TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

KONSTRUKCE POHONNÉHO SYSTÉMU DRTIČE

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství

Autor práce: **David Klimenta**
Vedoucí práce: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.

Liberec 2015

TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering

DESIGN OF THE CRUSHER PROPULSION SYSTEM

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering

Author: **David Klimenta**
Supervisor: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.

Liberec 2015

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	**David Klimenta**
Osobní číslo:	**S12000094**
Studijní program:	**B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor:	**Strojní inženýrství**
Název tématu:	**Konstrukce pohonného systému drtiče**
Zadávající katedra:	**Katedra částí a mechanismů strojů**

Zásady pro vypracování:

Zkonstruujte pohonný systém drtiče, včetně převodové skříně s ozubenými koly poháněné přes spojku elektromotorem. Výstupem z převodovky bude řetězový převod, který bude pohánět rotor drtiče. Vše vhodně zakomponujte do celkové sestavy drtiče. Pohonný systém musí splňovat zadané hodnoty a to zejména přenášený výkon a vstupní otáčky.

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: **přílohy dle potřeby**

Rozsah pracovní zprávy: **40**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

[1] **PEŠÍK, L.** *Části strojů. 1. díl.* **Liberec: Technická univerzita 2005. ISBN 80-7083-938-4**
[2] **PEŠÍK, L.** *Části strojů. 2. díl.* **Liberec: Technická unierzita 2005. ISBN 80-7083-939-2**
[3] **LEINVEBER, J. a VÁVRA, P.** *Strojnické tabulky.* **Úvaly: Albra. 2005. ISBN 80-736-01-6**
Databáze knihovny TUL

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.**
Katedra částí a mechanismů strojů

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Michal Petrů, Ph.D.**
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: **14. listopadu 2014**

Termín odevzdání bakalářské práce: **3. července 2015**

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 14. listopadu 2014

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování:

Rád bych poděkoval především vedoucímu práce prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. za odborné vedení, za cenné rady a připomínky a za ochotu při tvorbě bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi Ing. Michalu Petrů, Ph.D. za přínosné konzultace a motivaci. V neposlední řadě děkuji mé rodině za podporu při psaní bakalářské práce i v době celého studia.

Anotace:

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí pohonného systému jednohřídelového drtiče pro různé druhy materiálů. V teoretické části je popsáno využití stroje, popis principu činnosti a popis jednotlivých součástí mechanismu. Práce obsahuje výpočtovou zprávu, 3D model pohonu a výkresovou dokumentaci vybraných dílů. Pro vybranou součást je provedena kontrola pomocí metody konečných prvků. Práce zahrnuje model drtiče, ze kterého je patrné zakomponování pohonné jednotky v konstrukci stroje.

Klíčová slova:

mechanické převody, pevnostní kontrola, hřídel, ložiska, převodová skříň, konstrukce

Keywords:

mechanical gears, strength check, arbor, bearings, gearbox, construction

Annotation:

This bachelor thesis examines the construction of the propulsion system of the single-crusher for various materials. The theoretical part is describing usage of the machine, principle of its function and each part of the mechanism. The thesis includes a calculation report, a 3D model of the drive and a drawing documentation of selected parts. The check applying a finite elements method is performed for a selected part. The thesis includes a crusher model showing an incorporation of the power unit inside the construction of the machine.

Obsah

1. Úvod 10
2. Cíle práce 10
3. Teorie drtičů 11
3.1 Rozdělení drtičů 12
4. Vlastní konstrukce jednohřídelového drtiče 12
4.1. Elektromotor 12
3.2 Spojka 13
4.3 Převodová skříň 13
4.4 Řazení převodových stupňů 14
4.5 Rám 15
4.6 Celková konstrukce a model 16
5. Konstrukce a výpočtová zpráva mechanismu 17
5.1. Skica převodovky 17
5.2. Základní parametry 17
5.2.1 Výpočet převodových poměrů 17
5.2.2 Výpočet otáček 18
5.2.3 Výpočet krouticích momentů 18
5.3 Kuželové soukolí 19
5.3.1 Výpočet rozměrů kuželového soukolí 19
5.3.2 Silové poměry kuželového soukolí 22
5.3.3 Pevnostní kontrola ozubení 22
5.4 Čelní soukolí 25
5.4.1 Výpočet rozměrů 1. čelního soukolí se šikmými zuby 25
5.4.2 Silové poměry 1. čelního soukolí se šikmými zuby 28
5.4.3 Pevnostní kontrola ozubení 28
5.4.4 Výpočet rozměrů 2. čelního soukolí (redukovaného) 30

5.4.5 Silové poměry 2. čelního soukolí ... 33
5.4.6 Pevnostní kontrola ozubení ... 33
5.5 Řetězové převody ... 36
5.5.1 Výpočet řetězového převodu ... 36
5.5.2 Silové poměry a kontrola řetězu ... 37
5.6 Hřídele ... 38
5.6.1 Výpočet 1. hřídele ... 39
5.6.2 Pevnostní kontrola 1. hřídel ... 42
5.6.3 Výpočet 2. hřídele ... 44
5.6.4 Pevnostní kontrola 2. hřídel ... 50
5.6.5 Výpočet 3. hřídele ... 52
5.6.6 Pevnostní kontrola 3. hřídel ... 57
5.7 Ložiska ... 59
5.7.1 První hřídel ... 59
5.7.2 Druhý hřídel ... 60
5.7.3 Třetí hřídel ... 61
5.7.4 Ložiska pod ozubenými koly ... 62
5.8 Výpočet spojů kol s hřídeli ... 63
5.8.1 Spoje s pery ... 63
5.9 Metoda konečných prvků – FEM ... 65
5.9.1 Analýza hřídele ... 65
6 Ekonomické zhodnocení ... 66
7 Závěr ... 67
Použitá literatura ... 69
Seznam použitých značek, zkratek a symbolů ... 70
Seznam obrázků a tabulek ... 76
Seznam příloh ... 77

1. Úvod

Součástí každého stroje je řada mechanismů, počínaje ozubenými a řetězovými převody až po celé převodovky. Konstrukcí převodovek existuje nespočetně, každý se s ní denně setkává v automobilu, ale někdy i v zařízeních, kde by to lidé nečekali. Návrh celé převodovky nespočívá pouze v rozdělení převodových poměrů, ale obsahuje spoustu výpočtu ohledně ozubených kol, hřídelí a jiných součástí. Návrh pouhého obalu neboli převodové skříně, je sám o sobě věda, téměř každý konstruktér by určitou skříň nahrnoval po svém. O návrhu nějakého mechanismu, nebo jako v této práci pohonného systému rozhoduje mnoho kritérii. Například je-li to součást do letadla, budeme brát ohledy na její hmotnost, na rozdíl od drtiče, kde kilogram navíc nečiní takové problémy. Při konstrukci je nutné zvážit mnoho kritérií, nastává rozhodování mezi kvalitnějšími materiály, které ovšem ovlivňují cenu součásti. Nikde není stanoveno, jak správně jednotlivé díly navrhovat, má se člověk řídit podle norem, které jsou už přes 30 let staré, nebo pomocí nových metod jako metoda konečných prvků. Mnoho chyb v návrhu s objeví až při výrobě, nebo při používání součásti. Cílem každého konstruktéra je vyvarovat se chybám a mít konstrukci co nejlepší, ovšem spoustu zkušeností přinese až praxe.

2. Cíle práce

Cílem práce je konstrukce pohonného systému jednohřídelového drtiče dle zadaných parametrů. Jednotlivé součásti musí být konstruovány s ohledem na vyrobitelnost a funkčnost. Jednotlivé součásti musí splňovat požadavky na životnost a bezpečnost. Minimální bezpečnost v případě hřídelů je požadována k=2, z důvodů velkých rázu drtiče, v případě ozubených kol je nutné dodržet minimální bezpečnosti dle normy ČSN 01 4686.

Soustrojí je složeno z elektromotoru který přes spojku pohání dvourychlostní převodovku. Je tedy nutné vybrat správný elektromotor, který bude splňovat zadané požadavky na výkon a otáčky. Další krok je vybrání vhodné spojky pro spojení elektromotoru a převodovky. Převodovka se skládá s kuželového soukolí a dvou čelních soukolí, pomocí kterých je uskutečněna redukce na 50%. U ozubených kol je nutné provést návrhový výpočet, výpočty základních rozměrů a provést kontrolu ozubení dle ČSN 01 4686. Cílem převodovky je redukce otáček na 50%, musí být zkonstruováno vhodné řazení jednotlivých soukolí, které může být prováděno za chodu elektromotoru. Rozdělení převodových stupňů je uvažováno 50% na jednotlivé převody. Práce musí obsahovat návrh hřídelů i s výpočty vrubové citlivosti a vhodné spojení jednotlivých

prvků z hřídeli, dále také správné uložení hřídelů v ložiskách. Je tedy nutný výběr vhodných ložisek a jejich výpočet v závislosti na požadované životnosti. Jako výstup z převodovky je požadován řetězový převod, musí být proveden návrh a kontrola řetězu dle normy ČSN 01 4809. Práce by měla obsahovat návrh vhodné konstrukce převodové skříně s ohledem na četnost výroby.

Celkové soustrojí musí být vhodně zakomponováno v celkové konstrukci a uloženo v rámu. Práce musí obsahovat 3D model celkového soustrojí drtiče. Součástí práce jsou 2D výkresy vybraných součástí. Kontrola vybraných součástí muže být provedena pomocí metody konečných prvků (FEM) a srovnání výpočtu s touto metodou. Na konci práce by mělo být ekonomické zhodnocení navrženého ústrojí.

Zadané parametry:

Výkon:	15	[kW]
Vstupní otáčky:	2880	[min^{-1}]
Výstupní otáčky:	800/400	[min^{-1}]
Životnost:	8000	[h]
Časové rozdělení převodů	50 - 50	[%]
Četnost výroby	kusová	

Tab.1 Zadané parametry

3. Teorie drtičů

Drtiče slouží k drcení široké škály materiálů. Nejznámější jsou drtiče pro drcení dřeva, vstupní surovinou jsou větve, nebo odřezky. Výstupní surovinou je štěpka, která slouží jako palivo. Drtiče dřeva patří také do systému výroby briket popřípadě pelet. Zde dochází k drcení materiálů, tedy dřeva nebo papíru, před lisováním briket. Další využití drtičů je ve zpracování odpadu. Ve většině recyklačních procesu je nutné drcení materiálu před následným zpracováním. Požadavkem je zde drcení materiálu na požadovanou konstantní velikost. Dochází k drcení za účelem zmenšení objemu z důvodu dopravy a skladování. Drcení elektrotechnického odpadu, například konektorů a kabelů, po drcení je možné separovat kovové části od plastových. Drcení se také využívá ve zpracování plastů, při výrobě plastových výrobků je značné množství odpadu, které lze drtit a následně znovu zpracovávat.

3.1 Rozdělení drtičů

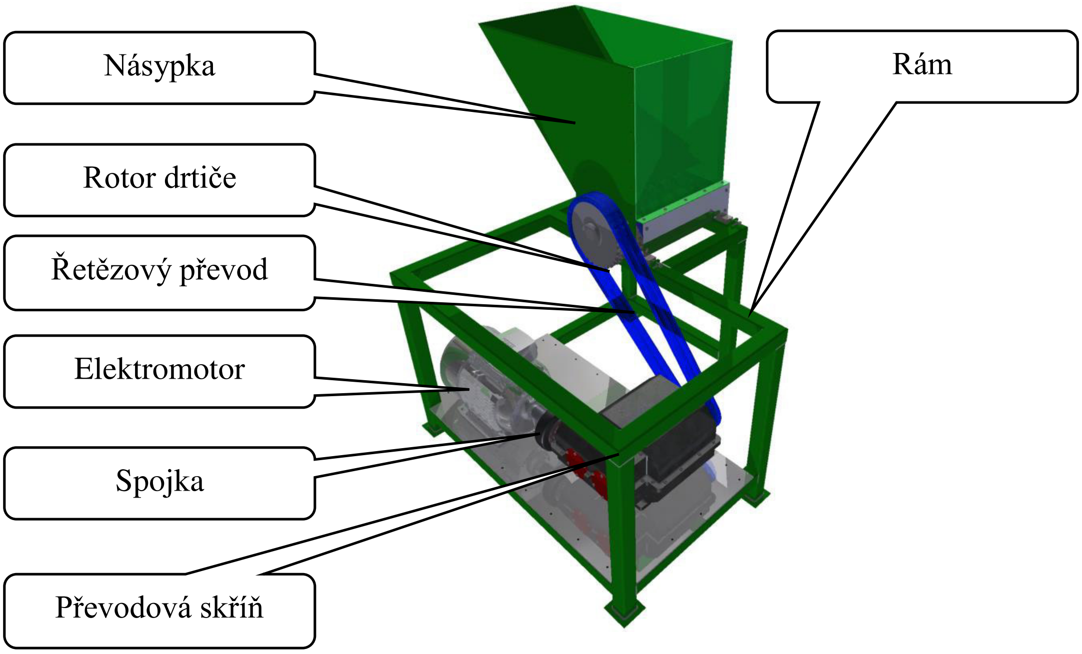
Jednohřídelové

Jednohřídelové drtiče jsou menší. K drcení dochází mezi břity na rotoru a břity statoru, které mají tvar hřebene. Využití pro drcení dřeva, papíru plastu elektroodpadu, aj.

Více hřídelové

Jsou to větší stroje. K drcení a stříhání dochází mezi břity na hřídelích, které proti sobě rotují. Slouží pro drcení většího odpadu například pneumatik.

4. Vlastní konstrukce jednohřídelového drtiče



Obr. 1 Konstrukce jednohřídelového drtiče

4.1. Elektromotor

Pohonnou jednotkou drtiče je elektromotor. V práci jsem zvolil elektromotor od firmy Siemens. Siemens je jedna z největších světových firem v oblasti elektrotechniky včetně elektromotorů. Dle zadaných parametru mi jako vhodný vyšel model 1LE1002-1DA3 parametry zobrazenými v tabulce na obr. 2. Otáčky vybraného elektromotoru se liší do 2% od otáček požadovaných, což by nemělo činit problém, případná regulace otáček by mohla být pomocí frekvenčního měniče.

			Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu																
P_N 50 Hz	P_N 60 Hz[1)]	Veli-kost	n_N 50 Hz	M_N 50 Hz	IE třída	η_N 50 Hz 4/4	η_N 50 Hz 3/4	η_N 50 Hz 2/4	$\cos \varphi_N$ 50 Hz 4/4	I_N 50 Hz 400 V	M_A/M_N	I_A/I_N	M_K/M_N	L_{pfA} 50 Hz	L_{WA} 50 Hz	**Hliníková řada 1LE1002** *Provedení IE1 podle ČSN EN 60034 - 30* Objednací číslo	$m_{IM B3}$	J	Momentová třída
kW	kW		min⁻¹	Nm		%	%	%		A				dB(A)	dB(A)		kg	kgm²	KL

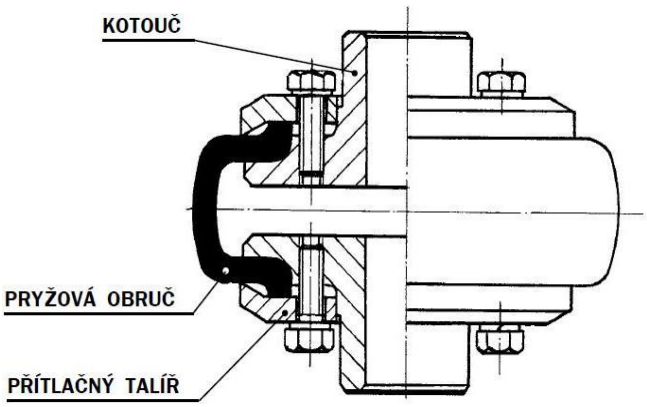
Obr. 2 Parametry elektromotoru Siemens 1LE1002-1DA3

3.2 Spojka

Spojku pro spojení elektromotoru s převodovkou jsem zvolil pružnou obručovou spojku od firmy Rubena Periflex 160 zobrazenou na obr. 3 a 4.

Pružná spojka, neboli periflex, se skládá z pružného prvku, který má tvar obruče vyrobené z armované pryže a po stranách je vyztužena dvěma prstenci. K těmto prstencům je připevněna pomocí příložek a šroubů. Díky pružnému elementu spojka umožňuje různoběžnost až 4° a mimoběžnost hřídelů až 4 mm. Výhodou spojky je možnost axiálního pohybu v určitém rozsahu, další výhodou je tlumení rázů a značná přizpůsobivost provozním podmínkám. Vyznačuje se nelineární zatěžovací charakteristikou [2].

Obr. 3 Model spojky Periflex 160

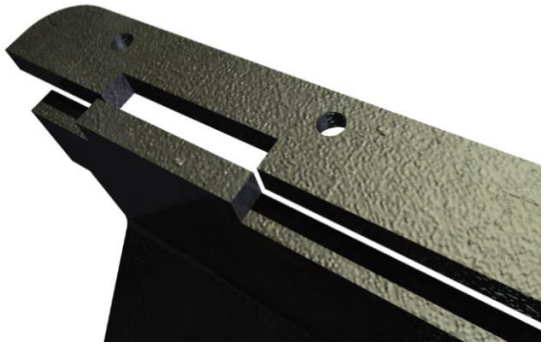


Obr. 4 Řez spojkou Periflex

4.3 Převodová skříň

Návrh převodové skříně závisí zejména na četnosti výroby. Jelikož v mé práci uvažuji kusovou výrobu, jako nejvhodnější způsob výroby převodové skříně se jevila technologie svařování. Technologie odlévání je pro malé série méně vhodná, jelikož náklady na zhotovení formy jsou vysoké. Výhodou svařované skříně je i náročnost na použité stroje, v případě lité skříně by bylo nutné specializované pracoviště, na rozdíl od svařované, kde jsou požadavky na technologii nižší. Mnou navrhovaná skříň je dvoudílná, s dělící rovinou v osách hřídelů, jak je vidět na obrázku 5. Spodní a horní díly skříně jsou až na určité díly pro sešroubování totožné. Jeden díl skříně se skládá z 19 kusů, 3 díly jsou obrobky, které slouží pro uložení ložisek, zbylé díly jsou výrobky z plechu o tloušťce 10mm. Část plechových dílů je zpracovávána technologií ohýbání. Některé díly jsou výpalky s laseru. Pro přesnost sestavení skříně a pro jednoduchost sestavení jsou díly

opatřeny zámky, které do sebe zapadají, jak je vidět na obrázku 5. Celkový model skříně ve dvou pohledech je vyobrazen na obr. 6.



Obr. 5 Zámky pro sestaví převodové skříně

Obr. 6 Model převodové skříně

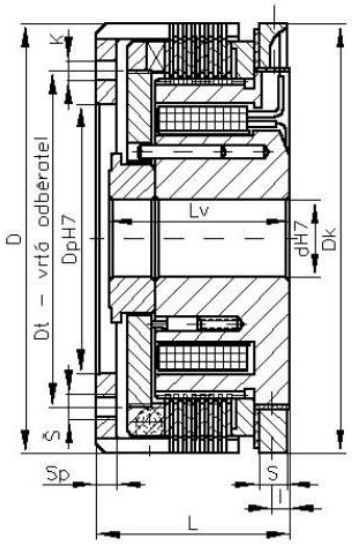
4.4 Řazení převodových stupňů

Jelikož má převodová skříň dva rychlostní stupně, bylo nutné vyřešit řazení. Nabízelo se zde více variant, jako například mechanické řazení pomocí zubové spojky, kapalinové řazení, nebo s využitím elektromagnetismu. Pro svou převodovku jsem vybral řazení pomocí elektromagnetických lamelových spojek, jejich výhodou je možnost řazení za chodu elektromotoru. Další výhodou je jednoduchost řazení pro uživatele, měnit převodové stupně lze pomocí elektroniky, tedy jednoduše na ovládacím panelu, lze použít i v atomizované lince. Na spojce lze v určitém rozsahu regulovat velikost přenášeného točivého momentu, z čehož vyplívá, že spojka muže sloužit jako pojistná spojka. Model a řez spojkou jsou zobrazeny na obr. 7 a 8.

Elektricky řazené lamelové spojky přenášejí točivý moment třením lamel, které jsou svírány a uvolňovány působením elektromagnetu. Spojka spojuje hnací a hnanou část. Plášť s přírubou je pevně spojen s hnanou částí stroje. Spolu s vnějšími lamelami tvoří hnanou část spojky. Hnací část tvoří magnetové těleso, do jehož ozubení zapadají

vnitřní lamely. Vnitřní lamely jsou kryty vrstvou třecího materiálu dle druhu provozu (mazaný nebo suchý). Vnější lamely unášejí svými výstupky plášť spojky. Kotvová deska je spojena s magnetovým tělesem unášejícími kolíky. Je-li do budicí cívky zaveden stejnosměrný proud, je kotvová deska přitažena k magnetovému tělesu, dochází ke spojení. Je-li spojka vypnuta, je deska odtlačena odpruženými odtlačovacími kolíky na přírubu distančního pouzdra, nastává rozpojení [9].

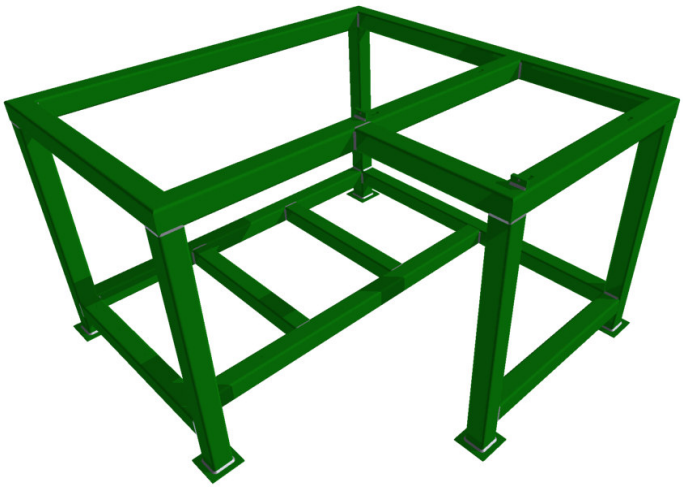
Obr. 7 Model spojky ELS-40



Obr. 8 Řez spojkou ELS

4.5 Rám

Technologie svařování se jeví pro výrobu rámu jako nejjednodušší. Rám tvoří kostru drtiče, je to svařenec z normalizovaných profilů ČSN EN 10305-5 60x60x3, neboli čtvercových trubek, obr. 9. Rám je opatřen držáky pro napínání řetězu. Po svařování není nutné rám dále obrábět z hlediska přesnosti, dojde pouze k vyvrtání děr pro nýty a řezaní závitů.

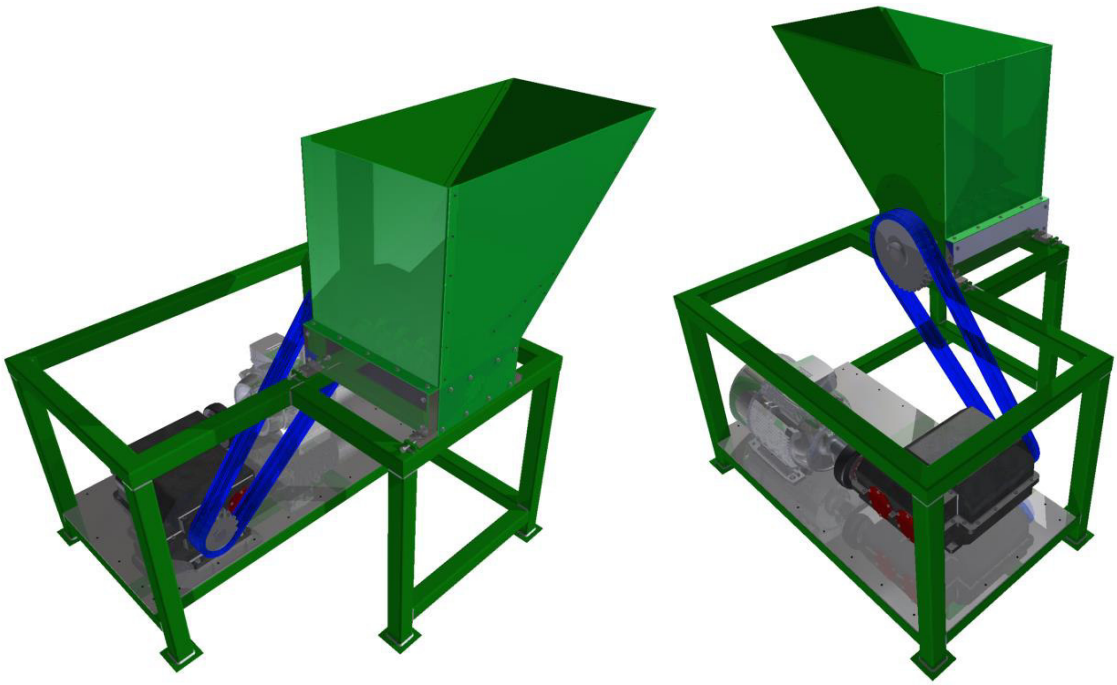


Obr. 9 Model svařovaného rámu drtiče

4.6 Celková konstrukce a model

Kostru drtiče tvoří svařovaný rám. Na spodní profily rámu je pomocí nýtových spojů připevněn plech, který nese převodovku a elektromotor. Z převodovky je výkon přenášen pomocí řetězového převodu na rotor drtiče. Rotor drtiče je uložen v ložiskách, které jsou umístěny v domkách spojených se statorem drtiče. Domky se mohou pohybovat v drážkách, čímž je umožněno napínání řetězu. Rotor se skládá z hřídele a tvarovaného ocelového válce. Na tento válec jsou přišroubovány výměnné drtící destičky, které lze snadno měnit. Stator je ocelový ozubený hřeben neboli negativ drtících destiček. Statorová část tvoří tělo drtícího prostoru, ke kterému je pomocí šroubů přidělána násypka. Násypka se skládá z ohýbaných plechů, které po snýtování tvoří tvar násypky.

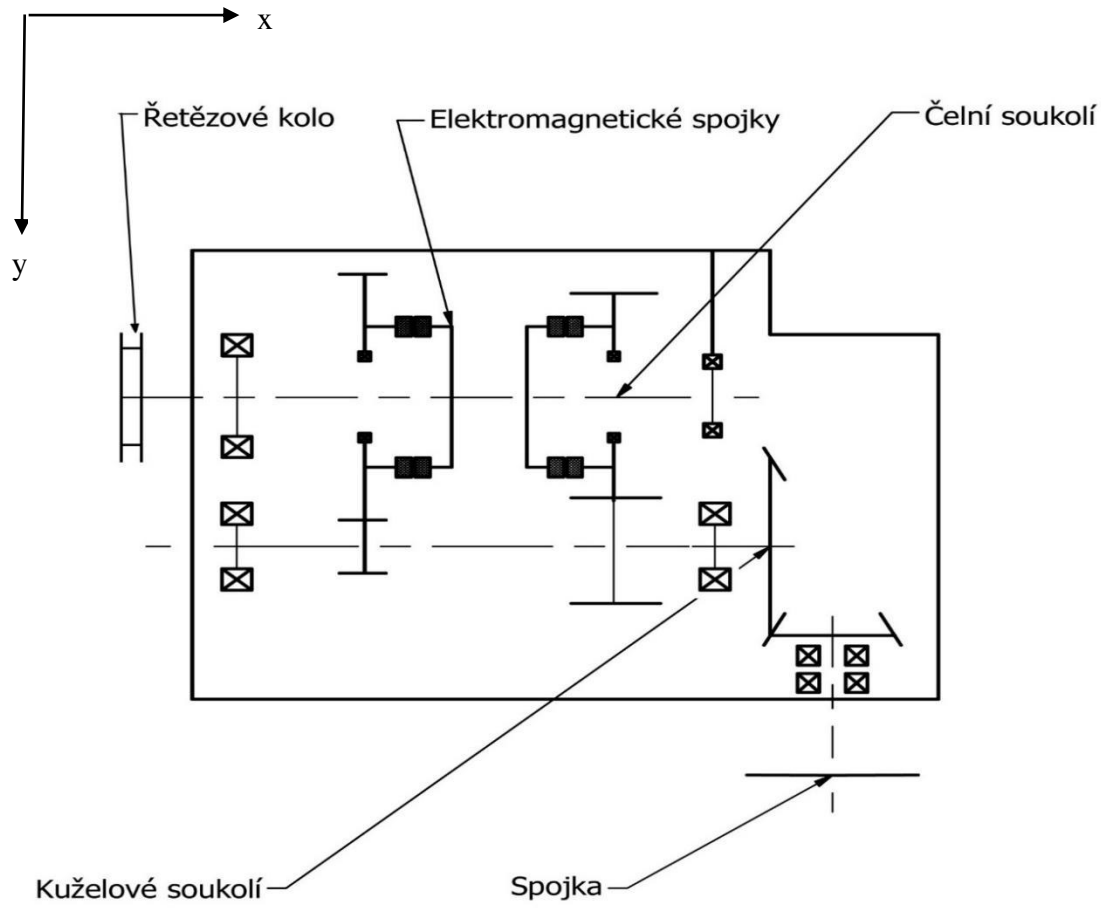
Model celého drtiče je vypracován pomocí softwaru Autodesk Inventor Profesionál 2014. Ozubená kola a hřídele jsou vygenerovány pomocí integrovaných generátorů. Rám je vytvořen pomocí generátoru rámových konstrukcí. Jednotlivé podsestavy, jako skříň převodovky a rám jsou vymodelovány jako svařence. Inventor obsahuje i modelář pro plechové díly, jednotlivé plechové díly jsou tedy vytvářeny z normalizovaných plechů. Součástí softwaru je i obsahové centru s normalizovanými díly, v celkové sestavě je požita řada normalizovaných dílů dle ČSN, ale i EN a ISO.



Obr. 10 Celková sestava drtiče ve dvou pohledech

5. Konstrukce a výpočtová zpráva mechanismu

5.1. Skica převodovky



Obr. 11 Skica převodovky

5.2. Základní parametry

5.2.1 Výpočet převodových poměrů

Celkový převodový poměr

$n_1 = 2880\ [\mathrm{min}^{-1}]$

$n_4 = 400\ [\mathrm{min}^{-1}]$

$$I_c = \frac{n_1}{n_4} = \frac{2880}{400} = 7{,}2\ [-]$$

Redukovaný převodový poměr

$n_1 = 2880\ [\mathrm{min}^{-1}]$

$n_4 = 200\ [\mathrm{min}^{-1}]$

$$I_{cr} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{2880}{200} = 14{,}4\ [-]$$

Volba převodových poměrů

$I_k = 1{,}8\ [-]$

$I_{ř} = 2\ [-]$

$I_{č1} = 2\ [-]$

$I_{č2} = 4\ [-]$

Kontrola

$I_c = I_k \cdot I_{ř} \cdot I_{č1} = 1{,}8 \cdot 2 \cdot 2 = 7{,}2[-]$

$I_{cr} = I_k \cdot I_{ř} \cdot I_{č2} = 1{,}8 \cdot 2 \cdot 4 = 14{,}4[-]$

5.2.2 Výpočet otáček

Neredukované otáčky

$$n_2 = \frac{n_1}{I_k} = \frac{2880}{1{,}8} = 1600\ [\mathrm{min}^{-1}]$$

$$n_3 = \frac{n_2}{I_{č1}} = \frac{1600}{2} = 800\ [\mathrm{min}^{-1}]$$

$$n_4 = \frac{n_3}{I_{ř}} = \frac{800}{2} = 400\ [\mathrm{min}^{-1}]$$

Redukované otáčky

$$n_{3r} = \frac{n_2}{I_{č2}} = \frac{1600}{4} = 400\ [\mathrm{min}^{-1}]$$

$$n_{4r} = \frac{n_{3r}}{I_{ř}} = \frac{400}{2} = 200[\mathrm{min}^{-1}]$$

5.2.3 Výpočet krouticích momentů

Neredukované krouticí momenty

$$M_{k1} = \frac{60P}{2\pi n_1} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 2880} = 49{,}736\ [\mathrm{Nm}]$$

$$M_{k2} = \frac{60P}{2\pi n_2} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 1600} = 89{,}525\ [\mathrm{Nm}]$$

$$M_{k3} = \frac{60P}{2\pi n_3} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 800} = 179{,}050\ [\mathrm{Nm}]$$

$$M_{k4} = \frac{60P}{2\pi n_4} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 400} = 358{,}099\ [\mathrm{Nm}]$$

Redukované krouticí momenty

$$M_{k3r} = \frac{60P}{2\pi n_{3r}} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 400} = 358{,}099\ [\mathrm{Nm}]$$

$$M_{k4r} = \frac{60P}{2\pi n_{4r}} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 200} = 716{,}197\ [\mathrm{Nm}]$$

5.3 Kuželové soukolí

Kuželové soukolí je schopné přenášet výkon mezi různoběžnými hřídeli, nejčastější úhel os bývá 90°. Kinematiku ozubených kol lze srovnat s odvalováním dvou kuželů. Kuželová kola musí být vyráběna a montována s velkou přesností, jinak dochází k nadměrnému opotřebení boků zubů, vzniku dynamických sil, které mají za následek hluk a vibrace. Kuželová kola se dělí podle tvaru zubů a to na kola se zuby přímými, šikmými, kruhovými a spirálními. Tvar zubů se volí s ohledem na hluk a velikost přenášeného momentu.

Kuželová kola se šikmými zuby se v praxi volí častěji než kola se zuby přímými, z důvodů nižšího hluku a nižších vibrací. Úhel sklonu zubů β je mezi průvodičem a směrem zubů v daném bodě společné tečné roviny roztečných kuželů [2].

5.3.1 Výpočet rozměrů kuželového soukolí

Pro kuželové soukolí volím materiál: Ocel 12051.4

Modul

Dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H . M_{k2}}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1^2 \cdot {\sigma_{Hp}}^2} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

Volené a tabulkové parametry:

Koeficienty a součinitele vyplývají z [5] a [6].

$(b_{wF}/m_n) = \psi_m = 9\ [-]$

$K_A = 1{,}75$

$K_{H\beta} = 1{,}6$

$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1{,}75 \cdot 1{,}6 = 2{,}8\ [\mathrm{mm}]$

$f_H = 690\ [\mathrm{MPa}]$

$z_1 = 25\ [-]$

$z_2 = I_k \cdot z_1 = 1{,}8 \cdot 30 \doteq 45[-]$

$\sigma_{Hlim} = 1140[\mathrm{MPa}]$

$\sigma_{Hp} = 0{,}8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0{,}8 \cdot 1140 = 912\ [\mathrm{MPa}]$

$$m_n = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2{,}8 \cdot 49{,}736}{9 \cdot 25^2 \cdot 912^2} \cdot \frac{3{,}24+1}{3{,}24}} = 2{,}339[\text{mm}]$$

Ohyb

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H.M_{k2}}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{Fp}}} \cdot$$

$f_F = 18$ [MPa]

$\sigma_{Flim} = 390$[MPa]

$\sigma_{Fp} = 0{,}6 \cdot \sigma_{Hlim} = 0{,}6 \cdot 700 = 234$ [MPa]

$$m_n = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2{,}8 \cdot 49{,}736}{10 \cdot 25 \cdot 234}} = 2{,}489[\text{mm}]$$

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos\beta_m} = \frac{2{,}489}{\cos(20)} = 2{,}649[\text{mm}]$$

$$m_{te} = m_{tm} \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) = 2{,}649 \cdot \left(1 + \frac{9}{\sqrt{25^2 + 45^2}}\right) = 3{,}112[\text{mm}]$$

Čelní modul na vnějším kuželi volím

$m_{te} = 3{,}5$ [mm]

Modul obvodový střední

$$m_{tm} = \frac{m_{te}}{\left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right)} \cdot = \frac{3{,}5}{\left(1 + \frac{9}{\sqrt{25^2 + 45^2}}\right)} \cdot = 2{,}979 \text{ [mm]}$$

Modul normálový střední

$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos\beta_m = 2{,}979 \cdot \cos(20) = 2{,}799$[mm]

Úhly roztečných kuželů

$$\delta_1 = \text{arctg}\frac{\sin\varepsilon}{I_k + \cos\varepsilon} = \text{arctg}\frac{\sin 90}{1{,}8 + \cos 90} = 29{,}055 \text{ [°]}$$

$\delta_2 = \varepsilon - \delta_1 = 60{,}945$ [°]

Šířka zubu

$b = \psi_m \cdot m_{nm} = 9 \cdot = 9 \cdot 2{,}799 = 25{,}191$ [mm]

Průměry roztečných kružnic

$d_{1e} = m_{te} \cdot z_1 = 3{,}5 \cdot 25 = 87{,}5$ [mm]

$d_{2e} = m_{te} \cdot z_2 = 3{,}5 \cdot 45 = 157{,}5$ [mm]

Průměry středních roztečných kružnic

$d_{1m} = d_{1e} - b \cdot \sin\delta_1 = 87{,}5 - 28 \cdot \sin 29{,}055 = 73{,}902$ [mm]

$d_{2m} = d_{2e} - b \cdot \sin \delta_1 = 157{,}5 - 28 \cdot \sin 60{,}945 = 133{,}024[\text{mm}]$

Výška hlavy

$h_a = m_{te} = 3{,}5\ [\text{mm}]$

Průměry hlavových kružnic

$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_1 = 87{,}5 + 2 \cdot 3{,}5 \cdot \cos 29{,}055 = 93{,}619\ [\text{mm}]$

$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_2 = 157{,}5 + 2 \cdot 3{,}5 \cos 60{,}945 = 160{,}900\ [\text{mm}]$

Výška paty

$h_f = 1{,}25 \cdot m_{te} = 1{,}25 \cdot 3{,}5 = 4{,}375\ [\text{mm}]$

Průměry patních kružnic

$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f \cdot \cos \delta_1 = 87{,}5 - 2 \cdot 4{,}375 \cdot \cos 29{,}055 = 79{,}851[\text{mm}]$

$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f \cdot \cos \delta_2 = 157{,}5 - 2 \cdot 4{,}375 \cdot \cos 60{,}945 = 153{,}251\ [\text{mm}]$

Výška zubu

$h = h_a + h_f = 3{,}5 + 4{,}375 = 7{,}875\ [\text{mm}]$

Průměry roztečných kružnic náhradních kol

$$d'_{n1} = \frac{d_{1m}}{\cos \delta_1} = \frac{73{,}902}{\cos 29{,}055} = 84{,}541\ [\text{mm}]$$

$$d'_{n2} = \frac{d_{2m}}{\cos \delta_1} = \frac{133{,}024}{\cos 60{,}945} = 273{,}911\ [\text{mm}]$$

Průměry hlavových kružnic náhradních kol

$d'_{an1} = d'_{n1} + 2 \cdot h_a = 84{,}541 + 2 \cdot 3{,}5 = 91{,}541\ [\text{mm}]$

$d'_{an2} = d'_{n2} + 2 \cdot h_a = 273{,}911 + 2 \cdot 3{,}5 = 280{,}911[\text{mm}]$

Průměry základních kružnic náhradních kol

$d'_{bn1} = d_{n1} \cdot \cos \alpha = 84{,}541 \cdot \cos 20 = 79{,}443[\text{mm}]$

$d'_{bn2} = d_{n2} \cdot \cos \alpha = 273{,}911 \cdot \cos 20 = 257{,}392\ [\text{mm}]$

Střední normálový úhel záběru

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_{mn}}{\cos \beta_m}$$

$\alpha_{mn} = \arctan(\tan \alpha_t \cdot \cos \beta_m) = \arctan(\tan 20 \cdot \cos 20) = 18{,}882[°]$

Virtuální osová vzdálenost

$$a = \frac{d'_{n1} + d'_{n2}}{2} = \frac{84{,}541 + 273{,}911}{2} = 179{,}226\ [\text{mm}]$$

Rozteče zubů

$p_{tmb} = \pi \cdot m_{tm} \cdot \cos \alpha = \pi \cdot 2{,}979 \cdot \cos 20 = 8{,}794\ [\text{mm}]$

$p_{tmb} = \pi \cdot m_{tm} = \pi \cdot 2{,}979 = 9{,}359\ [\text{mm}]$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{{r'_{an1}}^2 - {r'_{bn1}}^2} + \sqrt{{r'_{an2}}^2 - {r'_{nb2}}^2} - a_v \cdot \sin\alpha}{p_{tmb}}$$

$$= \frac{\sqrt{45{,}7705^2 - 39{,}7215^2} + \sqrt{140{,}4555^2 - 128{,}696^2} - 179{,}226 \cdot \sin 20}{8{,}794}$$

$$= 2{,}013\,[-]$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan\beta_m}{p_t} = \frac{25{,}191 \cdot \tan 20}{9{,}359} = 0{,}980[-]$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 2{,}013 + 0{,}980 = 2{,}993[-] = 3$$

Není nutno upravovat, součinitel záběru vychází celočíselný.

5.3.2 Silové poměry kuželového soukolí

Tečné síly

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{M_{k1}}{r_{m1}} = \frac{49736}{36{,}951} = 1345{,}999[\mathrm{N}]$$

Normálová síla

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha_{nm} \cdot \cos\beta_m} = \frac{1345{,}999}{\cos 18{,}882 \cdot \cos 20} = 1513{,}846[\mathrm{N}]$$

$$F_{\delta 1} = F_{t1} \cdot \tan\alpha_{nm} = 1345{,}999 \cdot \tan 20 = 489{,}904\ [\mathrm{N}]$$

Radiální síla

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_m} \cdot (\tan\alpha_{nm} \cdot \cos\delta_1 - \sin\beta_m \cdot \sin\delta_1) =$$

$$\frac{1345{,}999}{\cos 20} \cdot (\tan 18{,}882 \cdot \cos 29{,}055 - \sin 20 \cdot \sin 29{,}055) = 190{,}544[\mathrm{N}] = F_{a2}$$

Axiální síla

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_m} \cdot (\tan\alpha_{nm} \cdot \sin\delta_1 - \sin\beta_m \cdot \cos\delta_1) =$$

$$\frac{1345{,}999}{\cos 20} \cdot (\tan 18{,}882 \cdot \sin 29{,}055 + \sin 20 \cdot \cos 29{,}055) = 666{,}176[\mathrm{N}] = F_{r2}$$

5.3.3 Pevnostní kontrola ozubení

Koeficienty a součinitele vyplývají z [5], [6] a [7].

Únavová únosnost – napětí v dotyku

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_1}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$Z_H = 2{,}4\ [-]$

$Z_E = 190\ [-]$

$Z_\varepsilon = 0{,}75\ [-]$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2{,}4 \cdot 0{,}75 \cdot \sqrt{\frac{1345{,}999}{25{,}191 \cdot 73{,}902} \cdot \frac{3{,}24 + 1}{3{,}24}} = 332{,}666[\text{MPa}]$$

$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$

$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$

$K_A = 1{,}75\ [-]$

$K_{Hv} = 1{,}2\ [-]$

$K_{H\alpha} = 1\ [-]$

$K_{H\beta} = 1{,}6\ [-]$

$K_H = 1{,}75 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}6 \cdot 1 = 3{,}36[-]$

$\sigma_H = 332{,}666 \cdot \sqrt{3{,}36} = 609{,}787[\text{MPa}]$

Bezpečnost proti vzniku únavového poškození na boku zubu

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{\sigma_H}(Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v)$$

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}}$$

$N_{Hlim} = 100 \cdot 10^{\,6}[\text{cyklů}]$

$q_H = 10[-]$

$N_k = 60 \cdot L_h \cdot n_2 = 60 \cdot 8000 \cdot 2880 = 1382400000\ [\text{cyklů}]$

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} = \sqrt[10]{\frac{100 \cdot 10^6}{1382400000}} = 0{,}769 \Rightarrow Z_N = 1$$

$Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v = 1[-]$

$$S_H = \frac{1140 \cdot 1}{609{,}787} \cdot 1 = 1{,}870[-]$$

Únavová únosnost – napětí v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$$

$K_F = K_H = 3{,}36$

$Y_{FS} = 3{,}9\ [-]$

$Y_\beta = 0{,}85[-]$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{2{,}013} = 0{,}497\ [-]$$

$$\sigma_F = \frac{1345{,}999}{25{,}191 \cdot 2{,}799} \cdot 3{,}36 \cdot 3{,}9 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}497 = 105{,}676[\text{MPa}]$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N}{\sigma_F} \cdot Y_\delta \cdot Y_x$$

$$Y_x = 1[-]$$

$$P_F = 50\%[-]$$

Y_δ závisí na $\frac{2{,}3}{P_F} = \frac{2{,}3}{0{,}5} = 4{,}6 \Rightarrow Y_\delta = 1{,}3[-]$

$$Y_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Flim}}{N_k}}$$

$N_{Flim} = 3 \cdot 10^{\,6}$[cyklů]

$q_F = 6[-]$

$N_k = 60 \cdot L_h \cdot n_2 = 60 \cdot 8000 \cdot 2880 = 1382400000$ [cyklů]

$$Y_N = \sqrt[q_F]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} = \sqrt[6]{\frac{3 \cdot 10^6}{1382400000}} = 0{,}340 \Rightarrow Y_N = 1$$

$$S_F = \frac{390 \cdot 1}{105{,}676} \cdot 1{,}3 \cdot 1 = 3{,}365[-]$$

Statická únosnost – napětí v dotyku

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_t}}$$

$F_{tmax} = 2 \cdot F_t = 1345{,}999 \cdot 2 = 2691{,}998[\text{N}] \cdot$

$$\sigma_{Hmax} = 332{,}666 \sqrt{\frac{2691{,}998 \cdot 3{,}36}{1345{,}999}} = 862{,}369[\text{MPa}]$$

$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600[\text{MPa}]$

$\sigma_{HPmax} > \sigma_{Hmax}$

Statická bezpečnost – napětí v ohybu

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{Fst}}{\sigma_{Fmax}}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tmax}}{F_t} = 105{,}676 \cdot \frac{2691{,}998}{1345{,}999} = 211{,}352[\text{MPa}]$$

$\sigma_{Fst} = 2{,}5 \cdot \sigma_{Flim} = 2{,}5 \cdot 390 = 975[\text{MPa}]$

$$S_{Fs} = \frac{975}{211{,}352} = 4{,}613[-]$$

5.4 Čelní soukolí

Čelní soukolí složí pro přenos výkonu mezi rovnoběžnými hřídeli. Čelní ozubená kola se rozdělují podle tvaru zubů a to na ozubená kola se zuby přímými, šikmými a šípovými. Menší kolo se nazývá pastorek.

Čelní kola se šikmými zuby mají zuby skloněny o úhel β od směru zubů přímých. Zabírat mohou spolu pouze kola se stejným sklonem zubů β, ale opačným smyslem stoupání šroubovice. Výhodou je postupné zatěžování zubu, což je dáno přenosem síly z jednoho konce zubu k druhému, čímž se snižují rázy. Kola se šikmými zuby větší součinitel záběru zubů, vyznačují se nižším hlukem, než soukolí se zuby přímými. Nevýhodou je vznik axiální síly [2].

5.4.1 Výpočet rozměrů 1. čelního soukolí se šikmými zuby

Pro 1. čelní soukolí volím materiál: Ocel 14220.6 cementovaná kalená

Modul

Dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H.M_{k2}}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1^2 \cdot {\sigma_{Hp}}^2} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

Volené a tabulkové parametry:

Koeficienty a součinitele vyplývají z [5] a [6].

$(b_{wF}/m_n) = \psi_m = 18\ [-]$

$K_A = 1{,}75\ [-]$

$K_{H\beta} = 1{,}6\ [-]$

$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1{,}75 \cdot 1{,}08 = 1{,}89\ [\mathrm{mm}]$

$f_H = 690\ [\mathrm{MPa}]$

$z_1 = 30\ [-]$

$z_2 = I_k \cdot z_1 = 2 \cdot 30 \doteq 60\ [-]$

$\sigma_{Hlim} = 1270[\mathrm{MPa}] \sigma_{Hp} = 0{,}8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0{,}8 \cdot 1270 = 1016\ [\mathrm{MPa}]$

$$m_n = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1{,}89 \cdot 89{,}525}{18 \cdot 25^2 \cdot 1016^2} \cdot \frac{2+1}{2}} = 1{,}929[\mathrm{mm}]$$

Ohyb

$$\mathrm{m_n} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H.\mathrm{M_{k2}}}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{Fp}}} \cdot$$

$\mathrm{f_F} = 18$ [MPa]

$\sigma_{\mathrm{Flim}} = 700$[MPa]

$\sigma_{\mathrm{Hp}} = 0{,}6 \cdot \sigma_{\mathrm{Hlim}} = 0{,}6 \cdot 700 = 420$ [MPa]

$$\mathrm{m_n} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1{,}89 \cdot 89{,}525}{18 \cdot 25 \cdot 420}} = 1{,}735$$

Z konstrukčních důvodů volím modul 3mm

$\mathrm{m}_n = 3$ [mm]

Úhel sklonu zubů volím

$\beta = 15$ [°]

$$\mathrm{m}_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{3}{\cos 15} = 3{,}106 \text{ [mm]}$$

Průměry roztečných kružnic

$\mathrm{d_1} = \mathrm{m}_t \cdot \mathrm{z_1} = 3{,}106 \cdot 30 = 93{,}18$[mm]

$\mathrm{d_2} = \mathrm{m}_t \cdot \mathrm{z_2} = 3{,}106 \cdot 60 = 186{,}36$ [mm]

Výška hlavy

$\mathrm{h_a} = \mathrm{m}_n = 3$ [mm]

Průměry hlavových kružnic

$\mathrm{d_{a1}} = \mathrm{d_1} + 2 \cdot \mathrm{h_a} = 93{,}18 + 2 \cdot 3 = 99{,}18$ [mm]

$\mathrm{d_{a2}} = \mathrm{d_2} + 2 \cdot \mathrm{h_a} = 186{,}36 + 2 \cdot 3 = 192{,}36$ [mm]

Výška paty

$\mathrm{h_f} = 1{,}25 \cdot \mathrm{m_n} = 1{,}25 \cdot 3 = 3{,}75$ [mm]

Průměry patních kružnic

$\mathrm{d_{f1}} = \mathrm{d_1} - 2 \cdot \mathrm{h_f} = 93{,}18 - 2 \cdot 3{,}75 = 85{,}68$[mm]

$\mathrm{d_{f2}} = \mathrm{d_2} - 2 \cdot \mathrm{h_f} = 186{,}36 - 2 \cdot 3{,}75 = 178{,}86$ [mm]

Výška zubu

$\mathrm{h} = \mathrm{h_a} + \mathrm{h_f} = 3 + 3{,}75 = 6{,}75$ [mm]

Šířka zubu

$\mathrm{b} = \psi_m \cdot \mathrm{m}_n = 18 \cdot 3 = 54$[mm]

Úhel záběru zubů

$$\alpha_t = \tan^{-1}\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \tan^{-1}\frac{\tan 20}{\cos 15} = 20{,}647\ [°]$$

Základní kružnice

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 93{,}18 \cdot \cos 20{,}647 = 87{,}195[\text{mm}]$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 186{,}36 \cdot \cos 20{,}647 = 174{,}390\ [\text{mm}]$$

Osová vzdálenost

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{93{,}18 + 186{,}36}{2} = 139{,}762\ [\text{mm}]$$

Rozteč zubů

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9{,}245\ [\text{mm}]$$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{9{,}245}{\cos 15} = 9{,}71\ [\text{mm}]$$

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 9{,}71 \cdot \cos 20{,}647 = 9{,}086\ [\text{mm}]$$

Náhradní soukolí

$$r_{n1} = \frac{r_1}{\cos^2 \beta} = \frac{46{,}59}{\cos^2 15} = 49{,}935\ [\text{mm}]$$

$$r_{n2} = \frac{r_2}{\cos^2 \beta} = \frac{93{,}18}{\cos^2 15} = 99{,}87[\text{mm}]$$

$$a_v = r_{n1} + r_{n2} = 49{,}935 + 99{,}87 = 149{,}805[\text{mm}]$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{{r_{a1}}^2 - {r_{b1}}^2} + \sqrt{{r_{a2}}^2 - {r_{b2}}^2} - a \cdot \sin \alpha}{p_{tb}}$$

$$= \frac{\sqrt{49{,}59^2 - 43{,}5975^2} + \sqrt{96{,}18^2 - 87{,}195^2} - 139{,}762 \cdot \sin 20{,}647}{9{,}086} = 1{,}644[-]$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{p_n} = \frac{54 \cdot \sin 15}{9{,}245} = 1{,}5112[-]$$

Úprava šířky zubů – celočíselný záběr

$$b' = \frac{(3 - \varepsilon_\alpha) \cdot p_n}{\sin \beta} = \frac{(3 - 1{,}644) \cdot 9{,}245}{\sin 15} = 48{,}436[\text{mm}]$$

Volím šířku b´ = 48mm

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{p_n} = \frac{48{,}436 \cdot \sin 15}{9{,}245} = 1{,}356[-]$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3$$

5.4.2 Silové poměry 1. čelního soukolí se šikmými zuby

Tečné síly

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{M_{k2}}{r_1} = \frac{89525}{46,59} = 1921,550[N]$$

Normálová síla

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha \cos\beta} = \frac{1921,550}{\cos 20 \cdot \cos 15} = 2117,006[N]$$

Radiální síla

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta} \cdot \tan\alpha = \frac{1921,550}{\cos 15} \cdot \tan 20 = 724,058[N]$$

Axiální síla

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan\beta = 1921,550 \cdot \tan 15 = 514,878[N]$$

5.4.3 Pevnostní kontrola ozubení

Koeficienty a součinitele vyplývají z [5], [6] a [7].

Únavová únosnost – napětí v dotyku

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_1}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$Z_H = 2,45\ [-]$

$Z_E = 190\ [-]$

$Z_\varepsilon = 0,92\ [-] \sigma_{HO} = 190 \cdot 2,45 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{1921,550}{48,436 \cdot 90} \cdot \frac{2+1}{2}} = 356,953[MPa]$

$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$

$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$

$K_A = 1,75\ [-]$

$K_{H\alpha} = 1\ [-]$

$K_{H\beta} = 1,06\ [-]$

$K_{Hv} = 1,2\ [-]$

$K_H = 1,75 \cdot 1,2 \cdot 1,06 \cdot 1 = 2,226[-]$

$\sigma_H = 356,953 \cdot \sqrt{2,226} = 532,566[MPa]$

Bezpečnost proti vzniku únavového poškození na boku zubu

Koeficienty a součinitele vyplývají z [5] a [7].

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{\sigma_H}(Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v)$$

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}}$$

$$N_{Hlim} = 100 \cdot 10^{6}[\text{cyklů}]$$

$$q_H = 10[-]$$

$$N_k = 60 \cdot L_h \cdot n_2 = 60 \cdot 4000 \cdot 1600 = 384000000\ [\text{cyklů}]$$

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} = \sqrt[10]{\frac{100 \cdot 10^6}{384000000}} = 0{,}87 \Rightarrow Z_N = 1$$

$$Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v = 1[-]$$

$$S_H = \frac{1270 \cdot 1}{532{,}566} \cdot 1 = 2{,}385[-]$$

Únavová únosnost – napětí v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$$

$$K_F = K_H = 2{,}226[-]$$

$$Y_{FS} = 4{,}2\ [-]$$

$$Y_\beta = 0{,}87[-]$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}644} = 0{,}608\ [-]$$

$$\sigma_F = \frac{1921{,}550}{48{,}436 \cdot 3} 2{,}226 \cdot 4{,}2 \cdot 0{,}87 \cdot 0{,}608 = 65{,}397[\text{MPa}]$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N}{\sigma_F} \cdot Y_\delta \cdot Y_x$$

$$Y_x = 1[-]$$

$$P_F = 50\%[-]$$

Y_δ závisí na $\frac{2{,}3}{P_F} = \frac{2{,}3}{0{,}5} = 4{,}6 \Rightarrow Y_\delta = 1{,}2[-]$

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Flim}}{N_k}}$$

$$N_{Flim} = 3 \cdot 10^{6}[\text{cyklů}]$$

$q_F = 6[-]$

$N_k = 60 \cdot L_h \cdot n_2 = 60 \cdot 4000 \cdot 1600 = 384000000$ [cyklů]

$$Y_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} = \sqrt[6]{\frac{3 \cdot 10^6}{384000000}} = 0{,}445 \Rightarrow Y_N = 1$$

$$S_F = \frac{700 \cdot 1}{65{,}397} \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 12{,}845[-]$$

Statická únosnost – napětí v dotyku

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot k_H}{F_t}}$$

$F_{tmax} = 2 \cdot F_t = 1921{,}550 \cdot 2 = 3843{,}1[N] \cdot$

$$\sigma_{Hmax} = 356{,}953 \sqrt{\frac{3843{,}1 \cdot 2{,}226}{1921{,}550}} = 753{,}153[MPa]$$

$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600[MPa]$

$\sigma_{HPmax} > \sigma_{Hmax}$

Statická bezpečnost – napětí v ohybu

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{Fst}}{\sigma_{Fmax}}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tmax}}{F_t} = 65{,}397 \cdot \frac{3843{,}1}{1921{,}550} = 130{,}794[MPa]$$

$\sigma_{Fst} = 2{,}5 \cdot \sigma_{Flim} = 2{,}5 \cdot 700 = 1750[MPa]$

$$S_{Fs} = \frac{1750}{130{,}794} = 13{,}380[-]$$

5.4.4 Výpočet rozměrů 2. čelního soukolí (redukovaného)

Pro 2. čelní soukolí volím materiál:

Ocel 14220 cementovaná kalená

Modul

Dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H . M_{k2}}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1^2 \cdot {\sigma_{Hp}}^2} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

Volené a tabulkové parametry:

Koeficienty a součinitele vyplývají z [5] a [6].

$(b_{wF}/m_n) = \psi_m = 20$ [–]

$K_A = 1{,}75\ [-]$

$K_{H\beta} = 1{,}08\ [-]$

$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1{,}75 \cdot 1{,}08 = 1{,}89\ [\text{mm}]$

$\mathrm{f_H} = 690\ [\text{MPa}]$

$\mathrm{z_1} = 18[-]$

$\mathrm{z_2} = I_k \cdot z_1 = 4 \cdot 18 \doteq 72\ [-]$

$\sigma_{\mathrm{Hlim}} = 1270[\text{MPa}]$

$\sigma_{\mathrm{Hp}} = 0{,}8 \cdot \sigma_{\mathrm{Hlim}} = 0{,}8 \cdot 1270 = 1016\ [\text{MPa}]$

$$\mathrm{m_n} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1{,}89 \cdot 89{,}525}{20 \cdot 18^2 \cdot 1016^2} \cdot \frac{4+1}{4}} = 2{,}182[\text{mm}]$$

Ohyb

$$\mathrm{m_n} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H.\mathrm{M_{k2}}}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{Fp}}}$$

$\mathrm{f_F} = 18\ [\text{MPa}]$

$\sigma_{\mathrm{Flim}} = 700[\text{MPa}]$

$\sigma_{\mathrm{Hp}} = 0{,}6 \cdot \sigma_{\mathrm{Hlim}} = 0{,}6 \cdot 700 = 420\ [\text{MPa}]$

$$\mathrm{m_n} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1{,}89 \cdot 89{,}525}{20 \cdot 18 \cdot 420}} = 1{,}869[mm]$$

Modul volím

$\mathrm{m} = 3\ [\text{mm}]$

Úhel sklonu zubů volím

$\beta = 15\ [°]$

$$\mathrm{m}_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{3}{\cos 15} = 3{,}106\ [\text{mm}]$$

Průměry roztečných kružnic

$\mathrm{d_1} = \mathrm{m}_t \cdot \mathrm{z_1} = 3{,}106 \cdot 18 = 55{,}908\ [\text{mm}]$

$\mathrm{d_2} = \mathrm{m}_t \cdot \mathrm{z_2} = 3{,}106 \cdot 72 = 223{,}632\ [\text{mm}]$

Výška hlavy

$\mathrm{h_a} = \mathrm{m} = 3\ [\text{mm}]$

Průměry hlavových kružnic

$\mathrm{d_{a1}} = \mathrm{d_1} + 2 \cdot \mathrm{h_a} = 55{,}908 + 2 \cdot 3 = 61{,}908\ [\text{mm}]$

$\mathrm{d_{a2}} = \mathrm{d_2} + 2 \cdot \mathrm{h_a} = 223{,}632 + 2 \cdot 3 = 229{,}632[\text{mm}]$

Výška paty

$$h_f = 1{,}25 \cdot m_e = 1{,}25 \cdot 3 = 3{,}75 \text{ [mm]}$$

Průměry patních kružnic

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 55{,}908 - 2 \cdot 3{,}75 = 48{,}408 \text{[mm]}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 223{,}632 - 2 \cdot 3{,}75 = 216{,}132 \text{ [mm]}$$

Výška zubu

$$h = h_a + h_f = 3 + 3{,}75 = 6{,}75 \text{ [mm]}$$

Šířka zubu

$$b = \psi_m \cdot m_n = 20 \cdot 3 = 60 \text{ [mm]}$$

Úhel záběru zubů

$$\alpha_t = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \tan^{-1} \frac{\tan 20}{\cos 15} = 20{,}647 \text{ [°]}$$

Základní kružnice

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 55{,}908 \cdot \cos 20{,}647 = 52{,}317 \text{[mm]}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 223{,}632 \cdot \cos 20{,}647 = 209{,}268 \text{[mm]}$$

Osová vzdálenost

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{55{,}908 \ + 223{,}632}{2} = 139{,}762 \text{ [mm]}$$

Jelikož mi navržená osová vzdálenost vyšla pro obě soukolí stejná, není třeba soukolí korigovat.

Rozteč zubů

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9{,}245 \text{ [mm]}$$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{9{,}245}{\cos 15} = 9{,}71 \text{ [mm]}$$

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 9{,}71 \cdot \cos 20{,}647 = 9{,}086 \text{ [mm]}$$

Náhradní soukolí

$$r_{n1} = \frac{r_1}{\cos^2 \beta} = \frac{27{,}954}{\cos^2 15} = 29{,}961 \text{ [mm]}$$

$$r_{n2} = \frac{r_2}{\cos^2 \beta} = \frac{111{,}816}{\cos^2 15} = 119{,}844 \text{[mm]}$$

$$a_v = r_{n1} + r_{n2} = 49{,}935 + 99{,}87 = 149{,}805 \text{[mm]}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{{r_{a1}}^2 - {r_{b1}}^2} + \sqrt{{r_{a2}}^2 - {r_{b2}}^2} - a \cdot \sin \alpha}{p_{tb}}$$

$$= \frac{\sqrt{30{,}954^2 - 26{,}1585^2} + \sqrt{114{,}816^2 - 104{,}634^2} - 139{,}762 \cdot \sin 20{,}647}{9{,}086}$$

$$= 1{,}600[-]$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin\beta}{p_n} = \frac{60 \cdot \sin 15}{9{,}245} = 1{,}680[-]$$

Úprava šířky zubů – celočíselný záběr

$$\mathrm{b}' = \frac{(3 - \varepsilon_\alpha) \cdot p_n}{\sin\beta} = \frac{(3 - 1{,}6) \cdot 9{,}245}{\sin 15} = 50{,}007[\mathrm{mm}]$$

Volím šířku b´ = 50mm

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin\beta}{p_n} = \frac{50 \cdot \sin 15}{9{,}245} = 1{,}400[-]$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3[-]$$

5.4.5 Silové poměry 2. čelního soukolí

Tečné síly

$$\mathrm{F_{t1}} = \mathrm{F_{t2}} = \frac{\mathrm{M_{k2}}}{\mathrm{r_1}} = \frac{89525}{27{,}954} = 3202{,}583[\mathrm{N}]$$

Normálová síla

$$\mathrm{F_{n1}} = \mathrm{F_{n2}} = \frac{\mathrm{F_{t1}}}{\cos\alpha \cos\beta} = \frac{3202{,}583}{\cos 20 \cdot \cos 15} = 3528{,}343[\mathrm{N}]$$

Radiální síla

$$\mathrm{F_{r1}} = \frac{\mathrm{F_{t1}}}{\cos\beta} \cdot \tan\alpha = \frac{3202{,}583}{\cos 15} \cdot \tan 20 = 1206{,}764[\mathrm{N}]$$

Axiální síla

$$\mathrm{F_{a1}} = \mathrm{F_{t1}} \cdot \tan\beta = 3202{,}583 \cdot \tan 15 = 858{,}130[\mathrm{N}]$$

5.4.6 Pevnostní kontrola ozubení

Koeficienty a součinitele vyplývají z [5], [6] a [7].

Únavová únosnost – napětí v dotyku

$$\sigma_{\mathrm{HO}} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_1}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$\mathrm{Z_H} = 2{,}45\ [-]$

$\mathrm{Z_E} = 190\ [-]$

$\mathrm{Z_\varepsilon} = 0{,}92\ [-]$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2{,}45 \cdot 0{,}92 \cdot \sqrt{\frac{3202{,}583}{50 \cdot 90} \cdot \frac{4+1}{4}} = 403{,}930[\text{MPa}]$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$$

$$K_A = 1{,}75\ [-]$$

$$K_{H\alpha} = 1\ [-]$$

$$K_{H\beta} = 1{,}06\ [-]$$

$$K_v = 1{,}2\ [-]$$

$$K_H = 1{,}75 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}06 \cdot 1 = 2{,}226[-]$$

$$\sigma_H = 403{,}930 \cdot \sqrt{2{,}226} = 602{,}655[\text{MPa}]$$

Bezpečnost proti vzniku únavového poškození na boku zubu

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{\sigma_H}(Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v)$$

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}}$$

$$N_{Hlim} = 100 \cdot 10^{\,6}[\text{cyklů}]$$

$$q_H = 10[-]$$

$$N_k = 60 \cdot L_h \cdot n_2 = 60 \cdot 4000 \cdot 1600 = 384000000\ [\text{cyklů}]$$

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} = \sqrt[10]{\frac{100 \cdot 10^6}{384000000}} = 0{,}87 \Rightarrow Z_N = 1$$

$$Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v = 1[-]$$

$$S_H = \frac{1270 \cdot 1}{602{,}655} \cdot 1 = 2{,}107[-]$$

Únavová únosnost – napětí v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$$

$$K_F = K_H = 2{,}226[-]$$

$$Y_{FS} = 4{,}2\ [-]$$

$$Y_\beta = 0{,}87\ [-]$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}600} = 0{,}625\ [-]$$

$$\sigma_F = \frac{3202{,}583}{50 \cdot 3} 2{,}226 \cdot 4{,}2 \cdot 0{,}87 \cdot 0{,}625 = 108{,}538[\text{MPa}]$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N}{\sigma_F} \cdot Y_\delta \cdot Y_x$$

$$Y_x = 1[-]$$

$$P_{fn} = 50\%[-]$$

$$Y_\delta \text{ závisí na } \frac{2,3}{P_F} = \frac{2,3}{0,5} = 4,6 \Rightarrow Y_\delta = 1,2[-]$$

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Flim}}{N_k}}$$

$$N_{Flim} = 3 \cdot 10^{\,6}[\text{cyklů}]$$

$$q_F = 6[-]$$

$$N_k = 60 \cdot L_h \cdot n_2 = 60 \cdot 4000 \cdot 1600 = 384000000 \text{ [cyklů]}$$

$$Y_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} = \sqrt[6]{\frac{3 \cdot 10^6}{384000000}} = 0,445 \Rightarrow Y_N = 1$$

$$S_F = \frac{700 \cdot 1}{108,538} \cdot 1,2 \cdot 1 = 7,739[-]$$

Statická únosnost – napětí v dotyku

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot k_H}{F_t}}$$

$$F_{tmX} = 2 \cdot F_t = 3202,583 \cdot 2 = 6405,166[\text{N}] \cdot$$

$$\sigma_{Hmax} = 403,930 \sqrt{\frac{6405,166 \cdot 2,226}{3202,583}} = 852,283[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax} > \sigma_{Hmax}$$

Statická bezpečnost – napětí v ohybu

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{Fst}}{\sigma_{Fmax}}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tmax}}{F_t} = 108,538 \cdot \frac{6405,166}{3202,583} = 217,076[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fst} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 2,5 \cdot 700 = 1750[\text{MPa}]$$

$$S_{Fs} = \frac{1750}{217,076} = 8,062[-]$$

5.5 Řetězové převody

Řetězové převody se skládají ze dvou řetězových kol a řetězu, ozubení řetězových kol je dáno články řetězu, které zapadají do zubových mezer. Řetězové převody tedy patří mezi převody s tvarovou vazbou, díky které mají téměř konstantní převodový poměr, oproti řemenovým převodům. Další výhodou je malé předpětí řetězu, nedochází tedy k takovému namáhání hřídelů. Tyto převody mohou pracovat i ve špatných podmínkách, například prašném, vlhkém prostředí nebo prostředí se zvýšenou teplotou. Nejčastěji se používají válečkové a ozubené řetězy.

Válečkové řetězy jsou tvořeny ocelovými pásky, které jsou spojené pomocí nalisovaných pouzder, na kterých jsou válečky. Díky vnějšímu válečku se smykové tření mění na rotační, čímž se snižuje opotřebení. Spojení řetězu se provádí pomocí spojovacího článku. Počet článků řetězu je zpravidla sudý [2].

5.5.1 Výpočet řetězového převodu

Diagramový výkon

$$P_D = \frac{P}{\kappa \cdot \mu \cdot \varphi}$$

Volené a tabulkové parametry:

Koeficienty a součinitele vyplývají z [3]

$\mu = 1[-]$

$Y = 2\ [-]$

$y = 0{,}73\ [-]$

$\kappa_1 = 0{,}82\ [-]$

$\kappa = y \cdot \kappa_1 = 0{,}82 \cdot 0{,}73 = 0{,}599[-]$

$\varphi = 1\ [-]$

$$P_D = \frac{15}{0{,}599 \cdot 1 \cdot 1} = 25{,}042\ [\mathrm{kW}]$$

Dle diagramového obrázek P6 výkonu a otáček volím řetěz 16B dvouřadý

Rozměry pro řetěz 16B

$p = 25{,}40\ [\mathrm{mm}]$ rozteč

Počty zubů

$z_1 = 17\ [-]$

$z_2 = z_1 \cdot I_{ř} = 2 \cdot 17 = 34\ [-]$

Předběžná osová vzdálenost v závislosti na souřadnicích výstupu: $a = 800\ [\mathrm{mm}]$

Průměry roztečných kružnic

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{25{,}40}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)} = 138{,}232\ [\text{mm}]$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{25{,}40}{\sin\left(\frac{180}{34}\right)} = 275{,}284\ [\text{mm}]$$

Úhly opásání

$$\frac{\beta}{2} = \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a}\right) = \arcsin\left(\frac{275{,}284 - 138{,}232}{2 \cdot 800}\right) = 4{,}914[°]$$

$$\alpha_1 = 180 - \beta = 180 - 9{,}828 = 170{,}172[°]$$

$$\alpha_2 = 180 + \beta = 180 + 9{,}828 = 189{,}828[°]$$

Délka řetězu

$$L = \frac{d_1}{2} \cdot \alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180} + \frac{d_2}{2} \cdot \alpha_2 \cdot \frac{\pi}{180} + 2 \cdot a \cdot \cos\frac{\beta}{2} =$$

$$= \frac{138{,}232}{2} \cdot 170{,}172 \cdot \frac{\pi}{180} + \frac{275{,}284}{2} \cdot 189{,}828 \cdot \frac{\pi}{180} + 2 \cdot 800 \cdot \cos 4{,}914 = 2255{,}427[\text{mm}]$$

Počet článků řetězu

$$j = \frac{L}{p} = \frac{2255{,}427}{25{,}40} = 88{,}796\ [-]$$

Volím sudý počet článků $j = 88\ [-]$

Osová vzdálenost

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left(j - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(j - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_1 - z_2}{\pi} \right)^2} \right) =$$

$$a = \frac{25{,}40}{4} \cdot \left(88 - \frac{17 + 34}{2} + \sqrt{\left(88 - \frac{17 + 34}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{17 - 34}{\pi} \right)^2} \right)$$

$$= 790{,}764\ [\text{mm}]$$

5.5.2 Silové poměry a kontrola řetězu

$\lambda_1 = 0{,}93\ [-]$

$\lambda = \lambda_1 \cdot y = 0{,}93 \cdot 0{,}73 = 0{,}679\ [-]$

$p = 18{,}15[\text{MPa}]$

Obvodová rychlost

Pro neredukovaný převod

$$v_1 = \omega_1 \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{400}{60} \cdot 0{,}0691 = 2{,}895[ms^{-1}]$$

Obvodová rychlost je menší než 7ms^{-1}, můžeme zanedbat odstředivou sílu

Obvodová síla od Mk

Pro redukovaný M_k, protože je větší.

$$F_1 = \frac{P}{v} = \frac{15000}{2{,}895} = 5181{,}347[N] \approx F_{vRh}$$

Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} = \frac{124000}{5181{,}347} = 23{,}932[-] > 7 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Dynamická bezpečnost

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t \cdot Y} = \frac{124000}{5181{,}347 \cdot 2} = 11{,}966[-] > 5 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Tlak v kloubech

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{5181{,}347}{421} = 12{,}307[-]$$

$$p_D = p \cdot \lambda = 18{,}15 \cdot 0{,}679 = 12{,}324[MPa]$$

$$p_D > p_p \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Rozložení sil

Úhel sklonu řetězu

$$\delta = 45°$$

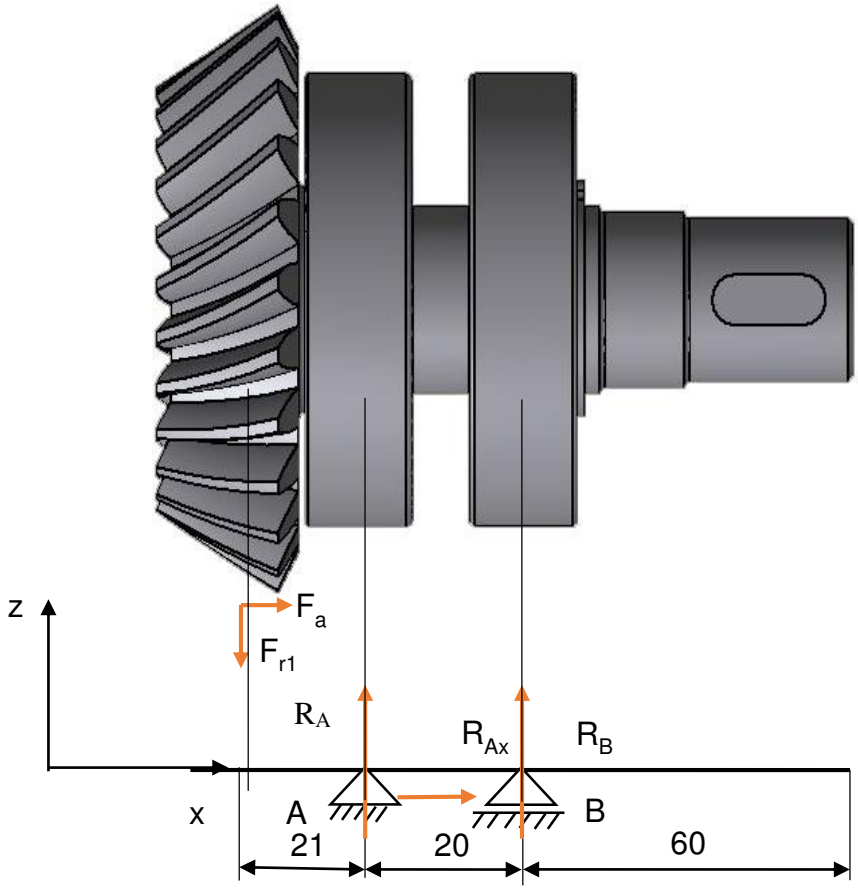
$$F_{vRhx} = F_{vRh} \cdot \cos\delta = 5181{,}347 \cdot \cos 45 = 3663{,}765[N]$$

$$F_{vRhz} = F_{vRh} \cdot \sin\delta = 5181{,}347 \cdot \sin 45 = 3663{,}765\ [N]$$

5.6 Hřídele

Hřídele jsou strojní součásti, které jsou součástí téměř každého strojního zařízení. Slouží k přenosu výkonu, při rotačním pohybu, nejčastěji z ozubených a řetězových kol, řemenic atd. Pro připojení těchto součástí jsou hřídele opatřeny konstrukčními prvky, jako jsou drážky pro pera, drážkování, osazení, zápichy a jiné. Všechny tyto vruby ovlivňují mez únavy skutečné součásti. Nejčastější zatížení hřídelí za provozu je krutem, ohybem popřípadě smykem [2].

5.6.1 Výpočet 1. hřídele



Obr. 12 Schéma reakcí 1. hřídele v rovině xz

$$x:\ R_{Ax} + F_{a1} = 0$$

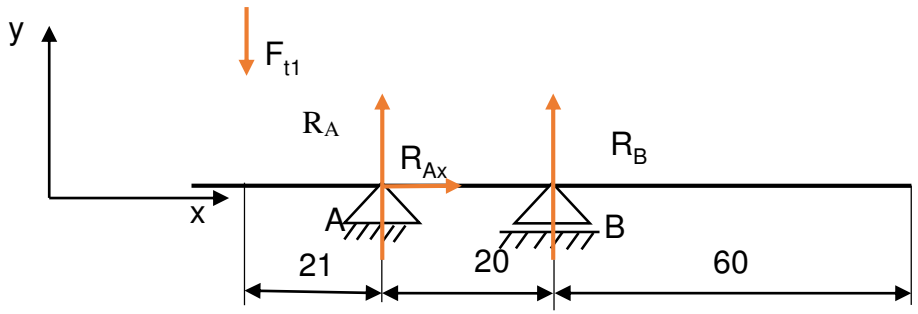
$$z:\ R_{Az} + R_B - F_{r1} = 0$$

$$M_B:\ F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} - F_r \cdot 41 - R_{Az} \cdot 20 = 0$$

$$R_{Az} = \frac{F_{r1} \cdot 41 - F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2}}{20} = -840{,}178\ [N]$$

$$R_{Bz} = F_{r1} - R_{Az} = 1030{,}722 [N]$$

$$R_{Ax} = F_{a2k} = [N]$$



Obr. 13 Schéma reakcí prvního hřídele v rovině xy

$$y:\ R_{Ay} + R_{Bz} - F_{t1} = 0$$

$$M_B:\ F_{t1} \cdot 41 - R_{Ay} \cdot 20 = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{t1} \cdot 41}{20} = 2759{,}298[N]$$

$$R_{By} = F_{t1} - R_{Ay} = 1413{,}300[N]$$

VSÚ

Rovina xz

$$T_I = -F_{r1}$$

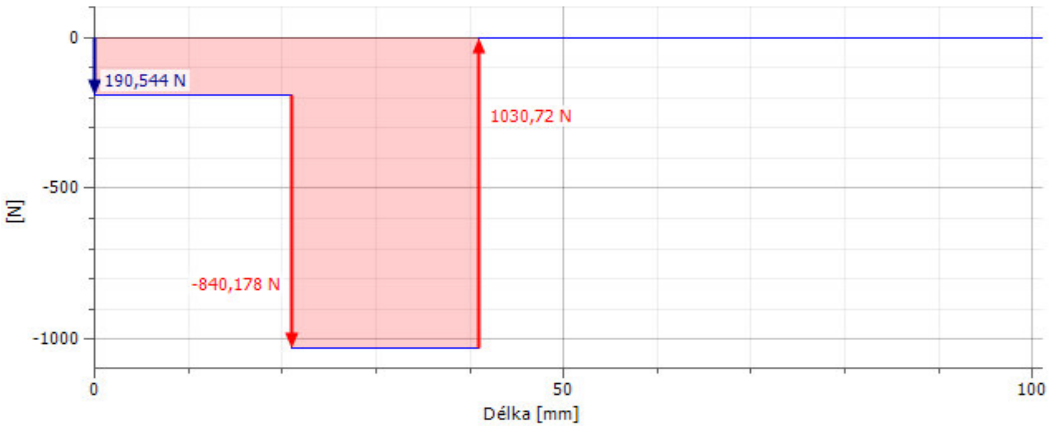
$$M_I = F_{r1} \cdot x + F_{a1} \cdot \frac{d}{2}$$

$$T_{II} = R_{Az} - F_{r1}$$

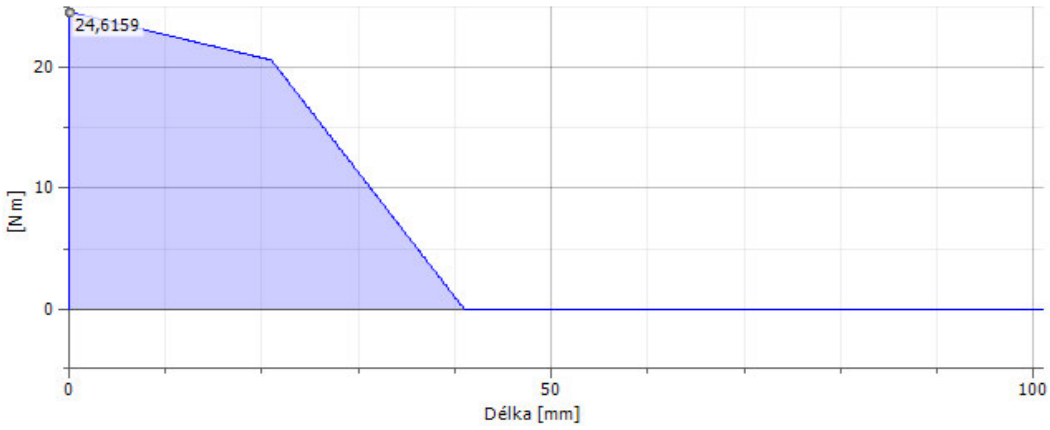
$$M_{II} = R_{Az} \cdot (x - 21) - F_{r1} \cdot x + F_{a1} \cdot \frac{d}{2}$$

$$T_{III} = R_{Az} + R_{Bz} - F_{r1}$$

$$M_{II} = R_{Az} \cdot (x - 21) + R_{Bz} \cdot (x - 41) - F_{r1} \cdot x + F_{a1} \cdot \frac{d}{2}$$



Obr. 14 Průběh smykové síly 1. hřídele v rovině xz



Obr. 15 Průběh ohybového momentu 1. hřídele v rovině xz

Rovina xy

$T_I = F_{t1}$

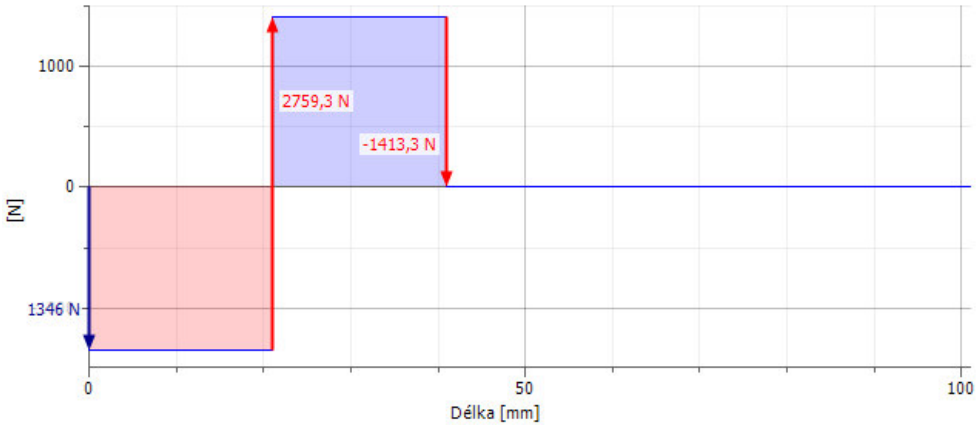
$M_I = F_{t1} \cdot x$

$T_{II} = R_{Ay} - F_{t1}$

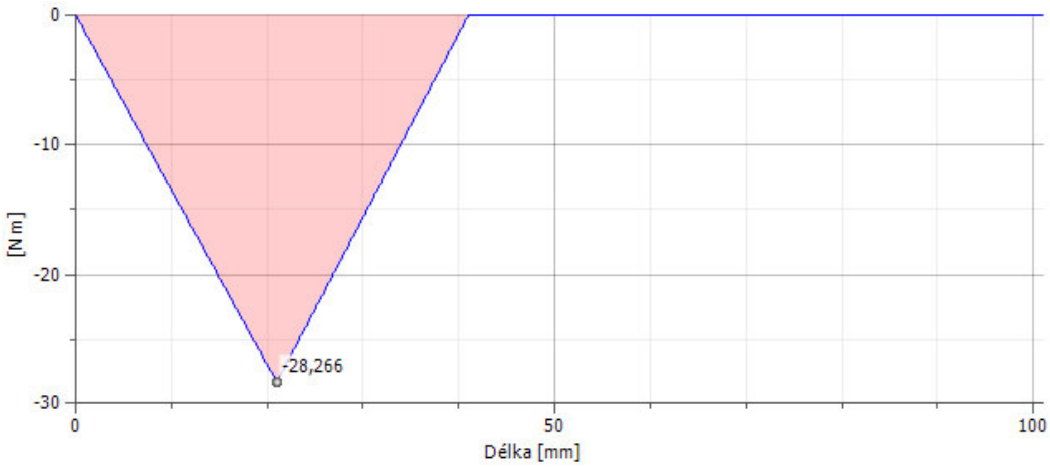
$M_{II} = R_{Ay} \cdot (x - 21) - F_{t1} \cdot x$

$T_{III} = R_{Ay} + R_{By} - F_{t1}$

$M_{II} = R_{Ay} \cdot (x - 21) + R_{By} \cdot (x - 41) - F_t \cdot x$



Obr. 16 Průběh smykové síly 1. hřídele v rovině xy



Obr. 17 Průběh smykové síly 1. hřídele v rovině xy

Maximální ohybový moment

$$M_{ozmax} = F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} = 24{,}616[\mathrm{Nm}]$$

$$M_{oymax} = F_{t1} \cdot 21 = 28{,}266[\mathrm{Nm}]$$

$$M_{omax1} = \sqrt{M_{ozmax}{}^2 + M_{oymax}{}^2} = 37{,}482[\mathrm{Nm}]$$

5.6.2 Pevnostní kontrola 1. hřídel

Koeficienty a součinitele vyplývají z [3]

Výpočet minimálního průměru hřídele s ohledem na ohyb

Materiál pastorku je 12051.6

Mez pevnosti v tahu:

$R_m = 640$ [MPa]

Mez kluzu:

$R_e = 390$ [MPa]

Mez únavy materiálu pro ohyb

$\sigma_{co} = 0{,}43 \cdot R_m = 0{,}43 \cdot 640 = 275{,}2$ [MPa]

Mez kluzu pro krut

$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{390}{\sqrt{3}} = 225{,}167 \text{ [MPa]}$$

Hřídele jsou počítány v závislosti na největších napětích v krutu a v ohybu, v místě nejvíce namáhaného vrubu.

Určení průměru hřídele dle hypotézy HMH

$$d_1 \geq \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot {M_{omax}}^2 + 3^2 \cdot 16^2 \cdot M_k}{\pi^2 \cdot {\sigma_{co}}^2}} = \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot 37482 + 3^2 \cdot 16^2 \cdot 49736}{\pi^2 \cdot 275{,}2^2}}$$

$$= 14{,}029 \text{[mm]}$$

Výška drážky pro pero pro průměry 22-30 mm je 4,1 mm. Nejmenší průměr hřídele v místě pera volím 21,9 mm. Průměr hřídele v místě ložisek je 30mm.

Kontrola na ohyb:

Mez únavy v ohybu:

$$\sigma_c^* = \frac{0{,}43 \cdot R_m \cdot \nu_2 \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + \mathrm{q} \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

Vrubové součinitele hledané v grafech:

$q_1 = 0{,}70$ [−]

$q_2 = 0{,}66$ [−]

$\nu_2 = 1$ [−]

$\eta = 0{,}87$ [−]

$\alpha = 1{,}69$ [−]

$$q = \frac{1}{2} \cdot (0{,}70 + 0{,}66) = 0{,}68\ [-]$$

$$\beta = 1 + 0{,}68 \cdot (1{,}69 - 1) = 1{,}469\ [-]$$

$$\sigma_c^* = \frac{0{,}43 \cdot 640 \cdot 1 \cdot 0{,}87}{1{,}469} = 162{,}984\ [\text{MPa}]$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{omax1}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{omax1}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 37482}{\pi \cdot 30^3} = 14{,}140[\text{MPa}]$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{o1}} = \frac{162{,}984}{14{,}140} = 11{,}526[-]$$

Kontrola na krut:

Napětí v krutu:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k1} \cdot}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 49736}{\pi \cdot 21{,}9^3} = 24{,}116[\text{MPa}]$$

Bezpečnost v krutu

$$k_{\tau 1} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_{k1}} = \frac{225{,}167}{24{,}116} = 9{,}337[-]$$

Celková bezpečnost

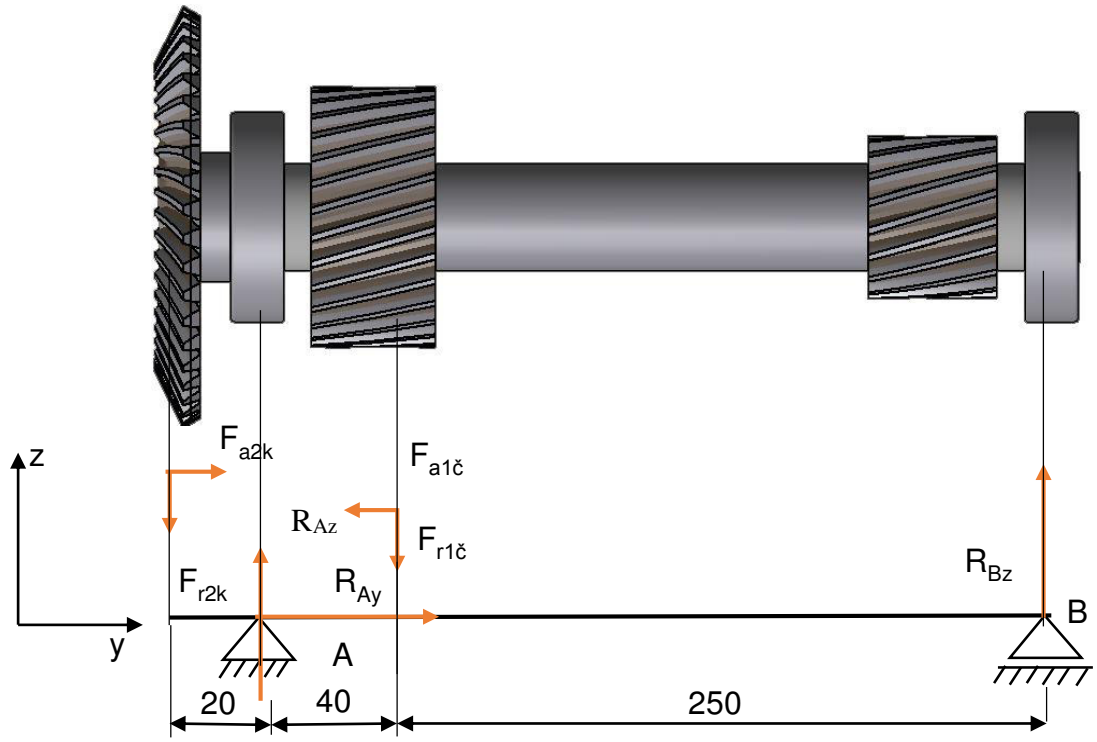
$$\mathrm{k_{d1}} = \sqrt{\frac{{k_{\sigma 1}}^2 \cdot {k_{\tau 1}}^2}{{k_{\sigma 1}}^2 + {k_{\tau 1}}^2}} = \sqrt{\frac{11{,}526^2 \cdot 9{,}337^2}{11{,}526^2 + 9{,}337^2}} = 7{,}255[-]$$

Bezpečnost vychází větší z důvodu lepšího materiálu pastorku voleného s ohledem na ozubení.

5.6.3 Výpočet 2. hřídele

Záběr 1. soukolí

Reakce



Obr. 18 Schéma reakcí 2. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí

$$y:\ R_{Ay} + F_{a2k} - F_{a1č} = 0$$

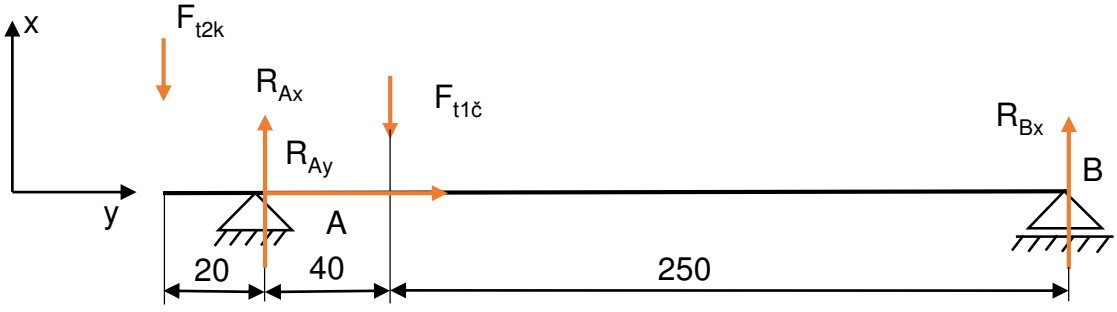
$$z:\ R_{Az} + R_{Bz} - F_{r2k} - F_{r1č} = 0$$

$$M_A:\ F_{a2k} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2k} \cdot 20 - R_{Bz} \cdot 290 + F_{r1č} \cdot 40 - F_{a1č} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{a2k} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2k} \cdot 20 + F_{r1č} \cdot 40 - F_{a1č} \cdot \frac{d_1}{2}}{290} = 14{,}911[\mathrm{N}]$$

$$R_{Az} = -R_B + F_{r2} + F_{r1č} = 1373{,}244\ [\mathrm{N}]$$

$$R_{Ay} = F_{a1č} - F_{a2k} = [\mathrm{N}]$$



Obr. 19 Schéma reakcí 2. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí

$$x:\ R_{Ax} + R_{Bx} - F_{t2k} - F_{t1č} = 0$$

$$M_A:\ F_{t2} \cdot 20 + R_{Bx} \cdot 250 - F_{t1č} \cdot 90 = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1č} \cdot 40 - F_{t2} \cdot 20}{290} = 172{,}214\ [N]$$

$$R_{Ax} = -R_{Bx} + F_{t2} + F_{t1č} = 3095{,}335[N]$$

VSÚ

Rovina yz

$$T_I = -F_{r2}$$

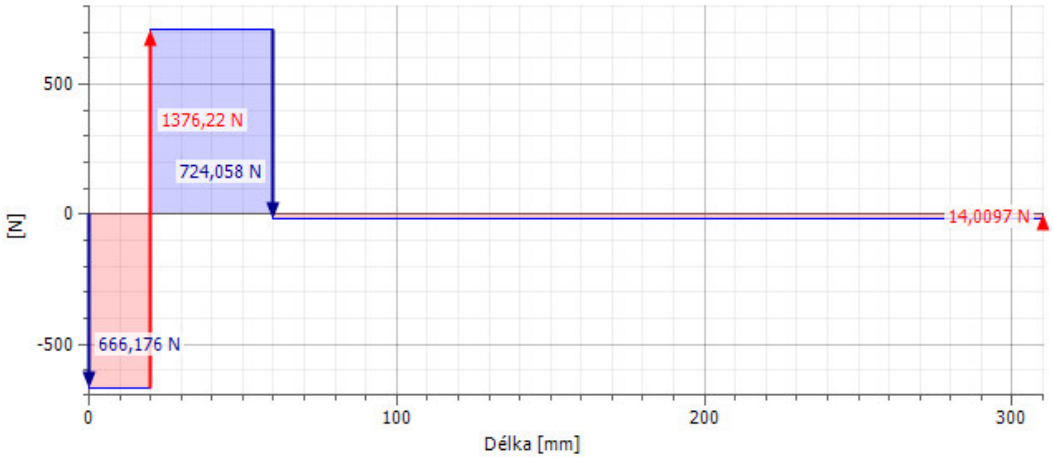
$$M_I = F_{a2k} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2} \cdot y$$

$$T_{II} = R_{Az} - F_{r2}$$

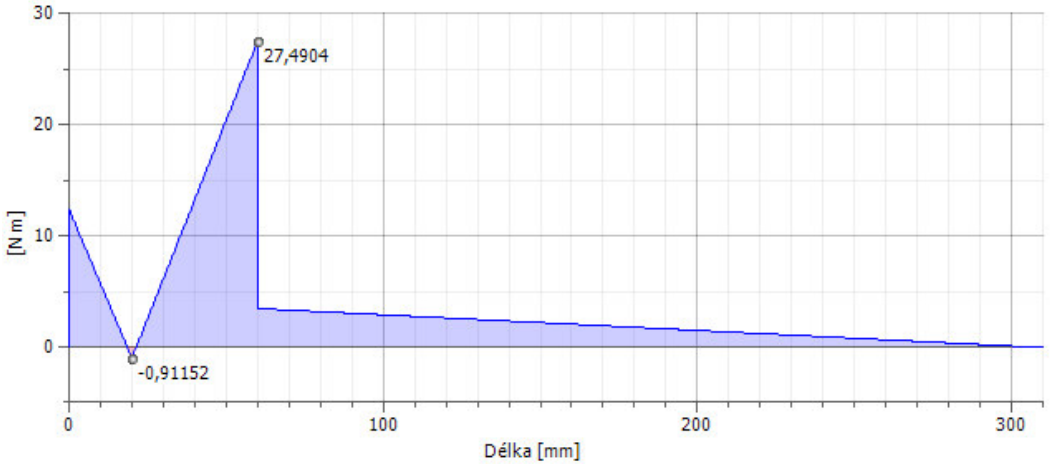
$$M_{II} = F_{a2k} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{Az} \cdot (y - 20) - F_{r2} \cdot y$$

$$T_{III} = R_{Az} - F_{r2} - F_{r1č}$$

$$M_{III} = R_{Az} \cdot (y - 20) - F_{r2} \cdot y - F_{r1č} \cdot (y - 40) + F_{a2k} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{a1č} \cdot \frac{d_1}{2}$$



Obr. 20 Průběh smykové síly 2. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí



Obr. 21 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí

Rovina yx

$T_I = -F_{t2}$

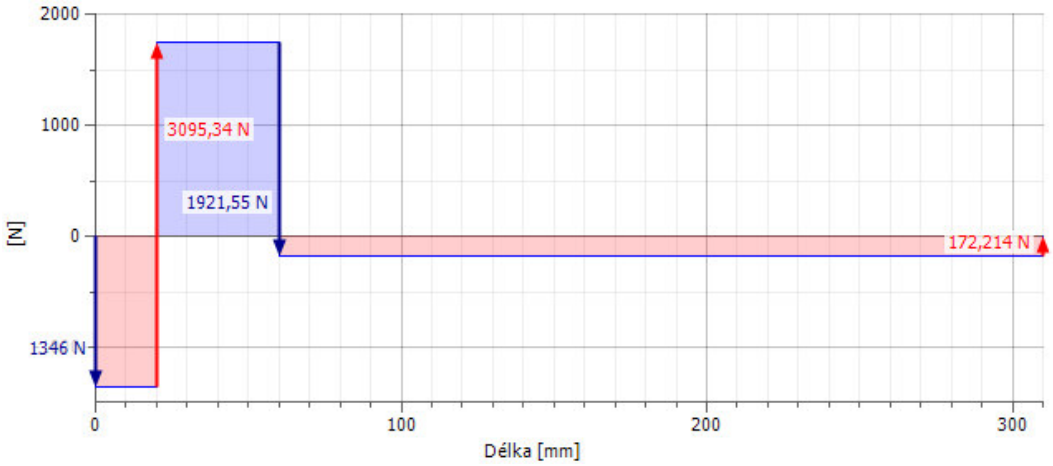
$M_I = -F_{t2} \cdot y$

$T_{II} = R_{Ay} - F_{t2}$

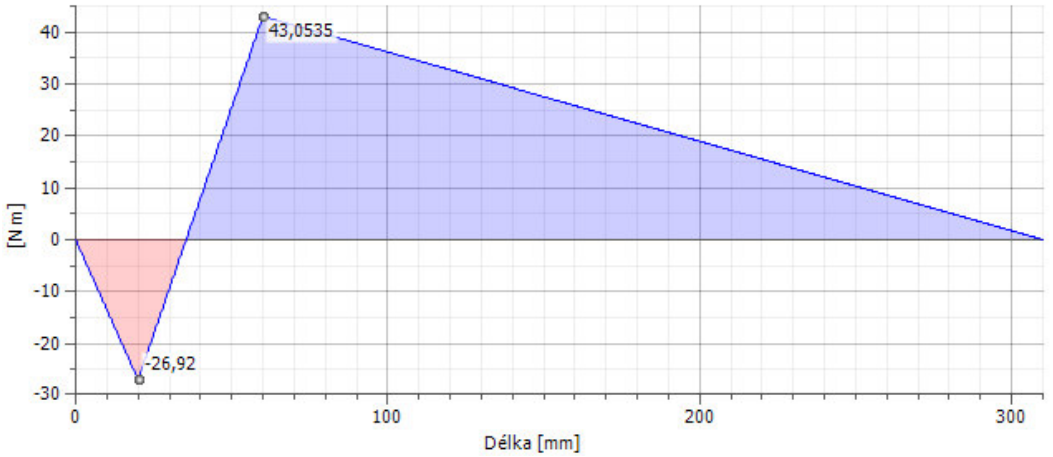
$M_{II} = R_{Ay} \cdot (y - 20) - F_{t2} \cdot y$

$T_{III} = R_{Ay} - F_{t2} - F_{t1č}$

$M_{III} = R_{Ay} \cdot (y - 20) - F_{t2} \cdot y - F_{t1č} \cdot (y - 60)$



Obr. 22 Průběh smykové síly 2. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí



Obr. 23 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí

Maximální ohybový moment

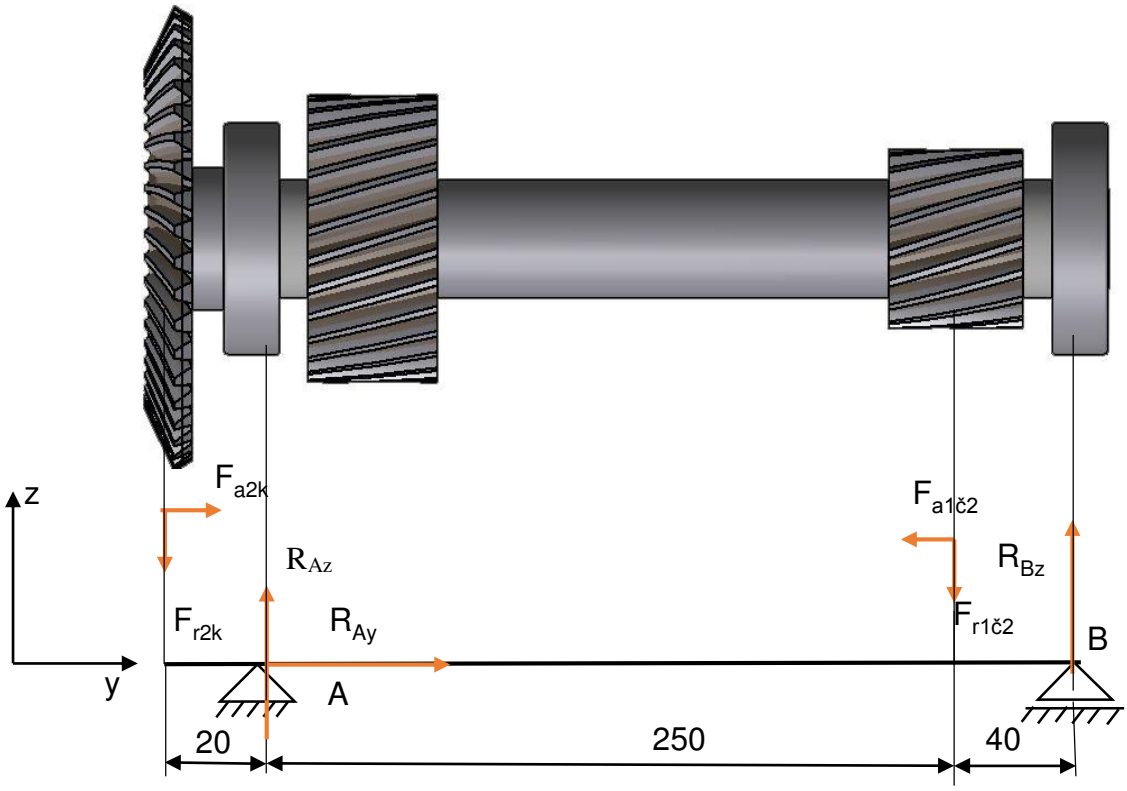
$$M_{ozmax} = F_{a2k} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{Az} \cdot (60 - 20) - F_{r2} \cdot 60 = 27{,}491\ [\mathrm{Nm}]$$

$$M_{oymax} = R_{Ax} \cdot (60 - 20) - F_{t2} \cdot 60 = 43{,}054 [\mathrm{Nm}]$$

$$M_{omax2} = \sqrt{M_{ozmax}{}^2 + M_{oymax}{}^2} = 51{,}082 [\mathrm{Nm}]$$

Záběr 2. soukolí

Reakce



Obr. 24 Schéma reakcí 2. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí

$$y:\ R_{Ay} + F_{a2k} - F_{a1č2} = 0$$

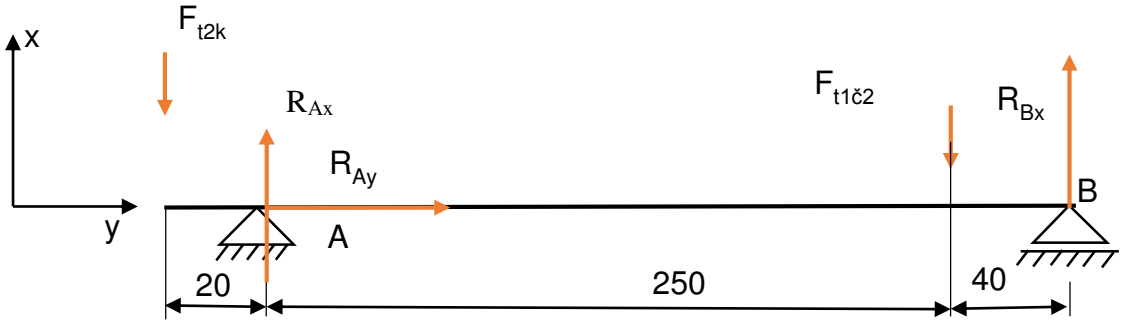
$$z:\ R_{Az} + R_{Bz} - F_{r2k} - F_{r1č2} = 0$$

$$M_A:\ F_{a2k} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2k} \cdot 20 - R_{Bz} \cdot 290 + F_{r1č} \cdot 250 - F_{a1č} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{a2k} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2k} \cdot 20 - F_{r1č2} \cdot 250 + F_{a1č2} \cdot \frac{d_1}{2}}{290} = 955{,}355\ [N]$$

$$R_{Az} = -R_B + F_{r2} + F_{r1č2} = 917{,}585[N]$$

$$R_{Ay} = F_{a1č2} - F_{a2k} = [N]$$



Obr. 25 Schéma reakcí 2. hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí

$$x:\ R_{Ax} + R_{Bx} - F_{t2k} - F_{t1č2} = 0$$

$$M_A:\ F_{t2} \cdot 20 + R_{Bx} \cdot 250 - F_{t1č2} \cdot 160 = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1č2} \cdot 250 - F_{t2} \cdot 20}{290} = 2668{,}020\ [N]$$

$$R_{Ax} = -R_{Bx} + F_{t2} + F_{t1č} = 1880{,}562\ [N]$$

VSÚ

Rovina yz

$$T_I = -F_{r2}$$

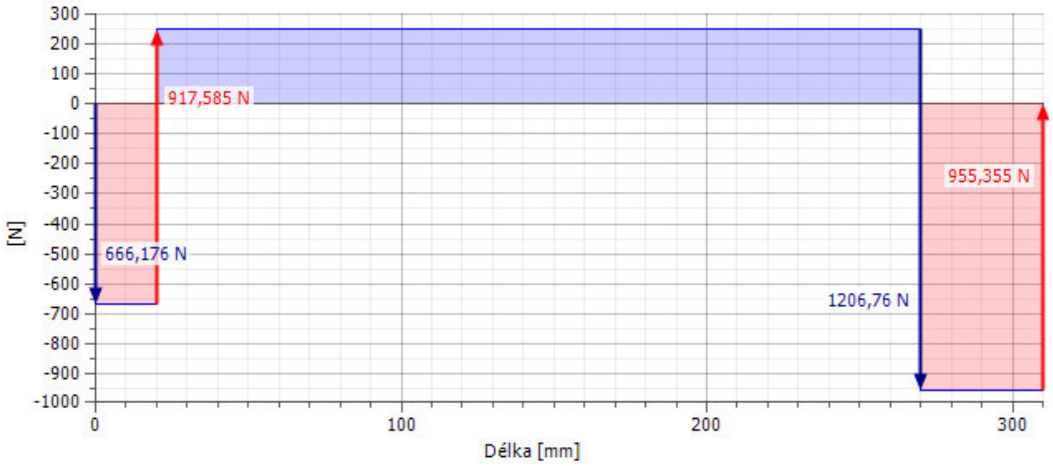
$$M_I = F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2} \cdot y$$

$$T_{II} = R_{Az} - F_{r2}$$

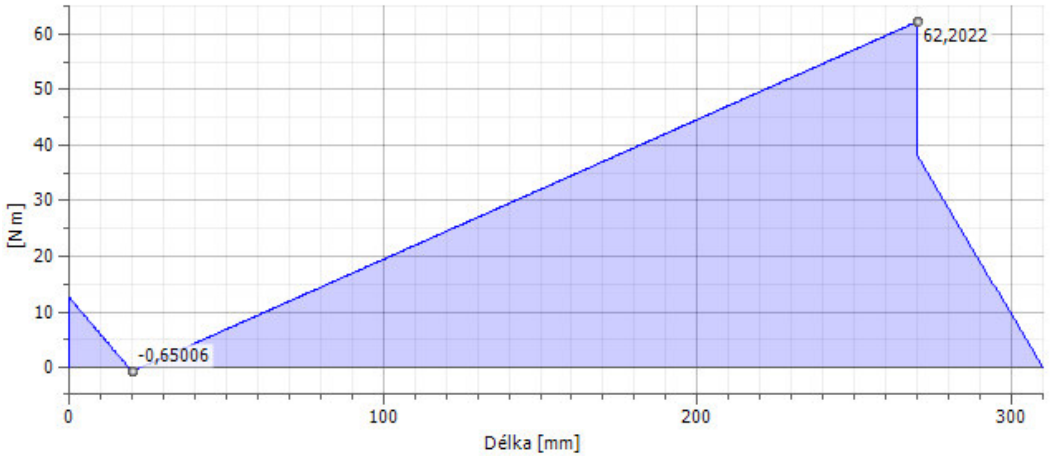
$$M_{II} = F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{Az} \cdot (y - 20) - F_{r2} \cdot y$$

$$T_{III} = R_{Az} - F_{r2} - F_{r1č2}$$

$$M_{III} = R_{Az} \cdot (y - 20) - F_{r2} \cdot y - F_{r1č2} \cdot (y - 250) + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{a1č2} \cdot \frac{d_1}{2}$$



Obr. 26 Průběh smykové síly 2. hřídele v rovině yz pro záběr2. soukolí



Obr. 27 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí

Rovina yx

$T_I = -F_{t2}$

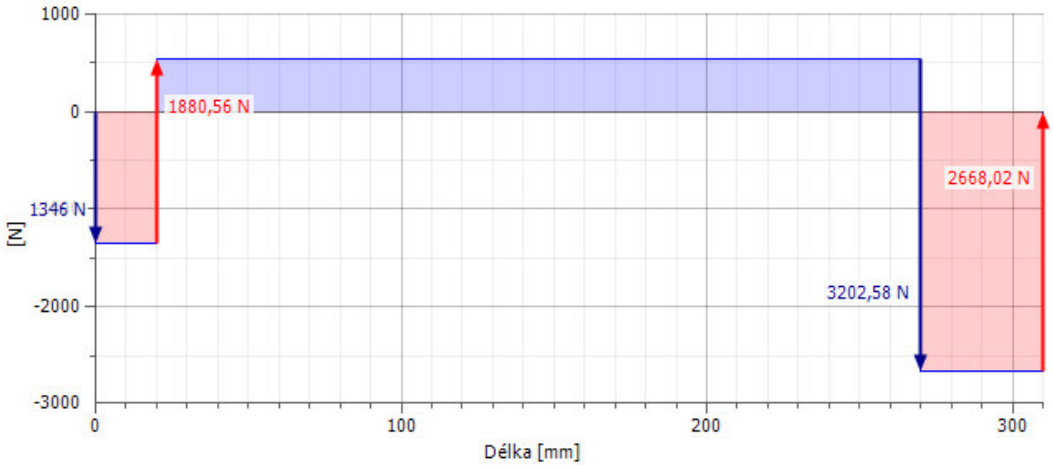
$M_I = -F_{t2} \cdot y$

$T_{II} = R_{Ax} - F_{t2}$

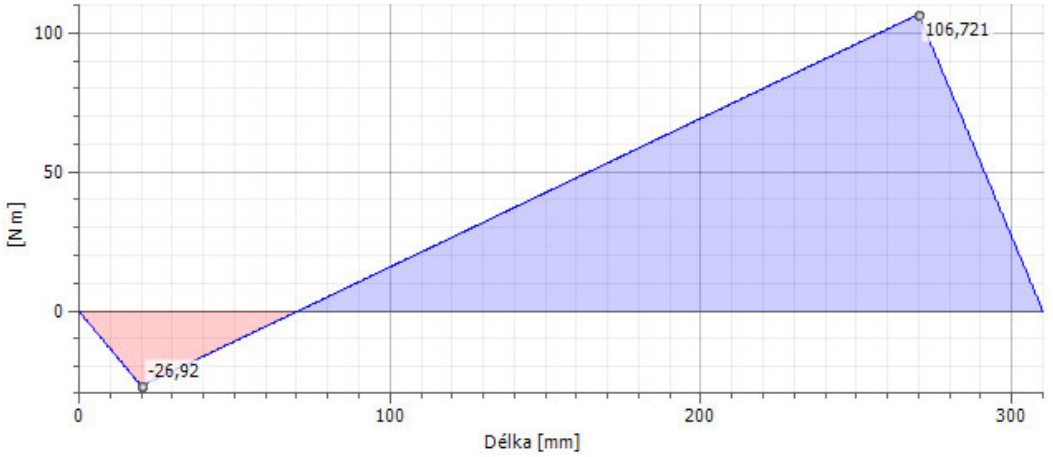
$M_{II} = R_{Ax} \cdot (y - 20) - F_{t2} \cdot y$

$T_{III} = R_{Ax} - F_{t2} - F_{r1č}$

$M_{III} = R_{Ax} \cdot (y - 20) - F_{t2} \cdot y - F_{t1č} \cdot (y - 270)$



Obr. 28 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí



Obr. 29 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí

Maximální ohybový moment

$$M_{ozmax} = F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{Az} \cdot (270 - 20) - F_{r2} \cdot 270 = 62{,}202\ [\text{Nm}]$$

$$M_{oymax} = R_{Ax} \cdot (270 - 20) - F_{t2} \cdot 270 = 106{,}271 [\text{Nm}]$$

$$M_{omax2} = \sqrt{M_{ozmax}{}^2 + M_{oymax}{}^2} = 123{,}137 [\text{Nm}]$$

Při záběru redukovaného soukolí je ohybový moment větší, budu tedy dimenzovat hřídel pro tento ohybový moment.

5.6.4 Pevnostní kontrola 2. hřídel

Koeficienty a součinitele vyplývají z [3]

Pro 2. hřídel volím materiál 12050.6

Mez pevnosti v tahu:

$R_m = 540$ [MPa]

Mez kluzu:

$R_e = 325$ [MPa]

Mez únavy materiálu pro ohyb

$\sigma_{co} = 0{,}43 \cdot R_m = 0{,}43 \cdot 540 = 232{,}2$[MPa]

Mez kluzu pro krut

$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{325}{\sqrt{3}} = 187{,}639 \text{ [MPa]}$$

Hřídele jsou počítány v závislosti na největších napětích v krutu a v ohybu, v místě nejvíce namáhaného vrubu.

Určení průměru hřídele dle hypotézy HMH

$$d_2 \geq \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot {M_{omax}}^2 + 3^2 \cdot 16^2 \cdot M_k}{\pi^2 \cdot {\sigma_{co}}^2}} = \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot 123137^2 + 3^2 \cdot 16^2 \cdot 89525^2}{\pi^2 \cdot 232{,}2^2}}$$

$$= 19{,}994\text{[mm]}$$

Výška drážky pro pero pro průměry 30-38 mm je 4,7mm. Nejmenší průměr hřídele v místě pera volím 30,3 mm. Průměr hřídele v místě ložisek je 35mm.

Kontrola na ohyb:

Mez únavy v ohybu:

$$\sigma_c^* = \frac{0{,}43 \cdot R_m \cdot \nu_2 \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + \mathrm{q} \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

Vrubové součinitele hledané v grafech:

$q_1 = 0{,}71$ [−]

$q_2 = 0{,}76$ [−]

$\nu_2 = 0{,}97$ [−]

$\eta = 0{,}9\ [-]$

$\alpha = 1{,}64\ [-]$

$q = \frac{1}{2} \cdot (0{,}71 + 0{,}76) = 0{,}735[-]$

$\beta = 1 + 0{,}735 \cdot (1{,}64 - 1) = 1{,}470\ [-]$

$\sigma_c^* = \frac{0{,}43 \cdot 540 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}9}{1{,}470} = 137{,}898[\text{MPa}]$

Napětí v ohybu:

$\sigma_{o2} = \frac{M_{omax2}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{omax2}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 123137}{\pi \cdot 30{,}3^3} = 45{,}088[\text{MPa}]$

Bezpečnost v ohybu

$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{o2}} = \frac{137{,}898}{45{,}088} = 3{,}058[-]$

Kontrola na krut:

Napětí v krutu:

$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k1} \cdot}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 89525}{\pi \cdot 30{,}3^3} = 16{,}390[\text{MPa}]$

Bezpečnost v krutu

$k_{\tau 2} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_{k1}} = \frac{187{,}639}{16{,}390} = 11{,}448[-]$

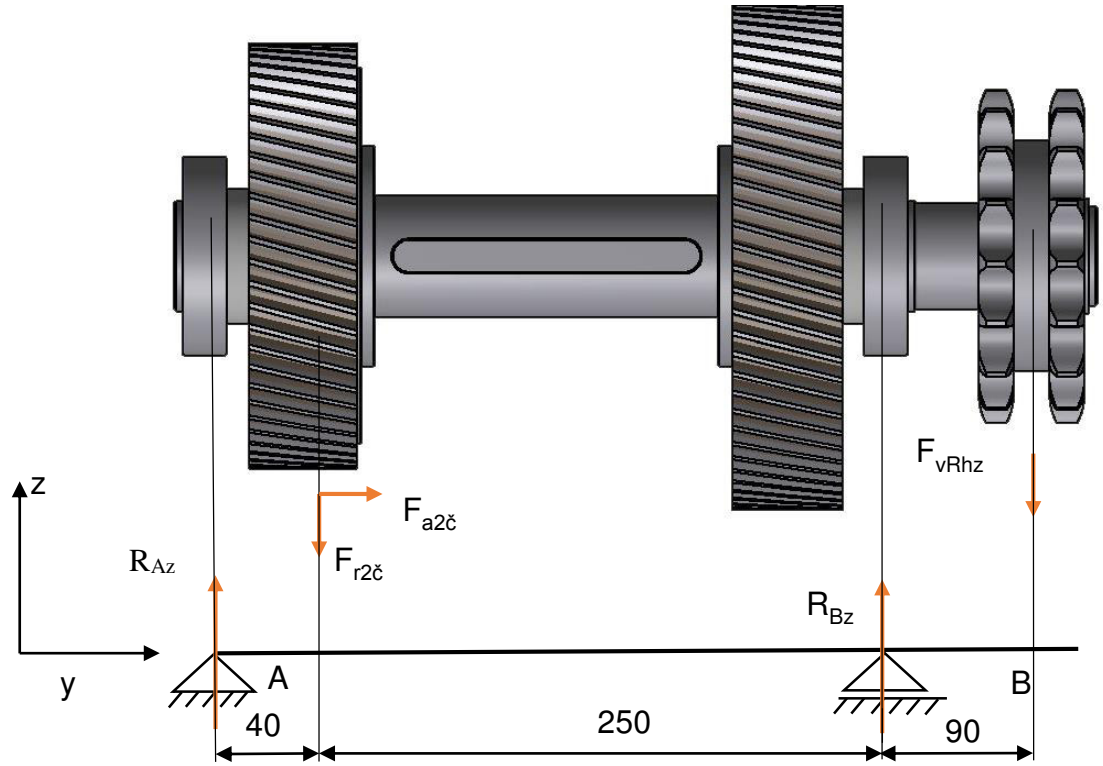
Celková bezpečnost

$\mathrm{k_{d1}} = \sqrt{\frac{{k_{\sigma 1}}^2 \cdot {k_{\tau 1}}^2}{{k_{\sigma 1}}^2 + {k_{\tau 1}}^2}} = \sqrt{\frac{3{,}058^2 \cdot 11{,}448^2}{3{,}058^2 + 11{,}448^2}} = 2{,}954[-]$

5.6.5 Výpočet 3. hřídele

Záběr 1. soukolí

Reakce



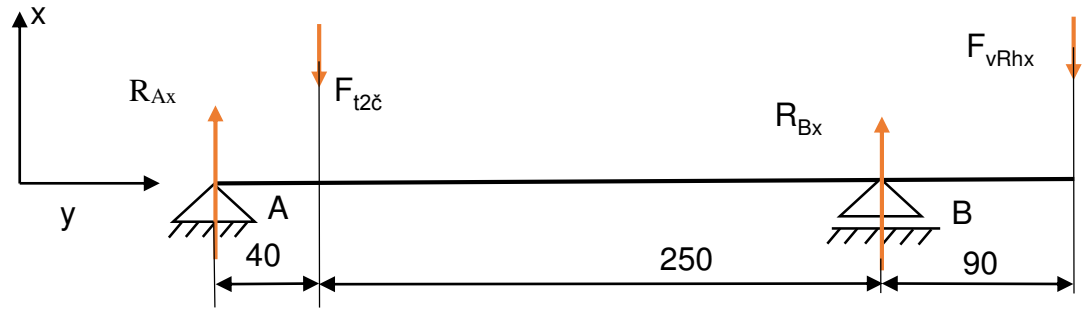
Obr. 30 Schéma reakcí 3. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí

$$z:\ R_{Az} + R_{Bz} - F_{r2} - F_{vRhz} = 0$$

$$M_A:\ F_{r2č} \cdot 40 - F_{a2č} \cdot \frac{d_2}{2} - R_{Bz} \cdot 290 + F_{vRhz} \cdot 380 = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{r2č} \cdot 40 + F_{vRhz} \cdot 380 + F_{a1č} \cdot \frac{d_2}{2}}{290} = 5066{,}100[\mathrm{N}]$$

$$R_{Az} = -R_B + F_{r2} + F_{vRhz} = -678{,}277[\mathrm{N}]$$



Obr. 31 Schéma reakcí 3. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí

$$x:\ R_{Ax} + R_{Bx} - F_{t2č} - F_{vRhx} = 0$$

$$M_A:\ F_{t2č} \cdot 40 - R_{Bx} \cdot 290 + F_{vRhx} \cdot 380 = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t2č} \cdot 40 + F_{vRhx} \cdot 380}{290} = 5065{,}837[N]$$

$$R_{Ax} = -R_{Bx} + F_{t2č} + F_{vRhx} = 519{,}478[N]$$

VSÚ

Rovina yz

$$T_I = R_{Az}$$

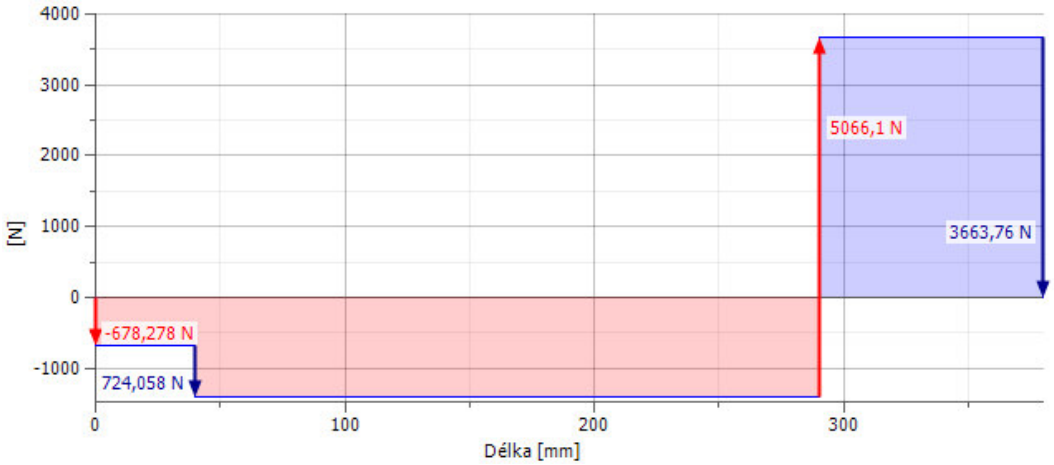
$$M_I = R_{Az} \cdot y$$

$$T_{II} = R_{Az} - F_{r2č}$$

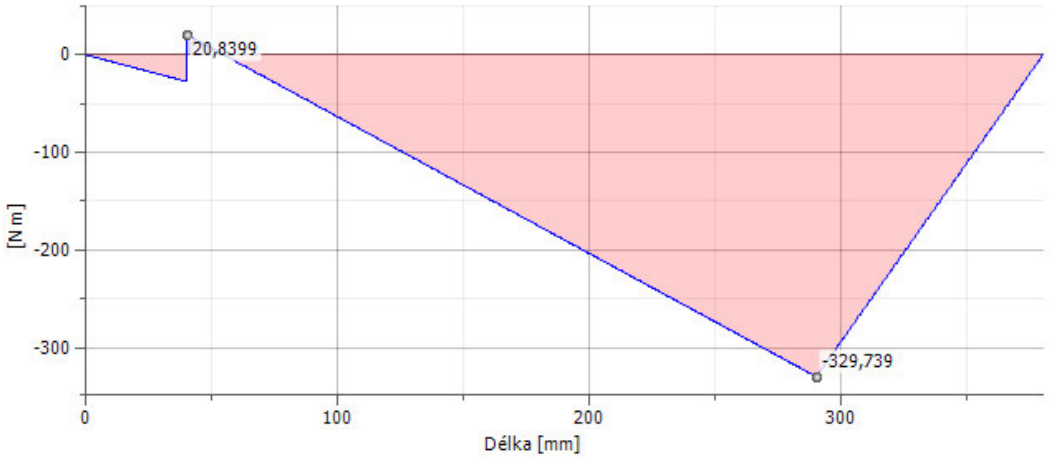
$$M_{II} = R_{Az} \cdot y - F_{2č} \cdot (y - 40) + F_{a2č} \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$T_{III} = R_{Az} - F_{r2č} + R_{Bx}$$

$$M_{III} = R_{Az} \cdot y - F_{r2č} \cdot (y - 40) + R_{Bz}(y - 290) + F_{a2č} \cdot \frac{d_2}{2}$$



Obr. 32 Průběh smykové síly 3. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí



Obr. 33 Průběh ohybového momentu hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí

Rovina yx

$T_I = R_{Ax}$

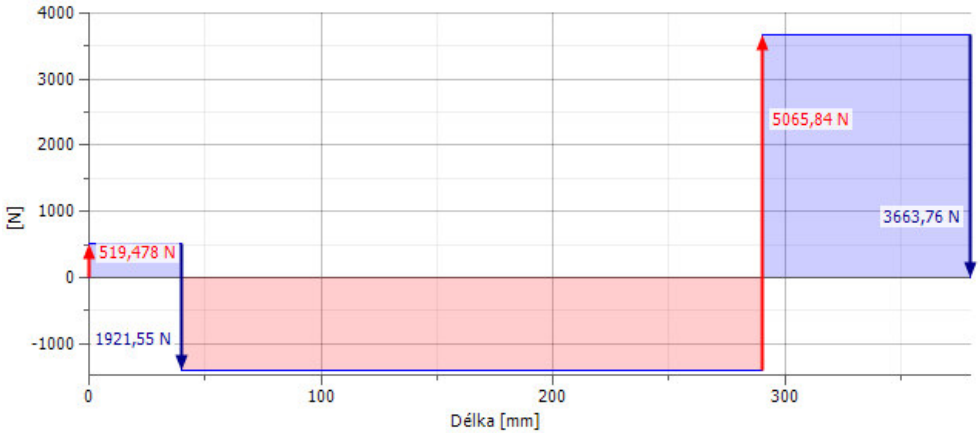
$M_I = R_{Ax} \cdot y$

$T_{II} = R_{Ax} - F_{t2č}$

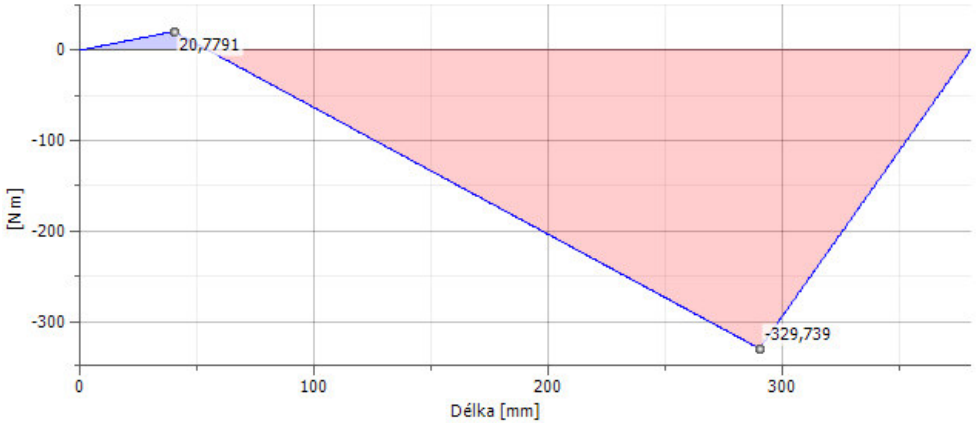
$M_{II} = R_{Ax} \cdot y - F_{t2č} \cdot (y - 40)$

$T_{III} = R_{Ax} - F_{t2č} + R_{Bx}$

$M_{III} = R_{Ax} \cdot y - F_{t2č} \cdot (y - 40) + R_{Bx}(y - 290)$



Obr. 34 Průběh smykové síly 3. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí



Obr. 35 Průběh ohybového momentu hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí

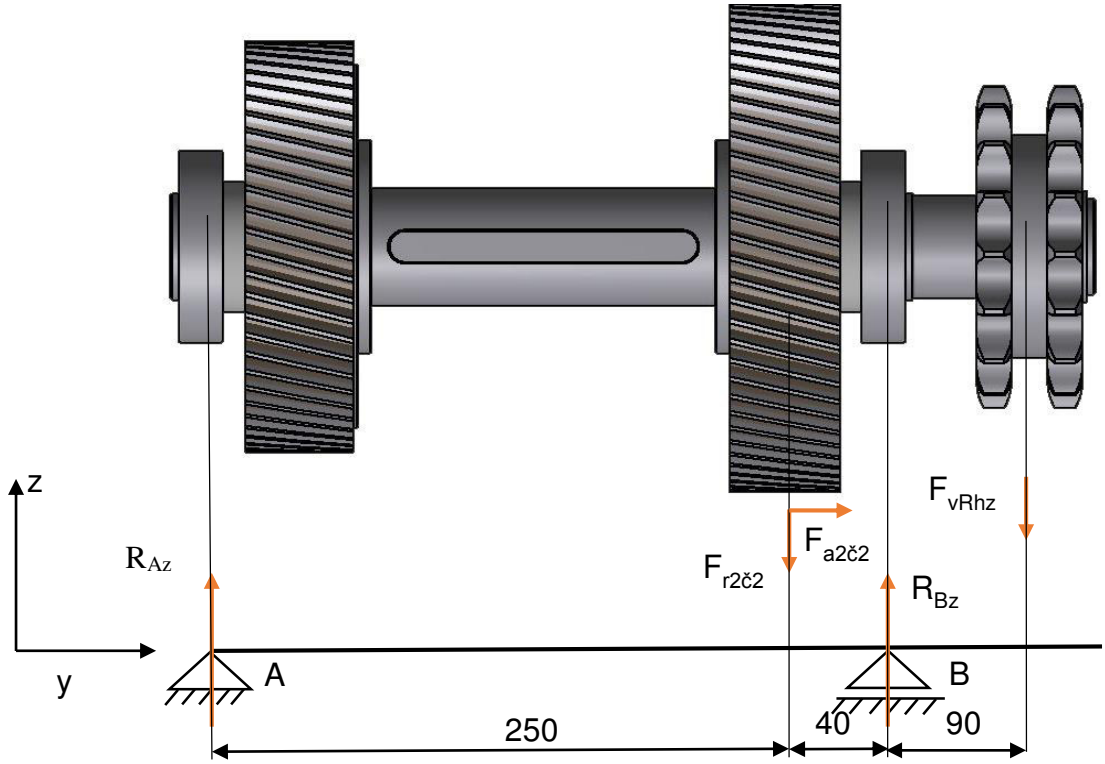
Maximální ohybový moment

$$M_{ozmax} = R_{Az} \cdot 290 - F_{r2č} \cdot (290 - 40) + F_{a2č} \cdot \frac{d_2}{2} = -329{,}739\ [\mathrm{Nm}]$$

$$M_{oymax} = R_{Ax} \cdot 290 + F_{t2} \cdot (290 - 40) = -329{,}739\ [\mathrm{Nm}]$$

$$M_{omax2} = \sqrt{M_{ozmax}{}^2 + M_{oymax}{}^2} = 466{,}321[\mathrm{Nm}]$$

Záběr 2. soukolí



Obr. 36 Schéma reakcí 3. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí

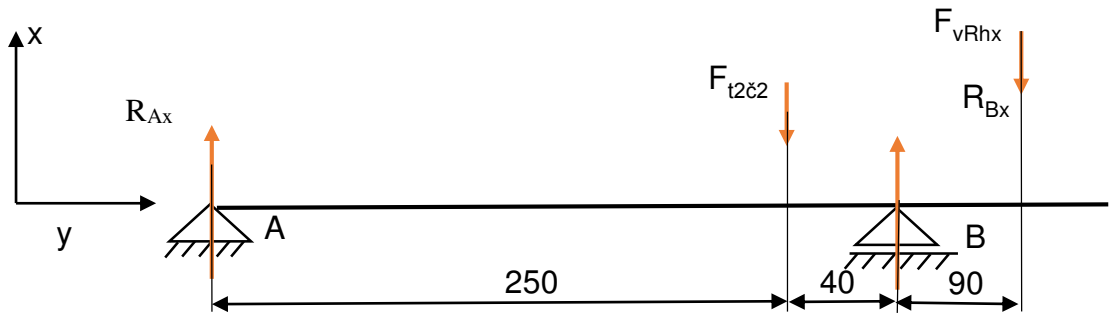
Reakce

z: $R_{Az} + R_{Bz} - F_{r2č2} - F_{vRhz} = 0$

M_A: $F_{r2č2} \cdot 250 - R_{Bz} \cdot 290 + F_{vRhz} \cdot 380 + F_{a2č2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0$

$$R_{Bz} = \frac{F_{r2č2} \cdot 250 + F_{vRhz} \cdot 380 + F_{a2č2} \cdot \frac{d_2}{2}}{290} = 6171{,}981[\mathrm{N}]$$

$$R_{Az} = -R_B + F_{r2} + F_{vRhz} = -1301{,}452[\mathrm{N}]$$



Obr. 37 Schéma reakcí 3. hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí

x: $R_{Ax} + R_{Bx} - F_{t2č2} - F_{vRhx} = 0$

M_A: $F_{t2č} \cdot 250 - R_{Bx} \cdot 290 + F_{vRhx} \cdot 380 = 0$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t2č2} \cdot 250 + F_{vRhx} \cdot 380}{290} = 7561{,}641[N]$$

$$R_{Ax} = -R_{Bx} + F_{t2č} + F_{vRhx} = -695{,}295\ [N]$$

VSÚ

Rovina yz

$$T_I = R_{Az}$$

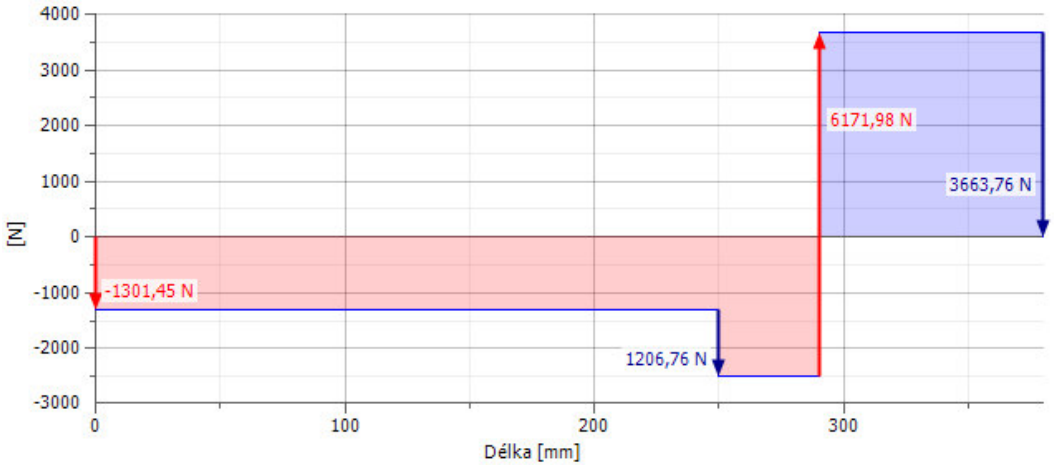
$$M_I = R_{Az} \cdot y$$

$$T_{II} = R_{Az} - F_{r2č2}$$

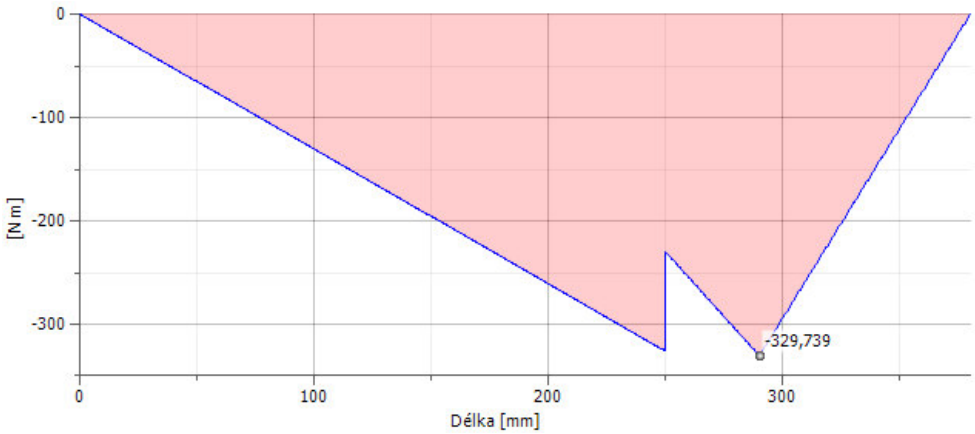
$$M_{II} = R_{Az} \cdot y - F_{2č2} \cdot (y - 250) + F_{a2č2} \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$T_{III} = R_{Az} - F_{r2č} + R_{Bx}$$

$$M_{III} = R_{Az} \cdot y - F_{r2č2} \cdot (y - 250) + R_{Bz}(y - 290) + F_{a2č2} \cdot \frac{d_2}{2}$$



Obr. 38 Průběh smykové síly 3. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí



Obr. 39 Průběh ohybového momentu hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí

Rovina yx

$$T_I = R_{Ax}$$

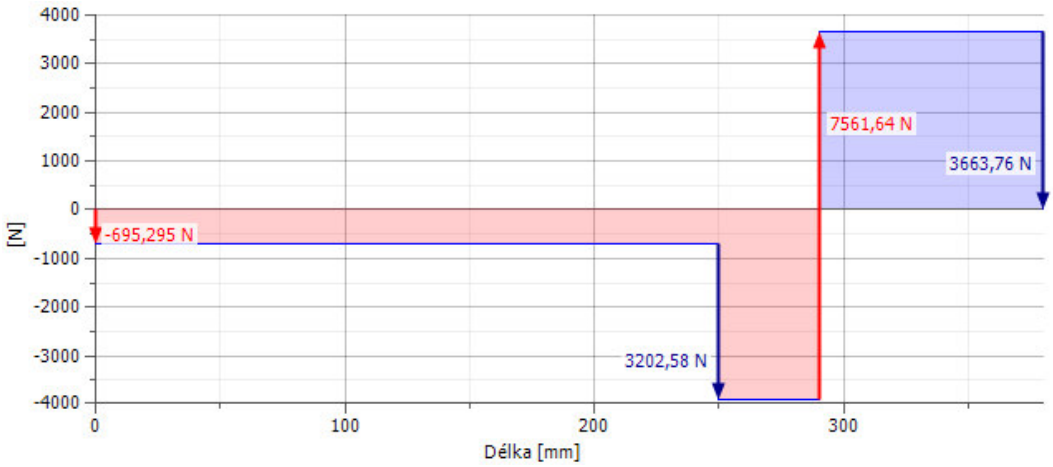
$$M_I = R_{Ax} \cdot y$$

$$T_{II} = R_{Ax} - F_{t2č2}$$

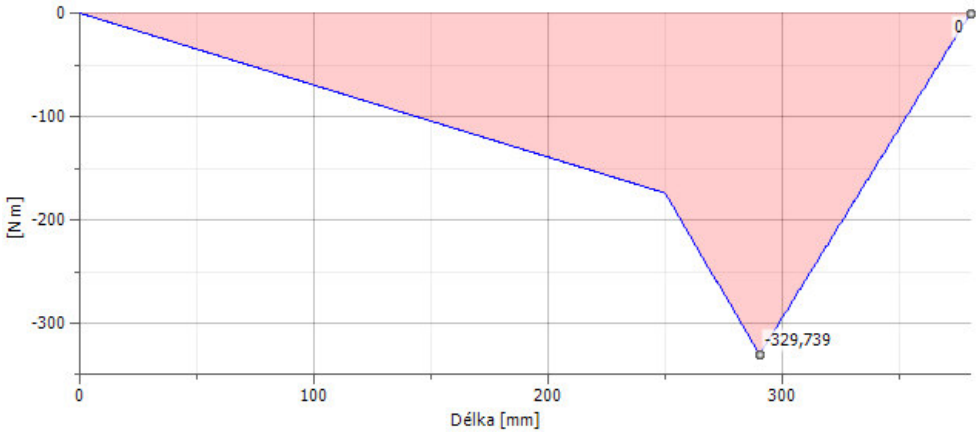
$$M_{II} = R_{Ax} \cdot y - F_{t2č2} \cdot (y - 250)$$

$$T_{III} = R_{Ax} - F_{t2č2} + R_{Bx}$$

$$M_{III} = R_{Ax} \cdot y - F_{t2č} \cdot (y - 250) + R_{Bx}(y - 290)$$



Obr. 40 Průběh smykové síly 3. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí



Obr. 41 Průběh ohybového momentu hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí

Maximální ohybový moment

$$M_{ozmax} = R_{Az} \cdot 290 - F_{2č2} \cdot (290 - 250) + F_{a2č2} \cdot \frac{d_2}{2} = -329{,}739\ [\mathrm{Nm}]$$

$$M_{oymax} = R_{Ax} \cdot 290 - F_{t2č2} \cdot (290 - 250) = -329{,}739[\mathrm{Nm}]$$

$$M_{omax2} = \sqrt{M_{ozmax}{}^2 + M_{oymax}{}^2} = 466{,}321[\mathrm{Nm}]$$

Maximální ohybový moment je dán silou od řetězového převodu, je tedy pro oba převody stejný.

5.6.6 Pevnostní kontrola 3. hřídel

Koeficienty a součinitele vyplývají z [3]

Pro 3. hřídel volím materiál 12050.6

Mez pevnosti v tahu:

$R_m = 540$ [MPa]

Mez kluzu:

$R_e = 325$ [MPa]

Mez únavy materiálu pro ohyb

$\sigma_{co} = 0{,}43 \cdot R_m = 0{,}43 \cdot 540 = 232{,}2$[MPa]

Mez kluzu pro krut

$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{325}{\sqrt{3}} = 187{,}639 \text{ [MPa]}$$

Hřídele jsou počítány v závislosti na největších napětích v krutu a v ohybu, v místě nejvíce namáhaného vrubu.

Určení průměru hřídele dle hypotézy HMH

$$d_2 \geq \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot {M_{omax}}^2 + 3^2 \cdot 16^2 \cdot M_k}{\pi^2 \cdot {\sigma_{co}}^2}} = \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot 466321^2 + 3^2 \cdot 16^2 \cdot 358099^2}{\pi^2 \cdot 232{,}2^2}}$$

$$= 31{,}482\text{[mm]}$$

Výška drážky pro pero pro průměry 50-58 mm je 6,2mm.Celkový vnější průměr hřídele v závislosti na normalizovaných průměrech elektromagnetických spojek 55mm. Nejmenší průměr hřídele v místě pera pod řetězovým kolem je 39,6 mm.

Kontrola na ohyb:

Mez únavy v ohybu:

$$\sigma_c^* = \frac{0{,}43 \cdot R_m \cdot \nu_2 \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + \mathrm{q} \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

Vrubové součinitele hledané v grafech:

$q_1 = 0{,}77$ [−]

$q_2 = 0{,}80$ [−]

$\nu_2 = 0{,}91$ [−]

$\eta = 0{,}90$ [−]

$\alpha = 1{,}64$ [−]

$$q = \frac{1}{2} \cdot (0{,}77 + 0{,}80) = 0{,}785 \text{ [−]}$$

$$\beta = 1 + 0{,}785 \cdot (1{,}64 - 1) = 1{,}544 \text{ [−]}$$

$$\sigma_c^* = \frac{0{,}43 \cdot 540 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}87}{1{,}544} = 119{,}063\ [\mathrm{MPa}]$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{omax1}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{omax1}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 466321}{\pi \cdot 48{,}8^3} = 40{,}872[\mathrm{MPa}]$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{o1}} = \frac{119{,}063}{40{,}872} = 2{,}913[-]$$

Kontrola na krut:

Napětí v krutu:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k1} \cdot}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 358099}{\pi \cdot 48{,}8^3} = 15{,}693[\mathrm{MPa}]$$

Bezpečnost v krutu

$$k_{\tau 1} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_{k1}} = \frac{187{,}639}{15{,}693} = 11{,}957[-]$$

Celková bezpečnost

$$\mathrm{k_{d1}} = \sqrt{\frac{{k_{\sigma 1}}^2 \cdot {k_{\tau 1}}^2}{{k_{\sigma 1}}^2 + {k_{\tau 1}}^2}} = \sqrt{\frac{2{,}913^2 \cdot 11{,}957^2}{2{,}913^2 + 11{,}957^2}} = 2{,}830[-]$$

5.7 Ložiska

Valivá ložiska se objevují ve většině strojních zařízení. Díky ním se uskutečňuje relativní rotační pohyb dvou součástí. Valivé uložení je dáno valivým třením, které vzniká mezi valivými tělísky a statickým dílem ložiska. Součinitel tření je tedy velmi nízký. Nevýhodou valivých ložisek je citlivost na dynamické silové rázy. Jsou také citlivá na nečistoty, a provedení montáže, která ovlivňuje hluk ložiska. Valivá ložiska se skládají ze dvou kroužků, mezi kterými jsou uložena valivá tělíska. Tělíska mají tvar kuliček, válečků, soudečků, jehel nebo kuželíků.

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou schopna přenášet axiální zatížení. Tato ložiska jsou provozována v párech, čely nebo zády k sobě, neboli uložení do „X“ a do „O“ [1].

Parametry ložisek vycházejí z [10].

5.7.1 První hřídel

Síly v ložiskách

$\mathrm{F_a} = \mathrm{R_{Ax}} = 273{,}921\ [\mathrm{N}]$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{840{,}178^{\,2} + 2759{,}298^2} = 2884{,}376[\mathrm{N}]$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1030{,}722^2 + 1413{,}300^2} = 1749{,}230\ [\mathrm{N}]$$

Ložisko v místě A

Vnitřní průměr ložiska d=30 mm

Volím radiální kuličkové ložisko z katalogu SKF 7306 BECBP

$D = 72\ [\mathrm{mm}], B = 19\ [\mathrm{mm}], C = 35{,}5\ [\mathrm{kN}], C_0 = 21{,}2\ [\mathrm{kN}]$

Požadovaná trvanlivost ložiska

$L_{hp} = 8000\ [\mathrm{h}]$

$e = 0{,}24\ [-]$

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{514{,}878}{2884{,}376} = 0{,}18 < e$$

$$P = F_r + 0{,}55 \cdot F_a = 2884{,}376 + 0{,}55 \cdot 514{,}878 = 3167{,}559\ [\mathrm{N}]$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{35500}{3167{,}559}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 8146[\mathrm{h}] \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Ložisko v místě B

Vnitřní průměr ložiska d=30 mm

Volím radiální kuličkové ložisko z katalogu SKF 7306 BECBP

$D = 72\ [\mathrm{mm}], B = 19\ [\mathrm{mm}], C = 35{,}5\ [\mathrm{kN}], C_0 = 21{,}2\ [\mathrm{kN}]$

Požadovaná trvanlivost ložiska

$L_{hp} = 8000\ [\mathrm{h}]$

$e = 0{,}24\ [-]$

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{0}{1749{,}230} = 0 < e \Rightarrow P = F_{rB}$$

$$P = F_{rB} = 1749{,}230[\mathrm{N}]$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{35500}{1749{,}230}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 48373[\mathrm{h}] \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.7.2 Druhý hřídel

Pro ložisko v místě A počítám síly ze záběru prvního soukolí a pro místo B ze záběru druhého soukolí, jelikož pro ně jsou v daných místech větší zatížení ložisek.

Síly v ložiskách

$$F_a = R_{Ay} = 324{,}334[\mathrm{N}]$$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{1373{,}244^{\ 2} + 3095{,}335^{\ 2}} = 3386{,}281[\mathrm{N}]$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{955{,}355^{\ 2} + 2668{,}020^{\ 2}} = 2833{,}908\ [\mathrm{N}]$$

Ložisko v místě A

Vnitřní průměr ložiska d=35 mm

Volím radiální kuličkové ložisko z katalogu SKF 7307 BECBP

$D = 80\ [\mathrm{mm}], B = 21\ [\mathrm{mm}], C = 41{,}5\ [\mathrm{kN}], C_0 = 26{,}5\ [\mathrm{kN}]$

Požadovaná trvanlivost ložiska

$L_{hp} = 8000\ [\mathrm{h}]$

$e = 0{,}24\ [-]$

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{324{,}334}{3386{,}281} = 0{,}09 < e$$

$$P = F_r + 0{,}55 \cdot F_a = 3386{,}281 + 0{,}55 \cdot 324{,}334 = 3564{,}665[\mathrm{N}]$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{41500}{3564{,}665}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1600} = 16436[\mathrm{h}] \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Ložisko v místě B

Vnitřní průměr ložiska d=35 mm

Volím radiální kuličkové ložisko z katalogu SKF 7307 BECBP

$D = 80\ [\mathrm{mm}], B = 21\ [\mathrm{mm}], C = 41{,}5\ [\mathrm{kN}], C_0 = 26{,}5\ [\mathrm{kN}]$

$L_{hp} = 8000\ [\mathrm{h}]$

$e = 0{,}24\ [-]$

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{0}{2833{,}908} = 0 < e \Rightarrow P = F_{rB}$$

$$P = F_r = 2833{,}908[\mathrm{N}]$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{41500}{2833{,}908}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1600} = 32712[\mathrm{h}] \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.7.3 Třetí hřídel

Počítám pro druhý záběr, při něm jsou větší reakce.

Síly v ložiskách

$F_a = 858{,}130[\mathrm{N}]$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{1301{,}452^2 + 695{,}245^{\ 2}} = 1475{,}538\ [\mathrm{N}]$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{6171{,}981^2 + 7561{,}640^2} = 9760{,}725[\mathrm{N}]$$

Ložisko v místě A

Vnitřní průměr ložiska d=50 mm

Volím radiální kuličkové ložisko z katalogu SKF 7210 BECBP

$D = 90\ [\mathrm{mm}], B = 20\ [\mathrm{mm}], C = 40\ [\mathrm{kN}], C_0 = 21\ [\mathrm{kN}]$

$L_{hp} = 8000\ [\mathrm{h}]$

$e = 0{,}24\ [-]$

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{858{,}130}{1475{,}538} = 0{,}582 < e$$

$$P = F_r + 0{,}55 \cdot F_a = 1475{,}538 + 0{,}55 \cdot 858{,}130 = 1947{,}510[\mathrm{N}]$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{40000}{1947{,}510}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 400} = 361018[\mathrm{h}] \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Ložisko v místě B

Vnitřní průměr ložiska d=50 mm

Volím radiální kuličkové ložisko z katalogu SKF 7310 BECBP

$D = 110\ [\mathrm{mm}], B = 27\ [\mathrm{mm}], C = 75\ [\mathrm{kN}], C_0 = 51\ [\mathrm{kN}]$

$L_{hp} = 8000\ [\mathrm{h}]$

$e = 0{,}24\ [-]$

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{0}{9760{,}725} = 0 < e \Rightarrow P = F_{rB}$$

$$P = F_r = 9760{,}725[\mathrm{N}]$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{75000}{9760{,}725}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 400} = 18903[\mathrm{h}] \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.7.4 Ložiska pod ozubenými koly

1. Kolo

Síly v ložiskách

$F_a = 0[\mathrm{N}]$

$$2F_1 = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{1921{,}550^2 + 724{,}058^{\,2}} = 2053{,}440\ [\mathrm{N}]$$

$$F_1 = \frac{2F_1}{2} = \frac{2053{,}440}{2} = 1026{,}720[\mathrm{N}]$$

$$2F_2 = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{3202{,}583^2 + 1206{,}764^{\,2}} = 3422{,}399\ [\mathrm{N}]$$

$$F_2 = \frac{2F_2}{2} = \frac{3422{,}399}{2} = 1711{,}200[\mathrm{N}]$$

Vnitřní průměr ložiska d=50 mm

Volím radiální kuličkové ložisko z katalogu SKF 61910

$$D = 72\ [\mathrm{mm}], B = 12\ [\mathrm{mm}], C = 14{,}6\ [\mathrm{kN}], C_0 = 11{,}8\ [\mathrm{kN}], f_0 = 16\ [-]$$

$$L_{hp} = 4000\ [\mathrm{h}]$$

$$P = F_1 = 1026{,}720[\mathrm{N}]$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{14600}{1026{,}720}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 800} = 59904[\mathrm{h}] \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

2. Kolo

Vnitřní průměr ložiska d=50 mm

Volím radiální kuličkové ložisko z katalogu SKF 61910

$$D = 72\ [\mathrm{mm}], B = 12\ [\mathrm{mm}], C = 14{,}6\ [\mathrm{kN}], C_0 = 11{,}8\ [\mathrm{kN}], f_0 = 16\ [-]$$

$$L_{hp} = 4000\ [\mathrm{h}]$$

$$P = F_2 = 3422{,}399[\mathrm{N}]$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{14600}{1711{,}200}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 800} = 12939[\mathrm{h}] \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.8 Výpočet spojů kol s hřídeli

5.8.1 Spoje s pery

Dovolená napětí pro pera:

$$p_D = 120[\mathrm{MPa}]$$

Spojení spojky s hřídelem

Parametry pro hřídel d=30 [mm]

$$b = 8\ [\mathrm{mm}], h = 7\ [\mathrm{mm}]$$

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{p_D \cdot d \cdot 0{,}45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 49736}{120 \cdot 30 \cdot 0{,}45 \cdot 6} = 8{,}772[\mathrm{mm}]$$

Volím délku pera l=20 [mm]

$$l < 1{,}2 \cdot d = 36\ [\mathrm{mm}] \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Spojení 2. kuželového kola s hřídelem

Parametry pro hřídel d=35 [mm]

$$b = 10\ [\mathrm{mm}], h = 8\ [\mathrm{mm}]$$

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{p_D \cdot d \cdot 0{,}45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 89525}{120 \cdot 35 \cdot 0{,}45 \cdot 8} = 11{,}842\ [\mathrm{mm}]$$

Volím délku pera l=25 [mm]

$l < 1{,}2 \cdot d = 36\ [\mathrm{mm}] \Rightarrow$ Vyhovuje

Spojení 1. čelního kola s hřídelem

Parametry pro hřídel d=40 [mm]

$b = 10\ [\mathrm{mm}], h = 8\ [\mathrm{mm}]$

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{p_D \cdot d \cdot 0{,}45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 179050}{120 \cdot 40 \cdot 0{,}45 \cdot 8} = 20{,}723\ [\mathrm{mm}]$$

Volím délku pera l=25 [mm]

$l < 1{,}2 \cdot d = 48\ [\mathrm{mm}] \Rightarrow$ Vyhovuje

Spojení 1. redukovaného čelního kola s hřídelem

Parametry pro hřídel d= [mm]

$b = 12\ [\mathrm{mm}], h = 8\ [\mathrm{mm}]$

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{p_D \cdot d \cdot 0{,}45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 179050}{120 \cdot 40 \cdot 0{,}45 \cdot 8} = 20{,}723\ [\mathrm{mm}]$$

Volím délku pera l=25 [mm]

$l < 1{,}2 \cdot d = 48\ [\mathrm{mm}] \Rightarrow$ Vyhovuje

Spojení 2. čelního kola s hřídelem

Parametry pro hřídel d=50 [mm]

$b = 14\ [\mathrm{mm}], h = 9\ [\mathrm{mm}]$

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{p_D \cdot d \cdot 0{,}45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 179050}{120 \cdot 50 \cdot 0{,}45 \cdot 9} = 14{,}737\ [\mathrm{mm}]$$

Spojení 2. redukovaného čelního kola s hřídelem

Parametry pro hřídel d=50 [mm]

$b = 14\ [\mathrm{mm}], h = 9\ [\mathrm{mm}]$

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{p_D \cdot d \cdot 0{,}45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 358099}{120 \cdot 50 \cdot 0{,}45 \cdot 8} = 29{,}473\ [\mathrm{mm}]$$

Pro spojení elektromagnetických spojek s hřídelem volím společné pero o délce l=160 [mm]. Požadované délky potřebné k přenosu krouticích momentů pero plní.

Spojení řetězového kola s hřídelem

Parametry pro hřídel d=50 [mm]

$b = 14\ [\mathrm{mm}], h = 9\ [\mathrm{mm}]$

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{p_D \cdot d \cdot 0{,}45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 358099}{120 \cdot 50 \cdot 0{,}45 \cdot 9} = 29{,}473\ [\mathrm{mm}]$$

Volím délku pera l=40 [mm]

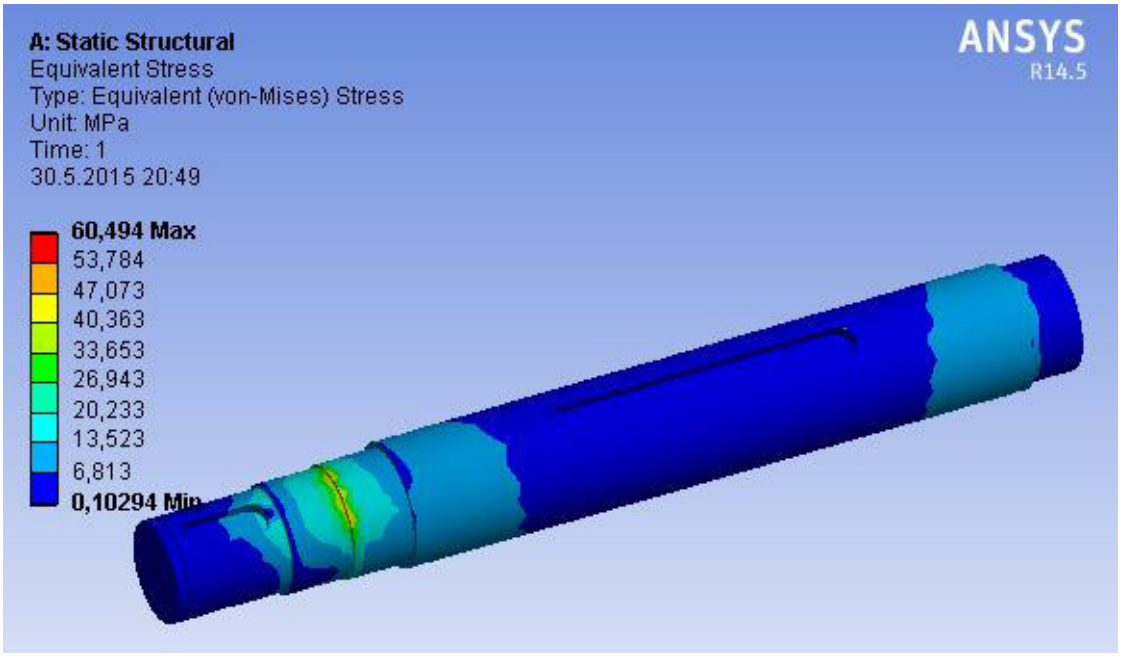
$l < 1{,}2 \cdot d = 54\ [\mathrm{mm}] \Rightarrow$ Vyhovuje

5.9 Metoda konečných prvků – FEM

Metodu konečných prvků (finite element method) jsem prováděl pomocí softwaru Ansys Wokbench 14.5. Tento program patří mezi světově nejpoužívanější a také mezi jedny z prvních softwarů zabývajících se metodou konečných prvků. Zahrnuje řadu analýz počítaje statickými a dynamickými až po termodynamické analýzy a analýzy proudění. Pro kontrolu pomocí MKP jsem si vybral třetí, neboli výstupní hřídel převodovky.

5.9.1 Analýza hřídele

Hřídel je analyzován pro zatížení při záběru redukovaného sokolí. Je zatížen silami od čelního ozubeného kola, silami od řetězového kola a krouticím momentem. Síly a krouticí moment jsou umístěny v jejich působišti, zatížení je v ohybu a krutu. Okrajové podmínky jsou dány uložením v ložiskách. Jak je vidět na obr. 42. největší koncentrace napětí je v místě přechodu osazeného hřídele, tedy ve vrubu. Právě tento vrub byl počítán na vrubovou citlivost. Maximální ekvivalentní napětí z analýzy MKP tedy vyšlo 60,5 MPa, tato hodnota je značně menší než dovolená mez únavy.



Obr. 42 Výsledek analýzy hřídele pomocí MKP – napětí

6 Ekonomické zhodnocení

Prvním prvkem v mechanismu je elektromotor, vybraný elektromotor lze koupit o firmy Siemens. Jeho cena na činí 14735 Kč. Dalším prvkem je spojka Periflex 160, která přímo u výrobce stojí 609 Kč. Cena převodovky je hůře určitelná, jednotlivé díly by musely být vyráběny na zakázku. Převodová skříň je z důvodu kusové výroby volena jako svařenec, tato technologie se pro výrobu zdá jako nejlevnější. Některé díly jsou vyřezány laserem, náklady na tuto operaci budou vyšší, ovšem se velice urychlí proces svařování, díky rychlému sestavení skříně pomocí zámků. Následné obrábění nebude náročné, budou se obrábět pouze plochy pro ložiska a dosedací plochy skříně. Ozubená kola se šikmými zuby budou dražší, než kola se zuby přímými, ovšem mají mnoho výhod. V případě kuželových kol by ani kola s přímými zuby nešla použít z důvodů vyšších otáček. Řazení je provedeno pomocí elektromagnetických spojek. Jejich cena je zřejmě vyšší, než kdyby, bylo řazení prováděno mechanicky. Toto řazení ovšem velmi pohodlné pomocí elektroniky. Cena spojky se pohybuje okolo 7800 Kč. Prvky řetězového převodu se dají koupit, nebylo by nutné řetězová kola vyrábět na zakázku. U koupených ozubených kol by se pouze obráběli díry pro hřídele a drážky pro pera. Cena jednotlivých řetězových kol je 1070 Kč a 4100 Kč, cena řetězu v délce 2255 mm činí 2000 Kč. Mezi další nakupované díly patří ložiska. Ložiska jsem volil od firmy SKF, jelikož mají širokou nabídku. Ložiska u hřídelí vycházejících jsou utěsněny gufery. Součet ceny ložisek a gufer pro převodovku by byl 9840 Kč. Rám je volen jako svařenec ekonomicky by jiná technologie nevhodná. Náklady na nákup normalizovaných polotovarů jsou 1380 Kč.

Součást	**Cena [Kč]**
Elektromotor:	14735
Spojka Periflex	609
Elektromagnetické spojky	15600
Řetězový převod	7170
Ložiska a gufera	9840
Profily na rám	1380
Celkem	**35294**

Tab. 2 Ceny jednotlivých dílů

Celková cena nakupovaných dílů tedy činí 35294 Kč jak je vidět v tab. 2, tato cena nezahrnuje kompletní sestavu mechanismu, jsou to pouze nakupované díly, u nichž lze cenu zjistit. Cena kompletního mechanismu by byla mnohem vyšší.

7 Závěr

V bakalářské práci byl zkonstruován pohonný systém jednohřídelového drtiče. Konstrukce vyplívá ze zadaných parametrů, jako jsou vstupní a výstupní otáčky, požadována životnost, časové rozdělení převodů a četnost výroby.

Prvním úkolem bylo navržení převodového ústrojí. Bylo nutné rozvržení jednotlivých součástí, převodů, hřídelů a ložisek. Rozvržení jednotlivých součástí bylo načrtnuto v předběžné skice převodovky. V dalším kroku došlo k vhodnému rozložení převodových poměrů mezi kuželové soukolí, čelní soukolí a řetězový převod. V práci je uvažována redukce otáček na 50%, která je provedena řazením mezi dvěma čelními soukolími. Z převodových poměrů byly vypočítány jednotlivé otáčky a krouticí momenty. Nyní již bylo možné přistoupit k návrhu a konstrukci jednotlivých dílů.

Nejdříve byl proveden výpočet ozubených kol. V práci byla volena ozubená kola se šikmými zuby, která mají plynulejší chod a větší únosnost. Výpočet se skládá z návrhového výpočtu, kde byl určen minimální modul ozubení a následně vhodně zvolen normalizovaný modul. Po určení modulu byly dopočítány jednotlivé rozměry kol a jednotlivé působící síly. Kontrola ozubení byla provedena dle normy ČSN 01 4686, neboli na dotyk a ohyb. Kontrola ozubení u všech soukolí vyšla kladně, zvolené materiály a rozměry splňují požadavky na bezpečnost. Následný výpočet se týkal řetězového převodu. Bylo nutné vybrat vhodný řetěz dle diagramového výkonu a otáček. Jako vhodný vyšel dvouřadý válečkový řetěz 16B. Dle parametru řetězu byly dopočítány jednotlivé rozměry. Byl proveden výpočet sil a kontrola řetězu, celkový výpočet se řídil normou ČSN 01 4809. Z výpočtů vyšlo, že řetěz vyhovuje. Dalšími součástmi mechanismu jsou hřídele. U hřídelí bylo nutné provést správné rozložení působících sil od ozubených kol a řetězového převodu. Jednotlivé rozložení jsou znázorněny v obrázcích schémat reakcí. Z působících sil byly následně vypočítány reakce od uložení. Předlohové hřídele byly tedy zatěžovány ohybovým momentem. Maximální ohybový moment byl určen výpočtem a kontrola provedena pomocí softwaru Autodesk Inventor Profesionál 2014, kde byly sestrojeny grafy průběhů ohybových momentů a posouvajících sil. Minimální průměry hřídelí se stanovili dle hypotézy HMH. Hřídele byly kontrolovány s ohledem na vrubovou citlivost nejvíce namáhaného vrubu. Namáhání bylo dynamickým ohybovým momentem, který je způsoben ozubenými koly, a statickým krutem. Všechny celkové bezpečnosti vyšly větší než požadovaná bezpečnost k=2. Spojení jednotlivých součásti bylo uskutečněno pomocí per. Spojení pomocí per

bylo kontrolováno na otlačení a délky per dostatečně vyhovovaly. Poslední výpočet mechanismu se týkal ložisek. Jelikož jsou v mechanismu použita kola se šikmými zuby, objevují se zde axiální síly, které ovlivňovali výběr ložisek. V práci jsou hřídele uloženy v kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem, které tyto síly zachycují. Pod ozubenými koly byla volena kuličková ložiska, zde jsou axiální síly zachyceny konstrukcí hřídelí. Ložiska byla vybrána od firmy SKF a jejich kontrola a návrh se řídil výpočtem dle katalogu SKF, který zohledňoval dynamickou i statickou únosnost. Všechna ložiska splňují požadovanou životnost.

Jelikož je převodovka dvoustupňová bylo nutné vybrat vhodné řazení. Podmínkou bylo možnost řazení za chodu elektromotoru, což zúžilo výběr. V konstrukci bylo zvoleno řazení pomocí elektromagnetických spojek. Řazení má mnoho výhod, jako například bezproblémové řazení za chodu, ovládání pomocí elektroniky čehož může být využito v automatizované výrobě. Spojky také slouží jako pojistný člen při překročení maximálního krouticího momentu.

Bylo nutné vybrat elektromotor, který by splňoval požadavky na výkon a otáčky. Jako vhodný vycházel elektromotor od firmy Siemens model 1LE1002-1DA3. Pro spojení elektromotoru s převodovkou byla zvolena spojka od firmy Rubena Periflex 160. Tato spojka byla vybrána dle požadavků na přenášený krouticí moment. Jedná se o pružnou spojku, jejíž výhodou je tlumení rázů a přizpůsobivost provozním podmínkám.

Pro výrobu převodové skříně byla zvolena technologie svařování. Jelikož se jedná o kusovou výrobu, jevila se technologie svařování jako nejvhodnější. Jednotlivé součásti skříně jsou polotovary vyrobené tvářením plechu a díly pro uložení ložisek jsou obrobky. Některé díly jsou opatřeny zámky pro jednoduché a přesné sestavení, čímž je ulehčeno svařování skříně. Celkový pohonný systém byl uložen do rámu ze svařovaných polotovarů. Svařovaný rám vychází ekonomicky a i konstrukčně nejlépe.

Celková konstrukce jednohřídelového drtiče byla vymodelována pomocí softwaru Autodesk Inventor Profesionál 2014. Z vybraných dílů byly vytvořeny výrobní výkresy. Dále byl vytvořen výkres sestavy předovky s kusovníkem. V práci byla také využita metoda konečných prvků (FEM). Analýza byla prováděna pomocí Ansys Wokbench 14.5. Výsledky z metody byly použity pro ověření koncentrace maximálního napětí. V případě analýzy hřídele se potvrdilo, že maximální napětí je v místě přechodu osazeného hřídele, tedy ve vrubu V práci bylo provedeno ekonomické zhodnocení a stanovena cena nakupovaných dílů. Konstrukce jednohřídelového drtiče byla provedena dle požadovaných parametru a byly splněny cíle práce.

Použitá literatura

[1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 sv. (226, 236 s.). ISBN 978-80-7372-574-7.

[2] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 sv. (226, 236 s.). ISBN 978-80-7372-574-7.

[3] PRÁŠIL, Ludvík a Marie ODEHNALOVÁ. *Části strojů a mechanismů (cvičení)*. první. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1984.

[4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.

[5] ČSN 01 4686-3. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1989.

[6] ČSN 01 4686-4. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1989.

[7] ČSN 01 4686-5. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Meze únavy a údaje o materiálech*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1989.

[8] ČSN 01 4809. *Kloubové řetězy. Výpočet řetězových převodů*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1989.

[9] Spojka ELS Produktový list. In: *PSP Pohony* [online]. [cit. 2015-05-04]. Dostupné z:http://www.pohony.cz/files/pohony/_products/3/113-produktovy-list-spojka-els-cz.pdf

[10] *SKF-rolling-bearings-catalogue* [online]. [cit. 2015-05-04]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/index.html

[11] *Katalog elektromotorů Siemens 1LE1* [online]. [cit. 2015-05-04]. Dostupné z: http://www.elektromotory-siemens.cz/ke-stazeni.html

Seznam použitých značek, zkratek a symbolů

Značky použité pro výpočet rozměrů a sil ozubených kol

Značka	Název	Jednotka
a	Vzdálenost os	[mm]
a_v	Virtuální vzdálenost os	[mm]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
d_e	Vnější roztečný průměr	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
d_m	Střední roztečný průměr	[mm]
d_n	Průměr náhradního kola	[mm]
d_n'	Průměr virtuálního kola	[mm]
d_{an}'	Průměr hlavové kružnice virtuálního kola	[mm]
d_{bn}'	Průměr základní kružnice virtuálního kola	[mm]
F_a	Axiální síla	[N]
F_n	Normálová síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Tečná síla (obvodová)	[N]
F_δ	Složka normálové síly	[N]
h	Výška zubu	[mm]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
m	modul	[mm]
m_n	Normálový modul	[mm]
m_{nm}	Normálový střední modul	[mm]
m_{te}	Tečný vnější modul	[mm]
m_{tm}	Tečný střední modul	[mm]
p	Rozteč	[mm]
p_n	Normálná rozteč	[mm]
p_t	Čelní rozteč	[mm]
p_{tmb}	Základní rozteč	[mm]
α	Úhel záběru	[°]

α_{mn}	Střední normálový úhel záběru	[°]
α_t	Čelní úhel záběru	[°]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
β_m	Střední Úhel sklonu zubů	[°]
δ	Úhel roztečného kužele	[°]
ε	Součinitel záběru zubů	[°]
ε_α	Součinitel záběru profilu	[°]
ε_β	Součinitel kroku	[°]

Značky použité pro pevnostní kontrolu ozubených kol

Značka	Název	Jednotka
F_t	Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici	[N]
F_{t1}	Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení	[N]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	Součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	[-]
K_F	Součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	[-]
K_{Fv}	Součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)	[-]
K_H	Součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na dotyk)	[-]
K_{Hv}	Součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)	[-]
N_K	počet zatěžovacích cyklů	[-]
N_{Flim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu tj. počeet zatěžovacích cyklů odpovídající bodu zlomu Wohlerovy křivky na mezi únavy v ohybu	[-]
N_{Hlim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu tj. počeet zatěžovacích Cyklů odpovídající bodu zlomu Wohlerovy křivky na mezi únavy v dotyku	[-]
P_F	Pravděpodobnost bezporuchového provozu (ohyb)	[%]
q_F	Exponent Wohlerovy křivky (pro výpočet na ohyb)	[-]

q_H	Exponent Wohlerovy křivky (pro výpočet na ohyb)	[-]
R_e	Výrazná mez kluzu	
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu určená z trvalé deformace pod zatížením (0,2% deformace)	
S_{Fmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
S_{Hmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	[-]
S_F	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
S_H	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození zubu	[-]
T_1	Krouticí moment na pastorku	[Nm]
T_2	Krouticí moment na kole	[Nm]
V_{HV}	Tvrdost povrchu (boku) zubu	[HV]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_β	Součinitel sklonu zubu	[-]
$Y\varepsilon$	Součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	[-]
Y_N	Součinitel životnosti (pro výpočet na ohyb)	[-]
$Y\delta$	Součinitel vrubové citlivosti při výpočtu na únavu	[-]
Y_X	Součinitel velikosti (pro výpočet na ohyb)	[-]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálů (spoluzabírajících ozubených kol)	[-]
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	$[\sqrt{\text{MPa}}]$
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	[-]
Z_ε	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	[-]
Z_N	Součinitel životnost (pro výpočet na dotyk)	[-]
Z_L	Součinitel maziva	[-]
Z_v	Součinitel obvodové rychlosti	[-]
b_{wF}	Pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na ohyb [1])	[mm]
b_{wH}	Pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na dotyk [1]	[mm]
d_1	Průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
d_2	Průměr roztečné kružnice pastorku	[Nm]
f_F	Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	[-]
f_H	Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice pastorku	[-]
m_n	Normálný modul	[mm
u	Převodové číslo ozubeného převodu	[-]

z_1	Počet zubů pastorku	[-]
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_{oFlimb}	Mez únavy v ohybu odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů	[MPa]
σ_{Flimb1}	Mez únavy v ohybu materiálu pastorku (stanovená z σ^o_{Flimb1})	[MPa]
σ_{Flimb2}	Mez únavy v ohybu materiálu kola (stanovená z σ^o_{Flimb2})	[MPa]
σ_{Fmax}	Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t1}	[MPa]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
σ_{FPmax}	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (silou F_{t1})	[MPa]
σ_{FSt}	Pevnost v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_H	Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	[MPa]
σoHlim	Mez únavy v dotyku odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů	[MPa]
σoHlim1	Mez únavy v dotyku materiálu pastorku (stanovená z σ^o_{Hlim1})	[MPa]
σoHlim2	Mez únavy v dotyku materiálu kola (stanovená z σ^o_{Hlim2})	[MPa]
σ_{Hmax}	Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1}	[MPa]
σ_{HO}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů (při $K_H = 1,0$)	[MPa]
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)	[MPa]
σ_{HPmax}	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení (silou F_{t1})	[MPa]

Značky použité pro výpočet řetězu

Značka	Název	Jednotka
a	Vzdálenost os	[mm]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
F	Síla v řetězu	[N]
F_{vRh}	Síla zatěžující hřídel kola řetězu	[N]
j	Počet článků řetězu	[-]
k_s	Statická bezpečnost	[-]
L	Délka řetězu	[mm]
p	Rozteč	[mm]
P	Přenášený výkon	[kW]
P_D	Diagramový výkon	[kW]
p_D	Dovolený tlak v kloubu řetězu	[MPa]
p_p	Tlak v kloubu řetězu	[MPa]

v	Rychlost řetězu	$[ms^{-1}]$
y	Součinitel rázů (korekční)	[-]
Y	Činitel rázů	[-]
z	Počet zubů řetězového kola	[-]
α	Úhel opásání	[°]
β	Úhel sklonu řetězu	[°]
κ	Součinitel výkonu	[-]
κ_1	Součinitel výkonu pro Y=1	[-]
λ	Součinitel tření	[-]
μ	Součinitel mazání	[-]
ρ	Součinitel provedení řetězu	[-]
φ	Součinitel provedení řetězu	[-]
ω	Úhlová rychlost	[rad s^{-1}]

Značky použité pro výpočet hřídelů

Značka	Název	Jednotka
d	Průměr hřídele	[mm]
F_a	Axiální síla	[N]
F_t	Tečná síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
k	Celková bezpečnost	[-]
k_σ	Bezpečnost v ohybu	[-]
k_τ	Bezpečnost v krutu	[-]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
M_k	Krouticí moment	[Nm]
q	Vrubová citlivost	[-]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
α	Součinitel tvaru	[-]
β	Vrubový součinitel	[-]
ν	Součinitel velikosti	[-]
η	Součinitel jakosti povrchu	[-]
σ_c^*	Mez únavy pro střídavý ohyb	[MPa]
σ_{co}	Mez únavy pro střídavý ohyb	[MPa]

τ_{kl}	Mez kluzu pro statický krut	[MPa]

Značky použité pro výpočet ložisek

Značka	Název	Jednotka
B	Šířka ložiska	[mm]
C	Dynamická únosnost	[N]
C_0	Statická únosnost	[N]
D	Vnější průměr ložiska	[mm]
d	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
Fa	Axiální síla	[N]
Fr	Radiální síla	[N]
L_{HP}	Trvanlivost ložiska	[N]
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]

Značky použité pro výpočet per

Značka	Název	Jednotka
h	Výška pera	[mm]
l	Délka pera	[mm]
M_k	Krouticí moment	[Nm]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]

Seznam obrázků a tabulek

Obrázky

Obr. 1 Konstrukce jednohřídelového drtiče 12
Obr. 2 Parametry elektromotoru Siemens 1LE1002-1DA3 12
Obr. 3 Model spojky Periflex 160 13
Obr. 4 Řez spojkou Periflex 13
Obr. 5 Zámky pro sestaví převodové skříně 14
Obr. 6 Model převodové skříně 14
Obr. 7 Model spojky ELS-40 15
Obr. 8 Řez spojkou ELS 15
Obr. 9 Model svařovaného rámu drtiče 15
Obr. 10 Celková sestava drtiče ve dvou pohledech 16
Obr. 11 Skica převodovky 17
Obr. 12 Schéma reakcí 1. hřídele v rovině xz 39
Obr. 13 Schéma reakcí prvního hřídele v rovině xy 39
Obr. 14 Průběh smykové síly 1. hřídele v rovině xz 40
Obr. 15 Průběh ohybového momentu 1. hřídele v rovině xz 40
Obr. 16 Průběh smykové síly 1. hřídele v rovině xy 41
Obr. 17 Průběh smykové síly 1. hřídele v rovině xy 41
Obr. 18 Schéma reakcí 2. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí 44
Obr. 19 Schéma reakcí 2. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí 44
Obr. 20 Průběh smykové síly 2. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí 45
Obr. 21 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí 45
Obr. 22 Průběh smykové síly 2. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí 46
Obr. 23 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí 46
Obr. 24 Schéma reakcí 2. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí 47
Obr. 25 Schéma reakcí 2. hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí 47
Obr. 26 Průběh smykové síly 2. hřídele v rovině yz pro záběr2. soukolí 48
Obr. 27 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí 48
Obr. 28 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí 49
Obr. 29 Průběh ohybového momentu 2. hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí 49
Obr. 30 Schéma reakcí 3. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí 52
Obr. 31 Schéma reakcí 3. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí 52

Obr. 32 Průběh smykové síly 3. hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí 53
Obr. 33 Průběh ohybového momentu hřídele v rovině yz pro záběr 1. soukolí 53
Obr. 34 Průběh smykové síly 3. hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí 54
Obr. 35 Průběh ohybového momentu hřídele v rovině xy pro záběr 1. soukolí 54
Obr. 36 Schéma reakcí 3. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí 55
Obr. 37 Schéma reakcí 3. hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí 55
Obr. 38 Průběh smykové síly 3. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí 56
Obr. 39 Průběh ohybového momentu hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí 56
Obr. 40 Průběh smykové síly 3. hřídele v rovině yz pro záběr 2. soukolí 57
Obr. 41 Průběh ohybového momentu hřídele v rovině xy pro záběr 2. soukolí 57
Obr. 42 Výsledek analýzy hřídele pomocí MKP – napětí 66

Tabulky

Tab.1 Zadané parametry 11
Tab. 2 Ceny jednotlivých dílů..... 66

Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres sestavy
Příloha 2 – Kusovník 1. část
Příloha 3 – Kusovník 2. část
Příloha 4 – Výkres hřídele
Příloha 5 – Výkres ozubeného kola