



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce otáčivého reklamního
panelu**

Design of rotating billboard

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2022

Václav CHVOJKA

Studijní program: B 2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

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

Zadání bakalářské práce



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Chvojka** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **459864**
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 konstrukce otáčivého reklamního panelu

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Rotary Bigboard

Pokyny pro vypracování:

Hlavním cílem práce je návrh konstrukce otočného reklamního panelu. Otočná část s vlastní reklamní plochou je upevněna k nosnému sloupu s rotační vazbou. Za tímto účelem proveďte rešerši současně používaných obdobných zařízení a zaměřte se na jejich funkcionalitu. Na základě zjištěných informací a vhodně zvolených vstupních parametrů (velikost otočné plochy, rychlost otáčení, hmotnost otočné části, atd.) navrhnete vlastní koncepci konstrukce včetně koncepce pohonu a zajištění rotační vazby obou hlavních částí celého zařízení. Vytvořte 3D parametrický model a k němu sestavte konstrukčně-technický popis. Vytipujte kritická místa konstrukce a proveďte pevnostní kontrolu vybraných konstrukčních uzlů. Vytvořte 2D sestavný výkres s kusovníkem s důrazem na zobrazení funkce pohonu a zajištění rotační vazby otočné části.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.
Katalogy výrobců pohonů, internetové zdroje,

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **07.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **03.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce:

Ing. Roman Uhlíř, 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.

29.4.2022

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

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

V Praze 18.8.2022

.....

Václav Chvojka

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Romanu Uhlíři Ph.D. za všestrannou pomoc, množství cenných rad, podnětů, doporučení, připomínek a zároveň za velkou trpělivost a ochotu při konzultacích poskytnutých ke zpracování této bakalářské práce.

Anotační záznam

Jméno autora: Václav Chvojka
Název práce: Návrh konstrukce otáčivého reklamního panelu
Anglický název: Design of rotating billboard
Rok: 2022
Studijní program: B 2341 Strojírenství
Obor studia: 3901R051konstruování podporované počítačem
Ústav: Konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
Bibliografické údaje: počet stran 56
počet obrázků 53
počet tabulek 1
počet příloh 1

Klíčová slova: Pohon, Uložení, Rotace, Reklamní panel

Key words: Drive, Billboard, Rotating motion

Anotace
Tato bakalářská práce se zabývá návrhem uložení a pohonu otáčivého elementu reklamního panelu, který je uložený na pevné podstavě. Jedná se o trojboký reklamní panel o rozměrech jedné plochy 3,6 x 9,6 metru. Teoretická část práce se zaměřuje na možnosti uložení otočné části konstrukce a možnosti jejího pohonu. V praktické části práce bylo navrženo několik koncepčních variant řešení, z nichž byla jedna vybrána na základě vícehlediskové analýzy.

Abstract
This bachelor thesis deals with the design of the mounting and drive of a rotating element of an advertising panel, which is mounted on a fixed base. It is a triangular advertising panel with dimensions of one surface of 3.6 x 9.6 meters. The theoretical part of the work focuses on the possibilities of mounting the rotating part of the structure and the possibilities of its drive. In the practical part of the thesis, several conceptual design options have been proposed, one of which was selected on the basis of a multi-view analysis.

Obsah

1. Úvod	1
2. Technické předpoklady	1
3. Rešerše řešení uložení otočné konstrukce.....	2
3.1 Ložiska.....	2
3.1.1 Kluzná ložiska	2
3.1.1.1 Používané kluzné materiály:	3
3.1.1.2 Ložiska kluzná bezmazná	3
3.1.1.3 Ložiska kluzná mazná	3
3.1.1.4 Maziva	4
3.1.2 Valivá ložiska	4
3.2 Možnosti uložení otočné části do ložisek.....	5
3.3 Pohon otáčení.....	10
3.3.1 Převod ozubenými koly.....	10
3.3.2 Kuželové soukolí	12
3.3.3 Šnekové soukolí	13
3.3.4 Převody řemenové.....	14
3.3.4.1 Ploché řemeny	14
3.3.4.2 Klínové řemeny	14
3.3.5 Ozubené řemeny.....	15
3.3.6 Řetězový převod	15
3.4 Patentová rešerše.....	16
3.4.1 Pohon otáčení otočovým ložiskem.....	16
3.4.2 šnekem poháněná valivá dráha	17
4. Návrhy provedení.....	18
4.1 Varianta 1: Otočové ložisko s vnějším ozubením	18
4.2 Varianta 2: Otočové ložisko s vnějším ozubením	18
4.3 Varianta 3: Otočové ložisko s vnitřním ozubením.....	19
4.4 Varianta 4: pohon napřímo pomocí pohonné jednotky.....	19
4.5 Varianta 5: Pohon řemenem, nebo řetězem.....	20
4.6 Porovnání variant	21

5.	Konstrukční část	23
5.1	Konstrukce reklamního panelu.....	23
5.1.1	Sloup	24
5.1.2	Horní otočná konstrukce	24
5.1.2.1	Určení fyzikálních vlastností horní otočné konstrukce	25
5.1.3	Otočný mechanismus.....	26
5.2	Určení vnějších účinků na vnější konstrukci	27
5.2.1	Součinitel terénu.....	27
5.2.2	Základní rychlost větru.....	27
5.2.3	Základní dynamický tlak.....	27
5.2.4	Součinitel drsnosti terénu	28
5.2.5	Charakteristická střední rychlost větru.....	28
5.2.6	Intenzita turbulence.....	28
5.2.7	Maximální dynamický tlak	28
5.2.8	Síla od větru	28
5.2.9	Axiální síla	29
6.	Návrh otočového ložiska	29
6.1	Rozšířené axiální zatížení.....	29
6.2	Stanovení klopného momentu	29
6.3	Výpočet životnosti otočového ložiska	31
6.3.1	Součinitel excentricity zatížení	31
6.3.2	Poměr mezi axiálním a radiálním zatížením	31
6.3.3	Přepočtení axiální síly na dynamické radiální zatížení.....	32
6.3.4	Výpočet životnosti ložiska.....	32
6.4	Připojovací příruby	32
6.5	Mazání	33
6.6	Pohon.....	33
6.6.1	Výpočet potřebného momentu	33
6.6.2	Statické odpory momentu	34
6.6.3	Moment pasivních odporů ložiska.....	34
6.6.4	Moment Odporu větru	35

6.6.5	Dynamický odpor momentu	36
6.6.6	Celkový moment	36
6.6.7	Výpočet kroutícího momentu na pastorku.....	37
6.6.8	Výpočet otáček pastorku	37
6.6.9	Výpočet potřebného výkonu na pastorku	37
6.7	Volba motoru.....	37
6.7.1	Ochrana proti přetížení.....	39
6.8	Návrh geometrie pastorku	39
6.8.1	Průměr roztečné kružnice.....	40
6.8.2	Výška paty zubu	40
6.8.3	Průměr hlavové kružnice	40
6.8.4	Průměr patní kružnice.....	40
6.8.5	Rozteč.....	40
6.8.6	Tloušťka zubu	40
6.8.7	Velikost hlavové vůle	40
6.8.8	Šířka ozubení pastorku.....	41
6.8.9	Odlehčení zubů pastorku dle výrobce	41
6.8.9.1	Odlehčení špičky zubu.....	41
6.8.9.2	Výška odlehčení zubu.....	41
6.8.9.3	Rádus odlehčení zubu	41
6.9	Kontrola čelního ozubení na ozubeném ložisku.....	42
6.10	Návrh přenosu kroutícího momentu na valivou dráhu	43
6.10.1	Axiální zajištění hřídele	43
6.11	Návrh těsného pera	43
6.11.1.1	Návrh délky těsného pera	44
6.12	Kontrola hnací hřídele	44
6.13	Kontrola v řezu 1.....	45
6.13.1	Ohybový moment v ose xy.....	45
6.13.2	Ohybový moment v rovině xz	46
6.13.3	Výsledný ohybový moment:	46
6.13.4	Výpočet modulu průřezu v ohybu	46

6.13.4.1	Výpočet průřezového modulu v ohybu:	46
6.13.5	Výpočet ohybového napětí:.....	47
6.13.6	Napětí v krutu	47
6.13.6.1	Výpočet průřezového modulu v krutu	47
6.13.7	Výpočet smykového napětí	47
6.13.8	Redukované napětí v ohybu podle HMM.....	48
6.14	Kontrola v řezu 2.....	48
6.14.1	Výpočet průřezového modulu v krutu (kruhového průřezu):	48
6.14.2	Výpočet smykového napětí	49
6.14.3	Bezpečnost statického namáhání	49
6.15	Uložení pohonu	49
6.15.1	Krytí pohonných částí reklamního panelu	50
7.	Závěr.....	52
8.	Použitá literatura.....	53
9.	Seznam obrázků	55
10.	Seznam tabulek	56
11.	Seznam příloh	56

Seznam veličin

Veličina	Význam	Jednotka
i	převodový poměr	[–]
ω_1	Úhlová rychlost hnacího kola	[rad · s ⁻¹]
ω_2	Úhlová rychlost hnaného kola	[rad · s ⁻¹]
z_1	Počet zubů hnacího kola	[–]
z_2	Počet zubů hnaného kola	[–]
η	účinnost	[%]
k_r	Součinitel terénu	[–]
z_0	Parametr drsnosti terénu	[m]
$z_{0,II}$	Kategorie terénu	[m]
v_b	Základní rychlost větru	[m · s ⁻¹]
c_{dir}	Součinitel směru větru	[–]
c_{season}	Součinitel ročního období	[–]
$v_{b,0}$	Výchozí základní rychlost	[m · s ⁻¹]
q_p	Základní dynamický tlak	[N · m ²]
C_{fr}	Součinitel tření pro	[–]
ρ	Hustota vzduchu	[kg · m ⁻²]
$c_r(z)$	Součinitel drsnosti terénu	[–]
$v_m(z)$	Charakteristická střední rychlost	[m · s ⁻¹]
$I_v(z)$	Intenzita turbulencí	[–]
$q_p(z)$	Maximální dynamický tlak	N · m ⁻²
$c_s c_d$	Součinitel konstrukce	[–]
c_f	Součinitel síly náv. desky	[–]
M_t	Klopný moment	[N · m]
M_{tr}	Přepočet klopného momentu	[N · m]
f_L	Zátěžový faktor	[–]
r	Rozměr od ložiska k místu	[m]
ε	Součinitel excentricity zatížení	[–]
F_a	Axiální osově zatížení od	[N]

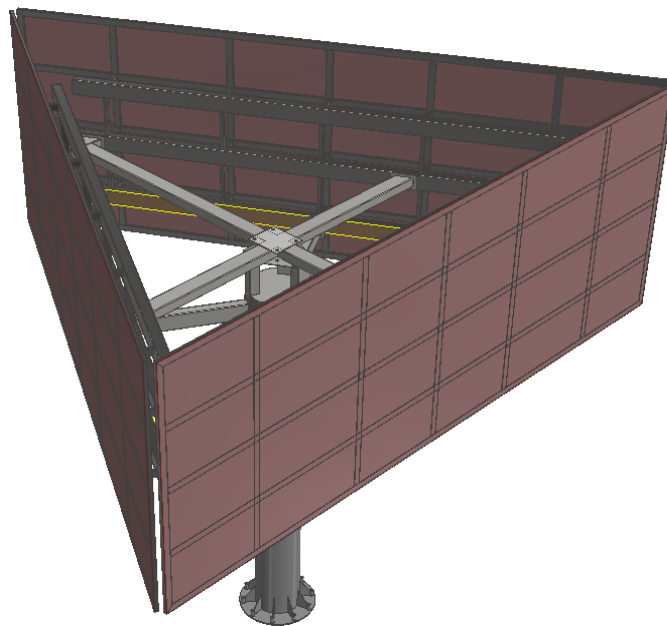
F_r	Radiální zatížení na ložisko	[N]
F_{ar}	Přepočet axiální zátěže ložiska	[N]
k_f	Dynamický koeficient radiální	[-]
P_a	Dynamické radiální zatížení	[kN]
L_h	Trvanlivost ložiska v hodinách	[Hod]
n_o	Otáčky otočné části	[min ⁻¹]
C_a	Axiální dynamická únosnost	[kN]
$S_{min}, S_{min 1}$	Minimální hodnota tloušťky	[mm]
d_m	Tabulkový průměr ložiska	[mm]
J	Moment setrvačnosti	[kg · m ²]
M_{ST}	Statické odpory momentu	[N · m]
M_z	Moment pasivních odporů	[N · m]
M_v	Moment pasivních odporů větru	[N · m]
g	Gravitační zrychlení	[m · s ⁻²]
G	Zatížení otoče	[N]
D_0	Průměr valivé dráhy	[m]
d_k	Průměr valivého elementu	[m]
f_v	Součinitel valení	[-]
f_p	Součinitel prokluzu valivého	[-]
f_e	Součinitel excentrického	[-]
$F_{1,2}$	Síly působící od větru	[N]
$M_{1,2}$	Momenty od větru	[N · m]
C_v	Koeficient proudění vzduchu	[-]
$S_{1,2}$	Plochy působení větru	[m ²]
v	Limitní rychlost větru při otáčení	[m · s ⁻¹]
$r_{1,2}$	Ramena působíště sil od středu	[m]
M_d	Dynamický odpor momentu	[N · m]
Δn	Rozdíl otáček	[min ⁻¹]
Δt	Čas rozběhu	[s]

M_c	Maximální celkový moment	[N · m]
M^*_{kpas}	Potřebný kroutící moment na	[N · m]
n^*_{pas}	Potřebné otáčky pohonné	[min ⁻¹]
$n_{ložisko}$	Otáčky horní konstrukce	[min ⁻¹]
P^*_m	Potřebný výkon	[kW]
ω_t	Úhlová rychlost	[rad · s ⁻¹]
d_w	Roztečná kružnice pastorku	[mm]
M_k	Kroutící moment motoru	[N · m]
F_T	Tangenciální síla v ozubení	[N]
F_N	Normálová síla v ozubení	[N]
T_{fmax}	Maximální tangenciální síla na	[N]
α	Úhel záběru	[°]
τ_k	Smykové napětí	[MPa]
W_k	Průřezový modul v krutu	[mm ³]
W_O	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
τ_{Dovk}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
t_p	Výška drážky těsného pera	[mm]
d	Průměr hřídele	[mm]
M_{oz}, M_{oy}	Ohybový moment	[N · m]
a	Rameno působíště sil v ozubení	[N · m]
M_{red}	Redukovaný moment	[N · m]
σ_O	Napětí v ohybu	[MPa]
l'	Minimální funkční délka	[mm]
l_{min}	Minimální délka pera	[mm]
R	Rádus pera	[mm]
p_{DOV}	Dovolený tlak	[MPa]
h_p	Výška pera	[mm]
l	Délka těsného pera	[mm]
b_p	Výška pera	[mm]

1. Úvod

Tato bakalářská práce je zaměřena na nalezení vhodného konstrukčního řešení uložení a pohánění reklamního panelu viz „Obrázek 1“, který se skládá ze tří reklamních ploch o rozměrech 3,6x9,6 metrů. Otočná konstrukce reklamního panelu je řešena koncepčně.

První část bakalářské práce je zaměřena na teorii ohledně upevnění a pohonu otočného reklamního panelu k nosnému sloupu s rotační vazbou.



Obrázek 1: Otočný reklamní panel

2. Technické předpoklady

Návrhové uložení otáčivé konstrukce neboli „otoče“, které je zejména namáhané axiálními zatíženími, je způsobené vlastní tíhou otočné konstrukce. V tomto případě je to reklamní panel sestaven ze tří panelů a nosné konstrukce, která je spojuje v jeden celek.

Otočná konstrukce byla navržena tak, aby její těžiště bylo optimálně v ose rotace. Při navrhování uložení jsem vzal v úvahu vliv vnějšího prostředí, které by mohlo způsobit nerovnoměrné zatížení a vznik klopného momentu.

Vnější vlivy například:

- Vliv větru, který může způsobit vznik již výše zmíněného klopného momentu.

- Vliv sněhu, který může ležet na konstrukci, a tím způsobit nerovnoměrné zatížení na otáčivý element.

3. Rešerše řešení uložení otočné konstrukce

3.1 Ložiska

Účelem použití ložisek je především snížení odporu proti pohybu a zmenšení otěru ploch, které se po sobě pohybují. Ložiska se dělí na dvě základní, a to na kluzná a valivá ložiska.

3.1.1 Kluzná ložiska

Kluzná ložiska mají především tvar dutého válce nebo také tvar prstence. Tato pouzdra jsou buď nedělená, nebo dělená na více částí neboli „pánvi“ viz Obrázek 2“. Výsledná efektivita u použití kluzných ložisek je závislá na volbě použitého materiálu kluzného ložiska.

Kluzná ložiska se dělí na:

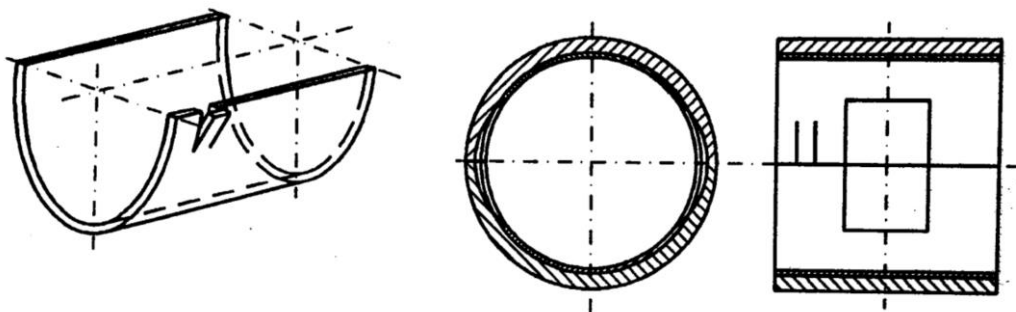
- radiální
- axiální

Také z hlediska mazání na:

- bezmazná
- mazná

Materiál kluzného ložiska musí především splňovat dva hlavní parametry, a to je pevnost (únosnost) a také dobré kluzné vlastnosti.

V minulosti se především využívalo ložisek, které byly zhotoveny celé z jednoho masivního materiálu. V dnešní době se více využívají valivá ložiska s vícevrstevnými pouzdry a pánvemi viz „Obrázek 2“. [1]



Obrázek 2: Tenkostěnná mazací pánev a její kapsa [1]

3.1.1.1 Používané kluzné materiály:

- šedá litina
- bronz
- slitiny kadmia, cínu, hliníku, olova, zinku a mědi
- plasty

3.1.1.2 Ložiska kluzná bezmazná

Tato ložiska jsou vhodná jen pro mechanismy, ve kterých se dosahuje pouze nízkých rychlostí. Z důvodu absence maziva vzniká třením více tepla, které je odváděno pouze tělesem ložiska, může docházet ke ztrátám mechanických vlastností materiálu ložiska, a tím může dojít k vyššímu opotřebením kluzných ploch ložiska.

Nicméně je možnost použití samomazných ložisek, která se vyrábějí z pórovitých materiálů. Póry jsou napuštěny mazivem, které se následně za provozu postupně uvolňuje, a tím dojde ke snížení opotřebením. [1]

3.1.1.3 Ložiska kluzná mazná

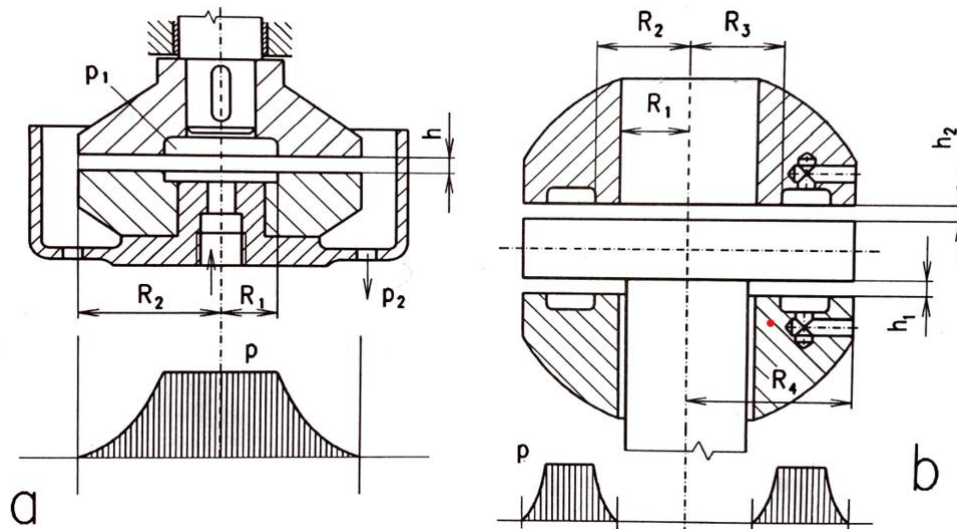
Mazání ložisek se provádí z důvodu snížení tření a jejich opotřebením.

Tato ložiska můžeme rozdělit na:

- Mazná pouze tuhými mazivy
- Mezní kapalně – u těchto ložisek stále dochází k přímému kontaktu kluzných ploch, které jsou pouze ošetřeny mazivem. V tomto případě stále není docíleno dostatečné vrstvy maziva, která by zamezila kontaktu.
- Ložiska s kapalným třením – u tohoto ložiska se využívá „bezkontaktního tření“, vůle mezi otočnými součástmi, se vyplní tekutinou, a tím dochází ke snížení tření a zvýšení účinnosti mechanické soustavy. Tento způsob tření nazýváme tekutinové.

Hlavní nevýhodou mazaných kluzných ložisek je především neustálá potřeba mazání třecích ploch, protože je nezbytné dodávat neustále mazivo do ložiska pod tlakem.

Výhodou ložisek s kapalným třením je především vysoká únosnost a tuhost. [1]



Obrázek 3: a) Jednosměrné kotoučové, b) obousměrné prstencové axiální ložisko [1]

Na „Obrázek 3“ je k vidění řešení axiálního hydrostatického ložiska, kde hodnota h je spára určená pro mazivo dodávané externím způsobem.

3.1.1.4 Maziva

Použitá maziva musí mít dobré mazací schopnosti, to znamená, aby byla schopna vytvořit souvislou vrstvu s malým vnitřním třením a dobrými kohezními vlastnostmi k třecím plochám. Tato maziva nesmí způsobovat korozi materiálů a musí být chemicky stálá. [1]

Používaná maziva:

- kapalná – syntetické, minerální a rostlinné oleje

Vhodné mazivo pro hydrostatická ložiska.

- plastická – mazací tuky

Vhodná pro aplikace v prašných a vlhkých provozech, kdy tuky mají dobrou vlastnost zamezení přístupu nečistot a molekul vody mezi třecími plochami.

- tuhá – grafit, siřník molybdeničitý
- plynná – vhodné pro uložení zejména hřídelí o vysoké rychlosti otáčení [1]

3.1.2 Valivá ložiska

Valivé ložisko se především skládá z valivých členů, dvou kroužků a klece pro vedení a rozložení valivých členů rovnoměrně v ložisku.

Valivá ložiska se dělí z hlediska typu použitých valivých členů.

Typy valivých členů:

- kuličková ložiska,
- válečková ložiska,
- soudečková ložiska,
- jehlová ložiska,
- kuželíková ložiska.

Dále dělení podle směru zatížení sil na:

- axiální ložiska,
- radiální ložiska.

Výhody valivých ložisek oproti klzným:

- lépe zvládají deformace hřídelí,
- nižší spotřeba maziva,
- jsou vhodná pro vyšší otáčky.

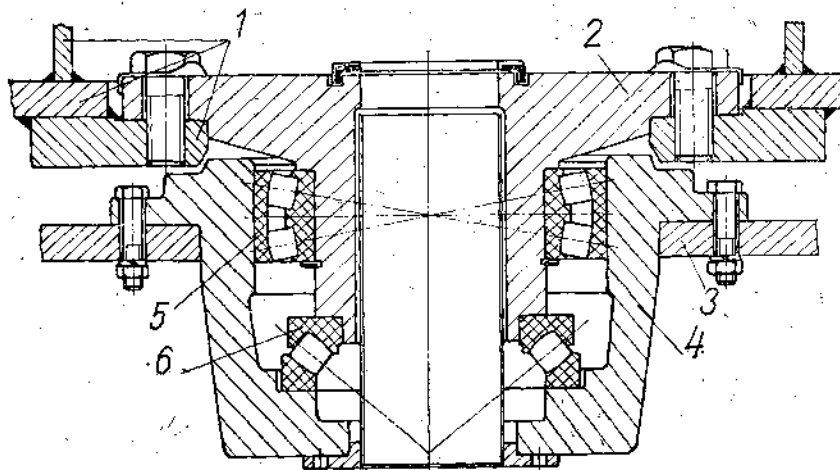
Nevýhody:

- jsou citlivá na rázy a přetížení či znečištění,
- vyšší hlučnost,
- většinou jsou větších rozměrů. [2]

3.2 Možnosti uložení otočné části do ložisek

V možnostech uložení v ložiskách byla nalezena inspirace především v uložení sloupových jeřábů. Tam se často využívá kombinace použití dvou ložisek, a to valivých či klzných. Zpravidla je to kombinace s horním ložiskem, které zachytává radiální síly, a spodním ložiskem, které zachytává radiální i axiální síly. [2]

Jak je patrné na obrázku „Obrázek 4“, ocelová konstrukce sloupu je připevněna šrouby na čep sloupu, který je uložen do dvou ložisek. Jedná se o ložiska 5 a 6 dle „Obrázek 4“. Ložisko na pozici 5 je soudečkové valivé ložisko, které zachytává radiální složky sil. Ložisko na pozici 6 je axiální soudečkové ložisko, které slouží k zachycení axiálních sil. Tato dvě ložiska jsou uložena v tělese ložiska, které je připevněno k pevné části konstrukce.



1 — ocelová konstrukce sloupu; 2 — čep sloupu; 3 — ocelová konstrukce portálu; 4 — těleso ložiska; 5 — radiální valivé ložisko; 6 — axiální valivé ložisko

Obrázek 4: patní ložisko sloupu [2]

Na následujícím obrázku „Obrázek 5“ jsou znázorněny další varianty použitých ložisek.

Na obrázku varianty a) a b) znázorňuje možnosti uložení čepu sloupu, který je uložen v kluzném pouzdře a v axiálním kluzném ložisku.

Na obrázku varianty c) je použito dvouřadého kuličkového ložiska pro zachycení radiálních složek sil a axiálního kuličkového ložiska pro axiální složky sil.

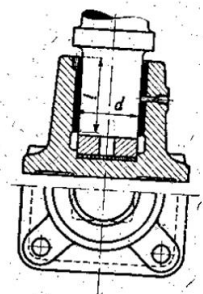
Na obrázku varianty d) je vyobrazena kombinace použití valivého kuličkového ložiska umístěného v horní části sloupu.

Na obrázku „Obrázek 6“ je znázorněno použití valivých ložisek.

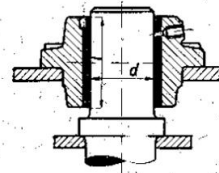
Na obrázku varianty a) je použito dvouřadé válečkové ložisko s kombinací užití axiálního kuličkového ložiska.

Na obrázku varianty b) je použito jen jedno dvouřadé válečkové ložisko, které zachytává axiální i radiální síly.

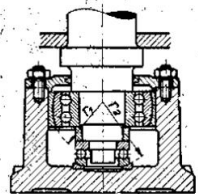
Na obrázku varianty c) je vyobrazena kombinace použití kluzného pouzdra pro zachycení radiálních sil a axiálního kuličkového ložiska pro axiální síly.



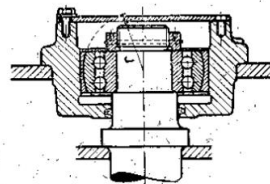
a) Dolní ložisko kluzné



b) Horní ložisko kluzné

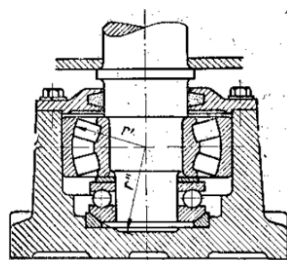


c) Dolní ložisko valivé

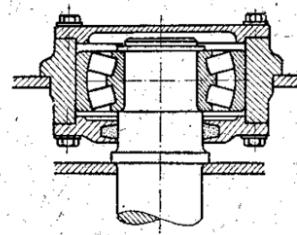


d) Horní ložisko valivé

Obrázek 5: konstrukční řešení použití různých ložisek [2]

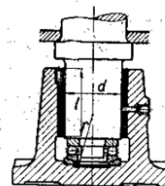


a. Dolní ložisko valivé.
(válečkové)



b. Horní ložisko valivé
(válečkové)

c. Dolní ložisko kombinované.



Obrázek 6: konstrukční řešení s dolním kombinovaným ložiskem [2]

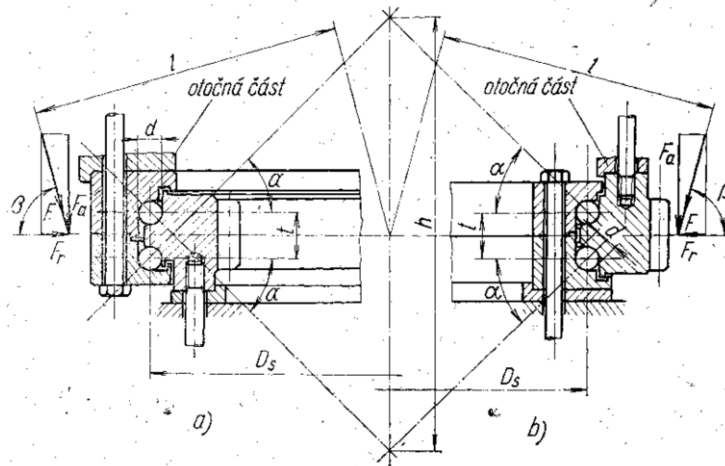
Také se často u průmyslových aplikací využívají ložiska valivá s vnitřním či vnějším kroužkem, který je osazen ozubením pro pohon otáčení.

Tato ložiska jsou označena jako „valivá dráha“ nebo „velkorozměrová ložiska“ a jsou součástí normy ČSN 02 4665.

Jedná se o dvouřadé radiální či axiální ložisko s kosoúhlým stykem, které slouží ke spojení otočné konzoly se sloupem [2].

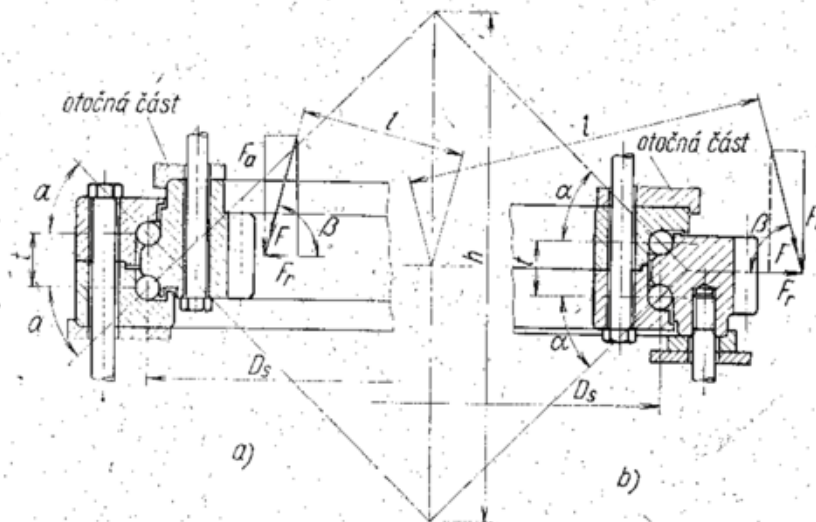
Tato ložiska se rozdělují na dva typy dle konstrukčního hlediska jako:

- Vnitřní kroužek je upevněn k pevné části konstrukce a zároveň vnější kroužek je upevněn k otočné části konstrukce viz „Obrázek 7“ [3]



Obrázek 7: Dvouřadé axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem v úpravě a) a b), vnitřní kroužek upevněn [3]

- Vnitřní kroužek je upevněn k otočné části konstrukce a zároveň vnější kroužek je upevněn k pevné části konstrukce viz „Obrázek 8“ [3]



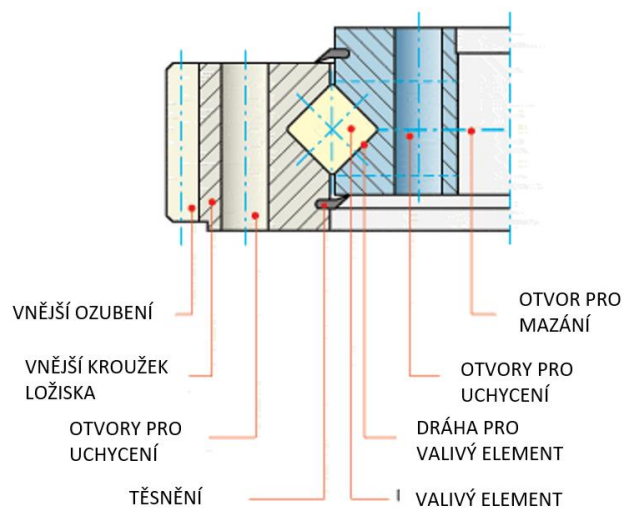
Obrázek 8: Dvouřadé axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem v úpravě a) nebo b), kdy je vnější kroužek upevněn [3]

Dvouřadá axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem mají velkou oblíbenost a použitelnost ve spoustě odvětvích, jako je například stavební technika, vojenství, výrobní a potravinářský průmysl, lékařství, manipulační technika.

Vlastnosti těchto ložisek spočívají v:

- Valivá dráha se nejvíce používá ve velikostech o průměru 0,4 až 10 metrů
- U těchto „ozubených ložisek“ jsou velmi malé pracovní otáčky, což v našem případě je vyhovující
- Tato ložiska jsou vhodná pro zachycení axiálních a radiálních sil, ale také klopných momentů
- Dlouhá provozní trvanlivost
- Nízké tření
- Dobrá odolnost proti korozi
- Snadné přiřazení dalších zařízení, jako je:
 - Pohon
 - Mazací zařízení
 - Diagnostické zařízení (senzory) [3]

Na „Obrázek 9“ jsou popsány hlavní části ozubeného ložiska.



Obrázek 9: Základní složení oběžné dráhy [4]

3.3 Pohon otáčení

3.3.1 Převod ozubenými koly

Ozubené převody jsou nejvýznamnější a nejrozšířenější typ převodových mechanismů. Pracují na principu přenosu sil tlakem, který vzniká v místě dotyků záběrových zubů. Jejich hlavní složení pro přenos ozubenými koly je soukolí dvou ozubených kol. Na hnací hřídeli je pastorek, který přenáší síly na hnané kolo. V tomto případě mohou uložit hnací motor s pastorkem do pevné části konstrukce, který bude pohánět například oběžné ozubené kolo, ale také mám možnost upevnit motor do otáčivé části a potom může být oběžné kolo připevněno k sloupové podstavě.

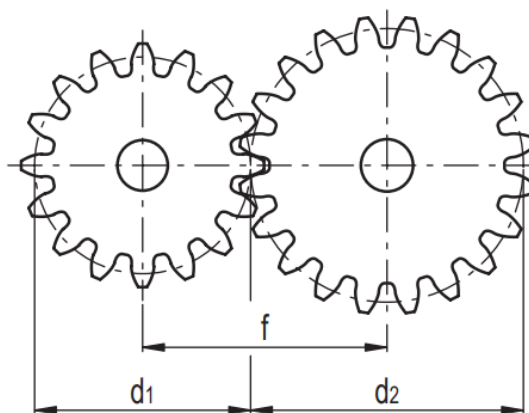
Používá se pro přenos a změnu velikosti kroutícího momentu a úhlových rychlostí mezi hřídelemi. Z tohoto důvodu je nezbytné určit převodový poměr soukolí, pro stanovení velikosti změněných parametrů, nebo naopak určíme převodový poměr z parametrů, kterým měníme velikost. [5]

Kinematický vztah:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

Kde je:

i	převodový poměr [-]
ω_1	úhlová rychlost hnacího kola [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]
ω_2	úhlová rychlost hnaného kola [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]
z_1	počet zubů hnacího kola [-]
z_2	počet zubů hnaného kola [-]



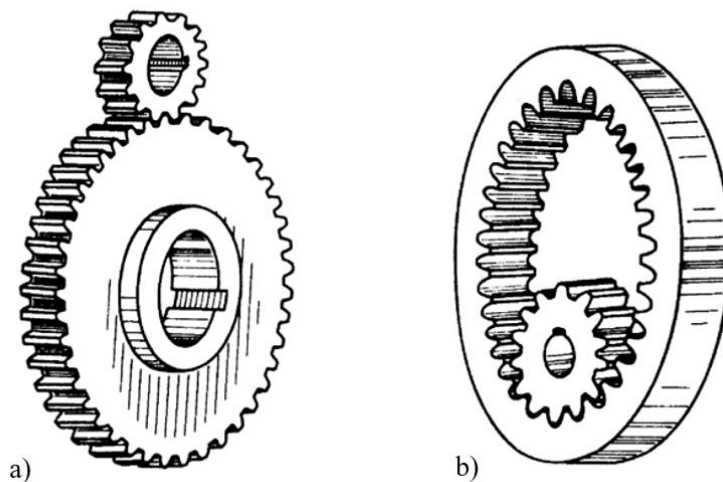
Obrázek 10 - schéma ozubení [6]

Pro správnou funkci ozubení je nezbytné nastavení osové vzdálenosti ozubených kol vůči sobě. Tento rozměr je označen veličinou f viz „Obrázek 10“.

Ozubení musí být radiálně vymezeno plochou patní a hlavovou, které jsou vůči sobě souosé.

Ozubená kola rozdělujeme na viz „Obrázek 11“:

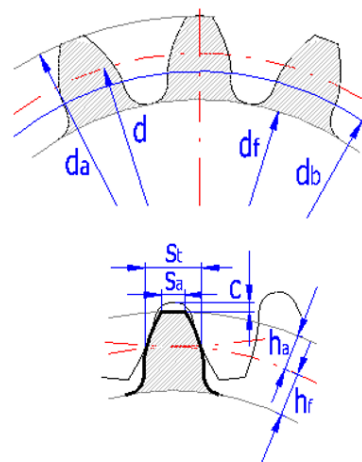
- ozubená kola s vnitřním ozubením,
- ozubená kola s vnějším ozubením.



Obrázek 11: ozubená kola s: a) vnějším ozubením b) vnitřním ozubením [5]

Základní parametry soukolí viz „Obrázek 12“:

- počet zubů z_1, z_2
- modul m_{12}
- úhel záběru α
- součinitel posunutí x_1, x_2
- výškový faktor hlavy zubu h_a
- výškový faktor hlavy zubu h_f
- výškový faktor hlavy zubu h
- radiální koeficient c
- průměr roztečné kružnice $d_{1,2}$
- průměr patní kružnice d_a



Obrázek 12: parametry soukolí [16]

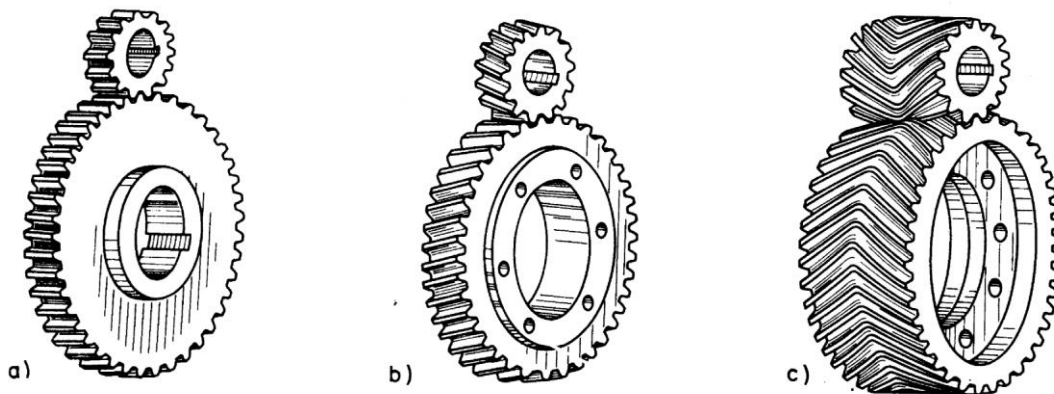
- průměr patní kružnice d_f
- osová vzdálenost roztečná a
- osová vzdálenost valivá a_{w12}
- šířka zubu S_t
- šířka hlavy zubu S_a

Dále ozubená kola dělíme na viz „Obrázek 13“:

- ozubená kola s přímými zuby,
- ozubená kola s šikmými zuby,
- Ozubená kola s šípovými zuby.

Ozubení se šikmými zuby se využívá více z důvodu měkčího rozběhu, snazšího náběhu zubů do sebe, čímž dochází ke snížení hluku.

Nevýhodou je vznik axiálních sil v ozubení, z tohoto důvodu je nutné použití ložisek, která jsou určena i pro axiální zatížení. [5]

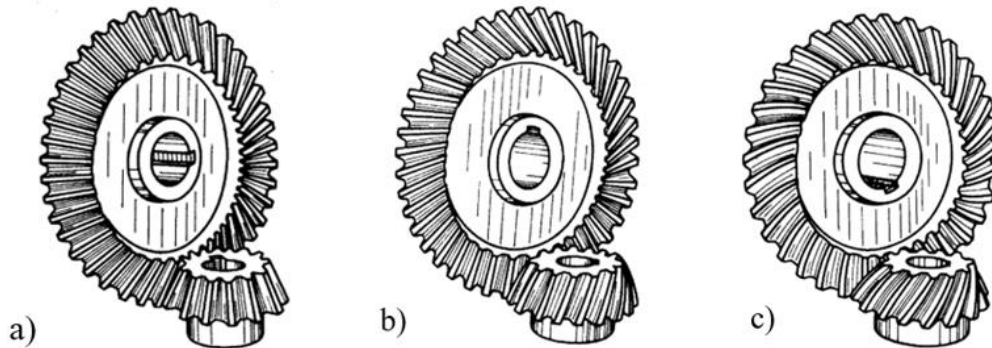


Obrázek 13: Ozubené soukolí s: a) přímými, b) šikmými a c) šípovými zuby [5]

3.3.2 Kuželové soukolí

Stejně jako čelní soukolí i kuželové vytváří kinematickou a silovou vazbu. Jeden z hlavních rozdílů je různoběžnost hřídelí. Úhel mezi jejich osami je převážně 90 stupňů. Ozubená kola se dělí na kola s přímými, šikmými a zakřivenými zuby viz „Obrázek 14“. Oproti soukolí s čelním ozubením je kuželové náročnější na výrobu a montáž, protože se musí nejen dodržet délkových, ale i úhlových úchylek. Při letném uložení jedné z hřídelí může snadno dojít k deformacím, hlavně u přímého ozubení. Proto se tento typ soukolí hodí jen pro

méně náročné operace s nízkými uhlovými rychlostmi okolo 2 až 3 $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$. Převodový poměr se běžně používá $i \leq 8$. [5]



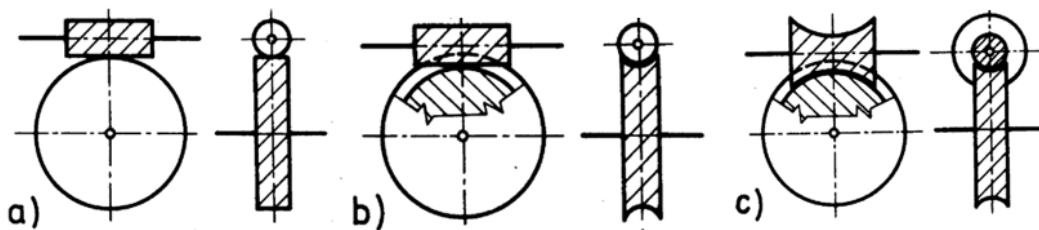
Obrázek 14: Kuželové soukolí s: a) přímými, b) šikmými a c) zakřivenými zuby [5]

3.3.3 Šnekové soukolí

Šneková soukolí se skládá ze šneku a šnekového kola, které mezi sebou mají kinematickou a silovou vazbu a jsou uloženy na různoběžných hřídelích. Šnek je hnací kolo, které může svým tvarem připomínat jednochodý či vícechodý šroub. Zpravidla má jeden až tři zuby ve tvaru šroubovice. [5]

Rozdělení šnekových soukolí dle tvaru ozubených kol:

- soukolí válcová – obě kola mají tvar válce, tento typ se používá pro jednoduché a nenáročné operace viz „Obrázek 15“ pozice a),
- soukolí smíšená – šnek má tvar válce a šnekové kolo tvar globoidní „Obrázek 15“ pozice b),
- soukolí globoidní – šnek i šnekové kolo mají globoidní tvar „Obrázek 15“ pozice c).



Obrázek 15: šnekové soukolí, a) válcové šnekové soukolí, b) smíšené šnekové soukolí, c) globoidní šnekové soukolí [5]

Výhodou šnekových soukolí je možnost přenosu velkých výkonů až 200 kW. Převodové poměry jsou běžné pro silové převody $i=10-80$ a kinematické převody $i=500-1000$. Při čemž mají malé rozměry a tím i nižší hmotnost. Májí tichý a klidný chod. [5]

Nevýhodou je především nižší účinnost přenosu krouticího momentu, což je způsobeno třením, jelikož dochází k vysokému skluzu v ozubení. [5]

3.3.4 Převody řemenové

Tento druh převodů se převážně používá k přenosům malých až středně velkých výkonů mezi rovnoběžnými hřídelemi. Výhodou u těchto převodů je nízká hlučnost a možnost dosahovat vysokých obvodových rychlostí. Díky flexibilitě řemenu dokáže vyrovnávat případné kolísání a při rozběhu funguje jako pomyslná spojka. Nejsou vysoké požadavky na přesnost výroby a montáže. Nevýhoda pro nás nejvíce spočívá v negativních vlivech na změny teplot a vlhkosti, dále je nutno předepnout řemen z důvodu prokluzu řemenu, což způsobuje přidané síly, které můžou mít vliv na ložiska hřídele. [5]

Druhy řemenů:

- ploché řemeny,
- klínové řemeny,
- ozubené řemeny.

3.3.4.1 Ploché řemeny

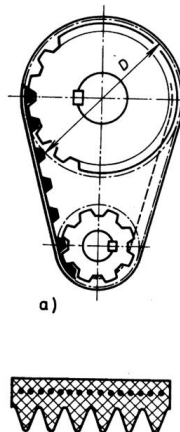
U tohoto řemenu funguje přenos především jen za pomoci tření. V minulosti bylo využíváno především kožených řemenů, které se v dnešní době používají zřídka, při přenosu výkonu na dlouhou vzdálenost. V dnešní době tyto řemeny nahradily řemeny syntetické, které dokážou přenášet výkon až do 50 kW. Tímto způsobem je možné přenášet výkon při obvodové rychlosti do 50 ms^{-1} a dosahovat převodového poměru $i \leq 15$. [5]

3.3.4.2 Klínové řemeny

Klínové řemeny se vyrábějí z pryže, ve které jsou přidány textilní výztuže ve více vrstvách či provazce, které lze nahradit i ocelovými lanky. Povrch řemene má textilní úpravu proti působení vnějších nežádoucích vlivů a má tvar lichoběžného obdélníku. Tyto řemeny lze použít v násobném množství na jedné řemenici, při tomto použití násobných řemenů lze dosáhnout přenosu výkonu až do 700 kW – při maximálním převodovém poměru $i \leq 30$ a maximální obvodové rychlosti do $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Rozsah teploty použití je od $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ do $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Oproti plochému řemenu zde volíme menší předpětí řemenu, tím není způsobené takové opotřebení ložisek [5].

3.3.5 Ozubené řemeny

U ozubených řemenů dosahujeme vysoké účinnosti – až 99 %. Oproti předchozím druhům řemenic zde nedochází k prokluzu, protože řemen je osazen ozubením, které zapadá do ozubení řemenice viz. „Obrázek 16“ a právě proto dochází k tvarovému styku, a ne ke třecímu. Také zde nejsou potřeba takové předepínací síly. Pomocí tohoto řemenu je možné přenášet výkony běžně až 200 kW, výjimečně až pro 1000 kW a rychlostí $80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Převodové poměry jsou běžné $i \leq 12$ výjimečně $i \leq 30$. Pracovní teploty jsou od $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ do $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Nevýhodou ozubeného řemene je vysoká pořizovací cena.



Obrázek 16: Ozubený řemen [5]

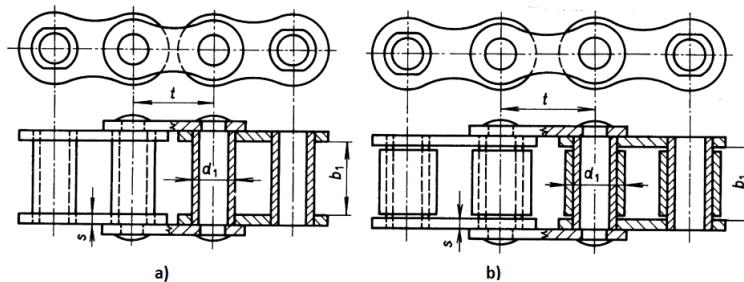
3.3.6 Řetězový převod

Tento způsob převodu je jako u převodu pomocí ozubeného soukolí založen na tvarovém styku. Řetězové převody se používají většinou do výkonu až 100 kW při rychlostech až $15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, ale ve speciálních případech se přenáší výkon až několik tisíc kW. Tento převod používáme pro převodové poměry $i \leq 7$. Na rozdíl od řemenových převodů není potřeba tolik napínat řetěz, a tím je i dosahováno vysoké účinnosti – okolo 97 %. [5] [7]

Typy řetězů:

- válečkové viz. „Obrázek 17 b)“ – používají se až do $25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,
- čepové,
- kloubové,
- pouzdrové viz. „Obrázek 17 a)“ – tento typ se využívá pro rychlosti okolo $12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (pro rychlosti $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ se využívá řetězu pomalu běžného).

Rozdíl mezi pouzdrovým řetězem a válečkovým je ten, že pouzdrový má na sobě navíc volně se otáčející pouzdro, které snižuje opotřebení čepů řetězu.



Obrázek 17: Řetěz a) pouzdrový rychloběžný b) válečkový jednořadý [8]

3.4 Patentová rešerše

3.4.1 Pohon otáčení otočným ložiskem

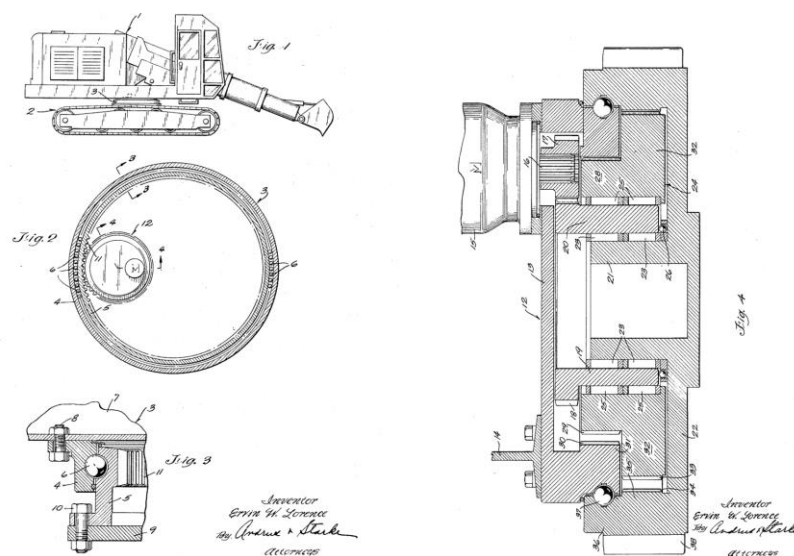
Název: Drive mechanism for a slew ring assembly (pohon otáčení otočným ložiskem)

Autor: Ervin W Lorence

Datum publikace: 26.6.1969

Patentové číslo: US 3452624 A

Tento patent pojednává o pohonu otáčení těžebního stroje za použití oběžné valivé dráhy. Skládá se z vnějšího kroužku ložiska, který je spojen s kabinou stroje. Vnitřní kroužek ložiska je upraven na ozubené kolo s vnitřním ozubením, které je poháněno hydromotorem přes soustavu soukolí. Viz „Obrázek 18“. Při této aplikaci se dosahuje rychlosti otáčení okolo 5 ot·min⁻¹.



Obrázek 18: Patentové schéma oběžné dráhy [9]

3.4.2 šnekem poháněná valivá dráha

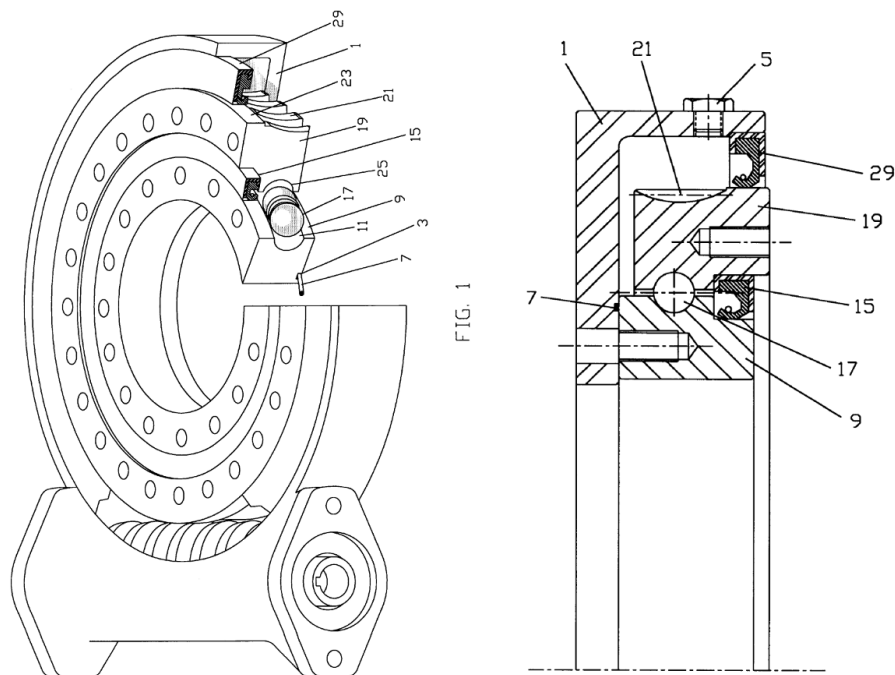
Název: Lubricated worm gear driven slewing bearing (mazaná, šnekem poháněná valivá dráha)

Autor: Paul A. Pecorari

Datum publikace: 28. 9. 1999

Číslo patentu: US595700A

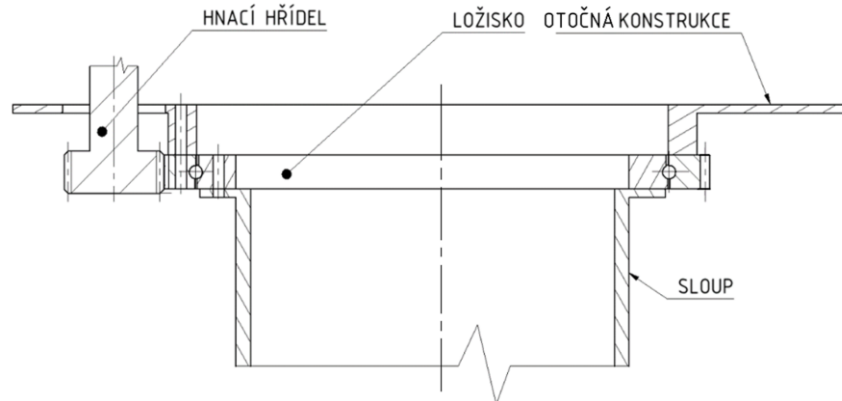
Tento patent popisuje pohon a uložení, které je běžně využíváno pro otočné jeřáby a zvedací plošiny. Pro zajištění otočné vazby je využito valivé dráhy. Vnější kroužek ložiska je upraven na šnekové kolo, které je poháněno šnekem. Celý tento mechanismus je uložen do skříň, která je napuštěna mazivem. Konstrukční řešení je znázorněno níže viz „Obrázek 19“



Obrázek 19: Šnekem poháněná valivá dráha [10]

4. Návrhy provedení

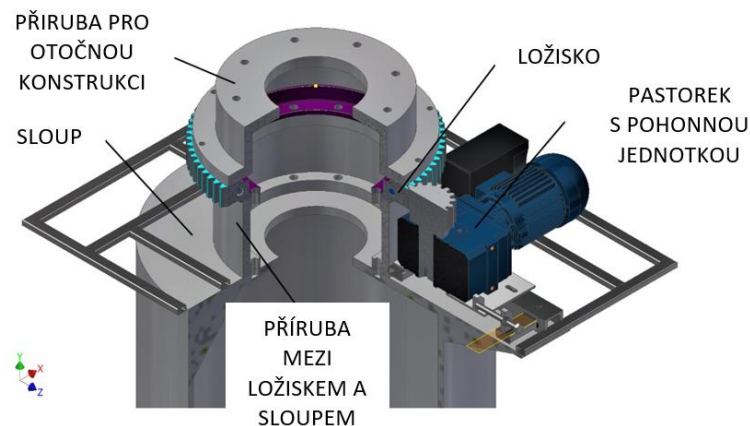
4.1 Varianta 1: Otočové ložisko s vnějším ozubením



Obrázek 20: Schéma varianta 1

První varianta provedení viz „Obrázek 20“ se skládá z otočového ložiska s vnějším ozubením. Vnitřní kroužek ložiska je připevněn ke sloupu. Vnější kroužek s ozubením je připevněn k otočné části konstrukce. Pohon otáčení je uchycen na otočné části konstrukce. Samotný pohon se skládá z elektromotoru a převodové skříně, na jejímž výstupu je uchycen pastorek zabírající do ozubení na vnějším kroužku oběžné dráhy.

4.2 Varianta 2: Otočové ložisko s vnějším ozubením

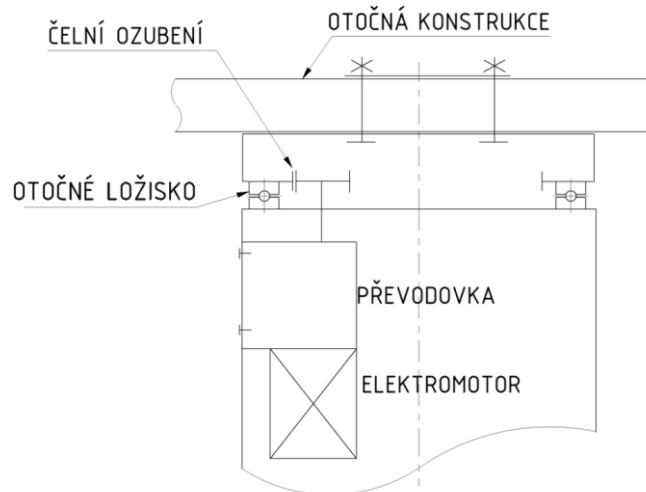


Obrázek 21: Schéma varianta 2

Druhá varianta je téměř totožná s první variantou, s tím rozdílem, že pohonná jednotka je umístěna v pevné části na sloupové podstavě. Znázorněno na „Obrázek 21“. Pohon se skládá z elektromotoru a převodové skříně, na jejímž výstupu je uchycen pastorek zabírající do ozubení na vnějším kroužku otočového ložiska. V koncepčním návrhu bylo použito

kuličkové ložisko od firmy SKF, které je schopné zachytit axiální a radiální síly, tak i klopný moment. Rozteč mezi ozubenými koly je nastavena pomocí stavěcí desky, která se nastavuje stavěcími šrouby.

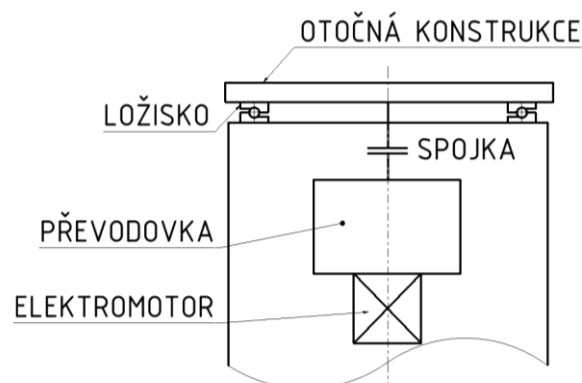
4.3 Varianta 3: Otočové ložisko s vnitřním ozubením



Obrázek 22: Schéma varianta 3

Třetí varianta je podobná předchozím dvěma variantám, jen s tím rozdílem, že je využito otočového ložiska s vnitřním ozubením. Pohonná jednotka je umístěna uvnitř sloupu. Pokud bych použil tuto metodu, použitá převodovka by musela být nejspíše planetová, kvůli velkému převodovému poměru. Z toho důvodu by převodová skříň byla větších rozměrů a bylo by obtížné umístit pohonnou jednotku uvnitř sloupu, bez jeho rozměrových změn. Pohonná jednotka je umístěna na rámu pro možnost nastavení rozteče ozubených kol. Schéma uspořádání je patrné na „Obrázek 22“.

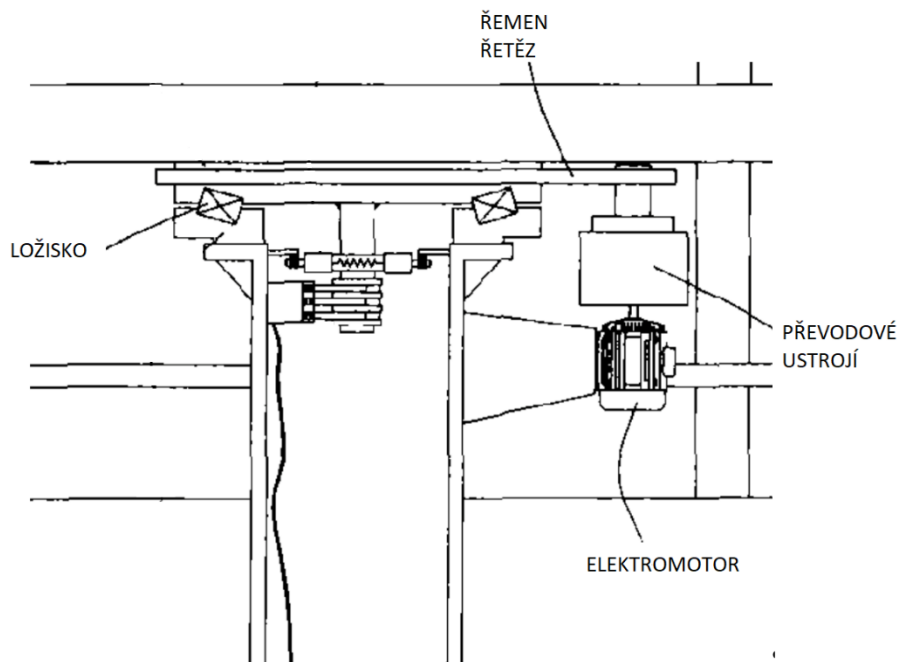
4.4 Varianta 4: pohon napřímo pomocí pohonné jednotky



Obrázek 23: Schéma varianta 4

Na schématu „Obrázek 23“ je znázorněna možnost použití ložiska pro zachycení axiální a radiální síly. Pohon se skládá z elektromotoru a převodové skříně, na jejímž výstupu je uchycená hřídel, která je spojena k hřídeli otočné konstrukce pomocí spojky. Hřídel otočné konstrukce je upevněna k otočné konstrukci například pomocí šroubového pole. Z důvodu vysokých momentů, by se jednalo o rozměrnou převodovou skříň s elektromotorem a bylo by obtížné umístit tento pohon uvnitř sloupu.

4.5 Varianta 5: Pohon řemenem, nebo řetězem



Obrázek 24: Varianta 5 [11]

V této variantě se používá ložisko pro zachycení axiálních a radiálních sil. Pro pohon se využívá pohonná jednotka, která se skládá z elektromotoru a převodové skříně, na jejímž výstupu je umístěna hřídel s řetězovým kolem nebo řemenicí. Na otočné konstrukci je umístěno řetězové kolo nebo řemenice velkého průměru. Další nezbytnou věcí je zajištění mazání řetězu a u řemenu jeho napínání. U řemenového převodu, by bylo velmi obtížné řemen nasadit na řemenice, a to kvůli nosníkům a dalším komponentům na otočné konstrukci. Schéma provedení viz. „Obrázek 24“.

4.6 Porovnání variant

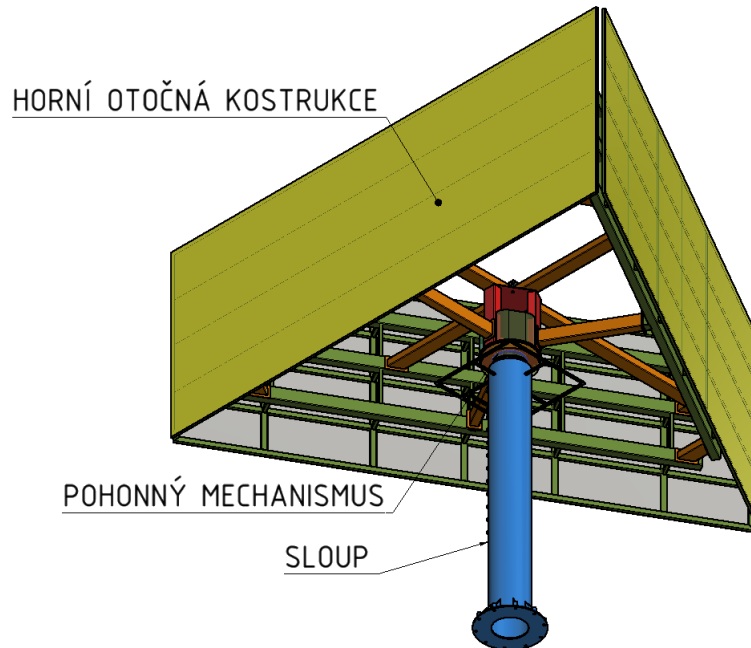
Tabulka 1: porovnání variant

VARIANTA	VÝHODY	NEVÝHODY
1	<ul style="list-style-type: none"> • Využití ozubení na ložisku od výrobce • Vyšší počet zubů na vnějším průměru • Jednodušší přístup pro servis • Jednodušší montáž 	<ul style="list-style-type: none"> • Řešení přenosu elektrické energie k pohonu, který je uložen v otočné části.
2	<ul style="list-style-type: none"> • Využití ozubení na ložisku od výrobce • Vyšší počet zubů na vnějším průměru • Jednodušší přístup pro servis 	<ul style="list-style-type: none"> • Rozměrné krytí pohonné jednotky
3	<ul style="list-style-type: none"> • Využití ozubení na ložisku od výrobce • Krytí pohonné jednotky ve sloupu 	<ul style="list-style-type: none"> • Omezený prostor uvnitř sloupu • Nižší počet zubů na vnitřním průměru • Složitější montáž a servis otvorem ve sloupu
4	<ul style="list-style-type: none"> • Jednoduchost provedení • Krytí pohonné jednotky ve sloupu 	<ul style="list-style-type: none"> • Velký moment • Velké rozměry pohonné jednotky • Omezený prostor ve sloupu • Složitá montáž a servis • Vyšší pořizovací cena
5	<ul style="list-style-type: none"> • Možnost velkých převodových poměrů 	<ul style="list-style-type: none"> • Vyšší počet komponentů • Nepříznivý vliv vlhkosti a změny teplot • Obtížná montáž (až nemožná u řemenu) • Časté servisní intervaly • Vznik kmitání od řetězu

Dle „Tabulka 1“ jsem vybral jako nevhodnější variantu 1, která je z mého pohledu nejvýhodnější pro použití. Jak z hlediska montáže pohonu a dalších komponentů reklamního panelu, tak i z důvodu možnosti částečného sestavení před transportem komponentů na místo postavení. Dalším plusem vidím použití vnějšího ozubení na ložisku, a to z důvodu vyššího počtu zubu na vnějším kroužku ložiska, to umožní použití pohonu nižšího výkonu a tím i zmenšení rozměru celé pohonné jednotky a zároveň snížení elektrického proudu. Oproti variantě 2, která je velmi podobná, je výhodou krytí a manipulace s pohonem v otočné části konstrukce. Jednou z hlavních nevýhod této varianty je přenos elektrické energie do otočné části konstrukce, to je možné řešit pomocí kroužkových sběračů.

5. Konstrukční část

5.1 Konstrukce reklamního panelu



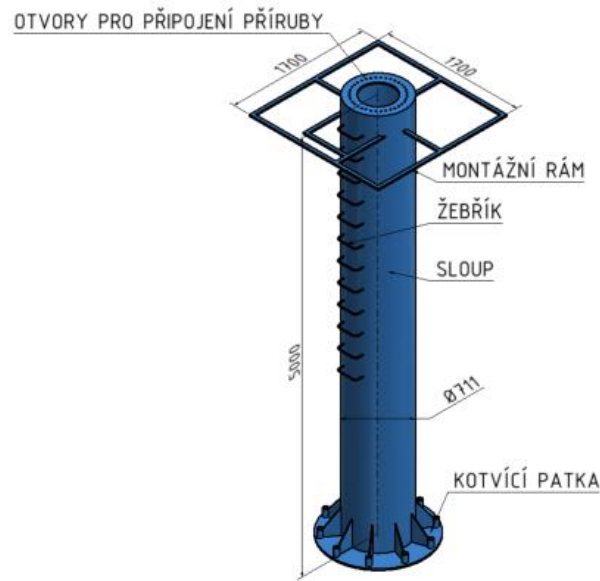
Obrázek 25: hlavní části reklamního panelu

Reklamní panel jako celek se skládá ze tří hlavních částí viz „Obrázek 25“. První částí je sloup, který je určen především pro lepší viditelnost reklamních ploch a upevnění otočného mechanismu. Další částí, jak už bylo zmíněno je otočný mechanismus. Poslední částí je horní otočná konstrukce.

Otočný reklamní panel je, pro zjednodušení, na úrovni 3D modelu sestaven bez dalších nutných prvků jako jsou: kotvicí prvky do základu, spojovací materiál v nepodstatných částech konstrukce, elektroinstalace, bezpečnostní prvky, a podobně.

Pohonný mechanismus a jeho části jsou vyobrazeny v odstavci 5.1.3.

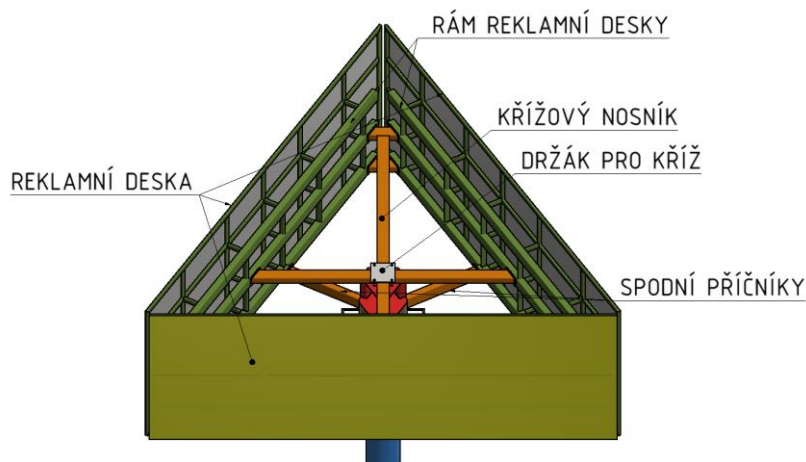
5.1.1 Sloup



Obrázek 26: Sloup reklamního panelu

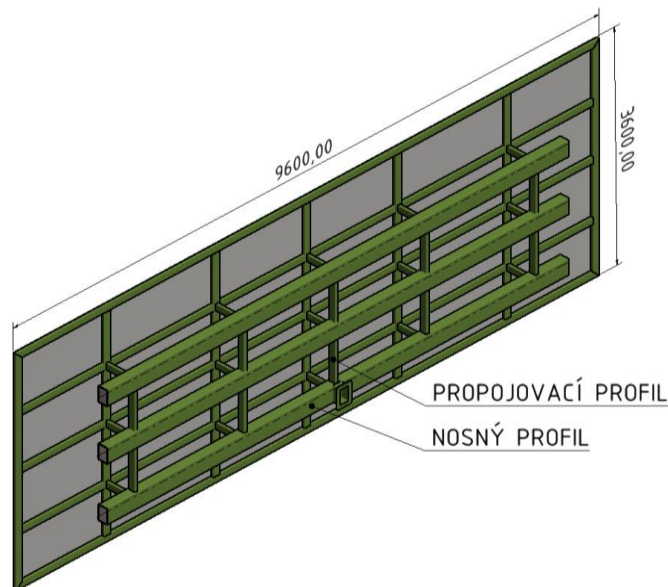
První důležitou součástí je sloup „Obrázek 26“, na kterém jsou umístěny komponenty pro zajištění otáčivého pohybu. Jedná se o sloup o průměru 711 mm a výšce 5000 mm. Na sloupu je žebřík pro snazší přístup pracovníků. V horní části sloupu se nachází montážní rám, na kterém jsou umístěny rošty. Rám je určený především pro montáž či servis otočného mechanismu. Na čele sloupu je příprava pro připojení „příruby spodní“ viz „Obrázek 36“. Ve spodní části sloupu se nachází kotvící patka, určena pro kotvení do základu, která je sestavena z 10 otvorů pro kotevní šroub M36.

5.1.2 Horní otočná konstrukce



Obrázek 27: Konceptní návrh horní otočné konstrukce

Na „Obrázek 27“ jsou vidět hlavní části, ze kterých se horní otočná konstrukce skládá. Hlavní nosné příčky, jako jsou spodní příčníky a křížový nosník, jsou vyrobeny z obdélníkového profilu 250x150. Celá horní konstrukce je rozebíratelná pomocí šroubů, a to z důvodu dopravy konstrukce na místo umístění reklamního panelu. Horní otočná konstrukce byla vytvořena koncepčním návrhem, pro stanovení přibližných parametrů pro návrh pohonného mechanismu.



Obrázek 28: rám reklamního panelu

Rám reklamního panelu se skládá ze tří vodorovně orientovaných nosných obdélníkových profilů o rozměrech 250x150, které jsou navzájem spojeny obdélníkovými propojovacími profily o rozměrech 100x50 dle „Obrázek 28“

5.1.2.1 Určení fyzikálních vlastností horní otočné konstrukce

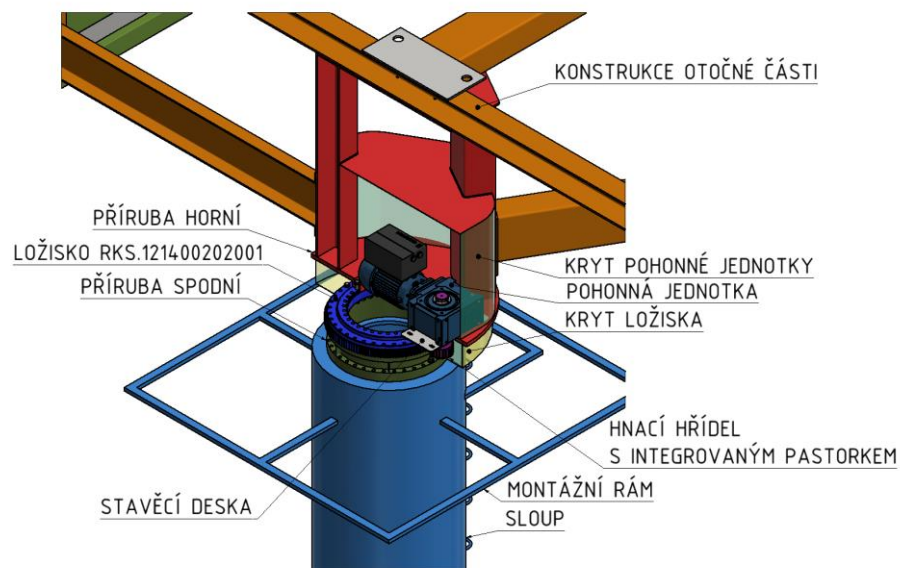
Hodnoty vlastní hmotnosti a momentů setrvačnosti otočné konstrukce, byly stanoveny za pomoci 3D modelu sestavy v programu Autodesk Inventor viz. „Obrázek 29“. Software tyto hodnoty určuje na základě objemové hustoty 3D modelu.

Hustota	7,850 g/cm ³	Požadovaná přesnost	Nízká
Obecné vlastnosti			
Hmotnost	6667,843 kg (Relativ)	X	-0,000 mm (Relativní)
Povrch	512830044,100 mm ²	Y	0,000 mm (Relativní)
Objem	849406720,157 mm ³	Z	277,051 mm (Relativ)
Vlastnosti setrvačnosti			
Hlavní		Globální	Těžiště
Hlavní momenty			
I1	3,587630583705	I2	3,587630583705
I3	6,164533716658		
Rotace na hlavní			
Rx	0,00 deg (Relativ)	Ry	0,00 deg (Relativ)
		Rz	-43,14 deg (Rela

Obrázek 29: Vlastnosti otočné konstrukce

Dle tabulky „Obrázek 29“ vychází moment setrvačnosti $J = 3,59 \cdot 10^{10} \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$, což odpovídá $J = 3,59 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Hmotnost otočné části vyšla $m = 6668$ kilogramu. Dále je důležité určit rychlost otáčení horní otočné konstrukce. Většinou na otočných reklamních panelech je rychlost otáčení okolo 1 otáčky za minutu. Proto otáčky byly zvoleny $n_0 = 1 \text{ min}^{-1}$.

5.1.3 Otočný mechanismus



Obrázek 30: pohonný mechanismus

Z hlediska konstrukce se otočný mechanismus skládá z otočového ložiska a přírub k jejímu uchycení ke sloupu a k horní otočné konstrukci viz „Obrázek 30“. Podrobněji jsou tyto části a další komponenty otočného mechanismu popsány v následujících odstavcích.

5.2 Určení vnějších účinků na vnější konstrukci

Dalším faktorem, který bude působit na reklamní panel, jsou podmínky okolního prostředí, a to především povětrnostní podmínky. Z tabulek byly stanoveny následující hodnoty, které odpovídají použití v zastavěných oblastech.

Výchozí základní rychlost	$v_{b,0}=22,5$ m/s	Součinitel směru větru	$c_{dir}=1$ [-]
Kategorie terénu	$z_{0,II}=0,05$ m	Součinitel orografie	$c_o=1$ [-]
Parametr drsnosti terénu	$z_0=0,3$ m	Součinitel ročního období	$c_{season}=1$ [-]
Minimální výška	$z_{min}=5$ m	Součinitel turbulence	$k_t=1$ [-]
Maximální výška	$z_{max}=200$ m	Hustota vzduchu	$\rho=1,25$ kg·m ⁻²

5.2.1 Součinitel terénu

$$k_r = 0,19 \left(\frac{z_0}{z_{0,II}} \right)^{0,07} = 0,19 \left(\frac{0,3}{0,05} \right)^{0,07} = 0,22 \quad (2)$$

5.2.2 Základní rychlost větru

$$v_b = c_{dir} \cdot c_{season} \cdot v_{b,0} = 1 \cdot 1 \cdot 22,5 = 22,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

5.2.3 Základní dynamický tlak

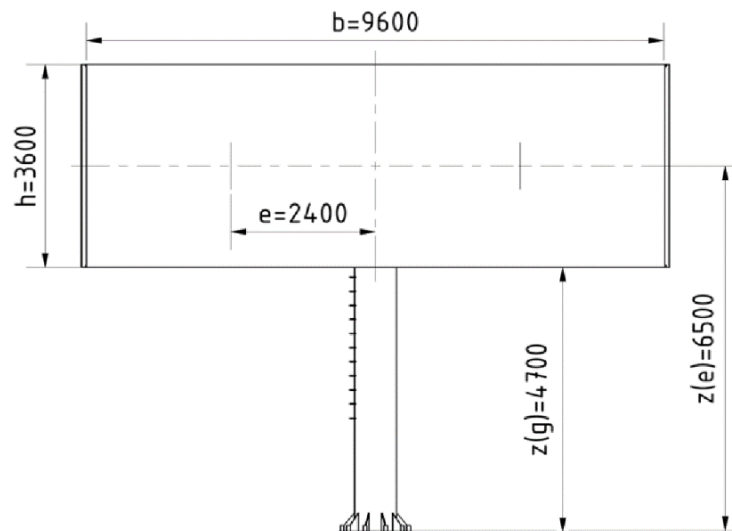
$$q_p = 0,5 \cdot \rho \cdot v_b^2 = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 22,5^2 = 316 \text{ N} \cdot \text{m}^2 \quad (4)$$

Součinitel tření pro beton a pozinkovanou ocel $C_{fr} = 0,01$ [-]

Součinitel drsnosti povrchu $k = 0,2$ mm

Geometrie reklamního panelu:

- šířka desky reklamního panelu $b=9,6$ m
- výška desky reklamního panelu $h=3,6$ m
- podchodí výška $z_g=4,7$ m
- výška středu desky $z_e=6,5$ m
- excentrická výslednice $e=2,4$ m
- Referenční plocha $A=34,6$ m²



Obrázek 31: Geometrie reklamního panelu (jednotky [mm])

Části panelu, které jsou přes obrys reklamní plochy, kvůli jejich malému vlivu na výpočet zanedbávám.

5.2.4 Součinitel drsnosti terénu

$$c_r(z) = k_r \cdot \ln\left(\frac{z}{z_0}\right) = 0,22 \cdot \ln\left(\frac{6,5}{0,5}\right) = 0,56 [-] \quad (5)$$

5.2.5 Charakteristická střední rychlost větru

$$v_m = c_r(z) \cdot c_0(z) \cdot v_b = 0,56 \cdot 1 \cdot 22,5 = 12,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$

5.2.6 Intenzita turbulence

$$I_v(z) = \frac{(k_r \cdot v_b \cdot k_i)}{v_m(z)} = \frac{(0,22 \cdot 22,5 \cdot 1)}{12,6} = 0,393 [-] \quad (7)$$

5.2.7 Maximální dynamický tlak

$$q_p(z) = [1 + 7 \cdot I_v(z)] \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot v_m(z)^2 = 372,19 \text{ Nm}^{-2} \quad (8)$$

5.2.8 Síla od větru

Součinitel konstrukce $c_s c_d = 1 [-]$

Součinitel síly náv. desky $c_f = 1,8 [-]$

$$F_{W,1} = c_s c_d \cdot c_f \cdot q_p(z) \cdot A = 1 \cdot 1,8 \cdot 372,19 \cdot 34,6 = 23180 \text{ N} \quad (9)$$

[12]

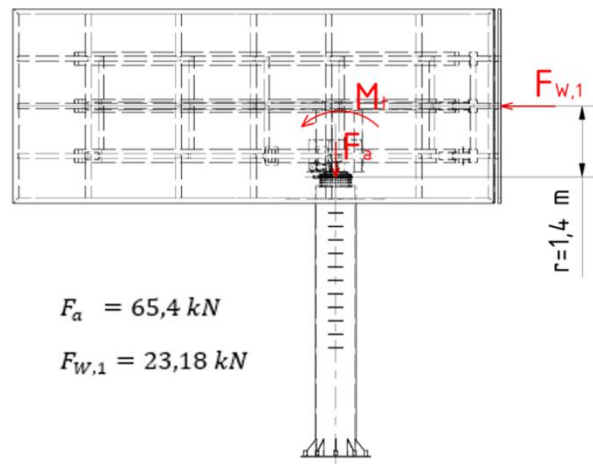
5.2.9 Axiální síla

$$F_{\text{axiální}} : F_a = F_g = m \cdot g = 6668 \cdot 9,81 = 65413,08 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{\text{radiální}} : F_{W,1} = 23180 \text{ N} \quad (11)$$

6. Návrh otočového ložiska

Výběr vhodného ložiska jsem provedl podle grafu viz. „Obrázek 33“, kde jsou vyneseny hodnoty zatížení od hmotnosti horní otočné konstrukce a klopný moment M_t , který vzniká od působení sil větru $F_{w,1}$. Tyto hodnoty musí být povýšeny zátěžovým faktorem f_L , který dle výrobce je pro otočné stoly a konzole $f_L = 1,15$ [13].



Obrázek 32: schéma působících sil na uložení

6.1 Rozšířené axiální zatížení

$$F_{ar} = F_a \cdot f_L = 65,4 \cdot 1,15 = 75,21 \text{ kN} \quad (12)$$

6.2 Stanovení klopného momentu

Výpočet klopného momentu se provede tak, že se znásobí síla od větru s ramenem r viz schéma „Obrázek 32“.

$$M_t = F_{W,1} \cdot r = 23,18 \cdot 1,4 = 32,452 \text{ kNm} \quad (13)$$

$$M_{tr} = M_t \cdot f_L = 32,452 \cdot 1,15 = 37,12 \text{ kNm} \quad (14)$$

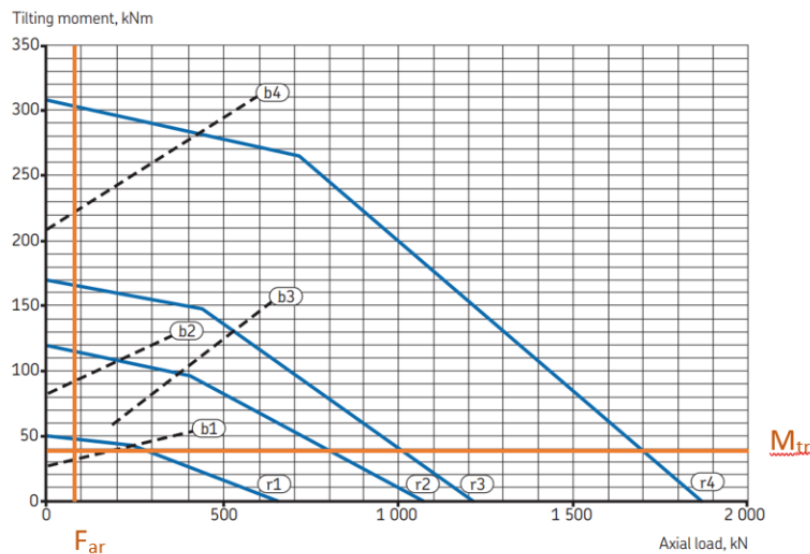
Kde je:

r vzdálenost ložiska od místa působení síly od větru.

Síla $F_{w,1}$ působí uprostřed výšky desky, hodnota r byla odměřena v CAD softwaru.

Dle grafu na „Obrázek 33“ je určena velikost ložiska. V grafu, na ose x je znázorněna axiální síla v [kN] a na ose y klopný moment v [kNm].

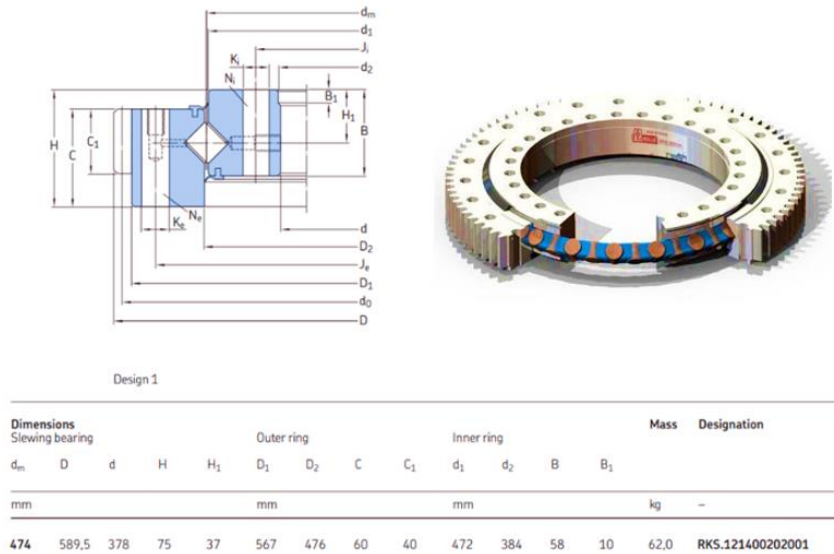
Výběr je proveden pomocí pracovního bodu, který vznikne průsečíkem 2 přímek, které představují axiální zatížení ložiska F_{ar} a klopný moment M_{tr} .



Designation	De- sign	Attachment bolt holes						Gear Dimensions					Permissible tooth forces		Basic load ratings		Static limiting load diagram	
		Outer ring			Inner ring			$d_0^{(1)}$	m	z	$x \cdot m$	$k \cdot m$	$T_{normal}^{(2)}$	T_{fmax}	C	C_0	Raceway curves	Bolt curves
RKS.121400202001	2	540	16	36	410	16	35 ⁽³⁾	580,5	4,5	129	0	0	19	38	304	1 050	r2	b2

Obrázek 33: Diagram dovolených zatížení pro otočové ložisko [13]

Dle zavedených sil na diagramu viz „Obrázek 33“, odpovídá použití ložiska RKS.121400202001, kterému náleží křivky r2 a b2. Křivka b2 je ta, která odpovídá maximálním silám, kterými je možné přenést šroubové spojení. Křivka r2 odpovídá zatížení ložiska.



Obrázek 34: Parametry použitého ložiska [13]

6.3 Výpočet životnosti otočového ložiska

Pro stanovení životnosti ložiska je zapotřebí dopočítat nejprve koeficienty pro přepočtení axiálního dynamického zatížení.

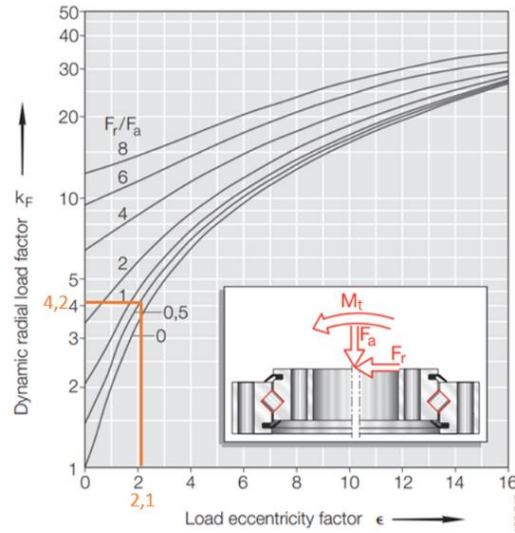
6.3.1 Součinitel excentricity zatížení

$$\varepsilon = \frac{2000 \cdot M_t}{F_a \cdot D_M} = \frac{2000 \cdot 32,45}{65,4 \cdot 474} = 2,1 \quad (15)$$

6.3.2 Poměr mezi axiálním a radiálním zatížením

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{23,18}{65,4} = 0,35 \quad (16)$$

V dalším kroku odčtu součinitel k_f z následujícího grafu na „Obrázek 35“:



Obrázek 35: Koeficient dynamické radiální síly [14]

k_f koeficient odpovídá 4,2 [-]

6.3.3 Přepočítání axiální síly na dynamické radiální zatížení

$$P_a = k_f \cdot F_a = 4,2 \cdot 65,2 = 273,8 \text{ kN} \quad (17)$$

6.3.4 Výpočet životnosti ložiska

$$L_h = \frac{16666}{n_o} \cdot \left(\frac{C_a}{P_a}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{16666}{1} \cdot \left(\frac{304}{273,8}\right)^{\frac{10}{3}} = 23621,01 \text{ hod} \quad (18)$$

Kde je:

L_h	trvanlivost ložiska v hodinách
n_o	otáčky otočného reklamního panelu
C_a	axiální dynamická únosnost
P_a	dynamické radiální zatížení

Hodnota dynamické únosnosti je odečtena z tabulky od výrobce dle „Obrázek 33“ a odpovídá ložisku RKS.121400202001 $C_a=304$ kN.

6.4 Připojovací příruby

Dle příručky od výrobce SKF je spočítána minimální tloušťka příruby S_{min} .

$$S_{min} = 0,05 \cdot d_m = 0,05 \cdot 474 = 23,7 \text{ mm}$$

Tloušťka příruby byla zvolena jako $S = 25$ mm.

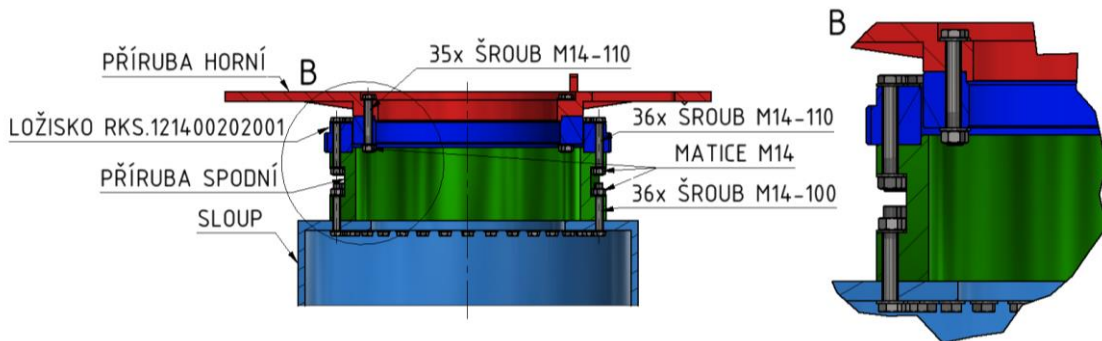
Minimální tloušťka S_{1min} se stanoví pomocí vztahu:

$$S_{1min} = 0,35 \cdot S = 0,05 \cdot 25 = 8,75 \text{ mm}$$

Tloušťka stěny byla stanovena na $S_{1min} = 15 \text{ mm}$.

Příruba je vyztužena žebry pro vyšší únosnost.

Plocha pro spojení s ložiskem má předepsanou drsnost povrchu $3,2 \mu\text{m}$ a celkovou toleranci rovinnosti $0,1411 \text{ mm}$.



Obrázek 36: Konstrukční řešení uložení ložiska

Dle výrobce je doporučeno spojení ložiska s přírubou šrouby DIN EN ISO 4014:199 M14-110 se zvýšenou pevností 10.9 a maticemi DIN EN ISO 934-10. Horní příruba s ložiskem je spojena 35 šrouby a spodní příruba 36 šrouby. Spodní příruba je přišroubována ke sloupu reklamního panelu a jsou použity stejné šrouby ale s délkou 100 mm. Středění ložiska je uskutečněno osazením přírub, což je znázorněné na „Obrázek 36“.

Jak už bylo zmíněno, připevnění spodní příruby je koncepční a může projít případnými změnami.

6.5 Mazání

Pro správný chod ložiska je důležité zajistit jeho mazání pomocí maznic, které jsou součástí ložiska. Mazání se bude provádět manuálně, v pravidelných servisních intervalech. Vzhledem k tomu, že se horní část reklamního panelu otáčí pomalu, není potřeba ložisko osazovat mazacím systémem.

6.6 Pohon

V dalším kroku navrhuji pohon pro horní otočnou konstrukci. Jedna část pohonu je součástí ložiska, které je upraveno vnějším ozubením.

6.6.1 Výpočet potřebného momentu

Moment setrvačnosti je určen z modelu v Autodesk Inventor, kde vyšlo

$$J = 3,59 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

6.6.2 Statické odpory momentu

$$M_{ST} = \sum M_z + M_v \quad (19)$$

Kde je:

M_z Moment pasivních odporů ložiska

M_v Moment odporu od větru

6.6.3 Moment pasivních odporů ložiska

$$M_z = \mu \cdot k_L \left(\frac{M_T \cdot 1000}{d_m} + \frac{F_R \cdot f_L}{2} + \frac{F_A}{k_L} \right) \frac{d_m}{2000} \quad (20)$$

$$M_z = 0,006 \cdot 4,4 \left(\frac{32,45 \cdot 1000}{474} + \frac{23,18 \cdot 1,15}{2} + \frac{65,4}{4,4} \right) \frac{474}{2000} = 0,605 \text{ kNm} \quad (21)$$

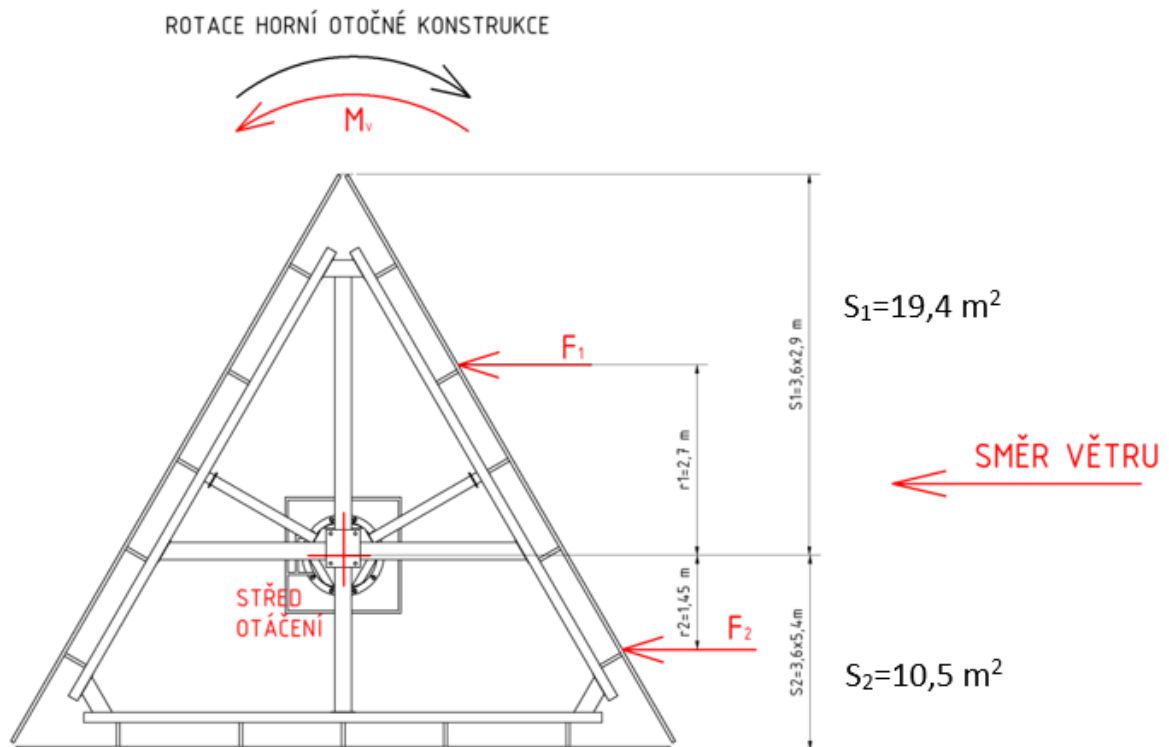
Kde je:

μ konstanta třecího odporu

d_m průměr valivé dráhy

k_L konstanta rozložení zatížení

6.6.4 Moment Odporu větru



Obrázek 37: Schéma pro výpočet odporu od větru

Teoretický výpočet momentu odporu vzduchu jsem spočítal tak, že jsem vzal poměr stran, na které působí vítr a následně je odečetl.

$$F_{1,2} = \frac{1}{2} \cdot C_v \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 \quad (22)$$

$$M_{1,2} = F_{1,2} \cdot r_{1,2} \quad (23)$$

$$M_V = M_1 - M_2 \quad (24)$$

Kde je:

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

ρ Hustota vzduchu

S Plocha

v rychlost větru

$r_{1,2}$ ramena působíště sil od středu otáčení

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

Rozměry dle schéma na „Obrázek 37“

Rychlost větru uvažuji $18 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, protože při vyšších rychlostech větru dochází k zastavení otáčení pohonu.

$$F_1 = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot 1,25 \cdot 19,4 \cdot 18^2 = 1964,25 \text{ N} \quad (25)$$

$$F_2 = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot 1,25 \cdot 10,5 \cdot 18^2 = 1063,125 \text{ N} \quad (26)$$

$$M_1 = 1964,25 \cdot 2,7 = 5303,48 \text{ Nm} \quad (27)$$

$$M_2 = 1063,125 \cdot 1,45 = 1541 \text{ Nm} \quad (28)$$

$$M_V = 5303,48 - 1541 = 3762,48 \text{ Nm} \quad (29)$$

Součet sil F_1 a F_2 zde vychází nižší než síla $F_{w,1}$ viz odstavec 5.2.8, a to z důvodu natočení desky reklamního panelu vůči směru proudění větru a tím pádem použitím nižšího koeficientu proudění. Dalším důvodem nižší hodnoty výpočtu, je vliv použití nižší hodnoty rychlosti větru, jak zmiňuji výše.

6.6.5 Dynamický odpor momentu

Následně si ze setrvačného momentu dopočítám dynamický moment

$$M_d = J \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\Delta n}{\Delta t} = 3,59 \cdot 10^4 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{1}{6} = 626,57 \text{ Nm} \quad (30)$$

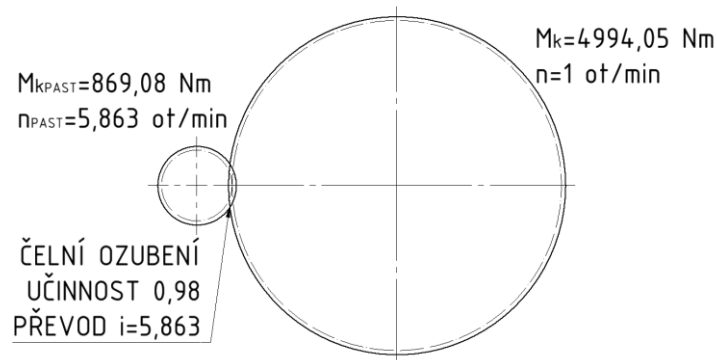
Kde je:

J	moment setrvačnosti [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
Δn	změna otáček [min^{-1}]
Δt	čas rozběhu, který byl stanoven na 6 sekund [s]

6.6.6 Celkový moment

$$M_c = M_t + M_d + M_V = 605 + 626,57 + 3762,48 = 4994,05 \text{ Nm} \quad (31)$$

Celkový moment na točně je $4994,05 \text{ N}\cdot\text{m}$



Obrázek 38: náhradní model soukolí

6.6.7 Výpočet kroutícího momentu na pastorku

$$M^*_{kpas} = \frac{M_c}{\eta} \cdot \frac{z_{pas}}{z_{ložisko}} = \frac{4994,05}{0,98} \cdot \frac{22}{129} = 869,08 \text{ Nm} \quad (32)$$

Kde je:

M_c	celkový kroutící moment odporů
z_{pas}	počet zubů pastorku
$z_{ložisko}$	počet zubů na vnějším kruhu ložiska
η	účinnost

6.6.8 Výpočet otáček pastorku

$$n^*_{pas} = \frac{z_{pas}}{z_{ložisko}} \cdot n_{ložisko} = \frac{22}{129} \cdot 1 = 5,86 \text{ min}^{-1} \quad (33)$$

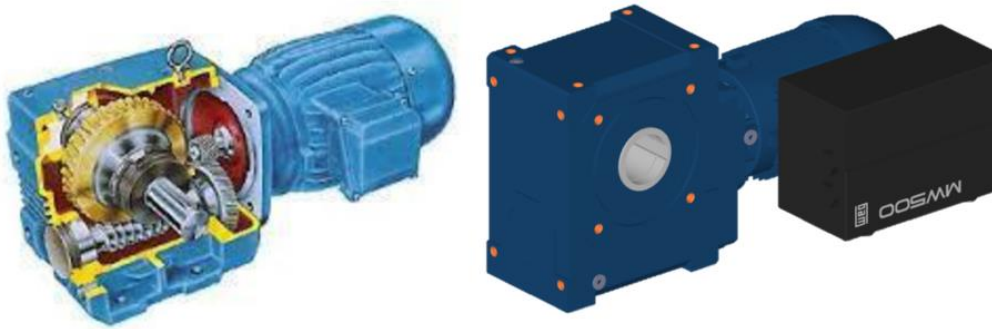
6.6.9 Výpočet potřebného výkonu na pastorku

$$P^*_m = \frac{M_c}{\eta} \cdot \omega_t = \frac{4994,05}{0,98} \cdot 0,105 = 535,08 \text{ W} = 0,53 \text{ kW} \quad (34)$$

6.7 Volba motoru

Na základě předchozích výpočtů jsem zvolil pohonnou jednotku, která se skládá z elektromotoru o výkonu 1.1 kW a čelnošnekové převodovky viz „Obrázek 39: pohonná jednotka SUA 609B 3C 80-02F“. Tato kombinace dává na výstupu 1050 Nm.

Jedná se o pohonnou jednotku firmy Watt Drive, typ SUA 609B 3C 80-02F.



Obrázek 39: pohonná jednotka SUA 609B 3C 80-02F [15]

Motor data :

Series :	WEG Modular System Motor (EUSAS)	
Housing material :	Aluminium	
Efficiency class η :	IE3-83.5%	
Type :	3CWA	
Motor power :	1.1	[kW]
Rated speed :	2830	[rpm]
Rated torque :	3.7	[Nm]
Voltage :	230/400	[V]
Frequency :	50	[Hz]
Connection :	D/Y	
Rated current :	4.03 / 2.32	[A]
Starting to rated current :	7.4	
'cos ϕ ' :	0.82	
Protection class :	IP 55	
Mounting position of the terminal box :	side 4	
Insulation class :	F	
Mass moment of inertia :	0.90×10^{-3}	[kgm ²]
Voltage range - 50 Hz :	220-240 V (D), 380-420 V (Y), 110-120 V (DD), 190-210 V (YY)	

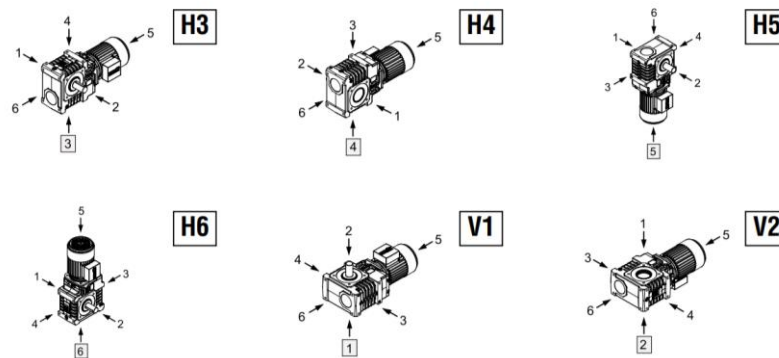
Obrázek 40: Parametry motoru [15]

Gear data :

Max. perm. thermal power limit at +20 °C and S1 operation :	1.5	[kW]
Output speed :	5.9	[rpm]
Output torque :	1050	[Nm]
Service factor :	1.25	
Gear stages :	2	
Ratio :	480.00	
Perm. input torque at fB1 :	4.6	[Nm]
Max. perm. input speed :	6000	[rpm]
Mounting position :	V10	
Hollow shaft :	Ø 60 H7	[mm]
Keyway :	DIN6885.3	
Painting :	LC1 - Indoor installation, neutral atmosphere NDFT 60 μ m (C1 - DIN EN ISO 12944-5)	
Color :	RAL 7011 (Iron grey)	

Obrázek 41: Parametry převodovka [15]

Jelikož výstup hřídele je ve svislé poloze, převodovka musí být umístěna tzv. na ležato. Proto bylo nezbytné ověřit možnosti uložení převodovky. Tyto možnosti jsou znázorněny na „Obrázek 42“.



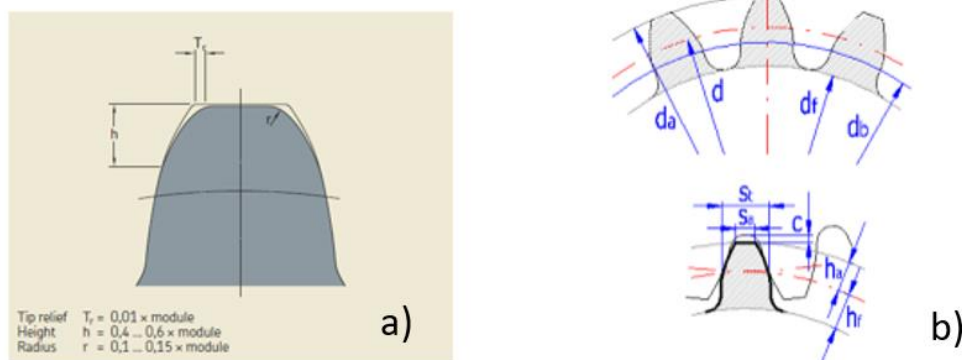
Obrázek 42: Možnosti uložení pohonné jednotky SUA 609B 3C 80-02F [15]

6.7.1 Ochrana proti přetížení

Jako ochrana proti přetížení a následnému poškození součástí mechanismu jsou použity relé a pojistné jističe. Relé a pojistné jističe se nastaví na maximální hodnotu proudu, kterou je možné dodávat do motoru, při jeho překročení dojde k vypnutí motoru. Sekundárním mechanickým ochranným prvkem je těsné pero, u kterého dojde při pochybení elektronického systému k přestřížení pro předejití poškození ozubení. Náklady a technická náročnost na výměnu těsného pera jsou nízké.

6.8 Návrh geometrie pastorku

Na otočném ložisku je od výrobce již zhotoveno ozubení na vnějším kroužku s počtem zubů $z_2=129$ a modulem $m_2=4,5$ mm. Požadovaný převodový poměr je $i=5,9 \text{ min}^{-1}$. Proto byl zvolen počet zubů na pastorku $z_1=22$ zubů. Další rozměry pastorku jsou vypočítány podle normy ČSN 01 4686.



Obrázek 43: a) profil zubu dle výrobce ložiska b) schéma ozubení [13] [16]

Modul $m=4,5$ mm

Počet zubů $z_1=22$

6.8.1 Průměr roztečné kružnice

$$d_1 = z_1 \cdot m \quad (35)$$

$$d_1 = 22 \cdot 4,5 = 99 \text{ mm} \quad (36)$$

6.8.2 Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m \quad (37)$$

$$h_f = 1,25 \cdot 4,5 = 5,625 \text{ mm} \quad (38)$$

6.8.3 Průměr hlavové kružnice

$$d_a = d_1 + 2 \cdot h_a \quad (39)$$

$$d_a = 99 + 2 \cdot 4,5 = 108 \text{ mm} \quad (40)$$

6.8.4 Průměr patní kružnice

$$d_f = d_1 - 2 \cdot h_f \quad (41)$$

$$d_f = 99 - 2 \cdot 5,625 = 87,75 \text{ mm} \quad (42)$$

6.8.5 Rozteč

$$P = \pi \cdot m \quad (43)$$

$$P = \pi \cdot 4,5 = 14,137 \text{ mm} \quad (44)$$

6.8.6 Tloušťka zubu

$$s = \frac{P}{2} \quad (45)$$

$$s = \frac{14,137}{2} = 7,069 \text{ mm} \quad (46)$$

6.8.7 Velikost hlavové vůle

$$c_a = 0,25 \cdot m \quad (47)$$

$$c_a = 0,25 \cdot 4,5 = 1,125 \text{ mm} \quad (48)$$

6.8.8 Šířka ozubení pastorku

Výrobce ozubeného ložiska SKF udává v katalogu ozubení pastorku širší o 5 mm na každé straně oproti ozubení na ložisku.

Šířka ozubení na ložisku $C_1=40 \text{ mm}$

Šířka pastorku B

$$B = C_1 + (2 \cdot 5) \text{ [mm]} \quad (49)$$

$$B = 40 + (2 \cdot 5) = 50 \text{ mm} \quad (50)$$

6.8.9 Odlehčení zubů pastorku dle výrobce

6.8.9.1 Odlehčení špičky zubu

$$T_r = 0,01 \cdot m \quad (51)$$

$$T_r = 0,01 \cdot m = 0,045 \text{ mm} \quad (52)$$

6.8.9.2 Výška odlehčení zubu

$$h = 0,5 \cdot m \quad (53)$$

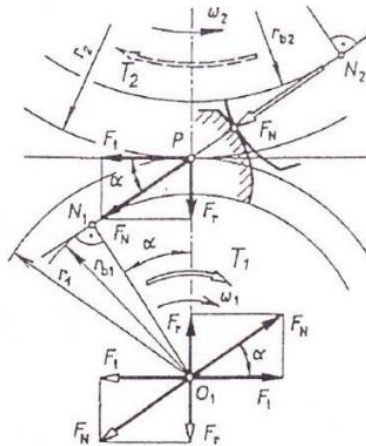
$$h = 0,5 \cdot 4,5 = 2,25 \text{ mm} \quad (54)$$

6.8.9.3 Rádus odlehčení zubu

$$r = 0,1 \cdot m \quad (55)$$

$$h = 0,1 \cdot 4,5 = 0,45 \text{ mm} \quad (56)$$

6.9 Kontrola čelního ozubení na ozubeném ložisku



Obrázek 44: Síly působící na ozubení [5]

Kontrolní výpočet byl proveden ke zjištění, zda je možné přenést krouticí moment z pastorku na ozubení ložiska, bez poškození zubu.

Moment od pohonné jednotky $M_k = 1050 \text{ Nm}$

Roztečná kružnice Pastorku $d_w = 99 \text{ mm}$

Tangenciální síla v ozubení

$$F_T = \frac{2 \cdot M_k}{d_w} \quad (57)$$

Radiální síla v ozubení

$$F_R = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (58)$$

Kde je:

M_k Krouticí moment

d_w průměr valivé kružnice

V mém případě se jedná o ozubení přímé s uhem záběru $\alpha z = 20^\circ$, z toho důvodu se průměr valivé kružnice rovná průměru roztečné kružnice.

$$F_T = \frac{2 \cdot M_k}{d_w} = \frac{2 \cdot 1050}{0,099} = 21212,1 \text{ N} = 21,2 \text{ kN} \quad (59)$$

$$F_R = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha = 21212,1 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 7720,6 \text{ N} = 7,7 \text{ kN} \quad (60)$$

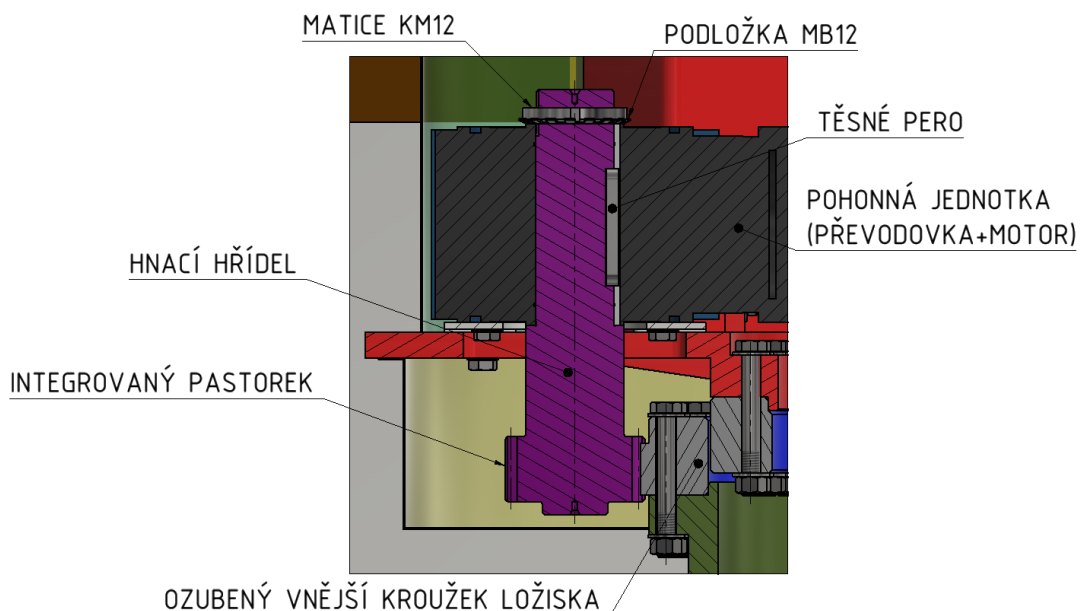
Limitní tangenciální síla před vznikem poškození zubů ozubeného ložiska, je dle výrobce SKF stanovena jako $T_{fmax}=38$ kN viz. „Obrázek 33“.

$$F_T < T_{fmax} \quad \rightarrow \quad \text{Vyhovuje}$$

Podrobnější kontrola čelního ozubení podle normy ČSN 01 4686 nebyla provedena.

6.10 Návrh přenosu kroutícího momentu na valivou dráhu

Přenos momentu M_k je z výstupní duté hřídele převodové skříně na hnací hřídel realizován prostřednictvím těsného pera. M_k je dále přenášen z hnací hřídele ozubeným soukolím. V tomto soukolí je pastorek integrován na hnací hřídeli a kolem je ozubený věnec na vnějším kroužku otočového ložiska. Hnací hřídel je uložena do duté výstupní hřídele převodovky $\varnothing 60$ H7/k5.



Obrázek 45: Uložení hřídele do převodového ustrojí

6.10.1 Axiální zajištění hřídele

Hřídel je axiálně zajištěna pomocí matice KM 12 (MATICE M60x2ISO 2982) a pojistné podložky (PODLOŽKA MB 12 ČSN 02 3640) viz „Obrázek 45“.

6.11 Návrh těsného pera

Pro přenos momentu na hřídel je užito těsného pera. Těsné pero je umístěno na hřídeli o průměru 60 mm, to odpovídá těsnému peru 18x11 dle ČSN 02 2562, které je vyrobeno z materiálu 11 600. Těsné pero funguje jako ochranný člen při poruše či přetížení motoru. Dojde k jeho přestřižení.

Parametry:

Šířka těsného pera $b_p = 18 \text{ mm}$

Výška těsného pera $h_p = 11 \text{ mm}$

Průměr hřídele $d = 60 \text{ mm}$

Dovolené napětí $p_d = 100 \text{ MPa}$

Síla působící na pero:

$$F_T = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 1589}{0,060} = 52966,7 \text{ N} \quad (61)$$

Kde je:

M_k kroutící moment [Nm]

d průměr hřídele [m]

6.11.1.1 Návrh délky těsného pera

Kontrola na otlačení:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h_p \cdot l_a} \leq p_{Dov} \quad (62)$$

Minimální délku

$$l_a = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h_p \cdot p_{DOV}} = \frac{4 \cdot 1050}{0,060 \cdot 0,011 \cdot 100000000} = 0,064 \text{ m} = 64 \text{ mm} \quad (63)$$

$$l_{min} = l_a + 2 \cdot R = 64 + 2 \cdot 9 = 82 \text{ mm} \quad (64)$$

Volím podle strojírenských tabulek normalizovanou délku $l = 90 \text{ mm}$

Kde je:

l_a předběžný návrh délky

h_p výška těsného pera

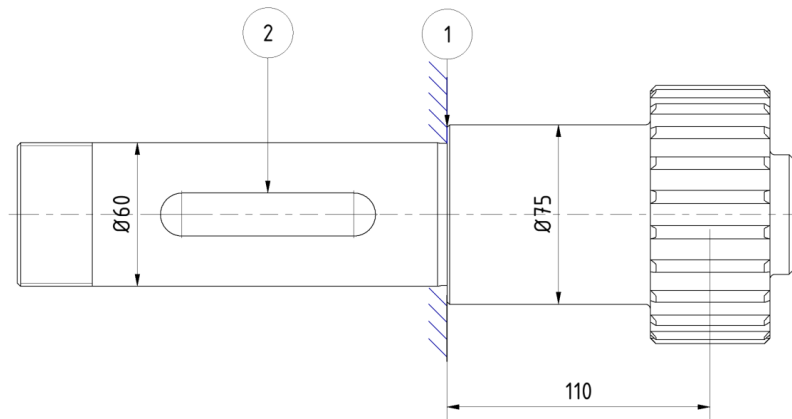
p_{DOV} dovolené napětí

R poloměr radiusu pera

l_{min} minimální délka pera

6.12 Kontrola hnací hřídele

V dalším kroku je provedena pevnostní kontrola hnací hřídele, která je vyrobena z oceli 16MnCr5 (14220). Mez kluzu v tahu pro tuto ocel je $R_{e \min} = 590 \text{ MPa}$.



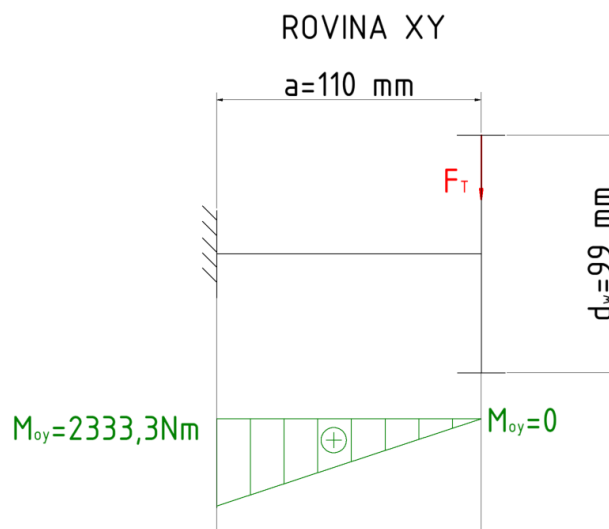
Obrázek 46: Kontrolní místa na hřídeli

Na „Obrázek 46“ jsou označeny místa řezu kontroly hřídele.

6.13 Kontrola v řezu 1

V místě 1 je hřídel nejvíce namáhána z důvodu působení kombinovaného namáhání (krut + ohyb). V tomto místě se bude kontrola provádět z redukovaného napětí.

6.13.1 Ohybový moment v ose xy



Obrázek 47: Náhradní schéma hřídele a průběh ohybového momentu v rovině XY

Zde působí tangenciální síla na rameni $a=110$ mm, nejvyšší ohybový moment bude v místě vetknutí.

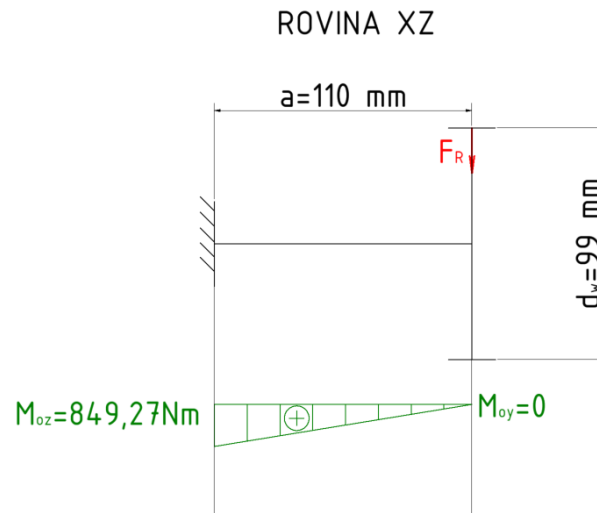
$$M_{oy} = F_T \cdot a \text{ [Nm]} \quad (65)$$

Kde je:

a Vzdálenost působiště sil od vetknutí hřídele

$$M_{oy} = 21212,1 \cdot 0,11 = 2333,3 \text{ Nm} \quad (66)$$

6.13.2 Ohybový moment v rovině xz



Obrázek 48: Náhradní schéma hřídele a průběh ohybového momentu v rovině XZ

Zde působí radiální síla od ozubení, nejvyšší ohybový moment bude v místě vetknutí.

$$M_{oz} = F_R \cdot a \text{ [Nm]} \quad (67)$$

$$M_{oz} = 7720,6 \cdot 0,11 = 849,27 \text{ Nm} \quad (68)$$

6.13.3 Výsledný ohybový moment:

$$M_0 = \sqrt{M_{oxy}^2 + M_{oxz}^2} \text{ [Nm]} \quad (69)$$

$$M_0 = \sqrt{2333,3^2 + 849,27^2} = 2483,05 \text{ Nm} \quad (70)$$

6.13.4 Výpočet modulu průřezu v ohybu

6.13.4.1 Výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (71)$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205,75 \text{ mm}^3 \quad (72)$$

6.13.5 Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Dov} \quad [MPa] \quad (73)$$

Kde je:

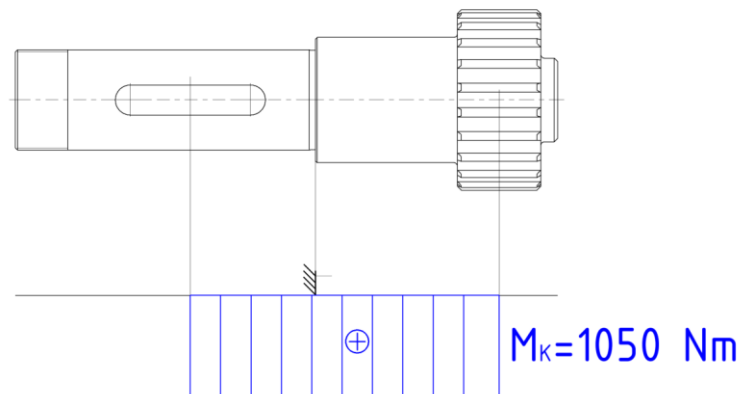
M_o ohybový moment

W_o Ohybový modul průřezu

$$\sigma_o = \frac{2483,05}{4,14175 \cdot 10^{-5}} = 117,1 \text{ MPa} \quad (74)$$

6.13.6 Napětí v krutu

Na „Obrázek 49“ je znázorněn průběh kroutícího momentu na hnací hřídeli.



Obrázek 49: Průběh kroutícího momentu

6.13.6.1 Výpočet průřezového modulu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad [mm^3] \quad (75)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 60^3}{16} = 42411,5 \text{ mm}^3 \quad (76)$$

6.13.7 Výpočet smykového napětí

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad [MPa] \quad (77)$$

$$\tau_k = \frac{1050}{4,24115 \cdot 10^{-5}} = 24,76 \text{ MPa} \quad (78)$$

Kde je:

M_k	kroučící moment [MPa]
W_k	průřezový modul v krutu [mm ³]
τ_{Dovk}	dovolené napětí v krutu [MPa]

6.13.8 Redukované napětí v ohybu podle HMM

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} \quad (79)$$

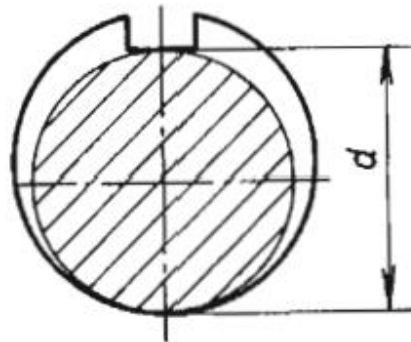
$$\sigma_{ored} = \sqrt{117,1^2 + (\sqrt{3} \cdot 24,76)^2} = 124,71 \text{ MPa} \quad (80)$$

6.14 Kontrola v řezu 2

V místě řezu 2 je hřídel namáhána na krut, v tomto místě došlo k zmenšení průřezu hřídele použitím těsného pera k přenosu kroučícího momentu.

6.14.1 Výpočet průřezového modulu v krutu (kruhového průřezu):

Z důvodu použití těsného pera v místě uložení, musím uvažovat menší průměr hřídele o výšku drážky pro těsné pero, viz „Obrázek 50“.



Obrázek 50: Vliv pera na průřez hřídele [7]

Výška drážky pera $t_p = 6,8 \text{ mm}$

Průměr hřídele $d_1 = 60 \text{ mm}$

$$d' = d_1 - t_p = 60 - 6,8 = 53,2 \text{ mm} \quad (81)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d'^3}{16} = \frac{\pi \cdot 53,2^3}{16} = 29564,109 \text{ mm}^3 \quad (82)$$

Kde je:

d' plný průměr hřídele

6.14.2 Výpočet smykového napětí

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{1050}{0,029564109} = 35,5 \text{ MPa} \quad (83)$$

6.14.3 Bezpečnost statického namáhání

Jak již bylo zmíněno výše, hnací hřídel je vyrobena z oceli 14220, která má mez kluzu v tahu $R_{e \min} = 590 \text{ MPa}$.

Největší napětí je v řezu 1 $\sigma_{ored} = 124,71 \text{ MPa}$

Minimální bezpečnost volím $k_s = 1,8$

Materiál 14220 má mez kluzu v tahu $R_{e \min} = 590 \text{ MPa}$

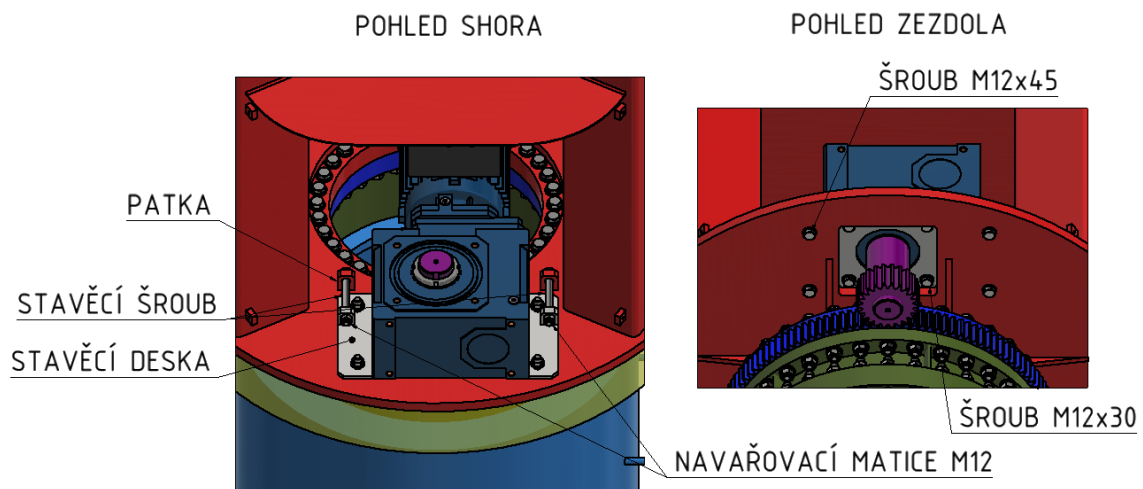
$$k_s \cdot \sigma_{ored} \leq R_{e \min} \quad (84)$$

$$1,8 \cdot 124,71 \leq 590 \quad (85)$$

$$224,478 \text{ MPa} \leq 590 \text{ MPa} \quad (86)$$

Hnací hřídel vyhovuje provoznímu zatížení z hlediska statické kontroly.

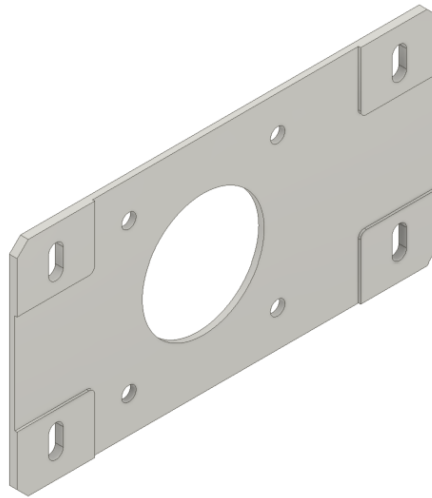
6.15 Uložení pohonu



Obrázek 51: Uložení pohonu

Motor je uložen na přírubu pomocí stavěcí desky, která umožňuje nastavení polohy pastorku vůči ozubenému ložisku. Pro nastavení osové vzdálenosti jsou použity dva šrouby DIN EN ISO 4014 M12x120, které jsou umístěny na dvou patkách a ty jsou přivařeny na přírubu a další dvě na stavěcí desku. Na stavěcí desce jsou použity navařovací matice DIN 929 M12. Pro fixaci polohy desky jsou použity čtyři šrouby ČSN 02 1402 M12x45

s maticemi ČSN 02 1402 M12x1,5, které jsou dotaženy mezi deskou a přírubou po následovném nastavení osové vzdálenosti ozubených kol. Znázorněno na „Obrázek 51“.



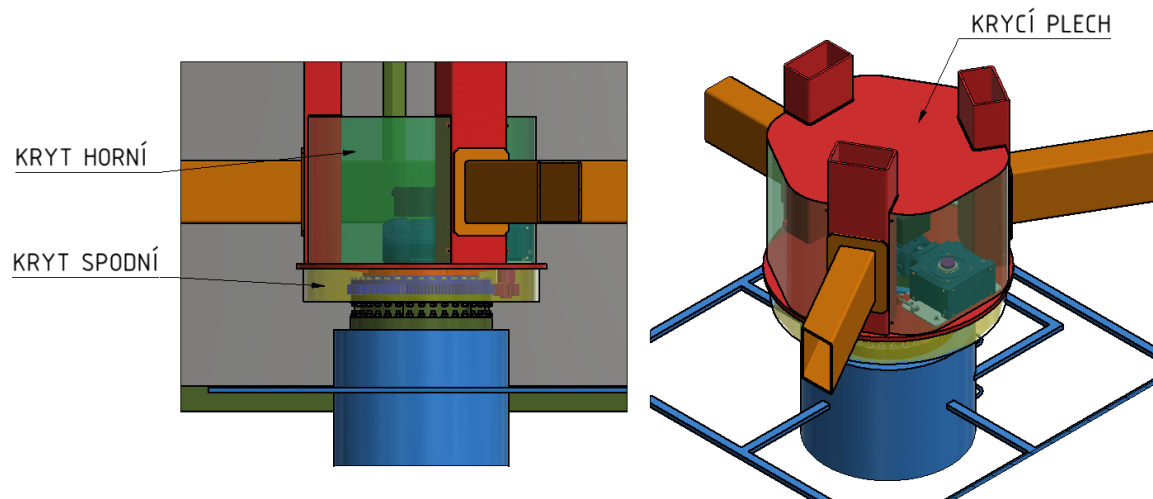
Obrázek 52: Stavěcí deska

Pro možnost nastavení správné osové vzdálenosti jsou díry pro uchycení vyrobeny oválné, jak je patrné na „Obrázek 52“.

Pohonná jednotka je připevněna k této desce ze spodní strany pomocí čtyř šroubů ČSN 02 1402 M12x30. K těmto šroubům je potom přístup skrze montážní otvor, který je v horní přírubě.

6.15.1 Krytí pohonných částí reklamního panelu

Z hlediska vyšší životnosti ozubení je u pohonných komponentů důležité zakrýt tyto součástky – pastorek s ozubeným ložiskem jsou kryty ze spodní části za pomocí krycího plechu, který se skládá z dvou dílů pro možnost montáže či demontáže. Viz „Obrázek 53“.



Obrázek 53: Krytí pohonných částí

Pohonná jednotka je kryta i z vrchní části, za pomoci krycích plechů. Shora je umístěn plech, který je přivařený k nosným prvkům horní části. Po obvodu jsou umístěny 3 krycí plechy a přišroubovány ke konstrukci pro snadnou montáž/demontáž. Viz „Obrázek 53“

7. Závěr

Hlavním cílem práce bylo vytvoření koncepčního návrhu konstrukce reklamního panelu a návrhu řešení uložení otočné části na sloupu včetně koncepčního návrhu pohonu otáčení.

V první části byla provedena rešerše o možnostech uložení a pohonu rotační části reklamního panelu. Na konci rešerše byly předběžně stanoveny možnosti provedení uložení a pohonu, které byly posouzeny mezi sebou a byl vybrán jeden způsob provedení.

V úvodní konstrukční části práce jsou popsány hlavní části otočného reklamního panelu, ze kterých se skládá. Na základě získání vstupních parametrů byl vytvořen CAD model pro stanovení hmotnosti a momentu setrvačnosti horní části, pro kterou se poté navrhuje uložení a pohon.

V další části byly provedeny výpočty maximálních odporových účinků pro návrh pohonné jednotky. V potaz byl vzat jak negativní odpor v ložiscích, tak odpor větru i dynamické odpory. Na základě těchto výpočtů byla vybrána pohonná jednotka od firmy WATTDRIIVE. Jedná se o elektromotor s výkonem 1,1 kW, v kombinaci s převodovým ústrojím, které se skládá z jednoho čelního převodového soukolí a jednoho šnekového soukolí. Pro uložení a realizaci rotační vazby bylo použito ložisko otočové s vnějším ozubením pro přenos krouticího momentu. V dalších kapitolách byly provedeny návrhové a pevnostní výpočty hlavních částí uložení a pohonu.

V příloze je výkres sestavy reklamního panelu, který znázorňuje hlavní části stroje a podrobněji jednotlivé komponenty pohonné jednotky. CAD model byl vypracován za použití CAD softwaru Autodesk Inventor Professional 2020.

8. Použitá literatura

- [1] Jan, BEČKA. Tribologie. Praha : české vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01621-8.
- [2] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. Jeřáby vydání 1. Praha : Nakladatelství české literatury, 1968. 661 s. (modrá).
- [3] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. Jeřáby 2. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1975. 562 s.
- [4] Rollix.com. [Online] <http://www.rollix.com/324-4358-6235-6283-6284/Construction.htm>.
- [5] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: Ozubené převody. Dotisk. Praha : Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1985.
- [6] elesa+GANter. https://www.elesa-ganter.cz/static/technicaldata/files/transmission-elements_CZ.pdf. <https://www.elesa-ganter.cz>. [Online]
- [7] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 2 svazek, 5. přeprac. vyd. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [8] Komárek, Bc. Michal. Ruční nýtovací přípravek pro rozebírání řetězů 20B až 40B. [Online] 2017. <http://hdl.handle.net/10467/73337>.
- [9] Lorence, Ervin W. Drive mechanism for a slew ring assembly . US3452624A USA, 26. 06 1967. Slewing gear hydraulically actuated.
- [10] Pecorari, Paul A. Lubricated worm gear driven slewing bearing. US595700A USA, 28. 9 1999.
- [11] 许培元. Windproof billboard and control method thereof. CN101329825B China, 24. 12 2007. Boards, hoardings, pillars, or like structures for notices, placards, posters, or the like planar structures comprising one or more panels supported by a post.
- [12] Jaroslav, Polesný. Analýza ocelových konstrukcí billboardů pro různé větrné oblasti. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2018.
- [13] SKF. [Online] [Citace: 1. 1 2022.] https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196803512e8-SKF-slewing-bearings-capability-publication_tcm_12-163306.pdf#cid-163306.

- [14] https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/404_de_en_1.pdf, Schaeffler slewing rings catalog [online]. 404 [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: [Online]
- [15] cat4cad. cat4cad. [Online] wattdrive.
<https://cat4cad.wattdrive.com/cat4cad8/?1652704854723#ek-sess-reload>.
- [16] Mitcalc. (https://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/pic/gear1_a.gif).
<https://www.mitcalc.com>. [Online]
- [17] pecorari, Paul A. Lubricated worm gear driven slewing bearing. US5957000A USA, 28. 9 1999. Sealings of ball or roller bearings with a diaphragm, disc, or ring, with or without resilient members.
- [18] SKF. SKF. SKF slewing ring. [Online]
https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196809590fe-Slewing-bearings_tcm_12-513670.pdf.
- [19] Vladimír, ŠVEC. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. PRAHA : vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01934-9..
- [20] Ruční nýtovací přípravek pro rozebírání řetězů 20B až 40B. ČVUT v praze, 2016. Diplomová práce. České učení technické v Praha. Vedoucí práce Ing. František Lopot, Ph.D.
- [21] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. Části strojů. 1. svazek. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Česká matice technická, č. spisu 349. ISBN 80-03-00046-7.
- [22] Posouzení konstrukčních řešení otoče nakládacího jeřábu. ČVUT v praze, 2016. Diplomová práce. České učení technické v Praha. Vedoucí práce Ing. Roman Uhlíř, Ph.D. [Online]

9. Seznam obrázků

Obrázek 1: Otočný reklamní panel	1
Obrázek 2: Tenkostěnná mazací pánev a její kapsa [1]	2
Obrázek 3: a) Jednosměrné kotoučové, b) obousměrné prstencové axiální ložisko [1].....	4
Obrázek 4: patní ložisko sloupu [2]	6
Obrázek 5: konstrukční řešení použití různých ložisek [2]	7
Obrázek 6: konstrukční řešení s dolním kombinovaným ložiskem [2]	7
Obrázek 7: Dvouřadé axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem v úpravě a) a b), vnitřní kroužek upevněn [3]	8
Obrázek 8: Dvouřadé axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem v úpravě a) nebo b), kdy je vnější kroužek upevněn [3]	8
Obrázek 9: Základní složení oběžné dráhy [4]	9
Obrázek 10 - schéma ozubení [6]	10
Obrázek 11: ozubená kola s: a) vnějším ozubením b) vnitřním ozubením [5]	11
Obrázek 12: parametry soukolí [16]	11
Obrázek 13: Ozubené soukolí s: a) přímými, b) šikmými a c) šípovými zuby [5]	12
Obrázek 14: Kuželové soukolí s: a) přímými, b) šikmými a c) zakřivenými zuby [5]	13
Obrázek 15: šnekové soukolí, a) válcové šnekové soukolí, b) smíšené šnekové soukolí, c) globoidní šnekové soukolí [5]	13
Obrázek 16: Ozubený řemen [5]	15
Obrázek 17: Řetěz a) pouzdrový rychloběžný b) válečkový jednořadý [8]	16
Obrázek 18: Patentové schéma oběžné dráhy [9]	16
Obrázek 19: Šnekem poháněná valivá dráha [10]	17
Obrázek 20: Schéma varianta 1	18
Obrázek 21: Schéma varianta 2	18
Obrázek 22: Schéma varianta 3	19
Obrázek 23: Schéma varianta 4	19
Obrázek 24: Varianta 5 [11]	20
Obrázek 25: hlavní části reklamního panelu	23
Obrázek 26: Sloup reklamního panelu	24
Obrázek 27: Koncepční návrh horní otočné konstrukce	24
Obrázek 28: rám reklamního panelu	25
Obrázek 29: Vlastnosti otočné konstrukce	26
Obrázek 30: pohonný mechanismus	26
Obrázek 31: Geometrie reklamního panelu (jednotky [mm])	28
Obrázek 32: schéma působících sil na uložení	29
Obrázek 33: Diagram dovolených zatížení pro otočové ložisko [13]	30
Obrázek 34: Parametry použitého ložiska [13]	31
Obrázek 35: Koeficient dynamické radiální síly [14]	32
Obrázek 36: Konstrukční řešení uložení ložiska	33
Obrázek 37: Schéma pro výpočet odporu od větru	35

Obrázek 38: náhradní model soukolí.....	37
Obrázek 39: pohonná jednotka SUA 609B 3C 80-02F [15].....	38
Obrázek 40: Parametry motoru [15]	38
Obrázek 41: Parametry převodovka [15]	38
Obrázek 42: Možnosti uložení pohonné jednotky SUA 609B 3C 80-02F [15]	39
Obrázek 43: a) profil zubu dle výrobce ložiska b) schéma ozubení [13] [16].....	39
Obrázek 44: Síly působící na ozubení [5]	42
Obrázek 45: Uložení hřídele do převodového ustrojí	43
Obrázek 46: Kontrolní místa na hřídeli.....	45
Obrázek 47: Náhradní schéma hřídele a průběh ohybového momentu v rovině XY.....	45
Obrázek 48: Náhradní schéma hřídele a průběh ohybového momentu v rovině XZ.....	46
Obrázek 49: Průběh kroutícího momentu.....	47
Obrázek 50: Vliv pera na průřez hřídele [7]	48
Obrázek 51: Uložení pohonu	49
Obrázek 52: Stavěcí deska	50
Obrázek 53: Krytí pohonných částí.....	51

10. Seznam tabulek

Tabulka 1: porovnání variant.....	21
-----------------------------------	----

11. Seznam příloh

Příloha 1. Výkres sestavy