

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Převodová skříň pro všeobecné použití s čelními ozubenými koly

Autor: Ondřej Finěk
Vedoucí práce: Ing. Eva KUBEC KRÓNEROVÁ, Ph.D.

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Ondřej FINĚK**
Osobní číslo: **S20B0119P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Převodová skříň pro všeobecné použití s čelními ozubenými koly**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Vypracování řešerše na téma převodové skříně pro všeobecné použití s čelními ozubenými koly. Zpracování návrhu čelní nebo kuželové nebo šnekové převodové skříně s příslušnými výpočty a analýzami. Vypracování technické dokumentace převodové skříně (výkres sestavení, seznam položek a výrobní výkresy).

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

1. Vypracování řešerše na dané téma.
2. Návrh a analýza převodové skříně.
3. Vypracování 3D převodové skříně.
4. Zhodnocení návrhu a výkresová dokumentace.

Konzultant: Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.

Rozsah bakalářské práce: **30 – 40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

[1] KRÁTKÝ, Jaroslav, KUBEC KRÓNEROVÁ, Eva a HOSNEDL, Stanislav. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. 265 s. ISBN 978-80-261-0066-9 .

[2] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. *Části strojů. 2. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1990. 707 s. Technický průvodce; sv. 6. ISBN 80-03-00426-8.

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

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **30. listopadu 2022**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. května 2023**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

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

V Plzni dne 30. listopadu 2022

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Chci tímto poděkovat Ing. Evě Kubec Krónerové, Ph.D. za vstřícný a profesionální přístup, odbornou pomoc, ochotu a cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Finěk	Jméno Ondřej	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. KUBEC KRÓNEROVÁ, Ph.D.	Jméno Eva	
PRACOVISŤE	ZČU - FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Design čelní násuvné převodovky		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2023
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	50	TEXTOVÁ ČÁST	39	GRAFICKÁ ČÁST	11
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí čelní ozubené převodovky. V první části je sepsána rešerše o průmyslových převodovkách. Hlavní část práce je zaměřena na konstrukční návrh a výpočet násuvné čelní převodovky s šikmým ozubením. Součástí práce je vytvoření modelů a tvorba výkresové dokumentace v programu Autodesk Inventor.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	průmyslová převodovka, čelní ozubená kola, šikmé ozubení, dutý hřídel, CAD, Autodesk Inventor

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Finěk	Name Ondřej	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. KUBEC KRÓNEROVÁ, Ph.D.	Name Eva	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2023
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	50	TEXT PART	39	GRAPHICAL PART	11
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This Bachelor thesis deals with the design of a spur gearbox. In the first part of the thesis, a research on industrial gearboxes is written. The main part of the thesis focuses on the structural design and calculations of a helical spur gearbox. The work includes creation of models and drawing documentation in Autodesk Inventor.</p>
KEY WORDS	<p>Industrial gearbox, spur gears, helical spur gears, hollow shaft, CAD, Autodesk Inventor</p>

Obsah

Seznam obrázků	10
Seznam tabulek	10
1 Úvod	11
2 Rešerše	11
2.1 Průmyslové Převodovky	11
2.1.1 Účel převodovek	11
2.2 Typy převodovek	11
2.2.1 Čelní převodovky	11
2.2.2 Kuželové převodovky	12
2.2.3 Šnekové převodovky	13
2.3 Součásti čelní převodovky	13
2.3.1 Ozubená kola	13
2.3.2 Hřídele	14
2.3.3 Spojení náboje a hřídele	14
2.3.4 Ložiska	14
2.3.5 Těsnění hřídelí	14
2.3.6 Těsnění dělicí roviny	15
3 Návrh variant čelní násuvné převodovky	16
3.1 Varianta A	16
3.2 Varianta B	17
3.3 Varianta C	18
3.4 Zhodnocení variant	19
4 Výpočtová zpráva	20
4.1 Řemenový převod	21
4.2 Vstupní hřídel	23
4.2.1 Výpočet pera vstupního hřídele	25
4.3 Ozubený převod	26
4.4 Dutý výstupní hřídel	28
4.4.1 Výpočet pera výstupního hřídele	31
4.5 Ložiska	32
4.5.1 Ložiska vstupního hřídele	32
4.5.2 Ložiska výstupního hřídele	33
4.6 Montáž převodovky	34

5	Závěr.....	37
6	Seznam použitých zdrojů	38
	Příloha č. 1.....	39

Seznam obrázků

Obr. 1 - Čelní převodovka [1]	12
Obr. 2 - Kuželová převodovka [2]	12
Obr. 3 - Šneková převodovka [3]	13
Obr. 4 - Schéma převodovky – varianta A	16
Obr. 5 - Schéma převodovky – varianta B	17
Obr. 6 - Schéma převodovky – varianta C	18
Obr. 7 - Graf výsledků technicko-ekonomického zhodnocení	19
Obr. 8 - Vstupní hřídel, vyznačeny kritické body A a B	23
Obr. 9 - Průběh ohybového momentu na vstupním hřídeli	24
Obr. 10 - Průřez vstupního hřídele v kritickém bodě A	24
Obr. 11 - Průběh průhybu ve vstupním hřídeli	25
Obr. 12 - Vstupní parametry výpočtu ozubeného soukolí	27
Obr. 13 - Podélný řez výstupním hřídelem, vyznačen kritický bod A	29
Obr. 14 - Průběh ohybového momentu ve výstupním hřídeli	29
Obr. 15 - Průřez výstupního hřídele v kritickém bodě A	30
Obr. 16 - Průběh průhybu ve výstupním hřídeli	31
Obr. 17 - Vstupní parametry výpočtu ložiska v softwaru SKF [8]	32
Obr. 18 - Montáž podsestavy vstupního hřídele	34
Obr. 19 - Montáž podsestavy výstupního hřídele	35
Obr. 20 - Montáž převodové skříně 1	35
Obr. 21 - Montáž převodové skříně 2	36

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Tabulka technicko-ekonomického zhodnocení	19
Tabulka 2 - Vlastnosti řemene DIN 2215 17	22
Tabulka 3 - Pevnostní kontrola řemenového převodu	22
Tabulka 4 - Výpočet pera vstupního hřídele	26
Tabulka 5 - Vlastnosti materiálů ozubených kol	27
Tabulka 6 – Kontrola zatížení ozubeného převodu	28
Tabulka 7 - Výpočet pera výstupního hřídele	31

1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení čelní násuvné převodovky pro zadané parametry. Násuvné převodovky se nejčastěji používají pro pohon dopravníků. Jsou vybaveny dutým výstupním hřídelem, a nasazují se přímo na vstupní hřídel poháněného zařízení. Teoretická část je věnována problematice průmyslových převodovek, jejich rozdělení, a dále součástem, z kterých se může skládat čelní převodovka.

Ve výpočtové části jsou výpočty potřebné pro návrh a konstrukci čelní převodovky, jako jsou návrhy hřídelů, ozubených kol, řemenového převodu, ložisek a per. Výstupem výpočtové části jsou modely a výkresy čelní násuvné převodovky, vytvořené v programu Autodesk Inventor.

2 Rešerše

2.1 Průmyslové Převodovky

2.1.1 Účel převodovek

Převodovky slouží primárně ke změně počtu otáček mezi vstupním a výstupním hřídelem, s čímž je spojena i změna přenášeného krouticího momentu. Jinak může také být použita pro změnu smyslu otáčení nebo pro změnu vzájemné polohy vstupní a výstupní hřídele.

Hlavním parametrem převodovky je převodový poměr, který se vypočítá z následující rovnice, kde $i_{1,2}$ je převodový poměr, $z_{1,2}$ je počet zubů na ozubených kolech, $n_{1,2}$ je počet otáček vstupního a výstupního hřídele, η je účinnost převodu (pro převod ozubenými koly je účinnost přibližně 98 %) a $M_{k1,2}$ je krouticí moment:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{k2}}{M_{k1} * \eta}$$

V případě vícestupňové převodovky se celkový převodový poměr získá vynásobením převodových poměrů jednotlivých stupňů:

$$i_c = i_{12} * i_{34} * \dots * i_n$$

Převodovky, jejichž celkový převodový poměr je větší než 1, se nazývají reduktory. Snižují otáčky a zvyšují krouticí moment. Je-li převodový poměr menší než 1, jedná se o multiplikátor, který zvyšuje otáčky a snižuje krouticí moment.

2.2 Typy převodovek

Převodovky můžeme dělit podle pozice os vstupního a výstupního hřídele na 3 druhy.

2.2.1 Čelní převodovky

Jednoduchý způsob provedení převodovky. Hlavní vlastností čelních převodovek je rovnoběžnost všech hřídelů. Ve vícestupňovém provedení je možné, aby vstupní a výstupní hřídel byly koaxiální. Hřídele běžně leží v dělicí rovině převodovky.

Na jednom soukolí se dosahuje nižších převodů, pro vyšší převody se používá více soukolí za sebou. Velký převod na jednom soukolí je problémový z hlediska zmenšování průměru pastorku při zachování osové vzdálenosti, nebo zvětšování osové vzdálenosti a

rozměrů kol. Snížení průměru pastorku vede ke zvýšení napětí a jeho zvýšeným deformacím. Proto se velké převody často dělí na dva menší.



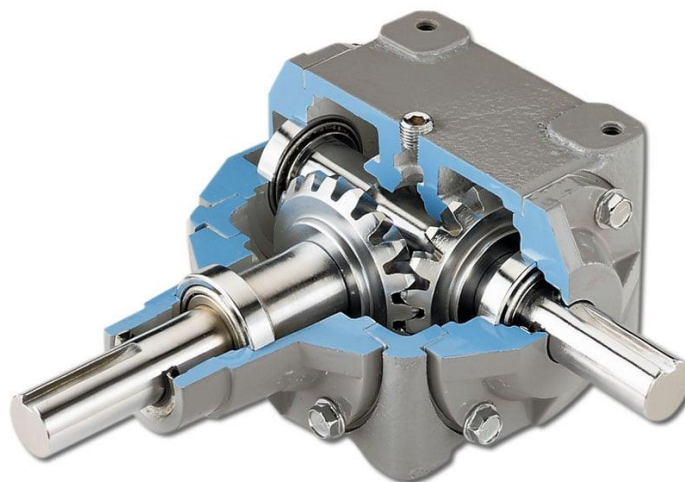
Obr. 1 - Čelní převodovka [1]

2.2.1.1 Čelní násuvné převodovky

Násuvné převodovky nachází uplatnění nejčastěji pro pohon dopravníků. Tyto převodovky jsou vybaveny dutým výstupním hřídelem, a nasazují se přímo na vstupní hřídel poháněného zařízení.

2.2.2 Kuželové převodovky

Osy hřídelů jsou různoběžné a nejčastěji mezi sebou svírají úhel 90° . Kuželové převodovky bývají obvykle jednostupňové. Vznikají zde značné axiální síly, které je pak nutno zachytávat ložisky. Pokud se má soukolí otáčet jen v jednom smyslu, je vhodné volit sklon ozubení tak, aby výsledná axiální síla tlačila ozubená kola od sebe. V opačném případě hrozí vymezení vůlí mezi zuby. V obvyklém provedení bývá pastorek umístěn na převislém konci hnací hřídele, a hnané kolo je uloženo s hřídelem na obou koncích.

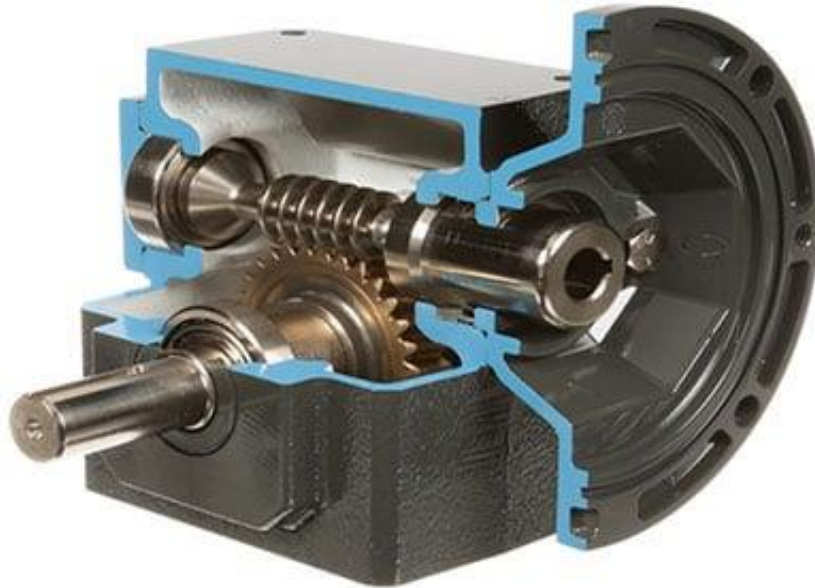


Obr. 2 - Kuželová převodovka [2]

2.2.3 Šnekové převodovky

U šnekové převodovky jsou osy hřídelů mimoběžné, a svírají mezi sebou úhel 90° . Kvůli nízkému počtu zubů pastorku se z jeho ozubení stává závit, který je nejčastěji jednochodý až tříchodý. Umožňují získat velmi vysoké převodové poměry. Generují značné tření, což způsobuje výrazně menší účinnost než ostatní druhy převodovek a velké množství tepla. Vznikají tu také velké axiální síly, které je třeba zachytit ložisky.

Je možné navrhnout šnekový převod tak, aby byl samosvorný. To má za následek, že cokoliv, co je připojeno výstupnímu kolu, nemůže roztočit pastorek, a tudíž se může pohybovat jen tehdy, pokud je pastorek sám roztáčen elektromotorem, nebo jiným druhem pohonu.



Obr. 3 - Šneková převodovka [3]

2.3 Součásti čelní převodovky

2.3.1 Ozubená kola [4]

Strojní součásti umožňující přenos točivého momentu pomocí přímého dotyku dvou spolu zabírajících členů. Zuby obou kol se po sobě odvalují, a díky tomu mají vysokou účinnost.

2.3.1.1 S Přímým ozubením

Nejjednodušší způsob provedení ozubeného převodu. Podélná osa zubů je rovnoběžná s osou ozubeného kola a v záběru je jeden nebo dva páry zubů.

2.3.1.2 Se šikmým ozubením

Čelní převodovky nejčastěji používají šikmé ozubení. Mezi jeho výhody oproti přímému ozubení patří záběr více párů zubů najednou, což způsobuje vyšší únosnost ozubení, snížení vibrací a tišší chod. Hlavní nevýhodou šikmého ozubení je že vytváří axiální síly. Tuto nevýhodu je možné odstranit použitím šípového nebo dvojité šikmého ozubení, v obou provedeních zuby vyvozují protichůdné, stejně velké axiální síly, které se navzájem vyruší.

2.3.2 Hřídele

Hřídele zajišťují přenos točivého momentu a pohybu z hnacího na hnaný člen. U převodovky je snahou zajistit co nejvyšší tuhost hřídele, čehož lze dosáhnout dvěma způsoby – větší průřez hřídele nebo menší vzdálenost ložisek.

2.3.3 Spojení náboje a hřídele

2.3.3.1 Těsné pero

Jednoduchý způsob přenosu momentu mezi hřídelem a nábojem. Jedná se o rozebíratelný tvarový spoj, kde se moment přenáší přes 1, 2 nebo 3 těsná pera, vložená do drážky/drážek vyrobených v obou spojovaných součástech. U hřídele je drážka uzavřená, stejně dlouhá jako vkládané pero. V náboji drážka prochází skrz celou součást z důvodu montáže.

Náboj spojený těsným perem musí být zajištěn proti axiálnímu pohybu. V případě, že náboj negeneruje axiální síly je možné použít pojistný kroužek. Pokud náboj axiální síly generuje, používá se například KM matice s MB podložkou nebo deska přitlačovaná šroubem.

2.3.3.2 Rovnoboké drážkování

Používá se pro přenos větších momentů. Je to rozebíratelný tvarový spoj, kde se moment přenáší přes boky několika drážek. Není zde žádný mezičlen. Existuje také evolventní drážkování, které se používá pro přenos velmi vysokých momentů.

2.3.3.3 Nalisování

Jedná se o silový spoj. Principem lisovaného spojení je, že průměr hřídele je v rámci tolerancí větší než otvor náboje, tím vznikne tlak na plášti válce, který tvoří třecí sílu schopnou přenášet jak točivý moment, tak axiální síly. Lisovaný spoj proto nepotřebuje žádné pojištění proti pohybu náboje působením axiální síly.

2.3.4 Ložiska

Ložiska jsou součásti, jejichž účelem je snížit tření při vzájemném rotačním nebo posuvném pohybu strojních dílů. Dělí se na ložiska kluzná a valivá.

Při použití kluzných ložisek je mezi hřídel a rám vloženo pouzdro z měkkého materiálu (bronz, mosaz, plast), ve kterém se hřídel otáčí na tenké vrstvě maziva. Kluzná ložiska potřebují větší množství maziva než valivá, a mohou se při nedostatečném mazání zadřít. Z funkčního hlediska je můžeme dělit na hydrodynamická, hydrostatická a samomazná. Díky své velké styčné ploše mohou nést větší zatížení a snesou i občasné rázy.

Valivá ložiska se skládají z vnitřního a vnějšího kroužku, valivých těles a klece pro vedení a rovnoměrné rozložení valivých těles po obvodu ložiska. Valivá ložiska můžeme dělit na ložiska s bodovým stykem (kuličková) nebo čárovým stykem (válečková, kuželíková, soudečková, jehlová).

2.3.5 Těsnění hřídelí

Jsou určena k utěsnění mezery mezi rotující a nepohyblivou částí, v případě převodovky mezi hřídelí a rámem. Úkolem těsnění je zadržet mazivo uvnitř převodovky a zabránit vniku nečistot do převodovky.

2.3.5.1 Hřídelové těsnící kroužky (Gufera)

Jednoduchý způsob těsnění vzájemně se pohybujících částí stroje. Těsnícím prvkem gufera je břit, který bývá předepjat kovovou pružinou a je jím přitlačen na hřídel. Nevýhodou gufer je, že vlivem tření mezi těsnícím břitem a hřídelí se břit i hřídel opotřebuje.

2.3.5.2 Labyrintová těsnění

Labyrintová těsnění se skládají ze dvou částí, statoru a rotoru. Stator je připevněn k rámu, zatímco rotor se připevňuje k hřídeli a rotuje spolu s ním. Tyto dva díly do sebe zapadají a zůstává mezi nimi velice malá mezera. Labyrintová těsnění na rozdíl od gufer netvoří pevnou bariéru, ale využívají labyrintu uvnitř těsnění a odstředivých sil rotace pro zamezení prostupu maziva i nečistot. Díky tomu, že nedochází ke kontaktu mezi rotující a nerotující částí těsnění se dramaticky snižuje opotřebení a zvyšuje životnost oproti guferu. Hlavní nevýhodou labyrintového těsnění je jeho vyšší pořizovací cena.

2.3.6 Těsnění dělicí roviny

Těsnění dělicí roviny je obvykle vyříznuté z pásu pryže, kopíruje tvar skříně a má otvory pro průchod šroubů. Je vloženo do dělicí roviny a následně se obě poloviny skříně sešroubují dohromady.

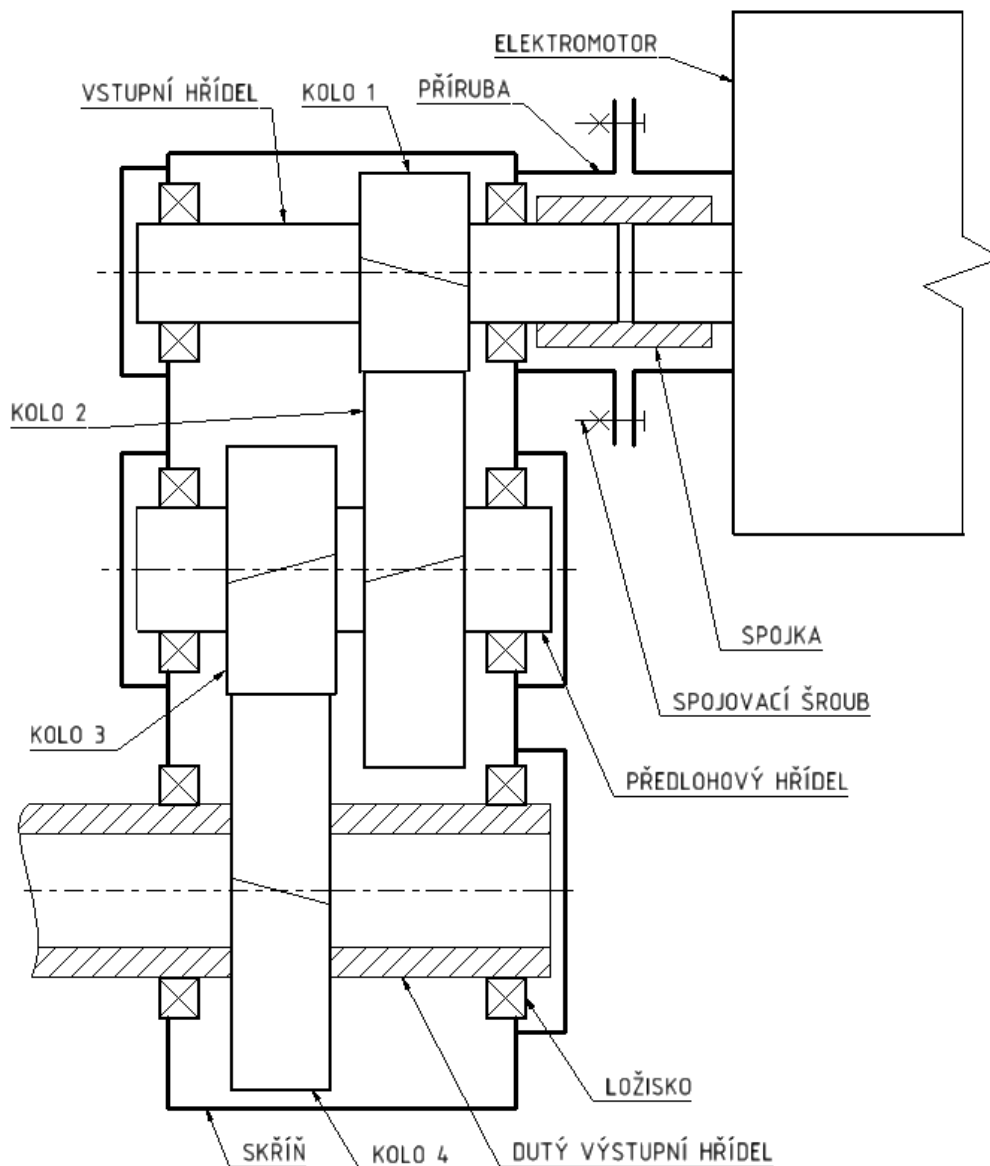
Jinou možností je použití tmelu ve formě pasty, která po nanesení na dělicí rovinu ztvrdne a vytvoří těsnící prvek.

3 Návrh variant čelní násuvné převodovky

Technické a ekonomické zhodnocení je provedeno subjektivně na základě zvolených parametrů a bodovací stupnice, kde: 1 = nejhorší, 4 = nejlepší. U všech variant je uvažováno použití osmipólového motoru za účelem získání nízkých vstupních otáček.

3.1 Varianta A

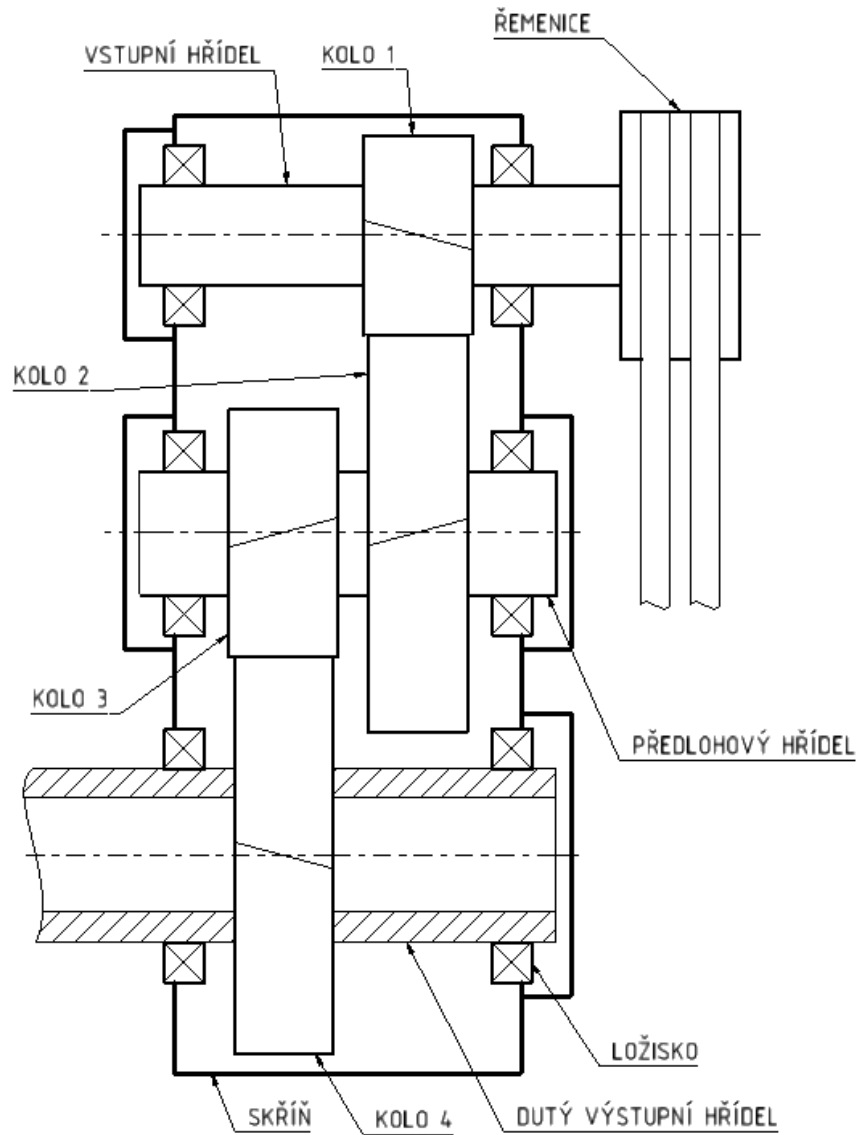
Varianta A se skládá z dvoustupňové převodovky, do které je točivý moment přiváděn přímo z hnacího motoru přes hřídelovou spojku. Tato varianta vyžaduje masivnější konstrukci skříně, protože kromě vlastní hmotnosti musí nést i hmotnost motoru. Je největší a nejtěžší, ovšem vyžaduje minimální údržbu.



Obr. 4 - Schéma převodovky – varianta A

3.2 Varianta B

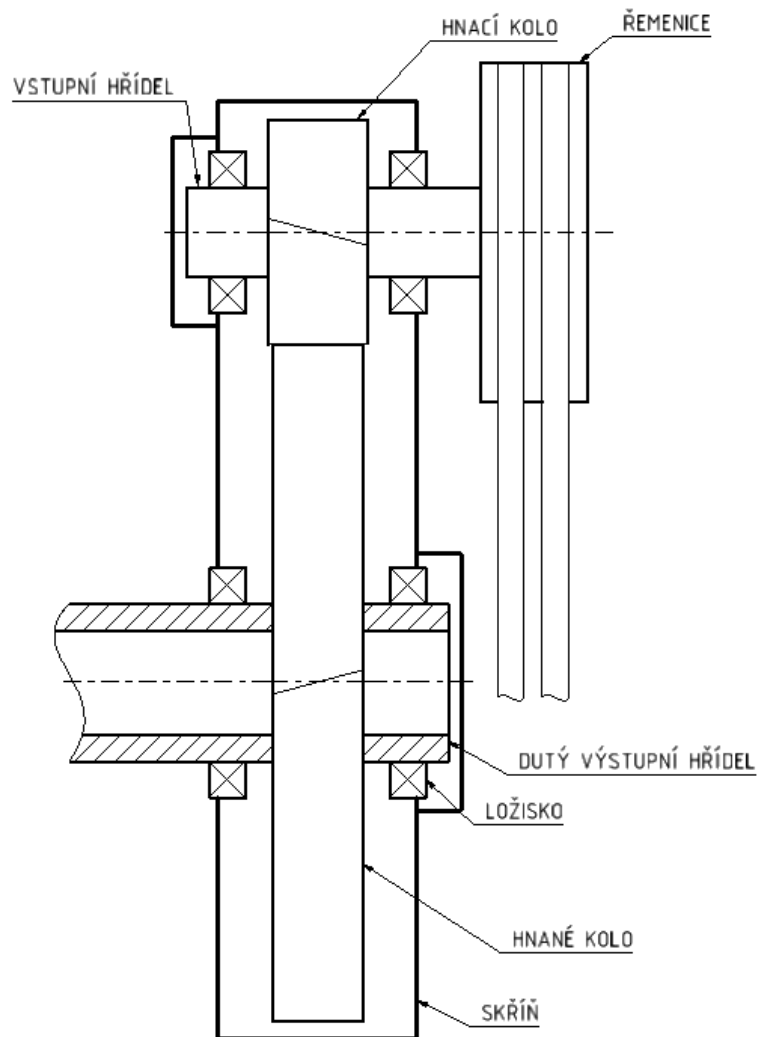
Varianta B se skládá z dvoustupňové převodovky, do které je přiváděn točivý moment pomocí řemenového převodu. Použitím řemenového převodu je dosaženo snížení hmotnosti a zejména snížení celkové šířky převodovky, ovšem vyžaduje dodatečnou údržbu. Umožňuje to také umístit hnací motor do vhodnější polohy.



Obr. 5 - Schéma převodovky – varianta B

3.3 Varianta C

Tato varianta se skládá z jednostupňové převodovky, do které je přiváděn točivý moment pomocí řemenového převodu. Použitím jen jednoho soukolí je dosaženo zmenšení šířky skříně, snížení potřebného počtu součástí a snížení výrobní ceny. Kvůli většímu převodovému poměru soukolí se ale zvětšuje průměr hnaného kola, a tudíž nedojde nutně ke zmenšení délky a výšky převodovky.



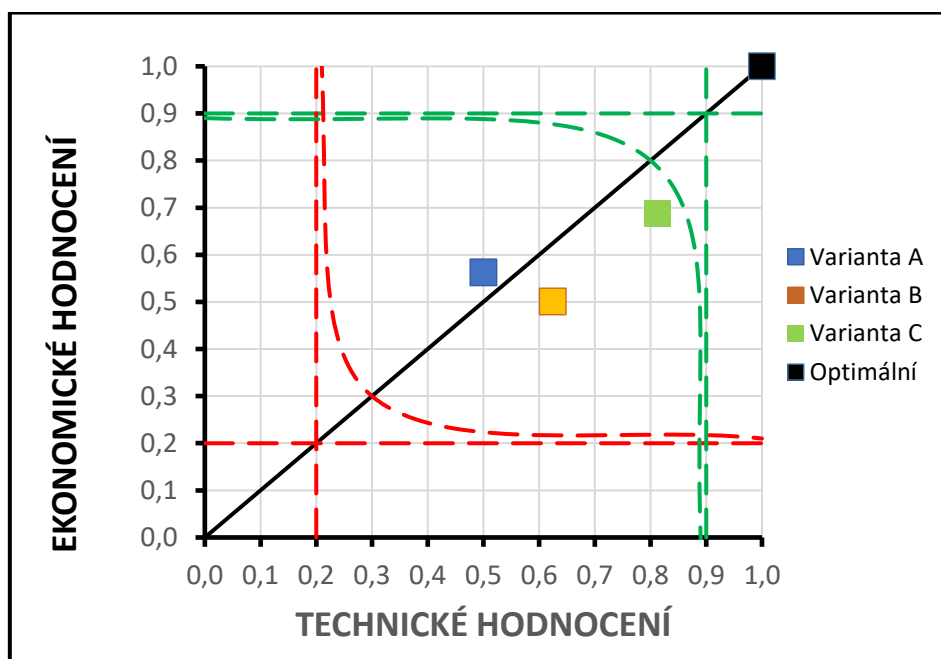
Obr. 6 - Schéma převodovky – varianta C

3.4 Zhodnocení variant

Tabulka 1 - Tabulka technicko-ekonomického zhodnocení

Varianta	A	B	C	Optimální
Technické hodnocení				
Složitost	2	2	3	4
Rozměry	1	3	4	4
Hmotnost	1	2	3	4
Životnost	4	3	3	4
Σ hodnocení vhodnosti	8	10	13	16
Σ normované hodnocení ($0 \div 1$)	0,50	0,63	0,81	1,00
Ekonomické hodnocení				
Výrobní náklady	2	2	3	4
Materiálové náklady	1	2	3	4
Náklady na údržbu	4	2	2	4
Σ hodnocení vhodnosti	7	7	9	12
Σ normované hodnocení ($0 \div 1$)	0,56	0,50	0,69	1,00

Na základě výsledků zobrazených v grafu (Obr. 7) je patrné, že varianta C je z technického hlediska nejlepší, zejména díky malým rozměrům. Z ekonomického hlediska je varianta C výhodnější než ostatní. To je dáno především díky menšímu počtu hřídelů a ozubených kol oproti ostatním variantám. Proto je pro návrh zvolena varianta C.



Obr. 7 - Graf výsledků technicko-ekonomického zhodnocení

4 Výpočtová zpráva

Požadované parametry na vstupu do převodovky:

- vstup přes řemenici nebo přímo motor.

Požadované parametry na výstupu z převodovky:

- točivý moment $M_{t3} = 360 \text{ Nm}$,
- otáčky $n_3 = 65 \text{ min}^{-1}$,
- dutý výstupní hřídel.

Minimální výkon motoru P

$$P = M_t * \omega = M_{t3} * 2\pi n_3 = 360 * \frac{2\pi * 65}{60} = 2450 \text{ W}$$

Zvolen elektromotor:

- Označení: 1LE10021CD22
- Výkon: 3kW
- Počet otáček: 715 min^{-1}
- Točivý moment 40 Nm
- Hmotnost 44 kg
- Počet pólů: 8
- Velikost motoru: 132M

Ostatní parametry elektromotoru je možné najít online v katalogu Siemens [5] na straně 3/52.

Celkový převodový poměr převodovky i_c

$$i_c = \frac{n_1}{n_3} = \frac{715}{65} = 11 = i_{12} * i_{23} = \frac{n_1}{n_2} * \frac{n_2}{n_3} \approx 3,62 * 3,04 = 11,005$$

Celková účinnost převodovky η_c

$$\eta_c = \eta_{12} * \eta_{23} * \eta_L$$

η_{12} – účinnost řemenového převodu

η_{23} – účinnost ozubeného převodu

η_L – účinnost ložisek

4.1 Řemenový převod

Před vstupem do samotné převodovky jsou otáčky sníženy pomocí řemenového převodu. Převod je navržen s dvěma klínovými řemeny.

Vstupní hodnoty pro návrh řemenového převodu v aplikaci Autodesk Inventor jsou: Průměry řemenic, šířka řemenu, délka řemenu, vstupní moment a vstupní otáčky.

Výpočet rozměrů řemenic

Zvolen průměr hnací řemenice $D_1 = 160 \text{ mm}$

Skutečný převodový poměr

$$i_{12} = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)}$$

Skluž $\xi = 0,039$

$$D_2 = i_{12} * D_1(1 - \xi) = 3,62 * 160 * (1 - 0,039) = 556,6 \text{ mm}$$

Zvolen průměr hnané řemenice $D_2 = 556 \text{ mm}$

Teoretický převodový poměr

$$i_{T12} = 3,62 = \frac{D_2}{D_1} = \frac{556}{160} = 3,475$$

Skutečný převodový poměr

$$i_{12 \text{ skutečný}} = i_{12} = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)} = \frac{556}{160(1 - 0,039)} = 3,616$$

Výpočet úhlu opásání β

Osová vzdálenost $a = 850 \text{ mm}$

$$\frac{\beta}{2} = \cos^{-1} \left(\frac{\frac{D_2 - D_1}{2}}{a} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{\frac{556 - 160}{2}}{850} \right) = 1,336 \text{ rad} = 76,53^\circ$$

$$\beta = 2 * 1,337 = 2,672 \text{ rad} = 153,06^\circ$$

Výpočet délky řemenu L

$$L = 2a \sin \frac{\beta}{2} + \beta \frac{D_1}{2} + 2\pi - \beta \frac{D_2}{2}$$

$$L = 2 * 850 * \sin(76,53) + 2,672 * \frac{160}{2} + (2\pi - 2,672) * \frac{556}{2} = 2756,46 \text{ mm}$$

Návrh velikosti řemenu a kontrola sil v řemenu proveden pomocí aplikace Autodesk Inventor. Je zvolen klínový řemen 17 DIN 2215.

Tabulka 2 - Vlastnosti řemene DIN 2215 17

Zobrazovaný název		Klínový řemen DIN 2215
Velikost		17 x 2827
Počet řemenů	z	2,000 ul
Úhel klínu	α	40,00 deg
Šířka	b	17,000 mm
Výška	h	11,000 mm
Výpočtová šířka	b_w	14,000 mm
Výpočtová délka	L_d	2870,000 mm
Vnější délka	L_e	2896,115 mm
Vnitřní délka	L_i	2827,000 mm
Minimální doporučený výpočtový průměr řemenice	D_{wmin}	112,000 mm
Maximální frekvence ohybů	f_{max}	60,000 Hz
Maximální rychlost řemenu	v_{max}	30,000 mps
Měrná hmotnost	m	0,170 kg/m
Základní jmenovitý výkon	P_{RB}	2,184 kW

Tabulka 3 - Pevnostní kontrola řemenového převodu

Výkon	P	3,000 kW
Krouticí moment	T	40,067 N m
Otáčky	n	715,000 rpm
Součinitel účinnosti převodu	η_t	0,960
Účinnost	η	0,923
Skluz řemenu	s	0,039
Součinitel úhlu opásání	c_1	0,932
Součinitel provozního zatížení	c_2	1,200
Výsledný provozní součinitel	c_{PR}	1,389
Součinitel délky	c_3	1,050
Součinitel počtu řemenů	c_4	0,975
Součinitel počtu řemenic	c_5	1,000
Součinitel změny tření vlivem rychlosti řemene	f_{mod}	0,012 s/m
Součinitel předpětí	k_1	1,200
Rychlost řemenu	v	5,990 mps
Frekvence ohybů řemenu	f_b	4,174 Hz
Potřebný počet řemenů	z_{er}	1,728
Obvodová síla	F_p	500,837 N
Odstředivá síla	F_c	12,199 N
Předpětí řemenu bez zatížení	F_t	199,646 N
Maximální zatížení větve řemenu	F_{tmax}	324,855 N

V tabulce 3 je vidět, že Inventor používá součinitele $c_1 - c_5$ pro úpravu výpočtu. Jediný uživatelem volený součinitel je součinitel provozního zatížení c_2 , jehož hodnota určuje minimální bezpečnost převodu. Výsledný provozní součinitel c_{PR} ukazuje výslednou bezpečnost převodu. Z předchozí tabulky je tedy vidět, že $c_2 = 1,2 < 1,389 = c_{PR}$, a převod tudíž vyhovuje.

4.2 Vstupní hřídel

Materiál hřídele

Ocel ČSN 12 010 – minimální mez kluzu $Re_{min} = 275 \text{ MPa}$

Vstupní točivý moment

$$M_{t2} = M_{t1} * i_{12} * \eta_{12} * \eta_L = 40 * 3,616 * 0,923 * 0,99 = 132,167 \text{ Nm}$$

Vstupní otáčky

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{715}{3,616} = 197,73 \text{ min}^{-1}$$

Orientační průměr vstupního hřídele

$$d_{2,orientační} = \sqrt[3]{\frac{32M_{t2}}{\pi * \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 132,167}{\pi * 30 * 10^6}} = 0,03553 \text{ m} = 35,53 \text{ mm}$$

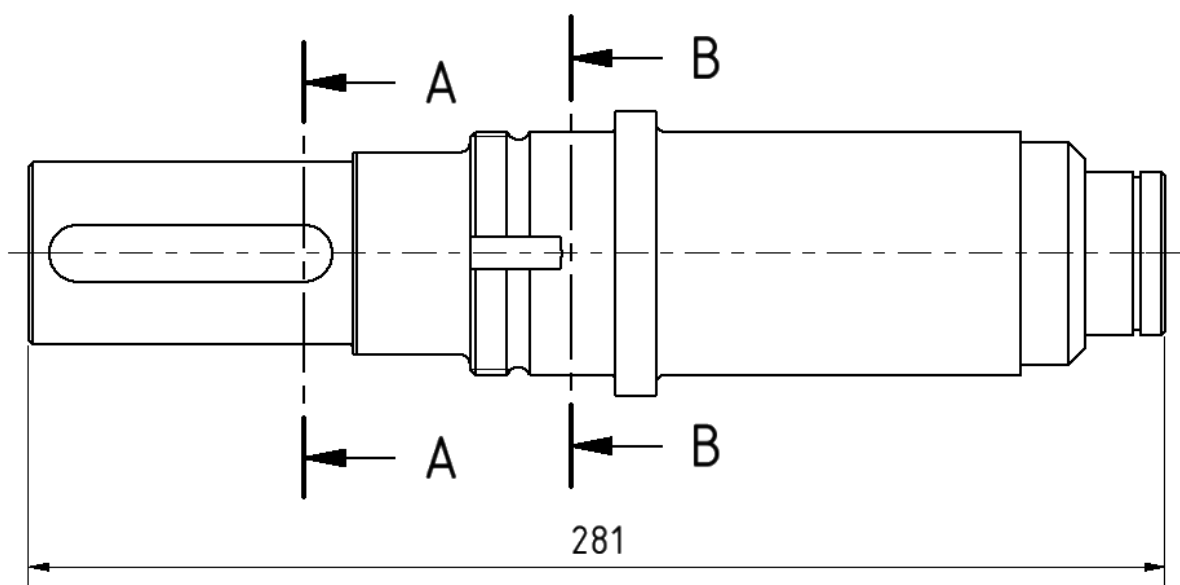
Dovolená mez kluzu τ_D , při výpočtu orientačního průměru hřídele volena $\tau_D = 30 \text{ MPa}$

Kontrolní výpočet hřídele

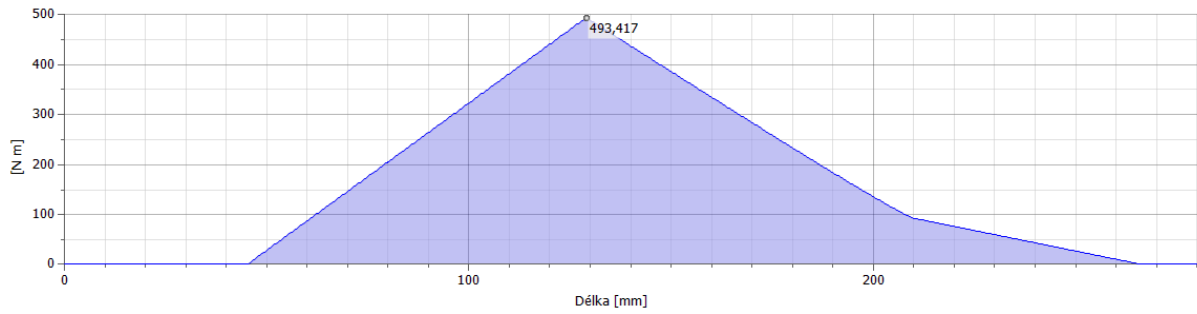
$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 3\tau_k^2} \leq Re_{min}$$

Redukované napětí σ_{red}

Napětí v tahu σ_t , napětí v ohybu σ_o , napětí v krutu τ_k

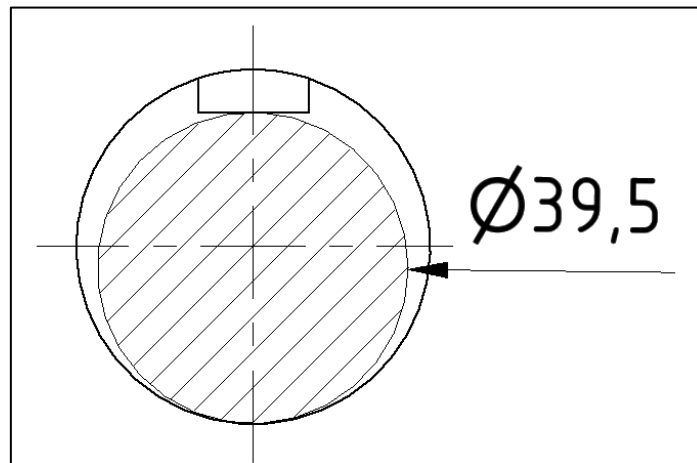


Obr. 8 - Vstupní hřídel, vyznačeny kritické body A a B



Obr. 9 - Průběh ohybového momentu na vstupním hřídeli

Kritický bod A



Obr. 10 - Průřez vstupního hřídele v kritickém bodě A

$$\text{Průřezový modul v ohybu} - W_{oA} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 39,5^3}{32} = 6050,499 \text{ mm}^3$$

$$\text{Průřezový modul v krutu} - W_{kA} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 39,5^3}{16} = 12100,998 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = \frac{201682}{6050,499} = 33,3331 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kA} = \frac{M_k}{W_{kA}} = \frac{132167}{12100,998} = 10,922 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redA} = \sqrt{33,333^2 + 3 \cdot 10,922^2} = 38,327 \text{ MPa}$$

Kritický bod B

Průřezem je plný hřídel o průměru 60 mm.

$$S_B = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 60^2}{4} = 2827,4 \text{ mm}^2$$

$$W_{oB} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205,7 \text{ mm}^3$$

$$W_{kB} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi * 60^3}{16} = 42411,5 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{tB} = \frac{F}{S} = \frac{999,22}{2827,4} = 0,353 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oB}}{W_{oB}} = \frac{M_{o\max}}{W_{oB}} = \frac{493417}{21205,7} = 23,268 \text{ MPa}$$

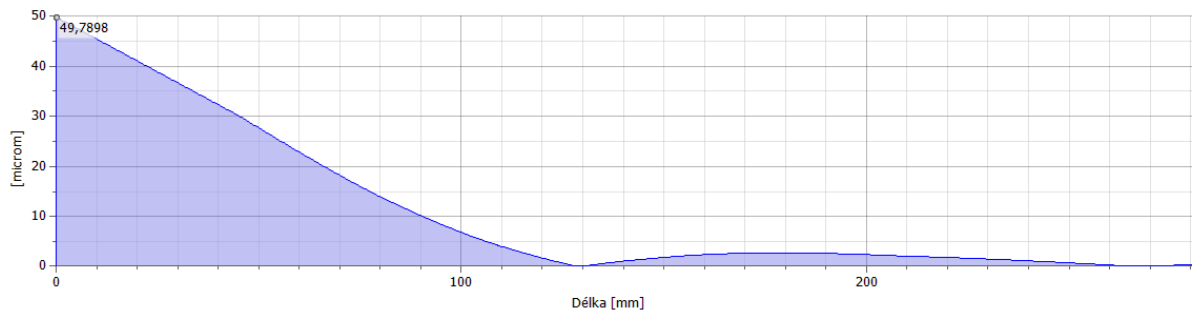
$$\tau_{kB} = \frac{M_k}{W_{kB}} = \frac{132167}{42411,5} = 3,116 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redB} = \sqrt{(0,353 + 23,268)^2 + 3 * 3,116^2} = 24,229 \text{ MPa}$$

$$38,327 = \sigma_{redA} \leq Re_{min} = 275 \text{ MPa}$$

$$s_2 = \frac{Re_{min}}{\sigma_{redA}} = \frac{275}{38,327} = 7,2$$

Dostatečná tuhost výstupního hřídele je kontrolována pomocí průběhu průhybu podél hřídele (viz Obr. 11). Maximální dovolený průhyb pod ozubenými koly je $y_{Dmax} = 30 \mu m$. Z obrázku je patrný značný průhyb na převislém konci hřídele, zde je ovšem přítomna pouze řemenice, a tudíž by tento průhyb neměl mít na funkci hřídele zásadní vliv.



Obr. 11 - Průběh průhybu ve vstupním hřídeli

Maximální průhyb pod ozubeným kolem je $y_{max} = 2,78 \mu m$

$$2,78 = y_{max} \leq y_{Dmax} = 30$$

Hřídel vyhovuje

4.2.1 Výpočet pera vstupního hřídele

Pro přenos momentu z řemenice klínového řemenu na vstupní hřídel je použito jedno těsné pero ČSN 02 2562 A z oceli ČSN 11 600 o rozměrech 14x6–70 mm . Výpočet proveden pomocí aplikace Autodesk Inventor.

Tabulka 4 - Výpočet pera vstupního hřídele

Výpočet pera vstupního hřídele			
Součást	Hřídel	Pero	Náboj
Vypočtený tlak [MPa]	29,062	29,062	23,097
Dovolený tlak [MPa]	90	90	68
Bezpečnost [-]	3,097	3,097	2,944

4.3 Ozubený převod

Pro výpočet ozubených kol je použit software Autodesk Inventor. Návrh je proveden podle Merrita. Počet zubů hnacího kola byl zvolen $z_2 = 23$. Počet zubů hnaného kola zvolen $z_3 = 70$.

Skutečný převod

$$i_{23} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{70}{23} = 3,043$$

Návrh modulu

$$m = 7,5 * \sqrt[3]{\frac{M_{t2} * \cos \beta}{z_2 * c * \psi}} = 7,5 * \sqrt[3]{\frac{132,167 * \cos 15}{23 * 10 * 25}} = 2,108 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubů $\beta = 8 - 18^\circ$, zvolen 15°

Dovolené namáhání na ohyb $c = 10 - 15$, zvolen 10 MPa

Poměrná šířka ozubení $\psi = \frac{b}{m} = 10 - 30$, zvolena 25 [-]

Zvolen modul $m = 3 \text{ mm}$

Předpokládá se použití nelegované oceli a litiny pro návrh ozubených kol. Pro malý modul by tyto materiály mohly vyžadovat překročení maximální doporučenou poměrnou šířku ozubení $\psi = 30$, což by vyžadovalo zvýšenou přesnost výroby pro zajištění správného dotyku boků zubů po celé délce záběru ozubení. Modul $m = 3 \text{ mm}$ byl tedy zvolen pro umožnění použití větší délky ozubení. Dalším důsledkem je zmenšení počtu zubů obou kol.

Materiály kol

Z důvodu malých rozměrů hnacího kola je navrženo z jednoho kusu se vstupním hřídelem. Je tudíž ze stejného materiálu jako vstupní hřídel, oceli ČSN 12 010. Zuby budou cementovány a kaleny na tvrdost 58-62 HRC. Pastorek vyžaduje materiál s větší tvrdostí, protože jeho zuby jsou v záběru vícekrát než zuby hnaného kola, a tudíž jsou více namáhány. Hnané kolo je navrženo jako odlitek z tvárné litiny ČSN 42 2306 (viz Tabulka 5).

Tabulka 5 - Vlastnosti materiálů ozubených kol

		Kolo 1	Kolo 2
		ČSN 12010	ČSN 422306
Mez pevnosti v tahu	S_u	440 MPa	600 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	275 MPa	370 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	169000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300	0,200
Dovolené napětí v ohybu	σ_{Ab}	190,0 MPa	145,0 MPa
Dovolené napětí v dotyku	σ_{Ac}	80,0 MPa	16,0 MPa

V Inventoru existuje pět různých scénářů návrhu ozubeného převodu, lišící se tím, jaké parametry je potřeba zadat a jaké Inventor dopočítá. Tyto scénáře jsou: „Modul a počet zubů“, „Počet zubů“, „Vzdálenost os“, „Celková jednotková korekce“ a „Modul“. Inventor umožňuje pro výpočet zadat modul ozubení, úhel sklonu zubů, úhel profilu, celkovou jednotkovou korekci, počet zubů, osovou vzdálenost, šířku ozubených kol a převodový poměr pro generování ozubených kol. Nejdříve je použit scénář „Vzdálenost os“, kde jsou zadány parametry viz Obr.12 bez osové vzdálenosti a bez korekcí. Vypočítaná osová vzdálenost je 144,421 mm. Následně je scénář přepnut na „Celková jednotková korekce“ a osová vzdálenost je zvolena 145 mm. Ozubení je korigováno pro úpravu osové vzdálenosti a pro vyrovnání měrných skluzů. Všechny zadávané parametry jsou zvýrazněny červeným obrysem.

Obr. 12 - Vstupní parametry výpočtu ozubeného soukolí

Tabulka 6 – Kontrola zatížení ozubeného převodu

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	2,758 kW	2,703 kW
Otáčky	n	197,75 ot/min	64,98 ot/min
Kroučící moment	T	133,180 Nm	397,223 Nm
Radiální síla	F _r	1443,923 N	
Obvodová síla	F _t	3713,858 N	
Axiální síla	F _a	995,125 N	
Normální síla	F _n	4108,580 N	
Dovolené zatížení	F _{all}	11826,836 N	5438,005 N
Dovolené přetížení	F _{allm}	23653,673 N	16314,014 N
Součinitel bezpečnosti	S	3,185	1,464

$S > 1,2$, převod vyhovuje.

Obvodová rychlost

$$v = r * \omega = r_3 * 2\pi n_3 = r_2 * 2\pi n_2 = \frac{0,218}{2} * 2\pi * \frac{64,97}{60} = 0,739 \text{ m/s}$$

Způsob mazání (zdroj [7], strana 48)

Tuhé mazivo – pro $v \leq 1 \text{ m/s}$

Broděním – pro $v \leq 20 \text{ m/s}$

Oběhové mazání – pro $v > 20 \text{ m/s}$

Zvoleno mazání tuhým mazivem. Použití tuhého maziva zvyšuje množství míst, kde je možné tuto převodovku používat. Například v potravinářském průmyslu je žádoucí vysoká čistota. Tuhé mazivo má výrazně menší šanci uniknout z převodové skříně než olej

4.4 Dutý výstupní hřídel

Materiál hřídele

Ocel ČSN 11 600 – minimální mez kluzu $Re_{min} = 295 \text{ MPa}$

Výstupní točivý moment

$$M_{t2} = M_{t1} * i_c * \eta_c = 40 * 11,005 * (0,918 * 0,98 * 0,99^2) = 388,14 \text{ Nm}$$

Výstupní otáčky

$$n_2 = \frac{n_1}{i_c} = \frac{715}{11,005} = 64,97 \text{ min}^{-1}$$

Orientační vnitřní průměr výstupního hřídele

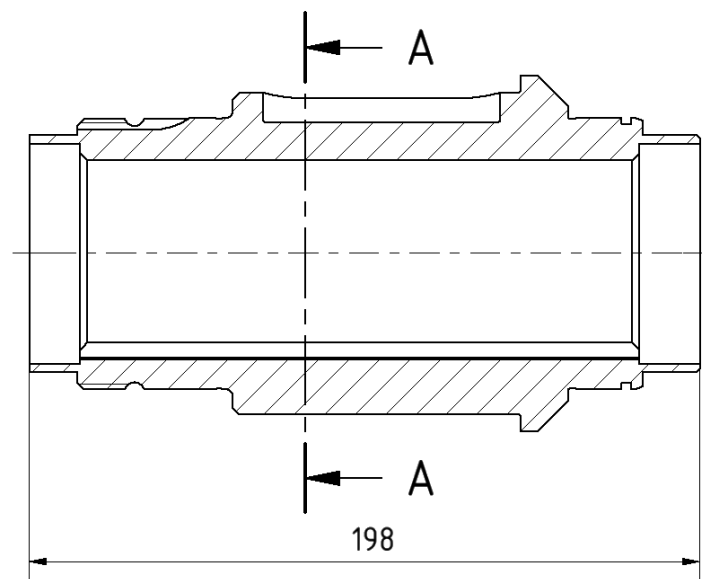
$$d_{3,orientační} = \sqrt[3]{\frac{32M_{t3}}{\pi * \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 388,14}{\pi * 30 * 10^6}} = 0,05088 \text{ m} = 50,88 \text{ mm}$$

Zvolen vnitřní průměr 55 mm

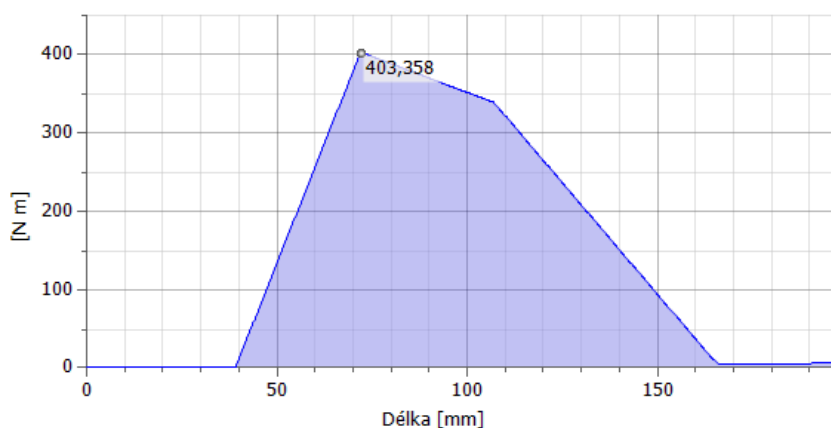
Výpočet redukovaného napětí v kritických bodech hřídele pomocí hypotézy HMM. Výstupní hřídel je namáhán silou v bodě dotyku zubů ozubených kol a silou působící na vnitřní pero vlivem krouticího momentu.

Hlavním kritickým bodem je místo usazení ozubeného kola. Nachází se zde nejvíce zeslabený průřez z důvodu existence drážky pro těsné pero jak na vnitřním, tak na vnějším průměru hřídele. V tomto je také největší zatížení, je zde jak napětí v tahu a v krutu, tak i maximum ohybového napětí.

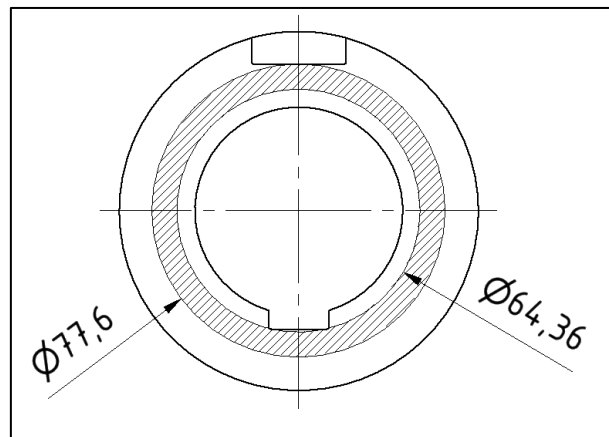
$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 3\tau_k^2}$$



Obr. 13 - Podélný řez výstupním hřídelem, vyznačen kritický bod A



Obr. 14 - Průběh ohybového momentu ve výstupním hřídeli



Obr. 15 - Průřez výstupního hřídele v kritickém bodě A

Kritický bod A (viz Obr. 13 a Obr. 15)

$$S_A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(77,6^2 - 64,36^2)}{4} = 1476,2 \text{ mm}^2$$

$$W_{oA} = \frac{\pi}{32} * \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} * \frac{77,6^4 - 64,36^4}{77,6} = 24168,8 \text{ mm}^3$$

$$W_{kA} = \frac{\pi}{16} * \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{16} * \frac{77,6^4 - 64,36^4}{77,6} = 48337,6 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{tA} = \frac{F}{S} = \frac{999,22}{1476,2} = 0,677 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = \frac{403358}{24168,8} = 16,689 \text{ MPa}$$

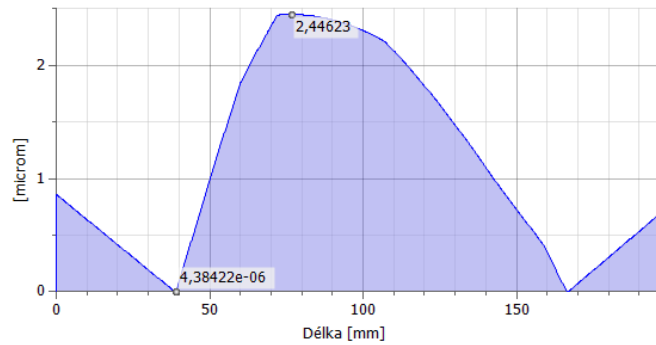
$$\tau_{kA} = \frac{M_k}{W_{kA}} = \frac{388140}{48337,6} = 8,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(0,677 + 16,689)^2 + 3 * 8,03^2} = 22,249 \text{ MPa}$$

$$22,249 = \sigma_{red} \leq Re_{min} = 295 \text{ MPa}$$

$$s_2 = \frac{Re_{min}}{\sigma_{redA}} = \frac{295}{22,249} = 13,3$$

Dostatečná tuhost výstupního hřídele je kontrolována pomocí průběhu průhybu podél hřídele (viz Obr. 16). Maximální dovolený průhyb pod ozubenými koly je $y_{Dmax} = 30 \mu\text{m}$.



Obr. 16 - Průběh průhybu ve výstupním hřídeli

Maximální průhyb je $y_{max} = 2,446 \mu m$

$$2,446 = y_{max} \leq y_{Dmax} = 30$$

Hřídel vyhovuje

4.4.1 Výpočet pera výstupního hřídele

Je využito těsného pera ČSN 02 2562 A pro přenos momentu z ozubeného kola na dutý hřídel. Rozměry pera jsou 25x9-70 mm. Materiál hřídele a pera je ocel ČSN 11 600 a materiál náboje je tvárná litina ČSN 42 2306.

Tabulka 7 - Výpočet pera výstupního hřídele

Výpočet pera výstupního hřídele			
Součást	Hřídel	Pero	Náboj
Vypočtený tlak [MPa]	29,371	29,371	25,885
Dovolený tlak [MPa]	90	90	135
Bezpečnost [-]	3,064	3,064	5,215

4.5 Ložiska

Na obou hřídelích jsou použita jednořadá kuličková ložiska. Ložisko na straně, kde hřídel vystupuje ze skříně je vždy uloženo pevně ve skříní pomocí přišroubovaného víčka a na hřídeli je připevněna pomocí KM matice s MB podložkou. Na opačné straně je ložisko uloženo ve skříní axiálně volně a na hřídeli je zajištěno pojistným kroužkem. Výpočet ložisek je proveden pomocí softwaru SKF [8].

Pro určení, zda dané ložisko vyhovuje požadavkům, bude použita modifikovaná životnost dle SKF, značena L_{mh10} . Tato životnost je získána vynásobením základní životnosti ložiska, značené L_{h10} , modifikačním faktorem životnosti. Tento faktor je vytvořen softwarem ze tří operačních faktorů ložiska: poměru dynamické únosnosti ložiska a jeho zatížení C/P, úrovni znečištění ložiska a použitého maziva. Poměr zatížení ložiska C/P se různí pro každé ložisko dle jeho zatížení. U míry znečištění je vybrána normální čistota, která předpokládá montáž ložisek v čistém prostředí a jejich dobré utěsnění vzhledem k operačním podmínkám. Pro mazání ložisek je použito mazivo LGEM2. Jedná se o mazivo s vysokou viskozitou a je určeno pro aplikace s vysokým zatížením a malými otáčkami ložisek.

4.5.1 Ložiska vstupního hřídele

Vstupní hřídel – Pevné ložisko

Průměr hřídele pod tímto ložiskem je 60 mm. Je zvoleno ložisko 6212 SKF. [9]

Forces		Speed r/min	Temperature ⓘ ° C	
Radial kN	Axial		Inner ring	Outer ring
11.76	0.999	197.33	70	65

+ Add load case

Calculate

Obr. 17 - Vstupní parametry výpočtu ložiska v softwaru SKF [8]

Radiální zatížení 11,76 kN

Axiální zatížení 0,999 kN

Počet otáček 197,33/min

Požadovaná životnost $L_h = 10000$ h

Základní dynamická únosnost $C = 55,3$ kN

Ekvivalentní dynamické zatížení $P = 11,76$ kN

Poměr zatížení C/P = 4,7

Základní životnost ložiska $L_{h10} = 8780$ h

Modifikovaná životnost dle SKF $L_{mh10} = 30400$ h

$$30400 = L_{mh10} > L_h = 10000, \text{ ložisko vyhovuje.}$$

Vstupní hřídel – Volné ložisko

Průměr hřídele pod tímto ložiskem je 40 mm. Je zvoleno ložisko 61908 SKF. [10]

Radiální zatížení 2,27 kN

Axiální zatížení 0 kN

Počet otáček 197,33/min

Požadovaná životnost $L_h = 10000$ h

Základní dynamická únosnost $C = 13,8$ kN

Ekvivalentní dynamické zatížení $P = 2,27$ kN

Poměr zatížení $C/P = 6,08$

Základní životnost ložiska $L_{h10} = 18900$ h

Modifikovaná životnost dle SKF $L_{mh10} = 32900$ h

$$32900 = L_{mh10} > L_h = 10000, \text{ ložisko vyhovuje.}$$

4.5.2 Ložiska výstupního hřídele

Výstupní hřídel – axiálně pevné ložisko

Průměr hřídele pod tímto ložiskem je 80 mm. Je zvoleno ložisko 6016 SKF. [11]

Radiální zatížení 12,34 kN

Axiální zatížení 0,999 kN

Počet otáček 64,97/min

Požadovaná životnost $L_h = 10000$ h

Základní dynamická únosnost $C = 49,4$ kN

Ekvivalentní dynamické zatížení $P = 12,34$ kN

Poměr zatížení $C/P = 4,0$

Základní životnost ložiska $L_{h10} = 16400$ h

Modifikovaná životnost dle SKF $L_{mh10} = 13700$ h

$$13700 = L_{mh10} > L_h = 10000, \text{ ložisko vyhovuje.}$$

Výstupní hřídel – axiálně volné ložisko

Průměr hřídele pod tímto ložiskem je 80 mm. Je zvoleno ložisko 61916 SKF. [12]

Radiální zatížení 5,58 kN

Axiální zatížení 0 kN

Počet otáček 64,97/min

Požadovaná životnost $L_h = 10000$ h

Základní dynamická únosnost $C = 25,1$ kN

Ekvivalentní dynamické zatížení $P = 5,58$ kN

Poměr zatížení $C/P = 4,5$

Základní životnost ložiska $L_{h10} = 23300$ h

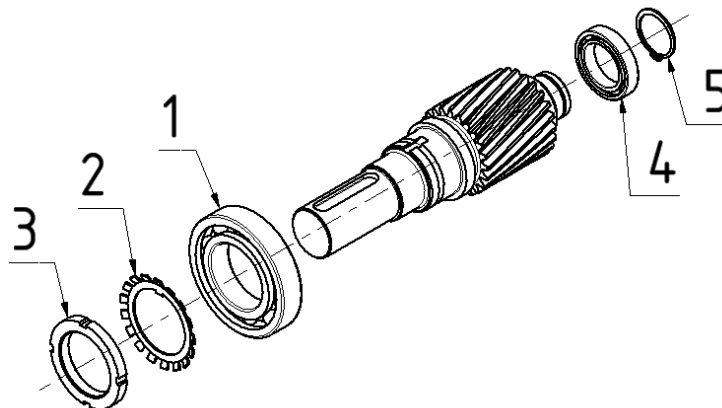
Modifikovaná životnost dle SKF $L_{mh10} = 19200$ h

$19200 = L_{mh10} > L_h = 10000$, ložisko vyhovuje.

4.6 Montáž převodovky

Podsestava vstupního hřídele

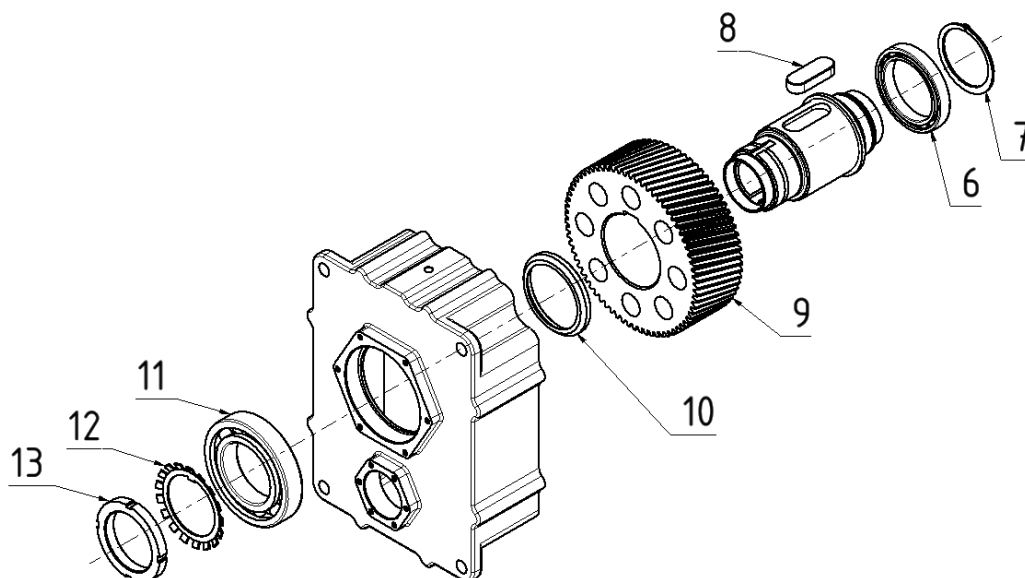
Jako první se na hřídel nalisuje ložisko 6212 (1), za které se vloží MB podložka (2) a našroubuje KM matice (3). Po utažení KM matice se ohne alespoň jeden jazýček MB podložky do jedné z vnějších drážek matice. Následně se na druhou stranu nalisuje ložisko 61908 (4) a zajistí se pojistným kroužkem (5).



Obr. 18 - Montáž podsestavy vstupního hřídele

Podsestava výstupního hřídele

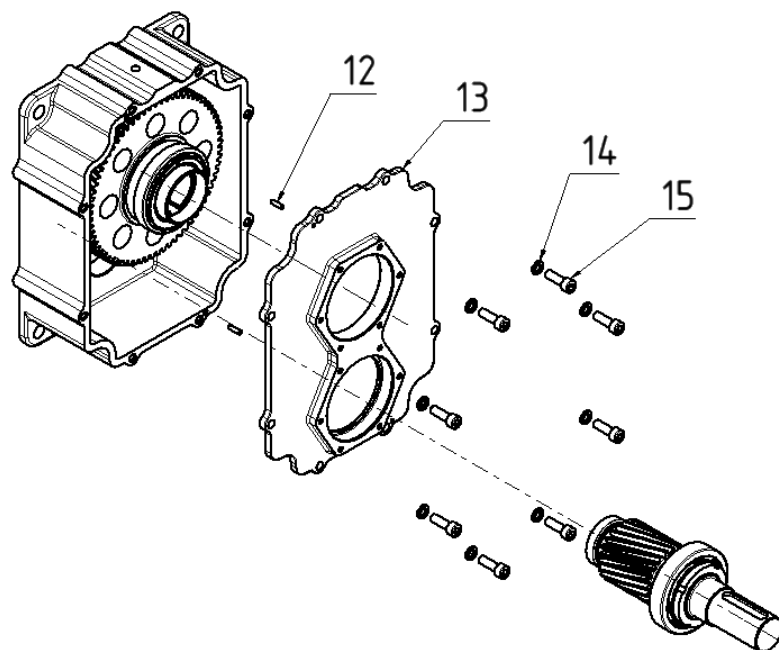
Na hřídel se nalisuje ložisko 61916 (6) a zajistí se pojistným kroužkem (7). Do vnější drážky se vloží těsné pero (8) a nasadí se ozubené kolo (9). Za ozubené kolo je vložen distanční kroužek (10). Ložisko 6016 (11) je vloženo z vnější strany do skříně převodovky. Z vnitřní strany je pak protažen dutý hřídel s již nasazenými součástkami. Jakmile dosedne větší ložisko na distanční kroužek, je vložena MB podložka (12) a našroubována KM matice (13). Po utažení KM matice se ohne alespoň jeden jazýček MB podložky do jedné z vnějších drážek matice.



Obr. 19 - Montáž podsestavy výstupního hřídele

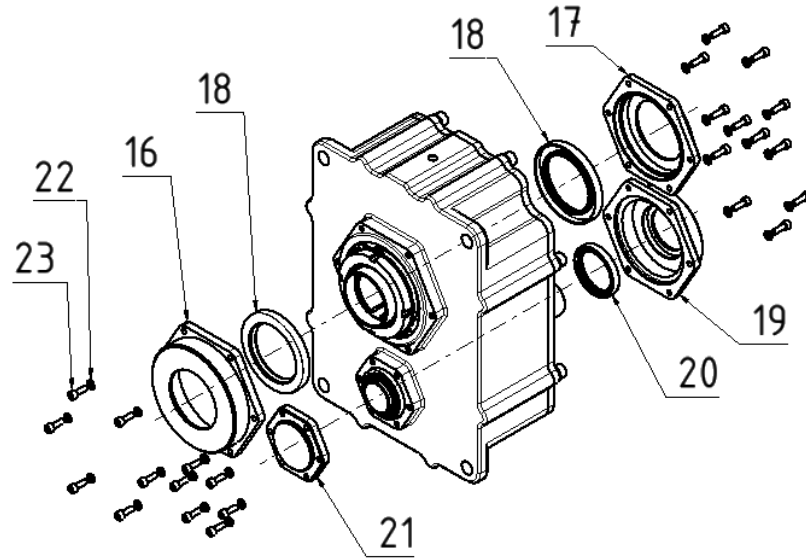
Převodová skříň

Před usazením víka skříně je potřeba očistit povrch dělicí roviny. Do dělicí roviny skříně se následně vloží dva poziční kolíky (12) a následně se nanese do dělicí roviny tenkou vrstvou silikonového těsnění. Ihned po nanesení těsnění se na dělicí rovinu položí víko skříně (13), sestaví se pod každý šroub velikosti M10 pružná podložka (14) a šrouby (15) se rovnoměrně utáhnou. Přebytný vytačený těsnící tmel je setřen. Jakékoliv zpoždění mezi nanesením těsnění a utažením šroubů způsobí zavadnutí těsnění. Do prostoru skříně je nyní vsazena skrze otvor víka skříně podsestava vstupního hřídele.



Obr. 20 - Montáž převodové skříně 1

Do víček (16) a (17) se vloží velká gufera (18), do víčka (19) se vloží malé gufero (20) a všechna víčka (16)(17)(19)(21) se vloží na převodovou skříň a přišroubují šrouby velikosti M6 (23) s pružnými podložkami (22). Pokud se zjistí vůle v axiálně upevněném ložisku, jeho víčko se odejme a vůle se vymezí pomocí plíšků vložených na vnější kroužek ložiska. Víčko se nasadí zpět a přišroubuje a znovu se zkontroluje vůle v ložisku.



Obr. 21 - Montáž převodové skříně 2

5 Závěr

Cílem bakalářské práce byl návrh čelní násuvné převodovky. V první části práce byla sepsána rešerše na téma průmyslových převodovek, jejich rozdělení a součástí používaných pro čelní převodovky. Prvním krokem samotného návrhu bylo vytvoření tří variant převodovky, lišící se způsobem vstupu krouticího momentu a počtem stupňů převodovky. Varianta C (jednostupňová převodovka se vstupem krouticího momentu přes řemenici) byla vybrána jako nejlepší z těchto tří variant.

Modely řemenového a ozubeného převodu a obou hřídelů jsem vygeneroval pomocí Inventoru. Hrubý návrh základních rozměrů řemenového a ozubeného převodu byl proveden ručně, a pevnostní kontrola byla provedena pomocí aplikace Autodesk Inventor. U hřídelů byly výpočty napětí provedeny ručně, protože při výpočtu napětí Inventor nezohledňuje zeslabení průřezu hřídele způsobené přítomností drážky pro pero. Inventor byl použit pro zjištění průběhu ohybového momentu a průhybu podél hřídele, a pro výpočet reakcí v podporách. Pro výpočet ložisek byl použit software SKF.

Rozsah výkresové dokumentace byl po konzultaci s vedoucí bakalářské práce stanoven na sestavu převodové skříně, dispoziční výkres, jedno víko převodové skříně, oba hřídele a obě ozubená kola.



6 Seznam použitých zdrojů

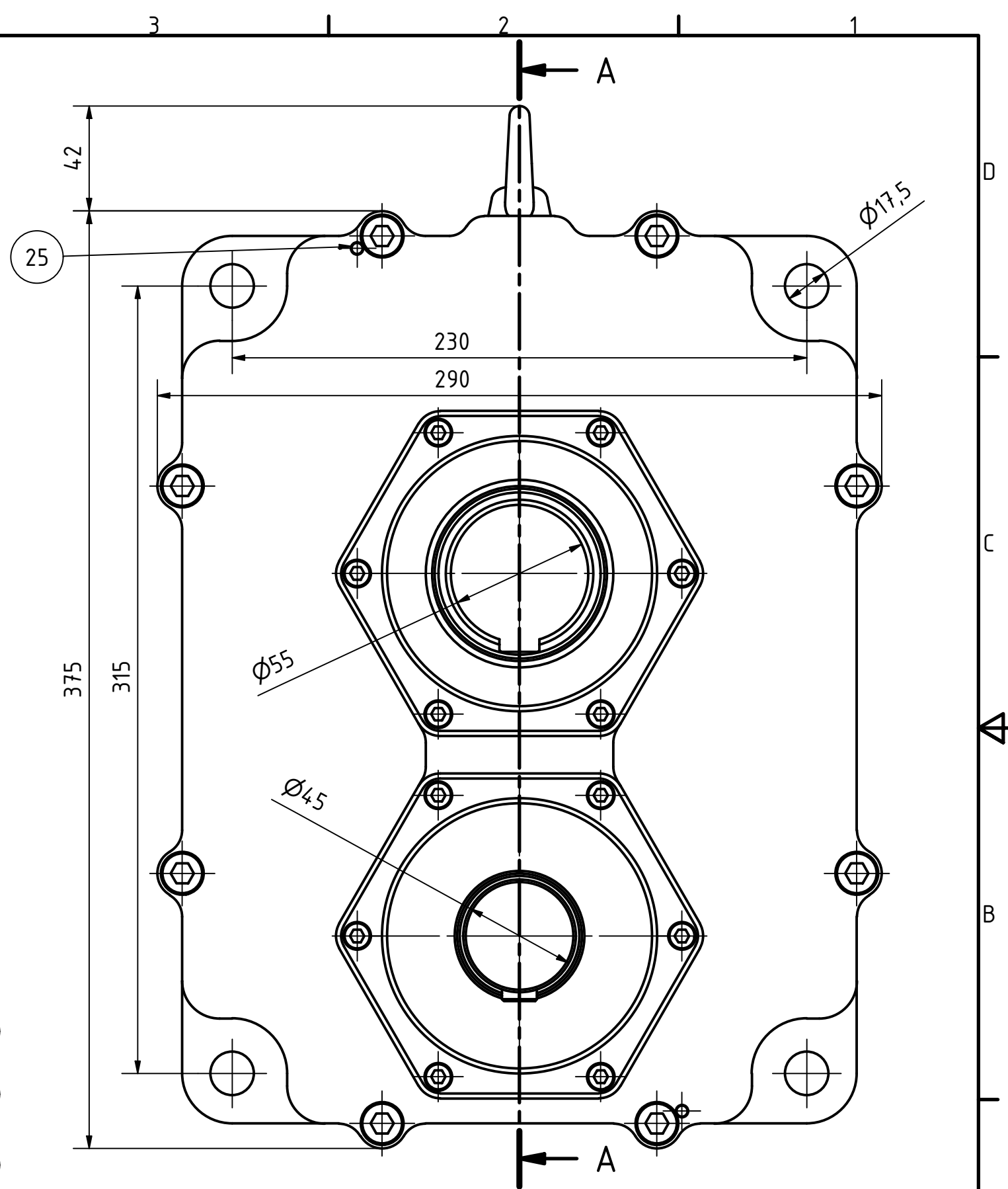
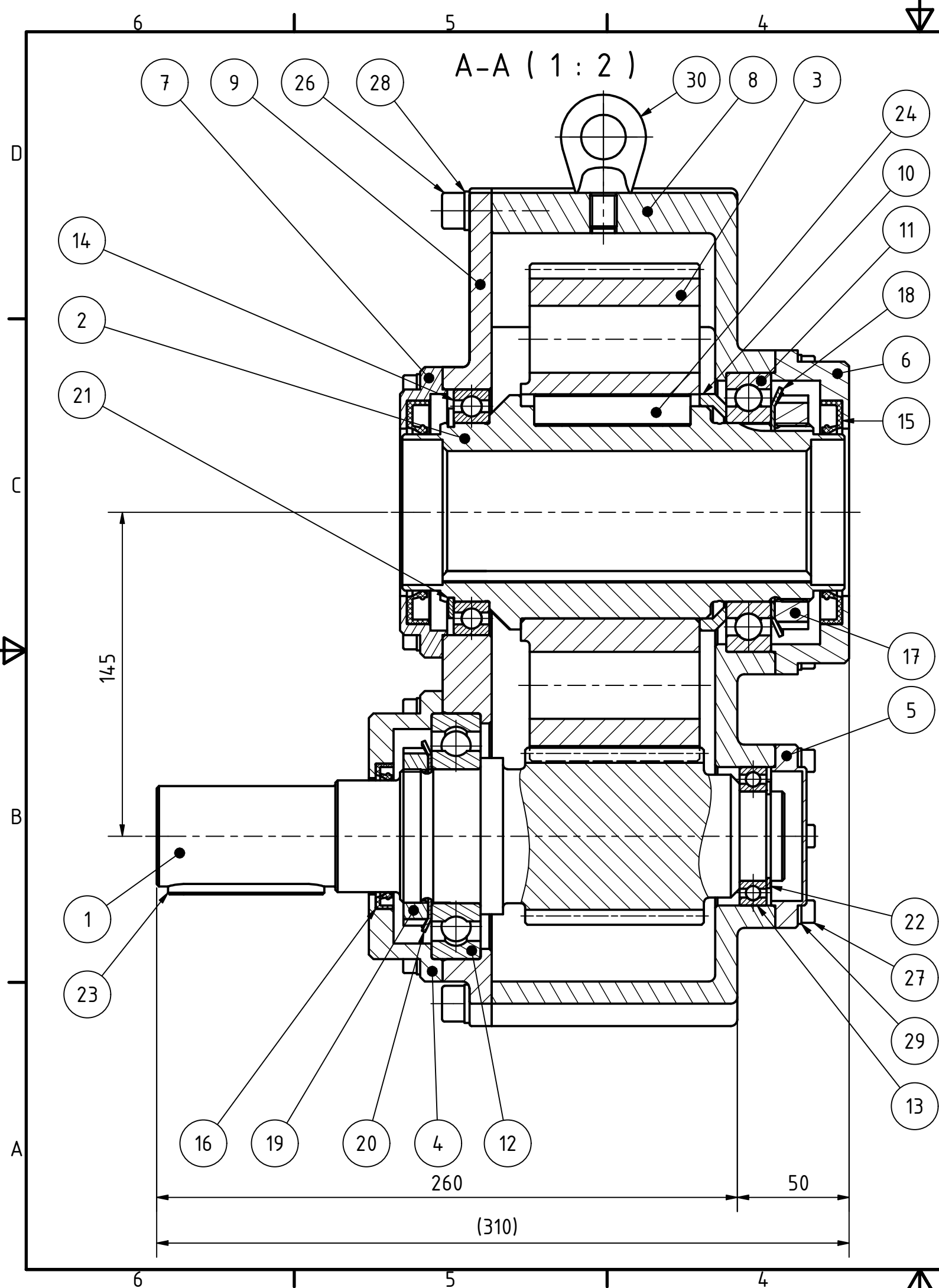
- [1] *LOD Business Services Ltd.* [online]. [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <http://www.lod-global.com/premium-transmission/>
- [2] *Boston Gear* [online]. [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://www.bostongear.com/products/enclosed-gear-drives-and-motors/right-angle-cast-iron-gear-drives/bevel-gear/r1000-series-bevel-gear-drives>
- [3] *Regal Rexnord* [online]. [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://www.regalrexnord.com/brands/morse/products/raider-plus-worm-gearing>
- [4] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 2000. Edice strojaře. ISBN 80-722-6202-5.
- [5] *Siemens Catalog D81.1* [online]. [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/197/109749197/att_1110720/v1/Motors-D81-1-complete-English-12-2021-Update_2022-07.pdf
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [7] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KUBEC KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.
- [8] *SKF Bearing Select* [online]. [cit. 2023-04-05]. Dostupné z: <https://skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>
- [9] *SKF Group* [online]. [cit. 2023-04-18]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6212>
- [10] *SKF Group* [online]. [cit. 2023-04-18]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61908>
- [11] *SKF Group* [online]. [cit. 2023-04-18]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6016>
- [12] *SKF Group* [online]. [cit. 2023-04-18]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61916>

Příloha č. 1

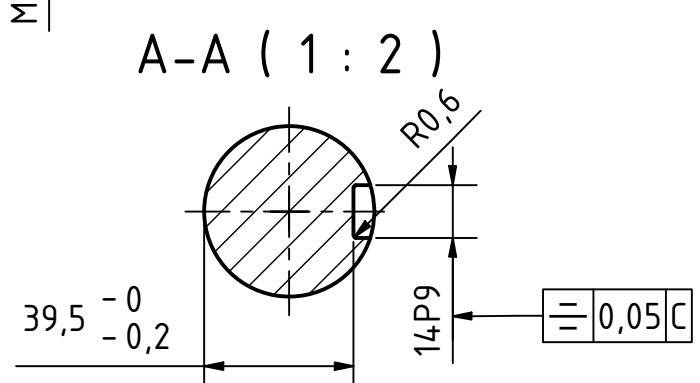
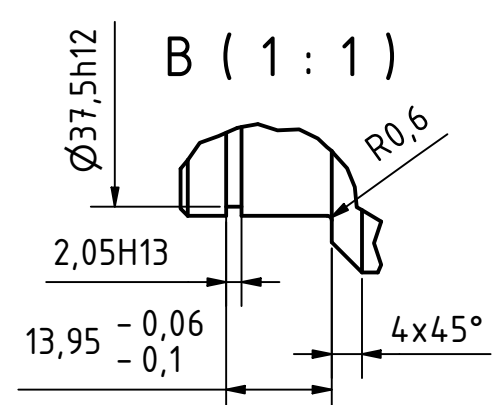
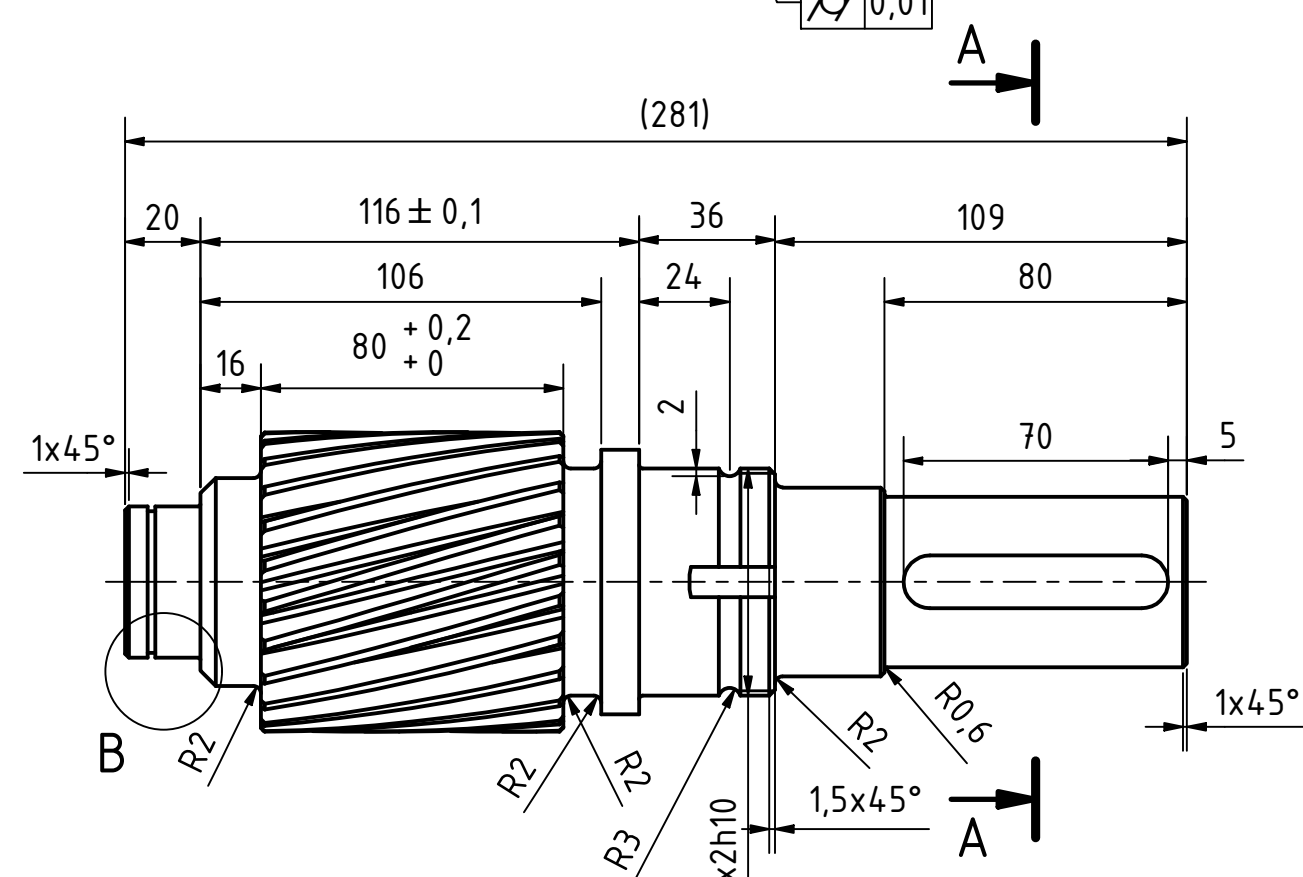
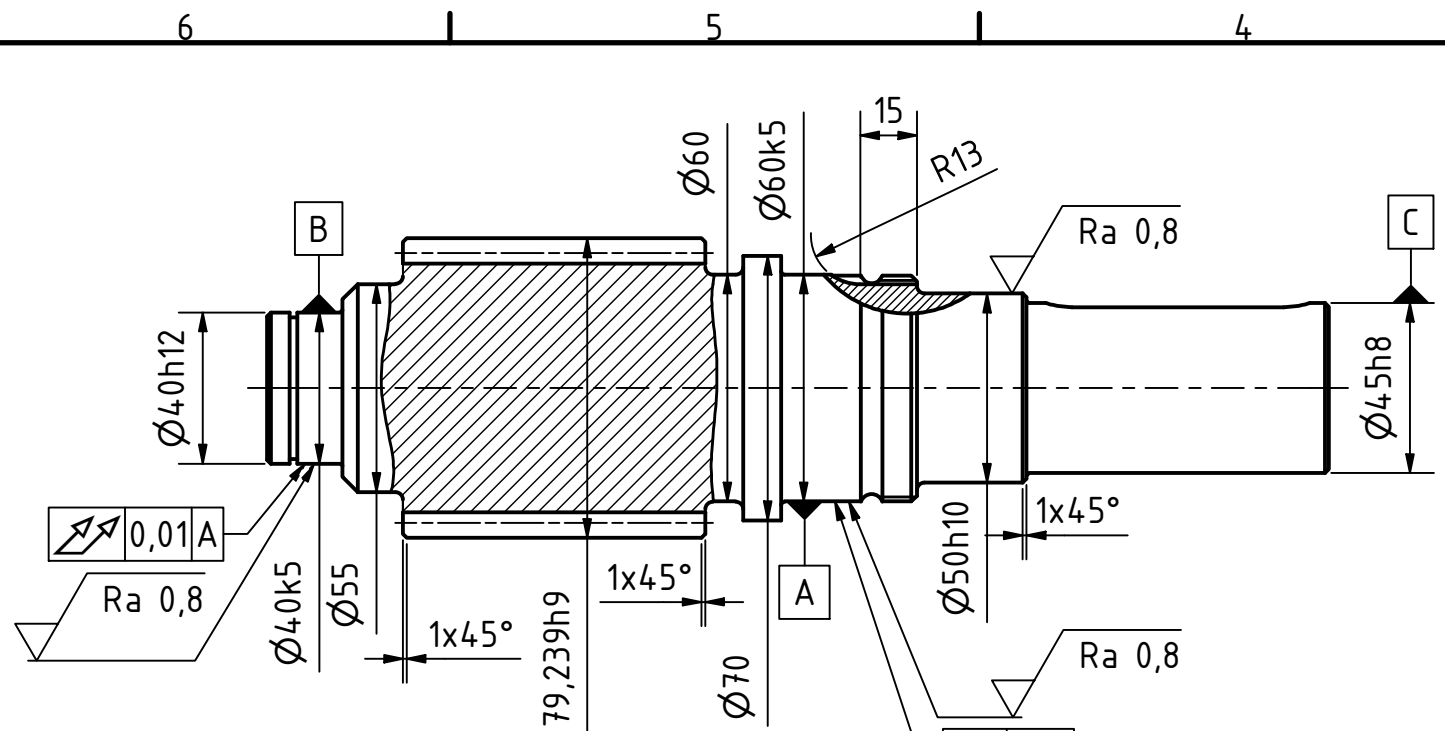
Výkresy navržené převodovky

POZ.	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES/NORMA	MATERIÁL	KS	HMOT.
1	VSTUPNÍ HŘÍDEL	KKS-BP-001	12 010	1	5,827 kg
2	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL	KKS-BP-002	11 600	1	5,026 kg
3	HNANÉ OZUBENÉ KOLO	KKS-BP-003	42 2306	1	14,329 kg
4	VÍKO VSTUPNÍ VELKÉ	KKS-BP-004	11 500	1	1,236 kg
5	VÍKO VSTUPNÍ MALÉ	KKS-BP-205	11 500	1	0,288 kg
6	VÍKO VÝSTUPNÍ VELKÉ	KKS-BP-206	11 500	1	1,570 kg
7	VÍKO VÝSTUPNÍ MALÉ	KKS-BP-207	11 500	1	0,667 kg
8	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ	KKS-BP-208	42 2303	1	17,861 kg
9	VÍKO SKŘÍŇE	KKS-BP-209	42 2303	1	6,645 kg
10	DISTANČNÍ KROUŽEK	KKS-BP-210	11 500	1	0,170 kg
11	LOŽISKO SKF 6016	SKF		1	0,772 kg
12	LOŽISKO SKF 6212	SKF		1	0,778 kg
13	LOŽISKO SKF 61908	SKF		1	0,108 kg
14	LOŽISKO SKF 61916	SKF		1	0,363 kg
15	G 70 x 100 x 10 - NBR	ČSN 02 9401		2	0,015 kg
16	G 50 x 65 x 8 - NBR	ČSN 02 9401		1	0,005 kg
17	MATICE KM16	ČSN 02 3630		1	0,430 kg
18	POJISTNÁ PODLOŽKA MB16	ČSN 02 3640		1	0,049 kg
19	MATICE KM12	ČSN 02 3630		1	0,194 kg
20	POJISTNÁ PODLOŽKA MB12	ČSN 02 3640		1	0,026 kg
21	POJISTNÝ KROUŽEK 80	ČSN 02 2930		1	0,038 kg
22	POJISTNÝ KROUŽEK 40	ČSN 02 2930		1	0,006 kg
23	PERO TĚSNÉ - 14 x 9 x 70	ČSN 02 2562		1	0,066 kg
24	PERO TĚSNÉ - 25 x 14 x 70	ČSN 02 2562		1	0,177 kg
25	KOLÍK 5 x 18 A	ISO 2338		2	0,003 kg
26	ŠROUB M10 x 30	ČSN 02 1143		8	0,031 kg
27	ŠROUB M6 x 18	ČSN 02 1143		24	0,007 kg
28	PODLOŽKA 10	ČSN 02 1741		8	0,003 kg
29	PODLOŽKA 6	ČSN 02 1741		24	0,001 kg
30	ŠROUB S OKEM M12 x 16	CSN 02 1369		1	0,100 kg

Měřítko 1:2	Hmotnost (kg) 66,034	Projitání 	Formát A4
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil FINĚK ONDŘEJ	Název NÁSUVNÁ PŘEVODOVKA	
	Datum 15.5.2023		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Číslo dokumentu KKS-BP-000	
	Datum		
Druh dokumentu SOUPIS POLOŽEK			




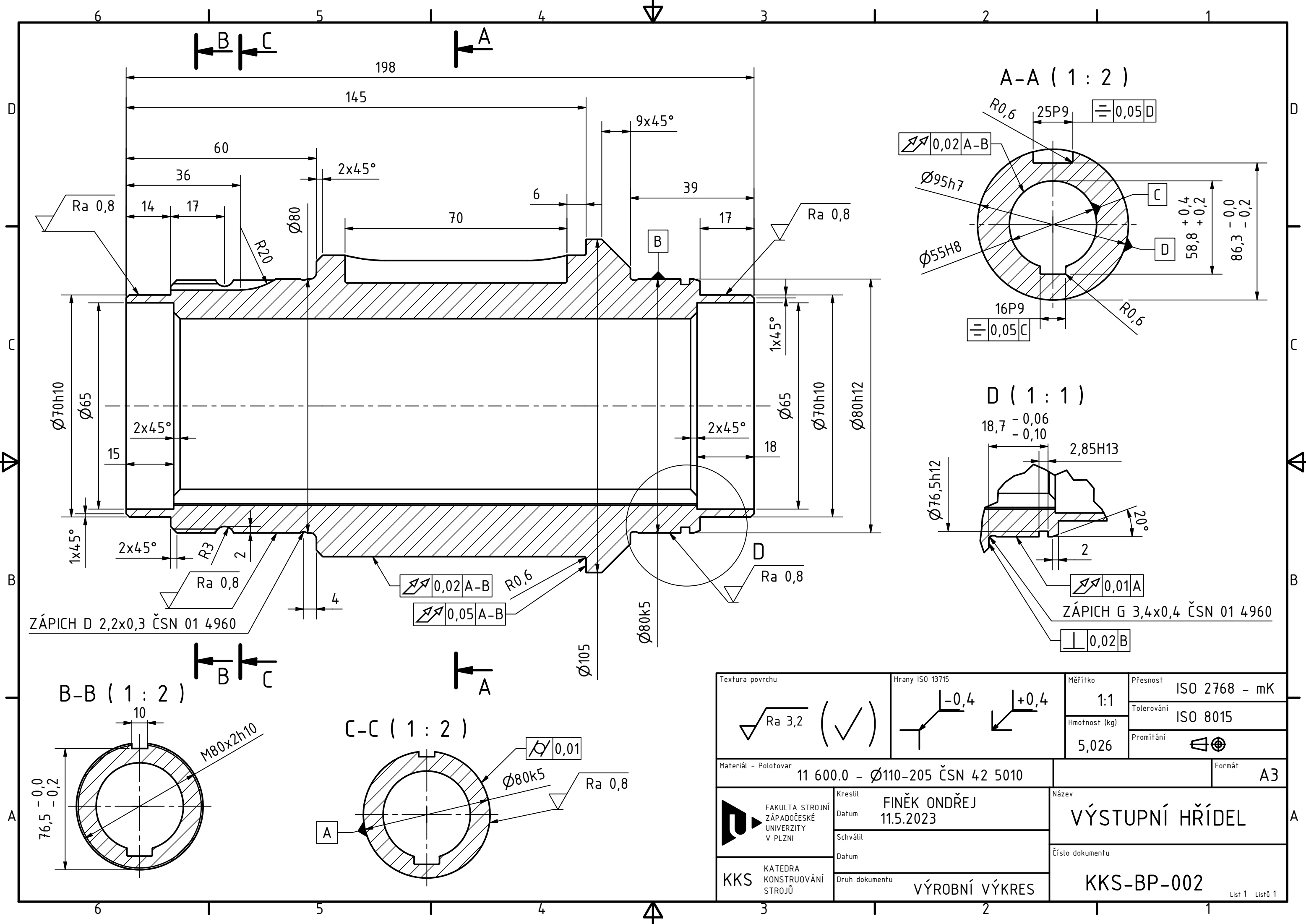
Měřítko	1:2	Hmotnost (kg)	66,034	Promítání		Formát	A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	FINĚK ONDŘEJ		Název			
	Datum	15.5.2023		NÁSUVNÁ PŘEVODOVKA			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Číslo dokumentu			
	Datum			KKS-BP-000			
	Druh dokumentu	VÝKRES SESTAVY		List 2 Listů 2			



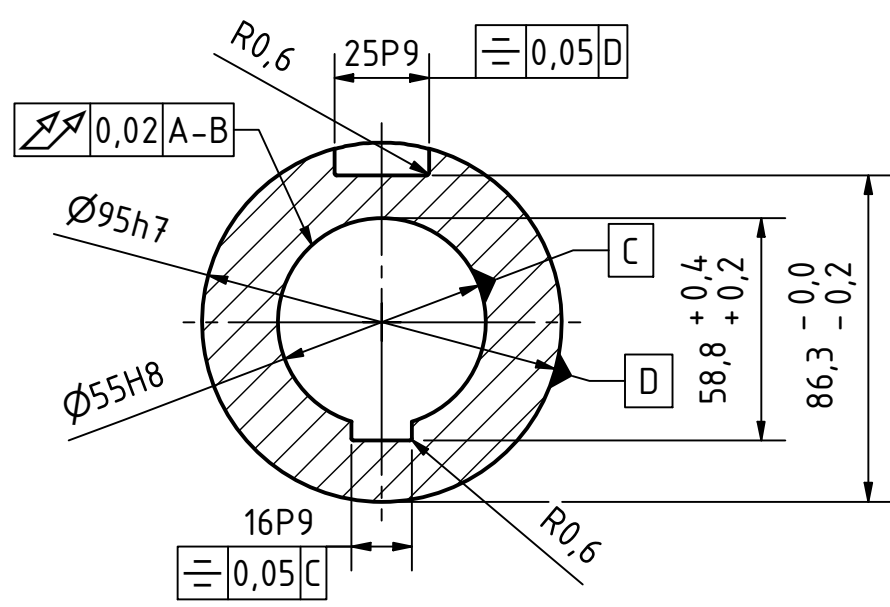
ozubení	čelní	
zuby	šikmé	
počet zubů	z	23
modul	m	3,00
nástroj		
úhel profilu	α	20°0'0"
profil		ČSN 01 4607
úhel sklonu boční křivky zuby	β	15°0'0"
smysl stroupání boční křivky zuby	-	levý
jednotkové posunutí	x	0,3035
stupeň přesnosti		6-6-5 Dh/III
modul čelní	m_t	3,106
základní úhel sklonu	β_b	14°4'34"
průměr základní kružnice	d_b	66,846
průměr roztečné kružnice	d	71,434
průměr patní kružnice	d_f	65,755
průměr hlavové kružnice	d_a	79,239
zadaná šířka ozubení		80
spoluzabírající kolo		
počet zubů		70
vzdálenost os a_w		145

ZUBY CEMENTOVÁNY A KALENY NA 58-62 HRC

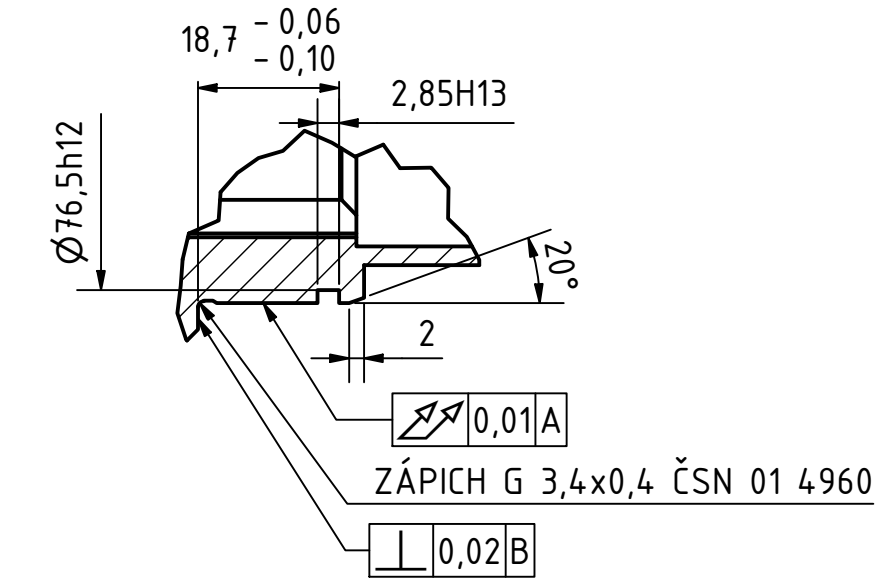
Textura povrchu	Hrany ISO 13715	Měřítko	Přesnost
$Ra\ 3,2$ (✓)	$-0,4$ $+0,4$	1:2	ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár		Hmotnost (kg)	Tolerování
12 010.0 - $\varnothing 85-285$ ČSN 42 5010		5,819	ISO 8015
			Promítání
			Formát
			A3
 KRESLIL FINĚK ONDŘEJ DATUM 10.5.2023	SCHVÁLIL DATUM DRUH DOKUMENTU VÝROBNÍ VÝKRES	NÁZEV VSTUPNÍ HŘÍDEL	
		ČÍSLO DOKUMENTU KKS-BP-001	



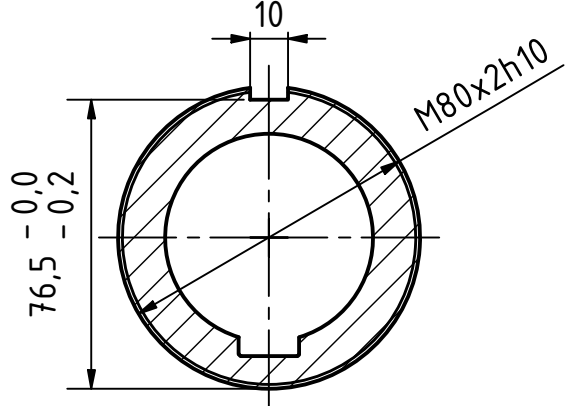
A-A (1:2)



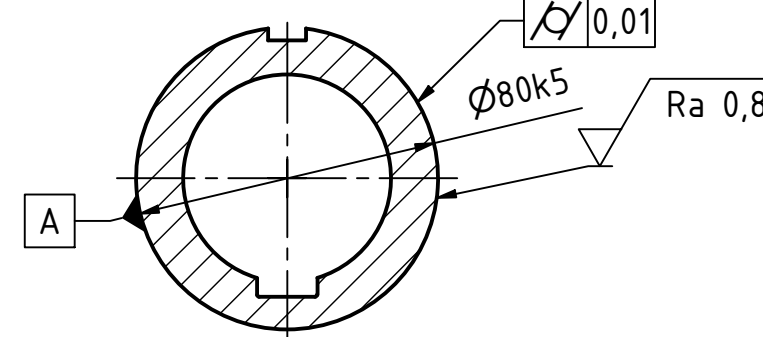
D (1:1)



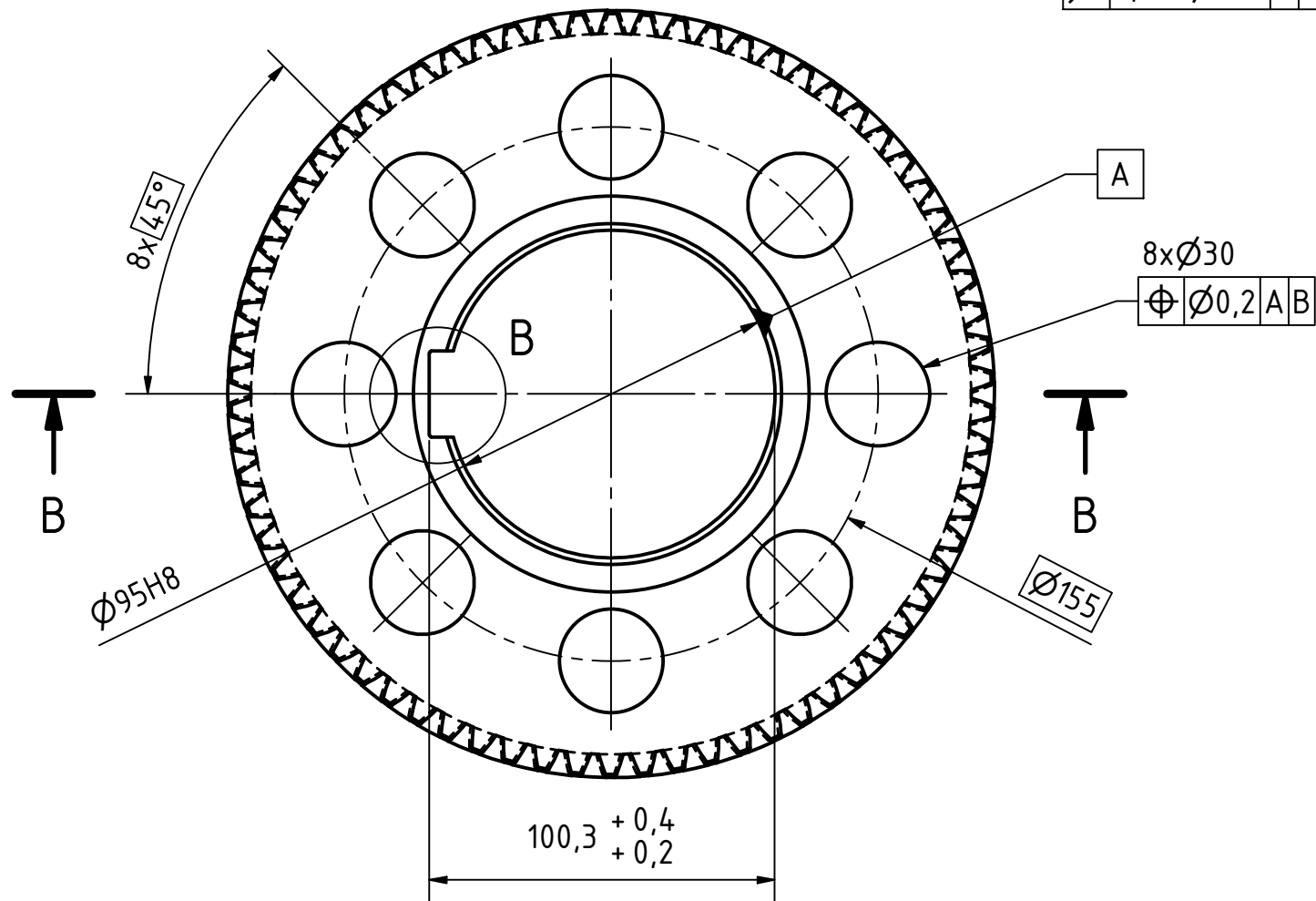
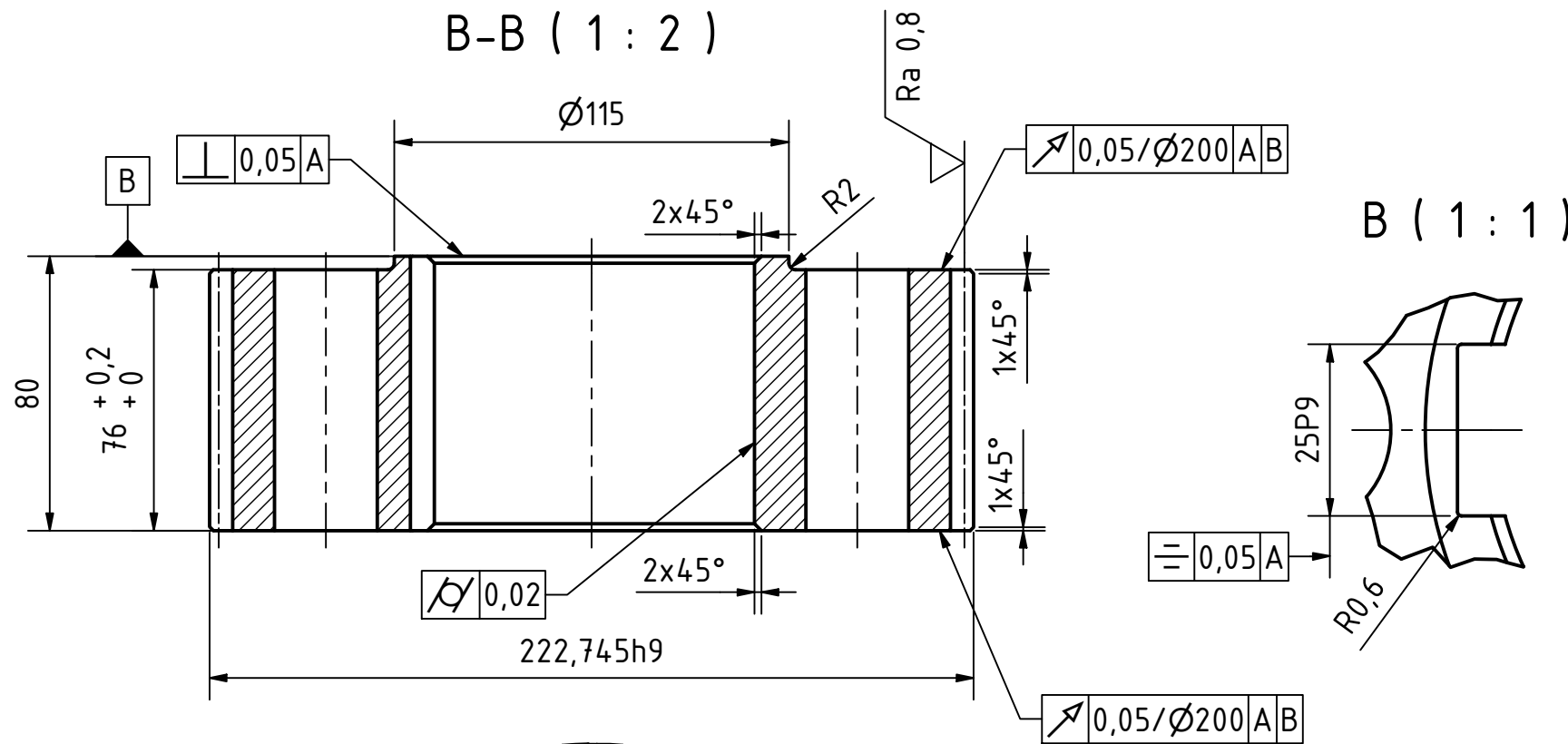
B-B (1:2)



C-C (1:2)

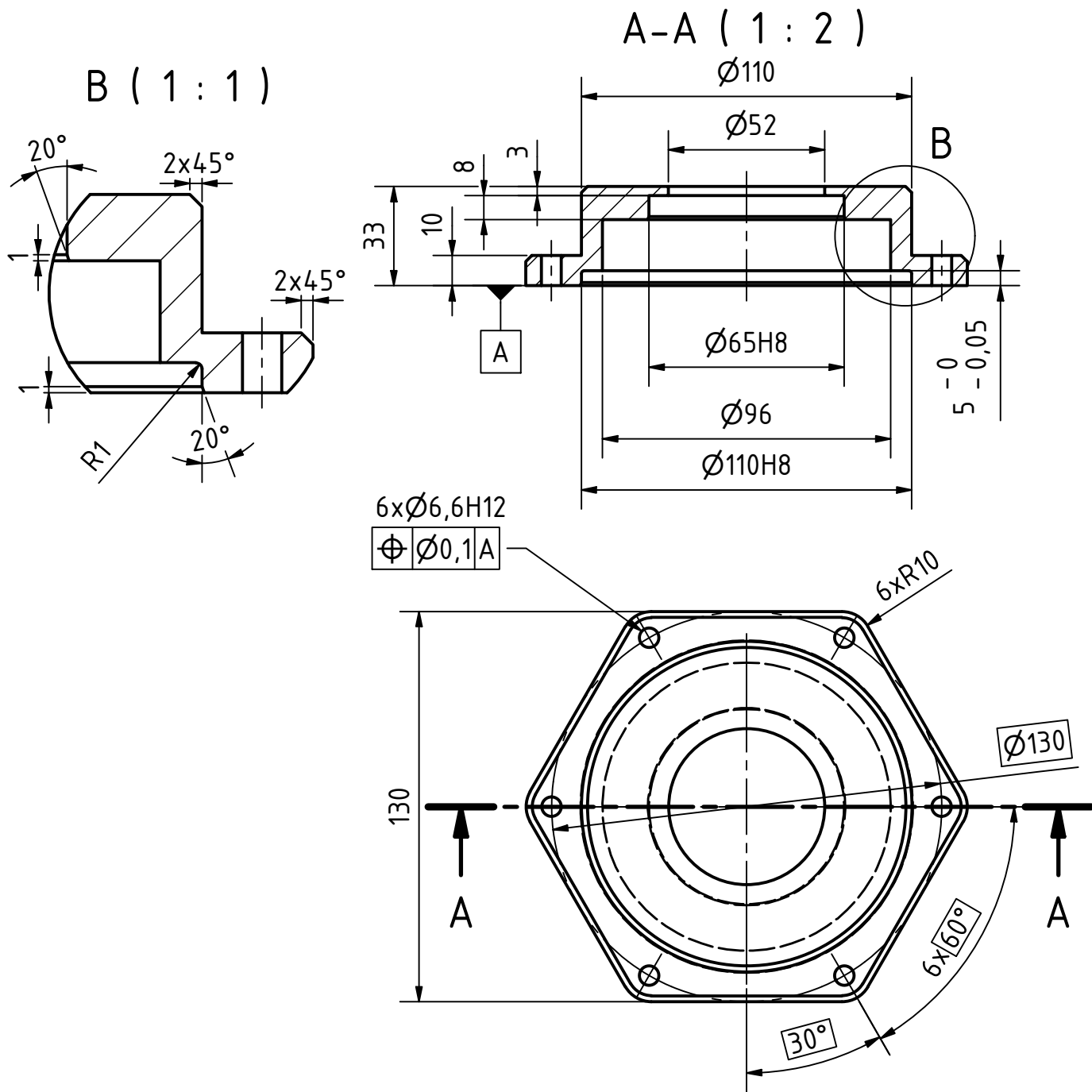


Textura povrchu Ra 3,2 (✓)	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:1	Přesnost ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár 11 600.0 - Ø110-205 ČSN 42 5010		Hmotnost (kg) 5,026	Tolerování ISO 8015
Kreslil FINĚK ONDŘEJ Datum 11.5.2023		Název VÝSTUPNÍ HŘÍDEL	
Schválil Datum		Číslo dokumentu KKS-BP-002	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	



ozubení	čelní	
zuby	šikmé	
počet zubů	z	70
modul	m	3,00
nástroj		
úhel profilu	α	20°0'0"
profil		ČSN 01 4607
úhel sklonu boční křivky zuby	β	15°0'0"
smysl stroupaní boční křivky zuby	-	pravý
jednotkové posunutí	x	-0,1079
stupeň přesnosti		6-6-5 Dh/III
modul čelní	mt	3,106
základní úhel sklonu	β_b	14°4'34"
průměr základní kružnice	db	203,444
průměr roztečné kružnice	d	217,408
průměr patní kružnice	df	209,261
průměr hlavové kružnice	da	222,745
zadaná šířka ozubení		76
spoluzabírající kolo		
počet zubů		23
vzdálenost os aw		145

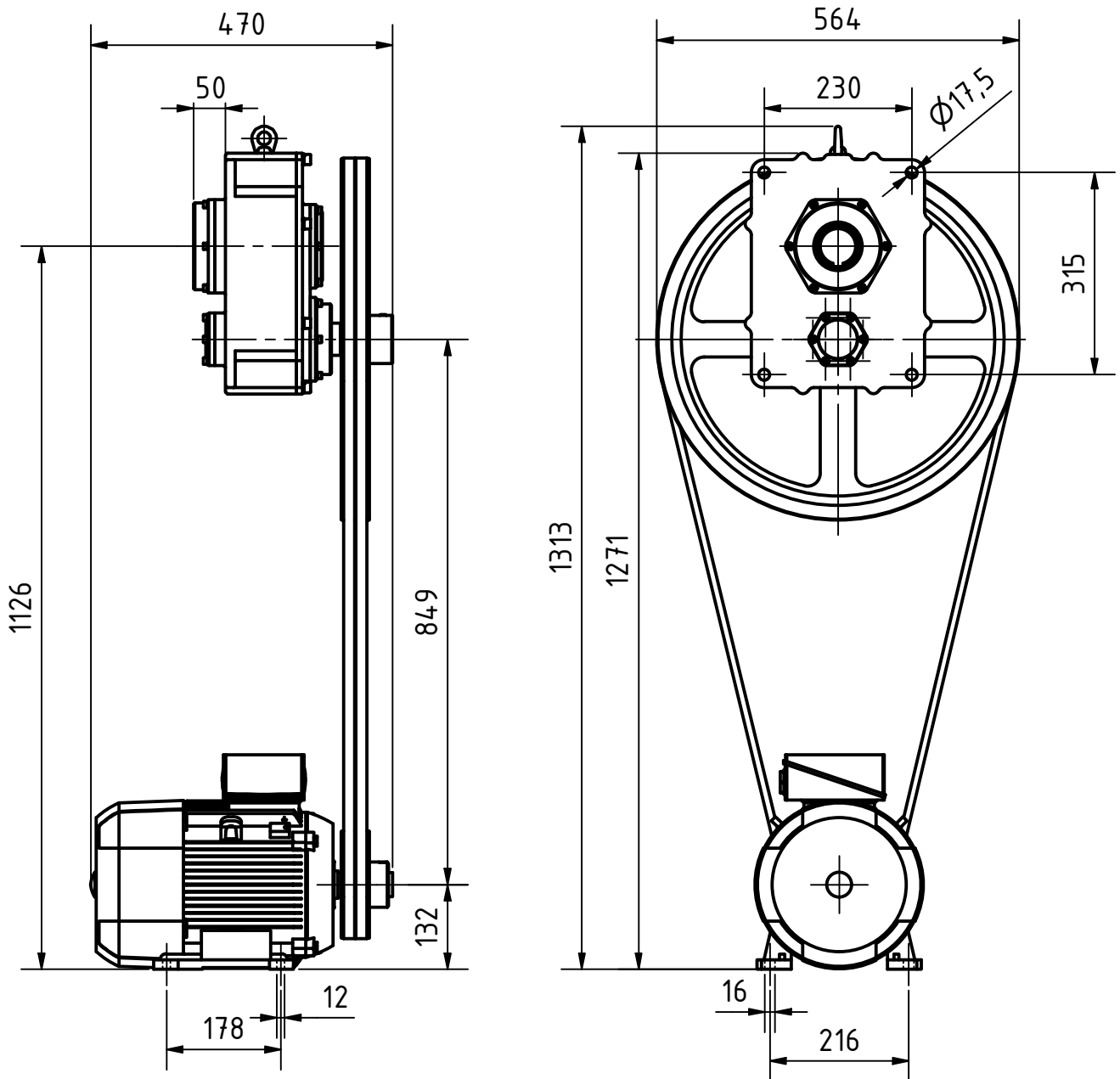
Textura povrchu Ra 3,2 (✓)	Hrany ISO 13715 -0,4 / +0,4	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár 42 2306 - ODLITEK		Hmotnost (kg) 14,326	Tolerování ISO 8015
			Promítání ☐ ⊕
			Formát A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Kreslil FINĚK ONDŘEJ	Název HNANÉ OZUBENÉ KOLO	
	Datum 13.5.2023	Číslo dokumentu KKS-BP-003	
	Schválil		
	Datum		
	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 1,236	Tolerování ISO 8015
			Promítání

Materiál - Polotovár 11 500.0 - Ø150-35 ČSN 42 5010	Formát A4
--	--------------

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil FINĚK ONDŘEJ	Název VÍKO VSTUPNÍ VELKÉ
	Datum 12.5.2023	
	Schválil Datum Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	Číslo dokumentu KKS-BP-004



Měřítko	1:10	Hmotnost (kg)	137,719	Promítání		Formát	A4
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	FINĚK ONDŘEJ		Název			
	Datum	15.5.2023					
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Číslo dokumentu			
	Datum						
Druh dokumentu				DISPOZIČNÍ VÝKRES			
						KKS-BP-100	
List 1 Listů 1							