



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh univerzálního lanového navijáku**

**Design of Universal Rope Reel**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2017**

**Petr PAVELKA**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. František Starý

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pavelka** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **437263**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh univerzálního lanového navijáku**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Universal Cable Reel**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte univerzální lanový naviják, který bude možno zavěsit na strop i kotvit do země. Výška zdvihu 6 metrů pro lanový převod 2, maximální hmotnost břemene 500 kg na jeden průřez lana. Navrhněte rozměrově a výkonově navijecí mechanismus. Spočítejte rozměry a utahovací moment kotvících šroubů.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2008  
[2] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. František Starý, ústav konstruování a částí strojů FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **27.03.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **09.06.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
Podpis vedoucí(ho) práce

\_\_\_\_\_  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

\_\_\_\_\_  
Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Univerzální lanový naviják“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Starého, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 25. 5. 2017

Petr Pavelka

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Františku Starému za velice cenné rady a připomínky při řešení problému spojených s mou prací, za ochotu a vstřícnost po dobu zpracování celé mé práce. Dále bych rád poděkovat celé mé rodině a spolužákům za trpělivost a podporu při studiu.

## ANOTAČNÍ LIST

- Jméno autora: Petr PAVELKA
- Název BP: Návrh univerzálního lanového navijáku
- Anglický název: Design of Universal Rope Reel
- Rok: 2017
- Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
- Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
- Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
- Vedoucí BP: Ing. František Starý
- Bibliografické údaje: počet stran 41  
počet obrázků 26  
počet příloh 16
- Klíčová slova: lanový naviják, univerzální použití, hmotnost břemene na průřez lana 500kg, výška zvedání 6/12m,
- Keywords: rope winch, universa use, the weight of the load on the cross-section of the rope 500kg, lift heigh
- Anotace: Obsahem práce je návrh lanového navijáku pro univerzální použití. Požadavky na parametry mechanismu jsou maximální hmotnost na jeden průřez lana 500kg a výška zvedání 6/12m podle varianty použití. Dále je uveden výpočet kotvících šroubů.
- Abstract: The content of the work is the design of a rope winch for universal use. The parameters of the mechanism are maximum weight per rope cross section 500kg and lift height 6 / 12m according to application variant. Below is the calculation of the anchor bolts.

# Obsah

1.	ÚVOD.....	1
2.	POUŽÍVANÉ NAVIJÁKY.....	2
2.1.	RUČNÍ NAVIJÁKY.....	3
2.2.	JEŘÁBY.....	3
2.3.	VRÁTKY.....	4
2.4.	VYTAHOVACÍ A VYPROŠŤOVACÍ TECHNIKA.....	4
2.5.	VÝTAHY.....	5
3.	ROZBOR ZADÁNÍ.....	6
4.	NÁVRH LANA.....	8
4.1.	ZAKONČENÍ LANA.....	9
5.	NÁVRH NAVÍJECÍHO PLÁŠTĚ BUBNU.....	10
5.1.	VÝPOČET DÉLKY PLÁŠTĚ BUBNU.....	10
5.2.	PEVNOSTNÍ KONTROLA PLÁŠTĚ BUBNU.....	11
5.3.	UKOTVENÍ LANA K BUBNU.....	13
5.3.1.	UTAHOVACÍ MOMENT MATICE.....	14
6.	PROVEDENÍ NAVIJÁKU.....	16
6.1.	KONSTRUKCE BUBNU.....	16
6.1.1.	VÝPOČET PERA PRO PŘENOS $M_k$ .....	16
6.1.2.	VÝPOČET REAKCÍ V ULOŽENÍ.....	17
6.1.3.	STATICKÁ KONTROLA HŘÍDELE.....	18
6.1.4.	DYNAMICKÁ KONTROLA HŘÍDELE.....	20
6.1.5.	ULOŽENÍ BUBNU.....	21
6.2.	SPOJKA.....	23
6.3.	VOLBA PŘEVODOVKY.....	23
6.4.	VOLBA ELEKTROMOTORU.....	24
7.	KOTVENÍ NAVIJÁKU.....	25
7.1.	ROZBOR SIL.....	25
7.2.	PŘEDEPJATÝ ŠROUB.....	29
8.	ZÁVĚR.....	34
9.	SEZNAM ZKRATEK.....	35
10.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	39
11.	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	40
12.	SEZNAM GRAFŮ.....	40
13.	SEZNAM PŘÍLOH.....	40

## 1. Úvod

Termínem naviják je v technické praxi označováno mechanické zařízení, které je schopné navíjet lano na buben a konat posuvnou mechanickou práci. Navijáky se nejčastěji skládají z pohonné jednotky s převodovým ústrojím a navíjecího bubnu.

Použití navijáku v dnešní moderní době má velké využití. Účelem použití je ulehčování práce člověku při zdvihání, přetahování, nebo jakémukoliv přemístování velkého množství břemen a nadměrných nákladů. Užívá se v jakýchkoliv zdvihacích a dopravních zařízeních, jako jsou výtahy, zdvihací kočky, jeřáby a vrátky například ve stavebnictví. Dále se používají pro vyprošťování, nebo tahání předmětů a různých vozíků, v lesnictví, zemědělství a v mnoho jiných odvětvích.

V mé práci se nadále budu zabývat konstrukcí univerzálního lanového navijáku, který bude možné použít jak na zdvihání ale i tahání břemen. Budu vycházet z maximální zdvižné síly, zdvižné délky a rychlosti navíjení lana. Naviják bude možné například kotvit do stropních konstrukcí, zdí a podlah podle stanovených parametrů. Dále do konstrukcí vrátků, výtahů a tažených vozíku, které budou splňovat požadované kotvicí hodnoty pro naviják.

## 2. Používané navijáky

V praxi se používá mnoho navijáků, které usnadňují práci člověku. Používají se ve strojírenství, stavebnictví, zemědělství, ale také pro domácí účely. Navijáky můžeme rozdělit do několika kategorií.

- Ruční navijáky
- Jeřábové kočky
- Vrátky
- Vytahovací a vyprošťovací technika
- Výtahy
- Tahání břemen jako například vozíků

Vše se odvíjí od požadavků jako maximální hmotnost zvedání nebo tahání, která se pohybuje v rozmezí několika kil až desítek tun. Dalším kritériem je velikost bezpečnosti, kdy se okolo zvedaného břemene pohybují lidé a nebo dokonce břemeno je tvořeno lidmi, jako například ve výtahu. Druhé možné rozdělení navijáků může být podle druhu pohonu. Zde je otázka dostupnosti elektrické energie, nebo mobilita navijáku a samozřejmě pracovní prostředí. Je několik možností jak pohánět navijení.

- Elektrický pohon
- Hydraulický agregát
- Pneumatický
- Přímou spalovacím motorem
- Lidská síla

Nejčastěji se používají pro pohon elektromotory. Je to nejjednodušší a nejúčinnější pohon, ale v případě nedostupnosti elektrické sítě tento pohon odpadá a přichází na řadu ostatní pohony. Například v zemědělství se nejvíce používá hydraulika, která je dnes dostupná u každého traktoru, nebo jakéhokoliv stroje. Méně často se k pohonu využívá pneumatiky, jedná se především o aplikace v chemickém průmyslu, kde je agresivní a vlhké prostředí a nebo v potravinářském průmyslu, kde se klade důraz na čistotu. Využití přímo spalovacích motorů není tak obvyklé z důvodu účinnosti, ale je to velice mobilní pohon používaný například hasičskými záchrannými sbory. Na motorové pile místo lišty je namontován malý buben s lanem pro menší vytahování břemen. Pro malá břemena, které je potřeba někde přemístit stačí často lidská síla, kdy člověk působí prostřednictvím kliky na buben a navijí lano. Je to jednoduché a efektivní oproti přenášení v ruce.



## 2.1. Ruční navijáky

Ruční navijáky (Obr. 1) se uplatňují tam, kde je potřeba mobilita, jednoduchost a občasné použití pro malé hmotnosti. Montují se třeba na autovleky, kde slouží k natahování aut na vlek. Dále se mohou použít na tahání, napínání, nebo zvedání břemen menších hmotností.



*Obr. 1.: Ruční naviják [1]*

## 2.2. Jeřáby

Každý jeřáb je opatřen svým navijecím zařízením. U halových jeřábu jsou to tak zvané kočky, které mimo navijáku jsou opatřeny také pojezdem po nosníku jeřábu (Obr. 2). Pohání se elektromotorem přes různé typy převodovek, aby se dosáhlo požadované rychlosti a krouticího momentu navijecího bubnu.



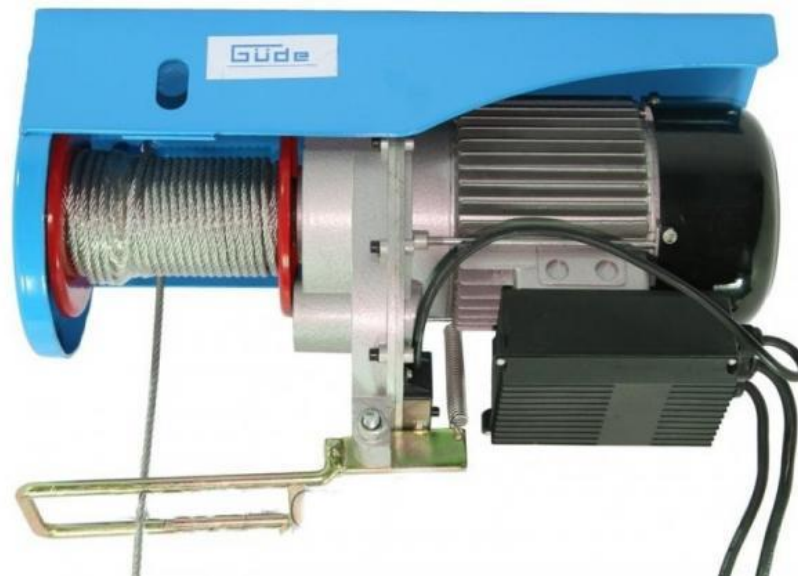
*Obr. 2.: Jeřábová kočka[2]*

Důležitým prvkem je také brzda bubnu. Nesmí docházet k odvíjení lana vlivem působení gravitace na břemeno v momentě, kdy je motor nečinný a břemeno se nemá pohybovat. K brždění se nejčastěji používají bubnové třecí brzdy.

Naopak je tomu u autojeřábů, kde se pro pohon využívá hydraulický systém. Takovéto jeřábové navíjecí mechanismy jsou konstruovány téměř na nepřetržitý provoz a řádově na desítky tun.

### 2.3. Vrátky

Největší využití vrátků je ve stavebním průmyslu k dopravě stavebního materiálu. Navijáky (Obr. 3) jsou montovány na různé konstrukce a lešení. Jejich provoz je náročný a často pracují v prašném a vlhkém prostředí. Jsou poháněny elektromotory přes převodové ústrojí a brzděny třecí brzdou která je uvolňována elektromagneticky. Únosnost takovýchto navijáku se pohybuje ve stovkách kilo. Pro zvýšení únosnosti se často využívá volné kladky, která dvojnásobně zvýší únosnost a dvojnásobně sníží rychlost a výšku zvedání.



Obr. 3.: Elektrický lanový naviják [3]

### 2.4. Vytahovací a vyprošťovací technika

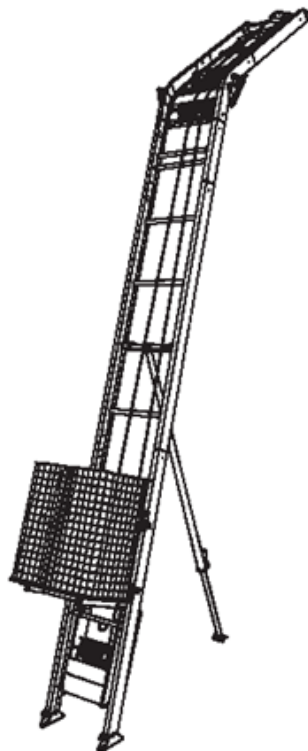
Vytahovací navijáky se používají nejvíce v lesnictví při těžbě dřeva. Často jsou poháněny mechanicky z náhonu traktoru. Pro větší tažnou sílu se využívá k pohonu hydraulický okruh traktoru nebo vlastní hydraulický okruh poháněný náhonem traktoru (Obr. 4). Bubny těchto navijáků musí pojmout veliké množství lana, obvykle mezi 60 – 100 metry. Velikost lesnických navijáků se udává v tažné síle v jednotkách tun. Navijáky se také používají k vyprošťování. Montují se na některé automobily, nebo se využívají u různých odtahových strojů.



*Obr. 4.: Lesní hydraulický lanový naviják [4]*

## 2.5. Výtahy

U většiny výtahů se pro pohon používají navijáky. Většinou se jedná o nákladní a stavební výtahy (Obr. 5). Zvedací plošina, nebo kabina se pohybuje ve vedení případně výtahové šachtě pomocí pohybu lana. Naviják může být umístěn nahoře, ale také dole a lano je vedeno přes pevnou kladku. U výtahů, které jsou určeny nejen pro přepravu nákladu, ale i pro lidi, je kladen důraz hlavně na bezpečnost.



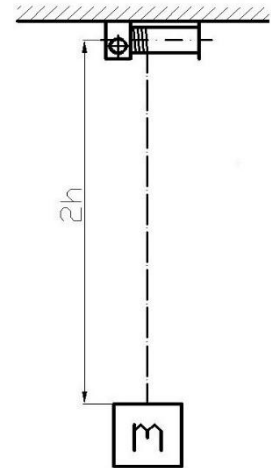
*Obr. 5.: Stavební výtah [5]*

### 3. Rozbor zadání

Úkolem této práce je navrhnout a zkonstruovat univerzální lanový naviják použitelný pro několik aplikací, které jsou dále rozepsány. Požadované parametry:

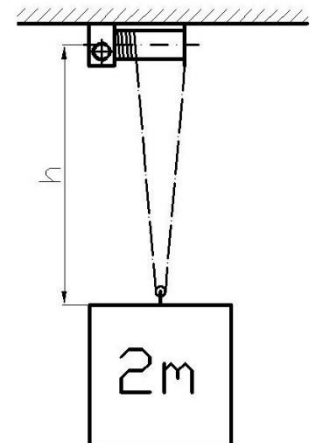
- Hmotnost břemene na jeden průřez lana  $m=0,5\text{tuny}$
- Zdvihací výška pro lanový převod  $2\ h=6\text{m}$
- Rychlost navíjení lana  $v=10\text{m/min}$

Nejjednodušší aplikace je zvedání břemene na přímo, bez jakéhokoliv lanového převodu (Obr. 6). Zde může být zvedáno břemeno do maximální hmotnosti  $m$ . Výška zvedání při tomto použití navijáku bude  $2h$ . Při zvedání by nemělo být lano příliš vychylováno ze své svislé polohy, aby nedocházelo ke špatnému navíjení na buben. Vychýlení by nemělo překročit rozmezí maximálně  $4^\circ$  od osy zvedání.



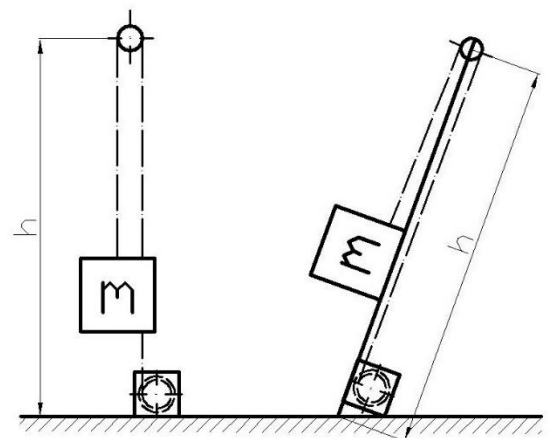
Obr. 6.: Přímé zavěšení břemene

Při další aplikaci se použije kladnice pro převod zvedání  $i=2$  (Obr. 7). Toto uspořádání umožňuje zvedat břemena do maximální hmotnosti  $2m$ . Oproti minulému provedení je zde výška zvedání poloviční a to  $h$ . U této aplikace se musí dát pozor na maximální úhel lana od svislé osy zvedání, který by neměl přesáhnout opět  $4^\circ$ . Důležité je to nejen pro správné navíjení lana na buben, ale při překročení této hodnoty, v laně vzniknou boční síly, které už by nebylo možné zanedbat (Obr. 9) volná kladka.

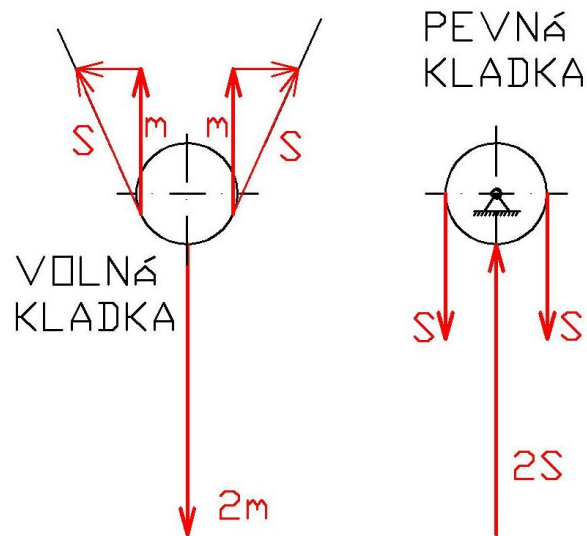


Obr. 7.:Zavěšení břemene přes kladnici

Další aplikace (Obr. 8) jsou různé vrátky a stavební výtahy, které jsou opět limitovány maximální hmotností břemene  $m$ . U konstrukci vrátků a kotvení kladek musí být počítáno s dvojnásobnou silou, než je v laně podle obrázku (Obr. 9) pevná kladka. Umístění navijecího bubnu, musí být v blízkosti osy zvedání, nejlépe přímo v ose, aby nedocházelo k velikým bočním silám na ukotvení kladky.

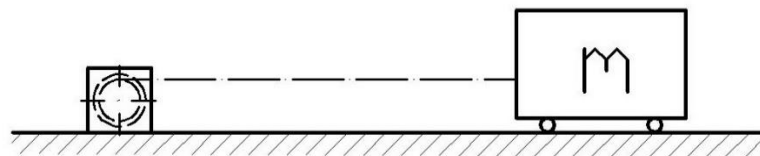


Obr. 8.: Použití navijáku na vrátky



*Obr. 9.: Rozložení sil v kladkách*

Poslední taková možná aplikace je, použití navijáku jako tažného (Obr. 10). To se může uplatnit třeba k tahání halových vozíků, které jsou vybaveny vlastním přibrzdováním.



*Obr. 10.: Použití navijáku k tahání*

Pro výpočet jakýchkoli lanových mechanismů a pro následné volby koeficientů, je potřeba přihlídnout k pracovním podmínkám a podle toho zařadit stroj do jednoho ze čtyř provozů daných normou ČSN 27 0101. Podle zadaných parametrů a zhruba 100 provozních hodin za měsíc naviják spadá do II. skupiny což jsou střední provozy.

## 4. Návrh lana

Postup výpočtu lana je proveden podle normy ČSN 27 0100 (Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla). Lano je vždy navrhováno a kontrolováno na pouhý tah, ohyb přes buben a kladnice se neuvažuje. Při výpočtu je důležitý koeficient bezpečnosti, který vychází z normy a pro kladkostroje s motorovým pohonem je  $4,1$ . Vlastní tíha lana při malých výškách zvedání se zanedbává. [7]

- Hmotnost břemene  $Q=500\text{kg}$
- Hmotnost částí zvedaných s břemenem  $G=50\text{kg}$
- Koeficient bezpečnosti  $K=4,1$

SÍLA V JEDNOM PRŮŘEZU LANA

$$F_l = (Q + G) \cdot g = (500 + 50) \cdot 9,81 = 5\,395,5\text{ N} \quad (1)$$

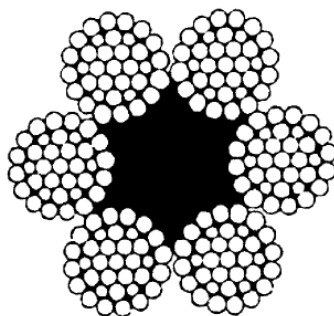
VÝPOČET ÚNOSNOSTI LANA

$$F_D = \frac{F_p}{k} \geq F_l \quad (2)$$

$$F_p \geq F_l \cdot k = 5\,395,5 \cdot 4,1 = 22\,123,19\text{ N} \quad (3)$$

Podle vypočítané minimální jmenovité únosnosti volím ocelové šestipramenné lano se 114 drátů vinuto stejnosměrně vpravo z pozinkovaných drátů odolných proti korozi (Obr. 11) 6 ČSN 02 4322.57. [7]

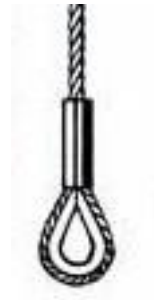
- Jmenovitý průměr lana  $d=6\text{ mm}$
- Jmenovitá únosnost lana  $F_p=22,8\text{ kN}$
- Jmenovitá pevnost lana je  $1770\text{ MPa}$
- Hmotnost jednoho metru je  $0,13\text{ kg}$



Obr. 11.: Šestipramenné lano 114 drátů  
[7]

## 4.1. Zakončení lana

Konec lana je opatřen okem (Obr. 12) pro ukotvení, nebo přichycení zvedacích částí. Oko se skládá z očnice DIN 6899 a z lisovací objímky DIN 3093. Očnice se vkládá, aby lano drželo správný poloměr zaoblění a vlivem zatížení se nelámalo a také aby nedošlo k jeho prodření o kotvící části. [8]

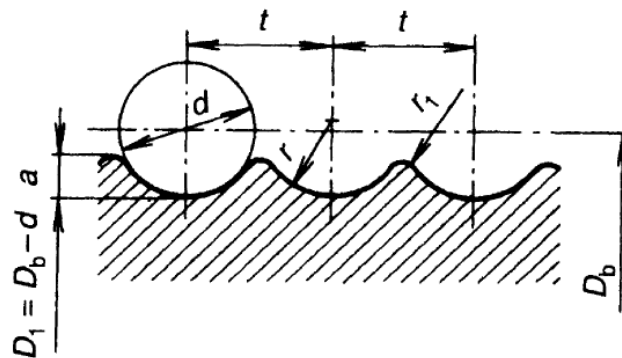


Obr. 12.: Oko na konci lana [8]

## 5. Návrh navíjecího pláště bubnu

Navíjecí buben je navrhován podle normy ČSN 27 1820 (Kladky a bubny pro ocelová lana). Zde je zvolen podle předem stanovené skupiny jeřábů II. koeficient velikosti kladek a bubnů. Ze jmenovitého průměru lana se vypočítá průměr bubnu přes koeficient a stanoví se ostatní rozměry (Obr. 13). Na bubnu musí být vytvořeny drážky v určité rozteči pro správné navíjení lana na buben, aby nedocházelo k navíjení lana přes sebe a následným deformacím. [7]

- Koeficient velikosti kladek a bubnů  $\alpha=20$



Obr. 13.: Rozměry bubnu [7]

PRŮMĚR NAVÍJENÍ LANA

$$D_b = d \cdot \alpha = 6 \cdot 20 = 120 \text{ mm} \quad (4)$$

PRŮMĚR DRÁŽEK

$$D_1 = D_b - d = 120 - 6 = 114 \text{ mm} \quad (5)$$

ROZMĚRY BUBNU:

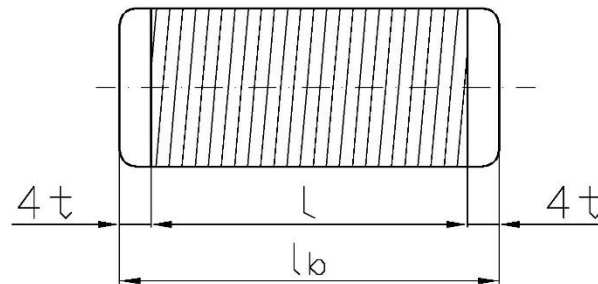
- Průměr navíjení lana  $D_b=120 \text{ mm}$
- Průměr drážek  $D_1=114 \text{ mm}$
- Hloubka drážky  $a=2,5 \text{ mm}$
- Rozteč drážek  $t=7,5 \text{ mm}$
- Poloměr drážky  $r=3,5 \text{ mm}$
- Poloměr zaoblení  $r_1=0,5 \text{ mm}$

### 5.1. Výpočet délky pláště bubnu

Délka bubnu se odvíjí od délky lana, která je potřeba na buben navinout. Vypočítá se počet závitů potřebných pro navinutí, plus se připočítávají 2 až 3 rezervní závity, které snižují třením tažnou sílu pro ukotvení lana k bubnu. Počet závitů se vynásobí roztečí drážek, která je dána normou podle jmenovitého průměru lana. Z toho vyjde délka navíjecí části  $l$  podle obrázku (Obr. 14). [6]



- Délka lana  $l=12\text{ m}$
- Rozteč drážek pro lano  $t=7,5\text{ mm}$



*Obr. 14.: Délky bubnu [6]*

POČET ZÁVITŮ LANA NA BUBNU

$$z = \frac{l_l}{\pi \cdot D_b} + 2 \text{ až } 3 = \frac{12\,000}{\pi \cdot 120} + 3 \doteq 35 \text{ závitů} \quad (6)$$

DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI

$$l = z \cdot t = 35 \cdot 7,5 = 262,5 \text{ mm} \quad (7)$$

DÉLKA BUBNU

$$l_b = (8 \cdot t) + l = (8 \cdot 7,5) + 262,5 = 322,5 \text{ mm} \quad (8)$$

## 5.2. Pevnostní kontrola pláště bubnu

Plášť bubnu je od lana zatěžován ohybovým napětím, smykovým napětím, ale největší zatížení je tlakové od svírajícího lana, které se počítá jako tenkostěnná nádoba (Obr. 15). Pevnostní kontrola spočívá ve stanovení redukovaného napětí z těchto tří namáhání a porovnání s dovoleným napětím. Kontrola je provedena podle přednáškových skript Doprnávní a manipulační zařízení [9]. Pro výrobu pláště bubnu bude použita bezešvá trubka  $\varnothing 133/16\text{ mm}$ .

TLOUŠŤKA PLÁŠTĚ

$$s = \frac{D_1 - d}{2} = \frac{114 - 101}{2} = 6,5 \text{ mm} \quad (9)$$

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_o = \frac{F_l \cdot l}{4} = \frac{5\,395,5 \cdot 262,5}{4} = 354\,079,69 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (10)$$

MODUL PRŮŘEZU OHYBU

$$W_o = 0,8 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s = 0,8 \cdot (114 - 6,5)^2 \cdot 6,5 = 60\,092,5 \text{ mm}^3 \quad (11)$$

### OHYBOVÉ NAPĚTÍ

Ohybové napětí by nemělo být větší než  $10 - 15 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{354\,079,69}{60\,092,5} = 5,89 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (12)$$

### KROUTICÍ MOMENT

$$M_K = F_l \cdot \frac{D_b}{2} = 5\,395,5 \cdot \frac{120}{5} = 323\,730 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (13)$$

### MODUL PRŮŘEZU V KRUTU

$$W_k = 2 \cdot W_o = 2 \cdot 60\,092,5 = 120\,185 \text{ mm}^3 \quad (14)$$

### SMYKOVÉ NAPĚTÍ

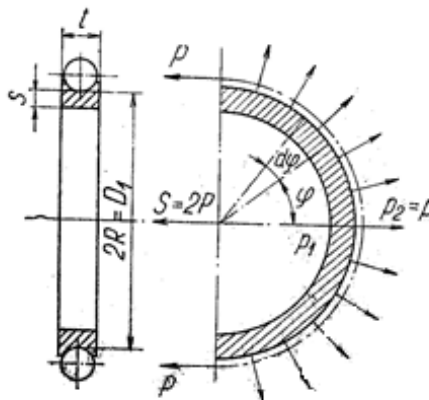
Napětí v krutu by nemělo překročit hodnotu  $2 - 5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{323\,730}{120\,185} = 2,69 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (15)$$

### NAPĚTÍ OD SEVŘENÍ

Tlakové napětí je napětí, které vznikne sevřením pláště lanem. Počítá se jako tenkostěnná nádoba.

- Síla od lana je rovna síle v laně  $P=F=5\,395,5 \text{ N}$



Obr. 15.: Tlakové síly lana[6]

$$\sigma_{tl} = \frac{P \cdot D_1}{(D_1 - s) \cdot s \cdot t} \doteq \frac{P}{s \cdot t} = \frac{5\,395,5}{6,5 \cdot 7,5} = 110,67 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (16)$$

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ A KONTROLA

Redukované napětí musí být menší nebo rovno dovolenému napětí, které odpovídá  $110 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$

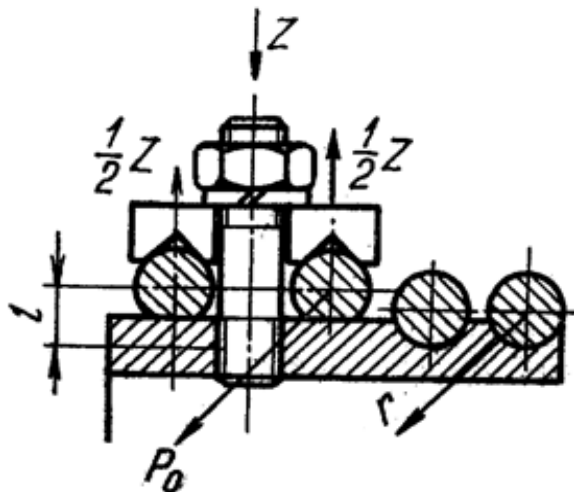
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau^2} \quad (17)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{5,89^2 + 110,67^2 - 5,89 \cdot 110,67 + 3 \cdot 2,69^2} = 107,95 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$$

→ VYHOVUJE

### 5.3. Ukotvení lana k bubnu

Ukotvení lana na buben je provedeno pomocí přílozek svírajících lano přes závrtný šroub (Obr. 16). Zde musí být stanovena dostatečná osová síla ve šroubu, aby došlo ke správnému sevření lana a překonání snížené tažné síly. Snížená tažná síla je skutečná síla lana, snížená třením o buben 2 až 3 rezervními závity. Vždy se používají nejméně dvě příložky umístěné ve vzdálenosti 5 průměrů šroubu. Postup výpočtu je proveden podle knihy Jeřáby [6].



Obr. 16.: Ukotvení lana pomocí přílozek [6]

Pro ukotvení volím závrtný šroub M8x22 ČSN 02 1174.02

- Pevnostní třídy 5.8 s mezí kluzu  $\sigma_{Kt} = 390 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$
- Malý průměr závitu  $d_3 = 6,466 \text{ mm}$
- Střední průměr závitu je  $d_2 = 7,188 \text{ mm}$
- Rozteč závitu je  $P = 1,25 \text{ mm}$
- Součinitel tření v závitu  $f_z = 0,15$
- Součinitel tření pod maticí  $f_m = 0,17$
- Součinitel tření lana  $f = 0,13$
- Síla P je síla v laně  $P = F_f = 5\,393,5 \text{ N}$
- Součinitel pro snížení tažné síly, který vychází z opásání  $e^{f\alpha} = 11,63$

SNÍŽENÁ TAŽNÁ SÍLA LANA

$$P_0 = \frac{P}{ef\alpha} = \frac{5\,393,5}{11,63} = 463,93 \text{ N} \quad (18)$$

OSOVÁ SÍLA VE ŠROUBU

$$Z = \frac{P_0}{2 \cdot f} = \frac{463,93}{2 \cdot 0,13} = 1\,784,34 \text{ N} \quad (19)$$

OHYBOVÝ MOMENT ŠROUBU

$$M_o = P_0 \cdot l = 463,93 \cdot 10 = 4\,639,29 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (20)$$

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 6,466^3}{32} = 26,54 \text{ mm}^3 \quad (21)$$

PRŮŘEZ ŠROUBU

$$S_o = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6,466^2}{4} = 32,837 \text{ mm}^2 \quad (22)$$

CELKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_c = \frac{Z}{i \cdot S_o} + \frac{M_o}{i \cdot W_o} = \frac{4\,639,29}{2 \cdot 32,837} + \frac{4,639,29}{2 \cdot 26,54} = 114,57 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (23)$$

KONTROLA

$$k = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_c} = \frac{390}{114,57} = 3,4 \geq 1,2 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (24)$$

### 5.3.1. Utahovací moment matice

Pro správné ukotvení lana k bubnu je potřeba utáhnout matici potřebným krouticím momentem  $M_{ku}=3,24 \text{ N.m}$ .

VÝPOČET ÚHLŮ ŠROUBU

$$\gamma = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctan\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,168^\circ \quad (25)$$

$$\beta_n = \arctan(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \arctan(\operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 3,168) = 29,96^\circ \quad (26)$$

$$\varphi' = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos \beta_n}\right) = \arctan\left(\frac{0,15}{\cos 29,96^\circ}\right) = 9,82^\circ \quad (27)$$

MOMENT V ZÁVITU

$$\begin{aligned} M_{TZ} &= Z \cdot \tan(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 1\,784,34 \cdot \tan(3,168^\circ + 9,82^\circ) \cdot \frac{7,188}{2} = \\ &= 1\,479,492 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (28)$$

MOMENT TŘENÍ POD MATICÍ

$$M_{TM} = Z \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{2} = 1\,784,34 \cdot 0,17 \cdot \frac{11,6}{2} = 1\,759,36 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (29)$$

UTAHOVACÍ MOMENT

$$M_{ku} = M_{TZ} + M_{TM} = 1,479\,5 + 1,759 = 3,239 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (30)$$

## 6. Provedení navijáku

Na provedení navijáku se nabízí několik možných konstrukcí, z nichž nejuvhodnější a nejjednodušší je konstrukce s průchozím hřídelem v bubnu. Hřídel je uložena ve dvou kuličkových ložiskových jednotkách a s pohonným ústrojím je spojena zubovou spojkou, která umožňuje natáčení konce hřídele při průhybu. Díky tomuto provedení je uložení hřídele staticky určité a nevnáší do konstrukce navijáku žádné síly od deformace. K pohonu bubnu je zvolen asynchronní motor se šnekovou převodovkou. Nevýhodou šnekové převodovky je malá účinnost, ale při vyšších převodových číslech, je převod šnekovým soukolím samosvorný a tím pádem odpadá problém s bržděním bubnu.

### 6.1. Konstrukce bubnu

Plášť bubnu je vyrobený z bezešvé trubky a přivařen na hřídeli, která je uložena ve dvou natáčecích kuličkových ložiskách.

NÁVRHOVÝ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR HŘÍDELE

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 323,75}{\pi \cdot 50}} = 32,067 \text{ mm} \quad (31)$$

- Volím průměr hřídele  $d=35 \text{ mm}$

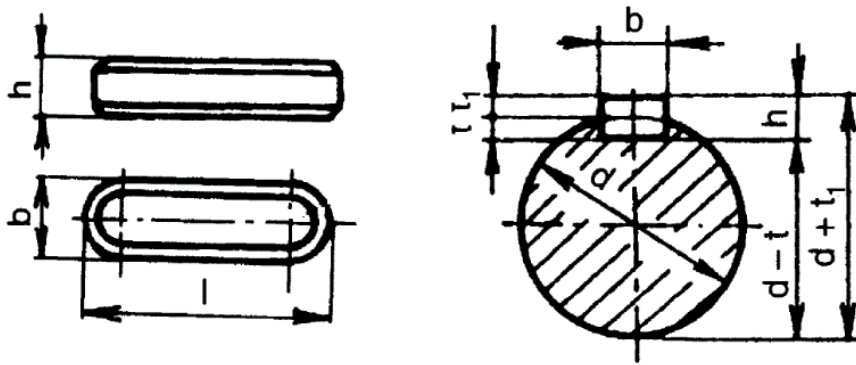
PŘENÁŠENÝ KROUTICÍ MOMENT

$$M_{kb} = F_t \cdot \frac{D_b}{2} = 5\,395,5 \cdot \frac{120}{2000} = 323,73 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (32)$$

#### 6.1.1. Výpočet pera pro přenos $M_k$

Pro přenos kroučícího momentu z pohonu na buben je použito spojení náboje s hřídelem pomocí těsných per (Obr. 17). Pera jsou dále kontrolována na stříh a otlacení. [7]

- Průměr hřídele  $d=35 \text{ mm}$
- Kroučící moment  $M_{kb}=323,75 \text{ N.m}$
- Šířka pera  $b=10 \text{ mm}$
- Výška pera  $h=8 \text{ mm}$
- Dovolený tlak  $p_D=80 \text{ N.mm}^{-2}$
- Dovolené napětí ve smyku  $\tau_D=60 \text{ N.mm}^{-2}$



Obr. 17.: Rozměry pera [7]

DÉLKA PERA

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{kb}}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 323\,750}{35 \cdot 8 \cdot 80} = 57,81 \text{ mm} \quad (33)$$

$$l' = \frac{l'_a}{2} + b = \frac{57,81}{2} + 10 = 38,91 \text{ mm} \quad (34)$$

- Z prostorových důvodů volím dvě pera délky  $l=40 \text{ mm}$

$$l_a = l_{(\text{ČSN})} - b = 40 - 10 = 30 \text{ mm} \quad (35)$$

KONTROLA PERA NA STŘIH

$$p = \frac{4 \cdot M_{kb}}{d_H \cdot h \cdot 2 \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 323\,750}{35 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 30} = 77,08 \leq 80 = p_D \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (36)$$

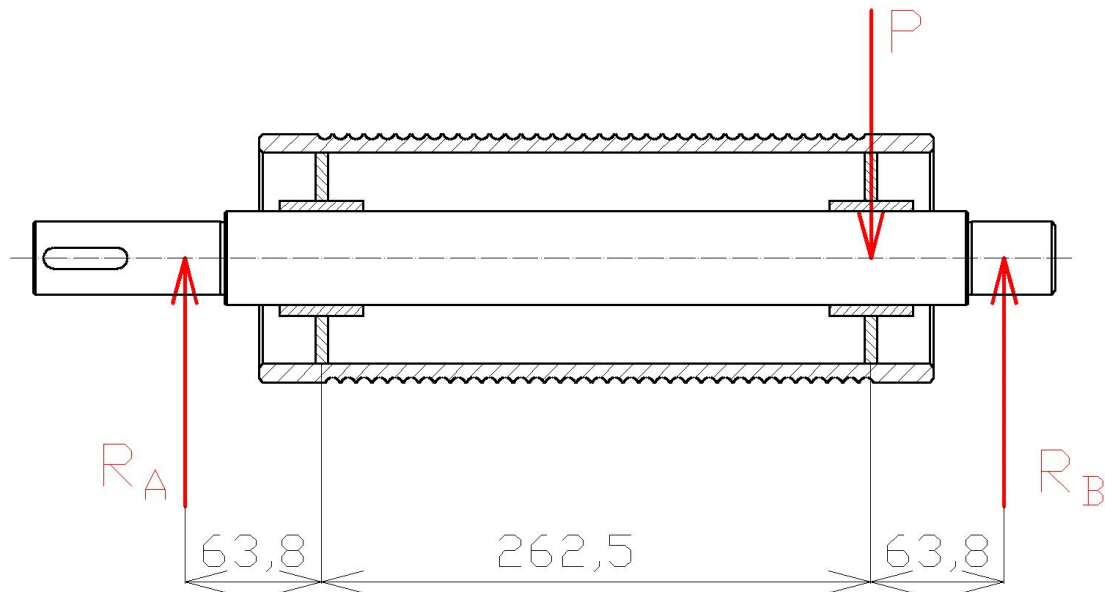
KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kb}}{d_H \cdot b \cdot 2 \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 323\,750}{35 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 30} = 30,83 \leq 60 = \tau_D \quad (37)$$

- Volím PERO 10 x 8 x 40 ČSN 02 5625

### 6.1.2. Výpočet reakcí v uložení

Největší reakce je vždy, když je lano v krajní poloze bubnu a v té podpoře, která je nejbližší lanu. Díky symetrii úlohy, při druhé krajní poloze lana se hodnoty reakcí prohodí. Na obrázku (Obr. 18) je síla při plném navinutí lana na buben a největší reakce je v podpoře B. Při druhé poloze plně rozvinutého lana bude síla na druhé straně bubnu a největší reakce bude v podpoře A.



*Obr. 18.: Reakce v ložiskách*

STATICKÉ ROVNICE ROVNOVÁHY

$$y: R_A + R_B - P = 0 \quad (38)$$

$$M_A: -P \cdot (63,8 + 262,5) + R_B \cdot (63,8 + 262,5 + 63,8) = 0 \quad (39)$$

VÝSLEDNÉ REAKCE

$$R_A = 0,163 \cdot P = 0,163 \cdot 5\,395,5 = 878,47 \text{ N} \quad (40)$$

$$R_B = 0,837 \cdot P = 0,837 \cdot 5\,395,5 = 4\,513,1 \text{ N} \quad (41)$$

Axiální síla v hřídeli působí pouze při maximálním dovoleném odklonu lana od osy navíjení o  $4^\circ$ . Směr působení je stejný jako směr odklonu lana.

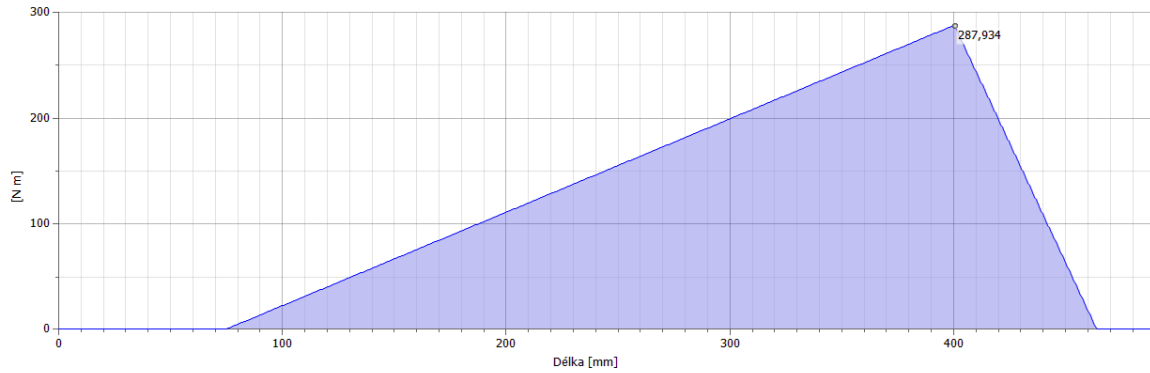
$$R_a = P \cdot \sin 4^\circ = 5395,5P \cdot \sin 4^\circ = 376,4 \text{ N} \quad (42)$$

### 6.1.3. Statická kontrola hřídele

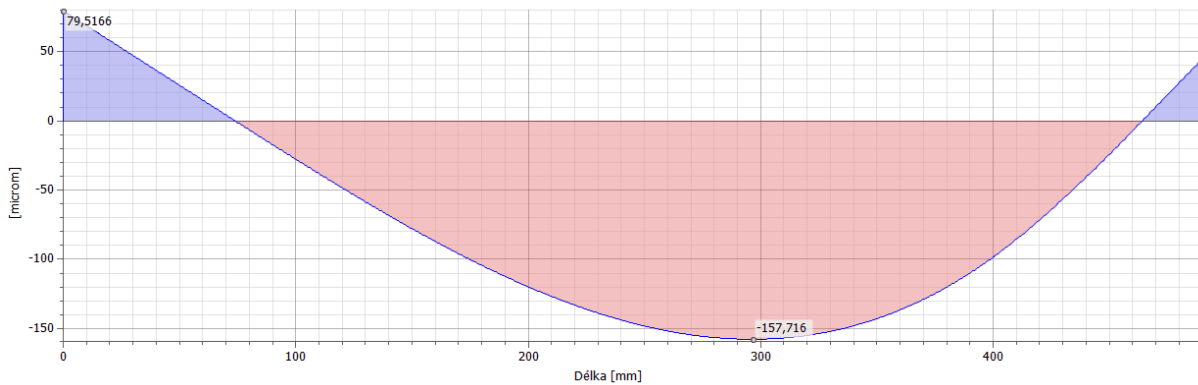
Statická kontrola hřídele je provedena v místě největšího namáhání. Hřídel je namáhána krutem a ohybovým momentem, který je zjištěn z grafu. Kontrola spočívá ve stanovení bezpečnosti, která by neměla být menší než  $1,2 - 1,4$ . Graf ohybového momentu (Graf. 1), průhybu (Graf. 2) a natočení (Graf. 3) je vytvořen v programu Autodesk Inventor.

- Maximální dosažený ohybový moment  $M_{omax}=287,934 \text{ N.m}$
- Krouticí moment  $M_{kb}=323,75 \text{ N.m}$
- Průměr hřídele v místě největšího namáhání  $d=45 \text{ mm}$
- Materiál hřídele 11 523
- Mez kluzu  $R_e=290 \text{ N.mm}^{-2}$

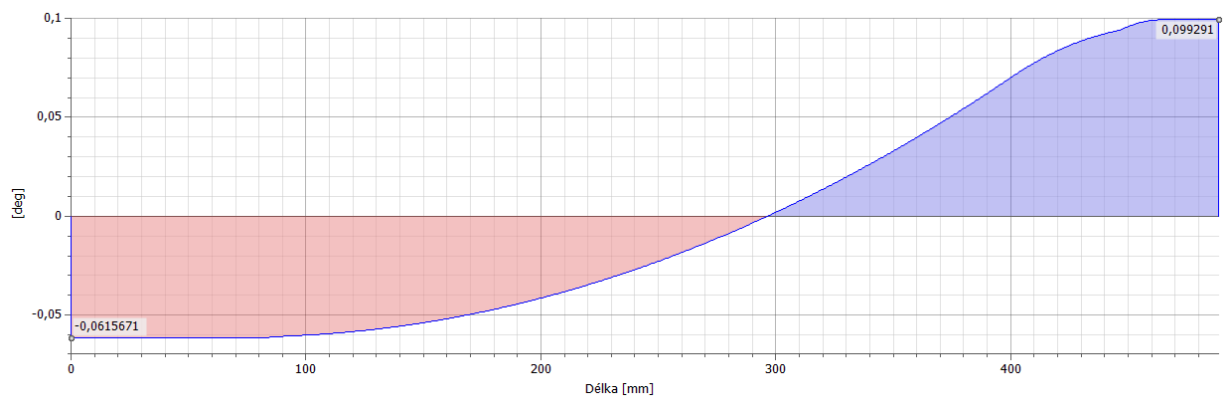




*Graf. 1.: Graf ohybového momentu*



*Graf. 2.: Graf průhybu hřídele*



*Graf. 3.: Graf natočení hřídele*

OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{M_{o\max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{287\,934}{\frac{\pi \cdot 45^3}{32}} = 32,185 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (43)$$

**SMYKOVÉ NAPĚTÍ**

$$\tau_k = \frac{M_{kb}}{W_k} = \frac{M_{kb}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{323\,750}{\frac{\pi \cdot 45^3}{16}} = 18,094 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (44)$$

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (2 \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{32,185^2 + (2 \cdot 18,094)^2} = 48,43 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (45)$$

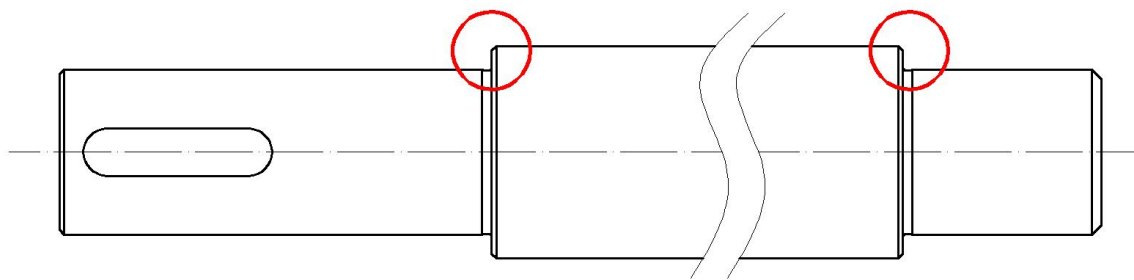
**BESPEČNOST**

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{290}{48,43} = 5,99 \geq 1,2 \quad \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (46)$$

**6.1.4. Dynamická kontrola hřídele**

Jako dynamické namáhání hřídele je uvažován střídavý ohyb a krut. Jsou kontrolovány vruby osazení (Obr. 19). Protože je hřídel symetrická, tak při druhé krajní poloze lana je maximální zatížení druhého vrubu stejné. Kontrola je provedena podle projektu pro III. Ročník [12] a podle přednáškových skript pro pružnost a pevnost [11].

- Materiál hřídele 11 523
- Mez pevnosti  $\sigma_p=620 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Mez kluzu  $\sigma_k=290 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Mez únavy  $\sigma_c=80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Krouticí moment  $M_{kb}=323,75 \text{ N} \cdot \text{m}$
- Maximální dosažený ohybový moment v místě vrubu  $M_o=78,98 \text{ N} \cdot \text{m}$



Obr. 19.:Vruby na hřídeli

**VRUB OSAZENÍ ZÁPICH F 2,5 X 0,3**

- Velký průměr  $D=45 \text{ mm}$
- Malý průměr  $d=35 \text{ mm}$
- Poloměr zápichu  $R=\rho=0,4 \text{ mm}$
- Součinitel tvaru  $\alpha_o=3,75$
- Součinitel vrubové citlivosti  $q_o=0,5$
- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p=0,91$
- Součinitel velikosti  $\varepsilon_v=1,1$

$$\frac{t}{D} = \frac{D - d}{2 \cdot D} = \frac{45 - 35}{2 \cdot 40} = 0,111 \quad (47)$$

$$\frac{\rho}{t} = \frac{2 \cdot \rho}{D - d} = \frac{2 \cdot 0,4}{45 - 35} = 0,08 \quad (48)$$

SOUČINITEL TVARU

$$\beta_0 = 1 + q_0 \cdot (\alpha_0 - 1) = 1 + 0,5 \cdot (3,75 - 1) = 2,375 \quad (49)$$

SNÍŽENÁ MEZ ÚNAVY

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_0} = 80 \cdot \frac{1,1 \cdot 0,91}{2,375} = 33,718 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (50)$$

NAPĚTÍ V KRUTU A OHYBU

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{78\,980}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 18,763 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (51)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{323\,750}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16}} = 38,46 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (52)$$

VÝSLEDNÁ BEZPEČNOST VRUBU

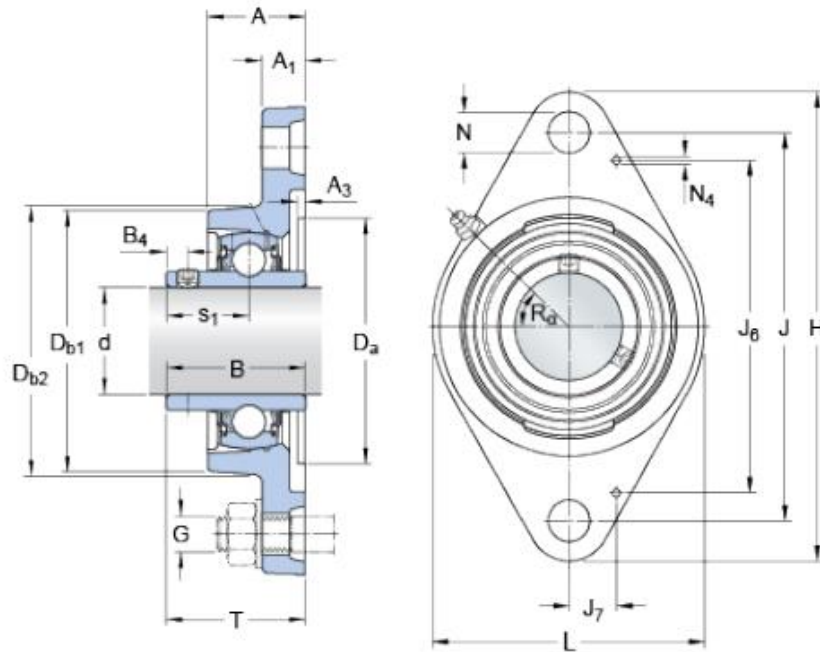
$$k = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{18,763}{33,718}\right)^2 + \left(\frac{38,46}{145}\right)^2}} = 1,622 \geq 1,2 \quad (53)$$

→ VYHOVUJE

### 6.1.5. Uložení bubnu

Uložení bubnu je řešeno pomocí dvou přírubových ložiskových jednotek od firmy SKF (Obr. 20). Montáž je provedena podle doporučení výrobce na osazení průměru  $D_a$  a přitažení šrouby M14. Všechny parametry, doporučení a označení jsou z produktového katalogu [10].

- Průměr hřídele  $d=35 \text{ mm}$
- Průměr děr pro šrouby  $N=16 \text{ mm}$
- Rozteč děr pro šrouby  $J=130 \text{ mm}$
- Průměr připojovacích šroubů M14
- Průměr montážního osazení  $D_a=88,9 \text{ mm}$
- Hloubka montážního osazení  $A_3=32 \text{ mm}$
- Základní dynamická únosnost  $C=25,5 \text{ kN}$
- Základní statická únosnost  $C_o=15,3 \text{ kN}$
- Součinitel  $f_o=14$



Obr. 20.: Oválná přírubová ložisková jednotka Y [10]

Opět vlivem symetrie při obou polohách lana jsou obě ložiska zatížena stejnou maximální radiální silou, která je rovna reakci v podpoře. Axiální síla působí pouze, když je lano odkloněno od osy navíjení a je zachytávána ložiskem, které je blíže k pohonu.

- Radiální síla  $F_r = 4\,513,1\text{ N}$
- Axiální síla  $F_a = 376,4\text{ N}$
- Předběžná rychlost lana  $v_l' = 10\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$

PŘEDBĚŽNÉ OTÁČKY BUBNU

$$n_b' = \frac{\omega_b}{2 \cdot \pi} = \frac{\frac{v_l'}{D_b}}{2 \cdot \pi} = \frac{\frac{0,166}{120}}{2 \cdot \pi} = \frac{2\,000}{2 \cdot \pi} = 26,526\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (54)$$

VÝPOČET LOŽISKA

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_o} = \frac{14 \cdot 0,376}{15,3} = 0,344 \rightarrow e = 0,32 \quad (55)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,376}{4\,513,1} = 0,000\,0833 \leq e = 0,32 \rightarrow F = F_r \quad (56)$$

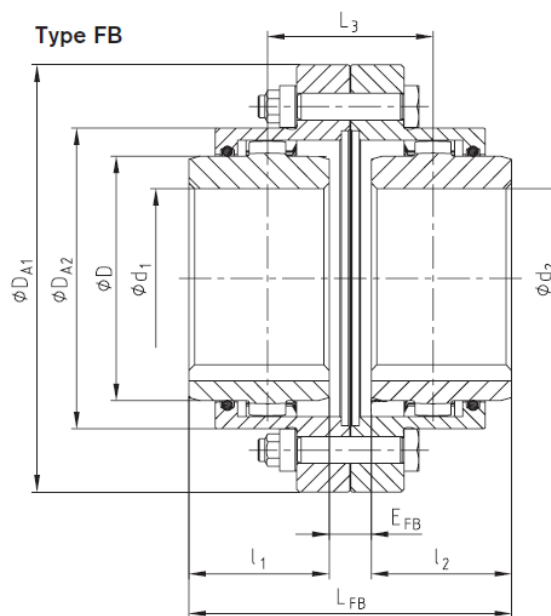
$$L_h = \left(\frac{C}{F_r}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_b} = \left(\frac{25\,500}{4\,513,1}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 26,526} = 113\,337,25\text{ hodin} \quad (57)$$

→ VYHOVUJE

## 6.2. Spojka

Pro spojení hřídele bubnu s převodovkou a pro přenos krouticího momentu je použita zubová spojka. Zubová spojka (Obr. 21) umožňuje malé natáčení konců hřídelů. V tomto případě je to důležité při zatížení bubnu a průhybu hřídele, se nebudou vnášet síly a deformace do převodovky.[13] Náboj spojky je s hřídelí spojen pomocí pera vypočteného v předchozím bodu a axiálně zajištěn pojistnou deskou.[7]

- Krouticí moment na bubnu  $M_{Kb}=323,73 \text{ N.m}$
- Bezpečnost spojky  $k=1,5$



Obr. 21.: Zubová spojka [13]

KROUTICÍ MOMENT SPOJKY

$$M_{Ks} = k \cdot M_{Kb} = 1,5 \cdot 323,73 = 485,595 \text{ N.m} \quad (58)$$

- Volím zubovou spojku GEARex FB10  $\varnothing d_1=35 \text{ mm}$   $\varnothing d_2=35 \text{ mm}$
- Volím pojistnou desku DESKA 46 ČSN 02 2703

## 6.3. Volba převodovky

Pro dosažení správných otáček bubnu je použita šneková převodovka. Nevýhodou šnekové převodovky je špatná účinnost vlivem tření a tím i vysoké provozní teploty a problémy s chlazením. Pro nesouvislý provoz problém s chlazením odpadá. Naopak výhodou šnekové převodovky je samosvornost při vyšších převodových číslech. Tím pádem odpadá částečně problém s brzděním bubnu. [14]

PŘEDBĚŽNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY

$$i' = \frac{n_m'}{n_b'} = \frac{1\,400}{26,526} = 52,778 \quad (59)$$

- Volím šnekovou převodovku značky *TRANSTECNO CM090\_50\_SZDX*
- Převodový poměr  $i=50$
- Účinnost převodovky  $\eta_{př}=0,72$

#### 6.4. Volba elektromotoru

K pohonu bubnu volím 4-pólový asynchronní motor, který má synchronní otáčky 1 500 ot.min<sup>-1</sup>. Motor bude obsahovat pružinovou diskovou brzdu. Tato brzda bude přídatná k samosvornému brždění převodovkou, které při vibracích nebo rázech výrobcem není garantováno. Uvolnění brzdy je prováděno elektromagneticky. [15]

POTŘEBNÝ VÝKON BUBNU

$$P_b = \omega_b \cdot M_{Kb} = 2,78 \cdot 323,73 = 899,97 \text{ W} \quad (60)$$

MINIMÁLNÍ VÝKON MOTORU

$$P_M = \frac{P_b}{\eta_{př}} = \frac{899,97}{0,72} = 1\,249,958 \text{ W} \quad (61)$$

- Volím asynchronní motor 1,5kW 1420ot.min<sup>-1</sup> SIEMENS 1LA7096-4AA91-ZG26

SKUTEČNÉ OTÁČKY BUBNU

$$n_b = \frac{n_m}{i} = \frac{1\,420}{50} = 28,4 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (62)$$

SKUTEČNÉ RYCHLOST LANA

$$v_l = \omega_b \cdot \frac{D_b}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_b \cdot \frac{D_b}{2} = 2 \cdot \pi \cdot 28,4 \cdot \frac{120}{2000} = 10,707 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (63)$$

## 7. Kotvení navijáku

Pro výpočet kotvicích šroubů, je nejprve potřeba stanovit největší sílu v jednom ze čtyř šroubů, které jsou rozmístěny podle konstrukce navijáku. Na tuto největší sílu pak budou spočítány všechny kotvicí šrouby. Síla působící na naviják je síla od hmotnosti břemene plus síla od zrychlení břemene při jeho rozjezdu.

- Zrychlení při rozjezdu  $a=0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- Hmotnost břemene  $Q=500 \text{ kg}$
- Hmotnost částí zvedaných spolu s břemenem  $G=50 \text{ kg}$
- Statická síla v laně od hmotnosti břemene  $F_l=5\,395,5 \text{ N}$

SÍLA PŘI ROZJEZDU

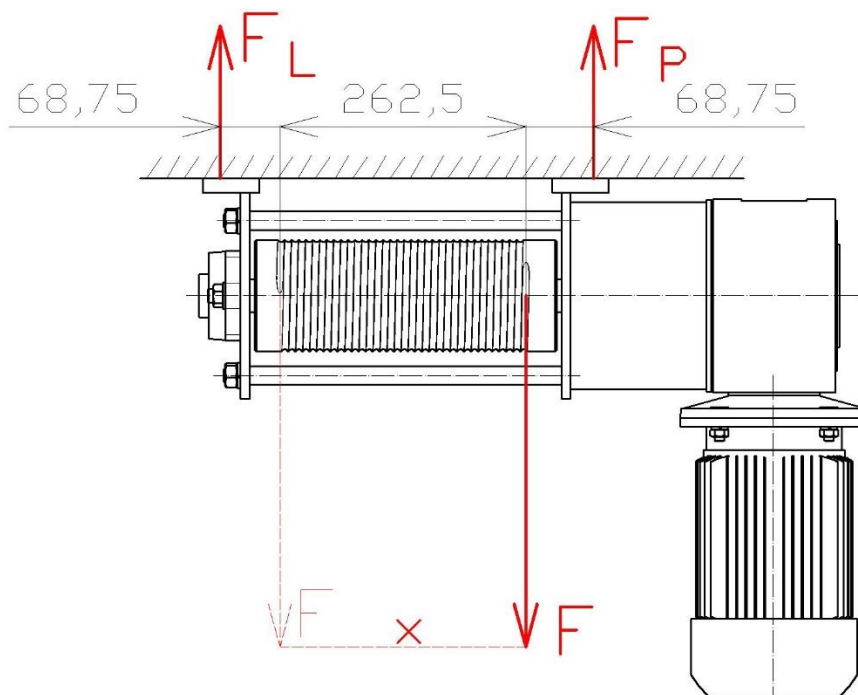
$$F_{Ro} = (Q + G) \cdot a = (500 + 50) \cdot 0,5 = 275 \text{ N} \quad (64)$$

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA NAVIJÁK

$$F = F_{Ro} + F_l = 5\,395,5 + 275 = 5\,670,5 \text{ N} \quad (65)$$

### 7.1. Rozbor sil

Z důvod několika možných variant ukotvení a použití navijáku se úloha komplikuje na prověření všech možných přípustných vzdáleností a úhlů lana vůči rámu. V prvním kroku rozboru podle (Obr. 22) se síla  $F$  v dané rovině působení rozdělí pomocí statických rovnic, na síly v podporách  $F_P$  a  $F_L$ . Protože se lano pohybuje a mění tím své působíště, je tato závislost mezi vzdáleností  $x$  a silami vynesena v grafu (Graf. 4) a z něj je určeno maximální namáhání.

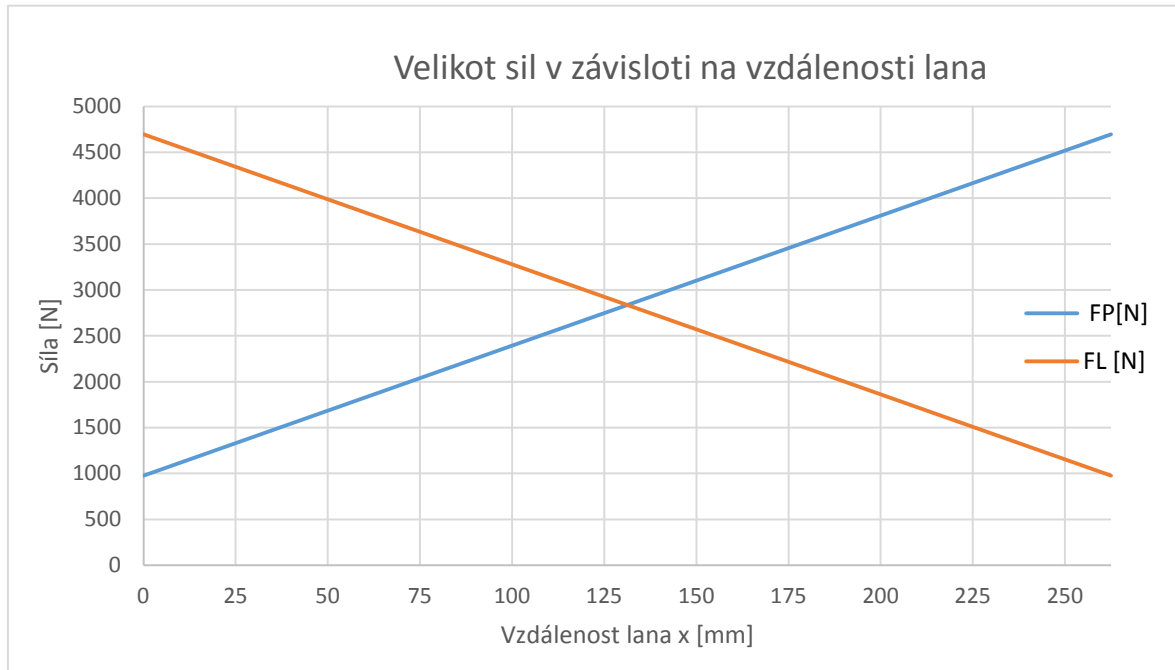


Obr. 22.: Rozklad síly do podpor

STATICKÉ ROVNICE ROVNOVÁHY

$$y: F_L + F_P = F \quad (66)$$

$$M_L: F_p \cdot (68,75 + 262,5 + 68,75) - F \cdot (68,75 + x) = 0 \quad (67)$$



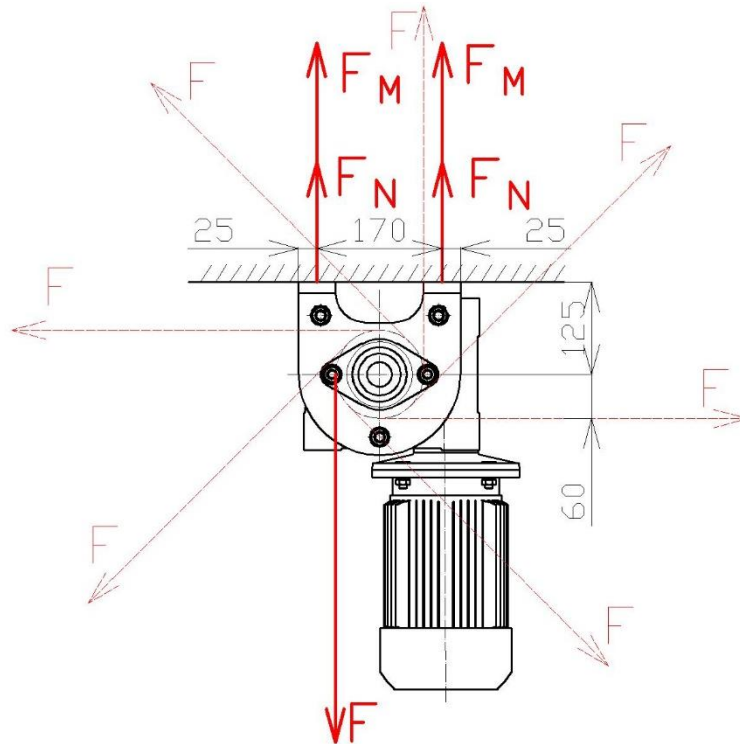
Graf. 4.: Velikost sil v závislosti na vzdálenosti lana

Z grafu je patrné, že největší síla je vždy v krajní poloze lana a to v té podpoře, která je blíže k lanu. Pro pokračování rozboru bude brána maximální síla v podpoře  $F_{P_{MAX}}=F_{L_{MAX}}$ .

- Maximální síla v podpoře  $F_{P_{MAX}}=F_{L_{MAX}}=4\,695,89\,N$

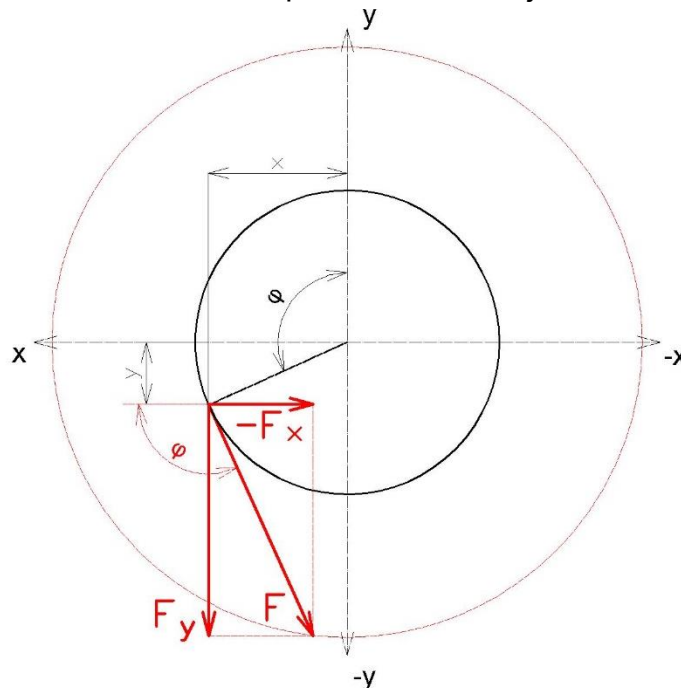
V druhém kroku je rozbor řešen v rovině podpory se silou  $F$ , která je rovna maximální zjištěné síle z předchozího kroku  $F_{P_{MAX}}=F_{L_{MAX}}$ . Na obrázku (Obr. 23) je vidět, že lano může být pod jakýmkoli úhlem a tím se pokaždé mění působiště a směr síly  $F$ .





*Obr. 23.: Síla v podpoře rozložená do kotvící síly*

Problém s proměnlivým působišťem a směrem síly je řešen pomocí cylindrických souřadnic. Jak je vidět na obrázku (Obr. 24) působišťe a síla je rozložena do směrů  $x$  a  $y$  v závislosti na úhlu  $\varphi$ . Z takto rozložené síly a působišťe je už možné sestavit statické rovnice rovnováhy a dopočítat reakční síly: od momentu  $F_M$  a normálovou sílu od tření  $F_N$ . Na závěr jsou tyto síly v závislosti na úhlu  $\varphi$  vyneseny v grafu (Graf. 5) a určena maximální síla ve šroubu pro ukotvení navijáku.



*Obr. 24.: Rozklad síly a působišťe do směru  $x$  a  $y$*

ROZKLAD PŮSOBIŠTĚ DO SMĚRU X A Y

$$x = R_b \cdot \sin\varphi \quad (68)$$

$$y = R_b \cdot \cos\varphi \quad (69)$$

ROZKLAD SÍLY DO SMĚRU X A Y

$$F_x = F \cdot \cos\varphi \quad (70)$$

$$F_y = F \cdot \sin\varphi \quad (71)$$

MOMENTOVÁ ROVNICE K PRAVÉMU OKRAJI

$$F_M \cdot (25 + 170) - F_y \cdot \left(25 + \frac{170}{2} + x\right) + F_x \cdot (125 - y) = 0 \quad (72)$$

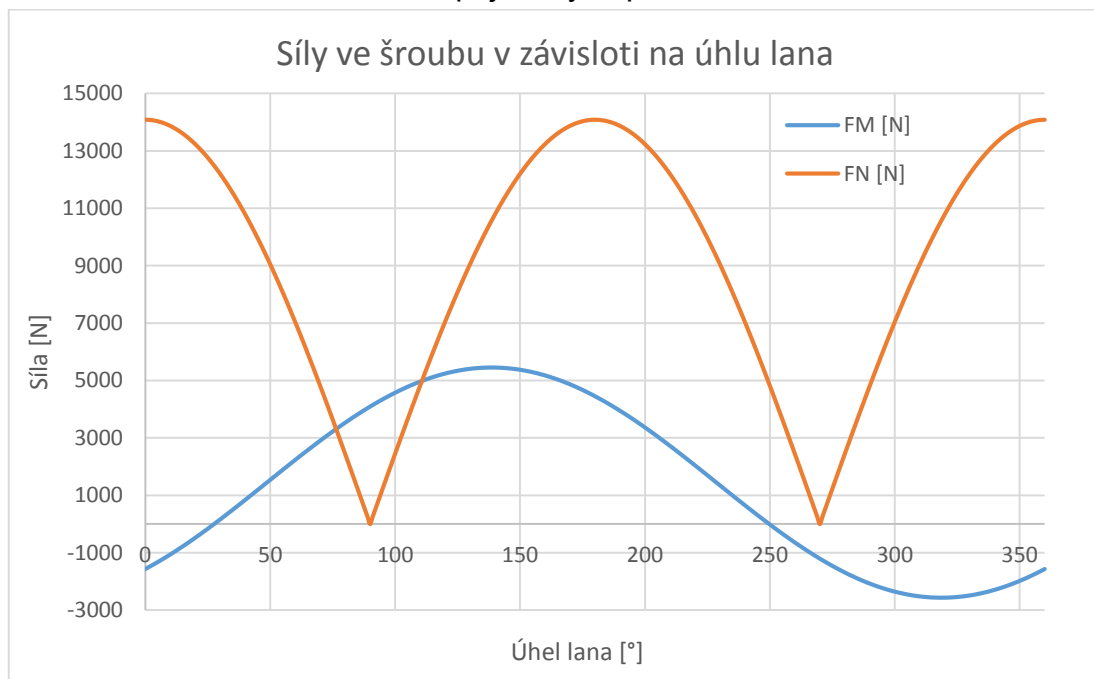
NORMÁLOVÁ SÍLA

$$F_x = F_t \quad (73)$$

$$F_x \cdot k = 2 \cdot F_N \cdot f \quad (74)$$

$$F_N = \left| \frac{F_x \cdot k}{2 \cdot f} \right| \quad (75)$$

- Poloměr bubnu  $R_b=60 \text{ mm}$
- Bezpečnost proti posunutí  $K=1,5$
- Součinitel tření mezi spojovanými plochami  $f=0,25$



Graf. 5.: Síly v závislosti na úhlu lana

- Maximum síly od momentu  $F_M=5\ 454,58 \text{ N}$
- Maximum normálové síly  $F_N=14\ 087,67 \text{ N}$

## 7.2. Předepjatý šroub

Kotvení je řešeno jako předepjatý šroubový spoj (Obr. 25), protože dochází k dynamickému namáhání. Šrouby navijáku jsou neustále zatěžovány a odlehčovány což odpovídá míjivému zatížení (Graf. 6). Šrouby jsou počítány na nejhorší stav, který reálně nikdy nenastane. Maximální síla ve šroubu pro výpočet je stanovena jako součet maximální síly od momentu a maximální normálové síly (každé maximum je při jiném úhlu lana, proto takový stav nikdy nenastane (Graf. 5)). Postup výpočtu je proveden podle skript Části a mechanismy strojů [16].

- Bezpečnost  $k=1,2$
- Součinitel tření mez maticí a šroubem  $f_z=0,15$
- Součinitel tření pod hlavou šroubu  $f_z=0,17$

NÁVRH ZÁVITU ŠROUBU A JEHO ÚHLŮ

$$d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot 1,2 \cdot (F_M + F_N)}{\pi \cdot \sigma_k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot (5\,454,58 + 14\,087,67)}{\pi \cdot 640}} \quad (76)$$

$$= 7,48 \text{ mm}$$

- Volím ŠROUB SE ŠESTIHRANNO HLAVOU *ISO 4017-M12x30-8.8*
- Malý průměr závitu  $d_3=9,853 \text{ mm}$
- Střední průměr závitu  $d_2=10,863 \text{ mm}$
- Rozteč závitu  $P=1,75 \text{ mm}$
- Průměr dosedací plochy hlavy šroubu  $d_s=16,6 \text{ mm}$
- Materiál 8.8
- Mez pevnosti  $\sigma_p=785 \text{ N.mm}^{-2}$
- Mez kluzu  $\sigma_k=640 \text{ N.mm}^{-2}$
- Mez únavy  $\sigma_{c(-1)}=245 \text{ N.mm}^{-2}$
- Modul pružnosti  $E=2,06 \cdot 10^5 \text{ N.mm}^{-2}$

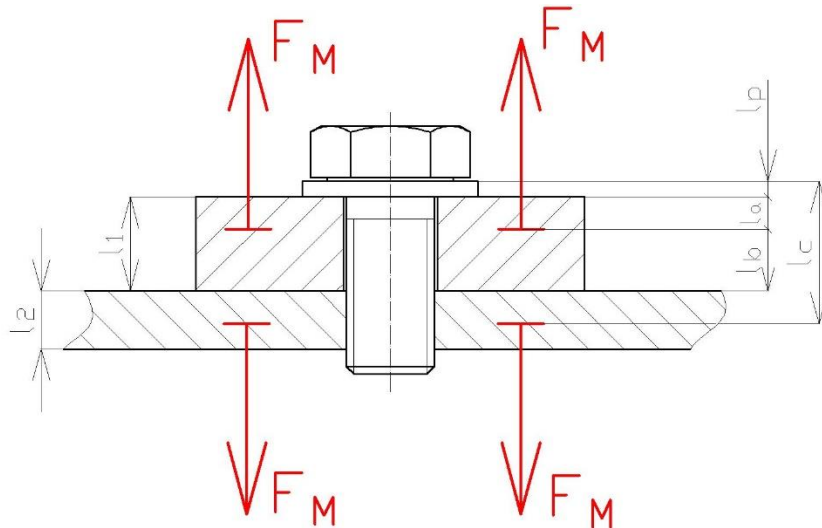
$$\gamma = \arctan\left(\frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctan\left(\frac{1 \cdot 1,75}{\pi \cdot 10,863}\right) = 2,935^\circ \quad (77)$$

$$\beta_n = \arctan(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \arctan(\operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 2,935^\circ) = 29,967^\circ \quad (78)$$

$$\varphi' = \arctan\left(\frac{f}{\cos \beta_n}\right) = \arctan\left(\frac{0,15}{\cos 29,967^\circ}\right) = 9,82^\circ \quad (79)$$

ROZMĚRY SPOJOVANÉHO MATERIÁLU

- Tloušťka desky navijáku  $l_1=15 \text{ mm}$
- Tloušťka desky přípojného materiálu  $l_2=15 \text{ mm}$
- Tloušťka podložky  $l_p=2,5 \text{ mm}$
- Tloušťka  $l_a=4 \text{ mm}$
- Tloušťka  $l_b=11 \text{ mm}$
- Délka spoje  $l_c=24,5 \text{ mm}$



Obr. 25.: Rozměr spojovaného materiálu

TUHOST ŠROUBU

$$C_s = \frac{E \cdot S}{l_c} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}{l_c} = \frac{206\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 10,863^2}{4}}{24,5} = 779\,274,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (80)$$

TUHOST PODLOŽKY

$$C_p = \frac{E \cdot S_T}{l_p} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}}{l_p} = \frac{206\,000 \cdot \frac{\pi \cdot (24^2 - 13,5^2)}{4}}{2,5} = 25\,482\,243,41 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (81)$$

TUHOST DESKY A

$$C_{Ta} = \frac{E \cdot S_T}{l_a} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}}{l_a} = \frac{206\,000 \cdot \frac{\pi \cdot (30^2 - 13,5^2)}{4}}{4} = 22\,114\,946,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (82)$$

TUHOST DESKY B

$$C_{Tb} = \frac{E \cdot S_T}{l_b} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}}{l_b} = \frac{206\,000 \cdot \frac{\pi \cdot (30^2 - 13,5^2)}{4}}{11} = 8\,041\,798,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (83)$$

TUHOS SOUČÁSTÍ PŘITĚŽOVANÝCH „1“

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_s} + \frac{1}{C_p} + \frac{1}{C_{Ta}} = \frac{1}{779\,274,7} + \frac{1}{25\,482\,243,41} + \frac{1}{22\,114\,946,9} \quad (84)$$

$$C_1 = 731\,151,37 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

TUHOS SOUČÁSTÍ ODLEHČOVANÝCH „2“

$$C_2 = C_{Tb} = 8\,041\,798,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (85)$$

POMĚR TUHOTI

$$\frac{C_2}{C_1} = \frac{8\,041\,798,9}{731\,151,37} = 10,9 > 5 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (86)$$

MONTÁŽNÍ PŘEDPĚTÍ A PROVOZNÍ SÍLY

$$\begin{aligned} Q_0 &= F_N + \left( \frac{C_2}{C_1 + C_2} \right) \cdot F_M = \\ &= 14\,087,67 + \left( \frac{8\,041\,798,9}{731\,151,37 + 8\,041\,798,9} \right) \cdot 5\,454,58 = \\ &= 19\,087,7 \text{ N} \end{aligned} \quad (87)$$

$$\begin{aligned} Q_{1m} &= Q_0 + \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{C_1}{C_1 + C_2} \right) \cdot F_M = \\ &= 19\,087,7 + \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{731\,151,37}{731\,151,37 + 8\,041\,798,9} \right) \cdot 5\,454,58 = \\ &= 19\,542,3 \text{ N} \end{aligned} \quad (88)$$

$$\begin{aligned} Q_{1a} &= \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{C_1}{C_1 + C_2} \right) \cdot F_M = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{731\,151,37}{731\,151,37 + 8\,041\,798,9} \right) \cdot 5\,454,58 = \\ &= 454,6 \text{ N} \end{aligned} \quad (89)$$

PRODLOUŽENÍ A ZKRÁCENÍ PŘITĚŽOVANÝCH A ODLEHČOVANÝCH SOUČÁSTÍ

$$\Delta l_1 = \frac{Q_0}{C_1} = \frac{19\,087,7}{731\,151,37} = 0,026 \text{ mm} \quad (90)$$

$$\Delta l_2 = \frac{Q_0}{C_2} = \frac{19\,087,7}{8\,041\,798,9} = 0,0024 \text{ mm} \quad (91)$$

MOMENT V ZÁVITU

$$\begin{aligned} M_{TZ} &= Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') = 19\,087,7 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \text{tg}(2,935^\circ + 9,82^\circ) = \\ &= 23\,468,7 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (92)$$

**TAHOVÉ NAPĚTÍ OD PŘEDPĚTÍ A PROVOZNÍCH SIL**

$$\sigma_{Q_0} = \frac{Q_0}{S} = \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{19\,087,7}{\frac{\pi \cdot 10,863^2}{4}} = 205,95 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (93)$$

$$\sigma_m = \frac{Q_{1m}}{S} = \frac{Q_{1m}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{19\,542,3}{\frac{\pi \cdot 10,863^2}{4}} = 210,86 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (94)$$

$$\sigma_a = \frac{Q_{1a}}{S} = \frac{Q_{1a}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{454,6}{\frac{\pi \cdot 10,863^2}{4}} = 4,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (95)$$

$$\sigma_{1max} = \frac{F}{S} = \frac{Q_{1m} + Q_{1a}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{19\,542,3 + 454,6}{\frac{\pi \cdot 10,863^2}{4}} = 215,76 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (96)$$

**KRUTOVÉ NAPĚTÍ OD PŘEDPĚTÍ A PROVOZNÍCH SIL**

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{TZ}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{23\,468,7}{\frac{\pi \cdot 10,863^3}{4}} = 23,31 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (97)$$

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{1max}^2 + (2 \cdot \tau)^2} = \sqrt{215,76^2 + (2 \cdot 23,31)^2} = 220,74 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (98)$$

**STATICKÁ BEZPEČNOST**

$$k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} = \frac{640}{220,7} = 2,89 \quad (99)$$

**SNÍŽENÁ MEZ ÚNAVY**

$$\sigma_{c(-1)}^x = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\Phi} = \frac{245}{5} = 49 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (100)$$

**SOUČINITEĽ VLIVU  $\sigma_m$  NA MEZ ÚNAVY**

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot \sigma_p \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 785 \cdot 10^{-4} = 0,177 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (101)$$

$$\psi_\sigma^x = \frac{\psi_\sigma}{\Phi} = \frac{0,177}{5} = 0,0354 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (102)$$

**SOUČINITEĽ BEZPEČNOSTI**

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{c(-1)}^x - \psi_\sigma^x \cdot \sigma_{Q_0}}{\sigma_a + \psi_\sigma^x \cdot (\sigma_m - \sigma_{Q_0})} = \frac{49 - 0,0354 \cdot 205,95}{4,9 + 0,0354 \cdot (210,86 - 205,95)} = 8,22 \quad (103)$$

BEZPEČNOST OD NAMÁHÁNÍ KRUTEM

$$\tau_K = \frac{\sigma_{Kt}}{\alpha} = \frac{630}{\sqrt{3}} = 363,73 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (104)$$

$$k_\tau = \frac{\tau_K}{\tau} = \frac{363,73}{23,31} = 15,6 \quad (105)$$

VÝSLEDNÁ DYNAMCKÁ BEZPEČNOST

$$k = k_\sigma \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_\tau}\right)^2} = 8,22 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{15,6}\right)^2} = 8,2 \geq 2 \quad (106)$$

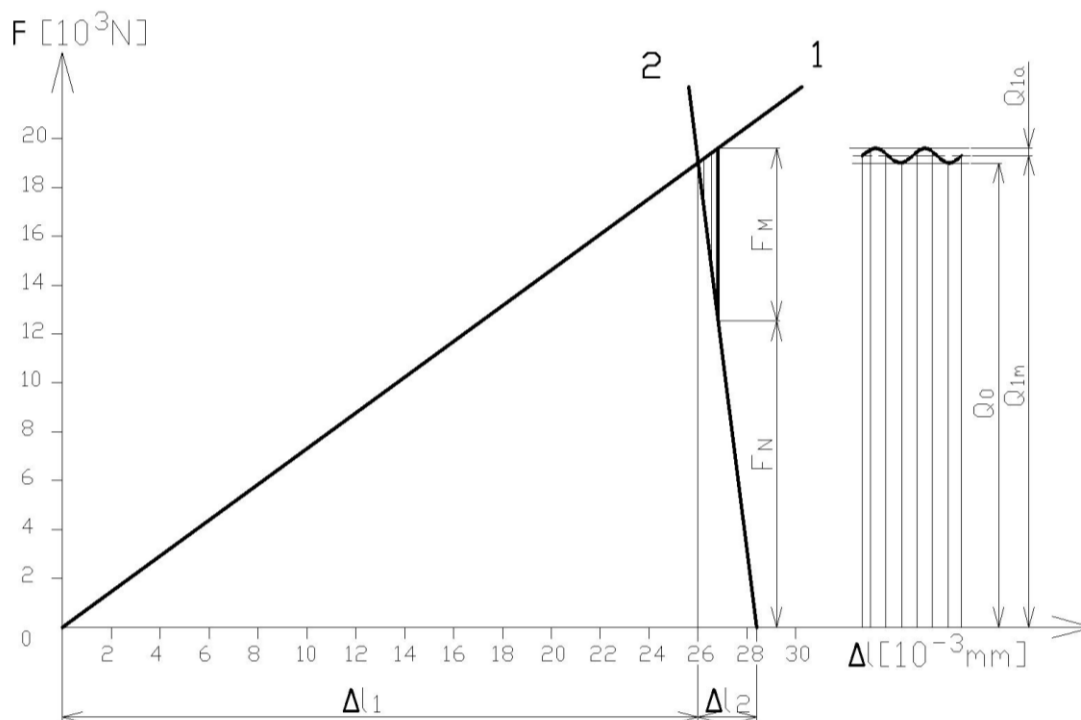
→ VYHOVUJE

MOMENT TŘENÍ POD HLAVOU ŠROUBU

$$M_{TM} = Q_0 \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{2} = 19\,087,7 \cdot 0,17 \cdot \frac{16,6}{2} = 26\,932,75 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (107)$$

UTAHOVACÍ MOMENT ŠROUBU

$$M_{ku} = M_{TZ} + M_{TM} = 23\,468,7 + 26\,932,75 = 50\,401,45 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (108)$$



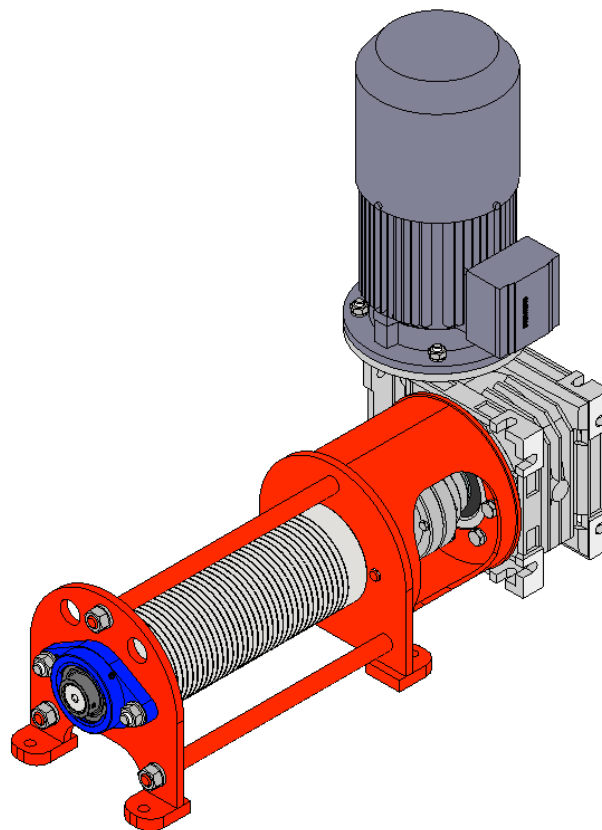
Graf. 6.: Diagram předepjatého spoje

Celý naviják je ukotven čtyřmi šrouby M12 utaženými momentem 50,5 N.m. Při zatížení lana břemenem o hmotnosti 500 kg v jakémkoli směru, dojde k prodloužení šroubu, ale ve spoji zůstává požadované zbytkové napětí bránící posunutí navijáku.

## 8. Závěr

Výsledkem mé práce je kompletní výkonový a rozměrový návrh funkčního univerzálního lanového navijáku pro zvedání a tahání břemen (Obr. 26). Celý mechanismus je navržen dle norem týkajících se zdvihacích zařízení a splňuje požadované pevnostní kontroly. Je dosaženo podle požadavků zadání maximální hmotnosti zvedaného břemene na jeden průřez lana 500 kg a zvedací výšky 6/12 m podle varianty použití. K pohonu je použit asynchronní 1,5kW motor. Naviják je možné použít jako zvedací kočku, dále pro stavební vrátky a výtahy, nebo pro vodorovné tahání vozíků. Obsluha navijáku musí dbát na to, aby lano nebylo příliš vychylováno od osy navíjení maximálně o 4° (osa navíjení je kolmá na osu bubnu). Pro kotvení se používají pevnostní šrouby s šestihrannou hlavou *ISO 4017-M12x30-8.8* utažené momentem 50,5 N.m. Dosedací plocha musí být čistá, to znamená zbavená rezu, mastnoty a veškerých nečistot, aby bylo zajištěno požadované tření mezi dosedacími plochami spoje. Kotvicí rozměry jsou uvedeny na výkrese sestavení.

Jak je tedy výše uvedeno navrhl jsem lanový naviják pro jakékoliv použití splňující uvedené podmínky. V této práci je uveden kompletní postup výkonových, rozměrových a kontrolních výpočtů pro návrh a ukotvení na požadované místo použití.



*Obr. 26.: Výsledná podoba navijáku*



## 9. Seznam zkratek

b	Šířka pera	[mm]
C	Základní statická únosnost	[kN]
C <sub>0</sub>	Základní dynamická únosnost	[kN]
C <sub>1</sub>	Tuhost přitěžovaných součástí	[N.mm <sup>-1</sup> ]
C <sub>2</sub>	Tuhost odlehčovaných součástí	[N.mm <sup>-1</sup> ]
C <sub>p</sub>	Tuhost podložky	[N.mm <sup>-1</sup> ]
C <sub>s</sub>	Tuhost šroubu	[N.mm <sup>-1</sup> ]
C <sub>Ta</sub>	Tuhost desky a	[N.mm <sup>-1</sup> ]
C <sub>Tb</sub>	Tuhost desky b	[N.mm <sup>-1</sup> ]
d	Jmenovitý průměr lana	[mm]
d	Malý průměr	[mm]
D	Velký průměr	[mm]
D <sub>1</sub>	Průměr drážek bubnu	[mm]
d <sub>2</sub>	Střední průměr závitu	[mm]
d <sub>3</sub>	Malý průměr závitu šroubu	[mm]
d <sub>3'</sub>	Předběžný malý průměr závitu šroubu	[mm]
D <sub>b</sub>	Průměr bubnu	[mm]
d <sub>h</sub>	Průměr hřídele	[mm]
d <sub>min</sub>	Návrhový minimální průměr hřídele	[mm]
d <sub>s</sub>	Průměr dosedací plochy matice	[mm]
E	Modul pružnosti materiálu	[N.mm <sup>-2</sup> ]
e <sup>fa</sup>	Součinitel opásání	[-]
f	Součinitel tření mezi materiály	[-]
f	Součinitel tření mezi maticí a šroubem	[-]
f <sub>0</sub>	Součinitel ložiska	[-]
F <sub>a</sub>	Axiální zatížení ložiska	[N]
F <sub>D</sub>	Dovolená síla v laně	[N]
F <sub>I</sub>	Síla v jedno průřezu lana	[N]
F <sub>L</sub>	Reakce v levé podpoře	[N]
f <sub>m</sub>	Součinitel tření pod maticí	[-]
F <sub>M</sub>	Síla od momentu	[N]
F <sub>N</sub>	Normálová síla	[N]
F <sub>p</sub>	Jmenovitá únosnost lana	[N]
F <sub>P</sub>	Reakce v pravé podpoře	[N]
F <sub>r</sub>	Radiální zatížení ložiska	[N]
F <sub>Ro</sub>	Síla při rozjezdu	[N]
F <sub>t</sub>	Třecí síla	[N]
F <sub>x</sub>	X-ová složka síly	[N]
F <sub>y</sub>	Y-nová složka síly	[N]
f <sub>z</sub>	Součinitel tření mezi maticí a šroubem	[-]

$g$	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
$G$	Hmotnost části zvedaných s břemenem	$[kg]$
$h$	Výška pera	$[mm]$
$i$	Počet šroubů	$[-]$
$i$	Převodový poměr převodovky	$[-]$
$i$	Počet chodů závitu	$[-]$
$l_2$	Tloušťka připojovaného materiálu	$[mm]$
$k$	Bezpečnost	$[-]$
$k_\tau$	Dynamická bezpečnost v krutu	$[-]$
$k_\sigma$	Dynamická bezpečnost v tahu	$[-]$
$l$	Délka navíjecí části bubnu	$[mm]$
$L_{(ČSN)}$	Normalizovaná délka pera	$[mm]$
$l_1$	Tloušťka patky navijáku	$[mm]$
$l_a$	Výpočtová délka pera	$[mm]$
$l_a$	Tloušťka materiálu přitěžovaná	$[mm]$
$l_a'$	Minimální výpočtová délka pera	$[mm]$
$l_b$	Délka bubnu	$[mm]$
$l_b$	Tloušťka materiálu odlehčovaná	$[mm]$
$l_c$	Celková délka spoje	$[mm]$
$l_h$	Trvanlivost ložiska	$[\text{hodina}]$
$l_i$	Délka lana	$[m]$
$l_p$	Tloušťka podložky	$[mm]$
$m$	Součinitel druhu ložiska	$[-]$
$M_k$	Krouticí moment	$[N \cdot m]$
$M_{Kb}$	Krouticí moment bubnu	$[N \cdot m]$
$M_{Ks}$	Krouticí moment spojky	$[N \cdot m]$
$M_{ku}$	Utahovací moment matice	$[N \cdot m]$
$M_o$	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
$M_{omax}$	Maximální ohybový moment	$[N \cdot m]$
$M_{TM}$	Třecí moment pod maticí	$[N \cdot m]$
$M_{TZ}$	Třecí moment mezi maticí a šroubem	$[N \cdot m]$
$n_{b'}$	Předběžné otáčky bubnu	$[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$
$n_{m'}$	Předběžné otáčky motoru	$[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$
$P$	Síla od lana	$[N]$
$P$	Rozteč závitu	$[-]$
$P_0$	Snížená tažná síla lana	$[N]$
$P_b$	Potřebný výkon bubnu	$[W]$
$p_D$	Dovolený tlak	$[N \cdot \text{mm}^{-2}]$
$P_M$	Minimální výkon motoru	$[W]$
$Q$	Hmotnost břemene	$[kg]$
$q_0$	Součinitel vrubové citlivosti	$[-]$



$Q_0$	Montážní předpětí	[N]
$Q_{1a}$	Provozní silový cyklus amplitudy síly	[N]
$Q_{1m}$	Provozní silový cyklus střední síly	[N]
$R$	Poloměr	[mm]
$R_a$	Axiální síla	[N]
$R_A$	Reakce v podpoře A	[N]
$R_B$	Reakce v podpoře B	[N]
$R_e$	Napětí na mezi kluzu	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$R_{ek}$	Mez kluzu v krutu	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$s$	Tloušťka stěny pláště	[mm]
$S$	Průřez šroubu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_0$	Průřez šroubu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_T$	Průřez náhradní trubky	[mm <sup>2</sup> ]
$t$	Rozteč drážek bubnu	[mm]
$\tau_D$	Dovolené napětí ve smyku	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\tau_K$	Napětí v krutu	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$v_l$	Rychlost lana	[m.s <sup>-1</sup> ]
$W_k$	Modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	Modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$x$	Vzdálenost lana na bubnu	[mm]
$x$	X-ová souřadnice působíště	[mm]
$Y$	Y-nová souřadnice působíště	[mm]
$z$	Počet závitů bubnu	[závit]
$Z$	Osová síla ve šroubu	[N]
$\alpha$	Koeficient velikosti bubnu	[-]
$\alpha_0$	Součinitel tvaru	[-]
$\beta_0$	Součinitel tvaru	[-]
$\beta_n$	Úhel boku závitu	[°]
$\gamma$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\Delta l_1$	Deformace přitěžovaných částí	[mm]
$\Delta l_2$	Deformace odlehčovaných částí	[mm]
$\varepsilon_v$	Součinitel velikosti	[-]
$\eta_p$	Součinitel jakosti povrchu	[-]
$\eta_{př}$	Účinnost převodovky	[-]
$\sigma_{c(-1)}^*$	Snížená mez únavy	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_c$	Celkové napětí šroubu	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_{c(-1)}$	Mez únavy	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_{DOV}$	Dovolené napětí	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_k$	Mez kluzu	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_o$	Ohybové napětí	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_p$	Mez pevnosti	[N.mm <sup>-2</sup> ]



$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_{tl}$	Napětí od sevření	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\Phi$	Součinitel snížení meze únavy	[-]
$\varphi'$	Úhel tření	[°]
$\varphi'$	Třecí úhel závitu	[°]
$\psi_{\sigma}$	Součinitel vlivu $\sigma_m$ na mez únavy	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\psi_{\sigma^x}$	Součinitel vlivu $\sigma_m$ na mez únavy	[N.mm <sup>-2</sup> ]
$\omega_b$	Úhlová rychlost bubnu	[rad.s <sup>-1</sup> ]

## 10. Seznam použité literatury

- [1] HORGNIG nářadí: Naviják 300kg + lano a hák 80730 [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: [https://www.naradihornig.cz/navijak-300kg-lano-a-hak-80730\\_z15702/](https://www.naradihornig.cz/navijak-300kg-lano-a-hak-80730_z15702/)
- [2] K-technik: Jeřábové komponenty [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.k-technik.cz/page.php?page=jerabove-komponenty>
- [3] Svářečky-obchod.cz: Elektrický lanový naviják GSZ 500/1000 GÜDE [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <https://www.svarecky-obchod.cz/dilenske-vybaveni/zvedaci-technika/lanove-zvedaky-navijaky/14988-elektricky-lanovy-navijak-gsz-480-960.htm>
- [4] AGRICO s.r.o.: Lesní lanové navijáky [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.agrico-sro.cz/eshop-lanovy-navijak-manatech-igland-pro-pevne-nastavby.html>
- [5] SVP Půjčovna: Stavební výtah Geda 200 comfort [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.stavebni-vytahy.cz/1-stavebni-vytah-geda-200-comfort-sikme-provedeni.html>
- [6] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Jeřáby*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1968. Technický průvodce.
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [8] *Hovorka lana-řetězy: Příslušenství pro ocelová lana* [online]. Martin Hovorka, 2017 [cit. 2017-03-06]. Dostupné z <http://www.lana-retezy.cz/>
- [9] MYNÁŘ, Břetislav; KAŠPÁREK, Jaroslav. Dopravní a manipulační zařízení-pro posluchače bakalářského studia na FSI v Brně
- [10] SKF: *Ložiskové jednotky* [online]. 2017 [cit. 2017-03-24]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/product-tables/index.html>
- [11] Pružnost a Pevnost: Namáhání při proměnlivém zatížení [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: [http://pruznost.unas.cz/PP\\_II\\_unava.pdf](http://pruznost.unas.cz/PP_II_unava.pdf)
- [12] KUGL, Otmar. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 16řs. ISBN 80-01-03205-1.
- [13] Spojky pro moderní pohony: Zubová spojka [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: [https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools\\_Downloads/kataloge/02\\_tooth\\_gear\\_coupling\\_GEARex.pdf](https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/02_tooth_gear_coupling_GEARex.pdf)
- [14] RAVEO s.r.o.: Šnekové převodovky CM/CMP [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: [http://www.raveo.cz/sites/default/files/dokumenty/snekove\\_CM\\_CMP\\_en.pdf](http://www.raveo.cz/sites/default/files/dokumenty/snekove_CM_CMP_en.pdf)
- [15] SIEMENS: Technika pohonů [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: [http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/k02/cat\\_k02\\_20\\_10-04\\_cz.pdf](http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k02/cat_k02_20_10-04_cz.pdf)
- [16] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2008

## 11. Seznam obrázků

Obr. 1.: Ruční naviják [1].....	3
Obr. 2.: Jeřábová kočka [2] .....	3
Obr. 3.: Elektrický lanový naviják [3].....	4
Obr. 4.: Lesní hydraulický lanový naviják [4] .....	5
Obr. 5.: Stavební výtah [5] .....	5
Obr. 6.: Přímé zavěšení břemene .....	6
Obr. 7.: Zavěšení břemene přes kladnici .....	6
Obr. 8.: Použití navijáku na vrátky .....	6
Obr. 9.: Rozložení sil v kladkách .....	7
Obr. 10.: Použití navijáku k tahání .....	7
Obr. 11.: Šestipramenné lano 114 drátů [7] .....	8
Obr. 12.: Oko na konci lana [8] .....	9
Obr. 13.: Rozměry bubnu [7] .....	10
Obr. 14.: Délky bubnu [6].....	11
Obr. 15.: Tlakové síly lana [6].....	12
Obr. 16.: Ukotvení lana pomocí příložek [6] .....	13
Obr. 17.: Rozměry pera [7].....	17
Obr. 18.: Reakce v ložiskách.....	18
Obr. 19.: Vruby na hřídeli.....	20
Obr. 20.: Oválná přírubová ložisková jednotka Y [10] .....	22
Obr. 21.: Zubová spojka [13].....	23
Obr. 22.: Rozklad síly do podpor .....	25
Obr. 23.: Síla v podpoře rozložená do kotvící síly .....	27
Obr. 24.: Rozklad síly a působíště do směru x a y.....	27
Obr. 25.: Rozměr spojovaného materiálu.....	30
Obr. 26.: Výsledná podoba navijáku .....	34

## 12. Seznam grafů

Graf. 1.: Graf ohybového momentu .....	19
Graf. 2.: Graf průhybu hřídele.....	19
Graf. 3.: Graf natočení hřídele .....	19
Graf. 4.: Velikost sil v závislosti na vzdálenosti lana .....	26
Graf. 5.: Síly v závislosti na úhlu lana .....	28
Graf. 6.: Diagram předepjatého spoje .....	33

## 13. Seznam příloh

[I]	Výkres sestavy lanového navijáku BP-2017-1S
[II]	Kusovník sestavy lanového navijáku BP-2017-1S-K
[III]	Elektronická verze: Výkres sestavy bubnu BP-2017-1-1S
[IV]	Elektronická verze: Kusovník sestavy bubnu BP-2017-1-1S-K
[V]	Elektronická verze: Výkres hřídele bubnu BP-2017-1-1S001
[VI]	Elektronická verze: Výkres sestavy rámu BP-2017-1-2S
[VII]	Elektronická verze: Kusovník sestavy rámu BP-2017-1-2S-K



- [VIII] Elektronická verze: Výkres plechu BP-2017-1-2S001
- [IX] Elektronická verze: Výkres Kroužku BP-2017-1-2S002
- [X] Elektronická verze: Výkres přivařovacího šroubu BP-2017-1-2S003
- [XI] Elektronická verze: Výkres patky BP-2017-1-2S004
- [XII] Elektronická verze: Výkres trubky BP-2017-1-2S005
- [XIII] Elektronická verze: Výkres příruby BP-2017-1-2S006
- [XIV] Elektronická verze: Výkres sestavy boku BP-2017-1-3S
- [XV] Elektronická verze: Kusovník sestavy boku BP-2017-1-3S-K
- [XVI] Elektronická verze: Výkres plechu BP-2017-1-3S001