



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁBOVÁ KOČKA MOSTOVÉHO JEŘÁBU 32 T

CRANE TROLLEY 32 T

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ KNAPEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Knapec

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Jeřábová kočka mostového jeřábu 32 t

v anglickém jazyce:

Crane trolley 32 t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte jeřábovou kočku pro mostový jeřáb, která má sloužit k manipulaci se šrotovým materiálem. Technické parametry:

Nosnost jmenovitá	32 000 kg
Výška zdvihu	11 000 mm
Zařazení jeřábu dle ČSN ISO 4301-5	A3
Pracovní rychlosti: - zdvih	0 - 10 m/min (M3)
- pojezd kočky	0 - 50 m/min
zařazení mechanismů dle ČSN ISO 4301-1	M3

Umístění jeřábu hala

Teplota okolí -10° až +40°C

Napětí sítě 3 x 400 V, 50 Hz

Manipulační prostředek neodnímatelný jednoduchý kovaný hák s pojistkou

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- funkční výpočet pojezdového a zdvihového ústrojí
- pevnostní výpočet rámu kočky
- další případné výpočty dle pokynů vedoucího DP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- sestavu jeřábové kočky
- sestavu zdvihového a pojezdového ústrojíústrojí kočky

Seznam odborné literatury:


1. ČSN ISO 8686-5 Jeřáby. Zásady konstruování podle zatížení a kombinací zatížení. Část 5: Mostové a portálové mostové jeřáby
2. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
3. GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988
4. REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975
5. Firemní literatura

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 12.11.2014





prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce je vypracováním konstrukčního návrhu jeřábové kočky mostového jeřábu, která je určena pro manipulaci se šrotovým materiálem. Cílem této práce je vypracování technické zprávy včetně výpočtů pojezdového a zdvihového ústrojí, pevnostního výpočtu rámu kočky a vytvoření výkresové dokumentace obsahující sestavu jeřábové kočky a sestavu zdvihového a pojezdového ústrojí kočky. Žádané parametry této jeřábové kočky jsou nosnost 32 t, výška zdvihu 11 m, pracovní rychlost zdvihu až 10 m/min a pracovní rychlost pojezdu kočky až 50 m/min.

KLÍČOVÁ SLOVA

Jeřábová kočka, mostový jeřáb, pevnostní výpočet, výpočet pojezdového ústrojí, výpočet zdvihového ústrojí.

ABSTRACT

This master's thesis is the design development of crane trolley, which is used to manipulate with scrap material. The target of this thesis is to develop a technical report including calculations of running and lifting gear, strength calculation of frame of trolley and drawings containing assembly of crane trolley and assemblies of running and lifting gear. Desired parameters of this trolley are maximum load capacity 32 000 kg, lifting height of 11 m, working lifting speed up to 10 m/min and working running speed up to 50 m/min.

KEYWORDS

Crane trolley, bridge crane, strength calculation, calculation of running gear, calculation of lifting gear.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KNAPEC, T. *Jeřábová kočka mostového jeřábu 32 t*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 87 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc., a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2015

.....

Bc. Tomáš Knapec



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc., za cenné rady, připomínky a metodické vedení práce. Dále děkuji pracovníkům společnosti Královo Pole Cranes a.s. za poskytnutí cenných informací, zejména děkuji Ing. Jiřímu Nezbedovi. A v neposlední řadě děkuji mé rodině a blízkým za podporu během celého trvání studia.



OBSAH

Úvod.....	13
1 Zadané parametry kočky	14
2 Popis konstrukce kočky.....	15
2.1 Typ mostu a kočky jeřábu	15
2.2 Pojezdový mechanismus kočky.....	16
2.2.1 Dva samostatné motory	16
2.2.2 Jeden motor	16
2.2.3 Sestavy pojezdových kol	17
2.2.4 Brzda pojezdu.....	18
2.3 Zdvihový mechanismus kočky	18
2.3.1 Převodovka zdvihu.....	18
2.4 Rám kočky.....	18
2.5 Elektrovýbava.....	18
3 Výpočet pojezdového ústrojí.....	19
3.1 Zatížení pojezdových kol.....	19
3.1.1 Síla působící na kola kočky.....	19
3.1.2 Síla působící na kolo kočky (maximální zatížení kola)	19
3.2 Návrh pojezdových kol.....	19
3.2.1 Materiál pojezdových kol.....	19
3.3 Výpočet pojezdových kol	20
3.3.1 Otáčky pojezdových kol.....	20
3.3.2 Součinitel počtu otáček	20
3.3.3 Součinitel trvanlivosti	20
3.3.4 Výpočet maximální únosnosti pojezdových kol	21
3.3.5 Výpočet maximálního kontaktního tlaku	21
3.4 Výpočet motoru pojezdu	22
3.4.1 Tažná síla motoru k překonání pasivních odporů	22
3.4.2 Adhezní síla.....	22
3.4.3 Nejkratší doba rozjezdu.....	22
3.4.4 Výkon motoru při ustálené rychlosti pojezdu	23
3.4.5 Volba motorů pojezdu.....	23
3.4.6 Jmenovitý výkon motorů.....	24
3.4.7 Jmenovitý krouticí moment motorů	24
3.4.8 Skutečná pojezdová rychlost.....	24
3.4.9 Zrychlení pojezdu při rozjezdu	24



3.4.10	Úhel vychýlení břemene při rozjezdu	25
3.5	Výpočet rozběhového momentu motoru	25
3.5.1	Moment pasivních odporů.....	25
3.5.2	Zrychlující síla.....	25
3.5.3	Moment zrychlujících sil posuvných hmot	25
3.5.4	Moment zrychlujících sil rotačních hmot.....	26
3.5.5	Rozběhový moment motorů	26
3.6	Kontrola rozběhového momentu	26
3.6.1	Spouštěcí moment motorů.....	26
3.7	Brzdění při pojíždění kočky	26
3.7.1	Minimální doba zastavení kočky.....	26
3.7.2	Minimální dráha pro zastavení kočky	27
3.7.3	Maximální doba zastavení kočky	27
3.7.4	Moment pasivních odporů při brzdění kočky	27
3.7.5	Síla na zpomalení posuvných hmot.....	27
3.7.6	Moment na zpomalení sil posuvných hmot.....	28
3.7.7	Moment na zpomalení sil rotačních hmot	28
3.7.8	Minimální brzdicí moment brzdy.....	28
3.7.9	Kontrola zpomalení pojezdu kočky.....	28
3.7.10	Úhel vychýlení břemene při brzdění	28
4	Výpočet zdvihového ústrojí	29
4.1	Výpočet zatížení lana dle ČSN 27 0100 [2]	29
4.1.1	Účinnost lanového převodu.....	29
4.1.2	Jmenovité zatížení lana	29
4.2	Výběr lana dle ČSN ISO 4308-1 [3]	30
4.2.1	Minimální únosnost lana	30
4.2.2	Součinitel výběru lana.....	30
4.2.3	Výpočet minimálního průměru lana.....	30
4.2.4	Výpočet maximálního průměru lana	30
4.2.5	Návrh lana	31
4.2.6	Skutečný součinitel bezpečnosti.....	31
4.3	Rozměrové výpočty bubnu a kladek dle ČSN ISO 4308-1 [3]	31
4.3.1	Minimální průměr roztečné kružnice bubnu	31
4.3.2	Minimální průměr roztečné kružnice vodící kladky	32
4.3.3	Minimální průměr roztečné kružnice vyrovnávací kladky	32
4.3.4	Navíjená délka lana	32



4.3.5	Počet závitů lana na polovině bubnu.....	32
4.3.6	Celková délka bubnu.....	34
4.4	Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu.....	34
4.4.1	Napětí v ohybu.....	34
4.4.2	Napětí v krutu.....	35
4.4.3	Vnější přetlak na bubnu.....	36
4.4.4	Redukované napětí (dle teorie HMM).....	36
4.5	Výpočet příložek.....	37
4.5.1	Úhel opásání.....	37
4.5.2	Tažná síla v laně v místě uchycení.....	37
4.5.3	Potřebná osová síla ve šroubech příložek.....	37
4.5.4	Ohybový moment šroubů.....	38
4.5.5	Plocha jádra šroubu.....	38
4.5.6	Modul průřezu v ohybu jádra šroubu.....	38
4.5.7	Celkové napětí šroubů.....	38
4.5.8	Dovolené napětí šroubů.....	39
4.6	Výpočet pohonu zdvihu.....	39
4.6.1	Celková mechanická účinnost zdvihacího mechanismu.....	40
4.6.2	Výkon motoru při zadané zdvihací rychlosti.....	40
4.6.3	Volba motoru zdvihu.....	40
4.6.4	Otáčky lanového bubnu.....	41
4.6.5	Převod převodovky.....	41
4.6.6	Volba převodovky.....	41
4.6.7	Skutečné otáčky bubnu.....	42
4.6.8	Skutečná rychlost zdvihu.....	42
4.6.9	Odchylka od zadané rychlosti zdvihu.....	42
4.6.10	Volba bubnové spojky.....	43
4.7	Kontrola motoru zdvihu.....	43
4.7.1	Celkový převod.....	43
4.7.2	Statický moment břemene redukovaný na hřídel motoru.....	44
4.7.3	Doba rozběhu zdvihu.....	44
4.7.4	Moment zrychlujících sil posuvných hmot – zdvih.....	44
4.7.5	Moment zrychlujících sil rotačních hmot – zdvih.....	44
4.7.6	Rozběhový moment motoru zdvihu.....	44
4.8	Kontrola rozběhového momentu zdvihu.....	45
4.8.1	Spouštěcí moment motoru zdvihu.....	45



4.9	Výpočet brzdy pro zdvih	45
4.9.1	Statický moment břemene redukováný na hřídel motoru – brzdění	45
4.9.2	Moment na zpomalení sil posuvných hmot – zdvih.....	45
4.9.3	Moment na zpomalení sil rotačních hmot – zdvih	46
4.9.4	Brzdný moment zdvihu	46
4.9.5	Skutečný ubrzditelný moment.....	46
4.9.6	Doba brzdění při spouštění.....	46
4.9.7	Doba brzdění při zvedání	46
4.9.8	Volba spojky motoru s převodovkou	47
4.9.9	Volba brzdy	47
4.9.10	Volba koncového vypínače	48
5	Výpočet ložisek	49
5.1	Ložiska pro pojezdová kola	49
5.1.1	Radiální zatížení ložiska pojezdového kola	49
5.1.2	Axiální zatížení ložiska pojezdového kola.....	49
5.1.3	Otáčky ložiska pojezdového kola.....	49
5.2	Ložiska kladek	49
5.2.1	Radiální zatížení ložiska kladek	49
5.2.2	Axiální zatížení ložiska kladek	50
5.2.3	Otáčky ložiska kladek	50
5.3	Ložiska bubnu.....	50
5.3.1	Radiální zatížení ložiska bubnu.....	50
5.3.2	Axiální zatížení ložiska bubnu	50
5.3.3	Otáčky ložiska bubnu	50
5.4	Parametry ložisek	51
6	Pevnostní výpočet rámu kočky	52
6.1	Specifikace zařazení jeřábu – jeřábové kočky.....	52
6.2	Zatížení a součinitelé zatížení.....	52
6.2.1	Zatížení od vlastní hmotnosti	52
6.2.2	Zatížení od břemene	52
6.2.3	Zatížení od svislých sil setrvačných.....	53
6.2.4	Zatížení od svislých setrvačných sil vznikajících při pojíždění.....	53
6.3	Kombinace zatěžovacích stavů.....	53
6.3.1	Základní kombinace – únosnost.....	53
6.3.2	Kombinace – únosnost při únavě	54
6.3.3	Kombinace – použitelnost.....	56



6.4	Výstupní data z výpočetního programu NEXIS32	57
6.4.1	Základní data	57
6.4.2	Zatěžovací stavy	65
6.4.3	Kombinace zatěžovacích stavů	69
6.4.4	Grafické výstupy výpočtu z programu NEXIS32	70
6.4.5	Napětí na makrech (únosnost – základní kombinace) – extrémý.....	76
	Závěr.....	77
	Seznam použitých zkratk a symbolů	80
	Seznam příloh.....	87



ÚVOD

V průmyslové praxi, tj. na stavbách, překladištích, ve výrobních závodech atd., se neobejdeme bez používání zařízení, která nám ulehčují práci s dopravou a manipulací s materiály a zároveň zvyšují efektivitu práce.

Jeřáby se řadí mezi stroje na dopravu a manipulaci s tuhými látkami. Jejich manipulační a dopravní pohyby jsou zdvihání, spouštění, otáčení, pojíždění, změna vyložení, a to vše v pracovním poli jeřábu. Pro skutečnou práci se pak téměř vždy využívá několika těchto pohybů najednou.

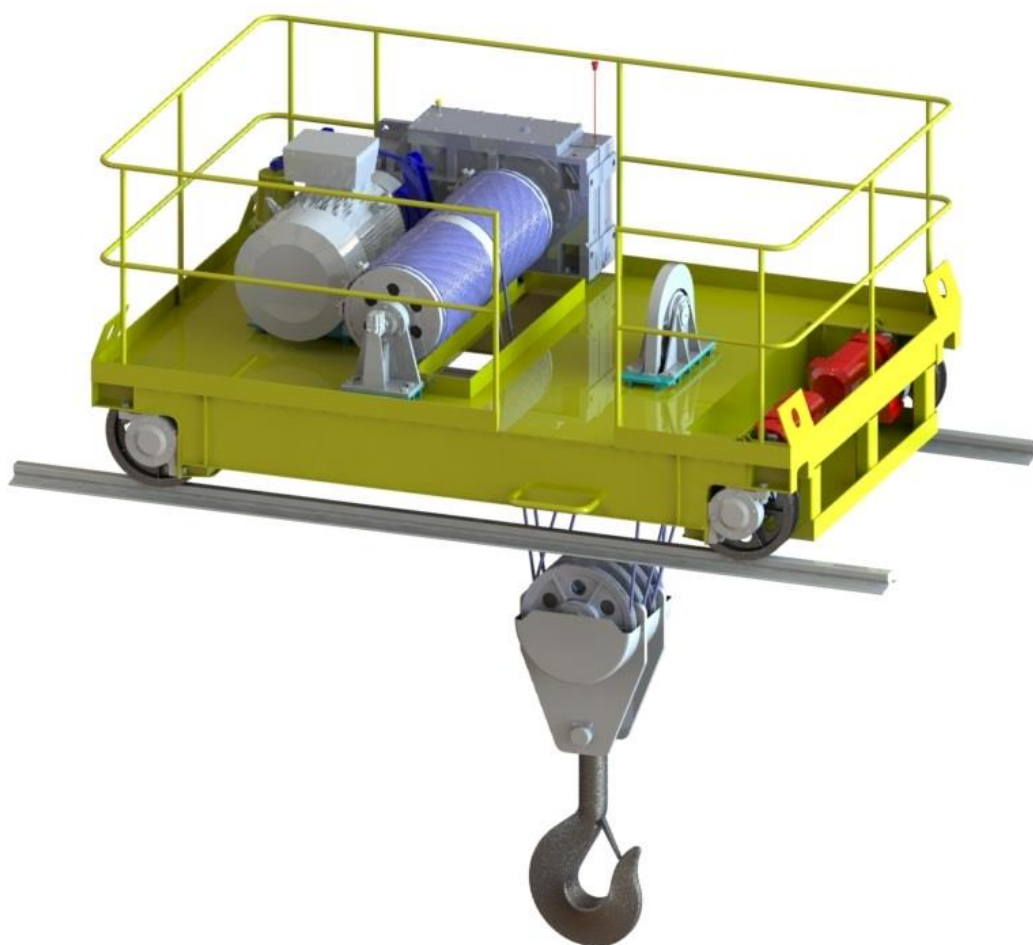
Jeřáby se skládají ze strojní konstrukce a ze strojního zařízení. Konstrukce může mít různé tvary (mostové jeřáby, věžové jeřáby, jeřáby výložníkového typu). Strojní zařízení se pak obvykle skládá z několika mechanismů, které zajišťují pracovní pohyby jeřábu. Mezi základní požadavky na jejich konstrukci patří nízká hmotnost, kompaktní rozměry a účelné využití materiálu.

Jedním z těchto zařízení jsou i jeřábové kočky. Mostové jeřáby mají ocelovou konstrukci, která pojíždí po vyvýšené dráze, která je umístěna v hale na zdi nebo na speciální konstrukci. Na hlavních nosnících konstrukce pak pojíždí jeřábová kočka, která se svým zdvihovým mechanismem doplňuje zbylé pohyby potřebné pro manipulaci s materiálem v prostoru. Kočka se standardně sestává ze svařovaného rámu, který je nosnou konstrukcí pro všechna zařízení nutná k pojezdu kočky a zdvihu materiálu.



1 ZADANÉ PARAMETRY KOČKY

Nosnost jmenovitá:	32 000 kg
Výška zdvihu:	11 000 mm
Pracovní rychlost zdvihu:	až 10 m/min
Pracovní rychlost pojezdu:	až 50 m/min



Obr. 1 - jeřábová kočka 32 t

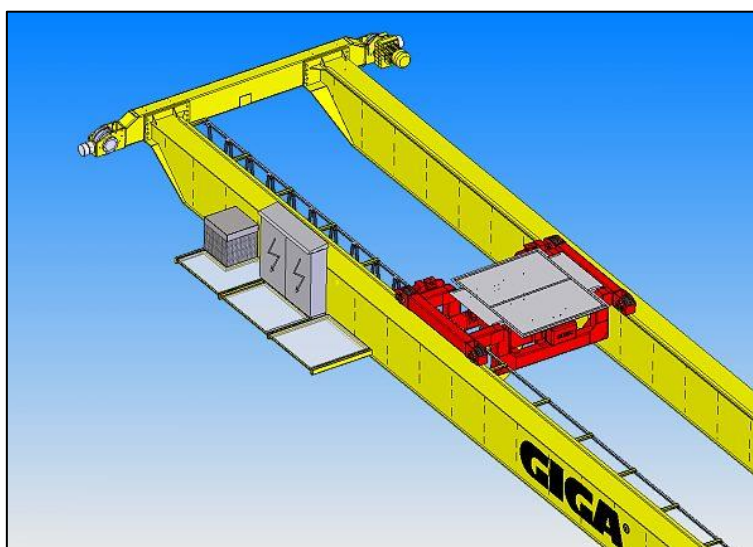


2 POPIS KONSTRUKCE KOČKY

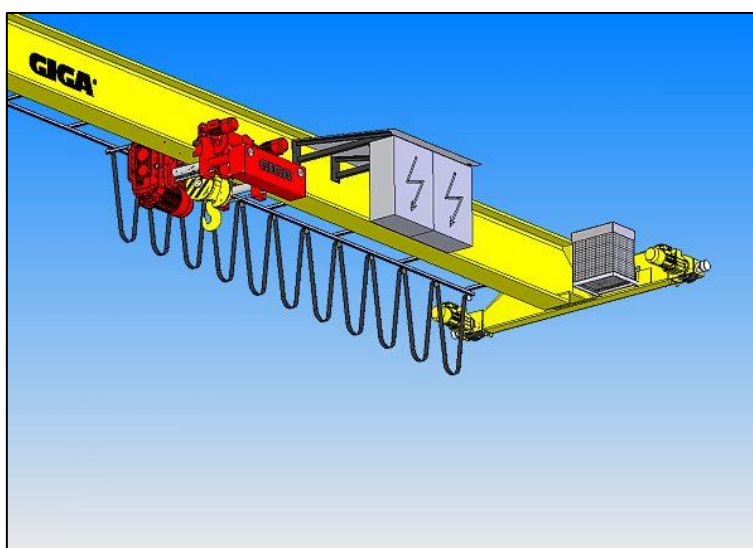
2.1 TYP MOSTU A KOČKY JEŘÁBU

Navrhovaná jeřábová kočka mostového jeřábu je určena pro manipulaci se šrotovým materiálem. Pro danou kategorii nosností (32 000 kg) se využívá zpravidla dvounosníkových mostových jeřábů a s ohledem k této skutečnosti je možné volit kočku podvěsnou nebo kočku pro vrchní pojezd, zpravidla se však používá kočka pro vrchní pojezd (Obr. 2). Tato běžnější varianta je zvolena pro vlastní řešení v této diplomové práci. Použití podvěsné kočky je pak vhodné například v případech, kdy je jeřáb umístěn co nejvýše pod stropem, aby se maximálně využila výška haly nebo prostoru, kde je jeřáb umístěn.

U jednonosníkových mostových jeřábů se pak používá pouze koček podvěsných a jsou určeny pro nižší nosnosti (Obr. 3).



Obr. 2 - dvounosníkový mostový jeřáb s kočkou pro vrchní pojezd GIGA s.r.o. [19]



Obr. 3 - jednonosníkový mostový jeřáb s podvěsnou kočkou GIGA s.r.o. [19]



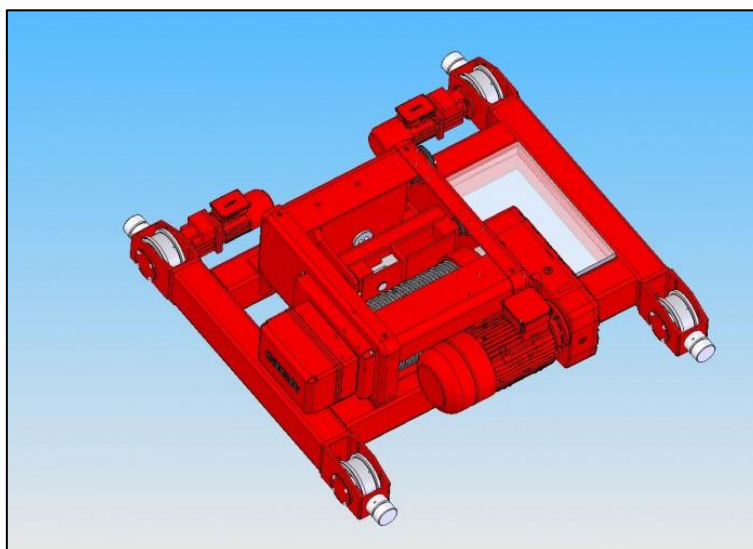
2.2 POJEZDOVÝ MECHANISMUS KOČKY

Navrhovaná kočka je čtyřkolová. Jednotlivé páry mohou být buď spřažené nebo nezávislé. Kola v páru pak mohou být obě pevná nebo jedno může být posuvné. V případě použití kol připevněných v rohových ložiscích jsou tato kola pevná.

Pojezdový mechanismus se tedy skládá z hnacích a hnaných pojezdových kol, motoru nebo motorů, které přes převodovku přenášejí krouticí moment na hnací pojezdová kola a brzdy pojezdu.

2.2.1 DVA SAMOSTATNÉ MOTORY

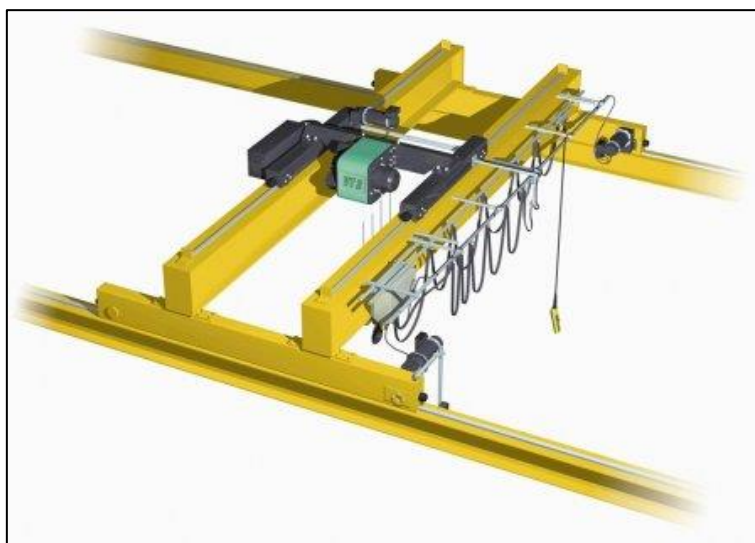
Každé hnací pojezdové kolo má na svůj výstupní hřídel připojen jeden motor. Jedná se tedy o variantu s nezávislými koly. Tato varianta je použita v návrhu této diplomové práce.



Obr. 4 - pojezd kočky pomocí dvou samostatných motorů [19]

2.2.2 JEDEN MOTOR

Převodovka připojená na motor pojezdu má na výstupu hřídel vyvedený do obou směrů. Tento hřídel je souosý s hnacími pojezdovými koly, čímž je umožněno jejich vzájemné spojení. Jedná se tedy o variantu se spřaženými koly.



Obr. 5 - pojezd kočky pomocí jednoho motoru [20]

2.2.3 SESTAVY POJEZDOVÝCH KOL

Sestava pojezdového kola je tvořena pojezdovým kolem nasazeným na hřídeli, který je uložený v soudečkových naklápěcích ložiscích. Ložiska jsou zajištěna KM maticemi a MB podložkami. Tento celek je pak pomocí rohového ložiska připevněn na příčník. Sestava hnacího pojezdového kola se od hnaného liší vyvedením hřídele z jednoho víka, který je pak nasazen na výstupní dutou hřídel převodovky pojezdu.

Pojezdové kolo je kolo se dvěma nákolky. Nákolky jsou určeny k zachycování bočních sil kolmých k pojezdové dráze. Je nutné, aby mezi nákolkem a kolejnicí byla vůle s ohledem na nepřesnosti jeřábové dráhy a možné přičení jeřábu. Odvalovací plochy kol jsou válcové a jejich průměry jsou normalizované.



Obr. 6 - sestava hnacího pojezdového kola



2.2.4 BRZDA POJEZDU

Ve vlastním řešení diplomové práce je použita brzda, která je přímo součástí motoru pojezdu. Toto je umožněno skutečností, že pro pojezd je brzdicí moment malý v porovnání s brzdícím momentem zdvihu. Není tedy nutné použití dvojčinné čelistové brzdy a výhodou jsou malé zástavbové rozměry.

2.3 ZDVIHOVÝ MECHANISMUS KOČKY

Zdvihový mechanismus se skládá z lanového bubnu, motoru zdvihu, převodovky, brzdy, horní a dolní kladnice, vyrovnávací kladky a lana. Pro celkovou kompletaci mechanismu je dále důležitá spojka hřídele s převodovkou opatřená brzdícím věncem, bubnová spojka, soudečkové ložisko na volný konec bubnu a koncový vypínač.

Motor zdvihu je pomocí zubové spojky připojen na převodovku. Tato zubová spojka je elastická a na straně převodovky je opatřena brzdícím věncem, jehož průměr odpovídá zvolené dvojčinné čelistové brzdě. Na výstupu převodovky je lanový buben. Ten je na straně převodovky osazen bubnovou spojkou a na volném konci soudečkovým ložiskem. Tímto ložiskem prochází hřídel bubnu, na který je připojen koncový vypínač pro kontrolu zdvihu.

Horní kladnice a vyrovnávací kladka jsou připevněny na rámu kočky, dolní kladnice je zavěšena na laně zdvihu. Je opatřena jednoduchým kovaným hákem s pojistkou.

2.3.1 PŘEVODOVKA ZDVIHU

Jako převodovka zdvihu je zvolena varianta, kdy jsou vstupní a výstupní hřídel rovnoběžné a na stejné straně převodovky. Díky tomuto uspořádání je celkový mechanismus kompaktnější a je lépe rozložena váha kočky na všechna čtyři pojezdová kola.

2.4 RÁM KOČKY

Rám kočky je navržen jako svařovaná konstrukce z plechů, které vytvářejí skříňové nosníky. Podlahu tvoří tabule plechů s oválnými výstupky opatřené žebry pro zvýšení tuhosti konstrukce. Bezpečnostní prvky, tj. okopové lišty a zábradlí, jsou navrženy s ohledem na normu ČSN EN 13586+A1 Jeřáby – přístupy.

2.5 ELEKTROVÝBAVA

Motory pojezdu i motor zdvihu jsou ovládány přes frekvenční měnič, který bude umístěn v elektrokontejneru jeřábu. Frekvenční měnič tedy není v diplomové práci řešen.



3 VÝPOČET POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ

3.1 ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola nesou součet hmotnosti kočky, jmenovitého a stálého břemene (kladnice).

3.1.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA KOLA KOČKY

$m_K = 8\,500\text{ kg}$	Předpokládaná hmotnost kočky
$Q = 32\,000\text{ kg}$	Maximální dovolená hmotnost břemene
$B = 1\,000\text{ kg}$	Hmotnost stálého břemene
$g = 9,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	Tíhové zrychlení

$$F_K = (m_K + Q + B) \cdot g \quad (3.1)$$

$$F_K = (8\,500 + 32\,000 + 1\,000) \cdot 9,81$$

$$F_K = 4,07 \cdot 10^5\text{ N}$$

3.1.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA KOLO KOČKY (MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ KOLA)

$$F_{1K} = \frac{F_K}{4} \quad (3.2)$$

$$F_{1K} = \frac{4,07 \cdot 10^5}{4}$$

$$F_{1K} = 1,02 \cdot 10^5\text{ N}$$

3.2 NÁVRH POJEZDOVÝCH KOL

Předběžně jsou zvoleny parametry pojezdových kol dle tabulky rozměrů pojezdových kol pevně spojených s hřídelí [1] str. 192 – tab. III-49. Na základě této volby je zvolena jeřábová kolejnice A 65 dle DIN 536-1, která ve spojení s pojezdovým kolem vytváří boční vůli 7,5 mm [1] str. 187.

$$D = 500\text{ mm} \quad (R = 250\text{ mm}) \quad \text{Průměr pojezdových kol (poloměr)}$$

$$b = 65\text{ mm} \quad \text{Šířka kolejnice}$$

3.2.1 MATERIÁL POJEZDOVÝCH KOL

Pro pojezdová kola je zvolen materiál – litá ocel ČSN 42 2661.1, který se pro pojezdová kola používá nejčastěji, pokud se nejedná o kola kovaná v zápustkách a kola pro ruční jeřáby. [1] str. 185



3.3 VÝPOČET POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola jsou počítána na únavu materiálu v dotykových plochách. Únava se projevuje jako tvorba jamek v místech styku a následným odlupováním povrchových vrstev. Začátek tvoření jamek závisí na velikosti namáhání a počtu styků. Výpočet může být proveden dle maximální únosnosti kol K_{\max} nebo dle maximálního kontaktního tlaku p_{\max} mezi kolem a kolejnici.

3.3.1 OTÁČKY POJEZDOVÝCH KOL

$v = 50 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ Pracovní rychlost pojezdu

$$n_k = \frac{v}{\pi \cdot D} \quad (3.3)$$

$$n_k = \frac{50}{\pi \cdot 0,50}$$

$$n_k = 31,83 \text{ min}^{-1}$$

3.3.2 SOUČINITEL POČTU OTÁČEK

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_k}} \quad [4] \text{ str. 76} \quad (3.4)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{31,83}}$$

$$f_n = 1,02$$

3.3.3 SOUČINITEL TRVANLIVOSTI

Podle druhu provozu je zvolena trvanlivost kol

$Y = 1\,700 \text{ hod}$ Trvanlivost kol [4] str. 76 – Tab. 8-9

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} \quad [4] \text{ str. 76} \quad (3.5)$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{1\,700}{500}}$$

$$f_h = 1,5$$



3.3.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOSTI POJEZDOVÝCH KOL

$k = 8,829 \cdot 10^6$ Součinitel závislý na materiálu a druhu provozu [1] str. 185

$$K_{max} = \frac{k}{f_h} \cdot D \cdot b \cdot f_n \quad [4] \text{ str. 76} \quad (3.6)$$

$$K_{max} = \frac{8,829 \cdot 10^6}{1,5} \cdot 0,5 \cdot 0,065 \cdot 1,02$$

$$K_{max} = 1,95 \cdot 10^5 N$$

$$K_{max} \geq F_{1K}$$

$$1,95 \cdot 10^5 N \geq 1,02 \cdot 10^5 N$$

→ podmínka splněna

3.3.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO KONTAKTNÍHO TLAKU

Jeřáby nikdy nepracují se stálým maximálním zatížením, proto nejsou pojezdová kola stále zatížena maximální silou a jejich skutečná trvanlivost tedy bude větší než trvanlivost při stálém maximálním zatížení. Pro určení skutečné trvanlivosti kol je potřeba zjistit ekvivalentní stálé zatížení kola K_E . Lze ho přibližně vypočítat z teorie valivých uložení. [4]

Maximální kontaktní tlak v místě dotyku p_{max} musí být menší nebo roven dovolenému kontaktnímu tlaku p_d , jehož hodnoty stanovil Niemann podle tvrdosti materiálu kola dle Brinnela (životnost kola, vyjádřena počtem styků odvalovaných ploch je minimálně $2 \cdot 10^7$). V tomto výpočtu se jedná o přímkový styk. Z teorie kontaktních tlaků byl odvozen vztah pro maximální kontaktní tlak p_{max} , při němž již dochází k předčasnému opotřebení kola. [4]

$$F_{1Kmin} = \frac{(m_K + B) \cdot g}{4} \quad (3.7)$$

kde F_{1Kmin} – minimální zatížení kola

$$F_{1Kmin} = \frac{(8\,500 + 1\,000) \cdot 9,81}{4}$$

$$F_{1Kmin} = 2,33 \cdot 10^4 N$$

$$K_E = \frac{F_{1Kmin} + 2 \cdot F_{1K}}{3} \quad [4] \text{ str. 77} \quad (3.8)$$

kde K_E – ekvivalentní stálé zatížení kola

$$K_E = \frac{2,33 \cdot 10^4 + 2 \cdot 1,02 \cdot 10^5}{3}$$

$$K_E = 7,58 \cdot 10^4 N$$

$$p_{max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{K_E}{b \cdot R}} \quad (3.9)$$

$$p_{max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{7,58 \cdot 10^4}{75 \cdot 250}}$$

$$p_{max} = 386,04 MPa$$



3.3.5.1 DOVOLENÝ KONTAKTNÍ TLAK PRO PŘÍMKOVÝ STYK

$HB = 1\,800\text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ Tvrdoost materiálu pojezdových kol [4] str. 78

$$p_D = 0,31 \cdot HB \quad [4] \text{ str. 78} \quad (3.10)$$

$$p_D = 0,31 \cdot 1\,800$$

$$p_D = 558\text{ MPa}$$

$$p_{max} \leq p_D$$

$$386,04\text{ MPa} \leq 558\text{ MPa} \quad \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

3.4 VÝPOČET MOTORU POJEZDU

3.4.1 TAŽNÁ SÍLA MOTORU K PŘEKONÁNÍ PASIVNÍCH ODPORŮ

$e_o = 8 \cdot 10^{-4}\text{ m}$ Součinitel valivého odporu [1] str. 255
 $f_{\check{c}} = 0,02$ Součinitel čepového tření pojezdových kol [1] str. 255
 $\kappa_o = 2,15$ Součinitel přídatných odporů [1] str. 256 – Tab. IV-5
 $r = 0,07\text{ m}$ Poloměr středů valivých těles ložiska pojezdového kola

$$T = \frac{(m_K + Q + B) \cdot g}{R} \cdot (e_o + f_{\check{c}} \cdot r) \cdot \kappa_o \quad [1] \text{ str. 255} \quad (3.11)$$

$$T = \frac{(8\,500 + 32\,000 + 1\,000) \cdot 9,81}{0,250} \cdot (8 \cdot 10^{-4} + 0,02 \cdot 0,07) \cdot 2,15$$

$$T = 7,7 \cdot 10^3\text{ N}$$

3.4.2 ADHEZNÍ SÍLA

$z = 2$ Poměr počtu všech kol k počtu poháněných kol

$$K_{adh} = \frac{(m_K + Q + B) \cdot g}{z} \quad [1] \text{ str. 258} \quad (3.12)$$

$$K_{adh} = \frac{(8\,500 + 32\,000 + 1\,000) \cdot 9,81}{2}$$

$$K_{adh} = 2,04 \cdot 10^5\text{ N}$$

3.4.3 NEJKRATŠÍ DOBA ROZJEZDU

$\alpha = 1,1$ Součinitel zahrnující zrychlování rotujících hmot [1] str. 258
 $f = 0,15$ Součinitel tření mezi hnacími koly a kolejnicí při rozjezdu [1] str. 255
 $k_T = 1,2$ Bezpečnost vzhledem k tažné síle [1] str. 258

$$t_{amin} = \frac{\alpha \cdot (m_K + Q + B) \cdot v}{60 \cdot (K_{adh} \cdot f - k_T \cdot T)} \quad [1] \text{ str. 258} \quad (3.13)$$

$$t_{amin} = \frac{1,1 \cdot (8\,500 + 32\,000 + 1\,000) \cdot 50}{60 \cdot (2,04 \cdot 10^5 \cdot 0,12 - 1,2 \cdot 7,7 \cdot 10^3)}$$



$$t_{amin} = 1,78 s$$

$$t_a = 3 s \quad \text{Zvolená doba rozjezdu}$$

3.4.4 VÝKON MOTORU PŘI USTÁLENÉ RYCHLOSTI POJEZDU

$$\eta_c = 0,85 \quad \text{Celková mechanická účinnost}$$

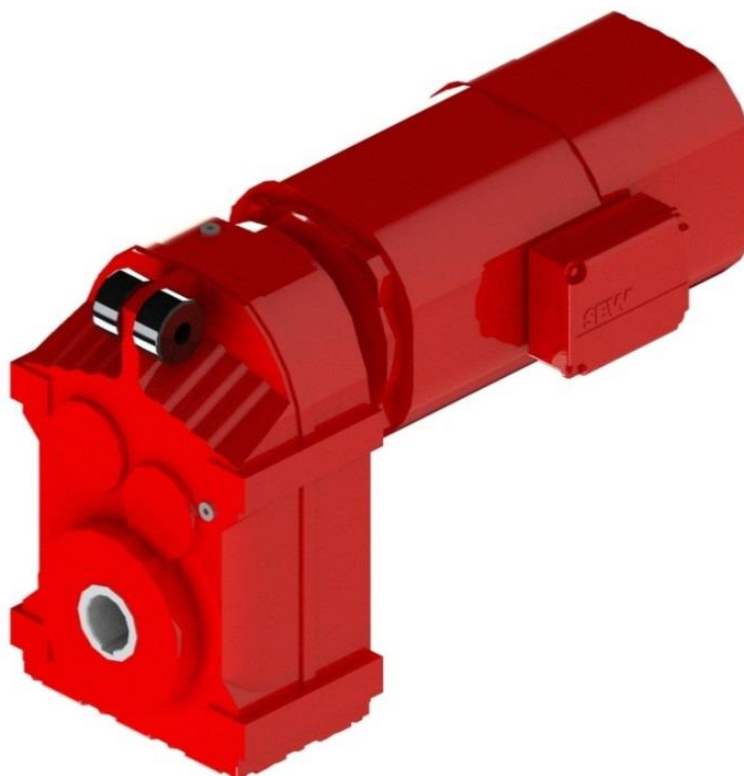
$$P_0 = \frac{T \cdot v}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_c} \quad (3.14)$$

$$P_0 = \frac{7,7 \cdot 10^3 \cdot 50}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,85}$$

$$P_0 = 7,55 kW$$

3.4.5 VOLBA MOTORŮ POJEZDU

Je zvolen motor značky SEW Eurodrive s označením FA 77 DRS 132S4 BE11 [12] o jmenovitém výkonu 5,5 kW, tyto motory jsou použity dva. Jedná se o třífázový asynchronní motor s paralelní plochou převodovkou a brzdou. Motor je uložen dutou hřídelí převodovky letmo na hřídeli hnacího pojezdového kola a přes silentbloky k horní pásnici příčnicku.



Obr. 7 - motor SEW Eurodrive FA 77 DRS 132S4 BE11



Tab. 1 - parametry motoru FA 77 DRS 132S4 BE11 [12]

$P_1 = 5,5 \text{ kW}$	Jmenovitý výkon motoru
$m = 2$	Počet motorů
$n = 1\,438 \text{ min}^{-1}$	Otáčky motorů
$n_p = 33 \text{ min}^{-1}$	Výstupní otáčky převodovky
$i = 43,58$	Převodový poměr
$J = 0,019 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti motoru
$M_{n1} = 1\,580 \text{ Nm}$	Jmenovitý krouticí moment
$m_m = 108,5 \text{ kg}$	Hmotnost motoru bez doplňků
$M_{b1} = 80 \text{ Nm}$	Brzdící moment brzdy

3.4.6 JMENOVITÝ VÝKON MOTORŮ

$$P = m \cdot P_1 \quad (3.15)$$

$$P = 2 \cdot 5,5$$

$$P = 11 \text{ kW}$$

3.4.7 JMENOVITÝ KROUTICÍ MOMENT MOTORŮ

$$M_n = \frac{9\,550 \cdot P}{n} \quad (3.16)$$

$$M_n = \frac{9\,550 \cdot 11}{1\,438}$$

$$M_n = 73,05 \text{ Nm}$$

3.4.8 SKUTEČNÁ POJEZDOVÁ RYCHLOST

$$v_{sk} = n_p \cdot \pi \cdot D \quad (3.17)$$

$$v_{sk} = 33 \cdot \pi \cdot 0,5$$

$$v_{sk} = 51,84 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

3.4.9 ZRYCHLENÍ POJEZDU PŘI ROZJEZDU

$$a_p = \frac{v_{sk}}{60 \cdot t_a} \quad (3.18)$$

$$a_p = \frac{51,84}{60 \cdot 3}$$

$$a_p = 0,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_p < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$0,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

→ podmínka splněna

**3.4.10 ÚHEL VYCHÝLENÍ BŘEMENE PŘI ROZJEZDU**

$$\varepsilon_b = \arctg\left(\frac{a_p}{g}\right) \quad (3.19)$$

$$\varepsilon_b = \arctg\left(\frac{0,29}{9,81}\right)$$

$$\varepsilon_b = 1,69^\circ$$

$$\varepsilon_b < 6^\circ$$

$$1,69^\circ < 6^\circ$$

→ podmínka splněna

Úhel výkyvu břemene by neměl překročit hodnotu 6° , při jeho překročení by mohlo dojít k dotyku mezi lanem a konstrukcí kočky, což by vedlo k jeho opotřebení a snížení životnosti.

3.5 VÝPOČET ROZBĚHOVÉHO MOMENTU MOTORU

Jeřáb je určen pro použití v hale, proto není nutné uvažovat odpor větru. Při rozběhu soustavy je předpokládán pohyb rovnoměrně zrychlený z klidu do provozní rychlosti za dobu t . Motor musí překonat moment pro udržení stálé rychlosti, tj. moment na překonání pasivních odporů a na zrychlení posuvných a rotačních hmot.

3.5.1 MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ

$$M_t = T \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_c} \quad (3.20)$$

$$M_t = 7,7 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,25}{43,58 \cdot 0,85}$$

$$M_t = 51,97 \text{ Nm}$$

3.5.2 ZRYCHLUJÍCÍ SÍLA

$$F_{zp} = F_K \cdot \frac{v_{sk}}{60 \cdot g \cdot t_a} \quad (3.21)$$

$$F_{zp} = 4,07 \cdot 10^5 \cdot \frac{51,84}{60 \cdot 9,81 \cdot 3}$$

$$F_{zp} = 1,2 \cdot 10^4 \text{ N}$$

3.5.3 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL POSUVNÝCH HMOT

$$M_{zpp} = F_{zp} \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_c} \quad (3.22)$$

$$M_{zpp} = 1,2 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,25}{43,58 \cdot 0,85}$$

$$M_{zpp} = 80,99 \text{ Nm}$$



3.5.4 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTAČNÍCH HMOT

$$\beta = 1,3$$

Součinitel zahrnující ostatní hmoty [9] str. 70

$$M_{zr} = 2 \cdot \beta \cdot J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot t_a} \quad (3.23)$$

$$M_{zr} = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,019 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,438}{60 \cdot 3}$$

$$M_{zr} = 2,48 \text{ Nm}$$

3.5.5 ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORŮ

$$M_{rozb} = M_t + M_{zp} + M_{zr} \quad (3.24)$$

$$M_{rozb} = 51,97 + 80,99 + 2,48$$

$$M_{rozb} = 135,44 \text{ Nm}$$

3.6 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

3.6.1 SPOUŠTĚCÍ MOMENT MOTORŮ

$$\kappa_p = 2,52$$

Součinitel středního spouštěcího momentu

$$M_{sp} = M_n \cdot \kappa_p \quad (3.25)$$

$$M_{sp} = 73,05 \cdot 2,52$$

$$M_{sp} = 184,09 \text{ Nm}$$

$$M_{sp} \geq M_{rozb}$$

$$184,09 \text{ Nm} \geq 135,44 \text{ Nm}$$

→ podmínka splněna

3.7 BRZDĚNÍ PŘI POJÍŽDĚNÍ KOČKY

Číselná hodnota doby brzdění t_b musí ležet mezi t_{\min} (mohlo by dojít ke klouzání pojezdových kol) a t_{\max} (doba zastavení bez brzdění).

3.7.1 MINIMÁLNÍ DOBA ZASTAVENÍ KOČKY

$$\alpha_s = 1,1$$

Součinitel zahrnující inerční moment rotačních hmot [1] str. 273

$$f_s = 0,13$$

Součinitel tření kol, smýkajících se po kolejnicích [1] str. 273

$$p = 0,005$$

Součinitel pojíždějících odporů [1] str. 273

$$t_{\min} = \frac{\alpha_s \cdot v_{sk}}{30 \cdot g \cdot (f_s + p)} \quad (3.26)$$



$$t_{min} = \frac{1,1 \cdot 51,84}{30 \cdot 9,81 \cdot (0,13 + 0,005)}$$

$$t_{min} = 1,44 \text{ s}$$

3.7.2 MINIMÁLNÍ DRÁHA PRO ZASTAVENÍ KOČKY

$$s_{min} = \frac{v_{sk} \cdot t_{min}}{2 \cdot 60} \quad (3.27)$$

$$s_{min} = \frac{51,84 \cdot 1,44}{2 \cdot 60}$$

$$s_{min} = 0,62 \text{ m}$$

Kočku je možné zastavit na dráze dlouhé 0,62 m.

3.7.3 MAXIMÁLNÍ DOBA ZASTAVENÍ KOČKY

Tato doba je dána zpomalením do zastavení z maximální rychlosti vlivem pasivních odporů.

$$t_{max} = \frac{\frac{F_K \cdot v_{sk}}{60 \cdot g} \cdot \frac{R}{i} \cdot \eta_c + 2 \cdot \beta \cdot J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}}{T \cdot \left(\frac{R}{i} \cdot \eta_c\right)} \quad (3.28)$$

$$t_{max} = \frac{\frac{4,07 \cdot 10^5 \cdot 51,84}{60 \cdot 9,81} \cdot \frac{0,25}{43,58} \cdot 0,85 + 2 \cdot 1,3 \cdot 0,03 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,438}{60}}{7,7 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{0,25}{43,58} \cdot 0,85\right)}$$

$$t_{max} = 4,97 \text{ s}$$

$$t_b = 2 \text{ s} \quad \text{Zvolená doba brzdění}$$

3.7.4 MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ PŘI BRZDĚNÍ KOČKY

$$M_{tb} = T \cdot \frac{R}{i} \cdot \eta_c \quad (3.29)$$

$$M_{tb} = 7,7 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,25}{43,58} \cdot 0,85$$

$$M_{tb} = 37,55 \text{ Nm}$$

3.7.5 SÍLA NA ZPOMALENÍ POSUVNÝCH HMOT

$$F_{zpb} = F_K \cdot \frac{v_{sk}}{60 \cdot g \cdot t_b} \quad (3.30)$$

$$F_{zpb} = 4,07 \cdot 10^5 \cdot \frac{51,84}{60 \cdot 9,81 \cdot 2}$$

$$F_{zpb} = 1,79 \cdot 10^4 \text{ N}$$

**3.7.6 MOMENT NA ZPOMALENÍ SIL POSUVNÝCH HMOT**

$$M_{zpb} = F_{zpb} \cdot \frac{R}{i} \cdot \eta_c \quad (3.31)$$

$$M_{zpb} = 1,79 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,25}{43,58} \cdot 0,85$$

$$M_{zpb} = 87,28 \text{ Nm}$$

3.7.7 MOMENT NA ZPOMALENÍ SIL ROTAČNÍCH HMOT

$$M_{zrb} = 2 \cdot \beta \cdot J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot t_b} \quad (3.32)$$

$$M_{zrb} = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,03 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1438}{60 \cdot 2}$$

$$M_{zrb} = 5,87 \text{ Nm}$$

3.7.8 MINIMÁLNÍ BRZDICÍ MOMENT BRZDY

$$M_b = M_{zpb} + M_{zrb} - M_{tb} \quad (3.33)$$

$$M_b = 87,28 + 5,87 - 37,55$$

$$M_b = 55,6 \text{ Nm}$$

$$M_{b1} = 80 \text{ Nm}$$

Brzdicí moment brzdy – zvolený

3.7.9 KONTROLA ZPOMALENÍ POJEZDU KOČKY

$$a_{pb} = \frac{v_{sk}}{60 \cdot t_b} \quad (3.34)$$

$$a_{pb} = \frac{51,84}{60 \cdot 2}$$

$$a_{pb} = 0,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_{pb} < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$0,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

→ podmínka splněna

3.7.10 ÚHEL VYCHÝLENÍ BŘEMENE PŘI BRZDĚNÍ

$$\varepsilon_{bb} = \text{arctg} \left(\frac{a_{pb}}{g} \right) \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_{bb} = \text{arctg} \left(\frac{0,43}{9,81} \right)$$

$$\varepsilon_{bb} = 2,51^\circ$$

$$\varepsilon_b < 6^\circ$$

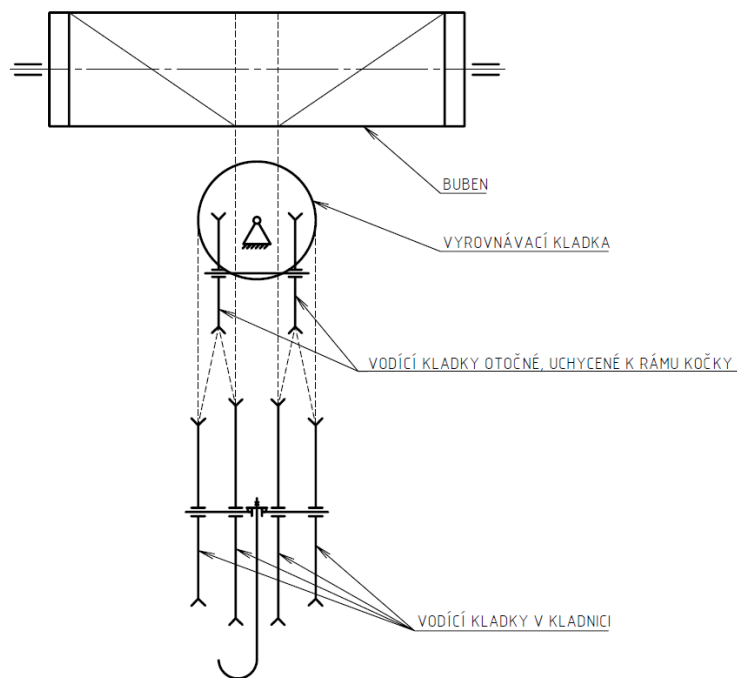
$$2,51^\circ < 6^\circ$$

→ podmínka splněna



4 VÝPOČET ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Pro zdvih je zvoleno šest kladek vodících (čtyři v kladnici, dvě otočné uchycené k rámu kočky s osou rovnoběžnou s osou kladek v kladnici) a jedna kladka vyrovnávací s osou kolmou k ose ostatních kladek plnící funkci vahadla pro vyrovnání nestejněho protažení lana v obou větvích lanového převodu. S bubnem nese tento systém břemeno na osmi průřezech lana.



Obr. 8 - schéma kladkostroje

4.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ LANA DLE ČSN 27 0100 [2]

4.1.1 ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU

$$n_l = 4$$

Počet nosných průřezů lana v jedné větvi

$$\eta_{kl} = 0,98$$

Účinnost jedné kladky při valivém uložení [2] str. 5

$$\eta_{lp} = \frac{1 - \eta_{kl}^{n_l}}{n_l \cdot (1 - \eta_{kl})} \quad [2] \text{ str. 4} \quad (4.1)$$

$$\eta_{lp} = \frac{1 - 0,98^4}{4 \cdot (1 - 0,98)}$$

$$\eta_{lp} = 0,97$$

4.1.2 JMENOVITÉ ZATÍŽENÍ LANA

$$z_v = 2$$

Počet větví lanového převodu



$$F_L = \frac{Q + B}{z_v \cdot n_l} \cdot \frac{g}{\eta_{lp}} \quad [2] \text{ str. 4} \quad (4.2)$$

$$F_L = \frac{32\,000 + 1\,000}{2 \cdot 4} \cdot \frac{9,81}{0,97}$$

$$F_L = 4,13 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Při výpočtu se zavádí předpoklad dle ČSN 27 0100, který nezahrnuje vlastní hmotnost lana, pokud je zdvih menší než 20 m.

4.2 VÝBĚR LANA DLE ČSN ISO 4308-1 [3]

4.2.1 MINIMÁLNÍ ÚNOSNOST LANA

$z_p = 3,55$ Minimální součinitel bezpečnosti lana (skup. M3) [3] str. 6 – tab. 1

$$F_{min} = F_L \cdot z_p \quad [3] \text{ str. 7} \quad (4.3)$$

$$F_{min} = 4,13 \cdot 10^4 \cdot 3,55$$

$$F_{min} = 1,47 \cdot 10^5 \text{ N}$$

4.2.2 SOUČINTEL VÝBĚRU LANA

$K = 0,33$ Empirický součinitel pro minimální únosnost lana konstrukce [5]

$R_0 = 1\,770 \text{ MPa}$ Minimální hodnota pevnosti v tahu drátu použitého v laně

$$c = \sqrt{\frac{z_p}{K \cdot R_0}} \quad (4.4)$$

$$c = \sqrt{\frac{3,55}{0,33 \cdot 1\,570}}$$

$$c = 0,08$$

4.2.3 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU LANA

$$d_{min} = c \cdot \sqrt{F_L} \quad [3] \text{ str. 7} \quad (4.5)$$

$$d_{min} = 0,08 \cdot \sqrt{4,13 \cdot 10^4}$$

$$d_{min} = 16,26 \text{ mm}$$

4.2.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO PRŮMĚRU LANA

$$d_{max} = d_{min} \cdot 1,25 \quad [3] \text{ str. 7} \quad (4.6)$$

$$d_{max} = 16,26 \cdot 1,25$$

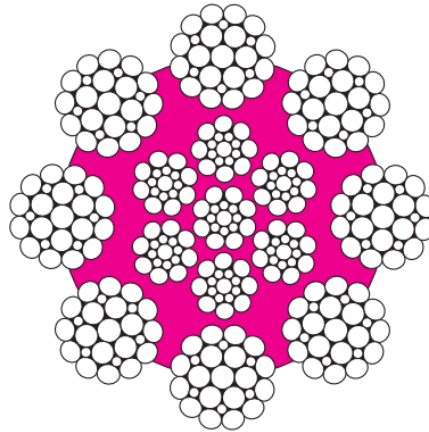
$$d_{max} = 20,33 \text{ mm}$$



4.2.5 NÁVRH LANA

Je zvoleno lano CASAR STRATOPLAST o průměru 17 mm. Délková hmotnost je 124,8 kg na 100 m, jmenovitá únosnost lana 248,2 kN při jmenovité pevnosti drátu 1 770 MPa a skutečná únosnost lana je pak 211,5 kN.

Typ lana STRATOPLAST značky CASAR je mimo jiné vhodný pro mostové, kontejnerové a portálové jeřáby i jiná zařízení s malým zdvihem. [10]



Obr. 9 - průřez lanem STRATOPLAST [10]

4.2.6 SKUTEČNÝ SOUČINTEL BEZPEČNOSTI

$$F_S = 248,2 \text{ kN}$$

Jmenovitá únosnost lana

$$z_{psk} = \frac{F_S}{F_L} \quad (4.7)$$

$$z_{psk} = \frac{2,48 \cdot 10^5}{4,13 \cdot 10^4}$$

$$z_{psk} = 6,01$$

$$z_{psk} \geq z_p$$

$$6,01 \geq 3,55$$

→ podmínka splněna

4.3 ROZMĚROVÉ VÝPOČTY BUBNU A KLADEK DLE ČSN ISO 4308-1 [3]

4.3.1 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE BUBNU

$$h_1 = 14$$

Součinitel výběru pro buben pro klasifikaci mechanismu M3 [3] str. 8 – tab. 2

$$t = 0,95$$

Součinitel typu lana [3] str. 8 – tab. 3

$$D_1 = h_1 \cdot t \cdot d_{min} \quad [3] \text{ str. 7} \quad (4.8)$$

$$D_1 = 14 \cdot 0,95 \cdot 16,26$$

$$D_1 = 216,26 \text{ mm}$$



S ohledem na zástavbové rozměry (mimo jiné rozměry dále volené bubnové spojky) je zvolen normalizovaný průměr roztečné kružnice bubnu $D_B = 500$ mm [1] str. 95.

4.3.2 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE VODICÍ Kladky

$h_2 = 16$ Součinitel výběru pro vodicí kladku pro klasifikaci mechanismu M3 [3] str. 8 – tab. 2

$$D_2 = h_2 \cdot t \cdot d_{min} \quad [3] \text{ str. 7} \quad (4.9)$$

$$D_2 = 16 \cdot 0,95 \cdot 16,26$$

$$D_2 = 247,15 \text{ mm}$$

Je zvolen normalizovaný průměr roztečné kružnice vodicí kladky 500 mm [1] str. 95.

4.3.3 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE VYROVNÁVACÍ Kladky

$h_3 = 12,5$ Součinitel výběru pro vyrovnávací kladku pro klasifikaci mechanismu M3 [3] str. 22 – tab. D.1

$$D_3 = h_3 \cdot t \cdot d_{min} \quad [3] \text{ str. 22} \quad (4.10)$$

$$D_3 = 16 \cdot 0,95 \cdot 16,26$$

$$D_3 = 193,09 \text{ mm}$$

Je zvolen normalizovaný průměr roztečné kružnice vyrovnávací kladky 400 mm [1] str. 95.

4.3.4 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA

$i_k = 4$ Lanový převod [1] str. 154 – obr. 3-135
 $H = 11 \text{ m}$ Výška zdvihu

$$L_L = i_k \cdot H \quad [4] \text{ str. 40} \quad (4.11)$$

$$L_L = 4 \cdot 11$$

$$L_L = 44 \text{ m}$$

4.3.5 POČET ZÁVITŮ LANA NA POLOVINĚ BUBNU

Na každé polovině bubnu je k závitům lana nutné přičíst obvykle 2–3 závěrné závity sloužící pro uchycení lana k bubnu pomocí příložek. Díky tření v těchto závěrných závitech jsou odlehčeny šrouby pro uchycení lana v případě, že hák je v nejnižší poloze.

$n_{zz} = 2$ Počet závěrných závitů lana

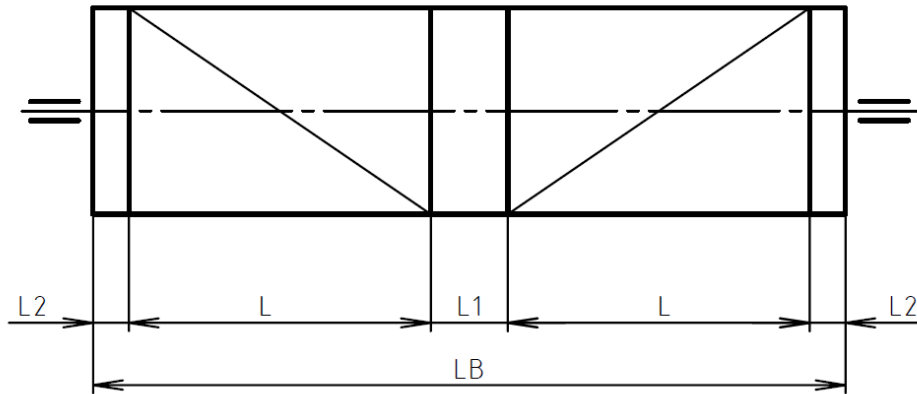
$$z_1 = \frac{L_L}{\pi \cdot D_B} + n_{zz} \quad (4.12)$$



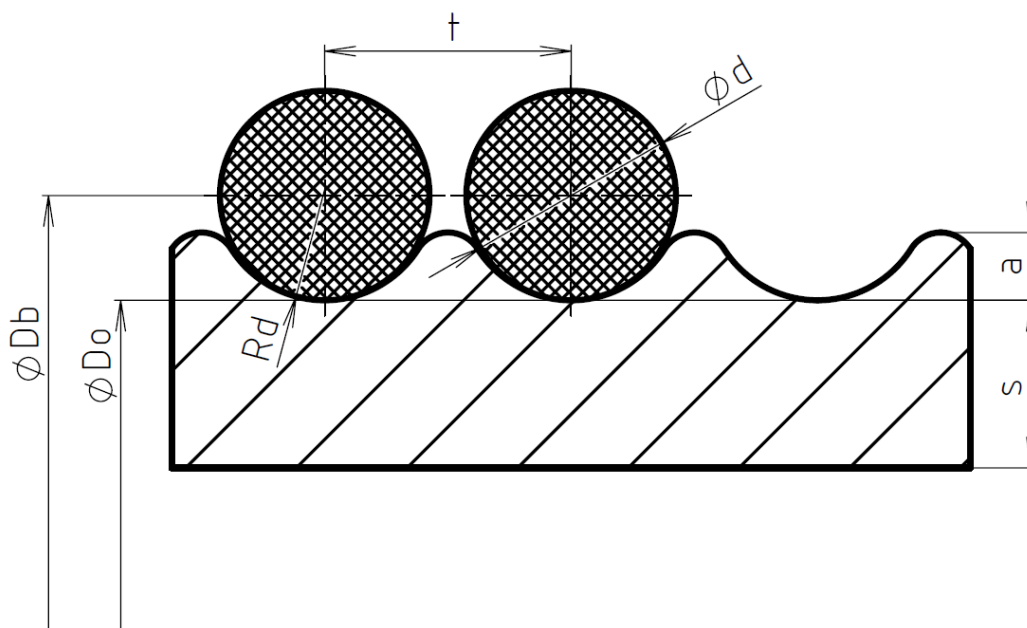
$$z_1 = \frac{44}{\pi \cdot 0,5} + 2$$

$$z_1 = 30,01$$

Je zvoleno 31 závitů lana na polovině bubnu, tj. $z_{1sk} = 31$.



Obr. 10 - hlavní rozměry bubnu [4] str. 40



Obr. 11 - schéma drážkované části bubnu [4] str. 40

Rozměry drážkované části bubnu jsou zvoleny dle [4] str. 39 – tab. 6-6 (odpovídá doporučeným rozměrům dle ČSN 27 1820.

$d = 17 \text{ mm}$
 $R_d = 9,5 \text{ mm}$
 $a = 5,5 \text{ mm}$
 $t_d = 20 \text{ mm}$
 $s = 20 \text{ mm}$

Průměr zvoleného lana
 Poloměr drážky
 Výška drážky
 Rozteč drážek
 Nosná tloušťka bubnu



4.3.6 CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

Celková délka bubnu se skládá:

- krajní hladká část (2x)

Krajní hladká část bubnu slouží k uchycení lana pomocí příložek, jejich délka bývá přibližně $4 \times t_d$ [4]. Je zvolena délka $L_1 = 80 \text{ mm}$.

- střední hladká část

Střední hladká část musí odpovídat přibližně rozteči vodicích kladek v kladnici, na které lano nabíhá, aby nebyly překročeny dovolené úhly náběhu v horní poloze kladnice [4]. Je zvolena délka $L_2 = 130 \text{ mm}$.

- závitová část (2x)

Délka závitové části poloviny bubnu L je dána počtem závitů a roztečí drážek.

$$L = z_{1sk} \cdot t_d \quad [4] \text{ str. 40} \quad (4.13)$$

$$L = 31 \cdot 20$$

$$L = 620 \text{ mm}$$

Celková délka bubnu L_B je dána součtem dílčích délek. Krajní hladká a drážkovaná část se musejí počítat dvakrát, protože lano je navíjeno dvěma konci.

$$L_B = L \cdot 2 + L_1 \cdot 2 + L_2 \quad [4] \text{ str. 40} \quad (4.14)$$

$$L_B = 620 \cdot 2 + 80 \cdot 2 + 130$$

$$L_B = 1530 \text{ mm}$$

4.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA PLÁŠTĚ LANOVÉHO BUBNU

Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu spočívá ve stanovení redukováného napětí, napětí v ohybu, napětí v krutu, vnějšího přetlaku a následným porovnáním s dovolenými hodnotami. [4]

4.4.1 NAPĚTÍ V OHYBU

4.4.1.1 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

Hodnota maximálního ohybového momentu je dosažena, pokud je lano maximálně zatíženo a břemeno je vytaženo do maximální výšky.

$$L_p = 70 \text{ mm} \quad \text{Vzdálenost podpory od pláště bubnu}$$



$$M_o = F_L \cdot (L + L_1 + L_p) \quad (4.15)$$

$$M_o = 4,13 \cdot 10^4 \cdot (620 + 80 + 70)$$

$$M_o = 3,18 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

4.4.1.2 PRŮMĚR BUBNU MĚŘENÝ POD LANEM

$$D_o = D_b - d \quad (4.16)$$

$$D_o = 500 - 17$$

$$D_o = 483 \text{ mm}$$

4.4.1.3 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU BUBNU

$$W_o = 0,8 \cdot (D_o - s)^2 \cdot s \quad [4] \text{ str. 41} \quad (4.17)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (483 - 20)^2 \cdot 20$$

$$W_o = 4,05 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

4.4.1.4 OHYBOVÉ NAPĚTÍ NA BUBNU

Ohybové napětí na bubnu by samo o sobě nemělo překročit hodnotu 15 MPa. [4] str. 41

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [4] \text{ str. 41} \quad (4.18)$$

$$\sigma_o = \frac{3,18 \cdot 10^7}{4,05 \cdot 10^6}$$

$$\sigma_o = 7,85 \text{ MPa}$$

→ podmínka splněna

4.4.2 NAPĚTÍ V KRUTU

4.4.2.1 KROUTICÍ MOMENT NA BUBNU

$$M_k = F_L \cdot D_B \quad [4] \text{ str. 41} \quad (4.19)$$

$$M_k = 4,13 \cdot 10^4 \cdot 500$$

$$M_k = 2,07 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

4.4.2.2 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU BUBNU

$$W_k = 2 \cdot W_o \quad [4] \text{ str. 41} \quad (4.20)$$

$$W_k = 2 \cdot 4,05 \cdot 10^6$$

$$W_k = 8,1 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$



4.4.2.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ V KRUTU NA BUBNU

Smykové napětí v krutu na bubnu by nemělo překročit hodnotu 5 MPa. [4] str. 41

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad [4] \text{ str. 41} \quad (4.21)$$

$$\tau_k = \frac{2,07 \cdot 10^7}{8,1 \cdot 10^6}$$

$$\tau_k = 2,56 \text{ MPa} \quad \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

4.4.3 VNĚJŠÍ PŘETLAK NA BUBNU

Tlak od opásaných lan je způsobem sevřením pláště bubnu lanem po jeho navinutí. Buben je počítán jako tenkostěnná nádoba. [4] str. 41

$$\sigma_{tl} = \frac{F_L}{s \cdot t_d} \quad [4] \text{ str. 42} \quad (4.22)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{4,13 \cdot 10^4}{20 \cdot 20}$$

$$\sigma_{tl} = 103,25 \text{ MPa}$$

4.4.4 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ (DLE TEORIE HMMH)

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \quad [4] \text{ str. 42} \quad (4.23)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{7,85^2 + 103,25^2 - 7,85 \cdot 103,25 + 3 \cdot 2,56^2}$$

$$\sigma_{red} = 99,66 \text{ MPa}$$

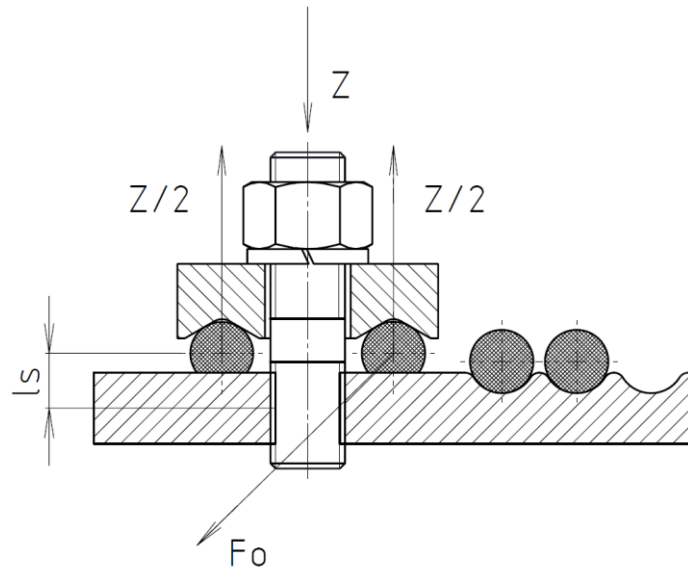
$$\sigma_{red} < 110 \text{ MPa}$$

$$99,66 \text{ MPa} < 110 \text{ MPa} \quad \rightarrow \text{podmínka splněna}$$



4.5 VÝPOČET PŘÍLOŽEK

Příložky slouží k uchycení konců lana na buben, konkrétně na krajní hladké části bubnu. Lano je připevněno v přidavných tzv. závěrných závitech lana.



Obr. 12 – uchycení lana příložkou v části se závěrnými závity

4.5.1 ÚHEL OPÁSANI

$$\alpha_b = 2 \cdot \pi \cdot n_{zz} \quad [1] \text{ str. 85} \quad (4.24)$$

$$\alpha_b = 2 \cdot \pi \cdot 2$$

$$\alpha_b = 12,57 \text{ rad}$$

4.5.2 TAŽNÁ SÍLA V LANĚ V MÍSTĚ UCHYCENÍ

$$\mu = 0,13 \quad \text{Součinitel tření mezi lanem a bubnem [1] str. 85}$$

$$e = 2,72 \quad \text{Základ přirozených logaritmů}$$

$$F_0 = \frac{F_L}{e^{\mu \cdot \alpha_b}} \quad [1] \text{ str. 85} \quad (4.25)$$

$$F_0 = \frac{4,13 \cdot 10^4}{e^{0,13 \cdot 12,57}}$$

$$F_0 = 8,05 \cdot 10^3 \text{ N}$$

4.5.3 POTŘEBNÁ OSOVÁ SÍLA VE ŠROUBECH PŘÍLOŽEK

$$Z = \frac{F_0}{1,62 \cdot \mu} \quad [1] \text{ str. 85} \quad (4.26)$$

$$Z = \frac{8,05 \cdot 10^3}{1,62 \cdot 0,13}$$

$$Z = 3,82 \cdot 10^4 \text{ N}$$

**4.5.4 OHYBOVÝ MOMENT ŠROUBŮ** $l_s = 18,5 \text{ mm}$ Rameno ohybu šroubu

$$M_{os} = F_0 \cdot l_s \quad [1] \text{ str. 85} \quad (4.27)$$

$$M_{os} = 8,05 \cdot 10^3 \cdot 18,5$$

$$M_{os} = 1,49 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

Hodnota ramene ohybu šroubu vychází z průměru zvoleného lana a z tloušťky stěny bubnu. Při dotažení šroubů příložek se lano lehce zmáčkne. Volbou hodnoty bez uvažování tohoto stlačení lana je výsledná hodnota ohybového momentu vyšší a je počítán horší stav zatížení, než je skutečný.

4.5.5 PLOCHA JÁDRA ŠROUBU

Na základě volby rozměrů příložek v závislosti na průměru použitého lana [1] str. 84 – tab. III-13 je použit šroub M20x2,5.

 $d_s = 16,933 \text{ mm}$ Průměr jádra šroubu [6] str. 13

$$S_0 = \pi \cdot d_s \quad (4.28)$$

$$S_0 = \pi \cdot 16,933$$

$$S_0 = 225,19 \text{ mm}^2$$

4.5.6 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU JÁDRA ŠROUBU

$$W_{os} = \frac{\pi \cdot d_s^3}{32} \quad (4.29)$$

$$W_{os} = \frac{\pi \cdot 16,933^3}{32}$$

$$W_{os} = 476,65 \text{ mm}^3$$

4.5.7 CELKOVÉ NAPĚTÍ ŠROUBŮ $i_s = 3$ Celkový počet šroubů v příložkách

$$\sigma_c = \frac{Z}{i_s \cdot S_0} + \frac{M_{os}}{i_s \cdot W_{os}} \quad [1] \text{ str. 85} \quad (4.30)$$

$$\sigma_c = \frac{3,82 \cdot 10^4}{3 \cdot 225,19} + \frac{1,49 \cdot 10^5}{3 \cdot 476,65}$$

$$\sigma_c = 160,74 \text{ MPa}$$



4.5.8 DOVOLENÉ NAPĚTÍ ŠROUBŮ

Je zvolen šroub ČSN 02 1174 – M20 x 50 – 8.8 [6] str. 91, který má mez kluzu $R_{p0,2} = 640 \text{ MPa}$.

Dovolené namáhání se doporučuje volit vzhledem k bezpečnosti $k_s = 2,5$. [1] str. 85

$$\sigma_{dov} = \frac{R_{p0,2}}{k_s} \quad (4.31)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{640}{2,5}$$

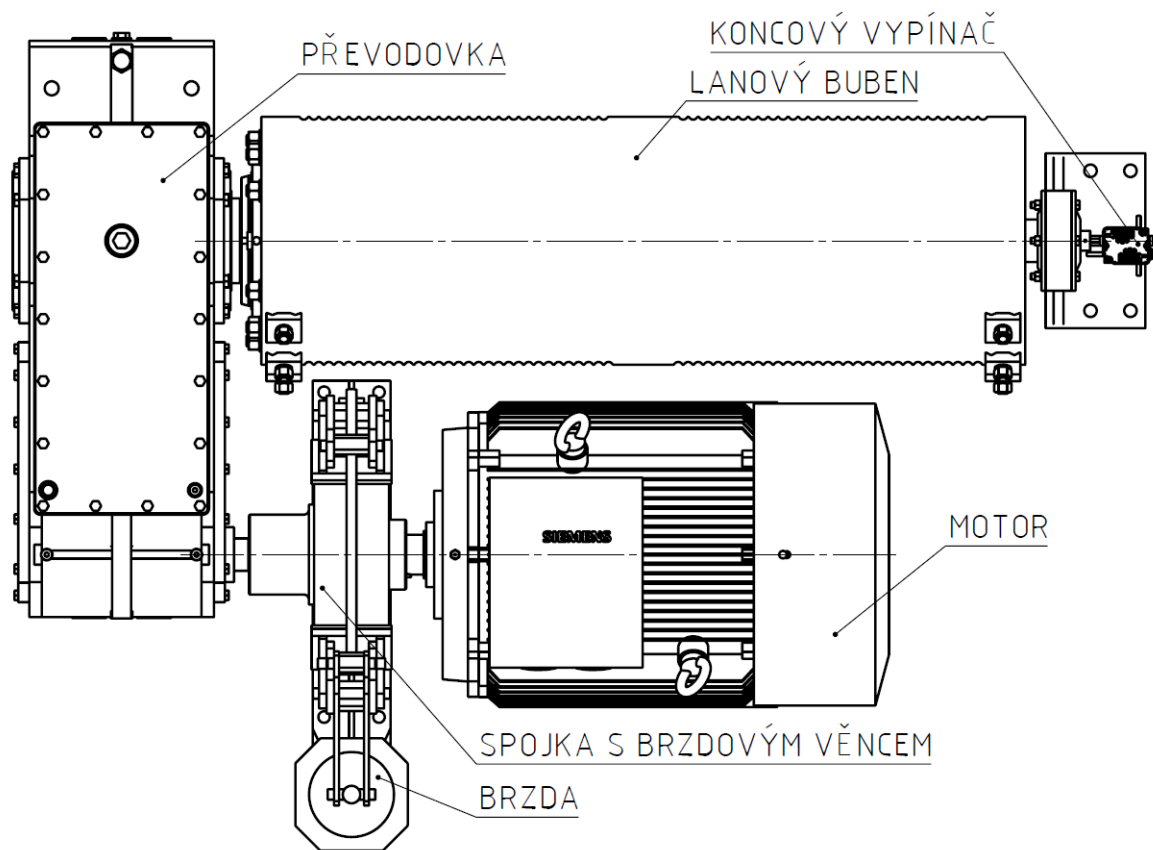
$$\sigma_{dov} = 256 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c \leq \sigma_{dov}$$

$$160,74 \text{ MPa} \leq 256 \text{ MPa}$$

→ podmínka splněna

4.6 VÝPOČET POHONU ZDVIHU



Obr. 13 - zdvihové ústrojí



4.6.1 CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST ZDVIHACÍHO MECHANISMU

$\eta_b = 0,96$ Účinnost lanového bubnu (uloženo na valivých ložiskách) [4] str. 67
 $\eta_p = 0,963$ Účinnost převodovky dle výrobce

$$\eta_{cm} = \eta_{1p} \cdot \eta_b \cdot \eta_p \quad [4] \text{ str. 67} \quad (4.32)$$

$$\eta_{cm} = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,963$$

$$\eta_{cm} = 0,9$$

4.6.2 VÝKON MOTORU PŘI ZADANÉ ZDVIHACÍ RYCHLOSTI

$v_z = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ Zadaná pracovní rychlost zdvihu

$$P_z = \frac{(Q + B) \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1\,000 \cdot \eta_{cm}} \quad [4] \text{ str. 67} \quad (4.33)$$

$$P_z = \frac{(32\,000 + 1\,000) \cdot 9,81 \cdot 10}{60 \cdot 1\,000 \cdot 0,9}$$

$$P_z = 59,95 \text{ kW}$$

4.6.3 VOLBA MOTORU ZDVIHU

Jako pohon zdvihu je volen motor společnosti SIEMENS s označením 1LG6 313-8AB10 [11] se jmenovitým výkonem 75 kW.



Obr. 14 - motor SIEMENS 1LG6 313-8AB10



Tab. 2 - parametry motoru 1LG6 313-8AB10 [8]

$P_{z1} = 75 \text{ kW}$	Jmenovitý výkon motoru
$n_z = 740 \text{ min}^{-1}$	Jmenovité otáčky motoru
$J_z = 3,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti motoru
$M_{nz} = 968 \text{ Nm}$	Jmenovitý krouticí moment
$m_{mz} = 840 \text{ kg}$	Hmotnost motoru
$\eta_{mz} = 0,945$	Účinnost motoru
$\kappa_z = 2,5$	Součinitel středního spouštěcího momentu

4.6.4 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_B = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_B} \quad (4.34)$$

$$n_B = \frac{4 \cdot 10}{\pi \cdot 0,5}$$

$$n_B = 25,46 \text{ min}^{-1}$$

4.6.5 PŘEVOD PŘEVODOVKY

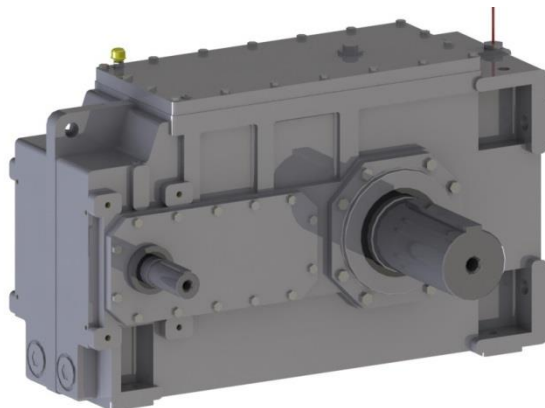
$$i_p = \frac{n_z}{n_B} \quad [4] \text{ str. 68} \quad (4.35)$$

$$i_p = \frac{740}{25,46}$$

$$i_p = 29,07$$

4.6.6 VOLBA PŘEVODOVKY

Je zvolena čelní paralelní 3stupňová převodovka společnosti SIEMENS s označením H3SH 510C28 [13]. Je zvolena varianta, ve které jsou vstupní i výstupní hřídel na stejné straně převodovky. S ohledem na zástavbové rozměry byla zvolena vyšší rozměrová řada převodovky a tedy i jmenovité hodnoty v tabulce parametrů jsou vyšší než minimální potřebné hodnoty.



Obr. 15 - převodovka SIEMENS H3SH 510C28



Tab. 3 - parametry převodovky H3SH 510C28 [13]

Maximální přenášený výkon	91,6 kW
Maximální výstupní krouticí moment	48,5 kNm
Maximální výstupní otáčky	49,98 min ⁻¹
Skutečný převodový poměr	$i_{ps} = 29,51 Nm$
Hmotnost převodovky	$m_{pz} = 1\,035\, kg$
Moment setrvačnosti převodovky	$J_p = 0,04\, kg \cdot m^2$
Průměr vstupního/výstupního hřídele	60/160 mm
Délka vstupního/výstupního hřídele	125/300 mm
Olejevá náplň	Minerální olej ISO VG 460
Účinnost	$\eta_p = 0,963$

4.6.7 SKUTEČNÉ OTÁČKY BUBNU

$$n_{Bs} = \frac{n_z}{i_{ps}} \quad (4.36)$$

$$n_{Bs} = \frac{740}{29,51}$$

$$n_{Bs} = 25,08\, mm^{-1}$$

4.6.8 SKUTEČNÁ RYCHLOST ZDVIHU

$$v_{zs} = \frac{n_{Bs} \cdot \pi \cdot D_B}{i_k} \quad (4.37)$$

$$v_{zs} = \frac{25,08 \cdot \pi \cdot 500}{4}$$

$$v_{zs} = 9,85\, m \cdot min^{-1}$$

4.6.9 ODCHYLKA OD ZADANÉ RYCHLOSTI ZDVIHU

$$\delta_z = \frac{|v_{zs} - v_z|}{v_z} \cdot 100 \quad (4.38)$$

$$\delta_z = \frac{|9,85 - 10|}{10} \cdot 100$$

$$\delta_z = 1,5\, \%$$

$$|\delta_z| \leq 6\, \%$$

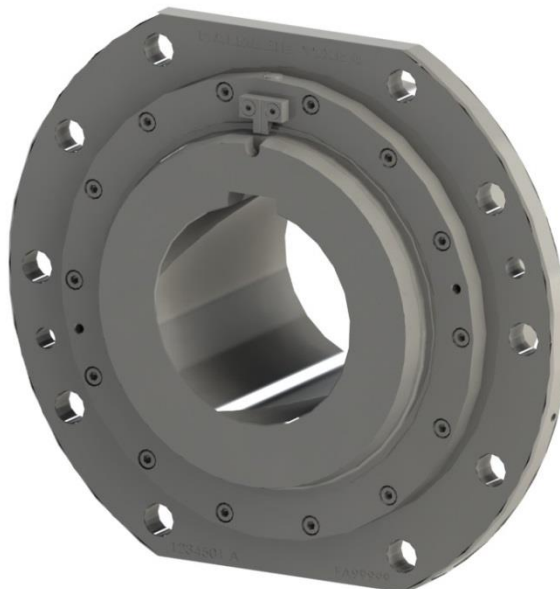
$$1,5\, \% \leq 6\, \%$$

→ podmínka splněna



4.6.10 VOLBA BUBNOVÉ SPOJKY

Je zvolena spojka společnosti MALMEDIE s označením TTXs 4 [14].



Obr. 16 - bubnová spojka TTXs 4

Tab. 4 - parametry bubnové spojky TTXs 4 [14]

Maximální přenášený krouticí moment	54 kNm
Maximální radiální zatížení	75 kN
Hmotnost spojky	$m_{bs} = 70 \text{ kg}$
Moment setrvačnosti	$1,33 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Průměr náboje	160 mm

4.7 KONTROLA MOTORU ZDVIHU

4.7.1 CELKOVÝ PŘEVOD

$$i_c = i_{ps} \cdot i_k \quad [4] \text{ str. 68} \quad (4.39)$$

$$i_c = 29,51 \cdot 4$$

$$i_c = 118,04$$



4.7.2 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL MOTORU

$$M_{st} = \frac{(Q + B) \cdot g \cdot D_B}{2 \cdot i_c \cdot \eta_{cm}} \quad [4] \text{ str. 68} \quad (4.40)$$

$$M_{st} = \frac{(32\,000 + 1\,000) \cdot 9,81 \cdot 500}{2 \cdot 118,04 \cdot 0,9}$$

$$M_{st} = 761,82 \text{ Nm}$$

4.7.3 DOBA ROZBĚHU ZDVIHU

$$a_z = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{Zrychlení zdvihu [4] str. 71}$$

$$t_{az} = \frac{v_{zs}}{60 \cdot a_z} \quad [4] \text{ str. 71} \quad (4.41)$$

$$t_{az} = \frac{9,85}{60 \cdot 0,2}$$

$$t_{az} = 0,82 \text{ s}$$

4.7.4 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL POSUVNÝCH HMOT – ZDVIH

$$M_{zpz} = M_{st} \cdot \frac{v_{zs}}{60 \cdot g \cdot t_{az}} \quad (4.42)$$

$$M_{zpz} = 617,07 \cdot \frac{9,85}{60 \cdot 9,81 \cdot 0,82}$$

$$M_{zpz} = 15,55 \text{ Nm}$$

4.7.5 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTAČNÍCH HMOT – ZDVIH

$$M_{zrz} = \beta \cdot (J_z + J_p) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_z}{60 \cdot t_{az}} \quad (4.43)$$

$$M_{zrz} = 1,3 \cdot (3,1 + 0,04) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 740}{60 \cdot 0,82}$$

$$M_{zrz} = 385,8 \text{ Nm}$$

4.7.6 ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORU ZDVIHU

$$M_{rz} = M_{st} + M_{zpz} + M_{zrz} \quad (4.44)$$

$$M_{rz} = 761,82 + 12,59 + 385,8$$

$$M_{rz} = 1\,163,17 \text{ Nm}$$



4.8 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU ZDVIHU

Skutečný spouštěcí moment motoru zdvihu musí být větší nebo roven rozběhovému momentu motoru zdvihu.

4.8.1 SPOUŠTĚCÍ MOMENT MOTORU ZDVIHU

$$M_{Spz} = M_{nz} \cdot \kappa_z \quad (4.45)$$

$$M_{Spz} = 968 \cdot 2,5$$

$$M_{Spz} = 2\,420 \text{ Nm}$$

$$M_{Spz} \geq M_{rz}$$

$$2\,420 \text{ Nm} \geq 1\,163,17 \text{ Nm}$$

→ podmínka splněna

4.9 VÝPOČET BRZDY PRO ZDVIH

Pro zdvih jeřábové kočky se zpravidla využívá stavěcích brzd, které zastavují pohyb břemene po vypnutí motoru a udrží jej v zabrzděné poloze. Brzda je v klidové poloze zabrzděná pouze mechanicky, nezávisle na přívodu elektrického proudu. Při zdvihání nebo spouštění břemene je nutné brzdu odbrzdovat nejčastěji elektrohydraulickým odbrzdovačem. Tento má oproti elektromagnetickému odbrzdovači měkčí a plynulejší chod a zejména dovoluje vysoký počet sepnutí.

4.9.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL MOTORU – BRZDĚNÍ

$$M_{stB} = \frac{(Q + B) \cdot g \cdot D_B}{2 \cdot i_c} \cdot \eta_{cm} \quad [4] \text{ str. 71} \quad (4.46)$$

$$M_{stB} = \frac{(32\,000 + 1\,000) \cdot 9,81 \cdot 500}{2 \cdot 118,04} \cdot 0,9$$

$$M_{stB} = 617,07 \text{ Nm}$$

4.9.2 MOMENT NA ZPOMALENÍ SIL POSUVNÝCH HMOT – ZDVIH

$$t_{aB} = 1 \text{ s} \quad \text{Navržená doba brzdění při spouštění [4] str. 71}$$

$$M_{zpB} = M_{stB} \cdot \frac{v_{zs}}{60 \cdot g \cdot t_{aB} \cdot 9,85} \quad (4.47)$$

$$M_{zpB} = 617,07 \cdot \frac{9,85}{60 \cdot 9,81 \cdot 1}$$

$$M_{zpB} = 10,33 \text{ Nm}$$



4.9.3 MOMENT NA ZPOMALENÍ SIL ROTAČNÍCH HMOT – ZDVIH

$$M_{zrB} = \beta \cdot (J_z + J_p) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_z}{60 \cdot t_{ab}} \quad (4.48)$$

$$M_{zrB} = 1,3 \cdot (3,1 + 0,04) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 740}{60 \cdot 1}$$

$$M_{zrB} = 316,3 \text{ Nm}$$

4.9.4 BRZDNÝ MOMENT ZDVIHU

$$M_{bz} = M_{stB} + M_{zpB} + M_{zrB} \quad (4.49)$$

$$M_{bz} = 617,07 + 10,33 + 316,3$$

$$M_{bz} = 943,7 \text{ Nm}$$

4.9.5 SKUTEČNÝ UBRZDITELNÝ MOMENT

$$k_B = 1,75 \quad \text{Bezpečnost brzdy pro střední provoz [4] str. 71}$$

$$M_u = M_{stB} \cdot k_B \quad [4] \text{ str. 71} \quad (4.50)$$

$$M_u = 617,07 \cdot 1,75$$

$$M_u = 1,08 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_u \geq M_{bz}$$

$$1,08 \cdot 10^3 \text{ Nm} \geq 943,7 \text{ Nm}$$

→ podmínka splněna

4.9.6 DOBA BRZDĚNÍ PŘI SPOUŠTĚNÍ

$$t_{bs} = \beta \cdot (J_z + J_p) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_z}{60 \cdot (M_b - M_{stB})} \quad (4.51)$$

$$t_{bs} = 1,3 \cdot (3,1 + 0,04) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 740}{60 \cdot (943,7 - 617,07)}$$

$$t_{bs} = 0,97 \text{ s}$$

4.9.7 DOBA BRZDĚNÍ PŘI ZVEDÁNÍ

$$t_{bz} = \beta \cdot (J_z + J_p) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_z}{60 \cdot (M_b + M_{stB})} \quad (4.52)$$

$$t_{bz} = \beta \cdot (3,1 + 0,04) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 740}{60 \cdot (943,7 + 617,07)}$$

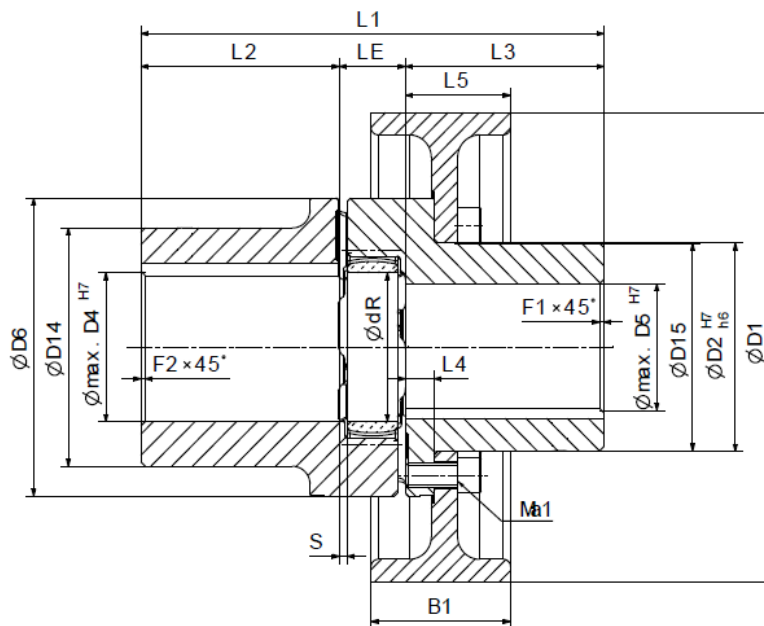
$$t_{bz} = 0,2 \text{ s}$$



4.9.8 VOLBA SPOJKY MOTORU S PŘEVODOVKOU

Spojka slouží k přenosu krouticího momentu z motoru na převodovku a k potlačení torzních kmitů, čímž se prodlužuje životnost náhonu.

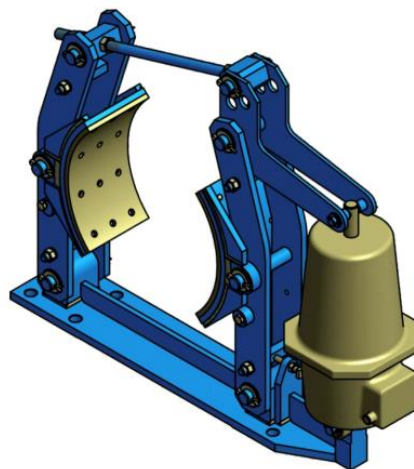
Je zvolena elastická zubová hřídelová spojka společnosti SIBRE s označením ALC-AT 90 [15] opatřená brzdovým věncem o průměru 400 mm na straně u převodovky.



Obr. 17 - brzdová spojka ALC-AT 90 [15]

4.9.9 VOLBA BRZDY

Je zvolena dvojčinná brzda společnosti KPC s označením KPC D400 – 160 [16] a maximálním brzdovým momentem 1 550 Nm.



Obr. 18 - dvojčinná čelistová brzda KPC D400 – 160 [16]



4.9.10 VOLBA KONCOVÉHO VYPÍNAČE

Je zvolen vřetenový koncový vypínač společnosti TER ČESKÁ s.r.o. s označením Base. Jedná se o elektromechanické zařízení určené pro nízkonapěťové řídicí obvody elektrické výbavy strojů. Tento typ vypínače je určen pro použití v pomocných řídicích obvodech zdvihacích a dalších průmyslových zařízeních a klimatických prostředích.

Kvůli vyrovnání případných odchylek mezi podélnými osami bubnu a hřídelem vypínače je použit pružný hřídel. Tento vstupní hřídel přes redukční převodovku s volitelným převodovým poměrem (1:15 – 1:1 500) pohání výstupní hřídel s přesně stavitelnými vačkami, které ovládají spínací jednotky. [18]

Při seřizování musí být zajištěno, že v dolní poloze nedojde k dotyku háku o zem a v horní poloze nedojde k překročení kolizní hodnoty (kontakt dolní kladnice s jeřábovou kočkou).



Obr. 19 - vřetenový koncový vypínač TER Base [18]



5 VÝPOČET LOŽISEK

Konkrétní rozměry ložisek byly vypočteny pomocí webové aplikace [17] a jejich parametry jsou v Tab. 5.

5.1 LOŽISKA PRO POJEZDOVÁ KOLA

Jsou zvolena soudečková naklápěcí ložiska ČSN 02 4705 s označením 21317 E od společnosti SKF.

5.1.1 RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA POJEZDOVÉHO KOLA

Každé ze čtyř pojezdových kol je osazeno dvěma ložisky, takže zatížení působící na jedno ložisko je poloviční než vypočtené zatížení na jedno kolo kočky.

$n_{1k} = 2$ Počet ložisek na 1 pojezdové kolo

$$F_{rad} = \frac{F_{1K}}{n_{1k}} \quad (5.1)$$

$$F_{rad} = \frac{1,02 \cdot 10^5}{2}$$

$$F_{rad} = 5,1 \cdot 10^4 \text{ N}$$

5.1.2 AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA POJEZDOVÉHO KOLA

$$F_{ax} = F_{rad} \cdot 0,1 \quad [1] \text{ str. 190} \quad (5.2)$$

$$F_{ax} = 5,1 \cdot 10^4 \cdot 0,1$$

$$F_{ax} = 5,1 \cdot 10^3 \text{ N}$$

5.1.3 OTÁČKY LOŽISKA POJEZDOVÉHO KOLA

Otáčky ložiska pojezdového kola odpovídají výstupní otáčkám z motoru pojezdu s převodovkou, tj. $n_p = 33 \text{ min}^{-1}$.

5.2 LOŽISKA KLADEK

Jsou zvolena kuličková radiální ložiska ČSN 02 4630 s označením 6220 od společnosti SKF.

5.2.1 RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA KLADEK

Každá kladka je uložena na dvou ložiscích a je zatížena dvěma konci lana, radiální síla působící na ložisko kladky je pak rovna jmenovitému zatížení lana.



$$F_{rad} = F_L \quad (5.3)$$

$$F_{rad} = 4,13 \cdot 10^4 \text{ N}$$

5.2.2 AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA KLADEK

Vzhledem ke skutečnosti, že je kladnice v axiálním směru volně pohyblivá, je zatížení ložiska v tomto směru nulové.

5.2.3 OTÁČKY LOŽISKA KLADEK

Otáčky ložiska kladek se shodují s rychlostí otáčení lanového bubnu, tj. $n_{BS} = 25,08 \text{ min}^{-1}$.

5.3 LOŽISKA BUBNU

Je zvoleno naklápací soudečkové ložisko ČSN 02 4705 s označením 22216 E od společnosti SKF.

5.3.1 RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA BUBNU

Radiální zatížení ložiska bubnu odpovídá jmenovitému zatížení lana, protože ložiska jsou použita dvě a buben je dvoulanový.

$$F_{rad} = F_L \quad (5.4)$$

$$F_{rad} = 4,13 \cdot 10^4 \text{ N}$$

5.3.2 AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA BUBNU

Axiální zatížení je uvažováno jako 10% z radiálního zatížení.

$$F_{ax} = F_{rad} \cdot 0,1 \quad (5.5)$$

$$F_{ax} = 4,13 \cdot 10^4 \cdot 0,1$$

$$F_{ax} = 4,13 \cdot 10^3 \text{ N}$$

5.3.3 OTÁČKY LOŽISKA BUBNU

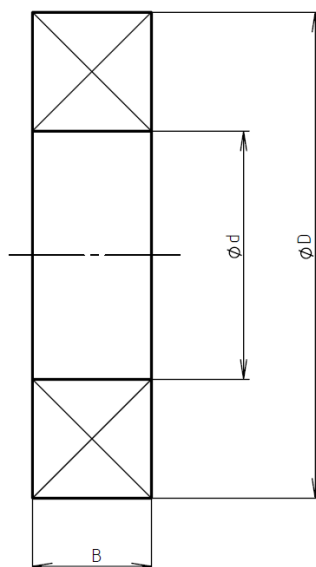
Otáčky ložisek bubnu jsou totožné s otáčkami lanového bubnu, tj. $n_{BS} = 25,08 \text{ min}^{-1}$.



5.4 PARAMETRY LOŽISEK

Tab. 5 - parametry zvolených ložisek

Označení ložiska	Norma	Hlavní rozměry [mm]			Únosnost [kN]		Zatížení [kN]		Otáčky [min ⁻¹]	Trv. ložiska [h]
		d	D	B	C	C ₀	F _{rad}	F _{ax}		
21317 E	ČSN 02 4705	85	180	41	325	375	51	5,1	33	113 100
6220	ČSN 02 4630	100	180	34	127	93	41,3	0	25,08	19 300
22216 E	ČSN 02 4705	80	140	33	236	270	41,3	4,1	25,08	300 700



Obr. 20 - hlavní rozměry ložiska

Výpočet trvanlivosti byl proveden ve webové aplikaci výrobce [17]. Vypočtené trvanlivosti všech tří typů ložisek více než splňují podmínku pro trvanlivost pro střední provoz, která činí hodnotu 4 000 hodin [1] str. 139 – tab. III-28.



6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU KOČKY

K provedení pevnostní analýzy rámu navržené jeřábové kočky je zvolen program NEXIS32. Volba a výpočty součinitelů pro kombinace zatížení jsou provedeny po domluvě v souladu se starou normou ČSN 27 0103 [8]. Výpočet v souladu s novou normou ČSN EN 13001-2 [7] je značně zkomplikován nutností dalších výpočtů koeficientů, které vedou k volbě součinitelů zatížení jeřábové kočky, tyto výpočty přesahují rozsah diplomové práce.

6.1 SPECIFIKACE ZAŘAZENÍ JEŘÁBU – JEŘÁBOVÉ KOČKY

Jeřábová kočka je zařazena do těchto tříd (Mostový jeřáb s hákem pro všeobecné použití s občasným využitím [8] str. 53):

Zdvihová třída – H3

Druh provozu – D3

Provozní skupina – J4

6.2 ZATÍŽENÍ A SOUČINITELÉ ZATÍŽENÍ

Při výpočtu ocelových konstrukcí jeřábů se podle doby trvání a podle změn velikosti, polohy nebo smyslu a směru působení rozeznávají zatížení a účinky zatížení [8]:

- a) zatížení stálá – zatížení od vlastní hmotnosti, zatížení od trvalých předpětí.
- b) zatížení nahodilá – zatížení od břemene jmenovitého a stálého, od hmotností pohyblivých částí a od setrvačných sil (zdvihání, spouštění, rozjezd, brzdění, přičení, teplotní změny).
- c) mimořádná zatížení – náraz do narážky, doprava a montáž, porucha, odpadnutí části břemene.

6.2.1 ZATÍŽENÍ OD VLASTNÍ HMOTNOSTI

V případě, že zvětšení hmotnosti působí nepříznivěji, volí se součinitel zatížení $\gamma_g = 1,1$ [8] str. 8.

6.2.2 ZATÍŽENÍ OD BŘEMENE

Toto zatížení se skládá ze jmenovitého břemene a ze stálého břemene (kladnice). Součinitel zatížení od jmenovitého břemene pak vyjadřuje náhodné zvětšení jmenovitého břemene při provozu (např. zachycení břemene, nepřesné stanovení hmotnosti). Hodnota součinitele zatížení od jmenovitého břemene pak vychází z druhu provozu (D3) $\gamma_{l0} = 1,4$ [8] str. 9.



6.2.3 ZATÍŽENÍ OD SVISLÝCH SIL SETRVAČNÝCH

Jedná se o síly vznikající při zvedání či spouštění břemen. Účinek dynamických sil vznikajících zvedáním a spouštěním břemene se zahrne spolu se statickým účinkem do výpočtu vynásobením celkového břemene dynamickým součinitelem zdvihovým δ_h . [8] str. 9

$$\delta_h = 1,3 + 0,39 \cdot \frac{v_{sz}}{60} \quad [8] \text{ str. 10 – tab. 2 – zdvih. třída H3} \quad (6.1)$$

$$\delta_h = 1,3 + 0,39 \cdot \frac{9,85}{60}$$

$$\delta_h = 1,364$$

6.2.4 ZATÍŽENÍ OD SVISLÝCH SETRVAČNÝCH SIL VZNIKAJÍCÍCH PŘI POJÍŽDĚNÍ

Setrvačné síly vznikají při pojíždění kočky a ve výpočtu se projeví navýšením zatížení od celkového břemene dynamickým součinitelem pojezdovým δ_t . [8] str. 11.

$$v_{sk} = 51,84 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,864 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow \delta_t = 1,1$$

6.3 KOMBINACE ZATĚŽOVACÍCH STAVŮ

Při výpočtu se uvažují kombinace stálých, nahodilých a mimořádných nahodilých zatížení. Tyto kombinace byly zadány do programu NEXIS32 pro následující pevnostní výpočet rámu kočky.

6.3.1 ZÁKLADNÍ KOMBINACE – ÚNOSNOST

Základní kombinace jsou sestavené z účinku zatížení stálých a nahodilých [8] str. 21 – tab.9.

a) Zatížení způsobené vlastní hmotností

$$\gamma_g \cdot \delta_t = 1,1 \cdot 1,1 = 1,21$$

b) Zatížení způsobené jmenovitým břemenem

$$\gamma_{lo} \cdot \delta_h = 1,4 \cdot 1,364 = 1,91$$

c) Zatížení způsobené stálým břemenem

$$\gamma_g \cdot \delta_h = 1,1 \cdot 1,364 = 1,5$$

6.3.1.1 TAH V LANĚ – VÝPOČTOVÝ

Pro výpočet únosnosti je použito následující zatížení od součtu jmenovitého a stálého břemene.



$$F_{VL} = (Q \cdot \gamma_{lo} + B \cdot \gamma_g) \cdot \delta_h \cdot \frac{g}{z_v \cdot n_l} \quad (6.2)$$

$$F_{VL} = (32\,000 \cdot 1,4 + 1\,000 \cdot 1,1) \cdot 1,364 \cdot \frac{9,81}{2 \cdot 4}$$

$$F_{VL} = 7,68 \cdot 10^4 \text{ N}$$

6.3.1.2 SOUČINTEL KOMBINACE PRO ÚNOSNOST

Pro výpočet únosnosti v programu NEXIS32 slouží tento součinitel pro přepočítání jmenovitého tahu v laně na výpočtový tah v laně.

$$\frac{F_{VL}}{F_L} = \frac{7,68 \cdot 10^4}{4,13 \cdot 10^4} = 1,86$$

Hodnoty normálového napětí (Obr. 28) a smykového napětí (Obr. 29) pro únosnost – základní kombinace, zjištěné v programu NEXIS32 v místě spojení příčnicku kladnice, která je blíže ke středu kočky s hlavním nosníkem na straně umístění převodovky, jsou nižší než základní výpočtová mez kluzu materiálu R_e (resp. pro smykové napětí $0,6 \cdot R_e$).

$$\sigma \leq R_e \rightarrow 152,6 \text{ MPa} < 235 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq 0,6 \cdot R_e \rightarrow 26,9 \text{ MPa} < 141 \text{ MPa}$$

Konstrukce z hlediska normálového a smykového napětí při zatížení únosnost – základní kombinace vyhovuje. Výsledné vnitřní účinky od posouvajících sil a od ohybového momentu jsou znázorněny na Obr. 31, Obr. 32 a Obr. 33.

6.3.2 KOMBINACE – ÚNOSNOST PŘI ÚNAVĚ

Únosnost při únavě se provádí u částí konstrukce, které jsou vystaveny více než $2 \cdot 10^4$ zatěžujících cyklů během technického života. Konstrukce se posuzuje podle kombinace zatížení složených z účinků stálých a nahodilých [8] str. 23 – tab. 11.

a) Zatížení způsobené vlastní hmotností

$$\delta_t = 1,1$$

b) Zatížení způsobené jmenovitým břemenem

$$\delta_h = 1,364$$

c) Zatížení způsobené stálým břemenem

$$\delta_h = 1,364$$



6.3.2.1 MAXIMÁLNÍ ÚNAVOVÝ TAH V LANĚ

$$F_{Umax} = (Q + B) \cdot \delta_h \cdot \frac{g}{z_v \cdot n_l} \quad (6.3)$$

$$F_{Umax} = (32\,000 + 1\,000) \cdot 1,364 \cdot \frac{9,81}{2 \cdot 4}$$

$$F_{Umax} = 5,52 \cdot 10^4 \text{ N}$$

6.3.2.2 MINIMÁLNÍ ÚNAVOVÝ TAH V LANĚ

Tomuto zatížení ve výpočtu odpovídá zatížení vlastní hmotností, hmotností komponent a přídatnými tíhami.

6.3.2.3 SOUČINITEL KOMBINACE PRO ÚNAVU

Součinitel použitý pro jmenovitý tah v laně při výpočtu únavy při maximálním zatížení (Únava max) v programu NEXIS32. Jedná se o poměr únavového a jmenovitého tahu v laně.

$$\frac{F_{Umax}}{F_L} = \frac{5,52 \cdot 10^4}{4,13 \cdot 10^4} = 1,34$$

6.3.2.4 ZÁKLADNÍ VÝPOČTOVÁ PEVNOST PŘI ÚNAVĚ

Výpočtová pevnost při únavě R_{fat} je určena provozní skupinou, spektrem zatížení a počtem zatěžovacích cyklů. Dále je udána pro různé oceli, druhy napětí, vrubové skupiny a poměry mezních napětí.

a) Základní výpočtová pevnost při únavě $R_{fat(-1)}$

$$R_{fat(-1)} = 90 \text{ MPa} \quad [8] \text{ str. 27 – tab. 14 (K3 [8] str. 36 – tab. 25, J4 (dle 6.1), řada oceli 37 [8] str. 28 – tab. 15)}$$

b) Základní výpočtová pevnost pro tah $R_{fat,t(0)}$

$$R_{fat,t(0)} = \frac{5}{3} \cdot R_{fat(-1)} \quad [8] \text{ str. 29 – obr. 4} \quad (6.4)$$

$$R_{fat,t(0)} = \frac{5}{3} \cdot 90$$

$$R_{fat,t(0)} = 150 \text{ MPa}$$

c) Základní výpočtová pevnost pro tlak $R_{fat,p(0)}$

$$R_{fat,p(0)} = 2 \cdot R_{fat(-1)} \quad [8] \text{ str. 29 – obr. 4} \quad (6.5)$$

$$R_{fat,p(0)} = 2 \cdot 90$$

$$R_{fat,p(0)} = 180 \text{ MPa}$$



6.3.2.5 POMĚR MEZNÍCH NAPĚTÍ

Jedná se o poměr napětí, které má menší absolutní hodnotu, k napětí, které má větší absolutní hodnotu. Dosazují se hodnoty včetně znamének, proto κ kolísá pro střídavé napětí od -1 do 0 a pro pulsující a míjivé napětí od 0 do +1. Napětí jsou odečtena z programu NEXIS32 v místě spojení hlavního nosníku a příčnicku kladnice (Obr. 35, Obr. 36), který se nachází blíže ke středu jeřábové kočky.

$\sigma_{min} = 14,1 \text{ MPa}$ Normálové napětí na prutech při zatížení – Únava min. (Obr. 37)
 $\sigma_{max} = 112,9 \text{ MPa}$ Normálové napětí na prutech při zatížení – Únava max. (Obr. 36)

$$\kappa = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad [8] \text{ str. 23} \quad (6.6)$$

$$\kappa = \frac{14,1}{112,9}$$

$$\kappa = 0,125$$

6.3.2.6 STANOVENÍ VÝPOČTOVÉ PEVNOSTI PRO $R_{FAT(\kappa)}$

a) Tah

$$R_{fat,t(\kappa)} = \frac{5}{3 - 2 \cdot \kappa} \cdot R_{fat(-1)} \quad [8] \text{ str. 29 – tab. 17} \quad (6.7)$$

$$R_{fat,t(\kappa)} = \frac{5}{3 - 2 \cdot 0,125} \cdot 90$$

$$R_{fat,t(\kappa)} = 163,64 \text{ MPa}$$

b) Tlak

$$R_{fat,p(\kappa)} = \frac{2}{1 - \kappa} \cdot R_{fat(-1)} \quad [8] \text{ str. 29 – tab. 17} \quad (6.8)$$

$$R_{fat,p(\kappa)} = \frac{2}{1 - 0,125} \cdot 90$$

$$R_{fat,p(\kappa)} = 205,71 \text{ MPa}$$

Normálové napětí 112,9 MPa (Obr. 36), které bylo zjištěno výpočtem v programu NEXIS32, je menší než výpočtová pevnost při únavě. Konstrukce tedy z hlediska únavové pevnosti vyhovuje.

6.3.3 KOMBINACE – POUŽITELNOST

Tato kombinace zjišťuje použitelnost konstrukce a jednotlivých komponent z hlediska jejich funkčnosti, provozuschopnosti, vzhledu nebo pohodlí obsluhy. Je sestavena z účinků zatížení od vlastní hmotnosti konstrukce, všech komponent a jmenovitého břemene. Koeficienty pro zatěžovací stavy mají hodnotu 1,0.

Největší průhyb pro kombinaci použitelnost je 2,5 mm, a to uprostřed příčnicku kladnice, který se nachází blíže ke středu jeřábové kočky (Obr. 38).



6.4 VÝSTUPNÍ DATA Z VÝPOČETNÍHO PROGRAMU NEXIS32

6.4.1 ZÁKLADNÍ DATA

6.4.1.1 TYP KONSTRUKCE – ROŠT XY

Charakteristika konstrukce typu rošt XY:

- Prut přeneše složky vnitřních sil (lokální osy): V_z , M_x , M_y
- Uzel přeneše deformace a pootočení (globální osy): U_z , Fix_x , Fix_y
- Použitelný typ prvků: prut, makro 1D

Počet uzlů: 34

Počet prutů: 37

Počet maker 1D: 19

Počet průřezů: 7

Počet stavů: 4

Počet materiálů: 1

6.4.1.2 MATERIÁL RÁMU KOČKY

Rám je svařován z plechů materiálu S235JR (v NEXIS zadáno jako S235), který má zaručenou svařitelnost.

Tab. 6 - mechanické vlastnosti a parametry materiálu S235

Pevnost v tahu	360 MPa
Mez kluzu	235 MPa
Modul pružnosti E	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Poissonova konstanta	0,3
Hustota	$7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Tepelná roztažnost	$1,2 \cdot 10^{-5} \text{ mm} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

6.4.1.3 PRŮŘEZY PRUTŮ

Tab. 7 - použité průřezy prutů

Číslo	Název	Jednotková hm. [kg/mm]	Celková délka [mm]	Celková hm. [kg]
1	Nosník – hlavní	$7 \cdot 10^{-2}$	5 400	399,65
2	Příčník – motor	$6 \cdot 10^{-2}$	2 000	122,90
3	Příčník – kladnice	$6 \cdot 10^{-2}$	4 000	225,70
4	Nosník kladnice – malý	$3 \cdot 10^{-2}$	340	10,87
5	Nosník kladnice – střední	$3 \cdot 10^{-2}$	1 220	40,91
6	Nosník kladnice – velký	$4 \cdot 10^{-2}$	240	8,41
7	Nosník – roh	$5 \cdot 10^{-2}$	1 768	93,82

Celková hmotnost rámu kočky je $m_{rk} \cong 902 \text{ kg}$.

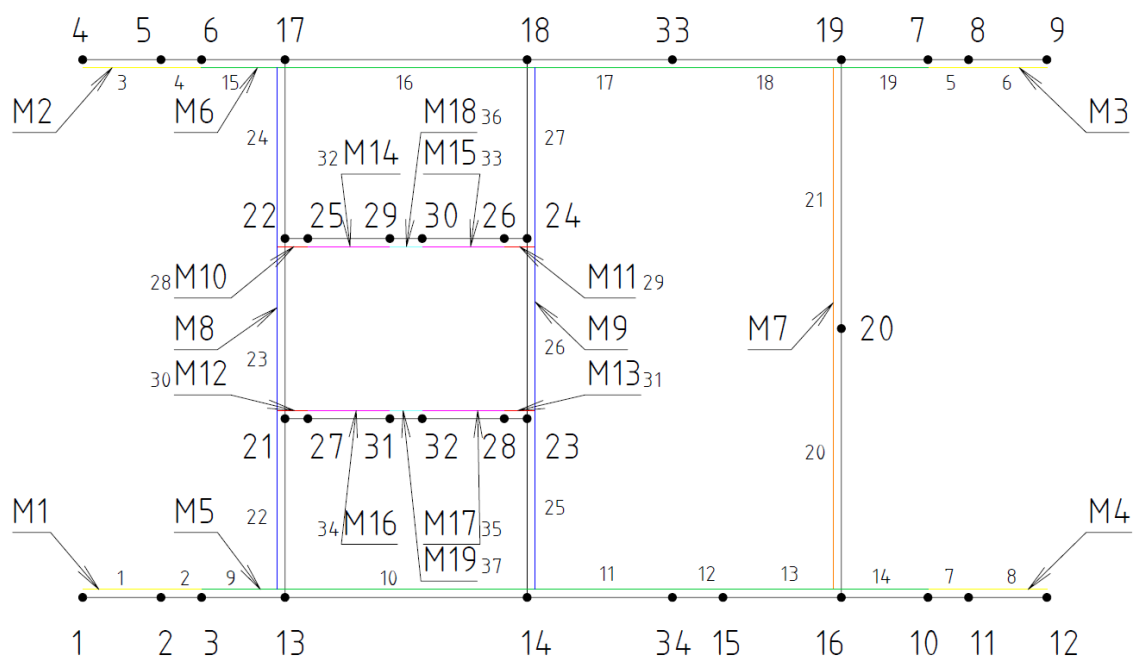


6.4.1.4 UZLY

Souřadnice uzlů byly zadávány dle globálního souřadného systému a jsou uvedeny v Tab. 8 a znázorněny v Obr. 21.

Tab. 8 - globální souřadnice uzlů

Uzel	X	Y	Uzel	X	Y
1	0	0	18	1 652	2 000
2	291	0	19	2 820	2 000
3	442	0	20	2 820	1 000
4	0	2 000	21	752	665
5	291	2 000	22	752	1 335
6	442	2 000	23	1 652	665
7	3 142	2 000	24	1 652	1 335
8	3 293	2 000	25	837	1 335
9	3 584	2 000	26	1 567	1 335
10	3 142	0	27	837	665
11	3 293	0	28	1 567	665
12	3 584	0	29	1 142	1 335
13	752	0	30	1 262	1335
14	1 652	0	31	1 142	665
15	2 380	0	32	1 262	665
16	2 820	0	33	2 192	2 000
17	752	2 000	34	2 192	0



Obr. 21 - uzly konstrukce, makra a pruty



6.4.1.5 PRUTY A MAKRA 1D

Po nastavení uzlů konstrukce byly mezi určenými uzly vytvořeny pruty, kde to bylo možné, byly spojeny do maker 1D. V následující tabulce (Tab. 9) je jejich seznam včetně přiřazených průřezů a délek. Jejich grafické zobrazení je znázorněno na Obr. 21, kde jsou makra 1D označena odkazovou čarou a písmenem M, barevně jsou odlišena makra 1D se stejnými průřezy. Pomocí malých čísel jsou pak označeny jednotlivé pruty konstrukce.

Tab. 9 - pruty a makra konstrukce

Makro	Prut	Poč. uzel	Kon. uzel	Délka [mm]	Průřez
1	1	1	2	291	Nosník – roh
	2	2	3	151	Nosník – roh
2	3	4	5	291	Nosník – roh
	4	5	6	151	Nosník – roh
3	5	7	8	151	Nosník – roh
	6	8	9	291	Nosník – roh
4	7	10	11	151	Nosník – roh
	8	11	12	291	Nosník – roh
5	9	3	13	310	Nosník – hlavní
	10	13	14	900	Nosník – hlavní
	11	14	34	540	Nosník – hlavní
	12	34	15	188	Nosník – hlavní
	13	15	16	440	Nosník – hlavní
	14	16	10	322	Nosník – hlavní
6	15	6	17	310	Nosník – hlavní
	16	17	18	900	Nosník – hlavní
	17	18	33	540	Nosník – hlavní
	18	33	19	628	Nosník – hlavní
	19	19	7	322	Nosník – hlavní
7	20	16	20	1 000	Příčnick – motor
	21	20	19	1 000	Příčnick – motor
8	22	13	21	665	Příčnick – kladnice
	23	21	22	670	Příčnick – kladnice
	24	22	17	665	Příčnick – kladnice
9	25	14	23	665	Příčnick – kladnice
	26	23	24	670	Příčnick – kladnice
	27	24	18	665	Příčnick – kladnice
10	28	22	25	85	Nosník kladnice – malý
11	29	26	24	85	Nosník kladnice – malý
12	30	21	27	85	Nosník kladnice – malý
13	31	28	23	85	Nosník kladnice – malý
14	32	25	29	305	Nosník kladnice – střední
15	33	30	26	305	Nosník kladnice – střední

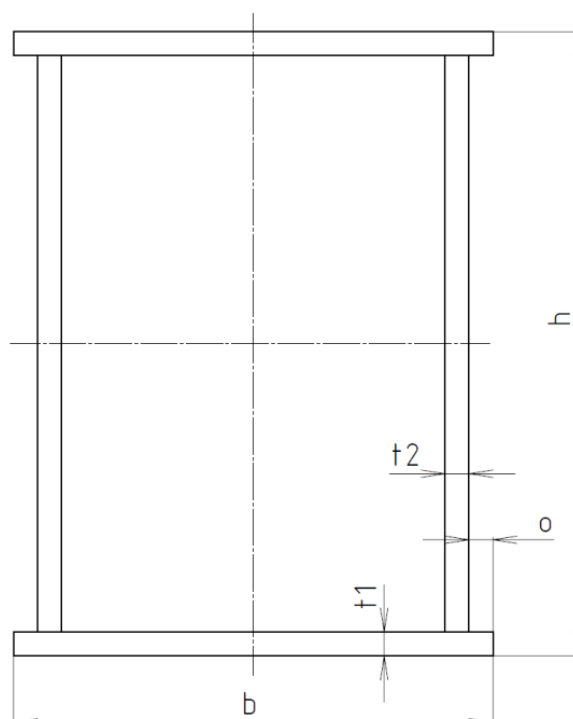


16	34	27	31	305	Nosník kladnice – střední
17	35	32	28	305	Nosník kladnice – střední
18	36	29	30	120	Nosník kladnice – velký
19	37	31	32	120	Nosník kladnice – velký

6.4.1.6 PRŮŘEZY

Některé průřezy mají shodný tvar a liší se pouze rozměrové hodnoty, pro tyto bude dále zobrazen pouze obecný náčrt s tabulkou rozměrů. Pro každý průřez je dále uvedena tabulka průřezových charakteristik.

1. Nosník – hlavní, Příčnick – kladnice, Příčnick – motor



Obr. 22 - průřezy 1

Tab. 10 - rozměry průřezů 1

Průřez	b	h	t1	t2	o
Nosník – hlavní	320	375	8	6	15
Příčnick – kladnice	180	375	8	6	5
Příčnick – motor	220	375	8	6	5



Tab. 11 - průřezové charakteristiky Nosník – hlavní

A:	9,428000e+003 mm ²		
Ay/A:	1,000	Az/A:	1,000
Iy:	2,186974e+008 mm ⁴	Iz:	1,305702e+008 mm ⁴
Iyz:	5,637851e-005 mm ⁴	It:	3,492676e+008 mm ⁴
Iw:	0,000000e+000 mm ⁶		
Wely:	1,166386e+006 mm ³	Welz:	8,160631e+005 mm ³
Wply:	1,326163e+006 mm ³	Wplz:	1,021336e+006 mm ³
cy:	160,00 mm	cz:	187,50 mm
iy:	152,30 mm	iz:	117,68 mm
dy:	0,00 mm	dz:	0,00 mm

Tab. 12 - průřezové charakteristiky Příčnick – kladnice

A:	7,187997e+003 mm ²		
Ay/A:	1,000	Az/A:	1,000
Iy:	1,432596e+008 mm ⁴	Iz:	3,675590e+008 mm ⁴
Iyz:	-6,640738e-005 mm ⁴	It:	1,800155e+008 mm ⁴
Iw:	0,000000e+000 mm ⁶		
Wely:	7,640512e+005 mm ³	Welz:	4,083989e+005 mm ³
Wply:	9,151225e+005 mm ³	Wplz:	4,825558e+005 mm ³
cy:	90,00 mm	cz:	187,50 mm
iy:	141,18 mm	iz:	71,51 mm
dy:	0,00 mm	dz:	0,00 mm

Tab. 13 - průřezové charakteristiky Příčnick – motor

A:	7,827996e+003 mm ²		
Ay/A:	1,000	Az/A:	1,000
Iy:	1,648133e+008 mm ⁴	Iz:	5,903067e+007 mm ⁴
Iyz:	-6,559423e-006 mm ⁴	It:	2,238439e+008 mm ⁴
Iw:	0,000000e+000 mm ⁶		
Wely:	8,790038e+005 mm ³	Welz:	5,366424e+005 mm ³
Wply:	1,032562e+006 mm ³	Wplz:	6,330158e+005 mm ³
cy:	110,00 mm	cz:	187,50 mm
iy:	145,10 mm	iz:	86,84 mm
dy:	0,00 mm	dz:	0,00 mm

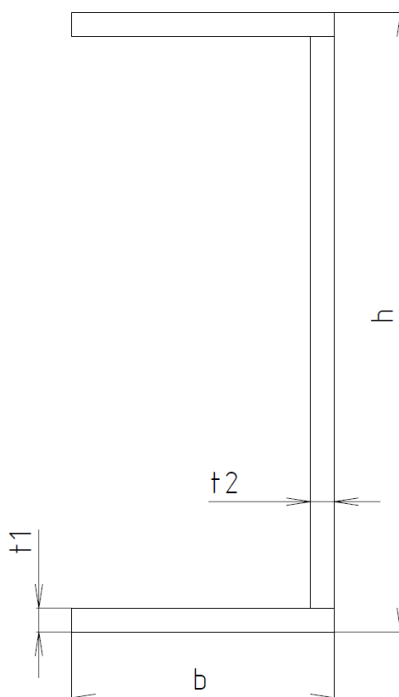


Tab. 14 - význam průřezových charakteristik

Zkratka	Význam
A	Plocha průřezu
A_y/A	Poměr účinné smykové plochy průřezu k ose y k celkové ploše průřezu
A_z/A	Poměr účinné smykové plochy průřezu k ose z k celkové ploše průřezu
I_y	Moment setrvačnosti v ohybu k hlavní centrální ose y
I_z	Moment setrvačnosti v ohybu k hlavní centrální ose z
I_{yz}	Deviační moment k hlavním centrálním osám y a z
I_w	Výsečový moment setrvačnosti
I_t	Moment tuhosti v prostém kroucení
W_{ely}	Elastický modul průřezu v ohybu k hlavní centrální ose y
W_{elz}	Elastický modul průřezu v ohybu k hlavní centrální ose z
W_{ply}	Plastický modul průřezu v ohybu k hlavní centrální ose y
W_{plz}	Plastický modul průřezu v ohybu k hlavní centrální ose z
c_y	Vzdálenost těžiště od přímky rovnoběžné s hlavní centrální osou z, přímka se dotýká průřezu v bodě s největší hodnotou záporné souřadnice y vzhledem k hlavním centrálním osám
c_z	Vzdálenost těžiště od přímky rovnoběžné s hlavní centrální osou y, přímka se dotýká průřezu v bodě s největší hodnotou záporné souřadnice z vzhledem k hlavním centrálním osám
i_y	Souřadnice těžiště od referenčního bodu ve směru referenční osy y
i_z	Souřadnice těžiště od referenčního bodu ve směru referenční osy z
d_y	Souřadnice středu smyku od referenčního bodu ve směru referenční osy y
d_z	Souřadnice středu smyku od referenčního bodu ve směru referenční osy z



2. Nosník kladnice – malý, Nosník kladnice – střední, Nosník kladnice – velký



Obr. 23 - průřezy 2

Tab. 15 - rozměry průřezů 2

Průřez	b	h	t1	t2
Nosník kladnice – malý	120	375	8	6
Nosník kladnice – střední	120	408	8	6
Nosník kladnice – velký	120	440	8	6

Tab. 16 - průřezové charakteristiky Nosník kladnice – malý

A:	4,073997e+003 mm ²		
A _y /A:	1,000	A _z /A:	1,000
I _y :	8,779504e+007 mm ⁴	I _z :	5,608647e+006 mm ⁴
I _{yz} :	9,472694e+000 mm ⁴	I _t :	9,340369e+007 mm ⁴
I _w :	0,000000e+000 mm ⁶		
W _{ely} :	4,682400e+005 mm ³	W _{elz} :	6,222360e+004 mm ³
W _{ply} :	5,456411e+005 mm ³	W _{plz} :	1,098446e+005 mm ³
c _y :	90,14 mm	c _z :	187,50 mm
i _y :	146,80 mm	i _z :	37,10 mm
d _y :	0,00 mm	d _z :	0,00 mm



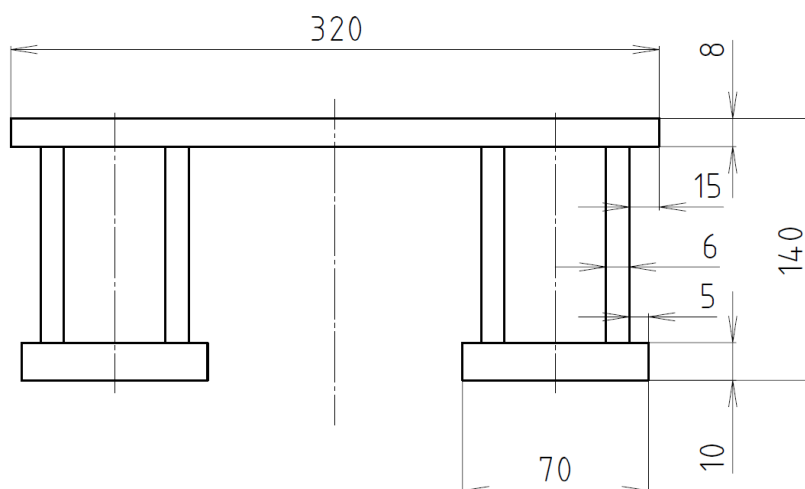
Tab. 17 - průřezové charakteristiky Nosník kladnice – střední

A:	4,271997e+003 mm ²		
Ay/A:	1,000	Az/A:	1,000
Iy:	1,069283e+008 mm ⁴	Iz:	5,745500e+006 mm ⁴
Iyz:	1,073208e+001 mm ⁴	It:	1,126738e+008 mm ⁴
Iw:	0,000000e+000 mm ⁶		
Wely:	5,241582e+005 mm ³	Welz:	6,287341e+004 mm ³
Wply:	6,144956e+005 mm ³	Wplz:	1,118065e+005 mm ³
cy:	91,38 mm	cz:	204,00 mm
iy:	158,21 mm	iz:	36,67 mm
dy:	0,00 mm	dz:	0,00 mm

Tab. 18 - průřezové charakteristiky Nosník kladnice – velký

A:	4,463997e+003 mm ²		
Ay/A:	1,000	Az/A:	1,000
Iy:	1,277022e+008 mm ⁴	Iz:	5,866662e+006 mm ⁴
Iyz:	1,198017e+001 mm ⁴	It:	1,335688e+008 mm ⁴
Iw:	0,000000e+000 mm ⁶		
Wely:	5,804643e+005 mm ³	Welz:	6,343443e+004 mm ³
Wply:	6,843836e+005 mm ³	Wplz:	1,108491e+005 mm ³
cy:	92,48 mm	cz:	220,00 mm
iy:	169,14 mm	iz:	36,25 mm
dy:	0,00 mm	dz:	0,00 mm

3. Nosník – roh



Obr. 24 - průřez Nosník – roh



Tab. 19 - průřezové charakteristiky Nosník – roh

A:	6,887998e+003 mm ²		
Ay/A:	1,000	Az/A:	1,000
Iy:	1,977641e+007 mm ⁴	Iz:	8,179805e+007 mm ⁴
Iyz:	-4,255870e+000 mm ⁴	It:	1,015745e+008 mm ⁴
Iw:	0,000000e+000 mm ⁶		
Wely:	2,419330e+005 mm ³	Welz:	5,112375e+005 mm ³
Wply:	3,333801e+005 mm ³	Wplz:	7,025196e+005 mm ³
cy:	115,00 mm	cz:	76,74 mm
iy:	53,58 mm	iz:	108,97 mm
dy:	0,00 mm	dz:	0,00 mm

6.4.2 ZATĚŽOVACÍ STAVY

Jednotlivá zatížení (vlastní hmotnost konstrukce, hmotnost jednotlivých komponent, tah v lanech) jsou rozdělena v programu NEXIS32 do zatěžovacích stavů, jejichž seznam je uveden v tabulce

Tab. 20 - seznam zatěžovacích stavů

Zatěžovací stav	Název	Součinitel	Popis
1	Vlastní tíha	1,0	Vlastní váha, -Z
2	Tíha komponent	1,0	Stálé - zatížení
3	Přídavné tíhy	1,0	Stálé - zatížení
4	Tah lan jmenovitý	1,0	Stálé - zatížení

6.4.2.1 VLASTNÍ TÍHA

Dle programu NEXIS32 je celková hmotnost vlastní konstrukce rámu kočky 902 kg (Tab. 7), tato hmotnost odpovídá zatížení 8,8 kN.

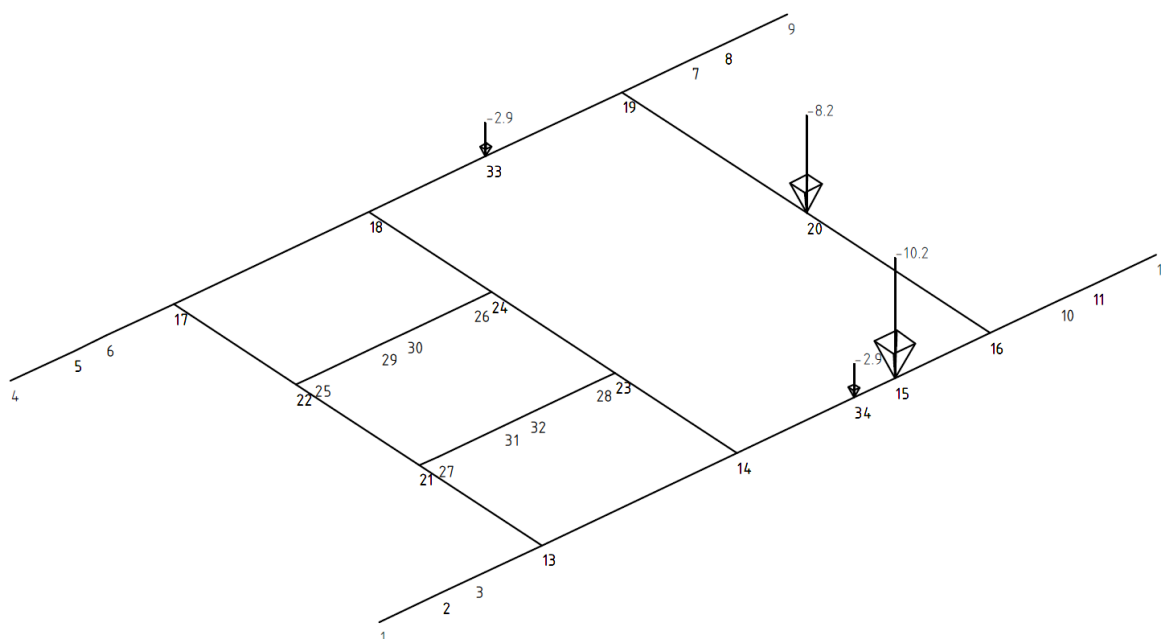


6.4.2.2 TÍHA KOMPONENT

Hmotnosti jednotlivých komponent byly získány z katalogových listů nebo zjištěny přes fyzikální vlastnosti namodelovaných sestav v CAD systému SolidWorks. Hmotnost sestavy lanového bubnu je $m_{LB} = 582 \text{ kg}$.

Tab. 21 - tíhy komponent

Komponenta	Hmotnost [kg]	Tíha [kN]
Motor – zdvih (Tab. 2)	840	8,2
Převodovka – zdvih (Tab. 3)	1 035	10,2
Lanový buben – sestava	582	5,7 (2x2,85)



Obr. 25 - zatížení tíhou komponent

Tab. 22 - uzlová zatížení od komponent

Uzel	Fx [kN]	Fy [kN]	Fz [kN]	Mx [kNm]	My [kNm]	Mz [kNm]
15	0,00	0,00	-10,20	0,00	0,00	0,00
20	0,00	0,00	-8,20	0,00	0,00	0,00
33	0,00	0,00	-2,85	0,00	0,00	0,00
34	0,00	0,00	-2,85	0,00	0,00	0,00



6.4.2.3 PŘIDAVNÉ TÍHY

Přídavné tíhy jeřábové kočky jsou tvořeny celkovou předpokládanou hmotností kočky, která je ponížena o hmotnost vlastního rámu kočky, o hmotnosti jednotlivých komponent a dále pak o hmotnost pojezdových kol včetně pohonů. Hmotnost pojezdových kol je zjištěna přes fyzikální vlastnosti namodelovaných sestav v CAD systému SolidWorks.

$$m_{pk} = 620 \text{ kg} \quad \text{Hmotnost všech pojezdových kol}$$

$$F_{PT} = (m_k - m_{rk} - m_{mz} - m_{pz} - m_{LB} - 2 \cdot m_m - m_{pk}) \cdot g \quad (6.9)$$

kde F_{PT} – přídavná tíha

$$F_{PT} = (8\,500 - 902 - 840 - 1\,035 - 582 - 2 \cdot 108,5 - 620) \cdot 9,81$$

$$F_{PT} = 4,22 \cdot 10^4 \text{ N}$$

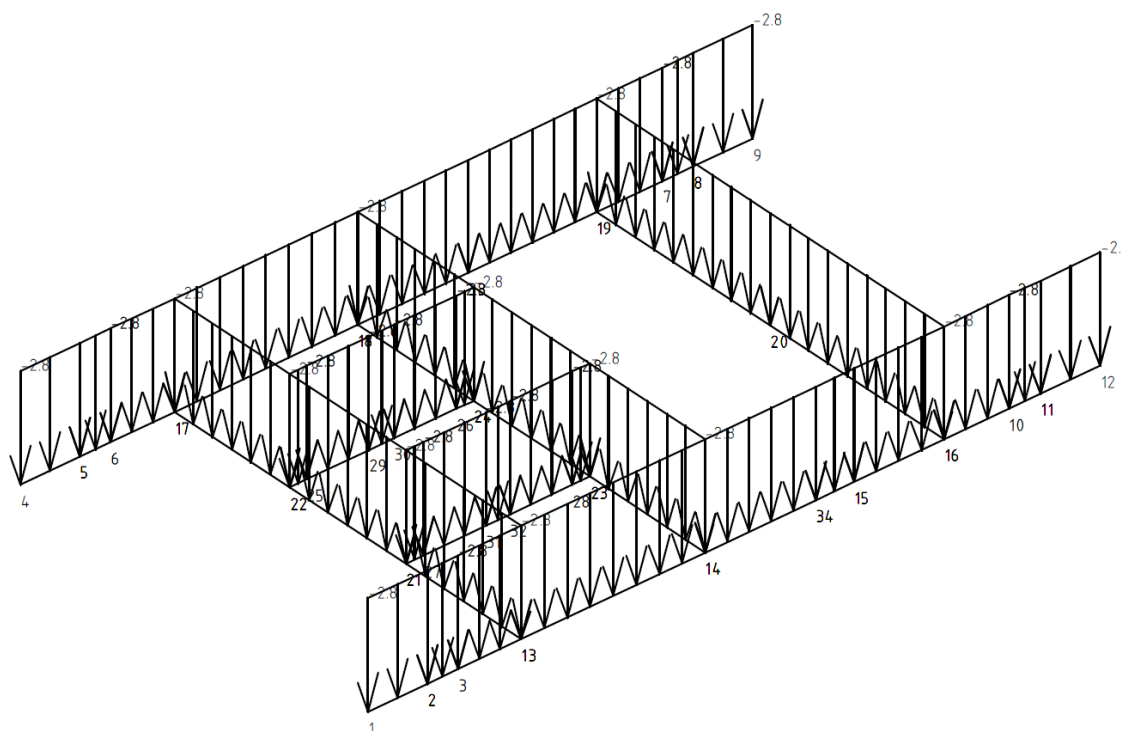
Tato přídavná tíha bude přidána na konstrukci jako spojité zatížení na všech prutech, proto je sečtením délek jednotlivých prutů zjištěna celková délka prutů rámu kočky $L_{rk} = 14\,968 \text{ mm}$.

$$q_{SZ} = \frac{F_{PT}}{L_{rk}} \quad (6.10)$$

kde q_{SZ} – spojité zatížení přídavných tíh

$$q_{SZ} = \frac{4,22 \cdot 10^4}{14\,968}$$

$$q_{SZ} = 2,82 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$$

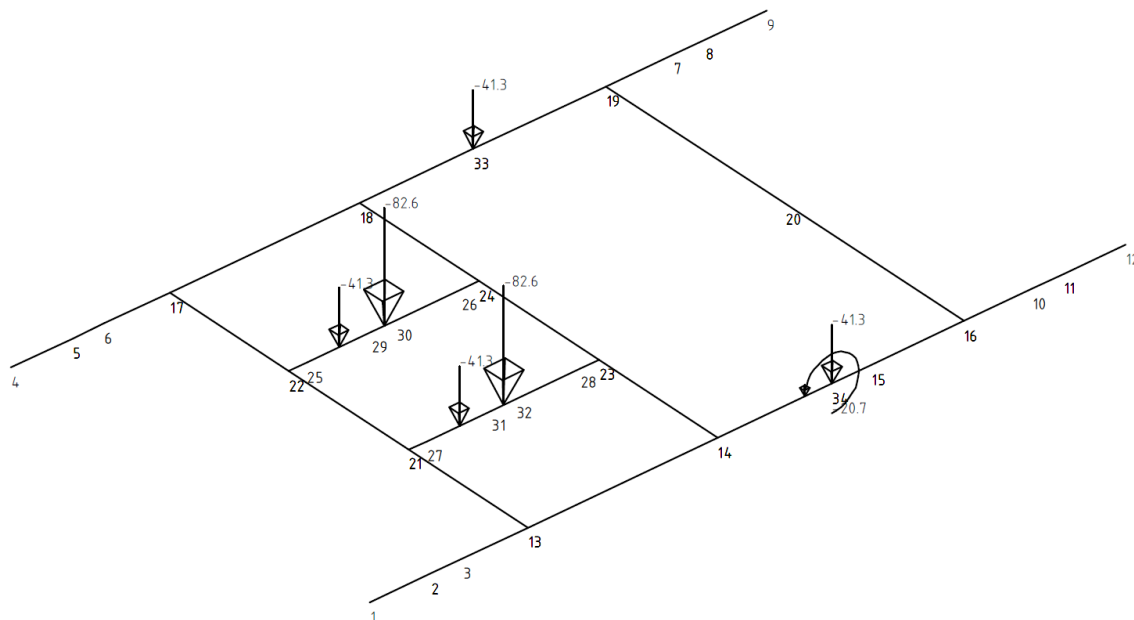


Obr. 26 - zatížení přídavnými tíhami



6.4.2.4 TAH LAN JMENOVITÝ

Jmenovitý tah v laně je (dle kap. 4.1.2) $F_L = 41,3 \text{ kN}$. Toto zatížení je přenášeno na rám jeřábové kočky dvakrát na lanový buben, dvakrát na vyrovnávací kladku a čtyřikrát na vodící kladky v horní kladnici. Na buben je vyvolán krouticí moment (dle kap. 4.4.2.1) $M_K = 20,7 \text{ kNm}$.



Obr. 27 - zatížení od jmenovitých tahů lan

Tab. 23 - uzlová a osamělá zatížení od jmenovitých tahů lan

Uzel	F _x [kN]	F _y [kN]	F _z [kN]	M _x [kNm]	M _y [kNm]	M _z [kNm]
33	0,00	0,00	-41,30	0,00	0,00	0,00
34	0,00	0,00	-41,30	0,00	-20,70	0,00
Makro	F _x [kN]	F _y [kN]	F _z [kN]	dx [mm]	ex _Y [mm]	ex _Z [mm]
14	0,00	0,00	-41,30	0,50 rel	0,00	0,00
16	0,00	0,00	-41,30	0,50 rel	0,00	0,00
18	0,00	0,00	-82,60	0,50 rel	0,00	0,00
19	0,00	0,00	-82,60	0,50 rel	0,00	0,00



6.4.3 KOMBINACE ZATĚŽOVACÍCH STAVŮ

Kombinace	Norma	Stav	Součinitel
1. Základní kombinace	Zadaná – únosnost	1 Vlastní tíha	1,21
		2 Tíha komponent	1,21
		3 Přídavné tíhy	1,21
		4 Tah lan jmenovitý	1,86
2. Únava max	Zadaná – únosnost	1 Vlastní tíha	1,10
		2 Tíha komponent	1,10
		3 Přídavné tíhy	1,10
		4 Tah lan jmenovitý	1,34
3. Únava min	Zadaná – únosnost	1 Vlastní tíha	1,10
		2 Tíha komponent	1,10
		3 Přídavné tíhy	1,10
4. Základní kombinace	Zadaná – použitelnost	1 Vlastní tíha	1,00
		2 Tíha komponent	1,00
		3 Přídavné tíhy	1,00
		4 Tah lan jmenovitý	1,00

Základní pravidla pro generování kombinací na únosnost

1: $1,21 \cdot ZS1 / 1,21 \cdot ZS2 / 1,21 \cdot ZS3 / 1,86 \cdot ZS4$

2 : $1,10 \cdot ZS1 / 1,10 \cdot ZS2 / 1,10 \cdot ZS3 / 1,34 \cdot ZS4$

3 : $1,10 \cdot ZS1 / 1,10 \cdot ZS2 / 1,10 \cdot ZS3$

Základní pravidla pro generování kombinací na použitelnost

1: $1,00 \cdot ZS1 / 1,00 \cdot ZS2 / 1,00 \cdot ZS3 / 1,00 \cdot ZS4$

Výpis nebezpečných kombinací na únosnost

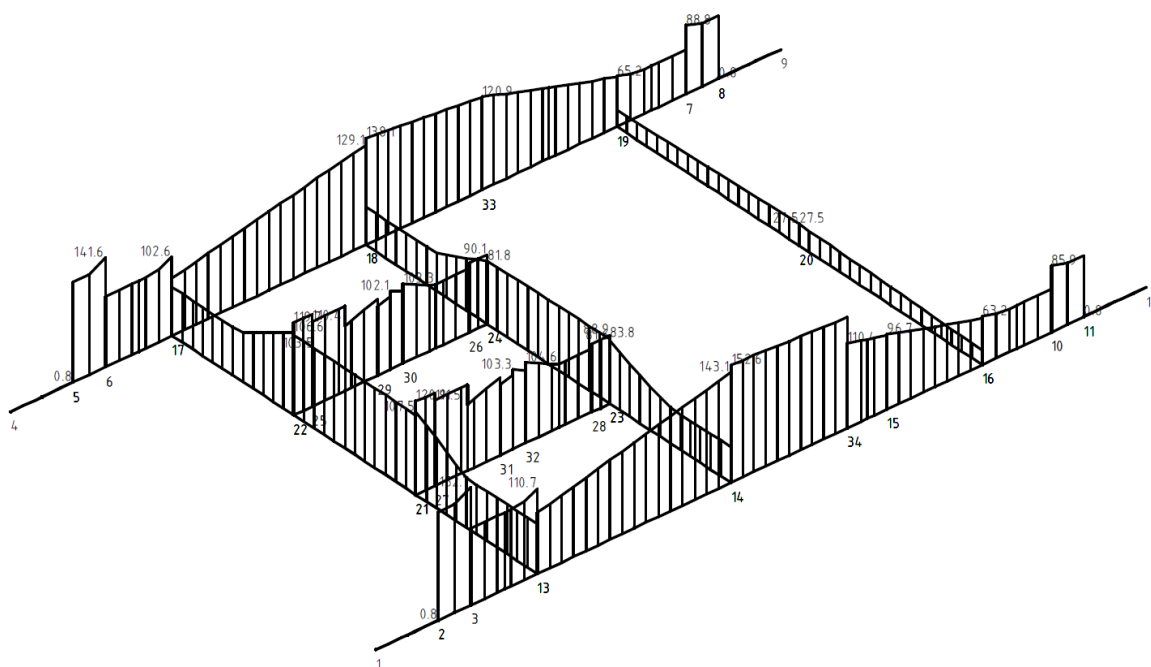
1/ 3 : $+1,10 \cdot ZS1 + 1,10 \cdot ZS2 + 1,10 \cdot ZS3$

2/ 2 : $+1,10 \cdot ZS1 + 1,10 \cdot ZS2 + 1,10 \cdot ZS3 + 1,34 \cdot ZS4$

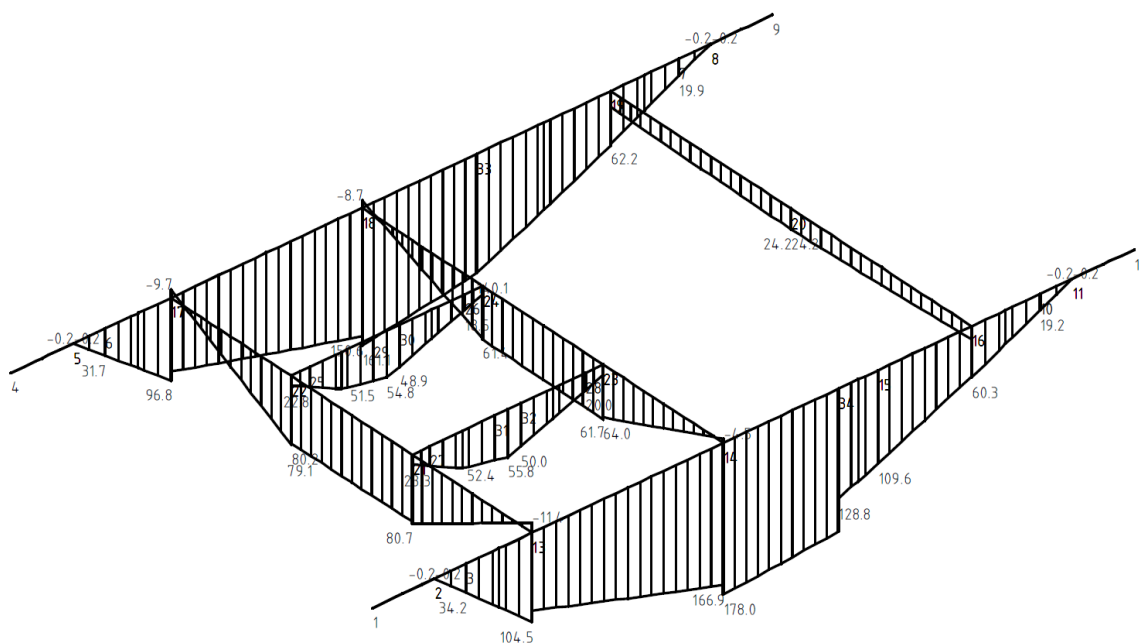
3/1 : $+1,21 \cdot ZS1 + 1,21 \cdot ZS2 + 1,21 \cdot ZS3 + 1,86 \cdot ZS4$

Výpis nebezpečných kombinací na použitelnost

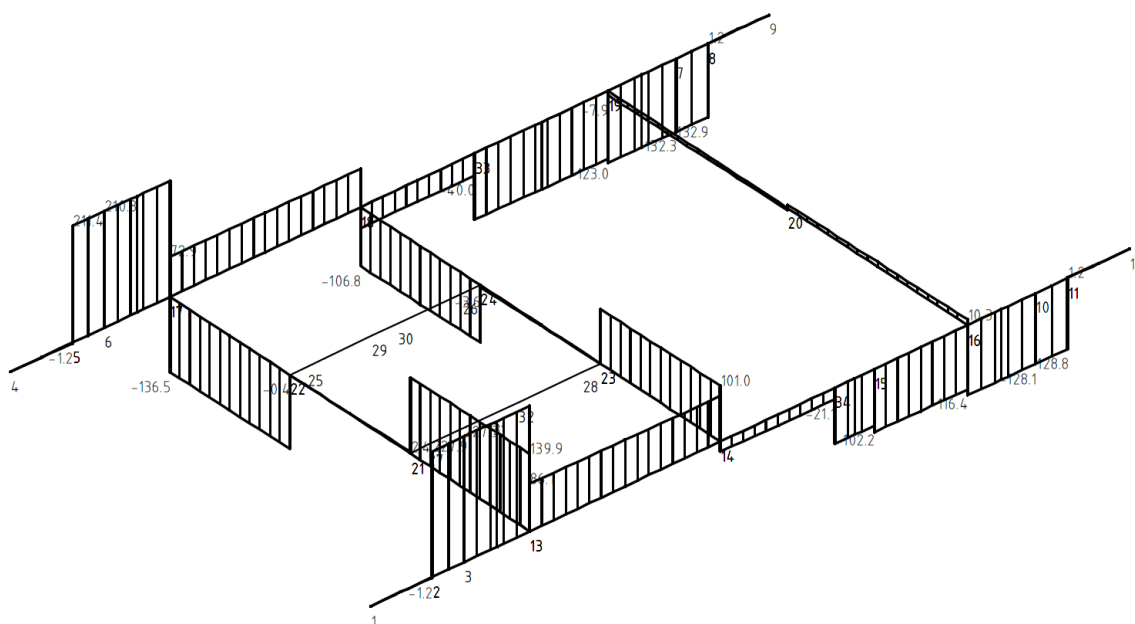
1/1: $+1,00 \cdot ZS1 + 1,00 \cdot ZS2 + 1,00 \cdot ZS3 + 1,00 \cdot ZS4$



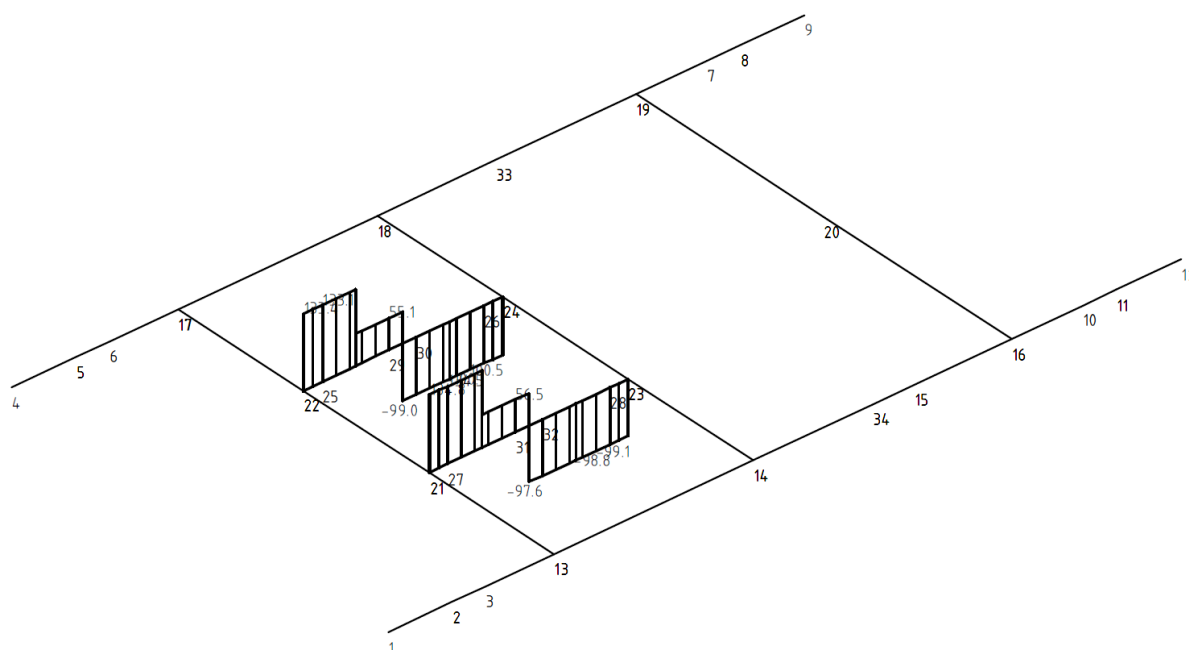
Obr. 30 - únosnost – základní kombinace – napětí HMH na prutech [MPa]



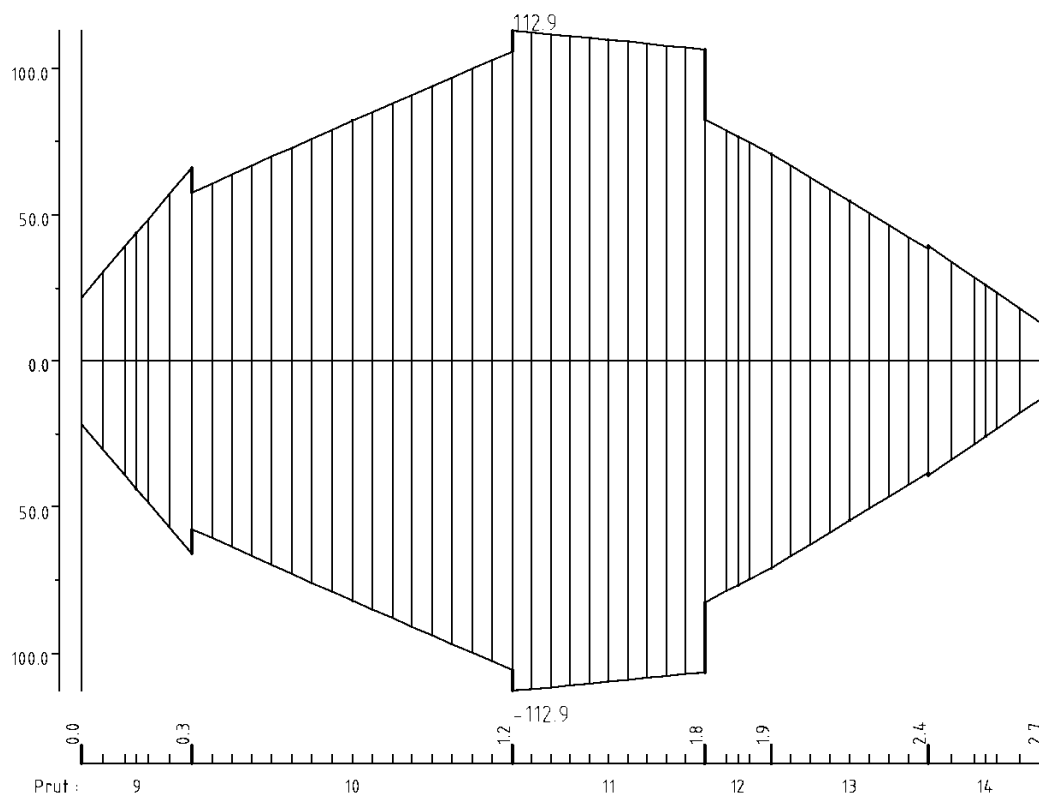
Obr. 31 - únosnost – základní kombinace – vnitřní síly – ohybové momenty na prutech [kNm]



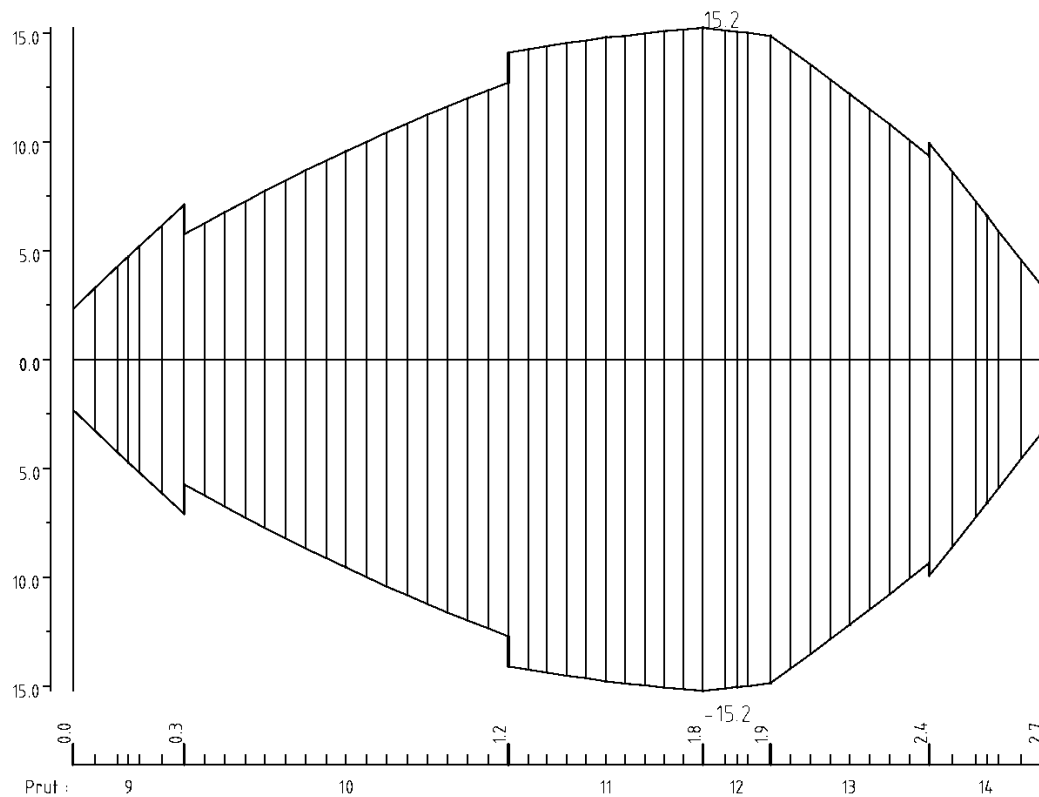
Obr. 32 - únosnost – základní kombinace – vnitřní síly – posouvající síly na prutech (skříňové profily) [kN]



Obr. 33 - únosnost – základní kombinace – vnitřní síly – posouvající síly na prutech (nosníky kladek) [kN]



Obr. 36 - únosnost – únava max – normálová napětí – hlavní nosník [MPa]

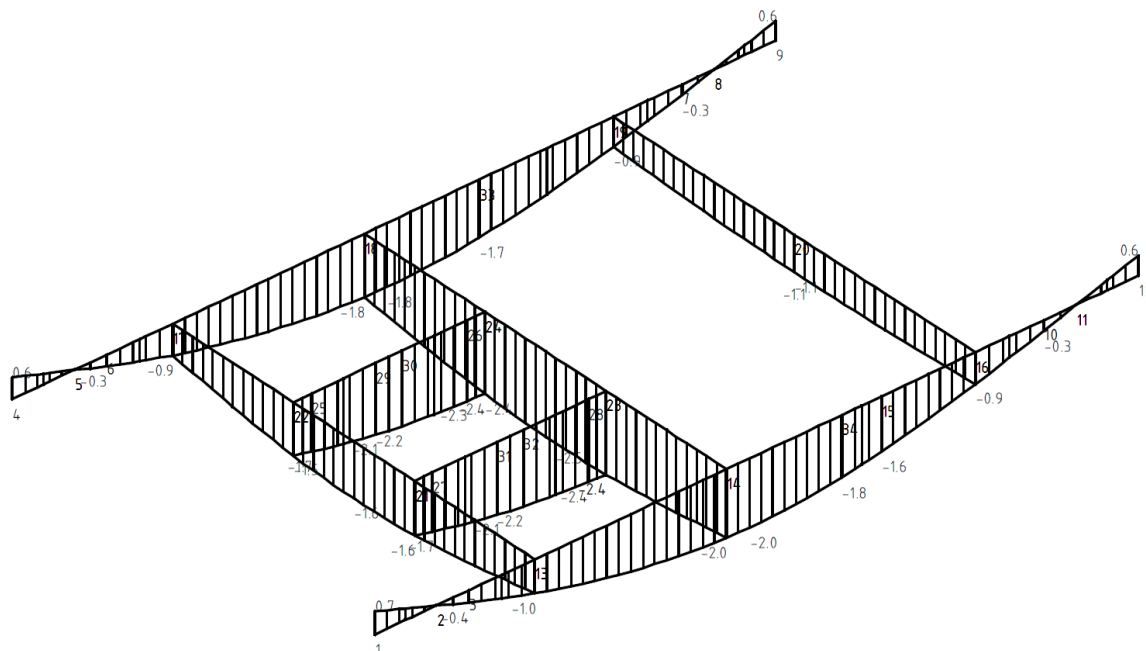


Obr. 37 - únosnost – únava min – normálová napětí – hlavní nosník [MPa]



6.4.4.3 POUŽITELNOST – CELKOVÁ DEFORMACE

Maximální deformace při běžném zatěžování dosahuje maximální hodnoty 2,5 mm. Tento průhyb se nachází na nosníku kladnice, který je blíže středu kočky. Konkrétně ve střední části, blíže ke straně, kde se nachází převodovka zdvihu.



Obr. 38 - použitelnost – celková deformace [mm]



6.4.5 NAPĚTÍ NA MAKRECH (ÚNOSNOST – ZÁKLADNÍ KOMBINACE) – EXTRÉMY

Makro	Prut	dx [mm]	Norm. napětí [MPa]	Smyk. napětí [MPa]	von Mises [MPa]
1	2	151	-100,7 / 141,3	81,0	152,7
1	2	0	-0,7 / 0,5	81,2	140,7
2	4	151	-93,4 / 131,0	75,1	141,6
2	4	0	-0,7 / 0,5	75,4	130,5
3	5	0	-58,5 / 82,1	47,2	88,8
3	5	151	-0,7 / 0,5	47,4	82,1
4	7	0	-56,6 / 79,5	45,7	85,9
4	7	151	-0,7 / 0,5	45,9	79,5
5	11	0	-152,6 / 152,6	4,8	152,6
5	9	0	-29,3 / 29,3	57,4	99,5
6	17	0	-138,1 / 138,1	9,5	138,1
6	15	0	-27,2 / 27,2	53,3	92,2
7	20	1000	-27,5 / 27,5	1,6	27,5
7	20	0	-18,2 / 18,2	2,7	18,2
8	22	665	-105,6 / 105,6	36,5	107,5
8	22	0	-15,0 / 15,0	37,2	64,5
9	26	0	-83,8 / 83,8	0,2	83,8
9	27	665	-11,3 / 11,3	28,4	49,2
10	28	85	-48,8 / 48,8	68,9	119,4
10	28	0	-24,6 / 24,6	69,1	119,7
11	29	0	-39,6 / 39,6	51,9	89,8
11	29	85	-21,7 / 21,4	52,0	90,1
12	30	85	-49,8 / 49,8	69,6	120,6
12	30	0	-25,3 / 25,3	69,8	120,9
13	31	0	-42,7 / 42,7	51,2	88,6
13	31	85	-24,8 / 24,8	51,3	88,9
14	32	305	-98,3 / 98,3	26,4	98,7
14	32	0	-43,6 / 43,6	63,7	110,4
15	33	0	-93,3 / 93,3	47,4	103,3
15	33	305	-35,4 / 35,4	48,0	83,1
16	34	305	-100,0 / 100,0	27,1	100,5
16	34	0	-44,5 / 44,5	64,4	111,5
17	35	0	-95,3 / 95,3	46,7	104,6
17	35	305	-38,2 / 38,2	47,3	81,9
18	36	60	-94,5 / 94,5	24,5	94,6
18	36	120	-84,3 / 84,3	44,2	93,5
18	36	60	-94,5 / 94,5	44,1	102,1
19	37	60	-96,1 / 96,1	25,1	96,3
19	37	120	-86,1 / 86,1	43,6	94,7
19	37	60	-96,1 / 96,1	43,5	103,3



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo provést konstrukční návrh jeřábové kočky mostového jeřábu o nosnosti 32 t. Tento jeřáb je určen pro manipulaci se šrotovým materiálem a je opatřen jednoduchým kovaným hákem s pojistkou jako prostředkem pro manipulaci.

V první části byl proveden funkční výpočet pojezdového ústrojí kočky. Byla navržena pojezdová kola se dvěma nákolky uložená v rohových ložiscích. Z těchto čtyř pojezdových kol jsou dvě nezávisle poháněné třífázovými asynchronními elektromotory značky Eurodrive s integrovanou brzdou, které jsou opatřeny paralelní převodovkou s výstupní dutou hřídelí, na tuto hřídel jsou kola nasazena letmo. Motory byly zkontrolovány na rozběhový moment potřebný pro uvedení kočky do pracovního pohybu. Dále byl proveden výpočet brzdného momentu a podle toho byla zvolena integrovaná brzda v motoru.

V druhé části byl proveden funkční výpočet zdvihového ústrojí kočky, který začal výběrem a kontrolou lana, které bylo zvoleno od společnosti CASAR s označením Stratoplast. Byly vypočteny průměry lanového bubnu a kladek pro zvolený lanový systém s převodem 4 (spodní kladnice má 4 kladky, horní kladnice 2 kladky a je zde 1 vyrovnávací kladka). Pro zdvih byl zvolen třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko od firmy SIEMENS a třístupňová paralelní průmyslová převodovka FLENDER také od firmy SIEMENS. Motor byl zkontrolován na rozběhový moment. Pro spojení motoru a převodovky zdvihu byla zvolena zubová spojka od firmy SIBRE, opatřená na straně převodovky brzdovým věncem a jako brzda byla zvolena dvojitá čelist'ová brzda od firmy KPC.

Pevnostní výpočet rámu kočky byl proveden v programu NEXIS32 jako prutová konstrukce. Rám byl zatěžován silami od vlastní hmotnosti a hmotnosti komponent, přídatnými tíhami a jmenovitým tahem lan od břemene. Podle normy byly zjištěny koeficienty pro zatěžovací stavy a jejich kombinace.

Výkresová dokumentace byla vytvořena v CAD systému SolidWorks 2014 SP3.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby 1. díl. 2. přepracované a doplněné vydání*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974, 648 s.
- [2] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. 1977, 7 s.
- [3] ČSN ISO 4308-1. *Jeřáby a zdvihací zařízení - Výběr ocelových lan - Část 1: Všeobecně*. Praha: Český normalizační institut, 2004, 24 s.
- [4] MYNÁŘ, Břetislav. *Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně* [online]. Zpracování skript: Jaroslav Kašpárek. 126 s. [cit. 2015-02-22].
- [5] ČSN EN 12385-4+A1. *Ocelová drátěná lana - Bezpečnost - Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvihací účely*. 2008, 32 s.
- [6] SVOBODA, Pavel. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 3. Brno: CERM, 2009, 223 s. ISBN 978-80-7204-636-2.
- [7] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 60 s.
- [8] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů*. Praha: Český normalizační institut, 1989, 68 s.
- [9] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 277 s.

INTERNET

- [10] Kroutivá lana STRATOPLAST. *Metallan* [online]. © 2015 [cit. 2015-02-22]. Dostupné z: <http://www.metallan.cz/vazaci-prostredky/specialni-ocelova-lana-casar/kroutiva-lana/stratoplast.html>
- [11] Motory SIEMENS: *Katalog motorů* [online]. © 1996 – 2015 [cit. 2015-02-28]. Dostupné z: <http://www.industry.siemens.com/drives/global/en/motor/Pages/Default.aspx>
- [12] Eurodrive: *Katalog třífázových asynchronních motorů* [online]. © 2015 [cit. 2015-03-24]. Dostupné z <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011.pdf>
- [13] SIEMENS: *Katalog průmyslových převodovek FLENDER* [online]. © 2014 [cit. 2015-03-12]. Dostupné z http://triodamotor.hu/uploaded/Siemens%20D81-1_1008_en.pdf
- [14] MALMEDIE: *Bubnové spojky TTXs* [online]. 2015 [cit. 2015-03-18]. Dostupné z http://www.malmedie.de/fileadmin/user_upload/Redaktion/Downloads/ttxs_e.pdf
- [15] SIBRE: *Katalog zubových spojek* [online]. © 2012 [cit. 2015-03-12]. Dostupné z <http://www.sibre.de/index.php/en/sibre-industrial-brakes/sibre-brake-components-couplings>



- [16] KPC: *Typizovaná řada čelistových brzd* [online]. 2015 [cit. 2015-03-12]. Dostupné z http://www.kpc.cz/media/7086/Brakes_Uni.pdf
- [17] SKF: *Kalkulačka ložiska* [online]. © 2015 [cit. 2015-03-24]. Dostupné z <http://www.skf.com/cz/knowledge-centre/engineering-tools/skfbearingcalculator.html>
- [18] TER ČESKÁ s.r.o.: *Vřetenový koncový spínač Base* [online]. [cit. 2015-05-06]. Dostupné z: <http://www.terceska.cz/czech/product.php?product=base&tab=Download#>
- [19] GIGA s.r.o.: *Mostové jeřáby a kladkostroje* [online]. © 2010 [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/>
- [20] HOIST UK.: *Electric Overhead Crane & Crane Kits* [Online]. © 2015 [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://hoistuk.com/industrial/overhead-crane/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	výška drážky
A	[mm ²]	plocha průřezu
a _p	[m.s ⁻²]	zrychlení pojezdu při rozjezdu
a _{pb}	[m.s ⁻²]	zpomalení pojezdu kočky
a _s	[-]	součinitel zahrnující inerční moment rotačních hmot
A _y /A	[-]	poměr účinné smykové plochy průřezu k ose y k celkové ploše průřezu
a _z	[m.s ⁻¹]	zrychlení zdvihu
A _z /A	[-]	poměr účinné smykové plochy průřezu k ose z k celkové ploše průřezu
B	[kg]	hmotnost stálého břemene
b	[mm]	šířka kolejnice
c	[-]	součinitel výběru lana
C	[kN]	statická únosnost
C ₀	[kN]	dynamická únosnost
cy	[mm]	vzdálenost těžiště od přímky rovnoběžné s hlavní centrální osou z, přímka se dotýká průřezu v bodě s největší hodnotou záporné souřadnice y vzhledem k hlavním centrálním osám
cz	[mm]	vzdálenost těžiště od přímky rovnoběžné s hlavní centrální osou y, přímka se dotýká průřezu v bodě s největší hodnotou záporné souřadnice z vzhledem k hlavním centrálním osám
D	[mm]	průměr pojezdových kol
d	[mm]	průměr zvoleného lana
D ₁	[mm]	minimální průměr roztečné kružnice bubnu
D ₂	[mm]	minimální průměr roztečné kružnice vodící kladky
D ₃	[mm]	minimální průměr roztečné kružnice vyrovnávací kladky
d _{max}	[mm]	maximální průměr lana
d _{min}	[mm]	minimální průměr lana
D _o	[mm]	průměr bubnu měřený pod lanem
d _s	[mm]	průměr jádra šroubu
dy	[mm]	souřadnice středu smyku od referenčního bodu ve směru referenční osy y
dz	[mm]	souřadnice středu smyku od referenčního bodu ve směru referenční osy z
e	[-]	základ přirozených logaritmů
e _o	[m]	součinitel valivého odporu
f	[-]	součinitel tření mezi hnacími koly a kolejnicí při rozjezdu



F_0	[N]	tažná síla v laně v místě uchycení
F_{1K}	[N]	síla působící na kolo kočky
F_{1Kmin}	[N]	minimální zatížení kola
F_{ax}	[N]	axiální síla v ložisku
f_{ξ}	[-]	součinitel čepového tření pojezdových kol
f_h	[-]	součinitel trvanlivosti
F_K	[N]	síla působící na kola kočky
F_L	[N]	jmenovité zatížení lana
F_{min}	[N]	minimální únosnost lana
f_n	[-]	součinitel počtu otáček
F_{PT}	[N]	přídavné tíhy
F_{rad}	[N]	radiální síla v ložisku
f_s	[-]	součinitel tření kol, smýkajících se po kolejnicích
F_S	[kN]	jmenovitá únosnost lana
F_{Umax}	[N]	maximální únavový tah v laně
F_{VL}	[N]	tah v laně – výpočtový
F_{zp}	[N]	zrychlující síla
F_{zpb}	[N]	síla na zpomalení posuvných hmot
g	[m.s ⁻¹]	tíhové zrychlení
H	[m]	výška zdvihu
h_1	[-]	součinitel výběru pro buben
h_2	[-]	součinitel výběru pro vodící kladku
h_3	[-]	součinitel výběru pro vyrovnávací kladku
HB	[N.mm ⁻²]	tvrdost materiálu pojezdových kol
i	[-]	převodový poměr
i_c	[-]	celkový převod
i_k	[-]	lanový převod
i_p	[-]	převod převodovky
i_{ps}	[-]	skutečný převodový poměr převodovky
i_s	[-]	celkový počet šroubů v příložkách
I_t	[mm ⁴]	moment tuhosti v prostém kroucení
I_w	[mm ⁶]	výsečový moment setrvačnosti
I_y	[mm ⁴]	moment setrvačnosti v ohybu k hlavní centrální ose y



i_y	[mm]	souřadnice těžiště od referenčního bodu ve směru referenční osy y
I_{yz}	[mm ⁴]	deviační moment k hlavním centrálním osám y a z
I_z	[mm ⁴]	moment setrvačnosti v ohybu k hlavní centrální ose z
i_z	[mm]	souřadnice těžiště od referenčního bodu ve směru referenční osy z
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti motoru
J_p	[kg.m ²]	moment setrvačnosti převodovky
J_z	[kg.m ²]	moment setrvačnosti motoru zdvihu
k	[-]	součinitel závislý na materiálu a druhu provozu
K	[-]	empirický součinitel pro minimální únosnost lana konstrukce
K_{adh}	[N]	adhezní síla
k_B	[-]	součinitel bezpečnosti brzdy pro střední provoz
K_E	[N]	ekvivalentní zatížení kola
K_{max}	[N]	maximální únosnost pojezdových kol
k_s	[-]	součinitel bezpečnosti šroubů příložek
k_T	[-]	bezpečnost vzhledem k tažné síle
L	[mm]	délka závitové části poloviny bubnu
L_1	[mm]	délka krajní hladké části bubnu
L_2	[mm]	délka střední hladké části bubnu
L_B	[mm]	celková délka bubnu
L_L	[m]	navíjená délka lana
L_p	[mm]	vzdálenost podpory od pláště bubnu
L_{rk}	[mm]	celková délka prutů rámu kočky
l_s	[mm]	rameno ohybu šroubu
m	[-]	počet motorů
M_b	[Nm]	minimální brzdící moment brzdy
M_{b1}	[Nm]	brzdící moment brzdy
m_{bs}	[kg]	hmotnost spojky lanového bubnu
M_{bz}	[Nm]	brzdný moment zdvihu
m_k	[kg]	předpokládaná hmotnost kočky
M_k	[Nmm]	krouticí moment na bubnu
m_{LB}	[kg]	hmotnost sestavy lanového bubnu
m_m	[kg]	hmotnost motoru bez doplňků
m_{mz}	[kg]	hmotnost motoru zdvihu



M_n	[Nm]	jmenovitý krouticí moment motorů
M_{n1}	[Nm]	jmenovitý krouticí moment motoru
M_{nz}	[Nm]	jmenovitý krouticí moment motoru zdvihu
M_o	[Nmm]	maximální ohybový moment
M_{os}	[Nmm]	ohybový moment šroubů
m_{pk}	[kg]	hmotnost všech pojezdových kol
m_{pz}	[kg]	hmotnost převodovky
m_{rk}	[kg]	celková hmotnost rámu kočky
M_{roz}	[Nm]	rozběhový moment motorů
M_{rz}	[Nm]	rozběhový moment motoru zdvihu
M_{sp}	[Nm]	spouštěcí moment motorů
M_{Spz}	[Nm]	spouštěcí moment motoru zdvihu
M_{st}	[Nm]	statický moment břemene redukováný na hřídel motoru
M_{stB}	[Nm]	statický moment břemene redukováný na hřídel motoru
M_t	[Nm]	moment pasivních odporů
M_{tb}	[Nm]	moment pasivních odporů při brzdění kočky
M_u	[Nm]	skutečný ubrzditelný moment brzdy
M_{zp}	[Nm]	moment zrychlujících sil posuvných hmot
M_{zpb}	[Nm]	moment na zpomalení sil posuvných hmot
M_{zpb}	[Nm]	moment na zpomalení sil posuvných hmot – zdvih
M_{zpz}	[Nm]	moment zrychlujících sil posuvných hmot – zdvih
M_{zr}	[Nm]	moment zrychlujících sil rotačních hmot
M_{zrb}	[Nm]	moment na zpomalení sil rotačních hmot
M_{zrB}	[Nm]	moment na zpomalení sil rotačních hmot – zdvih
M_{zrz}	[Nm]	moment zrychlujících sil rotačních hmot – zdvih
n	[min ⁻¹]	otáčky motorů
n_{1k}	[-]	počet ložisek na jedno pojezdové kolo
n_B	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n_{Bs}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky lanového bubnu
n_k	[min ⁻¹]	otáčky pojezdových kol
n_l	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné větvi
n_p	[min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
n_z	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru pojezd



n_{zz}	[-]	počet závěrných závitů lana
P	[kW]	jmenovitý výkon motorů
p	[-]	součinitel pojíždějících odporů
P_0	[kW]	výkon motoru při ustálené rychlosti pojezdu
P_1	[kW]	jmenovitý výkon motoru
p_D	[MPa]	dovolený kontaktní tlak pro přímkový styk
p_{max}	[MPa]	maximální kontaktní tlak
P_z	[kW]	výkon motoru při zadané zdvihací rychlosti
P_{z1}	[kW]	jmenovitý výkon motoru zdvihu
Q	[kg]	maximální dovolená hmotnost břemene
q_{sz}	[kN.m ⁻¹]	spojité zatížení přídavných tíh
R	[mm]	poloměr pojezdových kol
r	[m]	poloměr středů valivých těles ložiska pojezdového kola
R_d	[mm]	poloměr drážky
R_0	[MPa]	minimální hodnota pevnosti v tahu drátu použitého v laně
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
$R_{fat(-1)}$	[MPa]	základní výpočtová pevnost při únavě
$R_{fat,p(0)}$	[MPa]	základní výpočtová pevnost pro tlak
$R_{fat,p(\kappa)}$	[MPa]	výpočtová pevnost pro tlak
$R_{fat,t(0)}$	[MPa]	základní výpočtová pevnost pro tah
$R_{fat,t(\kappa)}$	[MPa]	výpočtová pevnost pro tah
$R_{p0,2}$	[MPa]	mez kluzu materiálu šroubů příložek
s	[mm]	nosná tloušťka bubnu
S_0	[mm ²]	plocha jádra šroubu
s_{min}	[m]	minimální dráha pro zastavení kočky
T	[N]	tažná síla motoru k překonání pasivních odporů
t	[-]	součinitel typu lana
t_a	[s]	zvolená doba rozjezdu
t_{aB}	[s]	navržená doba brzdění při spouštění
t_{amin}	[s]	nejkratší doba rozjezdu
t_{az}	[s]	doba rozběhu zdvihu
t_b	[s]	zvolená doba brzdění
t_{bs}	[s]	doba brzdění při spouštění



t_{bz}	[s]	doba brzdění při zvedání
t_d	[mm]	rozteč drážek
t_{max}	[s]	maximální doba zastavení kočky
t_{min}	[s]	minimální doba zastavení kočky
v	[m.min ⁻¹]	pracovní rychlost pojezdu
v_{sk}	[m.min ⁻¹]	skutečná pojezdová rychlost
v_z	[m.s ⁻¹]	zadaná pracovní rychlost zdvihu
v_{zs}	[m.min ⁻¹]	skutečná rychlost zdvihu
W_{ely}	[mm ³]	elastický modul průřezu v ohybu k hlavní centrální ose y
W_{elz}	[mm ³]	elastický modul průřezu v ohybu k hlavní centrální ose z
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu bubnu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu bubnu
W_{os}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu jádra šroubu
W_{ply}	[mm ³]	plastický modul průřezu v ohybu k hlavní centrální ose y
W_{plz}	[mm ³]	plastický modul průřezu v ohybu k hlavní centrální ose z
Y	[hod]	trvanlivost kol
z	[-]	poměr počtu všech kol k počtu poháněných kol
Z	[N]	potřebná osová síla ve šroubech příložek
z_1	[-]	počet závitů lana na polovině bubnu
z_{1sk}	[-]	zvolený počet závitů lana na polovině bubnu
z_p	[-]	minimální součinitel bezpečnosti lana
z_{psk}	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti
z_v	[-]	počet větví lanového převodu
α	[-]	součinitel zahrnující zrychlování rotujících hmot
α_b	[rad]	úhel opásání
β	[-]	součinitel zahrnující ostatní hmoty
γ_g	[-]	součinitel zatížení od vlastní hmotnosti
γ_{lo}	[-]	součinitel zatížení od jmenovitého břemene
δ_h	[-]	dynamický součinitel zdvihový
δ_t	[-]	dynamický součinitel pojezdový
δ_z	[%]	odchylka od zadané rychlosti zdvihu
ε_b	[°]	úhel vychýlení břemene při rozjezdu
ε_{bb}	[°]	vychýlení břemene při brzdění



η_b	[-]	účinnost lanového bubnu
η_c	[-]	celková mechanická účinnost
η_{cm}	[-]	celková mechanická účinnost zdvihacího mechanismu
η_{kl}	[-]	účinnost jedné kladky při valivém uložení
η_{lp}	[-]	účinnost lanového převodu
η_{mz}	[-]	účinnost motoru zdvihu
η_p	[-]	účinnost převodovky
κ	[-]	poměr mezních napětí
κ_o	[-]	součinitel přídavných odporů
κ_p	[-]	součinitel středního spouštěcího momentu
κ_z	[-]	součinitel středního spouštěcího momentu motoru zdvihu
μ	[-]	součinitel tření mezi lanem a bubnem
σ	[MPa]	normálové napětí
σ_c	[MPa]	celkové napětí šroubů
σ_{dov}	[MPa]	dovolené napětí šroubů
σ_{max}	[MPa]	normálové napětí na prutech při zatížení – Únava max.
σ_{min}	[MPa]	normálové napětí na prutech při zatížení – Únava min.
σ_o	[MPa]	ohybové napětí na bubnu
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_{tl}	[MPa]	vnější přetlak na bubnu
τ	[MPa]	smykové napětí
τ_k	[MPa]	smykové napětí v krutu na bubnu

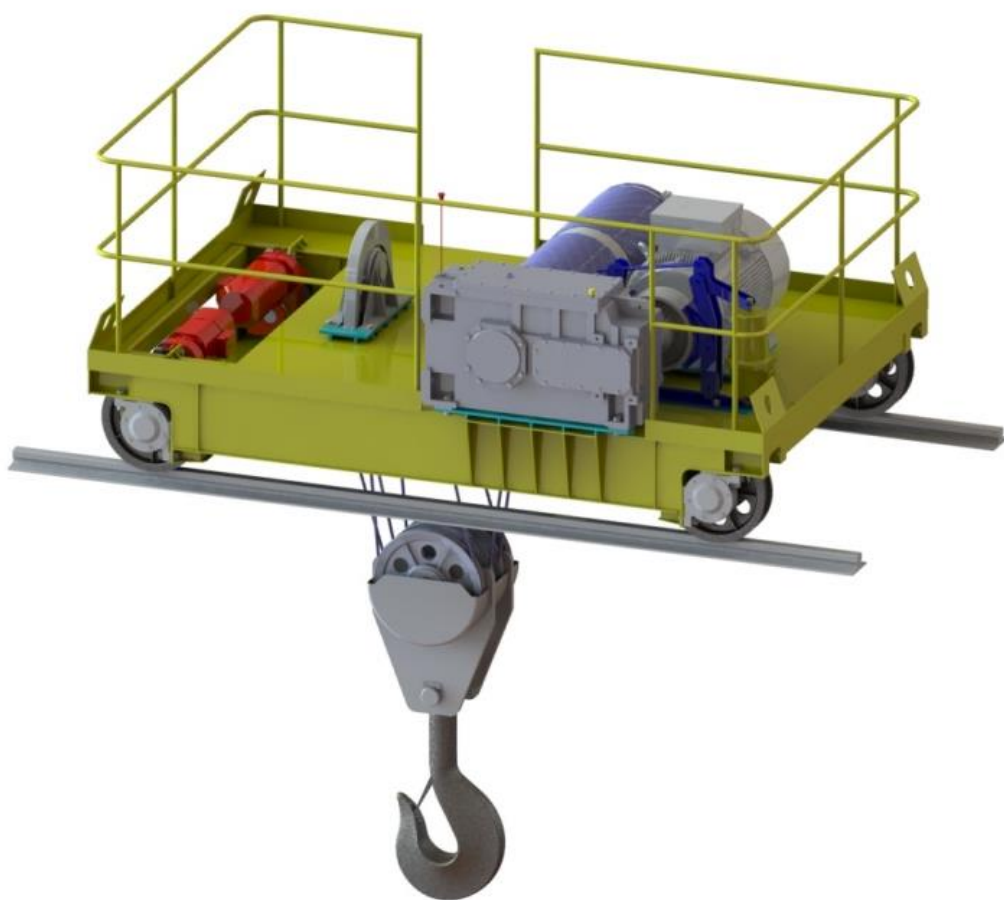


SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 - 3D pohled ze strany s převodovkou
- Příloha 2 - 3D pohled na motor pojezdu
- Příloha 3 - pohled na kočku včetně kladnice ze strany hnacích pojezdových kol
- Příloha 4 - pohled na kočku seshora
- Příloha 5 - pohled na kočku ze strany hnacích pojezdových kol
- Příloha 6 - pohled na kočku ze strany hnaných pojezdových kol
- Příloha 7 - pohled na kočku ze strany vstupu
- Příloha 8 - pohled na kočku ze strany převodovky zdvihu

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

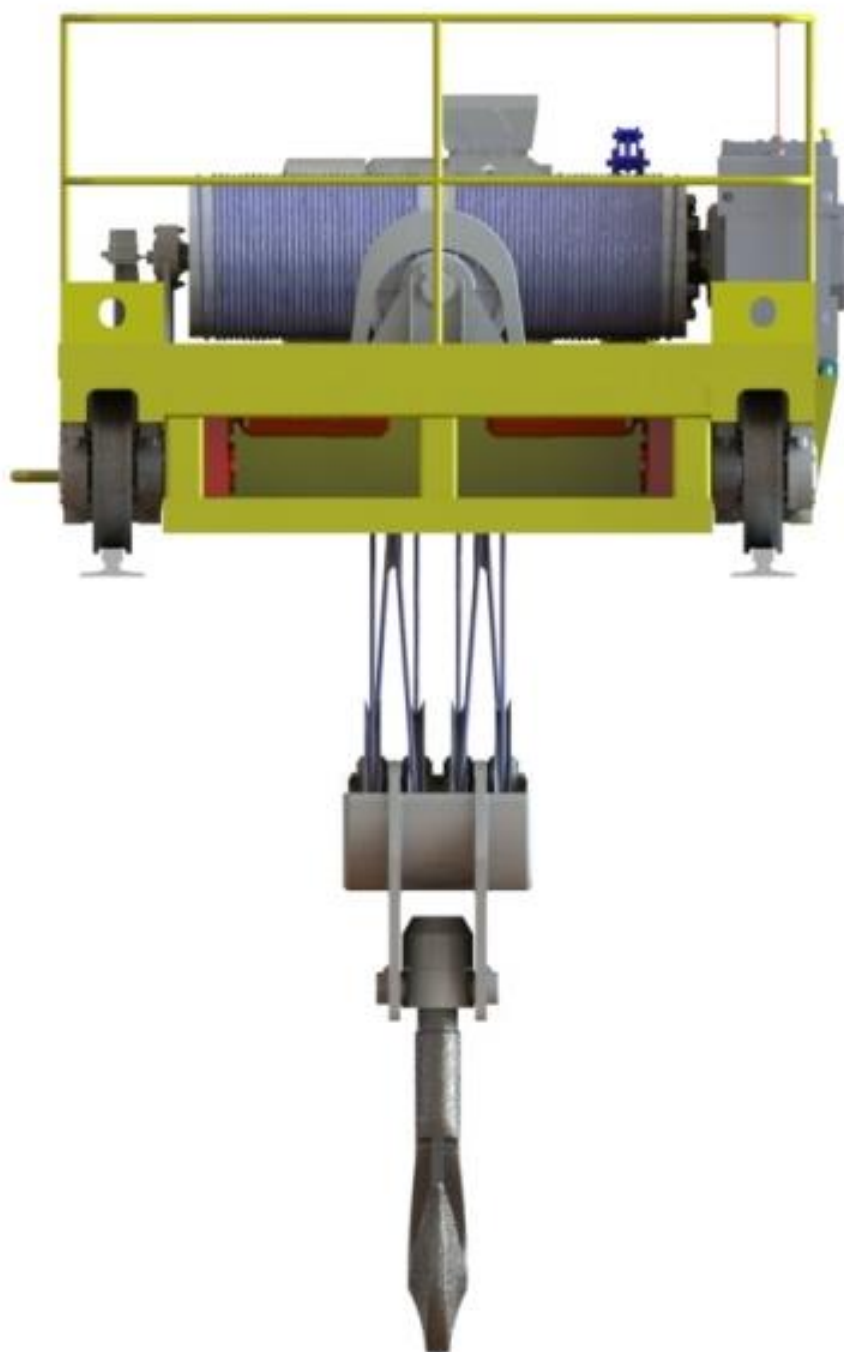
JEŘÁBOVÁ KOČKA 32 t	0-5OADI9-100/00
POJEZD KOČKY 32 t	1-5OADI9-120/00
ZDVIH KOČKY 32 t	0-5OADI9-130/00



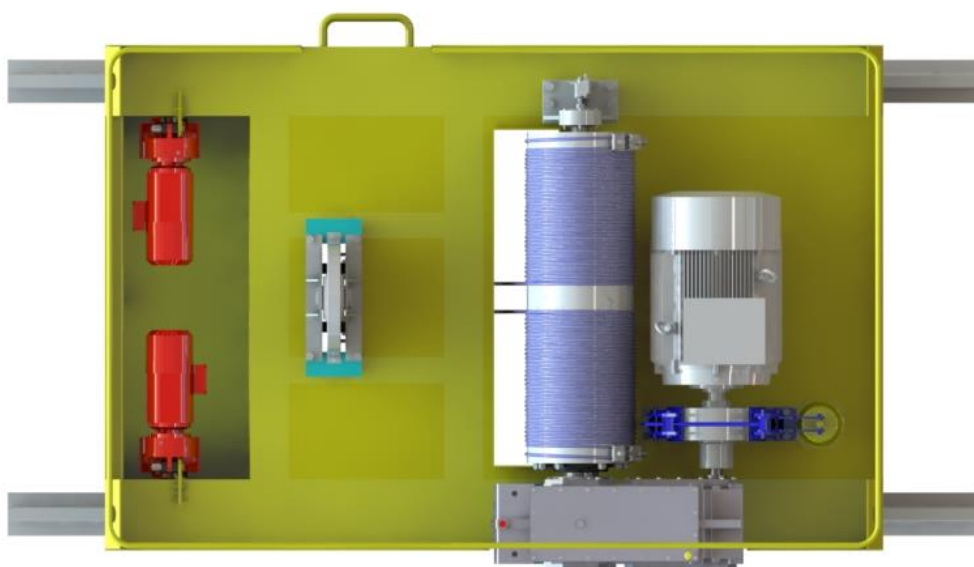
Příloha 1 - 3D pohled ze strany s převodovkou



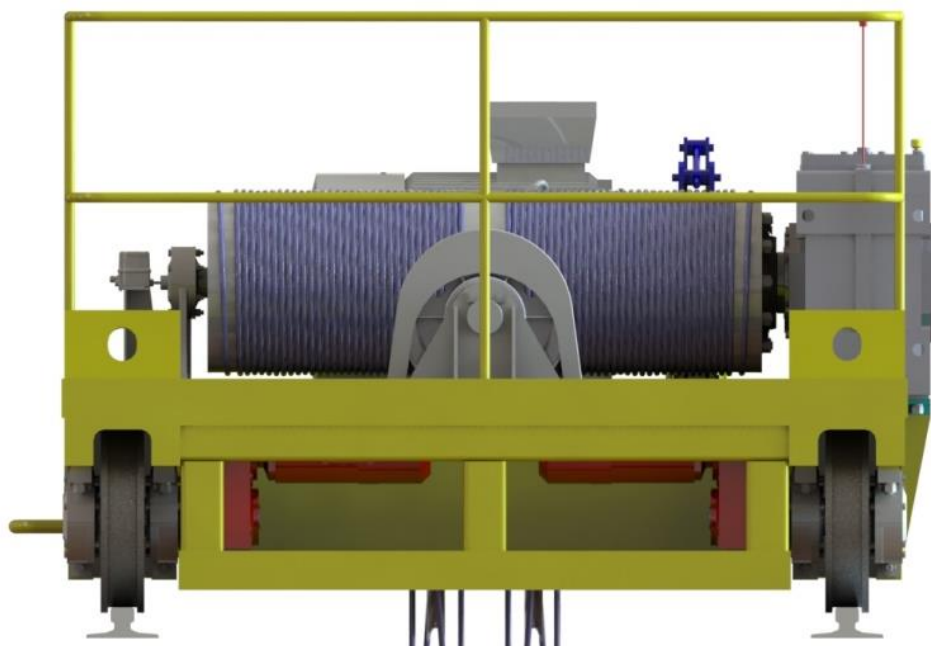
Příloha 2 - 3D pohled na motor pojezdu



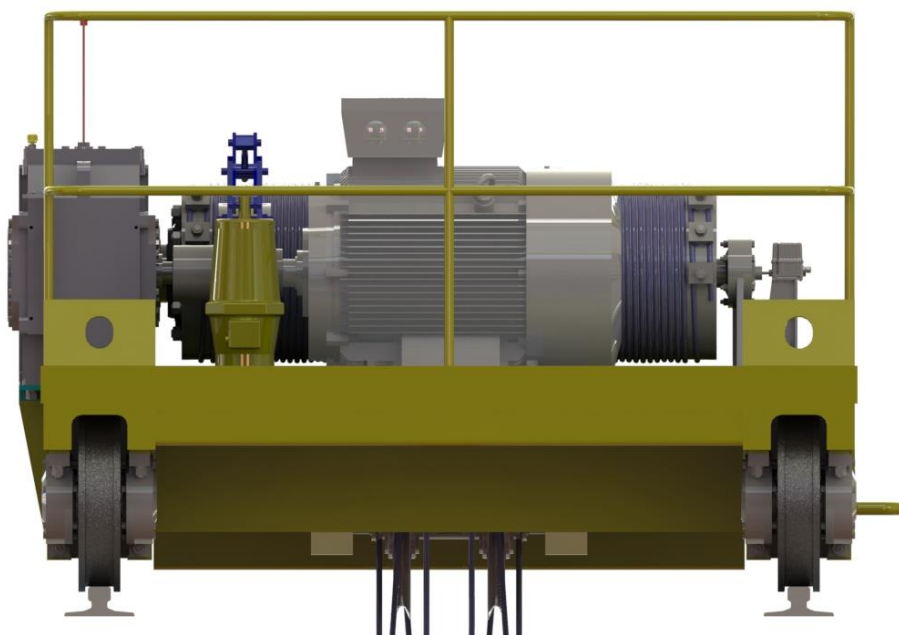
Příloha 3 - pohled na kočku včetně kladnice ze strany hnacích pojezdových kol



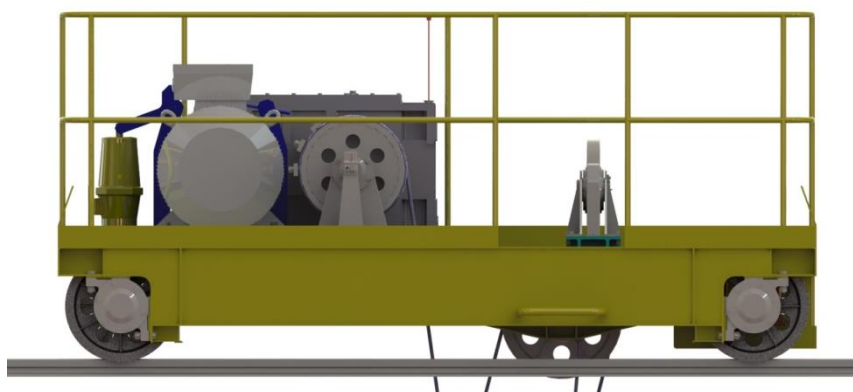
Příloha 4 - pohled na kočku seshora



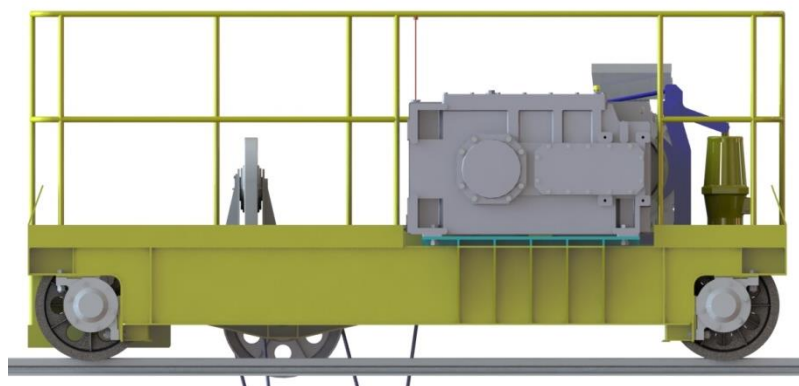
Příloha 5 - pohled na kočku ze strany hnacích pojezdových kol



Příloha 6 - pohled na kočku ze strany hnanych pojezdových kol



Příloha 7 - pohled na kočku ze strany vstupu



Příloha 8 - pohled na kočku ze strany převodovky zdvihu