



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu zvedacího mechanismu jezové klapky

Design of Driving Mechanism for Weir Shutter

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kříčka Ph.D.

Aleš Skuhrovec

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: Návrh pohonu zvedacího mechanismu jezové klapky vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kříčky, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 7. 6. 2016

Aleš Skuhrovec

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Jaroslavu Kříčkovi, Ph.D. za odborné vedení práce a cenné rady, které mi pomohly tuto práci zkompletovat.

Anotační list

Jméno autora: **Aleš SKUHROVEC**

Název BP: *Návrh pohonu zvedacího mechanismu jezové klapky*

Anglický název: Design of Driving Mechanism for Weir Shutter

Rok: 2016

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí BP: *Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.*

Konzultant:

Bibliografické údaje:	počet stran	48
	počet obrázků	13
	počet tabulek	2
	počet příloh	3

Klíčová slova: Převodovka, elektromotor, jezová klapka, pohybovací mechanismy

Keywords: Gearbox, electric motor, weir shutter, driving mechanisms

Anotace:

Bakalářská práce se zabývá návrhem části pohonu jezové klapky. U pohonu stávající jezové klapky tvořeného elektromotorem, koaxiální převodovkou a kuželovou převodovkou je požadavek na výměnu elektromotoru a koaxiální převodovky z důvodu nefunkčnosti těchto dvou elementů.

Abstract:

The bachelor work describes designing of part of driving mechanism for weir shutter. The existing driving mechanism is formed by electric motor, coaxial gearbox and bevel gearbox. The requirement is to change the electric motor and coaxial gearbox, because they are not working.

Obsah

Úvod	1
1. Jezové klapky	2
1.1 Účel a důvody výstavby jezů	2
1.2 Princip klapkového uzávěru.....	2
1.3 Konstrukce duté klapky	3
1.4 Způsoby ovládání	4
2. Volba elektromotoru dle zadaných hodnot.....	6
2.1 Celková účinnost pohonného mechanismu	6
2.2 Potřebný výkon elektromotoru.....	6
2.3 Výběr elektromotoru	6
3. Návrh základních parametrů převodovky.....	7
3.1 Dílčí převodová čísla a volba počtu zubů pastorků	7
3.2 Počty zubů kol	7
3.3 Skutečný převodový poměr	7
4. Návrh čelních (válcových) kol pro I. soukolí.....	9
4.1 Známé a zvolené parametry.....	9
4.2 Krouticí moment na hřídeli I.....	9
4.3 Návrh průměru roztečné kružnice d_1 pastorku	9
4.4 Normální modulu I. soukolí m_{n12}	10
4.5 Stanovení osové vzdálenosti a_{12}	10
4.6 Korekce ozubení	10
4.7 Šířka ozubených kol I. soukolí.....	11
5. Návrh čelních (válcových) kol pro II. soukolí.....	12
5.1 Známé a zvolené parametry.....	12
5.2 Krouticí moment na hřídeli II.....	12
5.3 Návrh průměru roztečné kružnice d_3 pastorku	12
5.4 Normální modulu II. soukolí m_{n34}	13

5.5	Stanovení osové vzdálenosti a_{34}	13
5.6	Korekce ozubení	13
5.7	Šířka ozubených kol II. soukolí	14
6.	Kontrola ozubení na ohyb a dotyk	15
6.1	I. Soukolí	15
6.2	II. Soukolí	15
7.	Silové poměry převodovky	16
7.1	Silové poměry v ozubení	16
7.2	Reakce v uložení	18
7.3	Výsledné reakce	21
8.	Průběhy zatížení hřídelů	22
8.1	Hřídel I	22
8.2	Hřídel II	23
8.3	Hřídel III	24
9.	Volba ložisek	25
9.1	Hřídel I	25
9.2	Hřídel II	26
9.3	Hřídel III	28
10.	Kontrola hřídelů	30
10.1	Hřídel I	30
10.2	Hřídel II	32
10.3	Hřídel III	34
	ZÁVĚR	37
	Seznam použité literatury	38
	Seznam obrázků	39
	Seznam tabulek	40
	Seznam příloh	41



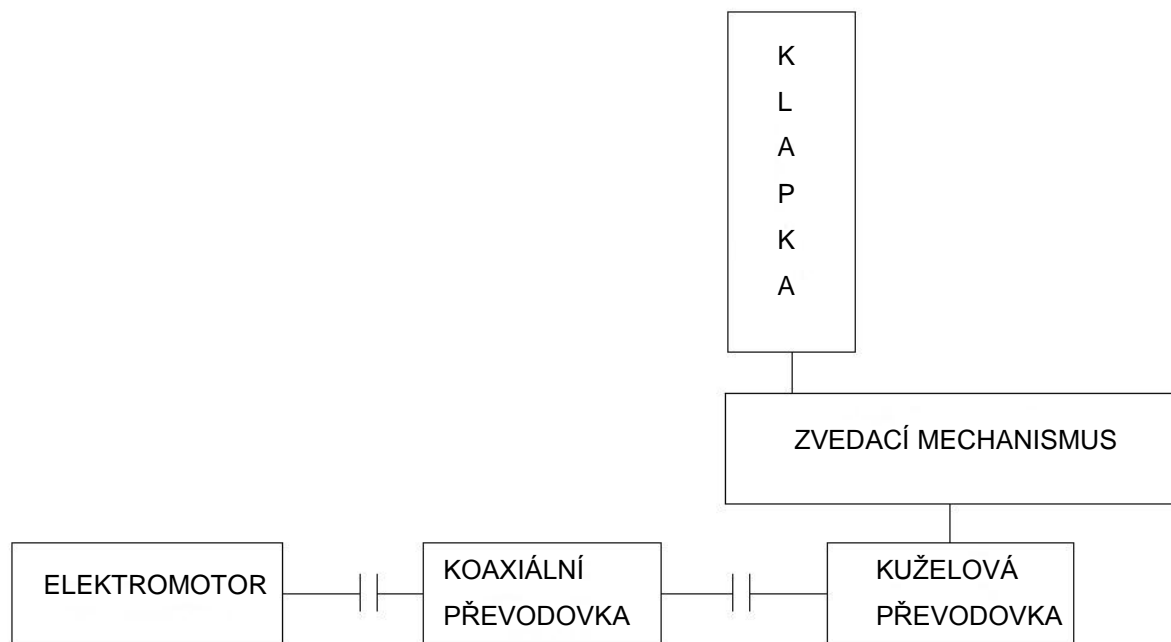
Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout část pohonného mechanismu jezové klapky. Pohonný mechanismus u zpracovávané jezové klapky je tvořen elektromotorem, koaxiální a kuželovou převodovkou (obr. 1). Z důvodu dlouhodobého provozu jezové klapky přestaly komponenty pohonu a to elektromotor a koaxiální převodovka plnit svou funkci a tudíž je požadována jejich výměna. Z důvodu kompatibility nových součástí pohonu se stávajícími funkčními částmi jsou zadány tyto hodnoty:

Celkový převodový poměr koaxiálního převodového ústrojí $i_c = 18,2$

Výstupní výkon koaxiálního převodového ústrojí $P_v = 5\,000\text{ W}$

Pro tyto hodnoty je navržen vhodný elektromotor a převodovka v této bakalářské práci.



obr.1.: Koncepční schéma jezové klapky



1. Jezové klapky

Jezová klapka patří svým konstrukčním řešením a funkcemi, které plní na vodním toku mezi jezy pohyblivé. Jde tedy o vodohospodářskou stavbu, jež je tvořena masivní spodní stavbou a celková stavba je rozdělena jezovými pilíři na příslušná jezová pole. Pohyblivé jezy slouží k udržování hladiny vody na úrovni, která je vyžadována ke správné regulaci toku, pomocí pohyblivých hradicích konstrukcí. Oproti jezům pevným mají pohyblivé jezy výhodu v možnosti regulace i při změně velikosti toku vody. [1]

1.1 Účel a důvody výstavby jezů

Jez jako hydrotechnická stavba je umístěna v říčním korytě a to kolmo na proudnice. Tento druh stavby je lidskou společností využíván po tisíce let. První zmínky o stavbách jezů sahají až do doby 4000 let př. n. l. Důvod pro výstavbu jezů je především vzednutí hladiny na požadovanou úroveň tak, aby byly splněny vodohospodářské požadavky. Mezi něž patří například požadavky na dodávku vody pro průmysl, města, možnost plavby na regulovaných tocích či požadavek energetický. [1]

Výstavba jezu na vodním toku nám tedy umožní vyřešit problém s nedostatečnou hloubkou vody v korytě a splnit tak požadavek na požadovaný odběr či možnost dosáhnout plavebních hloubek. Dále díky snížení rychlosti proudící vody nad jezovou stavbou se omezí vymílání dna. Lze také zvýšit hladinu podzemní vody a zlepšit samočisticí účinek toku. V neposlední řadě lze pomocí těchto staveb vytvořit vhodné podmínky pro sport a rekreaci a ovlivnit estetická hlediska. [1]

1.2 Princip klapkového uzávěru

Jde o řešení, kdy je jez tvořen celistvým uzávěrem s osou otáčení na spodní stavbě. Jejich umístění je vhodné především tam, kde je malé množství splavenin a nevádí ztráta vody mezi klapkami. [2] Vhodným sklopením klapky pomocí zdvihacího mechanismu lze regulovat hladinu, přičemž přes konstrukci přepadává požadované množství vody a lze i přepouštět plovoucí předměty přes hranu jezu. Jednou z nevýhod klapkových uzávěrů spočívá v usazování splavenin pod klapkou. Tento typ konstrukce patří dnes k často navrhovaným řešením [1]



Klapkové uzávěry dělíme na klapky troubové, deskové a duté a to podle tvaru příčně vedeného řezu (obr. 1.1.). [1]

Desková klapka

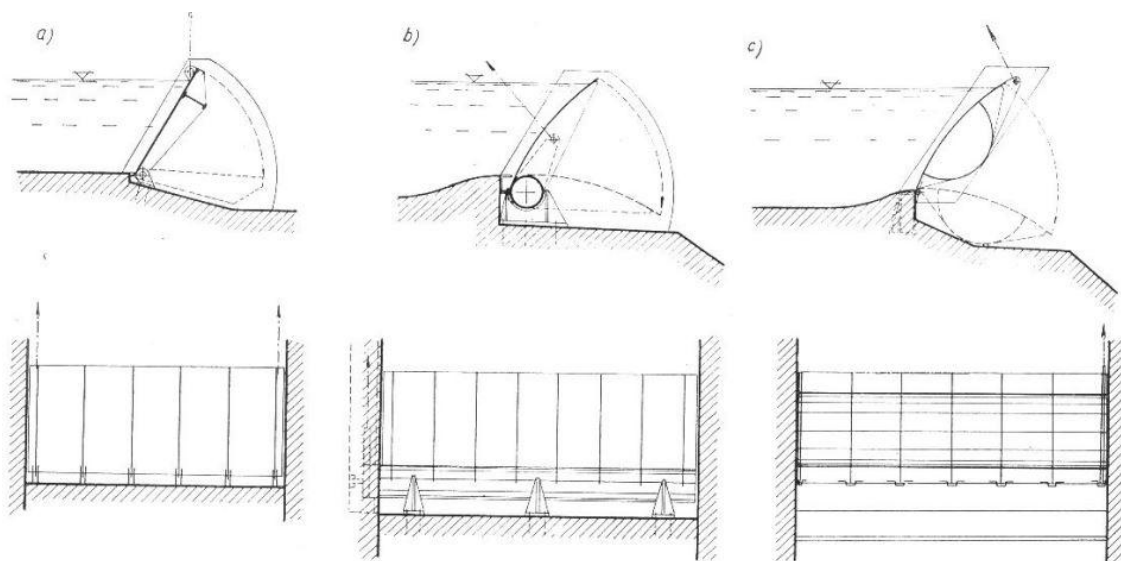
Toto konstrukční řešení vyžaduje oboustranné zavěšení na pohybovací mechanismus z důvodu nízké pevnosti v krutu. Použít ji lze v případě malých světlostí jezových polí a malé hrazené výšky. [1]

Troubová klapka

U tohoto typu je pro zajištění dostatečné tuhosti v kroucení hradicí stěna nasazena na průběžný válec většího průměru. Zdvihací mechanismus je poté umístěn pouze na jedné straně klapky. [2] Troubové klapky se používají pro hrazené výšky zhruba do dvou metrů. [1]

Dutá klapka

Jedná se o dnes nejčastěji používaný druh klapkové uzávěry a proto i další text bude věnován převážně problematice týkající se duté klapky. Vzhledem k tomu, že toto konstrukční řešení má zvýšenou tuhost oproti dvěma předchozím, lze ho použít i v případě větší světlosti jezových polí a vyšší hrazené výšky. [1]



obr. 1.1.: a) Desková klapka, b) Troubová klapka, c) Dutá klapka [1]

1.3 Konstrukce duté klapky

Konstrukce duté klapky je tvořena dutým uzavřeným tělesem čokovitěho tvaru. Dutá jezová klapka je tvořena ze dvou válcově zaoblených plechů. Přičemž na návodní straně, tedy straně, která je vystavena proudící vodě je zaoblený hradicí plech. Na straně vzdušní je použita výstužná stěna válcovitě zaoblená. Pro vyztužení



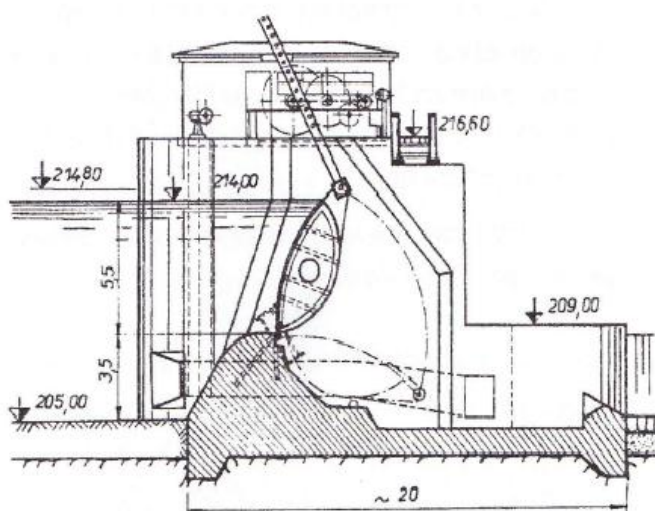
v příčném směru je klapka opatřena svislými diafragmami. V těchto elementech bývají jak z konstrukčních, tak výrobních důvodů průlezné otvory. V dolní části klapky poté bývají umístěny otvory menšího průměru pro vypouštění vody. A v horní části otvory pro zavzdušnění, aby se klapka ve sklopené poloze nechovala jako plovák. [1]

Při konstrukci je také brán ohled na to, aby tvar průřezu v příčném směru byl takový, aby hradicí konstrukce byla co nejméně namáhána hydrodynamickým zatížením. [1]

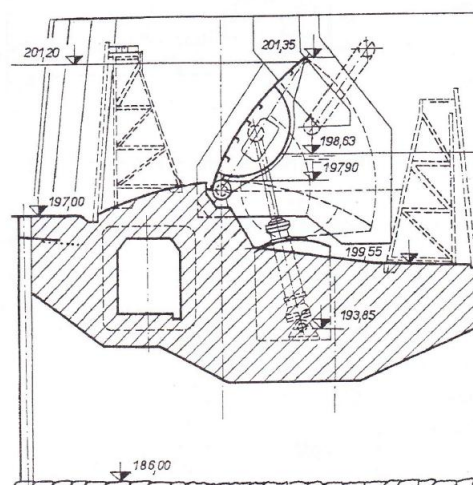
1.4 Způsoby ovládání

Zvedací mechanismus bývá zpravidla umístěn pouze na jedné straně hradícího uzávěru. Klapka je ke zvedacímu mechanismu upevněná buďto zavěšením nebo podepřením. V prvním případě musí být strojovna umístěná na pilířích a to nad úrovní stoleté vody a lze k pohybu využít cévovou tyč připojenou na diafragmu na pohybovaném konci uzávěru či lze použít hydromotor. Pokud je klapka podpírána používá se hydromotor, který je umístěn na vzdušné straně. [1]

V případě, kdy je klapka pohybovaná cévovou tyčí je elektromotor spouštěn plovákem, který je uveden do pohybu stoupanutím hladiny vody. Klapka je tak uvedena do příslušné polohy a popřípadě se i automaticky vypne. [3]



obr. 1.2.: Dutá klapka ovládaná cévovou tyčí [1]



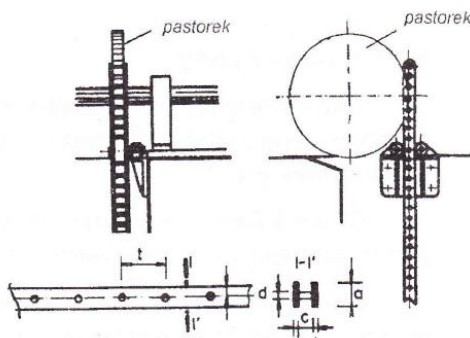
obr. 1.3.: Dutá klapka ovládaná hydromotorem [1]



Céвовá tyč

Tento pohybovací prvek je tvořen dvěma ocelovými lištami, mezi něž jsou umístěny trny (cévy). Vzdálenost ocelových lišt je shodná s rozměry zubů pastorku.

[1]



obr. 1.4: Céвовá tyč s pastorkem [1]

Hydromotor

Hydromotor je část hydraulického zdvihadla dále tvořeného olejovou nádrží, vysokotlakým čerpadlem a potrubním rozvodem oleje. K hradicímu uzávěru je připojena pístní tyč a pracovní válec je uchycen ke spodní stavbě jezu. Výhody tohoto druhu zdvihadla jsou malé rozměry a nízká spotřeba elektrické energie. Naopak nevýhodou je problém se zajištěním synchronizovaného pohybu či úniky oleje, ke kterým může docházet vlivem netěsnosti. Hydromotor lze umístit jak nad vodu, tak pod její hladinu a je vhodné ho použít tam, kde jsou zapotřebí velké zdvihové síly při malých zdvihových výškách a nízké rychlosti pohybu. [1]



2. Volba elektromotoru dle zadaných hodnot

Výpočet proveden dle [4]

2.1 Celková účinnost pohonného mechanismu

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34}$$

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34}$$

$$\eta_c = 0,98 \cdot 0,98$$

$$\eta_c = 0,960$$

Kde: η_{12} – účinnost jednoho páru čelních ozubených kol I. soukolí

η_{34} – účinnost jednoho páru čelních ozubených kol II. soukolí

2.2 Potřebný výkon elektromotoru

$$P'_m = \frac{P_v}{\eta_c}$$

$$P'_m = \frac{5\,000}{0,960}$$

$$P'_m = 5\,206,164 \text{ W}$$

Kde: η_c – celková účinnost pohonného mechanismu

P_v – zadaný výstupní výkon z převodovky [W]

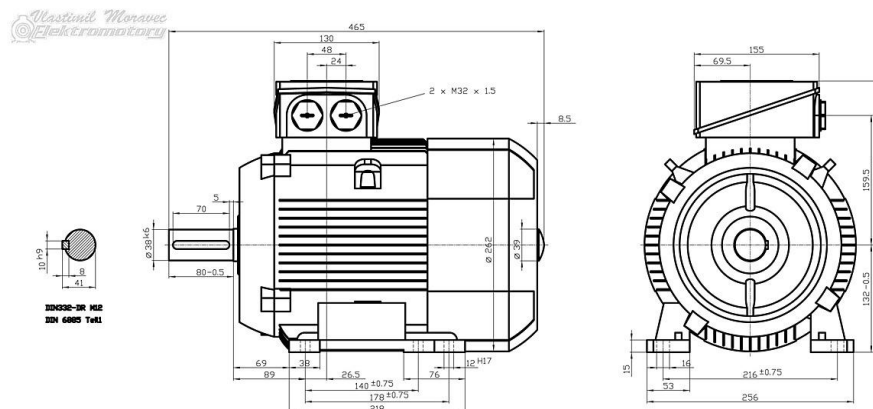
2.3 Výběr elektromotoru

Elektromotor volím dle [3], podle podmínky:

$$P_m \geq P'_m$$

$$P_m \geq 5\,206,164 \text{ W}$$

Zvolen byl 4-pólový nízkonapěťový trojfázový asynchronní motor nakrátko Siemens 1LE1002-1CBO3-4AA4, 5,5 kW, 1450 ot., patkový, IM B3.



obr.2.1.: Elektromotor [5]



3. Návrh základních parametrů převodovky

Výpočet proveden dle [4]

3.1 Dílčí převodová čísla a volba počtu zubů pastorků

Celkový převodový poměr i_c se rozdělí na dílčí převodová čísla I. a II. soukolí. Dále se zvolí počty zubů pro pastorky.

Zadaný celkový převodový poměr $i_c = 18,2$

Zvolený převodový poměr soukolí 1,2 $i_{12} = 4,97$

Zvolený převodový poměr soukolí 3,4 $i_{34} = 3,661\ 97$

Počet zubů pastorku soukolí 1,2 $z_1 = 20$

Počet zubů pastorku soukolí 3,4 $z_3 = 19$

3.2 Počty zubů kol

Pro dílčí převodová čísla a zvolené počty zubů pastorků jsou dopočteny počty zubů kol.

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12}$$

$$z_2 = 20 \cdot 4,97$$

$$z_2 = 99,4$$

Volím $z_2 = 127$ z důvodu shody celkového převodového poměru a skutečného převodového poměru a úpravy osových vzdáleností.

$$z_4 = z_3 \cdot i_{34}$$

$$z_4 = 19 \cdot 3,662$$

$$z_4 = 69,578$$

Volím $z_4 = 55$ z důvodu shody celkového převodového poměru a skutečného převodového poměru a úpravy osových vzdáleností.

3.3 Skutečný převodový poměr

Skutečný převodový poměr i_{skut} je hodnota vypočtená ze zvoleného počtu zubů ozubených kol. Pro všechny další výpočty uvedené v této práci, kde se bude vyskytovat převodový poměr, bude uvažovaná právě tato hodnota skutečného převodového poměru.



$$i_{12skut} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{12skut} = \frac{127}{20}$$

$$i_{12skut} = 6,35$$

$$i_{34skut} = \frac{z_4}{z_3}$$

$$i_{34skut} = \frac{55}{19}$$

$$i_{34skut} = 2,895$$

$$i_{skut} = i_{12skut} \cdot i_{34skut}$$

$$i_{skut} = 6,36 \cdot 2,895$$

$$i_{skut} = 18,382$$

Odchylka skutečného a celkového převodového poměru Δi_c může nabýt hodnoty maximálně 4 %

$$\Delta i_c = \left| \frac{i_c - i_{skut}}{i_c} \right| \cdot 100$$

$$\Delta i_c = \left| \frac{18,2 - 18,382}{18,2} \right| \cdot 100$$

$$\Delta i_c = 0,998 \%$$



4. Návrh čelních (válnových) kol pro I. soukolí

Výpočet proveden dle [4]

4.1 Známé a zvolené parametry

Úhel sklonu zubu	$\beta_{12} = 10^\circ$
Smysl sklonu zubů pastorku	pravý
Smysl sklonu zubů kola	levý
Převodový poměr I. soukolí	$i_{12} = 6,35$
Materiál pastorku a kola I. soukolí –	15 330, nitridováno
součinitel poměru šířky zubu/roztečné kružnice	$\Psi_d = 0,8$
součinitel poměru šířky zubu/modulu	$\Psi_m = 17$

4.2 Krouticí moment na hřídeli I

$$M_{kl} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P_m}{n_m}$$

$$M_{kl} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{5\,500}{1\,450}$$

$$M_{kl} = 36,221 \text{ Nm}$$

Kde: P_m – výkon elektromotoru [W]

n_m – otáčky elektromotoru [1/min]

4.3 Návrh průměru roztečné kružnice d_1 pastorku

Výpočet dle normy ČSN 01 4686. Vycházím z namáhání zubu na dotyk

$$d'_1 = f_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{kl}}{\Psi_d \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}}$$

$$d'_1 = 690 \cdot \sqrt{\frac{1,254 \cdot 36,221}{0,8 \cdot 8\,911\,36} \cdot \frac{6,35 + 1}{6,35}}$$

$$d'_1 = 28,935\,45 \text{ mm}$$

Kde: $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$

K_A – součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$

$K_{H\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta} = 1,14$

$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1}$ [Mpa]

σ_{Hlim1} – mez únavy v dotyku pro materiál pastorku, $\sigma_{Hlim1} = 1180 \text{ Mpa}$



4.4 Normální modulu I. soukolí m_{n12}

$$m_{n12} = \frac{d'_1 \cdot \cos \beta_{12}}{z_1}$$

$$m_{n12} = \frac{28,935\ 45 \cdot \cos(10)}{20}$$

$$m_{n12} = 1,425\ mm$$

Dle normalizované řady modulů ČSN 01 4608 volím modul $m_{n12} = 1,5\ mm$

Kde: d'_1 – navržený roztečný průměr pastorku I. soukolí [mm]

z_1 - počet zubů pastorku I. soukolí

4.5 Stanovení osové vzdálenosti a_{12}

$$a_{12} = \frac{m_{n12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{12}}$$

$$a_{12} = \frac{1,5 \cdot (20 + 127)}{2 \cdot \cos(10)}$$

$$a_{12} = 111,951\ mm$$

Kde: m_{n12} – normální modul I. soukolí [mm]

z_1 – počet zubů pastorku I. soukolí

z_2 – počet zubů kola I. soukolí

Dle normalizované řady osových vzdáleností volím $a_{12} = 112\ mm$.

4.6 Korekce ozubení

Úhel záběru v čelní rovině α_t

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}}\right)$$

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(20)}{\cos(10)}\right)$$

$$\alpha_t = 20,283\ 559\ 4^\circ$$

Tomuto úhlu odpovídá $\text{inv} \alpha_t = 0,015\ 570\ 165$

Kde: α_n – úhel záběru nástroje $\alpha_n = 20^\circ$

β_{12} – úhel sklonu zubu I. soukolí [°]

Úhel záběru v čelní rovině valivý α_{tw}

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{z_1 + z_2}{2a_{12}} \cdot \frac{m_{n12}}{\cos \beta_{12}} \cdot \cos \alpha_t\right)$$

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{20 + 127}{2 \cdot 112} \cdot \frac{1,5}{\cos(10)} \cdot \cos(20,283\ 559\ 4)\right)$$



$$\alpha_{tw} = 20,351\ 573\ 73^\circ$$

Tomuto úhlu odpovídá $\text{inv}\alpha_{tw} = 0,015\ 732\ 904$

Kde: m_{n12} – normální modul I. soukolí [mm]

z_1 – počet zubů pastorku I. soukolí

z_2 – počet zubů kola I. soukolí

a_{12} – normalizovaná osová vzdálenost [mm]

Součinitelé posunutí profilu x_1+x_2

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (\text{inv}\alpha_{tw} - \text{inv}\alpha_t)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{20 + 127}{2 \cdot \tan(20)} \cdot (0,015\ 732\ 904 - 0,015\ 570\ 165)$$

$$x_1 + x_2 = 0,0328\ 634\ 5\ \text{mm} < 0,3\ \text{mm} \rightarrow \textit{korigovaný bude pouze pastorek}$$

4.7 Šířka ozubených kol I. soukolí

$$b_2 = \Psi_m \cdot m_{n12}$$

$$b_2 = 17 \cdot 1,5$$

$$b_2 = 25,5\ \text{mm}$$

Pastorky jsou o hodnotu jednoho modulu širší, tudíž $b_1 = 26\ \text{mm}$



5. Návrh čelních (válcových) kol pro II. soukolí

Výpočet proveden dle [4]

5.1 Známé a zvolené parametry

Úhel sklonu zubu	$\beta_{12} = 6^\circ$
Smysl sklonu zubů pastorku	levý
Smysl sklonu zubů kola	pravý
Převodový poměr II. soukolí	$i_{34} = 2,895$
Materiál pastorku a kola II. soukolí –	15 330, nitridováno
součinitel poměru šířky zubu/roztečné kružnice	$\Psi_d = 0,8$
součinitel poměru šířky zubu/modulu	$\Psi_m = 17$

5.2 Krouticí moment na hřídeli II

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12}$$

$$M_{kII} = 36,221 \cdot 6,35 \cdot 0,96$$

$$M_{kII} = 225,406 \text{ Nm}$$

Kde: M_{kI} – krouticí moment na hřídeli I [Nm]
 i_{12} – převodový poměr I. soukolí
 η_{12} – účinnost jednoho páru čelních ozubených kol I. soukolí

5.3 Návrh průměru roztečné kružnice d_3 pastorku

Výpočet dle normy ČSN 01 4686. Vycházím z namáhání zubu na dotyk

$$d'_3 = f_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{kII}}{\Psi_d \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}}}$$

$$d'_3 = 690 \cdot \sqrt{\frac{1,254 \cdot 225,406}{0,8 \cdot 8\,911\,36} \cdot \frac{2,895 + 1}{2,895}}$$

$$d'_3 = 55,298\,22 \text{ mm}$$

Kde: $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 K_A – součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$
 $K_{H\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta} = 1,14$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1}$ [Mpa]
 σ_{Hlim1} – mez únavy v dotyku pro materiál pastorku $\sigma_{Hlim1} = 1180 \text{ Mpa}$



5.4 Normální modulu II. soukolí m_{n34}

$$m_{n34} = \frac{d'_3 \cdot \cos \beta_{34}}{z_3}$$

$$m_{n34} = \frac{55,298 \ 22 \cdot \cos(6)}{19}$$

$$m_{n34} = 2,895 \text{ mm}$$

Dle normalizované řady modulů ČSN 01 4608 volím modul $m_{n34} = 3 \text{ mm}$

Kde: d'_3 – navržený roztečný průměr pastorku II. soukolí [mm]

z_3 - počet zubů pastorku II. soukolí

5.5 Stanovení osové vzdálenosti a_{34}

$$a_{34} = \frac{m_{n34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta_{34}}$$

$$a_{34} = \frac{3 \cdot (19 + 55)}{2 \cdot \cos(6)}$$

$$a_{34} = 111,611 \text{ mm}$$

Kde: m_{n34} – normální modul II. soukolí [mm]

z_3 – počet zubů pastorku II. soukolí

z_4 – počet zubů kola II. soukolí

Dle normalizované řady osových vzdáleností volím $a_{34} = 112 \text{ mm}$.

5.6 Korekce ozubení

Úhel záběru v čelní rovině α_t

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}}\right)$$

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(20)}{\cos(6)}\right)$$

$$\alpha_t = 20,101 \ 366 \ 84^\circ$$

Tomuto úhlu odpovídá $\text{inv} \alpha_t = 0,015 \ 570 \ 165$

Kde: α_n – úhel záběru nástroje $\alpha_n = 20^\circ$

β_{12} – úhel sklonu zubu II. soukolí [°]

Úhel záběru v čelní rovině valivý α_{tw}

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{z_3 + z_4}{2a_{34}} \cdot \frac{m_{n34}}{\cos \beta_{34}} \cdot \cos \alpha_t\right)$$



$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{19 + 55}{2 \cdot 112} \cdot \frac{3}{\cos(6)} \cdot \cos(20,101\,366\,84)\right)$$

$$\alpha_{tw} = 20,637\,684\,6^\circ$$

Tomuto úhlu odpovídá $\text{inv}\alpha_{tw} = 0,016\,430\,573$

Kde: m_{n34} – normální modul II. soukolí [mm]

z_3 – počet zubů pastorku II. soukolí

z_4 – počet zubů kola II. soukolí

a_{34} – normalizovaná osová vzdálenost [mm]

Součinitelé posunutí profilu x_1+x_2

$$x_1 + x_2 = \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (\text{inv}\alpha_{tw} - \text{inv}\alpha_t)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{19 + 55}{2 \cdot \tan(20)} \cdot (0,016\,430\,573 - 0,015\,570\,165)$$

$$x_1 + x_2 = 0,131\,190\,41\text{ mm} < 0,3\text{ mm} \rightarrow \textit{korigovaný bude pouze pastorek}$$

5.7 Šířka ozubených kol II. soukolí

$$b_4 = \Psi_m \cdot m_{n34}$$

$$b_4 = 17 \cdot 3$$

$$b_4 = 51\text{ mm}$$

Pastorky jsou o hodnotu jednoho modulu širší, tudíž $b_3 = 54\text{ mm}$

6. Kontrola ozubení na ohyb a dotyk

6.1 I. Soukolí

Výsledky zde uvedené jsou vypočteny dle programu ze zdroje [4]

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
		Roz.	kolo 1	kolo 2			kolo 1	kolo 2
z_1	20	d	30,46279834		193,4387695	σ_{Flim}	705	705
z_2	127	d_a	33,56122984		196,4386106	σ_{Hlim}	1180	1180
m_n	1,5	d_f	26,81138869		189,6887695	Y_{Fa}	2,711463	2,162445
x_1	0,032863	d_b	28,57375295		181,4433312	Y_{sa}	1,576192	1,825569
x_2	0	d_{Wf}	30,47619038		193,5238089	Y_z	0,687555	0,687555
α_n	20	h_a	1,549215751		1,499920576	Y_β	0,926418	0,926418
β	10	h_f	1,825704825		1,875	F_β	6	6
a_w	112	h	3,374920576		3,374920576	$Y_{N,x}$	1	1
b_1	27	s_n	2,392078442		2,35619449	Z_H	2,458887	2,458887
b_2	25,5	s_t	2,428980107		2,392542587	Z_E	190	190
P	5,5	v_n	2,320310538		2,35619449	Z_z	0,787511	0,787511
n_1	1450	v_t	2,356105067		2,392542587	Z_β	0,992375	0,992375
M_{k1}	36221,47	α_w	20,3515738			Z_B	1	1
v	2,312791					$Z_{R,T}$	1	1
u	6,35					K_A	1,1	1,1
						K_V	1,063216	1,063216
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,242142	1,239978
h_k	1,164816	1,121287				$K_{H\alpha}$	1,1	1,1
s_k	2,112258	2,112258	konst. tloušťka			$K_{H\beta}$	1,280601	1,280601
z'	3	15						
M/z	11,54315	66,9961	přes zuby					
d	2,214099	2,214099				S_F	3,036027	3,109628
M/d	32,59476	195,5512	přes kuličky			S_H	1,337619	1,337619

tab. 1.: Kontrola ozubení I. soukolí dle ISO 6336

6.2 II. Soukolí

Výsledky zde uvedené jsou vypočteny dle programu ze zdroje [4]

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
		Roz.	kolo 1	kolo 2			kolo 1	kolo 2
z_1	19	d	57,31397192		165,9088661	σ_{Flim}	705	705
z_2	55	d_a	64,09113306		171,8988848	σ_{Hlim}	1180	1180
m_n	3	d_f	50,60111438		158,4088661	Y_{Fa}	2,612161	2,30139
x_1	0,13119	d_b	53,82275183		155,8027027	Y_{sa}	1,61142	1,71887
x_2	0	d_{Wf}	57,5135133		166,4864859	Y_z	0,714306	0,714306
α_n	20	h_a	3,388580567		2,995009337	Y_β	0,973424	0,973424
β	6	h_f	3,35642877		3,75	F_β	6	6
a_w	112	h	6,745009337		6,745009337	$Y_{N,x}$	1	1
b_1	54	s_n	4,998885401		4,71238898	Z_H	2,447946	2,447946
b_2	51	s_t	5,026420658		4,738346135	Z_E	190	190
P	5,38	v_n	4,42589256		4,71238898	Z_z	0,840882	0,840882
n_1	228	v_t	4,450271613		4,738346135	Z_β	0,997257	0,997257
M_{k1}	225329,9	α_w	20,63768464			Z_B	1	1
v	0,684217					$Z_{R,T}$	1	1
u	2,894737					K_A	1,1	1,1
						K_V	1,010705	1,010705
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,269427	1,266996
h_k	2,585275	2,237743				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	4,414127	4,414127	konst. tloušťka			$K_{H\beta}$	1,3127	1,3127
z'	3	7						
M/z	23,22114	59,91402	přes zuby					
d	4,428197	4,428197				S_F	3,51638	3,540627
M/d	62,23841	170,2067	přes kuličky			S_H	1,316375	1,316375

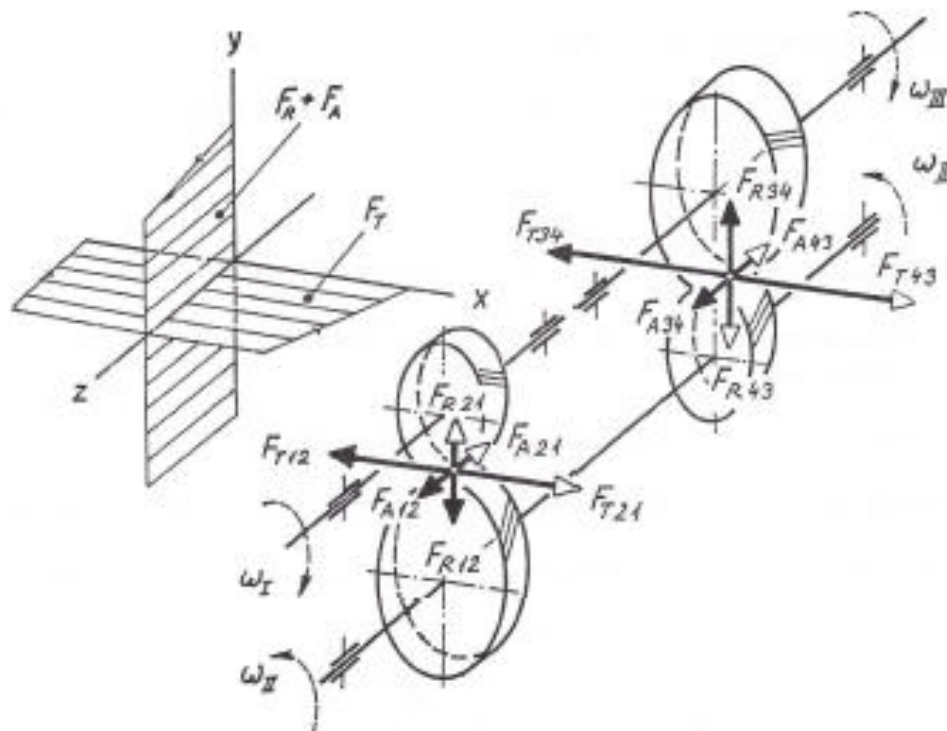
tab. 2.: Kontrola ozubení II. soukolí dle ISO 6336



7. Silové poměry převodovky

7.1 Silové poměry v ozubení

Výpočet proveden dle [4]



obr. 7.1.: Silové poměry v ozubení [4]

$$F_T = \frac{2 \cdot M_k}{d_w}$$

$$F_A = F_T \cdot \tan \beta$$

$$F_R = F_T \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

Kde: M_k – moment na příslušné hřídeli [Nmm]
 d_w – průměr příslušné valivé kružnice [mm]
 α – úhel záběru [°]
 β – úhel sklonu zubů [°]

**I. Soukolí**

$$M_{KI} = 36\,221,470 \text{ Nmm}$$

$$d_{w1} = 30,476\,488\,35 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta_{12} = 10^\circ$$

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot 36\,221,470}{30,476\,488\,35}$$

$$F_{T12} = 2\,377,034 \text{ N}$$

$$F_{A12} = 2\,377,034 \cdot \tan(10)$$

$$F_{A12} = 419,135 \text{ N}$$

$$F_{R12} = 2\,377,034 \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(10)}$$

$$F_{R12} = 878,516 \text{ N}$$

$$F_{T12} = F_{T21}$$

$$F_{A12} = F_{A21}$$

$$F_{T12} = F_{T21}$$

II. Soukolí

$$M_{KII} = 225\,406,207 \text{ Nmm}$$

$$d_{w3} = 57,341\,374\,39 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta_{34} = 6^\circ$$

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot 225\,406,207}{57,341\,374\,39}$$

$$F_{T34} = 7\,861,905 \text{ N}$$

$$F_{A34} = 7\,861,905 \cdot \tan(6)$$

$$F_{A34} = 826,319 \text{ N}$$

$$F_{R34} = 7\,861,905 \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(6)}$$

$$F_{R34} = 2\,877,261 \text{ N}$$

$$F_{T34} = F_{T43}$$

$$F_{A12} = F_{A43}$$

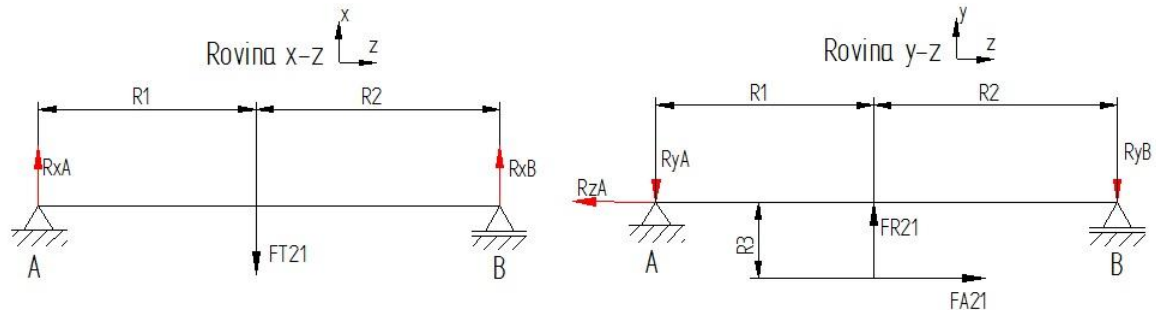
$$F_{T34} = F_{T43}$$



7.2 Reakce v uložení

Výpočet proveden dle [6]

Hřídel I



obr.7.2.1.: Reakce hřídele I

$$R_{xA} = \frac{F_{T21} \cdot R_2}{R_1 + R_2}$$

$$R_{xA} = \frac{2\,377,034 \cdot 28,5}{32,5 + 28,5}$$

$$R_{xA} = 1\,110,582 \text{ N}$$

$$R_{xB} = \frac{F_{T21} \cdot R_1}{R_1 + R_2}$$

$$R_{xB} = \frac{2\,377,034 \cdot 32,5}{32,5 + 28,5}$$

$$R_{xB} = 1\,266,453 \text{ N}$$

$$R_{yA} = \frac{F_{R21} \cdot R_2 - F_{A21} \cdot R_3}{R_1 + R_2}$$

$$R_{yA} = \frac{878,516 \cdot 28,5 - 419,135 \cdot 15,238}{32,5 + 28,5}$$

$$R_{yA} = 305,752 \text{ N}$$

$$R_{yB} = \frac{F_{R21} \cdot R_1 + F_{A21} \cdot R_3}{R_1 + R_2}$$

$$R_{yB} = \frac{878,516 \cdot 32,5 + 419,135 \cdot 15,238}{32,5 + 28,5}$$

$$R_{yB} = 572,764 \text{ N}$$

$$R_{zA} = F_{A21}$$

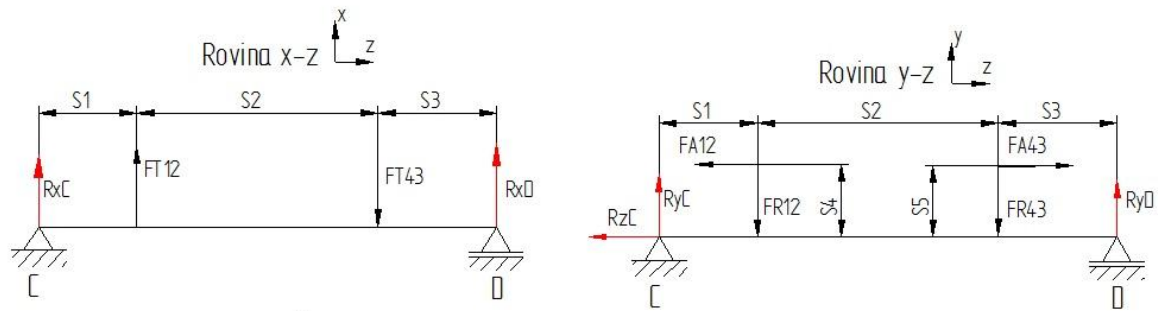
$$R_{zA} = 419,135 \text{ N}$$

Kde: $R_{1,2}$ – vzdálenost středů ložisek od středu pastorku [mm]

$R_3 = d_{w1}/2$ [mm]



Hřídel II



obr.7.2.2.: Reakce hřídele II

$$R_{xC} = \frac{F_{T43} \cdot S_3 - F_{T12} \cdot (S_2 + S_3)}{S_1 + S_2 + S_3}$$

$$R_{xC} = \frac{7\,861,905 \cdot 49 - 2\,377,034 \cdot (101,5 + 49)}{32,5 + 101,5 + 49}$$

$$R_{xC} = 150,217\text{N}$$

$$R_{xD} = \frac{F_{T43} \cdot (S_1 + S_2) - F_{T12} \cdot S_1}{S_1 + S_2 + S_3}$$

$$R_{xD} = \frac{7\,861,905 \cdot (32,5 + 101,5) - 2\,377,034 \cdot 32,5}{32,5 + 101,5 + 49}$$

$$R_{xD} = 5\,334,654\text{N}$$

$$R_{yC} = \frac{F_{R43} \cdot S_3 + F_{R12} \cdot (S_2 + S_3) + F_{A12} \cdot S_4 - F_{A43} \cdot S_5}{S_1 + S_2 + S_3}$$

$$R_{yC} = \frac{2\,877,261 \cdot 49 + 878,516 \cdot (101,5 + 49) + 419,135 \cdot 96,762 - 826,319 \cdot 28,671}{32,5 + 101,5 + 49}$$

$$R_{yC} = 1\,585,069\text{N}$$

$$R_{yD} = \frac{F_{R12} \cdot S_1 + F_{R43} \cdot (S_1 + S_2) + F_{A43} \cdot S_5 - F_{A12} \cdot S_4}{S_1 + S_2 + S_3}$$

$$R_{yD} = \frac{878,516 \cdot 32,5 + 2\,877,261 \cdot 133,5 + 826,319 \cdot 28,671 - 419,135 \cdot 96,762}{32,5 + 101,5 + 49}$$

$$R_{yD} = 2\,170,708\text{N}$$

$$R_{zC} = F_{A43} - F_{A12}$$

$$R_{zC} = 826,319 - 419,135$$

$$R_{zC} = 407,184\text{N}$$

Kde: $S_{1,3}$ – vzdálenost středů ložisek od středu ozubených kol [mm]

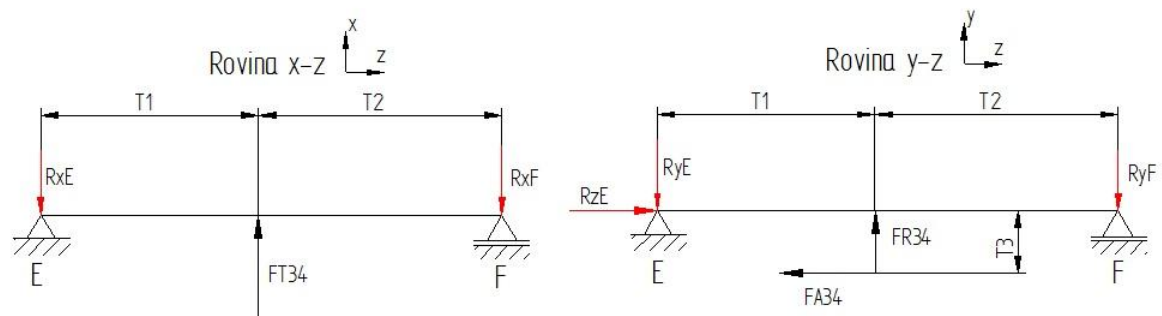
S_2 – vzdálenost středů ozubených kol [mm]

$S_4 = d_{w2}/2$ [mm]



$$S_5 = d_{w3}/2$$

Hřídel III



obr.7.2.3.: Reakce hřídele III

$$R_{xE} = \frac{F_{T34} \cdot T_2}{T_1 + T_2}$$

$$R_{xE} = \frac{7\,861,905 \cdot 41}{34,5 + 41}$$

$$R_{xE} = 3\,592,526 \text{ N}$$

$$R_{xF} = \frac{F_{T34} \cdot T_1}{T_1 + T_2}$$

$$R_{xF} = \frac{7\,861,905 \cdot 34,5}{34,5 + 41}$$

$$R_{xF} = 4\,269,379 \text{ N}$$

$$R_{yE} = \frac{F_{R34} \cdot T_2 + F_{A34} \cdot T_3}{T_1 + T_2}$$

$$R_{yE} = \frac{2\,877,261 \cdot 41 + 826,319 \cdot 82,994}{34,5 + 41}$$

$$R_{yE} = 2\,470,826 \text{ N}$$

$$R_{yF} = \frac{F_{R34} \cdot T_1 - F_{A34} \cdot T_3}{T_1 + T_2}$$

$$R_{yF} = \frac{2\,877,261 \cdot 34,5 - 826,319 \cdot 82,994}{34,5 + 41}$$

$$R_{yF} = 406,435 \text{ N}$$

$$R_{zF} = F_{A34}$$

$$R_{zF} = 826,319 \text{ N}$$

Kde: $T_{1,2}$ – vzdálenost středů ložisek od středu kola [mm]

$$T_3 = d_{w4}/2 \text{ [mm]}$$



7.3 Výsledné reakce

$$R_v = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

Kde: R_v – je výsledná reakce v příslušném místě uložení [N]

R_x – je reakce ve směru osy x v příslušném místě uložení [N]

R_y – je reakce ve směru osy y v příslušném místě uložení [N]

Hřídel I

$$A_{rad} = \sqrt{1\,110,582^2 + 305,752^2}$$

$$A_{rad} = 1\,151,901 \text{ N}$$

$$A_{ax} = 419,135 \text{ N}$$

$$B_{rad} = \sqrt{1\,266,453^2 + 572,764^2}$$

$$B_{rad} = 1\,389,950 \text{ N}$$

Hřídel II

$$C_{rad} = \sqrt{150,217^2 + 1\,585,069^2}$$

$$C_{rad} = 1\,592,171 \text{ N}$$

$$C_{ax} = 407,184 \text{ N}$$

$$D_{rad} = \sqrt{5\,334,654^2 + 2\,170,708^2}$$

$$D_{rad} = 5\,759,384 \text{ N}$$

Hřídel III

$$E_{rad} = \sqrt{3\,592,526^2 + 2\,470,826^2}$$

$$E_{rad} = 4\,360,186 \text{ N}$$

$$F_{rad} = \sqrt{4\,269,379^2 + 406,435^2}$$

$$F_{rad} = 4\,288,681 \text{ N}$$

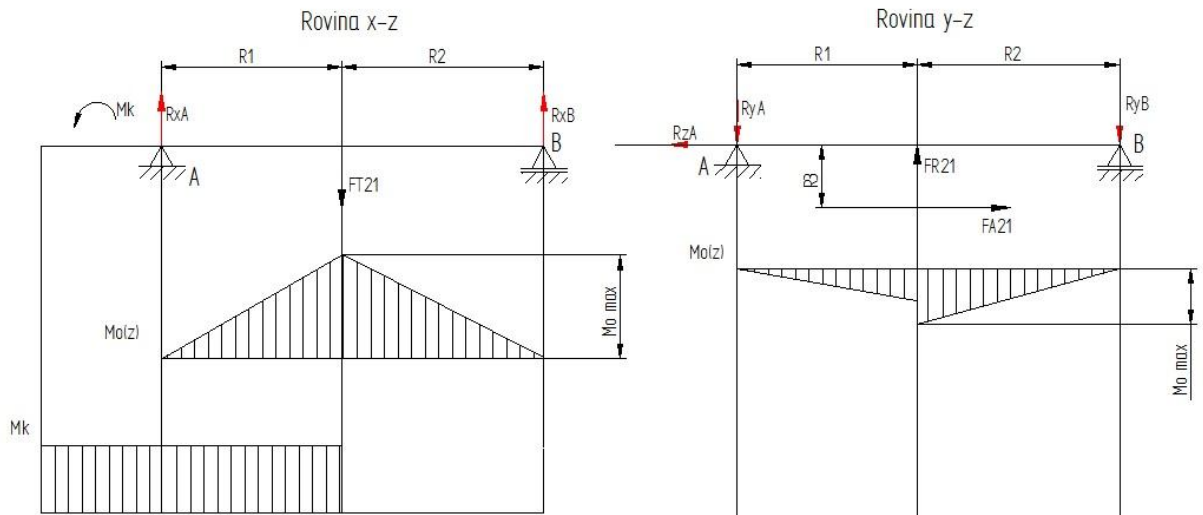
$$F_{ax} = 826,319 \text{ N}$$



8. Průběhy zatížení hřídelů

Výpočet proveden dle [6]

8.1 Hřídel I



obr.8.1.: Průběh zatížení hřídele I

Rovina x-z

$$M_{oxz(max)} = R_{xA} \cdot R_1$$

$$M_{oxz(max)} = 1\,110,582 \cdot 32,5$$

$$M_{oxz(max)} = 36\,093,899 \text{ Nmm}$$

$$M_k = F_{T21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}$$

$$M_k = 2\,377,034 \cdot \frac{30,476\,188\,35}{2}$$

$$M_k = 36\,221,470 \text{ Nmm}$$

Rovina y-z

$$M_{oyz(max)} = -R_{yA} \cdot R_1 - F_{A21} \cdot R_3$$

$$M_{oyz(max)} = -305,752 \cdot 32,5 - 419,135 \cdot 15,238$$

$$M_{oyz(max)} = -16\,323,773 \text{ Nmm}$$

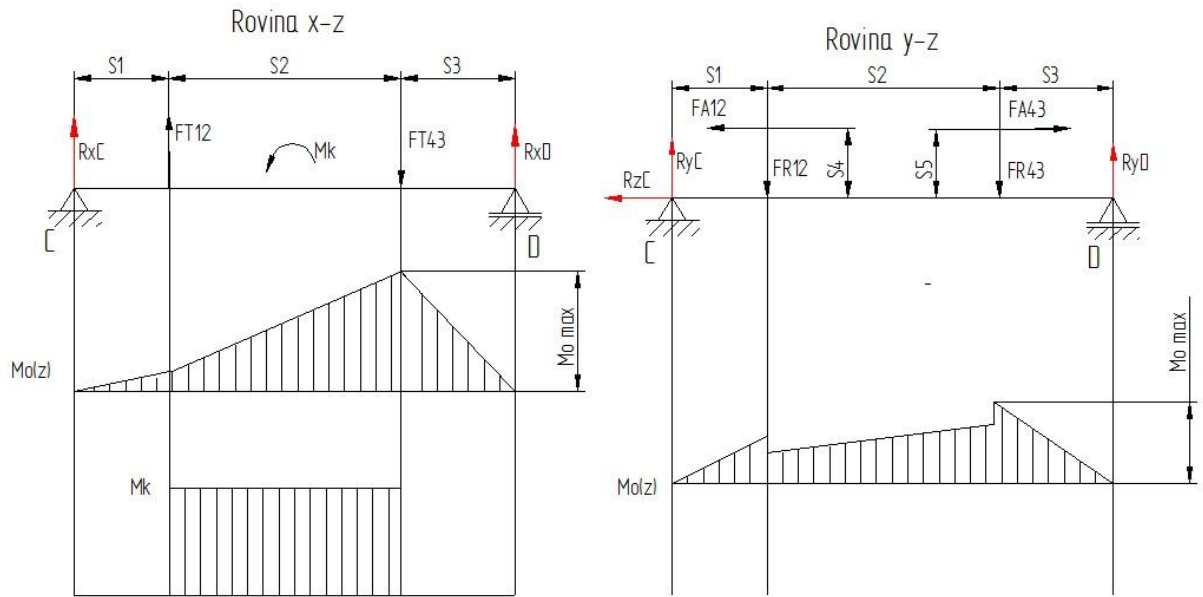
Celkový maximální ohybový moment

$$M_o(max) = \sqrt{(M_{oxz(max)})^2 + (M_{oyz(max)})^2}$$

$$M_o(max) = \sqrt{(36\,093,899)^2 + (-16\,323,773)^2}$$

$$M_o(max) = 39\,613,573 \text{ Nmm}$$

8.2 Hřídel II



obr.8.2.: Průběh zatížení hřídele II

Rovina x-z

$$M_{oxz(max)} = R_{xD} \cdot S_3$$

$$M_{oxz(max)} = 5\,334,654 \cdot 49$$

$$M_{oxz(max)} = 261\,398,024 \text{ Nmm}$$

$$M_k = F_{T12} \cdot \frac{d_{w2}}{2}$$

$$M_k = 2\,377,034 \cdot \frac{193,523\,796}{2}$$

$$M_k = 230\,006,333 \text{ Nmm}$$

Rovina y-z

$$M_{oyz(max)} = R_{yD} \cdot S_3$$

$$M_{oyz(max)} = 2\,170,708 \cdot 49$$

$$M_{oyz(max)} = 106\,364,703 \text{ Nmm}$$

Celkový maximální ohybový moment

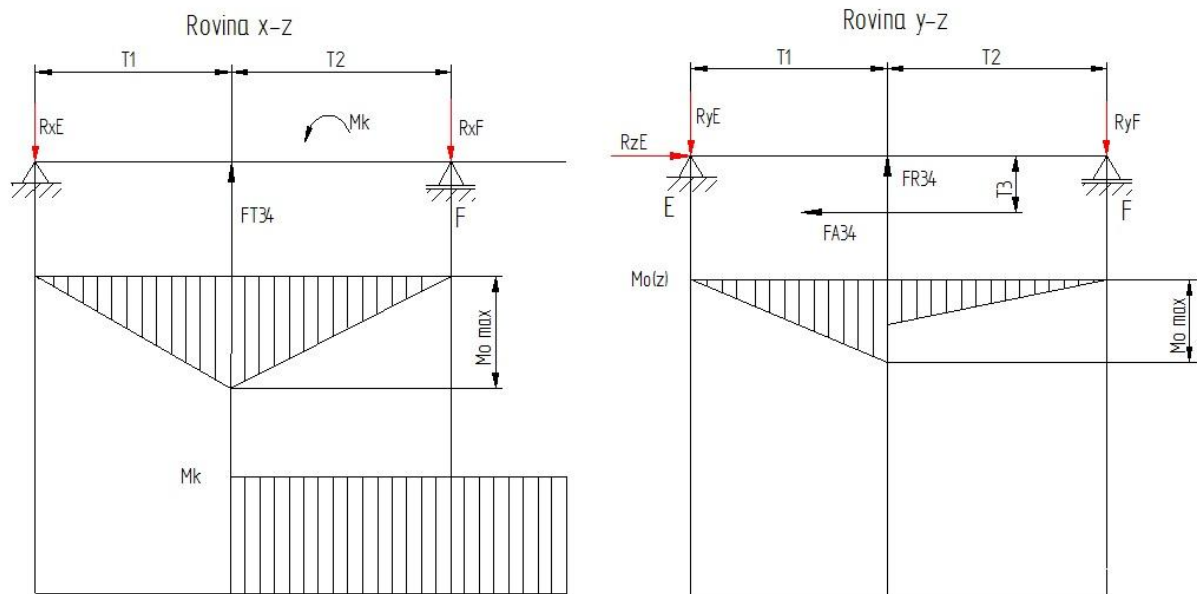
$$M_o(max) = \sqrt{(M_{oxz(max)})^2 + (M_{oyz(max)})^2}$$

$$M_o(max) = \sqrt{(261\,398,024)^2 + (106\,364,703)^2}$$

$$M_o(max) = 282\,209,811 \text{ Nmm}$$



8.3 Hřídel III



obr.8.3.: Průběh zatížení hřídele III

Rovina x-z

$$M_{oxz(max)} = -R_{xE} \cdot T_1$$

$$M_{oxz(max)} = -3\,592,526 \cdot 34,5$$

$$M_{oxz(max)} = -123\,942,145 \text{ Nmm}$$

$$M_k = F_{T34} \cdot \frac{d_w^4}{2}$$

$$M_k = 7\,861,905 \cdot \frac{165,988\,189}{2}$$

$$M_k = 652\,491,651 \text{ Nmm}$$

Rovina y-z

$$M_{oyz(max)} = -R_{yE} \cdot T_1$$

$$M_{oyz(max)} = -2\,470,826 \cdot 34,5$$

$$M_{oyz(max)} = -852\,433,489 \text{ Nmm}$$

Celkový maximální ohybový moment

$$M_{o(max)} = \sqrt{(M_{oxz(max)})^2 + (M_{oyz(max)})^2}$$

$$M_{o(max)} = \sqrt{(-123\,942,145)^2 + (-852\,433,489)^2}$$

$$M_{o(max)} = 150\,426,419 \text{ Nmm}$$



9. Volba ložisek

Výpočet proveden dle [4]

9.1 Hřídel I

Pro obě místa uložení volím stejný typ ložiska. A to dle výrobce SKF [7] jednořadé kuličkové ložisko SKF 6206 Explorer. Následně je provedena kontrola dynamické únosnosti ložiska.

Místo A

$$\frac{f_0 \cdot A_{ax}}{C_0} = \frac{14 \cdot 419,135}{11\,200} = 0,52$$

Kde: f_0 – součinitel pro ložisko SKF 6206 Explorer dle [7]

C_0 – statická únosnost ložiska SKF 6206 Explorer dle [7] [N]

Dle tohoto poměru je vyhledán dle [8] součinitel e , $e=0,44$

$$\frac{A_{ax}}{A_{rad}} = \frac{419,135}{1\,151,901} = 0,364$$

Pro tento poměr je vzhledem k e nalezen dle [8] radiální součinitel X a axiální součinitel Y . Nalezeny byly tyto hodnoty: $X=1$ a $Y=0$

Dynamické ekvivalentní zatížení F

$$F = X \cdot A_{rad} + Y \cdot A_{ax}$$

$$F = 1 \cdot 1\,151,901 + 0 \cdot 419,135$$

$$F = 1\,151,901 \text{ N}$$

Upravený vztah pro trvanlivost

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_l \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C = 1\,151,901 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1\,450 \cdot 25\,000}{10^6}}$$

$$C = 14\,924,561 \text{ N}$$

$$C_{kat} = 20\,300 \text{ N}$$

Musí platit:

$$C \leq C_{kat}$$

$$14\,924,561 \leq 20\,300$$



Kde: C – požadovaná dynamická únosnost v místě A [N]

C_{kat} – dynamická únosnost pro dané ložisko dle [7] [N]

n_I – otáčky I. hřídele, $n_I = 1450$ ot/min

L_h – požadovaná trvanlivost, $L_h = 25\,000$ hod

Ložisko v místě A vyhovuje.

Místo B

Dynamické ekvivalentní zatížení F

$$F = B_{rad}$$

$$F = 1389,95 \text{ N}$$

Upravený vztah pro trvanlivost

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_I \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C = 1389,95 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1\,450 \cdot 25\,000}{10^6}}$$

$$C = 18\,008,83 \text{ N}$$

$$C_{kat} = 20\,300 \text{ N}$$

Musí platit:

$$C \leq C_{kat}$$

$$18\,008,83 \leq 20\,300$$

Ložisko v místě B vyhovuje.

9.2 Hřídel II

Pro uložení, které je zatížené axiální i radiální silou volím kuličkové ložisko a pro uložení zatížené pouze radiální volím válečkové ložisko z důvodu menších rozměrů. Volím dle výrobce SKF [7] jednořadé kuličkové ložisko SKF 6007 a válečkové ložisko SKF N 207 ECM. Následně je provedena kontrola dynamické únosnosti ložisek.

Místo C

$$\frac{f_0 \cdot C_{ax}}{C_0} = \frac{15 \cdot 407,184}{10\,200} = 0,599$$

Kde: f_0 – součinitel pro ložisko SKF 6007 dle [7]

C_0 – statická únosnost ložiska SKF 6007 dle [7] [N]

Dle tohoto poměru je vyhledán dle [8] součinitel e , $e=0,19$



$$\frac{C_{ax}}{C_{rad}} = \frac{407,184}{1\,592,171} = 0,256$$

Pro tento poměr je vzhledem k e nalezen dle [8] radiální součinitel X a axiální součinitel Y. Nalezeny byly tyto hodnoty: X=0,56 a Y=2,3

Dynamické ekvivalentní zatížení F

$$F = X \cdot C_{rad} + Y \cdot C_{ax}$$

$$F = 0,56 \cdot 1\,592,171 + 2,3 \cdot 407,184$$

$$F = 1\,828,14 \text{ N}$$

Upravený vztah pro trvanlivost

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_{II} \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C = 1\,828,14 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 228,347 \cdot 25\,000}{10^6}}$$

$$C = 12\,791 \text{ N}$$

$$C_{kat} = 16\,800 \text{ N}$$

Musí platit:

$$C \leq C_{kat}$$

$$12\,791 \leq 16\,800$$

Kde: C- požadovaná dynamická únosnost v místě C [N]

C_{kat} – dynamická únosnost pro dané ložisko dle [7] [N]

n_{II} – otáčky II. hřídele, $n_{II} = 228,347$ ot/min

L_h – požadovaná trvanlivost, $L_h = 25\,000$ hod

Ložisko SKF 6007 v místě C vyhovuje.

Místo D

Dynamické ekvivalentní zatížení F

$$F = D_{rad}$$

$$F = 5\,759,38 \text{ N}$$

Upravený vztah pro trvanlivost

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_{II} \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C = 5\,759,38 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 228,347 \cdot 25\,000}{10^6}}$$



$$C = 33\,172,766 \text{ N}$$

$$C_{kat} = 56\,000 \text{ N}$$

Musí platit:

$$C \leq C_{kat}$$

$$33\,172,766 \leq 56\,000$$

Ložisko N 207 ECM v místě D vyhovuje.

9.3 Hřídel III

Pro uložení III. hřídele volím kuželíková ložiska, z důvodu malých rozměrů oproti kuličkovým ložiskům, schopné vydržet dané zatížení. Volím dle výrobce SKF [7] kuželíková ložiska SKF 32010 X/Q. Následně je provedena kontrola dynamické únosnosti ložiska.

Místo E

$$\frac{E_{ax}}{E_{rad}} = \frac{0}{4\,360,19} = 0$$

$$\frac{E_{ax}}{E_{rad}} \leq e$$

$$0 \leq 0,43$$

Kde: e- součinitel ložiska SKF 32010 X/Q uvedený v [7], e=0,43

Dynamické ekvivalentní zatížení F je tudíž dané vztahem:

$$F = E_{rad}$$

$$F = 4\,360,19 \text{ N}$$

Upravený vztah pro trvanlivost

$$C = F \cdot \sqrt[3,333]{\frac{60 \cdot n_{III} \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C = 4\,360,19 \cdot \sqrt[3,333]{\frac{60 \cdot 79,67 \cdot 25\,000}{10^6}}$$

$$C = 18\,311,4 \text{ N}$$

$$C_{kat} = 60\,500 \text{ N}$$

Musí platit:

$$C \leq C_{kat}$$

$$18\,311,4 \leq 60\,500$$

Kde: C- požadovaná dynamická únosnost v místě E [N]



C_{kat} – dynamická únosnost pro dané ložisko dle [7] [N]

n_{III} – otačky III. hřídele, $n_{III} = 79,67$ ot/min

L_h – požadovaná trvanlivost, $L_h = 25\ 000$ hod

Ložisko SKF 32010 X/Q v místě E vyhovuje.

Místo F

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad}} = \frac{826,319}{4\ 288,68} = 0,193$$

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad}} \leq e$$

$$0,193 \leq 0,43$$

Kde: e – součinitel ložiska SKF 32010 X/Q uvedený v [7], $e=0,43$

Dynamické ekvivalentní zatížení F je tudíž dané vztahem:

$$F = F_{rad}$$

$$F = 4\ 288,68\ N$$

Upravený vztah pro trvanlivost

$$C = F \cdot \sqrt[3,333]{\frac{60 \cdot n_{III} \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C = 4\ 288,68 \cdot \sqrt[3,333]{\frac{60 \cdot 79,67 \cdot 25\ 000}{10^6}}$$

$$C = 18\ 011,1\ N$$

$$C_{kat} = 60\ 500\ N$$

Musí platit:

$$C \leq C_{kat}$$

$$18\ 011,1 \leq 60\ 500$$

Ložisko SKF 32010 X/Q v místě F vyhovuje.



10. Kontrola hřídelů

Výpočet proveden dle [4]

10.1 Hřídel I

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 30^3}{32}$$

$$W_o = 2\,650,719 \text{ mm}^3$$

Kde: d- průměr hřídele [mm]

Napětí v ohybu

Napětí je počítáno v místě maximálního ohybového momentu

$$\sigma_o = \frac{M_{o(\max)}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{39\,613,573}{2\,650,719}$$

$$\sigma_o = 14,944 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kde: $M_{o(\max)}$ - celkový maximální ohybový moment [Nmm]

W_o - modul průřezu v ohybu [mm^3]

Modul průřezu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 30^3}{16}$$

$$W_k = 5\,301,438 \text{ mm}^3$$

Kde: d- průměr hřídele [mm]

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

$$\tau_k = \frac{36\,221,470}{5\,301,438}$$

$$\tau_k = 6,832 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kde: M_k - krouticí moment [Nmm]

W_k - modul průřezu v krutu [mm^3]



Redukované napětí

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

$$\sigma_{red} = \sqrt{14,944^2 + (2 \cdot 6,832)^2}$$

$$\sigma_{red} = 20,250 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kde: σ_o - napětí v ohybu [Nmm⁻²]

τ_k - napětí v krutu [Nmm⁻²]

α - součinitel dle zvolené hypotézy, $\alpha=2$

Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}}$$

$$k = \frac{600}{20,250}$$

$$k = 29,630$$

Kde: R_e - mez kluzu pro daný materiál 15 333, $R_e = 600 \text{ Nmm}^{-2}$

σ_{red} - redukované napětí [Nmm⁻²]

Průhyb

Hodnota maximálního průhybu byla spočítána pomocí programu MITcalc.

$$y_{max} = 0,0048 \text{ mm}$$

Maximální hodnota průhybu mezi ložisky

$$y_{Dmax} = \frac{l}{3000} = \frac{61}{3000}$$

$$y_{Dmax} = 0,02 \text{ mm}$$

Kde: l - vzdálenost mezi ložisky [mm]

Dovolený průhyb pod ozubenými koly

$$y_{Dmax} = \frac{m}{100} = \frac{1,5}{100}$$

$$y_{Dmax} = 0,015 \text{ mm}$$

Kde: m -modul ozubeného kola [mm]

Hřídel splňuje podmínky pro dovolené hodnoty průhybu.

Naklopení

Hodnota sklonu v podporách A a B byla spočítána pomocí programu MITcalc.

$$\varphi_A = 0,0027^\circ$$

$$\varphi_B = 0,0028^\circ$$



Dovolená hodnota sklonu pro kuličková ložiska

$$\varphi_D = 5 - 10 \text{ úhlových minut}$$

Hřídel splňuje podmínky pro dovolené hodnoty naklopení.

Zkroucení

Hodnota zkroucení byla spočítána pomocí programu MITcalc.

$$\vartheta = 0,313^\circ$$

Dovolená velikost zkroucení

$$\vartheta_D = 0,25^\circ - 0,35^\circ$$

Hřídel splňuje podmínky pro dovolené hodnoty zkroucení.

10.2 Hřídel II

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} - \frac{12 \cdot 4,7 \cdot (40 - 4,7)^2}{2 \cdot 40}$$

$$W_o = 5\,404,692 \text{ mm}^3$$

Kde: d- průměr hřídele [mm]

b- šířka drážky pro pero [mm]

t- hloubka drážky pro pero [mm]

Napětí v ohybu

Napětí je počítáno v místě maximálního ohybového momentu

$$\sigma_o = \frac{M_{o(\max)}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{282\,209,811}{5\,404,692}$$

$$\sigma_o = 52,216 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kde: $M_{o(\max)}$ - celkový maximální ohybový moment [Nmm]

W_o - modul průřezu v ohybu [mm³]

Modul průřezu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} - \frac{12 \cdot 4,7 \cdot (40 - 4,7)^2}{2 \cdot 40}$$



$$W_k = 11\,687,88 \text{ mm}^3$$

Kde: d- průměr hřídele [mm]

b- šířka drážky pro pero [mm]

t- hloubka drážky pro pero [mm]

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

$$\tau_k = \frac{230\,006,333}{11\,687,88}$$

$$\tau_k = 19,679 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kde: M_k - krouticí moment [Nmm]

W_k - modul průřezu v krutu [mm³]

Redukované napětí

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

$$\sigma_{red} = \sqrt{52,216^2 + (2 \cdot 19,679)^2}$$

$$\sigma_{red} = 65,388 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kde: σ_o - napětí v ohybu [Nmm⁻²]

T_k - napětí v krutu [Nmm⁻²]

α - součinitel dle zvolené hypotézy, $\alpha=2$

Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}}$$

$$k = \frac{600}{65,387}$$

$$k = 9,176$$

Kde: R_e - mez kluzu pro daný materiál 15 333, $R_e = 600 \text{ Nmm}^{-2}$

σ_{red} - redukované napětí [Nmm⁻²]

Průhyb

Hodnota maximálního průhybu byla spočítána pomocí programu MITcalc.

$$y_{max} = 0,0096 \text{ mm}$$

Maximální hodnota průhybu mezi ložisky

$$y_{Dmax} = \frac{l}{3000} = \frac{183}{3000}$$

$$y_{Dmax} = 0,061 \text{ mm}$$

Kde: l- vzdálenost mezi ložisky [mm]



Dovolený průhyb pod ozubenými koly

$$y_{Dmax} = \frac{m}{100} = \frac{1,5}{100}$$

$$y_{Dmax} = 0,015 \text{ mm}$$

Kde: m -modul ozubeného kola [mm]

Hřídel splňuje podmínky pro dovolené hodnoty průhybu.

Naklopení

Hodnota sklonu v podporách C a D byla spočítána pomocí programu MITcalc.

$$\varphi_C = 0,0103^\circ$$

$$\varphi_D = 0,0090^\circ$$

Dovolená hodnota sklonu pro kuličková ložiska

$$\varphi_{DL} = 5 - 10 \text{ úhlových minut}$$

Hřídel splňuje podmínky pro dovolené hodnoty naklopení.

Zkroucení

Hodnota zkroucení byla spočítána pomocí programu MITcalc.

$$\vartheta = 0,039^\circ$$

Dovolená velikost zkroucení

$$\vartheta_D = 0,25^\circ - 0,35^\circ$$

Hřídel splňuje podmínky pro dovolené hodnoty zkroucení.

10.3 Hřídel III

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 62^3}{32} - \frac{18 \cdot 6,8 \cdot (62 - 6,8)^2}{2 \cdot 62}$$

$$W_o = 20\,390,073 \text{ mm}^3$$

Kde: d - průměr hřídele [mm]

b - šířka drážky pro pero [mm]

t - hloubka drážky pro pero [mm]

Napětí v ohybu

Napětí je počítáno v místě maximálního ohybového momentu

$$\sigma_o = \frac{M_{o(\max)}}{W_o}$$



$$\sigma_o = \frac{150\,426,419}{20\,390,073}$$

$$\sigma_o = 7,377 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kde: $M_{o(\max)}$ - celkový maximální ohybový moment [Nmm]

W_o - modul průřezu v ohybu [mm^3]

Modul průřezu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 62^3}{16} - \frac{18 \cdot 6,8 \cdot (62 - 6,8)^2}{2 \cdot 62}$$

$$W_k = 43\,787,87 \text{ mm}^3$$

Kde: d- průměr hřídele [mm]

b- šířka drážky pro pero [mm]

t- hloubka drážky pro pero [mm]

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

$$\tau_k = \frac{652\,491,651}{43\,787,87}$$

$$\tau_k = 14,901 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kde: M_k - krouticí moment [Nmm]

W_k - modul průřezu v krutu [mm^3]

Redukované napětí

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

$$\sigma_{red} = \sqrt{7,377^2 + (2 \cdot 14,901)^2}$$

$$\sigma_{red} = 30,702 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kde: σ_o - napětí v ohybu [Nmm^{-2}]

τ_k - napětí v krutu [Nmm^{-2}]

α - součinitel dle zvolené hypotézy, $\alpha=2$

Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}}$$

$$k = \frac{600}{30,702}$$

$$k = 19,543$$



Kde: R_e - mez kluzu pro daný materiál 15 333, $R_e = 600 \text{ Nmm}^{-2}$

σ_{red} - redukované napětí [Nmm^{-2}]

Průhyb

Hodnota maximálního průhybu byla spočítána pomocí programu MITcalc.

$$y_{max} = 0,0018 \text{ mm}$$

Maximální hodnota průhybu mezi ložisky

$$y_{Dmax} = \frac{l}{3000} = \frac{75,5}{3000}$$

$$y_{Dmax} = 0,025 \text{ mm}$$

Kde: l - vzdálenost mezi ložisky [mm]

Dovolený průhyb pod ozubenými koly

$$y_{Dmax} = \frac{m}{100} = \frac{3}{100}$$

$$y_{Dmax} = 0,003 \text{ mm}$$

Kde: m -modul ozubeného kola [mm]

Hřídel splňuje podmínky pro dovolené hodnoty průhybu.

Naklopení

Hodnota sklonu v podporách E a F byla spočítána pomocí programu MITcalc.

$$\varphi_E = 0,0013^\circ$$

$$\varphi_F = 0,0011^\circ$$

Dovolená hodnota sklonu pro kuličková ložiska

$$\varphi_{DL} = 5 - 10 \text{ úhlových minut}$$

Hřídel splňuje podmínky pro dovolené hodnoty naklopení.

Zkroucení

Hodnota zkroucení byla spočítána pomocí programu MITcalc.

$$\vartheta = 0,057^\circ$$

Dovolená velikost zkroucení

$$\vartheta_D = 0,25^\circ - 0,35^\circ$$

Hřídel splňuje podmínky pro dovolené hodnoty zkroucení



ZÁVĚR

Téma této bakalářské práce byl návrh části pohonného mechanismu jezové klapky dle zadaných hodnot. Návrh byl prováděn podle platných norem. V práci je proveden návrh parametrů ozubení a jejich následná kontrola na ohyb a dotyk. Kontrolovanými prvky byly také hřídele. Celkové rozměry a tvary součástí jsou navrženy tak, aby vyhovovaly technologickým postupům výroby a zároveň vyhověly výše zmíněným kontrolním výpočtům. Takto navržené díly následně ovlivnily rozměry převodové skříně, která umožňuje připevnění celého mechanismu na betonový základ stavby jezu. Navržen byl také příslušný elektromotor převodového ústrojí tak, aby splňoval výkonové požadavky zmíněné v úvodu práce.

Výstupem je výkres převodové skříně přiložený v příloze této práce. Výkres byl vytvořen v programu Solid Edge 8.



Seznam použité literatury

- [1] MEDŘICKÝ, Vladimír a VALENTA, Petr. *HYDROTECHNICKÉ STAVBY 1 : Navrhování jezů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04309-7
- [2] FIALA, Jaroslav, Jiří KAURA a Josef SÁDLO. *Stavby vodní a meliorační pro 4. ročník středních průmyslových škol stavebních*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1980.
- [3] JERMÁŘ, František. *Jezy: stavby a konstrukce*. 1. vyd. Praha: Československá akademie věd, 1959. Studie a prameny.
- [4] KUGL, Otmar. HOUKAL, Jiří. TOMEK, Pavel a ZÝMA, Jiří. *Projekt-III. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1
- [5] Elektromotory SIEMENS. *Vlastimil Moravec, Elektromotory*. [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek/1le1001-6-2-1.html>
- [6] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. 3. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 2010 dotisk. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [7] SKF, Tabulková část. *SKF*. [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/product-tables/index>
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.



Seznam obrázků

<i>obr.1.: Koncepční schéma jezové klapky</i>	1
<i>obr.1.1.: a) Desková klapka, b) Troubová klapka, c) Dutá klapka [1]</i>	3
<i>obr.1.2.: Dutá klapka ovládaná cévovou tyčí [1]</i>	4
<i>obr.1.3.: Dutá klapka ovládaná hydromotorem [1]</i>	4
<i>obr.1.4: Cévová tyč s pastorkem [1]</i>	5
<i>obr.2.1.: Elektromotor [5]</i>	6
<i>obr.7.1.: Silové poměry v ozubení [4]</i>	16
<i>obr.7.2.1.: Reakce hřídele I</i>	18
<i>obr.7.2.2.: Reakce hřídele II</i>	19
<i>obr.7.2.3.: Reakce hřídele III</i>	20
<i>obr.8.1.: Průběh zatížení hřídele I</i>	22
<i>obr.8.2.: Průběh zatížení hřídele II</i>	23
<i>obr.8.3.: Průběh zatížení hřídele III</i>	24



Seznam tabulek

<i>tab.1.:Kontrola ozubení I.soukolí dle ISO 6336.....</i>	<i>15</i>
<i>tab.2.:Kontrola ozubení II.soukolí dle ISO 6336.....</i>	<i>15</i>



Seznam příloh

Výkresová dokumentace

Příloha 1. PŘEVODOVKA	01-03-2016-00
Příloha 2. KUSOVNÍK list 1	01-03-2016-K
Příloha 3. KUSOVNÍK list 2	01-03-2016-K
Příloha 4. KUSOVNÍK list 3	01-03-2016-K