



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

NÁSTĚNNÝ JEŘÁB

WALL CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Zbořil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Michal Zbořil**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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:

Nástěnný jeřáb

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukci nástěnného jeřábu včetně důležitých pevnostních výpočtů dle zadaných parametrů:

Délka vyložení ramene 3500 mm.

Výška zdvihu 5000 mm.

Nosnost 800 kg.

Proveďte rozbor výběru vhodného kladkostroje,

– výrobci, parametry, ceny.

Cíle bakalářské práce:

Vypracování technické zprávy s rozбором konstrukce, s výběrem vhodného kladkostroje, s důležitými pevnostními výpočty.

Nakreslení konstrukčního výkresu sestavy nástěnného jeřábu dle zadaných parametrů, detailního výkresu svarku rámu.

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 zdvihačích 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.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením nástěnného jeřábu pro nosnost 800kg, délku vyložení 3500mm a výšku zdvihu 5000mm. Práce popisuje výběr vhodného kladkostroje s pojezdovým ústrojím dle aktuální nabídky na trhu. Obsahuje popis vlastního návrhu otoče konzoly pomocí planetové převodovky a válečkového řetězu. Práce dále obsahuje návrh konstrukce a pevnostní výpočty dle platných norem. S prací souvisí také přiložená výkresová dokumentace svarku výložníku a sestavy jeřábu.

KLÍČOVÁ SLOVA

nástěnný jeřáb, řetězový kladkostroj, pojezdové ústrojí, konzola, elektrický pohon, ložisková jednotka, klopení výložníku, planetová převodovka, válečkový řetěz

ABSTRACT

Bachelor's thesis focuses on construction design of a wall-mounted jib crane with lifting capacity up to 800kg, an outreach of 3500mm and lifting height of 5000mm. Thesis describes selection of trolley and crane hoist based on the current market offer. It includes a description of own design for the rotation mechanism of the crane using planetary gearbox and roller chain. It furthermore includes crane design and strength calculations according to valid norms. Technical documentation of assembly and weldment of cantilever is attached to this thesis.

KEYWORDS

wall crane, chain hoist, trolley, cantilever, electric propulsion, bearing unit, loss of stability of the profile due to bending, planetary gearbox, roller chain

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZBOŘIL, M. *Nástěnný jeřáb* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-04-11]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149292>. Bakalářská 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 vlastním dílem a byla vypracována pouze za použití uvedené literatury pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška Ph.D.

V Brně dne 26. května 2023



.....
Michal Zbořil

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji docentu inženýru Jířimu Maláškovi za čas věnovaný konzultacím a získávání podkladů pro napsání této bakalářské práce. Dále chci poděkovat mojí rodině a přítelkyni za podporu během studií.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Běžně používané varianty	12
1.1 Nástěnný jeřáb typu LW	12
1.2 Nástěnný kloubový jeřáb.....	12
1.3 Nástěnný jeřáb typu LWX.....	13
1.4 Nástěnný jeřáb typu VW-K.....	13
1.5 Volba varianty jeřábu.....	14
2 Volba kladkostroje	15
2.1 Dělení kladkostrojů a volba dílčích parametrů.....	15
2.2 Dorazy pojezdu kladkostroje.....	16
3 Elektricky poháněné rotační ústrojí konzoly	17
3.1 Pohon otoče a primární převod.....	17
3.2 Sekundární převod.....	18
4 Pevnostní výpočty	20
4.1.1 Návrh polotovarů pro svarek konzoly	20
4.1.2 Schéma jeřábu a známé veličiny	20
4.2 Volba návrhových součinitelů	21
4.3 Silové účinky na těleso jeřábu.....	22
4.4 Výpočet reakčních sil.....	24
4.5 Výsledné vnitřní účinky	26
4.6 Kontrola vůči meznímu stavu pružnosti	30
4.6.1 Kontrola průřezu 1	30
4.6.2 Kontrola průřezu 2.....	33
4.6.3 Kontrola průřezu 3.....	36
5 Kontrola únosnosti ložiskových jednotek.....	40
6 Kontrola na únavu materiálu.....	42
6.1.1 Zatěžující síly pro výpočet únavy.....	43
6.1.2 Maximální únavové napětí.....	44
6.1.3 Minimální únavové napětí.....	45
6.1.4 Posouzení únavové pevnosti	46
7 Kontrola výložníku na klopení.....	47
7.1 Prokázání únosnosti vůči ztrátě stability klopením	51

Závěr	52
Použité informační zdroje.....	53
Seznam použitých zkratek a symbolů	56
Seznam příloh	62
Příloha A	63

ÚVOD

Nástěnné jeřáby slouží k manipulaci s břemeny. Jejich konstrukce umožňuje manipulaci na ploše kruhové výseče, obvykle do 180° nebo ploše obdélníku v případě pojízdného nástěnného jeřábu. Často bývají nasazeny na obráběcích a montážních pracovištích, dílnách a otevřených skladech pro manipulaci s lehčími břemeny v řádech desítek až stovek kilogramů. Jejich výhodou je vysoká flexibilita a uchycení pouze v jednom bodě, obvykle na železobetonovou stěnu, pilíř, nebo ocelový nosník konstrukce budovy. Tím nezabírají podlahový prostor. Uchycení jeřábu v jednom místě ale působí ohybovým momentem na místo uchycení a konstrukci, na kterou je jeřáb uchycen, je nutné dimenzovat pro toto zatížení. Posuv jeřábové kočky po konzole a zdvihání či spouštění břemene bývá řízeno elektronicky pomocí dálkového, nebo kabelového ovladače, nebo manuálně pomocí postrkování břemene. Rotace nebo posuv konzoly bývá řešena manuálně pohybem břemene v požadovaném směru pro lehčí břemena, nebo pomocí elektromotoru řízeného ovladačem. Ruční ovládání jeřábu se vyznačuje vyšší rychlostí manipulace a zajišťuje jednoduché řízení. Ruční manipulace s břemenem ale zvyšuje námahu při práci a riziko úrazu obsluhy.

Podmínky provozu jeřábu

Jedním z nejdůležitějších parametrů pro konstrukci jeřábu je jeho očekávané využití a podmínky provozu. Jeřáb je určen pro pravidelné přerušované využívání při středním stavu zatěžování mechanismu a použití při běžných pracovních teplotách ve skladech, nebo na montážních a výrobních dílnách.

Konstrukční řešení nástěnného jeřábu

Nástěnné jeřáby, nazývané též konzolové [1], existují v různých konstrukčních provedeních. Konstrukce je obvykle podobná sloupovým jeřábům otáčejícím konzolou okolo bodu uchycení na stěně či sloupu, ale existují i např. pojízdné jeřáby pojíždějící na kolejové dráze uchycené na stěně a kombinace těchto dvou typů. Následující rozdělení jeřábů a jejich příslušenství je výběrem z katalogu firmy ITECO, s.r.o. [3], která je oficiálním dovozcem německých jeřábů značky ABUS a firmy SPANCO ® Inc. [7] ze spojených států. Jednotlivé druhy konstrukcí se odlišují hlavně nosností, výškou zdvihu při stejné výšce zástavby, druhem pohonu otoče výložníku a druhem kladkostroje. Pro ovládání obvykle slouží dálkové nebo kabelové ovládání, kdy délka kabelu ovladače a velikost zásobníku na řetěz závisí na výšce zdvihu. [2]

1 BĚŽNĚ POUŽÍVANÉ VARIANTY

1.1 NÁSTĚNNÝ JEŘÁB TYPU LW



Obr. 1 Nástěnný jeřáb typu LW firmy JASS [4]

Nástěnný jeřáb typu LW vyrábí firma ABUS do nosnosti 1000kg při maximálním vyložení 5m. [3] Působení břemena je díky táhlu držicímu výložník méně transformováno na zatížení ohybového charakteru a vyniká proto nižší vlastní hmotností a nižšími pořizovacími náklady.

1.2 NÁSTĚNNÝ KLOUBOVÝ JEŘÁB



Obr. 2 Nástěnný kloubový jeřáb firmy SPANCO ® [7]

Výhodou může být možnost manipulace za blízký roh stěny, a tím způsobené zvýšení dosahu (např. vykládání břemen oknem budovy ve vyjimečných případech). Vodorovná část konzoly je kombinovaně namáhána krutem a ohybem v závislosti na vytočení koncového ramene. Nosný profil jeřábu tedy musí být odolný vůči klopení. Ovládání může být obtížnější kvůli nerovnoměrným silám při různých vzájemných polohách ramen. Obvykle slouží pro manipulaci s lehčími břemeny, podobně jako jeřáby typu LW.

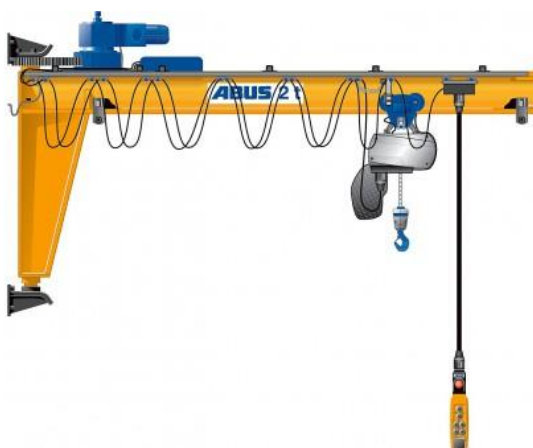
1.3 NÁSTĚNNÝ JEŘÁB TYPU LWX



Obr. 3 Nástěnný jeřáb typu LWX firmy ABUS [5]

Nástěnný jeřáb typu LWX vyrábí firma ABUS pouze do nosnosti 500kg při maximálním vyložení 4m. [5] Jeho hlavní výhodou je lepší využití výšky haly a malé nároky na prostor. Pojezd kladkostroje je ruční nebo elektrický (vhodnější pro vyšší zdvihy jeřábu, kvůli snazší manipulaci obsluhou). Otoč je ručně poháněna.

1.4 NÁSTĚNNÝ JEŘÁB TYPU VW-K



Obr. 4 Nástěnný jeřáb typu VW-K firmy ABUS [6]

Konstrukce jeřábu je velmi podobná typu LWX ale je vybavena robustnější a větší konzolou díky které vzroste i vzdálenost ložisek. Větší vzdálenost ložisek snižuje reakční síly na ložiska v ukotvení jeřábu a umožňuje tak nést těžší břemeno při stejné nosnosti ložisek a snížit namáhání v ukotvení na stěnu. Tento typ jeřábu dodává firma ABUS do nosnosti až 4000 kg s vyložení 8 m. Rotace konzoly i pojezd kladkostroje je řešen převážně elektromotorem kvůli vyšším hmotnostem břemene a vyšší vlastní hmotnosti konstrukce. [6]

1.5 VOLBA VARIANTY JEŘÁBU

Výše položený výložník umožní získání vyšší výšky zdvihu i v zástavbě, což umožní použití jeřábu s požadovanou výškou zdvihu 5000 mm pro větší počet aplikací. Velká hmotnost břemene zároveň s poměrně velkou výškou zdvihu vede k použití varianty s elektrickým pohonem otoče konzoly. Kvůli poměrně velké nominální zátěži tolik nevadí vyšší vlastní hmotnost konzoly a jeřábového kladkostroje. Proto byla zvolena konstrukce typu VW-K.

2 VOLBA KLADKOSTROJE

2.1 DĚLENÍ KLADKOSTROJŮ A VOLBA DÍLČÍCH PARAMETRŮ

Jedním z dělení jeřábových kladkostrojů je na lanové a řetězové. Lanové kladkostroje jsou na trhu převážně pro vyšší zatížení. Jsou také větší, těžší, finančně nákladnější a neumožňují snadnou rotaci břemene kolem svislé osy oproti řetězovým kladkostrojům. Pro zatížení 800kg na trhu existují pouze tzv. vrátky, které ale nesplňují požadavky na dlouhou životnost při velmi častém používání. Je proto voleno pouze mezi **řetězovými kladkostroji**.

Řetězové kladkostroje jsou děleny na ruční a elektrické. Pro zdvíhání těžkých břemen nejsou ruční kladkostroje vhodné, kvůli nutnosti vysokého zřevodování, a s tím spojené malé rychlosti manipulace. Je proto zvolen **elektrický kladkostroj**.

Jeřábové řetězové kladkostroje jsou nejčastěji k dostání samostatně a je k nim možno přikoupit nebrzděný postrkový vozík (ovládaný postrkem břemene), nebo elektricky poháněný pojezd, na který se potom kladkostroj zavěsí pomocí háku, nebo uchytí na připravené čepy. Kvůli fyzické náročnosti pohybu s 800kg břemenem a nebezpečí spojeným se setrvačnými vlastnostmi takového břemene bylo zvoleno **elektricky poháněné rotační ústrojí konzoly jeřábu**.

Ovládání je možné jak pomocí dálkového, tak závěsného kabelového ovladače. Vzhledem k malým rozměrům jeřábu, cenové dostupnosti, a malé šanci ztráty bylo zvoleno **ovládání pomocí závěsného ovladače**.

Klasifikace zdvihadcího mechanismu

Jeřáb je určen pro pravidelné přerušované využívání při středním stavu zatěžování mechanismu a použití ve skladovacích prostorách a dílnách. Dle normy ČSN ISO 4301/1 [8], proto byla zvolena vhodná klasifikace mechanismu jako M5 a vyšší.

Zvolený kladkostroj

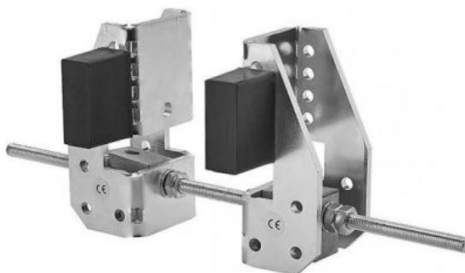
Volba kladkostroje proběhla za pomoci parametrů uvedených v příloze A. Vzhledem k pořizovací ceně byl vybrán kladkostroj od firmy ABUS typu GM 4 800.6-2 s elektrickým pojezdem EF 14 který splňuje všechny požadavky a poskytuje dostatečnou rychlost manipulace se správnou klasifikací mechanismu. Dalším důvodem k volbě tohoto kladkostroje je také možnost rychlého servisu a dostupnosti náhradních dílů v rámci ČR. Nevýhodou může být vyšší hmotnost, ale z důvodu poměrně vysoké vlastní hmotnosti jeřábu byl tento parametr tolerován.



Obr. 2 Kladkostroj AbuCompact GM 4 800.6-2 [2]

2.2 DORAZY POJEZDU KLADKOSTROJE

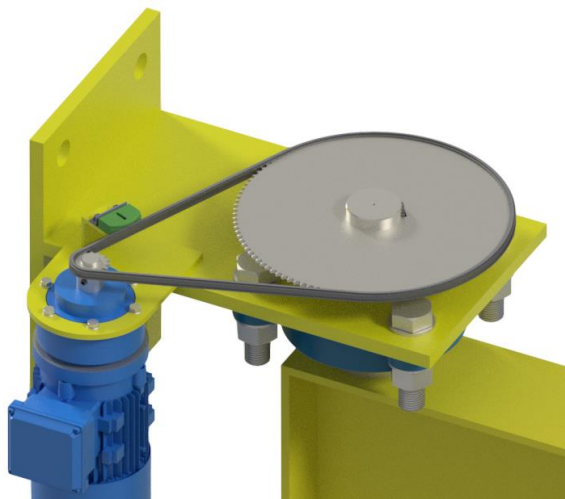
Zvolen doraz KFEA90300 pro šířku příruby 90-300 mm a tloušťku 7-25 mm



Obr. 3 Doraz pojezdu kladkostroje [30]

3 ELEKTRICKY POHÁNĚNÉ ROTAČNÍ ÚSTROJÍ KONZOLY

Pro pohon otoče jeřábu bylo zvoleno toto vlastní uspořádání, které umožňuje posunout konstrukci blíže ke stropu budovy a tím zvýšit zdvihovou výšku jeřábu.



Obr. 4 Modelové řešení pohonu otoče konzoly

Požadovaná rychlost rotace konzoly jeřábu

Požadovaná rychlost rotace byla zvolena tak, aby se kladkostroj v krajní poloze výložníku pohyboval přibližně stejně rychle, jako je rychlost pojezdu kladkostroje. Tím by měla být zajištěna bezpečná rychlost manipulace s břemenem.

$$n_k = \frac{v_{kl}}{l_v \cdot 60} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.1)$$

$$n_k = \frac{20}{3,5 \cdot 60}$$

$$n_k = 0,095 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde $v_{kl} = 20 \text{ m/min}$

$l_v = 3\,500 \text{ mm} = 3,5 \text{ m}$

rychlost pojezdu kladkostroje dle výrobce [2]

délka vyložení kladkostroje

3.1 POHON OTOČE A PRIMÁRNÍ PŘEVOD

Pro pohon otoče byl zvolen osmipólový elektromotor s brzdou a přidruženou planetovou převodovkou od výrobce Strojírna Kukleny spol. s.r.o. [26] Brzda elektromotoru zajistí ochranu před samovolnou rotací konzoly díky vysokému převodovému poměru převodů.

Parametry pohonu

Výkon elektromotoru

$P_{el} = 0,18 \text{ kW}$

Otáčky elektromotoru

$n_1 = 675 \text{ ot/min}^{ad1}$

Převodový poměr převodovky

$i_1 = 97$

Délka kompletního pohonu

$L_{LC} = 354 \text{ mm}$

Průměr převodovky

$M_1 = 135 \text{ mm}$

^{ad1} Otáčky osmipólového motoru při napájecí frekvenci 50 Hz a skluzu 10%.

Výstupní otáčky převodovky

$$n_2 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60 \cdot i_1} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.2)$$

$$n_2 = \frac{2\pi \cdot 675}{60 \cdot 97}$$

$$n_2 = 0,729 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.2 SEKUNDÁRNÍ PŘEVOD

Jako sekundární převod byla zvolena dvojice řetězových kol pro válečkový řetěz 06B-1, která přenáší kroutící moment na horní ložiskový čep. Využije se zároveň další možnosti zpřevodování na požadované otáčky. Z důvodu pouze omezeného natočení konzoly není nutno volit liché počty ozubení kvůli vyšší životnosti. Řetěz je dopínán napínákem s obloukovým profilem společnosti Murtfeldt.

Požadovaný převodový poměr

$$i_2 = \frac{n_2}{n_k} \quad [-] \quad (3.3)$$

$$i_2 = \frac{0,729}{0,095}$$

$$i_2 = 7,67$$

Navržená řetězová kola dle převodového poměru

Řetězová kola byla vybrána z katalogu firmy Moravia Řetězy a.s. [27]

Pastorek kalený 06B D24 15z	$p_1 = 15$ zubů
Hnané řetězové kolo 06B-2 D20 114z	$p_2 = 114$ zubů

Skutečný převodový poměr sekundárního převodu

$$i_{2s} = \frac{p_2}{p_1} \quad [-] \quad (3.4)$$

$$i_{2s} = \frac{114}{15}$$

$$i_{2s} = 7,6$$

Skutečná rychlost rotace konzoly jeřábu

$$n_{ks} = \frac{n_2}{i_{2s}} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.5)$$

$$n_{ks} = \frac{0,729}{7,6}$$

$$n_{ks} = 0,0959 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} = (0,92 \text{ ot/min})$$

$$n_{ks} \cong n_k$$

Vyhovuje

4 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

4.1.1 NÁVRH POLOTOVARŮ PRO SVAREK KONZOLY

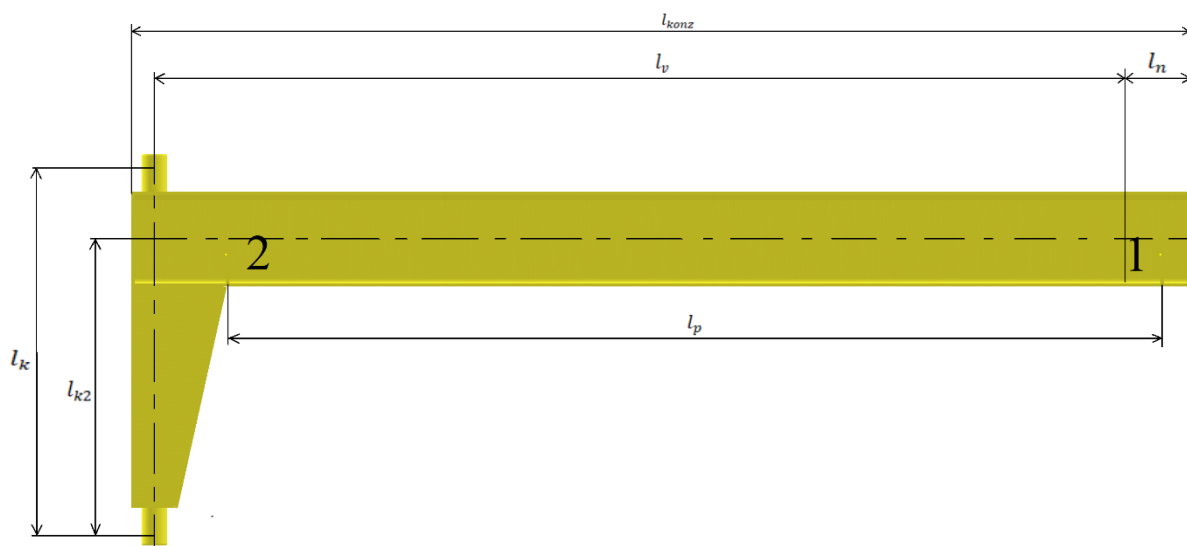
Polotovary pro konzolu a výložník jeřábu byly navrženy předběžnými výpočty.

- Tyč profilu IPE 330 válcovaná za tepla [14] poslouží jako nosný prvek výložníku, která bude zároveň sloužit jako pojezdová plocha kladkostroje.
- Konzola bude svařena z plechu tl. 12mm válcovaného za tepla [15]

Oba polotovary jsou vyrobeny z oceli S235JR (1.0038) dle EN 10025-2, která přibližně odpovídá vlastnostem oceli 11 375 dle ČSN 41 1375 [16].

Nejnižší mez kluzu $R_{eH} = 235 \text{ MPa}$
Pevnost v tahu $R_m = 340 \text{ až } 470 \text{ MPa}$

4.1.2 SCHÉMA JEŘÁBU A ZNÁMÉ VELIČINY



Obr. 5 Nákres konzoly jeřábu v programu Autodesk Inventor® 2023

Délka vyložení	$l_v = 3\,500 \text{ mm}$
Délka přesahu pro nárazník	$l_n = 230 \text{ mm}$
Maximální hmotnost břemene	$m_b = 800 \text{ kg}$
Výška zdvihu	$h_z = 5\,000 \text{ mm}$
Hmotnost kladkostroje	$m_k = 78,4 \text{ kg}$
Celková délka konzoly	$l_{konz} = 3\,684 \text{ mm}$
Délka pojezdu	$l_p = 2\,900 \text{ mm}$
Vzdálenost ložisek	$l_k = 1\,262 \text{ mm}$
Vzdálenost neutrální osy	$l_{k2} = 985 \text{ mm}$

4.2 VOLBA NÁVRHOVÝCH SOUČINITELŮ

Součinitel účinků tíhy na jeřáb

Dle normy ČSN EN 13001-2 [17]

$$\varphi_1 = 1 + \delta \quad [-] \quad (4.1)$$

$$\varphi_1 = 1 + 0,1$$

$$\varphi_1 = 1,1$$

Kde $\delta = 0,1$ dle [17] 4.2.2.1 charakteristika svislého přemístění břemena

Dynamický součinitel účinků tíhy při manipulaci s břemenem

Dle normy ČSN EN 1991-3 [18]

$$\varphi_2 = \varphi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_h \quad [-] \quad (4.2)$$

$$\varphi_2 = 1,15 + 0,51 \cdot 0,1$$

$$\varphi_2 = 1,201$$

Kde $\varphi_{2,\min} = 1,15$ minimální velikost φ_2 [18] 2.6
 $\beta_2 = 0,51$ součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu [18] 2.6
 $v_h = 6 \text{ m/min} = 0,1 \text{ m/s}$ zdvihová rychlost kladkostroje dle přílohy A

Součinitel zatížení způsobených pojezdem jeřábu po nerovném povrchu

Zvolen dle ČSN EN 1991-3 [18] 2.4 a ČSN EN 1993-6 [19]

$$\varphi_4 = 1$$

Proto tento koeficient ve výpočtech neuvažují

Součinitel zatížení

Zvolen dle ČSN EN 1991-3 [18] Příloha A

$$\gamma_{G,sup} = 1,35$$

Součinitel zkušebního zatížení

Jeřáb musí být dimenzován i pro případné zkušební zatížení, kde koeficient zkušebního zatížení pro nosnou konstrukci jeřábu je vypočten dle normy ČSN 1991-3 [18] 2.10

$$\varphi_6 = 0,5 \cdot (1 + \varphi_2) \quad [-] \quad (4.3)$$

$$\varphi_6 = 0,5 \cdot (1 + 1,201)$$

$$\varphi_6 = 1,101$$

Mimořádná zatížení

Vzhledem k velmi malým rychlostem pojezdu kladkostroje i rotace konzoly není uvažováno rozkývání břemene.

Síla na nárazník způsobená pojezdem kladkostroje je uvažována jako 10% součtu zatěžující síly od kladkostroje a jeho břemena dle normy ČSN 1991-3 [18] 2.11.2 Tato síla potom působí ve směru pojezdu jeřábového kladkostroje.

$$\varphi_{7,pk} = 0,1$$

Síla způsobená vybočením břemene při brzdění rotace konzoly je rovněž uvažována jako 10% součtu zatěžující síly od kladkostroje a jeho břemena. Tato síla poté působí ve směru rotace konzoly.

$$\varphi_{7,z} = 0,1$$

4.3 SILOVÉ ÚČINKY NA TĚLESO JEŘÁBUZatížení od vlastní hmotnosti kladkostroje

$$F_k = m_{kl} \cdot g \cdot \varphi_1 \cdot \gamma_{G,sup} \quad [N] \quad (4.4)$$

$$F_k = 78,4 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,35$$

$$F_k = 1142 \text{ N}$$

Kde $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ střední hodnota tíhového zrychlení
 $m_{kl} = 78,4 \text{ kg}$ hmotnost kladkostroje

Zatížení od břemene

$$F_b = m_b \cdot g \cdot \varphi_2 \cdot \gamma_{G,sup} \cdot \varphi_6 \quad [N] \quad (4.5)$$

$$F_b = 800 \cdot 9,81 \cdot 1,201 \cdot 1,35 \cdot 1,101$$

$$F_b = 14\,010 \text{ N}$$

Kde $m_b = 800 \text{ kg}$ hmotnost břemene

Zatížení od vlastní hmotnosti výložníku

Spojité zatížení způsobené hmotností IPE profilu

$$q_{IPE} = \frac{G}{1000} \cdot g \cdot \varphi_1 \cdot \gamma_{G,sup} \quad [N/mm] \quad (4.6)$$

$$q_{IPE} = \frac{49,1}{1000} \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,35$$

$$q_{IPE} = 0,715 \text{ N/mm}$$

Kde $G_{ipe} = 49,1 \text{ kg/m}$ délková hmotnost IPE profilu dle dodavatele [20]

Zatížení od vlastní hmotnosti konzoly

Hmotnost konzoly m_{ko} byla zjištěna modelovým řešením v programu Autodesk Inventor © 2023. Hmotnost konzoly nebyla uvažována jako spojité zatížení, protože působení tíhové síly od konzoly nevyvozuje ohybový moment, ale pouze tečné zatížení. Působíště síly od hmotnosti konzoly bylo zvoleno v polovině vzdálenosti mezi ložiskovými čepy $l_k/2 = 575 \text{ mm}$.

$$F_{ko} = m_{ko} \cdot g \cdot \varphi_1 \cdot \gamma_{G,sup} \quad [N] \quad (4.7)$$

$$F_{ko} = 64 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,35$$

$$F_{ko} = 932 \text{ N}$$

Kde $m_{ko} = 64 \text{ kg}$ hmotnost konzoly

Zatížení od nárazu pojezdějícího kladkostroje na nárazník

$$F_n = \varphi_{7,pk} \cdot (F_k + F_b) \quad [N] \quad (4.8)$$

$$F_n = 0,1 \cdot (1142 + 14\,010)$$

$$F_n = 1\,515 \text{ N}$$

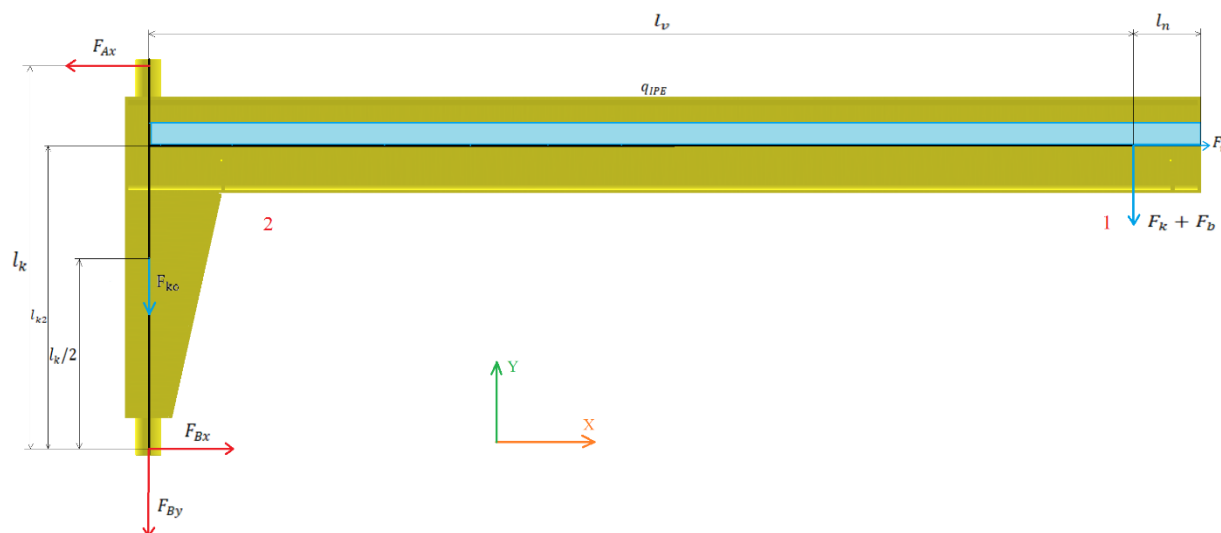
Zatížení od vybočení břemene

$$F_z = \varphi_{7,z} \cdot (F_k + F_b) \quad [\text{N}] \quad (4.9)$$

$$F_z = 0,1 \cdot (1142 + 14\,010)$$

$$F_z = 1\,515 \text{ N}$$

Zatížení způsobené dostředivou silou na kladkostroj při rotaci konzoly bylo zanedbáno z důvodu velmi nízké úhlové rychlosti rotace konzoly.

4.4 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL

Obr. 9 Schéma silových účinků na konzoli jeřábu v rovině XY

Podmínka rovnováhy sil v ose y

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{By} = F_b + F_k + F_{ko} + q_{IPE} \cdot (l_v + l_n) \quad (4.10)$$

$$F_{By} = 14\,010 + 1142 + 932 + 0,715 \cdot (3\,500 + 230)$$

$$F_{By} = 18\,751 \text{ N}$$

Podmínka momentové rovnováhy v ose z

$$\sum M_z = 0$$

$$F_{Ax} \cdot l_k - (F_b + F_k) \cdot l_v - q_{IPE} \cdot \frac{(l_v + l_n)^2}{2} - F_n \cdot l_{k2} = 0 \quad (4.11)$$

$$F_{Ax} = \frac{(F_b + F_k) \cdot l_v + q_{IPE} \cdot \frac{(l_v + l_n)^2}{2} + F_n \cdot l_{k2}}{l_k}$$

$$F_{Ax} = \frac{(14\,010 + 1142) \cdot 3\,500 + 0,715 \cdot \frac{(3\,500 + 230)^2}{2} + 1\,515 \cdot 985}{1\,200}$$

$$F_{Ax} = 49\,582\text{N}$$

Podmínka rovnováhy sil v ose x

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Bx} + F_n - F_{Ax} = 0 \quad (4.12)$$

$$F_{Bx} = F_{Ax} - F_n$$

$$F_{Bx} = 49\,582 - 1\,515$$

$$F_{Bx} = 48\,067\text{N}$$

Podmínka momentové rovnováhy v ose x

$$\sum M_x = 0$$

$$F_{Az} \cdot l_k - F_z \cdot l_{k2} = 0 \quad (4.13)$$

$$F_{Az} = \frac{F_z \cdot l_{k2}}{l_k}$$

$$F_{Az} = \frac{1\,515 \cdot 0,985}{1,262}$$

$$F_{Az} = 1\,182\text{ N}$$

Podmínka rovnováhy sil v ose z

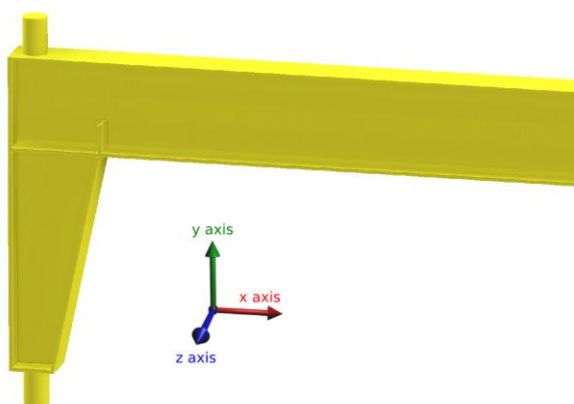
$$\sum F_z = 0$$

$$F_{Bz} = F_z - F_{Az} \quad (4.14)$$

$$F_{Bz} = 1\,515 - 1\,182$$

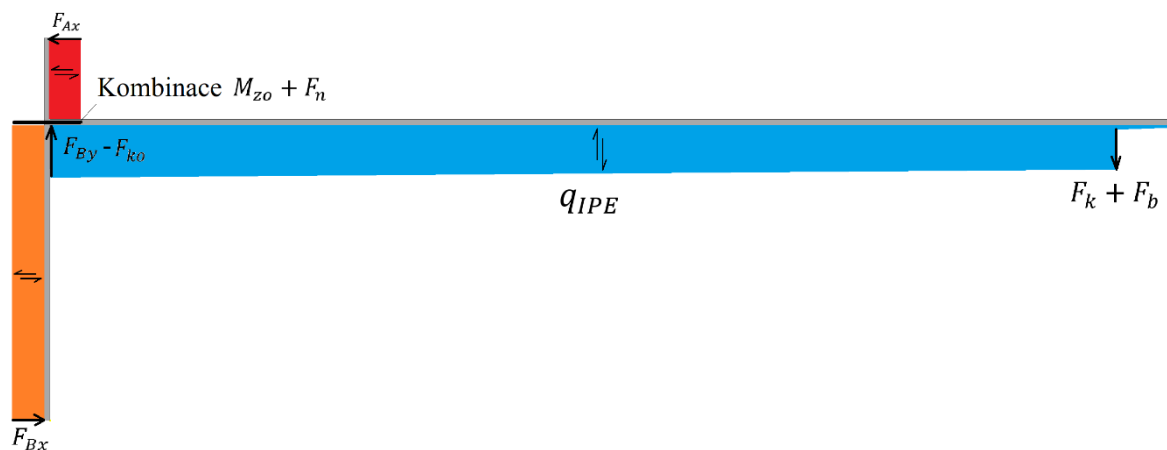
$$F_{Bz} = 333 \text{ N}$$

4.5 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

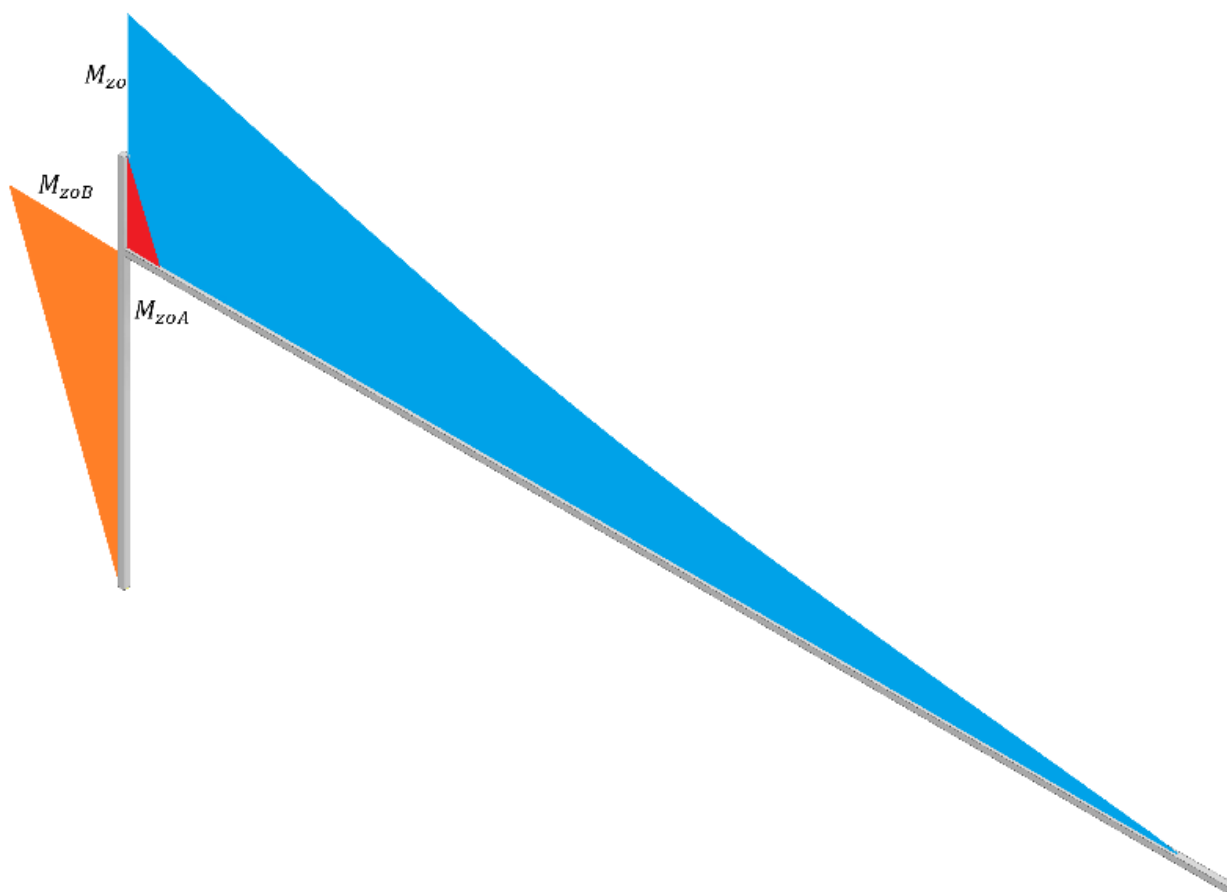


Obr. 10 Vyznačené směry os souřadného systému

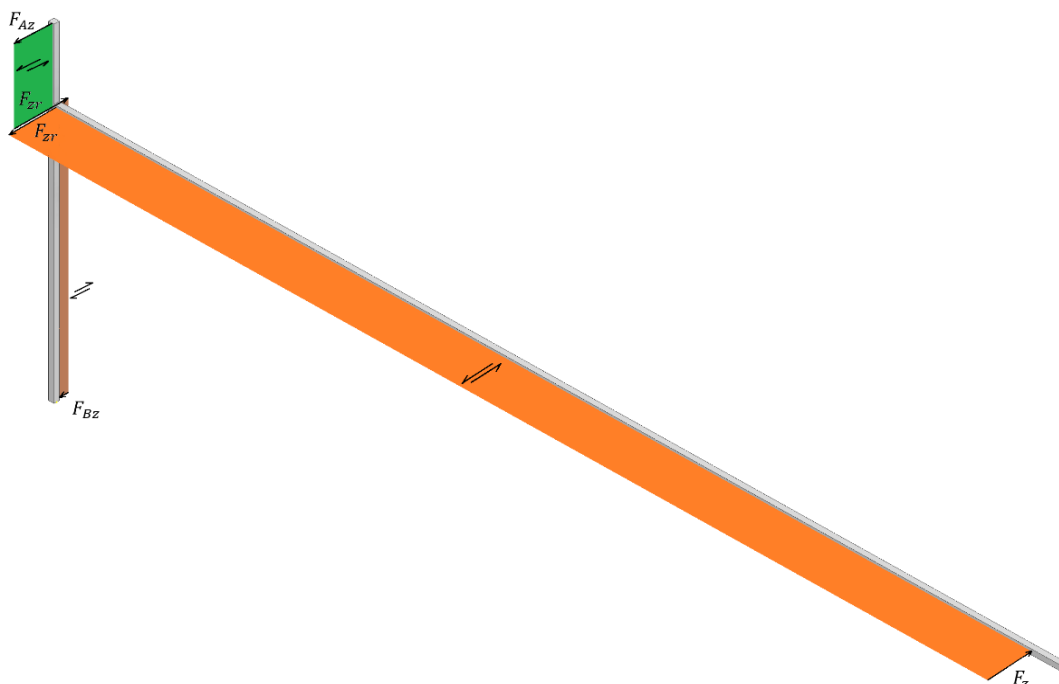
U posouvajících sil je pro větší přehlednost zakreslen směr vzájemného smýkaní řezu profilu a ohybové momenty jsou kresleny na stranu taženého vlákna.

Tečné účinky roviny XY

Obr. 11 Tečné účinky roviny XY

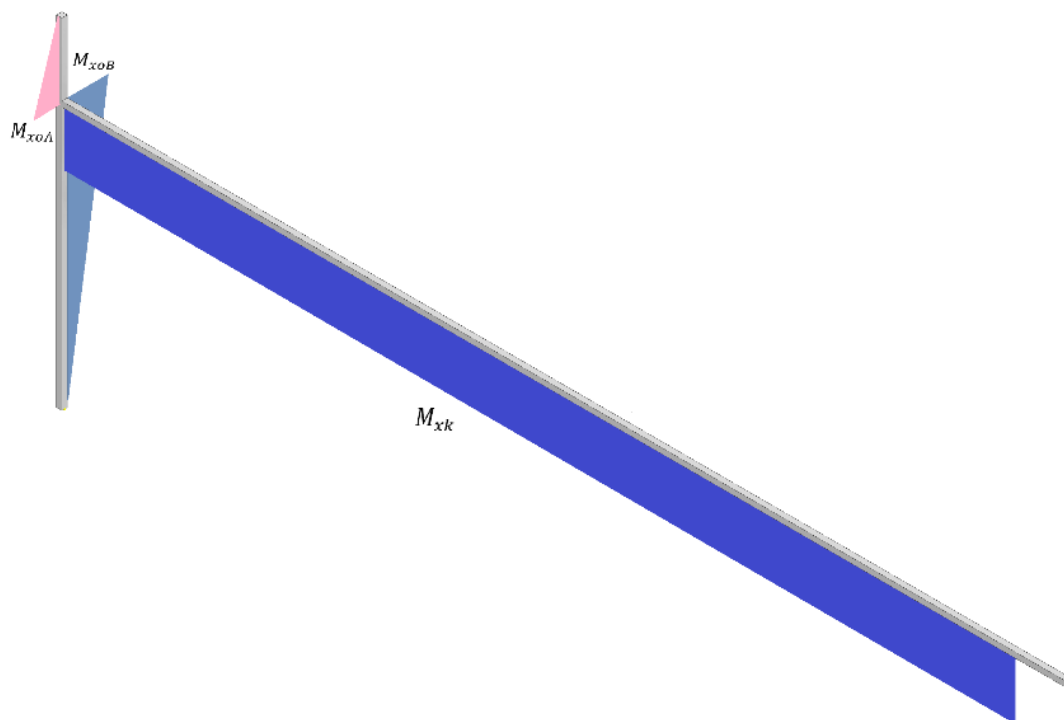
Ohybové vnitřní účinky osy Z

Obr. 12 Ohybové účinky v ose Z

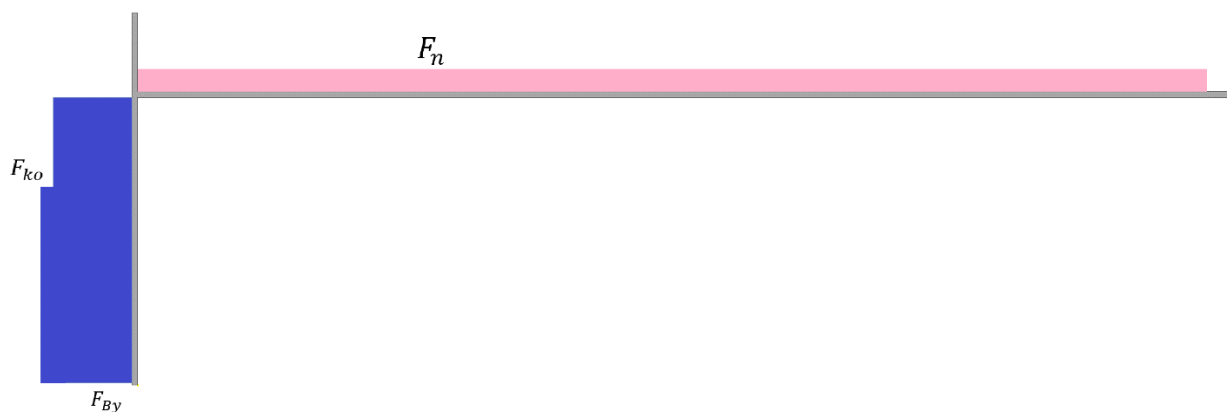
Tečné účinky roviny ZY

Obr. 13 Tečné účinky roviny ZY

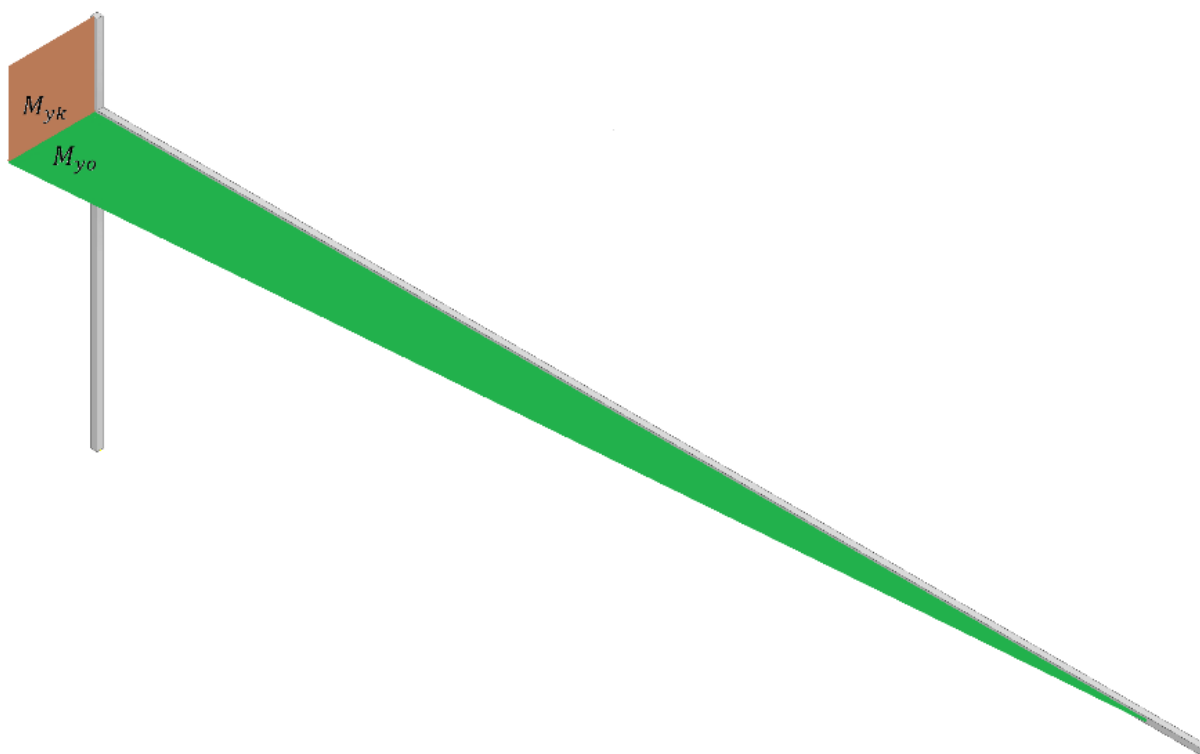
Kde $F_{Zr} = F_z$ reakce mezi výložníkem a konzolou v ose z

Ohybové a krutové vnitřní účinky osy X

Obr. 14 Ohybové a krutové účinky v ose X

Normálové účinky roviny XY

Obr. 15 Normálové účinky roviny XY

Ohybové a krutové vnitřní účinky osy Y

Obr. 16 Ohybové a krutové účinky v ose Y

4.6 KONTROLA VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Volba nebezpečných průřezů

Z výsledných vnitřních účinků vyplývá, že první nebezpečný průřez se nachází v IPE profilu v blízkosti konzoly. Druhý nebezpečný průřez se může nacházet ve svaru konzoly a IPE profilu. Třetí nebezpečný průřez by se mohl nacházet ve svaru IPE profilu a horního ložiskového čepu.



Obr. 6 Nebezpečné průřezy

Průřezy 1 a 2 se nachází v hůře vyšetřitelné oblasti ve spoji dvou hlavních částí jeřábu. Pro první průřez proběhne výpočet s ohybovými momenty dle VVU, pro druhý průřez s maximálním ohybovým momentem ve spodní části konzoly. Průřez číslo 3 bude vyšetřen na působení celkového ohybového momentu a krutu od pohonu otoče konzoly.

4.6.1 KONTROLA PRŮŘEZU 1

Kroutící moment M_{xk} nebyl pro výpočet uvažován kvůli zanedbatelné velikosti a obtížnému výpočtu.

Ohybový moment M_{zo}

$$M_{zo} = (F_k + F_b) \cdot l_v + q_{IPE} \cdot \frac{(l_v + l_n)^2}{2} \quad [\text{Nmm}] \quad (4.15)$$

$$M_{zo} = (1\,142 + 14\,010) \cdot 3\,500 + 0,715 \cdot \frac{(3\,500 + 230)^2}{2}$$

$$M_{zo} = 58,006 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Ohybový moment M_{y0}

$$M_{y0} = F_z \cdot l_v \quad [\text{Nmm}] \quad (4.16)$$

$$M_{y0} = 1\,515 \cdot 3\,500$$

$$M_{y0} = 5,303 \cdot 10^6 \text{Nmm}$$

Ohybové napětí od momentu M_{z0}

Pro výpočet ohybových napětí nebyl uvažován posun neutrální osy kvůli předpokládané zanedbatelné deformaci konzoly. Tahové a tlakové napětí bylo považováno za rovné.

$$\sigma_{0,z} = \frac{M_{z0}}{W_{1z}} \quad [\text{MPa}] \quad (4.17)$$

$$\sigma_{0,z} = \frac{58,006 \cdot 10^6}{7,13 \cdot 10^5}$$

$$\sigma_{0,z} = 81,4 \text{ MPa}$$

Kde $W_{1z} = 7,13 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$ modul průřezu profilu dle katalogu dodavatele [20]

Ohybové napětí od momentu M_{y0}

$$\sigma_{0,y} = \frac{M_{y0}}{W_{1y}} \quad [\text{MPa}] \quad (4.18)$$

$$\sigma_{0,y} = \frac{5,303 \cdot 10^6}{9,85 \cdot 10^4}$$

$$\sigma_{0,y} = 53,8 \text{ MPa}$$

Kde $W_{1y} = 9,85 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$ modul průřezu profilu dle katalogu dodavatele [20]

Maximální normálové napětí

$$\sigma_{n1} = \frac{F_n}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (4.19)$$

$$\sigma_{n1} = \frac{1\,515}{6\,261}$$

$$\sigma_{n1} = 0,2 \text{ MPa}$$

Kde $S = 6\,261 \text{ mm}^2$ průřezová plocha profilu dle katalogu dodavatele [20]

Smykové napětí od sil roviny XY

$$\tau_{xy} = \frac{F_b + F_k + q_{IPE} \cdot (l_v + l_n)}{A_y} \quad [\text{MPa}] \quad (4.20)$$

$$\tau_{xy} = \frac{14\,010 + 1\,142 + 0,715 \cdot (3\,500 + 230)}{2\,380}$$

$$\tau_{xy} = 7,5 \text{ MPa}$$

Kde $A_y = 2\,380 \text{ mm}^2$ smyková plocha ve směru osy Y [29]

Smykové napětí od sil roviny YZ

$$\tau_{yz} = \frac{F_z}{A_z} \quad [\text{MPa}] \quad (4.21)$$

$$\tau_{yz} = \frac{1\,515}{3\,070}$$

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

Kde $A_z = 3\,070 \text{ mm}^2$ smyková plocha ve směru osy Z [29]

Maximální redukované napětí

Dle podmínky pevnosti HMH pro houževnaté materiály

$$\sigma_{\text{red},1} = \sqrt{(\sigma_{o,z} + \sigma_{o,y} + \sigma_{n1})^2 + 3 \cdot (\sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2})^2} \quad [\text{MPa}] \quad (4.22)$$

$$\sigma_{\text{red},1} = \sqrt{(81,4 + 53,8 + 0,2)^2 + 3 \cdot (\sqrt{7,5^2 + 0,5^2})^2}$$

$$\sigma_{\text{red},1} = 136 \text{ MPa}$$

KONTROLA VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Požadovaná bezpečnost $k_{1,m\text{sp}} \geq 1,5$

$$k_{1,m\text{sp}} = \frac{R_{eH}}{\sigma_{\text{red},1} \cdot \gamma_m} \quad [-] \quad (4.23)$$

$$k_{1,m\text{sp}} = \frac{235}{1,1 \cdot 136}$$

$$k_{1,m\text{sp}} = 1,57$$

Kde $\gamma_m = 1,1$ součinitel spolehlivosti materiálu
dle ČSN 13001-3-1+A2 [21] 5.2.1

$k_{1,m\text{sp}} \geq 1,5$ Vyhovuje

4.6.2 KONTROLA PRŮŘEZU 2Ohybový moment ve svaru IPE profilu a konzoly

$$M_{z0B} = F_{Bx} \cdot l_{k2} \quad [\text{Nmm}] \quad (4.24)$$

$$M_{z0B} = 48\,067 \cdot 985$$

$$M_{z0B} = 47,346 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Kde $l_{k2} = 985 \text{ mm}$ vzdálenost spodního ložiska a neutrální osy konzoly

Ohybový moment vzniklý silou F_{Bz} je příliš malý, a proto nebyl do výpočtu uvažován. Byla ale zvýšena požadovaná bezpečnost.

VÝPOČET KVADRATICKÉHO MOMENTU SVARU VE SPOJI IPE PROFILU A KONZOLY

Vzorec pro výpočet byl získán z knihy Shigley - Konstruování strojních součástí [22] str. 516

Účinný kvadratický moment

$$J_{zu} = \frac{h^2}{6} \cdot (3b + h) + \frac{bh^2}{2} \quad [\text{mm}^4] \quad (4.25)$$

$$J_{zu} = \frac{306^2}{6} \cdot (3 \cdot 160 + 308) + \frac{160 \cdot 306^2}{2}$$

$$J_{zu} = 20,048 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Kde $h = 306 \text{ mm}$ vzdálenost svarů zadní a přední pásnice konzoly
 $b = 160 \text{ mm}$ šířka konzoly

Skutečný kvadratický moment

$$J_z = a \cdot J_{zu} \quad [\text{mm}^4] \quad (4.26)$$

$$J_z = 6 \cdot 20,048 \cdot 10^6$$

$$J_z = 120,29 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Kde $a = 6 \text{ mm}$ velikost svaru, zvolena dle ČSN 13001-3-1+A2 [21]

Modul průřezu svaru

$$W_{2z} = \frac{J_z}{\frac{h}{2}} \quad [\text{mm}^3] \quad (4.27)$$

$$W_{2z} = \frac{120,29 \cdot 10^6}{\frac{306}{2}}$$

$$W_{2z} = 781\,091 \text{ mm}^3$$

Smykové napětí ve svaru ohybem

$$\tau_{o,2}'' = \frac{M_{zOB}}{W_{o,2}} \quad [\text{MPa}] \quad (4.28)$$

$$\tau_{o,2}'' = \frac{47,346 \cdot 10^6}{781\,091}$$

$$\tau_{o,2}'' = 60,6 \text{ MPa}$$

Smykové napětí ve svaru posouvající silou

$$\tau_{o,2}' = \frac{F_{Bx}}{2 \cdot b \cdot a + 2 \cdot h \cdot a} \quad [\text{MPa}] \quad (4.29)$$

$$\tau_{o,2}' = \frac{48\,067}{4 \cdot 160 \cdot 6 + 2 \cdot 306 \cdot 6}$$

$$\tau_{o,2}' = 6,4 \text{ MPa}$$

Smykové napětí ve svaru normálovou silou

$$\tau_{0,2} = \frac{F_{By} - F_{ko}}{4 \cdot b \cdot a + 2 \cdot h \cdot a} \quad [\text{MPa}] \quad (4.30)$$

$$\tau_{0,2} = \frac{18\,751 - 932}{2 \cdot 160 \cdot 6 + 2 \cdot 306 \cdot 6}$$

$$\tau_{0,2} = 2,4 \text{ MPa}$$

Kombinované smykové napětí ve svaru

Napětí způsobené ohybovým a normálovým napětím působí ve stejném směru, zatímco namáhání tečnou silou je na ně kolmé, proto byl zvolen tento výpočet.

$$\tau_2 = \sqrt{(\tau_{0,2} + \tau_{0,2}'')^2 + \tau_{0,2}'^2} \quad [\text{MPa}] \quad (4.31)$$

$$\tau_2 = \sqrt{(2,4 + 60,6)^2 + 6,4^2}$$

$$\tau_2 = 63,3 \text{ MPa}$$

Dovolené smykové napětí ve svaru

$$\tau_{\text{dov,sv}} = \frac{a_w \cdot R_{EH}}{\gamma_m} \quad [\text{MPa}] \quad (4.32)$$

$$\tau_{\text{dov,sv}} = \frac{0,6 \cdot 235}{1,1}$$

$$\tau_{\text{dov,sv}} = 128,2 \text{ MPa}$$

Kde $\gamma_m = 1,1$ obecný součinitel spolehlivosti dle ČSN 13001-3-1+A2 [21] 5.2.1
 $a_w = 0,6$ součinitel pro návrhové napětí únosnosti svaru dle ČSN 13001-3 1+A2 [21] Tab. 8

PROKÁZÁNÍ ÚNOSNOSTI VŮČI DOVOLENÉMU NAPĚTÍ VE SVARUPožadovaná bezpečnost $k_{2,m\text{sp}} \geq 2$

$$k_{2,m\text{sp}} = \frac{\tau_{\text{dov,sv}}}{\tau_2} \quad [-] \quad (4.33)$$

$$k_{2,m\text{sp}} = \frac{128,2}{63,3}$$

$$k_{2,m\text{sp}} = 2,02$$

 $k_{2,m\text{sp}} \geq 2$ Vyhovuje**4.6.3 KONTROLA PRŮŘEZU 3**Ohybový moment ve svaru horního čepu a konzoly

$$M_{oA} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Az}^2} \cdot l_{\zeta} \quad [\text{Nmm}] \quad (4.34)$$

$$M_{oA} = \sqrt{49\,582^2 + 1\,182^2} \cdot 81$$

$$M_{oA} = 4,017 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Kde $l_{\zeta} = 81 \text{ mm}$ vzdálenost svaru a působíště síly ložiskaKroutící moment ve svaru horního čepu a konzoly

$$M_{yk} = M_{yo} = F_z \cdot l_v \quad [\text{Nmm}] \quad (4.35)$$

$$M_{yk} = 1\,515 \cdot 3\,500$$

$$M_{yk} = 5,3 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

VÝPOČET KVADRATICKÉHO MOMENTU SVARŮ VE SPOJI HORNÍHO ČEPU A KONZOLY

Vzorec pro výpočet byl získán z knihy Shigley - Konstruování strojních součástí [22] str. 516

Účinný kvadratický moment

$$J_{zu\check{c}} = \pi r^3 \quad [\text{mm}^4] \quad (4.36)$$

$$J_{zu\check{c}} = \pi \cdot 60^3$$

$$J_{zu\check{c}} = 6,79 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

Kde $r = 60 \text{ mm}$ průměr čepu ve svaru

Skutečný kvadratický moment

$$J_{u\check{c}} = a_{\check{c}} \cdot J_{zu\check{c}} \quad [\text{mm}^4] \quad (4.37)$$

$$J_{u\check{c}} = 8 \cdot 6,79 \cdot 10^5$$

$$J_{u\check{c}} = 5,43 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Kde $a_{\check{c}} = 8 \text{ mm}$ velikost svaru čepu - zvolena dle ČSN 13001-3-1+A2 [21]

Modul průřezu svaru v ohybu

$$W_{3u} = \frac{J_{u\check{c}}}{r} \quad [\text{mm}^3] \quad (4.38)$$

$$W_{3u} = \frac{5,43 \cdot 10^6}{60}$$

$$W_{3u} = 90\,500 \text{ mm}^3$$

Smykové napětí ve svaru ohybem

$$\tau_{30} = \frac{M_{oA}}{W_{3u}} \quad [\text{MPa}] \quad (4.39)$$

$$\tau_{30} = \frac{4,017 \cdot 10^6}{90\,500}$$

$$\tau_{30} = 44,4 \text{ MPa}$$

Účinný polární moment

$$J_{zp\check{c}} = 2\pi r^3 \quad [\text{mm}^4] \quad (4.40)$$

$$J_{zp\check{c}} = 2\pi \cdot 60^3$$

$$J_{zp\check{c}} = 1,36 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Skutečný polární moment

$$J_{p\check{c}} = a \cdot J_{zp\check{c}} \quad [\text{mm}^4] \quad (4.41)$$

$$J_{p\check{c}} = 8 \cdot 1,36 \cdot 10^6$$

$$J_{p\check{c}} = 10,88 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu svaru v krutu

$$W_{3p} = \frac{J_{pč}}{r} \quad [\text{mm}^3] \quad (4.42)$$

$$W_{3p} = \frac{10,88 \cdot 10^6}{60}$$

$$W_{3p} = 181\,333 \text{ mm}^3$$

Smykové napětí ve svaru krutem

$$\tau_{3k} = \frac{M_{yk}}{W_{3p}} \quad [\text{MPa}] \quad (4.43)$$

$$\tau_{3k} = \frac{5,3 \cdot 10^6}{181\,333}$$

$$\tau_{3k} = 29,2 \text{ MPa}$$

Plocha nosného průřezu svaru

$$A_{3s} = 2\pi \cdot r \cdot a \quad [\text{mm}^2] \quad (4.44)$$

$$A_{3s} = 2\pi \cdot 60 \cdot 8$$

$$A_{3s} = 3\,016 \text{ mm}^2$$

Smykové napětí ve svaru posouvající silou

$$\tau_{3s} = \frac{\sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Az}^2}}{A_{3s}} \quad [\text{MPa}] \quad (4.45)$$

$$\tau_{3s} = \frac{\sqrt{49\,582^2 + 1\,182^2}}{3\,016}$$

$$\tau_{3s} = 16,4 \text{ MPa}$$

Kombinované smykové napětí ve svaru

$$\tau_3 = \sqrt{\tau_{30}^2 + \tau_{3k}^2 + \tau_{3s}^2} \quad [\text{MPa}] \quad (4.46)$$

$$\tau_3 = \sqrt{44,4^2 + 29,2^2 + 16,4^2}$$

$$\tau_3 = 55,6 \text{ MPa}$$

PROKÁZÁNÍ ÚNOSNOSTI VŮČI DOVOLENÉMU NAPĚTÍ VE SVARU

Požadovaná bezpečnost $k_{2,m\text{sp}} \geq 1,5$

$$k_{3,m\text{sp}} = \frac{\tau_{\text{dov,sv}}}{\tau_3} \quad [-] \quad (4.47)$$

$$k_{3,m\text{sp}} = \frac{128,2}{55,6}$$

$$k_{3,m\text{sp}} = 2,31$$

$k_{3,m\text{sp}} \geq 1,5$ Vyhovuje

5 KONTROLA ÚNOSNOSTI LOŽISKOVÝCH JEDNOTEK

Pro oba čepy jeřábu byla zvolena ložisková jednotka UCF 318 od výrobce SKF [28]. Výpočet byl proveden pouze pro statickou únosnost, kvůli nízkým rychlostem rotace konzoly.



Obr. 7 Ložisková jednotka SKF UCF 318 [28]

Ekvivalentní zatížení

Pro výpočet statické únosnosti ložiska namáhaného radiální i axiální silou se porovná ekvivalentní zatížení s radiálním a vybere se vyšší hodnota. Ekvivalentní zatížení vypočteno dle výrobce ložiska SKF [23]. Pro zjednodušení výpočtu nebyly do složky radiální síly započteny síly v ose Z o zanedbatelné velikosti. Axiální síla působící na ložisko je poměrně vysoká z důvodu započtení působení hmotnosti výložníku, konzoly, kladkostroje i břemena navýšené o řadu koeficientů.

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad [\text{N}] \quad (7.1)$$

$$P_0 = 0,6 \cdot 48\,067 + 0,5 \cdot 18\,751$$

$$P_0 = 38\,216 \text{ N}$$

$$\text{Kde } F_r = F_{Bx} = 48\,067 \text{ N} \\ F_a = F_{By} = 18\,751 \text{ N}$$

$P_0 < F_r$ Kontrola statické bezpečnosti bude provedena s radiální silou

KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI SPODNÍHO LOŽISKAPožadovaná bezpečnost $k_{SKF} \geq 2$

$$k_{SKF,s} = \frac{C_0}{F_{Bx}} \quad [-] \quad (7.2)$$

$$k_{SKF,s} = \frac{108\,000}{48\,067}$$

$$k_{SKF,s} = 2,25$$

$$k_{SKF,d} \geq 2 \quad \text{Vyhovuje}$$

Kde $C_0 = 108\text{ kN}$ statická únosnost ložiska dle výrobce [23]**KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI HORNÍHO LOŽISKA**

Horní ložisková jednotka je zatěžována vyšší radiální silou, a proto je proveden kontrolní výpočet i pro její únosnost.

$$k_{SKF,h} = \frac{C_0}{F_{Ax}} \quad [-] \quad (7.3)$$

$$k_{SKF,h} = \frac{108\,000}{49\,582}$$

$$k_{SKF,h} = 2,18$$

$$k_{SKF,h} \geq 2 \quad \text{Vyhovuje}$$

6 KONTROLA NA ÚNAVU MATERIÁLU

Dle normy ČSN 1991-3 [18] byla zvolena kategorie jeřábu S6 vhodná pro skladové jeřáby s pravidelným až stálým provozem. Dle normy ČSN 13001-3-1+A2 [21] byla dle tabulky D.3 zjištěna hodnota napětí vrubu $NC = 80 \text{ N/mm}^2$ při kvalitě svaru C. Následně z tabulky E.1 byla zjištěna hodnota návrhového rozkmitu napětí $\Delta\sigma_{Rd} = 80,6 \text{ MPa}$.

Součinitel ekvivalentního poškození

Zjednodušeně zvolen dle ČSN 1991-3 [18] tab 2.12

$$\lambda = 0,794$$

Dynamický součinitel pro ekvivalentní poškození rázem od stálého břemene

Dle ČSN 1991-3 [18] 2.12.1

$$\varphi_{\text{fat},1} = \frac{1 + \varphi_1}{2} \quad [-] \quad (5.1)$$

$$\varphi_{\text{fat},1} = \frac{1 + 1,1}{2}$$

$$\varphi_{\text{fat},1} = 1,05$$

Kde $\varphi_1 = 1,1$ součinitel účinků tíhy na jeřáb

Dynamický součinitel pro ekvivalentní poškození rázem

Dle ČSN 1991-3 [18] 2.12.1

$$\varphi_{\text{fat},2} = \frac{1 + \varphi_2}{2} \quad [-] \quad (5.2)$$

$$\varphi_{\text{fat},2} = \frac{1 + 1,201}{2}$$

$$\varphi_{\text{fat},2} = 1,1$$

Kde $\varphi_2 = 1,201$ dynamický součinitel účinků tíhy při manipulaci s břemenem

6.1.1 ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY PRO VÝPOČET ÚNAVY

Zatížení od vlastní hmotnosti konzoly

$$q_{\text{IPE,u}} = \frac{G_{\text{ipe}}}{1000} \cdot g \cdot \varphi_{\text{fat},1} \cdot \lambda \quad [\text{N/mm}] \quad (5.3)$$

$$q_{\text{IPE,u}} = \frac{49,1}{1000} \cdot 9,81 \cdot 1,05 \cdot 0,794$$

$$q_{\text{IPE,u}} = 0,402 \text{ N/mm}$$

Kde $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ střední hodnota tíhového zrychlení
 $G_{\text{ipe}} = 49,1 \text{ kg/m}$ délková hmotnost IPE profilu dle dodavatele [20]

Zatížení od břemene

$$F_{\text{bu}} = m_{\text{b}} \cdot g \cdot \varphi_{\text{fat},2} \cdot \lambda \quad [\text{N}] \quad (5.4)$$

$$F_{\text{bu}} = 800 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 0,794$$

$$F_{\text{bu}} = 6\,854 \text{ N}$$

Zatížení od kladkostroje

$$F_{\text{ku}} = m_{\text{k}} \cdot g \cdot \varphi_{\text{fat},1} \cdot \lambda \quad [\text{N}] \quad (5.5)$$

$$F_{\text{ku}} = 78,4 \cdot 9,81 \cdot 1,05 \cdot 0,794$$

$$F_{\text{ku}} = 641 \text{ N}$$

Zatížení od vybočení břemene

$$F_{\text{zu}} = \varphi_{7,z} \cdot (F_{\text{ku}} + F_{\text{bu}}) \quad [\text{N}] \quad (5.6)$$

$$F_{\text{zu}} = 0,1 \cdot (641 + 6854)$$

$$F_{\text{zu}} = 750 \text{ N}$$

6.1.2 MAXIMÁLNÍ ÚNAVOVÉ NAPĚTÍ

Maximální únavový ohybový moment nastane, pokud zdvíháme vykloněné břemeno v koncové poloze konzoly.

Ohybový moment M_{zo}

$$M_{zo,u \max} = q_{IPE,u} \cdot \frac{(l_t + l_n)^2}{2} + (F_{ku} + F_{bu}) \cdot l_v \quad [\text{Nmm}] \quad (5.7)$$

$$M_{o,u \max} = 0,402 \cdot \frac{(3\,500 + 230)^2}{2} + (641 + 6\,854) \cdot 3\,500$$

$$M_{o,u \max} = 29,028 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Ohybový moment M_{yo}

$$M_{yo,u \max} = F_{zu} \cdot l_v \quad [\text{Nmm}] \quad (5.8)$$

$$M_{yo,u \max} = 750 \cdot 3\,500$$

$$M_{yo,u \max} = 2,625 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Maximální únavové napětí od ohybového momentu M_{zo}

$$\sigma_{zu \max} = \frac{M_{zo,u \max}}{W_{1z}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.9)$$

$$\sigma_{zu \max} = \frac{29,028 \cdot 10^6}{7,13 \cdot 10^5}$$

$$\sigma_{zu \max} = 40,7 \text{ MPa}$$

Maximální únavové napětí od ohybového momentu M_{yo}

$$\sigma_{yu \max} = \frac{M_{yo,u \max}}{W_{1y}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.10)$$

$$\sigma_{yu \max} = \frac{2,625 \cdot 10^6}{9,85 \cdot 10^4}$$

$$\sigma_{yu \max} = 26,6 \text{ MPa}$$

Maximální únavové napětí

$$\sigma_{u \max} = \sigma_{zu \max} + \sigma_{yu \max} \quad [\text{MPa}] \quad (5.11)$$

$$\sigma_{u \max} = 40,7 + 26,6$$

$$\sigma_{u \max} = 67,3 \text{ MPa}$$

6.1.3 MINIMÁLNÍ ÚNAVOVÉ NAPĚTÍMinimální ohybový moment

Nastane, pokud stojí kladkostroj bez břemene u dorazu krakorce v bodě 1 dle obr. 8.

$$M_{o,u \min} = q_{IPE,u} \cdot \frac{(l_v + l_n)^2}{2} + F_{ku} \cdot (l_v - l_p) \quad [\text{Nmm}] \quad (5.12)$$

$$M_{o,u \min} = 0,402 \cdot \frac{(3\,500 + 230)^2}{2} + 641 \cdot (3\,500 - 2\,900)$$

$$M_{o,u \min} = 3,181 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Kde	$l_p = 2\,900 \text{ mm}$	délka pojezdu
	$l_v = 3\,500 \text{ m}$	délka vyložení

Minimální únavové napětí

Nastane, pokud přejedeme s kladkostrojem bez břemena do polohy 2 dle obr. 8.

$$\sigma_{u \min} = \frac{M_{o,u \min}}{W_{1z}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.13)$$

$$\sigma_{u \min} = \frac{3,181 \cdot 10^6}{7,13 \cdot 10^5}$$

$$\sigma_{u \min} = 4,5 \text{ MPa}$$

Rozkmit napětí

$$\Delta\sigma_{Sd} = \sigma_{u \max} - \sigma_{u \min} \quad [\text{MPa}] \quad (5.14)$$

$$\Delta\sigma_{Sd} = 67,3 - 4,5$$

$$\Delta\sigma_{Sd} = 62,8 \text{ MPa}$$

6.1.4 POSOUZENÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

$$\frac{\Delta\sigma_{Rd}}{\Delta\sigma_{Sd}} \geq 1 \quad [-] \quad (5.15)$$

$$\frac{80,6}{62,8} = 1,28$$

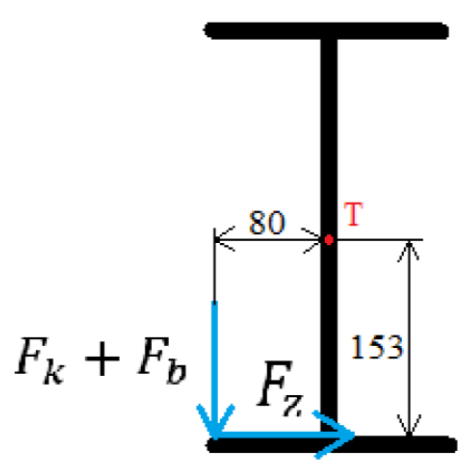
1,28 ≥ 1 Vyhovuje požadavkům pro únavovou pevnost

7 KONTROLA VÝLOŽNÍKU NA KLOPENÍ

Dle normy ČSN EN 1993-1-1 [24] byla provedena kontrola na klopení výložníku. Klopení nastává v případě, že tlačena část průřezu vybočí a nastane její zborcení podobně jako u vzpěrné stability. Při výpočtu bylo uváženo zatížení vlastní hmotností výložníku, kladkostroje a břemena i s koeficienty dle (4.15).

Kroutící moment způsobený vybočením břemene

Při zhoupnutí břemene při brzdění a rozběhu rotace konzoly může být zatížení od kladkostroje přenášeno na výložník způsobem zobrazeným na obrázku 18. Takové silové působení vytváří kroutící moment vůči těžišti průřezové plochy profilu, který oslabuje odolnost tlačené pásnice vůči klopení.



Obr. 8 Kroutící moment na výložník

Takto vzniklý kroutící moment ale není v normě uvažován. Klopení s nejvyšší pravděpodobností nastane poblíž svaru konzoly a výložníku vlivem nejvyššího ohybového momentu, kde je profil nejméně natočen krutovými účinky a tím nevzniká tolik negativní účinek napomáhající klopení nosníku. Pro zajištění bezpečnosti byl výpočet proveden s ohybovým momentem navýšeným o řadu koeficientů použitým pro pevnostní výpočet.

Průřezové charakteristiky profilu

Zjištěny ze stránek společnosti Dlubal [29]

$I_t = 275\,900\text{ mm}^4$	moment tuhosti v prostém kroucení
$I_w = 1,9609 \cdot 10^{11}\text{ mm}^6$	výsečový moment setrvačnosti vztažený ke středu smyku
$I_z = 7,8849 \cdot 10^6\text{ mm}^4$	kvadratický moment k ose nejmenší tuhosti průřezu
$W_{1z} = 7,13 \cdot 10^5\text{ mm}^3$	modul průřezu profilu dle katalogu dodavatele [20]

Výpočtové koeficienty

Součinitele zvoleny dle ČSN EN 1993-1-1 [24] NB 3.2

$k_y = 1$ součinitel koncového pootočení v rovině XY

$k_z = 1$ součinitel koncového pootočení v rovině XZ

$k_w = 1$ součinitel koncové deplanace

$C_1 = 1,36$

$C_2 = 0,55$

$C_3 = 0,41$

$\alpha_{LT} = 0,21$ součinitel imperfekce při klopení

$\gamma_m = 1,1$ globální dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

Bezrozměrný parametr kroucení

$$\kappa_{wt} = \frac{\pi}{k_w L} \cdot \sqrt{\frac{EI_w}{GI_t}} \quad [-] \quad (6.1)$$

$$\kappa_{wt} = \frac{\pi}{1 \cdot 7\,000} \cdot \sqrt{\frac{207 \cdot 10^3 \cdot 1,9609 \cdot 10^{11}}{83 \cdot 10^3 \cdot 275\,900}}$$

$$\kappa_{wt} = 0,6018$$

Kde $L = 2 \cdot l_v = 7000$ mm výpočetní délka výložníku

$E = 207 \cdot 10^3$ MPa modul pružnosti v tahu pro ocel [22] tab. 8-7

$G = 83 \cdot 10^3$ MPa modul pružnosti ve smyku pro ocel [22] ta.b 8-7

Bezrozměrný parametr působíště zatížení vzhledem ke středu smyku

$$\zeta_g = \frac{\pi z_g}{k_z L} \cdot \sqrt{\frac{EI_z}{GI_t}} \quad [-] \quad (6.2)$$

$$\zeta_g = \frac{\pi \cdot 153}{1 \cdot 7\,000} \cdot \sqrt{\frac{207 \cdot 10^3 \cdot 7,8849 \cdot 10^6}{83 \cdot 10^3 \cdot 275\,900}}$$

$$\zeta_g = 0,5839$$

Kde $z_g = 153$ mm vzdálenost středu smyku od působíště síly ve svislé ose

Bezrozměrný parametr nesymetrie průřezu

$$\zeta_j = \frac{\pi}{k_z L} \cdot \sqrt{\frac{EI_z}{GI_t}} \quad [-] \quad (6.3)$$

$$\zeta_j = \frac{\pi \cdot 0}{1 \cdot 7\,000} \cdot \sqrt{\frac{207 \cdot 10^3 \cdot 7,8849 \cdot 10^6}{83 \cdot 10^3 \cdot 275\,900}}$$

$$\zeta_j = 0$$

Kde $z_j = 0$ mm vzdálenost středu smyku od těžiště průřezu

Bezrozměrný kritický moment

$$\mu_{cr} = \frac{C_1}{k_z} \left[\sqrt{1 + \kappa_{wt}^2 + (C_2 \zeta_g - C_3 \zeta_j)^2} - (C_2 \zeta_g - C_3 \zeta_j) \right] \quad [-] \quad (6.4)$$

$$\mu_{cr} = \frac{1,36}{1} \left[\sqrt{1 + 0,6018^2 + (0,55 \cdot 0,5839 - 0,41 \cdot 0)^2} - (0,55 \cdot 0,5839 - 0,41 \cdot 0) \right]$$

$$\mu_{cr} = 1,2095$$

Pružný kritický moment při klopení

$$M_{cr} = \mu_{cr} \cdot \frac{\pi \sqrt{E \cdot I_z \cdot G \cdot I_t}}{L} \quad [-] \quad (6.5)$$

$$M_{cr} = 1,2095 \cdot \frac{\pi \sqrt{207 \cdot 10^3 \cdot 7,8849 \cdot 10^6 \cdot 83 \cdot 10^3 \cdot 275\,900}}{7\,000}$$

$$M_{cr} = 104,94 \cdot 10^6$$

Poměrná štíhlost při klopení

$$\overline{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{W_{1z} \cdot R_{eH}}{M_{cr}}} \quad [-] \quad (6.6)$$

$$\overline{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{7,13 \cdot 10^5 \cdot 235}{104,94 \cdot 10^6}}$$

$$\overline{\lambda}_{LT} = 1,264$$

Hodnota pro výpočet součinitele klopení χ_{LT}

$$\Phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + \alpha_{LT}(\overline{\lambda}_{LT} - 0,2) + \overline{\lambda}_{LT}^2] \quad [-] \quad (6.7)$$

$$\Phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + 0,21 \cdot (1,264 - 0,2) + 1,264^2]$$

$$\Phi_{LT} = 1,415$$

Součinitel klopení

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\Phi_{LT} + \sqrt{\Phi_{LT}^2 - \overline{\lambda}_{LT}^2}} \leq 1 \quad [-] \quad (6.8)$$

$$\chi_{LT} = \frac{1}{1,415 + \sqrt{1,415^2 - 1,264^2}}$$

$$\chi_{LT} = 0,49$$

Návrhový moment únosnosti

$$M_{b,Rd} = \chi_{LT} \cdot W_{1z} \cdot \frac{R_{EH}}{\gamma_{M1}} \quad [\text{Nmm}] \quad (6.9)$$

$$M_{b,Rd} = 0,49 \cdot 7,13 \cdot 10^5 \cdot \frac{235}{1,1}$$

$$M_{b,Rd} = 74,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm} = 74\,600 \text{ Nm}$$

7.1 PROKÁZÁNÍ ÚNOSNOSTI VŮČI ZTRÁTĚ STABILITY KLOPENÍM

$$\frac{M_{Ed}}{M_{b,Rd}} \leq 1 \quad (6.10)$$

$$\frac{58,006 \cdot 10^6}{74,6 \cdot 10^6} \leq 1$$

$$0,77 \leq 1$$

Kde $M_{Ed} = M_{zo} = 58,006 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$ návrhová hodnota ohybového momentu

Bezpečnost vůči ztrátě stability klopením výložníku

$$k_{kl} = \frac{1}{0,77} \quad [-] \quad (6.11)$$

$$k_{kl} = 1,30$$

Bezpečnost vyšla poměrně nízká, ale vzhledem k tomu, že zatěžující moment byl vlivem koeficientů navýšen nejméně o 70% a kladkostroj je vybaven ochranou proti přetížení prokluzovou spojkou, je považována kontrola na klopení výložníku za **Vyhovující**.

ZÁVĚR

V této práci byly popsány obvykle používané varianty otočného nástěnného jeřábu, ze kterých byla zvolena varianta VW-K dle firmy ABUS s elektrickým pohonem kladkostroje i otoče konzoly jeřábu. Dále byl dle nejnižších pořizovacích nákladů a vyhovujícímu splnění požadovaných kritérií zvolen kladkostroj firmy ABUS GM 4 800.6-2 s elektrickým vozem EF 14 v porovnání s kladkostrojemi výrobců GIGA, LIFTKET, HADEF a KITO. Dále byl navržen vlastní koncept otoče konzoly za pomoci asynchronního osmipólového motoru s brzdou v sérii s planetovou převodovkou od firmy Strojírny Kukleny, který přenáší kroutící moment na horní čep konzoly jeřábu pomocí válečkového řetězu, který umožňuje další zpřevodování otoče konzoly. Celý koncept umožňuje umístit konstrukci jeřábu blíže ke stropu pro splnění požadované výšky zdvihu i v budovách s nižšími stropy.

Následně byl předběžným výpočtem zvolen profil výložníku a profil pro svařenec konzoly, které byly iteračními pevnostními výpočty optimalizovány pro redukcii hmotnosti konzoly. Dle příslušných norem byly zvoleny součinitele zatěžujících silových účinků na jeřáb, díky kterým byly vypočteny reakční síly a vytvořeny výsledné vnitřní účinky, ze kterých byly určeny nebezpečné průřezy pro kontrolní výpočty. Následná kontrola ložiskových jednotek na statickou únosnost vyšla s dostatečnou bezpečností. Poté byl proveden výpočet pro prokázání únavové pevnosti pro svar nejnamáhanější části konzoly a kontrola na klopení výložníku. Při kontrole na klopení výložníku vyšla nižší bezpečnost, ale při výpočtu s mnohem vyšším ohybovým momentem, než skutečně očekávaným, a je proto považována za vyhovující.

Následně byla vytvořena požadovaná výkresová dokumentace svarku výložníku a výkres sestavy.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JASS jeřáby: *Konzolové jeřáby* [online]. [cit. 2023-01-17]. Dostupné z: <https://www.jass.cz/otocne-sloupove-a-konzolove-jeřaby>
- [2] ITECO ABUS jeřáby a zdvihací technika: *Řetězové kladkostroje. Katalog výrobků* [online]. Brno: 2017 [cit. 2022-11-22]. Dostupné z: https://www.iteco.cz/files/products_files/r/retezove-kladkostroje_4.pdf
- [3] ITECO ABUS jeřáby a zdvihací technika: *NÁSTĚNNÝ OTOČNÝ JEŘÁB LW* [online]. Brno: 2017 [cit. 2022-11-22]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/nastenne-otocne-jeřaby-lw-s-elektrickym-retezovym-kladkostrojem-abucompact.html>
- [4] JASS jeřáby: *Konzolové jeřáby* [online]. [cit. 2023-01-17]. Dostupné z: <https://www.jass.cz/otocne-sloupove-a-konzolove-jeřaby>
- [5] ITECO ABUS jeřáby a zdvihací technika: *NÁSTĚNNÝ OTOČNÝ JEŘÁB LWX* [online]. Brno: 2017 [cit. 2022-11-22]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/nastenne-otocne-jeřaby-lwx-s-elektrickym-retezovym-kladkostrojem-abucompact.html>
- [6] ITECO ABUS jeřáby a zdvihací technika: *NÁSTĚNNÝ OTOČNÝ JEŘÁB VW-K* [online]. Brno., 2017 [cit. 2022-11-22]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/nastenne-otocne-jeřaby-vw-k-s-elektrickym-retezovym-kladkostrojem-abucompact.html>
- [7] SPANCO: *WALL-MOUNTED ARTICULATING JIB CRANES – 401 SERIES* [online]. [cit. 2023-02-08]. Dostupné z: <https://www.spanco.com/product/401-series-wall-mounted-articulating-jib-cranes/>
- [8] ČSN ISO 4301-1: *Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně*. Praha: Československá společnost normalizační, 1992.
- [9] Elektrické řetězové kladkostroje GIGA: *TYP CH1, CH2, CH3* [online]. 2010 [cit. 2023-02-13]. Dostupné z: https://www.gigasro.cz/files/vyrobní_program_-_dokumenty/elektricke-retezove-kladkostroje-giga-2010.pdf
- [10] LIFTKET Technická data [online]. LIFTKET Hoffmann, 2018 [cit. 2023-02-13]. Dostupné z: <https://www.kladkostroje.cz/assets/www/pdf/katalog-liftket-cz.pdf>
- [11] HADEF Electric chain hoist 62/05 E [online]. [cit. 2023-02-13]. Dostupné z: <https://hadeff.com/products/62-05-e-with-electric-trolley/#toggle-id-2>
- [12] KITO Main brochure: *HOISTS* [online]. Düsseldorf [cit. 2023-02-13]. Dostupné z: https://kito.net/files/downloads/brochure/KITO_Main_Brochure_EN.pdf
- [13] ABUS Crane systems: *Chain Hoist ABUCompact GM4* [online]. Sonnenweg 1 51647 Gummersbach: 2023 [cit. 2023-02-20]. Dostupné z: <https://www.abuscranes.com/hoists/electric-chain-hoists/abucompact-gm4>

- [14] ČSN EN 10365. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [15] ČSN EN 10029. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [16] ČSN 41 1375: 11 375. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1994.
- [17] ČSN 13001-2: *Jeřáby - Návrh obecně - Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [18] ČSN EN 1991-3: *Zatížení konstrukcí - Část 3*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008.
- [19] ČSN EN 1993-6: *Navrhování ocelových konstrukcí - Část 6: Jeřábové dráhy*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008.
- [20] Feron: *Profil IPE válcovaný za tepla, EN 10365 // IPE 330* [online]. [cit. 2023-03-13]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/30396/profil-ipe-valcovany-za-tepla-en-10365-ipe-330>
- [21] 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.
- [22] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [23] SKF Ball bearings: *Loads* [online]. Göteborg, Sweden [cit. 2023-04-03]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/insert-bearings/loads>
- [24] ČSN EN 1991-1-1 ed. 2: *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí. Druhé vydání*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.
- [25] ČSN 1993-1-9: *Navrhování ocelových konstrukcí: Únava*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [26] Strojírna Kukleny spol. s.r.o.: *Pomaluběžné excentrické reduktory EC BOX* [online]. Hradec Králové [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://strojirna.cz/strojirenska-vyroba/pomalubezne-excentricke-reduktory-ec-box/#prettyPhoto>
- [27] Moravia Řetězy a.s.: *ŘETĚZOVÁ KOLA PRO VÁLEČKOVÉ ŘETĚZY* [online]. Kroměříž [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.moravia-retezy.cz/vyroba-retezy-pohony/retezova-kola/pro-valeckove-retezy>
- [28] SKF Ball bearings: *UCF 318* [online]. Göteborg, Sweden [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-UCF%20318>

- [29] *Dlupal Průřezové charakteristiky: IPE 330* [online]. Praha [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.dlupal.com/cs/prurezove-charakteristiky/ipe-330-din-1025-5-1994-03-ferona>
- [30] *Zvedam.cz: Doraz pojezdu kočky KFEA90300* [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://www.zvedam.cz/Doraz-pojezdu-kocky-KFEA90300-pro-siri-priruby-90-300mm-d973.htm>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_{3s}	[mm ²]	Plocha nosného průřezu svaru čepu
A_y	[mm ²]	Smyková plocha ve směru osy Y IPE profilu
A_z	[mm ²]	Smyková plocha ve směru osy Z IPE profilu
a	[mm]	Nejmenší velikost svaru
a_{ξ}	[mm]	Nejmenší velikost svaru čepu
b	[mm]	Šířka konzoly
C_0	[N]	Statická únosnost ložiska
C_1	[-]	Součinitel pro výpočet kontroly na klopení výložníku
C_2	[-]	Součinitel pro výpočet kontroly na klopení výložníku
C_3	[-]	Součinitel pro výpočet kontroly na klopení výložníku
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F_a	[N]	Axiální síla působící na ložisko
F_b	[N]	Zatížení od břemene
F_{bu}	[N]	Únavové zatížení od břemene
F_k	[N]	Zatížení od hmotnosti kladkostroje
F_{ko}	[N]	Zatížení od vlastní hmotnosti konzoly
F_{ku}	[N]	Únavové zatížení od kladkostroje
F_n	[N]	Zatížení od nárazu kladkostroje na doraz
F_r	[N]	Radiální síla působící na ložisko
F_z	[N]	Zatížení od vyklonění břemene
F_{zu}	[N]	Únavové zatížení od bočních sil
F_{zr}	[N]	Reakce mezi výložníkem a konzolou v ose z
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
G_{ipe}	[kg/m]	Délková hmotnost IPE profilu
g	[m/s ²]	Střední hodnota tíhového zrychlení

h	[mm]	Vzdálenost svarů zadní a přední pásnice konzoly
h_z	[mm]	Výška zdvihu břemene
i_1	[-]	Převodový poměr planetové převodovky
i_2	[-]	Požadovaný převodový poměr řetězového převodu
i_{2s}	[-]	Skutečný převodový poměr řetězového převodu
$J_{pč}$	[mm ⁴]	Skutečný polární moment svaru čepu
$J_{uč}$	[mm ⁴]	Skutečný kvadratický moment svaru čepu
J_z	[mm ⁴]	Skutečný kvadratický moment svaru IPE profilu a konzoly
$J_{zpč}$	[mm ⁴]	Účinný polární moment svaru čepu
J_{zu}	[mm ⁴]	Účinný kvadratický moment svaru IPE profilu a konzoly
$J_{zuč}$	[mm ⁴]	Účinný kvadratický moment svaru čepu
$k_{1,msp}$	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti průřezu IPE profilu
$k_{2,msp}$	[-]	Koeficient bezpečnosti vůči dovolenému napětí v materiálu svaru IPE profilu a konzoly
$k_{3,msp}$	[-]	Koeficient bezpečnosti vůči dovolenému napětí v materiálu svaru čepu
k_w	[-]	Součinitel koncové deplanace
k_y	[-]	Součinitel koncového pootočení v rovině XY
k_z	[-]	Součinitel koncového pootočení v rovině XZ
L	[mm]	Výpočtová délka výložníku pro kontrolu na klopení
L_{LC}	[mm]	Délka kompletního pohonu
$l_{\check{c}}$	[mm]	Vzdálenost svaru a působíště síly ložiska
l_k	[mm]	Vzdálenost působíšť sil ložiskových jednotek
l_{k2}	[mm]	Vzdálenost těžiště průřezu výložníku ve svislé rovině od spodního ložiska
l_{konz}	[mm]	Celková délka konzoly

l_n	[mm]	Délka přesahu pro nárazník na konci výložníku
l_p	[mm]	Délka pojezdu kladkostroje
l_t	[mm ⁴]	Moment tuhosti v prostém kroucení IPE profilu
l_v	[mm]	Délka výložníku
l_w	[mm ⁶]	Výsečový moment setrvačnosti IPE profilu
l_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose nejmenší tuhosti průřezu IPE profilu
l_ξ	[mm]	Vzdálenost svaru a působíště síly ložiska
l_k	[mm]	Vzdálenost působíšť sil ložiskových jednotek
M_1	[mm]	Průměr převodovky
M_{Ed}	[Nmm]	Návrhová hodnota ohybového momentu
$M_{b,Rd}$	[Nmm]	Návrhový moment únosnosti při klopení
M_{cr}	[-]	Pružný kritický moment při klopení
$M_{o,u \min}$	[Nmm]	Minimální ohybový moment od svislých sil pro výpočet únavy
M_{oA}	[Nmm]	Celkový ohybový moment působící na horní čep
M_{yk}	[Nmm]	Kroutící moment od bočních sil působící na horní čep
$M_{y_{o,u \max}}$	[Nmm]	Ohybový moment od vodorovných zatížení pro výpočet únavy
M_{y_o}	[Nmm]	Ohybový moment M_{y_o} od vedlejších sil
$M_{z_{o,u \max}}$	[Nmm]	Ohybový moment od svislých zatížení pro výpočet únavy
M_{z_o}	[Nmm]	Ohybový moment M_{z_o} od svislých zatížení na výložník
$M_{z_{oB}}$	[Nmm]	Ohybový moment ve svaru IPE profilu a konzoly
m_b	[kg]	Hmotnost jmenovitého břemena
m_k	[kg]	Hmotnost kladkostroje
m_{k_o}	[kg]	Hmotnost konzoly
n_1	[ot/min]	Otáčky elektromotoru

n_2	[rad/s]	Výstupní otáčky převodovky
n_k	[rad/s]	Požadovaná rychlost rotace konzoly
n_{ks}	[rad/s]	Skutečná rychlost rotace konzoly
P_0	[N]	Ekvivalentní zatížení ložiskové jednotky
P_{el}	[kW]	Výkon elektromotoru
$q_{IPE,u}$	[N/mm]	Délkové únavové zatížení od vlastní hmotnosti IPE profilu
q_{IPE}	[N/mm]	Délkové zatížení od vlastní hmotnosti IPE profilu
R_{eH}	[MPa]	Nejnižší mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
S	[mm ²]	Průřezová plocha IPE profilu
v_h	[m/min]	Zdvihová rychlost kladkostroje
v_{kl}	[m/min]	Rychlost pojezdu kladkostroje dle výrobce
W_{2z}	[mm ³]	Modul průřezu svaru IPE profilu a konzoly
W_{3p}	[mm ³]	Modul průřezu svaru čepu v krutu
W_{3u}	[mm ³]	Modul průřezu svaru čepu v ohybu
z_g	[mm]	Vzdálenost středu smyku od působíště zatížení ve svislé ose
z_j	[mm]	Vzdálenost středu smyku od těžiště průřezu IPE profilu
α_{LT}	[-]	Součinitel imperfekce při klopení
β_2	[-]	Součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu
$\Delta\sigma_{Rd}$	[MPa]	Dovolený rozkmit napětí v materiálu pro výpočet únavy
$\Delta\sigma_{Sd}$	[MPa]	Rozkmit minimálního a maximálního napětí
Φ_{LT}	[-]	Hodnota pro výpočet součinitele klopení χ_{LT}
χ_{LT}	[-]	Součinitel klopení
$\gamma_{G,sup}$	[-]	Součinitel zatížení pro zvyšující bezpečnost
γ_m	[-]	Globální dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

ζ_g	[-]	Bezrozměrný parametr působíště zatížení vzhledem ke středu smyku
ζ_j	[-]	Bezrozměrný parametr nesymetrie průřezu
κ_{wt}	[-]	Bezrozměrný parametr kroucení
λ_{LT}	[-]	Poměrná štíhlost při klopení
μ_{cr}	[-]	Bezrozměrný kritický moment
σ_{n1}	[MPa]	Normálové napětí od nárazu kladkostroje na doraz
$\sigma_{o,y}$	[MPa]	Normálové napětí způsobené ohybem od M_{yo}
$\sigma_{o,z}$	[MPa]	Normálové napětí způsobené ohybem od M_{zo}
$\sigma_{red,1}$	[MPa]	Redukované napětí v průřezu IPE profilu
$\sigma_{u\ max}$	[MPa]	Maximální únavové napětí
$\sigma_{u\ min}$	[MPa]	Minimální únavové napětí
$\sigma_{yu\ max}$	[MPa]	Normálové napětí způsobené ohybovým momentem od od vodorovných zatížení pro výpočet únavy
$\sigma_{zu\ max}$	[MPa]	Normálové napětí způsobené ohybovým momentem od od svislých zatížení pro výpočet únavy
τ_2	[MPa]	Kombinované smykové napětí ve svaru IPE profilu a konzoly
τ_3	[MPa]	Kombinované smykové napětí ve svaru čepu
τ_{3k}	[MPa]	Smykové napětí ve svaru čepu krutem
τ_{3o}	[MPa]	Smykové napětí ve svaru ohybem
τ_{3s}	[MPa]	Smykové napětí ve svaru čepu způsobené posouvající silou
$\tau_{dov,sv}$	[MPa]	Dovolené napětí ve svaru [MPa]
$\tau_{o,2}$	[MPa]	Smykové napětí ve svaru IPE profilu a konzoly normálovou silou
$\tau_{o,2}''$	[MPa]	Smykové napětí ve svaru IPE profilu a konzoly ohybem
$\tau_{o,2}'$	[MPa]	Smykové napětí ve svaru IPE profilu a konzoly posouvající silou
τ_{xy}	[MPa]	Smykové napětí od svislých posouvajících sil

τ_{yz}	[MPa]	Smykové napětí od vodorovných posouvajících sil
φ_1	[-]	Statický součinitel účinků tíhy při manipulaci s břemenem
φ_2	[-]	Dynamický součinitel účinků tíhy při manipulaci s břemenem
$\varphi_{2, \min}$	[-]	Minimální velikost φ_2
φ_4	[-]	Součinitel zatížení způsobených pojezdem jeřábu po nerovném povrchu
φ_6	[-]	Součinitel zkušebního zatížení
$\varphi_{7, pk}$	[-]	Součinitel zatížení vlivem kontaktu kladkostroje a dorazu pojezdu
$\varphi_{7, z}$	[-]	Součinitel zatížení vlivem vyklonění břemene při zhrounutí
$\varphi_{fat, 1}$	[-]	Součinitel pro ekvivalentní poškození rázem od stáلهo břemene
$\varphi_{fat, 2}$	[-]	Součinitel pro ekvivalentní poškození rázem od nestáلهo břemene
δ	[-]	Charakteristika svislého přemístění břemena
λ	[-]	Součinitel ekvivalentního poškození

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Jeřáb nástěnný	NJ-1-A
Výložník	NJ-S01-A
Seznam položek	NJ-1-A

PŘÍLOHA A

Tab. 1 Porovnání jeřábových kladkostrojů na trhu

Výrobce	ABUS [2]	GIGA [9]	LIFTKET [10]	HADEF [11]	KITO [12]
Kladkostroj	GM 4 800.6-2	CH2 800.4-JE	070/54	62/05 E 1000/1	EQ010IS
Pojezd	EF 14	JE	EEFW 2000	Součástí kl.	EQM010IS-IS
Nosnost [kg]	800	800	800	1000	1000
Rychlost zdvihu [m/min]	1,5 / 6	1 / 4	1,5 / 6	2,5 / 10	1,2 / 7,2 / 9,2 ^{xx}
Rychlost pojezdu [m/min]	5 / 20	5 / 20	5 / 20	4 / 16	4 / 24
FEM/ISO	2m/M5	2m/M5	2m/M5	2m/M5	2m/M5
Poměr pracovního času %ED	60 %	40%	60%	30%	40%
Zátěžové řetězy	2	2	1	2	1
Celková hmotnost [kg]	78,4	57,4	58	79,6	75
Ochrana proti přetížení	Prokluzová spojka	Prokluzová spojka	Prokluzová spojka	Prokluzová spojka	Prokluzová spojka
Pořizovací cena bez DPH	75 000 Kč	80 415 Kč	82 829 Kč	101 515 Kč ^x	105 320 Kč

^x Při kurzu 23,83Kč = 1€ ke dni 7.2.2023 dle ČNB

^{xx} Při maximálně 30% nominálního zatížení

Cena kladkostrojů byla zjištěna komunikací s oficiálním prodejcem v rámci ČR kromě HADEF, kde byla cena zjištěna pomocí online kalkulátoru