



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MOSTOVÝ JEŘÁB JEDNONOSNÍKOVÝ

BRIDGE CRANE ONE-GIRDER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Chroust

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Martin Chroust
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok:	2017/18

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

Mostový jeřáb jednonosíkový

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukce a výpočty jednonosíkového mostového jeřábu pro zadané parametry.

Nosnost 8 000 kg.

Rozpětí 10 000 mm.

Rozvor 2 400 mm.

Zdvih 8 000 mm.

Cíle diplomové práce:

Vypracovat technickou zprávu s rozбором volby řešení konstrukce, s důležitými technickými a pevnostními výpočty.

Nakreslit sestavný výkres jeřábu, vybrané detailní výkresy.

Provést pevnostní kontrolu vybraných dílů.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá problematikou jednonosíkového mostového jeřábu. Cílem práce je provést konstrukční řešení mostového jeřábu podle zadaných parametrů, kterými jsou nosnost jeřábu 8 000 kg, rozpětí 10 000 mm, rozvor 2 400 mm a zdvih 8 000 mm.

Práce obsahuje krátkou rešeršní část zaměřenou na mostové jeřáby, jejich rozdělení a popis hlavních částí. Dále obsahuje rozbor zvolené koncepce řešení, výpočet zatížení působících při provozu a technické i pevnostní výpočty vybraných dílů jeřábu, které byly provedeny dle platných Českých státních norem a literatury zabývající se návrhem jeřábů a jejich částí.

Práce je doplněna požadovanou výkresovou dokumentací.

KLÍČOVÁ SLOVA

Mostový jeřáb, skříňový nosník, elektrický lanový kladkostroj, příčník, rozpětí, maximální zatížení, statická únosnost, únavová pevnost

ABSTRACT

The focus of this thesis is the construction of a single girder overhead crane. The goal is to render a crane construction according to preset parameters. The parameters include a lifting power of 8,000 kg, a 10,000 mm reach, a 2,400 mm wheelbase and a stroke of 8,000 mm.

The thesis includes brief theoretical research focused on overhead cranes, their various types and description of their main components. Brief description of chosen parameters for the construction itself follows. The description of chosen parameters includes calculations of strain acting during operation, technical and stability parameters, essential for the construction. All calculations were made with regard to valid Czech technical standards and specialized literature which focuses on the construction of cranes and their parts.

Finally, the thesis is extended by the required technical drawings.

KEYWORDS

Overhead crane, box girder, electric wire rope hoist, crossbeam, span, lifting capacity, static load capacity, fatigue strength

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHROUST, M. *Mostový jeřáb jednonoskový*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Martin Chroust

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné rady, které mi při zpracování práce poskytl. Dále děkuji všem, kteří mě podporovali při studiu.

OBSAH

Úvod.....	10
1 Cíle práce.....	11
2 Úvod do problematiky mostových jeřábů	12
2.1 Mostové jeřáby	12
2.2 Typy nosníků.....	15
3 Zvolená koncepce mostu a parametry kladkostroje	17
4 Návrh skříňového nosníku	19
4.1 Reakce od kol kladkostroje	19
4.2 Minimální kvadratický moment průřezu.....	20
4.3 Rozměry skříňového nosníku.....	20
4.4 Zvolené rozměry skříňového nosníku.....	23
4.5 Skutečný kvadratický moment průřezu v ose x.....	24
4.6 Kvadratický moment průřezu v ose y	24
4.7 Hmotnost nosníku.....	25
5 Pevnostní výpočet skříňového nosníku	26
5.1 Kontrola nosníku na průhyb.....	26
5.2 Vnitřní silové účinky	27
5.3 Posouzení statické únosnosti skříňového nosníku.....	34
5.4 Posouzení únavové pevnosti skříňového nosníku	36
6 Návrh příčnicku	44
6.1 Minimální kvadratický moment průřezu.....	44
6.2 Volba průřezu	44
7 Pevnostní výpočet příčnicku	46
7.1 Kontrola příčnicku na průhyb	46
7.2 Vnitřní silové účinky	47
7.3 Posouzení únosnosti příčnicku.....	50
8 Kombinace namáhání.....	53
8.1 Kombinace A3.....	53
8.2 Kombinace B3	53
8.3 Kombinace C3	53
9 Výpočet pomocí MKP.....	58
10 Pojezdová kola	61
11 Spojení skříňového nosníku s příčnickem.....	63
12 Konstrukce a výroba skříňového nosníku	64
Závěr	65

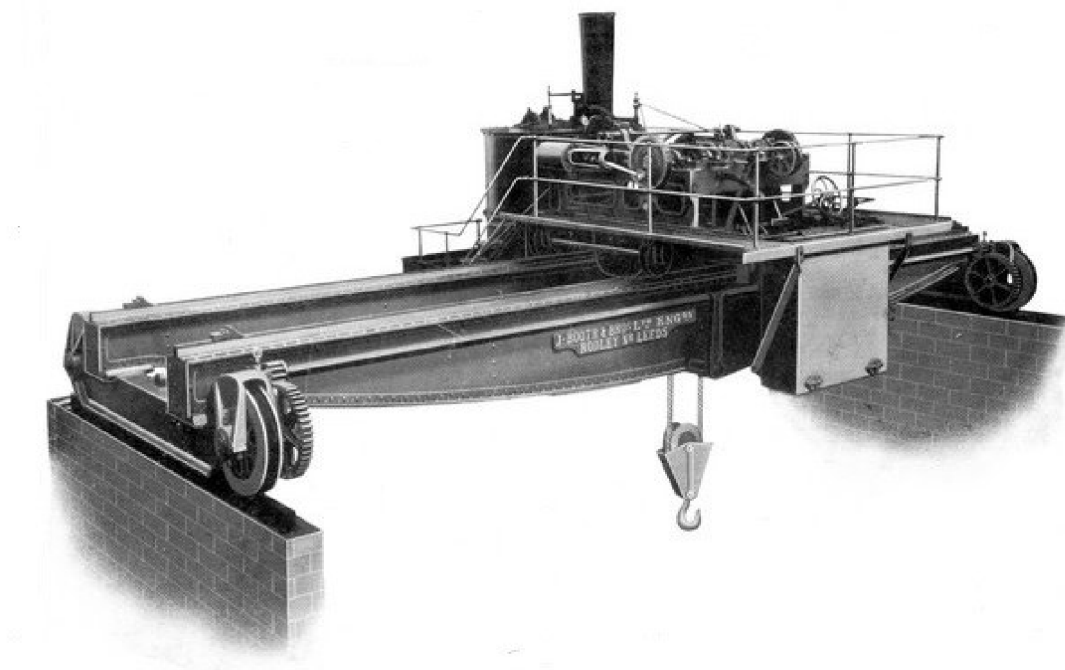
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	69
Seznam obrázků.....	74
Seznam tabulek.....	75
Seznam příloh.....	76

ÚVOD

Už první lidské civilizace hledaly cestu, jak si usnadnit namáhavou práci při zdvihání těžkých břemen. Sloužila jim k tomu různá pomocná zařízení, funkcí i principem připomínající dnešní jeřáby, kterými dokázali naši předchůdci zdvihát i břemena vážící několik tun. Dlouhá staletí přitom využívali pouze lidskou sílu, v některých případech i zvířecí. Ještě v době před naším letopočtem vynalezli staří Sumerové kolo, které vzápětí následovala i první kladka. Egypťané používali primitivní jeřáby na vytahování vody z řek a studní, pro Řeky a Římany zase jeřáby představovaly pomocníky při stavbě kamenných chrámů. Právě antičtí stavitelé dokonce začali využívat kladkostroj, za jehož vynálezce je považován Archimédes. Po zániku Římské říše byly jeřáby na dlouhou dobu zapomenuty a jeřábovou techniku připomněly až dokumenty z 13. století, ve kterých se daly najít zmínky o přístavních jeřábech. O století později byl vynalezen první otočný jeřáb.

Zatímco funkce a princip jeřábů se po dlouhá staletí příliš nezměnily, průmyslová revoluce v devatenáctém století přinesla velký milník v rozvoji jeřábové techniky, co se materiálů a pohonů týče. V konstrukci a převodech bylo dosud používané dřevo nahrazeno ocelí, stejně tak dřívější přírodní lana nahradila lana ocelová. Vynález parního stroje vedl k výměně lidské nebo zvířecí síly za parní energii, kterou zanedlouho nahradila energie elektrická. Díky tomu se jeřáby staly mnohem silnější i efektivnější.

V průběhu průmyslové revoluce, konkrétně v Německu v roce 1830, byl zkonstruován první párou poháněný mostový jeřáb. Ten byl zanedlouho následován prvním elektrickým mostovým jeřábem, vyvinutým v roce 1876 v anglickém Liverpoolu. Mostové jeřáby našly okamžité uplatnění zejména ve výrobních halách rozrůstajících se průmyslových podniků, kde mají nejširší uplatnění i v dnešní době [14], [15].



Obr. 1 Historický parní mostový jeřáb z 19. století [16]

1 CÍLE PRÁCE

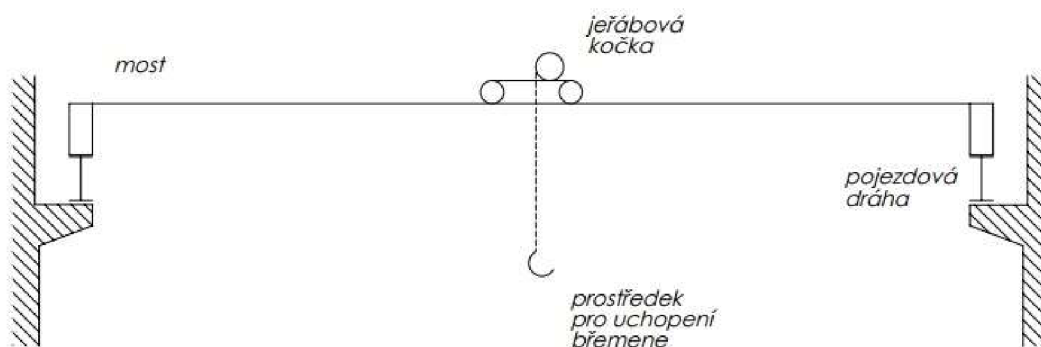
Cílem této diplomové práce je vypracovat technickou zprávu s rozbohem volby řešení konstrukce mostového jeřábu, s důležitými technickými a pevnostními výpočty. Dále nakreslit sestavný výkres jeřábu a vybrané detailní výkresy. Provést pevnostní kontrolu vybraných dílů.

2 ÚVOD DO PROBLEMATIKY MOSTOVÝCH JEŘÁBŮ

Jeřáb je normou ČSN ISO 4306-1 definován jako zdvihací zařízení, kterým se přemísťují břemena svislým a vodorovným směrem na vymezené vzdálenosti. Jeřáby pro zvedání a přemísťování předmětů, objektů, materiálů jsou zpravidla opatřeny hákem nebo drapákem [7].

2.1 MOSTOVÉ JEŘÁBY

Jak názvosloví napovídá, mostové jeřáby spadají dle ČSN ISO 4306-1 při dělení podle konstrukce mezi jeřáby mostového typu. Nosnou konstrukci tvoří jeřábový most pojíždějící po vyvýšené jeřábové dráze. Nahoře na mostě pojíždí jeřábová kočka. Mostové jeřáby s kočkou a elektrickým pohonem jsou nejpoužívanějším druhem jeřábů v průmyslových závodech [7]. Jejich výhodou je použití v širokém spektru nosností i rozpětí, a také snadná ovladatelnost.



Obr. 2 Schéma mostového jeřábu

Mostový jeřáb se skládá

- z jeřábového mostu s jedním nebo více nosníky, dvěma příčnicí a pomocnými lávkami a nárazníky
- jeřábové kočky s mechanismy zdvihu a pojezdu, případně dalšími mechanismy na společném rámu
- mechanismu pojezdu mostu včetně pojezdových kol
- kabiny obsluhy
- elektrické instalace

Dle [2] se mostové jeřáby dělí:

Podle tvaru nebo účelu

- normální s hákem
- drapákové
- magnetové
- zvláštní konstrukce
- hutnické

Podle druhu pohonu

- ruční
- elektrické s mechanickými převody
- elektrické s hydraulickými převody

Podle pracovního místa

- dílenské
- montážní
- hutnické

Kromě základních hledisek můžeme mostové jeřáby rozdělit **podle způsobu umístění** na:

Podvěsné jeřáby

Pojíždí po spodní přírubě jeřábové dráhy, kterou zpravidla nese střešní konstrukce. Používají se v lehčích provozech, ve skladech a halách o větších šířkách a tam, kde není dostatečně velký průjezdný profil. Nejčastěji bývají jednonosíkové s nosností do 5 t [2].

Podpěrné jeřáby

Jde o více používaný typ jeřábu, který pojíždí po horní ploše jeřábové dráhy a má větší únosnost.

Nejčastější dělení mostových jeřábů je pak **podle počtu nosníků** na:

Jednonosíkové mostové jeřáby

Most jeřábu, po kterém pojíždí kočka, je spojen na obou koncích příčnicí v tuhý rám. V příčnicích jsou pojezdová kola. Jednonosíkové provedení se používá pro menší nosnosti a rozpětí. Nosníky mohou být řešeny jako plnostěnné nebo skříňové. [1]



Obr. 3 Podpěrný mostový jeřáb jednonosíkový [18]



Obr. 4 Podvěsný mostový jeřáb jednonosníkový [19]

Vícenosníkové mostové jeřáby

Nejčastěji bývají dvounosníkové, určené pro větší nosnosti i vzdálenosti, u kterých jsou nosníky řešeny jako plnostěnné, skříňové nebo příhradové. Mohou být i mostové jeřáby čtyřnosníkové, ty však nejsou při velkých rozpětích dostatečně tuhé ve vodorovné poloze. Nosníky u nich bývají řešeny jako plnostěnné nebo příhradové [1].



Obr. 5 Mostový jeřáb dvounosníkový [20]

2.2 TYPY NOSNÍKŮ

Jak už bylo zmíněno výše, nosníky mostových jeřábů mohou být řešeny jako:

Plnostěnné

Jedná se o válcované, svařované nebo nejstarší nýtované nosníky. Používají se pro menší nosnosti (do 5 t) a menší rozpětí jeřábů (do 15 m). Výhodou je levná výroba, nevýhodou vysoká hmotnost.



Obr. 6 Mostový jeřáb s plnostěnným nosníkem [22]

Příhradové

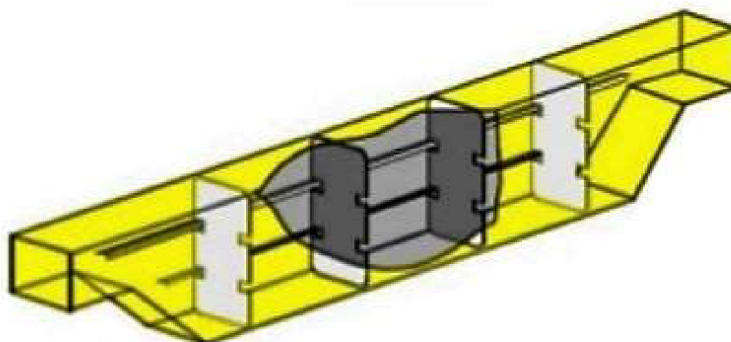
Skládají se z prutů z válcovaných profilů, které jsou, kromě pásu, po kterém pojezdí kočka, namáhány pouze osovými silami. Používají se pro menší až střední nosnosti a střední až velká rozpětí. Výhodou je nižší hmotnost při velkém rozpětí oproti ostatním typům nosníků, nevýhodou je složitější výroba.



Obr. 7 Mostový jeřáb s příhradovým nosníkem [23]

Skříňové

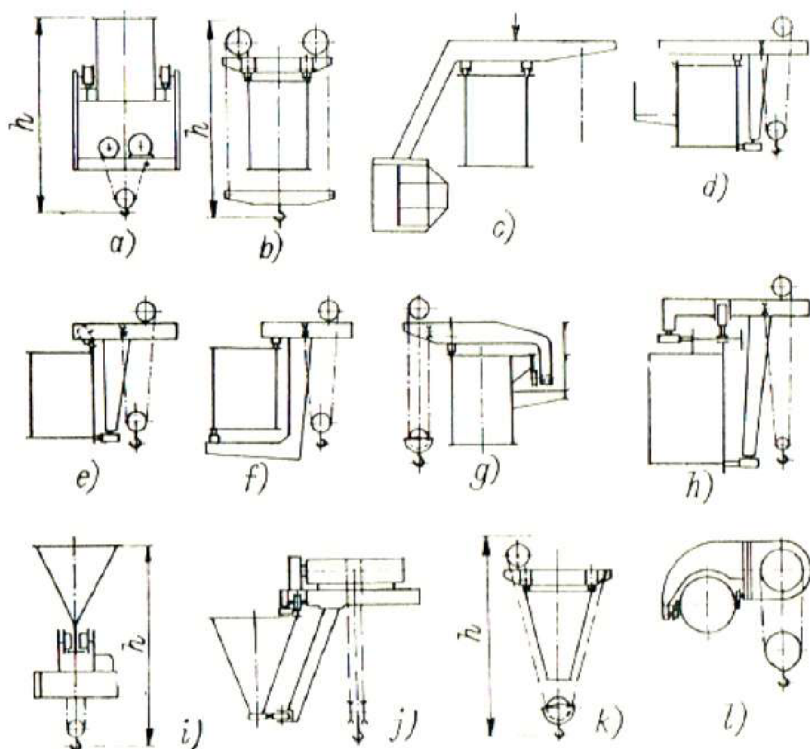
Svařují se z plechů, a to z horní a dolní pásnice a dvou stojin. Uvnitř jsou pak příčné a podélné výtuhy a přepážky, které zabráňují boulení stojin a kroucení pásnic. Skříňové nosníky jsou vhodné pro velký rozsah nosností (u dvounosníkového provedení až 320 t) i rozpětí (až 40 m). Výhodou je výrobní jednoduchost, nižší hmotnost a nižší provozní náklady, nevýhodou je vyšší hmotnost při velkých rozpětích [1].



Obr. 8 Skříňový nosník [17]

Průřez skříňového nosníku může být obdélníkový (nejčastější), lichoběžníkový, trojúhelníkový nebo ojediněle i kruhový. Jak ukazuje Obr. 8, celkové uspořádání nosník-kočka může být [4]:

- symetrické – dosaženo nejpříznivějšího zatížení mostu na úkor velké stavební výšky (případ a), b), i), k)), tato nevýhoda lze eliminovat použitím kočky se zkrácenou stavební výškou
- nesymetrické – břemeno je zvedáno po straně nosníku, díky tomu dochází k namáhání nosníku na ohyb i krut a hrozí nebezpečí překlolení kočky, proto musí být kontrolována stabilita, tj. výslednice všech vnějších sil působících na kočku musí procházet uvnitř kolejnic (případ c))
- konzolové – jako u asymetrického uspořádání je břemeno zdviháno po straně nosníku a dochází k namáhání nosníku na ohyb i krut, překlolení kočky zde nehrozí (případ d), e), f), g), h), j), l)

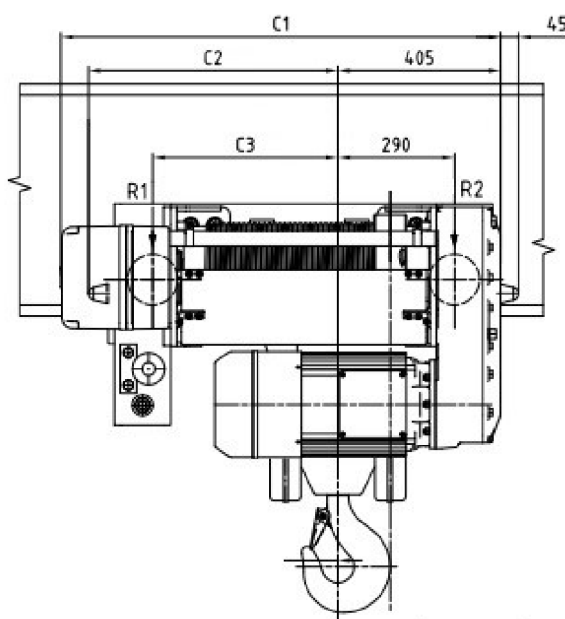


Obr. 9 Uspořádání skříňový nosník-kočka [2]

3 ZVOLENÁ KONCEPCE MOSTU A PARAMETRY KLADKOSTROJE

Vzhledem k požadované nosnosti jeřábu a jeho rozpětí byl hlavní nosník navržen jako skříňový svařovaný z nelegované konstrukční oceli S235J0 (11 378). Kolejnice pro pojezd elektrického lanového kladkostroje jsou umístěny na spodní přírubě skříňového nosníku. Spojení mostu s oběma příčnicí, které jsou vyrobeny z válcovaného profilu, je provedeno šroubovým spojem (viz kapitola 11).

Byl vybrán elektrický lanový kladkostroj od firmy GIGA s.r.o., která se specializuje na výrobu mostových jeřábů a elektrických kladkostrojů. Kladkostroj dosahuje požadované nosnosti 8 000 kg a má sníženou stavební výšku, vhodnou pro podvěsné provedení jeřábu a symetrické umístění kladkostroje. Rychlost zdvihu je plynulá pomocí frekvenčního měniče. Veškeré parametry kladkostroje potřebné k výpočtu jeřábového mostu byly převzaty z firemního katalogu [21].



Obr. 10 Elektrický lanový kladkostroj [21]

Tab. 1 Parametry kladkostroje [21]

Označení	Rozměry [mm]				Hmotnost [kg]
	C1	C2	C3	a_k	
GHF8000-16-4/1-6M, Z	1093	620	460	750	910

Parametry jeřábu

Nosnost:	8 000 kg
Rozpětí:	10 000 mm
Rozvor:	2 400 mm
Zdvih:	8 000 mm
Rychlost pojezdu:	max. 55 m.min ⁻¹

Klasifikace jeřábu [8]

Třída využívání:	U5
Stav zatěžování:	Q3
Skupinová klasifikace:	A6

Parametry kladkostroje [21]

Nosnost:	8 000 kg
Rozvor:	750 mm
Rozchod kol:	281 mm
Hmotnost:	910 kg
Rychlost pojezdu:	5-20 m.min ⁻¹
Rychlost zdvihu:	0,16-4,0 m.min ⁻¹
Výkon elektromotoru zdvihu	7,6 kW

Klasifikace mechanismů [8]

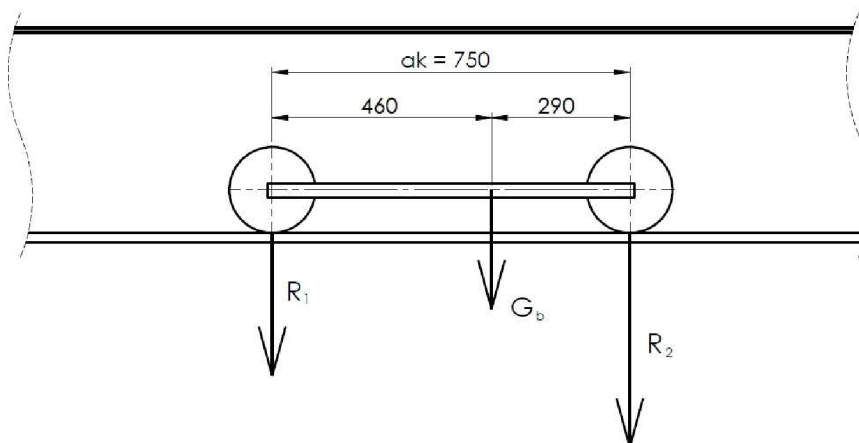
Třída používání:	T5
Stav zatěžování:	L3
Skupinová klasifikace:	M6

4 NÁVRH SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU MOSTU

Pro výpočet byly použity vztahy a postupy z doporučené odborné literatury a z norem řady ČSN EN 13001, které se zabývají všeobecným návrhem jeřábů. V těchto normách jsou popsány základní principy a požadavky pro navrhování a ověřování konstrukcí jeřábů vzhledem k mechanické bezpečnosti těchto konstrukcí. Lze zde také nalézt příslušné normy týkající se přímo mostových jeřábů [9].

4.1 REAKCE OD KOL KLDKOSTROJE

Svislé zatížení skříňového nosníku je způsobeno hmotností kladkostroje a hmotností břemene. Vzhledem ke konstrukci kladkostroje působí na každou dvojici kol proti sobě různé velké hmotnostní podíl. Pro tento výpočet byl nosník zjednodušen na 2D úlohu, přičemž každá z dvojice kol je zatížena jinak velkou silou. Vztahy pro jejich výpočet uvádí výrobce přímo v katalogu [21]. Úloha byla řešena pro polohu háku se zavěšeným břemenem uprostřed délky nosníku, tedy pro polohu s maximálním zatížením na jedno kolo kočky, ve které vzniká největší ohybový moment nosníku.



Obr. 11 Reakce pod koly pojíždějícího kladkostroje

$$R_1 = \left(\frac{290 + C4}{C3 + 290} \cdot m_b + 0,4 \cdot m_k \right) \cdot g \quad (1)$$

$$R_1 = \left(\frac{290 + 0}{460 + 290} \cdot 8\,000 + 0,4 \cdot 910 \right) \cdot 9,81$$

$$R_1 = 33\,916,44 \text{ N}$$

kde:

m_b	[kg]	hmotnost břemene...dle zadání
m_k	[kg]	hmotnost kladkostroje...dle [21]
g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení

$$R_2 = \left(\frac{C_3}{C_3 + 290} \cdot m_b + 0,6 \cdot m_k \right) \cdot g \quad (2)$$

$$R_2 = \left(\frac{460}{460 + 290} \cdot 8\,000 + 0,6 \cdot 910 \right) \cdot 9,81$$

$$R_2 = 53\,490,66 \text{ N}$$

4.2 MINIMÁLNÍ KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU

Předběžná hodnota kvadratického momentu průřezu nosníku byla vyjádřena ze vztahu pro dovolený průhyb prostého nosníku na dvou podporách. Průhyb je způsoben tíhou břemene, jeřábové kočky, uchopovacích prostředků a ostatního příslušenství. Pro jednonosníkové provedení mostových jeřábů je dovolený průhyb roven hodnotě $f_d = L/500$ [3].

$$f_d = \frac{L}{500} = \frac{(R_1 + R_2) \cdot (L - a_k) \cdot [3 \cdot L^2 - (L - a_k)^2]}{96 \cdot E \cdot I_{x\min}}$$

$$I_{x\min} = \frac{(R_1 + R_2) \cdot (L - a_k) \cdot [3 \cdot L^2 - (L - a_k)^2]}{96 \cdot E \cdot f_d} \quad (3)$$

$$I_{x\min} = \frac{(33916,44 + 53490,66) \cdot (10000 - 750) \cdot [3 \cdot 10000^2 - (10000 - 2400)^2]}{96 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{10\,000}{500}}$$

$$I_{x\min} = 4,30 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

kde:

L	[mm]	rozpětí jeřábu...dle zadání
a_k	[mm]	rozvor kladkostroje...dle [21]
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu a tlaku pro ocel
f_d	[mm]	dovolený průhyb...dle [3]

4.3 ROZMĚRY SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU

Vzhledem k optimální tuhosti nosníku je možné z empirických poměrových vztahů, vycházejících dle [1] a [4] z rozpětí jeřábu, určit teoretické rozměry průřezu nosníku.

VÝŠKA NOSNÍKU

$$\frac{h}{L} = \frac{1}{15 \div 20} \Rightarrow h = L \cdot \left(\frac{1}{15 \div 20} \right) \quad (4)$$

$$h = 10\,000 \cdot \left(\frac{1}{15 \div 20} \right)$$

$$h = 500 \div 667 \text{ mm}$$

Na základě vypočítaného rozmezí byla zvolena celková výška nosníku $h = 660 \text{ mm}$.

ŠÍŘKA PÁSNICE

$$\frac{b_p}{L} = \frac{1}{30 \div 40} \Rightarrow b_p = L \cdot \left(\frac{1}{30 \div 40} \right) \quad (5)$$

$$b_p = 10\,000 \cdot \left(\frac{1}{30 \div 40} \right)$$

$$b_p = 250 \div 333 \text{ mm}$$

Na základě vypočítaného rozmezí byla zvolena šířka pásnice $b_p = 320 \text{ mm}$.

ŠÍŘKA STOJINY

Pro zjednodušení byla za výšku stojiny dosazena celková výška nosníku $h = 660 \text{ mm}$.

$$\frac{b_s}{h_s} = \frac{1}{120 \div 240} \Rightarrow b_s = h_s \cdot \left(\frac{1}{120 \div 240} \right) \quad (6)$$

$$b_s = h_s \cdot \left(\frac{1}{120 \div 240} \right)$$

$$b_s = 2,75 \div 5,5 \text{ mm}$$

kde:

$$h_s = h \quad [\text{mm}] \quad \text{celková výška nosníku...dle rovnice (4)}$$

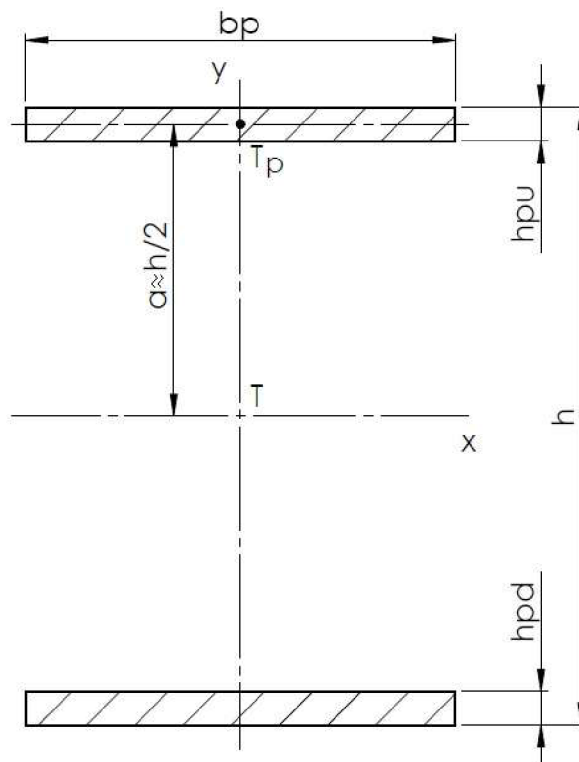
Na základě vypočítaného rozmezí byla zvolena šířka stojiny $b_s = 5 \text{ mm}$.

VÝŠKA PÁSNICE

Při určení výšky pásnice se vychází z předpokladu, že minimální kvadratický moment průřezu je rozložen pouze na horní a spodní pásnici.

$$I_{xmin} = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot b_p \cdot h_p^3 + b_p \cdot h_p \cdot \left(\frac{h}{2} \right)^2 \right]$$

Vztah pro výpočet minimální výšky pásnice byl vyjádřen pomocí webového portálu wolframalpha.com.



Obr. 12 Schéma pro výpočet výšky pásnic

$$I_{xmin} = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot b_p \cdot h_p^3 + b_p \cdot h_p \cdot \left(\frac{h}{2} \right)^2 \right] \quad (7)$$

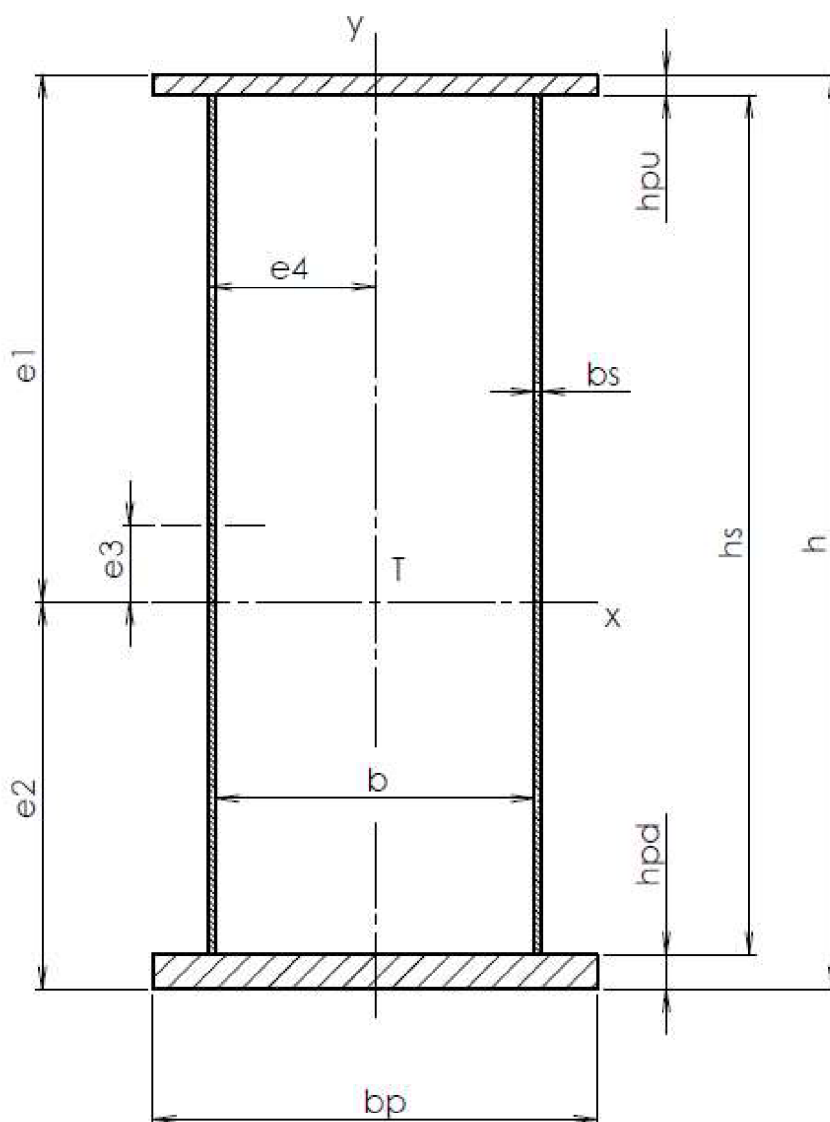
$$h_{pmin} = \frac{\sqrt[3]{\sqrt{b_p^6 \cdot h^6 - 9 \cdot b_p^4 + 3 \cdot I_{xmin} \cdot b_p^2}}}{b_p} - \frac{b_p \cdot h^2}{\sqrt[3]{\sqrt{b_p^6 \cdot h^6 - 9 \cdot b_p^4 + 3 \cdot I_{xmin} \cdot b_p^2}}}$$

$$h_{pmin} = \frac{\sqrt[3]{\sqrt{320^6 \cdot 660^6 - 9 \cdot 320^4 + 3 \cdot 4,30 \cdot 10^8 \cdot 320^2}}}{320} - \frac{320 \cdot 660^2}{\sqrt[3]{\sqrt{320^6 \cdot 660^6 - 9 \cdot 320^4 + 3 \cdot 4,30 \cdot 10^8 \cdot 320^2}}}$$

$$h_{pmin} = 6,127 \text{ mm}$$

4.4 ZVOLENÉ ROZMĚRY SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU

Rozměry jednotlivých částí nosníku byly z teoreticky určených rozmezí zvoleny tak, aby vyhovovaly zatížení. Nosník je v horizontální rovině asymetrický a těžiště je posunuto blíže k spodní pásnici z důvodu, že spodní pásnice je namáhána na lokální ohyb od kol pojezdějíciho kladkostroje, a proto byla její výška navržena vyšší než u horní pásnice.



Obr. 13 Průřez skříňového nosníku

Tab. 2 Rozměry skříňového nosníku

Výška nosníku	h	660	[mm]
Výška dolní pásnice	h_{pd}	25	[mm]
Výška horní pásnice	h_{pu}	15	[mm]
Šířka horní a dolní pásnice	b_p	320	[mm]
Výška stojiny	h_s	620	[mm]
Šířka stojiny	b_s	5	[mm]
Vzdálenost mezi stojinami	b	220	[mm]
Vzdálenost horního krajního vlákna k neutrální ose jdoucí těžištěm	e_1	380,58	[mm]
Vzdálenost spodního krajního vlákna k neutrální ose jdoucí těžištěm	e_2	279,42	[mm]
Vzdálenost vodorovné neutrální osy jdoucí těžištěm k ose stojin	e_3	50,58	[mm]
Vzdálenost bočního krajního vápna k neutrální ose jdoucí těžištěm	e_4	115,00	[mm]

4.5 SKUTEČNÝ KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU V OSE X

$$I_{xskut} = \left[\left(\frac{b_p \cdot h_{pu}^3}{12} \right) + b_p \cdot h_{pu} \cdot \left(e_1 - \frac{h_{pu}}{2} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{b_p \cdot h_{pd}^3}{12} \right) + b_p \cdot h_{pd} \cdot \left(e_2 - \frac{h_{pd}}{2} \right)^2 \right] + 2 \cdot \left(\frac{b_s \cdot h_s^3}{12} + b_s \cdot h_s \cdot e_3^2 \right) \quad (8)$$

$$I_{xskut} = \left[\left(\frac{320 \cdot 15^3}{12} \right) + 320 \cdot 15 \cdot \left(380,58 - \frac{15}{2} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{320 \cdot 25^3}{12} \right) + 320 \cdot 25 \cdot \left(279,42 - \frac{25}{2} \right)^2 \right] + \left(\frac{5 \cdot 620^3}{12} + 5 \cdot 620 \cdot 50,58^2 \right)$$

$$I_{xskut} = 1,453 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

4.6 KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU V OSE Y

$$I_{yskut} = \left(\frac{b_p^3 \cdot h_{pu}}{12} \right) + \left(\frac{b_p^3 \cdot h_{pd}}{12} \right) + 2 \cdot \left(\frac{b_s^3 \cdot h_s}{12} + b_s \cdot h_s \cdot \left(e_4 - \frac{b_s}{2} \right)^2 \right) \quad (9)$$

$$I_{yskut} = \left(\frac{320^3 \cdot 15}{12} \right) + \left(\frac{320^3 \cdot 25}{12} \right) + 2 \cdot \left(\frac{5^3 \cdot 620}{12} + 5 \cdot 620 \cdot \left(115 - \frac{5}{2} \right)^2 \right)$$

$$I_{yskut} = 8,251 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

4.7 HMOTNOST NOSNÍKU

V celkové hmotnosti nosníku je zohledněna hmotnost podélných i příčných výtuh a hmotnost ostatního příslušenství včetně kabeláže.

$$m_n = V_n \cdot \rho_o + m_o \quad (10)$$

$$m_n = 0,190 \cdot 7\,850 + 80$$

$$m_n = 1\,571,5 \text{ kg}$$

kde:

V_n [m^3] objem nosníku... dle rovnice (11)

ρ_o [$kg \cdot m^3$] hustota oceli

m_o [kg] hmotnost výtuh nosníku, příslušenství a kabeláže

OBJEM NOSNÍKU

$$V_n = S_n \cdot L \quad (11)$$

$$V_n = 19\,000 \cdot 10\,000$$

$$V_n = 1,9 \cdot 10^8 \text{ mm}^3 = 0,190 \text{ m}^3$$

kde:

S_n [mm^2] plocha průřezu nosníku... dle rovnice (12)

PLOCHA PRŮŘEZU NOSNÍKU

$$S_n = b_p \cdot h_{pu} + b_p \cdot h_{pd} + 2 \cdot h_s \cdot b_s \quad (12)$$

$$S_n = 320 \cdot 15 + 320 \cdot 25 + 2 \cdot 620 \cdot 5$$

$$S_n = 19\,000 \text{ mm}^2$$

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU



Obr. 14 Model skříňového nosníku

5.1 KONTROLA NOSNÍKU NA PRŮHYB

Celkový maximální průhyb je součtem průhybu od hmotností břemene, kladkostroje, uchopovacích prostředků a veškerého příslušenství, a průhybu od vlastní hmotnosti skříňového nosníku. Celkový průhyb musí být menší než dovolený průhyb daný vztahem $f_d = L/500$ [3].

PRŮHYB OD HMOTNOSTI BŘEMENE, KLADKOSTROJE A DALŠÍHO PŘÍSLUŠENSTVÍ

$$f_q = \frac{(R_1 + R_2) \cdot (L - a_k) \cdot [3 \cdot L^2 - (L - a_k)^2]}{96 \cdot E \cdot I_{xskut}} \quad (13)$$

$$f_q = \frac{(33\,916,44 + 53\,490,66) \cdot (10\,000 - 750) \cdot [3 \cdot 10\,000^2 - (10\,000 - 750)^2]}{96 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,453 \cdot 10^9}$$

$$f_q = 5,919 \text{ mm}$$

PRŮHYB OD VLASTNÍ HMOTNOSTI NOSNÍKU

$$f_m = \frac{g \cdot L^4 \cdot 5 \cdot \frac{m_n}{L}}{384 \cdot E \cdot I_{xskut}} \quad (14)$$

$$f_m = \frac{9,81 \cdot 10\,000^4 \cdot 5 \cdot \frac{1\,571,5}{10\,000}}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 9,84 \cdot 10^8}$$

$$f_m = 0,658 \text{ mm}$$

CELKOVÝ MAXIMÁLNÍ PRŮHYB

$$f_c = f_q + f_m \quad (15)$$

$$f_c = 5,919 + 0,658$$

$$f_c = 6,576 \text{ mm}$$

MAXIMÁLNÍ DOVOLENÝ PRŮHYB

$$f_a = \frac{L}{500} \quad (16)$$

$$f_a = \frac{10\,000}{500}$$

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

KONTROLA PRŮHYBU

$$f_c < f_a \quad (17)$$

$$6,576 \text{ mm} < 20 \text{ mm}$$

Podmínka splněna, hlavní nosník na průhyb vyhovuje.

5.2 VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY**5.2.1 SVISLÉ VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY**

Svislé vnitřní silové účinky od svislého zatížení mostu byly určeny pro dva stavy zatížení. U prvního z nich (stav 0) je svislé zatížení mostu způsobeno zatížením od kladkostroje bez břemene (včetně uchopovacích prostředků a veškerého dalšího příslušenství) a od vlastní hmotnosti nosníku. U druhého stavu (stav 1) svislé zatížení zahrnuje zatížení od kladkostroje s břemenem (znovu včetně uchopovacích prostředků a veškerého příslušenství) a od vlastní hmotnosti nosníku. Oba stavy byly řešeny pro nejméně příznivé zatěžovací situace. Ty nastanou při poloze kladkostroje s břemenem v polovině délky mostu a pro polohu, kdy je kočka s břemenem v minimální poloze od příčniku (krajní poloha). Výpočtový model, který představuje 2D úloha prostého nosníku na dvou podporách, vychází u obou poloh z momentové rovnováhy a hodnoty reakcí v podporách jsou ovlivněny dynamickými součiniteli a součiniteli bezpečnosti.

DYNAMICKÉ A BEZPEČNOSTNÍ SOUČINITELE

Tab. 3 Dynamické a bezpečnostní součinitele [10]

Φ_1	Φ_2	γ_{p1}	γ_{p2}
1,1	1,16	1,22	1,34

5.2.2 STAV 0 – KLADKOSTROJ BEZ BŘEMENE

Nejprve je potřeba určit reakce od kol kladkostroje bez zavěšeného břemene. Vztahy, převzaté z katalogu výrobce [21], jsou obdobné jako v kapitole 4.1, pouze odpadá účinek hmotnosti břemene.

REAKCE OD KOL KOČKY BEZ BŘEMENE

$$R_{01} = 0,4 \cdot m_k \cdot g \quad (18)$$

$$R_{01} = 0,4 \cdot 910 \cdot 9,81$$

$$R_{01} = 3\,570,84 \text{ N}$$

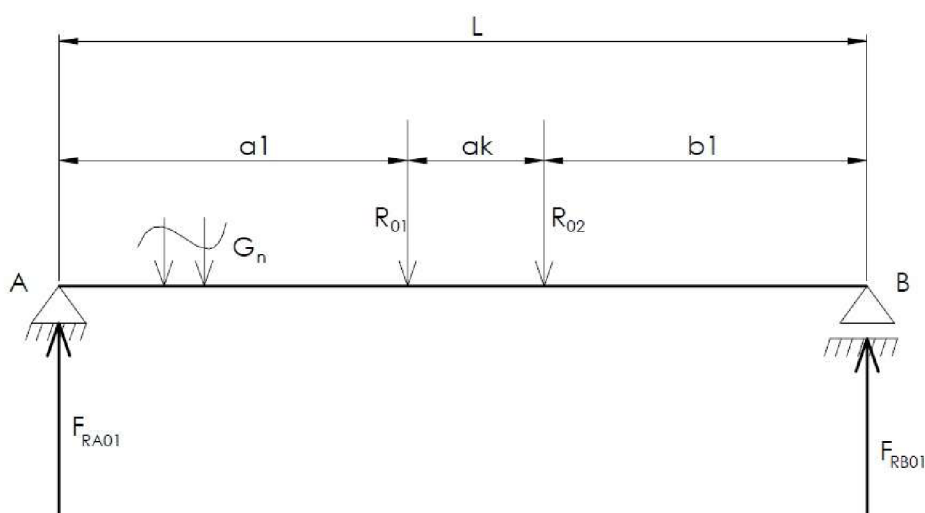
$$R_{02} = 0,6 \cdot m_k \cdot g$$

(19)

$$R_{02} = 0,6 \cdot 910 \cdot 9,81$$

$$R_{02} = 5\,356,26 \text{ N}$$

REAKCE V PODPORÁCH – KLADKOSTROJ BEZ BŘEMENE UPROSTŘED NOSNÍKU



Obr. 15 Schéma zatížení nosníku – kladkostroj bez břemene uprostřed

$$F_{RA01} = \frac{[R_{01} \cdot (a_k + b_1) + R_{02} \cdot b_1] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2}}{L} + \frac{m_n}{2} \cdot g \cdot L \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1} \quad (20)$$

$$F_{RA01} = \frac{[3\,570,84 \cdot (750 + 4\,710) + 5\,356,26 \cdot 4\,710] \cdot 1,16 \cdot 1,34}{10\,000} + \frac{1\,571,5}{2} \cdot 9,81 \cdot 10\,000 \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$F_{RA01} = 17\,296,433 \text{ N}$$

kde:

b_1 [mm] vzdálenost kola kladkostroje od podpory mostu

$$F_{RB01} = \frac{[R_{01} \cdot a_1 + R_{02} \cdot (a_k + a_1)] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2}}{L} + \frac{m_n}{2} \cdot g \cdot L \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1}$$

$$F_{RB01} = \frac{[3\,570,84 \cdot 4\,540 + 5\,356,26 \cdot (750 + 4\,540)] \cdot 1,16 \cdot 1,34}{10\,000}$$

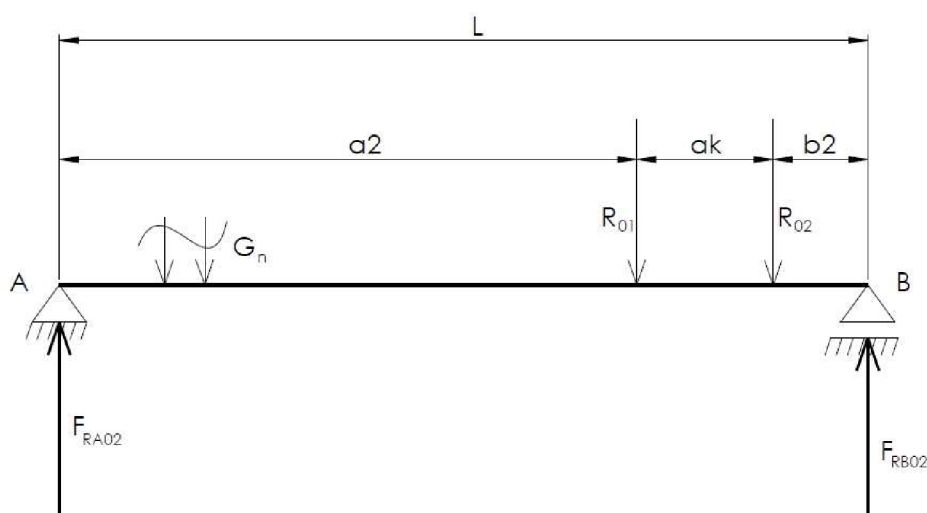
$$+ \frac{1\,571,5}{2} \cdot 9,81 \cdot 10\,000 \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$F_{RB01} = 17\,268,68 \text{ N}$$

kde:

a_1 [mm] vzdálenost kola kladkostroje od podpory mostu

REAKCE V PODPORÁCH – KLADKOSTROJ BEZ BŘEMENE V KRAJNÍ POLOZE (NEJBLIŽE PODPOŘE)



Obr. 16 Schéma zatížení nosníku – kladkostroj bez břemene v krajní poloze

$$F_{RA02} = \frac{[R_{01} \cdot (a_k + b_2) + R_{02} \cdot b_2] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2}}{L} + \frac{m_n}{2} \cdot g \cdot L \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1} \quad (21)$$

$$F_{RA02} = \frac{[3\,570,84 \cdot (750 + 160) + 5\,356,26 \cdot 160] \cdot 1,16 \cdot 1,34}{10\,000}$$

$$+ \frac{1\,571,5}{2} \cdot 9,81 \cdot 10\,000 \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$F_{RA02} = 10\,982,724\text{ N}$$

kde:

b_2 [mm] vzdálenost kola kladkostroje od podpory mostu

$$F_{RB02} = \frac{[R_{01} \cdot a_2 + R_{02} \cdot (a_k + a_2)] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2}}{L} + \frac{m_n}{2} \cdot g \cdot L \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1} \quad (22)$$

$$F_{RB02} = \frac{[3\,570,84 \cdot 9\,090 + 5\,356,26 \cdot (750 + 9\,090)] \cdot 1,16 \cdot 1,34}{10\,000} + \frac{1\,571,5}{10\,000} \cdot 9,81 \cdot 10\,000 \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$F_{RB02} = 23\,582,389\text{ N}$$

kde:

a_2 [mm] vzdálenost kola kladkostroje od podpory mostu

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT OD KLADKOSTROJE (BEZ BŘEMENE) A TÍHY NOSNÍKU

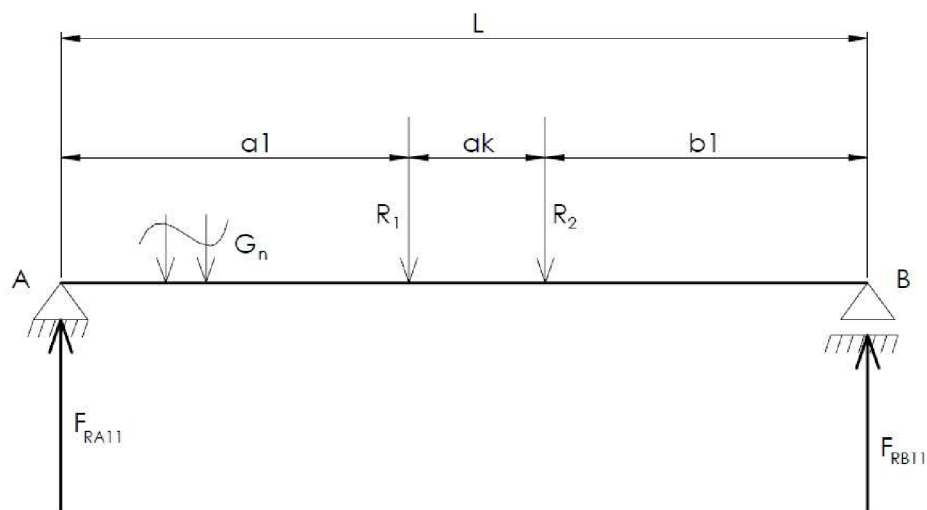
$$M_{omax0} = F_{RA02} \cdot a_2 \quad (23)$$

$$M_{omax0} = 10\,982,724 \cdot 9\,090$$

$$M_{omax0} = 9,983 \cdot 10^7\text{ Nmm}$$

5.2.3 STAV 1 – KLDKOSTROJ S BŘEMENEM

REAKCE V PODPORÁCH – KLDKOSTROJ S BŘEMENEM UPROSTŘED NOSNÍKU



Obr. 17 Schéma zatížení nosníku – kladkostroj s břemenem uprostřed

$$F_{RA11} = \frac{[R_1 \cdot (a_k + b_1) + R_2 \cdot b_1] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2}}{L} + \frac{m_n}{2} \cdot g \cdot L \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1} \quad (24)$$

$$F_{RA11} = \frac{[33\,916,44 \cdot (750 + 4\,710) + 53\,490,66 \cdot 4\,710] \cdot 1,16 \cdot 1,34}{10\,000}$$

$$+ \frac{1\,571,5}{10\,000} \cdot 9,81 \cdot 10\,000 \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$F_{RA11} = 78\,291,089 \text{ N}$$

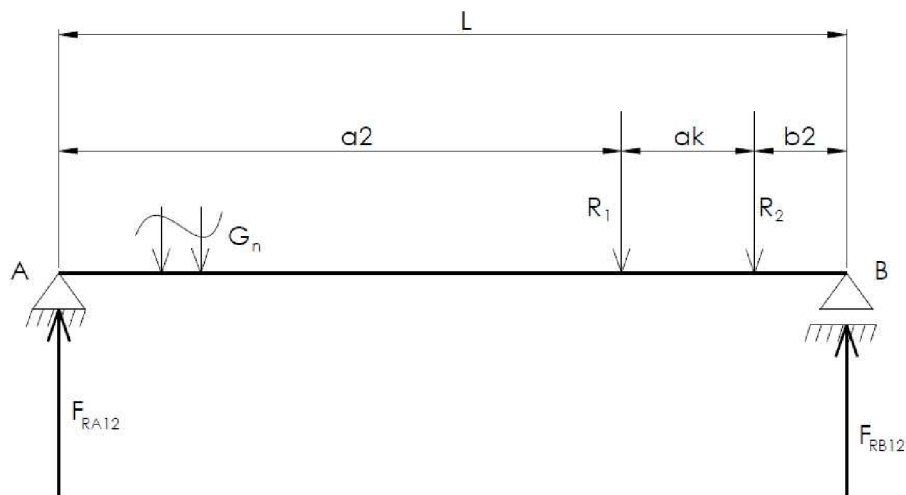
$$F_{RB11} = \frac{[R_1 \cdot a_1 + R_2 \cdot (a_k + a_1)] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2}}{L} + \frac{m_n}{2} \cdot g \cdot L \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1} \quad (25)$$

$$F_{RB11} = \frac{[33\,916,44 \cdot 4\,540 + 53\,490,66 \cdot (750 + 4\,540)] \cdot 1,16 \cdot 1,34}{10\,000}$$

$$+ \frac{1\,571,5}{10\,000} \cdot 9,81 \cdot 10\,000 \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$F_{RB11} = 78\,263,336 \text{ N}$$

REAKCE V PODPORÁCH – KLDKOSTROJ S BŘEMENEM V KRAJNÍ POLOZE (NEJBLIŽE PODPĚŘE)



Obr. 18 Schéma zatížení nosníku – kladkostroj s břemenem v krajní poloze

$$F_{RA12} = \frac{[R_1 \cdot (a_k + b_2) + R_2 \cdot b_2] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2}}{L} + \frac{m_n}{2} \cdot g \cdot L \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1} \quad (26)$$

$$F_{RA12} = \frac{[33\,916,44 \cdot (750 + 160) + 53\,490,66 \cdot 160] \cdot 1,16 \cdot 1,34}{10\,000}$$

$$+ \frac{1\,571,5}{2} \cdot 9,81 \cdot 10\,000 \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$F_{RA12} = 16\,472,243 \text{ N}$$

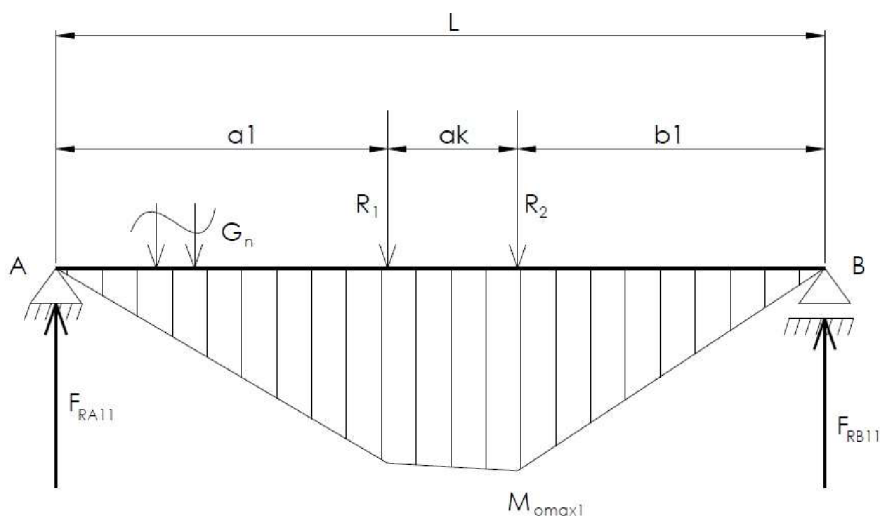
$$F_{RB12} = \frac{[R_1 \cdot a_2 + R_2 \cdot (a_k + a_2)] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2}}{L} + \frac{m_n}{2} \cdot g \cdot L \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1} \quad (27)$$

$$F_{RB12} = \frac{[33\,916,44 \cdot 9\,090 + 53\,490,66 \cdot (750 + 9\,090)] \cdot 1,16 \cdot 1,34}{10\,000}$$

$$+ \frac{1\,571,5}{2} \cdot 9,81 \cdot 10\,000 \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$F_{RB12} = 140\,082,183 \text{ N}$$

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT OD KLADKOSTROJE S BŘEMENEM A TÍHY NOSNÍKU



Obr. 19 Maximální svislý ohybový moment nosníku

$$M_{\text{max}1} = F_{RB11} \cdot b_1 \quad (28)$$

$$M_{\text{max}1} = 78\,263,336 \cdot 4\,710$$

$$M_{\text{max}1} = 3,686 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$$

5.2.4 VODOROVNÉ SILOVÉ ÚČINKY

Jsou způsobeny zejména setrvačnými silami a bočními rázy, u nekrytých pracovišť také bočním tlakem od působení větru.

BRZDNÁ SÍLA

Dle [3] platí pro brzdou sílu při elektrickém pohonu následující vztah.

$$H_b = \frac{1}{14} \cdot (G_B + m_k) \cdot g \quad (29)$$

$$H_b = \frac{1}{14} \cdot (8\,000 + 910) \cdot 9,81$$

$$H_b = 6\,243,364 \text{ N}$$

MOMENT OD VLASTNÍ TÍHY NOSNÍKU

$$M_g = \frac{\frac{m_n}{L} \cdot g \cdot L^2}{8} \quad (30)$$

$$M_g = \frac{1\,571,5}{10\,000} \cdot 9,81 \cdot 10\,000^2$$

$$M_g = 1,927 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

CELKOVÝ OHYBOVÝ MOMENT VE VODOROVNÉ ROVINĚ

Dle [3] se celkový moment skládá z momentu od vlastní tíhy nosníku M_g a z maximálního momentu M_{omax1} , v jehož velikosti už je moment od vlastní tíhy zahrnut, a proto je nutné jej ve vzorci odečíst.

$$M_b = \frac{1}{14} \cdot (M_g + M_{omax1} - M_g) \quad (31)$$

$$M_b = \frac{1}{14} \cdot (1,927 \cdot 10^7 + 3,686 \cdot 10^8 - 1,927 \cdot 10^7)$$

$$M_b = 2,56 \cdot 10^4 \text{ Nmm}$$

VODOROVNÉ BOČNÍ RÁZY

Vodorovné boční rázy působí zpravidla kolmo na směr jízdy a vznikají pojížděním jeřábu nebo některé z jeho částí. Pro určení velikosti vodorovných bočních rázů se vynásobí příslušný tlak kola součinitelem vodorovných bočních rázů ε , který je pro všechny skupiny jeřábů pojíždějících rychlostí menší než 1 m/s roven $\varepsilon = 0,1$ [3].

$$M_\varepsilon = \varepsilon \cdot M_{omax1} \quad (32)$$

$$M_\varepsilon = 0,1 \cdot 3,686 \cdot 10^8$$

$$M_\varepsilon = 3,686 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

kde:

ε [-] součinitel vodorovných bočních rázů...dle [3]

5.3 POSOUZENÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU

Posouzení statické únosnosti má za účel zabránit nadměrným deformacím při překročení meze kluzu materiálu, prokluzu třecích spojů, pružnostní nestabilitě a lomu nosných prvků nebo spojů.

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V OSE X - TLAK

$$W_{oxd} = \frac{I_{xskut}}{e_1} \quad (33)$$

$$W_{oxd} = \frac{1,453 \cdot 10^9}{380,58}$$

$$W_{oxd} = 3,818 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V OSE X - TAH

$$W_{oxt} = \frac{I_{xskut}}{e_2} \quad (34)$$

$$W_{oxt} = \frac{1,453 \cdot 10^9}{279,42}$$

$$W_{oxt} = 5,201 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V OSE Y

$$W_{oy} = \frac{I_{yskut}}{e_4} \quad (35)$$

$$W_{oy} = \frac{8,251 \cdot 10^7}{115}$$

$$W_{oy} = 7,175 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

NÁVRHOVÉ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V OSE X - TLAK

$$\sigma_{ond} = \frac{M_{omax1}}{W_{oxd}} \quad (36)$$

$$\sigma_{ond} = \frac{3,686 \cdot 10^8}{3,818 \cdot 10^6}$$

$$\sigma_{ond} = 96,548 \text{ MPa}$$

NÁVRHOVÉ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V OSE X - TAH

$$\sigma_{ont} = \frac{M_{omax1}}{W_{oxt}} \quad (37)$$

$$\sigma_{ont} = \frac{3,686 \cdot 10^8}{5,201 \cdot 10^6}$$

$$\sigma_{ont} = 70,885 \text{ MPa}$$

NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ V OSE Y

$$\sigma_{ony} = \frac{M_{\epsilon}}{W_{oy}} \quad (38)$$

$$\sigma_{ony} = \frac{3,686 \cdot 10^7}{8,251 \cdot 10^7}$$

$$\sigma_{ony} = 51,374 \text{ MPa}$$

DOVOLENÉ NAPĚTÍ V OHYBU

$$\sigma_{dov} = \frac{f_y}{y_m} \quad (39)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{235}{1,1}$$

$$\sigma_{dov} = 213,636 \text{ MPa} \rightarrow 214 \text{ MPa}$$

kde:

f_y [MPa] mez kluzu... dle [11]

y_m [-] součinitel spolehlivosti materiálu... dle [9]

POSOUZENÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI HLAVNÍHO NOSNÍKU

$$stat_N = \left(\frac{\sigma_{ond}}{\sigma_{dov}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{ony}}{\sigma_{dov}}\right)^2 - \frac{\sigma_{ony} \cdot \sigma_{ond}}{\sigma_{dov} \cdot \sigma_{dov}} < 1 \quad (40)$$

$$stat_N = \left(\frac{96,548}{214}\right)^2 + \left(\frac{51,374}{214}\right)^2 - \frac{51,374 \cdot 96,548}{214 \cdot 214}$$

$$stat_N = 0,167$$

$$stat_N < 1 \quad (41)$$

$$0,167 < 1$$

Podmínka splněna, hlavní nosník vyhovuje.

5.4 POSOUZENÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU

Výpočet byl proveden u nosných prvků a spojů, které jsou během technického života zatíženy více než $2 \cdot 10^4$ cykly. Zohledněna byla provozní skupinu jeřábu a vrubová skupina konstrukčních prvků [12].

5.4.1 ÚNAVOVÁ PEVNOST HORNÍ PÁSNIČE

Nejprve bylo potřeba určit maximální a minimální tlakové napětí, kterým je horní pásnička namáhána na ohyb.

MAXIMÁLNÍ TLAKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{dmax} = -\sigma_{ond} \quad (42)$$

$$\sigma_{dmax} = -96,548 \text{ MPa}$$

MINIMÁLNÍ TLAKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{dmin} = \frac{-M_{Omax0}}{W_{Oxd}} \quad (43)$$

$$\sigma_{dmin} = \frac{-9,983 \cdot 10^7}{3,818 \cdot 10^6}$$

$$\sigma_{dmin} = -26,148 \text{ MPa}$$

POMĚR MEZNÍCH NAPĚTÍ

$$\chi_1 = \frac{\sigma_{dmin}}{\sigma_{dmax}} \quad (44)$$

$$\chi_1 = \frac{-26,148}{-96,548}$$

$$\chi_1 = 0,271$$

ZÁKLADNÍ ÚNAVOVÁ PEVNOST

Dle [12] byla určena základní únavová pevnost s odpovídající bezpečností $R_{fat_1} = 169,7 \text{ MPa}$, která zohledňuje řadu použité oceli, provozní skupinu jeřábu a vrubovou skupinu konstrukčních prvků.

VÝPOČTOVÁ ÚNAVOVÁ PEVNOST

$$R_{fat_d0} = 2 \cdot R_{fat_1} \quad (45)$$

$$R_{fat_d0} = 2 \cdot 169,7$$

$$R_{fat_d0} = 339,4 \text{ MPa}$$

kde:

$$R_{fat_1} \quad [\text{MPa}] \quad \text{základní únavová pevnost... dle [12]}$$

ÚNAVOVÁ PEVNOST V ZÁVISLOSTI NA POMĚRU MEZNÍCH NAPĚTÍ

Pro mĕjivé namáhání je dle [12] dána následujícím vztahem.

$$R_{fat_d\chi} = \frac{R_{fat_d0}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat_d0}}{0,9 \cdot f_u}\right) \cdot \chi_1} \quad (46)$$

$$R_{fat_d\chi} = \frac{339,4}{1 - \left(1 - \frac{339,4}{0,9 \cdot 360}\right) \cdot 0,271}$$

$$R_{fat_d\chi} = 330,595 \text{ MPa}$$

kde:

f_u [MPa] pevnost v tahu...dle [3]

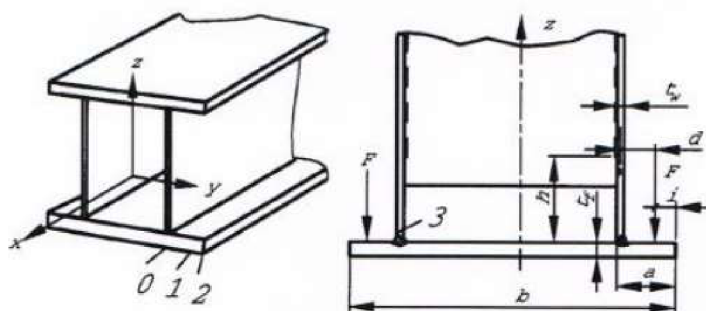
Maximální dovolená hodnota únavové pevnosti u tahu a tlaku je pro ocel třídy 37
 $R_{fat_{d\chi}} = 180 \text{ MPa}$ [12].

$$R_{fat_{d\chi}} \geq \sigma_{dmax} \quad (47)$$

$$180 \text{ MPa} \geq 96,548 \text{ MPa}$$

5.4.2 ÚNAVOVÁ PEVNOST SPODNÍ PÁSNICE

Oproti horní pásnici je dolní pásnice kromě globálního tahového napětí od ohybu celého nosníku namáhána také lokálním ohybovým namáháním od kol kladkostroje na okraji příruby. Lokální ohybové namáhání vzniká pod silou F_{Kmax} (na Obr. síla F). Při výpočtu se postupovalo podle literatury [13].



Obr. 20 Lokální ohyb příruby spodní pásnice [13]

MAXIMÁLNÍ SÍLA POD KOLEM KŁADKOSTROJE

$$F_{Kmax} = \frac{R_2 \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p1}}{2} \quad (48)$$

$$F_{Kmax} = \frac{53\,490,66 \cdot 1,16 \cdot 1,22}{2}$$

$$F_{Kmax} = 37\,849,991 \text{ N}$$

SOUČINITEL PRO VÝPOČET LOKÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

$$\lambda_1 = \frac{i}{a - t_w} \quad (49)$$

$$\lambda_1 = \frac{19,5}{50 - 5}$$

$$\lambda_1 = 0,433$$

kde:

i [mm] vzdálenost od maximální síly pod kolem kladkostroje k okraji příruby
...dle konstrukce

a [mm] vzdálenost od okraje příruby k vnitřní hraně stojiny...dle konstrukce

$t_w = b_s$ [mm] šířka stojiny...dle rovnice (6)

POMĚR ŠÍŘKY STOJINY A VÝŠKY PŘÍRUBY

$$r_t = \frac{t_w}{t_f} \quad (50)$$

$$r_t = \frac{5}{25}$$

$$r_t = 0,2$$

kde:

$t_f = h_{pd}$ [mm] výška spodní pásnice...dle kapitoly 4.4

SOUČINITEL OKRAJE PŘÍRUBY

Dle [13] vychází vztah pro výpočet součinitele z řešení obdobných situací u skříňových nosníků metodou konečných prvků.

$$C_{x2} = -0,95 + \frac{2,7}{(2 \cdot \lambda_1 + 0,5)r_t^{0,333}} + [1,2 \cdot (\lambda_1 - 0,1)^{0,25} - 0,76] \cdot \left(\frac{0,2}{r_t}\right)^4 \quad (51)$$

$$C_{x2} = -0,95 + \frac{2,7}{(2 \cdot 0,433 + 0,5)^{0,2 \cdot 0,333}} + [1,2 \cdot (0,433 - 0,1)^{0,25} - 0,76] \cdot \left(\frac{0,2}{0,2}\right)^4$$

$$C_{x2} = 1,451$$

LOKÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{x2} = C_{x2} \cdot \frac{F_{Kmax}}{t_f^2} \quad (52)$$

$$\sigma_{x2} = 1,451 \cdot \frac{37\,849,991}{25^2}$$

$$\sigma_{x2} = 87,859 \text{ MPa}$$

MAXIMÁLNÍ TAHOVÉ NAPĚTÍ V DOLNÍ PÁSNICI

Dle [13] je maximální napětí součtem globálního napětí a lokálního, vynásobeného konstantou 0,75.

$$\sigma_{tmax} = \sigma_{ont} + 0,75 \cdot \sigma_{x2} \quad (53)$$

$$\sigma_{tmax} = 70,885 + 0,75 \cdot 87,859$$

$$\sigma_{tmax} = 136,779 \text{ MPa}$$

MINIMÁLNÍ TAHOVÉ NAPĚTÍ V DOLNÍ PÁSNICI

$$\sigma_{tmin} = \frac{M_{omax0}}{W_{opt}} \quad (54)$$

$$\sigma_{tmin} = \frac{9,983 \cdot 10^7}{5,201 \cdot 10^6}$$

$$\sigma_{tmin} = 19,198 \text{ MPa}$$

POMĚR MEZNÍCH NAPĚTÍ

$$\chi_2 = \frac{\sigma_{tmin}}{\sigma_{tmax}} \quad (55)$$

$$\chi_2 = \frac{19,198}{136,779}$$

$$\chi_2 = 0,141$$

ZÁKLADNÍ ÚNAVOVÁ PEVNOST

Dle [12] byla určena základní únavová pevnost s odpovídající bezpečností $R_{fat_1} = 169,7 \text{ MPa}$, která zohledňuje řadu použité oceli, provozní skupinu jeřábu a vrubovou skupinu konstrukčních prvků.

VÝPOČTOVÁ ÚNAVOVÁ PEVNOST

$$R_{fat_t0} = \frac{5}{3} \cdot R_{fat_1} \quad (56)$$

$$R_{fat_t0} = \frac{5}{3} \cdot 169,7$$

$$R_{fat_t0} = 282,833 \text{ MPa}$$

ÚNAVOVÁ PEVNOST V ZÁVISLOSTI NA POMĚRU MEZNÍCH NAPĚTÍ

Pro mĕjivĕ namáhanĕnĕ je dle [12] dána vztahem.

$$R_{fat_t\chi} = \frac{R_{fat_t0}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat_t0}}{0,75 \cdot f_u}\right) \cdot \chi_2} \quad (57)$$

$$R_{fat_t\chi} = \frac{282,833}{1 - \left(1 - \frac{282,833}{0,75 \cdot 360}\right) \cdot 0,141}$$

$$R_{fat_t\chi} = 278,566 \text{ MPa}$$

Maximální dovolená hodnota únavové pevnosti u tahu a tlaku je pro ocel třídy 37

$$R_{fat_t\chi} = 180 \text{ MPa} [12].$$

$$R_{fat_t\chi} \geq \sigma_{tmax}$$

$$180 \text{ MPa} \geq 136,779 \text{ Mpa}$$

5.4.3 NAPĚTÍ VE STOJINĚ

Napětí ve stojině od lokálního ohybu příruby je součtem napětí membránové a ohybového. Pro jejich výpočet bylo nejprve nutné určit potřebné koeficienty [13].

KOEFICIENT PRO VÝPOČET MEMBRÁNOVÉHO NAPĚTÍ

$$C_{zm} = 0,4 + (1,8 \cdot r_t^2) \quad (58)$$

$$C_{zm} = 0,4 + (1,8 \cdot 0,2^2)$$

$$C_{zm} = 0,472$$

KOEFICIENTY PRO VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

$$C_{zb} = (0,01 + 0,0212 \cdot r_t^3) \cdot \left(0,125 \cdot \frac{b}{a} + 0,25\right)^{0,125} \quad (59)$$

$$C_{zb} = (0,01 + 0,0212 \cdot 0,2^3) \cdot \left(0,125 \cdot \frac{320}{50} + 0,25\right)^{0,125}$$

$$C_{zb} = 1,023 \cdot 10^{-2}$$

kde:

$$b = b_p \quad [mm] \quad \text{šířka pásnice... dle rovnice (5)}$$

$$k_{z0} = 2 + 1,5 \cdot \sin[1,5 \cdot \pi \cdot (0,35 - r_t)] + 0,45 \cdot \sin[4 \cdot \pi \cdot (r_t - 0,5)] \quad (60)$$

$$k_{z0} = 2 + 1,5 \cdot \sin[1,5 \cdot \pi \cdot (0,35 - 0,2)] + 0,45 \cdot \sin[4 \cdot \pi \cdot (0,2 - 0,5)]$$

$$k_{z0} = 3,239$$

$$k_{zh} = 1 + \frac{k_{z0}}{1 + 0,0004536 \cdot r_h^3} \quad (61)$$

$$k_{zh} = 1 + \frac{3,239}{1 + 0,0004536 \cdot 35^3}$$

$$k_{zh} = 1,158$$

MEMBRÁNOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{sm} = C_{zm} \cdot \frac{F_{Kmax}}{(d + h_{pd}) \cdot b_s} \quad (62)$$

$$\sigma_{sm} = 0,472 \cdot \frac{37\,849,991}{(30,5 + 25) \cdot 5}$$

$$\sigma_{sm} = 64,379 \text{ MPa}$$

OHYBOVÉ NAPĚTÍ

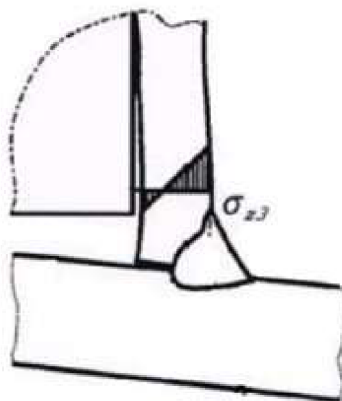
$$\sigma_{so} = k_{zh} \cdot C_{zb} \cdot \frac{6 \cdot F_{Kmax} \cdot d}{b^3 \cdot [1 + (2 \cdot r_t)^{-3}]} \quad (63)$$

$$\sigma_{so} = 1,158 \cdot 1,023 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{6 \cdot 37\,849,991 \cdot 30,5}{5^3 \cdot [1 + (2 \cdot 0,2)^{-3}]}$$

$$\sigma_{so} = 39,505 \text{ MPa}$$

kde:

d [mm] vzdálenost od maximální síly pod kolem kladkostroje k vnitřní straně stojiny...dle konstrukce

NAPĚTÍ VE STOJINĚ V PŘECHODU SVARU

Obr. 21 Napětí v přechodu stojina-příruba [13]

$$\sigma_{z3} = \sigma_{sm} + \sigma_{so} \quad (64)$$

$$\sigma_{z3} = 64,379 + 39,505$$

$$\sigma_{z3} = 103,884 \text{ MPa}$$

CELKOVÉ NAPĚTÍ VE STOJINĚ

$$\sigma_{sc} = \sigma_{z3} + 0,75 \cdot \sigma_{gs} \quad (65)$$

$$\sigma_{sc} = 103,884 + 0,75 \cdot 75$$

$$\sigma_{sc} = 160,134 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{sc} \leq \sigma_{dov}$$

$$160,134 \text{ MPa} \geq 214 \text{ MPa}$$

6 NÁVRH PŘÍČNÍKU



Obr. 22 Model sestavy příčniku

Maximální svislé zatížení na příčník nastane v situaci, kdy se kladkostroj se zavěšeným břemenem nachází v krajní poloze nosníku, tedy v minimální vzdálenosti od příčniku. Příčník je navržen jako válcovaný obdélníkový profil. Nejprve se určí maximální dovolený průhyb a z něj minimální kvadratický moment průřezu, podle kterého se vybere vhodný průřez profilu příčniku.

6.1 MINIMÁLNÍ KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU

Pro výpočet byla použita maximální hodnota z reakcí pro stav, kdy je kočka s břemenem v krajní poloze nosníku (viz kapitola 5.2.3).

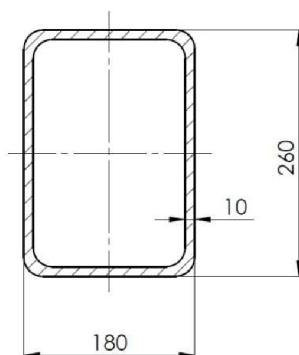
$$I_{x_{pmin}} = \frac{F_{rB12} \cdot L_p^3}{48 \cdot E \cdot f_{dp}} = \frac{F_{rB12} \cdot L_p^3}{48 \cdot E \cdot \frac{L_p}{500}} \quad (66)$$

$$I_{x_{pmin}} = \frac{140\,082,183 \cdot 2\,400^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{2\,400}{500}}$$

$$I_{x_{pmin}} = 4,002 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

6.2 VOLBA PRŮŘEZU

Nejprve byl vybrán obdélníkový průřez s nejbližším vyšším kvadratickým momentem průřezu, ten se ale ukázal jako nevhodný jednak vzhledem k nemožnosti montáže kolových bloků a obtížnému připojení hlavního nosníku, a také jako nevyhovující vzhledem k zatížení. Proto byl nakonec vybrán obdélníkový průřez 260x180x10 válcovaný za tepla, který je svými rozměry vhodný pro montáž bloků pojezdových kol i pro připojení mostu jeřábu a zároveň vyhovuje zatížení příčniku.



Obr. 23 Průřez profilu příčnicku

PARAMETRY PRŮŘEZU

Tab. 4 Parametry průřezu příčnicku [24]

Kvadratický moment průřezu	I_{xpskut}	77 400 000	[mm ⁴]
Modul průřezu v ohybu k ose x jdoucí těžištěm	W_{xp}	595 000	[mm ³]
Modul průřezu v ohybu k ose y jdoucí těžištěm	W_{yp}	483 000	[mm ³]
Jednotková hmotnost	q_p	65,08	[kg.m ⁻¹]
Výška průřezu ≈ výška příčnicku	$h_{př}$	260	[mm]
Šířka průřezu ≈ šířka příčnicku	$b_{př}$	180	[mm]
Tloušťka průřezu	$t_{př}$	10	[mm]

7 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PŘÍČNÍKU

Za délku příčnicku L_p byla u všech výpočtů dosazována zadaná hodnota rozvoru jeřábu. Vzhledem ke konstrukci příčnicku a kolových bloků bude ve skutečnosti délka profilu příčnicku o něco kratší.

7.1 KONTROLA PŘÍČNÍKU NA PRŮHYB

MAXIMÁLNÍ DOVOLENÝ PRŮHYB

$$f_{dp} = \frac{L_p}{500} \quad (67)$$

$$f_{dp} = \frac{2\,400}{500}$$

$$f_{dp} = 4,8 \text{ mm}$$

kde:

$$q_p \quad [kg \cdot m^{-1}] \quad \text{jednotková hmotnost profilu příčnicku... dle kapitoly 6.2}$$

SKUTEČNÝ PRŮHYB

Skládá se z průhybu od svislého zatížení a z průhybu od vlastní tíhy příčnicku.

$$f_p = \frac{5 \cdot (q_p \cdot g) \cdot 10^{-3} \cdot L_p^4}{384 \cdot E \cdot I_{pxskut}} + \frac{F_{rB12} \cdot L_p^3}{48 \cdot E \cdot I_{pxskut}} \quad (68)$$

$$f_p = \frac{5 \cdot (65,08 \cdot 9,81) \cdot 10^{-3} \cdot 2\,400^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7,74 \cdot 10^7} + \frac{140\,082,183 \cdot 2\,400^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7,74 \cdot 10^7}$$

$$f_p = 2,499 \text{ mm}$$

kde:

$$L_p \quad [mm] \quad \text{délka příčnicku... dle zadání}$$

KONTROLA PRŮHYBU

$$f_p < f_{dp} \quad (69)$$

$$2,499 \text{ mm} < 4,8 \text{ mm}$$

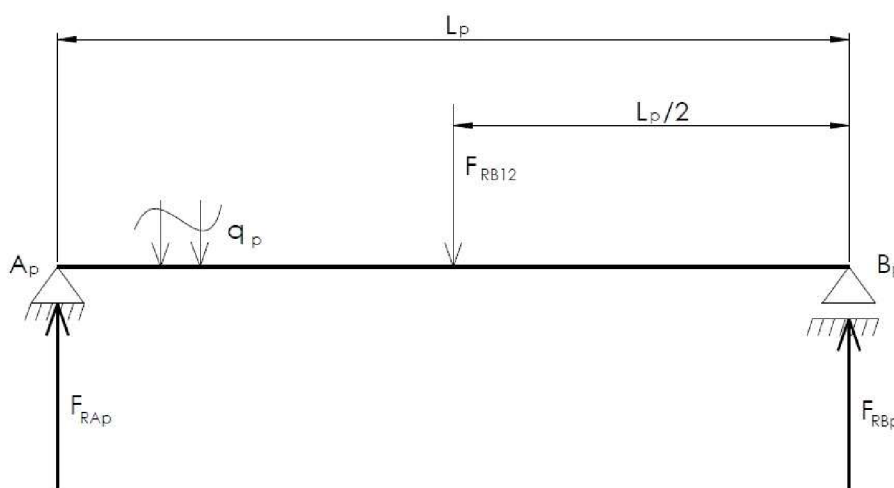
Podmínka splněna, zvolený profil příčnicku na průhyb vyhovuje.

7.2 VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY

7.2.1 SVISLÉ VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY

Jsou způsobeny maximálním svislým zatížením hlavního nosníku v situaci, kdy je kladkostroj s břemenem v krajní poloze (nejblíže příčniku). Do svislých vnitřních účinků je zahrnuta i vlastní hmotnost příčniku.

REAKCE OD KOL PŘÍČNÍKU OD SVISLÉHO ZATÍŽENÍ



Obr. 24 Schéma maximálního svislého zatížení příčniku

$$F_{RAp} = \frac{1}{2} \cdot F_{rB12} + \frac{q_p \cdot g \cdot L_p \cdot 10^{-3} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1}}{2} \quad (70)$$

$$F_{RAp} = \frac{1}{2} \cdot 140\,082,183 + \frac{65,08 \cdot 9,81 \cdot 2\,400 \cdot 10^{-3} \cdot 1,1 \cdot 1,22}{2}$$

$$F_{rAp} = 71\,069,227 \text{ N}$$

$$F_{rBp} = F_{rAp} = 71\,069,227 \text{ N}$$

kde:

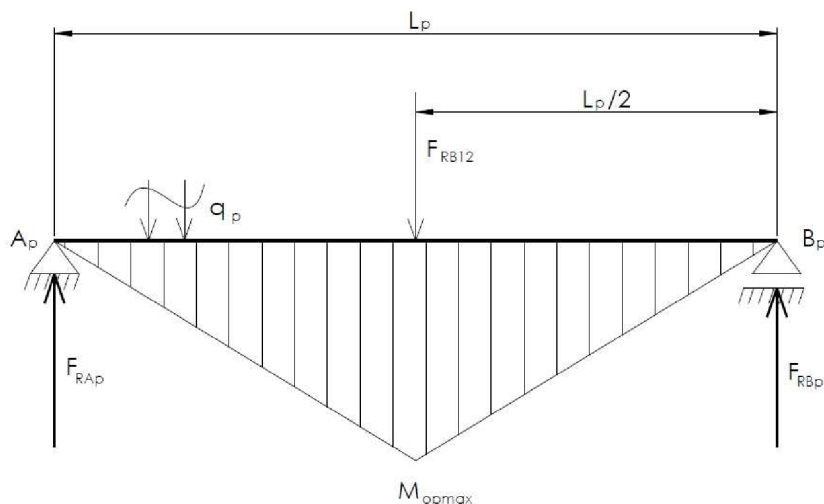
γ_{p1} [-] bezpečnostní součinitel...dle [10]

MAXIMÁLNÍ SVISLÝ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{opmax} = F_{rAp} \cdot \frac{L_p}{2} = F_{rBp} \cdot \frac{L_p}{2} \quad (71)$$

$$M_{opmax} = 71\,069,227 \cdot \frac{2\,400}{2}$$

$$M_{opmax} = 8,528 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$



Obr. 25 Maximální ohybový moment příčnicku od svislého zatížení

STATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU V OSE X

$$S_{xp} = t_{př} \cdot (b_{př} - 2 \cdot t_{př}) \cdot \frac{1}{2} \cdot (h_{př} - t_{př}) + 2 \cdot t_{př} \cdot \left(\frac{h_{př}}{2} - z\right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{h_{př}}{2} + z\right) \quad (72)$$

$$S_{xp} = 10 \cdot (180 - 2 \cdot 10) \cdot \frac{1}{2} \cdot (260 - 10) + 2 \cdot 10 \cdot \left(\frac{260}{2} - 0\right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{260}{2} + 0\right)$$

$$S_{xp} = 369\,000 \text{ mm}^3$$

kde:

$t_{př}$	[mm]	délka příčnicku... dle kapitoly 6.2
$b_{př}$	[mm]	šířka příčnicku... dle kapitoly 6.2
$h_{př}$	[mm]	výška příčnicku... dle kapitoly 6.2
z	[mm]	posunutí těžiště profilu... dle konstrukce

SMYKOVÉ NAPĚTÍ OD SVISLÉHO NAMÁHÁNÍ

$$\tau_{sp} = \frac{F_{rAp} \cdot S_{xp}}{I_{pxskut} \cdot 2 \cdot t_{př}} \quad (73)$$

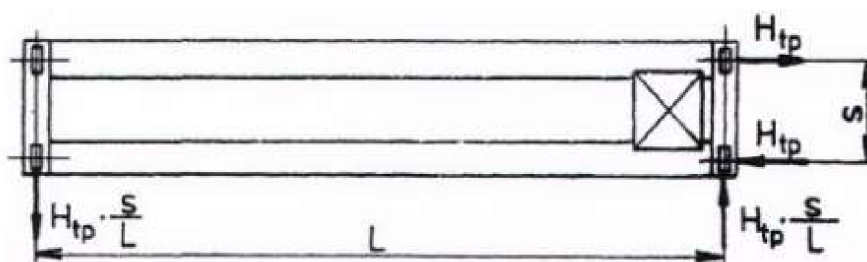
$$\tau_{sp} = \frac{71\,069,227 \cdot 369\,000}{7,74 \cdot 10^7 \cdot 2 \cdot 10}$$

$$\tau_{sp} = 16,941 \text{ MPa}$$

7.2.2 VODOROVNÉ VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY

Během jízdy mostového jeřábu po svojí dráze vznikají vodorovné síly mezi jeřábem a dráhou od přičení nebo zrychlení, případně od zpomalení jeřábu. Pro výpočet těchto sil existuje několik výpočetních postupů, ve kterých lze nalézt rozdíly ve zjednodušujících předpokladech a fyzikálních modelech, které mají za následek různá řešení a různé velikosti výsledných sil [6].

Výše uvedené pramení z toho, že ani samotný pojem „přičení jeřábu“ není jednoznačně definován a různí autoři jej ve svých postupech prezentují jako odlišné fyzikální děje.



Obr. 26 Přičení jeřábu [12]

TLAK POD JEDNÍM KOLEM JEŘÁBU

$$F_{kp} = \frac{R_1 \cdot (a_k + b_1) + R_2 \cdot b_1}{2 \cdot L} + \frac{m_n \cdot g \cdot L}{4} + \frac{q_p \cdot g \cdot 10^{-3} \cdot L_p}{2} \quad (74)$$

$$F_{kp} = \frac{33\,916,44 \cdot (750 + 4\,710) + 53\,490,66 \cdot 4\,710}{2 \cdot 10\,000} + \frac{1571,5}{10\,000} \cdot 9,81 \cdot 10\,000 + \frac{65,08 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} \cdot 2\,400}{2}$$

$$F_{kp} = 25\,778,438 \text{ N}$$

SOUČINITEL PŘÍČENÍ

$$\lambda = 0,025 \cdot \frac{L}{L_p} \quad (75)$$

$$\lambda = 0,025 \cdot \frac{10\,000}{2\,400}$$

$$\lambda = 0,104$$

PŘÍČNÁ SÍLA

$$H_{tp} = \gamma_{tp} \cdot \lambda \cdot 2 \cdot F_{kp} \quad (76)$$

$$H_{tp} = 1,1 \cdot 0,104 \cdot 2 \cdot 25\,778,438$$

$$H_{tp} = 5\,909,85 \text{ N}$$

kde:

$$\gamma_{tp} \quad [-] \quad \text{součinitel zatížení od příčných sil... dle [12]}$$

VODOROVNÝ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{opv} = H_{tp} \cdot \frac{L_p}{2} \quad (77)$$

$$M_{opv} = 5\,909,85 \cdot \frac{2\,400}{2}$$

$$M_{opv} = 7,092 \cdot 10^6 \text{ MPa}$$

7.3 POSOUZENÍ ÚNOSNOSTI PŘÍČNÍKU

7.3.1 POSOUZENÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI PŘÍČNÍKU

Posouzení statické únosnosti má za účel zabránit nadměrným deformacím při překročení meze kluzu materiálu, prokluzu třecích spojů, pružnostní nestabilitě a lomu nosných prvků nebo spojů. Do výpočtu je zahrnuto i smykové namáhání.

NAPĚTÍ OD MOMENTU V OSE X

$$\sigma_{px} = \frac{M_{opmax}}{W_{px}} \quad (78)$$

$$\sigma_{px} = \frac{8,529 \cdot 10^7}{595\,000}$$

$$\sigma_{px} = 143,333 \text{ MPa}$$

NAPĚTÍ OD MOMENTU V OSE Y

$$\sigma_{py} = \frac{M_{opv}}{W_{py}} \quad (79)$$

$$\sigma_{py} = \frac{7,092 \cdot 10^6}{483\,000}$$

$$\sigma_{py} = 14,683 \text{ MPa}$$

POSOUZENÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI PŘÍČNÍKU

$$stat_p = \left(\frac{\sigma_{px}}{\sigma_{dov}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{py}}{\sigma_{dov}} \right)^2 - \frac{\sigma_{px} \cdot \sigma_{py}}{\sigma_{dov} \cdot \sigma_{dov}} + \left(\frac{\tau_{sp}}{\tau_{spd}} \right) < 1 \quad (80)$$

$$stat_p = \left(\frac{143,333}{214} \right)^2 + \left(\frac{14,683}{214} \right)^2 - \frac{143,333 \cdot 14,683}{214 \cdot 214} + \left(\frac{16,941}{118} \right)$$

$$stat_p = 0,465$$

$$stat_p < 1 \quad (81)$$

$$0,465 < 1$$

kde:

$$\tau_{sp} \quad [MPa] \quad \text{smykové napětí v příčniku...dle [3]}$$

$$\tau_{spd} \quad [MPa] \quad \text{dovolené smykové napětí...dle [3]}$$

Podmínka splněna, příčník vyhovuje statické únosnosti.

7.3.2 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI PŘÍČNÍKU

Kontrola únavové pevnosti byla provedeno u spodní pásnice příčniku, která je namáhána míjivým tahovým napětím.

ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA NA PŘÍČNÍK (BEZ ZAVĚŠENÉHO BŘEMENE)

$$F_{RBp01} = \frac{1}{2} \cdot F_{RB01} + \frac{q_p \cdot g \cdot 10^{-3} \cdot L_p \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1}}{2} \quad (82)$$

$$F_{RBp01} = \frac{1}{2} \cdot 17\,268,68 + \frac{65,08 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} \cdot 2\,400 \cdot 1,1 \cdot 1,22}{2}$$

$$F_{RBp01} = 9\,662,476 \text{ N}$$

MINIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA PŘÍČNÍK

$$M_{opmin} = F_{RBp01} \cdot \frac{L_p}{2} \quad (83)$$

$$M_{opmin} = 9\,662,476 \cdot \frac{2\,400}{2}$$

$$M_{opmin} = 1,159 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

MINIMÁLNÍ TAHOVÉ NAPĚTÍ VE SPODNÍ PÁSNICI

$$\sigma_{tminp} = \frac{M_{opmin}}{W_{px}} \quad (84)$$

$$\sigma_{tminp} = \frac{1,159 \cdot 10^7}{595\,000}$$

$$\sigma_{tminp} = 19,487 \text{ MPa}$$

MAXIMÁLNÍ TAHOVÉ NAPĚTÍ VE SPODNÍ PÁSNICI

$$\sigma_{tmaxp} = \sigma_{px} \quad (85)$$

$$\sigma_{tmaxp} = 143,333 \text{ MPa}$$

POMĚR MEZNÍCH NAPĚTÍ

$$\chi_3 = \frac{\sigma_{tminp}}{\sigma_{tmaxp}} \quad (86)$$

$$\chi_3 = \frac{19,487}{143,333}$$

$$\chi_3 = 0,136$$

ZÁKLADNÍ ÚNAVOVÁ PEVNOST

Dle [12] byla určena základní únavová pevnost s odpovídající bezpečností $R_{fat_1} = 169,7 \text{ MPa}$, která zohledňuje řadu použité oceli, provozní skupinu jeřábu a vrubovou skupinu konstrukčních prvků.

VÝPOČTOVÁ ÚNAVOVÁ PEVNOST

$$R_{fat_t0} = \frac{5}{3} \cdot R_{fat_1} \quad (87)$$

$$R_{fat_t0} = \frac{5}{3} \cdot 169,7$$

$$R_{fat_t0} = 282,833 \text{ MPa}$$

ÚNAVOVÁ PEVNOST V ZÁVISLOSTI NA POMĚRU MEZNÍCH NAPĚTÍ

Pro mĭjivé namáhání je dle [12] dána vztahem.

$$R_{fat_t\chi} = \frac{R_{fat_t0}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat_t0}}{0,75 \cdot f_u}\right) \cdot \chi_3} \quad (88)$$

$$R_{fat_t\chi} = \frac{282,833}{1 - \left(1 - \frac{282,833}{0,75 \cdot 360}\right) \cdot 0,136}$$

$$R_{fat_t\chi} = 278,566 \text{ MPa}$$

Maximální dovolená hodnota únavové pevnosti u tahu a tlaku je pro ocel třídy 37

$$R_{fat_t\chi} = 180 \text{ MPa} \text{ [12].}$$

$$R_{fat_t\chi} \geq \sigma_{tmax}$$

$$180 \text{ MPa} \geq 143,333 \text{ MPa}$$

8 KOMBINACE NAMÁHÁNÍ

Jde o jiný postup výpočtu horizontálního namáhání a prokázání statické únosnosti skříňového nosníku.

Jednotlivé účinky zatížení se při provozu jeřábu vyskytují společně v různých kombinacích. Norma ČSN EN 13001-2 rozděluje kombinace zatížení do následujících tří typových skupin [10]:

- skupina A – pouze pravidelná zatížení (gravitační a setrvačné účinky)
- skupina B – pravidelná i občasná zatížení při provozu jeřábu, např. zatížení setrvačnými silami od brždění nebo zatížení od foukajícího větru, sněhu, námrazy
- skupina C – pravidelná, občasná i výjimečná zatížení, např. při nárazu jeřábu na nárazník v krajní poloze, odpadnutí břemene

8.1 KOMBINACE A3

Představuje běžný provoz jeřábu se zavěšeným břemenem, při kterém dochází ke zrychlování nebo zpomalování pojezdu mostu, případně k pojezdu po nerovném povrchu. Hlavní nosník je zatěžovaný ve dvou rovinách následovně. Ve svislé rovině vlivem vlastní hmotnosti nosníku a hmotností kladkostroje a zavěšeného břemene. Ve vodorovné rovině pak vlivem setrvačných sil při brždění nebo zrychlení od vlastní hmotnosti a hmotností kladkostroje a zavěšeného břemene.

Nosník je tedy namáhán prostorovým ohybem. K největšímu ohybu dojde v momentě, kdy se bude zavěšené břemeno nacházet uprostřed délky nosníku. U prutů, které jsou namáhány ohybem a jejichž délka výrazně převyšuje průřezové rozměry, je vliv smyku zanedbatelný, a proto se ve výpočtech uvažuje pouze ohyb.

8.2 KOMBINACE B3

Svislé zatížení je stejné jako v kombinaci A3, u vodorovného se navíc přidává zatížení od foukajícího větru, sněhu nebo námrazy. Protože ale jeřáb pracuje v uzavřené hale, je zatížení od všech zmíněných nulové.

8.3 KOMBINACE C3

Jde o výjimečnou kombinaci zatížení, u které je svislé zatížení stejné jako u kombinace A3. Vodorovné se skládá ze setrvačné síly od hmotností všech částí jeřábu, která vznikne zpomalením při nárazu jeřábu nárazníky v krajní poloze jeřábové dráhy.

KINETICKÁ ENERGIE ABSORBOVANÁ JEDNÍM NÁRAZNÍKEM

Jde o kinetickou energii všech částí jeřábu s výjimkou zavěšeného břemene podělenou počtem nárazníků. Ve výpočtu není zahrnuta ani hmotnost nárazníků, která je zanedbatelná oproti hmotnosti ostatních částí.

$$E_K = \frac{1}{4} \cdot (m_n + m_k + 2 \cdot m_p + 2 \cdot m_d + 2 \cdot m_w) \cdot v^2 \quad (89)$$

$$E_K = \frac{1}{4} \cdot (1\,571,5 + 910 + 2 \cdot 156,192 + 2 \cdot 52,5 + 2 \cdot 25) \cdot 0,917^2$$

$$E_K = 619,471 \text{ J}$$

kde:

m_p	[kg]	hmotnost příčnicku...dle rovnice (90)
m_d	[kg]	hmotnost hnacího kolového bloku...dle kapitoly 10, Tab. 6
m_w	[kg]	hmotnost hnaného kolové bloku...dle kapitoly

HMOTNOST PROFILU PŘÍČNÍKU

$$m_p = L_p \cdot q_p \quad (90)$$

$$m_p = 2\,400 \cdot 10^{-3} \cdot 65,03$$

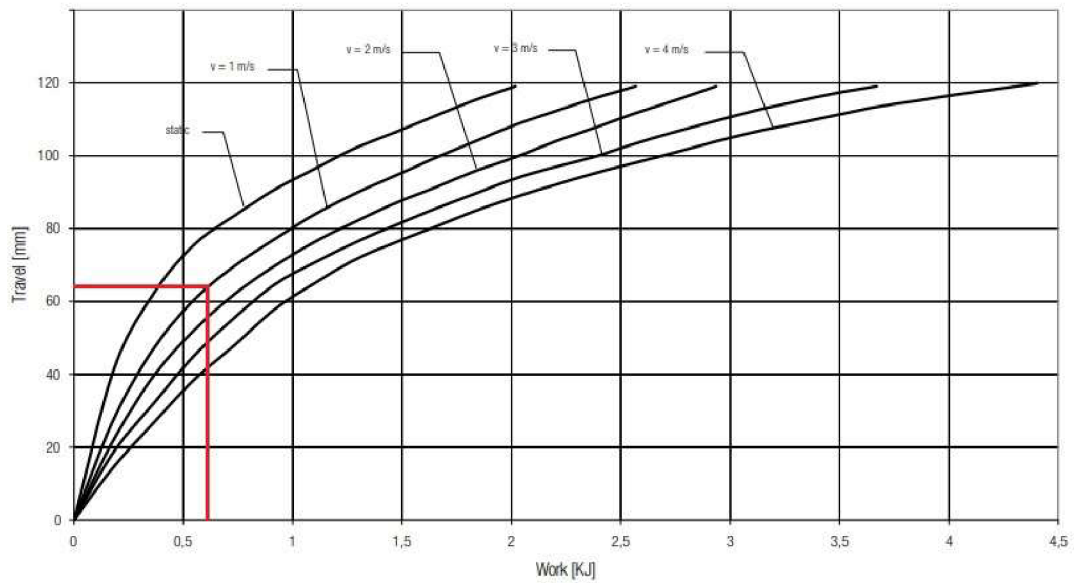
$$m_p = 156,192 \text{ kg}$$

Na obou koncích příčnicků jsou montovány polyuretanové nárazníky od firmy Conductix-Wampfler, které absorbují kinetickou energii celého jeřábu.

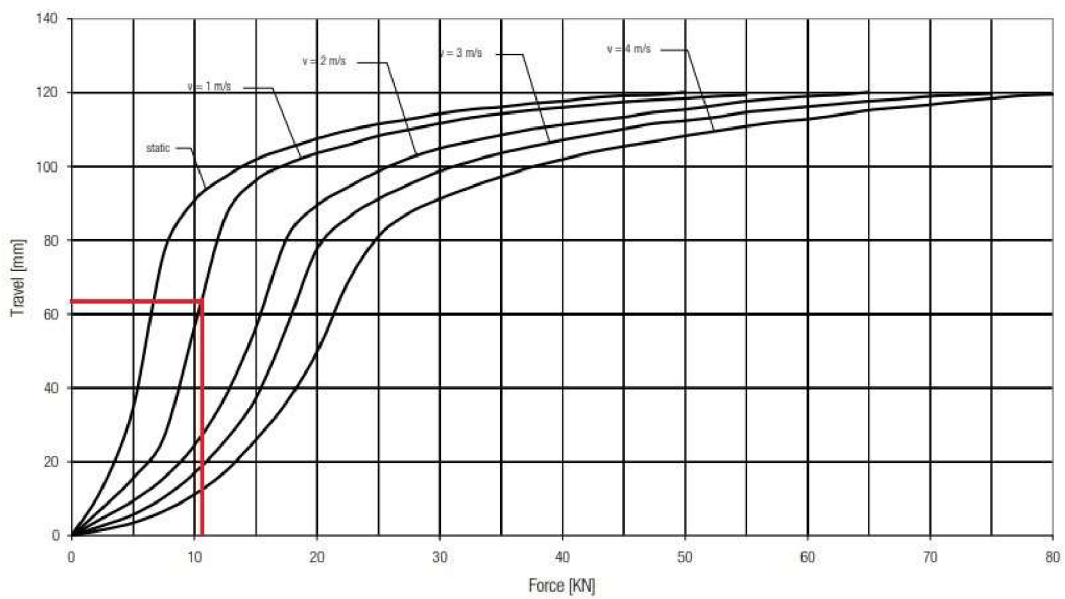
Tab. 5 Parametry nárazníku [25], [26]

Označení	018121-100x150		
Materiál	polyuretan (PUR)		
Délka	L_b	150	[mm]
Průměr	D_b	100	[mm]
Maximální absorbovatelná energie	E_{Kmax}	2 100	[J]
Hustota materiálu	ρ	530	[kg.m ⁻³]
Hmotnost	m_b	0,6	[kg]

Podle absorbované energie lze ze zátěžových diagramů přímo od výrobce určit stlačení nárazníku a tomu odpovídající sílu působící na nárazník.



Obr. 27 Stlačení nárazníku [25]



Obr. 28 Síla působící na nárazník [25]

ZPOMALENÍ PŘI NÁRAZU

$$a_n = \frac{v^2}{2 \cdot s_n} \quad (91)$$

$$a_n = \frac{0,917^2}{2 \cdot 0,0635}$$

$$a_n = 6,616 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde:

s_n [mm] stlačení nárazníku...dle diagramu na obrázku 25

SÍLA NA KOLO KLADKOSTROJE PŮSOBÍCÍ V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU PŘI NÁRAZU

$$F_{kn} = \frac{1}{2} \cdot m_k \cdot a_n \cdot \varnothing_5 \cdot \gamma_{p3} \quad (92)$$

$$F_{kn} = \frac{1}{2} \cdot 750 \cdot 6,616 \cdot 1,2 \cdot 1,34$$

$$F_{kn} = 4\,840,794 \text{ N}$$

kde:

\varnothing_5 [-] dynamický součinitel...dle [10]

γ_{p3} [-] součinitel bezpečnosti...dle [10]

ZATÍŽENÍ OD SETRVAČNÝCH SIL VLIVEM VLASTNÍ HMOTNOSTI PŘI NÁRAZU

$$q_s = \frac{m_n \cdot a_n \cdot \varnothing_5 \cdot \gamma_{p3}}{L} \quad (93)$$

$$q_s = \frac{1\,571,5 \cdot 6,616 \cdot 1,2 \cdot 1,34}{L}$$

$$q_s = 1\,671,936 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

OHYBOVÝ MOMENT OD SETRVAČNÝCH SIL VLIVEM VLASTNÍ HMOTNOSTI PŘI NÁRAZU

$$M_{Oqs} = \frac{1}{8} \cdot q_s \cdot L^2 \quad (94)$$

$$M_{Oqs} = \frac{1}{8} \cdot 1\,671,936 \cdot 10\,000^2$$

$$M_{Oqs} = 2,09 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

REAKCE V PODPORÁCH V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU

$$F_{RAh} = \frac{F_{kn} \cdot (a_k + b_1) + F_{kn} \cdot b_1}{L} \quad (95)$$

$$F_{RAh} = \frac{4\,840,794 \cdot (750 + 4\,710) + 4\,840,794 \cdot 4\,710}{10\,000}$$

$$F_{RAh} = 4\,923,087 \text{ N}$$

$$F_{RBh} = \frac{F_{kn} \cdot a_1 + F_{kn} \cdot (a_k + a_1)}{L} \quad (96)$$

$$F_{RBh} = \frac{4\,840,794 \cdot 4\,540 + 4\,840,794 \cdot (750 + 4\,540)}{10\,000}$$

$$F_{RBh} = 4\,758,501 \text{ N}$$

MAXIMÁLNÍ MOMENT OD SETRVAČNÝCH SIL VLIVEM HMOTNOSTI KLDKOSTROJE

Jde o větší moment z výše vypočítaných reakcí.

$$M_{OKs} = F_{RBh} \cdot b_1 \tag{97}$$

$$M_{OKs} = 4\,758,501 \cdot 4\,710$$

$$M_{OKs} = 2,241 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

NAPĚTÍ V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU

$$\sigma_{Oh} = \frac{M_{Oqs}}{W_{Oy}} + \frac{M_{OKs}}{W_{Oy}} \tag{98}$$

$$\sigma_{Oh} = \frac{2,09 \cdot 10^7}{7,175 \cdot 10^5} + \frac{2,241 \cdot 10^7}{7,175 \cdot 10^5}$$

$$\sigma_{Oh} = 60,363 \text{ MPa}$$

CELKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{OC} = \sigma_{Ond} + \sigma_{Oh} \tag{99}$$

$$\sigma_{OC} = 96,548 + 60,363$$

$$\sigma_{OC} = 156,912 \text{ MPa}$$

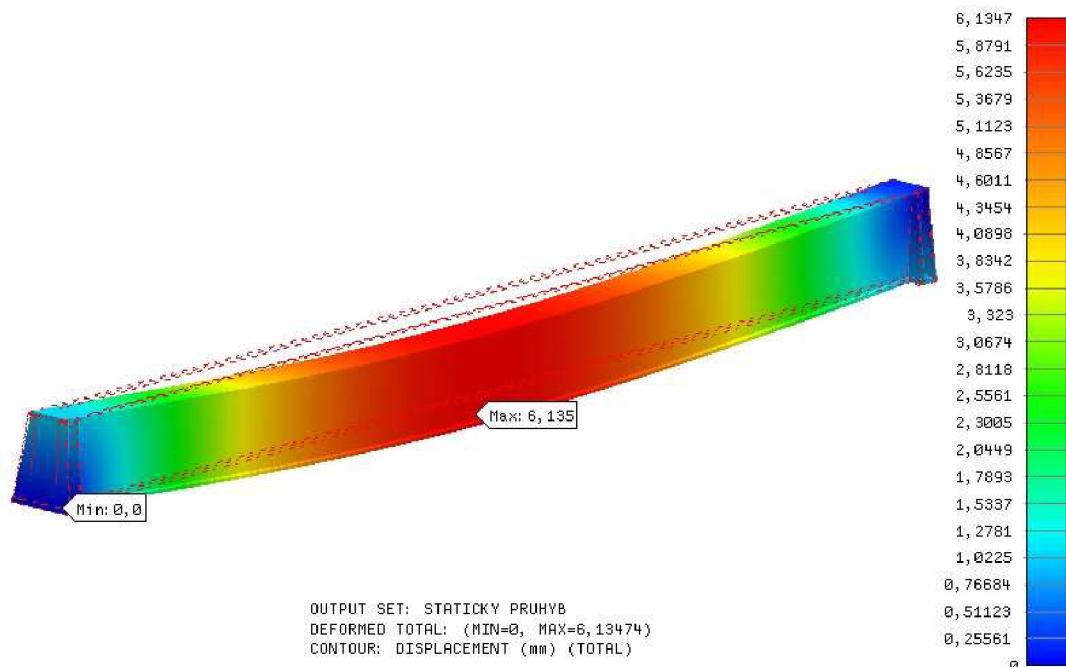
$$\sigma_{OC} \geq \sigma_{dov}$$

$$156,912 \text{ MPa} \geq 214 \text{ MPa}$$

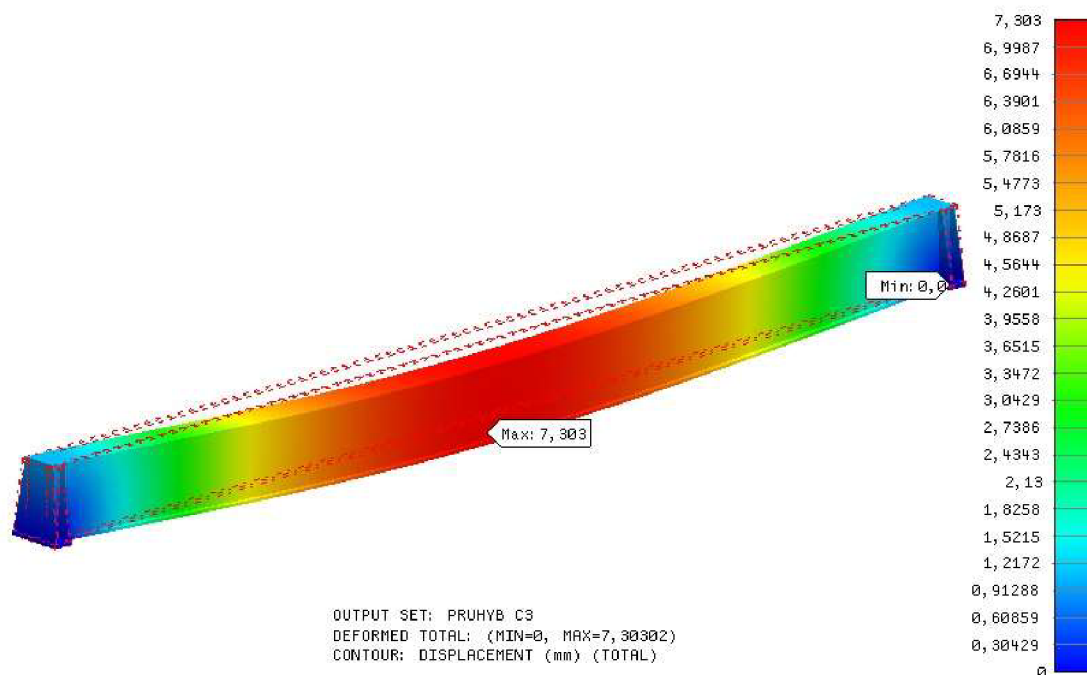
9 VÝPOČET POMOCÍ MKP

Metoda konečných prvků (MKP) je v inženýrství hojně využívána pro výpočet napětí, deformace, proudění atd. Výpočet napětí a průhybu skříňového nosníku byl proveden pomocí programu Nastran In-CAD 2017. Mesh model nosníku obsahoval 400 tisíc uzlů, ve kterých byly spočítány průhyb a napětí. Model byl zavazben vhodnými vazbami (constrains) a zatížen silami a zrychlením tak, aby co nejpřesněji odpovídal skutečným podmínkám. Výpočet byl řešen pro polohu kladkostroje se zavěšeným břemenem uprostřed nosníku.

Nejprve byla zjištěna hodnota statického průhybu nosníku pro model ručního výpočtu i kombinaci zatížení C3. Odchytky mezi hodnotami ručního výpočtu a výpočtu pomocí MKP jsou způsobeny neuvažováním příčných a podélných výztuh při ručním výpočtu i odlišným podepřením oproti teoretické situaci dle schémat.



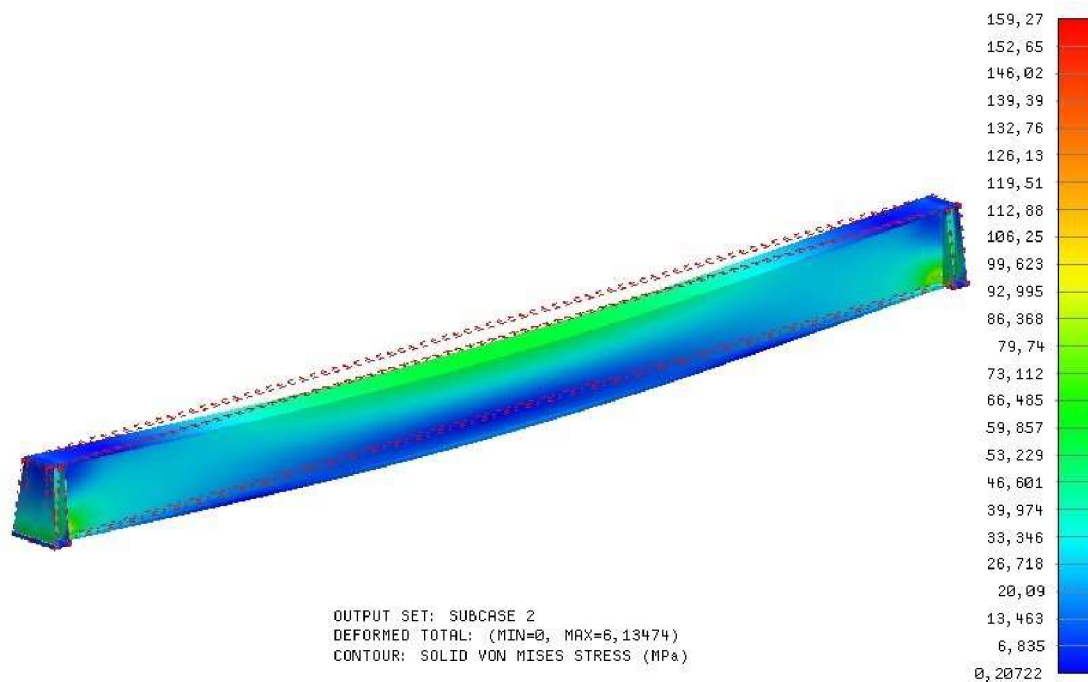
Obr. 29 Statický průhyb od svislého zatížení



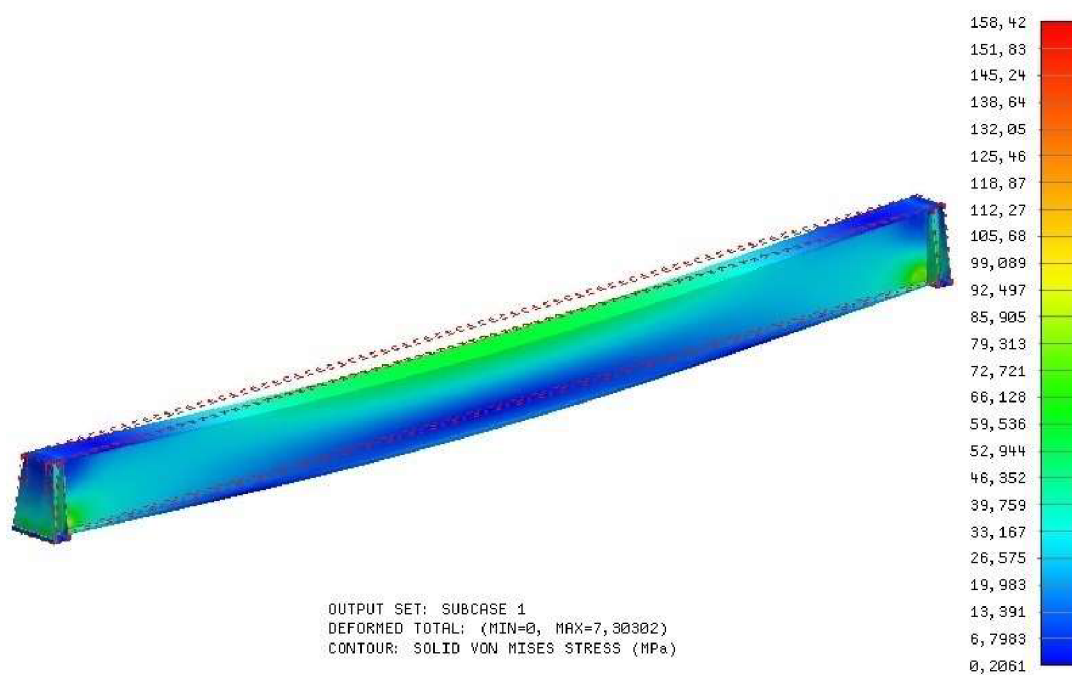
Obr. 30 Průhyb způsobený kombinací namáhání C3

Tab. 6 Porovnání výsledků průhybu nosníku

	ruční výpočet	MKP	MKP – kombinace C3
průhyb [mm]	6,576	6,135	7,303



Obr. 31 Napětí od svislého zatížení



Obr. 32 Napětí při kombinaci namáhání C3

10 POJEZDOVÁ KOLA

Pojezd jeřábu po dráze je realizován pomocí kolových bloků od firmy STAHL CraneSystems, Ltd. Tyto bloky představují kompaktní jednotku v podobě kovové skříně, uvnitř které je pojezdové kolo. Výrobce nabízí několik možností pro připojení jednotky k příčnicku (šroubový spoj, svarový spoj, čepový spoj).



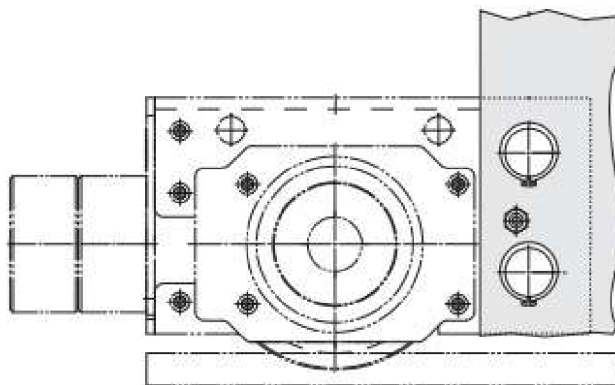
Obr. 33 Kolový blok STAHL [27]

Z katalogu byly vybrány bloky s kolem o průměru 160 mm, které vyhovují silovému zatížení.

Tab. 7 Parametry kolového bloku [28], [29], [30]

Hnací kolo		SF 35 2 24 313	
Hnané kolo		SR-S 160.2L/2R	
Průměr kol	D_w	160	[mm]
Šířka kola mezi nákolky	B_x	70	[mm]
Šířka kola	B_c	100	[J]
Šířka kolejničky	B_r	60	[mm]
Šířka kolového bloku	B_w	176	[mm]
Hmotnost hnacího kolového bloku	m_d	52,5	[kg]
Hmotnost hnaného kolového bloku	m_w	25	[kg]

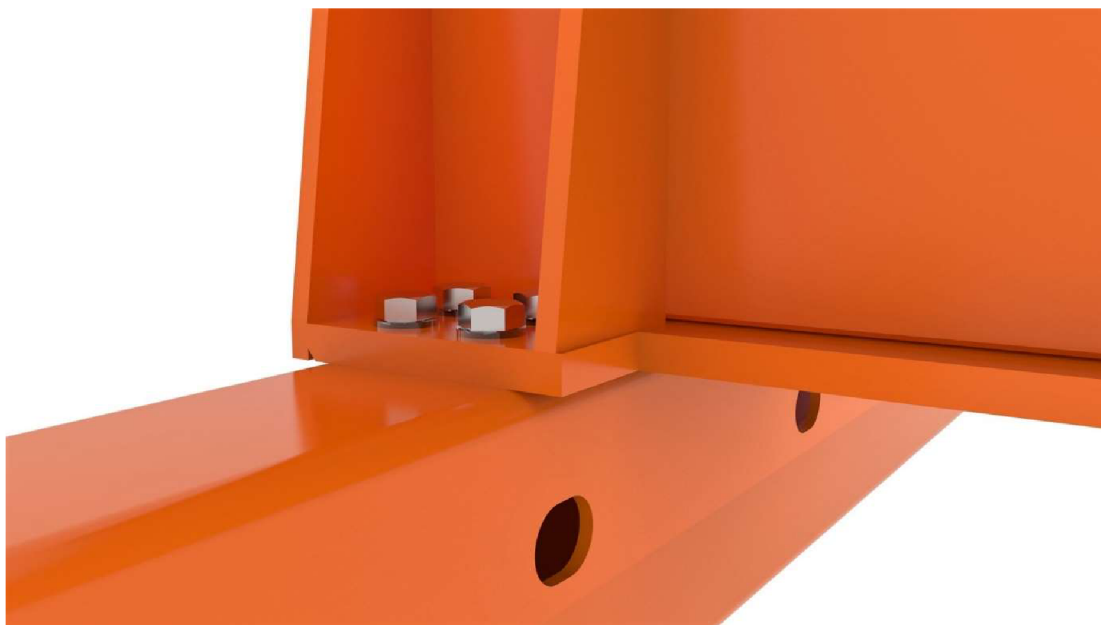
Připojení kolového bloku s profilem příčnicku je realizováno pomocí dvou čepů bez hlavy o průměru 40 mm, které jsou zajištěny na obou stranách pojistnými kroužky. Tento způsob připojení je nejvhodnější vzhledem ke konstrukci příčnicku, který byl navržen jako válcovaný obdélníkový profil. K horizontálnímu vymezení polohy bloku dále slouží dva stavěcí šrouby M16 s maticí.



Obr. 34 Schéma montáže bloku k příčníku [29]

11 SPOJENÍ SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU S PŘÍČNÍKEM

Spojení hlavního nosníku s příčnickem je řešeno šroubovým spojem, pomocí osmi šroubů M24 a matic. Pro snadné připojení jsou na vnitřní straně profilu příčnicku dva montážní otvory.



Obr. 35 Šroubový spoj nosníku s příčnickem

12 KONSTRUKCE A VÝROBA SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU

Skříňový nosník je svařenec z několika plechů, konkrétně z horní a spodní pásnice, stojin, podélných a příčných výztuh a ze stykovacích desek, prostřednictvím kterých je nosník spojen s příčником. Vzhledem k velkým rozměrům se pásnice ani stojiny nevyrobí z jednoho kusu, ale skládají se obvykle z plechových dílců o maximální délce 6 000 mm. Přesné sestavení pásnic a stojin bývá uvedeno v kladecím plánu, který je součástí výkresu svařence nosníku. Jednotlivé části nosníku jsou k sobě během výroby přivařeny, a nakonec tvoří jeden celek, tzv. tubus.



Obr. 36 Konstrukce skříňového nosníku

Kompletace skříňového nosníku začíná ustavením horní pásnice do speciálních přípravků, které dovolují nastavit tzv. počáteční nadvýšení. Tímto nadvýšením se kompenzuje následný průhyb nosníku vlivem vlastní hmotnosti. Dle [1] se nadvýšení volí rovno jedné tisícíně rozpětí mostu. K horní pásnici se následně přivaří příčné výztuhy, které zabraňují boulení stojin a kroucení horní pásnice. Následuje přivaření stojin k horní pásnici a příčným výztuhám. Stojiny se při velkých rozpětích vypalují do tvaru odpovídajícího průhybu od vlastní hmotnosti nosníku, častěji se ale tento průhyb kompenzuje natočením jednotlivých plechových dílců stojin. Ke stojinám jsou následně přivařeny podélné výztuhy, taktéž zabraňující jejich boulení. Posledním krokem je přivaření spodní pásnice ke stojinám. Během výroby se kontrolují požadované rozměry a jejich ovlivnění místním nahřátím od svarů. Případné korekce a úpravy rozměrů se provádí vhodným ohřevem nosníku.

Stykovací desky jsou k nosníku přivařeny až při montáži k příčnicům. Ty musí být ustaveny tak, aby byly osy pojezdových kol rovnoběžné a ve stejné výšce. Poté dojde k přišroubování stykovacích desek k příčnicím a ustavení nosníku do požadované polohy, kdy jsou kolejničky pro pojezd kladkostroje ve stejné výšce a mají požadovaný rozchod. Až poté následuje přivaření stykovacích desek k nosníku.

ZÁVĚR

Výsledkem této diplomové práce je konstrukční návrh jednonosíkového mostového jeřábu. Úvod práce obsahuje teoretickou část, ve které je přiblížena problematika mostových jeřábů a jejich konstrukce, zejména provedení a druhy používaných nosníků. Podle toho byla zvolena koncepce mostu vhodná pro zadané parametry.

Hlavní nosník byl navržen jako skříňový svařovaný z oceli S235J0. Při návrhu jeho rozměrů se vycházelo z dovoleného průhybu a minimálního kvadratického průřezu, pomocí kterého bylo možné určit z návrhových vztahů skutečné rozměry průřezu nosníku. Následoval výpočet zatížení působících na most při provozu za nejméně příznivých podmínek (kladkostroj s břemenem uprostřed nosníku a v krajní poloze), podle kterých bylo možné určit statickou únosnost nosníku a prokázat únavovou pevnost. Výsledky výpočtu vyhovovaly dovoleným hodnotám.

Také při návrhu příčnicku, který byl navržen z válcovaného obdélníkového profilu, se vycházelo z dovoleného průhybu a minimálního kvadratického průřezu, podle kterého byl vybrán průřez s vhodnými rozměry. Opět se vypočítalo zatížení působící na příčník při provozu jeřábu za nejméně příznivé situace, kdy se kladkostroj s břemenem nachází v krajní poloze nejbližší příčníku, a podle něj se posoudila statická únosnost a prokázala únavová pevnost.

V závěru byla provedena pevnostní analýza pomocí metody konečných prvků v softwaru Nastran In-Cad 2017. Byl vytvořen mesh model obsahující 400 tisíc uzlů, který byl následně zavazben vhodnými vazbami a zatížen příslušným silovým působením tak, aby co nejvíc odpovídal skutečným podmínkám. Hodnoty ručního výpočtu se oproti hodnotám získaným metodou konečných prvků mírně lišily jak u deformace, tak u napětí. Odchyšky jsou způsobeny absencí příčných a podélných výztuh hlavního nosníku u ručního výpočtu i odlišným podepřením oproti teoretické situaci dle schémat.

Veškeré konstrukční řešení jeřábu, včetně přiložených výkresů sestavy mostu, sestavy příčnicku a svařence nosníku, bylo ymodelováno v 3D softwaru SolidWorks.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1988. 277 s. ISBN 55-517-88.
- [2] BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M. *Teória a stavba zdvihacích a dopravných zariadení*. 1. vydání. TU v Košiciach, 2012. 376 s. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [3] DRAŽAN, F., KUPKA, L. a kolektiv. *Jeřáby – technický průvodce 13*. 1. vydání. Státní nakladatelství technické literatury, Praha, 1968. 664 s.
- [4] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F. *Jeřáby I. Díl*. 2. vydání. Státní nakladatelství technické literatury, Praha, 1974. 645 s.
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 4. doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2008. 915 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] MUSÍLEK, J., VRANÝ, T. *Zatížení jeřábové dráhy od přičení mostového jeřábu*. Praha: ČVUT, fakulta stavební, 2013. 14 s.
- [7] ČSN ISO 4306-1. *Jeřáby – Slovník – Část 1: Všeobecně*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. 110 s.
- [8] ČSN ISO 4301/1. *Jeřáby a zdvihací zařízení. – Klasifikace. – Část 1: Všeobecně*. Praha: Federální úřad pro normalizaci a měření, 1992. 8 s.
- [9] ČSN EN 13001-1. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015. 28 s.
- [10] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015. 56 s.
- [11] ČSN EN 13001-3-1+A1. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013. 99 s.
- [12] ČSN EN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Výpočet podle mezních stavů*. Praha: Český normalizační institut, 1991. 68 s.
- [13] ČSN EN 15 011. *Jeřáby. Mostové a portálové jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. 80 s.
- [14] EPOCH TIMES. *Stavební jeřáby a jejich historie* [online]. 2017 [cit. 2018-01-30]. Dostupné z: <http://www.epochtimes.cz/2014101622403/Stavebni-jeřaby-a-jejich-historie.html>
- [15] PETER CASSIDY (LEEDS) LTR [online]. 2018 [cit. 2018-02-05]. Dostupné z: <http://www.petercassidy.co.uk/a-brief-history-of-the-overhead-crane/>

- [16] LEEDS ENGINE BUILDERS [online]. 2018 [cit. 2018-02-05]. Dostupné z: <http://www.leedsengine.info/leeds/photo.asp?phby=www.leedsengine.info&photo=/leeds/images/Crane%20Makers/Joseph%20Booth>
- [17] SLIDESHARE. *Overhead crane* [online]. 2018 [cit. 2018-02-10]. Dostupné z: <https://image.slidesharecdn.com/lawyeroutline1-160415230202/95/crane-knowledge-for-lawyers-outlines-crane-identification-9-638.jpg?cb=1460832441>
- [18] GIGA s.r.o. *Jednonosnikové mostové jeřáby* [online]. 2010 [cit. 2018-01-31]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/jednonosnikove-mostove-jeraby-reference.html>
- [19] GIGA s.r.o. *Podvěsné mostové jeřáby* [online]. 2010 [cit. 2018-01-31]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/reference-podvesne-mostove-jeraby.html>
- [20] GIGA s.r.o. *Dvounosnikové mostové jeřáby* [online]. 2010 [cit. 2018-01-31]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/dvounosnikove-mostove-jeraby-reference.html>
- [21] GIGA s.r.o. *Elektrické lanové kladkostroje* [online]. 2016 [cit. 2018-02-01]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/files/katalogy/elektricke-lanove-kladkostroje-800-50000kg-2016web.pdf>
- [22] Crane-Tec, Inc. *Single Girder Cranes* [online]. 2011 [cit. 2018-01-31]. Dostupné z: <http://www.crane-tec.com/products/single-girder-cranes/>
- [23] KONSTRUKCE Media, s.r.o. *Jeřáb Demag V-typ do 50 t* [online]. 2016 [cit. 2018-01-31]. Dostupné z: <http://www.konstrukce.cz/clanek/jerab-demag-v-typ-do-50-t/>
- [24] Katalog ocelových konstrukcí [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: <http://www.oceltabulky.cz/160-80-500-300.htm>
- [25] Conductix-Wampfler. *Buffer/Bumpers. Load diagrams* [online]. [cit. 2018-04-05]. Dostupné z: http://www.conductix.us/sites/default/files/downloads/KAT0180-0001-US_Bumpers_Cellular_-_Load_Diagrams.pdf
- [26] Conductix-Wampfler. *Rubber Bumpers* [online]. [cit. 2018-04-05]. Dostupné z: http://www.conductix.us/sites/default/files/downloads/Catalog_-_Bumpers_Rubber_Cellular.pdf
- [27] AMHS (Pty) Ltd. *SR Wheel Block System* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: <http://www.amhs.co.za/components.html>
- [28] STAHL CraneSystems GmbH. *SR Wheel Blocks* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: https://d1dv5w06e8cxfl.cloudfront.net/fileadmin/user_upload/Dokumente/Drucke/Broschueren/br_kp_rb_en_170303_web.pdf
- [29] STAHL CraneSystems GmbH. *Wheel Blocks* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: https://d1dv5w06e8cxfl.cloudfront.net/fileadmin/user_upload/Dokumente/Drucke/Produktinfos/Pi_Radblock_Rev_2017-09-12-2.pdf

- [30] STAHL CraneSystems GmbH. *Travel Drives* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: https://d1dv5w06e8xfl.cloudfront.net/fileadmin/user_upload/Dokumente/Drucke/Produktinfos/Pi_Fahrtriebe_Rev_2018-03-07.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Vzdálenost okraje příruby k vnitřní hraně stojiny
a_1	[mm]	Vzdálenost kola kladkostroje od podpory mostu
a_2	[mm]	Vzdálenost kola kladkostroje od podpory mostu
a_k	[mm]	Rozvor kladkostroje
a_n	[mm]	Zpomalení jeřábu při nárazu do nárazníku
b	[mm]	Vzdálenost mezi stojinami
b	[mm]	Šířka pásnice
b_1	[mm]	Vzdálenost kola kladkostroje od podpory mostu
b_2	[mm]	Vzdálenost kola kladkostroje od podpory mostu
b_p	[mm]	Šířka horní i spodní pásnice
$b_{př}$	[mm]	Šířka příčnicku
b_s	[mm]	Šířka stojiny
$C1$	[mm]	Šířka kladkostroje bez nárazníku
$C2$	[mm]	Rozměr kladkostroje
$C3$	[mm]	Vzdálenost od osy kola kladkostroje po osu zdvihání
C_{x2}	[-]	Součinitel okraje příruby
C_{zb}	[-]	Koeficient pro výpočet ohybového napětí
C_{zm}	[-]	Koeficient pro výpočet membránového napětí
d	[mm]	Vzdálenost maximální síly pod kolem kladkostroje ke vnitřní stojině
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu a tlaku pro ocel
e_1	[mm]	Vzdálenost od horního krajního vlákna nosníku k těžišti
e_2	[mm]	Vzdálenost od spodního krajního vlákna nosníku k těžišti
e_3	[mm]	Vzdálenost od vodorovné osy nosníku k ose stojin
e_4	[mm]	Vzdálenost od bočního krajního vlákna nosníku k těžišti
E_K	[J]	Kinetická energie absorbovaná jedním nárazníkem
f_c	[mm]	Maximální průhyb nosníku
f_d	[mm]	Dovolený průhyb
f_{dp}	[mm]	Maximální dovolený průhyb příčnicku
F_{Kmax}	[N]	Maximální síla pod kolem kladkostroje na okraji spodní pásnice
F_{kn}	[N]	Síla na kolo kladkostroje v horizontálním směru při nárazu
F_{kp}	[N]	Síla pod jedním kolem jeřábu
f_m	[mm]	Průhyb nosníku od vlastní hmotnosti

f_p	[mm]	Skutečný průhyb příčnicku
f_q	[mm]	Průhyb nosníku od hmotnosti břemene, kladkostroje a příslušenství
F_{RA01}	[N]	Reakce v podporách – kladkostroj bez břemene uprostřed nosníku
F_{RA02}	[N]	Reakce v podporách – kladkostroj bez břemene v krajní poloze
F_{RA11}	[N]	Reakce v podporách – kladkostroj s břemenem uprostřed nosníku
F_{RA12}	[N]	Reakce v podporách – kladkostroj s břemenem v krajní poloze
F_{RAh}	[N]	Reakce v podpoře v horizontálním směru
F_{RAp}	[N]	Reakce v podpoře příčnicku
F_{RB01}	[N]	Reakce v podporách – kladkostroj bez břemene uprostřed nosníku
F_{RB02}	[N]	Reakce v podporách – kladkostroj bez břemene v krajní poloze
F_{RB11}	[N]	Reakce v podporách – kladkostroj s břemenem uprostřed nosníku
F_{RB12}	[N]	Reakce v podporách – kladkostroj s břemenem v krajní poloze
F_{RBh}	[N]	Reakce v podpoře v horizontálním směru
F_{RBp}	[N]	Reakce v podpoře příčnicku
F_{RBp01}	[N]	Zatěžující síla na příčnick bez břemene
f_u	[MPa]	Pevnost v tahu
f_y	[MPa]	Mez kluzu
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h	[mm]	Výška hlavního nosníku
H_b	[N]	Brzdná síla
h_{pd}	[mm]	Výška spodní pásnice
$h_{př}$	[mm]	Výška příčnicku
h_{pu}	[mm]	Výška horní pásnice
h_s	[mm]	Výška stojiny
H_{tp}	[N]	Příčná síla
i	[mm]	Vzdálenost maximální síly pod kolem kladkostroje k okraji příruby
I_{xmin}	[mm ⁴]	Minimální kvadratický moment průřezu nosníku
$I_{xpmín}$	[mm ⁴]	Minimální kvadratický moment příčnicku
I_{xpskut}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu příčnicku
I_{xskut}	[mm ⁴]	Skutečný kvadratický moment průřezu nosníku k ose x
I_{yskut}	[mm ⁴]	Skutečný kvadratický moment průřezu nosníku k ose y
k_{z0}	[-]	Součinitel pro výpočet napětí ve stojině
k_{zh}	[-]	Součinitel pro výpočet napětí ve stojině

L	[mm]	Délka hlavního nosníku, rozpětí jeřábu
L_p	[mm]	Délka příčnicku, rozvor jeřábu
m_b	[kg]	Hmotnost břemene, nosnost jeřábu
M_b	[N·mm]	Celkový ohybový moment ve vodorovné rovině
m_d	[kg]	Hmotnost hnacího kolového bloku
M_g	[N·mm]	Moment od vlastní tíhy nosníku
m_k	[mm]	Hmotnost kladkostroje
m_n	[kg]	Hmotnost nosníku
M_{oks}	[N·mm]	Maximální moment od setrvačných sil vlivem hmotnosti kladkostroje
M_{omax0}	[N·mm]	Maximální ohybový moment od kladkostroje bez břemene a nosníku
M_{omax1}	[N·mm]	Maximální ohybový moment od kladkostroje s břemenem a nosníku
M_{opmax}	[N·mm]	Maximální svislý ohybový moment příčnicku
M_{opmin}	[N·mm]	Minimální ohybový moment příčnicku
M_{opv}	[N·mm]	Vodorovný ohybový moment příčnicku
M_{ogs}	[N·mm]	Ohybový moment od setrvačných sil od vlastní hmotnosti při nárazu
m_p	[kg]	Hmotnost profilu příčnicku
m_w	[kg]	Hmotnost hnaného kolového bloku
M_ε	[N·mm]	Maximální ohybový moment od bočních rázů
q_p	[kg·m ⁻¹]	Jednotková hmotnost profilu příčnicku
q_s	[kg·m ⁻¹]	Zatížení od setrvačných sil vlivem vlastní hmotnosti při nárazu
R_{01}	[N]	Reakce pod kolem kladkostroje bez břemenem
R_{02}	[N]	Reakce pod kolem kladkostroje bez břemenem
R_1	[N]	Reakce pod kolem kladkostroje s břemenem
R_2	[N]	Reakce pod kolem kladkostroje s břemenem
R_{fat_1}	[MPa]	Základní výpočtová únavová pevnost
R_{fat_d0}	[MPa]	Tlaková pevnost pro stanovení výpočtové pevnosti při únavě
$R_{fat_d\chi}$	[MPa]	Tlaková únavová pevnost v závislosti na poměru mezních napětí
R_{fat_t0}	[MPa]	Tahová pevnost pro stanovení výpočtové pevnosti při únavě
$R_{fat_t\chi}$	[MPa]	Tahová pevnost v závislosti na poměru mezních napětí
r_t	[-]	Poměr šířky stojiny a výšky příruby
S_n	[mm ²]	Plocha průřezu nosníku
$stat_N$	[-]	Statická únosnost hlavního nosníku
$stat_P$	[-]	Statická únosnost příčnicku

S_{xp}	[mm ³]	Statický moment průřezu příčnicku v ose x
t_f	[mm]	Výška spodní pásnice
$t_{př}$	[mm]	Tloušťka průřezu příčnicku
t_w	[mm]	Šířka stojiny
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost pojezdu mostu
v_0	[m·s ⁻¹]	Rychlost proudu nestlačitelné tekutiny
V_n	[mm ³]	Objem nosníku
W_{oxd}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu v ose x - tlak
W_{oxt}	[mm ³]	Modul průřezu v ose x - tah
W_{oy}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu v ose y
W_{xp}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu příčnicku k ose x jdoucí těžištěm
W_{yp}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu příčnicku k ose y jdoucí těžištěm
y_m	[-]	Součinitel spolehlivosti materiálu
z	[mm]	Posunutí těžiště profilu příčnicku
γ_{p1}	[-]	Bezpečnostní součinitel
γ_{p2}	[-]	Bezpečnostní součinitel
γ_{p3}	[-]	Součinitel bezpečnosti
γ_{tp}	[-]	Součinitel zatížení od příčných sil
λ_1	[-]	Součinitel pro výpočet lokálního ohybového napětí
ρ_o	[kg·m ⁻³]	Hustota oceli
σ_{dmax}	[MPa]	Maximální tlakové napětí v horní pásnici
σ_{dmin}	[MPa]	Minimální tlakové napětí v horní pásnici
σ_{dov}	[MPa]	Dovolené napětí
σ_{oc}	[MPa]	Celkové napětí
σ_{oh}	[MPa]	Napětí v horizontálním směru
σ_{ond}	[MPa]	Návrhové ohybové napětí v ose x - tlak
σ_{ont}	[MPa]	Návrhové ohybové napětí v ose x - tah
σ_{ony}	[MPa]	Návrhové napětí v ose y
σ_{px}	[MPa]	Ohybové napětí příčnicku v ose x
σ_{py}	[MPa]	Ohybové napětí příčnicku v ose y
σ_{sc}	[MPa]	Celkové napětí ve stojině
σ_{sm}	[MPa]	Membránové napětí
σ_{so}	[MPa]	Ohybové napětí ve stojině

σ_{max}	[MPa]	Maximální tahové napětí ve spodní pásnici
σ_{maxp}	[MPa]	Maximální tahové napětí ve spodní pásnici příčnicku
σ_{min}	[MPa]	Minimální tahové napětí ve spodní pásnici
σ_{minp}	[MPa]	Minimální tahové napětí ve spodní pásnici příčnicku
σ_{x2}	[MPa]	Lokální ohybové napětí
σ_{z3}	[MPa]	Napětí ve stojině v přechodu svaru
τ_{sp}	[MPa]	Smykové napětí příčnicku od svislého namáhání
ϕ_1	[-]	Dynamický součinitel
ϕ_2	[-]	Dynamický součinitel
ϕ_5	[-]	Dynamický součinitel zrychlení
χ_1	[-]	Poměr mezních napětí
χ_2	[-]	Poměr mezních napětí
χ_3	[-]	Poměr mezních napětí
ε	[-]	Součinitel vodorovných bočních rázů
λ	[-]	Součinitel přičení

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Historický parní mostový jeřáb z 19. století [16]	10
Obr. 2 Schéma mostového jeřábu	12
Obr. 3 Podpěrný mostový jeřáb jednonosíkový [18]	13
Obr. 4 Podvěsný mostový jeřáb jednonosíkový [19]	14
Obr. 5 Mostový jeřáb dvounosíkový [20]	14
Obr. 6 Mostový jeřáb s plnostěnným nosníkem [22]	15
Obr. 7 Mostový jeřáb s příhradovým nosníkem [23]	15
Obr. 8 Skříňový nosník [17]	16
Obr. 9 Uspořádání skříňový nosník-kočka [2]	16
Obr. 10 Elektrický lanový kladkostroj [21]	17
Obr. 11 Reakce pod koly pojezdějího kladkostroje	19
Obr. 12 Schéma pro výpočet výšky pásnic	22
Obr. 13 Průřez skříňového nosníku	23
Obr. 14 Model skříňového nosníku	26
Obr. 15 Schéma zatížení nosníku – kladkostroj bez břemene uprostřed	28
Obr. 16 Schéma zatížení nosníku – kladkostroj bez břemene v krajní poloze	29
Obr. 17 Schéma zatížení nosníku – kladkostroj s břemenem uprostřed	31
Obr. 18 Schéma zatížení nosníku – kladkostroj s břemenem v krajní poloze	32
Obr. 19 Maximální svislý ohybový moment nosníku	33
Obr. 20 Lokální ohyb příruby spodní pásnice [13]	38
Obr. 21 Napětí v přechodu stojina-příruba [13]	42
Obr. 22 Model sestavy příčnicku	44
Obr. 23 Průřez profilu příčnicku	45
Obr. 24 Schéma maximálního svislého zatížení příčnicku	47
Obr. 25 Maximální ohybový moment příčnicku od svislého zatížení	48
Obr. 26 Příčení jeřábu [12]	49
Obr. 27 Stlačení nárazníku [25]	55
Obr. 28 Síla působící na nárazník [25]	55
Obr. 29 Statický průhyb od svislého zatížení	58
Obr. 30 Průhyb způsobený kombinací namáhání C3	59
Obr. 31 Napětí od svislého zatížení	60
Obr. 32 Napětí při kombinaci namáhání C3	60
Obr. 33 Kolový blok STAHL [27]	61
Obr. 34 Schéma montáže bloku k příčnicku [29]	62
Obr. 35 Šroubový spoj nosníku s příčnickem	63
Obr. 36 Konstrukce skříňového nosníku	64

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Parametry kladkostroje [21]	17
Tab. 2 Rozměry skříňového nosníku	24
Tab. 3 Dynamické a bezpečnostní součinitele [10]	27
Tab. 4 Parametry průřezu příčnicku [24]	45
Tab. 5 Parametry nárazníku [25], [26]	54
Tab. 6 Porovnání výsledků průhybu nosníku	59
Tab. 7 Parametry kolového bloku [28], [29], [30]	61

SEZNAM PŘÍLOH

Konstrukční řešení mostového jeřábu

Mostový jeřáb	P1
Mostový jeřáb – detail	P1

Výkresová dokumentace

1-M/MCH-00/00	SESTAVA MOSTU	výkres sestavy
4-M/MCH-00/01	SESTAVA MOSTU	seznam položek
2-P/MCH-01/00	SESTAVA PŘÍČNÍKU	výkres sestavy
4-P/MCH-01/01	SESTAVA PŘÍČNÍKU	seznam položek
2-N/MCH-02/00	SVAŘENEC NOSNÍKU	výkres sestavy
4-N/MCH-02/01	SVAŘENEC NOSNÍKU	seznam položek

CD

Elektronická verze diplomové práce

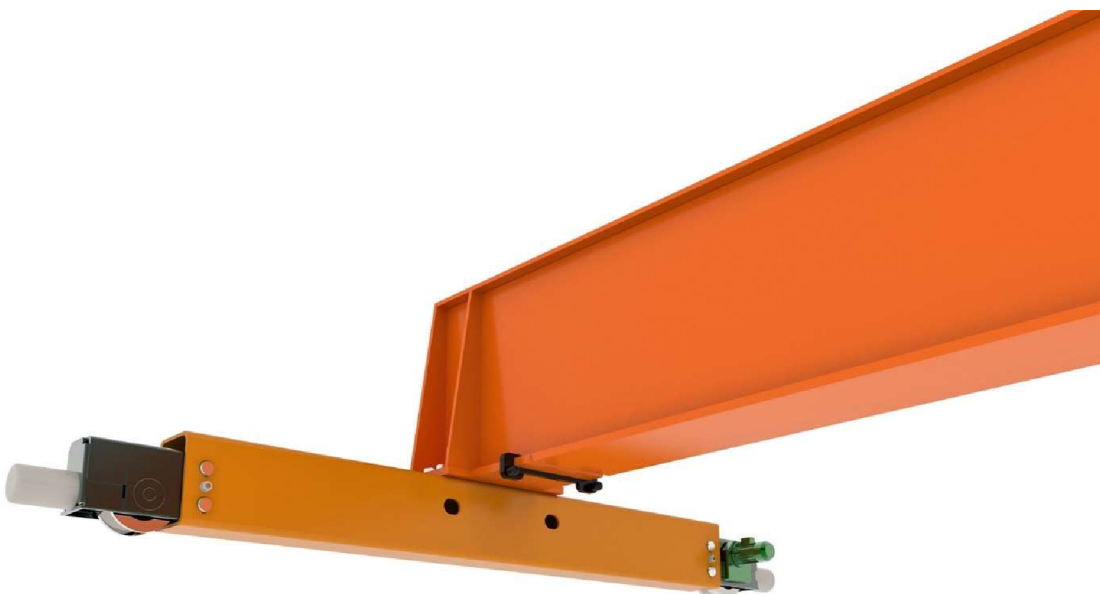
Výpočty

3D modely a sestavy

Výkresová dokumentace



Mostový jeřáb



Mostový jeřáb – detail