

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Integrovaná převodovka se šroubovým kompresorem

Autor: **Roman KAŠPÁREK**

Vedoucí práce: **Ing. Eva KRÓNEROVÁ, Ph.D.**

Akademický rok 2011/2012

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Roman KAŠPÁREK**
Osobní číslo: **S11B0208K**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Integrovaná převodovka se šroubovým kompresorem**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Zpracovat rešerši na zadané téma. Zpracovat návrh převodové skříně s příslušnými výpočty a výkresovou dokumentací - sestava, kusovník, výrobní výkres nejméně 5 částí.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše
2. Návrh a výběr vhodného konstrukčního řešení
3. Výpočet převodovky
4. Výrobní dokumentace k převodovce

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

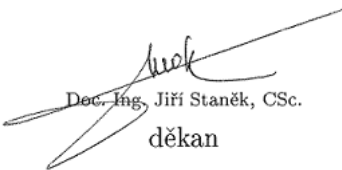
HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 2. Praha: Computer Press, 2000

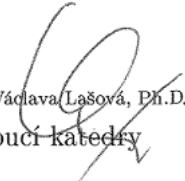
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Eva Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. David Krivánka**
Atmos, s.r.o., Chrást

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2011**
Termín odevzdání bakalářské práce: **25. května 2012**




Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan


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

V Plzni dne 19. září 2011

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

Touto cestou bych chtěl poděkovat všem, kteří mi poskytli potřebné informace a podklady k vypracování mé bakalářské práce. A to především konzultantům ve firmě ATMOS Chrást, s.r.o., konkrétně panu Ing. Davidu Krivánkovi a panu Ing. Rudolfu Huttovi, a slečně Bc. Lucii Krejčířové za korekturu a morální podporu.

Za cenné rady, odbornou pomoc a trpělivost při zpracování této práce děkuji své vedoucí, Ing. Evě Krónerové, Ph.D.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení KAŠPÁREK	Jméno Roman	
STUDIJNÍ OBOR	B 2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. KRÓNEROVÁ, Ph.D.	Jméno Eva	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Integrovaná převodovka se šroubovým kompresorem		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2012
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	72	TEXTOVÁ ČÁST	48	GRAFICKÁ ČÁST	24
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Bakalářská práce obsahuje rešerši převodových skříní a ozubených kol, designové a konstrukční návrhy převodovky, odlitků převodové skříně, výběr vhodné varianty z navržených možností integrovaných převodovek. Dále také výpočet ozubených kol na základě požadovaných parametrů, kontrolu užitých ložisek z hlediska jejich trvanlivosti. Rovněž obsahuje výrobní dokumentaci pro prototypovou konstrukci vybrané převodovky, spolu s kusovníkem. Na závěr i pohled na vybrané produkty některých konkurenčních výrobních podniků.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>ozubené kolo, integrovaná převodovka, čelní ozubení, návrh, kompresor, ložisko, trvanlivost, generátor komponent, protokol, Autodesk Inventor, silové poměry</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname KAŠPÁREK	Name Roman	
FIELD OF STUDY	B 2301 "Design of Manufacturing Machines and Equipment"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. KRÓNEROVÁ, Ph.D.	Name Eva	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Integrated gearbox with screw compressor		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2012
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	72	TEXT PART	48	GRAPHICAL PART	24
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>Bachelor thesis contains a research of gearboxes and gears, design and construction proposals of gearbox, gearbox castings, selecting a suitable version of proposed options of integrated transmissions. It also contains a calculation of cogwheels, based on the required parameters, control calculation of used bearings, in terms of their durability. Also, there is mentioned the specification for a prototype design of the selected gearbox, along with the piece list (BOM).</p> <p>In conclusion, thesis shows a look at some selected products of competitive manufacturing companies.</p>
KEY WORDS	cogwheel, integrated gearbox, spur gear, design, compressor, bearing, durability, generator of components, protocol, Autodesk Inventor, power ratios

OBSAH

OBSAH.....	8
1. ÚVOD.....	9
2. REŠERŠE PŘEVODOVEK.....	10
2.1. <i>OBECNÉ INFORMACE.....</i>	10
2.2. <i>VÝHODY A NEVÝHODY OZUBENÝCH PŘEVODOVEK.....</i>	10
2.3. <i>ROZDĚLENÍ PŘEVODOVEK.....</i>	11
2.3.1. <i>Podle kinetiky pohybu.....</i>	11
2.3.2. <i>Podle počtu soukolí.....</i>	12
2.3.3. <i>Podle provedení.....</i>	12
2.3.4. <i>Podle typu převodu.....</i>	13
2.3.5. <i>Podle funkce.....</i>	14
2.3.6. <i>Podle přenosu energie.....</i>	14
3. OZUBENÉ KOLO, PASTOREK.....	15
3.1. <i>ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH KOL.....</i>	15
3.1.1. <i>Podle typu převodu.....</i>	16
3.1.2. <i>Podle vzájemné polohy os (hřídělí).....</i>	16
3.1.3. <i>Podle průběhu zubů.....</i>	17
3.1.4. <i>Podle kinetických poměrů.....</i>	18
3.2. <i>POŽADAVKY NA OZUBENÁ KOLA.....</i>	19
4. NÁVRH A VÝPOČET OZUBENÝCH KOL PRO PŘEVODOVKU.....	20
4.1. <i>ZADÁNÍ.....</i>	20
4.2. <i>NÁVRH OZUBENÝCH KOL.....</i>	21
4.3. <i>VÝPOČET OZUBENÝCH KOL.....</i>	23
4.4. <i>VÝPOČTOVÝ PROTOKOL ZE SOFTWARE INVENTOR 2012.....</i>	30
4.4.1. <i>Generátor komponent - čelní ozubená kola.....</i>	30
4.4.2. <i>Výpočtový protokol.....</i>	31
4.5. <i>KONTROLA TRVANLIVOSTI NAVRŽENÝCH LOŽISEK.....</i>	32
5. VÝBĚR VHODNÉ KONSTRUKČNÍ VARIANTY.....	36
5.1. <i>GRAFICKÉ NÁVRHY.....</i>	36
5.2. <i>VÝBĚR VHODNÉ VARIANTY.....</i>	37
5.2.1. <i>Výhody a nevýhody jednotlivých variant.....</i>	37
5.2.2. <i>Konečný výběr optimální varianty.....</i>	38
5.3. <i>KONKURENČNÍ PRODUKTY.....</i>	39
6. PROTOTYPOVÁ KONSTRUKCE.....	40
6.1. <i>3D MODEL.....</i>	40
6.2. <i>FOTODOKUMENTACE.....</i>	42
7. ZÁVĚR.....	44
8. SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ.....	46
9. POUŽITÉ ZDROJE.....	47
10. SEZNAM PŘÍLOH.....	48

1. ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh a jeho optimalizace ozubené integrované převodovky s blokem šroubového kompresoru typu A150. Důvodem integrace převodovky s blokem je snaha o vytvoření jednoho kompaktního konstrukčního celku se společným olejovým mazacím a chladicím okruhem, jehož zásadním přínosem je snížení provozních a servisních nákladů z hlediska užití jednoho typu oleje. Úspora se projeví i v nákladech výrobních, neboť není třeba obou vlastních hřídelí pro ozubená kola. Jedno z nich bude nalisováno přímo na hřídeli hlavního rotoru šroubového bloku. Další dopad integrace je i společné sací víko kompresoru, které bude „zabudováno“ v odlitku převodové skříně.

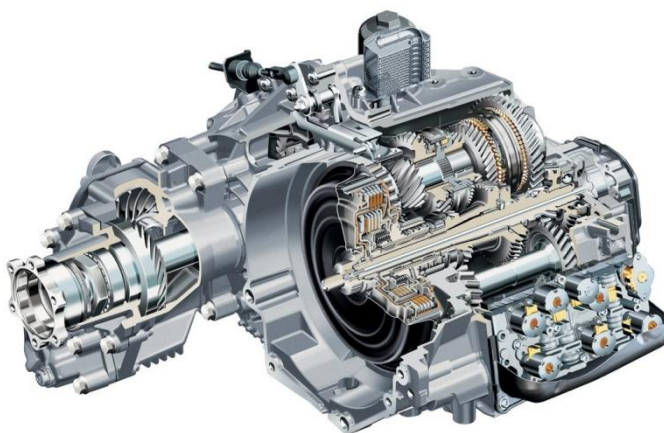
V bakalářské práci je uveden postup výpočtu ozubených kol na základě zadaných parametrů. Kontrolní výpočet použitých ložisek z hlediska jejich trvanlivosti. Výběr vhodné konstrukční varianty převodové skříně s ohledem na celkové uspořádání soustrojí v kompresorové stanici. Dále i náhled na produkty konkurenčních výrobních závodů, grafické zpracování finální verze navržené převodovky, a výrobní dokumentace s kusovníkem pro celou sestavu a výkresy hlavních konstrukčních prvků.

Návrh vhodné převodovky, ozubených kol i jejich ozubení je realizován na základě provedené rešerše možných variant.

2. REŠERŠE PŘEVODOVEK

2.1. Obecné informace

Převodovka je obecně strojní zařízení, sloužící k transformaci a transpozici výkonu, krouticího momentu, otáček a úhlové rychlosti z jednoho místa na jiné. Přenos těchto silových a kinematických vazeb je založen na principu přímého dotyku obou spoluzabírajících členů, v tomto případě ozubených kol. Mezi hlavní stavební komponenty převodových skříní bezesporu patří ozubená (případně šneková) kola, umístěná na vstupních, výstupních nebo pomocných hřídelích, odlitky samotných skříní (tzn. vana a víko), ložiska, těsnicí elementy. Dále samozřejmě spojovací prvky, olejoznaky, atd. Nejběžnější typy převodovek umožňují změnu mezi různými převodovými poměry (takzvané Převodové stupně). Převodovka jakožto konstrukční prvek je součástí celé škály strojů – nejrozšířenější a nejznámější je její aplikace v automobilovém průmyslu.



2.2. Výhody a nevýhody ozubených převodovek

Výhody:

V první řadě je nutno uvést relativně malé zástavbové rozměry převodových skříní. Za důležitou výhodu lze také považovat jejich vysokou mechanickou účinnost, kde na rozdíl od převodů třecích nedochází díky tvarovým elementům k žádnému vzájemnému prokluzu. Ozubené převodovky mají vysokou životnost, spolehlivost a jsou téměř bezúdržbové (pokud je dobře vyřešené mazání ozubených kol a ložisek, měla by plně postačit jen výměna oleje). Dále tyto převodovky přesně dodržují převodový poměr a jsou schopny přenášet i velmi vysoké výkony. V neposlední řadě je možné převodovky i krátkodobě přetěžovat.

Nevýhody:

V dnešní době je potřeba zmínit jejich poněkud vyšší výrobní náklady dané i větší složitostí konstrukce a vyššími nároky na přesnost výroby. Spolu s tím je nutné zajistit tuhost uložení, z čehož plynou další nevýhody - téměř žádné tlumení rázů a

dynamického zatížení, chvění a celkový hluk konstrukčního celku. Jako nevýhodu je při určitých aplikacích možno považovat i dosažitelnost pouze omezených osových vzdáleností.

2.3. Rozdělení převodovek

Převodovky lze rozdělit na základě mnoha kritérií. Jedním ze základních dělení je dle kinetiky pohybu, dále lze převodovky dělit podle počtu stupňů, dle provedení, typu převodu, funkce, atd.

2.3.1. Podle kinetiky pohybu

Rotační → Rotační

Vstupní energie přivedená do převodovky je přenášena rotačním pohybem hnací hřídele, výstupní energie je přenášena rotačním pohybem hnané hřídele s jinou charakteristikou, tj. rozdílné otáčky, krouticí moment, opačný směr otáčení.

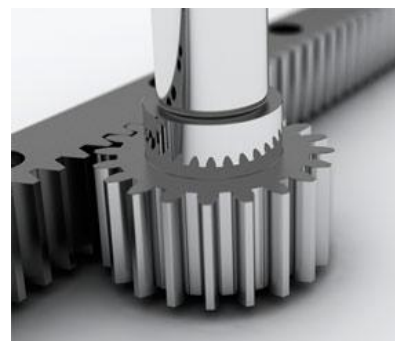


Obr. 1 Čelní soukolí, rotační-rotační přenos

Rotační → Lineární

Energie vstupující do převodovky je přenášena rotačním pohybem hnací hřídele, oproti tomu výstupní energie je přenášena lineárním pohybem (posuvem) hnaného členu.

Na tomto principu pracuje například prismatické vedení u posuvu podélného suportu u hrotových soustruhů.



Obr. 2 Rotační-lineární přenos

Rotační → Periodický

Vstup do převodovky vykonává rotační pohyb a výstup převodovky vykonává periodický rotační (kyvný) pohyb nebo periodický posuvný pohyb (vratný).

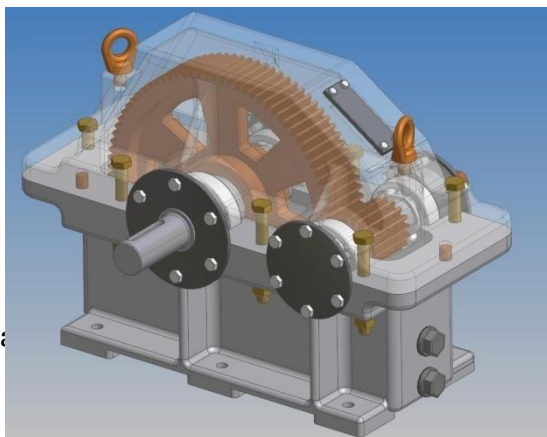
2.3.2. Podle počtu soukolí

S jedním soukolím

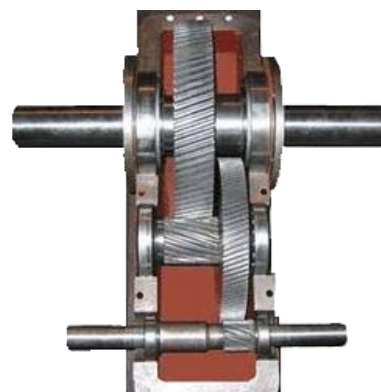
Takové převodovky obsahují pouze jeden pár spoluzabírajících ozubených kol. Jejich převodový poměr je konstantní.

S více soukolími

Jsou konstruovány z více než jednoho ozubeného soukolí, jejich převodový poměr může být stálý nebo proměnný. Zásadní výhodou převodovek tvořených více ozubenými soukolími je možnost dosažení vyšších převodových poměrů při zachování rozměrů relativně podobných převodovkám s pouze jedním spoluzabírajícím soukolím.



Obr. 3 Přebodovka s jedním soukolím^[1]



Obr. 4 Přebodovka se dvěma soukolími

2.3.3. Podle provedení

S přímými, šikmými nebo šípovými zuby

Osy vstupních a výstupních hřídelí jsou navzájem rovnoběžné (patří sem i planetové převodovky).

S kuželovým soukolím

Různoběžné vstupní a výstupní hřídele.

Se šnekovým převodem

Kolmé (mimoběžné) vstupní a výstupní hřídele.

2.3.4. Podle typu převodu

Převodovka s konstantním poměrem

Rozhodující u tohoto typu převodovek je fakt, že jejich převodový poměr mezi vstupní a výstupní hřídelí je stále konstantní. Jako převodovku se stálým převodovým poměrem je možno chápat i převodovku, která má více ozubených soukolí (vnitřních převodů), což by mělo být dáno potřebnými zástavbovými rozměry a konstrukcí převodů mezi vstupní a výstupní hřídelí.

Převodovka s proměnným převodovým poměrem

Vícestupňová převodovka umožňuje změnu převodového poměru mezi vstupní a výstupní hřídelí. Změna se provádí změnou vnitřního převodového poměru.

- **S plynulým převodem**

Taková převodovka umožňuje plynulou změnu převodového poměru mezi vstupní a výstupní hřídelí. Zmíněná vlastnost je vhodná například u rozběhu strojů, díky své plynulosti (řazení stupňů není skokové). Tento typ převodovek však neumožňuje přenos velkých výkonů, a navíc jej nelze realizovat pomocí ozubených kol (přenos je umožněn prostřednictvím řemenu). Využití těchto převodovek je hlavně u skútrů a malých motocyklů.



Obr. 5 Průřez variátorem

- **Se stupňovitým převodem**

Převodovka se stupňovitým převodem umožňuje změnu převodového poměru pouze ve stupních, neboli skokově. Toto uspořádání je mnohem běžnější, než řešení variátorem. Výhodou je možnost přenosu větších výkonů a vyšší účinnost díky tvarovým elementům.



Obr. 6 Převodovka se stupňovitým převodem

2.3.5. Podle funkce

Lineární

Charakteristika výstupní hřídele převodovky je vždy lineárně úměrná charakteristice vstupní hřídele, například úhlu natočení hřídele.

Nelineární

Výstup převodovky vykonává pohyb, který není přímo úměrný vstupu převodovky (spojitý), případně může být výstup z převodovky přerušovaný (nespojité).

2.3.6. Podle přenosu energie

Jednosměrné

Převodovka má určenou vstupní a výstupní stranu pro přenos energie. Toto platí zejména pro vícestupňové převodovky.

Obousměrné

Vstup a výstup převodovky je možno zaměnit. Tento případ se vyskytuje zpravidla u jednoduchého soukolí.

Samosvorné

Konstrukce převodovky principiálně neumožňuje obousměrný přenos výkonu. Samosvornost bývá především u šroubových a šnekových převodovek.

3. OZUBENÉ KOLO, PASTOREK

Tímto bylo nahlédnuto do konstrukce a rozdělení převodovek, ve stroji zastávajících úlohu jednoho dílčího funkčního celku. Nyní bude následovat detailnější popis ozubeného soukolí, jakožto stěžejního prvku tvořícího celý mechanismus.

Ozubené kolo je ve své podstatě kruhový disk obsahující po svém obvodu tvarově definované zuby, a je uzpůsoben právě k přenosu krouticího momentu, výkonu, otáček (jinými slovy mechanické energie) mezi hřídeli

nebo otočnými (případně posuvnými) součástkami stroje.



Obr. 7 Čelní ozubené kolo s přímými zuby

Materiál na jejich výrobu bývá zpravidla volen mezi třídami ušlechtilých ocelí, nejběžnější je třída 14, ale může být i 16. Pro lehké, méně namáhané převody je možné soukolí vyrábět i z plastů. S rozvojem nanotechnologií došlo i k miniaturizaci ozubených kol na rozměr, kdy zub kola může mít svou tloušťku pouze několika atomů. Povrch kol vyráběných z oceli často bývá dodatečně tepelně zpracován – cementováním, kalením, nitridací, atd.

Výroba ozubených kol je převážně založena na obrábění, ale výjimkou není ani ozubení vytvořené i odlitím nebo tvářením (lisování).

Metody obrábění zubů:

- **Frézování zubů dělicí metodou**
- **Frézování zubů odvalovací metodou**
- **Obrázení zubů dělicí metodou**
- **Obrázení zubů odvalovací metodou**
- **Broušení zubů**

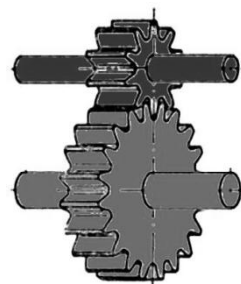
3.1. Rozdělení ozubených kol

Ozubená kola, případně soukolí je možno rozdělit podle několika různých aspektů. Mezi ty základní bezpochyby patří dělení dle vzájemné polohy hlavních os, dle geometrie a průběhu zubů, a jiné.

3.1.1. Podle typu převodu

Jednoduchý převod

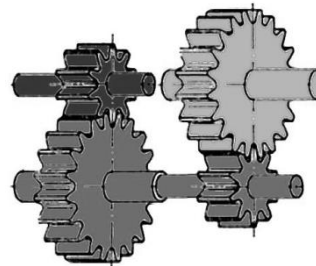
Takový převod je tvořen dvojicí ozubených kol, zpravidla z malého, obecně se nazývajícího pastorek, a velkého ozubeného kola. Dvě vzájemně zabírající kola se také označují jednoduché soukolí.



Obr. 8 Jednoduchý převod^[1]

Složený převod

Označení pro takový převod, kdy je v záběru více dvojic ozubených kol. Toto řešení má výhodu v možnosti volby většího převodového poměru. Je-li v záběru několik dvojic kol, nazývá se složeným soukolím.



Obr. 9 Složený převod^[1]

3.1.2. Podle vzájemné polohy os (hřídelí)

Rovnoběžné osy

Při této vzájemné poloze os se běžně volí soukolí čelní, dále se dělí dle polohy ozubení:

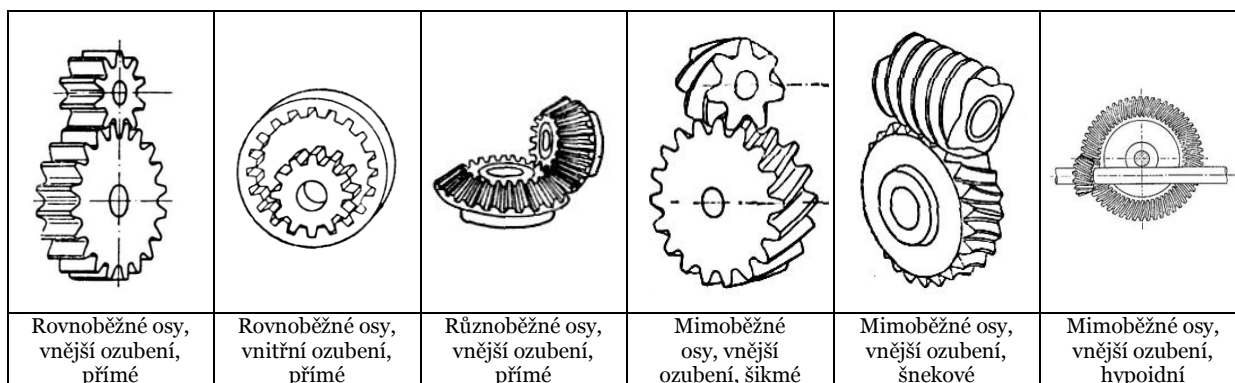
- **s vnějším ozubením** - spoluzabírající kola s vnějším ozubením mají vzájemně opačný smysl otáčení.
- **s vnitřním ozubením** - čelní kola s tímto typem ozubení se navrhují jako věnce, po jejichž vnitřním obvodu je ozubení. Do takto vyrobeného ozubení zapadá pastorek, který na rozdíl od všech ostatních provedení ozubení má shodný směr otáčení jako ozubený věnec.

Různoběžné osy

Soukolí kuželová, úhel je volen převážně 90°, ale konstrukce kuželových soukolí umožňuje i úhel jiný.

Mimoběžné osy

Bývají užitá soukolí šroubová válcová, soukolí šneková, hypoidní, paloidní, a jiné.



Obr. 10 Znárodnění vzájemné polohy os^[1]

3.1.3. Podle průběhu zubů

Čelní kola

- **S přímými zuby** - záběrem ozubených kol s přímými zuby nevznikají žádné osové síly, tím pádem se tento fakt zohledňuje například při dimenzování ložisek.
- **Se šikmými zuby** - oproti zubům přímým mají tu výhodu, že mají plynulejší a delší záběr, tišší chod a menší mezní počet zubů. Avšak nevýhodou je vznik axiální síly, k níž je nutno přihlídnout právě při návrhu ložisek. Při záběru dvou ozubených kol se šikmými zuby musí mít jedno kolo kladný, druhé kolo záporný úhel sklonu zubů.
- **Se šípovitými zuby** - čelní kola se šípovitými zuby mají v podstatě stejnou výhodu jako kola s šikmým ozubením, avšak nevznikají zde axiální síly. Ty eliminuje symetrická konstrukce ozubení - tvar šípu.
- **Se zakřivenými zuby** - další, různé typy zubů, lišící se tvarem, zakřivením.

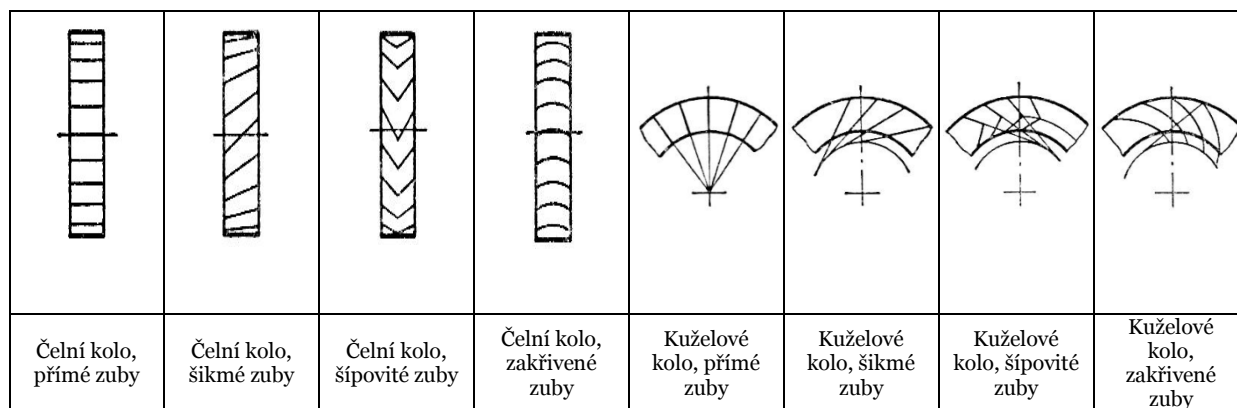
Kuželová kola

Kuželová kola lze rozdělit podobně jako kola čelní:

- **S přímými zuby** - ozubená kola s přímými zuby se používají pro převodovky s různoběžnými osami hřídelů s jejich společným průnikem.
- **Se šikmými a šípovitými zuby** - ozubení se šikmými zuby je konstrukčně i výrobně složitější než u čelních ozubení. Z důvodu úspory výrobních nákladů je možné používat i *oktoidní* profil zubů kvůli snadnější výrobě. Kuželová kola se šikmými zuby mají příznivější provozní charakteristiky (obdoba u čelního ozubení) a lépe se přizpůsobují deformacím hřídelů za provozu. Tento typ ozubení však není příliš používán. Vyrábí se pouze v případech, kdy jsou rozměry ozubeného soukolí větší, než dovoluje geometrie strojů pro výrobu zakřiveného ozubení.

- **Se zakřivenými zuby** - kola s tímto průběhem zubů lze také nazvat koly se *spirálními* zuby a co se týče provozních charakteristik (jako šikmé zuby) - lepší přizpůsobitelnost, tlumení vibrací, chvění, hluku za provozu. Kuželová ozubená kola se zakřivenými zuby lze ještě dále dělit následovně:

- *kruhově spirální (Gleason)* - provedení jako obloukové ozubení nebo hypoidní ozubení
- *eloidní/epicykloidní (Öerlikon)*
- *paloidní (Klingelnberg)*



Obr. 11 Znázornění průběhu zubů ^[1]

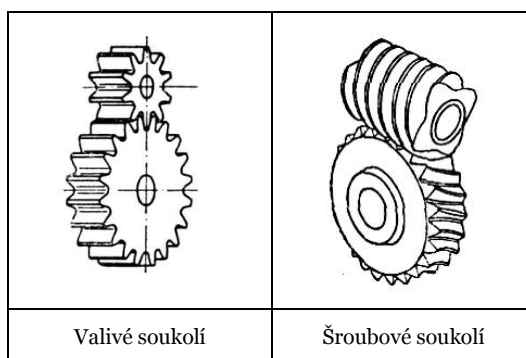
3.1.4. Podle kinetických poměrů

Valivá soukolí

Boky zubů u těchto kol se po sobě "odvalují". Toto je běžnější případ konstrukce soukolí, i díky nižším výrobním nákladům.

Šroubová soukolí

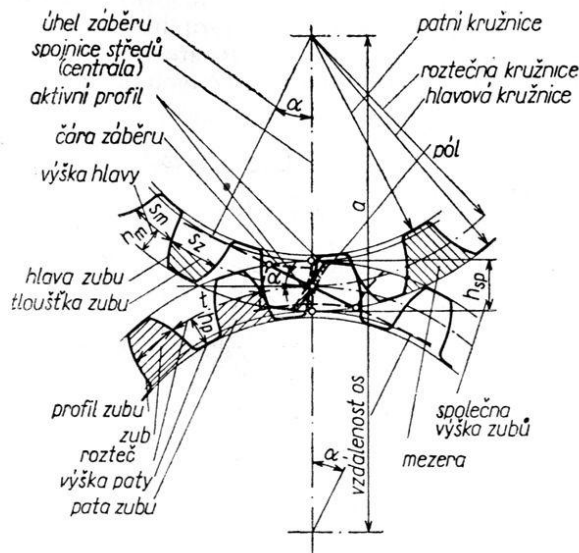
Šroubové soukolí je ozubené soukolí pro mimoběžné osy hřídelů, kde při otáčení vzniká posun, tj. šroubový pohyb. Boky zubů se tím pádem o sebe "otírají". Takovéto soukolí je možno vytvořit pouze v tom případě, jsou-li kola částmi rotačních hyperboloidů. Pokud v přenosu kroutícího momentu nastává situace, kdy je jedno kolo střídavě hnací i hnané, volí se úhel vyklopení pro obě kola stejný nebo alespoň velmi blízký 45°.



Obr. 12 Znázornění kinetických poměrů ^[1]

3.2. Požadavky na ozubená kola

Mezi hlavní požadavky na ozubená kola, jakožto nejdůležitější prvky převodovek, bezpochyby patří pokud možno optimalizované zatížení zubů při záběru. To vychází ze *Základního zákona ozubení*, konkrétně z požadavku na trvalý záběr boku zubů. Měla by být vynakládána snaha o minimalizaci rozměrů a hmotností při zachování vstupních požadavků na osové vzdálenosti, převodový poměr, počet cyklů v provozu. Při hlubším pohledu je nutno přiblížit se ideálně rovnoměrnému přenosu otáček. To znamená minimalizaci vůlí pro snížení rázů, vibrací a hluku. Toho je možné docílit dodržáním vhodné geometrie profilu zubu. Tím by bylo dosaženo i co největší snížení ztrát vzniklých vlivem mechanického tření zubů o sebe.



Obr. 13 Geometrie zubu [1]

Zde jsou uvedeny různé příklady profilů boku zubu, které je možné vyrábět:

- **Evolventní** - nejčastěji používaný profil boční křivky. Evolventa - dráha bodu pevně spojeného s přímkou, která se odvaluje po základní kružnici.
- **Cykloidní** - dražší varianta. Cykloida - dráha bodu pevně spojeného s kružnicí, která se odvaluje po základní kružnici.
- **Žebrové** - téměř nepoužívané. Dříve například na starých mlýnech.
- **Kruhový oblouk** (Wildhaber-Novikovovo ozubení) - Zuby mají konkávní (konvexní) boky z kruhových oblouků. Nesplňují *Základní zákon ozubení*, ale používají se pro svůj příznivý stykový poměr.

4. NÁVRH A VÝPOČET OZUBENÝCH KOL PRO PŘEVODOVKU

V této části bakalářské práce je již detailněji popsán konkrétní návrh ozubených kol vhodných pro danou aplikaci integrované převodovky se šroubovým blokem kompresoru, a jejich rozměrový a pevnostní výpočet.

4.1. Zadání

Zadané parametry pro výpočet ozubených kol:

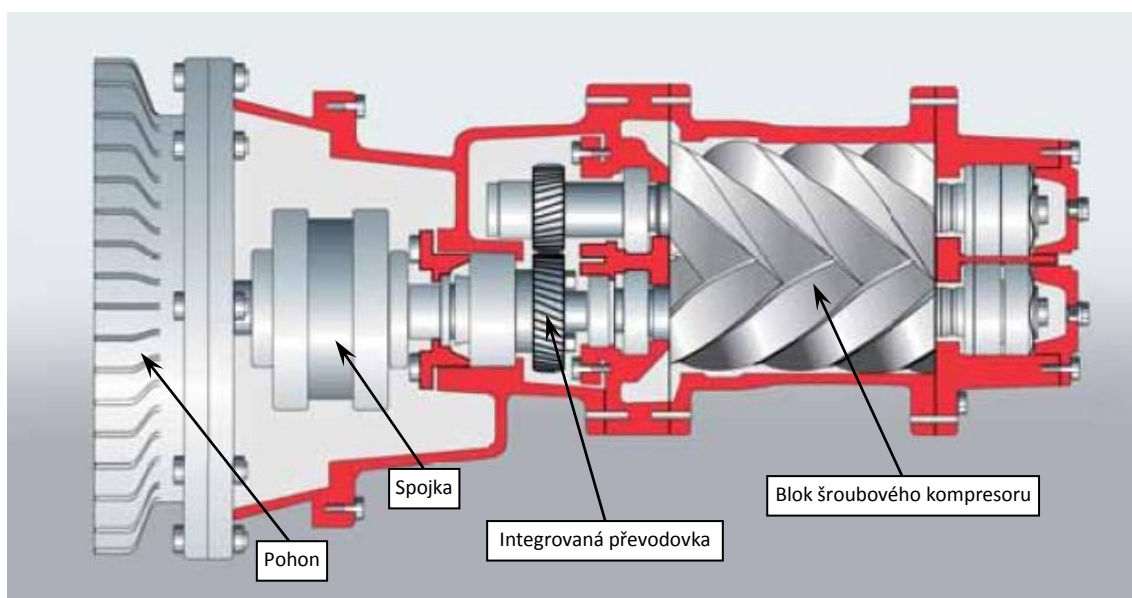
Výkon motoru:	P_1	50 kW
Otáčky motoru:	n_1	2960 min⁻¹
Převodový poměr:	i	0,875 (1 : 1,15)
Osová vzdálenost:	a	125 mm
Požadovaný modul:	m	2 mm
Úhel sklonu	β	15°
Úhel profilu	α	20°
Požadovaná životnost:	L_h	30 000 hodin
Minimální součinitele bezpečnosti:		
Pro dotyk:		1,2
Pro ohyb:		1,3
Materiál soukolí:		16MnCr5 (obě ozub. kola)
Mez únavy v ohybu:	$\sigma_F \text{ lim}$	700 MPa
Mez únavy v dotyku:	$\sigma_H \text{ lim}$	1270 MPa
Modul pružnosti:	E	206 000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,3
Účinnost	η	0,98

Ozubená kola jsou mazána tlakově, vstřikováním oleje do místa dotyku obou kol skrze sací víko přímo z bloku kompresoru. Ložiska jsou mazána rozstřikováním při brodění ozubeného kola v olejové náplni převodovky.

4.2. Návrh ozubených kol

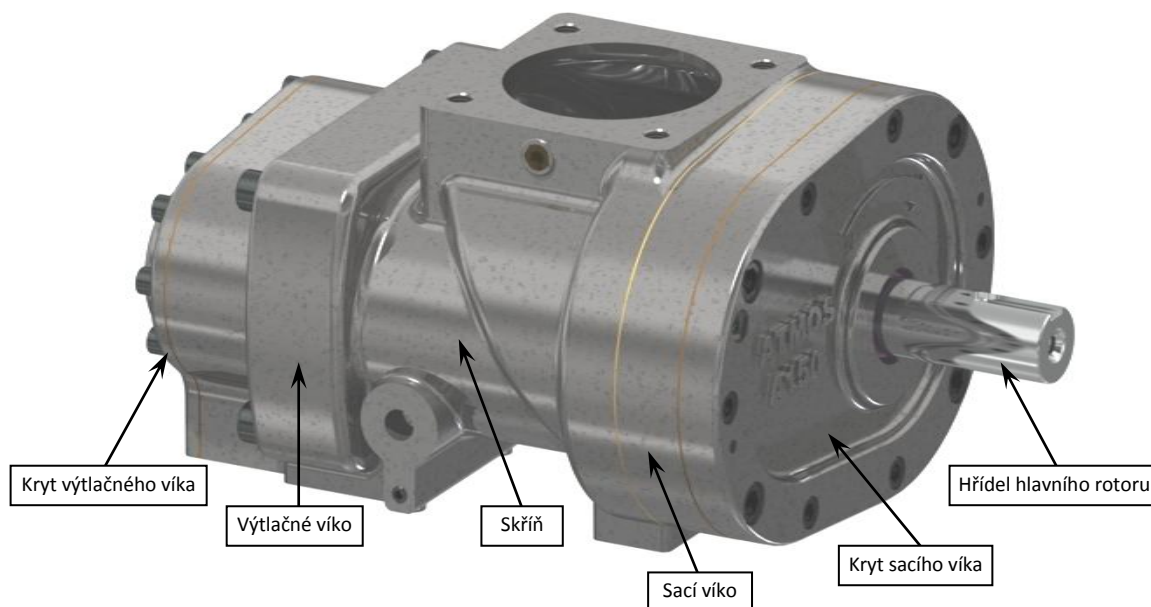
Vzhledem k zadání, kdy je navrhována převodovka spojující hlavní pohonnou jednotku (zde elektrický motor o výkonu $P=50\text{kW}$) přes spojku, převodovku na šroubový blok víceméně v jedné linii, je patrné, že osy obou ozubených kol jsou navzájem rovnoběžné.

Proto je pro výpočty vhodné volit **ozubená kola čelní**.



Obr. 14 Schéma uspořádání hlavních konstrukčních celků

Na hřídeli, společné pro ozubené kolo a hlavní rotor šroubového kompresoru, dochází k výskytu axiálních sil, a to jak vlivem stlačování vzduchu uvnitř kompresoru (díky vyššímu tlaku na výtlačné straně bloku oproti sací), tak i díky mechanickému působení jednoho rotoru na druhý. Proto je nutné tyto síly alespoň částečně eliminovat.



Obr. 15 Blok šroubového kompresoru A150

Pro tuto konkrétní aplikaci je tedy potřeba volit **ozubení čelní šikmé**, a to tak, aby axiální síla vyvozená sklonem zubů směřovala opačným směrem proti síle vznikající samotným záběrem hlavního a vedlejšího rotoru při kompresi vzduchu. To nabízí teorii, že pokud síla, vyvozená otáčejícími se rotory, směřuje k sacímu víku, které bude později zaměněno právě za převodovku s "vestavěným" sacím víkem, musí osové síly vyvozené soukolím směřovat do bloku.



Obr. 16 Čelní šikmá ozubená kola

S přihlédnutím k této síle budou navržena a dimenzována i některá ložiska umístěná přímo uvnitř samotného bloku (*kuličková ložiska s kosoúhlým dotykem*).

4.3. Výpočet ozubených kol

Tato část bakalářské práce je již zaměřena na výpočet ozubených kol, a to co z hlediska jejich rozměrů a hodnot potřebných pro výrobu.

Pro úplný začátek je potřeba na základě požadované osové vzdálenosti a převodového poměru navrhnout počty zubů jednotlivých ozubených kol. Pro tento výpočet je však třeba provést ještě takzvaný „nástřel“ požadovaného modulu, který bude postupným výpočtem shledán buď jako dostačující, předimenzovaný nebo naopak nedostatečný.

Při výpočtu se tedy bude vycházet z již výše uvedených zadaných parametrů.

Převodový poměr i [-] vyjadřuje vzájemný poměr mezi hnacím a hnaným ozubeným kolem, a to z hlediska jejich průměrů, počtu zubů, otáček nebo obvodových rychlostí.

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Převodovým poměrem lze také zjistit hodnoty otáček na hnané hřídeli n [min^{-1}]. Účinnost je uvažována s hodnotou 0,98, a to vlivem ztrát vznikajících například vzájemným třením zubů.

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{2960}{0,875} = \boxed{3383 \text{ min}^{-1}}$$

Navíc je možno vypočítat krouticí moment, který působí na hnací ozubené kolo:

$$P_1 = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1 \Rightarrow M = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{50000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2960}{60}} = \boxed{161,3 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Normální rozteč p [mm], jakožto vzdálenost dvou sousedních boků zubů na roztečné kružnici, měřená po oblouku, v normální rovině, lze zjistit z:

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z} = \pi \cdot m = \pi \cdot 2 = \boxed{6,283 \text{ mm}}$$

Obdoba pro rozteč v rovině čelní p_t [mm]:, ale se zohledněním úhlu sklonu β [°]:

$$p_t = \frac{p}{\cos \beta} = \frac{6,283}{\cos 15^\circ} = \boxed{6,505 \text{ mm}}$$

Roztečná (teoretická) osová vzdálenost a [mm] pro čelní ozubená kola s přímými zuby je dána vztahem:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$$

Avšak při výpočtu roztečné osové vzdálenosti (opět teoretické) pro kola se šikmým ozubením je opět nutno zohlednit právě úhel sklonu zubů β [°]:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{m}{\cos \beta}$$

Pro první návrh počtu zubů je nutné vystačit si se zadanou valivou osovou vzdáleností a_w [mm], která je dosazena místo teoretické osové vzdálenosti a .

Z těchto dvou rovnic je již možné vypočítat počty zubů z_1 ; z_2 [-] jednotlivých ozubených kol:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1$$

$$a_w = \frac{z_1 + i \cdot z_1}{2} \cdot \frac{m}{\cos \beta} = \frac{z_1 \cdot (1 + i)}{2} \cdot \frac{m}{\cos \beta} \Rightarrow z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m \cdot (1 + i)}$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 15^\circ}{2 \cdot (1 + 0,875)} = 64,395 \doteq \boxed{64 \text{ zubů}}$$

$$z_2 = i \cdot z_1 = 0,875 \cdot 64 = \boxed{56 \text{ zubů}}$$

Po zaokrouhlení zjištěných počtů zubů z_1 ; z_2 je vhodné zpětně dopočítat teoretickou osovou vzdálenost a , a to ze vztahu:

$$a = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{m}{\cos \beta} = \frac{64 + 56}{2} \cdot \frac{2}{\cos 15^\circ} = \boxed{124,233 \text{ mm}}$$

Čelní úhel profilu $\alpha_t [^\circ]$ je možno snadno určit dle věty:

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \Rightarrow \alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \right)$$

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ} \right) = \boxed{20,6469^\circ}$$

Ze znalosti roztečné i valivé osové vzdálenosti (a ; a_w), a výše spočteného čelního úhlu profilu (α_t) lze získat hodnotu čelního provozního úhlu záběru $\alpha_{tw} [^\circ]$:

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} \Rightarrow \alpha_{tw} = \cos^{-1} \left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t \right)$$

$$\alpha_{tw} = \cos^{-1} \left(\frac{124,233}{125} \cdot \cos 20,6469^\circ \right) = \boxed{21,5606^\circ}$$

Obdobným způsobem lze získat hodnotu provozního úhlu záběru $\alpha_w [^\circ]$:

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \Rightarrow \alpha_w = \cos^{-1} \left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha \right)$$

$$\alpha_w = \cos^{-1} \left(\frac{124,233}{125} \cdot \cos 20^\circ \right) = \boxed{20,95^\circ}$$

Ozubená kola jsou uvažována jako korigovaná. Proto je třeba zjistit hodnotu celkové jednotkové korekce $\Sigma x [-]$, a to ze vzorce:

$$\Sigma x = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan \alpha} \cdot (ev \alpha_{tw} - ev \alpha_t)$$

Hodnoty evolvent úhlů $ev \alpha_{tw} [-]$ a $ev \alpha_t [-]$ je možno získat jak z tabulek, tak i výpočtem:

Z tabulek:

$$Pro \alpha_{tw} = 21,5606^\circ \quad \dots ev \alpha_{tw} = 0,01882$$

$$Pro \alpha_t = 20,6469^\circ \quad \dots ev \alpha_t = 0,01645$$

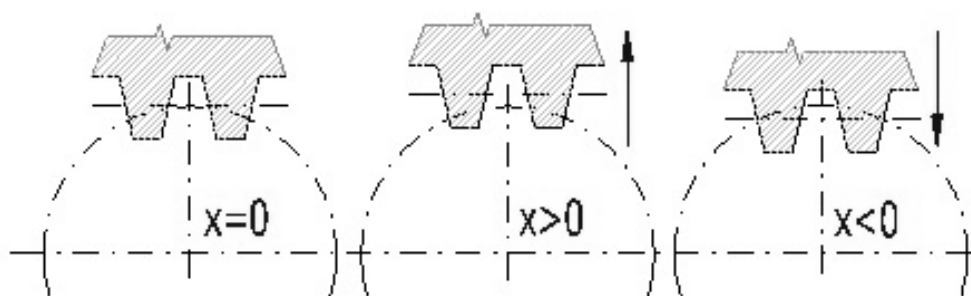
Výpočtem:

$$\begin{aligned} ev \alpha_{tw} &= \tan \alpha_{tw} - \text{arc } \alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw} \\ &= \tan 21,5606^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 21,5606^\circ = \underline{0,018829} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} ev \alpha_t &= \tan \alpha_t - \text{arc } \alpha_t = \tan \alpha_t - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_t \\ &= \tan 20,6469^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 20,6469^\circ = \underline{0,016453} \end{aligned}$$

Poté lze tyto zjištěné hodnoty pohodlně dosadit zpět do výše uvedené rovnice a zjistit tak součtovou jednotkovou korekci Σx :

$$\Sigma x = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan \alpha} \cdot (ev \alpha_{tw} - ev \alpha_t) = \frac{64 + 56}{2 \cdot \tan 20^\circ} \cdot (0,018829 - 0,016453) = \boxed{0,39168}$$



Obr. 17 Znárodnění korekce nástroje při výrobě ozubení

Tu je třeba distribuovat na jednotlivá ozubená kola, a to na základě poměru opačného například k poměru počtu zubů. Také je nutno vycházet z teze, že celková jednotková korekce Σx je tvořena součtem korekcí x na obou kolech:

$$\Sigma x = x_1 + x_2 \qquad \frac{x_1}{x_2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow x_1 = \frac{z_2}{z_1} \cdot x_2$$

$$\Sigma x = x_2 \cdot \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \Rightarrow x_2 = \frac{\Sigma x}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right)} = \frac{0,39168}{\left(1 + \frac{56}{64}\right)} = \boxed{0,208896}$$

$$\Sigma x = x_1 + x_2 \Rightarrow x_1 = \Sigma x - x_2 = 0,39168 - 0,208896 = \boxed{0,182784}$$

Dále jsou vypsány hodnoty parametrů, které tvoří výškový profil zubu:

$$h_a^* = 1$$

$$c^* = 0,25$$

$$h_f^* = h_a^* + c^* = 1,25$$

$$r_f^* = 0,35$$

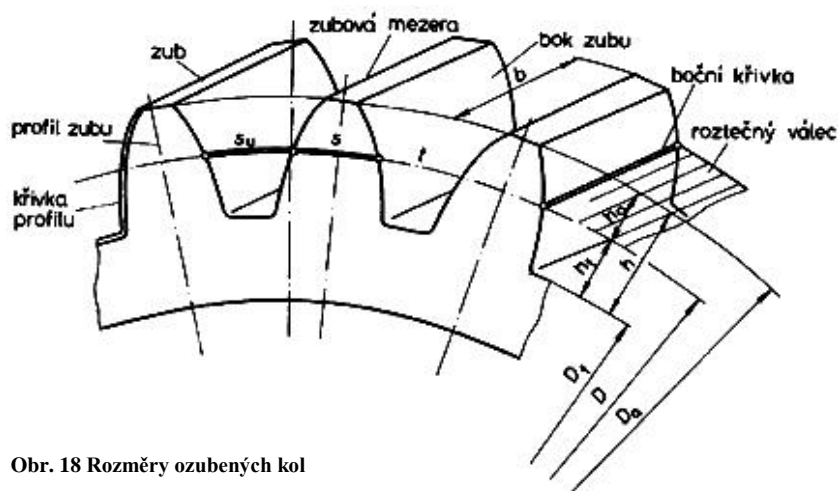
$$h_a = m \cdot h_a^* = m$$

$$c = m \cdot c^* = 0,25 \cdot m$$

$$h_f = m \cdot h_f^* = 1,25 \cdot m$$

$$r_f = m \cdot r_f^* = 0,35 \cdot m$$

Nyní je již možné spočítat všechny průměry ozubených kol, potřebné pro jejich výrobu:



Obr. 18 Rozměry ozubených kol

- **Výpočet průměru roztečné kružnice d_1, d_2 [mm]:**

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{64 \cdot 2}{\cos 15^\circ} = \boxed{132,515 \text{ mm}} \quad \left| \quad d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{56 \cdot 2}{\cos 15^\circ} = \boxed{115,951 \text{ mm}} \right.$$

- **Výpočet průměru základní kružnice d_{b1}, d_{b2} [mm]:**

$$d_{b1} = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t = \frac{64 \cdot 2}{\cos 15^\circ} \cdot \cos 20,6469^\circ = \boxed{124,004 \text{ mm}} \quad \left| \quad d_{b2} = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t = \frac{56 \cdot 2}{\cos 15^\circ} \cdot \cos 20,6469^\circ = \boxed{108,504 \text{ mm}} \right.$$

- **Výpočet průměru valivé kružnice d_{w1}, d_{w2} [mm]:**

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = 132,515 \cdot \frac{\cos 20,6469^\circ}{\cos 21,5606^\circ} = \boxed{133,333 \text{ mm}} \quad \left| \quad d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = 115,95 \cdot \frac{\cos 20,6469^\circ}{\cos 21,5606^\circ} = \boxed{116,667 \text{ mm}} \right.$$

- **Výpočet průměru patní kružnice d_{f1}, d_{f2} [mm]:**

$$d_{f1} = m \left(\frac{z_1}{\cos \beta} - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1 \right) = 2 \left(\frac{64}{\cos 15^\circ} - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,1827 \right) = \boxed{128,246 \text{ mm}} \quad \left| \quad d_{f2} = m \left(\frac{z_2}{\cos \beta} - 2h_a^* - 2c^* + 2x_2 \right) = 2 \left(\frac{56}{\cos 15^\circ} - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,2089 \right) = \boxed{111,786 \text{ mm}} \right.$$

- **Výpočet průměru hlavové kružnice d_{a1}, d_{a2} [mm]:**

$$d_{a1} = 2 \left(a_w - \frac{d_{f2}}{2} - c^* \cdot m \right) = 2 \left(125 - \frac{111,786}{2} - 0,25 \cdot 2 \right) = \boxed{137,214 \text{ mm}} \quad \left| \quad d_{a2} = 2 \left(a_w - \frac{d_{f1}}{2} - c^* \cdot m \right) = 2 \left(125 - \frac{128,246}{2} - 0,25 \cdot 2 \right) = \boxed{120,754 \text{ mm}} \right.$$

Dále je potřeba zvolit šířku ozubení pro obě kola **b_1, b_2 [mm]:**

$$b_1 = \boxed{40 \text{ mm}} \quad \left| \quad b_2 = \boxed{42 \text{ mm}} \right.$$

Jedny z posledních důležitých parametrů jsou tloušťky zubu v normální rovině s_{n1}, s_{n2} [mm] a v čelní rovině s_{t1}, s_{t2} [mm]:

$$s_{n1} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha \right) = 2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,182784 \cdot \tan 20^\circ \right) = \boxed{3,408 \text{ mm}}$$
$$s_{n2} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \tan \alpha \right) = 2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,208896 \cdot \tan 20^\circ \right) = \boxed{3,446 \text{ mm}}$$

$$s_{t1} = \frac{s_{n1}}{\cos \beta} = \frac{3,408}{\cos 15^\circ} = \boxed{3,528 \text{ mm}}$$
$$s_{t2} = \frac{s_{n2}}{\cos \beta} = \frac{3,446}{\cos 15^\circ} = \boxed{3,567 \text{ mm}}$$

A také šířky mezer v normální rovině e_{n1}, e_{n2} [mm] a v čelní rovině e_{t1}, e_{t2} [mm]:

$$e_{n1} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha \right) = 2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot 0,182784 \cdot \tan 20^\circ \right) = \boxed{2,875 \text{ mm}}$$
$$e_{n2} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_2 \cdot \tan \alpha \right) = 2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot 0,208896 \cdot \tan 20^\circ \right) = \boxed{2,837 \text{ mm}}$$

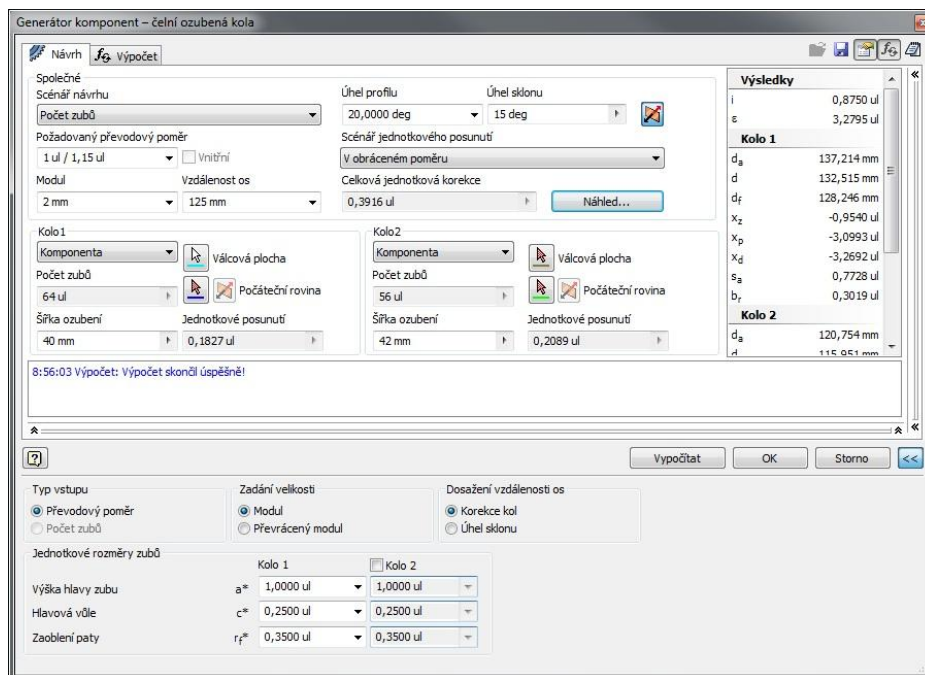
$$e_{t1} = \frac{e_{n1}}{\cos \beta} = \frac{2,875}{\cos 15^\circ} = \boxed{2,977 \text{ mm}}$$
$$e_{t2} = \frac{e_{n2}}{\cos \beta} = \frac{2,837}{\cos 15^\circ} = \boxed{2,937 \text{ mm}}$$

Tím by měly být navrženy a vypočteny všechny parametry obou ozubených kol, podle kterých je možné ozubení vyrobit.

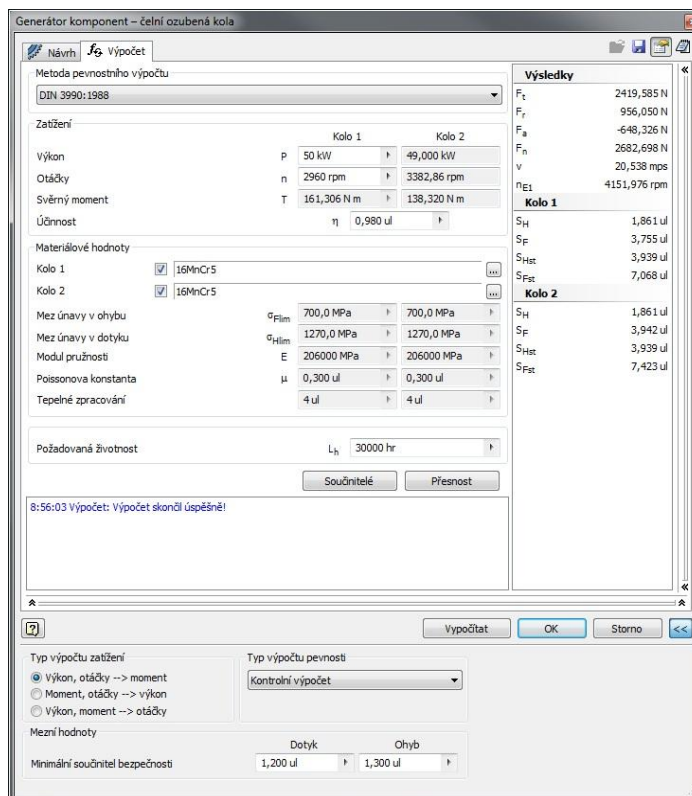
4.4. Výpočtový protokol ze softwaru Inventor 2012

4.4.1. Generátor komponent - čelní ozubená kola

Zde je náhled na vyplnění hodnot do Generátoru komponent z konstrukčního softwaru, konkrétně z produktu Autodesk Inventor 2012:



Obr. 19 Návrh ozubených kol - zadání



Obr. 20 Návrh ozubených kol - výpočet

4.4.2. Výpočtový protokol

Následuje ukázka části výpočtového protokolu.

Převodový poměr	i	0,8750 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	0,8696 ul
Modul	m	2,000 mm
Úhel sklonu	β	15,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	125,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	124,233 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,3916 ul
Rozteč zubů	p	6,283 mm
Základní rozteč	P_{tb}	6,087 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,9747 deg
Čelní úhel profilu	α_t	20,6469 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	21,5604 deg
Základní úhel sklonu	β_b	14,0761 deg
Čelní modul	m_t	2,071 mm
Čelní rozteč	P_t	6,505 mm
Součinitel trvání záběru	ε	3,2795 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,6318 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	1,6477 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0130 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0065 mm

Obr. 21 Parametry společné pro obě kola

	Kolo 1	Kolo 2		Kolo 1	Kolo 2		
Typ modelu	Komponenta	Komponenta	Rozměr přes zuby	z_w	9,000 ul	8,000 ul	
Počet zubů	z	64 ul	56 ul	Rozměr přes válečky (kuličky)	M	138,225 mm	121,739 mm
Jednotkové posunutí	x	0,1827 ul	0,2089 ul	Průměr válečku (kuličky)	d_M	3,500 mm	3,500 mm
Průměr roztečné kružnice	d	132,515 mm	115,951 mm	Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0130 mm	0,0140 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	137,214 mm	120,754 mm	Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0280 mm	0,0210 mm
Průměr patní kružnice	d_f	128,246 mm	111,786 mm	Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0085 mm	0,0075 mm
Průměr základní kružnice	d_b	124,004 mm	108,504 mm	Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0080 mm	0,0070 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	133,333 mm	116,667 mm	Náhradní počet zubů	z_v	70,423 ul	61,620 ul
Šířka ozubení	b	40,000 mm	42,000 mm	Virtuální roztečný průměr	d_n	140,847 mm	123,241 mm
Šířkový poměr	b_r	0,3019 ul	0,3450 ul	Virtuální hlavový průměr	d_{an}	145,545 mm	128,044 mm
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul	Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	132,353 mm	115,808 mm
Hlavová vůle	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul	Jednotková korekce bez zúžení	x_z	-0,9540 ul	-0,7033 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul	Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-3,0993 ul	-2,5844 ul
Tloušťka zubu	s	3,408 mm	3,446 mm	Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-3,2692 ul	-2,7544 ul
Čelní tloušťka zubu	s_t	3,528 mm	3,567 mm	Snižení hlavy zubu	k	0,0082 ul	0,0082 ul
Tloušťka zubu na těživě	t_c	3,009 mm	3,043 mm	Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,7728 ul	0,7585 ul
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c	1,802 mm	1,848 mm	Hlavový úhel profilu	α_a	24,8356 deg	25,5355 deg
Rozměr přes zuby	W	52,415 mm	46,299 mm				

Obr. 22 Rozměrové parametry pro ozubená kola

4.5. Kontrola trvanlivosti navržených ložisek

Tato část bakalářské práce je věnována kontrole předem stanovených valivých ložisek, a to z pohledu požadované životnosti. Ložiska byla na základě empirických poznatků volena jako jednořadá kuličková ložiska; typ 62, rozměrová skupina 02. Konkrétně se jedná o tato ložiska s následujícími parametry:

Typ ložiska	Základní únosnost [N]		Označení
	Dynamická "C _r "	Statická "C _{or} "	
6210	34 800	23 300	A
6212	52 100	36 300	B

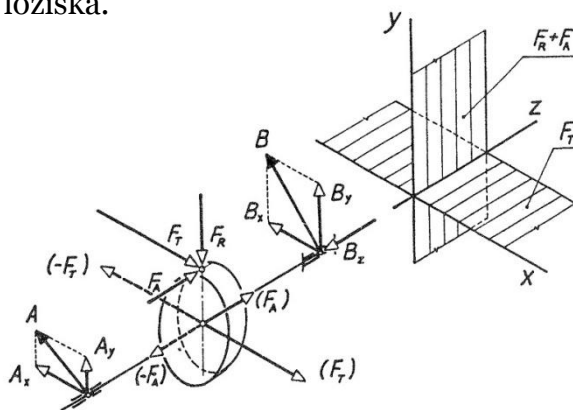
Dále je pro kontrolu ložisek potřeba znát i síly vyvozené od ozubeného soukolí, které určují reakční síly působící na ložiska (díky ozubení se šikmými zuby jsou zde i síly axiální).

Potřebné výsledné síly, které soukolí vyvolává, lze snadno najít ve výpočtovém protokolu z Autodesk Inventoru:

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	50,000 kW	49,000 kW
Otáčky	n	2960,00 rpm	3382,86 rpm
Svěrný moment	T	161,306 N m	138,320 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F _r	956,050 N	
Obvodová síla	F _t	2419,585 N	
Axiální síla	F _a	648,326 N	
Normální síla	F _n	2682,698 N	
Obvodová rychlost	v	20,538 mps	
Rezonanční otáčky	η _{E1}	4151,976 rpm	

Obr. 23 Výsledné zatěžovací síly

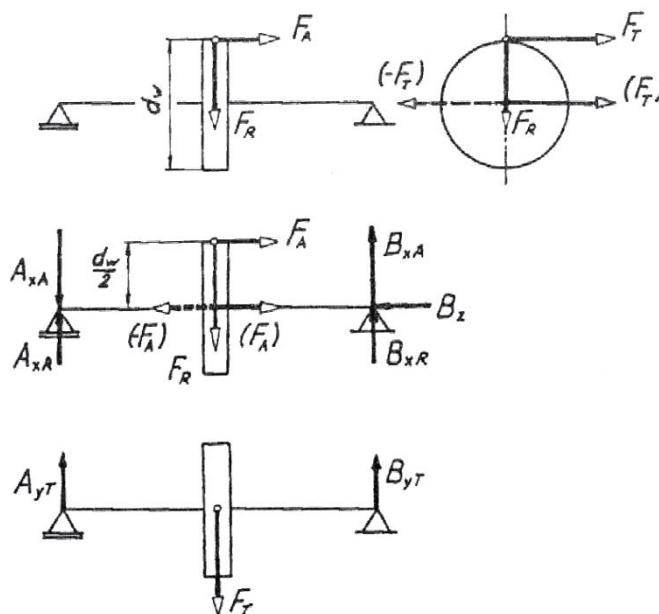
Podle principu silových poměrů lze následně stanovit potřebné reakční síly **A**, **B** [N], které působí na ložiska.



Obr. 24 Silové poměry [2]

Pro samotný výpočet bude tedy třeba znát hodnoty síly obvodové (tečné) F_t [N], axiální F_a [N], radiální F_r [N], průměr valivé kružnice d_w [mm], vzdálenost středů ložisek L [mm] a vzdálenost středu ozubeného kola od ložiska (označeného jako B) x [mm]. Vypočtené parametry budou radiální síla pro obě ložiska **A, B (se svými složkami A_x, A_y, B_x, B_y)** [N], a axiální síly A_z, B_z [N].

F_t [N]	F_a [N]	F_r [N]	d_w [mm]	L [mm]	x [mm]
2419,6	648,3	956,1	133,33	89	44



Obr. 25 Silové a momentové podmínky [2]

- Výpočet pro směr "x":

$$A_x + B_x - F_r = 0$$

$$A_x \cdot L + F_a \cdot \frac{d_w}{2} - F_r \cdot x = 0$$

$$A_x = \frac{F_r \cdot x - F_a \cdot \frac{d_w}{2}}{L} = \frac{956,1 \cdot 44 - 648,3 \cdot \frac{133,33}{2}}{89} =$$

$$\boxed{-12,9N}$$

$$B_x = F_r - A_x = 956,1 - (-12,93) = \boxed{969N}$$

- Výpočet pro směr "y":

$$A_y + B_y - F_t = 0$$

$$A_y \cdot L - F_t \cdot x = 0$$

$$A_y = \frac{F_t \cdot x}{L} = \frac{2419,6 \cdot 44}{89} = \boxed{1196,2N}$$

$$B_y = F_t - A_y = 2419,6 - 1196,2 =$$

$$\boxed{1223,4N}$$

- *Výpočet pro směr "z":*

Na základě statické určitosti uložení platí, že ve většině případů (až na výjimky dané konstrukčním řešením uložení ložisek ve skříní) axiální sílu přenáší jen jedno ložisko. A jelikož osová síla vyvinutá záběrem šikmých kol směřuje ke šroubovému bloku, logicky působí i na ložisko na straně k bloku přilehlé, tzn. ložisko **A** (ozn. 6210). Tím pádem je reakční axiální síla **B_z** rovna nule.

$$\begin{array}{l} A_z - F_a = 0 \\ B_z = 0 \end{array} \quad \left| \quad A_z = F_a = \boxed{648,3N} \right.$$

Vypočtené složky reakčních sil je třeba vektorově sečíst pro získání výsledných radiálních sil působících na ložiska. To znamená, že ze sil **A_x** a **A_y** je třeba zjistit sílu **A_r [N]** (radiální složka reakce), a obdobně pro sílu **B_r [N]**:

$$A_r = \sqrt{(A_x^2 + A_y^2)} = \sqrt{((-12,9)^2 + 1196,2^2)} = \boxed{1196,3N}$$

$$B_r = \sqrt{(B_x^2 + B_y^2)} = \sqrt{(969^2 + 1223,4^2)} = \boxed{1560,7N}$$

Pro kompletní návrh reakčních sil je třeba určit i jejich axiální složky **A_a**, **B_a [N]**, které jsou již vypočteny výše.

$$A_a = A_z = \boxed{648,3N}$$

Dle vypočteného poměru $\frac{F_a}{C_0}$ a určení mezní hodnoty vztahu $\frac{F_a}{F_r}$ (porovnání s koeficientem **e**) je potřeba z tabulek dále určit hodnoty koeficientů radiálního a axiálního dynamického zatížení (**X**, **Y**):

- *Pro ložisko 6210:*

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{648,3}{23300} = \underline{0,028} \quad \frac{F_a}{F_r} = \frac{648,3}{1196,3} = \underline{0,54}$$

Pro hodnotu $\frac{F_a}{C_0} = \underline{0,028}$ je velikost koeficientu $e = \underline{0,22}$. Porovnáním **e** a $\frac{F_a}{F_r}$ lze určit hodnoty koeficientů **X** a **Y**:

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad \Rightarrow \quad \boxed{X = 0,56} \quad \boxed{Y = 1,96}$$

- Pro ložisko 6212:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{36300} = \underline{0} \quad \frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{1560,7} = \underline{0}$$

Pro hodnotu $\frac{F_a}{C_0} = \underline{0}$ je velikost koeficientu $e = \underline{0}$.

Díky absenci axiální síly, která by působila na toto ložisko, lze hodnoty X, Y taktéž rovnou automaticky odečíst z tabulek:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad \Rightarrow \quad \boxed{X = 1} \quad \boxed{Y = 0}$$

Nyní již zbývá jen hodnoty koeficientů **X** a **Y** dosadit do vztahu pro výpočet radiálního dynamického ekvivalentního zatížení **P_r [N]** a výsledek do vzorce pro zjištění základní trvanlivosti pro radiální kuličková ložiska **L_{10h} [h]**:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

Ložisko 6210

$$P_r = 0,56 \cdot 1196,3 + 1,96 \cdot 648,3 = \underline{1940,6N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{34800}{1940,6}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2960} = \boxed{\boxed{32470h}}$$

Porovnáním:
 $32470h > 30000h \Rightarrow$ *Vyhovuje*

Ložisko 6212

$$P_r = 1 \cdot 1560,7 + 0 \cdot 0 = \underline{1560N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{52100}{1560}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2960} = \boxed{\boxed{209747h}}$$

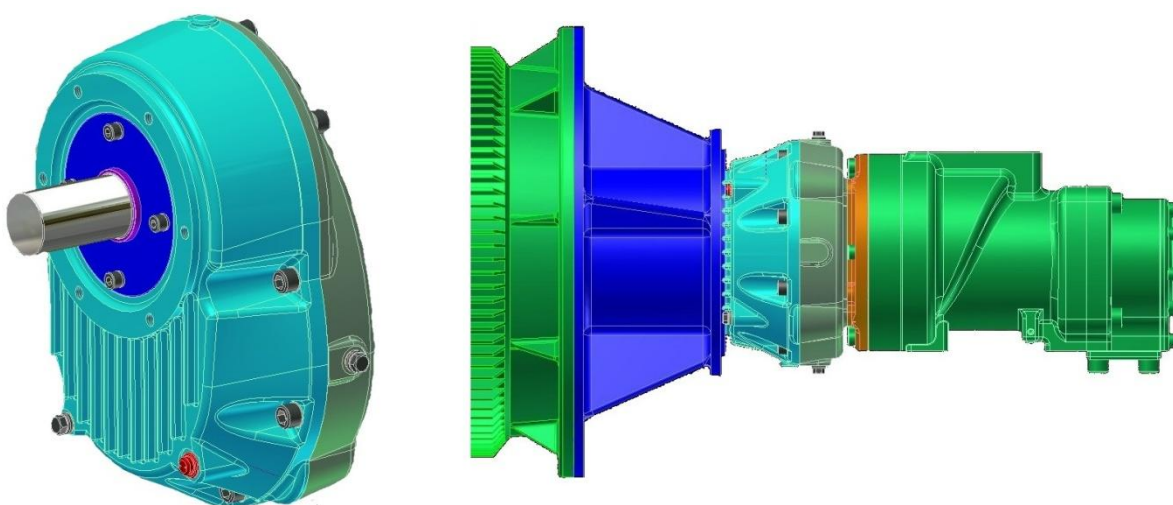
Porovnáním:
 $209747h > 30000h \Rightarrow$ *Vyhovuje*

5. Výběr vhodné konstrukční varianty

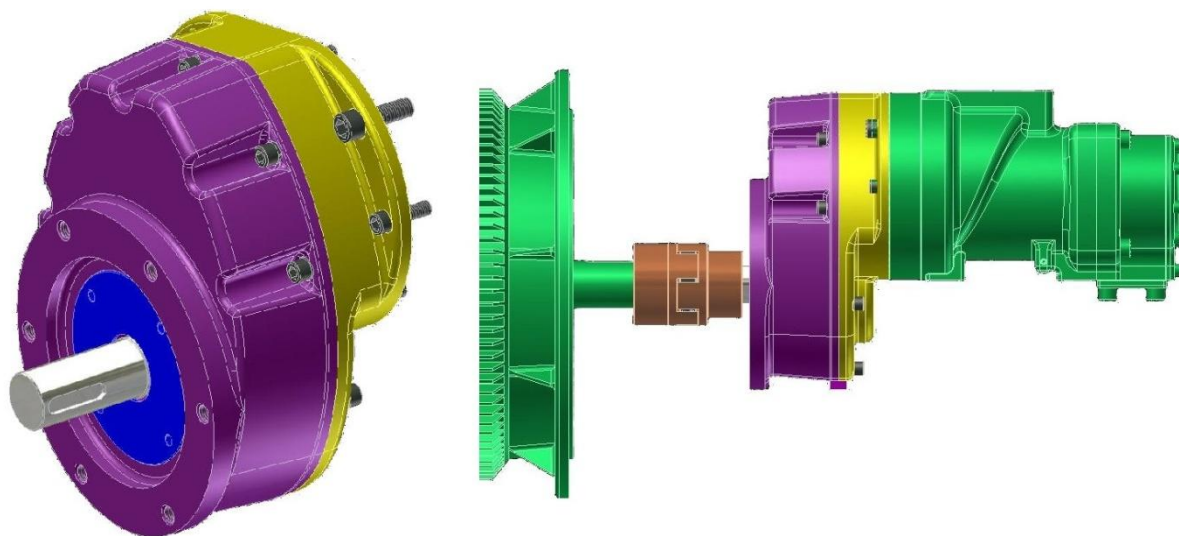
Na základě zadaných parametrů a vypočtených rozměrů obou ozubených kol proběhla 3D studie pro návrh různých variant odlitků převodových skříní, a následný výběr.

5.1. Grafické návrhy

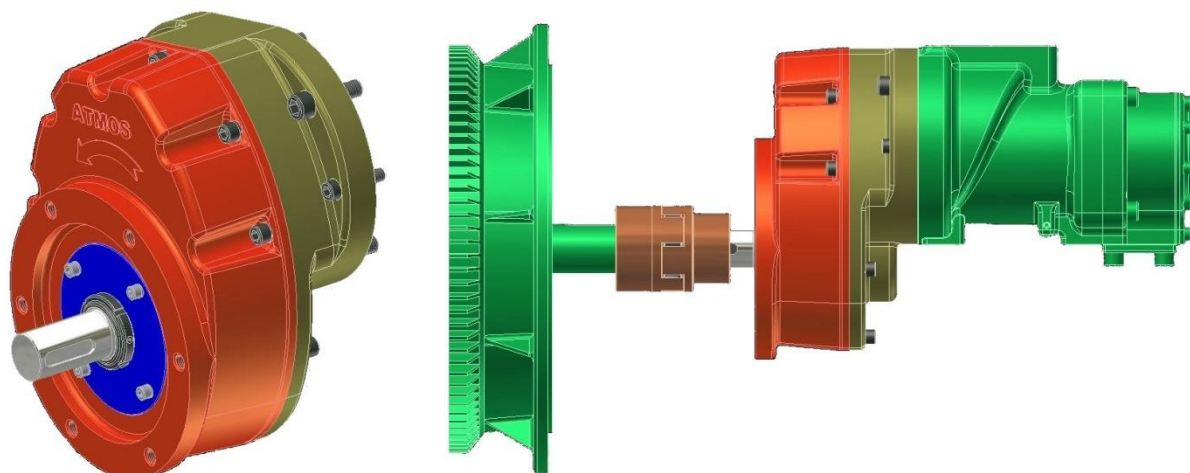
Grafických návrhů bylo vytvořeno více, aby bylo možné vybrat nejvhodnější pro danou aplikaci.



Obr. 26 Varianta 1



Obr. 27 Varianta 2



Obr. 28 Varianta 3

5.2. Výběr vhodné varianty

Výběr optimální varianty bude spočívat v posouzení důležitosti různých požadavků na převodovku jako celek, ale i na dílčí části (skříň), a to z hlediska například variability (možnosti pootočení převodovky o 90°), způsobu distribuce chladicího a mazacího média, a jeho odsávání zpět do bloku, tak ale i z hlediska servisních požadavků. Samozřejmostí jsou kritéria tuhosti celku, složitosti odlitků (tím i jejich ceny), i počty odlitků, kde pro každý je potřeba vlastní, značně finančně náročný model pro výrobu forem.

5.2.1. Výhody a nevýhody jednotlivých variant

Varianta 1

Výhody

- Jednoduché mazání zajištěné odstříkovačím kotoučem
- Samostatná stálá náplň převodového oleje
- Možnost pootočení vůči bloku - 3 polohy
- Jednoduchý tvar odlitků

Nevýhody

- Počet odlitků - 3 (nutný vlastní kryt víka sání)
- Nízká tuhost - nutná podpěra pod převodovkou
- Složitě víko převodovky (žebrování)

Varianta 2

Výhody

- Zvýšená tuhost
- Počet odlitků převodovky - 2
- Ložiska kompresoru jsou oddělena od prostoru převodovky
- Bez krytu víka sání

Nevýhody

- Nucené mazání soukolí
- Složitější konstrukce odlitku mezipříruby převodovky
- V případě samostatně dodávaného kompresoru nutný kryt víka sání

Varianta 3

Výhody

- Vysoká tuhost
- Kompaktní tvar
- Počet odlitků převodovky - 2
- Kryt víka sání, víko sání a část převodovky sdruženy do jednoho odlitku

Nevýhody

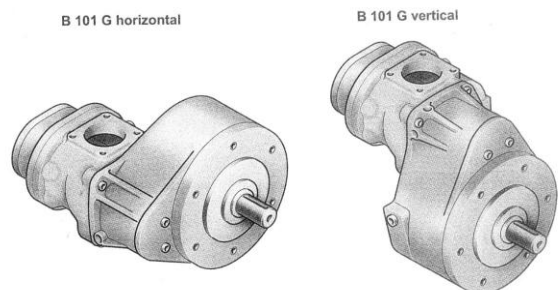
- Nucené mazání soukolí
- Složitý tvar odlitku
- Společný prostor převodovky a bloku A150

5.2.2. Konečný výběr optimální varianty

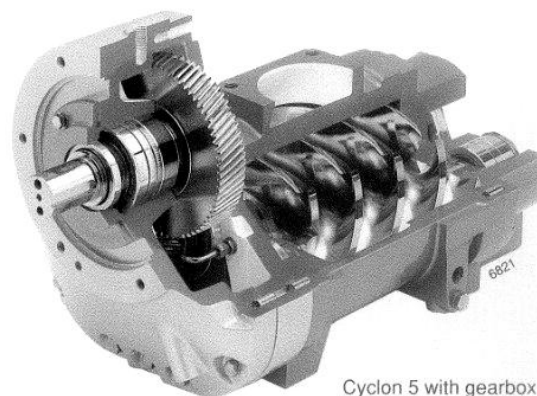
Na základě tohoto rozboru byla díky co nejmenšímu počtu odlitků (a to z důvodu výrobních nákladů), díky své tuhosti při zachování co nejmenších tvarů, ale zejména integraci sacího víka s odlitkem skříně, **zvolena varianta 3**, která je dále detailněji rozpracována. Jelikož je uvažováno s výrobou kolem 100 kusů převodovek ročně, nelze mluvit o sérii, při které by se pořizovací náklady na formy pro odlitky mohly jakkoliv finančně navrátit, proto je třeba volit co nejmenší počet finálních odlitků, i přes jejich zdánlivě složitější tvary.

5.3. Konkurenční produkty

Zde jsou příklady produktů konkurenčních podniků a dodavatelů převodovek pro šroubové kompresory:



Obr. 29 Rotorcomp



Obr. 30 CompAir



Obr. 31 Atlas Copco



Obr. 32 Gardner Denver



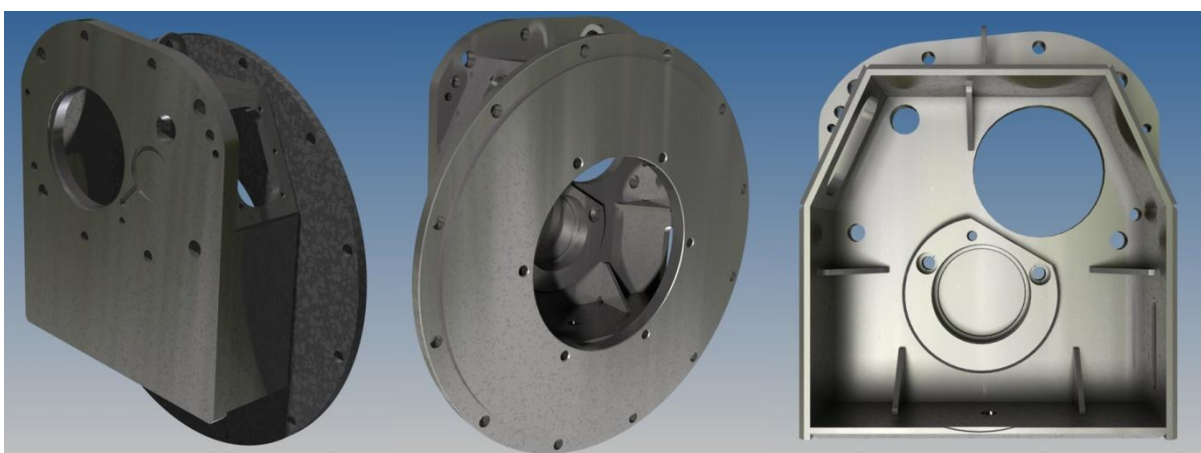
Obr. 33 Sullair

6. Prototypová konstrukce

6.1. 3D modely

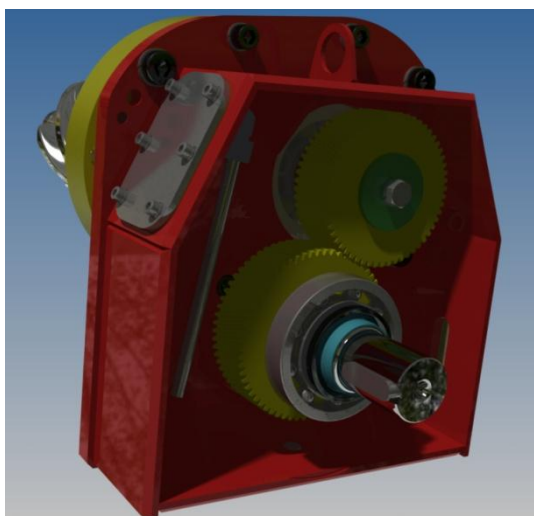
Konstrukce převodovky pro prototypové testování je volena jako svařenec. Tato metoda prototypové konstrukce převodovky je užita zejména z důvodu finančního. Díky svým značně nižším výrobním nákladům na svařenec, který je zároveň pro první odzkoušení převodů jako takových naprosto postačující, není třeba hned vyrábět modely a pískové formy pro odlitky s jejich velmi vysokými pořizovacími náklady.

Svařenec je tvořen výpalky plechů, které jsou spojeny do přibližného tvaru jako finální odlitá skříň. Svařenec obsahuje žebra pro vyztužení celku, otvor pro olejovnak a pro zátku na vypouštění oleje. Taktéž je na horní části vybaven okem pro manipulaci jeřábem.

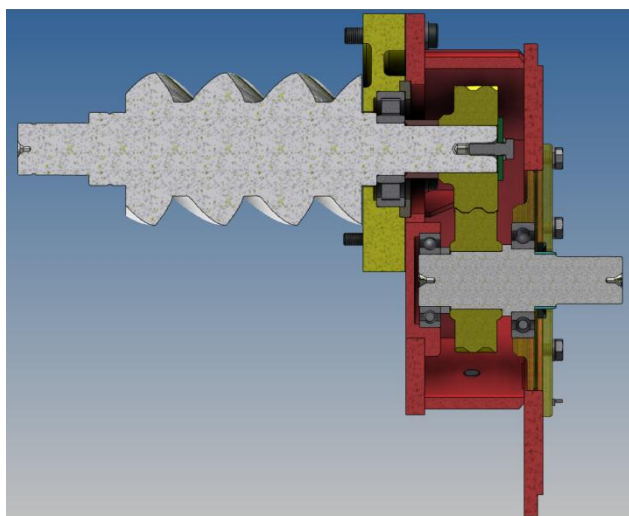


Obr. 34 Svařenec převodové skříně

Na dalším snímku je vidět vnitřní uspořádání převodovky již osazené ozubenými koly, ložisky, odsávací trubičkou a jinými komponenty.

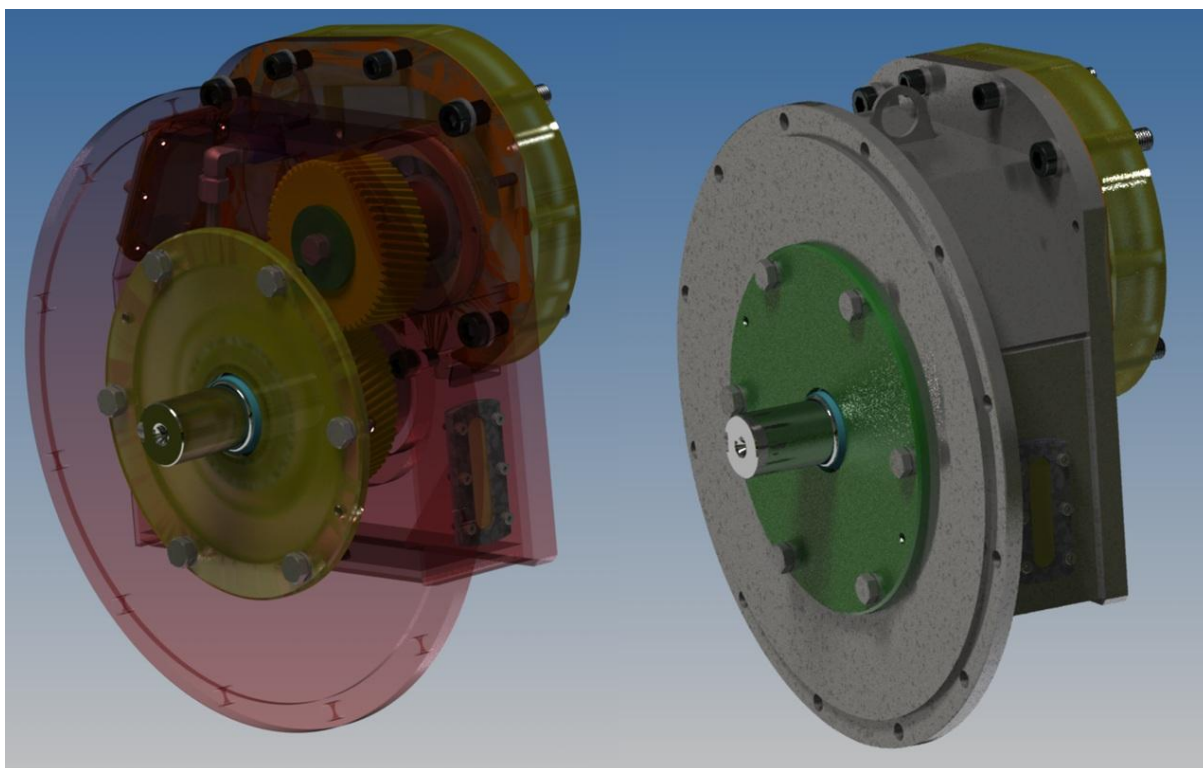


Obr. 35 Vnitřní osazení převodovky

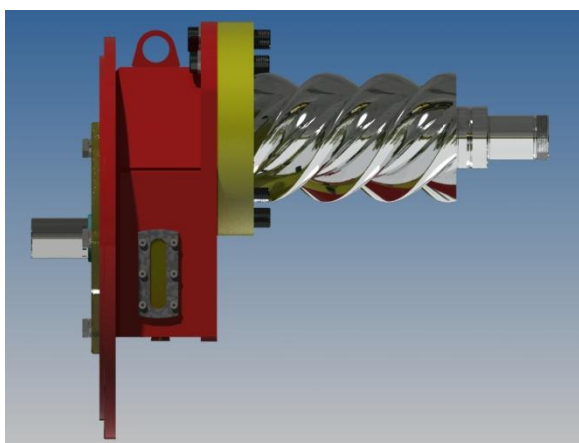


Obr. 36 Řez osazenou převodovkou

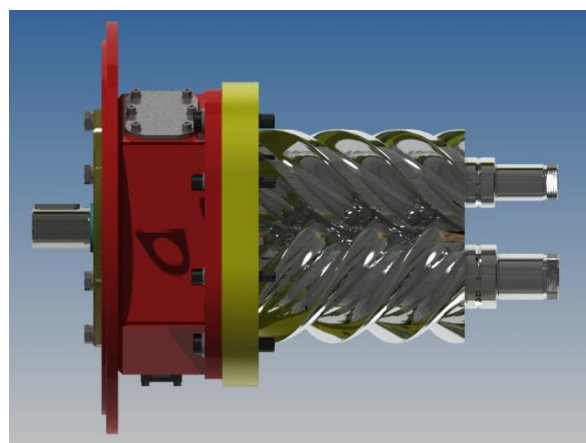
Následuje ukázka již plně osazeného svařence, tzn. kompletní převodovky. Samozřejmě je zde i pohled na převodovku umístěnou do celé zástavby. To znamená umístění převodovky mezi blok šroubového kompresoru a spojkovou skříň.



Obr. 37 Kompletní převodová skříň

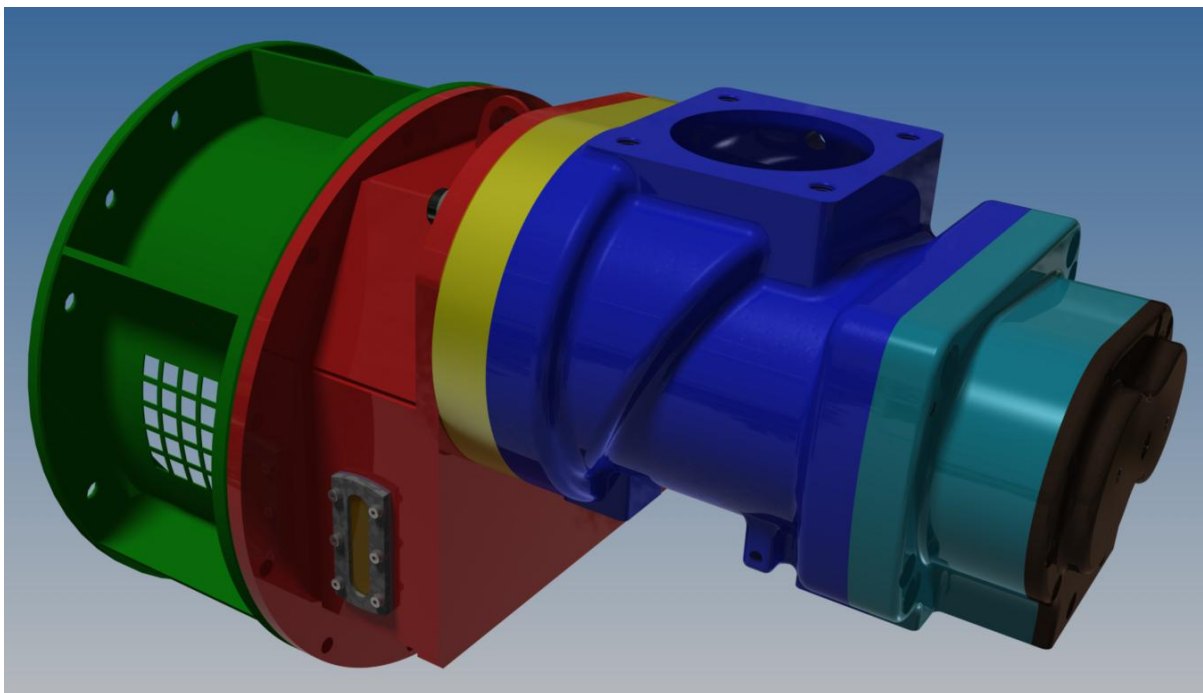


Obr. 38 Spojení s rotory - pohled z boku



Obr. 39 Spojení s rotory - pohled shora

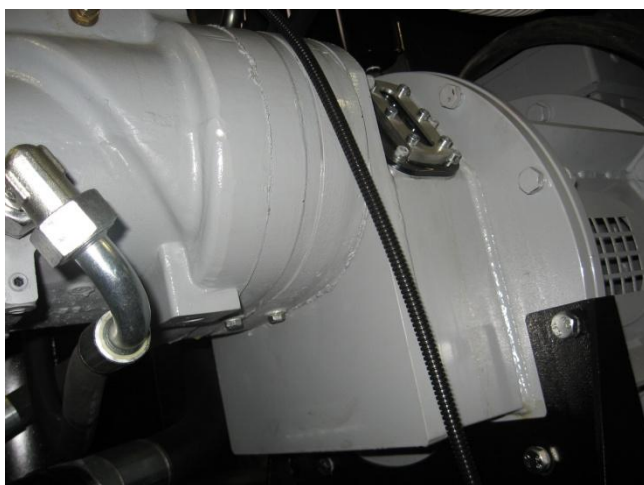
Poslední je pohled na převodovku zastavěnou do konstrukčního celku soustrojí šroubového kompresoru (ovšem bez elektromotoru).



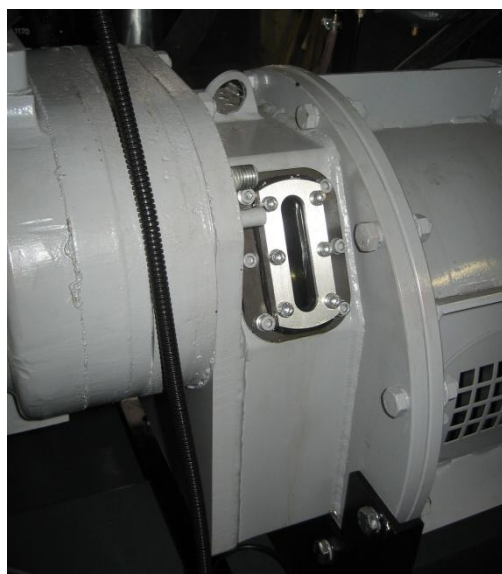
Obr. 40 Soustrojí šroubových kompresorů

6.2. Fotodokumentace

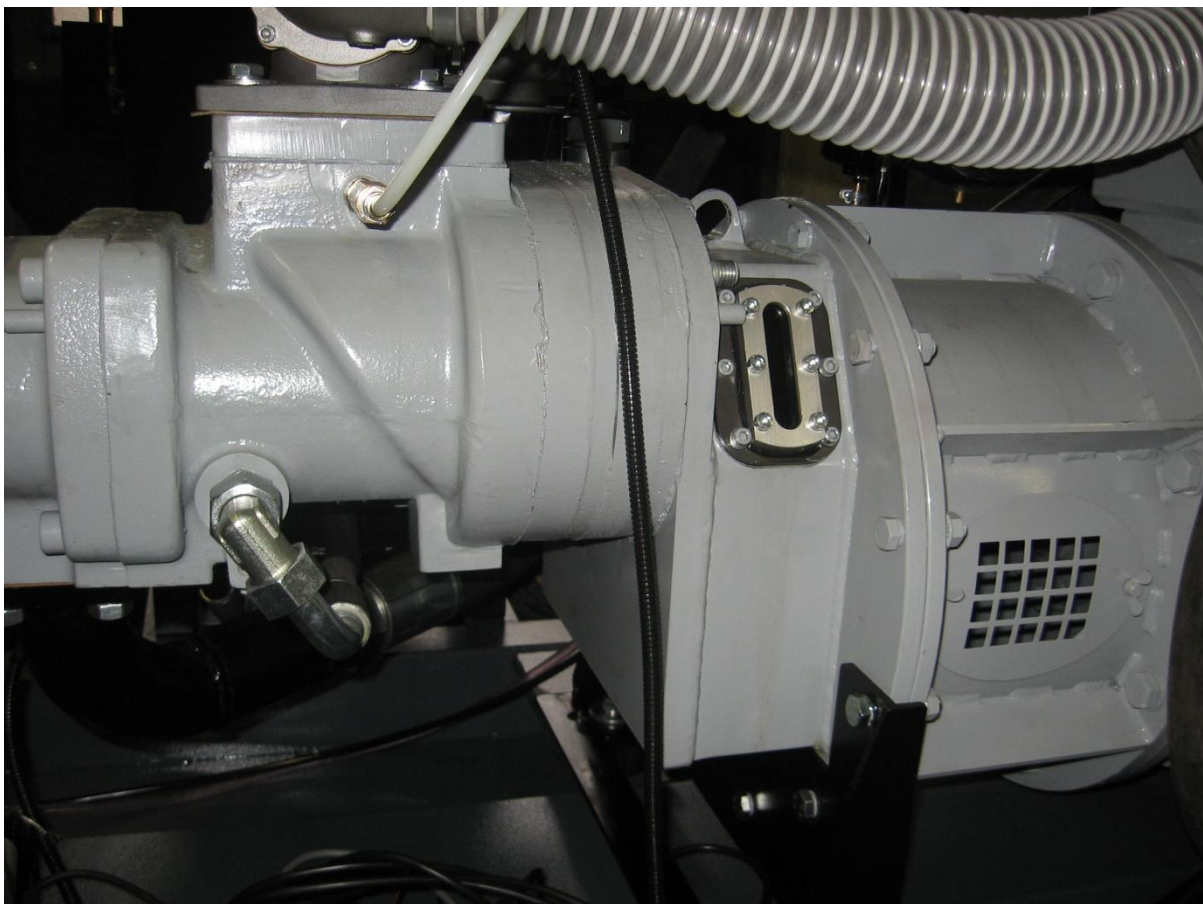
Jelikož je navrhovaná převodovka již ve fázi testování, jsou zde připojeny i fotografie celé vyrobené konstrukce svařence zastavěné do soustrojí.



Obr. 41 Fotografie - převodovka



Obr. 42 Fotografie - převodovka



Obr. 43 Fotografie - soustrojí

7. Závěr

Na základě zadání byla provedena rešerše převodových skříní a ozubených kol. Během ní byly zjištěny velmi rozmanité možnosti při navrhování řešení, realizace a optimalizace těchto konstrukčních celků. Značný rozsah variability byl odhalen zejména u samotné konstrukce těchto strojních celků, a to jak z pohledu dosažitelných osových vzdáleností, převodových poměrů, zástavbových rozměrů a dalších vstupních parametrů, tak ale i z funkčního hlediska. Konkrétně možnosti volby různého převodového stupně, případně umožňujícího i plynulou změnu (u variátorů).

Co se týká výroby, existuje opět velmi široká škála výrobních technologií a postupů, jak ozubená kola, respektive přímo ozubení vyrobit. A to ať už metodami konvenčními - obráběním a tvářením, tak i metodami ne tak běžnými. Taktéž záleží na požadované funkci ozubení, případně převodovky. Jednu z hlavních rolí při výběru výrobní a technologické metody hraje právě typ ozubení a požadovaná vzájemná poloha hlavních os hřídelí.

V další části bakalářské práce byl na základě zadaných parametrů, kterými jsou například požadovaná osová vzdálenost, převodový poměr a jiné, uveden návrh a výběr vhodného tvaru a vzájemné polohy hlavních os obou ozubených kol. Přesněji řečeno, výpočet rozměrů soukolí byl prováděn pro soukolí čelní se šikmými zuby. Následně byl dopočten počet zubů obou kol. K nim byly samozřejmě výpočetně zjištěny všechny ostatní hodnoty potřebné pro samotnou výrobu ozubení, to znamená průměry roztečných, patních, hlavových a valivých kružnic, čelní a provozní úhly záběru, čelní úhel profilu, šířky obou kol a další.

U této kapitoly je také zobrazena část výpočtového protokolu, jakožto výsledné zprávy z Generátoru komponent, který je součástí konstrukčního softwaru. 3D modely a výkresová dokumentace byla prováděna v konstrukčním produktu společnosti Autodesk®, a to v Autodesk® Inventoru® 2012. Všechny rozměrové hodnoty vygenerované softwarově jsou podloženy výše uvedenými výpočty.

Následuje kontrolní výpočet použitých kuličkových ložisek (označení 6210 a 6212, dle DIN 625) z hlediska jejich trvanlivosti, která však byla výpočtem shledána jako vyhovující.

Dalším bodem je výběr vhodné konstrukční varianty převodové skříně jako odlitku, spolu s výčtem možných výhod a nevýhod u jednotlivých variant. Pro výběr optimální varianty byly vytvořeny vizualizace všech navrhovaných řešení, které usnadnily volbu. Při ní bylo přihlédnuto také k ekonomické stránce, velikosti výrobní dávky, mechanickým vlastnostem celku, atd.

Tento rozbor je doplněn pohledem na některé obdobné produkty konkurenčních výrobních podniků.

Po výběru vhodné varianty převodovky došlo k navržení prototypové konstrukce převodové skříně, z důvodu ověření správnosti výpočtů, výroby a kvůli dlouhodobějšímu testování. Její konstrukce byla řešena jako svařenec, což je v práci znázorněno na vložených pohledech na 3D modely a jejich řezy.

Jelikož je již prototypová převodovka vyrobená, a je právě ve fázi testování, jsou zde uvedeny i fotografie převodovky zastavěné do soustrojí kompresorové stanice.

Výrobní dokumentace, tzn. výkres sestavy prototypové převodovky s kusovníkem, výkres svařence převodové skříně a detailní výkresy obou ozubených kol, hnací hřídele a sacího víka jsou přiloženy.

8. Seznam použitých obrázků

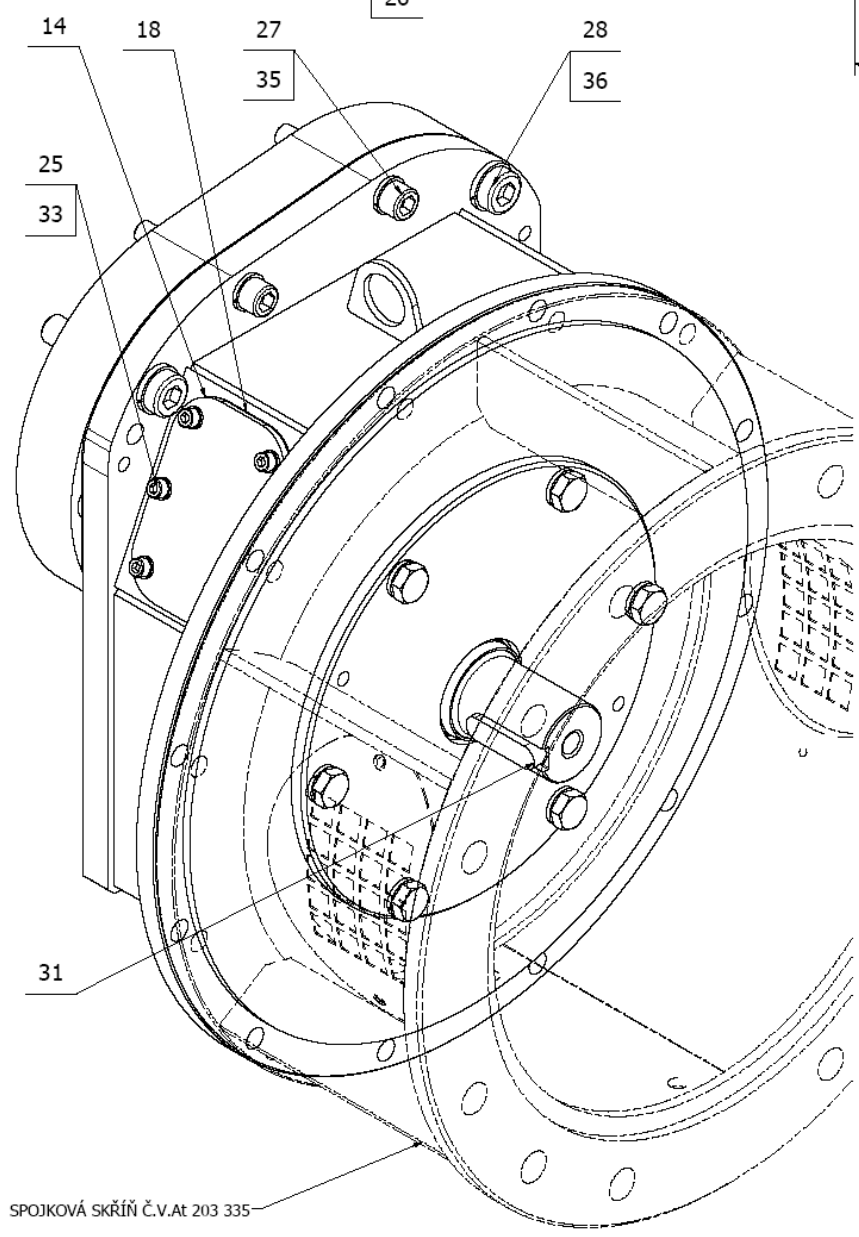
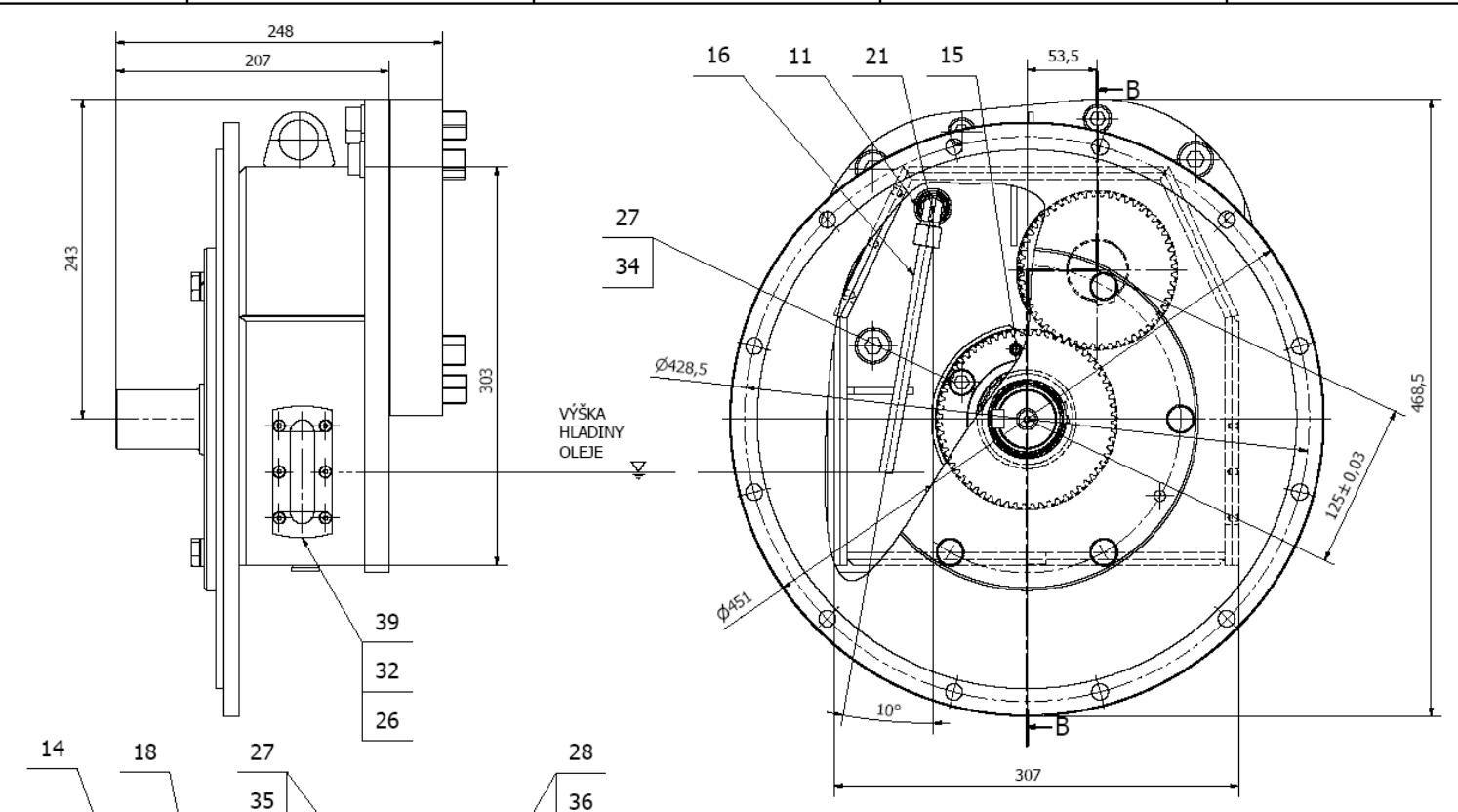
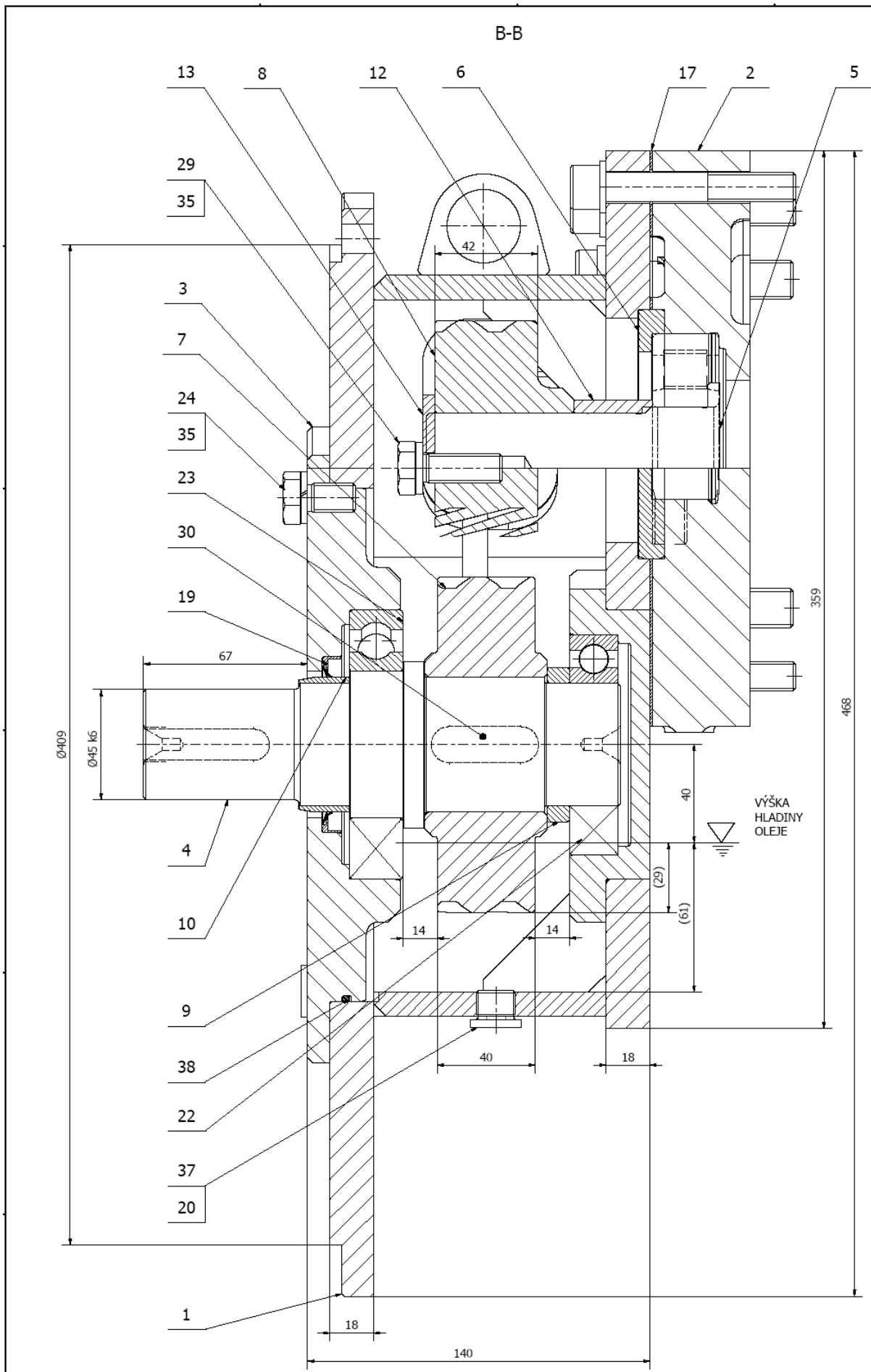
Obr. 1 Čelní soukolí, rotační-rotační přenos.....	11
Obr. 2 Rotační-lineární přenos.....	11
Obr. 3 Převodovka s jedním soukolím ^[1]	12
Obr. 4 Převodovka se dvěma soukolími.....	12
Obr. 5 Průřez variátorem.....	13
Obr. 6 Převodovka se stupňovitým převodem.....	13
Obr. 7 Čelní ozubené kolo s přímými zuby.....	15
Obr. 8 Jednoduchý převod ^[1]	16
Obr. 9 Složený převod ^[1]	16
Obr. 10 Znárodnění vzájemné polohy os ^[1]	17
Obr. 11 Znárodnění průběhu zubů ^[1]	18
Obr. 12 Znárodnění kinetických poměrů ^[1]	18
Obr. 13 Geometrie zubu ^[1]	19
Obr. 14 Schéma uspořádání hlavních konstrukčních celků.....	21
Obr. 15 Blok šroubového kompresoru A150.....	22
Obr. 16 Čelní šikmá ozubená kola.....	22
Obr. 17 Znárodnění korekce nástroje při výrobě ozubení.....	26
Obr. 18 Rozměry ozubených kol.....	27
Obr. 19 Návrh ozubených kol - zadání.....	30
Obr. 20 Návrh ozubených kol - výpočet.....	30
Obr. 21 Parametry společné pro obě kola.....	31
Obr. 22 Rozměrové parametry pro ozubená kola.....	31
Obr. 23 Výsledné zatěžovací síly.....	32
Obr. 24 Silové poměry ^[2]	32
Obr. 25 Silové a momentové podmínky ^[2]	33
Obr. 26 Varianta 1.....	36
Obr. 27 Varianta 2.....	36
Obr. 28 Varianta 3.....	37
Obr. 29 Rotorcomp.....	39
Obr. 30 CompAir.....	39
Obr. 31 Atlas Copco.....	39
Obr. 32 Gardner Denver.....	39
Obr. 33 Sullair.....	39
Obr. 34 Svařenec převodové skříně.....	40
Obr. 35 Vnitřní osazení převodovky.....	40
Obr. 36 Řez osazenou převodovkou.....	40
Obr. 37 Kompletní převodová skříň.....	41
Obr. 38 Spojení s rotory - pohled z boku.....	41
Obr. 39 Spojení s rotory - pohled shora.....	41
Obr. 40 Soustrojí šroubových kompresorů.....	42
Obr. 41 Fotografie - převodovka.....	42
Obr. 42 Fotografie - převodovka.....	42
Obr. 43 Fotografie - soustrojí.....	43

9. Použité zdroje

- ČERNOCH, S.: Strojně technická příručka. Praha: SNTL, 1977
- ŠALAMOUN, Č., SUCHÝ, M.: Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením. Praha: SNTL, 1990
- HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: Příručka strojního inženýra 1. Praha: Computer Press, 1999
- HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: Příručka strojního inženýra 2. Praha: Computer Press, 2000
- LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky. Úvaly: Albra, 2003
- [2] KUGL, O., HOUKAL, J., TOMEK, P., ZÝMA, J.: Projekt - 3. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005
- [1] www.wikipedia.cz

10. Seznam příloh

<i>Příloha 1.....</i>	<i>At 102 297 - Převodovka</i>
<i>Příloha 2.....</i>	<i>At 102 298 - Skříň převodovky</i>
<i>Příloha 3.....</i>	<i>At 203 799 - Víko sání</i>
<i>Příloha 4.....</i>	<i>At 300 395 N - Čelní ozubené kolo</i>
<i>Příloha 5.....</i>	<i>At 300 396 N - Čelní ozubené kolo</i>
<i>Příloha 6.....</i>	<i>At 307 701 - Hřídel</i>



- 4. HMOTNOST PŘEVODOVKY 59,5 kg (BEZ At 203 799 A At 415 399)
- 3. OBJEM OLEJOVÉ NÁPLNĚ - cca 1,5 dm³
- 2. OLEJOVÁ NÁPLŇ - KOMPRESOROVÝ OLEJ
- 1. PŘEVODOVÝ POMĚR $i = 0,875$

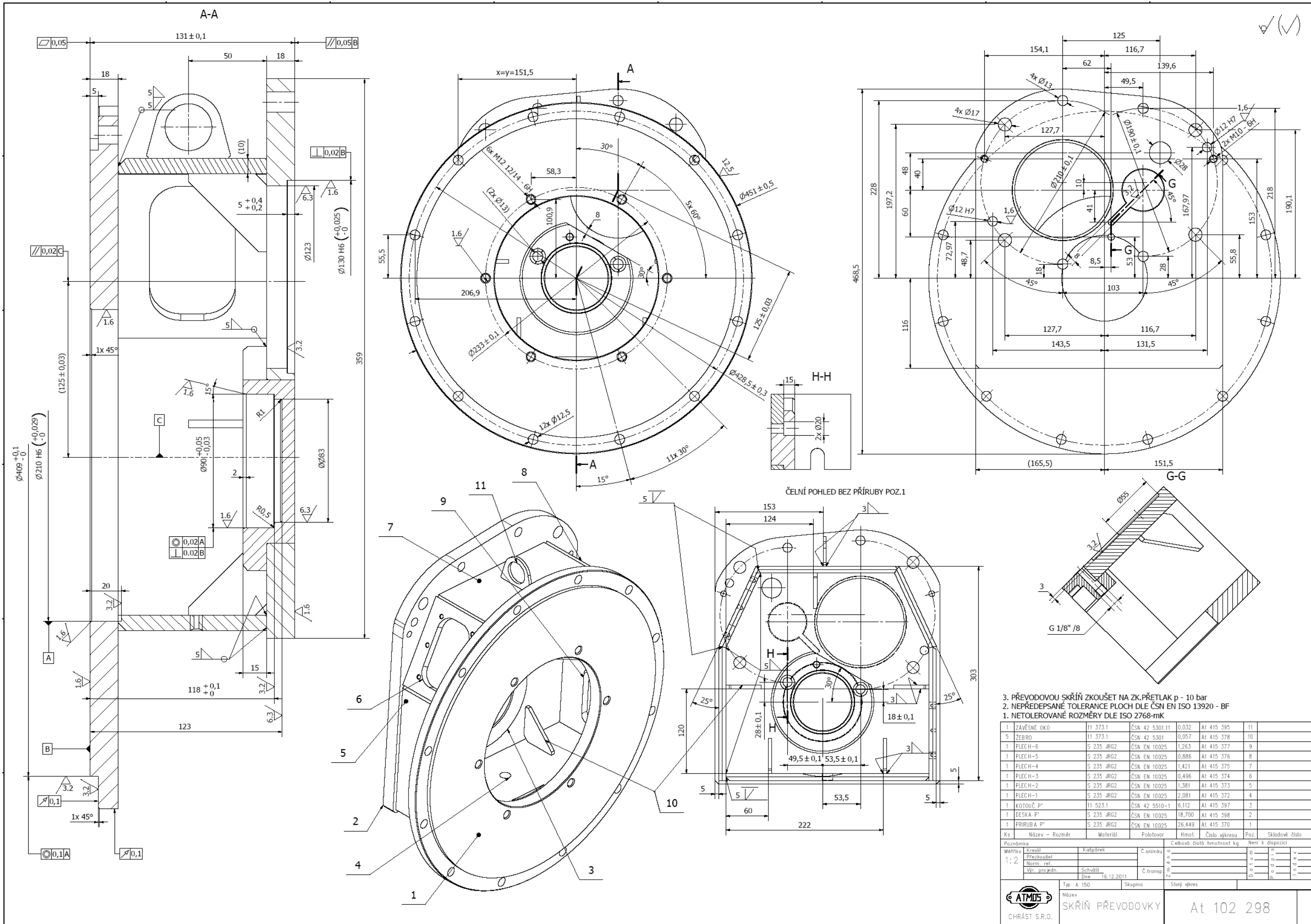
1	OLEJOVNÍK SP 100	91113 03	HENNLICH	0,049		39
1	O-KROUŽEK 205x3	WTON	ČSN 029281	0,004		38
1	ŠROUVOVÁ ZÁTKA M16 x 1,5		DIN 908	0,022		37 311 973 600 150
4	PODLOŽKA PRUŽNÁ 16		DIN 127	0,010		36 311 214 000 163
9	PODLOŽKA PRUŽNÁ 12		DIN 127	0,004		35 311 214 000 122
2	PODLOŽKA PRUŽNÁ 12		DIN 7980	0,002		34
6	PODLOŽKA PRUŽNÁ 6		DIN 127	0,001		33 311 214 000 061
6	PODLOŽKA PRUŽNÁ 5		DIN 127	0,000		32 311 214 000 051
2	PERO 16x10x50		DIN 6885 A	0,047		31
1	PERO 16x10x45		DIN 6885 A	0,052		30
4	ŠROUB M12x35		DIN 933	0,048		29
4	ŠROUB-MBUS M16x80		DIN 7984	0,151		28
4	ŠROUB-MBUS M12x80		DIN 912	0,090		27
6	ŠROUB-MBUS M5x14		DIN 7984	0,004		26
6	ŠROUB-MBUS M6x12		DIN 912	0,006		25
6	ŠROUB M12x22		DIN 933	0,037		24
1	KULUČ LOŽISKO JEDNOŘADNÉ 6212		DIN 625	0,754		23
1	KULUČ LOŽISKO JEDNOŘADNÉ 6210		DIN 625	0,449		22
1	PŘÍPOJKA S KONTRAMATICÍ XWEE-YOUR		CHARVAT	0,020		21
1	KROUŽEK TĚS 16x20		Cu	0,000		20 319 419 422 016
1	HŘEDELKOVÉ TĚSNĚNÍ 55x72x8		Gerlock	0,004		19
1	TĚSNĚNÍ VÍKLA			0,004	At 400 773 N	18
1	TĚSNĚNÍ VÍKLA - P"			0,037	At 300 394 N	17
1	TRUBKA	11 353.1	ČSN 42 6711	0,040	At 415 394	16
1	TRYSKA A2 (NEREZ)		DIN 906-T	0,003	At 415 396	15
1	KONTROLNÍ VÍČKO	11 373.1	ČSN 42 5310.11	0,331	At 415 384	14
1	PODLOŽKA	11 373.1	ČSN 42 5301	0,106	At 415 392	13
1	DÍSTANČNÍ KROUŽEK	S235 JR62	EN 10025	0,213	At 415 390	12
1	ODSAVACÍ VALEČEK	S235 JR62	ČSN EN 10025	0,219	At 415 393	11
1	TĚSNÍČÍ KROUŽEK - OPRAVA	UP50X55X20.5		0,062	At 415 391	10
1	DÍSTANČNÍ KROUŽEK 1	11 523	ČSN 42 6510	0,081	At 415 389	9
1	ČELNÍ OZUBENÉ KOLO 2	14 220	ČSN 42 5510.11	3,169	At 300 396 N	8
1	ČELNÍ OZUBENÉ KOLO 1	14 220	ČSN 42 5510.11	3,728	At 300 395 N	7
1	CENTROVACÍ KOTOUČ	S235 JR62	ČSN EN 10025	0,399	At 415 387	6
1	HLAVNÍ ROTOR - OPRAVA	EN-GJS-600-30	At 203 466	21,500	At 415 399	5
1	HŘDEL	11 523.0	ČSN 42 6510	3,173	At 307 701	4
1	VÍČKO	S355J0G4	EN 10025	7,360	At 203 801	3
1	VÍČKO SAMI - P"	GG 20	Č.M.	12,532	At 203 799	2
1	SKŘÍŇ PŘEVODOVKY		SVAŘ. A. OBR. SEST.	37,815	At 102 298	1

Posuvník	Číslo	Název - Rozměr	Materiál	Pokřesťování	Hmot.	Číslo výřezu	Pod.	Sklopné číslo
1: 2,5								

SPOJKOVÁ SKŘÍŇ Č.V.At 203 335

ATMIS
 CHRAST S.R.O.

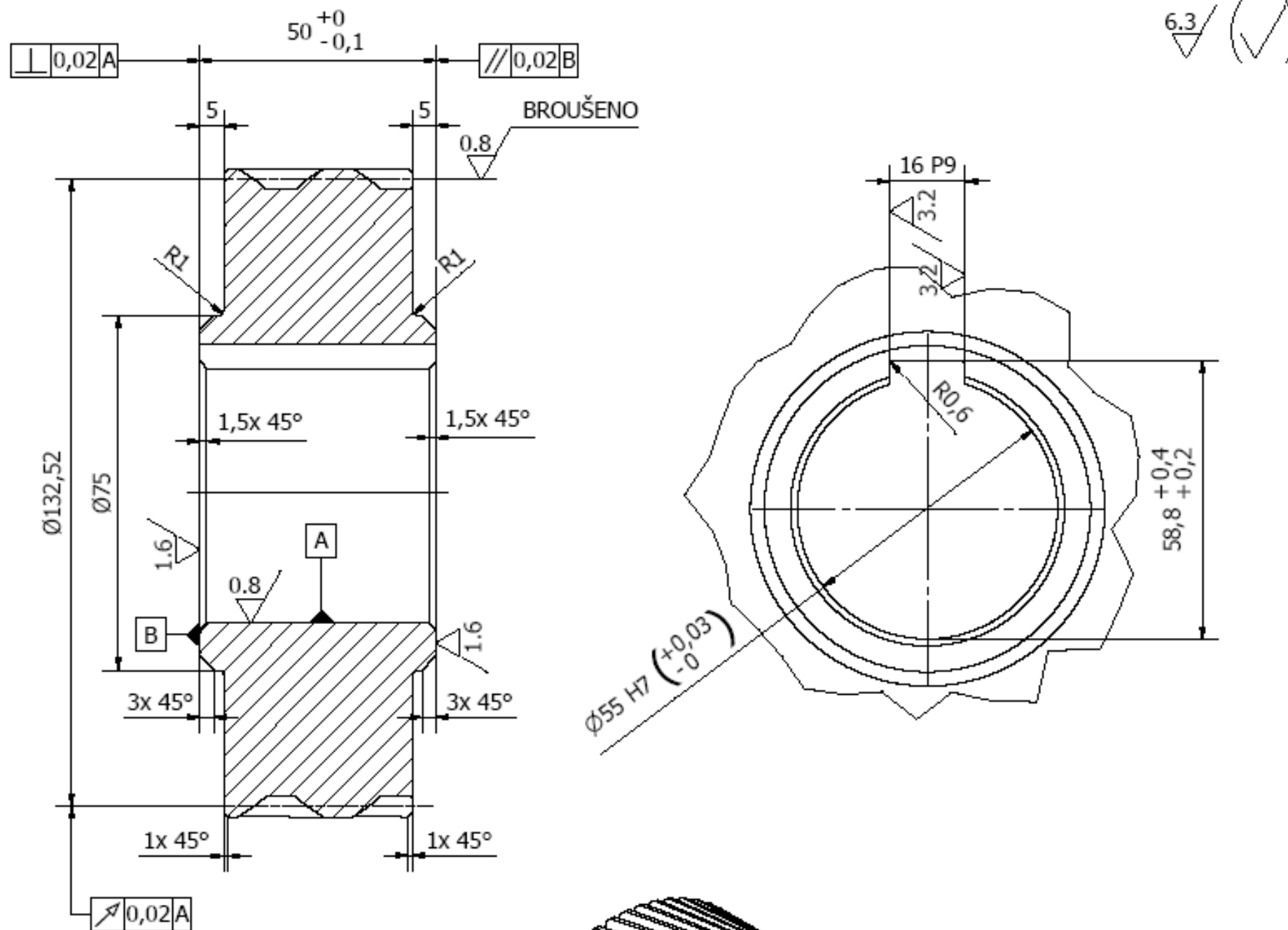
Typ: **PŘEVODOVKA**
 Skupina: **At 102 297 a**
 Starý výřez:



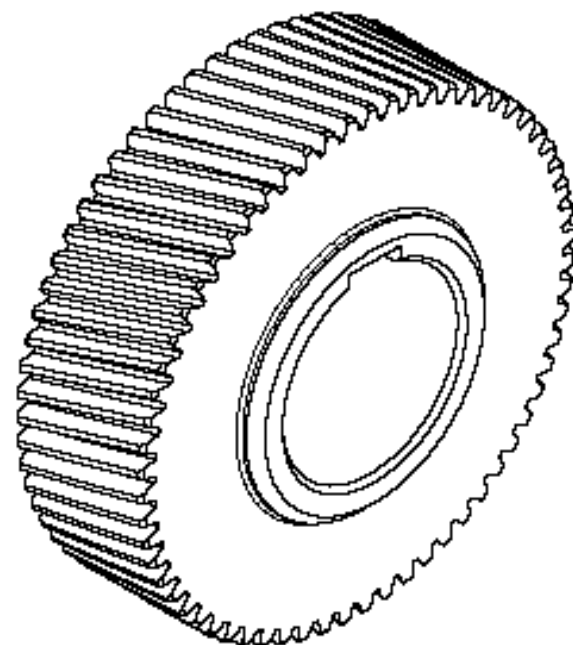
3. PŘEVODOVOU SKŘIŇ ZKOUŠET NA ZK. PŘETLAK p - 10 bar
 2. NEPŘEDEPSANÉ TOLERANCE PLOCH DLE ČSN EN ISO 13920 - BF
 1. NETOLEROVANÉ ROZMĚRY DLE ISO 2768-mK

Ks	Název - Rozměr	Materiál	Polotovary	Hmot.	Číslo výkresu	Poz.	Skupové číslo
1	ZÁVĚSNÉ OKO	II 373.1	ČSN 42 5301.11	0,032	At 415 395	11	
5	ŽEBRO	II 373.1	ČSN 42 5301	0,057	At 415 378	10	
1	PLECH-6	S 235 JR G2	ČSN EN 10025	1,263	At 415 377	9	
1	PLECH-5	S 235 JR G2	ČSN EN 10025	0,886	At 415 376	8	
1	PLECH-4	S 235 JR G2	ČSN EN 10025	1,421	At 415 375	7	
1	PLECH-3	S 235 JR G2	ČSN EN 10025	0,496	At 415 374	6	
1	PLECH-2	S 235 JR G2	ČSN EN 10025	1,381	At 415 373	5	
1	PLECH-1	S 235 JR G2	ČSN EN 10025	2,081	At 415 372	4	
1	KOTLOUČ P*	II 523.1	ČSN 42 5510-1	6,112	At 415 397	3	
1	DESKA P*	S 235 JR G2	ČSN EN 10025	18,700	At 415 398	2	
1	PŘÍRUBA P*	S 235 JR G2	ČSN EN 10025	26,449	At 415 370	1	

Poznámka	Kontrola	Číslo	Stav	Číslo	Stav
Měřtko	1:2				
Norm. ref.	Schválil				
Vyr. pro jedn.	Dne	16.12.2011			

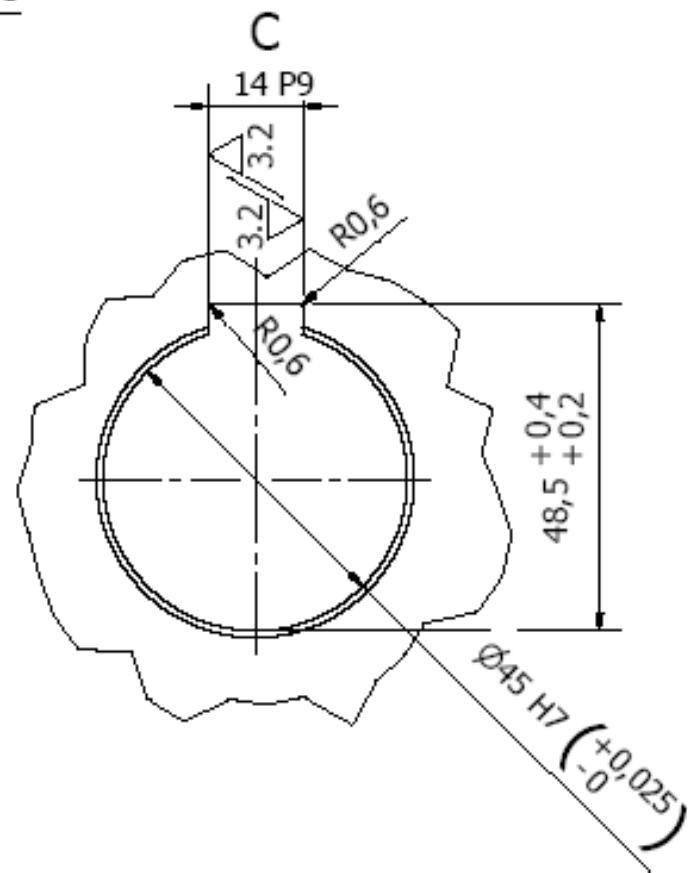
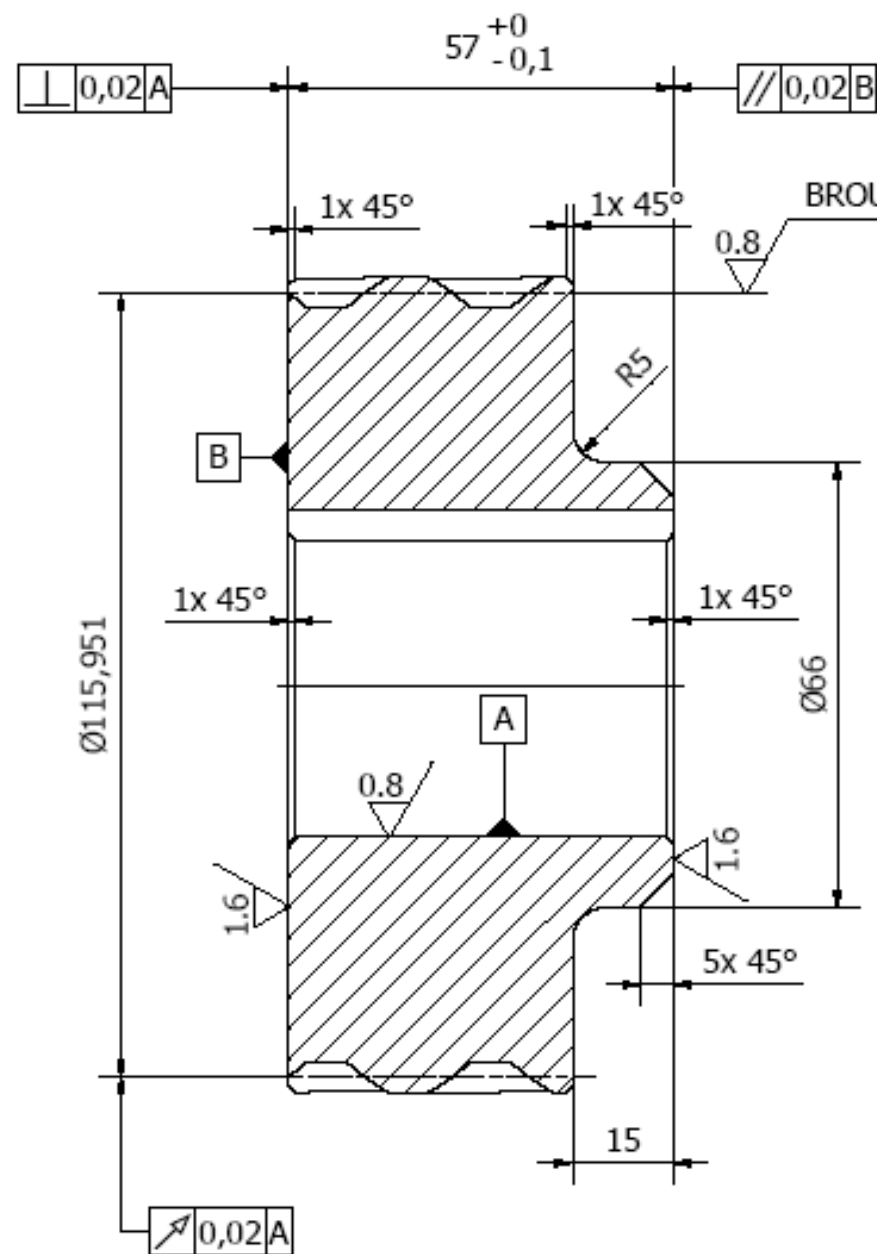


Tabulka		
ROZMĚR	ZNAČKA	
Modul	m	2
Počet zubů	z	64
Úhel záběru	alfa	20°
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	15°
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	LEVÝ
Jednotkové posunutí	x	0.1827
Stupeň přesnosti	-	6-6-6Eh/II
dle	ČSN	01 4682
Rozměr přes válečky	M	138.225
Tolerance rozm. přes válečky		
Rozměr válečku(kuličky)	dM	3.5
Rozměr přes zuby/zuby	W/z	46,511/8z
Tolerance rozměru přes zuby		-0,04// -0,08
Roztečný průměr	d	132.515
Hlavový průměr	dh	137.214
Průměr základní kružnice	db	124.004
Patní průměr	dp	128.246
Šířka kola	b	40
Spoluzabírající kolo	-	At 300 396 N
Roztečná vzdálenost os	a	
Osová vzdálenost	aw	125
Mezní úchylka	fa	
Zaručená boční vůle	jn min	
Součinitel trvání záběru	epsilon	3.279
Házivost ozubení	-	0,02
Mezní úchylka skonu zubu	F beta	0.013
Mezní úchylka zákl. rozteče	f pb	0.008
Mezní obvodové házení zubu	F r	0.028



3. PODÉLNÁ MODIFIKACE....DO TVARU SOUDKU 0,005-0,01 mm
2. CEMENTOVÁNO DO HL. 0,4-0,6 mm; KALENO HRC 52-58
1. NETOLEROVANÉ ROZMĚRY DLE ISO 2768-mK

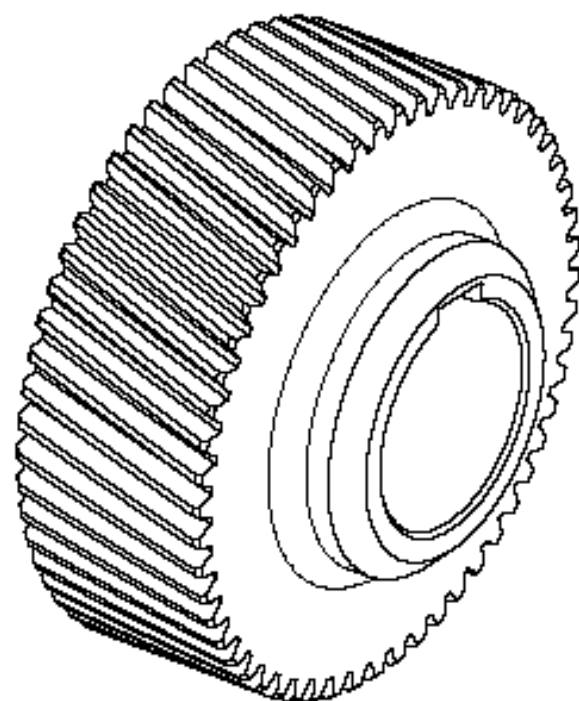
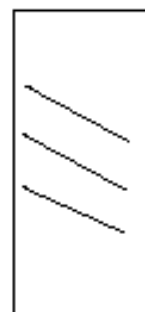
1	KR 140-55	16MnCr5	EN 10060	3,73 kg	At 102 297		
Ks	Název - Rozměr	Materiál	Polotovár	Hmot.	Číslo sestavy	Poz.	Skladové číslo
Poznámka				Celková čistá hmotnost kg 3,73 kg			
Měřtko	Kreslil	Kašpárek	Č.snímku				
1:1	Přezkoušel						
	Norm. ref.						
	Výr. projedn.	Schválil	Č.transp.				
		Dne 26.10.2011					
		Typ P*	Skupina	Starý výkres			
CHRÁST S.R.O.		Název		ČELNÍ OZUBENÉ KOLO 1		At 300 395 N	



6.3 (M)

Tabulka

ROZMĚR	ZNAČKA	
Modul	m	2
Počet zubů	z	56
Úhel záběru	alfa	20°
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	15°
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	PRAVÝ
Jednotkové posunutí	x	0.2089
Stupeň přesnosti	-	6-6-6Eh/II
dle	ČSN	01 4682
Rozměr přes válečky	M	121.739
Tolerance rozm. přes válečky		
Rozměr válečku(kuličky)	dM	3.5
Rozměr přes zuby/zuby	W/z	40,395/7z
Tolerance rozměru přes zuby		-0,04// -0,08
Roztečný průměr	d	115.951
Hlavový průměr	dh	120.754
Průměr základní kružnice	db	108.504
Patní průměr	dp	111.786
Šířka pastorku	b	42
Spoluzabírající kolo	-	At 300 395 N
Roztečná vzdálenost os	a	
Osová vzdálenost	aw	125
Mezní úchylka	fa	
Zaručená boční vůle	jn min	
Házivost ozubení	-	0,02
Mezní úchylka skonu zubu	F beta	0.014
Mezní úchylka zákl. rozteče	f pb	0.007
Mezní obvodové házení zubu	F r	0.021



3. PODÉLNÁ MODIFIKACE ...DO TVARU SOUDKU 0,005-0,01 mm
2. CEMENTOVÁNO DO Hl. 0,4-0.6 mm; KALENO HRC 52-58
1. NETOLEROVANÉ ROZMĚRY DLE ISO 2768-mK

1	KR125-60	16MnCr5	EN 10060	3,17 kg	At 102 297		
Ks	Název - Rozměr	Materiál	Polotovár	Hmot.	Číslo sestavy	Poz.	Skladové číslo
Poznámka				Celková čistá hmotnost kg 3,17 kg			
Měřtko	Kreslil	Kašpárek	Č.snímku	Změna	E	P	Index
1:1	Přezkoušel						
	Norm. ref.						
	Výr. projedn.	Schválil	Č.transp.				
		Dne 25.10.2011					
		Typ P*	Skupina	Starý výkres			
CHRÁST S.R.O.		Název ČELNÍ OZUBENÉ KOLO 2		At 300 396 N			

