



# 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

## JEŘÁB MOSTOVÝ

BRIDGE CRANE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. František Plášil

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2022



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. František Plášil</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2021/22

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:

### Jeřáb mostový

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rešerše a návrh konstrukce mostového jeřábu pro zadané parametry. Provedení pevnostní kontroly vybraného dílce.

Zadané technické parametry:

nosnost 6 000 kg,  
rozpětí 13 500 mm,  
rozvor 2 000 mm,  
zdvih 7 000 mm.

#### Cíle diplomové práce:

Pro zadaný mostový jeřáb vypracování rešeršní a technické zprávy s rozbohem volby řešení konstrukce, s důležitými technickými a pevnostními výpočty.

Nakreslení sestavného výkresu jeřábu, vybraných detailních výkresů.

Provedení pevnostní kontroly vybraného dílce.

#### Seznam doporučené literatury:

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

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

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

KOVÁČ, Milan a Vladimír 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 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Práce se zabývá konstrukčním návrhem mostového jeřábu. V první části je provedena rešerše a popis jednotlivých částí jeřábu. Tu následuje volba vhodné koncepce s ohledem na zadané parametry diplomové práce. Je navrhována nosná konstrukce jeřábu, která je doplněna důležitými pevnostními a technickými výpočty. Ty jsou provedeny dle platných státních norem. V závěrečné části je proveden výpočet konstrukce pomocí metody konečných prvků a navrhována finanční rozvaha projektu. K práci je přiložena výkresová dokumentace obsahující sestavný výkres jeřábu a vybrané detailní výkresy.

## KLÍČOVÁ SLOVA

mostový jeřáb, jeřáb, jeřábová kočka, hlavní nosník, příčník, metoda konečných prvků

## ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of an overhead crane. In the first part, the research of the current situation and description of individual parts has been made. It is followed by the choice of a suitable concept design with respect to the specified parameters. The following part describes important technical calculations for the structure of the crane. Calculations are made according to valid Czech state standards. In the final part, the calculation of the structure using the finite element method analysis is performed and the financial balance of the project is proposed. Last but not least, an assembly drawing of the crane and selected detailed drawings are attached.

## KEYWORDS

overhead crane, crane, wire rope hoist, bridge girder, end carriage, finite element method analysis

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PLÁŠIL, František. *Jeřáb mostový* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137140>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Malášek.



## 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 informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 13. května 2022

.....

František Plášil

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D., za odborné vedení při tvorbě této práce. Dále panu Ing. Vladimírovi Moravcovi z firmy NOPO za podrobný praktický úvod do projekce mostových jeřábů, cenné rady a praktické připomínky. Dále také firmě STAHL CraneSystems za laskavé poskytnutí modelů a vřelý přístup. Velké díky patří především mé rodině, která mě po celou dobu studia podporovala.



# OBSAH

Úvod.....	11
<b>1 Teoretická část .....</b>	<b>13</b>
1.1 Mostový jeřáb .....	13
1.1.1 Hlavní nosník.....	13
1.1.2 Příčník.....	14
1.1.3 Jeřábová kočka .....	15
1.2 Výrobci mostových jeřábů.....	15
<b>2 Parametry a výběr vhodné koncepce jeřábu.....</b>	<b>18</b>
2.1 Klasifikace jeřábu .....	18
2.2 Volba jeřábové kočky .....	19
2.3 Shrnutí parametrů navrhovaného jeřábu.....	20
<b>3 Návrh hlavního nosníku .....</b>	<b>21</b>
3.1 Výpočet reakcí kol kočky .....	21
3.2 Určení profilu hlavního nosníku.....	22
3.3 Posouzení maximálního průhybu hlavního nosníku.....	24
3.3.1 Výpočet smluvní hodnoty průhybu .....	24
3.3.2 Výpočet průhybu způsobeného vlastní hmotností.....	24
3.3.3 Výpočet průhybu způsobeného zatížením břemene a kočky.....	24
3.3.4 Porovnání podmínky maximálního průhybu .....	25
<b>4 Návrh příčníku.....</b>	<b>26</b>
4.1 Volba příčníku .....	26
4.1.1 Posouzení příčníku LT-11 .....	27
4.1.2 Posouzení příčníku LT-14 .....	28
4.1.3 Zvolený typ příčníku .....	29
4.2 Výpočet pohonu.....	29
4.3 Výpočet nárazníků .....	30
<b>5 Výpočet zatížení působících na hlavní nosník.....</b>	<b>32</b>
5.1 Přehled zatížení působících na hlavní nosník .....	32
5.2 Pravidelná zatížení.....	32
5.2.1 Vnitřní silové účinky ve vertikálním směru .....	32
5.2.2 Ohybové momenty .....	37
5.2.3 Vnitřní silové účinky v horizontálním směru .....	39
5.3 Občasná zatížení .....	40
5.3.1 Příčení jeřábu .....	41
5.4 Výjimečná zatížení .....	46
5.4.1 Zatížení způsobené nárazem jeřábu.....	46
5.4.2 Zatížení způsobené zkušebním břemenem .....	47
<b>6 Posouzení hlavního nosníku.....</b>	<b>49</b>
6.1 Prokázání statické únosnosti hlavního nosníku .....	49
6.1.1 Stanovení návrhových napětí únosnosti nosných prvků.....	49
6.1.2 Kombinace zatížení A1 .....	50
6.1.3 Kombinace zatížení C4.....	51

6.2	Prokázání únavové pevnosti hlavního nosníku .....	52
6.3	Prokázání únavové pevnosti spodní pásnice hlavního nosníku .....	54
6.4	Posouzení únosnosti hlavního nosníku na klopení .....	57
<b>7</b>	<b>Spojení hlavního nosníku s příčником .....</b>	<b>60</b>
7.1	Prokázání statické únosnosti šroubového spoje .....	60
7.1.1	Namáhání šroubového spoje od příčné síly .....	60
7.1.2	Namáhání šroubového spoje od nárazu .....	63
7.1.3	Utahovací moment potřebný pro vyvolání předpětí .....	63
7.2	Prokázání statické únosnosti svarového spoje .....	63
<b>8</b>	<b>Výpočet metodou konečných prvků .....</b>	<b>65</b>
8.1	Přehled zatěžovacích stavů .....	66
8.1.1	Zatěžovací stav 1 .....	66
8.1.2	Zatěžovací stav 2 .....	67
8.1.3	Zatěžovací stav 3 .....	68
8.1.4	Zatěžovací stav 4 .....	69
8.1.5	Zatěžovací stav 5 .....	72
8.2	Finální model .....	75
<b>9</b>	<b>Výbava jeřábu .....</b>	<b>77</b>
9.1	Volba systému kabelových vleček .....	78
9.1.1	Volba kabelu .....	78
9.1.2	Kabelová dráha .....	78
9.1.3	Kabelový vozík .....	79
9.1.4	Konzola .....	80
9.2	Umístění rozvaděče .....	81
<b>10</b>	<b>Finanční rozvaha projektu .....</b>	<b>82</b>
	<b>Závěr .....</b>	<b>83</b>
	<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>84</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>86</b>
	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>92</b>



## ÚVOD

Lidská potřeba přemísťovat a manipulovat s věcmi je stará jako lidstvo samo. V současné době mluvíme o manipulaci s materiálem a jeho dopravě jako o součásti logistického řetězce. V tomto řetězci spolu navzájem působí aktivní a pasivní prvky. O materiálu, surovinách, nedokončených či samotných produktech hovoříme jako o prvcích pasivních, kdežto aktivní prvky naproti tomu zajišťují jejich tok. Jedná se tedy o zařízení sloužící k jejich balení, skladování a přepravě. Zde za ideálních podmínek pro udržení hladkého procesu ve výrobě požadujeme, aby byl přepravovaný materiál ve správný čas na správném místě a v požadovaném množství. Z normy ČSN 26 0002 vyplývá charakteristika manipulace s materiálem jako „*odborné přemísťování, ložení a usměrňování materiálu – věci, ve výrobě, oběhu a skladování*“. [1][2]

K manipulaci s materiálem se dle výše uvedené normy využívají tyto zařízení a prostředky:

- zdvihací zařízení,
- dopravní zařízení,
- zařízení pro operační a mezioperační manipulaci,
- zařízení pro ložné operace,
- přepravní prostředky,
- skladovací zařízení,
- zařízení pro úpravu materiálu k manipulaci,
- dopravní prostředky.

Skupina zdvihacích zařízení se dále rozděluje na jeřáby, mechanismy zvedací a výtahy. Jeřábem se dle normy ČSN ISO 4306-1 rozumí „*stroj pro cyklickou činnost určený pro zdvihání a přemísťování břemen v prostoru, která jsou zavěšena na háku nebo uchopena jiným prostředkem*“. [3]

Jeřáby se rozdělují dle konstrukce na tyto druhy:

- jeřáby mostového typu,
  - mostový jeřáb,
  - portálový mostový jeřáb,
  - poloportálový mostový jeřáb,
- jeřáby s nosnými lany,
  - lanový jeřáb,
  - portálový lanový jeřáb,
- jeřáby výložníkového typu,
  - portálový otočný jeřáb,
  - poloportálový otočný jeřáb,
  - sloupový výložníkový jeřáb,
  - věžový jeřáb,
  - a další.

Dále se jeřáby rozdělují podle prostředku uchopení břemene, druhu pohybu, druhu pohonu, rozsahu otáčení, způsobu umístění nebo podle způsobu ovládní. [3]

Tato diplomová práce pojednává o návrhu mostového jeřábu s volbou konstrukce s ohledem k zadaným parametrům a s důležitými technickými a pevnostními výpočty. Cílem provedených výpočtů je ukázat, že zvolená koncepce jeřábu byla navržena s ohledem na zamezení vzniku nebezpečí a překročení mezních stavů, které by mohly k tomuto nebezpečí vést. V první části diplomové práce je proveden teoretický rozbor a popis jednotlivých částí mostového jeřábu. V druhé části následuje volba konstrukce hlavního nosníku s příčnickem. Ta je následována kapitolou s výpočty ověřující správnost volby konstrukce dle platných norem. V závěrečné fázi jsou tyto výpočty porovnány s výpočty provedenými na základě metody konečných prvků a je navrhována finanční rozvaha projektu.

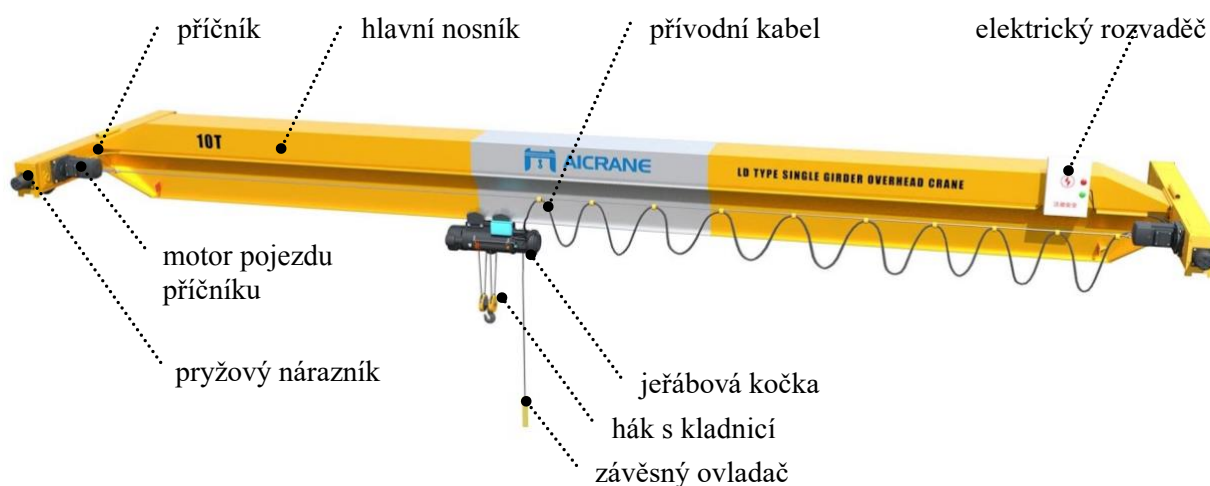
# 1 TEORETICKÁ ČÁST

V této části je provedena rešerše mostového jeřábu. Jsou zde popsány základní konstrukční prvky jeřábu a uvedeni výrobci, na které navazuje přehled parametrů zvolené koncepce jeřábu.

## 1.1 MOSTOVÝ JEŘÁB

Jedná se o zařízení s mostovým nosníkem nebo nosníky, které jsou přímo podepřené na pojezdových jednotkách na kolejnicové dráze. Jeho hlavní funkcí je zdvih a přemístění břemene ve všech třech osách. A to například ve výrobních halách nebo skladištích. [3]

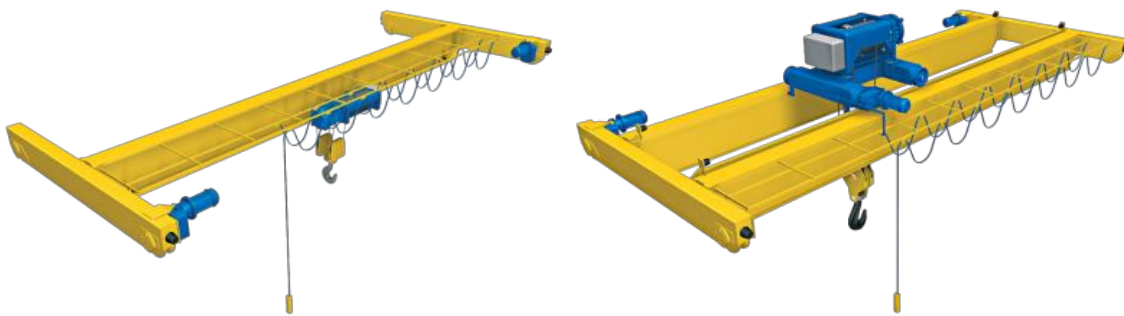
Mostový jeřáb se skládá z hlavního nosníku nebo nosníků, rovnoběžných příčníků s pojezdy, jeřábové kočky spolu s kladkostrojem, elektroinstalací včetně ovládání a nárazníků. Pohon jeřábu je nejčastěji řešen třífázovým asynchronním motorem, který je řízen frekvenčním měničem pro plynulou rychlost pojezdu a zdvihu. Zajištění plynulého pojezdu je důležité zejména z hlediska zamezení rozhoupání břemene. Mezi uchopovací prostředek zavěšený na laně zdvihacího ústrojí patří nejčastěji kladnice s kovanými háky nebo hákem.



Obr. 1 Popis mostového jeřábu [4]

### 1.1.1 HLAVNÍ NOSNÍK

Hlavní nosnou konstrukci tvoří jeřábový most. Dle počtu použitých mostů se jeřáby rozlišují na jednonosníkové, dvounosníkové anebo vícenosníkové. Jednonosníkový mostový jeřáb je vhodný pro použití v menších prostorech a pro menší zátěž. Naproti tomu dvounosníkový mostový jeřáb využijeme především v případech, kdy potřebujeme přemístit mnohonásobně těžší břemena při větším rozpětí. Výhodou dvounosníkového jeřábu je také dobré zachycování horizontálních sil a lepší odolnost vůči přičení jeřábu. [5]

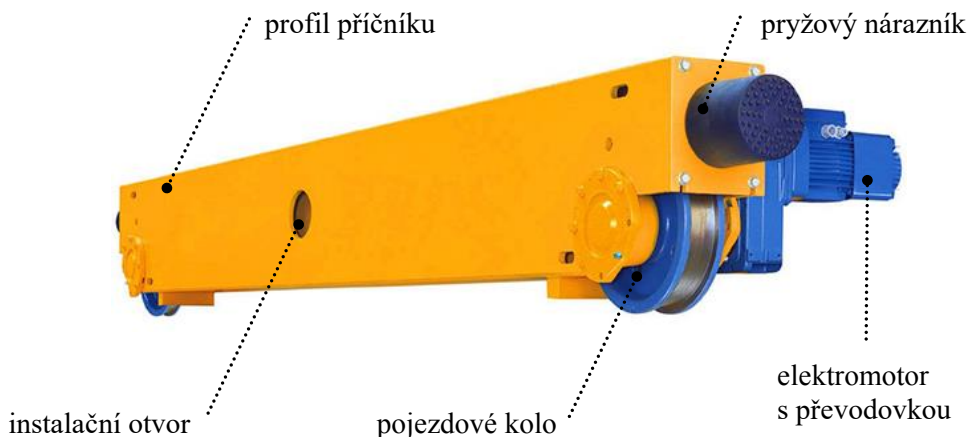


Obr. 2 Jednonosníkový a dvounosníkový mostový jeřáb [6]

Mezi hlavními rozhodovacími faktory pro volbu konstrukce hlavního nosníku patří především požadovaná nosnost jeřábu, jeho rozpětí a také ekonomický faktor. Nejčastějším typem konstrukce pro menší nosnost a rozpětí je použití válcovaného profilu (typ H nebo I), kde hlavní výhodou je cena a jednoduchost výroby. Nevýhodou je především vysoká hmotnost a omezené použití právě pro menší nosnosti a rozpětí. Dalším častým typem je svařovaný skříňový nosník obdélníkového průřezu. Skládá se z tenkostěnných stojin a pásnic. Horní a dolní pásnice může mít různou tloušťku, což vede k úspoře použitého materiálu, protože podle zatížení a podle umístění pojezdu kočky můžeme nosník dobře dimenzovat. Je vhodný pro vyšší zatížení a vyšší rozpětí. Výhodou oproti válcovanému profilu je jeho nižší hmotnost a naproti tomu nevýhodou vyšší výrobní cena. [5]

### 1.1.2 PŘÍČNÍK

Na příčnicích je přímo uložený hlavní nosník. Spojení je zajištěno pomocí šroubového spoje což je vhodné zejména pro přepravu jeřábu ke koncovému zákazníkovi a jeho sestavení až na místě. Uložení hlavního nosníku na příčník může být shora, případně z boku příčníku. Volba uložení závisí na okolních prostorových možnostech výrobní haly či prostoru, kde se bude jeřáb pohybovat. Příčníky mostu jsou k sobě rovnoběžné a zajišťují podélný pohyb jeřábu po jeřábové dráze. Jedna strana příčníku má hnací kolo a druhá strana kolo hnané. Takovéto uspořádání je na obou příčnicích. Příčníky bývají skříňové a jejich konce jsou upraveny pro montáž pojezdových kol. Na konci příčníku se typicky nacházejí pryžové nárazníky.



Obr. 3 Popis příčníku [7]

### 1.1.3 JEŘÁBOVÁ KOČKA

Jeřábová kočka se pohybuje přímo po hlavním nosníku a zajišťuje manipulaci s břemenem. Pojezdové ústrojí kočky je tvořeno koly s nákolky, valivě uloženými s trvalým mazáním. Součástí jeřábové kočky je zdvihový mechanismus pro pohyb břemene ve svislém směru. U jednonosníkového jeřábu je jeřábová kočka nejčastěji visutá – pohybuje se po dolní pásnici nosníku. U dvounosníkového jeřábu se kočka nejčastěji pohybuje po horní rovině nosníků. Využití podvěsné jeřábové kočky anebo kočky pohybující se uvnitř nosníků je především v případech, kdy je nutné umístit jeřáb co nejbližší stropu haly a maximalizovat tak zdvih jeřábu. Pro řízení elektromotorů jeřábu, jeřábové kočky a zdvihového mechanismu se používají frekvenční měniče a samotné ovládání je pomocí přímo připojeného ovladače, nebo ovladače dálkového. Záleží opět na dispozicích haly, kde se jeřáb nachází, a na požadavcích koncového zákazníka. [8]

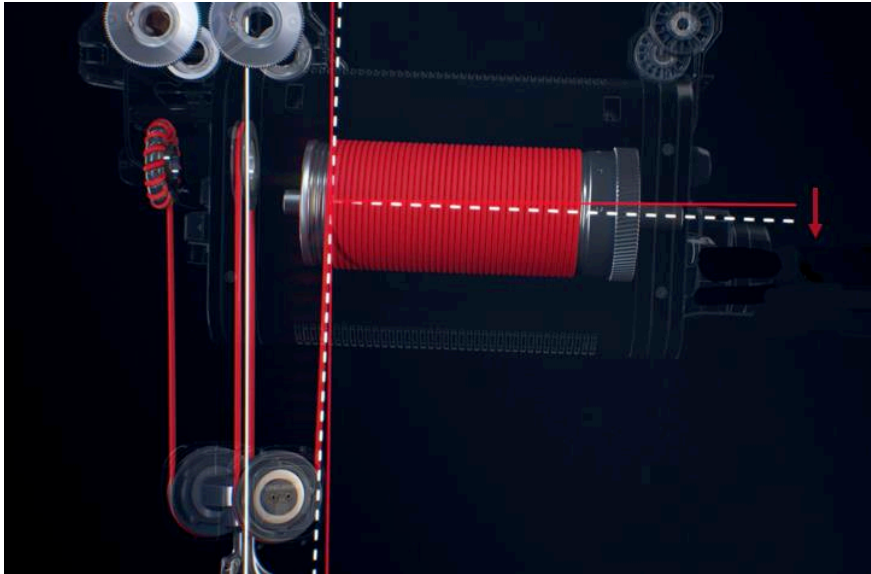


Obr. 4 Jeřábová kočka s nosností 5 t firmy ABUS [8]

## 1.2 VÝROBCI MOSTOVÝCH JEŘÁBŮ

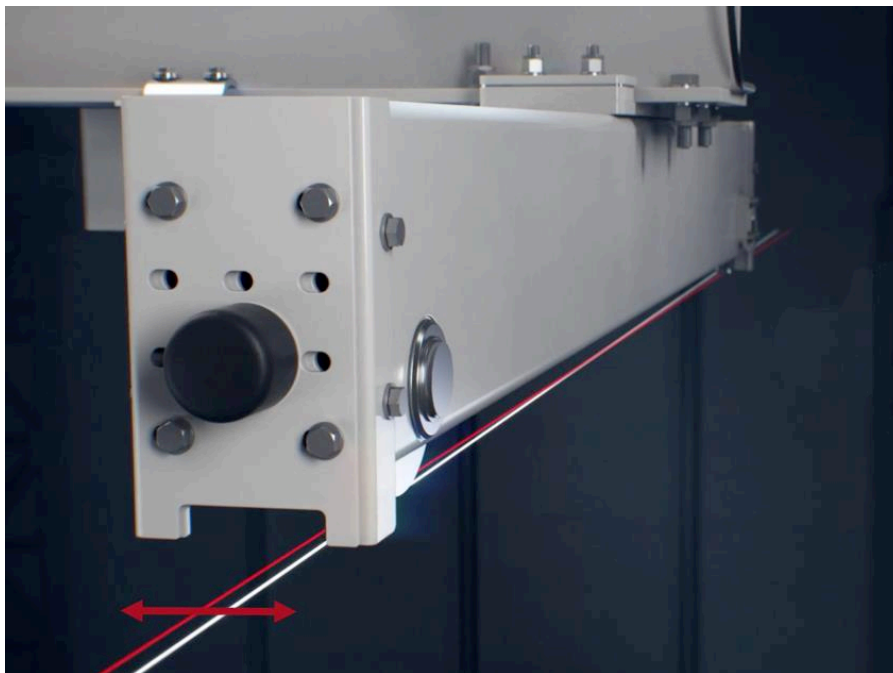
Firem zabývajících se výrobou mostových jeřábů je ve světě, ale i v České republice skutečně mnoho. Odlišují se způsobem výroby – jak na jeřáby sériové, kde zákazník volí jeřáb, který je nejbližší jeho požadavkům, tak na jeřáby vyráběné přímo na míru. Zde je vhodné uvést například firmu NOPO Engineering z Hradce Králové, která se orientuje především na individuální řešení pro zákazníka. Firma například dodávala jeřáb pro manipulaci s 60 tunovými lisovacími formami pro ŠKODA Auto, který využíval řízení pro polohování s vysokou přesností a kamerovým systémem, na základě něhož se předcházelo rozhoupání břemene, viz <https://www.nopo.cz>.

Samotná základní konstrukce mostového jeřábu se ve většině případů převážně neliší a využívá stejných nebo velice podobných návrhů. Velkým rozdílem napříč firmami je především použitá technologie pro zdvih břemene, pohyb jeřábu a obecně jeho řízení. Příkladem může být například firma KONECRANES, jejíž mostový jeřáb využívá nakloněného lanového bubnu, což zmenšuje úhel vychylování a dochází tak k menšímu opotřebení lana.



Obr. 5 Nakloněný lanový buben firmy KONECRANES [9]

Dále jeřáb využívá posuvného uložení hlavního nosníku na příčnici, což snižuje míru opotřebení kol a je také vhodné v případě přičení jeřábu. Avšak jeřáb využívající této koncepce je vhodný pouze pro menší maximální zatížení (do 6,3 t). [9]



Obr. 6 Pohyblivé uložení příčniku vůči hlavnímu nosníku [9]

Moderní inovace jako inteligentní řízení a průmysl 4.0 pronikly i do odvětví jeřábové techniky. Firma DEMAG využívá chytrého řízení jeřábu, který umí předem rozpoznat a podchytit stavy jako například rozkývání břemena. Kývání se zde detekuje pomocí řady snímačů a kompenzuje se nezávislými korekčními pohyby pojezdových os, což má za následek spolehlivé a bezpečné přemístění břemena. Dále je možné využít zónově podmíněnou adaptaci pojezdu, kdy vytvoříme prostor (virtuální stěny), kde jeřáb nebo kočka nesmí přejíždět. Pakliže by již



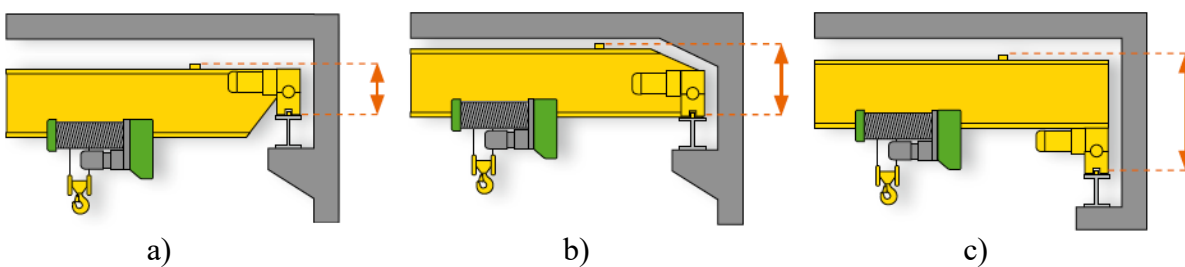
stavební konstrukce byla silně zatěžována, je možné nastavit maximální zatížení, se kterým se jeřáb v tomto prostoru může pohybovat. Zajímavostí je zcela určitě tandemový provoz jeřábu, který využijeme v případě, že by zdvihací nebo transportní operace pomocí jednoho jeřábu nebyly možné. Z jednoho ovládacího místa tak můžeme společně ovládat dva jeřáby až se čtyřmi zdvihacími zařízeními, které mezi sebou navzájem komunikují. [10]

Jako poslední je uvedena firma STAHL CraneSystems, která se specializuje na veškeré jeřábové komponenty a výše zmíněné sériové jeřáby. Nabízí jednu z nejucelenějších nabídek jeřábových komponentů a v případě vlastní konstrukce hlavního nosníku firma nabízí také tzv. Crane kits, kde je možné objednat přímo zhotovené příčnický s pojezdy, jeřábovou kočku, elektroinstalaci, řízení jeřábu a další. Toho využívají i další firmy, které se orientují hlavně na výrobu hlavního nosníku a jeřábové komponenty s technickým řešením přejímají od firmy STAHL. Jako například Česká firma Adamec Crane Systems. [11]

## 2 PARAMETRY A VÝBĚR VHODNÉ KONCEPCE JEŘÁBU

Po popsaní rešeršní části, prostudování parametrů jeřábů, katalogů jednotlivých výrobců a jejich použité konstrukce, tak s ohledem k zadání diplomové práce byla zvolena tato koncepce jeřábu. Jeřáb má dle zadání splňovat maximální nosnost  $6\,000\text{ kg}$ , rozpětí  $13\,500\text{ mm}$  a pracovní zdvih  $7\,000\text{ mm}$ . Vzhledem k požadované nosnosti se jeví jako vhodné využít jednonosníkový mostový jeřáb. Jednonosníkové koncepce pro podobné zatížení ( $6\,300\text{ kg}$ ) využívá několik dalších výrobců včetně STAHL CraneSystems. Pro konstrukci hlavního nosníku uvažují použití válcovaného HEB profilu, který by měl být pro dané rozpětí a nosnost vyhovující. Pro potvrzení správnosti této rozvahy bude dále proveden výpočet. Tento profil se jeví jako vhodným také z ekonomického hlediska a z pohledu jednoduchosti výroby oproti nosníku skříňovému. Dle zvolené koncepce bude jeřábová kočka pojíždět po dolní pásnici profilu. Parametry kočky nutné pro výpočet jeřábu jsou převzaty z katalogového listu firmy STAHL a uvedeny v podkapitole 2.2 Volba jeřábové kočky.

Dále je dle zadání dán rozvor příčníků  $2\,000\text{ mm}$ . Uchycení hlavního nosníku k příčníkům bude provedeno šroubovým spojem. Zadání nespécifikuje konstrukci haly a limitující faktory zástavby (výška stropu a dle toho splnění zdvihu), kde bude jeřáb využíván. Z důvodu nelimitujícího výškového faktoru bude hlavní nosník připevněn shora na příčníky, jak ukazuje obrázek č. 7 c).



Obr. 7 Ukázka možného připojení hlavního nosníku k příčníku s ohledem k výšce zástavby [11]

### 2.1 KLASIFIKACE JEŘÁBU

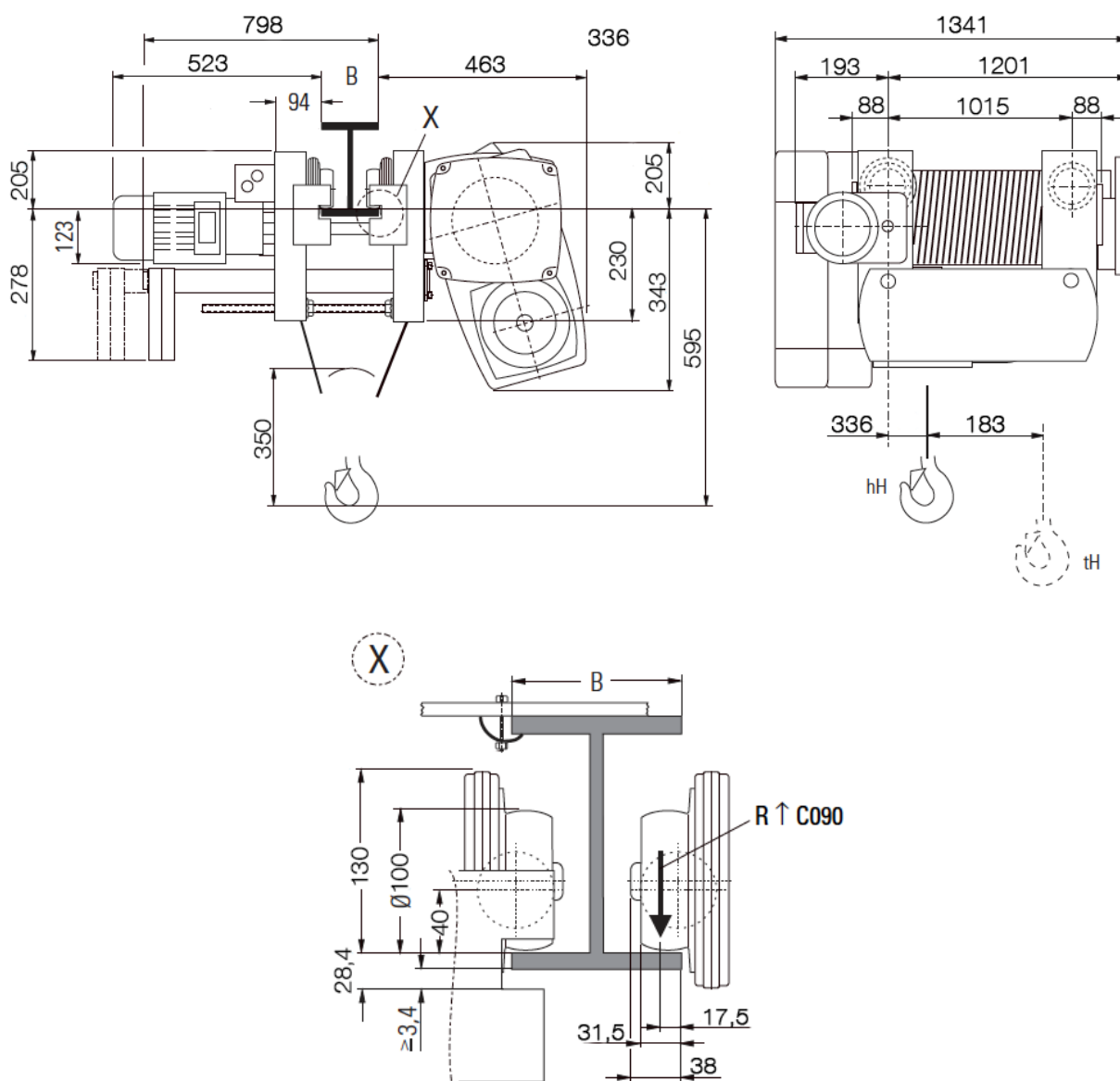
Z normy ČSN ISO 4301/1 byla stanovena klasifikace jeřábu. V případě určení klasifikace zařízení jako celku se vychází z třídy využívání jeřábu, což je množství pracovních cyklů, které zákazník očekává po dobu životnosti jeřábu a ze stavu zatěžování, který udává počet zdvihů břemena určité hmotnosti s ohledem na nosnost jeřábu. V případě, že nejsou tyto hodnoty známy (jako je tomu v případě této diplomové práce), dohodne se výrobce jeřábu s koncovým zákazníkem na stanovení jmenovitého stavu zatěžování. Jako třída využívání byla zvolena  $U_5$  s maximálním množstvím provozních cyklů  $5 \cdot 10^5$  při pravidelném využívání středního stupně. Jako stav zatěžování byl zvolen střední zatěžovací stav  $Q2$  s jmenovitým součinitelem spektra zatížení  $K_p = 0,25$ . Z toho byla stanovena skupinová klasifikace jeřábu jako celku –  $A5$ . [12]

Dále byla stanovena klasifikace mechanismu skládající se z třídy využívání mechanismu a stavu zatěžování mechanismu. Třídou využívání mechanismu se rozumí celková doba využívání v hodinách při zatíženém mechanismu. Doba se stanovuje na základě průměru denního využívání, počtu pracovních dní či počtu let očekávaného provozu. Byla zvolena třída využívání  $T_4$  – pravidelné lehké využívání. Dále byl zvolen střední stav zatěžování mechanismu  $L2$  s jmenovitým součinitelem spektra zatížení  $K_m = 0,25$ , kdy mechanismus je

vystaven maximálnímu zatížení častěji a obvykle na něj působí střední zatížení. Z toho byla následně stanovena klasifikace mechanismu – *M4*. [12]

## 2.2 VOLBA JEŘÁBOVÉ KOČKY

Na základě požadavku zdvihu a nosnosti byla zvolena jeřábová kočka s kladkostrojem výrobce STAHL CraneSystems. Kočka bude ovládána dálkovým ovladačem. To přispěje k lepšímu uživatelskému komfortu a nebude muset být řešena další kabelová dráha pro ovladač.



Obr. 8 Jeřábová kočka [20]

*Tabulka 1* Technická specifikace kladkostroje/kočky [20]

Typové označení	<i>SH4016-16 4/1 L3</i>	
Typ	<i>lanový</i>	
Provedení	<i>s pojezdem po profilu</i>	
Stavební výška	<i>nizká</i>	
Zařazení dle ISO	<i>M4</i>	
Prostředí	<i>vnitřní</i>	
Rozsah teplot	<i>-20 až +40</i>	[°C]
Nosnost	<i>6 300</i>	[kg]
Zdvih	<i>10</i>	[m]
Rychlost zdvihu	<i>0,6 / 4</i>	[m/min]
Výkon zdvihového motoru	<i>0,7 / 4,50</i>	[kW]
Rychlost pojezdu	<i>5 / 20</i>	[m/min]
Výkon pojezdového motoru	<i>0,09 / 0,37</i>	[kW]
Hmotnost	<i>381</i>	[kg]

## 2.3 SHRNUTÍ PARAMETRŮ NAVRHOVANÉHO JEŘÁBU

### Parametry jeřábu:

- |                   |                        |                    |                              |
|-------------------|------------------------|--------------------|------------------------------|
| • Typ jeřábu      | <i>jednosnonikový,</i> | • nosnost          | <i>6 000 kg,</i>             |
| • Prostředí       | <i>vnitřní,</i>        | • zdvih            | <i>7 000 mm,</i>             |
| • ovládání        | <i>dálkové,</i>        | • rozpětí          | <i>13 500 mm,</i>            |
| • provozní napětí | <i>400 V / 50 Hz,</i>  | • rozvor           | <i>2 000 mm,</i>             |
| • ovládací napětí | <i>230 V / 50 Hz,</i>  | • rychlost pojezdu | <i>40 m/min.<sup>1</sup></i> |

### Klasifikace:

- Jeřábu:
  - třída využívání *U<sub>5</sub>,*
  - stav zatěžování *Q<sub>2</sub>,*
  - skupinová klasifikace *A<sub>5</sub>.*
- Mechanismů:
  - třída využívání: *T<sub>4</sub>,*
  - stav zatěžování: *L<sub>2</sub>,*
  - skupinová klasifikace: *M<sub>4</sub>.*

<sup>1</sup> Rychlost pojezdu vychází ze zvoleného motoru pojezdu příčniku, viz kapitola 4.1.3

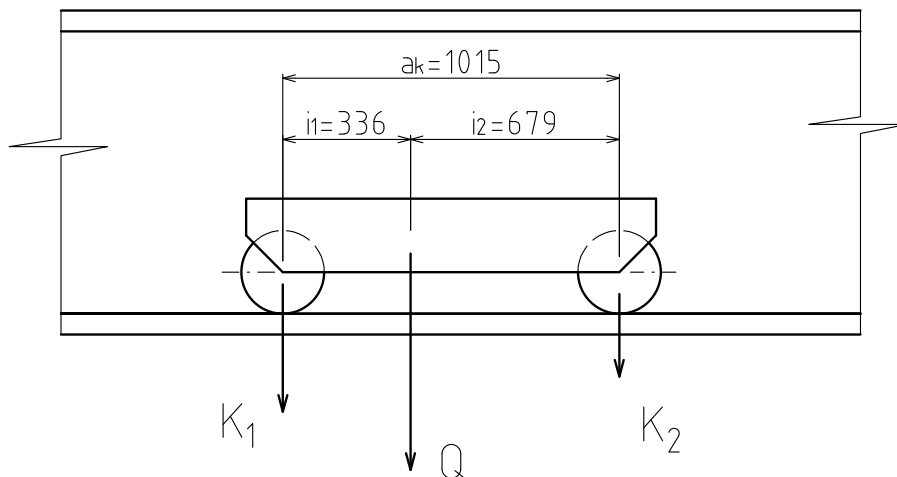
### 3 NÁVRH HLAVNÍHO NOSNÍKU

Následující kapitoly pojednávají o návrhu jeřábu s veškerými důležitými výpočty tak, aby bylo zabráněno vzniku nebezpečných situací a událostí, které by mohly vést k rizikům pro osoby během normálního používání jeřábu. Tato nebezpečí specifikuje norma ČSN EN 13001 a z řad této normy vychází i návrh jeřábu. [14]

- Nestabilita jeřábu nebo jeho částí (překlopení),
- překročení mezní únosnosti,
- pružnostní nestabilita jeřábu nebo jeho částí – vzpěr, boulení,
- překročení mezních teplot materiálu nebo komponent,
- překročení mezních deformací.

#### 3.1 VÝPOČET REAKCÍ KOL KOČKY

Nejprve je nutné stanovit reakce kol kočky  $K_1$  a  $K_2$ . Výpočet vychází z [13], str.124. Ten ale nerespektuje poměrové rozložení váhy samotné kočky. To stanovuje výrobce a dle katalogového listu zvolené kočky z [20] str. 128 vychází pro  $K_1$  rozložení 60 % váhy kočky. Pro  $K_2$  pak zbylých 40 %. Rovnice (1) a (2) jsou tedy kombinací těchto zdrojů a vycházejí z nich hledané reakce kol kočky respektující její rozložení, které bude dále využito v dalších výpočtech. Vzdálenost háku od kola  $K_1$  vychází také z katalogového listu jeřábové kočky a je nejmenší možná. Při zdvihání břemene bude docházet ke změně zatížení kol vlivem odvíjení lana. Uvedená vzdálenost háku od kola  $K_1$  je v případě maximální zdvihu, ve kterém bude zatížení kola nejvyšší. Rovnice je dále rozšířena o bezpečnostní součinitele zatížení od břemena a od vlastních hmotností. Dynamické součinitele pojezdové a zdvihové nejsou v této rovnici uvažovány. Součinitele zatížení byly určeny z normy ČSN EN 130001-2. [15]



Obr. 9 Zatížení nosníku

$$K_1 = \frac{i_2}{a_k} \cdot Q \cdot g \cdot \gamma_{p1} + 0,6 \cdot m_k \cdot g \cdot \gamma_{p2} \quad (1)$$

$$K_1 = \frac{679}{1015} \cdot 6000 \cdot 9,81 \cdot 1,22 + 0,6 \cdot 381 \cdot 9,81 \cdot 1,1$$

$$K_1 = 51\,778,16 \text{ N}$$

$$K_2 = \frac{i_1}{a_k} \cdot Q \cdot g \cdot \gamma_{p1} + 0,4 \cdot m_k \cdot g \cdot \gamma_{p2} \quad (2)$$

$$K_2 = \frac{336}{1\,015} \cdot 6000 \cdot 9,81 \cdot 1,22 + 0,4 \cdot 381 \cdot 9,81 \cdot 1,1$$

$$K_2 = 25\,415,87 \text{ N}$$

Kde:

$i_1$  ... vzdálenost zatížení od kola 1 [mm],

$i_2$  ... vzdálenost zatížení od kola 2 [mm],

$a_k$  ... rozvor kočky [mm],

$Q$  ... hmotnost břemena [kg],

$m_k$  ... vlastní hmotnost kočky [kg],

$\gamma_{p1}$  ... součinitel zatížení od břemena [-]; dle [15] str. 40,

$\gamma_{p2}$  ... součinitel zatížení od vlastních hmotností [-]; dle [15] str. 41,

$g$  ... tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ].

### 3.2 URČENÍ PROFILU HLAVNÍHO NOSNÍKU

Úkolem provedeného výpočtu je určení velikosti průřezu hlavního nosníku, který bude vyhovovat maximálnímu dovolenému průhybu. Pro jeřáby elektrické s jedním hlavním nosníkem, u kterého kočka pojíždí po dolní přírubě platí, že maximální dovolený průhyb  $f_D$  je roven celkové délce nosníku podělené koeficientem 500, dle [13] str. 113. Tento vztah však není ze současného pohledu uveden v platné normě a je tedy nutné k němu přistupovat jako ke smluvní hodnotě. Pro určení velikosti průřezu je nutné získat hodnotu kvadratického momentu setrvačnosti, který vyhovuje této podmínce. Dále dle [5], str. 616 platí pro výpočet průhybu následující vztah:

$$f = \frac{(K_1 + K_2) \cdot (l - a_k) \cdot [3l^2 - (l - a_k)^2]}{96 \cdot E \cdot I_x} \quad (3)$$

Kde:

$K_1, K_2$  ... reakce kol kočky s břemenem [N],

$l$  ... rozpětí mostu [mm],

$a_k$  ... rozvor kočky [mm],

$E$  ... modul pružnosti oceli v tahu [MPa],

$I_x$  ... kvadratický moment setrvačnosti plného průřezu hlavního nosníku [ $\text{mm}^4$ ].

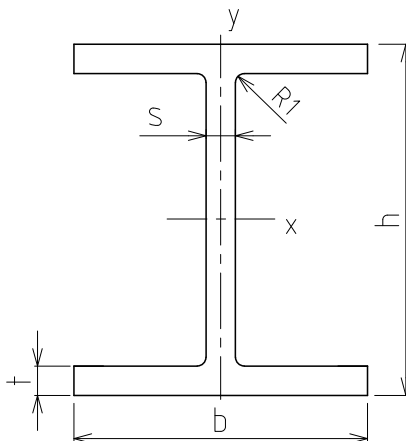
Jedinou neznámou v rovnici (3) tak zůstává pouze moment setrvačnosti. Za průhyb  $f$  byla dosazena hodnota maximálního dovoleného průhybu  $f_D = \frac{l}{500}$  a z toho následně vyjádřen hledaný kvadratický moment setrvačnosti.

$$I_x = \frac{(K_1 + K_2) \cdot (l - a_k) \cdot [3l^2 - (l - a_k)^2] \cdot 500}{96 \cdot E \cdot l} \quad (4)$$

$$I_x = \frac{(51778,16 + 25415,87) \cdot (13500 - 1015) \cdot [3 \cdot 13500^2 - (13500 - 1015)^2] \cdot 500}{96 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 13500}$$

$$I_x = 692\,078\,907,4 \text{ mm}^4 = 69\,207,891 \text{ cm}^4$$

Vypočtený kvadratický moment setrvačnosti je nejmenší možný, pro který nebude překročena hodnota dovoleného průhybu. Na základě provedeného výpočtu byl zvolen z katalogu výrobce FERONA za tepla válcovaný profil HEB 500 z materiálu S235JR se zaručenou svařitelností. Velikost kvadratického momentu setrvačnosti byla zvolena druhá nejbližší vyšší vypočtené hodnotě. Parametry profilu uvádí tabulka 2.



Obr. 10 profil HEB [16]

Tabulka 2 Parametry profilu [16]

Tloušťka stojiny	s	14,5 mm
Šířka příruby	b	300 mm
Výška průřezu	h	500 mm
Tloušťka příruby	t	28,0 mm
Plocha průřezu	F	239 cm <sup>2</sup>
Hmotnost	G <sub>m</sub>	187 kg/m
Průřezový modul k ose ohybu x	W <sub>x</sub>	4 290 cm <sup>3</sup>
Moment setrvačnosti k ose ohybu y	I <sub>y</sub>	12 620 cm <sup>4</sup>
Poloměr vnitřního zaoblení	r <sub>1</sub>	27 mm
Rameno vnitřních sil	s <sub>x</sub>	44,5 cm
Poloměr setrvačnosti k ose ohybu x	i <sub>x</sub>	21,2 cm
Poloměr setrvačnosti k ose ohybu y	i <sub>y</sub>	7,27 cm
Moment setrvačnosti k ose ohybu x	I <sub>x</sub>	107 200 cm <sup>4</sup>
Průřezový modul k ose ohybu y	W <sub>y</sub>	842 cm <sup>3</sup>
Statický moment poloviny průřezu	S <sub>x</sub>	2 410 cm <sup>3</sup>

### 3.3 POSOUZENÍ MAXIMÁLNÍHO PRŮHYBU HLAVNÍHO NOSNÍKU

Tento výpočet v podstatě ověřuje správnost zvoleného profilu. Postupuje se přesně opačným způsobem, kdy známe kvadratický moment setrvačnosti a posuzujeme, zdali nosník nepřekračuje smluvní hodnotu maximálního dovoleného průhybu. Nejprve byla spočtena tato hodnota a následně proveden výpočet průhybu způsobeného vlastní hmotností a průhybu zatížením břemene a kočky.

#### 3.3.1 VÝPOČET SMLUVNÍ HODNOTY PRŮHYBU

$$f_D = \frac{l}{500} \quad (5)$$

$$f_D = \frac{13500}{500} = 27 \text{ mm}$$

#### 3.3.2 VÝPOČET PRŮHYBU ZPŮSOBENÉHO VLASTNÍ HMOTNOSTÍ

Nosník je zatížený také vlastní hmotností. Pro výpočet průhybu uvažujeme rovnici č. 6 převzatou z [17], str. 204.

$$f_1 = \frac{5 \cdot (G_m \cdot g \cdot 10^{-3}) \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I_x} \quad (6)$$

$$f_1 = \frac{5 \cdot (187 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3}) \cdot 13\,500^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 107\,200 \cdot 10^4}$$

$$f_1 = 3,52 \text{ mm}$$

Kde:

$G_m$  ... hmotnost profilu na jednotku délky [kg/mm],

$I_x$  ... skutečný moment setrvačnosti k ose ohybu x [mm<sup>4</sup>].

#### 3.3.3 VÝPOČET PRŮHYBU ZPŮSOBENÉHO ZATÍŽENÍM BŘEMENE A KOČKY

Tento výpočet vychází z dříve uvedené rovnice (3) a uvažuje skutečný moment setrvačnosti.

$$f_2 = \frac{(K_1 + K_2) \cdot (l - a_k) \cdot [3l^2 - (l - a_k)^2]}{96 \cdot E \cdot I_x} \quad (7)$$

$$f_2 = \frac{(51778,16 + 25\,415,87) \cdot (13\,500 - 1015) \cdot [3 \cdot 13\,500^2 - (13\,500 - 1\,015)^2]}{96 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 107\,200 \cdot 10^4}$$

$$f_2 = 17,43 \text{ mm}$$



### 3.3.4 POROVNÁNÍ PODMÍNKY MAXIMÁLNÍHO PRŮHYBU

Sečtením průhybů  $f_1$  a  $f_2$  dostaneme hodnotu celkového průhybu, která je následně porovnána se smluvní hodnotou maximálního dovoleného průhybu.

$$f_c = f_1 + f_2 \quad (8)$$

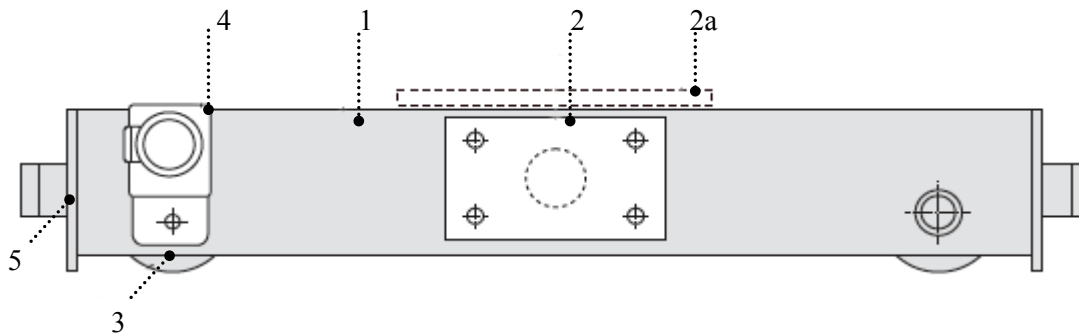
$$f_c = 3,52 + 17,43 = 20,95 \text{ mm}$$

*musí platit, že:  $f_c < f_D \rightarrow 20,95 \text{ mm} < 27 \text{ mm} \rightarrow \text{vyhovuje}$*

Výpočtem bylo zjištěno, že zvolený profil HEB 500 nepřekračuje smluvní hodnotu průhybu.

## 4 NÁVRH PŘÍČNÍKU

V této kapitole je popsán návrh příčnicku, ke kterému bude přímo přišroubován hlavní nosník skrze přírubu. Příčnick je zvolen jako již vyhotovený kus od stejného výrobce jako jeřábová kočka – STAHL CraneSystems. Výrobce nabízí velké množství příčníků spolu s pohonnými jednotkami a pojezdovými koly pro různé typy jeřábů. Příčnick bude také vybaven tlumícími prvky na jeho koncích pro případ nechtěného nárazu. Výhodou takto zvoleného příčnicku je, že je dimenzovaný na požadované zatížení, a také především to, že je dodáván jako celek. Tzn. že odpadá nutnost pořizovat komponenty příčnicku od různých výrobců.

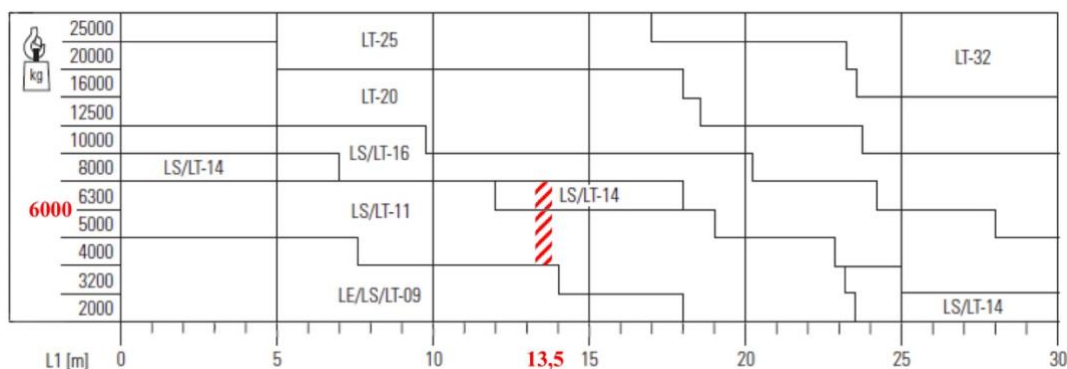


Obr. 11 Popis příčnicku [18]

Hlavní profil příčnicku (1) je tvořen trubkou obdélníkového průřezu z materiálu S355J0. Konkrétní příčnick pro jednonosíkový mostový jeřáb nabízí různé možnosti uchycení hlavního nosníku (2, 2a), a to buď z boku anebo na horní plochu příčnicku. V případě tohoto typu jeřábu bude voleno uchycení shora (2a). Spojení příčnicku bude realizováno šroubovým spojením pomocí příruby, která bude přivařena ke spodní pásnici hlavního nosníku. Více uvádí kapitola 7. Spojení příčnicku s hlavním nosníkem. Odkaz (3) zobrazuje kolo s nákolky. Kolo je vyrobené z litiny s kuličkovým grafitem zajišťující trvalé samomazání. Pohon kola je zajištěn elektromotorem (4), který je řízen frekvenčním měničem. Nárazníky (5) slouží pro zachycení sil od nechtěného nárazu na konci jeřábové dráhy. Jejich výpočet je proveden v kapitole 4.1.4.

### 4.1 VOLBA PŘÍČNÍKU

Výrobce poskytuje graf, pomocí něhož je možné zhruba určit konkrétní typ příčnicku pro námi navrhovaný jeřáb na základě rozpětí a nosnosti – viz obr. 12.



Obr. 12 Hrubé určení příčnicku pro jednonosíkový mostový jeřáb [18]

Na základě zadaných parametrů jeřábu se jeví jako vhodný příčník LS/LT-11, případně LS/LT-14. Oba typy budou posouzeny dle výpočtů daných výrobcem a vybrán ten vhodnější. Značení LS a LT označuje uložení hlavního nosníku: LS – side, ze strany; LT – top, ze shora. Dle zvolené koncepce provedení mostového jeřábu bude dále uváděno označení LT. Pro výběr vhodného příčníku musí být splněny tyto dvě podmínky uvedené výrobcem, viz [18], str. 11:

$$R_{max} \leq R_{zul} \quad (9)$$

$$L_1 \leq L_{1zul} \quad (10)$$

Kde:

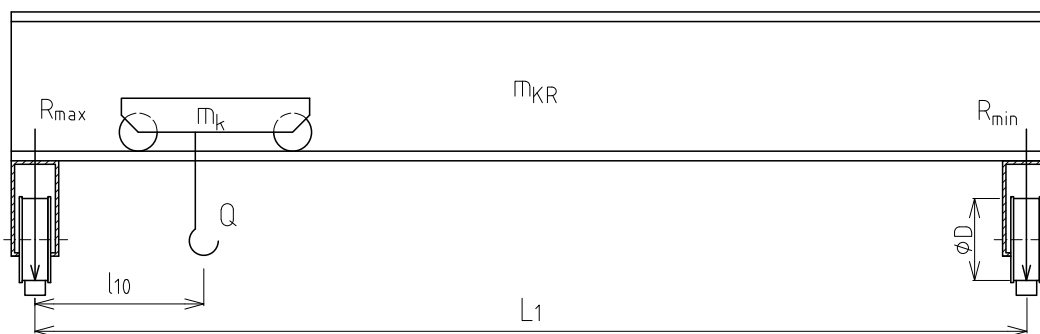
$R_{max}$  ... maximální zatížení kola [kN],

$R_{zul}$  ... dovolené zatížení kola [kN],

$L_1$  ... rozpětí jeřábu [m],

$L_{1zul}$  ... maximální dovolené rozpětí jeřábu pro konkrétní příčník [m].

#### 4.1.1 POSOUZENÍ PŘÍČNÍKU LT-11



Obr. 13 Zobrazení zatížení kol příčníku

Nejprve je nutné stanovit maximální zatížení kola  $R_{max}$ . Rovnice vychází z [18], str. 46.

$$R_{max11} = \frac{m_{KR11}}{4 \cdot 100} + \frac{Q + m_k}{2 \cdot 100} \cdot \frac{(L_1 - l_{10})}{L_1} \quad (11)$$

$$R_{max11} = \frac{2890,5}{4 \cdot 100} + \frac{6000 + 381}{2 \cdot 100} \cdot \frac{(13,5 - 0,4)}{13,5}$$

$$R_{max11} = 38,1859 \text{ kN}$$

Kde:

$m_{KR11}$  ... celková hmotnost jeřábu s příčníkem LT-11 (výpočet níže) [kg],

$l_{10}$  ... minimální vzdálenost zatížení od břemene k příčníku [m].

$$m_{KR11} = m_T + m_Z + 2 \cdot m_{K11} \quad (12)$$

$$m_{KR11} = 2524,5 + 50 + 2 \cdot 158$$

$$m_{KR11} = 2890,5 \text{ kg}$$

Kde:

$m_T$  ... hmotnost nosníku  $m_T = G_m \cdot l$  [kg],

$m_Z$  ... hmotnost příslušenství, uvažováno 50 kg pro kabeláž apod. [kg],

$m_{K11}$  ... hmotnost příčnicku LT-11, příruby a motoru [kg].<sup>2</sup>

Následuje porovnání výpočtu s uvedenými podmínkami.  $R_{zul}$  a  $L_{1zul}$ . Ty vycházejí z [18], str. 54 a jsou předepsány výrobcem pro konkrétní typ příčnicku.

$$R_{max11} \leq R_{zul} \quad \rightarrow \quad 38,1859 \text{ kN} \leq 40 \text{ kN} \quad \rightarrow \quad \text{příčnick LT} - 11 \text{ vyhovuje}$$

$$L_1 \leq L_{1zul} \quad \rightarrow \quad 13,5 \text{ m} \leq 15 \text{ m} \quad \rightarrow \quad \text{příčnick LT} - 11 \text{ vyhovuje}$$

Výpočtem bylo zjištěno, že zvolený příčnick vyhovuje. Avšak maximální zatížení kola  $R_{max}$  je až příliš blízko dovolenému zatížení kola  $R_{zul}$ . Problém by mohl nastat v případě přičení jeřábu. A to pokud by příčná síla byla větší než maximální dovolená síla na bok kola. Tu výrobce uvádí jako max 20 %  $R_{zul}$ . Jistě by se pak jako nejjednodušší řešení jevilo změna kola, které zvládne přenést větší zatížení. Ovšem v případě tohoto výrobce a volby řešení příčnicku, kdy je dodáván se všemi komponenty toto nelze. Výrobce přímo stanovuje typ kola pro daný příčnick a jeho maximální zatížení bez možnosti výměny za jiný typ kola. Z toho plyne značná nevýhoda.

#### 4.1.2 POSOUZENÍ PŘÍČNÍKU LT-14

Postup výpočtu je zcela identický jako v předešlém případě. Pouze se uvažuje jiná hmotnost příčnicku a motoru. Dále je dovolené zatížení kola  $R_{zul}$  vyšší než v předchozím případě.

$$R_{max14} = \frac{m_{KR14}}{4 \cdot 100} + \frac{Q + m_k}{2 \cdot 100} \cdot \frac{(L_1 - l_{10})}{L_1} \quad (13)$$

$$R_{max14} = \frac{2918,5}{4 \cdot 100} + \frac{6000 + 381}{2 \cdot 100} \cdot \frac{(13,5 - 0,4)}{13,5}$$

$$R_{max14} = 38,2559 \text{ kN}$$

Kde:

$m_{KR14}$  ... celková hmotnost jeřábu s příčnickem LT-14 (výpočet níže) [kg].

$$m_{KR14} = m_T + m_Z + 2 \cdot m_{K14} \quad (14)$$

$$m_{KR14} = 2524,5 + 50 + 2 \cdot 172$$

$$m_{KR14} = 2918,5 \text{ kg}$$

Kde:

$m_{K14}$  ... hmotnost příčnicku LT-14, příruby a motoru [kg].

<sup>2</sup>  $m_{K11} = m_p + m_d + m_m$ ; hmotnost příčnicku  $m_p = 126 \text{ kg}$  stanovena z [18], hmotnost příruby  $m_d = 10 \text{ kg}$  stanovena z [18], hmotnost motoru  $m_m = 22 \text{ kg}$  stanovena z [19]. Celková hmotnost násobena dvěma = dva příčnicky. Stejný postup výpočtu platí pro typ LT-14;  $m_p = 140 \text{ kg}$ ,  $m_d = 10 \text{ kg}$ ,  $m_m = 22 \text{ kg}$ .

Ověření výpočtu s danými podmínkami:

$$R_{max14} \leq R_{zul} \rightarrow 38,2559 \text{ kN} \leq 47,8 \text{ kN} \rightarrow \text{příčnick LT} - 14 \text{ vyhovuje}$$

$$L_1 \leq L_{1zul} \rightarrow 13,5 \text{ m} \leq 15 \text{ m} \rightarrow \text{příčnick LT} - 14 \text{ vyhovuje}$$

#### 4.1.3 ZVOLENÝ TYP PŘÍČNÍKU

Na základě ověření podmínek byl pro navrhovaný jedonosníkový mostový jeřáb vybrán příčnick LT-14-20. Označení 20 zde představuje hodnotu rozvoru – 2000 mm, která je dána zadáním práce. Na rozdíl od předešlého příčnicku, který bude výhodnější z ekonomického hlediska, je zde dostatečná rezerva v případě překročení maximálního zatížení  $R_{max}$  a také vyšší dovolené zatížení kola pro případ působení příčné síly.

Tabulka 3 Technická specifikace příčnicku [18]

Typové označení	LT-14-20	
Prostředí	vnitřní	
Počet kol / 1 příčnick	2	
Počet pohonů / 1 příčnick	1	
Uchycení mostu	shora	
Max. skutečné zatížení	47,8	[kN]
Průměr kola	140	[mm]
Šířka drážky kola	64	[mm]
Šířka jeřábové kolejnice	50	[mm]
Rozvor	2 000	[mm]
Max. šířka mostu	350	[mm]
Hmotnost	172	[kg]

## 4.2 VÝPOČET POHONU

Příčnicky jsou dodávány spolu s motory a s převodovkou a s kompletní sestavou pojezdových kol. Kolo je vyrobené z litiny s kuličkovým grafitem a má nákok na obou stranách. Výrobce u příčnicku udává konkrétní řadu motoru, která je pro daný příčnick vhodná. Vychází z maximálního zatížení kola a z průměru kol, kterými je možné daný příčnick osadit. Pro zvolený příčnick je daný průměr kola 140 mm. Je tedy nutné specifikovat pouze konkrétní typ motoru, a to na základě požadované přepravní hmotnosti podělené počtem pohonných jednotek, přičemž musí být splněna tato podmínka předepsaná výrobcem z [18], str. 47:

$$m_{Fmax} \leq m_{Fzul} \tag{15}$$

Kde:

$m_{Fmax}$  ... maximální požadovaná přepravní hmotnost [kg],

$m_{Fzul}$  ... dovolená přepravní hmotnost motoru [kg]; stanovena z [19], str.19.

$$m_{Fmax} = \frac{(m_{KR14} + m_k + Q)}{2} \quad (16)$$

$$m_{Fmax} = \frac{(2918,5 + 381 + 6000)}{2}$$

$$m_{Fmax} = 4649,75 \text{ kg}$$

Ověření výpočtu s danými podmínkami:

$$m_{Fmax} \leq m_{Fzul} \rightarrow 4649,75 \text{ kg} \leq 7950 \text{ kg} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Na základě provedeného výpočtu daném výrobcem byl zvolen motor *SFB 13219-184*, s maximální přepravní hmotností 7 950 kg na jeden pohon a s pojezdovou rychlostí  $v_j = 4 \div 40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . [19]

Tabulka 4 Technická specifikace pohonu [19]

Typové označení	<i>SFB 13219-184</i>	
Max. dopravovaná hmotnost / 1 pohon	7 950	[kg]
Hmotnost pohonu	22	[kg]
Rychlost pojezdu jeřábu $v_j$	4 / 40	[m·min <sup>-1</sup> ]
Průměr kola	140	[mm]
Výkon	0,65	[kW]
Provozní napětí	400	[V]

### 4.3 VÝPOČET NÁRAZNÍKŮ

V případě, že by došlo k nárazu jeřábu, jsou konce jeho příčnicků vybaveny tlumícími prvky pro jeho zachycení. Ty mohou být buď pryžové, anebo polyuretanové. Síla na jeden nárazník se získá pomocí kinetické energie zahrnující celkovou hmotnost jeřábu a rychlost vynásobenou redukčním faktorem. Redukční faktor  $k_{pu}$  má hodnotu 0,7, pokud je jeřáb vybaven limitními vypínači<sup>3</sup>, anebo 0,85 pro případ, že jimi jeřáb vybaven není. Ve výpočtu se neuvažuje vliv hmotnosti zavěšeného břemena. [18]

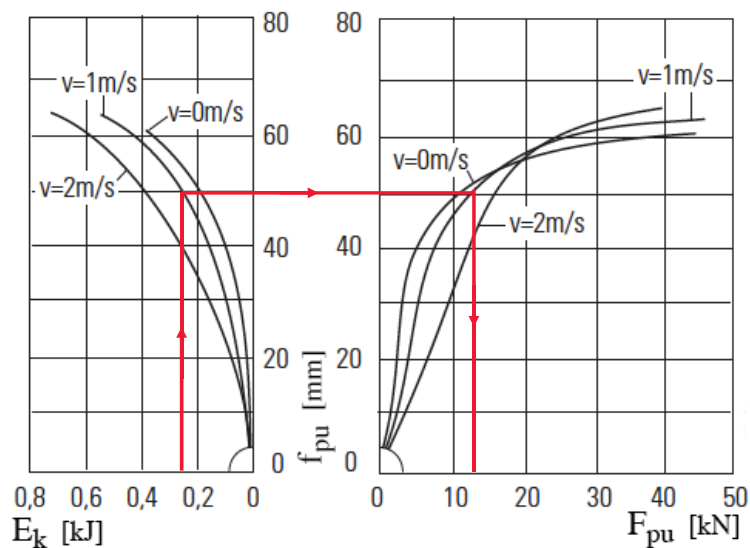
$$E_k = \frac{1}{2} \cdot (m_{KR14} + m_k) \cdot (k_{pu} \cdot v_j)^2 \quad (17)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot (2918,5 + 381) \cdot \left(0,85 \cdot \frac{40}{60}\right)^2$$

$$E_k = 529,75 \text{ J}$$

<sup>3</sup> limitní vypínač slouží k vypnutí pohonu v případě, že se jeřáb dostane za dovolený limit pojezdové dráhy

Při použití dvou nárazníků je kinetická energie na jeden nárazník rovna  $\frac{E_k}{2} = 264,88 J$ . Na základě této hodnoty byl zvolen polyuretanový nárazník K 80x80, který je schopný absorbovat 400 J energie způsobené nárazem. Přičemž jeho stlačení bude přibližně  $f_{pu} = 50 mm$ , což odpovídá přibližně síle  $F_{pu} = 13 500 N$ .



Obr. 14 Diagram závislosti energie způsobené nárazem na jednotku stlačení [18]

## 5 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍCH NA HLAVNÍ NOSNÍK

Tato kapitola uvádí přehled zatížení, která mohou působit na hlavní nosník. Poloha, směr a velikost jednotlivých zatížení je volena tak, aby se dosáhlo nejvyššího účinku (nejnepříznivějšího). Dále je uvažováno několik zatěžovacích stavů a uspořádání (poloha kočky vzhledem k hlavnímu nosníku).

### 5.1 PŘEHLED ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍCH NA HLAVNÍ NOSNÍK

Zatížení působící na jeřáb specifikuje norma ČSN EN 13001-2. Jedná se o:

- Pravidelná zatížení – do kategorie těchto zatížení spadají ta, která se vyskytují za běžného provozu. Jsou to například: zdvihací a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu a zdvihané břemeno vertikálně, zatížení způsobená zrychlením, zatížená způsobená pojezdem po nerovném povrchu apod.
- Občasná zatížení – zatížení způsobená například větrem, námrazou, změnou teplot anebo přičením.
- Výjimečná zatížení – jsou zatížení, která se vyskytují jen zřídka a mohou být způsobena například větrem mimo provoz jeřábu, při nárazu na nárazníky, nechtěným odpadnutím břemena apod.

Dále tato norma specifikuje součinitele bezpečnosti pro různé situace, které jsou v případě výpočtu jednotlivých zatížení uvažovány. Tyto součinitele již byly uvažovány v předešlých kapitolách.

### 5.2 PRAVIDELNÁ ZATÍŽENÍ

Tato podkapitola uvádí pravidelná zatížení, kterým je hlavní nosník vystaven během normálního provozu. V první části jsou popsány vnitřní silové účinky ve vertikálním směru, a to v nejnepříznivějších situacích v různých zatěžovacích stavech. Jsou uvažovány dvě situační polohy kočky. První poloha kočky je v místě, kde bude ohybový moment největší. V druhém případě bude uvažováno s jeřábovou kočkou nejbližší příčnicku, tak aby reakce byla největší. Pro oba stavy jsou znázorněny dvě situace, a to s maximálním zatížením od břemena a poté bez břemene.

#### 5.2.1 VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY VE VERTIKÁLNÍM SMĚRU

Nejprve je nutné stanovit místo největšího ohybového momentu. Z rovnice (1) je možné vidět, že největší zatížení se nachází pod kolem  $K_1$ . Dle rovnice (6.36) z [13] str. 125 tak předpokládáme, že největší ohybový moment pod kolem  $K_1$  bude v případě, když kolo kočky stojí od středu nosníku vzdáleno o  $\frac{l_1}{2}$ . Proto platí tato rovnice pro odlehlost kola  $K_1$  od podpory A:

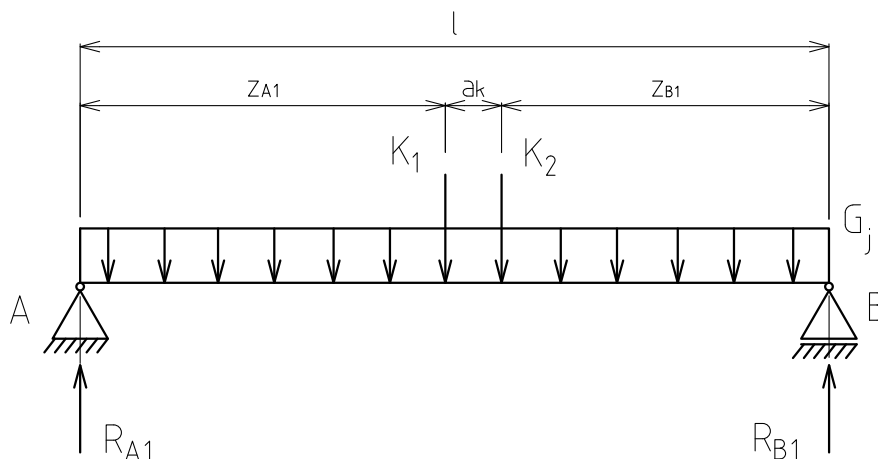
$$z = \frac{l}{2} - \frac{i_1}{2} \quad (18)$$

$$z = \frac{13\,500}{2} - \frac{336}{2} = 6\,582 \text{ mm}$$



**STANOVENÍ REAKCÍ PODPOR PRO KOČKU S BŘEMENEM**

V tomto stavu předpokládáme jeřábovou kočku s břemenem umístěnou ve vzdálenosti  $z = z_{A1} = 6582 \text{ mm}$  od reakce  $R_A$  tak, jak ukazuje obrázek č. 15. Výpočty reakcí vycházejí z momentové rovnováhy.



Obr. 15 Znázornění polohy kočky vůči hlavnímu nosníku

Pro výpočet je dále nutné stanovit součinitele bezpečnosti a součinitele dynamické. Ty vycházejí z normy ČSN EN 13001-2, jak bylo uvedeno.  $G_j$  je znázorněno jako liniové zatížení a představuje zatížení od vlastní hmotnosti nosníku na 1 m jeho délky:

$$G_j = G_m \cdot g \quad (19)$$

$$G_j = 187 \cdot 9,81 = 1834,47 \text{ N/m}$$

Kde:

$G_m$  ... hmotnost profilu na jednotku délky [kg/m].

$$R_{A1} = \frac{[K_1 \cdot (a_k + z_{B1}) + (K_2 \cdot z_{B1})] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{P2}}{l} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{P1} \quad (20)$$

$$R_{A1} = \frac{[51778,16 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 5903 \cdot 10^{-3}) + (25415,87 \cdot 5903 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1,1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$R_{A1} = 63\,826,58 \text{ N}$$

$$R_{B1} = \frac{[K_2 \cdot (a_k + z_{A1}) + (K_1 \cdot z_{A1})] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{P2}}{l} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{P1} \quad (21)$$

$$R_{B1} = \frac{[25415,87 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 6582 \cdot 10^{-3}) + (51778,16 \cdot 6582 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1,1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$R_{B1} = 66\,209,83 \text{ N}$$

Kde:

$z_{A1}$  ... vzdálenost od reakce  $R_A$  [mm],

$z_{B1}$  ... vzdálenost od reakce  $R_B$  [mm],

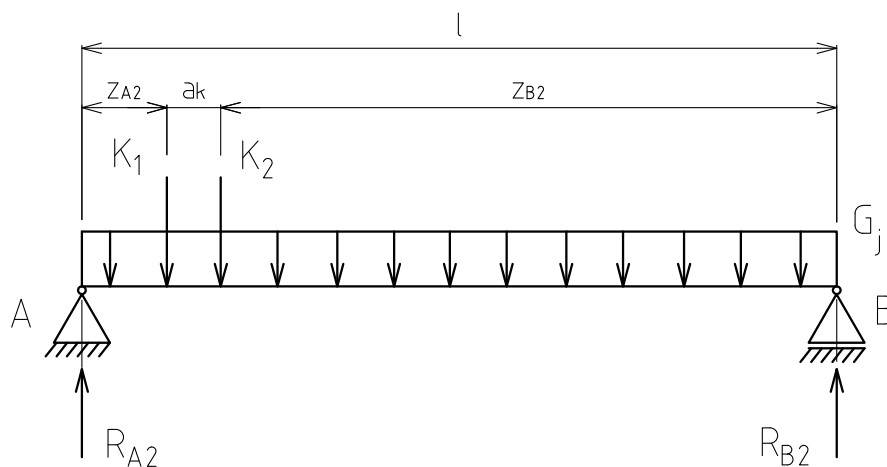
$\gamma_{p1}$  ... součinitel bezpečnosti [-]; dle [15] str. 40,

$\gamma_{p2}$  ... součinitel bezpečnosti [-]; dle [15] str. 41,

$\phi_1$  ... dynamický součinitel [-]; dle [15] str. 13,

$\phi_2$  ... dynamický součinitel [-]; dle [15] str. 14.

V druhém stavu předpokládáme kočku s břemenem umístěnou ve vzdálenosti  $z_{A2} = 400 \text{ mm}$  nejbližší k příčnicku tak, jak ukazuje obrázek č. 16. Hodnota vzdálenosti byla určena z katalogového listu výrobce jeřábové kočky. Výpočty reakcí vycházejí opět z momentové rovnováhy.



Obr. 16 Znáornění druhého stavu polohy kočky

$$R_{A2} = \frac{[K_1 \cdot (a_k + z_{B2}) + (K_2 \cdot z_{B2})] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1}}{l} \quad (22)$$

$$R_{A2} = \frac{[51778,16 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 12085 \cdot 10^{-3}) + (25415,87 \cdot 12085 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1,1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$R_{A2} = 108\,154,41 \text{ N}$$

$$R_{B2} = \frac{[K_2 \cdot (a_k + z_{A2}) + (K_1 \cdot z_{A2})] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{p2} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{p1}}{l} \quad (23)$$

$$R_{B2} = \frac{[25415,87 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 400 \cdot 10^{-3}) + (51778,16 \cdot 400 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1,1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$R_{B2} = 21\,882 \text{ N}$$

**STANOVENÍ REAKCÍ PODPOR PRO KOČKU BEZ BŘEMENE**

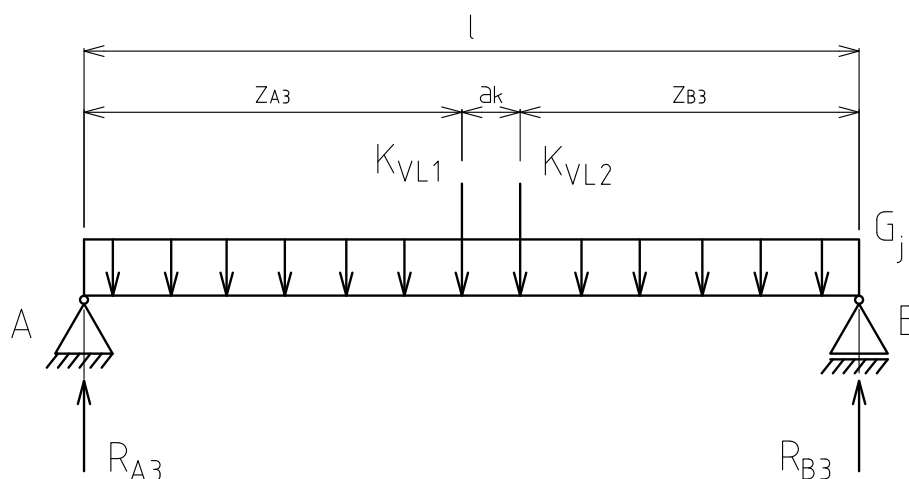
V tomto případě je uvažována stejná poloha kočky jako ve dvou předešlých případech, ovšem bez zatížení břemenem. Uvažuje se tedy pouze zatížení kočky. Proto byly v prvním kroku spočítány reakce kočky bez zatížení břemenem –  $K_{VL1}$  a  $K_{VL2}$ . Zde je předpokládáno rozložení 60 % váhy kočky na kolo 1 a 40 % váhy kočky na kolo 2, jak bylo uvedeno dříve. Poté byl postup stejný jako v předešlých případech.

$$K_{VL1} = 0,6 \cdot m_k \cdot g \quad (24)$$

$$K_{VL1} = 0,6 \cdot 381 \cdot 9,81 = 2\,242,57 \text{ N}$$

$$K_{VL2} = 0,4 \cdot m_k \cdot g \quad (25)$$

$$K_{VL2} = 0,4 \cdot 381 \cdot 9,81 = 1\,495,04 \text{ N}$$



Obr. 17 Poloha kočky uprostřed nosníku bez zatížení břemenem

$$R_{A3} = \frac{[K_{VL1} \cdot (a_k + z_{B3}) + (K_{VL2} \cdot z_{B3})] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{P2} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{P1}}{l} \quad (26)$$

$$R_{A3} = \frac{[2242,57 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 5903 \cdot 10^{-3}) + (1495,04 \cdot 5903 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1,1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

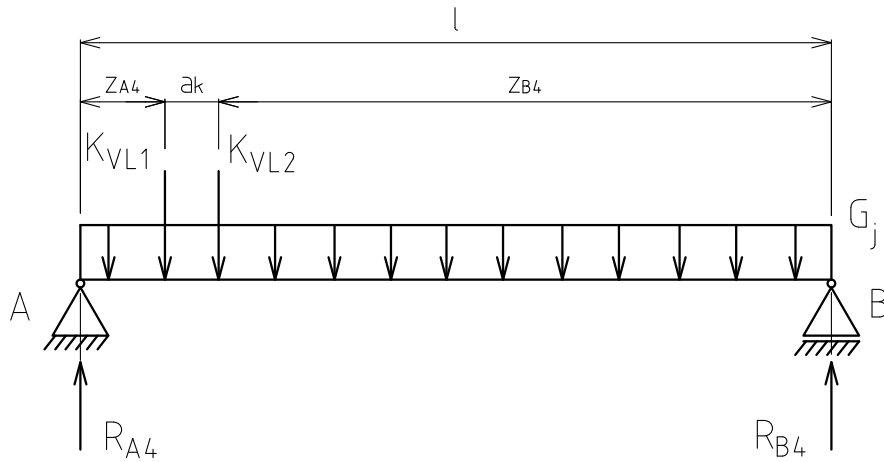
$$R_{A3} = 18\,878,4 \text{ N}$$

$$R_{B3} = \frac{[K_{VL2} \cdot (a_k + z_{A3}) + (K_{VL1} \cdot z_{A3})] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{P2} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{P1}}{l} \quad (27)$$

$$R_{B3} = \frac{[1495,04 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 6582 \cdot 10^{-3}) + (2242,57 \cdot 6582 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1,1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$R_{B3} = 19\,043,66 \text{ N}$$

V posledním případě je opět kočka umístěna nejbližší k příčnici bez uvažování zatížení břemenem.



Obr. 18 Poloha kočky na kraji nosníku bez zatížení břemenem

$$R_{A4} = \frac{[K_{VL1} \cdot (a_k + z_{B4})] + (K_{VL2} \cdot z_{B4}) \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{P2}}{l} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{P1} \quad (28)$$

$$R_{A4} = \frac{[2242,57 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 12085 \cdot 10^{-3}) + (1495,04 \cdot 12085 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1,1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$R_{A4} = 21\,024,68 \text{ N}$$

$$R_{B4} = \frac{[K_{VL2} \cdot (a_k + z_{A4}) + (K_{VL1} \cdot z_{A4})] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{P2}}{l} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{P1} \quad (29)$$

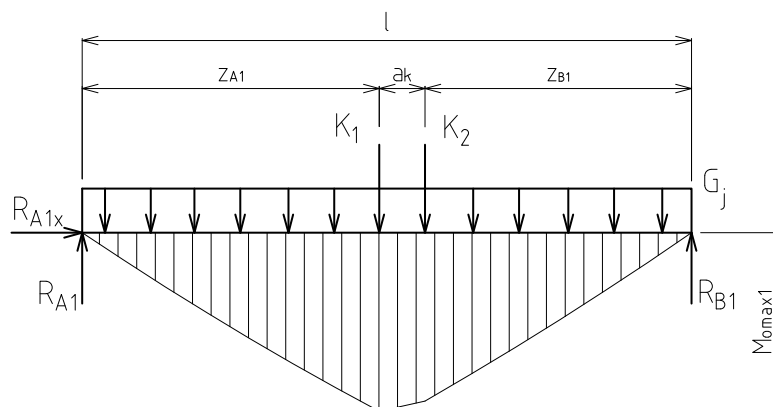
$$R_{B4} = \frac{[1495,04 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 400 \cdot 10^{-3}) + (2242,57 \cdot 400 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1,1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1,22$$

$$R_{B4} = 16\,897,38 \text{ N}$$

### 5.2.2 OHYBOVÉ MOMENTY

Pro výše znázorněné zatěžovací situace byly na základě výsledných vnitřních účinků stanoveny maximální ohybové momenty. Pro případ kočky uprostřed nosníku už je známa poloha nejvyššího ohybového momentu. V případech, kdy se kočka nachází v krajní poloze, tak bylo místo nejvyššího ohybového momentu  $z_{x1}$  a  $z_{x2}$  stanoveno jeho derivací.

- 1) Kočka uprostřed nosníku, zatížení s břemenem

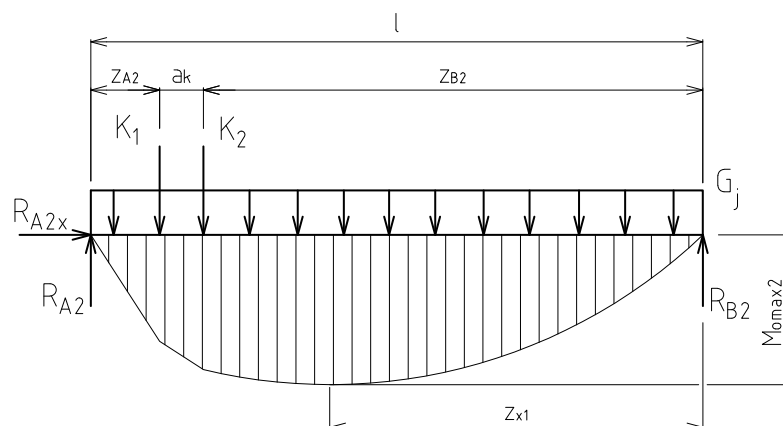


$$M_{omax1} = R_{A1} \cdot z_{A1} - \frac{G_j \cdot z_{A1}^2 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_1}{2} \quad (30)$$

$$M_{omax1} = 63826,58 \cdot 6582 \cdot 10^{-3} - \frac{1834,47 \cdot (6582 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1,1 \cdot 1,22}{2}$$

$$M_{omax1} = 366\,779,33 \text{ Nm}$$

- 2) Kočka nejbliže příčniku, zatížení s břemenem

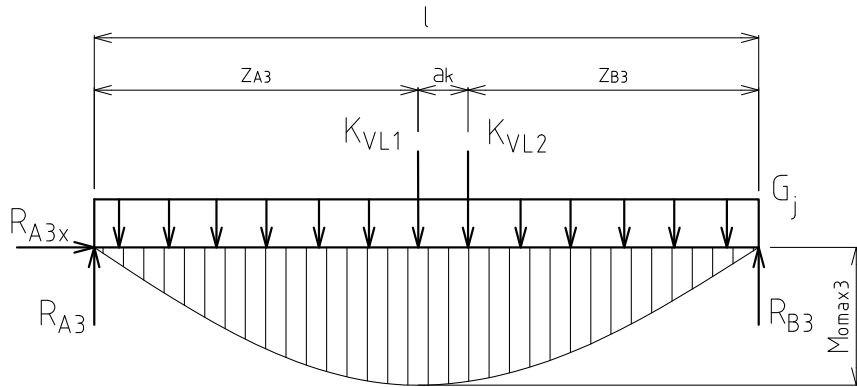


$$M_{omax2} = R_{B2} \cdot z_{x1} - \frac{G_j \cdot z_{x1}^2 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_1}{2} \quad (31)$$

$$M_{omax2} = 21882 \cdot 8888 \cdot 10^{-3} - \frac{1834,47 \cdot (8888 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1,1 \cdot 1,22}{2}$$

$$M_{omax2} = 97\,248,05 \text{ Nm}$$

## 3) Kočka uprostřed nosníku, zatížení bez břemene

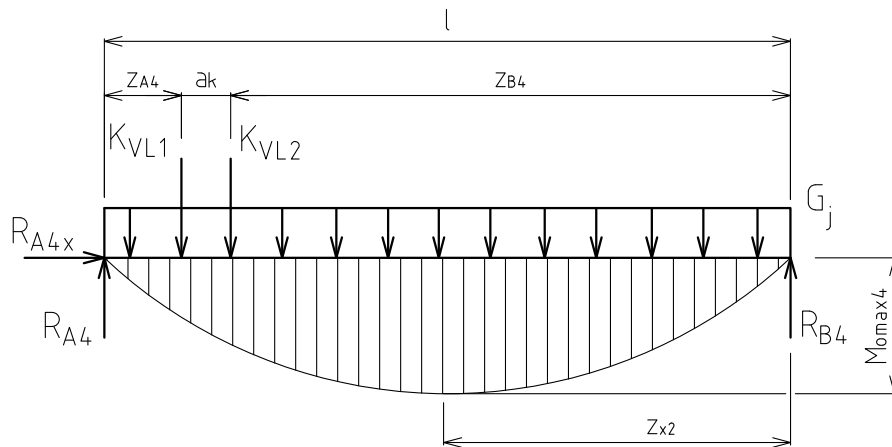


$$M_{omax3} = R_{A3} \cdot z_{A3} - \frac{G_j \cdot z_{A3}^2 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_1}{2} \quad (32)$$

$$M_{omax3} = 18878,4 \cdot 6582 \cdot 10^{-3} - \frac{1834,47 \cdot (6582 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1,1 \cdot 1,22}{2}$$

$$M_{omax3} = 70\,930,42 \text{ Nm}$$

## 4) Kočka nejbliže příčnicku, zatížení bez břemene



$$M_{omax4} = R_{B4} \cdot z_{x2} - \frac{G_j \cdot z_{x2}^2 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_1}{2} \quad (33)$$

$$M_{omax4} = 16897,38 \cdot 6822 \cdot 10^{-3} - \frac{1834,47 \cdot (6822 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1,1 \cdot 1,22}{2}$$

$$M_{omax4} = 57\,986,85 \text{ Nm}$$

Kde:

$R_{A1}$  ... Reakce A od prvního zatěžovacího stavu [N],

$R_{B2}$  ... Reakce B od druhého zatěžovacího stavu [N],

$R_{A3}$  ... Reakce A od třetího zatěžovacího stavu [N],

$R_{B4}$  ... Reakce B od čtvrtého zatěžovacího stavu [N],

$z_{A1}$  ... vzdálenost kola kočky od reakce A [mm],

$z_{x1}$  ... vzdálenost nejvyššího ohybového momentu od reakce B [mm],

$z_{A3}$  ... vzdálenost kola kočky od reakce A [mm],

$z_{x2}$  ... vzdálenost nejvyššího ohybového momentu od reakce B [mm].

Nejvyšší ohybový moment byl způsoben jeřábovou kočkou umístěnou uprostřed nosníku zatíženou břemenem. Tento ohybový moment bude uvažován v dalších výpočtech.

### 5.2.3 VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU

Tyto silové účinky jsou vyvozeny brzdými silami, které působí na jeřáb, anebo bočními rázy způsobené pojížděním. Přičemž se uvažuje pouze ten stav, který působí opět jako nejnepříznivější.

#### VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU OD BRZDNÝCH SIL

Celková brzdná síla se vypočte podle následující rovnice z [5], str. 604.

$$F_B = \frac{1}{7} \cdot \frac{Q + m_k}{2} \cdot g \quad (34)$$

$$F_B = \frac{1}{7} \cdot \frac{6\,000 + 381}{2} \cdot 9,81$$

$$F_B = 4\,471,26 \text{ N}$$

Kde:

$Q$  ... hmotnost břemene [kg],

$m_k$  ... hmotnost kočky [kg].

Celkový ohybový moment v horizontálním směru vyvolaný účinkem brzdě síly je složený z momentu od vlastní hmotnosti nosníku a z momentu od hmotnosti břemene. Je dán následující rovnicí z [5], str. 605.

$$M_B = \frac{1}{14} \cdot (M_g + M_k) \quad (35)$$

Kde:

$$M_g = \frac{G_j \cdot l^2}{8} \quad (36)$$

$$M_g = \frac{1834,47 \cdot (13500 \cdot 10^{-3})^2}{8} = 41\,791,53 \text{ Nm}$$

$$M_g = 41\,791,53 \text{ Nm}$$

$$M_k = \frac{K_1 \cdot z_{A1} \cdot (a_k + z_{B1}) + K_2 \cdot (z_{A1} + a_k) \cdot z_{B1}}{l} \quad (37)$$

$$M_k = \frac{51778,16 \cdot 6582 \cdot 10^{-3} \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 5903 \cdot 10^{-3}) + 25415,87 \cdot (6582 \cdot 10^{-3} + 1015 \cdot 10^{-3}) \cdot 5903 \cdot 10^{-3}}{13500 \cdot 10^{-3}}$$

$$M_k = 259\,070,96 \text{ Nm}$$

Po dosazení do (35) platí:

$$M_B = \frac{1}{14} \cdot (41791,53 + 259070,96)$$

$$M_B = 21\,490,18 \text{ Nm}$$

Kde:

$M_g$  ... moment od vlastní hmotnosti [Nm],

$M_k$  ... moment od hmotnosti břemene [Nm].

### VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU OD BOČNÍCH RÁZŮ

Maximální ohybový moment způsobený bočními rázy vychází z momentu od hmotnosti břemene, vynásobeného součinitelem bočních rázů. Rovnice vychází z [5], str. 605. Součinitel bočních rázů  $\varepsilon = 0,1$  pro jeřáby s pojezdovou rychlostí  $v \leq 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$M_e = \varepsilon \cdot M_k \tag{38}$$

$$M_e = 0,1 \cdot 259070,96$$

$$M_e = 25\,907,096 \text{ Nm}$$

Kde:

$\varepsilon$  ... součinitel bočních rázů [-].

Vzhledem k tomu, že  $M_e > M_B$ , bude se ve výpočtu pro statické posouzení hlavního nosníku uvažovat pouze ohybový moment od bočních rázů.

### 5.3 OBČASNÁ ZATÍŽENÍ

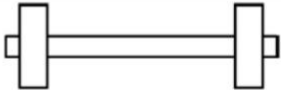
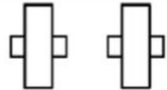
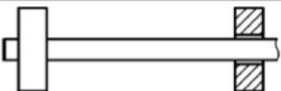
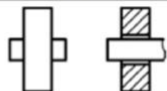
Zatížení, která se vyskytují jen zřídka. Může se jednat o zatížení způsobené poryvem větru, změnou teplot, námrazou nebo příčením. Dle normy ČSN EN 13001-2 jsou tato zatížení při výpočtu na únavu obvykle zanedbána. Koncipovaný jeřáb je pro vnitřní použití, tudíž se zde nepředpokládá zatížení způsobené větrem. Stejně tak účinky od teplotních změn nejsou uvažovány, protože se jedná o používání jeřábu v obvyklých klimatických podmínkách. Co je však nutné uvést je výpočet příčení jeřábu, které se v případě mostového jeřábu může vyskytovat zcela určitě a je nežádoucím jevem. V případě časté frekvence výskytu příčení je nutné na toto zatížení pohlížet jako na zatížení pravidelné, a nikoliv jako na občasně. [15]



### 5.3.1 PŘÍČENÍ JEŘÁBU

Příčení jeřábu můžeme chápat jako šikmý pojezd. Tak ho ostatně uvádí anglická literatura pod termínem „skewing“. Dochází k tomu, že jedna strana jeřábu se zpožďuje za druhou stranou jeřábu. Výsledný dopředný směr pohybu jeřábu tak není totožný se směrem kolejnice jeřábové dráhy. Vodorovné síly, které vzniknou příčím jeřábu jsou způsobeny kontaktem vodící části (nákoků kol anebo vodících kladek) s kolejnicí. Jejich hodnoty a působení závisí na vůli mezi vodící částí a kolejnicí, na jejich počtu, jejich uspořádání apod. Příčení může být způsobeno například větším zatížením jedné strany jeřábu kvůli různým zatížením jednotlivých kol. Typicky při rozjezdu jeřábu v případě, kdy se kočka s břemenem nachází v krajní poloze. Tím dojde k pomalejšímu rozběhu motoru příčnicku této strany, a tak ke zpoždění vůči druhé straně. Dále může být příčení způsobeno nepřesnostmi vzniklých při výrobě (nerovnoběžnost os kol, špatné spojení příčnicku s nosníkem, ohyb nebo nerovnost na kolejnici, ...). Pro výpočet příčení existuje několik přístupů. Ty se liší jednak svým postupem, a tak i dosaženými výsledky. V této práci jsou však uvedeny postupy norem ČSN EN 130001-2 a ČSN EN 15011. Výpočet dle těchto norem vychází z výpočetního modelu dle Hannovera a uvažuje, že jeřáb se pohybuje po jeřábové dráze v šikmém směru (směr pohybu jeřábu vůči směru kolejnice je označen jako úhel  $\alpha$ ). To způsobí, že na jedné straně kolejnice nastane dotyk předního vodícího prvku, čímž dojde ke vzniku vodorovné síly mezi bokem kolejnice a vodícím prvkem. Tato síla se snaží natočit jeřáb zpět do jeřábové dráhy, tedy do  $\alpha = 0$ . Na základě toho vznikají v bodech dotyku kol a kolejnice třecí horizontální síly. Touto výpočetní metodou je také možné uvažovat nekonečný počet jeřábových náprav a také různé kombinace uložení kol jeřábu. [15], [21]

Nejprve je nutné stanovit uspořádání kol. Pro navrhovaný jeřáb vychází kombinace IFF (independent-fixed-fixed). To znamená, že každé poháněné jeřábové kolo příčnicku má vlastní pohon a dále, že uložení kola vůči jeřábu je v příčném směru neposuvné a tím pádem schopné přenášet příčné síly.

	Spřažená <i>Coupled C</i>	Nezávislá <i>Independent I</i>
pevný/pevný <b>F/F</b> <i>fixed/fixed</i>	 <b>CFF</b>	 <b>IFF</b>
pevný/pohyblivý <b>F/M</b> <i>fixed/moveable</i>	 <b>CFM</b>	 <b>IFM</b>

Obr. 19 Různé kombinace uložení kol [15]

Dále je nutné určit úhel příčení  $\alpha$ . Ten by dle normy neměl přesáhnout hodnotu  $0,015 \text{ rad}$ .

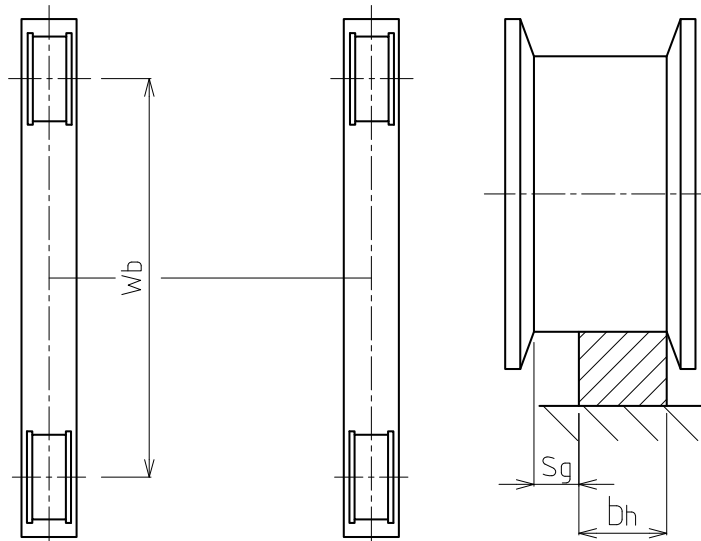
$$\alpha = \alpha_g + \alpha_w + \alpha_t \quad (39)$$

Kde:

$\alpha_g$  ... část úhlu příčení vycházející z vůle dráhy [rad],

$\alpha_w$  ... část úhlu příčení od opotřebení [rad],

$\alpha_t$  ... část úhlu příčení vycházející od tolerance zákrytu kolejnice/kola [rad].



Obr. 20 Parametry úhlu přičení

Výpočet jednotlivých složek úhlu přičení:

$$\alpha_g = 0,75 \cdot \frac{s_g}{w_b} \quad (40)$$

$$\alpha_g = 0,75 \cdot \frac{0,014}{2}$$

$$\alpha_g = 0,00525 \text{ rad}$$

Kde:

$s_g$  ... vůle vodicích prvků [m]; stanovena z [18],

$w_b$  ... rozvor [m].

$$\alpha_w = 0,1 \cdot \frac{b_h}{w_b} \quad (41)$$

$$\alpha_w = 0,1 \cdot \frac{0,05}{2}$$

$$\alpha_w = 0,0025 \text{ rad}$$

Kde:

$b_h$  ... šířka kolejničky [m]; stanovena z [18].

Část úhlu přičení vycházející z tolerance předepisuje přímo norma  $\alpha_t = 0,001 \text{ rad}$ . Po dosazení všech složek úhlu přičení do rovnice (39) tak platí, že úhel přičení je roven:

$$\alpha = 0,00525 + 0,0025 + 0,001$$

$$\alpha = 0,00875 \text{ rad} < 0,015 \text{ rad}$$

Následně je možné spočítat koeficient skluzu:

$$f_p = \mu_0 \cdot [1 - e^{(-250\alpha)}] \quad (42)$$

$$f_p = 0,2 \cdot [1 - e^{(-250 \cdot 0,00875)}]$$

$$f_p = 0,1775$$

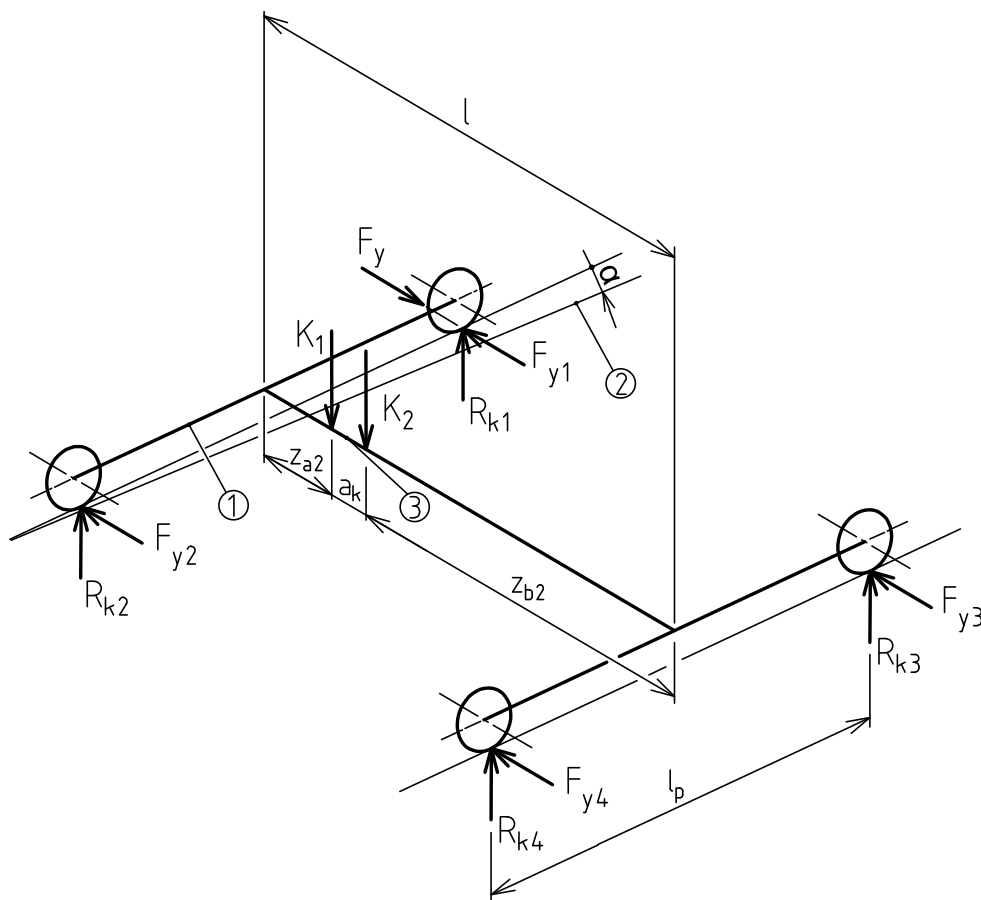
Kde:

$\mu_0$  ... součinitel tření pro kola vyrobená z litiny s kuličkovým grafitem ve všech podmínkách [-]; stanoven z [20], str. 22.,

$e$  ... základ přirozených logaritmů.

### STANOVENÍ ZATÍŽENÍ JEDNOTLIVÝCH KOL

Pro výpočet zatížení jednotlivých kol jeřábu vycházíme z obr. 21, kde předpokládáme, že kočka s břemenem je v poloze nejbližší k příčnici. Je zde tedy zahrnuto zatížení od břemene s kočkou a zatížení od vlastní hmotnosti nosníku a příčnicku – ta není v obrázku zaznačena z hlediska zachování přehlednosti. Všem kolům byly přiřazeny čísla  $j = 1, 2, \dots, n$ . Odkaz 1 označuje tuhou konstrukci, 2 směr kolejnice a 3 představuje polohu kočky.



Obr. 21 Znárodnění zatížení od příčnicku mostového jeřábu

$$R_{K1} = R_{K2} = \frac{K_1 \cdot (a_k + z_{B2}) + (K_2 \cdot z_{B2})}{2 \cdot l} + \frac{G_j \cdot l}{4} + \frac{m_{k14} \cdot g}{2} \quad (43)$$

$$R_{K1} = R_{K2} = \frac{51778,16 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 12085 \cdot 10^{-3}) + (25415,87 \cdot 12085 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{4} + \frac{172 \cdot 9,81}{2}$$

$$R_{K1} = R_{K2} = 43\,532,95 \text{ N}$$

$$R_{K3} = R_{K4} = \frac{K_2 \cdot (a_k + z_{A2}) + (K_1 \cdot z_{A2})}{2 \cdot l} + \frac{G_j \cdot l}{4} + \frac{m_{k14} \cdot g}{2} \quad (44)$$

$$R_{K3} = R_{K4} = \frac{25415,87 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 400 \cdot 10^{-3}) + (51778,16 \cdot 400 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{4} + \frac{172 \cdot 9,81}{2}$$

$$R_{K3} = R_{K4} = 9\,134,06 \text{ N}$$

### VÝPOČET PŘÍČNÝCH SIL

Nejprve je nutné stanovit pomocné součinitele  $S_d$ ,  $S_{dd}$  a  $b_{dd}$  [-].

$$S_d = \sum(R_{kj} \cdot d_j) = (R_{k1} \cdot d_1) + (R_{k2} \cdot d_2) + (R_{k3} \cdot d_3) + (R_{k4} \cdot d_4) \quad (45)$$

$$S_d = 0 + (43532,95 \cdot 2) + 0 + (9134,06 \cdot 2)$$

$$S_d = 105\,334,02$$

$$S_{dd} = \sum(R_{kj} \cdot d_j^2) = (R_{k1} \cdot d_1^2) + (R_{k2} \cdot d_2^2) + (R_{k3} \cdot d_3^2) + (R_{k4} \cdot d_4^2) \quad (46)$$

$$S_{dd} = 0 + (43532,95 \cdot 2^2) + 0 + (9134,06 \cdot 2^2)$$

$$S_{dd} = 210\,668,04$$

$$b_{dd} = \frac{S_d}{S_{dd}} \quad (47)$$

$$b_{dd} = \frac{105334,02}{210668,04}$$

$$b_{dd} = \frac{1}{2}$$

Kde:

$R_{kj}$  ... skutečná svislá síla na kolo pro kola, jejichž uložení přenáší vodorovné síly [N],

$d_j$  ... vzdálenost vodícího prvku ke kolu  $j$  ve směru pojezdu [mm].

Následně můžeme stanovit jednotlivé příčné síly v bodě dotyku kola  $j$ :

Pro kolo 1 platí:

$$F_{y1} = f_p \cdot R_{k1} \cdot (1 - d_1 \cdot b) \quad (48)$$

$$F_{y1} = 0,1775 \cdot 43532,95 \cdot (1 - 0 \cdot \frac{1}{2})$$

$$F_{y1} = 7\,727,1 \text{ N}$$

Pro kolo 2 platí:

$$F_{y2} = f_p \cdot R_{k2} \cdot (1 - d_2 \cdot b) \quad (49)$$

$$F_{y2} = 0,1775 \cdot 43532,95 \cdot (1 - 2 \cdot \frac{1}{2})$$

$$F_{y2} = 0 \text{ N}$$

Pro kolo 3 platí:

$$F_{y3} = f_p \cdot R_{k3} \cdot (1 - d_3 \cdot b) \quad (50)$$

$$F_{y3} = 0,1775 \cdot 9134,06 \cdot (1 - 2 \cdot \frac{1}{2})$$

$$F_{y3} = 0 \text{ N}$$

Pro kolo 4 platí:

$$F_{y4} = f_p \cdot R_{k4} \cdot (1 - d_4 \cdot b) \quad (51)$$

$$F_{y4} = 0,1775 \cdot 9340,07 \cdot (1 - 0 \cdot \frac{1}{2})$$

$$F_{y4} = 1\,621,3 \text{ N}$$

Příčná síla na vodícím prvku – nákolku, je daná sumou jednotlivých příčných zatížení.

$$F_y = \sum F_{yj} \quad (52)$$

$$F_y = 7727,1 + 1621,3$$

$$F_y = 9\,348,4 \text{ N}$$

Maximální dovolená síla na bok kola je stanovena výrobcem na max. 20 %  $R_{zul}$ . Pro konkrétní kolo tak vychází  $0,2 \cdot 47800 = 9\,560 \text{ N}$ . Zvolený příčník s koly tedy vyhovuje. Pozn. zatížení vyvolané hmotností břemene a kočky je navýšené o bezpečnostní součinitele.

## 5.4 VÝJIMEČNÁ ZATÍŽENÍ

Zde jsou uvedena zatížení, které se vyskytují jen zřídka ve výjimečných případech. Řadíme sem například zatížení větrem mimo provoz jeřábu, zatížení zkušebním břemenem, zatížení způsobená nárazem apod.

### 5.4.1 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ NÁRAZEM JEŘÁBU

Tato kapitola navazuje na kapitolu 4.1.4 Výpočet nárazníků příčnicku. V této kapitole byla vypočtena kinetická energie způsobená nárazem jeřábu a na základě toho zvoleny pryžové nárazníky. V případě nárazu by došlo k jejich stlačení přibližně o  $f_{pu} = 50 \text{ mm}$  při síle  $F_{pu} = 13\,500 \text{ N}$ . Na základě toho můžeme získat zpomalení způsobené nárazem:

$$a_z = \frac{2 \cdot F_{pu}}{m_{KR14} + m_k} \quad (53)$$

$$a_z = \frac{2 \cdot 13500}{2918,5 + 381}$$

$$a_z = 8,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Síla na kolo kočky vyvolaná nárazem:

$$F_{KN} = \frac{1}{2} \cdot a_z \cdot m_k \cdot \phi_7 \cdot \gamma_{p3} \quad (54)$$

$$F_{KN} = \frac{1}{2} \cdot 8,18 \cdot 381 \cdot 1,25 \cdot 1,1$$

$$F_{KN} = 2\,142,65 \text{ N}$$

Kde:

$\phi_7$  ... dynamický součinitel nárazu; dle [15], str. 34,

$\gamma_{p3}$  ... součinitel bezpečnosti; dle [15], str. 43.

Z toho byly určeny reakce hlavního nosníku v horizontálním směru a následně ohybový moment od setrvačné síly na kole kočky.

$$R_{KA1} = \frac{F_{KN} \cdot (a_k + z_{B1}) + F_{KN} \cdot z_{B1}}{l} \quad (55)$$

$$R_{KA1} = \frac{2142,65 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 5903 \cdot 10^{-3}) + 2142,65 \cdot 5903 \cdot 10^{-3}}{13500 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{KA1} = 2\,034,37 \text{ N}$$

$$R_{KB1} = \frac{F_{KN} \cdot z_{A1} + F_{KN} \cdot (a_k + z_{A1})}{l} \quad (56)$$

$$R_{KB1} = \frac{2142,65 \cdot (6582 \cdot 10^{-3}) + 2142,65 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 6582 \cdot 10^{-3})}{13500 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{KB1} = 2\,249,93\,N$$

Pro maximální ohybový moment platí:

$$M_{oF} = R_{KA1} \cdot z_{A1} \quad (57)$$

$$M_{oF} = 2034,37 \cdot 6582 \cdot 10^{-3}$$

$$M_{oF} = 13\,390,22\,Nm$$

Následně bylo stanoveno zatížení od setrvačných sil vlivem vlastní hmotnosti nosníku a pomocí něho spočten ohybový moment při nárazu.

$$q_{KN} = \frac{m_T \cdot a_z \cdot \phi_7 \cdot \gamma_{p3}}{l} \quad (58)$$

$$q_{KN} = \frac{2524,5 \cdot 8,18 \cdot 1,25 \cdot 1,1}{13500 \cdot 10^{-3}}$$

$$q_{KN} = 2\,103,28\,N/m$$

Kde:

$m_T$  ... hmotnost nosníku  $m_T = G_m \cdot l$  [kg].

Pro ohybový moment způsobený vlastní hmotností při nárazu platí:

$$M_{oq} = \frac{1}{8} \cdot q_{KN} \cdot l^2 \quad (59)$$

$$M_{oq} = \frac{1}{8} \cdot 2103,28 \cdot (13500 \cdot 10^{-3})^2$$

$$M_{oq} = 47\,915,35\,Nm$$

#### 5.4.2 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ ZKUŠEBNÍM BŘEMENEM

Zatížení zkušebním břemenem se dělí na dva druhy – statické a dynamické.

##### DYNAMICKÉ ZKUŠEBNÍ ZATÍŽENÍ

Zkušební zatížení v tomto případě by mělo být alespoň 110 % jmenovité únosnosti a navíc zvýšeno o dynamický součinitel  $\phi_2$ , jak určuje norma ČS EN 130001-2.

$$F_{dyn} = 1,1 \cdot Q \cdot g \cdot \phi_2 \quad (60)$$

$$F_{dyn} = 1,1 \cdot 6000 \cdot 9,81 \cdot 1,14$$

$$F_{dyn} = 73\,810,44\,N$$

**STATICKE ZKUŠEBNÍ ZATÍŽENÍ**

V tomto případě by mělo být statické zkušební zatížení alespoň 125 % jmenovité únosnosti. Zde je dynamický součinitel  $\phi_6 = 1$ .

$$F_{stat} = 1,25 \cdot Q \cdot g \cdot \phi_6 \quad (61)$$

$$F_{stat} = 1,25 \cdot 6000 \cdot 9,81 \cdot 1$$

$$F_{stat} = 73\,575 \text{ N}$$



## 6 POSOUZENÍ HLAVNÍHO NOSNÍKU

Cílem výpočtu je prokázat, že jeřáb byl navržen tak, aby bylo zabráněno mechanickým deformacím nosníku. Ty mohou vzniknout v případě, že mezní hodnoty převýší odpovídající mezní stavy. Abychom vzniku nebezpečí předešli, musíme prokázat, že všechny krajní hodnoty účinků zatížení působící na jeřáb, zvýšené o součinitele bezpečnosti současně nepřekročí v kterémkoliv místě jeřábu jejich mezní stav. [14]

Prokázání se dle normy ČSN EN 130001-3-1+A2 provádí pro nosné prvky a jejich jednotlivé spoje. Zohledňují se zde nejnepříznivější účinky zatížení při kombinacích A, B a C (pravidelné, občasně a výjimečné zatížení). [22]

### 6.1 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI HLAVNÍHO NOSNÍKU

Na základě popisu jednotlivých zatížení v předešlé kapitole bylo provedeno prokázání statické únosnosti hlavního nosníku. Do výpočtu vstupují hodnoty, které se ukázaly jako nejnepříznivější pro uvedené situace. Z určených momentů byla stanovena maximální napětí v daném průřezu a porovnána s dovoleným napětím. Pro hlavní nosník uvažujeme tyto kombinace zatížení:

- Kombinace A1 – zatížení pravidelné za běžných provozních podmínek,
- kombinace C4 – výjimečná kombinace zatížení způsobená nárazem.

#### 6.1.1 STANOVENÍ NÁVRHOVÝCH NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI NOSNÝCH PRVKŮ

Pro normálová napětí platí:

$$f_{Rd\sigma} = \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} \quad (62)$$

$$f_{Rd\sigma} = \frac{225}{1,045}$$

$$f_{Rd\sigma} = 215,3 \text{ MPa}$$

Kde:

$f_y$  ... mez kluzu materiálu S235 pro tloušťku  $16 < t \leq 40$ ; určeno dle [22], str. 16,

$\gamma_{Rm}$  ... součinitel spolehlivosti.<sup>4</sup>

Pro smyková napětí platí:

$$f_{Rd\tau} = \frac{f_y}{\gamma_{Rm} \cdot \sqrt{3}} \quad (63)$$

$$f_{Rd\tau} = \frac{225}{1,045 \cdot \sqrt{3}}$$

$$f_{Rd\tau} = 124,31 \text{ MPa}$$

<sup>4</sup> pro výpočet součinitele spolehlivosti platí:  $\gamma_{Rm} = \gamma_m \cdot \gamma_{sm}$ . Kde  $\gamma_m = 1,1$  – obecný součinitel spolehlivosti daný ČSN EN 13001-2;  $\gamma_{sm} = 0,95$  – dílčí součinitel materiálu pro válcovaný materiál.

### 6.1.2 KOMBINACE ZATÍŽENÍ A1

Stanovení maximálního ohybového napětí od vertikálního zatížení:

$$\sigma_{sd,x} = \frac{M_{omax1}}{W_x} \quad (64)$$

$$\sigma_{sd,x} = \frac{366779,33}{0,00429}$$

$$\sigma_{sd,x} = 85,496 \text{ MPa}$$

Stanovení maximálního ohybového napětí od horizontálního zatížení:

$$\sigma_{sd,y} = \frac{M_e}{W_y} \quad (65)$$

$$\sigma_{sd,y} = \frac{25907,26}{0,000842}$$

$$\sigma_{sd,y} = 30,769 \text{ MPa}$$

Kde:

$W_{x,y}$  ... průřezový modul k dané ose ohybu  $x, y$  [ $\text{m}^3$ ]; dle tabulky 2.

Stanovení smykového napětí, výpočet vychází z [5], str. 568:

$$\tau_{sd} = \frac{R_{B1} \cdot S_x}{I_x \cdot s} \quad (66)$$

$$\tau_{sd} = \frac{66209,83 \cdot 0,00241}{107200 \cdot 10^{-8} \cdot 14,5 \cdot 10^{-3}}$$

$$\tau_{sd} = 10,265 \text{ MPa}$$

Kde:

$R_{B1}$  ... velikost posouvající síly [N],

$S_x$  ... statický moment plochy poloviny průřezu [ $\text{m}^3$ ],

$s$  ... tloušťka stojiny [m].

### CELKOVÉ NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ

Je dáno součtem maximálních napětí od vertikálního a horizontálního zatížení.

$$\sigma_{sd} = \sigma_{sd,x} + \sigma_{sd,y} \quad (67)$$

$$\sigma_{sd} = 85,496 + 30,769$$

$$\sigma_{sd} = 116,265 \text{ MPa}$$

### PROKÁZÁNÍ HLAVNÍHO NOSNÍKU

Stanoveno dle normy ČSN EN 130001-3-1+A2 [22], str. 33.

$$\sigma_{sd} \leq f_{Rd\sigma} \quad (68)$$

$$116,265 \text{ MPa} \leq 215,3 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

$$\tau_{sd} \leq f_{Rd\tau} \quad (69)$$

$$10,265 \text{ MPa} \leq 124,31 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Dále musí být prokázáno, že:

$$\left(\frac{\sigma_{Sd,x}}{f_{Rd\sigma,x}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Sd,y}}{f_{Rd\sigma,y}}\right)^2 - \frac{\sigma_{Sd,x} \cdot \sigma_{Sd,y}}{f_{Rd\sigma,x} \cdot f_{Rd\sigma,y}} + \left(\frac{\tau_{Sd}}{f_{Rd\tau}}\right)^2 \leq 1 \quad (70)$$

$$\left(\frac{85,496}{215,3}\right)^2 + \left(\frac{30,769}{215,3}\right)^2 - \frac{85,496 \cdot 30,769}{215,3 \cdot 215,3} + \left(\frac{10,265}{124,31}\right)^2 \leq 1$$

$$0,128 \leq 1 \rightarrow \text{podmínka splněna, hlavní nosník vyhovuje}$$

Kde:

$f_{Rd\sigma}$  ... návrhové napětí únosnosti pro normálová napětí [MPa],

$f_{Rd\tau}$  ... návrhové napětí únosnosti pro smyková napětí [MPa].

#### 6.1.3 KOMBINACE ZATÍŽENÍ C4

Stanovení maximálního ohybového napětí od horizontálního zatížení:

$$\sigma_{Sd,yc4} = \frac{M_{oF}}{W_y} + \frac{M_{oq}}{W_y} \quad (71)$$

$$\sigma_{Sd,yc4} = \frac{13390,22}{0,000842} + \frac{47915,35}{0,000842}$$

$$\sigma_{Sd,yc4} = 72,809 \text{ MPa}$$

#### CELKOVÉ NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ

Je dáno součtem maximálních napětí od vertikálního a horizontálního zatížení. Vertikální zatížení je stejné jako v předešlém případě. Smykové napětí je dále neuvažováno.

$$\sigma_{Sd2} = \sigma_{Sd,x} + \sigma_{Sd,yc4} \quad (72)$$

$$\sigma_{Sd2} = 85,496 + 72,809$$

$$\sigma_{Sd2} = 158,305 \text{ MPa}$$

**PROKÁZÁNÍ HLAVNÍHO NOSNÍKU**

Stanoveno dle normy ČSN EN 130001-3-1+A2, str. 33.

$$\sigma_{Sd2} \leq f_{Rd\sigma} \quad (73)$$

$$158,305 \text{ MPa} \leq 215,3 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Dále musí být prokázáno, že:

$$\left(\frac{\sigma_{Sd,x}}{f_{Rd\sigma,x}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Sd,yc4}}{f_{Rd\sigma,y}}\right)^2 - \frac{\sigma_{Sd,x} \cdot \sigma_{Sd,yc4}}{f_{Rd\sigma,x} \cdot f_{Rd\sigma,y}} \leq 1 \quad (74)$$

$$\left(\frac{85,496}{215,3}\right)^2 + \left(\frac{72,809}{215,3}\right)^2 - \frac{85,496 \cdot 72,809}{215,3 \cdot 215,3} \leq 1$$

$$0,136 \leq 1 \rightarrow \text{podmínka splněna, hlavní nosník vyhovuje}$$

**6.2 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI HLAVNÍHO NOSNÍKU**

Účelem prokázání únavové pevnosti je zabránění možného vzniku nebezpečí selhání tvořením a rozvojem kritických trhlin v nosném prvku. Prokázání se provádí při uvažování kombinace zatížení A, rozšířené o dynamické součinitele  $\phi_i$  a dále dosazením součinitelů bezpečnosti  $\gamma_p = 1$ . Nejprve byly zjištěny krajní hodnoty spodního a horního návrhového napětí. Ty musely být přepočítány z důvodu uvažování jiných hodnot součinitelů bezpečnosti  $\gamma_p = 1$ . Pro horní krajní hodnotu byl uvažován stav kočky s břemenem uprostřed nosníku spolu s bočními rázy. Pro dolní krajní hodnotu byl uvažován stav kočky uprostřed nosníku bez břemena. Výpočet je zcela identický s rovnicemi (20) a (30). Dále byl z krajních hodnot určen maximální rozkmit napětí, který byl porovnán s návrhovým rozkmitem napětí únosnosti, tak jak uvádí norma ČSN EN 130001-3-1+A2. [22]

**HORNÍ KRAJNÍ HODNOTA NÁVRHOVÉHO NAPĚTÍ**

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$R_{A1,U} = \frac{[K_1 \cdot (a_k + z_{B1}) + (K_2 \cdot z_{B1})] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{P2}}{l} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{P1} \quad (75)$$

$$R_{A1,U} = \frac{[51778,16 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 5903 \cdot 10^{-3}) + (25415,87 \cdot 5903 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1$$

$$R_{A1,U} = 56\,538,24 \text{ N}$$

$$M_U = R_{A1,U} \cdot z_{A1} - \frac{G_j \cdot z_{A1}^2 \cdot \phi_1}{2} \quad (76)$$

$$M_U = 56538,24 \cdot 6582 \cdot 10^{-3} - \frac{1834,47 \cdot (6582 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1,1}{2}$$

$$M_u = 328\,423,87 \text{ Nm}$$

Výpočet horní krajní hodnoty napětí:

$$\sigma_U = \frac{M_U}{W_x} + \sigma_{sd,y} \quad (77)$$

$$\sigma_U = \frac{328423,87}{0,00429} + 30,769 \cdot 10^6$$

$$\sigma_U = 107,325 \text{ MPa}$$

#### DOLNÍ KRAJNÍ HODNOTA NÁVRHOVÉHO NAPĚTÍ

Výpočet maximálního ohybového momentu. Stejný postup jako v předešlém případě.

$$R_{B4\_B} = \frac{[K_{VL2} \cdot (a_k + z_{A4}) + (K_{VL1} \cdot z_{A4})] \cdot \phi_2 \cdot \gamma_{P2}}{l} + \frac{G_j \cdot l}{2} \cdot \phi_1 \cdot \gamma_{P1} \quad (78)$$

$$R_{B4\_B} = \frac{[1495,04 \cdot (1015 \cdot 10^{-3} + 400 \cdot 10^{-3}) + (2242,57 \cdot 400 \cdot 10^{-3})] \cdot 1,14 \cdot 1}{13500 \cdot 10^{-3}} + \frac{1834,47 \cdot 13500 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1,1 \cdot 1$$

$$R_{B4\_B} = 13\,875,33 \text{ N}$$

$$M_B = R_{B4\_B} \cdot z_{X2} - \frac{G_j \cdot z_{X2}^2 \cdot \phi_1 \cdot \gamma_1}{2} \quad (79)$$

$$M_B = 13875,33 \cdot 6822 \cdot 10^{-3} - \frac{1834,47 \cdot (6822 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1,1}{2}$$

$$M_B = 47\,700,89 \text{ Nm}$$

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_x} \quad (80)$$

$$\sigma_B = \frac{47\,700,89}{0,00429}$$

$$\sigma_B = 11,12 \text{ MPa}$$

#### MAXIMÁLNÍ ROZKMIT NAPĚTÍ

$$\Delta\sigma = \sigma_U - \sigma_B \quad (81)$$

$$\Delta\sigma = 107,325 - 11,12$$

$$\Delta\sigma = 96,205 \text{ MPa}$$

### URČENÍ NÁVRHOVÉHO ROZKMITU NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI

Pro určení návrhového rozkmitu napětí únosnosti se vychází dle normy ČSN EN 13001-3-1+A2 ze zjednodušené metody založené na použití třídy S, která uvažuje nejnepríznivější případy spektra napětí. [22]

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_C}{\gamma_{mf} \cdot \sqrt[3]{S_3}} \quad (82)$$

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{180}{1,25 \cdot \sqrt[3]{0,5}}$$

$$\Delta\sigma_{Rd} = 181,43 \text{ MPa}$$

Kde:

- $\Delta\sigma_C$  ... charakteristická únavová pevnost [MPa];  
 stanovena na základě meze kluzu dle [22], (příloha D),  
 $\gamma_{mf}$  ... dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti [-];  
 volen nejnepríznivější dle [22], (tabulka 9),  
 $S_3$  ... parametr historie napětí dle zatřídění [-];  
 volen dle [22], (tabulka 11).

### PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

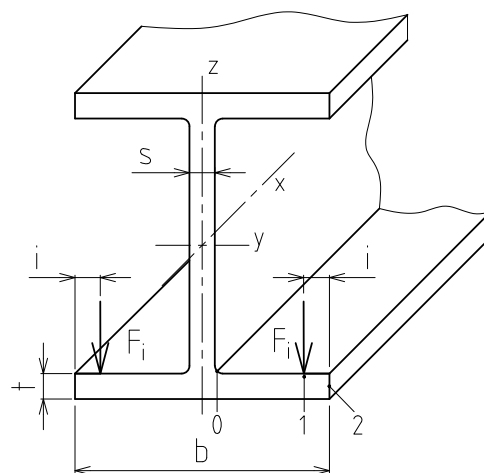
$$\Delta\sigma \leq \Delta\sigma_{Rd} \quad (83)$$

$$96,205 \text{ MPa} \leq 181,43 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Na základě toho můžeme konstatovat, že hlavní nosník vyhovuje na únavovou pevnost.

### 6.3 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI SPODNÍ PÁSNICE HLAVNÍHO NOSNÍKU

Vzhledem k poježdění jeřábové kočky po spodní pásnici HEB profilu dochází k jejímu ohybovému namáhání vlivem poježdějících kol kočky. Jedná se o lokální napětí v místě zatížení kol. Přitom nezávisí na způsobu uložení hlavního nosníku. Výpočty vycházejí z normy ČSN EN 15011. [21]



Obr. 22 Body výpočtu lokálního napětí v nosníku (0, 1, 2) [21]

Polohy (0, 1, 2) mají tento význam:

- 0 – napětí v přechodu stojina/příruba,
- 1 – napětí v bodě působení zatížení,
- 2 – napětí na hraně nosníku.

#### SOUČINITEL PRO VÝPOČET KOEFICIENTŮ LOKÁLNÍHO NAPĚTÍ

$$\lambda = \frac{i}{0,5 \cdot (b - s)} \quad (84)$$

$$\lambda = \frac{17,5 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot (300 \cdot 10^{-3} - 14,5 \cdot 10^{-3})}$$

$$\lambda = 0,123$$

Kde:

$i$  ... vzdálenost bodu působení zatížení od hrany nosníku [m],

$b$  ... šířka pásnice nosníku [m],

$s$  ... tloušťka stojiny nosníku [m].

#### KOEFICIENTY LOKÁLNÍCH PODÉLNÝCH OHYBOVÝCH NAPĚTÍ PRO DANÉ POLOHY

$$c_{x0} = 0,05 - 0,58 \cdot \lambda + 0,148 \cdot e^{3,015 \cdot \lambda} \quad (85)$$

$$c_{x0} = 0,05 - 0,58 \cdot 0,123 + 0,148 \cdot e^{3,015 \cdot 0,123}$$

$$c_{x0} = 0,1931$$

$$c_{x1} = 2,23 - 1,49 \cdot \lambda + 1,39 \cdot e^{-18,33 \cdot \lambda} \quad (86)$$

$$c_{x1} = 2,23 - 1,49 \cdot 0,123 + 1,39 \cdot e^{-18,33 \cdot 0,123}$$

$$c_{x1} = 2,1926$$

$$c_{x2} = 0,73 - 1,58 \cdot \lambda + 2,91 \cdot e^{-6 \cdot \lambda} \quad (87)$$

$$c_{x2} = 0,73 - 1,58 \cdot 0,123 + 2,91 \cdot e^{-6 \cdot 0,123}$$

$$c_{x2} = 1,9268$$

#### MAXIMÁLNÍ SÍLA POD KOLEM KOČKY

$$F_i = \frac{K_1}{2} \quad (88)$$

$$F_i = \frac{51778,16}{2}$$

$$F_i = 25889,05 \text{ N}$$

**LOKÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{F0} = c_{x1} \cdot \frac{F_i}{t^2} \quad (89)$$

$$\sigma_{F0} = 0,1931 \cdot \frac{25889,05}{(28 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$\sigma_{F0} = 6,377 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1} = c_{x1} \cdot \frac{F_i}{t^2} \quad (90)$$

$$\sigma_{F1} = 2,1926 \cdot \frac{25889,05}{(28 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$\sigma_{F1} = 72,404 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = c_{x1} \cdot \frac{F_i}{t^2} \quad (91)$$

$$\sigma_{F2} = 1,9268 \cdot \frac{25889,05}{(28 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$\sigma_{F2} = 63,626 \text{ MPa}$$

Kde:

$t$  ... tloušťka pásnice nosníku [m].

Největší lokální napětí  $\sigma_{Fj}$  se nalézá v poloze 1 v bodě působení zatížení od kol kočky na spodní pásnici profilu.

**URČENÍ KRAJNÍCH HODNOT NÁVRHOVÝCH NAPĚTÍ**

Pro prokázání únavové pevnosti se lokální napětí vypočtené v předchozím bodě dodatečně vynásobí součinitelem 0,75. Postup pro prokázání únavové pevnosti je stejný jako v případě hlavního nosníku. Pro horní krajní hodnotu platí:

$$\sigma_{U2} = \sigma_{Sd,x} + \sigma_{F1} \cdot 0,75 \quad (92)$$

$$\sigma_{U2} = 85,496 + 72,404 \cdot 0,75$$

$$\sigma_{U2} = 139,799 \text{ MPa}$$

Dolní krajní hodnota je stejná jako v předešlém případě, tedy  $\sigma_B = \sigma_{B2} = 11,12 \text{ MPa}$ .



**MAXIMÁLNÍ ROZKMIT NAPĚTÍ**

$$\Delta\sigma_2 = \sigma_{U2} - \sigma_{B2} \quad (93)$$

$$\Delta\sigma_2 = 139,799 - 11,12$$

$$\Delta\sigma_2 = 128,679 \text{ MPa}$$

**PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI**

$$\Delta\sigma_2 \leq \Delta\sigma_{Rd2} \quad (94)$$

$$128,679 \text{ MPa} \leq 181,43 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Kde:

$\Delta\sigma_{Rd2}$  ... rozkmit napětí únosnosti [MPa]; vychází z předchozí kapitoly.

Na základě toho můžeme konstatovat, že spodní pásnice vyhovuje na únavovou pevnost.

**6.4 POSOUZENÍ ÚNOSNOSTI HLAVNÍHO NOSNÍKU NA KLOPENÍ**

Výpočet pro posouzení únosnosti nosníku na klopení vychází z normy ČSN EN 1993-1-1 Navrhování ocelových konstrukcí. Pro příčně uložený nosník namáhaný na ohyb se klopení posuzuje následně dle [23]:

$$\frac{M_{Ed}}{M_{b,Rd}} \leq 1 \quad (95)$$

Kde:

$M_{Ed}$  ... návrhová hodnota ohybového momentu [Nm],

$M_{b,Rd}$  ... návrhový moment únosnosti nosníku při klopení [Nm].

**VÝPOČET ŠTÍHLOSTI PRUTU**

$$\lambda = \frac{l}{i_x} \quad (96)$$

$$\lambda = \frac{13500 \cdot 10^{-3}}{21,2 \cdot 10^{-2}}$$

$$\lambda = 63,68$$

Kde:

$i_x$  ... poloměr setrvačnosti k ose ohybu x [m].

**VÝPOČET SROVNÁVACÍ ŠTÍHLOSTI**

$$\lambda_1 = 93,9 \cdot \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (97)$$

$$\lambda_1 = 93,9 \cdot \sqrt{\frac{235}{225}}$$

$$\lambda_1 = 95,96$$

**POMĚRNÁ ŠTÍHLOST**

$$\lambda_{LT} = \frac{\lambda}{\lambda_1} \cdot \sqrt{\frac{W_{pl,y}}{W_y}} \quad (98)$$

$$\lambda_{LT} = \frac{63,68}{95,96} \cdot \sqrt{\frac{4820 \cdot 10^3}{4280 \cdot 10^3}}$$

$$\lambda_{LT} = 0,7042$$

Kde:

$W_{pl,y}$  ... plastický modul průřezu [mm<sup>3</sup>].

**VÝPOČET SOUČiniteLE KLOPENÍ**

Nejprve bylo nutné stanovit hodnotu  $\phi_{LT}$  pro výpočet součinitele klopení  $\chi_{LT}$ . Pro její výpočet je nutné znát součinitel imperfekce při klopení  $\alpha_{LT}$ . Ten byl stanoven z tabulky 6.3 [23] na základě křivky klopení  $a$  pro válcované průřezy. Platí tedy, že  $\alpha_{LT} = 0,21$ .

$$\phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + \alpha_{LT} \cdot (\lambda_{LT} - \lambda_{LT,0}) + \beta \cdot \lambda_{LT}^2] \quad (99)$$

$$\phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + 0,21 \cdot (0,7042 - 0,4) + 0,75 \cdot 0,7042^2]$$

$$\phi_{LT} = 0,7179$$

Kde:

$\lambda_{LT,0}$  ... délka vodorovné části křivky klopení válcových průřezů [-]; stanovena dle národní přílohy NA.2.16. [23],

$\beta$  ... opravný součinitel pro křivky klopení válcovaných průřezů [-]; stanoven dle národní přílohy NA.2.16. [23].

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 - \beta \cdot \lambda_{LT}^2}} \leq 1 \quad (100)$$

$$\chi_{LT} = \frac{1}{0,7179 + \sqrt{0,7179^2 - 0,75 \cdot 0,7042^2}} \leq 1$$

$$\chi_{LT} = 0,912 \leq 1$$

Následně byl stanoven výsledný moment únosnosti nosníku při klopení dle [23], str. 59:

$$M_{b,Rd} = \chi_{LT} \cdot W_{pl,y} \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}} \quad (101)$$

$$M_{b,Rd} = 0,912 \cdot 4820 \cdot 10^3 \cdot \frac{225}{1}$$

$$M_{b,Rd} = 989\,064\,000 \text{ Nmm} = 989\,064 \text{ Nm}$$

Kde:

$\chi_{LT}$  ... součinitel klopení [-],

$W_{pl,y}$  ... průřezový modul [mm<sup>3</sup>],

$\gamma_{M1}$  ... dílčí součinitel únosnosti průřezu při posuzování stability prutu [-]; dle [23], str. 46.

Poté bylo dosazeno do podmínky dané rovnicí (95). Návrhová hodnota ohybového momentu vychází z maximálního ohybového momentu způsobeným zatížením od vlastní hmotnosti a zatížením kočky s břemenem uprostřed hlavního nosníku. Tedy platí, že:  $M_{Ed} = M_{omax,1}$ . Po dosazení:

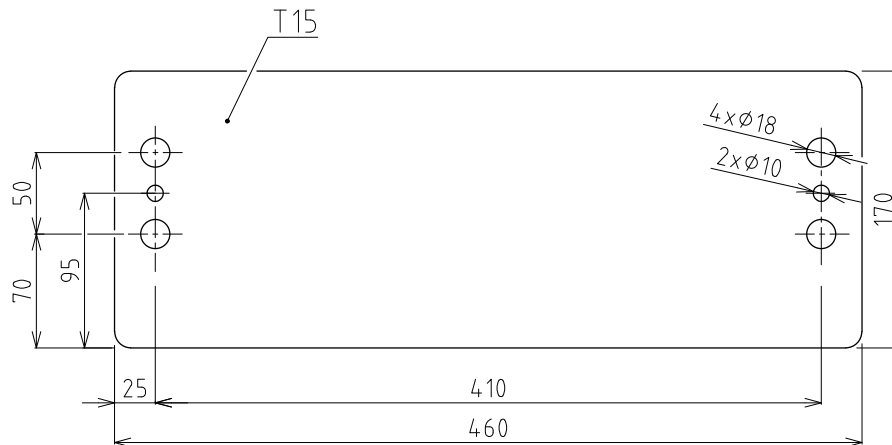
$$\frac{M_{Ed}}{M_{b,Rd}} \leq 1$$

$$\frac{366779,33}{989064} \leq 1$$

$0,371 \leq 1 \rightarrow$  podmínka stability splněna, hlavní nosník vyhovuje na klopení

## 7 SPOJENÍ HLAVNÍHO NOSNÍKU S PŘÍČNÍKEM

Jak bylo uvedeno, tak hlavní nosník bude spojen s příčnickem šroubovým spojem skrze přírubu, která bude přímo přivařena koutovým svarem k hlavnímu nosníku. Příruba je specifikována a dodávána spolu s příčnickem. Pro danou šířku pásnice hlavního nosníku je možné volit ze dvou typů přírub. Rozdílem je pouze délka a podélná vzdálenost děr. V tomto kroku byla zvolena menší příruba, která by měla být dostatečná, viz obr. 23. Správnost volby bude později ověřena. Její součástí jsou středící pružinové čepy s drážkou, které přímo zapadnou do děr příčnicku a zabezpečí tak souosost děr při montáži.

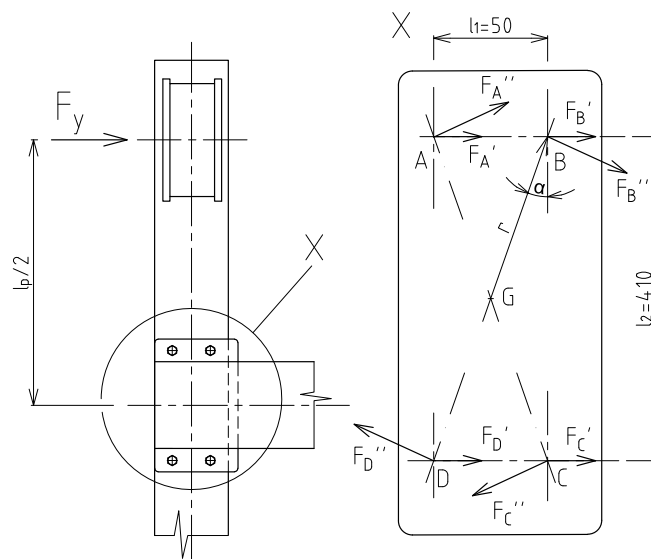


Obr. 23 Příruba

### 7.1 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI ŠROUBOVÉHO SPOJE

Šroubový spoj je realizován čtyřmi pevnostními šrouby M16x60-10.9. Jedná se o třecí spoj svěrného typu, kde zatížení je přenášeno třením mezi přírubou a příčnickem. Na šrouby působí zatížení způsobené vlivem příčiny, anebo v případě nárazu jeřábu. Pro výpočet šroubového spoje budou tyto dvě situace uvažovány. Prokázání je provedeno na základě normy ČSN EN 13001-3-1+A2. [22]

#### 7.1.1 NAMÁHÁNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE OD PŘÍČNÉ SÍLY



Obr. 24 Schéma zatížení šroubů od příčné síly

Nejprve byla vypočtena návrhová síla předepnutí a dále návrhová síla únosnosti v prokluzu jednoho šroubu, která byla následně porovnána s maximální silou působící na šroub. Výpočet je proveden dle [22], str. 24.

$$F_{p,d} = 0,7 \cdot f_{yb} \cdot A_s \quad (102)$$

$$F_{p,d} = 0,7 \cdot 900 \cdot 157$$

$$F_{p,d} = 98\,910 \text{ N}$$

Kde:

$f_{yb}$  ... mez kluzu materiálu šroubu [MPa],

$A_s$  ... výpočtový průřez šroubu [mm<sup>2</sup>], dle [22], tabulka B.2.

Pro výpočet návrhové síly únosnosti v prokluzu platí:

$$F_{s,Rd} = \frac{\mu \cdot F_{p,d}}{\gamma_m \cdot \gamma_{ss}} \quad (103)$$

$$F_{s,Rd} = \frac{0,4 \cdot 98910}{1,1 \cdot 1,14}$$

$$F_{s,Rd} = 31\,550,24 \text{ N}$$

Kde:

$\mu$  ... součinitel tření [-]; dle [22], str. 24,

$F_{p,d}$  ... návrhová síla předepnutí [N],

$\gamma_m$  ... obecný součinitel spolehlivosti [-]; dle [22], str. 21,

$\gamma_{ss}$  ... dílčí součinitel spolehlivosti šroubové spoje [-]; dle [22], str. 24.

#### VÝPOČET MAXIMÁLNÍ SÍLY NA ŠROUB VLIVEM PŘÍČNÉ SÍLY

Pro zatížení každého šroubu od síly působící k jeho ose platí:

$$F' = \frac{F_y}{i_s} \quad (104)$$

$$F' = \frac{9348,4}{4}$$

$$F' = 2\,337,1 \text{ N}$$

Kde:

$F_y$  ... síla vyvolaná přičením jeřábu [N],

$i_s$  ... počet šroubů [-].

Moment vyvolaný silou od přičení:

$$M_y = F_y \cdot \frac{l_p}{2} \quad (105)$$

$$M_y = 9348,4 \cdot \frac{2}{2}$$

$$M_y = 9\,348,4 \text{ Nm}$$

Kde:

$l_p$  ... rozvor příčnicku [m].

Vzhledem ke stejné vzdálenosti šroubů k těžišti  $G$  je síla od působícího momentu na každý šroub rovna:

$$F'' = \frac{M_y \cdot r}{4 \cdot r^2} = \frac{M_y}{4 \cdot r} = \frac{M_y}{4 \cdot r} \quad (106)$$

$$F'' = \frac{9348,4}{4 \cdot 0,2065}$$

$$F'' = 11\,317,68 \text{ N}$$

Kde:

$r$  ... vzdálenost šroubu k těžišti [m].

Velikost celkové síly na šroub byla následně stanovena pomocí kosinové věty:

$$F_A = F_B = \sqrt{F'^2 + F''^2 - 2 \cdot F' \cdot F'' \cdot \cos(180 - \alpha)} \quad (107)$$

$$F_A = F_B = \sqrt{2337,1^2 + 11317,68^2 - 2 \cdot 2337,1 \cdot 11317,68 \cdot \cos(180 - 6,953)}$$

$$F_A = F_B = 13\,640,53 \text{ N}$$

$$F_C = F_D = \sqrt{F'^2 + F''^2 - 2 \cdot F' \cdot F'' \cdot \cos(\alpha)} \quad (108)$$

$$F_C = F_D = \sqrt{2337,1^2 + 11317,68^2 - 2 \cdot 2337,1 \cdot 11317,68 \cdot \cos(6,953)}$$

$$F_C = F_D = 9\,002,21 \text{ N}$$

### PROKÁZÁNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

Platí tato podmínka:

$$F_A \leq F_{s,Rd} \quad (109)$$

$$13\,640,53 \text{ N} \leq 31\,550,24 \text{ N} \rightarrow \text{podmínka splněna, šroubový spoj vyhovuje}$$

### 7.1.2 NAMÁHÁNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE OD NÁRAZU

Síla vyvolaná nárazem je dle zátěžového diagramu  $F_{pu} = 13\,500\text{ N}$ . Tato síla se při uvažování ve výpočtu dále násobí součinitelem  $\phi_7$  daným dle normy ČSN EN 13001-2. [15]

$$F_{sn} = \frac{F_{pu} \cdot \phi_7}{i_s} \quad (110)$$

$$F_{sn} = \frac{13500 \cdot 1,34}{4}$$

$$F_{sn} = 4\,522,5\text{ N}$$

### PROKÁZÁNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

$$F_{sn} \leq F_{v,Rd} \quad (111)$$

$$4\,522,5\text{ N} \leq 31\,550,24\text{ N} \rightarrow \text{podmínka splněna, šroubový spoj vyhovuje}$$

### 7.1.3 UTAHOVACÍ MOMENT POTŘEBNÝ PRO VYVOLÁNÍ PŘEDPĚTÍ

Stanoven na základě [17], rovnice (8-27).

$$M_u = K \cdot F_{p,d} \cdot d_s \quad (112)$$

$$M_u = 0,2 \cdot 98910 \cdot 0,016$$

$$M_u = 316,5\text{ Nm}$$

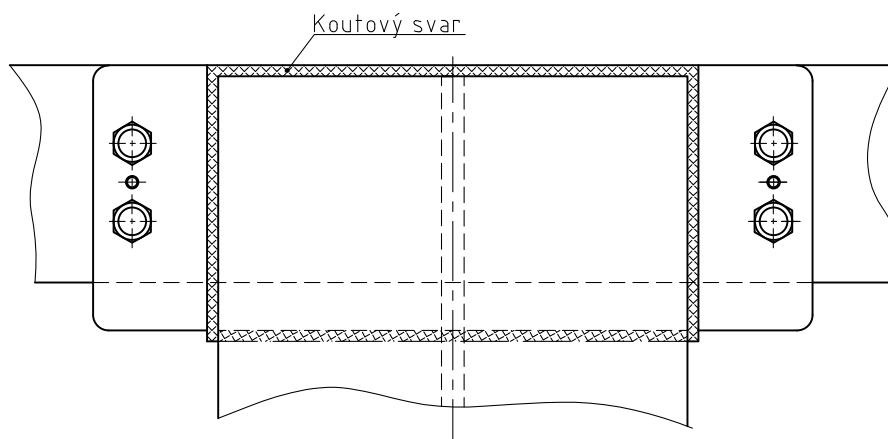
Kde:

$d_s$  ... průměr dřívku šroubu [m],

$K$  ... součinitel utahovacího momentu [-]; dle [17], tab. 8-14.

## 7.2 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI SVAROVÉHO SPOJE

Spodní pásnice hlavního nosníku je přivařena k přírubě koutový svarem o účinné tloušťce  $a_w = 10\text{ mm}$  po celém jejím obvodu, viz obr. 25.



Obr. 25 Svarové spojení hlavního nosníku a příruby, informativní zobrazení – pohled shora

Výpočet je proveden pro náraz jeřábu dle normy ČSN EN-1993-1-8 na základě zjednodušené metody výpočtu návrhové únosnosti koutového svaru. Návrhová únosnost  $F_{w,Rd}$  se určí z výrazu dle [26]:

$$F_{w,Rd} = \frac{f_u \cdot a_w \cdot L_w}{\beta_w \cdot \gamma_{M2} \cdot \sqrt{3}} \quad (113)$$

$$F_{w,Rd} = \frac{360 \cdot 10 \cdot (2 \cdot 170 + 2 \cdot 300)}{0,8 \cdot 1,25 \cdot \sqrt{3}}$$

$$F_{w,Rd} = 1\,953,75 \text{ kN}$$

Kde:

$f_u$  ... mez pevnosti nejslabší spojované části v tahu [Mpa],

$a_w$  ... tloušťka koutového svaru [mm],

$L_w$  ... celková délka svarového spoje [mm],

$\beta_w$  ... korekční součinitel koutových svarů [mm]; dle [26], str. 46,

$\gamma_{M2}$  ... dílčí součinitel spolehlivosti [-]; dle [26], str. 25.

Návrhová hodnota síly od nárazu působící na svar, zvýšená o součinitel  $\phi_7$ .

$$F_{w,Ed} = F_{pu} \cdot \phi_7 \quad (114)$$

$$F_{w,Ed} = 13500 \cdot 1,34$$

$$F_{w,Ed} = 18\,090 \text{ N} = 18,090 \text{ kN}$$

Musí být splněna tato podmínka

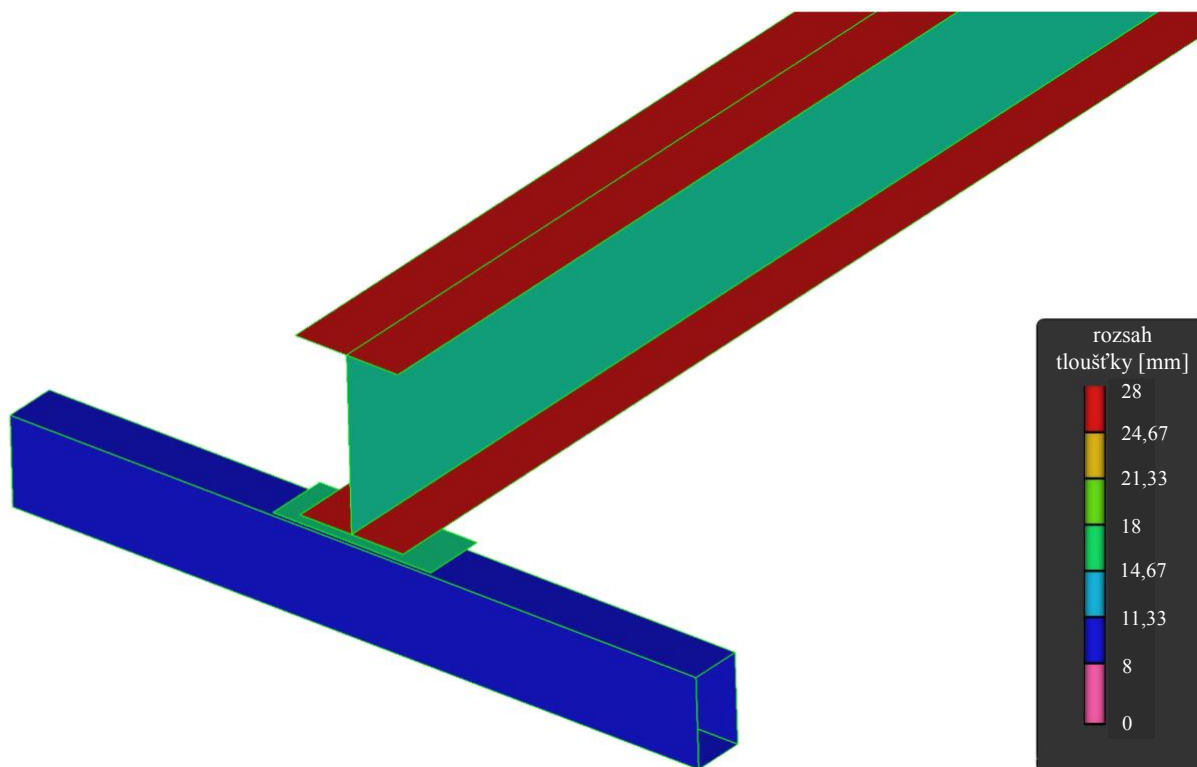
$$F_{w,Ed} \leq F_{w,Rd} \quad (115)$$

$$18,090 \text{ kN} \leq 1\,953,75 \text{ kN} \rightarrow \text{podmínka splněna, svarový spoj vyhovuje}$$



## 8 VÝPOČET METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

Pro výpočet konstrukce jeřábu metodou konečných prvků byl zvolen software MSC Apex. Nespornou výhodou, kterou tento software disponuje je, že umožňuje import modelů z celé řady CAD programů, obsahuje velké množství dokumentace a instruktážních videí pro řešení problémů a je díky tomu aktuální. MSC Apex je primárně výpočtový program. Na základě toho byl vytvořen 3D model jeřábu za pomoci softwaru Solidworks a ten následně importován do prostředí Apex pro provedení výpočtu. S modelem je možné pracovat jako s objemovým prvkem anebo vytvořit jeho náhradu za pomoci ploch – tzv. skořepinu. Pro konkrétní řešení byla zvolena náhrada pomocí ploch, a to vytvořením střednic jednotlivých prvků modelu. Těm byly přiřazeny odpovídající tloušťky, které program zahrne do výpočtu. Pro první fázi výpočtů byl uvažován zjednodušený model nerespektující zaoblení profilů a šroubový spoj. Výhodou takto zvoleného řešení je ušetření výpočtového času a minimalizace selhání programu při provádění výpočtu. Výpočtový čas narůstá s počtem přibývajících elementů tvořící síť modelu. Pokud by bylo počítáno s modelem jako s objemovým prvkem, obsahoval by přibližně 703 000 elementů. Při zachování stejné velikosti elementu sítě, ale s uvažováním modelu vytvořeným za pomoci střednic, bude počítáno s přibližně 78 000 elementy. Což vede k znatelné časové a výpočetní úspoře.



Obr. 26 Rozsah tloušťky ploch

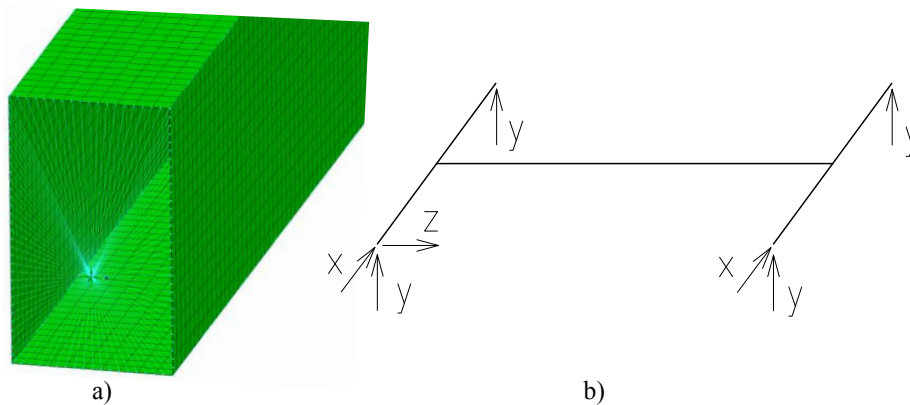
## 8.1 PŘEHLED ZATĚŽOVACÍCH STAVŮ

Pro výpočet bylo uvažováno několik zatěžovacích stavů, stejně jako v případě ručního výpočtu.

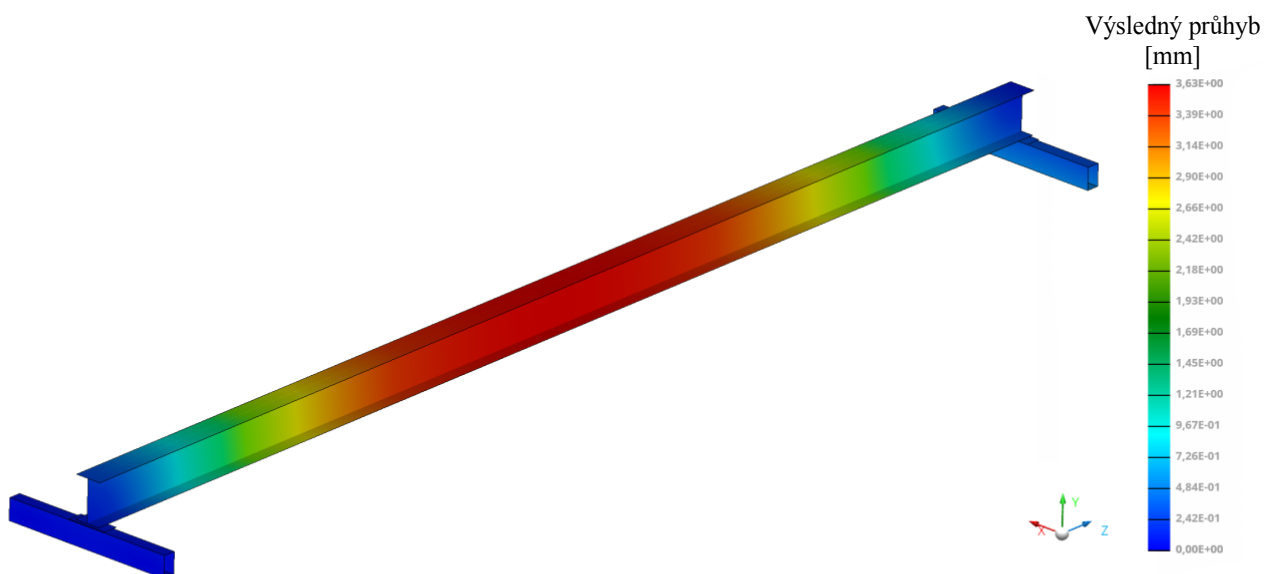
1. Zatížení od vlastní hmotnosti jeřábu,
2. zatížení způsobené vlastní hmotností a jeřábovou kočkou,
3. zatížení způsobené vlastní hmotností, jeřábovou kočkou a břemenem,
4. zatížení způsobené přičením,
5. zatížení vyvolané nárazem jeřábu.

### 8.1.1 ZATĚŽOVACÍ STAV 1

V tomto případě se předpokládá zatížení způsobené pouze vlastní hmotností jeřábu. Model byl vhodně zavazben, aby co nejlépe kopíroval reálné podmínky a podával relevantní výsledky. Vazby byly umístěny do os pojezdových kol a vztaheny ke skořepině příčnicku.



Obr. 27 a) Vazba umístěná v ose kola příčnicku b) schéma použitých vazeb 1. zatěžovacího stavu

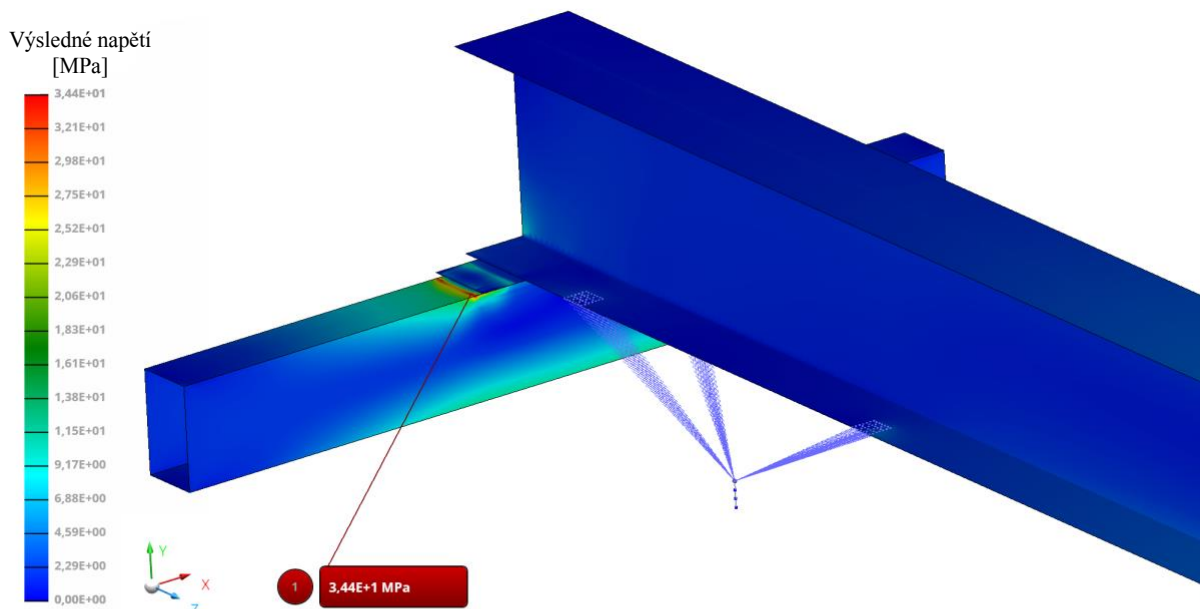


Obr. 28 Průhyb jeřábu při zatížení vlastní hmotností

V tomto zatěžovací stavu vznikl maximální statický průhyb nosníku 3,63 mm. Pro srovnání, průhyb získaný ruční výpočtem byl roven 3,52 mm.

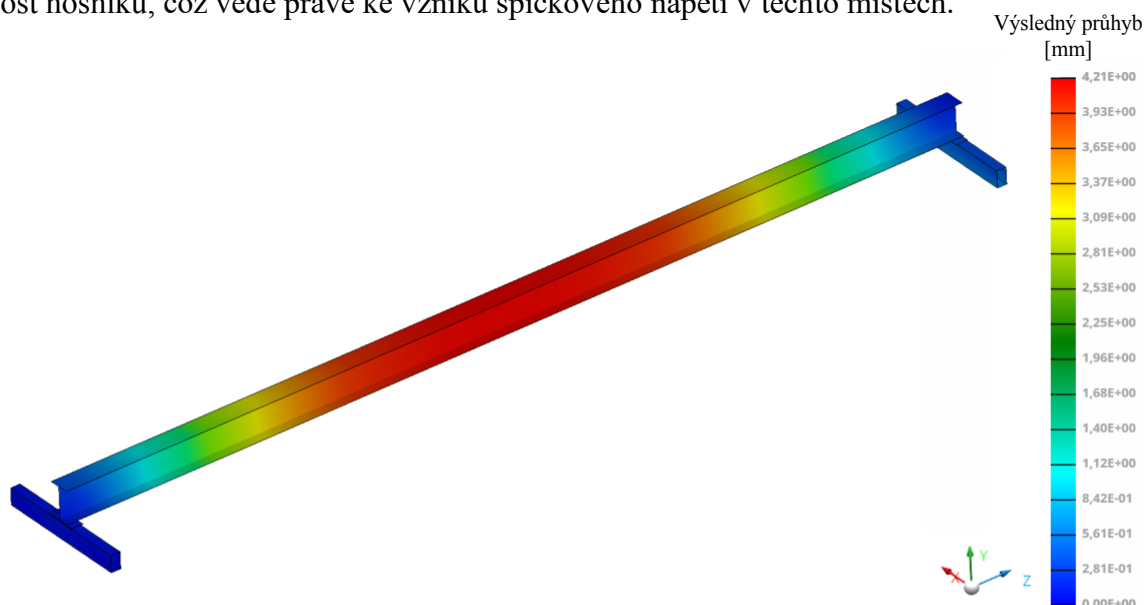
### 8.1.2 ZATĚŽOVACÍ STAV 2

Zde předpokládáme zatížení vlastní hmotností a jeřábovou kočkou. Byly zde uvažovány dvě polohy jeřábové kočky, a to uprostřed rozpětí nosníku a nejbližze příčnicku. Náhrada jeřábové kočky byla provedena pomocí čtyřech uzlů reprezentující pojíždějící kola. Do jejího těžiště byl umístěn prvek, kterému byla přiřazena hmotnost. V dalších výpočtech je k tomuto prvku vázána i hmotnost břemena.



Obr. 29 Náhrada zatížení od jeřábové kočky umístěné nejbližze příčnicku

V prvním případě je kočka umístěna nejbližze příčnicku. V tomto případě vzniklo nejvyšší napětí z uvažovaných dvou poloh kočky. Jedná se o špičkové napětí, koncentrované na hranách příčnicku a v místě spoje. Lze předpokládat, že toto napětí bude vzrůstat s rostoucí zátěží nosníku. Na vznik těchto špiček napětí má vliv jednak náhrada příčnicku za střednicové plochy, které neuvažují zaoblení profilu a také náhrada spoje. Dále je vlivem umístění příruby zvýšená tuhost nosníku, což vede právě ke vzniku špičkového napětí v těchto místech.

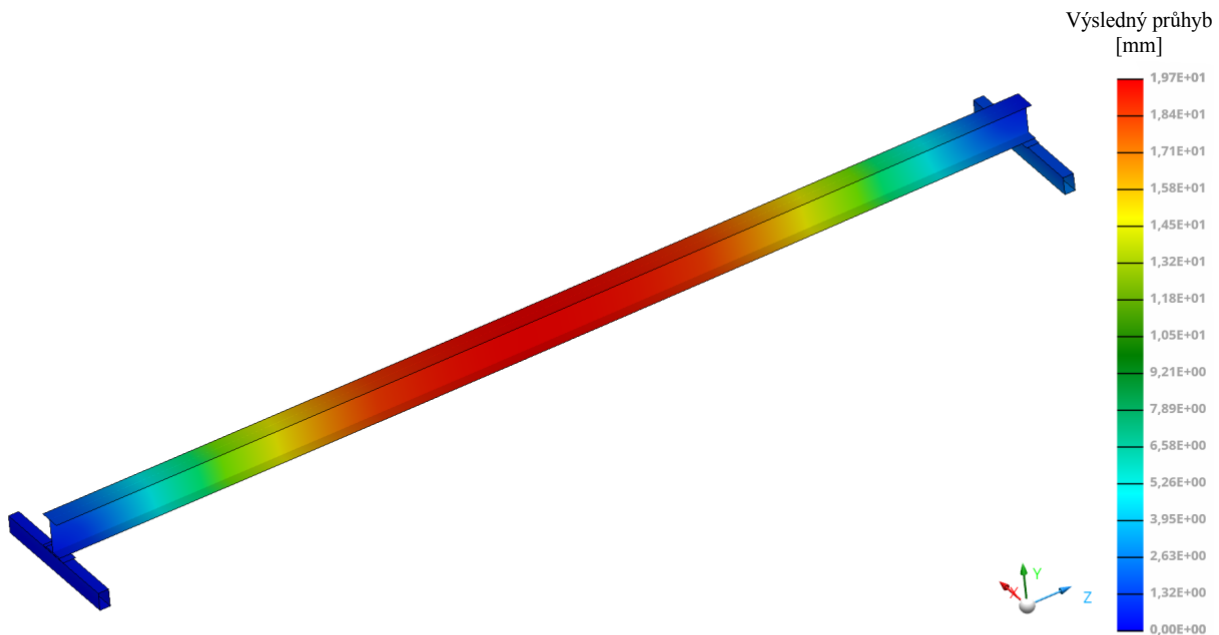


Obr. 30 Průhyb pro případ jeřábové kočky umístěné uprostřed nosníku

Naopak v druhém případě, kdy je jeřábová kočka uprostřed rozpětí hlavního nosníku, byl zaznamenán největší průhyb a to 4,21 mm. Stejně jako v předchozí poloze došlo ke špičkám napětí koncentrovaných opět na hraně spoje mezi příčným a hlavním nosníkem.

### 8.1.3 ZATĚŽOVACÍ STAV 3

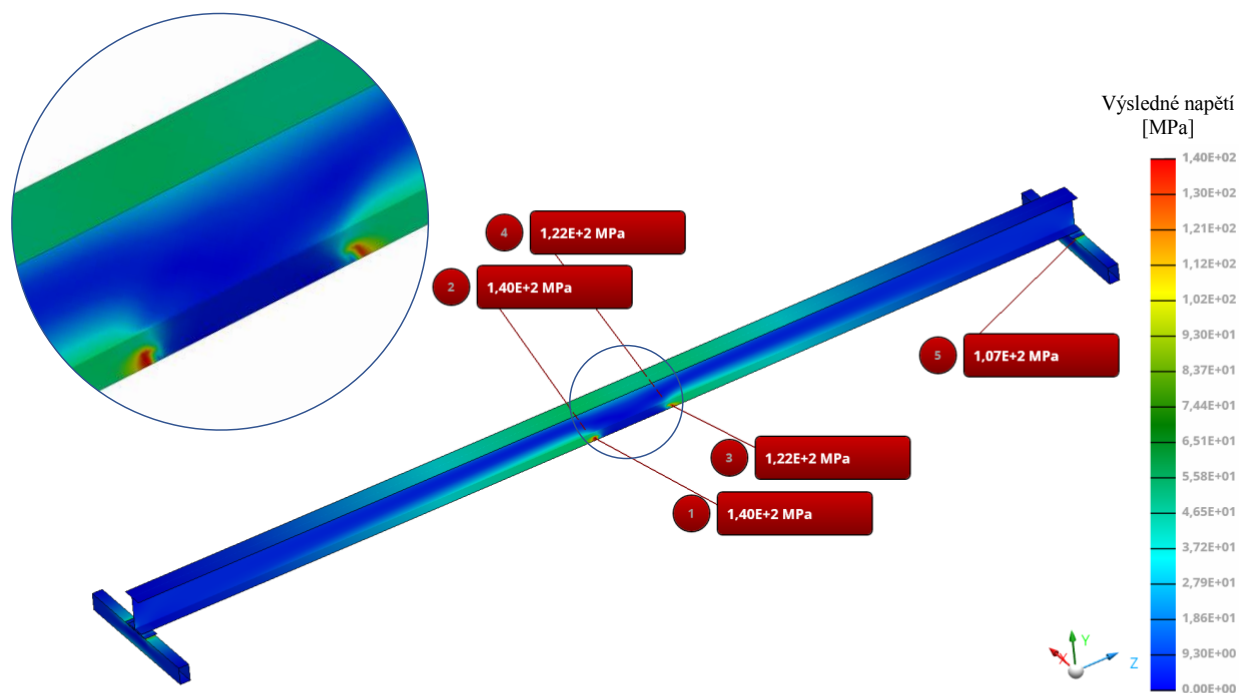
Zde bylo uvažováno zatížení způsobené vlastní hmotností, jeřábovou kočkou a zdvihaným břemenem. Opět pro dvě polohy – umístění zatížení uprostřed hlavního nosníku a nejbližší příčniku. I v tomto výpočtu byly respektovány stejné vazby jako v předchozích dvou případech.



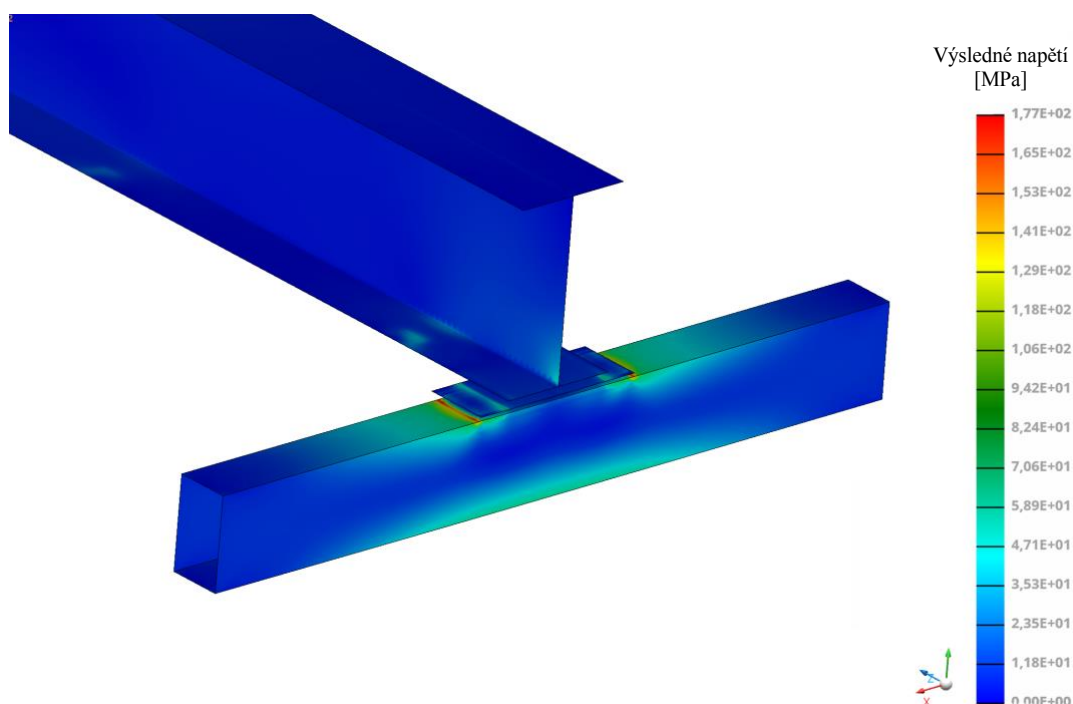
Obr. 31 Maximální výsledný průhyb

V tomto zatěžovacím stavu došlo k nejvyššímu možnému průhybu, který nabýval hodnoty 19,7 mm pod kolem jeřábové kočky, umístěném ve vzdálenosti  $z = 6582 \text{ mm}$ . Pro srovnání, ručním výpočtem byl získán výsledek celkového průhybu  $f_c = 20,95 \text{ mm}$ . Nejvyšších napětí přitom bylo dosaženo pod koly kočky a jejich špičkové hodnoty nepřevyšovaly 140 MPa. Došlo také k nárůstu napětí v místě spojení hlavního nosníku s příčným. Zmíněné hodnoty napětí jsou znázorněny na obr. 32.

V případě umístění kočky do krajní polohy bylo získáno maximální napětí opět v místě spoje hlavního nosníku a příčniku, viz obr. 33.



Obr. 32 Napětí třetího zatěžovacího stavu pod koly jeřábové kočky – kočka uprostřed rozpětí nosníku

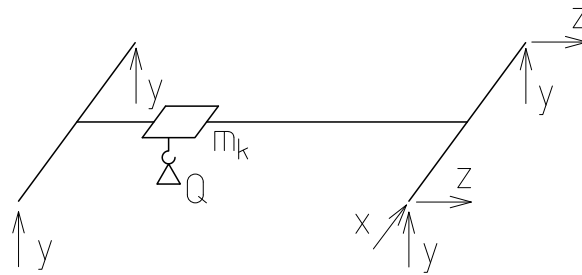


Obr. 33 Napětí v místě spoje hlavního nosníku a příčnicku – kočka nejbliže příčnicku

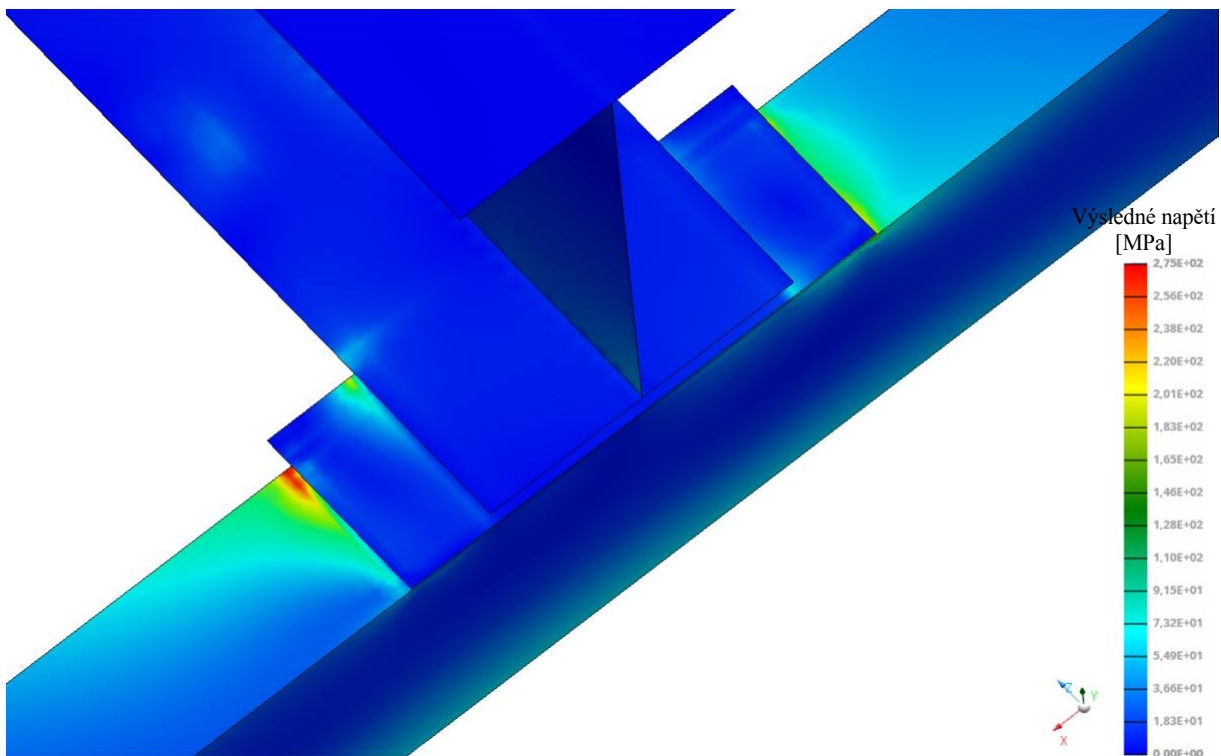
#### 8.1.4 ZATĚŽOVACÍ STAV 4

V tomto stavu bylo počítáno se zatížením vlivem příčnicku jeřábu. Ručním výpočtem byla získána hodnota příčné síly a ta porovnána s maximální dovolenou silou na bok kola, které je kolo příčnicku schopné přenést. Proto v tomto kroku bylo sledováno, v jakých místech dojde k výskytu maximálních napětí. Byla uvažována poloha kočky nejbliže příčnicku, která vyvolá

maximální možné napětí. Dále byly uvažovány jiné vazby modelu než v předchozích zatěžovacích stavech.

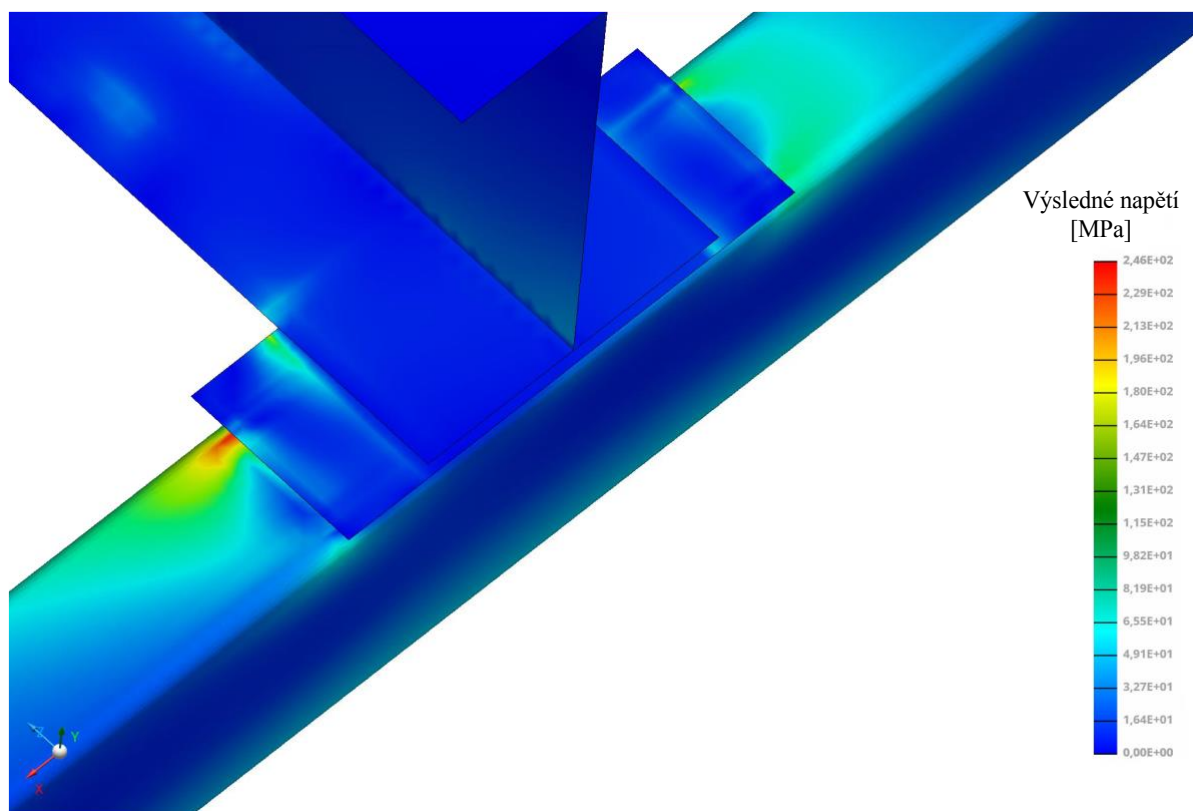


Obr. 34 Schéma vazeb modelu 4. zatěžovacího stavu

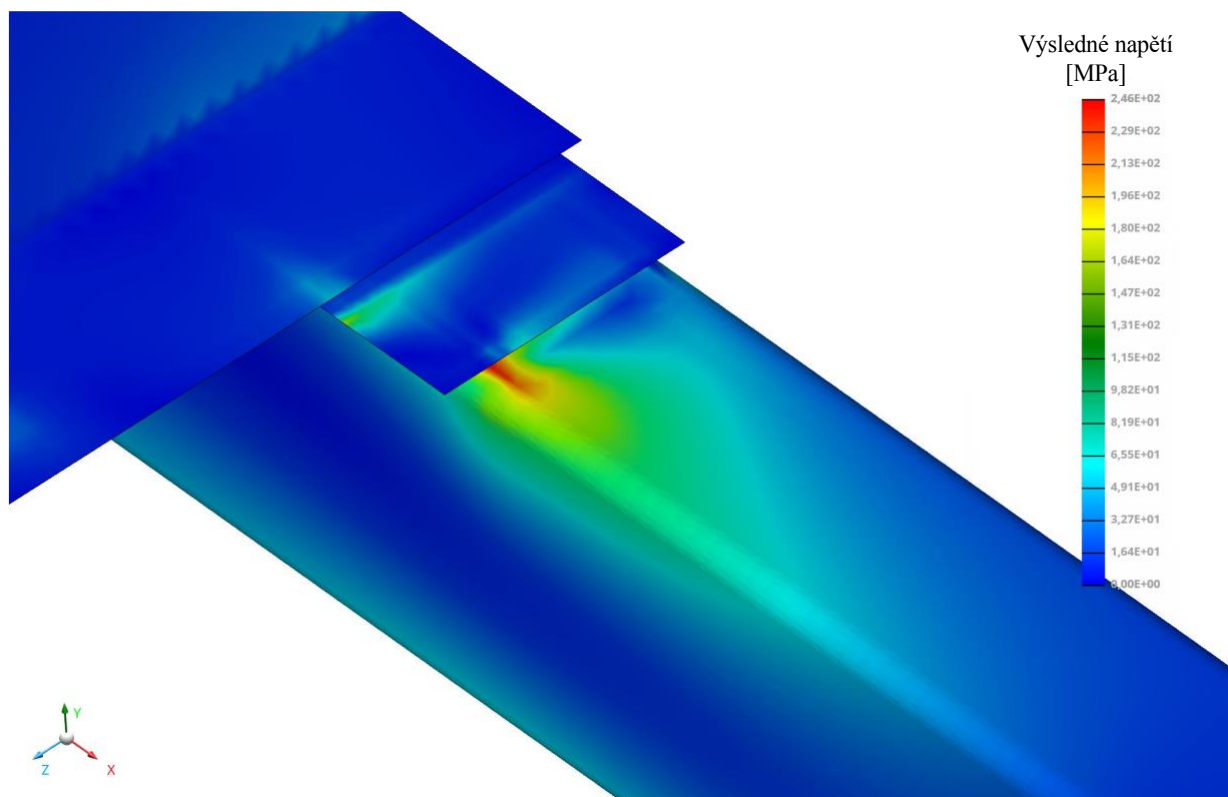


Obr. 35 Napětí vyvolané příčnou silou

Na základě vykreslení napětí působícího v konstrukci jeřábu během přičení je možné vidět, že došlo ke vzniku napěťových špiček na přechodu příruba/příčník koncentrovaných na hraně příčníku. Vzhledem k tomu, že koncentrace napětí byla především na jeho hraně, tak byla provedena jeho ideálnější náhrada, která respektuje zaoblení hran.

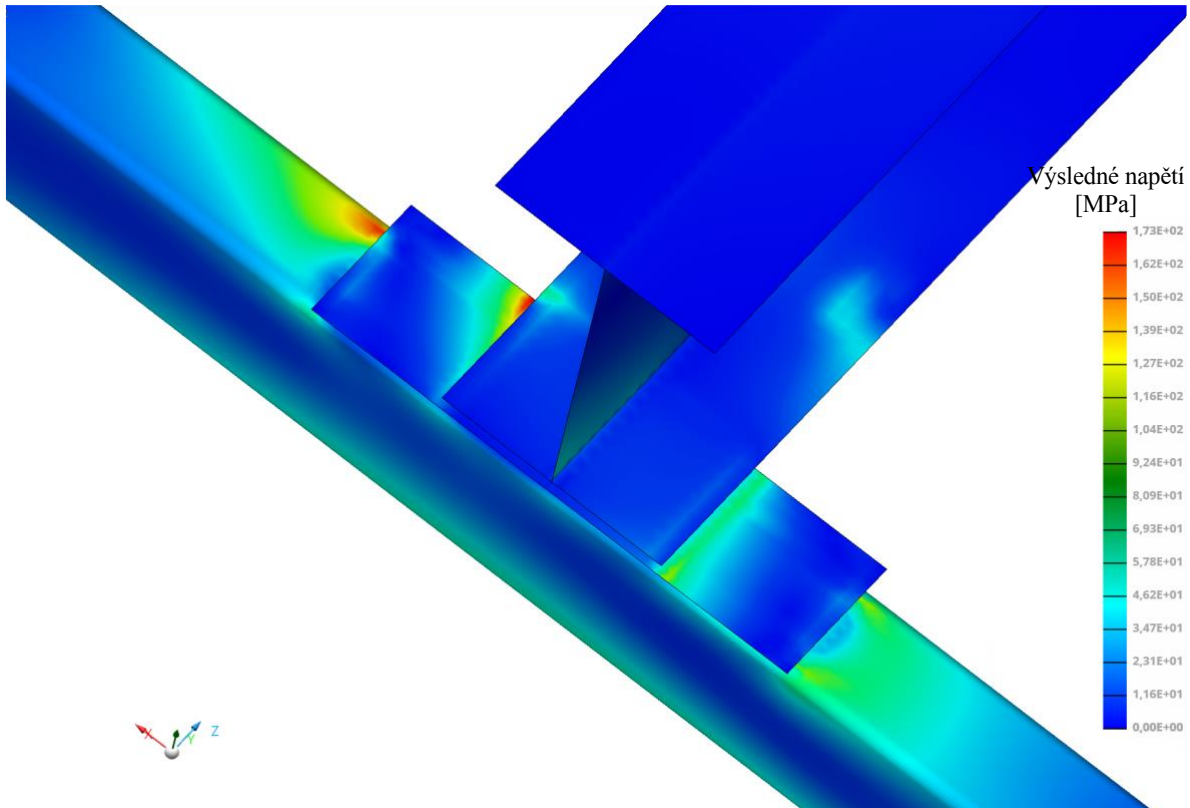


Obr. 36 Napětí vyvolané příčnou silou, příčník se zaoblením



Obr. 37 Napětí vyvolané příčnou silou, příčník se zaoblením – pohled 2

Díky respektování zaoblení hran příčnicku bylo dosaženo lepšího rozložení napětí po jeho hraně, a tím došlo k jeho znatelnému snížení. Dalším krokem je ověření předpokladu, že délka příruby bude mít pozitivní vliv pro zachycení napětí způsobené příčnou silou. Proto v tomto kroku byl uvažován druhý typ příruby s rozdílnou délkou (460 vs. 650 mm) dodávaný výrobcem příčnicku.

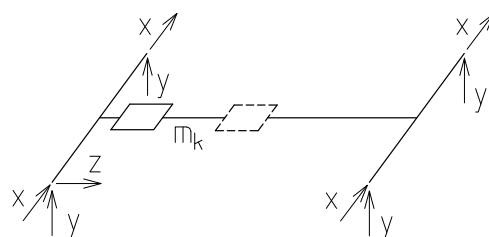


Obr. 38 Napětí vyvolané příčnou silou, uvažování druhého typu příruby

Na základě výsledků je možné konstatovat, že změnou příruby bylo dosaženo znatelného snížení napětí. Proto bude dále uvažována příruba o větší délce. Volba menší příruby, jak bylo uvedeno v kapitole 7, byla na základě tohoto výpočtu vyhodnocena jako chybná. Dalším přístupem pro snížení napětí by se mohlo jevit jako vhodné přivaření plechového pásu přímo na horní plochu příčnicku pod přírubu a zvýšení tak lokální tuhosti.

### 8.1.5 ZATĚŽOVACÍ STAV 5

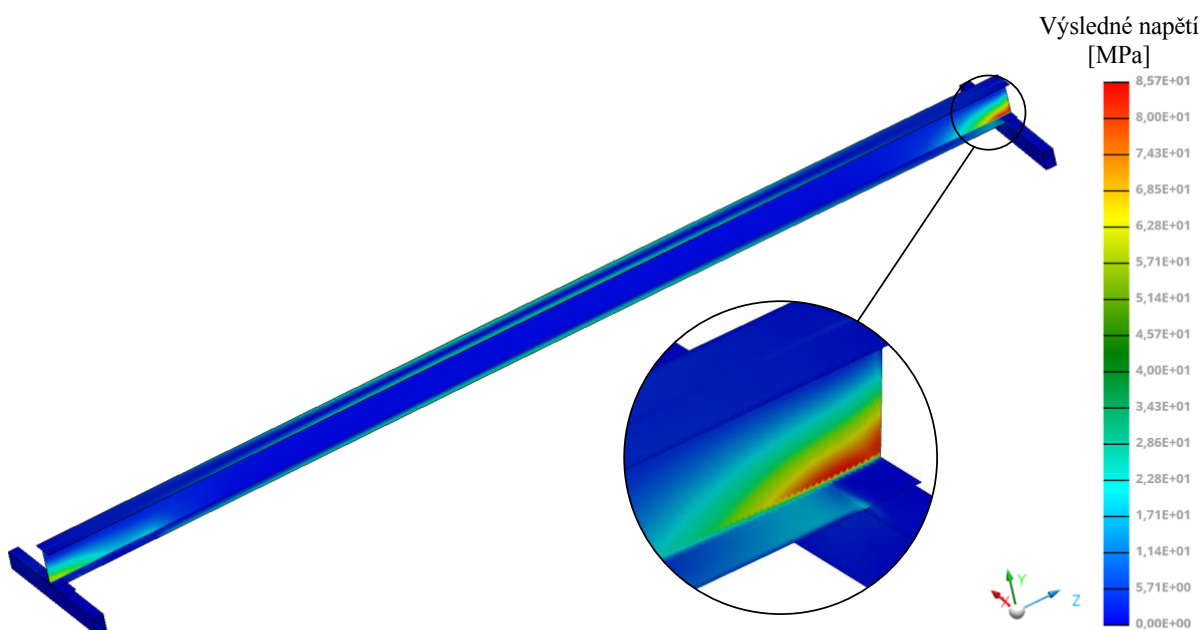
Poslední zatěžovací stav uvažuje náraz jeřábu. Byly vytvořeny nové vazební podmínky viz obr. 39. Příčnicky byly zavazbeny v ose  $x$  a ve stejném směru bylo aplikováno zrychlení vyvolané nárazem. Zároveň byla umístěna síla do těžiště kočky vyvolaná tímto zrychlením. Tento stav předpokládá, že dojde k nárazu obou příčnicků současně.



Obr. 39 Schéma vazeb modelu 5. zatěžovacího stavu

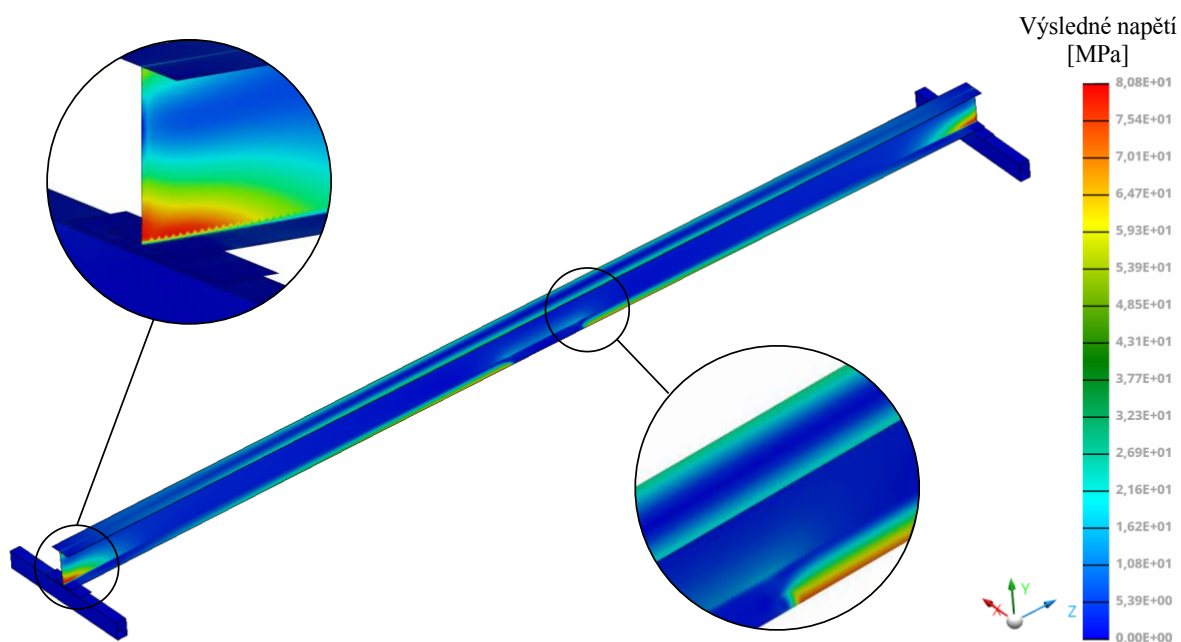


V případě obou uvažovaných poloh kočky došlo k nejvyšší koncentraci napětí v oblasti krajních hran hlavního nosníku. Nejvyššího napětí bylo dosaženo v poloze kočky nejbliže příčniku.



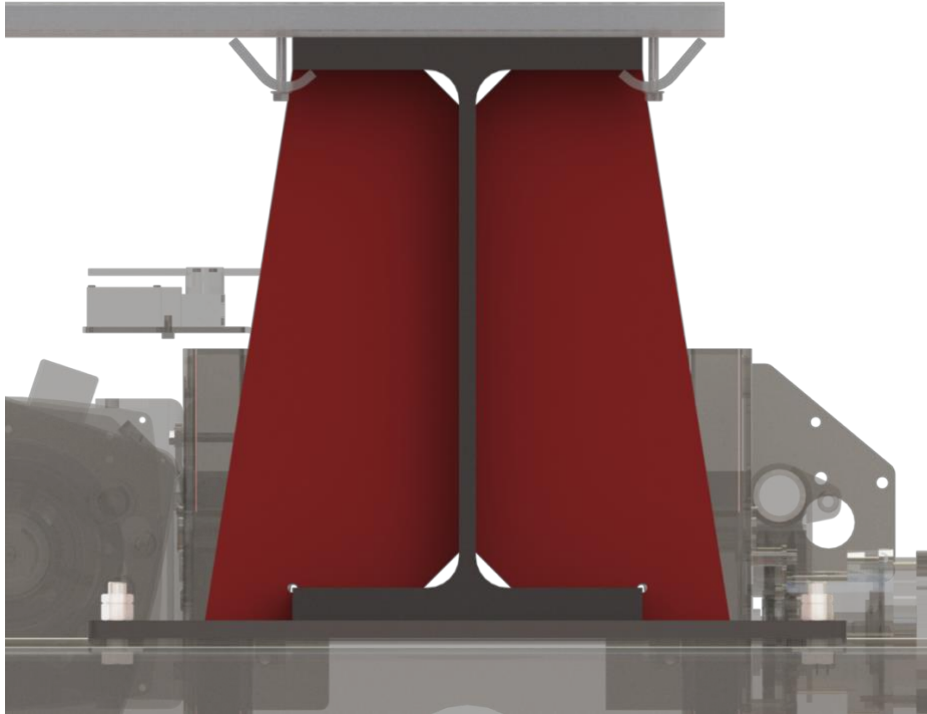
Obr. 40 Náráz, kočka umístěna nejbliže příčniku

Pro případ polohy kočky ve středu hlavního nosníku bylo nejvyšší napětí opět v jeho krajní hraně a dále došlo ke zvýšené koncentraci napětí pod koly kočky.



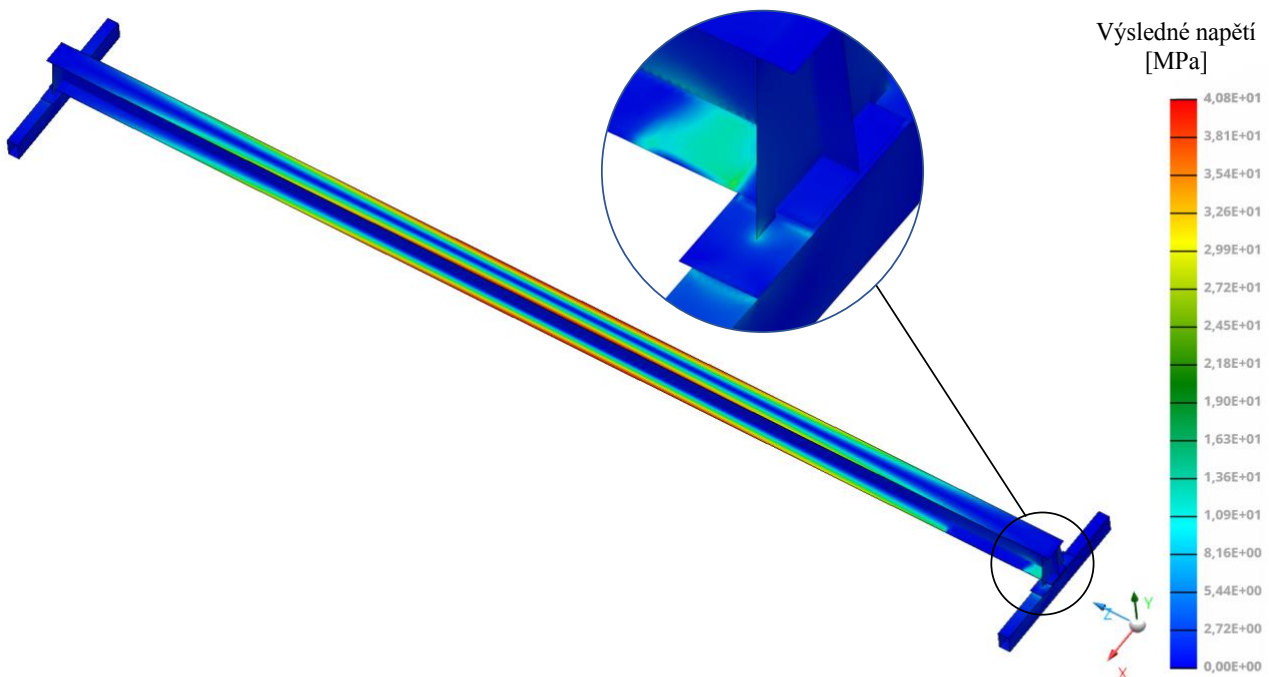
Obr. 41 Náráz, kočka uprostřed hlavního nosníku

Na základě dosažených výsledků byly navrženy výztuhy, které budou umístěny v obou krajních polohách hlavního nosníku zrcadlově vůči sobě.



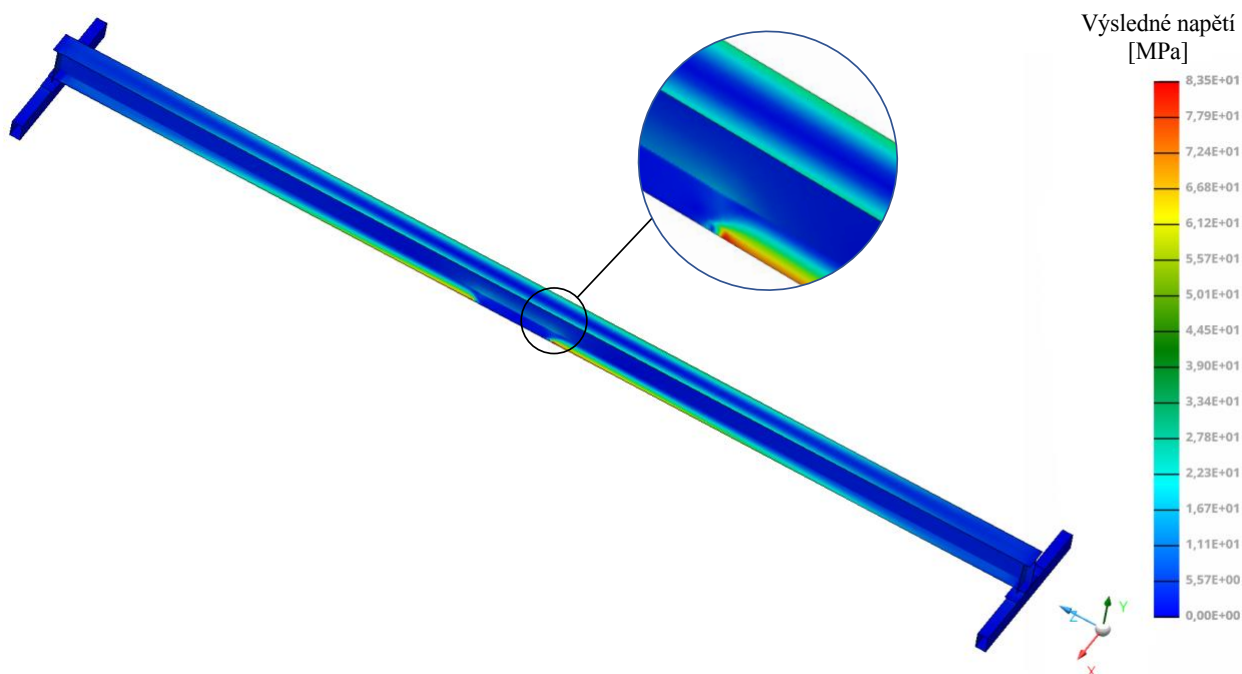
Obr. 42 Výztuhy zobrazeny rudě

Po umístění výztuh do modelu došlo k rozložení napětí po nosníku a ke skokovému snížení napětí v jeho okrajové oblasti. To se jeví z hlediska bezpečnosti jako výhodnější, viz obr. 43.



Obr. 43 Náráz, modifikace výztuhami, kočka nejbliže příčnicku

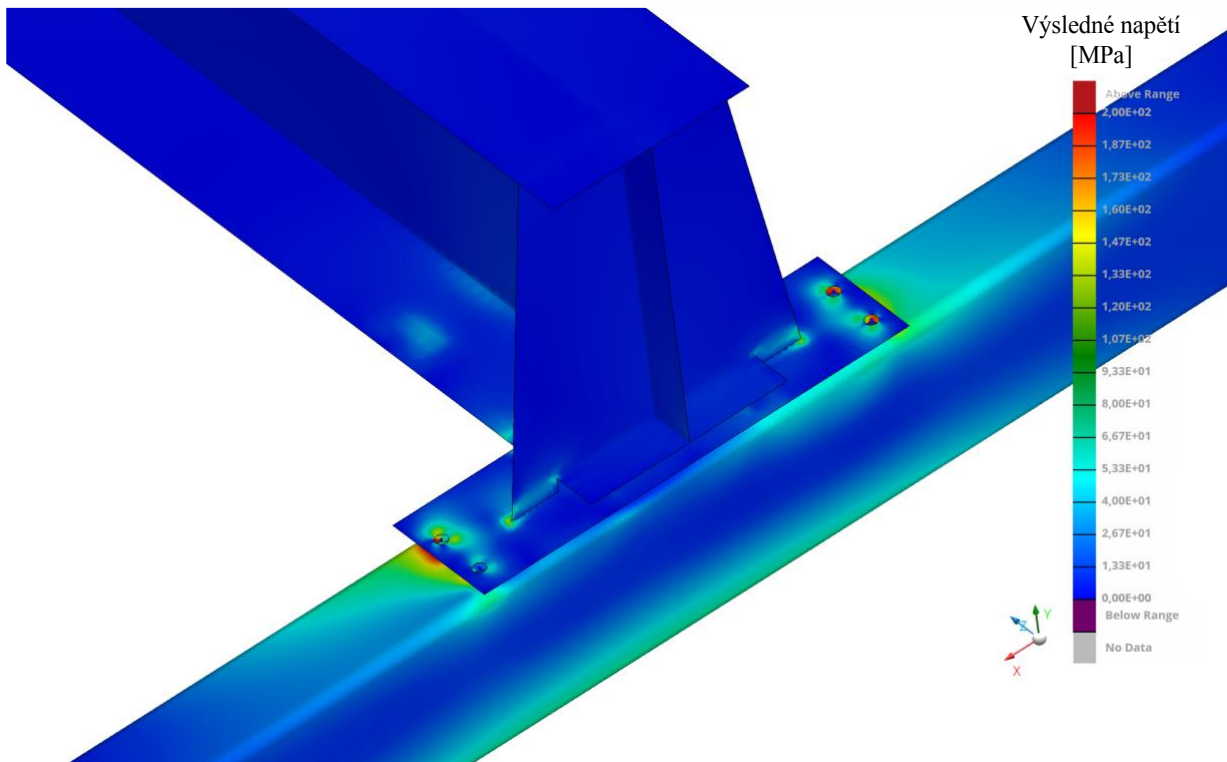
Pro uvažovaný případ kočky uprostřed hlavního nosníku došlo v těchto místech také k nejvyšším koncentracím napětí. Naopak v místě uvažovaných výztuh bylo napětí minimální, viz obr. 44. S ohledem k porovnání dosažených výsledků modelu bez výztuh/s výztuhami se jejich zahrnutí do konstrukce mostového jeřábu jeví jako velmi vhodné.



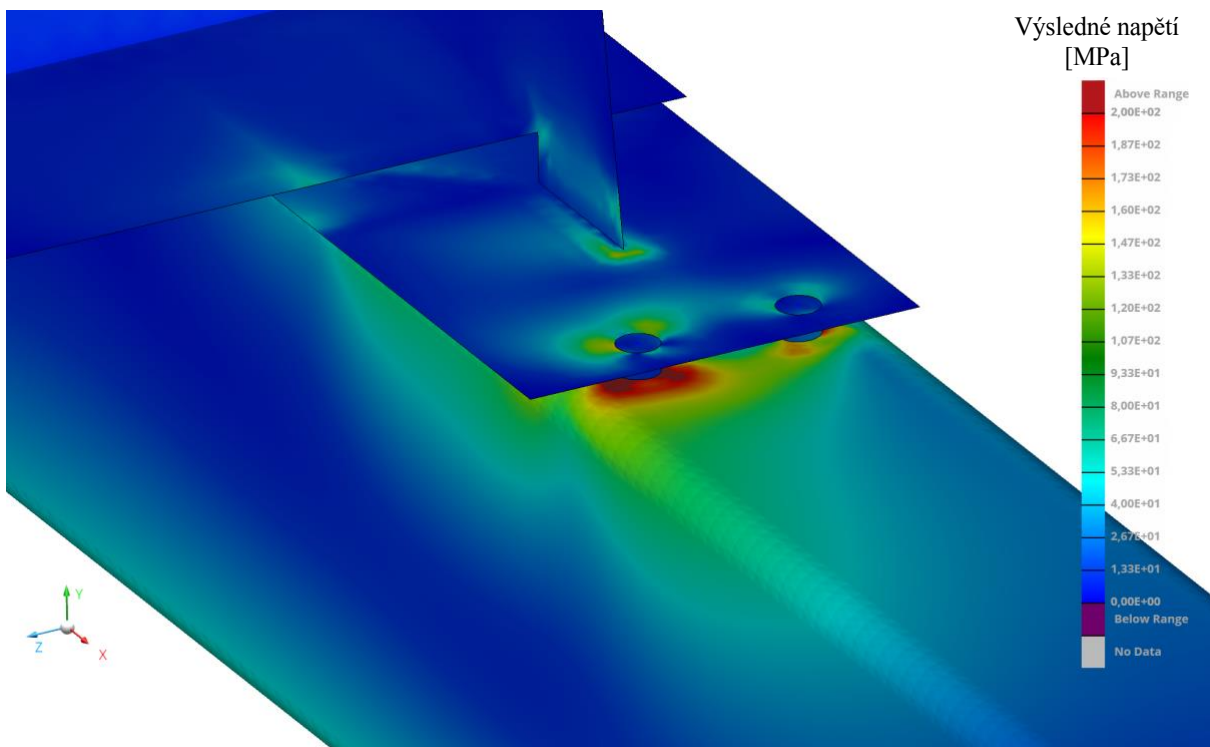
Obr. 44 Náráz, modifikace výztuhami, kočka uprostřed rozpětí hlavního nosníku

## 8.2 FINÁLNÍ MODEL

Po interpretaci dosažených výsledků v předešlých podkapitolách a uvedených modifikací modelu byla navrhována finální podoba výpočtového modelu. Tento model obsahuje navržené změny – zaoblení, jiný typ příruby, výztuhy hlavního nosníku a především respektuje šroubový spoj příčnicku s hlavním nosníkem, který nebyl v předchozích výpočtech uvažován. Jedná se tedy o vhodnější skořepinovou náhradu se všemi uvedenými modifikacemi. Pro tento model byly uvažovány zátěžné stavy jako v předchozích případech. Zobrazen je pouze ten, který se z hlediska výskytu možných napětí ukázal jako nejnepříznivější. A to je stav, kdy je jeřábová kočka v poloze nejbližší k příčnicku a zároveň je zde uvažováno zatížení vlivem příčnicku. Docházelo zde ke špičkám napětí v oblasti šroubového spoje, a to především po hraně díry příčnicku, kde není vhodné vyšetřovat přesnou hodnotu. Je však nutné zmínit, že ani v tomto případě a v jeho bližším okolí nedošlo k překročení meze kluzu materiálu S355J0, z kterého je příčník vyroben. Pro vykreslení lepších výsledků ve výpočtu byla proto snížena škála napětí na nižší hodnotu (200 MPa). Na obrázku je zobrazena též zmíněná oblast, která tuto hodnotu překračuje (above range).



Obr. 45 Finální podoba výpočtového modelu, příčeni

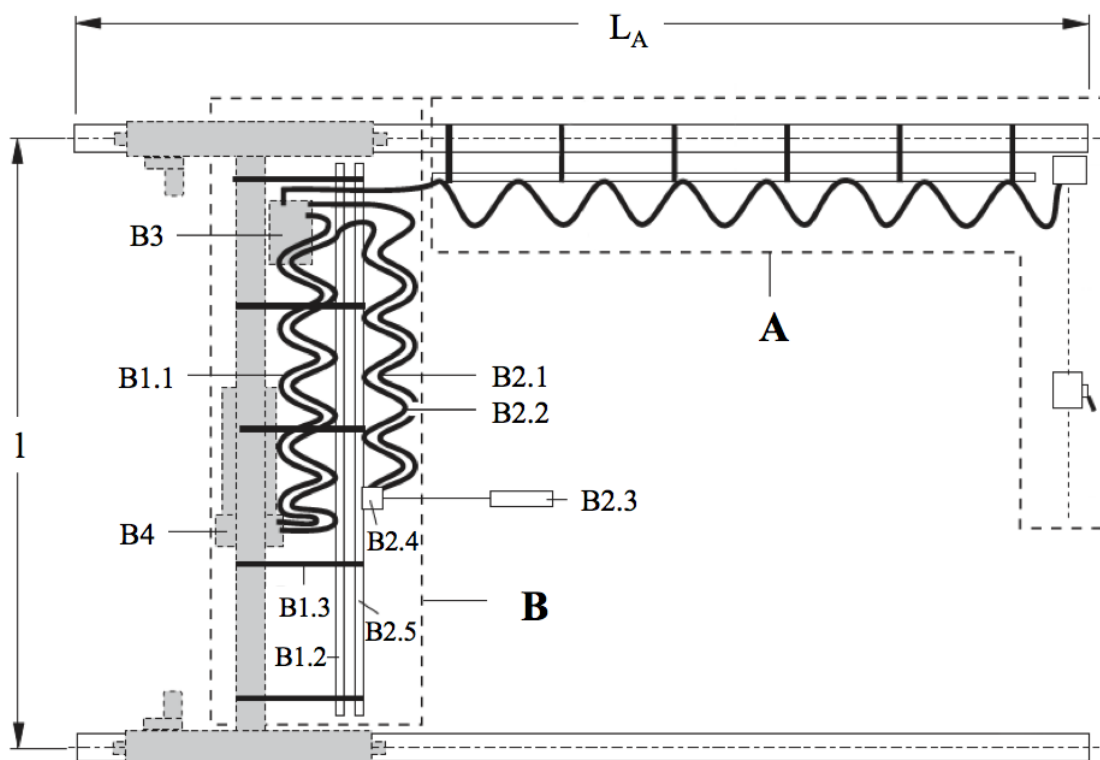


Obr. 46 Finální podoba výpočtového modelu, detail k šroubovému spoji, příčeni

## 9 VÝBAVA JEŘÁBU

Kapitola popisuje výbavu jeřábu, a to především z hlediska rozvodu elektrické energie, která je nedílnou součástí návrhu mostového jeřábu. Rozvod elektrické energie můžeme rozdělit na dvě skupiny (větve).

- Rozvod k jeřábu podél jeřábové dráhy (A),
- rozvod po jeřábovém mostu (B).

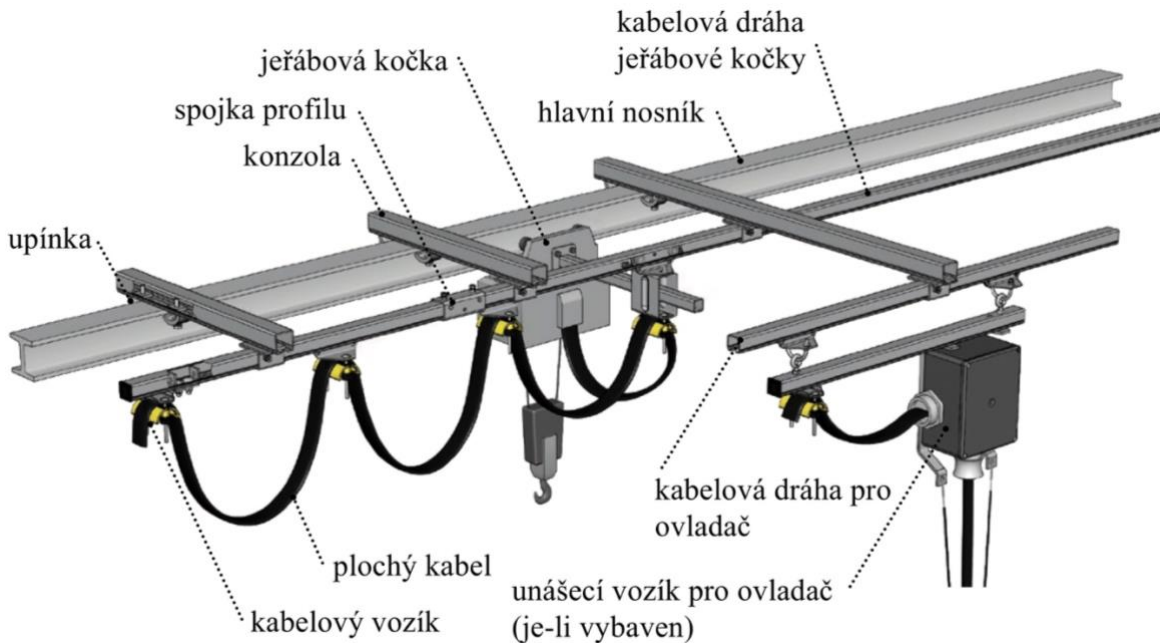


Obr. 47 Rozvod elektrické energie, ve větvi A, větvi B [24]

V této části se budeme zabývat pouze rozvodem elektrické energie po jeřábovém mostu. Ten sestává z přírodního plochého kabelu pro jeřábovou kočku (B1.1), pohybujícího se pomocí kabelové vlečky v C profilu (B1.2). Ten je skrze držáky profilu připevněn ke konzoli (B1.3). Ta je pomocí upínek přichycena k horní pásnici hlavního nosníku. Rozvod pro ovladač by byl řešen stejným způsobem. V tomto případě bude ovladač dálkový. To ušetří rozvod dalších kabelů, vleček a použití C-profilu na hlavním nosníku. Toto řešení především přispěje k lepšímu uživatelskému ovládání jeřábu. Bude použit ovladač Quadrix iLOG od firmy HBC. Přírodní kabely jeřábové kočky (a případně ovladače) jsou připojeny do rozvodné skříně (B3), která také obsahuje frekvenční měnič pro pojezdové motory příčnicků a přijímač dálkového ovládání. Jeřábová kočka je vybavena vlastní rozvodnou skříní s frekvenčními měniči pro řízení pohonů (B4).

## 9.1 VOLBA SYSTÉMU KABELOVÝCH VLEČEK

Zde je uvedena konkrétní volba profilů a součástí nutných pro rozvod elektrické energie pro jeřábovou kočku.



Obr. 48 Popis součástí pro rozvod el. energie [25]

### 9.1.1 VOLBA KABELU

Výrobce jeřábové kočky určuje konkrétní typ kabelu, který může být použit pro jeřáby v uzavřených prostorech. Jedná se o PVC plochý kabel typ H07VVH6-F s hmotností  $m_H = 0,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ . Dále je výrobcem předepsán ideální průvės kabelu  $l_u = 800 \text{ mm}$ . Celková délka kabelu  $l_k$  je určena dle vzorce daným výrobcem. [24]

$$l_k = l \cdot 1,1 + 4 \quad (116)$$

$$l_k = 13,5 \cdot 1,1 + 4$$

$$l_k = 18,85 \text{ m}$$

Pro celkovou hmotnost kabelu tedy platí:

$$m_{H07} = l_k \cdot m_H \quad (117)$$

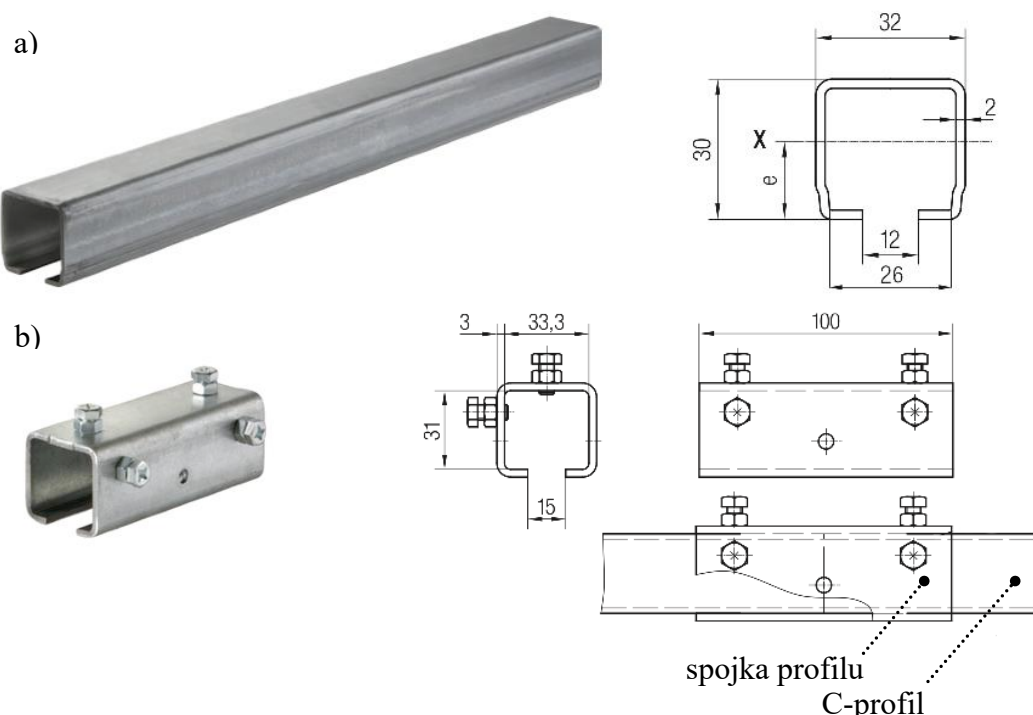
$$m_{H07} = 18,85 \cdot 0,3$$

$$m_{H07} = 5,655 \text{ kg}$$

### 9.1.2 KABELOVÁ DRÁHA

Dráha je zhotovena z C-profilu uloženém podél hlavního nosníku ve kterém pojíždějí kabelové vozíky. Byl zvolen profil o tloušťce stěny  $s_c = 2 \text{ mm}$  z pozinkované oceli. Aby byla pokryta celá délka rozpětí jeřábu, tak kabelová dráha bude muset být spojena z více profilů (profily jsou

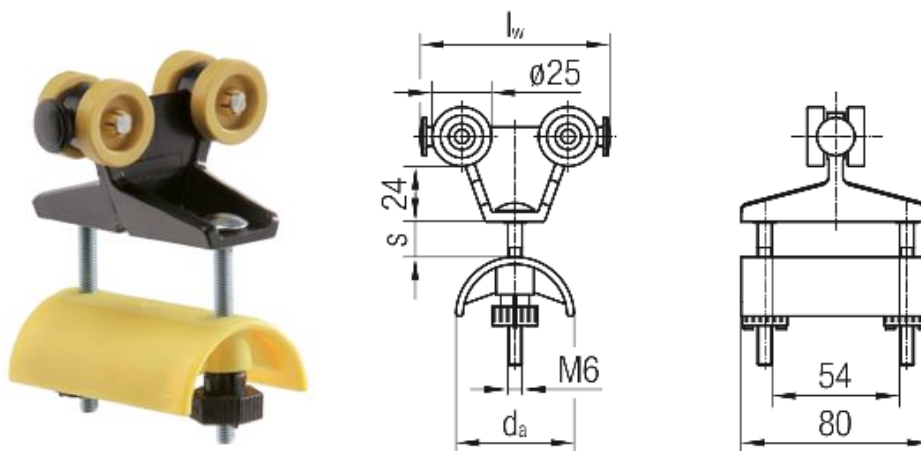
dobavány v délkách 6 000 a 4 000 mm). Spojení C-profilů je realizováno pomocí spojky viz obr. 49 b). Na koncích C-profilu jsou umístěny koncové dorazy pro zamezení vyjetí kabelových vozíků z dráhy.



Obr. 49 a) C-profil dráhy; b) spojka profilu [25]

### 9.1.3 KABELOVÝ VOZÍK

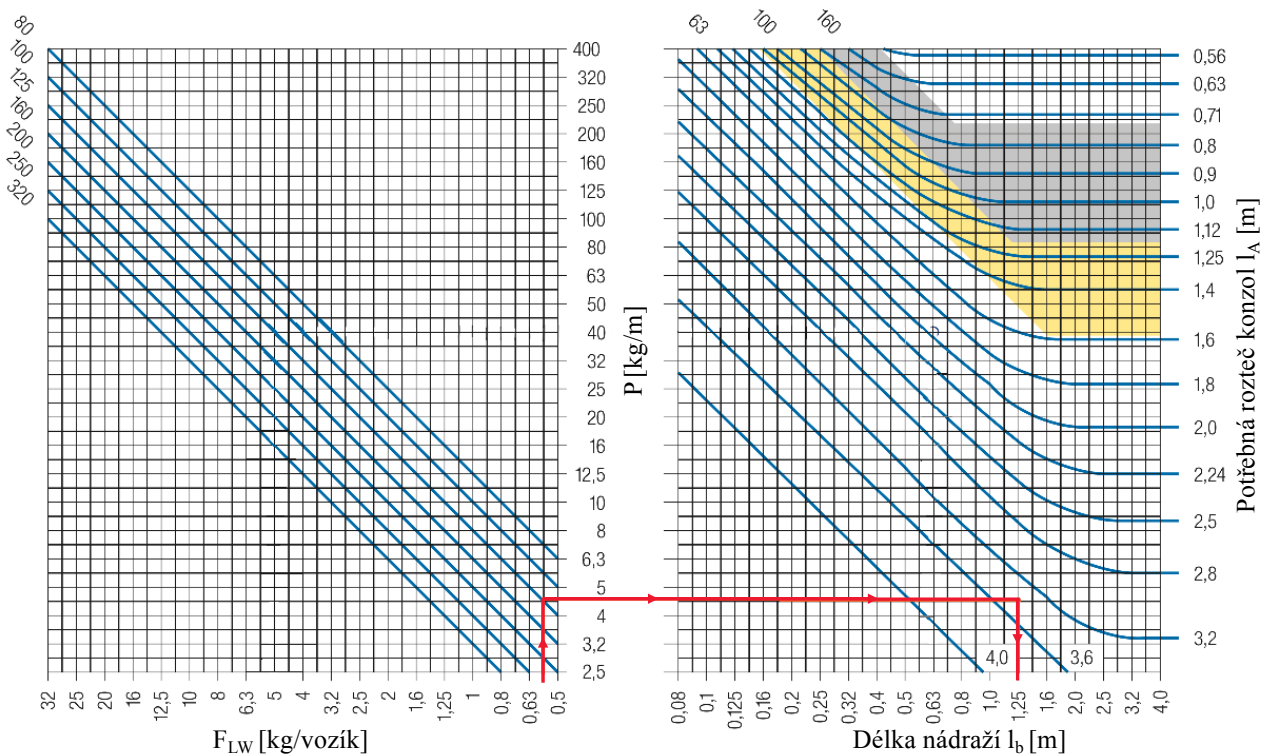
Pro vedení kabelu po kabelové dráze je určen plastový kabelový vozík. Při délce kabelu  $l_k = 18,85 \text{ m}$  odpovídá danému průvěsu cca  $z_k = 10$  vozíků. Na jeden vozík připadá tedy zátěž  $F_{LW} = \frac{5,655}{10} = 0,5655 \text{ kg}$ . Délka jednoho kabelového vozíku je  $l_w = 0,125 \text{ m}$ . Z toho můžeme určit celkovou délku nádraží  $l_b = z_k \cdot l_w = 10 \cdot 0,125 = 1,25 \text{ m}$



Obr. 50 Kabelový vozík [25]

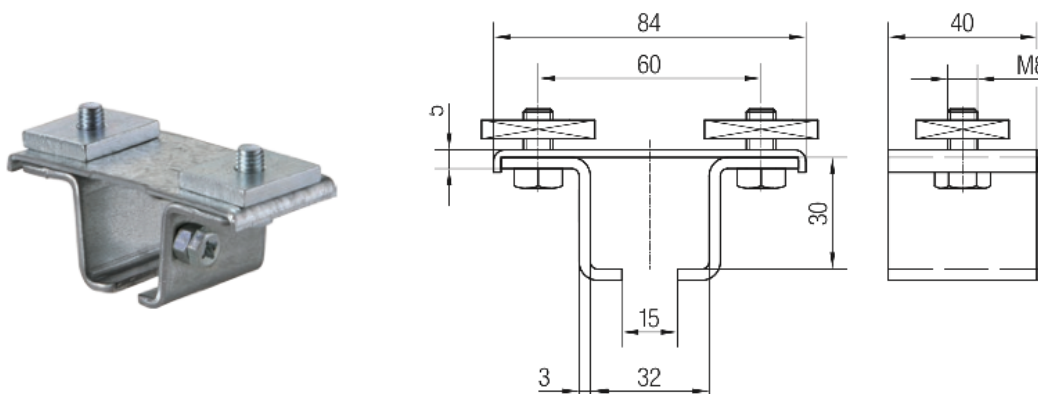
### 9.1.4 KONZOLA

Je zhotovena ze stejného C-profilu jako kabelová dráha o délce  $l_c = 1\,000\text{ mm}$ . Na základě předchozího výpočtu byla z diagramu určena maximální rozteč konzol  $l_A = 3\,400\text{ mm}$ . Pro dané rozpětí jeřábu je zde 6 konzol pro kabelovou dráhu, vzdálených od sebe  $2\,700\text{ mm} + 1$  konzola pro připevnění rozvaděče.



Obr. 51 Zátěžový diagram konzoly z C-profilu 30x32x2 [25]

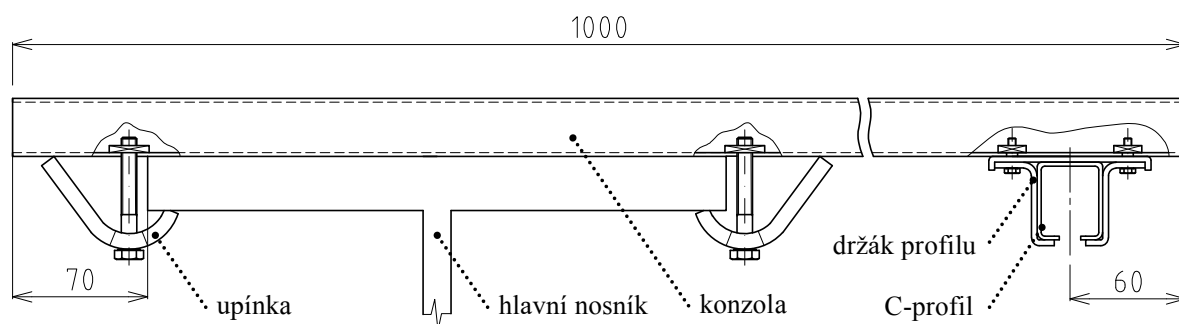
Pro uchycení C-profilu kabelové dráhy je v konci konzoly umístěn držák se 4-hrannými maticemi.



Obr. 52 3-dílný držák se 4-hrannými maticemi [25]



Samotné uchycení konzol k hlavnímu nosníku je realizováno pomocí upínky na každé straně hlavního nosníku. Upínky jsou předepjaty šroubem M8 s 4-hrannou maticí umístěnou uvnitř konzoly.



Obr. 53 Schéma upnutí kabelové dráhy a konzoly

## 9.2 UMÍSTĚNÍ ROZVADĚČE

Rozvaděč bude umístěn na okraji hlavního nosníku. Uchycení bude provedeno stejně jako v případě kabelové dráhy. A to na dvě konzoly za pomoci šroubového spoje. Tyto konzoly jsou z tohoto důvodu voleny delší.



Obr. 54 Umístění rozvaděče na hlavním nosníku

## 10 FINANČNÍ ROZVAHA PROJEKTU

Tato závěrečná kapitola pojednává o finanční rozvaze projektu jednonosníkového mostového jeřábu. Hlavním cílem je ověření předpokladu, že jeřáb byl navrhnout nejen jako vyrobiteľný, ale i cenově dostupný. Tím je myšleno, že jeho cena se pohybuje ve finančních rozmezích srovnatelných s konkurencí a příliš tyto meze nepřevyšuje. Na základě toho byli osloveni dodavatelé a získány ceny jednotlivých komponentů jeřábu, které byly v této práci uvedeny. Cenová rozvaha je sestavena v tabulce 5.

Tabulka 5 Cenová kalkulace

Název / Produkt	Objednací číslo	Ks	CZK	Dodavatel
Hlavní nosník HEB 500	1G0109U	14 m	73 304,00	Ferona
Příčník	LT-14-20	2	77 903,10	SLT Components s.r.o.
Pohon příčníku	SFB 13219-184	2	48 759,15	
Kladkostroj lanový	SH4016-16 4/1 L3	1	299 936,18	
PVC plochý kabel	TKD-3000598	19 m	2 386,78	VP Centrum
Dálkový ovladač	020-quadrix	1	28 400,00	HBC Radiomatic
Přijímač	050-FSE-512	1		
C profil 32x30x4000	023200-4	2	4 636,50	Conductix Wampfler
C profil 32x30x6000	023200-6	1	3 477,96	
Spojka	023210	2	505,65	
Držák 3-dílný	023222-1	7	2 510,91	
Konzola 32x30x1000	020275-1000	5	3 725,83	
Konzola 32x30x1250	020275-1250	2	1 862,93	
Upínka	020180-08x36	14	3 802,82	
Koncový doraz	023218	2	550,78	
Kabelový vozík	023910	10	1 732,81	
Koncová čepička	020662-30	4	77,56	
<b>Celková cena bez DPH</b>			<b>553 572,96</b>	

Pozn.: hlavní nosník je dodáván v délce 14 m za cenovou nabídku 5 236 CZK / 1 m bez DPH; v cenové kalkulaci není započteno dílenské zpracování (řezání, svařování), nátěr jeřábu (základní nátěr + vrchní nátěr RAL 7037) a montážní práce.

Celková cena projektu byla vyčíslena na 553 572,96 CZK bez DPH. Podobné technické řešení (samotná výroba hlavního nosníku, komponenty jeřábu zakoupeny od firmy STAHL) včetně dodávky a montáže jeřábu je možné pořídit u firmy Adamec Crane systems<sup>5</sup> za 591 000 CZK bez DPH. Dodávka a montáž kabelové dráhy je za přídatných 24 000 CZK.

<sup>5</sup> U firmy byla vytvořena fiktivní poptávka jeřábu dle zadaných parametrů. Zveřejnění cenové nabídky bylo firmou odsouhlaseno.

## ZÁVĚR

K závěrečné diplomové práci bylo přistupováno jako k praktickému řešení problematiky mostového jeřábu s ohledem k zadaným parametrům, tak jako by je požadoval skutečný zákazník. V první části byla práce uvedena rešerší, zabývající se popisem mostových jeřábů, a především jejich jednotlivých komponent. Na tu navázala volba řešení konstrukce, kde se jako nejvhodnější jevila jednonosníková koncepce mostového jeřábu, tvořená válcovaným profilem HEB 500. Volba byla později ověřena důležitými pevnostními výpočty, které uvádí řada Českých Státních Norem ČSN EN 13001 a pro které hlavní nosník vyhověl. Dále následovala volba jeřábových komponent na základě výpočtů poskytnutých výrobcem – jeřábové kočky, příčníku, pojezdu jeřábu a jeho nárazníků. Ty byly zvoleny od společnosti STAHL CraneSystems. Výhodou takto zvolených komponent je dodání pouze od jednoho výrobce a v případě volby příčníku je hlavním výhodným aspektem garance únosnosti pro dané zatížení. Po kapitole představující kombinace zatížení, která na mostový jeřáb během jeho provozu působí, a obdržených výsledků, které vyhovely předepsaným hodnotám, následovala kapitola Spojení příčníku s hlavním nosníkem. Zde bylo uvažováno spojení šroubovým spojem skrze přírubu tak, jak předepisuje výrobce.

Navazující kapitolou byla uvedena pevnostní analýza konstrukce jeřábu metodou konečných prvků. Byl uvažován skořepinový model, díky čemuž došlo ke značné úspoře výpočetního času. Bylo navrženo několik zátěžných stavů jeřábu, které uvažovaly různé vazební podmínky. Na základě obdržených výsledků byly prováděny modifikace jeřábu, a to z hlediska použití jiného typu spojovací příruby a přidání výztuh do konstrukce k odstranění okrajových špiček napětí v případě nárazu. Posledním krokem výpočtu metodou konečných prvků bylo uvažování finálního modelu, který respektoval zmíněné modifikace včetně šroubového spoje. Následně byl zobrazen stav přičení jeřábu, pro který se účinky jeví jako nejnepríznivější. Obdržené výsledky vyhovely dovoleným hodnotám a nedošlo k překročení meze kluzu materiálu. Nedílnou součástí návrhu mostového jeřábu je také řešení rozvodu elektrické energie po jeřábovém mostě. Proto zde byl navržen rozvod, sestávající ze součástí dodávaných firmou Conductix Wampfler.

Závěrečnou kapitolou je Finanční rozvaha projektu, kde byla vyčíslena cena materiálu a komponent jeřábu na 554 000,00 CZK bez DPH. Na závěr byla provedena výkresová dokumentace, obsahující sestavný výkres jeřábu a vybrané detailní výkresy.

Při celkovém shrnutí diplomové práce s ohledem k zadaným parametrům lze konstatovat, že návrh jeřábu vyhověl všem požadovaným parametrům a všechny cíle diplomové práce byly splněny. Možným rozšířením této práce by bylo navržení programu pro návrh mostových jeřábů. Zde by nosnost, rozpětí, rozvor a zdvih byly uvažovány jako vstupní podmínky. Program by byl napojen na databázi dílů výrobce jeřábových komponent a na tabulkové listy materiálů, ze kterých by na základě výpočtů uvedených v této práci podal výstup v podobě veškerých technických a pevnostních výpočtů spolu s navrženým základním typem konstrukce.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN 26 0002: *Manipulace s materiálem – Názvosloví*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1982.
- [2] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [3] ČSN ISO 4306-1: *Jeřáby – Slovník – Část 1: Všeobecně*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [4] 10 Ton Overhead Crane. *Aicrane* [online]. 2021 [cit. 2021-10-31]. Dostupné z: <https://aicranemachine.com/10-ton-overhead-crane>
- [5] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby: 1. díl: Česká matice technická*. 2. SNTL, 1974.
- [6] Průmyslové mostové jeřáby. *Lanové Kladkostroje* [online]. [cit. 2021-10-31]. Dostupné z: <https://www.lanove-kladkostroje.cz/prumyslove-mostove-jeraby>
- [7] Crane End Truck. *Tavol* [online]. [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: <https://www.tavolgroup.com/Crane-End-Truck-To-Do-As-The-Crane-Long-Travel-Mechanism-of-The-Overhead-And-Gantry-Cranes-pd41039776.html>
- [8] Jednonosníková kočka konstrukce E. *Iteco Abus* [online]. 2017 [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/jednonosnikova-kocka-konstrukce-e.html>
- [9] Mostové jeřáby. *Konecranes* [online]. 2021 [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: <https://www.konecranes.com/cs/produkty/mostove-jeřaby>
- [10] Bezpečně s Demagem. *DEMAG* [online]. 2021 [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: <https://www.demagcranes.com/cs/safecontrol>
- [11] Company. *STAHL CraneSystems* [online]. [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://www.stahlcranes.com/en/company/stahl-cranesystems/company.html>
- [12] ČSN ISO 4301/1: *Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace – Část 1: Všeobecně*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1992.
- [13] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1988, 277 s. ISBN 55-517-88.
- [14] ČSN EN 13001-1: *Jeřáby - Návrh obecně – Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [15] ČSN EN 13001-2: *Jeřáby - Návrh obecně – Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2021.
- [16] Feron online. *Profil HEB válcovaný za tepla: HEB 500* [online]. [cit. 2022-01-13]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/23682/profil-heb-valcovany-za-tepla-en-10365-heb-500>



- [17] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí. 1. vyd.* Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [18] *STAHL CraneSystems: Endcarriages* [online]. [cit. 2022-01-29]. Dostupné z: <https://www.stahlcranes.com/en/products/crane-components/endcarriages.html>
- [19] *STAHL CraneSystems: Travel drives* [online]. [cit. 2022-01-29]. Dostupné z: <https://www.stahlcranes.com/en/products/crane-components/travel-drives.html>
- [20] *STAHL CraneSystems: SH wire rope hoist* [online]. [cit. 2022-01-31]. Dostupné z: <https://www.stahlcranes.com/en/products/wire-rope-hoists/sh-wire-rope-hoist.html>
- [21] ČSN EN 15011: *Jeřáby - Mostové a portálové jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Leden 2022.
- [22] ČSN EN 13001-3-1+A2 *Jeřáby - Obecný návrh: Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Prosinec 2018.
- [23] ČSN EN 1993-1-1 *Navrhování ocelových konstrukcí: Část 1-1: obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. Český normalizační institut, Prosinec 2006.
- [24] *STAHL CraneSystems: Crane Electrics* [online]. [cit. 2022-02-16]. Dostupné z: <https://www.stahlcranes.com/en/products/crane-components/crane-electrics.html>
- [25] *Kabelové vlečky s pojezdem v C profilu. Conductix Wampfler* [online]. [cit. 2022-02-16]. Dostupné z: [https://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/KAT0230-0002-CZ\\_Kabelove\\_vlecky\\_s\\_pojezdem\\_v\\_C-pro.pdf](https://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/KAT0230-0002-CZ_Kabelove_vlecky_s_pojezdem_v_C-pro.pdf)
- [26] ČSN EN 1993-1-1 *Navrhování ocelových konstrukcí: Část 1-8: Navrhování styčnicků*. Český Normalizační Institut, Prosinec 2006.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha příčného průřezu dřívku šroubu ve střížné rovině
$A5$	[–]	Skupinová klasifikace jeřábu jako celku
$a_w$	[mm]	Tloušťka koutového svaru
$a_z$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zpomalení způsobené nárazem
$b$	[m]	Šířka pásnice nosníku
$b_{dd}$	[–]	Pomocný součinitel
$b_h$	[m]	Šířka kolejnice
$c_{xj}$	[–]	Koeficient $j$ lokálních podélných ohybových napětí pro dané polohy
$d_j$	[mm]	Vzdálenost vodícího prvku ke kolu $j$ ve směru pojezdu
$d_{\xi}$	[m]	Průměr dřívku šroubu
$E$	[MPa]	Modul pružnosti oceli v tahu
$E_k$	[J]	Kinetická energie
$e$	[–]	Základ přirozených logaritmů
$F'$	[N]	Zatížení každého šroubu od síly působící k jeho ose
$F''$	[N]	Síla od působícího momentu na každý šroub
$f$	[mm]	Průhyb nosníku
$f_1$	[mm]	Průhyb způsobený vlastní hmotností
$f_2$	[mm]	Průhyb způsobený zatížením od břemene a kočky
$F_{b,Rd}$	[N]	Návrhová síla únosnosti v otlacení pro šroub
$F_B$	[N]	Brzdná síla
$f_C$	[mm]	Celkový průhyb
$f_D$	[mm]	Mezní dovolený průhyb
$F_i$	[N]	Maximální síla pod kolem kočky
$F_{KN}$	[N]	Síla na kolo kočky vyvolaná nárazem
$F_{LW}$	[kg]	Zátěž kabelového vozíku
$f_p$	[–]	Koeficient skluzu
$f_{pu}$	[mm]	Stlačení nárazníku
$F_{pu}$	[N]	Síla při stlačení nárazníku
$f_{Rd\sigma}$	[MPa]	Návrhové normálové napětí únosnosti nosných prvků
$f_{Rd\tau}$	[MPa]	Návrhové smykové napětí únosnosti nosných prvků
$F_{\xi n}$	[N]	Síla od nárazu působící na šroub
$f_u$	[Mpa]	Mez pevnosti spojované části v tahu

$F_{v,Rd}$	[N]	Návrhová smyková síla únosnosti jednoho šroubu
$F_{w,Ed}$	[kN]	Návrhová hodnota síly od nárazu působící na svar
$F_{w,Rd}$	[kN]	Návrhová únosnost svaru
$f_y$	[MPa]	Mez kluzu materiálu
$F_y$	[N]	Příčná síla na vodícím prvku
$f_{yb}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu šroubu
$F_{yj}$	[N]	Příčná síla v bodě dotyku kola $j$
$G_m$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost profilu na jednotku délky
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$i$	[m]	Vzdálenost bodu působení zatížení od hrany nosníku
$i_1$	[mm]	Vzdálenost zatížení od kola 1
$i_2$	[mm]	Vzdálenost zatížení od kola 2
$i_s$	[-]	Počet šroubů
$i_x$	[m]	Poloměr setrvačnosti k ose ohybu $x$
$I_x$	[mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti plného průřezu hlavního nosníku
$I_x$	[mm <sup>4</sup> ]	Skutečný moment setrvačnosti k ose ohybu $x$
$K_1$	[N]	Reakce kol kočky 1
$K_2$	[N]	Reakce kol kočky 2
$K_m$	[-]	Součinitel spektra zatížení
$k_{pu}$	[-]	Redukční faktor
$K_{VL1}$	[N]	Reakce 1 kočky bez zatížení břemenem
$K_{VL2}$	[N]	Reakce 2 kočky bez zatížení břemenem
$L_1$	[m]	Rozpětí jeřábu
$L_2$	[-]	Stav zatěžování mechanismu
$L_{1zul}$	[m]	Maximální dovolené rozpětí jeřábu pro konkrétní příčník
$l_{10}$	[m]	Minimální vzdálenost zatížení od břemene k příčníku
$l$	[mm]	Rozpětí mostu
$l_b$	[m]	Celková délka nádraží
$l_c$	[mm]	Délka konzoly
$l_k$	[m]	Délka kabelu
$l_p$	[m]	Rozvor příčníku
$l_w$	[m]	Délka kabelového vozíku
$L_w$	[mm]	Celková délka svarového spoje

$M_4$	[-]	Klasifikace mechanismu
$M_{b,Rd}$	[Nm]	Návrhový moment únosnosti nosníku při klopení
$M_{b,Rd}$	[Nm]	Výsledný moment únosnosti nosníku při klopení
$M_B$	[Nm]	Celkový ohybový moment v horizontálním směru
$M_B$	[Nm]	Maximální ohybový moment pro dolní krajní hodnota napětí
$M_e$	[Nm]	Ohybový moment způsobený bočními rázy
$M_{Ed}$	[Nm]	Návrhová hodnota ohybového momentu
$m_{Fmax}$	[kg]	Maximální požadovaná přepravní hmotnost
$m_{Fzul}$	[kg]	Dovolená přepravní hmotnost motoru
$M_g$	[Nm]	Moment způsobený vlastní hmotnosti nosníku
$m_{H07}$	[kg]	Hmotnost kabelu
$m_k$	[kg],	Vlastní hmotnost kočky
$M_k$	[Nm]	Momentu způsobený hmotností břemene
$m_{K11}$	[kg]	Hmotnost příčnicku LT-11, příruby a motoru
$m_{K14}$	[kg]	Hmotnost příčnicku LT-11, příruby a motoru
$m_{KR11}$	[kg]	Celková hmotnost jeřábu s příčnickem LT-11
$m_{KR14}$	[kg]	Celková hmotnost jeřábu s příčnickem LT-14
$M_{oF}$	[Nm]	Ohybový moment od setrvačné síly na kole kočky
$M_{omax1}$	[Nm]	Ohybový moment, kočka uprostřed nosníku, zatížení s břemenem
$M_{omax2}$	[Nm]	Ohybový moment, kočka nejbliže příčnicku, zatížení s břemenem
$M_{omax3}$	[Nm]	Ohybový moment, kočka uprostřed nosníku, zatížení bez břemene
$M_{omax4}$	[Nm]	Ohybový moment, kočka nejbliže příčnicku, zatížení bez břemene
$M_{oq}$	[Nm]	Ohybový moment způsobený vlastní hmotností při nárazu
$m_T$	[kg]	Hmotnost nosníku
$M_u$	[Nm]	Maximální ohybový moment pro horní krajní hodnota napětí
$M_y$	[Nm]	Moment vyvolaný silou od přičení
$m_Z$	[kg]	Hmotnost příslušenství
$Q$	[kg]	Hmotnost břemena
$Q2$	[-]	Stav zatěžování
$q_{KN}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Zatížení od setrvačných sil
$R_{Aj}$	[N]	Reakce $j$ od podpory A
$R_{Bj}$	[N]	Reakce $j$ od podpory B
$R_{KA1}$	[N]	Reakce A hlavního nosníku v horizontálním směru



$R_{KB1}$	[N]	Reakce B hlavního nosníku v horizontálním směru
$R_{Kj}$	[N]	Reakce kola $j$
$R_{max}$	[kN]	Maximální zatížení kola
$R_{max11}$	[kN]	Zatížení kola příčnicku LT-11
$R_{max14}$	[kN]	Zatížení kola příčnicku LT-14
$R_{zul}$	[kN]	Dovolené zatížení kola
$r$	[m]	Vzdálenost šroubu k těžišti
$S_3$	[-]	Parametr historie napětí dle zatřídění
$s$	[m]	Tloušťka stojiny nosníku
$s_c$	[mm]	Tloušťka stěny profilu
$S_d$	[-]	Pomocný součinitel
$S_{dd}$	[-]	Pomocný součinitel
$s_g$	[m]	Vůle vodicích prvků
$S_x$	[m <sup>3</sup> ]	Statický moment plochy poloviny průřezu
$T_4$	[-]	Třída využívání
$t$	[m]	Tloušťka pásnice nosníku
$t_m$	[m]	Tloušťka spojované části v kontaktu s částí šroubu bez závitů
$U_5$	[-]	Třída využívání
$v_j$	[m·min <sup>-1</sup> ]	Rychlost pojezdu
$w_b$	[m]	Rozvor
$W_{pl,y}$	[mm <sup>3</sup> ]	Plastický modul průřezu
$W_x$	[m <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose ohybu $x$
$W_y$	[m <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose ohybu $y$
$z$	[mm]	Odlehlost kola $K_1$ od podpory A
$z_{A2}$	[mm]	Vzdálenost 2. od reakce $R_A$
$z_{Aj}$	[mm]	Vzdálenost $j$ od reakce $R_A$
$z_{Bj}$	[mm]	Vzdálenost $j$ od reakce $R_B$
$z_k$	[-]	Počet kabelových vozíků
$z_{x1}$	[mm]	Místo nejvyššího ohybového momentu 1
$z_{x2}$	[mm]	Místo nejvyššího ohybového momentu 2
$\alpha$	[rad]	Úhel přičení
$\alpha_g$	[rad]	Část úhlu přičení vycházející z vůle dráhy
$\alpha_{LT}$	[-]	Součinitel imperfekce při klopení

$\alpha_t$	[rad]	Část úhlu příčeni vycházející od tolerance zákrytu kolejnice/kola
$\alpha_w$	[rad]	Část úhlu příčeni od opotřebení
$\beta$	[-]	Opravný součinitel pro křivky klopení válcovaných průřezů
$\beta_w$	[mm]	Korekční součinitel koutových svarů
$\gamma_2$	[-]	Součinitel bezpečnosti
$\gamma_{M1}$	[-]	Dílčí součinitel únosnosti průřezu při posuzování stability prutu
$\gamma_{M2}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti
$\gamma_{mf}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti
$\gamma_{p1}$	[-]	Součinitel zatížení od břemena
$\gamma_{p1}$	[-]	Součinitel bezpečnosti
$\gamma_{p2}$	[-]	Součinitel zatížení od vlastních hmotností
$\gamma_{p3}$	[-]	Součinitel bezpečnosti
$\gamma_{Rm}$	[-]	Součinitel spolehlivosti
$\gamma_{sbb}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti šroubového spoje
$\gamma_{sbs}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti šroubové spoje
$\lambda$	[-]	Součinitel pro výpočet koeficientů lokálního napětí
$\lambda_1$	[-]	Srovnávací štíhlost
$\lambda_{LT,0}$	[-]	Délka vodorovné části křivky klopení válcových průřezů
$\varepsilon$	[-]	Součinitel bočních rázů
$\mu_0$	[-]	Součinitel tření pro kola vyrobená z litiny
$\sigma_B$	[MPa]	Dolní krajní hodnota napětí
$\sigma_{Fj}$	[MPa]	Lokální ohybové napětí $j$
$\sigma_{sd,x}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí od vertikálního zatížení
$\sigma_{sd,y}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí od horizontálního zatížení
$\sigma_{sd,yc4}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí od horizontálního zatížení C4
$\sigma_{sd}$	[MPa]	Celkové návrhové napětí
$\sigma_{sd2}$	[MPa]	Celkové návrhové napětí pro kombinaci C4
$\sigma_U$	[MPa]	Horní krajní hodnota napětí
$\sigma_{U2}$	[MPa]	Horní krajní hodnota napětí 2
$\tau_{sd}$	[MPa]	Smykové napětí
$\phi_1$	[-]	Dynamický součinitel
$\phi_2$	[-]	Dynamický součinitel
$\phi_7$	[-]	Dynamický součinitel nárazu

---

$\phi_{LT}$	[-]	Hodnota pro výpočet součinitele klopení
$\chi_{LT}$	[-]	Součinitel klopení
$\Delta\sigma_C$	[MPa]	Charakteristická únavová pevnost
$\Delta\sigma_{Rd}$	[MPa]	Návrhový rozkmit napětí únosnosti
$\Delta\sigma$	[MPa]	Maximální rozkmit napětí

## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha I Model navrženého jeřábu  
Příloha II Model navrženého jeřábu – pohled 2

## VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

- A0-DP2022-FP-1/3 Výkres sestavy jednonosníkového mostového jeřábu  
A1-DP2022-FP-2/3 Svařovaná sestava mostu  
A4-DP2022-FP-3/3 Výkres součástí – výztuha



