



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh pohonu otáčivého panelu**

**Design of Drive Unit for Rotary Bigboard**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2023**

**Daniel BÁRTA**

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

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

**Vedoucí práce:** Ing. Češpíro Zdeněk Ph.D.



# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Bárta** Jméno: **Daniel** Osobní číslo: **491264**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh pohonu otáčivého panelu**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Drive Unit for Rotary Bigboard**

Pokyny pro vypracování:

Proveďte rešerši možných konstrukcí otáčivého panelu s reklamní plochou a vyberte vhodnou variantu. Navrhněte celkově uspořádání a formu rotační a pevné části, jejich rozměry a spojení. Navrhněte pohon a zvolte jeho komponenty. Zpracujte základní výkresovou dokumentaci.

Seznam doporučené literatury:

Švec, V.: Části a mechanismy strojů – Spoje a části spojovací. ČVUT Praha, 1997  
Švec, V.: Části a mechanismy strojů – Mechanické převody. ČVUT Praha, 1999  
Jančík, L., Zýma, J.: Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha 2004

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

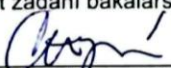
**Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS**

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

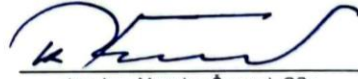
Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **05.08.2023**

Platnost zadání bakalářské práce:

  
Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

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

  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

26.4.2023

Datum převzetí zadání

Bárta

Podpis studenta

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu otáčivého panelu“ vypracoval(a) samostatně pod vedením Ing. Češpíra Zdeňka Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 5.8.2023

.....

Daniel Bárta

# Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Zdeňku Češpírovi Ph.D. za odborné, ochotné a trpělivé vedení mé bakalářské práce.

Na závěr bych rád poděkoval i své rodině za podporu a trpělivost během celého studia.

# Anotace

Autor:	Daniel Bárta
Název BP:	Návrh pohonu otáčivého panelu
Název anglicky	Design of Drive Unit for Rotary Bigboard
Rok zpracování	2023
Ústav:	Konstruování a částí strojů
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Češpíro Zdeněk Ph.D.
Bibliografické údaje	Počet stran 53 Počet obrázků 31 Počet tabulek 8
Klíčová slova:	Pohon, Uložení, Rotace, Reklamní panel
Key words:	Drive, Billboard, Rotating motion, Advertising panel
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu rotačního reklamního panelu a jeho uložení. Provádí rešerši možných konstrukcí a vybírá vhodnou variantu. Navrhuje uspořádání a formu rotační a pevné části, jejich rozměry a spojení. Navrhuje pohon a volí jeho komponenty. Zpracovává základní výkresovou dokumentaci.
Annotation:	This bachelor thesis deals with the design of the mounting and drive of a rotating advertising panel and its mounting. It conducts a search for possible constructions and selects a suitable variant. It designs the arrangement and form of the rotating and fixed parts, their dimensions and connections. Designs the drive and selects its components. Processes basic drawing documentation.

## Obsah

1	Úvod .....	13
2	Cíl práce .....	13
3	Dynamizace reklamní plochy .....	14
3.1	Outdoorové plochy .....	14
4	Výběr z reklamních panelů dle efektivity .....	16
4.1	Technologie trivision .....	16
5	Pohon rotačního pohybu .....	17
5.1	Hydraulické pohony .....	18
5.1.1	Výhody .....	18
5.1.2	Nevýhody .....	18
5.2	Pneumatické pohony .....	19
5.2.1	Výhody .....	19
5.3	Elektromechanické pohony .....	20
5.3.1	Stavba motoru .....	20
5.3.2	Stator .....	20
5.3.3	Rotor .....	20
5.3.4	Kotva .....	20
5.3.5	Vinutí .....	21

5.3.6	Výhody.....	21
5.3.7	Nevýhody.....	21
5.4	Použití elektromotoru konstrukci.....	21
5.5	Převodový mechanismus .....	22
5.5.1	Šneková převodovka .....	22
5.5.2	Volba případného druhého převodu.....	23
6	Uložení otočné části .....	24
7	Patentové rešerše rotačních panelů.....	25
7.1	Rotační trojboký panel.....	25
7.2	Automatický rotační billboard .....	26
8	Návrh vlastností rotačního panelu .....	27
8.1	Cílový model.....	27
8.2	Návrh vrchní konstrukce reklamních ploch včetně nosných rámu .....	28
9	Návrh konstrukce pohonného mechanismu .....	30
10	Volba elektromotoru.....	30
10.1	Rozběh konstrukce.....	31
10.2	Výpočet odporu vnějšími podmínkami – větrem.....	32
10.3	Výpočet maximálního potřebného hnacího momentu .....	33
10.4	Volba elektropohonu .....	34
11	Návrh soukolí.....	35
11.1	Návrh materiálu .....	36
11.2	Výpočtové modulu dle vzorce ČSN 01 4686 .....	37
11.3	Výpočet geometrických rozměrů soukolí.....	38
12	Pevnostní výpočty hřídelí.....	41
12.1	Průběh ohybového momentu .....	42

12.1	Kontrola pevnosti v nejvíce namáhaném místě pod ozubeným kolem .....	43
12.1.1	Výpočet dovoleného tlakového napětí .....	43
12.1.2	Výpočet dovoleného napětí v krutu a ohybu .....	44
13	Volba ložisek, výpočet únosnosti .....	44
13.1	Volba v místě „A“ .....	45
13.1	Volba v místě „B“ .....	45
13.1	Volba na hřídeli s pastorkem .....	48
14	Návrh spojky .....	49
15	Kontrola pera těsného .....	50
15.1	Pero spojující zubovou spojku a hřídele .....	50
15.2	Pero pod ozubeným kolem a přírubou .....	51
16	Finální konstrukce .....	51
17	Závěr .....	53
18	Použitá literatura .....	54
	Seznam obrázků .....	57
	Seznam tabulek .....	59
	Seznam použitého softwaru .....	59

## Seznam použitých veličin, značek a symbolů

$A_x$	N	reakce ložiska A
$B_x$	N	reakce ložiska B
$K_f$	-	součinitel zatížení
$m$	m	modul ozubeného kola
$m_n$	m	normalizovaná hodnota modulu



$\psi_m$	-	poměr šířky kola a pastorku
$i$	-	převodový poměr
$z$	-	počet zubů kola
$I$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti
$\omega$	$\text{s}^{-1}$	úhlová rychlost
$\varepsilon$	$\text{s}^{-2}$	úhlové zrychlení
$C$	-	koeficient
$C_{co}$	N	statická únosnost ložiska
$C_c$	N	dynamická únosnost ložiska
$d_h$	m	průměr hřídele
$d_a$	m	průměr hlavové hřídele
$d_f$	m	průměr patní hřídele
$d_{1,2}$	m	průměr roztečné hřídele
$F_a$	N	axiální síla
$F_N$	N	síla od převodovky
$F_r$	N	radiální síla v soukolí
$F_1$	N	síla větru na polovinu reklamní plochy
$F_2$	N	síla větru na polovinu reklamní plochy
$F_t$	N	tečná síla v soukolí
$g$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení
$\sigma_D$	$\text{N}/\text{mm}^2$	dovolené napětí
$\sigma_T$	$\text{N}/\text{mm}^2$	dovolené napětí v tlaku
$\sigma_{red}$	$\text{N}/\text{mm}^2$	redukované napětí
$Re, \sigma_K$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Mez kluzu
$h$	m	šířka drážky pro pero
$t$	m	hloubka drážky pro pero
$k$	-	koeficient bezpečnosti
$L_{10h}$	h	trvanlivost ložisek
$l_a$	m	délka drážky pro pero
$M_k$	m	kroučící moment
$M_{ox}$	m	ohybový moment

$M_{red}$	m	redukovaný moment
$n$	1/min	otáčky hřídele
$F_{ekv}$	N	ekvivalentní statické zatížení ložiska
$P_d$	Pa	dovolený tlak
$P_M$	W	výkon motoru
$P_Z$	W	výkon zátěže
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	hustota
$L_1$	N	reakční síla v ložisku 1
$L_2$	N	reakční síla v ložisku 2
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	smykové napětí
$\tau_k$	N/mm <sup>2</sup>	dovolené smykové napětí
$\mu$	-	dynamický koeficient tření
$W_K$	m <sup>3</sup>	modul průřezu v krutu
$W_O$	m <sup>3</sup>	modul průřezu v ohybu
$\eta$	-	účinnost přenosu momentu, výkonu

# 1 Úvod

Tato bakalářská práce se zaměřuje na návrh pohonu rotačního reklamního panelu a jeho uložení. Provádí rešerši možných konstrukcí a vybírá vhodnou variantu. Navrhuje uspořádání a formu rotační a pevné části, jejich rozměry a spojení. Navrhuje pohon a volí jeho komponenty.

První teoretická část bakalářské práce se věnuje účelu reklamních panelů, jejich rozdělení, konstrukcím a vybírání vhodných komponent zařazených do pohonu s převodovým mechanismem.

## 2 Cíl práce

Cílem práce bude po zpracování teoretické části navrhnout konstrukci rotačního reklamního panelu v druhé praktické části. V ní dojde ke konstrukci zvoleného typu reklamního panelu. Zvolení vhodného typu pohonu, převodového mechanismu a jeho uložení. Celá konstrukce také musí odolat vnějším přírodním vlivům, přičemž se usiluje o dosažení maximální provozní doby.

V konstrukci je potřeba navrhnout vhodný materiál, velikost a tvar komponenty, aby byl zaručen dostatečný přenos kroutícího momentu pro rozpohybování rotující části. Zároveň je potřeba zvolit případnou rychlost rotace pro výpočet požadovaného výkonu.

V hlavní části je potřeba vytvořit 3D model celé pohonné jednotky a odpovídající návrhům a výpočtům v práci. Z tohoto modelu by měla být k práci přiložena základní technická výkresová dokumentace. Nesmí se však opomenout také kontrolní výpočty, např. únosnost zvolených ložisek.

## 3 Dynamizace reklamní plochy

Pohyblivá venkovní reklama zvyšuje efektivitu v porovnání se statickou až několikanásobně. Není proto překvapivé, že stále více venkovních reklamních nosičů je pohyblivých nebo zahrnuje pohyblivé elementy. Kromě klasických snadno představitelných otáčivých reklamních nosičů často bývá využita technologie trivision prizma případně technologie scroll, které v určitých časových intervalech mění reklamní motivy na daném panelu.

Co se týče otáčivých reklamních panelů, nesou zpravidla dvě či tři reklamní plochy. Dvě plochy jsou však výrazně upozaděné, 3 nebo 4 reklamní plochy jsou ještě efektivnější, dokážou totiž zasáhnout 360-ti stupňový úhel pohledu.

### 3.1 Outdoorové plochy

Outdoorové reklamní panely se nacházejí poblíž frekventovaných dopravních cest i míst. Jsou vhodně umístěné pro upoutání pozornosti. Existuje mnoho různých typů, z nichž každý má své vlastnosti a výhody:

a) **Billboardy:**

Billboardy jsou velké venkovní reklamní panely, často osvětlené.

b) **Vitríny:**

Tyto panely jsou umístěny ve výloze, jsou obvykle menší než billboardy.

c) **Plakátové panely:**

Tyto panely jsou obvykle menší než billboardy a jsou často umístěny na sloupech nebo na stěnách budov.

d) **Svítící reklamy**

Pod tímto pojmem si můžeme představit typy podobné plakátovým, avšak s využitím LED diod nebo jiných svítidel, které umožňují vyniknout a být viditelnými i v noci nebo za špatných světelných podmínek.

e) **Digitální panely:**

Digitální panely jsou moderní formou reklamního panelu, který využívá digitální technologie pro zobrazení. Obsah může být také libovolně upravovaný v čase. Digitální panely jsou nejefektivnější, ale zároveň nejdražší volbou.

f) Mobilní reklamní panely jsou speciální typ reklamního panelu, který se umísťuje na vozidla.

## 4 Výběr z reklamních panelů dle efektivity

Veliké plakáty na frekventovaných venkovních místech přitáhnou opravdu mnoho pozornosti. Ve městech, zastavěných oblastech je nejjednodušší umístit reklamní plochu někam na zeď. Kdybychom však usilovali o venkovní reklamu na otevřeném prostranství na frekventovaném místě, například poblíž dopravních uzlů, pro konstrukci ploch značných rozměrů bychom si vybírali mezi panely zobrazujícími 3 a více různých plakátů:

- S digitálním zobrazením
- Troj- nebo čtyřboké otočné
- S využitím technologie „trivision“

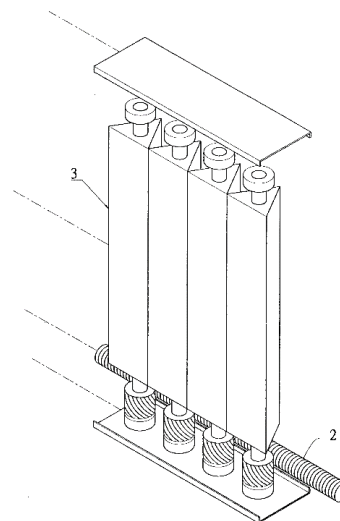
Z výběru nebudeme uvažovat nad digitální technologií, za níž pravděpodobně stojí nákladnější konstrukce i energeticky náročnější provoz. Mezi možnostmi tak máme klasický jednoduše představitelný trojboký rotační panel a billboard s „trivision“.

### 4.1 Technologie trivision

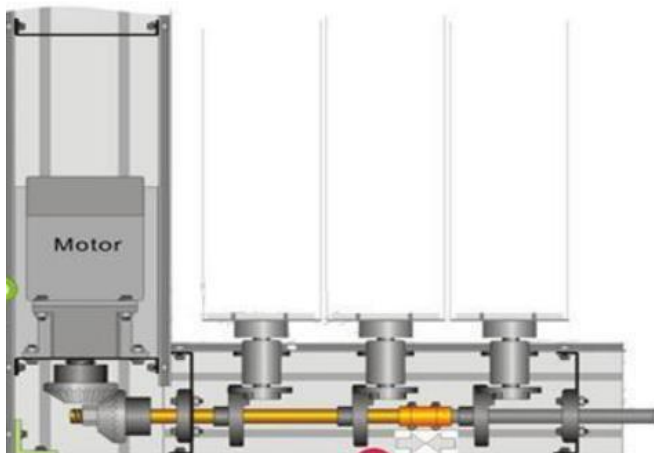
Jedná se o řadu trojbokých hranolů umístěných vedle sebe ve velkém rámu (obr.1). Jejich rotace je shodná, tudíž postupně zobrazují 3 reklamní plochy.

Nevýhodou tohoto modelu je výrazně složitější konstrukce, výroba a výpočet bezpečnostních podmínek. Naopak disponuje výhodou ušetření prostoru.

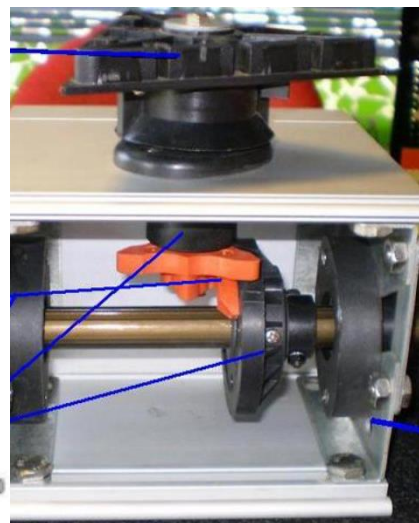
Při rotaci ve většině konstrukcí dochází k prodlevám po otočení o 120° na novou plochu. Tento problém je řešen jednoduše mechanicky, kdy je jeden ozubený věnec v soukolí pouze částečný, tudíž se poháněcí hřídel s ozubeným kolem/šnekem otáčí konstantní rychlostí. Druhou možností je využití tzv. vačkového mechanismu pro dosažení konstantní rotace poháněcí hřídele.[23]



Obr 1: Konstrukce Tri-vision [2]



Obr.2.: 3D model konstrukce [23]



Obr.3.: Zjednodušený vyrobený model [23]

Konstrukci si lze prohlédnout na detailnějším 3D modelu (obr. 2) a zjednodušeném malém modelu (obr. 3.) od značky FANTALAR.

## 5 Pohon rotačního pohybu

Rotační pohyb může s vhodnou volbou konstrukce realizovat téměř každý typ pohonu. Mezi základní patří:

- Pneumatické pohony (tekutinové)
- Hydraulické pohony (tekutinové)
- Elektromechanické pohony
- Kombinované pohony

Každý z typů má při výrobě a použití své výhody i nevýhody, je proto rozumné před volbou a aplikací typu motoru pečlivě zhodnotit klady a zápory.

Tekutinové motory mají vyšší účinnost oproti elektrickým. Na druhou stranu elektrické vynikají svou malou závislostí na teplotě. Zároveň u tohoto typu není častým a závažným problémem nedostatečná těsnost. Tekutinové, tedy hydraulické a pneumatické motory, pracují s rozdílnými vlastnostmi, na nichž má vliv zejména poddajnost a viskozita.

## 5.1 Hydraulické pohony

Hydraulické pohony nachází své využití v těžkém průmyslu, ať už v robotech či manipulátorech.

### 5.1.1 Výhody

Jako výhody hydraulického pohonu lze uvést následující body [3]:

- a) Velká tuhost
- b) Jednoduché spojitě řízení základních parametrů pohonu, tzn. síly a krouticího momentu
- c) Rychlosti v celém rozsahu pohybu
- d) Možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození
- e) Vysoký měrný výkon
- f) Možnost realizace přímočarých pohybů konstrukčně jednoduchými, rozměrově malými a spolehlivými motory bez nutnosti zařazení transformačního bloku
- g) Nízká hodnota poměru hmotnosti a výkonu
- h) Malá hmotnost pohybujících se částí, a tím výhodné dynamické vlastnosti
- i) Konstrukční kompaktnost, malé rozměry
- j) Snadné řízení tlaku i proudu kapaliny
- k) Plynulý chod, možnost plynulého řízení rychlosti ve velkém rozsahu
- l) Možnost bezprostředního spojení motoru s pohybovými členy
- m) Velká účinnost a spolehlivost

### 5.1.2 Nevýhody

Níže uvedený výčet jmenuje nevýhody hydraulického pohonu [3]:

- a) Potřeba samostatného, odděleného energetického bloku
- b) Poměrně obtížné dosažení vyšších pohybových rychlostí
- c) Závislost viskozity kapaliny na teplotě, což se projevuje ve změně tlakových poměrů a případně i rychlosti pohybu motoru
- d) Hořlavost některých druhů pracovních kapalin



## 5.2 Pneumatické pohony

Pneumatický pohony je využíván v jednoduchých pracovních cyklech a pro malé výkony do 1 kW. Oproti druhému tekutinovému typu – hydraulickému – je pneumatický rychlejší s možným měkčím rozběhem i bržděním. Pro manipulátory s přímočarým pohybem se využívají pneumatické válce.

### 5.2.1 Výhody

Mezi klady pneumatických pohonů se řadí následující [3]:

- a) Možnost dosažení rychlých přímočarých pohybů s velkými zdvihy
- b) Konstrukční jednoduchost
- c) Spolehlivost
- d) Snadná údržba
- e) Možnost připojení na centrální rozvod stlačeného vzduchu v rámci pohonu
- f) Jednoduchý rozvod bez zpětného odvádění vzduchu z motoru
- g) Možná činnost ve velkém tepelném rozsahu, ve výbušném prostředí a v provozech s nebezpečím vznícení od otevřeného ohně
- h) Možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození

V neprospěch pneumatického pohonu mluví zpravidla následující argumenty:

- a) Obtížné udržování rovnoměrného pohybu, zejména při malých rychlostech
- b) Poměrně komplikované mazání prvků mechanismu
- c) Obtížné řízení rychlosti pohybu a polohy zastavení
- d) Poddajnost způsobená stlačitelností vzduchu
- e) Drahý provoz (v důsledku netěsností v dlouhých rozvodech) 6 - 8x dražší než u elektropohonů a asi 4x dražší než u hydropohonů

Nejpoužívanějším typem je v současné době motor elektrický. Hydraulické byly vytlačeny do oblastí pracujících s vysokou nosností. Pneumatické stroje jsou určeny pro jednoduché stroje s menší nosností. Využívají se také ve strojích s rychlými pohyby.

## 5.3 Elektromechanické pohony

Elektromotory jsou zařízení, která převádějí elektrickou energii na mechanickou energii, což umožňuje pohyb mnoha různých strojů a zařízení. Elektromotory se používají v mnoha různých aplikacích, od průmyslových strojů po domácí spotřebiče a dopravní prostředky. [4] [21]

### 5.3.1 Stavba motoru

Účinnost se pohybuje mezi 75 % až 95 %, přičemž se rychlým tempem rozvoje a zdokonalování účinnost zvyšuje. Ke ztrátám energie dochází z důvodu Jouleova tepla, Foucaultovými proudy, hysterezí, jiskřením apod.

Konstrukce se skládá z několika základních částí: statoru, rotoru, kotvy, vinutí a dalších komponent. Průchodem elektrického proudu vinutím statoru a vinutím rotoru se vytváří dvě magnetická pole, která na sebe vzájemně působí přitažlivými a odpuzivými silami tak, že se rotor otáčí. [4] [21].

### 5.3.2 Stator

Stator je nehybná část elektromotoru, která se skládá z jádra a statorových vinutí. Jádro je obvykle vyrobeno z feromagnetického materiálu, například ze silně magnetizované oceli, a slouží k uchycení statorových vinutí. Statorová vinutí jsou obvykle navinuta kolem jádra a jsou napájeny střídavým proudem. [4] [21].

### 5.3.3 Rotor

Rotor je pohyblivá část elektromotoru, která se obvykle skládá z feromagnetického materiálu, jako je například železo nebo ocel. Je umístěn uvnitř statoru a otáčí se pod vlivem elektromagnetického pole, které vytváří statorová vinutí. Rotorem elektromotoru může být buď vinutí nebo magnet. [4] [21].

### 5.3.4 Kotva

Kotva hraje klíčovou roli při přeměně elektrické energie na mechanickou energii v elektromotoru. Pod tímto pojmem se skrývá rotační elektromagnet, který se otáčí uvnitř magnetického pole. Kotva je tedy obvykle vyrobena z feromagnetického materiálu, obklopena vinutím, spojena s hřídelí motoru, tudíž pohyb kotvy způsobí i pohyb hřídele, který se přenáší na další části stroje. [4] [21].

### 5.3.5 Vinutí

Vinutí jsou dráty, které jsou namotány na statorových i rotorových jádrech a jsou napájeny elektrickým proudem. Tyto dráty vytvářejí elektromagnetické pole, které způsobuje pohyb rotoru v elektromotoru. [4] [21].

### 5.3.6 Výhody

Obecně známými a z praxe ověřenými výhodami elektrického pohonu jsou [3]:

- a) Hromadně vyráběné typizované prvky
- b) Snadno dostupný zdroj energie
- c) Jednoduchost vedení zdroje k motoru
- d) Jednoduchost spojení s řídicími prvky
- e) Čistota provozu a snadná údržba
- f) Jako celek mají elektrické pohony vnější rozměry menší než ekvivalentní pohony s jinými druhy energie
- g) Nižší pořizovací, provozní i udržovací náklady.

### 5.3.7 Nevýhody

Mezi nevýhody elektrického pohonu se řadí [3]:

- a) Závislost na dodávce elektrické energie
- b) Značné požadavky na kvalitu provedení všech částí mnohdy složitých systémů
- c) Nebezpečí úrazu elektrickým proudem
- d) Nutná redukce
- e) Zahřívání

## 5.4 Použití elektromotoru konstrukci

Elektromotor je nejhodnějším pohonem rotačního pohybu v konstrukci. Mezi motorem a rotujícím tělesem je nepřímá vazba. To znamená, že nejsou napřímo propojeny, je mezi ně vložen výrazně redukcující převodový člen – převodovka v převodové skříni.

Rotační pohyb se také dělí podle rozsahu pohybu na omezený, kývavý a neomezený. V případě rotujícího reklamního panelu se běžně volí pohyb neomezený.

Billboard rotuje kolem své osy pomalou kontrolovanou konstantní rychlostí. K tomu však také musíme uzpůsobit konstrukci, pokud by těžiště neleželo v ose rotace, docházelo by k vytváření klopného momentu. [4] [21].

## 5.5 Převodový mechanismus

Převodový mechanismus je realizován pomocí převodové skříně, Zde dochází k převodu kroutícího momentu ze vstupní hřídele elektromotoru na výstupní hřídel vycházející ze skříně. Pro robustní konstrukci s pomalou úhlovou rychlostí má řadu výhod šnekový převod. [22]

### 5.5.1 Šneková převodovka

Šneková převodovka je specifický typ převodovky, který se používá k přenosu síly mezi dvěma kolnými hřídeli pomocí šneku a šnekového kola. Tento typ převodovky je známý pro svou schopnost poskytnout převodový poměr  $i = 5 \div 100$  a přenášet velké síly. Převodový poměr u šnekové převodovky se vypočítá jako poměr počtu zubů šnekového kola k počtu zubů na šneku.

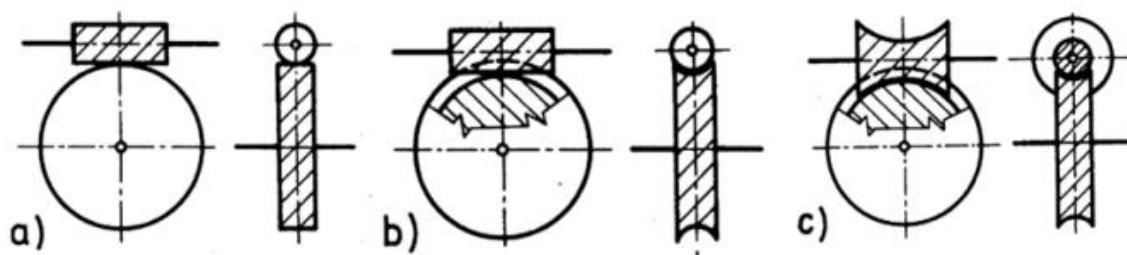
Šnekové převodovky mají výhodu, že mohou dosahovat vysokých převodových poměrů.

Mimo jiné je jejich konstrukce v porovnání s konkurencí levná a jednoduchá, výhodná cena sehrává při výběru typu převodu důležitou roli. Nevýhodou je však ztráta kroutícího momentu, účinnost se běžně pohybuje pouze mezi 70 až 80 %.

#### *5.5.1.1 Rozdělení šnekových soukolí dle tvaru ozubených kol:*

Základní dělení s pomocným znázorňujícím obrázkem (obr. 2)

- a) soukolí válcová
- b) soukolí smíšená – šnek má tvar válce a šnekové kolo tvar globoidní
- c) soukolí globoidní – šnek i šnekové kolo mají globoidní tvar



Obrázek 4: Typy šnekového soukolí [1]

### 5.5.2 Volba případného druhého převodu

Jelikož cílový počet otáček za minutu je opravdu malý, je požadován opravdu veliký redukční převodový poměr. Ani šnekový převod 100 by nestačil pro pomalou rotaci, tudíž je nutné zakomponovat další mechanický převod navazující na výstupní hřídel ze šnekového převodu. Jako možnosti jsou řemenový, řetězový převod a soukolí.

#### 5.5.2.1 Řemenový převod

Řemenový převod zajišťuje plynový tichý chod rotace objektu. Moment se přenáší z jedné řemenice na druhou pomocí tření mezi řemenem a řemenicí. Při chodu však může docházet k prokluzu, jenž přerušuje plynulý rotační pohyb vrchního nosného rámu. Pokud by z důvodu chybného návrhu či opotřebeného materiálu docházelo k prokluzu často a pravidelně, řemenový převod by byl téměř nepoužitelný a výměna by byla nevyhnutelná. Z toho plyne i složitější údržba převodu a kratší životnost v porovnání s řetězem. Nevýhodou je i nutnost existence napínacího zařízení, jehož úkolem jako součásti konstrukce převodu je zajištění potřebné napínací síly pro řemen.

#### 5.5.2.2 Řetězový převod

V porovnání řetězové převody jsou obvykle účinnější než řemenové převody, ale jsou hlučnější a mají větší hmotnost. Konstrukce řetězového převodu je náročnější i finančně nákladnější, zejména výroba ozubeného kola s dostatečnou životností.

#### 5.5.2.3 Soukolí

Ozubené soukolí má v porovnání s předchozími volbami jednu zřejmou nevýhodu – nedostatečné odpružení vibrací. Nicméně disponuje výhodou levné výroby a nejmenší osové vzdálenosti spolu zabírajících hřídelí. Pokud je konstrukce

realizována v nevelké skříni, soukolí dokáže se snadnou konstrukcí vysoký převod na malém prostoru.

## 6 Uložení otočné části

Při mechanické rotačním pohybu musí docházet mezi pevnou a otočnou částí konstrukce ke tření. Toto tření je nežádoucí jev, opotřebovává se materiál, vzniká teplo a vytváří se třecí síla působící do protipohybu. Výhodou použití valivých ložisek je vlastnost valivého odporu, jenž klade pohybu výrazně menší odpor s menším třením a vzniká méně tepla v porovnání s ložisky kluznými.

Uložení otočné části sloupu lze různými ložisky. Volby různých valivých ložisek mají své výhody i nevýhody. Dle tvaru valivých těles se dělí na kuželíková, kuličková, válečková, soudečková a jehlová.

Navržení ložisek musí unést velké axiální zatížení vlivem hmotnosti rotační části reklamního panelu. Radiální síla také není malá, jejíž příčinou jsou namáhání hřídele silou od soukolí a síla větru. Je proto nutné volit ložiska s kosoúhlým stykem schopná přenášet axiální i radiální síly, případně kombinaci více ložisek. Zmíněná ložiska s kosoúhlým stykem se montují v uspořádání zády k sobě (do „O“), kdy je zajištěna vyšší tuhost a přenášení klopných momentů, a čely k sobě (do „X“), kdy se zajistí menší citlivost na nesouosost. [6] [7]

a) Kuželíková ložiska – (do „O“). Poměr axiální a radiální únosnosti určují výrobní stykové úhly.

b) Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem – pro splnění svého účelu jsou předepnuta ve dvojici proti sobě, aby se zamezilo axiálnímu pohybu a ložiska neměla pro pohyb vůli. Díky konstrukci, zejména klece s profilem drážky se zakřivením pouze  $51,5^\circ$  až  $53^\circ$ , kuličková ložiska jsou vhodnou volbou využívanou v aplikacích s malou nebo střední zátěží. Zároveň jsou používána spíše pro hřídele s menšími průměry.

c) Soudečková ložiska – profily valivých elementů přesně odpovídají profilům oběžných drah. Ložiska jsou odolná s velkou únosností.

d) Jehlová ložiska – jsou druhem válečkových ložisek. Ložiska vynikají svou úsporou místa díky drobným valivým tělískům. Vysokou kombinovanou únosností ale nedisponují.

#### 6.1.1.1 Souosost

Souosost je důležitým parametrem při návrhu větrem namáhaného panelu. S ohledem na výrobní nepřesnosti a průhyby hřídelí dochází v uložení k vzájemnému naklopení ložiskových kroužků. S tímto jevem je třeba počítat a volit ložiska, která umožňují vyrovnat nesouosost a montážní nepřesnosti. Jedná se o dvouřadá radiální soudečková ložiska a axiální soudečková ložiska. Úhel naklopení takových ložisek závisí na typu, velikosti a zatížení. [6]

## 7 Patentové řešení rotačních panelů

### 7.1 Rotační trojboký panel

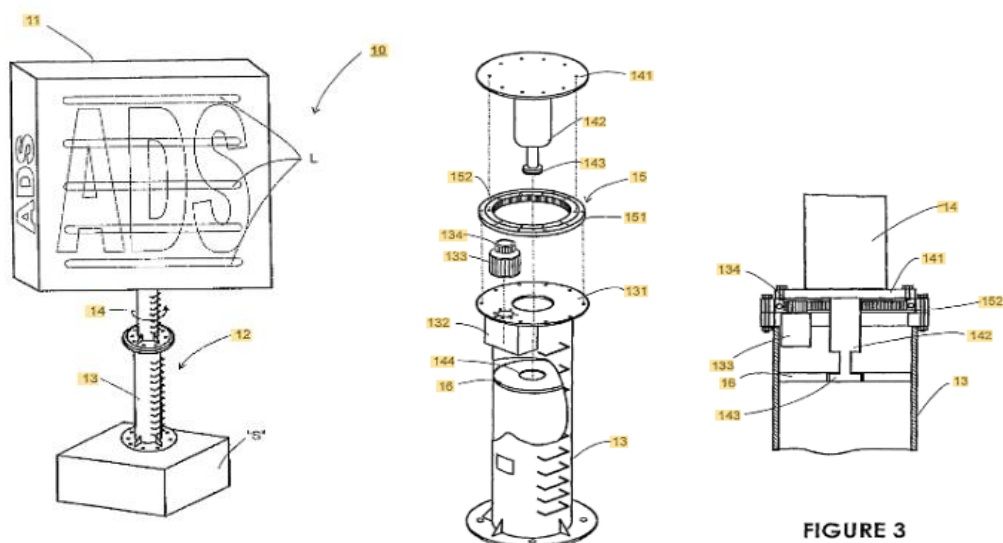
Název: AUTOMATED ROTATING BILLBOARD

Autor: Glenn R. Gatuslao, Makati (PH)

Datum publikace: 27. 3. 2014

Patentové číslo: US 8,732,997 B2

Soudobý standard konstrukce tvoří ocelový rám, na který je přidělena reklamní plocha. V tomto se v podstatě neliší od trojbokého statického panelu. Rám je podepřen vzpřímeným panelem, jenž se skládá z horní části uzpůsobené k otáčení pomocí elektrického motoru a ze spodní pevné části přidělané k zemi.



Obrázek 5: pohled na automatizovaný rotační billboard [8]

Obrázek 6: částečný rozložený perspektivní pohled [8]

Obrázek 7: částečný pohled v řezu na vzájemné propojení horní a spodní členy sloupku [8]

Elektromotor roztáčí pastorek, rotace se přenáší na ozubené kolo ložiskové soustavy. Díky pevnému spojení se s kolem současně totožnou úhlovou rychlostí otáčí i spojovací deska a horní část sloupu napojená na konstrukci rámu samotného billboardu. Přesná konstrukce a přesný výpočet k určení bodu otáčení, kde je zatížení způsobené hmotností rotujícího válce rovnoměrně vyváženě rozložené, vede ke snadnému otáčení, ušetření energie a zabránění přetěžování elektromotoru. [8]

## 7.2 Automatický rotační billboard

Název: AUTOMATED ROTATING BILLBOARD

Autor: Glenn R. Gatuslao, Makati (PH)

Datum publikace: 14. 11. 2013

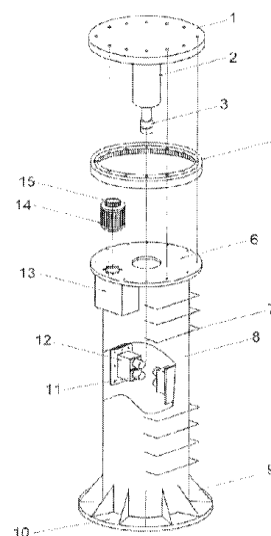
Patentové číslo: US 2013/0298432 A1

Součástí složitější konstrukce je frekvenční měnič umístěný v dolní pevné části sloupu. Je připojen ke kabeláži elektromotoru a jeho cílem je řídit rychlost otáčení. Jedním z významných vlastností tohoto automatizovaného rotačního billboardu je větší nosnost jeho rotačního disku. Nazývá se také jako otočné ložisko nebo sestava otočného stolu a skládá se z válečkových ložisek, která mohou přenášet axiální,



radiální a momentová zatížení působící jednotlivě nebo v kombinaci v libovolném směru. Tento kotouč má nosnost asi 30 až 35 tun, která je dostatečná i pro těžší rámy billboardů – Tri-vision a LED Board.

Tento vylepšený automatizovaný otočný billboard udává, že je odolný proti tajfunu díky své konstrukci uzemněné do betonu. Zabrání se tak stavu převrácení, ke kterému by mohlo dojít v důsledku větrů s velkou rychlostí. Uvedená konstrukce již vydržela například na Filipínách silné tajfuny a zůstala pevná a odolná tam, kde je instalována. [9]



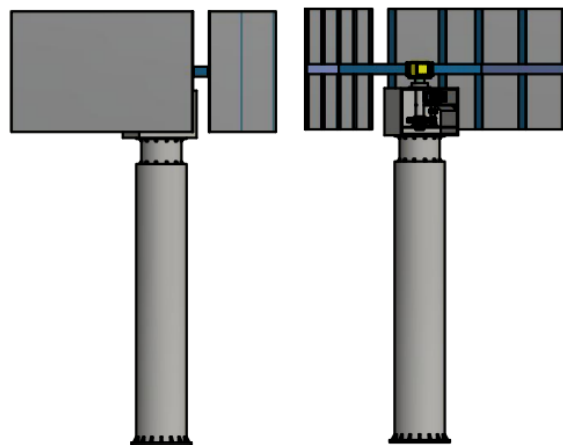
Obrázek.8.: Úhlové převodové motory [9]

## 8 Návrh vlastností rotačního panelu

### 8.1 Cílový model

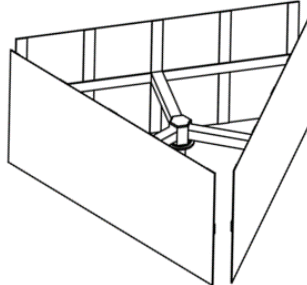
Cílem praktické části závěrečné práce je vhodný návrh konstrukce s vrchní rotační částí reklamního panelu (obr. 9.) otáčející se kolem své osy rychlostí v rozmezí 3-5 ot/min. Konstrukce a výpočty směřují ideálně k dosažení takového převodového stupně, aby rychlost rotace činila 4 ot/min.

Rotační panel musí být při dosažení své navrhované rychlosti setrvat v dynamickém stavu po dobu minimálně několika měsíců, aniž by hrozila deformace. Konstrukce zároveň musí být odolná vůči nepříznivým vnějším přírodním vlivům vyskytujícím se běžně na území Evropy – zde dbáme na odolnost chodu vůči povětrnostním podmínkám.



Obr.9.: Pohled na 3D model v řezu

## 8.2 Návrh vrchní konstrukce reklamních ploch včetně nosných ráků



Obr.10.: Návrh vrchní rotační části panelu

Základní body návrhu konstrukce:

- Trojboký panel s reklamními plochami běžného euro formátu 5,1x2,4 m
- Pohón: elektromotor s převodovou skříní
- Možnost využití typů převodů – řemenový/řetězový/soukolí

Výpočet minimální tloušťky nosných ráků s čtvercovým průřezem 200x200 mm vedoucích od středové hlavy k plochám z plechu.

Hmotnost 1 hliníkového plechu pro reklamní plochu: 99,144 kg

Hmotnost 1 rákové konstrukce napojené na rotační část sloupu: 348,54 kg

Pro materiál – konstrukční ocel E335 (11600):

Určení mechanických vlastností materiálu dle strojnických tabulek:

- Mez kluzu  $R_e = 295 - 640 \text{ MPa}$
- Hustota  $\rho = 7,85 \text{ g/cm}^3$
- Vnitřní průřez rámu  $A \times A \text{ mm}$
- Modul ohybu v řezu

$$W_o = \frac{1}{6 \cdot 200} (200^4 - A^4) \quad (1)$$

- Koeficient bezpečnosti pro houževnaté oceli:  $K = 1,6 - 1,7$

- Výpočet dovoleného napětí  $\sigma_D$ :

$$\sigma_D = \frac{R_{emin}}{K} = \frac{295}{1,7} = 173,53 \text{ MPa} \quad (2)$$

$$\sigma_D \geq \sigma_{oMAX} = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{m \cdot g \cdot l}{\frac{1}{6 \cdot 200} (200^4 - A^4)} = \frac{447,684 \cdot 9,81 \cdot 1\,522,522}{\frac{1}{6 \cdot 200} (200^4 - A^4)} \quad (3)$$

$$(200^4 - A^4) = \frac{6\,686\,581,73}{\frac{1}{1\,200} \cdot 173,53} \quad (4)$$

$$A_{MAX} = \sqrt[4]{200^4 - \frac{6\,686\,581,73}{\frac{1}{1\,200} \cdot 173,53}} = 198,54 \text{ mm} \quad (5)$$

Maximální velikost strany vnitřního čtvercového průřezu  $A_{MAX} = 198,54$  mm. Návrhem zvolená konstrukční tloušťka 5 mm je více než dostačující. Vnitřní rozměr A se v modelu rovná 190 mm.

Volba převodového mechanismu napojujícího se na elektromotor:

Konstrukce je dimenzována pro velmi nízký počet otáček. Převod proto musí být co nejvyšší.

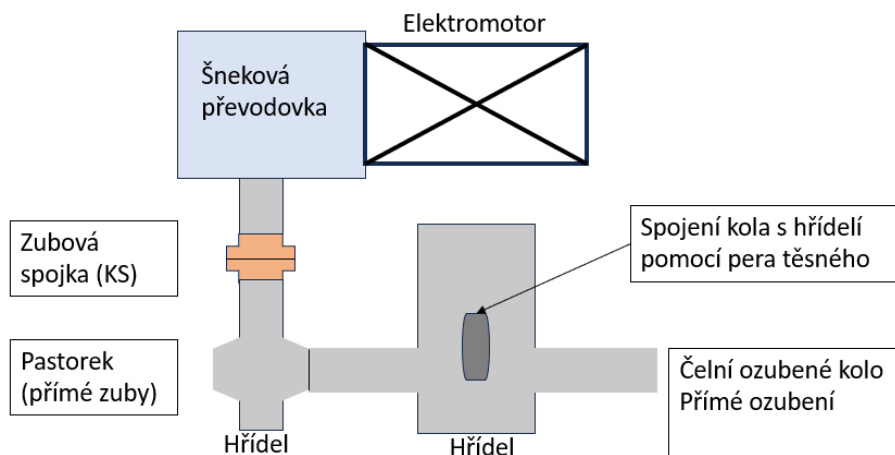
Na základě popisu v teoretické části práce je upřednostněna šneková převodovka. Disponuje výhodami, v rozhodujících faktorech:

- Schopnost poskytnout převodový poměr  $i = 5 \div 100$
- Přenášení velikých sil
- Levná a jednoduchá výroba

Na základě výše zmíněných vlastností volím šnekovou elekropřevodovku s dostatečným převodovým otáčkám ke vstupním vysokým otáčkám samotného elektromotoru. Pro pomalé dynamické otáčky je vhodnou volbou užití právě tohoto typu převodovky.

Následně pro dosažení požadovaného převodového stupně volím ozubené soukolí. Ozubení soukolí je voleno přímé z důvodu snazší výroby. Přenášen je kroutící moment, tudíž šikmé ozubení přenášející i axiální síly není potřebné.

# 9 Návrh konstrukce pohonného mechanismu



Obr. 11.: Prvotní návrh konstrukce pohonu s převodem

## 10 Volba elektromotoru

Výkon motoru

$$P_M = \frac{P_Z}{\eta} = \frac{M_H \cdot \omega}{\eta_c} [W] \quad (6)$$

Kde je:

$P_M$  výkon motoru

$\eta_c$  celková účinnost mechanismu, na kterou mají vliv jednotlivé převodové mechanismy, ložiska a vnější síly

$P_Z$  požadovaný výkon (výkon zátěže)

$M_H$  hnací moment

Pro výpočet potřebného výkonu motoru musíme nejprve určit potřebný výkon  $P_Z$  [W].

Ten určíme výpočtem hnacího momentu a úhlovou rychlostí reklamní konstrukce.

## 10.1 Rozběh konstrukce

Rozběhem popisujeme změnu stavu z klidu do pohybu.

Moment setrvačnosti vrchní rotační jednotky složené ze tří reklamních ploch, nosných rámců a rotační části sloupu určíme pomocí teoretického modelu v programu Autodesk Inventor.

Moment setrvačnosti  $I$  k ose rotace:

$$I = 288\,227\,301\,370 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 = 288\,227,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Hmotnost horní rotující konstrukce:  $m = 2\,582,428 \text{ kg}$

Stanovena nejpomalejší doba rozběhu  $t = 30 \text{ s}$ . Cílový počet otáček za minutu je 4. Z této hodnoty je následně vypočtena úhlová rychlost

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi}{15} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (7)$$

a úhlové zrychlení.

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{\pi}{225} \text{ [s}^{-2}\text{]} \quad (8)$$

Hnací moment je při rozběhu a zrychlování vždy větší než moment zátěžný  $M_H > M_Z$ . Velikost rozdílu odpovídá akceleračnímu momentu.

Dynamický (akcelerační) moment se vypočte následujícím vzorcem:

$$M_D = I \cdot \varepsilon = \frac{I \cdot d\omega}{dt} = \frac{288\,227,3 \cdot \pi}{225} = 4\,024,412 \text{ Nm} \quad (9)$$

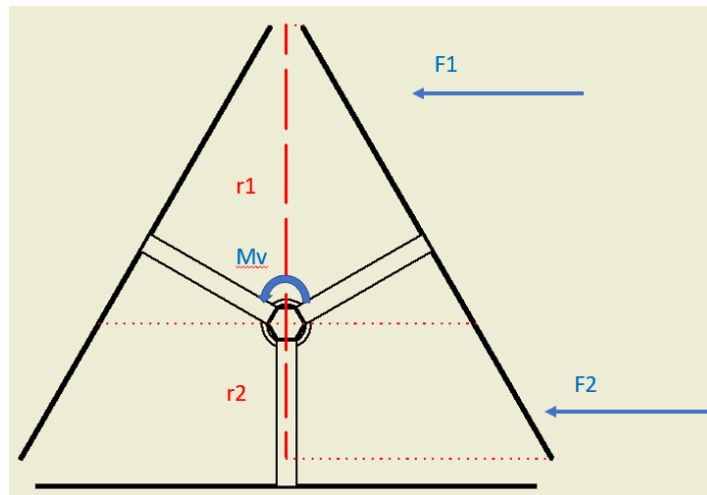
Moment zátěžný dostaneme maximálním odporem větrných podmínek (obr. 12.) a odporem v ložiskách.

Dostáváme tak rovnici:

$$M_H = M_Z + M_D \quad (10)$$

## 10.2 Výpočet odporu vnějšími podmínkami – větrem

Předpoklad výdrže rotace billboardu při nepříznivých povětrnostních podmínkách. Konstrukce bude navrhována pro výdrž i při namáhání silným vichrem  $v=21$  m/s dle „Beaufortova stupnice rychlosti větru na souši“. Rychlosti větru se týkají standardní výšky 10 m nad zemí ve volném terénu.



Obr.12: Schéma vytvoření momentu silou větru

$$F = \frac{1}{2} \cdot C_v \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 \quad (11)$$

$$M_v = M_1 - M_2 = F_1 r_1 - F_2 r_2 \quad (12)$$

Kde:

$C_v$  Koeficient proudění (pro trojúhelník je  $C_v=0,5$ )

$\rho$  Hustota vzduchu ( $1,29 \text{ kg/m}^3$ )

$S$  Plocha (výška reklamní plochy = 2,4 m)

$v$  Rychlost větru [m/s]

$r_{1,2}$  Ramena působitě sil od středu otáčení ( $r_1=3,046\text{m}$ ;  
 $r_2=1,371\text{m}$ )

- Hodnoty odměřeny na navrhovaném 3D modelu v programu Inventor

$F_{1,2}$  Síly působící na plochy 1 a 2

$$M_v = F_1 \frac{r_1}{2} - F_2 \frac{r_2}{2} \quad (13)$$

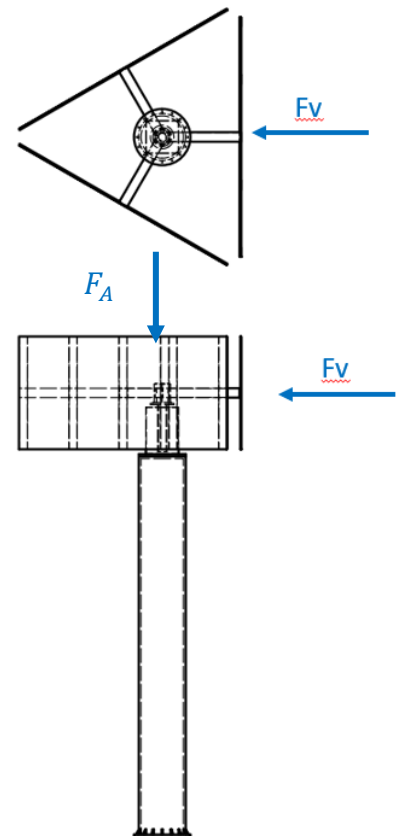
$$M_V = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 1,29 \cdot 2,4 \cdot 3,046 \cdot 21^2 \cdot 3,046 : 2 - 0,5 \cdot 0,5 \cdot 1,29 \cdot 2,4 \cdot 1,371 \cdot 21^2 \cdot \frac{1,371}{2} \quad (14)$$

$$M_V = 1\,583,468 - 320,793 = 1\,362,675 \text{ Nm} \quad (15)$$

Vítr vyvine maximální sílu ve směru kolmém na reklamní plochu. Toto spojité zatížení můžeme zjednodušit nahrazením soustředěnou vektorovou silou  $F_v$  směřující do středu plochy (obr. 13.). Stále počítáme s předpokladem maximální možné rychlosti větru 21 m/s.

Parametry potřebné pro výpočet sil:

- $C_v$  Koeficient proudění (pro trojúhelník je  $C_v=1,2$ )
- $\rho$  Hustota vzduchu ( $1,29 \text{ kg/m}^3$ )
- $S$  Plocha (výška plochy = 2,4 m, šířka = 5,1 m)
- $v$  Rychlost větru [m/s]



Obr. 13.: Zatížení konstrukce

$$F_v = \frac{1}{2} \cdot C_v \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 \quad (16)$$

$$F_v = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 1,29 \cdot 5,1 \cdot 2,4 \cdot 21^2 = 4\,177,928 = 4\,178 \quad (17)$$

Axiální síla působící na ložiska tíhou vrchní konstrukce:

$$F_A = m \cdot g = 2\,582,428 \cdot 9,81 = 25\,333,62 \text{ N} = 25\,334 \text{ N} \quad (18)$$

### 10.3 Výpočet maximálního potřebného hnacího momentu

$$M_H = M_V + M_D = 1\,362,675 + 4\,024,412 = 5\,387,087 = 5\,387 \text{ Nm} \quad (19)$$

Maximální hnací (zátěžný) výkon je dán vzorcem

$$P_Z = M_Z \cdot \omega = 5\,387 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{15} = 2\,256,5 \text{ W} \quad (20)$$

Ve svém návrhu volím pohon ve formě šnekové elektropřevodovky = elektromotor přímo spojený se šnekovou převodovkou.

V účinnostech je zahrnutý odhad ztrát ve valivých ložiskách:

- $\eta_S$  soukolí čelní s přímým ozubením 0,95
- $\eta_{ZS}$  zubové spojky 0,995 (spojující výstupní hřídel)

$$P_M \geq \frac{P}{\eta} = \frac{2\,256,5}{0,995 \cdot 0,95} = 2\,387,199 = 2\,387,2 \text{ W} \quad (21)$$

## 10.4 Volba elektropohonu

Výkon 4 kW

Frekvence 50-60 Hz

n2 [rpm]	M2 [Nm]	fs	i	Gear reducer	Motor	Fr2 [N]
22,1	1198	0,9	80,00	NMRV150	TP112M4	14226
22,0	1198	0,9	80,00	NMRV150	TP112M4	14226
22,0	1198	0,9	80,00	NMRV150	TP112M4	14226

Obr. 14.: Výřez z katalogu Motovario Group [11]

Finální konstrukce bude dimenzována pro synchronní elektromotor: 4pólový 3-fázový reverzibilní AC motor TP112M4 4 230/400 se šnekovou převodovkou NMRV150 značky Motovario Group

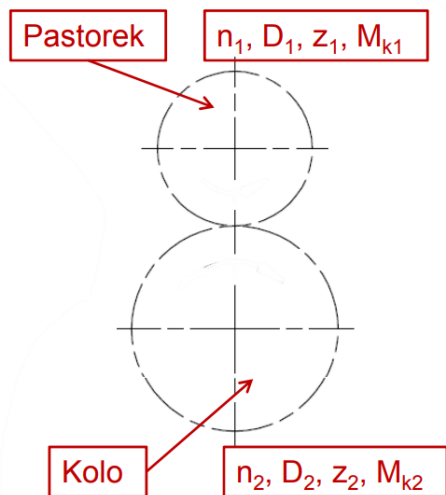
Šnekové soukolí je levotočivé.

Podrobnější informace o pohonu k nalezení v příloze „Motor – Datasheet“.



# 11 Návrh soukolí

Návrh rozměru čelních ozubených kol je proveden podle ČSN 01 4686:



Obr. 15: Náčrt zvoleného soukolí

Výstupní otáčky

$$n = 22 \text{ min}^{-1} \quad (22)$$

Otáčky vrchní konstrukce:

$$n = 4 \text{ min}^{-1} \quad (23)$$

Požadovaný převod soukolí:

$$i_s = \frac{n_s}{n} = \frac{22}{4} = 5,5 \quad (24)$$

Volba přímého soukolí s přímými zuby:

Přímé zuby jsou vhodné pro:

- pomaloběžné a silně namáhaná soukolí
- nevýznamné axiální síly
- vyšší hmotnost

Oproti šikmému ozubení disponují výhodou snazší a levnější výroby. Na druhou stranu je převod hlučnější, chod je méně plynulý s kratším záběrem zubů.

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{M_{K2}}{M_{K1} \cdot \eta} \quad (25)$$

$$M_{K2} = M_{K1} \cdot i_{12} \cdot \eta_S = 1\,192 \cdot 5,5 \cdot 0,95 = 6\,228,2 \text{ Nm} \quad (26)$$

Kontrolní porovnání s potřebných hnacím momentem:

$$6228,2 > 5387 \text{ tedy } M_{K2} > M_H$$

Zvolený pohon má dostatečné parametry pro navrhovanou konstrukci

Volba počtu zubů pastorku 1 – vhodné volit liché číslo:  $z_1 = 21$

Dopočtený počet zubů kola 2:

$$z_2 = 21 \cdot 5,5 = 115,5 = 116 \quad (27)$$

Reálný převod:

$$i_r = \frac{z_2}{z_1} = \frac{116}{21} = 5,5238 \quad (28)$$

Dovolená úchylka převodu je 4%

$$\text{Kontrola: } \Delta i_{př} = 100 \cdot \left| \frac{i_r - i_{12}}{i_r} \right| = 100 \cdot \left| \frac{5,5238 - 5,5}{5,5238} \right| = 0,43\% < 4\% \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (29)$$

Úhel záběru normalizovaný  $\alpha = 20^\circ$

Zvětšením úhlu záběru je možné:

- zmenšit nebezpečí podřezání a interference
- zmenšit skluzové rychlosti
- zvětšit únosnost na dotyk, zadírání a opotřebení
- zvětší se tuhost ozubení
- dochází ke zvýšení hlučnosti a zvětšení radiálních sil

Přímé ozubení se zvýšeným požadavkem na únosnost – volím tedy  $\alpha = 25^\circ$

## 11.1 Návrh materiálu

PASTOREK (1)

Materiál 15 230.6

- konstrukční ocel, nitridovaná

Mez únavy v ohybu (bázová hodnota):  $\sigma_{Flim} = 840 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Mez únavy v dotyku (bázová hodnota):  $\sigma_{Hlim} = 1250 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

KOLO (2)

Materiál 15 241.6

- konstrukční ocel, povrchově kalená

Mez únavy v ohybu (bázová hodnota):  $\sigma_{Flim} = 740 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Mez únavy v dotyku (bázová hodnota):  $\sigma_{Hlim} = 1210 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Přepoččet na dovolené hodnoty namáhání:

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 840 = 504 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (30)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1250 = 1\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (31)$$

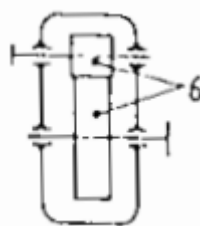
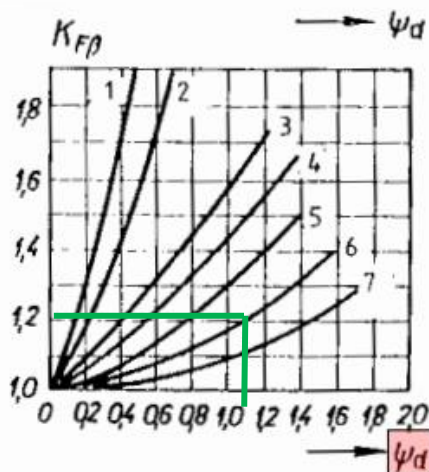
Na mezních hodnotách napětí můžeme sledovat větší odolnost materiálu vůči vydrolování pracovních povrchů boků zubů (pitting) a naopak menší odolnost vůči únavovému lomu na činné straně zubu.

Proto v následujícím postupu budu počítat pro návrh normálového modulu z dovoleného napětí na ohyb dle Bacha s využitím hodnoty dle ISO 6363: [12]

## 11.2 Výpočtové modulu dle vzorce ČSN 01 4686

Poměrná šířka ozubeného kola:

$$\psi_m = \left( \frac{b_{Wf}}{m_n} \right) = 20 \quad (32)$$



Obr. 16.: Vyčtení hodnoty koeficientu [10]

Obr. 17.: Vyčtení hodnoty koeficientu [10]

$$\psi_d = \frac{b_W}{d_1} = \frac{\psi_m \cdot m_n}{z_1 \cdot m_n} = \frac{\psi_m}{z_1} = 1,11 \quad (33)$$

Hodnotu  $\psi_d$  vynesu do grafu (obr. 16., 17.) a následně určím součinitele  
NÁVRH POHONU OTÁČIVÉHO PANELU

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů:  $K_{F\beta} = 1,2$

Součinitel vnějších dynamických sil:  $K_A = 1,1$

Součinitel přidavných zatížení:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} = 1,1 \cdot 1,22 = 1,342 \quad (34)$$

Výpočet modulu:

$$m'_{n12} = f_p^3 \frac{M_{K1} \cdot K_{F12}}{\left(\frac{b_{Wf}}{m_n}\right) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}} = 18^3 \frac{1192 \cdot 1,342}{20 \cdot 21 \cdot 504} = 3,403 \text{ mm} \quad (35)$$

Pomocný součinitel pro kalená ozubená kola:  $f_p = 18$

Normalizované hodnoty modulu dle ISO 6363 (podtržené hodnoty jsou přednostní):

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} = 1,1 \cdot 1,22 = 1,342 \quad (36)$$

<u>0,1</u>	0,11	<u>0,12</u>	0,14	<u>0,15</u>	0,18	<u>0,2</u>	0,22	<u>0,25</u>	0,28
<u>0,3</u>	0,35	<u>0,4</u>	0,45	<u>0,5</u>	0,55	<u>0,6</u>	0,7	<u>0,8</u>	0,9
<u>1</u>	1,125	<u>1,25</u>	1,375	<u>1,5</u>	1,75	<u>2</u>	2,25	<u>2,5</u>	2,75
<u>3</u>	3,5	<u>4</u>	4,5	<u>5</u>	5,5	<u>6</u>	7	<u>8</u>	9
<u>10</u>	11	<u>12</u>	14	<u>16</u>	18	<u>20</u>	22	<u>25</u>	28

Obr. 18.: Výběr normované velikosti modulu [10]

Normalizovaná zvolená hodnota modulu:  $m_n = 4 \text{ mm}$

Modul volím vyšší namísto 3,5 mm z důvodu následné kontroly proti lomu vypočtené programem v MS Excel.

### 11.3 Výpočet geometrických rozměrů soukolí

Výpočet průměrů roztečných kružnic ozubených kol:

Pastorek1:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 = 4 \cdot 21 = 84 \text{ mm} \quad (37)$$

Kolo2:

$$d_2 = m_n \cdot z_2 = 4 \cdot 116 = 464 \text{ mm} \quad (38)$$

Výpočet šířek jednotlivých kol:

$$b_1 = b_2 + m_n = 80 + 4 = 84 \text{ mm} \quad (39)$$

$$b_2 = \psi_m \cdot m_n = 20 \cdot 4 = 80 \text{ mm} \quad (40)$$

Pro pastorek 1

Hlavová kružnice:

$$d_a = d + 2 \cdot m = 84 + 2 \cdot 4 = 92 \text{ mm} \quad (41)$$

Patní kružnice:

$$d_f = d - 2 \cdot m = 84 - 2 \cdot 4 = 76 \text{ mm} \quad (42)$$

Pro kolo 2

Hlavová kružnice:

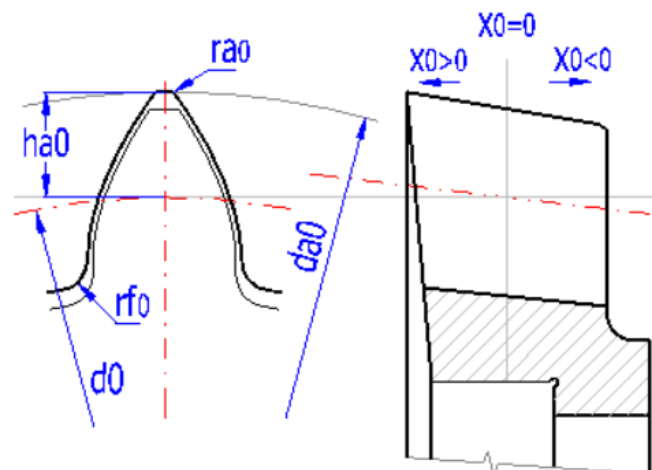
$$d_a = d + 2 \cdot m = 464 + 2 \cdot 4 = 472 \text{ mm} \quad (43)$$

Patní kružnice:

$$d_f = d - 2 \cdot m = 464 - 2 \cdot 4 = 456 \text{ mm} \quad (44)$$

Osová vzdálenost mezi hřídeli:

$$a = \frac{m_n}{2} \cdot (z_1 + z_2) = 274 \text{ mm} \quad (45)$$



Obr. 19.: Geometrie ozubeného kola [12]

Kontrola ozubení dle ISO 6336 byla provedena pomocí programu MS Excel: all\_Návrh čelního ozubení.xsl [13]

Tab.1.: Kontrola ozubené v programu MS Excel [13]

 Jednotky parametrů v tabulce: mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s<sup>-1</sup>

			Roz.	Pastorek 1	Kolo 2		Pastorek 1	Kolo 2
Z <sub>1</sub>	21		d	84	464	σ <sub>Flim</sub>	840	740
Z <sub>2</sub>	116		d <sub>a</sub>	92	472	σ <sub>Hlim</sub>	1250	1210
m <sub>n</sub>	4		d <sub>f</sub>	74	454	Y <sub>Fa</sub>	2,339599	1,844719
x <sub>1</sub>	0		d <sub>b</sub>	76,12985	420,5268	Y <sub>sa</sub>	1,633223	1,909806
x <sub>2</sub>	-8,2E-15		d <sub>w</sub>	84	464	Y <sub>ε</sub>	0,746624	0,746624
α <sub>n</sub>	25		h <sub>a</sub>	4	4	Y <sub>β</sub>	1	1
β	0		h <sub>r</sub>	5	5	F <sub>β</sub>	6	6
a <sub>w</sub>	274		h	9	9	Y <sub>N,X</sub>	1	1
b <sub>1</sub>	84		s <sub>n</sub>	6,283185	6,283185	Z <sub>H</sub>	2,285088	2,285088
b <sub>2</sub>	80		s <sub>t</sub>	6,283185	6,283185	Z <sub>E</sub>	189,8	189,8
P	2,746171		v <sub>n</sub>	6,283185	6,283185	Z <sub>ε</sub>	0,911008	0,911008
n <sub>1</sub>	22		v <sub>t</sub>	6,283185	6,283185	Z <sub>β</sub>	1	1
M <sub>k1</sub>	1192000		α <sub>w</sub>	25		Z <sub>B</sub>	1	1
v	0,096761					Z <sub>R,T</sub>	1	1
u	5,52381					K <sub>A</sub>	1,1	1,1
						K <sub>V</sub>	1,001149	1,000937
Kontrolní rozměry						K <sub>Fα</sub>	1	1
	1	2				K <sub>Fβ</sub>	1,317736	1,315627
h <sub>k</sub>	2,7967	2,7967				K <sub>Hα</sub>	1	1
s <sub>k</sub>	5,16097	5,16097		konst. tloušťka		K <sub>Hβ</sub>	1,361579	1,361579
z'	3	17						
M/z	30,75452	200,5239		přes zuby				
d	5,6945	5,6945				S <sub>F</sub>	2,402053	2,189782
M/d	89,45962	469,652		přes kuličky		S <sub>H</sub>	1,156808	1,119909

Kontrola pevnosti zubů je provedena posouzením dostatečné pevnosti v dotyku a ohybu. Pro součinitel únavového lomu v patě zubu SF platí SF<sub>min</sub> = (1,4÷1,7). Pro součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu na boku zubu SH platí SH<sub>min</sub> = (1,1÷1,2).

Tab.2.: Vypočtené součinitele lomu v programu MS Excel [13]

	Pastorek 1	Kolo 2
S <sub>F</sub>	2,402053	2,189782
S <sub>H</sub>	1,156808	1,119909

Navržené ozubení soukolí vyhovuje kontrole podle ISO 6336

Ve výpočtu sil budeme uvažovat maximální velikosti potřebného hnacího momentu pro navrhovanou reklamní konstrukci:

$$M_{K2} = M_H = 5\,387\,000 \text{ Nmm} \quad (46)$$

Pro výpočet kroutícího momentu pastorku využijeme skutečný převodový poměr a účinnost převodu soukolí (95%).

$$M_{K1} = \frac{M_{K2}}{i \cdot \eta} = \frac{5\,387\,000}{5,5238 \cdot 0,95} = 1\,026\,563 \text{ Nmm} \quad (47)$$

Tab.3.: Vypočet sil v soukolí

Síly působící ve styku ozubení	Síla na zub pastorku 1 [N]	Síla na zub kola 2 [N]
Axiální síla $F_a$	0	0
Radiální síla $F_r$	$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 11\,397$	$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 10\,828$
Obvodová síla $F_t$	$F_{t1} = \frac{2M_{K1}}{d_1} = 24\,442$	$F_{t2} = \frac{2M_{K2}}{d_2} = 23\,220$

## 12 Pevnostní výpočty hřídelí

Výpočet pevnostní podmínky rotujícího sloupu namáhaným na krut, tlakovou sílu v axiálním směru a na ohyb při maximálním zatížení.

Pevnostní podmínka bude tedy počítána při rozběhu se zatížením maximální rychlostí větru, pro kterou je reklamní panel dimenzován. Tyto zatěžující síly jsou již vypočteny v předchozích krocích.

Ke kompletní kontrole hřídele je ještě potřeba průběh ohybového momentu.

Maximální ohybová síla soukolí je vypočtena vektorovým součtem tečné a radiální maximální síly:

$$F_{rMAX} = F_{SMAX} = \sqrt{F_{t2MAX}^2 + F_{r2MAX}^2} = 25\,621 \text{ N} \quad (48)$$

Maximální síla větru způsobující ohybové zatížení  $F_v = 4\,177,928 = 4\,178 \text{ N}$

Tíhová síla v axiálním směru vyvíjející tlak na hřídel  $F_a = 25\,334 \text{ N}$

Maximální kroutící moment na sloupu  $M_K = M_H = 5\,387 \text{ Nm}$

## 12.1 Průběh ohybového momentu

Počítán pro dvě varianty, kdy je vektor maximální síly větru  $F_v$  rovnoběžný s vektorem sečtené síly soukolí. Dvě varianty spočívají ve vzájemném směru vektorů, kdy v 1) případě (obr. 20.) mají stejný směr a v 2) případě (obr. 21.) mají směr opačný.

Reakce ve volených ložiskách vypočtena pomocí MS Excel programu „All\_Pruhyb\_HRIDEL“

Tab.4.: Popis silových složek

Silové složky:		Průběhy:	
L1,L2	Reakce v ložiskách	F	Průběh součtu sil
Fv	Síla větru	Mk	Průběh kroutícího momentu
Fs	Vektorový součet sil soukolí	Mo	Průběh ohybového momentu

1)

Tab.5.: Poloha a reakce v ložiskách

x [mm]	$L_z$ [N]
520	-9 391
1 300	-20 408

Tab.6.: Poloha a velikost vnějších sil

x [mm]	$F_z$ [N]
160	4 178
1 200	25 621

2)

Tab.7.: Poloha a reakce v ložiskách

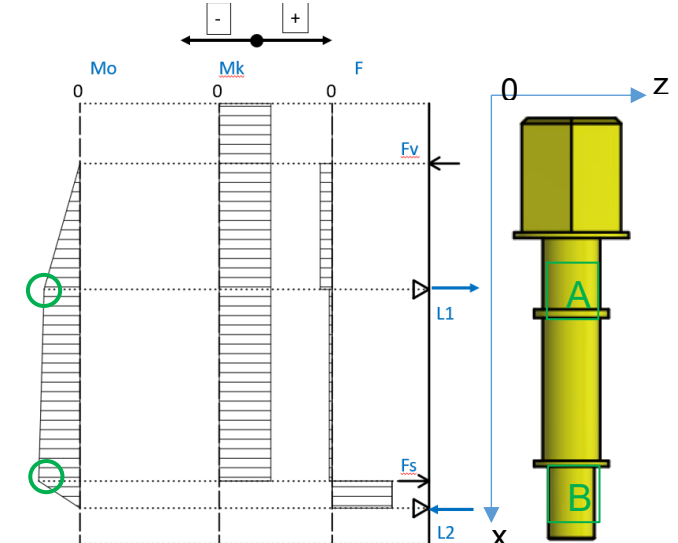
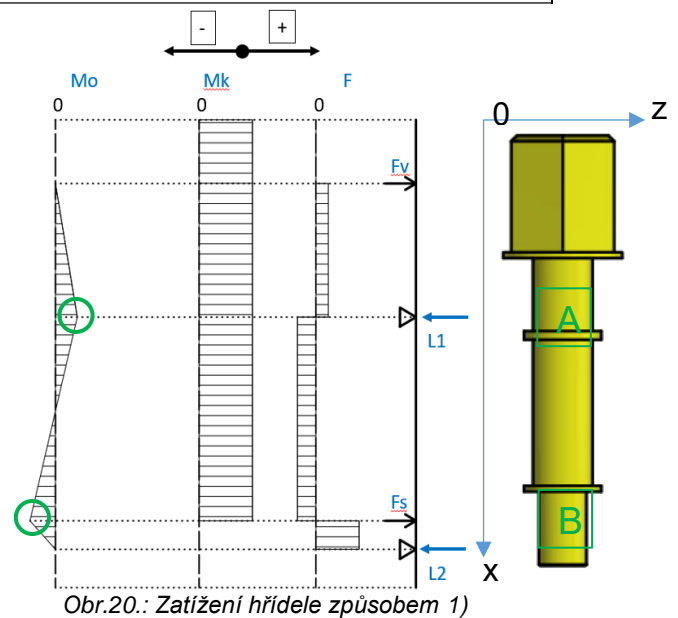
x [mm]	$L_z$ [N]
520	2 822
1 300	-24 265

Tab.8.: Poloha a velikost vnějších sil

x [mm]	$F_z$ [N]
160	-4 178
1 200	25 621

Výpočet ve zvolených kritických místech:

NÁVRH POHONU OTÁČIVÉHO PANELU





$$M_{oA1} = Fv \cdot 0,36 = 1\,504,1 \text{ Nm} \quad (49)$$

$$M_{oB1} = L2 \cdot 0,1 = -2\,040,8 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$M_{oA2} = Fv \cdot 0,36 = -1\,504,1 \text{ Nm} \quad (51)$$

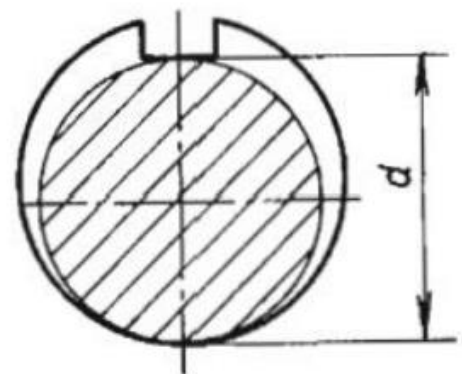
$$M_{oB2} = L2 \cdot 0,1 = -2\,426,5 \text{ Nm} \quad (52)$$

## 12.1 Kontrola pevnosti v nejvíce namáhaném místě pod ozubeným kolem

- Kolo je spojeno s hřídelí pomocí pera těsného

Hloubka drážky pro pero  $t = 13,5_0^{+0,3} \text{ mm}$ .

Teoretický minimální průměr počítaný na namáhání krutem (znázorňuje obr.22.)



Obr.22.: Průměr pod drážkou pera [20]

$$d = 160 - 13,8 = 146,2 \text{ mm} \quad (53)$$

Namáhání hřídele je kombinované, působí na ni tlaková síla (vypočtené axiální zatížení), kroutící moment a ohybový moment.

Modul průřezu v krutu:

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 613\,582 \text{ mm}^3 \quad (54)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 306\,791 \text{ mm}^3 \quad (55)$$

### 12.1.1 Výpočet dovoleného tlakového napětí

$$\sigma_T = \frac{F_A}{S} = \frac{25334}{\pi \cdot r^2} = 1,26 \text{ MPa} \quad (56)$$

Dovolené statické tlakové napětí pro zvolenou ocel stanovené s pomocí Strojnických tabulek  $\sigma_D = 150 \text{ MPa}$

$\sigma_D > \sigma_T$  Tlaková složka nepřesahuje dovolené napětí

### 12.1.2 Výpočet dovoleného napětí v krutu a ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{2\,426,5 \cdot 10^3}{306\,791} = 7,91 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{5\,387 \cdot 10^3}{613\,582} = 8,78 \text{ MPa} \quad (58)$$

- Konstrukční ocel 11600 je nelegovaná, značně houževnatá. Výpočet redukovaného napětí bude proto proveden vzorcem pro houževnaté materiály.
- Výpočet dle pevnostní hypotézy *HMH*:  $\alpha = \sqrt{3}$
- Bezpečnost pro kombinovaně namáhané hřídele:

$$\sigma_D = \frac{R_{emin}}{K} = \frac{295}{1,7} = 173,53 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$\sigma_D \geq \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} = 17,142 \text{ MPa} \quad (60)$$

Redukované napětí nepřekračuje hranici dovoleného napětí

## 13 Volba ložisek, výpočet únosnosti

V návrhu upevňuji rotující hřídel ve dvou místech s využitím ložisek pro kombinované namáhání.

První pozice se nachází dole pod ozubeným kolem, druhá pozice naopak nahoře u stropu skříně (pozice „A“). Na ložiska působí tíhová síla v axiálním směru, radiální síla i klopný moment vytvářený vektorovým součtem sil soukolí.

Vhodnými volbami pro namáhané místo „A“ by byla dvouřadá soudečková ložiska a dvouřadá kuželíková ložiska.

Pro tuto pozici volím dvouřadá soudečková ložiska disponující řadou výhod:

- jsou naklápěcí, mohou vyrovnávat nesouosost hřídele vzhledem k tělesu nebo jeho průhyb způsobený klopným momentem. Schopnost naklopitelnosti a tedy vyrovnání případné nesouososti hrál významnou roli v upřednostnění těchto ložisek před kuželíkovými.

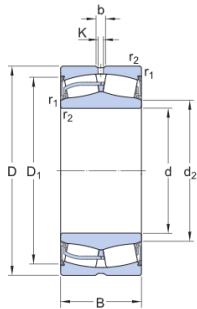
- mají vysokou únosnost a mohou přenášet velká radiální a současně i axiální zatížení v obou směrech [14]

Volba ložisek s ohledem na zadanou minimální trvanlivost 10 let, tzv. 87 600 hodin.

### 13.1 Volba v místě „A“

- průměr hřídele 160 mm

Dvouřadé soudečkové ložisko s integrovaným těsněním a domazáváním SKF - 22232-2CS5/VT143



Dimensions				
d	160 mm	Bore diameter	C	1 044 kN
D	290 mm	Outside diameter	C <sub>0</sub>	1 290 kN
B	80 mm	Width	P <sub>u</sub>	118 kN
d <sub>2</sub>	≈ 185 mm	Shoulder diameter of inner ring		600 r/min
D <sub>1</sub>	≈ 264 mm	Shoulder/recess diameter of outer ring	e	0.25
b	13.9 mm	Width of lubrication groove	Y <sub>1</sub>	2.7
K	7.5 mm	Diameter of lubrication hole	Y <sub>2</sub>	4
r <sub>1,2</sub>	min. 3 mm	Chamfer dimension		

Obr.23.: Konstrukce a parametry ložiska [15]

Pro výpočet trvanlivosti použijí tento vztah:

$$Lh = \left( \frac{C}{F_{ekv}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \geq 87600 \text{ hodin} \quad (61)$$

$$\frac{F_a}{F_{rmax}} = \frac{25\,334}{9\,391} > e = 0,25 \quad (62)$$

$$V = 1 \text{ (obvodové zatížení)}$$

$$X=0,67$$

$$Y=4$$

$$m = 10/3 \text{ (čárový styk)}$$

$$C = 1044 \text{ kN (pro dynamické zatížení)}$$

$$F_{ekv} = V \cdot X \cdot F_{rmax} + Y \cdot F_a = 107\,676,8 \text{ N} = 107,7 \text{ kN} \quad (63)$$

$$Lh = \left( \frac{1\,044}{107,7} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4} = 8\,092\,289 \text{ h} > 87\,600 \text{ h} \quad (64)$$

### 13.1 Volba v místě „B“

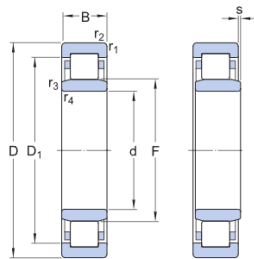
Úvaha o volbě typu ložiska/ložisek pro dolní pozici pod ozubeným kolem:

Pro kombinované namáhání spočítám únosnost pro 3 volby:

- a) jednořadá kuželíková
  - b) jednořadá soudečková axiální
  - c) kuličková ložiska s kosoúhlým stykem
  - d) naklápěcí kuličková ložiska
  - e) válečková ložiska
- a) Tato ložiska mají díky svému tvaru vysokou únosnost. Zachycují axiální zatížení pouze v jednom směru, což ale v této konstrukci není problémem, jelikož v axiálním směru působí pouze síla tíhová. V porovnání s kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem mají vyšší únosnost a jsou určeny spíše pro pomalejší rotační pohyb. Nevýhodou je však vysoký nárok kladený na přesnou souosost úložných ploch. Přípustný maximální úhel naklonění je 2-4'.
- b) Tato ložiska mají vysokou axiální únosnost, radiální však výrazně menší. V konstrukci dokážou vyrovnat mírnou nesouosost mezi úložnými plochami.
- c) Oběžné dráhy těchto ložisek jsou posunuty ve směru ose ložiska. Umožňují zachycovat kombinované zatížení, přičemž axiální únosnost stoupá se vzrůstajícím stykovým úhlem. Jednořadá ložiska zachycují axiální síly v jednom směru. To ale stejně jako v případě kuželíkových ložisek není v této konstrukci problém. Z tohoto úhlu pohledu by ke konstrukci stačila ložiska jednořadá, avšak dvouřadá disponují schopností zachytávat klopné momenty. Nevýhodou je náročnost na souosost a tuhost uložení a nedovolují výkyv hřídele.
- d) Konstrukce tohoto dvouřadého ložiska umožňuje vzájemné naklonění kroužků. Uložení je vhodné pro průhyby hřídele a odchylky od souososti. Únosnost těchto ložisek je menší než u rozměrově srovnatelných jednořadých kuličkových ložisek. V axiální únosnosti tento typ ložiska zaostává, nicméně ani požadované axiální zatížení není významné.
- e) Válečková ložiska jsou určena především pro přenos velkých radiálních zatížení. Ložiska v provedení s vodícími nákržky na vnějším i vnitřním kroužku dovolují zachycovat menší axiální síly. U ostatních provedení nemohou ložiska přenášet žádné axiální zatížení, umožňují však vzájemné axiální posunutí kroužků. Výhodami válečkových ložisek jsou nízké ztráty, tedy i malé zahřívání při

provozu, spolehlivost konstrukce a dlouhodobá trvanlivost. Nevýhodou jsou vysoké nároky na přesnost výroby. [16]

Výpočet zvoleného typu valivého ložiska: Jednořadé válečkové ložisko NU 2032 ECMA



Dimensions			C	418 kN
d	160 mm	Bore diameter	C <sub>0</sub>	670 kN
D	240 mm	Outside diameter	P <sub>u</sub>	72 kN
B	48 mm	Width		2 600 r/min
D <sub>1</sub>	= 216 mm	Shoulder diameter of outer ring		4 000 r/min
F	179 mm	Raceway diameter of inner ring	k <sub>r</sub>	0.2
r <sub>1,2</sub>	min. 2.1 mm	Chamfer dimension	e	0.3
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm	Chamfer dimension	γ	0.4
s	max. 3 mm	Permissible axial displacement		

Obr.24.: Konstrukce a parametry ložiska [17]

Výpočet trvanlivosti ložiska:

Hmotnost kola a příruby mezi koly a ložiskem vytváří vlastní tíhou axiální sílu na ložiska:

$$F_a = 9,81 \cdot (98,4 + 0,8) = 973 \text{ N} \quad (65)$$

Reakce v ložisku již vypočtena programem v MS Excel  $F_{rmax} = 24\,265 \text{ N}$

$$Lh = \left( \frac{C}{F_{ekv}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \geq 87\,600 \text{ h} \quad (66)$$

$$\frac{F_a}{F_{rmax}} = \frac{973}{24\,265} = 0,04 \leq e = 0,2 \quad (67)$$

$$m = 10/3 \text{ (čárový styk)}$$

$$C = 228 \text{ kN (pro dynamické zatížení)}$$

$$F_{ekv} = F_{rmax} = 24\,265 \text{ N} = 24,3 \text{ kN} \quad (68)$$

$$Lh = \left( \frac{418}{24,3} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4} = 54\,746\,386 \text{ h} > 87\,600 \text{ h} \quad (69)$$

Volba válečkového ložiska unese i spočtenou malou axiální sílu minimálně po stanovenou dobu 10 let.

## 13.1 Volba na hřídeli s pastorkem

Volba ložiska pro zakončení hřídele s pastorkem, kde je namáhání od soukolí především v radiálním směru

- Hřídel o průměru 50 mm

Hmotnost spojky, dvě příruby a hřídele mezi kolem a ložiskem způsobují axiální zatížení ložiska:

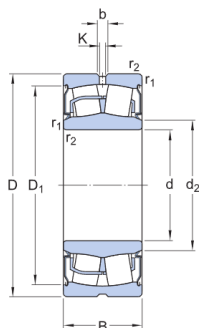
$$F_a = 9,81 \cdot (11,1 + 0,2 + 7,3) = 182,5 \text{ N} \quad (70)$$

Maximální ohybová síla soukolí je vypočtena vektorovým součtem tečné a radiální maximální síly:

$$F_{rMAX} = F_{sMAX} = \sqrt{F_{t1MAX}^2 + F_{r1MAX}^2} = 26\,969 \text{ N} \quad (71)$$

Kvůli velkému radiálnímu zatížení + malému axiálnímu zde budu opět volit ložisko dvouřadé soudečkové. Zároveň je tento typ ložiska vhodný pro vyrovnání nesouososti a pro případné malé naklopení hřídele.

- Soudečkové ložisko s integrovaným těsněním a domazáváním BS2-2310-2RS/VT143



Dimensions			
d	50 mm	Bore diameter	C 228 kN
D	110 mm	Outside diameter	C <sub>0</sub> 224 kN
B	45 mm	Width	P <sub>u</sub> 23.6 kN
d <sub>2</sub>	≈ 61.5 mm	Shoulder diameter of inner ring	3 100 r/min
D <sub>1</sub>	≈ 96.8 mm	Shoulder/recess diameter of outer ring	e 0.37
b	6 mm	Width of lubrication groove	Y <sub>1</sub> 1.8
K	3 mm	Diameter of lubrication hole	Y <sub>2</sub> 2.7
r <sub>1,2</sub>	min. 2 mm	Chamfer dimension	Y <sub>0</sub> 1.8

Obr.25.: Konstrukce a parametry ložiska [18]

Výpočet trvanlivosti:

$$Lh = \left( \frac{C}{F_{ekv}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \geq 87\,600 \text{ h} \quad (72)$$

$$\frac{F_a}{F_{rmax}} = \frac{182,5}{24\,442} \leq e = 0,37 \quad (73)$$

V = 1 (obvodové zatížení)

X=1

$$Y=1,8$$

$$m = 10/3 \text{ (čárový styk)}$$

$$C = 228 \text{ kN (pro dynamické zatížení)}$$

$$F_{ekv} = V \cdot X \cdot F_{rmax} + Y \cdot F_a = 24770,5 \text{ N} = 24,8 \text{ kN} \quad (74)$$

$$Lh = \left(\frac{228}{24,8}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 22} = 1\,233\,208 \text{ h} > 87600 \quad (75)$$

## 14 Návrh spojky

Spojení výstupní hřídele ze šnekové převodovky a hřídele s pastorkem:

- volím spojku zubovou – torzně tuhou značky RINGFEDER

Zubové spojky umožňují spojení dvou hřídelů v klidu i za chodu.

Spojky dovolují malé osové vychýlení. Tolerují také spojení mírně nesouosých hřídelů. [19]

- provozní součinitel zohledňující dynamiku pohonu  $k = 1,5$

- Zubová spojka přenáší kroutící moment:

$$MkS \geq k * Mkš = 1,5 * 1198 = 1797 \text{ Nm} \quad (76)$$

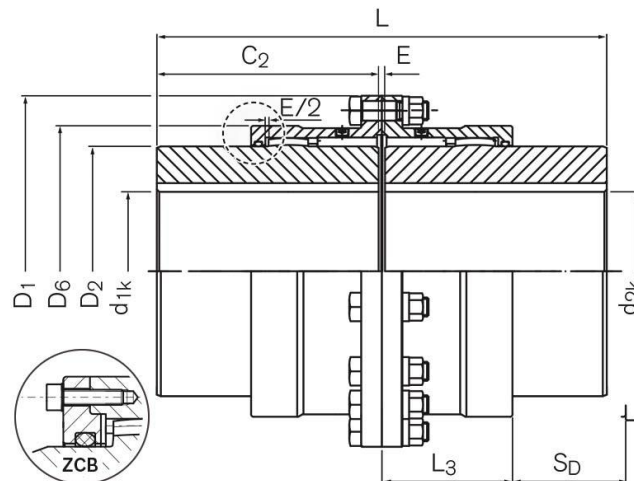
Volím zubovou spojku (s prodlouženými náboji) pro těsná pera (obr. 26.):

• RINGFEDER® TNZ ZCAUU XC2308 – torzně tuhá dvojitá kardanová ozubená spojka

Größe/Size	Bezeichnung / Identifier ZCA	$T_{KN}$ Nm	$n_{max}$ 1/min	$d_{1kmin}$ mm	$d_{1kmax}$ mm	$D_1$ mm	$D_6$ mm	L mm	$G_{Wsb}$ kg
69	XC2306	1750	6000	12	50	111	81,5	213	7,5
85	XC2308	2750	4600	18	60	152	103,5	233	14,0
107	XC2310	5500	4200	28	75	178	127,5	263	23,1
133	XC2313	8500	4000	40	95	213	156	305	39,8

Obrázek.26.: Výběr velikosti zubové spojky [19]

Max. přenášený kroutící moment zubové spojky  $T_{KN} = 2750 \geq 1797 \text{ Nm}$



Obrázek.27.: Schéma zubové spojky [19]

Účinnost přenosu kroutícího momentu  $\eta_{ZS} = 0,995$

Kroutící moment na pastorku dopočítáme:

$$M_{K1} = 1198 \cdot 0,995 = 1192 \text{ Nm} \quad (77)$$

## 15 Kontrola pera těsného

Výpočet kontroly pera zaměřená v naší konstrukci pouze otláčení se provádí vždy. Kontrola pera na střih se provádí pouze u per malých příčných rozměrů ( $b < 8 \text{ mm}$ ).

Dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj  $p_d = 120 \text{ Mpa}$

Značka konstrukční ocel: 11 600

### 15.1 Pero spojující zubovou spojku a hřídele

Průměr hřídele  $d_h = 50 \text{ mm}$

$$l_a \geq \frac{4 \cdot M_K}{d_h \cdot h \cdot p_d} = \frac{4 \cdot 1198 \cdot 10^3}{50 \cdot 9 \cdot 120} = 88,74 \text{ mm} \quad (78)$$

Délku pera volím z výběru normalizovaných délek  $l_{\check{C}SN} = 90 \text{ mm}$

Volím 1x pero na obou stranách spojky 14e7 x 9 x 71 ČSN 02 2562

Kontrola pevnosti hřídele s vypočtenou drážkou pro pero:

- hloubka drážky  $t = 5,5_0^{+0,2} \text{ mm}$



Minimální posuzovaný průměr pod drážkou:

$$d = 50 - 5,7 = 44,3 \text{ mm} \quad (79)$$

Dovolené smykové napětí pro míjivé zatížení dle strojnických tabulek [10]  $\tau = 75 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ . Rotační pohyb je proměnlivý, avšak stále jednosměrný.

Minimální požadovaný průměr hřídele (i pod perem těsným):

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1198000}{\pi \cdot 75}} = 43,33 \text{ mm} \quad (80)$$

$44,3 > 43,33$  hřídel splňuje pevnostní podmínku i pro maximální možné zatížení vyvinuté elektromotorem s převodovkou.

## 15.2 Pero pod ozubeným kolem a přírubou

Pero pod ozubeným kolem, stejný případ platí pro pero pod vrchní přírubou

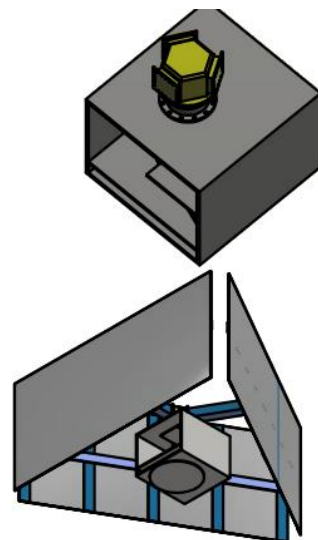
- V obou případech průměr hřídele:  $d_h = 160 \text{ mm}$

$$l_a \geq \frac{4 \cdot M_{K2}}{d_h \cdot h \cdot p_d} = \frac{4 \cdot 5387 \cdot 10^3}{160 \cdot 22 \cdot 120} = 51,01 \text{ mm} \quad (81)$$

Délku pera volím z výběru normalizovaných délek  $l_{\check{C}SN} = 100 \text{ mm}$   
V obou místech volím 1x pero 40e7 x 22 x 100 ČSN 02 2562

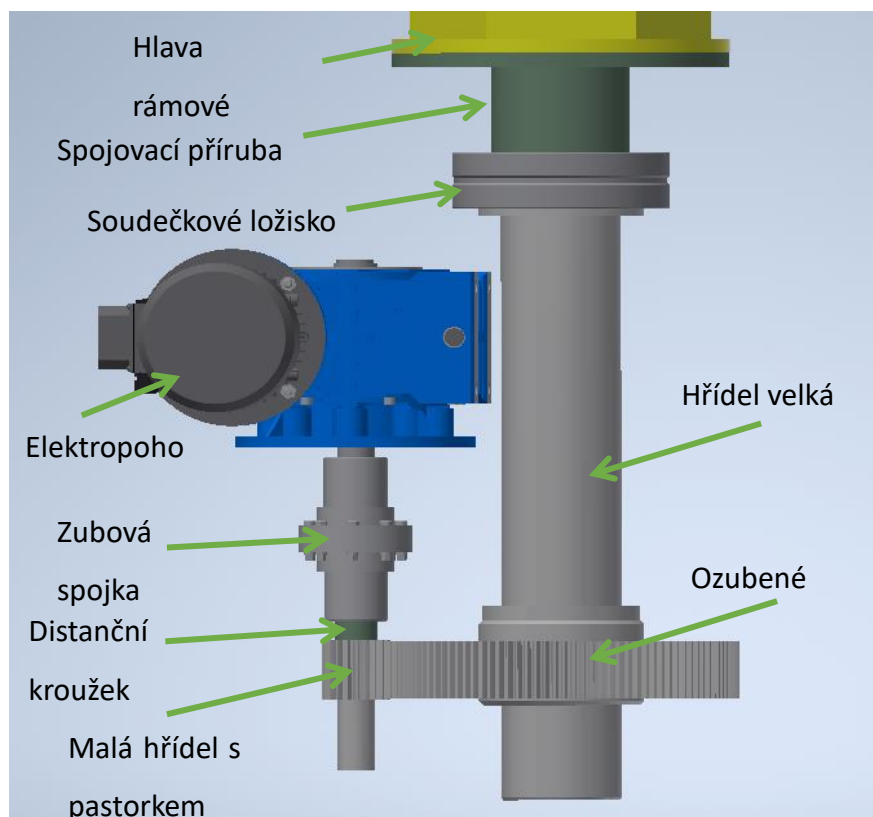
## 16 Finální konstrukce

Konečná vymodelovaná konstrukce převodového mechanismu je uložena do skříně ve tvaru dutého kvádra (obr. 28.). Tato skříň má jednu stranu odšroubovací pro případnou údržbu, výměnu komponent. Tato skříň je následně umístěna pod hlavu rotační rámové konstrukce a posazena na statický dutý nosný sloup, jehož vnější průměr byl volen 1 metr (obr. 30.). Zvolený motor se šnekovou převodovkou je šroubovými spoji upevněn k desce skříně (obr. 31.).

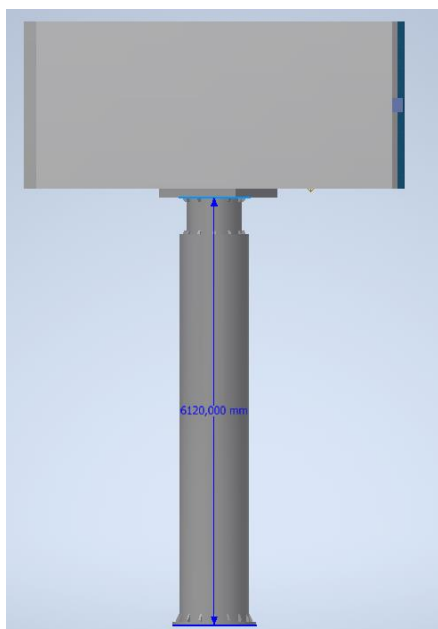


Obr.28.: 3D model skříně a její umístění

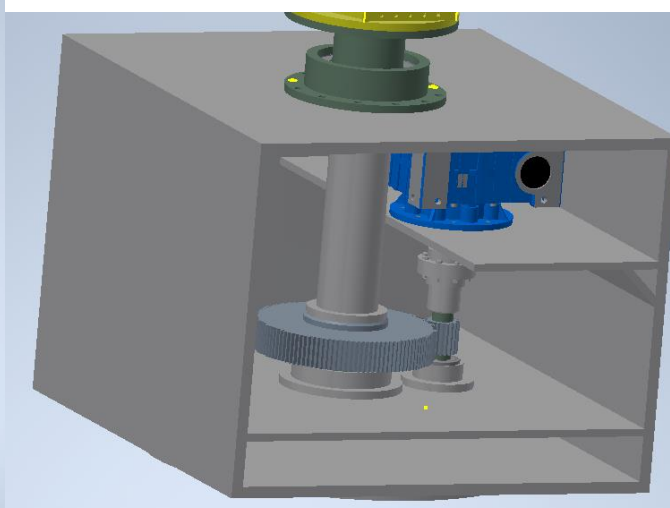
Na obrázku 29 můžeme pozorovat navržený 3D mechanismu bez uložení ve skříni pomocí vybraných ložisek:



Obr.29: Zobrazení konstrukce pohonu



Obr.30.: Statický nosný sloup



Obr.31.: Uložení mechanismu ve skříni

## 17 Závěr

V první části práce byla provedena rešerše, úvaha na téma konstrukce otočného panelu. Byly popsány jednotlivé možné tvary reklamního panelu a volby konstrukčních prvků. Byly uvedeny charakteristické vlastnosti, výhody i nevýhody. Na počátku úvahy je z nastíněných možností určen klasický typ rotačního panelu – mechanický trojboký. Z popisů jednotlivých pohonů a převodových mechanismů byly zvoleny elektromotor, šnekový převod a 1 dodatečné ozubené soukolí s přímými zuby pro požadovaný celkový převodový poměr.

V druhé části dle navržené rámové konstrukce s reklamními plochami jsou vypočteny a navrženy konkrétní typy jednotlivých mechanických prvků. Je zvolen Elektromotor přímo spojený se šnekovým převodem. Výstupní hřídel je spojena s ozubeným soukolím pomocí vybrané zubové spojky. Velká, pomalu se otáčející, hřídel s ozubeným kolem je uložena do zvolených ložisek, vystupuje ze skříně a přes přírubu se napojuje na hlavu rámové konstrukce, kde leží také těžiště konstrukce. Během konstrukčních výpočtů jsou prováděny také pevnostní kontroly spojů, zatěžovacích prvků i pevnost modelované rámové konstrukce.

K práci jsou přiloženy také vybrané výkresy celkové konstrukce.

Navržená konstrukce není jediným možným řešením. Konstrukční prvky jsem vybíral na základě vlastní úvahy. Podařilo se mi sestavit rotující panel, jenž se hladce rozpohybuje i za stanovené maximální rychlosti větru 21 m/s. Při vyšších rychlostech větru by v určitých nepříznivých polohách reklamních ploch hrozilo brždění rotace a přetížení soustavy.

Finální konstrukce by se mohla lišit v použití odlišných převodů, například soustavy soukolí se šikmými zuby / kuželovým soukolím / využitím řemenu či řetězu.

## 18 Použitá literatura

- [1] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: Ozubené převody. Dotisk. Praha : Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1985
- [2] <https://i.pinimg.com/originals/03/7e/16/037e167ddc7bd2a3597c30c2eda0d339.png>
- [3] SKAŘUPA, Jiří: Průmyslové roboty a manipulátory [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2007 [cit. 2015-07-06]. ISBN 978-80-248-1522-0.  
Dostupný z WWW:  
[http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta\\_PRaM.pdf](http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf)
- [4] jak-se-dela-elektromotor. [online]. [cit. 2021-08-04]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/jak-se-dela-elektromotor--9725>
- [5] PLCH, J.: Návrh a projektování reklamních panelů. In: Kurz osvětlovací techniky XX, VŠB – TU Ostrava, říjen 2001, s. 97-101.
- [6] ZKL. [online]. [cit. 2021-08-04]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/produkty/obecne-informace-pro-konstruktery>
- [7] SKF. [online]. [cit. 2021-08-04]. Dostupné z: [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf\\_preview\\_medium/0901d1968096351e\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf)
- [8] Glenn R. Gatuslao, AUTOMATED ROTATING BILLBOARD, US 8,732,997 B2 [1498396391204774000-08732997 \(storage.googleapis.com\)](https://storage.googleapis.com/1498396391204774000-08732997)  
NÁVRH POHONU OTÁČIVÉHO PANELU

- [9] Glenn R. Gatuslao, AUTOMATED ROTATING BILLBOARD, US 2013/0298432 A1  
[1499086391530769000-US20130298432A1 \(storage.googleapis.com\)](https://patents.google.com/patent/US20130298432A1)
- [10] Leinveber, Ing. Jiří a Vávra, Ing. Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [11] Motovario. [online]. [cit. 2021-08-5]. Dostupné z:  
<https://motovarioprevodovky.cz/>
- [12] [MITcalc - Čelní ozubení \(vnější, vnitřní, ozubený hřeben\)](https://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1.htm)  
<https://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1.htm>
- [13] Studium.fs. [online]. [cit. 2021-08-05]. Dostupné z:  
[https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/KC/all\\_N%C3%A1vrh%20%C4%8DeIn%C3%ADho%20ozuben%C3%AD.xls](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/KC/all_N%C3%A1vrh%20%C4%8DeIn%C3%ADho%20ozuben%C3%AD.xls)
- [14] SKF. [online]. [cit. 2021-08-05]. Dostupné z:  
[https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf\\_preview\\_medium/0901d1968096351e\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf)
- [15] SKF. [online]. [cit. 2021-01-29]. Dostupné z:  
<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-22232-2CS5%2FVT143>
- [16] MitCalc. [online]. [cit. 2021-08-05]. Dostupné z:  
[https://www.mitcalc.com/doc/help/cz/c\\_bearing\\_choice.htm](https://www.mitcalc.com/doc/help/cz/c_bearing_choice.htm)

- [17] SKF. [online]. [cit. 2021-08-05]. Dostupné z:  
<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/productid-NU%202032%20ECMA>
- [18] SKF. [online]. [cit. 2021-08-05]. Dostupné z:  
<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-BS2-2310-2RS%2FVT143>
- [19] Ringfeder. [online]. [cit. 2021-08-05]. Dostupné z:  
<https://www.ringfeder.com/products/gear-couplings/tnz-zcau-zcbu/>
- [20] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 2 svazek, 5. přeprac. vyd. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8..]
- [21] UHLÍŘ, Ivan. *Elektrické stroje a pohony*. Vyd. 2., přeprac. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03730-0.
- [22] Vladimír, ŠVEC. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. PRAHA : vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01934-9..
- [23] Trivison panel. [online]. [cit. 2021-08-05]. Dostupné z:  
<http://www.fantalaradv.com/en/yffw.asp>

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Konstrukce Tri-vision [2].....	16
Obrázek 2: 3D model konstrukce [23] .....	17
Obrázek 3: Zjednodušený vyrobený model [23] .....	17
Obrázek 4: Typy šnekového soukolí [1].....	23
Obrázek 5: Pohled na automatizovaný rotační billboard [8] <b>Chyba! Záložka není definována.</b>	
Obrázek 6: Částečný rozložený perspektivní pohled [8].....	26
Obrázek 7: Částečný pohled v řezu na vzájemné propojení horní a spodní členy sloupku [8] .....	26
Obrázek 8: Úhlové převodové motory UNICASE [9] .....	27
Obrázek 9: Pohled na 3D model v řezu .....	27
Obrázek 10: Návrh vrchní rotační části panelu.....	28
Obrázek 11: Prvotní návrh konstrukce pohonu s převodem .....	30
Obrázek 12: Schéma vytvoření momentu silou větru .....	32
Obrázek 13: Zatížení konstrukce .....	<b>Chyba! Záložka není definována.</b>
Obrázek 14: Výřez z katalogu Motovario Group [11] .....	34
Obrázek 15: Náčrt zvoleného soukolí .....	35
Obrázek 16: Vyčtení hodnoty koeficientu [10] .....	37
Obrázek 17: Vyčtení hodnoty koeficientu [10] .....	37
Obrázek 18: Výběr normované velikosti modulu [10] .....	38
Obrázek 19: Geometrie ozubeného kola [12] .....	39
Obrázek 20: Zatížení hřídele způsobem 2).....	42
Obrázek 21: Zatížení hřídele způsobem 2).....	42
Obrázek 22: Průměr pod drážkou pera [20].....	43
Obrázek 23: Konstrukce a parametry ložiska [15] .....	45
Obrázek 24: Konstrukce a parametry ložiska [17] .....	47
Obrázek 25: Konstrukce a parametry ložiska [18] .....	48
Obrázek 26: Výběr velikosti zubové spojky [19] .....	49
Obrázek 27: Schéma zubové spojky [19] .....	50
Obrázek 28: 3D model skříně a její umístění.....	51
Obrázek 29: Zobrazení konstrukce pohonu.....	52
Obrázek 30: Statický nosný sloup.....	52
Obrázek 31: Uložení mechanismu ve skříně .....	52





## Seznam tabulek

Tabulka 1: Kontrola ozubené v programu MS Excel [13]**Chyba! Záložka není definována.**

Tabulka 2: Vypočtené součinitele lomu v programu MS Excel [13]**Chyba! Záložka není definována.**

Tabulka 3: Vypočet sil v soukolí ..... 41

Tabulka 4: Popis silových složek ..... 42

Tabulka 5: Poloha a reakce v ložiskách..... 42

Tabulka 6: Poloha a velikost vnějších sil ..... 42

Tabulka 7: Poloha a reakce v ložiskách.....42

Tabulka 8: Poloha a velikost vnějších sil.....42

## Seznam použitého softwaru

Microsoft office 365

Inventor Professional 2020

MS Excel

Matlab 2020

Mitcalc

## Seznam příloh

- Výkresová dokumentace

BP-491264-01	Hřídel velká
BP-491264-02	Hřídel s pastorkem
BP-491264-03	Čelní ozubené kolo
BP-491264-04	Řez převodovou soustavou ve skříni
BP-491264-05	Konstrukce reklamního panelu

- Elektronické přílohy

BP-Bárta.pdf	Text práce
Motor-datasheet	Technické údaje elektropohonu