

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Hlavní pohon obráběcích strojů. Převodovka se stupňovou změnou
otáček pro frézovací stroj

Autor: **David Fait**

Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.**

Akademický rok 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE (PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: David FAIT
Osobní číslo: S15B0072P
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení
Název tématu: Hlavní pohon obráběcích strojů. Převodovka se stupňovou změnou otáček pro frézovací stroj
Zadávatel katedra: Katedra konstruování strojů

Zásady pro vypracování:

Základní požadavky:

Proveďte analýzu konstrukcí převodovek pro hlavní pohon obráběcích strojů. Navrhněte konstrukci dvoustupňové planetové převodovky pro horizontku FCW 150. Zpracujte projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti). Použijte na výpočty programy KISSsys případně KISSsoft a MITcalc.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Obsah bakalářské práce:

1. Řešení pohonu obráběcích strojů
2. Analýza konstrukce převodovek
3. Zpracování projektové dokumentace
4. Technicko-ekonomické hodnocení

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

HUDEC Hlavní pohon příklady. Plzeň ZČU: Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství, 2013

LEINVEBER, J, VÁVRA, P Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Úvaly: Albra, 2011


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

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2017**
Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2017

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Fait	Jméno David	
STUDIJNÍ OBOR	B2301R016 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec , CSc.	Jméno Zdeněk	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Hlavní pohon obráběcích strojů. Převodovka se stupňovou změnou otáček pro frézovací stroj		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	78	TEXTOVÁ ČÁST	68	GRAFICKÁ ČÁST	10
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX. 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje rešerši pohonů obráběcích strojů, a to jak základní rozdělení motorů, tak i převodovek. Dále následuje konstrukční návrh dvoustupňové planetové převodovky pro horizontku FCW 150. Rozměry ozubených kol byly získány výpočtovými programy Kissys a Kisssoft. Charakteristiky dalších spojení byly navrženy pomocí programu Mitcalc. Práce také přináší model a konstrukční dokumentaci převodovky. V neposlední řadě se věnuje technicko-ekonomickému hodnocení úrovně řešení v porovnání s koaxiálním typem převodovky.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Motory obráběcích strojů, převodovky obráběcích strojů, planetová převodovka, technicko-ekonomické hodnocení

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Fait	Name David	
FIELD OF STUDY	B2301R016 „Design of Manufacturing Machines and Equipment”		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing.Hudec,CSc.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Main propulsion of machine tools. Multi-gear transmission of milling machine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	78	TEXT PART	68	GRAPHICAL PART	10
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis includes recherche of main propulsions of machine tools, basic division of engines and gearboxes. Next follows construction design of two-stage gearbox for milling machine FCW 150. Gears dimensions were gain from calculation programs Kisssys and Kisssoft. Charakteristic other connections were design with program Mitcalc. Thesis also brings gearboxes model and construction documentations. Last but not least it dedicates technological-economic evaluation of solution level in compare with coaxial type gearbox.
KEY WORDS	Machine tools engines, gearboxes of machine tools, planetary gearbox, technological-economic evaluation

Rád bych v úvodu své bakalářské práce poděkoval doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc., za cenné technické rady a ochotu vždy poradit při vypracování.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	10
Úvod	13
1 Hlavní pohon obráběcích strojů	14
1.1 Definování hlavních požadavků na obráběcí stroje	14
1.1.1 Výkonnost	14
1.1.2 Pracovní přesnost	14
1.1.3 Tuhost	14
1.1.4 Materiál	15
1.2 Nejpoužívanější druhy motorů	15
1.2.1 Stejnosměrný motor	16
1.2.2 Asynchronní motor	16
1.2.3 Synchronní motor	17
1.2.4 Lineární motory	18
1.2.5 Hydromotory	18
1.3 Výpočty převodových mechanismů	18
1.3.1 Základní veličiny a vztahy	19
1.3.2 Postup při výpočtu počtu stupňů převodovky a odvozená schémata	19
1.3.3 Stanovení základních parametrů převodovky	21
1.3.4 Stanovení rozměrů vstupního a výstupního převodu	22
1.3.5 Stanovení dílčích převodů	24
1.3.6 Charakteristické parametry převodovky a jejich další použití	25
1.4 Rozdělení konstrukčních řešení převodových mechanismů	25
1.4.1 Definice a základní rozdělení	25
1.4.2 Nortonské ústrojí	26
1.4.3 Výměnná kola	26
1.4.4 Přesuvná kola	26
1.4.5 Ozubená kola se spojkami	27
1.4.6 Předlohy	27
1.4.7 Řemeny	28
1.4.8 Planetové převodovky	28
1.5 Používané spojovací prvky	28
1.5.1 Šrouby	28
1.5.2 Nalisování	29

1.5.3	Drážkování	29
1.5.4	Spojení perem.....	30
2	Konstrukce planetové převodovky.....	30
2.1	Princip a popis stavby.....	30
2.1.1	Jednorychlostní převodovky	30
2.1.2	Dvourychlostní převodovky	31
2.1.3	ZF Duoplan	32
2.1.4	Baruffaldi	34
2.1.5	Neugart	36
2.1.6	Základní výpočet převodu.....	38
2.2	Dvourychlostní planetová převodovka pro hlavní pohon horizontky	42
2.2.1	Návrh dvourychlostní planetové převodovky typizovaným programem 2_rychl_planet.ks (KISSsys-KISSsoft)	42
2.2.2	Výpočet spojení programem Mitcalc	51
2.2.3	Výpočet přesouvadla	53
3	Technicko-ekonomické hodnocení	54
3.1	Hledání požadavků a hodnocení variant.....	55
3.1.1	Black box.....	55
3.1.2	Požadované funkce převodovky s ohledem na dotyčný provozní, transformační proces.....	55
3.1.3	Nositelé/hlavní ovlivňující faktory jednotlivých funkcí	55
3.1.4	Hodnocení koncepčních variant	56
3.2	Zlepšení průběžného návrhu.....	58
4	Model a výkresová dokumentace.....	63
5	Závěr	64
	SEZNAM OBRÁZKŮ	65
	SEZNAM TABULEK.....	66
	SEZNAM PŘÍLOH.....	66
	POUŽITÝ SOFTWARE	67
	KNIŽNÍ PUBLIKACE.....	67
	PODKLADY K PŘEDNÁŠKÁM	67
	PUBLIKACE NA INTERNETU	67

Seznam zkratk a symbolů

k – tuhost
F – síla
y – posunutí
E – youngův modul pružnosti
G – modul pružnosti ve smyku
P – výkon motoru
 n_e – jmenovité otáčky
 n_{max} – maximální otáčky
 n_s – otáčky točivého magnetického pole
f – frekvence
p – počet pólů statoru
 n_s – synchronní otáčky
n – otáčky
s – skluz
p – počet párpolů
 r_p – regulační rozsah motoru při konstantním výkonu
 M_L – maximální (omezený krouticí moment)
 n_L – jmenovité otáčky při omezeném momentu
 n_{Mp} – maximální otáčky při nejvyšším převodovém stupni
 a_m – přípustný pokles výkonu mezi stupni
 r_M – regulační rozsah motoru při konstantním momentu
 $i_{1,2}$ – převodový poměr mezi dvěma koly
 i_{celk} – celkový převod
 i_{vstup} – převod mezi hnací hřídelí motoru a hřídelí převodovky
 $i_{převod}$ – celkový složený převod převodovky
 $i_{výstup}$ – převod mezi výstupním hřídelem a hřídelem vřetena
 η – dílčí účinnost
 η_{celk} – celková účinnost
 ω_L – úhlová rychlost při jmenovitých otáčkách
p – počet stupňů převodovky
SH – souhmotí
 $i_{1,2p}$ – požadovaný převodový poměr mezi dvěma koly
 $M_{pož}$ – požadovaný krouticí moment
z – počet zubů kola
 z_p – požadovaný počet zubů kola
 M_e – jmenovitý moment
D – průměr
 Ψ – podíl šířky ozubení a modulu
c – dovolené namáhání zubu v ohybu
b – šířka zubu
m – modul
t – rozteč
 β – úhel sklonu zubu
a – teoretická osová vzdálenost

σ_D – dovolené napětí v tahu
 σ_K – napětí na mezi kluzu
 p_D – dovolený tlak v závitu
 p – tlak
 δ_{red} – redukované napětí
 p_{max} – maximální tlak
 $C_{2,1}$ – rozměrový koeficient hřídele
 δ_D – dovolené napětí
 F_L – maximální lisovací síla
 d – průměr náboje
 L – délka náboje
 f – součinitel tření
 Δt – teplota ohřátí/ochlazení
 d_{lmax} – maximální teoretický přesah
 v – vůle
 α – součinitel teplotní roztažnosti
 S – plocha
 h – výška pera
STW – spur gearbox with fixed ratio directly into spindle
 n_1 – otáčky centrálního kola
 n_2 – otáčky korunového kola
 n_u – otáčky planety
 n – počet záběrů vnějších
 m – počet záběrů vnitřních
 i_{1u} – převod při zabrzděném korunovém kole
 i_{u1} – převod při zabrzděném centrálním kole
 i_0 – základní převod
 δ_{n2D} – přípustná odchylka jmenovitých otáček
 T_c – celková doba běhu
 q_n – poměrné otáčky
 q_M – poměrný moment
 q – poměrná doba běhu
SF – bezpečnost ozubení
SH – bezpečnost ozubení
 L_h – životnost
 f_s – statická bezpečnost
SDA – dynamická bezpečnost
SSA – statická bezpečnost
 M_{1r} – třecí moment na motoru
MT – třecí moment na brzdě
 α – vrcholový úhel sražení drážky
 f_d – součinitel tření drážky
 S – maximální přesuvná délka
 Q – kvalita
 C – náklady

SWOT – strengths – weaknesses – opportunities – threats

N – newton

Nm – newtonmetr

min⁻¹, ot/min, 1/min – otáčky za minutu

hod – hodiny

mm – milimetr

° – stupeň

mm/s – milimetr za sekundu

g – gram

V – volt

Úvod

Tématem této práce je hlavní pohon obráběcích strojů. V první části se zaměřuje na rešerši nejpoužívanějších typů motorů a převodovek. Nejprve nadefinuje hlavní požadované vlastnosti obráběcího stroje. Poté zde budou rozebrána jednotlivá konstrukční řešení, jejich klady a zápory. Dále budou vyloženy základní postupy při dimenzionálních výpočtech převodovek. Pak se rešerše více zaměří na téma konstrukční části, tedy na planetové převodovky. Bude ukázán základní výpočet jejich převodu a účinnosti a rozebrána konstrukční řešení předních výrobců. Nakonec se krátce zmíní o spojování jednotlivých prvků soustavy.

V konstrukční části se zaměří na návrh planetové převodovky pro horizontku FCW 150 při použití motoru Siemens 1PH8186. V úvodu bude proveden výpočet pomocí programů Kissys a Kisssoft na základě parametrů motoru a požadovaného výstupu. Dále budou získána výstupní data použitá k vlastní konstrukci planetové převodovky. K tvorbě 3D modelu je použit program Creo Parametric 3.0. Navržená převodovka je doplněna o výpočty spojení jednotlivých součástí z programu Mitcalc. V další části se zaměří na technicko-ekonomické hodnocení. Bude porovnávaná s koaxiálním typem převodovky ve stejném prostředí. Nakonec je kladen důraz na optimalizaci návrhu. Dále práce obsahuje konstrukční dokumentaci.

1 Hlavní pohon obráběcích strojů

1.1 Definování hlavních požadavků na obráběcí stroje

Správné stanovení hlavních požadavků ze strany zákazníka má rozhodující vliv na konstrukci motoru, převodovky a rámu dodaného obráběcího stroje. Špatná úvaha může vést k předimenzování nebo poddimenzování stroje nebo jeho částí. Technicko-ekonomická hlediska obráběcích strojů kladou důraz zejména na jeho výkonnost a pracovní přesnost. Tyto vlastnosti jsou stěžejní a nelze je jako konstruktér nedodržet. Mezi další požadavky na obráběcí stroje patří: co nejmenší půdorysná plocha, ovladatelnost, přístupnost pracovního prostoru, provozní spolehlivost, trvanlivost, bezpečnost práce, možnost začlenění do automatizovaných výrobních linek a soustav, vhodné odstraňování třísek, vzhled stroje a jeho vybavenost příslušenstvím.

1.1.1 Výkonnost

Výkonnost různých obráběcích strojů je obtížné porovnávat. Je nutné zasadit různé stroje do srovnatelných podmínek (tvar a materiál součásti, technologie obrábění, řezné podmínky apod.), což samozřejmě není vždy proveditelné. Proto se zavádí jednotky výkonnosti obrábění, které porovnávají různé stroje. Prvním kritériem je měrná výkonnost obrábění Q_m ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$). Vyjadřuje množství odebraného materiálu v jednotkách hmotnosti za jednotku času. Podobným kritériem je objemová výkonnost obrábění Q_v ($\text{mm}^3\cdot\text{s}^{-1}$). Vyjadřuje množství objemu odebraného za jednotku času. Používá se také ve formě měrné objemové výkonnosti obrábění, objem odebrané třísky se vztahuje na příkon obráběcího stroje ($\text{mm}^3\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$). Tyto jednotky se zejména používají u běžných hrubovacích obráběcích strojů (frézky, soustruhy). U dokončovacích obráběcích strojů (např. brusky) se používá plošná výkonnost obrábění Q_a ($\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$). Pro hodnocení výkonnosti CNC strojů a dalších speciálních automatizovaných obráběcích strojů se používá kusová výkonnost. Obecně se snažíme optimalizací dosáhnout co nejmenšího výrobního času. [2]

1.1.2 Pracovní přesnost

Pracovní přesnost je ovlivňována řadou činitelů. Za nejvýznamnější může být považována konstrukční koncepce (její výsledná tuhost), volba materiálu (pevnost, odolnost proti opotřebení), kvalita zpracování a montáže (přesnost uložení jednotlivých vřeten), zpracování vodicích ploch, teplotní stabilita, okolní podmínky, konstrukce nástroje a v neposlední řadě také kompetence obsluhy. Další nepřesnosti mohou pramenit ne ze zpracování obráběcího stroje, ale z tzv. kinematické nepřesnosti. Toto je způsobeno úchytkami v kinematických vazbách převodů mezi jednotlivými pohyblivými členy, jejichž pohybem vzniká výsledný pracovní pohyb. [2]

1.1.3 Tuhost

Tuhost vyjadřuje odolnost stroje nebo jeho části proti přetvoření. Tato veličina ovlivňuje velice výrazně výslednou pracovní přesnost. Při konstrukci je třeba zajistit tuhosti dílčí, např. vřetena, ložisek, šroubů, hřídelí atd. Všechny dílčí tuhosti pak následně určují celkovou tuhost stroje. Celkovou tuhostí rozumíme tuhost soustavy, a to nejen dílů, ale i jejich spojení (šrouby, vedení, uložení). Celkovou tuhost lze měřit vůči základu, který se v tomto případě považuje za absolutně tuhý, potom se jedná o absolutní tuhost, nebo jako tuhost relativní, kdy se zkoumá deformace dvou částí vůči sobě. Jednotkou tuhosti je N/m. Obecný vzorec pro výpočet tuhosti může vypadat takto:

$$k = \frac{dF}{dy}$$

Dalším dělením tuhosti je na tuhost v posunutí a v natočení (translační a torzní tuhost). Jejich rozdíl je jasně vidět na následujícím obrázku (vlevo tuhost v posunutí, vpravo torzní tuhost).



Obrázek č. 1: Rozdíl mezi translační a torzní tuhostí [1]

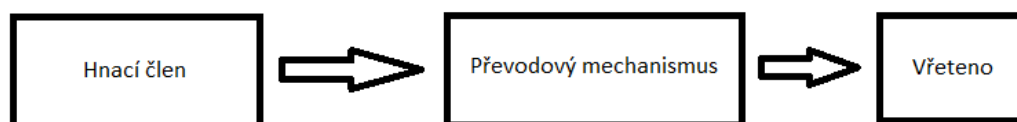
Podle druhu zatížení je možné rozlišovat tuhost v tahu, tlaku, ohybu smyku a krutu. Velmi významnou vlastností je tzv. technologická tuhost. Je určena relativní deformací mezi nástrojem a obrobkem při zatížení řeznou silou. [2], [3]

1.1.4 Materiál

Dalším kritériem, kterým lze ovlivnit výslednou tuhost stroje, je materiál, ze kterého je vyroben. Záleží především na Youngově modulu pružnosti E, případně na modulu pružnosti ve smyku G. Pro materiál je také důležitý malý koeficient teplotní roztažnosti, vysoké měrné teplo, dobré tlumivé vlastnosti a pokud možno nízká hustota. Konvenčními materiály pro obráběcí stroje je šedá litina, tvárná litina a ocel. Tyto materiály jsou používány mnoho let a jejich vlastnosti jsou dobře známé a praxí ověřené. Nově je možné se setkat se stroji s částmi z minerální litiny (polymerbeton), granitu, vláknových kompozitů a dále jsou stále častější tzv. sendvičové struktury. [3]

1.2 Nejpoužívanější druhy motorů

Pohyb nástroje se nazývá pracovní pohyb. Kinematika moderních obráběcích strojů se vyznačuje několika složenými pohyby rotačními a přímočarými. Pohyb, který se vyznačuje největší rychlostí, se nazývá hlavní. Na jeho vykonání se spotřebovává většina příkonu pohonu. Úkolem pohonného systému je změna vstupní energie v energii mechanickou. V případě potřeby je také možné měnit druh pohybu (rotační v lineární a naopak). V naprosté většině případů je také nutné měnit rozsah rychlostí nebo otáček, momentu nebo síly. Proto je třeba do konstrukce stroje zařadit převodový mechanismus. Základní schéma stroje poté vypadá následovně:



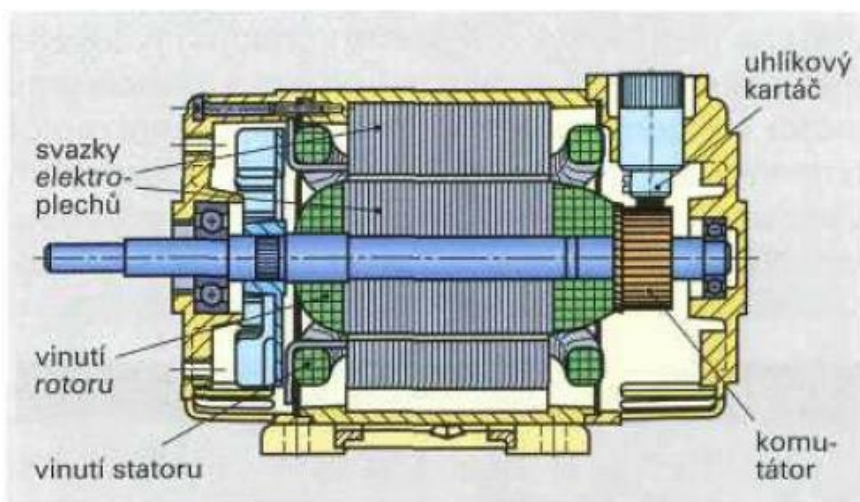
Obrázek č. 2: Základní struktura stroje

Podle požadavků jednotlivých technologických operací se volí vhodný motor z katalogu výrobce. Z jeho parametrů se vychází při konstrukci převodového mechanismu. Základní parametry motoru jsou: výkon motoru P_m , jmenovité otáčky n_e a maximální otáčky n_{max} . Pro navazující konstrukci je také důležitý možný regulovatelný rozsah těchto parametrů. Pro pohon

obráběcích strojů jsou zdaleka nejpoužívanější elektromotory. Využívají silových účinků elektromagnetického pole. Jejich pohyb je založen na využívání působení Lorentzova zákona síly. [2], [3]

1.2.1 Stejnosměrný motor

Budící vinutí se nachází na statoru a je napájeno stejnosměrným zdrojem elektrického proudu. Polovina pólů statoru je severní a polovina jižní. Ve vodičích kotvy se pohybem indukuje napětí a vzniká proud. Díky tomuto proudu vzniká točivý moment. Pro zachování rotačního pohybu rotoru je třeba periodicky přepólovávat vodiče cívky. Toto se zajišťuje tzv. komutátorem. U tohoto typu motorů se používají různé typy buzení, které následně určují jeho konečnou charakteristiku (vlastnosti). Druhy buzení jsou: cizí, derivační, sériové a smíšené. Nejčastěji používané je cizí. Dalším parametrem ovlivňující vlastnosti je počet pólů. Čím větší je počet pólů, tím nižší jsou jmenovité otáčky. Krouticí moment na počtu pólů nezávisí. Komutátor je někdy nahrazován elektronickou komutací. [3]



Obrázek č. 3: Stejnosměrný motor [3]

1.2.2 Asynchronní motor

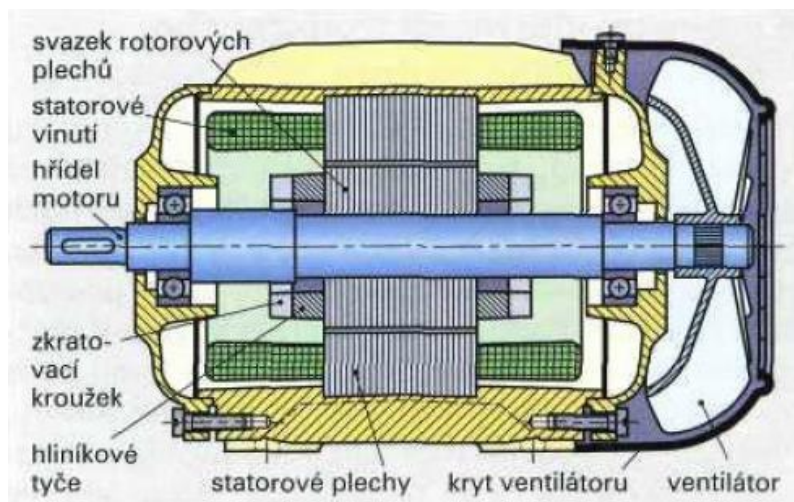
Asynchronní stroje se vyznačují vinutím na statoru napájeným třífázovým (střídavým) proudem. Díky jeho uspořádání je ve vzduchové mezeře mezi rotorem a státorem vytvářeno točivé magnetické pole. Otáčky tohoto pole lze vyjádřit ze vztahu:

$$n_s = \frac{60f}{p}$$

Zde p je počet pólů statoru, f frekvence a n_s synchronní otáčky (otáčky naprázdno). V kotvě na rotoru se indukuje napětí, proud protékající kotvou způsobuje točivý moment. Elektromagnetické pole unáší rotor otáčkami. Přenos energie samozřejmě není dokonalý, a tak dochází ke zpoždění. Poměrné zmenšení otáček se nazývá skluz:

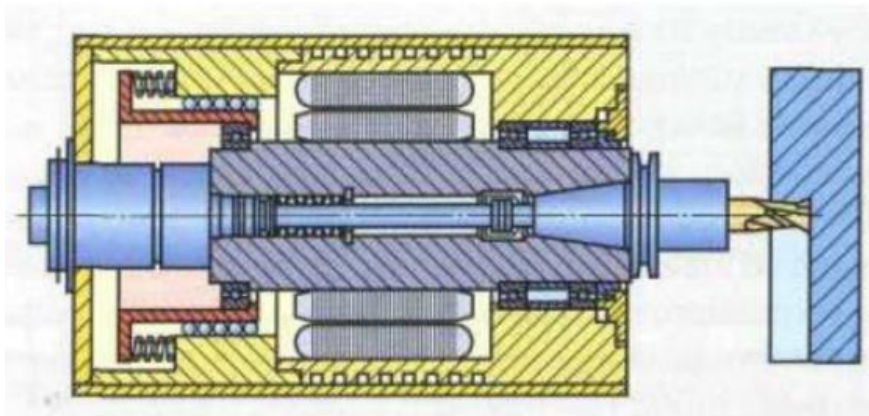
$$s = \frac{n_s - n}{n_s}$$

Pro návrh motoru je třeba s touto hodnotou počítat. Točivý moment skluzu je do určité hodnoty úměrný. Po tzv. momentu zvratu se stroj zpravidla zastaví a dojde k jeho rychlému zničení. Skluz se pohybuje v rozmezí 3–7 % otáček elektromagnetického pole. Pro obráběcí stroje je třeba použít regulační asynchronní motory. Jejich zařazením se dosahuje vysokého konstantního výkonu ve velkém rozsahu otáček.



Obrázek č. 4: Asynchronní motor [3]

Další podobou asynchronního motoru jsou elektrovřetena. Jedná se o moderní způsob konstrukce s vysokou tuhostí a dynamickou stabilitou. Princip spočívá v zabudování vřetene do stroje jako součást motoru (jako jeho rotor). Tento způsob se využívá zejména u vysokorychlostního obrábění. Rotor elektromotoru je nalisován přímo na hřídeli vřetena. Stator je vsunut do tělesa, kterým protéká chladicí kapalina. [2], [3]



Obrázek č. 5: Elektrovřeteno [3]

1.2.3 Synchronní motor

Typickým znakem synchronního motoru je, že se jeho rotor po roztočení otáčí přesně současně s točivým magnetickým polem statoru (tzn. stejnými otáčkami beze skluzu). Státorem se nijak zásadně neliší od asynchronního motoru. Napájen je obvykle trojfázovým napětím. Na rotoru je soustava pólů, v případě menších motorů se používají permanentní magnety. Jeho otáčky jsou dány vztahem:

$$n_s = \frac{60f}{p}$$

Zde f jde frekvence, p je tentokrát počet párů pólů.

Při doplnění motoru frekvenčním měničem je možné plynule měnit otáčky. Tyto motory mají velký rozsah konstantního krouticího momentu. Proto se často používají jako vedlejší pohony. V těchto případech umožňují přesné najetí do požadované pozice a zároveň rychlé zastavení a zrychlení. [3]

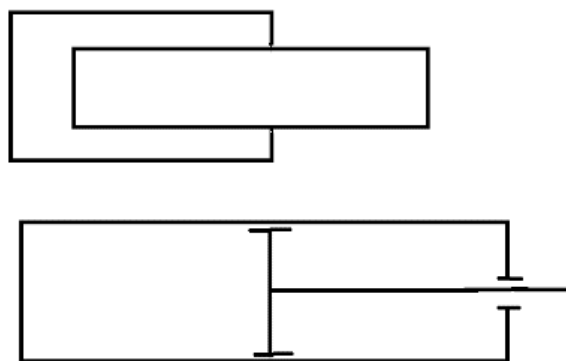
Zvláštním typem synchronních motorů jsou tzv. krokové motory. Používají se u posuvových mechanismů s nízkým momentem a otáčkami. Polohování je velmi přesné. Buzení je zajištěno permanentními magnety s velkým počtem pólů. Motor se posouvá přetržitě (krokuje) podle toho, jak jsou postupně ovládací impulsy přiváděny na jednotlivé fáze. Charakteristickými prvky krokových motorů je velikost kroku ($1,5^\circ$ až 15°), jmenovitá frekvence a krouticí moment. [2], [3]

1.2.4 Lineární motory

Jedná se o mnohápólový motor, který je rozvinutý do roviny. Může se jednat o jakýkoliv výše popsaný typ motoru (asynchronní, synchronní...). Způsoby zapojení a elektronické příslušenství jsou stejné jako u nelineárních strojů. Používají se zejména v dopravě a manipulaci s materiálem a u speciálních obráběcích operací (hoblování). Jejich nevýhodou je nutnost odstínění okolí z důvodu jejich tepelného a elektromagnetického ovlivnění. [3]

1.2.5 Hydromotory

Jedná se o zařízení, které využívají k pohybu tlakové energie pracovního média. Pro jejich funkci je nezbytné čerpadlo, které vhání do motoru pracovní kapalinu (olej nebo voda). Základní rozdělení je na pístové a plunžrové. Výhoda plunžrových je snazší výroba a větší odolnost vůči nečistotám z okolí. Hydromotory se v konstrukci hlavních pohonů obráběcích strojů používají jen velmi zřídka. [3]



Obrázek č. 6: Hydromotor

1.3 Výpočty převodových mechanismů

Při návrhu obráběcího stroje se vychází z technologických požadavků příslušné budoucí výrobní operace. Motor má málokdy dostatečně velký regulační rozsah ($r_p = n_{\max}/n_e$), aby vyhověl daným požadavkům z hlediska otáček při současném zachování konstantního výkonu. Proto je třeba zařadit do konstrukce převodový mechanismus, který upraví příslušné hodnoty zařazením jednotlivých stupňů.

1.3.1 Základní veličiny a vztahy

Pro návrh převodového mechanismu musíme dbát na potřebné výstupní parametry (charakteristické parametry na vřetenu). Za ty lze považovat výkon (P), maximální (omezený) krouticí moment (M_L), jmenovité otáčky při omezeném momentu (n_L), maximální otáčky při nejvyšším převodovém stupni (n_{Mp}), přípustný pokles výkonu mezi stupni (a_m). Nyní je možné vybrat motor z katalogu výrobce. Jeho klíčovými vlastnostmi je výkon (P), jmenovité otáčky (n_e), maximální otáčky (n_m) a tzv. regulační rozsah motoru při konstantním výkonu ($r_p = n_M/n_e$), regulační rozsah motoru při konstantním momentu ($r_M = n_e/n_{min}$). Pro obrábění je nutný stálý výkon, proto je hodnota regulačního rozsahu určující pro minimální otáčky vřetene při prvním převodovém stupni. Hodnota r_p určuje velikost rozsahu jednotlivých převodových stupňů. Regulační rozsah motoru se málokdy shoduje s požadovaným technologickým rozsahem. Proto je třeba zařadit více stupňů s určitým maximálním překrytím/mezerami. Nejčastěji používaným prvkem převodů jsou ozubená kola. Lze z nich snadno tvořit jednoduchý převod (pár spoluzabírajících kol), případně i složené převody tzn. více vložených párů kol na různých hřídelích mezi hnací a hnaný člen. Převodový poměr dvou ozubených kol se určuje následovně:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

V případě složených převodů lze celkový převod vypočítat dle vzorce:

$$i_{celk} = i_{vstup} i_{převod} i_{výstup}$$

Zde i_{vstup} je převod mezi hnací hřídelí motoru na hřídel převodovky, $i_{převod}$ je celkový složený převod převodovky, $i_{výstup}$ je převod mezi výstupním hřídelem převodovky a hřídelem vřetena. Dále také musíme myslet na ztráty způsobené převodem mezi jednotlivými koly. Účinnost jednoho zubového záběru je 0,98 v případě čelních kol a 0,96 v případě kuželových kol. Celková účinnost převodového systému je dána součinem jednotlivých dílčích účinností.

$$\eta_{celk} = \eta_{12} \eta_{34} \dots \eta_{x-1,x}$$

Pro výsledné vlastnosti obráběcího stoje je důležité zachovat stálý výkon. Při řazení mezi stupni bude docházet k jeho skokovému snížení. Další věcí, kterou je třeba mít z konstrukčního hlediska na paměti, je možné překrytí jednotlivých stupňů. Pokles výkonu mezi jednotlivými stupni nesmí přesahovat hodnotu 1,26.

$$a_{i+1,i} = \frac{P}{P_{21}} = \frac{n_{e2}}{n_{M1}} < 1,26$$

Zde n_{e2} jsou jmenovité otáčky stupně 2, n_{M1} maximální otáčky stupně jedna. [1]

1.3.2 Postup při výpočtu počtu stupňů převodovky a odvozená schémata

Při výpočtu začneme od základního vztahu mezi výkonem a momentem.

$$P * \eta_{1odhad} = M_L * \omega_L$$

Zde P je výkon motoru, η_{1odhad} je odhadovaná účinnost 1. převodového stupně (=0,9) ω_L vypočteme následovně:

$$\omega_L = 2 * \pi * n_L$$

Po dosazení vyjádříme jmenovité otáčky n_L

$$n_L = \frac{P * \eta_{1odhad}}{2 * \pi * M_L}$$

Platí:

$$\begin{aligned} n_L &= n_e \\ a_M &= 1,26 \end{aligned}$$

Maximální otáčky vyjádříme ze vztahu

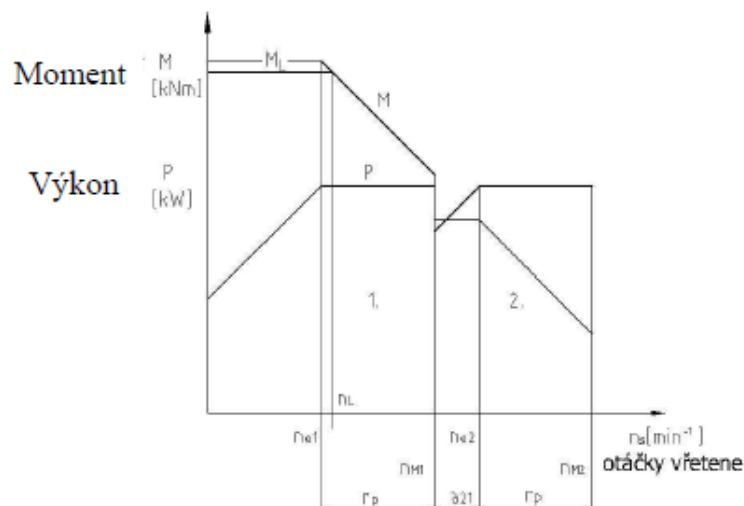
$$n_{Mp} = r_p^p * a^{p-1} * n_{e1}$$

$$\frac{n_{Mp}}{n_{e1}} * a = (r_p * a)^p$$

$$\log \frac{n_{Mp}}{n_{e1}} * a = \log(r_p * a)^p$$

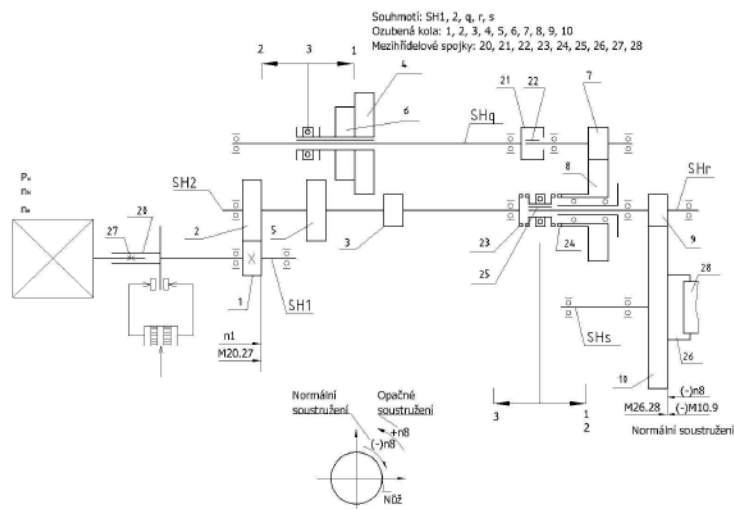
$$p = \frac{\log \frac{n_{Mp}}{n_{e1}} * a}{\log r_p * a}$$

Po dosazení vypočteme počet převodových stupňů p. Vždy je třeba zaokrouhlovat nahoru. Po tomto výpočtu můžeme nakreslit základní kinematické schéma, graf závislosti výkonu/momentu na otáčkách a graf zobrazující převodové poměry jednotlivých převodových stupňů.

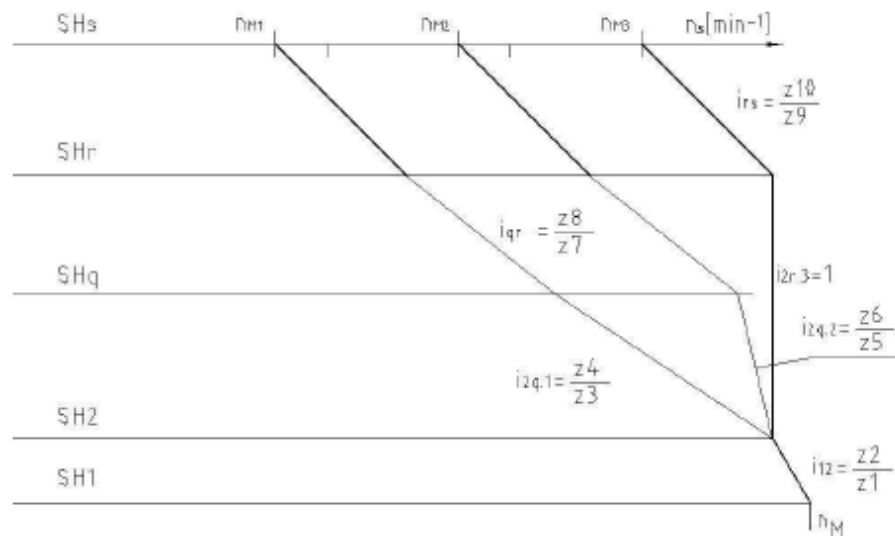


Obrázek č. 8: Graf závislosti výkonu/momentu na otáčkách [1]

Kinematické schéma slouží k zobrazení základního principu řazení. O jeho podobě rozhoduje konstruktér dle svých zkušeností s různými typy převodového mechanismu. Po tomto návrhu se přichází k vlastnímu výpočtu a kontrole převodu.



Obrázek č. 7: Ukázka kinematického schématu [1]



Obrázek č. 9: Diagram převodových poměrů pro jednotlivé převodové stupně [1]

Jedná se o grafické zobrazení výpočtu celkového převodového poměru v různých stupních, na různých souhmotích v závislosti na otáčkách motoru. [1]

1.3.3 Stanovení základních parametrů převodovky

Po návrhu základního konstrukčního schématu a hrubém návržení velikosti kol zvolíme podle konstrukčních zkušeností moduly jednotlivých kol a počty jejich zubů. Jedná se pouze o základní návrh, který je třeba optimalizovat a zkontrolovat.

Začneme zjištěním převodů jednotlivých převodových stupňů.

$$i_i = \frac{\omega_1}{\omega_{vřeteno}} = i_{vstup} i_{převod} i_{výstup}$$

$$\omega_1 = 2\pi n_1$$

Poté určíme otáčky jednotlivých souhmotí

$$n_i = \frac{n_1}{i_i}$$

Pozn.: Samozřejmě určujeme pro každé souhmotí dvě otáčky, pro jmenovité otáčky motoru a pro maximální otáčky motoru. Dále je také nutno rozlišovat jednotlivé stupně.

Poté dopočteme momenty na vřetenu. Při výpočtu se postupuje následovně:

$$M_1 \omega_1 \eta_i = M_{vřeteno} \omega_i$$

Tento vztah upravíme pomocí vzorce pro celkový převod a následujícího vztahu pro výpočet výkonu na vzorec pro výpočet momentu na vřetenu:

$$M_1 = \frac{P}{\omega_1}$$

Výsledný vzorec

$$M_{vřeteno} = \frac{P}{\omega_1} i_i \eta_i$$

Moment opět stanovujeme pro jednotlivé stupně a pro maximální a jmenovité otáčky motoru. Nakonec vypočteme účinnost převodovky v jednotlivých převodových stupních.

$$\eta_{celk} = \eta_{12} \eta_{34} \dots \eta_{x-1,x}$$

$\eta = 0,98$ pro čelní kola, $0,96$ pro kuželová kola

Následně zkontrolujeme mezistupňový pokles výkonu.

$$a_{i+1,i} = \frac{P}{P_{21}} = \frac{n_{e2}}{n_{M1}} < 1,26$$

Pokud hodnota nevyhovuje, je třeba změnit průměry kol.

Pokud navržené konstrukční řešení nevyhovuje zadání, je třeba upravit převodové poměry (rozměry kol) převodového mechanismu. Většinou se upravují parametry vstupního převodu. Úprava finálního převodu nebo převodu v řazení je většinou nevýhodná z důvodu nedostatku místa nebo náročné změny konstrukce řazení mezi jednotlivými stupni. Při úpravě předpokládáme, že dojde pouze ke změně počtu zubů (tzn. Osová vzdálenost, modul a úhel sklonu zubů zůstanou zachovány).

V případě, že nevyhovujícím parametrem jsou otáčky na vřetení ($n_{max} < n_{požadované}$), postupujeme podle následujících vzorců.

$$\frac{i_{12p}}{i_{12}} = \frac{n_{sM2}}{n_{sMp}}$$
$$i_{12p} = i_{12} \frac{n_{sM2}}{n_{sMp}}$$

Po výpočtu požadovaného převodu vypočteme počet zubů pastorku.

$$i_{12p} = \frac{z_{2p}}{z_{1p}}$$
$$z_{1p} = \frac{z_1 + z_2}{1 + i_{12p}}$$
$$z_{2p} = z_{1p} i_{12p}$$

V případě, že nevyhovujícím parametrem je moment na vřetení ($M_{e1} < M_{požadovaný}$), postupuje se následovně.

$$\frac{i_{12p}}{i_{12}} = \frac{M_{Pož}}{M_{e1}}$$
$$i_{12p} = i_{12} \frac{M_{Pož}}{M_{e1}}$$

Po výpočtu požadovaného převodu vypočteme počet zubů pastorku.

$$i_{12p} = \frac{z_{2p}}{z_{1p}}$$
$$z_{1p} = \frac{z_1 + z_2}{1 + i_{12p}}$$
$$z_{2p} = z_{1p} i_{12p}$$

Po úpravě kol přepočteme celkový převod v jednotlivých stupních.

$$i_i = i_{vstupupraveny} i_{převod} i_{výstup}$$

Poté opět zkontrolujeme podle vztahu popsáno výše maximální otáčky na vřetení. Pokud vyhovují přepočteme momenty a otáčky jednotlivých souhmotí. Dále také znovu překontrolujeme mezistupňové změny výkonu. [1]

1.3.4 Stanovení rozměrů vstupního a výstupního převodu

Z předchozích výpočtů a konstrukčních řešení jsme zjistili roztečný průměr věnce finálního převodu D , maximální moment na vřetení M_{max} a maximální otáčky na vřetení n_{mp} . Dále před začátkem výpočtu zvolíme parametr Ψ . Jedná se o podíl šířky ozubení a modulu. Obvykle se pohybuje v rozmezí 10 – 15. V neposlední řadě je třeba zvolit materiál ozubeného kola.

Vlastnosti materiálu jsou charakterizovány hodnotou c (= dovolené namáhání zubu v ohybu). Z prvotního zadání nám zůstávají parametry motoru (výkon, jmenovité a maximální otáčky). Nejprve určíme modul finálního převodu pomocí následujících vztahů. Jejich odvození a širší teoretický základ je možné najít v odborné literatuře. (např. Obecné strojní části 2, Krátký, Krónerová, Hosnedl).

$$\begin{aligned}F &= cbt \\t &= \pi m \\M &= F \frac{D}{2} \\ \Psi &= \frac{b}{m}\end{aligned}$$

Zde F je obvodová síla na věnci, t rozteč, m modul, M moment na kole finálního převodu, D roztečný průměr věnce, b šířka ozubení.

Po úpravách dostáváme výraz:

$$m = \sqrt{\frac{2M}{c\Psi\pi D}}$$

Dále musíme zvolit úhel sklonu zubů. Ten se volí podle konstrukčních zkušeností daného konstruktéra, podle možností výroby a předchozí domluvě s výrobcem ozubených kol. Čím je vyšší úhel sklonu zubu, tím je vyšší počet zubů v záběru, což snižuje jejich namáhání, opotřebení a hlučnost. Také ale dochází k výraznému zvětšení axiálních sil. Těmto silám musí být přizpůsobena ložiska. β se většinou volí 15 nebo 20°.

Nyní můžeme určit počet zubů ozubeného kola na posledním souhmotí.

$$z_i = \frac{D_i \cos \beta}{m}$$

Volíme počet zubů druhého kola finálního převodu (obvykle $z \geq 25$). Následně se dopočteme finálního převodu.

$$i_{fin} = \frac{z_i}{z_{i-1}}$$

Ze získaných hodnot vypočteme teoretickou osovou vzdálenost a :

$$a_{i,i-1} = \frac{z_i + z_{i-1}}{2 \cos \beta} m$$

Tuto hodnotu následně porovnáme s hodnotou, kterou je vhodná vzhledem ke konstrukci a technologičnosti dané součásti. Případně upravíme tvar boku zubů korekcí.

Vstupní převod jsme upravovali v případě nevyhovujících parametrů už v první části návrhu. Nyní ho upravíme v případě změny finálního převodu.

$$i_{vstup} = \frac{i_{převod} i_{fin}}{i_{požadovaný}}$$

Po úpravě převodu vypočteme počet zubů kol:

Počet zubů pastorku volíme obvykle o hodnotu větší než 25.

Dopočteme počet zubů kola

$$z_2 = i_{vstup} z_1$$

Počty zubů se musí zaokrouhlit. Výsledný skutečný převod se nesmí lišit od požadovaného o ± 2 %. Jinak se musí počty zubů měnit.

Moment na kole určíme ze vztahu

$$M = \frac{P}{4\pi n_e}$$

Průměr kola podle vztahu:

$$D = m\pi$$

Zjištěný modul a průměr dosadíme do vztahu pro výpočet modulu

$$m = \sqrt{\frac{2M}{c\Psi\pi D}}$$

(modul musí být normalizované číslo)

Dále volíme úhel sklonu zubů β a vypočteme teoretickou osovou vzdálenost:

$$a_{i,i-1} = \frac{z_i + z_{i-1}}{2 \cos \beta} m$$

Tuto hodnotu srovnáme s hodnotou, která je vhodná vzhledem ke konstrukci a technologičnosti dané součásti, případně upravíme tvar boku zubů korekcí. [1], [8]

1.3.5 Stanovení dílčích převodů

Výpočet vstupního a výstupního převodu budeme potřebovat pro dopočítání převodů jednotlivých ozubených spojení jednotlivých stupňů. Začneme nejvyšším stupněm.

Nejdříve určíme celkový mezistupňový pokles výkonu.

$$a = \left(\frac{n_{max}}{n_{e1} r_p^p}\right)^{\frac{1}{p-1}}$$

Jmenovité otáčky n_{e1} dopočteme podle vzorce

$$n_{e1} = \frac{P\eta_i}{2\pi M_{max}}$$

Maximální otáčky 2. stupně vypočteme ze vztahu

$$n_{M2} = \frac{n_M}{r_p a}$$

Převod určíme ze vztahu

$$i_2 = \frac{n_M}{n_{M2}} = \frac{n_e}{n_{e2}}$$

Převod bez vstupního a výstupního členu vypočteme:

$$i_{2přev} = \frac{i_2}{i_{vstup} i_{fin}}$$

Nyní se dostáváme přímo ke stanovení konstrukčního řešení 2. převodového stupně.

Určíme modul kola na vloženém hřídeli.

$$m = \sqrt{\frac{2M}{c\Psi\pi D}}$$

Moment M vypočteme z následujícího vztahu

$$M = M_{maximální} \frac{1}{i_{fin}\eta}$$

D volíme co největší vzhledem k prostorovým možnostem

Poté zvolíme úhel β a určíme počet zubů kola na hřídeli s pastorkem finálního převodu

$$z_i = \frac{D_i \cos \beta}{m}$$

Zvolíme počet zubů pastorku na vložené hřídeli. (obvykle více než 20).
Obdobně postupujeme při výpočtu převodu mezi vstupem a vloženým hřídelem.
Nakonec zkontrolujeme mezistupňový pokles výkonu.
Při stanovení dílčích převodů 1. stupně se postupuje obdobně jako u stupně 2. [1]

1.3.6 Charakteristické parametry převodovky a jejich další použití

Po konečném návrhu vstupního, finálního převodu a převodů jednotlivých stupňů dopočteme zbylé charakteristické parametry převodu. Tedy výsledné hodnoty celkových převodů v jednotlivých stupních, maximální a jmenovité otáčky jednotlivých souhmotí při různých stupních, pokles mezi stupni a jmenovité momenty jednotlivých ozubených kol při různých stupních.

Výsledné hodnoty převodů spočteme dle výše zmiňovaného vzorce:

$$i_{celk} = i_{vstup} i_{převod} i_{výstup}$$

Účinnost:

$$\eta_{celk} = \eta_{12} \eta_{34} \dots \eta_{x-1,x}$$

Otáčky:

$$n_i = n_{i-1} \frac{z_1}{z_2}$$

Momenty:

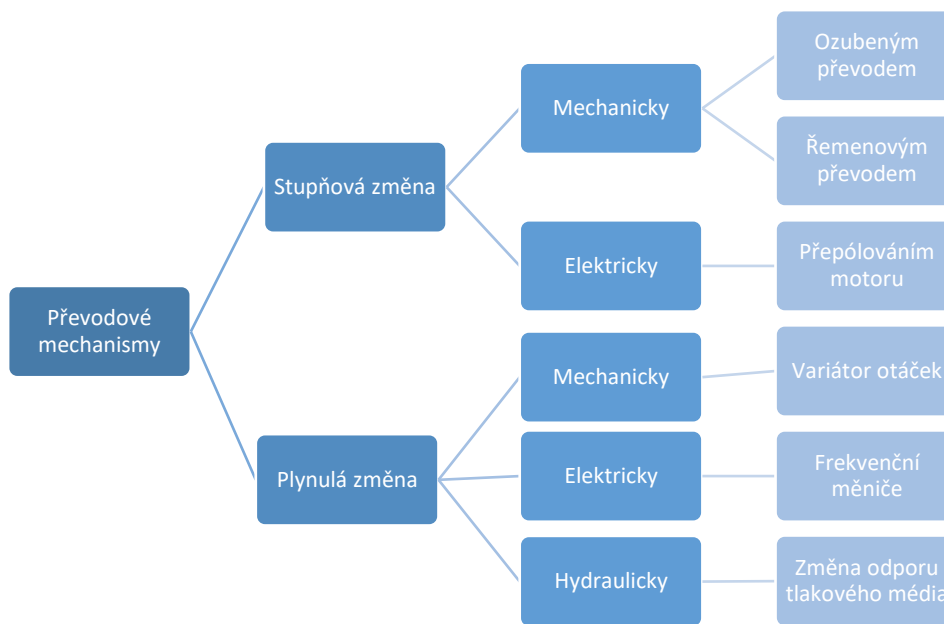
$$M_i = M_{i-1} \frac{z_2}{z_1} \eta$$

Po zjištění těchto údajů dodefinujeme a napočteme druhy mezihřídelových spojek. Dále je třeba zjistit zatěžovací stavy, kterými reálně prochází stroj, a časové poměry ve výrobě mezi nimi. Tyto hodnoty a námi navržené kinematické schéma následně zadáme do specializovaných programů (např. PREV, KISSsys, KISSsoft, MITcalc), které dokáží provést statickou a dynamickou kontrolu ložisek a sklon v místech ložisek, součinitele bezpečnosti ozubeného převodu vzhledem k dovořeným deformacím v ozubeních. Po případných finálních úpravách konstrukce zkontrolujeme pomocí stejných programů tuhost soustavy stroj – obrobek – nástroj. Zjistíme hodnoty torzního kmitání, které pak následně porovnáme s určitou dovořenou amplitudou. Při překročení této hranice by mohlo dojít k rychlému opotřebení a zničení nástroje nebo stroje. [1],

1.4 Rozdělení konstrukčních řešení převodových mechanismů

1.4.1 Definice a základní rozdělení

Motor má málokdy dostatečně velký regulační rozsah ($r_p = n_{max}/n_e$), aby vyhověl daným požadavkům z hlediska otáček při současném zachování konstantního výkonu. Proto je třeba zařadit do konstrukce převodovku, která upraví příslušné hodnoty zařazením jednotlivých stupňů. V současnosti se využívají dvou nebo třístupňové převodovky. Převodové mechanismy ke změně otáček a momentů mohou být provedeny se stupňovitou změnou otáček nebo s plynulou změnou otáček. Toto je pouze základní rozdělení, širší dělení lze nalézt v následujícím schématu:



Obrázek č. 10: Schéma rozdělení převodových mechanismů

Volba mezi stupňovou a plynulou změnou závisí na požadavku nastavení optimální (hospodárné) rezné rychlosti. Plynulá změna umožňuje její snadné a přesné nastavení. Ovšem u řady strojů menších rozměrů se stále používá stupňová změna, a to z důvodu její nižší ceny. Ke změně převodu mezi hnaným a hnacím hřídelem je třeba změnit alespoň jeden převodový poměr mezi dvojicí souhmotí. Termín souhmotí (zkratka SH) je souhrnný název pro hřídel s nasazenými ozubenými koly, spojkami a dalšími elementy. Tento termín se ujal z důvodu práce s výpočtovými modely, kdy jednotlivé průhyby a napětí v převodové skříně počítáme právě po jednotlivých souhmotích. [1], [2], [3]

1.4.2 Nortonské ústrojí

Tento typ řazení využívá posuvného kola, které se manuálně přeřazuje na libovolné kolo z kaskády kol umístěných na další hřídeli. Jedná se o zastaralý design převodu a v současnosti se nepoužívá. [3]

1.4.3 Výměnná kola

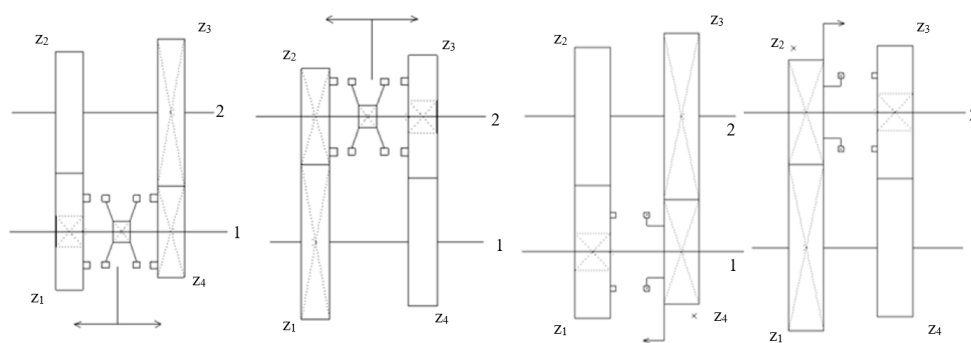
U této konstrukce je třeba při převodu zastavit stroj a rozebrat převodový mechanismus. Výměna kol je velmi zdlouhavá, užívá se pouze, pokud je nutné zcela změnit celý otáčkový rozsah. Kola jsou nasazena na hřídelích letmo. Hřídele mají pevnou vzdálenost. Tímto způsobem je možno řadit v převodu maximálně 1:4 do pomala a 2:1 do rychla. Tato metoda je dnes už zastaralá a navíc se nedá automatizovat, proto se v konstrukci moderních strojů už nepoužívá. [2], [3]

1.4.4 Přesuvná kola

Řazení u tohoto typu převodového mechanismu se provádí přesouváním skupin kol (dvoj, troj až čtyřkolí) do záběru. Druhé kolo v soukolí je nasazeno na pevně uloženém hřídeli. Protikola jsou pevně nasazena. Nevýhodou konstrukce je nutnost přesouvat kola za klidu. Navíc je třeba zaoblit boky zubů všech kol z důvodů snadného přesunutí. Pro vyloučení současného záběru více kol najednou je třeba zajistit vůli mezi koly větší, než je šířka kol. Toto nutné opatření značně zvětšuje rozměry převodové skříně. [2], [3]

1.4.5 Ozubená kola se spojkami

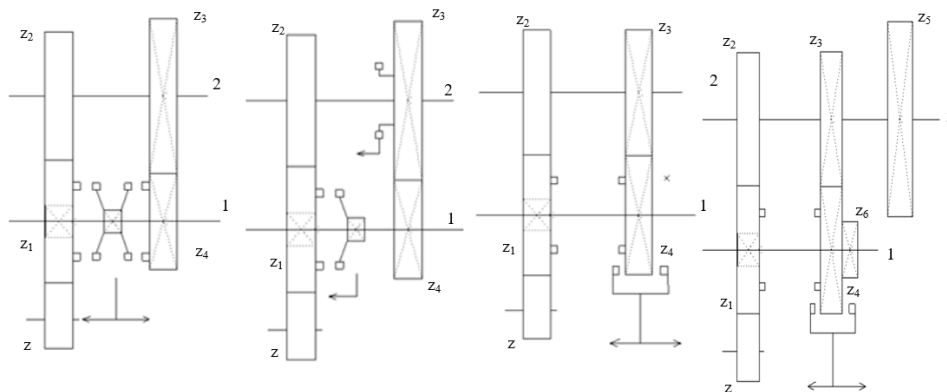
Tento konstrukční způsob řazení je v konstrukci obráběcích strojů velmi častý zejména v případě jednoduchých dvoj a trojstupňových převodovek. Spojky je možné umístit jak na hnaném, tak hnacím hřídeli. Nevýhodou této konstrukce je stálý záběr všech kol (i těch, která běží naprázdno). Tím dochází k výraznému zvýšení hlučnosti a snížení účinnosti převodu. Výhodou je snadnější automatizace a v případě použití lamelových elektromagnetických nebo elektrohydraulických spojek je možné měnit převod na dálku, a to i za chodu stroje. Nevýhodou spojek je jejich opotřebovávání a zahřívání. Problém točení nezabírajících kol může být vyřešen pomocí uložení kol do pouzder, na jehlová ložiska nebo na kuličková ložiska. V případě všech těchto uložení je třeba zajistit dokonalé mazání. Ložiska také omezují minimální velikost ozubených kol. Proto je třeba zvážit jejich rozměry a počty zubů vzhledem k pevnostním úskalím vzniklým vložením ložiska. Základní konstrukční řešení jsou zobrazena na následujícím obrázku. [2], [3]



Obrázek č. 11: Ozubená kola se spojkami

1.4.6 Předlohy

Předlohové hřídele se využívají v případě potřeby vysokých převodových poměrů (6, 8, 12 a více). V případě těchto převodů by bylo zapotřebí velmi velkých kol nebo velkého počtu převodů. Často se řadicí převodovky s přesuvnými koly kombinují s řazením spojkami. V případě zvláště vysokých převodových poměrů je možné přidat další předlohový hřídel, čímž vznikne až pětistupňová předloha. Schémata nejběžnějších řešení převodů uvádím na následujících obrázcích.



Obrázek č. 12: Předlohy

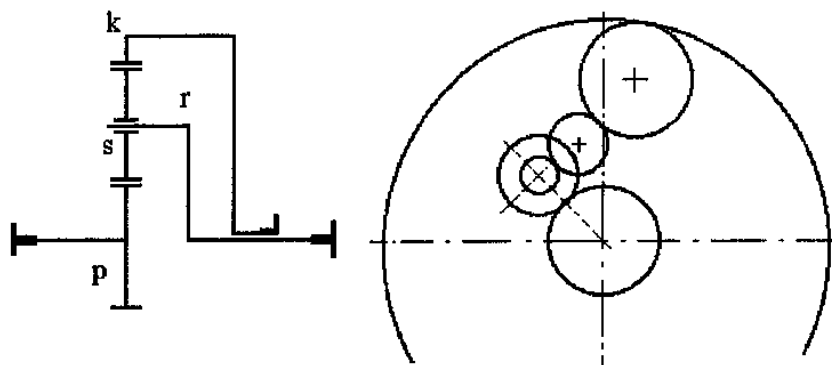
Jako předlohu lze počítat i konstrukční řešení s přesuvným hřídelem, který je opatřený vnějším ozubením a spojkami. Volná kola jsou uložena na valivých ložiscích do stěn převodovky. Tato kola mají vnitřní ozubení. Takovéto zařízení umožňuje přenášet velké točivé momenty. Používá se v hlavních pohonech obráběcích strojů. [2], [3]

1.4.7 Řemeny

Spoje řemeny řadí mezi jednotlivými stupni „přehazováním“ řemenu na řemenice různých průměrů. Součet průměrů hnací a hnané řemenice by měl být v každém stupni stejný (z důvodu stálého napětí v řemenu). Tento systém je v případě obráběcích strojů nemoderní a zdlouhavý. Inovací řemenových převodů jsou variátory. Pro variaci otáček se v jejich případech používají rozevírací řemenice, které mohou měnit svůj poloměr a tím i převod. Jiné konstrukční řešení variátorů využívá lamelových řetězů. Změna převodu se uskutečňuje přesouváním kotoučů. Tyto systémy jsou už v současnosti také málo využívané. [3]

1.4.8 Planetové převodovky

Planetové převodovky lze zařadit do převodu ozubenými koly. Používají se kvůli jejich menším rozměrům a hmotnosti. Planetová převodovka se skládá ze tří základních částí: centrální kolo, korunové kolo a unašec satelitů. Principem činnosti je otáčení satelitů okolo své osy, které tím přenáší krouticí moment ze vstupu na výstup. Planetové převodovky mohou být jak jednostupňové, tak i vícestupňové. [12], [17], [18]



Obrázek č. 13: Planetová převodovka [17]

1.5 Používané spojovací prvky

Ke spojování jednotlivých souhmotí pohonného mechanismu obráběcího stroje se používá běžných strojních spojovacích součástí. Tato spojení lze dělit na nerozebíratelné a rozebíratelné. Možnosti použití jednotlivých spojení a jejich výpočet se řídí obecnými zásadami a podmínkami, které jsou uvedené například v Obecných strojních částech 1. Jejich výpočet se v zásadě nijak neliší od jiných technických aplikací. Z celkového pohledu na stroj je však nutno respektovat požadavky na celkovou tuhost příslušného stroje. [2]

1.5.1 Šrouby

Spojení šroubem se užívá tehdy, pokud se ve styku součástí vyskytuje zatížení, které je možné charakterizovat dvojicí sil v rovině kolmé k rovině styku. Šrouby se tedy využívají pouze v případě, že jejich spojení bude namáháno tahem. Výjimku tvoří lícované šrouby, které je možné do jisté míry namáhat i na stříh. Pro zvýšení únosnosti šroubového spoje se využívá předepínání. Povrch pod hlavami šroubů se musí vyznačovat určitými technologickými

vlastnostmi. Z tohoto důvodu je možné využít podložek. Základní kontrolou je porovnání dovoleného a skutečného napětí v tahu.

$$\sigma_D = \frac{F}{S} = \frac{4F}{\pi d_3^2}$$

Toto napětí se poté porovnává s mezí kluzu. U tepelně nezpracovaných šroubů platí, že $\sigma_D \leq (0,45 \text{ až } 0,55) \sigma_K$. U zušlechťených šroubů se počítá s $\sigma_D \leq 0,85 \sigma_K$. Dále se také ověřuje namáhání závitů na otláčení. [7]

$$p = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_3^2)i} \leq p_D$$

1.5.2 Nalisování

Nalisovaný spoj se využívá k přenosu točivého momentu nebo osové síly třecí sílu vyvozenou ve stykové ploše. Předepnutí se získává pomocí přesahu mezi nábojem (vnější část) a čepem (vnitřní část). Díky absenci vůle se hodí i k střídavému a rázovému zatížení. Zároveň nepotřebuje prakticky žádnou údržbu. U spoje se provádí pevnostní kontrola a kontrola potřebné lisovací síly (v případě spoje za studena) a teploty ohřátí (spoj za tepla).

Pevnostní kontrola pro náboj:

$$\delta_{red} = p_{max}(C_2 + 1) \leq \delta_D$$

Pevnostní kontrola pro hřídel:

$$\delta_{red} = p_{max}(C_2 + 1) \leq \delta_D$$

Zde δ_{red} je redukované napětí, p_{max} maximální tlak, C_2 a C_1 jsou koeficienty vycházející z rozměrových parametrů hřídelů a δ_D je dovolené napětí.

Maximální lisovací síla pro studenou montáž se určí ze vztahu:

$$F_L = \pi d_1 L p_{max} f_i$$

Zde F_L je maximální lisovací síla, d_1 průměr náboje L délka nalisování p_{max} maximální tlak a f_i součinitel tření při lisování.

Teplota ohřátí/oteplení t se zjistí:

$$\Delta t = \frac{\Delta d_{1max} + v}{\alpha d_1}$$

Zde Δt je teplota ohřátí/ochlazení, d_{1max} maximální teoretický přesah, v vůle zjištěna empiricky, α součinitel teplotní roztažnosti a d_1 průměr náboje.

Teplota ohřátí náboje by neměla překročit 500 °C, pro ozubená kola 280 °C. Teplota ochlazení hřídele se může pohybovat do -70 °C. [7]

1.5.3 Drážkování

Jedná se o jednoduché spojení pomocí spoluzabírajících tvarových elementů na hřídeli a náboji. Hodí se pro přenos vysokých točivých momentů a to i v případě střídavého a rázového zatížení. Spojení je třeba axiálně zajistit. Kontrola se provádí pouze jednoduchá na otláčení.

$$p = \frac{F}{S(0,5 \div 0,75)}$$

Zde p je tlak, F působící síla, S celková plocha všech párů zubů a v v rozmezí 0,5 – 0,75 se pohybuje koeficient nepřesnosti výroby zubů. [7]

1.5.4 Spojení perem

Pera se řadí mezi jednoduché, rozebíratelné spojení bez předepjetí. Díky vůli nejsou vhodné pro střídavé a rázové zatížení. Zajišťují pouze pohyb kolem osy hřídele, je třeba zajistit axiální posuv. Pera se kontrolují na otlačení podobně jako drážkování.

$$p = \frac{F}{0,5h(L - b)}$$

Zde p je tlak, F působící síla, h výška pera, L délka pera a b šířka pera. [7]

2 Konstrukce planetové převodovky

2.1 Princip a popis stavby

Obsahem konstrukční části této bakalářské práce bude výpočet, návrh a zpracování technické dokumentace planetové převodovky. Tato konstrukce se oproti jiným druhům převodů vyznačuje menším rozměrem a hmotností v porovnání se standardními typy převodů. Krouticí moment z centrálního kola na kolo korunové (nebo naopak) se přenáší přes satelity, přičemž všechna kola jsou stále v záběru a stále se otáčejí. Převodovka může otáčky snižovat (reduktory) nebo i zvyšovat (multiplikátory). Ozubená kola mohou být přímá i šikmá. Používají se ozubení s malými moduly. S ostatními částmi stroje se hnací a hnané hřídele propojují pomocí těsného pera případně rovnobokého drážkování. Ozubená kola jsou nejčastěji uložena na kuličkových ložiscích.

Mazání převodovek je možné realizovat pomocí rozstřiku nebo pomocí oběhového systému. U rozstřikového mazání dochází k mazání kol díky rotaci kol ve vrstvě kapaliny, což způsobuje rozstřík oleje po skříně převodovky. Výška olejové lázně nesmí být příliš vysoká, aby nevrostl tzv. ztrátový výkon (ztráty způsobené broděním ozubených kol v oleji). Doporučená výška olejové lázně je taková, aby byly zuby největšího kola zcela ponořeny. Tento způsob mazání je běžný zvláště u malých strojů. Princip oběhového mazání spočívá ve vhánění oleje do trysek, které ho následně vstříkují přímo do záběru jednotlivých ozubených kol. Použitý olej se odvádí ze skříně zpět do nádrže. V tomto případě se tedy jedná o uzavřený okruh. Při volbě vhodného oleje se řídíme obvodovou rychlostí kol v převodovce. Čím vyšší rychlosti dosahujeme, tím se používá olej s nižší viskozitou. Dále také záleží na teplotě, která v převodovce vzniká

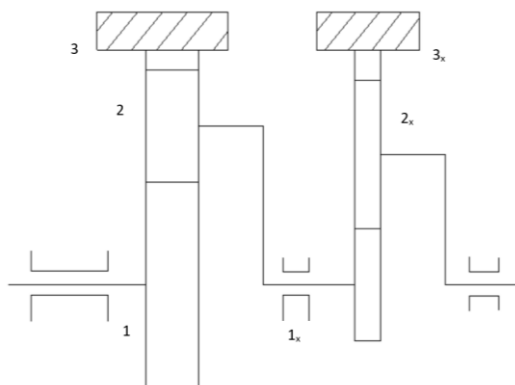
Základní princip je u všech převodovek stejný. Prostor pro konstrukční úpravy se nachází v součástech zajišťujících polohu ozubených kol, převod případně krytí nebo těsnění. Konstrukce dvourychlostních převodovek je náročným problémem vzhledem k omezeným prostorovým možnostem. Planetové převodové mechanismy se vyznačují složitější a nákladnější konstrukcí a výrobou než klasické způsoby řazení. Náročnější je také smontovatelnost. Dalším úskalím je vysoké zahřívání rotujících částí. Vysoká teplota klade nároky na materiál maziva. Jejich provozní výhody jsou však nesporné. Mimo menší velikosti a hmotnosti se jedná také o vyšší účinnost a životnost.

Konstrukcí tohoto druhu převodu se zabývají specializované firmy. Pro nastínění řešení jsem použil katalogy firem Bonfiglioli, ZF Duoplan a Neugart. [2], [4], [5], [6], [8], [10], [17], [18]

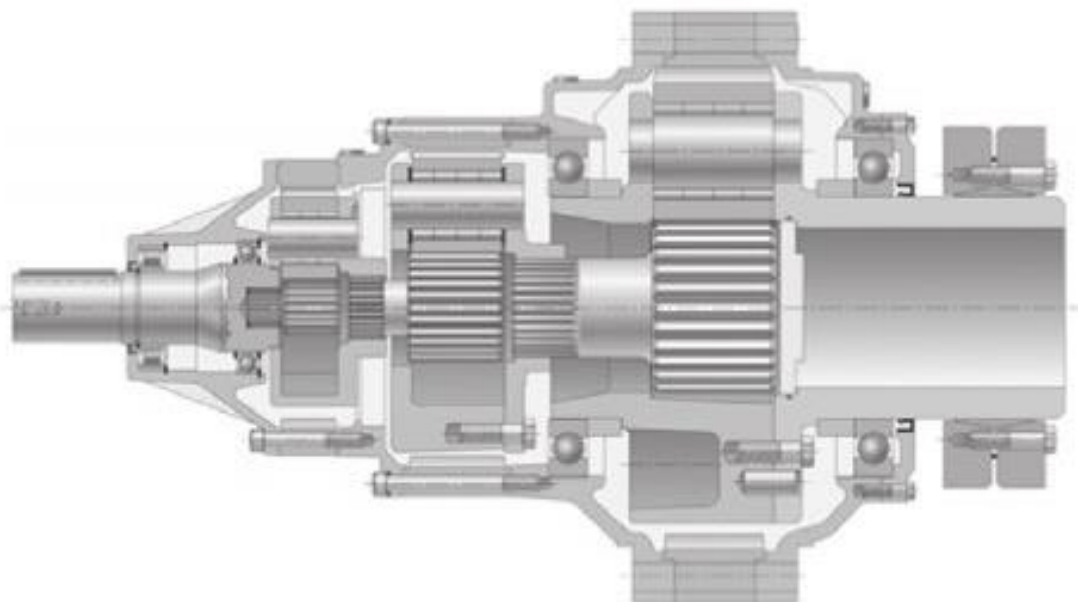
2.1.1 Jednorychlostní převodovky

Tento typ konstrukce se vyznačuje nemožností řazení. To znamená, že rozsah výstupních otáček se rovná regulačnímu rozsahu motoru. V jednom stupni se dá dosáhnout převodu 3 až 10. V případě víceúrovňové konstrukce je možné dosáhnout převodu až 1000. Nejvýše se

používá pěti stupňů. Vývojem v této oblasti došlo u výrobců k unifikaci parametrů jednotlivých stupňů, čímž bylo umožněno stavebnicové řešení konstrukce planetové převodovky pro dosažení různých parametrů. Využívají se například u posuvových mechanismů. [15]



Obrázek č. 14: Stavebnicové řešení

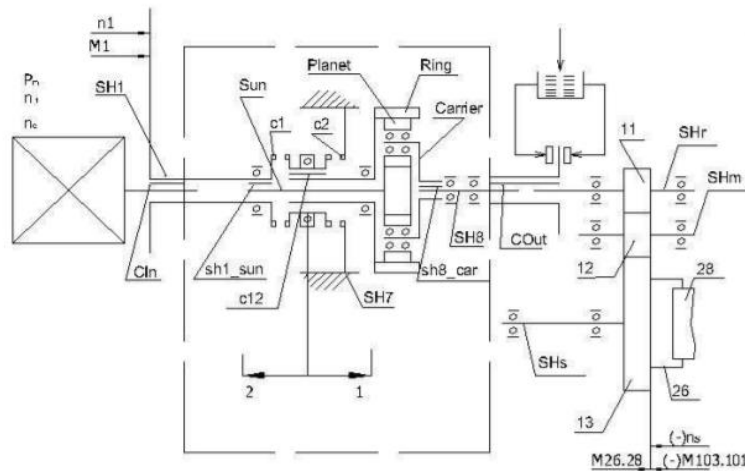


Obrázek č. 15: Třístupňová jednorychlostní převodovka [4]

2.1.2 Dvourychlostní převodovky

V tomto případě je regulační rozsah motoru rozšířen možností změny stupně. Řazení stupňů se nejčastěji realizuje pomocí řazení za sebou. Celkový převodový poměr a účinnost je dána součinem převodových poměrů a účinností jednotlivých stupňů. Další možností řazení je

brzdění/odbrzdování jednotlivých členů. Využívají se zejména v hlavním pohonu obráběcích strojů.



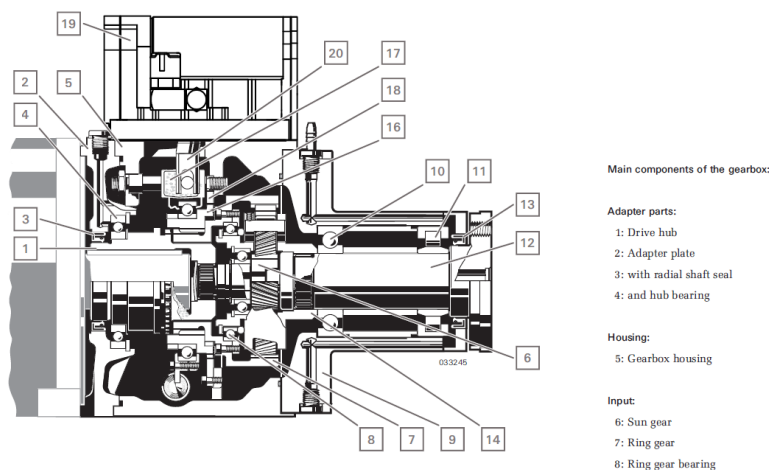
Obrázek č. 16: Kinematické schéma hl. pohonu s planetovou dvourychlostní převodovkou[13]

2.1.3 ZF Duoplan

Převodovky firmy ZF Duoplan jsou konstruovány především pro hlavní pohon obráběcích strojů. Umožňují dosahovat vysokého krouticího momentu. První stupeň umožňuje vysoké rychlosti s převodem $i=1$. Toto nastavení je vhodné pro obrábění měkkých materiálů. Druhý stupeň umožňuje dosažení vysokého krouticího momentu potřebného pro obrábění tvrdých materiálů. Nutnost náročné výroby se redukuje přechodným uložením hřídele s centrálním kolem. Toto uložení zachycuje případné vychýlení a nesoustřednost jednotlivých kol. Firma ZF Duoplan vyrábí převodovky tří základních konstrukcí: Standard, Inline a TSC.

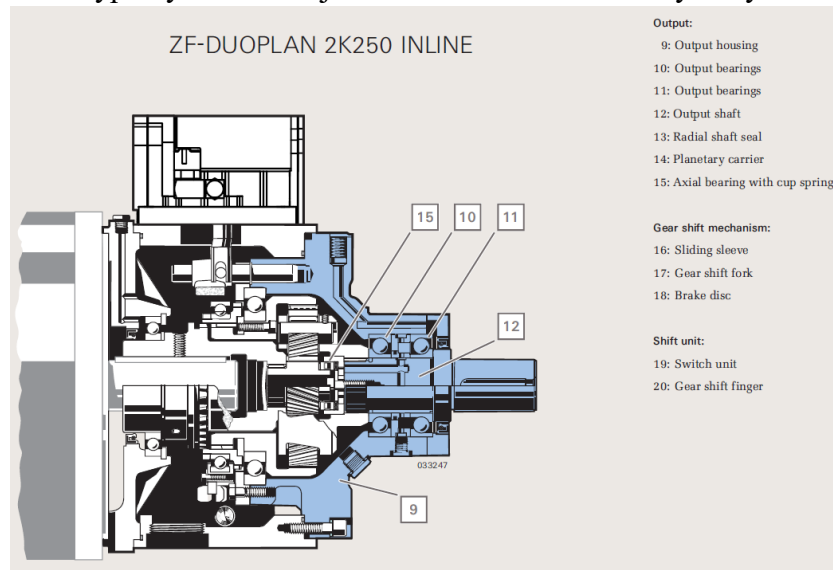
Převodovky řady standard jsou určeny pro obrábění, kde je zapotřebí vysokých řezných sil. Tento základní požadavek se odráží na konstrukci vlastní převodovky i převodové skříně. Základním rozdílem oproti jiným konstrukcím je šířka a nosnost ložisek. Centrální hřídel převodovky je zatížena vysokými silami, proto se využívá především kuličkových ložisek.

ZF-DUOPLAN 2K120 Standard



Obrázek č. 17: ZF – Duoplan standard [6]

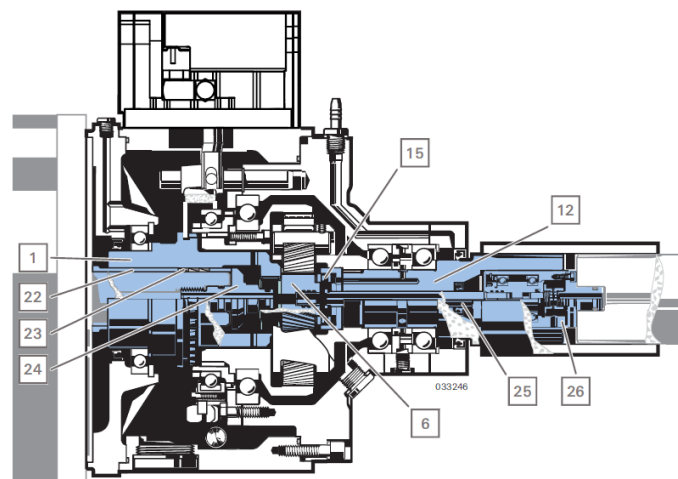
Konstrukční řešení Inline je pravým opakem řady standard. Jejich využití leží v oblasti velmi přesného obrábění. Typickým znakem jsou malá ložiska s kosoúhlým stykem.



Obrázek č. 18: ZF – Duoplan inline [6]

Hlavní výhodou řešení TSC je možnost přívodu chladicí kapaliny skrze převodovku a vřeteno přímo do nástroje. Technologicky a konstrukčně se jedná o velmi složité zařízení, ovšem jeho výhody jsou nesporné.

ZF-DUOPLAN 2K250 TSC



Obrázek č. 19: ZF – Duoplan TSC [6]

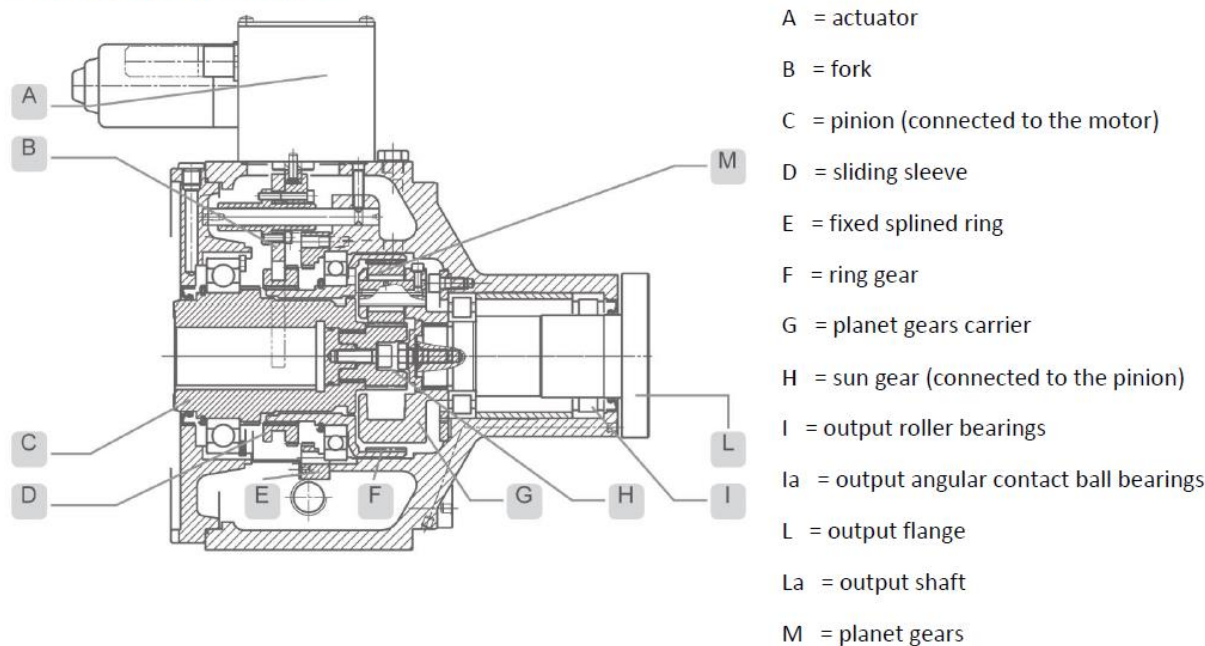
Provedení výstupního hřídele firma ZF Duoplan umožňuje ve dvou variantách. První je klasické namontování příruby. Druhou možností jsou speciální hřídele pro modely TSC, které umožňují výstup chladicí kapaliny. Pro tyto hřídele se používá zkratka STW (spur gearbox with fixed ratio directly into spindle). [6]

2.1.4 Baruffaldi

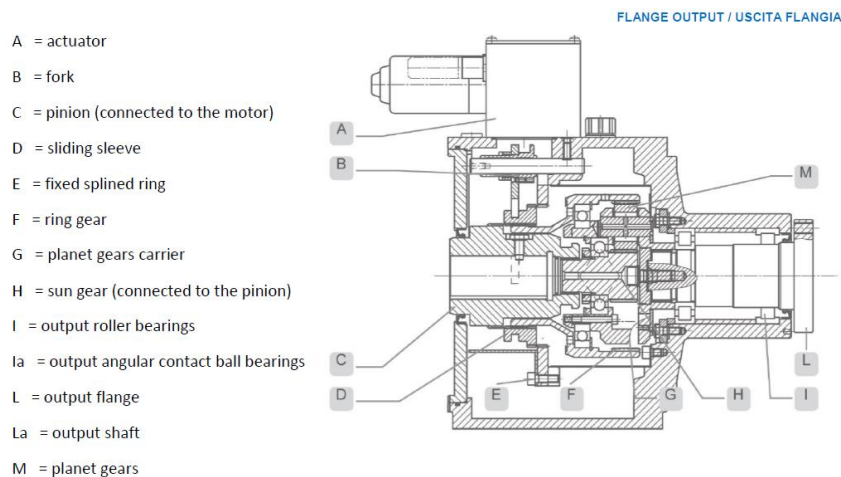
Firma Baruffaldi se specializuje na konstrukci planetových převodovek pro obráběcí stroje (zejména frézky a soustruhy) pro obrábění obrobků větších rozměrů. Jejich hlavním využitím je převodování hlavního pohonu. Celková konstrukce je navržena pro běžné okolní podmínky. Práce je možná za běžného atmosférického tlaku za teplot nepřekračujících 120° C. Převodovka může být ve stroji uložena jak vertikálně, tak i horizontálně. Výstupní hřídel může být zhotoven v podobě příruby, klasického hřídele nebo hřídele se zakomponovaným vnitřním chladičím systémem. Mazání je ve všech případech provedeno oběhovým systémem pomocí trysek. Vstupní hřídel je realizován perem nebo nalisováním. Tato firma nabízí čtyři základní provedení svých převodovek.

Z pohledu konstrukce nabízejí převodovky zajímavé řešení spojení vstupního respektive výstupního hřídele s centrálním kolem pomocí šroubů. Dále firma Baruffaldi elegantně vyřešila zajištění polohy ložiska na výstupní hřídeli umístěného blíže k centrálnímu kolu. Zamezení posunu je realizováno pomocí unašeče, distanční trubky a tvarových elementů na hřídeli a krytu. Díky této inovaci je výrazně usnadněna montáž. Chytře je řešeno také těsnění na vstupu a výstupu. Kvůli jeho umístění na hřídelích převodovky a ne na například na výstupním hřídeli motoru odpadá domlouvání a dodatečné požadavky na opracování povrchu nakupovaných součástí. [4]

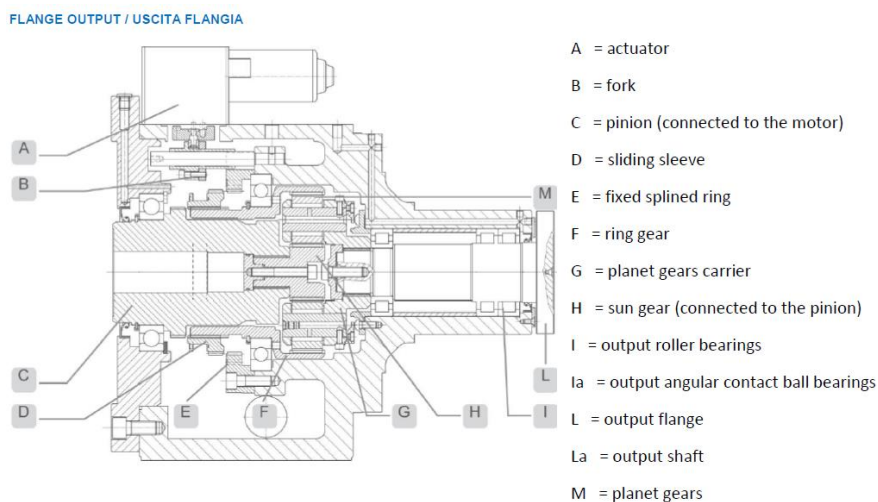
FLANGE OUTPUT / USCITA FLANGIA



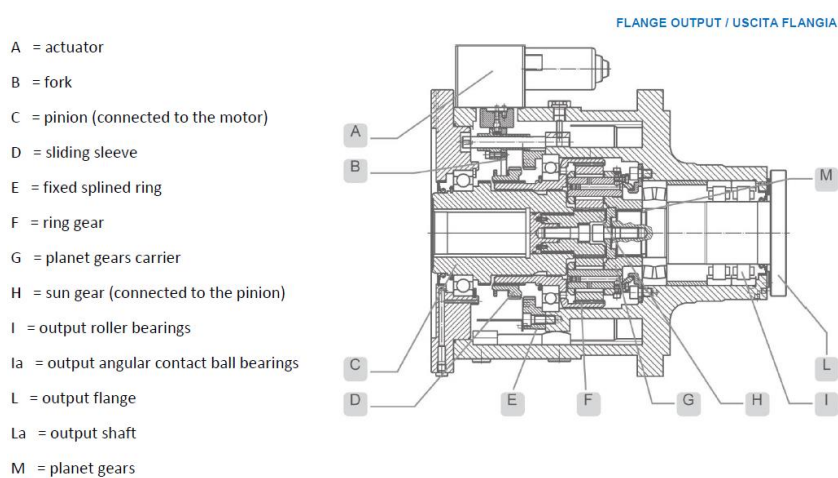
Obrázek č. 20: CE11-CE13-CE13+ [4]



Obrázek č. 21: CE12-CE14-CE15 [4]



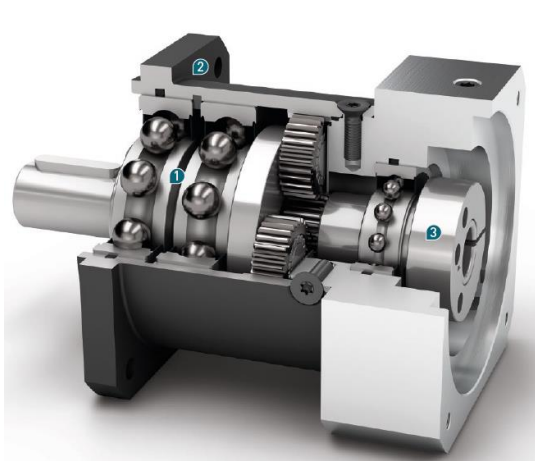
Obrázek č. 22: XY CE16-CE18 [4]



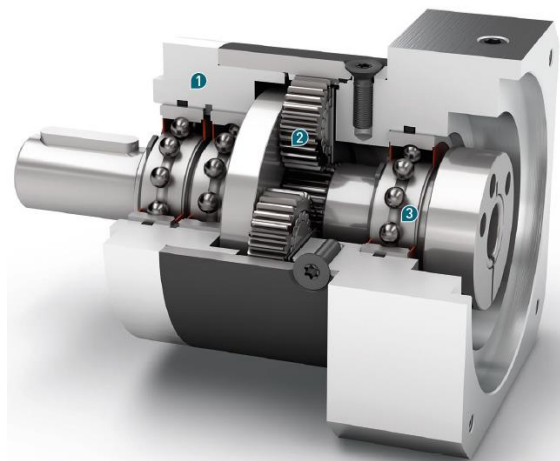
Obrázek č. 23: XY CE20 [4]

2.1.5 Neugart

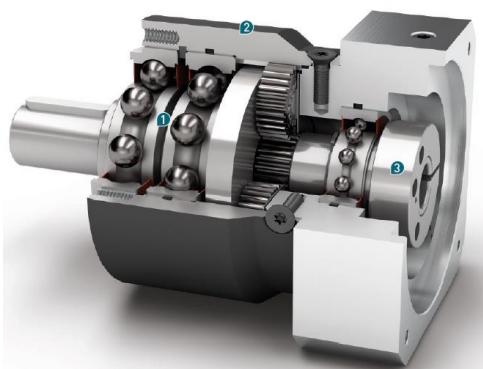
Planetové převodovky firma Neugart vydává v mnoha variantách. Využívají se spíše pro pomocné pohyby nebo pro zařízení nevyužívající vysokých sil a otáček. Pro zorientování v široké nabídce vyvinula tato společnost programy pro výpočet a správný výběr převodovky zvaný Neugart calculation program (NCP). Na tuto pomůcku navazuje Tec data finder (TDF), pomocí něhož lze získat informace a konstrukční poznatky o jednotlivých komponentech zvolené převodovky. V následujícím přehledu jsem se pokusil vyzdvihnout hlavní konstrukční prvky jednotlivých druhů. Následně jsem podobná konstrukční řešení seskupil a zkontroloval dle informací od výrobce, zda mají i podobné vlastnosti.



Obrázek č. 24: typ PLQE [5]



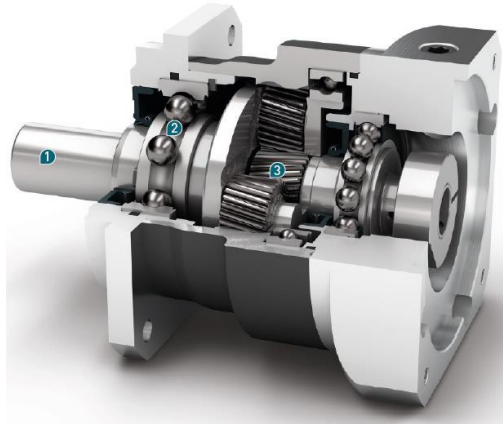
Obrázek č. 25: typ PLE [5]



Obrázek č. 26: typ PLPE [5]

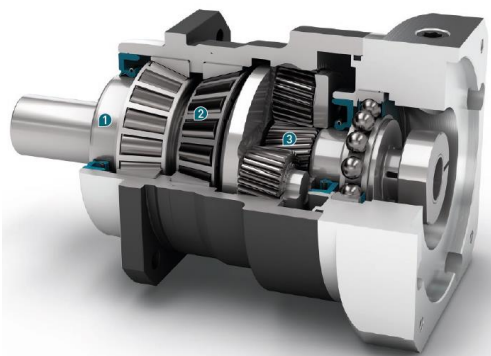
Na obrázcích je možno vidět zástupce prvního konstrukčního řešení. Převodovky v této skupině se dají považovat za základní produkt s univerzálním využitím. Shodným prvkem v konstrukci jsou dvě kuličková ložiska na straně výstupu. Kuličková ložiska nezvládají všeobecně takové zatížení jako jiné druhy ložisek. O schopnosti nést zatížení rozhoduje také velikost kuliček (větší kuličky snesou vyšší zatížení). Planetová kola mají přímé zuby. Ty s sebou nesou vyšší hlučnost, ovšem pro malé převodovky není nijak vysoké. Na straně vstupu se nachází pouze malé kuličkové ložisko. Výstupem je hřídel s perem. Celkově jsou převodovky této kategorie lehké a málo náročné na mazání (tedy na údržbu). Tato skupina je ideální pro nepřilíš namáhané spoje.

Převodovka PSBN je speciálně vyvinutý druh převodovky za účelem udržení vysokých výkonů při zvláště vysokých otáčkách. Její konstrukce pravděpodobně vychází ze skupiny výše. Silové zatížení na výstupní hřídel nemůže být vysoké, ovšem přenášené rychlosti jsou pravý opak. Planetová kola jsou opatřena šroubovitými zuby. Převodovka je celkově velmi tichá. Použití je velmi specifické.

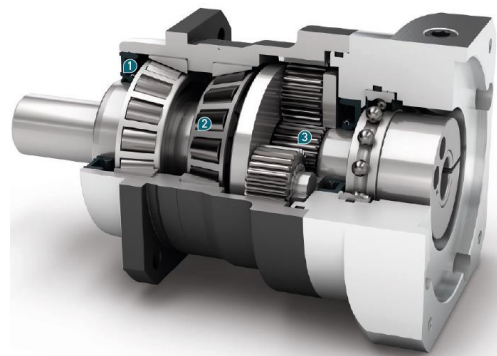


Obrázek č. 27: typ PSBN [5]

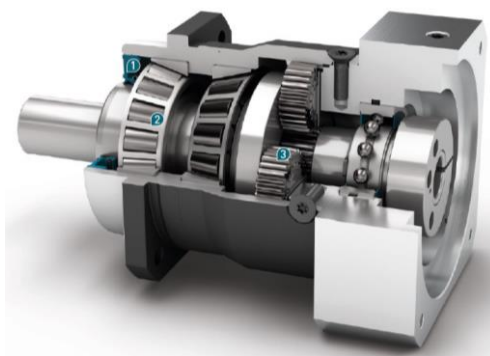
Převodovky následující skupiny jsou typické dvěma válečkovými šikmými ložisky na výstupu. Tato ložiska výrazně zvyšují možné zatížení. V PSN se v konstrukci vyskytují kola se šroubovitými zuby. Tento druh ozubeného převodu se vyznačuje velmi nízkou hlučností. Převodovky PLN a PLHE mají planetová kola s přímými zuby. Díky tomuto prvku se jedná o hlučnější převodové mechanismy. Na straně vstupu se nachází u všech převodovek kuličkové ložisko, v případě PLN a PLHE je na něm možné pozorovat menší kuličky, což způsobuje nižší dovolené vstupní rychlosti. Celkově se převodovky této skupiny vyznačují velice vespělou technologií. Zatížení velkými silami na výstupu se může hodit například u obrábění tvrdých materiálů.



Obrázek č. 28: typ PSN [5]



Obrázek č. 29: typ PLN [5]

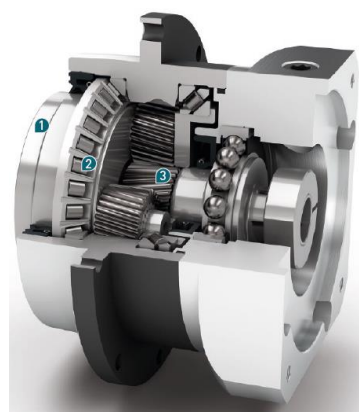


Obrázek č. 30: typ PLHE [5]

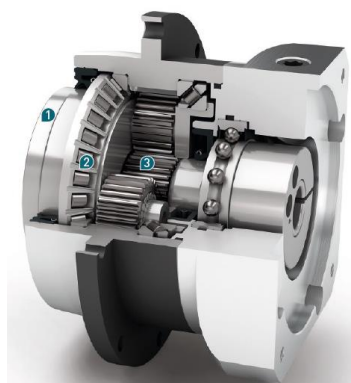
Pro převodovky s výstupní částí řešenou přírubou je typické umožnění vysokého zatížení. Ložiska u PLFE jsou kuličková. Tato převodovka tedy snese oproti zbylým dvěma nižší zatížení. U PSFN a PLFN je nosnost navýšena jedním válečkovým šikmým ložiskem. Převodovka PSFN je navíc opatřena planetovými koly se šroubovitými zuby. Vyznačuje se tedy zvláště tichým chodem. U této převodovky je použito na vstupu ložisko s velikými kuličkami. PLFN a zvláště PSFN se dají považovat za nejlepší převodovky zhotovené firmou Neugart. [5]



Obrázek č. 31: typ PLFE [5]



Obrázek č. 32: typ PSFN [5]



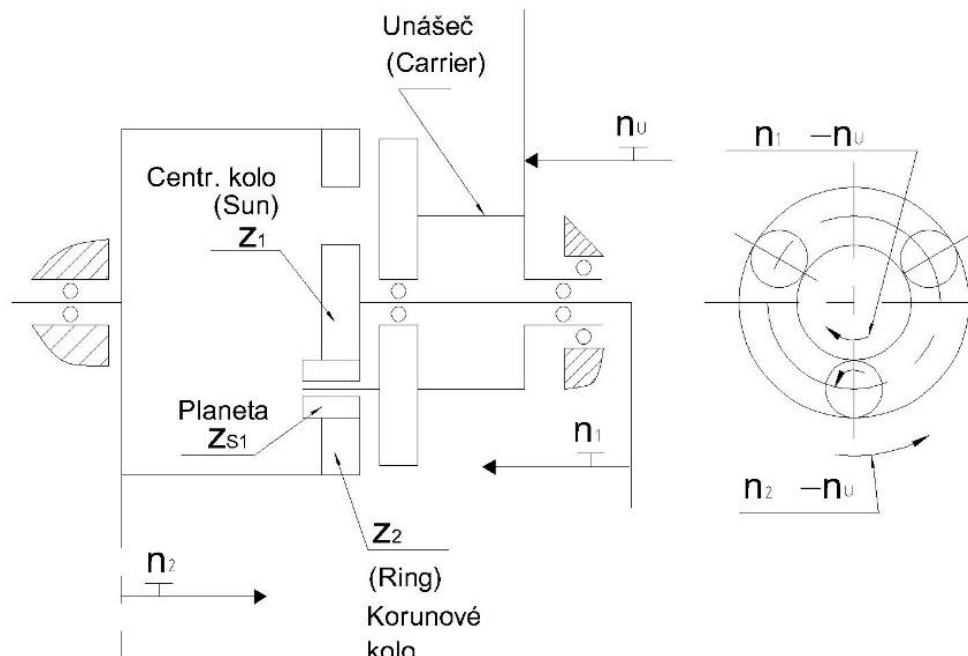
Obrázek č. 33: typ PLFN [5]

2.1.6 Základní výpočet převodu

V této kapitole se zaměříme na objasnění základních výpočtových vztahů konstrukce jednostupňových, dvourychlostních převodovek. Řazení je u tohoto designu řešeno pomocí

zabrzďování a odbrzďování jednotlivých členů. Výpočty se liší pro různé ozubení korunového kola. Zajímavým poznatkem těchto konstrukcí je záporný vstupní převod. Toto řešení se zavedlo kvůli zvýšení jinak nízké účinnosti. Viz následující výpočty.

Nejprve začneme s výpočtem pro variantu s vnitřním ozubením korunového kola.



Obrázek č. 34: Schéma planetové převodovky s vnitřním ozubením korunového kola [12]

Převody vyplývají ze vztahu:

$$\frac{n_1 - n_u}{n_2 - n_u} = -1^n * 1^m * \frac{z_2}{z_1} = -\frac{z_2}{z_1}$$

Kde je:

n ...počet záběrů vnějších

m ...počet záběrů vnitřních

V případě vnitřního záběru je m rovno 1 a n také. Základní převod je pak dán pro $n_u = 0$ (tedy pro zabrzďený unášeč s planetami) vztahem:

$$i_0 = \frac{n_1}{n_2} = -1^n * 1^m * \frac{z_2}{z_1}$$

Výraz se poté upraví zavedením substituce:

$$\frac{n_1 - n_u}{n_2 - n_u} = i_0$$

Pro $n_2 = 0$ (tedy pro zabrzďené korunové kolo) je pak převod:

$$i_{1u} = 1 - i_0$$

Pro $n_l = 0$ (tedy pro zabrzděné centrální kolo) je pak převod:

$$i_{u1} = \frac{1}{1 - i_0}$$

Účinnost je dána vztahy:

- účinnost jednotlivého záběru kol $\eta = 0,98$
- účinnost všech záběrů kol

$$\eta_z = \eta^{n+m}$$

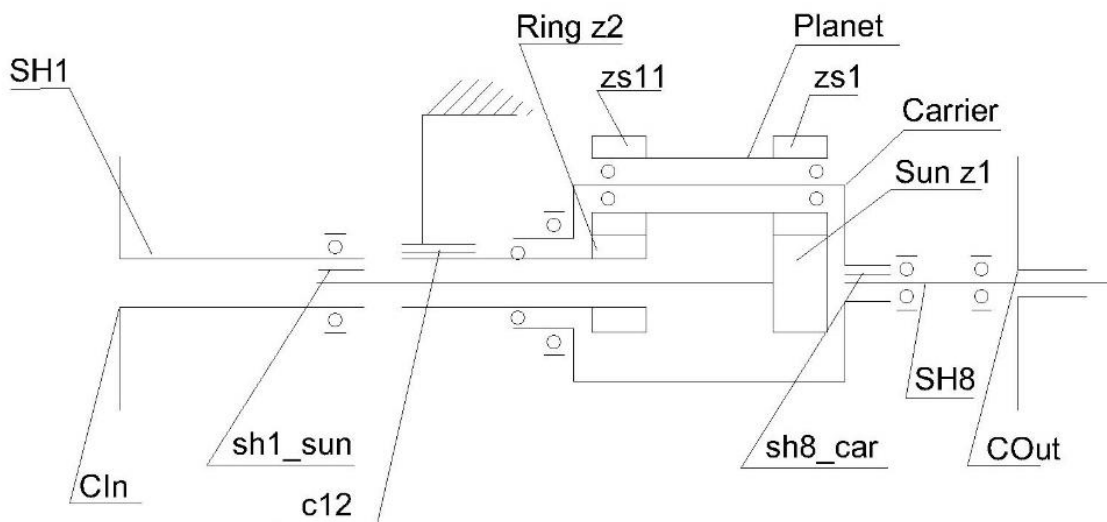
- účinnost převodu i_{lu} :

$$\eta_{lu} = 1 - \left| \frac{\eta_z - 1}{\frac{1}{i_0} - 1} \right|$$

- účinnost převodu i_{u1} :

$$\eta_{u1} = \frac{1}{1 + \left| \frac{\eta_z - 1}{\frac{1}{i_0} - 1} \right|}$$

Nyní bude popsána varianta s vnějším ozubením korunového kola



Obrázek č. 35: Schéma planetové převodovky s vnějším ozubením korunového kola [12]

Převody vyplývají ze vztahu:

$$\frac{n_1 - n_u}{n_2 - n_u} = -1^n * 1^m * \frac{z_{s1}}{z_1} * \frac{z_2}{z_{s11}}$$

Základní převod:
Pro $n = 2, m = 0$:

$$i_0 = \frac{n_1}{n_2} = -1^n * 1^m * \frac{z_{s1}}{z_1} * \frac{z_2}{z_{s11}} = + \frac{z_{s1}}{z_1} * \frac{z_2}{z_{s11}}$$

Pro $n_2 = 0$ je pak převod i_{1u} :

$$i_{1u} = 1 - i_0$$

Pro $n_1 = 0$ je pak převod i_{u1} :

$$i_{u1} = \frac{1}{1 - i_0}$$

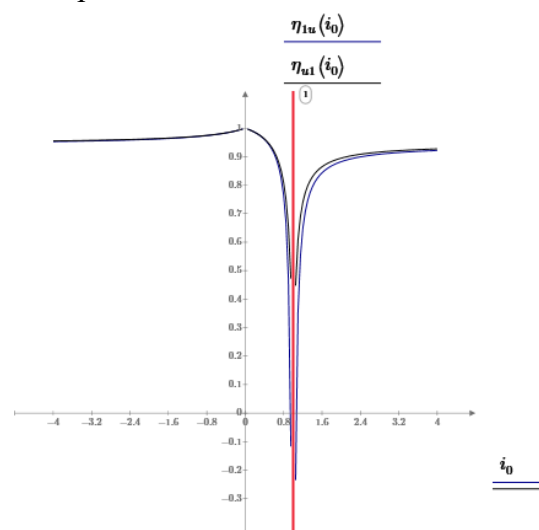
- Obdobně účinnost převodů:

$$\eta_z = \eta^{n+m}$$

$$\eta_{1u} = 1 - \left| \frac{\eta_z - 1}{\frac{1}{i_0} - 1} \right|$$

$$\eta_{u1} = \frac{1}{1 + \left| \frac{\eta_z - 1}{\frac{1}{i_0} - 1} \right|}$$

Účinnost je funkcí základního převodu i_0 .



Obrázek č. 36: Graf účinnosti [12]

Účinnost je v okolí $i_0=1$ velmi nízká, proto je toto konstrukční řešení v praxi špatně použitelné. Z grafu je vidět důvod (vyšší účinnost) použití převodů se základním převodem $i_0 < 0$. [12]

2.2 Dvourychlostní planetová převodovka pro hlavní pohon horizontky

2.2.1 Návrh dvourychlostní planetové převodovky typizovaným programem

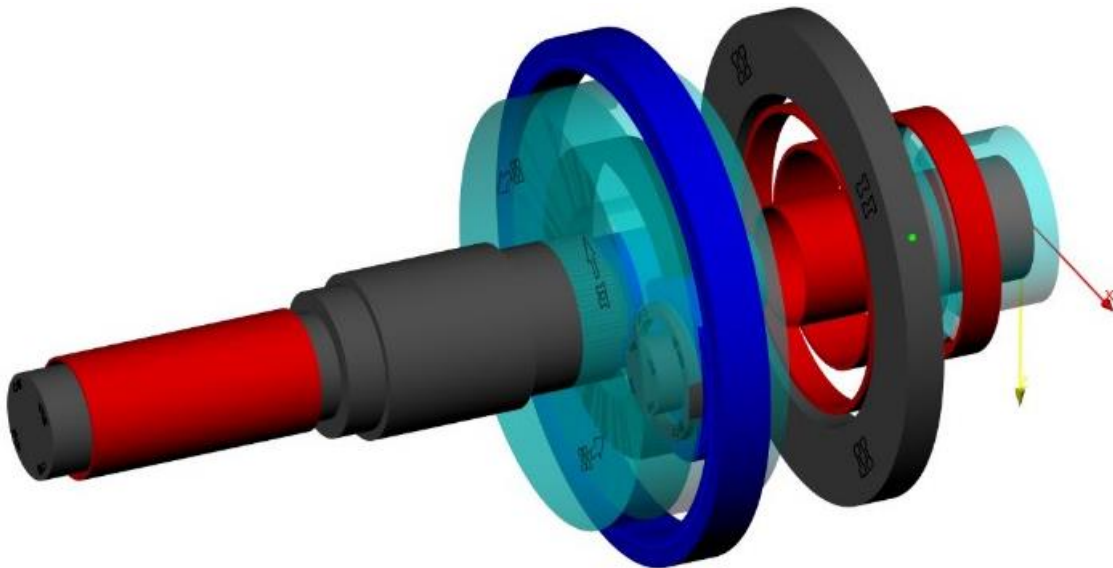
2_rychl_planet.ks (KISSsys-KISSsoft)

Pro návrh hlavních součástí planetové převodovky byl využit program 2_rychl_planet.ks. Vstupní parametry pro program jsou převzaty z přílohy zadání. Jejich hodnoty vychází z předpokládaného technologického procesu. [13]

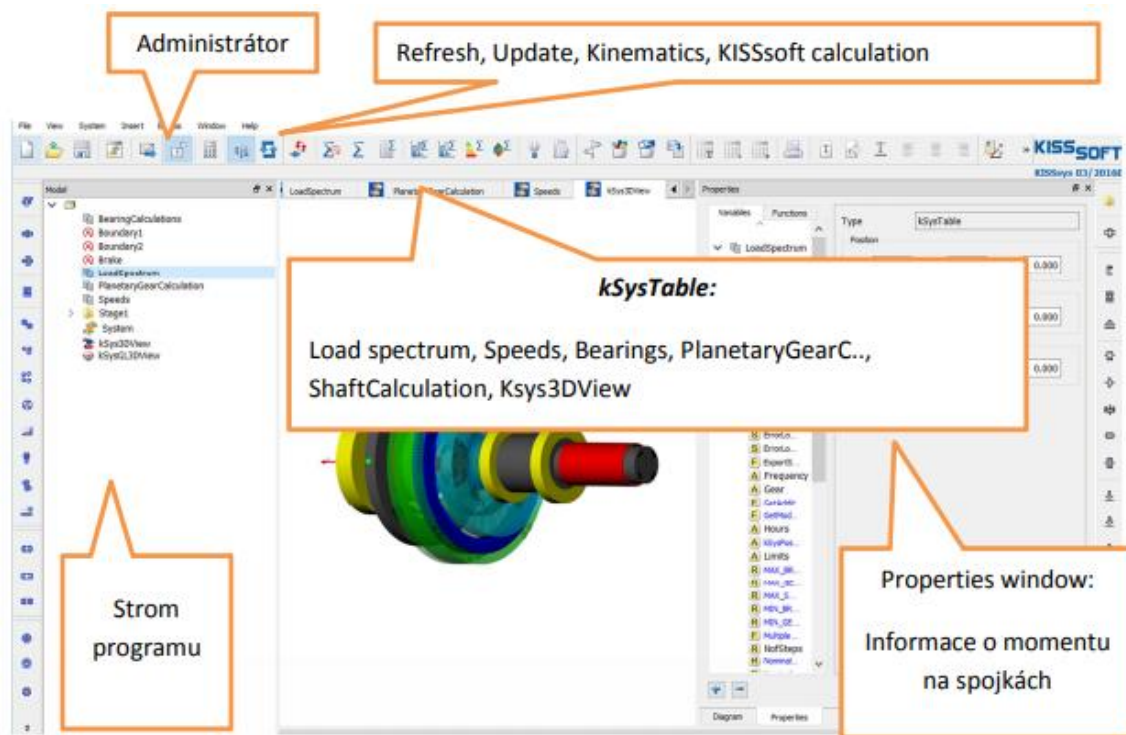
Vstupní parametry ze zadání	
Motor	1PH8186 Siemens
• Výkon	$P = 51 \text{ kW}$
• Jmenovité otáčky	$n_e = 1000 \text{ min}^{-1}$
• Maximální otáčky	$n_M = 5000 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovitý moment	$M_e = 487 \text{ Nm}$
• Využitelný moment při max. otáčkách	$0,2M_e$
• Rozměry hřídele (průměr x délka)	$65 \times 140 \text{ mm}$
Převodovka	
• Počet stupňů	2
• Výstupní hřídel	
➤ Přípustná odchylka jmenovitých otáček	$\delta_{n2D} = 0.05$
➤ Jmenovité otáčky při 1. rychlosti	$n_{r,1} = 190 \text{ min}^{-1}$
➤ Jmenovitý moment při 1. rychlosti	$M_{r,1} = 2500 \text{ Nm}$
• Celková doba běhu	$T_c = 14000 \text{ hod}$
• Spektrum zatížení – zatěžovací stavy	
➤ Poměrné otáčky $q_n = \frac{n_i}{n_e}$	$q_n = [1 \ -1 \ 5 \ 1 \ -1 \ 5]$
➤ Poměrný moment $q_M = \frac{M_i}{M_e}$	$q_M = [1 \ -1 \ 0.2 \ 1 \ -1 \ 0.02]$
➤ Poměrná doba běhu $q = \frac{T_i}{T_c}$	$q^T = [0.28 \ 0.08 \ 0.04 \ 0.42 \ 0.12 \ 0.06]$

• Účinnost záběru	$\eta = 0,98$
• Mazání	oběhové
• Olej	ISO VG 220
• Teploty	
➤ Okolí	20 °C
➤ Olej	70 °C
➤ Ložisko	70 °C

Tabulka č. 1: Vstupní parametry



Obrázek č. 37: Výpočtový model programu

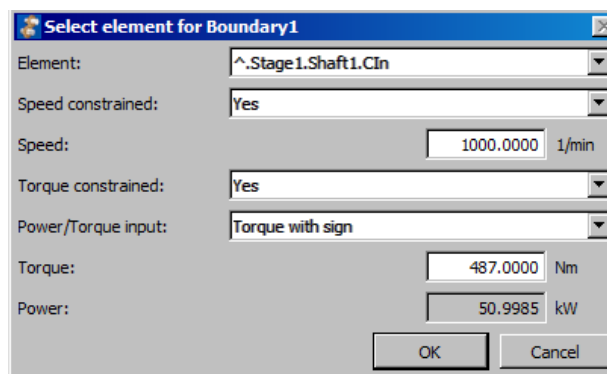


Obrázek č. 38: Schéma ovládání programu [13]

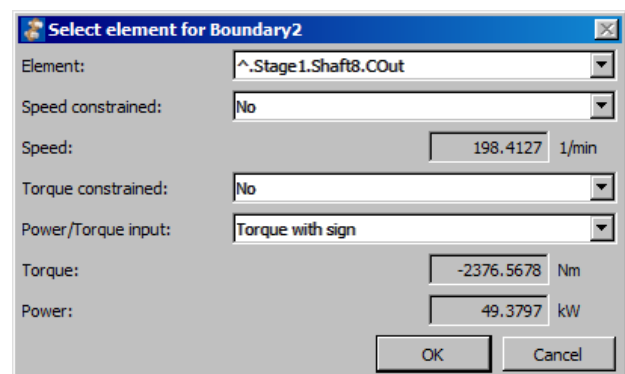
Nejprve se ze zadaných údajů vypočte převod 1. rychlosti:

$$i_{1r.1} = \frac{M_r}{M_e * \eta_{1r.1}} = \frac{2500}{487 * 0,96} = 5,3$$

Poté vložíme vstupní parametry podle zařazeného stupně.

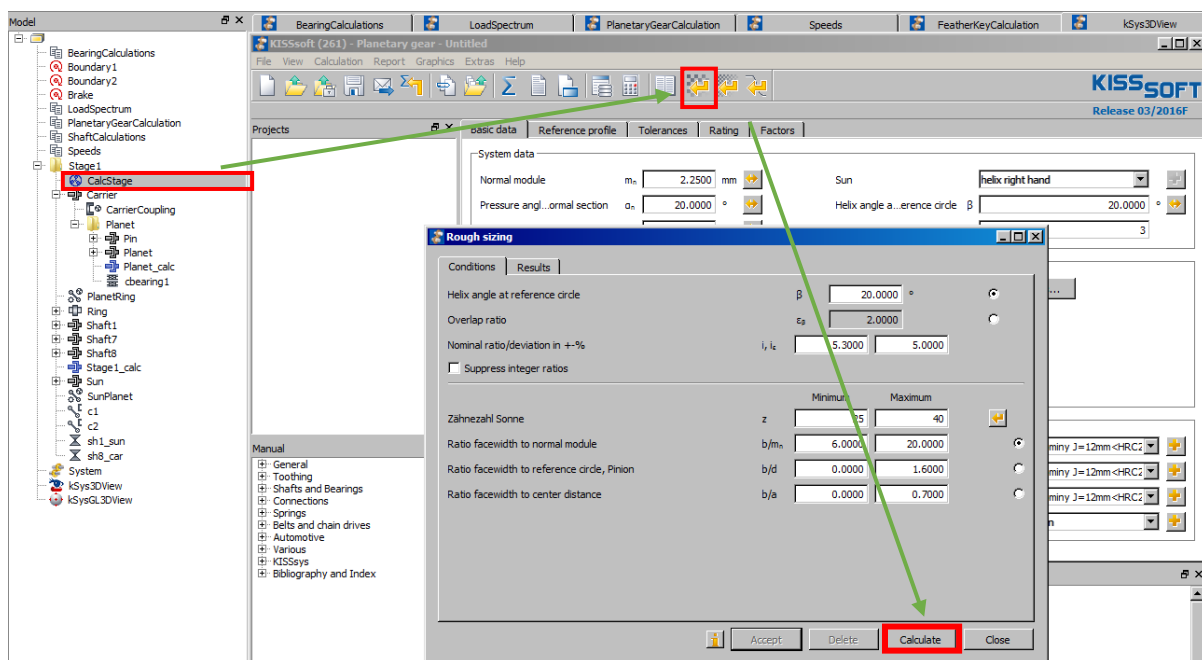


Obrázek č. 39: Vstupní hodnoty prvního stupně



Obrázek č. 40: Vstupní hodnoty druhého stupně

Nyní přepíšeme program na požadovaný převod a pomocí funkce Rough Sizing vypočteme parametry kol.



Obrázek č. 41: Rough sizing

Do programu zadáme parametry ze zadání:

	Frequency	Torque	Speed	Gear
1	0.28		1	Gear 1
2	0.08		-1	Gear 1
3	0.04		0.2	Gear 1
4	0.42		1	Gear 2
5	0.12		-1	Gear 2
6	0.06		0.02	Gear 2

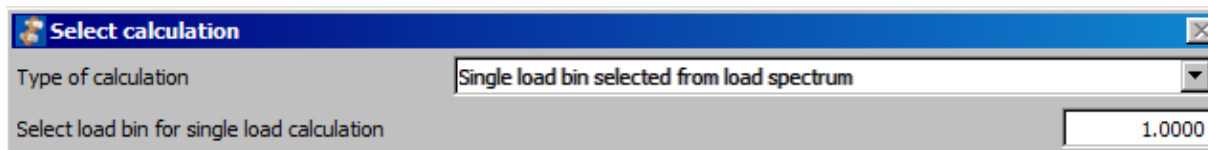
Obrázek č. 42: Zadání zatěžovacích stavů

Speed	_O.Stage1.c1.Speed_Setup	_O.Stage1.c2.Speed	Ratio
Gear 1		0	1
Gear 2		1	0
			5.04
			1

Obrázek č. 43: Kontrola parametrů

Začneme s kontrolou bezpečnosti ozubení planetového soukolí.

Ze zatěžovacího spektra vybereme zatížení číslo 1 (největší zatížení převodovky) a necháme proběhnout výpočet (Σ).



Obrázek č. 44: Volba zatížení

P	50.999
T1	487
Tplc	2376.6
n1	1000
n3	0
nplc	198.41
mn3	2.25
beta3	20
alpha3	20
z1	25
z2	36
z3	-101
b1	26.612
b2	25.424
b3	26.612
x1	0.6816
x2	0.79826
x3	-0.05862
SF1	2.1468
SF2	1.4533
SF3	2.1265
SH1	1.1089
SH2	1.1598
SH3	1.8141
SSint12	3.3029
SB12	5.7265
SSint23	4.3263
SB23	10.921

Bezpečnost ozubení

Obrázek č. 45: Kontrola planetového převodu

Kolo	Materiál ve výpočtu	ČSN ekvivalent
Centrální	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case hardened, ISO 6336-5, Figure 9/10, core strenght $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm $< \text{HRC } 28$	ČSN 14 220
Planeta		
Korunové		

Tabulka č. 2: Materiály ozubených kol

Root safety	SF _{min}	1.4000
Flank safety	SH _{min}	1.0000
Safety against scuffing (integral temperature)	SS _{min}	1.8000
Safety against scuffing (flash temperature)	SB _{min}	2.0000
Safety against micropitting	S _{A min}	2.0000
Safety against tooth flank fracture	S _{FF min}	1.2000

Obrázek č. 46: Dovolené bezpečnosti ozubení [13]

Nyní se přesuneme ke kontrole ložisek. Budeme je kontrolovat pro stavy 1, 3, 4 a 6. Stavy 2 a 5 představují zpětný chod, který má menší zatížení, proto je není třeba zdůrazňovat. V případě 1 a 4 budou ložiska namáhána největšími zatíženími a v případě 3 a 6 největšími rychlostmi. Důležitými parametry pro nás bude životnost a statická bezpečnost. **Požadovaná životnost L_h ze zadání je 14 000 hodin a minimální statická bezpečnost f_s se pohybuje v rozmezí 1 až 2.**

Rozměry ložisek

	RollerBearing1	RollerBearing2	RollerBearing3	RollerBearing4	cbearing1
shaft1		Shaft1	Shaft8	Shaft8	.Pin
BForm	Deep groove ball bea	Deep groove ball bea	Deep groove ball bea	Deep groove ball bea	Needle roller bearing
BType	SKF 61822	SKF *6218	SKF *6015	SKF *6015	INA RNAO40X55X40
d	0	0	0	0	0
D	140	160	115	115	55
b	16	30	20	20	40
Fx	-0	-1.8073e-012	-0	-0	-836.19
Fy	-0	5921	-0	-0	0.022463
Fz	-0	-1.5866e-012	-0	-0	10553.36585
Tx	-0	-2.4718e-013	-0	-0	0.0020692
Ty	0.053125	0.9634	0.023321	0.023321	0.17994
Tz	-0	3.3103e-013	-0	-0	-168.19
Lh	1000000	23611.86985	1000000	1000000	16246.27871
f _s	9999.99	24.827	9999.99	9999.99	11.146
ux	0	0	0	0	0
uy	0	0	0	0	0
uz	0	0	0	0	0
rotX	0	0	0	0	0
rotZ	0	0	0	0	0

Hledané parametry

Obrázek č. 47: Bezpečnost při maximálním zatížení při 1. rychlosti (stav 1)

Lh	1000000	1000000	1000000	1000000	1000000
fs	9999.99	125.14	9999.99	9999.99	54.958

Obrázek č. 48: Bezpečnost při maximálním zatížení při 2. rychlosti (stav 4)

Lh	1000000	235526.985	1000000	1000000	690448.5425
fs	9999.99	124.14	9999.99	9999.99	55.633

Obrázek č. 49: Bezpečnost při maximálních otáčkách při 1. rychlosti (stav 3)

Lh	1000000	1000000	1000000	1000000	1000000
fs	9999.99	6262.2	9999.99	9999.99	2491.3

Obrázek č. 50: Bezpečnost při maximálních otáčkách při 2. rychlosti (stav 6)

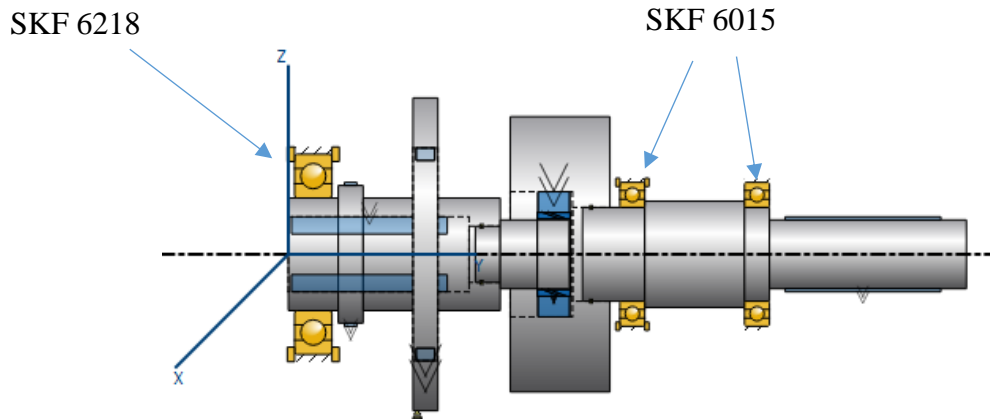
Díky tomu, že konstrukce planetového převodu nepřenáší do rámu prakticky žádné zatížení, dosahují výsledné životnosti a koeficienty statické bezpečnosti velmi vysokých hodnot. Nyní se zaměříme na výpočet potřebného průtoku oleje s ohledem na dosažení hodnoty teplotně stabilních otáček. Byly zkoumány stavy 3 a 6, tedy nejrychlejší otáčky. Množství oleje bylo upraveno tak, aby hodnota teplotně stabilních otáček byla nad hodnotou skutečných otáček.

Stav 3			
Ložisko	Množství oleje (l/min)	Otáčky	Tep. stabilní otáčky
INA RNAO 40x55x40	0,5	1791	10463
SKF 6218	2,5	5000	5154
SKF 6015	0,5	992	5308
SKF 6015	0,5	992	5308

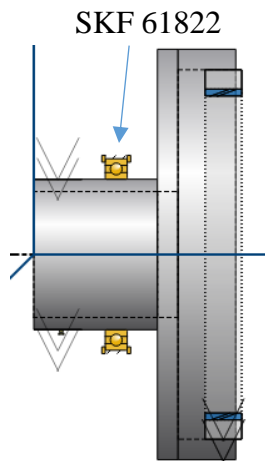
Tabulka č. 3: Ložiska při zatížení 3

Stav 6			
Ložisko	Množství oleje (l/min)	Otáčky 1/min	Tep. stabilní otáčky 1
SKF 61822	4	5000	5319
SKF 6218	2,5	5000	5235
SKF 6015	0,5	5000	5308
SKF 6015	0,5	5000	5308

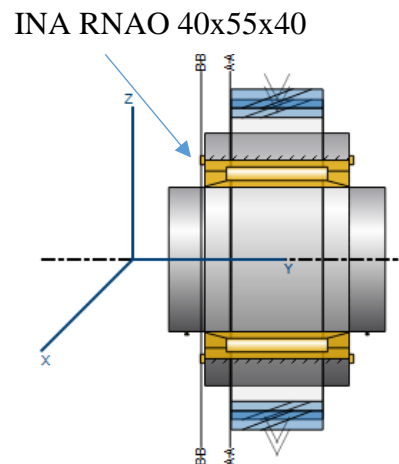
Tabulka č. 4: Ložiska při zatížení 6



Obrázek č. 51: Uložení ložisek 1



Obrázek č. 52: Uložení ložiska 2



Obrázek č. 53: Uložení ložiska 3

Nakonec zkontrolujeme hřídele při maximálním zatížení (tedy při stavech 1 a 4).

	Planet_calc	Ring_calc	Stage1_calc
n	992.06	0	5000
dn	clockwise		1 clockwise
material	C45 (1)		
xmin	-0.0022401	-6.0208e-016	-2.7222e-015
xmax	0.0041537	9.4758e-017	-0
zmin	-0.0090457	-0.044543	-1.4262e-015
zmax	0.00028087	0.0070109	-0
SDA	27.053	2.6913	9999.99
SSA	31.642	6.6837	9999.99

Obrázek č. 54: Kontrola hřídelí - stav 1

	Planet_calc	Ring_calc	Stage1_calc
n	992.06	1000	5000
dn	clockwise		0 clockwise
material	C45 (1)		
xmin	-0.0014139	-2.4565e-016	-1.3124e-015
xmax	0.0018734	3.8672e-017	-0
zmin	-0.0023093	-0.044548	-5.5036e-016
zmax	5.7018e-005	0.0070124	1.5764e-015
SDA	133.39	13.024	9999.99
SSA	156.01	32.361	9999.99

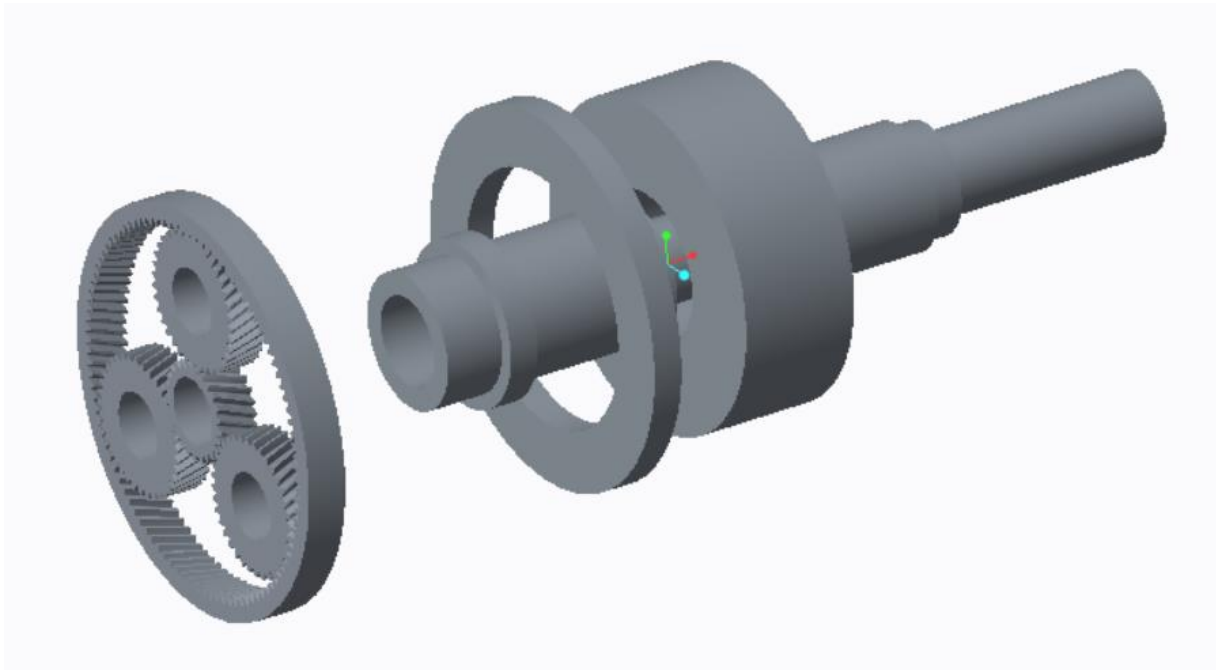
Obrázek č. 55: Kontrola hřídelí - stav 4

Minimální hodnoty bezpečnosti	
SDA – dynamická bezpečnost	1,25 - 2
SSA – statická bezpečnost	1,25 - 2

Tabulka č. 5: Minimální hodnoty bezpečnosti [13]

	Materiál ve výpočtu	ČSN ekvivalent
Planet_calc	C45, through hardened steel, unalloyed, through hardened	ČSN 12050
Ring_calc		
Stage1_calc		

Výsledkem výpočtů v tomto programu byl zjednodušený model převodovky, který byl následně naimportován do CAD programu Creo Parametric 3.0.



Obrázek č. 56: Importovaný model z Kissys

2.2.2 Výpočet spojení programem Mitcalc

Mitcalc je modul do excelu, pomocí něhož je možno rychle a pohodlně provést kontrolu spojovacích prvků. Programem byly navrženy parametry per na vstupu a na výstupu a drážkování případně nalisování v celé konstrukci. Všechna spojení jsem ověřoval pro nejtěžší stav 1. Vstupní údaje byly převzaty z Kissysu.

Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem			
i Výpočet: A = OK; B = Chyba; C = OK; D = Chyba			
1.0 Společné vstupní údaje			
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	P	51,00 [kW]
1.3	Otáčky hřídele	n	1000,0 [/min]
1.4	Krouticí moment	T	487,01 [Nm]
1.5 Způsob zatížení, provozní parametry			
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný	
1.7	Typ zatížení	Plynulý	
1.8	Charakter provozu	Jednosměrný	
1.9	Počet rozběhů v tisících		100
1.10	Požadovaná životnost spoje		14000 [h]
1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele			
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_n	0,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost	s_r	1,70
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min}	29,2 [mm]
1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
1.17		E...Cementovaná ocel (850) [HRC 55-63]	<input checked="" type="checkbox"/>
1.18	Mez pevnosti v tahu	R_{min}	850 [MPa]
1.19	Dovolený tlak	p_0	300 [MPa]
1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_0	340 [MPa]
1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
1.22		E...Cementovaná ocel (850) [HRC 55-63]	<input checked="" type="checkbox"/>
1.23	Mez pevnosti v tahu	R_{min}	850 [MPa]
1.24	Dovolený tlak	p_0	300 [MPa]
1.26	Provozní koeficienty		
1.27	Koeficient provedení spoje	K_c	1,0
1.28	Koeficient využití spoje	K_s	1,0
1.29	Koeficient životnosti	K_r	0,5
1.30	Koeficient opotřebení	K_w	0,8
A + Přesná pera			
2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů			
2.1 Parametry spoje			
2.2	Typ pera	E...ISO 2491	
2.3	Počet per		1
2.4	Koeficient rozložení zatížení	K_k	1,00
2.5	Celkový provozní koeficient	K_s	2,00 <input checked="" type="checkbox"/>
2.11 Návrh rozměrů spoje			
2.12	Pera pro průměry		6 ~ 500 [mm]
2.13	Min. průměr hřídele	d_{min}	29,2 [mm]
2.14	Průměr hřídele	d	65,000 65 [mm]
2.15	Pero		18 x 11 <input type="checkbox"/>
2.16	Šířka / výška pera	b / h	18 11 [mm]
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	R / s	9 0,6 [mm]
2.18	Parametry drážky v hřídeli	t / d_1	7 58 [mm]
2.19	Minimální funkční délka pera	L_{min}	78,9 [mm]
2.20	Minimální délka pera	L_{min}	96,9 [mm]
2.21	Dovolený rozsah délek pera		50 ~ 200 [mm]
2.22	Zvolená délka pera	L	100,000 125 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>
2.6 Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdo:			
2.7		B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]	<input checked="" type="checkbox"/>
2.8	Mez pevnosti v tahu	R_{min}	500 [MPa]
2.9	Dovolený tlak	p_0	130 [MPa]
3.0 Pevnostní kontroly spoje			
3.1 Kontrola hřídele na krut			
3.2	Dovolené napětí v krutu	τ_0	340 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ	25,4 [MPa]
3.4	Bezpečnost		13,37
3.5 Kontrola otláčení drážky hřídele			
3.6	Dovolený tlak	p_0	300 [MPa]
3.7	Srovnávací tlak	p	73,5 [MPa]
3.8	Bezpečnost		4,08
3.9 Kontrola pera na otláčení			
3.10	Dovolený tlak	p_0	130 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p	73,5 [MPa]
3.12	Bezpečnost		1,77
3.13 Kontrola otláčení drážky náboje			
3.14	Dovolený tlak	p_0	300 [MPa]
3.15	Srovnávací tlak	p	70,7 [MPa]
3.16	Bezpečnost		4,24

Obrázek č. 57: Ukázka výpočtu programem Mitcalc

Bezpečnosti spojení						
	Bezpečnost hřídele na krut	Bezpečnost pera na otláčení	Bezpečnost hřídele na otláčení	Bezpečnost drážky	Bezpečnost otláčení drážky náboje	
Spojení perem na vstupu	13,37	1,77	4,08	4,24		
Drážkování	Kontrola hřídele na krut	Kontrola otláčení na bočních drážkování				
Výstupní hřídel a zbytek stroje	1,32	1,84				
Centrální kolo s vstupní hřídelí	2,25	1,78				
Vstupní hřídel a přesouvadlo	72,73	9,89				
Vstupní hřídel a přesouvadlo 2	72,73	10,71				
Přesouvadlo a kryt (evolventní d.)	71,25	8,14				
Unášec a výstupní hřídel	3,23	2,94				
Nalisování	Kontrola spoje na otláčení	Kontrola hřídele na krut	Bezpečnost proti prokluzu	Pevnostní kontrola hřídele	Pevnostní kontrola náboje	
Spojení korunného kola a ringu	8,81	47,82	2	2,7	2,23	

Tabulka č. 6: Bezpečnosti spojení

2.2.3 Výpočet přesouvadla

V tomto oddíle nejprve zjistíme sílu, kterou musí přenést lineární aktuátor při zasunutí brzdy do záběru.

Začneme výpočtem převodového poměru

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 5.04$$

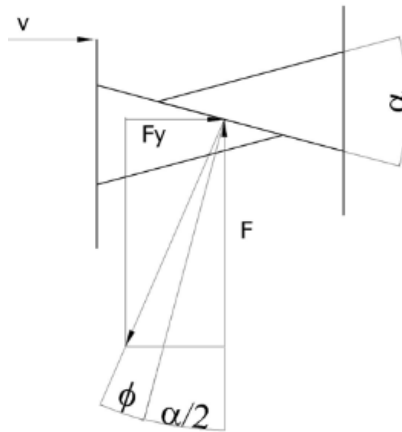
Podle empirického vztahu se rovná třecí moment na motoru 5 % jmenovitého momentu.

$$M_{1T} = 0,05M_e = 0,5 * 487 = 24,35 \text{ Nm}$$

Třecí moment na brzdě při zasouvání vypočteme pomocí vztahu

$$M_{2T} = M_{1T} i_{12} \frac{1}{\eta^2} = 243,5 * 5.04 * \frac{1}{0,98^2} = 127,78 \text{ Nm}$$

Vrcholový úhel sražení drážky α zvolíme 30°



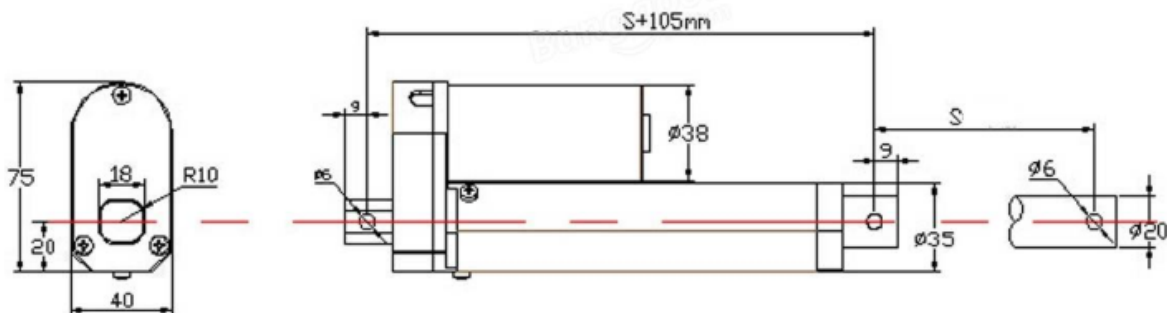
Obrázek č. 58: Sražení drážky [14]

Součinitel tření drážky f_d se rovná 0,1 a průměr drážkování spojky je v našem případě 170 mm. Výslednou potřebnou sílu tedy vypočteme ze vztahů:

$$\varphi = \tan^{-1} f_d = \tan^{-1} 0,1 = 5,71^\circ$$

$$F_y = \frac{2M_{2T}}{D_2} \tan\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) = \frac{2 * 128,04}{170 * 10^{-3}} \tan\left(\frac{30^\circ}{2} + 5,71^\circ\right) = 569,5 \text{ N}$$

S ohledem na vypočtenou sílu byl zvolen lineární aktuátor s obchodním označením JS-TGZ-U1. [14]



Obrázek č. 59: Rozměry lineárního aktuátoru [20]



Obrázek č. 60: Lineární aktuátor [20]

Parametry zařízení	
Maximální přesuvná délka (S)	100 mm
Maximální přesuvná síla	1000 N
Napětí	12 V
Rychlost přesouvání	12 mm/s
Hmotnost	950 g
Povolené teplotní rozmezí	<-26° C, 50° C>

Tabulka č. 7: Parametry aktuátoru [20]

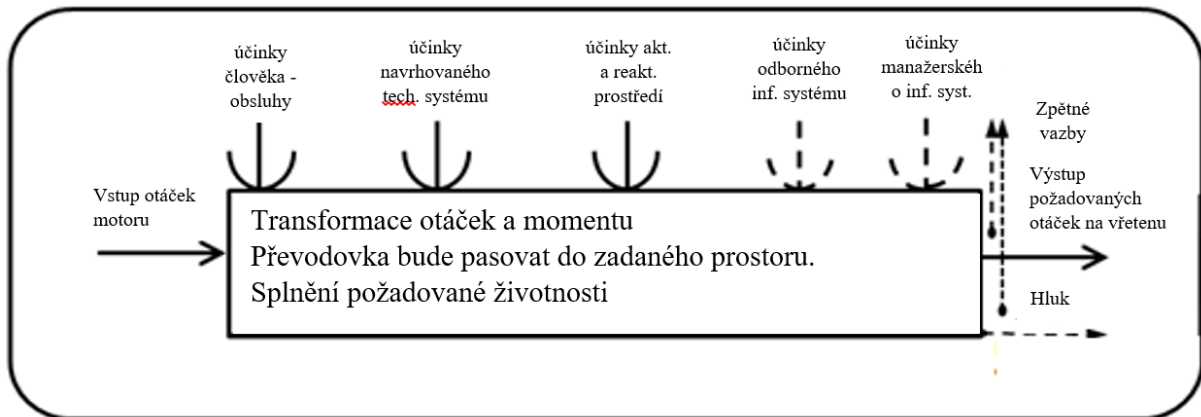
3 Technicko-ekonomické hodnocení

Změna motoru pro horizontku FCW 150 klade nové požadavky na převodovku. Vzhledem k požadovaným výstupům se musí změnit celkový převodový poměr. Zároveň její konstrukce nesmí prostorově narušit zbytek stroje. Prvotní snahou je tedy analyzovat současné konstrukční možnosti v této oblasti a vybrat z nich suboptimální variantu. Cílem práce je poskytnout řešení pro zadanou horizontku s nejvyšší účinností za chodu a zároveň kvalitní konstrukcí ve všech etapách životního cyklu stroje. Kompletní řešení problematiky výběru suboptimální varianty je obsaženo v mé studii na toto téma. Obsahem této kapitoly jsou pouze důležité pasáže pro výslednou konstrukci. [11], [16]

3.1 Hledání požadavků a hodnocení variant

3.1.1 Black box

Hodnocení začíná stanovením hlavních ovlivňujících činitelů. Pro ujasnění kategorií vstupů, výstupů a vlivů jsem použil schématu černé skříňky.



Obrázek č. 61: Černá skříňka [11]

3.1.2 Požadované funkce převodovky s ohledem na dotýčný provozní, transformační proces

1. Transformaci otáček a momentu v požadovaném rozsahu
2. Prostorově vyhovovat zadanému zástavnému prostoru
3. Znemožnit unikání maziv
4. Splnit požadavek na životnost
5. Umožnit dálkové řazení a brzdění
6. Zajistit co nejmenší nutnost údržby
7. Umožnit ekonomicky přijatelnou cenu výroby
8. Umožnit snadnou montáž/demontáž do zbytku stroje
9. Umožnit výměnu vadných komponent [11]

3.1.3 Nositelé/hlavní ovlivňující faktory jednotlivých funkcí

1. Splněno orgánem převodového mechanismu (řemeny, planetový převod, předloha...)
2. V ose x je třeba se vejít mezi vstupní a výstupní hřídel – ovlivněno především nutnou velikostí úložných a spojovacích součástí (ložiska/spojky/nutná velikost krytu). V ose y nesmí ze spodní strany zasáhnout do konstrukce zbytku stroje a z horní strany nepřekročit výšku ostatních konstrukčních prvků frézky – ovlivněno především konstrukcí řazení mezi jednotlivými stupni, velikostí a typem převodového mechanismu.
3. Zajištěno orgánem skříně (z plechů/výkovku/... dělený vodorovně/svisle ... z oceli/hliníku/...) se správně zvolenými těsnicími prvky (gufera, O-kroužky, ...)
4. Požadována životnost 14 000 hod. (ze zadání) Ovlivněno především orgánem udržujícím pohyblivé části ve skříně (ložiska s vloženými elementy, magnetická ložiska, třecí l. ...). Ovlivněno také orgánem převodu. (přenos sil do rámu)

5. Splněno orgánem řadicího pohonu (elektřina, hydraulika...) a přesouvadla, případně spojkami hřídelů a jejich pohony.
6. Ovlivněno orgánem mazacího systému.
7. Snaha o zařazení co nejvíce nakupovaných součástek a běžných polotovarů všech orgánů. Technologičnost konstrukce.
8. Ovlivněno orgánem spojení (pero, drážkování...) na výstupu a vstupu.
9. Ovlivněno orgánem skříně. Nutnost rozebíratelných spojení. [11]

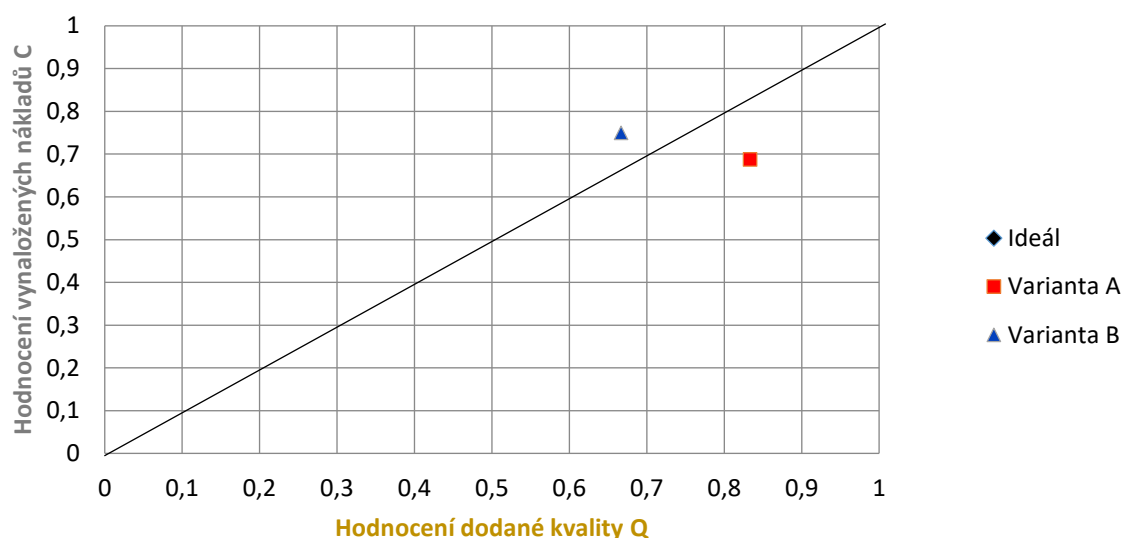
3.1.4 Hodnocení koncepčních variant

Ve své práci jsem porovnával vhodnost použití planetového typu převodovky (varianta A) s koaxiální převodovkou (varianta B). Při volbě parametrů jsem vycházel z požadavků na reflektované (vnější) a deskriptivní (vnitřní) vlastnosti ve všech etapách životního cyklu výrobku. Při porovnávání variant jsem posuzoval nejdůležitější znaky daného typu převodového mechanismu.

	Varianta	A	B	Ideál
Q	Transformace n a M	4	4	4
	Zástavný prostor	4	2	4
	Kryt a těsnění	3	2	4
	Zajištění životnosti	4	3	4
	Řazení	3	2	4
	Bezobslužnost	4	4	4
	Technologičnost konstrukce	2	3	4
	Potřebná hmotnost krytu	4	2	4
	Recyklovatelnost	2	2	4
	celkový součet	30	24	36
	normované hodnocení	0,83333333	0,66666667	1
C	výrobní náklady	3	3	4
	náklady na montáž	2	3	4
	náklady na nákup	4	3	4
	náklady na demontáž	2	3	4
	celkový součet	11	12	16
	normované hodnocení	0,6875	0,75	1

Tabulka č. 8: Hodnocení koncepčních variant [11]

Hodnocení koncepčních variant



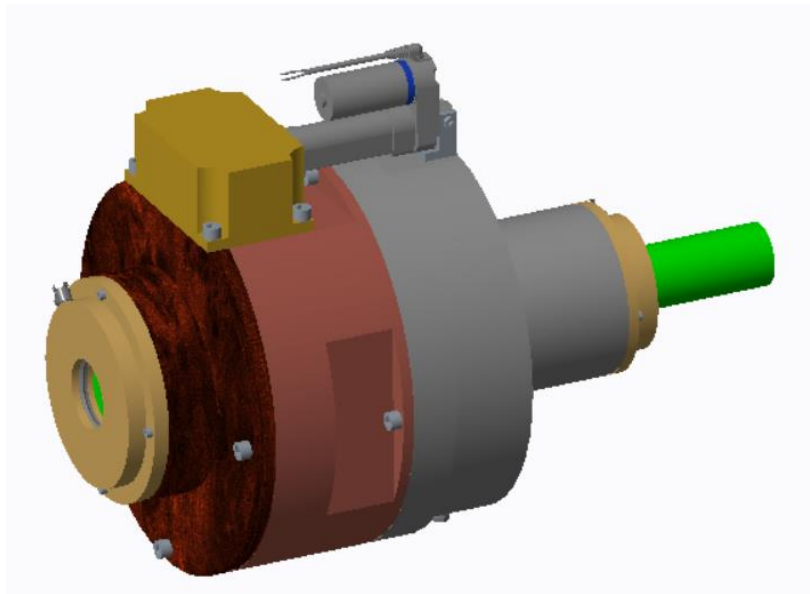
Obrázek č. 62: Hodnocení koncepčních variant [11]

Jako suboptimální řešení bylo zvoleno řešení A. Jeho náklady jsou pouze přibližně o 5 % horší než u varianty B, ale jeho kvalita druhou možnost výrazně převyšuje. [11]

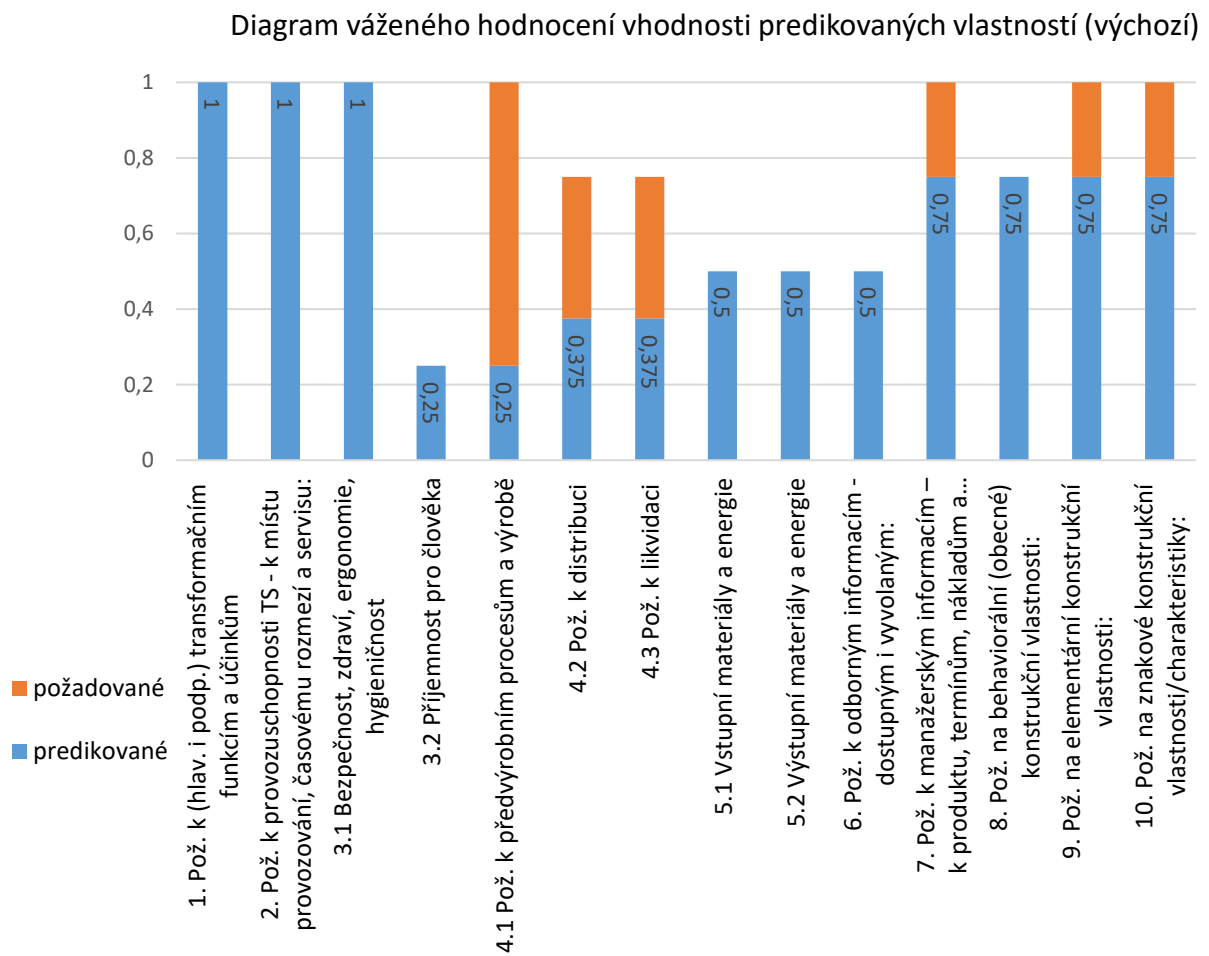
3.2 Zlepšení průběžného návrhu

Pro hodnocení předběžného návrhu jsem použil SWOT analýzu. Požadavky na reflektované (vnější) a deskriptivní (vnitřní) vlastnosti jsem rozdělil do kategorií podle jejich závislosti na etapě životního cyklu a vztahu k technickému systému. Vzhledem k tomu, že bude vyrobena pouze jedna převodovka, byl kladen větší důraz na vlastnosti, které mají přímý vliv na provozní část životního cyklu výrobku. Celá SWOT analýza je obsahem mé zvláštní práce. Do tohoto dokumentu jsou vloženy pouze výsledné grafy plynoucí z analýzy.

Nejprve byl vytvořen β – model. Při jeho tvorbě bylo použito naimportovaných součástí z programu Kissys. Původní výpočtová sestava byla výrazně upravena a doplněna o mechanismus zajišťující změnu stupně a o kryt s ložisky a mazací soustavou. Jednalo se pouze o úvodní řešení, které bylo zaměřeno na hlavní součásti převodovky. V tomto modelu tedy nebylo pomýšeno na uchycení ke skříni.



Obrázek č. 63: β – model převodovky [11]



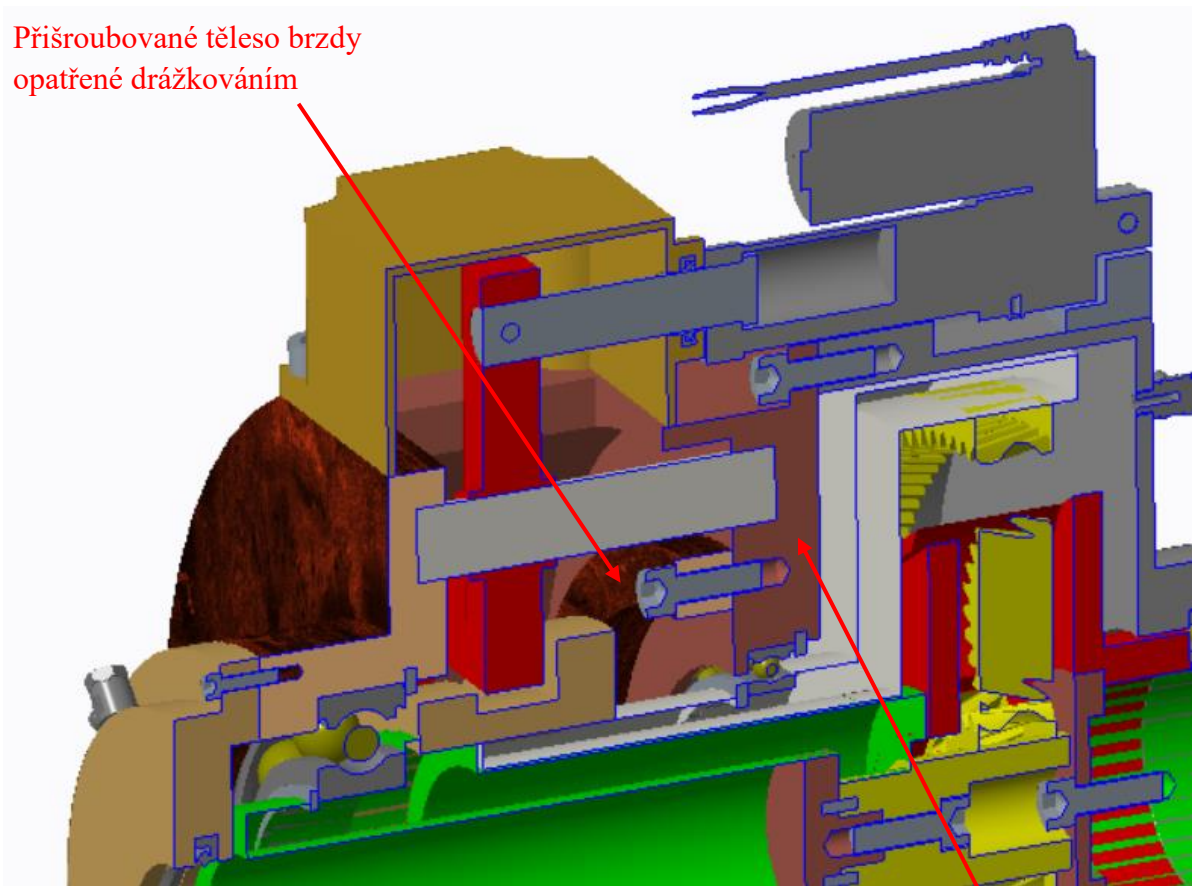
Obrázek č. 64: Diagram váženého hodnocení predikovaných vlastností (výchozí) [11]

Po zanalyzování vlastností zvoleného suboptimálního řešení se zaměříme na úpravu orgánů ovlivňující vlastnosti s nejvyšším poměrem mezi požadovanými a predikovaným hodnocením. Nejhoršího hodnocení dosáhly požadavky k předvýrobním procesům a výrobě (4.1).

V této oblasti se zaměříme zejména na vhodnost pro úpravu parametrů pro budoucí konstruování. K vylepšení tohoto znaku přispěje typizace konstrukčního řešení dvourychlostních planetových převodovek pro obráběcí stroje. Cennou pomůckou nám v tomto přináší program 2_rychl_planet využívající softwarů Kisssys a Kisssoft. Díky němu odpadá zdoluhavé počítání ideálních převodových poměrů, zatížení ložisek apod.

Dále je třeba vylepšit montáž a vyrobiteľnosť všech dílů převodovky. Jelikož se pohybujeme v kusové výrobě, není možné si dovolit použití výrazně velké automatizace výrobního procesu a tím dosáhnout zkrácení mezioperačního výrobního času. Je tedy třeba vylepšit technologičnost konstrukce a zvláště se také zaměřit na zjednodušení montáže.

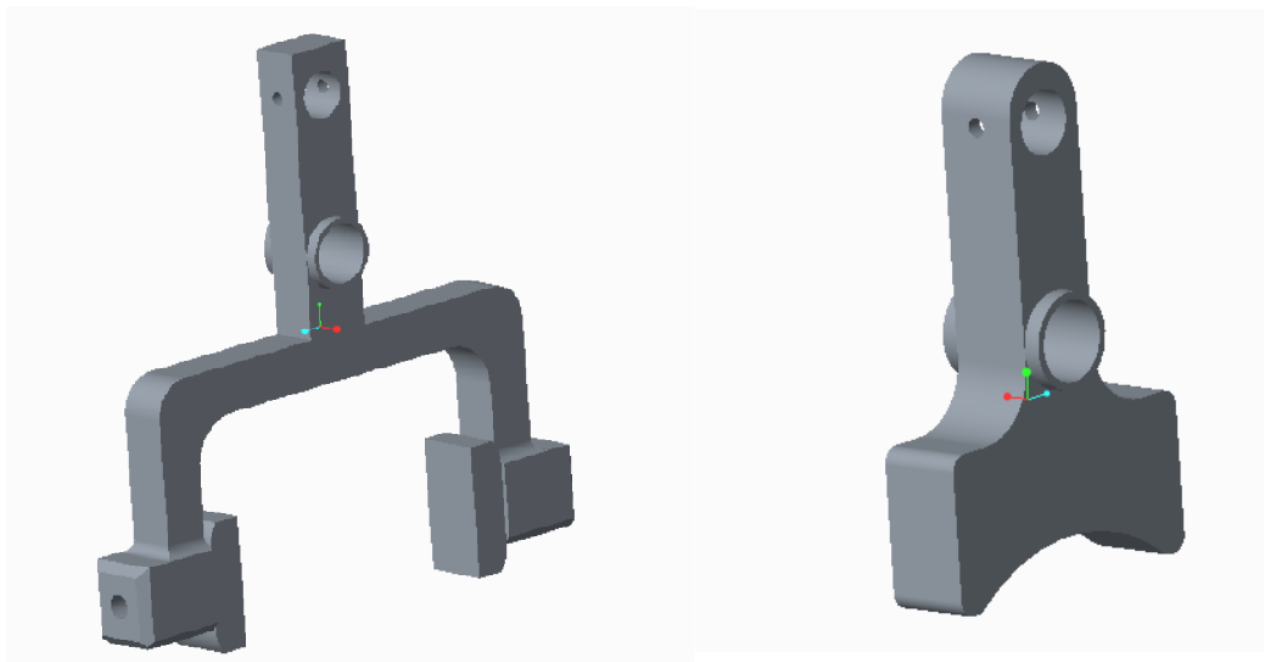
Pro usnadnění sestavování jsem sjednotil velikosti jednotlivých vtokových případně výtokových děr. Dále jsem oproti původnímu návrhu zakomponoval brzdou do střední části skříně. Tímto krokem jsem ušetřil výrobu a připevnění čtyřmi šrouby jedné součásti.



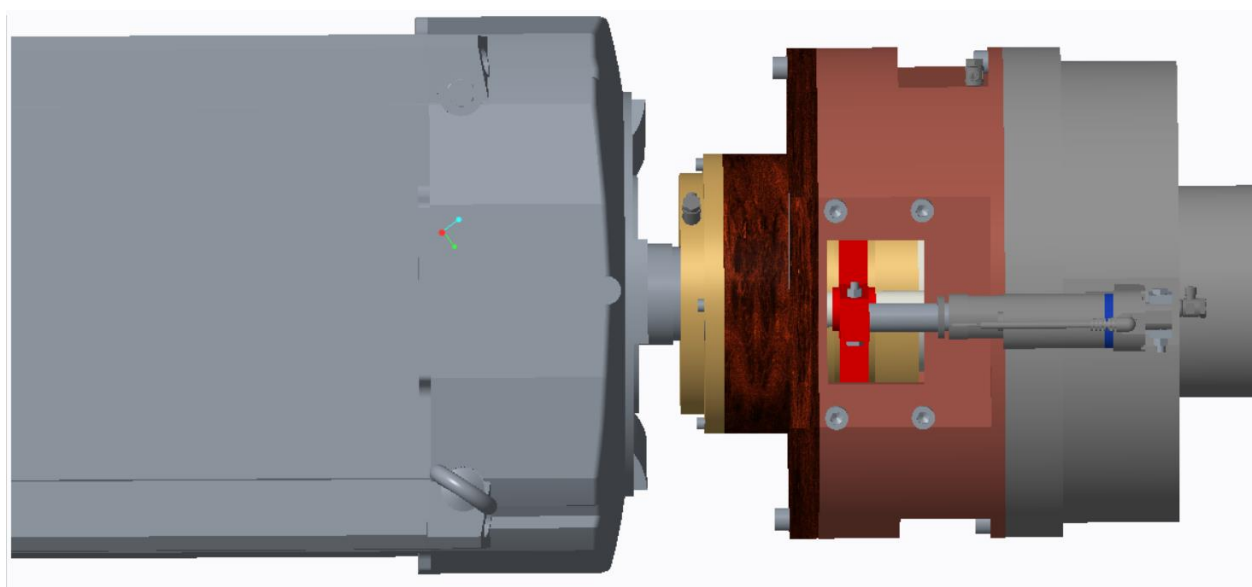
Obrázek č. 65: Původní konstrukce brzdy [11]

Střední část skříně

Dále jsem upravil tvar přesouvadla a otvoru na vrchní straně převodové skříně tak, aby při montáži bylo umožněno snadnější nasazení středního dílu krytu.

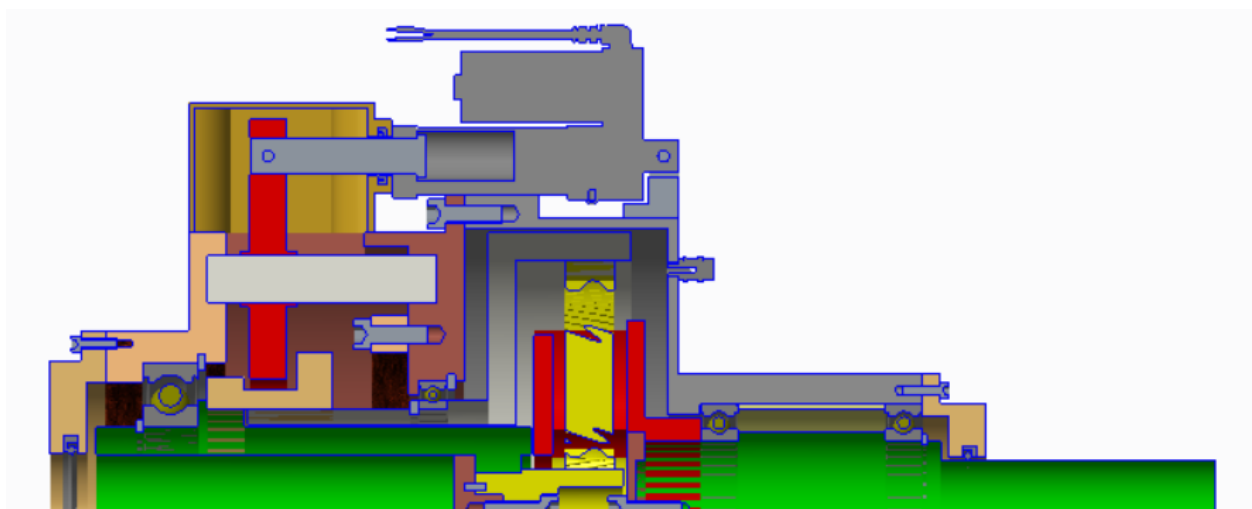


Obrázek č. 66: Srovnání původního přesouvadla (vlevo) a nového (vpravo) [11]



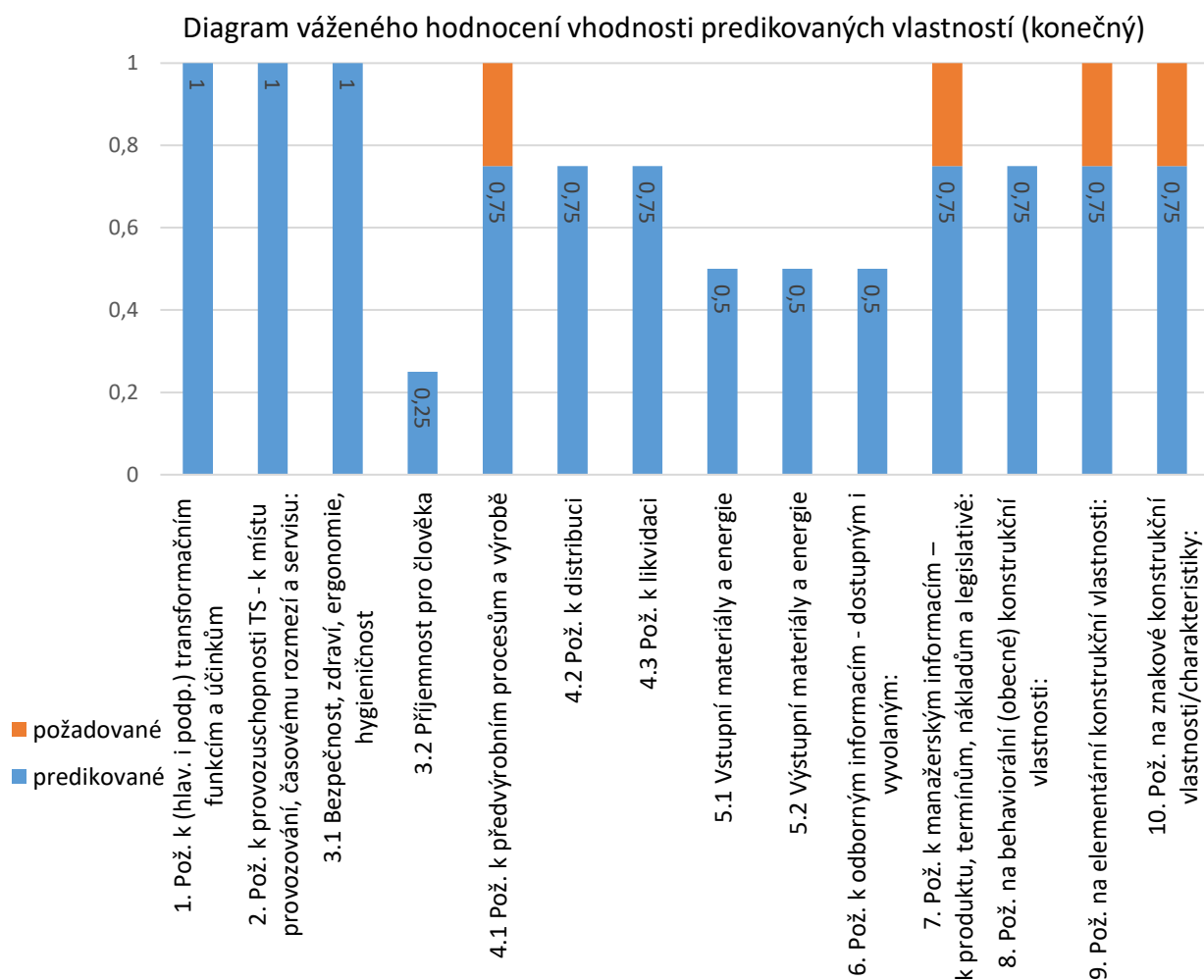
Obrázek č. 67: Původní otvor na vrchní straně krytu. [11]

Dále jsem také opatřil všechny části krytu osazením a zaměřil se na uložení těsnění na vstupu a výstupu. Jelikož se jedná o těsnění o větším průměru, byla by jejich montáž ohnutím a vtlačení do díry příliš náročná. Proto jsem jejich polohu zajistil z jedné strany pojistnými kroužky. Ložisko na vstupu bylo v původním návrhu navrženo na průměr vstupní hřídele. Tato konstrukce byla nahrazena umístěním ložiska na hřídel převodovky. Dále také byl opraven vrchní kryt. V původním modelu byl připevněn ke dvěma dílům zbytku krytu. Toto řešení by pro dosažení těsnosti vyžadovalo velké technologické přesnosti při výrobě povrchů. Proto jsem se rozhodl ve finálním návrhu vrchní kryt přimontovat pouze ke střední části.



Obrázek č. 68: Původní těsnění [11]

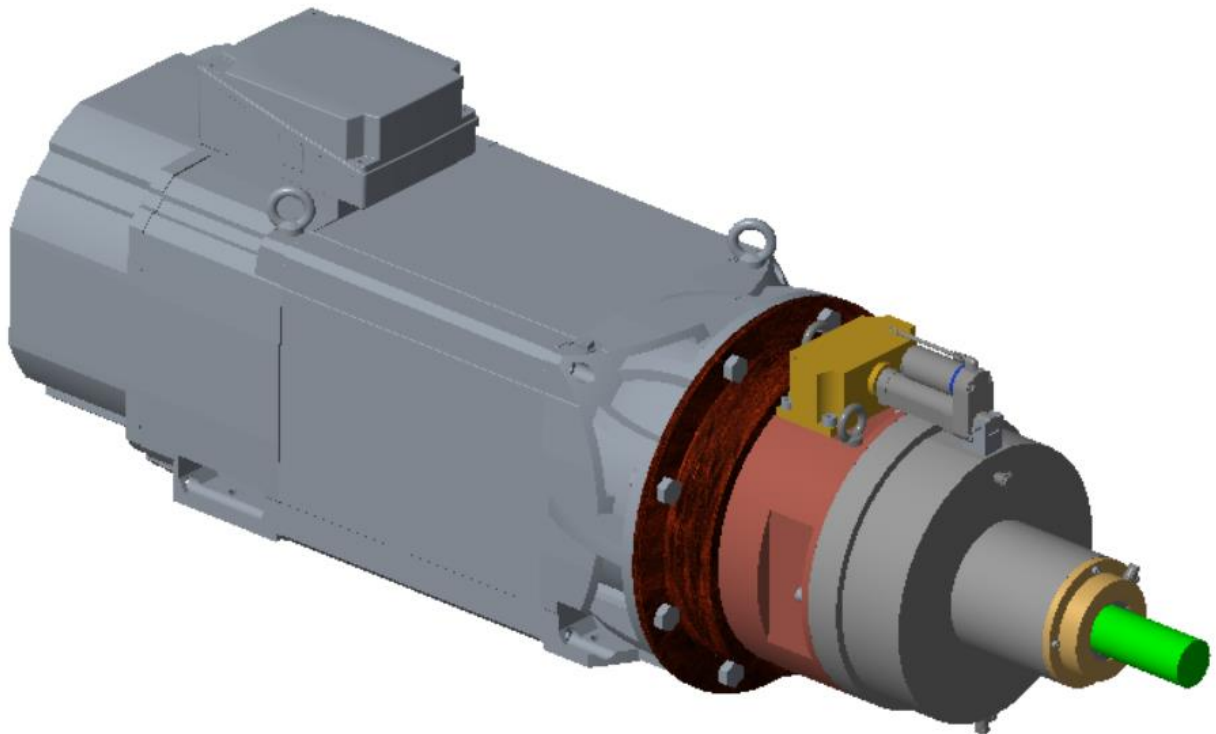
Po zhotovení finálního modelu a opětovném hodnocení úrovně řešení byl zpracován finální histogram.



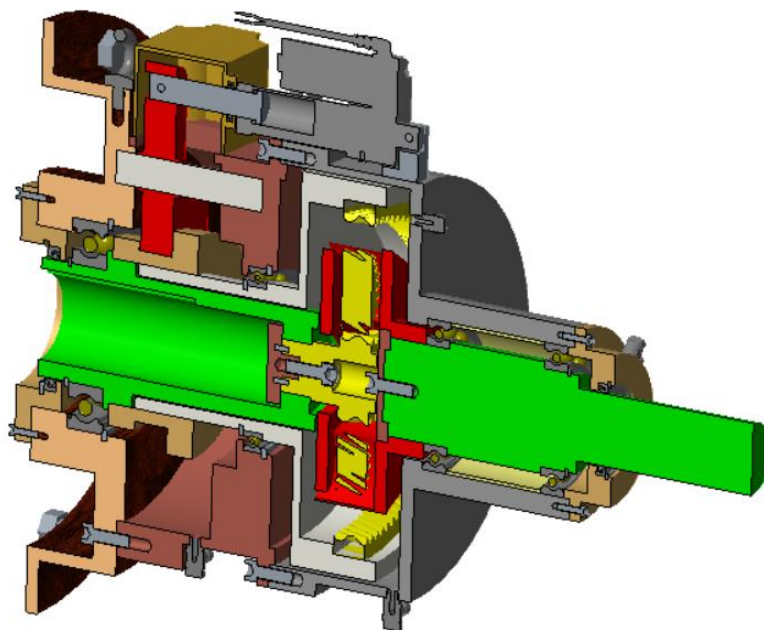
Obrázek č. 69: Diagram váženého hodnocení predikovaných vlastností (konečný) [11]

Jak je možno vidět z histogramu, došlo k výraznému zlepšení vlastností ve všech kritických parametrech. [11]

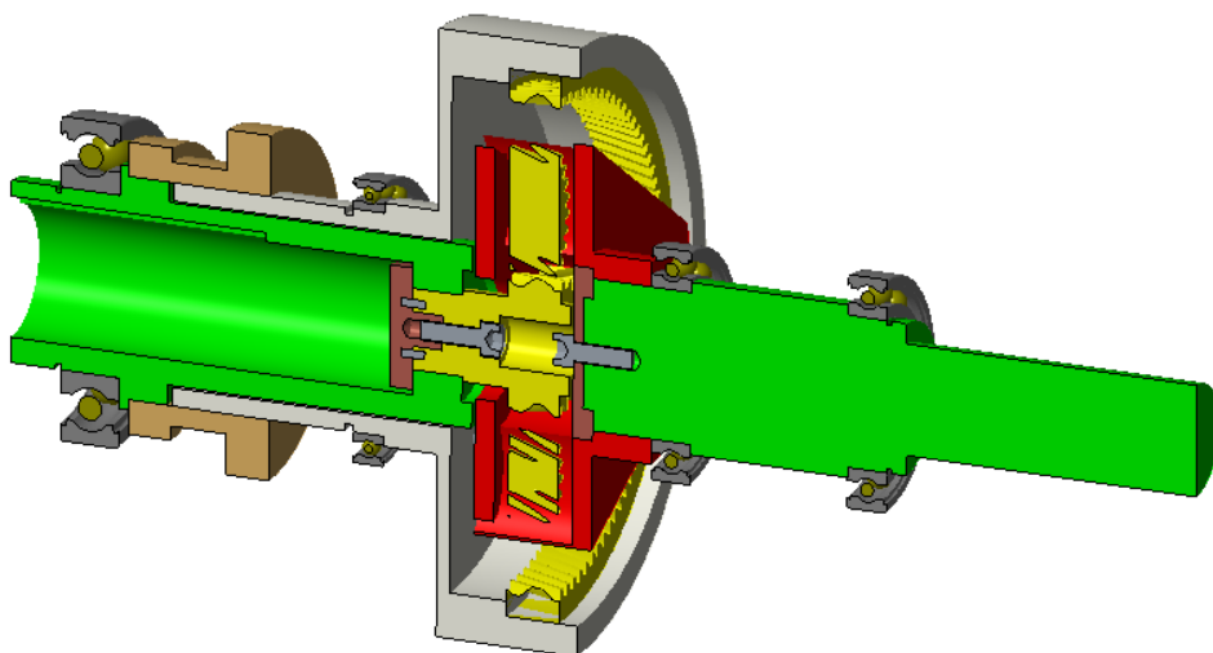
4 Model a výkresová dokumentace



Obrázek č. 70: Model sestavy motoru a převodovky



Obrázek č. 71: Řez převodovkou



Obrázek č. 72: Řez převodovky 2

5 Závěr

Hlavním úkolem práce bylo konstrukční řešení převodovky pro horizontku FCW 150. Konkrétně se jednalo o jednostupňovou dvourychlostní planetovou převodovku. Do stroje byl namontován nový motor Siemens 1PH8186, který svými parametry klade nové požadavky na převodový mechanismus. Musel být změněn převodový poměr, což zapříčinilo změnu rozměrů kol. Do konstrukce bylo doplněno zařízení pro změnu stupňů. Při řešení byl kladen důraz na použití standardních typů ložisek, spojovacích a těsnících součástí. Úvod práce se zabývá popisem různých druhů převodů a motorů používaných v oblasti obráběcích strojů.

Ve vlastní úloze byly provedeny výpočty pro návrh ozubeného soukolí a pomocných hřídelí. S pomocí programů Kissys a Kisssoft byly propočteny bezpečnosti soukolí a pevnostní výpočty hřídelů ve všech zatěžovacích stavech ze zadání. Dále byla pomocí stejného softwaru provedena kontrola ložisek vzhledem k jejich zatížení a životnosti. Také byly zjištěny potřebné hodnoty průtoku oleje jednotlivých ložisek tak, aby vyhovovaly požadované hodnotě teplotně stabilních otáček. Dále byla vypočtena potřebná přesouvací síla. Z této hodnoty se vyšlo při výběru lineárního aktuátoru a celkové konstrukce ústrojí řazení mezi stupni. Poté bylo využito hodnot otáček a momentů na jednotlivých součástkách z výpočtového modelu k návrhu a kontrole drážkování a per. Tento výpočet byl proveden programem Mitcalc.

Následoval import designu navržených součástí do prostředí CAD programu Creo Parametric 3.0. Následně byl zjednodušený výpočtový model upraven a doplněn o součásti zajišťující krytí, řazení, polohu, těsnění a mazání. Technicko-ekonomická úroveň β – modelu byla porovnána s ohledem na požadované funkce převodovky s koaxiálním typem převodovky. Poté byla provedena analýza hodnocení predikovaných vlastností a zlepšení problematických aspektů konstrukce. Výsledky hodnocení finálního modelu vykazují výrazné zlepšení oproti původnímu stavu. Po dosažení uspokojivého stavu modelu byla vytvořena výrobní dokumentace.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek č. 1: Rozdíl mezi translační a torzní tuhostí [1].....	15
Obrázek č. 2: Základní struktura stroje	15
Obrázek č. 3: Stejnoseměrný motor [3]	16
Obrázek č. 4: Asynchronní motor [3].....	17
Obrázek č. 5: Elektrovřetenno [3].....	17
Obrázek č. 6: Hydromotor.....	18
Obrázek č. 7: Ukázka kinematického schématu [1].....	20
Obrázek č. 8: Graf závislosti výkonu/momentu na otáčkách [1]	20
Obrázek č. 9: Diagram převodových poměrů pro jednotlivé převodové stupně [1]	21
Obrázek č. 10: Schéma rozdělení převodových mechanismů.....	26
Obrázek č. 11: Ozubená kola se spojky.....	27
Obrázek č. 12: Předlohy	27
Obrázek č. 13: Planetová převodovka [17]	28
Obrázek č. 14: Stavebnicové řešení	31
Obrázek č. 15: Třístupňová jednorychlostní převodovka [4].....	31
Obrázek č. 16: Kinematické schéma hl. pohonu s planetovou dvourychlostní převodovkou[13]	32
Obrázek č. 17: ZF – Duoplan standard [6].....	32
Obrázek č. 18: ZF – Duoplan inline [6]	33
Obrázek č. 19: ZF – Duoplan TSC [6]	33
Obrázek č. 20: CE11-CE13-CE13+ [4].....	34
Obrázek č. 21: CE12-CE14-CE15 [4].....	35
Obrázek č. 22: XY CE16-CE18 [4]	35
Obrázek č. 23: XY CE20 [4].....	35
Obrázek č. 24: typ PLQE [5].....	36
Obrázek č. 25: typ PLE [5].....	36
Obrázek č. 26: typ PLPE [5]	36
Obrázek č. 27: typ PSBN [5].....	37
Obrázek č. 28: typ PSN [5]	37
Obrázek č. 29: typ PLN [5]	37
Obrázek č. 30: typ PLHE [5].....	38
Obrázek č. 31: typ PLFE [5]	38
Obrázek č. 32: typ PSFN [5].....	38
Obrázek č. 33: typ PLFN [5].....	38
Obrázek č. 34: Schéma planetové převodovky s vnitřním ozubením korunového kola [12] ..	39
Obrázek č. 35: Schéma planetové převodovky s vnějším ozubením korunového kola [12]....	40
Obrázek č. 36: Graf účinnosti [12].....	41
Obrázek č. 37: Výpočtový model programu	43
Obrázek č. 38: Schéma ovládání programu [13].....	44
Obrázek č. 39: Vstupní hodnoty prvního stupně.....	44
Obrázek č. 40: Vstupní hodnoty druhého stupně	44
Obrázek č. 41: Rough sizing	45
Obrázek č. 42: Zadání zatěžovacích stavů	45
Obrázek č. 43: Kontrola parametrů	45

Obrázek č. 44: Volba zatížení	46
Obrázek č. 45: Kontrola planetového převodu.....	46
Obrázek č. 46: Dovolené bezpečnosti ozubení	47
Obrázek č. 47: Bezpečnost při maximálním zatížení při 1. rychlosti (stav 1)	47
Obrázek č. 48: Bezpečnost při maximálním zatížení při 2. rychlosti (stav 4)	48
Obrázek č. 49: Bezpečnost při maximálních otáčkách při 1. rychlosti (stav 3).....	48
Obrázek č. 50: Bezpečnost při maximálních otáčkách při 2. rychlosti (stav 6).....	48
Obrázek č. 51: Uložení ložisek 1.....	49
Obrázek č. 52: Uložení ložiska 2.....	49
Obrázek č. 53: Uložení ložiska 3.....	49
Obrázek č. 54: Kontrola hřídelí - stav 1	49
Obrázek č. 55: Kontrola hřídelí - stav 4	49
Obrázek č. 56: Importovaný model z Kissys.....	50
Obrázek č. 57: Ukázka výpočtu programem Mitcalc.....	51
Obrázek č. 58: Sražení drážky [14].....	53
Obrázek č. 59: Rozměry lineárního aktuátoru [20].....	53
Obrázek č. 60: Lineární aktuátor [20]	54
Obrázek č. 61: Černá skříňka [11]	55
Obrázek č. 62: Hodnocení koncepčních variant [11].....	58
Obrázek č. 63: β – model převodovky [11].....	59
Obrázek č. 64: Diagram váženého hodnocení predikovaných vlastností (výchozí) [11].....	59
Obrázek č. 65: Původní konstrukce brzdy [11].....	60
Obrázek č. 66: Srovnání původního přesouvadla (vlevo) a nového (vpravo) [11]	61
Obrázek č. 67: Původní otvor na vrchní straně krytu. [11]	61
Obrázek č. 68: Původní těsnění [11]	62
Obrázek č. 69: Diagram váženého hodnocení predikovaných vlastností (konečný) [11].....	62
Obrázek č. 70: Model sestavy motoru a převodovky	63
Obrázek č. 71: Řez převodovkou	63
Obrázek č. 72: Řez převodovky 2	64

SEZNAM TABULEK

Tabulka č. 1: Vstupní parametry	43
Tabulka č. 2: Materiály ozubených kol	46
Tabulka č. 3: Ložiska při zatížení 3	48
Tabulka č. 4: Ložiska při zatížení 6	48
Tabulka č. 5: Minimální hodnoty bezpečnosti [13]	49
Tabulka č. 6: Bezpečnosti spojení.....	52
Tabulka č. 7: Parametry aktuátoru [20].....	54
Tabulka č. 8: Hodnocení koncepčních variant [11]	57

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy – BP – 001
Výrobní výkres – BP – 002

Kusovník – BP – 001
Příloha zadání

POUŽITÝ SOFTWARE

Kisssys
PTC Mathcad Prime 3.1
Creo Parametric 3.0
MITcalc
Autodesk Inventor Professional 2017

KNIŽNÍ PUBLIKACE

- [1] Hudec, Z.; *Hlavní pohon - příklady*, 1st ed.; Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství: Plzeň, 2013.
- [2] Breník, P.; Píč, J.; et al. *Obráběcí stroje konstrukce a výpočty*, 1st ed.; SNTL - Nakladatelství technické literatury: Praha, 1982.
- [3] Lašová, V.; *Základy stavby obráběcích strojů*, 1st ed.; Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství: Plzeň, 2012.
- [4] Baruffaldi Machine tool components; *Two-Speed Gearboxes guide*, 1st ed.; Milan, Italy.
- [5] Neugart; *Precision gearbox catalog*, 1st ed.; Kippenhelm, 2017.
- [6] ZF-Duoplan; *Two-Speed Gearbox for Machine Tool*, 1st ed.; Friedrichshafen, 2017.
- [7] Hosnedl, S.; *Obecné strojní části 1*, 1st ed.; Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství: Plzeň, 2012.
- [8] Hosnedl, S.; Krátký, J.; Krónerová, E. *Obecné strojní části 2*, 1st ed.; Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství: Plzeň, 2011.
- [9] Němejc, J.; *Metodika zpracování a úprava diplomových prací*, 2st ed.; Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství: Plzeň, 2000.
- [10] Píč, J.; Breník, P. *Obráběcí stroje konstrukce a výpočty*, 1970th ed.; SNTL - Nakladatelství technické literatury: Praha, 1970.
- [11] Fait, D. *DFX - planetová převodovka*, 2018th ed.;
- [12] Hudec, Z. *Planetové převody*, 2018th ed.;
- [13] Hudec, Z. *2_rychl_planet Typizovaný program pro návrh dvourychlostního planetového převodu*, 2018th ed.;
- [14] Hudec, Z. *pohon_fcw_planet_a*, 2018th ed.;
- [15] SIEMENS *Equipment for production Machines*, 2013th ed.;

PODKLADY K PŘEDNÁŠKÁM

- [16] Lašová, V. *Základy stavby výrobních strojů* – podklady k přednáškám
- [17] Hudec, Z. *Konstrukce obráběcích strojů* – podklady k přednáškám
- [18] Hosnedl, S. *Navrhování a hodnocení tech. produktu* – podklady k přednáškám

PUBLIKACE NA INTERNETU

- [19] SEDLÁK, Pavel. *Planetové převody* [online]. [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: web2.mendelu.cz/autozkusebna/docs/prirucka_prevody.doc

- [20] RAVEO. *Planetové převodovky* [online]. [cit. 2018-05-06]. Dostupné z:
http://www.raveo.cz/planetove_prevodovky
- [21] BANGGOOD. *Miniature DC Electric Linear Actuator Motor* [online]. [cit. 2018-05-06].
Dostupné z: https://www.banggood.com/4-inch-100mm-12V-1000N-225LB-12mms-Miniature-DC-Electric-Linear-Actuator-Motor-p-1144169.html?gmcCountry=CZ&cy=CZK&utm_source=googleshopping&utm_medium=cpc_elc&utm_content=zouzou&utm_campaign=pla-elc2-brand-cz&gclid=EAiaIQobChMI-uvEk4v92QIVTrXtCh3DWwXhEAYYBCABEgKCzfD_BwE&cur_warehouse=CN

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra konstruování strojů

Akad. rok: 2017/2018

PŘÍLOHA ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: David Fait
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení

Téma bakalářské práce:

- Hlavní pohon obráběcích strojů. Převodovka se stupňovou změnou otáček pro frézovací stroj

Požadavky a základní technické údaje:

- Provést analýzu konstrukcí převodovek pro hlavní pohon obráběcích strojů
- Navrhnout konstrukci dvoustupňové planetové převodovky pro horizontku FCW 150
- Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)
- Použít výpočty programy KISSsys případně KISSsoft a MITcalc

Parametry

Motor	1PH8186 Siemens
• Výkon	$P = 51 \text{ kW}$
• Jmenovité otáčky	$n_e = 1000 \text{ min}^{-1}$
• Maximální otáčky	$n_M = 5000 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovitý moment	$M_e = 487 \text{ Nm}$
• Využitelný moment při max. otáčkách	$0,2M_e$
• Rozměry hřídele (průměr x délka)	$65 \times 140 \text{ mm}$
Převodovka	
• Počet stupňů	2
• Výstupní hřídel	
➤ Přípustná odchylka jmenovitých otáček	$\delta_{n2D} = 0,05$
➤ Jmenovité otáčky při 1. rychlosti	$n_{r,1} = 190 \text{ min}^{-1}$
➤ Jmenovitý moment při 1. rychlosti	$M_{r,1} = 2500 \text{ Nm}$
• Celková doba běhu	$T_c = 14000 \text{ hod}$
• Spektrum zatížení – zatěžovací stavy	
➤ Poměrné otáčky $q_n = \frac{n_i}{n_e}$	$q_n = [1 \ -1 \ 5 \ 1 \ -1 \ 5]$
➤ Poměrný moment $q_M = \frac{M_i}{M_e}$	$q_M = [1 \ -1 \ 0,2 \ 1 \ -1 \ 0,02]$

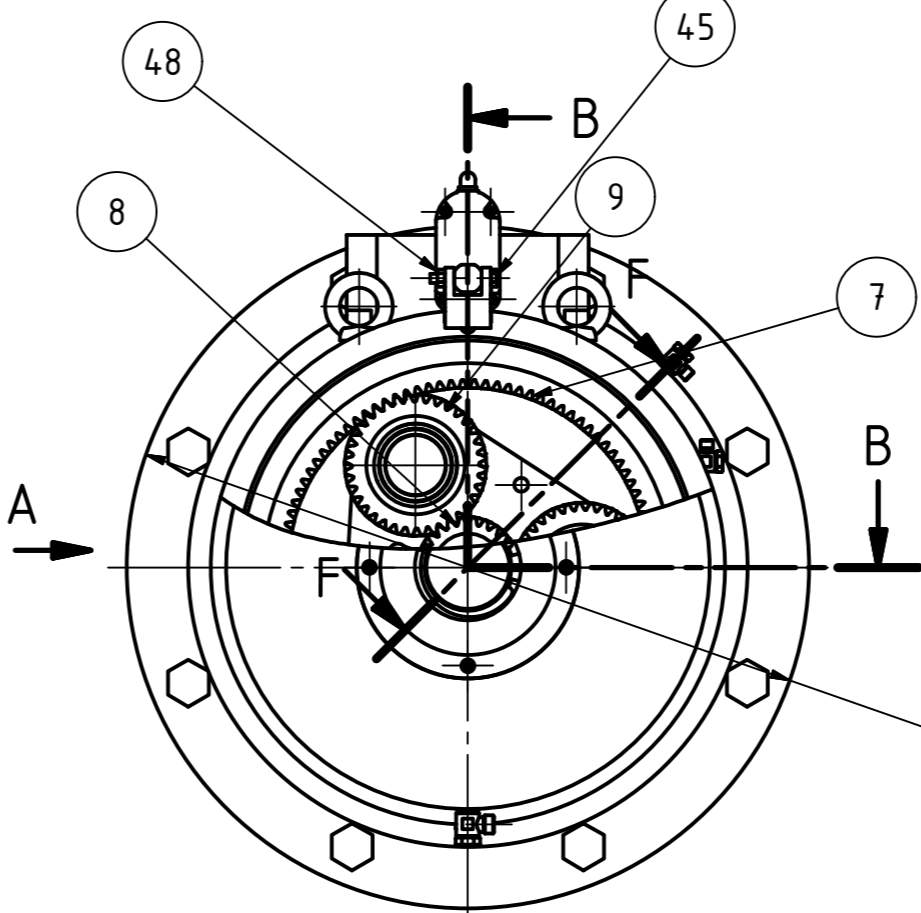
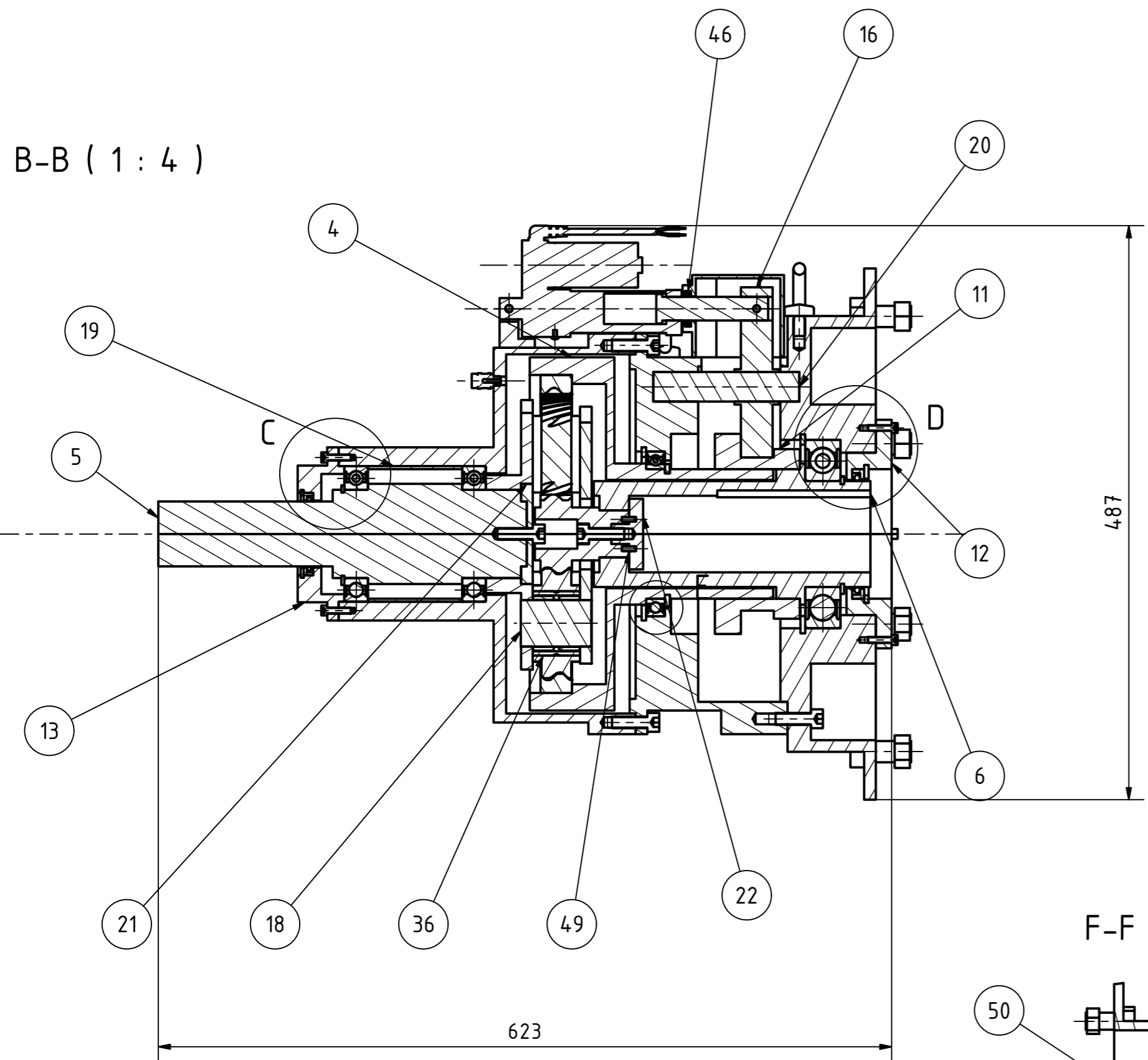
➤ Poměrná doba běhu $q = \frac{T_i}{T_c}$	$q^T = [0.28 \ 0.08 \ 0.04 \ 0.42 \ 0.12 \ 0.06]$
• Účinnost záběru	$\eta = 0,98$
• Mazání	oběhové
• Olej	ISO VG 220
• Teploty	
➤ Okolí	20° C
➤ Olej	70° C
➤ Ložisko	70° C

Dokumentace pro konstrukci

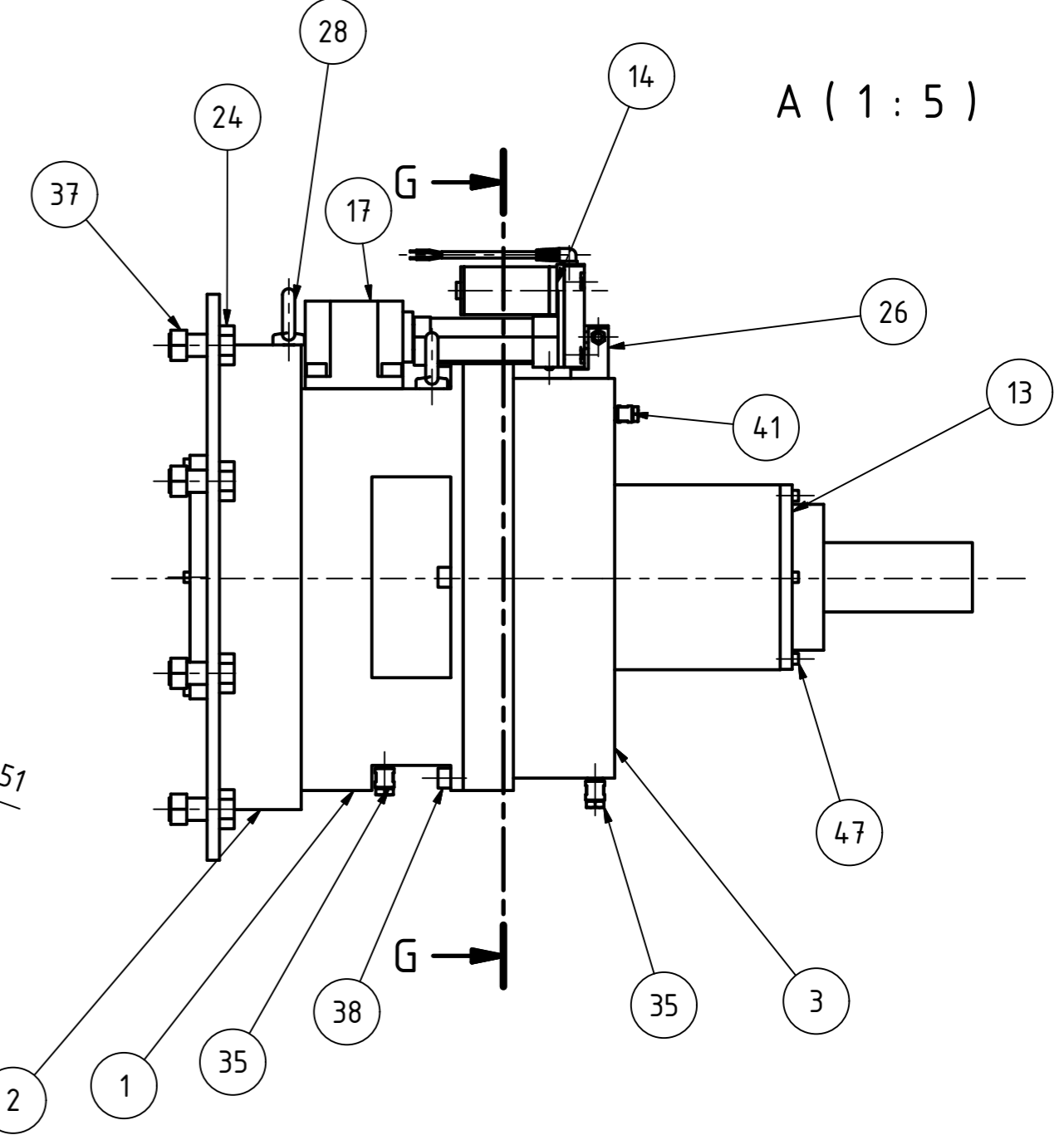
Učební text	HUDEC, Z. Hlavní pohon – příklady. Plzeň ZČU, 2013, ISBN 978-80-261-0391-2, Fiala, J., Svoboda, P., Šťastný, K., Strojnické tabulky 3. Praha, SNTL, 1989
Dokumentace	fcw140_pohon.dwg, firemní lit.: Vogel, Bonfiglioli, Baruffaldi, ZF Duoplan, Neugart
Programy	KISSsys: 2_rychl_planet_coax.ks

V Plzni dne 11. 9. 2017

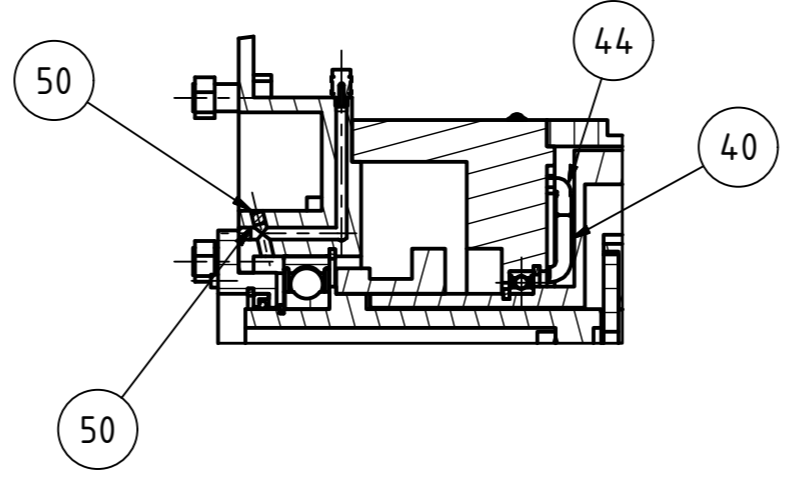
B-B (1:4)



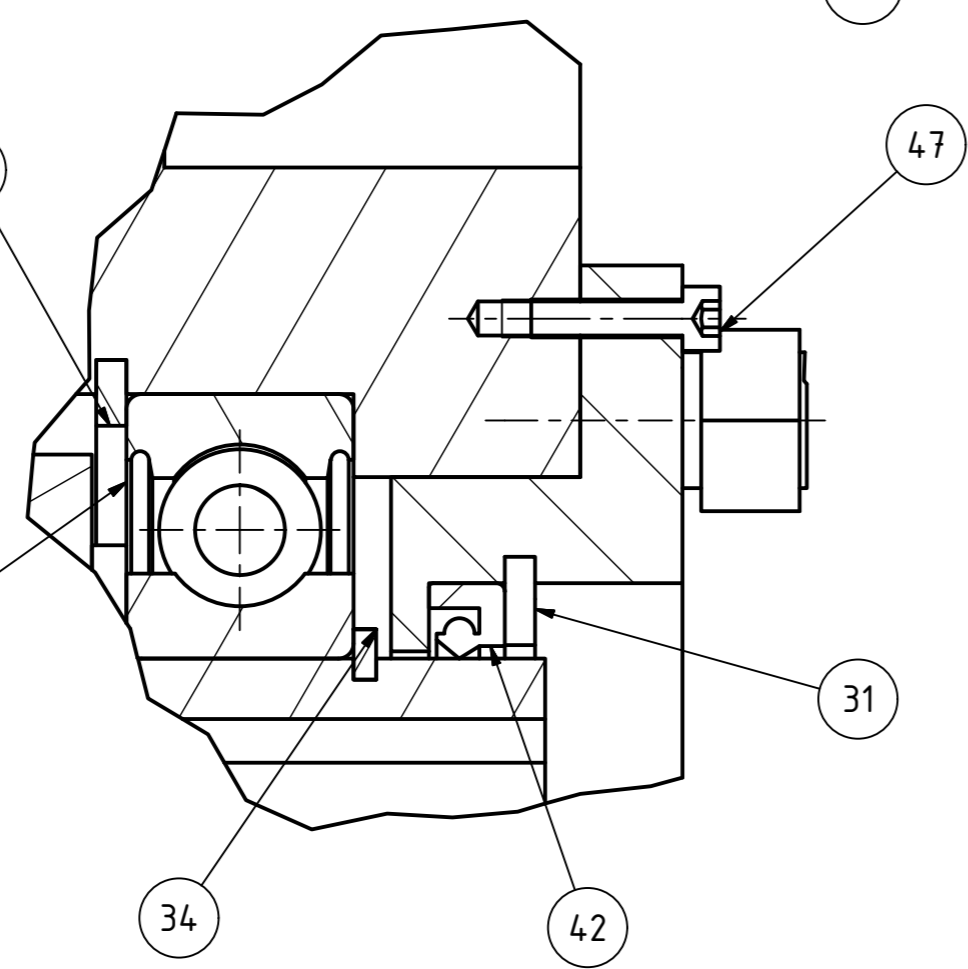
G-G (1:5)



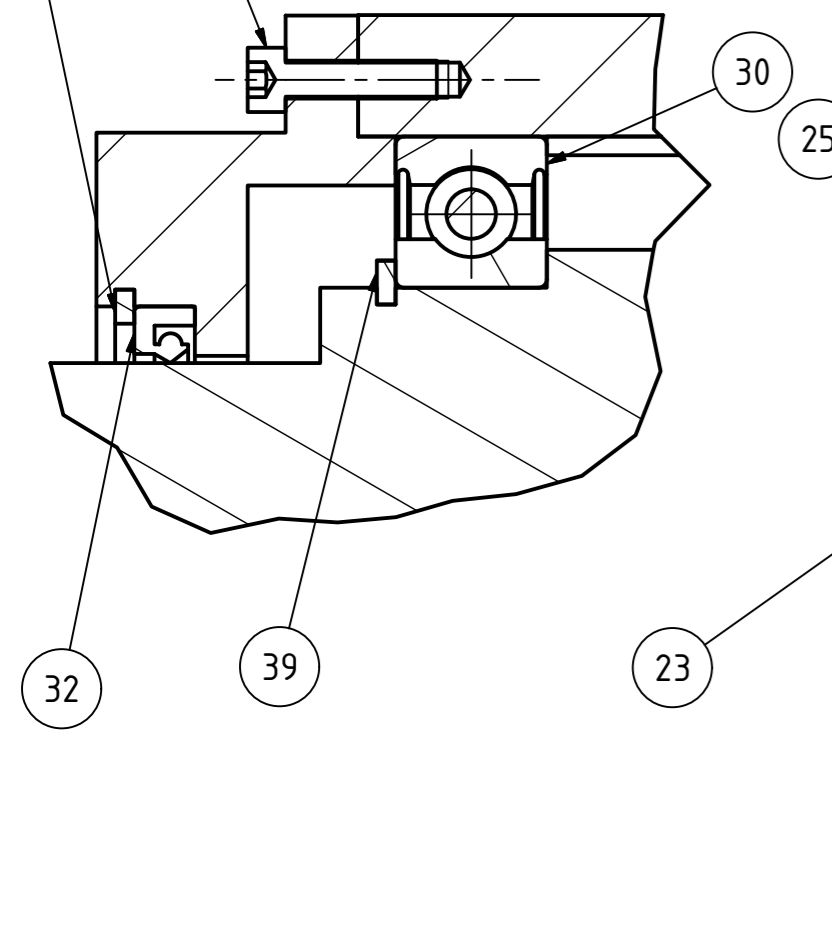
F-F (1:5)



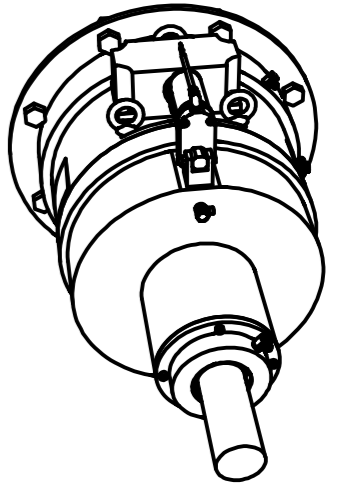
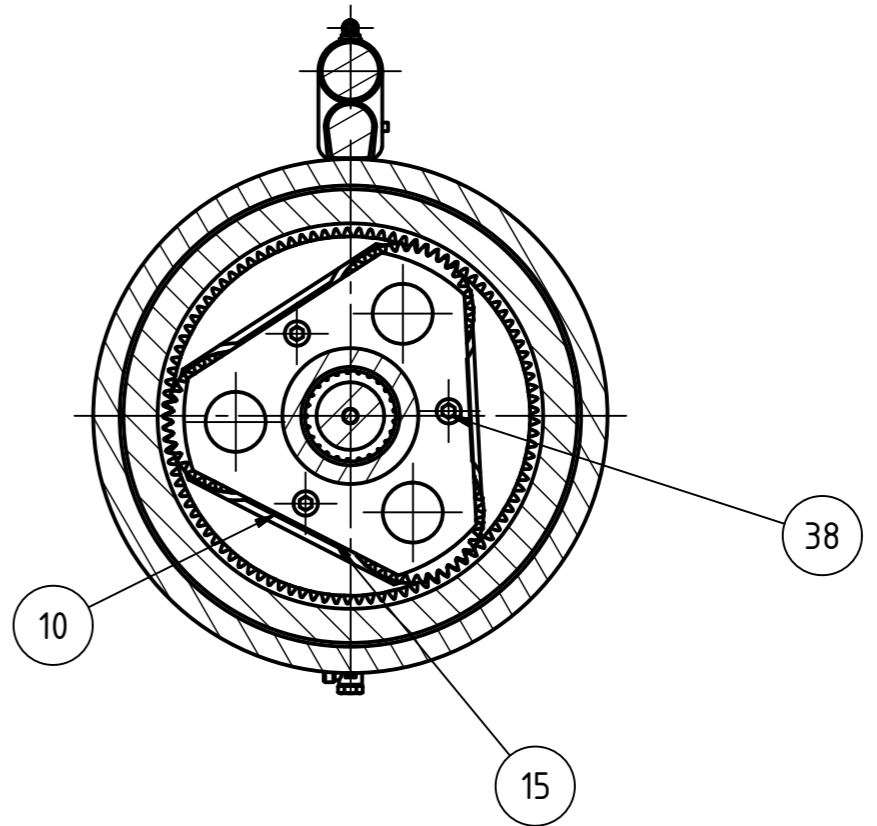
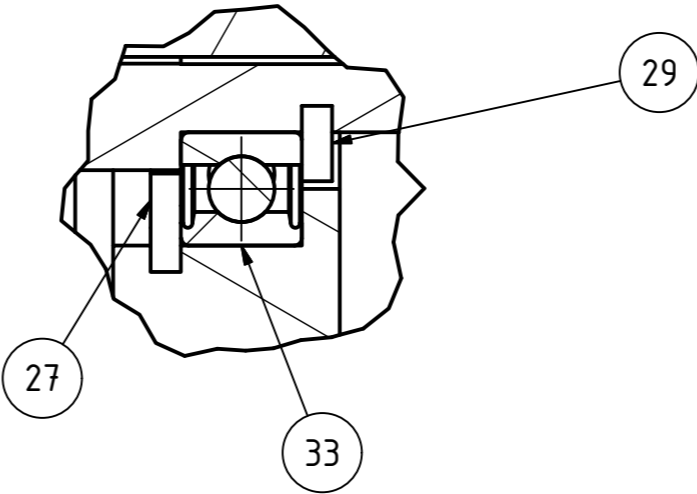
D (1:1)




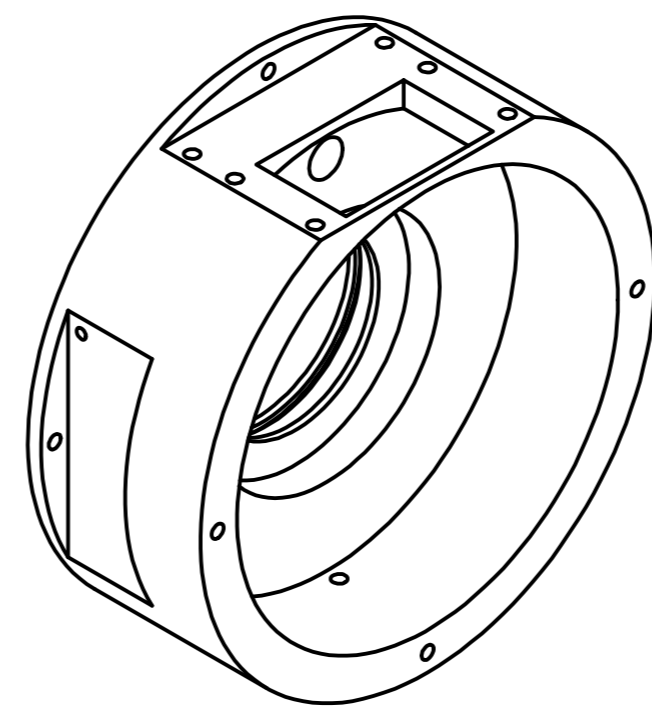
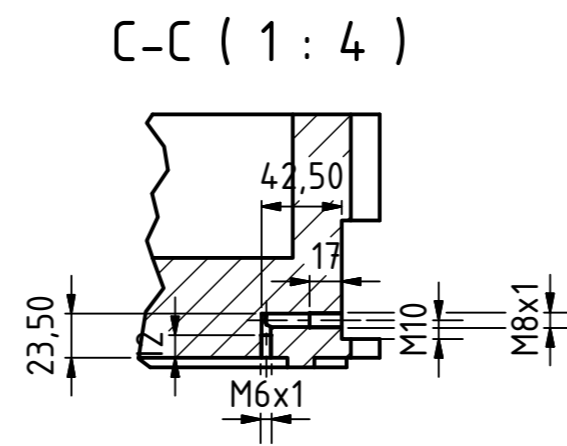
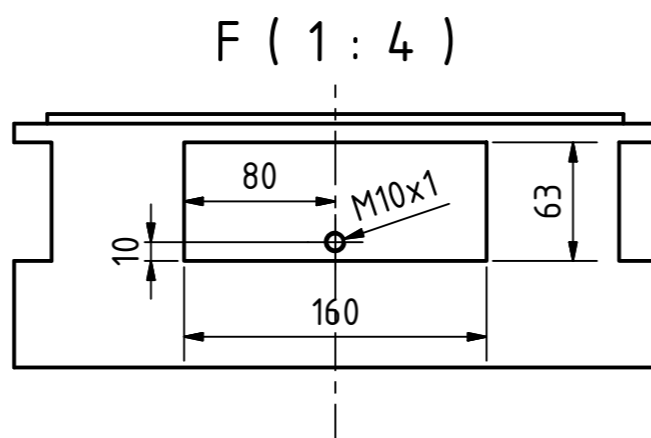
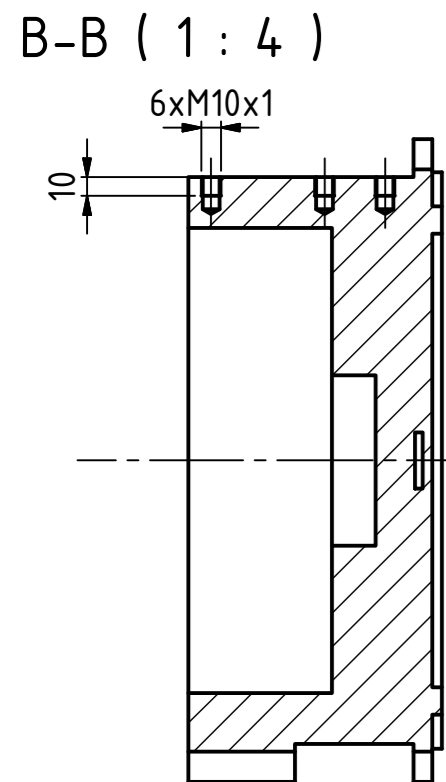
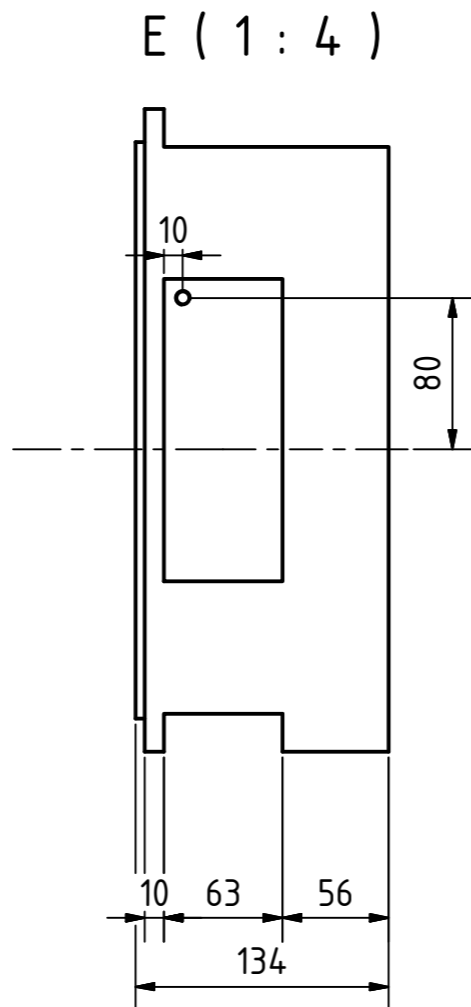
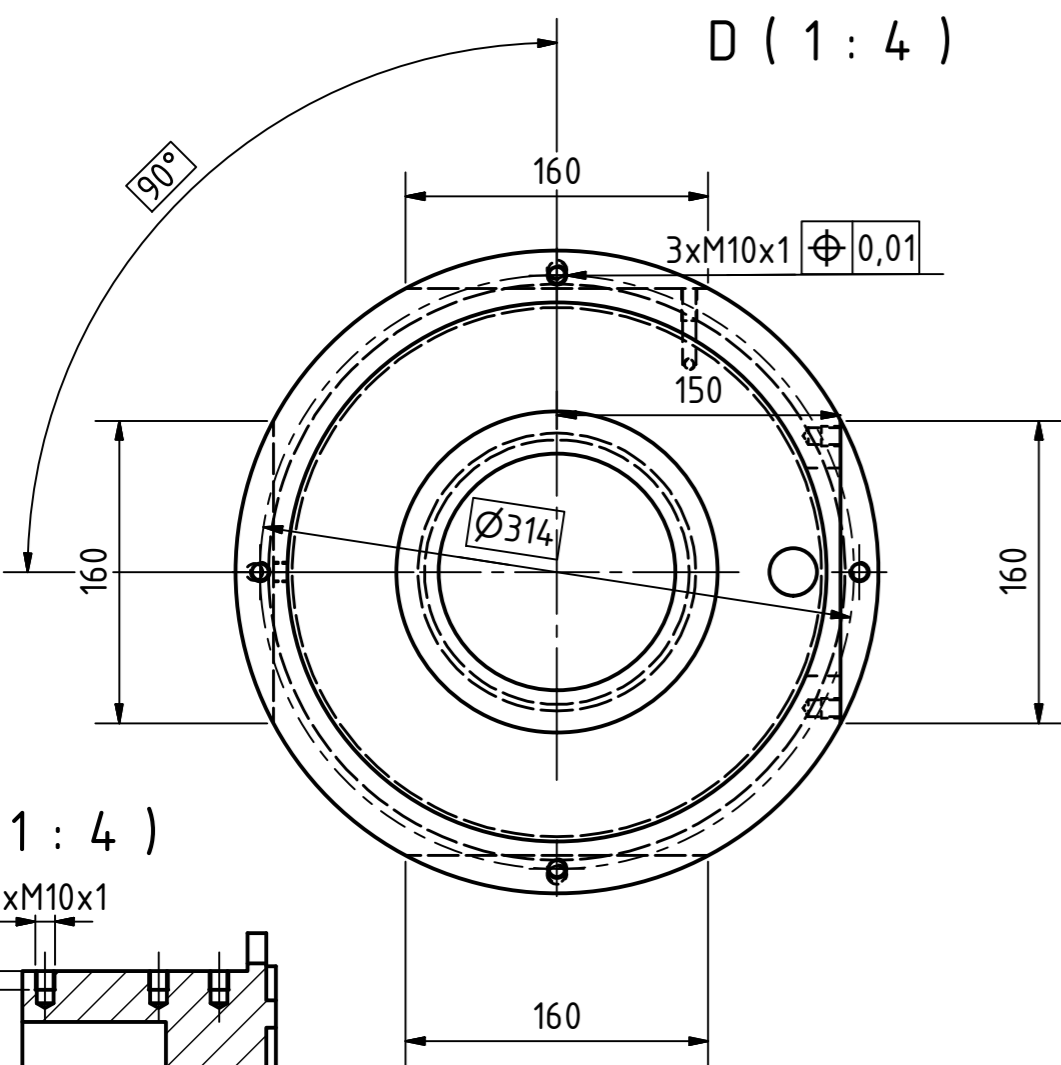
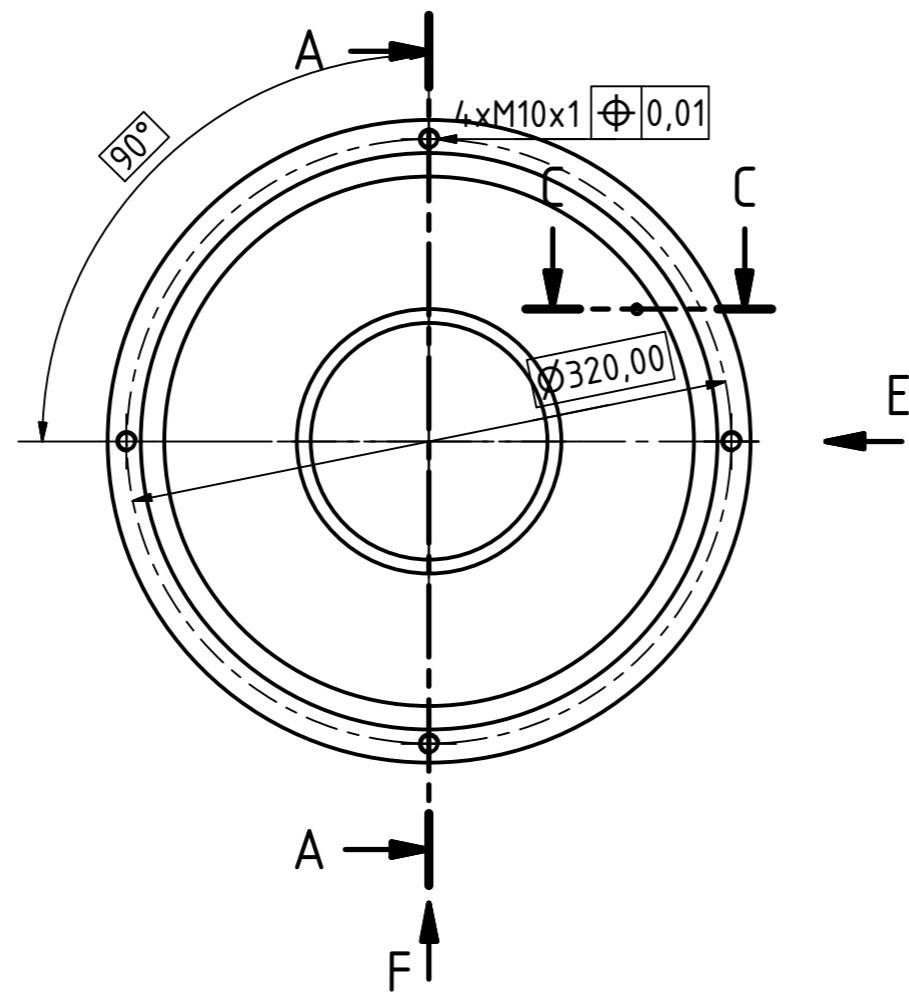
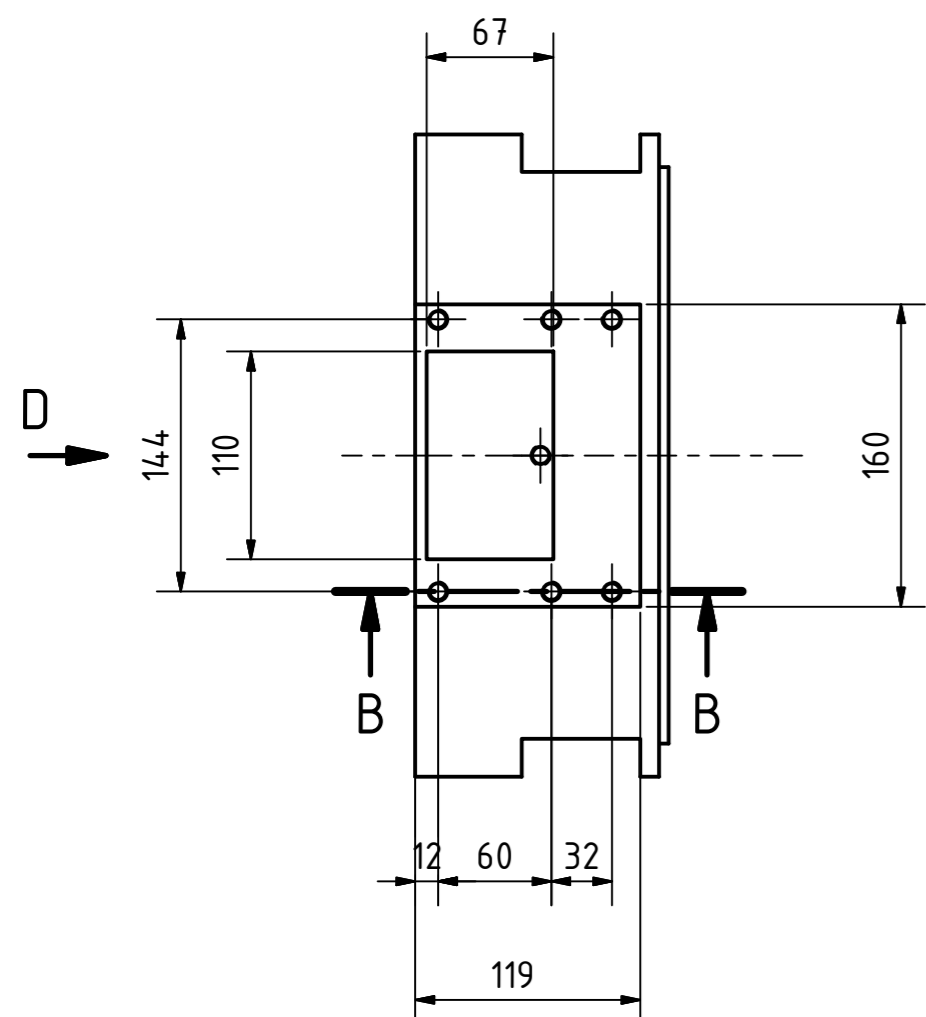
C (1:1)



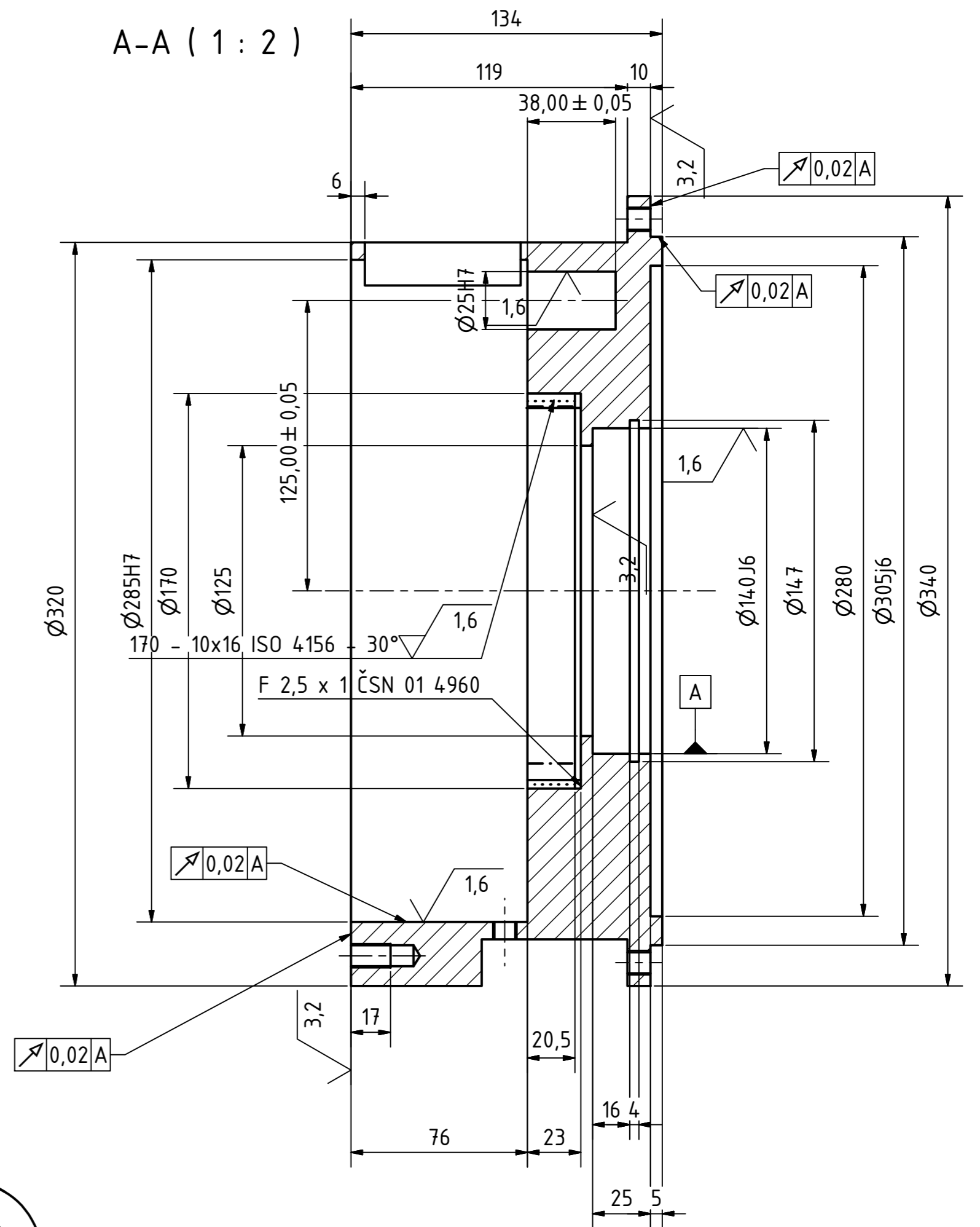
E (1:1)



Měřítko 1:5	Hmotnost (kg) 154,63	Promítání	Formát A2
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil David Fait	Název Planetová převodovka	
	Datum 8.5.2017	Číslo dokumentu BP - 001	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Druh dokumentu Výkres sestavy	
	Datum	List 1	



A-A (1:2)



----- Povrchově kaleno na HRC 56 HRC, FHD = 1,5

Textura povrchu Ra 6.3 (✓)	Hrany ISO 13715 -0.4 / +0.4	Měřítko 1:4	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 39,59	Tolerování ISO 8015
			Promítání ☐
Materiál - Polotovár 12 050 - KR 350 - 140 ČSN 42 5510.10		Formát A2	
	Kreslil David Fait	Název: KRYT - STŘED	
	Datum 8.5.2018		
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Číslo dokumentu BP - 002	
	Datum		
	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		

POLOŽKA	NAZEV	HMOTNOST	MATERIÁL	NORMA	KS
1	KRYT-STRED	40,548 kg	ČSN 12050		1
2	KRYT-VYSTUP	33,273 kg	ČSN 11373		1
3	KRYT-VSTUP	22,447 kg	ČSN 11500		1
4	UCHYCENI KOL	15,155 kg	ČSN 14220		1
5	HRIDEL-VYSTUP	9,167 kg	ČSN 14220		1
6	HRIDEL-VSTUP	6,583 kg	ČSN 14220		1
7	KORUNOVE KOLO	2,309 kg	ČSN 14220		1
8	CENTRÁLNÍ KOLO	1,039 kg	ČSN 14220		1
9	PLANETA	0,876 kg	ČSN 14220		3
10	UNASEC SPODEK	4,493 kg	ČSN 11523		1
11	BRZDA	4,279 kg	ČSN 14220		1
12	VICKO-VSTUP	3,267 kg	ČSN 11500		1
13	VICKO-VYSTUP	1,946 kg	ČSN 11500		1
14	LINEARNI AKTUATOR	1,913 kg			1
15	UNASEC-VRCH	1,697 kg	ČSN 11523		1
16	VIDLICE	1,425 kg	ČSN 11523		1
17	VRCHNI KRYT	1,320 kg	ČSN 11373		1
18	NABOJ	0,592 kg	ČSN 11600		3
19	DISTANČNI TRUBKA	0,555 kg	ČSN 11523		1
20	VODICI-TYC	0,478 kg	ČSN 11500		1
21	VICKO NA VYSTUPU	0,350 kg	ČSN 11500		1
22	VICKO DO SUN	0,281 kg	ČSN 11500		1
23	LOZISKO SKF 6218	0,268 kg			1
24	SROUB M18x1x40	0,137 kg	CSN 17 240	CSN 021103	8
25	POJISTNY KROUZEK 160	0,134 kg	CSN 14260	CSN 022931	1
26	UCHYCENI	0,132 kg	CSN 11373		1
27	POJISTNY KROUZEK 140	0,106 kg	CSN 14260	CSN 022931	1
28	SROUB S OKEM M10	0,099 kg	CSN 17240	DIN 580	3
29	POJISTNY KROUZEK 110	0,088 kg	CSN 14260	CSN 022930	1
30	LOZISKO SKF 6015	0,078 kg			2
31	POJISTNY KROUZEK 110	0,074 kg	CSN 14260	CSN 022931	1
32	GUFERO HMS5-V-55X70X8	0,064 kg	NBR		1
33	LOZISKO SKF 61822	0,057 kg			1



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KKS

KATEDRA
KONSTRUOVÁNÍ
STROJŮ

Kreslil

David Fait

Datum

8.5.2018

Schválil

Datum

Druh dokumentu

Kusovník

Název

Planetová převodovka

Číslo dokumentu

BP - 001

POLOŽKA	KS	NAZEV	HMOTNOST	MATERIÁL	NORMA
34	1	POJISTNY KROUZEK 90	0,046 kg	CSN 14260	CSN 022930
35	2	FITTING - VYSTUP	0,039 kg	CW617N	
36	3	LOŽISKO INAFAG_RNAO	0,038 kg		
37	8	MATICE M18	0,034 kg	CSN 17240	
38	16	SROUB M10X30	0,032 kg	CSN 17240	CSN 021143
39	1	POJISTNY KROUZEK 75	0,028 kg	CSN 14260	CSN 022930
40	1	TRUBKA	0,027 kg	CW617N	
41	4	FITTING - VSTUP	0,022 kg	CW617N	
42	1	GUFERO HMS5-V-90x110x10	0,020 kg	NBR	
43	1	POJISTNY KROUZEK 70	0,019 kg	CSN 14260	CSN 022931
44	1	L-TRUBICE	0,018 kg	CW617N	
45	2	SROUB M6	0,012 kg	CSN 17240	CSN 021101
46	1	GUFERO HMS5-V-20X30X5	0,011 kg	NBR	
47	8	SROUB M5	0,005 kg	CSN 17240	CSN 021143
48	2	MATICE M6	0,003 kg	CSN 17240	CSN 021401
49	4	KOLIK 4	0,001 kg	CSN 11500	CSN 022150 B
50	2	ZÁTKA	0,001 KG		
52					
51					
56					
55					
54					
53					
57					
67					
66					
65					
64					
63					
62					
61					
60					
59					
58					
69					



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KKS

KATEDRA
KONSTRUOVÁNÍ
STROJŮ

Kreslil

David Fait

Datum

8.5.2018

Schválil

Datum

Druh dokumentu

Kusovník

Název

Planetová převodovka

Číslo dokumentu

BP - 001