

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
Planetová převodovka se stupňovou změnou otáček

Autor: **Václav Bouček**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**

Akademický rok 2018/2019

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Václav BOUČEK**
Osobní číslo: **S15B0062P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Hlavní pohon obráběcích strojů. Planetová převodovka se stupňovou změnou otáček**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

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 výpočtové programy KISSsys, KISSsoft a MITcalc.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Úvod
2. Rešerše konstrukce hlavních pohonů
3. Rozbor tematiky z jednotlivých hledisek
4. Konstrukční návrh

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

HUDEC, Z. *Hlavní pohon příklady.* Plzeň ZČU: ISBN, 2013

FIALA, J., SVOBODA, P., ŠTĀSTNÝ, K. *Strojnické tabulky 3.* Praha: SNTL, 1989

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 16. října 2018

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Autorská práva

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

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce, panu doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, Cs.c., za odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi poskytl během zpracování této práce.

Václav Bouček

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Autor	Příjmení Bouček	Jméno Václav	
Studijní obor	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
Vedoucí práce	Příjmení Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk	
Pracoviště	ZČU - FST - KKS		
Druh práce	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
Název práce	Hlavní pohon obráběcích strojů. Planetová převodovka se stupňovou změnou otáček		

Fakulta	strojní	Katedra	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

Celkem	97	Textová část	87	Grafická část	10
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce je zaměřena na konstrukci dvoustupňové planetové převodovky pro vodorovnou vyvrtávačku. Návrh vychází z již hotového řešení, které se upraví na nové, dle požadovaných vstupních a výstupních parametrů. Práce obsahuje řešerše hlavních pohonů obráběcích strojů, výpočet převodovky a výsledný model sestavy s výkresovou dokumentací. Výpočet převodovky je proveden pomocí softwaru KISSsys a KISSsoft. Model převodovky je proveden pomocí softwaru Siemens NX.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Planetová převodovka, vodorovná vyvrtávačka, horizontka, konstrukce, software KISSsys, KISSsoft, NX</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Bouček	Name Václav	
FIELD OF STUDY	B2301 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname Doc. Ing. Hudec, CSc.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	The main drive of machine tools. Planetary gearbox with step change of speed		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 a eg. A4)

TOTALLY	97	TEXT PART	87	GRAPHICAL PART	10
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis is focused on the construction of a two-stage planetary gearbox for a horizontal boring machine. The design is based on a ready-made solution, which is adjusted to the new one according to the required input and output parameters. The thesis contains research of main drives of machine tools, calculation of gearbox and final model of assembly with drawing documentation. The transmission were calculated in KISSsys and KISSsoft software. The transmission model were made in software Siemens NX.
KEY WORDS	Planetary gearbox, horizontal boring machine, construction, software KISSsys, KISSsoft, NX

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	10
1 Úvod.....	13
2 Vodorovné vyvrtávačky (horizontky).....	14
2.1 Stolové vyvrtávačky	14
2.2 Deskové vyvrtávačky	15
2.3 Hlavní části vodorovných vyvrtávaček	16
2.3.1 Hlavní pohony	16
2.3.2 Posuvové mechanismy	16
2.3.3 Vedení	17
2.3.4 Uložení vřetene	17
2.3.5 Příslušenství	18
3 Pohonný systém obráběcích strojů.....	19
4 Hnací členy – motory.....	20
4.1 Elektromotory	20
4.1.1 Stejnoseměrné elektromotory	20
4.1.1.1 DC motor	20
4.1.1.2 EC motory	21
4.1.2 Asynchronní motory.....	22
4.1.3 Synchronní motory	23
4.1.4 Krokové motory	23
4.1.5 Lineární motory.....	23
4.2 Hydromotory	24
5 Převodové mechanismy	24
5.1 Převody ozubenými koly	24
5.1.1 Přesuvná kola	25
5.1.2 Ozubená kola se spojkami.....	25
5.1.3 Výměnná kola	26
5.1.4 Předlohové hřídele.....	27

5.1.5	Planetové převodovky	27
5.1.5.1	Rozdělení dle hlavních členů	28
5.1.5.2	Převodový poměr	30
5.1.5.3	Geometrické podmínky	30
5.1.6	Řemenové převody	32
5.1.7	Variátory	32
5.1.8	Vícestupňové převodovky s ozubenými koly	33
6	Výpočet dvourychlostní planetové převodovky	33
6.1	Porovnání dosavadního a nového řešení	33
6.2	Návrh převodovky typizovaným programem [19]	36
6.3	Výpočet přesouvadla a zvolení aktuátoru	45
7	Model sestavy a výkresová dokumentace	47
8	Závěr	48
9	Seznam obrázků	51
10	Seznam tabulek	53
11	Seznam příloh	53

Seznam použitých zkratk a symbolů

M_k – kroutící moment

ω – úhlová rychlost

P – výkon

V_p – posuvová rychlost

F_p – posuvová síla

i_c – celkový převodový poměr

η_c – celková účinnost

M_m – kroutící moment motoru

V_m – posuvová rychlost motoru

F_m – posuvová síla motoru

V_u – rychlost unašeče

V_{uA} – rychlost unašeče v bodě A

ω_u – úhlová rychlost unašeče

β_{min} – minimální vůle mezi satelity

S_1 – satelitové kolo 1

S_2 – satelitové kolo 2

K – korunové kolo

C – centrální kolo

U – unašeč

r_1 – poloměr centrálního kola

r_2 – poloměr korunového kola

r_{s1} – poloměr satelitového kola 1

r_{s2} – poloměr satelitového kola 2

m – modul

z – počet zubů

α – úhel záběru

q – počet satelitů

T – největší společný dělitel počtu zubů satelitů z_{s1} a z_{s2}

M_1 – moment motoru

ω_1 – úhlová rychlost motoru

M_r – moment na vstupu finálního členu mechanismu

ω_r – úhlová rychlost na vstupu finálního členu mechanismu

M_s – moment na výstupní části mechanismu

ω_s – úhlová rychlost na výstupní části mechanismu

i_{12} – vstupní převod mechanismu mezi motorem a finálním členem

η_{12} – účinnost mechanismu vstupního převodu

$i_{2r.1}$ – převod mechanismu i-tého stupně mezi vstupním a finálním převodem

$\eta_{2r.1}$ – účinnost mechanismu i-tého stupně mezi vstupním a finálním převodem

i_{rs} – finální převod mechanismu

η_{rs} – finální účinnost mechanismu

r_p – regulační rozsah motoru při konstantním výkonu

r_M – regulační rozsah motoru při konstantním momentu

n_{e1} – jmenovité otáčky prvního stupně

n_{Mp} – maximální otáčky při nejvyšším převodovém stupni

a – mezistupňový pokles výkonu

p – počet stupňů převodovky

M_{e1} – maximální moment na vřetenu

M_e – jmenovitý moment motoru

$i_{1r.1}$ – požadovaný převodový poměr prvního stupně

$\eta_{1r.1}$ – účinnost planetového převodu při prvním stupni

L_h – životnost ložisek

f_s – statická bezpečnost

Q – hmotnost motoru

SH – souhmotí

SF – bezpečnost v místě dotyku

SH – bezpečnost na patě zubu

SS – bezpečnost proti otěru

SB – bezpečnost proti otěru

SDA – dynamická bezpečnost

SSA – statická bezpečnost

M_{1T} – třecí moment motoru

M_{2T} – třecí moment na spojce

f_d – třecí součinitel drážkování

F_y – přesuvná síla

S – maximální přesuvná délka

A – délka aktuátoru

N – newton

N.m – newtonmetr

kW – kilowatt

V – volt

kg – kilogram

1/min – otáčky za minutu

mm – milimetr

1 Úvod

Cílem bakalářské práce je navrhnout a zkonstruovat planetovou převodovku pro vodorovnou vyvrtávačku (horizontku). Jedná se o dvoustupňovou planetovou převodovku k vodorovné vyvrtávačce FCW 140. Návrh převodovky vychází ze stávajícího konstrukčního řešení, které se upraví na nové, dle požadovaných vstupních a výstupních parametrů.

V úvodu bakalářské práce jsou popsány a charakterizovány vodorovné vyvrtávačky. Jejich rozdělení z hlediska konstrukčního uspořádání, proveditelných technologických operací, vlastností a stavební struktury stroje. Dále jsou popsány jednotlivé hlavní části strojů a jejich příslušenství.

V druhé části je popsán pohonný systém obráběcích strojů. Z čeho se skládá, rozdělení a stručná charakteristika jednotlivých členů. Poté následuje rozdělení a popis konstrukcí převodovek pro hlavní pohony obráběcích strojů.

V poslední a hlavní části bakalářské práce je popsána konstrukce dvoustupňové planetové převodovky. Popis výpočtu ve výpočtových programech KISSsys a KISSsoft, popis konstrukce, model a výkresová dokumentace převodovky s výrobním výkresem zvolené součásti.

2 Vodorovné vyvrtávačky (horizontky)

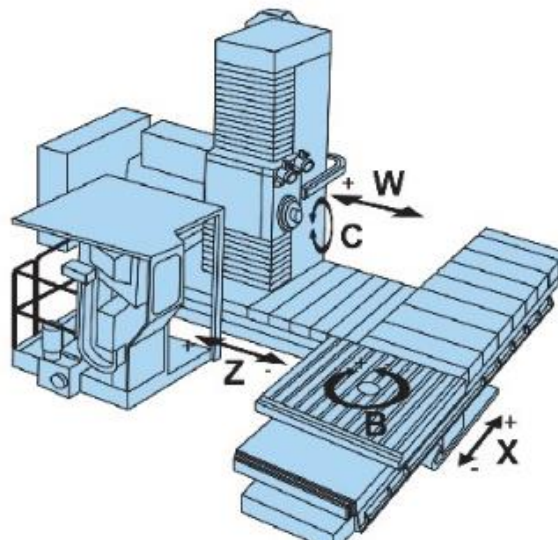
Univerzální stroje vhodné k obrábění složitých součástí v kusové a malosériové výrobě. Na jedno upnutí lze provést současně nebo postupně různé operace. Je možné vrtat, vystruhovat, zahlubovat, vyvrtávat, soustružit čelní, vnější a vnitřní plochy, frézovat, někdy i obrážet a protahovat. U těchto obráběcích strojů je typické použití zvláštního příslušenství a přídavných zařízení, které rozšiřují technologické možnosti stroje.

Hlavní řezný pohyb je rotační a koná ho nástroj upnutý ve vřetenu. Vyvrtávací vřeteno je osově výsuvné z vřeteníku. Dle vnějšího průměru vrtacího vřetene se stroje rozlišují na malé do 80 mm, střední do 180 mm a těžké do 300 mm.

Obrobek se upíná na horní plochu stolu nebo na upínací desku uloženou na základnu. Podle toho se vodorovné vyvrtávačky rozdělují na stolové a deskové. [1] [2]

2.1 Stolové vyvrtávačky

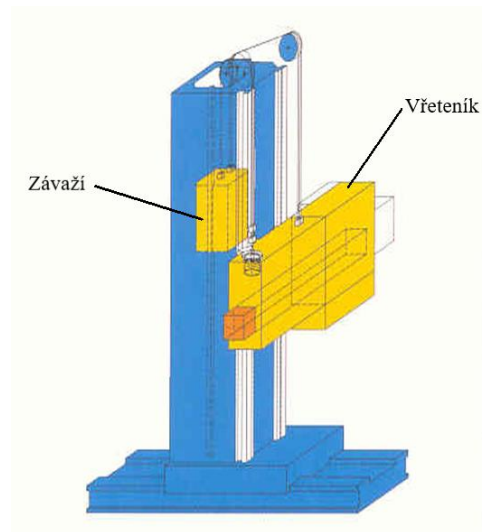
Rám stolové vyvrtávačky se skládá z pevného lože, stolu a stojanu, který může být napevno nebo přestavitelný. Po tomto stojanu se svisle pohybuje posuvný vřeteník s výsuvnou pinolou ve vodorovném směru. Z pinoly se vysouvá vrtací nebo frézovací vřeteno. Stůl vyvrtávačky může konat podélný i příčný posuvný pohyb nebo může být otočný.



Obrázek 1: Schéma stolové vyvrtávačky [3]

Hlavním nosným dílem rámu je lože, které z důvodu potřeby vysoké tuhosti je nutné navrhovat žebrované. Nejčastěji bývá provedeno z litinových odlitků nebo je také občas použito svařenců.

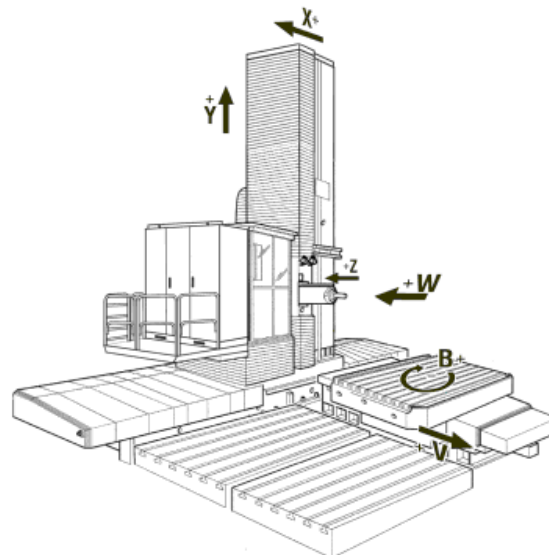
Stojan stroje je dutý a uvnitř stojanu je umístěno závaží pro vyrovnání tíhy vřeteníku. Vnější část stojanu má vodící dráhy pro svislý posuv vřeteníku. [1] [2]



Obrázek 2: Schéma vyvažování tíhy vřeteníku [1]

2.2 Deskové vyvrtávačky

Rám deskových vyvrtávaček má oproti stolové vyvrtávačce jiné uspořádání. Hlavním rozdílem je stojan posuvný po loži. Po stojanu se ve svislém směru pohybuje vřeteník s vodorovně výsuvnou piniolou, ze které se vysouvá vřeteno. Upínání obrobku se provádí mimo stroj na deskové pole nebo na otočný stůl.



Obrázek 3: Schéma deskové vyvrtávačky s otočným stolem [3]

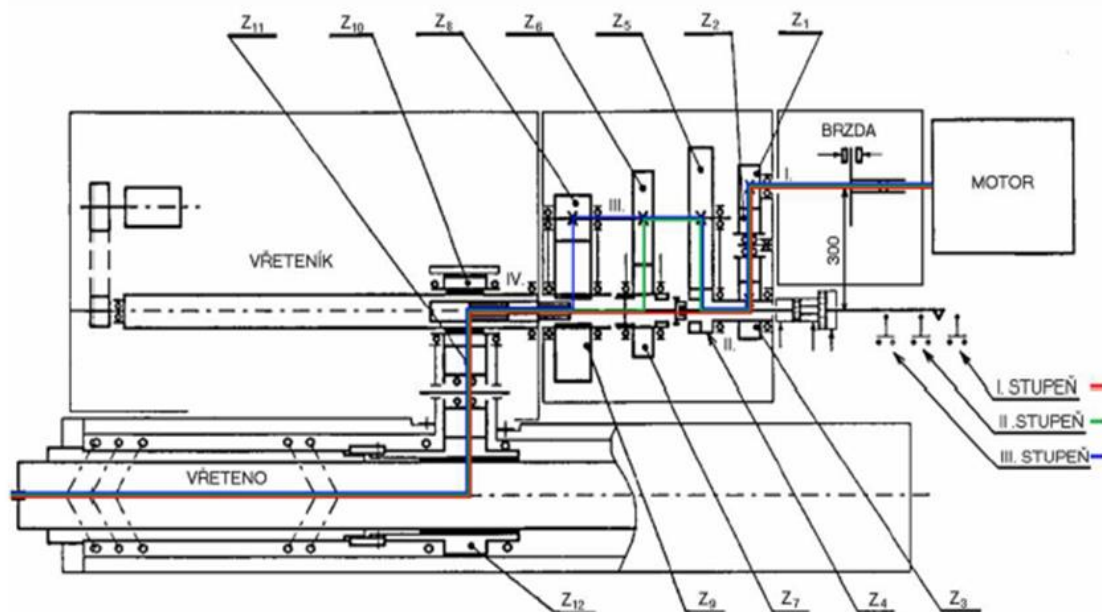
Lože deskové vyvrtávačky je vodorovné se dvěma hlavními vodícími plochami a nejčastěji se vyrábí z odlitku ze šedé litiny nebo výjimečně z ocelového svařence. Na horní ploše jsou vodící plochy pro posuv stojanu v horizontálním směru.

Stojan je dutý, tuhý odlitek, který nese vřeteník a stejně jako u stolové vyvrtávačky bývá uvnitř stojanu nebo na zadní straně umístěno závaží pro kompenzaci tíhy vřeteníku. Tuhost stojanu je u deskových horizontek nutné optimalizovat vůči jeho hmotnosti, jelikož se jedná o pohyblivý díl. Vysoká hmotnost by zapříčinila vyšší energetické náklady na jeho posuv a vyšší nároky na návrh posuvových mechanismů. Nelze ale snižovat hmotnost na úkor tuhosti. [1] [2]

2.3 Hlavní části vodorovných vyvrtávaček

2.3.1 Hlavní pohony

Hlavní pohon horizontek je řešen regulačním elektromotorem a u velkých strojů je doplněn dvoustupňovou nebo třístupňovou převodovkou, která slouží k rozšíření spektra výstupních otáček a momentů vřetene.



Obrázek 4: Schéma hlavního pohonu horizontky pomocí přesuvných kol [1]

2.3.2 Posuvové mechanismy

Posuvové mechanismy jsou realizovány regulačními elektromotory a kuličkovými šrouby. U velkých pojezdových mechanismů se uplatňují pohony pomocí pastorku a hřebene. Výsuv pinoly a vřetene je nejčastěji navržen kuličkovým šroubem.



Obrázek 5: Kuličkový šroub [4]

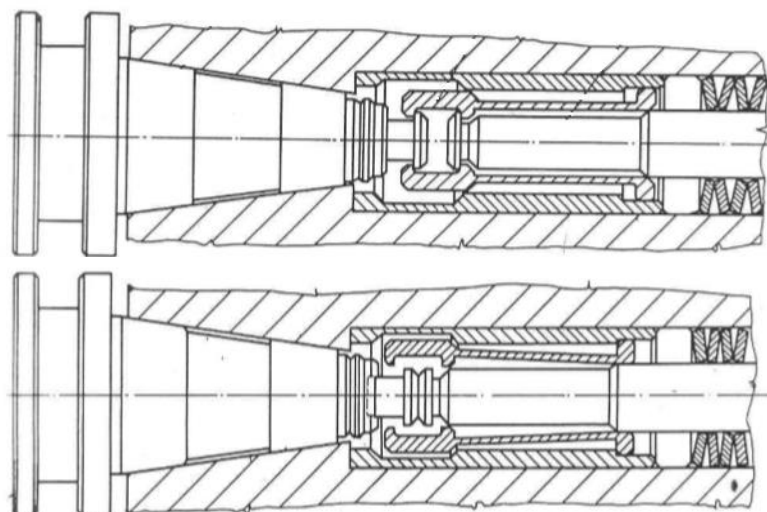
2.3.3 Vedení

Na horizontkách se používá vedení valivé a vedení hydrostatické. Použití valivého vedení je omezeno jeho únosností. Vedení hydrostatické je velmi přesné a tuhé, ale náročné na provoz i výrobu z hlediska návrhu prostoru na umístění hydraulických agregátů.

U menších strojů se používá vedení valivé. U velkých strojů bývá nejčastěji kombinované vedení pomocí lineárního a hydrostatického. K výsuvu pinoly se používá vedení valivé u menších strojů a hydrostatické u strojů velkých. [1]

2.3.4 Uložení vřetene

Uložení vřetene velmi ovlivňuje výslednou kvalitu stroje. Vřetena horizontek bývají uložena do válečkových dvouřadých ložisek nebo častěji do speciálních vřetenových ložisek s kosoúhlým stykem. Ve vřetení je nástroj upnut pomocí speciálního upínače. To bývá provedeno kleštinami, které pomocí hydraulických mechanismů upnou nástroj. [1]



Obrázek 6: Schéma upnutí nástroje ve vřetenu [1]

2.3.5 Příslušenství

Vodorovné vyvrtávačky jsou vybaveny celou řadou speciálního příslušenství, které zkracují mezioperační čas a rozšiřují možnosti technologického využití strojů. Pro zkrácení mezioperačních časů se používá automatická výměna obrobků a automatická výměna nástrojů.

Automatická výměna nástrojů je řešena zásobníkem nástrojů na zadní straně stojanu. Zásobník tvoří řetěz, ve kterém jsou nástroje uloženy v technologickém pořadí prováděných operací nebo jsou ze zásobníku vybírány pomocí kódů. Pojezd výměny nástrojů se pohybuje po vedení na stěně stojanu a dopravuje nástroj do upínače ve vřetení. Otočný chapač provede výměnu nástroje a vyjmutý nástroj odveze zpět do zásobníku. [1]



Obrázek 7: Zásobník pro automatickou výměnu nástrojů [5]

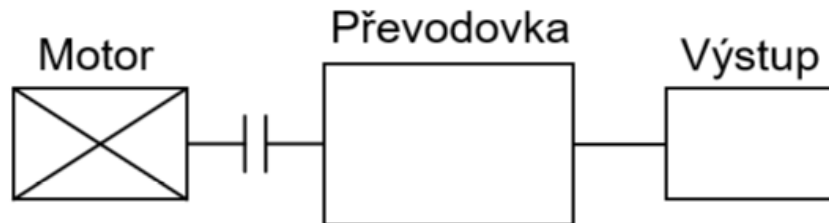
K rozšíření technologických možností se využívá zvláštních přídatných zařízení, které se upínají na čelo smykadla. Přídatnými technologickými zařízeními jsou nejčastěji frézovací a vyvrtávací zařízení. Frézovací zařízení umožňují frézovat celou řadou nástrojů. Vyvrtávací zařízení slouží k vyvrtávání velkých otvorů. Upnutí se provádí šrouby nebo automatickými upevňovači. Tato speciální přídatná zařízení jsou vkládána do speciálních úložišť, odkud jsou automaticky nabírána a upínána. [1]



Obrázek 8: Přídatné vyvrtávací a frézovací zařízení [6]

3 Pohonný systém obráběcích strojů

V pohonných systémech stroje dochází k přeměně vstupní energie na energii mechanickou. Lze v nich měnit rozsah i druh pohybu. Obecný pohonný systém stroje je složen z hnacího členu (motor), složeného převodového mechanismu a členu výstupního (vřeteno).



Obrázek 9: Schéma pohonného systému

Hnací člen transformuje vstupní energii na energii mechanickou. Převodový mechanismus slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi vstupním a výstupním členem a zajišťuje změnu rozsahu výstupních veličin, případně změnu rotačního pohybu na pohyb přímočarý.

Výstupní pohyb může být rotační nebo posuvný, záleží na typu převodovky. Klasický rotační výstupní člen je hřídel s drážkou pro pero nebo drážkovaný hřídel, na který lze buď přímo nebo přes spojku připojit další zařízení, které koná rotační pohyb. Typickým posuvným výstupním členem je pohybový šroub - pohybová matice.

Parametry pohonného systému: - ω a M_k nebo V_p a F_p

- celkový převodový poměr i_c
- celková účinnost η_c
- celková životnost L_h

Podle toho, který pohyb má systém zabezpečovat dělíme systémy na:

Hlavní PS - řezný pohyb, většinou se jedná o rotační pohyb

Vedlejší PS - vedlejší řezný pohyb, většinou se jedná o posuv

Pomocný PS - manipulace, upínání a přídavné funkce, např. dopravník

Hlavní pohonný systém musí zajistit, aby se v dostatečném rozsahu daly nastavit řezné rychlosti s potřebnou dávkou přesnosti. Dále musí zabezpečit potřebný výkon pro řezný pohyb a pro hlavní pohonný systém s rotačním motorem konstantní výkon v celém rozsahu otáček. Také by měl systém umožňovat rychlou reverzi řezného pohybu.

Vedlejší pohonný systém musí zajistit v celém rozsahu rychlosti plynulý pohyb části stroje a také přesnou polohu pohybované části stroje. Dalšími požadavky je spolehlivost, životnost, dynamická stabilita, tuhost.

Na pomocné pohyby nebývají kladeny zvláštní požadavky. [1]

4 Hnací členy – motory

Motor patří mezi základní části pohonného systému, kde se přeměňuje vstupní energie na energii mechanickou. Je také důležité, aby motor splňoval kromě energetického požadavku také ekonomické a ekologické požadavky.

Motory dělíme: - dle vstupní energie na: - elektromotory - konstantní otáčky
- s regulací otáček

- hydromotory

- dle výstupního pohybu: - rotační

- lineární

Dle druhu výstupního pohybu jsou motory charakterizovány výstupními parametry motoru, což u rotačního hnacího členu je kroutící moment motoru M_m , jmenovité otáčky motoru n_e a pro posuvný hnací člen posuvová síla motoru F_m a posuvová rychlost V_m . V případě, že je hnací člen regulovatelný, pak by byl motor ještě charakterizován rozsahem těchto parametrů. Rozsah je dán regulačními možnostmi motoru. [1]

4.1 Elektromotory

Elektrický pohon zahrnuje zařízení na přeměnu energie elektrické na mechanickou (motor), spínací přístroje, ovladače, regulátory a čidla.

U obráběcích strojů se pro zajištění hlavního i vedlejšího řezného pohybu používají nejčastěji elektromotory: - stejnosměrné motory

- asynchronní motory

- synchronní motory

- krokové motory

- lineární motory

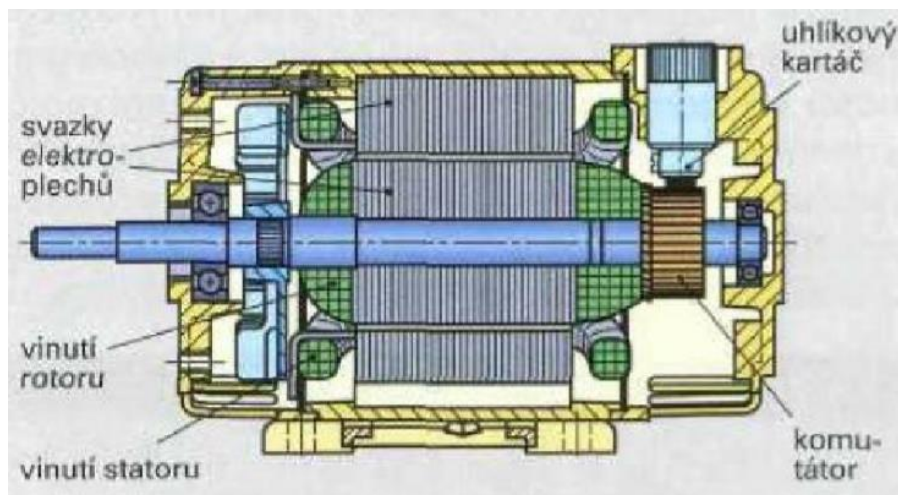
Hlavní vřeteno přenáší energii pro obráběcí výkon. Např. u soustruhu otáčí sklíčidlem s upnutým obrobkem a u frézky otáčí frézou. Pohon vřetena je realizován řemenovým převodem s klínovými řemeny nebo přímo hřídelovou spojkou – přímý pohon. [1]

4.1.1 Stejnosměrné elektromotory

4.1.1.1 DC motor

Tyto motory obsahují budící vinutí na statoru, které je napájeno ze stejnosměrného zdroje a tím vzniká magnetický tok. Na zdroj napětí je napojena kotva, která při pohybu v magnetickém poli indukuje ve vodičích napětí a tím vzniká proud. Statorové póly jsou rozděleny na severní a jižní. Působení síly na kotvě ve stejném směru zajišťuje komutátor, který vodiče cívky periodicky prepólovává. Tato interakce mezi vnitřním rotorem a pevnými magnety vyvolává otáčení

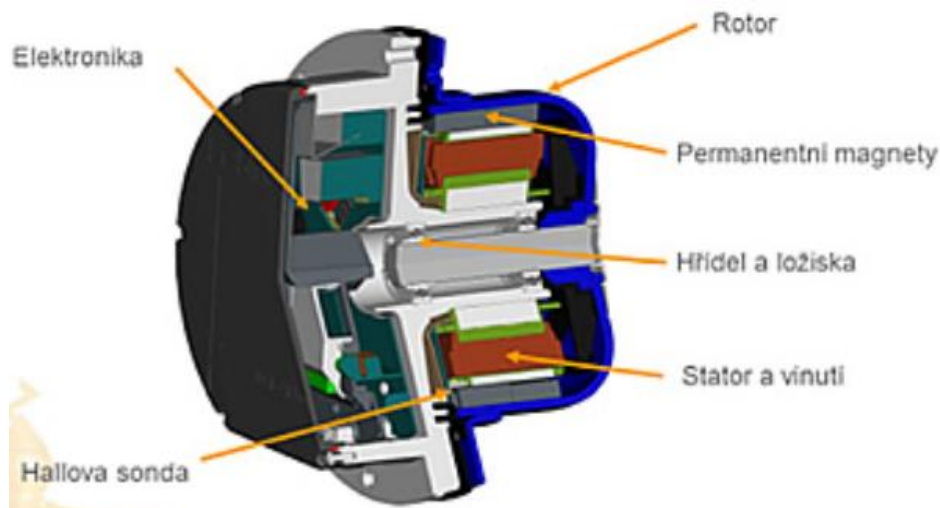
motoru. Tyto motory mají vysokou účinnost, ale dochází v nich ke ztrátám v důsledku počátečního odporu ve vinutí, třením kartáčů a ztrát vířivými proudy. [1]



Obrázek 10: Stejnosměrný DC motor [7]

4.1.1.2 EC motory

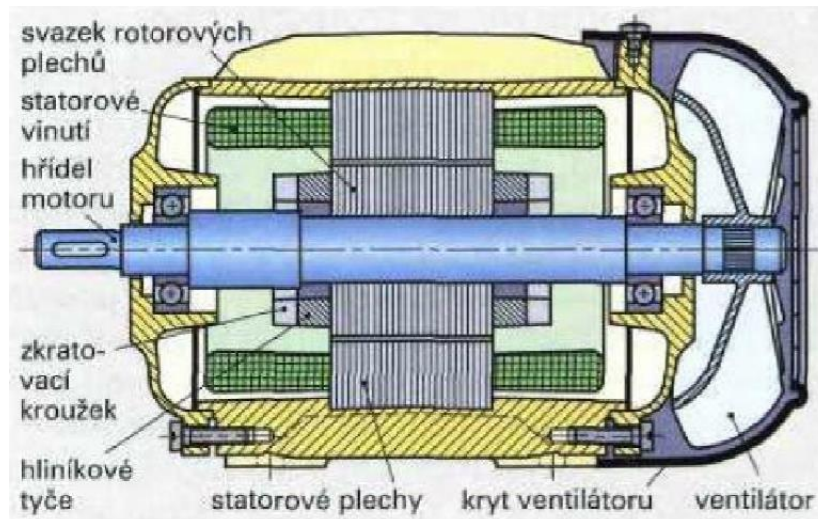
Jedná se o třífázové synchronní motory, u nichž je komutace zajišťována externí elektronikou. Stator obsahuje sadu pevných vinutí a rotor permanentní magnety. Komutace probíhá pomocí elektronického obvodu. Obvodová deska spíná fáze v pevném vinutí, aby docházelo k otáčení motoru. Vzhledem k tomu, že otáčky jsou řízeny elektronikou, nemají EC motory omezené synchronní otáčky. Protože EC motory nemají kartáče, tak nedochází k jiskření a tím není jejich životnost zkrácena v důsledku otěru kartáčů. Motory dosahují vysokých otáček při menších momentech. [8] [9]



Obrázek 11: Stejnosměrný EC motor [10]

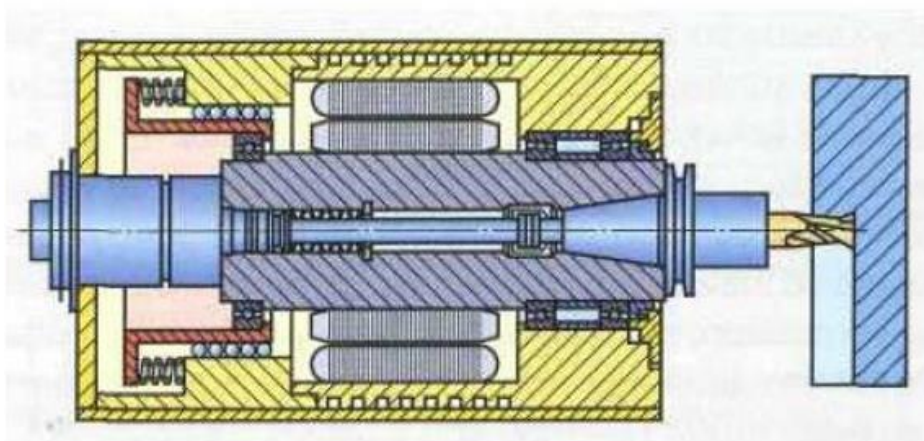
4.1.2 Asynchronní motory

U těchto motorů je vinutí na statoru napájeno třífázovým střídavým proudem a tím je vytvořeno točivé elektromagnetické pole. V kotvě rotoru se indukují napětí a proud, který protéká kotvou a vytváří točivý moment. Pro plynulou regulaci se motory doplňují frekvenčními měniči. Tyto motory jsou v obráběcích strojích nejpoužívanější.



Obrázek 12: Asynchronní motor [7]

Přímý pohon se dá použít, pokud není potřeba dutý hřídel vřeten pro průchod tyčového materiálu. Elektrovřeten se používá zejména u moderních strojů pro vysokorychlostní obrábění. Princip elektrovřeten spočívá v tom, že vřeten je zabudováno jako součást motoru – pracuje jako jeho rotor. Použitím přímého pohonu odpadají všechny ostatní části řemenového převodu a tím pádem i možné rušivé vlivy, kmitání nebo vůle v převodech, a proto je tento způsob velmi přesný. [1]



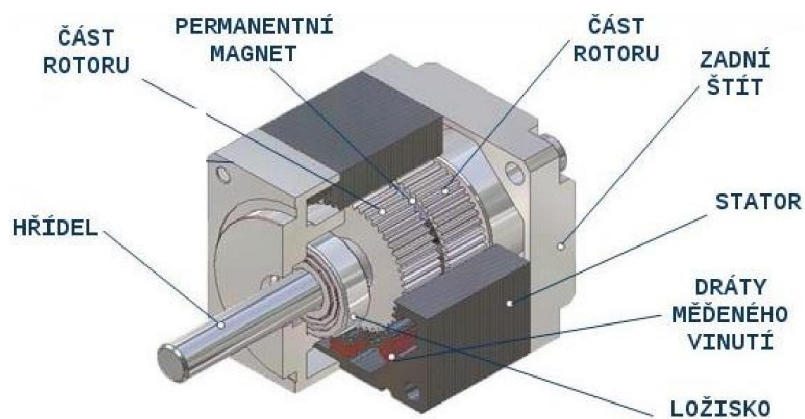
Obrázek 13: Elektrovřeten [7]

4.1.3 Synchronní motory

Vinutí statoru je obdobné jako u asynchronního motoru. Rotor obsahuje permanentní magnety s póly, které jsou buzeny z cizího zdroje. K pohybu rotoru dochází změnami směru magnetického toku. Pro možnost plynulé regulace je nutno doplnit motor o frekvenční měniče. [1]

4.1.4 Krokové motory

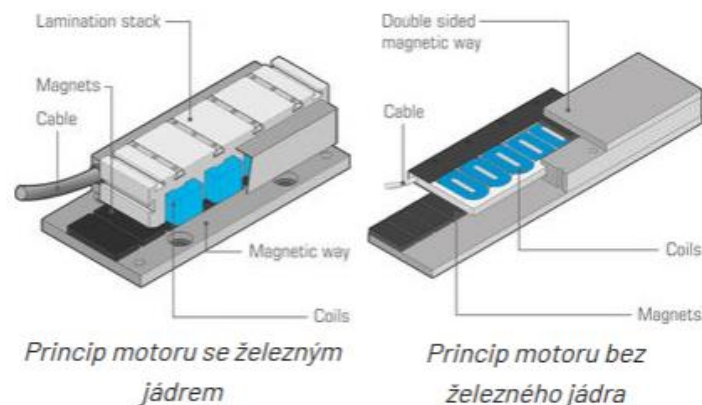
Jedná se o zvláštní typ synchronního motoru. Buzení je zabezpečeno permanentními magnety. Polohování u tohoto motoru je tak přesné, že se nejčastěji používá pro posuvové mechanismy, kde jsou požadovány nízké otáčky a moment. [1]



Obrázek 14: Krokový motor [9]

4.1.5 Lineární motory

Pracují jako momentové motory, ale jsou rozvinuté do roviny. Působením elektromagnetických sil mezi cívkou a permanentními magnety se elektromagnetická energie změní na lineární mechanickou energii. Tyto motory se vyznačují velmi přesným polohováním. Jejich nevýhodou je elektromagnetické a tepelné ovlivňování okolí motoru. To se musí řešit odstíněním. [11]



Obrázek 15: Lineární motor [11]

4.2 Hydromotory

Zařízení, která využívají tlakovou energii pracovního média. Hydrostatický pohon se skládá z čerpadla, armatur a vlastního hydromotoru. V hlavních pohonech obráběcích strojů se používají málo.

5 Převodové mechanismy

Používají se z toho důvodu, že výstupní hodnoty hnacích členů většinou přímo nevyhovují, a proto potřebný rozsah momentů a otáček nebo rychlostí a sil je potřeba uskutečnit pomocí převodových mechanismů. Převodovky, které mají výstupní rychlost menší než vstupní, nazýváme reduktory. Jsou-li otáčky na výstupu vyšší než na vstupu, jedná se o multiplikátor.

Změna parametrů převodu mezi hnacím a hnaným členem lze provést stupňovitě nebo plynule. Volba mezi stupňovitou a plynulou změnou otáček je dána požadavkem nastavení optimální rezné rychlosti. [1]

Tabulka 1: Rozdělení převodových mechanismů [1]

Stupňová změna		
Mechanicky		Elektricky
Ozub. převod	Řemenový převod	Přepólování motoru
Plynulá změna		
Mechanicky	Elektricky	Hydraulicky
Variátory	Frekvenční měniče	Změna odporu tlakového média

5.1 Převody ozubenými koly

Nejčastější mechanismy používané v konstrukci obráběcích strojů pro změnu otáček. Složený mechanismus vznikne vložením dalších hřídel mezi hnací a hnaný hřídel. Mezi základní parametry převodového mechanismu patří účinnost a převodový poměr.

Převodový poměr je definován poměrem otáček hnacího hřídele ku hnanému. Celkový převodový poměr je potom součinem jednotlivých převodových poměrů

$$\text{Celkový převodový poměr: } i_c = i_{1,2} \cdot i_{3,4}$$

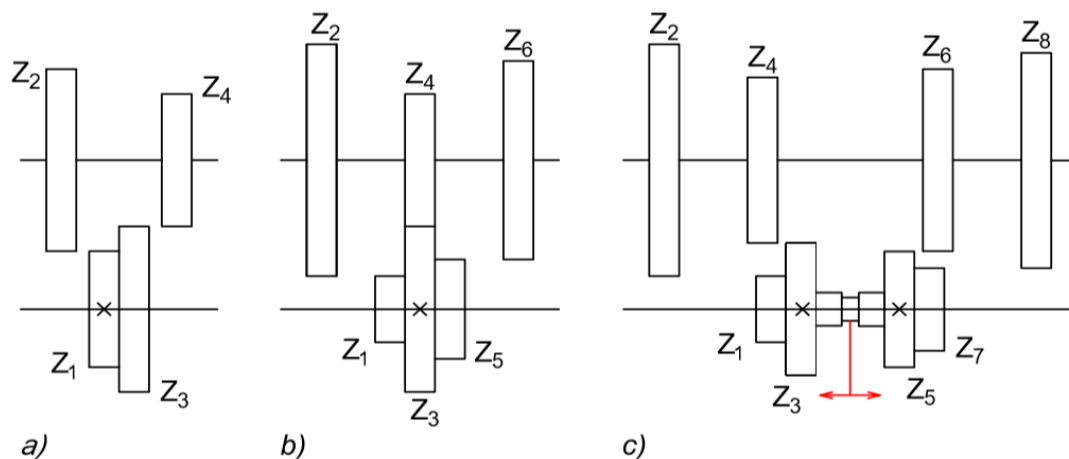
Účinnost zubového záběru je u čelních kol 0,98 a u kuželových kol 0,96. Celková účinnost je pak dána součinem jednotlivých účinností převodu. Změna převodu mezi hnacím a hnaným

hřídelem se realizuje přesuvnými koly, zapínáním spojek, výměnnými koly, předlohovými hřídeli, planetovými převodovkami a řadou dalších speciálních systémů. [1]

5.1.1 Přesuvná kola

Změna otáčkových stupňů se děje přesouváním dvojkolí, trojkolí případně čtyřkolí nasazených na drážkovaných hřídelích do záběru s protilehlými pevně nasazenými koly na dalším hřídeli.

Do záběru se kola přesouvají za klidu. Aby docházelo ke snadnému přesouvání kol do záběru musí být boky zubů sražené případně zaoblené. Při přesouvání kol je nutné nejprve vysunout kolo z předchozího záběru, než dojde k zasunutí druhého kola. Z toho důvodu musí být vzdálenost pevných protikol větší než šířka přesuvného soukolí, aby nedošlo k záběru obou kol, což způsobuje větší rozměry převodových skříní. Snáze se přesouvají kola menších rozměrů a nezáleží na tom, zda jsou přesuvná kola na hnacím nebo hnaném hřídeli. Maximální používaný převod je 1:4 do pomala a 2:1 do rychla. [12]

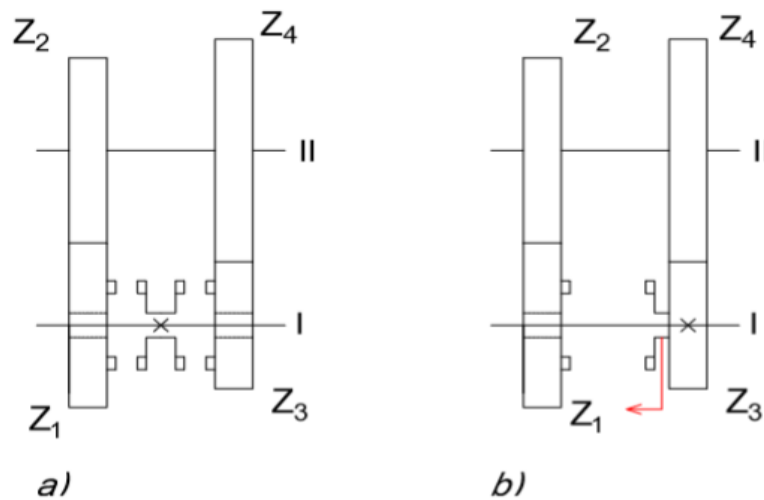


Obrázek 16: Přesuvná kola – a) dvojkolí, b) trojkolí, c) čtyřkolí [12]

5.1.2 Ozubená kola se spojkami

Spojky se umísťují na hnacím nebo hnaném hřídeli. Nevýhodou použití ozubených kol se spojkami oproti přesuvným kolům je stálý záběr všech kol, tedy i těch co běží naprázdno. To zvyšuje hluk, opotřebení ozubení a snižuje účinnost převodů. Naopak tento způsob je výhodný pro snadnou automatizaci řazení, jelikož při použití elektromagnetických nebo elektrohydraulických lamelových spojek je možné jejich dálkové ovládání a zapínání i vypínání za chodu.

Volně se otáčející kola mohou být na hřídeli uložena ve valivých nebo kluzných ložiskách. Nejlepší uložení je na kuličkových ložiskách, ale jejich nevýhodou je velikost v radiálním směru, který omezuje nejmenší průměr ozubených kol. [12]

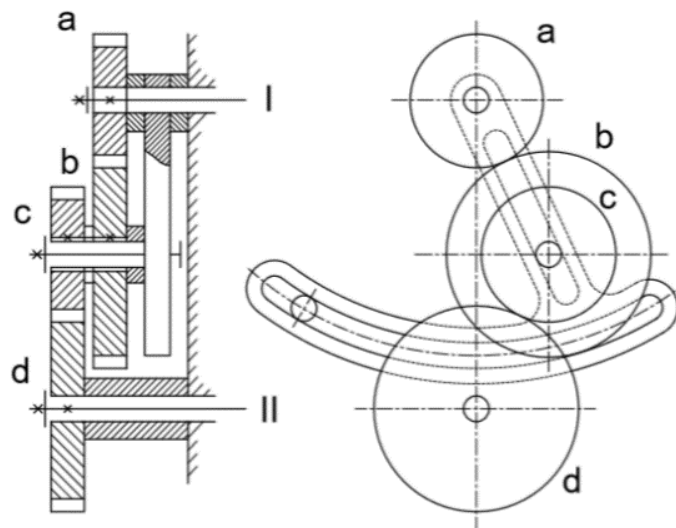


Obrázek 17: Ozubená kola se spojkami na hnacím hřídeli [12]

5.1.3 Výměnná kola

Pro změnu otáčkových stupňů se volí jen tehdy, je-li potřeba změnit celý otáčkový rozsah na vyšší nebo nižší. Výměnná kola se používají nejčastěji pro posuvy při obrábění závitů. Je výhodné používat dvou párů. Střední čep je pohyblivě umístěn ve výkyvné lyře, aby se výměnná kola dala ustavit do správného záběru.

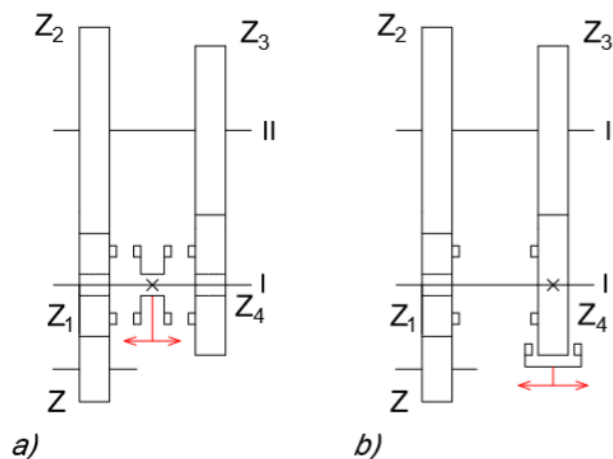
Změna otáčkových stupňů touto metodou je jednoduchá, ale zdoluhavá. Jelikož se tento způsob nedá automatizovat, tak se na moderních strojích už moc nepoužívá. Další nevýhodou tohoto systému je malá tuhost. [12]



Obrázek 18: Výměnná kola s výkyvnou lyrou [13]

5.1.4 Předlohy hřídele

Předlohy se používají tam, kde je zapotřebí překonání velkých převodových poměrů, protože užití přímého převodu by způsobilo rozměrové potíže. Předlohami lze ušetřit počet jednotlivých převodů při vyšším počtu stupňů převodovky. K dosažení většího počtu stupňů otáček ve větším rozsahu se používá kombinovaných předloh, které vzniknou spojením předloh s posuvnými koly, koly řazenými spojkami a s využitím předloh. [12]

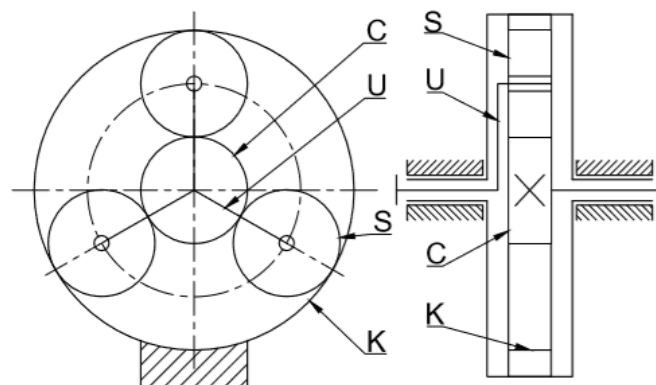


Obrázek 19: Jednoduché dvoustupňové předlohy se spojkami [12]

a) se stálým záběrem ozubených kol b) s přesuvným kolem jako spojkou

5.1.5 Planetové převodovky

Planetové převodovky se řadí mezi převodovky s proměnnou polohou os. U planetových mechanismů konají osy tzv. satelitů kruživý pohyb okolo centrální osy převodu a satelity otočně na těchto osách konají vůči rámu pohyb planetový. Centrální osou převodu se označuje přímka procházející vstupním a výstupním hřídelem, které jsou vždy koaxiální. U tohoto typu převodů se nejčastěji používají válcová kola valivá, dále pak méně častěji kola kuželová nebo šroubová.



Obrázek 20: Schéma planetové převodovky [14]

Planetová převodovka se skládá z centrálního kola (C), korunového kola (K), unašeče (U) a satelitů (S). Osy centrálního a korunového kola jsou shodné s centrální osou mechanismu.

Unašeč se otáčí okolo centrální osy převodu a slouží jako vodící člen a opěra satelitů. Z jeho náboje vycházejí rovnoměrně rozložená ramena. Počet ramen unašeče souhlasí s počtem satelitů. Unašeč většinou zastává funkci převodového členu, ale slouží i pro přenos točivého momentu.

Satelity jsou kola o stejných průměrech s vnějším ozubením a jsou otočně uloženy na čepech unašeče a tvoří s korunovými koly pólový záběr. Podle počtu řad satelitů mohou být převody s jednoduchými satelity nebo s dvojitými satelity. Převodovky s dvojitými satelity mají větší kinematické možnosti a větší počet konstrukčních variant, ale jsou složitější a dražší na výrobu.

Hlavními přednostmi planetových převodů je, že umožňují přenos velkých výkonů a jsou schopné vyvinout vysoké převodové poměry při relativně malých rozměrech a malé hmotnosti převodového ústrojí. Tomu přispívá zejména použití vnitřního soukolí, které je únosnější, má vyšší účinnost a menší prostorové nároky. Díky rovnoměrnému rozložení sil nejsou tolik zatěžována ložiska. Maximálně využívají vnitřní prostor skříně a jsou celkově ucelené.

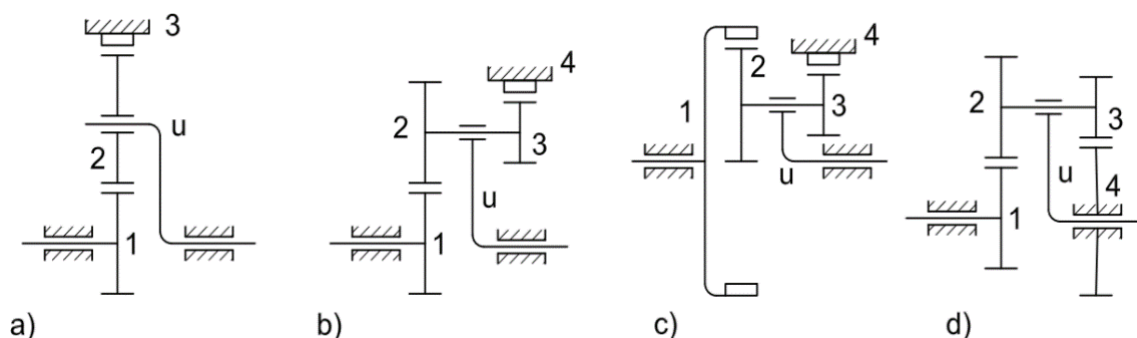
Planetové převodovky se rozdělují dle druhu hlavních členů. Jako hlavní členy se označují členy uloženy na vnějších hřídelích, případně když je jejich otáčivý pohyb vyveden na vnější hřídel. [14]

5.1.5.1 Rozdělení dle hlavních členů

5.1.5.1.1 Typ K-U

Tento typ má buď na hnacím nebo hnaném hřídeli uloženy unašeč a druhý hřídel nese korunové kolo. Tyto převody s vyvedeným pohybem unašeče jsou nejčastější v provedení podle obrázků 21a, b. a jsou vhodné jako silové převody a mají vysokou mechanickou účinnost.

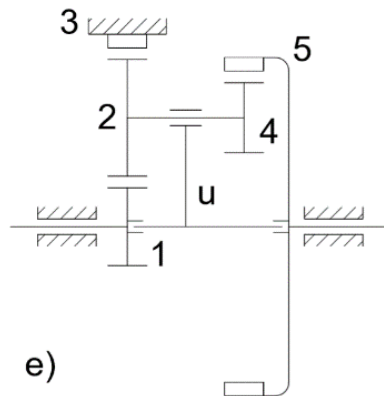
Převody podle obrázků 21c, d realizují vysoké převodové poměry. Uplatňují se většinou jako nesilové převody (kinematické). Větší účinnost i únosnost má převod na obrázku 21c, které má vnitřní ozubení.



Obrázek 21: Schéma planetových převodovek typu K-U [14]

5.1.5.1.2 Typ K-K

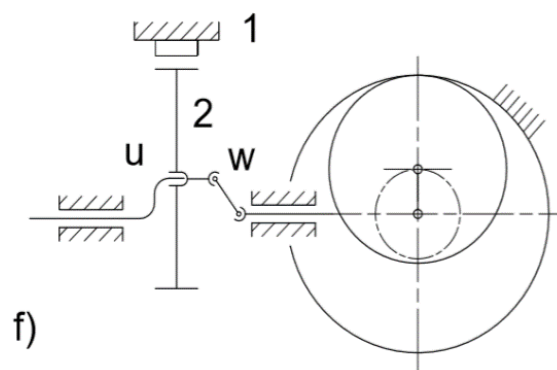
U tohoto typu slouží unášec pouze jako opora satelitů a nepřenáší točivý moment. Na obou hřídelích jsou korunová kola. Tímto převodem se dosahují velké převodové poměry, ale mají nižší účinnost.



Obrázek 22: Schéma planetové převodovky typu K-K [14]

5.1.5.1.3 Typ U-S

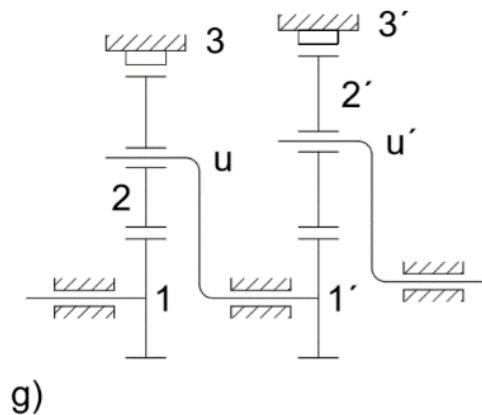
Jedná se o převody s vyvedeným pohybem satelitu. Unášec je uložen na hnacím hřídeli. Hnaný hřídel je spojený se satelitem pomocí přidavného mechanismu. Pomocí těchto převodů lze dosáhnout velkých převodových poměrů při poměrně velké účinnosti. Závadou mohou být komplikace spojené s mechanismem.



Obrázek 23: Schéma planetové převodovky typu U-S [14]

5.1.5.1.4 Složené převody

Vzniknou řazením jednotlivých převodů za sebou. Účinnost i převodový poměr je dán součinem jednotlivých dílčích planetových převodů. Používají se zejména jako reduktory.



Obrázek 24: Schéma planetové převodovky složeného typu [14]

5.1.5.2 Převodový poměr

Existuje více metod pro určení převodového poměru planetového mechanismu. Základními řešeními převodového poměru u planetového převodu je řešení kinematické, kde převodový poměr počítáme pomocí planetového diferenciálu, což je mechanismus se dvěma stupni volnosti. Při určení převodového poměru postupujeme tak, že zastavíme jeden z členů, a tím se z diferenciálu stane mechanismus s jedním stupněm volnosti. Postupným zastavením všech tří hlavních členů můžeme od každého diferenciálu odvodit tři mechanismy. Z toho dva planetové a jeden mechanismus obyčejný, který vznikne zastavením unášče. Jelikož podle zastaveného členu mechanismu se mění převodový poměr, tak se symbol převodového poměru i označuje třemi indexy. [14]

$$i_{xyz}^x$$

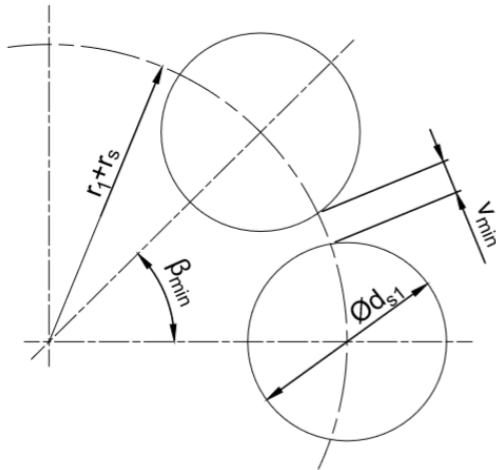
hnací člen
zastavený člen
hnaný člen

5.1.5.3 Geometrické podmínky

U jednotlivých kol planetového převodu je při volbě počtu zubů důležité, aby kromě vztahu pro převodový poměr byly zároveň splněny tyto speciální geometrické podmínky. Podmínka minimální vůle mezi satelity, podmínka rovnosti osových vzdáleností a podmínka smontovatelnosti.

5.1.5.3.1 Podmínka minimální vůle mezi satelity

Pokud planetová převodovka obsahuje větší počet satelitů, je nutné zkontrolovat, zda mezi hlavovými válci sousedních satelitů je aspoň minimální vůle. Při výpočtu minimální vůle u planetové převodovky s dvojitým satelitem je směrodatné ozubené kolo s větším průměrem.



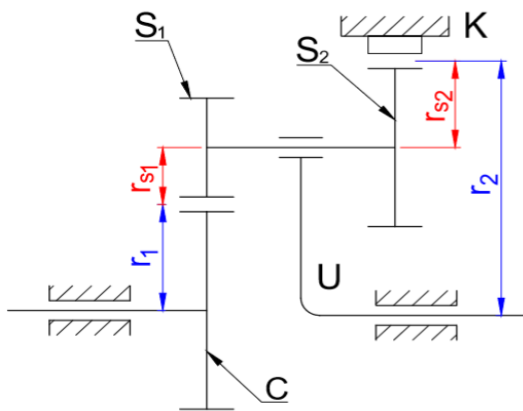
$$\beta = \frac{2\pi}{q} \geq \beta_{min}$$

$$\sin \frac{\beta_{min}}{2} = \frac{r_{s1} + 0,5 v_{min}}{r_1 + r_s} = \frac{d_{s1} + v_{min}}{d_1 + d_s}$$

$$\beta_{min} = 2 \cdot \arcsin \frac{d_{s1} + v_{min}}{d_1 + d_s}$$

Obrázek 25: Minimální vůle mezi satelity [15]

5.1.5.3.2 Podmínka rovnosti osových vzdáleností



Pro planetovou převodovku s dvojitými satelity viz. obrázek 26. musí platit tato rovnice:

$$r_1 + r_{s1} = r_2 - r_{s2}$$

Obrázek 26: Rovnost osových vzdáleností [15]

5.1.5.3.3 Podmínka smontovatelnosti

Aby při montáži planetové převodovky nenastala situace, že by se navržená ozubená kola nepodařila uvést do vzájemného záběru, musíme respektovat tzv. podmínku smontovatelnosti (správný počet zubů).

Lze tedy odvodit tzv. obecnou podmínku smontovatelnosti. Při dodržení této podmínky se zaručí, že po vložení prvního satelitu a určitém pootočení půjde vložít druhý a následně i další satelity. [14]

Tabulka 2: Podmínky smontovatelnosti [15]

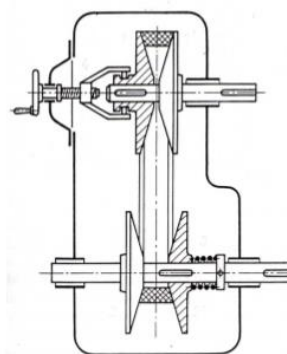
Pro jednoduché satelity:		Pro dvojité satelity	
$i < 1$	$i > 1$	$i < 1$	$i > 1$
$g = \frac{ z_2 + z_1 }{q}$	$g = \frac{ z_2 - z_1 }{q}$	$g = \frac{ z_2 \cdot z_{s2} + z_1 \cdot z_{s1} }{q \cdot T}$	$g = \frac{ z_2 \cdot z_{s2} + z_1 \cdot z_{s1} }{q \cdot T}$

5.1.6 Řemenové převody

V pohonech obráběcích strojů se používají řemenové převody s rychloběžnými řemeny, klínovými řemeny, ozubenými řemeny a drážkovanými řemeny. Změna převodového poměru se provádí přehazováním řemenů na řemenice různých průměrů. Součty průměrů hnacích a hnaných řemenic musejí být stejné, aby byl řemen stále napnutý. Aby se daly řemeny při montáži nasadit do drážek řemenice a bylo zajištěno jejich dostatečné napnutí, musí mít jedna z řemenic možnost měnit osovou vzdálenost. V případě použití více klínových řemenů, musí být řemeny mezi dvěma řemenicemi stejně napjaty, jinak jsou nesouměrně zatížené, prokluzují, zahřívají se a rychle se opotřebí. Výhodou řemenových převodů jsou nízká cena, tichý chod a minimální nároky na údržbu. Nevýhodou je skluz řemenů (kromě ozubených řemenů), malá tuhost, a hlavně je tento systém řazení zdlouhavý. [1]

5.1.7 Variátory

Variátory jsou mechanismy, které umožňují plynule měnit převodový poměr a tím plynule regulovat otáčky i za chodu stroje. Také lze i za chodu měnit smysl otáčení. V obráběcích strojích se nejčastěji používají řemenové a řetězové variátory. Tyto převody se používají pro menší výkony. V současné době se však používají málo.

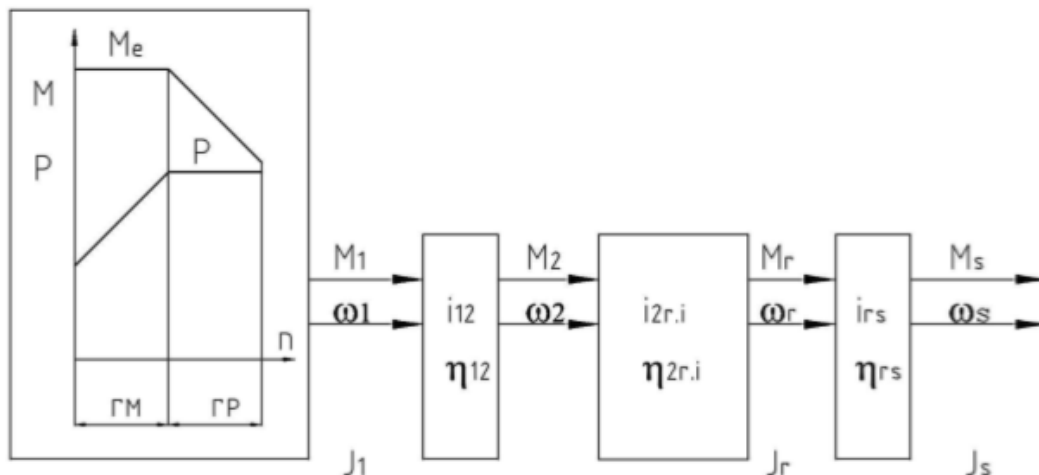


Obrázek 27: Řemenový variátor [14]

Na obr. 27. můžeme vidět řemenový variátor se stálou vzdáleností hřídelů, u kterých se převodový poměr mění změnou vzájemné polohy dvojic kuželových kotoučů řemenic na obou hřídelích. Na hnaném hřídeli se vzdálenost kotoučů mění za chodu regulačním šroubem a na hnacím hřídeli se nastavuje samočinně pružinou. [14]

5.1.8 Vícetupňové převodovky s ozubenými koly

Pokud požadovaný rozsah otáček na výstupu je větší než lze docílit regulací motoru, musí se použít vícetupňová převodovka. Změny převodových poměrů se realizují spojkami nebo přesouvacími koly.



Obrázek 28: Blokové schéma mechanismu hlavního pohonu [16]

Počet stupňů převodovky se určí dle vztahu:

$$p = \frac{\log\left(\frac{n_{Mp} \cdot a}{n_{e1}}\right)}{\log(r_p \cdot a)} - \text{toto číslo se zaokrouhlí na nejbližší vyšší číslo}$$

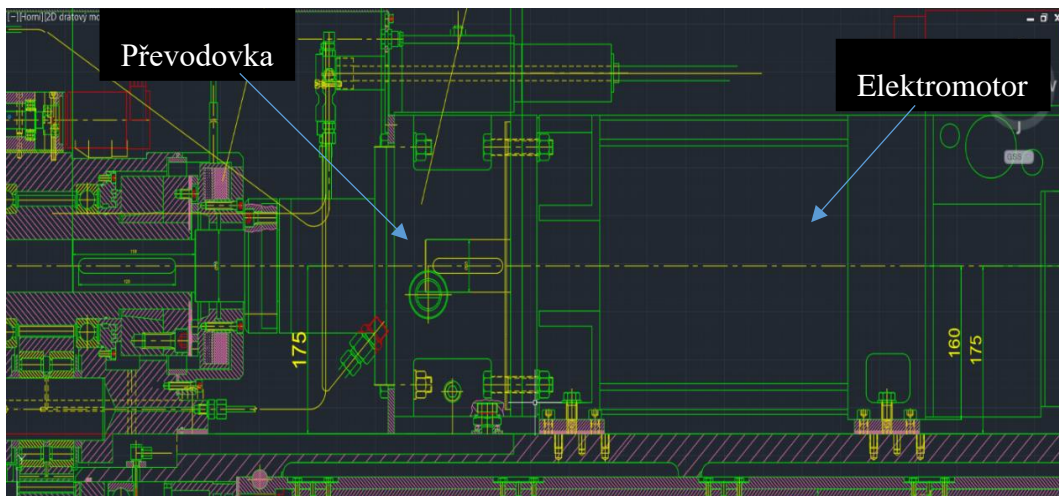
Mechanismus se skládá ze vstupní části (vstupní převod i_{12}), stupňového převodu mezi vstupem a výstupem $i_{2r,i}$ a výstupní částí (převod $i_{r,s}$ na vřeteno). Je řízen v rychlostní vazbě – regulační charakteristika je rozdělena na úseky r_M (při konstantním momentu) a r_p (při konstantním výkonu).

Při výpočtech se velice často kreslí otáčkové diagramy, což je závislost výkonu a momentu na otáčkách. Dále pak základní kinematická schémata, která slouží k zobrazení převodových cest, kterými se přenáší převodový poměr. [16]

6 Výpočet dvourychlostní planetové převodovky

6.1 Porovnání dosavadního a nového řešení

Při navrhování bylo důležité brát ohledy na již hotové konstrukční řešení, které bylo nahrazeno. Musely být dodrženy základní rozměry původního řešení, aby bylo možné stávající převodovku nahradit novým konstrukčním řešením. Nejdůležitějším rozměrem, který musel být dodržet byla kóta 175 [mm], tedy vzdálenost od spodního okraje ke středu převodovky. Pokud by nebylo možné tento rozměr dodržet, musel by se následně korigovat finální převod, což by způsobilo výraznější zásah do původního řešení.

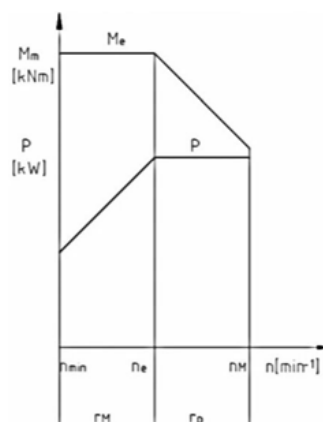


Obrázek 29: Původní řešení [17]

Nové řešení se liší od dosavadního v tom, že pohon bude realizován elektromotorem Siemens 1PH8186, který má jiné parametry než původní elektromotor 1PH7167. Tento motor je také o 5 mm vyšší. To znamená, že by se musel korigovat finální převod nebo odfrézovat 5 mm ze součástí na kterou motor dosedá.

Tabulka 3: Parametry elektromotoru 1PH8186 [18]

Elektromotor Siemens 1PH8186	
Výkon motoru P	51 [kW]
Maximální otáčky motoru n_M	5000 [1/min]
Jmenovité otáčky motoru n_e	1000 [1/min]
Hmotnost motoru Q	422 [kg]



Obrázek 30: Charakteristika motoru [18]

Tabulka 4: Porovnání původních a nových parametrů pohonu vřetene horizontky FCW 140 [17]

Technické parametry	Původní řešení	Nové řešení
Průměr vrtacího vřetena	140 [mm]	-
Středící průměr frézovacího vřetena	221,45 h5	-
Upínací kužel pro nástroje	DIN 69871 - AD50	-
Upínací stopka nástroje	DIN 69872 - A	-
Otáčky vřetena plynule regulovatelné ve dvou mech. stupních	10 - 3000 [1/min]	-
Pohon vřetene	37 [kW]	51[kW]
Maximální moment vřetena stroje	2200[N.m]	4579 [N.m]
Převodový poměr prvního stupně	5,5 [-]	6 [-]
Průřez smýkadla	360 x 400 [mm]	-

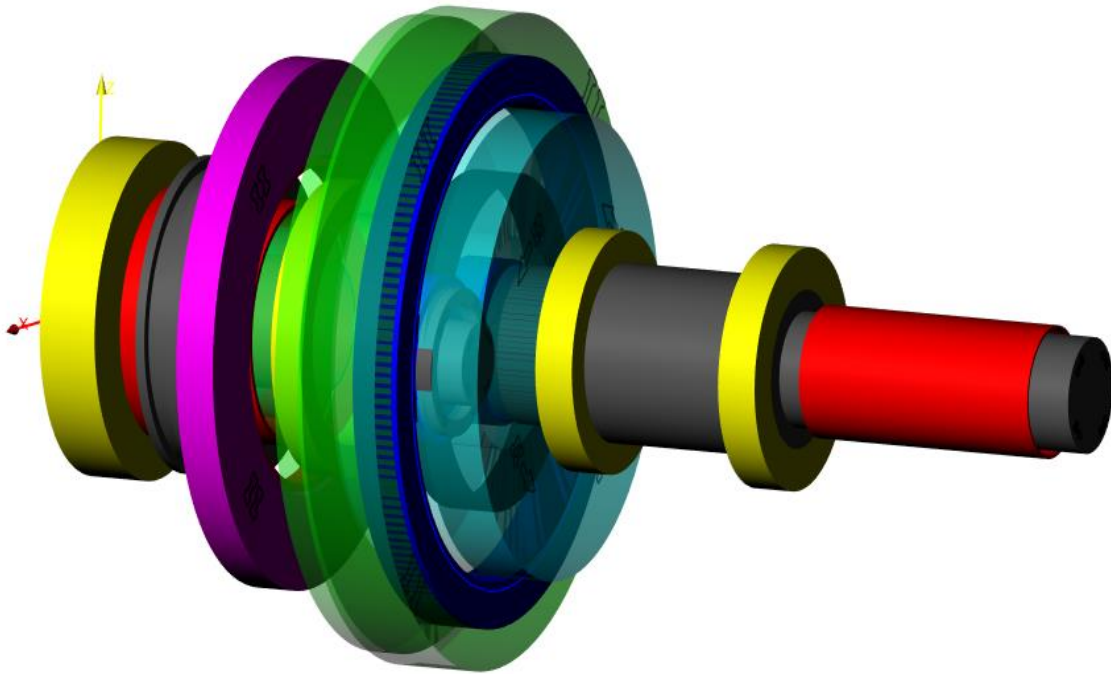
6.2 Návrh převodovky typizovaným programem [19]

Výpočet převodovky byl proveden v softwaru KISSsys a KISSsoft. Pro návrh hlavních součástí planetové převodovky byl použit typizovaný program 2_rychl_planet_coax.ks. Vstupní parametry programu vychází z obdrženého zadání.

Tabulka 5: Vstupní parametry pro výpočet

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
• Převod 1. rychlostního stupně	$i_{l,r.1}=6$
➤ Přípustná odchylka převodu	$\delta = 0.05$
• 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

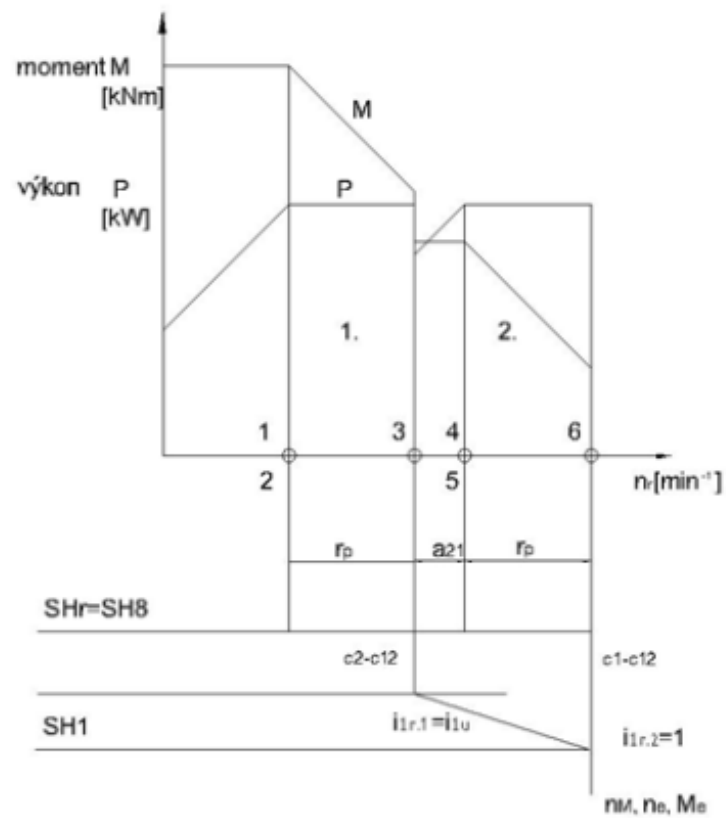


Obrázek 33: Výpočtový model převodovky [19]

Součásti převodovky budeme dimenzovat na největší zatížení s tím, že nakonec součásti převodovky zkontrolujeme na zatížení celkovým spektrem otáček a momentů. To provedeme z toho důvodu, že navrhovaná převodovka nebude spuštěna celou svou životnost pouze na největší možné zatížení. Proto do výpočtu zahrnujeme tzv. spektrum zatížení, které vychází z poměrné doby běhu v jednotlivých stupních, ve kterých se mění otáčky a moment.

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

Obrázek 34: Hodnoty zatěžovacího spektra [19]



Obrázek 35: Schéma zatěžovacího spektra [18]

Výpočet začne tím, že nejdříve vložíme vstupní parametry ze zadání.

Select element for Boundary1 ✕

Element:

Speed constrained:

Speed: 1/min

Torque constrained:

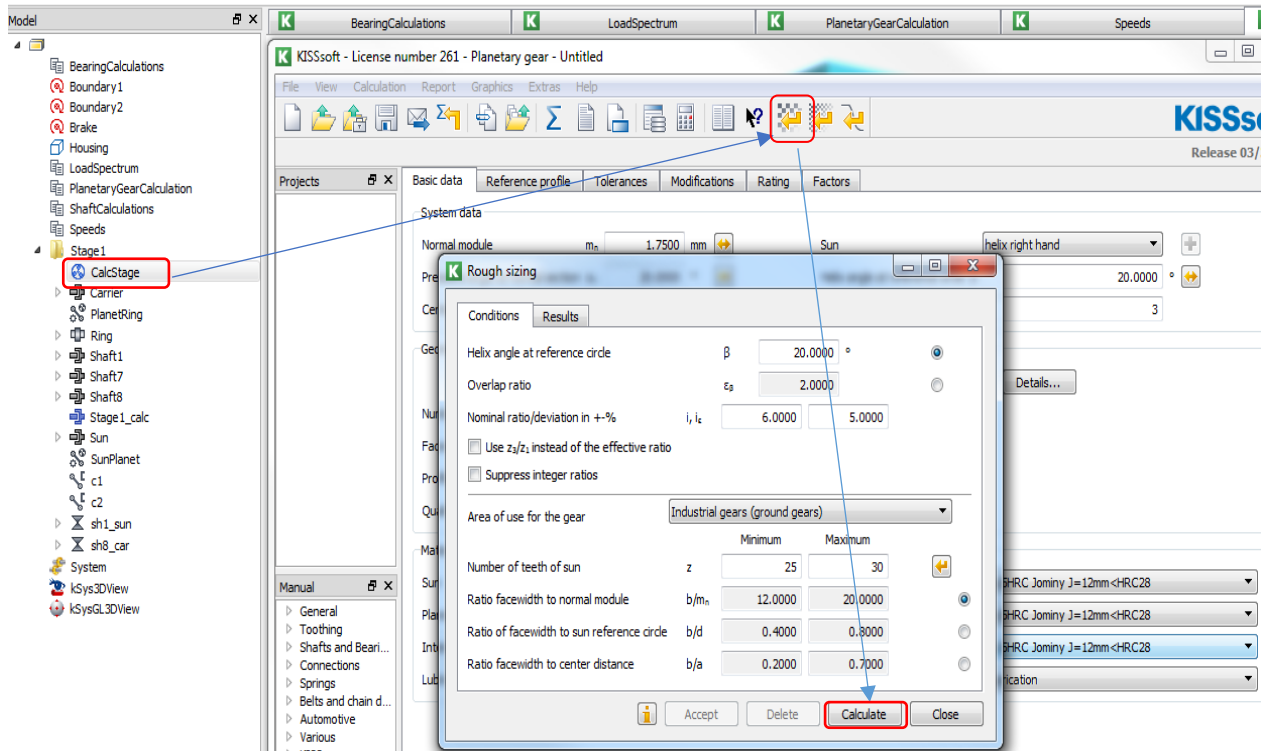
Power/Torque input:

Torque: Nm

Power: kW

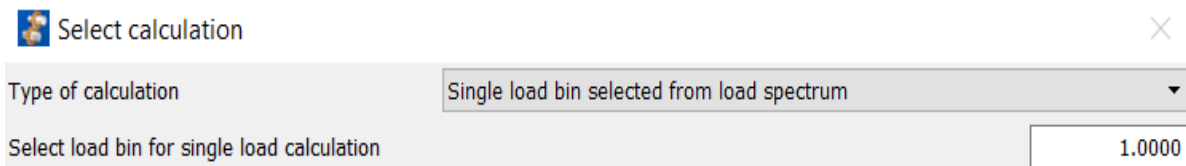
Obrázek 36: Zadání vstupních hodnot [19]

Nyní vložíme požadovaný převodový poměr a pomocí funkce Rough sizing provedeme návrh základních parametrů ozubených kol.



Obrázek 37: Zadání vstupních hodnot [19]

Dalším krokem je provést kontrolu bezpečnosti ozubení planetového převodu. Ze zatěžovacího spektra zvolíme 1. zatěžovací stupeň což je největší zatížení převodovky a poté necháme proběhnout výpočet.



Obrázek 38: Volba zatížení [19]

SF1	1.5563
SF2	1.6014
SF3	2.3592
SH1	1.3483
SH2	1.423
SH3	3.0215

Obrázek 39: Výsledné bezpečnosti ozubení [19]

	Materiál ve výpočtu	ČSN ekvivalent
Ozubená kola	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case hardened, ISO 6336-5, Figure 9/10, core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm < HRC 28	ČSN 16326

Obrázek 40: Materiál ozubených kol [19]

Root safety

SF_{min}

Flank safety

SH_{min}

Obrázek 41: Dovolené bezpečnosti ozubení [19]

Gear results (gear sets):						
_O.Stage1	SF1	SH1	SF2	SH2	SF3	SH3
Bin 1	1.556	1.348	1.601	1.423	2.359	3.022
Bin 2	0	0	0	0	0	0
Bin 3	3.313	2.042	3.155	2.155	4.648	4,38
Bin 4	13.102	4.072	13.189	4.072	20.634	7.858
Bin 5	13.102	4.072	13.189	4.072	20.634	7.858
Bin 6	125.628	11.271	133.699	11.271	253.498	24.502
Results wit	1.548	1.337	1.593	1.412	2.347	2.998

Obrázek 42: Výsledné bezpečnosti ozubení po zatížení spektrem [19]

Nyní bude provedena kontrola zvolených ložisek. Požadovaná životnost ložisek L_h je ze zadání 14 000 hodin. Minimální dovolená statická bezpečnost f_s se pohybuje v rozsahu 1-2.

	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 61852	SKF 6030	SKF 6015	SKF 6015	SKF RNAO 40x55x40
d	260	150	75	75	40
D	320	225	115	115	55
b	28	35	20	20	40
Fx	-0	-0	-0	-0	-190.62
Fy	-0	6345.1	-0	-0	0.0026271
Fz	-0	-0	-0	-0	11381.40371
Tx	-0	-0	-0	-0	0.028648
Ty	0.66338	1.936	0.059775	0.059775	0.18668
Tz	-0	-0	-0	-0	-224.13
Lh	1000000	28551.06789	1000000	1000000	9562.6
fs	9999.99	39.401	9999.99	9999.99	10.366
ux	0	0	0	0	0
uy	0	0	0	0	0
uz	0	0	0	0	0

Obrázek 43: Dovolené bezpečnosti ozubení pro jednotlivá ložiska [19]

Z výše uvedených hodnot můžeme ve spodním modrém rámečku vidět výsledné životnosti a statické bezpečnosti jednotlivých ložisek. Všechna výrazně převyšují požadovanou dobu běhu až na poslední ložisko, což je ložisko pod planetové kolo, které vyšlo pouze necelých 9 563 hodin. V průběhu výpočtu byla tato hodnota předběžně přijata s tím, že se na závěr zkontroluje zatěžovacím spektrem. Po této kontrole bylo ložisko přijato, jelikož po zatížení celkovým spektrem vyšla doba běhu výrazně vyšší a to konkrétně 26 096 hodin.

_O.Stage1 Lifetime	Static Safety	_O.Stage1 Lifetime	Static Safety
Bin 1	28551 39.401	Bin 1	9563 10.366
Bin 2	28551 39.401	Bin 2	9590 10.375
Bin 3	325861 197.036	Bin 3	406534 51.745
Bin 4	1000000 232.511	Bin 4	1000000 59.819
Bin 5	1000000 232.511	Bin 5	1000000 60.111
Bin 6	1000000 9999.99	Bin 6	1000000 2672.477
Results w	75010 39.401	Results w	26096 10.366

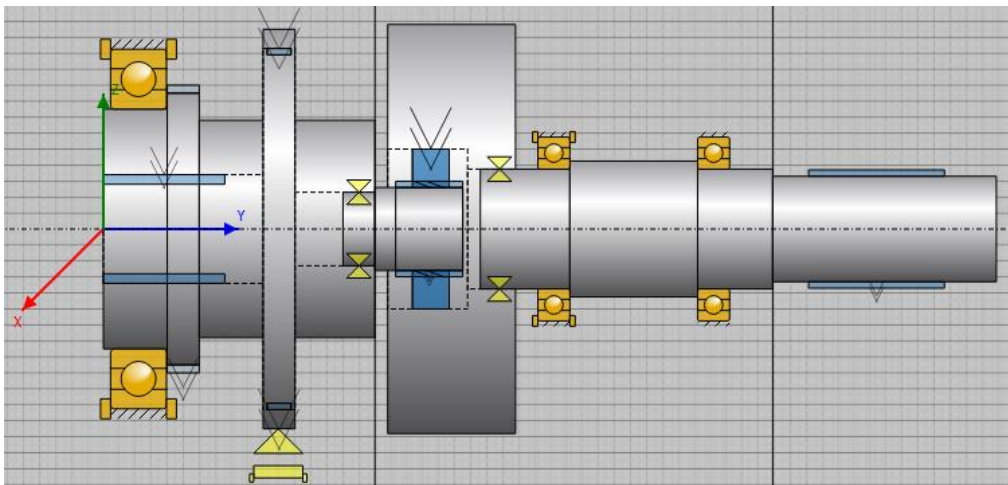
Ložisko 6030 Ložisko RNAO 40x55x40

Obrázek 44: Výsledky ložisek po zatížení spektrem [19]

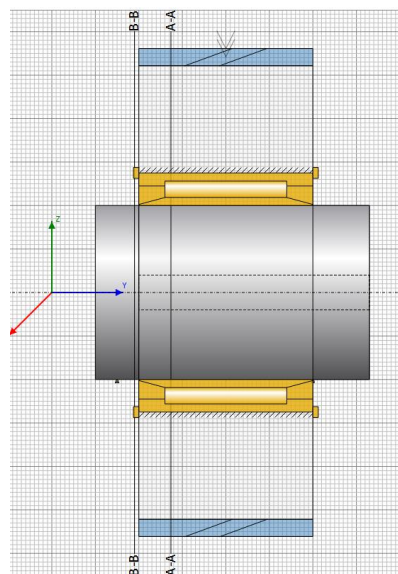
Dalším bodem návrhu a kontroly jsou hřídele. Ty se kontrolují v nejrizikovějších místech, tedy většinou tam, kde je vrub nebo v nejužším průřezu. Pro tato místa spočítáme hodnoty pro statickou a dynamickou bezpečnost. Tyto hodnoty bezpečností by měly být větší než dovolená hodnota 1,25. Hřídele jsou z materiálu C45, jehož ekvivalent pro ČSN normu je ČSN 12 050.

SDA	24.751	35.531	0	8.803
SSA	28.949	23.676	0	6.3738
SDB	21.723	218.18	0	4.9234
SSB	39.972	144.83	0	3.0221

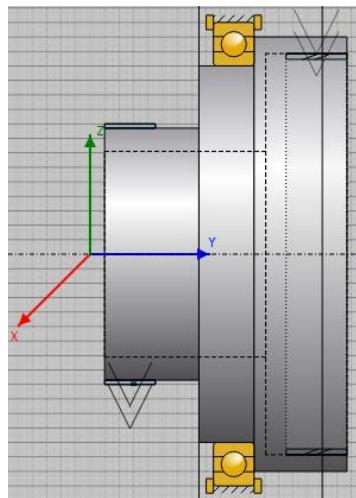
Obrázek 45: Výsledné bezpečnosti hřídelí [19]



Obrázek 46: Vstup a výstup uložený v ložiskách [19]



Obrázek 47: Planetové kolo uložené v ložiskách [19]



Obrázek 48: Korunové kolo uložené v ložiskách [19]

Posledním bodem je navrhnout spojení hřídelí. V převodovce je použito spojení pomocí těsných per, která jsou na vstupu a výstupu. Dále pak také rovnobokého drážkování, které je použito při spojení hřídele s unašečem a centrálního kola s výstupním nábojem. Pak také evolventního drážkování, které je použito pro řazení. Drážkování bylo navrženo z materiálu 12 050 a pera z materiálu 11 600. Kompletní zprávy z výpočtu s výslednými bezpečnostmi spojení viz. přílohy 2-8.

d_2 [mm]	n_k	d_1 [mm]	b [mm]
26.0000	6	23.0000	6.0000
30.0000	6	26.0000	6.0000
32.0000	6	28.0000	7.0000
36.0000	8	32.0000	6.0000
40.0000	8	36.0000	7.0000
43.0000	8	42.0000	8.0000
50.0000	8	46.0000	9.0000
58.0000	8	52.0000	10.0000
62.0000	8	56.0000	10.0000
68.0000	8	62.0000	12.0000
78.0000	10	72.0000	12.0000
88.0000	10	82.0000	12.0000
98.0000	10	92.0000	14.0000

Operating data

Nominal torque T_n 487.0000 Nm
 Maximum torque T_{max} 487.0000 Nm
 Application factor K_A 1.0000

Type of loading No alternating torque
 Frequency of change of load direction N_w 1
 Frequency of load peaks N_L 1000

Geometry

Supporting length l_z 60.0000 mm
 Big outside diameter of hub D_2 80.0000 mm
 Manufacturing tolerance H7

shouldered hub
 Distance a_0 0.0000 mm
 Small outside diameter of hub D_1 80.0000 mm
 Width of hub-part with D_2 c 60.0000 mm

Materials

Shaft C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
 Hub C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened

Results

	Shaft	Hub
Pressure stress at T_n	38.5994 N/mm ²	38.5994 N/mm ²
Pressure stress at T_{max}	38.5994 N/mm ²	38.5994 N/mm ²
Safety at T_n	12.46	14.38
Safety at T_{max}	18.69	21.57

← Výsledky

Obrázek 49: Výpočet drážkování [19]

6.3 Výpočet přesouvadla a zvolení aktuátoru

Nejprve musíme vypočítat potřebnou sílu, kterou musí lineární aktuátor přenést při zasunutí přesouvadla do záběru.

Výpočet začneme určením převodového poměru i_{12}

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 3,05 [-]$$

Třecí moment na motoru

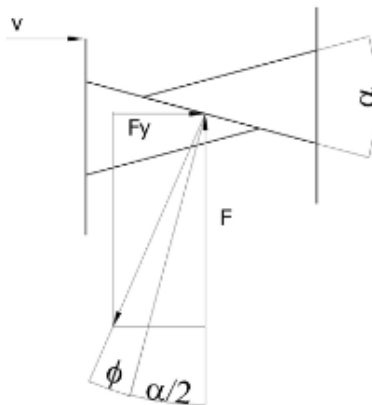
$$M_{1T} = 0,05 \cdot M_e = 0,05 \cdot 487 = 24,35 [N \cdot m]$$

Třecí moment na spojce C_2 při zasouvání do záběru

$$M_{2T} = M_{1T} \cdot i_0 \cdot \frac{1}{\eta^2} = 24,35 \cdot 3,05 \cdot \frac{1}{0,98^2} = 77,33 [N \cdot m]$$

Z důvodu snadného zasouvání přesouvadla do záběru je nutné drážkování srazit (úhel α).

Vrcholový úhel α byl zvolen 45° .



Obrázek 50: Sražení drážkování [20]

Třecí součinitel mezi drážkováním $f_d = 0,1$ a průměr drážkování $D_2 = 180 [mm]$.

Potřebnou sílu pro zasunutí tedy vypočteme ze vztahu

$$F_y = \frac{2M_{2T}}{D_2} \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)$$

kde

$$\varphi = \tan^{-1} \cdot f_d$$

$$F_y = 230,46 [N] - \text{potřebná posuvová síla [20]}$$

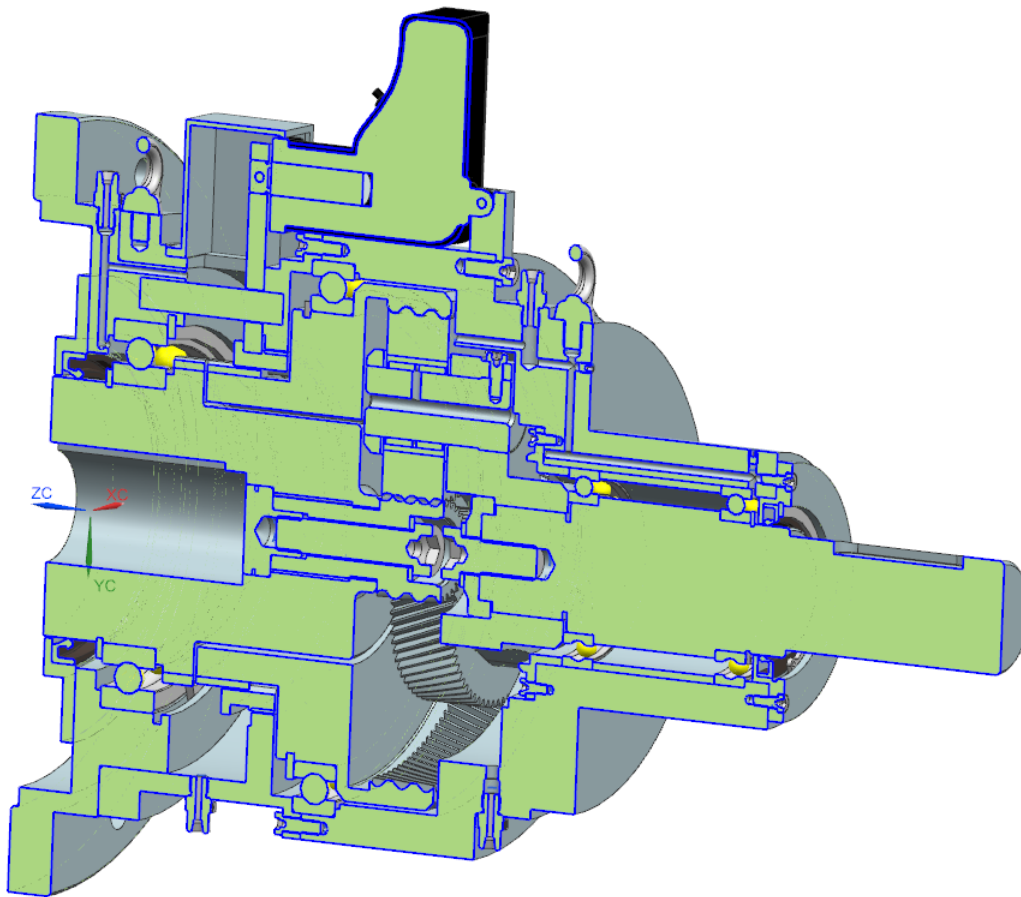
Dle vypočtené síly a potřebné přesuvné délky byl zvolen tento lineární aktuátor značky Electrak DE12-17W41-02FNMHW.



Obrázek 51: Lineární aktuátor [21]

Tabulka 6: Parametry aktuátoru [21]

Parametry aktuátoru	
Maximální přesuvná délka S	50 [mm]
Celková délka v dolní úvrati A	140 [mm]
Maximální přesuvná síla	498 [N]
Hmotnost	0,64 [kg]
Napětí	12 [V]
Maximální povolená teplota	82 [°C]
Minimální povolená teplota	-35 [°C]



Obrázek 54: Řez převodkou

8 Závěr

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí dvoustupňové převodovky pro horizontální vyvrtávačku FCW 140. Jedná se o předělání stávajícího řešení. Jelikož došlo ke změně elektromotoru a požadovaného převodového poměru, tak došlo ke změně rozměrových parametrů převodovky. Při konstrukci byla snaha o co největší použití normalizovaných dílů, tedy hlavně u ložisek, těsnících a spojovacích prvků.

V úvodní části jsou popsány typy vodorovných vyvrtávaček spolu s jejich hlavními částmi. Poté je rozdělen hlavní pohon obráběcích strojů, z čeho se skládá, popis jednotlivých částí a také rešerše pohonných systémů.

Další část se věnuje výpočtu. Provedeny byly výpočty pro návrh ozubení, ložisek a hřídelí. Výpočet byl proveden v softwaru KISSsys a KISSsoft. Z programu byli obdrženy výsledné rozměry a bezpečnosti ozubení, hřídelí a životnost jednotlivých ložisek. Dále byla vypočtena přesuvná síla pro posun přesouvadla do záběru. Z hodnoty přesuvné síly a potřebné přesuvné délky byl zvolen lineární aktuátor. Poté došlo k výpočtu drážkování a per na hřídelích. Ta se vypočítala ze zátěžných momentů a otáček v jednotlivých stupních.

Posledním krokem bylo zhotovit konstrukci převodovky. Model a výkresová dokumentace byli provedeny v softwaru Siemens NX. Výrobní dokumentace obsahuje výkres sestavy s kusovníkem a výrobní výkres hřídele.

Citovaná literatura

- [1] V. Lašová, *Základy stavby obráběcích strojů*, Plzeň ZČU 2012: ISBN 978-80-261-0126.
- [2] J. Ženíšek, J. Kratochvíl, J. Vacek a B. Zieba, *Teorie a konstrukce výrobních strojů II*, Praha 1988: SNTL.
- [3] T. Varnsdorf, „Vodorovné vyvrtávačky,“ 2010. [Online]. Available: <https://www.tosvarnsdorf.cz>.
- [4] mmspektrum, „Kuličkový šroub nebo lineární motor,“ 3 Červenec 2018. [Online]. Available: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickovy-sroub-nebo-linearni-motor.html>.
- [5] mmspektrum, „Zefektivnění výměny nástrojů u horizontálních obráběcích center,“ 13 Prosinec 2017. [Online]. Available: <https://www.mmspektrum.com/clanek/zefektivneni-vymeny-nastroju-u-horizontálních-obra-becich-center.html>.
- [6] Š.M.T., „Frézovací a vyvrtávací hlavy,“ Škoda machine tools Plzeň, [Online]. Available: <https://skodamt.com/cs/produkty/prislusenstvi-stroju/frezovaci-a-vyvrtavaci-hlavy>.
- [7] J. Dillinger, *Moderní strojírenství pro školu i praxi*, Europa Sobotáles 2007.
- [8] E-konstrukter, „Jaký je rozdíl mezi AC, DC a EC motory,“ 14 prosinec 2017. [Online]. Available: <https://e-konstrukter.cz/novinka/jaky-je-rozdil-mezi-ac-dc-a-ec-motory>.
- [9] M. CVUT, „Elektrické pohony pro automatizaci a robotiku,“ 19 březen 2015. [Online]. Available: <https://moodle.fel.cvut.cz/course/view.php?id=1412>.
- [10] P. Halabala, „Motory ECblue pro pohon ventilátorů,“ 11 květen 2015. [Online]. Available: <https://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni/12679-motory-ecblue-pro-pohon-ventilatoru>.
- [11] etel.ch, „Co je to lineární motor-princip,“ [Online]. Available: <https://www.etel.ch/cz/linearni-motory/princip/>.
- [12] P. Breník a J. Pič, *Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty*, 1st ed, Praha 1982: SNTL.
- [13] J. Ženíšek a M. Jenkut, *Výrobní stroje a zařízení*, Praha 1986: SNTL.

- [14] A. Bolek a J. Kochman, *Části strojů 2. svazek*, Praha 1990: ISBN 80-03-00426-8.
- [15] S. Hosnedl, J. Krátký a E. Krónerová, *Obecné strojní části 2*, 1st ed, ZČU Plzeň 2011: ISBN 978-80-261-0066-9.
- [16] Z. Hudec, *Hlavní pohon - příklady*, Plzeň ZČU 2013: ISBN.
- [17] Z. Hudec, *fcw140_pohon*.
- [18] Z. Hudec, *Typizovaný program pro návrh dvou rychlostního planetového převodu*, 2019th.ed..
- [19] Z. Hudec, *KISSsys 2_rychl_planet_coax*, 2018.
- [20] Z. Hudec, *PTC Mathcad-pohon_fcw_planet_b*.
- [21] Thomsonlinear, „*Linear actuators*,“ [Online]. Available: <https://www.thomsonlinear.com/en/product/DE12-17W41-02FNMHW>.

9 Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma stolové vyvrtávačky [3].....	14
Obrázek 2: Schéma vyvažování tíhy vřeteníku [1]	15
Obrázek 3: Schéma deskové vyvrtávačky s otočným stolem [3].....	15
Obrázek 4: Schéma hlavního pohonu horizontky pomocí přesuvných kol [1]	16
Obrázek 5: Kuličkový šroub [4].....	17
Obrázek 6: Schéma upnutí nástroje ve vřetenu [1]	17
Obrázek 7: Zásobník pro automatickou výměnu nástrojů [5].....	18
Obrázek 8: Přídavné vyvrtávací a frézovací zařízení [6]	18
Obrázek 9: Schéma pohonného systému.....	19
Obrázek 10: Stejnoseměrný DC motor [7]	21
Obrázek 11: Stejnoseměrný EC motor [10].....	21
Obrázek 12: Asynchronní motor [7]	22

Obrázek 13: Elektrovřeteno [7].....	22
Obrázek 14: Krokový motor [9].....	23
Obrázek 15: Lineární motor [11]	23
Obrázek 16: Přesuvná kola – a) dvojkolí, b) trojkolí, c) čtyřkolí [12].....	25
Obrázek 17: Ozubená kola se spojkami na hnacím hřídeli [12]	26
Obrázek 18: Výměnná kola s výkyvnou lyrou [13]	26
Obrázek 19: Jednoduché dvoustupňové předlohy se spojkami [12]	27
Obrázek 20: Schéma planetové převodovky [14]	27
Obrázek 21: Schéma planetových převodovek typu K-U [14]	28
Obrázek 22: Schéma planetové převodovky typu K-K [14]	29
Obrázek 23: Schéma planetové převodovky typu U-S [14].....	29
Obrázek 24: Schéma planetové převodovky složeného typu [14]	30
Obrázek 25: Minimální vůle mezi satelity	31
Obrázek 26: Rovnost osových vzdáleností [15].....	31
Obrázek 27: Řemenový variátor [14].....	32
Obrázek 28: Blokové schéma mechanismu hlavního pohonu [16].....	33
Obrázek 29: Původní řešení [17].....	34
Obrázek 30: Charakteristika motoru [18].....	34
Obrázek 31: Kinematické schéma hlavního pohonu s planetovou dvourychlostní převodovkou [18]	35
Obrázek 32: Otáčkový diagram dvoustupňové převodovky s převodovými poměry pro jednotlivé stupně [18].....	35
Obrázek 33: Výpočtový model převodovky [19].....	38
Obrázek 34: Hodnoty zatěžovacího spektra [19]	38
Obrázek 35: Schéma zatěžovacího spektra [18]	39
Obrázek 36: Zadání vstupních hodnot [19].....	39
Obrázek 37: Zadání vstupních hodnot [19].....	40
Obrázek 38: Volba zatížení [19]	40
Obrázek 39: Výsledné bezpečnosti ozubení [19].....	41
Obrázek 40: Materiál ozubených kol [19].....	41

Obrázek 41: Dovolené bezpečnosti ozubení [19]	41
Obrázek 42: Výsledné bezpečnosti ozubení po zatížení spektrem [19]	41
Obrázek 43: Dovolené bezpečnosti ozubení pro jednotlivá ložiska [19]	42
Obrázek 44: Výsledky ložisek po zatížení spektrem [19]	42
Obrázek 45: Výsledné bezpečnosti hřídelí [19]	43
Obrázek 46: Vstup a výstup uložený v ložiskách [19]	43
Obrázek 47: Planetové kolo uložené v ložiskách [19]	43
Obrázek 48: Korunové kolo uložené v ložiskách [19]	44
Obrázek 49: Výpočet drážkování [19]	44
Obrázek 50: Sražení drážkování [20]	45
Obrázek 51: Lineární aktuátor [21]	46
Obrázek 52: Rozměry aktuátoru [21]	47
Obrázek 53: Model sestavy motoru a převodovky	47
Obrázek 54: Řez převodovkou	48

10 Seznam tabulek

Tabulka 1: Rozdělení převodových mechanismů [1]	24
Tabulka 2: Podmínky smontovatelnosti [15]	32
Tabulka 3: Parametry elektromotoru 1PH8186 [18]	34
Tabulka 4: Porovnání původních a nových parametrů pohonu vřetene horizontky FCW 140 [17]	36
Tabulka 5: Vstupní parametry pro výpočet	36
Tabulka 6: Parametry aktuátoru [21]	46

11 Seznam příloh

Příloha č. 1 – Příloha zadání	
Příloha č. 2 - Výpočet drážkování C_1	
Příloha č. 3 - Výpočet drážkování C_2	
Příloha č. 4 - Výpočet drážkování C_{12}	

Příloha č. 5 - Výpočet drážkování sh_1

Příloha č. 6 - Výpočet drážkování sh_8

Příloha č. 7 - Výpočet pera sh_1

Příloha č. 8 - Výpočet pera sh_8

Příloha č. 9 - Výkres sestavy BP - 1000

Příloha č. 10 - Výrobní výkres BP - 1001

Příloha č. 11 - Kusovník BP – 1000

PŘÍLOHA č. 1

Zadání bakalářské práce

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra konstruování strojů

Akad. rok: 2018/2019

PŘÍLOHA ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Václav Bouček
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení

Téma bakalářské práce:

Hlavní pohon obráběcích strojů. Planetová převodovka se stupňovou změnou otáček

Požadavky a základní technické údaje:

- Provést analýzu konstrukcí převodovek pro hlavní pohon obráběcích strojů
- Navrhnout konstrukci dvoustupňové planetové převodovky pro horizontku FCW 140
- Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)
- Použít výpočtové programy KISSsys, 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
• Převod 1. rychlostního stupně	$i_{1r.1} = 6$
➤ Přípustná odchylka převodu	$\delta = 0.05$
• Celková doba běhu	$T_c = 14000 \text{ hod}$
• Spektrum zatížení – zatěžovací stavy	
➤ Poměrné otáčky $q_n = \frac{n_i}{n_e}$	$q_n = [1 \quad -1 \quad 5 \quad 1 \quad -1 \quad 5]$
➤ Poměrný moment $q_M = \frac{M_i}{M_e}$	$q_M = [1 \quad -1 \quad 0.2 \quad 1 \quad -1 \quad 0.02]$
➤ Poměrná doba běhu $q = \frac{T_i}{T_c}$	$q^T = [0.28 \quad 0.08 \quad 0.04 \quad 0.42 \quad 0.12 \quad 0.06]$

• 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.ks

V Plzni dne 12.9.2018

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet drážkování C_1

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : Unnamed
 Changed by: boucek on: 21.05.2019 at: 08:28:42

SPLINED JOINTS DIN 5480:2006

Shaft DIN5480 - W 190.00*5.00*36*8h
 Hub DIN5480 - N 190.00*5.00*36*9H

Drawing or article number:

Shaft: 0.000.0
 Hub: 0.000.0

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Normal module (mm)	[mn]	5.0000	
Nominal diameter DIN (mm)	[dB]	190.00	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	30.000	
	SHAFT.....	HUB.....
Number of teeth	[z]	36	-36
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Facewidth (mm)	[b]	20.00	20.00
Hand of gear	Spur gear		

Material

Gear 1: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
 ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

Gear 2: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
 ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

	SHAFT.....	HUB.....
Surface hardness		HBW 186	HBW 186
Reference diameter material (mm)	[dB]	189	220
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	590.00	590.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	345.00	345.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.00	0.00
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	8.00	8.00
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile 1 :

Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]		0.550
Root radius factor	[rhofP*]		0.160 (rhofPmax*= 0.810)
Addendum coefficient	[haP*]		0.450
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	

Gear reference profile	2 :		
Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]		0.550
Root radius factor	[rhofP*]		0.160 (rhofPmax*= 0.810)
Addendum coefficient	[haP*]		0.450
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	0.550	0.550
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.160	0.160
Addendum Reference profile	[haP*]	0.450	0.450
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Transverse module (mm)	[mt]		5.000
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]		30.000
Base helix angle (°)	[betab]		0.000
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]		0.0000

	 SHAFT	HUB
Profile shift coefficient	[x]	0.4500	-0.4500
Profile shift (x*m) (mm)	[x*m]	2.2500	-2.2500
Reference diameter (mm)	[d]	180.000	180.000
Base diameter (mm)	[db]	155.885	155.885
Tip diameter (mm)	[da]	189.000	180.000
Effective tip diameter (mm)	[da.e/i]	189.000 / 188.710	180.000 / 180.250
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.290	-0.000 / 0.250
Root diameter (mm)	[df]	179.000	190.000
Effective root diameter (mm)	[df.e/i]	178.955 / 178.877	190.064 / 190.173
Root diameter allowances (mm)	[Adf.e/i]	-0.045 / -0.123	0.064 / 0.173
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4455 / 0.4377	-0.4564 / -0.4673
Root form diameter (mm)	[dFf]	179.800	189.273
Effective root form diameter (mm)	[dFf.e/i]	179.755 / 179.678	189.326 / 189.418
(dFf2 calculated with virtual pinion type cutter (circa): z=	23 x=	0.000	rhoaP0*=0.1)
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	189.326 / 189.418	179.755 / 179.678
Active root diameter (mm)	[dNf.e/i]	180.000 / 180.250	189.000 / 188.710
Tooth height (mm)	[h]	5.000	5.000

Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.500	0.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.732 / 0.532	0.686 / 0.523
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	5.146	5.256
(mm)	[san.e/i]	5.309 / 5.071	5.371 / 5.156
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	4.657	4.480
(mm)	[efn.e/i]	4.657 / 4.655	4.476 / 4.469
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		15.708
Base pitch (mm)	[pbt]		13.603
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		13.603

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

	SHAFT.....	HUB.....
		8	9
Accuracy grade		DIN 5480 h	DIN 5480 H
Tooth thickness deviation			
Number of teeth spanned	[k]	7.0000	7.0000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	99.0517	99.0517
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	184.6863	184.7009
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[dm]	9.9246	9.1708
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	10.0000	10.0000
Theor. dimension over two balls (mm)	[MRe/Mri-ball]	200.1258	168.0718
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MRe/Mri-pin]	200.1258	168.0718

Data for Actual Dimensions (DIN 5480:2006)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Smax/Smin, Emax/Emin]	10.4261 / 10.3811	10.5521 / 10.4891
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Smax/min]	-0.0260 / -0.0710	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Emax/min]		0.1000 / 0.0370
Base tangent length (mm)	[Wk.Smax/Smin]	99.0292 / 98.9903	99.1384 / 99.0838
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	200.0864 / 200.0183	168.2507 / 168.1381
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	200.0864 / 200.0183	168.2507 / 168.1381

Data for Effective Dimensions (DIN 5480:2006)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Svmax/min, Evmax/min]	10.4521 / 10.4261	10.4891 / 10.4521
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Svmax/min]	0.0000 / -0.0260	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Evmax/min]		0.0370 / 0.0000
Base tangent length (mm)	[Wk.Svmax/min]	(99.0517 / 99.0292)	(99.0838 / 99.0517)
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	(200.1258 / 200.0864)	(168.1381 / 168.0718)
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	(200.1258 / 200.0864)	(168.1381 / 168.0718)

Tolerance data DIN 5480-1 (mm)	[TG]	0.0710	0.1000
(mm)	[Tact]	0.0450	0.0630
(mm)	[Teff]	0.0260	0.0370

Circumferential backlash (transverse section):

-Theoretical (without form errors) (mm)	[jt.th]	0.1710 / 0.0630
-Effective (with form errors) (mm)	[jt.eff]	0.0630 / 0.0000
Normal backlash theoretical (mm)	[jn.th]	0.1481 / 0.0546
Normal backlash (mm)	[jn.eff]	0.0546 / 0.0000
Radial clearance (mm)	[jr.eff]	0.0510 / 0.0000

Notice: When controlling splines with individual measurements (base tangent length/pin diameter) respect the values in 'Actual dimensions'.

3. GEAR ACCURACY

	 SHAFT	HUB
According to DIN 5480:2006:			
Accuracy grade	[Q-DIN5480]	8	9
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.0	31.0
Total helix deviation (µm)	[Fb]	12.0	15.0
Single pitch deviation (µm)	[fp]	19.0	27.0
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	45.0	63.0
Runout (µm)	[Fr]	60.0	60.0

4. STRENGTH CALCULATION

Calculation method: G.Niemann, Machine Elements I, 4th edition.

Centering: flank centered

Supporting length (mm)	[ltr]	20.00
Maximal circumferential force (N)	[Ft]	5481.05
Maximal circumferential force per tooth (N)	[Ft/z]	152.25
Load application diameter (mm)	[dm]	184.48
Tooth height (mm)	[h]	4.23
Distance a0 (mm)	[a0]	0.00
Length factor	[kl]	1.10
Participation factor (equivalent)	[kφβq]	2.00
Participation factor (maximum load)	[kφβmax]	1.70

The share factors kφβ according to Niemann are determined according to the accuracy grade specified in DIN 5480..

[Q] 9

Nominal torque (Nm)	[Tnenn]	0.00
Application factor	[KA]	1.25
Service torque (Nm)	[Teq]	0.00
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	505.57
Torque - curve: No alternating torque		
Number of load peaks	[NL]	1000
Number of change of load direction	[NW]	1
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Tolerance field according to DIN 5480		"H9"

SHAFT

Width on shaft (mm)	[_W]	20.00
Supporting surface (mm²)	[Flw=ltr*h*z]	3045.60
Tip form diameter (mm)	[dFa1.i]	188.71
Pressure stress (equivalent load) (N/mm²)	[peq]	0.00
Pressure stress (maximum load) (N/mm²)	[pmax]	3.36
Support factor	[fs]	1.30
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm²)	[pzuleq]	448.50
Permissible pressure (N/mm²)	[pzulmax]	672.75
fw * pzul / peq		1.#J
fL * pzul / pmax		200.11
Required safety	[Smin]	1.00
Minimal safety	[S]	200.11

HUB

Width on hub (mm)	[L_N]	20.00
Supporting surface (mm ²)	[Fln=ltr*h*z]	3045.60
Tip form diameter (mm)	[dFa2.i]	-180.25
Small external diameter (mm)	[D1]	220.00
Big external diameter (mm)	[D2]	220.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	20.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	220.00
Pressure stress (equivalent load) (N/mm ²)	[peq]	0.00
Pressure stress (maximum load) (N/mm ²)	[pmax]	3.36
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzuleq]	517.50
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzulmax]	776.25
fw * pzul / peq		1.#J
fL * pzul / pmax		230.89
Required safety	[Smin]	1.00
Minimal safety	[S]	230.89

5. ADDITIONAL DATA

Moment of inertia (System referenced to wheel 1):

calculation without consideration of the exact tooth shape

single gears	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.01758	0.01796
System	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.03554	

6. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

REMARKS:

- Specifications with [./e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances

Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance

- Concerning the calculation method:

$$h = (dFa1.i - ABS(dFa2.i)) / 2.0$$

$$dm = (dFa1.i + ABS(dFa2.i)) / 2.0;$$

$$Ft = Mmax * 2000 / dm$$

$$\text{Pressure load: } p(eq,max) = kphib(eq,max) * k1 * M * 2000 / (dm * l * h * z); pmax \geq peq$$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6

$$pzuleq = fs * fH * fw * (Rm, Rp)$$

$$pzulmax = fs * fH * fL * (Rm, Rp)$$

(Rm: for brittle material; Rp: for ductile material)

End of Report

lines: 270

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet drážkování C_2

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : Unnamed
 Changed by: boucek on: 21.05.2019 at: 08:34:52

SPLINED JOINTS DIN 5480:2006

Shaft DIN5480 - W 220.00*5.00*42*8h
 Hub DIN5480 - N 220.00*5.00*42*9H

Drawing or article number:

Shaft: 0.000.0
 Hub: 0.000.0

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Normal module (mm)	[mn]	5.0000	
Nominal diameter DIN (mm)	[dB]	220.00	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	30.000	
		-----SHAFT-----	HUB-----
Number of teeth	[z]	42	-42
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Facewidth (mm)	[b]	15.00	15.00
Hand of gear	Spur gear		

Material

Gear 1: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
 ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

Gear 2: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
 ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

		-----SHAFT-----	HUB-----
Surface hardness		HBW 186	HBW 186
Reference diameter material (mm)	[dB]	219	250
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	590.00	590.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	345.00	345.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.00	0.00
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	8.00	8.00
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile	1 :		
Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550	
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*= 0.810)	
Addendum coefficient	[haP*]	0.450	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
			not topping

Gear reference profile	2 :		
Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550	
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*= 0.810)	
Addendum coefficient	[haP*]	0.450	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
			not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	0.550	0.550
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.160	0.160
Addendum Reference profile	[haP*]	0.450	0.450
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Transverse module (mm)	[mt]	5.000
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	30.000
Base helix angle (°)	[betab]	0.000
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.0000

	 SHAFT.....	HUB
Profile shift coefficient	[x]	0.4500	-0.4500
Profile shift (x*m) (mm)	[x*m]	2.2500	-2.2500
Reference diameter (mm)	[d]	210.000	210.000
Base diameter (mm)	[db]	181.865	181.865
Tip diameter (mm)	[da]	219.000	210.000
Effective tip diameter (mm)	[da.e/i]	219.000 / 218.710	210.000 / 210.290
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.290	-0.000 / 0.290
Root diameter (mm)	[df]	209.000	220.000
Effective root diameter (mm)	[df.e/i]	208.948 / 208.861	220.071 / 220.194
Root diameter allowances (mm)	[Adf.e/i]	-0.052 / -0.139	0.071 / 0.194
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4448 / 0.4361	-0.4571 / -0.4694
Root form diameter (mm)	[dFf]	209.800	219.259
Effective root form diameter (mm)	[dFf.e/i]	209.748 / 209.662	219.319 / 219.424
(dFf2 calculated with virtual pinion type cutter (circa): z=	27 x=	0.000	rhoaP0*=0.1)

Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	219.319 / 219.424	209.748 / 209.662
--------------------------	-----------	-------------------	-------------------

Active root diameter (mm)	[dNf.e/i]	210.000 / 210.290	219.000 / 218.710
Tooth height (mm)	[h]	5.000	5.000
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.500	0.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.742 / 0.536	0.714 / 0.526
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	5.160	5.256
(mm)	[san.e/i]	5.316 / 5.076	5.390 / 5.144
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	4.660	4.506
(mm)	[efn.e/i]	4.660 / 4.659	4.502 / 4.495
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		15.708
Base pitch (mm)	[pbt]		13.603
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		13.603

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

	SHAFT.....	HUB.....
		8	9
Accuracy grade		DIN 5480 h	DIN 5480 H
Tooth thickness deviation			
Number of teeth spanned	[k]	8.0000	8.0000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	114.0517	114.0517
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	214.6621	214.6785
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[dm]	9.7944	9.1575
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	10.0000	10.0000
Theor. dimension over two balls (mm)	[MRe/Mri-ball]	230.2153	198.0766
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MRe/Mri-pin]	230.2153	198.0766

Data for Actual Dimensions (DIN 5480:2006)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Smax/Smin, Emax/Emin]	10.4221 / 10.3721	10.5641 / 10.4931
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Smax/min]	-0.0300 / -0.0800	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Emax/min]		0.1120 / 0.0410
Base tangent length (mm)	[Wk.Smax/Smin]	114.0258 / 113.9825	114.1487 / 114.0873
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	230.1693 / 230.0924	198.2759 / 198.1496
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	230.1693 / 230.0924	198.2759 / 198.1496

Data for Effective Dimensions (DIN 5480:2006)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Svmax/min, Evmax/min]	10.4521 / 10.4221	10.4931 / 10.4521
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Svmax/min]	0.0000 / -0.0300	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Evmax/min]		0.0410 / 0.0000
Base tangent length (mm)	[Wk.Svmax/min]	(114.0517 / 114.0258)	(114.0873 / 114.0517)
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	(230.2153 / 230.1693)	(198.1496 / 198.0766)
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	(230.2153 / 230.1693)	(198.1496 / 198.0766)

Tolerance data DIN 5480-1 (mm)	[TG]	0.0800	0.1120
(mm)	[Tact]	0.0500	0.0710
(mm)	[Teff]	0.0300	0.0410

Circumferential backlash (transverse section):

-Theoretical (without form errors) (mm)	[jt.th]	0.1920 / 0.0710
-Effective (with form errors) (mm)	[jt.eff]	0.0710 / 0.0000
Normal backlash theoretical (mm)	[jn.th]	0.1663 / 0.0615
Normal backlash (mm)	[jn.eff]	0.0615 / 0.0000
Radial clearance (mm)	[jr.eff]	0.0581 / 0.0000

Notice: When controlling splines with individual measurements (base tangent length/pin diameter) respect the values in 'Actual dimensions'.

3. GEAR ACCURACY

	SHAFT.....	HUB.....
According to DIN 5480:2006:			
Accuracy grade	[Q-DIN5480]	8	9
Total profile deviation (µm)	[Fa]	25.0	34.0
Total helix deviation (µm)	[Fb]	13.0	16.0
Single pitch deviation (µm)	[fp]	21.0	30.0
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	50.0	71.0
Runout (µm)	[Fr]	80.0	80.0

4. STRENGTH CALCULATION

Calculation method: G.Niemann, Machine Elements I, 4th edition.

Centering: flank centered

Supporting length (mm)	[ltr]	15.00
Maximal circumferential force (N)	[Ft]	26710.99
Maximal circumferential force per tooth (N)	[Ft/z]	635.98
Load application diameter (mm)	[dm]	214.50
Tooth height (mm)	[h]	4.21
Distance a0 (mm)	[a0]	0.00
Length factor	[kl]	1.11
Participation factor (equivalent)	[kφβq]	2.00
Participation factor (maximum load)	[kφβmax]	1.70

The share factors $k\phi\beta$ according to Niemann are determined according to the accuracy grade specified in DIN 5480..

[Q] 9

Nominal torque (Nm)	[Tnenn]	2291.80
Application factor	[KA]	1.25
Service torque (Nm)	[Teq]	2864.75
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	2864.75
Torque - curve: No alternating torque		
Number of load peaks	[NL]	1000
Number of change of load direction	[NW]	1
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Tolerance field according to DIN 5480		"H9"

SHAFT

Width on shaft (mm)	[_W]	15.00
Supporting surface (mm ²)	[Flw=ltr*h*z]	2652.30
Tip form diameter (mm)	[dFa1.i]	218.71
Pressure stress (equivalent load) (N/mm ²)	[peq]	22.31
Pressure stress (maximum load) (N/mm ²)	[pmax]	22.31
Support factor	[fs]	1.30
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzuleq]	448.50
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzulmax]	672.75
fw * pzul / peq		20.11
fL * pzul / pmax		30.16
Required safety	[Smin]	1.00
Minimal safety	[S]	20.11

HUB

Width on hub (mm)	[L_N]	15.00
Supporting surface (mm ²)	[Fln=ltr*h*z]	2652.30
Tip form diameter (mm)	[dFa2.i]	-210.29
Small external diameter (mm)	[D1]	250.00
Big external diameter (mm)	[D2]	250.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	15.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	250.00
Pressure stress (equivalent load) (N/mm ²)	[peq]	22.31
Pressure stress (maximum load) (N/mm ²)	[pmax]	22.31
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzuleq]	517.50
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzulmax]	776.25
fw * pzul / peq		23.20
fL * pzul / pmax		34.80
Required safety	[Smin]	1.00
Minimal safety	[S]	23.20

5. ADDITIONAL DATA

Moment of inertia (System referenced to wheel 1):

calculation without consideration of the exact tooth shape

single gears	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.02413	0.02034
System	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.04447	

6. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

REMARKS:

- Specifications with [./e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances

Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance

- Concerning the calculation method:

$$h = (dFa1.i - ABS(dFa2.i)) / 2.0$$

$$dm = (dFa1.i + ABS(dFa2.i)) / 2.0;$$

$$Ft = Mmax * 2000 / dm$$

$$\text{Pressure load: } p(eq,max) = kphib(eq,max) * k1 * M * 2000 / (dm * l * h * z); \text{ pmax } \geq \text{peq}$$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6

$$pzuleq = fs * fH * fw * (Rm, Rp)$$

$$pzulmax = fs * fH * fL * (Rm, Rp)$$

(Rm:for brittle material; Rp:for ductile material)

End of Report

lines: 270

PŘÍLOHA č. 4

Výpočet drážkování C_{12}

Name : Unnamed
 Changed by: boucek on: 21.05.2019 at: 08:21:11

SPLINED JOINTS DIN 5480:2006

Shaft DIN5480 - W 190.00*5.00*36*8h
 Hub DIN5480 - N 190.00*5.00*36*9H

Drawing or article number:

Shaft: 0.000.0
 Hub: 0.000.0

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Normal module (mm)	[mn]	5.0000	
Nominal diameter DIN (mm)	[dB]	190.00	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	30.000	
		-----SHAFT-----	HUB-----
Number of teeth	[z]	36	-36
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Facewidth (mm)	[b]	35.00	35.00
Hand of gear	Spur gear		

Material

Gear 1: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
 ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

Gear 2: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
 ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

		-----SHAFT-----	HUB-----
Surface hardness		HBW 186	HBW 186
Reference diameter material (mm)	[dB]	189	210
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	590.00	590.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	345.00	345.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.00	0.00
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	8.00	8.00
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile	1 :		
Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550	
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*= 0.810)	
Addendum coefficient	[haP*]	0.450	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
			not topping

Gear reference profile	2 :		
Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550	
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*= 0.810)	
Addendum coefficient	[haP*]	0.450	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
			not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	0.550	0.550
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.160	0.160
Addendum Reference profile	[haP*]	0.450	0.450
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Transverse module (mm)	[mt]	5.000
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	30.000
Base helix angle (°)	[betab]	0.000
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.0000

	 SHAFT	HUB
Profile shift coefficient	[x]	0.4500	-0.4500
Profile shift (x*m) (mm)	[x*m]	2.2500	-2.2500
Reference diameter (mm)	[d]	180.000	180.000
Base diameter (mm)	[db]	155.885	155.885
Tip diameter (mm)	[da]	189.000	180.000
Effective tip diameter (mm)	[da.e/i]	189.000 / 188.710	180.000 / 180.250
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.290	-0.000 / 0.250
Root diameter (mm)	[df]	179.000	190.000
Effective root diameter (mm)	[df.e/i]	178.955 / 178.877	190.064 / 190.173
Root diameter allowances (mm)	[Adf.e/i]	-0.045 / -0.123	0.064 / 0.173
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4455 / 0.4377	-0.4564 / -0.4673
Root form diameter (mm)	[dFf]	179.800	189.273
Effective root form diameter (mm)	[dFf.e/i]	179.755 / 179.678	189.326 / 189.418
(dFf2 calculated with virtual pinion type cutter (circa): z=	23 x=	0.000	rhoaP0*=0.1)

Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	189.326 / 189.418	179.755 / 179.678
--------------------------	-----------	-------------------	-------------------

Active root diameter (mm)	[dNf.e/i]	180.000 / 180.250	189.000 / 188.710
Tooth height (mm)	[h]	5.000	5.000
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.500	0.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.732 / 0.532	0.686 / 0.523
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	5.146	5.256
(mm)	[san.e/i]	5.309 / 5.071	5.371 / 5.156
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	4.657	4.480
(mm)	[efn.e/i]	4.657 / 4.655	4.476 / 4.469
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		15.708
Base pitch (mm)	[pbt]		13.603
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		13.603

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

	 SHAFT	HUB
		8	9
Accuracy grade		DIN 5480 h	DIN 5480 H
Tooth thickness deviation			
Number of teeth spanned	[k]	7.0000	7.0000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	99.0517	99.0517
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	184.6863	184.7009
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[dm]	9.9246	9.1708
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	10.0000	10.0000
Theor. dimension over two balls (mm)	[MRe/Mri-ball]	200.1258	168.0718
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MRe/Mri-pin]	200.1258	168.0718

Data for Actual Dimensions (DIN 5480:2006)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Smax/Smin, Emax/Emin]	10.4261 / 10.3811	10.5521 / 10.4891
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Smax/min]	-0.0260 / -0.0710	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Emax/min]		0.1000 / 0.0370
Base tangent length (mm)	[Wk.Smax/Smin]	99.0292 / 98.9903	99.1384 / 99.0838
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	200.0864 / 200.0183	168.2507 / 168.1381
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	200.0864 / 200.0183	168.2507 / 168.1381

Data for Effective Dimensions (DIN 5480:2006)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Svmax/min, Evmax/min]	10.4521 / 10.4261	10.4891 / 10.4521
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Svmax/min]	0.0000 / -0.0260	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Evmax/min]		0.0370 / 0.0000
Base tangent length (mm)	[Wk.Svmax/min]	(99.0517 / 99.0292)	(99.0838 / 99.0517)
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	(200.1258 / 200.0864)	(168.1381 / 168.0718)
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	(200.1258 / 200.0864)	(168.1381 / 168.0718)

Tolerance data DIN 5480-1 (mm)	[TG]	0.0710	0.1000
(mm)	[Tact]	0.0450	0.0630
(mm)	[Teff]	0.0260	0.0370

Circumferential backlash (transverse section):

-Theoretical (without form errors) (mm)	[jt.th]	0.1710 / 0.0630
-Effective (with form errors) (mm)	[jt.eff]	0.0630 / 0.0000
Normal backlash theoretical (mm)	[jn.th]	0.1481 / 0.0546
Normal backlash (mm)	[jn.eff]	0.0546 / 0.0000
Radial clearance (mm)	[jr.eff]	0.0510 / 0.0000

Notice: When controlling splines with individual measurements (base tangent length/pin diameter) respect the values in 'Actual dimensions'.

3. GEAR ACCURACY

	SHAFT.....	HUB.....
According to DIN 5480:2006:			
Accuracy grade	[Q-DIN5480]	8	9
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.0	31.0
Total helix deviation (µm)	[Fb]	12.0	15.0
Single pitch deviation (µm)	[fp]	19.0	27.0
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	45.0	63.0
Runout (µm)	[Fr]	60.0	60.0

4. STRENGTH CALCULATION

Calculation method: G.Niemann, Machine Elements I, 4th edition.

Centering: flank centered

Supporting length (mm)	[ltr]	35.00
Maximal circumferential force (N)	[Ft]	31057.60
Maximal circumferential force per tooth (N)	[Ft/z]	862.71
Load application diameter (mm)	[dm]	184.48
Tooth height (mm)	[h]	4.23
Distance a0 (mm)	[a0]	0.00
Length factor	[kl]	1.12
Participation factor (equivalent)	[kφβq]	2.00
Participation factor (maximum load)	[kφβmax]	1.70

The share factors $k\phi\beta$ according to Niemann are determined according to the accuracy grade specified in DIN 5480..

[Q] 9

Nominal torque (Nm)	[Tnenn]	2291.80
Application factor	[KA]	1.25
Service torque (Nm)	[Teq]	2864.75
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	2864.75
Torque - curve: No alternating torque		
Number of load peaks	[NL]	1000
Number of change of load direction	[NW]	1
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Tolerance field according to DIN 5480		"H9"

SHAFT

Width on shaft (mm)	[_W]	35.00
Supporting surface (mm ²)	[Flw=ltr*h*z]	5329.80
Tip form diameter (mm)	[dFa1.i]	188.71
Pressure stress (equivalent load) (N/mm ²)	[peq]	13.04
Pressure stress (maximum load) (N/mm ²)	[pmax]	13.04
Support factor	[fs]	1.30
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzuleq]	448.50
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzulmax]	672.75
fw * pzul / peq		34.38
fL * pzul / pmax		51.57
Required safety	[Smin]	1.00
Minimal safety	[S]	34.38

HUB

Width on hub (mm)	[L_N]	35.00
Supporting surface (mm ²)	[Fln=ltr*h*z]	5329.80
Tip form diameter (mm)	[dFa2.i]	-180.25
Small external diameter (mm)	[D1]	210.00
Big external diameter (mm)	[D2]	210.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	35.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	210.00
Pressure stress (equivalent load) (N/mm ²)	[peq]	13.04
Pressure stress (maximum load) (N/mm ²)	[pmax]	13.04
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzuleq]	517.50
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzulmax]	776.25
fw * pzul / peq		39.67
fL * pzul / pmax		59.51
Required safety	[Smin]	1.00
Minimal safety	[S]	39.67

5. ADDITIONAL DATA

Moment of inertia (System referenced to wheel 1):

calculation without consideration of the exact tooth shape

single gears	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.03076	0.02073
System	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.05149	

6. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

REMARKS:

- Specifications with [./e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances

Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance

- Concerning the calculation method:

$$h = (dFa1.i - ABS(dFa2.i)) / 2.0$$

$$dm = (dFa1.i + ABS(dFa2.i)) / 2.0;$$

$$Ft = Mmax * 2000 / dm$$

$$\text{Pressure load: } p(eq,max) = kphib(eq,max) * k1 * M * 2000 / (dm * l * h * z); \text{ pmax } \geq \text{peq}$$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6

$$pzuleq = fs * fH * fw * (Rm, Rp)$$

$$pzulmax = fs * fH * fL * (Rm, Rp)$$

(Rm:for brittle material; Rp:for ductile material)

End of Report

lines: 270

PŘÍLOHA č. 5

Výpočet drážkování sh_1

Name : Unnamed
 Changed by: boucek on: 21.05.2019 at: 08:41:23

Straight-sided spline [M02b]

Calculation method: G.Niemann, Maschinenelemente I, 4th Edition, 2005.

Label	DIN ISO 14:1986 (Light series)	
Inner diameter (mm)	[d1]	42.00
External diameter (mm)	[d2]	46.00
Medium diameter (mm)	[dm]	44.00
Number of keys	[nK]	8.00
Width (mm)	[b]	8.00
Height of key (mm)	[h]	2.00
Supporting length (mm)	[ltr]	60.00
Length factor	[k1]	1.29
Participation factor (equivalent)	[kphibeq]	1.30
Participation factor (maximum load)	[kphibmax]	1.10
Nominal torque (Nm)	[Tnenn]	487.00
Application factor	[KA]	1.00
Service torque (Nm)	[Teq]	487.00
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	487.00
Number of load peaks	[NL]	1000
Torque curve: No alternating torque		
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Manufacturing tolerances according to Niemann		H7

Shaft

Material	C45 (1)	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	630.00 (d=40- 100mm)
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	370.00 (d=40- 100mm)
Pressure stress (equiv. load) (N/mm ²)	[peq]	38.60
Pressure stress (maxim. load) (N/mm ²)	[pmax]	38.60
Support factor	[fs]	1.30
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzuleq]	481.00

Permissible pressure (N/mm ²)	[pzulmax]	721.50
fw * pzul / peq		12.46
fL * pzul / pmax		18.69
Required safety		1.00
Minimal safety		12.46

Hub

Material		C45 (1)
Type		Through hardened steel
Treatment		unalloyed, through hardened
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	630.00 (d=40- 100mm)
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	370.00 (d=40- 100mm)
Small external diameter (mm)	[D1]	80.00
Big external diameter (mm)	[D2]	80.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	60.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	80.00
Distance a0 (mm)	[a0]	0.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm ²)	[peq]	38.60
Pressure stress (maxim. load) (N/mm ²)	[pmax]	38.60
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzuleq]	555.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzulmax]	832.50
fw * pzul / peq		14.38
fL * pzul / pmax		21.57
Required safety		1.00
Minimal safety		14.38

Remarks:

Pressure load: $p(eq,max) = k_{phib}(eq,max) * k_1 * T * 2000 / (dm * l * r * h * z)$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6

$pzuleq = fs * fH * fw * (Rm, Rp)$

$pzulmax = fs * fH * fL * (Rm, Rp)$

(Rm:for brittle material; Rp:for ductile material)

End of Report

lines: 90

PŘÍLOHA č. 6

Výpočet drážkování sh_8

Name : Unnamed
 Changed by: boucek on: 21.05.2019 at: 08:43:17

Straight-sided spline [M02b]

Calculation method: G.Niemann, Maschinenelemente I, 4th Edition, 2005.

Label	DIN ISO 14:1986 (Light series)	
Inner diameter (mm)	[d1]	56.00
External diameter (mm)	[d2]	62.00
Medium diameter (mm)	[dm]	59.00
Number of keys	[nK]	8.00
Width (mm)	[b]	10.00
Height of key (mm)	[h]	3.00
Supporting length (mm)	[ltr]	45.00
Length factor	[k1]	1.08
Participation factor (equivalent)	[kphibeq]	1.30
Participation factor (maximum load)	[kphibmax]	1.10
Nominal torque (Nm)	[Tnenn]	2778.80
Application factor	[KA]	1.00
Service torque (Nm)	[Teq]	2778.80
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	2778.80
Number of load peaks	[NL]	1000
Torque curve: No alternating torque		
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Manufacturing tolerances according to Niemann		H7

Shaft

Material	C45 (1)	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	630.00 (d=40- 100mm)
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	370.00 (d=40- 100mm)
Pressure stress (equiv. load) (N/mm ²)	[peq]	122.62
Pressure stress (maxim. load) (N/mm ²)	[pmax]	122.62
Support factor	[fs]	1.30
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzuleq]	481.00

Permissible pressure (N/mm ²)	[pzulmax]	721.50
fw * pzul / peq		3.92
fL * pzul / pmax		5.88
Required safety		1.00
Minimal safety		3.92

Hub

Material		C45 (1)
Type		Through hardened steel
Treatment		unalloyed, through hardened
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	590.00 (d=100- 250mm)
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	345.00 (d=100- 250mm)
Small external diameter (mm)	[D1]	220.00
Big external diameter (mm)	[D2]	220.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	45.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	220.00
Distance a0 (mm)	[a0]	0.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm ²)	[peq]	122.62
Pressure stress (maxim. load) (N/mm ²)	[pmax]	122.62
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzuleq]	517.50
Permissible pressure (N/mm ²)	[pzulmax]	776.25
fw * pzul / peq		4.22
fL * pzul / pmax		6.33
Required safety		1.00
Minimal safety		4.22

Remarks:

Pressure load: $p(eq,max) = k_{phib}(eq,max) * k_1 * T * 2000 / (dm * l * r * h * z)$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6

$pzuleq = fs * fH * fw * (Rm, Rp)$

$pzulmax = fs * fH * fL * (Rm, Rp)$

(Rm: for brittle material; Rp: for ductile material)

End of Report

lines: 90

PŘÍLOHA č. 7

Výpočet pera sh_1 na vstupu

Name : Unnamed
 Changed by: boucek on: 21.05.2019 at: 09:14:50

Keys [M02a]

Calculation method: DIN 6892-C:2012

Label	Own Input	
Key width (mm)	[b]	18.00
Key height (mm)	[h]	11.00
Draft angle (mm)	[a]	4.50
Shaft diameter (mm)	[d]	65.00
Nominal torque (Nm)	[Tn]	487.00
Application factor	[KA]	1.00
equivalent torque (Nm)	[Teq]	487.00
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	487.00
Minimal frictional torque for interference fit (Nm)	[TRmin]	0.00
Number of load peaks	[NL]	1000
Number of keys	[i]	1
Load factor	[phi]	1.00
equivalent circumferential stress (N)	[Feq]	14984.62
Maximal circumferential force (N)	[Fmax]	14984.62
Contact coefficient for equivalent surface pressure	[Kneq]	1.00
Contact coefficient for maximal surface pressure	[Knmax]	1.00
Friction factor	[KReq]	1.000
Friction factor	[KR]	1.000
Groove depth shaft (minimal value) (mm)	[t1]	7.00
Supporting key length (mm)	[ltr]	80.00
Supporting key height (mm)	[h-t1]	4.00
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	53.10
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	53.10

Shaft

Material C45 (1)
 Type Through hardened steel

Treatment	unalloyed, through hardened		
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	630.00	(d=40- 100mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	370.00	(d=40- 100mm)
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	333.00	
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50	
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	6.27	
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	9.41	
Minimal safety	[SF]	6.27	

Hub

Material	C45 (1)		
Type	Through hardened steel		
Treatment	unalloyed, through hardened		
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	630.00	(d=40- 100mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	370.00	(d=40- 100mm)
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	333.00	
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50	
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	7.11	
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	10.67	
Minimal safety	[SF]	7.11	

Key

Material	E335 (St60.2)		
Type	Structural steel		
Treatment	untreated		
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	570.00	(d= 0- 16mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	335.00	(d= 0- 16mm)
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	301.50	
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50	
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	5.68	
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	8.52	
Minimal safety	[SF]	5.68	

Remarks:

Safety = Minimum (pzul/peq, fL*pzul/pmax)

Condition according to DIN 6892 Safety >= 1.0

Supporting key height: h - t1

End of Report

lines: 90

PŘÍLOHA č. 8

Výpočet pera sh_8 na výstupu

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : Unnamed
 Changed by: boucek on: 21.05.2019 at: 09:22:33

Keys [M02a]

Calculation method: DIN 6892-C:2012

Label	DIN 6885.1:1968 Default	
Key width (mm)	[b]	20.00
Key height (mm)	[h]	12.00
Shaft diameter (mm)	[d]	70.00
Nominal torque (Nm)	[Tn]	2778.80
Application factor	[KA]	1.00
equivalent torque (Nm)	[Teq]	2778.80
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	2778.80
Minimal frictional torque for interference fit (Nm)	[TRmin]	0.00
Number of load peaks	[NL]	1000
Number of keys	[i]	1
Load factor	[phi]	1.00
equivalent circumferential stress (N)	[Feq]	79394.36
Maximal circumferential force (N)	[Fmax]	79394.36
Contact coefficient for equivalent surface pressure	[Kneq]	1.00
Contact coefficient for maximal surface pressure	[Knmax]	1.00
Friction factor	[KReq]	1.000
Friction factor	[KR]	1.000
Groove depth shaft (minimal value) (mm)	[t1]	7.50
Supporting key length (mm)	[ltr]	90.00
Supporting key height (mm)	[h-t1]	4.50
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	196.04
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	196.04

Shaft

Material	C45 (1)	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	630.00 (d=40- 100mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	370.00 (d=40- 100mm)
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	333.00

Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	1.70
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	2.55
Minimal safety	[SF]	1.70

Hub

Material	C45 (1)	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	650.00 (d=16- 40mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	430.00 (d=16- 40mm)
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	387.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	1.97
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	2.96
Minimal safety	[SF]	1.97

Key

Material	E335 (St60.2)	
Type	Structural steel	
Treatment	untreated	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	570.00 (d= 0- 16mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	335.00 (d= 0- 16mm)
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	301.50
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	1.54
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	2.31
Minimal safety	[SF]	1.54

Remarks:

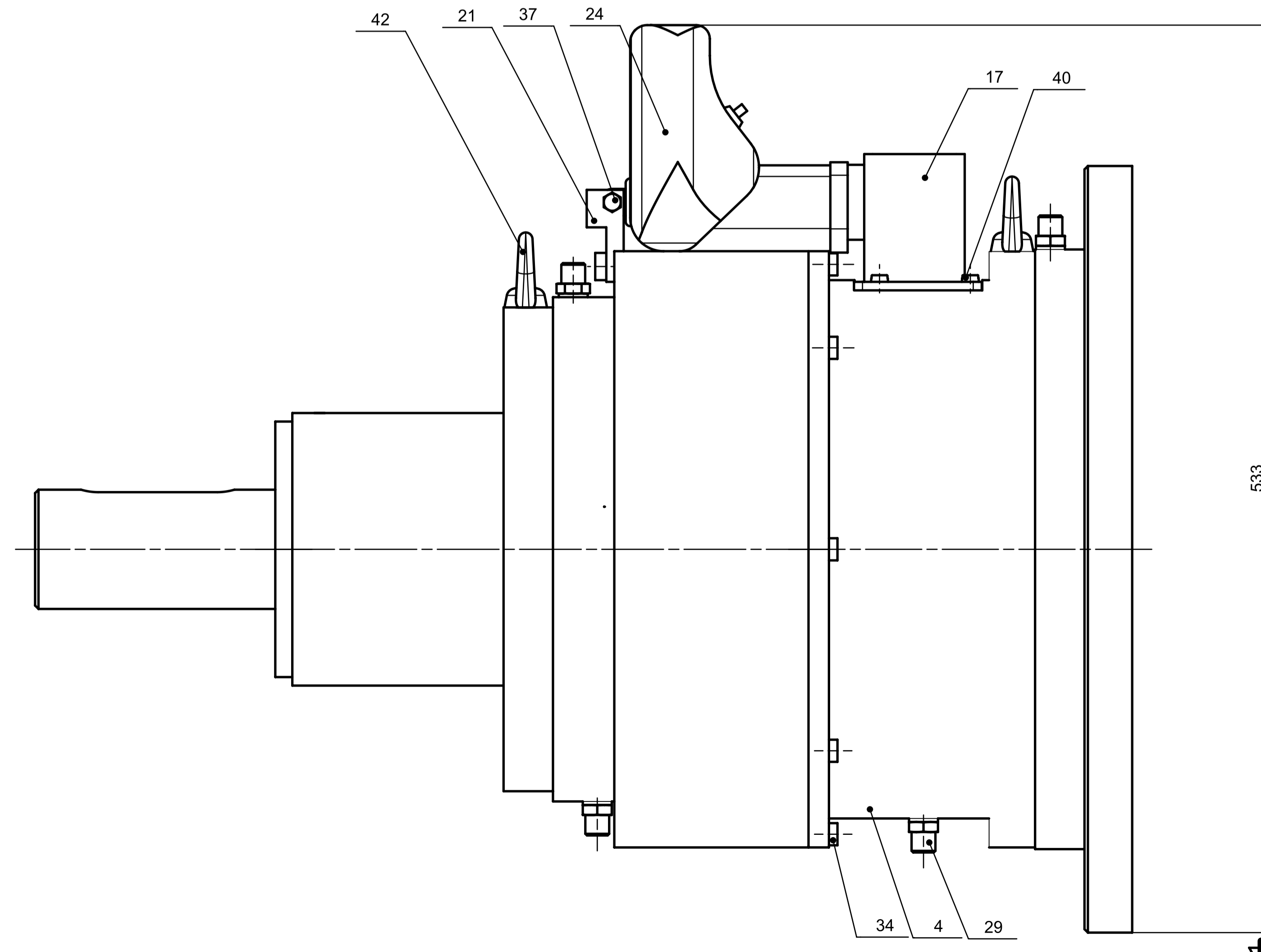
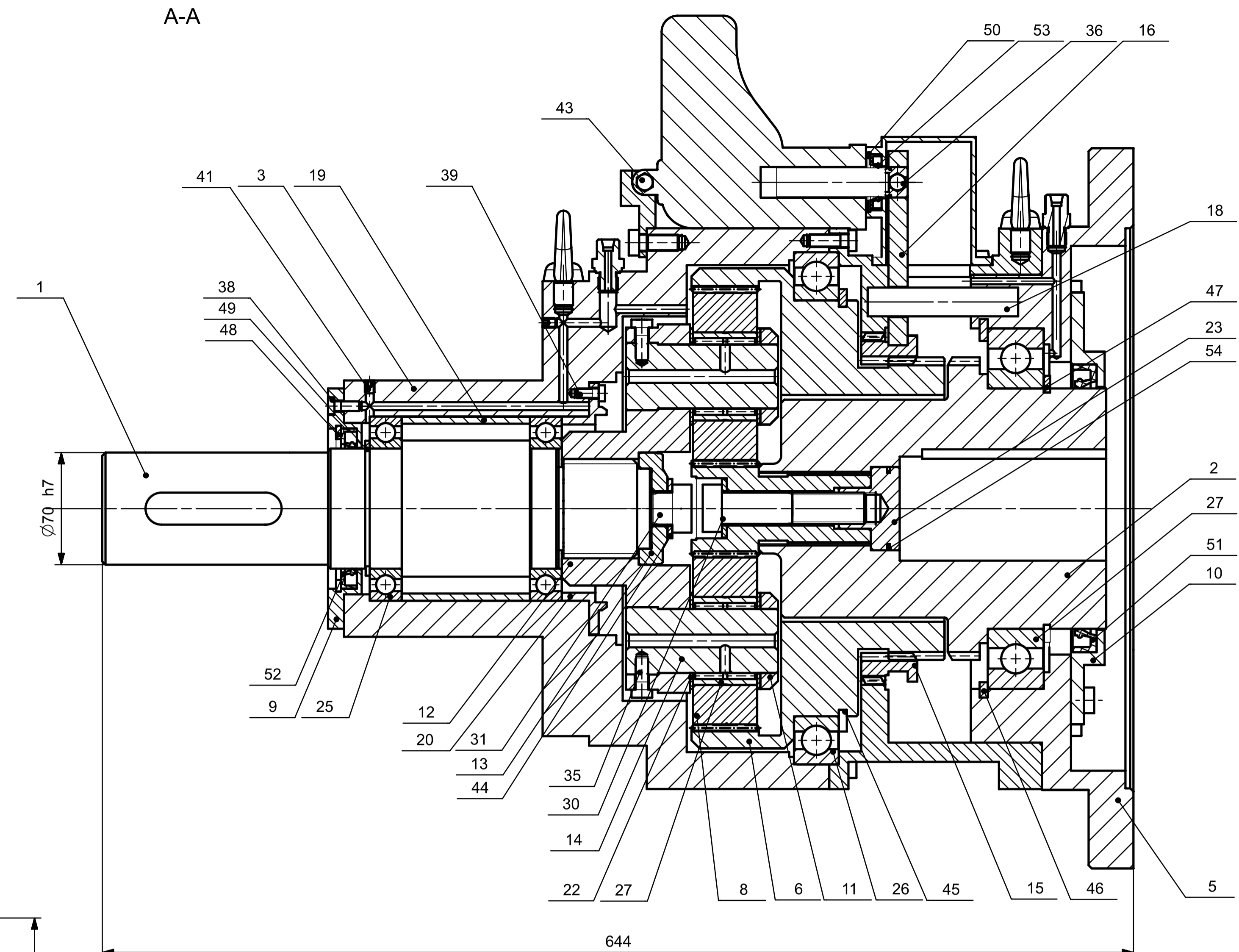
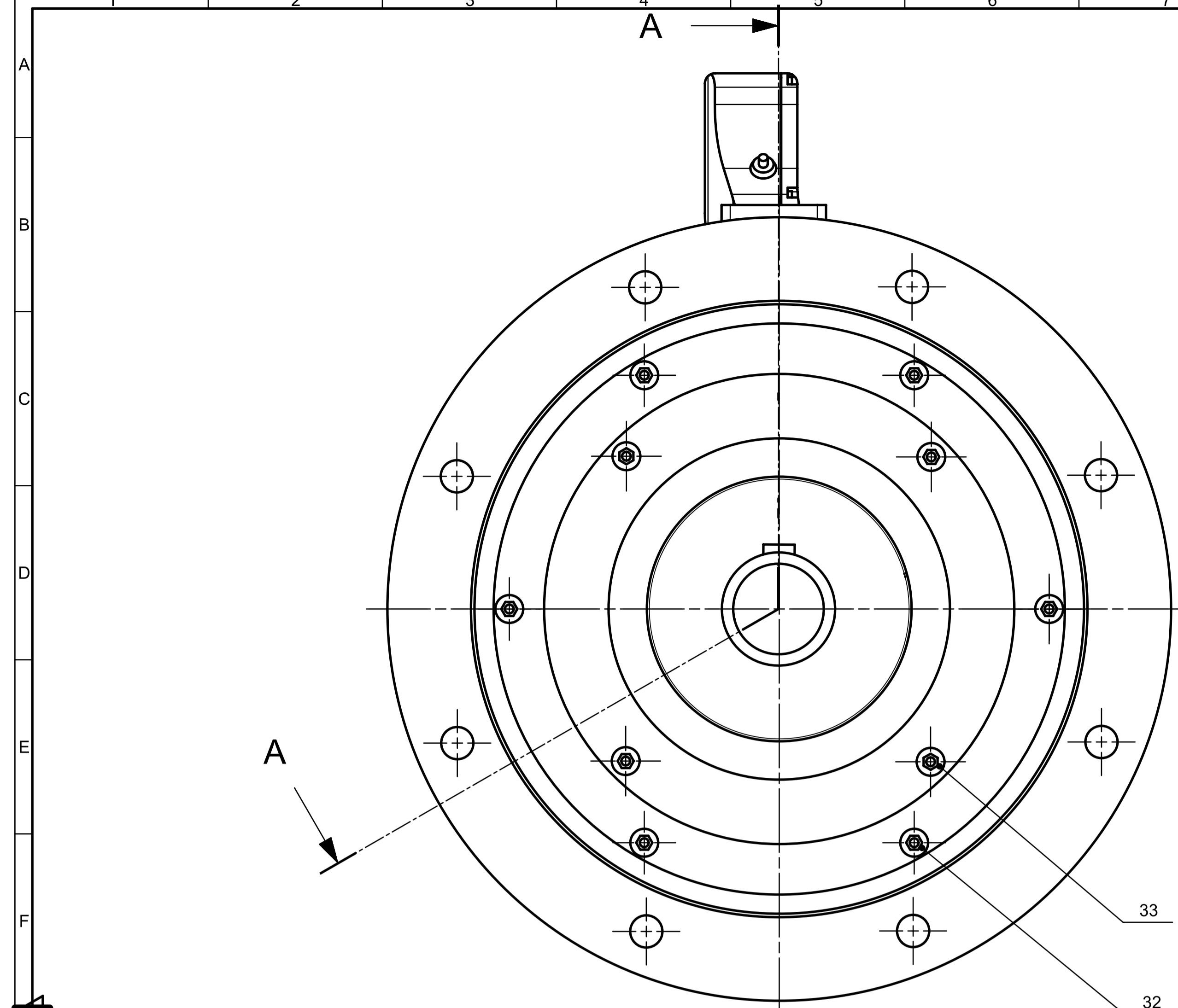
Safety = Minimum (pzul/peq, fL*pzul/pmax)


Condition according to DIN 6892 Safety >= 1.0

Supporting key height: h - t1



End of Report

lines: 89



Číslo / No.	Datum / Date	Jméno / Name	 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn	23.05.2019	Vaclav Boucek	
Projekční / Design	---	---	Hmotnost / Weight 203,17 kg
Stáhl / Download	---	---	
Index zobrazení / Index view	---	---	Meritka / Scale 1:2
---	---	---	
Tolerance / Tolerances ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mk	Subor-model / ASM-File Planetova prevodovka	Projekt / Project ---	Rev. / Rev. Číslo výkresu / Drawing No. BP 1000
Subor-vykres / DWG-File Planetova prevodovka	Datum / Date ---	Podpis / Signature ---	
Nazev / Title PLANETOVA PREVODOVKA		List / sheet no. 1	Počet listů / sheets 3

	4	3	2	1		
	29	ŠROUBENÍ	ČSN 137862		0,11	4
	28	LOŽISKO SKF 6030	SKF		4,29	1
	27	LOŽISKO SKF RNAO_40X55X40	SKF		0,28	1
	26	LOŽISKO SKF 61852	SKF		4,17	1
D	25	LOŽISKO SKF 6015	SKF		0,638	2
	24	AKTUÁTOR	THOMSON		0,64	1
	23	DRŽÁK CENTRÁLNÍHO KOLA	BP 1023	11 500	0,319	1
	22	PODLOŽKA PLANETY	BP 1022	11 423	0,025	6
	21	DRŽÁK AKTUÁTORU	BP 1021	11 373	0,092	1
	20	VÍČKO LOŽISKA	BP 1020	11 373	0,758	1
	19	ROZPĚRNÁ VLOŽKA	BP 1019	11 373	0,978	1
	18	VODÍCÍ TYČ	BP 1018	11 600	0,187	1
	17	KRYT ŘAZENÍ	BP 1017	11 373	0,604	1
	16	VIDLICE PŘESOUVADLA	BP 1016	11 600	0,552	1
C	15	PŘESOUVADLO	BP 1015	12 050	2,202	1
	14	ČEP	BP 1014	11 600	0,908	3
	13	DRŽÁK UNAŠEČE	BP 1013	11 500	0,329	1
	12	UNAŠEČ	BP 1012	11 600	5,461	1
	11	VÍČKO PLANETY	BP 1011	11 500	0,118	3
	10	VÍČKO VÝSTUP	BP 1010	11 500	0,912	1
	9	VÍČKO-VSTUP	BP 1009	11 500	2,735	1
	8	PLANETOVÉ KOLO	BP 1008	16 326	2,138	1
	7	CENTRÁLNÍ KOLO	BP 1007	16 326	1,108	1
	6	KORUNOVÉ KOLO	BP 1006	16 326	22,997	1
	5	PŘÍRUBA MOTORU	BP 1005	11 500	35,319	1
B	4	SKŘÍŇ - STŘED	BP 1004	12 050	19,717	1
	3	SKŘÍŇ - VÝSTUP	BP 1003	42 2303	57,254	1
	2	NÁBOJ-VSTUP	BP 1002	12 050	22,415	1
	1	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL	BP 1001	12 050	10,516	1
	Poz.	Název - rozměr	Výkres - norma	Materiál	Hmotnost	Mn.

CAD 1	Datum / Date		Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by	23.05. 2019		Vaclav Boucek			
Prozkoušel / Checked by	---		---			
Schválil / Approved by	---		---			
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:	
---	---	---	---	---	Hmotnost 203,17 kg	
---	---	---	---	---		
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project:	Meritko / Scale 1 : 1	
	Planetova prevodovka			---		
Soubor-vykres / DRW-file			Cesstang / Assembly No.			
Planetova prevodovka						
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
PLANETOVA PREVODOVKA				0	BP 1000	A4
				List / sheet no. 2	Pocet listu / sheets 3	

4

3

2

1

4


3

2

1

54	KROUŽEK 45 x 52	ČSN 02 9310.4		0,002	1
53	GUFERO 18-35-7 NBR	ČSN 02 9401		0,006	1
52	GUFERO 75-100-10 NBR	ČSN 02 9401		0,017	1
51	GUFERO 150-180-15 NBR	ČSN 02 9401		0,038	1
50	POJISTNÝ KROUŽEK 35	ČSN 02 2931		0,003	1
49	POJISTNÝ KROUŽEK 75	ČSN 02 2930		0,033	1
48	POJISTNÝ KROUŽEK 100	ČSN 02 2931		0,042	1
47	POJISTNÝ KROUŽEK 150	ČSN 02 2930		0,173	1
46	POJISTNÝ KROUŽEK 225	ČSN 02 2931		0,271	1
45	POJISTNÝ KROUŽEK 260	ČSN 02 2930		0,387	1
44	PODLOŽKA 20	ČSN 02 1701		0,016	2
43	MATICE M6	ČSN 02 1404		0,002	2
42	ŠROUB M12	ČSN 021369		0,099	2
41	ŠROUB M6 x 8	ČSN 02 21143		0,03	2
40	ŠROUB M6 x 10	ČSN 02 1131		0,004	4
39	ŠROUB M6 x 14	ČSN 02 21143		0,004	4
38	ŠROUB M6 x 16	ČSN 02 21143		0,005	4
37	ŠROUB M6 x 30	ČSN 02 21143		0,009	1
36	ŠROUB M6 x 40	ČSN 02 21143		0,011	6
35	ŠROUB M8 x 20	ČSN 02 21143		0,012	3
34	ŠROUB M8 x 25	ČSN 02 21143		0,014	8
33	ŠROUB M10 x 25	ČSN 02 21143		0,023	5
32	ŠROUB M10 x 30	ČSN 02 21143		0,026	6
31	ŠROUB M20 x 50	ČSN 02 21143		0,169	1
30	ŠROUB M20x90	ČSN 02 21143		0,267	1

Poz.	Název - rozměr	Výkres - norma	Materiál	Hmotnost	Mn.
------	----------------	----------------	----------	----------	-----

CAD 1	Datum / Date		Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKE UNIVERZITY V PLZNI Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved
Kreslil / Drawn by	23.05. 2019		Vaclav Boucek			
Prezkoušel / Checked by	---		---			
Schválil / Approved by	---		---			

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:
---	---	---	---	---	Hmotnost 203,17 kg
---	---	---	---	---	

 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	Meritko / Scale 1 : 1
	Soubor-vykres / DRW-file	C.cesty / Assembly No.	

Název / Title	Rev.	Císlo výkresu / Drawing No.	Format
PLANETOVA PREVODOVKA	0	BP 1000	A4
---		List / sheet no. 3	Pocet listu / sheets 3

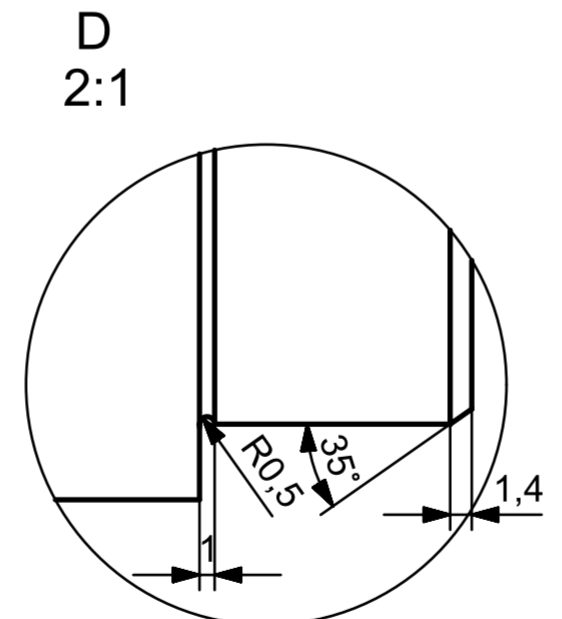
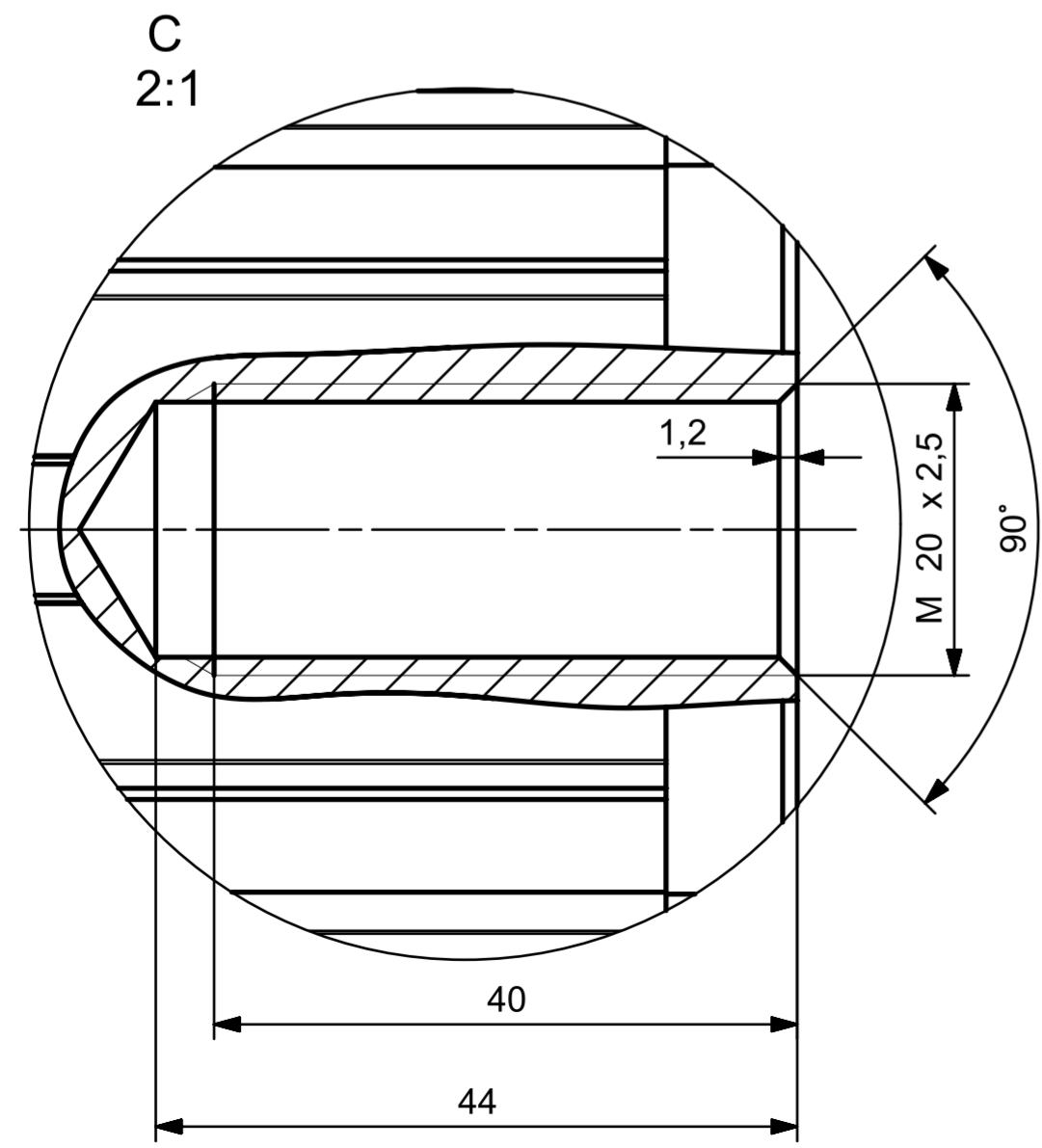
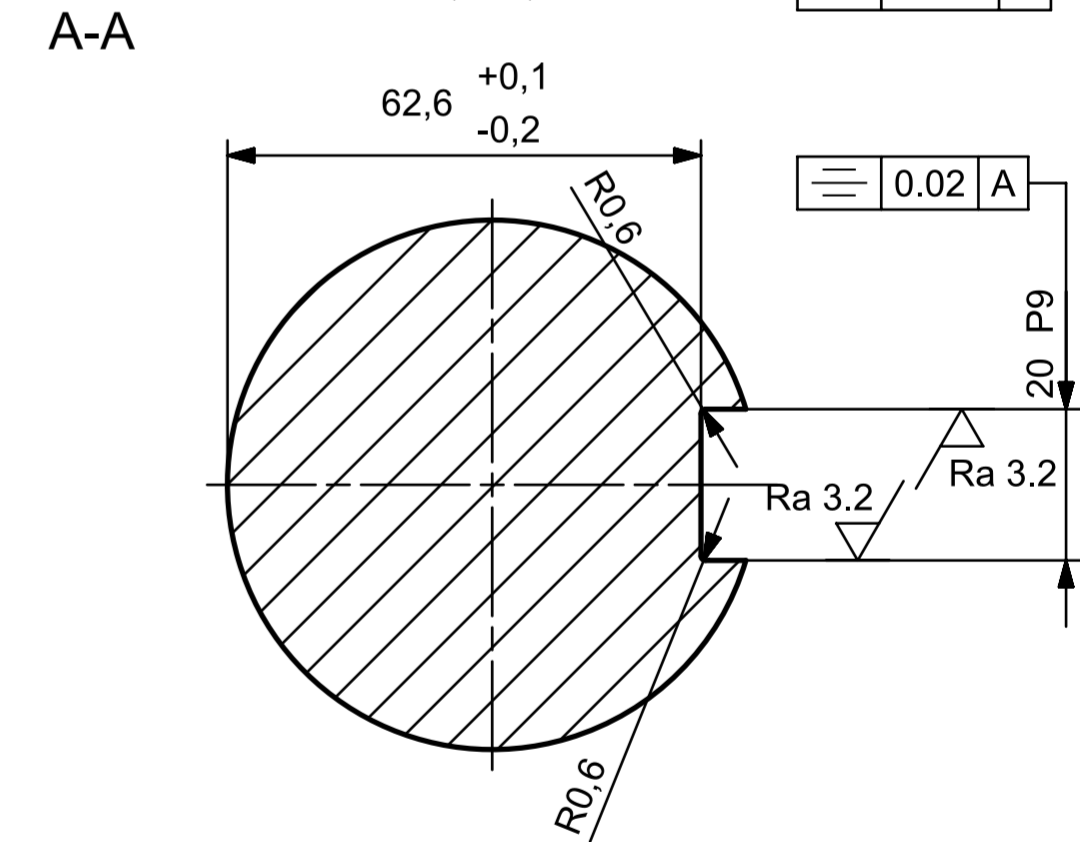
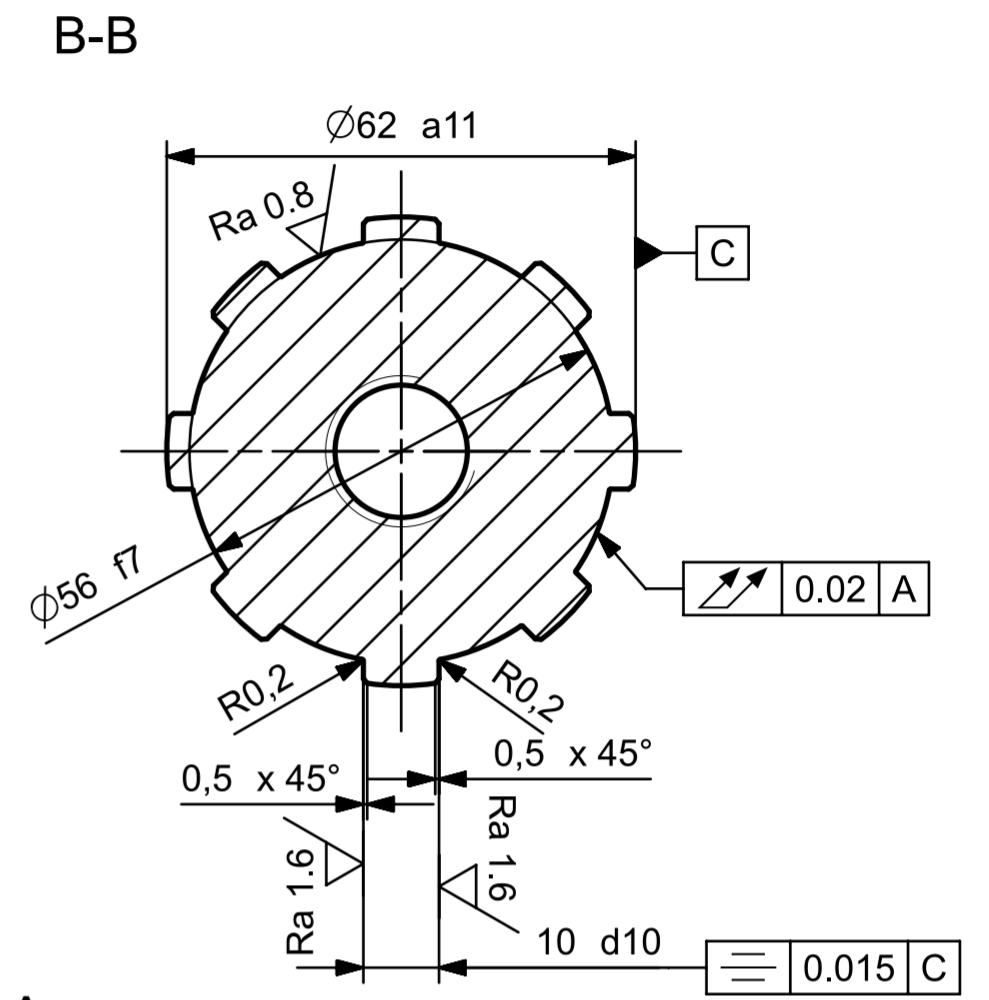
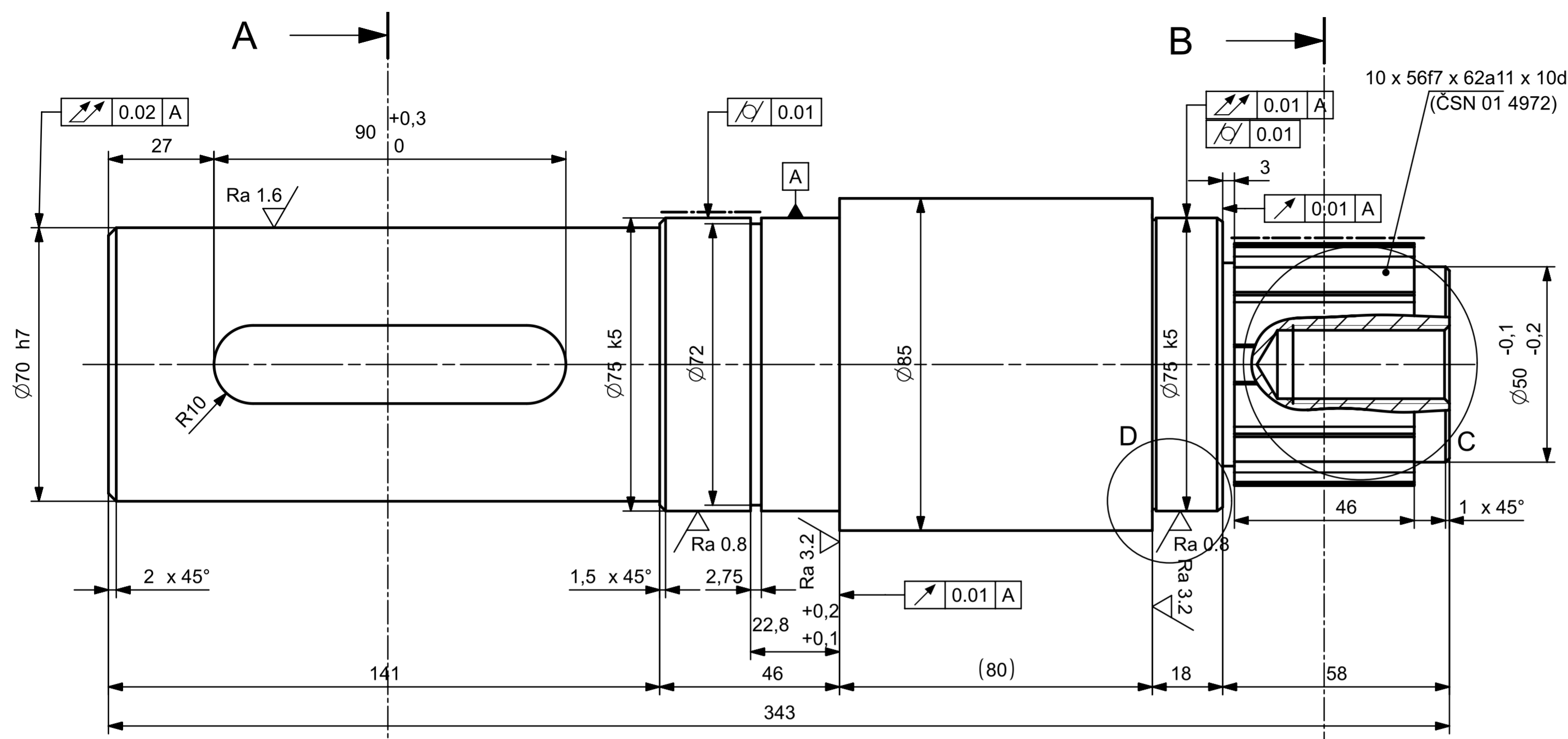
4

3

2

1

Ra 6.3 (✓)



----- Povrchově kaleno na HRC 70

---	KR 90-350	CSN 42 5510	12 050	002	10,517	17,48	BP 1000	1
Poz.	Název - rozměr	Polotovár	Material	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Císlo výkresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.wt.	Assembly drawing no.	Quant.
ČAD	Datum / Date	Jméno / Name						
Vytvořil / Created	20.05. 2019	Bouček						
Průzkoušel / Checked	---	---						
Šelhal / Approved	---	---						
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
Tolerance / Tolerování	Soubor-model / ASM-File		Projekt / Project:		Meritko / Scale			
	HCCDEL		---		1 : 1			
ISO 128	Soubor-vykres / DRW-File		Číslo výkresu / Drawing No.		Format			
---	HCCDEL		BP 1000		A2			
Název / Title			Rev.	Císlo výkresu / Drawing No.		Format		
Vystupni hřidel			0	BP 1001		A2		
				List / sheet no. 1		Pocet listu / sheets 2		