) \cdot \frac{50}{60}}{\left(\frac{5000 + 2403}{2} \cdot 0,13 + \frac{2324}{2}\right)} = 1,12 \text{ s} \quad (23)$$

$$t_{Bmax} = \frac{\alpha \cdot (Q + G) \cdot v \cdot g}{g \cdot T} = \frac{1,15 \cdot (5000 + 2403)}{2324} = 3,05 \text{ s} \quad (24)$$

Brzdný čas tedy zvolím mezi hodnotami  $t_{Bmin}$  a  $t_{Bmax}$

$$t_B = 2 \text{ s}$$

Brzdný moment vypočtu jako

$$M_B = (F_{Bzp} - T) \cdot \frac{R}{i} \cdot \eta_C + J \cdot \beta \cdot \frac{\omega}{t_B} \quad (25)$$

kde  $F_{Bzp}$  je setrvačná síla při brždění a vypočte se

$$F_{Bzp} = \frac{(Q + G) \cdot v \cdot g}{g \cdot t_B} = \frac{(5000 + 2403) \cdot \frac{50}{60}}{2} = 3084,5 \text{ N} \quad (26)$$

$$M_B = (3084,5 - 2324) \cdot \frac{0,5 \cdot 0,15}{13,93} \cdot 0,9 + 81,38 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2\pi \cdot 1461}{60}$$

$$M_B = 4,56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Jako brzdny moment brzdy tedy zvolím vyšší hodnotu z odstupňované řady

$$M_B = 10 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Skutečnou brzdnu dobu vypočítám následovně

$$t_{Bskut} = \frac{\frac{(Q + G) \cdot v \cdot g}{g} \cdot \frac{R}{i} \cdot \eta_c + \beta \cdot J \cdot \frac{\omega}{t_B}}{M_B + T \cdot \frac{R}{i} \cdot \eta_c} \quad (27)$$

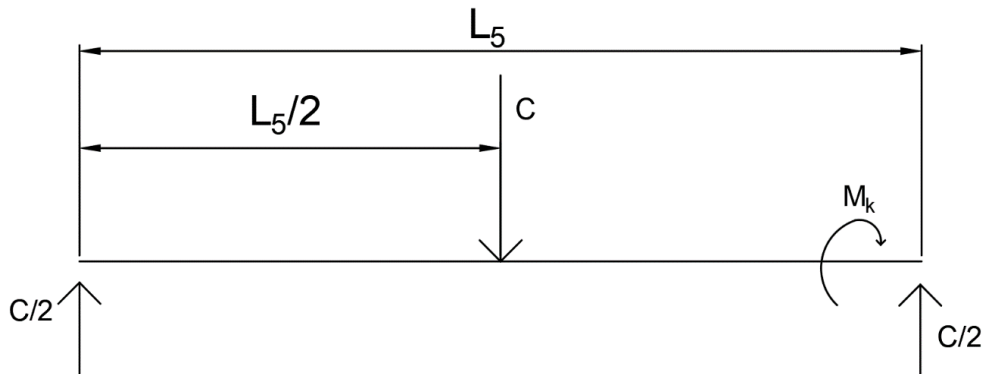
$$t_{Bskut} = \frac{(5000 + 2403) \cdot \frac{50}{60} \cdot \frac{0,5 \cdot 0,15}{13,93} \cdot 0,9 + 1,4 \cdot 81,38 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2\pi \cdot 1461}{60 \cdot 2}}{10 + 2324 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,15}{13,93} \cdot 0,9}$$

$$t_{Bskut} = 1,45 \text{ s}$$

pokud použiji zjednodušení, že za  $t_B$  na pravé straně rovnice dosadím zvolenou hodnotu  $t_B = 2 \text{ s}$ . Tímto se dopustím chyby v řádech setin sekundy, ale výpočet se zjednoduší.

#### 4.8. Návrh hřídele kola

Pro návrh průměru hřídele použijí model nosníku podle Obr. 41. Hřídel je zatížena silou  $C$ , která na hřídeli vytváří ohybový moment, a kroutícím momentem  $M_k$ .



Obr. 41.: Výpočtový model hřídele pojížděcího kola

$$C = 33\,164\,N$$

$$L_5 = 130\,mm$$

$$M_k = 200\,000\,N \cdot mm$$

$$\sigma_D = 180\,MPa$$

$$M_o \text{ [} N \cdot mm \text{]}$$

$$\sigma_{red} \text{ [} MPa \text{]}$$

$$W_o \text{ [} mm^3 \text{]}$$

$$W_K \text{ [} mm^3 \text{]}$$

$$d \text{ [} mm \text{]}$$

polovina tíhy od nosnosti a hmotnosti nosníků

vzdálenost mezi ložisky

výstupní kroutící moment motoru

dovolené napětí v hřídeli s ohledem na materiál

S 355J2 s mezí kluzu  $\sigma_K = 320\,MPa$

ohybový moment podél hřídele

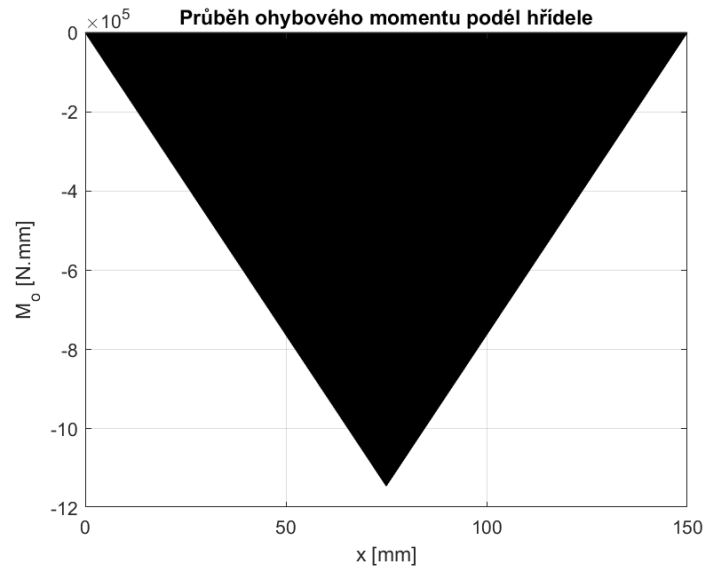
redukované napětí

modul průřezu v ohybu

modul průřezu v krutu

hledaný průměr hřídele

Průběh ohybového momentu je možné vidět na Obr. 42



Obr. 42.: Průběh ohybového momentu podél hřídele

Maximální ohybový moment je v polovině délky hřídele a je roven:

$$M_{omax} = \frac{C}{2} \cdot \frac{L_5}{2} = 1\,077\,830 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (28)$$

Pro maximální ohybové napětí  $\sigma_{omax}$  tedy platí:

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{1\,077\,830}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad (29)$$

Pro maximální smykové napětí  $\tau_{max}$  vyvozené krutem platí:

$$\tau_{max} = \frac{M_k}{W_K} = \frac{200\,000}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \quad (30)$$

Aby byl zahrnut vliv obou napětí je třeba redukovat například podle Trescovy hypotézy ( $\alpha = 2$ ). Redukované napětí  $\sigma_{red}$  vypočítám jako

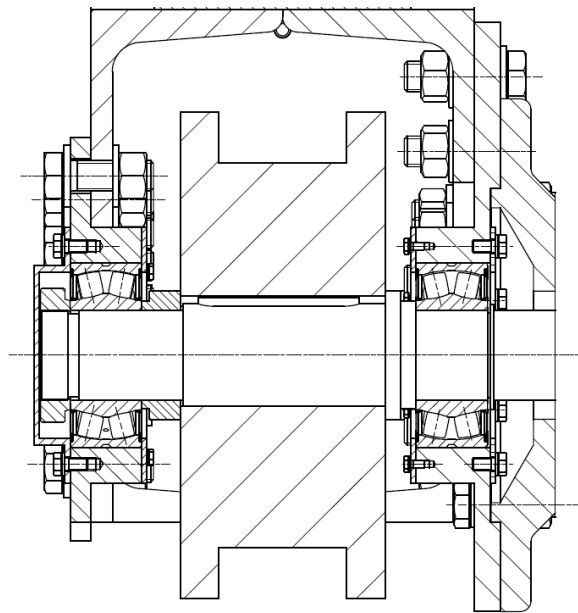
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{omax}^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{\left(\frac{1\,077\,830}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{200\,000}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}}\right)^2} \quad (31)$$

ze které vyjádřím hledaný průměr  $d$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_D} \cdot \sqrt{M_{0MAX}^2 + \tau_K^2}} \quad (32)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 180} \cdot \sqrt{1\,077\,830 + 200\,000^2}} \approx 39,59 \text{ mm}$$

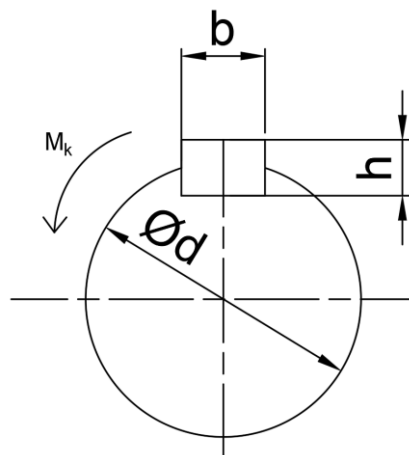
Průměr hřídele volím  $d = 40 \text{ mm}$ , což je průměr vrtání zvoleného pojízďecího kola. Na obrázku Obr. 43 je zobrazeno uložení pojízďecího kola na hřídeli.



Obr. 43.: Návrh uložení kola na hřídeli

#### 4.9. Návrh těsného pera

Přenos kroutícího momentu z motoru na hřídel a z hřídele na pojízďecí kolo je zajištěn těsnými perami. Schéma pro výpočty je na Obr. 44.



Obr. 44.: Schéma pro výpočet pera

#### 4.9.1. Spojení pojezdčího kola a hřídele

Pro hřídel tohoto průměru zvolím pero o  $b = 12 \text{ mm}$  a  $h = 8 \text{ mm}$ . Pro minimální délku pera platí

$$l_a > \frac{4 \cdot M_k}{p_D \cdot h \cdot d} = \frac{4 \cdot 200\,000}{50 \cdot 8 \cdot 40} = 50 \text{ mm} \quad (33)$$

Na základě tohoto výpočtu bude zvoleno těsné pero s parametry v Tabulka 6.

Tabulka 6.: Těsné pero – uložení kola na hřídeli

$l$ [mm]	$l_a$ [mm]	$b$ [mm]	$h$ [mm]
63	51	12	8

#### 4.9.2. Spojení motoru (převodovky) a hřídele

Výpočet bude obdobný jako v rovnici (33).

$$l_a > \frac{4 \cdot M_k}{p_D \cdot h \cdot d} = \frac{4 \cdot 200\,000}{50 \cdot 8 \cdot 35} = 57,14 \text{ mm} \quad (34)$$

Pro toto spojení tedy bude zvoleno těsné pero s parametry v Tabulka 7.

Tabulka 7.: Těsné pero – spojení hřídele a motoru

$l$ [mm]	$l_a$ [mm]	$b$ [mm]	$h$ [mm]
70	60	10	8

### 4.10. Návrh ložisek

Poháněná hřídel je uložena ve valivých ložiskách. Nejdříve stanovím ekvivalentní dynamické zatížení podle [37]. Vycházím z výpočtu soudečkových ložisek.

$$P_1 = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (35)$$

$$F_r = \frac{C}{2} = \frac{33\,164}{2} = 16\,582 \text{ N}$$

$$F_a = 0,1 \cdot C = 3316 \text{ N}$$

Kde  $F_r$  je radiální síla působící na ložisko,  $F_a$  je axiální síla působící na ložisko vzniklá přičlením jeřábu dle [1].  $C$  zde není dynamická únosnost ložiska, ale zatížení kola. Poměr

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3316}{16\,582} = 0,2 \quad (36)$$

což budu předpokládat menší než výpočtový faktor  $e$ , protože zatím konkrétní ložisko zvoleno nebylo.

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení tedy bude

$$P_1 = 1 \cdot 16\,582 + 2,2 \cdot 3\,316 = 23\,878 \text{ N} \quad (37)$$

Potřebnou dynamickou únosnost ložiska stanovím ze vzorce podle [38]

$$C_1 = P_1 \cdot \sqrt[m]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \quad (38)$$

$$C_1 = 23\,878 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{60 \cdot 106,1 \cdot 4000}{10^6}}$$

$$C_1 = 70\,249 \text{ N}$$

což je výpočet únosnosti upravený pro soudečková ložiska, pro která platí  $m = 3,33$ . Uvažuji trvanlivost  $L_h = 4000 \text{ h}$  pro střední druh provozu dle [1]. Na základě těchto výpočtů zvolím soudečková ložiska SKF BS2-2207-2RS/VT143 (Obr. 45) s parametry v Tabulka 8.



Obr. 45.: Soudečkové ložisko SKF BS2-2207-2RS/VT143 [39]

Tabulka 8: Parametry ložiska [39]

Základní dynamická únosnost $C_1$ [N]	88 800
Základní statická únosnost $C_0$ [N]	85 000
Výpočtový faktor $e$ [–]	0,31
Výpočtový faktor $Y_0$ [–]	2,2
Výpočtový faktor $Y_1$ [–]	2,2
Výpočtový faktor $Y_2$ [–]	3,3
Výpočtový faktor $X$ [–]	1 nebo 0,67 podle poměru $F_a/F_r$



## 5. Kontrolní výpočty

V této části zkontroluji vybrané části navrhnuté konstrukce na napětí případně i na průhyb.

### 5.1. Stanovení bezpečnosti

Minimální bezpečnost  $k$  stanovím dle [1]

$$\begin{aligned}
 k &= k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 && (39) \\
 k &= 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,3 \\
 k &= 1,72
 \end{aligned}$$

kde  $k_1$  je součinitel pracovních podmínek,  $k_2$  je součinitel bezpečnosti podle druhu provozu a  $k_3$  je součinitel spolehlivosti materiálu podle [1]

$$\begin{aligned}
 k_1 &= 1,2 \text{ pro ruční jeřáby} \\
 k_2 &= 1,1 \text{ pro střední druh provozu} \\
 k_3 &= 1,3 \text{ pro uhlíkové oceli}
 \end{aligned}$$

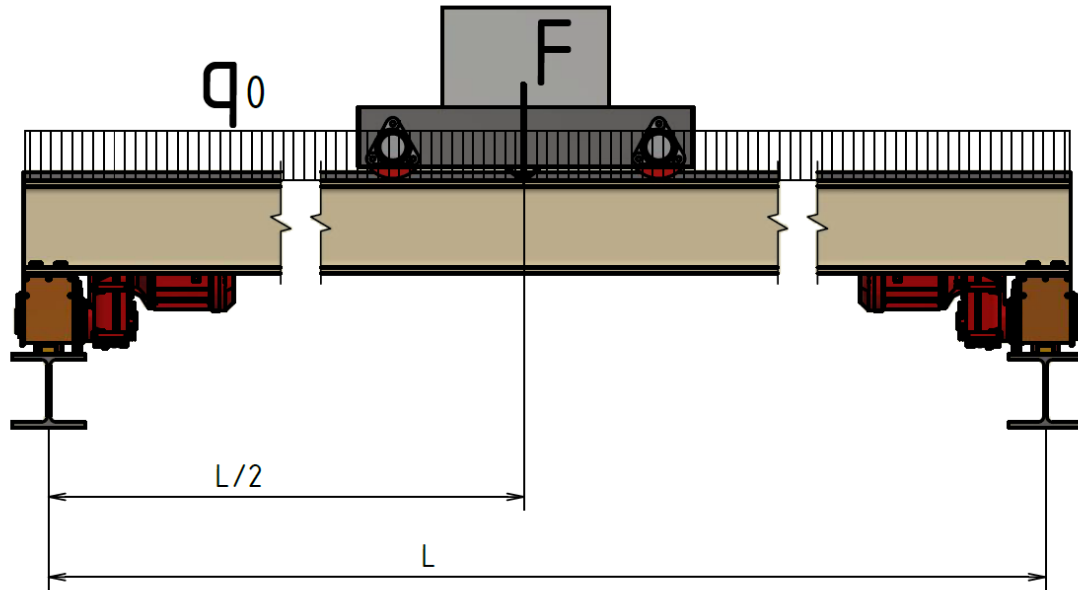
### 5.2. Kontrola nosníků jeřábového mostu

Tyto nosníky zkontroluji na napětí a na průhyb se zahrnutím dynamických účinků. Dynamické účinky způsobené zdviháním a spouštěním břemene se do výpočtu zahrnou součinitelem  $\psi$  a dynamické účinky způsobené poježděním jeřábu se zahrnou součinitelem  $\varphi$ . Tyto hodnoty naleznou v [1] a pro střední druh provozu a poježděcí rychlost  $v = 50 \text{ m/min}$  jsou v Tabulka 9.

Tabulka 9: Dynamické součinitele [1]

Dynamický součinitel zdvihový $\psi$	1,2
Dynamický součinitel pojezdový $\varphi$	1,05

Schéma zatížení je na Obr. 46. Nosníky jsou zatíženy spojitým zatížením (vlastní tíhou) a silou  $F$ , což je součet tíhy nosnosti jeřábu  $Q$  a jeřábové kočky  $G_1$ , která poježdí po vrchní přírubě obou nosníků.



Obr. 46.: Schéma pro kontrolní výpočet nosník jeřábového mostu

$$q_0 = 2 \cdot 103 \cdot 9,81 = 2\,021 \text{ N/m}$$

$$Q = 5000 \cdot 9,81 = 49\,050 \text{ N}$$

$$G_1 = 500 \cdot 9,81 = 4\,905 \text{ N}$$

$$F = Q + G_1 = 53\,955 \text{ N}$$

$$L = 8\,380 \text{ mm}$$

$$W_o = 1379 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$J = 193,06 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

spojité zatížení od vlastní tíhy nosníků

tíha od nosnosti jeřábu

tíha od hmotnosti kočky

celková síla

rozpětí mostového jeřábu

ohybový modul jednoho H profilu

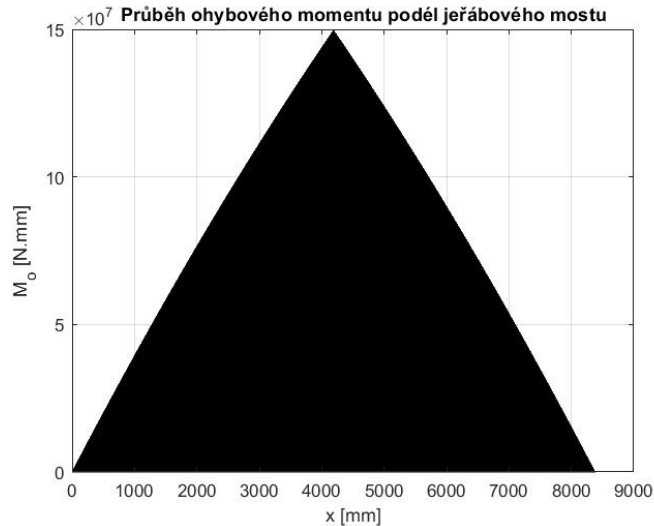
kvadratický moment průřezu

Rovnice ohybového momentu s dynamickými součiniteli je

$$M_o^I = \varphi \cdot \psi \cdot \left[ \left( \frac{F}{2} + q_0 \cdot \frac{L}{2} \right) \cdot x_1 - q_0 \cdot \frac{x_1^2}{2} \right] \quad x_1 \text{ jde zleva} \quad (40)$$

$$M_o^{II} = \varphi \cdot \psi \cdot \left[ \left( \frac{F}{2} + q_0 \cdot \frac{L}{2} \right) \cdot x_2 - q_0 \cdot \frac{x_2^2}{2} \right] \quad x_2 \text{ jde zprava}$$

Graf průběhu je na (Obr. 47) a lze z něj vidět, že maximální namáhání je uprostřed nosníků.



Obr. 47.: Průběh ohybového momentu podél jeřábového mostu – kontrolní výpočet

Maximální ohybový moment je uprostřed nosníků ( $x = \frac{l}{2}$ )

$$M_{omax} = 149\,662\,411 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (41)$$

Maximální ohybové napětí vypočtu jako

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{2 \cdot W_o} = \frac{149\,662\,411}{2 \cdot 1379 \cdot 10^3} = 54,26 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (42)$$

Dvojnásobný ohybový modul  $W_o$  jsem použil, protože jde o most tvořený dvěma nosníky.

Bezpečnost vůči mezi kluzu  $\sigma_k = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  je

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{omax}} = \frac{235}{54,26} = 4,33 \quad (43)$$

což je vyšší bezpečnost než v rovnici (39), takže kontrola vyhovuje. Bezpečnost na ohybové namáhání vychází vyšší, nicméně důležitá je kontrola na průhyb, která by s menším průřezem nevyhovovala.

Nyní zkontroluji nosník na průhyb. Dovolенý průhyb je podle [1]

$$y_{dov} = \frac{L}{700} = \frac{8380}{700} = 11,97 \text{ mm} \quad (44)$$

Pro vypočtení průhybu použiju Mohrův integrál

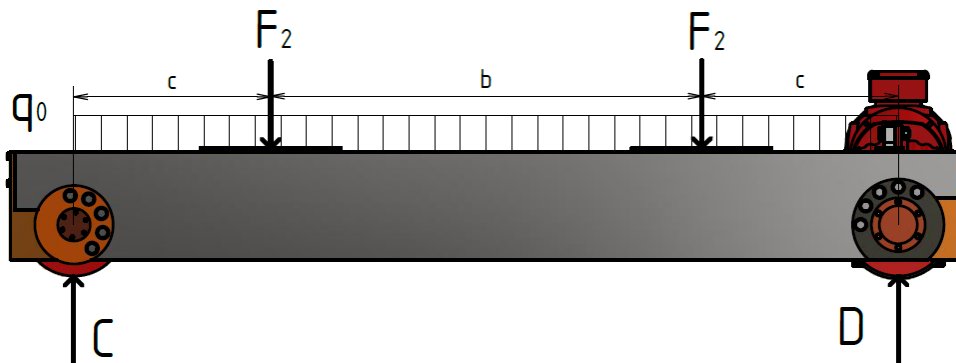
$$y = \int_{(l)} \frac{M_o(x) \cdot m_o(x)}{E \cdot J(x)} = 2 \cdot \int_0^{L/2} \frac{\psi \cdot \left[ \left( \frac{F}{2} + q_0 \cdot \frac{L}{2} \right) \cdot x_1 - q_0 \cdot \frac{x_1^2}{2} \right] \cdot \frac{1}{2} \cdot x_1}{E \cdot 2J} \quad (45)$$

$$= 11,17 \text{ mm} < y_{dov}$$

Navržený most tedy splňuje podmínku průhybu.

### 5.3. Kontrola příčníků

Příčnky zkontroluji na ohybové napětí podle schématu na Obr. 48. Příčník je tvořen dvěma U profily podle Obr. 36 a je zatížen silami  $F_2$  a spojitým zatížením  $q_0$ .



Obr. 48.: Schéma pro kontrolní výpočet příčníků

$$F_2 = 35\,445 \text{ N}$$

osamělá síla způsobená nosností, hmotností jeřábového mostu a hmotností kočky

$$q_0 = 25,3 \cdot 9,81 \cdot 2 = 496 \text{ N/m}$$

spojité zatížení způsobené vlastní hmotností U profilu

$$c = 365 \text{ mm}$$

vzdálenost hlavních nosníků od kol

$$b = 800 \text{ mm}$$

rozpětí jeřábové kočky

$$C, D \text{ [N]}$$

reakce do rámu

$$W_o = 191 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

modul průřezu v ohybu jednoho U profilu

Reakce jsou ze symetrie rovny

$$C = D = F_2 + q_0 \cdot \frac{c + b + c}{2} = 35\,725,24 \text{ N} \quad (46)$$

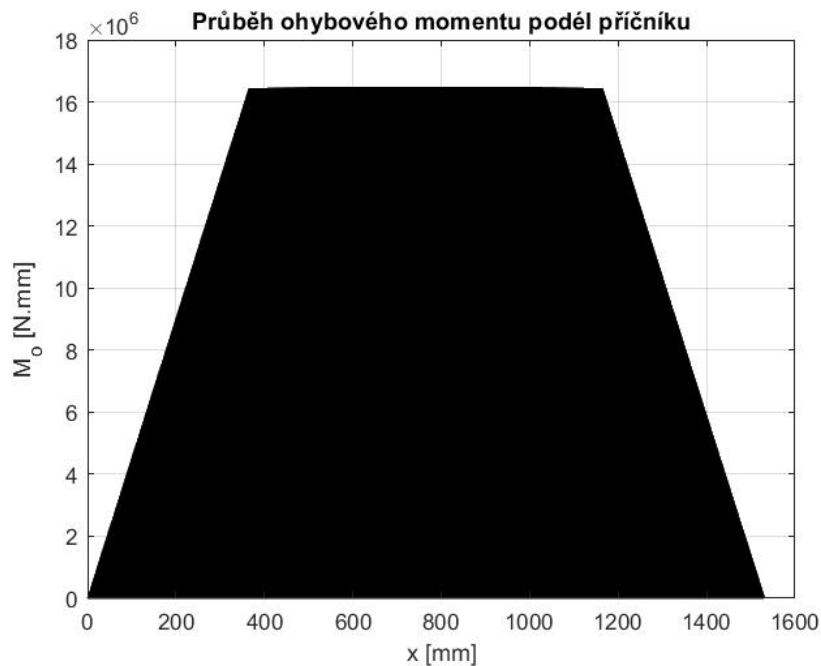
Pro ohybový moment platí následující rovnice

$$x = (0; c) \text{ zleva} \quad M_o^I = \varphi \cdot \psi \cdot \left( C \cdot x - q_0 \cdot \frac{x^2}{2} \right) \quad (47)$$

$$x = (0; b) \text{ zleva} \quad M_o^{II} = \varphi \cdot \psi \cdot \left( C \cdot (x + c) - q_0 \cdot \left( \frac{c^2}{2} + x \cdot c + \frac{x^2}{2} \right) \right) - F_2 \cdot x$$

$$x = (0; c) \text{ zprava} \quad M_o^{III} = \varphi \cdot \psi \cdot \left( D \cdot x - q_0 \cdot \frac{x^2}{2} \right)$$

Průběh ohybového momentu je vidět na Obr. 49, ze kterého lze poznat, že maximální ohybový moment, a tudíž i napětí je uprostřed nosníku.



Obr. 49.: Průběh ohybového momentu podél příčniku – kontrolní výpočet

Maximum ohybového momentu je rovno

$$M_{o_{max}} = 16\,484\,026,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (48)$$

Maximální namáhání je v místě maximálního ohybového momentu a vypočtu ho jako

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{2 \cdot W_o} = \frac{16\,484\,026,6}{2 \cdot 191 \cdot 10^3} = 43,15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (49)$$

Statickou bezpečnost vůči mezi kluzu  $\sigma_k = 235 \frac{N}{mm^2}$  vypočtu jako

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{omax}} = \frac{235}{43,15} = 5,44 \quad (50)$$

což je hodnota vyšší než v rovnici (39). Bezpečnost vychází vyšší, protože menší rozměry U profilů by nevyhovovaly z důvodu zástavbových rozměrů pojezdových kol.

#### 5.4. Kontrola motoru na rozběhový moment

Motor navržený v odstavci 4.7 při rozjíždění musí překonávat setrvačné síly způsobené zavěšeným břemenem, hmotností ostatních částí jeřábu a setrvačné síly rotujících hmot. Dobu rozjezdu motoru volím  $t_a = 5$  s. Výpočet provedu podle [1].

$$\beta = 1,4 [-]$$

$$Q = 5000 \text{ kg}$$

$$G = 2403 \text{ kg}$$

$$v = \frac{50 \text{ m}}{60 \text{ s}}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$T [N]$$

$$J [kg \cdot m^2]$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n_M}{60} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$i [-]$$

$$R = 0,075 \text{ m}$$

$$\eta_C = 0,9 [-]$$

součinitel zahrnující vliv zrychlení rotujících hmot, které rotují na jiných hřídelích než rotor motoru, vzhledem k tomuto rotoru

nosnost jeřábu

hmotnost nosníků a jeřábové kočky

pojízďecí rychlost jeřábu

gravitační zrychlení

pojízďecí odpor kol z rovnice (20)

moment setrvačnosti motoru z Tabulka 5

úhlová rychlost motoru vypočtená z otáček

$n_M = 1461 \text{ ot/min}$  z Tabulka 5

převodový poměr z Tabulka 5

poloměr kola

celková účinnost pojezdového ústrojí

rozběhový moment

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} \quad (51)$$

moment pasivních odporů

$$M_t = T \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_C} \quad (52)$$

moment zrychlujících sil hmot přímočaře se pohybujících

$$M_{zp} = F_{zp} \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_C} \quad (53)$$

moment zrychlujících sil hmot rotujících

$$M_{zr} = \beta \cdot J \cdot \frac{\omega}{t_a} = J \cdot \frac{2\pi \cdot n_M}{60 \cdot t_a} \quad (54)$$

Setrvačnou sílu  $F_{zp}$  vypočtu jako

$$F_{zp} = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot v}{g \cdot t_a} = \frac{(5000 + 2403) \cdot 9,81 \cdot \frac{50}{60}}{9,81 \cdot 5} = 1233,8 \text{ N} \quad (55)$$

Jednotlivé momenty vypočítám následovně

$$M_t = 2324 \cdot \frac{0,150 \cdot 0,5}{13,93 \cdot 0,9} = 13,9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (56)$$

$$M_{zp} = 1233,8 \cdot \frac{0,150 \cdot 0,5}{13,93 \cdot 0,9} = 7,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{zr} = 1,4 \cdot 81,38 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2\pi \cdot 1461}{60 \cdot 5} = 0,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{roz} = 13,9 + 7,4 + 0,25 = 21,65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rozběhový moment  $M_{roz}$  musí být menší než spouštěcí moment motoru  $M_{sp}$

$$M_{roz} < M_{sp} \quad (57)$$

$$M_{sp} = \kappa \cdot M_N$$

$$M_N = \frac{M_{roz}}{\kappa} = \frac{21,65}{1,6} = 13,52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde  $\kappa = 1,6$  je součinitel momentové přetížitelnosti motoru pro zatěživatel  $\epsilon = 25 \%$ . [1]

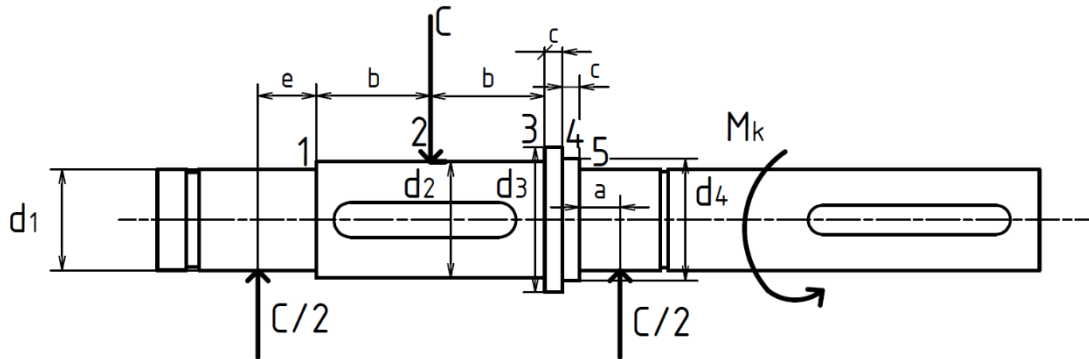
Z normálního momentu  $M_N$  se potřebný výkon vypočte jako

$$P_N = M_N \cdot \frac{2\pi \cdot n_M}{60} = 13,52 \cdot \frac{2\pi \cdot 1461}{60} = 2068 \text{ W} \quad (58)$$

Vypočtený výkon je nižší než výkon motoru v Tabulka 5. Motor tedy vyhovuje.

### 5.5. Kontrola hřídele poháněného kola

Statickou i dynamickou kontrolu provedu podle schématu na Obr. 50. Hřídel je zatížena ohybovým momentem a kroutícím momentem, spojitě zatíženi od vlastní hmotnosti hřídele zanedbám. Kontrolu provedu v místech označenými čísly 1 až 4.



Obr. 50.: Schéma pro kontrolu hřídele

$$C = 35\,825\text{ N}$$

$$d_1 = 35\text{ mm}$$

$$a = 14\text{ mm}$$

$$d_2 = 40\text{ mm}$$

$$b = 40\text{ mm}$$

$$d_3 = 50\text{ mm}$$

$$c = 6\text{ mm}$$

$$d_4 = 42\text{ mm}$$

$$M_K = 200\,000\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$e = 26\text{ mm}$$

Rovnice ohybového momentu zleva i zprava je

$$M_o(x) = \frac{C}{2} \cdot x \quad (59)$$

Namáhání v místě 1 je pouze ohybové

$$\sigma_o^{(1)} = \frac{M_o(x=e)}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{32}} = \frac{\frac{C}{2} \cdot 26}{\pi \cdot \frac{35^3}{32}} = 110,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (60)$$

Namáhání v místě 2 je ohybové i smykové od kroucení. Modul průřezu v ohybu a v krutu je zmenšený o drážku pro pero podle [38] s šířkou  $b = 12\text{ mm}$  a hloubkou  $t = 4,9\text{ mm}$ .

$$\sigma_o^{(2)} = \frac{M_o(x=e+b)}{\pi \cdot \frac{d_2^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d_2 - t)^2}{2 \cdot d_2}} = \frac{\frac{C}{2} \cdot (26 + 40)}{\pi \cdot \frac{40^3}{32} - \frac{12 \cdot 4,9 \cdot (40 - 4,9)^2}{2 \cdot 40}} \quad (61)$$



$$\begin{aligned}\sigma_o^{(2)} &= 219,84 \frac{N}{mm^2} \\ \tau_K^{(2)} &= \frac{M_K}{\pi \cdot \frac{d_2^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d_2 - t)^2}{2 \cdot d_2}} = \frac{200\,000}{\pi \cdot \frac{40^3}{16} - \frac{12 \cdot 4,9 \cdot (40 - 4,9)^2}{2 \cdot 40}} \\ \tau_K^{(2)} &= 17,15 \frac{N}{mm^2} \\ \sigma_{red}^{(2)} &= \sqrt[2]{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_K^2} = \sqrt[2]{219,84^2 + 4 \cdot 17,15^2} = 222,5 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}$$

Namáhání v místě 3

$$\begin{aligned}\sigma_o^{(3)} &= \frac{M_o(x = a + 2c)}{\pi \cdot \frac{d_2^3}{32}} = \frac{\frac{C}{2} \cdot (14 + 2 \cdot 6)}{\pi \cdot \frac{40^3}{32}} = 74,12 \frac{N}{mm^2} \\ \tau_K^{(3)} &= \frac{M_K}{\pi \cdot \frac{d_2^3}{16}} = \frac{200\,000}{\pi \cdot \frac{40^3}{16}} = 15,92 \frac{N}{mm^2} \\ \sigma_{red}^{(3)} &= \sqrt[2]{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_K^2} = \sqrt[2]{68,62^2 + 4 \cdot 15,92^2} = 80,69 \frac{N}{mm^2}\end{aligned} \tag{62}$$

Namáhání v místě 4

$$\begin{aligned}\sigma_o^{(4)} &= \frac{M_o(x = a + c)}{\pi \cdot \frac{d_4^3}{32}} = \frac{\frac{C}{2} \cdot (14 + 6)}{\pi \cdot \frac{42^3}{32}} = 49,25 \frac{N}{mm^2} \\ \tau_K^{(4)} &= \frac{M_K}{\pi \cdot \frac{d_4^3}{16}} = \frac{200\,000}{\pi \cdot \frac{42^3}{16}} = 13,75 \frac{N}{mm^2} \\ \sigma_{red}^{(4)} &= \sqrt[2]{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_K^2} = \sqrt[2]{45,62^2 + 4 \cdot 13,75^2} = 56,41 \frac{N}{mm^2}\end{aligned} \tag{63}$$

Namáhání v místě 5

$$\begin{aligned}\sigma_o^{(5)} &= \frac{M_o(x = a)}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{32}} = \frac{\frac{C}{2} \cdot 14}{\pi \cdot \frac{35^3}{32}} = 59,58 \frac{N}{mm^2} \\ \tau_K^{(5)} &= \frac{M_K}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{16}} = \frac{200\,000}{\pi \cdot \frac{35^3}{16}} = 23,76 \frac{N}{mm^2} \\ \sigma_{red}^{(5)} &= \sqrt[2]{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_K^2} = \sqrt[2]{55,15^2 + 4 \cdot 23,76^2} = 76,2 \frac{N}{mm^2}\end{aligned} \tag{64}$$

Minimální statickou bezpečnost spočítám v místě největšího namáhání pro ocel C60 s mezí kluzu  $\sigma_K = 500 \frac{N}{mm^2}$  jako

$$k_s = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}^{(2)}} = \frac{500}{222,5} = 2,24 \quad (65)$$

což je hodnota větší než v rovnici (39), bezpečnost tedy vyhovuje. Zvolil jsem materiál s vyšší mezí kluzu než v návrhovém výpočtu (odstavec 4.8), protože původně zamýšlený materiál S355J2 pevnostně nevyhovoval.

## 5.6. Kontrola těsných per

V tomto odstavci zkontroluji navržená pera z odstavce 4.9.

### 5.6.1. Kontrola spojení hřídele a pojížděcího kola

Zvolené těsné pero má parametry uvedené v Tabulka 6.

Kontrolní výpočet na otláčení provedu podle vztahu

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 200\,000}{40 \cdot 8 \cdot 51} = 49,02 \text{ MPa} < 50 \text{ MPa} \quad (66)$$

Kontrola na otláčení pera vyhovuje.

Kontrolu na stříh provedu vztahem

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 200\,000}{40 \cdot 12 \cdot 51} = 16,34 \text{ MPa} < 30 \div 50 \text{ MPa} \quad (67)$$

Kontrola na stříh vyhovuje.

### 5.6.2. Kontrola spojení hřídele a převodovky

Zvolené těsné pero má parametry uvedené v Tabulka 7.

Kontrolní výpočet na otláčení provedu obdobně jako v rovnici (66).

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 200\,000}{35 \cdot 8 \cdot 60} = 47,62 \text{ MPa} < 50 \text{ MPa} \quad (68)$$

Kontrola na otláčení pera vyhovuje.

Kontrola na stříh se provede vztahem

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 200\,000}{35 \cdot 10 \cdot 60} = 19,05 \text{ MPa} < 30 \div 50 \text{ MPa} \quad (69)$$

Kontrola na stříh vyhovuje.

## 5.7. Kontrola ložisek

V této části zkontrolují navržená ložiska na trvanlivost a natočení.

### 5.7.1. Výpočet trvanlivosti

Výpočet trvanlivosti ložiska provedu podle [37]. Ekvivalentní dynamické zatížení spočítám následovně.

$$P_1 = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (70)$$

$$F_r = \frac{C}{2} = \frac{35\,825}{2} = 17\,912,5 \text{ N}$$

$$F_a = 0,1 \cdot C = 3585,5 \text{ N}$$

Kde obdobně jako v odstavci 4.10 je  $F_r$  radiální síla působící na ložisko,  $F_a$  je axiální síla působící na ložisko vzniklá příčným jeřábu.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3585,5}{17912,5} = 0,2 < e \quad (71)$$

je menší než výpočtový faktor  $e$  z Tabulka 8, takže výpočet ekvivalentního dynamického zatížení bude

$$P_1 = 1 \cdot 17912,5 + 2,2 \cdot 3585,5 = 25\,800 \text{ N} \quad (72)$$

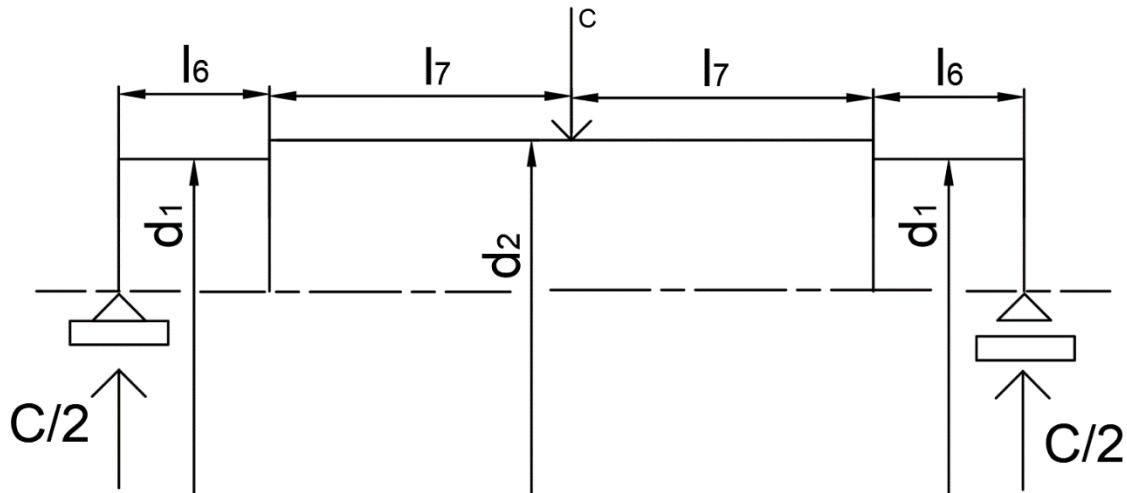
Pro trvanlivost ložiska s čárovým stykem platí

$$L_h = \left(\frac{C_1}{P_1}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{88\,800}{25\,800}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 106,1} = 9\,670 \text{ h} > 4\,000 \text{ h} \quad (73)$$

kde  $n = 106,1 \frac{ot}{min}$  jsou otáčky pojížděcího kola. Trvanlivost ložisek vyhovuje.

### 5.7.2. Kontrola natočení v místě ložiska

Natočení průřezu hřídele v ložisku je důležité znát, protože natočení nepříznivě ovlivňuje jeho životnost. Na Obr. 51 je schéma pro výpočet natočení hřídele bez osazení pro opření pojzdového kola (pro jednoduchost výpočtu).



Obr. 51.: Schéma pro výpočet natočení hřídele

$$C = 35\,825\text{ N}$$

$$d_1 = 35\text{ mm}$$

$$d_2 = 40\text{ mm}$$

$$l_6 = 20\text{ mm}$$

$$l_7 = 40\text{ mm}$$

$$J_1 = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64}$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = \frac{\pi \cdot 40^4}{64}$$

průměr hřídele pod ložisky

průměr hřídele pod kolem

kvadratický moment průřezu

kvadratický moment průřezu

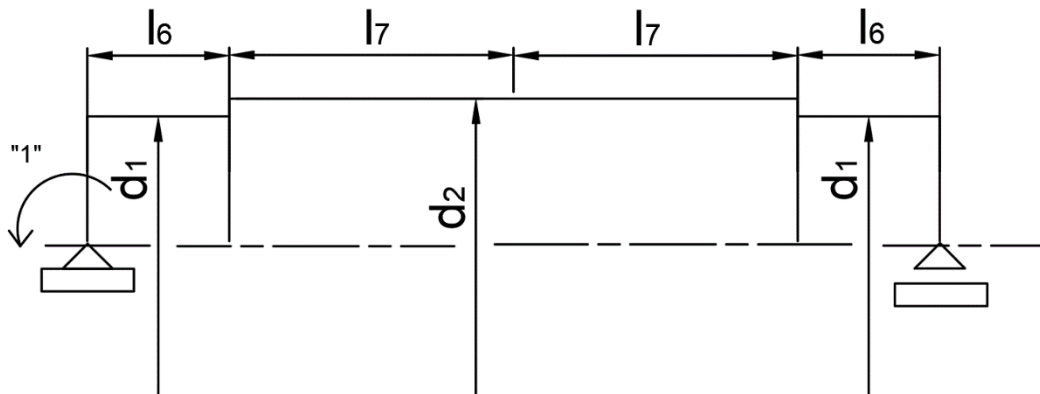
Z Obr. 51 určíme, že ohybové momenty v jednotlivých úsecích jsou

$$M_o^{I,II} = \frac{C}{2} \cdot x_1 \tag{74}$$

$$M_o^{III,IV} = \frac{C}{2} \cdot x_2$$

pokud uvažujeme souřadnici  $x_1$  zleva a  $x_2$  zprava.

Jednotkové momenty  $m_o$  určím z Obr. 52.



Obr. 52.: Schéma pro výpočet jednotkového momentu pro natočení

$$\begin{aligned}
 m_o^{I,II} &= 1 + \frac{x_1}{120} \\
 m_o^{III,IV} &= \frac{x_2}{120}
 \end{aligned}
 \tag{75}$$

Natočení výpočtu pomocí Mohrova integrálu následovně

$$\begin{aligned}
 \varphi_A = \varphi_B &= \int_{(l)} \frac{M_o(x) \cdot m_o(x)}{E \cdot J(x)} = \\
 &= \int_0^{20} \frac{M_o^I \cdot m_o^I}{E \cdot J_1} + \int_0^{40} \frac{M_o^{II} \cdot m_o^{II}}{E \cdot J_2} + \int_0^{20} \frac{M_o^{III} \cdot m_o^{III}}{E \cdot J_1} + \int_0^{40} \frac{M_o^{IV} \cdot m_o^{IV}}{E \cdot J_2} = 0,061^\circ = 3,67'
 \end{aligned}
 \tag{76}$$

Natočení v místě obou ložisek je tedy přibližně 3,67', což zvolená dvouřadá soudečková ložiska snesou.

## 6. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout mostový jeřáb s danými parametry, což bylo splněno. V praxi by však byla potřeba konstrukci detailněji rozpracovat i například s pomocí výpočetní techniky, například numerických modelů metody konečných prvků, což převyšuje rámec této bakalářské práce.

V práci je provedena řešerše jeřábní techniky a součástí, které se týkají jeřábů a na základě toho jsem zvolil dvounosíkovou konstrukci mostového jeřábu. Hlavní nosníky jeřábového mostu jsou válcované profily HEB 280 a k příčnícím, které vzniknou svařením dvou profilů U 200, jsou připojeny shora.

Rovněž byly provedeny výpočty pojezdových kol jeřábu. Jako pohonný mechanismus jsem zvolil dva elektromotory SEW Eurodrive FAF47DRN100LS4. Spojení motoru s hřídelí a hřídele s pojezdovým kolem je realizováno těsným perem.

Pro vybrané konstrukční celky byly provedeny návrhové a kontrolní výpočty podle dostupných norem a literatury.

Podle těchto výpočtů jsem vytvořil 3D CAD model jeřábového mostu, jeřábové dráhy a příčnícím. Návrh kočky není součástí této práce a její model je pouze ilustrativní.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] **DRAŽAN, František, KUPKA, Ladislav.** *Jeřáby*. Praha : SNTL, 1968.
- [2] **REMTA, František, KUPKA, Ladislav, DRAŽAN, František.** *Jeřáby I. díl*. Praha : SNTL, 1974.
- [3] **Norma ISO 4306-1.** *Jeřáby - Slovník - Část 1: Všeobecně*.
- [4] **DEMAG.** [Online]  
[https://dds.demagcranes.com/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF?IdentNr=21355544\\_CS\\_DE](https://dds.demagcranes.com/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF?IdentNr=21355544_CS_DE).
- [5] **ITECO.** [Online] <https://www.iteco.cz/dvounosnikovy-mostovy-jeřab-zlk.html>.
- [6] **Finework Cranes.** [Online] <http://cz.fanwocranes.com/info/what-is-a-bridge-crane-30740317.html>.
- [7] **ITECO.** [Online] <https://www.iteco.cz/dvounosnikovy-mostovy-jeřab-zlk.html>.
- [8] **FERONA.** [Online] <https://online.ferona.cz/detail/28805/profil-heb-valcovany-za-tepla-din-1025-2-heb-220>.
- [9] —. [Online] <https://online.ferona.cz/detail/24324/profil-i-valcovany-za-tepla-din-1025-1-i-240>.
- [10] **NOVING ROŠTY.** [Online] <https://www.novingrosty.cz/prolamovane-nosniky.html>.
- [11] —. [Online] [https://www.novingrosty.cz/assets/prolamovane\\_nosniky\\_smernice.pdf](https://www.novingrosty.cz/assets/prolamovane_nosniky_smernice.pdf).
- [12] **DEMAG.** [Online] <https://www.demagcranes.com/cs/produkty/jeřaby/univerzalni-jeřaby-1-100-t/jeřab-demag-v-typ>.
- [13] **HOKR BRNO.** [Online] <http://www.hokrbrno.cz/vyrobni-program/podvesne-jeřaby.html>.
- [14] **BAŤACZ s.r.o.** [Online] <https://www.zahrada-naradi.cz/gude-elektricka-jeřabova-kocka-gl-1000-1717-107869.html>.
- [15] **ITECO.** [Online] [https://www.iteco.cz/files/products\\_files/0/01-lanove-kladkostroje\\_6.pdf](https://www.iteco.cz/files/products_files/0/01-lanove-kladkostroje_6.pdf).
- [16] **LIFTKET.** [Online] <https://www.kladkostroje.cz/data/files/katalog-produktu-liftket-2019-1566390311.pdf>.
- [17] —. [Online] <https://www.kladkostroje.cz/data/photo-gallery/1/main-kladkostroje-liftket-star-1566309520.jpg>.
- [18] **MONTECO.** [Online] <https://www.monteco.cz/shop/retezovy-kladkostroj-z100-16-t-3m/pro1668.html>.
- [19] **DEMAG.** [Online]  
[https://dds.demagcranes.com/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF?IdentNr=20872244\\_EN\\_DE](https://dds.demagcranes.com/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF?IdentNr=20872244_EN_DE).
- [20] **SEW EURODRIVE.** [Online] [https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/prevodovky/getriebe.html#welche\\_getriebearten\\_gibt\\_es](https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/prevodovky/getriebe.html#welche_getriebearten_gibt_es).
- [21] —. [Online] [https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/prevodovky/standardni\\_prevodovky/celni\\_prevodovka\\_r/celni\\_prevodovka\\_r.html](https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/prevodovky/standardni_prevodovky/celni_prevodovka_r/celni_prevodovka_r.html).

- [22] —. [Online] [https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/prevodovky/standardni\\_prevodovky/plocha\\_prevodovka\\_f/plocha\\_prevodovka\\_f.html](https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/prevodovky/standardni_prevodovky/plocha_prevodovka_f/plocha_prevodovka_f.html).
- [23] **KŘÍŽ, I.** *Stavba a provoz strojů*. Praha : SNTL, 1977.
- [24] **FISATECH**. [Online] <http://www.fisatech.cz/pruzne-hridelove-spojky-ocel/>.
- [25] **RAVEO**. [Online] <https://www.raveo.cz/kotoucove-spojky/lamelove-spojky/rada-FSK>.
- [26] **KPC**. [Online] [https://www.kpc.cz/media/7086/Brakes\\_Uni.pdf](https://www.kpc.cz/media/7086/Brakes_Uni.pdf).
- [27] **SELOS**. [Online] <https://www.magnety.cz/magneticke-brzdy/lamelova-brzda-zapinana-pruzinami-ebp/>.
- [28] **SKF**. [Online] <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/index.html>.
- [29] —. [Online] <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/general-bearing-knowledge/bearing-basics/index.html>.
- [30] —. [Online] <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/designs-and-variants/index.html>.
- [31] —. [Online] <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/designs-and-variants/index.html>.
- [32] **FERONA**. [Online] <https://online.ferona.cz/detail/25584/profil-u-valcovany-za-tepla-din-1026-1-u-200>.
- [33] —. [Online] <https://online.ferona.cz/detail/28805/profil-heb-valcovany-za-tepla-din-1025-2-heb-220>.
- [34] **Gajdůšek, J. a Škopán, M.** *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno : rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988.
- [35] **BRAUER**. [Online] <https://www.brauer.co.uk/variants-for-sdf150-50-pr223.aspx>.
- [36] **SEW Eurodrive**. [Online] <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/25957228.pdf>.
- [37] **SKF**. [Online] <https://www.skf.com/sg/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/loads#cid-465440>.
- [38] **KUGL, Otmar a HOUKAL, Jiří.** *PROJEKT - III. ročník*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2005. 80-01-03205-1.
- [39] **SKF**. [Online] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-BS2-2207-2RS%2FVT143>.



**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1.: Jednonosíkový mostový jeřáb [6] .....	3
Obr. 2.: Dvounosíkový mostový jeřáb [7] .....	3
Obr. 3.: H-profil [8] .....	4
Obr. 4.: I-profil [9] .....	4
Obr. 5.: Prolamovaný nosník [11] .....	5
Obr. 6.: Příhradová jeřábová konstrukce [12] .....	5
Obr. 7.: Skříňový svařovaný nosník [1] .....	6
Obr. 8.: Podvěsné připojení [4] .....	6
Obr. 9.: Připojení shora [4] .....	6
Obr. 10.: Boční připojení [4] .....	6
Obr. 11.: Jeřábová kočka [14] .....	7
Obr. 12.: Podvěsná kočka s ručním pohonem [1] .....	7
Obr. 13.: Dvoukolejnicová kočka [15] .....	8
Obr. 14.: Řetězový kladkostroj elektrický [17] .....	8
Obr. 15.: Řetězový kladkostroj ruční [18] .....	8
Obr. 16.: Elektrický lanový kladkostroj [15] .....	9
Obr. 17.: Kolo s jedním nákolkem [1] .....	10
Obr. 18.: Kolo se dvěma nákolky [1] .....	10
Obr. 19.: Horizontální kola u pojízděcích kol bez nákolků [1] .....	10
Obr. 20.: Kolový blok Demag DRS [19] .....	10
Obr. 21.: Čelní převodovka s motorem [21] .....	11
Obr. 22.: Svislá převodovka s motorem [22] .....	11
Obr. 23.: Pružná zubová spojka [24] .....	11
Obr. 24.: Pevná kotoučová spojka [25] .....	11
Obr. 25.: Čelistová brzda [26] .....	12
Obr. 26.: Lamelová brzda [27] .....	12
Obr. 27.: Kluzné pouzdro [30] .....	12
Obr. 28.: Valivé kuličkové ložisko [31] .....	12
Obr. 29.: Schéma zadání – bokorys .....	14
Obr. 30.: Schéma zadání – nárys .....	14
Obr. 31.: Schéma mostového jeřábu .....	15
Obr. 32.: Schéma mostového jeřábu – detail příčnicku .....	15
Obr. 33.: Výpočtový model jeřábového mostu .....	16
Obr. 34.: Výpočtový model příčnicku .....	18
Obr. 35.: Graf průběhu ohybového momentu podél příčnicku .....	19
Obr. 36.: Průřez příčnicku .....	20
Obr. 37.: Výpočtový model nosníku jeřábové dráhy .....	20
Obr. 38.: Zatížení jednotkovým účinkem .....	21
Obr. 39.: Průběh ohybového momentu podél nosníku jeřábové dráhy .....	23
Obr. 40.: Ocelové kolo [35] .....	24
Obr. 41.: Výpočtový model hřídele pojízděcího kola .....	29
Obr. 42.: Průběh ohybového momentu podél hřídele .....	30
Obr. 43.: Návrh uložení kola na hřídeli .....	31
Obr. 44.: Schéma pro výpočet pera .....	31
Obr. 45.: Soudečkové ložisko SKF BS2-2207-2RS/VT143 [39] .....	33
Obr. 46.: Schéma pro kontrolní výpočet nosník jeřábového mostu .....	35
Obr. 47.: Průběh ohybového momentu podél jeřábového mostu – kontrolní výpočet .....	36
Obr. 48.: Schéma pro kontrolní výpočet příčnicků .....	37
Obr. 49.: Průběh ohybového momentu podél příčnicku – kontrolní výpočet .....	38
Obr. 50.: Schéma pro kontrolu hřídele .....	41
Obr. 51.: Schéma pro výpočet natočení hřídele .....	45
Obr. 52.: Schéma pro výpočet jednotkového momentu pro natočení .....	46

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1.: Základní parametry jeřábu .....	16
Tabulka 2.: Parametry tyče pro jeřábový most [8] .....	17
Tabulka 3.: Parametry tyče příčnicku [32] .....	19
Tabulka 4.: Parametry tyče pro jeřábovou dráhu [33] .....	23
Tabulka 5.: Motor SEW Eurodrive FAF47DRN100LS4 [36] .....	26
Tabulka 6.: Těsné pero – uložení kola na hřídeli .....	32
Tabulka 7.: Těsné pero – spojení hřídele a motoru .....	32
Tabulka 8.: Parametry ložiska [39] .....	33
Tabulka 9.: Dynamické součinitele [1] .....	34

## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č.1.: Výkres sestavy jeřábového mostu S-2020-05
- Příloha č.2.: Výkres sestavy pojezdového příčnicku S-2020-04
- Příloha č.3.: Kusovník jeřábového mostu K-2020-04
- Příloha č.4.: Kusovník pojezdového příčnicku K-2020-04