

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2341

Strojírenství

Studijní obor: 2341R001

Konstrukce průmyslové techniky

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Elektrické lanové navijáky

Autor: **Jan ŠIMEČEK**

Vedoucí práce: **Ing. Eva KRÓNEROVÁ, Ph.D.**

Akademický rok 2013/2014

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta strojní  
Akademický rok: 2013/2014

**ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**  
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan ŠIMEČEK**  
Osobní číslo: **S13B0186K**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **Konstrukce průmyslové techniky**  
Název tématu: **Elektrické lanové navijáky**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

**Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :**

**Základní požadavky:**

Vypracování rešerše na téma lanové navijáky. Zpracování návrhu elektrického navijáku včetně potřebných výpočtů.

**Základní technické údaje:**

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

**Osnova bakalářské práce:**

1. Vypracování rešerše na zadané téma.
2. Vypracování přehledu navijáků a popis jednotlivých částí.
3. Navržení a zpracování elektrického navijáku.
4. Zhodnocení návrhu a výkresová dokumentace.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E.** *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy. 1. vyd.* V Plzni: Západočeská univerzita: ISBN 978-80-261-0066-9, 2011. 265 s

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie..* Praha: Computer Press: ISBN 80-7226-055-3, 1999. 313s. Edice strojaře

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Eva Krónerová, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Eva Krónerová, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **23. září 2013**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **27. června 2014**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



  
Doc. Ing. Václava Lášové, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 23. září 2013

## **PROHLÁŠENÍ**

Tímto předkládám k posouzení a obhajobě bakalářskou práci vypracovanou na závěr studia na Fakultě strojní ZČU v Plzni.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na výše uvedené téma vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne 26. června 2014

.....

podpis autora

## **UPOZORNĚNÍ**

Využití a společenské uplatnění výsledků bakalářské práce včetně uváděných vědeckých a výrobně-technologických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi je možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

## **PODĚKOVÁNÍ**

Mé poděkování patří především vedoucímu a zároveň konzultantovi práce paní Ing. Evě Krónerové, Ph.D., která mi svými cennými radami pomohla k napsání této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat Doc. Ing. Josefu Formánkovi, Ph.D. a poděkování samozřejmě patří i všem ostatním, kteří svými připomínkami přispěli ke vzniku této práce.

# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

|                      |  |                     |                                 |  |
|----------------------|--|---------------------|---------------------------------|--|
| <b>AUTOR</b>         | <b>Příjmení</b><br>Šimeček                               | <b>Jméno</b><br>Jan |                                 |  |
| <b>STUDIJNÍ OBOR</b> | „Konstrukce průmyslové techniky“                         |                     |                                 |  |
| <b>VEDOUCÍ PRÁCE</b> | <b>Příjmení (včetně titulů)</b><br>Ing. Krónerová, Ph.D. | <b>Jméno</b><br>Eva |                                 |  |
| <b>PRACOVIŠTĚ</b>    | ZČU - FST – KKS  |                     |                                 |  |
| <b>DRUH PRÁCE</b>    | <b>DIPLOMOVÁ</b>   | <b>BAKALÁŘSKÁ</b>   | <b>Nehodící se<br/>škrtněte</b> |  |
| <b>NÁZEV PRÁCE</b>   | Elektrické lanové navijáky                               |                     |                                 |  |

|                |         |                |     |                    |      |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|
| <b>FAKULTA</b> | strojní | <b>KATEDRA</b> | KKS | <b>ROK ODEVZD.</b> | 2014 |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

|               |    |                     |    |                      |   |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|---|
| <b>CELKEM</b> | 73 | <b>TEXTOVÁ ČÁST</b> | 58 | <b>GRAFICKÁ ČÁST</b> | 7 |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|---|

|  |  |
|--|--|
| <p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS</b><br/>(MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL</b><br/><b>POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>   | <p>První část práce obsahuje druhy lanových navijáků s podrobným rozdělením. Dále jsou porovnávány jednotlivé části navijáku jako lana, bubny, motory, převodovky. V druhé části je navrhován konkrétní naviják na konkrétní použití. V práci je brán zřetel na zatížení navijáku a maximální rozměry.</p> |
| <p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA</b><br/><b>JEDNOSLOVNÉ POJMY,</b><br/><b>KTERÉ VYSTIHUJÍ</b><br/><b>PODSTATU PRÁCE</b></p> | <p>lanový naviják, dělení, převodovka, ozubení, kontrolní výpočty, 3D model</p>  |

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

|                          |  |                    |                                   |
|--------------------------|--|--------------------|-----------------------------------|
| <b>AUTHOR</b>            | <b>Surname</b><br>Šimeček                                      | <b>Name</b><br>Jan |                                   |
| <b>FIELD OF STUDY</b>    | “Design of Manufacturing Machines and Equipment “              |                    |                                   |
| <b>SUPERVISOR</b>        | <b>Surname (Inclusive of Degrees)</b><br>Ing. Krónerová, Ph.D. | <b>Name</b><br>Eva |                                   |
| <b>INSTITUTION</b>       | ZČU - FST - KKS  |                    |                                   |
| <b>TYPE OF WORK</b>      | <b>DIPLOMA</b>   | <b>BACHELOR</b>    | <b>Delete when not applicable</b> |
| <b>TITLE OF THE WORK</b> | Electrical cable winches                                       |                    |                                   |

|                |                        |                   |                |                     |      |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|
| <b>FACULTY</b> | Mechanical Engineering | <b>DEPARTMENT</b> | Machine Design | <b>SUBMITTED IN</b> | 2014 |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|

**NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)**

|                |    |                  |    |                       |   |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|
| <b>TOTALLY</b> | 73 | <b>TEXT PART</b> | 58 | <b>GRAPHICAL PART</b> | 7 |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|

|   |  |
|---|--|
| <b>BRIEF DESCRIPTION</b><br><b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b> | <p>The first part of my thesis is focused on kinds of rope winches and their detailed breakdown.</p> <p>Next part is about comparation of each winch. I am interested in ropes, winch drums, motors and transmissions.</p> <p>The second part contains design of special winch for specific us. There is also load of winch and maximal proposition.</p> |
| <b>KEY WORDS</b>  | cable winch, divission, gear-box, gearwheel, check calculation, 3D model   |

## Obsah

|  |    |
|--|----|
| Seznam obrázků .....                                   | 4  |
| Seznam tabulek .....                                   | 6  |
| Přehled fyzikálních veličin .....                      | 7  |
| 1.1 Rozdělení lanových navijáků: .....                 | 10 |
| 1.1.1 Ruční lanové navijáky .....                      | 10 |
| 1.1.2 Pneumatické lanové navijáky .....                | 10 |
| 1.1.3 Hydraulické lanové navijáky .....                | 11 |
| 1.1.4 Elektrické lanové navijáky .....                 | 11 |
| 1.2 Volba parametrů navijáku .....                     | 13 |
| 1.3 Jednotlivé části navijáku .....                    | 13 |
| 1.3.1 Tažný prvek .....                                | 13 |
| 1.3.2 Bubny.....                                       | 17 |
| 1.3.3 Motory .....                                     | 18 |
| 1.3.4 Baterie.....                                     | 21 |
| 1.3.5 Převodovky .....                                 | 21 |
| 1.3.6 Šneková ozubená kola .....                       | 22 |
| 2 Návrh.....   | 25 |
| 2.1 Parametry navijáku.....                            | 25 |
| 2.2 Lano.....  | 25 |
| 2.2.1 Výpočet vhodného lana .....                      | 25 |
| 2.3 Navíjecí buben.....                                | 26 |
| 2.3.1 Volba rozměrů bubnu .....                        | 26 |
| 2.3.2 Potřebný výkon na bubnu .....                    | 27 |
| 2.3.3 Tažné síly na různých površích .....             | 28 |
| 2.3.4 Výpočet potřebných hodnot.....                   | 28 |
| 2.4 Návrh hnacího motoru.....                          | 29 |
| 2.4.1 Návrhové hodnoty motoru a převodové skříně ..... | 30 |
| 2.4.2 Zvolený motor .....                              | 30 |



|       |  |    |
|-------|--|----|
| 2.5   | Reálné otáčky převodové skříně .....     | 31 |
| 2.6   | Výpočet jednotlivých ozubených kol ..... | 32 |
| 2.6.1 | Výpočet soukolí 1,2 .....                | 33 |
| 2.6.2 | Výpočet soukolí 3,4 .....                | 34 |
| 2.6.3 | Výpočet kola 5,6 .....                   | 40 |
| 2.6.4 | Generované výsledky .....                | 44 |
| 2.7   | Kontrola hřídelí na krut, ohyb .....     | 45 |
| 2.7.1 | Hřídel č. 1 .....                        | 46 |
| 2.8   | Převodová skříň .....                    | 59 |
| 3     | Závěr .....                              | 60 |
|       | Použitá literatura a software .....      | 61 |
|       | Přílohy .....                            | 63 |

## **Seznam příloh a výkresů**

### **Přílohy**

- Izometrický pohled navijáku bez motoru
- Pohled zepředu bez motoru
- Horní pohled na naviják
- Řez dělicí rovinou
- Pohled na rozpojovací mechanismus bubnu
- Pohled na naviják bez převodové skříně
- Izometrický pohled kompletního navijáku
- Tříčtvrtinový řez bubnem
- Příklad uchycení navijáku

### **Výkresy**

- Výkres sestavy + Kusovník DWG – 14 - K1 - 001

**Seznam obrázků**

|   |    |
|---|----|
| Obr. 1 Ruční šnekový naviják [1] .....                  | 10 |
| Obr. 2 Ruční naviják s čelním ozubením[2] .....         | 10 |
| Obr. 3 Ruční naviják s vnitřním čelním ozubením[3]..... | 10 |
| Obr. 4 Pneumatický naviják [4] .....                    | 10 |
| Obr. 5 Hydraulický naviják [5] .....                    | 11 |
| Obr. 6 Šnekový elektrický naviják [6] .....             | 11 |
| Obr. 7 Zvedací elektrický naviják [7] .....             | 11 |
| Obr. 8 Ilustrační obrázek použití navijáku [8] .....    | 12 |
| Obr. 9 Průřez lanem (42 drátů) [9].....                 | 13 |
| Obr. 10 Náčrt řetězu [10] .....                         | 16 |
| Obr. 11 Plochý buben.....                               | 17 |
| Obr. 12 Profilovaný buben .....                         | 17 |
| Obr. 13 Elektromotor[11].....                           | 18 |
| Obr. 14 Hydraulický motor [12] .....                    | 19 |
| Obr. 15 Spalovací motor s navijákem [13] .....          | 19 |
| Obr. 16 Ruční pohon navijáku [14].....                  | 20 |
| Obr. 17 Planetová převodovka [15] .....                 | 21 |
| Obr. 18 Šnekové soukolí [15] .....                      | 22 |
| Obr. 19 Válcový šnek i kolo [16].....                   | 23 |
| Obr. 20 Globoidní šnekové kolo [16].....                | 23 |
| Obr. 21 Globoidní šnek [16] .....                       | 23 |
| Obr. 22 Globoidní šnek i kolo [16] .....                | 24 |
| Obr. 23 Šnek a šnekový hřeben [16].....                 | 24 |
| Obr. 24 Rozměry bubnu .....                             | 26 |
| Obr. 25 Náčrt převodové skříně .....                    | 29 |
| Obr. 26 Zvolený motor [17] .....                        | 31 |
| Obr. 27 Silové poměry kol 1, 2 .....                    | 34 |
| Obr. 28 Silové poměry kol 3, 4 .....                    | 38 |

|  |    |
|--|----|
| Obr. 29 Silové poměry kol 5, 6 .....               | 43 |
| Obr. 30 Přehled rotací v převodové skříní .....    | 46 |
| Obr. 31 Hřídel č. 1 .....                          | 47 |
| Obr. 32 Rozměry drážky pro pero.....               | 47 |
| Obr. 33 Rozklad sil hř. 1 .....                    | 48 |
| Obr. 34 Hřídel č. 2.....                           | 50 |
| Obr. 35 Rozklad sil hř. 2 .....                    | 51 |
| Obr. 36 Hřídel č. 3.....                           | 52 |
| Obr. 37 Kontrola drážkování v Inventoru [18] ..... | 53 |
| Obr. 38 Rozklad sil hř. 3 .....                    | 54 |
| Obr. 39 Hřídel č. 4.....                           | 55 |
| Obr. 40 Náčrtek drážkování .....                   | 56 |
| Obr. 41 Rozklad sil hř. 4 (varianta 1).....        | 56 |
| Obr. 42 Rozklad sil hř. 4 (varianta 2).....        | 57 |
| Obr. 43 Převodová skříň.....                       | 59 |

**Seznam tabulek**

|   |    |
|---|----|
| Tab. 1 Rozhodovací tabulka tažných prvků .....                      | 16 |
| Tab. 2 Rozhodovací tabulka bubnů .....                              | 18 |
| Tab. 3 Rozhodovací tabulka motorů .....                             | 20 |
| Tab. 4 Rozhodovací tabulka převodovky .....                         | 22 |
| Tab. 5 Tvar bubnu dle normy CSN 27 1820 .....                       | 26 |
| Tab. 6 Součinitelé smykového tření různých materiálů [1] .....      | 28 |
| Tab. 7 Společné parametry kol 1, 2 .....                            | 33 |
| Tab. 8 Hodnoty kol 1, 2 .....                                       | 33 |
| Tab. 9 Zatížení kol 1, 2 .....                                      | 34 |
| Tab. 10 Materiály šnekového soukolí .....                           | 36 |
| Tab. 11 Součinitelé a konstanty potřebné pro kontrolu soukolí ..... | 36 |
| Tab. 12 Společné parametry kol 3, 4 .....                           | 39 |
| Tab. 13 Hodnoty kol 3, 4 .....                                      | 39 |
| Tab. 14 Zatížení kol 3, 4 .....                                     | 40 |
| Tab. 15 Hodnoty k pevnostní kontrole .....                          | 42 |
| Tab. 16 Společné parametry kol 5, 6 .....                           | 44 |
| Tab. 17 Hodnoty kol 3, 4 .....                                      | 44 |
| Tab. 18 Zatížení kol 3, 4 .....                                     | 45 |
| Tab. 19 Použitý materiál na hřídele .....                           | 45 |
| Tab. 20 Přehled silové rovnováhy .....                              | 46 |
| Tab. 21 Reakce působící na hř. 1 .....                              | 48 |
| Tab. 22 Síly působící v podporách hř. 1 .....                       | 48 |
| Tab. 23 Síly působící v podporách hř. 2 .....                       | 51 |
| Tab. 24 Síly působící v podporách hř. 3 .....                       | 54 |
| Tab. 25 Síly působící v podporách hř. 4 .....                       | 57 |

**Přehled fyzikálních veličin**

| Název veličiny             | Značka veličiny | Běžně používaný rozměr |
|----------------------------|-----------------|------------------------|
| tíhové zrychlení           | $g$             | m.s-2                  |
| hmotnost                   | $m$             | kg                     |
| napětí                     | $U$             | V                      |
| proud                      | $I$             | A                      |
| výkon                      | $P$             | W                      |
| koeficient bezpečnosti     | $s$             | -                      |
| maximální síla             | $F_{max}$       | N                      |
| součinitel smykového tření | $f$             | -                      |
| otáčky                     | $n$             | ot.s-1                 |
| úhlová rychlost            | $\omega$        | rad.s-1                |
| krouticí moment            | $M_k$           | Nmm                    |
| poloměr                    | $r$             | mm                     |
| účinnost                   | $\eta$          | -                      |
| dovolené napětí            | $F_{dov}$       | N                      |
| převodový poměr            | $i$             | -                      |
| modul                      | $m$             | -                      |
| úhel sklonu                | $\beta$         | °                      |
| úhel profilu               | $\alpha$        | °                      |
| vzdálenost os              | $a_w$           | mm                     |
| roztečná vzdálenost os     | $a$             | mm                     |
| celková jednotková korekce | $\Sigma x$      | -                      |
| rozteč zubů                | $p$             | mm                     |
| základní rozteč            | $p_{tb}$        | mm                     |
| provozní úhel záběru       | $\alpha_w$      | °                      |
| počet zubů                 | $z$             | -                      |
| jednotkové posunutí        | $x$             | -                      |
| průměr roztečné kružnice   | $d$             | mm                     |
| průměr hlavové kružnice    | $d_a$           | mm                     |

|                                 |            |       |
|---------------------------------|------------|-------|
| průměr patní kružnice           | $d_f$      | mm    |
| průměr základní kružnice        | $d_b$      | mm    |
| pracovní roztečný průměr        | $d_w$      | mm    |
| šířka ozubení                   | $b$        | mm    |
| radiální síla                   | $F_r$      | N     |
| obvodová síla                   | $F_t$      | N     |
| axiální síla                    | $F_a$      | N     |
| normální síla                   | $F_n$      | N     |
| krouticí moment                 | $M_k$      | Nm    |
| ohybový moment                  | $M_o$      | Nm    |
| obvodová rychlost               | $v$        | m.s-1 |
| úhel sklonu zubu                | $\gamma$   | °     |
| součinitel průměru šneku        | $q$        | mm    |
| třecí úhel                      | $\varphi$  | °     |
| výška hlavy zubu                | $h_a^*$    | -     |
| hlavová vůle                    | $c_a^*$    | -     |
| kluzná rychlost                 | $v_k$      | m.s-1 |
| tloušťka zubu v normálné rovině | $s_n$      | mm    |
| šířka zubové mezery             | $e$        | mm    |
| tloušťka zubu v osové rovině    | $s_x$      | mm    |
| délka šneku                     | $l$        | mm    |
| materiálová konstanta pro ohyb  | $k_{mo}$   | MPa   |
| materiálová konstanta pro dotyk | $k_{md}$   | MPa   |
| rychlostní součinitel pro ohyb  | $r_o$      | m.s-1 |
| rychlostní součinitel pro dotyk | $r_d$      | m.s-1 |
| mez kluzu                       | $R_e$      | MPa   |
| mez pevnosti                    | $R_m$      | MPa   |
| dovolené napětí ve smyku        | $\tau_D$   | MPa   |
| dovolené napětí                 | $\sigma_D$ | MPa   |

v tahu/tlaku

|   |                |       |
|---|----------------|-------|
| redukované napětí                       | $\sigma_{red}$ | MPa   |
| tlak                                    | $p$            | N.m-2 |
| statická únosnost                       | $C_0$          | kN    |
| dynamická únosnost                      | $C$            | kN    |
| životnost ložiska                       | $L_n$          | h     |
| ekvivalentní dynamické zatížení ložiska | $F_e$          | N     |



## 1.1 Rozdělení lanových navijáků:

### 1.1.1 Ruční lanové navijáky

Rozdělení dle provedení navijáku

- S čelním ozubeným kolem
- Se šnekovým převodem
- S přímým uchycením

Dle druhu zajištění proti zpětnému prokluzu

- Přidržující klínek
- Tlaková zátěžová brzda
- Volnoběžná cívka

Dle maximální nosnosti

- závisí na typu motoru a převodové skříní

Dle vzdálenosti posuvu břemene

- závisí na velikosti bubnu a druhu lana
  - jednovrstvé vinutí
  - vícevrstvé

Dle rychlosti posuvu břemene

- závisí na převodovém poměru

### 1.1.2 Pneumatické lanové navijáky

Dle navíjecí rychlosti

- jedna plynulá rychlost
- možnost dvou rychlostí

Dle provozního tlaku



Obr. 1 Ruční šnekový naviják [1]



Obr. 2 Ruční naviják s čelním ozubením[2]



Obr. 3 Ruční naviják s vnitřním čelním ozubením[3]



Obr. 4 Pneumatický naviják [4]

### 1.1.3 Hydraulické lanové navijáky

Dle převodovky

- šneková
- planetová

Dle průtoku kapaliny (20-200 l/min)

Dle tlaku kapaliny (120-160bar)



Obr. 5 Hydraulický naviják [5]

### 1.1.4 Elektrické lanové navijáky

Dle druhu použití

- automobilový průmysl
  - o offroad
  - o záchranná vozidla
  - o pracovní vozidla

- jeřábové konstrukce

- univerzální využití

Dle typu převodovky

- planetová př.
- šneková př.

Dle maximální nosnosti

- rozsah závisí primárně na druhu motoru a převodové skříni



Obr. 6 Šnekový elektrický naviják [6]



Obr. 7 Zvedací elektrický naviják [7]

**Zadání:**

Návrh lanového navijáku (dále jen naviják) pro hasičské zásahové vozidlo. Podle oblasti použití navijáku se rozhodovat ve všech prvcích a ve výsledku by měl vzniknout ideální naviják pro konkrétní využití. Volba motoru, druh lana, délka navíjení, typ převodovky a její návrh. Následně provést kontrolu hřídelí a vypočítat životnost ložisek.

Základní informace o zásahovém vozidle SCANIA CAS 30, jako možné vozidlo pro navrhovaný lanový naviják.



Obr. 8 Ilustrační obrázek použití navijáku [8]

**Rozměry vozidla:**

délka: 7 550 mm

šířka: 2 500 mm

výška: 3 650 mm

celková hmotnost vozidla: 18 000 kg

motor: Scania DC 1101 Diesel

výkon: 280 kW/1900 ot/min

počet míst: 1+4

objem nádrže na vodu: 2 500 l

## 1.2 Volba parametrů navijáku

Nosnost: 2 500 Kg

Přibližná velikost [mm]: 700x300x300

Kabelové řízení navíjení

Tažná vzdálenost: 20m

Přibližná navíjecí rychlost: 4 m/min

## 1.3 Jednotlivé části navijáku

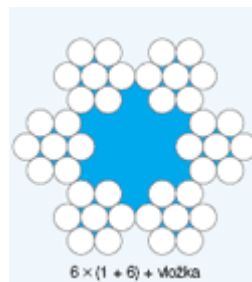
### 1.3.1 Tažný prvek

Jako jedna z nejdůležitějších částí lanového navijáku je tažný prvek. Proto bude vypsáno několik druhů lan, řetězů a pásů a budou srovnány z hlediska pevnosti v tahu a jejich hlavních výhod a nevýhod. Vybrané prvky se volily podobného rozměru kvůli reálnému srovnání. Dále budou tyto prvky srovnány a vyhodnoceny v tabulce. Dle výsledků se zvolí tažný prvek a použije se na výsledném návrhu.

Ocelová lana:

a.) Ocelové lano šestipramenné

- $6 \times 7 = 42$  drátů
- síla lana 14 mm
- předepsaná nosnost 101,5 kN = 10,34 t  
(síla vydělená tíhovým zrychlením  $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ )
- váha 0,59 kg/m
- lano s malým počtem drátů větších průměrů
- odolnost proti oděru, teplotě
- malá ohebnost lana (kladky, bubny větších průměrů)



Obr. 9 Průřez lanem (42 drátů) [9]

## b.) Ocelové lano šestipramenné

- $6 \times 19 = 114$  drátů
- síla lana 14 mm
- předepsaná nosnost 113,9 kN = 11,6 t
- váha 0,67 kg/m
- lano se středním počtem drátů
- odolnost proti oděru, teplotě
- střední ohebnost lana (kladky, bubny středních průměrů)

## c.) Ocelové lano šestipramenné

- $6 \times 19 = 114$  drátů s drátěnou duší (19 drátů)
- síla lana 14 mm
- předepsaná nosnost 128 kN = 13 t
- váha 0,75 kg/m
- lano se středním počtem drátů
- odolnost proti oděru, teplotě
- střední ohebnost lana (kladky, bubny středních průměrů)

## d.) Speciální ocelové lano VEROTOP

- 245 drátů
- síla lana 14 mm
- předepsaná nosnost 243,3 kN = 24,8 t
- váha  $\approx 1$  kg/m
- nekrouživé lano se ztvárněnými prameny
- lano s vysokým počtem drátů
- odolnost proti oděru, teplotě
- lano vhodné pro autojeřáby, vrtací stroje...

Ocelová lana mají několik nevýhod, a proto se k nim uvádí průměrný faktor zkrutu lana, maximální rádius ohybu, odolnost vůči prostředí. Obvykle se skládají z vložky a jednotlivých pramenů. Vložka má za úkol vytvářet pevný, ale zároveň pružný střed lana a prameny tvoří zase vnější ochranu lana. Kvůli vyšší odolnosti se lana vyplňují mazivem, aby do nich nevnikala kapalina.

Lana z umělých vláken a plastu:

a.) Statické lano Tendon

- je tvořeno jednotlivými vlákny
- síla lana 13 mm
- váha 0,11 kg/m
- předepsaná nosnost 48 kN = 4,9 t
- vysoká ohebnost lana
- lano se využívá pro práci ve výškách

b.) Plastové lano Dyna Force

- je tvořeno 12ti propletenými prameny
- síla lana 14 mm
- předepsaná nosnost 241 kN = 24,6 t
- má nízkou váhu 0,13 kg/m
- odolné vůči vlhkosti, olejům a UV záření

c.) Pevnostní popruh

- šířka popruhu 25mm
- předepsaná nosnost 14,7 kN = 1,5 t
- má nízkou váhu
- je skladné
- může se používat v úzkých prostorech

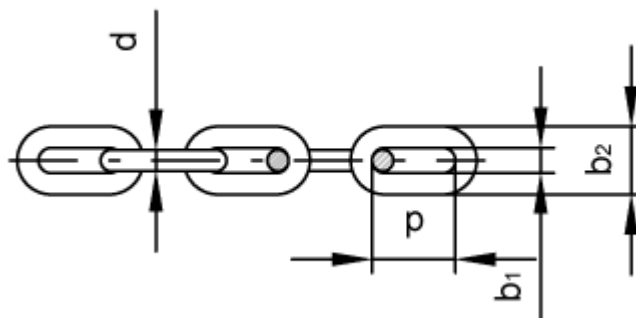
Lana či popruhy vyrobené z umělých vláken mají nevýhody: nízká odolnost vůči poškození oproti lanům ocelovým, mají určitý průvěs a v tahu jsou velice náchylná vůči proříznutí. Odolnější lana se skládají ze dvou částí z opletu (ochranná vrstva) a jádra (nosná vrstva). Oplet lana je smotan dohromady a jádro (nosná část) jsou jen přímá vlákna. Pro vyšší odolnost proti oděru někteří výrobci vplétají do opletu „teflonová“ vlákna. Jako závažná nevýhoda je nízká odolnost vůči teplotě (ohni).

Řetězy:

a.) Řetěz nezkoušený DIN 5685

- informativní trhací síla 3,85 kN = 0,39 t
- svařovaná oka
- odolnost vůči otěru, teplotě
- hmotnost 0,2kg/m

Rozměry:  $d = 3,5\text{mm}$ ,  $p = 28\text{mm}$ ,  $b_1 = 6,3\text{mm}$ ,  $b_2 = 13,3\text{mm}$



Obr. 10 Náčrt řetězu [10]

b.) Řetěz zkoušený DIN 776

- informativní trhací síla  $8\text{ kN} = 0,8\text{ t}$
- svařovaná oka
- odolnost vůči otěru, teplotě
- hmotnost  $0,2\text{kg/m}$
- zkušební síla  $5\text{ kN} = 0,51\text{ t}$

Rozměry:  $d = 4\text{ mm}$ ,  $p = 16\text{ mm}$ ,  $b_1 = 4,8\text{ mm}$ ,  $b_2 = 13,6\text{ mm}$

Řetězy jsou nevhodné pro lanové navijáky z důvodu navíjení na buben a nízké nosnosti. Dále pořizovací cena řetězu je vysoká v porovnání s ostatními tažnými prvky.

Rozhodovací tabulka:

|                          | ocel. lano | text. lano | řetěz     |
|--------------------------|------------|------------|-----------|
| ohebnost                 | 1          | 3          | 4         |
| tepelná odolnost         | 5          | 1          | 5         |
| způsob navíjení na buben | 5          | 4          | 1         |
| váha                     | 2          | 5          | 3         |
| elastická průtažnost     | 5          | 1          | 5         |
| životnost                | 5          | 2          | 5         |
| odolnost                 | 5          | 1          | 4         |
| cena                     | 4          | 3          | 3         |
| únosnost                 | 5          | 3          | 1         |
| <b>Součet</b>            | <b>33</b>  | <b>20</b>  | <b>28</b> |

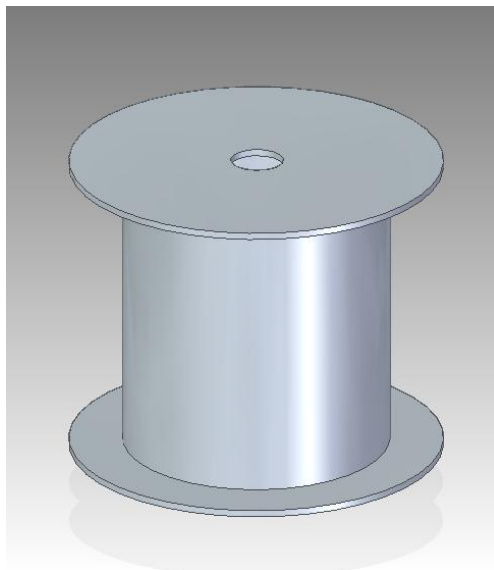
Tab. 1 Rozhodovací tabulka tažných prvků

Zhodnocení:

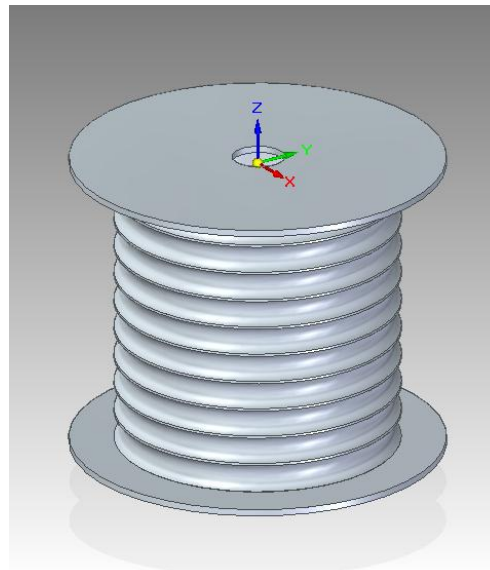
Srovnání třech druhů tažných prvků bylo vyhodnoceno v tabulce číslo 1, kde se ukázalo jako nejméně vhodné textilní lano kvůli nízké pevnosti a nízké odolnosti. Další prvek byl řetěz, který má nízkou únosnost a nevhodné navíjení na buben navijáku. Nejlépe hodnoceným prvkem je ocelové lano, u kterého převažovaly výhody, a proto je tedy zvoleno pro návrh navijáku.

### 1.3.2 Bubny

Jako další část úzce související s tažným prvkem (dále ocelovým lanem) je navíjecí buben, který je využíván k přitahování respektive odtahování břemena a současně slouží jako úložný prostor pro ocelové lano. Při provozu navijáku se rychlost navíjení respektive odvíjení břemene mění a to v případě, že se lano navíjí do několika vrstev. Při změně vrstvy se změní průměr, na který je navíjeno lano a tedy i krouticí moment. Jak již bylo zmíněno, u ocelového lana se uvádí maximální rádius ohybu a podle této informace musíme také volit minimální průměr bubnu. Bubny jsou dvojího druhu. Ploché, u nich je snadná výroba, ale navíjené lano nemá-li žádné vedení se navíjí neuspořádaně a může dojít k zamotání. Naopak bubny s profilovaným válcem jsou vedeny, a proto mohou lano navíjet vícevrstvě.



Obr. 11 Ploché bubny



Obr. 12 Profilovaný bubny

Při rozhodování musím zahrnout fakt, že se v návrhu použiji vodící válce a tím se zajistí správné navinutí na ploché bubny.



Rozhodovací tabulka:

|                   | profilovaný válec | plochý válec |
|-------------------|-------------------|--------------|
| výrobní hodnota   | 1                 | 5            |
| velikost          | 3                 | 3            |
| kvalita navinutí  | 5                 | 4            |
| počet vrstev lana | 4                 | 4            |
| <b>Součet</b>     | <b>13</b>         | <b>16</b>    |

Tab. 2 Rozhodovací tabulka bubnů

Pro navrhovaný lanový naviják je dostačující plochý buben, který je jednoduchý na výrobu a s vedením lana bude i správně navíjet.

### 1.3.3 Motory

Motory jakožto hnací prvek navijáku jsou jeden z určujících vlastností celého zařízení. Standardně se pro navijáky volí elektrické motory, jelikož mají výhody jako snadná montáž, nižší pořizovací cena, možnost práce i při velkých náklonech v terénu, kdy hrozí odlití oleje z motoru a následné zadření. Jako další výhoda je poměrně vysoká spolehlivost.

Elektrické motory dělíme:

Dle vstupního napětí

- 12V
- 24V
- 230V
- 380V

Dle konstrukce

- Asynchronní
- Servomotory
- Stejnoseměrné
- Komutátorové



Obr. 13 Elektromotor[11]

Pro některé případy lze volit hydraulický motor, ale oproti elektrickému má vyšší pořizovací cenu uvažíme-li cenu montáže včetně čerpadla. Avšak je to velice účinné zařízení pro prakticky nepřetržitou práci, kde nejste limitováni zahříváním elektromotoru, což je naopak

slabina elektrických navijáků. Navijáky jsou obvykle navrženy na tlak, který se rozvádí po výrobních halách, tedy na 6 barů.



**Obr. 14** Hydraulický motor  
[12]

Jako dalším druhem pohonné jednotky může být i spalovací motor, který není závislý na přidruženém zařízení. Tato výhoda je ale smazána obtížnou manipulací a kotvením za cizí předměty. Tento typ navijáku lze použít i v těžko dostupném prostoru například v hustém lese či v sutinách.



**Obr. 15** Spalovací motor s navijákem [13]

Jako poslední varianta je ruční pohon, tedy pouze zpřevodovaný mechanismus se zajištěním zpětného otočení. Tato varianta je jednoduchá nenákladná, ale málo účinná. Využívá se lidská síla k zvedání i spouštění břemene.



Obr. 16 Ruční pohon navijáku [14]

Rozhodovací tabulka:

|                             | elektrický motor | hydraulický motor | pneumatický motor | spalovací motor | ruční pohon |
|-----------------------------|------------------|-------------------|-------------------|-----------------|-------------|
| cena                        | 5                | 2                 | 2                 | 2               | 5           |
| nezávislost na cizím zdroji | 4                | 2                 | 2                 | 5               | 5           |
| spolehlivost                | 3                | 5                 | 5                 | 2               | 1           |
| rozměry                     | 4                | 4                 | 4                 | 2               | 4           |
| údržba                      | 4                | 3                 | 3                 | 3               | 4           |
| hlučnost                    | 4                | 5                 | 5                 | 1               | 3           |
| síla                        | 3                | 3                 | 3                 | 3               | 1           |
| váha                        | 3                | 3                 | 4                 | 2               | 4           |
| životnost                   | 4                | 5                 | 5                 | 3               | 3           |
| napájení                    | 5                | 2                 | 3                 | 3               | 4           |
| nepřetržitý provoz          | 4                | 5                 | 5                 | 2               | 1           |
| <b>Součet</b>               | <b>43</b>        | 39                | 41                | 28              | 35          |

Tab. 3 Rozhodovací tabulka motorů

Pro navržení lanového navijáku na hasičské auto volím elektromotor s napětím 12V, jelikož je možné využít baterii samotného vozidla.

### 1.3.4 Baterie

Naviják je navrhován na hasičský automobil. Je tedy předpoklad, že baterie bude na 12V. Volím tedy baterii firmy Varta.

výkon 280 kW → baterie série P 380, 280kW

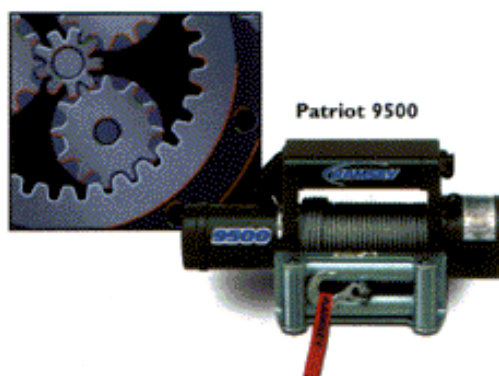
napětí 12V, kapacita 155Ah, startovací proud 1000A

### 1.3.5 Převodovky

Převodová skříň slouží ke změně otáček. Obvykle se z vysokých otáček pomocí ozubených kol sníží úhlová rychlost a zvýší točivý moment a tím pádem má motor větší sílu a menší rotaci. Lanové navijáky nejčastěji používají dva druhy převodových skříní, buďto planetová nebo šneková skříň. Oba typy zabírají málo místa a jsou schopny vysokého převodového stupně.

Planetové převodovky:

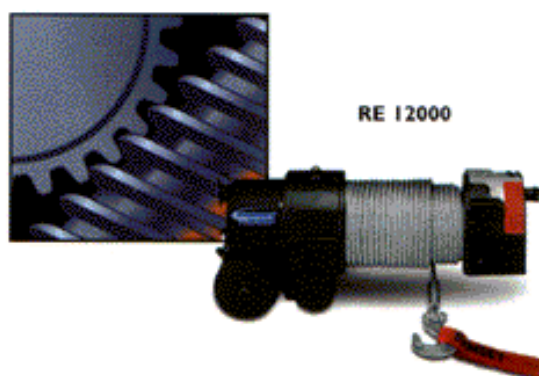
Většinou lacinější konstrukce, která navíc nevyžaduje příliš mnoho prostoru k montáži. Nevýhodou je nutnost brždění převodovky, kde je nutno prvky vytvořit z kvalitních materiálů, zvláště při průmyslovém používání. Tato převodovka má vstupní a výstupní hřídel rovnoběžně, má tedy jednodušší uchycení na navijáku. Ozubení se skládá z centrálního kola, satelitů, unášeče satelitů a korunového kola. Zatímco satelity jsou mezičásti převodovky mezi centrálním a korunovým kolem, tak unášeč satelitů je k zajištění přesné polohy a rozložení satelitů v převodovce. Jako zajímavost, která vyplývá z konstrukčního řešení je, že vstupní a výstupní hřídel se otáčí opačným směrem. Jako další z výhod je zatížení kol pouze v momentovém směru, tedy rovnoměrné rozložení sil a zatížení pouze v axiálním směru. Planetová převodovka se může lišit počtem satelitů na unášeči a to podle velikosti zatížení.



Obr. 17 Planetová převodovka [15]

Šnekové převodovky:

Nákladnější konstrukce s většími nároky na prostor pro montáž se vyznačují řádově několikanásobnou životností proti planetovým převodovkám. Odpadá zde nutnost brždění, jelikož je soukolí samosvorné. Ideální elektrický naviják pro průmyslové použití. A proto volím do mého návrhu tento typ.



Obr. 18 Šnekové soukolí [15]

Rozhodovací tabulka:

|                 | planetová převodovka | šneková převodovka |
|-----------------|----------------------|--------------------|
| spolehlivost    | 1                    | 1                  |
| nutnost brždění | 0                    | 1                  |
| rozměry         | 1                    | 0                  |
| cena            | 1                    | 0                  |
| údržba          | 0                    | 1                  |
| hlučnost        | 0                    | 1                  |
| životnost       | 0                    | 1                  |
| <b>Součet</b>   | <b>3</b>             | <b>5</b>           |

Tab. 4 Rozhodovací tabulka převodovky

Je zvolena šneková převodovka.

### 1.3.6 Šneková ozubená kola

Tento typ ozubených kol využíváme mezi dvěma mimoběžnými hřídeli (90°).

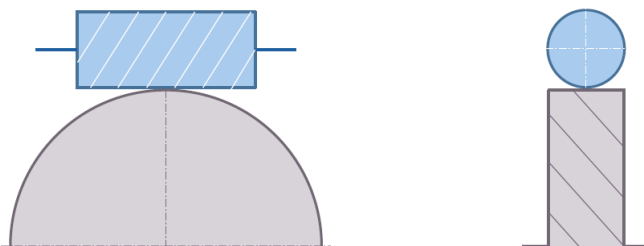
Šnekové kolo se skládá z ozubeného kola a pastorku (šnekového kola).

Samosvornost je za podmínky, že úhel stoupání šroubovice šneku je menší než třetí úhel dotykových ploch za klidu.

U šnekového soukolí se úhel sklonu zubu rovná úhlu stoupání šneku  $\beta_2 = \gamma$ .

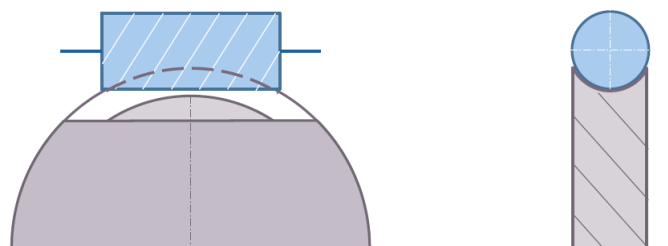
Varianty šnekových soukolí:

a.) Válcový šnek a válcové ozubené kolo



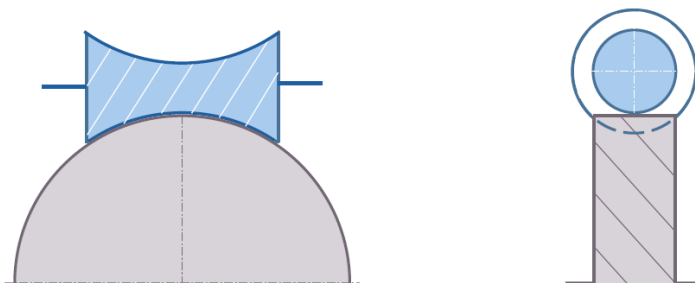
Obr. 19 Válcový šnek i kolo [16]

b.) Válcový šnek a globoidní šnekové kolo



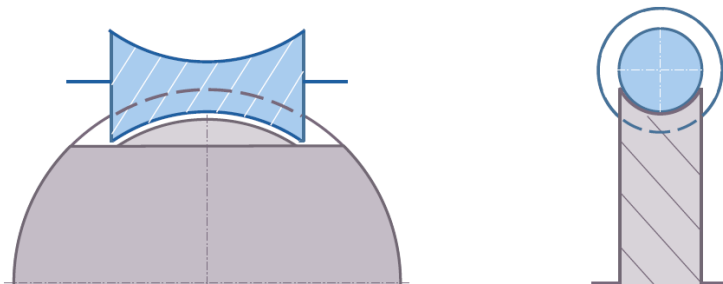
Obr. 20 Globoidní šnekové kolo [16]

c.) Globoidní šnek a válcové ozubené kolo



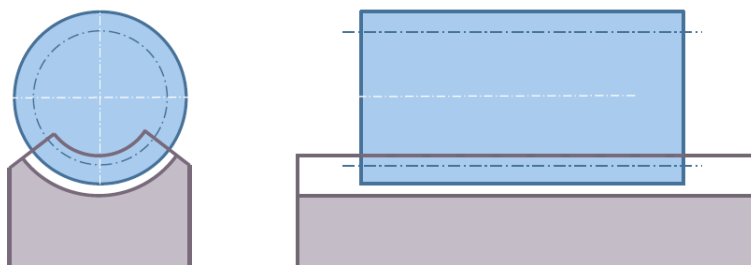
Obr. 21 Globoidní šnek [16]

## d.) Globoidní šnek i ozubené kolo



Obr. 22 Globoidní šnek i kolo [16]

## e.) Šnek a šnekový hřeben



Obr. 23 Šnek a šnekový hřeben [16]

Z výše vypsanych typů soukolí volím válcový šnek a globoidní ozubené kolo.

## 2 Návrh

### 2.1 Parametry navijáku

Nosnost: 2 500 kg

Tažná síla: 5 450 kg

Velikost (mm): 700x300x300

Tažná vzdálenost: 20 m

Přibližná navíjecí rychlost: 4 m/min

Z předchozích zhodnocení byla zvolena převodovka šneková pro dostatečnou změnu otáček motoru. Dále se musely přidat převody válcové se šikmými zuby. Po odlazení v programu AutoCad Inventor 2013 vzhledem k minimálním rozměrům převodovky byla navržena kola s převodovými poměry  $i_1 = 2,1$ ;  $i_2 = 33$  a  $i_3 = 3$  tedy celkový převodový poměr převodovky  $i_{celk} = 208$ .

### 2.2 Lano

#### 2.2.1 Výpočet vhodného lana

Ze zadaných hodnot je známo, že nosnost navijáku je  $m_n = 2\,500\text{kg}$  a tíhové zrychlení  $g = 9,81\text{ m/s}^2$ . Podle normy ČSN 27 0100 se vypočítá nosnost lana, kde je zvolen koeficient bezpečnosti  $s_l = 4,1$ . Maximální nosnost lana vypočteme takto.

$$F_{max} = m_n \cdot g \cdot s_l = 2\,500 \cdot 9,81 \cdot 4,1 = 100,5\text{kN}$$

Volím ocelové lano VEROTOP od firmy ELIS o průměru  $d_l = 9\text{ mm}$ , které má výpočtovou sílu přetržení 100,5kN.



## 2.3 Navíjecí buben

### 2.3.1 Volba rozměrů bubnu

K bubnům pro ocelová lana se vztahuje norma ČSN 27 1820, která mimo jiné určuje vhodný průměr bubnu k průměru lana. Nejmenší dovolený základní průměr bubnu se vypočte:

$$D = d_l \cdot \alpha_b = 9 \cdot 18 = 162 \text{ mm}$$

$d_l$  = průměr lana;  $\alpha_b$  = součinitel pro lanové bubny

Průměr bubnu byl zvolen  $D = 160 \text{ mm}$ .

Určení šířky bubnu. Předpokládá se, že lano bude navinuto ve dvou vrstvách. Pro výpočet jedné otáčky je použit průměr bubnu s prvním navinutím lana.

Tedy  $D_1 = 169 \text{ mm}$

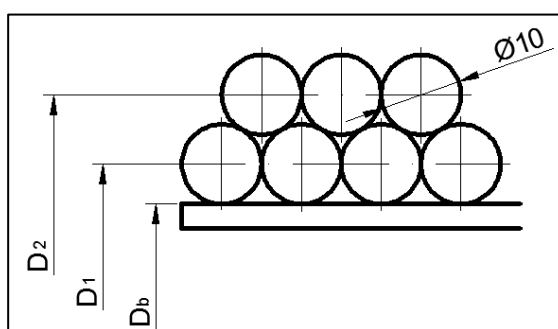
$$L_1 = \pi \cdot D_1 \cong 0,53 \text{ m}$$

$L_1$  = délka lana v jedné otáčce

Je přibližně počítáno, že na jednu otáčku se spotřebuje  $0,53 \text{ m}$  lana. K namotání 20ti metrového lana, je třeba 38 otáček. V jedné vrstvě bude počítáno s 20ti otáčkami a vzdálenost mezi otáčkami viz Obr .24.

Šířka bubnu bude tedy:

$$L_B = 20 \cdot 9 \text{ mm} = 180 \text{ mm}$$



Obr. 24 Rozměry bubnu

|                        |       |        |
|------------------------|-------|--------|
| Průměr bubnu           | $D_b$ | 160 mm |
| Minimální poloměr lana | $D_1$ | 169 mm |
| Maximální průměr lana  | $D_2$ | 184 mm |

Tab. 5 Tvar bubnu dle normy ČSN 27 1820

### 2.3.2 Potřebný výkon na bubnu

Je třeba znát maximální zátěž navijáku. To znamená, že do výpočtu je zahrnutá váha lana a háku. Výrobce uvádí hmotnost lana  $0,51\text{kg/m}$ . Hmotnost háku volím přibližně 2kg:

$$m_l = 20 [m] \cdot 0,51 [kg] = 10,2 [kg]$$

$$m_h = 2 [kg]$$

$$F_{max} = m_{max} \cdot g = (m + m_l + m_h) \cdot g = (2500 + 10,2 + 2) \cdot 9,81$$

$$F_{max} = 24\,645\text{ N}$$

Maximální zátěž navijáku je 24,6 kN uvažujeme-li, že se bude břemeno zvedat vzhůru bez třecích účinků. To je ale nestandardní situace použití. Naviják je běžně používán pro tažení břemen po vodorovném (případně nakloněném) povrchu. Uvažuje-li se o tažení po vodorovně, tak hmotnosti břemene mohou být následující (uvedeny pouze dva příklady pro představu).

$F_{max}$  = maximální síla,  $F_g$  = tíha tělesa

$$F_{max} = f \cdot F_g \rightarrow F_g = \frac{F_t}{f}$$

Dřevo na dřevě

$$F_{gdd} = \frac{24,6}{0,3} = 82\text{ kN} \rightarrow 8,3\text{ tuny}$$

Pryž na suchém asfaltu

$$F_{gpa} = \frac{24,6}{0,55} = 44,7\text{ kN} \rightarrow 4,5\text{ tuny}$$

### 2.3.3 Tažné síly na různých površích

| Materiály                    | Statický  | Dynamický |
|------------------------------|-----------|-----------|
| Dřevo na dřevě (průměrně)    | 0,65      | 0,30      |
| Dřevo na ledu (sněhu)        |           | 0,035     |
| Kožený řemen na dřevě        | 0,47      | 0,27      |
| Kožený řemen na litině       | 0,56      | 0,28      |
| Kůže na kovu                 | 0,60      | 0,25      |
| Ocel na bronzu (mazáno)      | 0,1       | 0,01      |
| Ocel na bronzu (suchá)       | 0,18      | 0,16      |
| Ocel na dřevě                | 0,55      | 0,35      |
| Ocel na ledu                 |           | 0,027     |
| Ocel na oceli (suchá)        | 0,15      | 0,10      |
| Pryž (pneumatika) na náledí  | 0,1 - 0,2 |           |
| Pryž na betonu               | 0,7 - 0,8 |           |
| Pryž na dlažbě (malé kostky) | 0,6 - 0,7 |           |
| Pryž na mokrém asfaltu       | 0,2 - 0,5 |           |
| Pryž na suchém asfaltu       | 0,55      |           |

Tab. 6 Součinitelé smykového tření různých materiálů [1]

Jestliže nejnáročnější podmínky jsou tažení pryže po asfaltu, tedy zhruba 4,5 tuny, lze volit tažnou sílu navrhovaného navijáku 4 tuny.

### 2.3.4 Výpočet potřebných hodnot

Z předběžných hodnot rychlosti navíjení  $v = 5 \text{ m/min}$  a maximální zátěže navijáku  $F_{max} = 24\,645 \text{ N}$  jsou dopočítány otáčky  $n_b$ , úhlová rychlost  $\omega_b$  a potřebný výkon na bubnu  $P_b$ .

$$1ot = \pi \cdot D_1 = \pi \cdot 169 = 530 \text{ mm} = 0,53 \text{ m}$$

$$n_b = \frac{v}{1ot} = \frac{4}{0,53} = 9,4 \text{ ot/min}$$

$$\omega_b = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_b}{60} = 0,99 \text{ rad/sec}$$

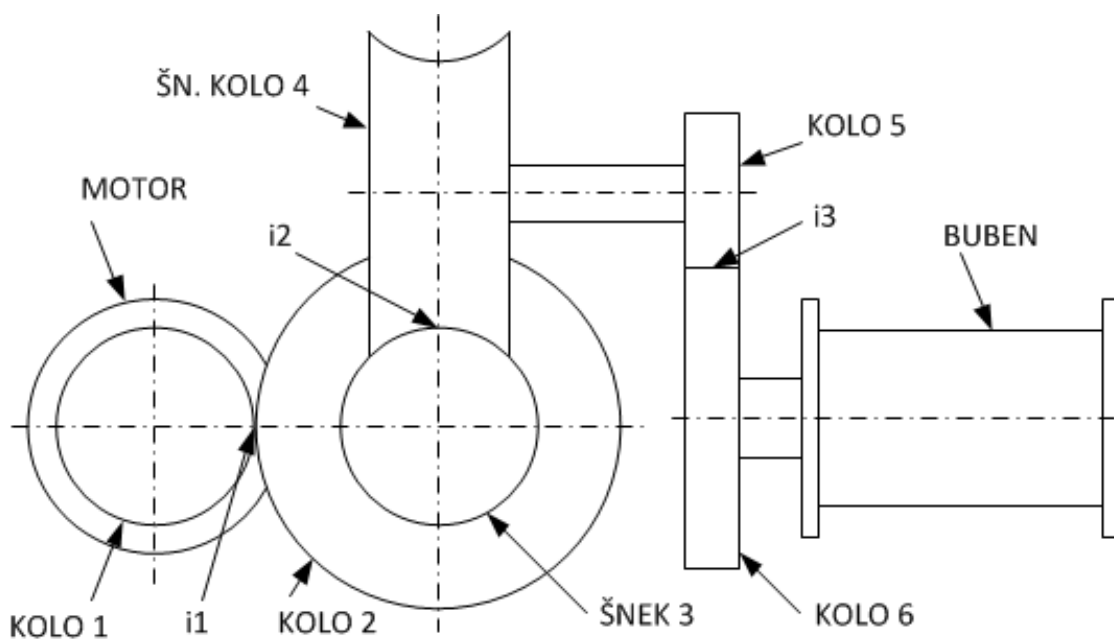
Vzhledem k tomu, že nás zajímá maximální potřebný výkon, bude se počítat s největším ramenem na bubnu. To znamená  $D_2 = 184 \text{ mm}$ , poloměr  $r_2 = 0,092\text{m}$ . Krouticí moment je:

$$M_{kb} = F_{max} \cdot r_2 = 24\,645 \cdot 0,092 = 2\,267,3 \text{ Nm}$$

$$P_b = M_{kb} \cdot \omega_b = 2\,245 \text{ W}$$

## 2.4 Návrh hnacího motoru

Nyní, když jsou známy výstupní parametry na hnacím bubnu navijáku, je možné se dopočítat potřebnému výkonu motoru. V tomto výpočtu je třeba zvolit účinnost mezi ozubenými koly. Účinnost mezi válčovým kolem se šikmými zuby je zvolena  $\eta_k = 0,98$  a mezi šnekovým ozubením  $\eta_s = 0,6$  jak se obecně uvažuje. Pro přehlednost jsou kola označena čísly 1-6 od motoru směrem k bubnu.



Obr. 25 Náčrt převodové skříně

## 2.4.1 Návrhové hodnoty motoru a převodové skříně

Hodnoty bubnu a kola6 :

$$\text{otáčky} \quad n_b = 9,43 \text{ ot/min}$$

$$\text{kroučící moment} \quad M_b = 2\,267,3 \text{ Nm}$$

Hodnoty kola5 a šn.kola4 :

$$\text{otáčky} \quad n_{54} = n_{b6} \cdot i_3 = 9,43 \cdot 3 = 28,29 \text{ ot/min}$$

$$\text{kroučící moment} \quad M_{54} = \frac{M_{b6}}{i_3 \cdot \eta_s} = \frac{2267,3 \text{ Nm}}{3 \cdot 0,98} = 771,2 \text{ Nm}$$

Hodnoty šneku3 a kola2 :

$$\text{otáčky} \quad n_{32} = n_{54} \cdot i_2 = 28,29 \cdot 33 = 933,6 \text{ ot/min}$$

$$\text{kroučící moment} \quad M_{32} = \frac{M_{54}}{i_2 \cdot \eta_s} = \frac{771,2 \text{ Nm}}{33 \cdot 0,6} = 38,9 \text{ Nm}$$

Hodnoty kola1 a motoru:

$$\text{otáčky} \quad n_{1m} = n_{32} \cdot i_1 = 933,6 \cdot 2,1 = 1\,960,6 \text{ ot/min}$$

$$\text{kroučící moment} \quad M_{1m} = \frac{M_{32}}{i_1 \cdot \eta_k} = \frac{38,9 \text{ Nm}}{2 \cdot 0,98} = 19,8 \text{ Nm}$$

$$\text{úhlová rychlost} \quad \omega_{1m} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{1m}}{60} = 205,3 \text{ rad/sec}$$

$$\text{výkon motoru} \quad P_m = M_{1m} \cdot \omega_{1m} = 4\,064 \text{ W}$$

K zdvihání břemene o maximální dovolené hmotnosti 2 500 kg je potřeba motor s výkonem 4,1 kW. Dle tohoto požadavku byl zvolen motor s nejbližším vyšším výkonem 5,5 kW.

## 2.4.2 Zvolený motor

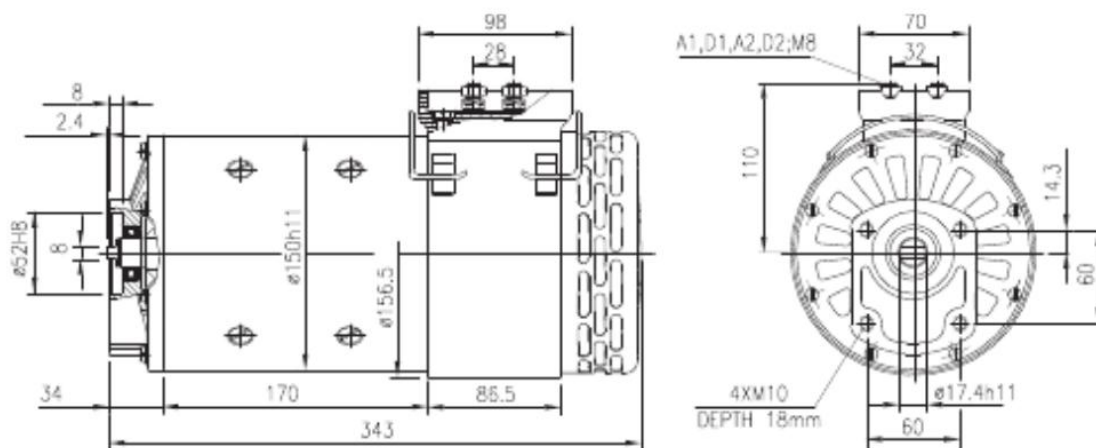
Parametry motoru typu IM0065:

- Napájení: 24V
- Napájecí proud: DC (stejnoseměrný)
- Výkon: 5,5 kW
- Otáčky: 2 000 ot/min
- Druh: microMotor s permanentním magnetem

Motor je dostupný na stránkách:

<http://www.iskra-agv.cz/katalogy/elektromotory-prehled-pouziti-prevodni-cisla/#/26>

Vzhledem k tomu, že motor bude napájen zdrojem o 12ti voltech namísto 24V, tak bude mít zvolený motor poloviční otáčky tedy  $n_m = 1\,000\text{ ot/min}$ . Dále bude vybaven ovládáním, které bude měnit směr rotace motoru. To znamená, že lze lano i odvíjet. Konkrétní zapojení ovládání není předmětem této práce a tak nebude uvedeno.



Obr. 26 Zvolený motor [17]

## 2.5 Reálné otáčky převodové skříně

Výpočet reálných hodnot dle zvoleného motoru:

motor (kolo1):

$$n_m = 1\,000\text{ ot/min}, P_{m1} = 5\,500\text{ W}$$

$$\omega_m = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60} = 104,7\text{ rad/sec}$$

$$M_m = \frac{P_m}{\omega_m} = 52,5\text{ Nm}$$

kolo2 (šnek3):

$$n_2 = \frac{n_m}{i_1} = 1000/2,1 = 476\text{ ot/min}$$

$$M_2 = M_m \cdot i_1 \cdot \eta_1 = 52,5 \cdot 2 \cdot 0,98 = 108\text{ Nm}$$

šn.kolo4 (kolo5):

$$n_4 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{500}{33} = 15,15\text{ ot/min}$$

$$M_4 = M_2 \cdot i_2 \cdot \eta_2 = 102,9 \cdot 33 \cdot 0,6 = 2\,037,4\text{ Nm}$$

kolo6 (buben):

$$n_6 = \frac{n_4}{i_3} = \frac{15,15}{3} = 5,05 \text{ ot/min}$$

$$\omega_6 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_6}{60} = 0,58 \text{ rad/sec}$$

$$M_6 = M_4 \cdot i_3 \cdot \eta_1 = 2\,037,4 \cdot 3 \cdot 0,98 = 5\,990 \text{ Nm}$$

$$P_6 = M_6 \cdot \omega_6 = 5\,990 \text{ Nm} \cdot 0,53 \frac{\text{rad}}{\text{sec}} = 3\,174 \text{ W}$$

Z vypočítaných hodnot vyplývá, že motor při maximálním výkonu bude mít krouticí moment skoro 6 tisíc Nm a výkon 3,2 kW. Tyto maximální hodnoty ale nejsou potřeba, jelikož bubnový naviják je navrhovaný na krouticí moment 2267,3 Nm. Z těchto výpočtů se použijí pouze reálné otáčky. Dosadí-li se reálné otáčky a vypočtený moment dojdeme k výsledným hodnotám:

$$n_6 = 5,05 \text{ ot/min}$$

$$M_{6,b} = 2\,267,3 \text{ Nm}$$

$$n_4 = 15,15 \text{ ot/min}$$

$$M_{4,5} = 771,2 \text{ Nm}$$

$$n_2 = 500 \text{ ot/min}$$

$$M_{2,3} = 38,9 \text{ Nm}$$

$$n_m = 1\,000 \text{ ot/min}$$

$$M_{m,1} = 19,8 \text{ Nm}$$

## 2.6 Výpočet jednotlivých ozubených kol

Čelní válcová ozubená kola se šikmými zuby číslo 5, 6 a šnekové soukolí číslo 3, 4 jsou vypočítány dle podkladů z předmětu CMS. Srovnatelné výsledky jsou uvedeny v příloze, kde jsou hodnoty z programu AutoCAD Inventor 2013. Byla zvolena právě tato soukolí kvůli vyšším zatěžujícím silám a různému typu ozubených kol. U kol 1, 2 jsou vypsány pouze důležité hodnoty.

## 2.6.1 Výpočet soukolí 1,2

Pro následující výpočty jsou uvedeny pouze důležité výsledky, ostatní hodnoty je možné dohledat v elektronických podkladech.

Společné parametry:

|                            |            |             |
|----------------------------|------------|-------------|
| Převodový poměr            | $i$        | 2,0857 ul   |
| Požadovaný převodový poměr | $i_{in}$   | 2,1000 ul   |
| Modul                      | $m$        | 2,750 mm    |
| Úhel sklonu                | $\beta$    | 15,0000 deg |
| Úhel profilu               | $\alpha$   | 20,0000 deg |
| Vzdálenost os              | $a_w$      | 155,000 mm  |
| Roztečná vzdálenost os     | $a$        | 153,739 mm  |
| Celková jednotková korekce | $\Sigma x$ | 0,4716 ul   |
| Rozteč zubů                | $p$        | 8,639 mm    |
| Základní rozteč            | $p_{tb}$   | 8,370 mm    |
| Provozní úhel záběru       | $\alpha_w$ | 21,2829 deg |

Tab. 7 Společné parametry kol 1, 2

Hodnoty kol:

|                          |       | Kolo 1     | Kolo 2     |
|--------------------------|-------|------------|------------|
| Počet zubů               | $z$   | 35 ul      | 73 ul      |
| Jednotkové posunutí      | $x$   | 0,1528 ul  | 0,3188 ul  |
| Průměr roztečné kružnice | $d$   | 99,645 mm  | 207,832 mm |
| Průměr hlavové kružnice  | $d_a$ | 105,915 mm | 215,014 mm |
| Průměr patní kružnice    | $d_f$ | 93,611 mm  | 202,710 mm |
| Průměr základní kružnice | $d_b$ | 93,245 mm  | 194,483 mm |
| Pracovní roztečný průměr | $d_w$ | 100,463 mm | 209,537 mm |
| Šířka ozubení            | $b$   | 30,000 mm  | 30,000 mm  |

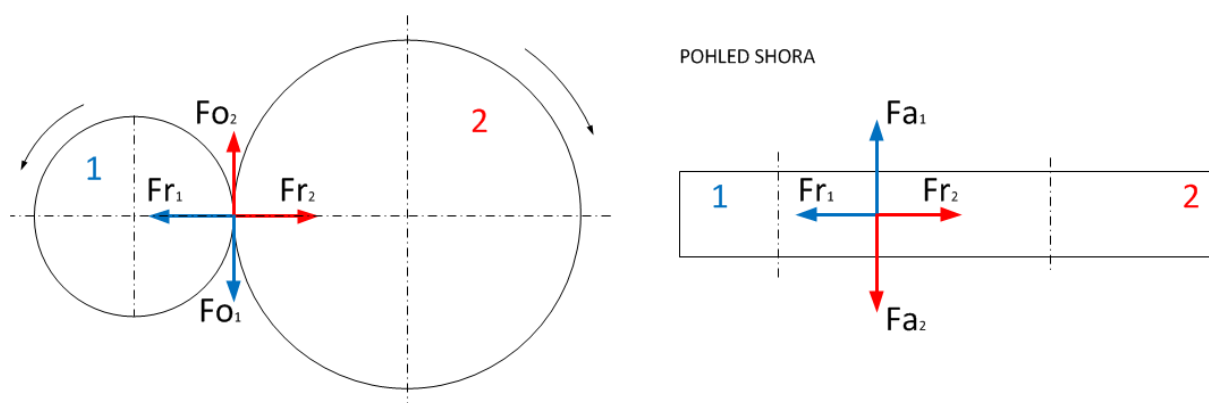
Tab. 8 Hodnoty kol 1, 2



Zatížení:

|                   |        | Kolo 1      | Kolo 2     |
|-------------------|--------|-------------|------------|
| Výkon             | P      | 2,073 kW    | 2,032 kW   |
| Otáčky            | n      | 1000,00 rpm | 479,45 rpm |
| Krouticí moment   | $M_k$  | 19,800 N m  | 40,471 N m |
| Účinnost          | $\eta$ | 0,980 ul    |            |
| Radiální síla     | $F_r$  | 158,065 N   |            |
| Obvodová síla     | $F_o$  | 394,175 N   |            |
| Axiální síla      | $F_a$  | 105,619 N   |            |
| Normální síla     | $F_n$  | 437,948 N   |            |
| Obvodová rychlost | v      | 5,217 mps   |            |

Tab. 9 Zatížení kol 1, 2



Obr. 27 Silové poměry kol 1, 2

## 2.6.2 Výpočet soukolí 3,4

### Základní rozměry

a.) Zvolené parametry:

$$z_3 = 1, z_4 = 33, m_n = 5,6, q = 10$$

pro šnek 3 je zvolen materiál 14 220.4

pro kolo 4 je zvolen materiál CuZn35AlFe3 (42 3311)

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{z_3}{q}\right) = 5,7392^\circ$$

$$d_3 = m_n \cdot q = 56 \text{ mm}$$

$$d_4 = \frac{m_n \cdot z_4}{\cos \gamma} = 185,731 \text{ mm}$$

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = 120,866 \text{ mm}$$

Jelikož není teoretická osová vzdálenost celé číslo, koriguji soukolí na  $a_w = 120 \text{ mm}$ .

b.) Výpočet korekcí:

$$a_w = \frac{d_3 + d_4}{2} + m_n \cdot x \rightarrow x = \frac{a_w - \frac{d_3 + d_4}{2}}{m_n} = -0,1546 \text{ mm}$$

Výsledná korekce se provádí pouze na šnekovém kole jelikož šnek se vyrábí dle normalizovaných rozměrů kvůli nižším nákladům na výrobu.

účinnost soukolí:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\varphi + \gamma)} = 0,59$$

Kde:

Koeficient tření  $f$  volím nízký kvůli volbě kvalitních maziv:

$$f = 0,07 = \text{tg} \varphi; \quad \varphi = \arctg 0,07 = 4,004^\circ$$

c.) Výpočet ostatních rozměrů:

$$\alpha_n = 20^\circ, h_a^* = 1, c_a^* = 0,25$$

$$z_3, x_3 = 0, z_4, x_4 = x$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m_n h_a^* = 67,2 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_n(h_a^* + x) = 195,199 \text{ mm}$$

$$d_{f3} = d_3 - 2m_n(h_a^* + c_a^*) = 42 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2m_n(h_a^* + c_a^* - x) = 170 \text{ mm}$$

$$d_{w3} = d_3 + 2m_n x = 56 \text{ mm}$$

$$d_{w4} = d_4 = 185,731 \text{ mm}$$

$$s_{n3} = 0,5\pi m_n = 8,796 \text{ mm}$$

$$s_{n4} = 0,5\pi m_n + 2m_n * x * \operatorname{tg}\alpha_n = 8,166 \text{ mm}$$

$$s_{x3} = \frac{s_{n3}}{\cos\gamma} = 8,84 \text{ mm}$$

$$s_{x4} = \frac{s_{n4}}{\cos\gamma} = 8,21 \text{ mm}$$

$$l_3 \cong (11 + 0,06z_4)m_n, z_3 < 4 \rightarrow l_3 = 72,7 \text{ mm} \rightarrow \text{délku volím } 80 \text{ mm}$$

$$l_3 \cong (12,5 + 0,09z_4)m_n, z_3 \geq 4$$

$$b_2 \cong 0,75 \left(1 + \frac{2}{q}\right) d_3, z_3 < 4 \rightarrow b_2 = 50,4 \text{ mm}$$

$$b_2 \cong \left(1 + \frac{2}{q}\right) d_3, z_3 \geq 4$$

### Pevnostní kontrola

Výpočet dle ČSN 01 4780

|  | Pevnost v tahu |
|--|----------------|
| Materiál šneku – ocel tř. 14 220.9 (ušlechtilá ocel) | 800 MPa        |
| Materiál kola – mosaz CuZn35AlFe3                    | 300 MPa        |

Tab. 10 Materiály šnekového soukolí

|   |                             |
|---|-----------------------------|
| kolo  | šnek                        |
| $k_{mo4} = 90 \text{ MPa}$  | $k_{mo3} = 390 \text{ MPa}$ |
| $k_{md4} = 9,6 \text{ MPa}$   | $k_{md3} = 34 \text{ MPa}$  |
| $x_o = 0,65$  |                             |
| $x_d = 0,55$  |                             |
| $r_{o4} = 0,54$   | $r_{o3} = 0,31$             |
| $r_{d4} = 0,55$   | $r_{o3} = 0,26$             |
| $b_o = \left(d_{a3} + 2 \cdot \frac{1}{6} \cdot m_n\right) \cdot \psi(\text{rad}) = 40,45 \text{ mm}$ |                             |
| $b_d = d_{a3} \cdot \sin\psi = 37,1 \text{ mm}$   |                             |

Tab. 11 Součinitelé a konstanty potřebné pro kontrolu soukolí

$$\text{Kde: } \psi = \arccos\left(\frac{d_{a3} - 2 \cdot m_n}{d_{a3}}\right) = 33,557^\circ = 0,5857 \text{ rad}$$

Ze zjištěných hodnot, které byly nalezeny v přednáškových podkladech předmětu CMS2 se zjistí únosnost šnekového soukolí na ohyb a dotyk

Dovolené hodnoty kol:

Ohyb:

$$F_{o3DOV} = \frac{1}{x_o} \cdot m_n \cdot b_o \cdot k_{mo3} \cdot r_{o3} = 42\,133\,N$$

$$F_{o4DOV} = \frac{1}{x_o} \cdot m_n \cdot b_o \cdot k_{mo4} \cdot r_{o4} = 16\,937\,N$$

Dotyk:

$$F_{d3DOV} = \frac{1}{x_d} \cdot d_4^{8,0} \cdot b_d \cdot k_{md3} \cdot r_{d3} = 38\,950,5\,N$$

$$F_{d4DOV} = \frac{1}{x_d} \cdot d_4^{8,0} \cdot b_d \cdot k_{md4} \cdot r_{d4} = 23\,264,6\,N$$

### Osově zatížení ve třech hlavních směrech kol 3,4

Obvodová síla na šneku:

$$F_{o3} = \frac{2 \cdot Mk_3}{d_3} = \frac{2 \cdot 38\,900}{56} = 1\,389\,N < F_{o3DOV}$$

Obvodová síla na kole:

$$F_{o4} = \frac{2 \cdot Mk_4}{d_4} = \frac{2 \cdot 771\,200}{185,731} = 8\,305\,N < F_{o4DOV}$$

Radiální síla šneku:

$$F_{r3} = F_{o3} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\sin\gamma + \cos\gamma \cdot \operatorname{tg}\varphi} = 1\,389 \cdot \frac{0,364}{0,169\,6} = 2\,981\,N$$

Radiální síla kola:

$$F_{r4} = F_{o4} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\gamma - \sin\gamma \cdot \operatorname{tg}\varphi} = 3\,054\,N$$

Axiální síla šneku:

$$F_{a3} = \frac{F_{o3}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = 8\,089\,N$$

Axiální síla kola:

$$F_{a4} = F_{o4} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) = 1\,424\,N$$

Normální síla šneku:

$$F_{n3} = \sqrt{F_{o3}^2 + F_{r3}^2 + F_{a3}^2} = 8\,732\text{ N}$$

Normální síla kola:

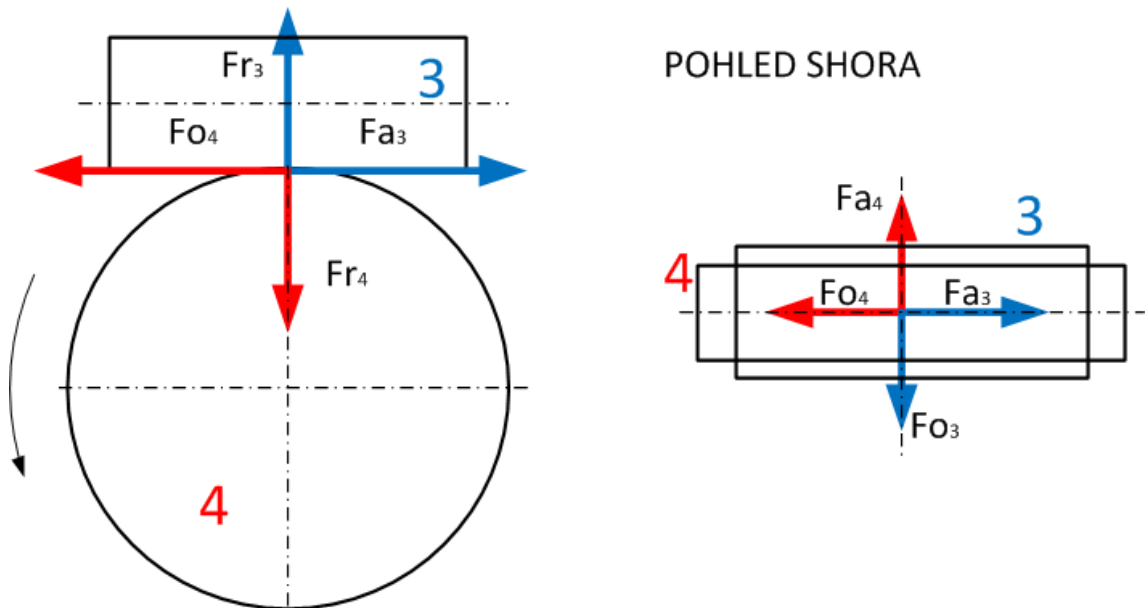
$$F_{n4} = \sqrt{F_{o4}^2 + F_{r4}^2 + F_{a4}^2} = 8\,949\text{ N}$$

Kluzná rychlost šneku:

$$v_{kš} = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n}{60 \cdot \cos\gamma} = 1,47\text{ m/s}$$

Kluzná rychlost kola:

$$v_{kk} = \frac{\pi \cdot d_4 \cdot n}{60 \cdot \cos\gamma} = 0,15\text{ m/s}$$



Obr. 28 Silové poměry kol 3, 4

**Generované výsledky soukolí 3, 4**

Pro následující výpočty jsou uvedeny pouze důležité výsledky, ostatní hodnoty je možné dohledat v elektronických podkladech.

Společné parametry:

|                          |          |             |
|--------------------------|----------|-------------|
| Převodový poměr          | $i$      | 33,0000 ul  |
| Modul                    | $m$      | 5,600 mm    |
| Osový modul              | $m_x$    | 5,628 mm    |
| Úhel sklonu              | $\gamma$ | 5,7392 deg  |
| Úhel profilu             | $\alpha$ | 20,0000 deg |
| Součinitel průměru šneku | $q$      | 10,0000 ul  |
| Vzdálenost os            | $a_w$    | 120,000 mm  |
| Osová rozteč zubů        | $p_x$    | 17,6815 mm  |
| Rozteč zubů              | $p_n$    | 17,5929 mm  |
| Základní rozteč          | $p_b$    | 16,605 mm   |
| Stoupání šroubovice      | $p_z$    | 17,682 mm   |
| Délka šneku              | $b_1$    | 80,000 mm   |

Tab. 12 Společné parametry kol 3, 4

Hodnoty kol:

|                          |         | Kolo 1    | Kolo 2     |
|--------------------------|---------|-----------|------------|
| Počet chodů              | $z$     | 1,000 ul  |            |
| Počet zubů               | $z$     |           | 33 ul      |
| Jednotkové posunutí      | $x$     | 0,0000 ul | -0,1546 ul |
| Průměr roztečné kružnice | $d$     | 56,000 mm | 185,731 mm |
| Průměr hlavové kružnice  | $d_a$   | 67,200 mm | 195,200 mm |
| Průměr patní kružnice    | $d_f$   | 42,000 mm | 170,000 mm |
| Průměr základní kružnice | $d_b$   | 52,592 mm | 174,427 mm |
| Výška hlavy zubu         | $h_a^*$ | 1,0000 ul | 1,0000 ul  |
| Hlavová vůle             | $h_c^*$ | 0,2500 ul | 0,2500 ul  |

Tab. 13 Hodnoty kol 3, 4

Zatížení:

|                   |        | Kolo 1     | Kolo 2      |
|-------------------|--------|------------|-------------|
| Výkon             | P      | 2,038 kW   | 1,223 kW    |
| Otáčky            | n      | 500,00 rpm | 15,15 rpm   |
| Krouticí moment   | $M_k$  | 38,923 N m | 770,674 N m |
| Účinnost          | $\eta$ | 0,600 ul   |             |
| Radiální síla     | $F_r$  | 3153,454 N |             |
| Obvodová síla     | $F_o$  | 1434,444 N | 8298,821 N  |
| Axiální síla      | $F_a$  | 8298,821 N | 1434,444 N  |
| Normální síla     | $F_n$  | 8975,839 N |             |
| Kluzná rychlost   | $v_k$  | 1,473 mps  |             |
| Obvodová rychlost | v      | 1,466 mps  | 0,147 mps   |

Tab. 14 Zatížení kol 3, 4

### 2.6.3 Výpočet kola 5,6

a.) Zvolené parametry:

$$z_5 = 23, z_6 = 69, c = 15 \text{ MPa}, \psi = 20 \text{ MPa}, \beta = 15, \alpha = 20$$

pro kola 5,6 je zvolen materiál 14NiCr14 viz. elektronická příloha

Návrh modulu dle Bachova vzorce:

$$m = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{Mk_4 \cdot \cos\beta}{z_5 \cdot \psi \cdot c}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{771 \cdot \cos 15}{23 \cdot 20 \cdot 15}} = 3,57 \rightarrow \text{volím } 3,5$$

b.) Osová vzdálenost a korekce:

$$d_5 = \frac{m \cdot z_5}{\cos\beta} = \frac{3,5 \cdot 23}{\cos 15} = 83,3397 \text{ mm}$$

$$d_6 = \frac{m \cdot z_6}{\cos\beta} = \frac{3,5 \cdot 69}{\cos 15} = 250,0192 \text{ mm}$$

$$a = d_5 + d_6 = 166,6794 \text{ mm}$$

Jelikož není rozměr celé číslo, volím výpočtovou osovou vzdálenost  $a_w = 165 \text{ mm}$ 

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\text{tg}\alpha}{\cos\beta}\right) = 20,647^\circ$$

$$a_w = \frac{a \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \rightarrow \alpha_{wt} = \arccos \left( \frac{a \cdot \cos \alpha_t}{a_w} \right) = 19,039^\circ$$

$$\Sigma x = \frac{z_5 + z_6}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} (ev \alpha_{wt} - ev \alpha_t)$$

$$ev \alpha_{wt} = \operatorname{tg} a_w (\text{deegre}) - a_w (\text{rad}) = \operatorname{tg} 19,039^\circ - 0,3323 \text{rad} = 0,0128^\circ$$

$$ev \alpha_t = \operatorname{tg} 20,647^\circ - 0,36036 \text{rad} = 0,01645^\circ$$

$$\Sigma x = \frac{z_5 + z_6}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} (ev \alpha_{wt} - ev \alpha_t) = \frac{23 + 69}{2 \cdot \operatorname{tg} 20} (0,0128 - 0,01645) = -0,4613 \text{mm}$$

Z daného vzorce zjistíme jednotlivé korekce:

$$\frac{x_5}{x_6} = \frac{z_6}{z_5} \rightarrow x_5 = -0,346, x_6 = -0,1153$$

c.) Ostatní výpočty:

$$b = \psi \cdot m = 20 \cdot 3,5 = 70 \text{mm}$$

$$d_{b5} = d_5 \cos \alpha_t = 77,9868 \text{mm}$$

$$d_{b6} = d_6 \cos \alpha_t = 233,9606 \text{mm}$$

$$d_{f5} = d_5 - 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_5 = 72,1678 \text{mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_6 = 240,2619 \text{mm}$$

$$d_{a5} = 2 \cdot \left( a_w - \frac{d_{f6}}{2} - m \cdot c_a^* \right) = 87,7881 \text{mm}$$

$$d_{a6} = 2 \cdot \left( a_w - \frac{d_{f5}}{2} - m \cdot c_a^* \right) = 256,0822 \text{mm}$$

$$d_{w5} = \frac{d_5 \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 82,4999 \text{mm}$$

$$d_{w6} = \frac{d_6 \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 247,2997 \text{mm}$$

$$p = \pi \cdot m = 10,9956 \text{mm}$$

$$p_t = \frac{\pi \cdot m}{\cos \beta} = 11,3835 \text{mm}$$

$$s_5 = 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4,6163 \text{mm}$$

$$s_6 = 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_6 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5,204 \text{mm}$$

$$s_{t5} = \frac{s_5}{\cos \beta} = 4,7791 \text{mm}$$



$$s_{t6} = \frac{s_6}{\cos\beta} = 5,3876\text{mm}$$

$$e_5 = 0,5 \cdot \pi \cdot m - 2 \cdot m \cdot x_5 \cdot \operatorname{tg}\alpha = 3,2956\text{mm}$$

$$e_6 = 0,5 \cdot \pi \cdot m - 2 \cdot m \cdot x_6 \cdot \operatorname{tg}\alpha = 5,7915\text{mm}$$

$$e_{t5} = \frac{e_5}{\cos\beta} = 3,4119\text{mm}$$

$$e_{t6} = \frac{e_6}{\cos\beta} = 5,9958\text{mm}$$

**Pevnostní kontrola:**

Výpočet dle ČSN 01 4686

|               | Kolo 5 | Kolo 6 |
|---------------|--------|--------|
| $\sigma_{Do}$ | 350    | 350    |
| $\sigma_{Dd}$ | 100    | 100    |
| $r_O$         | 0,7    | 0,77   |
| $y_O$         | 5,91   | 3,41   |
| $y_D$         | 0,99   | 1,13   |
| $r_D$         | 1,56   | 0,58   |

Tab. 15 Hodnoty k pevnostní kontrole

Hodnoty byly nalezeny v tabulkách pro pevnostní kontrolu. Ty jsou použity z předmětu CMS2 viz. elektronická příloha.

Součinitel pro ohyb:

kolo5

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{Do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}} = 41,45$$

kolo6

$$c_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}} = 74,6$$

Součinitel pro dotyk:

kolo5

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd1} \cdot r_{d1}}{U \cdot y_d} = 70$$

kolo6

$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{U \cdot y_d} = 240$$

Minimální součinitel (nejnižší hodnota z předchozích čtyř vzorců)

$$c_{min} = c_{o1} = 41,45$$

$$F_{dov} = \pi \cdot c_{min} \cdot b \cdot m \cdot \mu = \pi \cdot 41,45 \cdot 70 \cdot 3,5 \cdot 1 = 31\,903,6 \text{ N}$$

$$F_o = \frac{2 \cdot M_4}{d_4} = \frac{2 \cdot 771,2}{83,34} = 18,5 \text{ kN}$$

$$F_{dov} \geq F_o \text{ Výpočet tedy vyhovuje}$$

### Osově zatížení ve třech hlavních směrech oz. kola 5

Kolo 6 má totožné hodnoty jen opačného směru (zákon akce a reakce).

Obvodová síla:

$$F_{o5} = \frac{2 \cdot Mk_{4,5}}{d_{w5}} = \frac{2 \cdot 771\,200}{82,5} = 18,7 \text{ kN}$$

Radiální síla:

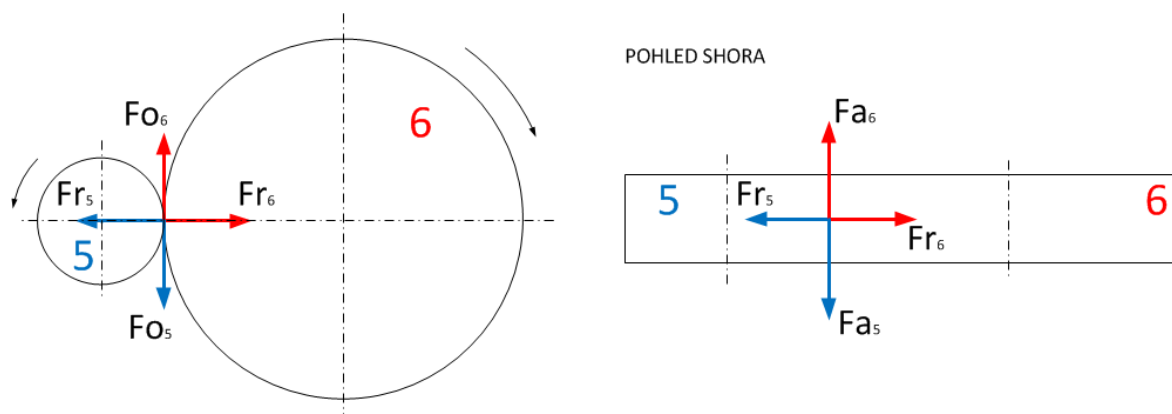
$$F_{r5} = F_o \cdot \operatorname{tg} \alpha = 18,7 \text{ kN} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 6,8 \text{ kN}$$

Axiální síla:

$$F_{ax5} = F_o \cdot \operatorname{tg} \beta = 18,7 \text{ kN} \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 5,01 \text{ kN}$$

Normální síla:

$$F_{n5} = \sqrt{F_o^2 + F_r^2 + F_a^2} = 20,52 \text{ kN}$$



Obr. 29 Silové poměry kol 5, 6

## 2.6.4 Generované výsledky

Pro následující výpočty jsou uvedeny pouze důležité výsledky, ostatní hodnoty je možné dohledat v elektronických podkladech.

Společné parametry:

|                            |            |             |
|----------------------------|------------|-------------|
| Převodový poměr            | $i$        | 3,0000 ul   |
| Požadovaný převodový poměr | $i_{in}$   | 3,0000 ul   |
| Modul                      | $m$        | 3,500 mm    |
| Úhel sklonu                | $\beta$    | 15,0000 deg |
| Úhel profilu               | $\alpha$   | 20,0000 deg |
| Vzdálenost os              | $a_w$      | 165,000 mm  |
| Roztečná vzdálenost os     | $a$        | 166,679 mm  |
| Celková jednotková korekce | $\Sigma x$ | -0,4622 ul  |
| Rozteč zubů                | $p$        | 10,996 mm   |
| Základní rozteč            | $p_{tb}$   | 10,652 mm   |
| Provozní úhel záběru       | $\alpha_w$ | 18,2601 deg |

Tab. 16 Společné parametry kol 5, 6

Hodnoty kol:

|                          |         | Kolo 1     | Kolo 2     |
|--------------------------|---------|------------|------------|
| Počet zubů               | $z$     | 23 ul      | 69 ul      |
| Jednotkové posunutí      | $x$     | -0,3467 ul | -0,1156 ul |
| Průměr roztečné kružnice | $d$     | 83,340 mm  | 250,019 mm |
| Průměr hlavové kružnice  | $d_a$   | 87,790 mm  | 256,087 mm |
| Průměr patní kružnice    | $d_f$   | 72,163 mm  | 240,460 mm |
| Průměr základní kružnice | $d_b$   | 77,987 mm  | 233,961 mm |
| Pracovní roztečný průměr | $d_w$   | 82,500 mm  | 247,500 mm |
| Šířka ozubení            | $b$     | 65,000 mm  | 65,000 mm  |
| Výška hlavy zubu         | $h_a^*$ | 1,0000 ul  | 1,0000 ul  |
| Hlavová vůle             | $h_c^*$ | 0,2500 ul  | 0,2500 ul  |

Tab. 17 Hodnoty kol 3, 4

Zatížení:

|                   |        | Kolo 1      | Kolo 2       |
|-------------------|--------|-------------|--------------|
| Výkon             | P      | 1,224 kW    | 1,199 kW     |
| Otáčky            | n      | 15,15 rpm   | 5,05 rpm     |
| Krouticí moment   | $M_k$  | 771,200 N m | 2267,328 N m |
| Účinnost          | $\eta$ | 0,980 ul    |              |
| Radiální síla     | $F_r$  | 6451,748 N  |              |
| Obvodová síla     | $F_o$  | 18695,758 N |              |
| Axiální síla      | $F_a$  | -5009,513 N |              |
| Normální síla     | $F_n$  | 20381,614 N |              |
| Obvodová rychlost | v      | 0,066 mps   |              |

Tab. 18 Zatížení kol 3, 4

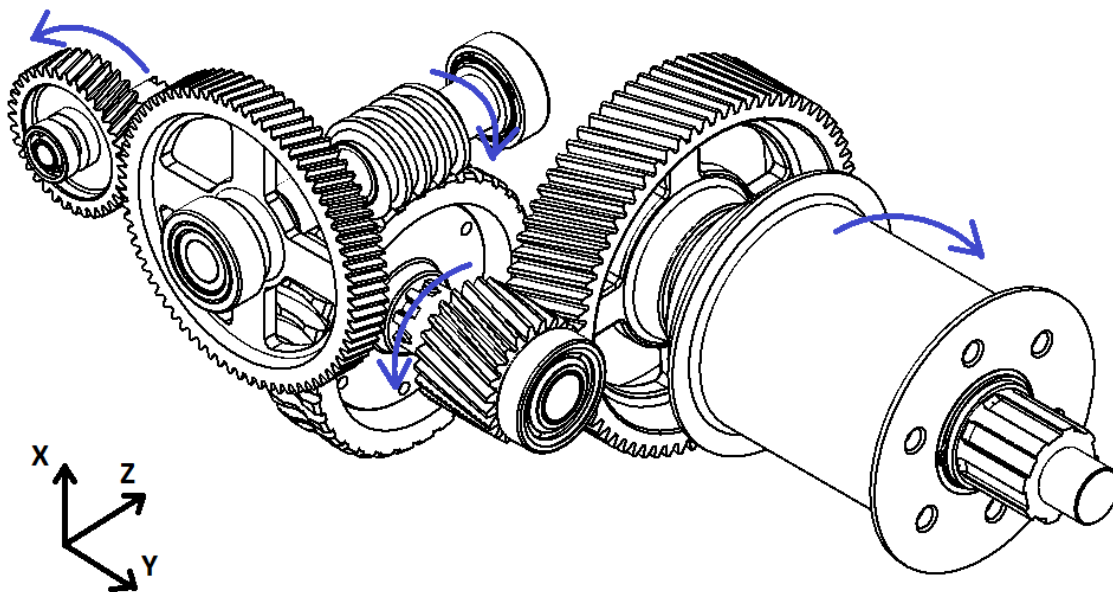
## 2.7 Kontrola hřídelí na krut, ohyb

Aby byla kontrola převodovky kompletní, je třeba ještě zkontrolovat jednotlivé hřídele na zatížení vzniklá z přenosu momentu, tedy na ohyb i krut. Výpočty se provedou opět v programu Inventor.

|             | materiál | Mez kluzu $R_e$ [MPa] | Mez pevnosti $R_m$ [MPa] |
|-------------|----------|-----------------------|--------------------------|
| Hřídel č. 1 | 11 500   | 285                   | 500                      |
| Hřídel č. 2 | 14 220.4 | 588                   | 785                      |
| Hřídel č. 3 | 14 220.4 | 588                   | 785                      |
| Hřídel č. 4 | 14 220.4 | 588                   | 785                      |

Tab. 19 Použitý materiál na hřídele

Uvedené informace jsou čerpány z materiálových listů, které jsou v elektronické příloze. Dále se bude počítat se silami, které se vyskytují v převodové skříně. V následujícím náčrtu na obr. 30 je naznačen směr otáčení ozubených kola spolu se základním souřadnicovým systémem. Dále jsou sepsány působící síly mezi jednotlivými koly z ručních výpočtů.



Obr. 30 Přehled rotací v převodové skříní

| hodnoty jsou v [N] |       | Kolo1 | Kolo2 | Šnek3 | Kolo4  | Kolo5   | Kolo6  |
|--------------------|-------|-------|-------|-------|--------|---------|--------|
| obvodová síla      | $F_o$ | -383  | 383   | 1 389 | -8 089 | -18 700 | 18 700 |
| radiální síla      | $F_r$ | -142  | 142   | 2 981 | -2 981 | -6 800  | 6 800  |
| axiální síla       | $F_a$ | 102   | -102  | 8 089 | -1 389 | 5 010   | -5 010 |

Tab. 20 Přehled silové rovnováhy

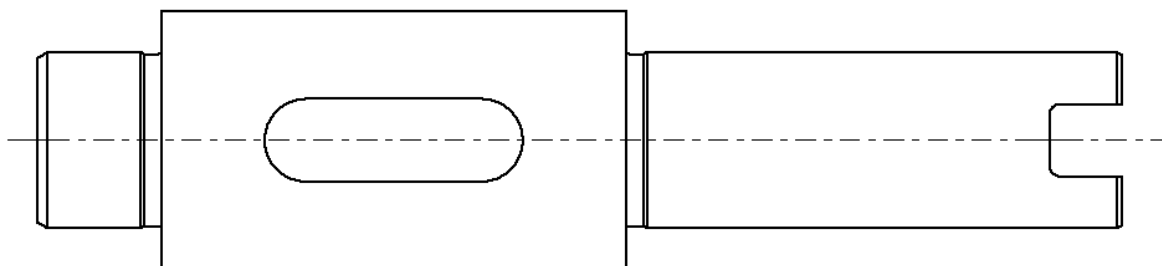
### 2.7.1 Hřídel č. 1

výpočet minimálního průměru hřídele

$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{km1}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 19\,800}{\pi \cdot 30}} = 14,9\text{mm}$$

$\tau_D = 30\text{ MPa}$  snížené dovolené napětí

Hřídel je napojena na motor, který má výstupní průměr hřídele  $17\text{ mm}$ . Volí se tedy nejmenší průměr navrhované hřídele totožný s průměrem hřídele motoru. Dále je na hřídel nasunuto ozubené kolo, které kvůli smontovatelnosti musí mít průměr hřídele větší než  $17\text{ mm}$ . Volí se tedy průměr  $d_2 = 25\text{mm}$  s ohledem na přenos momentu z hřídele na oz. kolo těsným perem.



Obr. 31 Hřídel č. 1

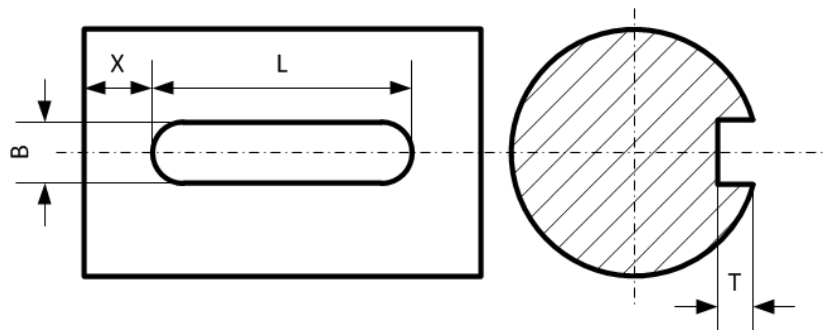
- kontrola těsného pera na otlačení

$$F_{p1} = \frac{M_{k1}}{r} = \frac{M_{k1}}{\frac{d_1}{2} - \frac{T_1}{2}} = \frac{19,8}{\frac{0,025}{2} - \frac{0,0029}{2}} = 1\,792\text{ N}$$

$$S = (L - B) \cdot T = (20 - 8) \cdot 2,9 = 34,8\text{ mm}^2 = 0,000\,034\,8\text{ m}^2$$

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{S}$$

$$p_1 = \frac{1792}{0,000\,034\,8} = 51,5\text{ MPa} < p_D(100\text{ MPa})$$



Obr. 32 Rozměry drážky pro pero

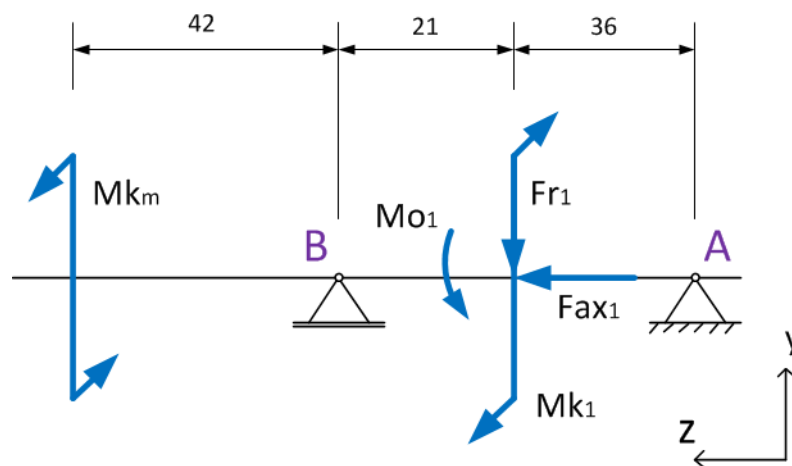
- síly působící na podporách

Namáhání hřídelí vzniká v soukolí, kde je přenášen krouticí moment dál do systému. Jelikož síly nejsou pouze obvodové kvůli šikmým zubům, hřídel je namáhána jak krutem, tak ohybem.

Velikost sil je tedy vyjádřena takto:

| síly na kole 1 |        | reakce od motoru a kola 1 |          |
|----------------|--------|---------------------------|----------|
| $F_{O_1}$      | -383 N | $r_1 = 0,052 \text{ m}$   | -        |
| $F_{r_1}$      | -142 N | $Mo_1 = Fa_1 \cdot r_1$   | 5,3 Nm   |
| $F_{a_1}$      | 102 N  | $Mk_1 = Fo_1 \cdot r_1$   | -19,9 Nm |
| $F_{n_1}$      | 421 N  | $Fr_1$                    | -142 N   |
|                |        | $Fax_1$                   | 102 N    |
|                |        | $Mk_m$                    | 19,9 Nm  |

Tab. 21 Reakce působící na hř. 1



Obr. 33 Rozklad sil hř. 1

Výsledné hodnoty zatížení ložisek vypočtené pomocí Inventoru:

| Podpora A         |                   | Podpora B |        |
|-------------------|-------------------|-----------|--------|
| $F_{x_A}$         | 0                 | $F_{x_B}$ | 0      |
| $F_{y_A}$         | 21,6 N            | $F_{y_B}$ | -163 N |
| $F_{z_A}$         | 102 N             | $F_{z_B}$ | 0      |
| Maximální průhyb  |                   |           |        |
| $f_{max1}$        | 5,5 $\mu\text{m}$ |           |        |
| Redukované napětí |                   |           |        |
| $\sigma_{red1}$   | 35,6 MPa          |           |        |

Tab. 22 Síly působící v podporách hř. 1

Z hodnot  $\sigma_{red}$  a  $\sigma_D = Re$  je vidět, že zvolený materiál je vyhovující.

$$\sigma_D = \sigma_{red} \cdot s_1 \rightarrow s_1 = \frac{\sigma_D}{\sigma_{red}} = \frac{285}{35,6} = 8$$

Koeficient bezpečnosti je  $s_1 = 8$ . Hodnota maximálního průhybu je  $5,5 \mu m$  a to je také vyhovující hodnota. Dovolená hodnota průhybu pod koly je totiž  $30 \mu m$ .

- volba ložisek

z obou stran bylo zvoleno radiální ložisko s označením 6203

výpočtový součinitel

$$\frac{f_o F_a}{C_o} = \frac{13 \cdot 0,102}{4,75} = 0,28 \rightarrow e = 0,22$$

zatěžující síla axiální  $F_{zA} = 102N$  a radiální  $F_{yB} = 163N$

$$\frac{F_{zA}}{F_{yB}} = 0,623 > e(0,22)$$

Poměr sil je větší než mezní hodnota.

Z vypočítaných hodnot lze z tabulek vyčíst koeficienty X a Y.

X = 0,56

Y = 2,1

Zatížení ložiska

$$F_e = X \cdot F_{yB} + Y \cdot F_{zA} = 305,5N$$

Životnost ložiska

$$L_{n1} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16\,666}{n} = \left(\frac{4\,734}{305,5}\right)^3 \cdot \frac{16\,666}{1\,000} = 62\,012h > L_{nD}$$

Dovolená životnost ložisek je dána životností zařízení. Předpokládá se, že navíjecí zařízení bude používáno zřídka a na operace, které nebudou časově náročné. Za těchto předpokladů byla zvolena životnost zařízení 4 000 hodin. Tedy  $L_{nD} = 4\,000 h$ .

Kontrola hřídele č. 1 byla aplikována stejným způsobem na všechny hřídele. Z tohoto důvodu budou následující výpočty méně rozepisovány.

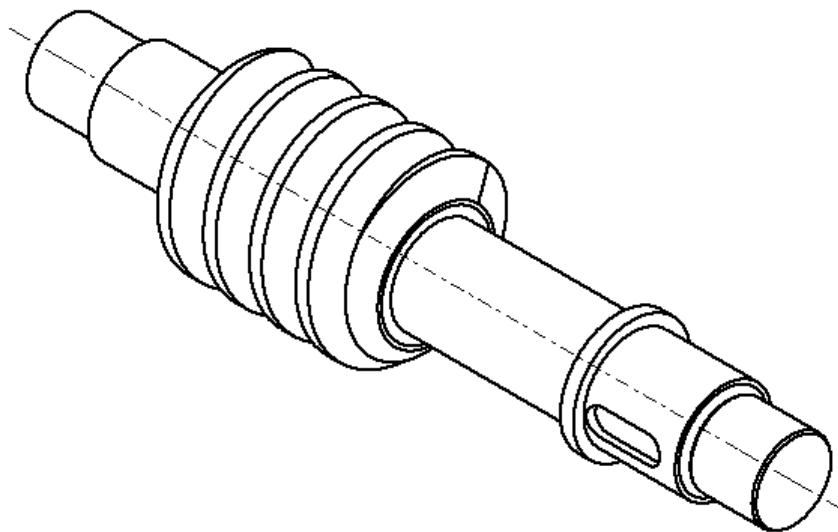


**Hřídel č. 2**

- výpočet minimálního průměru hřídele

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 38900}{\pi \cdot 30}} = 18,7mm$$

U této hřídele byl zvolen kvalitnější materiál 14 220.4 kvůli šneku, který je součástí této hřídele a kvůli vyšším axiálním, radiálním silám. Vzhledem k délce hřídele byl zvolen nejmenší průměr a zároveň průměr ložiska  $d_l = 25mm$



Obr. 34 Hřídel č. 2

- kontrola těsného pera na otlačení

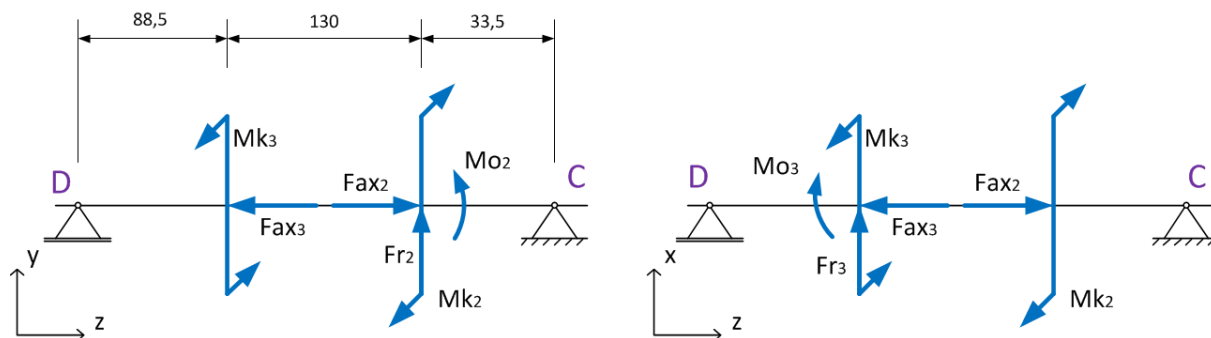
$$p_2 = \frac{F}{S}$$

$$F_{p2} = \frac{M_{k2}}{r} = \frac{M_{k2}}{\frac{d_2}{2} - \frac{T_2}{2}} = 3\,088\,N$$

$$S = (L - B) \cdot T = (28 - 10) \cdot 2,81 = 50,6mm^2 = 0,000\,050\,6\,m^2$$

$$p_2 = \frac{3\,088N}{0,000\,050\,6m^2} = 61\,MPa < p_D(100\,MPa)$$

- síly působící v podporách:



Obr. 35 Rozklad sil hř. 2

Hodnoty získané z Inventoru:

- Síly působící v podporách (ložiskách)

| Podpora C         |                    | Podpora D |         |
|-------------------|--------------------|-----------|---------|
| $F_{xC}$          | 6,3 N              | $F_{xD}$  | 2 974 N |
| $F_{yC}$          | -152,2 N           | $F_{yD}$  | 34,5 N  |
| $F_{zC}$          | 7 987 N            | $F_{zD}$  | 0       |
| Maximální průhyb  |                    |           |         |
| $f_{max2}$        | 16,5 $\mu\text{m}$ |           |         |
| Redukované napětí |                    |           |         |
| $\sigma_{red2}$   | 25,6 MPa           |           |         |

Tab. 23 Síly působící v podporách hř. 2

Z hodnot  $\sigma_{red}$  a  $\sigma_D$  je vidět, že zvolený materiál je velmi předimenzovaný. To je zapříčiněno tím, že je na hřídeli vyrobené šnekové kolo a to má vyšší požadavky na kvalitu materiálu.

$$\sigma_D = \sigma_{red} \cdot s_2 \rightarrow s_2 = \frac{\sigma_D}{\sigma_{red}} = \frac{588}{25,6} = 23$$

Koeficient bezpečnosti tedy je  $s_2 = 23$

- volba ložisek

na obě strany hřídele bylo zvoleno jednořadé kuželíkové ložisko s označením 32306A, které má výrobcem zjištěné hodnoty  $Y = 1,9$ ,  $e = 0,32$

zatěžující síla axiální  $F_{zC} = 7\,987\text{N}$  a radiální  $F_{xD} = 2\,974\text{N}$

$$\frac{F_{zC}}{F_{xD}} = 2,68 > e (0,32)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_e = 0,4 \cdot F_{xD} + Y \cdot F_{zC} = 16\,365\text{N}$$

Životnost ložiska

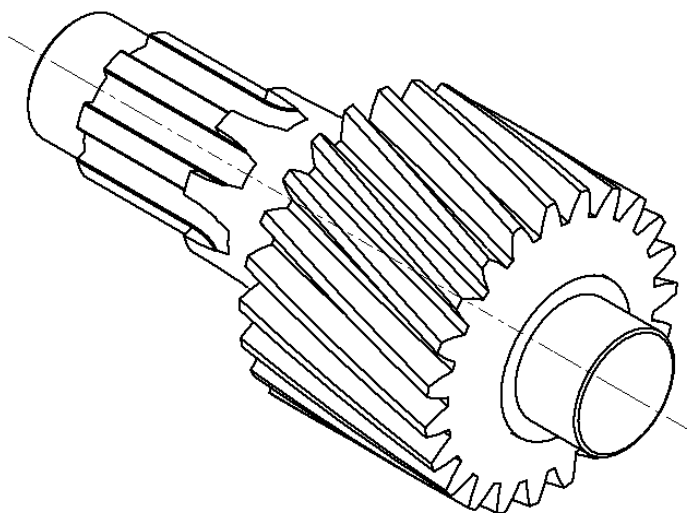
$$L_{n2} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16\,666}{n} = \left(\frac{85\,000}{16\,365}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \frac{16\,666}{500} = 8\,085\text{h} > L_{nD}$$

### Hřídel č. 3

- výpočet minimálního průměru hřídele

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 771\,200}{\pi \cdot 30}} = 50,8\text{mm}$$

$\tau_D = 30\text{MPa}$



Obr. 36 Hřídel č. 3

- kontrola těsného pera na otláčení

$$p_3 = \frac{F}{S}$$

$$F_{p3} = \frac{M_{k3}}{r} = \frac{M_{k3}}{\frac{d_3}{2} - \frac{T_3}{2}} = 40\,272\text{ N}$$

$$S = (L - B) \cdot T_3 = (36 - 10) \cdot 3,3 = 85,8\text{mm}^2 = 0,000\,085\,8\text{m}^2$$

$$p_3 = \frac{40\,271,5}{0,000\,085\,8} = 469,4\text{MPa} > p_D(100\text{MPa})$$

NEVYHOVUJE

Volba těsného pera se ukázala jako nedostatečná, jelikož vypočítaný tlak přesáhl tlak dovolený. Přenos sil točivého momentu bude tedy přenášen pomocí rovnobokého drážkování.

- kontrola drážkování na otláčení

**Materiál hřídele**

Zušlechťená a legovaná ocel

Dovolený tlak  $p_A$  200,000 MPa

Dovolené smykové napětí  $\tau_A$  275,000 MPa

---

**Materiál náboje**

Ocel konstrukční

Dovolený tlak  $p_A$  90,000 MPa

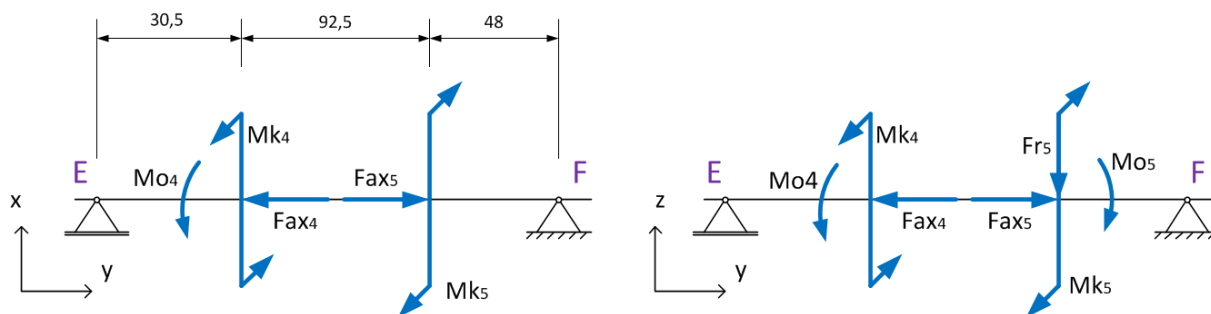
**Výsledky**

|                              |            |
|------------------------------|------------|
| $d_{\min}$                   | 24,260 mm  |
| $l_{\min}$                   | 33,282 mm  |
| <b>Deformace boků drážek</b> |            |
| S                            | 1,202 ul   |
| $p_c$                        | 74,884 MPa |
| <b>Kрут hřídele</b>          |            |
| S                            | 3,267 ul   |
| $\tau_c$                     | 84,163 MPa |

Obr. 37 Kontrola drážkování v Inventuru [18]

z generátoru je vidět, že zvolené drážkování vyhovuje a to s koeficientem bezpečnosti  $s_3 = 1,202$

- Síly působící v podporách:



Obr. 38 Rozklad sil hř. 3

| Podpora E              |                    | Podpora F |          |
|------------------------|--------------------|-----------|----------|
| $F_{xE}$               | 3 267 N            | $F_{xF}$  | -255,7 N |
| $F_{yE}$               | 0                  | $F_{yF}$  | 3 586 N  |
| $F_{zE}$               | -707,6 N           | $F_{zF}$  | -6 092 N |
| Maximální průhyb       |                    |           |          |
| $f_{\max 3}$           | 28,5 $\mu\text{m}$ |           |          |
| Redukované napětí      |                    |           |          |
| $\sigma_{\text{red}3}$ | 93 MPa             |           |          |

Tab. 24 Síly působící v podporách hř. 3

Z hodnot  $\sigma_{\text{red}}$  a  $\sigma_D$  je vidět, že zvolený materiál je vyhovující.

$$\sigma_D = \sigma_{\text{red}} \cdot s_3 \rightarrow s_3 = \frac{\sigma_D}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{588}{93} = 6,3$$

Koeficient bezpečnosti je  $s = 6,3$

- volba ložisek

z obou stran bylo zvoleno radiální ložisko s označením 6307

Výpočtový součinitel

$$\frac{f_o F_a}{C_o} = \frac{13 \cdot 3,586}{19} = 2,45 \rightarrow e = 0,35$$

zatěžující síla axiální  $F_{yF} = 3 586\text{N}$  a radiální  $F_{zF} = 6 092\text{N}$

$$\frac{F_{yF}}{F_{zF}} = 0,56 > e (0,35)$$

Poměr sil je větší než mezní hodnota.

Z vypočítaných hodnot lze z tabulek vyčíst koeficienty X a Y.

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,25$$

Zatížení ložiska

$$F_e = X \cdot F_{zF} + Y \cdot F_{yF} = 7\,894\text{ N}$$

Životnost ložiska

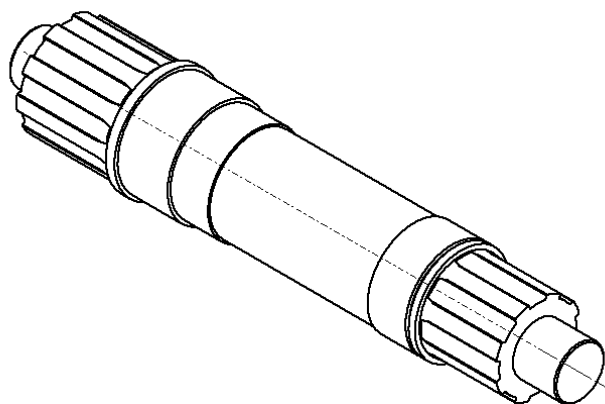
$$L_{n3} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16\,666}{n} = \left(\frac{19\,000}{7\,894}\right)^3 \cdot \frac{16\,666}{15,15} = 15\,338\text{ h} > L_{nD}$$

#### Hřídel č. 4

- výpočet minimálního průměru hřídele

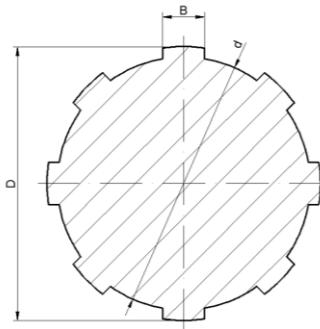
$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 226\,730\,0}{\pi \cdot 30}} = 72,7\text{ mm}$$

$\tau_D = 30\text{ MPa}$



Obr. 39 Hřídel č. 4

- kontrola drážkování na otlacení  
je kontrolováno drážkování na hřídeli o menším průměru, protože je více namáhané



Obr. 40 Náčrtek drážkování

Je zvoleno rovnoboké drážkování lehké řady o délce  $L_4 = 55 \text{ mm}$  a výsledná síla  $F_{p4}$  se dělí osmi, jelikož tolik drážek má kontrolovaná hřídel.

$$p_4 = \frac{F/8}{S}$$

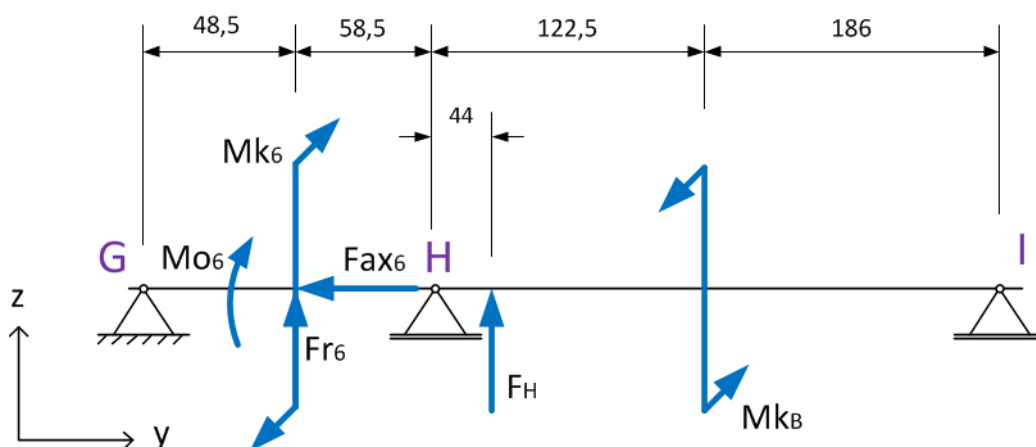
$$F_{p4} = \frac{M_{k4}}{r} = \frac{2\,267}{\frac{D_4}{2} - \left(\frac{D_4 - d_4}{4}\right)} = 60\,453 \text{ N}$$

$$S = (L_4) \cdot \frac{D_4 - d_4}{2} = 55 \cdot \frac{78 - 72}{2} = 55 \cdot 3 = 165 \text{ mm}^2 = 0,000\,165 \text{ m}^2$$

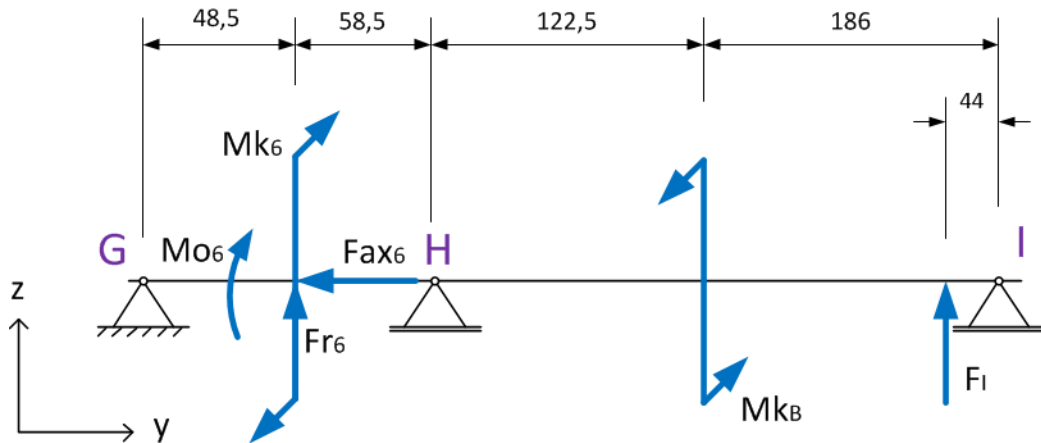
$$p_4 = \frac{60\,453/8}{0,000\,165} = 45,8 \text{ MPa} > p_D(100 \text{ MPa})$$

- Síly působící v podporách:

Protože na hřídeli č. 4 je buben s odvíjejícím se lanem, tak se zatěžující síly mění dle jeho polohy. Jsou tedy provedeny dva výpočty na krajích bubnu, kde je zatěžující síla na jednotlivé podpory největší.



Obr. 41 Rozklad sil hř. 4 (varianta 1)



Obr. 42 Rozklad sil hř. 4 (varianta 2)

|                   | Podpora G |          | Podpora H |           | Podpora I |           |
|-------------------|-----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|                   | var. 1    | var 2.   | var. 1    | var 2.    | var. 1    | var 2.    |
| F <sub>x</sub>    | 0         | 0        | 0         | 0         | 0         | 0         |
| F <sub>y</sub>    | -5 010 N  | -5 010 N | 0         | 0         | 0         | 0         |
| F <sub>z</sub>    | -11 090 N | -5 322 N | -16 477 N | -11 605 N | -4 009 N  | -14 650 N |
| Maximální průhyb  |           |          |           |           |           |           |
| f <sub>max4</sub> |           |          | 28 μm     |           | 22 μm     |           |
| Redukované napětí |           |          |           |           |           |           |
| σ <sub>red4</sub> |           |          | 59 MPa    |           | 58 MPa    |           |

Tab. 25 Síly působící v podporách hř. 4

Z hodnot  $\sigma_{red}$  a  $\sigma_D$  je vidět, že zvolený materiál je vyhovující.

$$\sigma_D = \sigma_{red} \cdot s_4 \rightarrow s_4 = \frac{\sigma_D}{\sigma_{red}} = \frac{588}{59} = 10$$

Koeficient bezpečnosti tedy je  $s_4 = 10$

- volba ložisek

Jelikož na hřídel působí velký krut, musí mít i větší rozměry. Z tohoto důvodu jsou voleny i větší průměry ložisek. Boční ložiska jsou kuželíková s označením 30 308A, která nesou i axiální síly od ozubení se šikmými zuby. Dále bylo přidáno ložisko mezi buben a skříň, které nese označení 6016.



- Kontrola podpory G:

zatěžující síla axiální  $F_{yGvar1} = 5\,010\text{ N}$  a radiální  $F_{zGvar1} = 11\,090\text{ N}$

zatěžující síla axiální  $F_{yGvar2} = 5\,010\text{ N}$  a radiální  $F_{zGvar2} = 5\,322\text{ N}$

výrobce uvedené hodnoty  $Y = 1,7$ ;  $e = 0,3$

$$\frac{F_{yGvar1}}{F_{zGvar1}} = 0,45 > e (0,37)$$

↓

$$F_{evar1} = 0,4 \cdot F_{zG} + Y \cdot F_{yG} = 12\,950\text{ N}$$

Životnost ložiska

$$L_{nGvar1} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16\,666}{n} = \left(\frac{85\,800}{12\,950}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot \frac{16\,666}{5} = 1\,819\,600\text{ h} > L_{nD}$$

$$L_{nGvar2} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16\,666}{n} = \left(\frac{85\,800}{10\,645}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot \frac{16\,666}{5} = 3\,497\,000\text{ h} > L_{nD}$$

- Kontrola podpory H (6016):

zatěžující síla axiální  $F_{yHvar1} = 0\text{ N}$  a radiální  $F_{zHvar1} = 16\,477\text{ N}$

zatěžující síla axiální  $F_{yHvar2} = 0\text{ N}$  a radiální  $F_{zHvar2} = 11\,605\text{ N}$

Zatížení ložiska bude pouze radiálním směrem

$$F_{evar1} = 16\,477\text{ N}$$

Životnost ložiska

$$L_{nHvar1} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16\,666}{n} = \left(\frac{85\,800}{16\,477}\right)^3 \cdot \frac{16\,666}{5} = 470\,600\text{ h} > L_{nD}$$

$$L_{nHvar2} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16\,666}{n} = \left(\frac{85\,800}{11\,605}\right)^3 \cdot \frac{16\,666}{5} = 1\,347\,000\text{ h} > L_{nD}$$

- Kontrola podpory I:

zatěžující síla axiální  $F_{yIvar1} = 0\text{ N}$  a radiální  $F_{zIvar1} = 4\,009\text{ N}$

zatěžující síla axiální  $F_{yIvar2} = 0\text{ N}$  a radiální  $F_{zIvar2} = 14\,650\text{ N}$

výrobce uvedené hodnoty  $Y = 1,7$ ;  $e = 0,3$

$$\frac{F_{yI}}{F_{zI}} = 0 < e (0,37)$$

↓

$$F_e = F_{Zlvar1} = 4\,009\text{ N}$$

Životnost ložiska

$$L_{nIvar1} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16\,666}{n} = \left(\frac{85\,800}{4\,009}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot \frac{16\,666}{5} = 90\,600\,000\text{ h} > L_{nD}$$

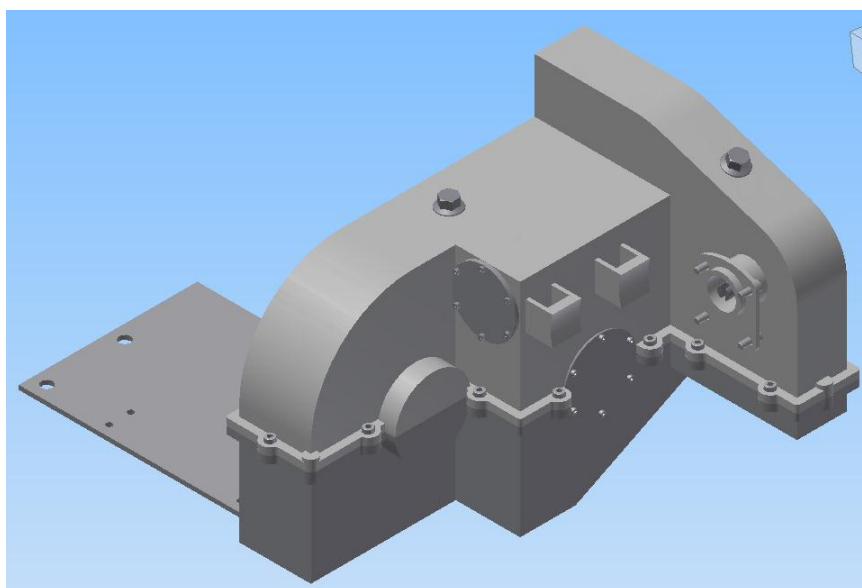
$$L_{nIvar2} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16\,666}{n} = \left(\frac{85\,800}{14\,650}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot \frac{16\,666}{5} = 1\,200\,000\text{ h} > L_{nD}$$

- Všechny ložiska na hřídeli vyhovují pro obě varianty zatížení břemenem

## 2.8 Převodová skříň

Je schránka, kde jsou uloženy všechny převody zařízení. Slouží k tuhému ustavení ozubených kol a tím i garanci stálé účinnosti. Dále je v ní mazivo tedy převodový olej, který maže stykové plochy a tím snižuje tření mezi zuby. Slouží také k lepšímu odvodu tepla, které vzniká mezi zuby a na ložiskách. Jako druhotná avšak nezanedbatelná funkce oleje je ochrana soukolí před nežádoucí oxidací.

Skříň je složena ze dvou hlavních částí, kde v horní části jsou vloženy dvě hřídele s ozubením. V dělicí rovině, jsou uloženy ostatní hřídele. Skříň je vyrobena ze svařovaných plechů a následně obrobena tak, aby zaručovala funkčnost celého zařízení. Konstrukční návrh nedovolil mít všechna ozubení v jedné úrovni. Proto musela být vložena do skříně vana, která zajišťuje přívod maziva pro první dvě ozubení. Proto byly také vytvořeny dva otvory pro nálev převodového oleje.



Obr. 43 Převodová skříň

### 3 Závěr

První teoretická část práce nejprve zobrazuje přehled lanových navijáků, jejich rozdělení podle druhu pohonů, použití a uvádí jejich charakteristické vlastnosti.

Dále je uveden příklad použití navrhovaného navijáku na vozidlo HZS. Jsou zde podrobně rozepsány prvky, které lze použít k sestavení navijáku. Tyto prvky jsou mezi sebou srovnány a ty nejvhodnější použity v práci. Jsou také zadány předběžné požadavky navijáku jako rozměry, rychlost navíjení, nosnost a tažná vzdálenost.

V druhé části práce je navržen lanový buben a určena maximální tažná síla. S těmito základními údaji se s ohledem na minimální velikost navijáku a rychlosti navíjení volily převodové stupně a jejich poměry. Návrh byl postupně zpracováván pomocí programu Auto CAD Inventor 2013. Výsledný návrh se skládá ze tří soukolí s celkovým převodovým poměrem  $i_{celk} = 208$ . Na základě vypočtených hodnot převodovky je navržen synchronní elektromotor o výkonu 5,5 kW. Navrhovaná kola byla vypočítána jak programem Inventor, tak ručními výpočty. Hodnoty se až na malé nepřesnosti shodují. Dále jsou navrženy hřídele a zkontrolovány na otláčení, ohyb a krut. Ložiska jsou kontrolována na požadovanou životnost 4 000 hodin. Převodová skříň se skládá ze dvou částí a je vyrobená svařováním.

Naviják je zkonstruován na zdvihání břemene o zatížení  $F_{max} = 24\,645\text{ N}$  tedy na hmotnost břemene 2,5 tuny. Jednoduchým pohybem lze odpojit buben od motoru, to zjednoduší a urychlí rozvinutí 20ti metrového lana z bubnu. Naviják je dále opatřen vodícími válci před bubnem, které zajišťují správné navinutí lana a dovolují navíjet lano z různých úhlů. Motor je uchycen za přírubu a na dvou místech na obvodu. Lze ho tedy snadno a rychle vyměnit. Práce obsahuje plnohodnotný návrh lanového navijáku, který lze používat na vozidlech s bateriovým zdrojem na 12V.

## Použitá literatura a software

### Literatura:

- [1] HOSNEDL, Stanislav; KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra : obecné strojní části I.*. Praha : Computer Press, 1999. Iviii, 313 s. ISBN 80-7226-055-3.
- [2] LIENVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky : pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* 4. doplněné vydání. Úvaly : ALBRA, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [3] VÁVRA, Pavel, et al. *Strojnické tabulky : pro SPŠ strojnické.* vid. 1. Praha : SNTL, 1983. 671 s.
- [4] STANĚK, Jiří. *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací.* 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2005. 58 s. ISBN 80-7043-363-9.
- [5] BÁŠA, František. *Konstrukce šnekových převodovek.* Praha, 1964. Státní nakladatelství technické literatury
- [6] *SKF Hlavní katalog 6000 CS, Leden 2007, Maďarsko*
- [7] dimensor.cz [online]. ---[cit. 2014-04-13]. Katalog kluzných ložisek. Dostupné z [http://www.dimensor.cz/editor/image/eshop\\_menu/dbf\\_file\\_51.pdf](http://www.dimensor.cz/editor/image/eshop_menu/dbf_file_51.pdf)
- [8] ZKF.cz [online]. ---[cit. 2014-04-13]. Katalog valivých ložisek. Dostupné z <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>

### Obrázky:

- [1] moraviaspectrum.cz [online].---[cit.2014-04-14]. Ruční šnekový naviják. Dostupné z [www.moraviaspectrum.cz/zvedaci-a-manipulacni-technika/270-rucni-bubnovy-lanovy-navijak-carol-ts](http://www.moraviaspectrum.cz/zvedaci-a-manipulacni-technika/270-rucni-bubnovy-lanovy-navijak-carol-ts)
- [2] naradi-e-shop.cz [online].---[cit.2014-04-14]. Ruční naviják s čelním ozubením. Dostupné z [www.naradi-e-shop.cz/manipulacni-technika/rucni-lanovy-navijak-720-b-gude-55126.html](http://www.naradi-e-shop.cz/manipulacni-technika/rucni-lanovy-navijak-720-b-gude-55126.html)
- [3] vazaci-technika.cz [online].---[cit.2014-04-14]. Ruční naviják s vnitřním čelním ozubením. Dostupné z [www.vazaci-technika.cz/product.php?id\\_product=695](http://www.vazaci-technika.cz/product.php?id_product=695)
- [4] tesort.cz [online].---[cit.2014-04-14]. Pneumatický naviják. Dostupné z [www.tesort.cz/pneumaticky\\_navijak\\_42-87p.html](http://www.tesort.cz/pneumaticky_navijak_42-87p.html)
- [5] offroad-atv.cz [online].---[cit.2014-04-14].Hydraulický naviják. Dostupné z [www.offroad-atv.cz/doplňky/navijaky/hydraulic/12lbhydraul](http://www.offroad-atv.cz/doplňky/navijaky/hydraulic/12lbhydraul)
- [6] navijaky.cz [online].---[cit.2014-04-14].Šnekový elektrický naviják. Dostupné z [navijaky.cz/navijak-Ramsey\\_RE\\_12000-268](http://navijaky.cz/navijak-Ramsey_RE_12000-268)
- [7] malbybelak.cz [online].---[cit.2014-04-13]. Zvedací elektrický naviják. Dostupné z [malbybelak.cz/dalsi-sluzby/shozy-vratky/](http://malbybelak.cz/dalsi-sluzby/shozy-vratky/)
- [8] hzs-kvk.cz [online].---[cit.2014-04-14].Ilustrační obrázek použití navijáku. Dostupné z [www.hzs-kvk.cz/s\\_cheb.php?mh=2&ml=4&oo=9](http://www.hzs-kvk.cz/s_cheb.php?mh=2&ml=4&oo=9)

- [9] ocelovalana.cz[online].---[cit.2014-04-14]. Průřez lanem 42 drátů. Dostupné z [www.ocelovalana.cz/cz/m/ocelova-lana/](http://www.ocelovalana.cz/cz/m/ocelova-lana/)
- [10] retezarna.cz [online].---[cit.2014-04-14].Náčrt řetězu .Dostupné z [www.retezarna.cz/retezy.php?stranka=19](http://www.retezarna.cz/retezy.php?stranka=19)
- [11] sos-shop.cz [online].---[cit.2014-04-14]. Elektrický motor.Dostupné z [www.sos-shop.cz/fotky2900/motor-v-prirubasos.jpg](http://www.sos-shop.cz/fotky2900/motor-v-prirubasos.jpg)
- [12] eurofluid.cz [online].---[cit.2014-04-14]. Hydraulický motor .Dostupné z [www.eurofluid.cz/static/\\_foto\\_zbozi/3/7/3/6/00100000157.\\_.o.JPG](http://www.eurofluid.cz/static/_foto_zbozi/3/7/3/6/00100000157._.o.JPG)
- [13] qishop.zahas-sro.cz [online].---[cit.2014-04-14]. Spalovací motor s navijákem.Dostupné z [qishop.zahas-sro.cz/12-Vyprostovani/Vyprostovaci-navijaky/Motorovy-lanovy-navijak-KBF-1000/Lanovy-navijak-KBF-1000-vcetne-automatickeho-ukladace-lana-bez-prislusenstvi-\\_d76538\\_10939.aspx](http://qishop.zahas-sro.cz/12-Vyprostovani/Vyprostovaci-navijaky/Motorovy-lanovy-navijak-KBF-1000/Lanovy-navijak-KBF-1000-vcetne-automatickeho-ukladace-lana-bez-prislusenstvi-_d76538_10939.aspx)
- [14] kutil.eu [online].---[cit.2014-04-14]. Ruční pohon navijáku.Dostupné z <http://www.kutil.eu/upload/images-cache/6966/801.jpg>
- [15] navijaky.cz [online].---[cit.2014-04-14]. Planetová převodovka, Šnekové soukolí. Dostupné z <http://navijaky.cz/jakvybrat>
- [16] CMS přednášky [STAG].---[cit.2014-04-14]. Druhy šnekového soukolí obr. 21-25.Dostupné z [KKS\\_CMS2\\_09\\_P\\_V\\_snekova\\_soukoli\\_2009\\_10\\_19.pdf](http://www.kks-cms2.cz/KKS_CMS2_09_P_V_snekova_soukoli_2009_10_19.pdf) (přednášky z části a mechanismy strojů)
- [17] Inventor [offline].---[cit.2014-04-14].Kontrola drážkování v Inventoru. Dostupné z Auto CAD Inventor 2013

**Tabulky:**

- [1] converter.cz [online].---[cit.2014-04-14]. Součinitelé smykového tření různých materiálů. Dostupné z [www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm](http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm)

**Software:**

Auto CAD Inventor 2013

Auto CAD Mechanical 2010

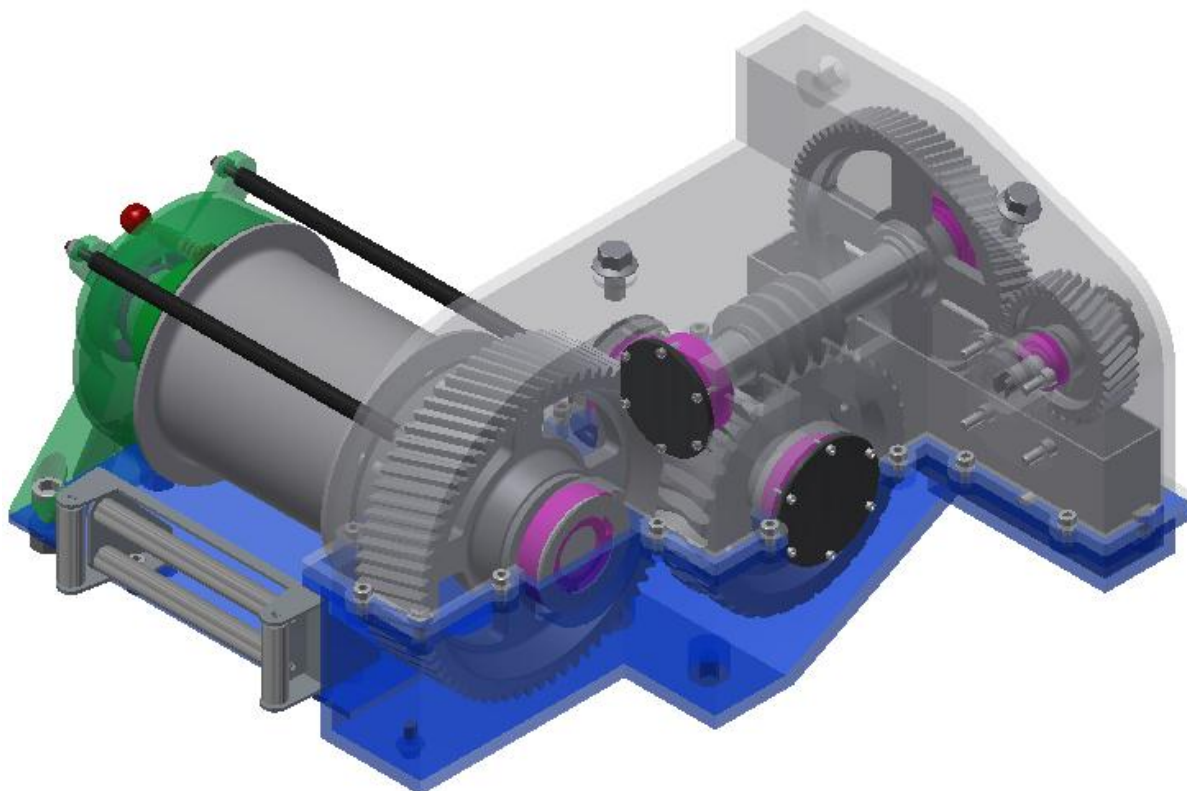
NX Unigraphics 7.5

Microsoft Office Visio 2010

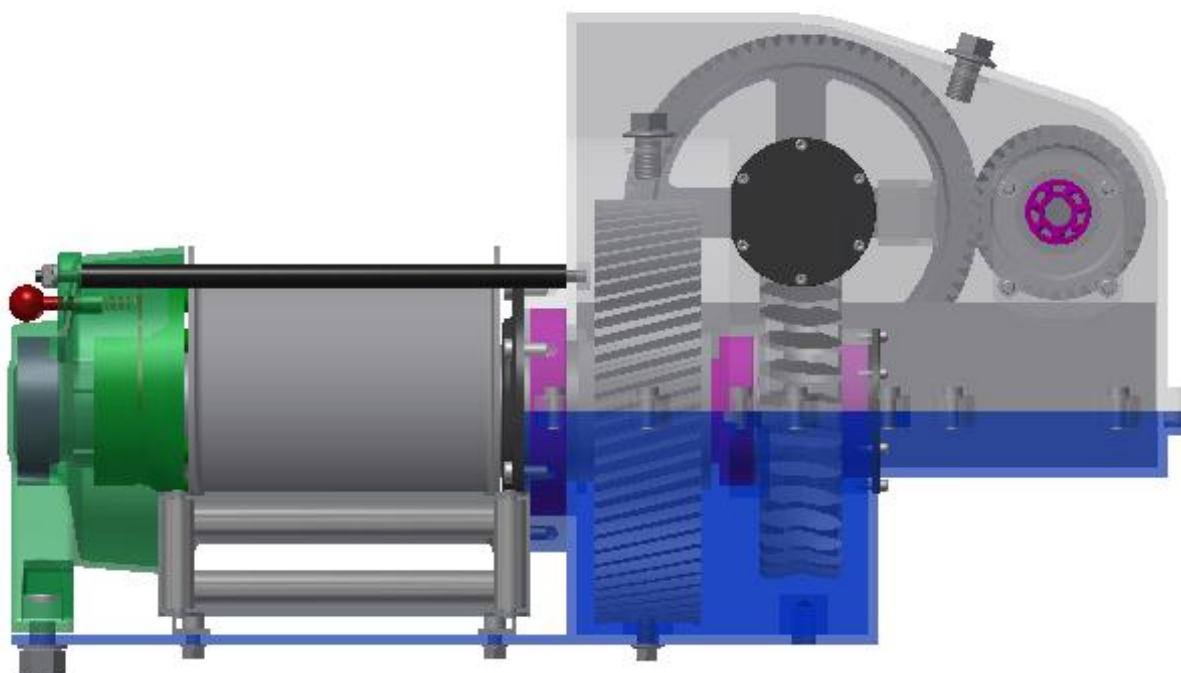
Microsoft Office Word 2010

Microsoft Office Excel 2010

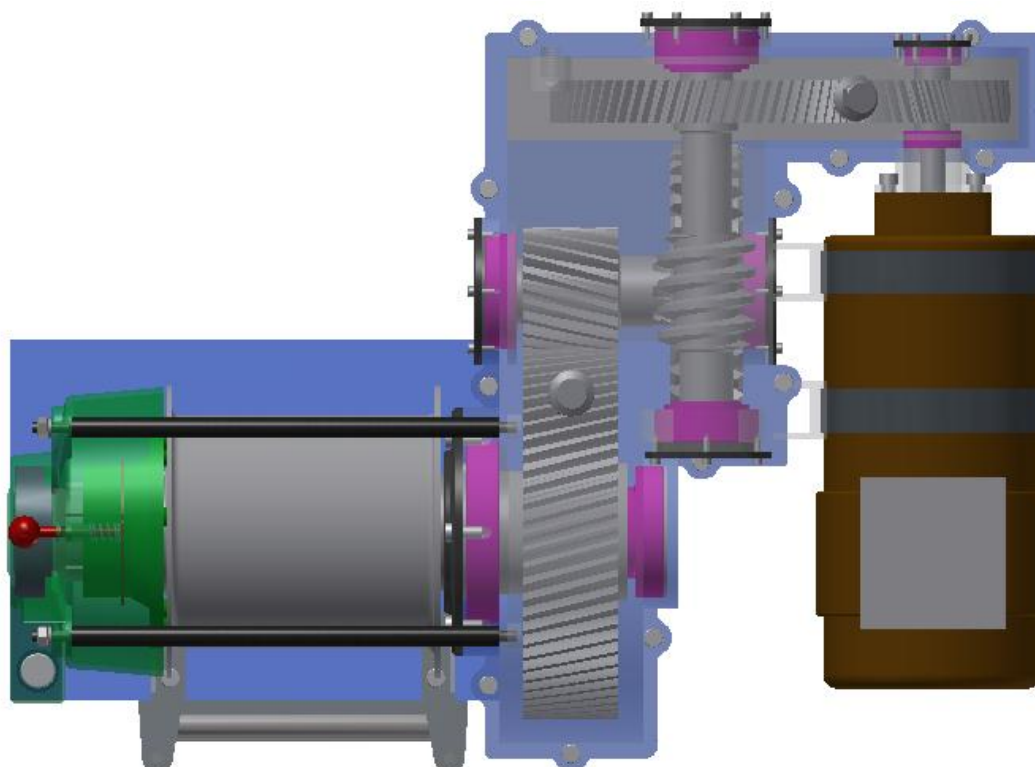
## Přílohy



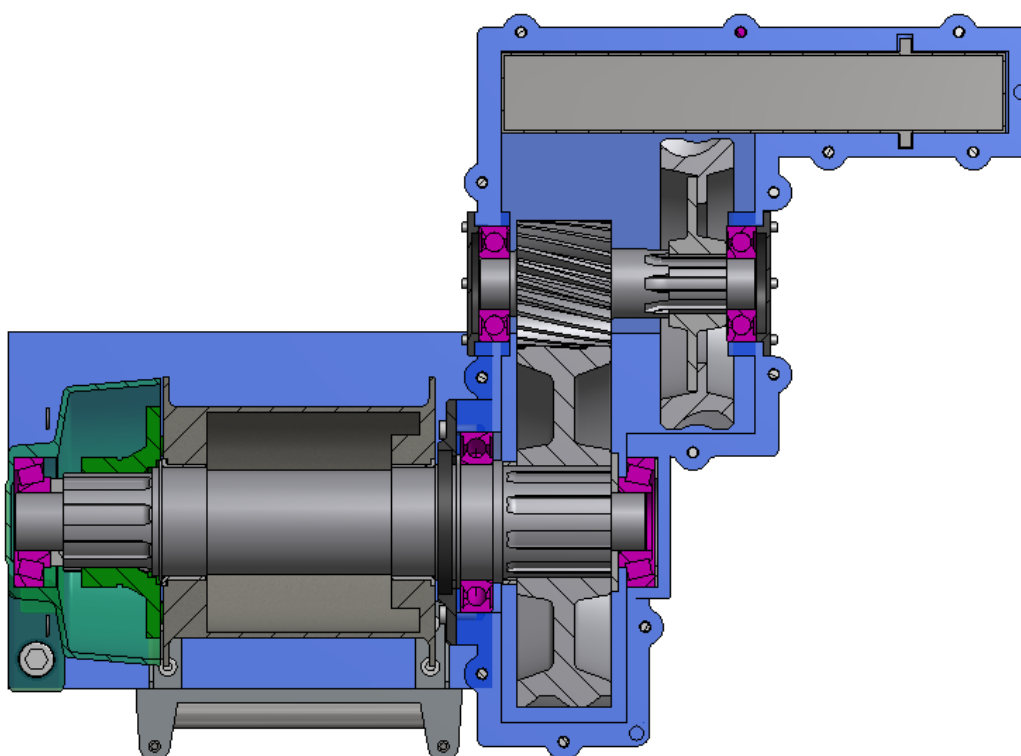
- Izometrický pohled navijáku bez motoru



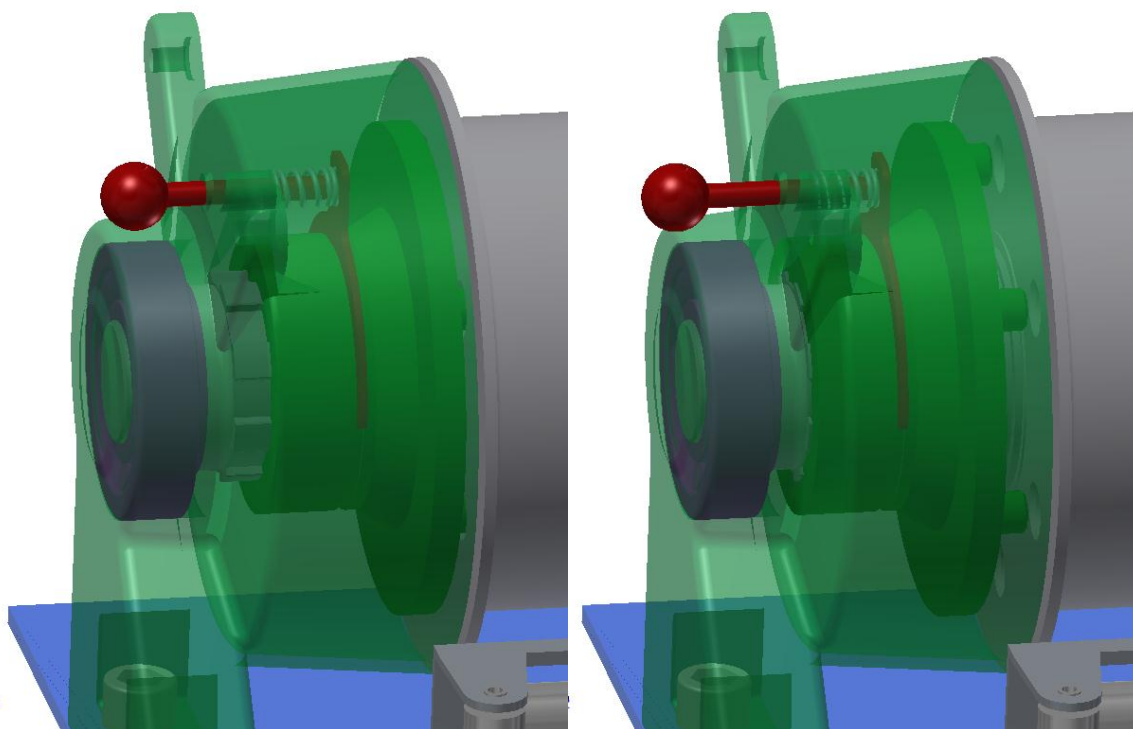
- Pohled zepředu bez motoru



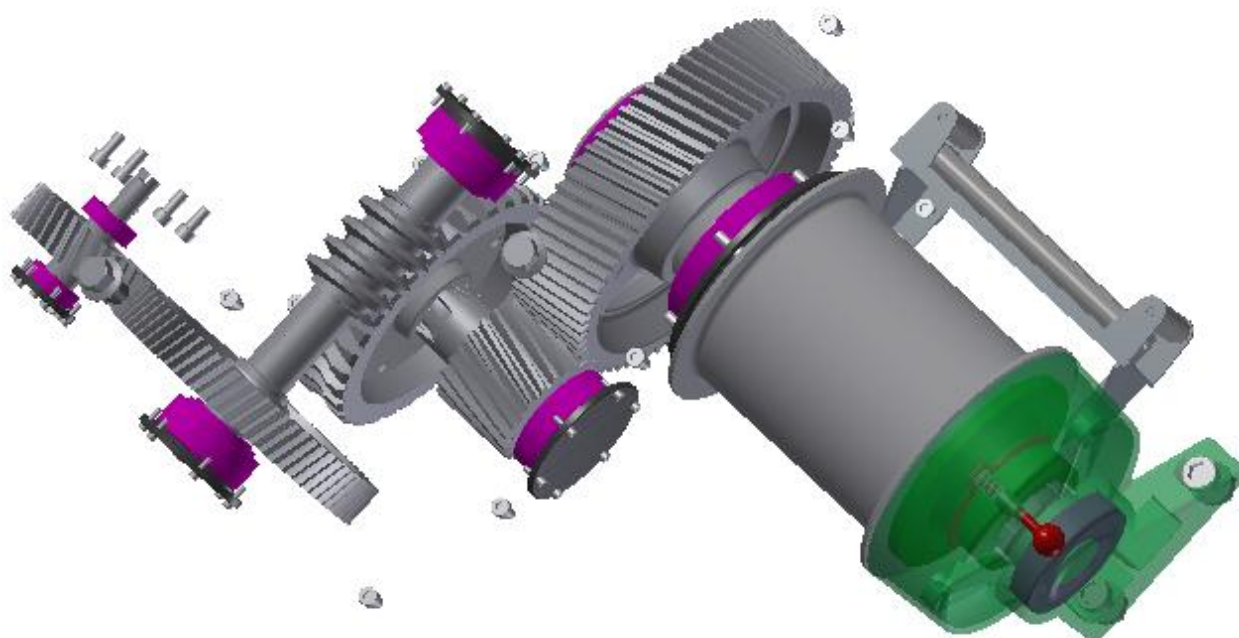
- Horní pohled na naviják



- Řez dělicí rovinou

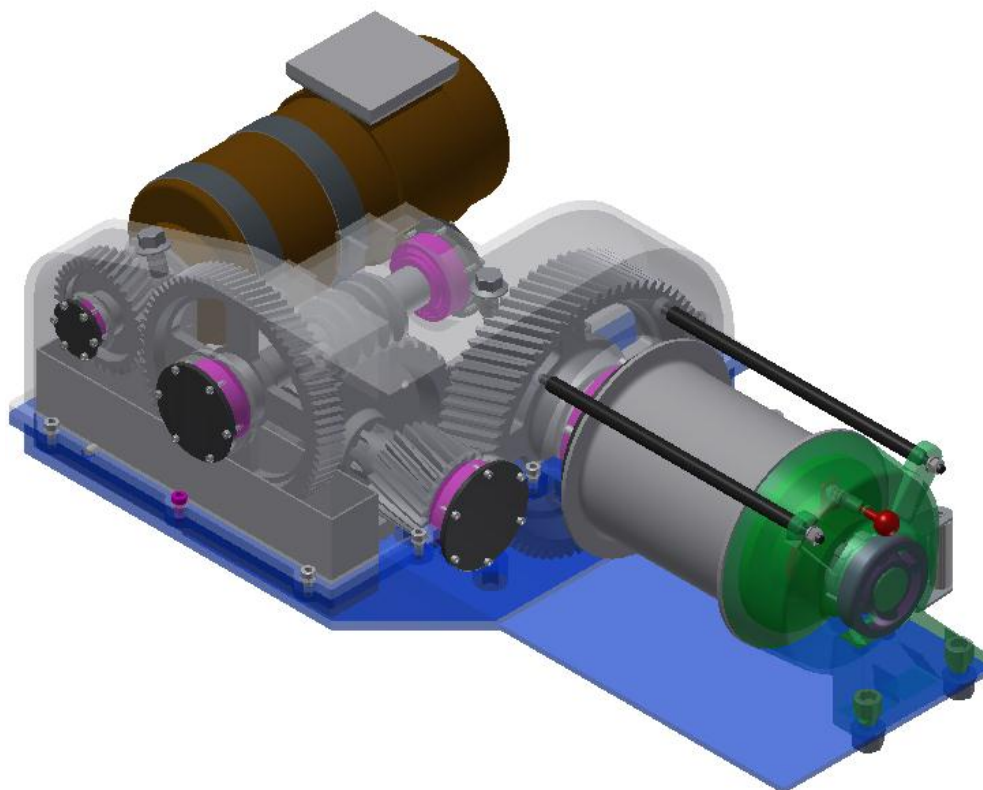


- Pohled na rozpojovací mechanismus bubnu

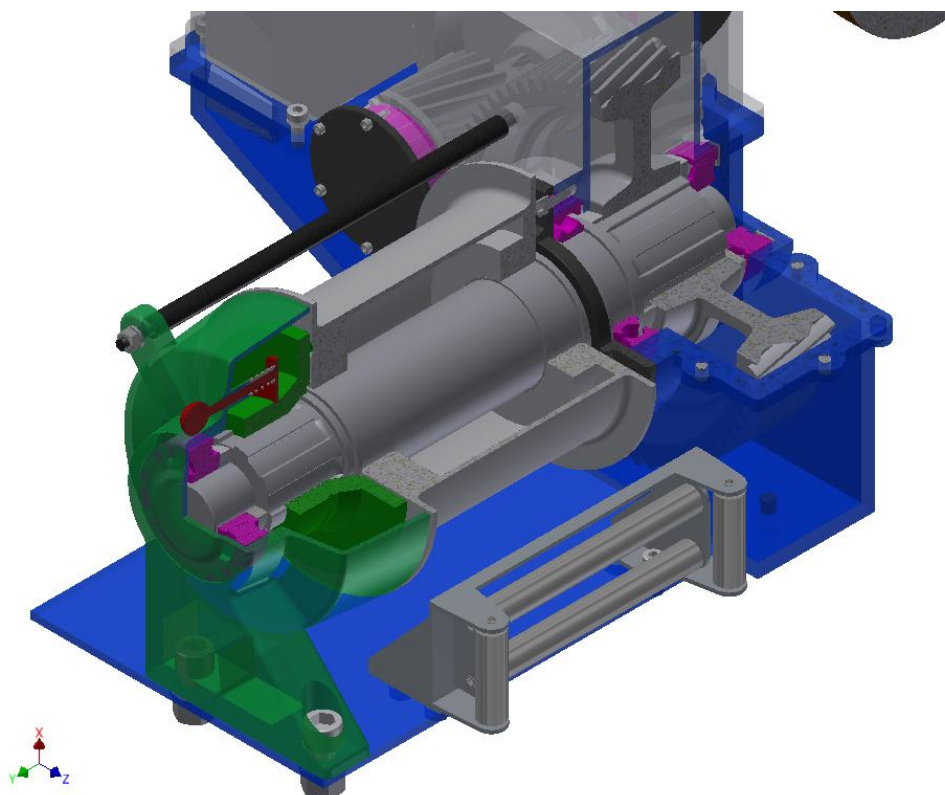


- Pohled na naviják bez převodové skříně

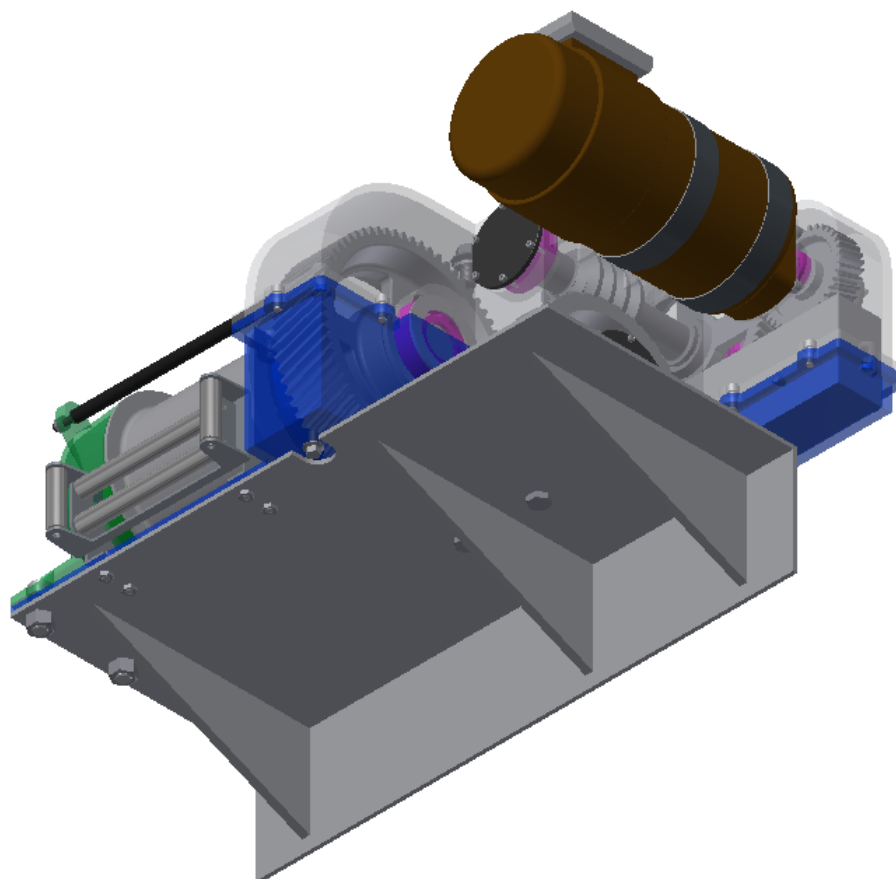




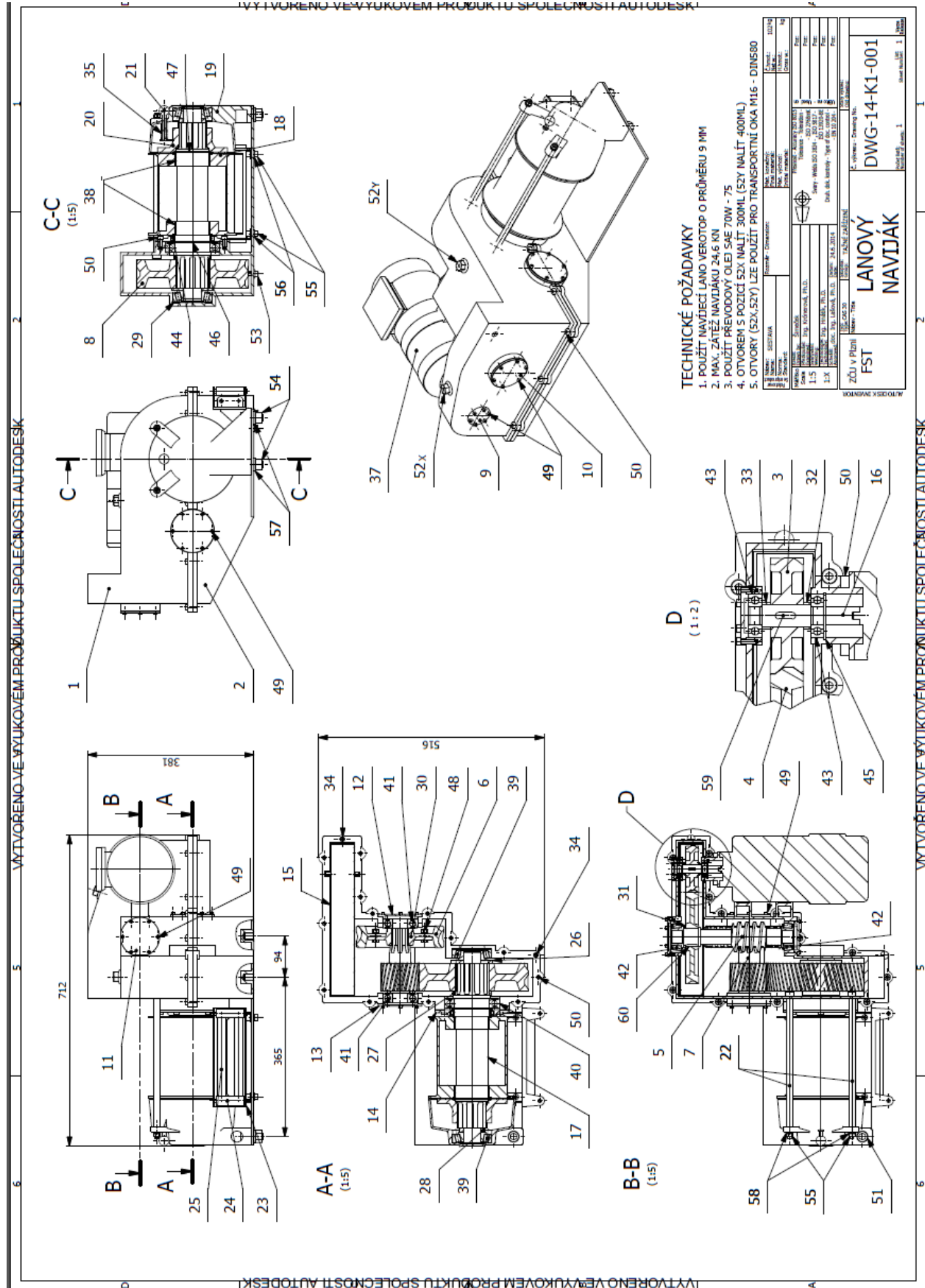
- Izometrický pohled kompletního navijáku




- Tříčtvrtinový řez bubnem



- Příklad uchycení navijáku



| KUSOVNÍK   |     |    |   |                        | Kusovník číslo.: <b>KS-14-001</b>                            |                         |        |               |      |
|--|-----|----|---|------------------------|--|-------------------------|--------|---------------|------|
|  <b>Sestava</b><br>Název: <b>LANOVÝ NAVIJÁK</b><br>Typ: <b>CAS 30</b> |     |    |   |                        | Číslo výkresu: <b>DWG-14-K1-001</b>                          |                         |        |               |      |
|  |     |    |   |                        | Verze: Celk. hmotnost: 102<br>Skupina: <b>Tažná zařízení</b> |                         |        |               |      |
| Počet kusů   |     |    |   | Název/Rozměr           | Materiál   | Polotovary/Norma        | Hmotn. | Číslo výkresu | Poz. |
| IV   | III | II | I |                        |  |                         |        |               |      |
|  |     |    | 1 | HORNÍ PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ  | S275JR   | SVAŘENEC                | 21     | DWG-14-S1-001 | 1    |
|  |     |    | 1 | SPODNÍ PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ | S275JR   | SVAŘENEC                | 17     | DWG-14-S2-002 | 2    |
|  |     |    | 1 | OZ. KOLO 1             | 37Cr4  | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 1,5    | DWG-14-V1-001 | 3    |
|  |     |    | 1 | OZ. KOLO 2             | 37Cr4  | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 3,2    | DWG-14-V1-002 | 4    |
|  |     |    | 1 | HŘÍDEL + ŠNEK 3        | 16MnCr5  | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 3,5    | DWG-14-V1-003 | 5    |
|  |     |    | 1 | OZ. KOLO 4             | CuZn35AlFe3  | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 6      | DWG-14-V1-004 | 6    |
|  |     |    | 1 | HŘÍDEL + OZ. KOLO 5    | 14NiCr14   | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 8,5    | DWG-14-V1-005 | 7    |
|  |     |    | 1 | OZ. KOLO 6             | 14NiCr14   | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 5,2    | DWG-14-V1-006 | 8    |
|  |     |    | 1 | VÍKO 1                 | E295   | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 0,1    | DWG-14-V1-007 | 9    |
|  |     |    | 1 | VÍKO 2A                | E295   | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 0,2    | DWG-14-V1-008 | 10   |
|  |     |    | 1 | VÍKO 2B                | E295   | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 0,2    | DWG-14-V1-009 | 11   |
|  |     |    | 1 | VÍKO 3A                | E295   | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 0,4    | DWG-14-V1-010 | 12   |
|  |     |    | 1 | VÍKO 3B                | E295   | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 0,4    | DWG-14-V1-011 | 13   |
|  |     |    | 1 | VÍKO 4                 | E295   | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 0,8    | DWG-14-V1-012 | 14   |
|  |     |    | 1 | VANA                   | DC01   | PLECH<br>EN 10029       | 1,5    | DWG-14-V1-013 | 15   |
|  |     |    | 1 | HŘÍDEL 1               | C55  | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 0,2    | DWG-14-V1-014 | 16   |
|  |     |    | 1 | HŘÍDEL 4               | 16MnCr5  | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 13,1   | DWG-14-V1-015 | 17   |
|  |     |    | 1 | BUBEN                  | ---  | SVAŘENEC                | 8,5    | DWG-14-V1-016 | 18   |
|  |     |    | 1 | LIŽISKOVÝ DOM          | 42 2410  | ODLITEK                 | 5,3    | DWG-14-O1-017 | 19   |
|  |     |    | 1 | SPOJKA                 | C45  | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 2,6    | DWG-14-V1-018 | 20   |

|  |  |   |                       |          |                         |      |               |    |
|--|--|---|-----------------------|----------|-------------------------|------|---------------|----|
|  |  |   | VIDLIČKA              | S195T    | PLECH<br>EN 10029       | 0,3  | DWG-14-V1-019 | 21 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | SPOJOVACÍ TYČ         | E295     | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 0,1  | DWG-14-V1-020 | 22 |
|  |  | 2 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | RÁM PRO VÁLEČKY       | S235JRG1 | PLECH<br>EN 10029       | 0,5  | DWG-14-V1-021 | 23 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | VÁLEČEK MALÝ          | ---      | SESTAVA                 | 0,1  | DWG-14-S1-022 | 24 |
|  |  | 2 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | VÁLEČEK VELKÝ         | ---      | SESTAVA                 | 0,4  | DWG-14-S1-023 | 25 |
|  |  | 2 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | ROZPĚRNÝ KR. 4A       | E295     | TRUBKA<br>DIN 2448      | 0,06 | DWG-14-V1-024 | 26 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | ROZPĚRNÝ KR. 4B       | E295     | TRUBKA<br>DIN 2448      | 0,3  | DWG-14-V1-025 | 27 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | ROZPĚRNÝ KR. 4C       | E295     | TRUBKA<br>DIN 2448      | 0,4  | DWG-14-V1-026 | 28 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | VYMEZOVACÍ PODLOŽKA 4 | E295     | TRUBKA<br>DIN 2448      | 0,1  | DWG-14-V1-027 | 29 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | KOTOUČ 3              | 42 2306  | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 1,2  | DWG-14-V1-028 | 30 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | ROZPĚRNÝ KR. 2        | E295     | TRUBKA<br>DIN 2448      | 0,4  | DWG-14-V1-029 | 31 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | ROZPĚRNÝ KR. 1A       | E295     | TRUBKA<br>DIN 2448      | 0,1  | DWG-14-V1-030 | 32 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | ROZPĚRNÁ KR. 1B       | E295     | TRUBKA<br>DIN 2448      | 0,1  | DWG-14-V1-031 | 33 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | STŘEDÍCÍ KOLÍK        | E295     | TYČ KRUHOVÁ<br>EN 10060 | 0,05 | DWG-14-V1-032 | 34 |
|  |  | 2 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | TLAČNÁ PRUŽINA        | 2CS85    | ČSN-EN<br>13906-1       | 0,1  | DWG-14-V1-032 | 35 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | ELEKTROMOTOR IM0065   |          |                         | 6,5  | BOSCH         | 37 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | KLUZNÉ LOŽISKO        |          | IB013                   | 0,08 | DIMENSOR.CZ   | 38 |
|  |  | 2 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | LOŽISKO 30308         |          | ČSN ISO 355             | 0,7  | ZKL           | 39 |
|  |  | 2 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | LOŽISKO 6016          |          | ČSN 0246                | 0,8  | ZKL           | 40 |
|  |  | 1 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | LOŽISKO 6307          |          | ČSN 0246                | 0,5  | ZKL           | 41 |
|  |  | 2 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | LOŽISKO 32306         |          | ČSN ISO 355             | 0,8  | ZKL           | 42 |
|  |  | 2 |                       |          |                         |      |               |    |
|  |  |   | LOŽISKO 6203          |          | ČSN 0246                | 0,07 | ZKL           | 43 |
|  |  | 2 |                       |          |                         |      |               |    |

|  |  |  |    |  |                                  |      |               |       |          |    |
|--|--|--|----|--|----------------------------------|------|---------------|-------|----------|----|
|  |  |  |    |  | TĚSNÍCÍ KROUŽEK GP-80-100-10 NBR |      | ČSN 02 9401.0 | 0,1   | RUBEN.EU | 44 |
|  |  |  | 1  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | POJISTNÝ KROUŽEK 40              |      | ČSN 02 2931   | 0,1   | MAREK.EU | 45 |
|  |  |  | 1  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | POJISTNÝ KROUŽEK 80              |      | ČSN 02 2930   | 0,02  | MAREK.EU | 46 |
|  |  |  | 1  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | POJISTNÝ KROUŽEK 75              |      | ČSN 02 2930   | 0,02  | MAREK.EU | 47 |
|  |  |  | 1  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | ŠROUB LÍCOVÝNÝ M8X25 - 13        | 8.8  | DIN 609       | 0,08  | MAREK.EU | 48 |
|  |  |  | 6  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | ŠROUB M4X14                      | 10.9 | ISO 4017      | 0,04  | MAREK.EU | 49 |
|  |  |  | 30 |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | ŠROUB M8X18                      | 8.8  | ISO 4017      | 0,2   | MAREK.EU | 50 |
|  |  |  | 28 |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | ŠROUB M16X35                     | 10.9 | ISO 4017      | 0,1   | MAREK.EU | 51 |
|  |  |  | 2  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | ŠROUB M16X2X25                   | 8.8  | ISO 4017      | 0,04  | MAREK.EU | 52 |
|  |  |  | 2  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | ŠROUB M10X1,5X16                 | 8.8  | ISO 4021      | 0,02  | MAREK.EU | 53 |
|  |  |  | 1  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | MATICE M16X1,5                   | 10K  | ISO 4032      | 0,02  | MAREK.EU | 54 |
|  |  |  | 2  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | MATICE M8X1                      | 8G   | ISO 4032      | 0,01  | MAREK.EU | 55 |
|  |  |  | 6  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | PODLOŽKA 8,4                     |      | ČSN 02 1703   | 0,005 | MAREK.EU | 56 |
|  |  |  | 4  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | PODLOŽKA 17                      |      | ČSN 02 1703   | 0,008 | MAREK.EU | 57 |
|  |  |  | 2  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | PRUŽNÁ POJISTNÁ PODLOŽKA PRO M8  |      | ČSN 02 1740   | 0,005 | MAREK.EU | 58 |
|  |  |  | 2  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | PERO 6e7 x 6 x 25                | E335 | ČSN 022562    | 0,05  | MAREK.EU | 59 |
|  |  |  | 1  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  | PERO 10e7 x 8 x 28               | E335 | ČSN 022562    | 0,08  | MAREK.EU | 60 |
|  |  |  | 1  |  |                                  |      |               |       |          |    |
|  |  |  |    |  |                                  |      |               |       |          | 61 |
|  |  |  |    |  |                                  |      |               |       |          | 62 |
|  |  |  |    |  |                                  |      |               |       |          | 63 |
|  |  |  |    |  |                                  |      |               |       |          | 64 |
|  |  |  |    |  |                                  |      |               |       |          | 65 |
|  |  |  |    |  |                                  |      |               |       |          | 66 |