



FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu šroubových přímých česlí

Design of a Drive Unit for Screw Screens

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Ondřej FEDOR

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

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



Prohlášení

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

V Praze 28. 6. 2017

Fedor Ondřej

Anotační list

Jméno autora: **Ondřej FEDOR**

Název BP: Návrh pohonu přímých šroubových česlí

Anglický název: Design of a Drive Unit for Screw Screens

Rok: 2017

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

Bibliografické údaje: počet stran 69
počet obrázků 29
počet tabulek 3
počet příloh 4

Klíčová slova: Česle, pohon, převodovka

Keywords: Screw Screens, Drive Unit, Transmission

Anotace:

Tato bakalářská práce se zaměřuje na přehled běžných konstrukčních řešení česlí používaných v čistírnách odpadních vod. V druhé části práce je proveden návrh převodového pohonu přímých šroubových česlí dle zadaných parametrů, včetně kontroly jeho částí. Po provedení výpočtové části byl vytvořen 3D model převodového mechanismu. Poslední část je věnována koncepčnímu návrhu 3D modelu přímých šroubových česlí s připojením převodového mechanismu k česlím.

Abstract:

This bachelor thesis is focused on overview of common design solutions for screens used in wastewater treatment plants. In the second part of this work, there is a design of the gear drive of straight screw screens according to specified parameters with control of its parts included. After the execution of the computational part 3D model of the gear mechanism was created. Last part of this work is devoted to conceptual design of 3D model straight screw screens with connection of the gear mechanism to the screens.

OBSAH

Úvod	6
1. Česle.....	7
1.1. Pevné česle	9
1.2. Pohyblivé česle.....	9
1.3. Hrubé česle	10
1.4. Jemné česle	10
1.5. Česle ručně stírané.....	11
1.6. Strojně stírané česle	11
1.7. Přímé šroubové česle	12
2. Návrh pohonného mechanismu s převodovkou s čelním soukolím.....	14
2.1. Volba elektromotoru.....	14
2.1.1. Celková účinnost.....	14
2.1.2. Teoretický výkon motoru	14
2.1.3. Výběr elektromotoru	14
2.2. Návrh řemenového převodu	15
2.2.1. Navržení vlastností řemenice	16
2.2.2. Silové poměry u řemenových převodů:	19
2.3. Návrh převodovky.....	20
2.3.1. Převodové poměry	20
2.3.1.1. Celkový převodový poměr	20
2.3.1.2. Převod přídatného převodu – řemenice.....	21
2.3.1.3. Převodový poměr převodovky (teoretický).....	21
2.3.2. Určení počtu zubů na soukolích	21
2.3.3. Krouticí momenty elektromotoru a hřídelů	22
2.3.3.1. Elektromotor.....	22
2.3.3.2. Hřídel I	22
2.3.3.3. Hřídel II	22
2.3.3.4. Hřídel III	23
2.3.4. Návrh průměru hřídelů	23
2.3.4.1. Hřídel I	23
2.3.4.2. Hřídel II	23
2.3.4.3. Hřídel III	23
2.4. Návrh ozubených kol	24
2.4.1. Soukolí ¹²	24
2.4.1.1. Stanovení velikosti modulu:.....	24
2.4.1.2. Návrh průměru roztečných kružnic	25
2.4.1.3. Šířka ozubených kol.....	26
2.4.1.4. Stanovení osové vzdálenosti.....	26
2.4.1.5. Kontrola osové vzdálenosti	26
2.4.1.6. Korekce ozubení	26
2.4.2. Soukolí 34	27
2.4.2.1. Stanovení velikosti modulu.....	28
2.4.2.2. Návrh průměru roztečných kružnic	28

2.4.2.3.	Šířka ozubených kol.....	29
2.4.2.4.	Stanovení osové vzdálenosti.....	29
2.4.2.5.	Kontrola osové vzdálenosti	29
2.4.2.6.	Korekce ozubení	30
2.5.	Kontrola ozubení	31
2.5.1.	Kontrola ozubení soukolí 12.....	32
2.5.2.	Kontrola ozubení soukolí 34.....	33
2.6.	Silové poměry v ozubení.....	33
2.6.1.	Silové poměry v soukolí 12	33
2.6.2.	Silové poměry v soukolí 34	34
2.7.	Reakce v uložení	35
2.7.1.	Hřídel I – vstupní hřídel	35
2.7.1.1.	Rovina Fr+Fa	35
2.7.1.2.	Rovina Ft.....	36
2.7.2.	Hřídel II – předlohový hřídel	37
2.7.2.1.	Rovina Fr+Fa	37
2.7.2.2.	Rovina Ft.....	38
2.7.3.	Hřídel III – výstupní hřídel	38
2.7.3.1.	Rovina Fr+Fa	39
2.7.3.2.	Rovina Ft.....	39
2.8.	Volba ložisek	40
2.8.1.	Hřídel I – vstupní hřídel	41
2.8.2.	Hřídel II – předlohová hřídel	42
2.8.3.	Hřídel III	43
2.9.	Návrh hřídelové spojky	44
2.10.	Pevnostní kontrola hřídelů	44
2.10.1.	Vlastnosti ocelí:.....	44
2.10.1.1.	Hřídel I.....	45
2.10.1.2.	Hřídel II.....	48
2.10.1.3.	Hřídel III.....	51
2.11.	Kontrola ohybové tuhosti	53
2.12.	Kontrola spojení hřídele a náboje	55
2.12.1.	Spojení hřídele s nábojem pomocí pera – soukolí 12	55
2.12.2.	Spojení hřídele s nábojem pomocí pera – soukolí 34	56
2.13.	Dynamická bezpečnost.....	56
2.13.1.	Kontrola v místě zápichu	57
2.13.2.	Kontrola v místě drážky pro pero.....	57
3.	Připojení pohonu k česlím a rozbor pohonu česlí	58
4.	Závěr.....	60

SEZNAM SYMBOLŮ A VELIČIN

Výkon na česlích	$P_{\check{c}}$	[kW]
Otáčky na šroubu česlí	$n_{\check{c}}$	[ot/min]
Životnost zařízení	L_h	[hod]
Účinnost prvního soukolí 12	η_{12}	[-]
Účinnost druhého soukolí 34	η_{34}	[-]
Účinnost řemenice	$\eta_{\check{r}em}$	[-]
Celková účinnost	η_c	[-]
Teoretický výkon motoru	P'_m	[kW]
Skutečný výkon motoru	P_m	[kW]
Průměr malého kola řemenice	d_p	[mm]
Kinematický převodový poměr řemenice	$i_{p\check{r}em}$	[-]
Otáčky na malém kole řemenice	$n_{1\check{r}}$	[ot/min]
Otáčky na velkém kole řemenice	$n_{2\check{r}}$	[ot/min]
Měrný skluz	ξ	[-]
Geometrický převodový poměr řemenice	i_g	[-]
Průměr velkého kola řemenice	D_p	[mm]
Skutečný převod řemenice	i_s	[-]
Osová vzdálenost řemenice	a_0	[mm]
Délka řemenice	L_p	[mm]
Úhel opásání řemenem malé řemenice	β	[°]
Součinitel úhlu opásání klínovým řemenem	c_1	[-]
Součinitel provozního zatížení	c_2	[-]
Součinitel vlivu délky klínového řemene	c_3	[-]
Výkon přenášený jedním klínovým řemenem	P_r	[kW]
Počet zvolených řemenů	z	[-]
Celková tečná síla řemenice	F	[N]
Celkové potřebné předpětí v řemenech	F_o	[N]
Celková napínací síla řemenice	F_n	[N]
Tažná větev řemenice	F_1	[N]
Odlehčená větev řemenice	F_2	[N]
Celková síla přenášená řemeny	F_c	[N]
Výsledná síla zatěžující ložiska hřídelů	F_v	[N]

Úhel odklonu	α	[°]
Celkový převodový poměr	i_c	[-]
Převod přídatného převodu-řemenice	i_{rem}	[-]
Převodový poměr převodovky-teoretický	i_{pt}	[-]
Převodový poměr soukolí 12	i_{12}	[-]
Převodový poměr soukolí 34	i_{34}	[-]
Počet zubů na pastorku na soukolí 12	Z_1	[-]
Počet zubů na ozubeném kole 2	Z_2	[-]
Počet zubů na pastorku na soukolí 34	Z_3	[-]
Počet zubů na ozubeném kole 4	Z_4	[-]
Skutečný převodový poměr	i_p	[-]
Krouticí moment elektromotoru	M_{km}	[N. m]
Krouticí moment na první hřídeli	M_{kI}	[N. m]
Krouticí moment na druhé hřídeli	M_{kII}	[N. m]
Krouticí moment na třetí hřídeli	M_{kIII}	[N. m]
Průměr první hřídele	d_1	[mm]
Průměr druhé hřídele	d_2	[mm]
Průměr třetí hřídele	d_3	[mm]
Dovolené napětí ve smyku pro první hřídel	τ_{d1}	[MPa]
Dovolené napětí ve smyku pro druhou hřídel	τ_{d2}	[MPa]
Dovolené napětí ve smyku pro třetí hřídel	τ_{d3}	[MPa]
Mez únavy v ohybu – ocel 15 230	σ_{Flimb1}	[MPa]
Mez únavy v dotyku – ocel 15 230	σ_{Hlimb1}	[MPa]
Úhel sklonu zubů na soukolí 12	β_{12}	[°]
Modul ozubení na soukolí 12	m_{n12}	[mm]
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	[-]
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	$K_{H\beta}$	[-]
Součinitel poměrné šířky	Ψ_m	[-]
Průměr roztečné kružnice prvního pastorku	d_{1r}	[mm]
Průměr roztečné kružnice druhého kola	d_{2r}	[mm]
Šířka ozubeného kola 1 – pastorek	b_1	[mm]
Šířka ozubeného kola 2	b_2	[mm]

Osová vzdálenost soukolí 12 - vypočítaná	a_{12}	[mm]
Osová vzdálenost soukolí 12 – dle normy	a_{w12}	[mm]
Úhel záběru v čelní rovině soukolí 12	α_{t12}	[°]
Valivý úhel záběru v čelní rovině soukolí 12	α_{tw12}	[°]
Součinitelé posunutí profilu nástroje soukolí 12	X_1, X_2	[mm]
Mez únavy v ohybu – ocel 15 241	σ_{Flimb2}	[MPa]
Mez únavy v dotyku – ocel 15 241	σ_{Hlimb2}	[MPa]
Úhel sklonu zubů na soukolí 34	β_{34}	[°]
Modul ozubení na soukolí 34	m_{n34}	[mm]
Průměr roztečné kružnice druhého pastorku	d_{3r}	[mm]
Průměr roztečné kružnice čtvrtého kola	d_{4r}	[mm]
Šířka ozubeného kola 3 – pastorek	b_3	[mm]
Šířka ozubeného kola 4	b_4	[mm]
Osová vzdálenost soukolí 34 - vypočítaná	a_{34}	[mm]
Osová vzdálenost soukolí 34 – dle normy	a_{w34}	[mm]
Úhel záběru v čelní rovině soukolí 34	α_{t34}	[°]
Valivý úhel záběru v čelní rovině soukolí 34	α_{tw34}	[°]
Součinitelé posunutí profilu nástroje soukolí 34	X_3, X_4	[mm]
Součinitel bezpečnosti na ohyb	S_F	[-]
Součinitel bezpečnosti na dotyk	S_H	[-]
Tečná síla – soukolí 12	F_{T12}	[N]
Radiální síla – soukolí 12	F_{R12}	[N]
Axiální síla – soukolí 12	F_{A12}	[N]
Tečná síla – soukolí 34	F_{T34}	[N]
Radiální síla – soukolí 34	F_{R34}	[N]
Axiální síla – soukolí 34	F_{A34}	[N]
Síla od řemenice v rovině $F_r + F_a$	F_{vx}	[N]
Síla od řemenice v rovině FT	F_{vy}	[N]
Vzdálenost mezi působištem řemenice a ložiska	a	[mm]
Vzdálenost mezi ložiskem a pastorkem – hřídel 1	b, c	[mm]
Vzdálenost mezi ložiskem a ozubeným kolem – hřídel 2	d	[mm]
Vzdálenost mezi ozubeným kolem a pastorkem – hřídel 2	e	[mm]

Vzdálenost mezi pastorkem a ložiskem – hřídel 2	f	[mm]
Vzdálenost mezi ložiskem a ozubeným kolem – hřídel 3	g, h	[mm]
Valivý průměr prvního pastorku	d_{w1}	[mm]
Valivý průměr druhého pastorku	d_{w3}	[mm]
Reakce prvního ložiska v rovině $Fr+Fa$ – hřídel 1	A_{r+a}	[N]
Reakce prvního ložiska v rovině FT – hřídel 1	A_T	[N]
Reakce druhého ložiska v rovině $Fr+Fa$ – hřídel 1	B_{r+a}	[N]
Reakce druhého ložiska v rovině FT – hřídel 1	B_T	[N]
Reakce prvního ložiska v rovině $Fr+Fa$ – hřídel 2	C_{r+a}	[N]
Reakce prvního ložiska v rovině FT – hřídel 2	C_T	[N]
Reakce druhého ložiska v rovině $Fr+Fa$ – hřídel 2	D_{r+a}	[N]
Reakce druhého ložiska v rovině FT – hřídel 2	D_T	[N]
Reakce prvního ložiska v rovině $Fr+Fa$ – hřídel 3	E_{r+a}	[N]
Reakce prvního ložiska v rovině FT – hřídel 3	E_T	[N]
Reakce druhého ložiska v rovině $Fr+Fa$ – hřídel 3	F_{r+a}	[N]
Reakce druhého ložiska v rovině FT – hřídel 3	F_T	[N]
Výsledná radiální reakce v příslušném ložisku	R_{rad}	[N]
Výsledná axiální reakce v příslušném ložisku	R_{ax}	[N]
Trvanlivost ložiska – hřídel 1	$L_h(A)$	[hod]
Trvanlivost ložiska – hřídel 2	$L_h(D)$	[hod]
Trvanlivost ložiska – hřídel 3	$L_h(F)$	[hod]
Dynamické ekvivalentní zatížení	F_{ekv}	[N]
Příslušný ohybový moment na hřídeli	M_o	[N. m]
Příslušný modul průřezu v ohybu na hřídeli	W_o	[m ³]
Příslušný modul průřezu v krutu na hřídeli	W_k	[m ³]
Příslušné ohybové napětí na hřídeli	σ_o	[MPa]
Příslušné napětí v krutu na hřídeli	τ_k	[MPa]
Příslušné redukované napětí hřídele	σ_{ored}	[MPa]
Délka mezi ložisky	l_i	[mm]
Maximální průhyb hřídele mezi ložisky	y_{Dmax}	[mm]
Zjištěný maximální průhyb	y_D	[mm]
Zjištěný průhyb pod ozubenými koly	y_k	[mm]
Dovolený úhel sklonu v místě uložení ozubených kol	φ_{Dk}	[']



Zjištěný úhel sklonu v místě uložení ozubených kol	φ_k	[']
Dovolený úhel sklonu v podporách	φ_{DI}	[']
Zjištěný úhel sklonu v podporách	φ_L	[']
Účinná délka pera	l_a	[mm]
Délka pera	l	[mm]
Šířka pera	b	[mm]
Hloubka drážky pera	h	[mm]
Průměr hřídele v místě pera	d_H	[mm]
Součinitel vrubu	β_o	[-]
Součinitel tvaru	α_o	[-]
Součinitel citlivosti na vruby	q_o	[-]
Součinitel povrchu	η_{po}	[-]
Součinitel velikosti	ξ_{vo}	[-]
Dynamická bezpečnost	k_d	[-]

ÚVOD

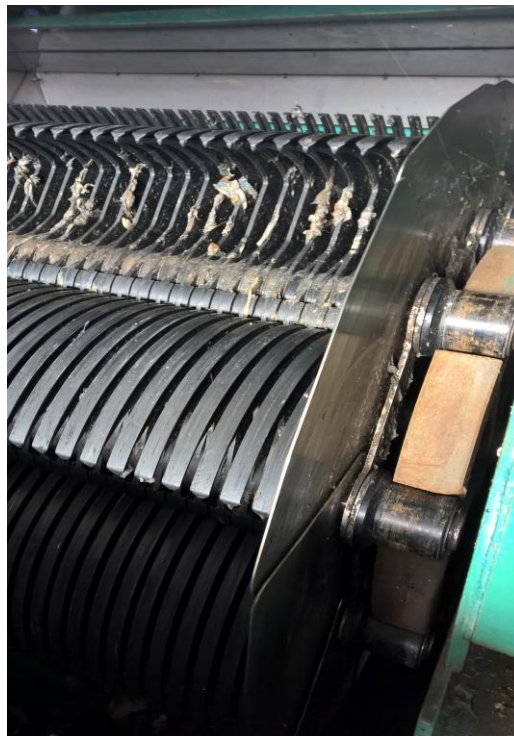
Čištění odpadních vod je jednou z technologicky nejdůležitějších věcí každodenního života. O kvalitu a čistotu vody se starají čistírny odpadních vod, ve kterých se přes několik stupňů procesu čištění stává z odpadní vody voda pitná. Prvním stupněm je mechanické čištění, které zbavuje vodu velkých či lepkavých pevných předmětů, které nesmějí být dále puštěny do dalších čistících fází. Mechanické čištění je zajišťováno pomocí česlí. Existuje několik možností jejich konstrukčního řešení, v závislosti na mechanizaci práce či velikosti kanálu, do kterého jsou česle umísťovány nebo průtoku. Nejčastěji používaný pohonný mechanismus je převodovka se šnekovým soukolím.

Cílem této práce je vytvoření alternativního návrhu pohonu k česlím a koncepční řešení připojení k přímým šroubovým česlím. Alternativní volbou ke šnekové převodovce je v této práci zvolen pohonný mechanismus s převodovkou s čelními soukolími a přídatným řemenovým převodem. Pro zajištění správné funkčnosti převodového návrhu jsou provedeny statické a dynamické kontroly.

Dále je cílem vytvoření koncepční návrh 3D modelu přímých šroubových česlí, 2D sestavný výkres sestavy pohonu a v neposlední řadě 2D sestavný výkres převodové skříně.

1. Česle

Jednou z hlavních částí procesu čištění odpadních vod je tzv. hrubé předčištění, které je uskutečňováno mechanickou cestou zachycení a následným vyjmutím odpadního materiálu vyskytujícího se ve vodě. Tento pevný materiál může být různorodý. Mezi odpadní materiály, které obsahuje odpadní voda, mohou být např. zbytky jídla, textil, dřevo, listí, papíry a mnoho dalšího co se dostane do vody zapříčiněním přírody nebo člověka. Tento materiál musí být z vody odstraněn, hned z několika důvodů. Prvním důvodem je riziko zamotání se a následné ucpání čerpadla při přečerpávání a to z důvodů tvaru či vlastnostem materiálu (lepkavý materiál). Další problém by mohl nastat ve vyhnívajících nádržích kde je výskyt větších kusů organického materiálu taktéž nežádoucí. Celistvé látky mající menší plochu ale velký objem, vyhnívají velice špatně, a tudíž jejich hnijící proces trvá velmi dlouhou dobu. Účelem česlí je tyto zmíněné závadné látky odstranit. [1, 2]

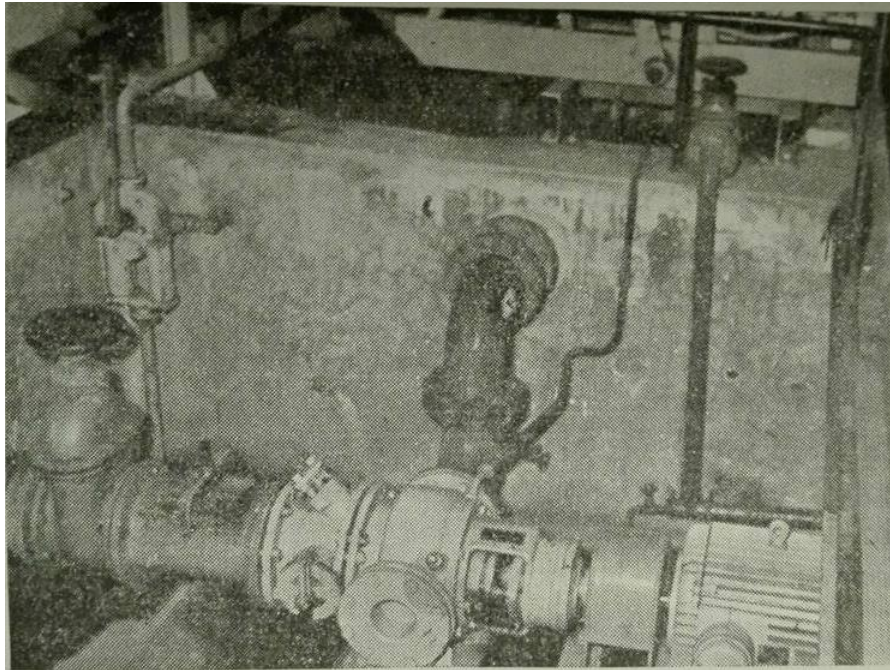


obr. 1a.: Česle v ČOV Údllice

SHRABKY

Materiál, zachycený na česlích, se nazývá „shrabky“. Tento zbytkový materiál zachytávající se na česlích odstraňujeme dvěma způsoby. První možnost odstranění je ručně nebo se používá druhá možnost přes mechanickou cestu využitím strojů. Objem vzniklého shrabku má závislost nejen na povaze vody, ale

především na velikosti mezer mezi pruty česlí. Získané zkušenosti v průběhu let ukázaly, že jako vhodný výběr česlí pro odpadní vodu z měst, které ještě následně podléhají dalším čistícím procesům, jsou jemné česle s velikostí mezer mezi pruty 15 až 20 mm. Při takovém konstrukčním řešení to poté činní asi 10 l shrabku ročně na obyvatele. Shrabky by po odstranění z česlí ať už ručního nebo strojního neměly zůstat volně. Hlavním důvodem jsou hygienické důvody. Proto je důležité zachycený materiál v závislosti na jeho množství buď spálit, rozdrtit či kompostovat. Aby se tato nehygienická manipulace shrabků eliminovala, jsou v dnešní době čistírny odpadních vod vybaveny mělníci shrabků (viz. obr. 1b) či mělníci česle. [1-3]



obr. 1b.: Mělnič shrabků [3]

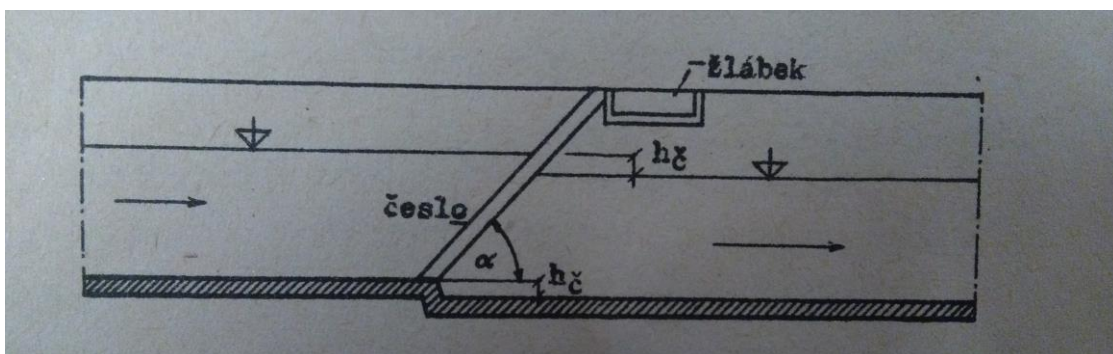
ROZDĚLENÍ ČESLÍ

1. Podle konstrukce
 - a. pevné (suchá)
 - b. pohyblivé (mokrá)
2. Podle šířky mezery mezi pruty
 - a. hrubé
 - b. jemné
3. Podle způsobu odstraňování shrabku
 - a. ručně stírané
 - b. strojně stírané

1.1. Pevné česle

Od doby vzniku prvních čistírenských procesů jsou využívány pevné česle v základním konstrukčním provedení a vzhledu. Původní konstrukční provedení neobsahovala strojní stírače shrabku. Ty byly přidány až v průběhu času využívání pevných česel ke zlepšení funkčnosti. Konstrukční stavba pevných česlí je zajištěna do mřížoví, tvořené rámy, které mají výplň z litinových nebo ocelových tyčí. Nejčastěji voleným průřezem tyčí tvořící rámy u pevných česel je kruhový či pravouhlý. [1]

Důležitou roli hraje také uložení česlí (viz obr. 1.1.), které zaujímá celou šířku žlabu v šikmé pozici po směru proudu toku vody pod úhlem v rozmezí $30^\circ - 60^\circ$. Šikmá poloha napomáhá česlím k využití co největšího možného profilu a také ke snadnějšímu odstraňování shrabku. Jednou z výhod pevných česlí, je možnost vytažení nad hladinu v případě potřeby různých oprav, výměn částí nebo estetických úprav. [1]



obr. 1. 1.: Schématické uspořádání pevného česla [1]

1.2. Pohyblivé česle

Konstrukční možnosti pohyblivých česlí jsou pohyblivé česle pásové, lopátkové a nebo průřezné kotouče. Používají se většinou v místech, kde zastupují funkci samostatného čistícího zařízení. Primárně se jedná o vypouštění vody do větších toků, jezer, nádrží, kde úroveň čištění vod je nižší. Základní části konstrukce tvoří síto, stírač a přístroj na odstraňování zachycených nečistot. Účinnost čištění pohyblivých česlí je mezi 30 – 45% zachycených hmot. Pro porovnání pevnými česly se zachytí pouze 10 – 20%. [1]

1.3. Hrubé česle

Slouží k zachycování větší kusů plovoucího materiálu a umisťují se před jemné česle. Hlavní rozdíl mezi hrubými a jemnými česli je v šířce průlin. Pro hrubé česle jsou charakteristické šířky průlin mající rozměr 25 – 60mm, ale může být klidně i 100mm. Jejich umístění zabraňuje, aby velké kusy materiálu postupovaly dále do následujících čistících jednotek. Shrabky se mohou odstraňovat ať už ručně tak v případě velkých čistíren vod za použití mechanických strojů. Druhy hrubých česlí tedy můžeme rozdělit dle typu odstraňování shrabku na: [1, 4]

- a) samočistící
- b) ručně stírané
- c) vrchem stírané
- d) spodem stírané

1.4. Jemné česle

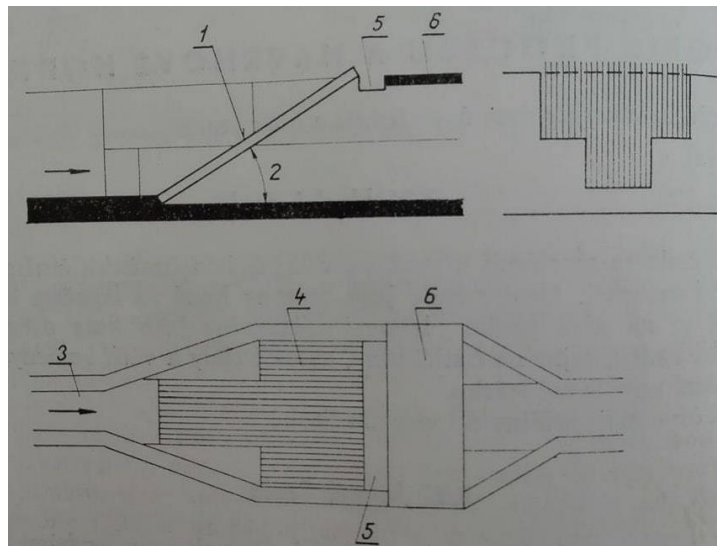
Díky malé šířce průlin, která je v rozmezí 5 – 25mm slouží jemné česle k zachycení těch nejmenších předmětů hlavně organického charakteru, jako jsou například listy a rostlinný odpad. Umisťují se za hrubé česle, aby zachytávaly materiál propuštěný většími průlinami. Avšak ani jemné česle nezachycují všechny malé částice, jakými jsou písek. Proto po jemných česlích následují lapače písku. Jemné česle vyprodukují mnohem větší množství shrabku díky užším průlinám a proto k odstraňování je použito strojní stírání zvláště u velkých čistíren vody je to nutností k efektivnímu rychlému odstraňování. [1, 4]



obr. 1. 4.: Samočistící česle hrubé – vlevo; samočistící česle jemné – vpravo [4]

1.5. Česle ručně stírané

Konstrukční řešení ručně stíraných česlí se skládá z česlice, česlicové komory, žlábků na shrabky, přítokového žlabu a lávky pro obsluhovatele (viz obr. 1. 5.). Česlice jsou tvořeny od sebe navzájem stejně vzdálenými pruty. Úhel odklonění česlí se pohybuje mezi 30° - 45°. Odklonění je důležité pro větší účinný profil česlí a pro snadnější čištění. Odpadní voda je přiváděna k česlím přítokovým žlabem, který pokračuje do rozšíření nazývané česlicová komora. Všechny zachycené nečistoty na česlích se odstraňují nejčastěji hráběmi do připraveného žlábků. Pro jednodušší údržbu a konstrukční zásahy do česlí jsou česle vyráběny vyjímatelné. [3]



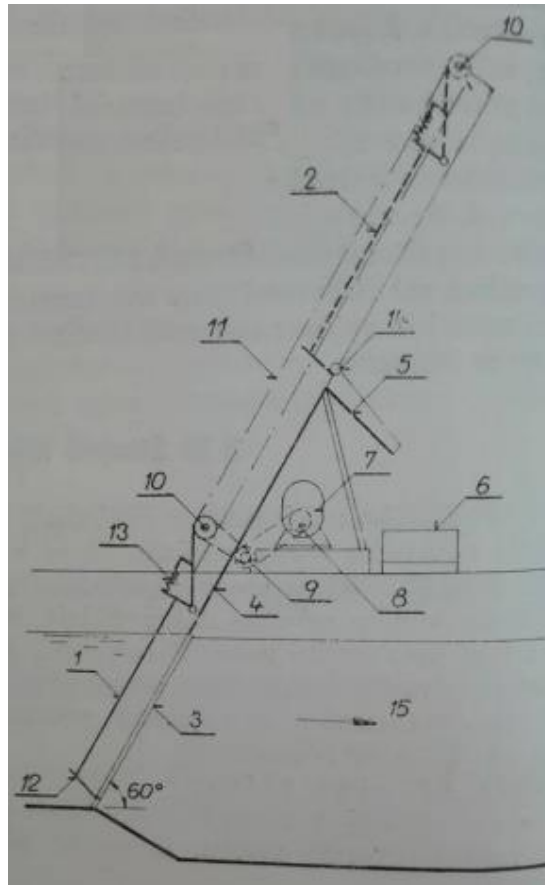
obr. 1. 5.: Česle ručně stírané [3]

1 – česlice; 2 – odklon česlí; 3 – přítokový žlab; 4 – česlicová komora;
 5 – žlábek na shrabky; 6 – lávka pro obsluhovatele

1.6. Strojně stírané česle

Staví se především v čistírnách, kde se dá očekávat velké množství zachycených shrabků. Existuje několik konstrukčních řešení lišící se sklonem nebo tvarem česlí. Nejčastěji používanými strojně stíranými česlemi jsou rovné (viz. Obr. 1.6) nebo obloukové. Jsou schopny nepřetržitého pracovního zatížení, s občasným zásahem obsluhy – doplňování stanovené hladiny oleje v převodovce, promazávání ložisek a čepů. Průliny u strojně stíraných česlí se dají v některých konstrukčních řešeních volitelně nastavovat na požadovanou šířku. Nejčastěji zvolená šířka průlin strojně stíraných česlí je 2 mm.

Provozní princip strojně stíraných česlí je velmi jednoduchý. Spočívá v zachycení plovoucích nečistot na mříži. Zde jsou hřebenem stěrače přesunuty po stíracím plechu nahoru na skluzný plech, z něhož již padají do žlabu. [2, 3]



obr. 1.6.: Strojně stírané česle rovné [3]

- 1 – hrablice v dolní poloze; 2 – hrablice v horní poloze;
 3 – česlice; 4 – stírací plech; 5 – skluzný plech; 6 – transportér;
 7 – převodová skříň; 8 – řetězové kolo; 9 – řetězové soukolí;
 10 – průběžný hřídel s řetězovými koly; 11 – Ewartovy řetězy;
 12 – hřeben hrablice; 13 – pružina; 14 – stěrač shrabků; 15 – směr toku vody

1.7. Přímé šroubové česle

Základní části šroubových česlí jsou šroub, síto, těleso česlí, zhušťovací modul s výsypkou a hnací jednotka (viz. Obr. 1. 7).

Šroub je uchycen mezi dvěma ložisky a musí být konstrukčně řešen proti tření materiálu. Problém představují větší pevné materiály, které soustavně obrušují šroub a způsobují jeho poničení. Další problémem jsou lepkavé věci, u kterých nechceme, aby se zbytečně přilepovaly na šnekovici šroubu, ale aby byly pouze posouvány do modulu v horní části česlí, odkud výsypkou jsou vedeny do

kontejneru. Proto se musí správně volit součinitel tření. Síto vybíráme podle velikosti zachycovaného materiálu (hrubé, jemné). U síta najdeme i stírací kartáč, který má za úkol udržet síto čisté bez usazenin. V případě potřeb údržby se v dnešní době šroubová česle konstruují tak aby byla možnost vyzvednutí z kanálu a mohla tak následně proběhnout jejich oprava. Šroubové česle nachází uplatnění jak v čistírnách odpadních vod, tak i k čištění průmyslových odpadních vod. [5]



obr. 1. 7.: Přímé šroubové česle [6]

2. Návrh pohonného mechanismu s převodovkou s čelními soukolími

Vstupní parametry

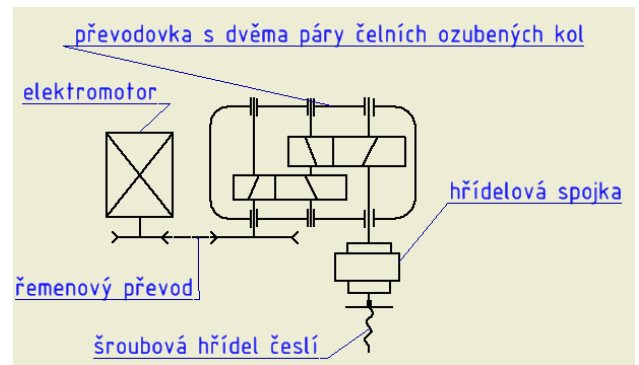
Výkon na česlích $P_{\check{c}} = 2 \text{ kW}$

Otáčky na šroubu česlí $n_{\check{c}} = 40 \text{ ot/min}$

Životnost zařízení $L_{\check{c}} = 20\,000 \text{ hod}$

Návrh výpočtu je tvořen dle [7]

Schéma pohonného mechanismu viz obr. 2



Obr. 2 - Schéma pohonu

2.1. Volba elektromotoru

2.1.1. Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_{12} * \eta_{34} * \eta_{rem}$$

$$\eta_c = 0,98 * 0,98 * 0,92$$

$$\eta_c = 0,8835$$

Zanedbávám účinnost ložisek, kardanova kloubu a spojky.

2.1.2. Teoretický výkon motoru

$$P'_m = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_c}$$

$$P'_m = \frac{2}{0,8835}$$

$$P'_m = 2,263 \text{ kW}$$

2.1.3. Výběr elektromotoru

V katalogu elektromotorů vyberu takový elektromotor, který bude splňovat podmínku

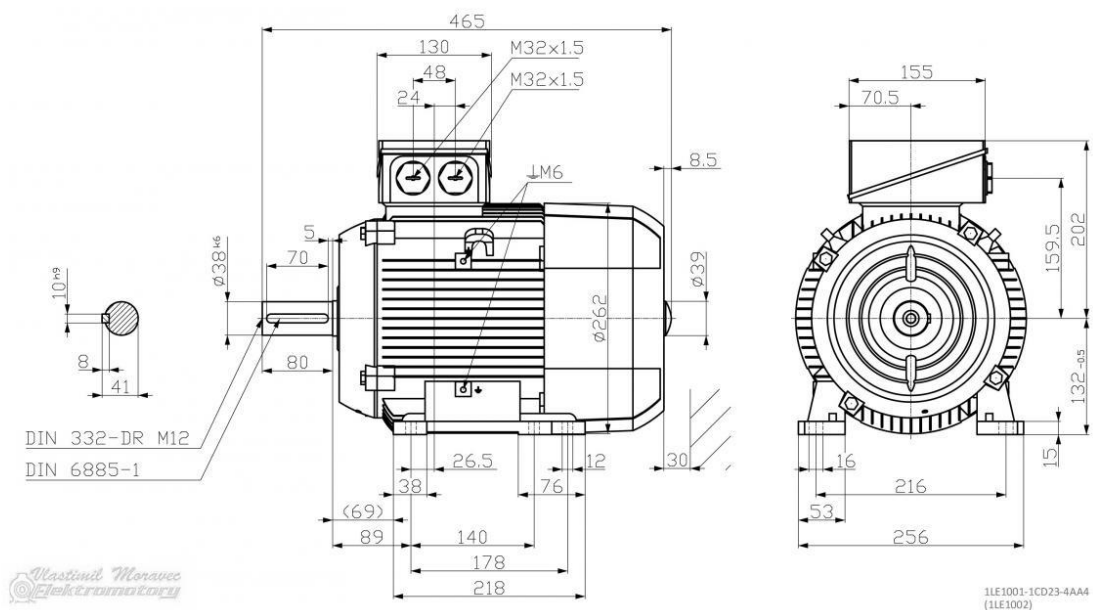
$$P_m > P'_m$$

$$P_m > 2,263 \text{ kW}$$

Volím elektromotor SIEMENS 1LE1001-1CD22, 3 kW, 730 ot., IMB3 – patkový [8]
Rozměry motoru viz obr. 2. 1. 3.

tab. 2. 1. 3.: Vlastnosti elektromotoru [8]

Typová řada	1LE1
Osová výška	132 mm
Výkon	3 kW
Napětí	400/230 V 50 Hz
Otáčky	730 ot/min
Krytí	IP55
Hmotnost	49 kg



obr. 2. 1. 3.: Rozměry elektromotoru [8]

2.2. Návrh řemenového převodu

Při návrhu řemenového převodu postupuji následujícím způsobem

1. Přípravné kroky

- odhad součinitele skluzu, výpočet geometrického převodového poměru
- určení převodového čísla
- určení výpočtových otáček
- určení součinitele provozního zatížení, upravující výpočtový výkon

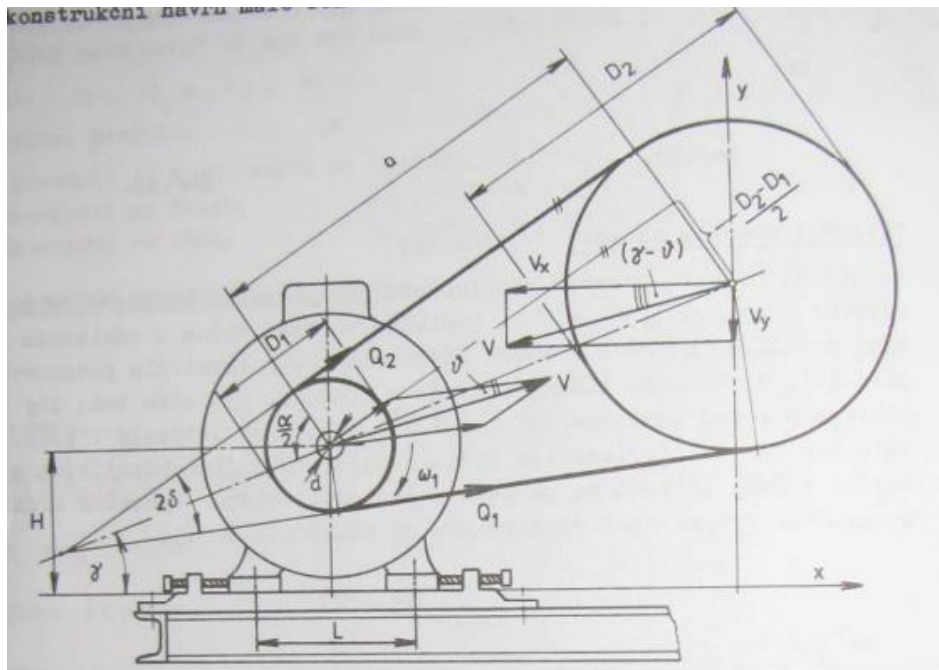
2. Volba průřezu řemene a průměru malého kola

3. Určení průměru velkého kola a kontrola převodového poměru

4. Výpočet délky řemene a zpětná úprava osové vzdálenosti
5. Výpočet úhlu opásání
6. Určení jmenovitého výkonu pro jeden řemen
7. Výpočet počtu řemenů

Výpočty jsou provedeny dle [9]

2.2.1. Navržení vlastností řemenice



obr. 2. 2. 1.: Schéma řemenového převodu [9]

Zvolený typ průřezu:

Dle otáček a výkonu motoru volím

SPZ

Průměr malé řemenice

$$d_p = 63 \text{ mm}$$

Převodový poměr kinematický

$$i_{\text{řem}} = 1,8$$

Otáčky na malé řemenici

$$n_{1ř} = n_m = 730 \text{ ot/min}$$

Otáčky na velkém kole

$$n_{2ř} = \frac{n_{1ř}}{i_{ř}} = \frac{730}{1,8} = 406 \text{ ot/min}$$

Měrný skluz

$$\xi = 0,020$$

Převodový poměr geometrický

$$i_g = i_k \cdot (1 - \xi) = 1,8 \cdot (1 - 0,02) = 1,764$$

Průměr velké řemenice

$$D'_p = d_p \cdot i_g = 63 \cdot 1,81 = 111,132 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 3179 volím $D_p = 112 \text{ mm}$

Skutečný převodový poměr

$$i_s = \frac{D_p / d_p}{1 - \xi} = \frac{112 / 111,132}{1 - 0,020} = 1,81$$

Odchylka i_k od i_s

$$\left(\frac{i_s}{i_k} - 1 \right) \cdot 100 = 2,83\%$$

Osová vzdálenost řemenice

$$a' = 0,95 \cdot (D_p + d_p) = 0,95 \cdot (112 + 63) = 166,25 \text{ mm}$$

Výpočtová délka řemenice

$$L'_p = 2 \cdot a' + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot a'}$$

$$L'_p = 2 \cdot 166 + 1,57 \cdot (112 + 63) + \frac{(112 - 63)^2}{4 \cdot 166}$$

$$L'_p = 610,86 \text{ mm}$$

Dle normované řady volím $L_p = 800 \text{ mm}$

Skutečná osová vzdálenost

$$a_0 = p + \sqrt{p^2 - q}$$

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p)$$

$$p = 0,25 \cdot 800 - 0,393 \cdot (112 + 63)$$

$$p = 131,225 \text{ mm}$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2$$

$$q = 0,125 \cdot (112 - 63)^2$$

$$q = 300,125 \text{ mm}$$

$$a_0 = 131,225 + \sqrt{131,225^2 - 300,125}$$

$$a_0 = 261,3 \text{ mm}$$

Úhel opásání řemenem malé řemenice

$$\beta = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_p - d_p}{a} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{112 - 63}{261,3} = 168^\circ 44'$$

$$\alpha_0 = 90^\circ - \frac{\beta}{2} = 90^\circ - \frac{166^\circ}{2} = 5^\circ 38'$$

Počet klínových řemenů

$$z' = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{3 \cdot 1}{1,1 \cdot 0,97 \cdot 0,82} = 3,43$$

kde:

c_1	součinitel úhlu opásání
c_2	součinitel provozního zatížení
c_3	součinitel vlivu délky
P_r	výkon přenášený jedním klínovým řemenem

Jako výsledný počet klínových řemenů volím $z = 4$

2.2.2. Silové poměry u řemenových převodů:

Celková tečná síla

$$F = \frac{2 \cdot M_{km}}{d_p} = \frac{2 \cdot 39,24 \cdot 1\,000}{63} = 1\,245,8 \text{ N}$$

Celkové potřebné předpětí v řemenech

$$F_o \approx (0,53 - 0,56) \cdot F$$

$$F_o \approx 0,54 \cdot 1245,8 \approx 685,2 \text{ N}$$

Celková napínací síla

$$F_n = 2 \cdot F_o \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 685,2 \cdot \cos 5,63^\circ = 1\,363,8 \text{ N}$$

Silové působení – tažná větev při provozu

$$F_1 = F_o + \frac{F}{2} = 685,2 + \frac{1245,8}{2} = 1\,308,1 \text{ N}$$

Silové působení – odlehčená větev při provozu

$$F_2 = F_o - \frac{F}{2} = 685,2 - \frac{1245,8}{2} = 62,3 \text{ N}$$

Celková síla přenášená řemeny

$$F_c = F_1 - F_2 = 1\,308,1 - 62,3 = 1\,245,8 \text{ N}$$

Výsledná síla zatěžující ložiska hřídelů

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2\alpha} = 1\,369,2 \text{ N}$$

Úhel odklonu

$$\gamma = \arcsin \frac{F}{F_v} \sin \alpha = \arcsin \frac{1\,245,8}{1\,369,2} \sin 5,62^\circ \gamma = 5,1^\circ$$

Síla zatěžující ložiska hřídelů v rovině $F_r + F_a$

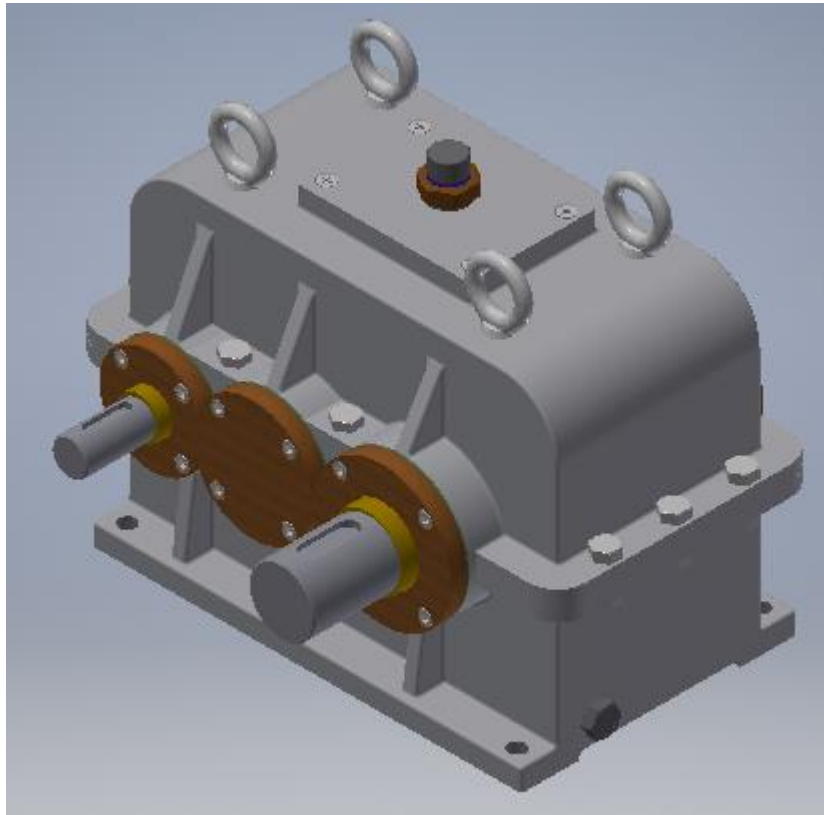
$$F_{vx} = F_v \cdot \cos \gamma = 1\,369,2 \cdot \cos 5,62^\circ = 1\,363,8 \text{ N}$$

Síla zatěžující ložiska hřídelů v rovině F_T

$$F_{vy} = F_v \cdot \sin \gamma = 1\,369,2 \cdot \sin 5,62^\circ = 122,1 \text{ N}$$

2.3. Návrh převodovky

Převodovka je řešena s dvěma páry čelních kol. Model převodovky je na obr. 2. 3.



obr. 2. 3.: 3D model převodovky

2.3.1. Převodové poměry

Při navrhování převodových poměrů je důležité dodržet určitá pravidla jako např.:

Celkový převodový poměr převodovky musí ležet v intervalu $i_c \in < 15 \div 45 >$

Převodový poměr převodovky musí splňovat normu ČSN 03 1013

Počet zubů soukolí se volí, aby podíl obou hodnot nebyl roven celému číslu

Počet zubů na pastorku prvního soukolí je větší než na druhém soukolí $z_1 > z_3$

Rozdíl převodových poměrů soukolí musí být v intervalu $< 0,7 \div 1 >$

2.3.1.1. Celkový převodový poměr

$$i_c = \frac{n_m}{n_{\check{c}}}$$

$$i_c = \frac{730}{40}$$

$$i_c = 18,25$$

2.3.1.2. Převod přídatného převodu – řemenice

$$i_{rem} = 1,8$$

2.3.1.3. Převodový poměr převodovky (teoretický)

$$i_{pt} = \frac{i_c}{i_{rem}}$$

$$i_{pt} = \frac{18,25}{1,8}$$

$$i_{pt} = 10,13$$

2.3.2. Určení počtu zubů na soukolích

Nejdříve rozdělím převodový poměr i_p na dílčí převodová čísla:

- Zvolený převodový poměr soukolí 1,2 $i_{12} = 3,59$

- Zvolený převodový poměr soukolí 3,4 $i_{34} = 2,82$

Určení počtu zubů na soukolích

- Počet zubů pastorku soukolí 1,2 $z_1 = 22$

- Počet zubů pastorku soukolí 3,4 $z_3 = 17$

Počet zubů na ozubeném kole 2

$$z'_2 = z_1 \cdot i_{12}$$

$$z'_2 = 22 \cdot 3,591$$

$$z'_2 = 78,98$$

$$z_2 = 79$$

Počet zubů na ozubeném kole 4

$$z'_4 = z_3 \cdot i_{34}$$

$$z'_4 = 17 \cdot 2,82$$

$$z'_4 = 47,94$$

$$z_4 = 48$$

Skutečný převodový poměr

$$i_p = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_3}$$

$$i_p = \frac{79 \cdot 48}{22 \cdot 17}$$

$$i_p = 10,139$$

Kontrola skutečného převodového poměru vůči normě ČSN 03 1013

$$\left(\frac{i_p}{i_{\text{čsn 03 1013}}} - 1 \right) \cdot 100 < 4\%$$

$$\left(\frac{10,139}{10} - 1 \right) \cdot 100 < 4\%$$

$$1,39\% < 4\%$$

2.3.3. Krouticí momenty elektromotoru a hřídelů

2.3.3.1. Elektromotor

$$M_{km} = \frac{P_m \cdot 60}{2\pi n_m}$$

$$M_{km} = \frac{3\,000 \cdot 60}{2\pi \cdot 730}$$

$$M_{km} = 39,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.3.3.2. Hřídel I

$$M_{kI} = M_{km} \cdot i_{rem} \cdot \eta_{rem}$$

$$M_{kI} = 39,24 \cdot 1,8 \cdot 0,92$$

$$M_{kI} = 64,98 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.3.3.3. Hřídel II

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

$$M_{kII} = 64,98 \cdot 3,591 \cdot 0,98$$

$$M_{kII} = 228,69 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.3.3.4. Hřídel III

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34}$$

$$M_{kIII} = 228,69 \cdot 2,82 \cdot 0,98$$

$$M_{kIII} = 632,81 \text{ N.m}$$

2.3.4. Návrh průměru hřídelů

2.3.4.1. Hřídel I

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_{D1}}}$$

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 64\,987}{\pi \cdot 25}}$$

$$d'_1 = 23,65 \text{ mm}$$

Dle strojních tabulek volím $d_1=25 \text{ mm}$

2.3.4.2. Hřídel II

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{D2}}}$$

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 228\,697}{\pi \cdot 35}}$$

$$d'_2 = 32,165 \text{ mm}$$

Dle strojních tabulek volím $d_2=35 \text{ mm}$

2.3.4.3. Hřídel III

$$d'_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{D1}}}$$

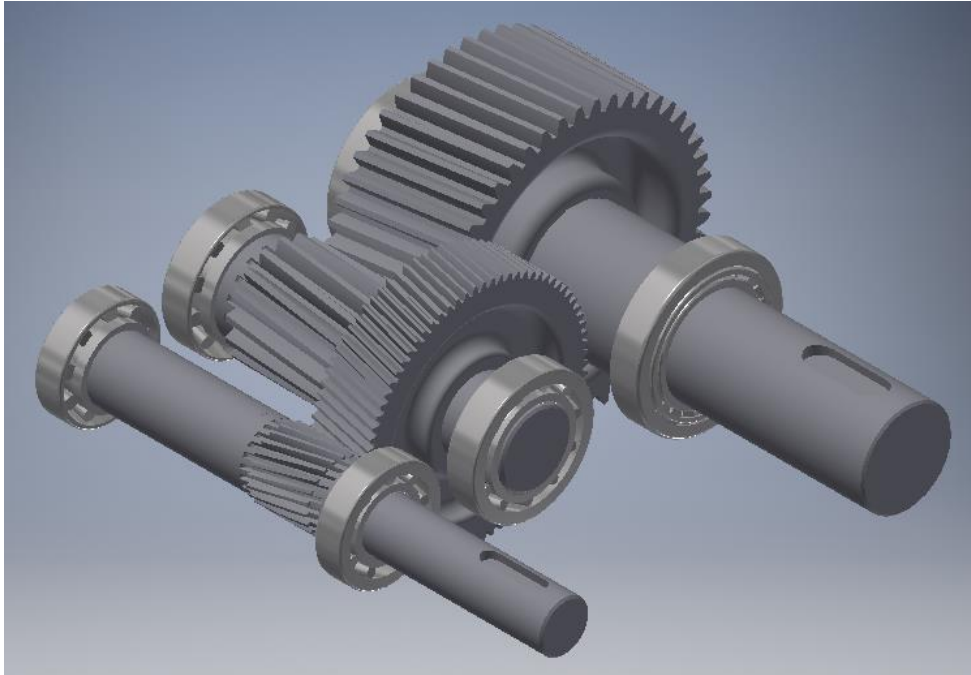
$$d'_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 632\,818}{\pi \cdot 50}}$$

$$d'_3 = 40,09 \text{ mm}$$

Dle strojních tabulek volím $d_3=45 \text{ mm}$

2.4. Návrh ozubených kol

Při návrhu ozubených kol je důležitá volba materiálu, ze kterého bude ozubené kolo vytvořeno. Proto jako materiál volím oceli třídy 15, které se používají na namáhané strojní součásti. Navíc je možnost použití kalení, cementování a nitridování, které zlepšují mechanické vlastnosti materiálu. Model koncepčního návrhu soukolí převodovky je na obr. 2. 4.



obr. 2. 4.: 3D model koncepčního návrhu soukolí

2.4.1. Soukolí₁₂

Volba materiálu:

Materiál volím stejný jak pro pastorek tak i ozubené kolo

Ocel 15 230 – nitridováno

Mez únavy v ohybu: $\sigma_{Flimb1} = 705 \text{ MPa}$

Mez únavy v dotyku: $\sigma_{Hlimb1} = 1180 \text{ MPa}$

Volba úhlu sklonu zubu na roztečném válci:

Dle ČSN 01 4610 volím úhel sklonu zubu $\beta_{12} = 12^\circ$

2.4.1.1. Stanovení velikosti modulu:

$$m'_{n12} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kl}}{\Psi_m \cdot Z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$m'_{n12} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,288 \cdot 39,24}{21 \cdot 22 \cdot 423}}$$

$$m'_{n12} = 1,357 \text{ mm}$$

Modul volím dle ČSN 01 4608 $m_{n12} = 1,375 \text{ mm}$

kde:

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$$

K_A součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,1$

$K_{H\beta}$ součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta} = 1,288$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb1}$$

σ_{Flimb} mez únavy v ohybu

M_{kl} krouticí moment na první hřídeli

$\Psi_m = 21$ součinitel poměrné šířky

2.4.1.2. Návrh průměru roztečných kružnic

1. ozubené kolo

$$d_{1r} = \frac{m_{n12} \cdot z_1}{\cos \beta_{12}}$$

$$d_{1r} = \frac{1,375 \cdot 22}{\cos 12^\circ}$$

$$d_{1r} = 30,92 \text{ mm}$$

2. ozubené kolo

$$d_{2r} = \frac{m_{n12} \cdot z_2}{\cos \beta_{12}}$$

$$d_{2r} = \frac{1,375 \cdot 79}{\cos 12^\circ}$$

$$d_{2r} = 11,05 \text{ mm}$$

2.4.1.3. Šířka ozubených kol

Ozubené kolo 1 - pastorek

$$b_1 = \Psi_m \cdot m_{n12} + m_{n12}$$

$$b_1 = 21 \cdot 1,375 + 1,375$$

$$b_1 = 30,25 \text{ mm}$$

Ozubené kolo 2

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

$$b_2 = 21 \cdot 1,375$$

$$b_2 = 28,875 \text{ mm}$$

2.4.1.4. Stanovení osové vzdálenosti

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

$$a_{12} = \frac{1,375 \cdot (22 + 79)}{2 \cdot \cos 12^\circ}$$

$$a_{12} = 70,988 \text{ mm}$$

Dle normy ČSN 03 1014 volím osovou vzdálenost $a_{w12} = 71 \text{ mm}$

2.4.1.5. Kontrola osové vzdálenosti

$$\Delta_{12} = |a_{12} - a_{w12}| \leq 0,3 \cdot m_{n12}$$

$$\Delta_{12} = |70,988 - 71| \leq 0,3 \cdot 1,375$$

$$\Delta_{12} = 0,011 \leq 0,4125$$

2.4.1.6. Korekce ozubení

Úhel záběru v čelní rovině α_{t12}

$$\alpha_{t12} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}}\right)$$

$$\alpha_{t12} = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 12^\circ}\right)$$

$$\alpha_{t12} = 20,41^\circ$$

$$\text{inv}\alpha_{t12} = \text{tg } \alpha_{t12} - \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_{t12}$$

$$\text{inv}\alpha_{t12} = \text{tg } 20,41^\circ - \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 20,41^\circ$$

$$\text{inv}\alpha_{t12} = 0,01587$$

Úhel záběru v čelní rovině valivý α_{tw12}

$$\alpha_{tw12} = \arccos\left(\frac{a_{12}}{a_{w12}} \cdot \cos \alpha_{t12}\right)$$

$$\alpha_{tw12} = \arccos\left(\frac{70,988}{71} \cdot \cos 20,41^\circ\right)$$

$$\alpha_{tw12} = 20,66^\circ$$

$$\text{inv}\alpha_{tw12} = \text{tg } \alpha_{tw12} - \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_{tw12}$$

$$\text{inv}\alpha_{tw12} = \text{tg } 20,66^\circ - \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 20,66^\circ$$

$$\text{inv}\alpha_{tw12} = 0,01593$$

Součinitelé posunutí profilu nástroje x_1+x_2

$$x_1 + x_2 = \frac{\text{inv}\alpha_{tw12} - \text{inv}\alpha_{t12}}{2 \cdot \text{tg } \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{0,01593 - 0,01587}{2 \cdot \text{tg } 20^\circ} \cdot (22 + 79)$$

$$x_1 + x_2 = 0,008168 \text{ mm}$$

Rozdělení $\sum x_1 + x_2$

$$x_1 + x_2 < 0,3$$

$$0,008168 < 0,3$$

Korekci provádím pouze na pastorku

2.4.2. Soukolí 34

Volba materiálu:

Materiál volím stejný jak pro pastorek tak i ozubené kolo

Ocel 15 241 – povrchově kaleno po boku zubů

Mez únavy v ohybu: $\sigma_{Flimb2} = 528 \text{ MPa}$

Mez únavy v dotyku: $\sigma_{Hlimb2} = 1160 \text{ MPa}$

Volba úhlu sklonu zubu na roztečném válci:

Dle ČSN 01 4610 volím úhel sklonu zubu $\beta_{34} = 6^\circ$

2.4.2.1. Stanovení velikosti modulu

$$m'_{n34} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kII}}{\Psi_m \cdot Z_3 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$m'_{n34} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,517 \cdot 228,69}{22 \cdot 17 \cdot 316,8}}$$

$$m'_{n34} = 2,57 \text{ mm}$$

Modul volím dle ČSN 01 4608 $m_{n34} = 2,75 \text{ mm}$

kde:

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$$

K_A součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$

$K_{H\beta}$ součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta} = 1,517$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb2}$$

σ_{Flimb} mez únavy v ohybu

M_{kl} krouticí moment na první hřídeli

$\Psi_m = 22$ součinitel poměrné šířky

2.4.2.2. Návrh průměru roztečných kružnic

3. ozubené kolo

$$d_3 = \frac{m_{n34} \cdot Z_3}{\cos \beta_{34}}$$

$$d_3 = \frac{2,75 \cdot 17}{\cos 6^\circ}$$

$$d_3 = 47,01 \text{ mm}$$

4. ozubené kolo

$$d_4 = \frac{m_{n34} \cdot z_4}{\cos \beta_{34}}$$

$$d_4 = \frac{2,75 \cdot 48}{\cos 6^\circ}$$

$$d_4 = 132,72 \text{ mm}$$

2.4.2.3. Šířka ozubených kol

Ozubené kolo 3 - pastorek

$$b_3 = \Psi_m \cdot m_{n34} + m_{n34}$$

$$b_3 = 22 \cdot 2,75 + 2,75$$

$$b_3 = 63,25 \text{ mm}$$

Ozubené kolo 4

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

$$b_4 = 22 \cdot 2,75$$

$$b_4 = 60,5 \text{ mm}$$

2.4.2.4. Stanovení osové vzdálenosti

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

$$a_{34} = \frac{2,25 \cdot (17 + 48)}{2 \cdot \cos 6^\circ}$$

$$a_{34} = 89,867 \text{ mm}$$

Dle normy ČSN 03 1014 volím osovou vzdálenost $a_{w34} = 90 \text{ mm}$

2.4.2.5. Kontrola osové vzdálenosti

$$\Delta_{34} = |a_{34} - a_{w34}| \leq 0,3 \cdot m_{n34}$$

$$\Delta_{34} = |89,867 - 90| \leq 0,3 \cdot 2,75$$

$$\Delta_{34} = 0,132 \leq 0,825$$

2.4.2.6. Korekce ozubení

Úhel záběru v čelní rovině α_{t34}

$$\alpha_{t34} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}}\right)$$

$$\alpha_{t34} = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 6^\circ}\right)$$

$$\alpha_{t34} = 20,10^\circ$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{t34} = \operatorname{tg} \alpha_{t34} - \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_{t34}$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{t34} = \operatorname{tg} 20,10^\circ - \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 20,10^\circ$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{t34} = 0,01514$$

Úhel záběru v čelní rovině valivý α_{tw34}

$$\alpha_{tw34} = \arccos\left(\frac{a_{34}}{a_{w34}} \cdot \cos \alpha_{t34}\right)$$

$$\alpha_{tw34} = \arccos\left(\frac{89,867}{90} \cdot \cos 20,10^\circ\right)$$

$$\alpha_{tw34} = 20,33^\circ$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{tw34} = \operatorname{tg} \alpha_{tw34} - \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_{tw34}$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{tw12} = \operatorname{tg} 20,33^\circ - \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 20,33^\circ$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{tw12} = 0,01568$$

Součinitelé posunutí profilu nástroje x_3+x_4

$$x_3 + x_4 = \frac{\operatorname{inv}\alpha_{tw34} - \operatorname{inv}\alpha_{t34}}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \cdot (z_3 + z_4)$$

$$x_3 + x_4 = \frac{0,01568 - 0,01514}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} \cdot (17 + 48)$$

$$x_3 + x_4 = 0,0485\text{mm}$$

Rozdělení $\sum x_3 + x_4$

$$x_3 + x_4 < 0,3$$

$$0,0485 < 0,3$$

Korekci provádím pouze na pastorku

2.5. Kontrola ozubení

Při provozu jsou zuby soukolí namáhány především únavovým lomem a vydrolováním povrchu (pitting). Abychom zabránili projevům těchto poškození, podléhají návrhy ozubených kol kontrolám. Mezi základní kontroly patří kontrola na ohyb a kontrola na dotyk.

Kontrola na ohyb – krajním mezním stavem je únavový lom. Kontrolu pevnosti posuzujeme prostřednictvím součinitele bezpečnosti S_F .

Kontrola na dotyk - mezní stav je reprezentován rostoucím vydrolováním pracovního povrchu. Pro tento případ je kontrola pevnosti vyhodnocována součinitelem bezpečnosti S_H . [10]

Rozsah hodnot součinitelů bezpečnosti:

$$S_F = 1,4 - 2$$

$$S_H = 1,1 - 1,3$$

Ke kontrole návrhu ozubených kol využívám program Ústavu konstruování a částí strojů FS ČVUT v Praze dostupný na systému elektronické podpory studia SEPS. Výstupní protokol z kontroly pro první soukolí viz. tab. 2. 5. 1. Pro druhé soukolí viz. tab. 2. 5. 2.

2.5.1. Kontrola ozubení soukolí 12

tab. 2. 5. 1.: Kontrola ozubení soukolí 12 dle ISO 6336 [11]

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
		Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	22	d	30,9258	111,0517	σ_{Flim}	705	705
z_2	79	d_a	33,69825	113,8017	σ_{Hlim}	1180	1180
m_n	1,375	d_f	27,51077	107,6142	Y_{Fa}	2,666702	2,221077
x_1	0,008168	d_b	28,98426	104,0798	Y_{sa}	1,584431	1,773233
x_2	0	d_w	30,93069	111,0693	Y_ε	0,687912	0,687912
α_n	20	h_a	1,386225	1,374993	Y_β	0,9	0,9
β	12	h_f	1,707519	1,71875	F_β	6	6
a_w	71	h	3,093743	3,093743	$Y_{N,X}$	1	1
b_1	30,25	s_n	2,168021	2,159845	Z_H	2,448136	2,448136
b_2	28,875	s_t	2,216456	2,208097	Z_E	189,8	189,8
P	2,76	v_n	2,151669	2,159845	Z_ε	0,779137	0,779137
n_1	406	v_t	2,199739	2,208097	Z_β	0,989013	0,989013
M_{k1}	64916,4	α_w	20,43464		Z_B	1	1
v	0,657424				$Z_{R,T}$	1	1
u	3,590909				K_A	1,1	1,1
					K_V	1,012799	1,012799
Kontrolní rozměry					$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2			$K_{F\beta}$	1,288796	1,287075
h_k	1,037831	1,027913			$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	1,914411	1,914411	konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,326189	1,326189
z'	3	10					
M/z	10,60688	40,18258	přes zuby				
d	2,02959	2,02959			S_F	1,859646	1,906889
M/d	32,78392	112,9666	přes kuličky		S_H	1,1059	1,1059

Součinitelé bezpečnosti vychází pro první soukolí v doporučených intervalech. Kontrola je splněna.

2.5.2. Kontrola ozubení soukolí 34

tab. 2. 5. 2.: Kontrola ozubení soukolí 34 dle ISO 6336 [11]

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
	Roz.		kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z ₁	17	d	47,00751	132,7271	σ _{Flim}	528	528
z ₂	48	d _a	52,77291	138,2256	σ _{Hlim}	1160	1160
m _n	2,75	d _f	40,39936	125,8521	Y _{Fa}	2,842987	2,339973
x ₁	0,048518	d _b	44,1441	124,6422	Y _{sa}	1,54925	1,698729
x ₂	0	d _w	47,07692	132,9231	Y _ε	0,713714	0,713714
α _n	20	h _a	2,882697	2,749272	Y _β	0,965608	0,965608
β	6	h _f	3,304075	3,4375	F _β	6	6
a _w	90	h	6,186772	6,186772	Y _{N,X}	1	1
b ₁	63,25	s _n	4,416816	4,31969	Z _H	2,468017	2,468017
b ₂	60,5	s _t	4,441145	4,343484	Z _E	189,8	189,8
P	2,7048	v _n	4,222564	4,31969	Z _ε	0,823994	0,823994
n ₁	113	v _t	4,245823	4,343484	Z _β	0,997257	0,997257
M _{k1}	228574,7	α _w	20,33094		Z _B	1	1
v	0,278128				Z _{R,T}	1	1
u	2,823529				K _A	1,1	1,1
					K _V	1,00374	1,00374
Kontrolní rozměry					K _{Fα}	1	1
	1	2			K _{Fβ}	1,517051	1,514023
h _k	2,172929	2,055111			K _{Hα}	1	1
s _k	3,900146	3,900146	konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,586487	1,586487
z'	2	6					
M/z	12,93392	46,52895	přes zuby				
d	4,059181	4,059181			S _F	1,85738	1,972536
M/d	51,27283	136,7288	přes kuličky		S _H	1,111031	1,111031

Součinitelé bezpečnosti vychází pro první soukolí v doporučených intervalech. Kontrola je splněna.

2.6. Silové poměry v ozubení

Znalost silových působení v ozubených kolech je důležitá zejména pro kontroly hřídelů a ložisek. Působíště zjednodušeně předpokládáme v polovině šířky ozubených kol a řemenic. Rozklad sil se řeší na valivých kružnicích. Výchozí silou je tečná síla, ze které dále určíme síly radiální a axiální.

2.6.1. Silové poměry v soukolí 12

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{w1}}$$



$$F_{T12} = \frac{2 \cdot 64,987 \cdot 1\,000}{30,93}$$

$$F_{T12} = 4\,202,1\,N$$

$$F_{R12} = F_{T12} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nw12}}{\cos \beta_{w12}}$$

$$F_{R12} = 4\,202,1 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20,02^\circ}{\cos 12,001^\circ}$$

$$F_{R12} = 1\,565,6\,N$$

$$F_{A12} = F_{T12} \cdot \operatorname{tg} \beta_{w12}$$

$$F_{A12} = 4\,202,1 \cdot \operatorname{tg} 12,001^\circ$$

$$F_{A12} = 893,33\,N$$

2.6.2. Silové poměry v soukolí 34

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{w3}}$$

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot 228,69 \cdot 1\,000}{47,07}$$

$$F_{T34} = 9\,715,8\,N$$

$$F_{R34} = F_{T34} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nw34}}{\cos \beta_{w34}}$$

$$F_{R34} = 9\,715,8 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20,22^\circ}{\cos 6,008^\circ}$$

$$F_{R34} = 3\,599,9\,N$$

$$F_{A34} = F_{T34} \cdot \operatorname{tg} \beta_{w34}$$

$$F_{A34} = 9\,715,8 \cdot \operatorname{tg} 6,008^\circ$$

$$F_{A34} = 1\,022,6\,N$$

Ze zákona akce a reakce obecně platí $F_{12} = F_{21}$ u tečných, radiálních i axiálních sil. To samé platí i na druhém soukolí $F_{34} = F_{43}$.

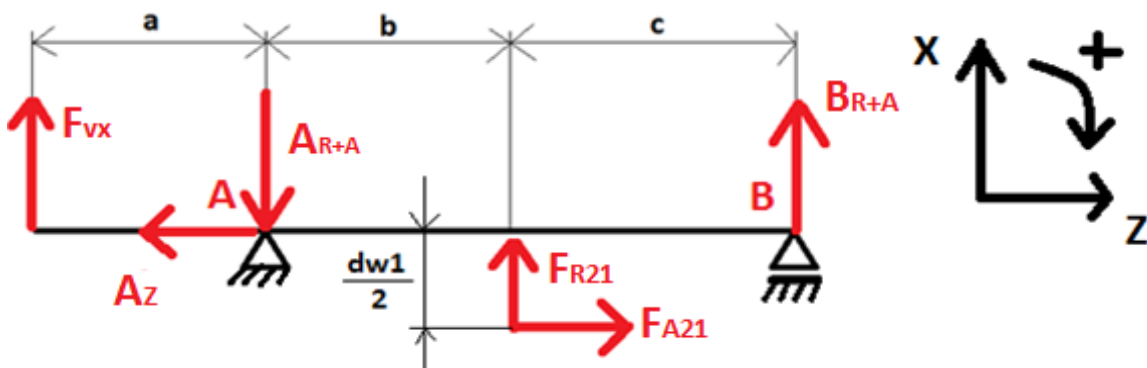
2.7. Reakce v uložení

Pro výpočet reakcí na hřídeli předpokládám zjednodušený výpočtový model, kterým je nosník. Reakce jsou rozděleny do dvou rovin radiální a tečný. Z dílčích složek sil poté dostáváme výsledné reakce v uloženích.

2.7.1. Hřídel I – vstupní hřídel

Na obrázku obr. 2. 7. 1. 1. je nakresleno rozložení silových složek zatěžujících vstupní hřídel v rovině radiálního a axiálního zatížení. Na obrázku obr. 2. 7. 1. 2. je rozložení sil v rovině tečného zatížení.

2.7.1.1. Rovina F_r+F_a



obr. 2. 7. 1. 1.: Silové působení na hřídeli I v rovině F_r+F_a

Statické rovnice rovnováhy:

$$X: F_{vx} - A_{R+A} + F_{R21} + B_{R+A} = 0$$

$$Z: -A_z + F_{A21} = 0$$

$$M_A: F_{vx} \cdot a - F_{R21} \cdot b - F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - B_{R+A} \cdot (b + c) = 0$$

Vypočítané reakce:

$$B_{R+A} = \frac{F_{vx} \cdot a - F_{R21} \cdot b - F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{(b + c)}$$

$$B_{R+A} = \frac{1\,355,8 \cdot 60 - 1\,565,6 \cdot 29,375 - 893,2 \cdot \frac{30,93}{2}}{29,375 + 101,9375}$$

$$B_{R+A} = 164,07 \text{ N}$$

$$A_{R+A} = F_{vx} + F_{R21} + B_{R+A}$$

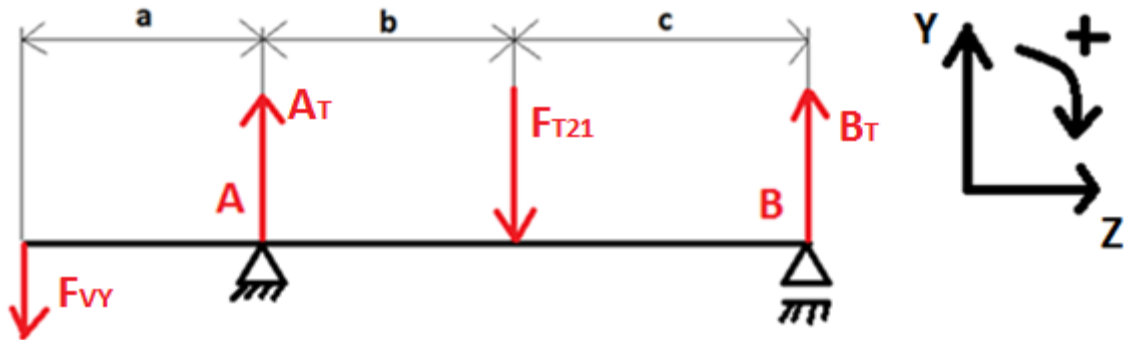
$$A_{R+A} = 1\,355,8 + 1\,565,6 + 164,07$$

$$A_{R+A} = 3\,085,57\,N$$

$$A_Z = F_{A21}$$

$$A_Z = 893,2\,N$$

2.7.1.2. Rovina F_T



obr. 2. 7. 1. 2.: Silové působení na hřídeli I v rovině F_T

Statické rovnice rovnováhy:

$$Y: -F_{vy} + A_T - F_{T21} + B_T = 0$$

$$M_A: -F_{vy} \cdot a + F_{T21} \cdot b - B_T \cdot (b + c) = 0$$

Vypočítané reakce:

$$B_T = \frac{-F_{vy} \cdot a + F_{T21} \cdot b}{(b + c)}$$

$$B_T = \frac{-181,2 \cdot 60 + 4\,202,1 \cdot 29,375}{(29,375 + 101,9375)}$$

$$B_T = 857,2\,N$$

$$A_T = F_{T21} + F_{vy} - B_T$$

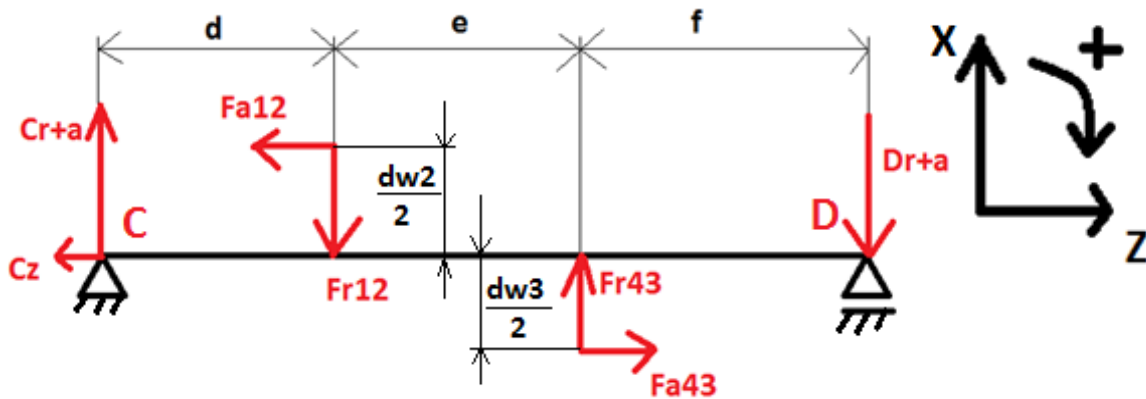
$$A_T = 4\,202,1 + 181,2 - 857,2$$

$$A_T = 3\,526,1\,N$$

2.7.2. Hřídel II – předlokový hřídel

Na obrázku obr. 2. 7. 2. 1. je nakresleno rozložení silových složek zatěžujících předlokový hřídel v rovině radiálního a axiálního zatížení. Na obrázku obr. 2. 7. 2. 2. je rozložení sil v rovině tečného zatížení.

2.7.2.1. Rovina F_r+F_a



obr. 2. 7. 2. 1.: Silové působení na hřídeli II v rovině F_r+F_a

Statické rovnice rovnováhy:

$$X: C_{R+A} - F_{R12} + F_{R43} - D_{R+A} = 0$$

$$M_C: -F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{R12} \cdot d - F_{R43} \cdot (d + e) - F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + D_{R+A} \cdot (d + e + f) = 0$$

$$Z: F_{A43} - F_{A12} - C_Z = 0$$

Vypočítané reakce:

$$D_{R+A} = \frac{F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{R12} \cdot d + F_{R43} \cdot (d + e) + F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2}}{d + e + f}$$

$$D_{R+A} = \frac{893,2 \cdot \frac{111,1}{2} - 1\,565,6 \cdot 28,43 + 3\,599,9 \cdot (28,43 + 56,06) + 1\,021,2 \cdot \frac{47,1}{2}}{28,437 + 56,062 + 44,625}$$

$$D_{R+A} = 2\,581,3N$$

$$C_{R+A} = D_{R+A} - F_{R43} + F_{R12}$$

$$C_{R+A} = 2\,581,3 - 3\,599,9 + 1\,565,6$$

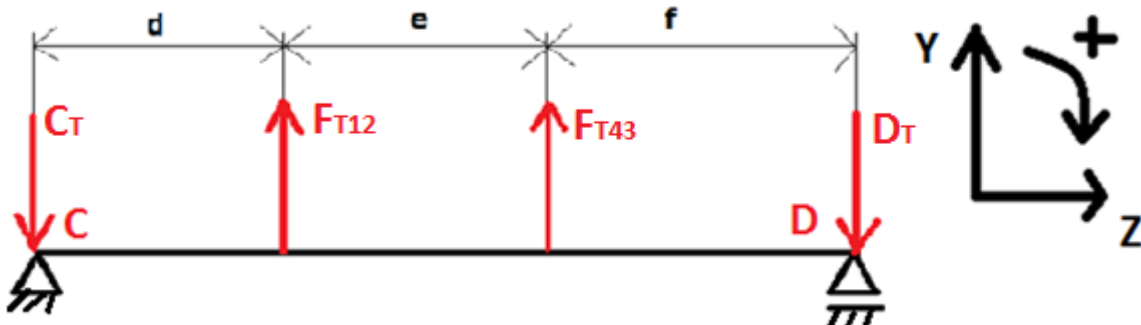
$$C_{R+A} = 547,01N$$

$$C_Z = F_{A43} - F_{A12}$$

$$C_Z = 1\,021,2 - 893,2$$

$$C_Z = 128\text{ N}$$

2.7.2.2. Rovina Ft



obr. 2. 7. 2. 2.: Silové působení na hřídeli II v rovině Ft

Statické rovnice rovnováhy:

$$Y: -C_T + F_{T12} + F_{T43} - D_T = 0$$

$$M_C: -F_{T12} \cdot d - F_{T43} \cdot (d + e) + D_T \cdot (d + e + f) = 0$$

Vypočítané reakce:

$$D_T = \frac{F_{T12} \cdot d + F_{T43} \cdot (d + e)}{d + e + f}$$

$$D_T = \frac{4202,1 \cdot 28,437 + 9715,9 \cdot (28,437 + 56,0625)}{28,437 + 56,0625 + 44,625}$$

$$D_T = 7283,5\text{ N}$$

$$C_T = F_{T12} + F_{T43} - D_T$$

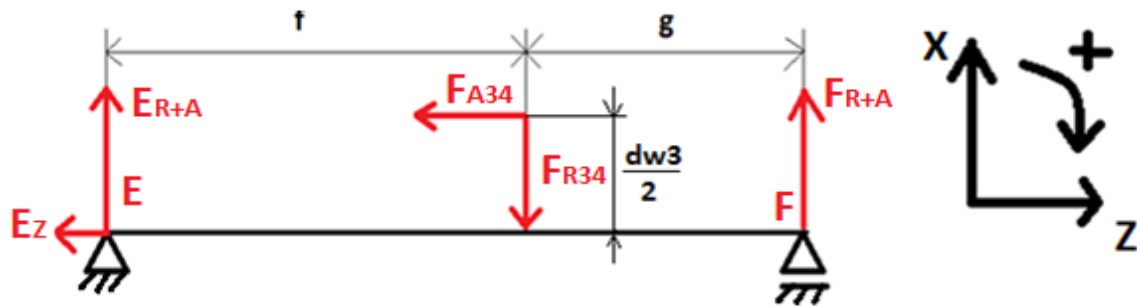
$$C_T = 4202,1 + 9715,9 - 7283,5$$

$$C_T = 6634,4\text{ N}$$

2.7.3. Hřídel III – výstupní hřídel

Na obrázku obr. 2. 7. 3. 1. je nakresleno rozložení silových složek zatěžujících výstupní hřídel v rovině radiálního a axiálního zatížení. Na obrázku obr. 2. 7. 3. 2. je rozložení sil v rovině tečného zatížení.

2.7.3.1. Rovina F_r+F_a



obr. 2. 7. 3. 1.: Silové působení na hřídeli III v rovině F_r+F_a

Statické rovnice rovnováhy:

$$X: E_{R+A} - F_{R34} + F_{R+A} = 0$$

$$M_E: F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} + F_{R34} \cdot f - F_{R+A} \cdot (f + g) = 0$$

$$Z: E_Z - F_{A34} = 0$$

Vypočítané reakce:

$$F_{R+A} = \frac{F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} + F_{R34} \cdot f}{f + g}$$

$$F_{R+A} = \frac{1\,021,2 \cdot \frac{132,92}{2} + 3\,599,9 \cdot 83,1875}{83,1875 + 43,625}$$

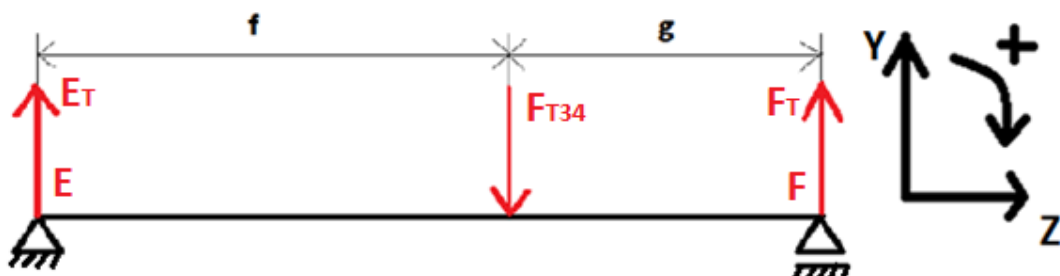
$$F_{R+A} = 1\,826,3 \text{ N}$$

$$E_{R+A} = F_{R34} - F_{R+A}$$

$$E_{R+A} = 3\,599,9 - 1\,826,3$$

$$E_{R+A} = 1\,773,6 \text{ N}$$

2.7.3.2. Rovina F_t



obr. 2. 7. 3. 2.: Silové působení na hřídeli 3 v rovině F_t

Statické rovnice rovnováhy:

$$Y: E_T - F_{T34} + F_T = 0$$

$$M_E: F_{T34} \cdot f - F_T \cdot (f + g) = 0$$

Vypočítané reakce:

$$F_T = \frac{F_{T34} \cdot f}{f + g}$$

$$F_T = \frac{9\,715,8 \cdot 83,1875}{83,1875 + 43,625}$$

$$F_T = 6\,373,5 \text{ N}$$

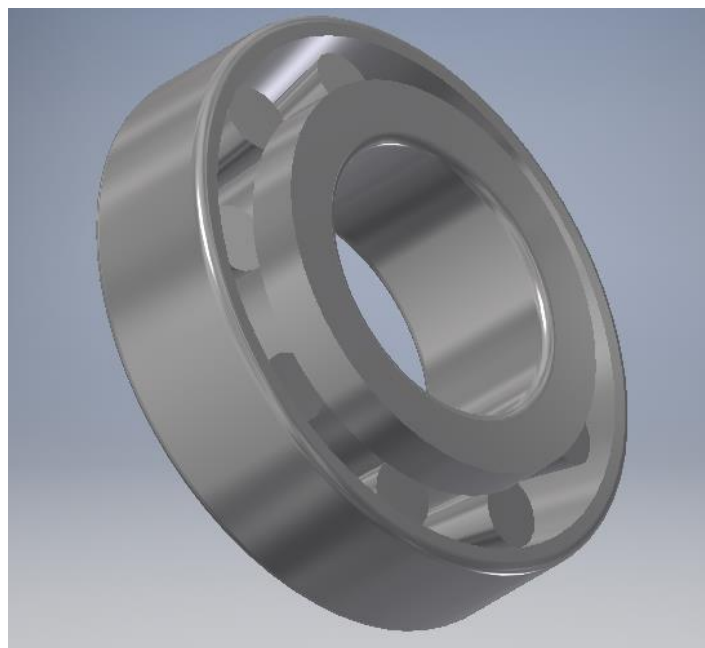
$$E_T = F_{T34} - F_T$$

$$E_T = 9\,715,8 - 6\,373,5$$

$$E_T = 3\,342,3 \text{ N}$$

2.8. Volba ložisek

Hřídele jsou uloženy v kuželíkových ložiskách. Na každém hřídeli volím ložiska stejného typu a velikosti. Uspořádání ložisek na všech hřídelích volím do X. Ložiska volím dle katalogu SKF. [12] Na hřídeli provádím pouze dimenzování na větší ekvivalentní zatížení (nejméně příznivé), které následně kontroluji na životnost ložisek. Na obrázku obr. 2. 8. je model kuželíkového ložiska z SKF katalogu.



obr. 2. 8.: 3D model kuželíkového ložiska

2.8.1. Hřídel I – vstupní hřídel

Výsledné radiální reakce:

$$R_{radA} = \sqrt{A_{R+A}^2 + A_T^2}$$

$$R_{radA} = \sqrt{3\,137,6^2 + 3\,254,2^2}$$

$$R_{radA} = 4\,520,4\,N$$

$$R_{radB} = \sqrt{B_{R+A}^2 + B_T^2}$$

$$R_{radB} = \sqrt{216,1^2 + 1\,129,1^2}$$

$$R_{radB} = 1\,149,6\,N$$

Výsledná axiální reakce:

$$R_{axA} = A_Z = 893,2\,N$$

Zvolená ložiska:

Kuželíková ložiska SKF – 33205 BJ2/Q [12]

Součinitel $e = 0,37$

Radiální součinitel $X = 0,4$

Axiální součinitel $Y = 1,6$

Dynamická únosnost ložiska $C = 30\,800\,N$

Statická únosnost ložiska $C_0 = 33\,500\,N$

Dynamické ekvivalentní zatížení F_{ekv}

$$F_{ekv} = F_r \quad \text{pro} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{pro} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{893,2}{4\,520,4} = 0,197$$

$$F_{ekv} = 4\,520,4\,N$$

Trvanlivost ložiska

$$L_h(A) = \left(\frac{C}{F_{ekv}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{30\,800}{4\,520,4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 406} = 24\,569,9\,hod$$

$L_h(A) \geq L_h$ - ložisko splňuje požadovanou trvanlivost

2.8.2. Hřídel II – předlohová hřídel

Výsledné radiální reakce:

$$R_{radC} = \sqrt{C_{R+A}^2 + C_T^2}$$

$$R_{radC} = \sqrt{548,3^2 + 6\,650,5^2}$$

$$R_{radC} = 6\,673,1\,N$$

$$R_{radD} = \sqrt{D_{R+A}^2 + D_T^2}$$

$$R_{radD} = \sqrt{2\,582,6^2 + 7\,267,4^2}$$

$$R_{radD} = 7\,712,7\,N$$

Výsledná axiální reakce:

$$R_{axC} = D_Z = 127,9\,N$$

Zvolená ložiska:

Kuželíková ložiska SKF – 32207 J2/Q [12]

Součinitel $e = 0,46$

Radiální součinitel $X = 0,4$

Axiální součinitel $Y = 1,3$

Dynamická únosnost ložiska $C = 49\,000\,N$

Statická únosnost ložiska $C_0 = 54\,000\,N$

Dynamické ekvivalentní zatížení F_{ekv}

$$F_{ekv} = F_r \quad \text{pro} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{pro} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{127,9}{7\,712,7} = 0,01$$

$$F_{ekv} = 7\,712,7\,N$$

Výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h(D) = \left(\frac{C}{F_{ekv}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{66\,000}{7\,712,7}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 113} = 69\,258\,hod$$

$L_h(D) \geq L_h$ - ložisko splňuje požadovanou trvanlivost

2.8.3. Hřídel III

Výsledné radiální reakce:

$$R_{radE} = \sqrt{E_{R+A}^2 + E_T^2}$$

$$R_{radE} = \sqrt{1\,773,6^2 + 3\,342,3^2}$$

$$R_{radE} = 3\,783,8\text{ N}$$

$$R_{radF} = \sqrt{F_{R+A}^2 + F_T^2}$$

$$R_{radF} = \sqrt{1\,826,3^2 + 6\,373,5^2}$$

$$R_{radF} = 6\,630\text{ N}$$

Výsledná axiální reakce:

$$R_{axE} = E_Z = 1\,021,18\text{ N}$$

Zvolená ložiska:

Kuželíková ložiska SKF – 32009 X/Q [12]

Součinitel $e = 0,40$

Radiální součinitel $X = 0,4$

Axiální součinitel $Y = 1,5$

Dynamická únosnost ložiska $C = 58\,300\text{ N}$

Statická únosnost ložiska $C_0 = 80\,000\text{ N}$

Dynamické ekvivalentní zatížení F_{ekv}

$$F_{ekv} = F_r \quad \text{pro} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{pro} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1\,021,18}{6\,630} = 0,15$$

$$F_{ekv} = 6\,630\text{ N}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h(F) = \left(\frac{C}{F_{ekv}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} = \left(\frac{58\,300}{6\,630}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 40} = 584\,753\text{hod}$$

$L_h(F) \geq L_h$ - ložisko splňuje požadovanou trvanlivost

2.9. Návrh hřídelové spojky

Navrhuji zubovou spojku, která propojí výstupní hřídel s česlemi

Krouticí moment, který bude zatěžovat spojku je roven krouticímu momentu na výstupní hřídeli:

$$M_{km} = M_{kIII} = 632,81 N.m$$

Výpočtový moment spojky:

$$M_v = k * M_{kIII}$$

$$M_v = 1,5 * 632,81$$

$$M_v = 949,2 N.m$$

Provozní součinitel k jsem zvolil dle ČSN 02 6208.

Volím zubovou spojku BoWex junior 100 z katalogu firmy KTR CR, spol. [13]

Jmenovitá hodnota krouticího momentu spojky: $M_{kn} = 1200 N.m$

Maximální hodnota krouticího momentu spojky: $M_{km} = 3600 N.m$

$$M_{kn} > M_v$$

Jmenovitá hodnota spojky je větší než vypočítaný moment, spojka vyhovuje

2.10. Pevnostní kontrola hřídelů

Hřídele budu kontrolovat na statickou a dynamickou bezpečnost.

2.10.1. Vlastnosti ocelí:

Ocel 15 241:

Modul pružnosti v tahu $E = 210\,000 MPa$

Modul pružnosti smyku $G = 79\,000 GPa$

Pevnost v tahu $R_m = 800 MPa$

Mez kluzu ve smyku $R_{ek} = 390 MPa$

Mez kluzu v tahu $R_e = 600 MPa$

Mez únavy pro střídavé zatížení v ohybu $\sigma_{c0(-1)} = 380 MPa$

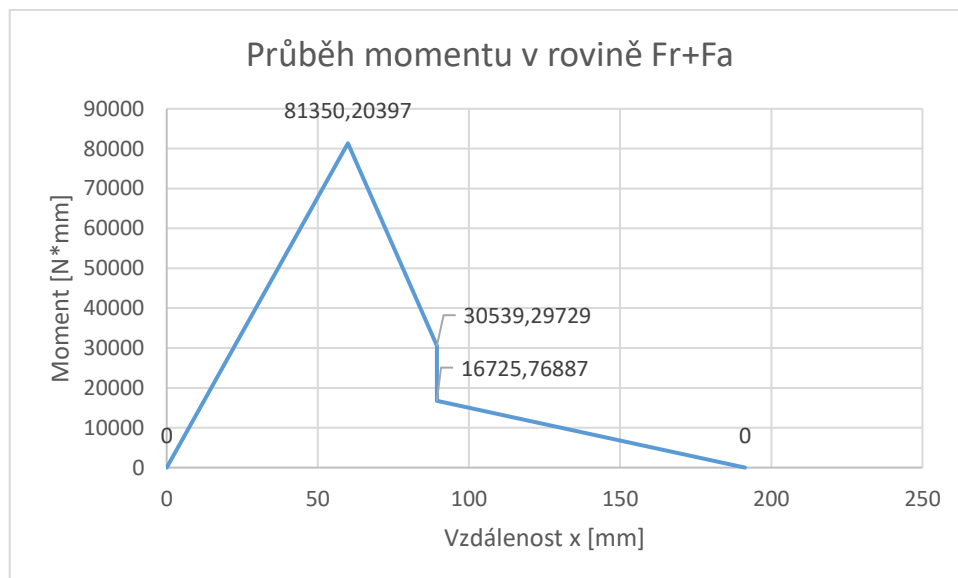
Ocel 15 230:

Modul pružnosti v tahu	$E = 210\,000\text{ MPa}$
Modul pružnosti smyku	$G = 79\,000\text{ GPa}$
Pevnost v tahu	$R_m = 1\,050\text{ MPa}$
Mez kluzu ve smyku	$R_{ek} = 520\text{ MPa}$
Mez kluzu v tahu	$R_e = 800\text{ MPa}$
Mez únavy pro střídavé zatížení v ohybu	$\sigma_{c0(-1)} = 450\text{ MPa}$

Vlastnosti ocelí jsem získal ze strojnických tabulek v přehledu materiálu oceli. [14]
 Statickou bezpečnost kontroluji v místě maximálního ohybového momentu, jelikož je toto místo nejméně příznivé. Výsledné redukované napětí σ_{red} se porovnává s hodnotou dovoleného napětí $\sigma_{Do} = 80\text{ MPa}$

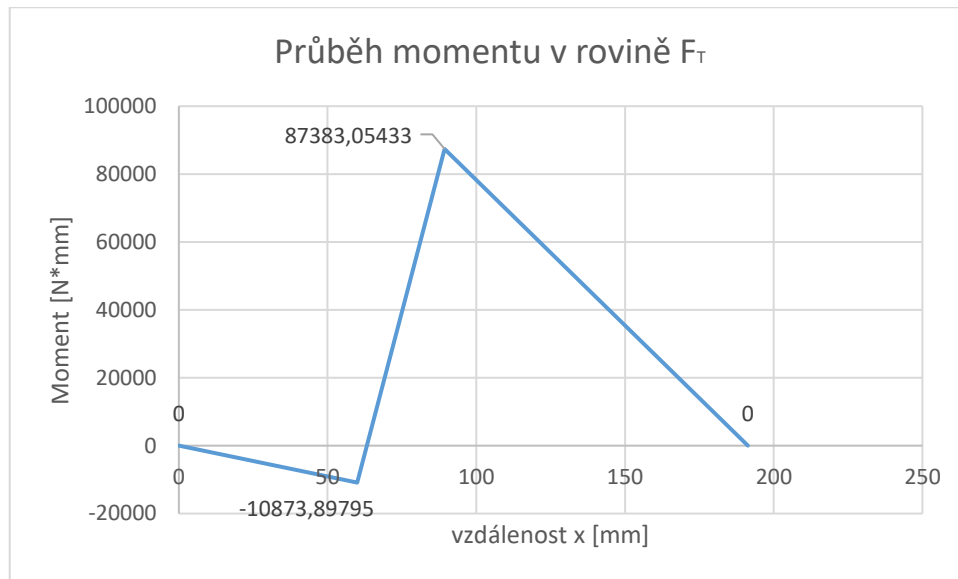
2.10.1.1. Hřídel I

Na obrázku obr. 2. 10. 1. 1a. je možné vidět průběh ohybového momentu v radiální rovině na vstupním hřídeli.



obr. 2. 10. 1. 1a.: Graf průběhu momentů na hřídeli I – rovina Fr+Fa

Na obrázku obr. 2. 10. 1. 1b. je možné vidět průběh ohybového momentu v tečné rovině na vstupním hřídeli.



obr. 2. 10. 1. 1b.: Graf průběhu momentů na hřídeli I – rovina Ft

1. místo kontroly (x=60)

$$M_{oI1} = \sqrt{M_{Fr+aI1}^2 + M_{FtI1}^2}$$

$$M_{oI1} = \sqrt{81\,350^2 + (-10\,873)^2}$$

$$M_{oI1} = 82\,073 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{oI1} = \frac{\pi \cdot d_{I1}^3}{32}$$

$$W_{oI1} = \frac{\pi \cdot 25^3}{32}$$

$$W_{oI1} = 1\,533 \text{ mm}^3$$

$$W_{kI1} = \frac{\pi \cdot d_{I1}^3}{16}$$

$$W_{kI1} = \frac{\pi \cdot 25^3}{16}$$

$$W_{kI1} = 3\,067 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oI1} = \frac{M_{oI1}}{W_{oI1}}$$

$$\sigma_{oI1} = \frac{82\,073}{1\,533}$$

$$\sigma_{oI1} = 53,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kI1} = \frac{M_{kI}}{W_{kI1}}$$

$$\tau_{kI1} = \frac{64\,987}{3\,067}$$

$$\tau_{kI1} = 21,18 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oredI1} = \sqrt{\sigma_{oI1}^2 + (2 \cdot \tau_{kI1})^2}$$

$$\sigma_{oredI1} = \sqrt{53,5^2 + (2 \cdot 21,18)^2}$$

$$\sigma_{oredI1} = 68,24 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oredI1} \leq \sigma_{Do}$$

Redukované napětí je menší než maximální hodnota dovoleného napětí.

2. místo kontroly (x=89,375)

$$M_{oI2} = \sqrt{M_{Fr+aI2}^2 + M_{FtI2}^2}$$

$$M_{oI2} = \sqrt{87\,383^2 + 30\,539^2}$$

$$M_{oI2} = 92\,565 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{oI2} = \frac{\pi \cdot d_{I2}^3}{32}$$

$$W_{oI2} = \frac{\pi \cdot 27,51^3}{32}$$

$$W_{oI2} = 2\,044 \text{ mm}^3$$

$$W_{kI2} = \frac{\pi \cdot d_{I2}^3}{16}$$

$$W_{kI2} = \frac{\pi \cdot 27,51^3}{16}$$

$$W_{kI2} = 4\,088 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oI2} = \frac{M_{oI2}}{W_{oI2}}$$

$$\sigma_{o12} = \frac{92\,565}{2\,044}$$

$$\sigma_{o12} = 45,28 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kl2} = \frac{M_{kl}}{W_{kl2}}$$

$$\tau_{kl2} = \frac{64\,987}{4\,088}$$

$$\tau_{kl2} = 15,89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ored12} = \sqrt{\sigma_{o12}^2 + (2 \cdot \tau_{kl2})^2}$$

$$\sigma_{ored12} = \sqrt{45,28^2 + (2 \cdot 15,89)^2}$$

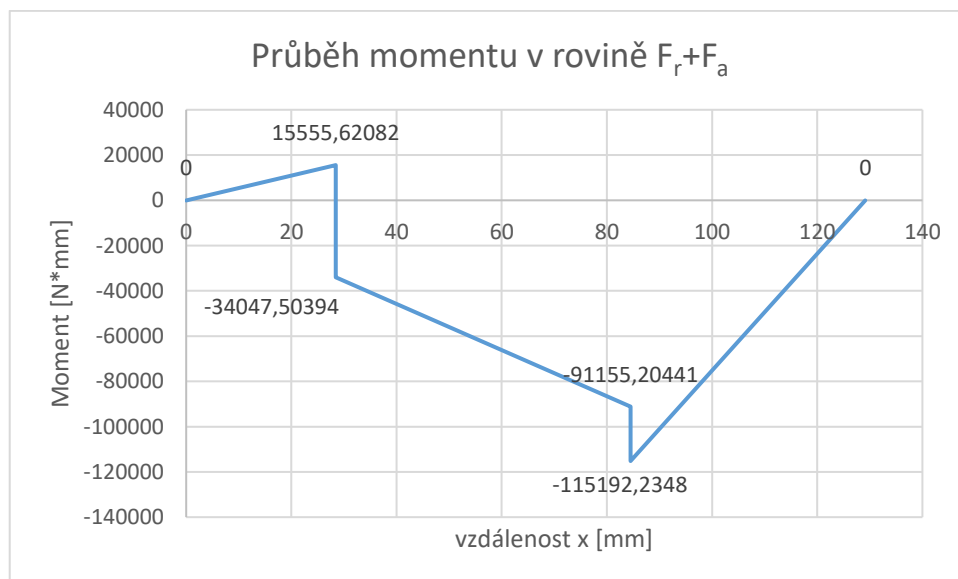
$$\sigma_{ored12} = 55,33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ored12} \leq \sigma_{Do}$$

Redukované napětí je menší než maximální hodnota dovoleného napětí.

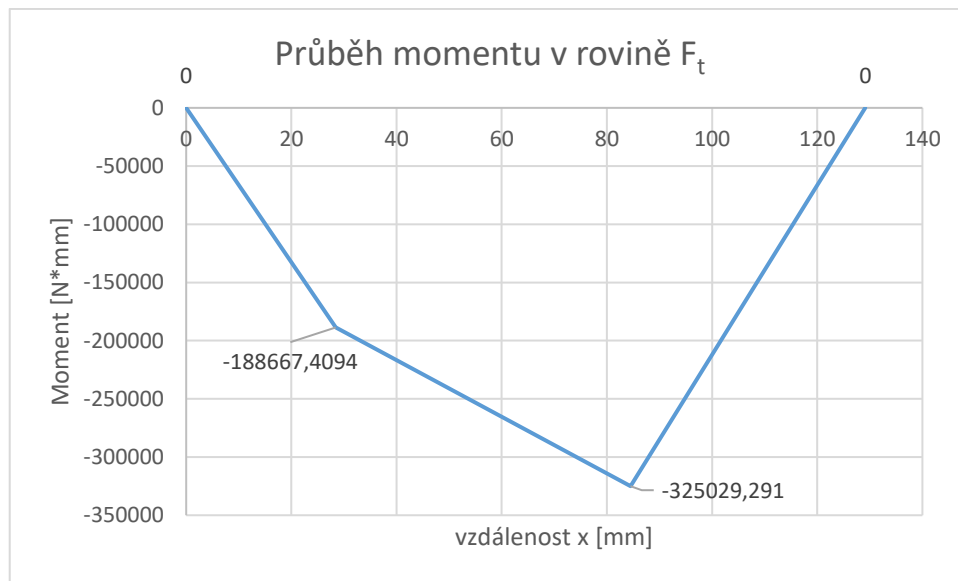
2.10.1.2. Hřídel II

Na obrázku obr. 2. 10. 1. 2a. je možné vidět průběh ohybového momentu v radiální rovině na předlohovém hřídeli.



obr. 2. 10. 1. 2a.: Graf průběhu momentu na hřídeli II – rovina $F_r + F_a$

Na obrázku obr. 2. 10. 1. 2b. je možné vidět průběh ohybového momentu v tečné rovině na předlohovém hřídeli.



obr. 2. 10. 1. 2b.: Graf průběhu momentu na hřídeli II – rovina Ft

1. místo kontroly (x=28,4375)

$$M_{oII1} = \sqrt{M_{Fr+aII1}^2 + M_{FtII1}^2}$$

$$M_{oII1} = \sqrt{(-34\,047)^2 + (-188\,667)^2}$$

$$M_{oII1} = 191\,715 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$W_{oII1} = \frac{\pi \cdot d_{II1}^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2d}$$

$$W_{oII1} = \frac{\pi \cdot 37^3}{32} - \frac{10 \cdot 4,7 \cdot (37 - 4,7)^2}{2 \cdot 37}$$

$$W_{oII1} = 4\,310 \text{ mm}^3$$

$$W_{kII1} = \frac{\pi \cdot d_{II1}^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2d}$$

$$W_{kII1} = \frac{\pi \cdot 37^3}{16} - \frac{10 \cdot 4,7 \cdot (37 - 4,7)^2}{2 \cdot 37}$$

$$W_{kII1} = 9\,283 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oII1} = \frac{M_{oII1}}{W_{oII1}}$$

$$\sigma_{oII1} = \frac{191\,715}{4\,310}$$

$$\sigma_{oII1} = 44,48 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kII1} = \frac{M_{kII}}{W_{kII1}}$$

$$\tau_{kII1} = \frac{228\,697}{9\,283}$$

$$\tau_{kII1} = 24,63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oredII1} = \sqrt{\sigma_{oII1}^2 + (2 \cdot \tau_{kII1})^2}$$

$$\sigma_{oredII1} = \sqrt{44,48^2 + (2 \cdot 24,63)^2}$$

$$\sigma_{oredII1} = 66,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oredII1} \leq \sigma_{Do}$$

Redukované napětí je menší než maximální hodnota dovoleného napětí.

2. místo kontroly (x=84,5)

$$M_{oII2} = \sqrt{M_{Fr+aII2}^2 + M_{FtII2}^2}$$

$$M_{oII2} = \sqrt{(-115\,192)^2 + (-325\,029)^2}$$

$$M_{oII2} = 344\,838 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$W_{oII2} = \frac{\pi \cdot d_{II2}^3}{32}$$

$$W_{oII2} = \frac{\pi \cdot 40,39^3}{32}$$

$$W_{oII2} = 6\,473 \text{ mm}^3$$

$$W_{kII2} = \frac{\pi \cdot d_{II2}^3}{16}$$

$$W_{kII2} = \frac{\pi \cdot 40,39^3}{16}$$

$$W_{kII2} = 12\,946 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oII2} = \frac{M_{oII1}}{W_{oII1}}$$

$$\sigma_{oII2} = \frac{344\,838}{6\,473}$$

$$\sigma_{oII2} = 53,27 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kII2} = \frac{M_{kII}}{W_{kII2}}$$

$$\tau_{kII2} = \frac{228\,697}{12\,946}$$

$$\tau_{kII2} = 17,66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oredII2} = \sqrt{\sigma_{oII2}^2 + (2 \cdot \tau_{kII2})^2}$$

$$\sigma_{oredII2} = \sqrt{53,27^2 + (2 \cdot 17,66)^2}$$

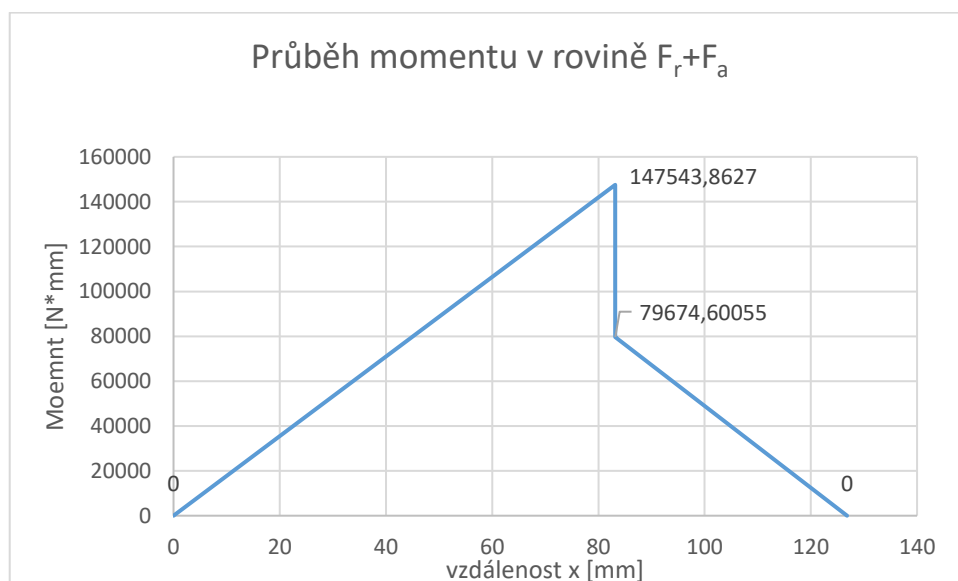
$$\sigma_{oredII2} = 63,92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oredII2} \leq \sigma_{Do}$$

Redukované napětí je menší než maximální hodnota dovoleného napětí.

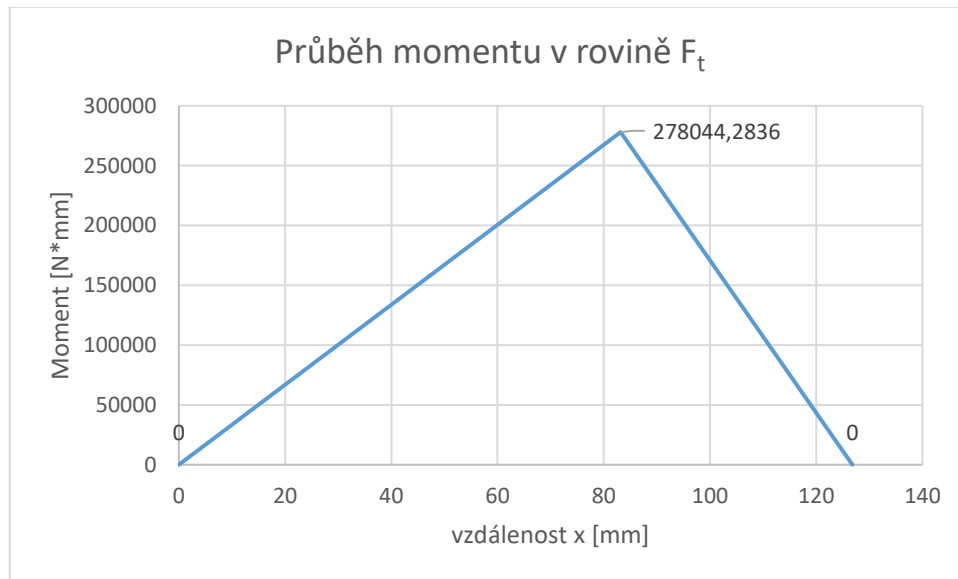
2.10.1.3. Hřídel III

Na obrázku obr. 2. 10. 1. 3a. je možné vidět průběh ohybového momentu v radiální rovině na výstupním hřídeli.



obr. 2. 10. 1. 3a.: Graf průběhu momentu na hřídeli III – rovina $F_r + F_a$

Na obrázku obr. 2. 10. 1. 3b. je možné vidět průběh ohybového momentu v tečné rovině na výstupním hřídeli.



obr. 2. 10. 1. 3b.: Graf průběhu momentu na hřídeli III – rovina Ft

Místo kontroly (x=83,18)

$$M_{oIII1} = \sqrt{M_{Fr+aIII1}^2 + M_{FtIII1}^2}$$

$$M_{oIII1} = \sqrt{(147\,543)^2 + (278\,044)^2}$$

$$M_{oIII1} = 314\,766 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{oIII1} = \frac{\pi \cdot d_{III1}^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2d}$$

$$W_{oIII1} = \frac{\pi \cdot 48^3}{32} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48 - 5,5)^2}{2 \cdot 48}$$

$$W_{oIII1} = 9\,408 \text{ mm}^3$$

$$W_{kIII1} = \frac{\pi \cdot d_{III1}^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2d}$$

$$W_{kIII1} = \frac{\pi \cdot 48^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot 48 - 5,5^2}{2 \cdot 48}$$

$$W_{kIII1} = 20\,266 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oIII1} = \frac{M_{oIII1}}{W_{oIII1}}$$

$$\sigma_{oIII1} = \frac{314\,766}{9\,408}$$

$$\sigma_{oIII1} = 33,45 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kIII1} = \frac{M_{kIII1}}{W_{kIII1}}$$

$$\tau_{kIII1} = \frac{632\,818}{20\,266}$$

$$\tau_{kIII1} = 31,22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oredIII1} = \sqrt{\sigma_{oIII1}^2 + (2 \cdot \tau_{kIII1})^2}$$

$$\sigma_{oredIII1} = \sqrt{33,45^2 + (2 \cdot 31,22)^2}$$

$$\sigma_{oredIII1} = 70,83 \text{ MPa}$$

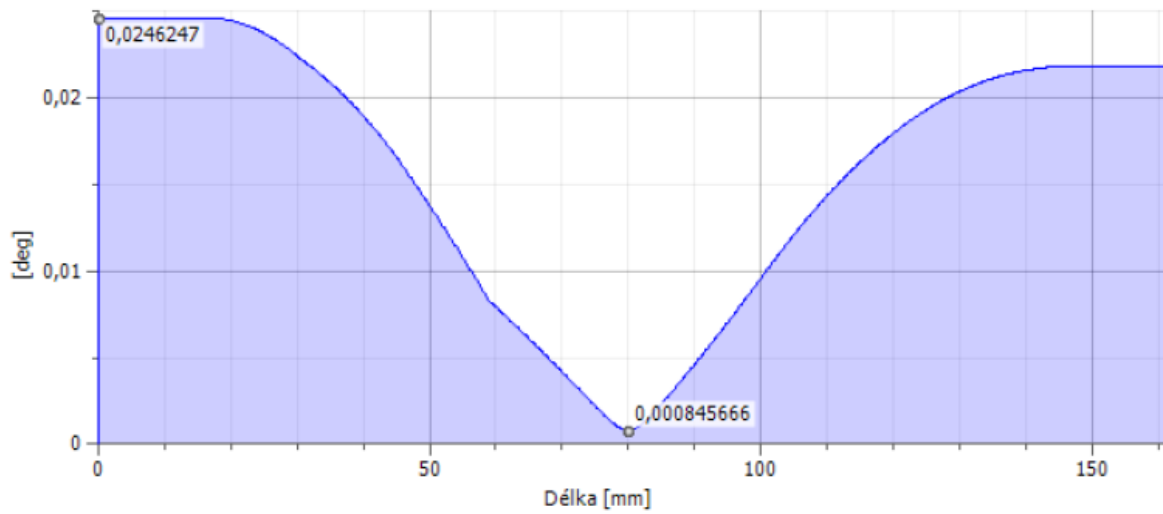
$$\sigma_{oredIII1} \leq \sigma_{Do}$$

Redukované napětí je menší než maximální hodnota dovoleného napětí.

2.11. Kontrola ohybové tuhosti

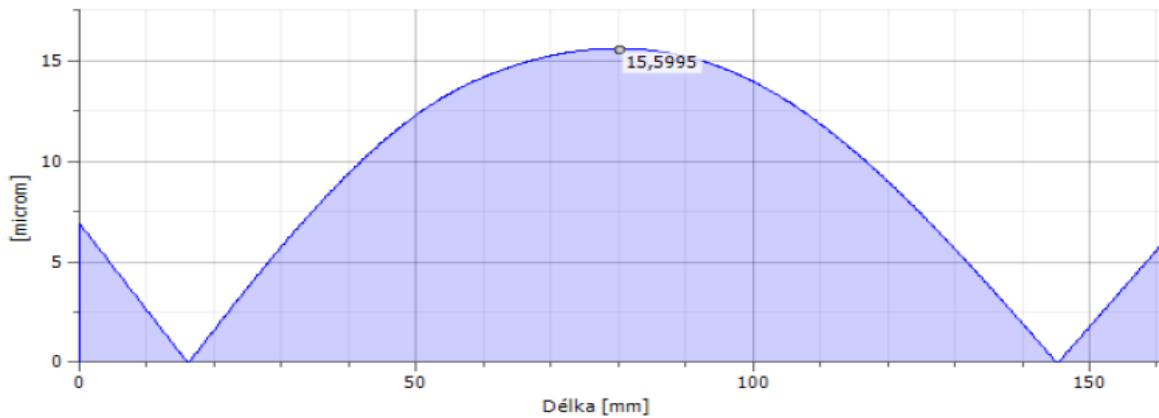
Kvůli zatížení hřídele silami v ozubení a silami od řemenice dochází k jeho ohybové deformaci (průhybu), která má nepříznivý vliv na dotyk ozubených kol důsledku naklonění průhybem a trvanlivost ložisek vlivem naklonění. Pro kontrolu jsem použil prostředí programu Design Accelator Autodesk Inventor 2016. Kontrolu provádím pro druhou hřídel, protože jsou zde největší zatížení. Výsledný průběh naklonění na předlohové hřídeli je zobrazen na obr. 2. 11a. Průběh průhybu je na obrázku obr. 2. 11b.

Naklopení:



obr. 2. 11a.: Naklopení hřídele v absolutních hodnotách

Průhyb:



obr. 2. 11b.: Průhyb kontrolované hřídele v absolutních hodnotách

Maximální průhyb hřídele mezi ložisky

$$y_{Dmax} = \frac{l_l}{5\,000}$$

$$y_{Dmax} = \frac{129,125}{5\,000}$$

$$y_{Dmax} = 0,0258 \text{ mm}$$

Zjištěný maximální průhyb:

$$y_D = 0,0159 \text{ mm}$$

Průhyb pod ozubenými koly:

$$y_{Dk1} = \frac{m}{100}$$

$$y_{Dk2} = \frac{m}{100}$$

$$y_{Dk1} = \frac{1,375}{100}$$

$$y_{Dk2} = \frac{2,75}{100}$$

$$y_{Dk1} = 0,01375mm$$

$$y_{Dk2} = 0,0275mm$$

Zjištěný průhyb pod ozubenými koly:

$$y_{k1} = 0,0108mm$$

$$y_{k2} = 0,0138mm$$

Úhel naklonění v místě uložení ozubených kol:

$$\varphi_{Dk} = (3 \div 7) \text{ úhlových minut}$$

Zjištěný úhel naklonění:

$$\varphi_{k1} = 0,0167^\circ = 1'$$

$$\varphi_{k2} = 0,010^\circ = 36''$$

Úhel naklonění v podporách:

$$\varphi_{DL} = (1 \div 2) \text{ úhlových minut}$$

Zjištěný úhel naklonění v podporách:

$$\varphi_{L1} = 0,0246^\circ = 1'28''$$

$$\varphi_{L2} = 0,0218^\circ = 1'18''$$

Kontrola ohybové tuhosti je splněna.

2.12. Kontrola spojení hřídele a náboje

Spojení hřídele s nábojem realizuji za pomoci těsného pera dle ČSN 02 2562.

Dovolený tlak je $p_d = (110 \div 120) MPa$

2.12.1. Spojení hřídele s nábojem pomocí pera – soukolí 12

Navrhuji 2 pera vzájemně pootočená o 120° ČSN 02 2562 – 10 x 8 x 25 [14]

Účinná délka pera:

$$l_a = l - b$$

$$l_a = 25 - 8$$

$$l_a = 17mm$$

Tlak na bocích per:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_{h2} \cdot h \cdot l_a}$$

$$p = \frac{4 \cdot 228697}{37 \cdot 8 \cdot 34}$$

$$p = 90,89 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_d$$

Pera vyhovují kontrole na otlačení.

2.12.2. Spojení hřídele s nábojem pomocí pera – soukolí 34

Navrhuji 2 pera vzájemně pootočená o 120° ČSN 02 2562 – 14 x 9 x 47 [14]

Účinná délka pera:

$$l_a = l - b$$

$$l_a = 47 - 9$$

$$l_a = 38 \text{ mm}$$

Tlak na bocích per:

$$p = \frac{4 * M_{kIII}}{d_{H3} * h * l_a}$$

$$p = \frac{4 * 632818}{48 * 9 * 76}$$

$$p = 77,1 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_d$$

Pera vyhovují kontrole na otlačení.

2.13. Dynamická bezpečnost

Při kontrolních výpočtech uvažuji střídavý ohyb a stálý krut za ustáleného provozního režimu.

Pro výpočet je kromě mechanických vlastností materiálu ocelí důležité znát i další hodnoty. Jedná se především o součinitele citlivosti na vrub, tvaru, vrubu, povrchu a velikosti. Minimální dovolená dynamická bezpečnost $k_d = 1,3 \div 1,5$

Kontrolu provádím na dvou průřezích s vruby třetí hřídele a k výpočtům využívám program vytvořený fakultou strojní ČVUT [15]

2.13.1. Kontrola v místě zápichu

$$\beta_o = 1 + q_o(\alpha_o - 1)$$

$$\beta_o = 1 + 0,705(2,9 - 1)$$

$$\beta_o = 2,34$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} * \frac{\varepsilon_o * \eta_{po}}{\beta_o}$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = 380 * \frac{1,02 * 0,91}{2,34}$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = 150,73 \text{ MPa}$$

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\frac{\sigma_{ao}}{\sigma_{Co(-1)}^*}^2 + \frac{\tau_k}{R_{ek}}^2}}$$

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\frac{29,3}{150,73}^2 + \frac{33,11}{390}^2}}$$

$$k_d = 4,7$$

Dynamická bezpečnost v místě zápichu splňuje podmínku

2.13.2. Kontrola v místě drážky pro pero

$\beta_o = 2,01$ odečteno z tabulky pro určení součinitele vrubu pro hřídel s klínovou drážkou a metrickým závitem

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} * \frac{\varepsilon_o * \eta_{po}}{\beta_o}$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = 380 * \frac{1, * 0,91}{2,01}$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = 172,04 \text{ MPa}$$

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\frac{\sigma_{ao}}{\sigma_{Co(-1)}^*}^2 + \frac{\tau_k}{R_{ek}}^2}}$$

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\frac{41,66}{172,04}^2 + \frac{42}{390}^2}}$$

$$k_d = 3,77$$

Dynamická bezpečnost v místě drážky pro pero splňuje podmínku

3. Připojení pohonu k česlím a rozbor pohonu česlí

Hlavní části konstrukce česlí:

Elektromotor:

Při provozu česlí je zatížení minimální tudíž výkon požadovaný na elektromotor není vysoký a dle velikosti a provedení česlí se volí motory s výkonem mezi 0,75 - 2 kW. Elektromotor jsem vybral u firmy SIEMENS ve standardním provedení do běžného provozu.

Převodová skříň:

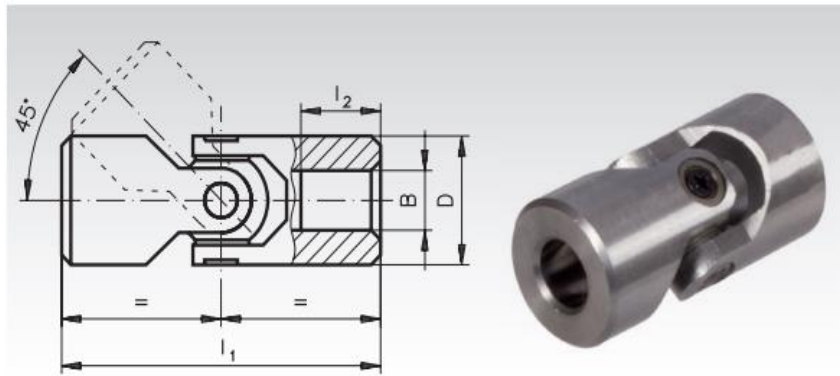
Je složena z několika částí. Mezi hlavní části patří ozubená kola a hřídele vytvářející soukolí, spodní díl skříně a víko skříně.

Skříně převodovek jsou vytvořeny jako odlitek šedé litiny. Pro jejich lepší tuhost jsou na obou stranách skříně vytvořena žebra. Víko skříně se spodním dílem skříně jsou připevněny k sobě pomocí spojovacích šroubů. V dělicí rovině skříně převodovky jsou 2 montážní kolíky, které slouží k zajištění vzájemné polohy spodní části a víka skříně. Pro lehčí demontáž je také na boku převodové skříně umístěn odtlačovací šroub. Pro lepší manipulaci skříně jsou na víku skříně umístěny závěsné šrouby. [7]

Ozubená kola, která jsou součástí soukolí uvnitř převodové skříně, jsou proti otočení zajištěna pery. Pastorky jsou kvůli menším průměrům součástí hřídelů. [7]

Kardanův kloub:

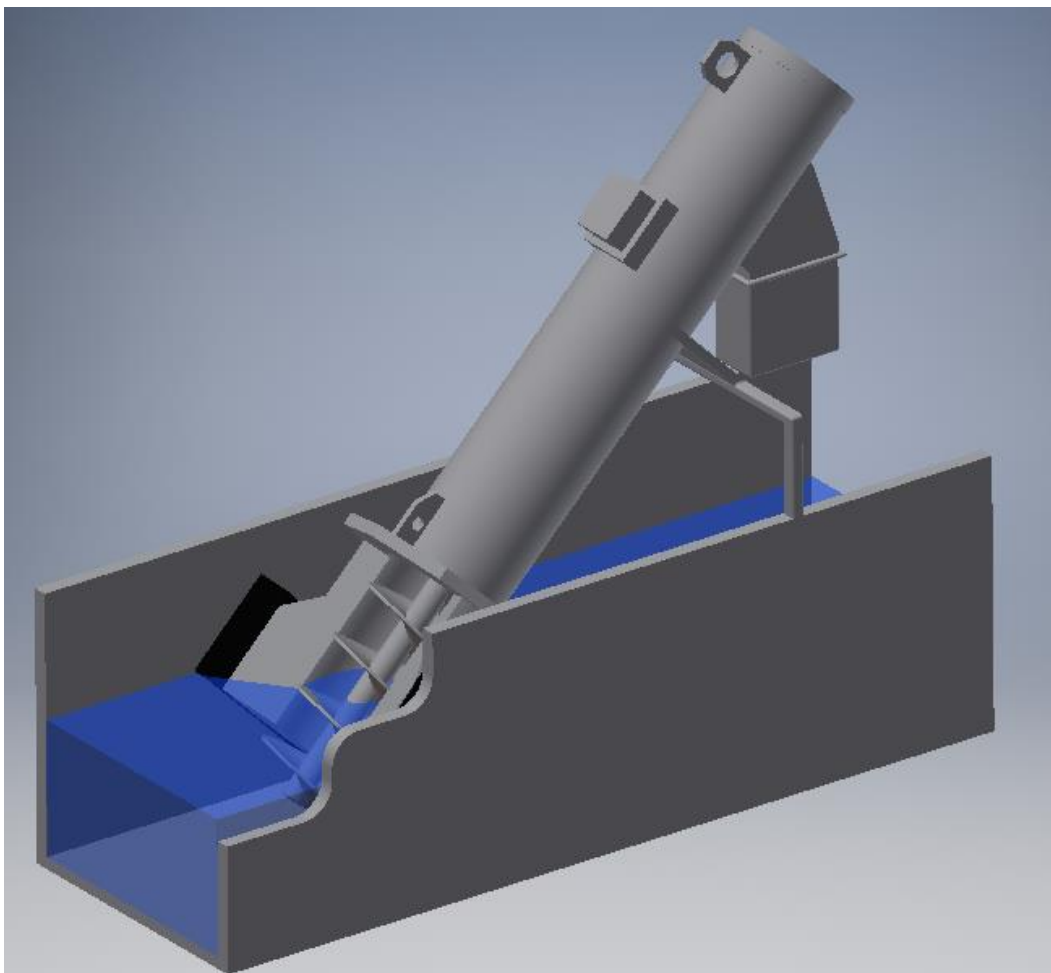
Při řešení připojení převodové skříně k česlím se musí řešit problém nesouososti hřídele šroubovice s rovinou převodové skříně. Česle, jejichž naklopení vůči rovině převodovky je mezi 20 – 45° a proto využívám Kardanova kloubu, který dovoluje toto propojení uskutečnit i se započítáním velikosti krouticího momentu a otáček hřídele. Zvolený kloub jsem zvolil dle katalogu firmy COMPONENTS s.r.o. (viz obr. 3a.). Kloub je vyroben dle DIN 808 z oceli 35SMnPb10. Kloub je schopen přenášet krouticí moment a otáčky i při 45° naklopení kloubu. [16]



obr. 3a.: Kardanův kloub [16]

Přímé šroubové česle:

Samotné šroubové česle jsem vytvářel dle konstrukčního provedení česlí firmy IN-EKO TEAM. Výsledný model česlí je na obr. 3b.



obr. 3b.: Vytvořený koncepční 3D model přímých šroubových česlí

4. Závěr

Byly splněny všechny cíle práce. Byl proveden kompletní návrh alternativního pohonného mechanismu, který je navržen tak, aby byl schopen provozu. Při návrhu jsem postupoval určením základních rozměrů a hodnot. Pokračoval jsem návrhem soukolí, kde jsem se zaměřil na vytvoření návrhu splňující správné velikosti součinitelů bezpečnosti tj. dodržení mezí $SF = 1,4 - 2$ a $SH = 1,1 - 1,2$ s ohledem na další atributy jako např. modul ozubených kol, osové vzdálenosti, převodový poměr a pevnost ozubení. Dále jsem vypočítal silová působení, abych mohl následně zjištěné hodnoty použít při návrhu ložisek. Na závěr výpočtových návrhů převodové skříně jsem provedl kontroly hřídelů. Statickou bezpečnost jsem kontroloval u všech hřídelů. Dynamickou bezpečnost a kontrolu ohybové tuhosti jsem prováděl poté na vybraných hřídelích. Dále jsem zkontroloval spojení hřídele s náboji pomocí pera. Všechny kontroly byly vyhovující. Následně došlo k vytvoření přibližného koncepčního návrhu 3D modelu přímých šroubových česlí, vytvoření výkresové dokumentace a koncepčnímu vyřešení připojení převodovky k česlím.

Literatura:

- [1] Halámek, F. Technologie vody 2. díl - Čištění odpadních vod ze sídlišť a průmyslu. Praha: Státní nakladatelství technické literatury; 1957.
- [2] Čížek, P. Čištění odpadních vod. Praha: Státní nakladatelství technické literatury; 1963.
- [3] Topinka, O. and M. Zvejška. Kanalizace a čistírny odpadních vod III. Mechanické čištění. Praha: Účelový náklad ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství; 1964. ISBN 06-139-64.
- [4] <http://www.asio.cz/cz/285.cesle-a-sita>. [staženo 2017 26.2.].
- [5] http://www.in-eko.cz/data/uploadHTML/files/csp_cz.pdf. [staženo 2017 12.4.].
- [6] <http://www.in-eko.cz/cesle-sroubove-prime>. [staženo 2017 17. 4.].
- [7] Kugl, O., et al. Projekt - III. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT; 2005. ISBN 80-01-03205-1.
- [8] <http://www.elektromotory.net/siemens/730ot/1le1001-6-1-1-1-2.html>. [staženo 2017 26.2.].
- [9] Švec, V. Části a mechanismy strojů - Příklady. Praha: Vydavatelství ČVUT; 2008.
- [10] Švec, V. Části a mechanismy strojů - Mechanické převody. Praha: Vydavatelství ČVUT; 2003.
- [11] https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/KC/all_N%C3%A1vrh%20%C4%8DeIn%C3%ADho%20ozuben%C3%AD.xls. [staženo 2017 26.2.].
- [12] http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_05_Kuzelikova%20loziska.pdf. [staženo 2017 26.2.].
- [13] https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/02_tooth_gear_coupling_BoWex.pdf [staženo 2017 26.2.].
- [14] Řasa, J. and J. Švercl. Strojnické tabulky 1. Praha: Scientia, spol. s.r.o., pedagogické nakladatelství; 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [15] http://seps.fs.cvut.cz/download/u12113/KC/All_Dynamick%C3%A1%20anal%C3%BDza%20bez%20VBA.xlsx. [staženo 2017 26.2.].
- [16] <https://www.components.sk/catalogue/SK409.pdf>. [staženo 2017 26.2.].

Seznam obrázků:

obr. 1a: Česle v ČOV v Údlice	7
obr. 1b: Mělnič shrabků.....	8
obr. 1. 1: Schématické uspořádání pevného česla.....	9
obr. 1. 4.: Samočistící česle hrubé – vlevo; samočistící česle jemné – vpravo.....	10
obr. 1. 5.: Česle ručně stírané.....	11
obr. 1. 6.: Strojně stírané česle rovné	12
obr. 1. 7.: Přímé šroubové česle	13
obr. 2.: Schéma pohonu.....	14
obr. 2. 1. 3.: Rozměry elektromotoru.....	15
obr. 2. 2. 1.: Schéma řemenového převodu	16
obr. 2. 3.: 3D model převodovky	20
obr. 2. 4.: 3D model koncepčního návrhu soukolí	24
obr. 2. 7. 1. 1.: Silové působení na hřídeli 1 v rovině $Fr+Fa$	35
obr. 2. 7. 1. 2.: Silové působení na hřídeli 1 v rovině FT	36
obr. 2. 7. 2. 1.: Silové působení na hřídeli 2 v rovině $Fr+Fa$	37
obr. 2. 7. 2. 2.: Silové působení na hřídeli 2 v rovině FT	38
obr. 2. 7. 3. 1.: Silové působení na hřídeli 3 v rovině $Fr+Fa$	39
obr. 2. 7. 3. 2.: Silové působení na hřídeli 3 v rovině FT	39
obr. 2. 8.: 3D model kuželíkového ložiska	40
obr. 2. 10. 1. 1a.: Graf průběhu momentů na hřídeli 1 – rovina $Fr+Fa$	45
obr. 2. 10. 1. 1b.: Graf průběhu momentů na hřídeli 1 – rovina Ft	46
obr. 2. 10. 1. 2a.: Graf průběhu momentu na hřídeli 2 – rovina $Fr+Fa$	48
obr. 2. 10. 1. 2b.: Graf průběhu momentu na hřídeli 2 – rovina Ft	49
obr. 2. 10. 1. 3a.: Graf průběhu momentu na hřídeli 3 – rovina $Fr+Fa$	51
obr. 2. 10. 1. 3b.: Graf průběhu momentu na hřídeli 3 – rovina Ft	52
obr. 2. 11a.: Naklopení hřídele v absolutních hodnotách.....	54
obr. 2. 11b.: Průhyb kontrolované hřídele v absolutních hodnotách	54
obr. 3a.: Kardanův kloub.....	59
obr. 3b.: Vytvořený koncepční 3D model přímých šroubových česlí.....	59



Seznam tabulek

tab. 2. 1. 3.: Vlastnosti elektromotoru	15
tab. 2. 5. 1.: Kontrola ozubení soukolí 12 dle ISO 6336	32
tab. 2. 5. 2.: Kontrola ozubení soukolí 34 dle ISO 6336	33