



Pohon sedmé osy robota KUKA

Bakalářská práce

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

Autor práce: **Jiří Ladman**
Vedoucí práce: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Bachelor thesis

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

Author: **Jiří Ladman**
Supervisor: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jiří Ladman**
Osobní číslo: **S14000099**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Pohon sedmé osy robota KUKA**
Zadávající katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

Z á s a d y p r o v ý p r a c o v á n í :

Navrhněte pohon sedmé osy robota KUKA o výkonu 1,5kW a rychlosti pojezdu 2m /sec.

Obsah bakalářské práce

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

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL


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

Datum zadání bakalářské práce: **12. února 2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12. srpna 2019**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2018

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

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. za věnovaný čas, cenné rady, odborný dohled a trpělivost. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, přítelkyni a přátelům za podporu při mém studiu a psaní bakalářské práce.

Anotace

V této bakalářské práci je uveden návrh pohonu sedmé osy robota KUKA. Tento pohon obsahuje elektromotor, převodové ústrojí, řetězový převod a je umístěn na pojezdový vozík. V teoretické části je uvedena historie robotů, popis částí robota, návrh jednotlivých částí pohonu a ekonomické zhodnocení. Hlavní částí práce je výpočtová zpráva převodového ústrojí, která obsahuje výpočet ozubených kol, hřídelí, řetězového převodu a ložisek se zadanou bezpečností a životností. Výpočtová zpráva je doplněna o 3D model pohonu, výkres setavy převodového ústrojí a výkresy vybraných součástí.

Klíčová slova

pohon sedmé osy robota, převodové ústrojí, hřídel, ozubená kola, řetězový převod, ložiska

Annotation

In this bachelor theses is demonstrated a design of drive of the seventh axis of a robot KUKA. This drive consists of an electric motor, transfer system, chain drive and is placed on a mobile cart. The theoretical part deals with the history of robots, description of the robot's parts, design of individual parts of the drive and economical evaluation. The main part of the bachelor thesis consists of a calculational report which contains the calculation of gears, shafts, chain drive and bearings with previously assigned safety coefficient and lifetime. The calculational report also includes a 3D model of the drive, drawing of the transfer system and drawings of some specific parts.

Key words

drive of the seventh axis of a robot, transfer system, shaft, gears, chain drive, bearings

Seznam ilustrací

Ilustrace 1: šestiosý robot.....	10
Ilustrace 2: jeřábový robot.....	10
Ilustrace 3: schéma elektromotoru.....	11
Ilustrace 4: hřídelová spojka.....	12
Ilustrace 5: elektromagnetická spojka.....	12
Ilustrace 6: převodová skříň.....	13
Ilustrace 7: pojezdový vozík.....	13
Ilustrace 8: návrhová skica.....	16
Ilustrace 9: silové účinky 1. hřídele.....	32
Ilustrace 10: náčrt 1. hřídele.....	34
Ilustrace 11: zatížení hřídele MKP.....	36
Ilustrace 12: výsledné posunutí MKP.....	36
Ilustrace 13: výsledné zatížení MKP.....	36
Ilustrace 14: součinitel bezpečnosti MKP.....	37
Ilustrace 15: silové účinky 2. hřídele	38
Ilustrace 16: náčrt 2. hřídele.....	41
Ilustrace 17: silové účinky 4. hřídele - první stupeň.....	45
Ilustrace 18: silové účinky 4. hřídele - reverzace.....	47
Ilustrace 19: náčrt 4. hřídele.....	48
Ilustrace 20: náčrt reverzační hřídele.....	54
Ilustrace 21: sestava převodovky.....	59
Ilustrace 22: celková sestava.....	60

Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní parametry.....	9
Tabulka 2: parametry kuželového soukolí.....	18
Tabulka 3: parametry kontroly únavy v ohybu kuželového kola.....	20
Tabulka 4: parametry kontroly na dotyk kuželového kola.....	20
Tabulka 5: parametry kontroly únavy v ohybu kuželového kola.....	21
Tabulka 6: parametry čelního ozubeného soukolí se šikmými zuby, alternativní reverzace.....	22
Tabulka 7: parametry kontroly únavy v ohybu kola 5.....	24
Tabulka 8: parametry kontroly na dotyk kola 5.....	24
Tabulka 9: parametry únavy v ohybu kola 5.....	25
Tabulka 10: parametry čelního soukolí se šikmými zuby.....	26
Tabulka 11: parametry kontroly únavy v ohybu kola 3.....	29
Tabulka 12: parametry kontroly na dotyk kola 3.....	29
Tabulka 13: parametry kontroly únavy v ohybu kola 3.....	29
Tabulka 14: parametry pro výpočet vrubové kontroly hřídele 1.....	35
Tabulka 15: parametry pro výpočet vrubové kontroly hřídele 2.....	42
Tabulka 16: parametry pro výpočet vrubové kontroly hřídele 4.....	49
Tabulka 17: parametry vrubové kontroly reverzační hřídele.....	55
Tabulka 18: ceny nakupovaných dílů.....	57
Tabulka 19: cena materiálu vyráběných dílů.....	57
Tabulka 20: cena výroby dílů.....	58
Tabulka 21: celková cena.....	58

Seznam příloh

- Příloha A: Výrovni výkres hřídele
- Příloha B: Výrobní výkres víka
- Příloha C: Výrobní výkres ozubeného kola
- Příloha D: Výkres sestavy převodového ústrojí
- Příloha E: CD obsahující PDF tohotéto bakalářské práce včetně všech výkresů

Seznam použitých značek

Značka	Popis	Jednotka
z	počet zubů	-
i	převodový poměr	-
M_k	kroucí moment	MPa
m_{te}	modul	mm
β	úhel sklonu zubu	°
α_t	úhel záběru zubu	°
b	šířka ozubení	mm
δ	úhel roztečného kužele	°
h_a	výška hlavy zubu	mm
h_f	výška paty zubu	mm
d_e	průměr vnější roztečné kružnice	mm
d_m	průměr střední roztečné kružnice	mm
m_{tm}	čelní modul na středním průměru	mm
m_{nm}	normálový modul na středním průměru	mm
d_a	průměr hlavové kružnice	mm
d_f	průměr patní kružnice	mm
α_{nm}	střední normálový úhel záběru	°
d'_n	průměr roztečné kružnice náhradního kola	mm
d'_{an}	průměr hlavové kružnice náhradního kola	mm
d'_{bn}	průměr základní kružnice náhradního kola	mm
a'_n	osová vzdálenost náhradních kol	mm
p'_{tm}	rozteč zubů náhradního kola	mm
p_{tm}	rozteč zubů	mm
ϵ_α	součinitel trvání záběru alfa	-
ϵ_β	součinitel trvání záběru beta	-
ϵ	součinitel trvání záběru	-
F_t	tečná síla	N
F_N	normálová síla	N
F_r	radiální síla	N
F_a	axiální síla	N
Z_e	součinitel mechanických vlastností materiálu	-
Z_h	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	-
Z_ϵ	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	-

K_a	součinitel vnějších dynamických sil	-
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	-
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	-
K_{HV}	součinitel vnitřních dynamických sil	-
Z_R	součinitel výchozí drsnosti boků zubů	-
S_H	nejmenší hodnota bezpečnosti proti vzniku poškození boků zubu	-
K_H	součinitel přídavných zatížení	-
σ_{HO}	napětí v dotyku při ideálním zatížení	MPa
σ_H	napětí v dotyku ve valivém bodě	MPa
σ_{HP}	přípustné napětí v dotyku	MPa
σ_{Hlim}^o	mez únavy v dotyku	MPa
σ_{Flimb}^o	mez únavy v ohybu	MPa
R_{p02}	smluvní mez kluzu	MPa
K_{AS}	součinitel vnějších dynamických sil	-
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku	MPa
σ_{HPmax}	přípustné napětí v dotyku	MPa
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu	-
Y_{β}	součinitel sklonu zubu	-
Y_{ϵ}	součinitel vlivu záběru profilu	-
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	-
K_{FV}	součinitel vnitřních dynamických sil	-
S_f	nejmenší hodnota bezpečnosti proti vzniku únavového lomu	-
K_F	součinitel přídavných zatížení	-
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	MPa
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	MPa
σ_{FST}	pevnost v ohybu při největším zatížení	MPa
σ_{Fmax}	největší místní ohybové napětí v patě zubu	MPa
σ_{FPmax}	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	MPa
p_t	čelní rozteč	mm
p_{tb}	základní rozteč	mm
a	osová vzdálenost	mm
α_{tv}	provozní záběrový úhel	°
P_d	diagramový výkon	kW
j	počet článků řetězu	-
L	délka řetězu	mm
F_o	obvodová síla řetězového soukolí	N

F_{vhR}	síla zatěžující hřídel	N
F_{VHRy}	síla zatěžující hřídel v ose y	N
F_{pt}	síla při přetržení řetězu	N
R_x	reakce ložiska v ose x	N
R_y	reakce ložiska v ose y	N
R_z	reakce ložiska v ose z	N
R_e	mez kluzu	MPa
M_o	ohybový moment	Nm
σ_e	ekvivalentní napětí	MPa
d_{min}	minimální průměr hřídele	mm
v_σ	součinitel velikosti	-
η	součinitel jakosti povrchu	-
R_v	poloměr vrubu	mm
q	součinitel vrubové citlivosti	-
σ_{co}^*	mez únavy v ohybu	MPa
k_σ	bezpečnost v ohybu	-
τ_k	tečné napětí	MPa
τ	skutečné napětí v krutu	MPa
k_τ	bezpečnost v krutu	-
k_c	celková bezpečnost	-
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
C_o	statická únosnost ložiska	[N]
X	součinitel x	-
Y	součinitel y	-

Obsah

1 Úvod.....	9
2 Cíl Práce.....	9
3 Teorie průmyslových robotů.....	10
3.1 Historie průmyslových robotů	10
3.2 Moderní doba robotů.....	11
3.3 Hlavní části robotů.....	11
4 Návrh základních součástí.....	11
4.1 Pohon.....	11
4.2 Hřídelová spojka.....	12
4.3 Mechanismus řazení.....	12
4.4 Převodová skříň.....	13
4.5 Pojezdový vozík.....	13
4.6 Ozubená kola.....	14
4.6.1 Kontrola ozubených kol.....	14
4.7 Hřídele.....	14
4.7.1 Návrh průměru hřídele.....	15
4.7.2 Kontrola vrubů.....	15
4.8 Návrh ložisek.....	16
5 Výpočtová zpráva.....	16
5.1 Návrhová skica.....	16
5.2 Výpočet základních parametrů převodového ústrojí.....	17
5.3 Kuželové soukolí s šikmými zuby.....	18
5.3.1 Geometrie soukolí.....	18
5.3.2 Silové poměry soukolí.....	19
5.3.3 pevnostní kontrola kola 1.....	20
5.3.4 pevnostní kontrola kola 2.....	21
5.4 Čelní ozubené soukolí se šikmými zuby, alternativní reverzace.....	22
5.4.1 Geometrie soukolí.....	22
5.4.2 Silové poměry soukolí.....	23
5.4.3 pevnostní kontrola kola 5.....	24
5.4.4 pevnostní kontrola kola 6.....	25
5.4.5 pevnostní kontrola kola 7.....	26
5.5 Čelní soukolí se šikmými zuby.....	26
5.5.1 Geometrie soukolí.....	27
5.5.2 Silové poměry soukolí.....	28
5.5.3 pevnostní kontrola kola 3.....	29
5.5.4 pevnostní kontrola kola 4.....	30
5.6 Návrh řetězového převodu.....	30
5.7 Návrh hřídelů.....	32
5.7.1 Návrh 1. hřídele - vstupní hřídel.....	32
5.7.2 Návrh 2. hřídele.....	38
5.7.3 Návrh 4. hřídele.....	45
5.7.3 Návrh 3. hřídele - reverzační hřídel.....	52
7 Ekonomické zhodnocení.....	57
7.1 Nakupované díly.....	57
7.2 Vyráběné díly	57
7.4 Celková cena.....	58
8 Závěr.....	59

1 Úvod

Myšlenka robotů a automatizace vznikla v dobách, kdy přestala být fyzická práce člověka pro průmysl či výrobu dostačující. Rozvoj číslicově řízených strojů a popularita počítačů umožnila vznik prvních robotů. Hlavním účelem robota je tedy nahrazení člověka a jeho fyzické práce a to především z důvodu rychlosti a přesnosti. V dnešní době existuje mnoho typů robotů s širokým uplatněním v různých odvětvích průmyslu. Základem moderních robotů je nejčastěji kloubová konstrukce umožňující pohyb kolem šesti os. Tyto pohyby zajišťují elektromotory a ovládají se programem nebo čidly.

Často se v technické praxi objevuje také robot sedmiosý, kde sedmá osa představuje pojezd celého robota. Účelem této osy je možnost pohybu robota po automatické lince, což značně zvyšuje jeho uplatnění. K tomuto účelu nejčastěji slouží elektromotor s převodovým ústrojím.

Převodové ústrojí je strojní součást, která dokáže měnit otáčky motoru, přenášet točivý moment a měnit směr otáčení. Toho dosahuje nejčastěji použitím ozubených kol. Ozubená kola jsou součástí ozubených převodů nebo-li ozubených soukolí. Ozubená soukolí jsou strojní sloučásti, které vytvářejí trvalou vazbu mezi hnací a hnanou hřídelí, čímž umožňují přenos a transformaci výkonu a to mezi hřídeli rovnoběžnými, různoběžnými nebo mimoběžnými. Pomocí ozubených soukolí nebo jejich kombinací lze přenášet výkon z hnacího hřídele na libovolně umístěný hnaný hřídel. Jejich výhody jsou schopnost přenášet vysoké výkony při vysokých otáčkách, přesnost, únosnost a životnost. Z těchto důvodů se stala ozubená soukolí nejpoužívanějším převodovým mechanismem.

2 Cíl Práce

Cílem této bakalářské práce je konstrukce pohonu sedmé osy robota KUKA s alternativní reverzací. Návrh je proveden pro konkrétního robota KR 16 od výrobce robotů KUKA, z čehož vycházejí i vstupní parametry, se kterými je možné se v technické praxi setkat.

Hmotnost pojezdového vozíku s robotem	$m = 400$ [kg]
Rychlost pojezdu	$v = 2$ [m/s]
Zrychlení pojezdového vozíku	$a = 1$ [m/s ²]
Průměr koleček	$d = 100$ [mm]
Životnost	10000 [h]
Bezpečnost	1,5

Tabulka 1: Základní parametry

Ke splnění tohoto cíle musí v být v práci uveden návrh vhodného elektromotoru, hřídelové spojky, návrh a výpočet převodového ústrojí, 3D model sestavy, ekonomické zhodnocení a výkresová dokumentace. Při návrhu se musí brát ohled na jednoduchost řešení a splnění životnosti a bezpečnosti navrhovaných součástí. Uvedené zařízení bude pouze jednokusovým prototypem, z čehož vychází i některé volené části.

3 Teorie průmyslových robotů

Roboti jsou v dnešní době nedílnou součástí jakékoliv automatické výrobní linky. Jejich konstrukce je nejčastěji kloubová, složená ze dvou ramen a s možností pohybu okolo šesti os (viz. obrázek 1). Nezřídka je zapotřebí zajistit pohyb celého robota v sedmé ose. Sedmá osa je vodorovná a pohybuje se po ní celý robot. Sedmiosý robot se využívá při odběru rozměrnějších dílů z palet, které musí být umístěny dále od výrobní linky, při 3D měření rozměrných výrobků, pro obsluhu více výrobních procesů nebo při skladování.

3.1 Historie průmyslových robotů

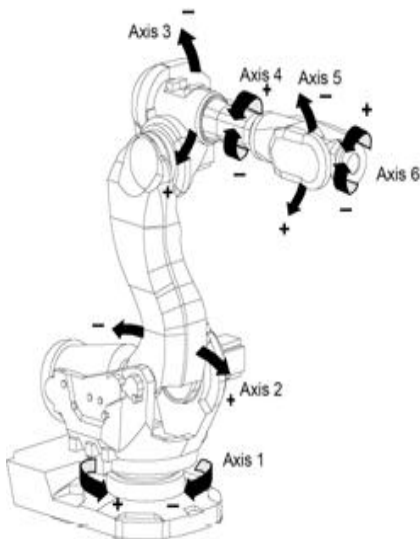
První průmyslový robot vznikl již v roce 1937 a byl vytvořen Griffithem "Bill" P. Taylorem. Nejednalo se o robota, jakého známe dnes, nýbrž o robota poháněného jedním elektromotorem, jeřábového designu a s pěti osami. Jeho automatizace nebyla uskutečněna programem, ale pomocí papírové pásky s úderníkem a solenoidů, čímž vznikl pohyb v ovládacích pákách. Robot dokázal skládat dřevěné bloky ve vzorcích uložených v těchto papírových páskách.

Roku 1954 George Devol vytvořil první průmyslový patent robota, který byl schopný přenášet předměty až do vzdálenosti 12 stop. O dva roky později založil firmu Unimation, která roku 1962 vyrobila robota UNIMATE. Tento robot byl prvním robotem uplatněným velkým výrobcem, a to společností General Motors v závodě v New Jersey. Byl zde nasazen jako náhrada pracovníků na pracovišti tlakového lití, pro uvolňování žhavých a těžkých odlitků z forem.

Prvního šestiosého kloubového robota vynalezl Victor Scheinman na Stanfordské univerzitě. Díky této nové technologii bylo možné roboty použít při montážích a na svařovacích linkách. V Evropě mezitím společnost ASEA vyrobila robota ASEA IRB. Jednalo se o prvního plně elektricky poháněného robota a zároveň o prvního mikroprocesorového robota, který využíval první čipovou sadu Intel.



Ilustrace 2: jeřábový robot



Ilustrace 1: šestiosý robot

3.2 Moderní doba robotů

V dnešní době se používají roboti s elektromotory instalovanými přímo v ramenech. Díky tomu dosahují mnohem větší rychlosti a přesnosti než jejich předchůdci. S vylepšením robotů docházelo i k inovacím řídicích systémů. Ty jsou schopné ovládat až 27 os a synchronizovat několik robotů. Cesta, kterou se robotika vydává je spolupráce člověka s robotem. V praxi to znamená využití robota lehké konstrukce pro citlivé montážní práce bez použití bezpečnostního oplocení. Robot je díky sensorům momentů schopen rozpoznat kontakt a okamžitě redukuje rychlost a sílu.

3.3 Hlavní části robotů

Vnímací podsystém - Tento podsystém zahrnuje všechny součásti, které slouží k získávání informací o okolním prostředí. K tomuto účelu slouží různé druhy kamer a čidel.

Řídicí a rozhodovací podsystém - Tento podsystém funguje na základě programu. Vyhodnocuje získané informace podle algoritmu.

Akční podsystém - Zahrnuje veškeré součásti, které zajišťují provádění akcí na základě povelů z řídicích podsystému. Tyto součásti jsou například ramena, pohony a výkonné jednotky.

4 Návrh základních součástí

4.1 Pohon

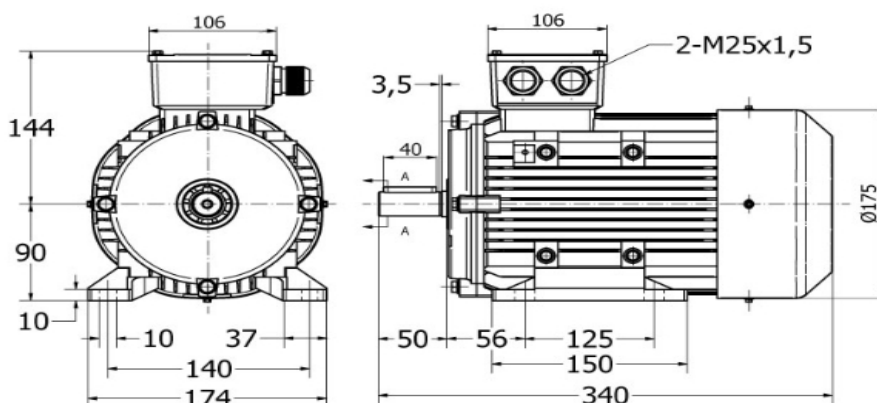
Motor je základní součást dodávající mechanickou energii. Zásadní je volba mezi spalovacím motorem a elektromotorem. Vzhledem k aplikaci uvnitř výrobní haly a dostupnosti elektrické energie volím elektromotor.

Výpočet výkonu:

$$P = F \cdot v = m \cdot a \cdot v = 400 \cdot 1 \cdot 2 = 800 \text{ [W]}$$

z důvodu výkonové rezervy volím výkon $P = 1500 \text{ [W]}$

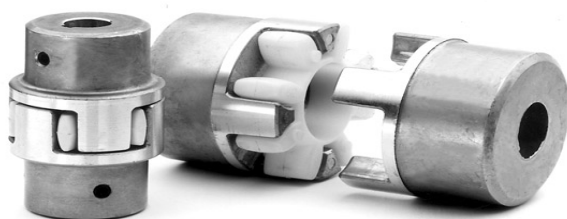
Na základě výkonu byl zvolen elektromotor Vybo 1,5 kW 1AL90L-4, který splňuje požadovaný výkon, je schopný pracovat od $-20 \text{ [}^\circ\text{C]}$ do $+40 \text{ [}^\circ\text{C]}$ a dosahuje otáček $n = 1460 \text{ [ot/min]}$.



Ilustrace 3: schéma elektromotoru

4.2 Hřídelová spojka

Hřídelové spojky se používají pro spojení hnacího ústrojí s hnaným ústrojím. V tomto případě dochází k řazení při vypnutí elektromotoru, proto byla zvolena neovládaná pružná spojka od výrobce T.E.A. TECHNIK. Spojka je vytvořena ze dvou litinových nábojů, mezi které je vložen pružný mezičlen z termoplastu. Pružné spojky zajišťují přenos kroutícího momentu, tlumí vibrace a umožňují vyrovnání úhlové odchylky mezi spojovanými hřídeli. Jejich výhodou je široký rozsah provozních teplot, snadná výroba a montáž.



Ilustrace 4: hřídelová spojka

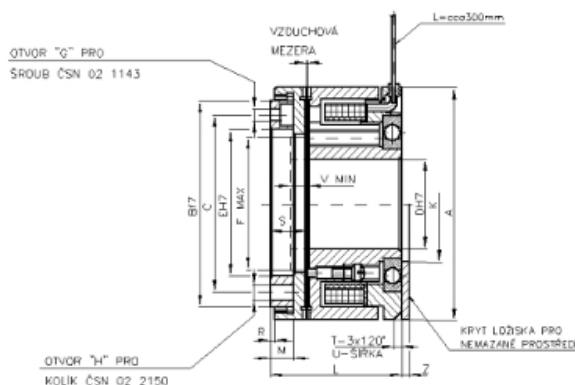
4.3 Mechanismus řazení

K řazení mezi prvním a druhým stupněm dochází v klidu, to umožňuje použití elektromagnetických spojek. Existují tři základní druhy elektromagnetických spojek:

- Kotoučové, které přenášejí točivý moment pouze třením mezi kovovou deskou a magnetickým tělesem bez třecího obložení. Jejich využití je pouze v nemazaném prostředí.
- Lamelové, pracující na principu více třecích lamel, ovládané elektromagnetem, vhodné pro mazané i nemazané prostředí.
- Zubové, ve kterých se moment přenáší přes čelní ozubení. Neumožňují prokluz a jsou vhodné pro mazané i nemazané prostředí.



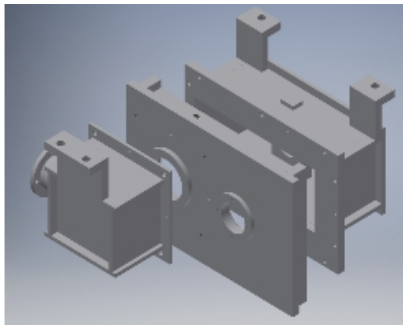
Ilustrace 5: elektromagnetická spojka



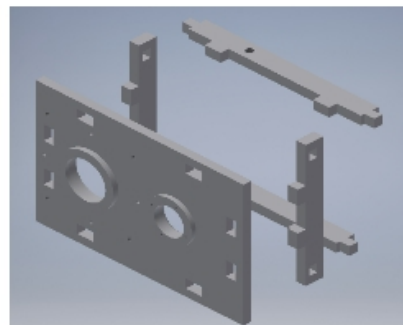
Vzhledem k malým točivým momentům, které je nutné přenést, řazení za klidu a vzhledem k menším rozměrům při přenosu stejného kroutícího momentu oproti lamelovým spojkám, byla zvolena elektromagnetická spojka zubová EZF od PSP Pohony. Tato spojka spojuje hnací a hnanou část čelním ozubením, které je do záběru vtahováno elektromagnetem a rozepínáno pomocí vypínacích pružin. Hnaná část spojky je pevně spojena s hřídelem pomocí pera. Hnací část spojky je šrouby připevněna k hnacímu členu.

4.4 Převodová skříň

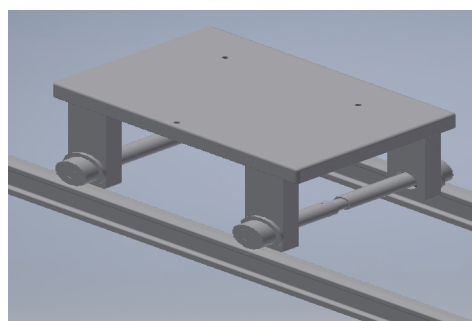
Volba mezi svařovanou a litou skříní závisí na četnosti výroby. V tomto případě se jedná o prototypovou výrobu, při které bude vyroben pouze jeden kus, proto byla zvolena svařovaná skříň s dělicí rovinou kolmou na osy hřídelů. Skříň je tvořena ze tří sešroubovaných částí. Každá z těchto částí je vytvořena sestavením a svařením jednotlivých kusů plechu. Tyto plechy jsou vyrobené vypalováním na laseru, z důvodu přesnosti a rychlosti výroby. Aby šly jednotlivé části sestavit, musí obsahovat takzvané zámky, díky kterým se dodrží rozměry i kolmost skříně. Dále je každá z těchto částí obrobena na CNC frézce již ve svařeném stavu, z důvodu dodržení souososti děr a rozměrů. Opracované jsou také všechny stykové plochy, aby se zabránilo možným netěsnostem. Skříň je vyrobena z materiálu 11 343, což je neušlechtilá konstrukční ocel s dobrou svařitelností.



Ilustrace 6: převodová skříň



4.5 Pojezdový vozík



Ilustrace 7: pojezdový vozík

Účelem pojezdového vozíku je nést pohonný systém včetně celého robota. Je realizován jako deska s přivařenými nosnými prvky, ve kterých jsou umístěna ložiska. Na tuto desku je pomocí šroubů připevněn elektromotor i převodové ústrojí. Z převodového ústrojí pak vychází řetěz, který pohání hnací hřídel vozíku. Vozík je uzpůsoben pro pohyb po kolejnicích, čímž je jasně definována dráha pohybu. Pohonné ústrojí nedisponuje diferenciální převodovkou, proto musí být dodržen

přímočarý pohyb. Jeho pohyb zajišťuje elektromoto ovládaný programem. Pro vypnutí elektromotoru jsou použita čidla, která sejmou polohu vozíku, program tuto polohu vyhodnotí a vypne motor. Výchozí poloha je zajištěna pomocí dorazů, které vozík zastaví a zajistí jeho polohu.

4.6 Ozubená kola

4.6.1 Kontrola ozubených kol

Pevnostní výpočet a kontrola ozubených kol je provedena podle ČSN 01 4686. Jedná se o výpočet provozuschopnosti ozubených soukolí. Výpočet je zjednodušen, což způsobuje nepřesnost výsledků, proto se využívá hlavně při výpočtech strojních součástí, jejichž porucha nemůže ohrozit bezpečnost obsluhy. Kontrolní výpočet je nutné provést pro obě kola v kontrolovaném soukolí.

Kontrola únavy v dotyku

Splněním podmínky se zaručuje odolnost boků zubů proti vydrolení

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

Kontrola křehkého lomu

Kontroluje se, zda jednorázovým působením největšího zatížení nedojde k trvalé deformaci nebo ke křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu. Musí být splněna podmínka

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

Kontrola únavy v ohybu

Splněním podmínky se zaručuje, že nedojde k únavovému lomu v oblasti paty zubu.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{FP}$$

Kontrola vzniku trhlin v oblasti paty zubu

Kontroluje se, zda působením největšího zatížení nedojde k trvalé deformaci nebo ke vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu. Musí být splněna podmínka

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t \cdot K_{AS}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

Neznámé veličiny byly dopočteny nebo stanoveny postupem uvedeným v [5].

4.7 Hřídele

Nejrozšířenější strojní součásti, které umožňují přenos výkonu při rotaci jsou hřídele. Jedná se o podlouhlé rotační součásti, na které jsou připojeny další strojní součásti. Ty se pak v případě pevného spojení otáčejí spolu s hřídelí okolo její osy. Hřídel se k rámu upevňuje pomocí ložisek, díky kterým se může volně protáčet. Jejich počet a umístění záleží především na zatížení hřídele. Pro výpočet a kontrolu hřídele i dalších součástí je nutné sestavit rovnice rovnováhy a výpočet reakcí v místech uložení.

4.7.1 Návrh průměru hřídele

Návrh průměru hřídele vychází z hypotézy HMH, která srovnává kombinované namáhání, v nejvíce namáhané části hřídele, s jednoosým tahovým namáháním.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

Z podmínky, která srovnává ekvivalentní napětí a dovolené napětí

$$\sigma_e \leq \sigma_d = \frac{R_e}{k}$$

několika úpravami dostaneme vztah pro výpočet minimálního průměru:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2}$$

4.7.2 Kontrola vrubů

Cílem této kontroly je výpočet celkové bezpečnosti hřídele. Tato kontrola je provedena v místě, ve kterém je největší namáhání vzhledem k průměru hřídele. Vzhledem k namáhání hřídele statickým krutem a střídavě souměrným ohybem je nutné počítat bezpečnost v krutu k_τ i bezpečnost v ohybu k_σ . Z nich pak vyplívá celková bezpečnost v místě vrubu k_c . Celková bezpečnost pak nesmí překročit hodnotu 1,5 [-].

Kontrola na střídavý ohyb

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o}$$

kde:

$$\begin{aligned}\sigma_{co}^* &= \frac{0,43 \cdot R_m \cdot v_\sigma \cdot \eta}{\beta} \\ \beta &= 1 + q \cdot (\alpha - 1) \\ \sigma_o &= \frac{M_o}{W_o}\end{aligned}$$

Kontrola na statický krut

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau}$$

kde:

$$\begin{aligned}\tau_k &= \frac{R_e}{\sqrt{3}} \\ \tau &= \frac{M_k}{W_k}\end{aligned}$$

celková bezpečnost se pak vypočítá:

$$k_c = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}}$$

neznámé v těchto rovnicích

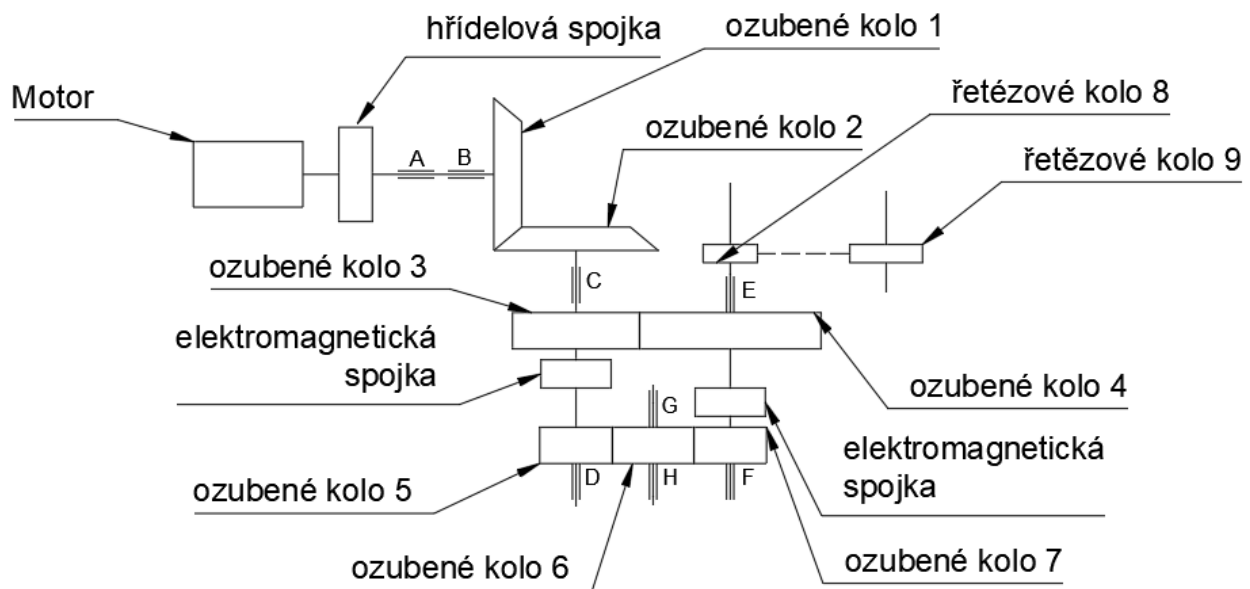
- η součinitel jakosti povrchu
- v_σ součinitele velikosti
- α součinitel tvaru
- q součinitel vrubové citlivosti

4.8 Návrh ložisek

Veškerá použitá ložiska jsou zvolena od výrobce SKF. K výpočtu jsou použity postupy i hodnoty udávané tímto výrobcem. Vzhledem k malému zatížení, popřípadě konstrukci, která umožňuje vyrušení axiálních sil, byla použita kuličková jednořadá ložiska. Při výpočtu ložisek je nutné též brát v potaz různá zatížení ložisek, a to z důvodu dvou stupňů převodovky. Vzhledem k tomu, že se jedná o převodové ústrojí reverzační, je pak poměr těchto zatížení 50 -50. Tento fakt je ve výpočtu zohledněn a je použit vztah pro výpočet udávaný výrobcem.

5 Výpočtová zpráva

5.1 Návrhová skica



Ilustrace 8: návrhová skica

5.2 Výpočet základních parametrů převodového ústrojí

- výstupní otáčky

$$n_{\text{výstupní}} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d} = \frac{60 \cdot 2}{\pi \cdot 0,1} = 382,16 [\text{ot/min}]$$

- celkový převodový poměr

$$i_c = \frac{n_{\text{vstupní}}}{n_{\text{výstupní}}} = \frac{1420}{382} = 3,7172$$

volím celkový převodový poměr $i_c = 3,72$

- zvolené převodové poměry

$$i_{12} = 1,74$$

$$i_{34} = 1,43$$

$$i_{57} = 1,43 \quad (i_{56} = 1,1 \quad i_{67} = 1,3)$$

$$i_{78} = 1,5$$

- Výpočet otáček

$$n_1 = n_{\text{vstupní}} = 1420 [\text{ot/min}]$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{1420}{1,74} = 816 [\text{ot/min}]$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{56}} = \frac{816}{1,1} = 742 [\text{ot/min}]$$

$$n_4 = \frac{n_2}{i_{34}} = \frac{816}{1,43} = 570 [\text{ot/min}]$$

$$n_5 = \frac{n_4}{i_{56}} = \frac{570}{1,5} = 380,5 [\text{ot/min}]$$

- kroutící momenty

$$Mk_1 = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 1500}{2 \cdot \pi \cdot 1420} = 10,1 [\text{Nm}]$$

$$Mk_2 = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{60 \cdot 1500}{2 \cdot \pi \cdot 816} = 17,4 [\text{Nm}]$$

$$Mk_3 = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{60 \cdot 1500}{2 \cdot \pi \cdot 742} = 19,32 [\text{Nm}]$$

$$Mk_4 = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_4} = \frac{60 \cdot 1500}{2 \cdot \pi \cdot 570} = 25,2 [\text{Nm}]$$

$$Mk_5 = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_5} = \frac{60 \cdot 1500}{2 \cdot \pi \cdot 380} = 37,67 [\text{Nm}]$$

5.3 Kuželové soukolí s šikmými zuby

	kolo 1		kolo 2
materiál	13242	materiál	12061
σ°_{Hlim}	930[MPa]	σ°_{Hlim}	590[MPa]
σ°_{Flimb}	580[MPa]	σ°_{Flimb}	452[MPa]
R_{p02}	620[MPa]	R_{p02}	440[MPa]
z_1	20	z_2	$z_1 \cdot i_{12} = 20 \cdot 1,74 = 35$

Tabulka 2: parametry kuželového soukolí

Volené parametry:

$$m_{te} = 2 \text{ [mm]}$$

$$\beta = 26 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$\alpha_t = 20 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$b = 16 \text{ [mm]}$$

5.3.1 Geometrie soukolí

úhly roztečných kuželů

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = \arctg\left(\frac{20}{35}\right) = 29,76 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$\delta_2 = \arctg\left(\frac{z_2}{z_1}\right) = \arctg\left(\frac{35}{20}\right) = 60,24 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Výška hlavy a paty zubu

$$h_a = m_{te} = 2 \text{ [mm]}$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_{te} = 2,5 \text{ [mm]}$$

průměry vnějších roztečných kružnic

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 2,5 \cdot 20 = 40 \text{ [mm]}$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 2,5 \cdot 35 = 70 \text{ [mm]}$$

průměry středních roztečných kružnic

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin(\delta_1) = 40 - 16 \cdot \sin(29,76) = 32,062 \text{ [mm]}$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin(\delta_2) = 70 - 16 \cdot \sin(60,24) = 56,11 \text{ [mm]}$$

moduly na středním průměru

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{32,062}{20} = 1,603 \text{ [mm]}$$

$$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos(\beta) = 1,603 \cdot \cos(26) = 1,44 \text{ [mm]}$$

průměry hlavových kružnic

$$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_1) = 40 + 2 \cdot 2 \cdot \cos(29,76) = 43,47 \text{ [mm]}$$

$$d_{a2} = d_{e2} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_2) = 70 + 2 \cdot 2 \cdot \cos(60,24) = 71,98 \text{ [mm]}$$

průměry patních kružnic

$$d_{f1} = d_{e1} - 2 \cdot h_f \cdot \cos(\delta_1) = 40 - 2 \cdot 2,5 \cdot \cos(29,76) = 35,66 \quad [\text{mm}]$$

$$d_{f2} = d_{e2} - 2 \cdot h_f \cdot \cos(\delta_2) = 70 - 2 \cdot 2,5 \cdot \cos(60,24) = 67,52 \quad [\text{mm}]$$

střední normálový úhel záběru

$$\alpha_{nm} = \arctg(\operatorname{tg}(\alpha_t) \cdot \cos(\beta)) = \arctg(\operatorname{tg}(20) \cdot \cos(26)) = 18,12 \quad [^\circ]$$

průměry roztečných kružnic náhradního soukolí

$$d'_{n1} = \frac{d_{m1}}{\cos(\delta_1)} = \frac{32,06}{\cos(29,76)} = 36,93 \quad [\text{mm}]$$

$$d'_{n2} = \frac{d_{m2}}{\cos(\delta_2)} = \frac{56,11}{\cos(60,24)} = 113,09 \quad [\text{mm}]$$

průměry hlavových kružnic náhradního soukolí

$$d'_{an1} = d'_{n1} + 2 \cdot h_a = 36,93 + 2 \cdot 2 = 40,93 \quad [\text{mm}]$$

$$d'_{an2} = d'_{n2} + 2 \cdot h_a = 113,09 + 2 \cdot 2 = 117,09 \quad [\text{mm}]$$

průměry základních kružnic náhradního soukolí

$$d'_{bn1} = d'_{n1} \cdot \cos(\alpha_t) = 36,93 \cdot \cos(20) = 34,7 \quad [\text{mm}]$$

$$d'_{bn2} = d'_{n2} \cdot \cos(\alpha_t) = 113,09 \cdot \cos(20) = 106,28 \quad [\text{mm}]$$

osová vzdálenost virtuálních kol

$$a'_n = \frac{d'_{n1} + d'_{n2}}{2} = \frac{36,93 + 113,09}{2} = 75,01 \quad [\text{mm}]$$

rozteče zubů

$$p'_{tm} = \pi \cdot m_{tm} \cdot \cos(\alpha_t) = \pi \cdot 1,603 \cdot \cos(20) = 4,73 \quad [\text{mm}]$$

$$p_{tm} = \pi \cdot m_{tm} = \pi \cdot 1,603 = 5,034 \quad [\text{mm}]$$

součinitel trvání záběru

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r'_{an1}{}^2 - r'_{bn1}{}^2} + \sqrt{r'_{an2}{}^2 - r'_{bn2}{}^2} - a'_n \cdot \sin(\alpha_t)}{p'_{tm}} =$$
$$= \frac{\sqrt{20,46^2 - 53,14^2} + \sqrt{58,54^2 - 53,14^2} - 75,01 \cdot \sin(20)}{4,73} = 2,067$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin(\beta)}{p_{tm}} = \frac{16 \cdot \sin(26)}{5,034} = 1,39$$

$$\epsilon = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta = 2,043 + 0,97 = 3,46$$

5.3.2 Silové poměry soukolí

obvodové síly

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot Mk_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10,1}{32,06 \cdot 0,001} = 630 \quad [\text{N}]$$

normálové síly

$$F_{N1} = F_{N2} = \frac{F_{t1}}{\cos(\alpha_{nm}) \cdot \cos(\beta)} = \frac{630}{\cos(18,12) \cdot \cos(26)} = 738 \quad [\text{N}]$$

radiální a axiální síly

$$F_{r1} = F_{a2} = \frac{F_{t1}}{\cos(\beta)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{nm}) \cdot \cos(\delta_1) - \sin(\beta) \cdot \sin(\delta_1)) =$$

$$= \frac{630}{\cos(26)} \cdot (\operatorname{tg}(18,12) \cdot \cos(29,76) - \sin(26) \cdot \sin(29,76)) = 46 \quad [\text{N}]$$

$$F_{a1} = F_{r2} = \frac{F_{t1}}{\cos(\beta)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{nm}) \cdot \sin(\delta_1) + \sin(\beta) \cdot \cos(\delta_1)) =$$

$$= \frac{630}{\cos(26)} \cdot (\operatorname{tg}(18,12) \cdot \sin(29,76) + \sin(26) \cdot \cos(29,76)) = 380 \quad [\text{N}]$$

5.3.3 pevnostní kontrola kola 1

kontrola z hlediska únavy v ohybu

Z_e	190 [-]
Z_h	2,5 [-]
Z_ϵ	0,71 [-]
K_a	1 [-]
$K_{H\beta}$	1,4 [-]
$K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$	1,2 [-]
Z_R	1 [-]
S_H	1,5 [-]

Tabulka 3: parametry kontroly únavy v ohybu kuželového kola

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1 \cdot 1,4 \cdot 1,2 = 1,68 \quad [-]$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot d_{ml}} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,71 \cdot \sqrt{\frac{630}{19 \cdot 40,57} \cdot \frac{1,74 + 1}{1,74}} = 469 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 469 \sqrt{1,68} = 608 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{930 \cdot 1}{1,5} = 620 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 608 \leq 620 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na dotyk při jendorázovém působení největšího zatížení

K_H	1,68 [-]
K_{AS}	2 [-]

Tabulka 4: parametry kontroly na dotyk kuželového kola

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_{t1}}} = 322,3 \cdot \sqrt{\frac{630 \cdot 2 \cdot 1,68}{630}} = 859 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax} = 2,8 \cdot R_{p02} = 2,8 \cdot 620 = 1736 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad 859 \leq 1736 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

kontrola z hlediska únavy v ohybu

Y_{FS}	4,3 [-]
Y_{β}	0,85 [-]
Y_{ϵ}	$\frac{1}{\epsilon_{\alpha}} = 0,489$ [-]
$K_{F\beta} = K_{H\beta}$	1,4 [-]
$K_{F\alpha} \cdot K_{FV}$	1,2 [-]
s_f	1,5 [-]

Tabulka 5: parametry kontroly únavy v ohybu kuželového kola

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1 \cdot 1,4 \cdot 1,2 = 1,68 \quad [-]$$

$$\sigma_F = \frac{F_{tl}}{b \cdot m_{te}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon} = \frac{630}{16 \cdot 2} \cdot 1,68 \cdot 4,3 \cdot 0,85 \cdot 0,489 = 58 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{s_f} = \frac{580}{1,5} = 387 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad 58 \leq 387 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fst} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 580 = 1450 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tl} \cdot K_{AS}}{F_{tl}} = 58 \cdot \frac{630 \cdot 2}{630} = 117 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FST} = 0,8 \cdot 1450 = 1160 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax} \quad 117 \leq 1160 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

5.3.4 pevnostní kontrola kola 2

Kontrola provedena analogicky ke kontrole kola 1, z tohoto důvodu budou uvedeny pouze výsledky.

kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_H = 387 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP} = 393 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 387 \leq 393 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Hmax} = 547 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax} = 1232 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 547 \leq 1232 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = 58 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP} = 301 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad 58 \leq 301 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{F \max} = 117 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{FP \max} = 904 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max} \quad 117 \leq 904 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

5.4 Čelní ozubené soukolí se šikmými zuby, alternativní reverzace

	kolo 5		kolo 6		kolo 7
materál	16343	materál	11700	materál	16436
σ°_{Hlim}	1060 [MPa]	σ°_{Hlim}	480 [MPa]	σ°_{Hlim}	840 [MPa]
σ°_{Flimb}	655 [MPa]	σ°_{Flimb}	396 [MPa]	σ°_{Flimb}	602 [MPa]
R_{p02}	750 [MPa]	R_{p02}	363 [MPa]	R_{p02}	980 [MPa]
z_5	21	z_6	$z_5 \cdot i_5 = 21 \cdot 1,1 = 23$	z_7	$z_6 \cdot i_{67} = 23 \cdot 1,3 = 30$

Tabulka 6: parametry čelního ozubeného soukolí se šikmými zuby, alternativní reverzace

Volené parametry:

$$m_n = 2 \text{ [mm]}$$

$$\beta = 20 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$\alpha_n = 20 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$b = 16 \text{ [mm]}$$

5.4.1 Geometrie soukolí

průměry roztečných kružnic

$$d_5 = \frac{m_n}{\cos(\beta)} \cdot z_5 = \frac{2}{\cos(20)} \cdot 21 = 44,69 \text{ [mm]}$$

$$d_6 = \frac{m_n}{\cos(\beta)} \cdot z_6 = \frac{2}{\cos(20)} \cdot 23 = 48,95 \text{ [mm]}$$

$$d_7 = \frac{m_n}{\cos(\beta)} \cdot z_7 = \frac{2}{\cos(20)} \cdot 30 = 63,85 \text{ [mm]}$$

průměry hlavových kružnic

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot m_n = 44,69 + 2 \cdot 2 = 48,69 \text{ [mm]}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot m_n = 48,95 + 2 \cdot 2 = 52,95 \text{ [mm]}$$

$$d_{a7} = d_7 + 2 \cdot m_n = 63,85 + 2 \cdot 2 = 67,85 \text{ [mm]}$$

průměry patních kružnic

$$d_{f5} = d_5 - 2,5 \cdot m_n = 44,69 - 2,5 \cdot 2 = 39,69 \text{ [mm]}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2,5 \cdot m_n = 48,95 - 2,5 \cdot 2 = 43,95 \text{ [mm]}$$

$$d_{f7} = d_7 - 2,5 \cdot m_n = 63,85 - 2,5 \cdot 2 = 58,85 \text{ [mm]}$$

úhel záběru zubu

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_t)}{\cos(\beta)}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(20)}\right) = 21,17 \text{ [}^\circ\text{]}$$

průměry záladních kružnic

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos(\alpha_t) = 44,69 \cdot \cos(21,17) = 41,68 \quad [\text{mm}]$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos(\alpha_t) = 48,95 \cdot \cos(21,17) = 45,65 \quad [\text{mm}]$$

$$d_{b7} = d_7 \cdot \cos(\alpha_t) = 63,85 \cdot \cos(21,17) = 59,54 \quad [\text{mm}]$$

čelní rozeč

$$p_t = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos(\beta)} = \frac{\pi \cdot 2}{\cos(20)} = 6,68 \quad [\text{mm}]$$

základní rozteč

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 6,68 \cdot \cos(21,17) = 6,232 \quad [\text{mm}]$$

osová zdálenost

$$a_{56} = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{44,69 + 48,95}{2} = 46,82 \quad [\text{mm}]$$

$$a_{67} = \frac{d_6 + d_7}{2} = \frac{48,95 + 63,85}{2} = 56,4 \quad [\text{mm}]$$

$$a = a_{56} + a_{67} = 103,22 \quad [\text{mm}]$$

součinitel trvání záběru 5-6

$$\begin{aligned} \epsilon_{\alpha 56} &= \frac{\sqrt{r_{a5}^2 - r_{b5}^2} + \sqrt{r_{a6}^2 - r_{b6}^2} - a_{56} \cdot \sin(\alpha_t)}{p_{tb}} = \\ &= \frac{\sqrt{22,35^2 - 28,84^2} + \sqrt{26,48^2 - 22,82^2} - 46,82 \cdot \sin(21,17)}{6,232} = 1,46 \end{aligned}$$

$$\epsilon_{\beta 56} = \frac{b \cdot \text{tg}(\beta)}{p_t} = \frac{16 \cdot \text{tg}(20)}{6,68} = 0,87$$

$$\epsilon_{56} = \epsilon_{\alpha 56} + \epsilon_{\beta 56} = 1,46 + 0,87 = 2,33$$

součinitel trvání záběru 6-7

$$\begin{aligned} \epsilon_{\alpha 67} &= \frac{\sqrt{r_{a6}^2 - r_{b6}^2} + \sqrt{r_{a7}^2 - r_{b7}^2} - a_{67} \cdot \sin(\alpha_t)}{p_{tb}} = \\ &= \frac{\sqrt{26,48^2 - 22,82^2} + \sqrt{33,92^2 - 29,77^2} - 56,4 \cdot \sin(21,17)}{6,232} = 1,495 \end{aligned}$$

$$\epsilon_{\beta 67} = \frac{b \cdot \text{tg}(\beta)}{p_t} = \frac{16 \cdot \text{tg}(20)}{6,68} = 0,87$$

$$\epsilon_{67} = \epsilon_{\alpha 67} + \epsilon_{\beta 67} = 1,495 + 0,87 = 2,365$$

5.4.2 Silové poměry soukolí

obvodové síly

$$F_{t5} = F_{t6} = F_{t7} = \frac{2 \cdot Mk_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 17,4}{44,69 \cdot 0,001} = 779 \quad [\text{N}]$$

axiální síly

$$F_{a5} = F_{a6} = F_{a7} = F_{t5} \cdot \text{tg}(\beta) = 779 \cdot \text{tg}(20) = 283 \quad [\text{N}]$$

normálové síly

$$F_{N5} = F_{N6} = F_{N7} = \frac{F_{t5}}{\cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)} = \frac{779}{\cos(20) \cdot \cos(20)} = 881 \quad [\text{N}]$$

radiální síly

$$F_{r5} = F_{r6} = F_{r7} = \frac{F_{t5}}{\cos(\beta)} \cdot \text{tg}(\alpha_n) = \frac{779}{\cos(20)} \cdot \text{tg}(20) = 301 \quad [\text{N}]$$

5.4.3 pevnostní kontrola kola 5

kontrola z hlediska únavy v ohybu

Z_e	190 [-]
Z_h	2,43 [-]
Z_ϵ	0,84 [-]
K_a	1 [-]
$K_{H\beta}$	1,3 [-]
$K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$	1,2 [-]
Z_R	1 [-]
S_H	1,5 [-]

Tabulka 7: parametry kontroly únavy v ohybu kola 5

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1,56 \quad [-]$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b \cdot d_5} \cdot \frac{i_{56} + 1}{i_{56}}} = 190 \cdot 2,43 \cdot 0,84 \cdot \sqrt{\frac{779}{41 \cdot 41,8} \cdot \frac{1,1 + 1}{1,1}} = 559 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 559 \sqrt{1,56} = 698 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{1060 \cdot 1}{1,5} = 706 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 698 \leq 706 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na dotyk při jendorázovém působení největšího zatížení

K_H	1,56 [-]
K_{AS}	2 [-]

Tabulka 8: parametry kontroly na dotyk kola 5

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t5} \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_{t5}}} = 559 \cdot \sqrt{\frac{779 \cdot 2 \cdot 1,56}{779}} = 988 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax} = 2,8 \cdot R_{p02} = 2,8 \cdot 750 = 2100 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad 988 \leq 2100 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

kontrola z hlediska únavy v ohybu

Y_{FS}	4,3 [-]
Y_{β}	0,87 [-]
Y_{ϵ}	$\frac{1}{\epsilon_{\alpha}} = 0,685$ [-]
$K_{F\beta} = K_{H\beta}$	1,3 [-]
$K_{Fa} \cdot K_{FV}$	1,2 [-]
s_f	1,5 [-]

Tabulka 9: parametry únavy v ohybu kola 5

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa} \cdot K_{FV} = 1 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1,56 \quad [-]$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t5}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon} = \frac{779}{16 \cdot 2} \cdot 1,56 \cdot 4,3 \cdot 0,87 \cdot 0,685 = 97 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{s_f} = \frac{655}{1,5} = 437 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad 97 \leq 437 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fst} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 655 = 1638 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t5} \cdot K_{AS}}{F_{t5}} = 97 \cdot \frac{779 \cdot 2}{779} = 194 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{Fst} = 0,8 \cdot 1638 = 1310 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax} \quad 194 \leq 1310 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

5.4.4 pevnostní kontrola kola 6

Kontrola provedena analogicky ke kontrole kola 5, z tohoto důvodu budou uvedeny pouze výsledky.

kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_H = 314 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP} = 320 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 314 \leq 320 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Hmax} = 444 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax} = 1016 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 444 \leq 1016 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = 24 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP} = 264 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad 24 \leq 264 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fmax} = 48 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FPmax} = 792 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax} \quad 48 \leq 792 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

5.4.5 pevnostní kontrola kola 7

Kontrola provedena analogicky ke kontrole kola 5, z tohoto důvodu budou uvedeny pouze výsledky.

kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_H = 549 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP} = 560 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 549 \leq 560 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{H \max} = 777 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP \max} = 2744 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 777 \leq 2744 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = 95 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP} = 401 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad 95 \leq 401 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{F \max} = 190 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP \max} = 1204 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 190 \leq 1204 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

5.5 Čelní soukolí se šikmými zuby

	kolo 3		kolo 4
materál	11700	materál	12050
σ°_{Hlim}	480	σ°_{Hlim}	430
σ°_{Flimb}	396	σ°_{Flimb}	356
R_{p02}	363	R_{p02}	325
z_3	39	z_4	$z_3 \cdot i_{34} = 39 \cdot 1,43 = 56$

Tabulka 10: parametry čelního soukolí se šikmými zuby

Volené parametry:

$$m_n = 2 \quad [\text{mm}]$$

$$\beta = 24 \quad [^{\circ}]$$

$$\alpha_n = 20 \quad [^{\circ}]$$

$$b = 18 \quad [\text{mm}]$$

5.5.1 Geometrie soukolí

průměry roztečných kružnic

$$d_3 = \frac{m_n}{\cos(\beta)} \cdot z_3 = \frac{2}{\cos(24)} \cdot 39 = 85,37 \quad [\text{mm}]$$

$$d_4 = \frac{m_n}{\cos(\beta)} \cdot z_4 = \frac{2}{\cos(24)} \cdot 56 = 122,59 \quad [\text{mm}]$$

průměry hlavových kružnic

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 85,39 + 2 \cdot 2 = 89,37 \quad [\text{mm}]$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 122,59 + 2 \cdot 2 = 126,59 \quad [\text{mm}]$$

průměry patních kružnic

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m_n = 85,37 - 2,5 \cdot 2 = 80,37 \quad [\text{mm}]$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n = 122,59 - 2,5 \cdot 2 = 117,59 \quad [\text{mm}]$$

úhel záběru zubu

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_t)}{\cos(\beta)}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(24)}\right) = 21,72 \quad [^\circ]$$

průměry základních kružnic

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos(\alpha_t) = 85,37 \cdot \cos(21,72) = 79,32 \quad [\text{mm}]$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos(\alpha_t) = 122,59 \cdot \cos(21,72) = 113,89 \quad [\text{mm}]$$

čelní rozeč

$$p_t = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos(\beta)} = \frac{\pi \cdot 2}{\cos(24)} = 6,87 \quad [\text{mm}]$$

základní rozeč

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 6,87 \cdot \cos(21,72) = 6,39 \quad [\text{mm}]$$

korekce soukolí

osová vzdálenost

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{85,37 + 122,59}{2} = 103,98 \quad [\text{mm}]$$

požadovaná osová vzdálenost

$$a_v = 103,22 \quad [\text{mm}]$$

provozní záběrový úhel

$$\alpha_{tv} = \arccos\left(\frac{m_n}{2 \cdot \cos(\beta)} \cdot (z_3 + z_4) \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{a_v}\right) = \arccos\left(\frac{2}{2 \cdot \cos(24)} \cdot (39 + 56) \cdot \frac{\cos(21,72)}{103,22}\right) = 20,63$$

součet korekcí

$$\operatorname{inv} \alpha_{tv} = \operatorname{tg}(\alpha_{tv}) - \frac{\pi \cdot \alpha_{tv}}{180} = \operatorname{tg}(20,63) - \frac{\pi \cdot 20,63}{180} = 0,0164 \quad [-]$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg}(\alpha_t) - \frac{\pi \cdot \alpha_t}{180} = \operatorname{tg}(21,72) - \frac{\pi \cdot 21,72}{180} = 0,0192 \quad [-]$$

$$x_3 + x_4 = \frac{\operatorname{inv} \alpha_{iv} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)} \cdot (z_3 + z_4) = \frac{0,0164 - 0,0192}{2 \cdot \operatorname{tg}(20)} \cdot (39 + 56) = -0,372 \quad [-]$$

korigované pouze kolo 4 >> $x_4 = -0,372$ [mm]

průměr hlavové kružnice

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_4) = 122,59 + 2 \cdot 2 \cdot (1 - 0,372) = 125,1 \quad [\text{mm}]$$

průměr patní kružnice

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n \cdot (1 - x_4) = 122,59 - 2,5 \cdot 2 \cdot (1 + 0,372) = 115,73 \quad [\text{mm}]$$

součinitel trvání záběru

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a3}^2 - r_{b3}^2} + \sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} + a \cdot \sin(\alpha_t)}{P_{tb}} =$$

$$= \frac{\sqrt{44,69^2 - 39,66^2} + \sqrt{63,29^2 - 56,95^2} + 103,22 \cdot \sin(21,72)}{6,39} = 1,584$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta)}{P_t} = \frac{18 \cdot \operatorname{tg}(24)}{6,87} = 1,165$$

$$\epsilon = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta = 1,584 + 1,165 = 2,749$$

5.5.2 Silové poměry soukolí

obvodové síly

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M k_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 17,4}{85,37 \cdot 0,001} = 408 \quad [\text{N}]$$

axiální síly

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 408 \cdot \operatorname{tg}(24) = 181 \quad [\text{N}]$$

normálové síly

$$F_{N3} = F_{N4} = \frac{F_{t3}}{\cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)} = \frac{408}{\cos(20) \cdot \cos(24)} = 475 \quad [\text{N}]$$

radiální síly

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3}}{\cos(\beta)} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) = \frac{408}{\cos(24)} \cdot \operatorname{tg}(20) = 162 \quad [\text{N}]$$

5.5.3 pevnostní kontrola kola 3

kontrola z hlediska únavy v ohybu

Z_e	190 [-]
Z_h	2,63 [-]
Z_ϵ	0,74 [-]
K_a	1 [-]
$K_{H\beta}$	1,3 [-]
$K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$	1,2 [-]
Z_R	1 [-]
S_H	1,5 [-]

Tabulka 11: parametry kontroly únavy v ohybu kola 3

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1,56 \quad [-]$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b \cdot d_3} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}}} = 190 \cdot 2,63 \cdot 0,74 \cdot \sqrt{\frac{408}{18 \cdot 85} \cdot \frac{1,43 + 1}{1,43}} = 248 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 248 \sqrt{1,56} = 310 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{480 \cdot 1}{1,5} = 320 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 248 \leq 320 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na dotyk při jendorázovém působení největšího zatížení

K_H	1,56 [-]
K_{AS}	2 [-]

Tabulka 12: parametry kontroly na dotyk kola 3

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3} \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_{t3}}} = 205 \cdot \sqrt{\frac{408 \cdot 2 \cdot 1,56}{408}} = 439 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax} = 2,8 \cdot R_{p02} = 2,8 \cdot 363 = 1016 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad 439 \leq 1016 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

kontrola z hlediska únavy v ohybu

Y_{FS}	4,3 [-]
Y_β	0,83 [-]
Y_ϵ	$\frac{1}{\epsilon_\alpha} = 0,5593$ [-]
$K_{F\beta} = K_{H\beta}$	1,3 [-]
$K_{F\alpha} \cdot K_{FV}$	1,2 [-]
S_f	1,5 [-]

Tabulka 13: parametry kontroly únavy v ohybu kola 3

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1,56 \quad [-]$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t3}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon = \frac{408}{18 \cdot 2} \cdot 1,56 \cdot 4,3 \cdot 0,83 \cdot 0,6312 = 40 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{s_f} = \frac{396}{1,5} = 264 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad 40 \leq 264 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fst} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 396 = 990 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t3} \cdot K_{AS}}{F_{t3}} = 19 \cdot \frac{408 \cdot 2}{408} = 80 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FST} = 0,8 \cdot 890 = 712 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax} \quad 80 \leq 712 \quad \ll \text{Vyhovuje}$$

5.5.4 pevnostní kontrola kola 4

Kontrola provedena analogicky ke kontrole kola 3, z tohoto důvodu budou uvedeny pouze výsledky.

kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_H = 259 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP} = 287 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 259 \leq 287 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Hmax} = 366 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax} = 910 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 366 \leq 910 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = 40 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP} = 237 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad 40 \leq 237 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fmax} = 80 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FPmax} = 712 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad 80 \leq 712 \quad \ll \text{vyhovuje}$$

5.6 Návrh řetězového převodu

počet zubů

$$z_8 = 15$$

$$z_9 = i \cdot z_8 = 1,5 \cdot 15 = 22,5 \quad \text{volím } z_9 = 23$$

Diagramový výkon

$$P_d = \frac{P}{X_1 \cdot y \cdot \varphi \cdot \mu} = \frac{1,5}{1 \cdot 1 \cdot 0,73 \cdot 0,77} = 2,67 \quad [\text{kW}]$$

podle diagramového výkonu volím řetěz válečkový jednořadý 10 B

průměry roztečných kružnic řetězových kol

$$d_8 = \frac{p}{\sin\left(\frac{z_8}{180}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{15}{180}\right)} = 76,39[\text{mm}]$$

$$d_9 = \frac{p}{\sin\left(\frac{z_9}{180}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{23}{180}\right)} = 116,64[\text{mm}]$$

počet článků řetězu

$$j = \frac{z_8 + z_9}{2} + \left(\frac{z_9 - z_8}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a} + \frac{2a}{p} = \frac{15 + 23}{2} + \left(\frac{23 - 15}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{15,875}{160} + \frac{2 \cdot 160}{15,875} = 39,32$$

počet článků řetězu volím $j = 40$

skutečná osová vzdálenost

$$a = \frac{p}{4} \left(j - \frac{z_8 + z_9}{2} + \sqrt{\left(j - \frac{z_8 + z_9}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_9 - z_8}{\pi} \right)^2} \right) =$$
$$= \frac{15,875}{4} \left(40 - \frac{15 + 23}{2} + \sqrt{\left(40 - \frac{15 + 23}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{23 - 15}{\pi} \right)^2} \right)$$
$$= 165,45[\text{mm}]$$

Délka řetězu

$$L = \pi \cdot \frac{d_8 + d_9}{2} + \frac{(d_9 - d_8)^2}{4 \cdot a} + 2 \cdot a = \pi \cdot \frac{76,39 + 116,64}{2} + \frac{(116,64 - 76,39)^2}{4 \cdot 165,45} + 2 \cdot 165,45 =$$
$$= 636,559[\text{mm}]$$

Silové poměry řetězového převodu

obvodová rychlost

$$v = \pi \cdot d_8 \cdot n_3 = \pi \cdot 0,07639 \cdot 9,51 = 2,28 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Obvodová rychlost $v < 7$ [m/s], můžeme proto zanedbat účinek odstředivé síly. Díky malé osové vzdálenosti můžeme též zanedbat sílu vyvolanou tíhou řetězu.

obvodová síla

$$F_o = \frac{2 \cdot Mk_3}{d_8} = \frac{2 \cdot 25,11}{0,07639} = 658[\text{N}]$$

síla zatěžující hřídel

$$F_{vhR} = F_o = 658[\text{N}]$$

zatěžující síla není skloněna pod úhlem, z toho vyplývá:

$$F_{vhry} = F_{vhR} = 658 [\text{N}]$$

Pevnostní kontrola řetězového převodu

kontrola na tah při statickém zatížení

$$F_{pt} = 23 [\text{kN}]$$

$$F_t = F_o = 658 [\text{N}]$$

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} = \frac{23000}{658} = 943,98 \geq 7 \implies \text{vyhovuje}$$

kontrola na tah při dynamickém zatížení

$$Y = 2,5 \quad [-]$$

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_t \cdot Y} = \frac{23000}{658 \cdot 2,5} = 13,99 \geq 5 \quad \implies \text{vyhovuje}$$

kontrola kloubu řetězu na otláčení

$$S = 67 \quad [\text{mm}^2] \quad p_k = 21 \quad [\text{MPa}] \quad \lambda_1 = 0,75 \quad [-] \quad y = 0,73 \quad [-]$$

$$\lambda = \lambda_1 \cdot y = 0,75 \cdot 0,73 = 0,5475$$

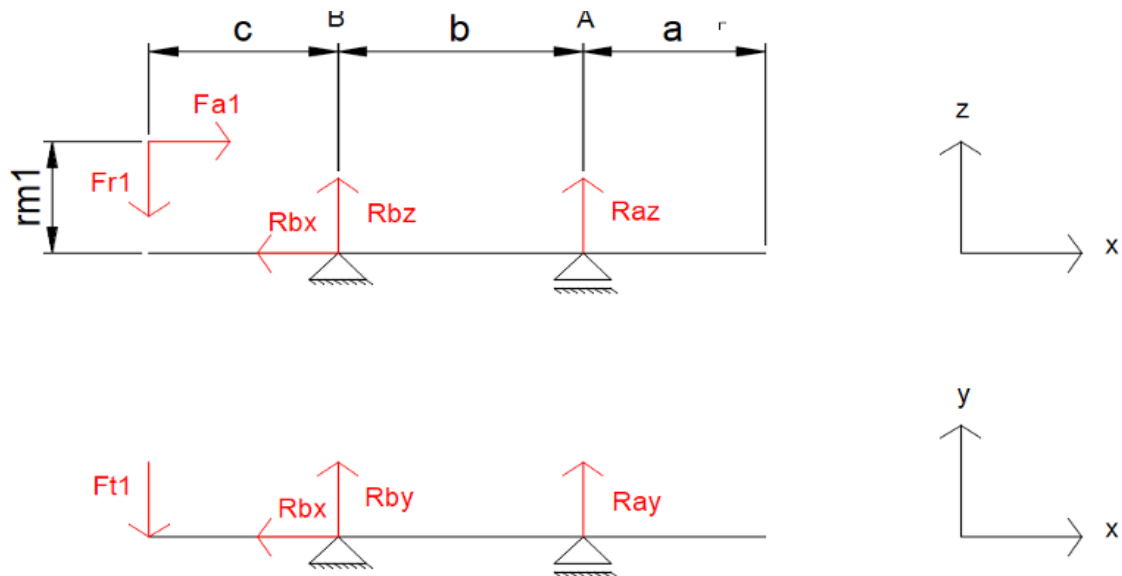
$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{658}{67} = 9,81 \quad [\text{MPa}]$$

$$p_d = p_k \cdot \lambda = 21 \cdot 0,5475 = 11,5 \quad [\text{MPa}]$$

$$p_p \leq p_d \quad \leq \text{vyhovuje}$$

5.7 Návrh hřídelů

5.7.1 Návrh 1. hřídele - vstupní hřídel



Ilustrace 9: silové účinky 1. hřídele

parametry:

$$a = 41,5[\text{mm}]; \quad b = 30 \quad [\text{mm}]; \quad c = 26 \quad [\text{mm}]; \quad r_{m1} = 16 \quad [\text{mm}]; \quad F_{a1} = 380 \quad [\text{N}]; \quad F_{r1} = 46 \quad [\text{N}]; \quad F_{t1} = 629 \quad [\text{N}]$$

Rovnice rovnováhy

$$x : F_{a1} - R_{bx} = 0$$

$$y : -F_{t1} + R_{by} + R_{ay} = 0$$

$$z : -F_{r1} + R_{bz} + R_{az} = 0$$

$$M_{bxz} : -F_{r1} \cdot c + F_{a1} \cdot r_{m1} - R_{az} \cdot b = 0$$

$$M_{bxy} : -F_{t1} \cdot c - R_{ay} \cdot b = 0$$

Výpočet reakcí

$$R_{az} = \frac{-F_{rl} \cdot c + F_{al} \cdot r_{ml}}{b} = \frac{-46 \cdot 26 - 380 \cdot 16}{30} = 163 \quad [\text{N}]$$

$$R_{bx} = F_{al} = 380 \quad [\text{N}]$$

$$R_{ay} = \frac{-F_{tl} \cdot c}{b} = \frac{-629 \cdot 26}{30} = -545 \quad [\text{N}]$$

$$R_{by} = F_{tl} - R_{ay} = 629 + 545 = 1174 \quad [\text{N}]$$

$$R_{bz} = F_{rl} - R_{az} = 46 - 163 = -117 \quad [\text{N}]$$

Vnitřní statické účinky

Rovina X - Z

I. řez $x < 0$; $c >$

$$M_{olx} = F_{al} \cdot r_{ml} - F_{rl} \cdot x$$

II. řez $x < c$; $c+b >$

$$M_{olx} = F_{al} \cdot r_{ml} - F_{rl} \cdot x + R_{bz} \cdot (x - c)$$

III. řez $x < c+b$; $c+b+a >$

$$M_{olx} = F_{al} \cdot r_{ml} - F_{rl} \cdot x + R_{bz} \cdot (x - c) + R_{az} \cdot (x - (c + b))$$

Rovina X - Y

I. řez $x < 0$; $c >$

$$M_{olx} = -F_{tl} \cdot x$$

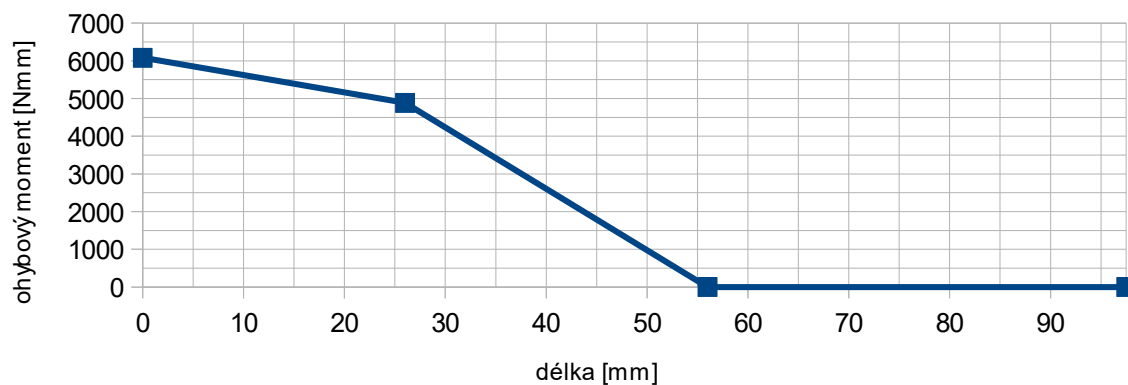
II. řez $x < c$; $c+b >$

$$M_{olx} = -F_{tl} \cdot x + R_{by} \cdot (x - c)$$

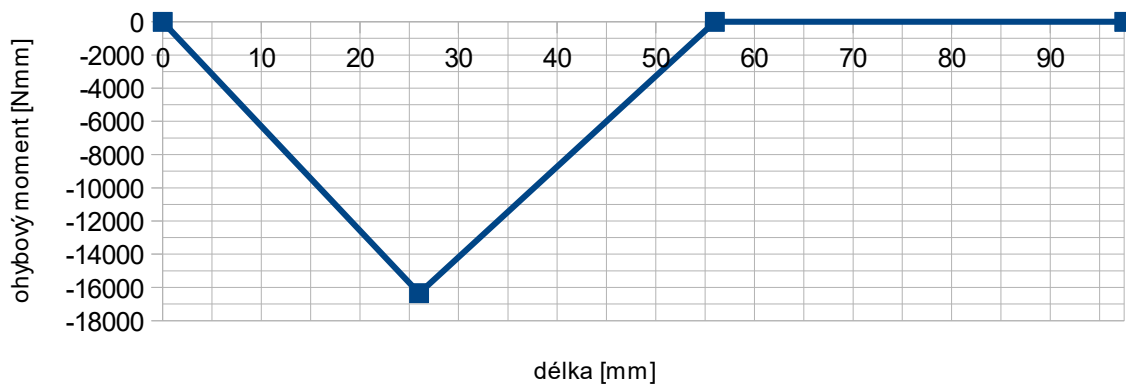
III. řez $x < c+b$; $c+b+a >$

$$M_{olx} = -F_{tl} \cdot x + R_{by} \cdot (x - c) + R_{ay} \cdot (x - (c + b))$$

Ohybový moment X - Z



Ohybový moment X - Y



Maximální ohybový moment v rovině xz : $M_{oxz \max} = 6080$ [N . mm]

Maximální ohybový moment v rovině xy : $M_{oxy \max} = - 16354$ [N . mm]

Maximální ohybový moment na hřídeli je v bodě B

$$M_{omaxl} = \sqrt{M_{oxz \max}^2 + M_{oxy \max}^2} = \sqrt{4884^2 + 16354^2} = 17067 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Návrh průměru hřídele

parametry:

materiál = 11500; $R_e = 245$ [MPa]; $k = 1,5$; $M_o = 17,067$ [Nm]; $M_k = 10,09$ [Nm]

Ekvivalentní napětí

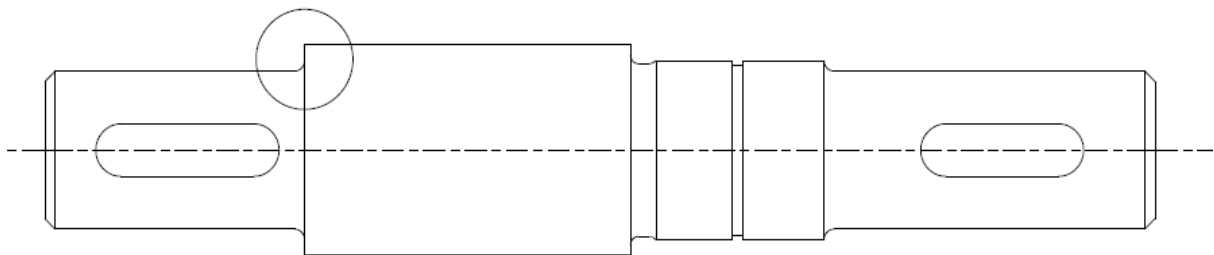
$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

$$\sigma_e \leq \sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{245}{1,5} = 163 \quad [\text{MPa}]$$

minimální průměr

$$d_{min} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2} = 0,0126 \quad [\text{m}]$$

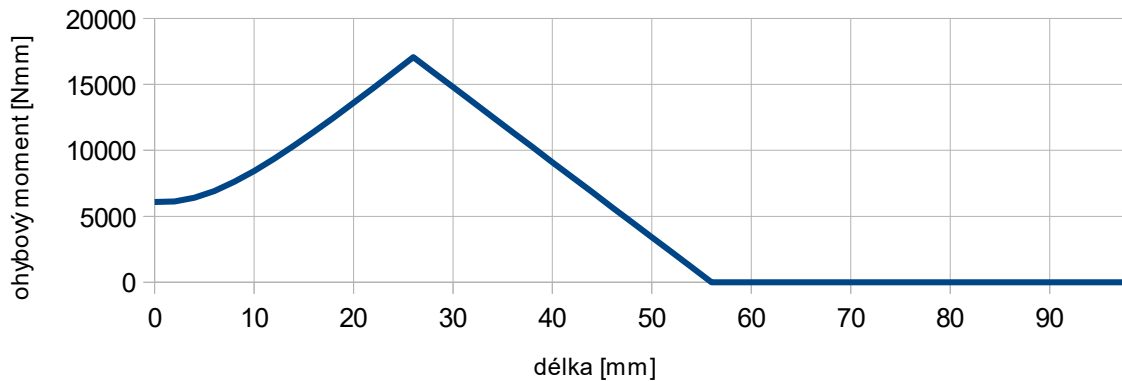
Vrubová kontrola



Ilustrace 10: náčrt 1. hřídele

Kritickým místem je osazení mezi ložiskem a kuželovým kolem. V místě osazení je ohybový moment $M_o = 13,4$ [Nm]

Graf ohybového momentu



R_m	470 [MPa]
R_e	245 [MPa]
d	15 [mm]
M_o	13,4 [MPa]
M_k	10,1 [MPa]
v_σ	0,95
η	0,82
R_v	1 [mm]
q	0,52

Tabulka 14: parametry pro výpočet vrubové kontroly hřídele 1

Kontrola na střídavý ohyb

$$\frac{R_v}{d} = \frac{1}{15} = 0,666 \Rightarrow \alpha = 2,4 [-]$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,52 \cdot (2,4 - 1) = 1,728$$

$$\sigma_{co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot v_\sigma \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,43 \cdot 470 \cdot 0,95 \cdot 0,82}{1,728} = 91 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 13,04}{\pi \cdot 0,015^3} = 39,4 \text{ [MPa]}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{91}{39,4} = 2,32 [-]$$

Kontrola na statický krut

$$\tau_k = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{245}{\sqrt{3}} = 142 \text{ [MPa]}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 10,1}{\pi \cdot 0,015^3} = 15,2 \text{ [MPa]}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{142}{16,4} = 8,84 [-]$$

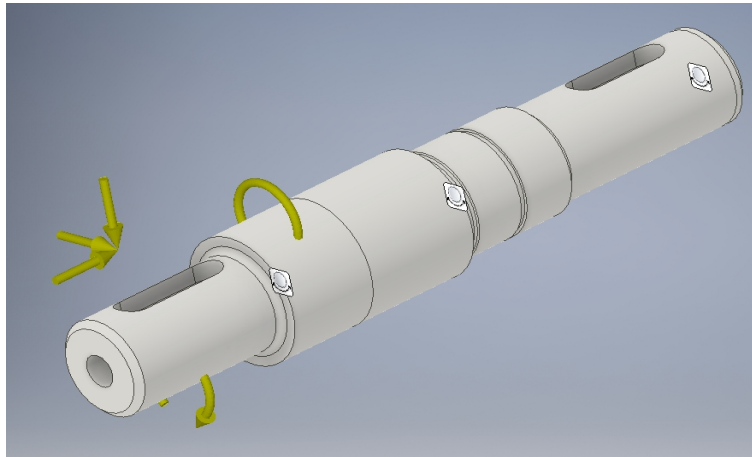
celková bezpečnost

$$k_c = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \sqrt{\frac{2,32^2 \cdot 8,84^2}{2,32^2 + 8,84^2}} = 2,238 \quad [-]$$

Metoda konečných prvků

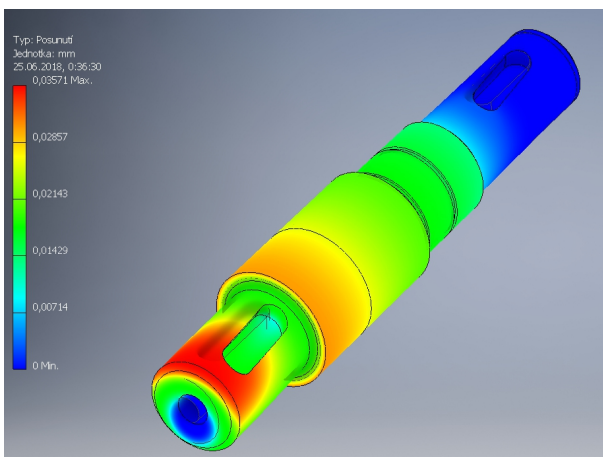
Z důvodu přesnějších výsledků a kontroly byla provedena pevnostní analýza na základě metody konečných prvků. Pro tuto metodu byl použit Autodesk Inventor 2018.

Prvním krokem u této metody je vytvoření sítě modelu, tato síť byla vygenerována automaticky díky použití Autodesk Inventoru i při modelování hřídele. Po vygenerování je nutné síť upravit a to zhuštěním ve vrubech a drážkách pro pera. Následuje volba materiálu a umístění vazeb. Vazby jsou umístěny v místech uložení hřídele, z nichž jedna odebírá radiální i axiální směr a druhá pouze směr radiální. Z důvodu nedostatečného zavazbení bylo nutné použít třetí vazbu, která odebírá směr tečný. Dochází tím ke znehodnocení výsledku, proto byla tato vazba umístěna na druhé straně hřídele, než je kontrolovaný vrub. Tím byla zajištěna dostatečná přesnost výsledku v kontrolovaném místě. Posledním krokem je nastavení zatížení v podobě sil a momentů.

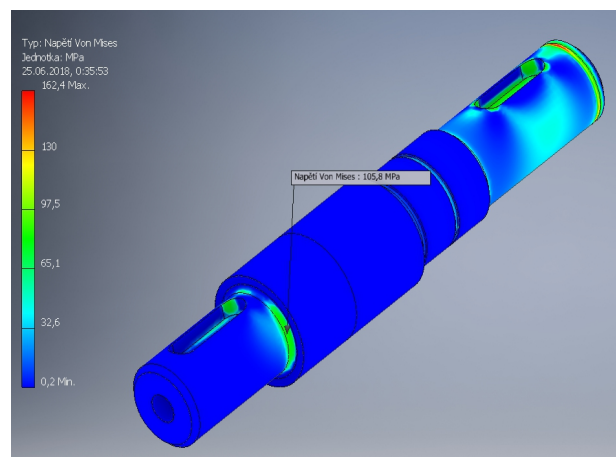


Ilustrace 11: zatížení hřídele MKP

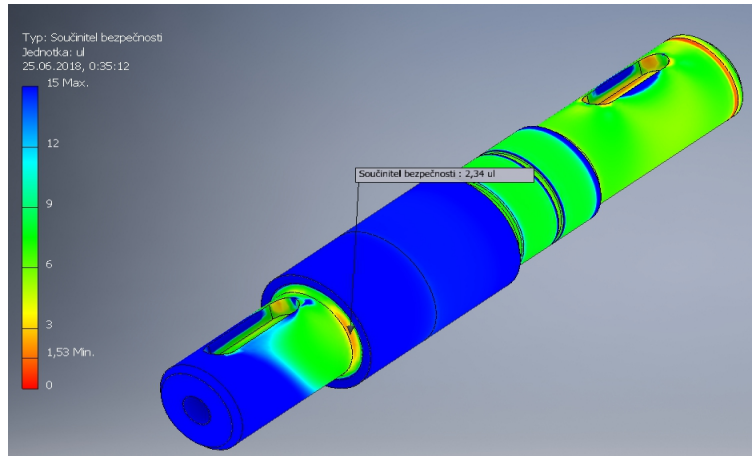
Zatížení v kontrolovaném místě bylo naměřeno 105,8 [MPa] a odpovídá bezpečnosti 2,34. Z těchto hodnot je patrné, že bezpečnost hřídele nikde neklesá pod hodnotu 1,5.



Ilustrace 12: výsledné posunutí MKP



Ilustrace 13: výsledné zatížení MKP



Ilustrace 14: součinitel bezpečnosti MKP

Návrh ložisek

Ložiska pro parametry:

$$n_1 = 1420 \left[\frac{\text{ot}}{\text{min}} \right]; d_a = 17 \text{ [mm]}; d_b = 20 \text{ [mm]}$$

$$F_{ra} = \sqrt{R_{az}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{163^2 + 545^2} = 569 \text{ [N]}$$

$$F_{aa} = 0 \text{ [N]}$$

$$F_{rb} = \sqrt{R_{bz}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{117^2 + 1174^2} = 1180 \text{ [N]}$$

$$F_{ab} = R_{bx} = 380 \text{ [N]}$$

místo A : volím ložisko 6003

$C = 6370 \text{ [N]}; C_o = 3250 \text{ [N]}; p = 3$

$$\frac{F_{aa}}{C_o} = 0 \Rightarrow e = 0$$

$$\frac{F_{aa}}{F_{ra}} = 0 \Rightarrow P = F_{ra} = 569 \text{ [N]}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{6370}{569}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1420} = 16475 \text{ [h]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

místo B : volím ložisko 6204

$C = 13500 \text{ [N]}; C_o = 6550 \text{ [N]}; p = 3$

$$\frac{F_{ab}}{C_o} = \frac{380}{6550} = 0,058 \Rightarrow e = 0,26$$

$$\frac{F_{ab}}{F_{rb}} = \frac{380}{1180} = 0,322 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,71 \Rightarrow P = X \cdot F_{rb} + Y \cdot F_{ab} = 1311 \text{ [N]}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{13500}{1311}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1420} = 12829 \text{ [h]}$$

Návrh per

Návrh pera kuželového ozubeného kola

$$M_{kl} = 10,09 \text{ [Nm]}; d = 15 \text{ [mm]}$$

$$l_p \leq 1,2 \cdot d \Rightarrow \text{volím pero } 5e7x5x18$$

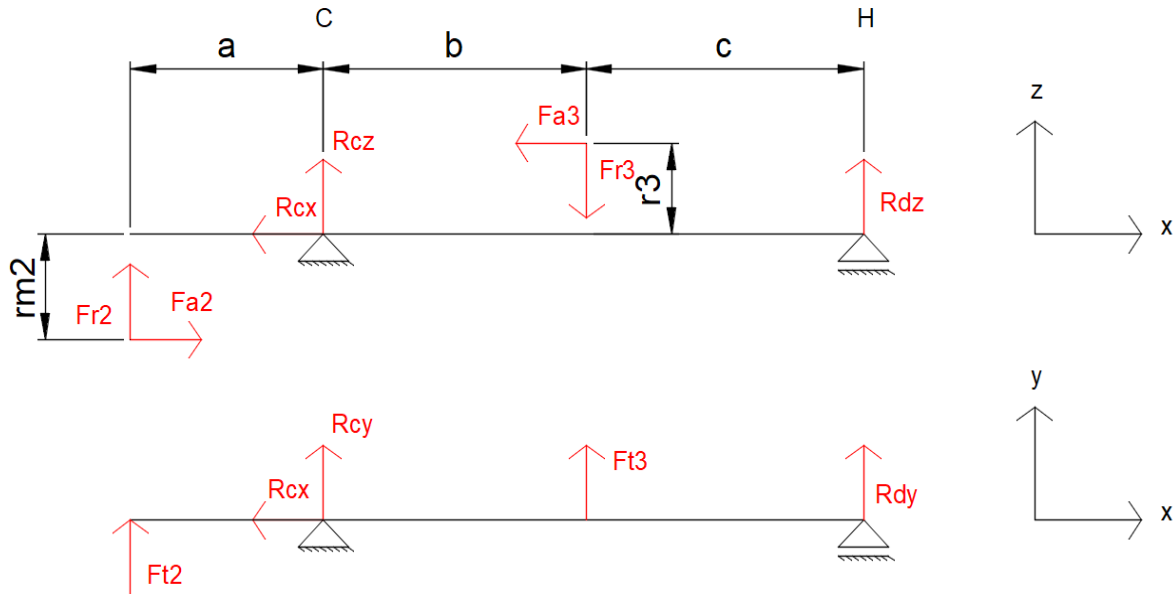
materiál pera 11423; $p_D = 120$ [MPa]; $\tau_D = 105$ [MPa]

$$F = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d} = \frac{2 \cdot 10,09}{0,015} = 1345 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{kl}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 10,09}{0,005 \cdot 0,015 \cdot 0,018} = 54 \text{ [MPa]} \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{1345}{0,005 \cdot 0,018} = 27 \text{ [MPa]} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.7.2 Návrh 2. hřídele



Ilustrace 15: silové účinky 2. hřídele

parametry:

$a = 17$ [mm]; $b = 19$ [mm]; $c = 106$ [mm]; $r_{m2} = 28$ [mm]; $F_{a2} = 46$ [N]; $F_{r2} = 380$ [N]; $F_{t2} = 629$ [N]
 $r_3 = 42$ [mm]; $F_{a3} = 161$ [N]; $F_{r3} = 163$ [N]; $F_{t3} = 419$ [N]

Rovnice rovnováhy

$$x : F_{a2} - R_{cx} - F_{a3} = 0$$

$$y : F_{t2} + R_{cy} + R_{dy} + F_{t3} = 0$$

$$z : F_{r2} + R_{cz} + R_{dz} - F_{r3} = 0$$

$$M_{cxz} : F_{r2} \cdot a - F_{a2} \cdot r_{m2} - F_{a3} \cdot r_3 + F_{r3} \cdot b - R_{dz} \cdot (b+c) = 0$$

$$M_{cxy} : F_{t2} \cdot a - F_{t3} \cdot b - R_{dy} \cdot (b+c) = 0$$

Výpočet reakcí

$$R_{cx} = F_{a2} - F_{a3} = 46 - 181 = -135 \text{ [N]}$$

$$R_{dz} = \frac{F_{r2} \cdot a - F_{a2} \cdot r_{m2} - F_{a3} \cdot r_3 + F_{r3} \cdot b}{b+c} = \frac{380 \cdot 17 - 46 \cdot 28 - 181 \cdot 42,6 + 162 \cdot 19}{19+106} = 4 \text{ [N]}$$

$$R_{dy} = \frac{F_{t2} \cdot a - F_{t3} \cdot b}{b+c} = \frac{629 \cdot 17 - 408 \cdot 19}{19+106} = 24 \text{ [N]}$$

$$R_{cy} = -F_{t2} - F_{t3} - R_{dy} = -629 + 408 - 24 = -1060 \text{ [N]}$$

$$R_{cz} = -F_{r2} + F_{r3} - R_{dz} = -380 + 162 - 4 = -222 \text{ [N]}$$

Vnitřní statické účinky

Rovina X - Z

I. řez $x < 0$; $a >$

$$M_{oIx} = F_{r2} \cdot x - F_{a2} \cdot r_{m2}$$

II. řez $x < c$; $c+b >$

$$M_{oIIx} = F_{r2} \cdot x - F_{a2} \cdot r_{m2} + R_{cz} \cdot (x-a)$$

III. řez $x < a+b$; $a+b+c >$

$$M_{oIIIx} = F_{r2} \cdot x - F_{a2} \cdot r_{m2} + R_{cz} \cdot (x-a) - F_{a3} \cdot r_3 - F_{r3} \cdot (x-(a+b))$$

Rovina X - Y

I. řez $x < 0$; $a >$

$$M_{oIx} = F_{t2} \cdot x$$

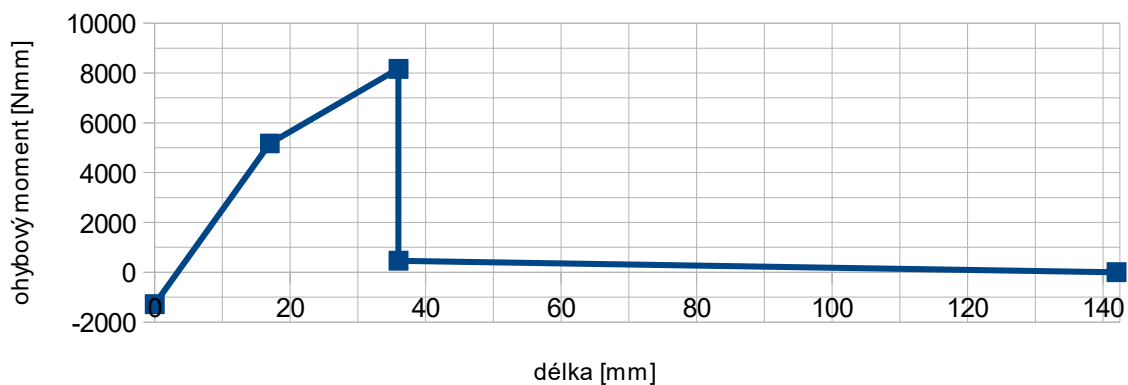
II. řez $x < a$; $a+b >$

$$M_{oIIx} = F_{t2} \cdot x + R_{cy} \cdot (x-a)$$

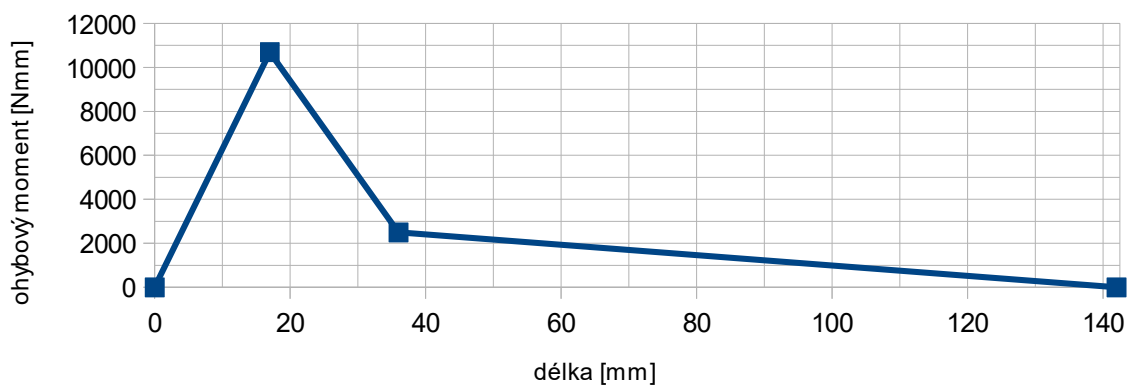
III. řez $x < a+b$; $a+b+c >$

$$M_{oIIIx} = F_{t2} \cdot x + R_{cy} \cdot (x-a) + F_{t3} \cdot (x-(a+b))$$

Ohybový moment X - Z



Ohybový moment X - Y



Maximální ohybový moment v rovině xz : $M_{oxz \max} = 8168$ [N . mm]

Maximální ohybový moment v rovině xy : $M_{oxy \max} = 10693$ [N . mm]

Výpočet reakcí a ohybových moment při zařazené reverzaci je analogický, proto budou uvedeny jen upravené parametry a výsledky.

parametry:

$a = 17$ [mm]; $b = 110$ [mm]; $c = 15$ [mm]; $r_{m2} = 28$ [mm]; $F_{a2} = 46$ [N]; $F_{r2} = 380$ [N]; $F_{t2} = 629$ [N]
 $r_5 = 22$ [mm]; $F_{a5} = 283$ [N]; $F_{r5} = 301$ [N]; $F_{t5} = 779$ [N]

vypočítané reakce:

$R_{cx} = -237$ [N]

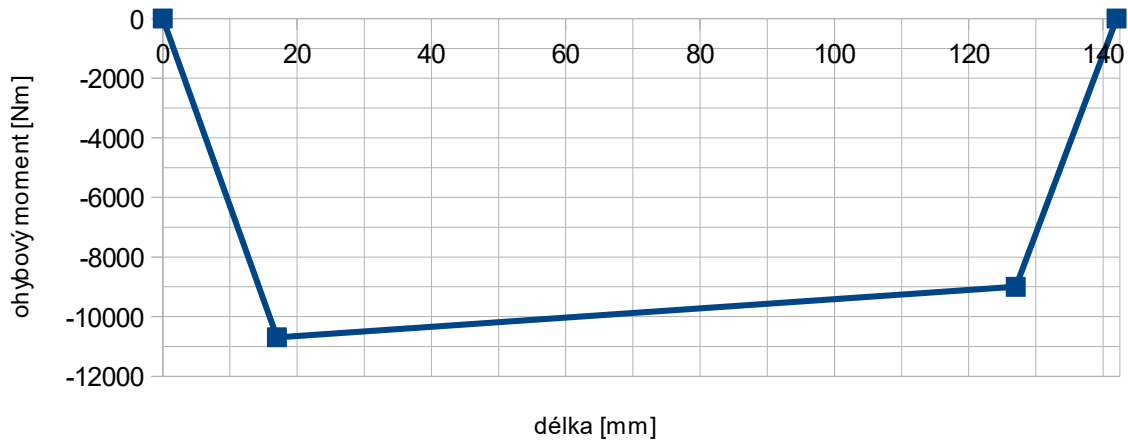
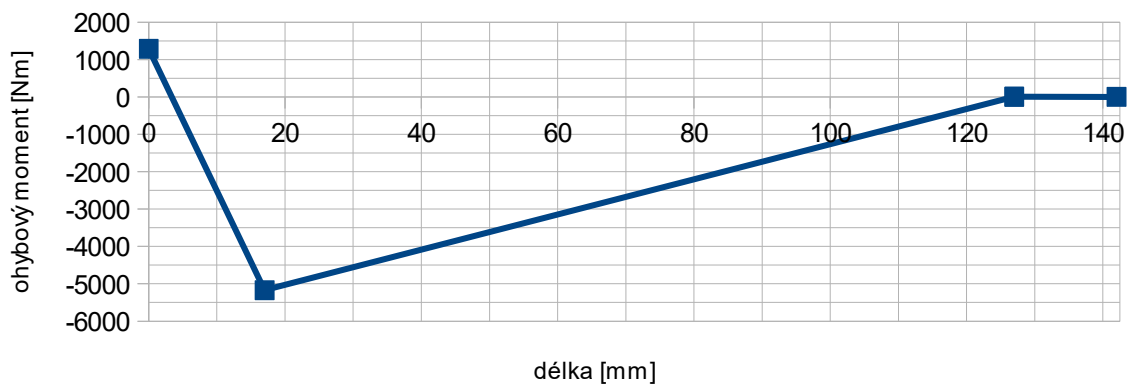
$R_{dz} = 256$ [N]

$R_{dy} = -600$ [N]

$R_{cy} = -808$ [N]

$R_{cz} = -355$ [N]

Ohybový moment X -Z



Maximální ohybový moment v rovině xz : $M_{oxzr \max} = 10072$ [Nmm]

Maximální ohybový moment v rovině xy : $M_{oxyr \max} = 10693$ [Nmm]

Maximální ohybový moment na hřídeli je v případě zařazené reverzace v místě uložení ozubeného kola 5.

$$M_{omax} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oxy}^2} = 13,5 \text{ [Nm]}$$

Návrh průměru hřídele

parametry: materiál = 11368; $R_e = 200$ [MPa]; $k = 1,5$; $M_o = 13,5$ [Nm]; $M_k = 17,4$ [Nm]

Ekvivalentní napětí

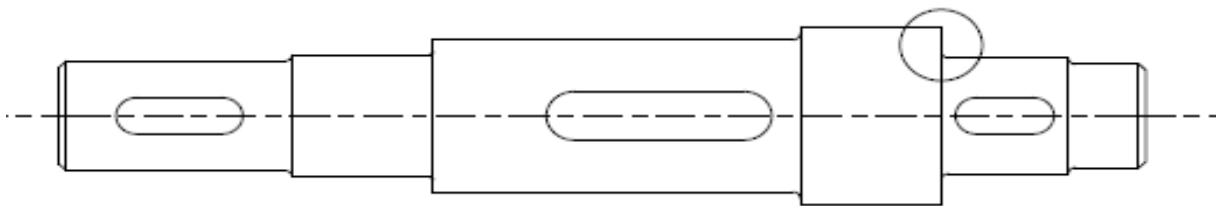
$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

$$\sigma_e \leq \sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{200}{1,5} = 133 \quad [\text{MPa}]$$

minimální průměr

$$d_{min} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2} = 0,014 \quad [\text{m}]$$

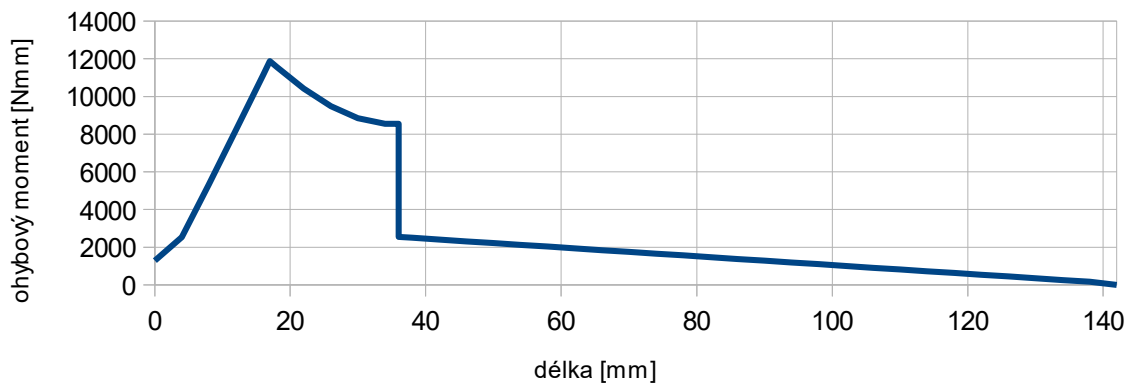
Pevnostní kontrola



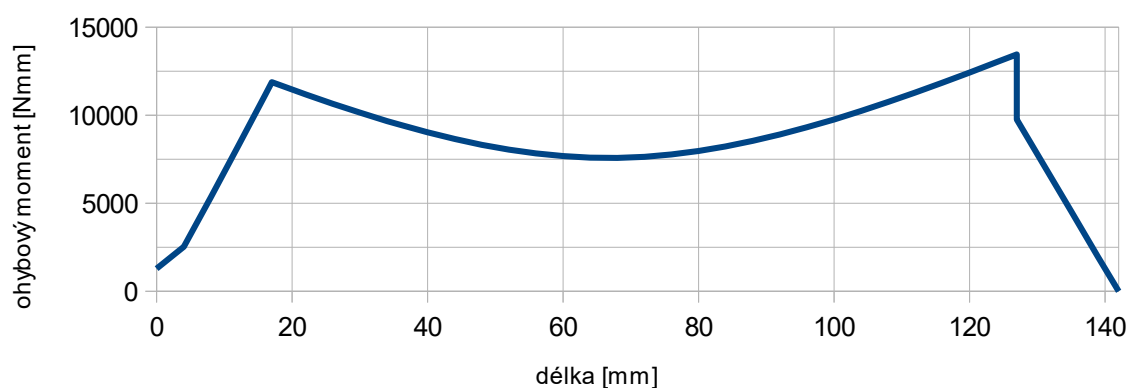
Ilustrace 16: náčrt 2. hřídele

Kritickým místem je osazení pod 5. přímým kolem při zařazené reverzaci. V místě osazení je ohybový moment $M_o = 12,5$ [Nm]

Ohybový moment první stupeň



Ohybový moment reverzace



R_m	370 [MPa]
R_e	200 [MPa]
d	19[mm]
M_o	12,5[MPa]
M_k	17,4 [MPa]
v_σ	0,97
η	0,9
R_v	1 [mm]
q	0,42

Tabulka 15: parametry pro výpočet vrubové kontroly hřídele 2

Kontrola na střídavý ohyb

$$\frac{R_v}{d} = \frac{1}{19} = 0,0526 \Rightarrow \alpha = 2,6 [-]$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,42 \cdot (2,6 - 1) = 1,672$$

$$\sigma_{co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot v_\sigma \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,43 \cdot 370 \cdot 0,97 \cdot 0,9}{1,672} = 83 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 12,5}{\pi \cdot 0,019^3} = 18,5 \text{ [MPa]}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{83}{23} = 4,47 [-]$$

Kontrola na statický krut

$$\tau_k = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{200}{\sqrt{3}} = 116 \text{ [MPa]}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 17,4}{\pi \cdot 0,019^3} = 13 \quad [\text{MPa}]$$

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{116}{13} = 8,93 \quad [-]$$

celková bezpečnost

$$k_c = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \sqrt{\frac{4,47^2 \cdot 8,93^2}{4,47^2 + 8,93^2}} = 3,99 \quad [-]$$

Návrh ložisek

Protože se při provozu převodového ústrojí mění zatížení, musíme uvažovat F_{rc} a F_{ac} , což jsou síly závislé na poměru zařazených stupňů. V tomto případě je poměr 50% - 50%. Parametr $U = 0,5$.

Ložiska pro parametry:

$$n_2 = 816 \quad \left[\frac{ot}{min} \right]; d_c = 20 \text{ [mm]} \quad d_d = 17 \text{ [mm]}$$

$$F_{rc} = \sqrt{R_{cz}^2 + R_{cy}^2} = \sqrt{222^2 + 1060^2} = 1084 \quad [\text{N}]$$

$$F_{rcr} = \sqrt{R_{cz}^2 + R_{cy}^2} = \sqrt{336^2 + 808^2} = 875 \quad [\text{N}]$$

$$F_{ac} = R_{cx} = 135$$

$$F_{acr} = R_{cx} = 237$$

$$F_{rd} = \sqrt{R_{dz}^2 + R_{dy}^2} = \sqrt{4^2 + 23^2} = 24 \quad [\text{N}]$$

$$F_{rdr} = \sqrt{R_{dz}^2 + R_{dy}^2} = \sqrt{257^2 + 600^2} = 653 \quad [\text{N}]$$

$$F_{ad} = 0 \quad [\text{N}]$$

$$F_{adr} = 0 \quad [\text{N}]$$

celkové síly působící v ložiscích

$$F_{rc} = \sqrt[3]{F_{rc}^3 \cdot U + F_{rcr}^3 \cdot U} = \sqrt[3]{1084^3 \cdot 0,5 + 875^3 \cdot 0,5} = 990 \quad [\text{N}]$$

$$F_{ac} = \sqrt[3]{F_{ac}^3 \cdot U + F_{acr}^3 \cdot U} = \sqrt[3]{237^3 \cdot 0,5 + 135^3 \cdot 0,5} = 199 \quad [\text{N}]$$

$$F_{rd} = \sqrt[3]{F_{rd}^3 \cdot U + F_{rdr}^3 \cdot U} = \sqrt[3]{24^3 \cdot 0,5 + 653^3 \cdot 0,5} = 646 \quad [\text{N}]$$

$$F_{adc} = 0 \quad [\text{N}]$$

místo C : volím ložisko W61907

$C = 9360 \text{ [N]}$; $C_o = 7650 \text{ [N]}$; $p = 3$

$$\frac{F_{acc}}{C_o} = \frac{199}{7650} = 0,026 \quad \Rightarrow e = 0,3$$

$$\frac{F_{rc}}{F_{rc}} = \frac{199}{990} = 0,2 \quad > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 2 \quad \Rightarrow \quad P = X \cdot F_{rc} + Y \cdot F_{ac} = 952 \quad [\text{N}]$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{9360}{952}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 816} = 19374 \quad [\text{h}]$$

místo D : volím ložisko 6003

$C = 6370 \text{ [N]}$; $C_o = 3250 \text{ [N]}$; $p = 3$

$$\frac{F_{adc}}{C_o} = 0 \quad \Rightarrow e = 0$$

$$\frac{F_{adc}}{F_{rdc}} = 0 \Rightarrow P = F_{rd} = 517 \text{ [N]}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{6370}{517}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 816} = 38000 \text{ [h]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Návrh pera

Návrh pera 2. kuželového ozubeného kola se šikmými zuby

$$M_{k2} = 17,4 \text{ [Nm]}; d = 18 \text{ [mm]}$$

$$l_p \leq 1,2 \cdot d \Rightarrow \text{volím pero } 6e7x6x18$$

materiál pera 11343; $p_D = 120 \text{ [MPa]}$; $\tau_D = 105 \text{ [MPa]}$

$$F = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d} = \frac{2 \cdot 17,4}{0,018} = 1933 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 17,4}{0,006 \cdot 0,018 \cdot 0,018} = 36 \text{ [MPa]} \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{1933}{0,006 \cdot 0,018} = 18 \text{ [MPa]} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Návrh pera 5. přímého ozubeného kola se šikmými zuby

$$M_{k2} = 17,4 \text{ [Nm]}; d = 19 \text{ [mm]}$$

$$l_p \leq 1,2 \cdot d \Rightarrow \text{volím pero } 6e7x6x14$$

materiál pera 11343; $p_D = 120 \text{ [MPa]}$; $\tau_D = 105 \text{ [MPa]}$

$$F = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d} = \frac{2 \cdot 17,4}{0,019} = 1832 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 17,4}{0,006 \cdot 0,019 \cdot 0,014} = 44 \text{ [MPa]} \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{1832}{0,006 \cdot 0,014} = 22 \text{ [MPa]} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Návrh pera elektromagnetické spojky

$$M_{k2} = 40 \text{ [Nm]}; d = 25 \text{ [mm]}$$

$$l_p \leq 1,2 \cdot d \Rightarrow \text{volím pero } 8e7x7x32$$

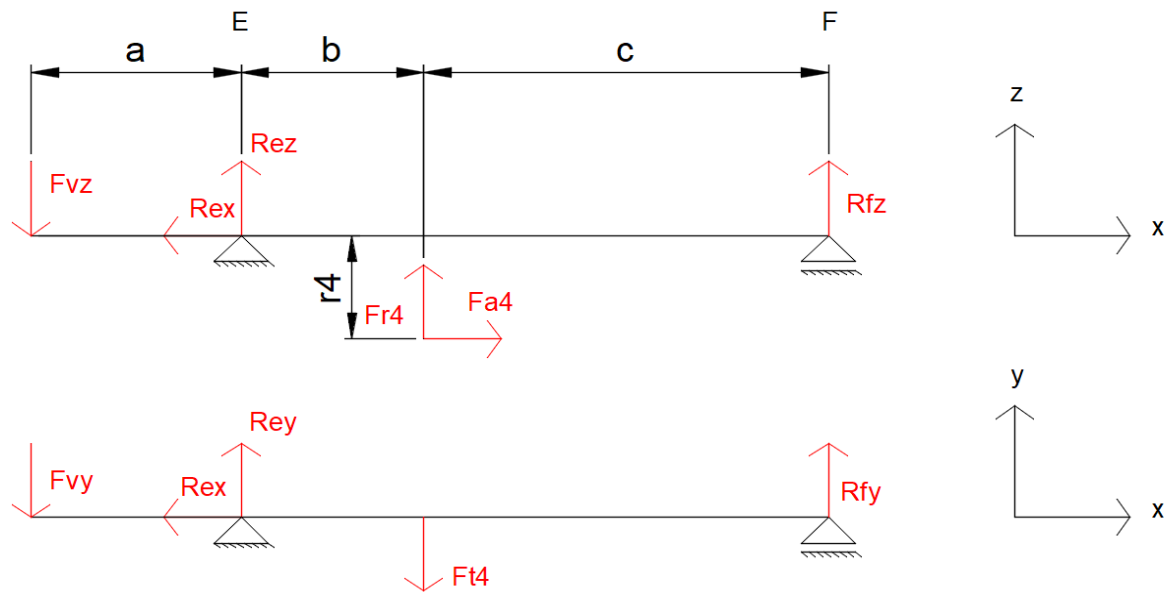
materiál pera 11343; $p_D = 120 \text{ [MPa]}$; $\tau_D = 105 \text{ [MPa]}$

$$F = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d} = \frac{2 \cdot 40}{0,025} = 3200 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 40}{0,007 \cdot 0,025 \cdot 0,032} = 29 \text{ [MPa]} \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{3200}{0,008 \cdot 0,032} = 12,5 \text{ [MPa]} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.7.3 Návrh 4. hřídele



Ilustrace 17: silové účinky 4. hřídele - první stupeň

parametry:

$a = 24$ [mm]; $b = 18,5$ [mm]; $c = 104,5$ [mm]; $r_4 = 61,3$ [mm]; $F_{a4} = 181$ [N]; $F_{r4} = 162$ [N]; $F_{t4} = 408$ [N]; $F_{vz} = 0$ [N]; $F_{vy} = 658$ [N]

Rovnice rovnováhy

$$x : -R_{ex} + F_{a4} = 0$$

$$y : -F_{vy} + R_{ey} + R_{fy} - F_{t4} = 0$$

$$z : F_{r4} + R_{ez} + R_{fz} - F_{vz} = 0$$

$$M_{cxz} : -F_{vz} \cdot a - F_{r4} \cdot b - F_{a4} \cdot r_4 - R_{fz} \cdot (b+c) = 0$$

$$M_{cxy} : -F_{vy} \cdot a + F_{t4} \cdot b - R_{fy} \cdot (b+c) = 0$$

Výpočet reakcí

$$R_{ex} = F_{a4} = 181 \quad [\text{N}]$$

$$R_{fz} = \frac{-F_{vz} \cdot a - F_{r4} \cdot b - F_{a4} \cdot r_4}{b+c} = \frac{0 - 162 \cdot 18,5 - 181 \cdot 61,3}{18,5 + 104,5} = -115 \quad [\text{N}]$$

$$R_{fy} = \frac{-F_{vy} \cdot a + F_{t4} \cdot b}{b+c} = \frac{-658 \cdot 24 + 408 \cdot 18,5}{18,5 + 104,5} = -67 \quad [\text{N}]$$

$$R_{ey} = F_{t4} + F_{vy} - R_{fy} = -408 + 658 + 67 = 1133 \quad [\text{N}]$$

$$R_{ez} = -F_{r4} + F_{vz} - R_{fz} = -162 + 0 + 115 = -47 \quad [\text{N}]$$

Vnitřní statické účinky

Rovina X - Z

I. řez $x < 0$; $a >$

$$M_{olx} = -F_{vz} \cdot x$$

II. řez $x < a$; $a+b >$

$$M_{ollx} = -F_{vz} \cdot x + R_{rez} \cdot (x-a)$$

III. řez $x < a+b$; $a+b+c >$

$$M_{olllx} = -F_{vz} \cdot x + R_{rez} \cdot (x-a) - F_{a4} \cdot r_4 + F_{r4} \cdot (x-(a+b))$$

Rovina X - Y

I. řez $x < 0$; $a >$

$$M_{oIx} = F_{t2} \cdot x$$

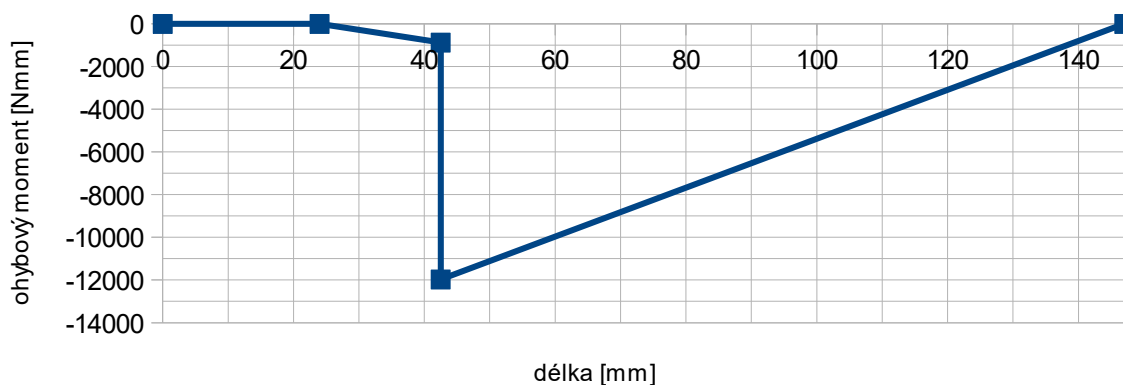
II. řez $x < a$; $a+b >$

$$M_{oIIx} = F_{t2} \cdot x + R_{cy} \cdot (x-a)$$

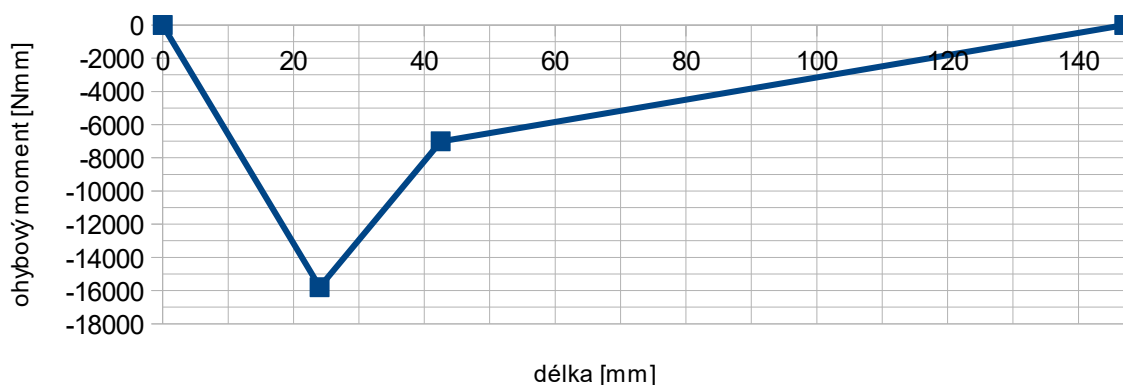
III. řez $x < a+b$; $a+b+c >$

$$M_{oIIIx} = -F_{vy} \cdot x + R_{cy} \cdot (x-a) - F_{t4} \cdot (x-(a+b))$$

Ohybový moment X - Z



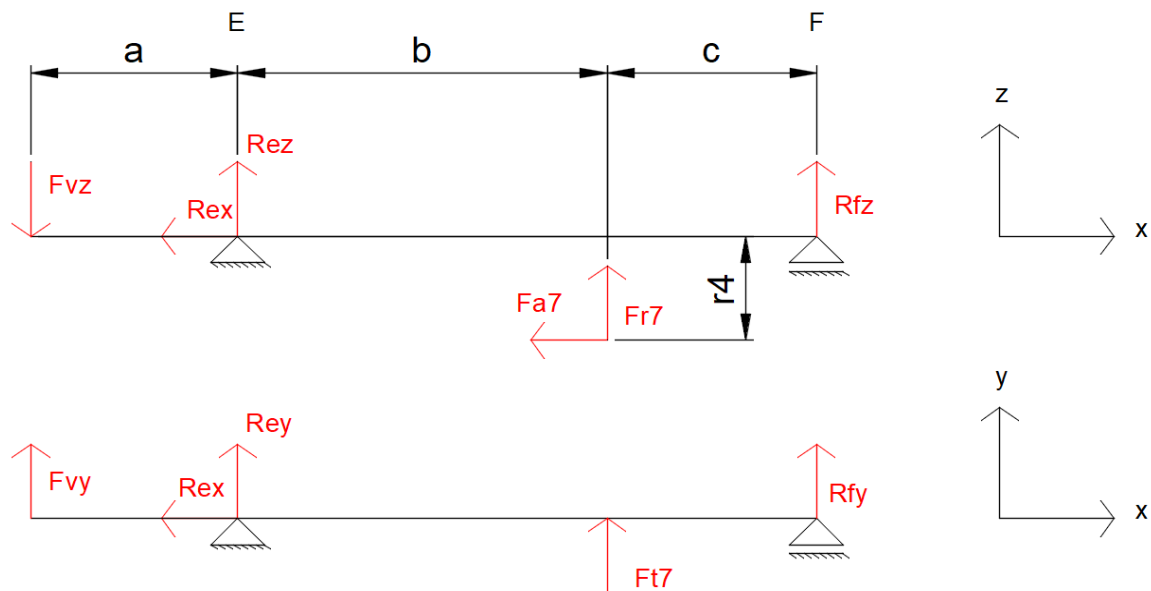
Ohybový moment X - Y



Maximální ohybový moment v rovině xz : $M_{oxz \max} = - 11972$ [N . mm]

Maximální ohybový moment v rovině xy : $M_{oxy \max} = -15792$ [N . mm]

V případě zařazené reverzace je postup analogický se změněnými parametry a opačným smyslem axiální a tečné síly viz. obrázek. Budou uvedeny pouze rovnice rovnováhy a výsledky.



Ilustrace 18: silové účinky 4. hřídele - reverzace

parametry:

$a = 24$ [mm]; $b = 109,5$ [mm]; $c = 13,5$ [mm]; $r_7 = 31,9$ [mm]; $F_{a7} = 283$ [N]; $F_{r7} = 301$ [N]; $F_{t7} = 779$ [N]; $F_{vz} = 0$ [N]; $F_{vy} = 658$ [N]

Rovnice rovnováhy

$$x : -R_{ex} - F_{a7} = 0$$

$$y : F_{vy} + R_{ey} + R_{fy} + F_{t7} = 0$$

$$z : F_{r7} + R_{ez} + R_{fz} - F_{vz} = 0$$

$$M_{cxz} : -F_{vz} \cdot a - F_{r7} \cdot b + F_{a7} \cdot r_7 - R_{fz} \cdot (b+c) = 0$$

$$M_{cxy} : F_{vy} \cdot a - F_{t7} \cdot b - R_{fy} \cdot (b+c) = 0$$

vypočítané reakce:

$$R_{ex} = -283$$
 [N]

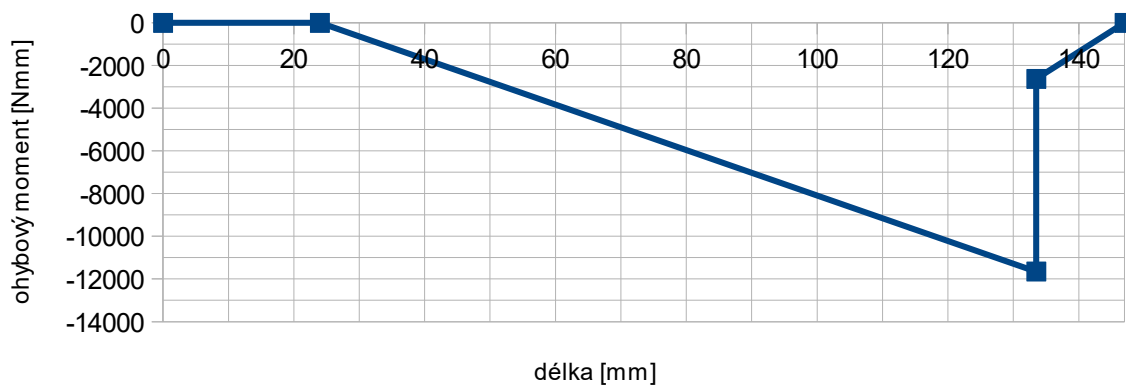
$$R_{fz} = -195$$
 [N]

$$R_{fy} = -565$$
 [N]

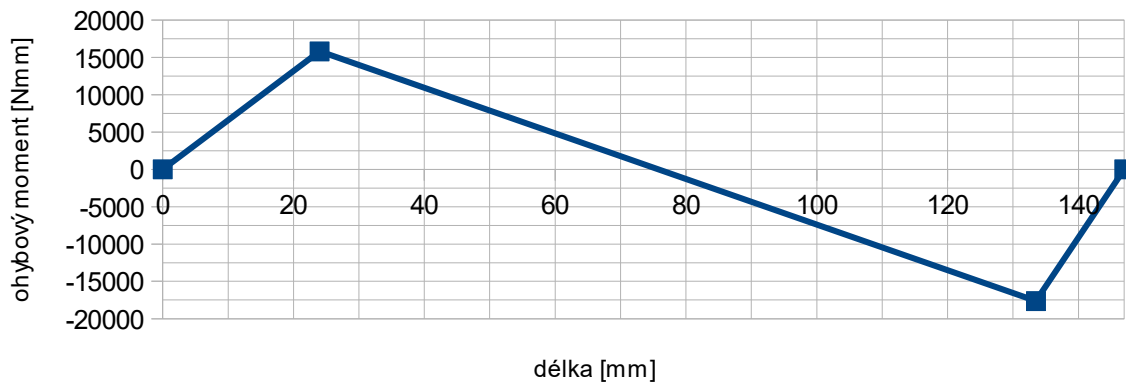
$$R_{ey} = -872$$
 [N]

$$R_{ez} = -106$$
 [N]

Ohybový moment X - Z



Ohybový moment X - Y



Maximální ohybový moment v rovině xz : $M_{oxzr \max} = -11654$ [Nm]

Maximální ohybový moment v rovině xy : $M_{oxyr \max} = 15792$ [Nm]

Maximální ohybový moment na 4. hřídeli je při zařazené reverzaci v místě uložení kola 7.

$$M_{omax} = \sqrt{M_{oxzrmax}^2 + M_{oxyrmax}^2} = 13929 \text{ [Nm]}$$

Návrh průměru hřídele

parametry: materiál = 11423; $R_e = 226$ [MPa]; $k = 1,5$; $M_o = 13,9$ [Nm]; $M_k = 25,11$ [Nm]

Ekvivalentní napětí

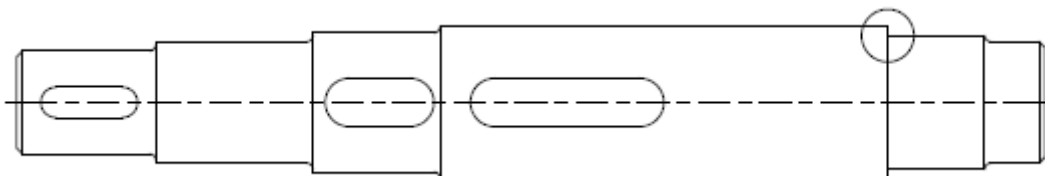
$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

$$\sigma_e \leq \sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{226}{1,5} = 150 \text{ [MPa]}$$

z těchto dvou rovnic po úpravách vyplývá

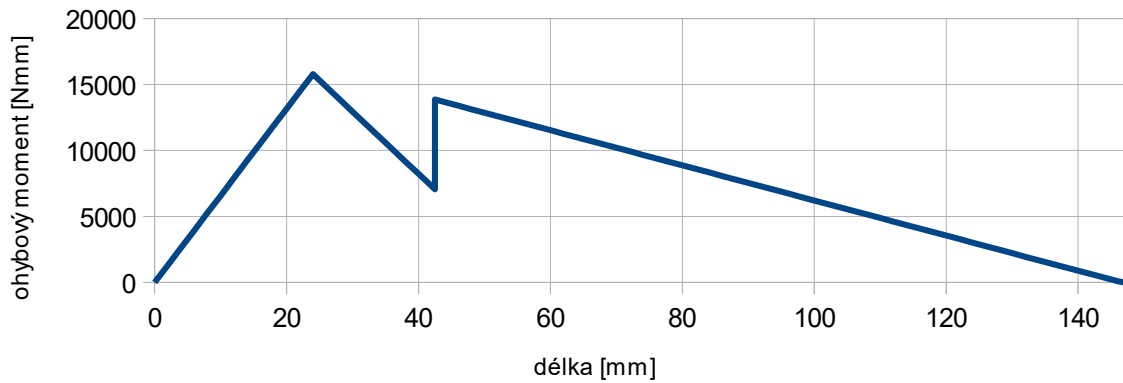
$$d_{min} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2} = 15,2 \text{ [m]}$$

Pevnostní kontrola

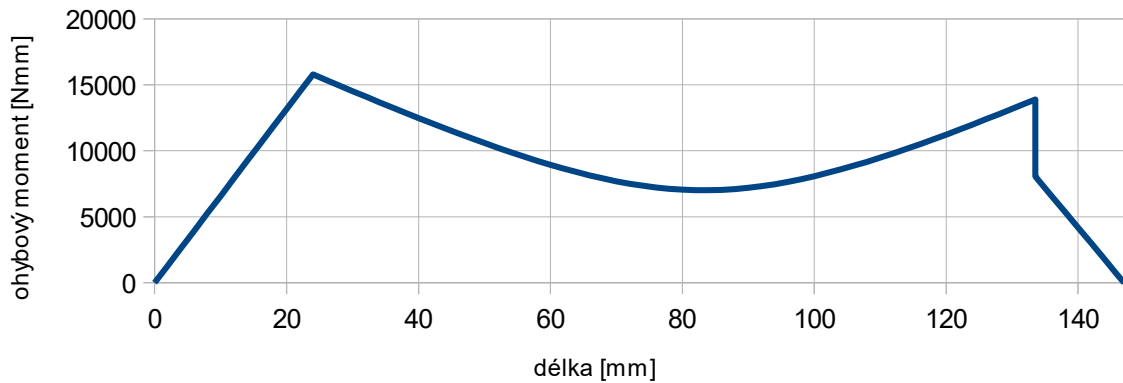


Ilustrace 19: náčrt 4. hřídele

Ohybový moment - první stupeň



Ohybový moment - reverzace



Kritickým místem je osazení u ložiska E při zařazeném prvním stupni. V místě osazení je ohybový moment $M_o = 14,5$ [Nm]

R_m	420 [MPa]
R_e	226 [MPa]
d	19 [mm]
M_o	14,5 [MPa]
M_k	22 [MPa]
v_σ	0,93
η	0,79
R_v	1 [mm]
q	0,46

Tabulka 16: parametry pro výpočet vrubové kontroly hřídele 4

Kontrola na střídavý ohyb

$$\frac{R_v}{d} = \frac{1}{20} = 0,05 \Rightarrow \alpha = 2,65 [-]$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,46 \cdot (2,65 - 1) = 1,759$$

$$\sigma_{co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot v_\sigma \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,43 \cdot 420 \cdot 0,93 \cdot 0,76}{1,759} = 75 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 14,5}{\pi \cdot 0,02^3} = 18,5 \text{ [MPa]}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{75}{18,5} = 4,08 [-]$$

Kontrola na statický krut

$$\tau_k = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{226}{\sqrt{3}} = 131 \text{ [MPa]}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 14,5}{\pi \cdot 0,02^3} = 14 \text{ [MPa]}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{131}{14} = 9,3 [-]$$

celková bezpečnost

$$k_c = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \sqrt{\frac{4,08^2 \cdot 9,3^2}{4,08^2 + 9,3^2}} = 3,74 [-]$$

Návrh ložisek

Protože se při provozu převodového ústrojí mění zatížení, musíme uvažovat F_{rc} a F_{ac} , což jsou síly závislé na poměru zařazených stupňů. V tomto případě je poměr 50% - 50%. Parametr $U = 0,5$.

Ložiska pro parametry:

$$n_2 = 570 \left[\frac{ot}{min} \right]; d_c = 20 \text{ [mm]} \quad d_f = 20 \text{ [mm]}$$

$$F_{re} = \sqrt{R_{ez}^2 + R_{ey}^2} = \sqrt{47^2 + 1133^2} = 1134 \text{ [N]}$$

$$F_{rer} = \sqrt{R_{ezr}^2 + R_{eyr}^2} = \sqrt{106^2 + 872^2} = 878 \text{ [N]}$$

$$F_{ae} = R_{ex} = 181 \text{ [N]}$$

$$F_{aer} = R_{exr} = 283 \text{ [N]}$$

$$F_{rf} = \sqrt{R_{fz}^2 + R_{fy}^2} = \sqrt{115^2 + 67^2} = 133 \text{ [N]}$$

$$F_{rfr} = \sqrt{R_{fzr}^2 + R_{fyr}^2} = \sqrt{195^2 + 565^2} = 598 \text{ [N]}$$

$$F_{af} = 0 \text{ [N]}$$

$$F_{ afr} = 0 \text{ [N]}$$

celkové síly působící v ložiscích

$$F_{rec} = \sqrt[3]{F_{re}^3 \cdot U + F_{rer}^3 \cdot U} = \sqrt[3]{1134^3 \cdot 0,5 + 878^3 \cdot 0,5} = 1022 \text{ [N]}$$

$$F_{aec} = \sqrt[3]{F_{ae}^3 \cdot U + F_{aer}^3 \cdot U} = \sqrt[3]{181^3 \cdot 0,5 + 283^3 \cdot 0,5} = 243 \text{ [N]}$$

$$F_{rjc} = \sqrt[3]{F_{rf}^3 \cdot U + F_{rfr}^3 \cdot U} = \sqrt[3]{133^3 \cdot 0,5 + 598^3 \cdot 0,5} = 476 \text{ [N]}$$

$$F_{afc} = 0 \text{ [N]}$$

místo E : volím ložisko 16004

$C = 7280$ [N] ; $C_o = 4050$ [N] ; $p = 3$

$$\frac{F_{aec}}{C_o} = \frac{243}{4050} = 0,06 \Rightarrow e = 0,265$$

$$\frac{F_{aec}}{F_{rec}} = \frac{243}{1022} = 0,23 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,55 \Rightarrow P = F_{rec} \cdot C + F_{aec} \cdot Y = 948$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_4} = \left(\frac{7280}{948}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 570} = 13216 \text{ [h]}$$

místo F : volím ložisko 61804

$C = 4030$ [N] ; $C_o = 2320$ [N] ; $p = 3$

$$\frac{F_{afc}}{C_o} = 0 \Rightarrow e = 0$$

$$\frac{F_{afc}}{F_{afc}} = 0 \Rightarrow P = F_{afc} = 476 \text{ [N]}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_4} = \left(\frac{4030}{476}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 570} = 17734 \text{ [h]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Návrh per

návrh pera 4. přímého ozubeného kola se šikmými zuby

$$M_{k4} = 25,11 \text{ [Nm]} ; d = 23 \text{ [mm]}$$

$$l_p \leq 1,2 \cdot d \Rightarrow \text{volím pero } 8e7x7x18$$

materiál pera 11343; $p_D = 120$ [MPa] ; $\tau_D = 105$ [MPa]

$$F = \frac{2 \cdot M_{k4}}{d} = \frac{2 \cdot 25,11}{0,023} = 2184 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k4}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 25,11}{0,007 \cdot 0,023 \cdot 0,018} = 35 \text{ [MPa]} \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{2184}{0,008 \cdot 0,018} = 27 \text{ [MPa]} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

návrh pera řetězového kola

$$M_{k4} = 25,11 \text{ [Nm]} ; d = 17 \text{ [mm]}$$

$$l_p \leq 1,2 \cdot d \Rightarrow \text{volím pero } 5e7x5x16$$

materiál pera 11343; $p_D = 120$ [MPa] ; $\tau_D = 105$ [MPa]

$$F = \frac{2 \cdot M_{k4}}{d} = \frac{2 \cdot 25,11}{0,017} = 2954 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k4}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 25,11}{0,005 \cdot 0,017 \cdot 0,016} = 74 \text{ [MPa]} \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{2954}{0,005 \cdot 0,016} = 37 \text{ [MPa]} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Návrh pera elektromagnetické spojky

$$M_{k2} = 40 \text{ [Nm]}; d = 25 \text{ [mm]}$$

$$l_p \leq 1,2 \cdot d \Rightarrow \text{volím pero } 8e7x7x32$$

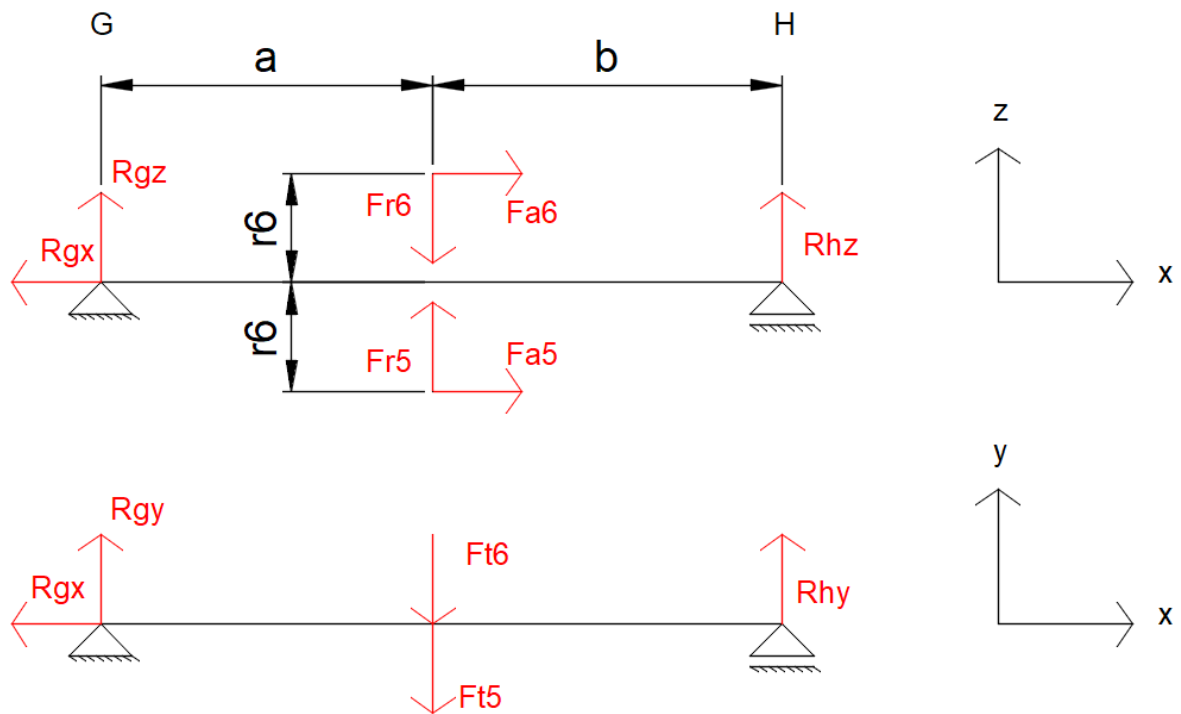
materiál pera 11343; $p_D = 120 \text{ [MPa]}$; $\tau_D = 105 \text{ [MPa]}$

$$F = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d} = \frac{2 \cdot 40}{0,025} = 3200 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 40}{0,007 \cdot 0,025 \cdot 0,032} = 29 \text{ [MPa]} \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{3200}{0,008 \cdot 0,032} = 12,5 \text{ [MPa]} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.7.3 Návrh 3. hřídele - reverzační hřídel



parametry:

$$a = 16 \text{ [mm]}; b = 17,5 \text{ [mm]}; r_6 = 24,5 \text{ [mm]}; F_{a5} = F_{a6} = F_a = 283 \text{ [N]}; F_{r5} = F_{r6} = F_r = 301 \text{ [N]}; F_{t5} = F_{t6} = F_t = 779 \text{ [N]}$$

Rovnice rovnováhy

$$x : 2 \cdot F_a - R_{gx} = 0$$

$$y : R_{gy} + R_{hy} - 2 \cdot F_t = 0$$

$$z : R_{gz} + R_{hz} + F_r - F_r = 0$$

$$M_{hxz} : -R_{hz} \cdot (a+b) + F_r \cdot a - F_r \cdot a = 0$$

$$M_{hxy} : 2 \cdot F_t \cdot a - R_{hy} \cdot (a+b) = 0$$

Výpočet reakcí

$$R_{gx} = 2 \cdot F_a = 566 \quad [\text{N}]$$

$$R_{hz} = \frac{0}{a+b} = 0 \quad [\text{N}]$$

$$R_{hy} = \frac{2 \cdot F_t \cdot a}{(a+b)} = \frac{2 \cdot 779 \cdot 16}{16+17,5} = 1441 \quad [\text{N}]$$

$$R_{gy} = 2 \cdot F_t - R_{hy} = -2 \cdot 779 + 1441 = 118 \quad [\text{N}]$$

$$R_{gz} = -F_r + F_r - R_{hz} = 0 \quad [\text{N}]$$

Vnitřní statické účinky

Rovina X - Z

I. řez $x < 0$; $a >$

$$M_{olx} = R_{gz} \cdot x$$

II. řez $x < a$; $a+b >$

$$M_{ollx} = R_{gz} \cdot x - F_r \cdot (x-a) + F_r \cdot (x-a) + F_a \cdot r_6 - F_a \cdot r_6$$

Maximální ohybový moment v rovině xz : $M_{oxz \max} = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}]$

Na hřídeli v rovině X - Z nepůsobí ohybový moment.

Rovina X - Y

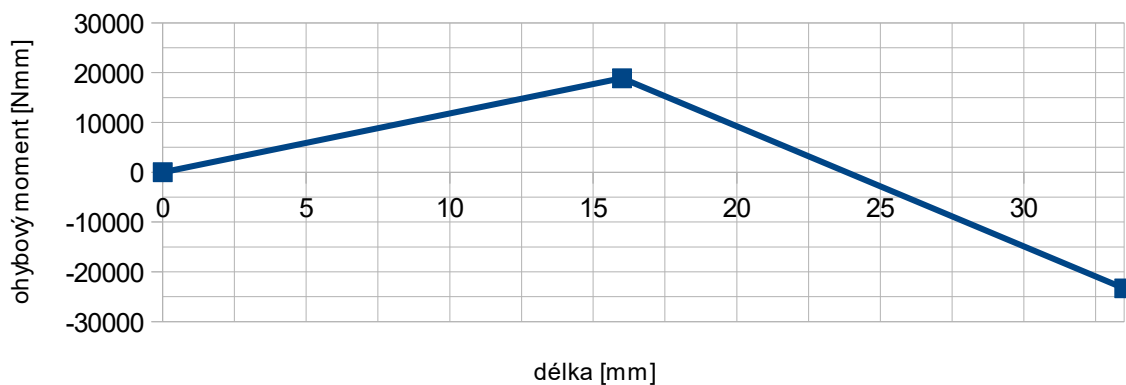
I. řez $x < 0$; $a >$

$$M_{olx} = R_{gy} \cdot x$$

II. řez $x < a$; $a+b >$

$$M_{ollx} = R_{gy} \cdot x - 2 \cdot F_t \cdot (x-a)$$

Ohybový moment X - Y



Maximální ohybový moment v rovině xy : $M_{oxy \max} = -23327 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}]$

Maximální ohybový moment na reverzačním hřídeli

$$M_{omax} = M_{oxymax} = 23,3 \quad [\text{Nm}]$$

Návrh průměru hřídele

parametry:

materiál = 11500; $R_e = 245 \quad [\text{MPa}]$; $k = 1,5$; $M_o = 23,3 \quad [\text{Nm}]$; $M_k = 19,3 \quad [\text{Nm}]$

Ekvivalentní napětí

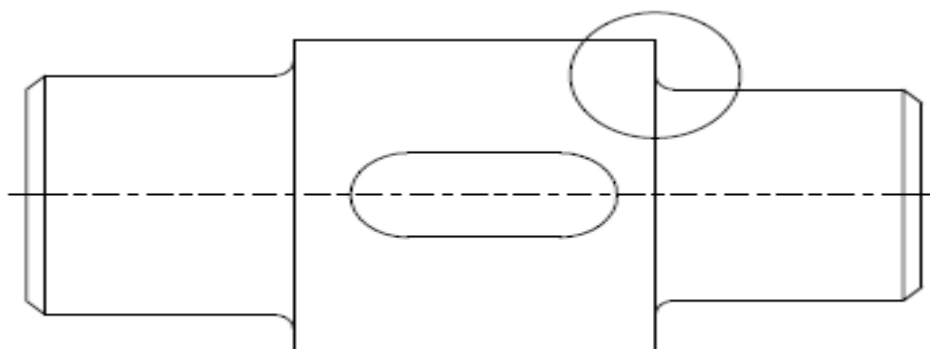
$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

$$\sigma_e \leq \sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{245}{1,5} = 163 \quad [\text{MPa}]$$

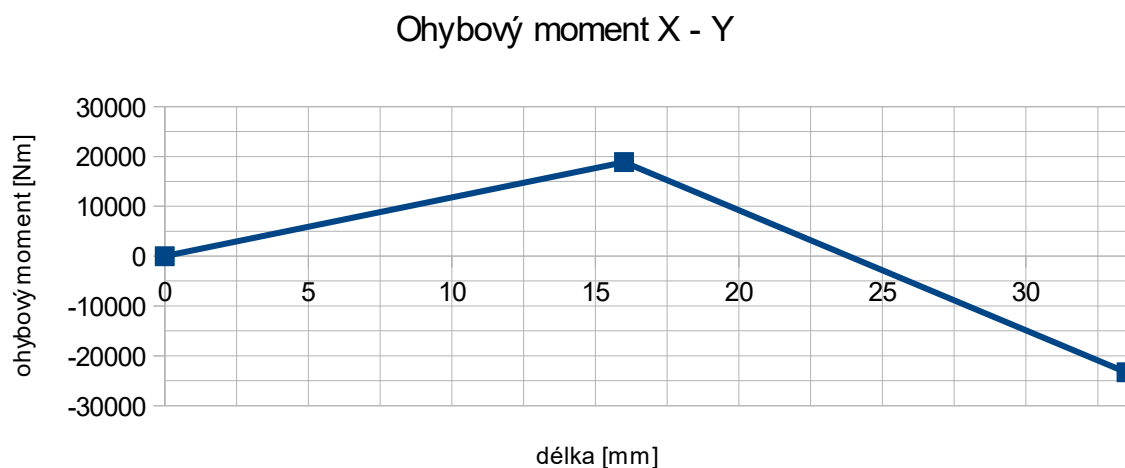
z těchto dvou rovnic po úpravách vyplývá

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2} = 14,82 \quad [\text{mm}]$$

Pevnostní kontrola



Ilustrace 20: náčrt reverzační hřídele



Kritickým místem je osazení mezi ložiskem H a ozubeným kolem. Ohybový moment v tomto místě je $M_o = 13,9$ [Nm]

R_m	470 [MPa]
R_e	245 [MPa]
d	15 [mm]
M_o	13,9[MPa]
M_k	19,3 [MPa]
v_σ	0,98
η	0,8
R_v	1 [mm]
q	0,52

Tabulka 17: parametry vrubové kontroly reverzační hřídele

Kontrola na střídavý ohyb

$$\frac{R_v}{d} = \frac{1}{15} = 0,0666 \Rightarrow \alpha = 2,4 [-]$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,52 \cdot (2,4 - 1) = 1,728$$

$$\sigma_{co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot v_\sigma \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,43 \cdot 470 \cdot 0,98 \cdot 0,8}{1,728} = 92 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 13,9}{\pi \cdot 0,015^3} = 42 \text{ [MPa]}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{92}{42} = 2,2 \text{ [-]}$$

Kontrola na statický krut

$$\tau_k = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{245}{\sqrt{3}} = 141,5 \text{ [MPa]}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 19,3}{\pi \cdot 0,015^3} = 30 \text{ [MPa]}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{141}{30} = 4,85 \text{ [-]}$$

celková bezpečnost

$$k_c = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \sqrt{\frac{2,2^2 \cdot 4,85^2}{2,2^2 + 4,85^2}} = 1,99 \text{ [-]}$$

Návrh ložisek

Ložiska pro parametry:

$$n_3 = 742 \left[\frac{ot}{min} \right]; d_g = 17 \text{ [mm]}; d_h = 15 \text{ [mm]}$$

$$F_{rh} = \sqrt{R_{hz}^2 + R_{hy}^2} = \sqrt{0^2 + 1441^2} = 1441 \text{ [N]}$$

$$F_{ah} = 0 \text{ [N]}$$

$$F_{rg} = \sqrt{R_{gz}^2 + R_{gy}^2} = \sqrt{0^2 + 118^2} = 118 \text{ [N]}$$

$$F_{ag} = R_{gx} = 566 \text{ [N]}$$

místo G : volím ložisko 6003

$C = 6370$ [N] ; $C_o = 3250$ [N] ; $p = 3$

$$\frac{F_{ag}}{C_o} = \frac{566}{3250} = 0,174 \Rightarrow e = 0,34$$

$$\frac{F_{ag}}{F_{rg}} = \frac{566}{118} = 4,8 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,31 \Rightarrow P = X \cdot F_{rG} + Y \cdot F_{aG} = 807$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} = \left(\frac{6370}{807}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 742} = 11035 \text{ [h]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

místo H : volím ložisko 6302

$C = 11900$ [N] ; $C_o = 6550$ [N] ; $p = 3$

$$\frac{F_{aH}}{C_o} = 0 \Rightarrow e = 0$$

$$\frac{F_{aH}}{F_{rH}} = 0 \Rightarrow P = F_{rH} = 1441$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} = \left(\frac{11900}{1441}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 742} = 12665 \text{ [h]}$$

Návrh pera

Návrh pera 6. čelního ozubeného kola se šikmými zuby

$$M_{k3} = 19,3 \text{ [Nm]} ; d = 22 \text{ [mm]}$$

$$l_p \leq 1,2 \cdot d \Rightarrow \text{volím pero } 5e7x5x14$$

materiál pera 11343; $p_D = 120$ [MPa] ; $\tau_D = 105$ [MPa]

$$F = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d} = \frac{2 \cdot 19,3}{0,022} = 2573 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k3}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 19,3}{0,005 \cdot 0,022 \cdot 0,014} = 74 \text{ [MPa]} \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{2573}{0,005 \cdot 0,014} = 37 \text{ [MPa]} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

7 Ekonomické zhodnocení

V této době se klade velký důraz na ekonomickou stránku každého výrobku a to u sériové i jednodusové výroby. Rozhodnutí o uvedení návrhu do výroby často závisí pouze na ekonomické stránce. Z tohoto důvodu je snahou minimalizovat výrobní náklady a to například automatizací výrobních procesů, redukováním odpadu, snížením počtu pracovních úkonů, použitím vhodné výrobní technologie nebo nákupem normalizovaných dílů. Mezi normalizované díly lze řadit veškerá použitá ložiska, těsnění, spojky, šrouby, ale i elektromotor či řetěz s řetězovými koly. Jejich cena je jasně dána na internetových stránkách výrobců či v katalogu. Ostatní použité díly se řadí do skupiny dílů vyráběných. Mezi ně patří například ozubená kola, hřídele, rozpěrné kroužky, víka nebo svařovaná skříň.

7.1 Nakupované díly

součást	cena [Kč]
elektromotor	2673
elektromagnetické spojky	13800
hřídelová spojka	400
ložiska	1844
řetěz	672
těsnění a spojovací materiál	324
celková cena	19713

Tabulka 18: ceny nakupovaných dílů

7.2 Vyráběné díly

Cena vyráběných dílů je komplexní problém, musí se do ní zahrnout nejen cena materiálu, ale i cena práce a energií. Z těchto důvodů není snadné ji určit. Se změnou použitých technologií nebo použitím automatizovaných linek při sériové výrobě může jejich cena klesnout.

součást	cena materiálu [Kč]
hřídele	1680
ozubená kola	3220
pojezdový vozík	4000
rozpěrné kroužky	250
skříň s víky	3200
celková cena	12350

Tabulka 19: cena materiálu vyráběných dílů

součást	čas výroby [hod]	cena [Kč]
hřídele	1,75	1050
ozubená kola	2,5	1500
skříň s víky	2,5	1025
pojezdový vozík	2,5	2175
rozpěrné kroužky	0,5	300
montáž	3	390
celková cena	-	6440

Tabulka 20: cena výroby dílů

Uvedené ceny výroby dílů jsou včetně režii. Celková cena vyráběných dílů je tedy součtem ceny materiálu a ceny výroby (12350 + 6440) a činí 18790 Kč.

7.4 Celková cena

dílčí ceny	cena [Kč]
cena nakupovaných dílů	19713
cena vyráběných dílů	18790
cena testování	3500
cena montáže a zapojení ve výrobní lince	3200
celková cena	45203

Tabulka 21: celková cena

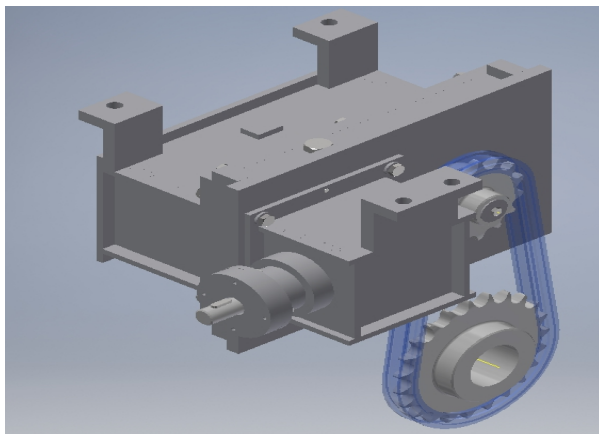
Celková cena výroby a sestavení je odhadnuta na 45203 Kč . Jedná se o součet všech nákladů spojených s výrobou, testováním a montáží. Testováním je míněno testování převodového ústrojí, jehož výsledkem má být nalezení nedostatků a chyb konstrukce či výroby. K této ceně je ovšem nutné připočítat zisk, který činí 30 % výrobních nákladů. Celková cena je tedy $45203 \cdot 1,3 = 58764$ Kč. Tato cena je přijatelná s ohledem na pořizovací cenu robota nebo celé automatizované linky. V případě přechodu z prototypové výroby do výroby sériové by bylo možné náklady snížit například automatizovanou výrobou, popřípadě úpravou použitých technologií pro výrobu jednotlivých součástí.

8 Závěr

Cílem této bakalářské práce byl návrh a konstrukce pohonu sedmé osy robota KUKA. Vstupními parametry byla hmotnost, rychlost pojezdu, zrychlení a průměr koleček. Pohon měl obsahovat motor, spojku, převodové ústrojí s alternativní reverzací a výstupní řetězový převod. Tento pohon měl být umístěn na pojezdový vozík.

Základem bylo zvolení vhodného motoru. Ze vstupních parametrů byl vypočítán potřebný výkon 1,5 kW a podle něj zvolen vhodný elektromotor. Před samotným výpočtem převodového ústrojí bylo nutné zvolit vhodnou hřídelovou spojku, mechanismus řazení, skříň převodovky, pojezdový vozík a sestavit schéma pohonu. Převodové ústrojí bylo sestaveno z jednoho kuželového soukolí, dvou čelních soukolí se šikmými zuby, z nichž jedno je sestaveno ze tří ozubených kol z důvodu alternativní reverzace, a řetězového převodu.

Výpočet převodového ústrojí začal výpočtem výstupních otáček, ze kterých bylo možné určit celkový převodový poměr, který byl rozdělen na převodové poměry jednotlivých soukolí. Následoval výpočet otáček hřídelů a kroutících momentů. Po tomto návrhu již bylo možné začít výpočet soukolí. Všechna soukolí byla navržena stejným způsobem. Prvním krokem bylo zvolení základních parametrů, což je například počet zubů, úhel sklonu zubů, materiál atd. Následoval výpočet geometrie soukolí, výpočet působících sil a kontrola ozubení. Kontrola je důležitou součástí návrhu. Jejím výpočtem zjišťujeme, zda je soukolí provozuschopné. Následoval návrh a výpočet řetězového převodu, který spočíval ve výpočtu diagramového výkonu a zvolení správného řetězu. Z informací o řetězu a zvolených parametrů byla dopočítána geometrie řetězových kol, délka řetězu, silové poměry a následná kontrola. V tuto chvíli již bylo možné začít návrh a výpočet hřídelů. Návrh začal správným zavedením působících sil, sestavením rovnic rovnováhy, výpočtem reakcí a sestavením rovnic vnitřních statických účinků, ze kterých byly vytvořeny grafy průběhu ohybového momentu. U druhé a třetí hřídele bylo nutné do výpočtů zahrnout stav při zařazeném prvním stupni i stav při zařazené reverzaci a dopočítat reakce pro oba tyto stavy. Návrh minimálního průměru hřídele byl vypočítán na základě teorie HMH v nejnámáhanějším místě hřídele. Vrubová kontrola hřídelů byla provedena v místě největšího namáhání vzhledem k průměru hřídele. Výsledkem této kontroly byl výpočet celkové bezpečnosti, který nesměl být menší, než hodnota 1,5. Z již známých reakcí hřídele bylo možné vypočítat ložiska. Ložiska byla zvolena kuličková jednořadá, z důvodu malých působících sil. U ložisek druhého a třetího hřídele bylo nutné uvažovat fakt, že při prvním stupni a reverzaci působí jiná zatížení. První stupeň i reverzace jsou používány 50 % času, z toho bylo možné vypočíst střední hodnotu zatížení, a navrhnout ložiska. Všechna ložiska byla navržena s ohledem na jejich životnost, která měla být minimálně 10000 [h]. Následně byla navržena a zkontrolována pera, která byla použita pro spojení ozubených kol s hřídeli.



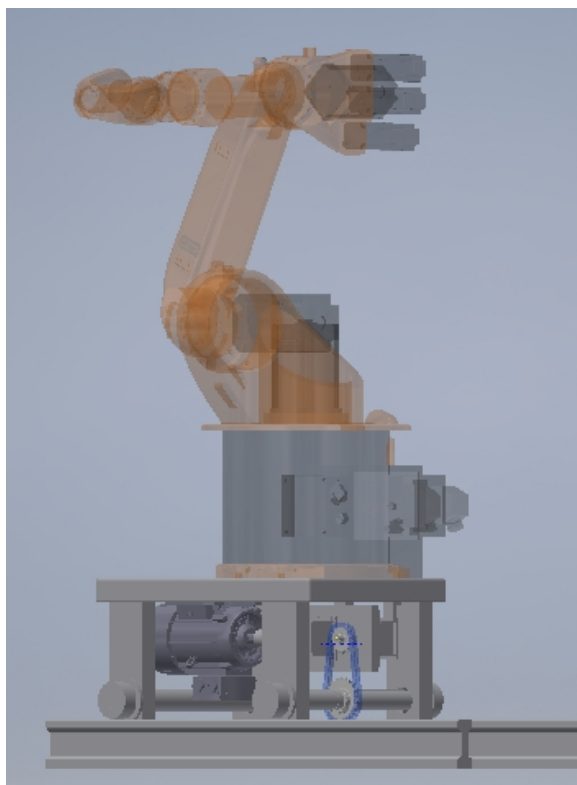
Ilustrace 21: sestava převodovky

3D model pohoného systému byl vytvořen ve studentské verzi Autodesk Inventor 2018. Ozubená kola, řetězový převod a drážky pro pera byla vytvořena pomocí generátorů, které tento systém obsahuje, a normalizované části byly použity z obsahového centra. Z 3D modelu byl následně vytvořen výkres sestavy převodového ústrojí a výkresová dokumentace vybraných částí.

Pro ověření správnosti výsledku byla použita metoda konečných prvků v programu Autodesk Inventor 2018. Touto metodou byla kontrolována vstupní hřídel, u níž bylo za nebezpečné vyhodnoceno osazení mezi ozubeným kolem a ložiskem. Výpočtem zde byla zjištěna bezpečnost 2,24. Metodou konečných prvků bylo zjištěno napětí v tomto místě 105,8 [MPa]. Tomuto napětí odpovídá bezpečnost 2,34. Rozdíl těchto hodnot mohl být způsoben zaokrouhlováním při výpočtu, popřípadě nepřesností výpočtů metody konečných prvků.

Ekonomické zhodnocení bylo vytvořeno na základě dostupných informací výrobců normalizovaných částí a odhadu cen částí nenormalizovaných. Celková cena byla odhadnuta na 58764 [Kč]. Tato cena byla vyhodnocena jako přijatelná, vzhledem k pořizovací ceně robota, popřípadě kompletní automatické linky, která může dosahovat do řádu milionů korun.

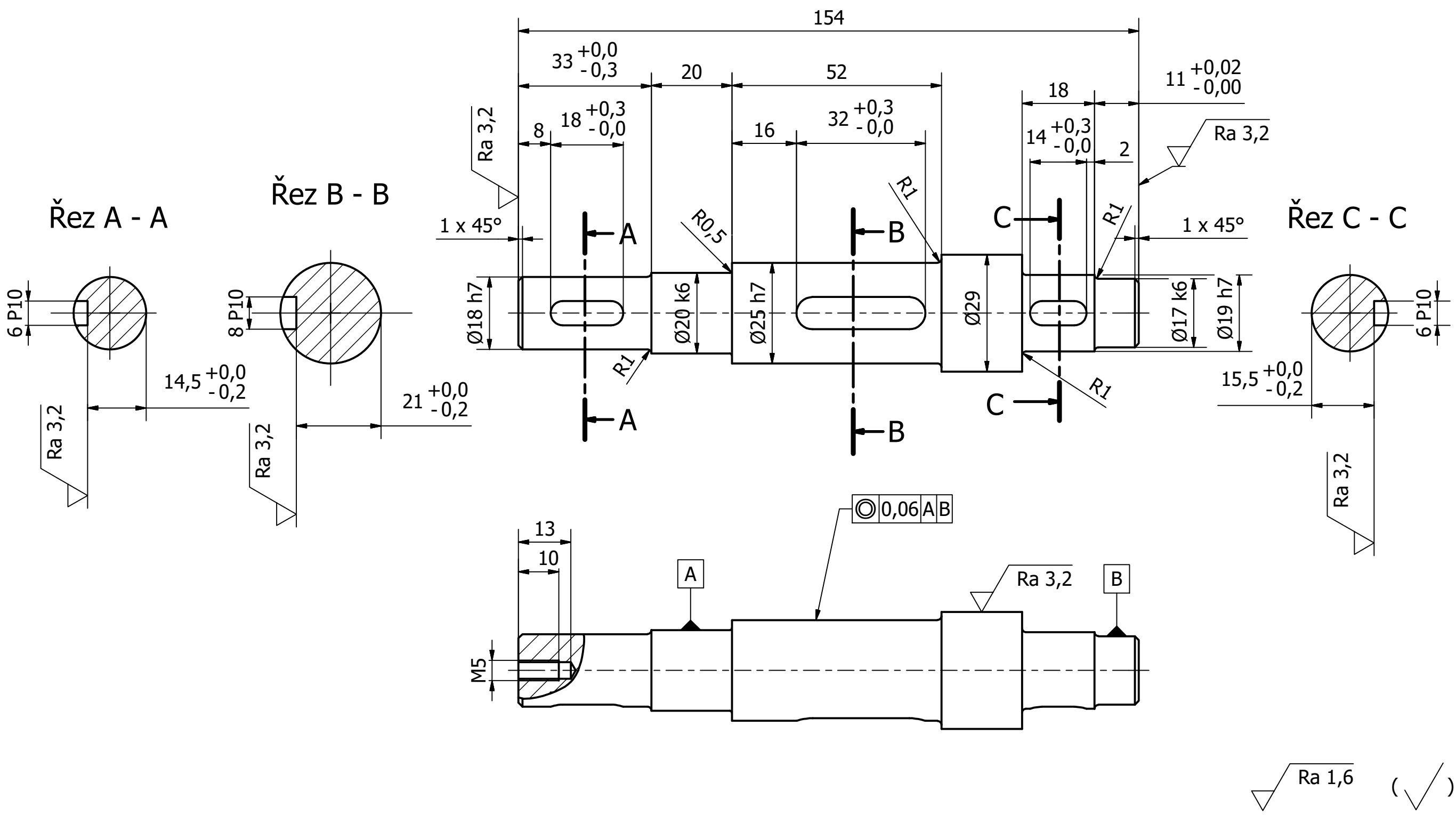
V práci bylo docíleno všech vstupních parametrů. Veškeré navrhované součásti splňují podmínku životnosti i bezpečnosti. Výstupní rychlost je nižší o 0,007 [m/s] z důvodu zaokrouhlení celkového převodového poměru a volby vhodné kombinace počtu zubů ozubených kol.



Ilustrace 22: celková sestava

Seznam použité literatury

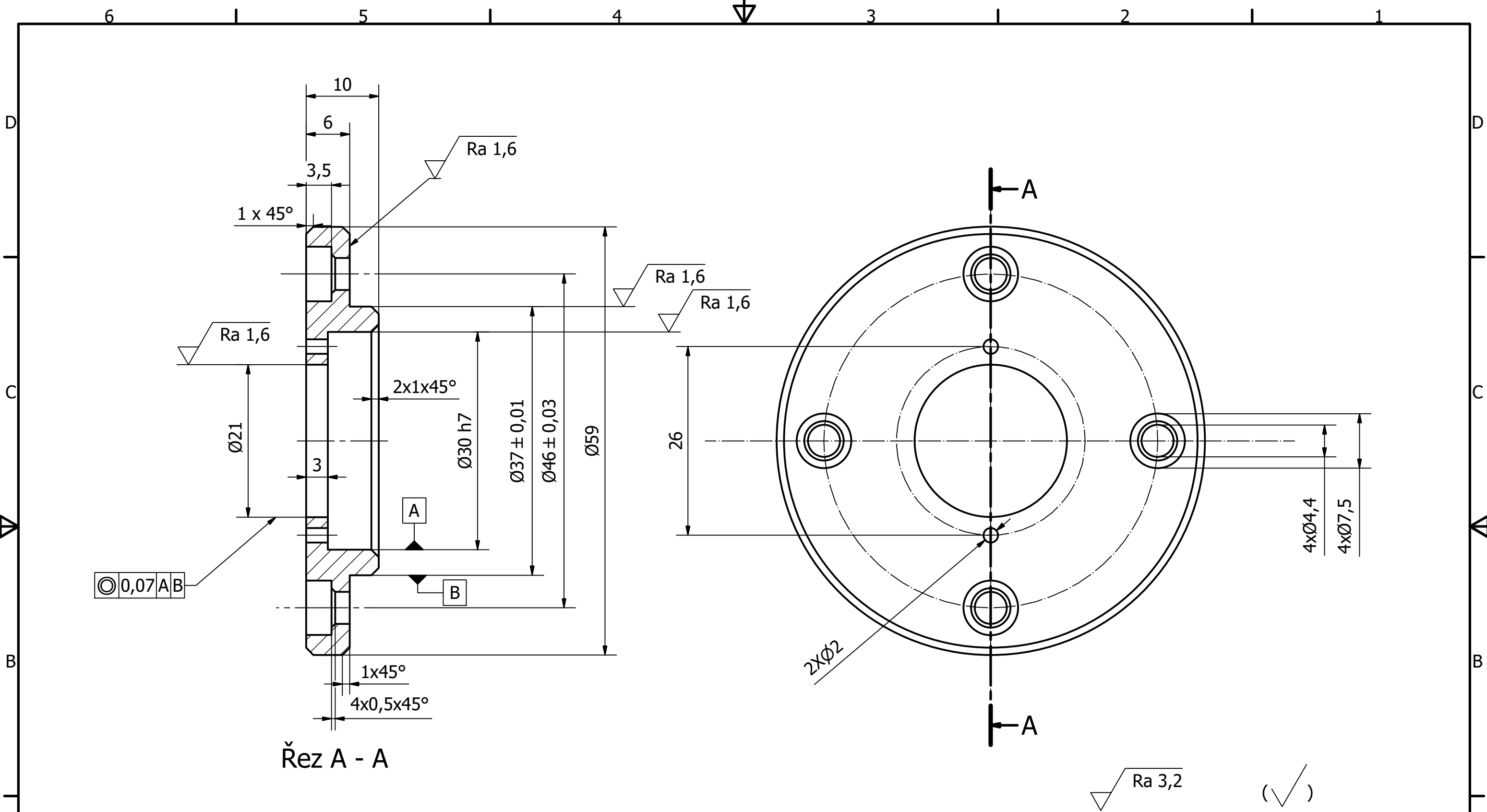
- [1] Pešík, L.: *Části strojů. 1. díl*. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: *Části strojů. 2. díl*. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: *Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola*. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky*. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [5] Bureš M.: *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [6] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [7] Databáze knihovny TUL
- [8] ELEKTROMOTORY. *obchod* [online]. [cit. 21.6.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.elektromotory.sk/obchod/elektromotor-15-kw-1a1901-4/>
- [9] KUKA. *KR 16* [online]. [cit. 21.6.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.kuka.com/cs-cz/produkty,-sluzby/roboticke-systemy/prumyslove-roboty/kr-16>
- [10] KUKA. *Historie* [online]. [cit. 21.6.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.kuka.com/cs-cz/o-spolecnosti-kuka/historie>
- [11] NEUVEDEN. *Stručná historie průmyslových robotů* [online]. [cit. 21.6.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.elektroprumysl.cz/automatizace/strucna-historie-prumyslovych-robotu>
- [12] KOCHANÍČEK. *Robotika - průmyslové roboty* [online]. [cit. 21.6.2018]. Dostupný na WWW: <https://coptkm.cz/portal/reposit.php?action=0&id=44777&revision=-1&instance=1>
- [13] NEUVEDEN. *Řetězy* [online]. [cit. 21.6.2018]. Dostupný na WWW: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Retezy.pdf
- [14] T.E.A. TECHNIK. *pružné spojky se středícím důlkem* [online]. [cit. 21.6.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>
- [15] SKF. *Kuličková ložiska* [online]. [cit. 21.6.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>
- [16] PSP POHONY. *Spojka EZF* [online]. [cit. 21.6.2018]. Dostupný na WWW: http://www.pohony.cz/files/pohony/_products/3/116-produktovy-list-spojka-ezf-cz.pdf



◎ 0,06 AB

Ra 1,6 (✓)

Rozm.-Polot.	Ø29 X 154 - Ø32 X 158			PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	11368
		b)		Č. hm.	
		a)		Hr. hm.	0,467 Kg
Měřítko	1:1	Datum	Index	Podpisy	 HŘÍDEL Bp_02
Č. seznamu		Navrhl			
Č. sestavy		Kreslil	Ladman	Název	
Starý výkr.		Přezkoušel		Čís. výkresu	
Nový výkr.		Technolog			
		Normaliz.			1
		Schválil			A3
		Datum	23.6.2018		



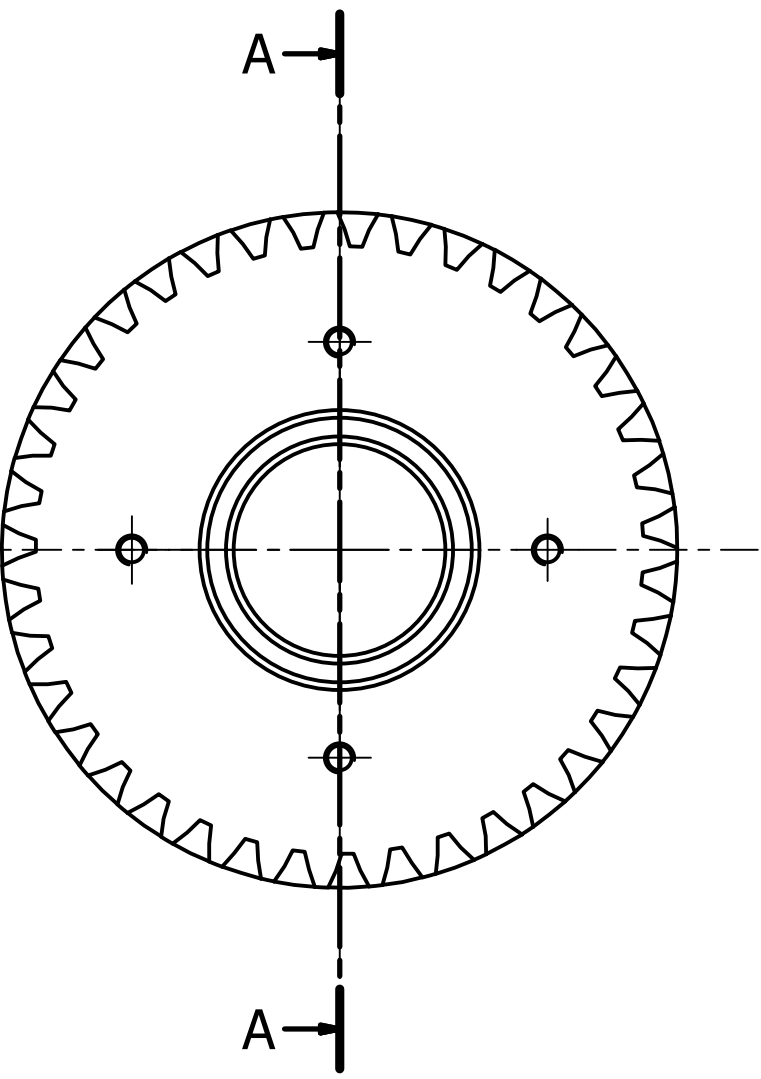
Řez A - A

Rozm.-Polot.	Ø59 X 10 - Ø62 X 12		PŘESNOST ISO 2768-mK	
	c)	Mater.	11343	Tř. odp. 001
	b)	Č. hm.		Hr. hm. 0,107 kg
	a)	TOLEROVÁNÍ ISO 8015		
	PROMÍTÁNÍ			
Měřítko	Změna	Datum	Index	Podpisy
2:1		Navrhl		
Č. seznamu		Kreslil	Ladman	Název
Č. sestavy		Přezkoušel		TU v Liberci
Starý výkr.		Technolog		
Nový výkr.		Normaliz.		VÍKO
		Schválil		Čís. výkresu
		Datum	23.6.2018	Bp_03
				1
				A3

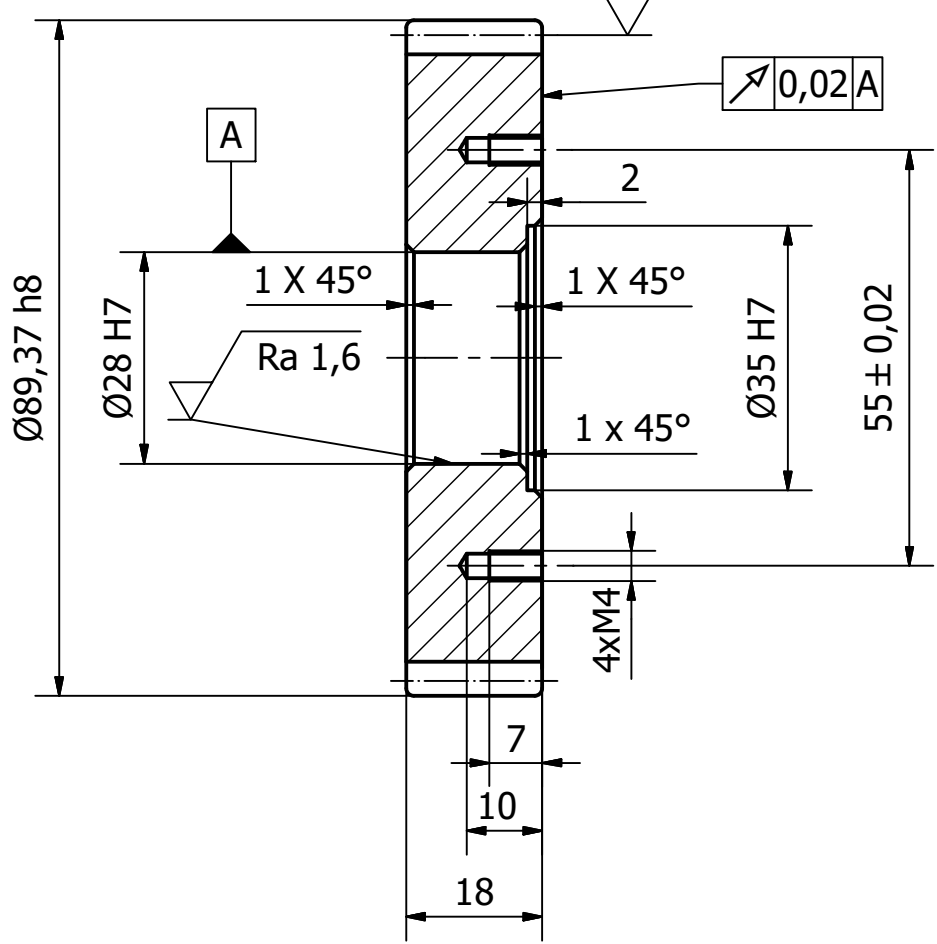
6 1 5 1 4 3 1 2 1 1

D

D



Řez A - A



MODUL	m	2	
POČET ZUBŮ	z	39	
NORMÁLNÍ ZÁKLADNÍ PROFIL		CSN 014607	
ÚHEL SKLONU BOČNÍ KŘIVKY ZUBU	β	24°	
SMYSL STOUPÁNÍ BOŽNÍ KŘIVKY ZUBU		Pravý	
JEDNOTKOVÉ POSUNUTÍ			
STUPEŇ PŘESNOSTI PODLE	x	CSN 01 4682	
KONTROLOVANE MEZNI UCHYLKY	DVOUBOKÉHO ODVALU ZA OTÁČKU	Fi	0,112
	DVOUBOKÉHO ODVALU ZA ROZTEČ	fi	0,036
	SKLONU ZUBU	F β	0,018
	VZDÁLENOSTI OS	fa	+ - 0,035
KONTROLNÍ ROZMĚR	MEZNÍ ÚCHYLKA HORNÍ	Es	0,036
	JM. VZDÁL. OS DOLNÍ	EI	-0,18
	PŘES		
SPOLUŽA BÍRAJÍCÍ KOLO	ČÍSLO VÝKRESU		
	POČET ZUBŮ	z	56
	VZDÁLENOST OS	aw	103,22
MODUL	mt	2,18	
POČET ZUBŮ HŘEBENU	z		
PRŮMĚR ZÁKLADNÍ KRUŽNICE	db	79,32	
PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE	d	85,37	
PRŮMĚR PATNÍ KRUŽNICE	df	80,37	

C

C

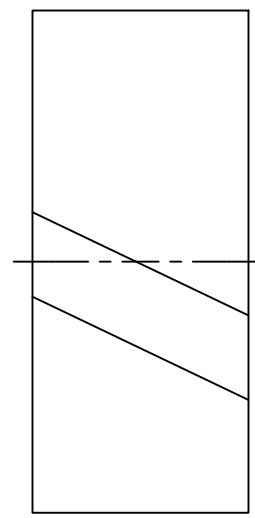
B

B

A

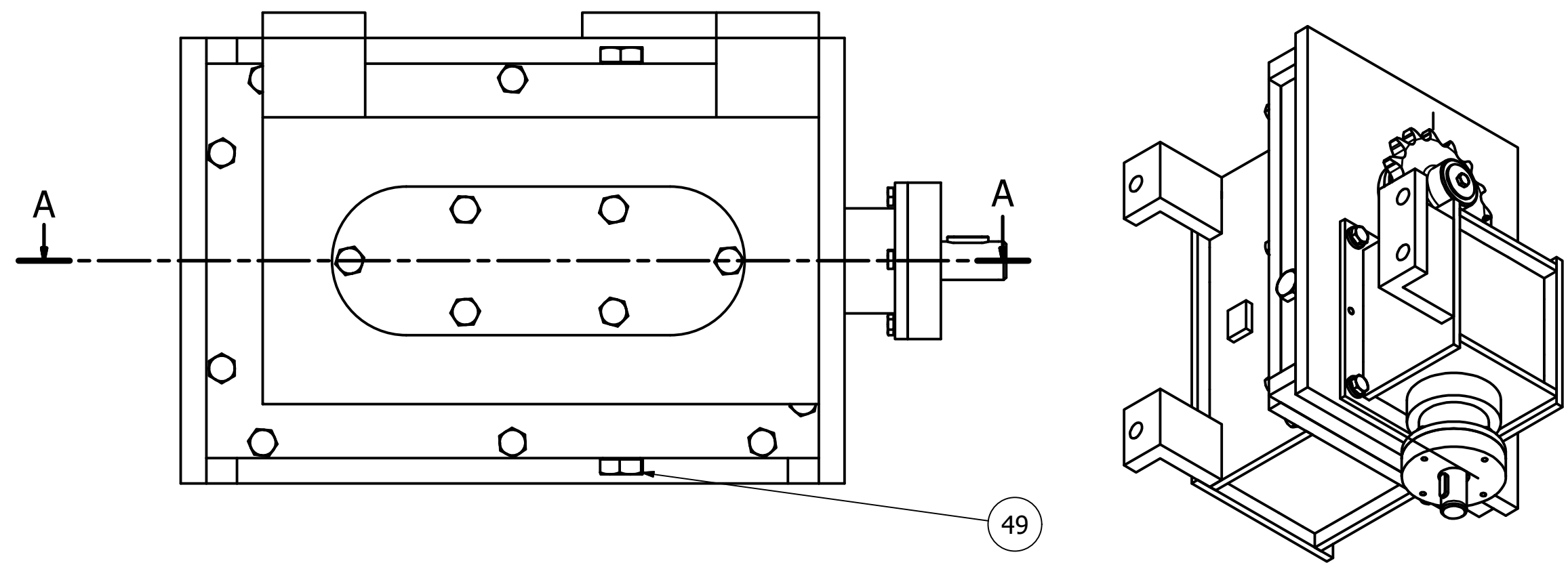
A

✓ Ra 3,2 (✓)

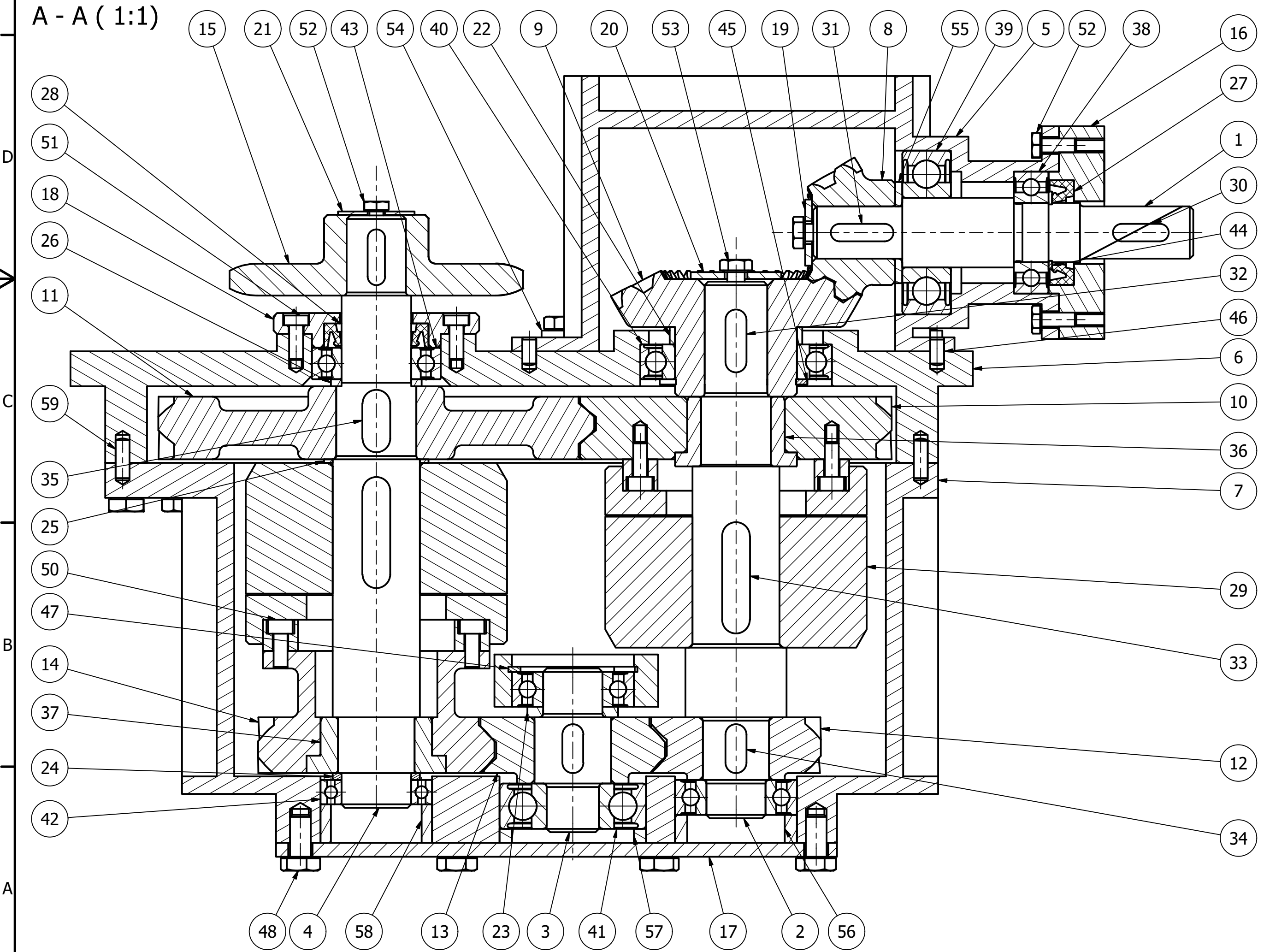


Rozm.-Polot.	Ø89 X 18 - Ø93 X 20			PŘESNOST ISO 2768-mK		
	c)	Mater.	11700	Tř. odp.	001	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
	b)	Č. hm.		Hr. hm.	0,7 Kg	PROMÍTÁNÍ
	a)					
Měřitko	Změna	Datum	Index	Podpisy		
1:1		Navrhl			OZUBENÉ KOLO Bp_04	
Č. seznamu		Kreslil	Ladman	Název		
Č. sestavy		Přezkoušel		Čís. výkresu	1	
Starý výkr.		Technolog			A3	
Nový výkr.		Normaliz.		Datum	23.6.2018	

6 1 5 1 4 3 1 2 1 1



A - A (1:1)



59	KOLÍK 4X12 A ISO 2338	CSN 11140		4
58	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 9	CSN 11500		1
57	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 8	CSN 11500		1
56	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 7	CSN 11500		1
55	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 6	CSN 11500		1
54	PODLOŽKA 4	CSN 11500		1
53	ŠROUB M5 X 10 ČSN EN 24017			2
52	ŠROUB M4 X 10 ČSN EN 24017			2
51	ŠROUB M4 X 10 ČSN 4557			1
50	ŠROUB M4 X 10 ČSN 02 1143			1
49	ŠROUB M10 X 20 ČSN EN 24017			2
48	ŠROUB M6 X 12 ČSN EN 24017			20
47	POJISTNÝ KROUŽEK 35 ČSN 02 2931			1
46	KOLÍK 4X8 A ISO 2338	CSN 11140		4
45	POJISTNÝ KROUŽEK 35 ČSN 02 2930			2
44	POJISTNÝ KROUŽEK 17 ČSN 02 2930			2
43	LOŽISKO 16004			1
42	LOŽISKO 61804			1
41	LOŽISKO 6302			1
40	LOŽISKO W61907			1
39	LOŽISKO 6204			2
38	LOŽISKO 6003			2
37	KLUZNÉ LOŽISKO PBMF 223216 M1G1			1
36	KLUZNÉ LOŽISKO PBMF 202820 M1G1			1
35	PERO 8e7 x 7 x 18	CSN 11343		1
34	PERO 6e7 x 6 x 14	CSN 11343		2
33	PERO 8e7 x 7 x 32	CSN 11343		2
32	PERO 6e7 x 6 x 18	CSN 11343		1
31	PERO 5e7 x 5 x 18	CSN 11343		1
30	PERO 5e7 x 5 x 16	CSN 11343		1
29	ELEKTROMAGNETICKÁ SPOJKA			2
28	GUFERO 2			1
27	GUFERO 1			1
26	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 5	CSN 11500		1
25	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 4	CSN 11500		1
24	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 3	CSN 11500		1
23	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 2	CSN 11500		1
22	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 1	CSN 11500		1
21	PODLOŽKA 3	CSN 11500		1
20	PODLOŽKA 2	CSN 11500		1
19	PODLOŽKA 1	CSN 11500		1
18	VÍKO 3	CSN 42 2420		1
17	VÍKO 2	CSN 42 2420		1
16	VÍKO 1	CSN 42 2420		1
15	ŘETĚZOVÉ KOLO			1
14	ČELNÍ KOLO 5	CSN 16346		1
13	ČELNÍ KOLO 4	CSN 11700		1
12	ČELNÍ KOLO 3	CSN 16343		1
11	ČELNÍ KOLO 2	CSN 12050		1
10	ČELNÍ KOLO 1	CSN 11700		1
9	KUŽELOVÉ KOLO	CSN 12061		1
8	KUŽELOVÝ PASTOREK	CSN 13242		1
7	SKŘÍŇ 3	CSN 11343		1
6	SKŘÍŇ 2	CSN 11343		1
5	SKŘÍŇ 1	CSN 11343		1
4	HŘÍDEL 4	CSN 11500		1
3	HŘÍDEL 3	CSN 11423		1
2	HŘÍDEL 2	CSN 11368		1
1	HŘÍDEL 1	CSN 11500		1
POZICE	OZNAČENÍ	MATERIÁL	Č. VÝKRESU	KS

Měřítko	1:1	Datum	Index	Podpisy	<p>TU v Liberci</p> <p>Název</p> <p>PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ</p> <p>Čís. výkresu</p> <p>Bp_01</p>
Navrhl		Kreslil	Ladman		
Č. seznamu		Přezkoušel			
Č. sestavy	1	Technolog			
Starý výkr.		Normaliz.			1
Nový výkr.		Schválil			A3
		Datum	23.6.2018		