



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh lanového navijáku**

**Design of cable winch**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2019**

**Petr PŮLPÁN**

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

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

**Vedoucí práce:** Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.



# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Půlpán** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **465536**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojího inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh lanového navijáku**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Cable Winch**

Pokyny pro vypracování:

V rámci bakalářské práce navrhnete mobilní lanový naviják. Práce bude obsahovat rešerši běžných konstrukčních řešení lanových navijáků. Na základě vypracované rešerše a požadovaných parametrů provedte vlastní návrh zvoleného typu navijáku. Proveďte potřebné návrhové a kontrolní výpočty vybraných uzlů navijáku. Vypracujte 3D model navijáku a vytvořte 2D výkres sestavy navijáku.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.

KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Roman Uhlíř, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**


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

Datum zadání bakalářské práce: **27.03.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: **12.12.2019**

  
Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce


  
Ing. František Čopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
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.

23.4.2019  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Návrh lanového navijáku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 19. 7. 2019

Petr Půlpán

# Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D. za pomoc při řešení problému s mou prací a návrhem a Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. za cenné rady. Dále bych chtěl poděkovat celé mé rodině a kamarádům za podporu během mého studia.

# ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora	Petr PŮLPÁN
Název BP	Návrh lanového navijáku
Anglický název	Design of cable winch
Rok	2019
Studijní program	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia	2301R000 je bez oboru
Ústav	Ústav konstruování a části strojů
Vedoucí BP	Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
Bibliografické údaje	Počet stran 43 Počet obrázků 28 Počet příloh 2
Klíčová slova	Lanový naviják, lano, lanový buben, pohon mechanismu
Keywords	Cable winch, cable, rope drum, drive mechanism

Anotace

Tato bakalářská práce pojednává o přehledu běžně používaných navijácích a o návrhu lanového navijáku pro navíjení nepojízdného automobilu na odtahové vozidlo. Parametry mechanismu jsou maximální hmotnost automobilu a maximální úhel, pod kterým může být navíjeno.

Abstract

This bachelor thesis deals with an overview of commonly used winches and the design of a rope winch for winding an immobile car on a tow truck. The mechanism parameters are the maximum weight of the car and the maximum angle under which it can be wound.

## Obsah

1	Úvod .....	1
2	Rozdělení navijáků .....	2
2.1	Komponenty navijáků .....	2
2.2	Dělení navijáků dle konstrukce pohonu.....	2
2.2.1	Ruční a nástěnné navijáky .....	2
2.2.2	Elektrické navijáky .....	3
2.2.3	Hydraulické navijáky.....	4
2.2.4	Ostatní navijáky .....	5
3	Dělení dle umístění lanových navijáků .....	6
3.1	Lanový naviják je součástí mechanismu .....	6
3.1.1	Výtahový stroj .....	7
3.1.2	Jeřáby.....	7
3.2	Lanové navijáky jako samostatné jednotky .....	7
3.2.1	Offroad lanové navijáky .....	8
3.2.2	Ostatní technika .....	8
3.2.3	Přehled navijáků pro vyprošťovací techniku.....	9
4	Rozbor zadání .....	10
5	Návrh lana.....	11
5.1	Výpočet tažné síly.....	11
5.2	Volba lana .....	12
5.3	Zakončení lana.....	13
6	Návrh bubnu .....	15
6.1	Výpočet průměru bubnu .....	15
6.2	Výpočet délky a počet závitů na bubnu .....	15
6.3	Namáhání bubnu .....	16
6.3.1	Ohyb .....	16
6.3.2	Krut.....	18

6.3.3	Vnější přetlak.....	19
6.3.4	Redukované napětí .....	19
6.3.5	Výsledná bezpečnost bubnu .....	19
7	Návrh hřídele .....	20
7.1	Výpočet pera .....	20
7.1.1	Kontrola pera na otláčení.....	22
7.1.2	Kontrola pera na střih .....	22
7.2	Statická kontrola hřídele .....	22
7.2.1	Výpočet redukovaného napětí na hřídeli .....	24
7.2.2	Výsledná statická bezpečnost .....	26
8	Návrh ložisek.....	26
8.1	Výpočet reakcí .....	27
8.2	Volba ložiska .....	28
9	Volba pohonu .....	30
9.1	Návrh motoru.....	31
9.1.1	Výpočet výkonu.....	31
9.2	Návrh převodovky .....	32
9.3	Návrh spojky.....	33
10	Výsledný model.....	34
11	Závěr.....	35
12	Seznam symbolů.....	36
13	Seznam použité literatury .....	39
14	Seznam obrázků.....	42
15	Seznam grafů .....	43
16	Seznam tabulek.....	43
17	Seznam příloh.....	43



# 1 Úvod

Manipulační technika, která zahrnuje i navijáky, popř. vrátky se řídí normou ČSN 2600 02. Manipulace s materiálem. Přímo o lanových navijácích pojednává norma ČSN EN 14492-1. Navijákem se v technické terminologii myslí zařízení sloužící k manipulaci s břemenem. Jeho principem je vyvození tažné síly v lanu, které se navíjí na buben, a tím dochází k přesunu břemene. K manipulaci dochází jak svislým směrem, tak i vodorovným. Navijáky byly v dřívějších dobách poháněny především mechanicky. Mechanickou sílu dnes ve větší míře nahradil elektrický pohon, popř. hydraulický pohon. Jejich použití je nezbytné při montážích, na stavbách, v dolech nebo železnicích. Zde jsou využívány jako pomocná tažná zařízení. [1], [2]

Prvním dílčím cílem této práce je zpracování přehledu dnes běžně užívaných navijáků a zdvihacích zařízení. Tento přehled bude rozdělen dle několika konstrukčních řešení navijáků. Druhým velkým dílčím cílem je na základě takto zpracované rešerše provedení návrhu samotného lanového navijáku. Tento návrh bude mimo jiné obsahovat návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých uzlů navijáku. Výsledkem těchto výpočtů bude vytvoření 3D modelu v programu Autodesk Inventor a následně 2D výkresová dokumentace v témže programu.





## 2 Rozdělení navijáků

Navijáky dělíme na několik typů a volíme je podle námi požadovaných parametrů a účelu použití. Vstupními parametry mohou být například způsob manipulace s břemenem (svislé, vodorovné). Dříve byly pro vodorovné zdvihání určeny navijáky a vrátky pro svislé přemísťování. Dnes se ovšem oba druhy souhrnně nazývají navijáky. Důležitým faktorem při výběru navijáku může být i konstrukce jejich pohonu, popřípadě zda vyžadujeme navíjedlo mobilní nebo pevně uchycené. [1], [2]

### 2.1 Komponenty navijáků

Hlavním prvkem navijáku je navíjecí buben s postranicemi, na který je navíjeno tažné lano. Buben je buď navíjecí, nebo třecí a je uložen v rámu, který bývá ze svařované konstrukce a dále slouží k uchycení celého ústrojí navijáku. Navíjedla mohou být konstrukčně provedena jako jednobubnová nebo několikabubnová (složená). Mechanismus je poháněn buď ručním pohonem (klika), nebo motorem. Výkon motoru se přenáší na buben přes převodovku. Převod je realizován pomocí ozubených soukolí čelních či šnekových kol, nebo pomocí třecího převodu. Vrátek (naviják) je také vybaven brzdou (případně dvěma) a její funkce spočívá v zabránění zpětného chodu, a tím odvíjení břemene zpět při případném výpadku pohonu. [2], [3], [4]

### 2.2 Dělení navijáků dle konstrukce pohonu

#### 2.2.1 Ruční a nástěnné navijáky

Nástěnné navijáky se někdy označují názvem „nástěnné zvedáky bubnové“. Nejběžnější výskyt těchto konstrukcí navijáku je v pomocných zdvihacích strojích ve skladištích nebo montážích. K pohonu se využívá především ručního pohonu a převod je zajištěn čelními nebo šroubovými koly. Tyto navijáky jsou montovány bočně na stěnu nebo konstrukci. Jejich výhodou jsou menší rozměry a nízká hmotnost.

U ručních navijáků (Obr. 1) se jedná o nejjednodušší typ navijáku z hlediska konstrukce. V porovnání s nástěnnými vrátky se odlišují svým konstrukčním provedením, a to upevněním, kdy ruční (kozový) naviják je uchycen dole ke konstrukci. Tyto navijáky jsou



Obr. 1.: Ruční naviják [5]

poháněny ruční klikou přes ozubené převody. Ty mohou být čelní nebo šnekové. Rozdíl mezi nimi je v rychlosti a síle, kterou tyto navijáky vyvodí k manipulaci břemene. Zpětnému chodu ručního navijáku je zabráněno rohatkou se západkou. [1], [2], [4]

## 2.2.2 Elektrické navijáky

Jedná se o nejrozšířenější druh navijáků. Oproti ručním navijákům, poháněným mechanickou silou přes kliku, je zde pro vyvození tažné síly, a tím i zajištění větší síly použit elektromotor. Elektrické navijáky (Obr. 2) můžeme rozdělit na stabilní, což jsou navijáky pevně uchycené, nebo na navijáky mobilní, to jsou navijáky přenosné s částečným ukotvením.



Obr. 2.: Elektrický lanový naviják [7]

Elektromotor, který je hlavní složkou tohoto mechanismu, volíme podle typu sítě, ke které je motor připojen. Důraz je třeba klást i na další aspekty provozu, jako jsou například pracovní rychlost nebo prostředí. Mezi nejčastější typy patří třífázový elektromotor

s napětím 380 V, popř. jednofázový elektromotor 230 V s frekvencí 50 Hz. Motor pohání buben přes spojku (třecí) a převodovku. Ve větší míře nalezneme ozubené převody s čelními koly, ale objeví se i šnekové převody. Ty však nejsou tolik rozšířené. Elektromotor obsahuje i brzdu, ta zajišťuje bezpečnější chod navijáku. Například při výpadku proudu. Ovládání navijáku je zajištěno buď přímo, nebo dálkovým kabelem.

Objevují se ale i jiné druhy elektromotorů, například i stejnosměrné motory. Častěji se ovšem vyskytují asynchronní motory, které jsou jednodušší a levnější.

Elektrický pohon má řadu výhod, mezi něž patří například pohotovost, vysoká účinnost, krátkodobá přetížitelnost, regulace otáček, čistý provoz, nízká hmotnost apod. Ovšem s tímto pohonem je spojeno i to, že k jeho provozu je nutný přívod elektrické energie a velký počet otáček. To má za následek použití převodovky k redukci otáček na námi požadované výstupní otáčky. [1], [4], [6]

### 2.2.3 Hydraulické navijáky

Hydraulické navijáky (Obr. 3) jsou svojí konstrukcí a provedením velmi blízké elektrickým navijákům. Rozdíl mezi těmito typy je ve způsobu použití hnacího pohonu, to znamená



Obr. 3.: Hydraulický lanový naviják [8]

využití hydromotoru namísto elektromotoru. Ten využívá vlastnosti kapaliny (nejčastěji hydraulického oleje). Princip spočívá ve změně energie v tlakovou a kinetickou energii této kapaliny a naopak. Podle způsobu přeměny energií potom hovoříme o hydrodynamických, nebo hydrostatických pohonech. Regulace tlaku je zajištěna dvoucestným propouštěcím ventilem v rozmezí (2,5 - 20) MPa.

Ze srovnání parametrů elektrického a hydraulického navijáku získáme rozdíl v tažné síle, která je u hydro navijáků větší. Z tohoto důvodu se hydraulické navijáky používají v provozech, kde dochází k manipulaci s těžkými břemeny. Zároveň jsou schopny nahradit funkci jeřábu díky svým malým rozměrům. [1], [4], [6]

## 2.2.4 Ostatní navijáky

Další častou konstrukcí jsou pneumatické navijáky (Obr. 4), jejichž provedení je velice blízké hydraulickým navijákům. Zásadní rozdíl je v hnacím ústrojí, hydromotor zde nahradil pneumatický motor. Ten pracuje na principu změny mechanické energie v tlakovou energii vzduchu. Důležitým konstrukčním prvkem jsou pružinové kotoučové brzdy, jejichž účelem je zabezpečení držení břemene při výpadku tlakového vzduchu. Ovládají se ručně, nebo pomocí dálkového ovládání, které obsahuje nouzové tlačítko k zastavení navijáku.



Obr. 4.: Pneumatický lanový naviják [9]

Převodovka, kterou jsou navijáky vybaveny, může být čelní, planetová nebo šneková. Využití pneumatických navijáků je především v nahrazení elektrických vrátků, a to v místech s větším množstvím nečistot nebo agresivních látek. Výhodou je i použití ve výbušném prostředí či v místech s rizikem požáru. Nevýhodou je tažná síla, která je v porovnání s hydraulickými navijáky menší. [1], [4]

Navijáků členěných podle způsobu pohonu je celá řada. Za zmínku stojí i provedení, kdy jsou navijedla poháněna spalovacím motorem (benzínovým, nebo dieslovým) (Obr. 5). Jejich pozitivum je, že pro svůj provoz potřebují pouze dostatek pohonných hmot. Využívají se v oblasti lesnictví, stavebnictví nebo dokonce i ve sportu. Obecně lze říci, že jejich využití



Obr. 5.: Lanový naviják se spalovacím motorem [10]

nalezneme v místech, kde není zajištěn přívod elektrické energie. Zároveň však pro posouzení vlastností spalovacích motorů je nutná znalost jejich charakteristik. Speciální navijáky mohou využívat i elektrický akumulátorový pohon, jejich míra použití je však velmi malá. Pro jejich provoz je nutné nabití z baterie nebo dobíjení z autobaterie. [1], [4]

### 3 Dělení dle umístění lanových navijáků

Navijáky mohou být umístěny jako samostatné zařízení (vyprošťovací, odtahová, zemědělská technika), nebo jsou součástí některých strojů (např. jeřáby, výtahy).

#### 3.1 Lanový naviják je součástí mechanismu

Lanové navijáky nalezneme v řadě zařízení, kde by bez jejich přítomnosti tyto stroje nebyly schopné pracovat. Mezi takovéto stroje patří například výtahy a jeřáby. U těchto strojů mají navijáky speciální konstrukci. [1]



### 3.1.1 Výtahový stroj

Bubnové lanové výtahy se skládají mimo jiné z kabiny zavěšené na soustavě lan a strojovny, ve které je umístěn výtahový stroj, který přeměňuje energii zdroje na kinematickou energii. Tento stroj je poháněn elektrickým asynchronním motorem a frekvenčním měničem. Motor přes převodovku pohání lanový buben, jehož povrch je drážkován a profil drážek odpovídá průměrům nosných lana, která jsou na tento buben navíjena. Tím dochází ke spouštění a vytažení kabiny výtahu ve výtahové šachtě, a tím k dopravě osob, popřípadě materiálu. Každý výtah musí obsahovat minimálně jeden výtahový stroj. [1], [3]

### 3.1.2 Jeřáby

Jeřáby jsou nejpoužívanější skupinou manipulační techniky. Jejich přední výhodou je velká nosnost a velký svislý zdvih. Skládají se z ocelové nosné konstrukce a na ní jsou umístěny další části jeřábu, mezi které patří pojezd, výložník, jeřábová kočka a pohonná jednotka. Rozdělení jeřábů je možné dle několika hledisek, kterými jsou například tvar nosné konstrukce, nebo dle pohybu celého jeřábu.

A právě nejdůležitější součástí jeřábů vzhledem k této práci je jeřábová kočka, což je prvek jeřábů obsahující kladkostroje nebo lanová navíjedla určená pro zdvihání břemene. Kočka je umístěna na nosné konstrukci podle druhu jeřábu. U mostových je uložena na příčném nosníku mezi dvěma nosníky a pohybuje se pomocí samostatných pojezdů. Další možností jsou věžové jeřáby, kde se kočka pohybuje po výložníku (ramenu) jeřábu pomocí tažných lan navíjených na buben, jedná se o tzv. pohonný naviják. Jeho funkcí je pouze zajišťovat pohyb kočky, nijak nepomáhá se zdviháním břemene. [1], [2]

## 3.2 Lanové navijáky jako samostatné jednotky

Lanové navijáky se ve velké míře používají jako samostatné stroje. Jednou takovou velkou skupinou je vyprošťovací technika. Tato technika pomáhá s vyproštěním zaklíněných břemen. Jedná se o oblast, kde je jejich výskyt velmi častý, někdy dokonce i nutný. Nalezneme je u terénních vozidel, odtahových vozidel, lesních a zemědělských strojů, ale také na vozidlech složek záchranného hasičského systému.

### 3.2.1 Offroad lanové navijáky

U offroadů (Obr. 6) mají lanové navijáky účel vytažení uvíznutého terénního automobilu. Lanový naviják zde tedy pomocí ukotvení lana o jiný opěrný bod a následným navíjením lana vyprostí zaklíněný offroad. Tento naviják nenalezneme jen u automobilů, ale také i u terénních čtyřkolek, potom hovoříme o ATV navijácích nebo o tzv. quad navijácích.



Obr. 6.: Lanový naviják u offroadů [13]

Lanové navijáky nalezneme také na odtahových vozidlech (Obr. 7). Funkce navijáku je zde ve vytažení jiného nepojízdného automobilu, ať už s jakoukoliv poruchou znemožňující jeho pohyb, nebo vraku na ložnou plochu odtahového vozu. [11], [12]



Obr. 7.: Lanový naviják u odtahového vozu [14]

### 3.2.2 Ostatní technika

Jak již bylo uvedeno, lanové navijáky můžeme nalézt i u lesních, zemědělských strojů dále i u hasičské techniky (Obr. 8). Těchto oblastí je celá řada, funkce je ovšem pro všechny stejná. Jedná se o techniku, která potřebuje využít jejich principu k vyproštění jiných břemen.



Obr. 8.: Lanový naviják na vozidle HZS [15]

### 3.2.3 Přehled navijáků pro vyprošťovací techniku

#### Elektrický naviják Golemwinch 2,7 t

Naviják je určen pro offroady nebo odtahová vozidla s tažnou silou 6000 lbs (2,7 t). Zároveň splňuje normu ČSN EN 14492-1. Je poháněn DC elektromotorem o výkonu 3,7 kW 12 V. Převodovka je zde 3-stupňová planetová (Obr. 9.). [14]



Obr. 9.: Elektrický lanový naviják GOLEMWINCH 2,7 t [14]

#### Elektrický naviják pro čtyřkolky Golemwinch 1,6 t

Jedná se o ATV naviják s maximální tažnou silou 3500 lbs (1,6 t), který splňuje normu ČSN EN 14492-1. Pohonná jednotka je zde opět DC elektromotor o výkonu 1,2 kW 12 V a 3-stupňová planetová převodovka. Tento naviják je určen i pro nejtěžší čtyřkolky (Obr. 10). [16]



Obr. 10.: Elektrický naviják pro čtyřkolky GOLEMWINCH 1,6t [16]



### Elektrický lanový naviják RAMSEY WINCH RE 50.7

Naviják je vyráběn ve dvou provedeních. Prvním konstrukčním provedením je vybavené DC elektromotorem o výkonu 1,9 HP 12 V a druhým provedením je vybavené taktéž elektromotorem o výkonu 2,5 HP 24 V. Obě varianty splňují normu ČSN EN 14492-1 a jsou vybaveny šnekovou převodovkou s celkovým převodovým poměrem 470:1. Jeho tažná síla je 50,7 kN (Obr. 11). [17]



Obr. 11.: Elektrický naviják RAMSEY WINCH [17]

### Hydraulický naviják Dragon Winch Hidra 1800 HD

Jde o velmi robustní typ navijáku s maximální tažnou silou 81,65 kN. Poháněn je hydromotorem o průtoku oleje (5-65) l/min a maximálním tlaku oleje 14 MPa. Převodovka je zde 2-stupňová planetová. Využití toho navijáku je pro užitková vozidla (Obr. 12). [18]



Obr. 12.: Hydraulický lanový naviják DRAGON WINCH Hidra 1800 HD [18]

## 4 Rozbor zadání

Po vypracování rešerše běžně užívaných lanových navijáků bylo přistoupeno k návrhu nové konstrukční varianty lanového navijáku pro odtahový vůz s pojízdnou naklápací ložnou plochou (Obr. 13), který bude zajišťovat vytažení nepojízdného vozidla na tuto plochu. Maximální nosnost lanového navijáku byla stanovena na 2 500 kg. Tato zvolená maximální nosnost postačuje pro vyproštění většiny v současnosti vyráběných větších vozidel, jako jsou například terénní vozidla. Délka naklápací plošiny se liší podle výrobce odtahových vozů. V průměru se tato délka pohybuje v rozmezí (5 – 6) m. Je zapotřebí brát v potaz také maximální úhel sklonu plošiny. Jedná se o úhel, který svírá pojízdná ložná plocha se zemským povrchem. Tento úhel byl stanoven na 10°.



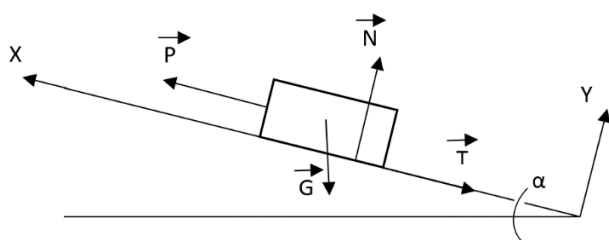
Obr. 13.: Navíjení automobilu na odtahové vozidlo SPEEDER [19]

## 5 Návrh lana

Přenos tažné síly je zajištěn pomocí ocelového lana složeného z tažených ocelových drátů vinutých v prameny. Lana jsou nosnými orgány zdvihacích mechanismů. Můžeme je rozdělit dle dvou hledisek. Za prvé je dělíme na lana jednopramenná, používají se jako nosná lana, či na lana více pramenná. Dalším kritériem dělení jsou ocelová lana pohyblivá a nepohyblivá. Mezi pohyblivá lana patří například lana jeřábů a výtahů. Lana nepohyblivá jsou například kotevní. Pokud bychom se zaměřili především na šestipramenná lana, tak jejich nejběžnější konstrukce jsou Standard, Seal nebo Warrington. Při výběru lana nás zajímají charakteristické údaje, které uvádí výrobce. Jsou to především pevnost drátu, průměr lana, jmenovitá únosnost lana a konstrukce lana. [6], [20]

### 5.1 Výpočet tažné síly

Při výpočtu statických rovnic rovnováhy a výpočtu síly v lanu vycházím z Obr. 14.



Obr. 14.: Rozbor silových poměrů

**Statické rovnice rovnováhy:**

$$\mathbf{X}: P - G \cdot \cos(\alpha) - T = 0 \quad (1)$$

$$\mathbf{Y}: N - G \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (2)$$

$$T = \mu \cdot |N| \quad (3)$$

$$N = G \cdot \sin(\alpha) \quad (4)$$



Součinitel smykového tření: pryž-ocel  $\mu = 0,7$ ,

pryž – asfalt  $\mu = 0,8$ .

[21]

### Tažná síla v lanu

$$P = \mu \cdot G \cdot \sin(\alpha) + G \cdot \cos(\alpha) \quad (5)$$

$$P = 0,8 \cdot 25\,000 \cdot \sin 10^\circ + 27\,000 \cdot \cos 10^\circ$$

$$P = 28\,093,16 \text{ N}$$

## 5.2 Volba lana

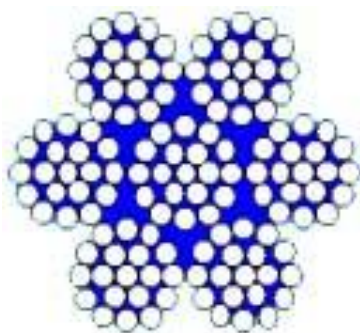
Při výpočtu jmenovité únosnosti lana (popř. tažné síly) je brána v potaz i bezpečnost, se kterou je lano dimenzováno. Tato bezpečnost, se kterým je lano navrhováno, se řídí normou ČSN EN 14492-1. Norma pro tento účel uvádí, že součinitel bezpečnosti je roven 2.

$$P_j = P \cdot k = 28\,093,16 \cdot 2 = 56\,186,32 \text{ N} \quad (6)$$

Podle navržených a vypočítaných hodnot volím ocelové lano ČSN 02 4323 šestipramenné – STANDARD 114 drátů (6x19) s duší (Obr. 15). Parametry lana, které uvádí výrobce, jsou uvedeny v tabulce (Tab. 1).

Tab. 1.: Parametry ocelového lana ČSN 02 4323 [22]

Průměr lana [mm]	Hmotnost [kg/m]	Jmenovitá únosnost lana v kN při jmenovité pevnosti drátu 1770 MPa
9	0,3	57,98



Obr. 15.: Průřez ocelového lana ČSN 02 4323 [22]

Výslednou bezpečnost lana určím z poměru jmenovité únosnosti lana a tažné síly v lanu s ohledem na bezpečnost.

$$k = \frac{P_N}{P} = \frac{57\,980}{28\,093,16} \quad (7)$$

$$k = 2,06$$

- $P_N$  – jmenovitá únosnost lana

Zvolené lano vyhovuje minimální bezpečnosti stanovené normou ČSN EN 14492-1.

### 5.3 Zakončení lana

Konec lana je opatřen vlečným hákem (Obr. 16), jež má nosnost 3 500 kg a je vyroben z oceli C15. Tento hák splňuje maximální zatížení, kterým může být namáhán, zároveň je vybaven pojistkou pro snadné zajištění. [23]



Obr. 16.: Háček vlečný [23]

### Výsledná bezpečnost háku

$$k = \frac{m_H}{m} = \frac{3\,500}{2\,500} \quad (8)$$

$$k = 1,4$$

- $m_H$  – tažná nosnost háku
- $m$  – maximální hmotnost automobilu

### Naváděcí rolna

Pro lepší navíjení lana na lanový buben bude naviják vybaven i naváděcí rolnou (Obr. 17). Rolna zabraňuje velkým vychýlkám lana, a tím zlepšuje jeho průběh navinutí.



Obr. 17.: Naváděcí rolna navijáku



## 6 Návrh bubnu

Buben je hlavním dílem celého navijáku. Je na něj navijeno lano, které může být kladeno do normovaných drážek na povrchu válce bubnu nebo je navijeno na hladký povrch válce. Návrhový výpočet lanového bubnu se řídí normou ČSN EN 14492-1. V této normě je uvedeno, že poměr  $D/d$  (poměr průměru bubnu a průměru lana) musí být nejméně 10. Materiál, ze kterého se vyrábí lanový buben, může být ocel na odlitky uhlíková (ČSN 42 2650.2, ČSN 42 2652.1), nebo šedá litina nelegovaná (ČSN 42 2424, ČSN 42 2432). Buben může být tedy navržen jako svařenec, odlitek, nebo může být jako polotovar použita bezešvá trubka. [6]

### 6.1 Výpočet průměru bubnu

$$D_b = d \cdot \alpha = 9 \cdot 10 = 90 \text{ mm} \quad (9)$$

- $D_b$  – průměr bubnu měřený k ose lana
- $d$  – průměr lana
- $\alpha$  – součinitel závislý na druhu provozu

Volen průměr bubnu měřený pod lano  $D = 100$

### 6.2 Výpočet délky a počet závitů na bubnu

#### Počet závitů lana na bubnu

$$Z = \frac{L}{\pi \cdot D} = \frac{12\,000}{\pi \cdot 100} \quad (10)$$

$$Z = 38,2 \doteq 38$$

- $L$  – navijená délka lana (voleno)
- $Z$  – počet závitů

Lano bude navijeno ve dvou vrstvách, kde v jedné vrstvě bude 18 závitů lana.



### Celková délka bubnu

$$l = z \cdot d = 18 \cdot 9 = 171 \text{ mm} \quad (11)$$

- $l$  – celková délka bubnu
- $z$  – počet závitů lana v jedné vrstvě
- $d$  – průměr lana

Délka bubnu je volena na hodnotu  $L = 180 \text{ mm}$  s ohledem na nepřesnost kladení lana vznikající nedokonalým přilehnutím jednotlivých závitů lan k sobě.

Jako polotovary pro výrobu lanového bubnu byla zvolena bezešvá trubka ČSN 42 5715.01 o vnějším průměru 108 mm a tloušťce stěny 18 mm ze zaručeně svařitelné oceli 11 523. Dále tento polotovar bude obroben na požadovaný vnější průměr  $D = 100 \text{ mm}$ .

## 6.3 Namáhání bubnu

Buben je od síly v lanu namáhán hned trojím způsobem. Dochází k ohybu a krutu bubnu, zároveň je plášť bubnu sevřen lanem, a tím dochází k vnějšímu přetlaku. Po stanovení jednotlivých napětí stanovím výsledné redukované napětí, ze kterého výpočtem zjistím výslednou bezpečnost vzhledem k mezi kluzu zvoleného materiálu. [6]

### 6.3.1 Ohyb

Při výpočtu výsledného ohybového napětí je důležité znát tloušťku stěny bubnu. Ta se dá předběžně stanovit z empirického vztahu. Ovšem skutečná tloušťka se od navrhované liší v důsledku rozdílu vnitřního a vnějšího průměru bubnu.

### Návrh tloušťky stěny

$$s = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 9 \quad (12)$$

$$s = 7,2 \text{ mm}$$



### Výpočet skutečné tloušťky stěny

Tloušťka stěny je určena vnějším průměrem bubnu a největším vnitřním průměrem.

$$s = \frac{D - D_0}{2} = \frac{100 - 72}{2} \quad (13)$$

$$s = 14 \text{ mm}$$

### Výpočet ohybového napětí

Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_o = \frac{P \cdot l_c}{4} = \frac{28\,093,16 \cdot 180}{4} \quad (14)$$

$$M_o = 1\,334\,425 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

### Průřezový modul v ohybu

$$W_o = 0,8 \cdot (D - s)^2 \cdot s = 0,8 \cdot (100 - 14)^2 \cdot 14 \quad (15)$$

$$W_o = 82\,835,2 \text{ mm}^3$$

- $s$  – tloušťka stěny bubnu
- $D_0$  – průměr měřený pod lano

### Výsledné ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{1\,334\,425}{82\,835,2} \quad (16)$$

$$\sigma_o = 16,11 \text{ MPa}$$

- $M_o$  – ohybový moment
- $W_o$  – průřezový modul v ohybu





### 6.3.2 Krut

Velikost kroutícího momentu se mění v závislosti na velikosti průměru bubnu. Tento průměr se mění s průběhem navíjení lana. Největšího kroutícího momentu se dosáhne ve chvíli navíjení 2. vrstvy lana.

#### Výpočet kroutícího momentu

##### 1. Vrstva lana

$$M_k = P \cdot \frac{(D+d)}{2} = 28\,093,16 \cdot \frac{(100+9)}{2} \quad (17)$$

$$M_k = 1\,531\,077,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

##### 2. Vrstva lana

$$M_k = P \cdot \frac{(D_1+d)}{2} = 28\,093,16 \cdot \frac{(118+9)}{2} \quad (18)$$

$$M_k = 1\,783\,915,66 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- $D_1$  – průměr bubnu po navinutí 1. vrstvy lana

#### Průřezový modul v krutu

$$W_k = 1,6 \cdot (D - s)^2 \cdot s = 1,6 \cdot (100 - 14)^2 \cdot 14 \quad (19)$$

$$W_k = 165\,670,4 \text{ mm}^3$$

#### Smykové napětí v krutu

Výsledné smykové napětí v krutu bude

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{1\,783\,915,66}{165\,670,4} \quad (20)$$

$$\tau = 10,77 \text{ MPa}$$

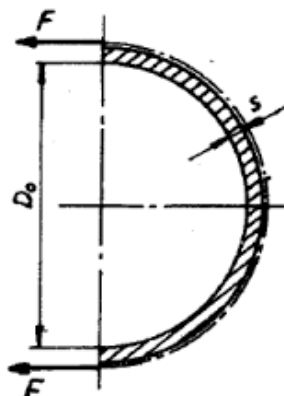
### 6.3.3 Vnější přetlak

Vzhledem k rozměrům bubnu pro výpočet vnějšího přetlaku využiji model tenkostěnné nádoby. Z Obr. 18 plyne vztah pro výpočet tlakového napětí.

$$\sigma_{tl} = \frac{P}{s \cdot t} = \frac{28\,093,16}{14 \cdot 9} \quad (21)$$

$$\sigma_{tl} = 200,67 \text{ MPa}$$

- $t$  – stoupání lanové drážky



Obr. 18.: Vnější přetlak způsobený sevřením bubnu lanem [24]

### 6.3.4 Redukované napětí

Pro výpočet redukovaného napětí využiji hypotézy HMH.

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau^2)} \quad (22)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(14,41^2 + 200,67^2 - 14,41 \cdot 200,67 + 3 \cdot 10,77^2)} = 194,02 \text{ MPa}$$

### 6.3.5 Výsledná bezpečnost bubnu

Hodnota meze kluzu pro materiál 11 523 je  $R_e = 345 \text{ MPa}$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{345}{194,02} = 1,78 \quad (23)$$

Tato bezpečnost vyšla větší než jedna, což je dostačující s ohledem na pracovní vytížení lanového navijáku, který nebude pracovat v neustálém provozu, ale bude používán v určitých krátkých časových intervalech. Návrh bubnu tedy vyhověl všem požadavkům.

## 7 Návrh hřídele

Přenos rotačního pohybu od pohonné jednotky zajišťuje hřídel. Ta je zároveň namáhána kroutícím momentem. Hřídel musí být dimenzována pro jeho přenos. Z tohoto důvodu je nutné stanovit minimální průměr.

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 16}{\tau_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{1\,783\,915,66 \cdot 16}{40 \cdot \pi}} \quad (24)$$

$$d_H = 61,01 \text{ mm}$$

Průměr hřídele je volen na hodnotu  $d_H = 72 \text{ mm}$ . Tento průměr vyhovuje velikosti průměru díry navijecího bubnu. Hřídel bude vyrobena z materiálu 11 500 (E295).

### 7.1 Výpočet pera

Přenos kroutícího momentu na navijecí buben je možné řešit mnoha způsoby. Pro jednoduchost konstrukce a montáže byl zvolen přenos pomocí těsných per. Jeho délka se dimenzuje na velikost kroutícího momentu, ale zároveň musí vyhovovat pevnostní kontrole.

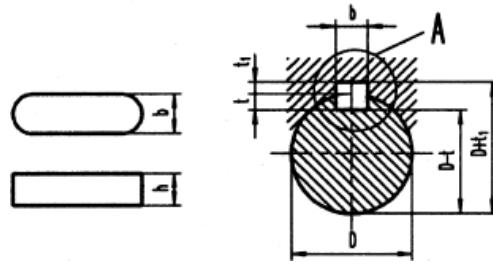
Podle vypočteného průměru hřídele podle tabulky (Tab. 2.) jsou zvoleny rozměry drážky pro pero.

Tab. 2.: Rozměry drážek pro pero [mm] [25]

Hřídel / díra		Pero		Drážka							
Průměr D přes	do	Šířka b	Výška h	v hřídeli			v náboji			b P9	R
				t	úchyly	0	t <sub>1</sub>	úchyly	0		
6	8	2	2	1,1	+0,1	0	0,9	+0,2	+0,1	2	0,2
8	10	3	3	1,7	+0,1	0	1,3	+0,2	+0,1	3	0,2
10	12	4	4	2,4	+0,1	0	1,6	+0,2	+0,1	4	0,4
12	17	5	5	2,9	+0,1	0	2,1	+0,2	+0,1	5	0,4
17	22	6	6	3,5	+0,2	0	2,5	+0,2	+0,1	6	0,4
22	30	8	7	4,1	+0,2	0	2,9	+0,2	+0,1	8	0,4
30	38	10	8	4,7	+0,2	0	3,3	+0,4	+0,2	10	0,4
38	44	12	8	4,9	+0,2	0	3,1	+0,4	+0,2	12	0,6
44	50	14	9	5,5	+0,2	0	3,5	+0,4	+0,2	14	0,6
50	58	16	10	6,2	+0,2	0	3,8	+0,4	+0,2	16	0,6
58	65	18	11	6,8	+0,2	0	4,2	+0,4	+0,2	18	0,6
65	75	20	12	7,4	+0,2	0	4,6	+0,4	+0,2	20	0,6
75	85	22	14	8,5	+0,2	0	5,5	+0,4	+0,2	22	0,6
85	95	25	14	8,7	+0,2	0	5,3	+0,4	+0,2	25	1
95	110	28	16	9,9	+0,2	0	6,1	+0,4	+0,2	28	1
110	130	32	18	11,1	+0,3	0	6,9	+0,4	+0,2	32	1
130	150	36	20	12,3	+0,3	0	7,7	+0,4	+0,2	36	1
150	170	40	22	13,5	+0,3	0	8,5	+0,4	+0,2	40	1
170	200	45	25	15,3	+0,3	0	9,7	+0,6	+0,3	45	1,6
200	230	50	28	17,0	+0,3	0	11,0	+0,6	+0,3	50	1,6
230	260	56	32	19,3	+0,3	0	12,7	+0,6	+0,3	56	1,6
260	290	63	32	19,6	+0,3	0	12,4	+0,6	+0,3	63	1,6
290	330	70	36	22,0	+0,3	0	14,0	+0,6	+0,3	70	2,5
330	380	80	40	24,6	+0,3	0	15,4	+0,6	+0,3	80	2,5
380	440	90	45	27,5	+0,3	0	17,5	+0,6	+0,3	90	2,5
440	500	100	50	30,4	+0,3	0	19,6	+0,6	+0,3	100	2,5

Tab. 3.: Hodnoty tlaku  $p_D$  [MPa] [27]

	provozní režim	povrch	
		netvrzený	tvrzený
spojení nepohyblivé		35 ÷ 50	40 ÷ 80
		50 ÷ 80	80 ÷ 130
		80 ÷ 120	130 ÷ 200
spojení pohyblivé bez zatížení		10 ÷ 15	15 ÷ 30
		15 ÷ 25	30 ÷ 50
		25 ÷ 40	50 ÷ 70
spojení pohyblivé pod zatížením			3 ÷ 7
			7 ÷ 15
			15 ÷ 30



Obr. 19.: Drážka pro pero [25]

Pro  $d_H = 72$  mm dle tabulky (Tab. 2., str. 20) platí, že šířka pera je rovna  $b = 20$  mm, výška  $h = 12$  mm. Z těchto odečtených hodnot se vypočítá požadovaná délka samotného pera. Pro spojení nepohyblivé, provozní režim klidný a povrch netvrzený podle tabulky (Tab. 3., str. 20) je odečten dovolený tlak  $p_D = 120$  MPa.

### Minimální délka pera

$$p_D = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot l_a} \quad (25)$$

$$l_a = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot p_D} \quad (26)$$

$$l_a = \frac{4 \cdot 1\,783\,915,66}{72 \cdot 12 \cdot 120} = 68,82 \text{ mm}$$

Hledaná normalizovaná délka pera je větší než vypočtená hodnota  $l_a$ .

Normalizovaná délka  $l_{\check{c}SN} = 90$  mm

### Výpočet funkční délky pera

$$l_a = l_{\check{c}SN} - b = 90 - 20 = 70 \text{ mm} \quad (27)$$

### Celková délka náboje $l_N$

$$l_N = l_{\check{c}SN} + h \quad (28)$$

$$l_N = 90 + 12 = 102 \text{ mm}$$



Pro navržené pero ČSN 02 2562 je potřeba provést pevnostní kontroly, které se skládají z kontrol pera na otláčení a na stříh.

### 7.1.1 Kontrola pera na otláčení

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad (29)$$

$$p = \frac{4 \cdot 1\,783\,915,66}{72 \cdot 12 \cdot 70} = 117,98 \text{ MPa}$$

$$p = 117,98 \leq 120 \text{ MPa}$$

### 7.1.2 Kontrola pera na stříh

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d_H \cdot b \cdot l_a} \leq \tau_D \quad (30)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 1\,783\,915,66}{72 \cdot 20 \cdot 70} = 35,4 \text{ MPa}$$

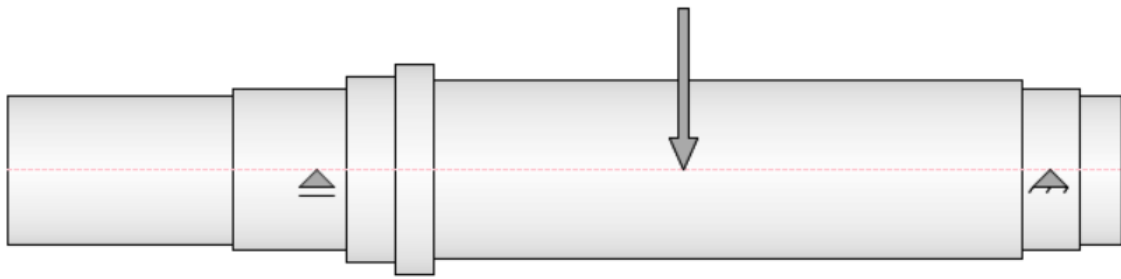
$$\tau = 35,4 \leq 40 \text{ MPa}$$

Zvolené pero ČSN 02 2562 – 12h9x12x90 vyhovuje oběma pevnostním podmínkám.

## 7.2 Statická kontrola hřídele

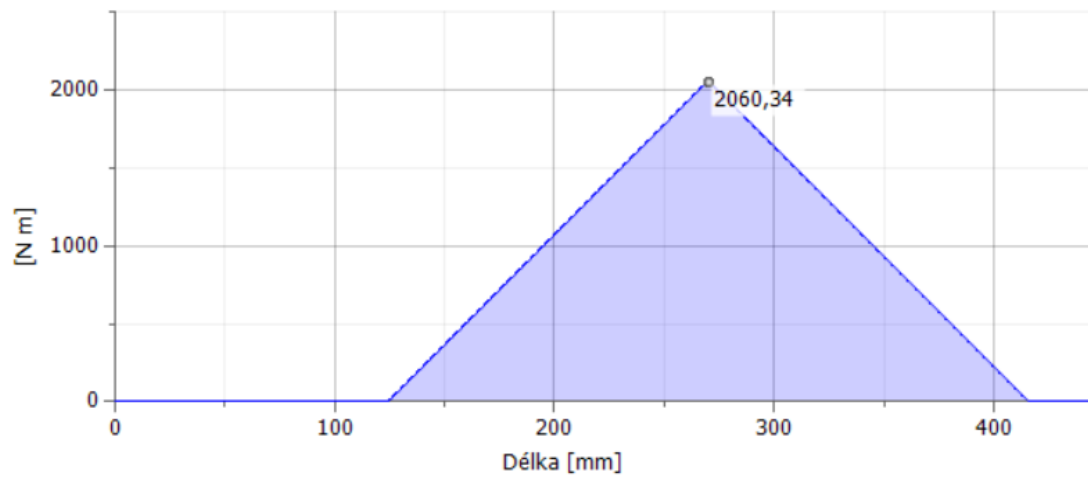
Statická kontrola hřídele je provedena v místě největšího zatížení, které je způsobeno tažnou silou lana (Obr. 20). Zároveň tato kontrola spočívá ve stanovení redukovaného napětí, které se porovná s dovoleným napětím v ohybu nebo ve stanovení statické bezpečnosti. [28]

- *Zatěžující síla*  $P = 28\,093,16 \text{ N}$
- *Průměr hřídele v místě namáhání*  $d_H = 72 \text{ mm}$
- *Celková vzdálenost podpor*  $l_h = 293 \text{ mm}$



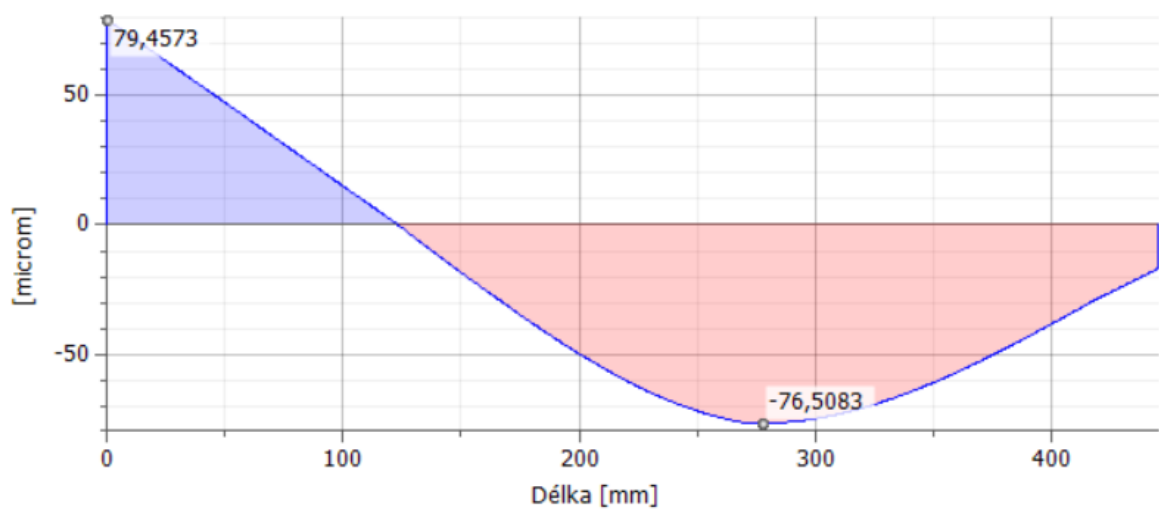
Obr. 20.: Výpočtový model hřídele

### Průběh ohybového momentu



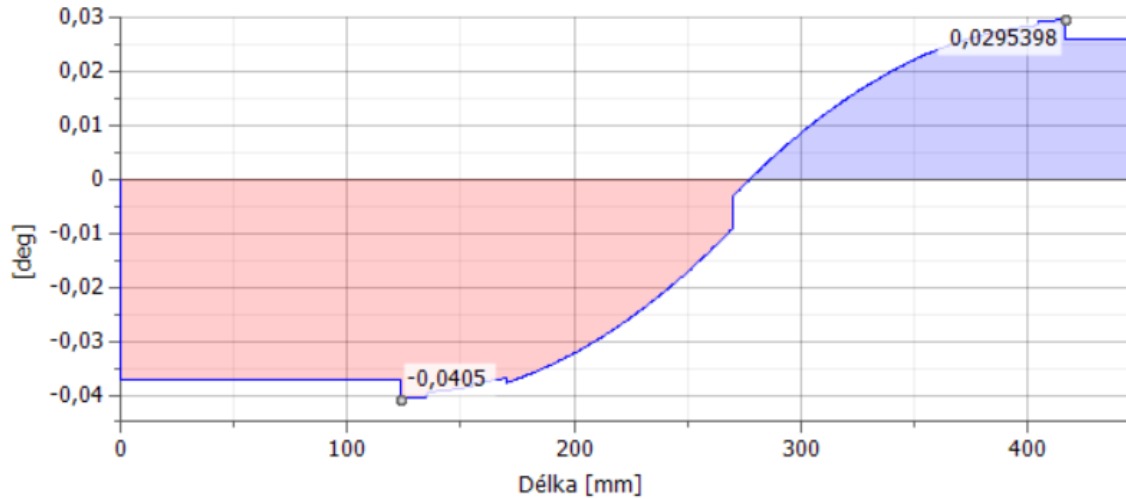
Graf 1.: Průběh ohybového momentu

### Průhyb do roviny YZ



Graf 2.: Průhyb do roviny YZ

## Úhel průhybu do roviny YZ



Graf 3.: Úhel průhybu do roviny YZ

### 7.2.1 Výpočet redukovaného napětí na hřídeli

#### Výpočet modulu odporu v ohybu

Výpočet se provádí v místě, kde je na hřídeli drážka pro pero. Výpočet je nutné provést s ohledem na tuto drážku.

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_H^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d_H - t)^2}{2 \cdot d_H} = \frac{\pi \cdot 72^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,4 \cdot (72 - 7,4)^2}{2 \cdot 72} \quad (31)$$

$$W_o = 32\,354,46 \text{ mm}^3$$

#### Ohybový moment

Hodnota ohybového momentu odečtena z grafu pro jeho průběh (Graf 1.).

$$M_o = 2\,060\,340 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2\,060,34 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Vypočtená hodnota ohybového momentu

$$M_o = \frac{P \cdot l_h}{4} = \frac{28\,093,16 \cdot 293}{4} \quad (32)$$

$$M_o = 2\,057\,824 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2\,057,824 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rozdíl mezi hodnotou ohybového momentu odečtenou a vypočtenou hodnotou je přibližně  $2,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Tento rozdíl je zanedbatelný. Pro další výpočet je použita hodnota ohybového momentu  $M_o = 2\,057\,824 \text{ N} \cdot \text{mm}$

### Výsledné ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{2\,057\,824}{32\,354,46} \quad (33)$$

$$\sigma_o = 63,6 \text{ MPa}$$

### Výpočet modulu odporu v krutu

Podobně jako u výpočtu průřezu modelu v ohybu i zde se provádí výpočet v místě s drážkou pro pero.

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_H^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d_H - t)^2}{2 \cdot d_H} = \frac{\pi \cdot 72^3}{16} - \frac{20 \cdot 7,4 \cdot (72 - 7,4)^2}{2 \cdot 72} \quad (34)$$

$$W_k = 68\,998 \text{ mm}^3$$

### Kroutící moment

$$M_k = 1\,783\,915,66 \text{ N} \cdot \text{mm}$$





### Výsledné smykové napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{1\,783\,915,66}{68\,998} \quad (35)$$

$$\tau_k = 25,86 \text{ MPa}$$

### Výsledné redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\beta \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{63,6^2 + 3 \cdot 25,86^2} \quad (36)$$

$$\sigma_{red} = 77,79 \text{ MPa}$$

### 7.2.2 Výsledná statická bezpečnost

Statická bezpečnost je rovna podílu meze kluzu oceli 11 500 (E295) ku redukovanému napětí. Tato bezpečnost by měla být minimálně (1,2 - 1,3). Hodnota meze kluzu materiálu je  $R_e = 295 \text{ MPa}$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{295}{77,79} = 3,79 \quad (37)$$

Výsledná statická bezpečnost je větší než minimální.

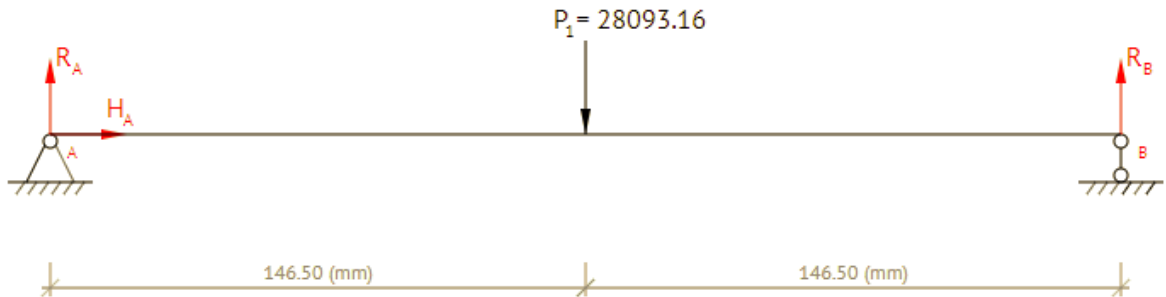
## 8 Návrh ložisek

Ložiska jsou určena k otočnému uložení hřídele a zároveň k přenesení zatížení hřídele na ostatní součásti. Použitá valivá ložiska mají řadu výhod, mezi něž patří malý třecí moment, lepší mechanická účinnost, možnost plného zatížení v klidu, při rozběhu a doběhu. Valivá ložiska se dělí podle směru sil, které zajišťují, a dále pak typem jejich konstrukce. Jedná se tedy o radiální a axiální typ ložiska. Při použití radiálního (popř. axiálního) ložiska nedochází jen k zachycení radiálního (axiálního) zatížení, ale dochází k zachycení i axiálních (radiálních) sil. Ložisko je tedy schopné v určité míře zachytávat i druhý směr zatížení. Podle druhého kritéria může jít o ložiska kuličková, válečková, kuželíková apod. [29]

Při návrhu valivých ložisek musí být známo, jaké zatížení by ložisko mělo především přenášet. Podle toho je voleno vhodné ložisko a následně musí být proveden výpočet na dynamickou únosnost.

## 8.1 Výpočet reakcí

Při výpočtu radiálních reakcí v ložiskách v prvním případě uvažují sílu lana, která je kolmá na buben a působí uprostřed jeho délky. Výpočet vyplývá z Obr. 21.



Obr. 21.: Reakce v ložiskách I [30]

Z rovnice rovnováhy plyne (Obr. 21):

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

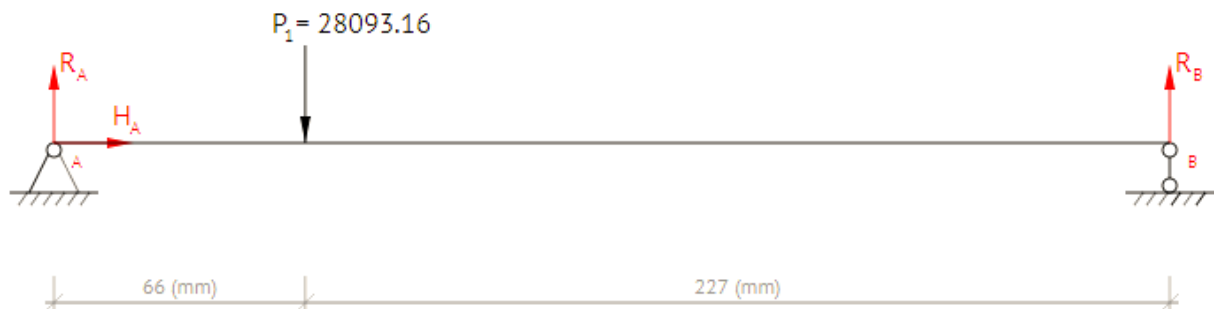
Vzhledem k symetrii platí:  $R_A = R_B$

Výsledná radiální reakce v ložisku

$$R_A = \frac{P}{2} = \frac{28\,093,16}{2} \quad (39)$$

$$R_A = R_B = 14\,046,58 \text{ N}$$

Druhý případ (Obr 22), který uvažují pro zjištění radiální reakce. nastává v okamžiku, kdy lano je v jednom z krajů bubnu a síla je kolmá na buben.



Obr 22.: Reakce v ložiskách II [30]



Z rovnice rovnováhy platí (Obr 22, str. 27):

$$\sum F_y: R_A + R_B - P = 0 \quad (40)$$

$$\sum M_A: R_B \cdot l - P \cdot l_1 = 0 \quad (41)$$

Vyjádřením z momentové rovnice (41) dostávám:

$$R_B = \frac{P \cdot l_1}{l} = \frac{28\,093,16 \cdot 66}{293} \quad (42)$$

$$R_B = 6328,15 \text{ N}$$

A po dosazení do silové rovnice (40) dostávám výslednou reakci v místě A:

$$R_A = P - R_B = 28\,093,16 - 6328,15 \quad (43)$$

$$R_A = 21\,765,01 \text{ N}$$

Maximální radiální reakce v ložisku vzniká při působení radiální síly v kolmém směru v jednom z krajů navijecího bubnu  $F_R = 21\,929,87 \text{ N}$ .

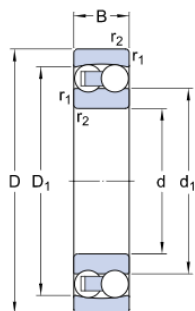
Axiální síla vzniká pouze v případě odklonu lana od osy. Úhel odklonu nesmí přesáhnout maximální úhel  $4^\circ$ .

$$F_{Ax} = P \cdot \sin(\alpha) = 28\,093,16 \cdot \sin(4) \quad (44)$$

$$F_{Ax} = 1\,959,68 \text{ N}$$

## 8.2 Volba ložiska

Axiální zatížení je v porovnání s radiálním daleko menší. Z tohoto důvodu musí ložisko zachytávat hlavně radiální síly. Tento účel by mělo dostatečně splnit dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko SKF 1214 ETN9 (Obr. 23, str. 29), které umožňuje i kompenzování nesouososti a průhybu hřídele. [31]



d	65	mm
D	120	mm
B	23	mm
d <sub>1</sub>	≈ 85.1	mm
D <sub>1</sub>	≈ 104	mm

Obr. 23.: Naklápěcí ložisko SKF 1213 ETN9 [31]

Další parametry uváděny výrobcem viz Tab. 4.

Tab. 4.: Parametry Naklápěcího kuličkového ložiska 1213 ENT9 [31]

$C$ [kN]	$C_0$ [kN]	$e$
35,1	14	0,18

### Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení

Nejprve musí být určen poměr axiálního a radiálního zatížení ložiska. Tento poměr porovnávám s výpočtovým číslem  $e$  uvedeným v tabulce (Tab. 4).

$$\frac{F_{ax}}{F_r} = \frac{1\,959,68}{21\,929,87} = 0,089 \leq e \quad (45)$$

Poměr axiálního a radiálního zatížení je menší než výpočtový číslo  $e$ , z tohoto důvodu bude radiální součinitel  $X$  roven jedné a axiální součinitel  $Y$  roven nule.

$$\frac{F_{ax}}{F_r} \leq e \Rightarrow X = 1, \quad Y = 0$$

- $X$  – radiální součinitel
- $Y$  – axiální součinitel

### Ekvivalentní zatížení

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_{ax} = 1 \cdot 21\,765,01 + 0 \cdot 1959,68 \text{ N} \quad (46)$$

$$F_e = 21\,765,01 \text{ N}$$

### Výpočet otáček na bubnu

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_2} = \frac{60 \cdot 0,0517}{\pi \cdot 0,127} \quad (47)$$

$$n = 7,77 \text{ min}^{-1}$$

- $v$  – obvodová rychlost bubnu
- $D_2$  – průměr bubnu při navíjení 2. vrtsvy lana

### Výpočet trvanlivosti ložiska

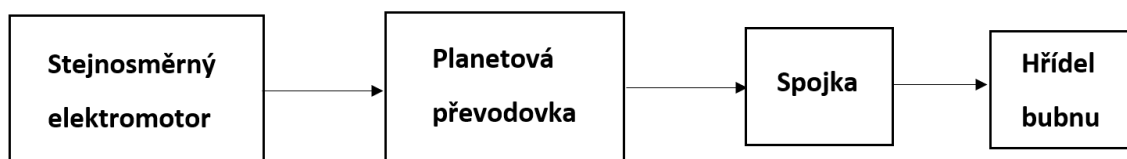
$$L_h = \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{35\,100}{21\,765,01}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 7,77} \quad (48)$$

$$L_h = 8\,996,5 \text{ hod}$$

Byl proveden výpočet trvanlivosti zvoleného valivého ložiska. Tato doba trvanlivosti je postačující s ohledem na celkový čas, po který bude naviják v provozně zatěžován. Zvolené ložisko tedy vyhovuje.

## 9 Volba pohonu

Pohonný mechanismus (Obr. 24) se skládá celkem ze tří částí. Prvním důležitým prvkem je výběr motoru podle požadovaného výkonu. Další částí je volba vhodné převodovky k dosažení konkrétních otáček na navíjecím bubnu. Posledním článkem je spojka, která má za úkol spojení výstupní hřídele převodovky a hřídele bubnu.



Obr. 24.: Schéma pohonného mechanismu navijáku



## 9.1 Návrh motoru

Motor musí být navržen tak, aby splňoval výkonnostní podmínky. U toho typu navijáku může být použito dvou druhů motoru. Prvním je elektrický pohon, u něhož je limitujícím prvkem zdroj elektrické energie. Oproti klasickým vrátkům sloužícím například ve stavebnictví zde není zdroj napětí 230 V. Jako zdroj je zde pouze autobaterie s napětím 12 V, popř. 24 V. Druhou možností je použití hydraulického motoru. S ohledem na jednoduchost motoru volím stejnosměrný elektromotor s napětím 12 V.

### 9.1.1 Výpočet výkonu

Při výpočtu požadovaného výkonu motoru musí být vycházeno z výkonu potřebného na bubnu. Ten je určen z tažné síly na bubnu a obvodové rychlosti. Tato rychlost je určena maximální rychlostí kladení lana. Rychlost kladení lana na buben byla zvolena  $v = 3,1 \text{ m/min}$ . Tato rychlost je zároveň obvodová.

$$v = 3,1 \text{ m/min} = 0,517 \text{ m/s}$$

$$P = F \cdot v = 28\,093,16 \cdot 0,517 \tag{49}$$

$$P = 1451,48 \text{ W}$$

Při volbě elektromotoru musí být uvažovány účinnosti převodovky a spojky. Účinnost planetové převodovky je  $\eta = 0,91$ . Účinnost spojky je rovna  $\eta = 0,99$ . Účinnost zbytku celého mechanismu byla zvolena na hodnotu  $\eta = 0,95$ . Hledaný výkon elektromotoru potom bude:

$$P_{MZ} = \frac{P}{\eta_P \cdot \eta_S \cdot \eta_M} = \frac{1451,48}{0,91 \cdot 0,99 \cdot 0,95} \tag{50}$$

$$P_{MZ} = 1695,94 \text{ W}$$

- $\eta_P$  – účinnost převodovky
- $\eta_S$  – účinnost spojky
- $\eta_M$  – účinnost mechanismu



Pro tento hledaný výkon vyhovuje elektromotor Letrika AMJ 4501. Parametry elektromotoru jsou uvedeny v tabulce (Tab. 5). Motor bude také výrobcem vybaven brzdou.

Tab. 5.: Parametry elektromotoru AMJ 4501 [33]

Označení	Napětí [V]	Výkon [W]	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]
AMJ 4501	12	2 100	1 500

## 9.2 Návrh převodovky

Důležitým prvkem celé pohonné jednotky je volba správné převodovky. U té se musí klást důraz na požadované výstupní otáčky a celkový převodový poměr. Obecně se u navijáku používá šnekové převodovky, ve větší míře se ovšem setkáme s planetovou převodovkou, která může být různě stupňová.

### Počet otáček na bubnu

Počet otáček při navíjení druhé vrstvy lana

$$n_b = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,0517}{\pi \cdot 0,127} \quad (51)$$

$$n_b = 7,77 \text{ min}^{-1}$$

### Celkový převodový poměr

$$i_c = \frac{n_M}{n_b} = \frac{1500}{7,77} \quad (52)$$

$$i_c = 193,1$$

Pro tyto hodnoty vyhovuje 3-stupňová planetová převodovka od firmy TRAMEC REP 150. Výstupní hodnoty této planetové převodovky jsou uvedeny v tabulce (Tab. 6, str. 33).

Tab. 6.: Parametry planetové převodovky REP 150 [34]

Označení	i	$M_{kmax} [N \cdot m]$	$\eta$ [%]
REP 150	196	1900	91

### 9.3 Návrh spojky

Spojka slouží k přenosu kroutícího momentu. Zároveň má ochrannou funkci proti přetížení a vyrovnaní nesouososti. Spojka je připojena mezi převodovku a hřídel, která pohání navíjecí buben.

#### Výpočet kroutícího momentu spojky

$$M_k = 1\,783,915 \text{ N} \cdot \text{m}$$

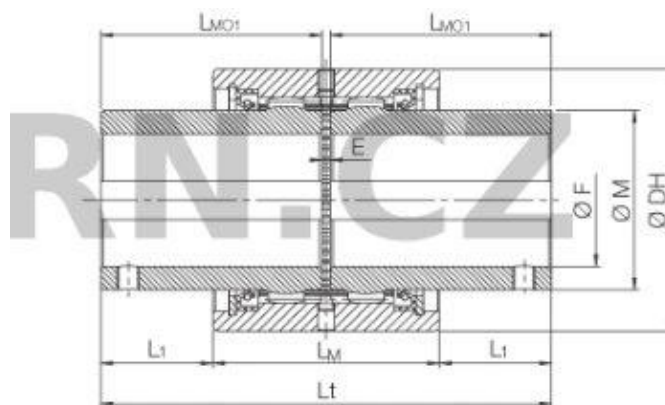
$$M_{kS} = k \cdot M_k = 1,5 \cdot 1\,783,915 \quad (53)$$

$$M_{kS} = 2\,675,87 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Pro přenos kroutícího momentu volím zubovou spojku HABERKORN GSTC (Obr. 25). Tato spojka vyhovuje bezpečnému kroutícímu momentu. Parametry spojky jsou uvedeny v tabulce (Tab.7).

Tab. 7. Parametry spojky HABERKORN GSTC [35]

Označení	$M_{kmax} [N \cdot m]$	$L_t$ [mm]	$L_{MO}$ [mm]	$F_{max}$ [mm]
GSTC	4 400	204	100	62



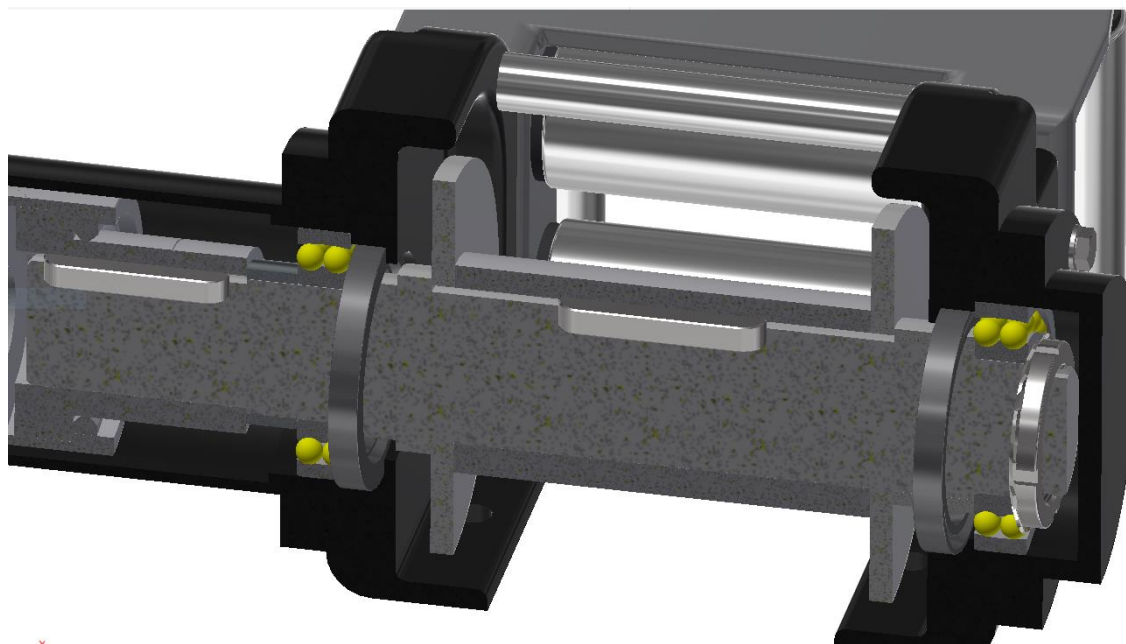
Obr. 25.: Zubová spojka HABERKORN [35]



## 10 Výsledný model



Obr 26.: Detail 3D modelu lanového navijáku

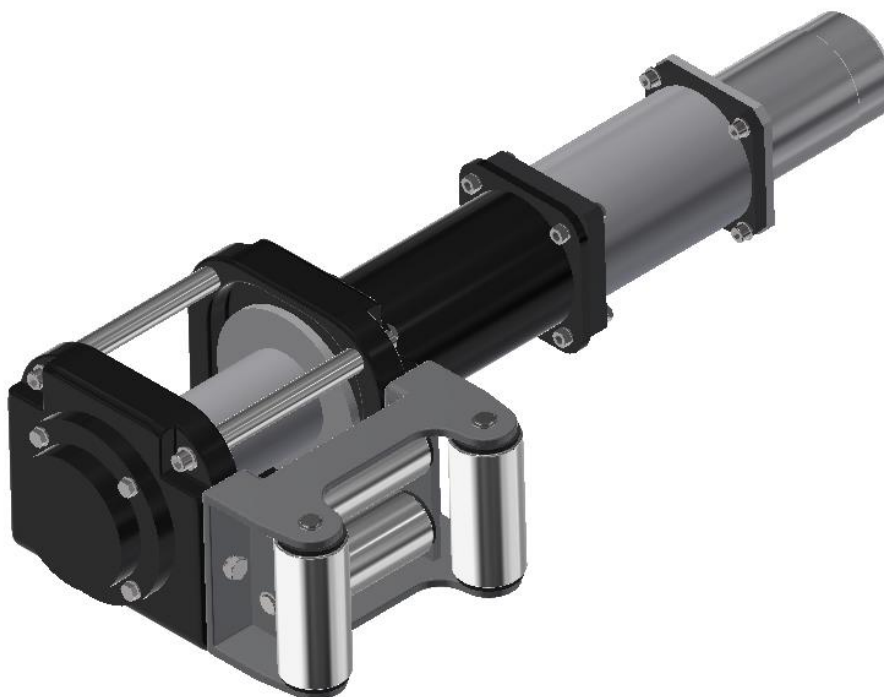


Obr 27.: Řez 3D modelem lanového navijáku

## 11 Závěr

V této práci byla nejprve vypracována rešerše navijáků, zdvihacích zařízení a vrátků. Rešerše byla rozdělena dle několika hledisek. Jedním kritériem byl způsob pohonu lanového navijáku. Druhým kritériem dělení bylo dle umístění navijáku. Tato rešerše byla doplněna o přehled dnes běžně vyráběných navijáků.

Druhým dílčím cílem bylo na základě zpracované rešerše provést návrh lanového navijáku podle zadaných parametrů, zpracovaný formou 3D modelu (Obr 28) a 2D výkresové dokumentace, přesněji výkresem sestavy lanového navijáku. Model byl vytvořen v programu Autodesk Inventor, stejně jako výkresová dokumentace. Návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých uzlů navijáku byly provedeny, jak analyticky (lano, buben, hřídel, pero, ložiska), tak v programu, a to konkrétně statická kontrola hřídele.



Obr 28.: 3D model lanového navijáku



## 12 Seznam symbolů

$b$	Šířka pera	[mm]
$C$	Základní dynamická únosnost	[kN]
$C_0$	Základní statická únosnost	[kN]
$d$	Průměr lana	[mm]
$d_H$	Průměr hřídele	[mm]
$D_1$	Průměr bubnu po navinutí 1. vrstvy lana	[mm]
$D$	Průměr bubnu měřený pod lano	[mm]
$D_b$	Průměr bubnu k ose lana	[mm]
$D_o$	Vnitřní průměr bubnu	[mm]
$e$	Výpočtový součinitel	[1]
$f$	Součinitel tření	[1]
$F_{Ax}$	Axiální síla	[N]
$F_e$	Ekvivalentní zatížení	[N]
$F_R$	Radiální síla	[N]
$g$	Gravitační tíhové zrychlení	[m · s <sup>-2</sup> ]
$G$	Tíhová síla	[N]
$h$	Výška pera	[mm]
$i$	Převodový poměr převodovky	[1]
$i_c$	Celkový převodový poměr	[1]
$k$	Bezpečnost	[1]
$k_s$	Statická bezpečnost	[1]
$L$	Délka lana	[mm]
$l_a$	Funkční délka pera	[mm]
$l'_a$	Minimální funkční délka pera	[mm]
$l_c$	Délka bubnu	[mm]
$l_{čsn}$	Normovaná délka pera	[mm]
$l_h$	Celková vzdálenost podpor na hřídeli	[mm]
$L_h$	Trvanlivost ložiska	[hod]
$m$	Hmotnost břemene	[kg]



---

$m_H$	Maximální tažná hmotnost háku	[kg]
$M_k$	Kroutící moment	[N·m]
$M_{kS}$	Kroutící moment spojky	[N·m]
$M_o$	Ohybový moment	[N·m]
$n$	Otáčky hřídele	[min <sup>-1</sup> ]
$n_b$	Otáčky bubnu	[min <sup>-1</sup> ]
$n_M$	Otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$N$	Normálová síla	[N]
$P$	Tažná síla lana	[N]
$P_b$	Výkon bubnu	[W]
$p_D$	Dovolený tlak	[MPa]
$P_j$	Tažná síla s ohledem na bezpečnost	[N]
$P_M$	Výkon motoru	[W]
$P_{MZ}$	Požadovaný výkon motoru	[W]
$R_A$	Reakce v ložisku	[N]
$R_B$	Reakce v ložisku	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$s$	Tloušťka stěny bubnu	[mm]
$t$	Stoupání lana	[mm]
$T$	Třecí síla	[N]
$v$	Obvodová rychlost bubnu	[m·s <sup>-1</sup> ]
$W_k$	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	Průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$Y$	Axiální součinitel ložiska	[1]
$X$	Radiální součinitel ložiska	[1]
$z$	Počet závitů lana v jedné vrstvě	[-]
$Z$	Počet závitů lana celkem	[1]
$\alpha$	Úhel sklonu plošiny	[°]
$\beta$	Konstanta podle použité hypotézy pevnosti	[1]
$\mu$	Součinitel smykového tření	[1]
$\eta_M$	Účinnost mechanismu	[1]
$\eta_P$	Účinnost převodovky	[1]
$\eta_S$	Účinnost spojky	[1]

---



---

$\sigma_{\text{red}}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_o$	Ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{\text{tl}}$	Tlakové napětí	[MPa]
$\tau_D$	Dovolené smykové napětí	[MPa]
$\tau_k$	Smykové napětí v krutu	[MPa]



## 13 Seznam použité literatury

- [1] GAŠPARÍK, Miroslav. Manipulační a dopravní technika II. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2017. ISBN 978-80-213-2760-3.
- [2] DRAŽAN, František et al. Jeřáby. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. 661 s., 3 příl. Technický průvodce sv. 13.
- [3] POLÁK, Jaromír a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení III. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0963-X.
- [4] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. Manipulace s materiálem. Bratislava: Alfa, 1979. Česká matice technická (Series), čís. spisu 351.
- [5] Maxim pneu: Ruční naviják 720 kg DRAGON WINCH DWK 16 [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.maxim-pneu.cz/cz/navijaky-dragonwinch/prenosne/720058-rucni-navijak-720kg-dragon-winch-dwk-16-ocelove-lano.html>
- [6] CVEKL, Zdeněk, Lubomír JANOVSKÝ, Vítězslav PODIVÍNSKÝ a Jaroslav TALÁCKO. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Praha: ČVUT, 1984.
- [7] Pavlínek: Elektrický lanový naviják provedení STANDART 2t [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.pavlinek.cz/elektricky-lanovy-navijak-provedeni-standard-haklift/>
- [8] ESCAPE 4x4: Hydraulický naviják Escape Evo 15000 LBS [online]. ESCAPE 4x4: Hydraulický naviják Escape Evo 15000 LBS [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <http://www.escape4x4.cz/hydraulicky-navijak-escape-evo-15000-lbs6810-kg/d-70577/>
- [9] SVX: Pneumatický lanový naviják RPA [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.svx.sk/elekrick-a-pneumaticke-navijaky/pneumaticky-lanovy-navijak-rpa/>
- [10] Zemědělské potřeby M+S: Lesní motorový lanový naviják SFW1280, stavební vrátek [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/lesni-motorovy-lanovy-navijak-sfw1280-stavebni-vratek-p18826/>
- [11] Golemtech: Navijáky pro offroad a odtahovky [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/5-offroad-navijaky>



- [12] Golemtech - Navijáky pro čtyřkolky [online]. [cit. 2019-07-16]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/14-navijaky-pro-ctyrkolky>
- [13] ESCAPE 4x4 [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <http://www.escape4x4.cz/>
- [14] Golemtech: Elektrický naviják [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: [Dostupné z: https://www.golemtech.cz/navijaky-golemwinch/39-elektricky-navijak-golemwinch-27-tun.html](https://www.golemtech.cz/navijaky-golemwinch/39-elektricky-navijak-golemwinch-27-tun.html)
- [15] SEAL-navijáky s.r.o.: NAVIJÁK PRO HASIČE - TATRA 815 - DRAGON WINCH [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.seal-navijaky.cz/montaze-hasicska/navijak-pro-hasice-tatra-815-dragon-winch/>
- [16] Golemtech: Elektrický naviják pro čtyřkolky [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/navijaky-golemwinch/44-elektricky-navijak-pro-ctyrkolky-golemwinch-16-tun.html>
- [17] Seal-navijáky s.r.o.: Elektrický naviják [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.seal-navijaky.cz/elektricke-12v-24v/elektricky-navijak-re-50-7/>
- [18] Dragon WINCH: Hydraulický naviják [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <http://www.dragonwinch.cz/rada-hidra/dwhi-18000-hd/>
- [19] ALGEMA: Odtahové vozidlo SPEEDER na podvozku VW T5 Transporter [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <http://algemaseznam.webmium.com/speeder>
- [20] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [21] VALÁŠEK, Michael, Jiří BŘEZINA a Vladimír STEJSKAL. Mechanika A. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02890-9.
- [22] REGION-lana [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <http://www.region-lana.cz/ocelova-lana/sestipramenna-ocelova-lana---standard/sestipramenne-ocelove-lano---standard---114-dratu-6-x-19-s-dusi-19-dratu.html>
- [23] ObchodProdílnu.cz: Hák vlečný [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.obchodprodilnu.cz/hak-vlecny-zinek-2192.html>



- [24] NÁVRH ELEKTRICKÉHO KLADKOSTROJE [online]. Brno, 2008 [cit. 2019-07-11]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=10643](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=10643).  
Bakalářská práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ.
- [25] DRASTÍK, František. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-x.
- [26] MICHALEC, Jirí a kol. Pružnost a pevnost I. Vyd. 3. Praha: ČVUT, 2009. 308 s. ISBN 978-80-01-04224-
- [27] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů /: spoje a části spojovací. Vyd. 3. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. 170 s. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [28] KUGL, Otmar. Projekt: III. ročník. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN isbn80-01-01638-2.
- [29] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7.
- [30] BEAMGURU [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <http://beamguru.com/online/beam-calculator/>
- [31] SKF: Naklápěcí kuličková ložiska [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/index.html?designation=1213%20ETN9>
- [32] Iskra-Letrika: Elektromotory [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <http://www.iskra-agv.cz/im0219-dc-motor-amj4501-12v-2-1kw.htm>
- [33] TRADE SERVICE - AMJ4501 MAHLE Letrika (Iskra) DC motor [online]. [cit. 2019-07-16]. Dostupné z: <https://www.tradeservice.hu/en/dc-motors/11216496-amj4501-im0219-letrika-iskra.html>
- [34] TRAMEC: Planetary Gearboxes [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.tramec.it/en-us/products/precision-planetary-gearboxes.aspx?idC=61688&idO=11281&LN=en-US>
- [35] HABERKORN: Zubové spojky SITEX ST [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/pohonne-elementy/spojky/zubove-ocelove-sitex-st/>





## 14 Seznam obrázků

Obr. 1.: Ruční naviják [5] .....	3
Obr. 2.: Elektrický lanový naviják [7] .....	3
Obr. 3.: Hydraulický lanový naviják [8] .....	4
Obr. 4.: Pneumatický lanový naviják [9] .....	5
Obr. 5.: Lanový naviják se spalovacím motorem [10] .....	6
Obr. 6.: Lanový naviják u offroadů [13] .....	8
Obr. 7.: Lanový naviják u odtahového vozu [14] .....	8
Obr. 8.: Lanový naviják na vozidle HZS [15] .....	9
Obr. 9.: Elektrický lanový naviják GOLEMWINCH 2,7 t [14] .....	9
Obr. 10.: Elektrický naviják pro čtyřkolky GOLEMWINCH 1,6t [16] .....	9
Obr. 11.: Elektrický naviják RAMSEY WINCH [17] .....	10
Obr. 12.: Hydraulický lanový naviják DRAGON WINCH Hidra 1800 HD [18] .....	10
Obr. 13.: Navíjení automobilu na odtahové vozidlo SPEEDER [19] .....	11
Obr. 14.: Rozbor silových poměrů .....	11
Obr. 15.: Průřez ocelového lana ČSN 02 4323 [22] .....	13
Obr. 16.: Hák vlečný [23] .....	13
Obr. 17.: Naváděcí rolna navijáku .....	14
Obr. 18.: Vnější přetlak způsobený sevření bubnu lanem [24] .....	19
Obr. 19.: Drážka pro pero [25] .....	21
Obr. 20.: Výpočtový model hřídele .....	23
Obr. 21.: Reakce v ložiskách I [30] .....	27
Obr. 22.: Reakce v ložiskách II [30] .....	27
Obr. 23.: Naklápěcí ložisko SKF 1213 ETN9 [31] .....	29
Obr. 24.: Schéma pohonného mechanismu navijáku .....	30
Obr. 25.: Zubová spojka HABERKORN [35] .....	33
Obr. 26.: Detail 3D modelu lanového navijáku .....	34
Obr. 27.: Řez 3D modelem lanového navijáku .....	34
Obr. 28.: 3D model lanového navijáku .....	35



## 15 Seznam grafů

Graf 1.: Průběh ohybového momentu.....	23
Graf 2.: Průhyb do roviny YZ.....	23
Graf 3.: Úhel průhybu do roviny YZ.....	24

## 16 Seznam tabulek

Tab. 1.: Parametry ocelového lana ČSN 02 4323 [22].....	12
Tab. 2.: Rozměry drážek pro pero [25].....	20
Tab. 3.: Hodnoty tlaku $pD$ [MPa] [27].....	20
Tab. 4.: Parametry Naklápěcího kuličkového ložiska 1213 ENT9 [31].....	29
Tab. 5.: Parametry elektromotoru AMJ 4501 [33].....	32
Tab. 6.: Parametry planetové převodovky REP 150 [34].....	33
Tab. 7. Parametry spojky HABERKORN GSTC [35].....	33

## 17 Seznam příloh

- [I] Elektronická verze: Výkres sestavy lanového navijáku BP-2019-01
- [II] Elektronická verze: Kusovník sestavy lanového navijáku BP-2019-K