

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: Konstruování strojů a technických zařízení

Specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukce rychloběžné pomocné převodovky pro zkušební stand

Autor: **Bc. Václav Bouček**

Vedoucí práce: **doc. Ing. Václav Kubec, Ph.D.**

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Václav BOUČEK**
Osobní číslo: **S19N0111P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Studijní obor: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Konstrukce rychloběžné pomocné převodovky pro zkušební stand**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je navrhnout rychloběžnou převodovku pro zkušební stand, která bude mít dva výstupní členy s rychlostí 10 800 a 21 600 otáček za minutu. Provoz zařízení bude vždy při zatížení pouze jednoho výstupního členu. Předpokládaný přenášený výkon je 1 MW. Převodovka bude konstruována pro zavěšení na přírubu motoru, aby bylo možné její natáčení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Analýza problematiky, specifikace zadání
2. Koncepční návrh převodovky
3. Konstrukční řešení převodovky
4. Pevnostní kontrola převodovky
5. Zpracování výkresové dokumentace

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

[1] KRÁTKÝ, J., KUBEC KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL S. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.

[2] BOLEK, A., KOCHMAN J. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.

Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václav Kubec, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Tomáš Palek**
Wikow Gear, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Autorská práva

Podle Zákona o právu autorském č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků, nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval firmě Wikov Gear s.r.o. za to, že mně umožnili zpracovat zde předkládanou diplomovou práci. Konkrétně tedy pánům Ing. Radovanu Rašploví a Ing. Tomáši Palkovi za jejich ochotu a cenné rady. Dále bych pak chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Václavu Kubecovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a věcné připomínky, které mi poskytl během zpracování této práce.

Václav Bouček

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Autor	Příjmení Bc. Bouček	Jméno Václav	
Studijní obor	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
Vedoucí práce	Příjmení doc. Ing. Kubec, Ph.D.	Jméno Václav	
Pracoviště	ZČU - FST - KKS		
Druh práce	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
Název práce	Konstrukce rychloběžné pomocné převodovky pro zkušební stand		

Fakulta	strojní	Katedra	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

Celkem	90	Textová část	70	Grafická část	20
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce je zaměřena na konstrukci dvourychlostní převodovky pro zkušební stand. Převodovka bude sloužit pro zkoušení vyrobených převodovek. Požadavky na konstrukci vycházejí od zadávající firmy, kterou je Wikov gear s.r.o. Práce obsahuje rešerše ozubených převodů, výpočty jednotlivých částí převodovky, výsledné konstrukční řešení a modální analýzu. Pro výpočet byly použity softwary KISSsys a KISSsoft. Konstrukční návrh je proveden v softwaru siemens NX.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Převodovka, převody, natáčení, šnekový mechanismus, výpočet, konstrukce, modální analýza</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Bouček	Name Václav	
FIELD OF STUDY	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
SUPERVISOR	Surname doc. Ing. Kubec, Ph.D.	Name Václav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 a eg. A4)

TOTALLY	90	TEXT PART	70	GRAPHICAL PART	20
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis is focused on the construction of a two-speed gearbox for a test stand. The gearbox will be used for testing manufactured gearboxes. The design requirements are based on the contracting company, which is Wikov gear s.r.o. The work includes research of gears, calculations of individual parts of the gearbox, the resulting design solution and modal analysis. KISSsys and KISSsoft software were used for the calculation. The design was made in Siemens NX software.
KEY WORDS	Gearbox, gears, turning, worm mechanism, calculation, construction, modal analysis

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	8
1 Úvod.....	11
1.1 Představení firmy Wikov Gear s.r.o.	11
2 Převodové mechanismy [2] [3].....	12
2.1 Rozdělení převodovek podle přenosu sil mezi hřídeli.....	12
2.1.1 Přenos za pomoci normálových sil.....	12
2.1.2 Přenos za pomoci třecích účinků.....	12
2.2 Rozdělení převodovek podle vzájemné polohy os	12
2.2.1 Rovnoběžná poloha os	12
2.2.2 Různoběžná poloha os.....	12
2.2.3 Mimoběžná poloha os	12
2.3 Převody ozubenými koly	13
2.3.1 Čelní válcová soukolí	13
2.3.2 Kuželová soukolí.....	16
2.3.3 Šroubová soukolí.....	17
2.3.4 Šneková soukolí	18
3 Zadání	20
4 Návrh a výpočet rychloběžné pomocné převodovky	21
4.1 Zadané parametry	21
4.2 Návrh ozubení.....	22
4.2.1 Počty zubů ozubení	22
4.2.2 Kroutící momenty na hřídelích při největším zatížení	23
4.2.3 Předběžný výpočet rozměrů ozubení	23
4.2.4 Návrh ozubení v softwaru KISSsys	25
4.3 Návrh hřídelů.....	26
4.3.1 Rychloběžné hřídele	27
4.3.2 Pomaluběžná hřídel	29
4.3.3 Výpočet nalisovaných spojů.....	30

4.3.4	Výpočet drážkování pro připojení příruby spojky	34
4.4	Uložení hřídelů	36
4.4.1	Uložení rychloběžného hřídele.....	36
4.4.2	Uložení pomaluběžného hřídele.....	40
4.5	Návrh převodové skříně.....	41
4.5.1	Spodní část skříně.....	41
4.5.2	Víko skříně	42
4.6	Mazání	43
4.6.1	Mazání ozubených kol	43
4.6.2	Mazání ložisek.....	44
4.6.3	Utěsnění výstupních čepů hřídelí	46
4.7	Celkový pohled na převodovku	47
5	Natáčení převodovky	49
5.1	Variety natáčení.....	49
5.1.1	1. Varianta	49
5.1.2	2. Varianta	50
5.1.3	3. Varianta	51
5.1.4	Volba varianty	52
5.2	Šnekové natáčení	52
5.2.1	Výpočet šnekového soukolí	52
5.2.2	Uložení šnekového hřídele	54
5.2.3	Kluzné uložení natáčecí desky se šnekovým kolem	55
5.2.4	Zajištění natáčecího mechanismu.....	56
5.2.5	Pohon natáčecího mechanismu	57
5.2.6	Kompletní natáčecí mechanismus	57
5.3	Sestava převodovky s natáčecím mechanismem	58
6	Modální analýza.....	59
6.1	Modální analýza převodovky	59
6.1.1	Vlastní frekvence v okolí minimální zubové frekvence.....	60

6.1.2	Vlastní frekvence v okolí maximální zubové frekvence	61
7	Závěr	62
8	Seznam obrázků	64
9	Seznam tabulek	66
10	Seznam příloh	66

Seznam použitých zkratk a symbolů

M_k – kroutící moment

ω – úhlová rychlost

P – výkon

i – převodový poměr

m – modul

z – počet zubů

d – průměr roztečné kružnice

d_a – průměr hlavové kružnice

d_f – průměr patní kružnice

α – úhel záběru

β – úhel sklonu zubu

δ – odchylka převodového poměru

Ψ – poměrná šířka ozubení

a – osová vzdálenost

b – šířka ozubení

c – materiálová konstanta

SF – bezpečnost v místě dotyku

SH – bezpečnost na patě zubu

SS – bezpečnost proti otěru

k – bezpečnost

f – součinitel smykového tření

F_a – axiální síla

F_r – radiální síla

F_O – obvodová síla

F_N – normálová síla

F_T – třecí síla

$p_{potř}$ – potřebný tlak

p_{max} – maximální tlak

p_D – dovolený tlak

E – modul pružnosti
 ρ – hustota oceli
 μ – Poissonova konstanta
 α – součinitel teplotní roztažnosti
 Δ_t – teplota ohřátí
 V – montážní vůle
 e_i – dolní mezní úchylka
 e_j – horní mezní úchylka
 σ_{red} – redukované napětí
 σ_{kt} – napětí na mezi kluzu
 σ_{Do} – dovolené namáhání v ohybu
 h – výška drážky
 b – šířka drážky
 L – délka drážkování
 S_o – Sommerfeldovo číslo
 Ψ – ložisková vůle
 η – dynamická viskozita
 v – obvodová rychlost
 q – součinitel průměru šneku
 h_a^* – jednotková výška hlavy
 c_a^* – jednotková velikost radiální vůle
 M_t – točivý moment
 γ – úhel stoupání šroubovice
 φ – třecí úhel
 Q – hmotnost převodovky
 QT – zušlechtěný stav
PTFE – polytetrafluorethylen
POM – polyoxymethylen
 f_z – zubová frekvence
 N – newton
 $N.m$ – newtonmetr

kW – kilowatt

kg – kilogram

l/min – otáčky za minutu

m – metr

mm – milimetr

MPa – megapascal

s – sekunda

K – Kelvin

$^{\circ}\text{C}$ – stupeň Celsia

Hz – Hertz

1 Úvod

Zadávajícím této diplomové práce je firma Wikov Gear s.r.o., která je mezinárodním výrobcem převodovek. Cílem této práce je konstrukční řešení rychloběžné pomocné převodovky pro zadané parametry, která bude sloužit ke zkoušení vyráběných převodovek před expedicí. Tato převodovka by měla nahradit stávající převodovku, která se doposud na zkušebně používá.

1.1 Představení firmy Wikov Gear s.r.o.

Wikov gear sídlící v Plzni patří do skupiny Wikov Industry, což je strojírenská společnost, tvořená výrobními závody, které se pohybují v oblasti výroby a servisu mechanických převodovek. Servis a výroba probíhá pro širokou škálu průmyslových oborů. Každá společnost, která spadá do skupiny Wikov Industry, se zaměřuje s výrobou převodovek na zvláštní průmyslový obor.

Skupina Wikov Industry zahrnuje:

- Wikov Gear se specializuje na odvětví těžby ropy, cementárny, cukrovary, energetiku a zejména rychloběžné převodovky
- Wikov MGI sídlící v Hronově se specializuje na kolejová vozidla, gumárenství, metalurgii a vodní a větrné elektrárny
- Wikov Sázavan sídlící ve Zruči nad Sázavou se specializuje na přesné ozubené dílce a menší strojní celky
- Orbital 2 je společnost specializující se na vývoj a konstrukci planetových převodovek s technologií pružného čepu, které se vyrábí v závodech Wikov Gear a Wikov MGI
- Wikov RS je společnost pro montáž převodovek do kolejových vozidel



Obrázek 1: Logo Wikov Gear [1]

2 Převodové mechanismy [2] [3]

Převodové mechanismy neboli převodovky slouží k transformaci pohybu a zatížení mezi vstupním a výstupním členem. Transformace pohybu je např. změna smyslu pohybu nebo změna rotačního pohybu na posuvný. Transformace zatížení je např. změna smyslu točivého momentu nebo změna točivého momentu na posuvovou sílu. Základními parametry je převodový poměr i a účinnost. Převodový poměr je dán poměrem hnacího a hnaného členu. Pokud je převodový poměr $i < 0$, jedná se o převod do pomala tzv. reduktor. Pokud je převodový poměr $i > 0$, jedná se o převod do rychla tzv. multiplikátor.

2.1 Rozdělení převodovek podle přenosu sil mezi hřídeli

Podle transformace pohybu a zatížení mohou být převody mezi hnacím a hnaným členem realizovány přímým nebo nepřímým způsobem.

2.1.1 Přenos za pomoci normálových sil

Přenos sil mezi vstupním a výstupním členem je nejčastěji realizován ozubenými převody, které jako tvarové prvky používají zuby spoluzabírajících kol.

2.1.2 Přenos za pomoci třecích účinků

Přenos sil pomocí třecích účinků využívá tření mezi členy, které může být provedeno například dvěma na sebe přitlačujícími koly, řemeny a lanem.

2.2 Rozdělení převodovek podle vzájemné polohy os

U převodovek dále rozlišujeme vzájemnou polohu hnacího a hnaného hřídele.

2.2.1 Rovnoběžná poloha os

Tato vzájemná poloha os je běžná pro čelní ozubená kola. Dále pak pro řetězové, řemenové a třecí převody.

2.2.2 Různoběžná poloha os

Různoběžná poloha os se používá, pokud je potřeba transformace mezi hnacím a hnaným členem do kolmého směru. Nejčastěji se využívá kuželových soukolí. Je ale také možné použití třecích kol.

2.2.3 Mimoběžná poloha os

Pokud je vzájemná poloha os hnacího a hnaného členu mimoběžná, realizuje se pomocí šroubového nebo šnekového soukolí.

Jelikož v případě této převodovky bude použit převod ozubenými koly, tak dále budou více přiblíženy právě tyto převody.

2.3 Převody ozubenými koly

Ozubené převody patří mezi nejrozšířenější převodové mechanismy pracující na principu spoluzabírajících členů za jejich současného dotyku. Základními členy, ze kterých vycházejí i složitější mechanismy, je pár ozubených kol – soukolí. Soukolí se skládá z hnacího a hnaného kola, přičemž menší kolo se nazývá pastorek. Tato dvojice kol tvoří kinematické a silové vazby mezi hřídeli při požadovaných momentech a rychlostech.

Ozubené kolo je tvořeno tělem kola a ozubeným věncem. Ozubený věnec tvoří rovnoměrně rozložené zuby po obvodě kola.

2.3.1 Čelní válcová soukolí

Jedná se o jednoduché převodové mechanismy tvořené dvěma spoluzabírajícími koly s ozubením na válcových plochách, jejichž osy jsou vzájemně rovnoběžné. Je-li ozubení na obou kolech vytvořeno na vnějších válcových plochách, jedná se o soukolí vnější. Pokud je jedno z ozubení vytvořeno na vnitřní straně dutého válce, tak se jedná o soukolí vnitřní. Tato soukolí mají účinnost 98 %.

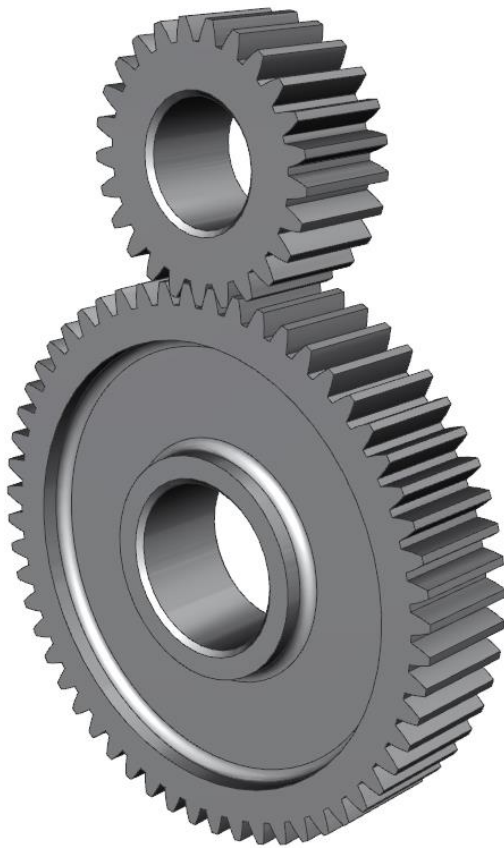
Dále mohou být jednotlivé zuby ozubení čelních válcových kol rovnoběžné s osou rotace ozubeného kola nebo mohou být skloněny pod mírným úhlem. Dle toho můžeme čelní soukolí rozlišit na:

- ozubení s přímými zuby
- ozubení s šikmými zuby
- ozubení s dvojitě šikmými zuby

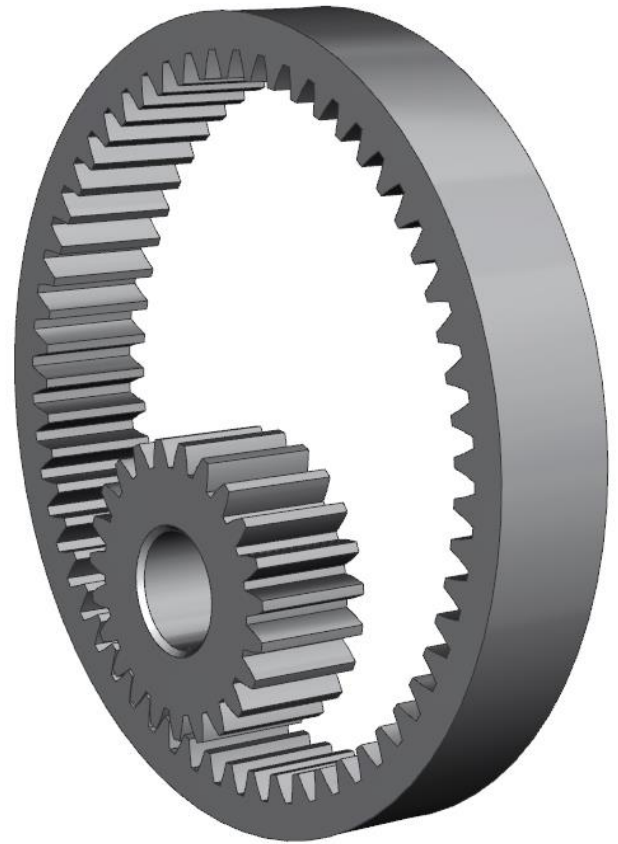
2.3.1.1 Ozubení s přímými zuby

V případě čelních válcových soukolí s přímými zuby je podélná osa zubů rovnoběžná s osou ozubeného kola. Základními parametry přímého ozubení je úhel záběru α , který je dán úhlem nastavení profilu výrobního nástroje. Dalším parametrem je modul m , což je velikostní součinitel ozubení a je zavedena normalizovaná řada modulů. K dopočítání základních rozměrů je potřeba také znát počty zubů z_1 a z_2 jednotlivých kol soukolí.

Výhodou tohoto soukolí je jeho jednoduchá výroba a tím i nižší výrobní cena. Na druhou stranu je ale jednoduchost tohoto ozubení také nevýhodou. Protože z hlediska geometrie tohoto ozubení dochází ke vstupu a výstupu zubů kol do i ze záběru během krátké doby. V důsledku toho vznikají při provozu rázy a chvění, které ovlivňují celkovou životnost mechanismu. Z čehož plyne, že toto ozubení také není vhodné pro používání při vysokých rychlostech.



Obrázek 2: Přímé ozubení-vnější



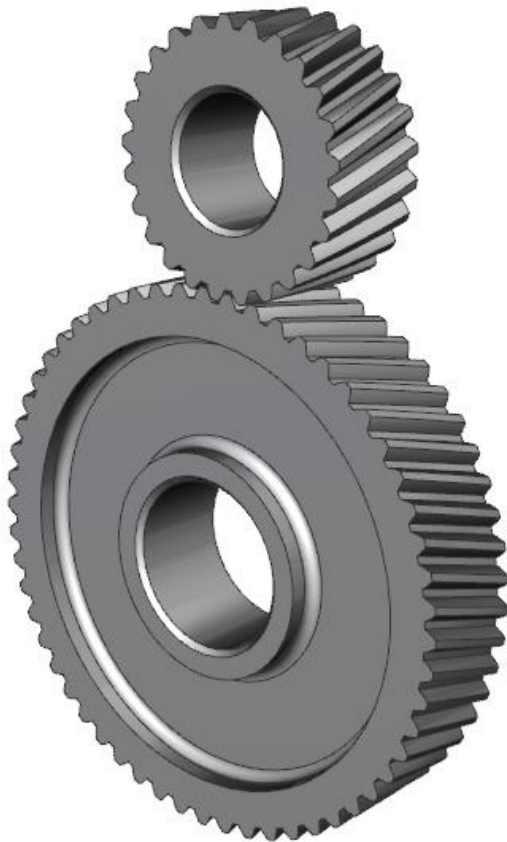
Obrázek 3: Přímé ozubení-vnitřní

2.3.1.2 Ozubení se šikmými zuby

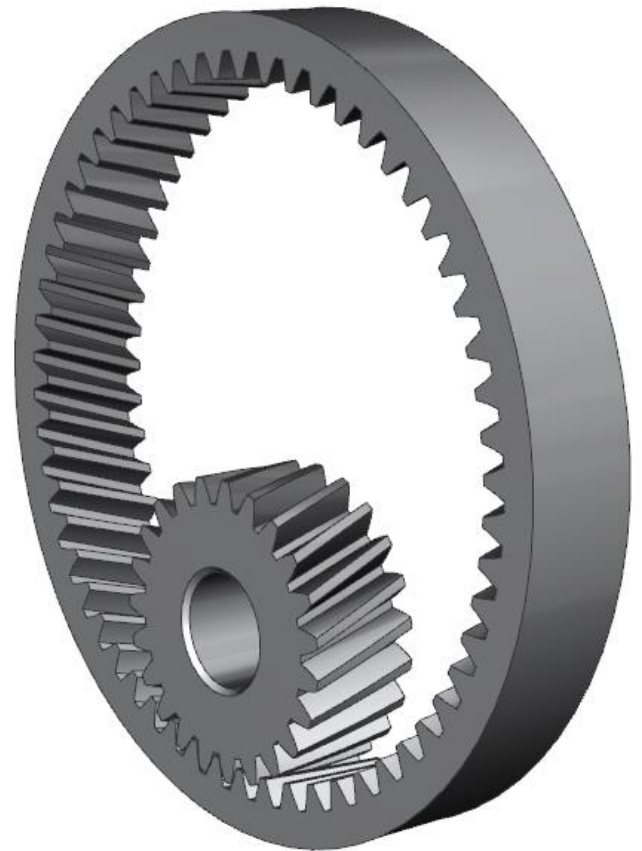
Ozubení se šikmými zuby má podélnou osu zubů s osou rotace ozubeného kola skloněnou o úhel sklonu zubu. Ve skutečnosti mají zuby tvar šroubovité, protože zub vytváří na válcové ploše část šroubovice, které v krátkém úseku délky zubu vypadá jako šikmý zub skloněný pod úhlem.

Základními parametry jsou stejně jako u přímého ozubení úhel záběru, modul, počet zubů a k nim přibývá právě úhel sklonu zubu β . Sklon zubu může být buď levý nebo pravý. Ale dvě ozubená kola v záběru musí mít stejný úhel sklonu zubu a opačný smysl stoupaní.

Předností tohoto ozubení je pozvolný a plynulý vstup i výstup páru zubů do i ze záběru. To vytváří klidnější a tišší chod a rovnoměrnější zatížení zubů. Takže při srovnatelných rozměrových parametrech jsou kola se šikmými zuby schopna přenést větší výkony než kola s přímým ozubením. Nevýhodou tohoto ozubení je ale axiální síla, která vzniká v ozubení a namáhá hřídele a ložiska.



Obrázek 4: Šikmé ozubení-vnější



Obrázek 5: Šikmé ozubení-vnitřní

2.3.1.3 Ozubení s dvojitě šikmými zuby

Jedná se o ozubení vytvořené ze dvou oddělených ozubení se šikmými zuby a opačným (zrcadlovým) a symetrickým úhlem sklonu zubů. Případně může být vytvořené jako jedno ozubení se dvěma zrcadlově symetrickými šikmými částmi – tzv. šípové ozubení. Tento typ ozubení odstraňuje nevýhodu šikmého ozubení, tedy vznik axiálních sil v ozubení. Nevýhodou je složitější a dražší výroba. Další variantou je také ozubení s dvojnásobně šípkovými zuby, které umožňuje přenos extrémních výkonů.



Obrázek 6: Šípové ozubení

2.3.1.4 Korekce čelních válcových soukolí

Při návrhu ozubených soukolí se skoro vždy využívá korigovaných kol. Často je například potřeba při návrhu pozměnit osovou vzdálenost, aby bylo možné navrhnout a vyrobit převodovou skříň. K tomu se využívá korekce osové vzdálenosti. Další využití korekce je abychom zamezili podřezání paty zubu nebo abychom zamezili špičatosti hlavy zubu. Poslední možností použití korekce je pro zlepšení záběrových podmínek. Používá se v případě, pokud jsou na ozubený převod kladeny zvýšené nároky. Dociluje se toho vyrovnáním měrných skluzů v ozubení. Korekce na měrné skluzy je důležitým ukazatelem pro životnost kol z hlediska opotřebení.

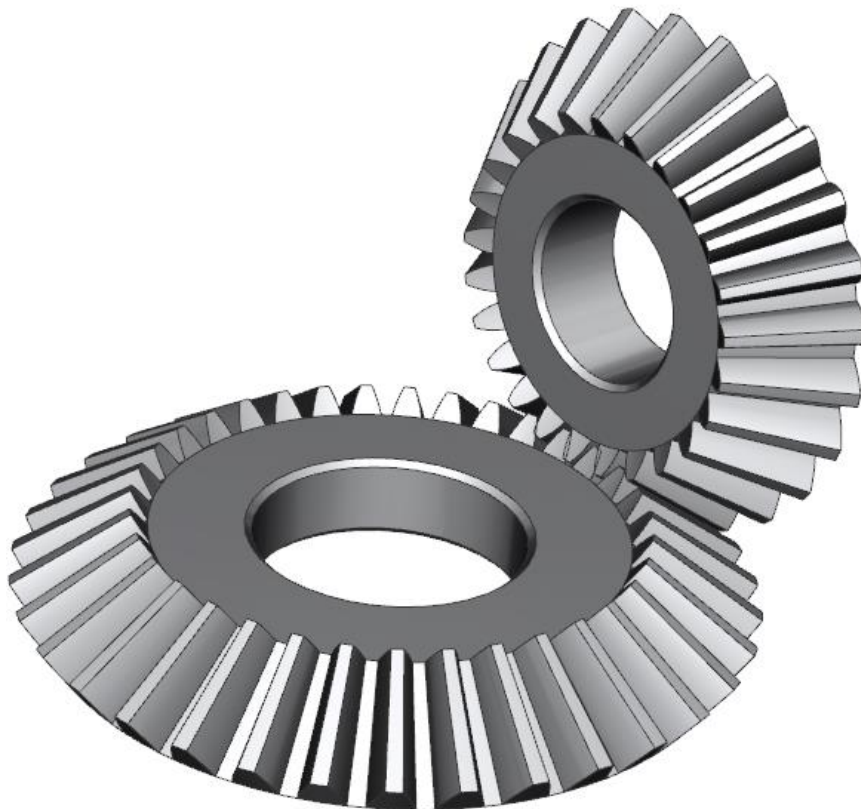
2.3.2 Kuželová soukolí

Valivá soukolí s kuželovými koly slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi různoběžnými hřídeli. Tyto převody jsou nejjednoduššími ozubenými převody pro různoběžné osy hřídelí. Převážně se tyto převody používají pro úhel os 90° . V praxi se velmi často používají a vyznačují se množstvím konstrukčních variant i mnoha tvary zakřivení ozubení. Podle tvaru

zubů se rozlišují kola s přímými, šikmými a zakřivenými zuby. Pro vyšší rychlosti se používají ozubení se šikmými a zakřivenými zuby. Tato soukolí mají účinnost 96 %.

V porovnání s koly válcovými jsou kuželová kola náročnější na výrobu i montáž, jelikož na výrobu je potřeba speciálních strojů a nástrojů. Dále je potřeba dodržet úchylnost délkové i úhlové, čímž je výroba obtížnější.

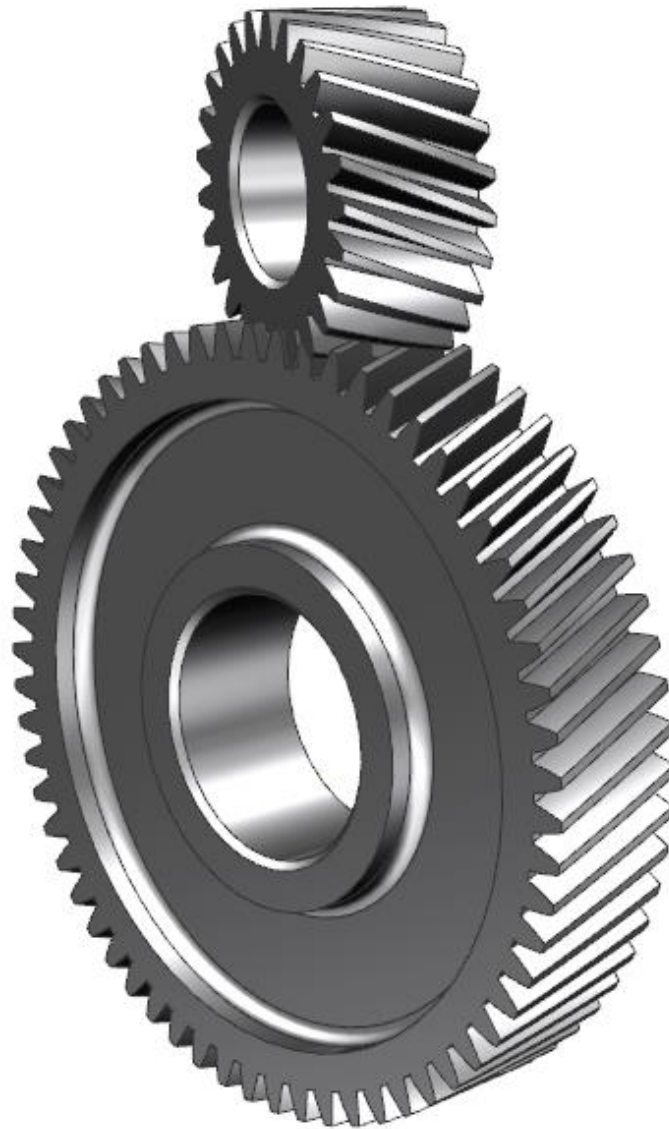
Korekce u kuželových kol se provádí buď výšková nebo obvodová (tangenciální).



Obrázek 7: Kuželové soukolí

2.3.3 Šroubová soukolí

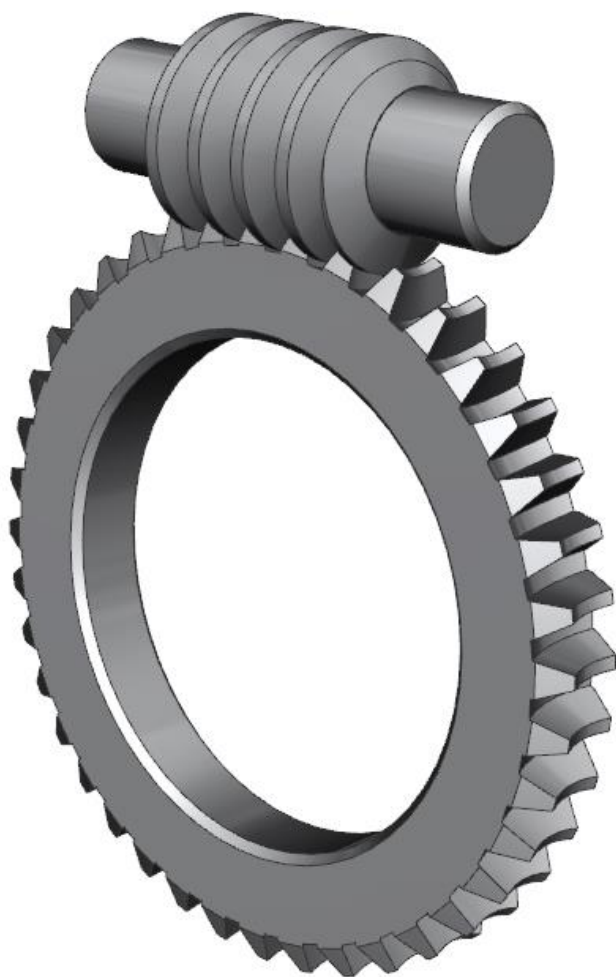
Šroubová soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi mimoběžnými hřídeli. Samotná šroubová kola se liší od ozubených kol se šikmými zuby pouze tím, že mají větší úhel sklonu zubu. Tím dochází k jiným záběrovým podmínkám. Válcová šroubová soukolí jsou charakterizována bodovým dotykem zubů při vzájemném posuvu oproti soukolím valivým, která mají čárový dotyk zubů. Na šroubová soukolí jsou kladeny vysoké požadavky na přesnost vzájemné polohy mimoběžných os – složitá výroba. Tyto převody se v praxi většinou používají pro přenos malých výkonů.



Obrázek 8: Šroubové soukolí

2.3.4 Šneková soukolí

Tato soukolí jsou zvláštním případem šroubového soukolí a stejně tak slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi mimoběžnými hřídeli. Úhel mimoběžných os u těchto soukolí je 90° . Pastorek má tak malý počet zubů, že vytvářejí šroubovici a nazýváme ho šnek. Šnek může být jednochodý nebo vícechodý. Kolo spoluzabírající se šnekem se nazývá šnekové kolo. Korekce u šnekových soukolí se používá pouze když montážní osová vzdálenost je jiná než teoretická. V tom případě se koriguje pouze šnekové kolo. Šnek se z výrobních důvodů nekoriguje, protože by byla potřeba další rozměr výrobního nástroje.

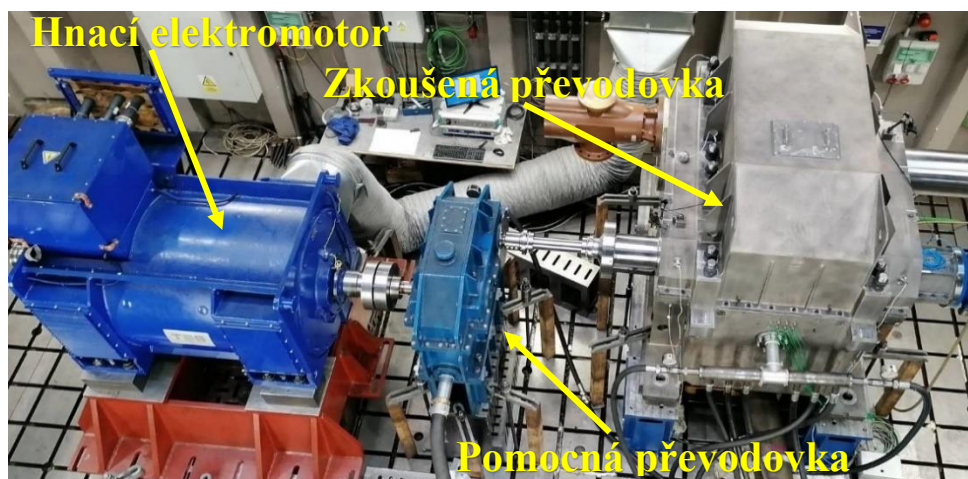


Obrázek 9:Šnekové soukolí

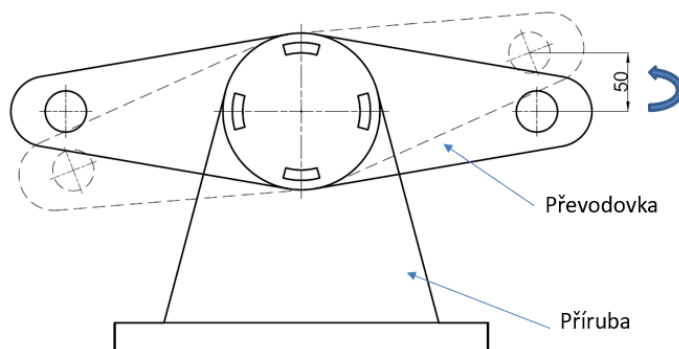
3 Zadání

Cílem této diplomové práce je navrhnout a zkonstruovat dvourychlostní rychloběžnou pomocnou převodovku pro zkušebnu převodovek firmy Wikov Gear. Tato převodovka by měla nahradit současnou převodovku a usnadnit a celkově zkrátit dobu přípravy ke zkoušení. Z toho plynou hlavní požadavky na tuto pomocnou převodovku. Je požadováno, aby převodovka měla dva výstupní členy s rychlostmi 10 800 a 21 600 otáček za minutu, přičemž zkoušení bude vždy probíhat pouze na jednom výstupním členu. Přenášený výkon je 1 [MW]. Doposud měla převodovka na zkušebně pouze jeden výstupní člen a pro změnu rychlosti výstupního členu, se musela převodovka rozebrat a vložit jiná soukolí, která splňovala požadavky na výstupní rychlost. Schéma pro porovnání současného a nového řešení je znázorněno na obrázku č. 12.

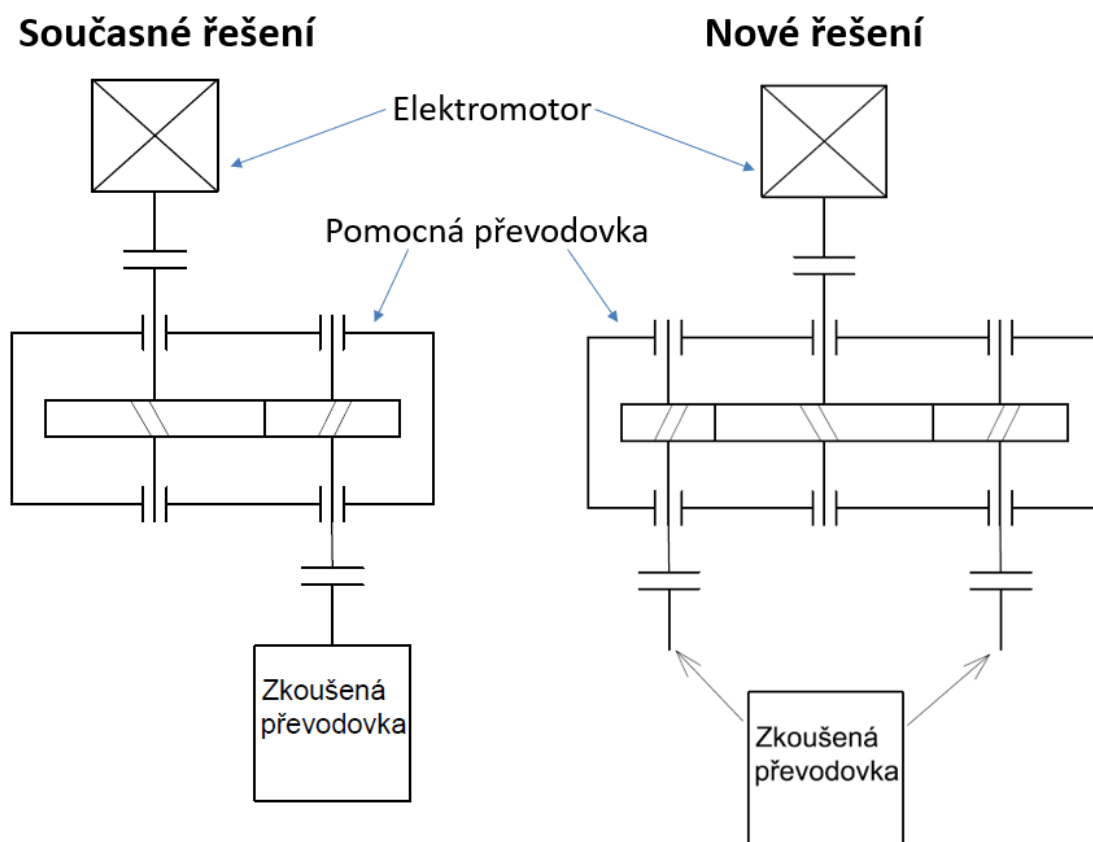
Dalším požadavkem je, aby převodovka měla možnost natočení okolo osy příruby motoru, aby bylo možné nastavit osovou výšku výstupních pastorků +/- 50 [mm] výškově. U současné převodovky je pracné vyrovnání s motorem a zkušebnou převodovkou a tímto řešením by došlo ke značnému zjednodušení. Dále bude převodovka řešena pomocí šikmého ozubení. Zachycení axiálních sil od ozubení bude realizováno přes axiální kruhy umístěných na pastorcích.



Obrázek 10: Zkoušení převodovky



Obrázek 11: Schéma natáčení převodovky



Obrázek 12: Schéma stávajícího a nového řešení

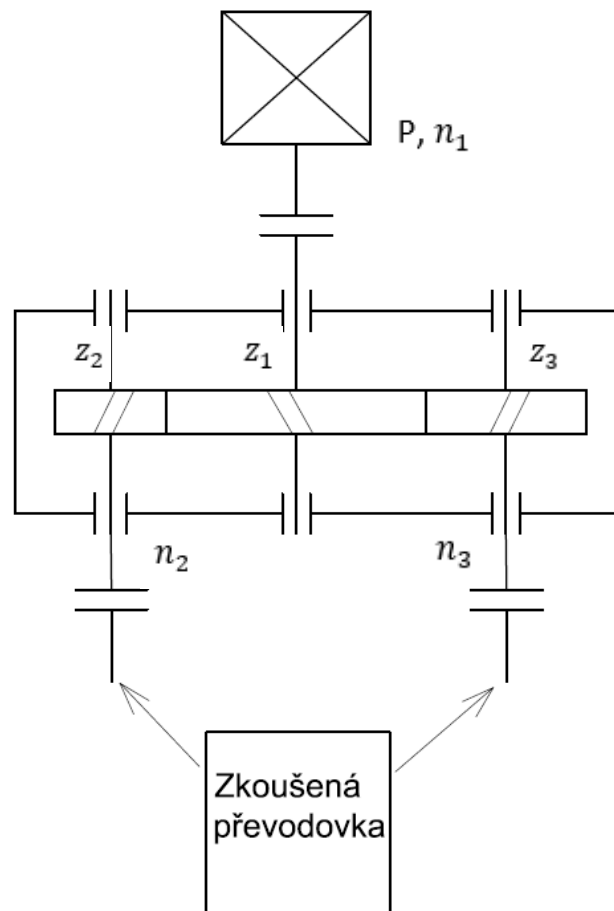
4 Návrh a výpočet rychloběžné pomocné převodovky

4.1 Zadané parametry

Navrhovaná převodovka bude sloužit pro přenos výkonu mezi hnacím elektromotorem a zkoušenou převodovkou. Přenášený výkon od motoru je 1 [MW] při 1500 [ot/min]. Elektromotor je vyrobený na zakázku od firmy TES. Pomocí frekvenčního měniče je možno elektromotor roztočit až na 3600 [ot/min]. Při maximálních vstupních otáčkách mají být výstupní otáčky pastorků převodovky 21 600 a 10 800 [ot/min].

Tabulka 1: Parametry pro návrh

Přenášený výkon [P]	1	[MW]
Vstupní otáčky [n_1]	1 500 – 3 600	[min^{-1}]
Výstupní otáčky [n_2]	21 600	[min^{-1}]
Výstupní otáčky [n_3]	10 800	[min^{-1}]



Obrázek 13: Kinematické schéma

4.2 Návrh ozubení

4.2.1 Počty zubů ozubení

Návrh ozubených kol začíná zvolením počtu zubů, které se volí s ohledem na požadovaný převodový poměr. Ten vychází z poměru otáček na výstupu a na vstupu převodovky.

$$i_{12} = \frac{n_2}{n_1} = 6 [-]$$

$$i_{13} = \frac{n_3}{n_1} = 3 [-]$$

Dále jelikož převodový poměr lze také spočítat jako poměr počtu zubů hnaného kola ku hnacímu, tak zvolím počet zubů menšího pastorku a poté dopočítám počty zubů zbylých dvou ozubených kol. Počet zubů pastorku volím $z_2 = 17$. Počet zubů je volen tak, aby byl co nejmenší a zároveň splňoval minimální počet zubů, při kterém nedojde při výrobě k podřezání paty zubu.

$$z_2 = 17 [-]$$

$$z_1 = z_2 \cdot i_{12} = 102 [-]$$

$$z_3 = \frac{z_1}{i_{13}} = 34 [-]$$

Při těchto počtech zubů by při běhu převodovky byly v záběru pokaždé stejné zuby spoluzabírajících kol. To zamezíme tím, že uděláme počet zubů z_1 nesoudělný.

$$z_1 = 103$$

Jelikož byl změněn počet zubů, změnil se tím i převodové poměry. Z toho plyne, že musí být přepočítány, aby se zkontrolovala přípustná odchylka převodového poměru δ , která nesmí přesáhnout +/- 2 [%].

$$i_{12} = \frac{z_1}{z_2} = 6,058 \Rightarrow \text{převodový poměr vyhovuje} - \delta < 2\%$$

$$i_{13} = \frac{z_1}{z_3} = 3,029 \Rightarrow \text{převodový poměr vyhovuje} - \delta < 2\%$$

4.2.2 Kroutící momenty na hřídelích při největším zatížení

Největší zatížení je při otáčkách 1500 [ot/min]. Při tomto zatížení jsou hřídele a ozubená kola nejvíce namáhána, a proto dojde k dimenzování při tomto zatížení. Účinnost η je ve výpočtu uvažována 0,98.

$$M_{k1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = 6366 [N \cdot m]$$

$$M_{k2} = \frac{M_{k1}}{i_{12} \cdot \eta} = 1072 [N \cdot m]$$

$$M_{k3} = \frac{M_{k1}}{i_{13} \cdot \eta} = 2144 [N \cdot m]$$

4.2.3 Předběžný výpočet rozměrů ozubení

Předběžný návrh modulu ozubení se provádí pomocí tzv. Bachova vzorce. Ve výpočtu vystupuje úhel sklonu boční křivky zubu β , poměrná šířka ozubení Ψ a materiálová konstanta c . Poměrná šířka ozubení Ψ se volí v rozmezí 10-30. Úhel sklonu boční křivky zubu β byl po konzultaci s firmou Wikov zvolen 13°. Materiálová konstanta c vychází z dovoleného namáhání v ohybu materiálu σ_{D0} . Volí se (0,03-0,08) $\cdot \sigma_{D0}$. Materiál ozubení je zvolen po konzultaci s konstruktéry z firmy Wikov 18CrNiMo7-6, jehož ekvivalent je ČSN 16326.

Tabulka 2: Parametry pro návrh modulu dle Bachova vzorce

Krouticí moment M_{k1}	6366	[N.m]
Úhel sklonu boční křivky β	13	[°]
Počet zubů z_1	103	[-]
Poměrná šířka ozubeného kola Ψ	15	[-]
Materiálová konstanta c	15	[-]

$$m = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k1} \cdot \cos\beta}{z_1 \cdot \Psi \cdot c}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{6366 \cdot \cos 13^\circ}{103 \cdot 15 \cdot 15}} = 4,85 \Rightarrow \text{zvoleno } m = 5 \text{ [mm]}$$

Z těchto hodnot je možné předběžně spočítat roztečné průměry ozubených kol, teoretické osové vzdálenosti a šířku ozubení. Vypočtené předběžné rozměry jsou uvedeny v tabulce č.3.

$$d = \frac{m \cdot z}{\cos\beta}$$

$$a_{12teor} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$$

$$b = \Psi \cdot m$$

Tabulka 3: Předběžné základní rozměry

Modul	$m = 5$	[mm]
Průměry roztečných kružnic	$d_1 = 528,55$	[mm]
	$d_2 = 87,24$	[mm]
	$d_3 = 174,47$	[mm]
Teoretické osové vzdálenosti	$a_{12teor} = 307,89$	[mm]
	$a_{13teor} = 351,51$	[mm]
Šířka ozubení	$b = 70$	[mm]

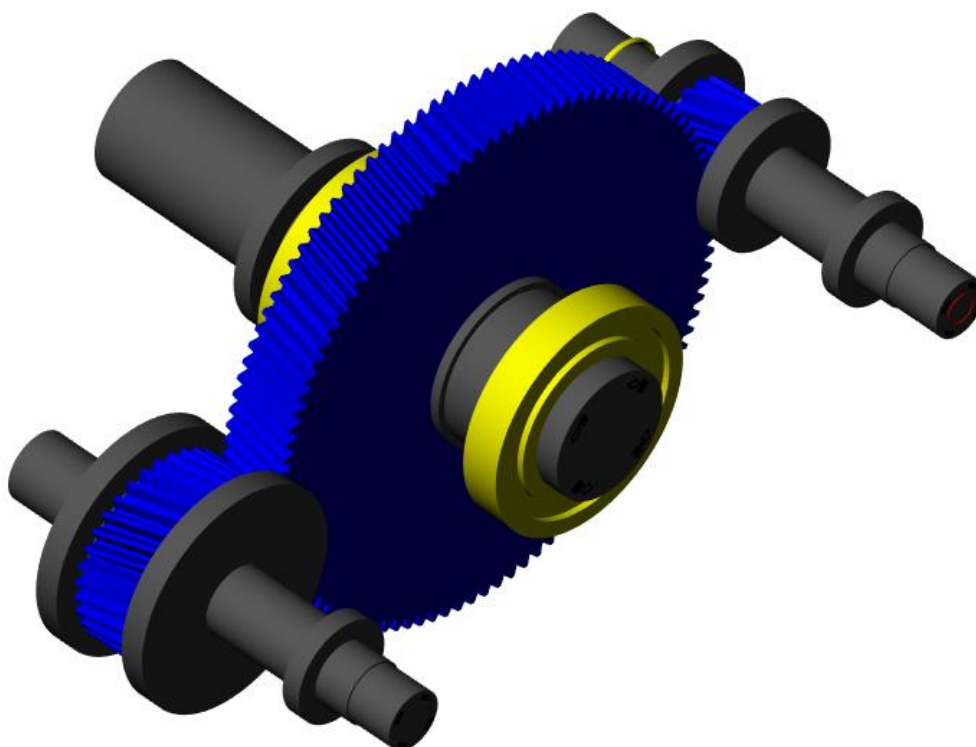
Tento výpočet je jen předběžný a nezahrnuje požadovanou životnost, přesnost výroby, dynamický součinitel, korekce a další parametry, které mají na zpřesnění výpočtu vliv. Také pouze zahrnuje jen ohybové namáhání a další namáhání nezohledňuje. Z toho důvodu bude proveden výpočet ve specializovaném programu pro návrh ozubení KISSsoft, kde navrhnu jednotlivá ozubení a zkontroluji jejich bezpečnosti.

4.2.4 Návrh ozubení v softwaru KISSsys

Do výpočtového softwaru byly zadány parametry z tabulky č. 4. Ze vstupních hodnot došlo k vypočtení jednotlivých bezpečností ozubení, které byly porovnány s dovolenými bezpečnostmi dle normy. Kontrolují se bezpečnosti na ohyb v patě zubu – SF, bezpečnost na dotyk boku zubu (pitting) – SH a bezpečnost vůči zadření vlivem teploty – SS.

Tabulka 4: Zadané parametry pro výpočet

Maximální zatížení	$P = 1 [MW]; n_1 = 1500 [min^{-1}]$
Převodové poměry	$i_{12} = 6,058; i_{13} = 3,029$
Typ ozubení	Šikmé
Počty zubů	$z_1 = 103; z_2 = 17; z_3 = 34$
Modul	5 [mm]
Úhel skolu zubu	viz. tabulka č.2
Zvolená osová vzdálenost na základně předběžného výpočtu	$a_{12} = 310 [mm]$ $a_{13} = 355 [mm]$
Materiály ozubených kol	18CrNiMo6-7 (ČSN 16326)
Zachycení axiálních sil z ozubení	Axiální kruhy
Korekce ozubení	Na měrné skluzu
Mazací olej	ISO VG 46
Způsob mazání	Rozstřík oleje do místa záběru
Životnost	10 000 hodin
Dynamický součinitel	1,5
Výpočetní norma	ISO 6336
Profil zubu	ISO 53:1998 Profil C



Obrázek 14: Výpočtový model

Tabulka 5: Bezpečnosti ozubení

	Kolo 1	Pastorek 2	Pastorek 3	Dovolené bezpečnosti
SF	2,551	2,818	2,277	1,4
SH	1,052	1,017	1,263	1
SS	2,467	2,347	2,347	1,8

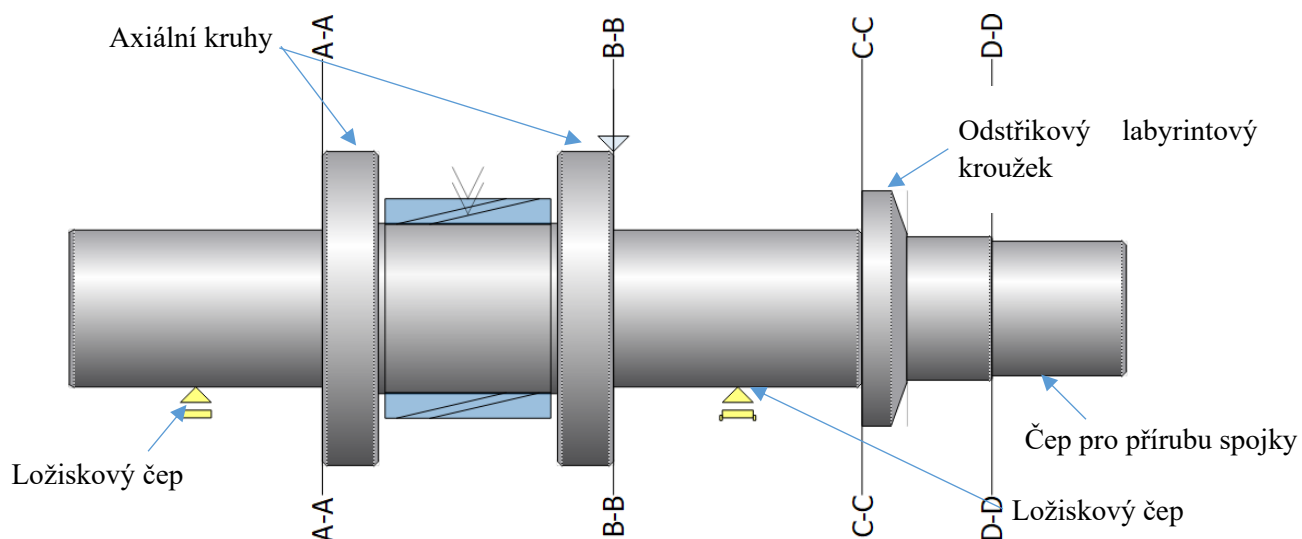
Kompletní výpočtové zprávy se všemi vypočtenými parametry jednotlivých ozubení jsou součástí příloh.

4.3 Návrh hřídelů

Výpočet a návrh jednotlivých hřídelů byl proveden v softwaru KISSsoft. Při kontrole výpočtu se zjišťovala minimální statická a únavová bezpečnost v rizikových místech hřídele, maximální napětí a maximální průhyb hřídele. Výsledné hodnoty se porovnály s minimálními dovolenými hodnotami. Dále bylo spočítáno nalisování ozubeného kola na pomaluběžný hřídel, axiálních kruhů na rychloběžné hřídele a ostříkových kroužků pro labyrintová těsnění. Na výstupních čepích hřídele došlo k návrhu drážkování pro připojení přírub spojky, která slouží ke spojení pomocné převodovky se zkoušenou.

4.3.1 Rychloběžné hřídele

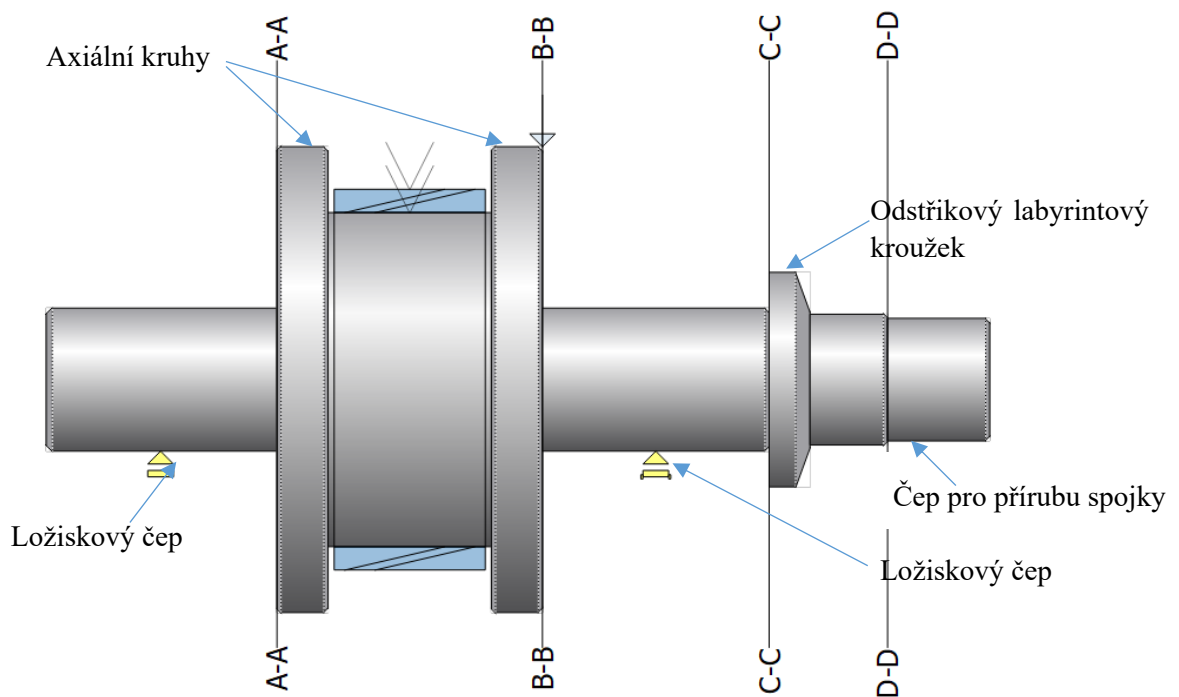
Hřídele jsou stejně jako ozubení vyrobeny z materiálu 18CrNiMo6-7 jehož ČSN ekvivalent je ČSN 16326. Z každé strany ozubení je na hřídeli nalisován axiální kruh. Tyto axiální kruhy slouží k udržení kol vůči sobě ve vzájemné poloze, aby nemohlo dojít k jejich posunutí vlivem axiálních sil, které šikmé ozubení generuje. Princip těchto kruhů je, že se s protikolem setkávají na jiném průměru, než je valivá kružnice ozubených kol a díky tomu mezi nimi dochází k prokluzu. Tímto mezi prokluzující plochy vniká olej, vytvoří se mezi nimi olejový film, který zabraňuje zadření, které by při tření za sucha vzniklo a zničilo převodovku. Z těchto kruhů také dochází k odbrušování při dynamickém vyvažování hřídelů. Axiální kruhy jsou vyrobeny z materiálu 31CrMoV9+QT. Ekvivalent tohoto označení je ČSN 15 330.



Obrázek 15: Rychloběžný hřídel $i=6$

Tabulka 6: Výsledné hodnoty rychloběžného hřídele $i=6$

Statická bezpečnost	A-A	11,5	[-]
	B-B	14,97	[-]
	C-C	13,84	[-]
	D-D	8,71	[-]
Únavová bezpečnost	A-A	2,29	[-]
	B-B	2,39	[-]
	C-C	6,95	[-]
	D-D	14,81	[-]
Maximální napětí		42,88	$[N \cdot mm^{-2}]$
Maximální průhyb		40,39	$[\mu m]$



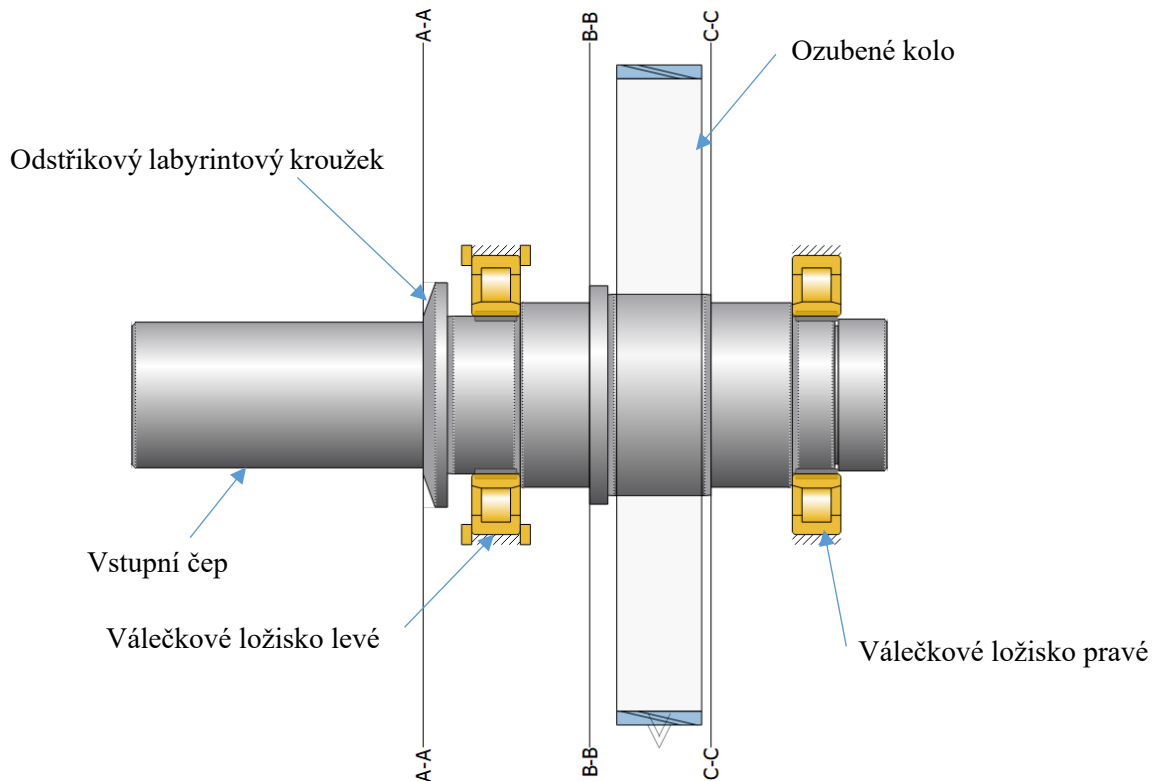
Obrázek 16: Rychloběžný hřídel $i=3$

Tabulka 7: Výsledné hodnoty rychloběžného hřídele $i=3$

Statická bezpečnost	A-A	15,12	[-]
	B-B	6,00	[-]
	C-C	6,47	[-]
	D-D	4,07	[-]
Únavová bezpečnost	A-A	2,44	[-]
	B-B	1,84	[-]
	C-C	3,25	[-]
	D-D	3,36	[-]
Maximální napětí		85,80	$[N \cdot mm^{-2}]$
Maximální průhyb		14,54	$[\mu m]$

4.3.2 Pomaluběžná hřídel

Pomaluběžná hřídel je vyrobena z materiálu 42CrMo4+QT. Materiál je použit z ekonomického hlediska, protože je levnější než materiál použitý na ozubení. Z toho důvodu bude hřídel vyrobena z tohoto materiálu a ozubené kolo bude na hřídeli nalisováno. Ekvivalent materiálu 42CrMo4+QT je ČSN 15 142.



Obrázek 17: Pomaluběžný hřídel

Tabulka 8: Výsledné hodnoty pomaluběžného hřídele

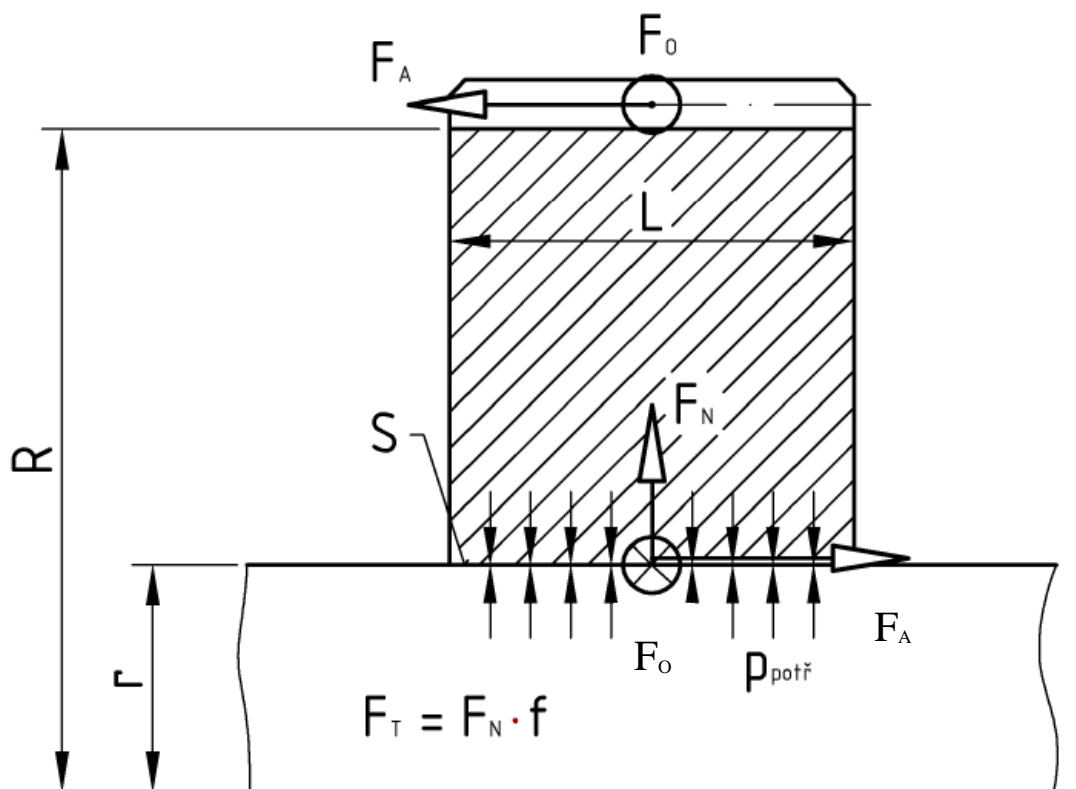
Statická bezpečnost	A-A	6,76	[-]
	B-B	13,56	[-]
	C-C	63,85	[-]
Únavová bezpečnost	A-A	2,20	[-]
	B-B	3,98	[-]
	C-C	7,11	[-]
Maximální napětí		32,53	$[N \cdot mm^{-2}]$
Maximální průhyb		61,53	$[\mu m]$

4.3.3 Výpočet nalisovaných spojů

Jak už bylo uvedeno, tak ozubené kolo na pomaluběžné hřídeli, axiální kruhy a odstříkové kroužky pro labyrintové ucpávky budou se hřídelemi spojeny pomocí nalisovaných spojů. Nalisované spoje jsou spolehlivé a jednoduché a lze pomocí nich přenášet vysoké kroucí momenty. Také odpadá nutnost zajištění v axiálních směrech. Na druhou stranu se ale musí dodržet nízké výrobní tolerance a tento spoj je nerozebíratelný.

Nalisovaným spojem se dosahuje pevného spojení dvou součástí, mezi kterými dochází k pružným deformacím. Tyto deformace způsobují napětí a tím jsou spojované součásti na sebe přitlačovány a tím se zvyšuje třecí síla, která umožní přenášet osové síly a kroucí moment.

V případě této převodovky je také potřeba počítat s odstředivou silou, kterou způsobují vysoké otáčky hřídelí. Vlivem vysokých otáček může dojít k deformaci náboje a tím k jeho odlehnutí od hřídele, což musí být zohledněno. Dále pak z technologického hlediska budou díry náboje vyrobeny v tolerančním poli H7, protože se lépe obrábí hřídel než otvor. Toleranční pole děr bude tedy H7 a tolerance hřídelí se k tomu budou dopočítávat. Lisování bude probíhat za tepla ohřátím vnější součásti. Maximální teplota ohřátí by neměla přesáhnout hodnotu 300 [°C]. Výpočet je znázorněn na výpočtu nalisování ozubeného kola na pomaluběžný hřídel. Nalisování axiálních kruhů a odstříkových kroužků se liší pouze tím, že nepřenáší kroucí moment a odstříkový kroužek nepřenáší ani žádnou axiální sílu. [4]



Obrázek 18: Síly v nalisovaném spoji ozubeného kola

Tabulka 9: Parametry pro nalisování

Přenášený moment	M_{k1}	2 653	[N.m]
Otáčky hřídele	n	3 600	[ot/min]
Axiální síla na kole	F_A	5 557,6	[N]
Bezpečnost spoje	k	2	[-]
Délka spojení	l_1	80	[mm]
Lisovací průměr	d_1	180	[mm]
Průměr patní kružnice	D	538	[mm]
Součinitel tření	f	0,18	[-]
Modul pružnosti	E	210 000	[MPa]
Hustota oceli	ρ	7 850	[kg.m ⁻³]
Poissonova konstanta	μ	0,3	[-]
Součinitel teplotní roztažnosti	α	11.10 ⁻⁶	[K ⁻¹]
Montážní vůle	ν	0,1	[mm]

Obvodová síla ve spoji

$$F_O = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = 29\,473 \text{ [N]}$$

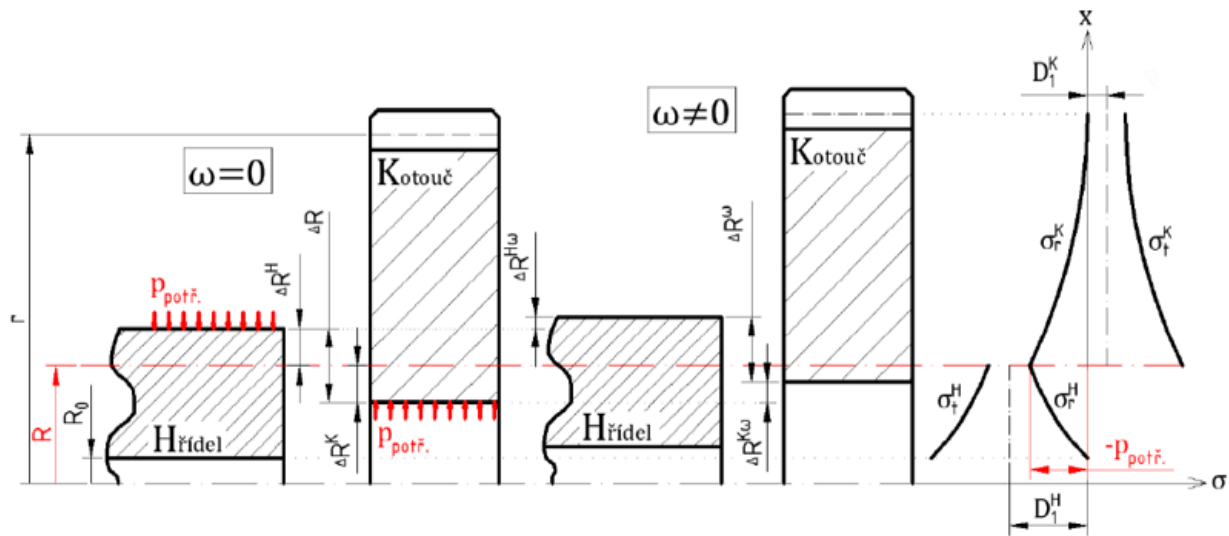
Potřebná třecí síla pro přenos zatížení

$$F_T = \sqrt{F_O^2 + F_A^2} = 29\,993 \text{ [N]}$$

Potřebný tlak pro vyvození třecí síly

$$p_{potř} = \frac{F_T \cdot k}{\pi \cdot d_1 \cdot l_1 \cdot f} = 7,37 \text{ [MPa]}$$

Následující výpočty budou vycházet z teorie tluststěných nádob a rotujících kotoučů. Vztahy jsou upraveny a zjednodušeny tím, že kolo a hřídel jsou ze stejného materiálu ($E_K = E_H = E$; $\mu_K = \mu_H = \mu$; $\rho_K = \rho_H = \rho$) a hřídel má plný průřez $\Rightarrow R_0 = 0$



Obrázek 19: Výpočet nalisování [5]

Zmenšení poloměru hřídele vlivem tlaku

$$\Delta r_H = \frac{-r \cdot p_{potř}}{E} \cdot (1 - \mu) = -2,21 [\mu m]$$

Zvětšení poloměru náboje vlivem tlaku

$$\Delta r_K = \frac{r \cdot p_{potř}}{E} \cdot \left(\frac{r^2 \cdot (1 + \mu) + R^2 \cdot (1 - \mu)}{R^2 - r^2} \right) = 3,01 [\mu m]$$

Potřebný lisovací přesah pro vyvození potřebného tlaku

$$\Delta r = |\Delta r_H| + \Delta r_K = 5,22 [\mu m]$$

$$\Delta D = 2 \cdot \Delta r = 10,44 [\mu m]$$

Zvětšení poloměru hřídele vlivem rotace

$$\Delta r_{\omega H} = \frac{2 \cdot D_{\omega} \cdot r^3 \cdot (1 - \mu)}{E} = 0,68 [\mu m]$$

Zvětšení poloměru náboje vlivem rotace

$$\Delta r_{\omega K} = \frac{2 \cdot D_{\omega} \cdot (r^2 \cdot (1 - \mu) + R^2 \cdot (3 + \mu)) \cdot R}{E} = 29,22 [\mu m]$$

$$D_{\omega} = \frac{\rho \cdot \omega^2}{8} = 1,395 \cdot 10^{-8} [Pa \cdot m^{-2}]$$

Celkové odlehnutí vlivem rotace

$$\Delta r_{\omega} = \Delta r_{\omega K} - \Delta r_{\omega H} = 28,54 [\mu m]$$

Celkový minimální přesah na poloměru

$$\Delta r_{celk} = \Delta r + \Delta r_{\omega} = 33,76 [\mu m]$$

Celkový minimální přesah na průměru

$$\Delta D_{celk} = 2 \cdot \Delta r_{celk} = 67,52 [\mu m]$$

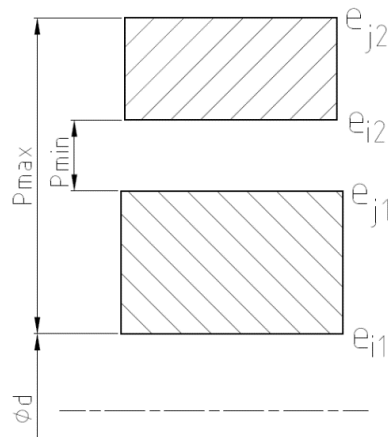
Návrh uložení

díra: $\varnothing 180 H7 \Rightarrow e_{i1} = 0 [mm]$

$$e_{j1} = 0,046 [mm]$$

hřídel: $\varnothing 180 t5 \Rightarrow e_{i2} = 0,146 [mm]$

$$e_{j2} = 0,164 [mm]$$



Obrázek 20: Uložení

Minimální teoretický přesah

$$P_{min} = e_{i2} - e_{j1} = 100 [\mu m]$$

Maximální teoretický přesah

$$P_{max} = e_{j2} = 164 [\mu m]$$

Teplota ohřátí kola

$$\Delta t = \frac{P_{max} + v}{d_1 \cdot \alpha} = 133,33 [^{\circ}C]$$

Maximální tlak v nalisování při maximálním přesahu

$$p_{max} = \frac{P_{max}}{d_1} \cdot \frac{E}{1 + c_2} = 84,96 [MPa]$$

$$c_2 = \frac{D^2 + d_1^2}{D^2 - d_1^2} = 1,252$$

Maximální napětí v nalisování při maximálním tlaku

$$\sigma_{red} = p_{max} \cdot (c_2 + 1) = 191,3 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost nalisování při maximálním napětí

$$\sigma_{kt} = 420 \text{ [MPa]}$$

$$S_N = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = 2,2 \text{ [-]} \Rightarrow \text{uložení H7/t5 vyhovuje}$$

V následující tabulce je vidět jaké uložení bylo zvoleno pro ostatní nalisované spoje, spolu s jejich potřebnou teplotou ohřátí a výslednou bezpečností.

Tabulka 10: Hodnoty nalisovaných spojení

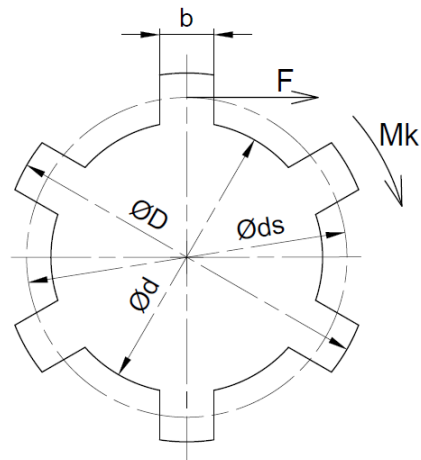
	H7/IT5	Δt [°C]	S_N [-]
Kolo na hřídel	H7/t5	133	2,19
Axiální kruhy $i=3$	H7/u5	268	2,72
Axiální kruhy $i=6$	H7/u5	268	2,72
Odstříkový kroužek $i=3$	H7/u5	296	2,19
Odstříkový kroužek $i=6$	H7/u5	296	2,23
Odstříkový kroužek pomaluběžný hřídel	H7/u5	211	2,20

4.3.4 Výpočet drážkování pro připojení příruby spojky

Příruba spojky bude na hřídeli připojena pomocí rovnobokého drážkování. Tyto spoje slouží k rozebiratelnému spojení hřídele a náboje pomocí spouzabírajících drážek. Výpočet bude proveden pro více zatěžovaný pastorek a drážkování bude pro oba pastorky stejné. Ostatní rozměry příruby byly zvoleny podle dané spojky, která bude ke spojení převodovek použita.

Tabulka 11: Parametry drážkovaného spojení

Kroutící moment	M_K	2101	[N.m]
Velký průměr	D	60	[mm]
Malý průměr	d	52	[mm]
Počet drážek	z	8	[-]
Dovolený tlak	P_D	60	[MPa]

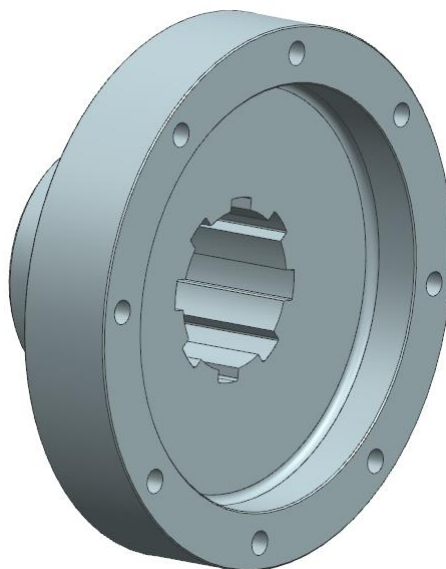


Obrázek 21: Rovnoboké drážkování

$$P = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_k}{d_s}}{0,75 \cdot h \cdot L \cdot z} = \frac{\frac{2 \cdot M_k}{\left(\frac{D+d}{2}\right)}}{0,75 \cdot \left(\frac{D-d}{2}\right) \cdot L \cdot z} \leq P_D$$

Minimální délka drážkování

$$\Rightarrow L = \frac{\frac{2 \cdot M_k}{\left(\frac{D+d}{2}\right)}}{0,75 \cdot \left(\frac{D-d}{2}\right) \cdot z \cdot P_D} = 52,11 [mm] \Rightarrow 60 [mm]$$



Obrázek 22: Příruba spojky

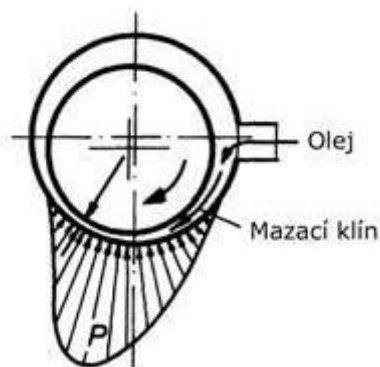
4.4 Uložení hřídelů

Uložení hřídelů je provedeno kombinací valivých a kluzných ložisek. Rychloběžné hřídele jsou uloženy v hydrodynamických kluzných ložiskách. Hydrodynamická kluzná ložiska jsou zvolena vzhledem k vysokým otáčkám rychloběžných hřídelů a jejich schopnosti tlumení vibrací. Pomaloběžný hřídel je uložen ve valivých ložiskách.

4.4.1 Uložení rychloběžného hřídele

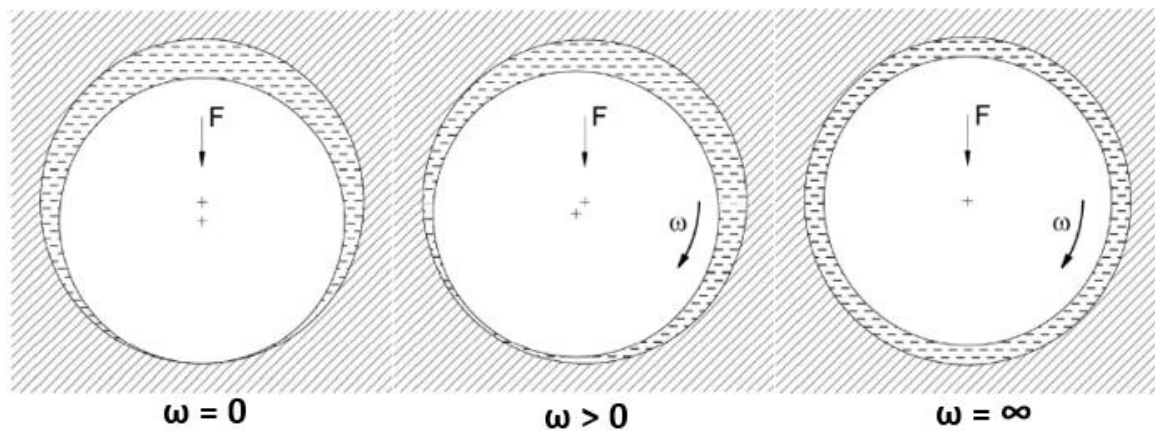
4.4.1.1 Princip hydrodynamických ložisek

Jak už bylo zmíněno, tak z hlediska vysokých otáček jsou rychloběžné hřídele uloženy v hydrodynamických kluzných ložiskách. Tato ložiska vytváří otočná uložení, u kterých vzniká vrstva maziva tzv. hydrodynamický mazací klín relativním pohybem kluzných ploch a vytváří tzv. klínovou mezeru. Klínová mezeru vzniká díky výstřednosti čepu v pánvi ložiska a tím dochází při otáčení ke vtahování maziva. Čím vyšší jsou otáčky, tím více maziva se do mezery přivádí a tím stoupá tlak v mezeře. Průběh tlaku hydrodynamického radiálního ložiska je znázorněn na Obr. 23. Vlivem vzniku tlaku v mezeře dojde k oddělení povrchu kluzných ploch ložiska a hřídele a dojde k vychýlení hřídele ve směru rotace. Jelikož tlak v mezeře je závislý na otáčkách, tak při nekonečně velkém počtu otáček by teoreticky mohl být hřídel s ložiskem v soustředné poloze. Polohy hřídele při hydrodynamickém mazání jsou znázorněny na Obr.24.

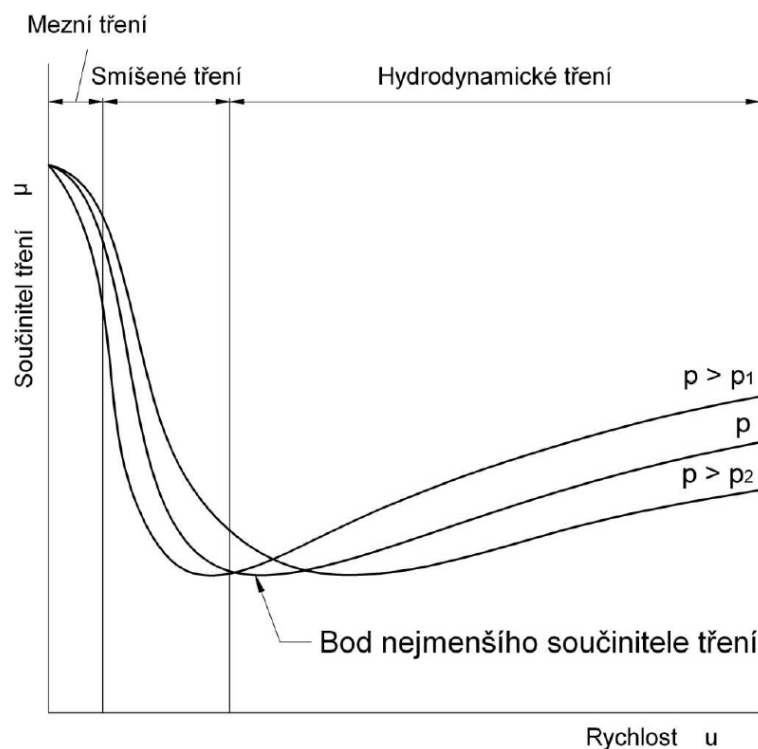


Obrázek 23: Rozložení tlaku v hydrodynamickém radiálním kluzném ložisku [5]

Z předchozího popisu je patrné, že kapalinné tření je pouze při provozu ložiska, kdy je udržována dostatečná vrstva maziva. Za klidu a při rozběhu a doběhu je v kontaktu ložisko s čepem. Závislost rychlosti na součiniteli tření vyjadřují tzv. Striebeckovy křivky. Tato závislost je znázorněna na Obr. 25. Z této závislosti plyne, že se zvyšující se rychlostí postupuje tření od mezního přes smíšené až po hydrodynamické. Z toho je vidět, že k hydrodynamickému mazání dochází až od určitých otáček. Křivky jsou navíc také ovlivňovány hodnotou měrného tlaku p , z čehož je vidět, že různé hodnoty měrného tlaku mají jiné profily křivky. Pokud dojde ke změně měrného tlaku, tak se změní třecí odpor a tím i součinitel tření. [6]



Obrázek 24: Polohy hřídele při hydrodynamickém mazání [6]









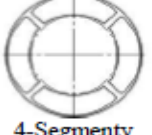

Obrázek 25: Striebeckovy křivky [6]

4.4.1.2 Typy hydrodynamických kluzných ložisek

V následující tabulce je přehled nejčastěji používaných profilů hydrodynamických ložisek s doporučenými hodnotami. Hodnoty uvedené v závorkách jsou hodnoty maximální a v případě zvolení je nutné, aby z hlediska bezpečnosti došlo k jejich podrobnému přepočítání. Tabulka udává i tzv. Sommerfeldovo číslo, označované S_0 , které vyjadřuje vzájemnou závislost hydrodynamického tlaku p , ložiskové vůli Ψ , úhlová rychlosti ω a dynamické viskozitě maziva η .

$$S_o = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$$

Tabulka 12: Vnitřní profily hydrodynamických kluzných ložisek [6]

Provedení	Obvodová rychlost [m/s]	Měrný tlak [MPa]	Sommerfeldovo číslo	Tuhost Útlum	Oblast použití
 Válec	0 – 30 (35)	0,2 – 4,5 (5)	0,5 – 10	* *****	převodovky, parní turbíny, elektrické motory, generátory
 Citron	25 – 70 (80)	0,2 – 3,5 (4)	0 – 1,5	** ****	převodovky, parní turbíny, elektrické motory, generátory
 3-Lobe	30 – 90 (100)	0,1 – 3,0 (3,5)	0 – 1,0	*** ***	Obecně pro malé průměry hřídelů s vysokými otáčkami turbodmychadla
 Offset	20 – 90 (100)	0,2 – 3,5 (4,0)	0 – 2,0	*** ****	převodovky, parní turbíny
 Double Offset	20 – 90 (100)	0,2 – 3,5 (4,0)	0 – 2,0	*** ****	převodovky, parní turbíny
 4-Lobe	30 – 90 (100)	0,1 – 2,0 (2,5)	0 – 1,0	*** *	vysokorychlostní pumpy, převodovky, expanzní turbíny, turbíny chlazení, včetně obráběcích strojů
 4-Segmenty	30 – 100	0 – 2,5 (3,0)	0 – 1,0	**** ****	převodovky, parní turbíny, jednohřídelové kompresory
 5-Segmentů	30 – 125 (150)	0 – 3,0 (3,5)	0 – 1,0	***** ****	rychloběžné převodovky, turbokompresory, parní turbíny, plynové turbíny

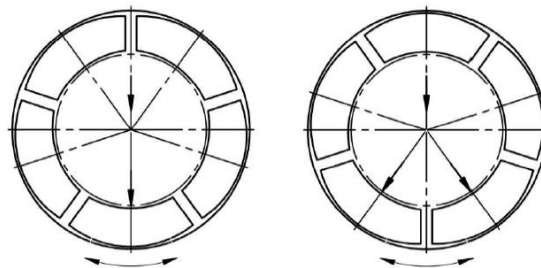
***** Velmi vysoké hodnoty

* Nízké hodnoty

4.4.1.3 Volba typu ložiska

Nyní přichází na řadu zvolení vhodného profilu ložiska. Volba je závislá na konstrukčních požadavcích převodovky. Jelikož je požadavek na točení hřídelů v obou směrech, tak tomuto požadavku vyhovují z předchozí tabulky pouze ložiska s profilem válec, citron a segmentová. Dalším kritériem je maximální měrný tlak, který byl od firmy Wikov zadán 3 MPa. Z tohoto požadavku přichází v úvahu už jen ložiska válcová, citronová a segmentová s pěti segmenty. Po vypočtení obvodových rychlostí, které jsou uvedeny v tabulce 7, a z hlediska vyšších hodnot tuhosti a útlumu došlo ke zvolení segmentových ložisek s pěti segmenty.

Tato ložiska je možné zatěžovat dvěma způsoby. Na segment a mezi segmenty. Zatížení na segment má sice trochu větší ztráty, ale má větší nosnost a větší stabilitu. Z toho důvodu je zvoleno zatížení mezi segmenty. Rozdíl mezi těmito způsoby je znázorněn na Obr. 26.



Obrázek 26: Zatížení na segment a mezi segmenty [6]

4.4.1.3.1 Výpočet ložiska

Pro zvolení konkrétního segmentového ložiska je nutné vypočítat rozměry ložiska a dále jejich obvodovou a úhlovou rychlost. Kontroluje se, zda měrný tlak ložiska při zvolených rozměrech nepřesáhne dovolenou hodnotu 3 MPa.

$$p = \frac{R}{S} \leq p_{max}$$

$$S = L \cdot D$$

kde R je maximální zatěžující reakce působící na ložisko, která bylo vypočtena v softwaru KISSsoft. S je průmět styčné plochy ložiska do roviny kolmé na směr zatížení, která se vypočítá jako součin délky ložiska L a průměru hřídele pod ložiskem D . Dále musí být dodržen poměr L/D v rozsahu 0,7 – 1.

Obvodová rychlost $v = \pi \cdot D \cdot n$

Úhlová rychlost $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$

Výsledné hodnoty ložisek pro oba rychloběžné hřídele jsou uvedeny v tabulce 13. Tyto hodnoty z tabulky byly spolu s typem oleje, teplotou oleje 45 °C a tlakem 1,5 baru předány firmě GTW, u které firma Wikov poptává ložiska. Z těchto zadaných hodnot firma navrhla segmentová ložiska přímo na míru této převodovce. Kompletní vlastnosti ložisek jsou v příloze č. 12.

Tabulka 13: Výsledné hodnoty ložisek

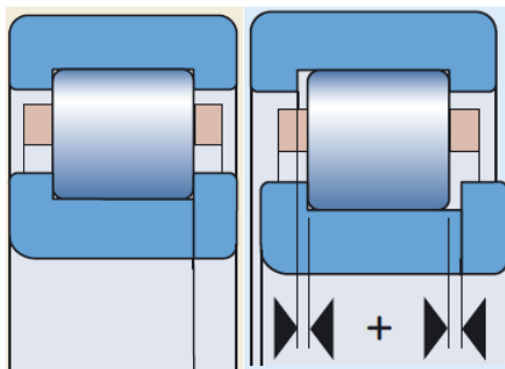
	Hřídel $i = 6$	Hřídel $i = 3$	
Zatěžující reakce R	13,204	13,634	[kN]
Délka ložiska L	65	65	[mm]
Průměr pod ložiskem D	70	70	[mm]
Styčná plocha ložiska S	0,005	0,005	[m^2]
Výsledný měrný tlak p	2,902	2,996	[MPa]
Dovolený tlak p_{max}	3	3	[MPa]
Obvodová rychlost v	79,2	39,58	[m/s]
Úhlová rychlost ω	2262	1131	[rad/s]



Obrázek 27: Hydrodynamické ložisko [7]

4.4.2 Uložení pomaluběžného hřídele

Pomaluběžný hřídel je uložen ve valivých ložiskách, které jsou oproti hydrodynamickým ložiskám ekonomicky výhodnější a pro tyto otáčky dostačující. Jedná se o jednořadé válečkové radiální ložisko od firmy SKF-NUP 226 ECJ. Tato ložiska byla zvolena, protože je lze použít jako obousměrně axiální. Ložisko je znázorněno na obrázku č. 27. Na obrázku vpravo je znázorněna vnitřní axiální vůle ložiska. Ložiska byla pomocí softwaru KISSsoft zkontrolována na minimální požadovanou dobu běhu a statickou bezpečnost. Výsledné hodnoty ložisek jsou uvedeny v tabulce, kde označení levé a pravé ložisko koresponduje s označením na obrázku č. 17.



Obrázek 28: Válečkové ložisko NUP 226 ECJ se zobrazením axiální vůle [8]

Tabulka 14: Hodnoty valivých ložisek

	Minimální životnost [hod]	Statická bezpečnost [-]
Levé ložisko	151 380	42,99
Pravé ložisko	628 162	29,22

Jak je z tabulky patrné, tak obě dvě ložiska jsou silně předimenzovaná. To je způsobeno rozměry průměrů pomaluběžné hřídele, které určují minimální průměr vnitřního kroužku ložiska. Menší průměry hřídele pod ložiskami z konstrukčního hlediska nelze realizovat.

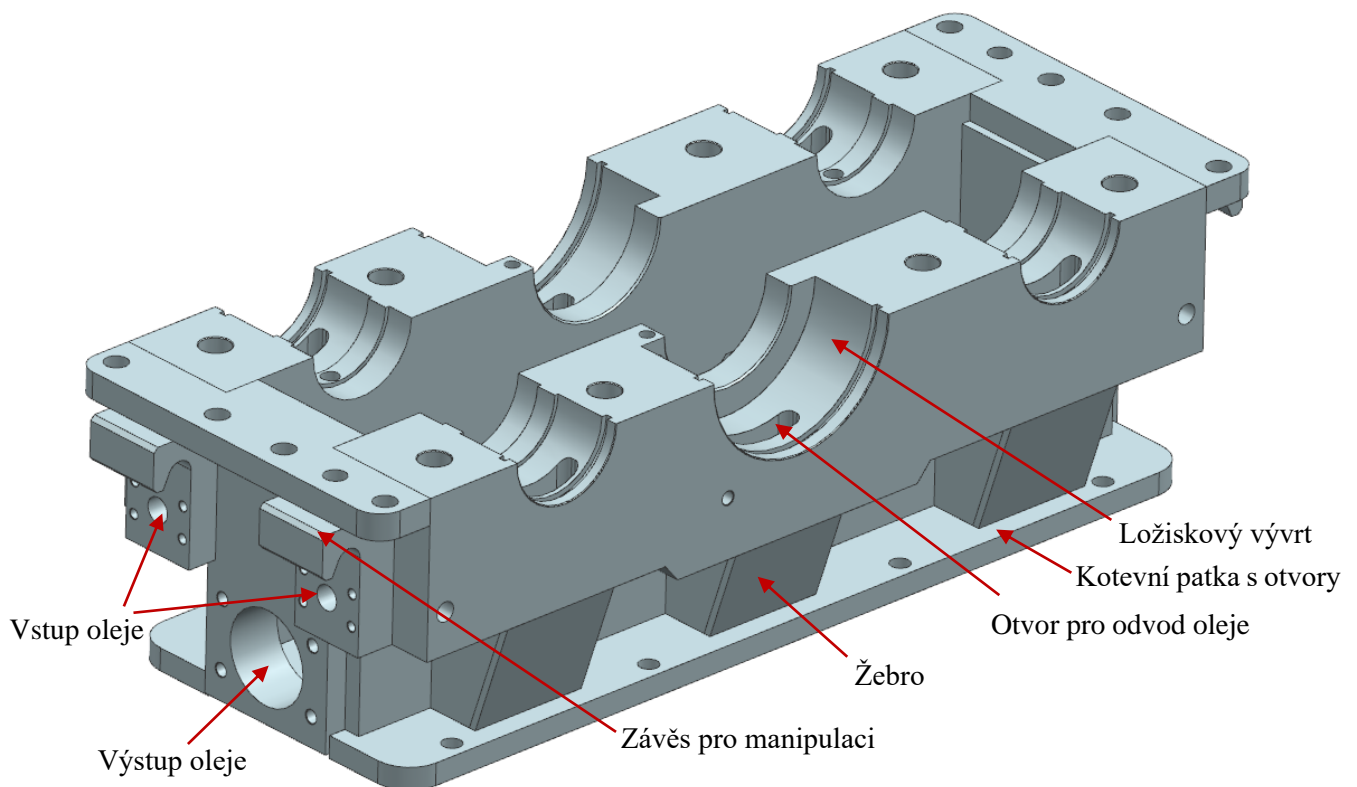
4.5 Návrh převodové skříně

Převodová skříň bude u této převodovky vyrobena jako svařenec. Svařovaná skříň je jednodušší na výrobu než odlévaná. Další důvod je ten, že v kusové výrobě je svařená skříň podstatně levnější a firma Wikov si svařované skříně vyrábí sama. Skříň bude z materiálu S235JR, jehož ekvivalent je ČSN 11 373. Materiál je zvolen, protože má zaručenou svařitelnost. Hlavním požadavkem na skříň je, aby přenášela zatížení, které na převodovce v provozu můžou nastat. Musí mít upínací prvky pro upevnění k základu a také prvky pro manipulaci např. pomocí jeřábu. Skříň také musí umožňovat její montáž a demontáž, jelikož se skládá ze spodku skříně a z víka. Dělicí rovina prochází osami hřídelí. Tyto dvě části jsou spojeny šrouby a do správné polohy se ustavují pomocí dvou kolíků.

4.5.1 Spodní část skříně

Z obou čel je skříň opatřena otvory pro vstup a výstup oleje. Vstupní olejové hospodářství může být umístěno z libovolné strany. Výstupní otvory pro olej jsou na obou stranách z toho důvodu, že musí být zajištěn odvod oleje při naklopení převodovky na obě strany. Protože převodovka je oběhově mazána a všechny olej musí být ze skříně odveden. To se bude řešit tím, že se vždy odvod oleje připojí na tu stranu, která bude naklopená a druhá strana bude zaslepena.

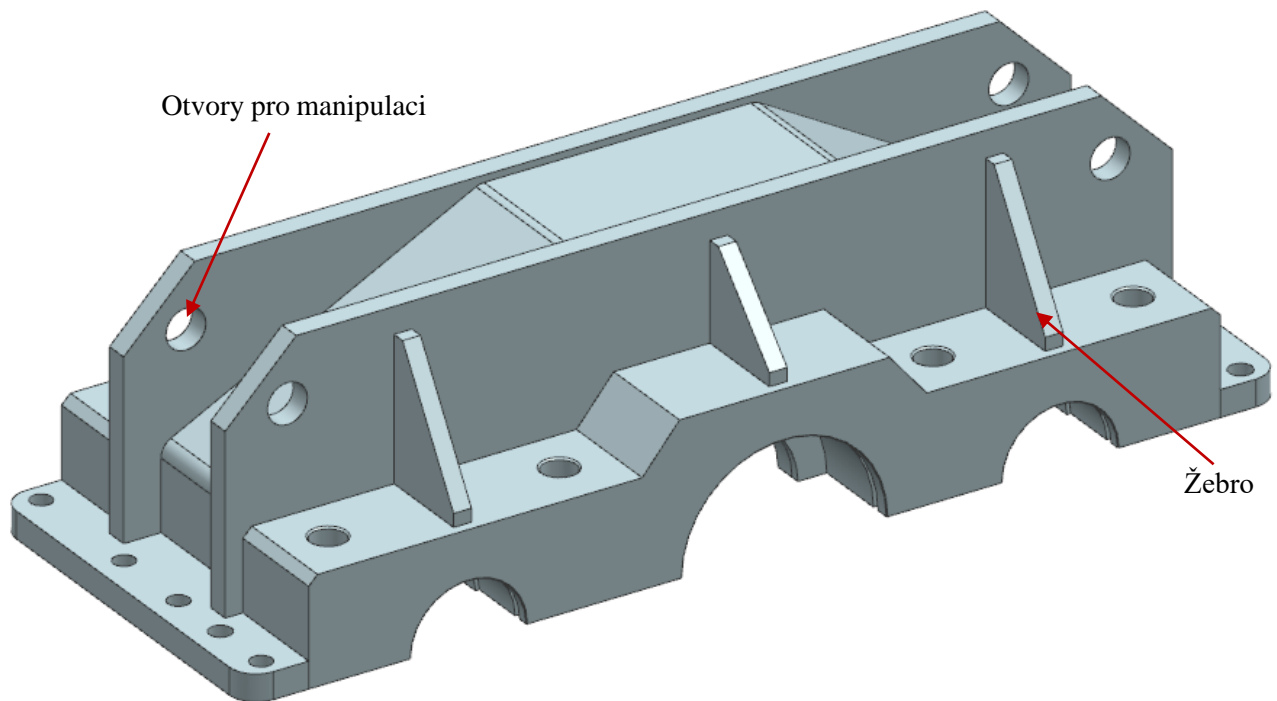
Na bočních částech jsou vývrty pro uložení ložisek. Pod místem ložisek jsou umístěna výztužná žebra, jejichž vnitřní část zároveň slouží pro odvod oleje na dno skříně. Z toho plyne vysoký požadavek na těsnost všech svárů, aby olej někde neprosakoval ven. V dělicí rovině jsou umístěny otvory pro šrouby a kolíky, které slouží ke smontování obou částí převodové skříně. V horních rozích jsou umístěny závěsy pro snadnější manipulaci, protože hmotnost tohoto dílu je skoro 540 [kg]. Ve spodní části jsou umístěny patky s otvory, které budou sloužit pro namontování natáčecího zařízení převodovky.



Obrázek 29: Spodní část skříně

4.5.2 Víko skříně

Víko skříně je stejně jako spodní část opatřena na bocích vývrty pro uložení ložisek. Nad vývrty jsou umístěna žebra pro zvýšení celkové tuhosti víka. V horních rozích jsou umístěny otvory pro usnadnění manipulace. Hmotnost víka skříně je necelých 350 [kg].



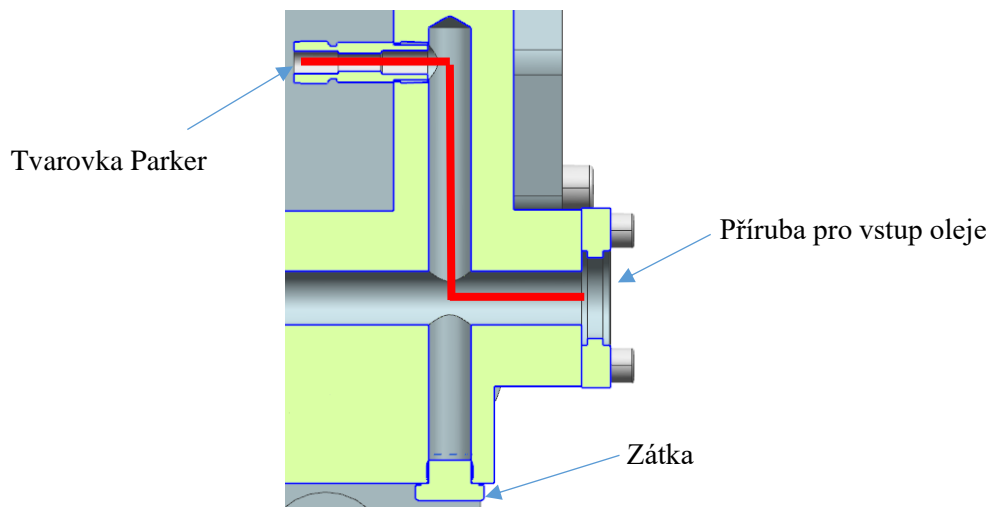
Obrázek 30: Viko skříně

4.6 Mazání

Jak už bylo zmíněno, tak mazání je v této převodovce řešeno oběhově. Kdy vstupním otvorem je čerpadlem přiváděn olej tlakem 1,5 [bar] a odváděn spodní částí skříně přes výstupní otvor zpět do olejové nádrže. Převodovka je mazána olejem ISO VG 46. Příruby pro přívod a odvod oleje jsou zvoleny s ohledem na požadované dodávané množství oleje, který vychází z potřebného množství pro mazání ozubených kol a ložisek.

4.6.1 Mazání ozubených kol

Ozubená kola jsou mazána vstříkáváním oleje přímo do zubového záběru. Vstříkování je umístěno před i za zubový záběr. Pro vstříkování byly zvoleny trysky od firmy Lechler s plošným rozstříkem. Počet trysek byl zvolen s ohledem na požadované množství přiváděného oleje. Toto množství bylo spočteno současně s návrhem ozubení v softwaru KISSsys. Pro jeden zubový záběr vyšlo 20,2 [l/min] a pro druhý 11,7 [l/min]. A pro toto požadované množství oleje a tlak 1,5 [bar] sem zvolil vždy jednu trysku před a za záběr u obou zubových záběrů. Jedná se o trysku Lechler 612.404 s úhlem rozstříku 60 [°]. Přívod oleje je řešen vrtaným kanálkem z boku skříně. U vstupu dovnitř skříně je našroubovaná tvarovka Parker, která pomocí trubek s tryskou našroubovanou na konci rozvádí olej nad a pod záběr.



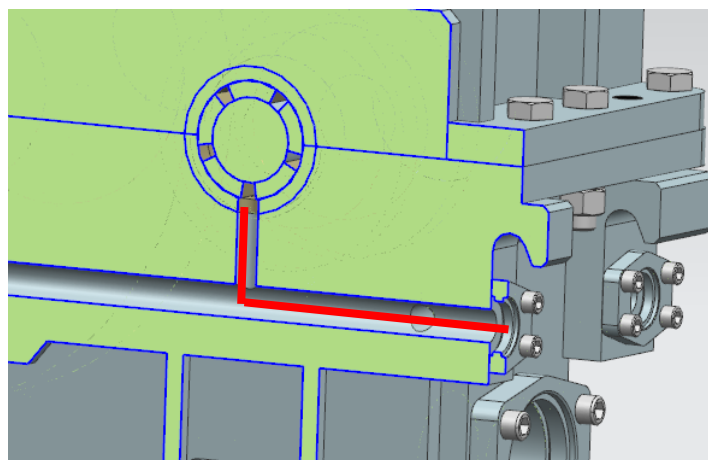
Obrázek 31: Přívod oleje k tryskám ozubení



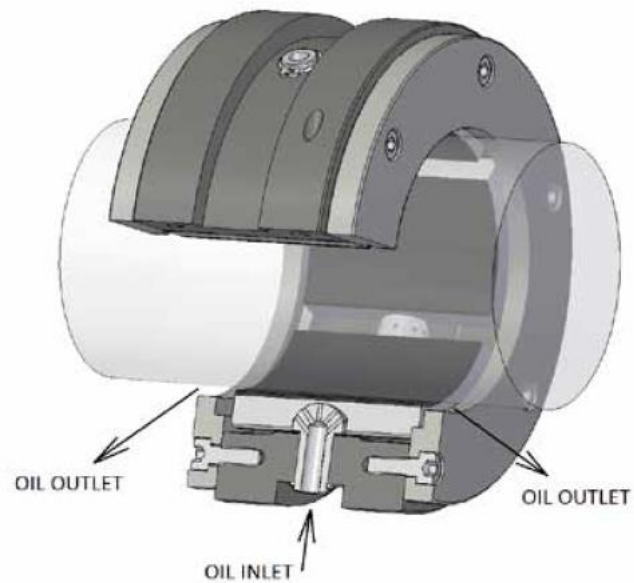
Obrázek 32: Tryska Lechler [9]

4.6.2 Mazání ložisek

Olej se do ložisek přivádí zespodu pomocí kanálků. Do hydrodynamického ložiska se olej dostává dírou, která je ve spodní části ložiska. Tudy se olej dostane k segmentům uvnitř ložiska a po stranách mezi hřídelí a krytem ložiska olej stéká do spodní části skříně viz obrázek č. 34.

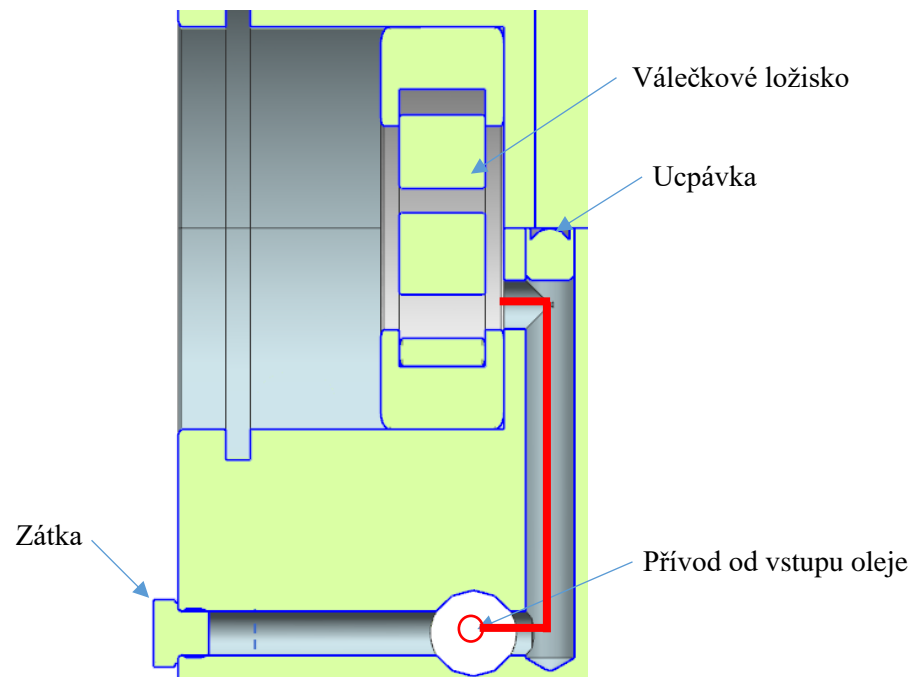


Obrázek 33: Přívod oleje k ložisku

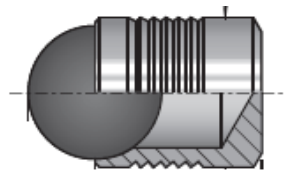


Obrázek 34: Vstup a výstup oleje z hydrodynamického ložiska [8]

Prívod k valivým válečkovým ložiskům je znázorněn na obrázku č. 35. Olej je k ložiskům dopraven kanálkem, který stoupá směrem k dělicí rovině a poté je usměrněn, aby směřoval do ložiska ze strany a byl přiváděn mezi válečky. Kanálek je v dělicí rovině uzavřen pomocí speciální natloukací ucpávky Meusburger E 2071.



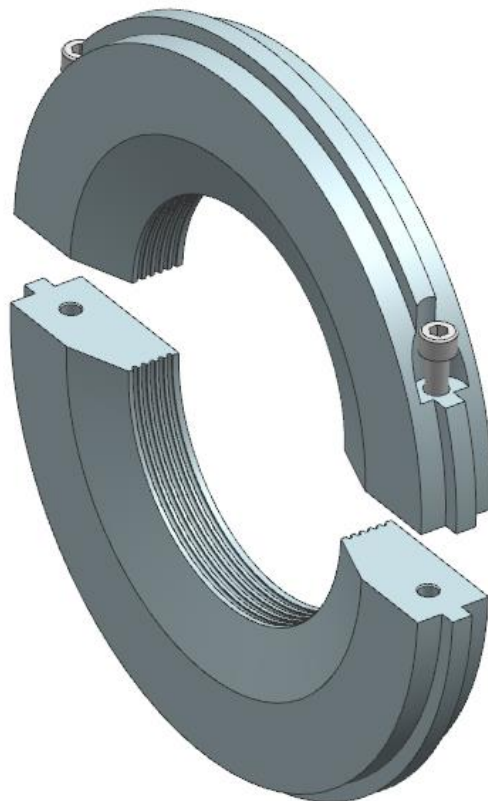
Obrázek 35: Prívod oleje k valivým ložiskám



Obrázek 36: Ucpávka Meusburger E 2071 [9]

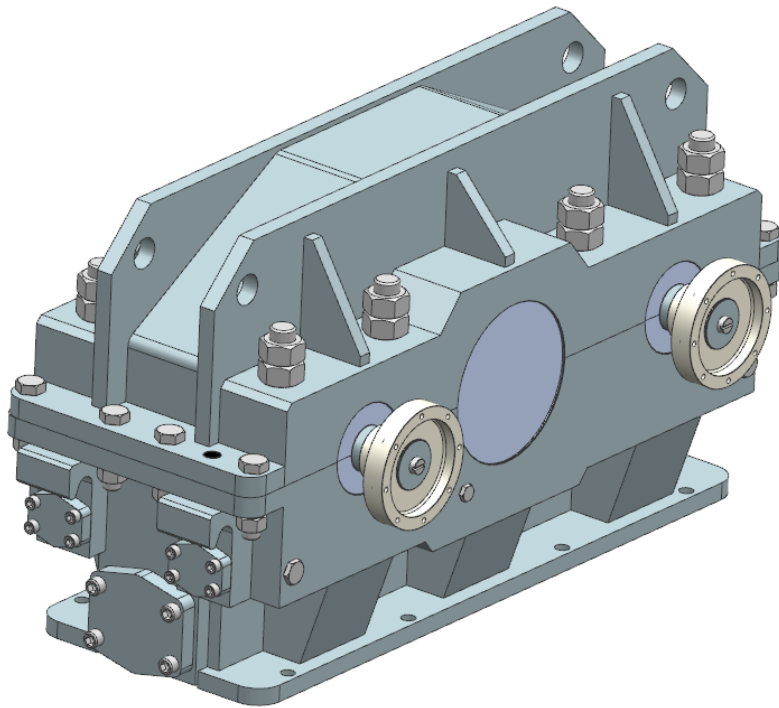
4.6.3 Utěsnění výstupních čepů hřídelí

Z hlediska vysokých obvodových rychlostí jsou výstupní části hřídelí utěsněny pomocí labyrintových ucpávek. U klasických břitových těsnění by mohlo dojít při těchto vysokých rychlostech k opotřebení otěrem. U labyrintových ucpávek k tomuto opotřebení nedojde, protože se jedná o bezkontaktní těsnění. Těsnění se skládá ze dvou částí. Z pevné části, což je labyrintová ucpávka a z rotující části, která je připevněna na hřídel – odstříkový kroužek. Tyto dvě části do sebe tvarově zapadají a je mezi nimi velice úzká mezera. Rotující kroužek zabraňuje oleji, aby vytékal do prostoru labyrintové ucpávky a pomocí odstředivé síly odstříkuje olej zpět k ložiskům. [10]

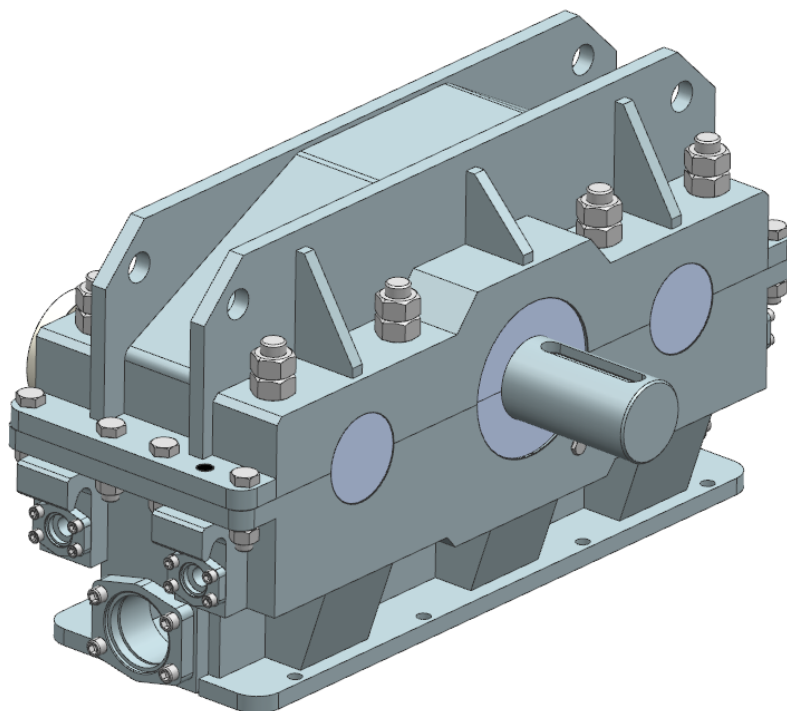


Obrázek 37: Labyrintová ucpávka – stacionární část

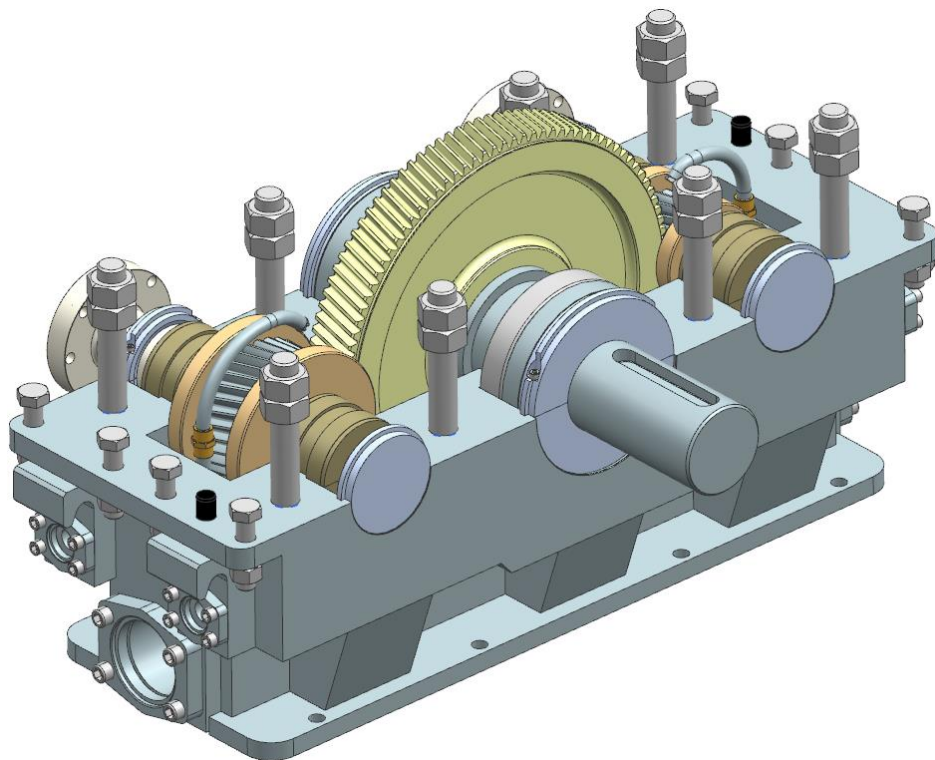
4.7 Celkový pohled na převodovku



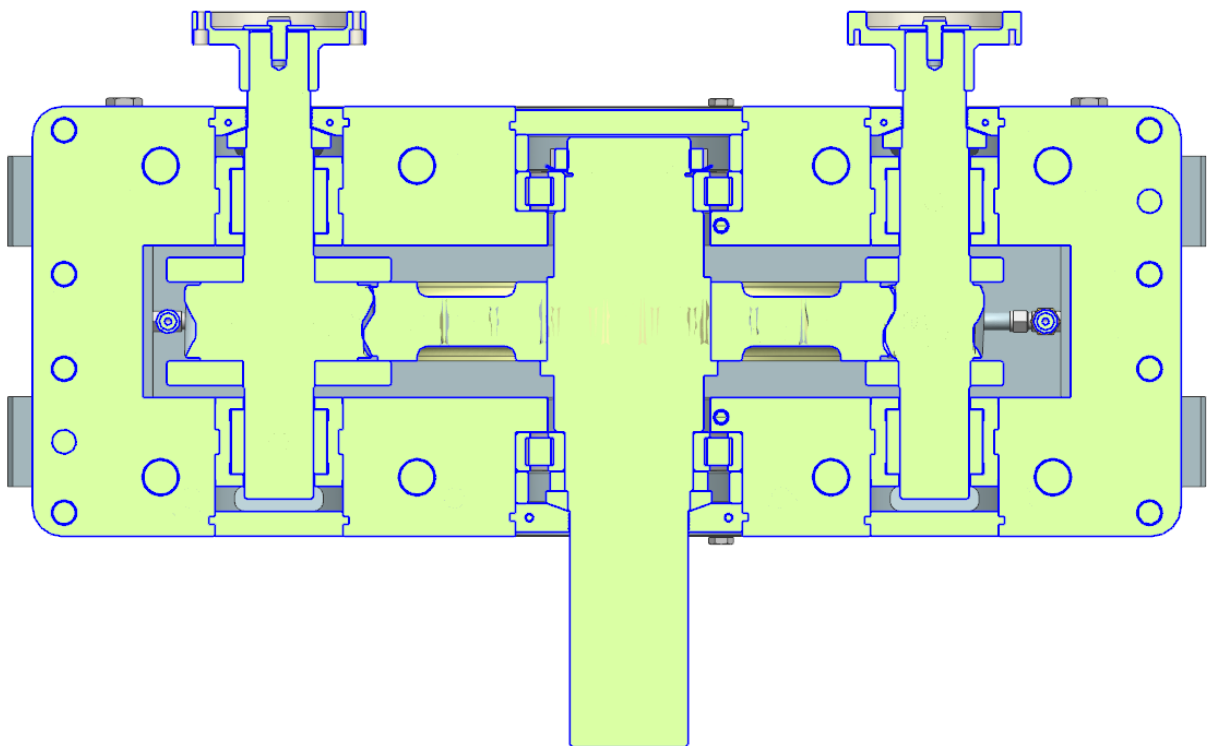
Obrázek 38: Pohled ze strany výstupu



Obrázek 39: Pohled ze strany vstupu



Obrázek 40: Pohled dovnitř převodovky



Obrázek 41: Řez dělicí rovinou

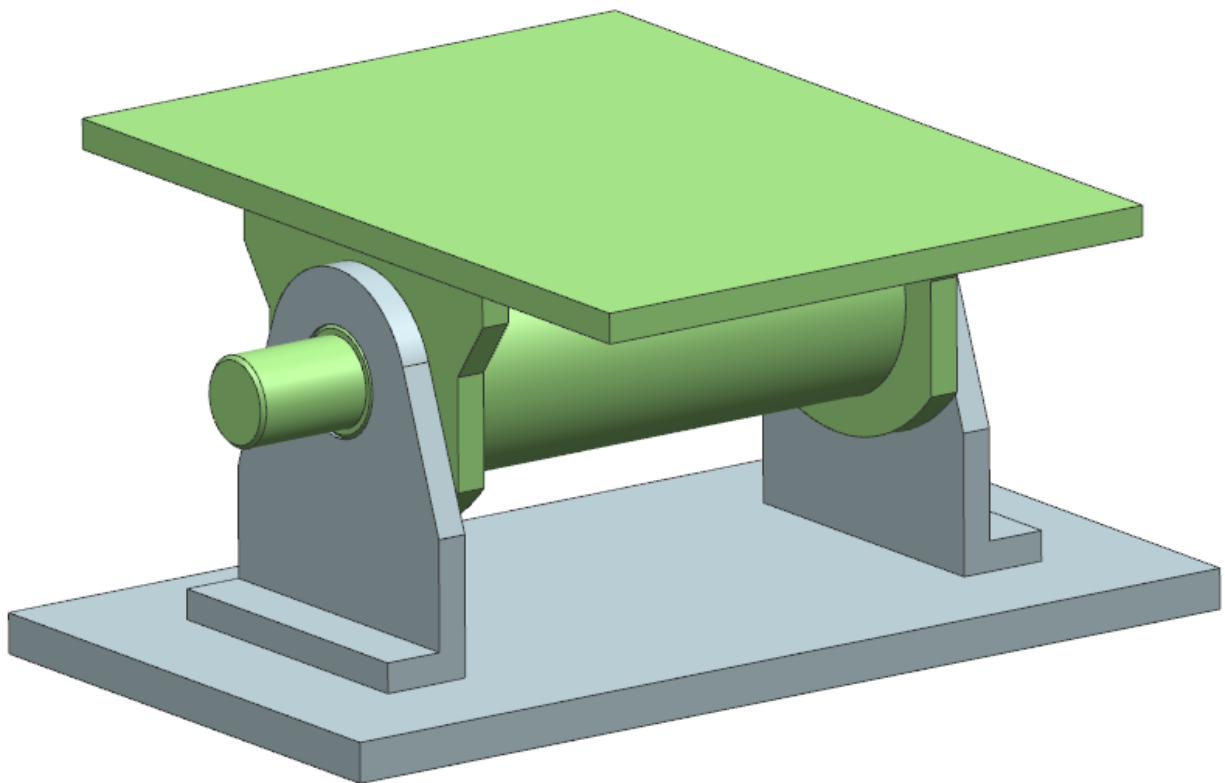
5 Natáčení převodovky

Požadavek na natáčení je z toho důvodu, aby se převodovka lépe spojovala se zkoušenou převodovkou. U současné pomocné převodovky se v případě nesouososti musela převodovka různě podkládat, aby byly spojované hřídele v jedné ose. Natáčením celé převodovky se proces ustavení do správné pozice značně zjednoduší a zrychlí. Natáčení musí být minimálně 50 [mm] výškově na obě strany u obou pastorků.

5.1 Varianty natáčení

5.1.1 1. Varianta

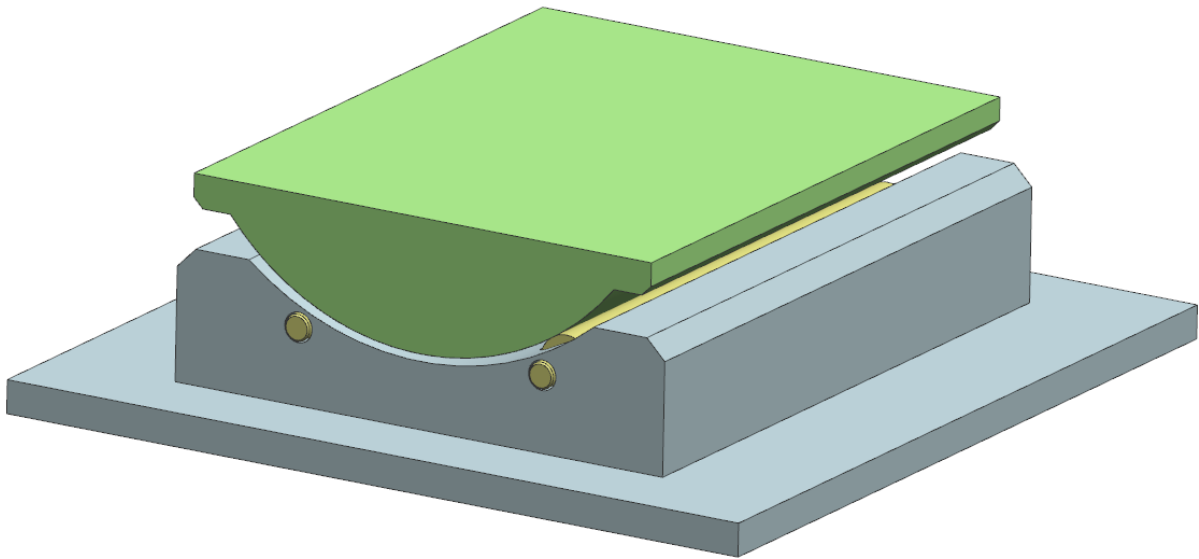
První variantou je otočně uložená deska, na které by byla přimontovaná samotná převodovka. Toto řešení je velmi jednoduché, ale má jednu nevýhodu. Na horní desce by spolu s pomocnou převodovkou musel být uložen také hnací elektromotor, protože osa otáčení by jinak nebyla shodná s osou hřídele hnacího elektromotoru.



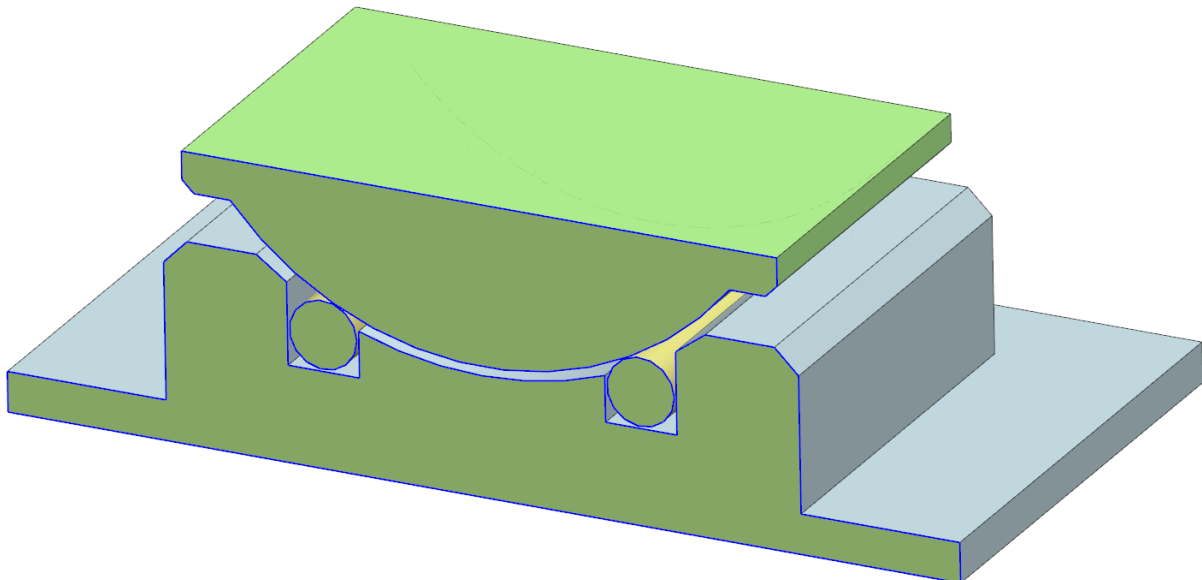
Obrázek 42: První varianta natáčení

5.1.2 2. Varianta

Druhou variantou je uložení horní desky pro převodovku na otočných válečkách. Ustavování převodovky by probíhalo tím způsobem, že vstupní hřídel převodovky by se spojil s hnacím elektromotorem. Poté by došlo k ručnímu natočení převodovky po válečkách do potřebné polohy, tak aby bylo možné spojení se zkoušenou převodovkou.



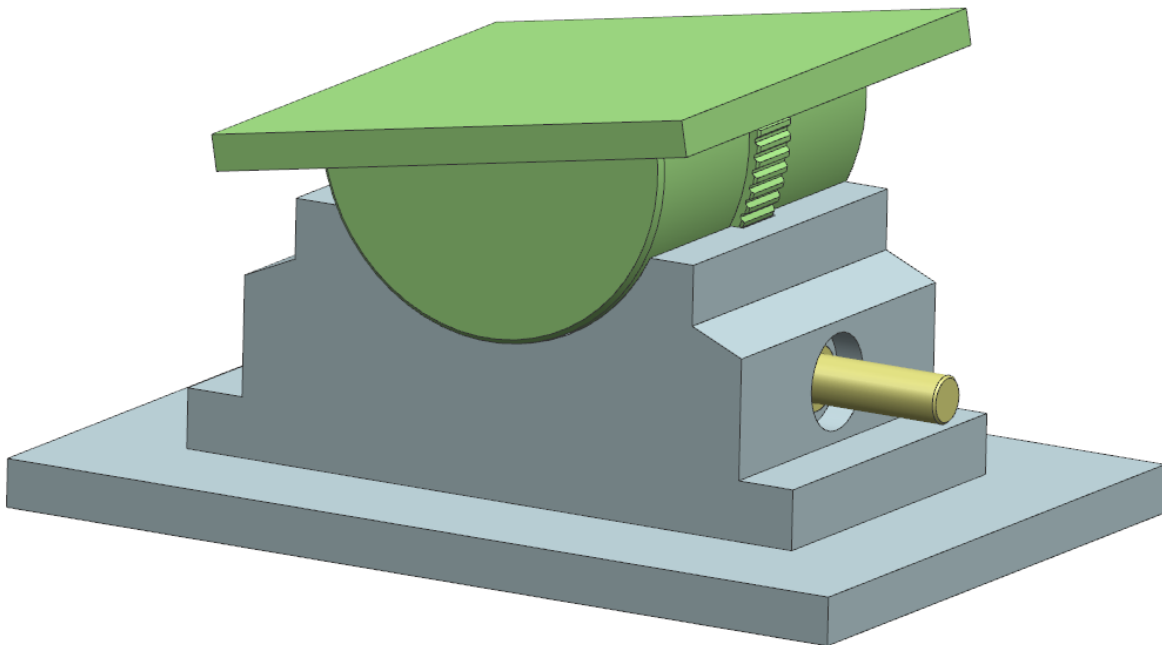
Obrázek 43: Druhá varianta



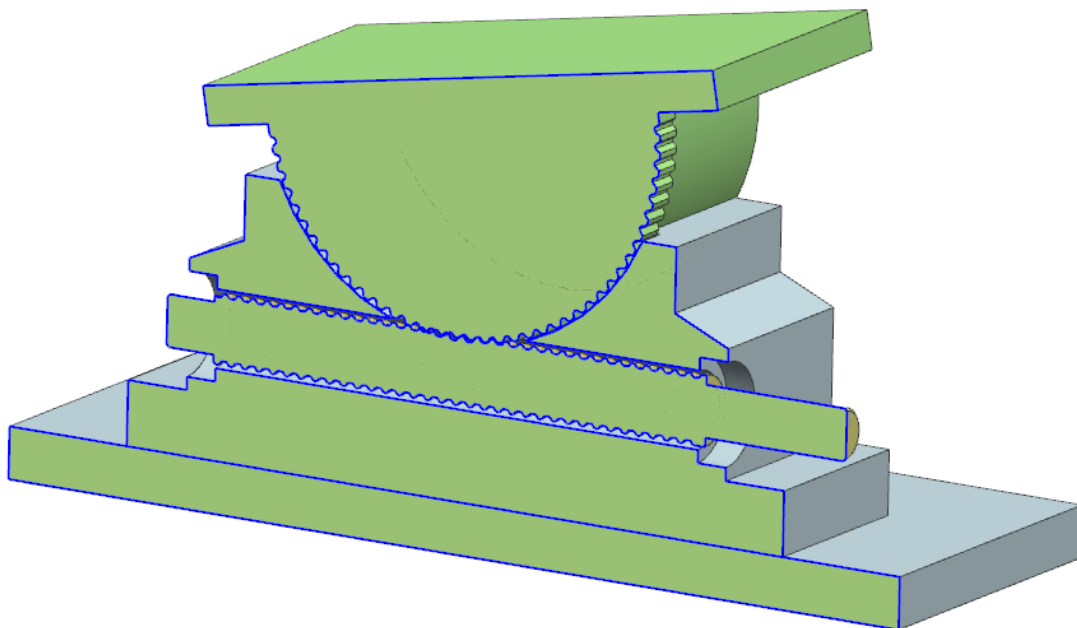
Obrázek 44: Řez druhou variantou

5.1.3 3. Varianta

Třetí variantou je realizovat natáčení pomocí šnekového mechanismu. Šnekové kolo je v tomto případě součástí horní naklápěcí desky. K naklápění horní desky s převodovkou by docházelo otáčením šnekové hřídele. Mezi deskou a spodním tělesem by bylo kluzné uložení.



Obrázek 45: Třetí varianta



Obrázek 46: Řez třetí variantou

5.1.4 Volba varianty

Varianta byla zvolena na základě několika kritérií. První varianta je velmi jednoduchá, ale jak už bylo zmíněno, tak má velkou nevýhodu. Elektromotor by se musel natáčet spolu s převodovkou, a to by bylo zbytečně složité. Z toho důvodu bylo rozhodnutí mezi druhou a třetí variantou. Druhá varianta je konstrukčně jednodušší a byla by i výrobně levnější. Na druhou stranu by ale bylo velmi obtížné s převodovkou natáčet a ustavovat do přesné pozice, pokud by měla velkou hmotnost. Takže po spočítání předběžné celkové hmotnosti převodovky došlo ke zvolení třetí varianty pomocí šnekového mechanismu.

5.2 Šnekové natáčení

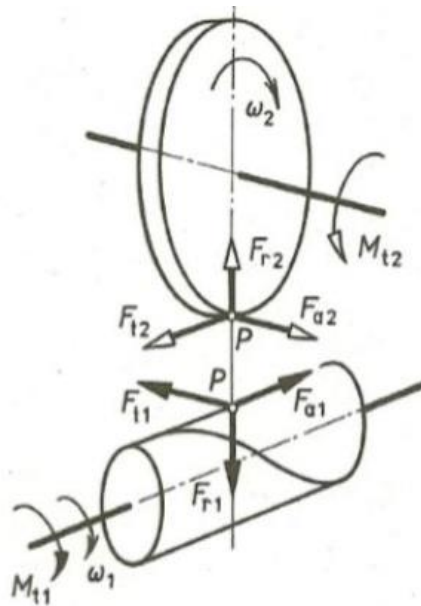
Šnekový mechanismus bude počítán na zatěžování od třecí síly v uložení. Zvolil jsem šnekové soukolí válcové, které má šnek i šnekové kolo ve tvaru válců. Šnekové kolo je v podstatě válcové kolo se šikmými zuby. Tento typ je nejjednodušší a používá se občasný krátký provoz a ruční pohon, což je můj případ. Převodový poměr je zvolen tak, aby při jedné otáčce šnekového hřídele se šnekové kolo pootočilo o $1[^\circ]$. Tohoto poměru se dosáhlo zvolením jednochodého šneku ($z_1 = 1$) a počtem zubů šnekového kola $z_2 = 360$. Točivý moment šnekové hřídele je zvolen $10 [N.m]$ tak, aby člověk, který bude převodovku natáčet jí byl schopen otočit při vyvození minimálního úsilí. Modul ozubení a součinitel průměru šneku byl zvolen a zbytek parametrů byl dopočítán. Kontrolovalo se, aby obvodová síla na šnekovém kole byla větší než třecí síla v uložení od tíhy převodovky, aby bylo možné převodovkou otáčet. Šnek bude uložen ve valivých ložiskách a horní deska se šnekovým kolem bude se spodní částí uložena kluzně. Otáčení šneku bude realizováno pomocí ruční kliky.

5.2.1 Výpočet šnekového soukolí

Parametry pro výpočet šnekového soukolí jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 15: Parametry pro výpočet

Počet zubů šneku	z_1	1	[-]
Počet zubů kola	z_2	360	[-]
Modul	m_n	4	[mm]
Součinitel průměru šneku	q	10	[-]
Úhel záběru	α_n	20	[°]
Jednotková výška hlavy	h_a^*	1	[-]
Jednotková velikost radiální vůle	c_a^*	0,25	[-]
Součinitel tření	f	0,1	[-]
Točivý moment na šnekovém hřídeli	M_t	10	[N.m]
Hmotnost převodovky	Q	1535,3	[kg]



Obrázek 47: Rozklad sil na šnekovém soukolí [3]

Třecí síla od hmotnosti převodovky

$$F_T = F_N \cdot f = Q \cdot g \cdot f = 1535,3 \text{ [N]}$$

Úhel stoupání šroubovice

$$q = \frac{z_1}{\sin \gamma} \Rightarrow \gamma = \sin^{-1} \cdot \frac{z_1}{q} = 5,74 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Třecí úhel

$$\operatorname{tg} \varphi = f \Rightarrow \varphi = \operatorname{tg}^{-1} \cdot f = 5,71 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Roztečná průměr šnekového kola

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 = 1447,26 \text{ [mm]}$$

Hlavová kružnice šnekového kola

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n = 1455,26 \text{ [mm]}$$

Patní kružnice šnekového kola

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* \cdot c_a^*) \cdot m_n = 1437,26 \text{ [mm]}$$

Roztečný průměr šneku

$$d_1 = q \cdot m_n = 40 \text{ [mm]}$$

Hlavová kružnice šneku

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n = 48 \text{ [mm]}$$

Patní kružnice šneku

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* \cdot c_a^*) \cdot m_n = 30 \text{ [mm]}$$

Obvodová síla na šnekové hřídeli

$$F_{O1} = F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{2} = 500 \text{ [N]}$$

Axiální síla na šnekové hřídeli

$$F_{a1} = \frac{F_{O1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = 2468,6 \text{ [N]}$$

Jak je patrné z rozkladu sil na šnekovém soukolí, tak axiální síla na šneku je rovna obvodové síle na šnekovém kole

$$F_{a1} = F_{O2} = 2468,6 \text{ [N]}$$

$$F_{O2} > F_T \Rightarrow \text{podmínka pohybu je splněna}$$

Radiální síla na šnekovém hřídeli

$$F_{r1} = F_{O1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi} = 1661,96 \text{ [N]}$$

5.2.2 Uložení šnekového hřídele

Šnekový hřídel je uložen ve dvou kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem, která jsou schopná přenášet jak radiální, tak axiální zatížení. Maximální průměr vnitřního kroužku ložiska je dán průměrem šneku. Jedná se o ložiska SKF 7305 BE-2RZP.

Ložiska se budou kontrolovat pouze na statickou únosnost, protože otáčky i zatížení jsou velmi malé.



Obrázek 48: Ložisko s kosoúhlým stykem SKF 7305 BE-2RZP [8]

5.2.2.1 Zatížení ložisek

Ložiska jsou zatěžována radiální a axiální silou ze šnekového soukolí.

Radiální zatížení je vypočtené jako vektorový součet obvodové a radiální síly na šneku. Tato hodnota představuje zatížení, které musí být ložiska schopna přenést. Jelikož se jedná o symetrické uložení ložisek vůči ozubenému záběru soukolí, tak síla na jedno ložisko je polovina této hodnoty.

$$F_R = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{o1}^2} = 1735,5 \text{ [N]}$$

Radiální síla působící na jedno ložisko

$$F_{R1} = F_{R2} = \frac{F_R}{2} = 867,75 \text{ [N]}$$

Celková zatěžující síla působící na ložiska

$$F_{celk} = \sqrt{F_{R1}^2 + F_{a1}^2} = 2616,67 \text{ [N]}$$

Dovolená statická bezpečnost ložiska je 14 000 [N] \Rightarrow ložiska vyhovují.

5.2.3 Kluzné uložení natáčecí desky se šnekovým kolem

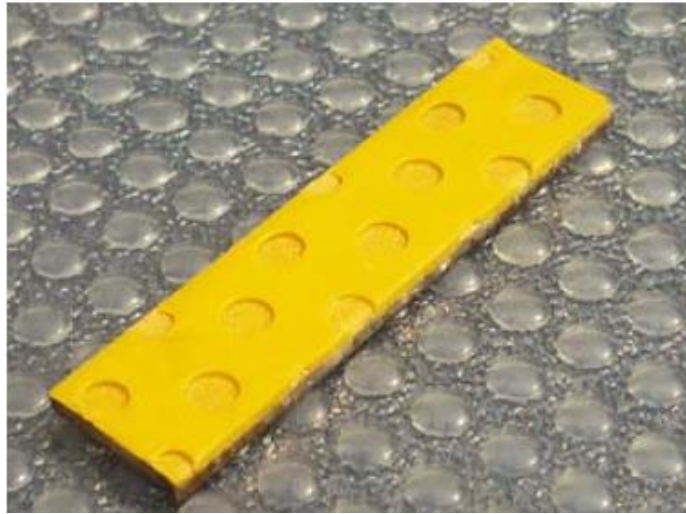
Kluzná plocha je vytvořena pomocí kluzných pásek. Tyto pásky se nalepí na kluzné plochy spodní součásti. Po těchto páskách dochází ke kluznému uložení těchto dvou součástí. Toto řešení je jednoduché a ekonomicky výhodnější než kluzné plochy složitě obrábět. Pásky lze snadno přizpůsobit dosedací ploše a mají dobré třecí vlastnosti, vysokou únosnost a jedná se téměř o bezúdržbový provoz. Vyrábí se v různých šířkách a velikostech z kompozitních materiálů PTFE (polytetrafluorethylen) a POM (polyoxymethylen). Pro tento případ by bylo vhodné poptat u výrobců těchto řešení o návrh přímo na míru.

5.2.3.1 Kompozit PTFE

Tento materiál je určen pro pracovní podmínky bez maziva a bezúdržbový provoz s nízkým třením. Ložisko má teflonovou kluznou vrstvu s malou provozní vůlí, vysokou únosností a je vhodné pro provoz při vysokých kluzných rychlostech a velkém zatížení. [11]

5.2.3.2 Kompozit POM

Jedná se o 3-vrstvá ložiska skružená z kovových pásů s vrstvou POM (0,3-0,5mm). Ve vrstvě POM jsou vytlačeny kruhové kapsy, které slouží jako zásobníky maziva. Tyto kapsy jsou určeny pro naplnění mazivem a umožňují dlouhé mazací intervaly. Jsou vhodná pro speciální konstrukce, kde se očekává středně velké zatížení a relativní pomalý pohyb. Mají nízké nároky na údržbu, malé opotřebení, dobrou tlumící schopnost a odolnost proti rázům. [11]



Obrázek 49: Kluzný pás z POM [11]

5.2.4 Zajištění natáčecího mechanismu

Při natočení převodovky do potřebné polohy je nutné zajistit, aby při provozu nedošlo k samovolnému uvolnění natáčecího mechanismu. K tomu bude sloužit jednoduchý svěrný spoj, který je umístěn na víčku, kterým prochází šneková hřídel. Po ustavení do potřebné polohy dojde pomocí rychloupínacího excentru se šroubem ke stažení svěrného spoje okolo šnekové hřídele. Tím dojde k zamezení samovolného otáčení šnekové hřídele vlivem vzniklého tření mezi nábojem a hřídelem. Rychloupínací excentr je použit od firmy Halder.



Obrázek 50: Rychloupínací excentr se šroubem [12]

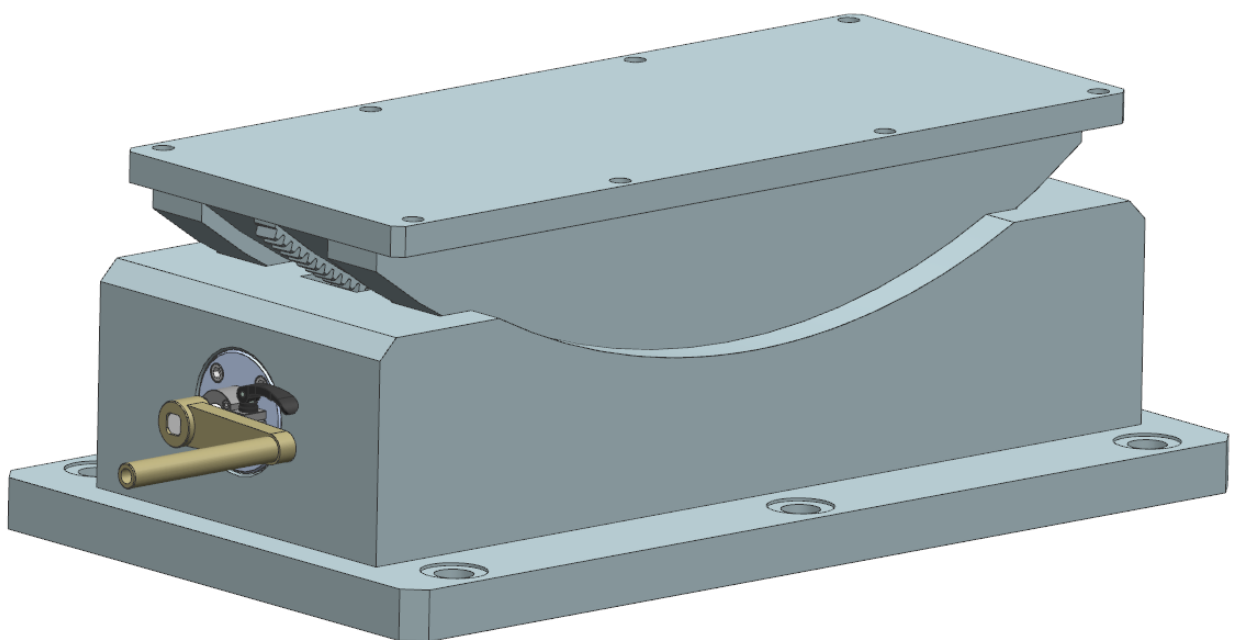


Obrázek 51: Svěrný spoj

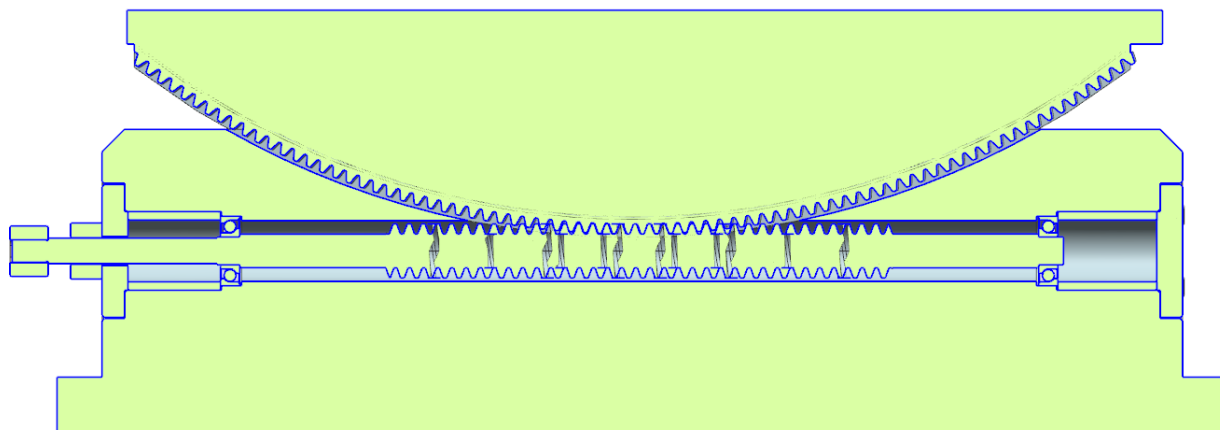
5.2.5 Pohon natáčecího mechanismu

Pro natáčení převodovky byl zvolen ruční pohon pomocí ruční kliky. Tento pohon byl zvolen, protože se jedná o velmi nízké otáčky a malé síly. Ruční klika je na šnekové hřídeli nasazena na polygonový spoj, aby bylo možné její nasazování a sundávání.

5.2.6 Kompletní natáčecí mechanismus

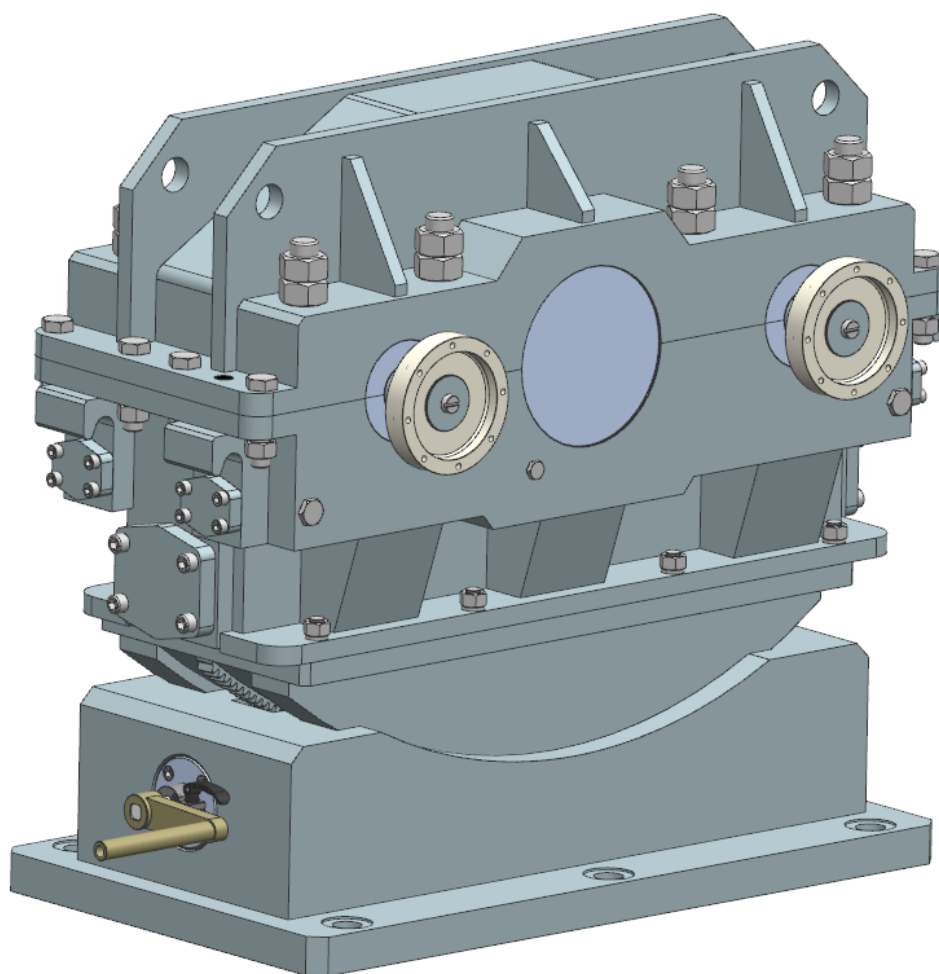


Obrázek 52: Natáčecí mechanismus



Obrázek 53: Řez natáčecím mechanismem

5.3 Sestava převodovky s natáčecím mechanismem



Obrázek 54: Kompletní sestava převodovky

6 Modální analýza

Modální analýza se používá pro nalezení dynamických vlastností konstrukce. Výsledkem této analýzy je získání hodnot vlastních frekvencí, kterým odpovídají příslušné vlastní tvary (kmity). Tyto vlastní kmity vznikají v součástech při provozu působením různých dynamických sil, které způsobují mechanické kmitání. Hodnoty těchto vlastních frekvencí je potřebné porovnat s budícími frekvencemi. V momentě, kdy jsou vlastní frekvence shodné nebo blízké budícím frekvencím, tak dochází k rezonanci. Při rezonanci dochází k rozkmitávání konstrukce a dochází k dynamickému namáhání součásti. To v lepším případě může způsobovat nadměrný hluk nebo v horším případě může vést až k poškození součásti.

6.1 Modální analýza převodovky

V případě této převodovky jsem spočítal vlastní frekvence a porovnal je s budícími frekvencemi, které vznikají v záběrech ozubení. Zubové frekvence jsou závislé na otáčkách hřídelí a počtech zubů. V tomto případě se otáčky hřídelí této převodovky budou odvíjet od toho, jaká převodovka se na zkušebně bude zrovna zkoušet. Proto došlo ke spočítání zubových frekvencí při minimálních a maximálních otáčkách, které při provozu mohou nastat. Tyto frekvence porovnám s vlastními frekvencemi převodovky, abych zjistil, zda může při těchto otáčkách dojít k rezonanci. Vlastní frekvence byly spočítány pomocí softwaru NX Nastran.

Zubová frekvence při minimálních otáčkách

$$f_{zmin} = \frac{n_{min}}{60} \cdot z = 2575 [Hz]$$

Zubová frekvence při maximálních otáčkách

$$f_{zmax} = \frac{n_{max}}{60} \cdot z = 6180 [Hz]$$

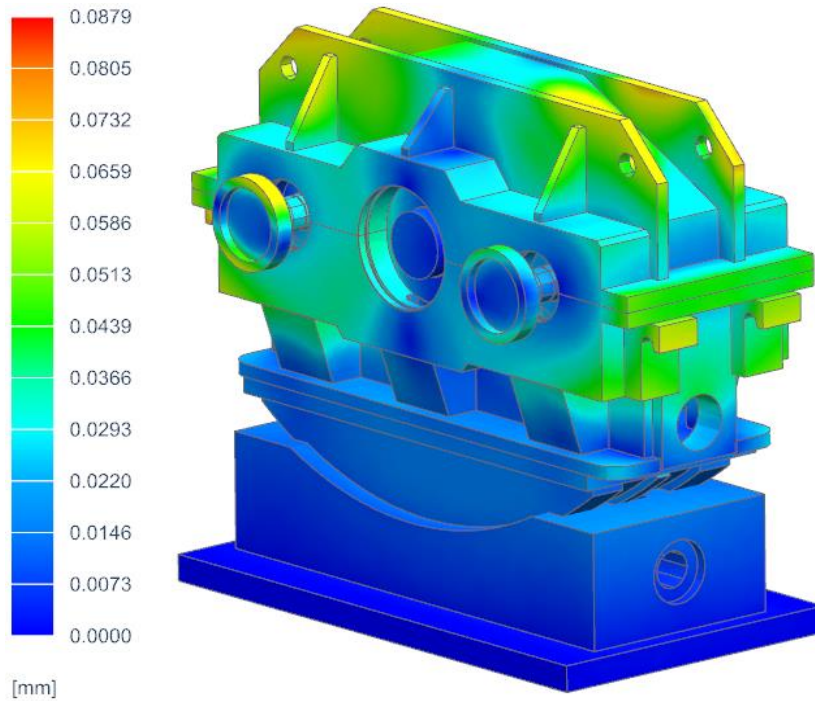
Mezi těmito hodnotami a v jejich okolí došlo ke spočítání vlastních frekvencí převodovky. Vyšší vlastní frekvence nebylo nutné počítat, protože vyšší zubové frekvence nemohou nastat. Nižší frekvence se nepočítaly z toho důvodu, protože v této oblasti dochází k náběhu motoru na provozní otáčky. Takže kdyby k nějaké shodně vlastních frekvencí s budícími došlo, tak by se rychle přejely a k nebezpečné rezonanci by nedošlo.

Zde budou uvedeny pouze nejbližší nižší a nejbližší vyšší vlastní frekvence v okolí zubových frekvencí. Zbytek vlastních frekvencí je uveden v příloze č. 16, aby bylo možné zjistit, v jakých frekvencích je při provozu nebezpečné se pohybovat.

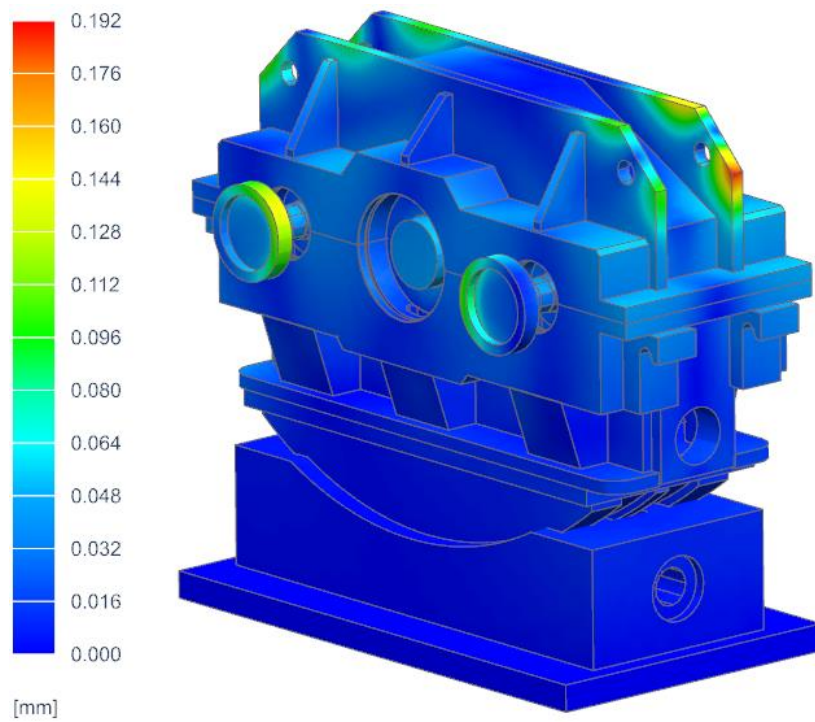
Tabulka 16: Zubové a vlastní frekvence

Zubová frekvence	Nejbližší nižší vlastní frekvence	Nejbližší vyšší vlastní frekvence
2575 [Hz]	2520,53 [Hz]	2599,6 [Hz]
6180 [Hz]	6102,74 [Hz]	6200,29 [Hz]

6.1.1 Vlastní frekvence v okolí minimální zubové frekvence

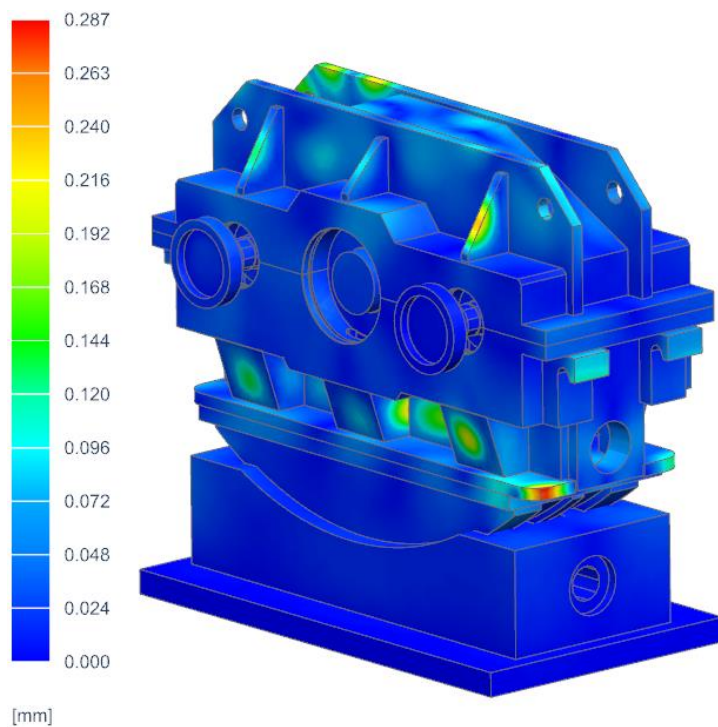


Obrázek 55: Vlastní frekvence 2520,53 Hz

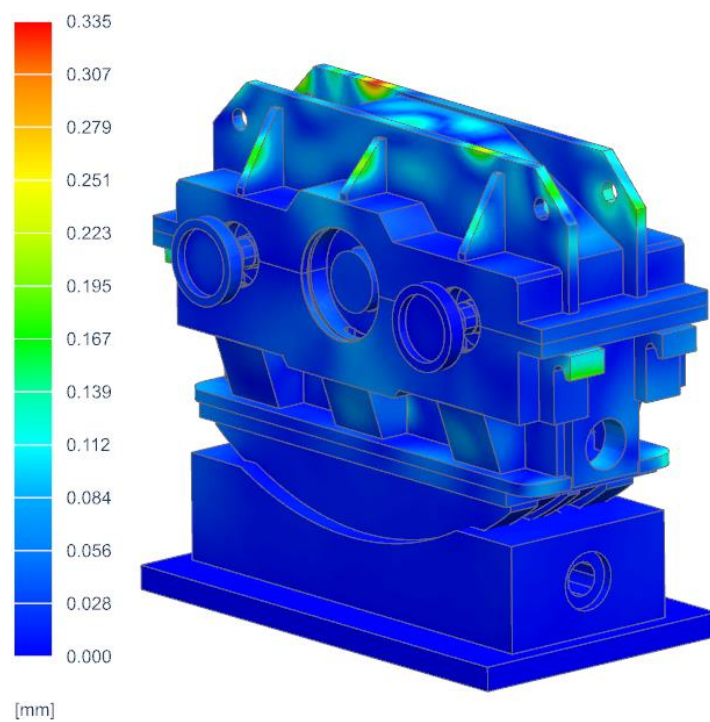


Obrázek 56: Vlastní frekvence 2599,6 Hz

6.1.2 Vlastní frekvence v okolí maximální zubové frekvence



Obrázek 57: Vlastní frekvence 6102,74 Hz



Obrázek 58: Vlastní frekvence 6200,29 Hz

Jak je patrné z tabulky 16, tak budící frekvence (zubové) jsou při minimálních a maximálních otáčkách rozdílné od vlastních frekvencí převodovky. Z toho plyne, že v těchto oblastech k rezonanci nedojde.

7 Závěr

Diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukcí dvourychlostní rychloběžné převodovky pro zkušební stand. Jedná se o modernizaci současného řešení, pro zkoušení zhotovených převodovek. Tímto řešením dojde ke značné úspoře času při spojování se zkoušenou převodovkou, díky dvěma vystupním členům a možnosti natáčení.

V úvodní části této práce jsou rozděleny a popsány převodové mechanismy. Podrobnější popis byl věnován převodovým mechanismům pomocí ozubených kol, které v této práci byly použity.

Další část se zaměřuje na návrh a výpočet jednotlivých částí převodovky. Z předběžných výpočtů ozubení došlo na výpočet a kontrolu ozubených kol pomocí softwaru KISSsys. Dále jsem pomocí softwaru KISSsoft navrhl a zkontroloval hřídele a valivá ložiska. Z tohoto softwaru jsem také získal reakční účinky působící na kluzná ložiska, která poté sloužila k navrhnutí segmentových ložisek přímo na míru této převodovce. Také bylo potřeba spočítat nalisování jednotlivých součástí, u kterých bylo toto spojení zvoleno. Nalisování bylo spočítáno analyticky (ručně) a poté bylo pro potřeby zadávající firmy zkontrolováno softwarem KISSsoft. Spočítáno bylo také drážkování na pastorcích pro připojení přírub spojky.

Poté následovalo navržení způsobu natáčení. Ze tří navržených variant bylo zvoleno jako nejvhodnější natáčení pomocí šnekového mechanismu. U tohoto mechanismu došlo k jeho navržení a uložení v ložiskách. Pohon natáčení je realizován pomocí ruční kliky. Aby nedošlo za provozu k nežádoucímu pohybu mechanismu, je šneková hřídel zajištěna svěrným spojem.

Na závěr byl zhotoven model celkové konstrukce převodovky i s natáčecím mechanismem. Konstrukce převodovky byla podrobena modální analýze, pro zjištění vlastních frekvencí, které byly následně porovnány s budícími frekvencemi od zubového záběru. Model a výkresová dokumentace byly zhotoveny v softwaru Siemens NX. Výkresová dokumentace obsahuje sestavu s kusovníkem a výrobní výkresy pastorků.

Citovaná literatura

- [1] „Wikov,“ [Online]. Available: <https://www.wikov.com>. [Přístup získán 20. 1. 2021].
- [2] A. Bolek a J. Kochman, Části strojů 2. svazek, Praha 1990: ISBN 80-03-00426-8.
- [3] S. Hosnedl, J. Krátký a E. Krónerová, Obecné strojní části 2, 1st ed, ZČU Plzeň 2011: ISBN 978-80-261-0066-9.
- [4] A. Bolek a J. Kochman, Části strojů - 1. svazek, Praha: ISBN 80-03-00046-7 , 1989.
- [5] J. Šuch, Diplomová práce - Modernizace zkušebny, Plzeň: ZČU, 2014.
- [6] J. Lábus, Chování kluzných ložisek řadového pětiválcového motoru při různých provozních podmínkách, Brno: VUT, 2008.
- [7] I. J. Novotný, Teorie a metodika návrhu hydrodynamických ložisek, Plzeň: ZČU, 2010.
- [8] „GTW Technik,“ [Online]. Available: <https://www.gtw.cz/>. [Přístup získán 9 3. 2021].
- [9] „SKF,“ [Online]. Available: <https://www.skf.com>. [Přístup získán 26. 11. 2020].
- [10] „ADRO,“ [Online]. Available: <https://www.adro.cz/produkty/vyrobci/lechler-prumysl>. [Přístup získán 26. 4. 2021].
- [11] „Meusburger,“ [Online]. Available: <https://ecom.meusburger.com>. [Přístup získán 9 2 2021].
- [12] „Labyrintové těsnění,“ 18. 5. 2014 . [Online]. Available: <https://e-konstrukter.cz/novinka/labyrintove-tesneni>. [Přístup získán 12. 4. 2021].
- [13] „Midol-kluzná ložiska,“ [Online]. Available: <https://www.kluznaloziska.cz/kompozit-pfe-a-pom>. [Přístup získán 6. 2. 2021].
- [14] „HALDER,“ [Online]. Available: <https://www.halder.com/cz/>. [Přístup získán 12. 5. 2021].

8 Seznam obrázků

Obrázek 1: Logo Wikov Gear [1]	11
Obrázek 2: Přímé ozubení-vnější	14
Obrázek 3: Přímé ozubení-vnitřní	14
Obrázek 4: Šikmé ozubení-vnější	15
Obrázek 5: Šikmé ozubení-vnitřní	15
Obrázek 6: Šípové ozubení	16
Obrázek 7: Kuželové soukolí	17
Obrázek 8: Šroubové soukolí	18
Obrázek 9: Šnekové soukolí.....	19
Obrázek 10: Zkoušení převodovky	20
Obrázek 11: Schéma natáčení převodovky	20
Obrázek 12: Schéma stávajícího a nového řešení	21
Obrázek 13: Kinematické schéma.....	22
Obrázek 14: Výpočtový model	26
Obrázek 15: Rychloběžný hřídel $i=6$	27
Obrázek 16: Rychloběžný hřídel $i=3$	28
Obrázek 17: Pomaluběžný hřídel	29
Obrázek 18: Síly v nalisovaném spoji ozubeného kola.....	30
Obrázek 19: Výpočet nalisování [5].....	32
Obrázek 20: Uložení.....	33
Obrázek 21: Rovnoboké drážkování	35
Obrázek 22: Příruba spojky	35
Obrázek 23: Rozložení tlaku v hydrodynamickém radiálním kluzném ložisku [5].....	36
Obrázek 24: Polohy hřídele při hydrodynamickém mazání [6]	37
Obrázek 25: Striebeckovy křivky [6]	37
Obrázek 26: Zatížení na segment a mezi segmenty [6]	39
Obrázek 27: Hydrodynamické ložisko [7]	40
Obrázek 28: Válečkové ložisko NUP 226 ECJ se zobrazením axiální vůle [8]	41

Obrázek 29: Spodní část skříně	42
Obrázek 30: Víko skříně	43
Obrázek 31: Přívod oleje k tryskám ozubení	44
Obrázek 32: Tryska Lechler [9]	44
Obrázek 33: Přívod oleje k ložisku	44
Obrázek 34: Vstup a výstup oleje z hydrodynamického ložiska	45
Obrázek 35: Přívod oleje k valivým ložiskám	45
Obrázek 36: Ucpávka Meusburger E 2071 [9].....	46
Obrázek 37: Labyrintová ucpávka – stacionární část.....	46
Obrázek 38: Pohled ze strany výstupu	47
Obrázek 39: Pohled ze strany vstupu	47
Obrázek 40: Pohled dovnitř převodovky	48
Obrázek 41: Řez dělicí rovinou.....	48
Obrázek 42: První varianta natáčení	49
Obrázek 43: Druhá varianta	50
Obrázek 44: Řez druhou variantou.....	50
Obrázek 45: Třetí varianta.....	51
Obrázek 46: Řez třetí variantou	51
Obrázek 47: Rozklad sil na šnekovém soukolí [3].....	53
Obrázek 48: Ložisko s kosoúhlým stykem SKF 7305 BE-2RZP [8].....	54
Obrázek 49: Kluzný pás z POM [11]	56
Obrázek 50: Rychloupínací excentr se šroubem [12]	56
Obrázek 51: Svěrný spoj	57
Obrázek 52: Natáčecí mechanismus	57
Obrázek 53: Řez natáčecím mechanismem.....	58
Obrázek 54: Kompletní sestava převodovky	58
Obrázek 55: Vlastní frekvence 2520,53 Hz	60
Obrázek 56: Vlastní frekvence 2599,6 Hz	60
Obrázek 57: Vlastní frekvence 6102,74 Hz	61

Obrázek 58: Vlastní frekvence 6200,29 Hz 61

9 Seznam tabulek

Tabulka 1: Parametry pro návrh.....	21
Tabulka 2:Parametry pro návrh modulu dle Bachova vzorce	24
Tabulka 3:Předběžné základní rozměry	24
Tabulka 4:Zadané parametry pro výpočet.....	25
Tabulka 5: Bezpečnosti ozubení	26
Tabulka 6:Výsledné hodnoty rychloběžného hřídele $i=6$	27
Tabulka 7:Výsledné hodnoty rychloběžného hřídele $i=3$	28
Tabulka 8:Výsledné hodnoty pomaluběžného hřídele	29
Tabulka 9: Parametry pro nalisování	31
Tabulka 10: Hodnoty nalisovaných spojení	34
Tabulka 11: Parametry drážkovaného spojení	34
Tabulka 12: Vnitřní profily hydrodynamických kluzných ložisek [6].....	38
Tabulka 13: Výsledné hodnoty ložisek	40
Tabulka 14: Hodnoty valivých ložisek.....	41
Tabulka 15: Parametry pro výpočet	52
Tabulka 16: Zubové a vlastní frekvence	59

10 Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výpočet ozubení - soukolí 1,2
Příloha č. 2 – Výpočet ozubení - soukolí 2,3
Příloha č. 3 – Výpočet hřídele - i_6
Příloha č. 4 – Výpočet hřídele - i_3
Příloha č. 5 – Výpočet pomaluběžného hřídele
Příloha č. 6 – Nalisování kola na pomaluběžný hřídel
Příloha č. 7 – Nalisování axiálních kruhů - i_6
Příloha č. 8 – Nalisování axiálních kruhů - i_3

- Příloha č. 9 – Nalisování odstříkovaného kroužku - i6
- Příloha č. 10 – Nalisování odstříkovaného kroužku - i3
- Příloha č. 11 – Nalisování odstříkovaného kroužku - pomaloběžný hřídel
- Příloha č. 12 – Parametry kluzných ložisek
- Příloha č. 13 – Trysky Lechler
- Příloha č. 14 – Ucpávka Meusburger
- Příloha č. 15 – Excentrický rychloupínač
- Příloha č. 16 – Vlastní frekvence převodovky
- Příloha č. 17 – Výkres sestavy DP 1000
- Příloha č. 18 – Výrobní výkres rychloběžného hřídele - i6
- Příloha č. 19 – Výrobní výkres rychloběžného hřídele - i3

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet ozubení - soukolí 1,2

Name: Ozubeni
 Changed by: Boucek on: 21.05.2021 at: 13:25:17

Calculation of a helical-toothed cylindrical gear pair

Drawing or article number:

Gear 1: z1(GearPair_const2)
 Gear 2: z3(GearPair_const2)

Calculation method ISO 6336:2019

----- Gear 1 ----- Gear 2 --

Power (kW)	[P]	999.780	
Speed (1/min)	[n]	1500.0	4544.1
Torque (Nm)	[T]	6364.8	2101.0
Application factor	[KA]	1.50	
Required service life (h)	[H]	10000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1:	Right flank		
Gear 1 direction of rotation:	Clockwise		

Tooth geometry and material

Geometry calculation according to ISO 21771:2007

----- Gear 1 ----- Gear 2 --

Center distance (mm)	[a]	355.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	5.0000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	13.0000	
Number of teeth	[z]	103	34
Facewidth (mm)	[b]	70.00	74.00
Hand of gear		right	left
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A4	A4
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear1

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=30HRC

Gear2

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=30HRC

----- Gear 1 ----- Gear 2 --
 HRC 61 HRC 61

Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, life factors ZNT and YNT >=0.85			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	500.00	500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300

Roughness average value DS, flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (µm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile

1:			
Reference profile, Own Input		1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[pfP*]	0.250 (pfPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height	[hprP*]	0.000	
coefficient Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αkP]	0.000	
		not topping	

Gear reference profile

2:			
Reference profile, Own Input			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[pfP*]	0.250 (pfPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height	[hprP*]	0.000	
coefficient Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αkP]	0.000	
		not topping	

Information on final machining

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[pfP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αkP]	0.000	0.000

Type of profile modification:	none (only running-in)
Tip relief by running in (µm)	[Ca L/R] 2.0 / 2.0 2.0 / 2.0

Lubrication type	Oil injection lubrication
Type of oil	ISO-VG 46
Lubricant base	Mineral-oil base
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm²/s)	[v40] 46.00
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm²/s)	[v100] 6.70
Specific density at 15°C (kg/dm³)	[ρ] 0.880
Oil temperature (°C)	[TS] 70.000

Gear pair

Overall transmission ratio	[itot]	-0.330
Gear ratio	[u]	3.029
Transverse module (mm)	[mt]	5.132
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.483
Working pressure angle (°)	[αwt]	21.942
	[αwt.e/i]	21.953 / 21.930
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	21.421
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	13.125
Base helix angle (°)	[βb]	12.204
Reference center distance (mm)	[ad]	351.509
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	16.121
Base pitch (mm)	[pbt]	15.102
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	15.102

Sum of profile shift coefficients	$[\Sigma x_i]$	0.7222
Transverse contact ratio	$[\epsilon_\alpha]$	1.516
Transverse contact ratio with allowances	$[\epsilon_{\alpha.e/m/i}]$	1.521 / 1.512 / 1.502
Overlap ratio	$[\epsilon_\beta]$	1.002
Total contact ratio	$[\epsilon_\gamma]$	2.519
Total contact ratio with allowances	$[\epsilon_{\gamma.e/m/i}]$	2.524 / 2.514 / 2.505
Length of path of contact (mm)	$[g_a, e/i]$	22.897 (22.973 / 22.687)
Length T1-A (mm)	[T1A]	83.029 (82.952 / 83.149)
Length T1-B (mm)	[T1B]	90.823 (90.823 / 90.734)
Length T1-C (mm)	[T1C]	99.729 (99.672 / 99.787)
Length T1-D (mm)	[T1D]	98.130 (98.054 / 98.251)
Length T1-E (mm)	[T1E]	105.925 (105.925 / 105.836)
Length T2-A (mm)	[T2A]	49.621 (49.621 / 49.577)
Length T2-B (mm)	[T2B]	41.827 (41.750 / 41.992)
Length T2-C (mm)	[T2C]	32.920 (32.901 / 32.939)
Length T2-D (mm)	[T2D]	34.519 (34.519 / 34.475)
Length T2-E (mm)	[T2E]	26.725 (26.648 / 26.890)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	132.650 (132.574 / 132.726)
Minimal length of contact line (mm)	[L _{min}]	108.492

Gear 1

Lead height (mm)	[pz]	7192.321
Axial pitch (mm)	[px]	69.828
Profile shift coefficient	[x]	0.0242
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.5884
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.120
Reference diameter (mm)	[d]	528.547
Base diameter (mm)	[db]	495.130
Tip diameter (mm)	[da]	538.548
(mm)	[da.e/i]	538.548 / 538.478
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.070
Tip form diameter (mm)	[dFa]	538.548
(mm)	[dFa.e/i]	538.548 / 538.478
Root diameter (mm)	[df]	516.288
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0280 / -0.0445
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	515.766 / 515.602
Root form diameter (mm)	[dFf]	518.712
(mm)	[dFf.e/i]	518.269 / 518.130
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	10.589
Addendum, $m_n(h_aP^*+x+k)$ (mm)	[ha]	5.001
(mm)	[ha.e/i]	5.001 / 4.966
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	6.129
(mm)	[hf.e/i]	6.390 / 6.473
Tooth height (mm)	[h]	11.130
Virtual gear no. of teeth	[zn]	110.654
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	4.142
(mm)	[san.e/i]	3.977 / 3.888
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	4.142
(mm)	[sFan.e/i]	3.977 / 3.888
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	3.627
(mm)	[efn.e/i]	3.660 / 3.671

Gear 2

Lead height (mm)	[pz]	2374.164
Axial pitch (mm)	[px]	69.828
Profile shift coefficient	[x]	0.6980
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	2.0789
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.120
Reference diameter (mm)	[d]	174.472
Base diameter (mm)	[db]	163.441
Tip diameter (mm)	[da]	191.212
(mm)	[da.e/i]	191.212 / 191.166

Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000/ -0.046
Tip form diameter (mm)	[dFa]	191.212
(mm)	[dFa.e/i]	191.212/ 191.166
Root diameter (mm)	[df]	168.952
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.6596/ 0.6458
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	168.567/ 168.430
Root form diameter (mm)	[dFf]	170.912
(mm)	[dFf.e/i]	170.594/ 170.482
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	11.244
Addendum, $m_n(h_aP^*+x+k)$ (mm)	[ha]	8.370
(mm)	[ha.e/i]	8.370/ 8.347
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	2.760
(mm)	[hf.e/i]	2.952/ 3.021
Tooth height (mm)	[h]	11.130
Virtual gear no. of teeth	[zn]	36.526
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	2.909
(mm)	[san.e/i]	2.782/ 2.701
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	2.909
(mm)	[sFan.e/i]	2.782/ 2.701
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	3.455
(mm)	[efn.e/i]	3.487/ 3.499

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 1

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	533.796
(mm)	[dw.e/i]	533.838/ 533.753
Active tip diameter (mm)	[dNa]	538.548
(mm)	[dNa.e/i]	538.548/ 538.478
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.250
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.574/ 1.414
Active root diameter (mm)	[dNf]	522.235
(mm)	[dNf.e/i]	522.311 / 522.186
Reserve $(dNf-dFf)/2$ (mm)	[cF.e/i]	2.090/ 1.958
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	3.921
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.236
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.811
Mean specific sliding	[ζm]	0.390
Sliding factor on tip	[Kga]	0.094
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.252
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	24.515/ 24.494
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	24.515/ 24.494
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	19.244/ 19.198
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	17.720/ 17.666
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	527.399 (527.399 / 527.337)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	532.609 (532.553 / 532.698)
Addendum contact ratio	[ε]	0.410 (0.414 / 0.401)

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 2

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	176.204
(mm)	[dw.e/i]	176.219/ 176.190
Active tip diameter (mm)	[dNa]	191.212
(mm)	[dNa.e/i]	191.212/ 191.166
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.250
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.645/ 1.482
Active root diameter (mm)	[dNf]	171.959
(mm)	[dNf.e/i]	172.062/ 171.911
Reserve $(dNf-dFf)/2$ (mm)	[cF.e/i]	0.790/ 0.659
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	10.571
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.448
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.308
Mean specific sliding	[ζm]	0.390
Sliding factor on tip	[Kga]	0.252
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.094
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	34.790/ 34.759
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	34.790/ 34.759
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	18.853/ 18.684
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	17.136/ 16.998

Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	183.605 (183.536 / 183.756)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	177.424 (177.424 / 177.390)
Addendum contact ratio	[ε]	1.106 (1.107 / 1.102)

General influence factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	24084.1	
Axial force (N)	[Fa]	5560.3	
Radial force (N)	[Fr]	8996.5	
Normal force (N)	[Fnorm]	26304.0	
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	344.06	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	23847.3	
Axial force (N)	[Faw]	5560.3	
Radial force (N)	[Frw]	9606.7	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	41.51	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	41.92	
Running-in value (μm)	[yp]	0.4	
Running-in value (μm)	[yf]	0.4	
Correction factor	[CM]	0.800	
Gear blank factor	[CR]	1.000	
Basic rack factor	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c']	15.311	
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[c _{γα}]	21.238	
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[c _{γβ}]	18.052	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.10763	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	1302	
Resonance ratio (-)	[N]	1.152	
Intermediate range			
Running-in value (μm)	[γα]	0.4	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	148.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	14.800	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	74.000	
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	1	
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']		-0.48
With stiffening			
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fβ _y]	8.73	
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	1.87	
fsh (μm) = 1.87, B1 = 1.00, fHβ5 (μm) = 8.00			
Tooth without tooth trace modification			
Position of contact pattern:			
from production tolerances (μm)	[fμα*B2]	7.78	
B2 = 1.00			
not verified or inappropriate			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fβ _x]	10.27	
Running-in value (μm)	[γβ]	1.54	
Dynamic factor	[Kv]	1.468	
Face load factor - flank	[KHβ]	1.104	
- Tooth root	[KFβ]	1.087	
- Scuffing	[KBβ]	1.104	
Transverse load factor - flank	[KHα]	1.000	
- Tooth root	[KFα]	1.000	
- Scuffing	[KBα]	1.000	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	900.000	2726.471

Tooth root load capacity

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	-0.0445	0.6458
Tooth form factor	[YF]	1.16	0.90
Stress correction factor	[YS]	2.27	2.79

Load application angle (°)	[αFen]	20.33	24.04
Coefficient	[fε]		0.794
Load application diameter (mm)	[den]	532.110	182.975
Bending moment arm (mm)	[hF]	6.39	5.27
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	11.43	11.61
Tooth root radius (mm)	[ρF]	1.82	1.41
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	1.278	1.054
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.286	2.323
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.364	0.282
Calculation cross section diameter (mm)	[dsFn]	517.044	169.614
Tangents on calculation cross section (°)	[αsFn]	30.000	30.000
Notch parameter	[qs]	3.143	4.117

Helix angle factor	[Yβ]		0.964
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	70.00	74.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σF0]	174.79	158.01
Tooth root stress (N/mm²)	[σF]	418.28	378.12

Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	1.006	1.014
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.892	0.872
$Y_C * Y_{dreIT} * Y_{RrelT} * Y_X * Y_{NT}$		0.858	0.846

Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
$Y_{st} * \sigma_{Flim}$ (N/mm²)	[σFE]	1000.00	1000.00
Permissible tooth root stress σFG/SFmin (N/mm²)	[σFP]	613.10	604.32
Limit strength tooth root (N/mm²)	[σFG]	858.35	846.04
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	2.05	2.24
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1465.46	1597.87

Flank safety

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Zone factor	[ZH]		2.352
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zε]		0.812
Helix angle factor	[Zβ]		1.013
Effective facewidth (mm)	[beff]		70.00
Nominal contact stress (N/mm²)	[σH0]		594.75
Contact stress at operating pitch circle (N/mm²)	[σHw]		927.32
Coefficient [fZCa] 1.20 (Helical gear sets without flank modifications)			
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.10	1.10
Contact stress (N/mm²)	[σHB, σHD]	1015.83	1015.83
Lubrication factor for NL	[ZL]	0.931	0.931
Speed factor for NL	[ZV]	1.042	1.042
Roughness factor for NL	[ZR]	0.987	0.987
Material hardening factor for NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.915	0.885
	[ZL * ZV * ZR * ZNT]	0.876	0.847

Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, σHG/SHmin (N/mm²)	[σHP]	1313.94	1270.02
Pitting stress limit (N/mm²)	[σHG]	1313.94	1270.02
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.42	1.37
Safety against pressure, σHG/σHBD Single contact	[SHBD]	1.29	1.25
Safety regarding transmittable torque	[(SHBD)^2]	1.67	1.56
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1672.67	1562.72

Micropitting according to

ISO/TS 6336-22:2018

Scuffing load capacity

Calculation method according to	ISO/TS 6336-20/21:2017		
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.227	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.200	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	24.30	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	70.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	836.413	
KBy = 1.227 , wBt*KBy =1026.177			
Angle factor	[Xαβ]	1.001	
ε1: 0.410 , ε2: 1.106			
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.882	
Tooth mass temperature (°C)	[θMi]	92.00	
θMi = θoil + XS*0.47*Xmp*θflm			
Average flash temperature	[θflm]	39.00	(°C)
Scuffing temperature (°C)	[θS]	365.70	
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.167	
[Γ.A]= -0.167 [Γ.E]= 0.062			
Highest contact temp. (°C)	[θB]	189.82	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.173	
Load sharing factor	[XΓ]	0.648	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	12.38	(70.0 °C)
Coefficient of friction	[µm]	0.042	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	2.468	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	101.45	
θMC = θoil + XS*0.70*θflaint			
Mean flash temperature	[θflaint]	37.44	(°C)
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	365.79	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xε]	0.267	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	12.38	(70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[µm]	0.036	
Geometry factor	[XBE]	0.231	
Meshing factor	[XQ]	0.681	
Tip relief factor	[XCa]	1.177	
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	157.61	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.321	
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	3.376	

Measurements for tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --	
		DIN 3967 bc25 DIN 3967 bc25		
Tooth thickness tolerance				
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.190 /	-0.250-0.140 /	-0.190
Number of teeth spanned	[k]	13.000	6.000	
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	192.358	86.135	
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	192.180 /	192.123 86.004 /	85.957
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.179 /	-0.235 -0.132 /	-0.179
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	529.553	183.780	

Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	8.409	9.573
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	9.000	10.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	271.185	98.306
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	270.939 /	270.861 98.166 / 98.116
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	529.614	181.794
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	542.309	196.611
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	541.816 /	541.660 196.331 / 196.231
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	542.371	196.611
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	541.878 /	541.722 196.331 / 196.231
Measurement over 2 pins, free, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	541.813 / 541.657	0.000 / 0.000
Measurement over 2 pins, transverse, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	541.940 /	541.784 0.000 / 0.000
Measurement over 3 pins, axial, according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	541.878 /	541.722 196.331 / 196.231
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	7.942	10.389
Normal chordal tooth thickness with allowance (mm)	[sc.e/i]	7.753 /	7.693 10.252 / 10.203
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	5.012	8.506
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	7.942	10.395
(mm)	[sn.e/i]	7.752 /	7.692 10.255 / 10.205
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	354.574 /	354.431
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.426 /	-0.569
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	521.270	171.032
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	1.500	0.219
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.873	0.942
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.029 /	-0.029
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.023 /	-0.023
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.597 /	0.398
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.479 /	0.319
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.433 /	0.291
Torsional angle on input with output fixed:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.1028/	0.0685

Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A4	A4
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	5.50	5.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	5.00	4.80
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	13.00	10.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	5.50	5.50
Profile slope deviation (µm)	[ffHαT]	4.60	4.40
Total profile deviation (µm)	[FaT]	7.00	7.00
Helix form deviation (µm)	[ffβT]	6.50	6.00
Helix slope deviation (µm)	[ffHβT]	5.50	5.50
Total helix deviation (µm)	[FβT]	9.00	8.50
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	21.00	16.00
Adjacent pitch difference (µm)	[fuT]	7.50	7.00
Runout (µm)	[FrT]	19.00	15.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	26.00	21.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	4.90	4.90
Radial composite, total (µm)	[FidT]	30.00	25.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	11.00	11.00

FidT (Fⁱ), fidT (fⁱ) according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for mn and d

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fΣβ]	9.51 (Fβ= 9.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fΣδ]	19.03

Modifying and defining the tooth form

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

Supplementary data

Mass (kg)	[m]	119.746	14.758
Total mass (kg)	[mGes]	134.504	
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape			
Single gears, $(d_a+df)/2 \dots d_i$ (kg*m ²)	[J]	4.16371	0.05982
System $(d_a+df)/2 \dots d_i$ (kg*m ²)	[J]	4.71274	
Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:			
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	76.687	
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.005	
Mean coefficient of friction (as defined in Niemann)	[μm]	0.034	
Wear sliding coef. by Niemann	[ζw]	0.444	
Loss factor	[HV]	0.110	
Gear power loss (kW)	[PVZ]	3.742	
Meshing efficiency (%)	[ηz]	99.626	
Sound pressure level according to Masuda, without contact analysis			
	[dB(A)]	106.9	
Oil requirement for injection lubrication (l/min)	[Voil]	11.682	
with oil cooler, for assumed difference in temperature of oil (°C):			
		10	

Service life, damage

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40	
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
Service life (calculated with required safeties):			
System service life (h)	[Hatt]	>	1000000
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+06	1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (10000.0 h)			
F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.0000	0.0000	0.0000

Remarks:

- Specifications with [.e/i] imply: Maximum [e] and minimum value [i] for Taking all tolerances into account
 - Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance
 - For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account.
- The maximum and minimum clearance according to the largest or smallest allowances are defined..
- The calculation is performed for the operating pitch circle.
- Calculation of Zbet according to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z\beta = 1/(\cos(\beta)^{0.5})$
 - Details of calculation method:
cy according to Method B Kv
according to Method B
KHβ and KFβ according to Method C
fma according to Equation 64, fsh according to 57/58, Fβx according to 52/53/54 KHα, KFα according to Method B
 - The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT and YX..

End of Report lines: 631

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet ozubení - soukolí 2,3

Name: Ozubení
 Changed by: Boucek on: 21.05.2021 at: 13:28:49

Calculation of a helical-toothed cylindrical gear pair

Drawing or article number:

Gear 1: z1(GearPair_const1)
 Gear 2: z2(GearPair_const1)

Calculation method ISO 6336:2019

----- Gear 1 ----- Gear 2 --

Power (kW)	[P]	1000.255	
Speed (1/min)	[n]	1500.0	9088.2
Torque (Nm)	[T]	6367.8	1051.0
Application factor	[KA]	1.50	
Required service life (h)	[H]	10000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1:		Right flank	
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise	

Tooth geometry and material

Geometry calculation according to ISO 21771:2007

----- Gear 1 ----- Gear 2 --

Center distance (mm)	[a]	310.000	
Center distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	5.0000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	13.0000	
Number of teeth	[z]	103	17
Facewidth (mm)	[b]	70.00	74.00
Hand of gear		right	left
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A4	A4
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear1

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=30HRC

Gear2

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=30HRC

----- Gear 1 ----- Gear 2 --

Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, life factors ZNT and YNT >=0.85			
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	500.00	500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300

Roughness average value DS, flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (µm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile

1:			
Reference profile, Own Input		1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[pfP*]	0.250 (pfPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height	[hprP*]	0.000	
coefficient Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αkP]	0.000	
		not topping	

Gear reference profile

2:			
Reference profile, Own Input		1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[pfP*]	0.250 (pfPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height	[hprP*]	0.000	
coefficient Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αkP]	0.000	
		not topping	

Information on final machining

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[pfP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αkP]	0.000	0.000

Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in (µm)	[Ca L/R]	2.0 / 2.0	2.0 / 2.0

Lubrication type	Oil injection lubrication		
Type of oil	ISO-VG 46		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm²/s)	[v40]	46.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm²/s)	[v100]	6.70	
Specific density at 15°C (kg/dm³)	[ρ]	0.880	
Oil temperature (°C)	[TS]	45.000	

Gear pair

Overall transmission ratio	[itot]	-0.165	
Gear ratio	[u]	6.059	
Transverse module (mm)	[mt]	5.132	
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.483	
Working pressure angle (°)	[αwt]	21.502	
	[αwt.e/i]	21.514 / 21.490	
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	20.993	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	13.086	
Base helix angle (°)	[βb]	12.204	
Reference center distance (mm)	[ad]	307.891	
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	16.121	
Base pitch (mm)	[pbt]	15.102	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	15.102	

Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.4319
Transverse contact ratio	[εα]	1.401
Transverse contact ratio with allowances	[εα.e/m/i]	1.405 / 1.397 / 1.388
Overlap ratio	[εβ]	1.002
Total contact ratio	[εγ]	2.403
Total contact ratio with allowances	[εγ.e/m/i]	2.408 / 2.399 / 2.391
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	21.153 (21.224 / 20.963)
Length T1-A (mm)	[T1A]	84.242 (84.171 / 84.343)
Length T1-B (mm)	[T1B]	90.293 (90.293 / 90.204)
Length T1-C (mm)	[T1C]	97.529 (97.468 / 97.590)
Length T1-D (mm)	[T1D]	99.344 (99.273 / 99.445)
Length T1-E (mm)	[T1E]	105.395 (105.395 / 105.306)
Length T2-A (mm)	[T2A]	29.383 (29.383 / 29.353)
Length T2-B (mm)	[T2B]	23.332 (23.261 / 23.493)
Length T2-C (mm)	[T2C]	16.097 (16.087 / 16.107)
Length T2-D (mm)	[T2D]	14.281 (14.281 / 14.252)
Length T2-E (mm)	[T2E]	8.231 (8.160 / 8.391)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	113.626 (113.555 / 113.697)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	100.244

Gear 1

Lead height (mm)	[pz]	7192.321
Axial pitch (mm)	[px]	69.828
Profile shift coefficient	[x]	0.0242
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.5884
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.328
Reference diameter (mm)	[d]	528.547
Base diameter (mm)	[db]	495.130
Tip diameter (mm)	[da]	538.132
(mm)	[da.e/i]	538.132/ 538.062
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000/ -0.070
Tip form diameter (mm)	[dFa]	538.132
(mm)	[dFa.e/i]	538.132/ 538.062
Root diameter (mm)	[df]	516.288
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0280/ -0.0445
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	515.766/ 515.602
Root form diameter (mm)	[dFf]	518.712
(mm)	[dFf.e/i]	518.269/ 518.130
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	10.363
Addendum, $m_n(h_{aP^*}+x+k)$ (mm)	[ha]	4.793
(mm)	[ha.e/i]	4.793/ 4.758
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	6.129
(mm)	[hf.e/i]	6.390/ 6.473
Tooth height (mm)	[h]	10.922
Virtual gear no. of teeth	[zn]	110.654
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	4.312
(mm)	[san.e/i]	4.147/ 4.058
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	4.312
(mm)	[sFan.e/i]	4.147/ 4.058
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	3.627
(mm)	[efn.e/i]	3.660/ 3.671

Gear 2

Lead height (mm)	[pz]	1187.082
Axial pitch (mm)	[px]	69.828
Profile shift coefficient	[x]	0.4077
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.8676
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.328
Reference diameter (mm)	[d]	87.236
Base diameter (mm)	[db]	81.721
Tip diameter (mm)	[da]	100.657
(mm)	[da.e/i]	100.657/ 100.622

Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000/ -0.035
Tip form diameter (mm)	[dFa]	100.657
(mm)	[dFa.e/i]	100.657/ 100.622
Root diameter (mm)	[df]	78.813
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.3788/ 0.3679
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	78.524/ 78.414
Root form diameter (mm)	[dFf]	82.478
(mm)	[dFf.e/i]	82.371/ 82.332
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	10.184
Addendum, $m_n(h_aP^*+x+k)$ (mm)	[ha]	6.710
(mm)	[ha.e/i]	6.710/ 6.693
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	4.212
(mm)	[hf.e/i]	4.356/ 4.411
Tooth height (mm)	[h]	10.922
Virtual gear no. of teeth	[zn]	18.263
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	2.940
(mm)	[san.e/i]	2.844/ 2.774
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	2.940
(mm)	[sFan.e/i]	2.844/ 2.774
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000/ 0.000

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 1

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	532.167
(mm)	[dw.e/i]	532.211 / 532.122
Active tip diameter (mm)	[dNa]	538.132
(mm)	[dNa.e/i]	538.132/ 538.062
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.527
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.788/ 1.646
Active root diameter (mm)	[dNf]	523.011
(mm)	[dNf.e/i]	523.077/ 522.966
Reserve $(dNf-dFf)/2$ (mm)	[cF.e/i]	2.473/ 2.348
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	8.722
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.527
Specific sliding at the root	[ζf]	-1.113
Mean specific sliding	[ζm]	0.527
Sliding factor on tip	[Kga]	0.209
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.352
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	24.392/ 24.372
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	24.392/ 24.372
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	19.520/ 19.480
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	17.720/ 17.666
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	527.035 (527.035 / 526.973)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	533.508 (533.455 / 533.583)
Addendum contact ratio	[ε]	0.521 (0.525 / 0.511)

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 2

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	87.833
(mm)	[dw.e/i]	87.841/ 87.826
Active tip diameter (mm)	[dNa]	100.657
(mm)	[dNa.e/i]	100.657/ 100.622
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.527
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.914/ 1.762
Active root diameter (mm)	[dNf]	83.362
(mm)	[dNf.e/i]	83.426/ 83.334
Reserve $(dNf-dFf)/2$ (mm)	[cF.e/i]	0.547/ 0.481
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	14.732
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.527
Specific sliding at the root	[ζf]	-1.114
Mean specific sliding	[ζm]	0.527
Sliding factor on tip	[Kga]	0.352
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.209
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	41.203/ 41.160
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	41.203/ 41.160
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	11.766/ 11.442
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	7.244/ 7.024

Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	94.106 (94.035 / 94.265)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	86.568 (86.568 / 86.549)
Addendum contact ratio	[ε]	0.880 (0.880 / 0.877)

General influence factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	24095.6	
Axial force (N)	[Fa]	5562.9	
Radial force (N)	[Fr]	9000.8	
Normal force (N)	[Fnorm]	26316.5	
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	344.22	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	23931.7	
Axial force (N)	[Faw]	5562.9	
Radial force (N)	[Frw]	9427.9	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	41.51	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	41.80	
Running-in value (μm)	[yp]	0.4	
Running-in value (μm)	[yf]	0.4	
Correction factor	[CM]	0.800	
Gear blank factor	[CR]	1.000	
Basic rack factor	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c']	14.162	
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[c _{γα}]	18.417	
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[c _{γβ}]	15.655	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.02896	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	2338	
Resonance ratio (-)	[N]	0.642	
Subcritical range			
Running-in value (μm)	[γα]	0.4	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	148.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	14.800	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	69.800	
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	1	
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']		-0.48
With stiffening			
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fβ _y]	3.59	
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	2.84	
fsh (μm) = 5.67, B1 = 0.50, fHβ5 (μm) = 8.00			
Tooth trace:	width-crowned	[Cβ = 0.5*(fma+fsh)]	
Position of contact pattern:	favorable		
from production tolerances (μm)	[fma*B2]	3.89	
B2 = 0.50			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fβ _x]	4.23	
Running-in value (μm)	[yβ]	0.63	
Dynamic factor	[Kv]	1.119	
Face load factor - flank	[KHβ]	1.049	
- Tooth root	[KFβ]	1.041	
- Scuffing	[KBβ]	1.049	
Transverse load factor - flank	[KHα]	1.000	
- Tooth root	[KFα]	1.000	
- Scuffing	[KBα]	1.000	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	900.000	5452.941

Tooth root load capacity

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	-0.0445	0.3679
Tooth form factor	[YF]	1.30	1.20
Stress correction factor	[YS]	2.20	2.23

Load application angle (°)	[αFen]	20.60	24.29
Coefficient	[fε]	0.826	
Load application diameter (mm)	[den]	533.004	93.420
Bending moment arm (mm)	[hF]	6.89	5.54
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	11.43	10.55
Tooth root radius (mm)	[ρF]	1.82	1.85
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	1.377	1.108
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.286	2.110
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.364	0.369
Calculation cross section diameter (mm)	[dsFn]	517.044	79.680
Tangents on calculation cross section (°)	[αsFn]	30.000	30.000
Notch parameter	[qs]	3.143	2.856

Helix angle factor	[Yβ]	0.964	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	70.00	74.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	190.02	167.83
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	332.10	293.30

Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	1.006	1.003
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.892	0.860
$Y_C * Y_{dreIT} * Y_{RrelT} * Y_X * Y_{NT}$		0.858	0.826

Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
$Y_{st} * \sigma_{Flim}$ (N/mm ²)	[σFE]	1000.00	1000.00
Permissible tooth root stress σFG/SFmin (N/mm ²)	[σFP]	613.10	589.90
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	858.35	825.85
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	2.58	2.82
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1846.64	2011.72

Flank safety

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Zone factor	[ZH]	2.378	
Elasticity factor (√N/mm ²)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zε]	0.845	
Helix angle factor	[Zβ]	1.013	
Effective facewidth (mm)	[beff]	70.00	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σH0]	828.38	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]	1099.20	
Coefficient [fZCa] 1.20 (Helical gear sets without flank modifications)			
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.10	1.10
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	1204.11	1204.11

Lubrication factor for NL	[ZL]	0.931	0.931
Speed factor for NL	[ZV]	1.042	1.042
Roughness factor for NL	[ZR]	0.971	0.971
Material hardening factor for NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.915	0.866
	[ZL * ZV * ZR * ZNT]	0.862	0.816

Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, σHG/SHmin (N/mm ²)	[σHP]	1293.67	1224.12
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σHG]	1293.67	1224.12
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.18	1.11
Safety against pressure, σHG/σHBD Single contact	[SHBD]	1.07	1.02
Safety regarding transmittable torque	[(SHBD)^2]	1.15	1.03
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1154.58	1033.78

Micropitting according to

ISO/TS 6336-22:2018

Scuffing load capacity

Calculation method according to	ISO/TS 6336-20/21:2017		
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.205	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.200	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	28.03	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	70.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	606.081	
KBy = 1.205 , wBt*KBy =730.107			
Angle factor	[Xαβ]	0.995	
ε1: 0.521 , ε2: 0.880			
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.841	
Tooth mass temperature (°C)	[θMi]	74.49	
θMi = θoil + XS*0.47*Xmp*θflm			
Average flash temperature	(°C)	[θflm]	52.29
Scuffing temperature (°C)	[θS]	352.62	
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.136	
[Γ.A]= -0.136 [Γ.E]= 0.081			
Highest contact temp. (°C)	[θB]	193.37	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.129	
Load sharing factor	[XΓ]	0.684	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	31.61	(45.0 °C)
Coefficient of friction	[μm]	0.042	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	2.073	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	76.45	
θMC = θoil + XS*0.70*θflaint			
Mean flash temperature	(°C)	[θflaint]	37.44
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	365.79	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xε]	0.271	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	31.61	(45.0 °C)
Mean coefficient of friction	[μm]	0.042	
Geometry factor	[XBE]	0.325	
Meshing factor	[XQ]	0.950	
Tip relief factor	[XCa]	1.118	
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	132.61	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.758	
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	3.662	

Measurements for tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --	
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 bc25 DIN 3967 bc25		
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.190 /	-0.250-0.105 /	-0.145
Number of teeth spanned	[k]	13.000	3.000	
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	192.358	39.578	
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	192.180 /	192.123 39.479 /	39.442
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.179 /	-0.235 -0.099 /	-0.136
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	529.553	90.365	

Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	8.409	9.799
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	9.000	10.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	271.185	53.177
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	270.939 /	270.861 53.081 / 53.045
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	529.614	91.358
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	542.309	105.943
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	541.816 /	541.660105.753 / 105.680
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	542.371	106.354
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	541.878 /	541.722106.163 / 106.090
Measurement over 2 pins, free, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	541.813 /	541.657105.725 / 105.652
Measurement over 2 pins, transverse, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	541.940 /	541.784106.554 / 106.480
Measurement over 3 pins, axial, according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	541.878 /	541.722106.163 / 106.090
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	7.942	9.322
Normal chordal tooth thickness with allowance (mm)	[sc.e/i]	7.753 /	7.693 9.220 / 9.181
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	4.804	6.939
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	7.942	9.338
(mm)	[sn.e/i]	7.752 /	7.692 9.233 / 9.193
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	309.612 /	309.479
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.388 /	-0.521
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	522.098	82.845
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	1.914	0.237
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	1.151	1.268
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.026 /	-0.026
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.020 /	-0.020
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.547 /	0.362
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.429 /	0.284
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.389 /	0.259
Torsional angle on input with output fixed:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0923/	0.0612

Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A4	A4
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	5.50	5.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	5.00	4.70
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	13.00	9.50
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	5.50	5.50
Profile slope deviation (µm)	[ffHαT]	4.60	4.30
Total profile deviation (µm)	[FaT]	7.00	7.00
Helix form deviation (µm)	[ffβT]	6.50	6.00
Helix slope deviation (µm)	[ffHβT]	5.50	5.50
Total helix deviation (µm)	[FβT]	9.00	8.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	21.00	15.00
Adjacent pitch difference (µm)	[fuT]	7.50	7.00
Runout (µm)	[FrT]	19.00	13.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	26.00	20.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	4.90	4.90
Radial composite, total (µm)	[FidT]	30.00	22.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	11.00	11.00

FidT (Fⁱ), fidT (fⁱ) according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for mn and d

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fΣβ]	9.51 (Fβ=	9.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fΣδ]	19.03	

Modifying and defining the tooth form

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

Supplementary data

Mass (kg)	[m]	119.651	3.664
Total mass (kg)	[mGes]	123.316	
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape			
Single gears, $(d_a+df)/2 \dots d_i$ (kg*m ²)	[J]	4.15715	0.00369
System $(d_a+df)/2 \dots d_i$ (kg*m ²)	[J]	4.29255	
Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:			
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	66.706	
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.005	
Mean coefficient of friction (as defined in Niemann)	[μm]	0.044	
Wear sliding coef. by Niemann	[ζw]	0.738	
Loss factor	[HV]	0.142	
Gear power loss (kW)	[PVZ]	6.185	
Meshing efficiency (%)	[ηz]	99.382	
Sound pressure level according to Masuda, without contact analysis			
	[dB(A)]	102.8	
Oil requirement for injection lubrication (l/min)	[Voil]	20.199	
with oil cooler, for assumed difference in temperature of oil (°C):			
		10	

Service life, damage

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40	
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
Service life (calculated with required safeties):			
System service life (h)	[Hatt]	17115	
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1.037e+05	1.711e+04

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (10000.0	h)
F1%	F2%	H1%
0.00	0.0000	9.6437
		58.4296

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (17114.6	h)		
F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.0000	16.5049	100.0000

Remarks:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and minimum value [i] for Taking all tolerances into account
 - Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
 - For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account.
- The maximum and minimum clearance according to the largest or smallest allowances are defined..
- The calculation is performed for the operating pitch circle.
 - Calculation of Zbet according to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z\beta = 1/(\cos(\beta))^{0.5}$
 - Details of calculation
 - method: cy according to Method B Kv according to Method B
 - KHβ and KFβ according to Method C
 - fma according to Equation 64, fsh according to 57/58, Fβx according to 52/53/54 KHα, KFα according to Method B
 - The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdrelT, YRrelT and YX..

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet hřídele - i6

Name: Hřídél-i6
 Changed by: Bouček on: 21.05.2021 at: 13:39:08

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft2	
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		472.000
Speed (1/min)		9088.24
Direction of rotation:	counterclockwise	
Material	18CrNiMo7-6	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		19.260
Weight of shaft, including additional masses (kg)		19.260
Mass moment of inertia (kg*m ²)		0.024
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.938

The direction of the weight is not considered
 Consider deformations due to shearing
 Shear correction factor 1.100
 Contact angle of rolling bearings is considered
 Tolerance field: Mean value
 Reference temperature (°C) 20.000

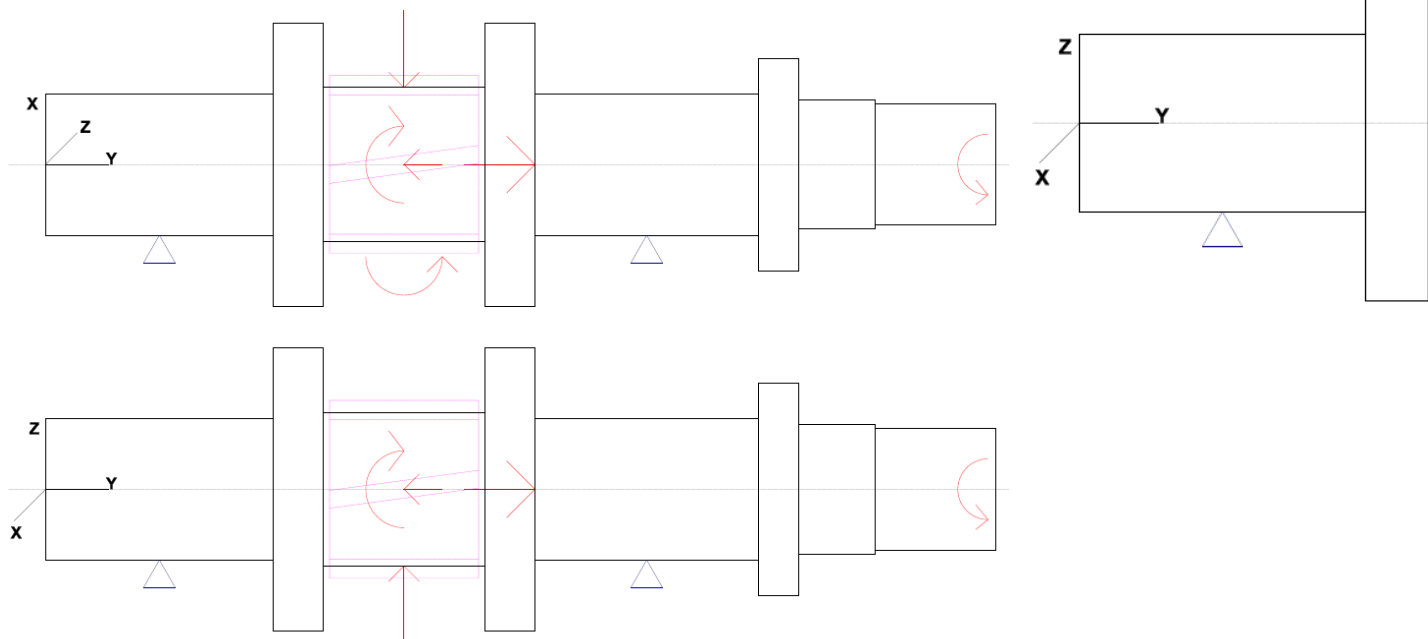


Figure: Load applications

Shaft definition

(Shaft2)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 113.000 mm
Diameter (mm)	[d]	70.0000
Length (mm)	[l]	113.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=30.00 (°)

Cylinder (Cylinder)		113.000 mm ... 138.000 mm
Diameter (mm)	[d]	140.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder)		138.000 mm ... 218.000 mm
Diameter (mm)	[d]	76.0000
Length (mm)	[l]	80.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		218.000 mm ... 243.000 mm
Diameter (mm)	[d]	140.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder)		243.000 mm ... 354.000 mm
Diameter (mm)	[d]	70.0000
Length (mm)	[l]	111.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder)		354.000 mm ... 374.000 mm
Diameter (mm)	[d]	105.0000
Length (mm)	[l]	20.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=7.00 (mm), alpha=70.00 (°)

Cylinder (Cylinder)		374.000 mm ... 412.000 mm
Diameter (mm)	[d]	64.0000
Length (mm)	[l]	38.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder)

412.000 mm ... 472.000 mm

Diameter (mm)	[d]	60.0000
Length (mm)	[l]	60.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Forces

Type of force element

Centric force

Label in the model		CentralLoad1
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	243.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	243.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		5558.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Type of force element

Coupling

Label in the model		Coupling2(Vystup_2)
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	468.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	468.0000
Effective diameter (mm)		30.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		1000.2554 driving (output)
Torque (Nm)		1051.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Type of force element

Cylindrical gear

Label in the model		z2
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	178.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	178.0000
Operating pitch diameter (mm)		87.8333
Helix angle (°)		13.0860 left
Working pressure angle at normal section (°)		20.9929
Position of contact (°)		-0.0000
Length of load application (mm)		74.0000
Power (kW)		1000.2554 driven (input)
Torque (Nm)		-1051.0000
Axial force (N)		-5562.9073
Shearing force X (N)		-9427.9370
Shearing force Z (N)		23931.6888
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		-244.3043

Bearing

Label in the model		Support2	
Bearing type		Own Input	
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]		56.500
Bearing position (mm)	[y _{global}]		56.500
Degrees of freedom			
X: fixedY: freeZ: fixed			
Rx: freeRy: freeRz: free			

Label in the model		Support3	
Bearing type		Own Input	
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]		298.500
Bearing position (mm)	[y _{global}]		298.500
Degrees of freedom			
X: fixedY: fixedZ: fixed			
Rx: freeRy: freeRz: free			

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)	40.432
Position of the maximum (mm)	472.000
Mass center of gravity (mm)	219.435
Total axial load (N)	-4.907
Torsion under torque (°)	0.098

Bearing

Shaft 'Shaft2' Bearing 'Support2'

Position (Y-coordinate)	[y]	56.50 mm	
Bearing reaction force	[F _x]	5.703 kN	
Bearing reaction force	[F _y]	0.000 kN	
Bearing reaction force	[F _z]	-11.914 kN	
Bearing reaction force	[F _r]	13.209 kN (-64.42°)	
Displacement of bearing	[u _x]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _y]		-0.282 µm
Displacement of bearing	[u _z]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _r]		0.000 µm
Misalignment of bearing	[r _x]		0.218 mrad(0.75')
Misalignment of bearing	[r _y]		0.000 mrad(0')
Misalignment of bearing	[r _z]		0.089 mrad(0.31')
Misalignment of bearing	[r _r]		0.235 mrad(0.81')

Shaft 'Shaft2' Bearing 'Support3'

Position (Y-coordinate)	[y]	298.50 mm	
Bearing reaction force	[F _x]	3.723 kN	
Bearing reaction force	[F _y]	0.005 kN	
Bearing reaction force	[F _z]	-12.013 kN	
Bearing reaction force	[F _r]	12.577 kN (-72.78°)	
Displacement of bearing	[u _x]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _y]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _z]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _r]		0.000 µm
Misalignment of bearing	[r _x]		-0.218 mrad(-0.75')
Misalignment of bearing	[r _y]		0.483 mrad(1.66')
Misalignment of bearing	[r _z]		-0.083 mrad(-0.29')
Misalignment of bearing	[r _r]		0.233 mrad(0.8')

Note: Utilization = $(L_{req}/L_h)^{1/k}$
 Ball bearing: $k = 3$, roller bearing: $k = 10/3$

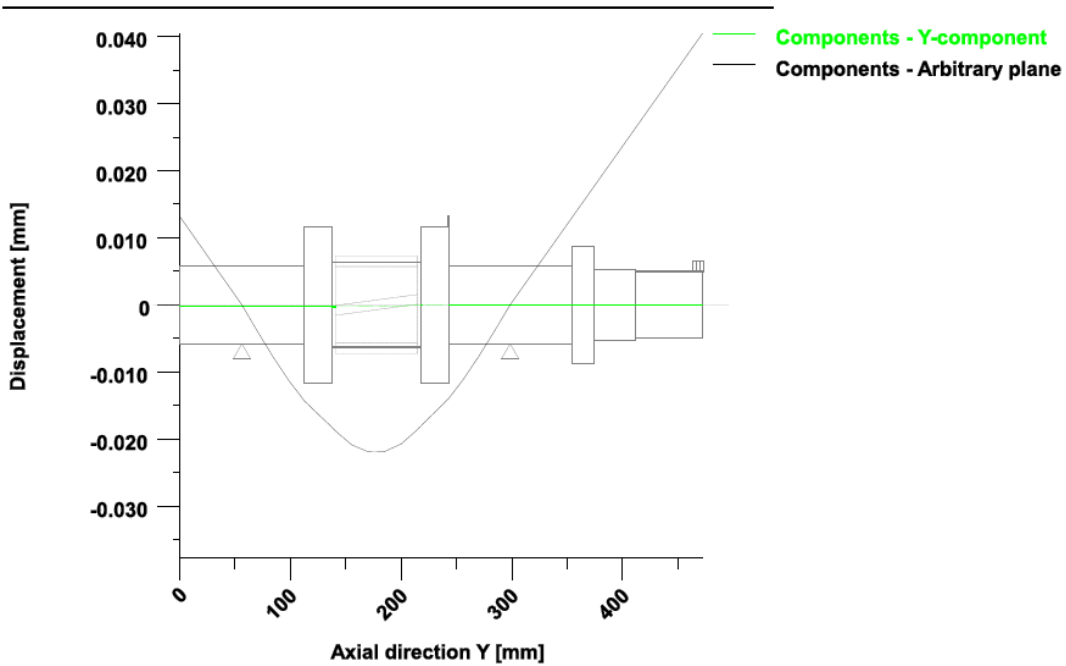
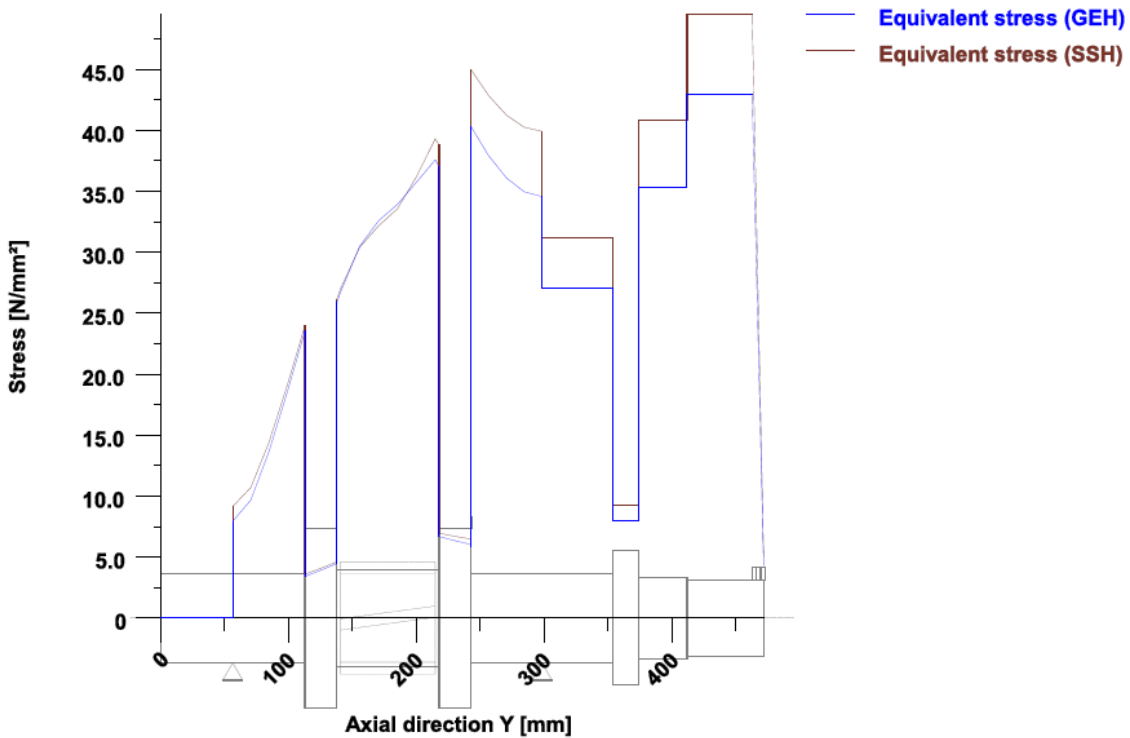


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 290.8598748 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\sigma_V = ((\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Shaft2

Material	18CrNiMo7-6
Material type	Case-carburized steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	113.00	Shoulder
B-B	243.00	Shoulder
C-C	354.00	Shoulder
D-D	412.00	Own Input

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$Kf\sigma$	K2d	SD	SS	SA
A-A	6.05	0.87	0.85	2.79	16.86	2.51
B-B	6.05	0.87	0.85	2.52	10.69	2.18
C-C	5.79	0.87	0.85	6.94	13.82	6.86
D-D	1.00	0.87	0.86	14.80	8.71	54.60

Required safeties:				1.20	1.20	1.20
--------------------	--	--	--	------	------	------

Abbreviations:

$\beta\sigma$: Notch factor, bending

$Kf\sigma$: Surface factor

K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

SS: Safety against yield point

SA: Safety against incipient crack

End of Report

lines: 309

PŘÍLOHA č. 4

Výpočet hřídele – i3

Name: Hřídel-i3
 Changed by: Bouček on: 21.05.2021 at: 13:42:41

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label Shaft3
 Drawing
 Initial position (mm) 0.000
 Length (mm) 462.000
 Speed (1/min) 4544.12
 Direction of rotation: counterclockwise

Material 18CrNiMo7-6
 Young's modulus (N/mm²) 206000.000
 Poisson's ratio nu 0.300
 Density (kg/m³) 7830.000
 Coefficient of thermal expansion (10⁻⁶/K) 11.500
 Temperature (°C) 20.000
 Weight of shaft (kg) 39.306
 Weight of shaft, including additional masses (kg) 39.306
 Mass moment of inertia (kg*m²) 0.155
 Momentum of mass GD2 (Nm²) 6.074

The direction of the weight is not considered
 Consider deformations due to shearing
 Shear correction factor 1.100
 Contact angle of rolling bearings is considered
 Tolerance field: Mean value
 Reference temperature (°C) 20.000

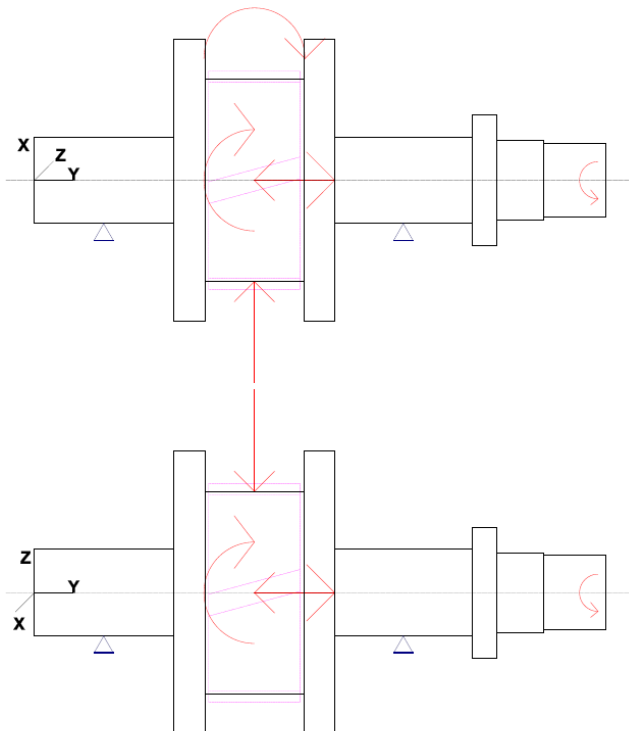


Figure: Load applications

Shaft definition

(Shaft3)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000 mm ... 113.000 mm

Diameter (mm)	[d]	70.0000
Length (mm)	[l]	113.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=3.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 113.000 mm ... 138.000 mm

Diameter (mm)	[d]	228.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 138.000 mm ... 218.000 mm

Diameter (mm)	[d]	163.5000
Length (mm)	[l]	80.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder) 218.000 mm ... 243.000 mm

Diameter (mm)	[d]	228.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 243.000 mm ... 354.000 mm

Diameter (mm)	[d]	70.0000
Length (mm)	[l]	111.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 354.000 mm ... 374.000 mm

Diameter (mm)	[d]	105.0000
Length (mm)	[l]	20.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=7.00 (mm), alpha=70.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 374.000 mm ... 412.000 mm

Diameter (mm)	[d]	64.0000
Length (mm)	[l]	38.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder)

412.000 mm ... 462.000 mm

Diameter (mm)	[d]	60.0000
Length (mm)	[l]	50.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Forces

Type of force element

Centric force

Label in the model		CentralLoad2
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	243.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	243.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		5560.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Type of force element

Coupling

Label in the model		Coupling3(Vystup)
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	456.1414
Position in global system (mm)	[y _{global}]	456.1414
Effective diameter (mm)		30.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		999.7795 driving (output)
Torque (Nm)		2101.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Type of force element

Cylindrical gear

Label in the model		z3
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	178.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	178.0000
Operating pitch diameter (mm)		176.2044
Helix angle (°)		13.1247 left
Working pressure angle at normal section (°)		21.4210
Position of contact (°)		180.0000
Length of load application (mm)		74.0000
Power (kW)		999.7795 driven (input)
Torque (Nm)		-2101.0000
Axial force (N)		-5560.2608
Shearing force X (N)		9606.6800
Shearing force Z (N)		-23847.3074
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		489.8711

Bearing

Label in the model		Support1
Bearing type		Own Input
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	298.500
Bearing position (mm)	[y _{global}]	298.500
Degrees of freedom		
X: fixedY: fixedZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		

Label in the model		Support4
Bearing type		Own Input
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	56.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	56.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: freeZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)	14.540
Position of the maximum (mm)	462.000
Mass center of gravity (mm)	196.675
Total axial load (N)	-0.261
Torsion under torque (°)	0.163

Bearing

Shaft 'Shaft3' Bearing 'Support1'

Position (Y-coordinate)	[y]	298.50	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-2.811	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	11.991	kN
Bearing reaction force	[Fr]	12.316	kN (103.19°)
Displacement of bearing	[u _x]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _y]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _z]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _r]		0.000 µm
Misalignment of bearing	[r _x]		0.084 mrad(0.29')
Misalignment of bearing	[r _y]		0.642 mrad(2.21')
Misalignment of bearing	[r _z]		0.029 mrad(0.1')
Misalignment of bearing	[r _r]		0.089 mrad(0.31')

Shaft 'Shaft3' Bearing 'Support4'

Position (Y-coordinate)	[y]	56.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-6.791	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	11.844	kN
Bearing reaction force	[Fr]	13.653	kN (119.83°)
Displacement of bearing	[u _x]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _y]		-0.068 µm
Displacement of bearing	[u _z]		0.000 µm
Displacement of bearing	[u _r]		0.000 µm
Misalignment of bearing	[r _x]		-0.085 mrad(-0.29')
Misalignment of bearing	[r _y]		0.000 mrad(0')
Misalignment of bearing	[r _z]		-0.040 mrad(-0.14')
Misalignment of bearing	[r _r]		0.094 mrad(0.32')

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

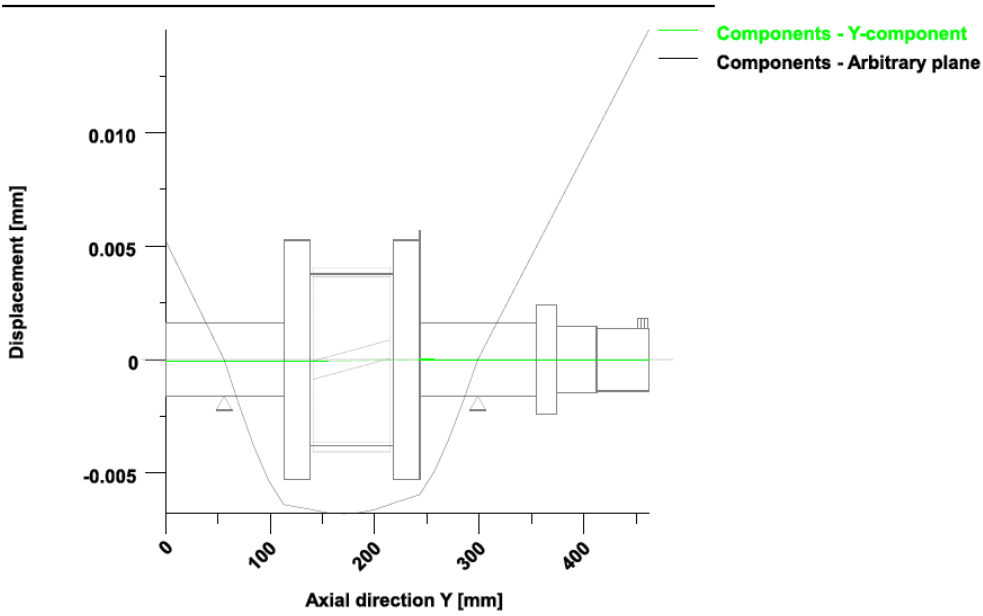
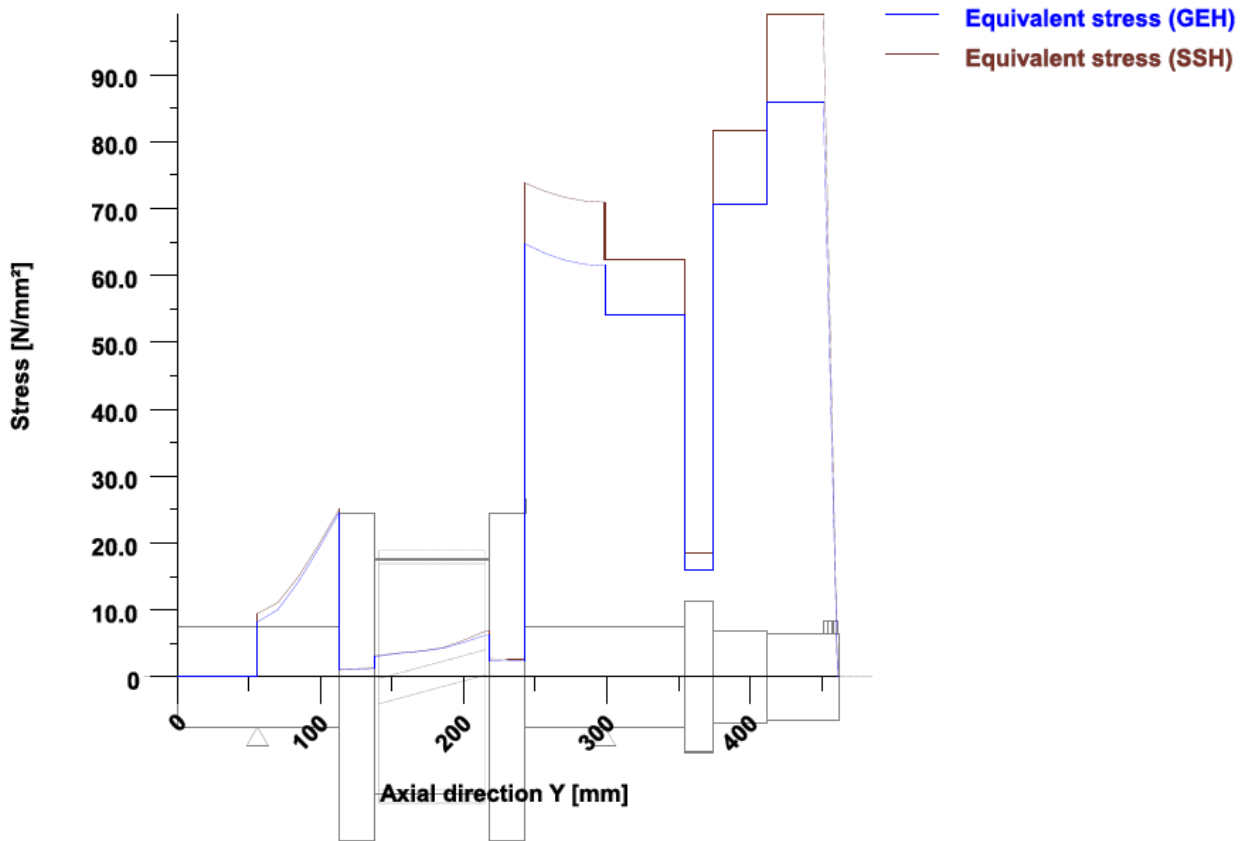


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 108.9939514 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\sigma_V = ((\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Shaft3

Material	18CrNiMo7-6
Material type	Case-carburized steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	113.00	Shoulder
B-B	243.00	Shoulder
C-C	354.00	Shoulder
D-D	412.00	Shoulder

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$Kf\sigma$	K2d	SD	SS	SA
A-A	6.21	0.88	0.85	2.44	15.12	2.34
B-B	6.21	0.88	0.85	1.84	6.00	1.70
C-C	5.79	0.88	0.85	3.25	6.47	3.43
D-D	3.73	0.88	0.86	3.36	4.07	3.62

Required safeties:			1.20	1.20	1.20
--------------------	--	--	------	------	------

Abbreviations:

$\beta\sigma$: Notch factor, bending

$Kf\sigma$: Surface factor

K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

SS: Safety against yield point

SA: Safety against incipient crack

End of Report

lines: 309

PŘÍLOHA č. 5

Výpočet pomaluběžného hřídele

Name: Pomaluběh

Changed by: Bouček on: 21.05.2021 at: 13:43:24

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label Shaft1

Drawing

Initial position (mm) 0.000

Length (mm) 622.200

Speed (1/min) 1500.00

Direction of rotation: clockwise

Material C45 (1)

Young's modulus (N/mm²) 206000.000

Poisson's ratio nu 0.300

Density (kg/m³) 7830.000

Coefficient of thermal expansion (10⁻⁶/K) 11.500

Temperature (°C) 20.000

Weight of shaft (kg) 74.459

Note: the weight is only for the shaft. The gears are not considered.

Weight of shaft, including additional masses (kg) 184.508

Mass moment of inertia (kg²m²) 4.473

Momentum of mass GD² (Nm²) 175.502

Weight towards 0.000

Weight towards 0.000

Weight towards -1.000

Regard gears as masses

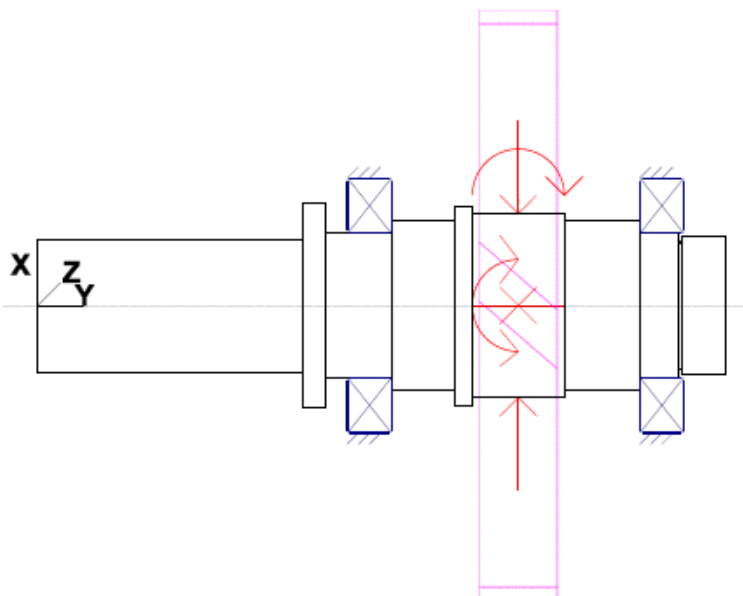
Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Contact angle of rolling bearings is considered

Tolerance field: Mean value

Reference temperature (°C) 20.000



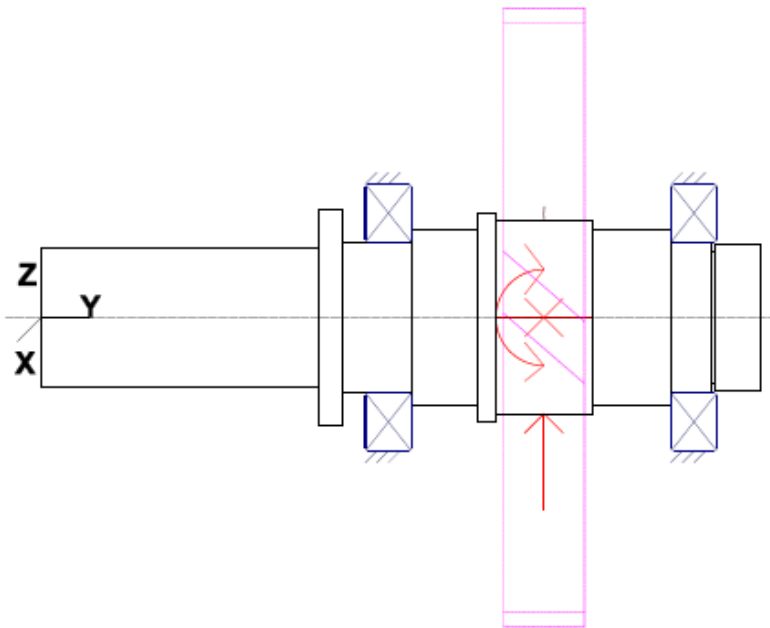


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 240.000 mm
Diameter (mm)	[d]	120.0000
Length (mm)	[l]	240.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=3.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder)		240.000 mm ... 260.000 mm
Diameter (mm)	[d]	185.0000
Length (mm)	[l]	20.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=10.00 (mm), alpha=70.00 (°)

Cylinder (Cylinder)		260.000 mm ... 320.000 mm
Diameter (mm)	[d]	130.0000
Length (mm)	[l]	60.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Relief groove right (Relief groove right)
r=2.50 (mm), t=0.30 (mm), l=5.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Own Input, Form B, FKM

Relief groove left (Relief groove left)
r=2.50 (mm), t=0.30 (mm), l=5.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Own Input, Form B, FKM

Cylinder (Cylinder)		320.000 mm ... 377.200 mm
Diameter (mm)	[d]	152.0000

Length (mm) [l] 57.2000
 Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
 l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 377.200 mm ... 392.200 mm
 Diameter (mm) [d] 180.0000
 Length (mm) [l] 15.0000
 Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Cylinder (Cylinder) 392.200 mm ... 477.200 mm
 Diameter (mm) [d] 166.0000
 Length (mm) [l] 85.0000
 Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000
 Chamfer right (Chamfer right)
 l=5.00 (mm), alpha=5.00 (°)

Relief groove left (Relief groove left)
 r=2.50 (mm), t=0.30 (mm), l=5.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
 Own Input, Form B, FKM

Cylinder (Cylinder) 477.200 mm ... 544.200 mm
 Diameter (mm) [d] 152.0000
 Length (mm) [l] 67.0000
 Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
 l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 544.200 mm ... 579.200 mm
 Diameter (mm) [d] 130.0000
 Length (mm) [l] 35.0000
 Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Relief groove left (Relief groove left)
 r=2.50 (mm), t=0.30 (mm), l=5.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
 Own Input, Form B, FKM

Chamfer right (Chamfer right)
 l=2.00 (mm), alpha=15.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 579.200 mm ... 582.200 mm
 Diameter (mm) [d] 114.0000
 Length (mm) [l] 3.0000
 Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Cylinder (Cylinder) 582.200 mm ... 622.200 mm
 Diameter (mm) [d] 125.0000
 Length (mm) [l] 40.0000
 Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
 l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Forces

Type of force element	Coupling
Label in the model	Coupling1(Vstup)
Position on shaft (mm) [y _{local}]	-59.0000
Position in global system (mm) [y _{global}]	-59.0000
Effective diameter (mm)	30.0000
Radial force factor (-)	0.0000

Direction of the radial force (°)	0.0000
Axial force factor (-)	0.0000
Length of load application (mm)	10.0000
Power (kW)	999.6548 driven (input)
Torque (Nm)	6364.0000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000
Eccentricity (mm)	0.0000

Type of force element	Cylindrical gear
Label in the model	z1(180.0)
Position on shaft (mm) [y _{local}]	434.5000
Position in global system (mm) [y _{global}]	434.5000
Operating pitch diameter (mm)	532.1667
Helix angle (°)	13.0860 right
Working pressure angle at normal section (°)	20.9929
Position of contact (°)	180.0000
Length of load application (mm)	70.0000
Power (kW)	0.1247 driven (input)
Torque (Nm)	0.7941
Axial force (N)	-0.6937
Shearing force X (N)	1.1757
Shearing force Z (N)	2.9845
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.1846

Type of force element	Cylindrical gear
Label in the model	z1(0.0)
Position on shaft (mm) [y _{local}]	434.5000
Position in global system (mm) [y _{global}]	434.5000
Operating pitch diameter (mm)	533.7956
Helix angle (°)	13.1247 right
Working pressure angle at normal section (°)	21.4210
Position of contact (°)	0.0000
Length of load application (mm)	70.0000
Power (kW)	999.7795 driving (output)
Torque (Nm)	-6364.7941
Axial force (N)	5560.2608
Shearing force X (N)	-9606.6799
Shearing force Z (N)	23847.3074
Bending moment X (Nm)	-0.0000
Bending moment Z (Nm)	1484.0214

Bearing

Label in the model		RollerBearing1	
Bearing type		SKF NUP 226 ECJ	
Bearing type		Cylindrical roller bearing (single row)	
		SKF Explorer	
Bearing position (mm) [y _{local}]		300.000	
Bearing position (mm) [y _{global}]		300.000	
Attachment of external ring		Fixed bearing	
Inner diameter (mm) [d]		130.000	
External diameter (mm) [D]		230.000	
Width (mm) [b]		40.000	
Corner radius (mm) [r]		3.000	
Basic static load rating (kN) [C ₀]		455.000	
Basic dynamic load rating (kN) [C]		415.000	
Fatigue load limit (kN) [C _u]		51.000	
Values for approximated geometry:			
Basic dynamic load rating (kN) [C _{theo}]		0.000	
Basic static load rating (kN) [C _{0theo}]		0.000	
Correction factor Basic dynamic load rating [fc]		1.000	

Correction factor Basic static load rating [fco] 1.000

Label in the model		RollerBearing2	
Bearing type		SKF NUP 226 ECJ	
Bearing type		Cylindrical roller bearing (single row)	
		SKF Explorer	
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]		564.200
Bearing position (mm)	[y _{global}]		564.200
Attachment of external ring		Free bearing	
Inner diameter (mm)	[d]		130.000
External diameter (mm)	[D]		230.000
Width (mm)	[b]		40.000
Corner radius (mm)	[r]		3.000
Basic static load rating (kN)	[C ₀]		455.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]		415.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]		51.000
Values for approximated geometry:			
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]		0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]		0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[fc]		1.000
Correction factor Basic static load rating	[fco]		1.000

Shaft 'Shaft1': The mass of the following element is taken into account (y= 434.5000 (mm)): Cylindrical gear 'z1(180.0)'
 m (yS=434.5000 (mm)): 110.0494 (kg)
 Jp: 4.2748 (kg*m²), Jxx: 2.1824 (kg*m²), Jzz: 2.1824 (kg*m²)

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)		61.530
Position of the maximum (mm)		0.000
Mass center of gravity (mm)		335.946
Total axial load (N)		5559.567
Torsion under torque (°)		-0.073

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u _A]	10.00	µm
Lubricant	ISO-VG 46		
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)			

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing1'

Position (Y-coordinate)	[y]	300.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	11.96	kN
Static equivalent load	[P ₀]	10.58	kN
Life modification factor for reliability	[a ₁]	1.000	

Results according to ISO 281:

Lubricant	ISO-VG 46		
Load ratio	[C/P]	34.697	
Operating viscosity	[v]	14.699	mm ² /s
Reference viscosity	[v ₁]	0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[k]	0.000	
Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.5138e+06	h

Static safety factor	[So]		42.99
Bearing reaction force	[Fx]	-0.901	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-5.559	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-10.545	kN
Bearing reaction force	[Fr]	10.584	kN (-94.89°)
Bearing reaction moment	[Mx]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	0.00	Nm(-22.26°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]		1.869 Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]		1.997 Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]		0.000 Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018

Moment of friction flow losses	[M _{drag}]		0.000 Nm
Torque of friction	[M _{loss}]		3.866 Nm
Power loss	[P _{loss}]		607.254 W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl}=0.15$.

Displacement of bearing	[u _x]		2.537 μm
Displacement of bearing	[u _y]		10.000 μm
Displacement of bearing	[u _z]		41.172 μm
Displacement of bearing	[u _r]		41.250 μm (86.47°)
Misalignment of bearing	[r _x]		-0.023 mrad(-0.08')
Misalignment of bearing	[r _y]		-1.076 mrad(-3.7')
Misalignment of bearing	[r _z]		0.121 mrad(0.41')
Misalignment of bearing	[r _r]		0.123 mrad(0.42')

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing2'

Position (Y-coordinate)	[y]	564.20	mm
Dynamic equivalent load	[P]	15.57	kN
Static equivalent load	[P ₀]		15.57 kN
Life modification factor for reliability	[a ₁]		1.000

Results according to ISO 281:

Lubricant	ISO-VG 46		
Load ratio	[C/P]		26.650
Operating viscosity	[ν]		14.699 mm ² /s
Reference viscosity	[ν_1]		0.000 mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]		0.000
Basic bearing rating life	[L _{nh}]		6.2816e+05 h
Static safety factor	[So]		29.22

Bearing reaction force	[Fx]	10.507	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-11.494	kN
Bearing reaction force	[Fr]	15.572	kN (-47.57°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	0.00	Nm(-90°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]		2.106 Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]		0.086 Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]		0.000 Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018

Moment of friction flow losses	[M _{drag}]		0.000 Nm
Torque of friction	[M _{loss}]		2.192 Nm
Power loss	[P _{loss}]		344.313 W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl}=0.15$.

Displacement of bearing	[u _x]		-27.280 μm
Displacement of bearing	[u _y]		10.194 μm
Displacement of bearing	[u _z]		30.941 μm
Displacement of bearing	[u _r]		41.250 μm (131.4°)
Misalignment of bearing	[r _x]		-0.054 mrad(-0.18')
Misalignment of bearing	[r _y]		-1.278 mrad(-4.39')
Misalignment of bearing	[r _z]		0.108 mrad(0.37')
Misalignment of bearing	[r _r]		0.121 mrad(0.41')

Damage (%)			[Lreq] (10000.000)
Bin no	B1	B2	
1	0.66	1.59	

Σ	0.66	1.59	

Utilization (%)			[Lreq] (10000.000)
B1	B2		
22.18	28.88		
Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)			
Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3			

B1 : RollerBearing1
 B2 : RollerBearing2

Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h):
 Reliability not calculated

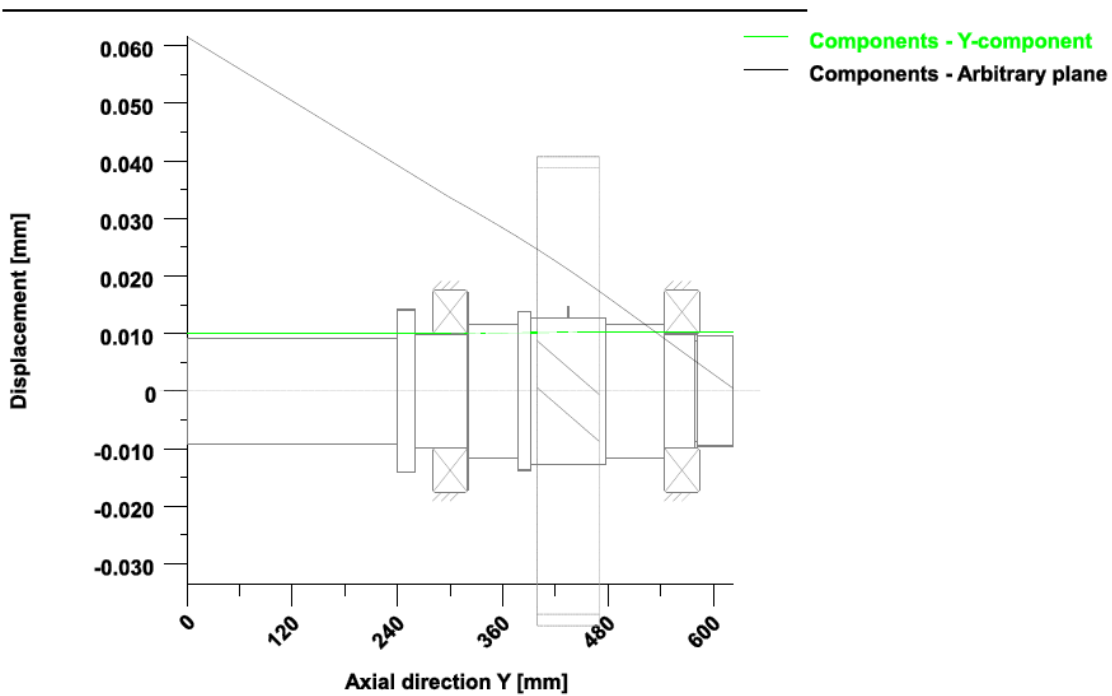
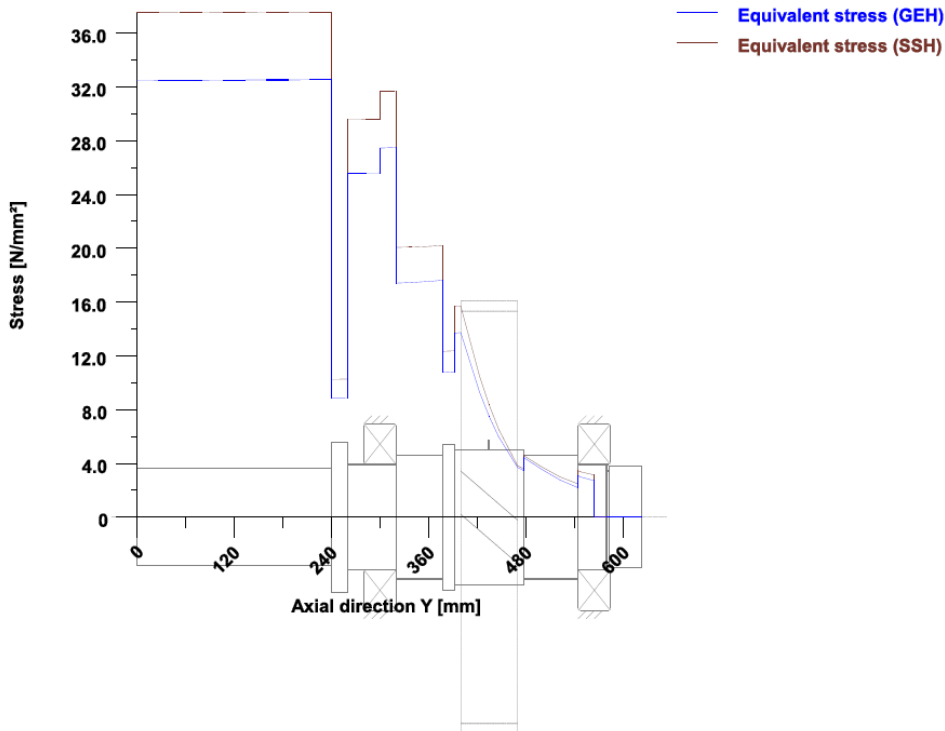


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 51.0040695 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$
 Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Shaft1

Material: C45 (1)
 Material type: Through hardened steel
 Material treatment: unalloyed, through hardened
 Surface treatment: No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	240.00	Shoulder
B-B	377.20	Shoulder
C-C	477.20	Shoulder

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	K2d	SD	SS
A-A	8.45	0.92	0.81	2.20	6.76
B-B	8.27	0.92	0.80	3.98	13.56
C-C	7.10	0.92	0.80	7.11	63.85

Required safeties: 1.20 1.20

Abbreviations:

- $\beta\sigma$: Notch factor, bending
- $KF\sigma$: Surface factor
- K2d: size factor bending
- SD: Safety endurance limit
- SS: Safety against yield point

End of Report

lines: 438

PŘÍLOHA č. 6

Nalisování kola na pomaluběžný hřídele

Name : Nalisování kolo
 Changed by: Bouček on: 24.05.2021 at: 17:23:44

Cylindrical interference fit

Calculation method: According to DIN 7190-1:2017, elastic range
 with additions such as centrifugal force, micro sliding, mounting, etc.
 for a horizontal or longitudinal interference fit

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[DiI]	180.00/ 0.00		
Diameter hub (mm)	[DaA]/[DaI]	538.00/180.00		
Length of Interference fit (mm)	[l]	80.00		
Diameter of joint (mm)	[DF]	180.00		
Tolerance Shaft	t5			
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	164.0		
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	146.0		
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	18.0		
Tolerance hub	H7			
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	40.0		
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0		
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	40.0		
Largest interference (µm)	[Po]	164.0		
Smallest interference (µm)	[Pu]	106.0		
Nominal torque (Nm)	[T]	2653.00		
Application factor	[KA]	1.50		
Service torque (Nm)	[Tb]	3979.50		
Axial force (N)	[FA]	5557.60		
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00		
Radial force (N)	[Fr]	0.00		
Circumferential force (N)	[Fu]	44216.67		
Speed (1/min)	[n]	3600.00		
Interference (µm)	[P]	135.0	(106.0 .. 164.0)	
Embedding (µm)	[s]	6.40		
Effective interference at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	128.60	(99.6 .. 157.6)	
Effective interference at working temp.. (µm)	[PwTh]	128.60	(99.6 .. 157.6)	
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	25.0		
Service temperature hub (°C)	[ThB]	25.0		
Pressure stress by				
- Interference (after mounting) (N/mm²)	[pM]	65.35	(50.61 .. 80.09)	
- Interference (working) (N/mm²)	[p]	35.85	(21.12 .. 50.59)	
- Bending moment (N/mm²)	[pb]	0.00		
- Radial force (N/mm²)	[pr]	0.00		
Coefficient of friction, axial	[µa]	0.180		
Coefficient of friction, circumferential	[µu]	0.180		
Safety against sliding	[Sr]	6.55	(3.86 .. 9.24)	
Required safety against sliding	[SSr]	1.20		

Equivalent stress according to von Mises

$$\sigma_V = (\sigma_R^2 + \tau_T^2 - \sigma_R \tau_T)^{0.5}$$

Shaft

Material	42 CrMo 4 (1)		
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000.00	
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.30	
Density (kg/m ³)	[ρ]	7830.00	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	750.00	
Diameter range (mm)	[d]	(160.0 -250.0)	
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	500.00	
Diameter range (mm)	[d]	(160.0 -250.0)	
Surface class of roughness	N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00	
External diameter (mm)	[DiA]	180.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	-10.20 (-1.19 ..	-19.21)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	-0.06 (-0.01 ..	-0.11)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	-38.59 (-29.58 ..	-47.61)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	-0.21 (-0.16 ..	-0.26)
Equivalent stress outsideø (N/mm ²)	[σVa]	35.09 (20.37 ..	49.82)
- Radial stress (N/mm ²)	[σRa]	-35.85 (-21.12 ..	-50.59)
- Tangential stress (N/mm ²)	[σTa]	-34.27 (-19.54 ..	-49.01)
- With outside load (N/mm ²)	[σVaMF]	35.09 (20.37 ..	49.82)
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00	
Equivalent stress insideø (N/mm ²)	[σVi]	32.13 (17.40 ..	46.87)
- Radial stress (N/mm ²)	[σRi]	-32.13 (-17.40 ..	-46.87)
- Tangential stress (N/mm ²)	[σTi]	-32.13 (-17.40 ..	-46.87)
Safety against fracture	[SiRm]	21.37 (36.81 ..	15.05)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[SiRp]	14.25 (24.54 ..	10.04)
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	2.00	

Hub

Material	18CrNiMo7-6		
Young's modulus (N/mm ²)	[EA]	206000.00	
Poisson's ratio (-)	[νA]	0.30	
Density (kg/m ³)	[ρ]	7830.00	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	600.00	
Diameter range (mm)	[d]	(0.0 -0.0)	
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	425.00	
Diameter range (mm)	[d]	(0.0 -0.0)	
Surface class of roughness	N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00	
External diameter (mm)	[DaA]	538.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	110.76 (101.06 ..	120.47)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	0.21 (0.19 ..	0.22)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	99.25 (89.55 ..	108.95)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	0.18 (0.17 ..	0.20)
Equivalent stress outsideø (N/mm ²)	[σVa]	30.57 (26.85 ..	34.28)
- Radial stress (N/mm ²)	[σRa]	0.00 (0.00 ..	0.00)
- Tangential stress (N/mm ²)	[σTa]	30.57 (26.85 ..	34.28)
Inner diameter (mm)	[DaI]	180.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	118.40 (98.41 ..	138.39)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	0.66 (0.55 ..	0.77)
Equivalent stress insideø (N/mm ²)	[σVi]	134.46 (106.59 ..	162.66)
- Radial stress (N/mm ²)	[σRi]	-35.85 (-21.12 ..	-50.59)
- Tangential stress (N/mm ²)	[σTi]	112.90 (94.45 ..	131.35)
- Radial stress with outside load (N/mm ²)	[σRai]	-35.85 (-21.12 ..	-50.59)
- Tangential stress with outside load (N/mm ²)	[σTai]	112.90 (94.45 ..	131.35)
- With outside load (N/mm ²)	[σViMF]	134.46 (106.59 ..	162.66)
Safety against fracture	[SiRm]	4.46 (5.63 ..	3.69)

Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[Si.Re]	3.16 (3.99 ..	2.61)
Required safety against yield point	[SSi.Re]	2.00	

Service / Mounting / Dismounting

Transverse-interference-fit:			
Mounting clearance (mm)	[PsTh]	0.100	
Temperature difference for mounting:			
Shaft temperature: (°C) Hub temperature: [ThA] (°C)			
Mount with shaft temperature 20 °C			
20 148			
Mount with shaft temperature -150 °C			
-150 22			
calculated using the coefficient of thermal expansion			
Sub-cooling of the shaft according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αw]	8.50	
Through-heat the hub according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αn]	11.00	
Longitudinal pressure fit:			
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM]	20.00	
Assembly temperature hub (°C)	[ThM]	20.00	
Coefficient of friction, longitudinal	[μe=μa*]	1.300]	0.23
Press on (force) (kN)	[Fpress]	691.79 (535.79 ..	847.80)
Coefficient of friction, longitudinal	[μl=μa*]	1.600]	0.29
Press out (force) (kN)	[Fpress]	851.44 (659.43 ..	1043.44)
Coefficient. of friction	[μ]	0.29	
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm)	[Tlimit]	15606.65 (9191.62 ..	22021.68)
Notice concerning the display:	Number-1 (Number-2.. Number-3):		
Number-1: Value calculated with the mean allowance			
Number-2: Value of the smallest possible allowance			
Number-3: Value of the largest possible allowance			

End of Report lines: 173

PŘÍLOHA č. 7

Nalisování axiálních kruhů - i6

Name : Nalisování_převod_i6
 Changed by: Bouček on: 24.05.2021 at: 17:23:16

Cylindrical interference fit

Calculation method: According to DIN 7190-1:2017, elastic range
 with additions such as centrifugal force, micro sliding, mounting, etc.
 for a horizontal or longitudinal interference fit

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[DiI]	73.00/ 0.00	
Diameter hub (mm)	[DaA]/[DaI]	140.00/ 73.00	
Length of Interference fit (mm)	[l]	25.00	
Diameter of joint (mm)	[DF]	73.00	
Tolerance Shaft	u5		
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	115.0	
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	102.0	
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	13.0	
Tolerance hub	H7		
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	30.0	
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0	
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	30.0	
Largest interference (µm)	[Po]	115.0	
Smallest interference (µm)	[Pu]	72.0	
Nominal torque (Nm)	[T]	0.00	
Application factor	[KA]	1.50	
Service torque (Nm)	[Tb]	0.00	
Axial force (N)	[FA]	5557.60	
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00	
Radial force (N)	[Fr]	0.00	
Circumferential force (N)	[Fu]	0.00	
Speed (1/min)	[n]	21600.00	
Interference (µm)	[P]	93.5 (72.0 .. 115.0)	
Embedding (µm)	[s]	6.40	
Effective interference at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	87.10 (65.6 .. 108.6)	
Effective interference at working temp.. (µm)	[PwTh]	87.10 (65.6 .. 108.6)	
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	25.0	
Service temperature hub (°C)	[ThB]	25.0	
Pressure stress by			
- Interference (after mounting) (N/mm²)	[pM]	89.48 (67.39 .. 111.57)	
- Interference (working) (N/mm²)	[p]	30.52 (8.43 .. 52.61)	
- Bending moment (N/mm²)	[pb]	0.00	
- Radial force (N/mm²)	[pr]	0.00	
Coefficient of friction, axial	[µa]	0.180	
Coefficient of friction, circumferential	[µu]	0.180	
Safety against sliding	[Sr]	5.67 (1.57 .. 9.77)	
Required safety against sliding	[SSr]	1.20	

Equivalent stress according to von Mises
 $\sigma_V = (\sigma_R^2 + \tau^2 - \sigma_R \tau)^{0.5}$

Shaft

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm²)	[EI]	206000.00
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.30

Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50	
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	900.00	
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)	
Yield point (N/mm²)	[Rp]	640.00	
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)	
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00	
External diameter (mm)	[DiA]	73.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	-0.06 (5.41 .. -5.54)	
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	-0.00 (0.07 .. -0.08)	
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	-18.89 (-13.41 .. -24.37)	
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	-0.26 (-0.18 .. -0.33)	
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	27.09 (8.92 .. 48.62)	
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	-30.52 (-8.43 .. -52.61)	
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	-21.18 (0.91 .. -43.27)	
- With outside load (N/mm²)	[σVaMF]	27.09 (8.92 .. 48.62)	
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00	
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	8.51 (13.58 .. 30.59)	
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-8.51 (13.58 .. -30.59)	
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	-8.51 (13.58 .. -30.59)	
Safety against fracture	[SiRm]	33.22 (100.87 .. 18.51)	
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[Si.Rp]	23.63 (71.73 .. 13.16)	
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	2.00	

Hub

Material	31 CrMoV9		
Young's modulus (N/mm²)	[EA]	206000.00	
Poisson's ratio (-)	[νA]	0.30	
Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50	
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1100.00	
Diameter range (mm)	[d]	(0.0 - 40.0)	
Yield point (N/mm²)	[Rp]	900.00	
Diameter range (mm)	[d]	(0.0 - 40.0)	
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00	
External diameter (mm)	[DaA]	140.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	76.81 (65.60 .. 88.02)	
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	0.55 (0.47 .. 0.63)	
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	98.69 (87.48 .. 109.90)	
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	0.70 (0.62 .. 0.78)	
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	101.18 (84.68 .. 117.68)	
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	0.00 (0.00 .. 0.00)	
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	101.18 (84.68 .. 117.68)	
Inner diameter (mm)	[DaI]	73.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	87.04 (71.01 .. 103.06)	
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	1.19 (0.97 .. 1.41)	
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	241.32 (190.38 .. 293.06)	
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-30.52 (-8.43 .. -52.61)	
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	224.61 (186.02 .. 263.19)	
- Radial stress with outside load (N/mm²)	[σRai]	-30.52 (-8.43 .. -52.61)	
- Tangential stress with outside load (N/mm²)	[σTai]	224.61 (186.02 .. 263.19)	
- With outside load (N/mm²)	[σViMF]	241.32 (190.38 .. 293.06)	
Safety against fracture	[Si.Rm]	4.56 (5.78 .. 3.75)	
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[Si.Re]	3.73 (4.73 .. 3.07)	
Required safety against yield point	[SSi.Re]	2.00	

Service / Mounting / Dismounting

Transverse-interference-fit:			
Mounting clearance (mm)	[PsTh]	0.100	
Temperature difference for mounting:			
Shaft temperature: (°C)	Hub temperature: [ThA] (°C)		
Mount with shaft temperature 20 °C			
20	276		
Mount with shaft temperature -150 °C			
-150	156		
calculated using the coefficient of thermal expansion			
Sub-cooling of the shaft according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αw]	8.50	
Through-heat the hub according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αn]	11.00	
Longitudinal pressure fit:			
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM]	20.00	
Assembly temperature hub (°C)	[ThM]	20.00	
Coefficient of friction, longitudinal	[μe=μa*]	1.300]	0.23
Press on (force) (kN)	[Fpress]	120.05 (90.42 ..	149.68)
Coefficient of friction, longitudinal	[μll=μa*]	1.600]	0.29
Press out (force) (kN)	[Fpress]	147.75 (111.28 ..	184.22)
Coefficient. of friction	[μ]	0.29	
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm)	[Tlimit]	793.17 (219.19 ..	1367.14)

Notice concerning the display: Number-1 (Number-2.. Number-3):

Number-1: Value calculated with the mean allowance

Number-2: Value of the smallest possible allowance

Number-3: Value of the largest possible allowance

End of Report

lines: 173

PŘÍLOHA č. 8

Nalisování axiálních kruhů - i3

Name : Nalisování_převod_j3
 Changed by: Bouček on: 24.05.2021 at: 17:21:55

Cylindrical interference fit

Calculation method: According to DIN 7190-1:2017, elastic range
 with additions such as centrifugal force, micro sliding, mounting, etc.
 for a horizontal or longitudinal interference fit

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[DiI]	73.00/ 0.00	
Diameter hub (mm)	[DaA]/[DaI]	228.00/ 73.00	
Length of Interference fit (mm)	[l]	25.00	
Diameter of joint (mm)	[DF]	73.00	
Tolerance Shaft	u5		
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	115.0	
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	102.0	
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	13.0	
Tolerance hub	H7		
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	30.0	
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0	
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	30.0	
Largest interference (µm)	[Po]	115.0	
Smallest interference (µm)	[Pu]	72.0	
Nominal torque (Nm)	[T]	0.00	
Application factor	[KA]	1.50	
Service torque (Nm)	[Tb]	0.00	
Axial force (N)	[FA]	5560.30	
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00	
Radial force (N)	[Fr]	0.00	
Circumferential force (N)	[Fu]	0.00	
Speed (1/min)	[n]	4544.00	
Interference (µm)	[P]	93.5 (72.0 .. 115.0)	
Embedding (µm)	[s]	6.40	
Effective interference at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	87.10 (65.6 .. 108.6)	
Effective interference at working temp.. (µm)	[PwTh]	87.10 (65.6 .. 108.6)	
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	25.0	
Service temperature hub (°C)	[ThB]	25.0	
Pressure stress by			
- Interference (after mounting) (N/mm²)	[pM]	110.30 (83.07 .. 137.52)	
- Interference (working) (N/mm²)	[p]	101.77 (74.54 .. 128.99)	
- Bending moment (N/mm²)	[pb]	0.00	
- Radial force (N/mm²)	[pr]	0.00	
Coefficient of friction, axial	[µa]	0.180	
Coefficient of friction, circumferential	[µu]	0.180	
Safety against sliding	[Sr]	18.89 (13.83 .. 23.94)	
Required safety against sliding	[SSr]	1.20	

Equivalent stress according to von Mises
 $\sigma_V = (\sigma_R^2 + \tau^2 - \sigma_R \tau)^{0.5}$

Shaft

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm²)	[EI]	206000.00
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.30

Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50	
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	900.00	
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)	
Yield point (N/mm²)	[Rp]	640.00	
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)	
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00	
External diameter (mm)	[DiA]	73.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	-20.90 (-14.15 ..	-27.65)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	-0.29 (-0.19 ..	-0.38)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	-27.21 (-20.46 ..	-33.97)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	-0.37 (-0.28 ..	-0.47)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	101.56 (74.33 ..	128.79)
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	-101.77 (-74.54 ..	-128.99)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	-101.35 (-74.13 ..	-128.58)
- With outside load (N/mm²)	[σVaMF]	101.56 (74.33 ..	128.79)
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00	
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	100.79 (73.57 ..	128.02)
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-100.79 (-73.57 ..	-128.02)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	-100.79 (-73.57 ..	-128.02)
Safety against fracture	[SiRm]	8.86 (12.11 ..	6.99)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[Si.Rp]	6.30 (8.61 ..	4.97)
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	1.00	

Hub

Material	31 CrMoV9		
Young's modulus (N/mm²)	[EA]	206000.00	
Poisson's ratio (-)	[νA]	0.30	
Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50	
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1000.00	
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)	
Yield point (N/mm²)	[Rp]	800.00	
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)	
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00	
External diameter (mm)	[DaA]	228.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	45.46 (38.58 ..	52.34)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	0.20 (0.17 ..	0.23)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	34.51 (27.62 ..	41.39)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	0.15 (0.12 ..	0.18)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	29.23 (23.01 ..	35.45)
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	-0.00 (0.00 ..	0.00)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	29.23 (23.01 ..	35.45)
Inner diameter (mm)	[DaI]	73.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	66.20 (51.45 ..	80.95)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	0.91 (0.70 ..	1.11)
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	214.28 (161.71 ..	266.88)
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-101.77 (-74.54 ..	-128.99)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	144.44 (110.99 ..	177.88)
- Radial stress with outside load (N/mm²)	[σRai]	-101.77 (-74.54 ..	-128.99)
- Tangential stress with outside load (N/mm²)	[σTai]	144.44 (110.99 ..	177.88)
- With outside load (N/mm²)	[σViMF]	214.28 (161.71 ..	266.88)
Safety against fracture	[Si.Rm]	4.67 (6.18 ..	3.75)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[Si.Re]	3.73 (4.95 ..	3.00)
Required safety against yield point	[SSi.Re]	1.00	

Service / Mounting / Dismounting

Transverse-interference-fit:			
Mounting clearance (mm)	[PsTh]	0.100	
Temperature difference for mounting:			
Shaft temperature: (°C)	Hub temperature: [ThA] (°C)		
Mount with shaft temperature 20 °C			
20	276		
Mount with shaft temperature -150 °C			
-150	156		
calculated using the coefficient of thermal expansion			
Sub-cooling of the shaft according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αw]	8.50	
Through-heat the hub according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αn]	11.00	
Longitudinal pressure fit:			
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM]	20.00	
Assembly temperature hub (°C)	[ThM]	20.00	
Coefficient of friction, longitudinal	[μe=μa*]	1.300]	0.23
Press on (force) (kN)	[Fpress]	147.98 (111.45 ..	184.50)
Coefficient of friction, longitudinal	[μll=μa*]	1.600]	0.29
Press out (force) (kN)	[Fpress]	182.12 (137.17 ..	227.08)
Coefficient. of friction	[μ]	0.29	
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm)	[Tlimit]	2900.55 (2124.56 ..	3676.55)

Notice concerning the display: Number-1 (Number-2.. Number-3):

Number-1: Value calculated with the mean allowance

Number-2: Value of the smallest possible allowance

Number-3: Value of the largest possible allowance

End of Report

lines: 173

PŘÍLOHA č. 9

Nalisování odstříkového kroužku - i6

Name : Nalisování_kroužek i6
 Changed by: Bouček on: 24.05.2021 at: 17:25:45

Cylindrical interference fit

Calculation method: According to DIN 7190-1:2017, elastic range
 with additions such as centrifugal force, micro sliding, mounting, etc.
 for a horizontal or longitudinal interference fit

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[Dii]	66.00/	0.00
Diameter hub (mm)	[DaA]/[Dal]	104.00/	66.00
Length of Interference fit (mm)	[l]	20.00	
Diameter of joint (mm)	[DF]	66.00	
Tolerance Shaft	u5		
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	115.0	
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	102.0	
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	13.0	
Tolerance hub	H7		
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	30.0	
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0	
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	30.0	
Largest interference (µm)	[Po]	115.0	
Smallest interference (µm)	[Pu]	72.0	
Nominal torque (Nm)	[T]	0.00	
Application factor	[KA]	1.50	
Service torque (Nm)	[Tb]	0.00	
Axial force (N)	[FA]	0.00	
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00	
Radial force (N)	[Fr]	0.00	
Circumferential force (N)	[Fu]	0.00	
Speed (1/min)	[n]	21600.00	
Interference (µm)	[P]	93.5 (72.0 .. 115.0)
Embedding (µm)	[s]	6.40	
Effective interference at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	87.10 (65.6 .. 108.6)
Effective interference at working temp.. (µm)	[PwTh]	87.10 (65.6 .. 108.6)
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	25.0	
Service temperature hub (°C)	[ThB]	25.0	
Pressure stress by			
- Interference (after mounting) (N/mm²)	[pM]	81.19 (61.15 .. 101.23)
- Interference (working) (N/mm²)	[p]	54.50 (34.46 .. 74.54)
- Bending moment (N/mm²)	[pb]	0.00	
- Radial force (N/mm²)	[pr]	0.00	
Coefficient of friction, axial	[µa]	0.180	
Coefficient of friction, circumferential	[µu]	0.180	
Safety against sliding	[Sr]	> 1000	
Required safety against sliding	[SSr]	1.20	

Equivalent stress according to von Mises
 $\sigma_V = (\sigma_R^2 + \tau^2 - \sigma_R \tau)^{0.5}$

Shaft

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm²)	[E]	206000.00
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.30

Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00		
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50		
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	900.00		
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)		
Yield point (N/mm²)	[Rp]	640.00		
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)		
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00		
External diameter (mm)	[DiA]	66.00		
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	-5.98 (-1.49 ..	-10.48)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	-0.09 (-0.02 ..	-0.16)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	-15.76 (-11.27 ..	-20.26)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	-0.24 (-0.17 ..	-0.31)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	51.11 (31.34 ..	71.03)
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	-54.50 (-34.46 ..	-74.54)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	-46.86 (-26.82 ..	-66.90)
- With outside load (N/mm²)	[σVaMF]	51.11 (31.34 ..	71.03)
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00		
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	36.50 (16.46 ..	56.54)
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-36.50 (-16.46 ..	-56.54)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	-36.50 (-16.46 ..	-56.54)
Safety against fracture	[SiRm]	17.61 (28.71 ..	12.67)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50		
Safety against yield point	[Si.Rp]	12.52 (20.42 ..	9.01)
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	2.00		

Hub

Material	42 CrMo 4 (1)			
Young's modulus (N/mm²)	[EA]	206000.00		
Poisson's ratio (-)	[νA]	0.30		
Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00		
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50		
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1000.00		
Diameter range (mm)	[d]	(16.0 - 40.0)		
Yield point (N/mm²)	[Rp]	750.00		
Diameter range (mm)	[d]	(16.0 - 40.0)		
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00		
External diameter (mm)	[DaA]	104.00		
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	70.83 (57.18 ..	84.47)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	0.68 (0.55 ..	0.81)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	83.02 (69.37 ..	96.66)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	0.80 (0.67 ..	0.93)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	128.44 (101.42 ..	155.47)
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	-0.00 (0.00 ..	0.00)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	128.44 (101.42 ..	155.47)
Inner diameter (mm)	[DaI]	66.00		
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	81.12 (64.11 ..	98.12)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	1.23 (0.97 ..	1.49)
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	256.62 (197.43 ..	315.99)
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-54.50 (-34.46 ..	-74.54)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	225.00 (177.93 ..	272.06)
- Radial stress with outside load (N/mm²)	[σRai]	-54.50 (-34.46 ..	-74.54)
- Tangential stress with outside load (N/mm²)	[σTai]	225.00 (177.93 ..	272.06)
- With outside load (N/mm²)	[σViMF]	256.62 (197.43 ..	315.99)
Safety against fracture	[Si.Rm]	3.90 (5.07 ..	3.16)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50		
Safety against yield point	[Si.Re]	2.92 (3.80 ..	2.37)
Required safety against yield point	[SSi.Re]	2.00		

Service / Mounting / Dismounting

Transverse-interference-fit:			
Mounting clearance (mm)	[PsTh]	0.100	
Temperature difference for mounting:			
Shaft temperature: (°C)	Hub temperature: [ThA] (°C)		
Mount with shaft temperature 20 °C			
20	303		
Mount with shaft temperature -150 °C			
-150	185		
calculated using the coefficient of thermal expansion			
Sub-cooling of the shaft according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αw]	8.50	
Through-heat the hub according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αn]	11.00	
Longitudinal pressure fit:			
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM]	20.00	
Assembly temperature hub (°C)	[ThM]	20.00	
Coefficient of friction, longitudinal	[μe=μa*]	1.300]	0.23
Press on (force) (kN)	[Fpress]	78.78 (59.33 ..	98.23)
Coefficient of friction, longitudinal	[μll=μa*]	1.600]	0.29
Press out (force) (kN)	[Fpress]	96.96 (73.03 ..	120.89)
Coefficient. of friction	[μ]	0.29	
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm)	[Tlimit]	945.67 (597.92 ..	1293.41)

Notice concerning the display: Number-1 (Number-2.. Number-3):

Number-1: Value calculated with the mean allowance

Number-2: Value of the smallest possible allowance

Number-3: Value of the largest possible allowance

End of Report

lines: 173

PŘÍLOHA č. 10

Nalisování odstříkového kroužku - i3

Name : Nalisování_kroužek i3
 Changed by: Bouček on: 24.05.2021 at: 17:24:39

Cylindrical interference fit

Calculation method: According to DIN 7190-1:2017, elastic range
 with additions such as centrifugal force, micro sliding, mounting, etc.
 for a horizontal or longitudinal interference fit

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[DiI]	66.00/ 0.00	
Diameter hub (mm)	[DaA]/[DaI]	105.00/ 66.00	
Length of Interference fit (mm)	[l]	20.00	
Diameter of joint (mm)	[DF]	66.00	
Tolerance Shaft		u5	
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	115.0	
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	102.0	
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	13.0	
Tolerance hub		H7	
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	30.0	
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0	
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	30.0	
Largest interference (µm)	[Po]	115.0	
Smallest interference (µm)	[Pu]	72.0	
Nominal torque (Nm)	[T]	0.00	
Application factor	[KA]	1.50	
Service torque (Nm)	[Tb]	0.00	
Axial force (N)	[FA]	0.00	
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00	
Radial force (N)	[Fr]	0.00	
Circumferential force (N)	[Fu]	0.00	
Speed (1/min)	[n]	10800.00	
Interference (µm)	[P]	93.5 (72.0 .. 115.0)	
Embedding (µm)	[s]	6.40	
Effective interference at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	87.10 (65.6 .. 108.6)	
Effective interference at working temp.. (µm)	[PwTh]	87.10 (65.6 .. 108.6)	
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	25.0	
Service temperature hub (°C)	[ThB]	25.0	
Pressure stress by			
- Interference (after mounting) (N/mm²)	[pM]	82.22 (61.93 .. 102.52)	
- Interference (working) (N/mm²)	[p]	75.34 (55.04 .. 95.63)	
- Bending moment (N/mm²)	[pb]	0.00	
- Radial force (N/mm²)	[pr]	0.00	
Coefficient of friction, axial	[µa]	0.180	
Coefficient of friction, circumferential	[µu]	0.180	
Safety against sliding	[Sr]	> 1000	
Required safety against sliding	[SSr]	1.20	

Equivalent stress according to von Mises
 $\sigma_V = (\sigma_R^2 + \tau^2 - \sigma_R \tau)^{0.5}$

Shaft

Material		18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm²)	[EI]	206000.00
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.30

Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50	
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	900.00	
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)	
Yield point (N/mm²)	[Rp]	640.00	
Diameter range (mm)	[d]	(40.0 -100.0)	
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00	
External diameter (mm)	[DiA]	66.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	-12.49 (-7.94 ..	-17.04)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	-0.19 (-0.12 ..	-0.26)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	-17.83 (-13.28 ..	-22.38)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	-0.27 (-0.20 ..	-0.34)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	74.40 (54.11 ..	94.69)
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	-75.34 (-55.04 ..	-95.63)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	-73.43 (-53.13 ..	-93.72)
- With outside load (N/mm²)	[σVaMF]	74.40 (54.11 ..	94.69)
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00	
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	70.84 (50.54 ..	91.13)
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-70.84 (-50.54 ..	-91.13)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	-70.84 (-50.54 ..	-91.13)
Safety against fracture	[SiRm]	12.10 (16.63 ..	9.50)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[Si.Rp]	8.60 (11.83 ..	6.76)
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	1.00	

Hub

Material	42 CrMo 4 (1)		
Young's modulus (N/mm²)	[EA]	206000.00	
Poisson's ratio (-)	[νA]	0.30	
Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50	
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1000.00	
Diameter range (mm)	[d]	(16.0 - 40.0)	
Yield point (N/mm²)	[Rp]	750.00	
Diameter range (mm)	[d]	(16.0 - 40.0)	
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00	
External diameter (mm)	[DaA]	105.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	63.25 (49.73 ..	76.76)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	0.60 (0.47 ..	0.73)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	61.80 (48.28 ..	75.31)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	0.59 (0.46 ..	0.72)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	112.24 (85.73 ..	138.76)
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	-0.00 (0.00 ..	-0.00)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	112.24 (85.73 ..	138.76)
Inner diameter (mm)	[DaI]	66.00	
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	74.61 (57.66 ..	91.56)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	1.13 (0.87 ..	1.39)
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	244.95 (185.37 ..	304.53)
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-75.34 (-55.04 ..	-95.63)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	198.43 (151.62 ..	245.24)
- Radial stress with outside load (N/mm²)	[σRai]	-75.34 (-55.04 ..	-95.63)
- Tangential stress with outside load (N/mm²)	[σTai]	198.43 (151.62 ..	245.24)
- With outside load (N/mm²)	[σViMF]	244.95 (185.37 ..	304.53)
Safety against fracture	[Si.Rm]	4.08 (5.39 ..	3.28)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[Si.Re]	3.06 (4.05 ..	2.46)
Required safety against yield point	[SSi.Re]	1.00	

Service / Mounting / Dismounting

Transverse-interference-fit:			
Mounting clearance (mm)	[PsTh]	0.100	
Temperature difference for mounting:			
Shaft temperature: (°C)	Hub temperature: [ThA] (°C)		
Mount with shaft temperature 20 °C			
20	303		
Mount with shaft temperature -150 °C			
-150	185		
calculated using the coefficient of thermal expansion			
Sub-cooling of the shaft according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αw]	8.50	
Through-heat the hub according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αn]	11.00	
Longitudinal pressure fit:			
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM]	20.00	
Assembly temperature hub (°C)	[ThM]	20.00	
Coefficient of friction, longitudinal	[μe=μa*]	1.300]	0.23
Press on (force) (kN)	[Fpress]	79.79 (60.09 ..	99.48)
Coefficient of friction, longitudinal	[μll=μa*]	1.600]	0.29
Press out (force) (kN)	[Fpress]	98.20 (73.96 ..	122.44)
Coefficient. of friction	[μ]	0.29	
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm)	[Tlimit]	1314.71 (960.51 ..	1668.90)

Notice concerning the display: Number-1 (Number-2.. Number-3):

Number-1: Value calculated with the mean allowance

Number-2: Value of the smallest possible allowance

Number-3: Value of the largest possible allowance

End of Report

lines: 173

PŘÍLOHA č. 11

Nalisování odstříkového kroužku - pomaluběžný hřídel

Name : Nalisování_kroužek_vstup
 Changed by: Bouček on: 24.05.2021 at: 17:26:17

Cylindrical interference fit

Calculation method: According to DIN 7190-1:2017, elastic range
 with additions such as centrifugal force, micro sliding, mounting, etc.
 for a horizontal or longitudinal interference fit

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[DiI]	124.00/ 0.00	
Diameter hub (mm)	[DaA]/[DaI]	185.00/124.00	
Length of Interference fit (mm)	[l]	25.00	
Diameter of joint (mm)	[DF]	124.00	
Tolerance Shaft		u5	
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	188.0	
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	170.0	
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	18.0	
Tolerance hub		H7	
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	40.0	
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0	
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	40.0	
Largest interference (µm)	[Po]	188.0	
Smallest interference (µm)	[Pu]	130.0	
Nominal torque (Nm)	[T]	0.00	
Application factor	[KA]	1.50	
Service torque (Nm)	[Tb]	0.00	
Axial force (N)	[FA]	0.00	
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00	
Radial force (N)	[Fr]	0.00	
Circumferential force (N)	[Fu]	0.00	
Speed (1/min)	[n]	3600.00	
Interference (µm)	[P]	159.0 (130.0 ..	188.0)
Embedding (µm)	[s]	6.40	
Effective interference at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	152.60 (123.6 ..	181.6)
Effective interference at working temp.. (µm)	[PwTh]	152.60 (123.6 ..	181.6)
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	25.0	
Service temperature hub (°C)	[ThB]	25.0	
Pressure stress by			
- Interference (after mounting) (N/mm²)	[pM]	69.81 (56.54 ..	83.08)
- Interference (working) (N/mm²)	[p]	67.65 (54.38 ..	80.91)
- Bending moment (N/mm²)	[pb]	0.00	
- Radial force (N/mm²)	[pr]	0.00	
Coefficient of friction, axial	[µa]	0.180	
Coefficient of friction, circumferential	[µu]	0.180	
Safety against sliding	[Sr]	> 1000	
Required safety against sliding	[SSr]	1.20	

Equivalent stress according to von Mises
 $\sigma_V = (\sigma_R^2 + \tau^2 - \sigma_R \tau)^{0.5}$

Shaft

Material		42 CrMo 4 (1)
Young's modulus (N/mm²)	[EI]	206000.00
Poisson's ratio (-)	[ν]	0.30

Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00		
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50		
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	800.00		
Diameter range (mm)	[d]	(100.0 -160.0)		
Yield point (N/mm²)	[Rp]	550.00		
Diameter range (mm)	[d]	(100.0 -160.0)		
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00		
External diameter (mm)	[DiA]	124.00		
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	-20.92 (-15.33 ..	-26.51)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	-0.17 (-0.12 ..	-0.21)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	-28.96 (-23.37 ..	-34.55)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	-0.23 (-0.19 ..	-0.28)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	67.28 (54.01 ..	80.54)
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	-67.65 (-54.38 ..	-80.91)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	-66.90 (-53.63 ..	-80.16)
- With outside load (N/mm²)	[σVaMF]	67.28 (54.01 ..	80.54)
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00		
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	65.88 (52.62 ..	79.15)
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-65.88 (-52.62 ..	-79.15)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	-65.88 (-52.62 ..	-79.15)
Safety against fracture	[SiRm]	11.89 (14.81 ..	9.93)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50		
Safety against yield point	[Si.Rp]	8.18 (10.18 ..	6.83)
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	2.00		

Hub

Material	42 CrMo 4 (1)			
Young's modulus (N/mm²)	[EA]	206000.00		
Poisson's ratio (-)	[νA]	0.30		
Density (kg/m³)	[ρ]	7830.00		
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K) [α]	11.50		
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1000.00		
Diameter range (mm)	[d]	(16.0 - 40.0)		
Yield point (N/mm²)	[Rp]	750.00		
Diameter range (mm)	[d]	(16.0 - 40.0)		
Surface class of roughness		N7 Rz=8.0 (Turned with diamond)		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.00		
External diameter (mm)	[DaA]	185.00		
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	114.42 (94.98 ..	133.85)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	0.62 (0.51 ..	0.72)
Diameter increase at 20°C (μm)	[ΔD]	106.95 (87.51 ..	126.39)
Diameter increase at 20°C (o/oo)	[ΔD]	0.58 (0.47 ..	0.68)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[σVa]	115.56 (93.92 ..	137.20)
- Radial stress (N/mm²)	[σRa]	-0.00 (-0.00 ..	0.00)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTa]	115.56 (93.92 ..	137.20)
Inner diameter (mm)	[DaI]	124.00		
Diameter increase during operation (μm)	[ΔD]	131.68 (108.27 ..	155.09)
Diameter increase during operation (o/oo)	[ΔD]	1.06 (0.87 ..	1.25)
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[σVi]	228.09 (184.99 ..	271.19)
- Radial stress (N/mm²)	[σRi]	-67.65 (-54.38 ..	-80.91)
- Tangential stress (N/mm²)	[σTi]	186.62 (151.70 ..	221.53)
- Radial stress with outside load (N/mm²)	[σRai]	-67.65 (-54.38 ..	-80.91)
- Tangential stress with outside load (N/mm²)	[σTai]	186.62 (151.70 ..	221.53)
- With outside load (N/mm²)	[σViMF]	228.09 (184.99 ..	271.19)
Safety against fracture	[Si.Rm]	4.38 (5.41 ..	3.69)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50		
Safety against yield point	[Si.Re]	3.29 (4.05 ..	2.77)
Required safety against yield point	[SSi.Re]	2.00		

Service / Mounting / Dismounting

Transverse-interference-fit:			
Mounting clearance (mm)	[PsTh]	0.100	
Temperature difference for mounting:			
Shaft temperature: (°C)	Hub temperature: [ThA] (°C)		
Mount with shaft temperature 20 °C			
20	222		
Mount with shaft temperature -150 °C			
-150	100		
calculated using the coefficient of thermal expansion			
Sub-cooling of the shaft according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αw]	8.50	
Through-heat the hub according to DIN 7190-1	(10 ⁻⁶ /K)		
	[αn]	11.00	
Longitudinal pressure fit:			
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM]	20.00	
Assembly temperature hub (°C)	[ThM]	20.00	
Coefficient of friction, longitudinal	[μe=μa*]	1.300]	0.23
Press on (force) (kN)	[Fpress]	159.09 (128.86 ..	189.32)
Coefficient of friction, longitudinal	[μll=μa*]	1.600]	0.29
Press out (force) (kN)	[Fpress]	195.80 (158.59 ..	233.01)
Coefficient. of friction	[μ]	0.29	
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm)	[Tlimit]	6977.76 (5609.31 ..	8346.22)

Notice concerning the display: Number-1 (Number-2.. Number-3):

Number-1: Value calculated with the mean allowance

Number-2: Value of the smallest possible allowance

Number-3: Value of the largest possible allowance

End of Report

lines: 173

PŘÍLOHA č. 12

Parametry kluzných ložisek

GTW TECHNIK

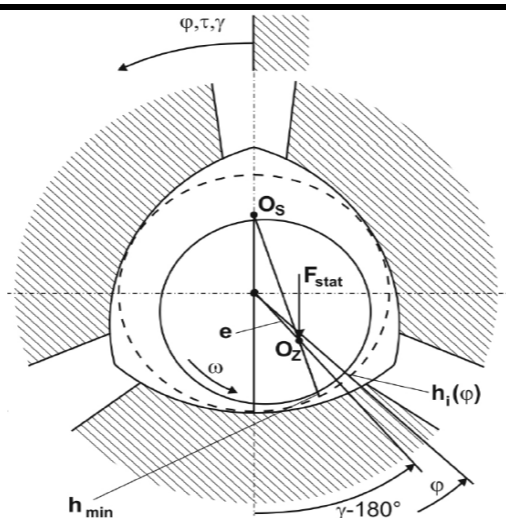
Příšov 24, CZ - 330 11 Třemošná u Plzně

Výpočtový list

Zákazník:	Wikov Gear
Reference:	Ložiska pro zkušební převodovku
Datum:	16.03.2021
Vypracoval:	Jan Dolejš
Revize:	00
Číslo výkresu:	Ložisko 1
Číslo GTW:	V0270-1

List: 1

Profil otvoru ložiska:	Naklápěcí segmenty - LBP	
Možný směr otáčení:	Obousměrný	
Průměr hřídele [mm]:	70 ^{-0,18}	
Minimální průměrová vůle [μm]:	180	
Maximální průměrová vůle [μm]:	231	
Mazací olej:	ISO VG 46	
Tlak vstupního oleje [bar]:	1,5	



Radiální (průměrová) vůle [μm]:	180	231
---------------------------------	-----	-----

Provozní podmínky:

Průměr ložiska [mm]:	70,0	70,0
Šířka ložiska [mm]:	65,0	65,0
Relativní radiální vůle [%]:	2,57	3,30
Otáčky hřídele [ot/min]:	10800,0	10800,0
Radiální zatížení [kN]:	13,64	13,64
Směr působení síly [°]:	213,0	213,0
Měrné zatížení [MPa]:	3,0	3,0
Obvodová rychlost [m/s]:	39,6	39,6
Vstupní teplota oleje [°C]:	45,0	45,0

Vychýlení středu hřídele (e) [μm]:	80,1	109,7
Úhel vychýlení středu hřídele (γ) [°]:	215,0	215,3
Min. tloušťka olejového filmu [μm]:	23,0	21,0
Průtok oleje ložiskovou spárou [l/min]:	14,4	14,4
Max. tlak v olejovém filmu [bar]:	89,6	92,0
Max. teplota v ložisku [°C]:	101,8	102,3
Výstupní teplota oleje [°C]:	55,6	54,7
Ztrátový výkon [kW]:	4,5	4,2

Tuhostní koeficienty olejového filmu	c_{hh}	[kN/mm]	469,540	432,517
	c_{hv}	[kN/mm]	153,222	144,518
	c_{vh}	[kN/mm]	153,222	144,518
	c_{vv}	[kN/mm]	541,521	487,314

Tlumicí koeficienty olejového filmu	d_{hh}	[kNs/mm]	0,15900	0,12800
	d_{hv}	[kNs/mm]	0,03500	0,03300
	d_{vh}	[kNs/mm]	0,03500	0,03300
	d_{vv}	[kNs/mm]	0,19400	0,15800

GTW věnuje velkou pozornost v poskytování výsledků dle nejnovějších technických standardů. Nicméně skutečné hodnoty se mohou mírně lišit od vypočtených z důvodu určité chyby ve výpočtu a chyby v měření.

GTW TECHNIK

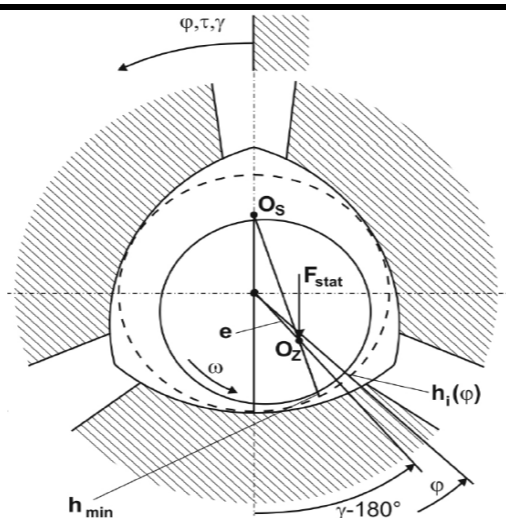
Příšov 24, CZ - 330 11 Třemošná u Plzně

Výpočtový list

Zákazník:	Wikov Gear
Reference:	Ložiska pro zkušební převodovku
Datum:	16.03.2021
Vypracoval:	Jan Dolejš
Revize:	00
Číslo výkresu:	Ložisko 2
Číslo GTW:	V0270-1

List: 1

Profil otvoru ložiska:	Naklápěcí segmenty - LBP	
Možný směr otáčení:	Obousměrný	
Průměr hřídele [mm]:	70 ^{-0,18}	
Minimální průměrová vůle [μm]:	180	
Maximální průměrová vůle [μm]:	231	
Mazací olej:	ISO VG 46	
Tlak vstupního oleje [bar]:	1,5	



Radiální (průměrová) vůle [μm]:	180	231
---------------------------------	-----	-----

Provozní podmínky:

Průměr ložiska [mm]:	70,0	70,0
Šířka ložiska [mm]:	65,0	65,0
Relativní radiální vůle [%]:	2,57	3,30
Otáčky hřídele [ot/min]:	21600,0	21600,0
Radiální zatížení [kN]:	13,20	13,20
Směr působení síly [°]:	213,0	213,0
Měrné zatížení [MPa]:	2,9	2,9
Obvodová rychlost [m/s]:	79,2	79,2
Vstupní teplota oleje [°C]:	45,0	45,0

Vychýlení středu hřídele (e) [μm]:	67,1	95,7
Úhel vychýlení středu hřídele (γ) [°]:	217,6	218,4
Min. tloušťka olejového filmu [μm]:	19,6	24,0
Průtok oleje ložiskovou spárou [l/min]:	52,6	52,5
Max. tlak v olejovém filmu [bar]:	83,4	85,5
Max. teplota v ložisku [°C]:	111,5	105,3
Výstupní teplota oleje [°C]:	56,1	55,1
Ztrátový výkon [kW]:	16,9	15,4

Tuhostní koeficienty olejového filmu	c_{hh}	[kN/mm]	535,729	425,115
	c_{hv}	[kN/mm]	165,992	142,548
	c_{vh}	[kN/mm]	165,992	142,548
	c_{vv}	[kN/mm]	568,105	420,185

Tlumicí koeficienty olejového filmu	d_{hh}	[kNs/mm]	0,12800	0,09500
	d_{hv}	[kNs/mm]	0,02100	0,02100
	d_{vh}	[kNs/mm]	0,02100	0,02100
	d_{vv}	[kNs/mm]	0,13900	0,10300

GTW věnuje velkou pozornost v poskytování výsledků dle nejnovějších technických standardů. Nicméně skutečné hodnoty se mohou mírně lišit od vypočtených z důvodu určité chyby ve výpočtu a chyby v měření.

PŘÍLOHA č. 13

Trysky Lechler



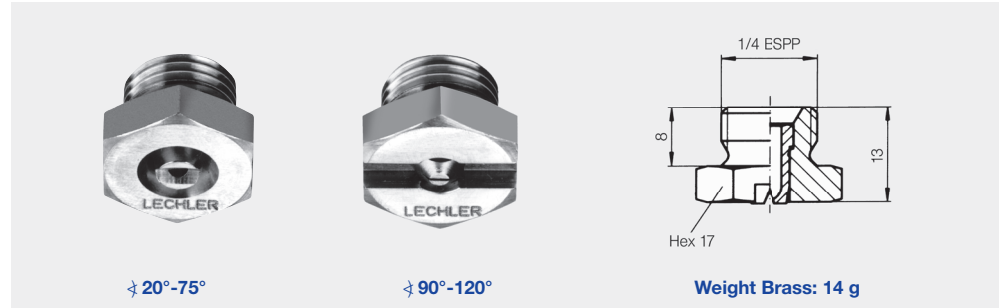
Flat fan nozzles Series 612



Compact design, suitable for narrow installation conditions. Stable spray angle. Uniform, parabolic distribution of liquid.

Applications:

Cleaning installations. cooling headers spray pipes.



Spray angle 	Ordering no.				A Ø [mm]	E Ø [mm]	V̇ [l/min]						Spray width B at p=2 bar 		
	Type	Mat. no.					p [bar]						H = 250 mm	H = 500 mm	
		16 303 SS	17 ¹ 316Ti SS/ 316L SS	30 Brass			0.5	1.0	2.0	[US gal./min] at 40 psi	3.0	5.0			10.0
20°	612.301	○	○	○	0.70	0.60	0.16*	0.23*	0.32	0.10	0.39	0.51	0.72	75	150
	612.361	○	○	○	1.00	0.80	0.31*	0.44*	0.63	0.20	0.77	1.00	1.40	80	150
	612.441	○	○	○	1.30	1.10	0.62*	0.88	1.25	0.39	1.53	1.98	2.80	80	155
	612.481	○	○	○	1.50	1.20	0.80*	1.13	1.60	0.50	1.96	2.53	3.58	80	155
30°	612.302	○	○	○	0.60	0.50	0.16*	0.23*	0.32	0.10	0.39	0.51	0.72	85	140
	612.362	○	○	○	1.00	0.70	0.31*	0.44*	0.63	0.20	0.77	1.00	1.40	95	160
	612.402	○	○	○	1.20	0.90	0.50*	0.71	1.00	0.31	1.23	1.58	2.24	105	190
	612.482	○	○	○	1.50	1.10	0.80*	1.13	1.60	0.50	1.96	2.53	3.58	120	225
	612.562	○	○	○	2.00	1.50	1.25	1.77	2.50	0.78	3.06	3.95	5.59	135	240
	612.642	○	○	○	2.50	1.80	2.00	2.83	4.00	1.24	4.90	6.33	8.94	145	285
	612.722	○	○	○	3.00	2.40	3.15	4.46	6.30	1.95	7.72	9.96	14.09	150	290
	612.762	○	○	○	3.50	2.70	4.00	5.66	8.00	2.48	9.80	12.65	17.89	150	290
612.802	○	○	○	4.00	3.10	5.00	7.07	10.00	3.10	12.25	15.81	22.36	150	290	
45°	612.303	○	○	○	0.70	0.50	0.16*	0.23*	0.32	0.10	0.39	0.51	0.72	160	315
	612.363	○	○	○	1.00	0.60	0.31*	0.44*	0.63	0.20	0.77	1.00	1.40	170	340
	612.403	○	○	○	1.20	0.90	0.50*	0.71	1.00	0.31	1.23	1.58	2.24	175	345
	612.483	○	○	○	1.50	1.10	0.80*	1.13	1.60	0.50	1.96	2.53	3.58	195	375
	612.563	○	○	○	2.00	1.40	1.25	1.77	2.50	0.78	3.06	3.95	5.59	190	365
	612.643	○	○	○	2.50	1.80	2.00	2.83	4.00	1.24	4.90	6.33	8.94	190	365
	612.723	○	○	○	3.00	2.40	3.15	4.46	6.30	1.95	7.72	9.96	14.09	195	370
	612.763	○	○	○	3.50	2.60	4.00	5.66	8.00	2.48	9.80	12.65	17.89	195	370
612.803	○	○	○	4.00	3.00	5.00	7.07	10.00	3.10	12.25	15.81	22.36	195	370	
60°	612.304	○	○	○	0.70	0.40	0.16*	0.23*	0.32	0.10	0.39	0.51	0.72	245	490
	612.334	○	○	○	0.90	0.50	0.22*	0.32*	0.45	0.14	0.55	0.71	1.01	250	495
	612.364	○	○	○	1.00	0.60	0.31*	0.44*	0.63	0.20	0.77	1.00	1.40	255	500
	612.404	○	○	○	1.20	0.80	0.50*	0.71	1.00	0.31	1.23	1.58	2.24	260	510
	612.444	○	○	○	1.35	0.90	0.62*	0.88	1.25	0.39	1.53	1.98	2.80	260	510
	612.484	○	○	○	1.50	1.00	0.80*	1.13	1.60	0.50	1.96	2.53	3.58	270	525
	612.514	○	○	○	1.65	1.10	0.95*	1.34	1.90	0.59	2.33	3.00	4.25	260	510
	612.564	○	○	○	2.00	1.30	1.25	1.77	2.50	0.78	3.06	3.95	5.59	260	505
	612.604	○	○	○	2.20	1.50	1.58	2.23	3.15	0.98	3.86	4.98	7.04	265	505
	612.644	○	○	○	2.50	1.60	2.00	2.83	4.00	1.24	4.90	6.33	8.94	265	505
	612.674	○	○	○	2.70	1.80	2.38	3.36	4.75	1.47	5.82	7.51	10.62	265	505
	612.724	○	○	○	3.00	2.10	3.15	4.46	6.30	1.95	7.72	9.96	14.09	265	505
	612.764	○	○	○	3.50	2.30	4.00	5.66	8.00	2.48	9.80	12.65	17.89	260	500
	612.804	○	○	○	4.00	2.60	5.00	7.07	10.00	3.10	12.25	15.81	22.36	255	490
612.884	○	-	○	5.00	3.40	8.00	11.31	16.00	4.96	19.60	25.30	35.78	255	490	

¹ We reserve the right to deliver 316Ti SS or 316L SS under the material no. 17.

A = Equivalent bore diameter · E = narrowest free cross section



*Differing spray pattern Subject to technical modifications.

Continued on next page.



Flat fan nozzles Series 612



Spray angle 	Ordering no.				A Ø [mm]	E Ø [mm]	V̇ [l/min]						Spray width B at p=2 bar 		
	Type	Mat. no.					p [bar]						H = 250 mm	H = 500 mm	
		16 303 SS	17 ¹ 316Ti SS/ 316L SS	30 Brass			0.5	1.0	2.0	[US gal./min] at 40 psi	3.0	5.0			10.0
75°	612.145	○	-	○	0.20	0.12	-	0.04*	0.05	0.02	0.06	0.08	0.11	300	580
	612.165	○	-	○	0.20	0.14	-	0.05*	0.07	0.02	0.08	0.10	0.15	310	590
	612.185	○	-	○	0.20	0.16	-	0.06*	0.08	0.02	0.10	0.13	0.18	320	600
	612.215	○	-	○	0.40	0.20	-	0.08*	0.11	0.03	0.14	0.18	0.25	325	610
	612.245	○	-	○	0.50	0.30	-	0.12*	0.16	0.05	0.20	0.26	0.36	330	615
612.275	○	-	○	0.60	0.30	0.11*	0.16*	0.22	0.07	0.27	0.35	0.49	340	630	
90°	612.216	○	-	○	0.40	0.20	-	0.08*	0.11	0.03	0.14	0.18	0.25	420	820
	612.276	○	-	○	0.60	0.30	0.11*	0.16*	0.22	0.07	0.27	0.35	0.49	420	820
	612.306	○	○	○	0.70	0.40	0.16*	0.23*	0.32	0.10	0.39	0.51	0.72	425	840
	612.336	○	○	○	0.90	0.50	0.22*	0.32*	0.45	0.14	0.55	0.71	1.01	425	840
	612.366	○	○	○	1.00	0.50	0.31*	0.44*	0.63	0.20	0.77	1.00	1.41	425	835
	612.406	○	○	○	1.20	0.70	0.50*	0.71	1.00	0.31	1.23	1.58	2.24	425	835
	612.446	○	○	○	1.35	0.80	0.62*	0.88	1.25	0.39	1.53	1.98	2.80	425	835
	612.486	○	○	○	1.50	0.80	0.80*	1.13	1.60	0.50	1.96	2.53	3.58	425	830
	612.516	○	○	○	1.65	0.90	0.95*	1.34	1.90	0.59	2.33	3.00	4.25	425	830
	612.566	○	○	○	2.00	1.10	1.25	1.77	2.50	0.78	3.06	3.95	5.59	425	825
	612.606	○	○	○	2.20	1.20	1.58	2.23	3.15	0.98	3.86	4.98	7.04	425	820
	612.646	○	○	○	2.50	1.30	2.00	2.83	4.00	1.24	4.90	6.33	8.94	425	820
	612.676	○	○	○	2.70	1.40	2.38	3.36	4.75	1.47	5.82	7.51	10.62	425	815
	612.726	○	○	○	3.00	1.70	3.15	4.46	6.30	1.95	7.71	9.96	14.09	425	810
612.766	○	○	○	3.50	1.90	4.00	5.66	8.00	2.48	9.80	12.65	17.89	425	810	
612.806	○	-	○	4.00	2.40	5.00	7.07	10.00	3.10	12.25	15.81	22.36	425	805	
120°	612.187	○	-	○	0.35	0.20	-	0.06*	0.08	0.02	0.10	0.13	0.18	610	1140
	612.217	○	-	○	0.40	0.20	-	0.08*	0.11	0.03	0.14	0.18	0.25	615	1150
	612.247	○	-	○	0.50	0.20	-	0.12*	0.16	0.05	0.20	0.26	0.36	620	1160
	612.277	○	-	○	0.60	0.30	-	0.16*	0.22	0.07	0.27	0.35	0.49	620	1170
	612.307	○	-	○	0.70	0.30	0.16*	0.23*	0.32	0.10	0.39	0.51	0.72	625	1175
	612.337	○	○	○	0.90	0.40	0.22*	0.32*	0.45	0.14	0.55	0.71	1.01	630	1180
	612.367	○	○	○	1.00	0.40	0.31*	0.44*	0.63	0.20	0.77	1.00	1.41	635	1190
	612.407	○	○	○	1.20	0.60	0.50*	0.71	1.00	0.31	1.23	1.58	2.24	640	1195
	612.447	○	○	○	1.35	0.60	0.62*	0.88	1.25	0.39	1.53	1.98	2.80	645	1200
	612.487	○	○	○	1.50	0.60	0.80*	1.13	1.60	0.50	1.96	2.53	3.58	650	1200
	612.517	○	○	○	1.65	0.90	0.95*	1.34	1.90	0.59	2.33	3.00	4.25	650	1205
	612.567	○	○	○	2.00	0.90	1.25	1.77	2.50	0.78	3.06	3.95	5.59	655	1210
	612.607	○	○	○	2.20	1.10	1.58	2.23	3.15	0.98	3.86	4.98	7.04	660	1215
	612.647	○	○	○	2.50	1.30	2.00	2.83	4.00	1.24	4.90	6.33	8.94	660	1220
	612.677	○	○	○	2.70	1.40	2.38	3.36	4.75	1.47	5.82	7.51	10.62	665	1230
	612.727	○	○	○	3.00	1.60	3.15	4.46	6.30	1.95	7.71	9.96	14.09	675	1245
	612.767	○	○	○	3.50	1.70	4.00	5.66	8.00	2.48	9.80	12.65	17.89	680	1260
612.807	○	-	○	4.00	2.00	5.00	7.07	10.00	3.10	12.25	15.81	22.36	690	1280	

¹ We reserve the right to deliver 316Ti SS or 316L SS under the material no. 17.
A = Equivalent bore diameter · E = narrowest free cross section
*Differing spray pattern Subject to technical modifications.

The folded page at the end of the catalogue will give you a survey on the various assembly possibilities. For complete assembly accessories, please refer to »Accessories«.

Example for ordering:	Type	+	Material-no.	=	Ordering no.
	612.145	+	16	=	612.145.16

Conversion formula for the above series: $\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}$

PŘÍLOHA č. 14

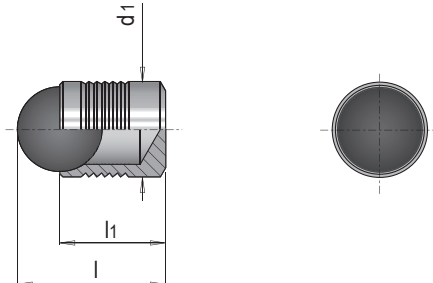
Ucpávka Meusburger

E 2071..



Kugerverschlussstopfen

Expander sealing plug



p max = 40 bar



E 2071

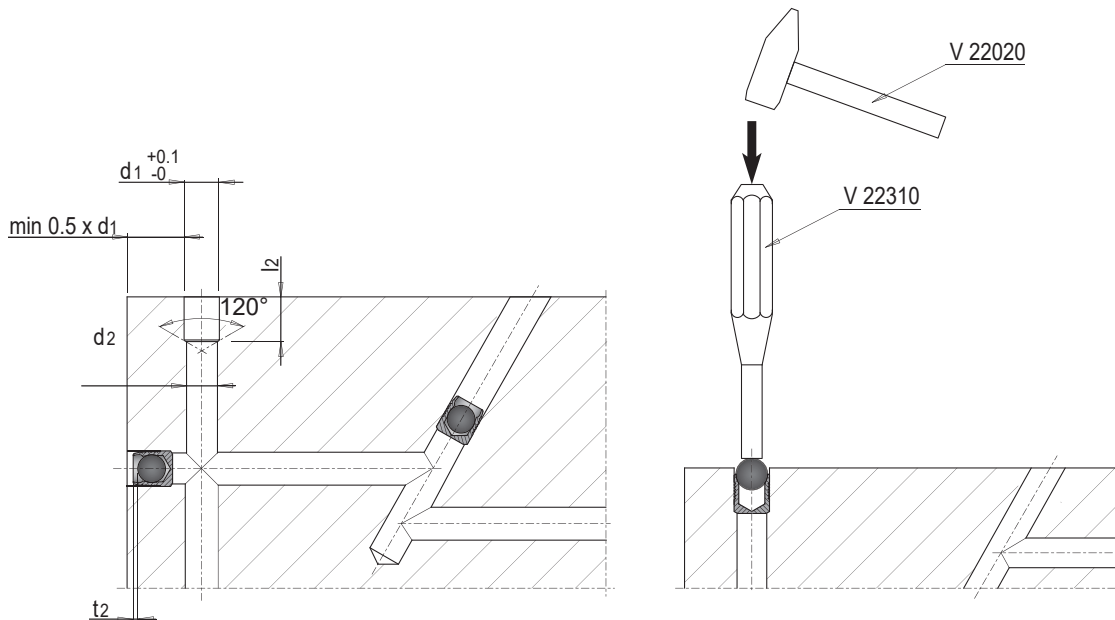
Mat.: St



E 20719

Mat.: Edelstahl / Stainless steel

l1	l	d2 max.	l2 min.	t2	d1	Nr. / No.	Nr. / No.
4	5.2	3.3	3.8	0.2	4	E 2071/ 4	
5.5	7.1	4.3	5.3	0.4	5	E 2071/ 5	
6.5	8.6	5.3	6.3		6	E 2071/ 6	E 20719/ 6
7.5	10.1	6.4	7.3		7	E 2071/ 7	E 20719/ 7
8.5	11.6	7.4	8.3	0.3	8	E 2071/ 8	
10	13.6	8.4	9.8	0.4	9	E 2071/ 9	E 20719/ 9
11	15.1	9.4	10.8		10	E 2071/10	
13	17.9	10.6	12.8		12	E 2071/12	E 20719/12
15	20.6	12.7	14.5		14	E 2071/14	
17	23.4	14.7	16.5	0.6	16	E 2071/16	
19	26.4	16.7	18.5		18	E 2071/18	
22	30.1	18.7	21.5	0.8	20	E 2071/20	
25	34	20.7	24.5		22	E 2071/22	



- » Zuverlässig abdichtende Kugerverschlussstopfen in zahlreichen Größen
- » Einfache, schnelle Montage mit normaler Bearbeitungstoleranz
- » Auch für hohe Drücke und unterschiedliche Medien geeignet
- » Reliable expander sealing plugs in many dimensions
- » Easy and quick assembly with standard working tolerance
- » Also appropriate for high pressure and different media

PŘÍLOHA č. 15

Excentrický rychloupínač

Rychloupínače s excentrem• se šroubem

23390.0031



Popis produktu

K rychlému upnutí a uvolnění dílu bez jeho nechtěného pootočení.
U provedení "nastavitelný" (Obr. 2) se dá měnit poloha páčky pomocí stavěcí matice.

Materiál

Podložka

- Termoplast PA, zesílený skelnými vlákny

Páka

- Zinkový tlakový odlitek, potažený plastem, černá

Vnitřní díly

- Ocel, zinkovaná

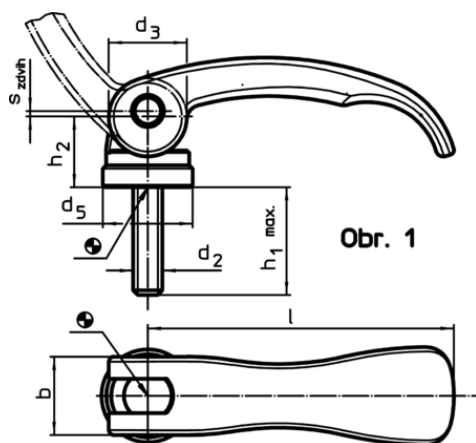
Šroub

- Ocel, zinkovaná

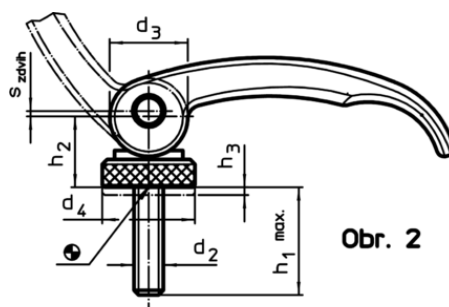
Stavěcí matice

- Ocel, zinkovaná

Výkres s rozměry



Obr. 1

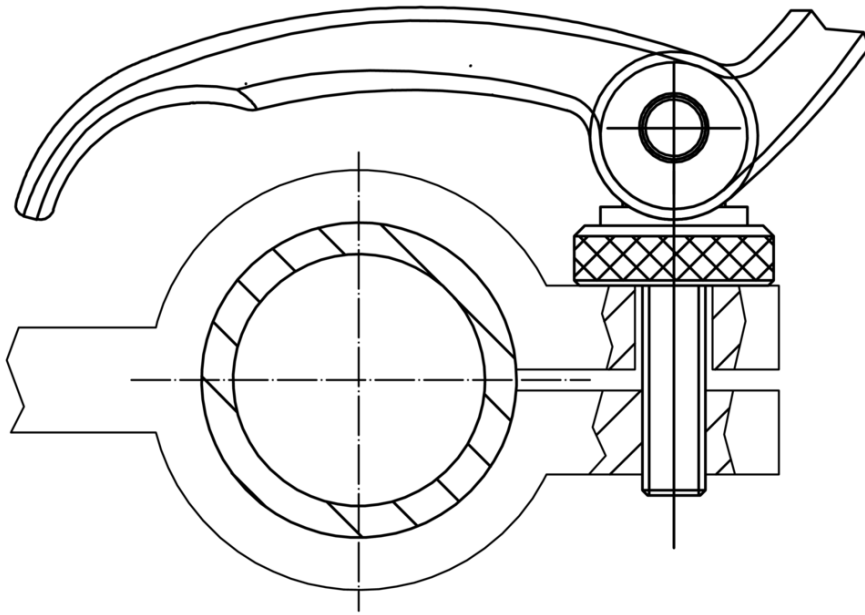


Obr. 2

Informace pro objednání

Rozměry							Zdvih s Při 90° poloze páky	🌡️ max.	🏋️ [g]	Obj.č.
l	d ₂	h ₁ max. V upínací poloze	d ₃	d ₅	h ₂ max.	b	[mm]	[°C]	[g]	
se šroubem – Obr. 1, Ocel										
63	M5	20	16	18,5	16,4	16	0,75	80	63	23390.0031

Příklad použití



PŘÍLOHA č. 16

Vlastní frekvence převodovky

Vlastní frekvence [Hz]					
1.	2103,78	35.	4474,70	69.	5990,57
2.	2260,42	36.	4493,52	70.	6001,14
3.	2360,24	37.	4524,14	71.	6073,46
4.	2520,53	38.	4562,44	72.	6087,28
5.	2599,60	39.	4590,26	73.	6102,74
6.	2688,11	40.	4605,28	74.	6200,29
7.	2731,27	41.	4717,67	75.	6205,56
8.	2737,50	42.	4751,89		
9.	2927,2	43.	4774,77		
10.	2934,35	44.	4796,75		
11.	3028,10	45.	4856,57		
12.	3138,04	46.	4873,12		
13.	3170,52	47.	4927,01		
14.	3254,51	48.	4959,61		
15.	3311,95	49.	5048,61		
16.	3341,79	50.	5198,30		
17.	3428,25	51.	5211		
18.	3480,80	52.	5268,30		
19.	3497,92	53.	5292,52		
20.	3561,22	54.	5314,37		
21.	3608,94	55.	5364,74		
22.	3705,90	56.	5430,33		
23.	3731,62	57.	5434,47		
24.	3767,61	58.	5482,94		
25.	3853	59.	5536,51		
26.	3890,35	60.	5560,26		
27.	3935	61.	5578,91		
28.	4003,28	62.	5655,16		
29.	4072,03	63.	5686,74		
30.	4193,34	64.	5803,50		
31.	4263,12	65.	5809,66		
32.	4272,03	66.	5858,39		
33.	4314,65	67.	5878,65		
34.	4422,49	68.	5972,71		

