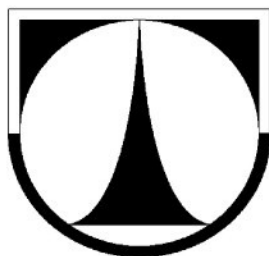


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Převodovky pro utahovací jednotky

Transmissions for cinching units

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tomáš Berger

Květen 2010

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

Převodovky pro utahovací jednotky

Transmissions for cinching units

Diplomová práce

KVM– DP – 631

Tomáš Berger

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Michal Hubálek, Ph.D.

Počet stran: 65

Počet obrázků: 45

Počet tabulek: 11

Počet výkresů: 14

Květen 2010

Místo pro vložení originálního zadání DP

Převodovky pro utahovací jednotky

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá problematikou převodových modulů pro pneumatické utahovací jednotky. Práce je rozdělena na dvě základní části. V první části jsou rozebrány současné sestavy utahovacích jednotek a jejich součásti. Druhá část je konstrukční a je zaměřena na vhodné začlenění nových převodových modulů do stávajících sestav a na vlastní návrh konstrukce jednotlivých převodových modulů. Cílem práce je vyhotovení podkladů pro firmu DEPRAG CZ a.s.

Klíčová slova: převodový modul, planetový převod, utahovací jednotka

Transmissions for cinching units

Annotation

This diploma thesis deals with problems of transfer modules for pneumatic cinching units. The thesis is divided into two basic parts. In the first part there is an analysis of actual arrangements of cinching units and their single parts. The second part is constructional and it is specialized in acceptable incorporation of new transmissive modules to the current arrangements and on my own proposal of construction single of transmissive modules. The aim of the diploma thesis is the execution of basis for company DEPRAG CZ a. s.

Key words: transfer module, planetary gearing, cinching units

Desetinné třídění:

Zpracovatel:

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno :

2010

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

Poděkování

Velice rád bych poděkoval společnosti DEPRAG CZ a.s., že mi poskytla pro diplomovou práci takto zajímavé téma. Můj dík patří panu Ing. Michalu Hubálkovi, Ph.D. a Miroslavu Beránkovi, DiS. za jejich cenné rady a připomínky při řešení této práce a celému technickému rozvoji za kolegiální a spolupráci. Dále bych chtěl vyjádřit poděkování vedoucímu mé diplomové práce, panu doc. Ing. Miroslavu Malému, CSc., za odborné vedení a za čas, který mi věnoval při konzultaci. V poslední řadě patří poděkování mým blízkým, především rodičům za jejich morální podporu při studiu.

Seznam symbolů a jednotek

A	obecné označení místa	[-]
a_{xy}	osová vzdálenost mezi ozubenými koly x a y	[mm]
a_{wxy}	provozní osová vzdálenost mezi ozubenými koly x a y	[mm]
B	obecné označení místa	[-]
b_w	společná šířka zubu	[mm]
C	dynamická únosnost	[N]
C_0	statická únosnost	[N]
c_a^*	poměrná hlavová vřle	[-]
c^{II}	pomocný součinitel	[-]
d	průměr čepu	[mm]
d_x	průměr roztečné kružnice ozubeného kola x	[mm]
d_{ax}	průměr hlavové kružnice ozubeného kola x	[mm]
d_{fx}	průměr patní kružnice ozubeného kola x	[mm]
d_{bx}	průměr základní kružnice ozubeného kola x	[mm]
d_{wx}	průměr valivé kružnice ozubeného kola x	[mm]
DOV	dovolená hodnota příslušné veličiny	[-]
f	součinitel smykového tření	[-]
F_{xyz}	síla ve směru x mezi členy yz	[N]
h_a^*	poměrná výška hlavy zubu	[-]
h_{ax}	výška hlavy zubu ozubeného kola x	[mm]
h_{fx}	výška paty zubu ozubeného kola x	[mm]
i	celkový převodový poměr	[-]
i_{xy}	převodový poměr mezi ozubenými koly x a y	[-]
i_{xy}^z	převodový poměr mezi členem x a y při zastaveném členu z	[-]
$inv\alpha$	involuta úhlu α	[-]
k	korunové kolo	[-]
k	poměrné přisunutí kol	[-]
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_F	součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	[-]
K_{Fa}	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (pro výpočet na ohyb)	[-]

K_H	součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (pro výpočet na dotyk)	[-]
K_M	momentová bezpečnost	[-]
K_P	pomocný součinitel	[-]
K_Q	pomocný součinitel	[-]
K_v	součinitel rychlosti	[-]
K_W	bezpečnost pro přenos momentu	[-]
l	délka	[mm]
lim	limitující hodnota příslušné veličiny	[-]
L_H	životnost ložiska	[h]
m	modul ozubení	[mm]
m_n	normálový modul ozubení	[mm]
M	motor	[-]
M_x	krouticí moment na členu x	[N.m]
min	minimální hodnota příslušné veličiny	[-]
max	maximální hodnota příslušné veličiny	[-]
N	počet	[-]
n_x	otáčky členu x	[min ⁻¹]
p	tlak, centrální kolo	[Pa]
p	centrální kolo	[-]
P	výkon	[W]
p_n	rozteč	[mm]
q	spojité obtížení	[N/mm]
q	mocnitel	[-]
r_x	poloměr ozubeného kola x, poloměr x	[mm]
r	unašeč, označení radiálního směru	[-]
R_x	reakce v obecném místě x	[N]
$R_{p0,2}$	mez kluzu v tahu	[MPa]
s	počet satelitů	[-]
S	plošný obsah	[mm ²]
S_{tx}	šířka zubu na roztečné kružnici ozubeného kola x	[mm]
S_{nax}^*	poměrná šířka zubu na hlavové kružnici ozubeného kola x	[-]

S_{ax}	šířka zubu na hlavové kružnici ozubeného kola x	[mm]
S_F	součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu	[-]
S_{FS}	součinitel statické bezpečnosti v ohybu	[-]
S_H	souč. bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boku zubu	[-]
t	označení tečného směru	[-]
v	obvodová rychlost	[m.s ⁻¹]
v_x	obvodová rychlost ozubeného kola x (na roztečném poloměru)	[m.s ⁻¹]
W_o	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
W_k	průřezový modul v krutu	[mm ³]
x	obecné označení členu, ozubeného kol	[-]
x_x	jednotkové posunutí ozubeného kola x	[-]
y	obecné označení členu, ozubeného kol	[-]
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_N	součinitel životnosti (pro výpočet na ohyb)	[-]
Y_x	součinitel velikosti (pro výpočet na ohyb)	
Y_β	součinitel sklonu zubu	[-]
Y_δ	součinitel vrubové citlivosti	[-]
Y_ε	součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	[-]
Z_E	součinitel mechanických hodnot materiálu	[-]
Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících zubu	[-]
Z_L	pomocný součinitel	[-]
Z_R	pomocný součinitel	[-]
Z_V	pomocný součinitel	[-]
Z_ε	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	[-]
z_x	počet zubů ozubeného kola x	[-]
z	obecné označení členu, ozubeného kol	[-]
α_n	normální úhel záběru	[°]
α_w	valivý úhel záběru	[°]
β	úhel sklonu zubu na roztečném válci	[°]
$\varepsilon_{\alpha xy}$	součinitel záběru profilu mezi členy x a y	[-]
η	účinnost	[-]
μ_x^r	poměrný potenciální výkon členu x	[-]
ω_x'	poměrná úhlová rychlost členu x	[-]
ω_x	úhlová rychlost členu x	[rad ⁻¹]

π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ^*	poměrné zaoblení paty zubu základního profilu	[-]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Do}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Dt}	dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_{RED}	redukované napětí	[MPa]
σ_c	mezní únavové napětí	[MPa]
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_{Hlimb}	mez únavy v ohybu odpovídající báзовému počtu zatěžujících cyklů	[MPa]
σ_{FSt}	pevnost v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_H	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	[MPa]
σ_{H0}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
σ_{Hlim}	mez únavy v dotyku odpovídající báзовému počtu zatěžujících cyklů	[MPa]
σ_{HPmax}	dovolené napětí v dotyku při maximálním zatížení	[MPa]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
ζ	součinitel ztrát	[-]
v_x	měrný skluz na ozubeném kole x	[-]
1,3	pastorky, obecné označení	[-]
2,4	ozubená kola, obecné označení	[-]
I,II	obecné označení	[-]
Δ	označení pro změnu veličiny	[-]

Obsah

1	Úvod.....	13
1.1	Charakteristika firmy	14
1.1.1	Definice pneumatického nářadí.....	14
1.1.2	Výrobní program firmy	15
1.1.3	Pneumatické utahovací jednotky PUM.....	15
2	Rozbor konstrukčního provedení utahovacích jednotek	16
2.1	Schémat možných sestav	16
2.1.1	Utahovací jednotka PUM 200A	16
2.1.2	Utahovací jednotka PUM 400A	18
2.2	Pneumatické motory.....	19
2.2.1	Motor PMR 0,2B.....	20
2.2.2	Motory M2, M3 a M4	21
2.2.3	Motor PMR	22
2.2.4	Motor PMJ	22
2.3	Převodové moduly	23
2.3.1	Moduly AZ, BZ a CZ.....	23
2.3.2	Moduly VSS 12 a VP	23
2.3.3	Moduly DP, DZ a DC	24
2.3.4	Moduly P8A, P8B a PV	25
2.3.5	Moduly PV a UN	25
2.4	Další součásti utahovacích jednotek	26
3	Konstrukční návrh převodových modulů.....	27
3.1	Konstrukční návrh převodového modulu pro PUM 200A.....	27
3.1.1	Úvaha nad volbou převodového modulu a jeho začlenění.....	27
3.1.1.1	Vliv velikosti převodového čísla na rozšíření řady	28
3.1.1.2	Vliv velikosti převodového čísla na velikost převodového modulu.....	29
3.1.1.3	Volba počtu zubů ozubených kol	30
3.1.2	Výpočet geometrických hodnot převodu	31
3.1.2.1	Vzorce pro výpočet geometrických hodnot.....	32
3.1.2.2	Výpočet rychlostních poměrů.....	33
3.1.2.3	Výpočet celkové účinnosti převodu	34
3.1.3	Pevnostní výpočet ozubení.....	34
3.1.3.1	Výpočet sil zatěžujících soukolí	34

3.1.3.2	Kontrolní výpočet na ohybové a dotykové namáhání	35
3.2	Konstrukční návrh převodového modulu pro PUM 400A	39
3.2.1	Úvaha nad volbou převodového modulu a jeho začlenění	39
3.2.1.1	Vliv velikosti převodového čísla na rozšíření řady	39
3.2.1.2	Vliv velikosti převodového čísla na velikost převodového modulu	40
3.2.1.3	Volba počtu zubů ozubených kol	42
3.2.1.4	Volba počtu satelitů planetového převodu	42
3.2.2	Výpočet geometrických hodnot převodu	43
3.2.2.1	Kontrola interference soukolí	44
3.2.2.2	Vzorce pro výpočet geometrických hodnot	44
3.2.2.3	Výpočet rychlostních poměrů	44
3.2.2.4	Výpočet rychlostních poměrů	46
3.2.3	Pevnostní výpočet ozubení	47
3.2.3.1	Výpočet sil zatěžujících soukolí	47
3.2.3.2	Kontrolní výpočet na ohybové a dotykové namáhání	48
3.3	Optimalizace navržených soukolí v programu KiSSsoft	51
3.3.1	Převodový modul NEW2	51
3.3.2	Převodový modul NEW4	51
4	Pevnostní analýza vybraných součástí	52
4.1	Převodový modul NEW2	52
4.1.1	Předlokový hřídel	54
4.1.2	Výstupní hřídel	55
4.1.3	Lisovaný spoj	56
4.1.4	Závěr k pevnostním analýzám	57
4.2	Převodový modul NEW4	58
4.2.1	Unašeč s čepy	59
4.2.2	Jehlové ložisko	61
4.2.3	Závěr k pevnostním analýzám a výpočtům	62
5	Závěr	63
	Seznam použité literatury a softwaru	64
	Seznam příloh	65

1 Úvod

Tématem této diplomové práce jsou převodové moduly pro pneumatické utahovací jednotky řady PUM. Tyto utahovací jednotky představují velmi univerzální nářadí pro zatahování či povolování šroubových spojů a jsou určeny jak pro ruční práci, tak pro zabudování do automatizovaných linek. Zpravidla se jedná o stavebnicové uspořádání motoru a převodových modulů s požadavkem na dosažení potřebného utahovacího momentu. Aby dnes firma uspěla v konkurenčním boji, musí dbát a plnit veškeré požadavky zákazníka ku jeho plné spokojenosti, proto došlo i na modernizaci utahovacích jednotek. Cílem práce je tedy navrhnout pro každou utahovací jednotku nový převodový modul, který svým převodem a vhodnou kombinací s jiným převodovým modulem efektivně vyplní mezery v řadě krouticích momentů, které jsou dosaženy dosavadním uspořádáním sestavy.

1.1 Charakteristika firmy

Firma DEPRAG CZ a.s. Lázně Bělohrad je dynamicky se rozvíjející společností v oblasti výroby pneumatického ručního nářadí, šroubovacích montážních systémů a automatizace. Své prvopočátky datuje k roku 1946, kdy byla založena firma NAREX zaměřená na strojírenskou výrobu kompresorů a hasících přístrojů. V průběhu několika desetiletí se firma rozvíjela a její výrobní program byl několikrát pozměněn. V roce 1998 byla firma NAREX a.s. zprivatizována a 100% podíl získala německá společnost DEPRAG SCHULZ GMBH u. CO. se sídlem v Ambergu. Firma byla přejmenována na DEPRAG CZ a.s. Lázně Bělohrad a byla tak plně zařazena do skupiny DEPRAG. Dnes již s více jak 50 letou tradicí firma uspokojuje zákazníky svými kvalitními výrobky s dlouhou životností nejen na tuzemském trhu, ale i ve více jak 20 zemích světa. Jejím nejdůležitějším cílem je vyhovět zákazníkovi a uspokojit jeho veškeré požadavky. V roce 2004 získala firma certifikát o shodě s požadavky normy kvality ISO 9001:2004, což dokazuje, že je schopna dodávat na trh opakovaně výrobky vysoké kvality a zabezpečovat kvalitní servisní služby, což je cílem firmy jako součást dlouhodobé strategie a obchodní politiky. [1]



Obr. 1 Firma DEPRAG CZ a.s. Lázně Bělohrad [1]

1.1.1 Definice pneumatického nářadí

Pneumatické nářadí je mechanický stroj, v němž se přeměňuje tlaková energie přiváděného vzduchu na energii mechanickou. Podle konstrukčního řešení pneumatického nářadí může výstupní člen (hřídel, pístnice atd.) vykonávat pohyb rotační, přímočarý a nebo kyvný.

1.1.2 Výrobní program firmy

Firma DEPRAG CZ a.s. Lázně Bělohrad se tedy zaměřuje především na výrobu pneumatického ručního nářadí. Typickými představiteli jsou brusky, vrtačky, utahováky, leštičky, oklepávače, pily a kladiva. Dále se zabývá výrobou upínacího nářadí, tzn. rychloupínacími hlavami, kleštinami a upínacími pouzdry. V poslední řadě se zabývá také výrobou automatizovaných linek se šroubovacími a montážními systémy pro kompletaci nejrůznějších výrobků. [1]



Obr. 2 Ukázka pneumatického nářadí vyráběného firmou DEPRAG CZ [1]

1.1.3 Pneumatické utahovací jednotky PUM

Pneumatické utahovací jednotky řady PUM 200A a 400A jsou zařazeny ve výrobním programu firmy DEPRAG CZ v kategorii ostatních a vyznačují se stavebnicovou konstrukcí. Jsou to nástroje určené k zatahování, případně povolování šroubů a matic. Jsou konstruovány tak, aby je bylo možné zabudovat do přípravků jak samostatně, tak i ve skupinách. Jejich další využití lze nalézt také u speciálních jednoúčelových strojů, kde mohou sloužit jako pohonné jednotky. [1]



Obr. 3 Uťahovací jednotky řady PUM 200A a PUM 400A [1]

2 Rozbor konstrukčního provedení utahovacích jednotek

Utahovací jednotky řady PUM 200A a 400A jsou sestavovány z motorů a z dílčích převodových modulů do různých sestav. Při volbě sestavy utahovací jednotky je nutné řídit se kroutícím momentem, kterým bude matice či šroub dotahován, a nikoliv výstupními otáčkami. Kdybychom volili sestavu podle otáček, mohlo by dojít k poškození zatahovaného spoje či zařízení, protože utahovací jednotky nejsou vybaveny pojistkou proti přetížení. Další regulace kroutícího momentu je prováděna skrz regulátor tlaku, který musí být nezbytnou součástí přívodního tlakového potrubí. Přetlak vzduchu v tlakovém potrubí musí být udržován v rozmezí od 0,3 do 0,6 MPa. Pro dosažení maximální životnosti utahovacích jednotek se nepřípouští pracovat s vyššími tlaky jak 0,6 MPa a v provozech s častým spouštěním vyššími jak 0,4 MPa. Dále je zapotřebí nainstalovat do tlakového potrubí filtr s odlučovačem vody a nečistot a olejovač.

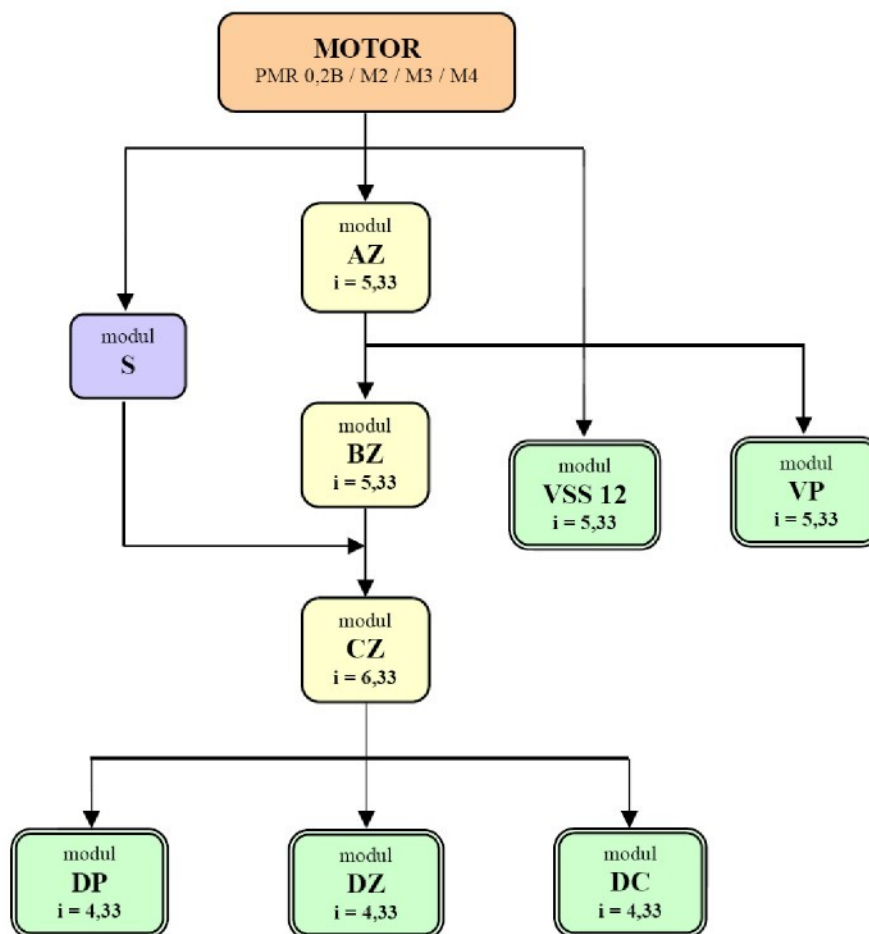
Některé motory jsou určeny ke spouštění rozvaděčem, a proto je nutné před ně zapojit vhodný rozvaděč, např. dvupolohový, třipolohový ruční, popř. elektromagnetický. Přívodní hadice tlakového vzduchu musejí mít předepsanou světlost 10, resp. 8 mm a jejich délka by neměla být větší jak 5 m. [1]

2.1 Schémata možných sestav

Schéma sestavení obou utahovacích jednotek se od sebe výrazně liší a tak se je nyní pokusím popsat.

2.1.1 Utahovací jednotka PUM 200A

Tato utahovací jednotka se vyznačuje nižším výkonem a menšími rozměry než jednotka PUM 400A. Při jejím sestavení si můžeme volit celkem ze čtyř motorů (PMR 0,2 B; M2; M3 a M4). Na motor navazuje převodový modul (dále jen modul) AZ. Tento modul je možné zařadit do sestavy až dvakrát za sebe. Na modul AZ můžeme navázat koncovými moduly VSS12 či VP, které se od sebe liší pouze výstupní stopkou, a nebo modulem BZ, který tvoří přestup mezi modulem AZ a CZ. (Moduly VSS12 a VP lze připojit také přímo na motor.) Na modul CZ dále navazují koncové moduly DP, DZ a DC lišící se od sebe opět pouze výstupní stopkou. Pokud chceme připojit na motor rovnou modul CZ, musíme použít spojovací modul S. Zjednodušené schéma sestavy je zobrazeno na obr. 4 a technická specifikace v tab. 1.



Obr. 4 Zjednodušené schéma možného sestavení utahovací jednotky PUM 200A [1]

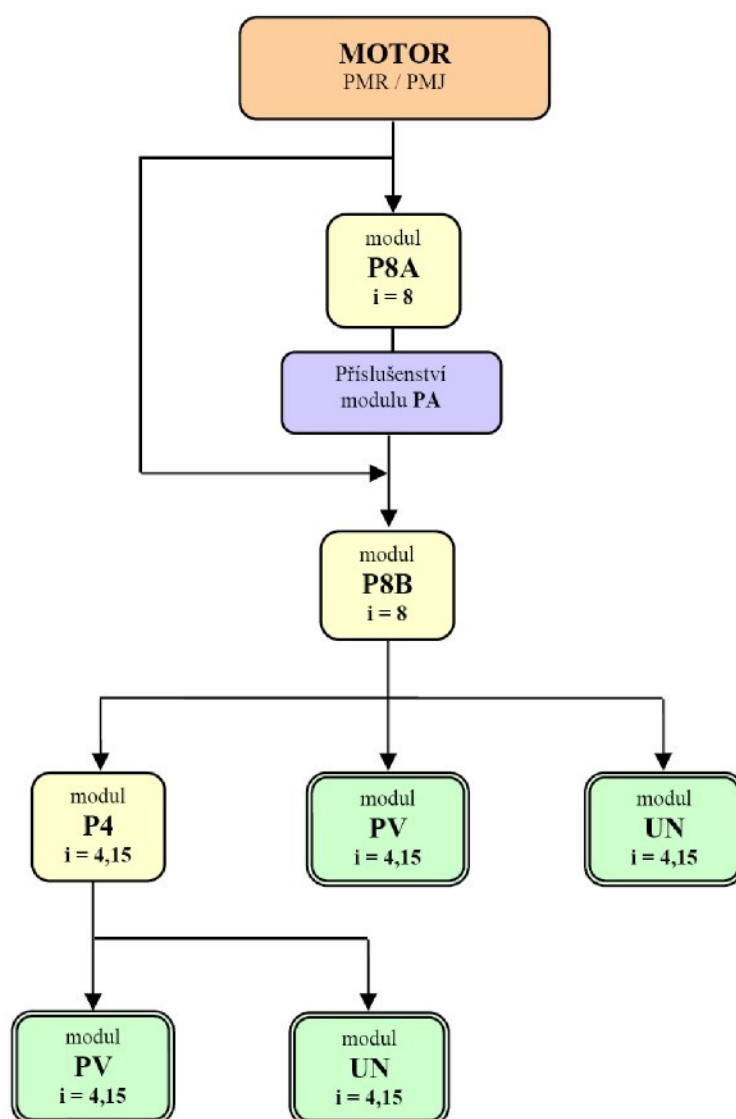
Tab. 1 Technická specifikace sestavy [1]

Sestavy převodových modulů pro PUM 200A	
moduly	celkový převod i
AZ (BZ; VP; VSS 12)	5,33
DC (DP; DZ)	4,15
CZ	6,33
S + CZ + DC (DP; DZ)	27,4
AZ + AZ (VP; VSS 12; BZ)	28,4
BZ + CZ	33,7
BZ + CZ + DC (DP; DZ)	146,1
AZ + AZ + AZ (VP; VSS 12; BZ)	151,4
AZ + BZ + CZ	179,8
AZ + BZ + CZ + DC (DP; DZ) *)	778,8

*) tato sestava se doporučuje používat při max. přetlaku 0,4 MPa

2.1.2 Utahovací jednotka PUM 400A

Jednotka PUM 400A má ve své nabídce dva motory. Motor reversační PMR a pravotočivý PMJ. K motoru lze připojit modul P8A a k němu následně modul P8B, ale pouze pokud uijeme příslušenství modulu PA. Modul P8B lze připojit k motoru také přímo, tzn. bez použití modulu P8A. Na modul P8B máme dále možnost připojit buďto koncové moduly PV, UN přímo, a nebo modul P4 a po té koncové moduly PV a UN. Modul P4 lze za sebe zařadit až třikrát. Zjednodušené schéma sestavy je opět znázorněno v obr. 5 a technická specifikace v tab. 2.



Obr. 5 Zjednodušené schéma možného sestavení utahovací jednotky PUM 200A [1]

Tab. 2 Technická specifikace sestavy [1]

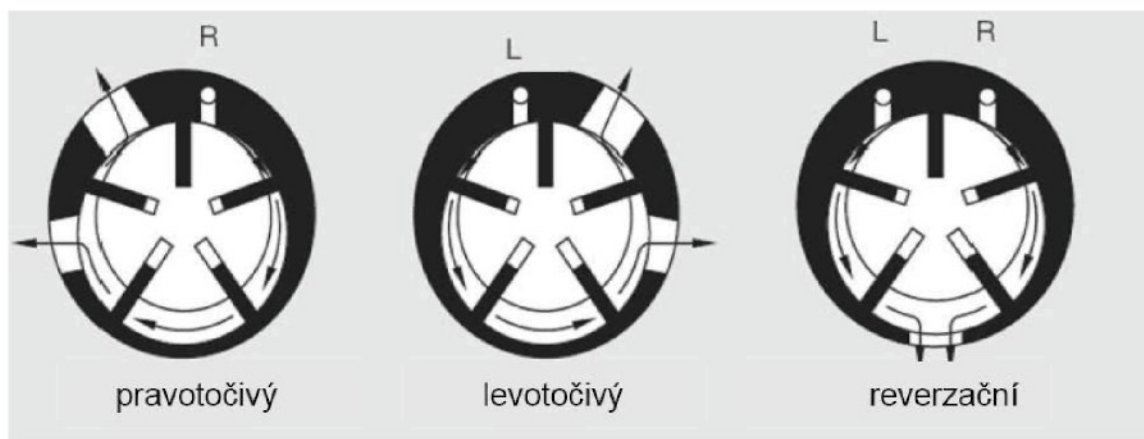
Sestavy převodových modulů pro PUM 400A	
moduly	celkový převod i
P8A (P8B)	8
PV (UN; P4)	4,15
P8B + P4 (PV; UN)	33,2
P8A + P8B	64
P8B + P4 + P4 (PV; UN)	137,8
P8A + P8B + P4 (PV; UN)	265,6
P8B + P4 + P4 + P4 (PV; UN)	571,8
P8A + P8B + P4 + P4 (PV; UN)	1102,8
P8B + P4 + P4 + P4 + P4 (PV; UN) ^{*)}	2373

^{*)} tato sestava se doporučuje používat při max. přetlaku 0,4 MPa

2.2 Pneumatické motory

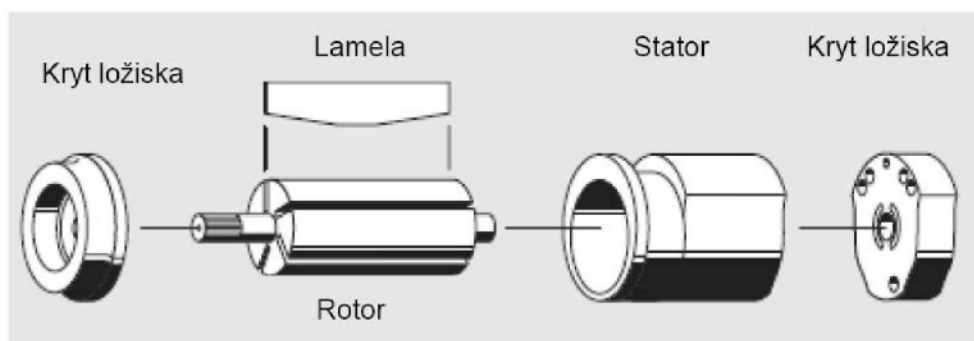
Motor je základní a nejdůležitější součástí utahovací jednotky. Přeměňuje tlakovou energii vzduchu na energii mechanickou a tím uvádí do pohybu všechny funkční části stroje.

U utahovacích jednotek řady PUM se využívá pneumatického motoru lamelového. Ten je konstrukčně jednoduchý, má malou hmotnost, kompaktní rozměry a dá se velice snadno připojit na centrální rozvod tlakového vzduchu, což umožňuje jeho vysokou pohotovost. V zásadě je konstruován jako pravotočivý (vhodný pouze pro zatahování spojů), nebo reversační (vhodný pro zatahování i povolování spojů).



Obr. 6 Konstrukční řešení motoru [1]

Lamelové motory se skládají z rotoru, který je uložen v excentricky osazeném otvoru ve statoru. V radiálních drážkách rotoru jsou podélně umístěny lamely, které se při otáčení rotoru vlivem odstředivé síly vysouvají a opírají o vnitřní stěny statoru. Tím jsou vytvořeny jednotlivé pracovní komory. Do první pracovní komory proudí stlačený vzduch skrz otvor ve statoru a působí tak na činnou plochu lamely. Díky expanzi utěsněného vzduchu se pak tlaková energie mění na kinetickou energii a tím dojde k otáčení rotoru. Některé motory mohou být dále vybaveny odstředivým regulátorem otáček, který udržuje otáčky v konstantní hodnotě, nebo omezuje jejich maximální hodnotu. To je vhodné zejména u motorů pracujících s proměnlivým zatížením s možným poklesem zatížení na nulovou hodnotu.

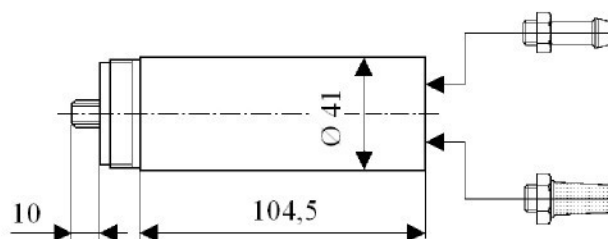


Obr. 7 Rozpadové schéma motoru [1]

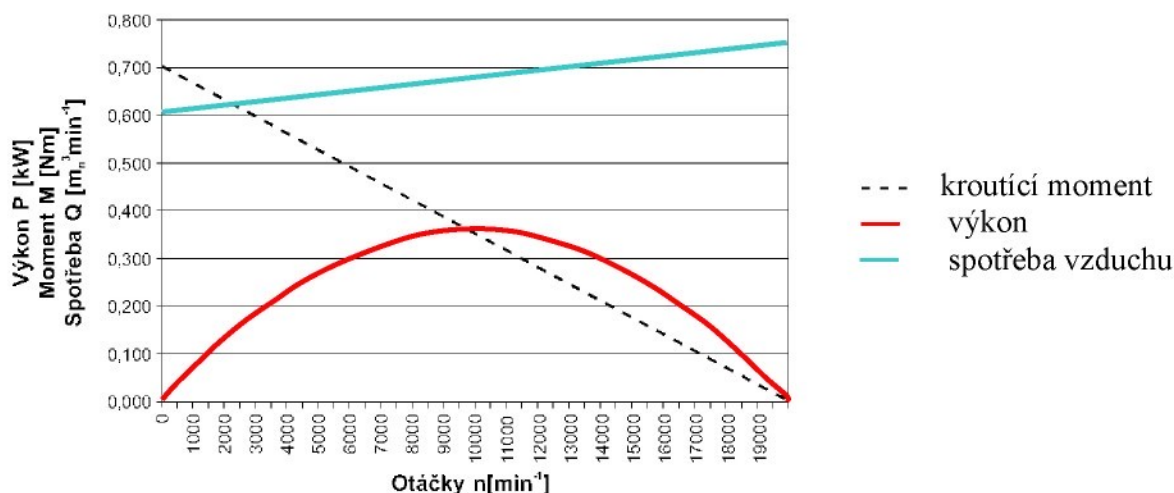
2.2.1 Motor PMR 0,2B

Tento motor nemá vlastní mechanismus spouštění a je proto určen pro utahovací jednotky zabudované v jednoúčelových strojích, kde spouštění je zajištěno rozvaděčem. Motor je reverzační, což umožňuje šroubové spoje nejen zatahovat, ale i povolovat. Jeho největší výkon je 0,36 kW při kterém dosahuje kroutícího momentu 0,34 Nm. Otáčky naprázdno dosahují hodnoty $20\,000\text{ min}^{-1}$.

Na výstupní hřídeli motoru je přímé ozubení s počtem zubů $z = 9$ a modulem $m = 0,8\text{mm}$. To platí i pro všechny další motory, a proto to u nich již zmiňovat nebudu.



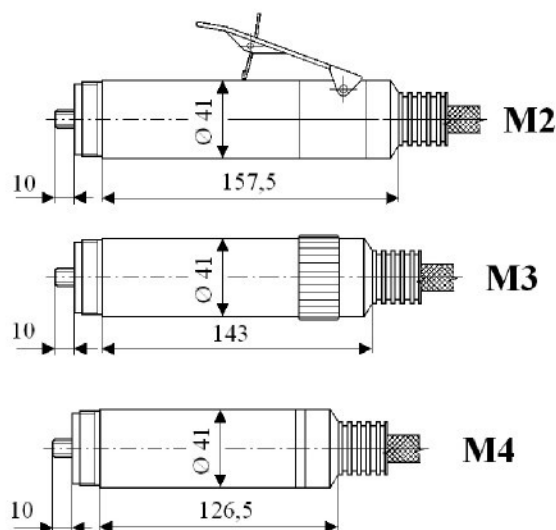
Obr. 8 Motor PMR 0,2B [1]



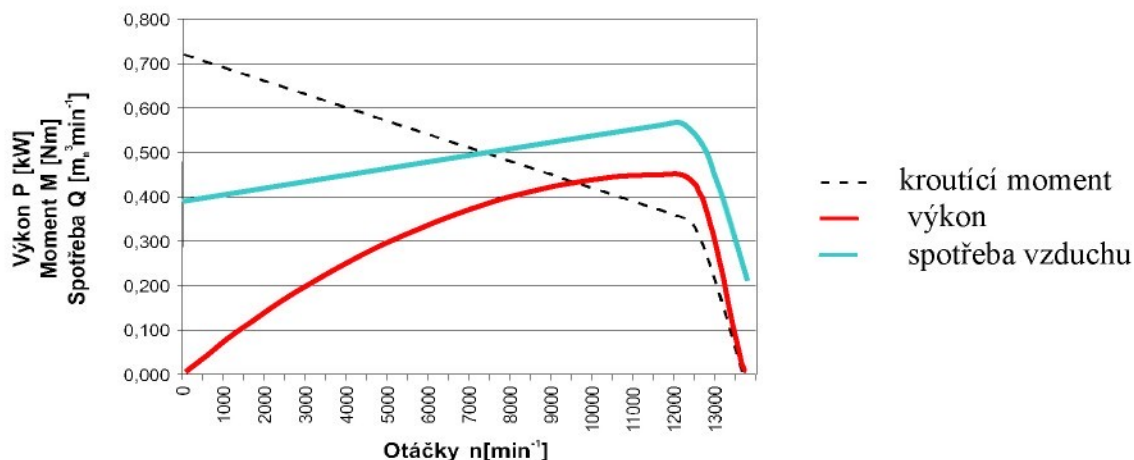
Obr. 9 Charakteristika motoru PMR 0,2B (při přetlaku stlačeného vzduchu 0,6 MPa) [1]

2.2.2 Motory M2, M3 a M4

Všechny tyto tři motory jsou pravotočivé a mají stejné charakteristiky. Jejich maximální výkon je 0,45 kW, při kterém disponují kroutícím momentem 0,36 Nm. Protože jsou vybaveny regulátorem otáček, jsou jejich otáčky naprázdno omezeny na 13 500 min⁻¹. Po dohodě s výrobcem lze však regulátor demontovat a otáčky naprázdno pak dosahují hodnot blízcích se 20 000 min⁻¹. Liší se pouze v systému spouštění. Motor M2 je vybaven spouštěním páčkovým, motor M3 spouštěním otočným a motor M4 je určen pro spouštění rozvaděčem.



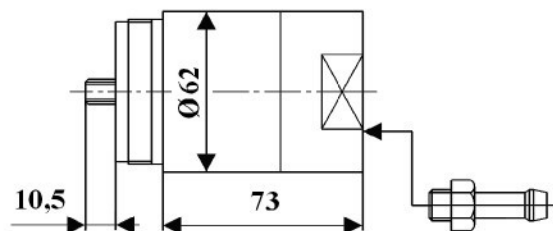
Obr. 10 Motory M2,M3, M4 [1]



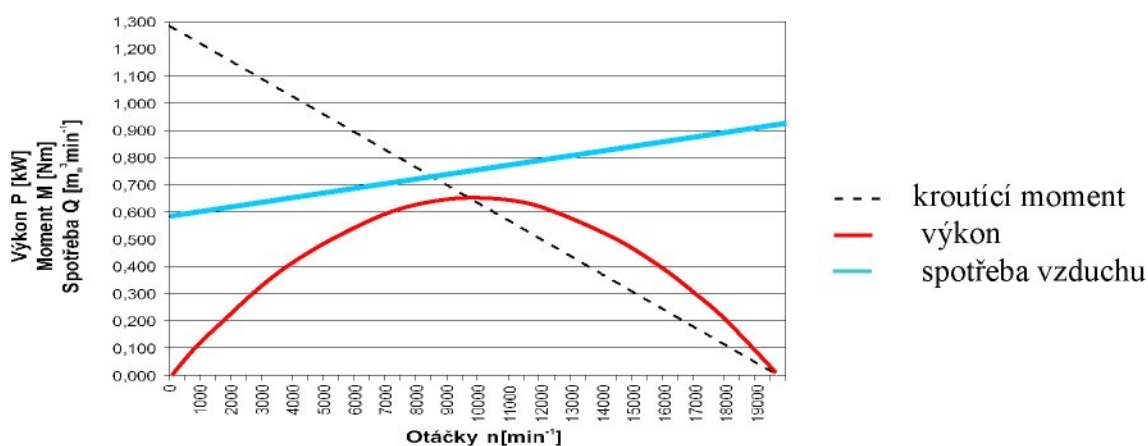
Obr. 11 Charakteristika motoru M2, M3, M4 (při přetlaku stlačeného vzduchu 0,6 MPa) [1]

2.2.3 Motor PMR

Motor PMR je podobné konstrukce jako motor PMR 0,2B. Spouštění motoru se děje pomocí třípolohového rozvaděče a jeho chod je reverzační. Rozdíl je však ve výkonnostních parametrech. Maximální výkon tohoto motoru je 0,65 kW, krouticí moment při maximálním výkonu je 0,63 Nm a otáčky naprázdno 19 500 min⁻¹.



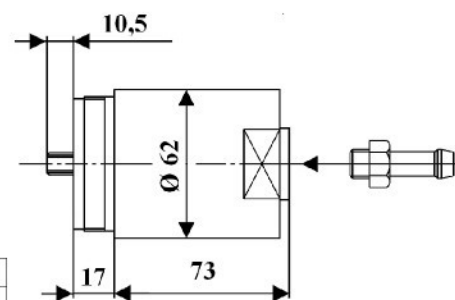
Obr. 12 Motor PMR [1]



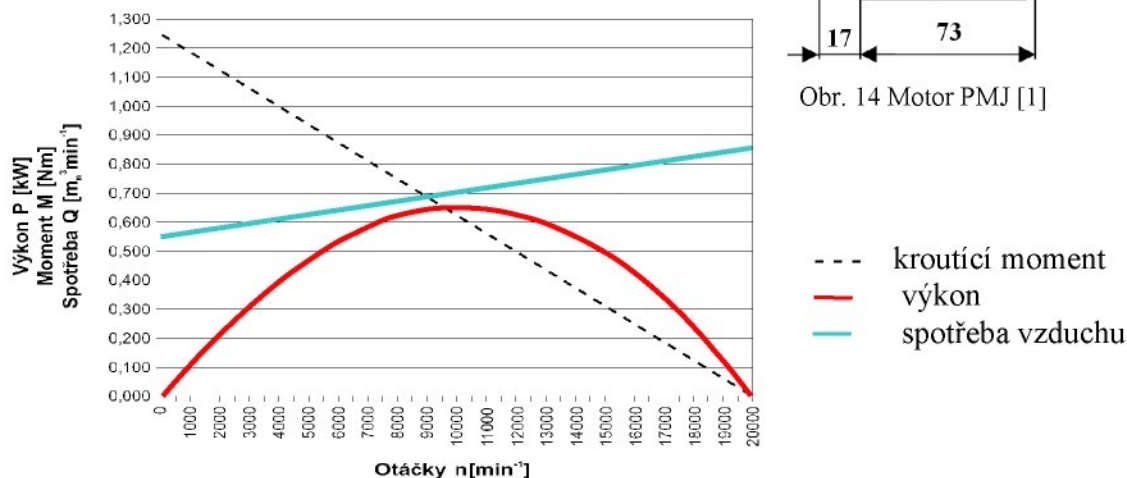
Obr. 13 Charakteristika motoru PMR (při přetlaku stlačeného vzduchu 0,6 MPa) [1]

2.2.4 Motor PMJ

Motor PMJ je shodný s motorem PMR, jen s tím rozdílem, že není reversační, ale pouze pravotočivý. Jeho výkonnostní parametry jsou také velice podobné.



Obr. 14 Motor PMJ [1]



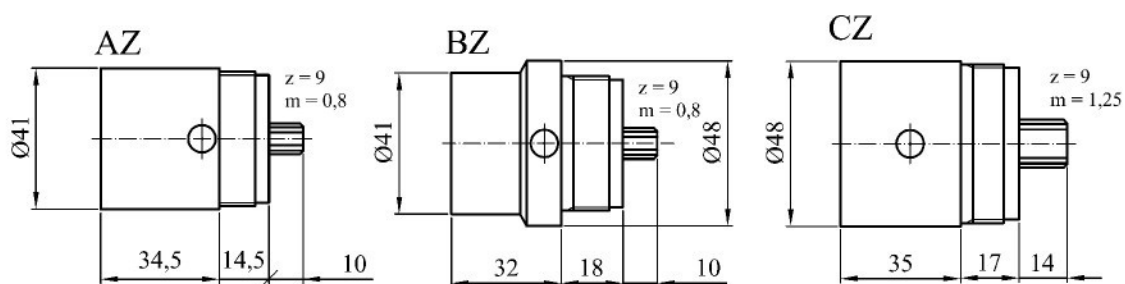
Obr. 15 Charakteristika motoru PMJ (při přetlaku stlačeného vzduchu 0,6 MPa) [1]

2.3 Převodové moduly

Převodové moduly jsou dalšími nezbytnými součástmi utahovacích jednotek. Každý převodový modul je ve své podstatě jednostupňový reduktor. Slouží ke snižování frekvence otáček a ke zvyšování kroutícího momentu na výstupním hřídeli. Aby bylo dosaženo kompaktních rozměrů a malé hmotnosti modulů, využívá se zde planetových převodů s převodovými poměry od 4,15 do 8. Nyní se pokusím zjednodušeně popsat konstrukční řešení jednotlivých převodových modulů.

2.3.1 Moduly AZ, BZ a CZ

Tyto moduly tvoří můstek mezi motory a koncovými převodovými moduly. Základní součást představuje unašeč. Na jedné straně je opatřen ozubením, na druhé jsou nalisovány čepy, které nesou satelity. Valivý pohyb mezi satelitem a čepem je zajištěn ocelovými kalenými jehlami. Unašeč je dále nalisován v jednořadém zapouzdřeném kuličkovém ložisku a celý tento aparát je vsazen do tělesa modulu a to tak, že konec s přímým ozubením směřuje ven a satelity na druhé straně unašeče jsou v záběru s vnitřním ozubením, které je zhotoveno v tělese. Axiálnímu posuvu ložiska v tělese brání vnitřní pojistný kroužek. Modul AZ a BZ se skládá ze dvou satelitů, přičemž čepy jsou nalisovány letmo. Modul CZ se skládá ze tří satelitů, unašeč je frézován, tudíž čep je podepřen z obou stran. Další odlišnosti modulů jsou patrné z obr. 16.

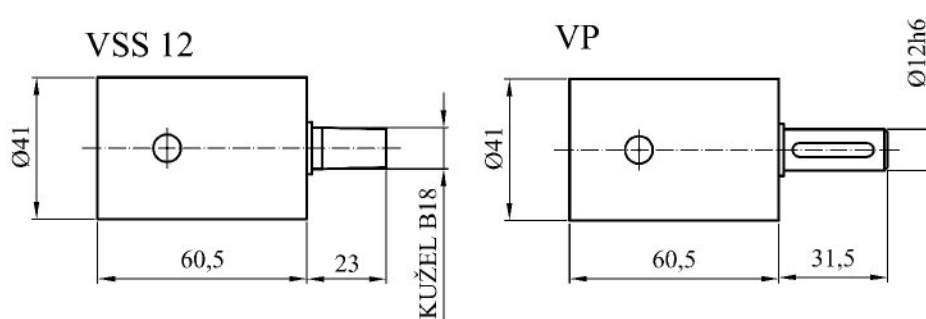


Obr. 16 Schematické zobrazení převodových modulů AZ, BZ a CZ [1]

2.3.2 Moduly VSS 12 a VP

Převodové moduly VSS12 a VP jsou konstrukčně shodné s modulem AZ. Mají tedy 2 satelity, které jsou uloženy na letmo nalisovaných čepích v unašeči. Rozdíl je však v uložení unašeče a unašeči samotném. Ten není uložen na jednom kuličkovém ložisku, ale na dvou. Mezi vnějšími kroužky ložisek je umístěn distanční kroužek. Axiálnímu pohybu ložisek brání jak vnitřní pojistný kroužek v tělese, tak vnější pojistný kroužek na

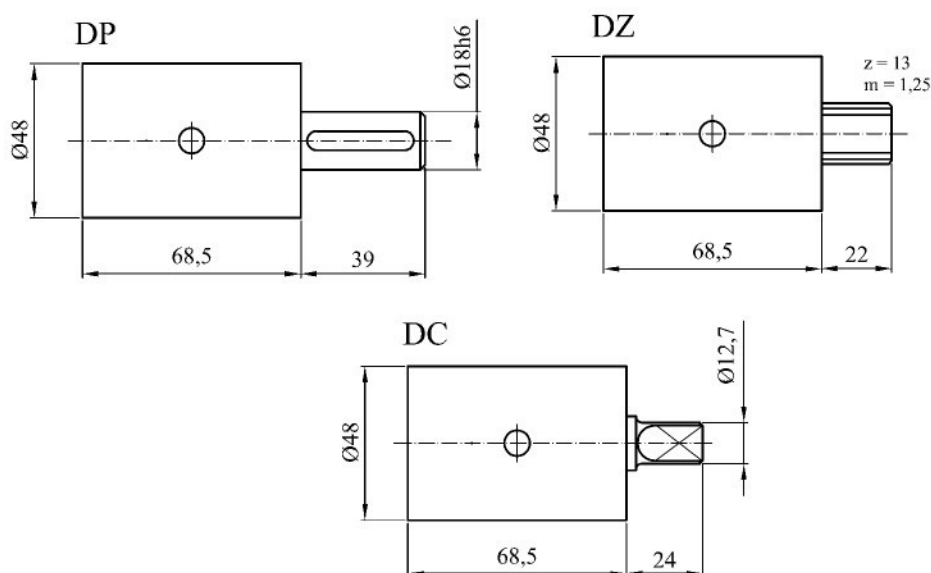
unašeči. Konec unašeče není opatřen ozubením, ale výstupní stopkou kuželovou, nebo válcovou s drážkou pro pero, jak je znázorněno na obr. 17.



Obr. 17 Schematické zobrazení převodových modulů VSS12 a VP [1]

2.3.3 Moduly DP, DZ a DC

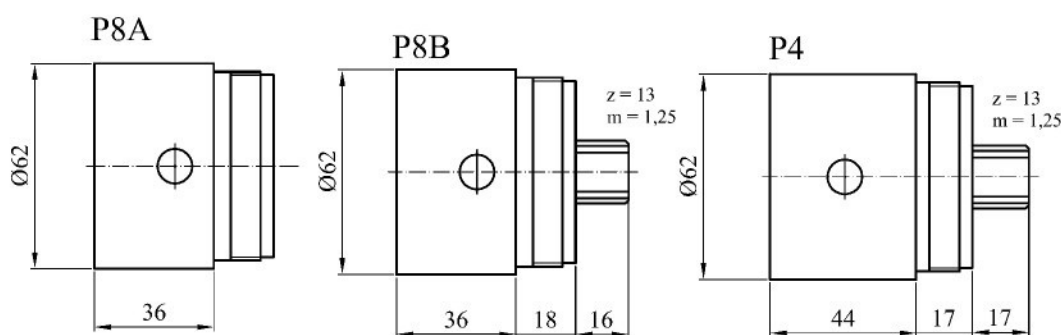
Princip uspořádání konstrukce je stejný jako u předešlých modulů. Unašeč je uložen na dvou jednořadých kuličkových ložiscích (ložiska jsou uložena v tělese s vnitřním ozubením), která jsou od sebe oddělena distančním kroužkem. Satelity zde můžeme nalézt tři, ty jsou uloženy přímo na čepech. Unašeč je frézován, čep je tedy podepřen z obou stran. Čep je dále provrtán tak, aby bylo možné dopravit na třecí plochy mezi čep a satelit mazivo. Axiálnímu posuvu ložisek opět brání vnitřní pojistný kroužek v tělese a vnější pojistný kroužek na unašeči. Mezi vnitřní kroužek a ložisko je pak vloženo jednoduché víčko, které kryje útroby převodového modulu před nečistotami. Konec unašeče je opatřen válcovou stopkou s drážkou pro pero, nebo přímým ozubením a nebo čtyřhranem.



Obr. 18 Schematické zobrazení převodových modulů DP, DZ a DC [1]

2.3.4 Moduly P8A, P8B a P4

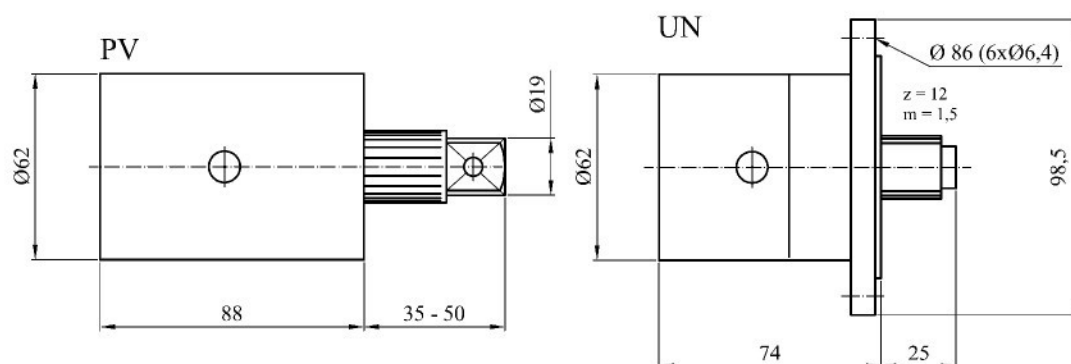
Konstrukční uspořádání je opět obdobné jako u ostatních modulů. Unašeč modulů P8A a P8B je uložen v tělese s vnitřním ozubením prostřednictvím dvou jednořadých kuličkových ložisek. Mezi nimi není distanční kroužek. U obou modulů se nacházejí dva satelity uložené na čepech oboustranně podepřených. Valivý pohyb je zajištěn kalenými jehlami. U modulu P8A je axiálnímu pohybu unašeče zabráněno vnějším pojistným kroužkem, u modulu P8B není žádný pojistný kroužek. Unašeč modulu P8A nevystupuje z tělesa, je dutý a v dutině je vyrobeno evolventní drážkování. Konec unašeče modulu P8B je opatřen přímým ozubením. Modul P4 je shodný s modulem P8B, jen s tím rozdílem, že využívá tři satelity a unašeč je uložen pouze na jednom ložisku.



Obr. 19 Schematické zobrazení převodových modulů P8A a P8B [1]

2.3.5 Moduly PV a UN

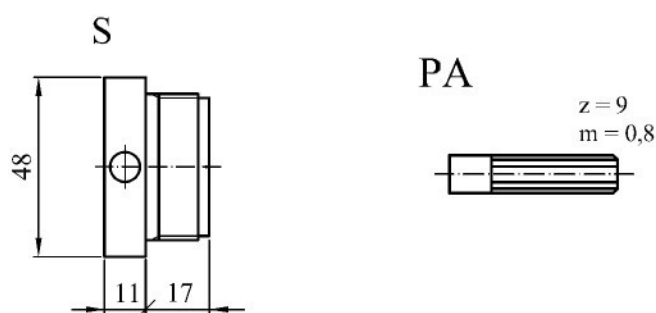
K přenosu výkonu u obou modulů slouží tři satelity uložené na oboustranně podepřených čepech. Valivý pohyb mezi čepem a satelitem zajišťují jehly. Unašeč v modulu PV je uložen na jednom radiálním kuličkovém ložisku a na jednom jehlovém ložisku bez vnitřního kroužku. Unašeč je dutý, kde na konci tohoto otvoru je drážkování. V drážkování je uložen trn, na jehož konci je zhotoven čtyřhran. Na druhém konci je k trnu uvnitř unašeče připevněna podložka šroubem. Ta jistí trn proti vypadnutí. V otvoru unašeče je umístěna ještě druhá podložka zajištěná vnitřním pojistným kroužkem. Mezi oběma podložkami je umístěna pružina. Trn tedy může konat v unašeči axiální pohyb. V modulu UN je uložen unašeč na jednom radiálním kuličkovém ložisku. Ložisko je vsazené v tělese s vnitřním ozubením. Proti axiálnímu pohybu je jištěno přírubou, která je našroubována na těleso modulu. Schematické znázornění obou modulů je na obr. 20.



Obr. 20 Schematické zobrazení převodových modulů PV a UN [1]

2.4 Další součásti utahovacích jednotek

Do této kapitoly patří zejména příslušenství utahovacích jednotek. Jedná se o jednoduché díly, které slouží ke spojení motoru a převodového modulu (modul S), či ke zprostředkování přenosu kroutícího momentu mezi dvěma moduly (příslušenství modulu PA – ozubený hřídel).



Obr. 21 Schematické zobrazení modulu S a příslušenství PA [1]

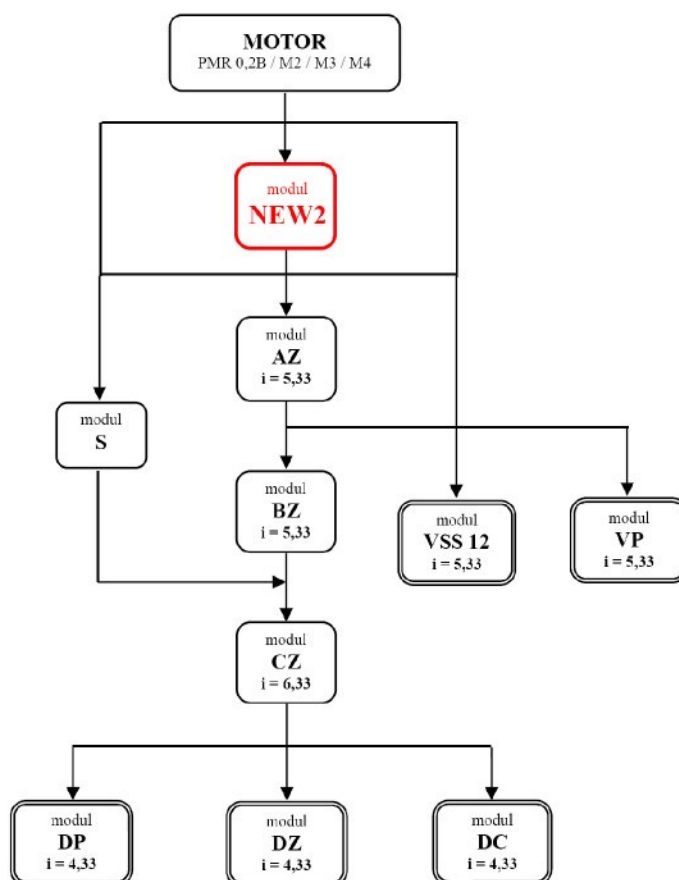
3 Konstrukční návrh převodových modulů

V této kapitole se budu zabývat začleněním nových převodových modulů do sestav a zejména samotným návrhem obou převodových modulů, tzn. výpočtem geometrických hodnot, kontrolním výpočtem a optimalizací vypočtených hodnot v programu KISSsoft.

3.1 Konstrukční návrh převodového modulu pro PUM 200A

3.1.1 Úvaha nad volbou převodového modulu a jeho začlenění

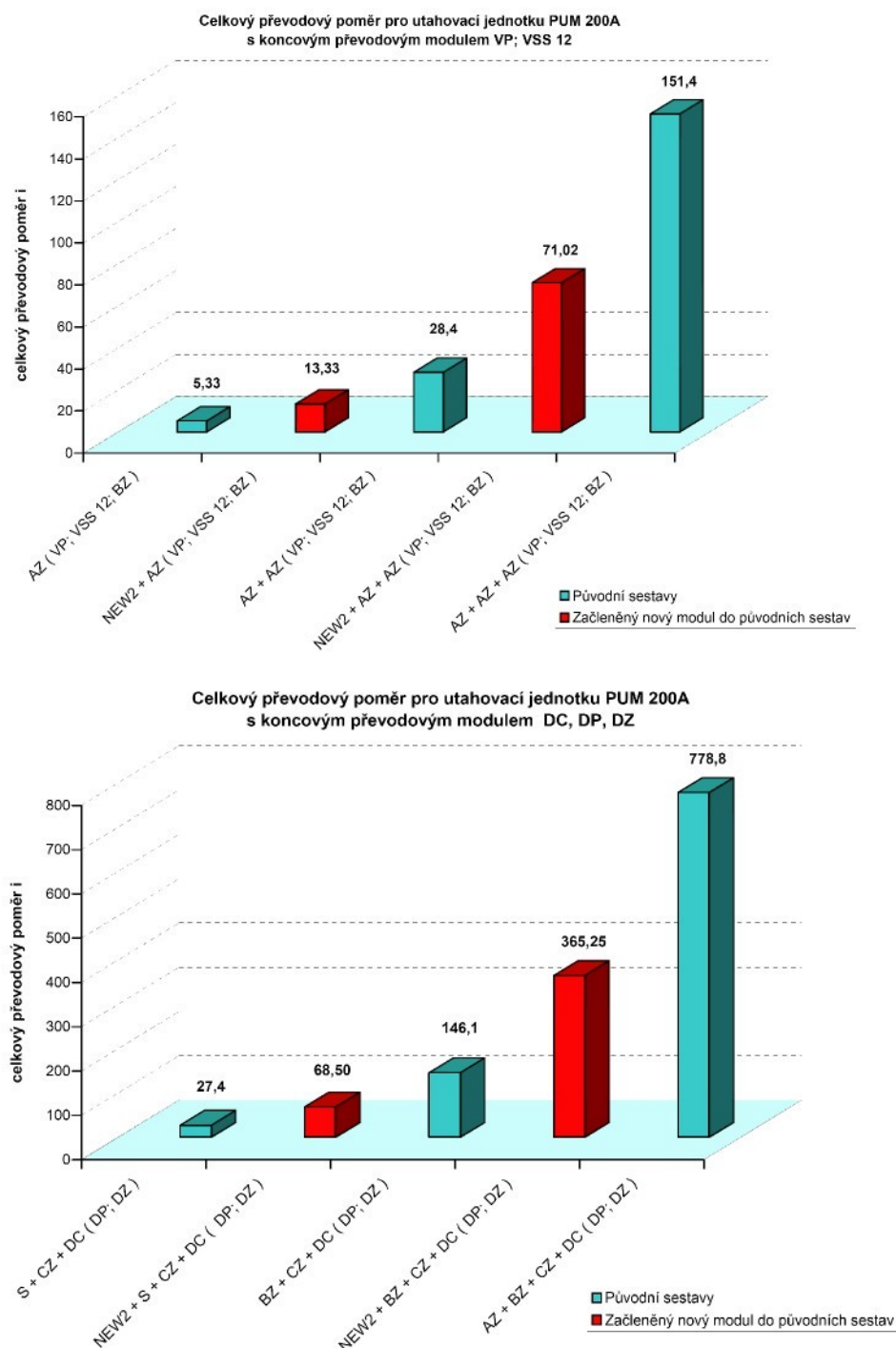
Nový převodový modul pro utahovací jednotku PUM 200A musím navrhnout tak, aby byl variabilní s ostatními převodovými moduly, a tak, aby jeho užitím došlo k co nejširšímu rozšíření řady celkových převodových čísel. Z obrázku 4 je tedy patrné, že nový modul musí být určitým způsobem předřazen před koncovými moduly jak VSS12 a VP, tak před koncové moduly DP, DZ a DC. Z tohoto důvodu se mi zdá jako nejlepší řešení začlenit nový převodový modul hned před modul AZ (obr. 22). Výhodou tohoto řešení je to, že modul bude namáhán vstupním kroutícím momentem od motoru, což je nejmenší možný kroutící moment a tedy i ozubení bude namáháno nejmenšími silami. Základní omezení konstrukčního návrhu představuje průměr celého modulu, ten musí být 41mm, a vstupní hřídel s přímým ozubením ($z = 9$ $m = 0,8$ mm), který bude tvořit hnací ozubené kolo převodu. Nový převodový modul pro utahovací jednotku PUM 200A budu označovat NEW2.



Obr. 22 Začlenění nového převodového modulu

3.1.1.1 Vliv velikosti převodového čísla na rozšíření řady

V tabulce 1 jsem uvedl možné kombinace převodových modulů a jejich výsledná celková převodová čísla. Celkový převod převodového modulu NEW2 by měl být takový, aby byly optimálně vyplněny mezery mezi těmito řadami. Po úvaze nad jednotlivými variantami bych volil převodový poměr $i = 2 \approx 3$. Na obr. 22 je grafické znázornění, jak by došlo k rozšíření řady, kdyby nový převodový modul měl celkový převod $i=2,5$.



Obr 23 Grafické znázornění rozšíření řady utahovacích jednotek PUM200A

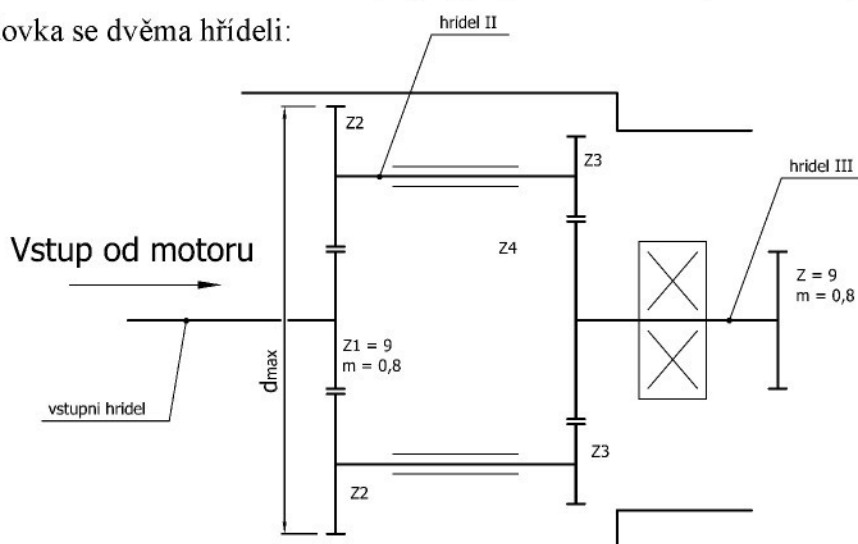
3.1.1.2 Vliv velikosti převodového čísla na velikost převodového modulu

Jak jsem se již zmínil v kapitole 3.1.1, vnější průměr modulu musí být 41 mm, přičemž na vnitřním průměru musí být zhotoven závitem M39x1,5 ($D_1=37,376$), tak aby byl modul připojitelný k motoru. Dalším parametrem, který ovlivňuje převodové číslo a velikost modulu, je vstupní hřídel s ozubením. Pokusím se tedy nalézt závislost mezi celkovým převodem a jeho velikostí. Nejjednodušší způsob realizace převodu je pomocí planetové převodovky [5]:

$$z_p = 9 \quad z_{s \min} = 7 \rightarrow \text{z podmínky sousosti vyplývá: } z_k = 2z_s + z_p = 23 \quad (1)$$

$$i_{pr}^k \min = 1 + \frac{|z_k|}{z_n} = 3,56 \quad (2)$$

Z tohoto předběžného výpočtu je zřejmé, že pomocí planetového převodu není možné realizovat převod menší jak 3,56. Protože by se měl celkový převod pohybovat v rozmezí 2 až 3, musím zvolit jiný typ převodu. Tím je dvoustupňová hřídelová převodovka se dvěma hřídeli:



Obr. 24 Kinematické schéma hřídelové převodovky

$$i_c = i_{12} \cdot i_{34} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \quad \text{kde } z_1 \text{ počet zubů na vstupním hřídeli} \quad (3)$$

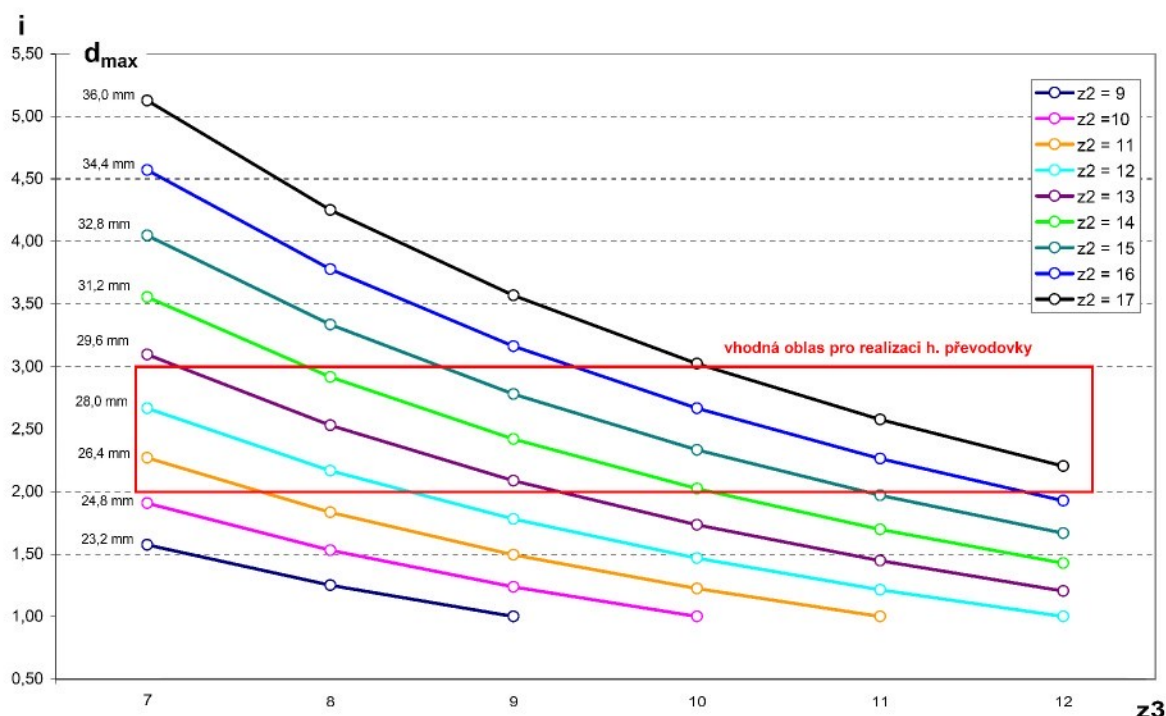
Aby byla dodržena souosost vstupního a výstupního hřídele, volím počty zubů takto:

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 \quad (4)$$

$$\text{Největší rozměr převodu pak bude: } d_{\max} = m \cdot (z_1 + 2 \cdot z_2 + 2) \quad (m=0,8\text{mm}) \quad (5)$$

$$d_{\max} < 37 \text{ mm}$$

Na obr. 25 je graficky znázorněná kombinace různých počtů zubů u jednotlivých ozubených kol v souvislosti s rozměrem $d_{\max}$ a celkovým převodovým poměrem.



Obr. 25 Závislost velikosti převodu, převodového čísla na různé kombinaci počtu zubů ozubených kol

3.1.1.3 Volba počtu zubů ozubených kol

V obrázku 25 mám vyznačenou oblast, ve které se můžu pohybovat při volbě počtu zubů jednotlivých ozubených kol tak, aby byl dodržen celkový převodový poměr pohybující se v rozmezí od 2 do 3. Při volbě těchto počtů zubů se musím řídit dalšími důležitými fakty. Nejdůležitější z nich je smontovatelnost. Počty zubů musím navrhnout tak, aby do sebe zuby dílčích převodů zapadali a výroba předlohového hřídele byla při tom proveditelná. Další fakt je ten, že by se velikosti dílčích převodů (i_{12} a i_{34}) měly od sebe lišit. Při použití stejného modulu ozubení to tedy znamená, že by pastorky z_1 a z_3 neměly mít stejný počet zubů.

Tyto podmínky splňuje nejlépe kombinace: $z_1 = 9$

$$z_2 = 15$$

$$z_3 = 10$$

$$z_4 = 14$$

$$\text{Celkový převod převodového modulu pak bude: } i_c = i_{12} \cdot i_{34} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 2,33$$

3.1.2 Výpočet geometrických hodnot převodu

Tab. 3 Geometrické hodnoty dílčích převodů (výpočet dle [2] a [3])

NÁVRH SOUKOLÍ 1-2			
Základní profil:			
$m_n =$	0,8	mm	
$\alpha_n =$	20	°	
$ha^* =$	1		
$c_a^* =$	0,25		
$\rho^* =$	0,38		
$\beta =$	0	°	
$h_a =$	0,8	mm	$z_1 =$ 9
$h_f =$	1	mm	$z_2 =$ 15
$p_n =$	2,513	mm	
$b_w =$	8	mm	$i_{12} =$ 1,667
Geometrie ozubených kol			
ozubené kolo 1		ozubené kolo 2	
$\alpha_{w12} = 26,15344 \text{ } ^\circ$			
$\text{inv } \alpha_{w12} = 0,03459$			
$\text{inv } \alpha_n = 0,01490$			
$r_1 =$	3,600	mm	$r_2 =$ 6,000 mm
$d_1 =$	7,200	mm	$d_2 =$ 12,000 mm
$d_{a1} =$	9,239	mm	$d_{a2} =$ 13,562 mm
$d_{f1} =$	5,958	mm	$d_{f2} =$ 10,281 mm
$d_{b1} =$	6,766	mm	$d_{b2} =$ 11,276 mm
$d_{w1} =$	8,021	mm	$d_{w2} =$ 13,369 mm
$x_{1\min} =$	0,474		
$x_1 =$	0,474	mm	$x_2 =$ 0,175 mm
$m \cdot x_1 =$	0,379	mm	$m \cdot x_2 =$ 0,140 mm
$a_{12} =$	9,6	mm	
$a_{w12} =$	10,050	mm	
$x_1 + x_2 =$	0,649	mm	
$k =$	0,199		
Trvání záběru			
$EF =$	4,968	$\epsilon_{\alpha 12} =$	1,052
Šířka zubu na hlavovém válci			
$\alpha_{a1} =$	42,922	°	$\alpha_{a2} =$ 33,752 °
$\text{inv } \alpha_{a1} =$	0,181		$\text{inv } \alpha_{a2} =$ 0,079
$S_{t1} =$	1,532		$S_{t2} =$ 1,359
$S_{na1}^* =$	0,542		$S_{na2}^* =$ 0,830
$S_{a1} =$	0,433		$S_{a2} =$ 0,664

NÁVRH SOUKOLÍ 3-4			
Základní profil:			
$m_n =$	0,8	mm	
$\alpha_n =$	20	°	
$ha^* =$	1		
$c_a^* =$	0,25		
$\rho^* =$	0,38		
$\beta =$	0	°	
$h_a =$	0,8	mm	$z_3 =$ 10
$h_f =$	1	mm	$z_4 =$ 14
$p_n =$	2,513	mm	
$b_w =$	7	mm	$i_{34} =$ 1,400
Geometrie ozubených kol			
ozubené kolo 3		ozubené kolo 4	
$\alpha_{w34} = 26,15344 \text{ } ^\circ$			
$\text{inv } \alpha_{w34} = 0,03459$			
$\text{inv } \alpha_n = 0,01490$			
$r_3 =$	4,000	mm	$r_4 =$ 5,600 mm
$d_3 =$	8,000	mm	$d_4 =$ 11,200 mm
$d_{a3} =$	9,946	mm	$d_{a4} =$ 12,856 mm
$d_{f3} =$	6,664	mm	$d_{f4} =$ 9,574 mm
$d_{b3} =$	7,518	mm	$d_{b4} =$ 10,525 mm
$d_{w3} =$	8,912	mm	$d_{w4} =$ 12,477 mm
$x_{3\min} =$	0,415		
$x_3 =$	0,415	mm	$x_4 =$ 0,234 mm
$m \cdot x_3 =$	0,332	mm	$m \cdot x_4 =$ 0,187 mm
$a_{34} =$	9,6	mm	
$a_{w34} =$	10,05	mm	
$x_3 + x_4 =$	0,649	mm	
$k =$	0,199		
Trvání záběru			
$EF =$	5,035	$\epsilon_{\alpha 34} =$	1,066
Šířka zubu na hlavovém válci			
$\alpha_{a3} =$	40,900	°	$\alpha_{a4} =$ 35,049 °
$\text{inv } \alpha_{a3} =$	0,152		$\text{inv } \alpha_{a4} =$ 0,090
$S_{t3} =$	1,498		$S_{t4} =$ 1,393
$S_{na3}^* =$	0,619		$S_{na4}^* =$ 0,795
$S_{a3} =$	0,495		$S_{a4} =$ 0,636

Pozn.: Vypočítané hodnoty v tabulce jsou zatím pouze orientační a jsou základem pro optimalizaci výpočtu v programu KISSsoft.

3.1.2.1 Vzorce pro výpočet geometrických hodnot

- skutečná vzdálenost os a_w zadávána
- teoretická vzdálenost os a $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} \cdot (i + 1)$ (6)
- výška hlavy zubu h_a $h_a = h_a^* \cdot m_n$ (7)
- výška paty zubu h_f $h_f = (h_a^* + c_a^*) \cdot m_n$ (8)
- normální rozteč p_n $p_n = \pi \cdot m_n = p_t \cdot \cos \beta$ (9)
- čelní modul m_t $m_t = m_n / \cos \beta$ (10)
- provozní úhel záběru α_w $\alpha_w = \arccos \frac{d_{b1} + d_{b2}}{2 \cdot a_w}$ (11)
- čelní úhel záběru α_t $\alpha_t = \arctg \frac{tg \alpha_n}{\cos \beta}$ (12)
- involuta uhlu α $inv \alpha$ $inv \alpha = tg \alpha - arc \alpha$ (13)
- poloměr roztečné kružnice r $r_x = z_x \cdot m_n / 2$ (14)
- průměr roztečné kružnice d $d_x = z_x \cdot m_n$ (15)
- průměr hlavové kružnice d_a $d_{ax} = d_x + 2 \cdot h_{ax} + 2 \cdot m_n \cdot x_x - 2 \cdot k \cdot m_n$ (16)
- průměr patní kružnice d_f $d_{fx} = d_x - 2 \cdot h_{fx} + 2 \cdot m_n \cdot x_x$ (17)
- průměr základní kružnice d_b $d_{bx} = d_x \cdot \cos \alpha_n$ (18)
- průměr valivé kružnice d_w $d_{wx} = d_x / \cos \alpha_w$ (19)
- minimální korekce x_{min} $x_{min} = h_a^* - \frac{z \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cdot \cos \beta}$ (20)
- součet jednotkových posunutí ... x_Σ $x_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot tg \alpha_n} \cdot (inv \alpha_w - inv \alpha_t) = x_1 + x_2$ (21)
- součinitel posunutí k $k = \frac{d1 + d2}{2} + x_\Sigma - a_w$ (22)
- součinitel záběru profilu ε_α $\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a13}^2 - d_{b13}^2} + \sqrt{d_{a24}^2 - d_{b24}^2} - 2a_w \cdot \sin \alpha_w}{2p_{tb}}$ (23)
- šířka zubu na roztečném válci S_t $s_t = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2x \cdot tg \alpha_n \right)$ (24)
- šířka zubu na hlavovém válci S_a $s_a = d_a \cdot \left(\frac{s_t}{d} + inv \alpha_t - inv \alpha_{ta} \right)$ (25)
- poměrná šířka hlavy zubu $S_{na}^* \dots s_{na}^*$ $s_{na}^* = \frac{d_a \cdot \cos \beta_a}{m_n} \cdot \left(\frac{s_t}{d} + inv \alpha_t - inv \alpha_{ta} \right)$ (26)

3.1.2.2 Výpočet rychlostních poměrů

$$\text{Otáčky na hřídelích II a III : } n_{II} = \frac{n_M}{i_{12}} \quad (27)$$

$$n_{III} = \frac{n_M}{i_{12} \cdot i_{34}} \quad (28)$$

Obvodové rychlosti spoluzabírajících bodů na bocích zubů ozubených kol 1 a 2:

$$v_1 = v_2 = n_M \cdot \pi \cdot d_{w1} = n_{II} \cdot \pi \cdot d_{w2} \quad (29)$$

Obvodové rychlosti spoluzabírajících bodů na bocích zubů ozubených kol 3 a 4:

$$v_3 = v_4 = n_{II} \cdot \pi \cdot d_{w3} = n_{III} \cdot \pi \cdot d_{w4} \quad (30)$$

Tab. 4 Vypočítané obvodové rychlosti

Motor PMR 0,2B		Motor M2, M3, M4	
otáčky na prázdkno:	otáčky při max. výkonu:	otáčky na prázdkno:	otáčky při max. výkonu:
$n_{\max} = 19\,800 \text{ ot/min.}$	$n_{P\max} = 10\,000 \text{ ot/min.}$	$n_{\max} = 13\,500 \text{ ot/min.}$	$n_{P\max} = 12\,000 \text{ ot/min.}$
$n_{II} = 11\,880 \text{ ot/min.}$	$n_{II} = 6\,000 \text{ ot/min.}$	$n_{II} = 8\,100 \text{ ot/min.}$	$n_{II} = 7\,200 \text{ ot/min.}$
$n_{III} = 8\,486 \text{ ot/min.}$	$n_{III} = 4\,286 \text{ ot/min.}$	$n_{III} = 5\,786 \text{ ot/min.}$	$n_{III} = 5\,143 \text{ ot/min.}$
$v_1 = 8,316 \text{ m/s}$	$v_1 = 4,200 \text{ m/s}$	$v_1 = 5,670 \text{ m/s}$	$v_1 = 5,040 \text{ m/s}$
$v_2 = 8,316 \text{ m/s}$	$v_2 = 4,200 \text{ m/s}$	$v_2 = 5,670 \text{ m/s}$	$v_2 = 5,040 \text{ m/s}$
$v_3 = 5,544 \text{ m/s}$	$v_3 = 2,800 \text{ m/s}$	$v_3 = 3,780 \text{ m/s}$	$v_3 = 3,360 \text{ m/s}$
$v_4 = 5,544 \text{ m/s}$	$v_4 = 2,800 \text{ m/s}$	$v_4 = 3,780 \text{ m/s}$	$v_4 = 3,360 \text{ m/s}$

Maximální měrné skluzy:

$$\vartheta_1 = 1 - \frac{z_1}{z_2} \cdot \left(\frac{a_{w12} \cdot \sin \alpha_{w12}}{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}} - 1 \right) = 1,178 \quad \vartheta_2 = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \left(\frac{a_{w12} \cdot \sin \alpha_{w12}}{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}} - 1 \right) = 1,687 \quad (31)$$

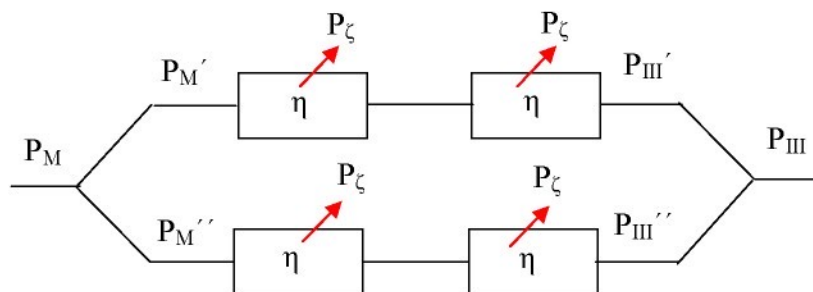
$$\vartheta_3 = 1 - \frac{z_3}{z_4} \cdot \left(\frac{a_{w34} \cdot \sin \alpha_{w34}}{\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2}} - 1 \right) = 1,228 \quad \vartheta_4 = 1 - \frac{z_4}{z_3} \cdot \left(\frac{a_{w34} \cdot \sin \alpha_{w34}}{\sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2}} - 1 \right) = 1,560 \quad (32)$$

Rozdíl mezi měrnými skluzy ϑ_1 a ϑ_2 , případně ϑ_3 a ϑ_4 by měl být co nejmenší. V ideálním případě by se měly hodnoty sobě rovnat, což by zajišťovalo minimum měrných skluzů a tím i rovnoměrné opotřebovávání zubů a maximální únosnost soukolí na zadírání. Toto podmínka by se dala splnit vhodným rozdělením součtu korekcí.

Na základě vypočítaných hodnot obvodových rychlostí v tab. 4 můžeme obě soukolí označit za pomaluběžná, či se střední rychloběžností. Přesné zařazení není možné, protože otáčky motoru se mění dle jeho zatížení a tím i jednotlivé obvodové rychlosti. [2]

3.1.2.3 Výpočet celkové účinnosti převodu

Účinnost čelního soukolí včetně ložisek: $\eta = 0,98$



Obr. 26 Schéma toku výkonu dvoustupňové převodovky se dvěma hřídeli

$$\begin{aligned}
 P_M &= P_M' + P_M'' \\
 P_{III} &= P_{III}' + P_{III}'' \\
 P_{III}' &= P_M' \cdot \eta \cdot \eta \\
 P_{III}'' &= P_M'' \cdot \eta \cdot \eta
 \end{aligned}
 \qquad
 \eta_c = \frac{P_{III}}{P_M} = \frac{(P_M' + P_M'') \cdot \eta \cdot \eta}{P_M' + P_M''} = \eta^2 = 0,96
 \quad (33)$$

Tok výkonu od motoru se v převodovém modulu dělí a je přiváděn k výstupnímu hřídeli skrze dva předlokové hřídele. Z výpočtu je zřejmé, že počet toků výkonu na účinnost celého převodu nemá vliv. Účinnost je tedy ovlivněna pouze počtem stupňů celkového převodu. Při výpočtu jsem uvažoval konstantní účinnost soukolí, ta je ve skutečnosti proměnná a závisí na provozním režimu. Z tohoto plyne, že i celková účinnost bude ve skutečnosti nekonstantní.

3.1.3 Pevnostní výpočet ozubení

Protože je utahovací jednotka velice univerzální stroj, u kterého nelze jednoznačně definovat pracovní průběh, a tedy ani ekvivalentní zatížení, budu při výpočtech vycházet z kroutícího momentu a otáček motoru při jeho maximálním výkonu, přičemž tento moment budu násobit momentovou bezpečností. Hodnoty momentu a otáček vyčtu z celkových charakteristik motorů (obr. 10 a obr. 11) a použiji ty vyšší.

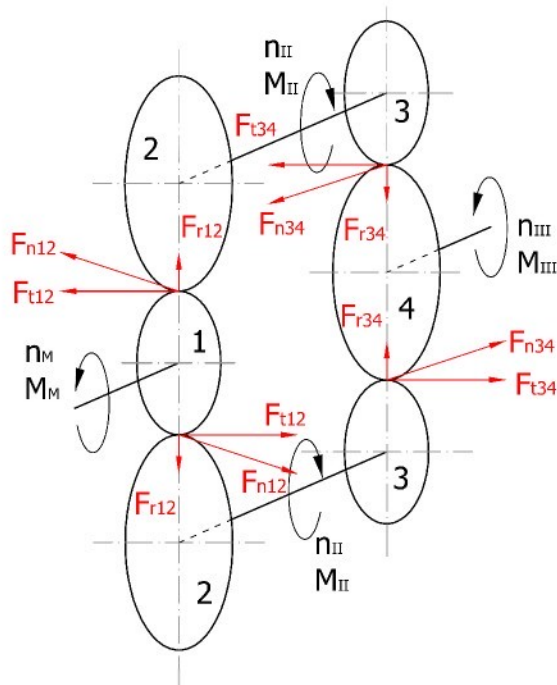
3.1.3.1 Výpočet sil zatěžujících soukolí

Momentovou bezpečnost volím: $K_M = 2$

$$\text{Výpočet momentů: } M_M = M_{M(P_{\max})} \cdot K_M = 0,72 \text{ Nm} \quad (34)$$

$$M_{II} = M_M \cdot i_{12} \cdot \eta \cdot 0,5 = 0,588 \text{ Nm} \quad (35)$$

$$M_{III} = M_M \cdot i_{12} \cdot i_{34} \cdot \eta^2 = 1,613 \text{ Nm} \quad (36)$$



Obr. 27 Rozložení sil

Výpočet osamělých sil na roztečném válci:

$$F_{t12} = \frac{1000 \cdot M_M}{d_1} = 100 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \tan \alpha_n = 36,4 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_{n12} = \frac{F_{t12}}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = 106,4 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{t34} = \frac{2000 \cdot M_{II}}{d_3} = 147 \text{ N} \quad (40)$$

$$F_{r34} = F_{t34} \cdot \tan \alpha_n = 53,5 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{n34} = \frac{F_{t34}}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = 156,4 \text{ N} \quad (42)$$

3.1.3.2 Kontrolní výpočet na ohybové a dotykové namáhání

Užiji zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol dle ČSN 01 4686, [3] a [4].

Šířky ozubení volím následovně: $b_{w12} = 8 \text{ mm}$

$$b_{w34} = 7 \text{ mm}$$

Materiály ozubených kol a jejich vlastností volím dle [4] a uvádím je v tab. 5 a 6.

Únava v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \quad (43)$$

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (44)$$

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} K_H \quad (45)$$

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_P \cdot b_w}{K_A \cdot F_t} + K_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \quad (46)$$

$$S_{H1,2} \approx \frac{\sigma_{H \lim 1,2}}{\sigma_H} \cdot Z_L Z_R Z_V \geq 1,1 \text{ až } 1,2 \quad (47)$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení vnějšího zatížení

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t \max} \cdot K_H}{F_t}} \quad (48)$$

$$F_{t \max} \geq 2 \cdot F_t \quad (49)$$

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max} \quad (50)$$

Únava v ohybu

$$\sigma_F = \frac{K_F Y_{Fs} Y_{\beta} Y_{\epsilon} F_t}{b_w \cdot m_n} \quad (51)$$

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (52)$$

$$S_F = \frac{\sigma_{F \lim} \cdot Y_N Y_{\delta} Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4 \quad (53)$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení vnějšího zatížení

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{FSl}}{\sigma_{F \max}} \geq 1,25 \quad (54)$$

Závěry k tab. 5 a 6

Vypočtené ohybové a dotykové bezpečnosti jasně poukazují na místa v soukolích, která jsou riziková a která nikoli. V tab. 5 jsou vypočítané bezpečnosti pro soukolí 1-2. Všechny tyto bezpečnosti, jak ohybové, tak dotykové, splňují podmínku, tedy jsou vyšší než bezpečnosti limitní. V tab. 6 jsou spočítány tytéž bezpečnosti pro soukolí 3-4. Zde se jeví jako rizikové únavové namáhání v dotyku. Vypočtená bezpečnost je nepatrně nižší než bezpečnost limitní. Řešením by bylo zvětšit šířku ozubení, čímž by ovšem vzrůstala nerovnoměrnost zatížení po šířce a především by narůstal i zástavbový rozměr převodového modulu. Vzhledem k pracovnímu zatížení utahovací jednotky, kdy největší síla v ozubení vzniká téměř při nulových otáčkách a dochází tak ke statickému namáhání ozubení, můžeme tento nedostatek zanedbat a navržené soukolí považovat za vyhovující.

Tab. 5 Kontrolní výpočet na ohybová a dotykové namáhání soukolí 1-2

KONTROLA SOUKOLÍ 1 - 2									
ozubené kolo 1					ozubené kolo 2				
únava v dotyku									
materiál oz. kola:		14 220.4			materiál oz. kola:		16 420.4		
povrchová úprava:		cementovaná, kalená			povrchová úprava:		cementovaná, kalená		
tvrdost V_{HV} =		720			tvrdost V_{HV} =		720		
σ_{Hlim} =		1270 Mpa			σ_{Hlim} =		1270 Mpa		
σ_{Flimb} =		700 Mpa			σ_{Flimb} =		700 Mpa		
$R_{p0.2}$ =		588 Mpa			$R_{p0.2}$ =		735 Mpa		
$F_{t12Hmax}$ =	100,0	N (dotyk)	Z_E =	190	$F_{t12Hmax}$ =	100,0	N (dotyk)	Z_E =	190
$F_{t12Fmax}$ =	100,0	N (ohyb)	Z_H =	2,12	$F_{t12Fmax}$ =	100,0	N (ohyb)	Z_H =	2,12
z_1 =	9		Z_ε =	0,99	z_2 =	15		Z_ε =	0,99
d_1 =	7,200	mm	K_A =	1,6	d_2 =	12,000	mm	K_A =	1,6
b_{w12} =	8,000	mm	K_Q =	0,0193	b_{w12} =	8,000		K_Q =	0,0087
u =	1,667		K_P =	26,81	u =	1,667		K_P =	26,81
v_1 =	4,200	m/s	K_{Hv} =	1,44	v_2 =	4,200	m/s	K_v =	1,44
			$K_{H\alpha}$ =	1				$K_{H\alpha}$ =	1
			$K_{H\beta}$ =	1,1				$K_{H\beta}$ =	1,1
			K_{H1} =	2,54				K_{H1} =	2,5
			$Z_L Z_V Z_R$ =	1				$Z_L Z_V Z_R$ =	1
σ_{H0} =	664,62	Mpa	σ_{H0} =	664,62	Mpa				
σ_H =	1058,34	Mpa	σ_H =	1058,34	Mpa				
S_{H1} =	1,20		S_{H1} =	1,20					
S_{Hlim} =	1,10		S_{Hlim} =	1,10					
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE				
Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení (statická únosnost)									
σ_{HPmax} =	2880,0	Mpa	σ_{HPmax} =	2880	Mpa				
σ_{Hmax} =	1496,7	Mpa	σ_{Hmax} =	1496,7	Mpa				
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE				
únava v ohybu									
K_A =	1,6		Y_{FS} =	3,75	K_A =	1,6		Y_{FS} =	4,05
K_v =	1,44		Y_β =	1	K_v =	1,44		Y_β =	1
$K_{F\alpha}$ =	1		Y_ε =	0,96	$K_{F\alpha}$ =	1		Y_ε =	0,96
$K_{F\beta}$ =	1,10		Y_N =	1	$K_{F\beta}$ =	1,10		Y_N =	1
K_F =	2,54		Y_δ =	1,1	K_F =	2,54		Y_δ =	1,1
			Y_X =	1				Y_X =	1
σ_F =	142,7	Mpa	σ_F =	154,2	Mpa				
S_F =	5,39		S_F =	5,00					
S_{Flim} =	1,40		S_{Flim} =	1,40					
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE				
Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení (statická únosnost)									
σ_{FS1} =	1750,0	Mpa	σ_{FS1} =	1750,0	Mpa				
σ_{Fmax} =	285,5	MPa	σ_{Fmax} =	308,3	MPa				
S_{FS} =	6,13		S_{FS} =	5,68					
S_{FSlim} =	1,25		S_{FSlim} =	1,25					
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE				

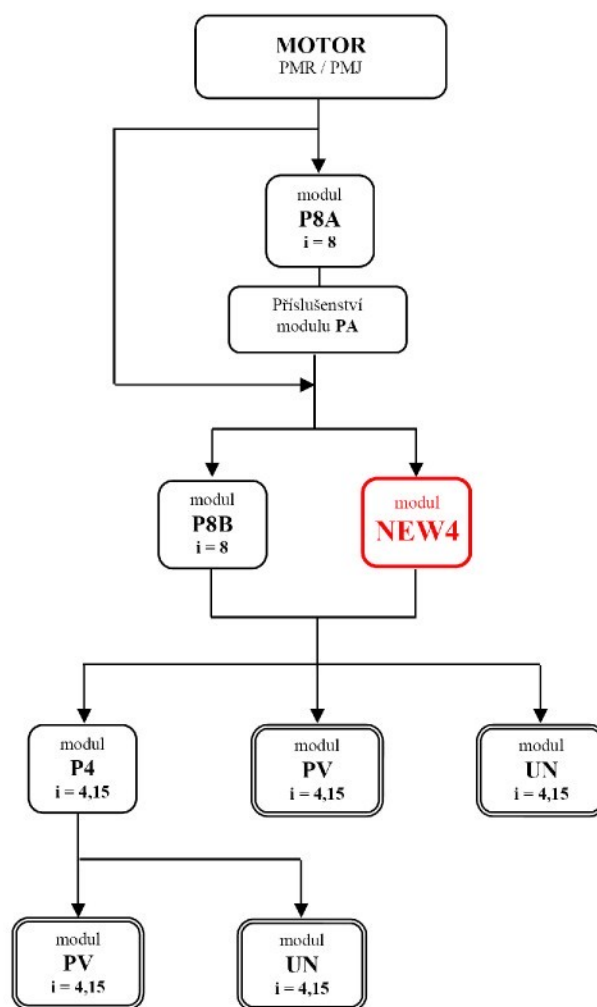
Tab. 6 Kontrolní výpočet na ohybová a dotykové namáhání soukolí 3-4

KONTROLA SOUKOLÍ 3 - 4									
ozubené kolo 3					ozubené kolo 4				
únava v dotyku									
materiál oz. kola:		16 420.4			materiál oz. kola:		16 220.4		
povrchová úprava:		cementovaná, kalená			povrchová úprava:		cementovaná, kalená		
tvrdost V_{HV} =		720			tvrdost V_{HV} =		720		
σ_{Hlim} =		1270 Mpa			σ_{Hlim} =		1270 Mpa		
σ_{Flimb} =		700 Mpa			σ_{Flimb} =		700 Mpa		
$R_{p0,2}$ =		735 Mpa			$R_{p0,2}$ =		635 Mpa		
$F_{t34Hmax}$ =	147,0	N (dotyk)	Z_E =	190	F_{tHmax} =	147,0	N (dotyk)	Z_E =	190
$F_{t23Fmax}$ =	147,0	N (ohyb)	Z_H =	2,12	F_{tFmax} =	147,0	N (ohyb)	Z_H =	2,12
z_3 =	10		Z_E =	0,98	z_k =	14		Z_E =	0,98
d_3 =	8,000	mm	K_A =	1,6	d_s =	11,200	mm	K_A =	1,6
b_{w34} =	7,000	mm	K_Q =	0,0193	b_{w34} =	7,000	mm	K_Q =	0,0087
u =	1,400		K_P =	26,81	u =	1,400		K_P =	26,81
v_3 =	2,800	m/s	$K_{H\alpha}$ =	1,19	v_4 =	2,800	m/s	$K_{H\alpha}$ =	1,19
			$K_{H\beta}$ =	1				$K_{H\beta}$ =	1
			K_H =	2,09				K_H =	2,1
			$Z_L Z_V Z_R$ =	1				$Z_L Z_V Z_R$ =	1
σ_{H0} =		837,38 Mpa			σ_{H0} =		837,38 Mpa		
σ_H =		1209,92 Mpa			σ_H =		1209,92 Mpa		
S_{H0} =		1,05			S_{H0} =		1,05		
S_{Hlim} =		1,10			S_{Hlim} =		1,10		
vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE				
Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení (statická únosnost)									
σ_{HPmax} =		2880,0 Mpa			σ_{HPmax} =		2880 Mpa		
σ_{Hmax} =		1711,1 Mpa			σ_{Hmax} =		1711,1 Mpa		
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE				
únava v ohybu									
K_A =	1,6		Y_{FS} =	3,85	K_A =	1,6		Y_{FS} =	3,9
K_v =	1,19		Y_β =	1	K_v =	1,19		Y_β =	1
$K_{F\alpha}$ =	1		Y_E =	0,95	$K_{F\alpha}$ =	1		Y_E =	0,95
$K_{F\beta}$ =	1,10		Y_N =	1	$K_{F\beta}$ =	1,10		Y_N =	1
K_F =	2,09		Y_δ =	1,1	K_F =	2,09		Y_δ =	1,2
			Y_X =	1				Y_X =	1
σ_F =		200,5 Mpa			σ_F =		203,1		
S_F =		3,84			S_F =		4,14 Mpa		
S_{Flim} =		1,40			S_{Flim} =		1,40		
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE				
Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení (statická únosnost)									
σ_{FSt} =		1750,0 Mpa			σ_{FSt} =		1750,0 Mpa		
σ_{Fmax} =		401,1 MPa			σ_{Fmax} =		406,3 MPa		
S_{FS} =		4,36			S_{FS} =		4,31		
S_{FSlim} =		1,25			S_{FSlim} =		1,25		
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE				

3.2 Konstrukční návrh převodového modulu pro PUM 400A

3.2.1 Úvaha nad volbou převodového modulu a jeho začlenění

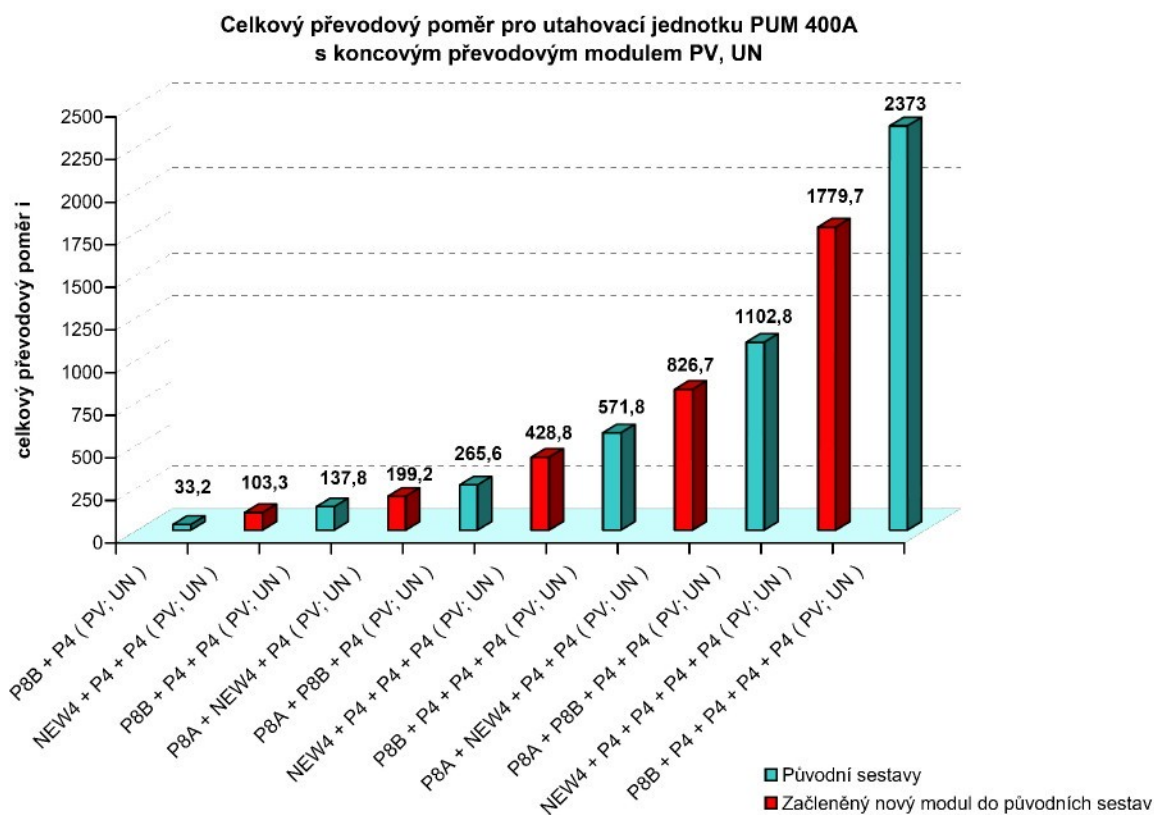
Nový převodový modul pro utahovací jednotku PUM 400A musím opět navrhnout tak, aby byl variabilní s ostatními převodovými moduly, a tak, aby jeho užitím došlo k co nejširšímu rozšíření řady celkových převodových čísel. Oproti utahovací jednotce PUM 200A tu máme pouze jednu větev výstupních modulů (moduly PV a UN), a o to jednodušší bude začlenění nového převodového modulu. Nabízejí se nám zde dvě možné varianty. Nový převodový modul může být umístěn paralelně s modulem P8A, nebo P8B. Z obou možných jsem si zvolil druhou možnost. Znázorněna je na obr. 28. Nový modul bude moci být montován přímo na motor, a nebo mezi ním a motorem bude moci být ještě namontován modul P8A. Toto budu muset mít na paměti při výpočtu zatížení. V konstrukci budu omezen vnějšími rozměry modulu a vstupním a výstupním členem. Nový převodový modul pro utahovací jednotku PUM 400A budu nazývat NEW4.



Obr. 28 Začlenění nového převodového modulu

3.2.1.1 Vliv velikosti převodového čísla na rozšíření řady

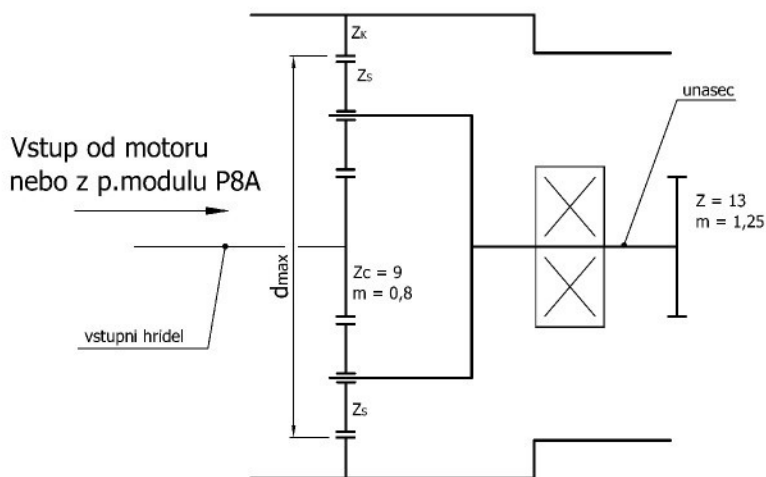
Z obr. 28 můžeme mimo jiné vyčíst i celkové převody jednotlivých modulů. Moduly P8A a P8B mají celkový převod $i=8$ a ostatní pak $i=4,15$. Z tohoto lze usoudit, že nový převodový modul NEW4 by měl mít celkový převod někde mezi těmito hodnotami. Na obr. 29 je graficky znázorněno, jak by se řada rozšířila, kdyby modul NEW4 měl celkový převodový poměr $i=6$.



Obr. 29 Grafické znázornění rozšíření řady utahovacích jednotek PUM400A

3.2.1.2 Vliv velikosti převodového čísla na velikost převodového modulu

V této kapitole budu postupovat stejně jako v kapitole 3.1.1.2. Protože už vím, že nejmenší převodový poměr, který můžu realizovat pomocí planetové převodovky je 3,56, budu se dále zabývat možností realizace převodu pomocí planetové převodovky. Podle vztahu (2) si vytvořím závislost velikosti celkového převodového čísla na velikosti převodu samotného.



Obrázek 30: Kinematické schéma planetové převodovky

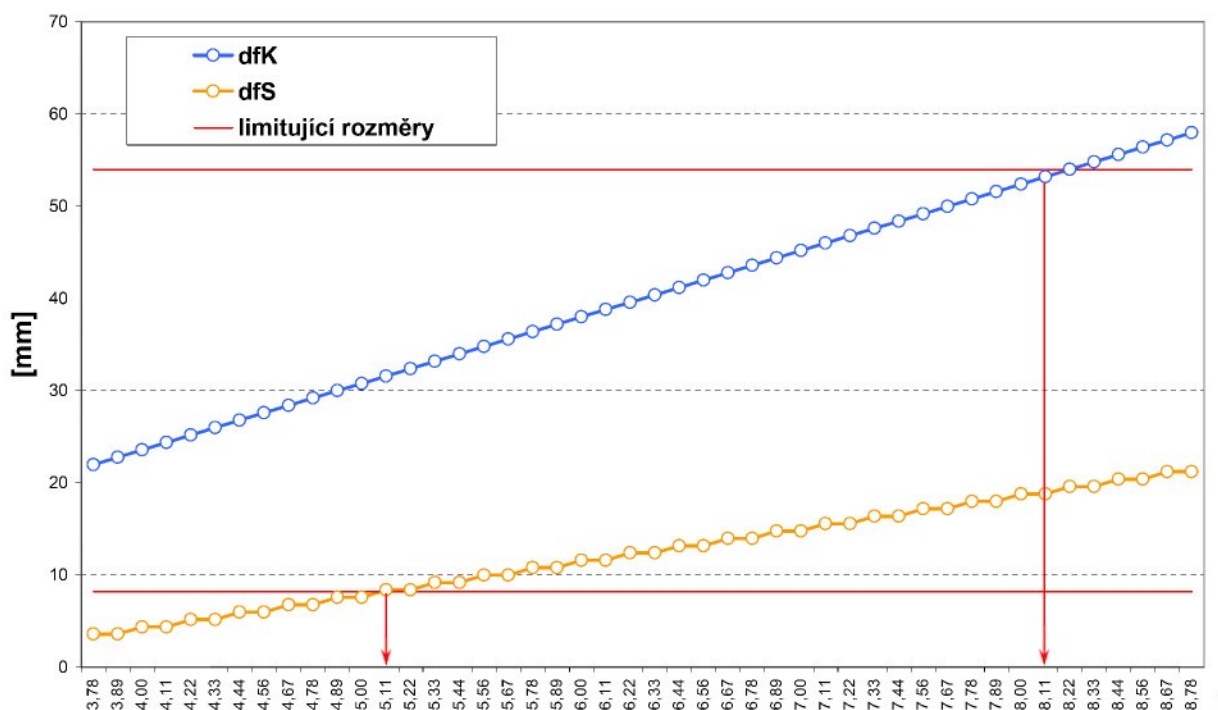
První omezujícím rozměrem bude v tomto případě velikost vnitřního závitu, kterým musí být modul opatřen, aby byl připojitelný k motoru, případně modulu P8A. Jeho velikost je M56x1,5, přičemž $D_1 = 54,376$. Druhým omezujícím rozměrem bude vnější průměr jehlového ložiska, na kterém bude uložen satelit. Tento rozměr nabývá hodnoty 5 mm. K tomuto rozměru musím přičíst minimální tloušťku materiálu (doporučená tloušťka je $2m_t$). Centrální kolo je tvořeno 9 zuby s modulem ozubení $m=0,8$. Z těchto hodnot vycházím při tvorbě oné závislosti.

$$\text{Největší rozměr převodu pak bude: } d_{\max} = d_{fk} = m \cdot (z_k + 2,5) \quad (m=0,8\text{mm}) \quad (55)$$

$$d_{\max} < 54 \text{ mm}$$

$$\text{Nejmenší rozměr převodu pak bude: } d_{\min} = d_{fs} = m \cdot (z_s - 2,5) \quad (m=0,8\text{mm}) \quad (56)$$

$$d_{\min} > 8,2 \text{ mm}$$



Obr. 31 Grafická závislost velikosti celkového převodového čísla na velikosti převodu samotného

3.2.1.3 Volba počtu zubů ozubených kol

Z obr. 31 je patrné, že planetový převod je možné navrhnout s celkovým převodem v rozsahu od 5,11 do 8,11. Nebude tedy problém realizovat převod $i=6$, který jsem si zvolil jako nejvhodnější. Ze vztahů (1) a (2) pak vyplívá:

$$z_p = 9$$

$$z_s = 18$$

$$z_k = -45$$

3.2.1.4 Volba počtu satelitů planetového převodu

Při volbě počtu satelitů se musím řídit třemi základními podmínkami [5]:

- Podmínka souososti planetových převodů: $z_s = \frac{z_k - z_p}{2} = 18$ (57)

(tuto podmínku jsem uplatnil již při volbě počtu zubů v předcházející kapitole)

- Podmínka sousedství: $s < \frac{180^\circ}{\arcsin \frac{z_s + 2 \cdot h_a^*}{z_p + z_s}}$, $s < 3,76$ (58)

- Podmínka smontovatelnosti planetového soukolí: $\frac{z_p + z_k}{s} = N$ (59)

(kde N je celé číslo)

Z těchto třech podmínek vyplývá, že mnou navržený planetový převod může mít dva, nebo tři satelity. Z důvodu lepšího rozložení sil působících na ozubení satelitů volím variantu se třemi satelity.

3.2.2 Výpočet geometrických hodnot převodu

Tab. 7 Geometrické hodnoty planetového převodu (výpočet dle [2], [3] a [5])

Návrh planetového převodu					
Základní parametry planetového převodu					
požadovaný převod:	$i_{p-r}^k =$	6	r..... unašeč p..... centrální kolo k..... korunové kolo		
počty zubů:	$z_p =$	9			
	$z_k =$	-45			
	$z_s =$	18	(teoretický)		
	$z_s =$	18	(skutečný)		
	$s =$	3			
	$b_w =$	7,6	mm		
Geometrie ozubených kol					
Základní profil:		$m_n =$ 0,8 mm $\alpha_n =$ 20 ° $ha^* =$ 1 $ca^* =$ 0,25 $\rho^* =$ 0,38	$\beta =$ 0 °		
inv $\alpha_n =$ 0,014904		$\alpha_w =$ 24,3306	$\alpha_w =$ 24,46761		
inv $\alpha_w =$ 0,027997		inv $\alpha_w =$ 0,027511	inv $\alpha_w =$ 0,028003		
centrální kolo		satelit	korunové kolo		
$d_p =$	7,200 mm	$d_s =$	14,400 mm	$d_k =$	-36,000 mm
$d_{ap} =$	9,341 mm	$d_{as} =$	15,802 mm	$d_{ak} =$	-34,979 mm
$d_{fp} =$	5,958 mm	$d_{fs} =$	12,419 mm	$d_{fk} =$	-38,797 mm
$d_{bp} =$	6,766 mm	$d_{bs} =$	13,532 mm	$d_{bk} =$	-33,829 mm
$d_{vp} =$	7,902 mm	$d_{vs} =$	14,398 mm	$d_{vk} =$	-36,698 mm
$x_{pmin} =$	0,474				
$x_p =$	0,474 mm	$x_s =$	0,012 mm	$x_k =$	-0,498 mm
$m \cdot x_p =$	0,379 mm	$m \cdot x_s =$	0,010 mm	$m \cdot x_k =$	-0,398 mm
$x_p + x_s =$	0,486 mm	$x_s + x_k =$	-0,486 mm		
$a_{ps} =$	10,800 mm	$a_{sk} =$	-10,8 mm		
$a_{vps} =$	11,150 mm	$a_{vsk} =$	-11,150 mm		
$k =$	0,136	$k =$	-0,136		
roztečný průměr pro čepy na unašeči :		22,300 mm			
Trvání záběru					
EF =	5,414	EF =	8,501		
$\epsilon_{\alpha ps} =$	1,146	$\epsilon_{\alpha sk} =$	1,800		
Šířka zubu na na hlavovém válci					
$\alpha_{ap} =$	43,587 °	$\alpha_{as} =$	31,096 °	$\alpha_{ak} =$	14,734 °
inv $\alpha_{ap} =$	0,191	inv $\alpha_{as} =$	0,060	inv $\alpha_{ak} =$	0,006
$S_{ip} =$	1,532 mm	$S_{is} =$	1,264 mm	$S_{ik} =$	0,967 mm
$S_{nap}^* =$	0,428	$S_{nas}^* =$	0,834	$S_{nak}^* =$	0,777
$S_{ap} =$	0,342	$S_{as} =$	0,668	$S_{ak} =$	0,622

Pozn.: Vypočítané hodnoty v tabulce jsou zatím pouze orientační a jsou základem pro optimalizaci výpočtu v programu KISSsoft.

3.2.2.1 Kontrola interference soukolí

Interference soukolí je kolize částí boků zubů spoluzabírajících kol. Kontrola interferencí je jednou z nejsložitějších úloh při řešení geometrie ozubených kol. V této kapitole se budu zabývat pouze provozní primární interferencí. Ta je označována také jako interference s přechodovou křivkou a nastává v případě, když záběr hlavy zubu v patě zubu protikola nastane mimo funkční část evolventy [2].

Provozní primární interference vnitřního soukolí:

Podmínka interference hlavy korunového kola s přechodovou křivkou satelitu [2]:

$$d_{ak} \leq 2 \cdot (\text{sign } z_k) \cdot \sqrt{(a_w \cdot \sin \alpha_w - \rho_{Es})^2 - (0,5 \cdot d_{bk})^2} \leq -34,895 \quad (60)$$

Kde ρ_{Es} je poloměr křivosti na záběrové úsečce na počátku evolventy v patě satelitu:

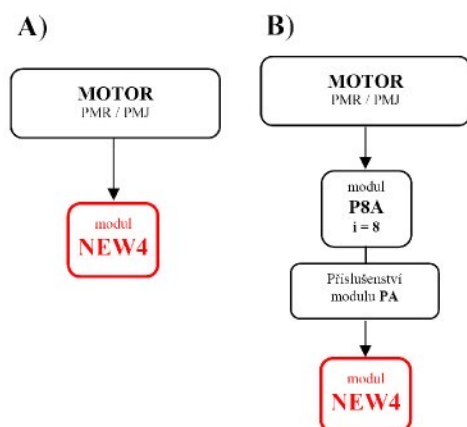
$$\rho_{Es} = 0,5 \cdot d_s \cdot \sin \alpha_t - \frac{h_f^* - \rho^* \cdot (1 - \sin \alpha_n) - x}{\sin \alpha_t} \cdot m_n = 0,109 \quad (61)$$

Zabýval jsem se pouze kontrolou provozní interference vnitřního soukolí, kde byla podmínka splněna a soukolí tedy vyhovuje. U vnějšího soukolí je nebezpečí interference menší a je nutné ho kontrolovat jen tehdy, pokud má ozubení malou hlavovou vůli ($c^* < 0,25$), nebo extrémní korekce ($x_p, x_s > 1$). Mnou navržené soukolí tyto předpoklady splňuje, a proto kontrolu neprovádím [2].

3.2.2.2 Vzorce pro výpočet geometrických hodnot

Pro výpočet geometrických hodnot planetového soukolí můžeme použít vztahy (6) až (26) uvedených v kapitole 3.1.2.1.

3.2.2.3 Výpočet rychlostních poměrů



Převodový modul NEW4 můžeme připojit k motoru buď přímo, nebo nepřímo, kde mezi motorem a modulem NEW4 je vložen modul P8A, jak to je znázorněno na obr. 32. Podle toho se také odvíjí výpočet rychlostních poměrů.

Obr. 32 Zapojení modulu NEW A) přímo, B) nepřímo

Kinematika planetových převodů:

Zde využívám Willisovy metody a výpočtu dle [5]:

$$\text{Náhradní mechanismus (zastavený unašeč): } i_{sk}^r = \frac{|z_k|}{z_s} = 2,5 \quad (62)$$

$$\text{Celkový převod skutečného mechanismu: } i_{pr}^k = 1 + \frac{|z_k|}{z_p} = 6 \quad (63)$$

$$\text{Jednotkové rychlosti skutečného mechanismu: } \overline{\omega_p} = 1 \quad (64)$$

$$\overline{\omega_k} = 0 \quad (65)$$

$$\overline{\omega_r} = \frac{\overline{\omega_p}}{i_{pr}^k} = 0,167 \quad (66)$$

$$\overline{\omega_{sr}} = i_{sk}^r \cdot (\overline{\omega_k} - \overline{\omega_r}) = -0,417 \quad (67)$$

$$\overline{\omega_s} = \overline{\omega_{sr}} + \overline{\omega_r} = -0,25 \quad (68)$$

Otáčky jednotlivých členů:

$$\text{A) přímo: } n_x = n_M \cdot \overline{\omega_x} \quad (69)$$

$$\text{B) nepřímo: } n_x = \frac{n_M}{i_{P8A}} \cdot \overline{\omega_x} \quad (70)$$

$$\text{Obvodové rychlosti jednotlivých členů: } v_x = n_x \cdot \pi \cdot d_{wx} \quad (71)$$

Tab. 8 Vypočítané otáčky a obvodové rychlosti jednotlivých členů

Modul NEW4 připojen k motoru PMJ (PMR) přímo		Modul NEW4 připojen k motoru PMJ (PMR) nepřímo	
otáčky na prázdko:	otáčky při max. výkonu:	otáčky na prázdko:	otáčky při max. výkonu:
$n_{\max} = 20\,000 \text{ ot/min.}$	$n_{P\max} = 10\,000 \text{ ot/min.}$	$n_{\max} = 2\,500 \text{ ot/min.}$	$n_{P\max} = 1\,250 \text{ ot/min.}$
$n_k = 0 \text{ ot/min.}$	$n_{II} = 0 \text{ ot/min.}$	$n_{II} = 0 \text{ ot/min.}$	$n_{II} = 0 \text{ ot/min.}$
$n_p = 20\,000 \text{ ot/min.}$	$n_{III} = 10\,000 \text{ ot/min.}$	$n_{III} = 2\,500 \text{ ot/min.}$	$n_{III} = 1\,250 \text{ ot/min.}$
$n_r = 3\,333 \text{ ot/min.}$	$n_r = 1\,667 \text{ ot/min.}$	$n_r = 417 \text{ ot/min.}$	$n_r = 208 \text{ ot/min.}$
$n_s = -5\,000 \text{ ot/min.}$	$n_s = -2\,500 \text{ ot/min.}$	$n_s = -625 \text{ ot/min.}$	$n_s = -313 \text{ ot/min.}$
$v_k = 0,000 \text{ m/s}$	$v_k = 0,000 \text{ m/s}$	$v_k = 0,000 \text{ m/s}$	$v_k = 0,000 \text{ m/s}$
$v_p = 8,275 \text{ m/s}$	$v_p = 4,137 \text{ m/s}$	$v_p = 1,034 \text{ m/s}$	$v_p = 0,517 \text{ m/s}$
$v_r = - \text{ m/s}$	$v_r = - \text{ m/s}$	$v_r = - \text{ m/s}$	$v_r = - \text{ m/s}$
$v_s = -3,763 \text{ m/s}$	$v_s = -1,882 \text{ m/s}$	$v_s = -0,470 \text{ m/s}$	$v_s = -0,235 \text{ m/s}$

Maximální měrné skluzy:

Výpočet měrných skluzů mohu provést dle vztahů (31) a (32):

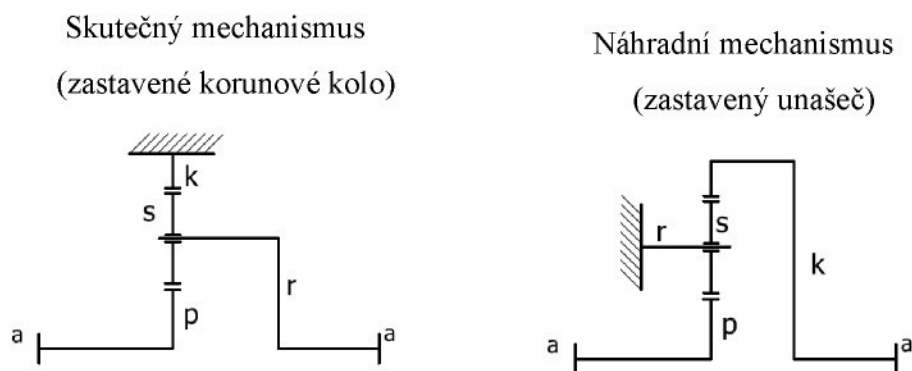
$$\text{Záběr planetové kolo – satelit: } \vartheta_p = 1,144, \vartheta_s = 1,870$$

$$\text{Záběr satelit – korunové kolo: } \vartheta_s = 1,626, \vartheta_k = 4,818$$

Jak jsem se již zmiňoval v kapitole 3.1.2.2, rozdíl mezi měrnými skluzy ϑ_p a ϑ_s , případně ϑ_s a ϑ_k by měl být co nejmenší. V ideálním případě by se měly hodnoty sobě rovnat. V záběru satelit – korunové kolo je však tento rozdíl znatelný, a tak lze předpokládat, že může docházet k mírnému opotřebení povrchu zubů, či mírnému zadírání. [2]

3.2.2.4 Výpočet rychlostních poměrů

Tuto hodnotu získáme výpočtem z poměrného potenciálního výkonu, který je určen kinematickými hodnotami. Výpočty dle [5]:



Součinitel ztrát pro vnější ozubení včetně ložisek: $\zeta_{ps}^r = 0,02$

Součinitel ztrát pro vnitřní ozubení včetně ložisek: $\zeta_{sk}^r = 0,01$

Celkový součinitel ztrát pro vnitřní ozubení včetně ložisek: $\zeta^r = 0,03$

$$\text{Měrný potenciální výkon: } \mu_p^r = \frac{P_p^r}{P_p} = \frac{M_p \cdot (\omega_p - \omega_r)}{M_p \cdot \omega_p} = 1 - \frac{\omega_r}{\omega_p} = 0,883 \quad (72)$$

$$\zeta = \frac{P_a^r}{P_r} \cdot \zeta^r = \mu_p^r \cdot \zeta^r = 0,025 \quad (73)$$

$$\text{Celková účinnost převodu: } \eta_c = 1 - \zeta = 0,975 \quad (74)$$

Při výpočtu celkové účinnosti jsem vycházel z konstantních součinitelů ztrát. Ve skutečnosti ovšem konstantní nejsou a mění se v závislosti na provozním režimu. Proto i účinnost nebude konstantní, ale bude mírně kolísat kolem výše vypočtené hodnoty.

3.2.3 Pevnostní výpočet ozubení

Stejně jako utahovací jednotka PUM 200A, tak i utahovací jednotka PUM 400A je velmi univerzální stroj. Proto se nedá jednoznačně určit, v jakém režimu bude pracovat, a tudíž ani ekvivalentní zatížení. Při výpočtu budu vycházet z nejméně příznivého stavu s ohledem na zatížení. Uvažuji tedy zapojení B) dle obr. 32 a počítat budu s kroutícím momentem a otáčkami motoru při jeho maximálním výkonu. Kroutící moment ještě dále vynásobím momentovou bezpečností. Hodnoty momentu a otáček vyčtu z celkových charakteristik motorů (obr. 13 a obr. 15) a použiji ty vyšší.

3.2.3.1 Výpočet sil zatěžujících soukolí

Momentovou bezpečnost volím: $K_M = 2$

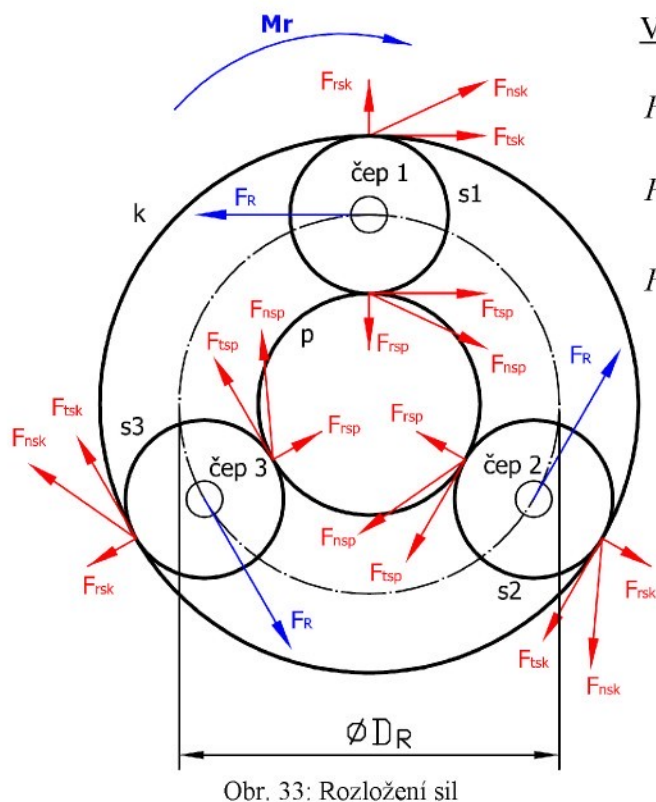
Účinnost převodového modulu P8A předpokládám: $\eta_{P8A} = 0,975$

Výpočet kroutícího momentu na unašeči:

$$M_r = M_{m(P_{\max})} \cdot K_M \cdot i_{P8A} \cdot \eta_{P8A} \cdot i_{NEW4} \cdot \eta_{aNEW4} = 59,319 \text{ Nm} \quad (75)$$

Výpočet osamělé síly působící na čep unašeče:

$$F_R = \frac{1}{3} \cdot \frac{2000 \cdot M_r}{D_r} = 1773 \text{ N} \quad (76)$$



Obr. 33: Rozložení sil

Výpočet osamělých sil na roztečném válci:

$$F_t = F_{tsk} = F_{tsp} = \frac{F_R}{2} = 886,5 \text{ N} \quad (77)$$

$$F_r = F_{rsk} = F_{rsp} = F_t \cdot \tan \alpha_n = 322,7 \text{ N} \quad (78)$$

$$F_n = F_{nsk} = F_{nsp} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = 943,4 \text{ N} \quad (79)$$

3.2.3.2 Kontrolní výpočet na ohybové a dotykové namáhání

Užiji zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol dle ČSN 01 4686, [3] a [4].

Šířka ozubení je jak pro soukolí planetové kol – satelit, tak pro soukolí satelit – korunové kolo stejná a volím ji následovně: $b_w = 7,6 \text{ mm}$

Materiály ozubených kol a jejich vlastností volím dle [4] a uvádím je v tab. 9 a 10.

Únava v dotyku:

Výpočtové vztahy (43) až (47)

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení vnějšího zatížení

Výpočtové vztahy (48) až (50)

Únava v ohybu

Výpočtové vztahy (51) až (53)

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení vnějšího zatížení

Výpočtový vztah (54)

Závěry k tab. 9 a 10

Z ohybových a dotykových bezpečností vypočtených pro jednotlivá soukolí lze usoudit, že u navrženého planetového převodu bude docházet k brzkému poškození boků zubů, případně k vyламování zubů jednotlivých ozubených kol a tedy, že je tento převod navržen nesprávně. Musíme však brát v úvahu, že jsem při výpočtech uvažoval s nejméně příznivými stavy zatížení, které ovšem v reálných podmínkách nemusejí vůbec nastat. Například, pokud bude převodový modul namontován přímo na některý z možných motorů, osamělé síly v ozubení budou osmkrát menší, a v tomto případě už všechny zmíněné bezpečnosti budou vyšší než doporučené. Při návrhu planetového převodu jsem také přihlížel již k existujícímu, léty prověřenému modulu P8B, který má dokonce pouze dva satelity a tedy i osamělé síly v ozubení jsou několika násobně vyšší, než je tomu u mnou navrženém modulu. Závěrem bych nechal tedy otázku o tom, zda je nový převodový modul navržen správně, či nesprávně, otevřenou a vyčkal bych na výsledky zkoušek, kterým se převodový modul NEW4 podrobí.

Tab. 9 Kontrolní výpočet na ohybová a dotykové namáhání soukolí planetové kolo - satelit

KONTROLA SOUKOLÍ - planetové kolo / satelit									
planetové kolo (pastorek)					satelit (kolo)				
únava v dotyku									
materiál oz. Kola:		14 220.4			materiál oz. Kola:		16 420.4		
povrchová úprava:		cementovaná, kalená			povrchová úprava:		cementovaná, kalená		
tvrdost V_{HV} =		720			tvrdost V_{HV} =		720		
σ_{Hlim} =		1270 Mpa			σ_{Hlim} =		1270 Mpa		
σ_{Flimb} =		700 Mpa			σ_{Flimb} =		700 Mpa		
$R_{p0,2}$ =		588 Mpa			$R_{p0,2}$ =		735 Mpa		
M_{rmax} = 59,2 Nm		Z_E = 190		M_{rmax} = 886,5 N (dotyk)		Z_E = 190		Z_H = 2,22	
F_{tHmax} = 886,5 N (dotyk)		Z_H = 2,22		F_{tHmax} = 886,5 N (ohyb)		Z_H = 2,22		Z_F = 0,98	
F_{tFmax} = 886,5 N (ohyb)		Z_F = 0,98		F_{tFmax} = 886,5 N (ohyb)		Z_F = 0,98		K_A = 1,6	
z_p = 9		K_A = 1,6		z_s = 18		K_A = 1,6		K_Q = 0,0087	
d_p = 7,200 mm		K_Q = 0,0193		d_s = 14,400 mm		K_Q = 0,0087		K_P = 26,81	
b_w = 7,600 mm		K_P = 26,81		b_w = 7,600 mm		K_P = 26,81		K_v = 1,01	
i_{ps} = 2,000		K_v = 1,01		i_{ps} = 2,000		K_v = 1,01		$K_{H\alpha}$ = 1	
v_p = 0,517 m/s		$K_{H\alpha}$ = 1		v_s = 0,235 m/s		$K_{H\alpha}$ = 1		$K_{H\beta}$ = 1,11	
		$K_{H\beta}$ = 1,11				$K_{H\beta}$ = 1,11		K_H = 1,8	
		K_H = 1,79				K_H = 1,8		$Z_L Z_V Z_R$ = 1	
		$Z_L Z_V Z_R$ = 1				$Z_L Z_V Z_R$ = 1			
σ_{H0} = 2037,73 Mpa		σ_{H0} = 2037,73 Mpa		σ_{H0} = 2037,73 Mpa		σ_{H0} = 2037,73 Mpa			
σ_H = 2724,81 Mpa		σ_H = 2724,81 Mpa		σ_H = 2724,81 Mpa		σ_H = 2724,81 Mpa			
S_H = 0,47		S_H = 0,47		S_H = 0,47		S_H = 0,47			
S_{Hlim} = 1,10		S_{Hlim} = 1,10		S_{Hlim} = 1,10		S_{Hlim} = 1,10			
vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE				
Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení (statická únosnost)									
σ_{HFmax} = 2880,0 Mpa		σ_{HFmax} = 2880 Mpa		σ_{HFmax} = 2880 Mpa		σ_{HFmax} = 2880 Mpa			
σ_{Hmax} = 3853,5 Mpa		σ_{Hmax} = 3853,5 Mpa		σ_{Hmax} = 3853,5 Mpa		σ_{Hmax} = 3853,5 Mpa			
vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE				
únava v ohybu									
K_A = 1,6		Y_{FS} = 3,8		K_A = 1,6		Y_{FS} = 4,12			
K_v = 1,01		Y_β = 1		K_v = 1,01		Y_β = 1			
$K_{F\alpha}$ = 1		Y_ϵ = 0,90		$K_{F\alpha}$ = 1		Y_ϵ = 0,90			
$K_{F\beta}$ = 1,11		Y_N = 1		$K_{F\beta}$ = 1,11		Y_N = 1			
K_F = 1,79		Y_δ = 1,4		K_F = 1,79		Y_δ = 1,6			
		Y_X = 1				Y_X = 1			
σ_F = 891,4 Mpa		σ_F = 891,4 Mpa		σ_F = 966,5 Mpa		σ_F = 966,5 Mpa			
S_F = 1,10		S_F = 1,10		S_F = 1,16		S_F = 1,16			
S_{Flim} = 1,40		S_{Flim} = 1,40		S_{Flim} = 1,40		S_{Flim} = 1,40			
vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE				
Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení (statická únosnost)									
σ_{FSt} = 1750,0 Mpa		σ_{FSt} = 1750,0 Mpa		σ_{FSt} = 1750,0 Mpa		σ_{FSt} = 1750,0 Mpa			
σ_{Fmax} = 1782,8 MPa		σ_{Fmax} = 1782,8 MPa		σ_{Fmax} = 1932,9 MPa		σ_{Fmax} = 1932,9 MPa			
S_{FS} = 0,98		S_{FS} = 0,98		S_{FS} = 0,91		S_{FS} = 0,91			
S_{FSlim} = 1,25		S_{FSlim} = 1,25		S_{FSlim} = 1,25		S_{FSlim} = 1,25			
vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE					vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE				

Tab. 10 Kontrolní výpočet na ohybová a dotykové namáhání soukolí satelit - korunové kolo

KONTROLA SOUKOLÍ - satelit / korunové kolo					
satelit (pastorek)			korunové kolo (kolo)		
únava v dotyku					
materiál oz. Kola: 16 420.4			materiál oz. Kola: 14 220.6		
povrchová úprava: cementovaná, kalená			povrchová úprava: zušlechtit na 800 Mpa ± 50		
tvrdost V_{HV} = 720			tvrdost V_{HV} = -		
σ_{Hlim} = 1270 Mpa			σ_{Hlim} = 700 Mpa		
σ_{Flimb} = 700 Mpa			σ_{Flimb} = 518 Mpa		
$R_{p0,2}$ = 735 Mpa			$R_{p0,2}$ = 800 Mpa		
M_{rmax} = 59,2 Nm			Z_E = 190		
F_{tHmax} = 886,5 N (dotyk)			Z_H = 2,18		
F_{tFmax} = 886,5 N (ohyb)			Z_E = 0,84		
z_s = 18			K_A = 1,6		
d_s = 14,400 mm			K_Q = 0,0193		
b_w = 7,600 mm			K_P = 26,81		
i_{sk} = -2,500			K_v = 1,01		
v_s = 0,235 m/s			$K_H\alpha$ = 1		
			$K_H\beta$ = 1,05		
			K_H = 1,69		
			$Z_L Z_V Z_R$ = 1		
σ_{H0} = 767,04 Mpa			σ_{H0} = 767,04 Mpa		
σ_H = 997,38 Mpa			σ_H = 997,38 Mpa		
S_H = 1,27			S_H = 0,70		
S_{Hlim} = 1,10			S_{Hlim} = 1,10		
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE			vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE		
Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení (statická únosnost)					
σ_{HPmax} = 2880,0 Mpa			σ_{HPmax} = 2240 Mpa		
σ_{Hmax} = 1410,5 Mpa			σ_{Hmax} = 1410,5 Mpa		
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE			vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE		
únava v ohybu					
K_A = 1,6			Y_{Fs} = 4,12		
K_v = 1,01			Y_β = 1		
$K_F\alpha$ = 1			Y_E = 0,64		
$K_E\beta$ = 1,05			Y_N = 1		
K_F = 1,69			Y_δ = 1,60		
			Y_X = 1		
σ_F = 649,6 Mpa			σ_F = 709,5 Mpa		
S_F = 1,72			S_F = 1,02 Mpa		
S_{Flim} = 1,40			S_{Flim} = 1,40		
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE			vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE		
Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení (statická únosnost)					
σ_{FSI} = 1750,0 Mpa			σ_{FSI} = 1295,0 Mpa		
σ_{Fmax} = 1299,2 MPa			σ_{Fmax} = 1419,1 MPa		
S_{FS} = 1,35			S_{FS} = 0,91		
S_{FSlim} = 1,25			S_{FSlim} = 1,25		
vyhovuje / nevyhovuje : VYHOVUJE			vyhovuje / nevyhovuje : NEVYHOVUJE		

3.3 Optimalizace navržených soukolí v programu KiSSsoft

Stejně jako většina významných strojírenských firem, ani firma DEPRAG CZ a.s. se ve svém technickém rozvoji neobejde bez nástrojů počítačové podpory konstruování. Mezi jeden tento nástroj patří i software KISSsoft od švýcarské společnosti KISSsoft AG, což je vysoce specializovaný program na geometrický a pevnostní výpočet ozubení, výpočet hřídelí, ložisek a ostatních strojních součástí. V průběhu mé diplomové práce jsem měl možnost se s tímto programem seznámit a provést optimalizaci soukolí, která jsem v předcházejících kapitolách navrhl. Všechna soukolí jsou optimalizována podle normy DIN 3990 (metoda B). Nyní bych zde stručně popsal, jak jsem postupoval.

3.3.1 Převodový modul NEW2

Celkový převod tohoto modulu se skládá ze dvou dílčích převodů. Stejně tak jsem postupoval i při optimalizaci, každý převod zvlášť. Musel jsem však nastavit u obou stejnou meziosovou vzdálenost a_w . Jinak byl postup v obou případech shodný. Nejprve jsem nastavil hodnoty základního profilu a úhel sklonu zubu, dále pak výkonové parametry, těmi byly vstupní otáčky a kroutící moment. Následovalo nastavení počtu zubů a velikosti korekcí pro dílčí ozubená kola dle tabulky 3. Poté jsem nastavil stupeň přesnosti podle DIN 3961 a toleranci tloušťky zubu dle DIN 58405. Následovalo nastavení průměru válečku pro kontrolu ozubení a jeho počet. Na závěr jsem přenastavil průměry hlavových kružnic tak, aby byla možná jejich jednodušší výroba a spustil propočet. Zjednodušené protokoly z této optimalizace pro jednotlivá soukolí uvádím v příloze.

3.3.2 Převodový modul NEW4

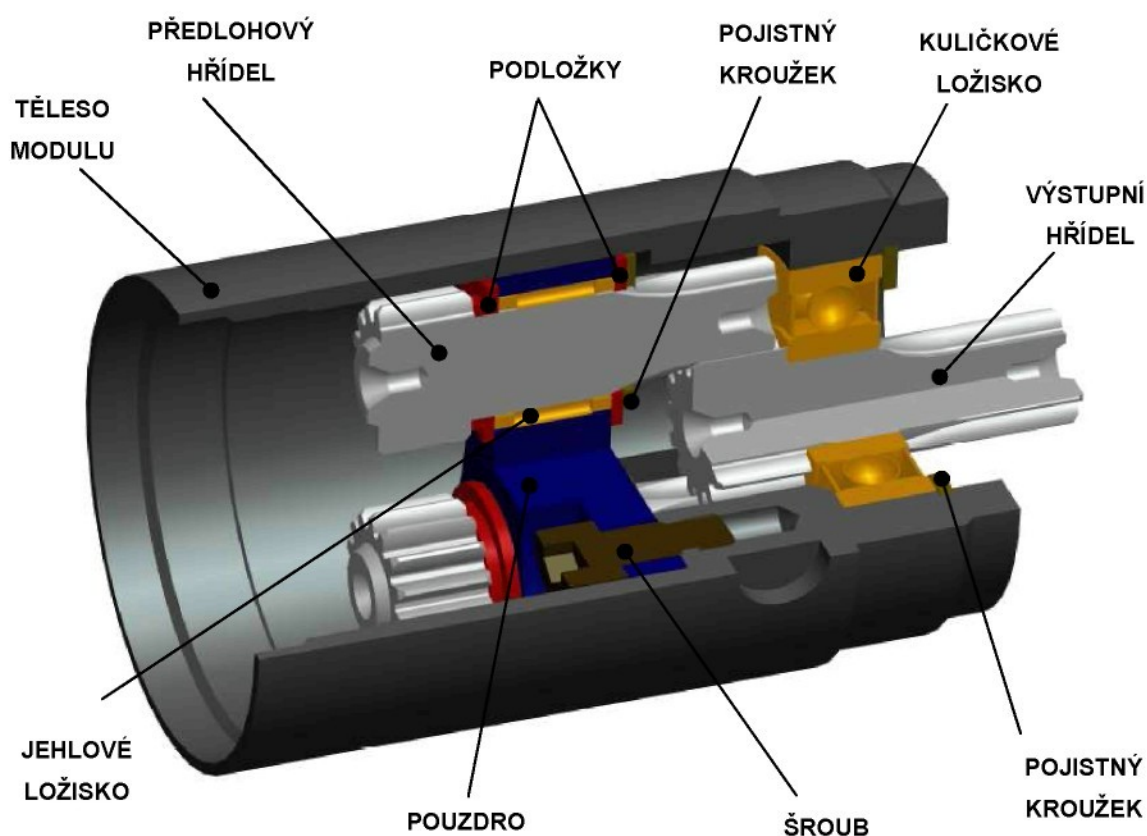
Převod tohoto modulu je planetový. Program KISSsoft umožňuje výpočet planetového převodu přímo, a proto jsem nemusel výpočet provádět zvlášť pro vnější soukolí a pro vnitřní soukolí. Postup pro zadávání hodnot je stejný jako v předešlém případě, a proto ho zde nebudu uvádět. Rozdíl je pouze v tom, že musím navíc zadat počet satelitů, a zadávané hodnoty použiji z tabulky 7. Zjednodušený protokol této optimalizace přikládám rovněž do příloh.

4 Pevnostní analýza vybraných součástí

Pro tvorbu modelů a výkresu jsem použil software ProEnginner Wildfire 4.0 a pro analýzu metodu konečných prvků ProMechanica.

4.1 Převodový modul NEW2

Tento modul jsem navrhl s dvoustupňovou hřídelovou převodovkou. Předloховé hřídele jsou uloženy na jehlových ložiscích SKF v pouzdru. Axiálnímu vysunutí hřídele s ložiskem je zabráněno dvěma podložkami a pojistným kroužkem. Celé pouzdro i s hřídelí je vloženo do tělesa převodového modulu, kde je pomocí dvou šroubů s válcovou hlavou přichyceno k tělesu. Do druhé strany tělesa je vloženo radiální kuličkové ložisko s předem nalisovaným výstupním hřídelem. Ozubení výstupního hřídele ve vnitřní části modulu je v záběru s ozubením předloховých hřídelů. Radiální kuličkové ložisko je jištěno vnitřním pojistným kroužkem. Těleso je opatřeno osazením a závity tak, aby byl modul začlenitelný do původních sestav. 3D model převodového modulu si můžeme prohlédnout na obr. 34.



Obr. 34 3D model převodového modulu NEW2

Pozn.: Předlohový hřídel se skládá z hřídele a ozubeného kola, které je na něm nalisováno. Lisování se bude provádět v přípravku, neboť je potřeba dosáhnout určité přesnosti polohy mezi oběma ozubeními, a to z důvodu smontovatelnosti a návaznosti převodového modulu.

Volba materiálů konstruovaných součástí:

- Těleso modulu: ocel 11 600
- Pouzdro: ocel 12 020
- Podložky: ocel 19 452
- Předlohový hřídel - hřídel: ocel 16 220
 - ozubené kolo: ocel 16 420
- Výstupní hřídel: ocel 16 220

Ocel 11 600 – běžná konstrukční ocel na strojní součásti vystavené velkému tlaku

Ocel 12 020 – ocel určená k cementování na méně namáhané součásti

Ocel 19 452 – nástrojová legovaná ocel vhodná ke kalení v oleji, odolná oproti opotřebení

Ocel 16 220 – ocel k cementování s dobrou obrobitelností, vhodná na velmi
(16 420) namáhané strojní součásti s tvrdým povrchem a vyšší pevností a houževnatostí v jádře

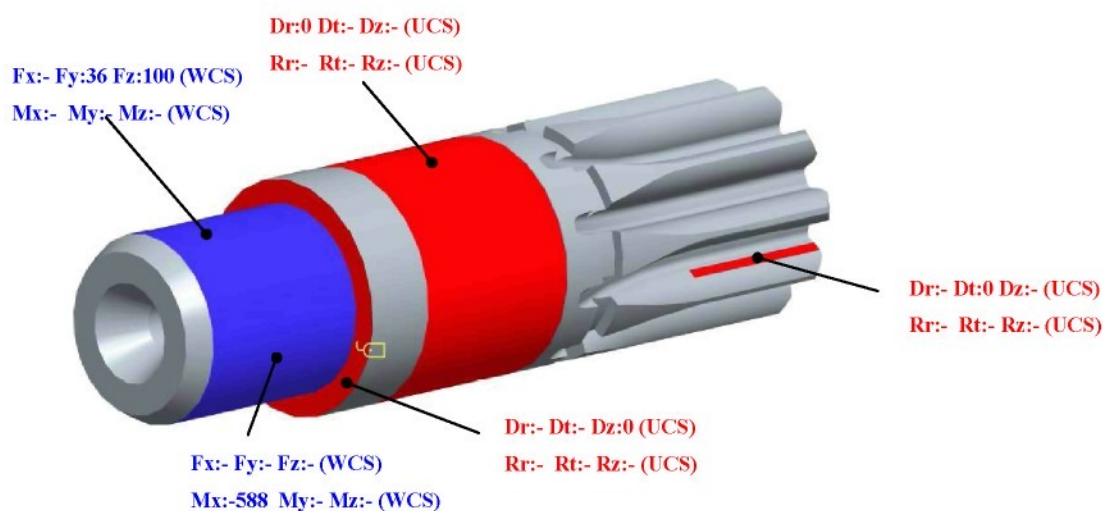
Pozn.: Vlastnosti materiálů dle [3]

Volba kontrolovaných součástí:

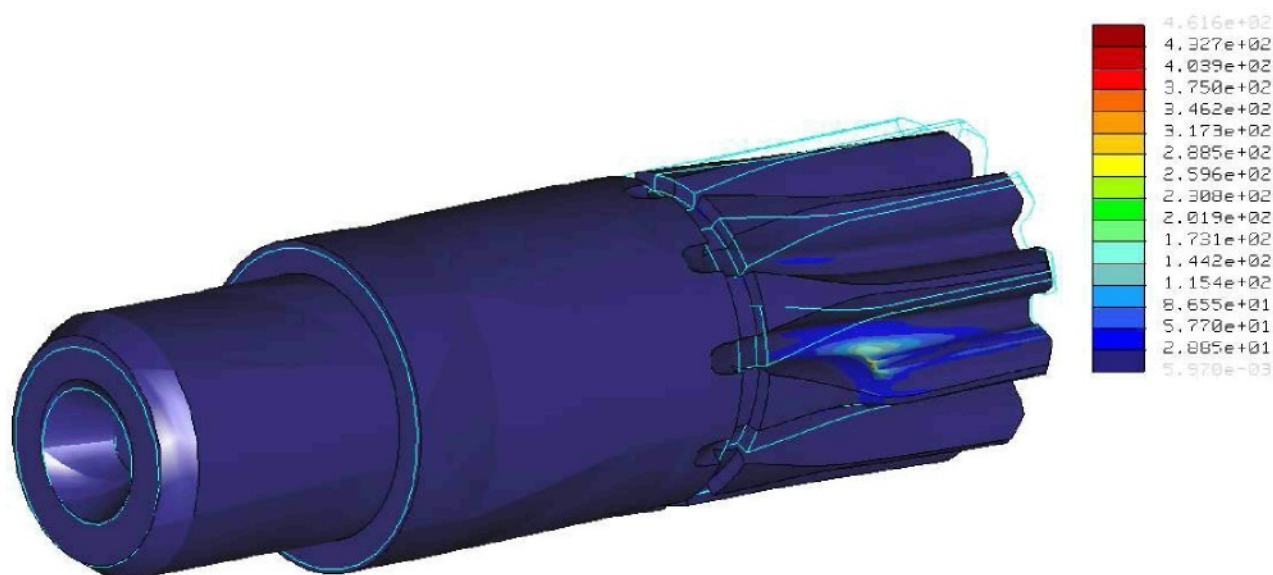
Pevnostní analýze podrobím předlohový hřídel a výstupní hřídel. Tyto součásti budou namáhány nejvíce, a to kroutícím momentem a ohybovým momentem v případě předlohového hřídele a kroutícím momentem v případě výstupního hřídele. Dále zkontroluji lisovaný spoj, vyšetřím tedy, jaké napětí vznikne v ozubeném kole, které bude lisováno na předlohový hřídel. Radiální kuličkové ložisko není třeba kontrolovat, jelikož není teoreticky zatíženo žádnou radiální ani axiální silou. Zbývá jehlové ložisko. Protože zjištění ekvivalentního zatížení by zde bylo velice složité a nepřesné, kontrolu provádět nebudu. Určení životnosti se bude odvíjet od výsledků životnostních zkoušek převodového modulu a v případě, že by životnost byla malá, může být předepsána výměna ložisek po určité době tak, aby nedošlo k porušení ozubení.

4.1.1 Předlohový hřídel

Vytvořený model jsem si převedl do prostředí ProMechanica. Zde jsem si nejdříve vytvořil nový cylindrický souřadný systém a rozdělil plochy pomocí plošných regionů. První rozdělená plocha představuje uložení hřídele v ložisku, druhá plocha záběr ozubeného kola s protikolem. Záběr je teoreticky přímkový, ve skutečnosti však nikoliv, proto jsem zvolil plošku o tloušťce 0,5 mm. Okrajové podmínky a zatížení jsem zadal tak, jak je znázorněno na obr. 35. Zatížení vychází ze vztahu (35), (37) a (38). V poslední řadě byl potřeba definovat materiál a zpustit výpočet.



Obr. 35 Okrajové podmínky a zatížení předlohového hřídele



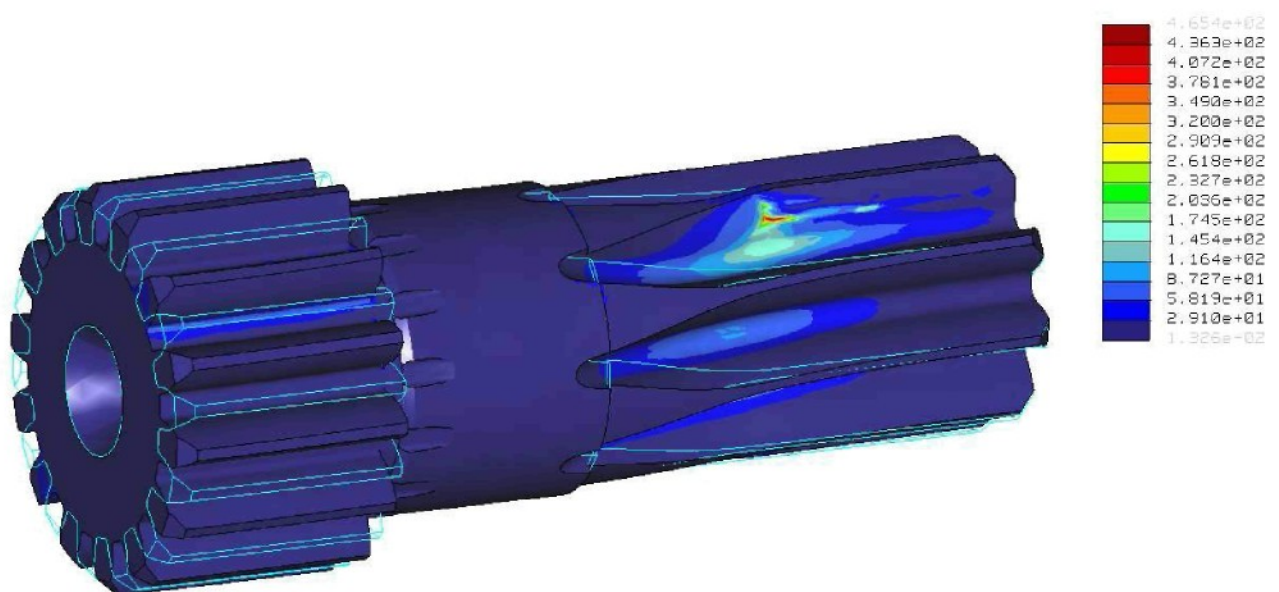
Obr. 36 Redukované napětí v předlohovém hřídeli podle hypotézy HMH v MPa

4.1.2 Výstupní hřídel

Při tvorbě výpočtového modelu jsem postupoval shodně jako v předešlém případě. Výstupní hřídel je však na jedné straně v záběru se dvěma ozubenými koly a na druhé straně vstupuje do převodového modulu se dvěma satelity. Uložen je v kuličkovém ložisku. Z toho vyplývají okrajové podmínky a zatížení. Na bocích dvou protilehlých zubů vytvořím pomocí plošných regionu plochy, do kterých na straně záběru zadám síly vypočtené dle vztahů (40) a (41), a na straně výstupu okrajové podmínky (zamezím natočení). Další okrajovou podmínku zadávám na plochu, kde bude hřídel uložen v ložisku. Samozřejmě nesmím zapomenout definovat materiál. Jak jsem zadal okrajové podmínky a zatížení je patrné z obr. 37.



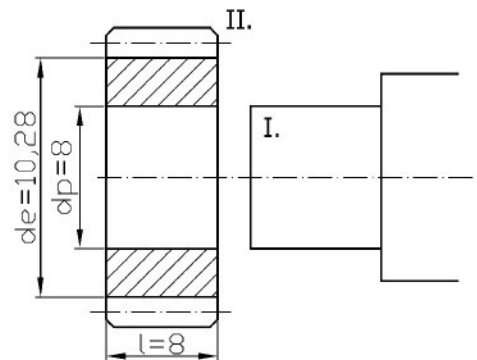
Obr. 37 Okrajové podmínky a zatížení výstupního hřídele



Obr. 38 Napětí ve výstupním hřídeli podle hypotézy HMH v MPa

4.1.3 Lisovaný spoj

Před tím, než si vytvořím výpočtový model, potřebuji si určit uložení ozubeného kola na hřídel a vypočítat tlak, kterým bude ozubené kolo namáhané. Výpočty provedu dle [6]. V ProMechanice si poté vytvořím nový cylindrický souřadný systém, podle kterého přiřadím modelu okrajové podmínky. Okrajové podmínky a zatížení nadefinuji na tu samou plochu, jak je znázorněno na obr. 40.



$$p_{\min} = \frac{2 \cdot M_{II} \cdot K_W}{\pi \cdot d_p^2 \cdot l \cdot f} = 7,32 \text{ MPa}$$

$$c^{II} = \frac{r_e^2 + r_p^2}{r_e^2 - r_p^2} = 4,56$$

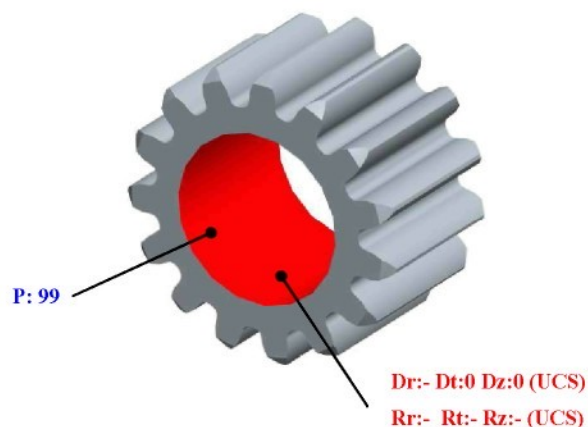
$$\Delta d_{\min} = \frac{d_p}{E} \cdot p_{\min} \cdot (1 + c^{II}) = 1,55 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Obr. 39 Schéma lisovaného spoje

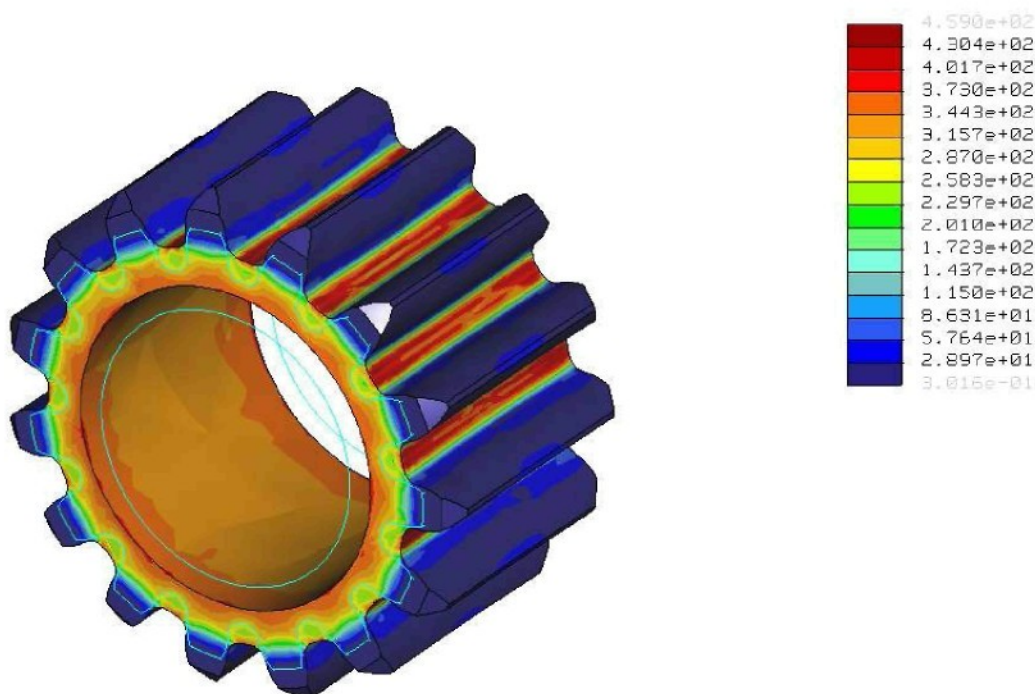
Dle možností jsem zvolil uložení $\varnothing 8 \text{ H6/p5} \rightarrow \varnothing 8 \text{ H6} = 8^{+0,009}_{0,000}$

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow \varnothing 8 \text{ p5} = 8^{+0,021}_{+0,015} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \Delta d_{\min} = 0,006 \text{ mm} \\ \Delta d_{\max} = 0,021 \text{ mm} \end{array}$$

Maximální tlak pak tedy bude: $p_{\max} = \frac{\Delta d_{\max} \cdot E}{(1 + c^{II}) \cdot d_p} = 99 \text{ MPa}$



Obr 40 Okrajové podmínky a zatížení ozubeného kola



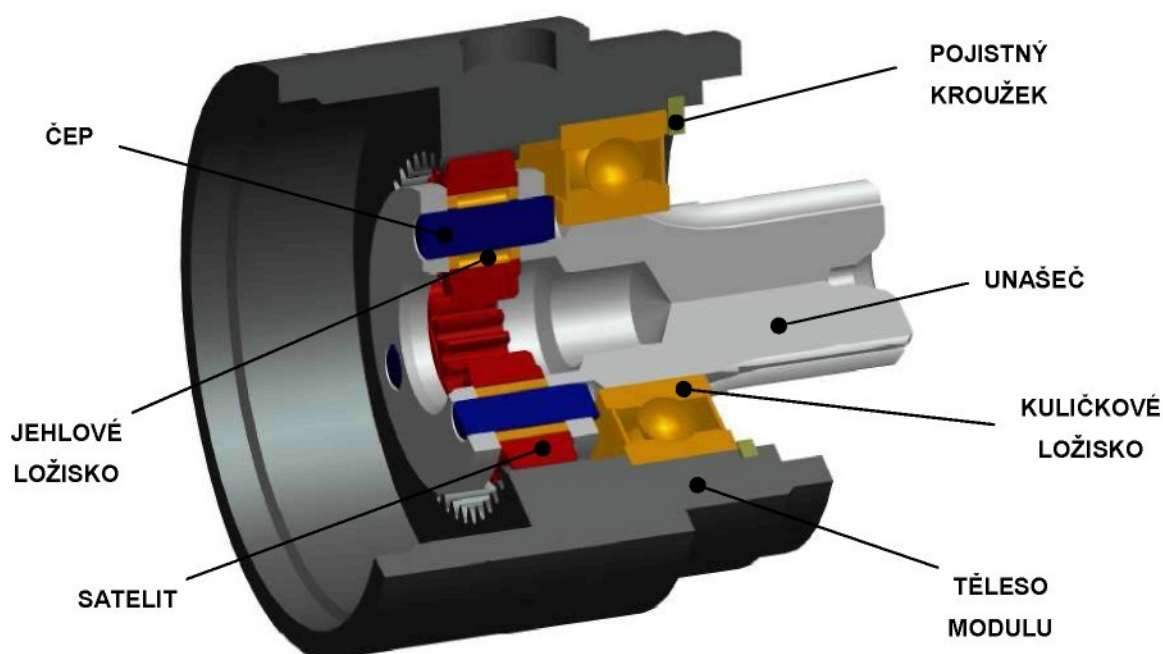
Obr 41: Napětí v ozubeném kole podle hypotézy HMH v MPa

4.1.4 Závěr k pevnostním analýzám

Z obr. 36 a 38 je patrné, že největší napětí se vyskytuje v okolí okrajových podmínek na bocích zubu. Zde se tyto napěťové špičky daly očekávat a není třeba se jimi příliš zabírat. Redukované napětí u předlohového hřídele se pak pohybuje v rozmezí 30 až 60 MPa, obdobné napětí se vyskytuje i u výstupního hřídele. Dá se předpokládat, že tyto dvě součásti jsou navrženy s dostatečnou bezpečností vůči dovoleným hodnotám. U napěťové analýzy ozubeného kola (obr. 41) můžeme vidět, jak se ozubené kolo bude deformovat a kde budou jeho kritická místa. Napětí v kritických místech dosahuje hodnoty 459 MPa, což je na hraně dovoleného napětí pro příslušný materiál. Musíme však brát v úvahu, že toto napětí je dosaženo při maximálním zatížení, tedy maximálním přesahu, a ve skutečnosti může být i mnohem nižší. Dovolím si tedy říci, že ozubené kolo v pevnostní analýze obstálo.

4.2 Převodový modul NEW4

Převodový modul NEW4 v sobě skrývá planetový převod. Unašeč je uložen na radiálním jednořadém kuličkovém ložisku značky SKF. Toto ložisko je dále jištěno proti axiálnímu posuvu v tělese vnitřním pojistným kroužkem. V unašeči jsou nalisovány tři čepy, na kterých jsou uložena jehlová ložiska se satelity. Satelity jsou v záběru s vnitřním ozubením tělesa převodového modulu. Těleso modulu je opatřeno osazením a závity tak, aby se dal celý modul začlenit do původního uspořádání sestavy utahovací jednotky. 3D model se základním popisem si můžeme prohlédnout na obr. 42.



Obr. 42 3D model převodového modulu NEW4

Volba materiálů konstruovaných součástí:

- Těleso modulu: ocel 14 220
- Unašeč: ocel 14 220
- Čep unašeče: ocel 19 421
- Satelit: ocel 16 420

- Ocel 14 220 – ocel vhodná k cementování, dobře obrobitelná, vhodná na strojní součásti s velmi tvrdou cementovanou vrstvou s velkou pevností v jádře po kalení
- Ocel 19 421 – nástrojová legovaná ocel, odolná oproti opotřebení
- Ocel 16 420 – ocel k cementování s dobrou obrobitelností, vhodná na velmi namáhané strojní součásti s tvrdým povrchem a vyšší pevností a houževnatostí v jádře

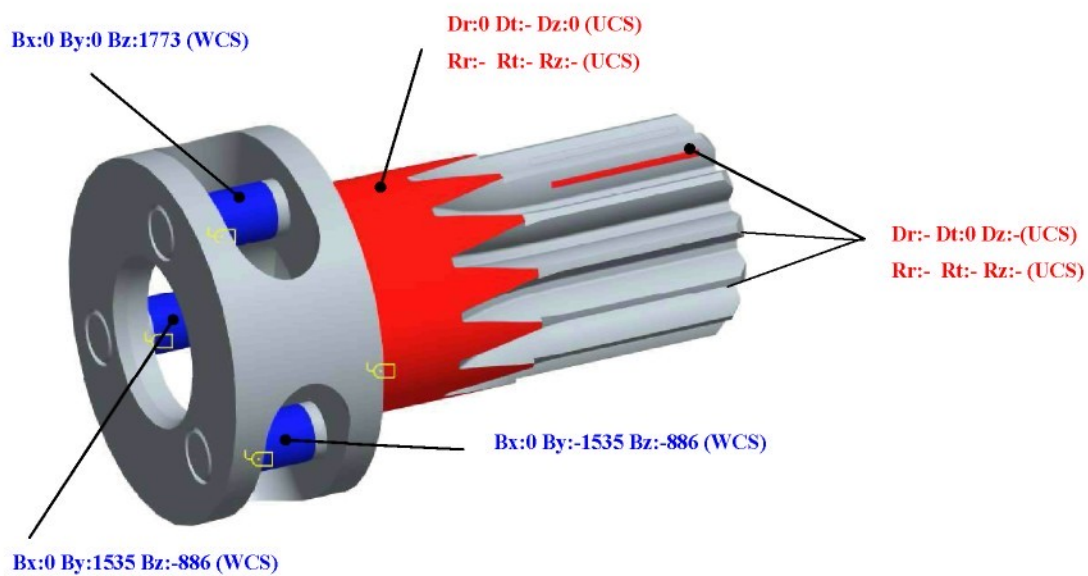
Pozn.: Vlastnosti materiálů dle [3]

Volba kontrolovaných součástí:

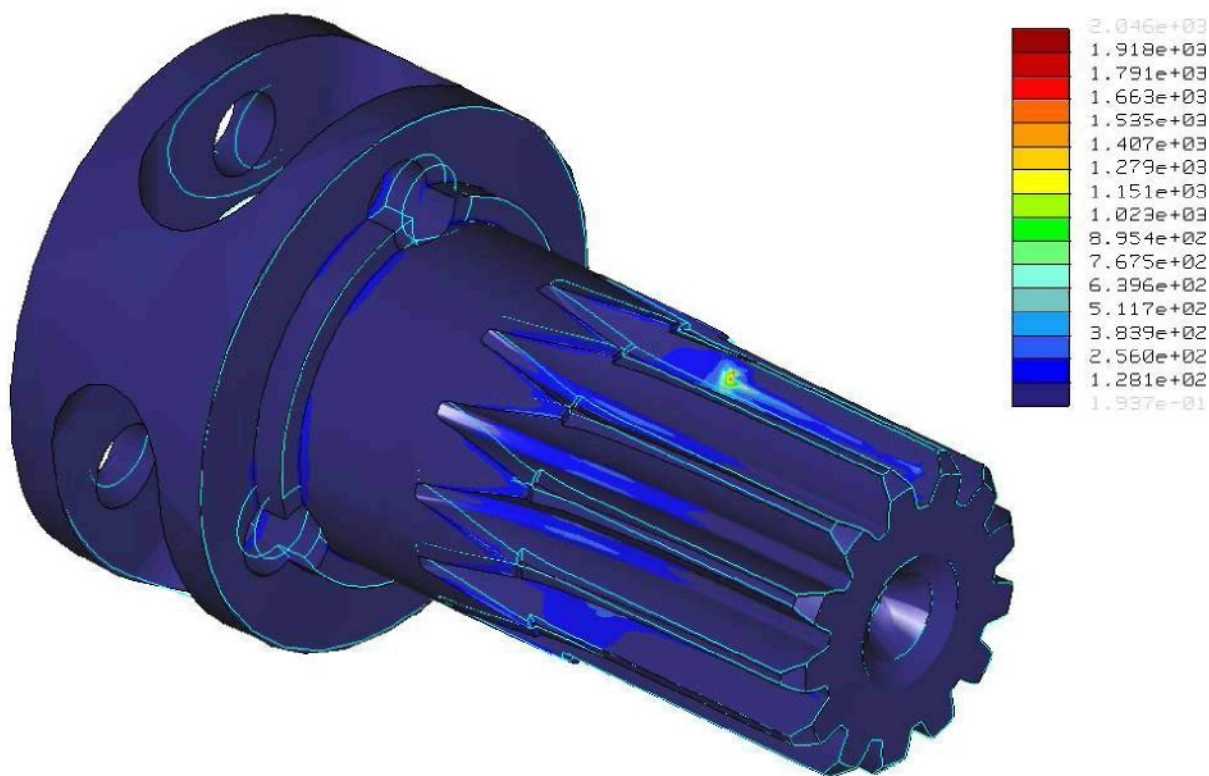
U tohoto modulu budou nejvíce namáhanými součástmi čepy unašeče a dále unašeč samotný. Tyto součásti podrobím analýze metody konečných prvků. Radiální kuličkové ložisko nebude třeba kontrolovat, jelikož není teoreticky zatíženo ani axiálními, ani radiálními silami. U jehlových ložisek provedu pouze početní kontrolu na životnost.

4.2.1 Unašeč s čepy

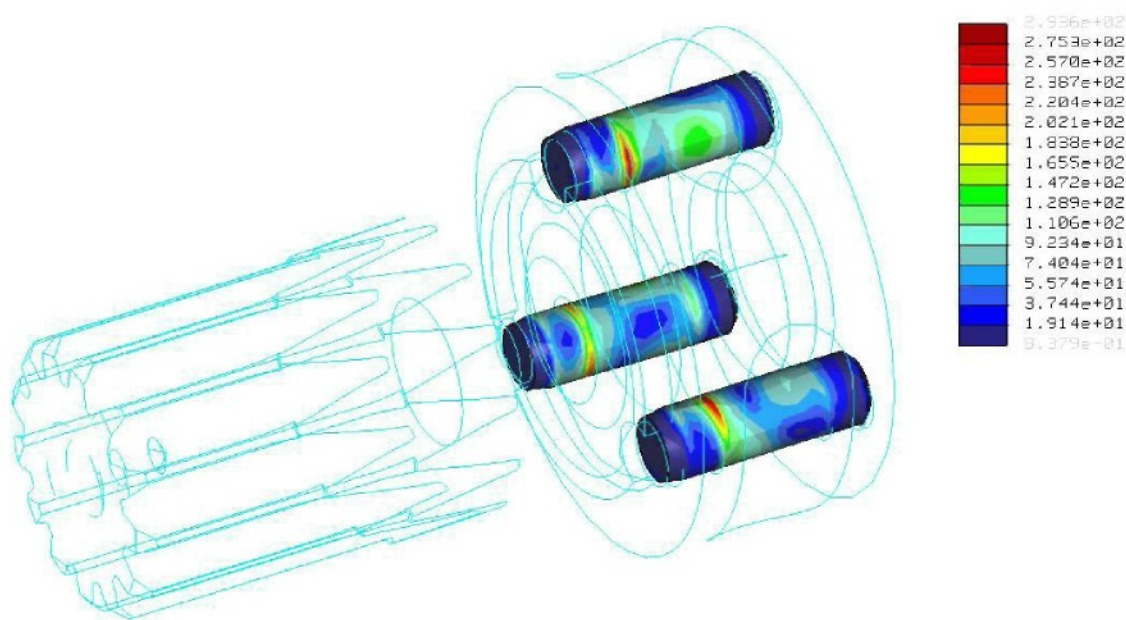
V tomto případě jsem se rozhodl výpočtový model vytvořit jako sestavu. Takto vytvořený model bude lépe odpovídat skutečnému namáhání, než kdyby byla každá součást podrobena analýze samostatně. Pomocí plošných regionů jsem rozdělil plochy čepů. Do těchto ploch jsem zadal zatížení dle vztahu (76). Software ProMechanica nám umožňuje zadávat na válcové plochy ložiskové zatížení, a to jsem právě použil. Dále jsem stejnou metodou vytvořil plochy na bocích zubu unašeče. Unašeč bude v záběru se třemi satelity, tudíž jsem pro zadání okrajových podmínek užil třech těchto ploch. Poslední okrajovou podmínku jsem zadal na plochu, kterou unašeč sdílí s ložisky. Jednotlivé vazby mezi čepy a unašečem jsem nijak nedefinoval, což znamená, že místa dotyku budou brána jako vetknutí. Na závěr jsem každé součásti přiřadil materiál. Dle obr. 43 si můžeme udělat představu, jak jsem zadal okrajové podmínky a zatížení.



Obr. 43 Okrajové podmínky a zatížení sestavy



Obr. 44 Napětí v unašeči kole podle hypotézy HMM v MPa



Obr. 45 Napětí v čepech podle hypotézy HMM v MPa

4.2.2 Jehlové ložisko

Každému satelitu umožňuje rotační pohyb jedno jehlové ložisko s plastovou klecí od firmy SKF. Ložisko a jeho parametry jsou voleny dle [7].

Označení ložiska K 5x8x8 TN

Statická únosnost $C_0 = 2000$ N

Dynamická únosnost $C = 2290$ N

Protože nemůžu jednoduše určit ekvivalentní zatížení a otáčky, budu při výpočtu životnosti ložiska vycházet z ustáleného režimu motoru při nejvyšším výkonu. Výpočty provedu dva, a to pro připojený převodový modul přímo a nepřímo podle obr. 32. Otáčky mám již vypočítané v tab. 8.

$$\text{Výpočet sil: A) } P = \frac{M_{m(P_{\max})} \cdot i_{NEW4} \cdot \eta_{cNEW4} \cdot 2000}{D_r} \cdot \frac{1}{3} = 113,7 \text{ N} \quad (80)$$

$$\text{B) } P = \frac{M_{m(P_{\max})} \cdot i_{P8A} \cdot \eta_{P8A} \cdot i_{NEW4} \cdot \eta_{cNEW4} \cdot 2000}{D_r} \cdot \frac{1}{3} = 886,7 \text{ N} \quad (81)$$

$$\text{Výpočet životnosti ložiska dle [6] : } L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (82)$$

Tab. 11 Životnost jehlového ložiska

A)			B)		
P =	886,7	N	P =	113,7	N
n _s =	313	ot/min.	n _s =	2500	ot/min.
L _h =	1258	h	L _h =	148 192	h

4.2.3 Závěr k pevnostním analýzám a výpočtům

Na obrázku 44 si můžeme prohlédnout, jaké napětí je vyvoláno v unašeči. Nejvyšší hodnota napětí činí 2046 MPa. Není se však opět čeho obávat, jelikož toto napětí vzniká na boku zubu, kde byly zadávány okrajové podmínky, a není potřeba se jím řídit. V celém unašeči je pak vyvoláno napětí okolo 250 MPa, což nepřekračuje dovolené napětí, a lze tvrdit, že unašeč vyhovuje.

Na obr. 45 je pak k vidění pevnostní analýza čepů, kde jsou jasně patrná riziková místa. Nejvyšší napětí je zde dosaženo přibližně 294 MPa, což je také nižší hodnota než dovolená pro daný materiál, a čepy tedy vyhovují.

V tab. 11 jsou vypočítané životnosti pro jednotlivá zapojení převodového modulu. Tyto hodnoty jsou však pouze orientační, protože jsem nepočítal s časovým a momentovým využitím převodového modulu, který je pro každou utahovací jednotku individuální.

5 Závěr

Diplomová práce byla zpracována na téma: „Převodové moduly pro utahovací jednotky“. Práce je rozdělena do dvou základních částí. V první části jsou detailně rozebrány pneumatické utahovací jednotky. Druhá část se zabývá vlastním návrhem převodových modulů pro toto pneumatické nářadí.

V úvodní části jsou schematicky znázorněny možnosti sestavení utahovacích jednotek a dále podrobně popsány základní součásti, ze kterých se skládají. Těmi jsou pneumatické lamelové motory a převodové moduly s mechanickými převody.

V části zabývající se vlastním konstrukčním návrhem je provedena úvaha nad začleněním nového převodového modulu do původní sestavy s ohledem na jeho maximální využití a na volbu jeho optimálního převodového čísla. Úvaha je provedena i nad omezením, která plynou z návaznosti na ostatní součásti. Nejvýznamnějším omezením jsou parametry ozubení vstupující do převodového modulu a dále pak vnější rozměry modulu. Od těchto parametrů se dále odvíjí celý návrh geometrie soukolí. Do návrhu je dále zařazena kontrola ozubení na ohybové a dotykové namáhání a také optimalizace geometrických hodnot ozubení ve výpočtovém programu KISSsoft. Návrh je proveden zvlášť pro utahovací jednotku PUM 200A a zvlášť pro PUM 400A.

Převodový modul pro první z uvedených jednotek je koncipován s dvoustupňovou hřídelovou převodovkou se dvěma předlohovými hřídeli. Tím bylo docíleno toho, že vstupní, ani výstupní člen není zatížen radiálními silami. Nevýhodou tohoto uspořádání je však nižší účinnost převodu a především větší počet součástí a s tím i související složitější výroba a montáž, tedy i vyšší výrobní náklady.

Převodový modul pro utahovací jednotku PUM 400A je podstatě jednodušší. Omezení zde nebyla tak svazující, a proto je modul koncipován s planetovou převodovkou podobně jako je tomu u ostatních modulů. Výhodou této koncepce je velmi malý zástavbový rozměr a menší počet potřebných součástí.

V závěru práce jsou nejdůležitější součásti jednotlivých převodových modulů podrobeny pevnostní analýze. Z těchto analýz je patrné, které součásti jsou dimenzovány s dostatečnou bezpečností a které součásti mohou být rizikové.

Seznam použité literatury a softwaru

Literatura:

- [1] Interní materiály a katalogy firmy DEPRAG CZ a.s.
- [2] Vladimír Moravec: Konstrukce strojů a zařízení II.; Montanex; Ostrava 2001
- [3] Jan Leinveber, Jaroslav Řasa, Pave Vávra: Strojnické tabulky; Scientia, Praha 1998
- [4] Miroslav Bureš: Ozubená kola a soukolí; Lícování a pevnostní výpočet; TUL; Liberec 2007
- [5] Jiří Svoboda: Planetové převody; ČVUT; Praha 2005
- [6] Lubomír Pešík: Části strojů, stručný přehled; TUL; Liberec 2005
- [7] Katalog ložisek firmy SKF

Software

AutoCAD 2002

Pro ENGINEER wildfire 4.0

KISSsoft

Microsoft Office 2003

Seznam příloh

Příloha 1: Protokol z optimalizace geometrických hodnot soukolí 1 – 2 v programu KISSsoft

Příloha 2: Protokol z optimalizace geometrických hodnot soukolí 3 – 4 v programu KISSsoft

Příloha 3: Protokol z optimalizace geometrických hodnot planetového soukolí v programu KISSsoft

Příloha 4: Výkresová dokumentace:

KVM – DP – 631 – 01_00 PŘEVODOVÝ MODUL NEW2

KVM – DP – 631 – 01_01 TĚLESO

KVM – DP – 631 – 01_02 VÝSTUPNÍ HŘÍDEL

KVM – DP – 631 – 01_03 POUZDRO

KVM – DP – 631 – 01_04 PODLOŽKA

KVM – DP – 631 – 01_05 PODLOŽKA

KVM – DP – 631 – 01_06 HŘÍDEL

KVM – DP – 631 – 01_07 OZUBENÉ KOLO

KVM – DP – 631 – 01_08 PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL

KVM – DP – 631 – 02_00 PŘEVODOVÝ MODUL NEW4

KVM – DP – 631 – 02_01 TĚLESO PŘEVODOVÉHO MODULU

KVM – DP – 631 – 02_02 UNAŠEČ

KVM – DP – 631 – 01_03 ČEP UNAŠEČE

KVM – DP – 631 – 01_04 SATELIT

PŘÍLOHA 1

KISSsoft Report

KISSsoft-Hirware Rel. 10-2004

KISSsoft-Hirware LZD

File name : /== DIPLOMOVÁ PRÁCE ==/Výpočty/kisssoft/POM 200A/soukoli_12.212

Project :

Date : 06.05.2010/15:56:17

Description :

06. May 2010, 15:56:37

User : example

No.:

KISSSOFT

Calculation programs for machine design

CYLINDRICAL GEAR CALCULATION (GEAR PAIR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation-method DIN 3990 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Nominal power (W)	[P]	376.9900	
Speed (1/min)	[n]	10000.0	6000.0
Torque (Nm)	[T]	0.360	0.600
Application factor	[KA]		1.25
Service life in hours	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Centre distance (mm)	[a]	10.050	
Normal module (mm)	[mm]	0.8000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at Pitch diameter (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	9	15
Facewidth (mm)	[b]	8.00	8.00
Material		18CrNiMo7-6 (1) (>=28	18CrNiMo7-6 (1) (>=2
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Fatigue str. tooth root tension (N/mm.)	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue str. Hertzian stress (N/mm.)	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Dedendum reference profile (module)	[hfp*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	0.989	0.887
Type of lubrication		oil bath lubrication	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm./s)	[nu40]	220.00	
Oil temperature (°C)	[theOil]	70.000	
ambient temperature (°C)	[theUmgl]	20.000	
Overall transmission ratio	[itot]		-1.667
Addendum modification coefficient	[x]	0.4738	0.1752
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.9157	1.6983
Reference diameter (mm)	[d]	7.200	12.000
Base diameter (mm)	[dB]	6.766	11.276
Tip diameter (mm)	[da]	9.540	13.700
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	7.537	12.563
Root diameter (mm)	[df]	5.958	10.280
Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.810	0.769
Specific sliding at the root	[zetaaf]	-3.326	-4.253
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.195
Overlap ratio	[eps_b]		0.000
Total contact ratio	[eps_g]		1.195

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	100.0
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	3.77
Meshing spring stiffness (N/mm/um)	[cg]	1.978
The formula for c' and cg at w*KA < 25 is imprecise!		
The faktors KV, KHb or KHa are getting too big.		
Nominal speed (-)	[N]	0.086
Load according DIN 3990/1 Figure 6.8 (0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)	[~]	4
Without support effect		
Tooth trace deviation (active) (um)	[Fby]	10.63
Tooth without tooth trace correction		
Position of Contact pattern: Favorable		
Dynamic coefficient	[KV]	1.115
Face coefficient - flank	[KHb]	1.60
- Tooth root	[Kfb]	1.45
- Scuffing	[KBb]	1.60
Transverse coefficient - flank	[KHa]	1.00
- Tooth root	[KPa]	1.00
- Scuffing	[Kba]	1.00
Helix angle coefficient scuffing	[Kbg]	1.00

KISSsoft Report

06. May 2010, 15:56:37

KISSSOFT

Calculation programs for machine design

PŘÍLOHA 1

KISSsoft Report		06. May 2010, 15:56:37		 Calculation programs for machine design	
3. TOOTH ROOT STRENGTH					
Calculation of Tooth form coefficients according method: B					
Tooth form factor	[YF]	2.23		2.36	
Stress correction factor	[YS]	1.71		1.63	
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000		
Helix angle factor	[Ybet]		1.000		
(Effective) Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	120.53		121.36	
Support factor	[YdrelT]	0.996		0.992	
Surface-factor	[YRrelT]	0.957		0.957	
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	1.000		1.000	
Limited-life factor	[YNT]	1.000		1.000	
Alternating bending coefficient	[Kwb]	1.000		1.000	
Permissible Tooth root stress (N/mm ²)	[sigFG]	819.49		816.36	
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	6.80		6.73	
4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)					
Zone factor	[ZH]		2.148		
Elasticity coefficient (N ^{0.5} /mm)	[ZE]	189.812			
Contact ratio factor	[Zeps]		0.967		
Helix angle factor	[Zbet]		1.000		
Surface pressure at Operating pitch diameter (N/mm ²)	[sigH]		991.86		
Lubrication factor	[ZL]	1.020		1.020	
Speed factor	[ZV]	0.976		0.976	
Roughness-factor	[ZR]	0.906		0.906	
Material mating factor	[ZW]	1.000		1.000	
Limited-life factor	[ZNT]	1.000		1.000	
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000		1.000	
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[sigHG]	1352.62		1352.62	
Safety for surface pressure at pitch diameter	[SHw]	1.38		1.38	
Surface pressure single tooth con. (N/mm ²)	[sigHBD]	1136.52		999.91	
Safety for stress at single tooth contact	[SH=sigHG/sigHBD]	1.19		1.35	
5. TOOTH THICKNESS DIMENSIONS					
Tooth thickness tolerance		DIN58405 10f		DIN58405 10f	
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.045 / -0.090		-0.045 / -0.090	
No of teeth over which to measure	[k]	2.000		2.000	
Base tangent length ('span') (no backlash) (mm)	[Wk]	3.903		3.806	
Effective base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	3.861 / 3.818		3.764 / 3.721	
Eff. ball/roller diameter (mm)	[DMeff]	2.000		1.500	
Theor. dimension over two balls (mm)	[MdK]	11.035		14.403	
Real dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	10.973 / 10.910		14.318 / 14.229	
Real dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	10.973 / 10.910		14.318 / 14.229	
Circumferential backlash (mm)	[jt]	0.190 / 0.081			
Normal backlash (mm)	[jn]	0.178 / 0.076			
End report		lines : 163			

PŘÍLOHA 2

KISSsoft Report

KISSsoft-Hirnware Rel. 10-2004

KISSsoft-Hirnware LZ0

File name : /== DIPLOMOVÁ PRÁCE ==/Výpočty/kisssoft/PJM 200A/soukoli_34.Z12

Project :

Date : 06.05.2010/15:57:57

Description : No.:

06. May 2010, 15:58:00

User : example



Calculation programs for machine design

CYLINDRICAL GEAR CALCULATION (GEAR PAIR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation-method DIN 3990 Method B

	----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal power (W)	[P]	369.4500
Speed (1/min)	[n]	6000.0 4285.7
Torque (Nm)	[T]	0.588 0.823
Application factor	[KA]	1.25
Service life in hours	[H]	20000.00
Gear driving (+) / driven (-)	+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Centre distance (mm)	[a]	10.050
Normal module (mm)	[mn]	0.8000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000
Helix angle at Pitch diameter (°)	[beta]	0.0000
Number of teeth	[z]	10 14
Facewidth (mm)	[b]	7.00 7.00
Material	18CrNiMo7-6 (1) (>=28)	18CrNiMo7-6 (1) (>=28)
Surface hardness	HRC 61	HRC 61
Fatigue str. tooth root tension (N/mm.)	[sigFlim]	430.00 430.00
Fatigue str. Hertzian stress (N/mm.)	[sigHlim]	1500.00 1500.00
Dedendum reference profile (module)	[hfp*]	1.250 1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.380 0.380
Addendum Reference profile (module)	[hap*]	0.835 0.822
Type of lubrication	oil bath lubrication	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm./s)	[nu40]	220.00
Oil temperature (°C)	[theOil]	70.000
ambient temperature (°C)	[theUmg]	20.000
Overall transmission ratio	[itot]	-1.400
Addendum modification coefficient	[x]	0.4150 0.2340
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.8729 1.7411
Reference diameter (mm)	[d]	8.000 11.200
Base diameter (mm)	[dB]	7.518 10.525
Tip diameter (mm)	[da]	10.000 13.050
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	8.375 11.725
Root diameter (mm)	[df]	6.664 9.574
Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.755 0.792
Specific sliding at the root	[zetaaf]	-3.819 -3.076
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.154
Overlap ratio	[eps_b]	0.000
Total contact ratio	[eps_g]	1.154

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	147.0
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	2.51
Meshing spring stiffness (N/mm/μm)	[cg]	3.251
Nominal speed (-)	[N]	0.045
Load according DIN 3990/1 Figure 6.8	[-]	4
(0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)		
Without support effect		
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]	10.63
Tooth without tooth trace correction		
Position of Contact pattern: Favorable		
Dynamic coefficient	[KV]	1.060
Face coefficient - flank	[KHb]	1.62
- Tooth root	[KFPb]	1.45
- Scuffing	[KBB]	1.62
Transverse coefficient - flank	[KHa]	1.00
- Tooth root	[KFa]	1.00
- Scuffing	[KBA]	1.00
Helix angle coefficient scuffing	[Kβg]	1.00

PŘÍLOHA 2

KISSsoft Report

06. May 2010, 15:58:00



Calculation programs for machine design

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Tooth form factor	[YF]	2.20	2.43
Stress correction factor	[YS]	1.72	1.63
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helix angle factor	[Ybet]		1.000
(Effective)Tooth root stress (N/mm.)	[sigF]	189.59	199.70
Support factor	[YdrelT]	0.995	0.993
Surface-factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000
Limited-life factor	[YNT]	1.000	1.000
Alternating bending coefficient	[Kwb]	1.000	1.000
Permissible Tooth root stress (N/mm.)	[sigFG]	818.81	817.02
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	4.32	4.09

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

Zone factor	[ZH]	2.148	
Elasticity coefficient (N ^{0.5} /mm)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zeps]	0.974	
Helix angle factor	[Zbet]	1.000	
Surface pressure at Operating pitch diameter (N/mm.)	[sigH]	1234.46	
Lubrication factor	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor	[ZV]	0.968	0.968
Roughness-factor	[ZR]	0.906	0.906
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Limited-life factor	[ZNT]	1.000	1.000
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible surface pressure (N/mm.)	[sigHG]	1341.70	1341.70
Safety for surface pressure at pitch diameter	[SHw]	1.09	1.09
Surface pressure single tooth con. (N/mm.)	[sigHBD]	1491.11	1286.80
Safety for stress at single tooth contact	[SH=sigHG/sigHBD]	0.90	1.04

5. TOOTH THICKNESS DIMENSIONS

Tooth thickness tolerance		DIN58405 10f	DIN58405 10f
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.045 / -0.090	-0.045 / -0.090
No of teeth over which to measure	[k]	2.000	2.000
Base tangent length ('span') (no backlash) (mm)	[Wk]	3.882	3.827
Effective base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	3.840 / 3.797	3.785 / 3.742
Eff. ball/roller diameter (mm)	[DMeff]	2.000	1.750
Theor. dimension over two balls (mm)	[MaK]	11.965	14.446
Real dimension over balls (mm)	[MaK.e/i]	11.901 / 11.835	14.370 / 14.292
Real dimension over rolls (mm)	[MaR.e/i]	11.901 / 11.835	14.370 / 14.292
Circumferential backlash (mm)	[jt]	0.190 / 0.081	
Normal backlash (mm)	[jn]	0.178 / 0.076	

End report lines : 161

KISSsoft Report

06. May 2010, 15:58:00



Calculation programs for machine design

PŘÍLOHA 3

KISSsoft Report

KISSsoft-Hirware Rel. 10-2004

KISSsoft-Hirware LZ0

File name : D:\== DIPLOMOVÁ PRÁCE ==\Výpočty\kisssoft\FUM 400A\planetove soukoli.Z14

Project :

Date : 06.05.2010/15:59:14 User : example

Description : No.:

06. May 2010, 15:59:17



Calculation program for machine design

CYLINDRICAL GEAR CALCULATION (Planetary gears)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0
Gear 3: 0.000.0

Calculation-method DIN 3990 Method B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
	[No.wheel]	(1)	3	(1)
Number of planets/intermediate wheels				
Nominal power (W)	[P]		671.12	
Speed (UpM)	[n]	1250.0	-520.8	0.0
Speed Pl.-Carrier (l/min)	[nSteg]		208.3	
Torque (Nm)	[T]	5.127	0.000	25.635
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]		30.762	
Application factor	[KA]		1.25	
Power distribution factor	[Kgam]		1.00	
Service life in hours	[H]		20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-/+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Centre distance (mm)	[a]		11.150	
Normal module (mm)	[mn]		0.8000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000	
Helix angle at Pitch diameter (°)	[beta]		0.0000	
Number of teeth	[z]	9	18	-45
Facewidth (mm)	[b]	7.40	7.40	7.40
Outer diameter gearbody di (mm)	[di]			0.00
Material		18CrNiMo7-6 (3) (>=40	18CrNiMo7-6 (2) (>=34	16 MnCr 5 (1)
Surface hardness		HRC 61	HRC 61	HRC 59
Fatigue str. tooth root tension (N/mm.)	[sigFlim]	500.00	460.00	430.00
Fatigue str. Hertzian stress (N/mm.)	[sigHlim]	1500.00	1500.00	1500.00
Dedendum reference profile (module)	[hfP*]	1.25	1.25	1.25
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.38	0.38	0.38
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	0.87	0.96	1.00
Type of lubrication		Grease lubrication		
Kinem. viscosity base oil at 40 °C (mm./s)	[nu40]		30.00	
ambient temperature (°C)	[theUng]		20.000	
Overall transmission ratio	[itot]		6.000	
Addendum modification coefficient	[x]	0.4740	0.0119	-0.4977
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.9158	1.5794	1.2085
Reference diameter (mm)	[d]	7.200	14.400	-36.000
Base diameter (mm)	[dB]	6.766	13.532	-33.829
Tip diameter (mm)	[da]	9.350	15.950	-35.200
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	7.433	14.867/14.867	-37.167
Root diameter (mm)	[df]	5.958	12.419	-38.796
Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.784	0.812/0.162	0.873
Specific sliding at the root	[zetaf]	-4.329	-3.638/-6.905	-0.194
Transverse contact ratio	[Eps.a]		1.199	1.683
Overlap ratio	[Eps.b]		0.000	0.000
Total contact ratio	[Eps.G]		1.199	1.683

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	474.722	474.722
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]		0.39
Meshing spring stiffness (N/mm/μm)	[cg]	10.165	16.560
Nominal speed (-)	[N]	0.003	0.006
Planets are on a bearing on a fixed restraint bolt			
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]	25.83	21.25
Tooth trace		0	0
(0:without, 1:crowned, 2:Tip relief, 3:full modification)			
Dynamic coefficient	[KV]	1.00	1.01
Face coefficient - flank	[KHb]	2.55	2.95
- Tooth root	[KFB]	2.06	2.29
- Scuffing	[KBb]	2.55	2.95
Transverse coefficient - flank	[KHa]	1.00	1.15
- Tooth root	[KFa]	1.00	1.15
- Scuffing	[KBa]	1.00	1.15
Helix angle coefficient scuffing	[Kbg]	1.00	1.00

KISSsoft Report

06. May 2010, 15:59:17



Calculation program for machine design

PŘÍLOHA 3

KISSsoft Report

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Tooth form factor	[YF]	1.92	2.65/1.76	0.90
Stress correction factor	[YS]	1.82	1.55/1.72	2.74
Contact ratio factor	[Yeps]		1.00	1.00
Helix angle factor	[Ybet]		1.00	1.00
(Effective)Tooth root stress (N/mm.)	[sigF]	725.69	849.87/807.36	660.37
Support factor	[Ydrel]	1.00	0.990/0.990	1.009
Surface-factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000	1.000
Limited-life factor	[YNT]	1.000	1.000	1.000
Alternating bending coefficient	[Kwb]	1.000	0.700	1.000
Permissible Tooth root stress (N/mm.)	[sigFG]	954.00	609.97/609.97	830.50
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.31	0.72/0.76	1.26

06. May 2010, 15:59:17

KISSSOFT
Calculation programs for machine design

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

Zone factor	[ZH]	2.23	2.23	
Elasticity coefficient (N ^{0.5} /mm)	[ZE]	189.81	189.81	
Contact ratio factor	[Zeps]	0.97	0.88	
Helix angle factor	[Zbet]	1.00	1.00	
Surface pressure at Operating pitch diameter (N/mm.)	[sigH]	2678.28	1256.68	
Lubrication factor	[ZL]	0.921	0.921/0.921	0.921
Speed factor	[ZV]	0.945	0.945/0.945	0.945
Roughness-factor	[ZR]	0.908	0.908/0.929	0.929
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000/1.000	1.000
Limited-life factor	[ZNT]	1.000	1.000	1.000
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Permissible surface pressure (N/mm.)	[sigHG]	1186.69	1186.69/1213.81	1213.81
Safety for surface pressure at pitch diameter	[SHw]	0.44	0.44/0.97	0.97
Surface pressure single tooth con. (N/mm.)	[sigHBD]	3235.92	2678.28/1762.19	1256.68
Safety for stress at single tooth contact	[SH=sigHG/sigHBD]	0.37	0.44/0.69	0.97

5. TOOTH THICKNESS DIMENSIONS

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----	----- Gear 3 -----
		DIN58405 9g	DIN58405 10f	DIN58405 10f
Tooth thickness tolerance				
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.016/-0.048	-0.050/-0.100	-0.056/-0.112
No of teeth over which to measure	[k]	2.000	3.000	-6.000
Base tangent length ('span') (no backlash) (mm)	[Wk]	3.903	6.112	-13.766
Effective base tangent length ('span') (mm)				
	[Wk.e/i]	3.888/3.858	6.065/6.018	-13.819/-13.871
Eff. ball/roller diameter (mm)	[DMeff]	2.000	1.400	1.400
Theor. dimension over two balls (mm)	[MdK]	11.035	16.381	-34.731
Real dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	11.013/10.969	16.270/16.154	-34.879/-35.021
True dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	11.013/10.969	16.270/16.154	-34.879/-35.021
Circumferential backlash (mm)	[jt]	0.156/0.058	0.220/0.098	
Normal backlash (mm)	[jn]	0.147/0.054	0.207/0.092	
entire torsion angle (°)	[j.tSys]		0.4573/0.9541	
(j.tSys: Torsion angle of planet carrier for blocked shaft)				

End report lines : 178

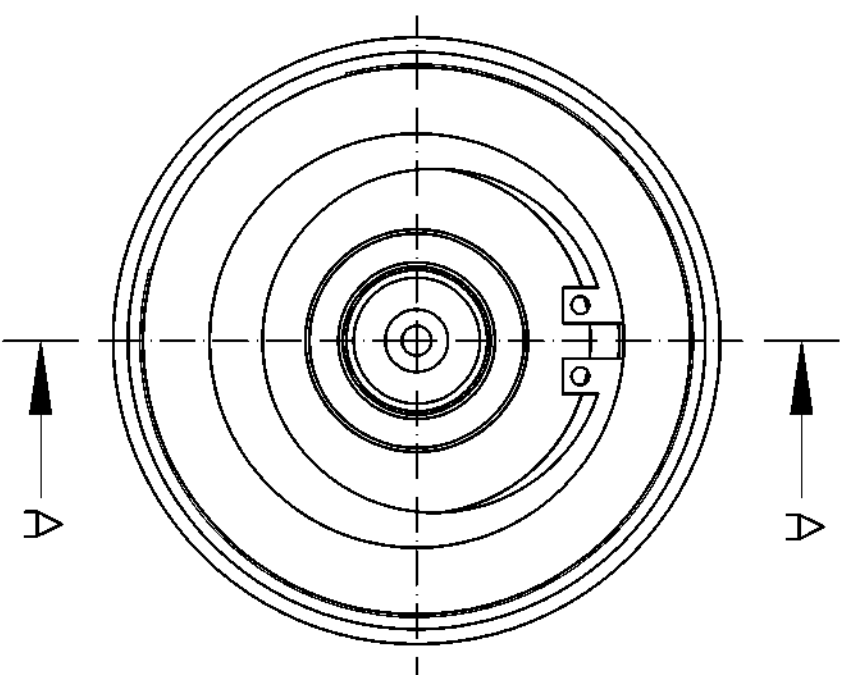
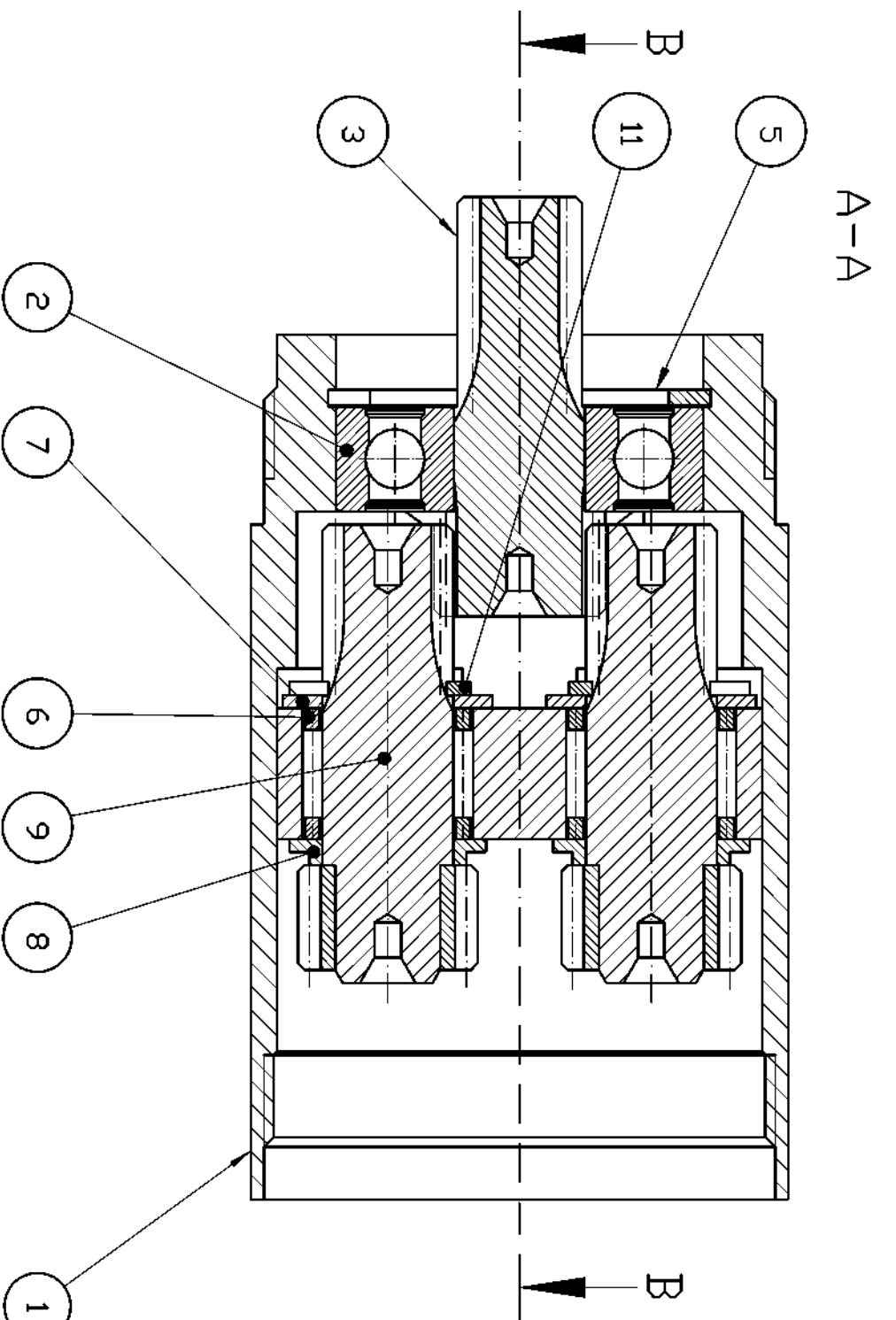
KISSsoft Report

TOMÁŠ BERGER

06. May 2010, 15:59:17

PŘÍLOHA

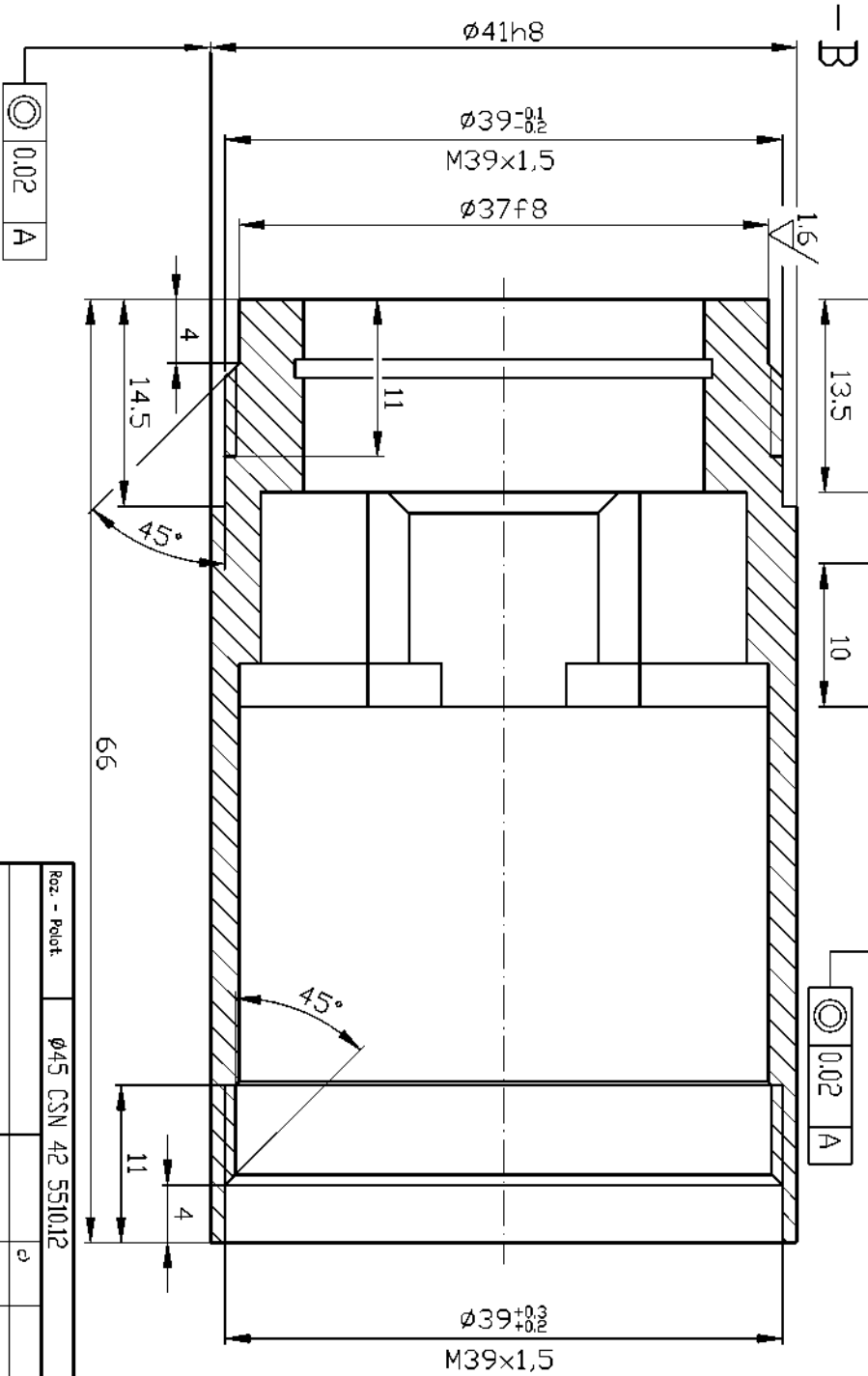
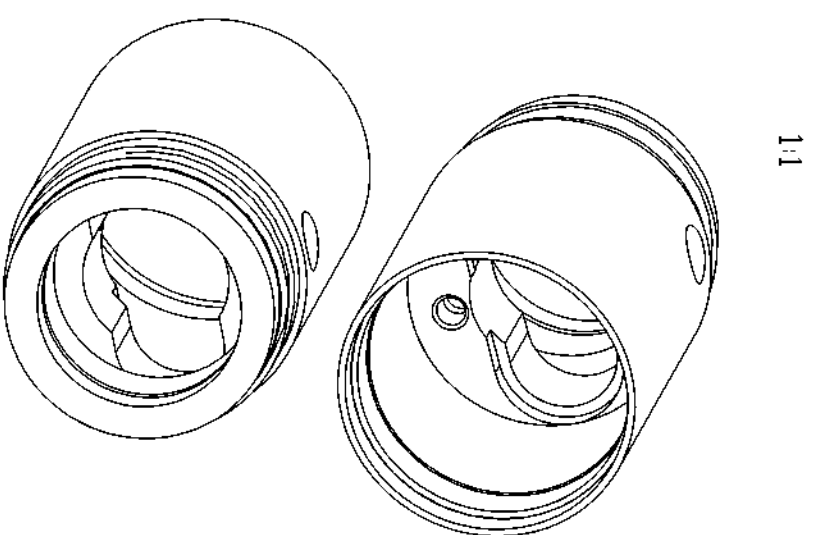
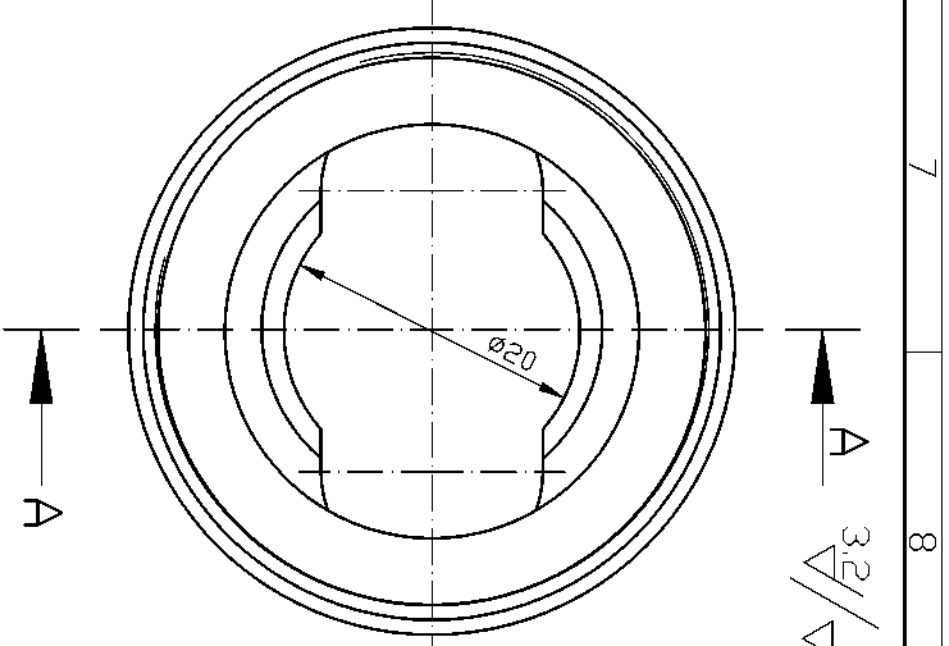
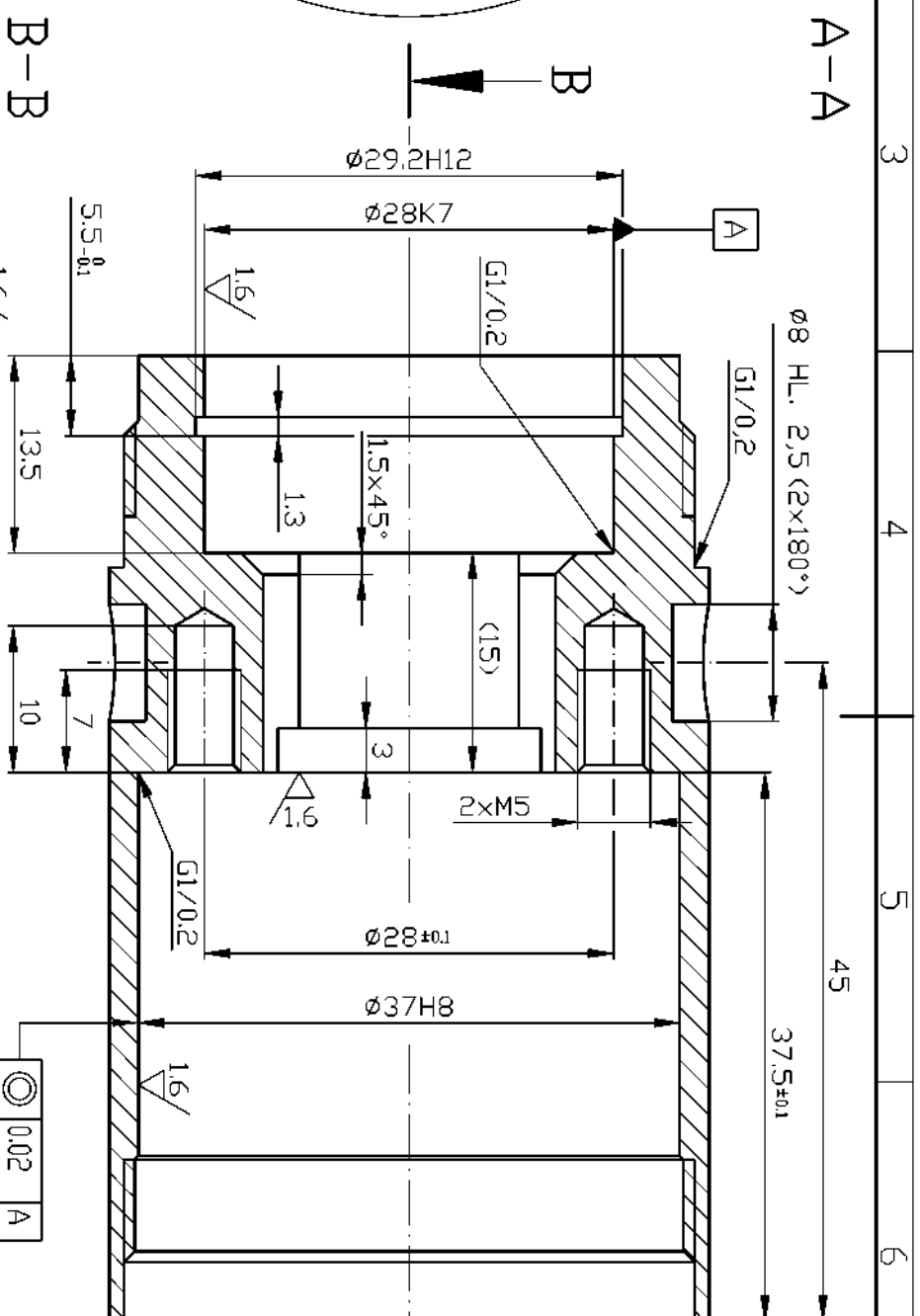
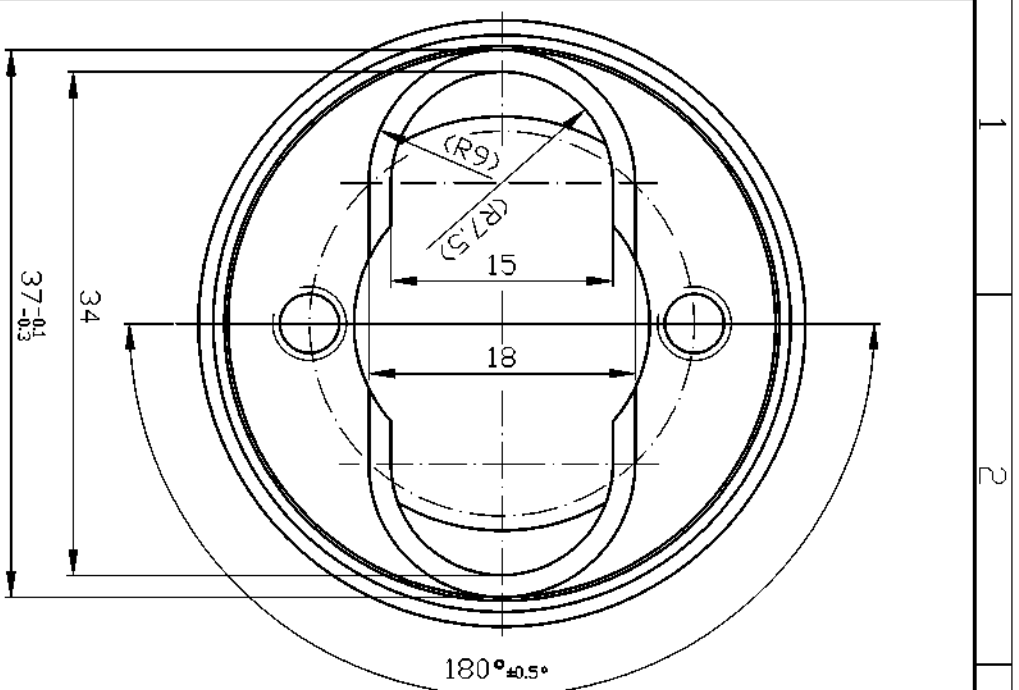
KISSSOFT
Calculation programs for machine design



K U S O V N I K				
pořadí	ks	název CZ	prozat.	měřít. / č. výkresu
1	1	TELESO		KVM - DP - 631 - 01_01
2	1	RADIÁLNÍ KULICKOVÉ LOŽISKO	10x28x8	SKF 16_100 - 22
3	1	VÝSTUPNÍ HRDEL		KVM - DP - 631 - 01_02
4	1	POUZDRO		KVM - DP - 631 - 01_03
5	1	KROUZEK POJISTNÝ	28x1,2	CSN 02 2931
6	2	LOŽISKO JEHLIČKOVÉ	10x13x10	SKF K10x13x10TN
7	2	PODLOŽKA		KVM - DP - 631 - 01_04
8	2	PODLOŽKA		KVM - DP - 631 - 01_05
9	2	PRENÍCHOVÝ HRDEL		KVM - DP - 631 - 01_06
10	2	KROUZEK POJISTNÝ	10x1	CSN 02 2930
11	2	KROUZEK POJISTNÝ	10x1	CSN 02 2930
12	2	ŠROUB S VALČOVOU HLAVOU	M5x10-8.8	DIN 912 M5 x 10 - 8.8

Změna		Datum		Index		Podpisy	
Měřítko	Pozn.	Nový	Kreslil	Prezkoval	T. Bergr		
2:1							
Č. seznamu							
Č. sestavy							
Stav výk.							
Nový výk.							

TU v Liberci		PREVODOVÝ MODUL NEW2	
KVM - DP - 631 - 01_00		list	



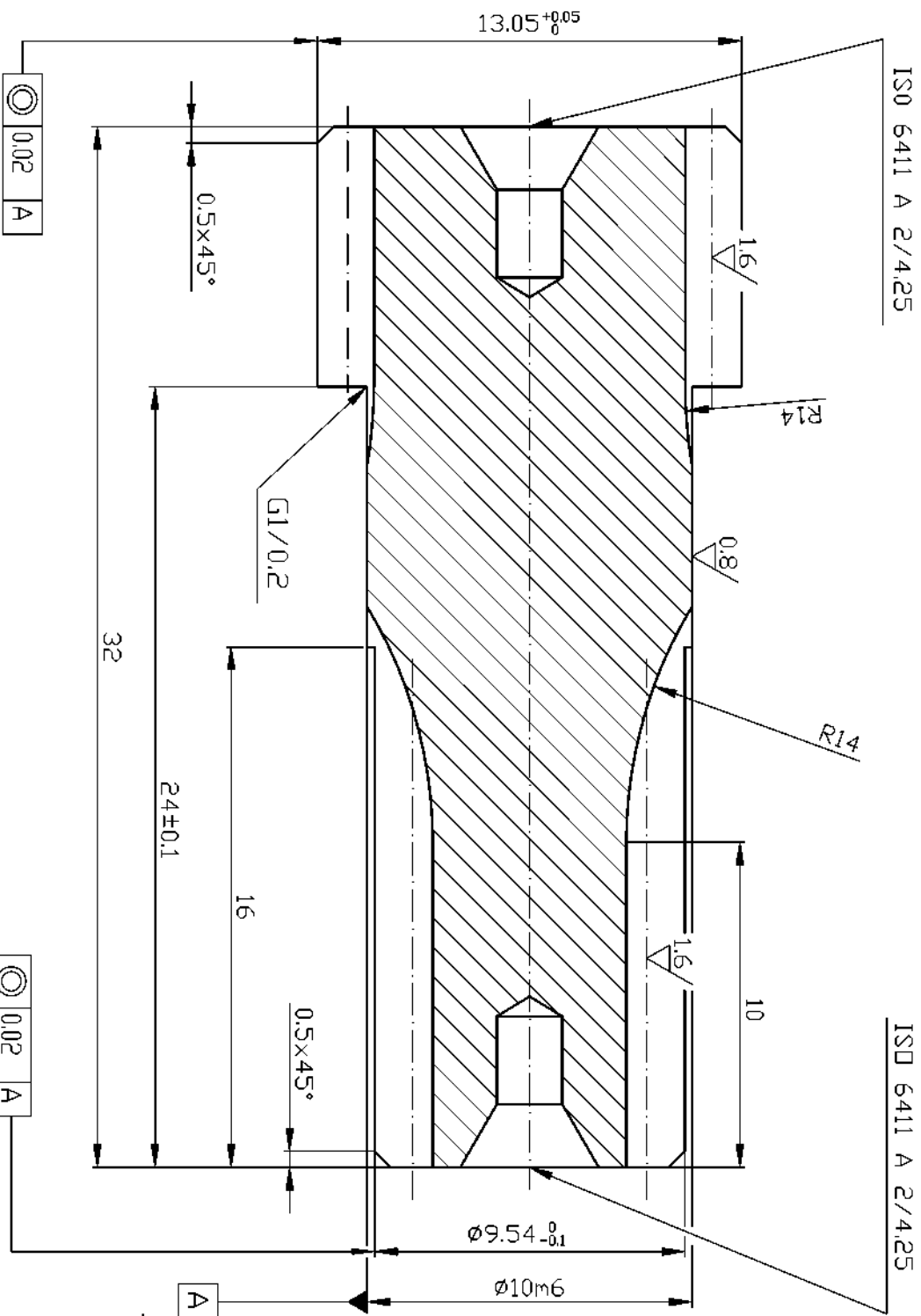
Rozměr	Tolerance
ø28 K7	0.006
	-0.015
ø29.2 H12	0.210
	0.000
ø37 f8	-0.025
	-0.064
ø37 H8	0.039
	0.000
ø41 h8	0.000
	-0.039

∇	∇	Rule 5
$=$	$\nabla/Rz\ 100$	
∇	$\nabla/Rz\ 25$	Rule 2
$=$	$\nabla/Rz\ 6.3$	Rule 8
∇	$\nabla/Rz\ 2.5$	Rule 2
$=$		

Roz. - Polot		ø45 CSN 42 5510.12				Přesnos			
			a)		Metr.	I1 600	In. odp	001	Tolerovani
			b)		C. hn		Hr. hn.		
			a)						
Znam		Datum	Index	Podpis					
Meritko	Pozn.	Namhl			 OTU v Liberci TELESD Muzev				
2:1		Kreslil	T. Bergr						
		Přezkoušel							
C. seznamu		Technolog							
C. sestavy		Normaliz.			Chr. vykresu				
Starý vykr.		Schvál			KVM - DP - 631 - 01_01				
Nový vykr.		Datum			(list 1 z celku 1)				

NORMálny ZAKLADNÝ PROFIL CSN 01 4607 (ISO 53:2 Profil A)				
Modul	m	0,8		
Počet zubu	z	14		
Uhel sklonu bocní krivky zubu	beta			
Smysl stoupaní bocní krivky zubu	-			
Uhel záběru	alfa	20°		
Jednotkové posunutí	x	+0,2340		
Hodnota posunutí profilu	xm	+0,1872		
Stupen přesnosti podle DIN 3961	-	9		
Tolerance tloušťky zubu DIN 58405	-	10 f		
	F _r	0,034		
Kontrolno- vane mezni uchylky	dvoubokého odvalu za otáčku	F _{r1}		
	sklonu zubu	F _b		
	vzdálenosti os	f _a		
	mezni uchylka jm. vzdál. os	Ed's Ed'1		
Kontrolní rozměr	přes volečky	w		
	průměr volečku	dkontr	2	
	přes zubu	M	7,55-0,05	
	měřeno přes (zubu)	-	2	
Spoluzábl- ná, jicí kolo	číslo vykresu	-		
	počet zubu	z		
	vzdálenost os	aw		
	Modul	mt		
Počet zubu hřebenu, segmentu	z			
Průměr základní kružnice	db			
Průměr roztečné kružnice	d		11,200	
Průměr patní kružnice	df		9,574	
Výška zubu	h			
Uhel sklonu bocní krivky zubu na základním valci	beta			
Uhel os	Σ			

NORMálny ZAKLADNÝ PROFIL CSN 01 4607 (ISO 53:2 Profil A)				
Modul	m	0,8		
Počet zubu	z	9		
Uhel sklonu bocní krivky zubu	beta			
Smysl stoupaní bocní krivky zubu	-			
Uhel záběru	alfa	20°		
Jednotkové posunutí	x	+0,4737		
Hodnota posunutí profilu	xm	+0,3790		
Stupen přesnosti podle DIN 3961	-	9		
Tolerance tloušťky zubu DIN 58405	-	10 f		
	F _r	0,029		
Kontrolno- vane mezni uchylky	dvoubokého odvalu za otáčku	F _{r1}		
	sklonu zubu	F _b		
	vzdálenosti os	f _a		
	mezni uchylka jm. vzdál. os	Ed's Ed'1		
Kontrolní rozměr	přes volečky	w		
	průměr volečku	dkontr	2	
	přes zubu	M	6,9-0,04	
	měřeno přes (zubu)	-	2	
Spoluzábl- ná, jicí kolo	číslo vykresu	-		
	počet zubu	z		
	vzdálenost os	aw		
	Modul	mt		
Počet zubu hřebenu, segmentu	z			
Průměr základní kružnice	db		7,200	
Průměr roztečné kružnice	d		5,958	
Průměr patní kružnice	df			
Výška zubu	h			
Uhel sklonu bocní krivky zubu na základním valci	beta			
Uhel os	Σ			



Rozměr

Tolerance

ø10 m6

0.015

ø10 m6

0.006

√ = √

Rz 100

Ra12,5

√ = √

Rz 25

Ra3,2

√ = √

Rz 6,3

Ra0,8

√ = √

Rz 2,5

Ra0,2

√ = √

Rz 100

Ra12,5

√ = √

Rz 25

Ra3,2

√ = √

Rz 6,3

Ra0,8

√ = √

Rz 2,5

Ra0,2

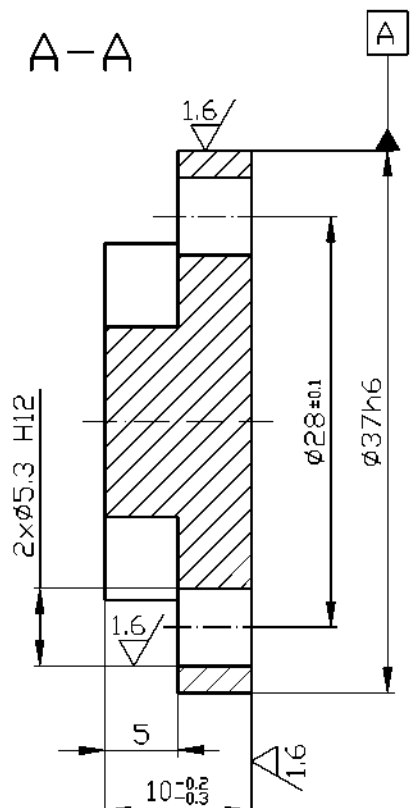
CEMENTOVAT DO HLUBKY 0,2 – 0,3 mm

KALIT NA 58 – 60 HRC

3.2/ / /

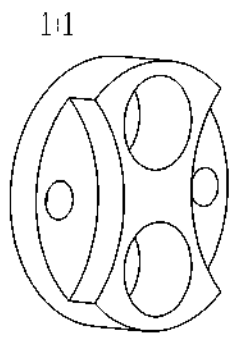
ISO 6411 A 2/4.25

Roz. - Polot.		ø20 CSN 42 551012		Mater.		16 220	Tr. odp.	071	Přesnos		Tolerovani							
				c	b				C. hn	hn. hn.								
Značka		Pozn.		Jiřtun		Index		Popisy		VÝSTUPNÍ HRIDEL								
Merklo				Kreslil		T. Beregr												
5:1				Kreslil														
C. seznamu				Technolog														
C. sestavy				Morkalif.														
Starý výř.				Schall														
Nový výř.				Jiřtun														
Dle výřesu										KVM - DP - 631 - 01_02								
										list 1								
										listu 1								

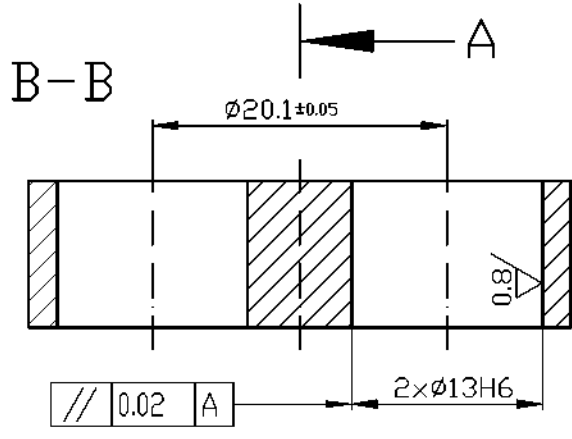
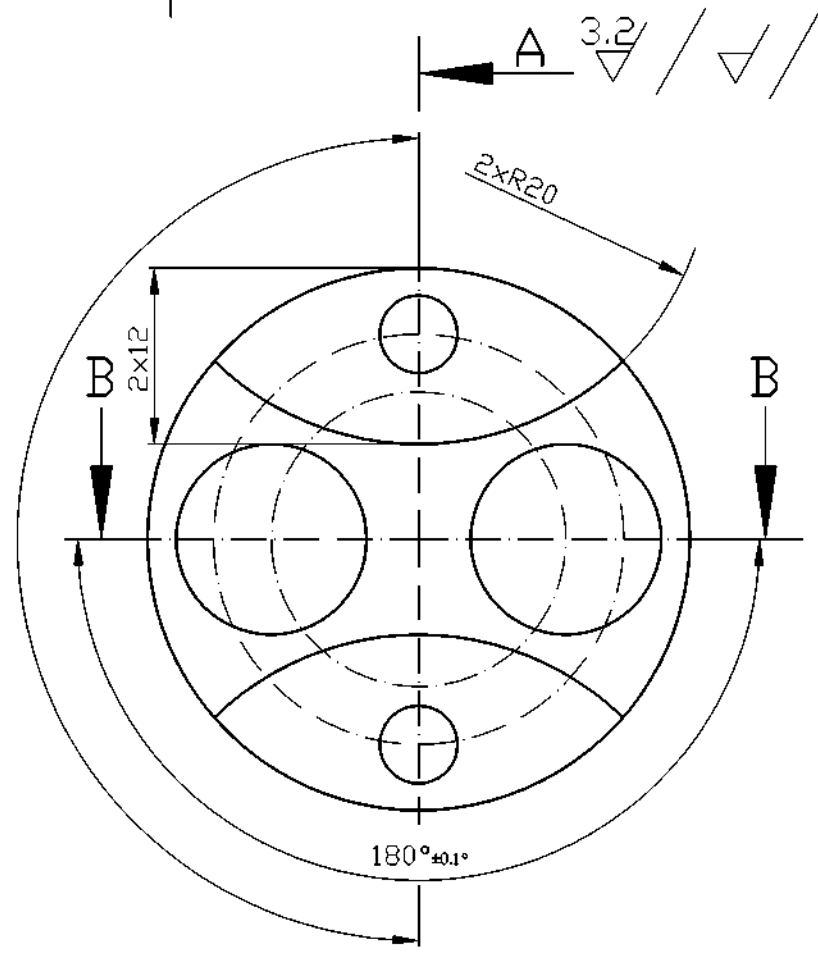


Rozměr	Tolerance
ø5,3 H12	0.012
	0.000
ø10 H13	0.220
	0.000
ø13 H6	0.011
	0.000
ø37 h6	0.000
	-0.016

✓ = ✓	
✓ = ✓ Rz 100	Ra 12,5 ✓
✓ = ✓ Rz 25	Ra 3,2 ✓
✓ = ✓ Rz 6,3	Ra 0,8 ✓
✓ = ✓ Rz 2,5	Ra 0,2 ✓



CEMENTOVAT DO HLoubKY 0,2 - 0,3 mm
KALIT NA 58 - 60 HRC



Roz. - Polot.		ø40 CSN 42 5510.12		Mater.		12 020		Tr. odp.		007		Presnos Tolerovani	
				C. hn.				Hr. hn.					
Zmena		Datum		Index		Podpisy							
Meritko		Pozn.		Navrhil		Kreslil		T. Beregr					
2:1													
C. seznamu				Prezkoušel									
C. sestavy				Technolog									
Stary vykr.				Normaliz.									
Novy vykr.				Schválil									
				Datum									



TU v Liberci

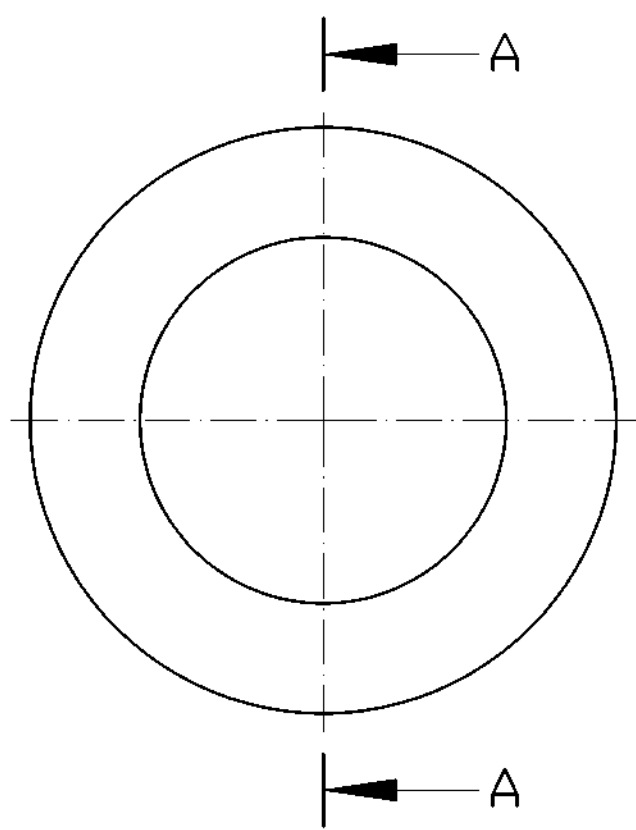
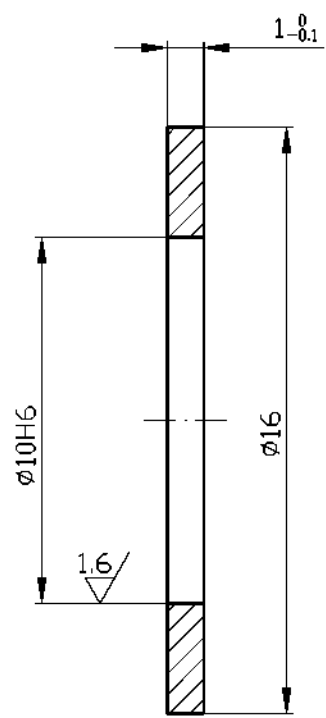
POUZDRO

KVM - DP - 631 - 01_03

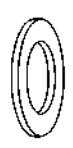
list 1
listu 1

3.2 / $\sqrt{\text{ }}$ / $\sqrt{\text{ }}$ /

A-A



1:1



Rozmer	Tolerance
$\varnothing 10 \text{ H6}$	0.009
	0.000

$\sqrt{\text{ }}$	$\sqrt{\text{ }}$	
$\sqrt{\text{W}}$	$\sqrt{\text{Rz 100}}$	Ra12.5
$\sqrt{\text{X}}$	$\sqrt{\text{Rz 25}}$	Ra3.2
$\sqrt{\text{Y}}$	$\sqrt{\text{Rz 6.3}}$	Ra0.8
$\sqrt{\text{Z}}$	$\sqrt{\text{Rz 2.5}}$	Ra0.2

KALIT NA 58 - 62 HRC

Roz. - Polot.		$\varnothing 20 \text{ CSN 42 5510.12}$		Mater.		19 452.3		Tr. odp.		Presnos Tolerovani	
				C. hn.		Hr. hn.					
Zmena		Datum		Index		Podpisy					
Meritko		Pozn.		Navrhil							
5:1				Kreslil		T. Beregr					
C. seznamu				Prezkoušel							
C. sestavy				Technolog							
Stary vykr.				Normaliz.							
Novy vykr.				Schvall							
				Datum							

TU v Liberci

PODLOZKA

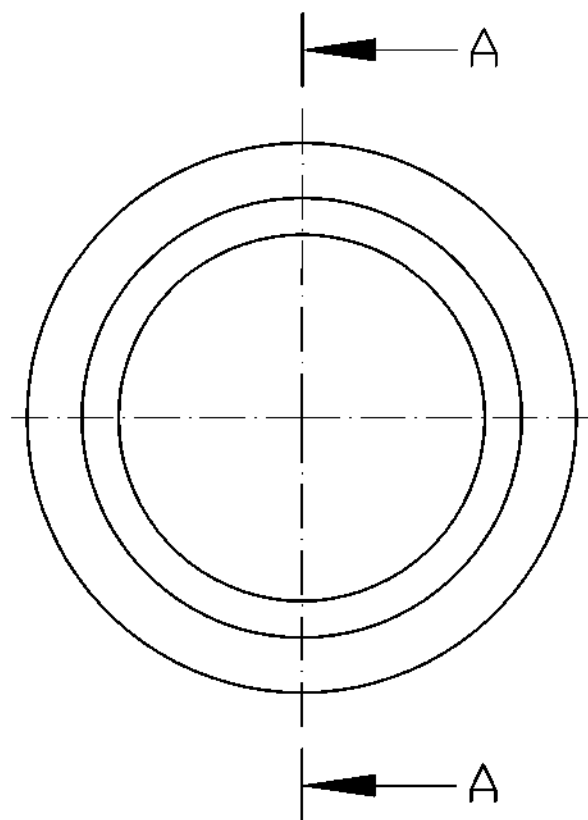
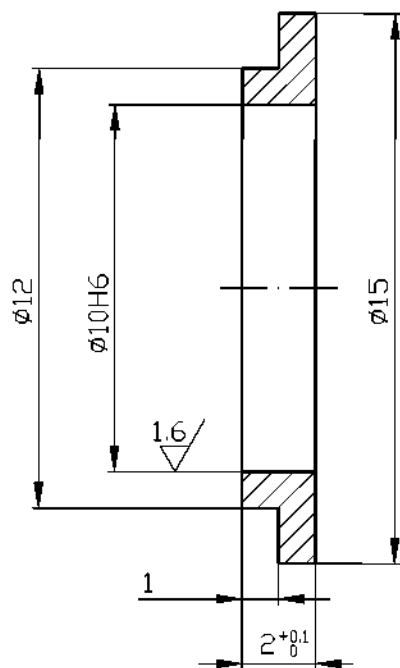
Dis. vykresu

KVM - DP - 631 - 01_04

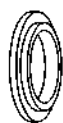
list 1
listu 1

3.2 / $\sqrt{\text{ }}$ / $\sqrt{\text{ }}$ / $\sqrt{\text{ }}$

A-A



1:1



Rozmer	Tolerance
$\varnothing 10 \text{ H6}$	0.009
	0.000

$\sqrt{\text{ }}$	$\sqrt{\text{ }}$	
$\sqrt{\text{W}}$	$\sqrt{\text{Rz 100}}$	Ra12.5
$\sqrt{\text{X}}$	$\sqrt{\text{Rz 25}}$	Ra3.2
$\sqrt{\text{Y}}$	$\sqrt{\text{Rz 6.3}}$	Ra0.8
$\sqrt{\text{Z}}$	$\sqrt{\text{Rz 2.5}}$	Ra0.2

KALIT NA 58 - 62 HRC

Roz. - Polot.		$\varnothing 20 \text{ CSN 42 5510.12}$				Presnos	
						Tolerovani	
		c)		Mater.		19 452.3	
		b)		C. hn		Hr. hn.	
		a)					
Zmena		Datum		Index		Podpisy	
Meritko		Pozn.		Navrh		Nozev	
5:1				Kreslil		T. Beregr	
C. seznamu				Prezkoušel			
C. sestavy				Technolog			
Stary vykr.				Normaliz.			
Novy vykr.				Schválil			
		Datum					
				Dis. vykresu			
				KVM - DP - 631 - 01_05			
				list 1 listu 1			



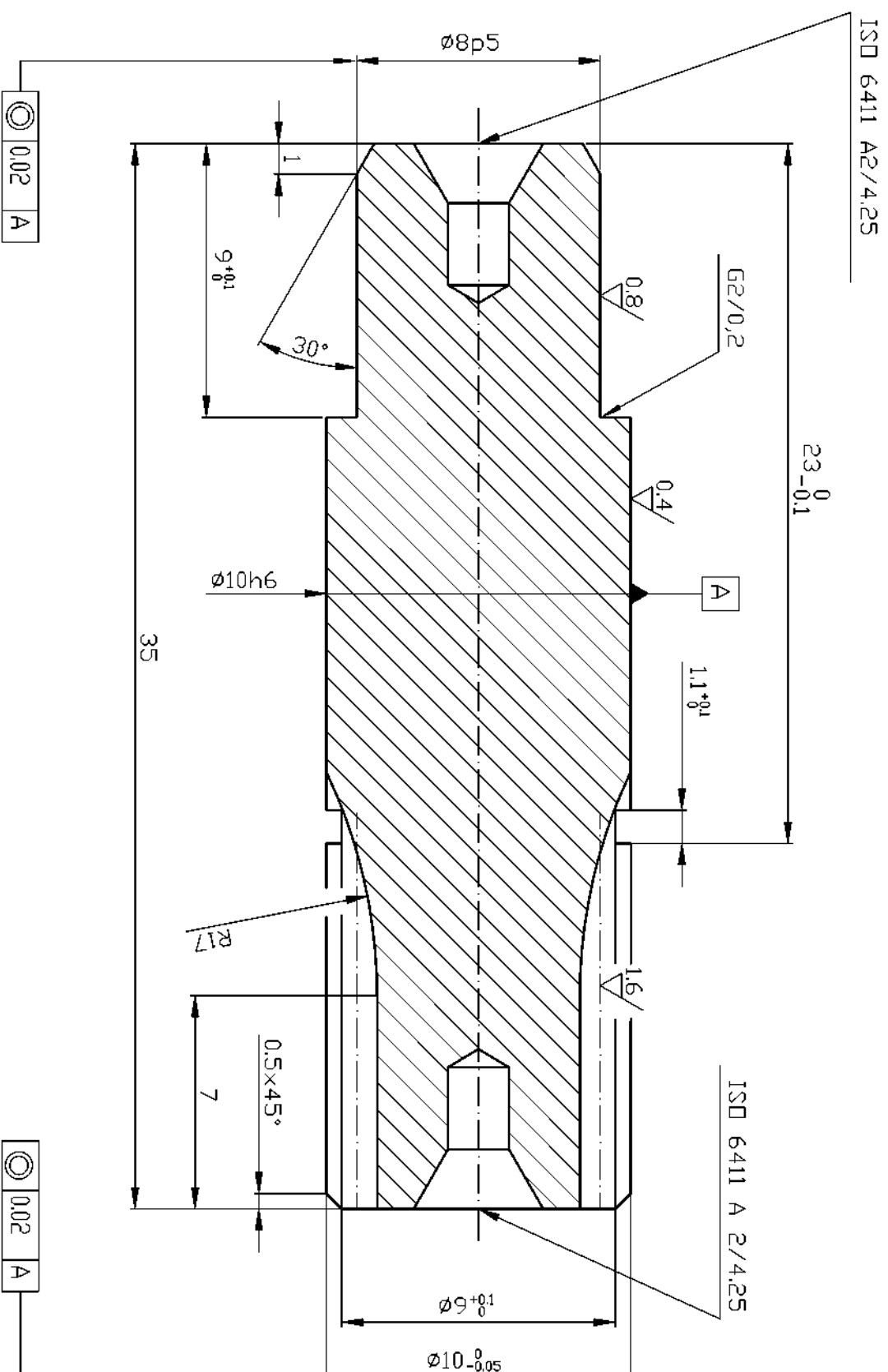
TU v Liberci

PODLOZKA

KVM - DP - 631 - 01_05

list 1
listu 1

NORMÁLNÝ ZAKLADNÝ PROFIL CSN 01 4607 (ISO 532 Profil A)				
Model		m	0,8	
Počet zubu		z	10	
Úhel sklonu bocní křivky zubu		βeta		
Úhel stoupání bocní křivky zubu		α	20°	
Jednotkové posunutí		x	+0,4150	
Hodnota posunutí profilu		x _m	+0,3320	
Stupen přesnosti podle DIN 3961		–	9	
Tolerance tloušťky zubu DIN 58405		–	10 f	
	obvodové hazení	F _p	0,031	
Kontrolní- váne mezni učtyky	dvoubokého odvalu za otáčku	F ₁		
	dvoubokého odvalu za roztec	f ₁		
	sklonu zubu	F _b		
	vzdálenosti os	f _a		
Kontrolní rozmer	mezni učtyka jm. vzdál. os	h ₀ f _s		
		E ₀ t		
	přes volecky	w		
	průměr volecčku	dk _{kontr}	2,0	
Spoluza- ře jici kolo	přes zubu	M	5,95-0,05	
	měřeno přes (zubu)	–	2	
	číslo vykresu	–		
	počet zubu	z		
Model	vzdálenost os	a _w		
		m _t		
	Počet zubu hřebenu, segmentu	z		
	Průměr základní kružnice	db		
Průměr rozteče kružnice		d	8,000	
	Průměr patní kružnice	df	6,564	
	Vyska zubu	h		
	Úhel sklonu bocní křivky zubu na základním válci	βeta t		
Úhel os		Σ		

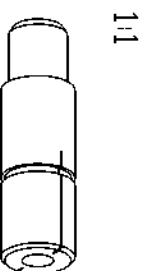


Rozměr	Tolerance
ø8 p7	0.021
	0.015
ø10 h6	0.000
	-0.009

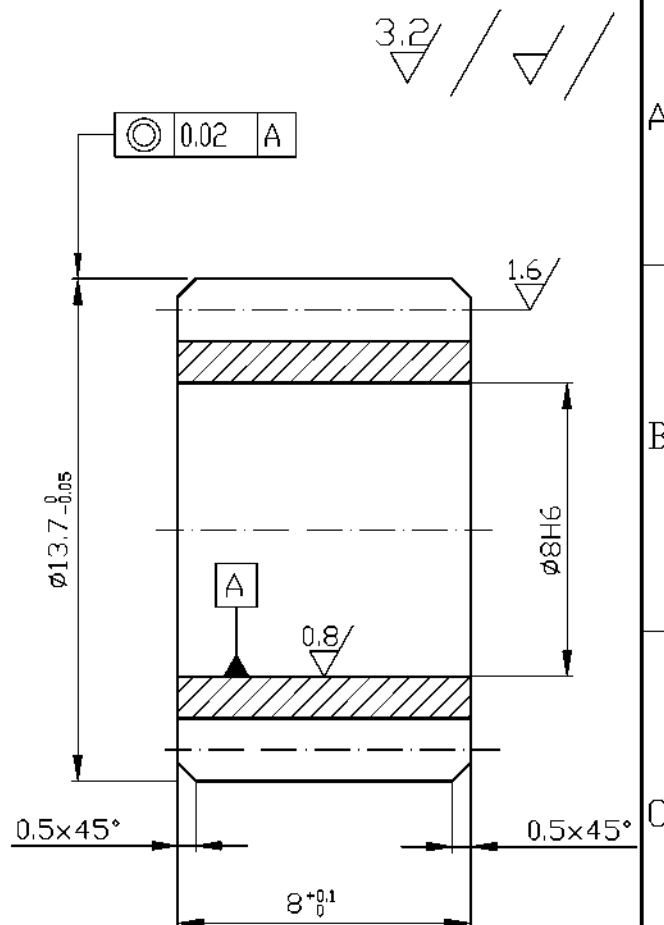
$\nabla = \nabla$	$\text{Ro}12.5$
$\nabla = \nabla / \sqrt{2} \cdot 100$	$\text{Ro}3.2$
$\nabla = \nabla / \sqrt{2} \cdot 25$	$\text{Ro}0.8$
$\nabla = \nabla / \sqrt{2} \cdot 6.3$	$\text{Ro}0.2$
$\nabla = \nabla / \sqrt{2} \cdot 2.5$	

CEMENTOVAT DO HLDOBKÝ 0,2 - 0,3 mm
KALIT NA 58 - 60 HRC

Roz. - Polost		Ø20 CSN 42 5510.12				Prešov			
			c)		Mater.	16 220	Tn. oop	071	Tolerovani
			b)		C. hn		Hr. hn		
			a)						
Znamo		Datum	Index	Poolsey					
Meritko	Pozn.	Nauvhl			OTU v Likerci				
5:1		Kresill	I. Beregr						
		Prezioussel							
		Technog							
C. seznamu					HRIDEL				
C. sestavy		Mornitz.							
Starý vykr.		Schwall							
Nový vykr.		Datum							
Dis. vykresu									
KVM - DP - 631 - 01_06									
list 1 listu 1									



NORMALNY ZAKLADNI PROFIL CSN 01 4607 (ISO 53.2 Profil A)				
Modul			n	0,8
Pocet zubu			z	15
Uhel sklonu bocni krivky zubu			beta	
Smysl stoupani bocni krivky zubu			-	
Uhel zaberu			alfa	20°
Jednotkove posunutí			x	+0,1752
Hodnota posunutí profilu			x.m	+0,1400
Stupen presnosti podle DIN 3961			-	9
Tolerance tloustky zubu DIN 58405			-	10 f
Kontrolo- vané mezni uchytky	obvodove hazeni		Fr	0,034
	dvoubokého odvalu za otacku		F ^r l	
	dvoubokého odvalu za roztec		f ^r l	
	sklonu zubu		Fb	
	vzdalenosti os		fa	
Kontrolni rozmer	mezni uchylka jm. vzdal. os	horní	Ea ⁺ s	
		dolní	Ea ⁻ l	
	pres valecky		W	
	prumer valecku		dkontr	1,5
	pres zuby		M	6,14,05
mereno pres (zubu)		-	2	
Spoluzabi- rajici kolo	cislo vykresu		-	
	pocet zubu		z	
	vzdalenost os		aw	
Modul			mt	
Pocet zubu hřebenu, segmentu			z	
Prumer zakladni kruznice			d ₀	
Prumer roztecne kruznice			d	12,000
Prumer patni kruznice			d _f	10,280
Vyska zubu			h	
Uhel sklonu bocni krivky zubu na zakladnim valci			betat	
Uhel os			Σ	



Rozmer	Tolerance
Ø8 H6	0.009
	0.000

✓	=	✓	
W	=	✓	Rz 100 Ra12,5
X	=	✓	Rz 25 Ra3,2
Y	=	✓	Rz 6,3 Ra0,8
Z	=	✓	Rz 2,5 Ra0,2

CEMENTOVAT DO HLUBKY 0,2 - 0,3 mm
KALIT NA 58 - 60 HRC

Roz. - Polot.		Ø20 CSN 42 5510.12		Mater.		16 420		Tr. odp.		071		Presnos Tolerovani	
				C. hn				Hr. hn					
Zmena		Datum		Index		Podpisy							
Meritko		Pozn.		Navrhil		Kreslil		T. Beregr					
5:1													
C. seznamu				Prezkoušel									
C. sestavy				Technolog									
Stary vykr.				Normaliz.									
Novy vykr.				Schválil									
				Datum									

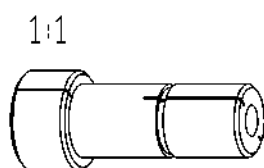
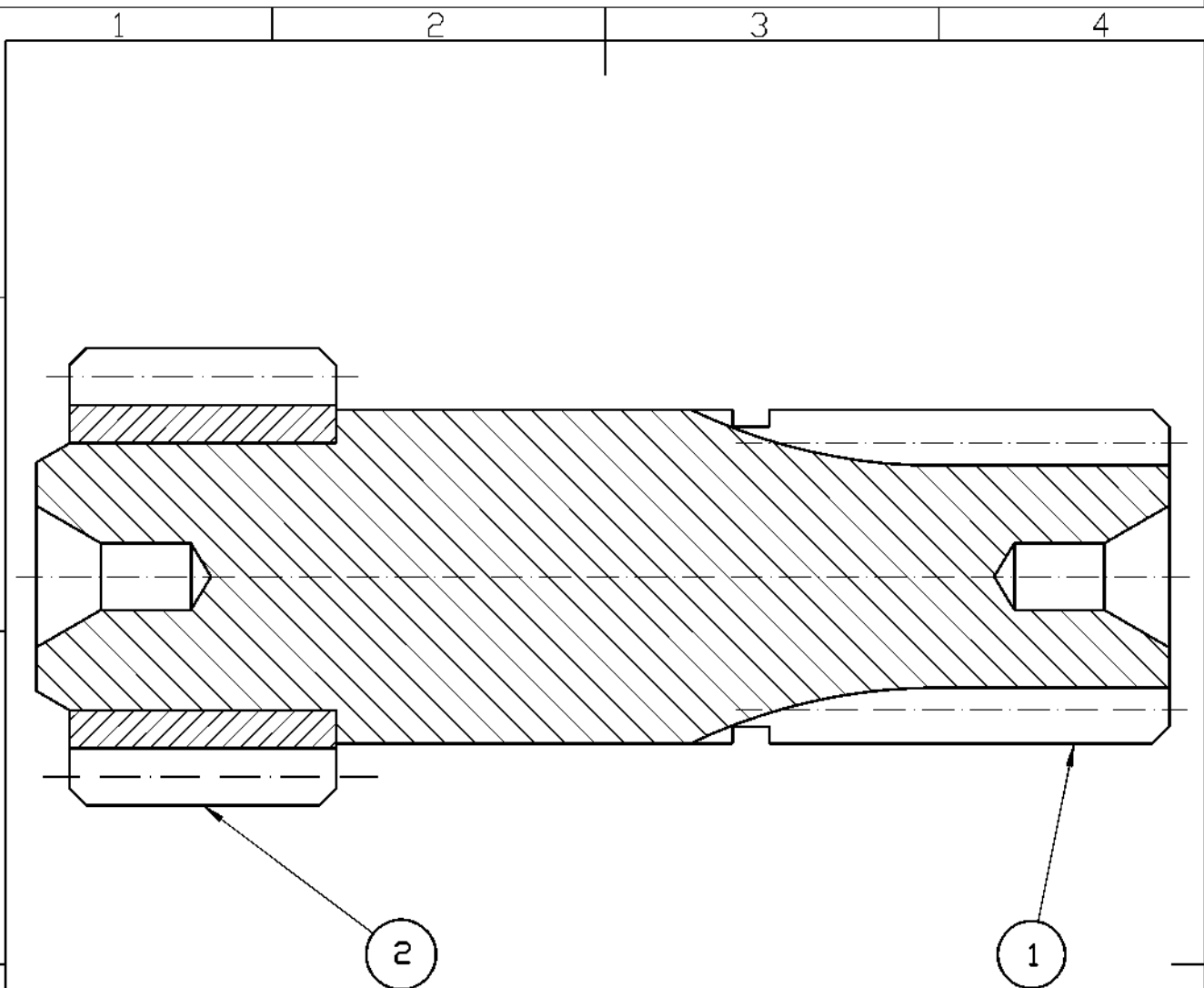


TU v Liberci

KOLO OZUBENE

KVM - DP - 631 - 01_07

list 1
listu 1



K U S O V N I K				
pozice	ks	nazev CZ	rozměr	norma / č. VÝKRESU
1	1	HŘÍDEL		KVM - DP - 631 - 01_06
2	1	KOLO OZUBENÉ		KVM - DP - 631 - 01_07

Změna		Datum	Index Podpisy
Měřítka 5:1	Pozn.	Navrhl	
		Kreslil	T. Beregr
		Přezkoušel	
Č.seznamu		Technolog	
Č.sestavy		Normaliz.	
Starý výkr.		Schválil	
Nový výkr.		Datum	



TU v Liberci

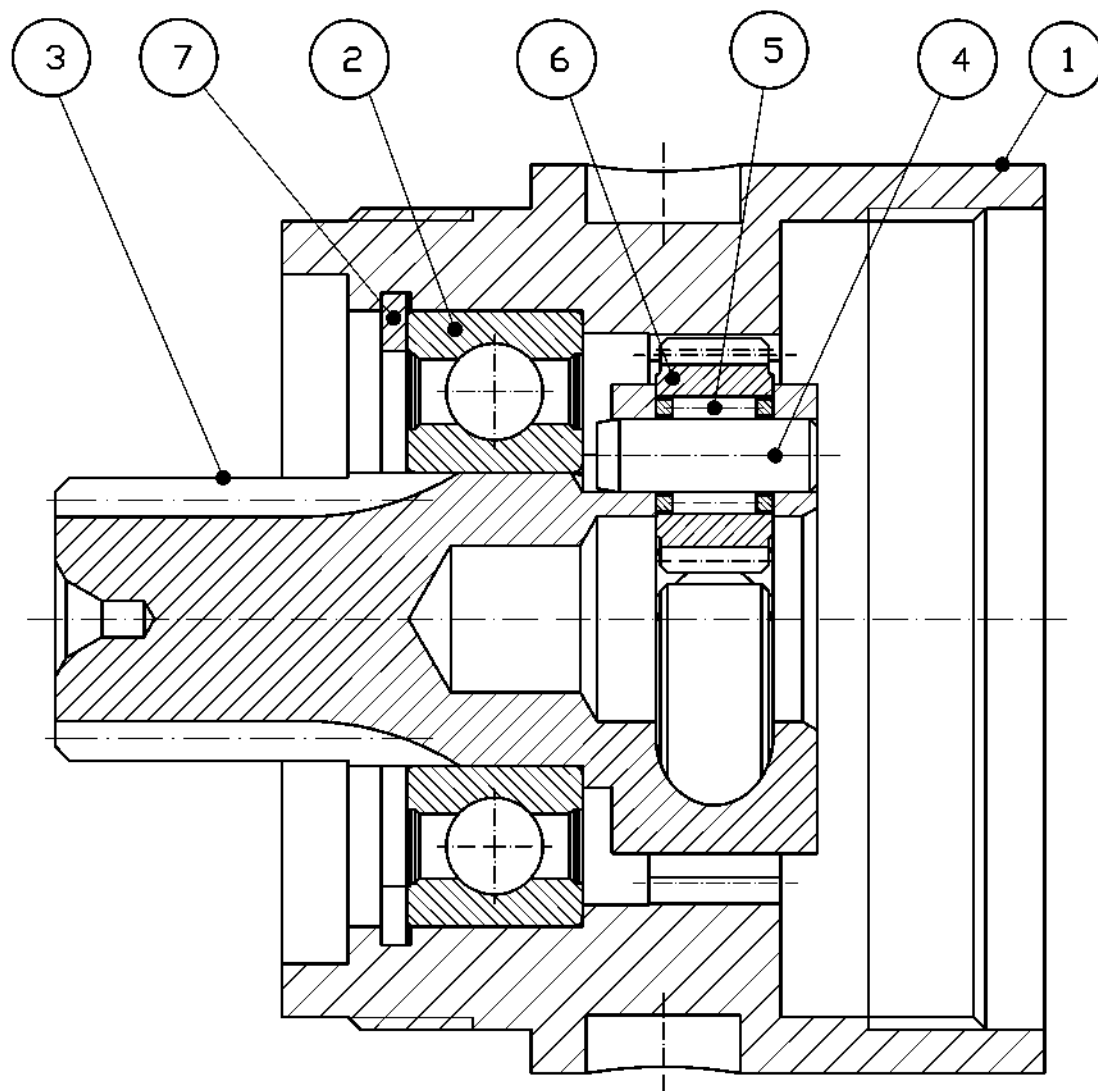
PREDLOHOVÝ HŘÍDEL

Název

čís. výkresu

KVM - DP - 631 - 01_08

List



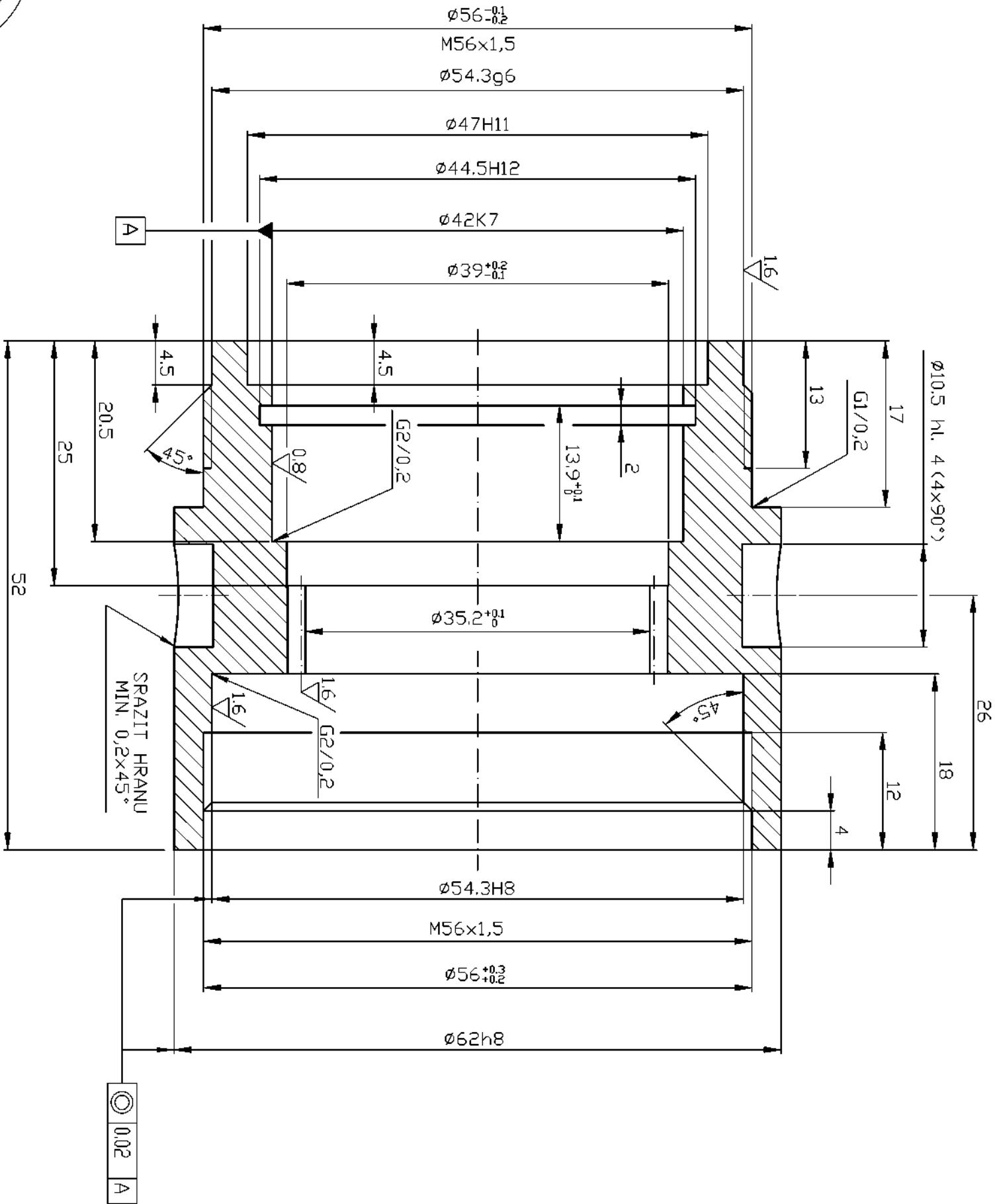
KUSOVNIK

pozice	ks	název CZ	rozměr	NORMA / C. VÝKRESU
1	1	TELESO PŘEVODOVÉHO MODULU		KVM - DP - 631 - 02_01
2	1	RADIÁLNÍ KULICKOVÉ LOŽISKO	20x42x12	SKF 6004-2Z
3	1	UNASEC		KVM - DP - 631 - 02_02
4	3	ČEP UNASECE		KVM - DP - 631 - 02_03
5	3	JEHLKOVÉ LOŽISKO	5x8x8	SKF K5x8x8TN
6	3	SATELIT		KVM - DP - 631 - 02_04
7	1	KROUZEK POJISTNÝ	42x1,75	CSN 02 2931

Změna		Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci NÁZEV PŘEVODOVÝ MODUL NEW4 Čís. výkresu KVM - DP - 631 - 02_00	List
Měřítko	Pozn.	Navrhl				
2:1		Kreslil	T. Beregr			
		Přezkoušel				
Č.seznamu		Technolog				
Č.sestavy		Normaliz.				
Starý výkr.		Schválil				
Nový výkr.		Datum				

3.2 / 1

NORMálny ZÁKLADNÝ PROFIL CSN 01 4607 (ISO 53:2 Profil A)			
Model	m	0,8	
Počet zubu	z	45	
Uhľe sklonu bocni krivky zubu	beta		
Smysl stoupání bocni krivky zubu	-		
Uhľe záberu	alfa	20°	
Jednotkové posunutí	x	-0,4977	
Hodnota posunutí profilu	x _m	-0,3982	
Stupen přesnosti podle DIN 3961	-	9	
Tolerance tloušťky zubu DIN 58405	-	10 f	
Tolerance tloušťky zubu DIN 58405	obvodové hazení	F _r	0,034
	dvoubokého odvalu za otáčku	F ₁	
Kontrolno-vane nezní uchytky	dvoubokého odvalu	f ₁	
	dvoubokého odvalu za roztec	F _b	
Kontrolni rozmer	sklonu zubu	f _a	
	vzdálenosti os	E _{d's}	
Kontrolni rozmer	mezni uchytky jn. vzdál. os	E _{d'1}	
	pres volecky	w	34,88±0,05
Kontrolni rozmer	prumer valecku	dkontr	1,4
	pres zubu	M	
Kontrolni rozmer	mereno pres (zubu)	-	
	cisto vykresu	-	
Spolužadl-rojici kolo	počet zubu	z	
	vzdálenost os	aw	
Model	nt	nt	
	Počet zubu hřebenu, segmentu	z	
Model	Prumer základni kružnice	db	
	Prumer roztecne kružnice	d	36,000
Model	Prumer patni kružnice	df	36,796
	Vyska zubu	h	
Model	Uhľe sklonu bocni krivky zubu na základním valci	beta	
	Uhľe os	Σ	



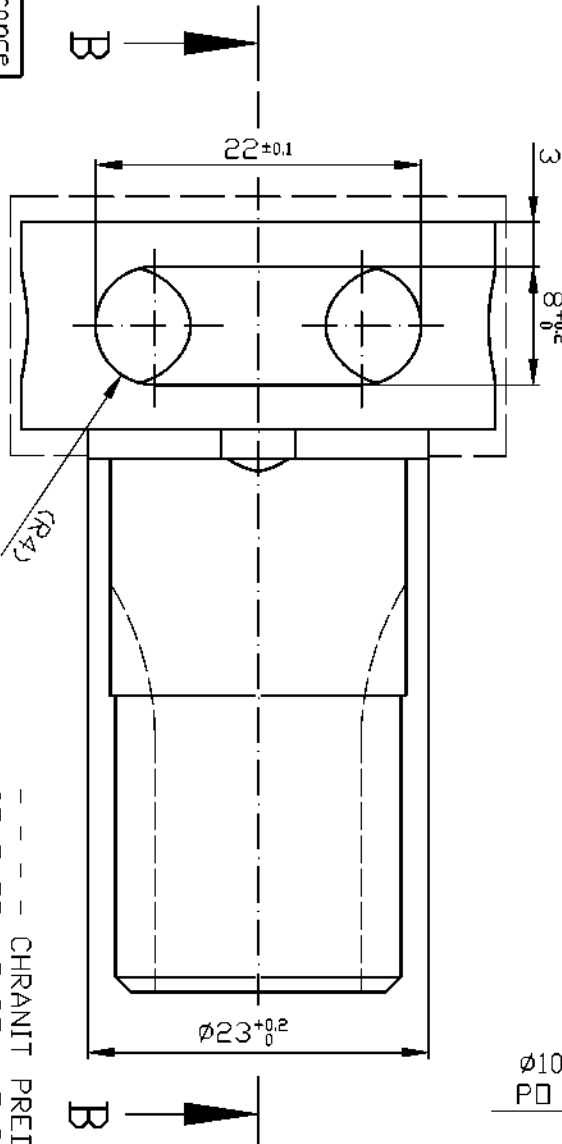
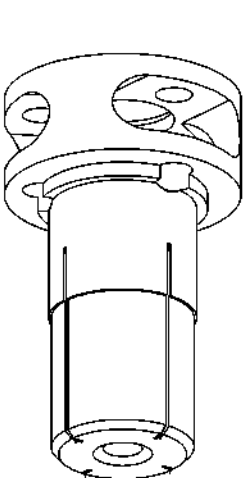
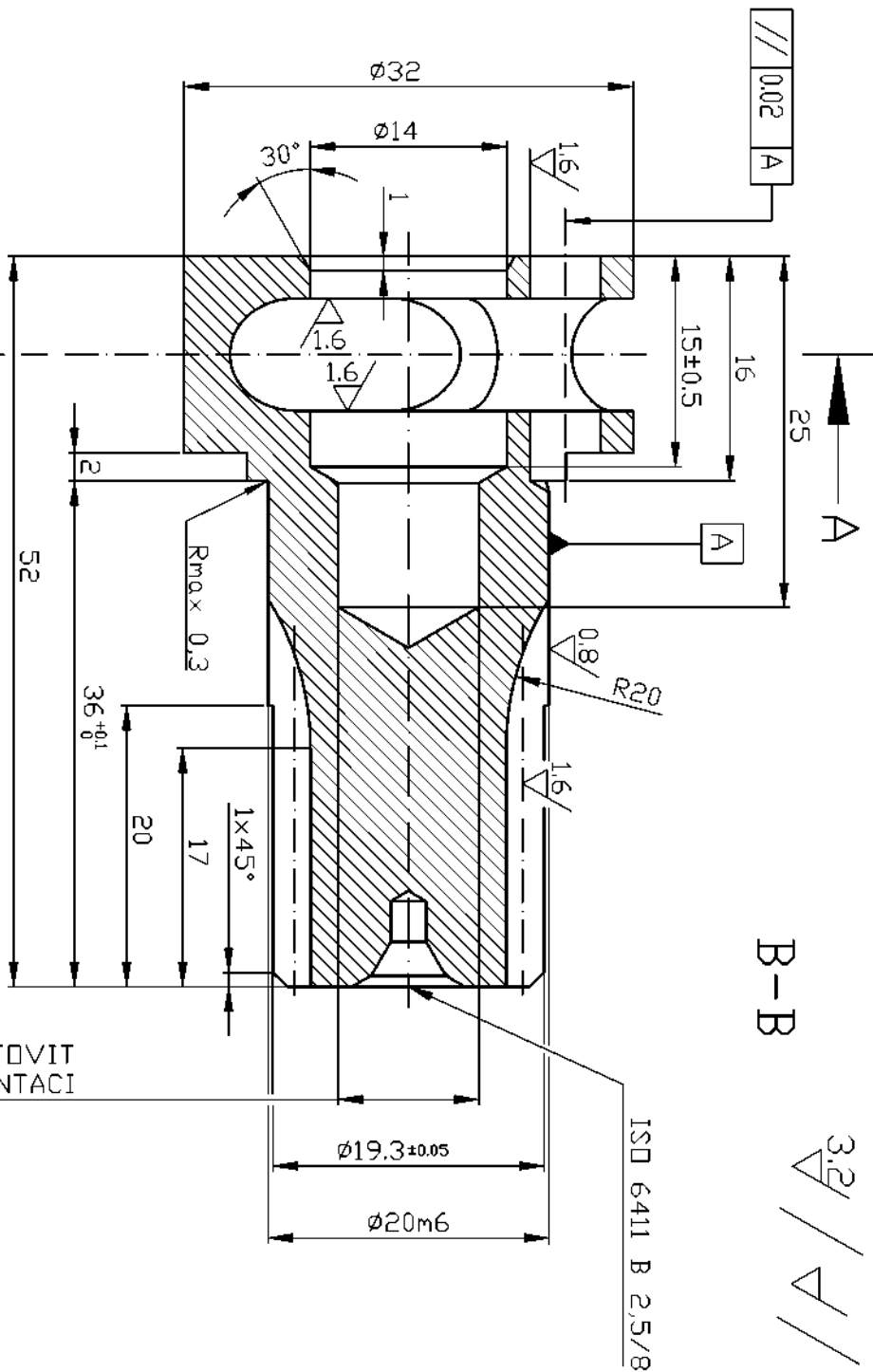
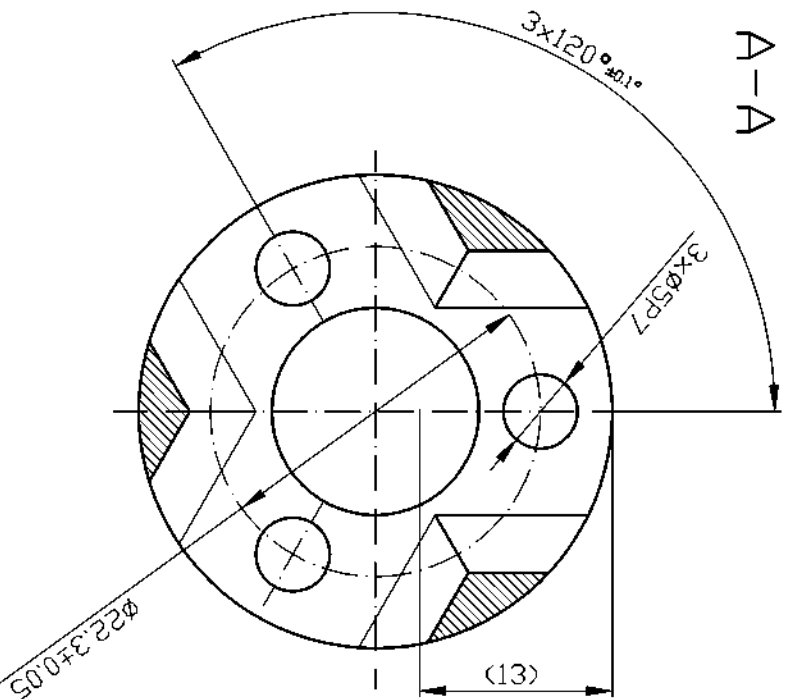
Rozmer	Tolerance
Ø42 K7	0,007
Ø47 H11	0,160
Ø44,5 H12	0,025
Ø54,3 g6	-0,010
Ø54,3 H8	-0,029
Ø54,3 h8	0,046
Ø62 h8	0,000
Ø62 h8	-0,046

√ = √	Ra12,5
√ = √	Rz 25
√ = √	Ra3,2
√ = √	Rz 6,3
√ = √	Ra0,8
√ = √	Rz 2,5
√ = √	Ra0,2

ZUSLECHTIT NA 800 ± 50 MPa

Roz - Polot		Ø65 CSN 42 5510,12	
Znam		c	
Meritko		b	
Pozn		a)	
2:1		Index	
C. seznamu		Popisy	
C. sestavy		Kreslil	
Starý výkr.		T. Bergr	
Nový výkr.		Schall	
		Jatun	
		Mozev	
		TELESO PŘEVODOVÉHO MODULU	
		KVM - DP - 631 - 02_01	
		list 1	
		listu 1	

NORMÁLNY ZÁKLADNÍ PROFIL CSN 01 4607 (ISO 53:2 Profil A)			
Model	m	1,25	
Počet zubů	z	13	
Uhel sklonu bocní křivky zubu	beta		
Smysl stoupání bocní křivky zubu	-		
Uhel záberu	alpha	20°	
Jednotkové posunutí	x	+0,3200	
Hodnota posunutí profilu	xm	+0,4000	
Stupen přesnosti podle DIN 3961	-	9	
Tolerance tloušťky zubu DIN 58405	-	10 f	
Kontrolno- vane nezní uchytky	obvodové házení	F _r	0,037
	dvoubokého odvalu za otáčku	F ₁	
Kontrolni rozměr	sklonu zubu	F _b	
	vzdálenosti os	f _a	
Spolužadl- ní kolo	mezí uchylka jn. vzdál. os	E _{d's} E _{d'1}	
	pres volecky	w	2,75
Modul	prumer valečku	M	6,00-0,05
	mereno pres (zubu)	-	2
Počet zubů hřebenu, segmentu	číslo vykresu	-	
	počet zubu	z	
Prumer základní kružnice	aw		
Prumer roztečné kružnice	df	16,250	
Prumer patní kružnice	df	13,925	
Vyska zubu	h		
Uhel sklonu bocní křivky zubu na základním valci	beta		
Uhel os	Σ		

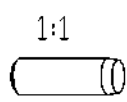
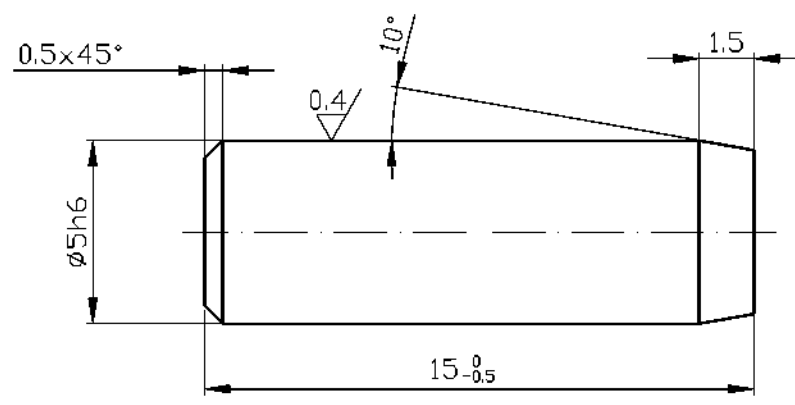


Rozměr	Tolerance
Ø5 P7	-0,008
	-0,020
Ø20 m6	0,021
	0,008

√ = √	Re12,5
√ = √ Rz 100	Re12,5
√ = √ Rz 25	Re12,5
√ = √ Rz 5,3	Re12,5
√ = √ Rz 2,5	Re12,5

Roz - Prod.		Ø35 CSN 42 5510,12	
Značka		Pozn.	
Měřič		Kreslil	
2:1		T. Bergr	
C. seznam		Technolog	
C. sestavy		Měřič	
Starý výk.		Schall	
Nový výk.		Jitun	
Mater.		14 220	
C. hn		In. odp	
033		Tolerovni	
DTU v Liberci		UNASEC	
KVM - DP - 631 - 02_02		list 1	

3.2 / ∇ / ∇ /



Rozmer	Tolerance
$\varnothing 5 h6$	0.000 -0.008

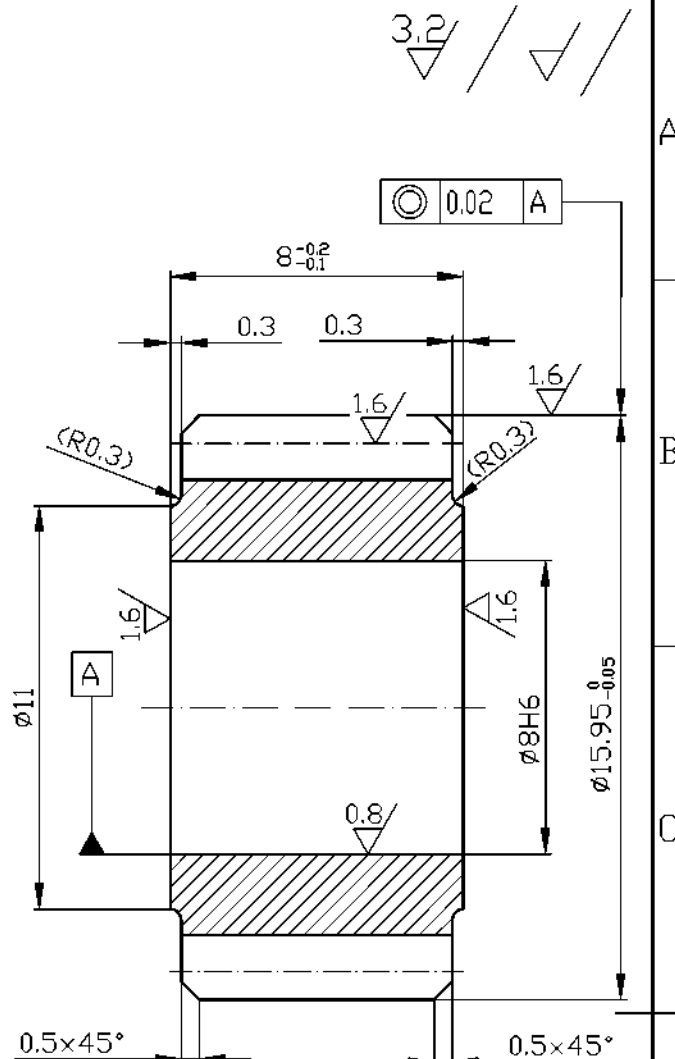
∇	=	∇	
∇	=	$\sqrt{Rz 100}$	Ra12,5
∇	=	$\sqrt{Rz 25}$	Ra3,2
∇	=	$\sqrt{Rz 6,3}$	Ra0,8
∇	=	$\sqrt{Rz 2,5}$	Ra0,2

KALIT NA 58 - 62 HRC

Roz. - Polot.		$\varnothing 10$ CSN 42 5510.12		Mater.		19 4213		Tr. odp.		007		Presnos Tolerovani	
				C. hn				Hr. hn					
Zmena		Datum		Index		Podpisy							
Meritko		Pozn.		Navrhil				Název					
5:1				Kreslil		T. Beregr		CEP UNASECE					
C. seznamu				Prezkoušel				Dis. vykresu					
C. sestavy				Technolog				KVM - DP - 631 - 02_03					
Starý vykr.				Normaliz.									
Nový vykr.				Schválil									
				Datum									

list 1
listu 1

NORMALNY ZAKLADNI PROFIL CSN 01 4607 (ISO 53.2 Profil A)				
Modul			n	0,8
Pocet zubu			z	18
Uhel sklonu bocni krivky zubu			beta	
Smysl stoupani bocni krivky zubu			-	
Uhel zaberu			alfa	20°
Jednotkove posunutí			x	+0,0119
Hodnota posunutí profilu			x.m	+0,0095
Stupen presnosti podle DIN 3961			-	9
Tolerance tloustky zubu DIN 58405			-	10 f
Kontrolo- vane mezni uchylky	obvodove hazeni		Fr	0,034
	dvoubokého odvalu za otacku		F'f	
	dvoubokého odvalu za roztec		f'f	
	sklonu zubu		Fb	
	vzdalenosti os		fa	
Kontrolni rozmer	mezni uchylka jm. vzdal. os	horní	Ea's	
		dolní	Ea'l	
	pres valecky		W	
	prumer valecku		dkontr	1,4
	pres zuby		M	6,07-0,05
mereno pres (zubu)		-	3	
Spoluzabi- rajici kolo	cislo vykresu		-	
	pocet zubu		z	
	vzdalenost os		aw	
Modul			mt	
Pocet zubu hřebenu, segmentu			z	
Prumer zakladni kruznice			d0	
Prumer roztecne kruznice			d	14,400
Prumer patni kruznice			df	12,419
Vyska zubu			h	
Uhel sklonu bocni krivky zubu na zakladnim valci			betat	
Uhel os			Σ	



1:1



Rozmer	Tolerance
Ø8 H6	0.009
	0.000

✓ = ✓	
W = √Rz 100	Ra12.5
X = √Rz 25	Ra3.2
Y = √Rz 6.3	Ra0.8
Z = √Rz 2.5	Ra0.2

CEMENTOVAT DO HLoubKY 0,2 - 0,3 mm
KALIT NA 58 - 60 HRC

Roz. - Počet.		Ø20 CSN 42 5510.12		Mater.		16 420		Tr. odp.		024		Presnos Tolerovani	
				C. hn.				Hr. hn.					
Zmena		Datum		Index		Podpisy							
Meritko		Pozn.		Navrhil		Kreslil		T. Beregr					
5:1													
C. seznamu				Technolog									
C. sestavy				Normaliz.									
Stary vykr.				Schvall									
Novy vykr.				Datum									

TU v Liberci

SATELIT

KVM - DP - 631 - 02_04

list 1
listu 1