



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ú12113 - Ústav konstruování a částí strojů



Bakalářská práce

**NÁVRH POHONU KYVNÝCH TRYSEK DEŠŤOVÉHO
SIMULÁTORU I**

Studijní obor: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

Vypracoval: Radek Wasserbauer



Zadání

V rešerši bakalářské práce bude vypracován stručný přehled problematiky výzkumu srážkoodtokových vztahů a eroze různých druhů půdy z hlediska meliorací a krajinného inženýrství a konstrukčních řešení pro tyto účely již používaných dešťových simulátorů včetně pohonů kyvných trysek. Podstatnou částí práce bude návrh nové varianty pohonu kyvných trysek stávajícího konstrukčního řešení dešťového simulátoru včetně provedení potřebných návrhových výpočtů a pevnostních kontrol. V závěru práce bude provedeno vyhodnocení efektivity navrženého řešení.



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru I“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kanavala, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze

.....

Radek Wasserbauer



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, za vstřícnost a trpělivost při konzultacích a za neocenitelné rady při řešení. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu a trpělivost se mnou, pánům Ing. Martinu Dubovi a Ing. Ondřeji Berkovi za pomoc při MKP analýze, paní Ing. Pavle Schwarzové, Ph.D. za cenné rady, informace a možnost pracovat na zařízení dešťového simulátoru.



Anotační list

Jméno autora: Radek Wasserbauer
Název BP: Návrh pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru I
Anglický název: Drive Design of the Rainfall Simulator's Swinging Nozzles I
Rok: 2015
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor Studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav: Ú12113 - Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
Konzultant: Ing. Pavla Schwarzová, Ph.D.

Bibliografické údaje

počet stran: 73
počet obrázků: 30
počet tabulek: 11
počet příloh: 37
Klíčová slova: Dešťový simulátor, elektromotor, převodovka
Keywords: Rainfall simulator, electric motor, gearbox
Anotace: Bakalářská práce se zabývá rešerší používaných konstrukčních možností dešťových simulátorů. Dále pak konkrétním řešením pohonu kyvných trysek simulátoru Fakulty Stavební, ČVUT v Praze.
Abstract: Bachelors thesis researches widely used types of constructions of rainfall simulators. Furthermore, a specific solution to drive swinging nozzles simulator Faculty of Civil Engineering, Czech Technical University in Prague.



Abstrakt

První část bakalářské práce popisuje základní princip funkce a využití dešťového simulátoru v technické praxi. Následuje rešerše současných používaných konstrukčních variant dešťových simulátorů a porovnání jednofázových a třífázových asynchronních elektromotorů pro pohon kyvných trysek dešťového simulátoru.

Druhá část práce se zabývá konstrukčním provedením pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru, který je provozován Fakultou stavební, ČVUT v Praze. Práce zahrnuje stanovení potřebného výkonu pohonu, návrh stejnosměrného elektromotoru, převodovky, spojek a kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů se závěrečným vyhodnocením efektivnosti navrhnutého řešení.



Obsah

Zadání	2
Prohlášení	3
Anotační list.....	5
Abstrakt	6
Seznam použitých veličin a symbolů	11
1. Dešťový simulátor obecně.....	15
1.1 Účel dešťového simulátoru	15
1.2 Vývoj dešťového simulátoru	15
1.3 Typy konstrukce dešťového simulátoru	16
1.4 Dešťový simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze.....	17
1.5 Varianty a vyhodnocení výběru elektromotoru	19
1.5.1 Význam, princip asynchronního elektromotoru obecně.....	19
1.5.1.1 Význam a použití	19
1.5.1.2 Princip.....	19
1.5.2 Třífázový asynchronní elektromotor	19
1.5.2.1 Konstrukce třífázového asynchronního motoru.....	21
1.5.3 Jednofázový asynchronní elektromotor.....	21
1.5.3.1 Konstrukce jednofázového asynchronního motoru	21
1.5.3.2 Zdůvodnění výběru jednofázového elektromotoru	23
2. Návrh pohonu.....	23
2.0 Určení potřebného výkonu pohonu.....	23
2.0.1 Určení ztrát pohonného mechanismu - obecně.....	23
2.0.2 Výpočet pasivních účinků v čtyřkloubovém mechanismu.....	24



2.0.3 Výpočet pasivních účinků v kluzných ložiscích	25
2.0.3.1 Výpočet Navierovou-Stokesovou rovnicí	25
2.0.3.1 Výpočet základní mechanikou.....	27
2.0.4 Výpočet pasivních účinků v čtyř-kloubovém mechanismu.....	27
2.0.5 Měření točivého momentu pomocí digitálního měřiče	27
2.0.5.1 Vyhodnocení měření.....	28
2.0.6 Srovnání experimentálního měření s analytickým výpočtem.....	29
2.1 Výpočet potřebného výkonu	29
3. Návrh převodovky.....	29
3.1 Převodové poměry a počty zubů	29
3.1.1 Zvolení počtů zubů na jednotlivých pastorcích a kolech.....	30
3.2 Krouticí momenty na hřídelích.....	30
3.3 Průměry hřídelů.....	30
3.4 Návrh ozubení	31
3.4.1 Výpočet modulů ozubení dle ČSN 014886/1955.....	31
3.4.2 Výpočet šířky jednotlivých kol	31
3.4.3 Výpočet průměrů roztečných kružnic ozubených kol	32
3.4.4 Úprava osové vzdálenosti mezi hřídeli 1-2 a 2-3.....	32
3.4.5 Korekce osových vzdáleností mezi hřídeli 2-3	32
3.4.6 Korekce osových vzdáleností 1-2.....	33
3.4.7 Stanovení patních a hlavových kružnic	33
3.5 Kontrola ozubení	34
3.6 Výpočet reakcí v ložiscích	37
3.6.1 Silové poměry	37
3.6.2 Výpočet reakcí a momentů.....	39



3.6.2.1 Hřídel 1	39
3.6.2.2 Hřídel 2	41
3.6.2.3 Hřídel 3	43
3.7 Statická bezpečnost	45
3.7.1 Hřídel 1.....	45
3.7.2 Hřídel 2.....	46
3.7.3 Hřídel 3.....	47
3.7.4 Hřídel 1 (Pro opačný směr otáčení)	48
3.7.5 Hřídel 2 (Pro opačný směr otáčení)	49
3.7.6 Hřídel 3 (Pro opačný směr otáčení)	50
3.8 Volba ložisek	50
3.8.1 Výpočet pro 1. Hřídel	50
3.8.2 Výpočet pro 2. Hřídel	51
3.8.3 Výpočet pro 3. Hřídel	52
3.9 Výpočet naklopení v ložiscích a průhybu pod ozubenými koly (vypočteno programem MitCalc).....	52
3.9.1 Hřídel 1.....	52
3.9.2 Hřídel 2.....	53
3.9.3 Hřídel 3.....	54
3.10 Kontrola na oteplení	55
3.10.1 Určení celkového ztrátového výkonu	55
3.10.2 Celková tepelná kapacita převodovky	55
3.10.3 Výpočet teploty v převodovce	56
3.11 Výpočet síly potřebné po nalisování ozubených kol	56
3.11.1 Kolo 1	56
3.11.2 Kolo 2	57



3.11.3 Kolo 3	58
3.11.4 Kolo 4	58
3.12 Únavová pevnost.....	59
4. Návrh spojky na vstupním hřídeli	61
4.1 Výpočet per	62
5. Ekonomická kalkulace	63
6. MKP výpočet vstupní hřídele (proveden programem Inventor 2014)	64
7. Závěrečné zhodnocení	66
Seznam použité literatury	67
Seznam obrázků	69
Seznam tabulek.....	71
Seznam příloh	72



Seznam použitých veličin a symbolů

Symbol	Jednotka	Název veličiny
E	[Nmm ⁻²]	Modul pružnosti v tahu
η_{12}	[1]	Účinnost soukolí 1. stupně (1-2)
η_{34}	[1]	Účinnost soukolí 2. stupně (3-4)
n_{elm}	[s ⁻¹]	Otáčky elektromotoru
n_I	[s ⁻¹]	Otáčky 1. hřídele
n_{II}	[s ⁻¹]	Otáčky 2. hřídele
n_{III}	[s ⁻¹]	Otáčky 3. hřídele
n_{trys}	[s ⁻¹]	Otáčky trysek
F_a	[N]	Síla v ozubení axiální
F_t	[N]	Síla v ozubení tečná
F_r	[N]	Síla v ozubení radiální
F_N	[N]	Normálová síla
F_{Tr}	[N]	Přenášená tečná síla v řetězu
F_{vr}	[N]	Výsledná síla v řetězovém převodu
F_{ocr}	[N]	Tahová složka odstředivé síly
F_{gr}	[N]	Tahová síla od tíhy řetězu
F_{ru}	[N]	Celková síla v uvolněné větvi
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
J	[mm ⁴]	Polární moment průřezu
k	[1]	Bezpečnost
M_{k1}	[Nm]	Kroutící moment na 1. hřídeli
M_{k2}	[Nm]	Kroutící moment na 2. hřídeli
M_{k3}	[Nm]	Kroutící moment na 3. hřídeli
M_{ox}	[Nm]	Ohybový moment do směru x
M_{oy}	[Nm]	Ohybový moment do směru y
R_1	[m]	Vnitřní poloměr ložiska
R_2	[m]	Vnější poloměr ložiska



R_A	[N]	Reakce v uložení A
R_B	[N]	Reakce v uložení B
R_C	[N]	Reakce v uložení C
R_D	[N]	Reakce v uložení D
R_E	[N]	Reakce v uložení E
R_F	[N]	Reakce v uložení F
v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost
W_k	[mm^3]	Modul průřezu v krutu
W_o	[mm^3]	Modul průřezu v ohybu
C_r	[N]	Dynamická únosnost ložiska
C_o	[N]	Statická únosnost ložiska
L_{10h}	[h]	Trvanlivost ložiska
d_a	[m]	Průměr hlavové kružnice
d_f	[m]	Průměr patní kružnice
d_b	[m]	Průměr roztečné kružnice
d_w	[m]	Průměr valivé kružnice
α	[$^\circ$]	Úhel záběru
B_{12}	[$^\circ$]	Úhel sklonu ozubení 1-2
B_{34}	[$^\circ$]	Úhel sklonu ozubení 3-4
S_F	[1]	Bezpečnost na ohyb
S_H	[1]	Bezpečnost na dotyk
σ_{red}	[Nmm^{-2}]	Redukované napětí
σ_D	[Nmm^{-2}]	Dovolené napětí
$\sigma_{1,2}$	[Nmm^{-2}]	Hlavní napětí
τ	[Nmm^{-2}]	Tečné napětí
ΔT	[$^\circ C$]	Teplotní rozdíl
L	[m]	Délka uložení
μ	[$Pa \cdot s$]	Dynamická viskozita
ω	[$rad \cdot s^{-1}$]	Úhlová rychlost
$P_{výst}$	[W]	Výstupní výkon



a_{12}	[m]	Osová vzdálenost soukolí 1-2
a_{34}	[m]	Osová vzdálenost soukolí 3-4
Ψ	[1]	Poměrná šířka ozubení
a_{w12}	[m]	Osová vzdálenost korigovaná 1-2
a_{w34}	[m]	Osová vzdálenost korigovaná 3-4
d_1	[m]	Průměr hřídele 1
d_2	[m]	Průměr hřídele 2
d_3	[m]	Průměr hřídele 3
x_1	[m]	Korekce pastorku 1
x_2	[m]	Korekce kola 2
x_3	[m]	Korekce pastorku 3
x_4	[m]	Korekce kola 4
m_{12}	[mm]	Modul ozubení 1-2
m_{34}	[mm]	Modul ozubení 3-4
i_p	[1]	Převodový poměr převodovky
i_{12}	[1]	Převodový poměr soukolí 1-2
i_{34}	[1]	Převodový poměr soukolí 3-4
Z_1	[1]	Počet zubů pastorku 1
Z_2	[1]	Počet zubů kola 2
Z_3	[1]	Počet zubů pastorku 3
Z_4	[1]	Počet zubů kola 4
b_{w1}	[m]	Šířka ozubení 1
b_{w2}	[m]	Šířka ozubení 2
b_{w3}	[m]	Šířka ozubení 3
b_{w4}	[m]	Šířka ozubení 4
v_r	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost
$M_{zatižení}$	[Nm]	Moment ve valivém ložisku
P_{elm}	[W]	Výkon elektromotoru
φ_A	[°]	Natočení v ložisku A
φ_B	[°]	Natočení v ložisku B
φ_C	[°]	Natočení v ložisku C



φ_D	[°]	Natočení v ložisku D
φ_E	[°]	Natočení v ložisku E
φ_F	[°]	Natočení v ložisku F
φ_{kolo1}	[°]	Natočení pod ozubeným kolem 1
φ_{kolo2}	[°]	Natočení pod ozubeným kolem 2
φ_{kolo3}	[°]	Natočení pod ozubeným kolem 3
φ_{kolo4}	[°]	Natočení pod ozubeným kolem 4
V_{kolo1}	[m]	Průhyb pod ozubeným kolem 1
V_{kolo2}	[m]	Průhyb pod ozubeným kolem 2
V_{kolo3}	[m]	Průhyb pod ozubeným kolem 3
V_{kolo4}	[m]	Průhyb pod ozubeným kolem 4
$P_{z1,2}$	[W]	Ztrátový výkon na ozubení 1-2
$P_{z3,4}$	[W]	Ztrátový výkon na ozubení 3-4
P_{La}	[W]	Ztrátový výkon na ložisku A
P_{Lb}	[W]	Ztrátový výkon na ložisku B
P_{Lc}	[W]	Ztrátový výkon na ložisku C
P_{Ld}	[W]	Ztrátový výkon na ložisku D
P_{Le}	[W]	Ztrátový výkon na ložisku E
P_{Lf}	[W]	Ztrátový výkon na ložisku F
P_{ztr}	[W]	Celkový ztrátový výkon
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
u_r	[m·s ⁻¹]	Radiální kluzná rychlost
u_φ	[m·s ⁻¹]	Obvodová kluzná rychlost
t	[s]	Čas
$\frac{\partial u}{\partial t}$	[m·s ⁻²]	Časová derivace rychlosti
$\bar{\Delta}$	[Nm·s ⁻¹]	Tenzor rychlosti deformace
\Leftrightarrow		Viz rovnice



1. Dešťový simulátor obecně

1.1 Účel dešťového simulátoru

Dešťový simulátor je zařízení sloužící k výzkumu srážkoodtokových vztahů a eroze půdy. Zkoumá zejména vlhkost půdy, schopnost půdy pohltit srážky, smyv půdních částic a infiltraci. Celý proces je ovlivněn dvěma základními charakteristikami, které je třeba sledovat - srážkovými a půdními.

Výzkum může být proveden v laboratorním zařízení nebo v zařízení určeném do terénu, kde ovšem je problém s proměnlivostí počasí. Zejména deště s vyšší intenzitou, které jsou důležitým faktorem při rozvoji eroze půdy, se v průběhu roku vyskytují nahodile a jejich podchycení si žádá velké úsilí a velkou dávku štěstí. Z těchto důvodů se používá k měření laboratorní zařízení, kde můžeme tyto faktory ovlivnit a nastavit potřebné veličiny dle potřeb výzkumu.

1.2 Vývoj dešťového simulátoru

Ve třicátých letech dvacátého století se poprvé objevila myšlenka zkoumat vliv dešťových srážek na erozi půdy. Vědečtí pracovníci americké univerzity přišli s nápadem vyhodnotit erozní schopnosti vody na půdě, která byla zerodovaná do úrovně písku. Jelikož čekání na příhodné podmínky bylo velmi nákladné a neproduktivní, tak vznikla potřeba zařízení, které by potřebné podmínky simulovalo.



Obr. 1 - Ruční kropení půdy [1]



Nejjednodušším řešením se zdálo ruční kropení zkoumané plochy (viz obr. 1). Tento způsob se ale velmi rychle ukázal jako nevyhovující, protože nebylo možné udržet stejnou intenzitu deště po dobu trvání celého experimentu. Tvar kapek se dal ovlivnit pouze nástavcem na konci konve a v neposlední řadě zde byl problém s náročnou organizací práce.

Roku 1958 začali Meyer a McCune zkoumat trysky pro účely dešťového simulátoru. Vybrali trysku VeeJet 80-100 s výstupní rychlostí 8,8 m/s (viz obr. 2) a použili ji ve stacionárním stavu, což se ale nepřiblížilo vytvoření věrného modelu skutečného deště.



Obr. 2 - VeeJet 80-100 [2]

Další pokrok byl dosažen v 70-80. letech, kdy zkoušením různých podmínek a hledáním optimálního řešení, aby kapka simulátoru odpovídala dešťové kapce, se zabýval DR. Darrel Norton, který sestavil výslednou konstrukci - Norton Ladder Rainfall Simulator, která používá trysky VeeJet 80-100 při tlaku 6 p.s.i.g (0,42 bar), které se při simulaci kývou a tím jsou schopny vytvořit děj velmi podobný skutečnému dešti.

1.3 Typy konstrukce dešťového simulátoru

„Typy konstrukce dešťového simulátoru se dělí na dva základní typy dle místa provedení pracovního. Záleží jen na tom, jestli je výzkum veden v uzavřených laboratorních podmínkách nebo v otevřeném venkovním prostředí - rozdělení na laboratorní a mobilní zařízení.

Při návrhu mobilního zařízení (viz obr. 3) jsou základními požadavky především rychlé a jednoduché sestavení, snadná obsluha a maximální odlehčení použitých prvků pro převoz na další měřicí stanoviště. Na druhou stranu návrh zařízení nesmí být proveden na úkor kvalitativních parametrů charakterizujících dešť a neúměrného navyšování pořizovacích nákladů.



Obr. 3 - Mobilní dešťový simulátor [3]

Laboratorní provedení zpravidla obsahuje hmotnější podpůrnou konstrukci, můžeme ji nazvat žlabem, který umožňuje samotné uložení zkoumaného vzorku. Výhodou tohoto provedení je možnost rotačního uložení žlabu a jeho kontrolované natáčení. Tímto způsobem lze dosáhnout dostatečně přesné simulace svahového profilu. Obdobně je možné si předem upravit svahový profil, například vytvořením koryta potoku.“ [4]

1.4 Dešťový simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze

Dále popisovaný dešťový simulátor využívaný Katedrou meliorací a krajinného inženýrství na Fakultě stavební ČVUT v Praze, pro který navrhuji pohon kyvných trysek (viz Obr. 4 a 5), se druhově řadí jako Norton Ladder Rainfall Simulator. Jméno druhu je převzato po americkém vědci L. D. Nortonovi, který použil žebřík jako základní nosný prvek konstrukce.

„Hlavní nosnou částí pohonného i kyvného mechanismu jsou dva paralelní hliníkové žebříky. Tyto žebříky o délce 5 m jsou od sebe vzdáleny 0,8 m a umístěny ve výšce 2,4 m nad kontejnerem s půdním vzorkem. Na každé straně jsou rovnoměrně umístěny čtyři trysky VeeJet 80-100. Na tyto trysky je přiváděna voda o tlaku 0,41 bar.“ [4]

Trysky konají kyvný pohyb, realizovaný elektromotorem SIEMENS SPD 4APC 63-4s společně se šnekovou převodovkou, elektromagnetickou spojkou Destrol controls 55600-60 240VAC a čtyřkloubovým mechanismem. Žebříky jsou připevněny k nosné prutové konstrukci z trubkového profilu.



Obr. 4 - Dešťový simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze [autor]



Obr. 5 – Pohon dešťového simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze [autor]



1.5 Varianty a vyhodnocení výběru elektromotoru

1.5.1 Význam, princip asynchronního elektromotoru obecně

1.5.1.1 Význam a použití

Jako nejrozšířenější, neekologičtější a nejjednodušší způsob pohonu se elektromotory používají v nejrůznějších aplikacích od malých servomotorů až po rozměrné pohonné jednotky používané v obrněných vozidlech či lodích. Nejčastějším využitím pro asynchronní stroje jsou pohonné aplikace. Jsou ze všech elektromotorů nejjednodušší, snadno se udržují a ohledně nákladů jsou nejlacinější na provoz i údržbu. Užívají se k pohonům zařízení, jako jsou čerpadla, ventilátory, kompresory, pásové dopravníky, jeřáby, výtahy, obráběcí stroje, atd.

1.5.1.2 Princip

Princip činnosti asynchronního motoru (dále jen AM) je založen na vzájemném elektromagnetickém působení točivého magnetického pole statoru vyvolaného přívodem střídavého napětí na statorové vinutí a proudů, vytvořených ve vinutí rotoru tímto magnetickým polem.

Tento jev se nazývá indukcí napětí a proudů v rotoru a proto se motor také nazývá indukčním motorem. Točivé magnetické pole se u AM vytvoří ve vinutí statoru (statorové cívký), které je nejčastěji provedeno jako trojfázové, kde vinutí jednotlivých fází jsou prostorově natočena o 120° , a kterými protéká trojfázový harmonický proud.

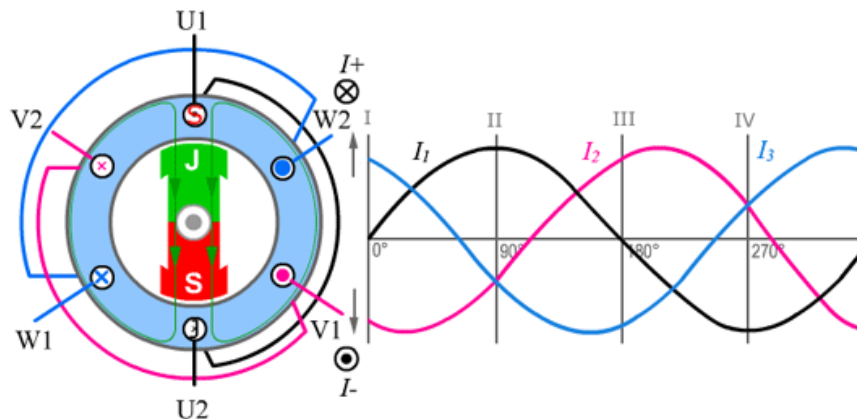
1.5.2 Třífázový asynchronní elektromotor

„V třífázovém motoru točivé magnetické pole vzniká pomocí třífázového proudu, kde jednotlivé fáze jsou fázově posunuty o 120° . Po zapnutí elektromotoru se vytvoří ve statoru točivé magnetické pole. Točivé magnetické pole začne ve vodičích rotoru vlivem elektromagnetické indukce indukovat napětí. Rotorem začne procházet střídavý elektrický proud, který vyvolá vznik magnetického pole. Silové účinky magnetického pole vyvolají točivý moment, který uvede rotor do otáčivého pohybu a poté je rotor točivým magnetickým polem statoru „vtažen“ do asynchronních otáček. Rotor se

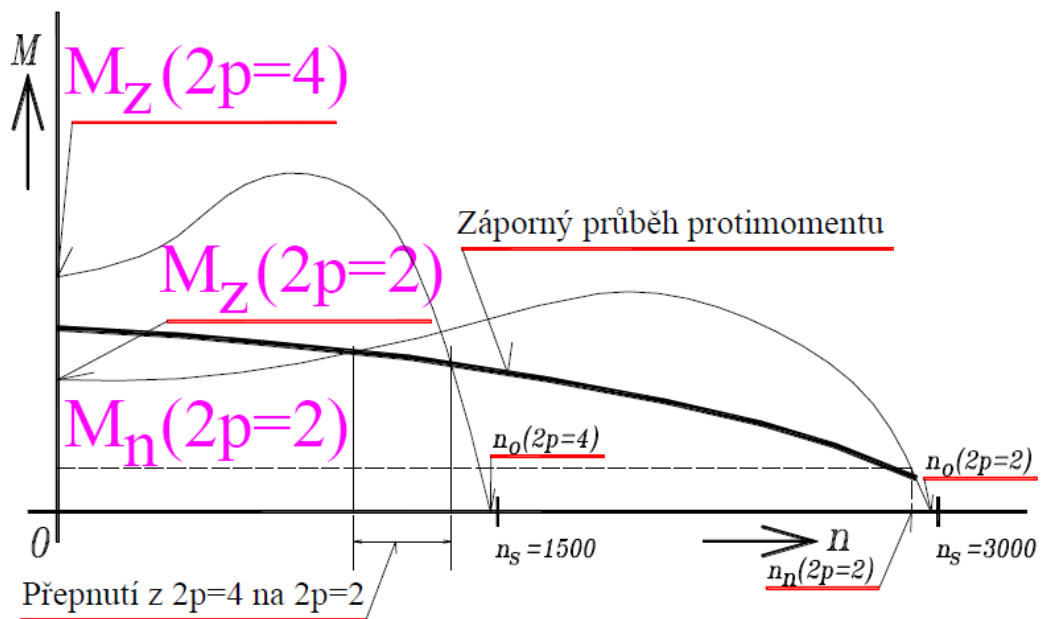


pohybuje dále synchronně (viz obr. 6) ve směru otáčení točivého magnetického pole statoru.“ [5]

„Aby vznikal točivý moment, musí točivé magnetické pole statoru indukovat napětí v rotoru. Otáčky rotoru musí být proto stále menší než otáčky točivého magnetického pole statoru. Pokud by otáčky rotoru dosáhly otáček točivého magnetického pole statoru, klesl by točivý moment na nulu. Ve skutečnosti otáčky rotoru nikdy nedosáhnou otáček točivého magnetického pole statoru vlivem např. tření na hřídeli, odporu vzduchu apod.“ [5]



Obr. 6 – Chod synchronního elektromotoru třífázového [6]



Obr. 7 – Momentové charakteristiky třífázového AM pro dvoupólové a čtyřpólové zapojení [7]



1.5.2.1 Konstrukce třífázového asynchronního motoru

„Asynchronní třífázový elektromotor se skládá ze dvou hlavních částí statoru a rotoru. Stator je tvořen elektrotechnickými plechy naskládanými na sebe do tvaru dutého válce. Po vnitřním obvodu jsou drážky. V drážkách je uloženo třífázové vinutí vzájemně posunuté o 120° . Začátky vinutí U1, V1, W1 a konce vinutí U2, V2, W2 jsou vyvedeny na svorkovnici. Spojíme-li konce těchto tří vinutí, vznikne zapojení vinutí do hvězdy. Spojíme-li konec jednoho vinutí se začátkem následujícího vinutí, vznikne zapojení vinutí do trojúhelníka.

Rotor je tvořen svazkem elektrotechnických plechů připevněných na hřídeli elektromotoru. Po obvodu jsou drážky. V drážkách jsou uloženy navzájem spojené vodiče. Vodiče jsou tvořeny hliníkovými nebo měděnými tyčemi spojenými na svých koncích zkratovacími kroužky – klecové vinutí.“ [8]

1.5.3 Jednofázový asynchronní elektromotor

„Jednofázové asynchronní motory (občas nazývané jako jednofázové indukční motory) využíváme k pohonu průmyslových ale i jiných zařízení, u kterých výkon zpravidla nepřesahuje 1000 W. Mohou to být například čerpadla, ventilátory, pračky apod.

U těchto zařízení vystačíme s jednofázovým napájecím napětím. U vyšších výkonů by docházelo k nevhodnému zatížení pouze jedné fáze, což by mělo negativní vliv na rozvodnou síť. Jednofázové asynchronní motory se zpravidla používají tam, kde není nutné regulovat otáčky během provozu zařízení.“ [8]

1.5.3.1 Konstrukce jednofázového asynchronního motoru

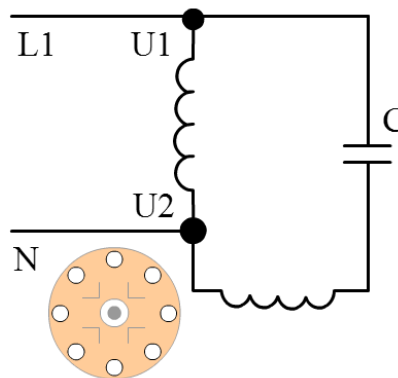
„Jednofázový asynchronní motor s kotvou nakrátko se liší od trojfázového asynchronního motoru především v konstrukci statorového vinutí.

Stator je tvořen elektrotechnickými plechy naskládanými na sebe do tvaru dutého válce. Na vnitřním obvodu jsou drážky. Dvě třetiny drážek statoru jsou obsazeny pracovním vinutím (hlavní fáze) a v jedné třetině je uloženo vinutí rozběhové (pomocná fáze). Pomocnému (rozběhovému) vinutí je do série zapojen kondenzátor C. Začátek

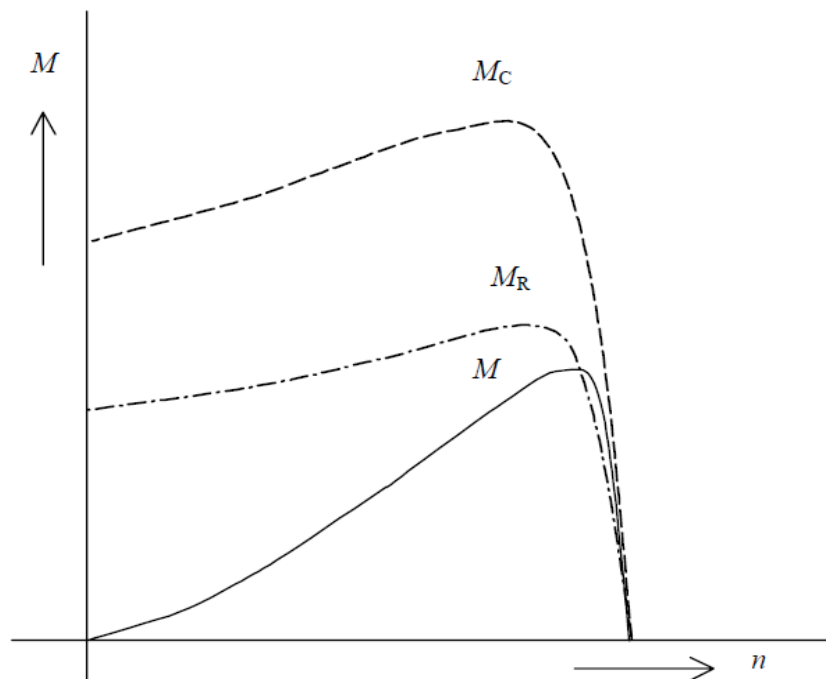


hlavního vinutí U_1 a jeho konec U_2 jsou vyvedeny na svorkovnici (viz obr. 8).

Rotor je tvořen svazkem elektrotechnických plech připevněných na rotující hřídel. Plechy naskládané k sobě tvoří válec, který je podélně drážkovaný. V drážkách jsou uloženy navzájem spojené vodiče - vinutí na rotoru je vždy v podobě klece. Vodiče jsou tvořeny hliníkovými, nebo měděnými tyčemi spojenými na svých koncích zkratovacími kroužky. Průběh momentové charakteristiky je na obr. 9.“ [8]



Obr. 8 – Zapojení hlavního a pomocného vinutí s kondenzátorem C [8]



Obr. 9 – Momentové charakteristiky jednofázových AM (M bez pomocné fáze, M_R – s odporovou pomocnou fází, M_C – s rozběhovým kondenzátorem) [8]



1.5.3.2 Zdůvodnění výběru jednofázového elektromotoru

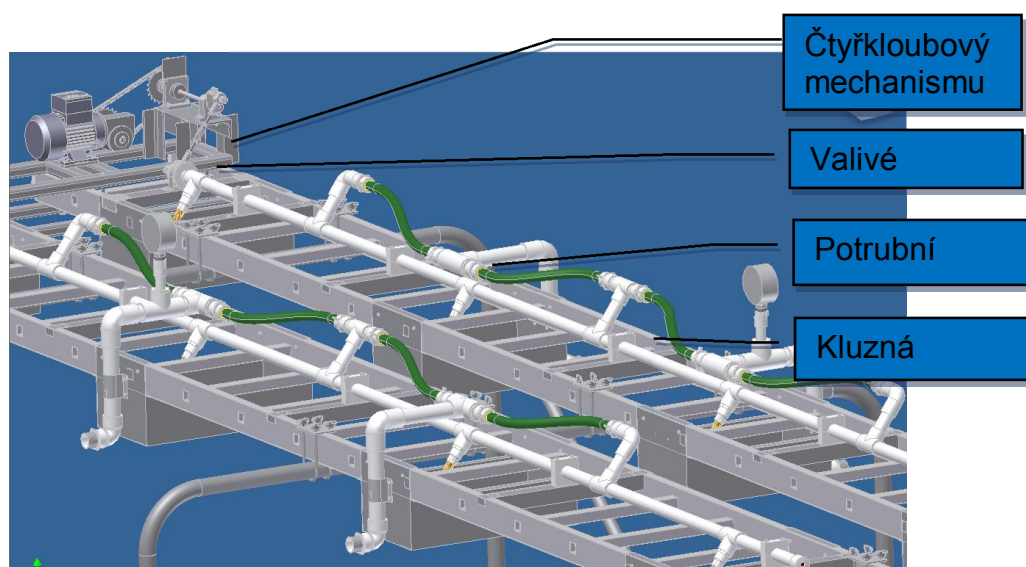
Jelikož můj požadovaný výkon nepřevyšuje 120 W, je během rozběhu zařízení pod hranicí 1000 W a lze použít jednofázový asynchronní elektromotor. Navíc v průběhu funkce není třeba regulovat otáčky a na hale není k dispozici dostatečně blízko zásuvka pro třífázový proud a motor by byl i po stránce finanční náročnější. Rozhodl jsem se tedy, že vhodnější pro řešenou aplikaci bude jednofázový elektromotor, ale i třífázový elektromotor lze použít.

2. Návrh pohonu

2.0 Určení potřebného výkonu pohonu

2.0.1 Určení ztrát pohonného mechanismu - obecně

Při určování potřebného výkonu bude potřeba počítat se ztrátami ve valivém ložisku, kluzných ložiscích, čepech čtyřkloubového mechanismu a v převodovce. Ztrátu ve valivém ložisku určil Bc. Pavel Bém ve své práci Dešťový simulátor. Ztráta v převodovce je odhadnuta dle účinností soukolí. Zbylé ztráty jsou určeny níže. Celková ztráta bude stanovena experimentálně.



Obr. 10 – schéma pohonného mechanismu kyvných trysek [4]



2.0.2 Výpočet pasivních účinků v čtyřkloubovém mechanismu

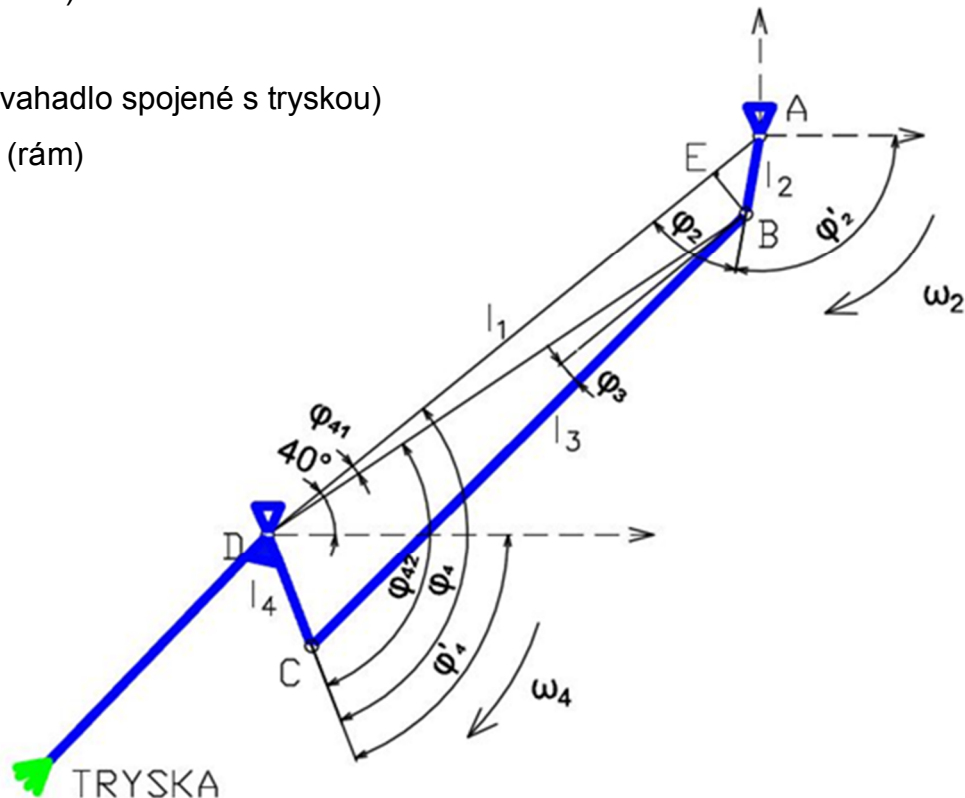
Kinematický rozbor 4 kloubového mechanismu pohonu kyvných sekcí potrubí s tryskami (viz Bc. Pavel Bém – Dešťový simulátor)

$l_2 = 25 \text{ mm}$ (klika)

$l_3 = 200 \text{ mm}$

$l_4 = 38 \text{ mm}$ (vahadlo spojené s tryskou)

$l_1 = 200 \text{ mm}$ (rám)



Obr. 11 - schéma čtyřkloubového mechanismu [9]

$M_{\text{zatížení}}$ tření v uložení kyvného potrubí (valivé ložisko)

$$M_{\text{zatížení}} = (m_{\text{potrubí}} + m_{\text{vody}}) \cdot g \cdot r_{\text{potrubí}} \cdot f \quad (1)$$

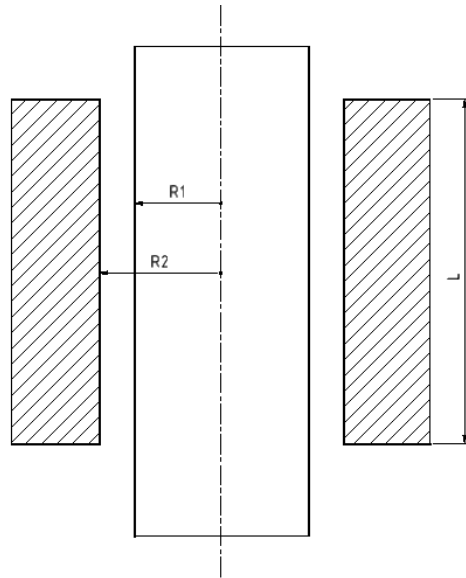
$$M_{\text{zatížení}} = (4,6 + 0,0116^2 \cdot \pi \cdot 5000) \cdot 9,81 \cdot 0,0116 \cdot 0,3 = 0,2 \text{ Nm} \quad (2)$$

Kromě určení ztrátového momentu ve valivém ložisku bude využito z jeho práce i stanovení maximálních úhlové rychlosti v uložení pro výpočet ztráty v něm pomocí Navierovy-Stokesovy rovnice (obr. 13).



2.0.3 Výpočet pasivních účinků v kluzných ložiscích

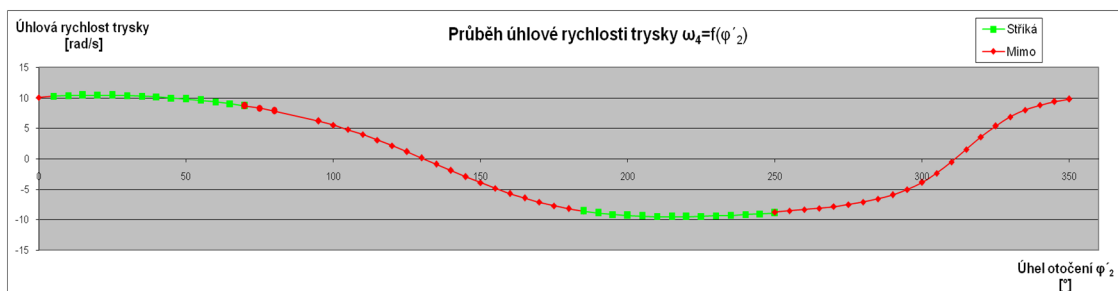
2.0.3.1 Výpočet Navierovou-Stokesovou rovnicí



Obr. 12 – schéma kluzného ložiska [autor]

Tab. 1 - Rozměry

$R_1=16,7$ mm	$R_2=16,75$ mm	$\mu=0,3$ Pa·s	$L=20$ mm
---------------	----------------	----------------	-----------



Obr. 13- Průběh úhlové rychlosti trysky [9]

Hodnota ω je brána jako nejhorší možná $\omega=10,11$ rad·s⁻¹ a viskozita maziva je zvětšena 10x z důvodu velmi prašného prostředí a výměny maziva jen v havarijních stavech. Pro výpočet bude použita Navierova-Stokesova rovnice – bilance hybnosti newtonské kapaliny. Vzhledem k idealizovanému stavu, velkému počtu korekcí a zjednodušení bude výsledná ztráta ještě vypočtena pomocí jiné metody s realističtějším modelem.



$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} + \rho \vec{f} \quad (3)$$

Budou zavedeny předpoklady – stacionární proudění, laminární proudění, newtonská kapalina, izotermický děj, $L \gg x$, $u_z = u_r = 0$ a $u_\varphi = f(r)$.

$$\rho \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial t} + u_r \cdot \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} + u_z \cdot \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + u_\varphi \cdot \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} \cdot \frac{1}{r} + \frac{u_r \cdot u_\varphi}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot u_\varphi) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2} \right) + \rho \cdot f_z \quad (4)$$

Po vyloučení všech nulových členů zůstane pouze výraz

$$0 = \mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot u_\varphi) \right) \right) \quad (5)$$

Teď lze naradit parciální derivaci totálním diferenciálem.

$$0 = \mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \cdot u_\varphi) \right) \right) \gg \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \cdot u_\varphi) = C_1 \gg u_\varphi = C_1 \frac{r}{2} + \frac{C_2}{r} \quad (6)$$

Okrajové podmínky jsou určeny jako 1) $r = R_2 \gg u_\varphi = 0$ (7)

2) $r = R_1 \gg u_\varphi = \omega R_1$ (8)

Po dosazení a úpravě vyjde vztah pro třecí rychlost ($\Rightarrow 9$).

$$u_\varphi = \frac{\omega R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(\frac{R_2^2}{r} - r \right) \quad (9)$$

Tento vztah bude dosazen do rovnice ($\Rightarrow 10$).

$$\bar{\tau} = 2\mu \bar{\Delta} = \mu r \frac{d}{dr} \left(\frac{u_\varphi}{r} \right) \quad (10)$$

Ztrátový moment se vypočte jako ($\Rightarrow 11$).

$$M_{kz} = F_z \cdot R_1 = \tau \cdot 2\pi \cdot R_1^2 \cdot L \quad (11)$$

Kde τ se dosadí z rovnice ($\Rightarrow 10$). Výsledný ztrátový moment se vypočte podle vztahu ($\Rightarrow 12$).

$$M_{kz} = 4\pi \cdot L \cdot \mu \cdot \omega \cdot \frac{R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \quad (12)$$

Bude dosazeno do rovnice ($\Rightarrow 12$) a vyjde výsledný ztrátový moment v kluzném ložisku.

$$M_{kz} = 4\pi \cdot L \cdot \mu \cdot \omega \cdot \frac{R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} = 4\pi \cdot 0,02 \cdot 0,3 \cdot 10,11 \cdot \frac{0,0167^2 \cdot 0,01675^2}{0,01675^2 - 0,0167^2} = 0,0356 \text{ Nm}$$

Kluzných ložisek je zde 5, proto výsledný ztrátový moment na kluzných ložiscích vzejde po znásobení pěti a je roven $M_{kzc} = 0,178 \text{ Nm}$.



2.0.3.1 Výpočet základní mechanikou

Bude zaveden předpoklad, že mazivo mezi potrubím a ložiskem již není a ztrátový třecí moment se vypočte dle (⇨13).

$$M_{kz} = m_{potrubí} \cdot g \cdot f \cdot R_1 = 4,6 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 0,0167 = 0,452 \text{ Nm} \quad (13)$$

kde hmotnost potrubí byla zjištěna v práci Pavel Bém – Dešťový simulátor, součinitel tření mezi ocelí a PVC byl zjištěn z tabulek a poloměr potrubí byl zjištěn v přechozím výpočtu.

2.0.4 Výpočet pasivních účinků v čtyř-kloubovém mechanismu

Vzhledem ke složitosti výpočtu všech pasivních a setrvačných účinků v čtyř-kloubovém mechanismu bude výsledná ztráta v něm určena jako dopočet do hodnoty zjištěné experimentálním měřením. Vzhledem k rozdílnosti výsledků u kluzného ložiska pro idealizovaný a reálnější případ je vhodné zvolit jako výsledný potřebný moment moment z experimentálního měření.

$$M_{ztrc} = \frac{M_{kz} + M_{zatížení} + M_{čtyřkloub}}{\eta_{12} \cdot \eta_{34}} \quad (14)$$

Vyjádřením $M_{čtyřkloub}$ ze (⇨14) a dosazením vyjde ztrátový moment v čtyř-kloubovém mechanismu.

$$M_{čtyřkloub} = M_{ztrc} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} - M_{zatížení} - M_{kz} = 5,37 \cdot 0,98 \cdot 0,98 - 0,23 - 0,452$$

$$M_{čtyřkloub} = 4,47 \text{ Nm}$$

2.0.5 Měření točivého momentu pomocí digitálního měřiče

$$\text{Pravděpodobná hodnota veličiny při } n \text{ měřeních } \bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_n x_i \quad (15)$$

$$\text{Chyba aritmetického průměru } n \text{ měření } \bar{p} = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \sum_n (\Delta x_i)^2} \quad (16)$$

$$\text{Chyba } x = \bar{x} - \bar{p} \quad (17)$$

$$\text{Směrodatná chyba } p_{n-1} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_n (\Delta x_i)^2} \quad (18)$$

$$\text{Pravděpodobná chyba aritmetického průměru } \bar{\theta} = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \sum_n (\Delta x_i)^2} \quad (19)$$

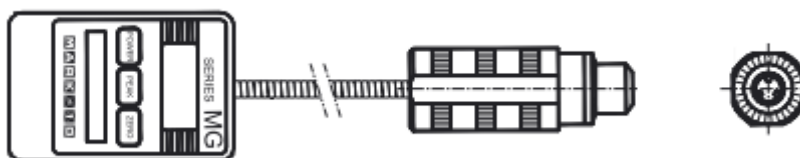


Tab. 2 – Naměřené hodnoty

Číslo měření	Naměřená hodnota [Nm]		
1	5,572		
2	5,576		
3	5,552		
4	5,576		
5	5,57	Pravděpodobná hodnota veličiny při n měřeních	5,37
6	5,567	Chyba aritmetického průměru n měření	0,019
7	5,571	Chyba	5,370±0,019
8	5,577	Směrodatná chyba	0,019
9	5,569	Interval	<5,351;5,389>
10	5,568	Pravděpodobná chyba aritmetického průměru	0,019

2.0.5.1 Vyhodnocení měření

Ze statistické analýzy naměřených hodnot byla zjištěna pomocí výpočtu chyba v měření, a určena tak výsledná hodnota **(5,57±0,19) Nm**, která v dalších výpočtech bude brána jako požadovaný krouticí moment za řetězovým převodem. Jelikož cílem tohoto měření bylo zjistit potřebný krouticí moment na výstupním hřídeli, bude využito přepočtu námi získané hodnoty za řetězovým převodem k získání potřebného výkonu na výstupním hřídeli. Ačkoliv by mělo být provedeno měření s minimálně 30-ti naměřenými hodnotami, tak měření s 10-ti naměřenými hodnotami bude bráno jako rovnocenné vzhledem k přesnosti měřicího přístroje.



Obr. 14 – Schéma použitého přístroje MARK-10 série MG [10]



2.0.6 Srovnání experimentálního měření s analytickým výpočtem

V experimentálním měření byl potřebný krouticí moment stanoven na 5,57 Nm. V analytickém řešení byly vypočteny ztráty na ložiscích. Rozcházející se hodnoty pro případy idealizované a realističtější se složitostí určení ztrát v čtyř-kloubovém mechanismu vedly k závěru, že ztrátový moment bude určen experimentálně a tato hodnota bude vzata za celkový ztrátový moment. Z toho plyne, že za potřebný krouticí moment bude brán moment stanovený experimentálním měřením.

2.1 Výpočet potřebného výkonu

Stávajícím pohonem je SIEMENS SPD 4APC 63-4s se šnekovou převodovkou o výkonu 120 W a otáčkách 1415 min⁻¹, který pohání kyvný mechanismus o $n_{trys} = 134$ min⁻¹. Experimentálně byl stanoven potřebný výkon na výstupním hřídeli z převodovky na $P_{výst} = 78,2W$ (⇒20). Vzhledem k účinnosti obou soukolí $\eta_{12,34} = 0,98$ byl dopočten potřebný výkon elektromotoru (⇒21).

$$P_{výst} = M_k \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{trys}}{60} = 5,57 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 134}{60} = 78,2W \quad (20)$$

$$P_{elm} = \frac{P_{výst}}{\eta_{12} \cdot \eta_{34}} = \frac{78,2}{0,98 \cdot 0,98} = 81,42W \quad (21)$$

Byl zvolen jednofázový asynchronní elektromotor 1LF7060-4AE s rozběhem do zátěže od firmy Siemens s jmenovitým výkonem $P = 120$ W a otáčkami $n = 1415$ min⁻¹. [4] Výkon elektromotoru byl předimenzován, protože stávající pohon při horším promazání komponent mechanismu není dostačující. Volbou účinnější převodovky a zachování stávajícího výkonu bude dosaženo bezproblémového chodu mechanismu a omezení potřeby častého servisu celého kyvného mechanismu.

3. Návrh převodovky

3.1 Převodové poměry a počty zubů

Určení celkového převodového poměru převodovky pro nový pohon

$$i_p = \frac{n_{elm}}{n_{výst}} = \frac{1415}{98} = 14,439 \quad (22)$$

Určení dílčích převodových čísel soukolí 1,2 (⇒23) a 3,4 (⇒24).



$$i_{34} = 0,9 \cdot \sqrt{i_p} = 0,9 \cdot \sqrt{14,439} = 3,42 \quad (23)$$

$$i_{12} = \frac{i_p}{i_{34}} = \frac{14,439}{3,42} = 4,222 \quad (24)$$

Podmínka $i_{12} > i_{34}$ je **splněna**.

3.1.1 Zvolení počtů zubů na jednotlivých pastorcích a kolech

Zvoleno: Pastorek 1 $z_1 = 19$ zubů (25)

Kolo 2 $z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 19 \cdot 4,222 = 80$ zubů (26)

Pastorek 3 $z_3 = 17$ zubů (27)

Kolo 4 $z_4 = z_3 \cdot i_{34} = 17 \cdot 3,42 = 58$ zubů (28)

Podmínka $z_1 > z_3$ je **splněna**.

Podmínka nesoudělnosti počtu zubů je **splněna**.

Kontrolní výpočet převodu ($\Leftrightarrow 29$).

$$i_{ps} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{80}{19} \cdot \frac{58}{17} = 14,365 \quad (29)$$

Vypočtená hodnota je v toleranci $\pm 4\%$ od jmenovité hodnoty » **výpočet vyhovuje**.

3.2 Krouticí momenty na hřídelích

Krouticí moment na vstupním hřídeli ($\Leftrightarrow 30$) do převodové skříně (hřídel 1).

$$Mk_1 = \frac{P_{elm}}{2 \cdot \pi \cdot n_{elm} / 60} \cdot 1000 = \frac{0,120}{2 \cdot \pi \cdot 1415 / 60} \cdot 1000 = 809,834 \text{ Nmm} \quad (30)$$

Krouticí moment na hřídeli 2 ($\Leftrightarrow 31$).

$$Mk_2 = Mk_1 \cdot i_{12} \cdot n_{12} = 809,834 \cdot 4,222 \cdot 0,98 = 3350,737 \text{ Nmm} \quad (31)$$

Krouticí moment na hřídeli 3 ($\Leftrightarrow 32$).

$$Mk_3 = Mk_2 \cdot i_{34} \cdot n_{34} = 3350,737 \cdot 3,42 \cdot 0,98 = 11230,33 \text{ Nmm} \quad (32)$$

3.3 Průměry hřídelů

Stanovení dovolených napětí ve smyku $\tau_{D1} = 25 \text{ Nmm}^{-2}$, $\tau_{D2} = 33 \text{ Nmm}^{-2}$, $\tau_{D3} = 50 \text{ Nmm}^{-2}$. Výpočet předběžných průměrů hřídelů ($\Leftrightarrow 33, 34, 35$), přidání přídavek na osazení a zvolení nejbližšího vyššího normalizovaného průměru ($\Leftrightarrow 36, 37, 38$).

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_1}{\pi \cdot \tau_{D1}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 809,834}{\pi \cdot 25}} = 5,485 \text{ mm} \quad (33) \rightarrow d_1 = d'_1 + 4 = 9,485 \rightarrow 10 \text{ mm} \quad (36)$$



$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_2}{\pi \cdot \tau_{D2}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3350,737}{\pi \cdot 35}} = 7,871 \text{ mm (34)} \rightarrow d_2 = d'_2 + 4 = 11,871 \rightarrow 12 \text{ mm (37)}$$

$$d'_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_3}{\pi \cdot \tau_{D3}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 11230,33}{\pi \cdot 50}} = 10,458 \text{ mm (35)} \rightarrow d_3 = d'_3 + 4 = 14,458 \rightarrow 16 \text{ mm (38)}$$

3.4 Návrh ozubení

Pro výpočty jsou zvoleny následující hodnoty - úhel záběru - $\alpha = 20^\circ$, úhly sklonu zubu ozubených kol - $\beta_{12} = 10^\circ$; $\beta_{34} = 8^\circ$, srovnávací ohybové napětí $c = 8 \text{ Nmm}^{-2}$, poměrná šířka ozubení $\psi = 12$, $K_H = 2$.

3.4.1 Výpočet modulů ozubení dle ČSN 014886/1955

$$m'_1 = \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot Mk_1 \cdot \cos B_{12}}{\pi \cdot c \cdot \psi \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 809,834 \cdot \cos(10 \cdot \pi / 180)}{\pi \cdot 8 \cdot 12 \cdot 19}} = 0,653 \text{ mm (39)}$$

$$m'_2 = \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot Mk_2 \cdot \cos B_{12}}{\pi \cdot c \cdot \psi \cdot z_2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3350,737 \cdot \cos(10 \cdot \pi / 180)}{\pi \cdot 8 \cdot 12 \cdot 80}} = 0,649 \text{ mm (40)}$$

$$m'_3 = \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot Mk_2 \cdot \cos B_{34}}{\pi \cdot c \cdot \psi \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3350,737 \cdot \cos(8 \cdot \pi / 180)}{\pi \cdot 8 \cdot 12 \cdot 17}} = 1,090 \text{ mm (41)}$$

$$m'_4 = \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot Mk_3 \cdot \cos B_{34}}{\pi \cdot c \cdot \psi \cdot z_4}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 11230,330 \cdot \cos(8 \cdot \pi / 180)}{\pi \cdot 8 \cdot 12 \cdot 58}} = 1,083 \text{ mm (42)}$$

Zvolen normalizovaný modul $m_{34} = 1 \text{ mm}$. Druhý modul není volen z přednostní řady, protože mezi ložisky při modulu $m_{12} = 0,6 \text{ mm}$ nebude dost místa na spojovací šrouby $\rightarrow m_{12} = 0,7 \text{ mm}$.

3.4.2 Výpočet šířky jednotlivých kol

$$b_{w1} = b_{w2} + m_{12} = 9 + 0,7 = 9,7 \rightarrow 10 \text{ mm (43)}$$

$$b_{w2} = \psi \cdot m_{12} = 12 \cdot 0,7 = 8,4 \rightarrow 9 \text{ mm (44)}$$

$$b_{w3} = b_{w4} + m_{34} = 12 + 1 = 13 \text{ mm (45)}$$

$$b_{w4} = \psi \cdot m_{34} = 12 \cdot 1 = 12 \text{ mm (46)}$$



3.4.3 Výpočet průměrů roztečných kružnic ozubených kol

$$\text{Pro kolo1: } d_1 = \frac{m_{12} \cdot z_1}{\cos B_{12}} = \frac{0,7 \cdot 19}{\cos 10^\circ} = 13,51 \text{ mm} \quad (47)$$

$$\text{Pro kolo2: } d_2 = \frac{m_{12} \cdot z_2}{\cos B_{12}} = \frac{0,7 \cdot 80}{\cos 10^\circ} = 56,86 \text{ mm} \quad (48)$$

$$\text{Pro kolo3: } d_3 = \frac{m_{34} \cdot z_3}{\cos B_{34}} = \frac{1 \cdot 17}{\cos 8^\circ} = 17,17 \text{ mm} \quad (49)$$

$$\text{Pro kolo4: } d_4 = \frac{m_{34} \cdot z_4}{\cos B_{34}} = \frac{1 \cdot 58}{\cos 8^\circ} = 58,57 \text{ mm} \quad (50)$$

3.4.4 Úprava osové vzdálenosti mezi hřídeli 1-2 a 2-3

$$a_{12} = \frac{m_{12}}{2 \cdot \cos(B_{12})} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{0,7}{2 \cdot \cos(10^\circ)} \cdot (19 + 80) = 35,185 \text{ mm} \rightarrow 35 \text{ mm} \quad (51)$$

$$a_{34} = \frac{m_{34}}{2 \cdot \cos(B_{34})} \cdot (z_3 + z_4) = \frac{1}{2 \cdot \cos(8^\circ)} \cdot (17 + 58) = 37,869 \text{ mm} \rightarrow 38 \text{ mm} \quad (52)$$

$$\Delta = |a_{12} - a_{tw}| = |35,185 - 35| = 0,185 \text{ mm} \leq 0,3 \cdot m_{12} = 0,21 \text{ mm} \quad (53)$$

$$\Delta = |a_{34} - a_{tw}| = |37,869 - 38| = 0,131 \leq 0,3 \cdot m_{34} = 0,3 \text{ mm} \quad (54)$$

$$\text{mezera} = a_{34} - \frac{d_{a2}}{2} = 38 - \frac{58,26}{2} = 8,87 \text{ mm} \quad (55)$$

Osově vzdálenosti budou zvoleny $a_{12} = 35 \text{ mm}$ a $a_{34} = 38 \text{ mm}$, což nejsou normalizované osové vzdálenosti, ale mohou být v tomto případě zvoleny, protože v normě je uvedena poznámka: “Norma se nevztahuje na čelní ozubené převody převodovek pro zvláštní účely a speciální konstrukce.” [11]

3.4.5 Korekce osových vzdáleností mezi hřídeli 2-3

Korigováno na osovou vzdálenost $a_{34} = 38 \text{ mm}$.

$$a_{tw} = a_t \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} \quad (56)$$

$$\text{kde } \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{34}} \Rightarrow \alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8^\circ} = 20,18^\circ = 0,3522 \text{ rad} \quad (57)$$

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a_t}{a_w} \cdot \cos \alpha_t = \frac{37,869}{38} \cdot \cos 20,18^\circ \Rightarrow \alpha_{tw} = 20,71^\circ = 0,36147 \text{ rad} \quad (58)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \tan \alpha_t - \alpha_t = \tan 20,18^\circ - 0,3522 = 0,0153321 \quad (59)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - \alpha_{tw} = \tan 20,71^\circ - 0,36147 = 0,016598 \quad (60)$$



Výpočet celkové korekce (61).

$$x_3 + x_4 = \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) = \frac{17 + 58}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} \cdot (0,016598 - 0,0153321) = 0,133 \text{ mm} \quad (61)$$

Pastorek bude korigován kladně hodnotou $x_3 = 0,133 \text{ mm}$. Kolo 4 bude bez korekce.

3.4.6 Korekce osových vzdáleností 1-2

Korigováno na osovou vzdálenost $a_w = 35 \text{ mm}$.

$$a_{tw} = a_t \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} \quad (62)$$

$$\text{kde } \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{12}} \Rightarrow \alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 20,28^\circ = 0,35401 \text{ rad} \quad (63)$$

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a_t}{a_w} \cdot \cos \alpha_t = \frac{35,185}{35} \cdot \cos 20,28^\circ \Rightarrow \alpha_{tw} = 19,44^\circ = 0,33936 \text{ rad} \quad (64)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \tan \alpha_t - \alpha_t = \tan 20,28^\circ - 0,35401 = 0,015504 \quad (65)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - \alpha_{tw} = \tan 19,44^\circ - 0,33936 = 0,0135805 \quad (66)$$

Výpočet celkové korekce (42).

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) = \frac{19 + 80}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} \cdot (0,0135805 - 0,015504) = -0,262 \text{ mm} \quad (67)$$

Pastorek 1 bude bez korekce. Kolo 2 bude korigováno hodnotou $x_2 = -0,262 \text{ mm}$.

3.4.7 Stanovení patních a hlavových kružnic

Výpočet pro pastorek 1: (\Leftrightarrow 68, 69, 70)

$$d_a = d + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x - \Delta y) = 13,505 + 2 \cdot 0,7 \cdot (1 + 0 - 0,00229) = 14,9 \text{ mm} \quad (68)$$

$$d_f = d - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^*) + 2 \cdot m \cdot x = 13,505 - (1,25 \cdot 1,4) + (1,4 \cdot 0) = 11,75 \text{ mm} \quad (69)$$

$$\Delta y = \frac{1}{m} \cdot [a + (x_1 + x_2)m - a_w] = \frac{1}{0,7} \cdot [35,185 - (0,262) \cdot 0,7 - 35] = 0,00229 \text{ mm} \quad (70)$$

Výpočet pro kolo 2: (\Leftrightarrow 71, 72, 70)

$$d_a = d + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x - \Delta y) = 56,86 + 2 \cdot 0,7 \cdot (1 - 0,26429) = 57,89 \text{ mm} \quad (71)$$

$$d_f = d - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^*) + 2 \cdot m \cdot x = 56,86 - (1,75) - (1,4 \cdot 0,262) = 54,75 \text{ mm} \quad (72)$$



Výpočet pro pastorek 3: (\Leftrightarrow 73, 74, 75)

$$d_a = d + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x - \Delta y) = 17,17 + 2 \cdot 1 \cdot (1 + 0,133 - 0,002) = 19,43 \text{ mm} \quad (73)$$

$$d_f = d - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^*) + 2 \cdot m \cdot x = 17,17 - (1,25 \cdot 2) + (2 \cdot 0,133) = 14,93 \text{ mm} \quad (74)$$

$$\Delta y = \frac{1}{m} \cdot [a + (x_1 + x_2)m - a_w] = \frac{1}{1} \cdot [37,869 + (0,133) \cdot 1 - 38] = 0,002 \text{ mm} \quad (75)$$

Výpočet pro kolo 4: (\Leftrightarrow 75, 76, 77)

$$d_a = d + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x - \Delta y) = 58,57 + 2 \cdot 1 \cdot (1 + 0 - 0,002) = 60,56 \text{ mm} \quad (76)$$

$$d_f = d - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^*) + 2 \cdot m \cdot x = 58,57 - (2 \cdot 1,25) + (2 \cdot 0) = 56,07 \text{ mm} \quad (77)$$

3.5 Kontrola ozubení

Pro kola i pastorky je zvolen stejný materiál ČSN 14 220. Shrnutí v následující tabulce (Tab. 3).

Tab. 3 – meze únavy

materiál (pastorky)		14 220	C-K
mez únavy v ohybu	σ_{Flimb}	700	Nmm ⁻²
mez únavy v dotyku	σ_{Hlimb}	1270	Nmm ⁻²
materiál (ozub. kola)		14 220	C-K
mez únavy v ohybu	σ_{Flimb}	700	Nmm ⁻²
mez únavy v dotyku	σ_{Hlimb}	1270	Nmm ⁻²

Kontrola byla provedena podle normy ISO 6336. Výpočet byl proveden pomocí programu pro MS Excel OZUB3.xls. Výsledky shrnuty v tabulkách Tab. 4, Tab. 5 a výsledné bezpečnosti v tabulce Tab. 6. Programy s výpočty a výsledky jsou uvedeny jako příloha č. 1 – OZUB3 soukolí 12 a příloha č. 2 – OZUB3 soukolí 34



Tab. 4 – kontrola soukolí 12

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
Soukolí 12			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	19		d	13,50517	56,86389	σ_{Flim}	700	700
z_2	80		d_a	14,89796	57,89483	σ_{Hlim}	1270	1270
m_n	0,7		d_f	11,75517	54,75204	Y_{Fa}	2,799986	2,321946
x_1	0		d_b	12,6677	53,33767	Y_{sa}	1,551904	1,690175
x_2	-0,25846		d_w	13,43434	56,56566	Y_ε	0,683987	0,683987
α_n	20		h_a	0,696392	0,515468	Y_β	0,9629	0,9629
β	10		h_f	0,875	1,055923	F_β	6	6
a_w	35		h	1,571392	1,571392	$Y_{N.X}$	1	1
b_1	7		s_n	1,099557	0,967856	Z_H	2,520106	2,520106
b_2	6		s_t	1,11652	0,982787	Z_E	189,8	189,8
P	0,12		v_n	1,099557	1,231259	Z_ε	0,832652	0,832652
n_1	1415		v_t	1,11652	1,250253	Z_β	0,992375	0,992375
M_{k1}	809,8343		α_w	19,44976		Z_B	1	1
v	1,000588					$Z_{R.T}$	1	1
u	4,210526					K_A	1,1	1,1
						K_V	1,113496	1,113496
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,153742	1,146866
h_k	0,519696	0,359937				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	0,970934	0,970934	konst. tloušťka			$K_{H\beta}$	1,2	1,2
z'	2	10						
M/z	3,294333	20,32726	přes zuby					
d	1,033246	1,033246				S_F	7,071774	6,751726
M/d	14,45148	57,4835	přes kuličky			S_H	1,958432	1,958432



Tab. 5 – kontrola soukolí 34

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
Soukolí 34			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	17		d	17,16707	58,57	σ_{Flim}	700	700
z_2	58		d_a	19,43	60,56666	σ_{Hlim}	1270	1270
m_n	1		d_f	14,93334	56,07	Y_{Fa}	2,677698	2,285711
x_1	0,133135		d_b	16,11316	54,97432	Y_{sa}	1,594801	1,728059
x_2	0		d_w	17,22667	58,77333	Y_ε	0,717214	0,717214
α_n	20		h_a	1,131466	0,998331	Y_β	0,975023	0,975023
β	8		h_f	1,116865	1,25	F_β	6	6
a_w	38		h	2,248331	2,248331	$Y_{N.X}$	1	1
b_1	10		s_n	1,667711	1,570796	Z_H	2,439686	2,439686
b_2	9		s_t	1,6841	1,586233	Z_E	189,8	189,8
P	0,1176		v_n	1,473882	1,570796	Z_ε	0,861601	0,861601
n_1	335		v_t	1,488366	1,586233	Z_β	0,995122	0,995122
M_{k1}	3352,231		α_w	20,71335		Z_B	1	1
v	0,30112					$Z_{R.T}$	1	1
u	3,411765					K_A	1,1	1,1
						K_V	1,014115	1,014115
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,153677	1,149056
h_k	0,86347	0,745908				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	1,472626	1,472626	konst. tloušťka			$K_{H\beta}$	1,2	1,2
z'	3	7						
M/z	7,716235	20,02418	přes zuby					
d	1,476066	1,476066				S_F	4,663741	4,556256
M/d	18,8624	59,98745	přes kuličky			S_H	1,529253	1,529253



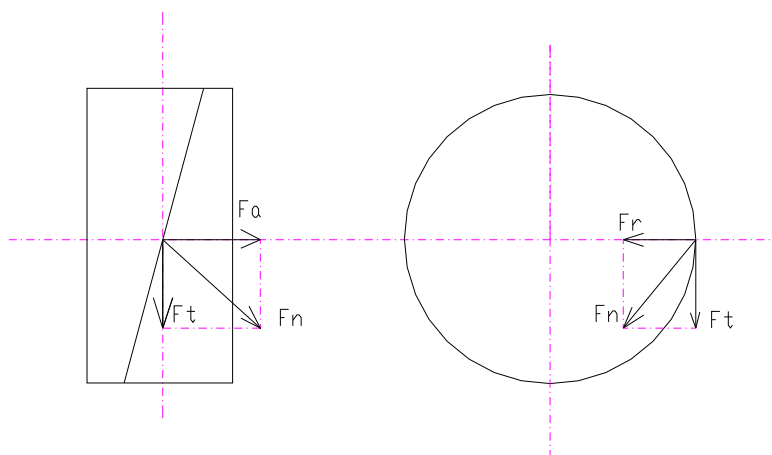
Tab. 6 - bezpečnosti

bezpečnost na ohyb	S_{F1}	7,1
podrobný výpočet - list Kontrola soukolí 12 & 34	S_{F2}	6,8
	S_{F3}	4,7
	S_{F4}	4,6
bezpečnost na dotyk	S_{H1}	2
podrobný výpočet - list Kontrola soukolí 12 & 34	S_{H2}	2
	S_{H3}	1,5
	S_{H4}	1,5

Jelikož se jedná o kusovou výrobu, tak všechny bezpečnosti mohou být zvýšeny. Akceptace vyšších bezpečností vede ke zvětšení rozměrů převodovky. Rozměry převodovky byly zvětšeny pro zvýšení životnosti a bezpečnosti, protože prostor kolem převodovky není celý zakrytován a bylo by tak zbytečně zvýšené riziko pro obsluhu dešťového simulátoru. Zvýšená životnost zaručí funkci zařízení až do vyřazení.

3.6 Výpočet reakcí v ložiscích

3.6.1 Silové poměry



Obr. 15 – schéma působících sil na ozubení [autor]



Síly působící na pastorek 1 ($\Rightarrow 78,79,80$)

$$\text{Tečná síla: } F_{t1} = \frac{M_{k1}}{r_1} = \frac{809,834}{13,51/2} = 119,88 \text{ N} \quad (78)$$

$$\text{Axiální síla: } F_{a1} = F_{t1} \cdot \text{tg}(\beta_{1,2}) = 119,88 \cdot \text{tg}10^\circ = 21,13 \text{ N} \quad (79)$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\beta_{1,2})} = 119,88 \cdot \frac{\text{tg}20^\circ}{\text{tg}10^\circ} = 247,46 \text{ N} \quad (80)$$

Síly působící na kolo 2 ($\Rightarrow 81,82,83$)

$$\text{Tečná síla: } F_{t2} = \frac{M_{k2}}{r_2} = \frac{3350,737}{56,86/2} = 117,86 \text{ N} \quad (81)$$

$$\text{Axiální síla: } F_{a2} = F_{t2} \cdot \text{tg}(\beta_{1,2}) = 143,75 \cdot \text{tg}10^\circ = 20,77 \text{ N} \quad (82)$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\beta_{1,2})} = 143,75 \cdot \frac{\text{tg}20^\circ}{\text{tg}10^\circ} = 243,28 \text{ N} \quad (83)$$

Síly působící na pastorek 3 ($\Rightarrow 84,85,86$)

$$\text{Tečná síla: } F_{t3} = \frac{M_{k2}}{r_3} = \frac{3350,737}{17,17/2} = 390,31 \text{ N} \quad (84)$$

$$\text{Axiální síla: } F_{a3} = F_{t3} \cdot \text{tg}(\beta_{3,4}) = 390,31 \cdot \text{tg}8^\circ = 54,83 \text{ N} \quad (85)$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r3} = F_{t3} \cdot \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\beta_{3,4})} = 390,31 \cdot \frac{\text{tg}20^\circ}{\text{tg}8^\circ} = 1010,77 \text{ N} \quad (86)$$

Síla působící na kolo 4 ($\Rightarrow 87,88,89$)

$$\text{Tečná síla: } F_{t4} = \frac{M_{k3}}{r_4} = \frac{11230,33}{58,57/2} = 383,48 \text{ N} \quad (87)$$

$$\text{Axiální síla: } F_{a4} = F_{t4} \cdot \text{tg}(\beta_{3,4}) = 383,48 \cdot \text{tg}8^\circ = 53,87 \text{ N} \quad (88)$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r4} = F_{t4} \cdot \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\beta_{3,4})} = 383,48 \cdot \frac{\text{tg}20^\circ}{\text{tg}8^\circ} = 993,07 \text{ N} \quad (89)$$

Síly v řetězovém převodu

$d_{r1} = 116,25 \text{ mm}; d_{r2} = 85,31 \text{ mm}; z_1 = 30; z_2 = 22; a_m = 194,6 \text{ mm}; K_H = 4,3;$

$m = 0,36 \text{ kg}$

$$v_{r1} = \frac{\pi \cdot d_{r1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,11625 \cdot 98}{60} = 0,597 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (200)$$

$$v_{r2} = \frac{\pi \cdot d_{r2} \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 0,08531 \cdot 134}{60} = 0,587 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (201)$$

$$\sin \delta = \frac{d_{r2} - d_{r1}}{2 \cdot a_m} = \frac{|85,31 - 116,25|}{2 \cdot 194,6} = 0,0795 \quad (202)$$

$$\delta = 4,56^\circ$$

$$F_{Tr} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_{r1}} = \frac{2 \cdot 11,23}{0,11625} = 193,2 \text{ N} \quad (203)$$



$$F_{ocr} = m \cdot v_r^2 = 0,36 \cdot 0,597^2 = 0,128 \text{ N} \quad (204)$$

$$F_{gr} = K_H \cdot m \cdot g \cdot a_m = 4,3 \cdot 0,36 \cdot 9,81 \cdot 0,1946 = 2,955 \text{ N} \quad (205)$$

$$F_{rt} = F_{Tr} + F_{ocr} + F_{gr} = 193,2 + 0,128 + 2,955 = 196,28 \quad (206)$$

$$F_{ru} = F_{ocr} - F_{gr} = 0,128 - 2,955 = -2,83 \text{ N} \quad (207)$$

$$F_{vr} = \sqrt{F_{rt}^2 + F_{ru}^2 + 2 \cdot F_{rt} F_{ru} \cdot \cos(\delta + \delta^*)} = 193,49 \text{ N} \quad (208)$$

$$\sin \gamma = \frac{F_{rt} \cdot \sin \delta - F_{ru} \cdot \sin \delta}{F_{vr}} = 0,0820 \rightarrow \gamma = 4,7^\circ \quad (209)$$

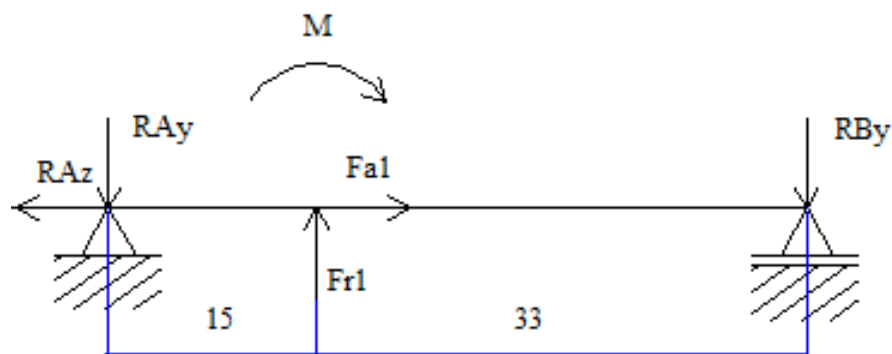
$\varphi = 24^\circ$ úhel sklonu do hlavních rovin

$$F_N = F_{vrx} = F_{vr} \cdot \cos(\varphi + \gamma) = 169,72 \text{ N} \quad (210)$$

$$F_t = F_{vry} = F_{vr} \cdot \sin(\varphi + \gamma) = 92,92 \text{ N} \quad (211)$$

3.6.2 Výpočet reakcí a momentů

3.6.2.1 Hřídel 1 (řešeno v programu - nosník v2.2)



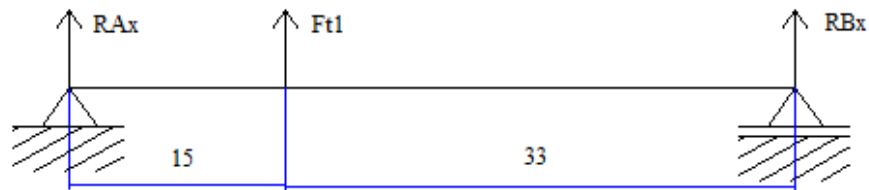
Obr. 16 - Zatížení do směru y hřídele 1 [autor]

Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 3

$$R_{Ay} = 190 \text{ N}$$

$$R_{By} = 82 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 21,13 \text{ N}$$



Obr. 17 - Zatížení do směru x hřídele 1 [autor]

Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 4

$$R_{Ax} = -90 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -41 \text{ N}$$

Ložisko 1A

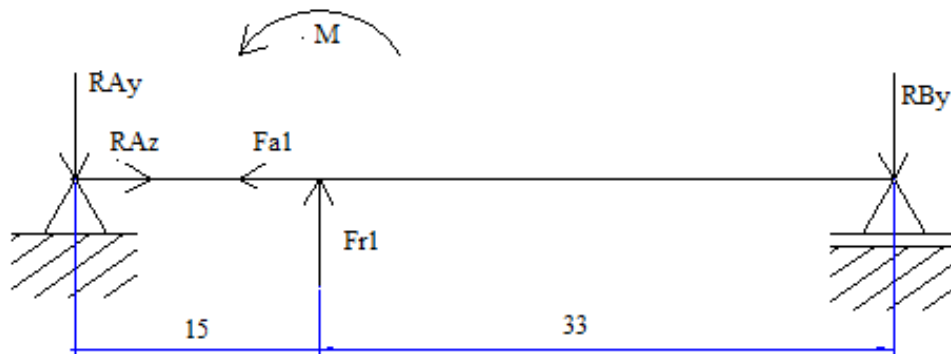
$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{90^2 + 190^2} = 210,23 \text{ N} \quad (90)$$

$$R_{ax} = 21,13 \text{ N} \quad (91)$$

Ložisko 1B

$$R_{Br} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{41^2 + 82^2} = 91,68 \text{ N} \quad (92)$$

Opačný směr otáčení



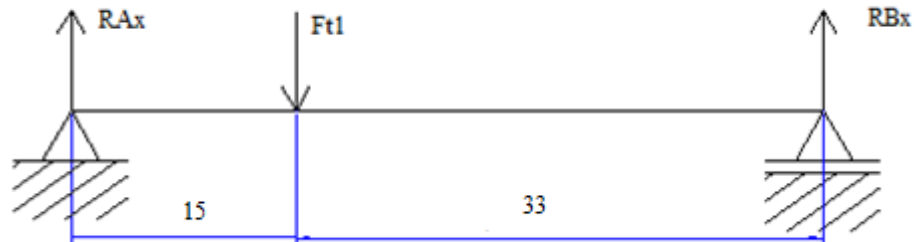
Obr. 18 - Zatížení do směru y hřídele 1 [autor]

Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 5

$$R_{Ay} = 184 \text{ N}$$

$$R_{By} = 88 \text{ N}$$

$$R_{az} = 21,13 \text{ N}$$



Obr. 19 - Zatížení do směru x hřídele 1 [autor]

Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 6

$$R_{Ax} = 90 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 41 \text{ N}$$

Ložisko 1A

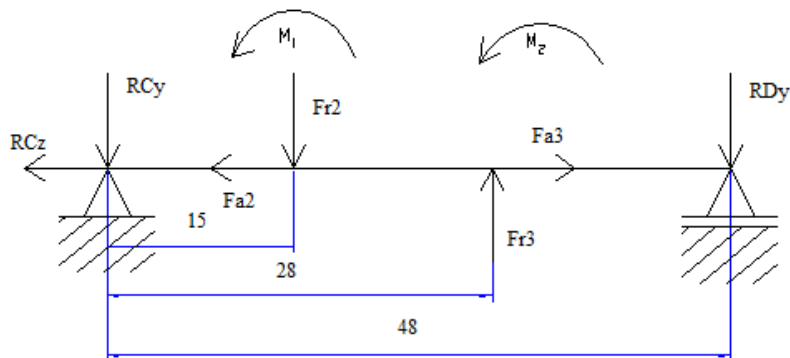
$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{90^2 + 184^2} = 204,83 \text{ N} \quad (93)$$

$$R_{ax} = 21,13 \text{ N} \quad (94)$$

Ložisko 1B

$$R_{Br} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{41^2 + 88^2} = 97,08 \text{ N} \quad (95)$$

3.6.2.2 Hřídel 2 (řešeno v programu - nosník v2.2)



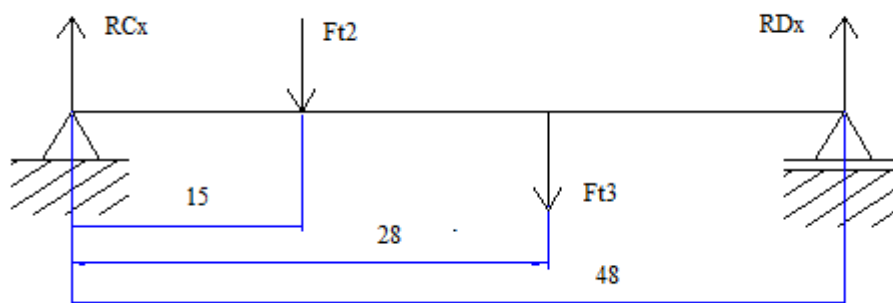
Obr. 20 – Zatížení do směru y hřídele 2 [autor]

Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 7

$$R_{Cy} = 255 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = 589 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = 34,05 \text{ N}$$



Obr. 21 – Průhyb do směru x hřídele 2 [autor]

Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 8

$$R_{Cx} = 267 \text{ N}$$

$$R_{Dx} = 290 \text{ N}$$

Ložisko 2C

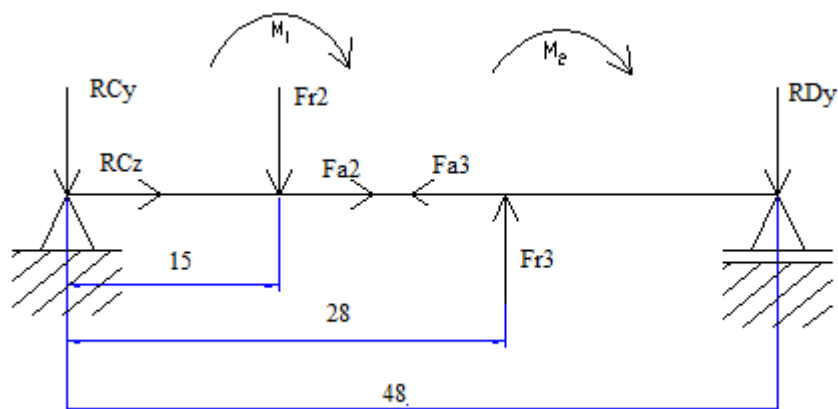
$$R_{Cr} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{267^2 + 255^2} = 369,2 \text{ N} \quad (96)$$

$$R_{Cax} = 34,05 \text{ N} \quad (97)$$

Ložisko 2D

$$R_{Dr} = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{290^2 + 589^2} = 656,5 \text{ N} \quad (98)$$

Opačný směr otáčení



Obr. 22 – Zatížení do směru y hřídele 2 [autor]

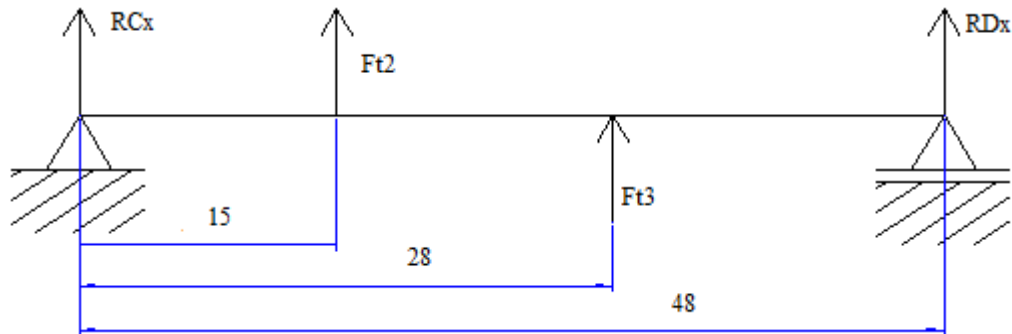
Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 9



$$R_{Cy} = 303 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = 540 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = 34,05 \text{ N}$$



Obr. 23 – Zatížení do směru x hřídele 2 [autor]

Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 10

$$R_{Cx} = -267 \text{ N}$$

$$R_{Dx} = -290 \text{ N}$$

Ložisko 2C

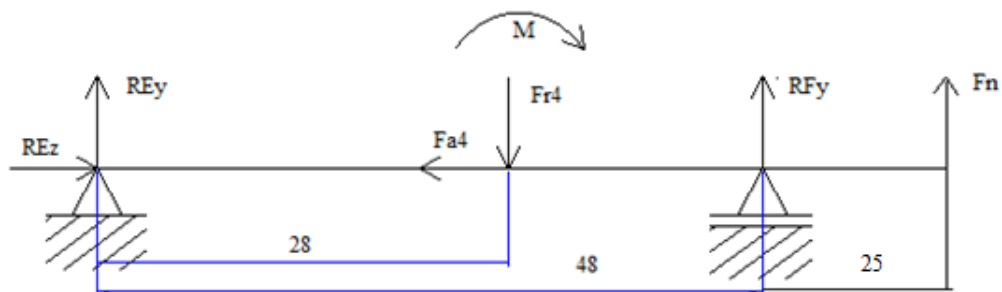
$$R_{Cr} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{267^2 + 303^2} = 403,85 \text{ N} \quad (99)$$

$$R_{Cax} = 34,05 \text{ N} \quad (100)$$

Ložisko 2D

$$R_{Cr} = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{290^2 + 540^2} = 612,94 \text{ N} \quad (101)$$

3.6.2.3 Hřídel 3 (řešeno v programu - nosník v2.2)



Obr. 24 – Zatížení do směru y hřídele 3 [autor]

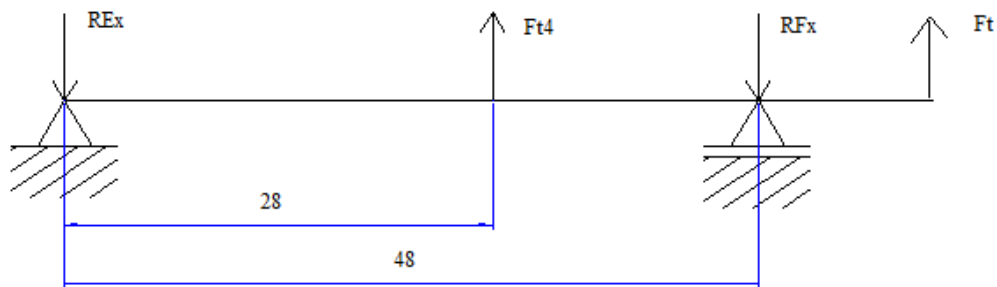


Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 11

$$R_{Ey} = 322 \text{ N}$$

$$R_{Fy} = 958 \text{ N}$$

$$R_{Ez} = 53,86 \text{ N}$$



Obr. 25 – Zatížení do směru y hřídele 3 [autor]

Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 12

$$R_{Ex} = 123 \text{ N}$$

$$R_{Fx} = 400 \text{ N}$$

Ložisko 3E

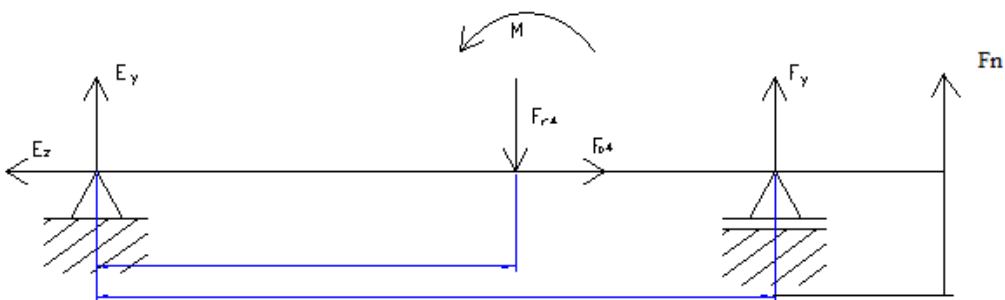
$$R_{Er} = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{123^2 + 322^2} = 344,69 \text{ N} \quad (102)$$

$$R_{Eax} = 53,86 \text{ N} \quad (103)$$

Ložisko 3F

$$R_{Fr} = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{400^2 + 958^2} = 1038,15 \text{ N} \quad (104)$$

Opačný směr otáčení



Obr. 26 – Zatížení do směru y hřídele 3 [autor]

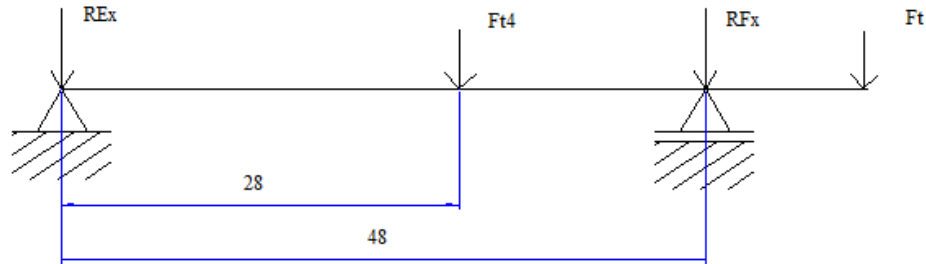


Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 13

$$R_{Ey} = 394 \text{ N}$$

$$R_{Fy} = 886 \text{ N}$$

$$R_{Ez} = 53,86 \text{ N}$$



Obr. 27 – Zatížení do směru x hřídele 3 [autor]

Průběh momentu, posouvající síly a výpočet reakcí v příloze č. 14

$$R_{Ex} = -123 \text{ N}$$

$$R_{Fx} = -400 \text{ N}$$

Ložisko 3E

$$R_{Er} = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{123^2 + 394^2} = 412,75 \text{ N} \quad (105)$$

$$R_{Eax} = 53,8 \text{ N} \quad (106)$$

Ložisko 3F

$$R_{Fr} = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{400^2 + 886^2} = 972,11 \text{ N} \quad (107)$$

3.7 Statická bezpečnost

3.7.1 Hřídel 1

Statická bezpečnost v místě maximálního M_O a zároveň pod pastorkem. Průměr hřídele pod pastorkem: $d = 11,75 \text{ mm}$

Ohyb:

$$M_{ox} = 1 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = 3 \text{ Nm}$$

$$M_O = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{1^2 + 3^2} = 3,16 \text{ Nm} \quad (108)$$



$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 11,75^3}{32} = 159,26 \text{ mm}^3 \quad (109)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{3160}{159,26} = 19,84 \text{ Nmm}^{-2} \quad (110)$$

Krut:

$$M_{KI} = 0,809 \text{ Nm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 11,75^3}{16} = 318,52 \text{ mm}^3 \quad (111)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{809,834}{318,52} = 2,54 \text{ Nmm}^{-2} \quad (112)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \tau_K^2} = \sqrt{19,84^2 + 2,54^2} = 20,00 \text{ Nmm}^{-2} \quad (113)$$

Statická bezpečnost:

$$\sigma_D = 70 - 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{70}{20} = 3,5$$

Redukované napětí **vyhovuje**.

3.7.2 Hřídel 2

Statická bezpečnost v místě maximálního M_o a zároveň pod pastorkem 3. Průměr hřídele pod pastorkem: $d = 14,93 \text{ mm}$

Ohyb:

$$M_{ox} = -6 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = 12 \text{ Nm}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{(-6)^2 + 12^2} = 13,41 \text{ Nm} \quad (114)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 14,93^3}{32} = 326,72 \text{ mm}^3 \quad (115)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{13410}{326,72} = 41,04 \text{ Nmm}^{-2} \quad (116)$$



Krut:

$$M_{KII} = 3,35 Nm \quad (117)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 14,93^3}{16} = 653,44 \text{ mm}^3 \quad (118)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{3350}{653,44} = 5,13 \text{ Nmm}^{-2} \quad (119)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + \tau_K^2} = \sqrt{41,04^2 + 5,13^2} = 41,36 \text{ Nmm}^{-2} \quad (120)$$

Statická bezpečnost:

$$\sigma_D = 70 - 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{70}{41,36} = 1,69$$

Redukované napětí **vyhovuje**.

3.7.3 Hřídel 3

Statická bezpečnost v místě maximálního M_O a zároveň pod kolem 4. Průměr hřídele pod kolem 4: $d = 16 \text{ mm}$

Ohyb:

$$M_{Ox} = -3 \text{ Nm}$$

$$M_{Oy} = -9 \text{ Nm}$$

$$M_O = \sqrt{M_{Ox}^2 + M_{Oy}^2} = \sqrt{(-3)^2 + (-9)^2} = 9,48 \text{ Nm} \quad (121)$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 16^3}{32} = 402,12 \text{ mm}^3 \quad (122)$$

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{9480}{402,12} = 23,59 \text{ Nmm}^{-2} \quad (123)$$

Krut:

$$M_{III} = 11,23 \text{ Nm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 16^3}{16} = 804,24 \text{ mm}^3 \quad (124)$$



$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{11230}{804,24} = 13,96 \text{ Nmm}^{-2} \quad (125)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + \tau_K^2} = \sqrt{23,59^2 + 13,96^2} = 27,41 \text{ Nmm}^{-2} \quad (126)$$

Statická bezpečnost:

$$\sigma_D = 70 - 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{70}{27,41} = 2,55$$

Redukované napětí **vyhovuje**.

3.7.4 Hřídel 1 (Pro opačný směr otáčení)

Statická bezpečnost v místě maximálního M_O a zároveň pod pastorkem 1. Průměr hřídele pod pastorkem: $d = 11,75 \text{ mm}$

Ohyb:

$$M_{ox} = -1 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = 3 \text{ Nm}$$

$$M_O = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{(-1)^2 + 3^2} = 3,162 \text{ Nm} \quad (127)$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 11,75^3}{32} = 159,26 \text{ mm}^3 \quad (128)$$

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{3162}{159,26} = 19,85 \text{ Nmm}^{-2} \quad (129)$$

Krut:

$$M_{Kl} = 0,809 \text{ Nm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 11,75^3}{16} = 318,52 \text{ mm}^3 \quad (130)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{809,834}{318,52} = 2,54 \text{ Nmm}^{-2} \quad (131)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + \tau_K^2} = \sqrt{19,85^2 + 2,54^2} = 20,01 \text{ Nmm}^{-2} \quad (132)$$



Statická bezpečnost:

$$\sigma_D = 70 - 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{70}{20,01} = 3,5$$

Redukované napětí **vyhovuje**.

3.7.5 Hřídel 2 (Pro opačný směr otáčení)

Statická bezpečnost v místě maximálního M_O a zároveň pod pastorkem 3. Průměr hřídele pod pastorkem: $d = 14,93 \text{ mm}$

Ohyb:

$$M_{Ox} = 6 \text{ Nm}$$

$$M_{Oy} = 11 \text{ Nm}$$

$$M_O = \sqrt{M_{Ox}^2 + M_{Oy}^2} = \sqrt{6^2 + 11^2} = 12,53 \text{ Nm} \quad (133)$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 14,93^3}{32} = 326,72 \text{ mm}^3 \quad (134)$$

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{12530}{326,72} = 38,35 \text{ Nmm}^{-2} \quad (135)$$

Krut:

$$M_{KII} = 3,35 \text{ Nm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 14,93^3}{16} = 653,44 \text{ mm}^3 \quad (136)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{3350}{653,44} = 5,12 \text{ Nmm}^{-2} \quad (137)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + \tau_K^2} = \sqrt{38,35^2 + 5,12^2} = 38,69 \text{ Nmm}^{-2} \quad (138)$$

Statická bezpečnost:

$$\sigma_D = 70 - 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{70}{38,69} = 1,81$$

Redukované napětí **vyhovuje**.



3.7.6 Hřídel 3 (Pro opačný směr otáčení)

Statická bezpečnost v místě maximálního M_o a zároveň pod kolem 4. Průměr hřídele pod kolem 4: $d = 16 \text{ mm}$

Ohyb:

$$M_{ox} = 3 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = -11 \text{ Nm}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{3^2 + (-11)^2} = 11,4 \text{ Nm} \quad (139)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 16^3}{32} = 402,12 \text{ mm}^3 \quad (140)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{11400}{402,12} = 28,35 \text{ Nmm}^{-2} \quad (141)$$

Krut:

$$M_K = 11,23 \text{ Nm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 16^3}{16} = 804,24 \text{ mm}^3 \quad (142)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{11230}{804,24} = 13,96 \text{ Nmm}^{-2} \quad (143)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \tau_K^2} = \sqrt{28,35^2 + 13,96^2} = 31,6 \text{ Nmm}^{-2} \quad (144)$$

Statická bezpečnost:

$$\sigma_D = 70 - 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{70}{31,6} = 2,22$$

Redukované napětí **vyhovuje**.

3.8 Volba ložisek

3.8.1 Výpočet pro 1. Hřídel

$n=1415 \text{ min}^{-1}$; $F_{r1}=210 \text{ N}$; $F_{r2}=97 \text{ N}$; $F_a=21,13 \text{ N}$; $L_H=25 \text{ 000 h}$

Zvoleno kuličkové jednořadé ložisko od firmy SKF 608.



$$C_r = 3450 \text{ N}$$

$$C_o = 1370 \text{ N}$$

$$m = 3$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{21,13}{210} = 0,1 \leq e; \text{ z tabulek odečtu } X=1; Y=0. \quad (145)$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 210 + 0 \cdot 21,13 = 210 \text{ N} \quad (146)$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n}{16\,666}} = 210 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 1415}{16\,666}} = 2698 \text{ N} \quad (147)$$

Požadovaná hodnota je menší než únosnost ložiska. Toto ložisko **vyhovuje**.

Trvanlivost ložiska se dopočte dle \Rightarrow 148.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \frac{C^3}{P^3} = \frac{10^6}{60 \cdot 1415} \cdot \frac{3450^3}{210^3} = 52226,59 \text{ h} \quad (148)$$

Tab. 7 – parametry ložiska SKF 608

d [mm]	D [mm]	B [mm]	Cr [kN]	Co [kN]	m [kg]
8	22	7	3,45	1,37	0,012

3.8.2 Výpočet pro 2. Hřídel

$$n = 335 \text{ min}^{-1}; F_{r1} = 404 \text{ N}; F_{r2} = 656 \text{ N}; F_a = 34,05 \text{ N}; L_H = 25\,000 \text{ h}$$

Zvoleno kuličkové jednořadé ložisko od firmy SKF 6200.

$$C_r = 5400 \text{ N}$$

$$C_o = 2360 \text{ N}$$

$$m = 3$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{34,05}{656} = 0,05 \leq e; \text{ z tabulek odečtu } X=1; Y=0. \quad (149)$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 656 + 0 \cdot 34,05 = 656 \text{ N} \quad (150)$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n}{16\,666}} = 656 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 335}{16\,666}} = 5215 \text{ N} \quad (151)$$

Požadovaná hodnota je mešší než únosnost ložiska. Toto ložisko **vyhovuje**.

Trvanlivost ložiska se dopočte dle \Rightarrow 152.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \frac{C^3}{P^3} = \frac{10^6}{60 \cdot 335} \cdot \frac{5400^3}{656^3} = 27750,68 \text{ h} \quad (152)$$



Tab. 8 – parametry ložiska 6200

d [mm]	D [mm]	B [mm]	Cr [kN]	Co [kN]	m [kg]
10	30	9	5,4	2,36	0,032

3.8.3 Výpočet pro 3. Hřídel

$n=98 \text{ min}^{-1}$; $F_{r1} = 412 \text{ N}$; $F_{r2} = 1038 \text{ N}$; $F_a=53,86 \text{ N}$; $L_H=25\ 000 \text{ h}$

Volím kuličkové jednořadé ložisko od firmy SKF 6201.

$C_r=7280 \text{ N}$

$C_o=3100 \text{ N}$

$m=3$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{53,86}{1038} = 0,05 \leq e; \text{ z tabulek odečtu } X=1; Y=0. \quad (153)$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1079 + 0 \cdot 53,86 = 1079 \text{ N} \quad (154)$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n}{16\ 666}} = 1079 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 98}{16\ 666}} = 5694,6 \text{ N} \quad (155)$$

Požadovaná hodnota je mešší než únosnost ložiska. Toto ložisko **vyhovuje**.

Trvanlivost ložiska se dopočte dle 156.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \frac{C^3}{P^3} = \frac{10^6}{60 \cdot 98} \cdot \frac{7280^3}{1038^3} = 52671,2 \text{ h} \quad (156)$$

Tab. 9 – parametry ložiska 6201

d [mm]	D [mm]	B [mm]	Cr [kN]	Co [kN]	m [kg]
12	32	10	7,28	3,1	0,04

3.9 Výpočet naklonění v ložiscích a průhybu pod ozubenými koly (vypočteno programem MitCalc)

3.9.1 Hřídel 1

Výpočty v příloze č. 15 – Hřídel 1 zatížení a v příloze č. 16 – Hřídel 1 zatížení opačný směr

Maximální naklonění ložiska A - $\varphi_A = 0,0168^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$. Podmínka **splněna**.

Maximální naklonění ložiska B - $\varphi_B = 0,0074^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$. Podmínka **splněna**.

Maximální průhyb pod ozubením - $v_{kol1} = 0,00318 \text{ mm} \leq v_d = m_{12}/100 = 0,007 \text{ mm}$.



Podmínka je **splněna**.

Maximální průhyb hřídele – $v_{\max} = 0,0093 \leq v_d = L/5000 = 0,0164$ mm. Podmínka je **splněna**.

Maximální natočení v místě kola 1 - $\varphi_{\text{kolo1max}} = 0,00735 \leq \varphi_D = 0,05^\circ$. Podmínka **splněna**.

Rezonanční otáčky $n_{r1} = 350\,428$ ot/min ; $n_{r2} = 248719$ ot/min.

Opačný směr otáčení

Maximální naklopení ložiska A - $\varphi_A = 0,0172^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$. Podmínka **splněna**.

Maximální naklopení ložiska B - $\varphi_B = 0,0144^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$. Podmínka **splněna**.

Maximální průhyb pod ozubením - $v_{\text{kolo1}} = 0,0033$ mm $\leq v_d = m_{12}/100 = 0,007$ mm.

Podmínka je **splněna**.

Maximální průhyb hřídele – $v_{\max} = 0,0095 \leq v_d = L/5000 = 0,0164$ mm. Podmínka je **splněna**.

Maximální natočení v místě kola 1 - $\varphi_{\text{kolo1max}} = 0,0079 \leq \varphi_D = 0,05^\circ$. Podmínka **splněna**.

Rezonanční otáčky $n_{r1} = 350\,428$ min⁻¹ ; $n_{r2} = 248719$ min⁻¹.

3.9.2 Hřídel 2

Výpočty v příloze č. 17 – Hřídel 2 zatížení a v příloze č. 18 – Hřídel 2 zatížení opačný směr

Maximální naklopení ložiska C - $\varphi_C = 0,026^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$. Podmínka **splněna**.

Maximální naklopení ložiska D - $\varphi_D = 0,028^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$. Podmínka **splněna**.

Maximální průhyb pod ozubením - $v_{\text{kolo2}} = 0,0056$ mm $\leq v_d = m_{12}/100 = 0,007$ mm.

Podmínka je **splněna**.

Maximální průhyb pod ozubením - $v_{\text{kolo3}} = 0,0066$ mm $\leq v_d = m_{34}/100 = 0,01$ mm.

Podmínka je **splněna**.

Maximální průhyb hřídele – $v_{\max} = 0,0067 \leq v_d = L/5000 = 0,0096$ mm. Podmínka je **splněna**.

Maximální natočení v místě kola 2 - $\varphi_{\text{kolo1max}} = 0,0143 \leq \varphi_D = 0,05^\circ$. Podmínka **splněna**.

Maximální natočení v místě kola 3 - $\varphi_{\text{kolo1max}} = 0,0045 \leq \varphi_D = 0,05^\circ$. Podmínka



splněna.

Rezonanční otáčky $n_{r1} = 661\,092 \text{ min}^{-1}$; $n_{r2} = 598\,244 \text{ min}^{-1}$.

Opačný směr otáčení

Maximální naklopení ložiska C - $\varphi_C = 0,027^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$. Podmínka **splněna**.

Maximální naklopení ložiska D - $\varphi_D = 0,028^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$. Podmínka **splněna**.

Maximální průhyb pod ozubením - $v_{kolo2} = 0,0056 \text{ mm} \leq v_d = m_{12}/100 = 0,007 \text{ mm}$.

Podmínka je **splněna**.

Maximální průhyb pod ozubením - $v_{kolo3} = 0,0064 \text{ mm} \leq v_d = m_{34}/100 = 0,01 \text{ mm}$.

Podmínka je **splněna**.

Maximální průhyb hřídele - $v_{max} = 0,0066 \leq v_d = L/5000 = 0,0096 \text{ mm}$. Podmínka je

splněna.

Maximální natočení v místě kola 2 - $\varphi_{kolo1max} = 0,0133 \leq \varphi_D = 0,05^\circ$. Podmínka

splněna.

Maximální natočení v místě kola 3 - $\varphi_{kolo1max} = 0,0049 \leq \varphi_D = 0,05^\circ$. Podmínka

splněna.

Rezonanční otáčky $n_{r1} = 661\,092 \text{ min}^{-1}$; $n_{r2} = 598\,244 \text{ min}^{-1}$.

3.9.3 Hřídel 3

Výpočty v příloze č. 19 – Hřídel 3 zatížení a v příloze č. 20 – Hřídel 3 zatížení opačný směr

Maximální naklopení ložiska E - $\varphi_E = 0,021^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$ Podmínka **splněna**.

Maximální naklopení ložiska F - $\varphi_F = 0,024^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$ Podmínka **splněna**.

Maximální průhyb pod ozubením - $v_{kolo4} = 0,006 \text{ mm} \leq v_d = m_{34}/100 = 0,01 \text{ mm}$

Podmínka je **splněna**.

Maximální průhyb hřídele - $v_{max} = 0,015 \leq v_d = L/5000 = 0,016 \text{ mm}$ Podmínka je

splněna.

Maximální natočení v místě kola 4 - $\varphi_{kolo4max} = 0,005 \leq \varphi_D = 0,05^\circ$ Podmínka

splněna.

Rezonanční otáčky $n_{r1} = 924\,477 \text{ min}^{-1}$; $n_{r2} = 790\,024 \text{ min}^{-1}$.

Opačný směr otáčení

Maximální naklopení ložiska E - $\varphi_E = 0,024^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$ Podmínka **splněna**.



Maximální naklopení ložiska F - $\varphi_F = 0,025^\circ \leq \varphi_D = 0,1^\circ$ Podmínka **splněna**.

Maximální průhyb pod ozubením - $v_{kolo4} = 0,0058 \text{ mm} \leq v_d = m_{34}/100 = 0,01 \text{ mm}$

Podmínka je **splněna**.

Maximální průhyb hřídele - $v_{max} = 0,015 \leq v_d = L/5000 = 0,014 \text{ mm}$ Podmínka je **splněna**.

Maximální natočení v místě kola 4 - $\varphi_{kolo4max} = 0,006 \leq \varphi_D = 0,05^\circ$ Podmínka **splněna**.

Rezonanční otáčky $n_{r1} = 924 \text{ } 477 \text{ min}^{-1}$; $n_{r2} = 790 \text{ } 024 \text{ min}^{-1}$.

3.10 Kontrola na oteplení

3.10.1 Určení celkového ztrátového výkonu

Na celkových ztrátách v převodovce se podílí ztráty v ozubení P_Z , ložiskách P_L , ucpávkách P_U , ztráty broděním v oleji a aerodynamické ztráty. (určeno dle [12])

Ztráty v ozubení 1-2 se určí dle (\Rightarrow 157) a ztráty v ozubení 3-4 dle (\Rightarrow 158).

$$P_{Z1,2} = P \cdot \frac{\pi}{z_1 \cdot \cos \beta_{1,2}} \cdot \frac{1+i_{1,2}}{i_{1,2}} \cdot f_s \cdot K_e = 120 \cdot \frac{\pi}{19 \cdot \cos 10} \cdot \frac{1+4,22}{4,22} \cdot 0,05 \cdot 1,1 = 1,37 \text{ W} \quad (157)$$

$$P_{Z3,4} = P \cdot \frac{\pi}{z_3 \cdot \cos \beta_{3,4}} \cdot \frac{1+i_{3,4}}{i_{3,4}} \cdot f_s \cdot K_e = 120 \cdot \frac{\pi}{17 \cdot \cos 8} \cdot \frac{1+3,42}{3,42} \cdot 0,05 \cdot 1,1 = 1,59 \text{ W} \quad (158)$$

Ztráty v ložiscích se určí dle (\Rightarrow 159,160,161).

$$P_{La,b} = \frac{M_{k1} \cdot \omega_1 \cdot \mu}{10^3} = \frac{0,809 \cdot 148,18 \cdot 1,1}{1000} = 0,131 \text{ W} \quad (159)$$

$$P_{Lc,d} = \frac{M_{k2} \cdot \omega_2 \cdot \mu}{10^3} = \frac{3,35 \cdot 35,1 \cdot 1,1}{1000} = 0,129 \text{ W} \quad (160)$$

$$P_{Le,f} = \frac{M_{k3} \cdot \omega_3 \cdot \mu}{10^3} = \frac{11,23 \cdot 10,26 \cdot 1,1}{1000} = 0,126 \text{ W} \quad (161)$$

Ztráta v ucpávkách, brodění v oleji a aerodynamická ztráta jsou odhadnuty celkově na 1,5 W. Celkový ztrátový výkon je určen jako suma všech ztrát (\Rightarrow 162), což odpovídá teoretické hodnotě celkové ztráty v převodovce.

$$P_{ztr} = P_{Z1,2} + P_{Z3,4} + P_{La,b} + P_{Lc,d} + P_{Le,f} + P_{ost} = 4,8 \text{ W} \quad (162)$$

3.10.2 Celková tepelná kapacita převodovky

P_{thp} se určuje převážně experimentálně [12], proto budu předpokládat vzhledem k velikosti převodovky a nízké hodnotě ztrátového výkonu, že je větší než jeho



hodnota, a není tudíž zapotřebí externího chlazení skříně převodovky.

$$P_{thp} \geq P_{ztr} \text{ Není nutné externí chlazení převodovky.} \quad (163)$$

3.10.3 Výpočet teploty v převodovce

$$Q_0 = P_{ztr} \quad (164)$$

$$Q_0 = k \cdot S \cdot (t_s - t_{ok}) \quad (165)$$

kde $t_{ok} = 20^\circ\text{C}$, S je plocha stěny převodovky $S = 0,025 \text{ m}^2$ a koeficient k se vypočte dle ($\Leftrightarrow 166$).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_s + a_k} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{a_{ol}}} \quad (166)$$

kde $a_{ol} = 200 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, $a_k = 2,5 \cdot \left(\frac{t_s - t_{ok}}{H}\right)^{0,25}$ kde $H = 0,086 \text{ m}$,

$$a_s = 5,3 + 0,036 \cdot (t_s - t_{ok}), \quad s = 0,008 \text{ m}, \quad \lambda = 50 \text{ W/mK}$$

Po dosazení a výpočtu $t_s = 33,7^\circ\text{C}$

3.11 Výpočet síly potřebné po nalisování ozubených kol

3.11.1 Kolo 1

Stanovení minimálního tlaku ve spoji

$$k \cdot M_K \leq M_T = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f \cdot \frac{d}{2} \quad (167)$$

$$p_{\min} = \frac{2M_{KIII} \cdot k}{\pi \cdot d_H^2 \cdot L_L \cdot f} = \frac{2 \cdot 809,834 \cdot 1,1}{\pi \cdot 8^2 \cdot 10 \cdot 0,12} = 7,38 \text{ MPa}$$

Stanovení minimálního přesahu

$$C_N = \frac{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 - 1} = \frac{13,51^2 + 8^2}{13,51^2 - 8^2} = 2,08$$

$$C_H = 1 \quad (168)$$

$$\Delta d_{\min} = p_{\min} \frac{d_H \cdot (C_N + C_H)}{E} = 7,38 \cdot \frac{8 \cdot (2,08 + 1)}{2,1 \cdot 10^5} = 0,86 \mu\text{m}$$

Nalisování za tepla

$$\Delta d_{w\min} = \Delta d_{\min} = 0,86 \mu\text{m}$$



$$\delta_{\min} = 1 \mu\text{m}; \delta_{\max} = 10 \mu\text{m}$$

Výroba jakéhokoliv uložení v této toleranci by byla neekonomická, proto kolo 1 bude součástí hřídele 1 a jen bude zvětšen průměr polotovaru hřídele na 14 mm.

3.11.2 Kolo 2

Stanovení minimálního tlaku ve spoji

$$k \cdot M_K \leq M_T = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f \cdot \frac{d}{2} \quad (169)$$

$$p_{\min} = \frac{2M_{k2} \cdot k}{\pi \cdot d_H^2 \cdot L_L \cdot f} = \frac{2 \cdot 3350,772 \cdot 1,1}{\pi \cdot 12^2 \cdot 9 \cdot 0,12} = 15,09 \text{ MPa}$$

Stanovení minimálního přesahu

$$C_N = \frac{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 - 1} = \frac{56,86^2 + 12^2}{56,86^2 - 12^2} = 1,09$$

$$C_H = 1 \quad (170)$$

$$\Delta d_{\min} = p_{\min} \frac{d_H \cdot (C_N + C_H)}{E} = 15,09 \cdot \frac{12 \cdot (1,09 + 1)}{2,1 \cdot 10^5} = 1,8 \mu\text{m}$$

Stanovení minimálních výrobních přesahů a návrh uložení

$$R_a^H = 0,8 \mu\text{m}$$

$$R_a^N = 1,6 \mu\text{m}$$

$$W = 5,5(R_a^N + R_a^H) = 5,5(1,6 + 0,8) = 13,2 \mu\text{m} \quad (171)$$

Nalisování za studena

$$\Delta d'_{\min} = \Delta d_{\min} + W = 1,8 + 13,2 = 15 \mu\text{m} \quad (172)$$

Zvoleno uložení 12 H6/s5

$$H6 = {}_0^{+11}$$

$$s5 = {}_{+28}^{+36}$$

$$\delta_{\min} = 17 \mu\text{m}$$

$$\delta_{\max} = 36 \mu\text{m}$$

$$\delta = \frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{2} = \frac{36 - 17}{2} = 9,5 \mu\text{m} \quad (173)$$

$$\delta_{\min} = 17 \mu\text{m} > \Delta d'_{\min} = 15 \mu\text{m} \quad (174)$$



Stanovení maximálního tlaku ve spoji

$$p_{max} = \frac{E(\delta_{max-w})}{d_H(C_N+1)} = \frac{2,1 \cdot 10^2 (36-13,2)}{12(1,09+1)} = 190,91 \text{ MPa} \quad (175)$$

Nalisování za studena

$$\sigma_{red}^{\tau_{max}} = \sigma_1 - \sigma_3 = p_{max}(C_N + 1) = 190,91(1,09 + 1) = 399 \text{ Nmm}^{-2} \quad (176)$$

Zvolen materiál ocel 14 220 – válcovaná za tepla. (588 Nmm⁻²)

3.11.3 Kolo 3

Stanovení minimálního tlaku ve spoji

$$k \cdot M_K \leq M_T = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f \cdot \frac{d}{2} \quad (177)$$

$$p_{min} = \frac{2M_{K2} \cdot k}{\pi \cdot d_H^2 \cdot L_L \cdot f} = \frac{2 \cdot 3350 \cdot 1,1}{\pi \cdot 12^2 \cdot 13 \cdot 0,12} = 10,44 \text{ MPa}$$

Stanovení minimálního přesahu

$$C_N = \frac{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 - 1} = \frac{17,17^2 + 12^2}{17,17^2 - 12^2} = 2,9$$

$$C_H = 1 \quad (178)$$

$$\Delta d_{min} = p_{min} \frac{d_H \cdot (C_N + C_H)}{E} = 10,44 \cdot \frac{12 \cdot (2,09 + 1)}{2,1 \cdot 10^5} = 2,3 \text{ } \mu\text{m}$$

Nalisování za tepla

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} = 2,3 \text{ } \mu\text{m}$$

Ekonomičtější postup bude výroba pastorku jako součásti hřídele, proto bude zvětšen průměr polotovaru na 18 mm.

3.11.4 Kolo 4

Stanovení minimálního tlaku ve spoji

$$k \cdot M_K \leq M_T = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f \cdot \frac{d}{2} \quad (179)$$

$$p_{min} = \frac{2M_{KIII} \cdot k}{\pi \cdot d_H^2 \cdot L_L \cdot f} = \frac{2 \cdot 11229 \cdot 1,1}{\pi \cdot 16^2 \cdot 12 \cdot 0,12} = 21,33 \text{ MPa}$$



Stanovení minimálního přesahu

$$C_N = \frac{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 - 1} = \frac{58,57^2 + 16^2}{58,57^2 - 16^2} = 1,16$$

$$C_H = 1 \quad (180)$$

$$\Delta d_{\min} = p_{\min} \frac{d_H \cdot (C_N + C_H)}{E} = 21,33 \cdot \frac{16 \cdot (1,16 + 1)}{2,1 \cdot 10^5} = 3,51 \mu m$$

Stanovení minimálních výrobních přesahů a návrh uložení

$$R_a^H = 0,8 \mu m$$

$$R_a^N = 1,6 \mu m$$

$$W = 5,5(R_a^N + R_a^H) = 5,5(1,6 + 0,8) = 13,2 \mu m \quad (181)$$

Nalisování za studena

$$\Delta d'_{\min} = \Delta d_{\min} + W = 3,51 + 13,2 = 18,51 \mu m \quad (182)$$

Zvoleno uložení 12 H6/u5

$$H6 = {}_0^{+11}$$

$$s5 = {}_{+33}^{+41}$$

$$\delta_{\min} = 22 \mu m$$

$$\delta_{\max} = 41 \mu m$$

$$\delta = \frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{2} = \frac{41 - 22}{2} = 9,5 \mu m \quad (183)$$

$$\delta_{\min} = 22 \mu m > \Delta d'_{\min} = 18,5 \mu m \quad (184)$$

Stanovení maximálního tlaku ve spoji

$$p_{\max} = \frac{E(\delta_{\max} - w)}{d_H(C_N + 1)} = \frac{2,1 \cdot 10^2(41 - 13,2)}{16(1,16 + 1)} = 168,92 \text{ MPa} \quad (185)$$

Nalisování za studena

$$\sigma_{\text{red}}^{\tau_{\max}} = \sigma_1 - \sigma_3 = p_{\max}(C_N + 1) = 168,92(1,16 + 1) = 364,875 \text{ Nmm}^{-2} \quad (186)$$

Zvolen materiál ocel 14 220 – válcovaná za tepla. (588 N/mm²).

3.12 Únavová pevnost

Veškerá osazení a drážky pro pera jsou řešena v příložených Excelech.

Příloha č. 21 - Bezpečnost hřídele 1 osazení u ložiska s vůlí

Příloha č. 22 - Bezpečnost hřídele 1 osazení za perem

Návrh pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru I



Příloha č. 23 - Bezpečnost hřídele 1 pera

Příloha č. 24 - Bezpečnost hřídele 2 osazení blíž vstupu

Příloha č. 25 - Bezpečnost hřídele 2 osazení uprostřed

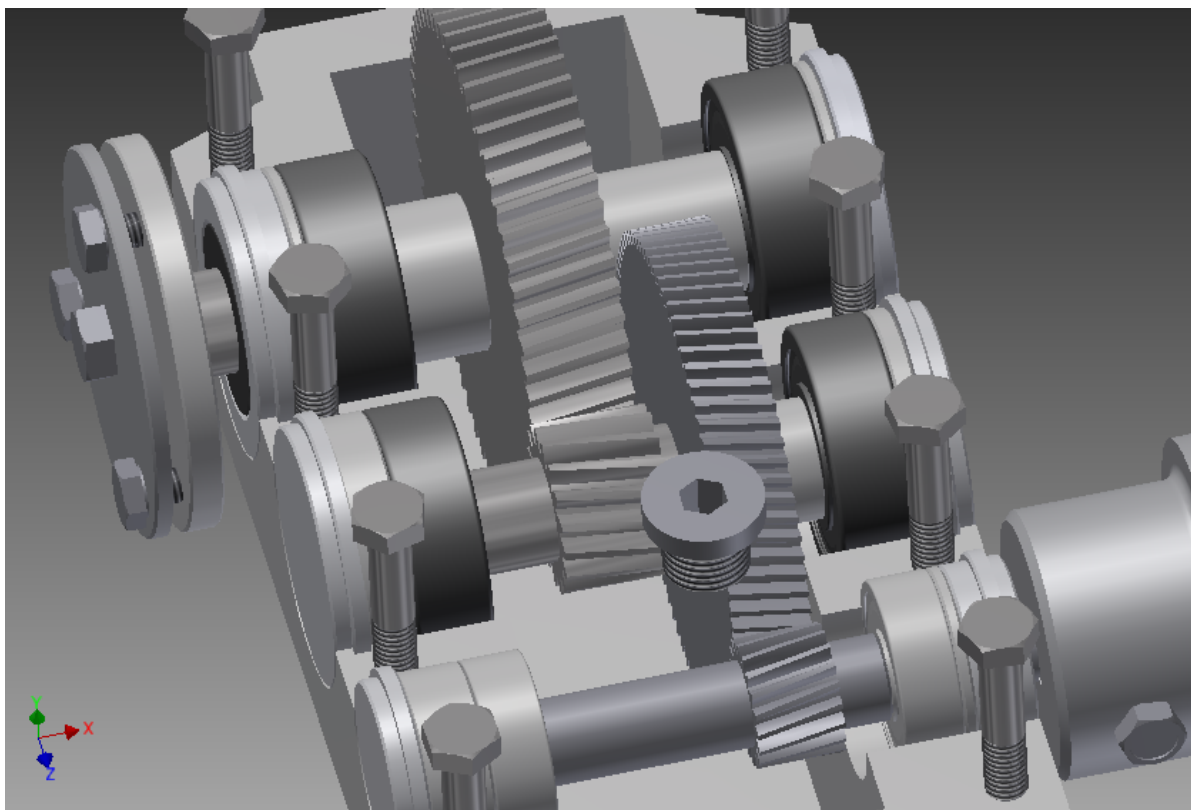
Příloha č. 26 - Bezpečnost hřídele 2 osazení blíž výstupu

Příloha č. 27 - Bezpečnost hřídele 3 osazení dále od výstupu

Příloha č. 28 - Bezpečnost hřídele 3 osazení u vstupu

Příloha č. 29 - Bezpečnost hřídele 3 pero

Příloha č. 30 - Bezpečnost hřídele 3 osazení uprostřed



Obr. 28 – Pohled na vnitřek převodovky [autor]

Výkres převodovky v příloze č. 31.

Kusovník převodovky v příloze č. 32.

Výkres sestavy pohonu kyvného mechanismu v příloze č. 33.

Kusovník sestavy pohonu kyvného mechanismu v příloze č. 34.

3D model převodovky v příloze č. 35.


3D model sestavy pohonu v příloze č. 36.



4. Návrh spojky na vstupním hřídeli


Pružné spojky z hliníku

T.E.A. TECHNIK s.r.o. - Czech Republic



www.teatechnik.cz
Zobrazit mapu
info@teatechnik.cz
Telefon
+42 54721-8843

[Požadavek na cenovou nabídku](#)



Objednací číslo	Náboj A d předvrtaný (mm)	Náboj A dH7min (mm)	Náboj A dH7max (mm)	Náboj B d předvrtaný (mm)	Náboj B dH7min (mm)	Náboj B dH7max (mm)
A15BB					4	15
A19/24	6	6	19	18	20	24
A24/30	6	8	24	22	25	30
A28/38	9	10	28	26	30	38
A38/45	12	14	38	36	40	45

Obr. 29 – Pružná spojka [13]

Předvrtané otvory budou upraveny. Spojení mezi elektromotorem a spojkou bude provedeno pomocí pera 4e7x4x12 ČSN 02 2562. Spojení spojky se vstupním hřídelem bude provedeno pomocí pera 2e7x2x10 ČSN 02 2562. Pro spojkou je udán maximální přenesený krouticí moment $M_{\max} = 20 \text{ Nm}$ a nominální $M_{\text{nom}} = 10 \text{ Nm}$.

$$\text{Moment na spojce } M_{\text{spoj}} = M_{kl} \cdot k = 0,809 \cdot 1,5 = 1,21 \text{ Nm} \quad (187)$$

Spojka **vyhovuje**.



4.1 Výpočet per

Moment na obou perech $Mk_I = 0,8 \text{ Nm}$.

Výpočet minimální průměru hřídele z pevnostní podmínky – zvoleno $\tau_D = 40 \text{ Nmm}^{-2}$

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_I}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 809}{\pi \cdot 40}} = 4,68 \text{ mm} \quad (188)$$

Oba hřídele splňují pevnostní podmínku (výstup elektromotoru $d_{elm} = 12 \text{ mm}$, vstup do převodovky $d_1 = 8 \text{ mm}$).

Stanovení délky per pro zvolený $p_D = 80 \text{ MPa}$:

$$l'_{a1} \geq \frac{4 \cdot Mk_I}{d_{elm} \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 809}{12 \cdot 4 \cdot 80} = 0,84 \text{ mm} \rightarrow l = l'_{a1} + b = 4,84 \text{ mm} \rightarrow l_{p1} = 12 \text{ mm} \quad (189)$$

$$l'_{a2} \geq \frac{4 \cdot Mk_I}{d_1 \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 809}{8 \cdot 2 \cdot 80} = 2,53 \text{ mm} \rightarrow l = l'_{a2} + b = 4,53 \text{ mm} \rightarrow l_{p1} = 10 \text{ mm} \quad (190)$$

Kontrola per na otláčení:

$$p_1 = \frac{4 \cdot Mk_I}{d_{elm} \cdot h \cdot l_{a1}} = \frac{4 \cdot 809}{12 \cdot 4 \cdot 8} = 8,43 \text{ MPa} \leq p_D \quad (191)$$

$$p_2 = \frac{4 \cdot Mk_I}{d_1 \cdot h \cdot l_{a2}} = \frac{4 \cdot 809}{8 \cdot 2 \cdot 6} = 33,71 \text{ MPa} \leq p_D \quad (192)$$

Kontrola per na stříh pro zvolený $\tau_D = 40 \text{ Nmm}^{-2}$:

$$\tau_1 = \frac{2 \cdot Mk_I}{d_{elm} \cdot b \cdot l_{a1}} = \frac{2 \cdot 809}{12 \cdot 4 \cdot 8} = 4,21 \text{ Nmm}^{-2} \leq \tau_D \quad (193)$$

$$\tau_2 = \frac{2 \cdot Mk_I}{d_{elm} \cdot b \cdot l_{a1}} = \frac{2 \cdot 809}{8 \cdot 2 \cdot 6} = 16,85 \text{ Nmm}^{-2} \leq \tau_D \quad (194)$$

Obě pera **vyhovují**.



5. Ekonomická kalkulace

Předpoklad (500-1000)% marže výrobce. Při výrobě hřídelů a kol je počítáno s náklady na chemicko-tepelné zpracování. Ceny jsou pouze orientační.

Tab. 10 – ekonomická kalkulace převodovky

Součást převodovky	cena materiálu [Kč]	cena práce [Kč]
ELM 1LF7060-4AE	0	0
Pružná spojka A19/24	320	0
Hřídel 1	7	1000-2000
Hřídel 2	7	1000-2000
Hřídel 3	8	1000-2000
Kolo 2	11	1000
Kolo 4	12	1000
Základní část	32	500
Plechová část	27	500
Ložiska A,B	340	0
Ložiska C,D	380	0
Ložiska E,F	400	0
Pero 4e7x4x12	15	0
Pero 2e7x2x10	12	0
Rozpěrné trubky	25	350
4xM5 matice	1,3	0
12xM5 šroub	36	0
2xZátka	1,2	0
Hřídelové těsnění 8	11,11	0
Hřídelové těsnění 12	12,45	0
6xkoncovka	24	0
Svářecí materiál	357	300
olej	98,1	0
Celkové náklady		

Tab. 11 – ekonomická kalkulace pohonu

Součásti sestavy pohonu	Cena [Kč]
Převodovka	15345,58
Doplňkové přípravky	350
Celkové náklady pohonu	15695,58

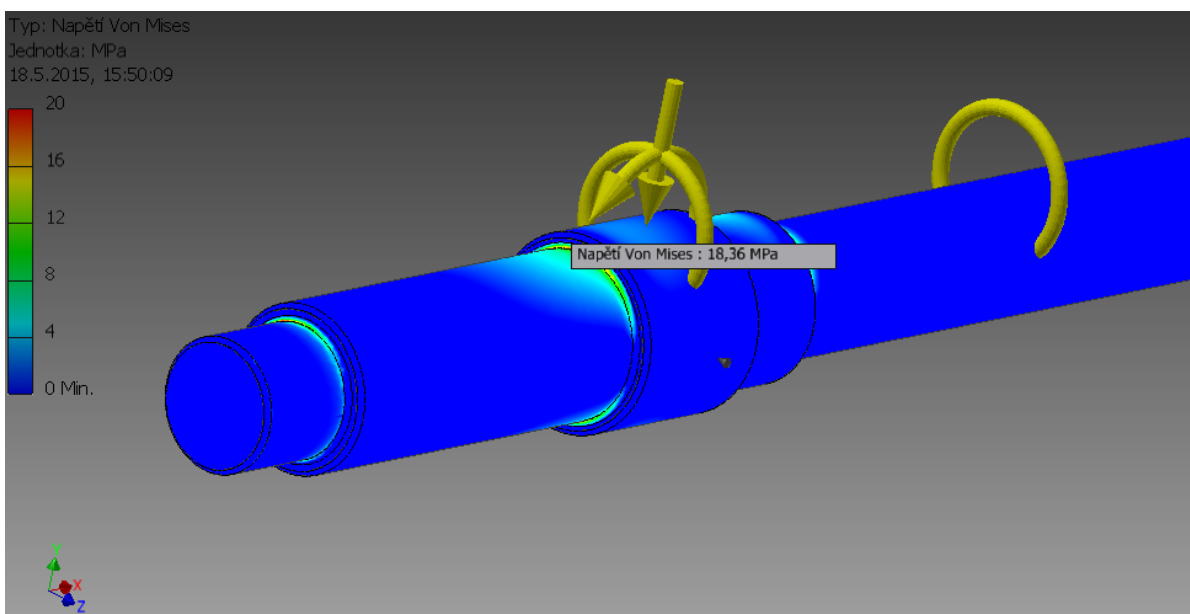
Podle nejhorší varianty je cena převodovky 15 695 Kč a podle příznivé 12 695 Kč.



6. MKP výpočet vstupní hřídele (proveden programem Inventor 2014)

Pro výpočet přibližnou metodou MKP byl vybrán vstupní hřídel převodovky, který byl pro simulaci zjednodušen odebráním drážky pro pero a úpravou ozubení, při které byl zachován pouze materiál do patní kružnice.

Parametry sítě pro simulaci byly zvoleny – minimální velikost prvku 0,3; maximální úhel pootočení 3°; průměrná velikost prvku 0,1. Dále byly na všech ostrých hranách u zkosení a v osazeních zavedeny zaoblení 0,1 mm a 0,3 mm, které zlepšují reálnost výsledků dosažených simulací, protože simulace výpočetním programem je citlivá na ostré hrany, kolem kterých se objevují napěťové špičky, které u reálné součásti v daných místech nejsou tak vysoké.



Obr. 30 – Redukované napětí [autor]

Hodnoty zjištěné pevnostní simulací odpovídají hodnotám zjištěným kontrolním výpočtem po přepočtu z teorie Tau-max na teorii energetickou, podle které byly zjištěny programem, až na hodnotu 1. osazení u vstupu, kde podle simulace je překročeno stanovené dovolené napětí. Toto překročení není nebezpečné vzhledem k mezi kluzu použitého materiálu a nejsou tedy nutné konstrukční úpravy pro odstranění napěťové špičky.

Překročení dovoleného napětí na 1. osazení mohlo být způsobeno nízkou hustotou sítě, která by tak nereálně zobrazovala tvar prvku a vedla ke zvýšené



koncentraci napětí. Pro zpřesnění výpočtu by bylo nutné zjemnit síť nebo upravit zaoblení. Ovšem vzhledem k ostatním výsledkům jsou brány za relevantnější hodnoty vypočtené v předchozích částech klasickými postupy.

Na obr. 30 byla provedena změna stupnice pro oříznutí špiček ve vrubech a názornější zobrazení průběhu napětí po válcových částech součásti, které odpovídá předpokládanému průběhu.

Pro pokročilejší práci s výpočetním softwarem by bylo nutno absolvovat předmět, který by se touto problematikou zabýval podrobněji, protože výpočet metodou konečných prvků není součástí výuky v bakalářském studiu pro obor TZSI. Simulace je přidána jako příloha č. 37.



7. Závěrečné zhodnocení

V bakalářské práci byla provedena rešerše v oblasti dešťových simulátorů a pohonů kyvných trysek, ze které vyšel jako nejvhodnější jednofázový asynchronní elektromotor s rozběhem do zátěže.

Byla navržena dvoustupňová převodovka s čelními koly se šikmými zuby, která splňuje všechny požadované provozní a pevnostní parametry včetně kontroly vstupního hřídele metodou MKP, statické kontroly hřídelů, kontroly ozubení, únavové pevnosti a životnosti ložisek.

Kontrolní výpočty a simulace byly provedeny v programech Nosník v2.2, MS Excel OZUB3.xls, SPOJENI, Bezpečnost hřídele 1 osazení u ložiska s vůlí, Bezpečnost hřídele 1 osazení za perem, Bezpečnost hřídele 1 pera, Bezpečnost hřídele 2 osazení blíž vstupu, Bezpečnost hřídele 2 osazení blíž výstupu, Bezpečnost hřídele 3 osazení dále od výstupu, Bezpečnost hřídele 3 osazení u vstupu, Bezpečnost hřídele 3 pero, Mitcalc a Inventor 2014. Modely a výkresy sestavy převodovky a pohonu byly vytvořeny v programu Inventor 2014.

Oproti původnímu řešení je zpracované řešení efektivnější s vyšší spolehlivostí, menší potřebou údržby a větší bezpečností jak provozní, tak ochranou pro obsluhu. Jelikož se jedná o kusovou výrobu, je zařízení dražší v pořizovacích nákladech v případě vyšší marže výrobců. V případě nalezení levnějšího výrobce s nižší marží nebo lepšími technologickými postupy je navržená varianta cenově srovnatelná s nynějším řešením (cena nynějšího zařízení v době pořízení byla 12 000 Kč.).



Seznam použité literatury

- [1] Ispray.com: nozzle. SPRAYING SYSTEMS CO. [online]. 2009. vyd. 12.3.2015 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z:
http://www.ispray.com/htm/nozzle_selection_guide.htm
- [2] Sofia.usgs: sfrsf. EVERGLADES AGRICULTURAL HYDROLOGY RESEARCH UNIT (EAHRU) MIAMI, Florida. [online]. 1999. vyd. 14.3.2015 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://sofia.usgs.gov/sfrsf/rooms/sustain/restore/>
- [3] LOCH, Rob. Rainfall simulation. [online]. s. 2 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.landloch.com.au/pdf/RainfallSimulation.pdf>
- [4] Tonar, P., *Návrh úprav a optimalizace konstrukce dešťového simulátoru (DS)*. Praha, 2014. Bakalářská. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jan Kanaval.
- [5] Kocman, S. *Asynchronní stroje* [online]. Katedra obecné elektrotechniky FEI VŠB-TU Ostrava, 2002 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://p.kobrlc.sweb.cz/stroje/as-skriptum.pdf>. VŠB-TU Ostrava.
- [6] Trojfázové asynchronní elektromotory nakrátko 1LA7. In: [online]. [cit. 2015-03-14]. DOI: Katalog K02-0811 CZ. Dostupné z: <http://www.elektromotory-gral.cz/kcfinder/upload/files/1LA7.pdf>
- [7] Řízení otáček změnou počtu pólů. In: [online]. Fei VSB [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: http://fei1.vsb.cz/kat410/studium/studijni_materialy/pves/Dahlander.pdf
- [8] NOVÁK, Ivo. Synchronní elektromotor třífázový. In: [online]. Ostravská univerzita v Ostravě [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.emotor.cz/asynchronni-elektromotor-trifazovy.htm>
- [9] Bém, P. *Dešťový simulátor*. Praha, 2014. Oborový projekt. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jan Kanaval.
- [10] Tequipment: Torque Gauge. EQUIPMENT.NET. [online]. 2015 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.tequipment.net/Mark10TorqueSeriesMG.html>
- [11] Kugl, O., Houkal, J., Tomek, P., Zýma, J. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, ISBN 80-010-1638-2.
- [12] Procházka, J., *Teplotní analýzy násuvné převodovky s využitím CAx metod*. 1. vyd. Brno: VUT, 2004. 32 s. ISBN 80-214-2688-8.



- [13] T.E.A.technik: hřídelové spojky. T.E.A.TECHNIK S.R.O. [online]. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/>
- [14] Schwarzová, P. *Vodní eroze jako činitel dynamiky krajiny*. Praha: ČVUT, 2001



Seznam obrázků

Obr. 1 - Ruční kropení půdy [1]

Obr. 2 - VeeJet 80-100 [2]

Obr. 3 - Mobilní dešťový simulátor [3]

Obr. 4 - Dešťový simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze [autor]

Obr. 5 – Pohon dešťového simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze [autor]

Obr. 6 – Chod synchronního elektromotoru třífázového [6]

Obr. 7 – Momentové charakteristiky třífázového AM pro dvoupólové a čtyřpólové zapojení [7]

Obr. 8 – Zapojení hlavního a pomocného vinutí s kondenzátorem C [8]

Obr. 9 – Momentové charakteristiky jednofázových AM (M bez pomocné fáze, MR – s odporovou pomocnou fází, MC- s rozběhovým kondenzátorem) [8]

Obr. 10 – schéma pohonného mechanismu kyvných trysek [4]

Obr. 11 - schéma čtyřkloubového mechanismu [9]

Obr. 12 – schéma kluzného ložiska [autor]

Obr. 13- Průběh úhlové rychlosti trysky [9]

Obr. 14 – Schéma použitého přístroje MARK-10 série MG [10]

Obr. 15 – schéma působících sil na ozubení [autor]

Obr. 16 - Zatížení do směru y hřídele 1 [autor]

Obr. 17 - Zatížení do směru x hřídele 1 [autor]

Obr. 18 - Zatížení do směru y hřídele 1 [autor]

Obr. 19 - Zatížení do směru x hřídele 1 [autor]

Obr. 20 – Zatížení do směru y hřídele 2 [autor]

Obr. 21 – Průhyb do směru x hřídele 2 [autor]

Obr. 22 – Zatížení do směru y hřídele 2 [autor]

Obr. 23 – Zatížení do směru x hřídele 2 [autor]

Obr. 24 – Zatížení do směru y hřídele 3 [autor]

Obr. 25 – Zatížení do směru y hřídele 3 [autor]

Obr. 26 – Zatížení do směru y hřídele 3 [autor]


Obr. 27 – Zatížení do směru x hřídele 3 [autor]

Obr. 28 – Pohled na vnitřek převodovky [autor]

Návrh pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru I



ČVUT V Praze
Fakulta strojní

Ústav konstruování
a částí strojů 

Obr. 29 – Pružná spojka [13]

Obr. 30 – Redukované napětí [autor]



Seznam tabulek

- Tab. 1 - Rozměry
- Tab. 2 – Naměřené hodnoty
- Tab. 3 – meze únavy
- Tab. 4 – kontrola soukolí 12
- Tab. 5 – kontrola soukolí 34
- Tab. 6 – bezpečnosti
- Tab. 7 – parametry ložiska 608
- Tab. 8 – parametry ložiska 6200
- Tab. 9 – parametry ložiska 6201
- Tab. 10 – ekonomická kalkulace převodovky
- Tab. 11 – ekonomická kalkulace pohonu



Seznam příloh

- Příloha č. 1 – OZUB3 soukolí12
 - Příloha č. 2 – OZUB3 soukolí34
 - Příloha č. 3 – Zatížení směr y hřídel 1
 - Příloha č. 4 – Zatížení směr x hřídel 1
 - Příloha č. 5 – Zatížení směr y hřídel 1 opačný směr
 - Příloha č. 6 – Zatížení směr x hřídel 1 opačný směr
 - Příloha č. 7 – Zatížení směr y hřídel 2
 - Příloha č. 8 – Zatížení směr x hřídel 2
 - Příloha č. 9 – Zatížení směr y hřídel 2 opačný směr
 - Příloha č. 10 – Zatížení směr x hřídel 2 opačný směr
 - Příloha č. 11 – Zatížení směr y hřídel 3
 - Příloha č. 12 – Zatížení směr x hřídel 3
 - Příloha č. 13 – Zatížení směr y hřídel 3 opačný směr
 - Příloha č. 14 – Zatížení směr x hřídel 3 opačný směr
 - Příloha č. 15 – Hřídel 1 zatížení
 - Příloha č. 16 – Hřídel 1 zatížení opačný směr
 - Příloha č. 17 – Hřídel 2 zatížení
 - Příloha č. 18 – Hřídel 2 zatížení opačný směr
 - Příloha č. 19 – Hřídel 3 zatížení
 - Příloha č. 20 – Hřídel 3 zatížení opačný směr
 - Příloha č. 21 - Bezpečnost hřídele 1 osazení u ložiska s vůlí
 - Příloha č. 22 - Bezpečnost hřídele 1 osazení za perem
 - Příloha č. 23 - Bezpečnost hřídele 1 pera
 - Příloha č. 24 - Bezpečnost hřídele 2 osazení blíž vstupu
 - Příloha č. 25 - Bezpečnost hřídele 2 osazení uprostřed
 - Příloha č. 26 - Bezpečnost hřídele 2 osazení blíž výstupu
 - Příloha č. 27 - Bezpečnost hřídele 3 osazení dále od výstupu
 - Příloha č. 28 - Bezpečnost hřídele 3 osazení u vstupu
 - Příloha č. 29 - Bezpečnost hřídele 3 pero
 - Příloha č. 30 - Bezpečnost hřídele 3 osazení uprostřed
- Návrh pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru I



Příloha č. 31 - Výkres převodovky

Příloha č. 32 - Kusovník převodovky

Příloha č. 33 - Výkres sestavy pohonu kyvného mechanismu

Příloha č. 34 - Kusovník sestavy pohonu kyvného mechanismu

Příloha č. 35 - 3D model převodovky

Příloha č. 36 - 3D model sestavy pohonu

Příloha č. 37 – Pevnostní analýza vstupního hřídele