



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

PORTÁLOVÝ JEŘÁB 80 T

PORTAL CRANE 80 T

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Marek Fric

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Marek Fric**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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

Portálový jeřáb 80 t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh kolejového portálového jeřábu pro manipulaci s kontejnery.

Nosnost: 80t

Cíle bakalářské práce:

Konstrukční návrh portálového jeřábu.
Funkční výpočet zdvihacího ústrojí.
Pevnostní kontrola nosné konstrukce jeřábu.
Částečná výkresová dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

FEYRER K.: Drahtseile, ed. Springer, Berlin, 2000, s. 468, ISBN-10: 3-540-67829-8, ISBN-13: 978-3-540-67829-8 .

HOFFMANN, K., KRENN, E., TANKER, G.: Fördertechnik 1, ed. Oldenbourg Industrieverla, 2005, s. 240, ISBN-10: 3-8356-3059-8, ISBN-13: 978-3-8356-3059-8.

JURÁŠEK, O.: Teorie nosných konstrukcí, skripta VUT v Brně, 1989.

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a doplň. vyd., SNTL Praha, 1975.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh rámu a výpočet zdvihového ústrojí portálového jeřábu pohybujícího se po kolejích na kontejnerových terminálech. Jedná se tedy o návrh hlavních nosných součástí jeřábu, včetně jejich pevnostní kontroly. Dále práce zahrnuje návrh a provedení funkčních výpočtů pro zdvihové ústrojí jeřábu a také výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

kolejový portálový jeřáb, nosná konstrukce, skříňový nosník, zdvihové ústrojí jeřábu, pohon zdvihového ústrojí jeřábu

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is the structural design of the frame and the calculation of the lifting gear of a gantry crane moving on rails on container terminals. Thus, it is the design of the main load-bearing components of the crane, including their strength control. Furthermore, the work includes the design and execution of functional calculations for the crane hoisting gear as well as drawing documentation.

KEYWORDS

rail gantry crane, supporting structure, box girder, crane hoisting gear, crane hoisting gear drive

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FRIC, Marek. *PORTÁLOVÝ JEŘÁB 80 T*. Online, bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2024. Vedoucí práce Přemysl Pokorný. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157487>



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysl Pokorný Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 24. května 2024

.....

Marek Fric

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za ochotu, rady a připomínky při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat mojí rodině a partnerce za podporu během celého mého studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Úvod do tématu portálových jeřábů	12
1.1 Kontejnerové terminály	12
1.1.1 Typy strojů pro manipulaci na kontejnerových terminálech	14
1.2 Popis jednotlivých částí portálového jeřábu na kolejích	17
2 Popis jeřábu.....	20
2.1 Informace o jeřábu	20
2.2 Určení počtu pracovních cyklů za rok	20
2.3 Použité materiály	20
3 Výpočet zatížení jeřábu.....	21
3.1.1 Účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu	21
3.1.2 Zdvihání volně ležícího břemena	21
3.1.3 Náhlé uvolnění části břemene zdvihu.....	22
3.1.4 Součinitel pro zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu.....	22
3.1.5 Součinitel zatížení způsobená zrychlením pohonů.....	22
3.1.6 Součinitel pro zatížení při zkouškách	23
3.2 Výpočet zatížení působící na jeřáb	23
3.2.1 Zatížení od vlastní hmotnosti jeřábu	23
3.2.2 Zatížení od hmotnosti břemene	23
3.2.3 Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene.....	24
3.2.4 Zatížení od zrychlení od pohonu zdvihu	24
3.3 Výpočet občasných zatížení.....	24
3.3.1 Zatížení větrem za provozu	24
3.3.2 Zatížení způsobená větrem mimo provoz.....	25
3.3.3 Zatížení sněhem a mrazem	26
3.3.4 Zatížení volně ležícího břemene.....	26
3.3.5 Zatížení při zkouškách.....	27
3.3.6 Zatížení způsobené nouzovým zastavením	27
3.4 Přehled zatížení a jejich součinitelů.....	29
3.5 Kombinace zatížení.....	30
4 Pevnostní kontrola konstrukce jeřábu	31
4.1 Rozměry konstrukce	31
4.2 Stanovení vnitřních sil působící na konstrukci jeřábu	31
4.3 Výpočet hlavního podélného nosníku.....	32
4.3.1 Charakteristiky průřezu nosníku.....	32
4.3.2 Ohybové napětí	33
4.3.3 Smykové napětí	34
4.3.4 Ověření bezpečnosti	34
4.4 Výpočet horního příčného nosníku.....	35
4.4.1 Charakteristiky průřezu nosníku.....	35
4.4.2 Ohybové napětí	36
4.4.3 Smykové napětí	37
4.4.4 Ověření bezpečnosti	37

4.5	Výpočet stojiny s kloubem	37
4.5.1	Charakteristiky průřezu nosníku	38
4.5.2	Ohybové napětí	38
4.5.3	Smykové napětí	39
4.5.4	Ověření bezpečnosti	40
4.6	Výpočet pevně uložené stojiny	40
4.6.1	Charakteristiky průřezu nosníku	41
4.6.2	Ohybové napětí	41
4.6.3	Smykové napětí	42
4.6.4	Ověření bezpečnosti	43
4.7	Výpočet podvozkového příčného nosníku	43
4.7.1	Charakteristiky průřezu nosníku	43
4.7.2	Ohybové napětí	44
4.7.3	Smykové napětí	45
4.7.4	Ověření bezpečnosti	45
5	Výpočet zdvihového ústrojí	46
5.1	Návrh lana	46
5.1.1	Silové zatížení v laně	47
5.1.2	Volba lana	48
5.2	Návrh vodící kladky	49
5.3	Návrh vyrovnávací kladky	50
5.4	Volba ložiska kladek	51
5.5	Návrh bubnu	52
5.6	Návrh čepu	54
5.7	Návrh bočnice	56
5.8	Konstrukční návrh uspořádání bočnic a čepu	57
5.9	Návrh pohonu zdvihu	58
5.9.1	Volba elektromotoru	58
5.9.2	Volba převodovky	59
5.9.3	Kontrola momentu rozběhu	60
5.9.4	Volba brzdy	62
	Závěr	63
	Použité informační zdroje	64
	Seznam použitých zkratk a symbolů	67
	Seznam příloh	74

Úvod

S rostoucí poptávkou po rozmanitém zboží se zvyšuje i nárok na logistiku. Hlavní roli v této oblasti hraje lodní doprava, která je klíčovým faktorem pro mezinárodní transport velkých objemů zboží. S tím souvisí také proces nakládky a vykládky zboží v přístavech, který je nezbytný pro efektivní a rychlou manipulaci s nákladem. Nejčastěji v přístavech nalezneme jeřáby, nakladače a vozíky, které tento proces vykonávají.

Tato práce se zabývá návrhem konstrukce a zdvihového ústrojí portálového jeřábu, následnou pevnostní kontrolou a částečnou výkresovou dokumentací.

1 ÚVOD DO TÉMATU PORTÁLOVÝCH JEŘÁBŮ

Portálový jeřáb se využívá nejčastěji v přístavech, průmyslu a stavebnictví, kde se používá pro manipulaci s těžkými břemeny, jako jsou kontejnery viz. Obr. 1. Díky jejich velkému využití existují různé konstrukční varianty a specifikace, které jsou přizpůsobené konkrétním potřebám pro jednotlivá průmyslová odvětví. Jedná se o klíčový faktor pro plynulý chod provozu v přístavech, jsou nezbytné pro nakládání a vykládání kontejnerů z lodí na pozemní dopravu a naopak. [2]

DEFINICE PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU

Jeřáb schopný pojezdu na kolech po kolejnicích, jeřábových drahách nebo po ploše jízdní dráhy nebo jeřáb bez kol namontovaný v pevné poloze, který má nejméně jeden přednostně vodorovný nosník podepřený nejméně jednou nohou a je vybavený nejméně jedním zdvihovým mechanismem. [1]



Obr. 1 Portálový jeřáb [4]

1.1 KONTEJNEROVÉ TERMINÁLY

Kontejnerové terminály plní klíčovou roli v intermodální přepravě zboží neboli distribuování kontejnerů pomocí silniční, železniční a námořní dopravy i za pomoci menších vnitrozemských lodí. Při vykládce kontejnerů dochází k uskladnění a třídění, aby bylo zboží dopraveno včas na určené místo. K tomu se využívají specializovaná zařízení, jako jsou jeřáby, vysokozdvizné vozíky a jiná manipulační technika. Díky vývoji kontejnerových lodí, které v dnešní době dosahují kapacity až 21 000 TEU, se musí terminály neustále zvětšovat, aby byli schopné takový náklad uskladnit. Manipulace s takto velkými loděmi je obtížná i pro

množství personálu, proto je snaha o co nejrychlejší plně automatizované kontejnerové terminály. [2]

Kontejnerové terminály se dají rozdělit na několik funkčně odlišných ploch, které mají využití pro specifické účely: skladování, překládání a pro přepravní operace. Základní rozdělení je charakterizováno následovně [2]:

- nábrežní hrana pro kotvení kontejnerových lodí,
- plocha pro přepravu kontejnerů uvnitř terminálu,
 - přepravní plocha mezi nábrežní hranou a skladovací plochou,
 - přepravní plocha mezi skladovací plochou a plochou pro přepravu kontejnerů do vnitrozemí,
- skladovací plocha pro uskladnění kontejnerů,
- plocha pro přemístění kontejnerů do vnitrozemí.



Obr. 2 Kontejnerový terminál v Rotterdamu [5]

Na každém terminálu se používají rozličná zařízení, které se využívají na překládku, přepravu a stohování kontejnerů. Použití těchto strojů závisí na velikosti, kapacitě terminálu a taktéž na limitujících geografických podmínkách. Technická zařízení sloužící pro úkony související s překládkou jsou jeřáby, tyto stoje se používají pro nakládku a vykládku na nábrežní hraně, a také pro manipulaci na uskladňovací ploše, která slouží pro stohování kontejnerů a obsluhu vlaků. Mezi další technická zařízení sloužící k manipulaci kontejnerů na terminálové ploše, patří tzv. nosiče. Do této kategorie řadíme vozidla pro přepravu kontejnerů, automaticky vedená vozidla (AGV), obkročná vozidla nebo automatická obkročná vozidla (ALV). [3]

1.1.1 TYPY STROJŮ PRO MANIPULACI NA KONTEJNEROVÝCH TERMINÁLECH

- **NÁBŘEŽNÍ JEŘÁB (QC)** je speciálním druhem jeřábu, který se využívá pro manipulaci s nákladem při nakládání a vykládání lodí v přístavech. Tento typ jeřábu je umístěn na nábrežní hraně a má vysokou nosnost, díky čemuž může manipulovat s velkými náklady, jako jsou kontejnery. Nábrežní jeřáby jsou obvykle vybaveny portálovou konstrukcí, která umožňuje pohyb jeřábu po kolejových drahách. Nábrežní jeřáby se dělí do několika kategorií, jedním z možných kritérií pro rozdělení je možnost klasifikace lodí podle jejich velikosti. [3]
 - jeřáby typu „Panamax“ schopné překládky lodí disponujícími 11-13 řadami kontejnerů na šířku, dosah ramene je 30-40 m,
 - jeřáby typu „Post Panamax“ schopné překládky lodí disponujícími 17-19 řadami kontejnerů na šířku, dosah ramene je 45-55 m,
 - jeřáby typu „Super-Post Panamax“ schopné překládky lodí disponujícími 21-23 řadami kontejnerů na šířku, dosah ramene je 60-65 m.

Tyto jeřáby mohou být dále rozlišeny dle mechanizace ramena:

- vysoko profilové se sklápěcím ramenem nad vodní plochou umožňující zakotvení lodi,
- nízko profilové s ramenem, jež je možno zasunout či vysunout nad palubu lodi [3]



Obrázek 3 Nábrežní jeřáb [6]

- **AUTOMATIZOVANÁ OBKROČNÁ VOZIDLA (ALV)** jsou speciální typy vozidel používaných v přístavech pro manipulaci s kontejnery. Jsou to autonomní vozidla, která se pohybují po nábreží a umožňují rychlou a efektivní překládku kontejnerů mezi nábrežím a skladovacími plochami. ALV jsou součástí automatizovaných systémů v přístavech, které zahrnují také automaticky vedená vozidla (AGV) a další technologie. Tyto systémy jsou navrženy tak, aby minimalizovaly lidskou interakci a zvýšily efektivitu a bezpečnost překládky kontejnerů. [3] [7]



Obr. 4 AVL [8]

- AUTOMATICKY VEDENÁ VOZIDLA (AGV)** jsou součástí dopravního systému s automatickým řízením, který je určený k přepravě materiálů, ale ne lidí. AGV se skládají z jednoho nebo více přepravních vozidel bez řidiče, navádění, zařízení pro určování polohy, detekce polohy a přenosu dat, jakož i infrastruktury a periferních zařízení. AGV mohou být řízeny pomocí systému vodičového vedení nebo laserových signálů. Využití AGV může být velmi pohodlné za účelem propojení vzdálených míst přiměřenou rychlostí a bez lidského zásahu. [3] [7]



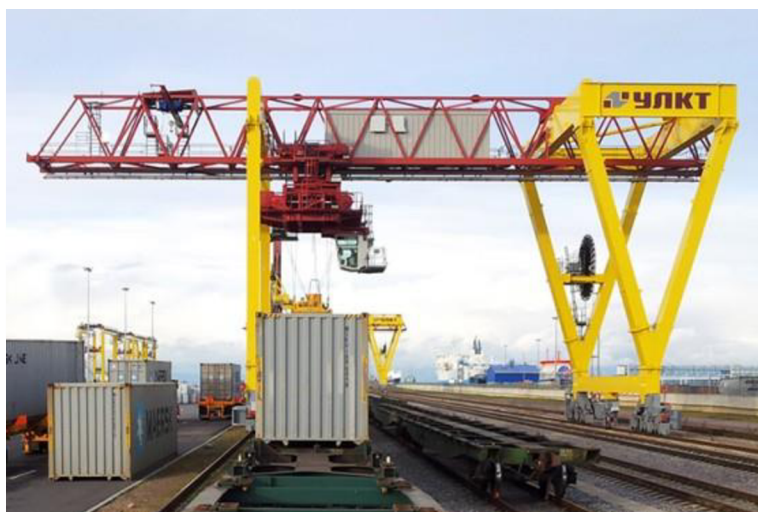
Obr. 5 AGV [9]

- **PORTÁLOVÝ JEŘÁB S PNEUMATIKAMI (RTG)** je typ kontejnerového jeřábu, který se používá k uskladnění kontejnerů v kontejnerových terminálech. Je také znám jako portový nebo portálový jeřáb s pneumatikami. RTG je navržen tak, aby se rychle a efektivně pohyboval po kontejnerovém terminálu a dokázal zvedat kontejnery o váze až 40 tun. Je umístěn na podvozku s pneumatikami, což mu umožňuje pohybovat se po terminálu bez nutnosti vlastního kolejového systému. RTG je flexibilní a univerzální zařízení, které se používá v mnoha kontejnerových terminálech po celém světě. [10]



Obr. 6 RTG [11]

- **PORTÁLOVÝ JEŘÁB NA KOLEJNICI (RMG)** je typ kontejnerového jeřábu, který se používá k uskladnění kontejnerů v kontejnerových terminálech. RMG je zkratka pro "Rail Mounted Gantry Crane". RMG je navržen tak, aby se pohyboval po kolejovém systému a dokázal zvedat kontejnery o váze až 60 tun. RMG je vybaven automatickým operačním systémem, který zvyšuje výrobní kapacitu a umožňuje rychlou, bezpečnou a automatizovanou manipulaci s kontejnery. [12] [13]

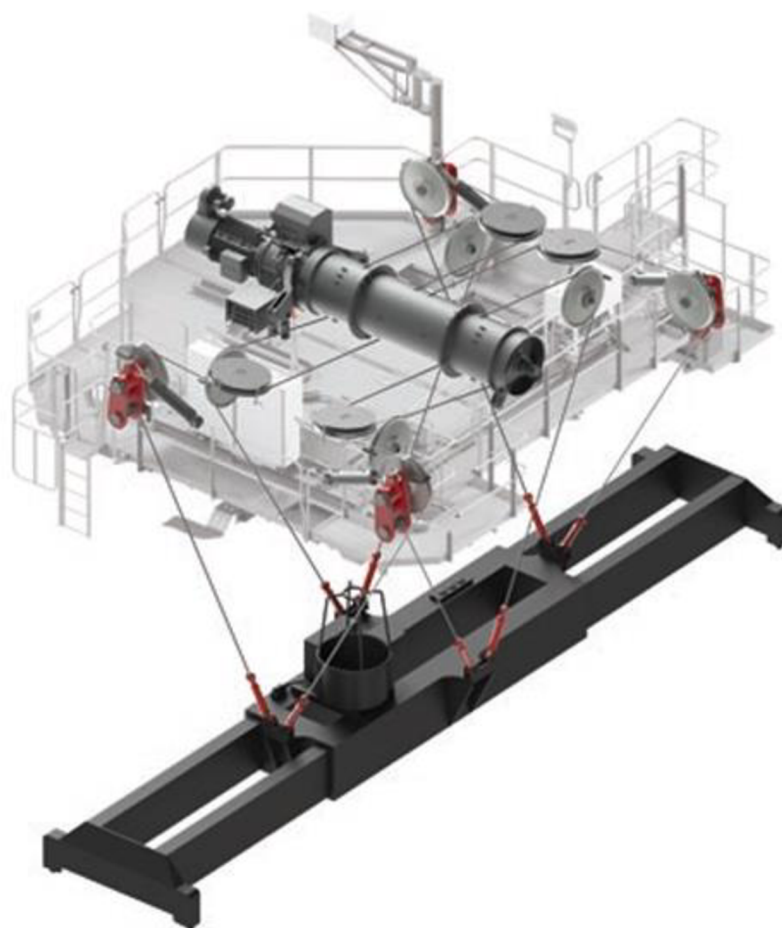


Obr. 7 RMG [13]

1.2 POPIS JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU NA KOLEJÍCH

Základní části portálového jeřábu na kolejích jsou ocelová konstrukce, zdvihací ústrojí s tím spojený spreader a pojezdový mechanismus.

- **OCELOVÁ KONSTRUKCE** obvykle se nosná konstrukce skládá z horního rámu, který tvoří dva podélné a dva příčné nosníky. Dále se skládá z dvou podélných podvozkových nosníků a čtyř nosníků, které spojují podvozek a horní rám.
- **ZDVIHOVÉ ÚSTROJÍ** slouží k přemísťování břemen ve svislém a vodorovném směru v prostoru vymezeném pohyby jeřábu (zdvihem, pojezdem a otočením). Zdvihací mechanismus se skládá z kladek, mezi kterými je nataženo lano, nebo z elektrického kladkostroje s lanem, který je základní součástí jeřábu. Ve spojení s kladkostrojem tvoří zdvihací mechanismus. Kromě kladkostroje se zdvihací mechanismus skládá také z elektromotoru, spojky, brzdy a převodovky. [13]



Obr. 8 Zdvihové ústrojí [14]

- **SPREADER** jsou to zařízení používaná pro manipulaci s nákladem. Tyto zařízení jsou navržena tak, aby rozložila zatížení a umožnila jeho bezpečné zvedání a přepravu. Uchopení probíhá pomocí otočných zámků, které jsou umístěny v rozích spreaderu, které zapadnou do otvorů v rozích kontejneru. Spreadery jsou k dispozici v různých velikostech a konstrukcích. Poháněné jsou elektricky anebo hydraulicky. [15] [16]

- **SINGLE-LIFT** je typ spreaderu, který je určen pro jednotlivou manipulaci s kontejnery, všech normalizovaných velikostí. Jedná se o výchozí přístroj, z kterého se postupem času začali odvíjet další druhy spreaderů. V dnešní době se tyto spreadery používají méně, protože nejsou dostatečně efektivní. [15]



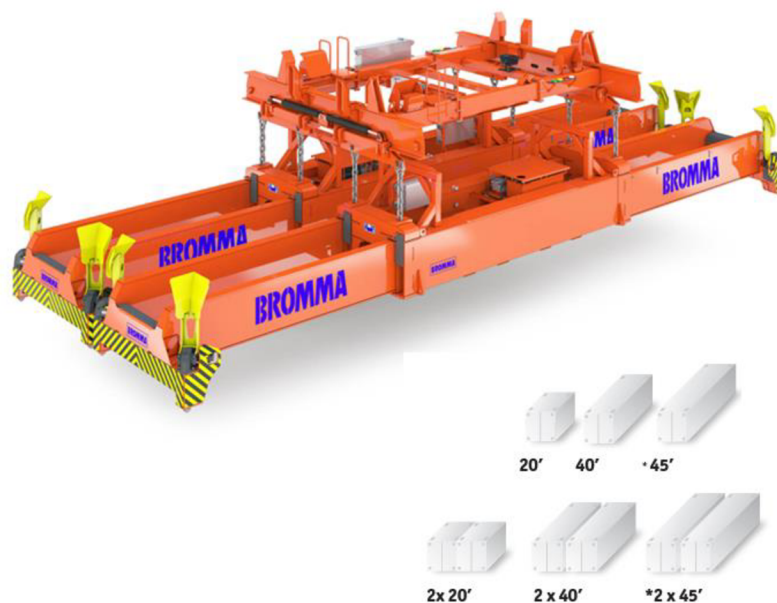
Obr. 9 Single-Lift spreader [15]

- **TWIN-LIFT** je konstruován pro zvedání dvou krátkých kontejnerů za sebou, ale zároveň může fungovat jako Single-Lift pro zdvih jednoho kontejneru o libovolné délce. Díky této konstrukci se snižuje doba manipulace s nákladem a tím roste efektivita práce. Tyto spreadery jsou nejčastěji používány s portálovými jeřáby, ale mohou být nainstalovány i na nákladní automobily nebo jiné typy jeřábů. [15]



Obr. 10 Twin-Lift spreader [15]

- **TANDEM** má nejvíce multifunkční využití, jelikož se jedná o spojení dvou Twin-Liftů vedle sebe. Tato konstrukce umožňuje manipulaci s kontejnery různě kombinovat, například dva dlouhé kontejnery vedle sebe, nebo dvě řady dvou krátkých kontejnerů za sebou celkem čtyři kontejnery. [15]



Obr. 11 Tandem spreader [15]

- Pojezdový mechanismus** podvozek vozidla se obvykle skládá z osmi polonáprav, které jsou umístěny pod dvěma podélnými podvozkovými nosníky. Pohon pojezdu bývá realizován pomocí asynchronních motorů umístěných přímo v nábojích kol, přičemž většinou čtyři z osmi kol bývají poháněny. Natočení kol i s polonápravami obvykle zajišťuje hydraulický systém doplněný mechanickým systémem pro případ selhání hydrauliky. [17]



Obr. 12 Pojezdový mechanismus [17]

2 POPIS JEŘÁBU

2.1 INFORMACE O JEŘÁBU

Informace o parametrech portálového jeřábu byly nepřímo zadány vedoucím práce, spreader musí být schopný manipulace s jedním 40 stop dlouhým kontejnerem, či dvěma 20 stop dlouhými kontejnery. Rovněž bylo zadáno, že pod portálem bude dostatečná skladovací kapacita pro blok, složený z 5 horizontálně a 5 vertikálně umístěných kontejnerů. Jeřáb se bude pohybovat po kolejnicích ve třisměnném provozu a bude mít nosnost 80 000 kg.

Tab. 1 Parametry jeřábu [18] [19]

Parametr y	Jmenovitá nosnost	Předběžná Hmotnost	Rychlost pojezdu kočky	Rychlost zdvihu	Rychlost pojezdu jeřábu
Hodnoty jeřábu	80 000 kg	150 000 kg	70 m/min	15 m/min	150 m/min

2.2 URČENÍ POČTU PRACOVNÍCH CYKLŮ ZA ROK

Počet cyklu za rok byl navržen pro práci v třisměnném provozu na přístavním terminálu, což znamená, že jeřáb bude pracovat skoro nepřetržitě. Pro přesnější určení počtu pracovních cyklu použijeme data od renomovaných výrobců těchto jeřábů.

$$C = 4\,000\,000$$

2.3 POUŽITÉ MATERIÁLY

Konstrukce byla navržena s využitím svařovaných nosníků skříňového typu, což umožnilo dosažení potřebných rozměrů konstrukce za nižší náklady. Proto bylo klíčové, aby materiál měl zaručenou svařitelnost a byl dostupný v požadovaných rozměrech. Vhodným materiálem pro skříňové nosníky jsou za tepla válcované konstrukční oceli. Pro jeřábové konstrukce je vhodná ocel typu S 275, která splňuje požadavky na svařitelnost a dostatečnou pevnost. [22]

Tab. 2 Jmenovité hodnoty meze kluzu a meze pevnosti [26]

Ocel	Norma	Tloušťka t [mm]	Jmenovitá pevnost	
			F_y	F_u
			mez kluzu	mez pevnosti
			N/mm ²	N/mm ²
S275	EN 10025-2	t ≤ 16	275	430
		16 ≤ t ≤ 40	265	
		40 ≤ t ≤ 63	255	

3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ JEŘÁBU

Výpočet účinků zatížení a jejich součinitelů se používá k určení namáhání jednotlivých částí jeřábů. Tato data jsou potřebná pro následné navržení těchto součástí.

3.1 VÝPOČET SOUČINITELŮ ZATÍŽENÍ

Veškeré výpočty provedené v této kapitole jsou počítány podle [21] se speciálními úpravami pro portálové jeřáby. [1]

3.1.1 ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Během zvedání nebo spouštění břemena se jeřáb setkává s účinky vyvolanými kmitáním. Kmitání se přepočítá na zatížení vynásobením gravitační síly působící na hmotnost jeřábu a součinitelem ϕ_1 . [21]

$$\phi_1 = 1 + \delta \quad (1)$$

$$\phi_1 = 1 + 0,1$$

$$\phi_1 = 1,1$$

Kde:

$$\delta \quad [-] \quad \text{zvoleno dle [1]}$$

3.1.2 ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA

Na jeřáb při zdvihání volně ležícího břemene mají vliv dynamické účinky, které vznikají při zdvihu břemene ze země. Tyto účinky se vypočítají vynásobením součinitelem ϕ_2 a gravitační síly působící na hmotnost jeřábu. [21]

VÝPOČET ϕ_2 [1]:

$$\phi_2 = \phi_{2,min} + \beta_2 \cdot V_h \quad (2)$$

$$\phi_2 = 1,05 + 0,68 \cdot 0$$

$$\phi_2 = 1,05$$

Kde:

$$\beta_2 \quad [s/m] \quad \text{součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu HC4 ... 0,68}$$

$$V_h \quad [m/s] \quad \text{charakteristická zdvihová rychlost břemene (pro ϕ_2 a ϕ_{2C} je rozdílná)}$$

$$\phi_{2,min} \quad [-] \quad \text{minimální velikost ϕ_2 a ϕ_{2C} }$$

VÝPOČET ϕ_{2C} [1]:

$$\phi_2 = \phi_{2,min} + \beta_2 \cdot V_{h,max} \quad (3)$$

$$\phi_{2C} = 1,05 + 0,68 \cdot 0,666$$

$$\phi_{2C} = 1,5$$

3.1.3 NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENE ZDVIHU

Náhlé uvolnění břemene není typické pro tyto typy jeřábů, avšak může nastat. Například v případě poškození spreaderu nebo jiné části zdvihového zatížení. Je důležité toto zohlednit při výpočtu, a to vynásobením hmotnosti zdvihnutého břemene součinitelem ϕ_3 . [1]

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_H}{m_H} \cdot (1 + \beta_3) \quad (4)$$

$$\phi_3 = 1 - \frac{80\,000}{91\,000} \cdot (1 + 1)$$

$$\phi_3 = -0,76$$

Kde:

Δm_H [kg] uvolněná část břemene

m_H [kg] hmotnost břemene zdvihu

β_3 [-] součinitel pro jeřáby s rychlým uvolněním břemene $\beta_3 = 1$ [1]

3.1.4 SOUČINITEL PRO ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

Pro jeřáby pojíždějící po svařovaných kolejkách s opracovanými styky [1]:

$$\phi_4 = 1$$

3.1.5 SOUČINITEL ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONŮ

Pro pohony bez rázů při zpětném chodu nebo pro případy, kde rázy při zpětném chodu nevyvolávají dynamické síly a kde jsou pozvolné změny sil $1 < \phi_5 < 1,5$. [1]

$$\phi_5 = 1,3$$

3.1.6 SOUČINITEL PRO ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH**PŘI DYNAMICKÉ ZKOUŠCE**

- Zkušební břemeno musí být nejméně 110 % maximálního břemena zdvihu [1]

$$\phi_{6,dyn} = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) \quad (5)$$

$$\phi_{6,dyn} = 0,5 \cdot (1 + 1,05)$$

$$\phi_{6,dyn} = 1,025$$

PŘI STATICKÉ ZKOUŠCE

- Zkušební břemeno musí být nejméně 125 % maximálního břemena zdvihu [1]

$$\phi_{6,stat} = 1 \quad (6)$$

3.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA JEŘÁB

Výpočet různých typů zatížení, které budeme potřebovat k určení jejich kombinací a následnému vyhodnocení. Budeme postupovat podle. [21]

3.2.1 ZATÍŽENÍ OD VLASTNÍ HMOTNOSTI JEŘÁBU

$$Q_1 = m_j \cdot g \quad (7)$$

$$Q_1 = 150\,000 \cdot 9,81$$

$$Q_1 = 1\,471\,500\, N$$

Kde:

m_j [kg] hmotnost jeřábu

g [m/s^2] gravitační zrychlení

3.2.2 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI BŘEMENE

$$Q_2 = m_b \cdot g \quad (8)$$

$$Q_2 = 80\,000 \cdot 9,81$$

$$Q_2 = 784\,800\, N$$

Kde:

m_b [kg] hmotnost břemene zdvihu

3.2.3 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU A BŘEMENE

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 \quad (9)$$

$$Q_3 = 1\,471\,500 + 784\,800$$

$$Q_3 = 2\,256\,300 \text{ N}$$

3.2.4 ZATÍŽENÍ OD ZRYCHLENÍ OD POHONU ZDVIHU

$$Q_4 = ((m_j + m_{sb}) \cdot g) \cdot a \quad (10)$$

$$Q_4 = ((150\,000 + 11\,000) \cdot 9,81) \cdot 0,3$$

$$Q_4 = 473\,823 \text{ N}$$

Kde:

m_{sb} [kg] hmotnost stálého břemene (spreader, kladnice)

3.3 VÝPOČET OBČASNÝCH ZATÍŽENÍ

Občasná zatížení zahrnují především zatížení větrem, sněhem a námrazou.

3.3.1 ZATÍŽENÍ VĚTREM ZA PROVOZU

Uvažujeme vítr, který vane vodorovně se stejnou rychlostí ve všech výškách.

ÚČINKY VĚTRU ÚROVNĚ W1, PRO VÝPOČET KONSTRUKCE JEŘÁBU:

$$Q_{5w1} = q(3) \cdot c_a \cdot S \quad (11)$$

$$Q_{5w1} = 250 \cdot (2 \cdot 87,5 + 2,1 \cdot 31,6 + 1,8 \cdot 25)$$

$$Q_{5w1} = 71\,590 \text{ N}$$

ÚČINKY VĚTRU ÚROVNĚ W2, PRO VÝPOČET ROZJEZDOVÝCH SIL:

$$Q_{5w2} = \varepsilon_s \cdot q(3) \cdot c_a \cdot S \quad (12)$$

$$Q_{5w2} = 0,7 \cdot 250 \cdot (2 \cdot 87,5 + 2,1 \cdot 31,6 + 1,8 \cdot 25)$$

$$Q_{5w2} = 50\,113 \text{ N}$$

Tab. 3 Aerodynamické součinitele a plochy, na které působí vítr

	Aerodynamický součinitel c_a [-]	Plocha S [m^2]
Plocha jeřábu	2	87,5
Plocha břemene	2,1	31,6
Ostatní plochy	1,8	25

Kde:

S	$[m^2]$	Plocha, na kterou působí vítr
c_a	$[-]$	Aerodynamický součinitel [21]
$q(3)$	$[Pa]$	tlak větru, při stupni větru 2 (obvyklí) [21]
ε_s	$[-]$	Součinitel větru úrovně W2

3.3.2 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM MIMO PROVOZ

$$Q_6 = Q_{6pj} + Q_{6pp} \quad (13)$$

$$Q_6 = 125\,102 + 32\,169$$

$$Q_6 = 157\,271\,N$$

$$Q_{6pj} = q(z) \cdot c_a \cdot S \quad (14)$$

$$Q_{6pj} = 714,87 \cdot 2 \cdot 87,5$$

$$Q_{6pj} = 125\,102\,N$$

$$Q_{6pp} = q(z) \cdot c_a \cdot S \quad (15)$$

$$Q_{6pp} = 714,87 \cdot 1,8 \cdot 25$$

$$Q_{6pp} = 32\,169\,N$$

Kde:

$q(z)$ $[Pa]$ Ekvivalentní statický tlak větru

$$q(z) = 0,5 \cdot \rho_v \cdot v(z)^2 \quad (16)$$

$$q(z) = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 33,82^2$$

$$q(z) = 714,87\,Pa$$

Kde:

ρ_v $[kg/m^3]$ Hustota vzduchu [21]

$v(z)$ $[m/s]$ Ekvivalentní statická rychlost větru mimo provoz

$$v(z) = f_{rec} \cdot \left(\left(\frac{z}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right) \cdot v_{ref} \quad (17)$$

$$v(z) = 0,9463 \cdot \left(\left(\frac{18,4}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right) \cdot 24$$

$$v(z) = 33,82 \text{ m/s}$$

Kde:

f_{rec}	[-]	Součinitel závislý na době návratu R. Volím R=25 [21]
z	[m]	Výška nad úrovní terénu
v_{ref}	[m/s]	Referenční rychlost bouřlivého větru. Volím region B [21]

3.3.3 ZATÍŽENÍ SNĚHEM A MRAZEM

Předpokládáme zvětšení plochy vystavené větru o 15 %.

$$Q_7 = Q_{7pj} + Q_{7op} \quad (18)$$

$$Q_7 = 143\,832 + 36\,995$$

$$Q_7 = 180\,827 \text{ N}$$

$$Q_{7pj} = q(z) \cdot c \cdot S_{pj} \quad (19)$$

$$Q_{7pj} = 714,87 \cdot 2 \cdot 100,6$$

$$Q_{7pj} = 143\,832 \text{ N}$$

$$Q_{7op} = q(z) \cdot c \cdot S_{op} \quad (20)$$

$$Q_{7op} = 714,87 \cdot 2 \cdot 28,75$$

$$Q_{7op} = 36\,995 \text{ N}$$

3.3.4 ZATÍŽENÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE

$$Q_2 = m_b \cdot g \quad (21)$$

$$Q_2 = 80\,000 \cdot 9,81$$

$$Q_2 = 784\,800 \text{ N}$$

3.3.5 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH**PŘI DYNAMICKÉ ZKOUŠCE**

$$Q_{9,dyn} = m_{zk,dyn} \cdot g \cdot \phi_{6,dyn} \quad (22)$$

$$Q_{9,dyn} = 88\,000 \cdot 9,81 \cdot 1,025$$

$$Q_{9,dyn} = 884\,862 \text{ N}$$

Kde:

$m_{zk,dyn}$ [kg] hmotnost zkušebního břemene při dynamické zkoušce, odpovídá 110% hmotnosti břemene [21]

PŘI STATICKÉ ZKOUŠCE

$$Q_{9,stat} = m_{zk,stat} \cdot g \cdot \phi_{6,stat} \quad (23)$$

$$Q_{9,stat} = 100\,000 \cdot 9,81 \cdot 1$$

$$Q_{9,stat} = 981\,000 \text{ N}$$

Kde:

$m_{zk,stat}$ [kg] hmotnost zkušebního břemene při statické zkoušce, odpovídá 125% hmotnosti břemene [21]

3.3.6 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ NOUZOVÝM ZASTAVENÍM

$$Q_{10} = m_c \cdot a_{bmax} \quad (24)$$

$$Q_{10} = 230\,000 \cdot 0,981$$

$$Q_{10} = 225\,630 \text{ N}$$

Kde:

m_c [kg] Celková hmotnost jeřábu (jeřáb i s kontejnerem)

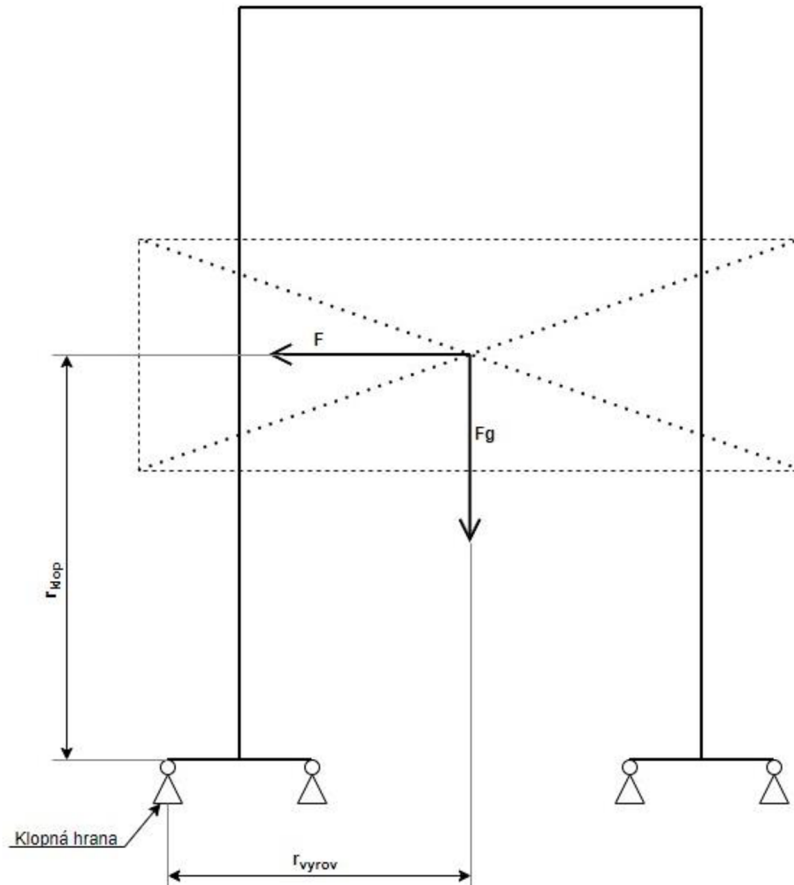
a_{bmax} [m/s²] Maximální zrychlení při brzdění

$$a_{bmax} = \frac{f \cdot m_c \cdot g}{m_c} \quad (25)$$

$$a_{bmax} = \frac{0,1 \cdot 230\,000 \cdot 9,81}{230\,000}$$

$$a_{bmax} = 0,981 \text{ m/s}^2$$

Je důležité ověřit, zda při daném zrychlení během brzdění nedojde k překlopení jeřábu. Při pohybu s břemenem by mělo být břemeno v co nejnižší dovolené poloze, kvůli nejmenšímu možnému klopnému momentu. Existuje také možnost, že během přejezdu bude kontejner umístěn ve vyšší poloze. Kromě toho bude pravděpodobně těžiště kontejneru posunuto z přesného středu.



Obr. 13 Schéma pro brzdění

podmínka:

$$M_{vyrov} > M_{klop} \quad (26)$$

$$19\,178\,550 > 2\,053\,233$$

$$M_{vyrov} = F_g \cdot r_{vyrov} = m_c \cdot g \cdot r_{vyrov} \quad (27)$$

$$M_{vyrov} = 230\,000 \cdot 9,81 \cdot 8,5$$

$$M_{vyrov} = 19\,178\,550 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{klop} = F_g \cdot r_{klop} = m_c \cdot a_b \cdot r_{klop} \quad (28)$$

$$M_{klop} = 230\,000 \cdot 0,981 \cdot 9,1$$

$$M_{klop} = 2\,053\,233 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

M_{vyrov} [N · m] Vyrovňovací moment

M_{klop} [N · m] Klopný moment

F_g [N] Tíhová síla

r_{vyrov} [m] Rameno vyrovňovacího momentu

r_{klop} [m] Rameno klopného momentu

Z výpočtu vyplývá že se jeřáb při nouzovém brzdění nepřeklopí.

3.4 PŘEHLED ZATÍŽENÍ A JEJICH SOUČINITELŮ

Tab. 4 Přehled součinitelů

Součinitel	Označení	[-]
Obsahující gravitační účinky působící na jeřáb	ϕ_1	1,1
Obsahující účinky zdvihání volně ležícího břemene	ϕ_2	1,05
	ϕ_{2c}	1,22
Náhlého uvolnění části břemene zdvihu	ϕ_3	-0,76
Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu	ϕ_4	1
Zatížení způsobená zrychlením pohonů	ϕ_5	1,3
Zatížení při dynamických zkouškách	$\phi_{6,dyn}$	1,025
Zatížení při statických zkouškách	$\phi_{6,stat}$	1

Tab. 2 Přehled zatížení

Druh zatížení	Označení	[N]
Zatížení od vlastní hmotnosti jeřábu	Q_1	1 471 500
Zatížení od hmotnosti břemene	Q_2	784 800
Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene	Q_3	2 256 300
Zatížení od zrychlení od pohonu zdvihu	Q_4	473 823
Zatížení způsobená větrem za provozu	Q_{5W1}	71 590
	Q_{5W2}	50 113
Zatížení způsobená větrem mimo provoz	Q_6	157 271
Zatížení způsobená sněhem a námrazou	Q_7	180 827
Zatížení způsobená zdviháním ležícího břemene	Q_8	784 800
Zatížení při dynamických zkouškách	$Q_{9, dyn}$	884 862
Zatížení při statických zkouškách	$Q_{9, stat}$	981 000
Zatížení způsobená nouzovým zastavením	Q_{10}	225 630

3.5 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

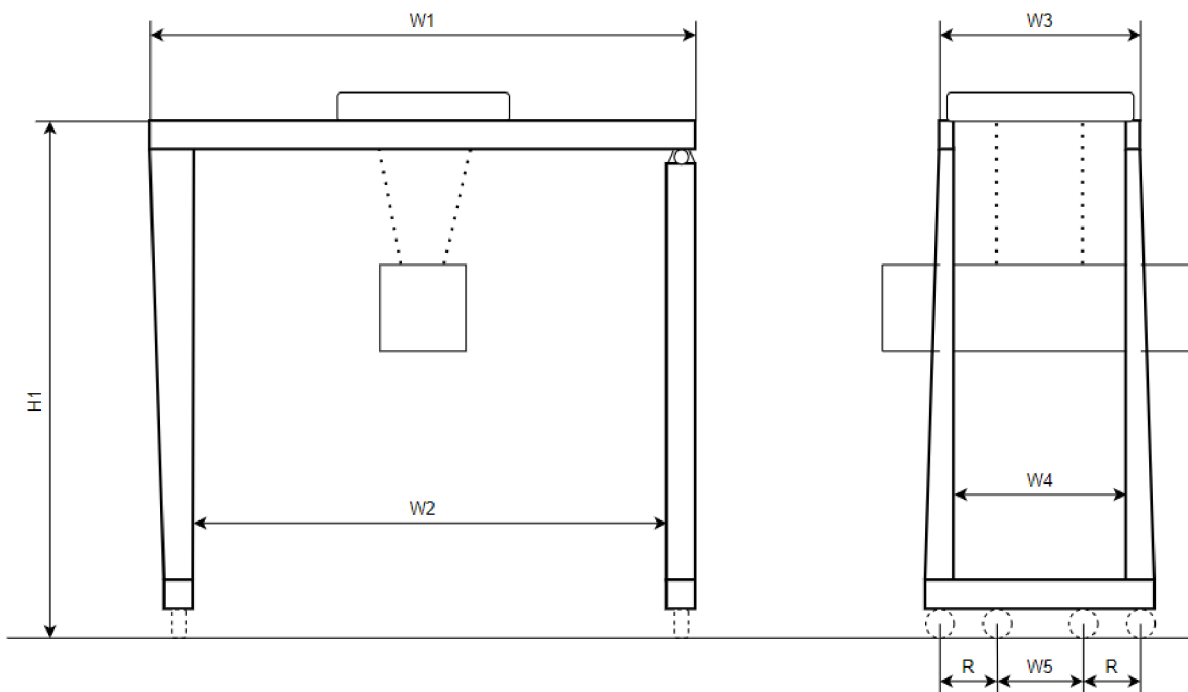
V rámci metody mezních stavů je nutné každý účinek zatížení vynásobit příslušnými dílčími součiniteli bezpečnosti a poté provést superpozici podle předepsaných kombinací zatížení. Teprve poté lze tyto vypočítané hodnoty použít k ověření způsobilosti konstrukce. Kombinace zatížení A obsahují pravidelná zatížení běžného provozu, kombinace zatížení B zahrnují pravidelná zatížení spojená s občasnými zátěžemi a kombinace zatížení C zahrnují vybraná pravidelná zatížení kombinovaná s občasnými a mimořádnými zátěžemi. [21]

Tabulka se zatíženími, kombinací zatížení a dílčími součiniteli bezpečnosti je umístěna v příloze 1.

Z této tabulky vyplývá, že největší zatížení nastane při kombinaci A1. Přestože kombinace B zahrnují pravidelná zatížení spojená s občasnými vlivy větru, tak jsou zatížení menší, a to kvůli nižšímu součiniteli bezpečnosti.

4 PEVNOSTNÍ KONTROLA KONSTRUKCE JEŘÁBU

4.1 ROZMĚRY KONSTRUKCE



Obr. 14 Rozměry konstrukce

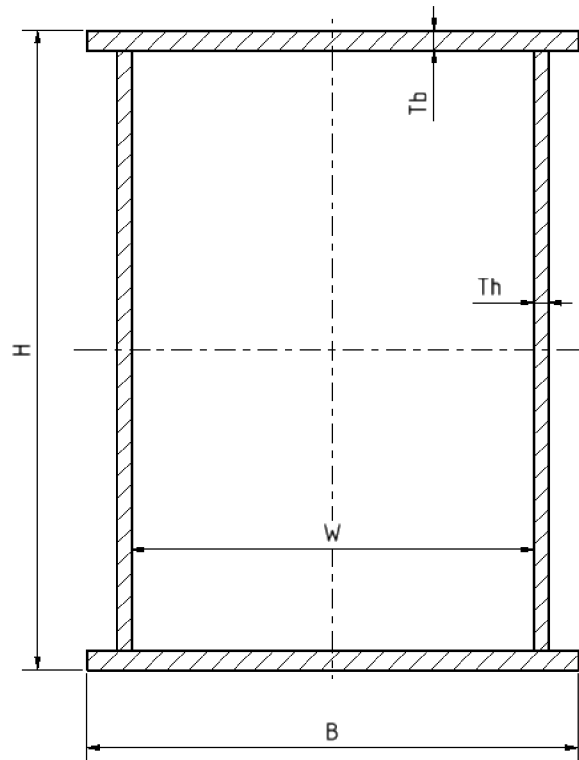
Tab. 3 Rozměry konstrukce

H1 [mm]	W1 [mm]	W2 [mm]	W3 [mm]	W4 [mm]	W5 [mm]	R [mm]
24 220	19 000	16 800	8 260	6 260	5 000	2 180

4.2 STANOVENÍ VNITŘNÍCH SIL PŮSOBÍCÍ NA KONSTRUKCI JEŘÁBU

Pevnostní kontrola byla realizována v softwarech Apex a SCIA Engineer 22.1 a to formou prutové konstrukce, která se následně zatížila vypočítaným zatížením a jejich kombinací. Poté bylo provedeno několik simulací. Výsledky těchto simulací jsme následně využili k výpočtu namáhání jednotlivých nosníků.

4.3 VÝPOČET HLAVNÍHO PODÉLNÉHO NOSNÍKU



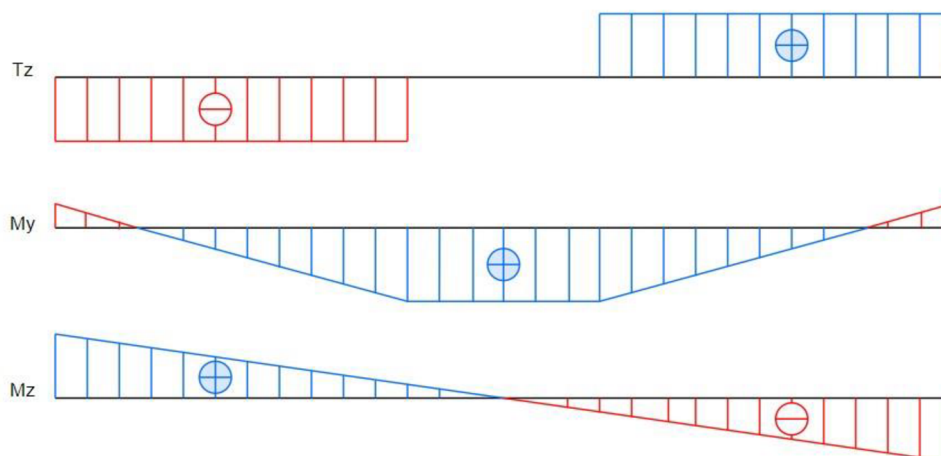
Obr. 15 Řez skříňovým nosníkem

ROZMĚRY HLAVNÍHO PODÉLNÉHO SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU:

Délka nosníku:	$L = 19\,000\text{ mm}$
Výška stojiny:	$H = 1\,800\text{ mm}$
Šířka pásnice:	$B = 1\,000\text{ mm}$
Tloušťka stojiny:	$T_h = 20\text{ mm}$
Tloušťka pásnice:	$T_b = 25\text{ mm}$
Vzdálenost mezi stojinami:	$W = 820\text{ mm}$

4.3.1 CHARAKTERISTIKY PRŮŘEZU NOSNÍKU

Plocha průřezu:	$S_H = 120\,000\text{ mm}^2$
Modul průřezu v ohybu v ose y:	$W_{oy.H} = 58\,649\,000\text{ mm}^3$
Modul průřezu v ohybu v ose z:	$W_{oz.H} = 26\,637\,000\text{ mm}^3$



Obr. 16 VVU Horního podélného nosníku

4.3.2 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Y:

$$\sigma_{oy.H} = \frac{M_{oy.H}}{W_{oy.H}} \quad (31)$$

$$\sigma_{oy.H} = \frac{5\,824,15 \cdot 10^6}{58\,649\,000}$$

$$\sigma_{oy.H} = 99,3 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oy.H}$ [MPa] Napětí v ohybu hlavního podélného nosníku v ose y

$M_{oy.H}$ [N · m] Ohybový moment hlavního podélného nosníku v ose y

$W_{oy.H}$ [mm³] Modul průřezu v ohybu hlavního podélného nosníku v ose y

OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Z:

$$\sigma_{oz.H} = \frac{M_{oz.H}}{W_{oz.H}} \quad (32)$$

$$\sigma_{oz.H} = \frac{58,06 \cdot 10^6}{26\,637\,000}$$

$$\sigma_{oz.H} = 2,2 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oz.H}$	[MPa]	Napětí v ohybu hlavního podélného nosníku v ose z
$M_{oz.H}$	[N · m]	Ohybový moment hlavního podélného nosníku v ose z
$W_{oz.H}$	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu hlavního podélného nosníku v ose z

CELKOVÉ OHYBOVÉ NAPĚTÍ:

$$\sigma_H = \sigma_{oy.H} + \sigma_{oz.H} \quad (33)$$

$$\sigma_H = 99,3 + 2,2$$

$$\sigma_H = 101,5 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_H	[MPa]	Celkové napětí v ohybu hlavního podélného nosníku
------------	-------	---

4.3.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ

$$\tau_H = \frac{T_H}{S_H} \quad (34)$$

$$\tau_H = \frac{981\,950}{120\,000}$$

$$\tau_H = 8,2 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_H	[MPa]	Smykové napětí hlavního podélného nosníku
T_H	[N]	Posouvající síla hlavního podélného nosníku
S_H	[mm ²]	Plocha průřezu hlavního podélného nosníku

4.3.4 OVĚŘENÍ BEZPEČNOSTI

$$k_H = \frac{R_e}{\sigma_H} \quad (35)$$

$$k_H = \frac{265}{101,5}$$

$$k_H = 2,61$$

Kde:

k_H [-] Součinitel bezpečnosti hlavního podélného nosníku

Z výpočtu vyplývá, že navržený nosník vyhovuje.

4.4 VÝPOČET HORNÍHO PŘÍČNÉHO NOSNÍKU

Řez horního příčného nosníku odpovídá řezu hlavního podélného nosníku viz. Obr. 15

ROZMĚRY HORNÍHO PŘÍČNÉHO SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU:

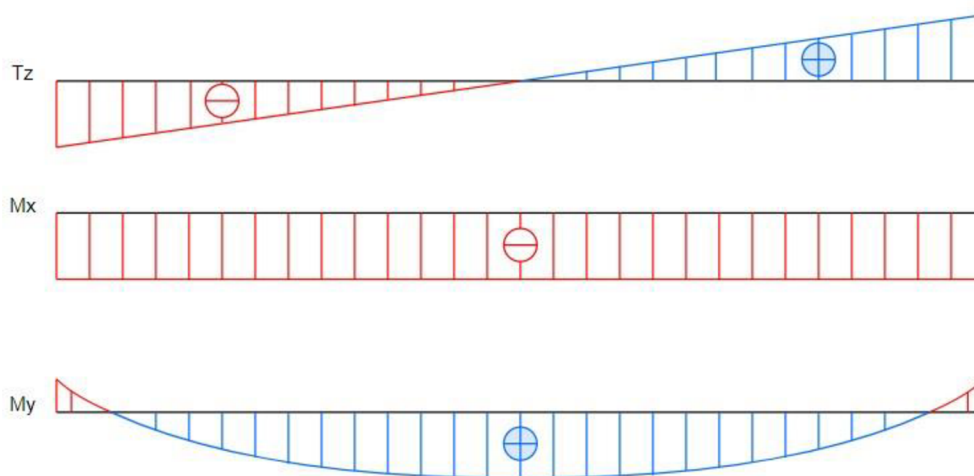
Délka nosníku:	$L = 8\,260\text{ mm}$
Výška stojiny:	$H = 1\,000\text{ mm}$
Šířka pásnice:	$B = 1\,000\text{ mm}$
Tloušťka stojiny:	$T_h = 15\text{ mm}$
Tloušťka pásnice:	$T_b = 20\text{ mm}$
Vzdálenost mezi stojinami:	$W = 820\text{ mm}$

4.4.1 CHARAKTERISTIKY PRŮŘEZU NOSNÍKU

Plocha průřezu: $S_{HP} = 68\,800\text{ mm}^2$

Modul průřezu v ohybu v ose y: $W_{oy.HP} = 26\,512\,000\text{ mm}^3$

Modul průřezu v ohybu v ose z: $W_{oz.HP} = 22\,024\,000\text{ mm}^3$



Obr. 17 VVU horního příčného nosníku

4.4.2 OHYBOVÉ NAPĚTÍ**OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Y:**

$$\sigma_{oy.HP} = \frac{M_{oy.HP}}{W_{oy.HP}} \quad (36)$$

$$\sigma_{oy.HP} = \frac{736,33 \cdot 10^6}{26\,512\,000}$$

$$\sigma_{oy.HP} = 27,8 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oy.HP}$ [MPa] Napětí v ohybu horního příčného nosníku v ose y

$M_{oy.HP}$ [N · m] Ohybový moment horního příčného ho nosníku v ose y

$W_{oy.HP}$ [mm³] Modul průřezu v ohybu horního příčného nosníku v ose y

OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Z:

$$\sigma_{oz.HP} = \frac{M_{oz.HP}}{W_{oz.HP}} \quad (37)$$

$$\sigma_{oz.HP} = \frac{576,62 \cdot 10^6}{22\,024\,000}$$

$$\sigma_{oz.HP} = 26,2 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oz.HP}$ [MPa] Napětí v ohybu horního příčného nosníku v ose z

$M_{oz.HP}$ [N · m] Ohybový moment horního příčného nosníku v ose z

$W_{oz.HP}$ [mm³] Modul průřezu v ohybu horního příčného nosníku v ose z

CELKOVÉ OHYBOVÉ NAPĚTÍ:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{oy.HP} + \sigma_{oz.HP} \quad (38)$$

$$\sigma_{HP} = 27,8 + 26,2$$

$$\sigma_{HP} = 54 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{HP} [MPa] Celkové napětí v ohybu horního příčného nosníku

4.4.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ

$$\tau_{HP} = \frac{T_{HP}}{S_{HP}} \quad (39)$$

$$\tau_{HP} = \frac{31\,520}{68\,800}$$

$$\tau_{HP} = 0,5 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_{HP} [MPa] Smykové napětí horního příčného nosníku

T_{HP} [N] Posouvající síla horního příčného nosníku

S_{HP} [mm²] Plocha průřezu horního příčného nosníku

4.4.4 OVĚŘENÍ BEZPEČNOSTI

$$k_{HP} = \frac{R_e}{\sigma_{HP}} \quad (40)$$

$$k_{HP} = \frac{265}{54}$$

$$k_{HP} = 4,9$$

Kde:

k_{HP} [-] Součinitel bezpečnosti horního příčného nosníku

4.5 VÝPOČET STOJINY S KLOUBEM

Řez stojiny s kloubem odpovídá řezu hlavního podélného nosíku viz. Obr. 15

ROZMĚRY STOJINY S KLOUBEM:

Délka nosníku: $L = 19\,300 \text{ mm}$

Výška stojiny: $H = 1\,000 \text{ mm}$

Šířka pásnice: $B = 1\,000 \text{ mm}$

Tloušťka stojiny: $T_h = 20 \text{ mm}$

Tloušťka pásnice: $T_b = 20 \text{ mm}$

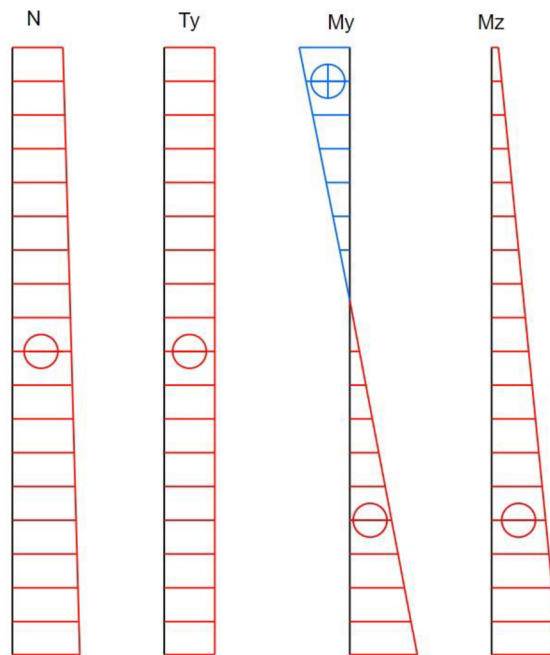
Vzdálenost mezi stojinami: $W = 850 \text{ mm}$

4.5.1 CHARAKTERISTIKY PRŮŘEZU NOSNÍKU

Plocha průřezu: $S_{SK} = 78\,400\text{ mm}^2$

Modul průřezu v ohybu v ose y: $W_{oy.SK} = 30\,400\,000\text{ mm}^3$

Modul průřezu v ohybu v ose z: $W_{oz.SK} = 27\,400\,000\text{ mm}^3$



Obr. 18 VVU stojiny s kloubem

4.5.2 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Y:

$$\sigma_{oy.SK} = \frac{M_{oy.SK}}{W_{oy.SK}} \quad (41)$$

$$\sigma_{oy.SK} = \frac{932,53 \cdot 10^6}{30\,400\,000}$$

$$\sigma_{oy.SK} = 30,7\text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oy.SK}$ [MPa] Napětí v ohybu stojiny s kloubem v ose y

$M_{oy.SK}$ [N · m] Ohybový moment stojiny s kloubem v ose y

$W_{oy.SK}$ [mm³] Modul průřezu v ohybu stojiny s kloubem v ose y

OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Z:

$$\sigma_{oz.SK} = \frac{M_{oz.SK}}{W_{oz.SK}} \quad (42)$$

$$\sigma_{oz.SK} = \frac{954,72 \cdot 10^6}{27\,400\,000}$$

$$\sigma_{oz.SK} = 34,9 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oz.SK}$ [MPa] Napětí v ohybu stojiny s kloubem v ose z

$M_{oz.SK}$ [N · m] Ohybový moment stojiny s kloubem v ose z

$W_{oz.SK}$ [mm³] Modul průřezu v ohybu stojiny s kloubem v ose z

CELKOVÉ OHYBOVÉ NAPĚTÍ:

$$\sigma_{SK} = \sigma_{oy.SK} + \sigma_{oz.SK} \quad (43)$$

$$\sigma_{SK} = 30,7 + 34,9$$

$$\sigma_{SK} = 65,6 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{SK} [MPa] Celkové napětí v ohybu stojiny s kloubem

4.5.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ

$$\tau_{SK} = \frac{T_{SK}}{S_{SK}} \quad (44)$$

$$\tau_{SK} = \frac{40\,430}{78\,400}$$

$$\tau_{SK} = 0,6 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_{SK} [MPa] Smykové napětí stojiny s kloubem

T_{SK} [N] Posouvající síla stojiny s kloubem

S_{SK} [mm²] Plocha průřezu stojiny s kloubem

4.5.4 OVĚŘENÍ BEZPEČNOSTI

$$k_{SK} = \frac{R_e}{\sigma_{SK}} \quad (45)$$

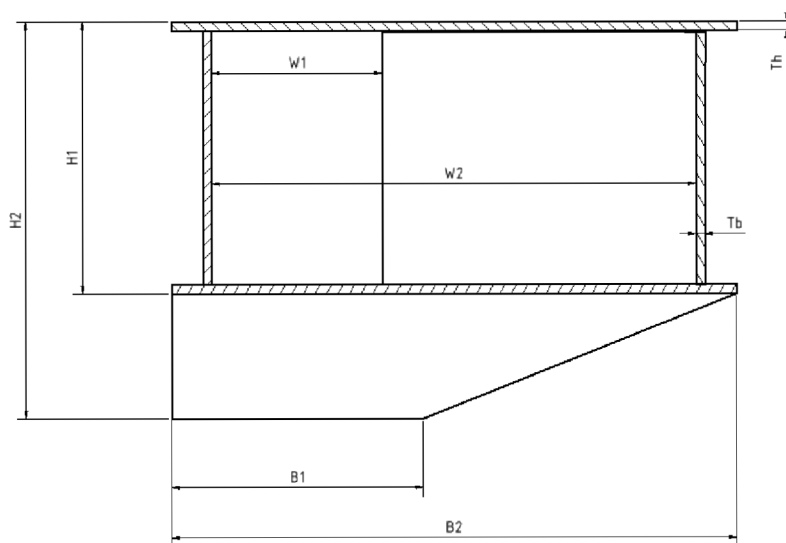
$$k_{SK} = \frac{265}{65,6}$$

$$k_{SK} = 4,1$$

Kde:

k_{SK} [-] Součinitel bezpečnosti stojiny s kloubem

4.6 VÝPOČET PEVNĚ ULOŽENÉ STOJINY



Obr. 19 Schéma pevně uložené stojiny

ROZMĚRY PEVNĚ ULOŽENÉ STOJINY:

Délka nosníku:	$L = 21\,000\text{ mm}$
Výška stojiny:	$H1 = 1\,000\text{ mm}$
	$H2 = 1\,300\text{ mm}$
Šířka pásnice:	$B1 = 1\,000\text{ mm}$
	$B2 = 1\,800\text{ mm}$
Tloušťka stojiny:	$T_h = 20\text{ mm}$
Tloušťka pásnice:	$T_b = 20\text{ mm}$
Vzdálenost mezi stojinami:	$W1 = 850\text{ mm}$
	$W2 = 1\,650\text{ mm}$

4.6.1 CHARAKTERISTIKY PRŮŘEZU NOSNÍKU

Plocha průřezu:

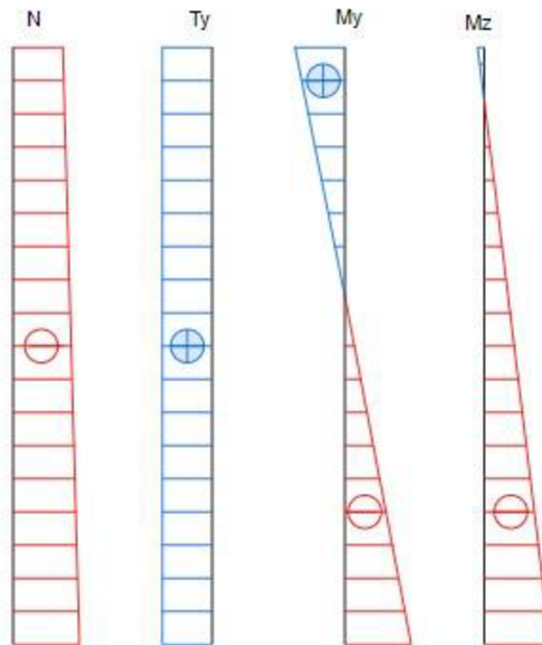
$$S_{SP} = 100\,400 \text{ mm}^2$$

Modul průřezu v ohybu v ose y:

$$W_{oy.SP} = 36\,426\,000 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v ohybu v ose z:

$$W_{oz.SP} = 41\,887\,000 \text{ mm}^3$$



Obr. 20 VVU pevně uložené stojiny

4.6.2 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Y:

$$\sigma_{oy.SP} = \frac{M_{oy.SP}}{W_{oy.SP}} \quad (46)$$

$$\sigma_{oy.SP} = \frac{836,62 \cdot 10^6}{36\,426\,000}$$

$$\sigma_{oy.SP} = 23 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oy.SP}$ [MPa] Napětí v ohybu pevně uložené stojiny v ose y

$M_{oy.SP}$ [N · m] Ohybový moment pevně uložené stojiny v ose y

$W_{oy.SP}$ [mm³] Modul průřezu v ohybu pevně uložené stojiny v ose y

OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Z:

$$\sigma_{oz.SP} = \frac{M_{oz.SP}}{W_{oz.SP}} \quad (47)$$

$$\sigma_{oz.SP} = \frac{1230,15 \cdot 10^6}{41\,887\,000}$$

$$\sigma_{oz.SP} = 29,4 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oz.SP}$ [MPa] Napětí v ohybu pevně uložené stojiny v ose z

$M_{oz.SP}$ [N · m] Ohybový moment pevně uložené stojiny v ose z

$W_{oz.SP}$ [mm³] Modul průřezu v ohybu pevně uložené stojiny v ose z

CELKOVÉ OHYBOVÉ NAPĚTÍ:

$$\sigma_{SP} = \sigma_{oy.SP} + \sigma_{oz.SP} \quad (48)$$

$$\sigma_{SP} = 23 + 29,4$$

$$\sigma_{SP} = 52,4 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{SP} [MPa] Celkové napětí v ohybu pevně uložené stojiny

4.6.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ

$$\tau_{SP} = \frac{T_{SP}}{S_{SP}} \quad (49)$$

$$\tau_{SP} = \frac{54\,440}{100\,400}$$

$$\tau_{SP} = 0,6 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_{SP} [MPa] Smykové napětí pevně uložené stojiny

T_{SP} [N] Posouvající síla pevně uložené stojiny

S_{SP} [mm²] Plocha průřezu pevně uložené stojiny

4.6.4 OVĚŘENÍ BEZPEČNOSTI

$$k_{SP} = \frac{R_e}{\sigma_{SP}} \quad (50)$$

$$k_{SP} = \frac{265}{52,4}$$

$$k_{SP} = 6,9$$

Kde:

k_{SP} [-] Součinitel bezpečnosti pevně uložené stojiny

Z výpočtu vyplývá, že je nosník stojiny dobře nadimenzovaný.

4.7 VÝPOČET PODVOZKOVÉHO PŘÍČNÉHO NOSNÍKU

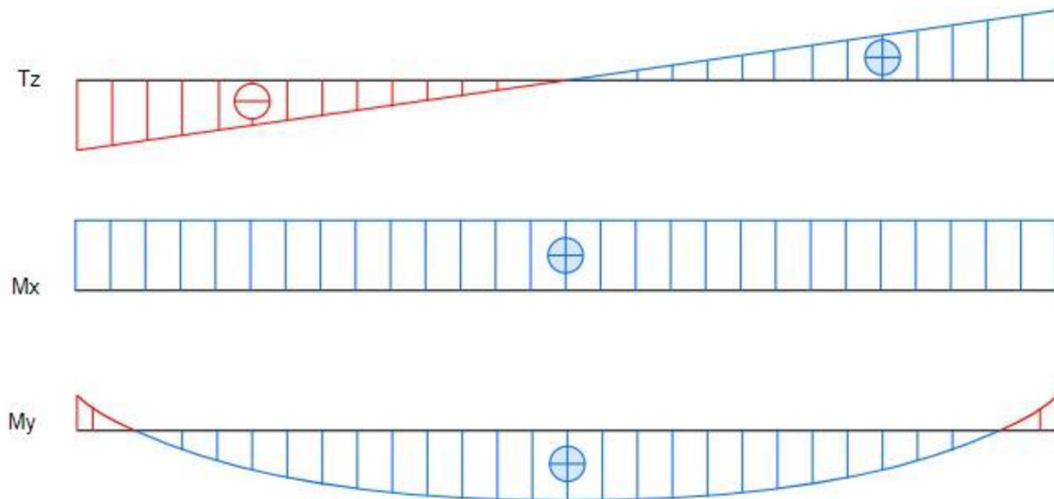
Řez podvozkovým příčným nosníkem odpovídá řezu hlavního podélného nosíku viz. Obr. 15

ROZMĚRY PODVOZKOVÉHO PŘÍČNÉHO NOSNÍKU:

Délka nosníku:	$L = 8\,260$ mm
Výška stojiny:	$H = 1\,000$ mm
Šířka pásnice:	$B = 1\,000$ mm
Tloušťka stojiny:	$T_h = 15$ mm
Tloušťka pásnice:	$T_b = 20$ mm
Vzdálenost mezi stojinami:	$W = 850$ mm

4.7.1 CHARAKTERISTIKY PRŮŘEZU NOSNÍKU

Plocha průřezu:	$S_p = 68\,800$ mm ²
Modul průřezu v ohybu v ose y:	$W_{oy.P} = 25\,109\,000$ mm ³
Modul průřezu v ohybu v ose z:	$W_{oz.P} = 21\,202\,000$ mm ³



Obr. 21 VVU podvozkového nosníku

4.7.2 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Y:

$$\sigma_{oy.P} = \frac{M_{oy.P}}{W_{oy.P}} \quad (51)$$

$$\sigma_{oy.P} = \frac{643,46 \cdot 10^6}{25\,109\,000}$$

$$\sigma_{oy.P} = 25,7 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oy.P}$	[MPa]	Napětí v ohybu podvozkového příčného nosníku v ose y
$M_{oy.P}$	[N · m]	Ohybový moment podvozkového příčného nosníku v ose y
$W_{oy.P}$	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu podvozkového příčného nosníku v ose y

OHYBOVÉ NAPĚTÍ K OSE Z:

$$\sigma_{oz.P} = \frac{M_{oz.P}}{W_{oz.P}} \quad (52)$$

$$\sigma_{oz.P} = \frac{451,37 \cdot 10^6}{21\,202\,000}$$

$$\sigma_{oz.P} = 21,3 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oz.P}$	[MPa]	Napětí v ohybu podvozkového příčného nosníku v ose z
$M_{oz.P}$	[N · m]	Ohybový moment podvozkového příčného nosníku v ose z
$W_{oz.P}$	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu podvozkového příčného nosníku v ose z

CELKOVÉ OHYBOVÉ NAPĚTÍ:

$$\sigma_P = \sigma_{oy.P} + \sigma_{oz.P} \quad (53)$$

$$\sigma_P = 25,7 + 21,3$$

$$\sigma_P = 47 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_P	[MPa]	Celkové napětí v ohybu podvozkového příčného nosníku
------------	-------	--

4.7.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ

$$\tau_P = \frac{T_P}{S_P} \quad (54)$$

$$\tau_P = \frac{32\,940}{68\,800}$$

$$\tau_P = 0,5 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_P	[MPa]	Smykové napětí podvozkového příčného nosníku
T_P	[N]	Posouvající síla podvozkového příčného nosníku
S_P	[mm ²]	Plocha průřezu podvozkového příčného nosníku

4.7.4 OVĚŘENÍ BEZPEČNOSTI

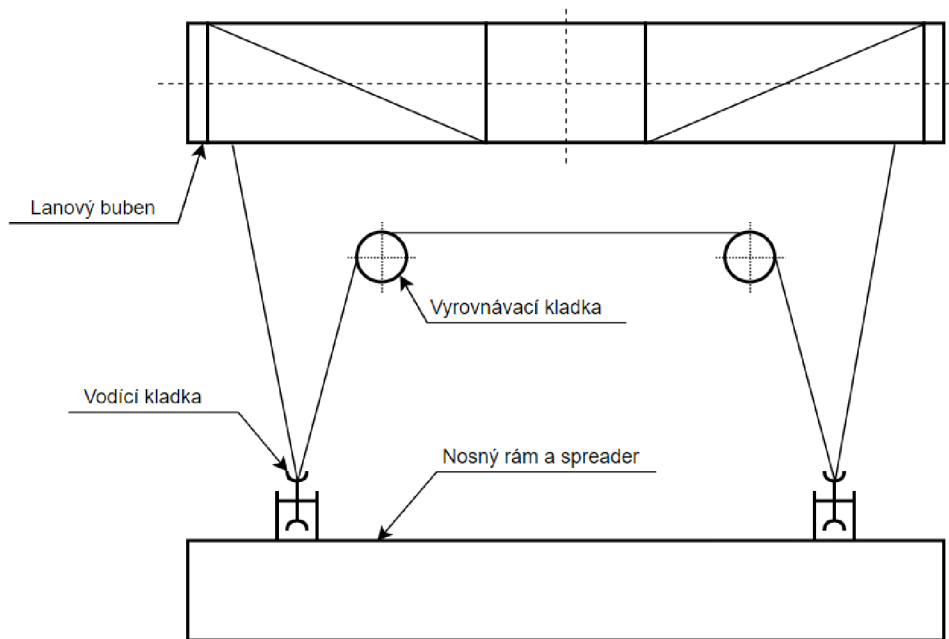
$$k_P = \frac{R_e}{\sigma_P} \quad (55)$$

$$k_P = \frac{265}{47}$$

$$k_P = 5,6$$

5 VÝPOČET ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Zdvihové ústrojí je zařízení navržené k pohybu nebo zdvihání těžkých nákladů, nejčastěji ve svislém směru. Tento mechanismus je složen z několika klíčových komponentů: elektromotor, převodovka, zdvihacího mechanismu viz. Obr. 17, který zahrnuje lano, kladky, buben, a samozřejmě bezpečnostních prvků, jako jsou spojky a brzdy, které zajišťují spolehlivost a bezpečnost provozu.



Obr. 22 Schéma zdvihového ústrojí

5.1 NÁVRH LANA

Výpočty provedené v této kapitole byly podle normy ČSN 27 0100 [24] a normy ČSN EN 13001-3-2 [32].

LANOVÝ PŘEVOD

$$i_l = \frac{m}{n} \quad (56)$$

$$i_l = \frac{4}{2}$$

$$i_l = 2$$

Kde:

i_l	[-]	lanový převod
m	[-]	počet nosných průřezů
n	[-]	počet navíjených konců lana

ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU

$$\eta_{Lp} = \frac{\eta_s^{n_s}}{i_l} \cdot \frac{1 - \eta_s^{i_l}}{1 - \eta_s} \quad (57)$$

$$\eta_{Lp} = \frac{0,985^1}{2} \cdot \frac{1 - 0,985^2}{1 - 0,985}$$

$$\eta_{Lp} = 0,978$$

Kde:

η_{Lp}	[-]	účinnost lanového převodu [32]
η_s	[-]	účinnost jednotlivé kladky
n_s	[-]	počet pevných kladek mezi bubnem a pohyblivou částí

5.1.1 SILOVÉ ZATÍŽENÍ V LANĚ

$$F_L = \frac{(m_b + m_{sb}) \cdot g}{i_l} \cdot \phi_l \cdot f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n \quad (58)$$

$$F_L = \frac{(80\,000 + 11\,000) \cdot 9,81}{2} \cdot 1,05 \cdot 1,008 \cdot 1,56 \cdot 1,38 \cdot 1,34 \cdot 1$$

$$F_L = 492\,494\,N$$

Kde:

F_L	[N]	navrhovaná síla v laně [32]
ϕ_l	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy
f_{s1}	[-]	součinitel zvětšující návrhovou sílu v laně [32], $f_{s1} = 1,008$
f_{s2}	[-]	součinitel zvětšení síly v laně [32], $f_{s2} = 1,56$
f_{s3}	[-]	součinitel zvětšení síly v laně [32], $f_{s3} = 1,38$
γ_p	[-]	součinitel bezpečnosti [21], pro pravidelná zatížení $\gamma_p = 1,34$
γ_n	[-]	součinitel rizika [21], $\gamma_n = 1$

5.1.2 VOLBA LANA

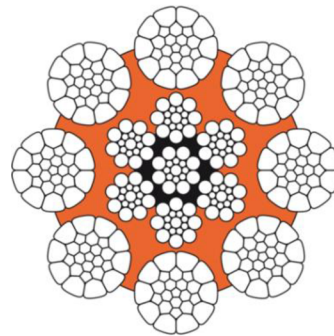
Pro požadavky zadání s ohledem na výpočty volím ocelové lano $\varnothing 34$ typu Veropro 8 se jmenovitou pevností 2160 MPa viz. Obr. 23. Toto lano je odolné proti rotaci s kompaktními vnějšími dráty a jádrem lana pokrytým plastovou vrstvou. Má vysokou pevnost v tahu a velice dobré únavové vlastnosti v ohybu. Plastová vrstva mezi vnitřními a vnějšími prameny zabraňuje vnitřnímu opotřebení a chrání jádro před korozi. Toto lano je flexibilní a odolává vysokým bočním tlakům, což ho činí ideálním pro použití na lanových bubnech a kladkách. [33]

VEROPRO 8

Jmenovitá pevnost 2160 MPa

Z normy EN 12385-4

Minimální síla při přetržení $F_U = 1\,095\text{ kN}$



Obr. 23 Průřez lanem Veropro 8 [33]

NÁVRH SÍLY ÚNOSNOSTI LANA

$$F_{UL} = \frac{F_U}{\gamma_u} \quad (58)$$

$$F_{UL} = \frac{1\,095\,000}{2,072}$$

$$F_{UL} = 504\,608\text{ N}$$

Kde:

$$\gamma_u \quad [-] \quad \text{minimální součinitel únosnosti lana, } \gamma_{u,min} = 2,07 \text{ [32]}$$

$$\gamma_u = 1,35 + \frac{5}{\left(\frac{D_k}{d_l}\right)^{0,8} - 4} \geq 2,07 \quad (59)$$

$$\gamma_u = 1,35 + \frac{5}{\left(\frac{675}{34}\right)^{0,8} - 4} \geq 2,07$$

$$\gamma_u = 2,072 \geq 2,07 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_L < F_{UL} \quad (60)$$

$$492\,494 < 504\,608 \Rightarrow \text{zvolné lano vyhovuje}$$

5.2 NÁVRH VODÍCÍ KLADKY

V následujících 3. kapitolách se postupuje podle [34] a [25].

TEORETICKÝ PRŮMĚR KLADKY

$$D_{Teor,vod} = d_L \cdot \alpha_{vod} \quad (61)$$

$$D_{Teor,vod} = 34 \cdot 28$$

$$D_{Teor,vod} = 896 \text{ mm}$$

Kde:

$D_{Teor,vod}$ [mm] teoretický průměr vodící kladky

d_L [mm] jmenovitý průměr lana

α_{vod} [-] součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu, zvyšujeme jej o 2, v případě že lano nabíhá na druhou kladku v opačném směru [25]

JMENOVITÝ PRŮMĚR KLADKY

$$D_{K,vod} \geq D_{Teor,vod} - d_L \quad (62)$$

$$D_{K,vod} \geq 896 - 34$$

$$D_{K,vod} \geq 862 \text{ mm}$$

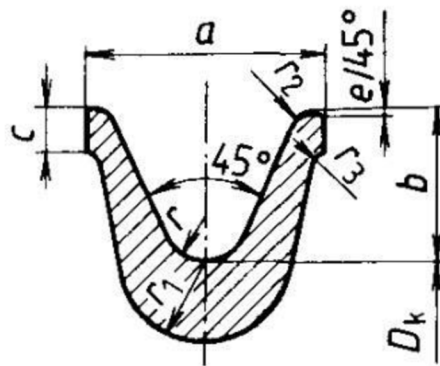
Kde:

$D_{K,vod}$ [mm] jmenovitý průměr vodící kladky

Nejbližší vyšší normalizovaný průměr vodící klady podle [25]: $D_{VK} = 900 \text{ mm}$

Tab. 4 Rozměry profilu věnce i žlábků odlitých kladek v mm [25]

r	a	b	c	e	r_1	r_2	r_3
17	82	54	12	1,5	27	6	4



Obr. 24 Tvar a rozměry profilu drážky kladky [25]

5.3 NÁVRH VYROVNÁVACÍ Kladky

TEORETICKÝ PRŮMĚR Kladky

$$D_{Teor,vyr} = d_L \cdot \alpha_{vyr} \quad (63)$$

$$D_{Teor,vyr} = 34 \cdot 18$$

$$D_{Teor,vyr} = 612 \text{ mm}$$

Kde:

α_{vyr} [-] součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu, zvyšujeme jej o 2, v případě že lano nabíhá na druhou kladku v opačném směru [25]

JMENOVITÝ PRŮMĚR Kladky

$$D_{K,vyr} \geq D_{Teor,vyr} - d_L \quad (64)$$

$$D_{K,vyr} \geq 612 - 34$$

$$D_{K,vyr} \geq 578 \text{ mm}$$

Kde:

$D_{K,vyr}$ [mm] jmenovitý průměr vyrovnávací kladky

Nejbližší vyšší normalizovaný průměr vyrovnávací klady podle [25]: $D_{VYK} = 600 \text{ mm}$

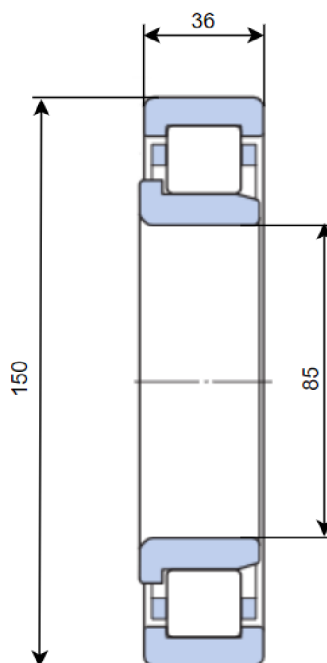
Zbývající rozměry budou stejné jako u vodící kladky.

5.4 VOLBA LOŽISKA KLADEK

Ložisko bylo zvoleno s vyšší statickou a dynamickou únosností s označením NJ 2217 ECP. Jedná se o jednořadé válečkové ložisko od firmy SKF. [27]

Statická únosnost ložiska: $C_s = 280 \text{ kN}$

Dynamická únosnost ložiska: $C_d = 250 \text{ kN}$



Obr. 25 Zvolené ložisko od firmy SKF [27]

KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI LOŽISKA

$$S_l = \frac{C_s}{s \cdot F_{Rl}} \quad (65)$$

$$S_l = \frac{280\,000}{1,2 \cdot 86\,280}$$

$$S_l = 2,7 > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

F_{Rl} [N] radiální síla lana

s [-] součinitel statické únosnosti, volen dle [25]

5.5 NÁVRH BUBNU

TEORETICKÝ PRŮMĚR BUBNU

$$D_{Teor,B} = d_L \cdot \alpha_B \quad (66)$$

$$D_{Teor,B} = 34 \cdot 26$$

$$D_{Teor,B} = 884 \text{ mm}$$

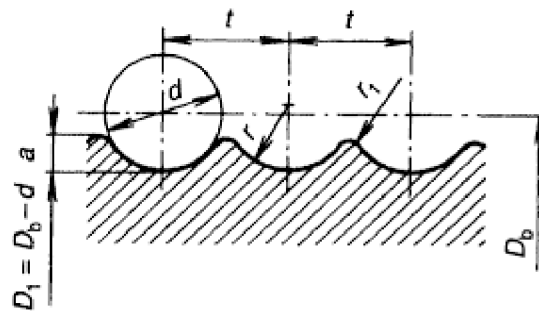
Kde:

α_B [-] součinitel závislý na druhu kladky, bubnu a skupině jeřábu, zvyšujeme jej o 2, v případě že lano nabíhá na druhou kladku v opačném směru [25]

Nejbližší vyšší normalizovaný průměr bubnu podle [25]: $D_B = 900 \text{ mm}$

Tab. 5 Normalizované rozměry lanových drážek bubnů v mm [25]

r_B	d_B	α_B	t_B	r_1
17	34	9	36	4,5



Obr. 26 Profil lanových drážek bubnu [25]

NAVÍJENÁ DÉLKA LANA

$$L = i_k \cdot h \quad (67)$$

$$L = 2 \cdot 18,4$$

$$L = 36,8 \text{ m}$$

Kde:

L [m] navíjená délka lana

h [m] předpokládána výška zdvihu

POČET ZÁVITŮ LANA NA BUBNU

$$z_{min} = \frac{L}{\pi \cdot D_B} + (2 \div 3) \quad (68)$$

$$z_{min} = \frac{36,8}{\pi \cdot 0,9} + 2$$

$$z_{min} = 15,1 \Rightarrow \text{volím } z = 16$$

Kde:

z_{min} [-] minimální počet závitů lana na bubnu

z [-] počet závitů lana na bubnu

DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI BUBNU

$$l_z = z \cdot t_B \quad (69)$$

$$l_z = 16 \cdot 35$$

$$l_z = 560 \text{ mm}$$

CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

$$L_B = 2 \cdot l_z + l_1 + 2 \cdot l_2 \quad (70)$$

$$L_B = 2 \cdot 560 + 280 + 2 \cdot 140$$

$$L_B = 1540 \text{ mm}$$

Kde:

l_1 [mm] délka hladké části bubnu mezi závity lan

l_2 [mm] délka hladké části na konci bubnu

Délka hladkých částí bubnu:

$$l_1 = 8 \cdot t_B \quad (71)$$

$$l_1 = 4 \cdot 35$$

$$l_1 = 280 \text{ mm}$$

$$l_2 = 4 \cdot t_B \quad (72)$$

$$l_2 = 4 \cdot 35$$

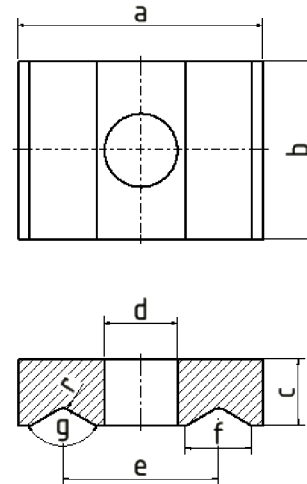
$$l_2 = 140 \text{ mm}$$

VOLBA PŘÍLOŽKY

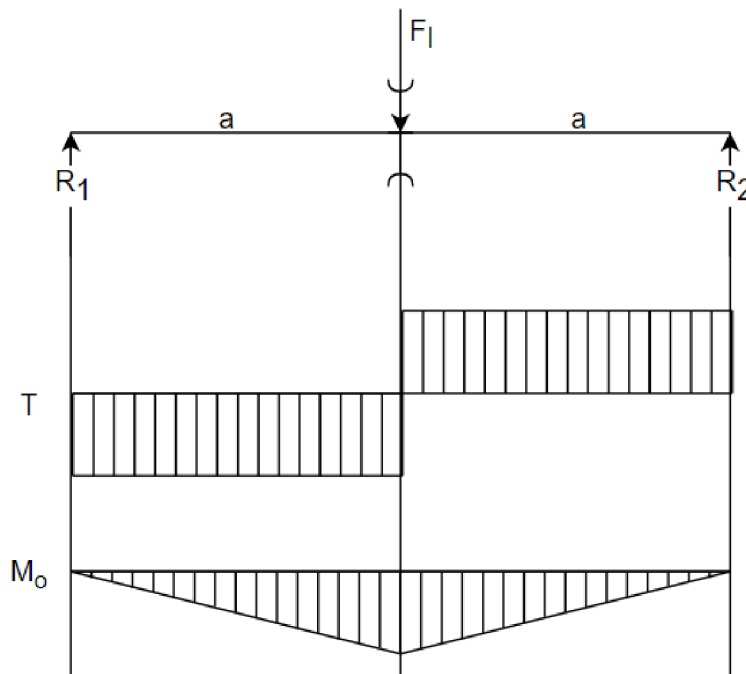
Příložky slouží k upevnění lana na konec bubnu. Pomáhají zajistit bezpečný a spolehlivý provoz celého zařízení. Jejich správná instalace a údržba jsou nezbytné pro zachování optimálního výkonu a bezpečnosti jeřábu. [25]

Tab. 6 Normalizované rozměry příložek v mm [25]

a_p	110
b_p	80
c_p	30
d_p	33
e_p	70
f_p	30
g_p	120
r_p	4



Obr. 27 Schéma příložky

5.6 NÁVRH ČEPU


Obr. 28 VVU navrhovaného čepu

$$\sum F = 0: \tag{73}$$

$$-R_1 + 2 \cdot F_l - R_2 = 0 \quad (74)$$

$$\sum M_{o1} = 0: \quad (75)$$

$$2 \cdot F_l \cdot a - R_2 \cdot 2 \cdot a = 0 \quad (76)$$

$$R_1 = R_2 = 2 \cdot F_l \quad (77)$$

$$\Rightarrow M_{omax,\check{c}} = 2 \cdot 86\,280 \cdot 0,066 \quad (78)$$

$$M_{omax,\check{c}} = 11\,389 \text{ Nm}$$

Kde:

R_1, R_2	[N]	reakce ve vazbách
a	[m]	vzdálenost bočnice od kladky
$M_{omax,\check{c}}$	[Nm]	maximální ohybový moment čepu

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU

$$d_{min,\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot M_{omax,\check{c}}}{\pi \cdot \sigma_{DOV}}} \quad (79)$$

$$d_{min,\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 11\,389}{\pi \cdot 125 \cdot 10^6}}$$

$$d_{min,\check{c}} = 70 \text{ mm}$$

Na základě velikosti průměru ložiska volím průměr čepu $d_{\check{c}} = 85 \text{ mm}$

$$d_{min,\check{c}} < d_{\check{c}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (80)$$

NAPĚTÍ V ČEPU

$$\sigma_{\check{c}} = \frac{M_{omax,\check{c}}}{W_{o,\check{c}}} = \frac{M_{omax,\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \quad (81)$$

$$\sigma_{\check{c}} = \frac{11\,389}{\frac{\pi \cdot 0,085^3}{32}}$$

$$\sigma_{\check{c}} = 189 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{ξ}	[MPa]	napětí v ose čepu
$W_{o,\xi}$	[m ³]	modul průřezu v ohybu

KONTROLA BEZPEČNOSTI

$$k_{\xi} = \frac{R_e}{\sigma_{\xi}} \quad (82)$$

$$k_{\xi} = \frac{260}{189}$$

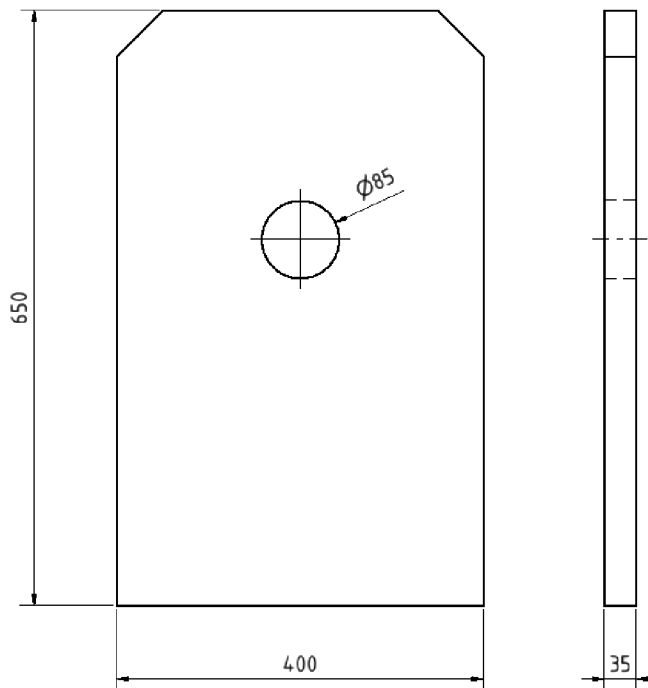
$$k_{\xi} = 1,4 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$$R_e \quad [\text{MPa}] \quad \text{mez kluzu oceli 11 500}$$

5.7 NÁVRH BOČNICE

Rozměry bočnic byly stanoveny tak, aby umožnily volné otáčení kladek bez obtíží. Materiál pro výrobu bočnic byl vybrán na základě jeho pevnostních vlastností a zaručené svařitelnosti. Proto byl zvolen materiál S235, který splňuje požadavky na pevnost a zároveň zajišťuje svařitelnost. Bočnice budou následně spojeny s nosným trámem pomocí svaru, což přispěje k pevnému a stabilnímu spojení mezi jednotlivými částmi konstrukce.



Obr. 29 Návrh bočnice

KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$p_b = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot F_l}{t_b \cdot d_{\zeta}} \quad (83)$$

$$p_b = \frac{2 \cdot 86\,260}{35 \cdot 85}$$

$$p_b = 58 \text{ MPa}$$

Kde:

p_b [MPa] kontrola bočnice na otláčení

t_b [mm] tloušťka bočnice

$$p_b < p_{DOV} \quad (84)$$

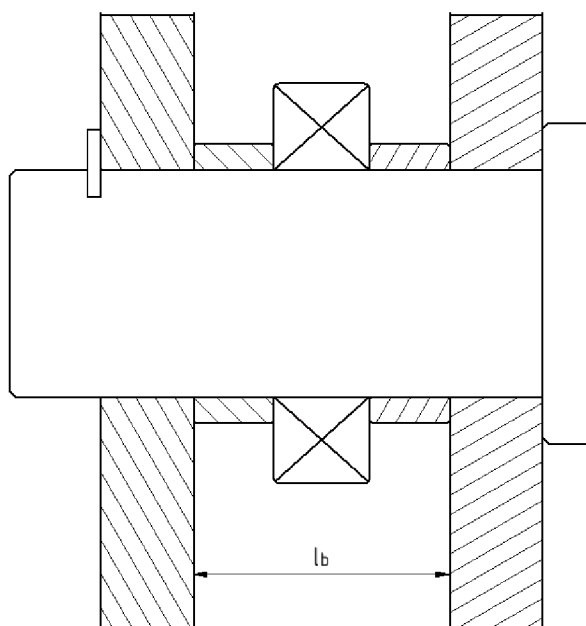
$$58 < 85 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

p_{DOV} [MPa] dovolený tlak na otláčení [31]

5.8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ BOČNIC A ČEPU

Bočnice budou od sebe vzdálené o velikost l_b jak jde vidět na Obr. 24. Mezi ložiskem a bočnicemi budou vloženy distanční kroužky a celé to bude zajištěné pojistným plechem.



Obr. 30 Upořádání na čepu

5.9 NÁVRH POHONU ZDVIHU

Pro výpočet a následnou volbu elektromotoru je zapotřebí nejdříve vypočítat celkovou mechanickou účinnost zdvihového ústrojí

CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

$$\eta_c = \eta_{Lp} \cdot \eta_{Ub} \cdot \eta_p \quad (85)$$

$$\eta_c = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,95$$

$$\eta_c = 0,9$$

Kde:

η_c [-] celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí

η_{Ub} [-] účinnost uložení bubnu

η_p [-] účinnost převodovky

5.9.1 VOLBA ELEKTROMOTORU

MINIMÁLNÍ VÝKON MOTORU

$$P_{min} = \frac{(m_b + m_{sb}) \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_c} \quad (86)$$

$$P_{min} = \frac{(80\,000 + 11\,000) \cdot 9,81 \cdot 15}{60 \cdot 1000 \cdot 0,9}$$

$$P_{min} = 248 \text{ kW}$$

Kde:

P_{min} [W] minimální výkon potřebný pro zdvih břemene

v_z [m/min] zdvihová rychlost, volím 15 m/min

VOLBA MOTORU

Byl volen motor s ohledem na zatěžovatele (pro těžký režim je zatěžovatel $\varepsilon = 40\%$). Jedná se o šesti pólový, nízkonapěťový motor od výrobce Siemens

Motor byl volen z katalogu Siemens [28]: SIMOTICS DP 1PC1341

Tab. 7 Parametry motoru [28]

Otáčky motoru [min^{-1}]	Výkon [kW]	Jmenovitý moment [Nm]	Moment setrvačnosti [kgm^2]	Hmotnost [kg]
986	269	2 605	5,6	1 460

5.9.2 VOLBA PŘEVODOVKY**OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU**

$$n_B = \frac{i_l \cdot v_z}{\pi \cdot D_B} \quad (87)$$

$$n_B = \frac{2 \cdot 15}{\pi \cdot 0,9}$$

$$n_B = 10,6 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$$n_B \quad [\text{min}^{-1}] \quad \text{otáčky lanového bubnu}$$

PŘEVOD MEZI BUBNEM A ELEKTROMOTOREM

$$i_P = \frac{n_M}{n_B} \quad (88)$$

$$i_P = \frac{986}{10,6}$$

$$i_P = 92,93$$

Kde:

$$i_P \quad [-] \quad \text{převod mezi bubnem a elektromotorem}$$

$$n_M \quad [\text{min}^{-1}] \quad \text{otáčky elektromotoru}$$

VOLBA PŘEVODOVKY

Byla volena převodovka od výrobce SIEMENS. Jedná se o kuželovou jeřábovou převodovku s označením 2KJ3505 C2. [29]

Tab. 8 Parametry převodovky [29]

Převodový poměr [-]	Přenášený výkon [kW]	Výstupní moment [kNm]
97,71	360	420

KONTROLA PŘENESENÉHO KROUTÍCÍ MOMENTU

$$M_k = \frac{D_B \cdot (m_b + m_{sb}) \cdot g}{2 \cdot i_{lp} \cdot \eta_c} \quad (89)$$

$$M_k = \frac{0,9 \cdot (80\,000 + 11\,000) \cdot g}{2 \cdot 0,97 \cdot 0,9}$$

$$M_k = 223\,178 \text{ Nm}$$

Kde:

M_k [Nm] potřebný moment k přenesení převodovkou [25]

$$M_k < M_{kP} \quad (90)$$

$223 < 420 \Rightarrow$ zvolená převodovka vyhovuje

CELKOVÝ PŘEVOD

$$i_c = i_{Lp} \cdot i_p \quad (91)$$

$$i_c = 2 \cdot 92,93$$

$$i_c = 186$$

KONTROLA ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

$$v_{z,skut} = \frac{D_B \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{i_p}}{i_{Lp}} \quad (92)$$

$$v_{z,skut} = \frac{0,9 \cdot \pi \cdot \frac{986}{92}}{2}$$

$$v_{z,skut} = 14,27 \text{ m/min}$$

5.9.3 KONTROLA MOMENTU ROZBĚHU

STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

$$M_{stat} = \frac{D_B \cdot (m_b + m_{sb}) \cdot g}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} \quad (93)$$

$$M_{stat} = \frac{0,9 \cdot (80\,000 + 11\,000) \cdot 9,81}{2 \cdot 186 \cdot 0,9}$$

$$M_{stat} = 2\,284 \text{ Nm}$$

MOMENT POSUVNÝCH HMOT OD ZRYCHLUJÍCÍCH SIL

$$M_{PZ} = M_{stat} \cdot \frac{v_{z,skut}}{g \cdot t_r} \quad (94)$$

$$M_{PZ} = 2\,284 \cdot \frac{14,27}{9,81 \cdot 4}$$

$$M_{PZ} = 830 \text{ Nm}$$

Kde:

t_r [s] volená doba rozběhu 4 s

MOMENT ROTAČNÍCH HMOT OD ZRYCHLUJÍCÍCH SIL

$$M_{RZ} = \alpha_{RZ} \cdot J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_r} \quad (95)$$

$$M_{RZ} = 1,4 \cdot 5,6 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,43}{4}$$

$$M_{RZ} = 202 \text{ Nm}$$

Kde:

α_{RZ} [-] součinitel rotačních hmot podle [25], $\alpha_{RZ} = 1,4$

J [kg/m^2] moment setrvačnosti motoru

n_m [s^{-1}] otáčky motoru

ROZBĚHOVÝ MOMENT

$$M_R = M_{stat} + M_{PZ} + M_{RZ} \quad (96)$$

$$M_R = 2\,284 + 830 + 202$$

$$M_R = 3\,316 \text{ Nm}$$

KONTROLA ZVOLENÉHO MOTORU

$$M_R < \chi \cdot M_m \quad (97)$$

$$3\,316 < 1,8 \cdot 2605$$

$$3\,316 < 4\,689 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

χ [-] součinitel středního spouštěcího momentu, pro $\varepsilon=40\%$ je $\chi = 1,8$ [25]

KONTROLA VÝKONU MOTORU

$$P_m = M_R \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{1000} \quad (98)$$

$$P_m = 3\,316 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,43}{1000}$$

$$P_m = 342,3 \text{ kW}$$

$$P_m < \chi \cdot P \quad (99)$$

$$342,3 < 1,8 \cdot 269$$

$$342,3 < 484,2 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Zvolený motor vychází, že vyhovuje pro všechny výpočty.

5.9.4 VOLBA BRZDY

BRZDNÝ MOMENT

$$M_b = \beta \cdot \frac{D_B \cdot (m_b + m_{sb}) \cdot g \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c} \quad (100)$$

$$M_b = 2 \cdot \frac{0,9 \cdot (80\,000 + 11\,000) \cdot 9,81 \cdot 0,9}{2 \cdot 196}$$

$$M_b = 3\,689 \text{ Nm}$$

$$M_b < M_{b,max} \quad (101)$$

$$3\,689 \text{ Nm} < 3\,800 \text{ Nm}$$

Zvolená brzda má větší maximální brzdny moment, proto vyhovuje pro tuto konfiguraci.

VOLBA BRZDY

Byla volena brzda od brněnského výrobce KPC s označením D630R-220. Tato brzda se skládá z pákového mechanismu a páru čelistí. [30]

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce rámu portálového jeřábu. Jeho následnou pevnostní kontrolou, která byla provedena v softwarech Apex a SCIA Engineer 22.1 a také základním výpočtem zdvihového ústrojí.

Provedené výpočty pro návrh konstrukce byly realizovány podle norem ČSN EN 13 001-1 [20] a ČSN EN 13 001-2 [21] s ohledem na normu ČSN EN 15 011+A1 [1], která je určena pro portálové jeřáby. Vypočítané součinitele zatížení a s nimi související zatížení byli následně použity pro určení kombinací zatížení, které na jeřáb budou působit.

V programu SCIA Engineer 22.1 byl vytvořen prutový model konstrukce k němuž se přiřadily předem navolené průřezy nosníků, které byly zatíženy vypočítanými kombinacemi zatížení. Poté bylo provedeno několik simulací, které měly za účel zjistit při které kombinaci zatížení dochází k největšímu namáhání nosníků. S informacemi o jednotlivých nosnících byla realizována kontrola pevnosti, která vyšla s příznivými výsledky. Z tohoto důvodu by měl být jeřáb schopný unést břemeno o požadované hmotnosti.

Dále bylo navrženo zdvihové ústrojí, včetně lana, bubnu, kladek a také pohonu s převodovkou a brzdou. Vše bylo děláno podle norem ČSN EN 27 0100 [24], ČSN EN 13 001-3-2 [32], ČSN 27 1820 [34] a knihy Jeřáby – I [25].

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN EN 15011+A1. *Jeřáby – Mostové a portálové jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [2] Port Terminals. *The Geography of Transport Systems* [online]. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://transportgeography.org/contents/chapter6/port-terminals/>
- [3] LOGISTICKÉ OPERACE V RÁMCI PŘEKLÁDKY KONTEJNERŮ V NÁMOŘNÍCH TERMINÁLECH. *Perner's Contacts* [online]. 2011 [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://pernerscontacts.upce.cz/index.php/perner/article/view/869/705>
- [4] Gantry Crane. In: *PINK ENGINEERING CORPORATION* [online]. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://pinkengg.com/gantry-crane/>
- [5] ROTTERDAM. In: *Mannlines* [online]. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://www.mannlines.com/containers-ports-rotterdam.html>
- [6] STS cranes at the Port of Cape town. In: *LIEBHERR* [online]. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/can/products/maritime-cranes/port-equipment/container-bridges/ship-to-shore-container-cranes.html>
- [7] Sea Container Terminals: New Technologies, OR Models, and Emerging Research Areas. *SSRN* [online]. 2014 [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: https://papers.ssrn.com/sol3/papers.cfm?abstract_id=2469175
- [8] Streamline your straddle operations with Kalmar One. In: *Kalmar Global* [online]. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: https://www.kalmarglobal.com/news--insights/articles/2021/20210325_AutoStrad_article/
- [9] AGV. In: *Nachrichten* [online]. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://www.vdlcontainersystems.com/nl?page/4496632/AGV.aspx>
- [10] RTG jeřáb. Henan Yuntian Crane [online]. [cit. 2024-03-04]. Dostupné z: <http://cz.yuntiancranes.com/port-crane/container-crane/rtg-crane.html>
- [11] RTG jeřáb. In: Henan Yuntian Crane [online]. [cit. 2024-03-04]. Dostupné z: <http://cz.yuntiancranes.com/port-crane/container-crane/rtg-crane.html>
- [12] Kontejnerový portálový jeřáb. *AICRANE* [online]. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://steelmillcranes.com/cs/container-gantry-crane/amp/>
- [13] LIEBHERR. *LIEBHERR* [online]. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com>
- [14] Zdvihové ústrojí. In: *LIEBHERR* [online]. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/shared/media/maritime-cranes/downloads-and-brochures/brochures/lcc/liebherr-rtg-cranes-technical-description.pdf>
- [15] BROMMA. *BROMMA* [online]. [cit. 2023-11-12]. Dostupné z: <https://bromma.com/>

- [16] ŠIROKÝ, Jaromír. PORTÁLOVÉ JEŘÁBY S TANDEMOVÝMI SPREADERY A JEJICH PROVOZNĚ-EKONOMICKÁ VÝHODNOST. *Perner's Contacts* [online]. 2011 [cit. 2023-11-12]. Dostupné z: <https://pernerscontacts.upce.cz/index.php/perner/article/view/809?articlesBySameAuthorPage=4>
- [17] Three-phase squirrel cage motors for RMG cranes. *Wölfer Motoren* [online]. [cit. 2023-11-12]. Dostupné z: <https://www.woelfer-motoren.com/rail-mounted-gantry-cranes-motors/>
- [18] Rail-Mounted Gantry Cranes. *Konecranes* [online]. [cit. 2023-11-12]. Dostupné z: <https://www.konecranes.com/port-equipment-services/container-handling-equipment/rail-mounted-gantry-cranes>
- [19] Rail mounted gantry cranes. *LIEBHERR* [online]. [cit. 2023-11-12]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/can/products/maritime-cranes/port-equipment/rail-mounted-stacking-cranes/rail-mounted-gantry-cranes.html>
- [20] ČSN EN 13001-1. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [21] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [22] O ocelovém materiálu pro jeřáby. *DGCRANE* [online]. [cit. 2024-03-06]. Dostupné z: <https://www.dgcrane.com/cs/posts/about-the-steel-material-for-the-cranes/>
- [23] Součinitel smykového tření. *Fyzikální kabinet FyzKAB* [online]. [cit. 2024-03-12]. Dostupné z: <http://kabinet.fyzika.net/studium/tabulky/smykove-treni.php>
- [24] ČSN 27 0100. *VÝPOČET OCELOVÝCH LANA PRO JEŘÁBY A ZDVIHADLA*. 1978. Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření.
- [25] REMTA, František, František DRAŽAN, Ladislav KUPKA, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. *Jeřáby. I. díl*. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1974, 645 stran.
- [26] ČSN EN 13001-3-1+A2. *Jeřáby-Obecný návrh: Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.
- [27] NJ 2217 ECP. *SKF* [online]. [cit. 2024-04-22]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/productid-NJ%202217%20ECP>
- [28] CR81_EN.book. In: *SIEMENS CATALOG* [online]. [cit. 2024-04-22]. Dostupné z: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/976/109760976/att_1263902/v1/Motors-for-cranes-CR-81-complete-english-2024-02.pdf

- [29] Catalog D 50.11 • 2023 - SIMOGEAR Gearboxes with adapter. In: *SIEMENS CATALOG* [online]. [cit. 2024-04-22]. Dostupné z: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/830/109746830/att_1147250/v1/motion-control-drives-D50.11-complete-English-2023.pdf
- [30] Brzda D500-200. In: *KRÁLOVO POLE CRANES* [online]. [cit. 2024-04-22]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/products/view/standardni-zdvihove-brzdy>
- [31] S235. In: *Atreon – Hutní materiál* [online]. [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://www.atreon.cz/jakost-s235/>
- [32] ČSN EN 13001-3-2. Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [33] Steel wire rope veropro 8. *Certex* [online]. [cit. 2024-05-17]. Dostupné z: [https://www.certex.co.uk/products/steel-wire-rope/steel-wire-rope-veropro-8-p114951?categoryId=492275#MinBreakingForce%7B%7D=%7B"from"%3A3150%2C"to"%3A3245%7D](https://www.certex.co.uk/products/steel-wire-rope/steel-wire-rope-veropro-8-p114951?categoryId=492275#MinBreakingForce%7B%7D=%7B)
- [34] ČSN 27 1820. Kladky a bubny pro ocelová lana. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

C_d	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_s	[N]	statická únosnost ložiska
$D_{K,vod}$	[mm]	jmenovitý průměr vodící kladky
$D_{K,vyr}$	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
$D_{Teor,B}$	[mm]	teoretický průměr bubnu
$D_{Teor,vod}$	[mm]	teoretický průměr vodící kladky
$D_{Teor,vyr}$	[mm]	teoretický průměr vyrovnávací kladky
F_L	[N]	síla v laně
F_{PL}	[N]	jmenovitá pevnost lana
F_{Rl}	[N]	radiální síla lana
F_g	[N]	tíhová síla
M_k	[Nm]	potřebný moment k přenesení převodovkou
M_{klop}	[N · m]	klopný moment
$M_{omax,č}$	[Nm]	maximální ohybový moment čepu
$M_{oy.H}$	[N · m]	ohybový moment hlavního podélného nosníku v ose y
$M_{oy.HP}$	[N · m]	ohybový moment horního příčného nosníku v ose y
$M_{oy.P}$	[N · m]	ohybový moment podvozkového příčného nosníku v ose y
$M_{oy.SK}$	[N · m]	ohybový moment stojiny s kloubem v ose y
$M_{oy.SP}$	[N · m]	ohybový moment pevně uložené stojiny v ose y
$M_{oz.H}$	[N · m]	ohybový moment hlavního podélného nosníku v ose z
$M_{oz.HP}$	[N · m]	ohybový moment horního příčného nosníku v ose z
$M_{oz.P}$	[N · m]	ohybový moment podvozkového příčného nosníku v ose z
$M_{oz.SK}$	[N · m]	ohybový moment stojiny s kloubem v ose z
$M_{oz.SP}$	[N · m]	ohybový moment pevně uložené stojiny v ose z
M_{vyrov}	[N · m]	vyrovnávací moment

P_{min}	[W]	minimální výkon potřebný pro zdvih břemene
Q_1	[N]	zatížení od vlastní hmotnosti jeřábu
Q_{10}	[N]	zatížení způsobená nouzovým zatížením
Q_2	[N]	zatížení od hmotnosti břemene
Q_3	[N]	zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene
Q_4	[N]	zatížení od zrychlení od pohonu zdvihu
Q_{5w1}	[N]	zatížení způsobené větrem za provozu
Q_{5w2}	[N]	zatížení způsobené větrem za provozu
Q_6	[N]	zatížení způsobená větrem mimo provoz
Q_7	[N]	zatížení způsobená sněhem a námrazou
$Q_{9,dyn}$	[N]	zatížení při dynamických zkouškách
$Q_{9,stat}$	[N]	zatížení při statických zkouškách
R_1, R_2	[N]	reakce ve vazbách
R_e	[MPa]	mez kluzu oceli 11 500
S_H	[mm ²]	plocha průřezu hlavního podélného nosníku
S_{HP}	[mm ²]	plocha průřezu horního příčného nosníku
S_P	[mm ²]	plocha průřezu podvozkového příčného nosníku
S_{SK}	[mm ²]	plocha průřezu stojiny s kloubem
S_{SP}	[mm ²]	plocha průřezu pevně uložené stojiny
S_l	[-]	součinitel statické bezpečnosti ložiska
T_h	[m]	tloušťka stojiny
T_H	[N]	posouvající síla hlavního podélného nosníku
T_{HP}	[N]	posouvající síla horního příčného nosníku
T_P	[N]	posouvající síla podvozkového příčného nosníku
T_{SK}	[N]	posouvající síla stojiny s kloubem
T_{SP}	[N]	posouvající síla pevně uložené stojiny

T_b	[m]	tloušťka pásnice
$V_{h,max}$	[m/s]	maximální charakteristická zdvihová rychlost břemene
V_h	[m/s]	charakteristická zdvihová rychlost břemene
$W_{o,č}$	[m ³]	modul průřezu v ohybu
$W_{oy.H}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu hlavního podélného nosníku v ose y
$W_{oy.HP}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu horního příčného nosníku v ose y
$W_{oy.P}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu podvozkového příčného nosníku v ose y
$W_{oy.SK}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu stojiny s kloubem v ose y
$W_{oy.SP}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu pevně uložené stojiny v ose y
$W_{oz.H}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu hlavního podélného nosníku v ose z
$W_{oz.HP}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu horního příčného nosníku v ose z
$W_{oz.P}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu podvozkového příčného nosníku v ose z
$W_{oz.SK}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu stojiny s kloubem v ose z
$W_{oz.SP}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu pevně uložené stojiny v ose z
a_{bmax}	[m/s ²]	maximální zrychlení při brždění
c_a	[-]	aerodynamický součinitel
d_L	[mm]	jmenovitý průměr lana
f_{rec}	[-]	součinitel závislý na době návratu R.
i_P	[-]	převod mezi bubnem a elektromotorem
i_l	[-]	lanový převod
k_H	[-]	součinitel bezpečnosti hlavního podélného nosníku
k_{HP}	[-]	součinitel bezpečnosti horního příčného nosníku
k_P	[-]	součinitel bezpečnosti podvozkového příčného nosníku
k_{SK}	[-]	součinitel bezpečnosti stojiny s kloubem
k_{SP}	[-]	součinitel bezpečnosti pevně uložené stojiny

k_l	[-]	součinitel bezpečnosti pro lano viz., pro lana, u nichž dochází ke střídavému ohybu, se zvyšuje součinitel bezpečnosti o 0,7
l_1	[mm]	délka hladké části bubnu mezi závity lan
l_2	[mm]	délka hladké části na konci bubnu
m_H	[kg]	hmotnost břemene zdvihu
m_b	[kg]	hmotnost břemene
m_c	[kg]	celková hmotnost jeřábu (jeřáb i s kontejnerem)
m_j	[kg]	hmotnost jeřábu
m_{sb}	[kg]	hmotnost stálého břemene
$m_{zk,dyn}$	[kg]	hmotnost zkušebního břemene při dynamické zkoušce, odpovídá 110% hmotnosti břemene.
$m_{zk,stat}$	[kg]	hmotnost zkušebního břemene při statické zkoušce, odpovídá 125% hmotnosti břemene
n_B	[min^{-1}]	otáčky lanového bubnu
n_M	[min^{-1}]	otáčky elektromotoru
n_m	[s^{-1}]	otáčky motoru
p_{DOV}	[MPa]	dovolený tlak na otlačení
p_b	[MPa]	kontrola bočnice na otlačení
r_{klop}	[m]	rameno klopného momentu
r_{vyrov}	[m]	rameno vyrovnávacího momentu
t_b	[mm]	tloušťka bočnice
t_r	[s]	volená doba rozběhu
v_{ref}	[m/s]	referenční rychlost bouřlivého větru. Volím region B
v_z	[m/min]	zdvihová rychlost, volím 15 m/min
z_{min}	[-]	minimální počet závitů lana na bubnu
α_B	[-]	součinitel závislý na druhu kladky, bubnu a skupině jeřábu, zvyšujeme jej o 2, v případě že lano nabíhá na druhou kladku v opačném směru
α_{RZ}	[-]	součinitel rotačních hmot podle

α_{vod}	[-]	součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu, zvyšujeme jej o 2, v případě že lano nabíhá na druhou kladku v opačném směru
α_{vyr}	[-]	součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu, zvyšujeme jej o 2, v případě že lano nabíhá na druhou kladku v opačném směru
β_2	[s/m]	součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu HC4, $\beta_2 = 0,68$
β_3	[-]	součinitel pro jeřáby s rychlým uvolněním břemene $\beta_3 = 1$
γ_f	[-]	celkový součinitel bezpečnosti
γ_m	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
ε_s	[-]	součinitel větru úrovně W2
η_1	[-]	účinnost jedné kladky na pevné ose
η_{Lp}	[-]	účinnost lanového převodu
η_{Ub}	[-]	účinnost uložení bubnu
η_c	[-]	celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí
η_p	[-]	účinnost převodovky
ρ_v	[kg/m ³]	hustota vzduchu
σ_{ξ}	[MPa]	napětí v ose čepu
σ_H	[MPa]	celkové napětí v ohybu hlavního podélného nosníku
σ_{HP}	[MPa]	celkové napětí v ohybu horního příčného nosníku
σ_P	[MPa]	celkové napětí v ohybu podvozkového příčného nosníku
σ_{SK}	[MPa]	celkové napětí v ohybu stojiny s kloubem
σ_{SP}	[MPa]	celkové napětí v ohybu pevně uložené stojiny
$\sigma_{oy.H}$	[MPa]	napětí v ohybu hlavního podélného nosníku v ose y
$\sigma_{oy.HP}$	[MPa]	napětí v ohybu horního příčného nosníku v ose y
$\sigma_{oy.P}$	[MPa]	napětí v ohybu podvozkového příčného nosníku v ose y
$\sigma_{oy.SK}$	[MPa]	napětí v ohybu stojiny s kloubem v ose y
$\sigma_{oy.SP}$	[MPa]	napětí v ohybu pevně uložené stojiny v ose y
$\sigma_{oz.H}$	[MPa]	napětí v ohybu hlavního podélného nosníku v ose z

$\sigma_{oz.HP}$	[MPa]	napětí v ohybu horního příčného nosníku v ose z
$\sigma_{oz.P}$	[MPa]	napětí v ohybu podvozkového příčného nosníku v ose z
$\sigma_{oz.SK}$	[MPa]	napětí v ohybu stojiny s kloubem v ose z
$\sigma_{oz.SP}$	[MPa]	napětí v ohybu pevně uložené stojiny v ose z
τ_H	[MPa]	smykové napětí hlavního podélného nosníku
τ_{HP}	[MPa]	smykové napětí horního příčného nosníku
τ_P	[MPa]	smykové napětí podvozkového příčného nosníku
τ_{SK}	[MPa]	smykové napětí stojiny s kloubem
τ_{SP}	[MPa]	smykové napětí pevně uložené stojiny
ϕ_1	[-]	součinitel obsahující gravitační účinky působící na jeřáb
$\phi_{2,min}$	[-]	minimální velikost ϕ_2 a ϕ_{2c}
ϕ_2	[-]	součinitel obsahující účinky volně ležícího břemene
ϕ_3	[-]	součinitel náhlého uvolnění břemene
ϕ_4	[-]	součinitel zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu
ϕ_5	[-]	součinitel zatížení způsobená zrychlením pohonů
$\phi_{6,dyn}$	[-]	součinitel zatížení při dynamických zkouškách
$\phi_{6,stat}$	[-]	součinitel zatížení při statických zkouškách
ϕ_{cb}	[-]	celkový součinitel hmotnosti břemene
ϕ_{cj}	[-]	celkový součinitel hmotnosti jeřábu
Δm_H	[kg]	uvolněná část břemene
B	[m]	šířka pásnice
h	[m]	předpokládána výška zdvihu
H	[m]	výška stojiny
L	[m]	délka nosníku
L	[m]	navíjená délka lana
m	[-]	počet nosných průřezů

n	[-]	počet navíjených konců lana
S	[m^2]	plocha, na kterou působí vítr
s	[-]	součinitel sloužící k zaručení, aby jedna větev lanového systému dokázala udržet 75% celé váhy břemene a stálého břemene
W	[m]	vzdálenost mezi stojinami
z	[-]	počet větví lanového převodu
z	[-]	počet závitů lana na bubnu
z	[m]	výška nad úrovní terénu
J	[kg/m^2]	moment setrvačnosti motoru
a	[m]	vzdálenost bočnice od kladky
f	[-]	součinitel tření ocel-ocel
$q(3)$	[Pa]	tlak větru, při stupni větru 2 (obvyklí)
$q(z)$	[Pa]	ekvivalentní statický tlak větru
s	[-]	součinitel statické únosnosti, volen dle
$v(z)$	[m/s]	ekvivalentní statická rychlost větru mimo provoz
δ zrychlení	[-]	součinitel pro hmotnosti s nepříznivým účinkem gravitačního
χ	[-]	součinitel středního spouštěcího momentu

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Kombinace zatížení A a B

Příloha 2: Kombinace zatížení C

Výkresová dokumentace:

Výkres 1: RÁM JEŘÁBU

Výkres 2: PEVNĚ ULOŽENÁ STOJINA

Výkres 3: PORTÁLOVÝ JEŘÁB

Kategorie zatížení	Zatížení		Q[N]	Kombinace zatížení											
					A1	A2	A3	A4		B1	B2	B3	B4	B5	
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky pojezdu	Hmotnost jeřábu	1 471 500	1,22	1,1	1,1	1	-		0,97	1,1	1,1	1	-	-
		Hmotnost břemena zdvihu	784 800	1,34	1,05	-0,76	1	-		1,22	1,05	-0,76	1	-	-
		Pojezd po nerovném povrchu	2 256 300	1,22	-	-	-	1		1,16	-	-	-	1	1
	účinky od zrychlení	Pohon zdvihu se neuvažuje	473 823	1,34	1,3	1,3	-	1,3		1,22	1,3	1,3	-	1,3	-
		Zrychlení pohonu zdvihu		1,34	-	-	1,3	-							
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu	71 590	-	-	-	-	-		1,22	1	1	1	1	1
		Zatížení sněhem a námrazou	180 827	-	-	-	-	-		1,22	1	1	1	1	1
Vyjimečná	Zdvihání ležícího břemena		784 800												
	Zatížení větrem mimo provoz		157 271	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách	Statická zkouška	884 862	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	-
		Dynamická zkouška	981 000	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	-
	Síly při nouzovém zastavení		225 630	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti				1,48					1,34						
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu				1,1					1,1						
Suma vodorovných sil [N]				3 078 967	1 175 513	2 846 862	2 752 686		2 575 419	842 424	2 384 811	2 617 308	2 617 308		
Suma svislých sil [N]				-	-	-	-		307 949	307 949	307 949	307 949	307 949		

Kategorie zatížení	Zatížení	Q[N]	Kombinace zatížení										
				C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky pojezdu	Hmotnost jeřábu	1 471 500	1	1,1	1	1,1	1	1	1	1	1	1
		Hmotnost břemena zdvihu	784 800	1,1	-	-	-	1	1	1	1	1	-
		Pojezd po nerovném povrchu	2 256 300	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Účinky od zrychlení	Pohon zdvihu se neuvažuje	473 823	1,1	-	-	1,3	-	-	-	-	-	-
		Zrychlení pohomu zdvihu		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu	71 590	1,2	-	-	1	-	-	-	-	-	-
		Zatížení sněhem a námrazou	180 827	1,1	-	1	-	-	-	-	-	-	-
Vyjimečná	Zdvihání ležícího břemena		784 800	1,1	1,1	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz		157 271	1,2	-	1	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách	Statická zkouška	884 862	1,1	-	-	1	-	-	-	-	-	-
		Dynamická zkouška	981 000	1,1	-	-	1,025	-	-	-	-	-	-
	Síly při nouzovém zastavení		225 630	1,1	-	-	-	-	-	1,3	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti				1,22									
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu				1,1									
Suma vodorovných sil [N]				2 568 258	1 471 500	1 618 650	2 334 780	2 334 780	2 334 780	2 334 780	2 334 780	2 334 780	1 471 500
Suma svislých sil [N]				-	381 344	2 162 470	-	-	322 651	-	-	-	