



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

SLOUPOVÝ VÝLOŽNÍKOVÝ JEŘÁB

PILLAR JIB CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Remer

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Lukáš Remer
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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:

Sloupový výložníkový jeřáb

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Alternativní netypická konstrukce sloupového jeřábu včetně důležitých pevnostních výpočtů dle zadaných parametrů:

délka vyložení ramene 3 200 mm,

výška zdvihu 7 600 mm,

nosnost 1 500 kg.

Cíle bakalářské práce:

Vypracování technické zprávy s rozбором veškerých dostupných konstrukčních možností těchto a podobných typů jeřábů, důležité výpočty, případně výběr vhodného kladkostroje.

Nakreslení konstrukčního výkresu sestavy sloupového jeřábu dle zadaných parametrů a detailního výkresu sloupu.

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: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

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

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

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Obsahem této bakalářské práce je koncepční návrh atypického sloupového jeřábu s nosností 1500 kg, výškou zdvihu 7600 mm a délkou výložního ramene 3200 mm. Součástí práce jsou důležité pevnostní výpočty nosných prvků, výběr kladkostroje a detailní výkres sestavy a sloupu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Sloupový výložníkový jeřáb, řetězový kladkostroj, výložníky, sloup, pevnostní výpočet

ABSTRACT

Content of this bachelor's thesis is a conceptual design of an atypical pillar jib crane with load capacity of 1500 kg, lift height 7600 mm and jib length of 3200 mm. Part of work includes calculations of supporting elements, selection of chain hoist and detailed drawing of the assembly and column.

KEYWORDS

Pillar jib crane, chain hoist, jibs, column, strength calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

REMER, Lukáš. *Sloupový výložníkový jeřáb*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132062>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 47 s. Vedoucí diplomové práce Jiří Malášek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 21. května 2021

.....

Lukáš Remer

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi Ph.D. za odborné rady a cenné připomínky při tvorbě této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat rodičům a kamarádům za podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	11
1 Rozdělení sloupových jeřábů	12
1.1 Polotočný sloupový jeřáb s horní podporou	12
1.2 Polotočný sloupový jeřáb se spodní podporou	12
1.3 Plně otočný sloupový jeřáb se spodní podpěrou	13
1.4 Sloupový jeřáb s kloubovým ramenem	13
2 Zadání bakalářské práce.....	14
2.1 Cíl práce	14
2.2 Technické parametry jeřábu.....	14
3 Volba konstrukce sloupového jeřábu	15
4 Volba kladkostroje a příslušenství.....	16
4.1 Porovnání kladkostrojů	16
4.2 Vybraný kladkostroj	16
4.3 Vybrané příslušenství	17
4.3.1 Upínací nárazníky	17
4.3.2 Ovládání kladkostroje.....	17
4.3.3 Elektrický přívod	18
5 Volba hlavních částí a předběžné výpočty	19
5.1 Výložníky.....	19
5.1.1 Výpočet průřezového modulu v ohybu	19
5.1.2 Volba profilu výložníků	21
5.1.3 Rozložení výložníků	22
5.1.4 Skutečné napětí ve výložnicích	22
5.1.5 skutečný součinitel bezpečnosti.....	24
5.2 Návrh čepu	24
5.2.1 Výpočet ohybového napětí	25
5.2.2 výpočet průřezového modulu v ohybu	26
5.2.3 skutečné napětí v čepu.....	27
5.2.4 skutečný součinitel bezpečnosti.....	27
5.3 Návrh ložisek	27
5.3.1 Návrh ložisek pro první výložník	28
5.3.2 Výpočet statického zatížení pro ložiska A, B.....	28
5.3.3 Výběr ložisek pro kloub	29
5.3.4 Návrh ložisek mezi sloupem a výložníkem.....	29
5.3.5 Výpočet statického zatížení pro ložisko D	30
5.3.6 Výběr ložiska D.....	31
5.3.7 Výpočet statického zatížení pro ložisko C	31
5.3.8 Výběr ložiska C	32
5.4 Kontrola bezpečnosti KM matice	32
5.5 Návrh sloupu.....	33
5.5.1 Výpočet ohybového napětí	33
5.5.2 Výpočet průřezového modulu v ohybu	34

5.5.3	Volba profilu a materiálu sloupu	34
5.5.4	Skutečné napětí ve sloupu	35
5.5.5	Skutečný součinitel bezpečnosti	35
5.6	Návrh ukotvení sloupu	35
5.6.1	Výpočet jednotlivých sil ve šroubech.....	36
5.6.2	Výpočet minimálního průměru šroubu.....	37
5.7	Pryžové silentbloky.....	38
6	Simulace zatížení.....	40
6.1	Zatížení ve stavech.....	40
6.1.1	1. Stav	40
6.1.2	2. Stav	41
	Závěr	42
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	45
	Seznam příloh	47

ÚVOD

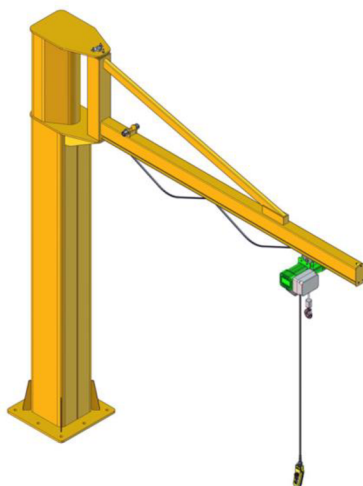
V dnešní moderní není tak jednoduché přijít s novým konstrukčním návrhem, protože první zmínky o použití jeřábu se v knihách datují až do 1. stol. př. n. l. Od té doby se konstrukce jeřábů s časem měnila a stejně tak i jejich pohon. Proběhla velká modernizace a v dnešní době se nejčastěji používají jeřáby mostového typu pro přepravu těžkých výrobků mezi pracovišti. Pro menší břemena se častěji používají spíše jeřáby sloupové.

A proto se v této práci se budu věnovat návrhu atypické konstrukce sloupového výložníkového jeřábu. Tento druh jeřábu bude vhodný do prostorů, kde bude třeba většího manipulačního prostoru. Hlavní rozdíl oproti klasickému výložníkovému jeřábu, bude kloubové rameno, které dovolí širšímu rozsahu nebo dovolí přemístění břemene tzv. za roh, kam by se klasický výložník nedostal.

1 ROZDĚLENÍ SLOUPOVÝCH JEŘÁBŮ

1.1 POLOOTOČNÝ SLOUPOVÝ JEŘÁB S HORNÍ PODPOROU

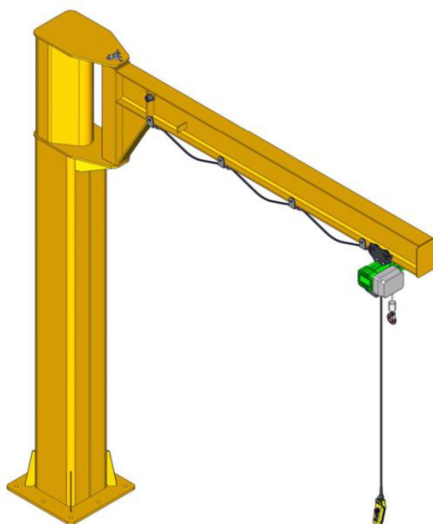
Rozsah otáčení 270° a nosnost až 2 000 kg.



Obr. 1 Polootočný slouповý jeřáb s horní podporou a rozsahem 270° [7]

1.2 POLOOTOČNÝ SLOUPOVÝ JEŘÁB SE SPODNÍ PODPOROU

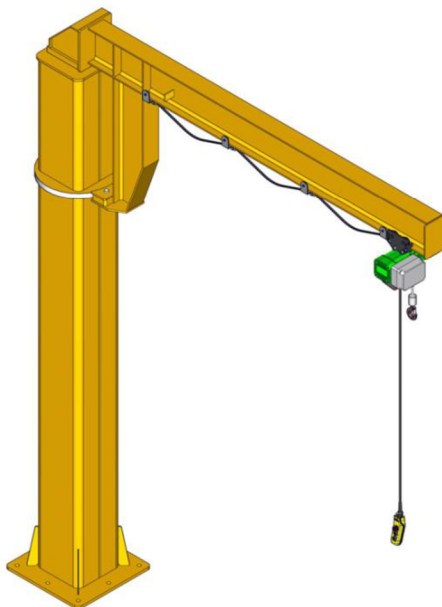
Rozsah otáčení 270° a nosnost až 2 000 kg.



Obr. 2 Polootočný slouповý jeřáb se spodní podporou a rozsahem 270° [7]

1.3 PLNĚ OTOČNÝ SLOUPOVÝ JEŘÁB SE SPODNÍ PODPĚROU

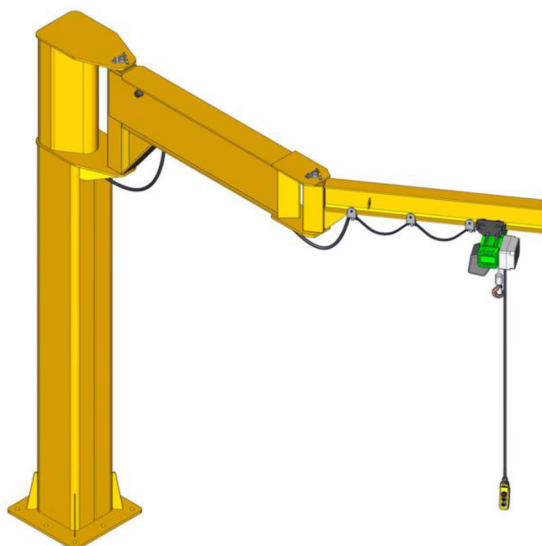
Rozsah otáčení 360° a nosnost dle konstrukce až 40 000 kg.



Obr. 3 Plně otočný sloupový jeřáb se spodní podporou a rozsahem 360° [7]

1.4 SLOUPOVÝ JEŘÁB S KLOBOVÝM RAMENEM

Rozsah otáčení až 360° a nosnost až 2 000 kg.



Obr. 4 Sloupový jeřáb s kloubovým ramenem a rozsahem až 360° [7]

2 ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

2.1 CÍL PRÁCE

Cílem práce je vypracování technické zprávy s rozбором různých konstrukčních řešení, výběr kladkostroje a důležité pevnostní výpočty

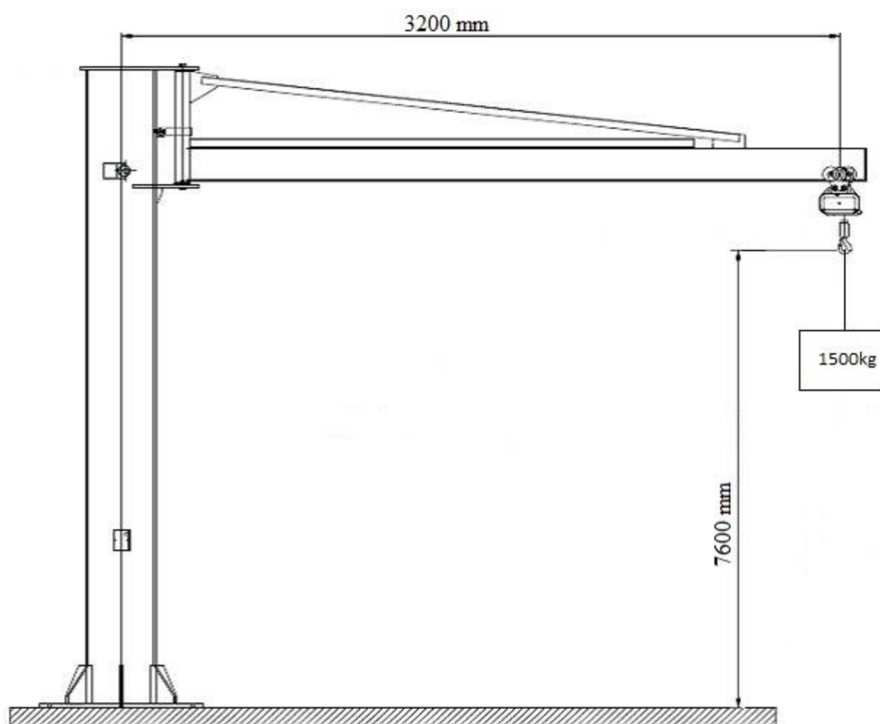
Nakreslení konstrukčního výkresu sestavy a detailního výkresu sloupu dle zadaných parametrů.

2.2 TECHNICKÉ PARAMETRY JEŘÁBU

Délka výložního ramene 3 200 mm

Výška zdvihu 7 600 mm

Nosnost 1 500 kg



Obr. 5 Schéma sloupového jeřábu a základní parametry [8]

3 VOLBA KONSTRUKCE SLOUPOVÉHO JEŘÁBU

Vzhledem k zadání, je zvolena konstrukce sloupového jeřábu s kloubovým ramenem. Tato atypická konstrukce umožní širokého manipulačního prostoru. Na sloupu a výložnicích budou gumové dorazy k zamezení kontaktu mezi výložníkem a sloupem. Výložníky budou z profilu IPE a kloubové spojení mezi nimi bude umožněno ložiskovým domkem a čepem, který bude zajištěn KM maticí a MB podložkou.

Kladkostroj bude s elektrickým pojezdem a dálkovým ovládním z důvodu velké výložní výšky. Výložníky budou uloženy v ložiscích pro snadnou manipulaci, při přemísťování břemene. Manipulace s břemenem musí být opatrná, aby nedošlo k rozhoupání a případné kolizi se sloupem.



Obr. 6 Koncepce sloupového jeřábu s kloubovým ramenem

4 VOLBA KLADKOSTROJE A PŘÍSLUŠENSTVÍ

4.1 POROVNÁNÍ KLADKOSTROJŮ

Výběr kladkostroje byl zaměřen na řetězové kladkostroje s elektrickým pojezdem. Z důvodu velké výložní výšky se klasické závěsné ovládání nehodí, proto se do výběru zohlednilo i dálkové ovládání. Z širokého výběru na trhu byly vybrány kladkostroje od firem LIFTKET, ABUS, SWF, KITO a HADEF, které se porovnali v tabulce (Tab. 1).

Tab. 1 Srovnání vybraných kladkostrojů [9,10,11,12,13,14]

Výrobce	Zatížení [kg]	Výkon motoru [kW]	Rychlost zdvihu		Rychlost pojezdu		Celková hmotnost [kg]	Dálkové ovládání
			min	max	min	max		
			[m/min]		[m/min]			
LIFTKET STAR 091/55	1600kg	3	2	8	5	20	118	ANO
LIFTKET STAR 071/55	2000kg	1,1	0,75	3	5	20	71	ANO
ABUCOMPACT GM 8	1600kg	2,5	1,3	8	5	20	144	ANO
SWF CHAINster CD-1/1	1600kg	–	1,3	8	–	–	–	ANO
Kito SHER2M-016IS-IS	1600kg	1,8	0,9	5,3	4	24	158	ANO
HADEF AK716 AKR	1600kg	4	2,6	11	4	16	180	ANO
HADEF 62/05 E	2000kg	1,9	1,25	5	4	16	105	ANO

4.2 VYBRANÝ KLADKOSTROJ

Po zpracování tabulky a porovnání jednotlivých modelů je vybrán kladkostroj od firmy ABUS s elektrickým dvourychlostním pojezdem EF 22, který je vidět na obr. 7. Označení vybraného modelu je **ABUCOMPACT GM 8 1600.8-1 / EF 22**.




Obr. 7 ABUS ABUCOMPACT GM 8 [10]

4.3 VYBRANÉ PŘÍSLUŠENSTVÍ

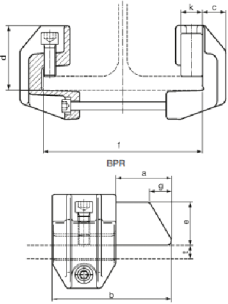
4.3.1 UPÍNACÍ NÁRAZNÍKY

Firma ABUS dodává ke svým kladkostrojům široké příslušenství a zároveň má i pobočku v Brně. Pro naši konstrukci se zvolili upínací nárazníky typu alfa obr. 8, které slouží jako doraz kladkostroje. Zároveň zamezí tomu, aby byl kladkostroj sesunut z výložníku při manipulaci s břemenem.



Výběrová tabulka tvarových nárazníků kočky

Provedení Velikost	Konstrukční rozměry v mm						Hmot- nost kg
	b	c	d	a	e	g	
alfa	110	20	63	45	40	15	2,6
beta	170	32	90	80	60	35	5,9



Typ označení	Nosník		Použití u elektr. řetězového kladkostroje ABUS	Obj. číslo
	Příruba s dosahem mm	Tloušťka příruby mm		
alfa	64 – 120	5,7 - 20,5	≤ 2,5 to	37329
	121 – 190			37434
	191 – 243			37435
	244 – 300			37443
beta	110 – 160	11,5 - 30	≤ 4 to	37444
	161 – 230			37445
	231 – 283			37446
	284 – 340			37447
	341 - 405			37448

Obr. 8 Upínací nárazníky ABUS [10]

4.3.2 OVLÁDÁNÍ KLDKOSTROJE

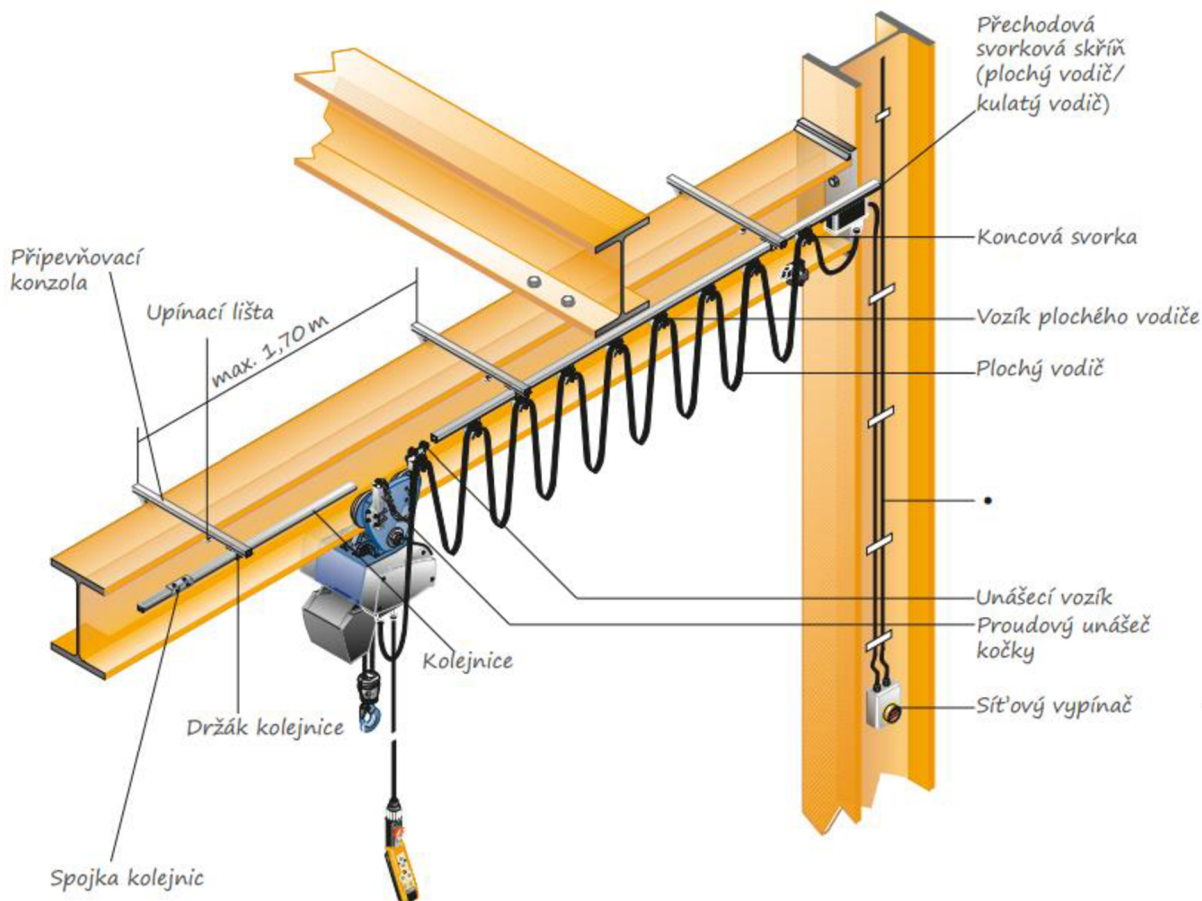
Jelikož, je výložní výška 7 600 mm, je vhodné zvolit dálkové ovládání namísto klasického závěsného. Proto se zvolila přídatná jednotka ovládání Tiger G2 s dosahem až 50 m, která nahradí závěsné ovládání.



Obr. 9 Dálkové ovládání Tiger G2[10]

4.3.3 ELEKTRICKÝ PŘÍVOD

Prívod elektrické energie ke kladkostroji bude taktéž realizován volitelným příslušenstvím ke kladkostroji. Použijeme k tomu systém vlečného kabelu jako je vidět na obr. 10.



Obr. 10 Elektrický přívod ABUS vlečným kabelem [10]

Skrze konstrukci toto vedení bude rozděleno na 2 části. První výložník, na kterém je umístěn kladkostroj, má omezený rozsah otáčení na 355°. Tímto se zamezí přetržení nebo zamotání přívodního vodiče okolo čepu. Mezi výložníky tedy bude natažený plochý vodič tak aby dovolil otáčení prvního výložníku v celém rozsahu.

5 VOLBA HLAVNÍCH ČÁSTÍ A PŘEDBĚŽNÉ VÝPOČTY

5.1 VÝLOŽNÍKY

Na výložník je zvolen profil IPE, který při stejné výšce profilu má nižší hmotnost než klasický I profil. Je třeba ale zvolit větší výšku profilu pro vyšší únosnost. Větší výška zvolenému konstrukčním řešení nevádí a je vhodná skrze větší únosnost.

Konstrukce bude svařována, proto se zvolil materiál S355J2, s minimální mezi kluzu $R_{e\ min} = 355\text{MPa}$, dle [2]. Návrhový součinitel je zvolen $k_n = 2$

5.1.1 VÝPOČET PRŮŘEZOVÉHO MODULU V OHYBU

Dynamický součinitel zdvihu ϕ dle [3], str. 307 pro $v_z = 8\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$

$$\phi = 1,1 + 0,34 \cdot v_z \quad (1)$$

$$\phi = 1,1 + 0,34 \cdot 8 = 1,145$$

Rovnice (1), kde:

v_z [m·min⁻¹] rychlost zdvihu kladkostroje

ϕ [-] dynamický součinitel zdvihu

Zatěžující síla od nejvyšší hmotnosti břemene:

$$F_B = m_b \cdot g \cdot \phi \quad (2)$$

$$F_B = 1\,500 \cdot 9,81 \cdot 1,145 = 16\,848,7\text{ N}$$

Rovnice (2), kde:

F_B [N] zatěžující síla od nejvyšší hmotnosti břemene

m_b [kg] nejvyšší hmotnost břemene

ϕ [-] dynamický součinitel zdvihu

Zatěžující síla od kladkostroje:

$$F_K = m_k \cdot g \quad (3)$$

$$F_K = 144 \cdot 9,81 = 1\,412,6\text{ N}$$

Rovnice (3), kde:

F_K [N] zatěžující síla od hmotnosti kladkostroje

m_K [kg] hmotnost kladkostroje

Ohybový moment od sil $F_B + F_K$:

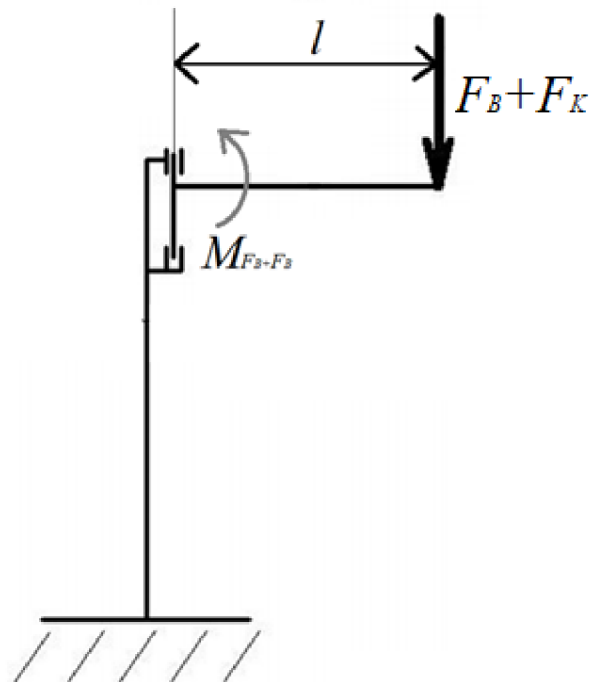
$$M_{F_B+F_K} = (F_K + F_B) \cdot l \quad (4)$$

$$M_{F_B+F_K} = (1\,412,6 + 16\,848,7) \cdot 3\,200 = 58\,436\,288 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rovnice (4), kde:

$M_{F_B+F_K}$ [N·mm] ohybový moment od sil $F_B + F_K$

l [mm] délka výložního ramene



Obr. 11 Schéma zatížení výložníku

Výpočet návrhové meze kluzu výložníků:

$$R_e = \frac{R_{e \min}}{k_n} \quad (5)$$

$$R_e = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa}$$

Rovnice (5), kde:

R_e	[MPa]	návrhová mez kluzu materiálu
$R_{e \min}$	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu
k_n	[-]	návrhový součinitel

Výpočet minimálního průřezového modulu v ohybu:

$$R_e = \frac{M_{F_{B+K}}}{W_{x \min}} \Rightarrow W_{x \min} = \frac{M_{F_{B+K}}}{R_e} \quad (6)$$

$$W_{x \min} = \frac{58\,436\,288}{177,5} = 329\,218 \text{ mm}^3$$

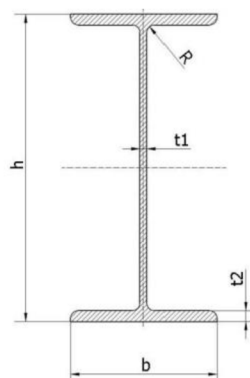
$$W_{x \min} \approx 329 \text{ cm}^3$$

Rovnice (6), kde:

R_e	[MPa]	návrhová mez kluzu materiálu
$M_{F_{B+K}}$	[N·mm]	ohybový moment od sil $F_B + F_K$
$W_{x \min}$	[cm ³]	minimální modul průřezu v ohybu

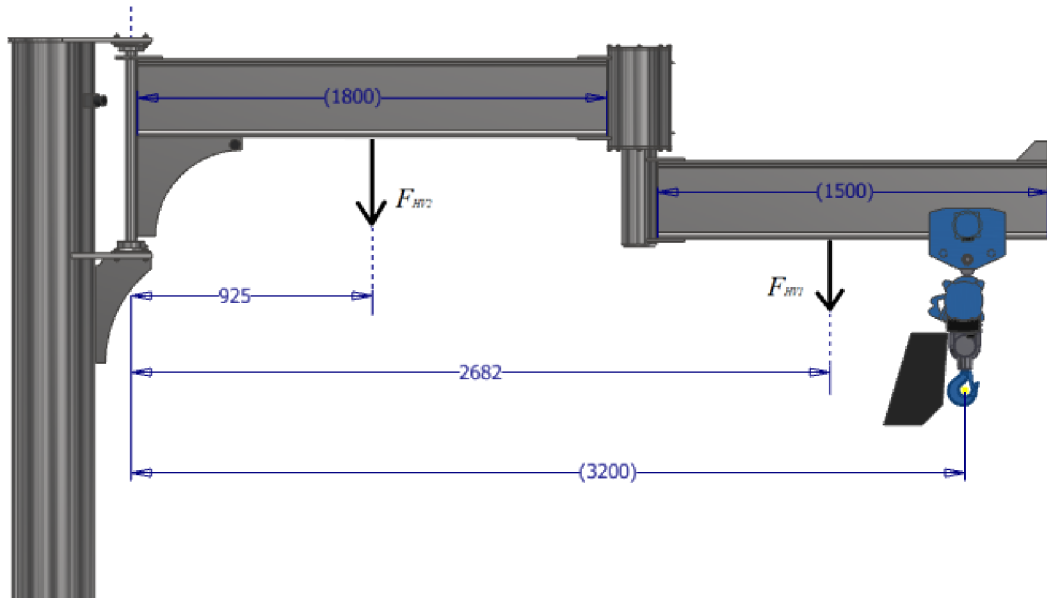
5.1.2 VOLBA PROFILU VÝLOŽNÍKŮ

Námi vypočítaný minimální modul průřezu v ohybu je $W_{x \min} = 329 \text{ cm}^3$. Ve výpočtu není ale uvážena vlastní hmotnost profilu, hmotnost čepu a uložení mezi výložníky. Z tohoto důvodu je zvolen vyšší profil IPE 300, který má modul průřezu v ohybu je $W_x = 557 \text{ cm}^3$. Výška profilu $h = 300 \text{ mm}$, šířka profilu $b = 150 \text{ mm}$, tloušťka stojny $t_1 = 7,1 \text{ mm}$, tloušťka příruby $t_2 = 10,7 \text{ mm}$, Hmotnost na 1m profilu $m_H = 42,2 \text{ kg/m}$, dle [3].



5.1.3 ROZLOŽENÍ VÝLOŽNÍKŮ

Jelikož je výložník s kloubovým uložením, bude rozdělen na 2 části, jak je vidět na obr. 13. První výložník bude mít délku $l_{V1} = 1\,500$ mm, a druhý výložník s ložiskovým domkem bude mít délku $l_{V2} = 1\,800$ mm. Tímto rozložením se dosáhne nejvyššího manipulačního prostoru a zároveň se zamezí kolizi mezi prvním výložníkem a sloupem.



Obr. 13 Schéma rozložení výložníků

5.1.4 SKUTEČNÉ NAPĚTÍ VE VÝLOŽNÍCÍCH

Zatěžující síla od vlastní hmotnosti prvního výložníku

$$F_{HV1} = m_H \cdot l_{V1} \cdot g \quad (7)$$

$$F_{HV1} = 42,2 \cdot 1,5 \cdot 9,81 = 621 \text{ N}$$

Rovnice (7), kde:

F_{HV1} [N] zatěžující síla od hmotnosti prvního výložníku

m_H [kg/m] hmotnost 1m profilu IPE 300

l_{V1} [m] délka prvního výložníku

Zatěžující síla od vlastní hmotnosti druhého výložníku

$$F_{HV2} = m_H \cdot l_{V2} \cdot g \quad (8)$$

$$F_{HV2} = 42,2 \cdot 1,8 \cdot 9,81 = 745 \text{ N}$$

Rovnice (8), kde:

F_{HV2} [N] zatěžující síla od hmotnosti druhého výložníku

m_H [kg/m] hmotnost 1m profilu IPE 300

l_{V2} [m] délka druhého výložníku

Ohybový moment od výložníků

$$M_{F_{HV}} = F_{HV1} \cdot x_1 + F_{HV2} \cdot x_2 \quad (9)$$

$$M_{F_{HV}} = 620,9 \cdot 2682 + 745,2 \cdot 925 = 2\,354\,379 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rovnice (9), kde:

$M_{F_{HV}}$ [N·mm] ohybový moment od výložníků

F_{HV1} [N] zatěžující síla od hmotnosti prvního výložníku

F_{HV2} [N] zatěžující síla od hmotnosti druhého výložníku

x_2 [mm] vzdálenost působíště síly F_{HV2}

x_1 [mm] vzdálenost působíště síly F_{HV1}

Celkový ohybový moment

$$M_{CO} = M_{F_{HV}} + M_{F_{B+K}} \quad (10)$$

$$M_{CO} = 2\,354\,379 + 58\,436\,288 = 60\,790\,667 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rovnice (10), kde:

M_{CO} [N·mm] celkový ohybový moment

$M_{F_{B+K}}$ [N·mm] ohybový moment od sil $F_B + F_K$

$M_{F_{HV}}$ [N·mm] ohybový moment od výložníků

Skutečné napětí

$$\sigma_v = \frac{M_{CO}}{W_x} \quad (11)$$

$$\sigma_v = \frac{60\,790\,667}{557\,000} = 109,1 \text{ MPa}$$

Rovnice (11), kde:

σ_v	[MPa]	skutečné napětí
M_{CO}	[N·mm]	celkový ohybový moment
W_x	[mm ³]	modul průřezu v ohybu

5.1.5 SKUTEČNÝ SOUČINTEL BEZPEČNOSTI

$$k_k = \frac{R_{e \min}}{\sigma_v} \quad (12)$$

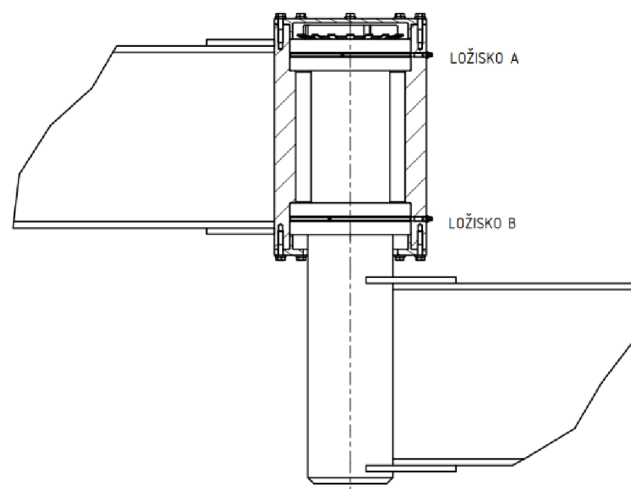
$$k_k = \frac{355}{109} = 3,25$$

Rovnice (12), kde:

k_k	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti
σ_v	[MPa]	skutečné napětí
$R_{e \min}$	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu

5.2 NÁVRH ČEPU

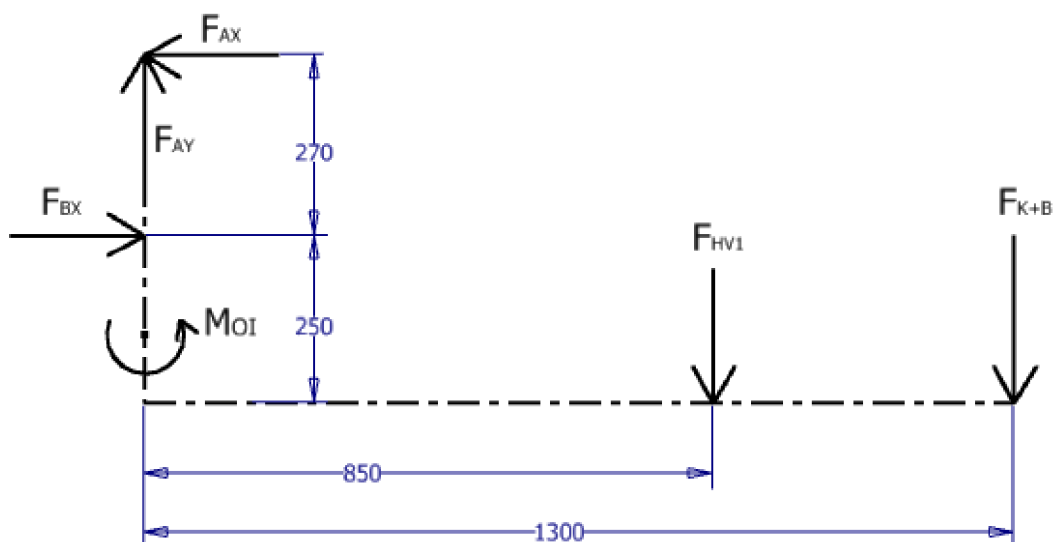
Čep, který bude z tyče kruhového průřezu, bude přivařen na výložník, jak je vidět na obr. 14. Nevýhodou této konstrukce je, vysoké namáhání čepu a svaru na ohyb. Materiál čepu je zvolen stejný jako na výložníky a to S355J2, s minimální mezi kluzu $R_{e \min} = 355 \text{ MPa}$, dle [2]. Návrhový součinitel je zvolen $k_n = 2$.



Obr. 14 Detail uložení čepu mezi výložníky

5.2.1 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

Ohybový moment se vypočítá z výsledných vnitřních účinků. Pro tento výpočet se použije zjednodušené schéma výložníku a čepu, které je vidět na obr. 15.



Obr. 15 Zjednodušení schéma prvního výložníku s čepem

Ohybový moment v čepu:

$$M_{OI} = F_{HV1} \cdot x_3 + F_{K+B} \cdot x_4 \quad (13)$$

$$M_{OI} = 621 \cdot 850 + 18\,262 \cdot 1\,300 = 24\,267\,455 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rovnice (13), kde:

M_{OI}	[N·mm]	ohybový moment v čepu
F_{HV1}	[N]	zatěžující síla od hmotnosti prvního výložníku
F_{K+B}	[N]	zatěžující síla od hm. kladkostroje a břemene
x_4	[mm]	vzdálenost působíště síly F_{K+B}
x_3	[mm]	vzdálenost působíště síly F_{HV1}

Výpočet návrhové meze kluzu čepu:

$$R_e = \frac{R_{e \min}}{k_n} \quad (14)$$

$$R_e = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa}$$

Rovnice (14), kde:

R_e	[MPa]	návrhová mez kluzu materiálu
$R_{e \min}$	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu
k_n	[-]	návrhový součinitel

5.2.2 VÝPOČET PRŮŘEZOVÉHO MODULU V OHYBU

Výpočet minimálního průřezového modulu čepu v ohybu:

$$R_e = \frac{M_{OI}}{W_{XC \min}} \Rightarrow W_{XC \min} = \frac{M_{OI}}{R_e} \quad (15)$$

$$W_{XC \min} = \frac{24\,267\,455}{177,5} = 136\,718 \text{ mm}^3$$

$$W_{XC \min} \approx 137 \text{ cm}^3$$

Rovnice (15), kde:

R_e	[MPa]	návrhová mez kluzu materiálu
M_{OI}	[N·mm]	ohybový moment v čepu
$W_{XC \min}$	[mm ³]	minimální modul průřezu v ohybu

Výpočet minimálního průměru čepu

$$W_{XC \min} = \frac{\pi \cdot d_{\min}^3}{32} \Rightarrow d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{XC \min}}{\pi}} \quad (16)$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 136\,718}{\pi}} = 111,7 \text{ mm}$$

$$d_{\min} \approx 112 \text{ mm}$$

Rovnice (16), kde:

d_{\min}	[mm]	minimální průměr čepu
$W_{XC \min}$	[mm ³]	minimální modul průřezu v ohybu

Z výpočtu vyšel minimální průměr přibližně \varnothing 112 mm. Pro vyšší bezpečnost je zvolen \varnothing 130 mm, který má modul průřezu $W_{x130} \approx 216 \text{ cm}^3$. Na tomto průměru budou následně umístěny ložiska. Mezi spodním ložiskem a výložníkem bude průměr čepu zvětšen, pro lepší rozložení napětí mezi výložníkem a čepem. Zvýší se tím i bezpečnost svarového spoje.

5.2.3 SKUTEČNÉ NAPĚTÍ V ČEPU

Skutečné napětí v čepu

$$\sigma_v = \frac{M_{OI}}{W_{x130}} \quad (17)$$

$$\sigma_v = \frac{24\,267\,455}{215\,690} = 112,5 \text{ MPa}$$

Rovnice (17), kde:

σ_v	[MPa]	skutečné napětí
M_{OI}	[N·mm]	ohybový moment v čepu
W_{x130}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu

5.2.4 SKUTEČNÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI

$$k_k = \frac{R_{e \min}}{\sigma_v} \quad (18)$$

$$k_k = \frac{355}{112,5} = 3,15$$

Rovnice (18), kde:

k_k	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti
σ_v	[MPa]	skutečné napětí
$R_{e \min}$	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu

5.3 NÁVRH LOŽISEK

Pro výpočet ložisek je zapotřebí vypočítat reakční síly. Pro tyto výpočty se použije zjednodušené schéma výložníků a zatížení, které je vidět na obr. 15 a obr. 17. Vzhledem k dané konstrukci, budou ložiska nejen mezi sloupem a výložníkem (C, D) ale i mezi výložníky (A, B) na čepu jak je vidět na obr. 11. Pro zjednodušení výpočtu ložisek C a D, budeme uvažovat spojení mezi výložníky za pevné.

5.3.1 NÁVRH LOŽISEK PRO PRVNÍ VÝLOŽNÍK

Výpočet reakčních sil pro ložiska A, B

$$\sum_{i=1}^n F_X = 0 \quad -F_{AX} + F_{BX} = 0 \Rightarrow F_{BX} = F_{AX} \quad (19)$$

$$\sum_{i=1}^n F_Y = 0 \quad F_{AY} - F_{HV1} - F_{K+B} = 0 \Rightarrow F_{AY} = F_{HV1} + F_{K+B} \quad (20)$$

$$F_{AY} = 621 + 18\,261 = 18\,882\text{N}$$

$$\sum_{i=1}^n M_A = 0 \quad F_{BX} \cdot 270 - F_{HV1} \cdot 850 - F_{K+B} \cdot 1300 = 0 \Rightarrow \quad (21)$$

$$\Rightarrow F_{BX} = \frac{F_{HV1} \cdot 850 + F_{K+B} \cdot 1300}{270} = \frac{621 \cdot 850 + 18\,262 \cdot 1300}{270} =$$

$$F_{BX} = \frac{620 \cdot 850 + 18\,262 \cdot 1300}{270} = 89\,883\text{ N}$$

5.3.2 VÝPOČET STATICKÉHO ZATÍŽENÍ PRO LOŽISKA A, B

Čep, na kterém budou tyto ložiska, bude namáhán na vysoké ohybové napětí. Pro tuto aplikaci jsou tedy vhodná dvouřadá soudečková ložiska. Tyto ložiska umožňují naklopení vnitřního kroužku, které dokáže kompenzovat případný průhyb čepu. Zároveň dokáží přenášet velké radiální a současně působící i axiální zatížení. V našem uložení bude axiálně i radiálně zatíženo pouze ložisko A. Ložisko B bude přenášet pouze radiální síly.

Ložiska budou vybrány z nabídky firmy SKF. Zatížení těchto ložisek bude pouze statické, z důvodu otáčení jen v rozsahu max. 355°.

Ekvivalentní statické zatížení dle [15]

$$P_o = F_R + Y_o \cdot F_A = F_{AX} + Y_o \cdot F_{AY} \quad (22)$$

$$P_o = 89\,883 + 1,8 \cdot 18\,882 = 123\,870\text{ N}$$

$$P_o = C_o$$

Rovnice (22), kde:

P_o [N] ekvivalentní statické zatížení

C_o [N] statická únosnost ložiska

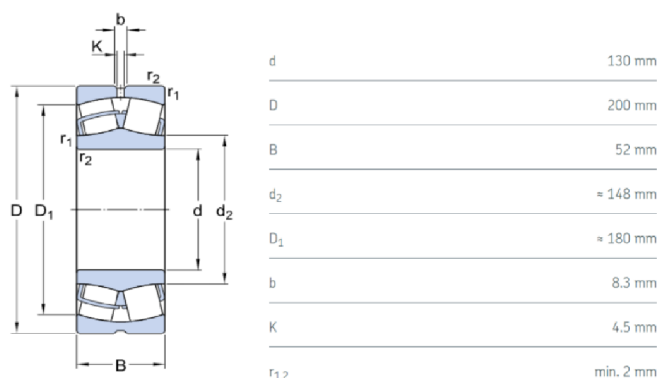
F_R [N] radiální síla působící na ložisko

F_A	[N]	axiální síla působící na ložisko
Y_o	[-]	výpočtový součinitel
F_{AY}	[N]	radiální síla působící na ložisko A
F_{AX}	[N]	axiální síla působící na ložisko A

5.3.3 VÝBĚR LOŽISEK PRO KLOUB

Jelikož námi zvolený průměr čepu je $\varnothing 130$ mm, volba ložiska se odvíjí od tohoto průměru. Jako první možnost se nabízí ložisko **SKF 23026 2CS5/VT143**, které je vidět na obr. 16.

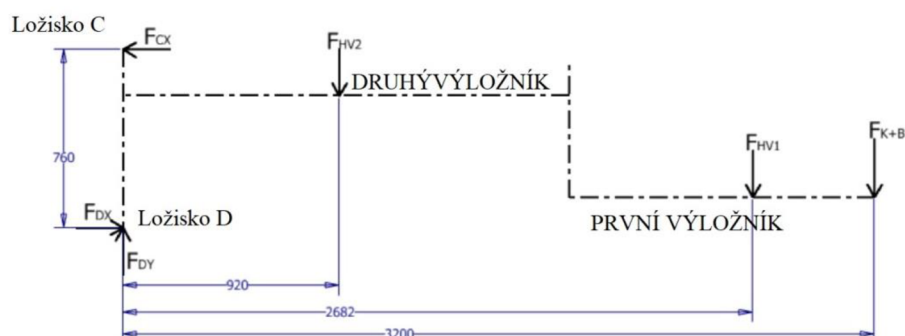
Statická únosnost ložiska $C_o = 610$ kN, dle [16], což je několikanásobně větší než naše ekvivalentní statické zatížení, tudíž vyhovuje. V tomto uložení jsou obě ložiska zvolena stejná, kvůli konstrukci čepu. Obě ložiska jsou taktéž krytovaná z obou stran.



Obr. 16 Rozměry soudečkového A, B ložiska pro kloub [16]

5.3.4 NÁVRH LOŽISEK MEZI SLOUPEM A VÝLOŽNÍKEM

Výpočet reakčních sil pro ložiska C, D



Obr. 17 Zjednodušené schéma vyložníků, zatěžujících a reakčních sil

$$\sum_{i=1}^n F_X = 0 \quad -F_{CX} + F_{DX} = 0 \Rightarrow F_{CX} = F_{DX} \quad (23)$$

$$\sum_{i=1}^n F_Y = 0 \quad F_{DY} - F_{HV2} - F_{HV1} - F_{K+B} = 0 \Rightarrow F_{DY} = F_{HV2} + F_{HV1} + F_{K+B} \quad (24)$$

$$F_{DY} = 745 + 621 + 18\,262 = 19\,628\text{N}$$

$$\sum_{i=1}^n M_D = 0 \quad F_{CX} \cdot 760 - F_{HV2} \cdot 920 - F_{HV1} \cdot 2682 - F_{K+B} \cdot 3\,200 = 0 \Rightarrow \quad (25)$$

$$\Rightarrow F_{CX} = \frac{F_{HV2} \cdot 920 + F_{HV1} \cdot 2682 + F_{K+B} \cdot 3\,200}{760}$$

$$F_{CX} = \frac{745 \cdot 920 + 621 \cdot 2682 + 18\,262 \cdot 3\,200}{760} = 79\,986\text{ N}$$

5.3.5 VÝPOČET STATICKÉHO ZATÍŽENÍ PRO LOŽISKO D

Spodní ložisko D bude přenášet radiální i axiální síly. Proto zde bude zvoleno také dvouřadé soudečkové ložisko. Zatížení ložiska bude pouze statické, z důvodu otáčení jen v rozsahu max. 250°

Ekvivalentní statické zatížení dle [15]

$$P_o = F_R + Y_o \cdot F_A = F_{DX} + Y_o \cdot F_{DY} \quad (26)$$

$$P_o = 79\,986 + 1,8 \cdot 19\,628 = 115\,316\text{ N}$$

$$P_o = C_o$$

Rovnice (26), kde:

P_o [N] ekvivalentní statické zatížení

C_o [N] statická únosnost ložiska

F_R [N] radiální síla působící na ložisko

F_A [N] axiální síla působící na ložisko

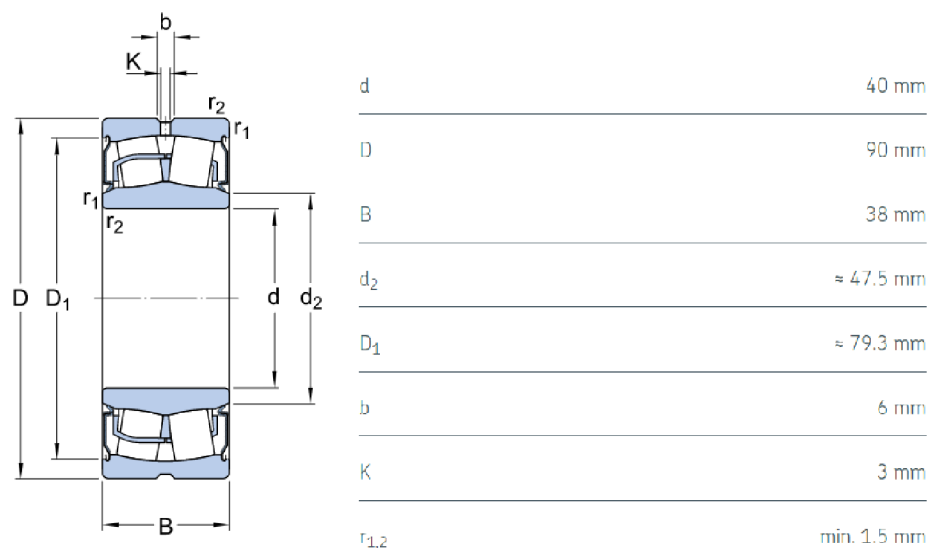
Y_o [-] výpočtový součinitel

F_{DY} [N] radiální síla působící na ložisko D

F_{DX} [N] axiální síla působící na ložisko D

5.3.6 VÝBĚR LOŽISKA D

Jelikož ve výpočtu nepočítáme s hmotností domku ložisek, samotnou hmotností ložisek a hmotností čepu, tak výsledné ekvivalentní statické zatížení bude větší. Proto se zvolilo ložisko s vyšší statickou únosností a to konkrétně ložisko **SKF BS2-2308-2RS/VT143**, které má statickou únosnost $C_o = 140 \text{ kN}$, dle [17]. Rozměry ložiska jsou vidět na obr. 18. Ložisko je taktéž krytované z obou stran, aby se zamezilo zanesení nečistotami.



Obr. 18 Rozměry soudečkového ložiska D [17]

5.3.7 VÝPOČET STATICKÉHO ZATÍŽENÍ PRO LOŽISKO C

Pro ložisko C uvažujeme pouze radiální zatížení, protože veškeré axiální síly přednáší spodní ložisko D.

Ekvivalentní statické zatížení dle [15]

$$P_o = F_R = F_{CX} \quad (27)$$

$$F_{CX} = 79\,986 \text{ N}$$

$$P_o = C_o$$

Rovnice (27), kde:

P_o [N] ekvivalentní statické zatížení

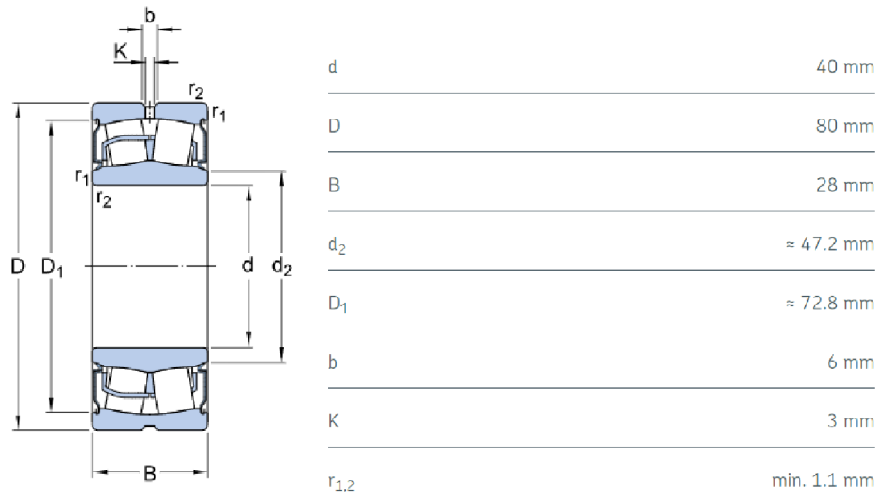
C_o [N] statická únosnost ložiska

F_R [N] radiální síla působící na ložisko

F_{DX} [N] axiální síla působící na ložisko D

5.3.8 VÝBĚR LOŽISKA C

Jak bylo zmíněno v kapitole 4.3.6, tak i zde ekvivalentní statické napětí větší. Stejným způsobem tedy bylo vybráno ložisko s vyšší statickou únosností a to konkrétně ložisko **SKF BS2-2208-2RS/VT143**, které má statickou únosnost $C_o = 90 \text{ kN}$, dle [19]. Rozměry ložiska jsou vidět na obr. 15. I toto ložisko je krytované z obou stran.



Obr. 19 Rozměry soudečkového ložiska C [18]

5.4 KONTROLA BEZPEČNOSTI KM MATICE

Zajištění čepu bude pomocí KM matice. Tato matice zároveň bude přenášet axiální síly do ložiska A. Jelikož je průměr čepu 130 mm, tak na jeho konci bude závit M130x2. Pro tento závit je vhodná matice **KM 26**, která bude následně zajištěna podložkou **MB 26**. Axiální statická únosnost matice je $C_{oM} = 365 \text{ kN}$, dle [15].

Ekvivalentní statické zatížení dle [15]

$$P_o = F_A = F_{AY} \quad (28)$$

$$F_{AY} = 18\,882 \text{ N}$$

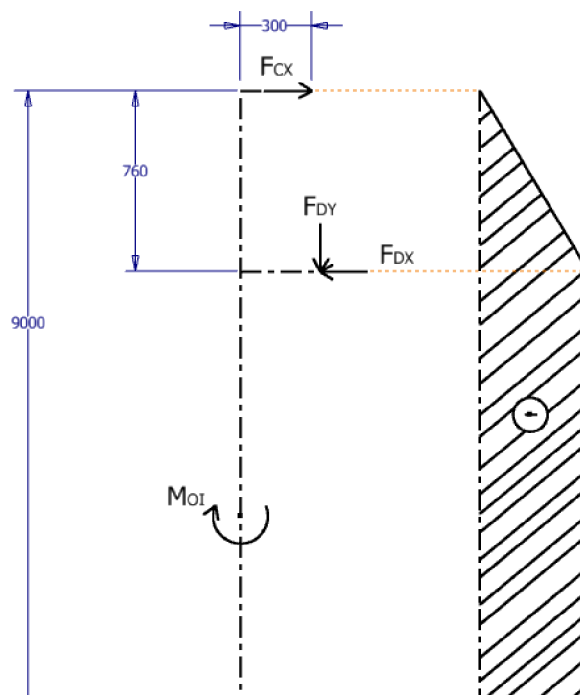
$$P_o \ll C_{oM} \Rightarrow \text{Matice vyhovuje.}$$

Rovnice (28), kde:

P_o	[N]	ekvivalentní statické zatížení
C_{oM}	[N]	axiální statická únosnost matice
F_A	[N]	axiální síla působící na matici
F_{AY}	[N]	axiální síla působící na matici

5.5 NÁVRH SLOUPU

Na sloup bude použita trubka bezešvá dle ČSN 42 5715.01. Materiál sloupu bude stejný jako u výložníků a to S355J2, s mezí kluzu $R_{e\ min} = 355\text{MPa}$, dle [2] Aby se dosáhlo požadované výšky zdvihu, sloup bude mít délku 9 000 mm. Sloup bude namáhán na ohybová napětí a pro jeho výpočet se využije zjednodušené schéma, které je vidět na obr. 20.



Obr. 20 Zjednodušené schéma sloupu a jeho zatížení

5.5.1 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

Ohybový moment od reakčních sil

$$M_{OII} = F_{DX} \cdot 8230 - F_{CX} \cdot 9\,000 - F_{DY} \cdot 300 \quad (29)$$

$$M_{OII} = 79\,986 \cdot 8230 - 79\,986 \cdot 9\,000 - 19\,628 \cdot 300 = -67\,477\,620\ \text{N} \cdot \text{mm}$$

Rovnice (29), kde:

M_{OII} [N·mm] ohybový moment ve sloupu

F_{DX} [N] radiální zatěžující síla

F_{DY} [N] axiální zatěžující síla

F_{DX} [N] radiální zatěžující síla

Výpočet návrhové meze kluzu čepu:

Návrhový součinitel zvolen $k_n = 2$.

$$R_e = \frac{R_{e \min}}{k_n} \quad (30)$$

$$R_e = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa}$$

Rovnice (30), kde:

R_e	[MPa]	návrhová mez kluzu materiálu
$R_{e \min}$	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu
k_n	[-]	návrhový součinitel

5.5.2 VÝPOČET PRŮŘEZOVÉHO MODULU V OHYBU

$$R_e = \frac{M_{OII}}{W_{XS \min}} \Rightarrow W_{XS \min} = \frac{M_{OII}}{R_e} \quad (31)$$

$$W_{XS \min} = \frac{67\,477\,620}{177,5} = 380\,1556 \text{ mm}^3$$

$$W_{XS \min} \approx 380 \text{ cm}^3$$

Rovnice (31), kde:

R_e	[MPa]	návrhová mez kluzu materiálu
M_{OII}	[N·mm]	ohybový moment ve sloupu
$W_{XS \min}$	[cm ³]	minimální modul průřezu sloupu v ohybu

5.5.3 VOLBA PROFILU A MATERIÁLU SLOUPU

Dle výpočtu se na výběr sloupu nabízí dvě varianty trubky:

- (\emptyset 273 x 10) mm (průměr x tloušťka stěny), $W_{XS\,273} = 524\,109 \text{ mm}^3$, hmotnost 64,9 kg / m [19]
- (\emptyset 324 x 8) mm (průměr x tloušťka stěny), $W_{XS\,324} = 612\,314 \text{ mm}^3$, hmotnost 62,3 kg / m [20]

Výrobce udává úchytku stěny $\pm 15\%$ a úchytku vnějšího průměru $\pm 1,5\%$, dle [20]. Proto je zvolena trubka s větším průměrem $D = 324$ mm, $t = 8$ mm, která má nižší hmotnost a větší modul průřezu v ohybu. Volbou této trubky dosáhneme vyšší skutečné bezpečnosti.

5.5.4 SKUTEČNÉ NAPĚTÍ VE SLOUPU

$$\sigma_v = \frac{M_{OII}}{W_{XS\ 324}} \quad (32)$$

$$\sigma_v = \frac{67\ 477\ 620}{612\ 314} = 110,2\ \text{MPa}$$

Rovnice (32), kde:

σ_v	[MPa]	skutečné napětí
M_{OII}	[N·mm]	ohybový moment ve sloupu
$W_{XS\ 324}$	[mm ³]	modul průřezu sloupu v ohybu

5.5.5 SKUTEČNÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI

$$k_k = \frac{R_{e\ min}}{\sigma_v} \quad (33)$$

$$k_k = \frac{355}{110,2} = 3,22$$

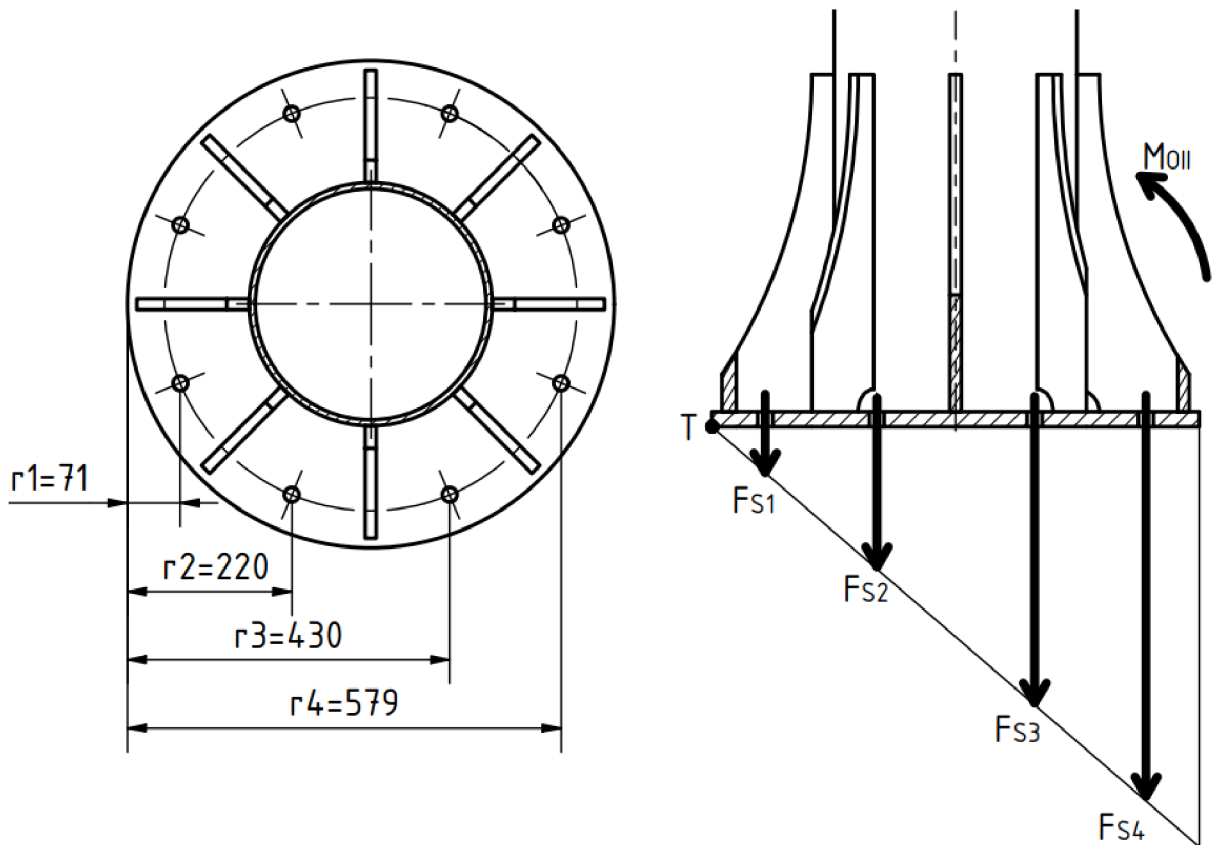
Rovnice (32), kde:

k_k	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti
σ_v	[MPa]	skutečné napětí
$R_{e\ min}$	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu

5.6 NÁVRH UKOTVENÍ SLOUPU

Sloup bude ukotven dle kotevního schématu na obr. 21, pomocí kotevních šroubů a chemické kotvy do betonu. Tyto šrouby budou namáhány tahem, způsobeným ohybovým momentem od výložníků a břemene.

Pro výpočet tahových sil ve šroubech, dle [2] str. 483 jsou předběžně vybrány kotevní šrouby s pevností 5.8. Pevnost šroubu 5.8 odpovídá hodnotě $R_{eS} = 400\ \text{MPa}$, dle [4].



Obr. 21 Schéma ukotvení jeřábu

5.6.1 VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH SIL VE ŠROUBECH

Díky linearitě mezi silou ve šroubech a vzdáleností od teoretického klopného bodu platí:

$$\frac{F_{S1}}{r1} = \frac{F_{S2}}{r2} = \frac{F_{S3}}{r3} = \frac{F_4}{r4} \quad (34)$$

$$\frac{F_{S1}}{r1} = \frac{F_{S2}}{r2} \Rightarrow F_{S2} = F_{S1} \cdot \frac{r2}{r1} \quad (35)$$

Obdobně pak platí:

$$F_{S3} = F_{S1} \cdot \frac{r3}{r1} \quad (36)$$

$$F_{S4} = F_{S1} \cdot \frac{r4}{r1} \quad (37)$$

Nyní lze vypočítat sílu v prvním šroubu

$$M_{OII} = 2 \cdot F_{S1} \cdot r1 + 2 \cdot F_{S2} \cdot r2 + 2 \cdot F_{S3} \cdot r3 + 2 \cdot F_{S4} \cdot r4 \Rightarrow \quad (38)$$

$$M_{OII} = 2 \cdot F_{S1} \cdot r1 + 2 \cdot F_{S1} \cdot \frac{r2}{r1} \cdot r2 + 2 \cdot F_{S1} \cdot \frac{r3}{r1} \cdot r3 + 2 \cdot F_{S1} \cdot \frac{r4}{r1} \cdot r4 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{S1} = \frac{M_{OII}}{2 \cdot r_1 + 2 \cdot \frac{r_2^2}{r_1} + 2 \cdot \frac{r_3^2}{r_1} + 2 \cdot \frac{r_4^2}{r_1}}$$

$$F_{S1} = \frac{67\,477\,620}{2 \cdot 71 + 2 \cdot \frac{220^2}{71} + 2 \cdot \frac{430^2}{71} + 2 \cdot \frac{579^2}{71}} = 4\,176\, N$$

Největší tahová síla bude působit ve vzdálenosti r_4 a to bude síla F_{S4}

$$F_{S4} = F_{S1} \cdot \frac{r_4}{r_1} \quad (39)$$

$$F_{S4} = 4\,176 \cdot \frac{579}{71} = 34\,055\, N$$

Rovnice (39), kde:

M_{OII} [N·mm] ohybový moment ve sloupu

F_{Si} [N] i-tá síla ve šroubu

r_i [N] i-tá vzdálenost šroubu od bodu T

5.6.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU ŠROUBU

Výpočet dovoleného napětí šroubů:

$$R_{eS\,min} = \frac{R_{eS}}{k_n} \quad (40)$$

$$R_{eS\,min} = \frac{400}{2} = 200\, MPa$$

Rovnice (40), kde:

R_{eS} [MPa] návrhová mez kluzu šroubu

$R_{eS\,min}$ [MPa] minimální mez kluzu šroubu

k_n [-] návrhový součinitel

Výpočet minimálního průměru šroubu

$$R_{eS\,min} = \frac{F_{S4}}{S} = \frac{F_{S4}}{\frac{\pi \cdot d_{3min}^2}{4}} \Rightarrow d_{3min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{S4}}{\pi \cdot R_{eS\,min}}} \quad (41)$$

$$d_{3min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 34\,055}{\pi \cdot 200}} = 14,7 \text{ mm}$$

Rovnice (41), kde:

R_{eSmin} [MPa] minimální mez kluzu šroubu

F_{S4} [N] tahová síla ve šroubu

d_{3min} [mm] minimální průměr šroubu

Dle výpočtu vyšel minimální průměr šroubu 14,7 mm. Nejbližší šroub s vyšším průměrem se nabízí M20. Byly zvoleny šrouby od firmy **HILTI** a to konkrétně **HIT-Z**, které můžete vidět na obr. 22. Tyto šrouby jsou zajištěny chemickou lepicí hmotou na bázi uhlíkové oceli. V této kombinaci má tento šroub pevnost v tahu až 150 kN, dle [6], což zároveň splňuje i námi vypočítané zatížení v tahu v kapitole 5.6.1

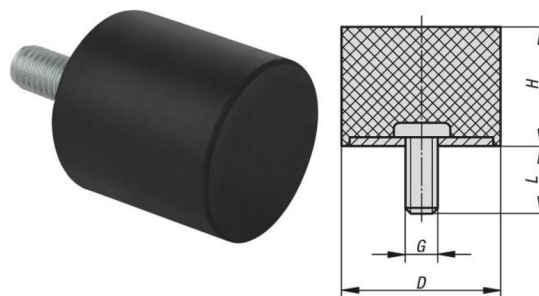
Do výpočtu se ale nezahrnula hmotnost samotného sloupu. Ta vytváří tíhovou sílu působící proti ohybovému momentu sloupu. Tudiž ve šroubech nebude tak vysoké tahové napětí a výsledná bezpečnost ukotvení bude vyšší.



Obr. 22 Kotevní šroub HIT-Z [5]

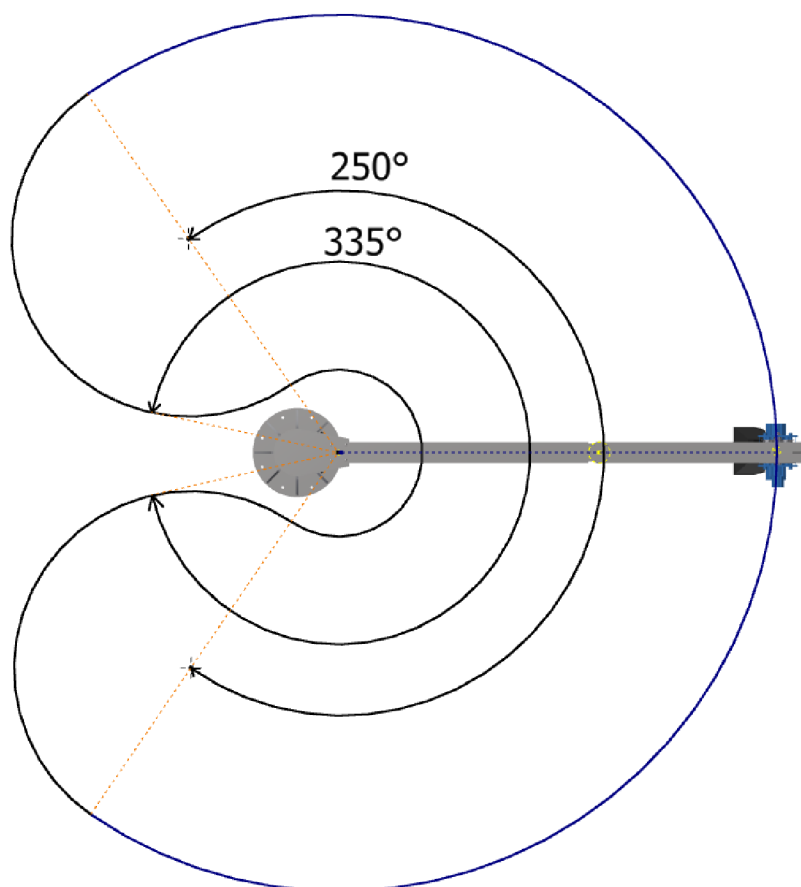
5.7 PRYŽOVÉ SILENTBLOKY

Ovládání jeřábu bude ruční, stejně jako otáčení výložníky a manipulace s břemenem. Pro omezení jejich rozsahu a zamezení jejich vzájemné kolize, či kolize se sloupem, byly vybrány pryžové silentbloky od firmy KIPP, který je vidět na obr. 23, s rozměry $G = M10$ $D = 50$ mm, $H = 40$ mm a tuhostí $k = 230$ N/mm [21]



Obr. 23 Pryžový silentblok [21]

Jeden pár dorazů se nachází na sloupu, který zamezuje kolizi druhého výložníku se sloupem a omezuje tak jeho rozsah na 250° . Druhý pár se nachází na vzpěru druhého výložníku. Tento pár zamezuje protáčení prvního výložníku, aby nedošlo k přetržení přívodního kabelu ke kladkostroji. Silentbloky a rozsah kladkostroje je vidět na obr. 24.



Obr. 24 Manipulační prostor kladkostroje

6 SIMULACE ZATÍŽENÍ

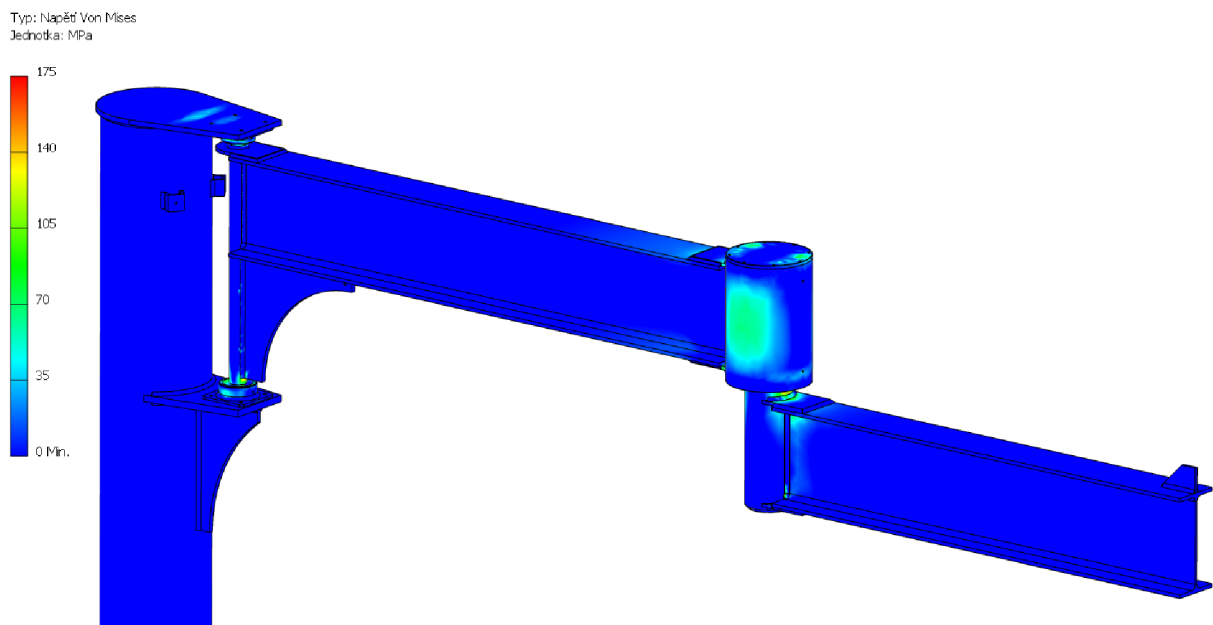
Zkonstruovaný model jeřábu lze v programu Autodesk Inventor Profesional podrobit pevnostní analýze. V této analýze jde hlavně o zjištění výskytu maximálních napětí a případných kritických míst. Ovšem je pouze orientační a nezahrnuje například vymezení vůlí v ložiscích pro případnou simulaci posunutí.

6.1 ZATÍŽENÍ VE STAVECH

Zatížení výložníků v následujících stavech je zde uvažováno od působení hmotnosti břemene 1 500 kg, vlastní hmotnosti kladkostroje 144 kg, dále od vlastní tíhy výložníků v maximální výložní délce. Toto zatížení je odvozeno z celkového ohybového momentu vypočítaného v kapitole 5.1.4

6.1.1 1. STAV

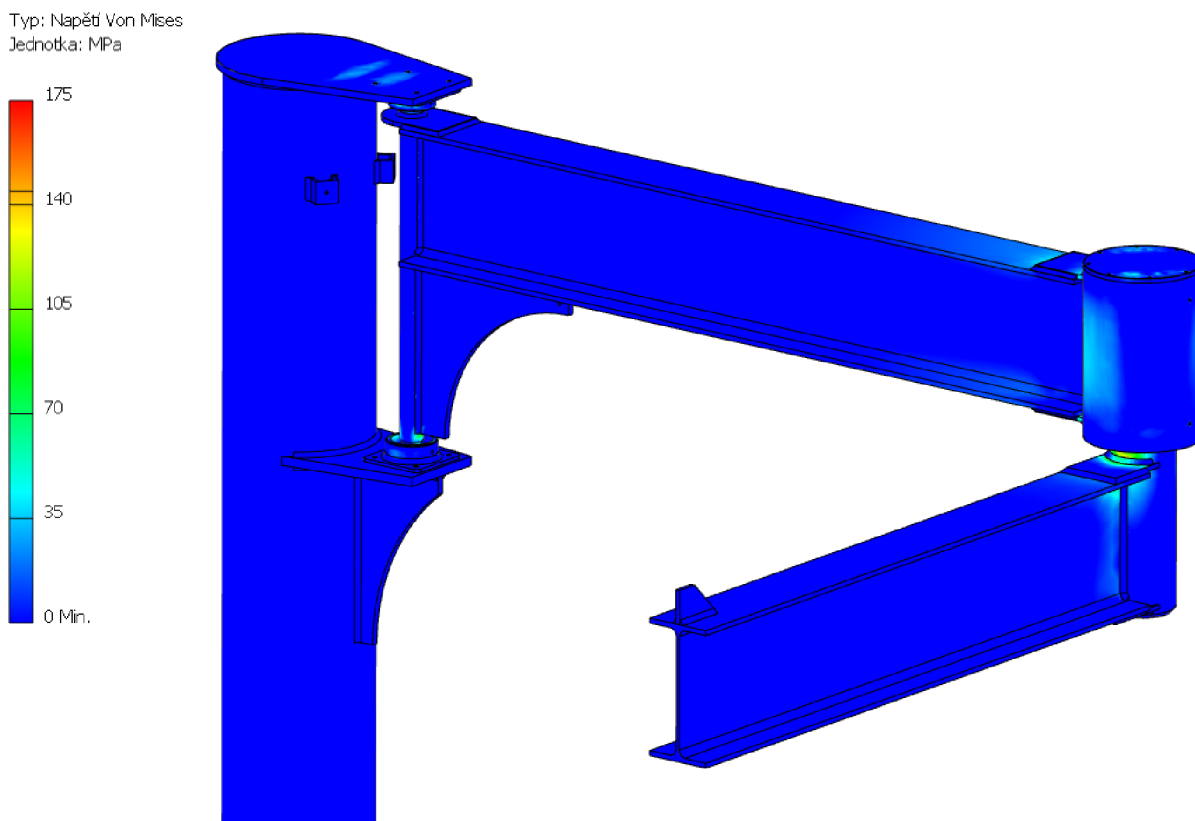
V 1. stavu jsou výložníky tak aby se dosáhlo nejdelšího výložního ramene. Jak je vidět na obr. 25 nejvyšší napětí vzniká v okolí horního svaru mezi čepem a výložníkem a dosahuje hodnoty okolo 120 MPa. Tato hodnota zhruba odpovídá hodnotě skutečného napětí vypočítané v kapitole 5.2.3 Druhé kritické místo se nachází mezi ložisky sloupu a čepu druhého výložníku. I zde však napětí nepřesahuje hodnotu 120 MPa.



Obr. 25 Napětí - HMH, 1. Stav, konstrukce výložníků – statická poloha, stupnice 0 – 175 MPa, nedeformovaný model

6.1.2 2. STAV

Ve 2. stavu výložníky mezi sebou svírají úhel 90°. V tomto stavu je druhý výložník namáhán nejen na ohyb ale i na krut. Jak je vidět na obr. 26, tak namáhání krutem v tomto stavu nezpůsobuje žádné výrazné problémy. I v tomto stavu dochází k nejvyššímu napětí stejně jako v 1. Stav.



Obr. 26 Napětí - HMH, 2. stav, konstrukce výložníků – statická poloha, stupnice 0 – 175 MPa, nedeformovaný model

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vytvoření atypické konstrukce sloupového jeřábu včetně důležitých pevnostních výpočtů, výběr kladkostroje a vytvoření výkresové dokumentace sestavy a sloupu.

Jako první byl vybrán kladkostroj od firmy ABUS, který je dodáván s bohatým příslušenstvím. Následně se zvolil profil pro výložníky a sloup. U všech důležitých částí byla vypočítána skutečná bezpečnost a na konec byly vybrány vhodné šrouby pro ukotvení sloupu jeřábu.

Tato konstrukce dovolila dosažení delšího výložního ramene o 200 mm. Prodloužení výložního ramene je způsobeno výběrem sloupu a zdvih se prodloužil o 60 mm. Zvolený způsob uložení výložníků pomohl k maximalizaci manipulačního prostoru. První výložník má možnost se otáčet v rozsahu 355° a druhý 250° . V jejich kombinaci se dosáhlo rozsahu 335° okolo sloupu.

Avšak zvolené uložení mezi výložníky je konstrukčně komplikovanější a ekonomicky nevýhodné pro jeřáb takovéto nosnosti.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky. Páté vydání. Úvaly. ALBRA – pedagogické nakladatelství. 2011. 927s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G.: *Konstruování strojních součástí*. Brno. Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [3] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F., a kol.: *Jeřáby*. 1. Díl. Druhé vydání. Praha. SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1974. 645 s.
- [4] KRÍŽ, R., a kol.: Strojní součásti I pro SPŠ strojnické. Praha. SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984. 192 s.
- [5] Stránky HILTI: Kotevní šrouby [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: https://www.hilti.cz/c/CLS_FASTENER_7135/CLS_ANCHOR_RODS_ELEMENTS_7135/r6295?CHA_GLOBAL_ANC_SIZE=M16&salespackquantity=12%20ks
- [6] Stránky HILTI: HIT-Z technická specifikace [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: https://www.hilti.cz/medias/sys_master/documents/h61/hd6/9621837414430/ETA-12-0006-for-HIT-HY-200-A-injection-mortar-and-HIT-Z-F-R-rod-for-anchoring-applications-Approval-document-ASSET-DOC-APPROVAL-0191.pdf
- [7] Stránky Jominit.it: Sloupové otočné jeřáby. Jominit.it [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <https://www.jomini.it/it/gru-bandiera.html>
- [8] Stránky ONSERVIS: Sloupové otočné jeřáby [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <https://www.onservis.cz/clanky/jeřaby/otocne-sloupove-jeřaby/>
- [9] Stránky LIFTKET: Katalog LIFTKET STAR [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <https://www.kladkostroje.cz/assets/www/pdf/katalog-liftket-cz.pdf>
- [10] Stránky ITECO: Katalog ABUCompact [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: https://www.iteco.cz/files/products_files/r/retezove-kladkostroje_2.pdf
- [11] Stránky SWF: Katalog kladkostrojů [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: https://www.swfkrantechnik.com/myswf/downloads/en/chain-hoists/SWF_lighcranes_chainhoists_01_2017_EN.pdf
- [12] Stránky KITO: Katalog kladkostrojů [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: https://kito.net/files/downloads/brochure/KITO_Main_Brochure_EN.pdf
- [13] Stránky HADEF: Katalog kladkostrojů řady AK [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: https://update.hadef.de/cms/pdfs/fig66_04.pdf
- [14] Stránky HADEF: Katalog kladkostrojů řady 62/05 [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: https://update.hadef.de/cms/pdfs/fig62_05.pdf
- [15] Stránky SKF: Katalog Valivých ložisek [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings--17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf

- [16] Stránky SKF: Produkty: Soudečkové ložisko [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <https://www.skf.com/ph/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-23026-2CS5%2FVT143>
- [17] Stránky SKF: Produkty: Soudečkové ložisko [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-BS2-2308-2RS%2FVT143>
- [18] Stránky SKF: Produkty: Soudečkové ložisko [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-BS2-2208-2RS%2FVT143>
- [19] Stránky Feron: Produkty: Trubky ocelové bezešvé [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/26233/trubka-bezesva-hladka-kruhova-csn-42-5715-01-rozmer-273x10>
- [20] Stránky Feron: Produkty: Trubky ocelové bezešvé [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/34442/trubka-bezesva-hladka-kruhova-csn-42-5715-01-rozmer-324x8>
- [21] Stránky KIPP: Produkty Pryžové silentbloky [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.kipp.cz/cz/cs/Produkty/Ovládací-prvky-normované-díly/Tlumicí-prvky/Pryžové-silentbloky-ocel-nebo-nerezová-ocel-typ-D.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

C_{oM}	[kN]	Axiální statická únosnost KM matice
$M_{F_{B+K}}$	[N·mm]	Ohybový moment od sil $F_B + F_K$
$M_{F_{HV}}$	[N·mm]	Ohybový moment od výložníků
M_{OI}	[N·mm]	Ohybový moment v čepu
M_{OII}	[N·mm]	Ohybový moment ve sloupu
σ_v	[MPa]	Skutečné napětí
b	[mm]	Šířka profilu
C_o	[kN]	Statická únosnost ložiska
d_{3min}	[mm]	Minimální průměr šroubu
d_{min}	[mm]	Minimální průměr čepu
F_A	[N]	Axiální síla působící na ložisko
F_{AX}	[N]	Axiální síla působící na ložisko A
F_{AY}	[N]	Radiální síla působící na ložisko A
F_B	[N]	Zatěžující síla od nejvyšší hmotnosti břemene
F_{BX}	[N]	Axiální síla působící na ložisko B
F_{CX}	[N]	Axiální síla působící na ložisko C
F_{DX}	[N]	Axiální síla působící na ložisko D
F_{DY}	[N]	Axiální síla působící na ložisko D
F_{HV1}	[N]	Zatěžující síla od vlastní hmotnosti prvního výložníku
F_{HV2}	[N]	Zatěžující síla od vlastní hmotnosti druhého výložníku
F_K	[N]	Zatěžující síla od hmotnosti kladkostroje
F_R	[N]	Radiální síla působící na ložisko
F_{S1}	[N]	Tahová síla namáhající šroub ve vzdálenosti r_1
F_{S2}	[N]	Tahová síla namáhající šroub ve vzdálenosti r_2
F_{S3}	[N]	Tahová síla namáhající šroub ve vzdálenosti r_3
F_{S4}	[N]	Tahová síla namáhající šroub ve vzdálenosti r_4
h	[mm]	Výška profilu
k_k	[-]	Skutečný součinitel bezpečnosti
k_n	[-]	Návrhový součinitel bezpečnosti
l	[mm]	Délka výložního ramene
l_{V1}	[mm]	Délka prvního výložníku
l_{V2}	[mm]	Délka druhého výložníku

m_B	[kg]	Nejvyšší hmotnost řemene
M_{CO}	[N·mm]	Celkový ohybový moment
m_K	[kg]	Hmotnost kladkostroje
P_o	[N]	Ekvivalentní statická zatížení
r_1	[mm]	Vzdálenost působíště síly od klopného bodu T
r_2	[mm]	Vzdálenost působíště síly od klopného bodu T
r_3	[mm]	Vzdálenost působíště síly od klopného bodu T
r_4	[mm]	Vzdálenost působíště síly od klopného bodu T
R_e	[MPa]	Návrhová mez kluzu materiálu
$R_{e\ min}$	[MPa]	Minimální mez kluzu
R_{eS}	[MPa]	Výpočtová mez kluzu šroubu
$R_{eS\ min}$	[MPa]	Minimální mez kluzu šroubu
t_1	[mm]	Tloušťka stojny
t_2	[mm]	Tloušťka příruby
v_z	[m·min ⁻¹]	Rychlost zdvihu kladkostroje
W_X	[cm ³]	Modul průřezu v ohybu
$W_{X\ min}$	[mm ³]	Minimální modul průřezu v ohybu
$W_{XC\ 130}$	[cm ³]	Modul průřezu v ohybu čepu
$W_{XC\ min}$	[cm ³]	Minimální modul průřezu v ohybu čepu
$W_{XS\ 273}$	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu trubky
$W_{XS\ 324}$	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu trubky
$W_{XS\ min}$	[cm ³]	Minimální modul průřezu v ohybu sloupu
x_1	[mm]	Vzdálenost působíště síly F_{HV1}
x_2	[mm]	Vzdálenost působíště síly F_{HV2}
x_3	[mm]	Vzdálenost působíště síly F_{HV1}
x_4	[mm]	Vzdálenost působíště síly F_{K+B}
Y_o	[-]	Výpočtový součinitel
φ	[-]	Dynamický součinitel zdvihu

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Výkres sestavy	SLOUPOVÝ JEŘÁB	1 – REMER – 1.00
Seznam položek	KUSOVNÍK	4 – K – REMER – 1.01 (2 listy)
Výkres svařence	SLOUP	1 – REMER – 1.01