



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND  
ROBOTICS

# NÁVRH SOUOSÉHO VYSOKOotáčkového REDUKTORU

DESIGN OF COAXIAL HIGH-SPEED GEAR REDUCER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

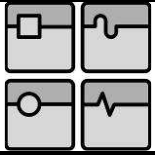
Bc. LIBOR NEKLAPIL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. FRANTIŠEK BRADÁČ, Ph.D.

BRNO 2008



DIPLOMOVÁ PRÁCE

A large empty rectangular box with a black border, occupying the majority of the page below the header.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Akademický rok: 2007/08

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Neklapil Libor, Bc.

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Konstrukce strojů a zařízení (2302T010)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Návrh souosého vysokootáčkového reduktoru**

v anglickém jazyce:

### **Design of coaxial high-speed gear reducer**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh souosého vysokootáčkového reduktoru

Cíle diplomové práce:

1. Návrh konstrukčního řešení reduktoru
2. Návrh a pevnostní kontrola ozubení
3. Pevnostní kontrola hřídelů
4. Volba ložisek a kontrola životnosti ložisek
5. Návrh olejového systému reduktoru
6. Zhodnocení navrhovaného řešení

Seznam odborné literatury:

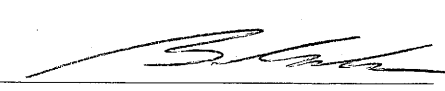
1. RUDOLF, B.; KOPECKÝ, M. Tvářecí stroje - základy stavby a využití. 1. vyd. Praha: SNTL, 1985. 405 s. ISBN 04-231-85
2. BRENÍK, P.; PÍČ, J. Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty. 2. vyd. Praha: SNTL, 1986. 573 s. ISBN 04-235-86
3. KOVÁČ, A.; RUDOLF, B. Tvárniace stroje. 1. vyd. Bratislava: ALFA, 1989. 376 s. ISBN 80-05-00126-6
4. ŽENÍŠEK, J.; JENKUT, M. Výrobní stroje a zařízení. 2. vyd. Praha: SNTL, 1990. 276 s. ISBN 04-222-90
5. BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. Části strojů I a II. Technický průvodce 6 Praha: SNTL, 1990.
6. NĚMEC, J.; DVOŘÁK, J.; HOSCHL, C. Pružnost a pevnost ve strojírenství. 1. vyd. Praha: SNTL, 1988.
7. Strojírenská příručka 1. - 8. díl. 1. vyd. Praha: Scientia. 1992-1998, ISBN 80-03-00-680-5, ISBN 80-85827-00-x, ISBN 80-85827-23-9, ISBN 80-85827-58-1, ISBN 80-85827-59-x, ISBN 80-85827-88-3, ISBN 80-7183-024-0
8. DRASTÍK, F. Normativně technická dokumentace. Ostrava: Montanex, 1998.
9. Nařízení vlády č. 24/2003 Sb., kterým se stanoví technické požadavky na strojní zařízení
10. ČSN ISO 7144 Formální úprava disertací a podobných dokumentů. Praha: ČSNI, 1996. 21 s. ICS 01.140.20
11. ČSN ISO 690-1: 1996. Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: ČSNI, 1996. 32 s.
12. MELOUN, M.; MILITKÝ, J. Statistické zpracování experimentálních dat. 1. vyd. Praha: PLUS s,r,o, 1994. 839 s. ISBN 80-85297-56-6

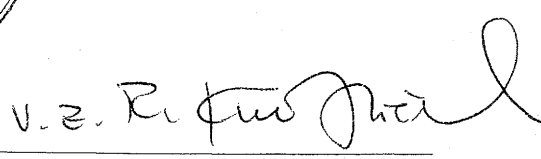
Vedoucí diplomové práce: Ing. František Bradáč, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 25.11.2007



  
Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
Ředitel ústavu

  
doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

# LICENČNÍ SMLOUVA

## POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

### 1. Pan/paní

Jméno a příjmení: Bc. Libor Neklapil  
Bytem: U Stadionu 378, 59501, Velká Bíteš  
Narozen/a (datum a místo): 12.7.1971, Velké Meziříčí

(dále jen "autor")

a

### 2. Vysoké učení technické v Brně

Fakulta strojního inženýrství  
se sídlem Technická 2896/2, 61669 FSI VUT v Brně  
jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:  
Ing. František Bradáč, Ph.D.

(dále jen "nabyvatel")

## Článek 1

### Specifikace školního díla

1. Předmětem této smlouvy je vysokoškolská kvalifikační práce (VŠKP):

- disertační práce
- diplomová práce
- bakalářská práce

jiná práce, jejíž druh je specifikován jako .....

(dále jen VŠKP nebo dílo)

Název VŠKP: Návrh souosého vysokootáčkového reduktoru

Vedoucí/školicel VŠKP: Ing. František Bradáč, Ph.D.

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Datum obhajoby VŠKP: .....

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v:

- tištěné formě - počet exemplářů .....
- elektronické formě - počet exemplářů .....

2. Autor prohlašuje, že vytvořil samostatnou vlastní tvůrčí činností dílo shora popsané a specifikované. Autor dále prohlašuje, že při zpracovávání díla se sám nedostal do rozporu s autorským zákonem a předpisy souvisejícími a že je dílo dílem původním.
3. Dílo je chráněno jako dílo dle autorského zákona v platném znění.
4. Autor potvrzuje, že listinná a elektronická verze díla je identická.

**Článek 2**  
**Udělení licenčního oprávnění**

1. Autor touto smlouvou poskytuje nabyvateli oprávnění (licenci) k výkonu práva uvedené dílo nevýdělečně užít, archivovat a zpřístupnit ke studijním, výukovým a výzkumným účelům včetně pořizování výpisů, opisů a rozmnoženin.
2. Licence je poskytována celosvětově, pro celou dobu trvání autorských a majetkových práv k dílu.
3. Autor souhlasí se zveřejněním díla v databázi přístupné v mezinárodní síti
  - ihned po uzavření této smlouvy
  - 1 rok po uzavření této smlouvy
  - 3 roky po uzavření této smlouvy
  - 5 let po uzavření této smlouvy
  - 10 let po uzavření této smlouvy(z důvodu utajení v něm obsažených informací)
4. Nevýdělečné zveřejňování díla nabyvatelem v souladu s ustanovením § 47b zákona č. 111/1998 Sb., v platném znění, nevyžaduje licenci a nabyvatel je k němu povinen a oprávněn ze zákona.

**Článek 3**  
**Závěrečná ustanovení**

1. Smlouva je sepsána ve třech vyhotoveních s platností originálu, přičemž po jednom vyhotovení obdrží autor a nabyvatel, další vyhotovení je vloženo do VŠKP.
2. Vztahy mezi smluvními stranami vzniklé a neupravené touto smlouvou se řídí autorským zákonem, občanským zákoníkem, vysokoškolským zákonem, zákonem o archivnictví, v platném znění a popř. dalšími právními předpisy.
3. Licenční smlouva byla uzavřena na základě svobodné a pravé vůle smluvních stran, s plným porozuměním jejímu textu i důsledkům, nikoliv v tísní a za nápadně nevýhodných podmínek.
4. Licenční smlouva nabývá platnosti a účinnosti dnem jejího podpisu oběma smluvními stranami.

V Brně dne: .....

.....

Nabyvatel

.....

Autor

## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem vysokootáčkového reduktoru pro turbohřídelové motory malých rozměrů. V úvodu byla provedena studie problematiky a pro konstrukční řešení zvolena verze reduktoru pro jednohřídelový turbomotor s elektrickým generátorem. Bylo navrženo kinematické schéma, typ ozubení, materiál a způsob mazání. Dále byl řešen návrh základních parametrů ozubení, volba počtu zubů a provedeny základní návrhové výpočty. Byl proveden kontrolní výpočet ozubení, výpočet trvanlivosti ložisek a byla zpracována výkresová dokumentace v požadovaném rozsahu. Navržený reduktor je dvoustupňový se třemi předlohami rozmístěnými rovnoměrně kolem hlavní osy reduktoru. První stupeň je soukolí s vnějším ozubením, druhý stupeň s vnitřním. Tato diplomová práce může být použita jako vzor pro návrhy dalších podobných reduktorů.

### Klíčová slova

asynchronní generátor, čelní ozubení, ložiska, pevnostní výpočet ozubení, pomocná energetická jednotka, proudový motor, převodovka, reduktor, turbohřídelový motor, turbovrtulový motor, vyrovnané měrné skluzy.

## ABSTRACT

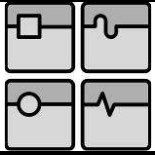
The thesis deal with design of coaxial high-speed gear box for small-scale turboshaft engines. At the beginning a study of problems was performed and for design concept was elected version of single-shaft turbo-engine with electric generator. Kinematic diagram, type of gear design, material and lubrication method was designed. Further was solved proposal of basic gearing parameters, choice of the number of tooth and basic proposal calculations were performed. Was performed check calculation of gearing, calculation of bearings durability and was processed design documentation in required range. Designed gear reducer has two stage with three countershafts, that are deployed evenly about main axis of reducer. First stage is gear with external gearing, second stage with internal gearing. The thesis may be used as a template for next similar gear reducers design.

### Key words

asynchronous generator, auxiliary power unit, balancing specific slips, bearings, gear-reducer, gearbox, gearing strenght calculation, jet engine, spur gear, turboprop engine, turboshaft engine.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NEKLAPIL, Libor. *Název: Návrh souosého vysokootáčkového reduktoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 83 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Bradáč, Ph.D.



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

### **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Návrh sousého vysokootáčkového reduktoru vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

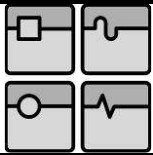
20. května 2008

.....

Libor Neklapil

## **Poděkování**

Děkuji tímto Ing. Františku Bradáčovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

**OBSAH**

Abstrakt.....	7
Prohlášení.....	8
Poděkování.....	9
Obsah .....	10
1 Úvod .....	13
2 Rozbor problematiky (7, 11) .....	17
2.1 Turbohřídelové motory (THM) .....	17
2.2 Konstrukce reduktorů THM.....	18
2.2.1 Požadavky na reduktory.....	18
2.2.2 Rozdělení reduktorů.....	19
2.3 Postup návrhu reduktoru .....	20
3 Analýza zadání a volba koncepce .....	22
3.1 Upřesněné zadání diplomové práce.....	22
3.2 Další vhodné aplikace reduktoru .....	23
3.3 Volba koncepce a návrh kinematického schématu.....	24
4 Volba materiálu, maziva a způsobu mazání .....	26
5 Volba základních parametrů ozubení .....	27
5.1 Volba počtu zubů.....	27
5.1.1 Podmínka stejných osových vzdáleností.....	27
5.1.2 Podmínka smontovatelnosti .....	27
5.1.3 Podmínka vůle mezi sousedními předlohami .....	28
5.1.4 Počty zubů .....	28
6 Návrhový výpočet modulu .....	30
6.1 Výpočet pro první stupeň převodovky .....	31
6.2 Výpočet pro druhý stupeň převodovky .....	32
7 Volba korekcí a geometrická kontrola.....	33
8 Předpis geometrických údajů a lícování .....	35
9 Silové poměry.....	37
9.1 Výpočet pro první stupeň převodovky .....	37
9.2 Výpočet pro druhý stupeň převodovky .....	38
10 Volba ložisek a návrh tvaru hřídelí.....	40
10.1 Výpočet zatížení ložisek .....	40
10.1.1 Reakce na hnacím hřídeli .....	41
10.1.2 Reakce na předlohovém hřídeli .....	43
10.1.3 Reakce na hnaném hřídeli.....	44
11 Pevnostní kontrola ozubení .....	46
11.1 Geometrické parametry ozubení pro výpočet .....	47
11.2 Kontrolní výpočet na únavu v dotyku .....	48
11.3 Kontrola na dotyk při jednorázovém zatížení .....	50
11.4 Kontrolní výpočet na únavu v ohybu.....	51
11.5 Kontrola na ohyb při jednorázovém zatížení.....	55
11.6 Pevnostní kontrola ozubení druhého stupně.....	57
12 Výpočet trvanlivosti ložisek.....	62
12.1 Výpočet základní trvanlivosti.....	62
12.2 Modifikovaná trvanlivost dle teorie SKF .....	63

12.3	Hodnocení výpočtu trvanlivosti .....	65
13	Pevnostní kontrola hřídelí .....	66
14	Konstrukční řešení.....	67
15	Studie univerzálního reduktoru .....	70
15.1	Volba korekcí a geometrická kontrola .....	73
16	Závěr .....	75
17	Seznam použitých zdrojů.....	78
18	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	80

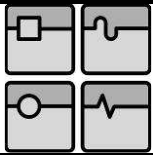
## Seznam obrázků a tabulek

### Obrázky:

1-1	Safír 5K/G - Ml.....	13
1-2	Proudový motor TJ 100.....	14
1-3	Studie turbovrtulového motoru TP 100.....	15
1-4	Nízkoemisní turbínový zdroj NETZ.....	16
2-1	Schéma turbohřídelového motoru.....	17
2-2	Schéma turbovrtulového motoru.....	17
2-3	Schémata jednoduchých reduktorů s předlohovými hřídeli.....	20
3-1	Kinematické schéma soukolí.....	25
5-1	Rozmístění ozubených kol.....	29
9-1	Silové poměry prvního stupně.....	38
9-2	Silové poměry druhého stupně.....	39
10-1	Návrh rozmístění hřídelí a ložisek.....	40
10-2	Reakce na hnacím hřídeli-varianta 1.....	41
10-3	Reakce na hnacím hřídeli-varianta 2.....	42
10-4	Reakce na předlohovém hřídeli.....	43
10-5	Reakce na hnaném hřídeli.....	45
14-1	Turbomotor TGU 100B s reduktorem .....	67
14-2	Klec.....	67
14-3	Uložení hnací hřídele .....	68
14-4	Uložení hnané hřídele .....	69
14-5	Uložení předlohové hřídele .....	69
15-1	Kinematické schéma .....	72
15-2	Rozmístění ozubených kol.....	73

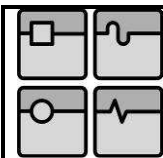
### Tabulky:

5-1	Varianty počtu zubů reduktoru.....	28
7-1..	Návrh korekcí pro I. a II. stupeň reduktoru.....	34
8-1	Předpis geometrických údajů a lícování pro I. stupeň ozubení.....	35
8-2	Předpis geometrických údajů a lícování pro II. stupeň ozubení.....	36
11-1	Volba hodnot součinitelů bezpečnosti.....	47



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

11-2	Vyhodnocení výpočtu soukolí II. stupně.....	57
11-3	Vstupní hodnoty pro výpočet ozubení I. stupně.....	58
11-4	Kontrolní výpočet ozubení pro I. stupeň.....	59
11-5	Vstupní hodnoty pro výpočet ozubení II. stupně.....	60
11-6	Kontrolní výpočet ozubení pro II. stupeň.....	61
12-1	Parametry ložisek dle údajů výrobce.....	62
12-2	Provozní parametry ložisek.....	62
12-3	Výpočet modifikované trvanlivosti.....	65
13-1	Pevnostní kontrola hřídelí.....	66
15-1	Varianty počtu zubů pro reduktor turbovrtulového motoru.....	70
15-2	Varianty počtu zubů pro reduktor vrtulníkového motoru.....	71
15-3	Varianty počtu zubů reduktoru pro energetiku.....	71
15-4	Návrh korekcí pro I. stupeň reduktoru.....	73
15-5	Návrh korekcí pro II. stupeň reduktoru.....	74



## 1 ÚVOD

První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s. - divize letecké techniky je významným evropským výrobcem malých turbínových motorů pro letecký průmysl - tzv. pomocných energetických jednotek. Často se pro tyto jednotky používá mezinárodní zkratka APU - z anglického označení auxiliary power unit. Tyto jednotky se používají na vojenských i civilních letadlech a vrtulnících pro spouštění hlavních motorů, pozemní klimatizaci a nouzový zdroj elektrické energie. První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s. dosud dodala více než 4500 APU v různých modifikacích pro letadla L-39 Albatros, L-59, L-159 Alca, L-610 pro vrtulníky MI 17 a další.

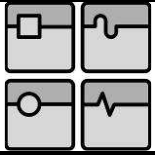
Vývoj a výroba těchto jednotek byla zahájena počátkem 70. let 20. století pro československý proudový podzvukový cvičný letoun L-39 Albatros. L-39 se stal jednotným výcvikovým letounem armád Varšavské smlouvy (s výjimkou Polska), v 70. a 80. letech 20. století byl v počtu cca. 2 800 kusů součástí leteckého parku letectev tří desítek států a zůstává nejpoužívanějším proudovým výcvikovým letounem na světě. Pro spouštění motoru AI - 25TL pomocí stlačeného vzduchu zde bylo použito základního provedení APU s označením Safír 5.

Obr. 1-1: Safír 5K/G-MI (23)



Základní konstrukce APU Safír 5 byla ověřena dlouhodobým provozem, často v extrémních podmínkách. Často je požadována schopnost spolehlivého startu za letu ve výškách do 10 000 m a práce v rozmezí teplot od  $-55^{\circ}\text{C}$  do  $+60^{\circ}\text{C}$ . Spolehlivé jádro malé plynové turbíny Safír 5 bylo použito jako základ pro vývoj dalších variant, jako například:

- Různé varianty APU navržené dle požadavků konkrétního zákazníka. Společným rysem těchto APU je existence převodovky, která snižuje vysoké otáčky hřídele turbíny a pohání přístroje příslušenství. Tím jsou střídavé, nebo stejnosměrné elektrické generátory, hydrogenerátory,



olejová čerpadla a elektrické spouštěče. Jmenovité otáčky hřídele turbíny jsou cca  $50\,000\text{ min}^{-1}$ . APU dodává výkon především ve formě stlačeného vzduchu za radiálním kompresorem. Mechanický výkon na hřídeli je rozdělen v převodovce na jednotlivé náhony přístrojů.

- Turbohřídelové motory.

Jedná se o modifikace plynové turbíny Safír optimalizované pro odběr mechanického výkonu na hřídeli. Odběr stlačeného vzduchu se zde nepředpokládá. Vyrábí se v konstrukčním provedení s převodovkou pro pohon elektrických stejnosměrných a střídavých generátorů, nebo bez převodovky s přímo připojeným vysokofrekvenčním generátorem s mechanickým výkonem do 100 kW. Tyto varianty nachází využití jako pozemní zdroje (GPU – ground power unit) určené především jako zdroj energie při předletové přípravě letadel, nebo záložní zdroje elektrické energie tam, kde se projeví výhody lehkého a jednoduchého turbínového motoru.

Do této kategorie patří i turbohřídelový motor TE 50B určený pro pohon demonstrátoru vrtulníku NA 40 Bongo, který byl vyvíjen Ing. Janem Námisňákem, CSc. koncem 90. let 20. století v Brně.

- Proudový motor TJ 100.

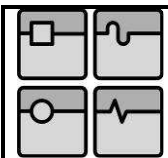
Motor TJ 100 má jednostupňový radiální kompresor, anuloidní protiproudou spalovací komoru a jednostupňovou axiální turbínu. Jedná se o zcela nový motor bez výstupu mechanického výkonu na hřídeli a převodovky. 100% výkonu je využito k vytvoření tahu až 1100 N ve výstupní trysce motoru. Je určen pro pohon motorizovaných kluzáků a experimentálních letounů.

Obr. 1-2: Proudový motor TJ 100 (23)



- Turbovrtulový motor.

V rámci výzkumného projektu probíhají v současnosti práce na návrhu moderního reduktoru malého turbovrtulového motoru TP100. Motor je



dvouhřídelový s volnou turbínou - proud spalin generovaný jádrem motoru (úspěšným proudovým motorem TJ 100) roztáčí volnou turbínu, jejíž hřídel vstupuje do reduktoru a roztáčí tak vrtulovou hřídel. Úlohou reduktoru je snížení vysokého počtu otáček volné turbíny na počet otáček vhodný pro vrtule letadla.

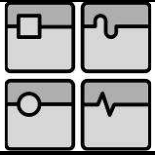
*Obr. 1-3: Studie turbovrtulového motoru TP 100*



- Mikroturbína NETZ a její aplikace.

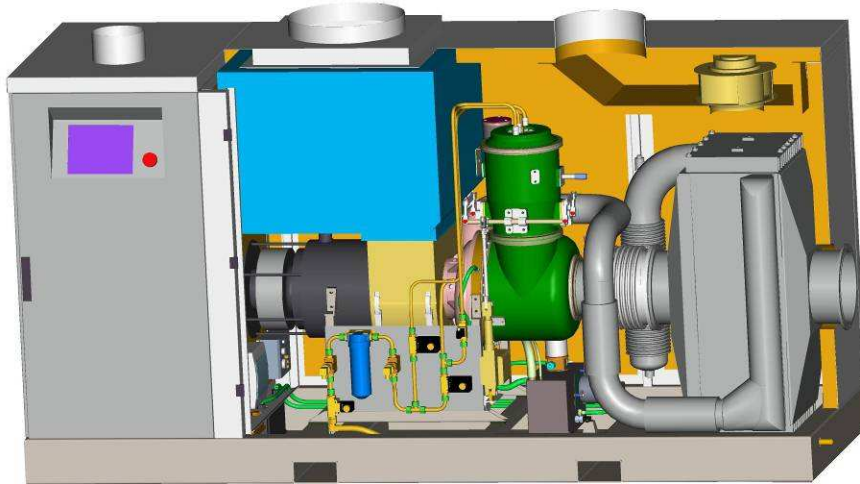
V posledním desetiletí došlo ve světě k rozšíření nabídky malých spalovacích turbín o tzv. mikroturbíny pro decentralizovanou kogeneraci (kombinovanou výrobu elektřiny a tepla). Protože termická účinnost turbohřídelového motoru velikosti APU Safir 5 je ve srovnání se spalovacím motorem (30 - 40%) relativně nízká (max. 16%), je zde nutná existence rekuperačního výměníku. Jedná se o výměník, který část tepla spalin vrací zpět do oběhu a zvyšuje termickou účinnost motoru až na dvojnásobek. Moderní pojetí konstrukce mikroturbín předpokládá stroj s minimálními nároky na údržbu, dlouhou životností při téměř nepřetržitém provozu a velmi nízké emise ve výfukových plynech. Na základě těchto požadavků byl v První brněnské strojírně Velká Bíteš, a.s. vyvinut nízkoemisní turbínový zdroj NETZ o jmenovitém výkonu 100 kW. Na vývoji tohoto zařízení spolupracovaly firmy UNIS Brno, VUES Brno a FSI VUT.

Konstrukčně se jedná opět o malý turbohřídelový motor s radiálním kompresorem a dvoustupňovou axiální turbínou. Motor se vyznačuje robustnější konstrukcí skříní navržených pro dlouhodobý provoz stacionárního zařízení. Prstencová spalovací komora, typická pro letecké aplikace zde byla nahrazena komorou válcovou, kterou lze snadněji regulovat. Tak jako u ostatních mikroturbín předních světových výrobců (Capstone, Turbec, Elliott) je zde použito řešení bez mechanického reduktoru s vysokofrekvenčním generátorem, připojeným spojkou přímo k rotoru turbomotoru. Střídavé napětí o vysoké frekvenci (1867 Hz) je zde usměrněno a pomocí frekvenčního měniče upraveno na frekvenci a



napětí sítě. Toto řešení je velmi výhodné z hlediska spolehlivosti a umožňuje změnu otáček turbíny dle odebíraného elektrického výkonu pro dosažení optimální účinnosti. Nevýhodou je však v dnešní době stále vysoká cena komponent frekvenčního měniče a generátoru.

*Obr. 1-4: Nízkoemisní turbínový zdroj NETZ*

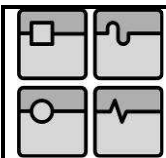


Jednou z aplikací zařízení NETZ je turbogenerátorová jednotka TGU 100B (příloha č. 1) určená pro energetické zařízení BG100 anglické firmy Talbott's (příloha č. 3). Jednotka TGU 100B je zde určena k výrobě elektrické energie z tepla získaného spalováním biomasy. Je zde zachována koncepce s přímo připojeným vysokofrekvenčním generátorem, bez existence reduktoru otáček.

*V úvodu do výrobního programu První brněnské strojírný Velká Bíteš, a.s. byly použity informace z veřejně dostupné internetové prezentace podniku (23), nebo z podnikových zdrojů určených pro marketingové využití.*

#### Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je posoudit možnosti a konstrukční řešení reduktorů otáček vhodných pro výrobní řadu malých turbínových motorů z produkce První brněnské strojírný Velká Bíteš, a.s. a provést konstrukční návrh souosého vysokootáčkového reduktoru do fáze částečně rozpracované výkresové dokumentace.

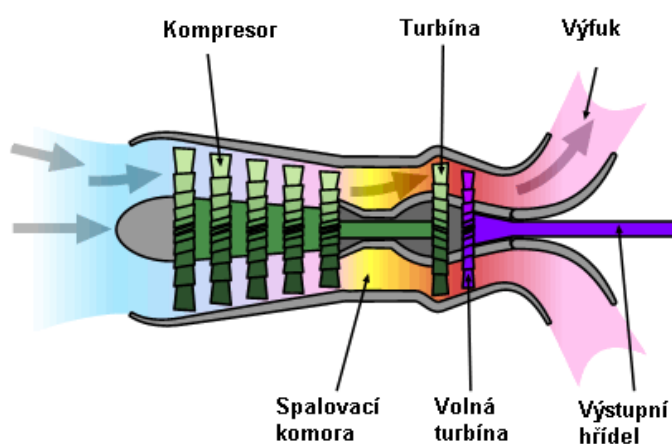


## 2 ROZBOR PROBLEMATIKY (7, 11)

### 2.1 Turbohřídelové motory (THM)

Turbohřídelový motor je pro své vlastnosti používán především k pohonu letadel. U turbohřídelových motorů je cílem, na rozdíl od motorů proudových, získat výkon na hřídeli, zatímco hodnota tahu je malá, nebo nulová. Vzhledem k tomu, že potřebujeme, aby otáčky výstupní hřídele byly relativně nízké, musí být součástí turbohřídelového motoru vždy převodovka snižující otáčky – reduktor.

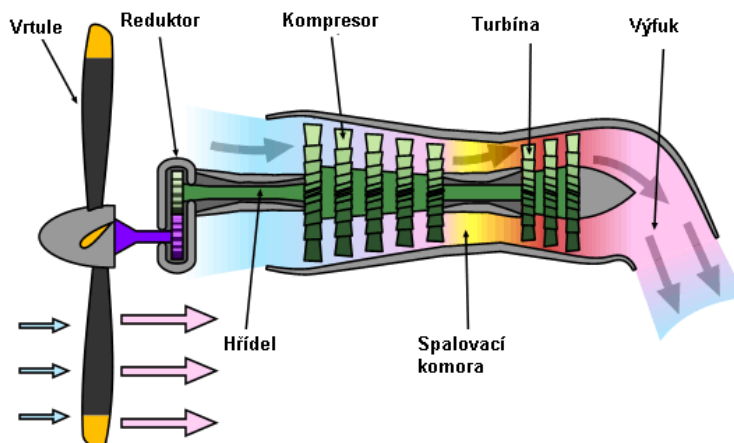
Obr. 2-1: Schéma turbohřídelového motoru (21)

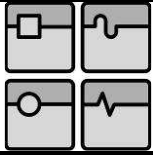


Turbohřídelové motory lze rozdělit na:

Turbovrtulové motory určené pro pohon vrtule letadla. Jmenovité otáčky vrtule udržovány konstantní, obvykle  $2000 \text{ min}^{-1}$  až  $2500 \text{ min}^{-1}$ . Regulace výkonu je pak zajištěna hydraulickým naklápěním listů vrtule. Vrtule je připojena přímo na výstupní hřídel reduktoru.

Obr. 2-2: Schéma turbovrtulového motoru (22)





Vrtulníkové turbohřídelové motory. Reduktor motoru pohání hlavní reduktor vrtulníku s výstupy pro nosný rotor, směrový ocasní rotor a další agregáty. Obvyklé vstupní otáčky hlavního reduktoru jsou  $6000 \text{ min}^{-1}$ .

Speciální turbohřídelové motory se používají pro pohon elektrických generátorů, popřípadě dalších agregátů (hydrogenerátorů, čerpadel oleje apod.). V letecké technice se jedná především o tzv. pomocné energetické jednotky označované mezinárodní zkratkou APU (auxiliary power unit), které slouží jako záložní zdroj energie v letadlech. Dále pak se jedná o pozemní aplikace (GPU – ground power unit) určené především jako zdroj energie při předletové přípravě letadel.

Speciálním turbohřídelovým motorem je také stacionární spalovací plynová turbína pro energetické aplikace.

Výstupní otáčky reduktoru pak musí odpovídat použitému typu generátoru. Pro dvupólový synchronní generátor při frekvenci sítě 50Hz je to  $3000 \text{ min}^{-1}$ .

## **2.2 Konstrukce reduktorů THM**

Základní požadavky na reduktory pro všechny uvedené aplikace turbohřídelového motoru jsou podobné, proto mohou být základní konstrukční schémata téměř shodná. Rozdílné jsou výstupní otáčky a příslušenství reduktoru.

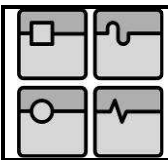
### **2.2.1 Požadavky na reduktory**

- vysoká účinnost
- životnost a spolehlivost
- malé rozměry a hmotnost
- snížení otáček hnací turbíny na hodnotu potřebnou pro hnané ústrojí (vrtuli, rotor vrtulníku, elektrický generátor)

Požadavek vysoké účinnosti je dán nejen proto, že zmenšením ztrát třením v reduktoru roste účinnost celého motoru, ale také proto, že je reduktor méně tepelně zatěžován. Účinnost současných leteckých reduktorů se pohybuje v rozmezí  $\eta = 0,98 \div 0,99$ . Teplo, které se vzniká třením v reduktoru přibližně odpovídá ztrátovému výkonu a je nutné ho odvést olejem.

Vysoká spolehlivost práce reduktoru při malých rozměrech a hmotnosti se zajišťuje (7) :

- vhodnou volbou kinematického schématu,
- dostatečnou pevností a tuhostí částí reduktoru,
- použitím kvalitních materiálů (vysoce legované oceli) a vysokých tříd přesnosti při obrábění,
- zpevnováním styčných ploch (cementací, nitridací),
- rovnoměrným rozdělením zatížení na jednotlivá ozubená kola reduktoru a po délce jejich zubů,



- dostatečným mazáním a chlazením,
- použitím zařízení, které chrání reduktor před přetížením (automatické omezení kroutícího momentu a pod.).

### 2.2.2 Rozdělení reduktorů

Podle umístění vzhledem k motoru se reduktory dělí na reduktory umístěné před motorem a reduktory umístěné za motorem. Mohou být nedílnou součástí motoru, anebo předsunuté. V případě umístění reduktoru do sání motoru dochází ke stínění vstupu vzduchu a zakřivení vstupního kanálu. To způsobuje růst hydraulických ztrát a zvýšení nerovnoměrnosti proudu vzduchu na vstupu do kompresoru. Příznivějšího stavu lze dosáhnout umístěním reduktoru nad, nebo pod osu motoru.

Umístění reduktoru v zadní části motoru je zvláště výhodné při jeho spojení s volnou turbínou. Protože otáčky volné turbíny jsou nižší než generátorové části, je možné použít reduktor s menším převodovým stupněm, který má menší rozměry i hmotnost. Toto řešení se v některých případech vyskytuje u vrtulníkových THM. U turbovrtulových motorů je toto řešení vhodné v případech menších motorů, kde je obtížné použít obvyklou koncepci dutého generátorového hřídele a přetažení hřídele volné turbíny dopředu přes celý motor. U těchto motorů se pak používají buď tlačné vrtule a nebo se instalují na letoun s běžnými tažnými vrtulemi, ale s volnou turbínou směrem dopředu.

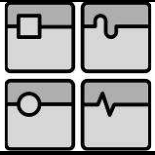
Podle počtu stupňů se dělí reduktory na jednostupňové a vícestupňové. Vzhledem k nejčastěji požadované velikosti převodového poměru jsou nejvíce rozšířené dvoustupňové reduktory.

Podle kinematického schématu se dělí reduktory na jednoduché, planetové a diferenciální.

Podle druhu ozubených kol se dělí reduktory na reduktory s přímými, nebo šikmými zuby. Výrobně jednodušší a proto i často používaná jsou kola s přímými zuby. Kola s šikmými zuby mají však nižší sklon k vibracím, jsou tišší a za stejných podmínek snesou vyšší zatížení než kola s přímými zuby.

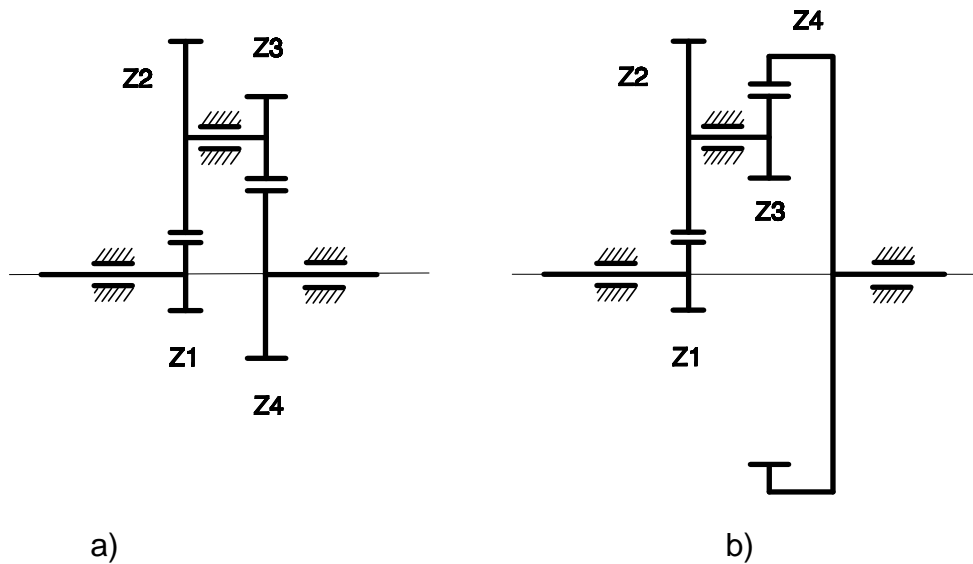
U turbohřídelových motorů se často používají reduktory, u nichž jsou hlavní hnací hřídel motoru a výstupní hřídel reduktoru souosé. Tyto reduktory jsou podle velikosti převodového poměru buď jednoduché s předlohovými hřídeli, nebo planetové. Pro vyšší převodové poměry se používají reduktory dvoustupňové, nebo kombinované dvoustupňové. Mohou být oba stupně stejného typu (planetové, nebo jednoduché), anebo například rychloběžný stupeň jednoduchý a pomaluběžný stupeň planetový.

Běžně používaná schémata jednoduchých souosých reduktorů jsou uvedena na obr. 2-3. Podle schématu a) mají obě centrální kola (hnací i hnané) vnější ozubení a proto také stejný směr otáčení. V případě schématu b) má hnané centrální kolo 4 vnitřní ozubení a směr otáčení obrácený. Pro snížení zatížení zubů u páru kol 3-4 se často používá vyšší počet předlohových hřídelí. Při



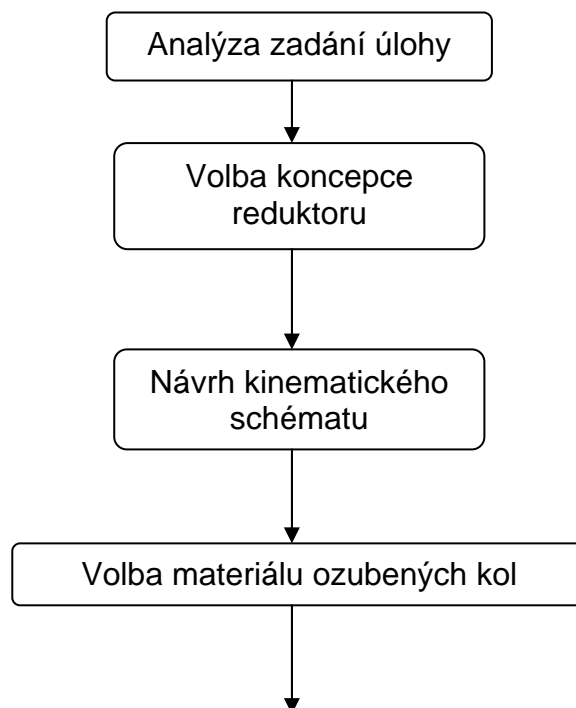
větším počtu předloh dochází k příznivějšímu radiálnímu zatížení ložisek centrálních kol, protože při rovnoměrném rozmístění předloh dochází ke vzájemné kompenzaci silových účinků.

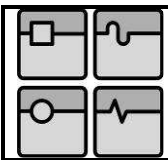
Obr. 2-3: Schémata jednoduchých reduktorů s předlohovými hřídeli



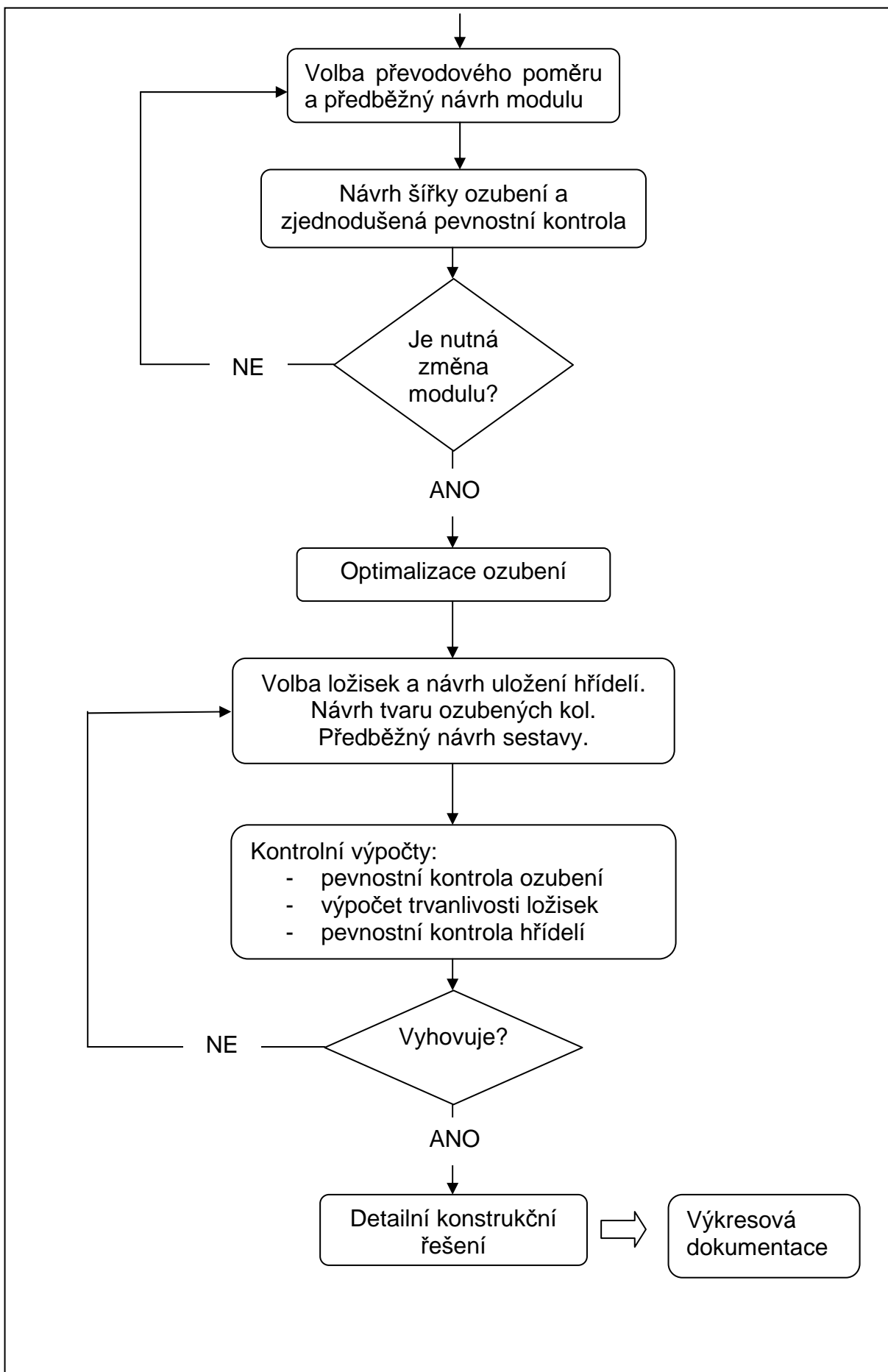
### 2.3 Postup návrhu reduktoru

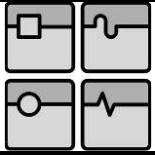
Reduktor bude navržen dle postupu uvedeném v následujícím vývojovém diagramu:





# DIPLOMOVÁ PRÁCE





### 3 ANALÝZA ZADÁNÍ A VOLBA KONCEPCE

#### 3.1 Upřesněné zadání diplomové práce

Z výrobního sortimentu malých turbínových motorů firmy První brněnská strojírna Velká Bíteš a.s. jsou pro aplikaci vysokootáčkového reduktoru dle zadání vhodné turbohřídelové motory se 100% odběru výkonu na hřídeli.

Jedná se o tyto výrobky:

- Mikroturbínu NETZ (mechanický výkon 110 kW)
- Turbomotor TGU 100B (mechanický výkon 110 kW)
- Turbovrtulový motor TP 100 (mechanický výkon 180 kW)

Bylo rozhodnuto, že z těchto pohonných jednotek bude reduktor bude navržen pro existující turbogenerátorovou jednotku TGU 100B jako alternativní řešení k vysokootáčkovému generátoru s frekvenčním měničem.

Pro spojení turbohřídelového motoru s asynchronním generátorem byl vybrán asynchronní motor Leroy - Somer PLS 250 MP o výkonu 110 kW (příloha č.2). Jedná se o dvoupólový motor s jmenovitými otáčkami  $2965 \text{ min}^{-1}$ . Asynchronní motor ve funkci generátoru musí pracovat při otáčkách nadsynchronních. Synchronní otáčky odpovídají frekvenci elektrické sítě, která je v ČR 50 Hz. Nadsynchronní otáčky odpovídající jmenovitému výkonu motoru ve funkci generátoru určíme vynásobením synchronních otáček převrácenou hodnotou skluzu. V tomto případě jsou jmenovité otáčky generátoru:

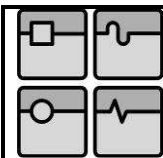
$$n_2 = 3000 \cdot \frac{1}{\left(\frac{2965}{3000}\right)} = 3035 \text{ min}^{-1} \quad (3.1)$$

Požadovaný převodový poměr bude určen tak, aby turbomotor pracoval v návrhovém režimu, kde pracuje s nejlepší účinností.

Zadání parametrů pro jednohřídelový turbomotor TGU 100B:

přenášený výkon	$P = 110 \text{ kW}$
vstupní otáčky	$n_1 = 55\,800 \div 56\,200 \text{ min}^{-1}$
výstupní otáčky (generátor)	$n_2 = 3\,035 \text{ min}^{-1}$
životnost reduktoru	$L_h \geq 40\,000 \text{ hod}$
životnost ložisek	$L_{10h} \geq 20\,000 \text{ hod}$

Návrh ozubení bude omezen na použití čelního evolventního ozubení s přímými zuby se základním profilem dle ČSN 01 4607 (16).



### 3.2 Další vhodné aplikace reduktoru

Koncepce motoru TP 100 (proudový motor TJ100 upravený na dvou hřídelové uspořádání s volnou turbínou) je vhodná pro svou variabilitu a vhodnost pro takové řešení reduktoru, které umožní změnou převodového poměru využití pro tyto aplikace:

- A) turbovrtulový motor
- B) vrtulníkový turbohřídelový motor
- C) turbogenerátor pro energetiku

Návrh převodovky pro turbovrtulový motor TP 100 je v První brněnské strojírně Velká Bíteš, a.s již řešen pro použití v letectví. Návrh a konstrukční řešení leteckého reduktoru v souladu s platnými normami a předpisy je časově i technicky velmi náročný úkol pro celou skupinu odborníků. Jeho řešení proto nebude tématem této diplomové práce.

Vhodnou budoucí aplikací navrhované konstrukce reduktoru by mohl být motor s volnou turbínou postavený na proudovém motoru o statickém tahu 600N (proudový motor odvozený od typu TJ100 o nižším výkonu). V případě návrhu reduktoru s možností změny převodového poměru výměnou kol by vznikl motor vhodný pro aplikace A) a B) například pro bezpilotní prostředky a pro aplikaci C) v energetice.

#### **Pro jednotlivé aplikace byla specifikována níže uvedená zadání:**

*Pozn.:*

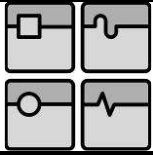
*V rámci diplomové práce nebudou tyto varianty detailně řešeny. V závěru práce bude proveden pouze návrh vhodných kombinací počtu zubů a optimalizace ozubení pro univerzální reduktor. Podmínkou je zvolit takovou koncepci, která by umožnila bez zásadních konstrukčních změn použití navrženého typu reduktoru pro všechny tři aplikace. To spočívá především v zachování stejných osových vzdáleností hřídelí.*

#### **A) Reduktor turbovrtulového motoru**

Výstupní otáčky musí odpovídat otáčkám pro které je navržena vrtule. Otáčky vrtulí se pohybují v rozmezí 2000÷3000 min<sup>-1</sup>. Pro návrh byla zvolena střední hodnota, protože nebyly získány parametry vhodné vrtule.

#### **Zadání parametrů pro turbovrtulový motor s volnou turbínou:**

přenášený výkon	$P = 110 \text{ kW}$
vstupní otáčky (volná turbína)	$n_1 = 50\,000 \div 53\,000 \text{ min}^{-1}$
výstupní otáčky (vrtule)	$n_2 = 2500 \text{ min}^{-1}$
životnost reduktoru (doba do generální opravy)	$L_h \geq 3\,000 \text{ hod}$

**B) Reduktor vrtulníkového motoru**

Motor pro pohon vrtulníku obvykle nepohání přímo rotor, ale je připojen k hlavnímu reduktoru vrtulníku. Požadované vstupní otáčky jsou  $6000 \text{ min}^{-1}$ .

Zadání parametrů pro vrtulníkový motor s volnou turbínou:

přenášený výkon	$P = 110 \text{ kW}$
vstupní otáčky (volná turbína)	$n_1 = 50\,000 \div 53\,000 \text{ min}^{-1}$
výstupní otáčky (hlavní reduktor)	$n_2 = 6000 \text{ min}^{-1}$
životnost reduktoru (doba do generální opravy)	$L_h \geq 3\,000 \text{ hod}$

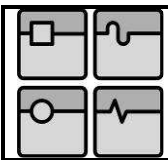
**C) Reduktor turbogenerátoru pro energetiku**

Tato varianta předpokládá stejné zadání jaké je pro reduktor turbomotoru TGU 100B. Liší se pouze v hodnotě vstupních otáček.

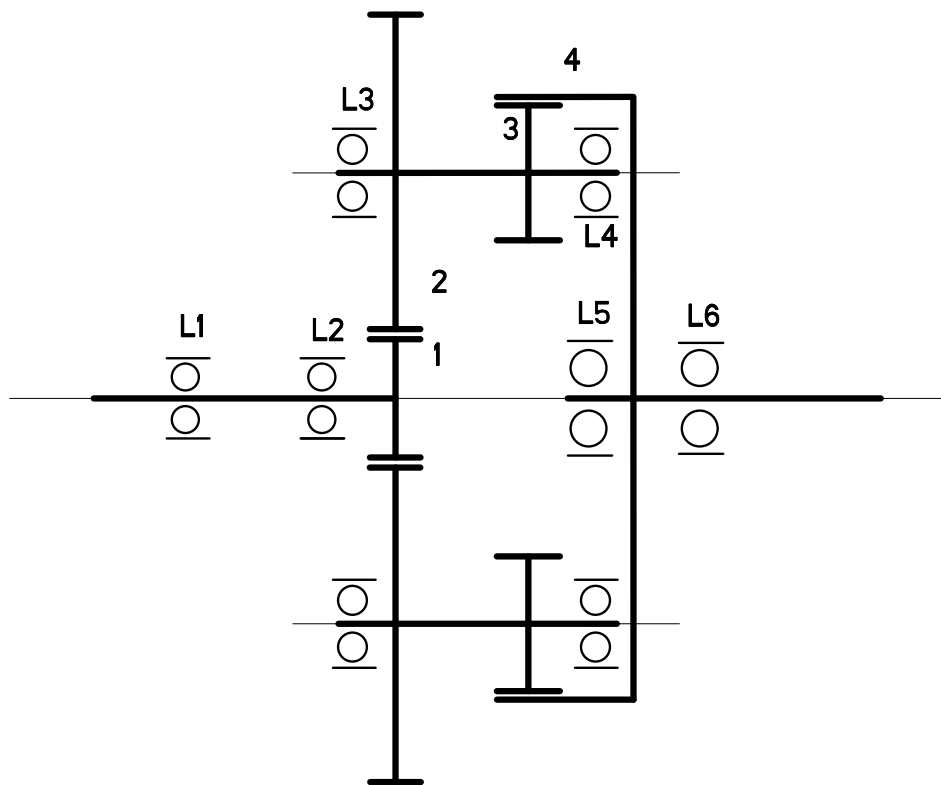
přenášený výkon	$P = 110 \text{ kW}$
vstupní otáčky	$n_1 = 50\,000 \div 53\,000 \text{ min}^{-1}$
výstupní otáčky (generátor)	$n_2 = 3\,035 \text{ min}^{-1}$
životnost reduktoru	$L_h \geq 40\,000 \text{ hod}$
životnost ložisek	$L_{10h} \geq 20\,000 \text{ hod}$

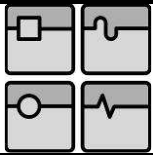
**3.3 *Volba koncepce a návrh kinematického schématu***

Pro všechny požadované aplikace je výhodné souosé uspořádání vstupního a výstupního hřídele. S ohledem na vysoký převodový poměr, na požadavek kompaktnosti převodovky a přenášený výkon byla zvolena koncepce dvoustupňové převodovky se třemi předlohami rozmístěnými kolem hlavní osy (viz. obr. 2-3b), tak jak je to známé u planetových převodovek. Konstrukce převodovky se liší od planetové tím, že má pevný unašeč a korunové kolo je otočné, pevně spojené s výstupní hřídelí. Tento typ reduktoru je použit například u leteckého turbovrtulového motoru WALTER M601 pohánějící letoun L410. Dělení přenášeného výkonu do tří předlohových hřídelí umožní rozdělit zatížení na více zabírajících párů zubů ozubených kol a snížit radiální zatížení předlohových ložisek. Díky tomu, že jsou předlohy uspořádány rovnoměrně kolem hlavní osy dojde téměř k vyrovnání radiálních sil působících na ložiska hnacího a hnaného hřídele a tím k významnému zvýšení jejich životnosti. Pro oba stupně bude použito čelní ozubení s přímými zuby. Na obr. 3-1 je zobrazeno předpokládané rozmístění ložisek.



Obr. 3-1: Kinematické schéma soukolí





#### 4 VOLBA MATERIÁLU, MAZIVA A ZPŮSOBU MAZÁNÍ

Vzhledem k tomu, že turbínové reduktory patří mezi rychloběžné soukolí s rizikem zadírání a s velkými požadavky na kinematickou přesnost jsou pro tuto aplikaci doporučeny zušlechtěné nitridované, nebo cementační oceli. Předběžně byla vybrána konstrukční legovaná ocel 15 330 vhodná k nitridaci.

Vlastnosti:

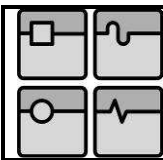
Mez pevnosti v tahu $R_m$	932-1079 MPa
Mez kluzu v tahu $R_{p0,2}$	785 MPa
Tvrдость zubu v jádře $J_{HV}$	250 HB
Tvrдость zubu na boku $V_{HV}$	800 HV
Mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim}$	1180 MPa
Mez únavy v ohybu $\sigma_{Flim}$	705 MPa

Typ oleje je dán požadavkem na jednotný olejový systém s turbínovým motorem, kde se používají plně syntetické turbínové oleje s odolností vysokým teplotám. Dle turbomotoru byl zvolen olej Mobil Jet II (příloha č. 4).

Pro vysoké obvodové rychlosti kol ( $v > 15$  m/s) je doporučeno mazání s nuceným oběhem oleje. Doprava olejové náplně bude zajištěna zubovým olejovým čerpadlem přes čistič a chladič oleje.

Ložisko vysokootáčkového hnacího hřídele je mazáno a chlazeno přímým vstřikem oleje do dráhy kuličky v ložisku. Optimální průtok oleje je dán průměrem mazací trysky, tak aby nedocházelo k růstu hydrodynamických ztrát odporem maziva. Soustavou otvorů je olej přiveden do klece předlohových hřídelí, kde je přes mazací trysky vstřikován do záběru ozubených kol. Zde vzniklá olejová mlha dále maže ložiska předlohových hřídelí a ložiska hnaného hřídele.

Zdrojem tlakového oleje je elektricky poháněné zubové olejové čerpadlo ze systému turbomotoru. Vstupní tlak oleje musí být udržován konstantní (140 kPa) pomocí regulátoru tlaku. Olejový systém zajišťuje mimo mazání ložisek a ozubení také chlazení reduktoru. Odpadní teplo z reduktoru předané oleji je odvedeno přes chladič zařazený mezi nádrž oleje a čerpadlo oleje.



## 5 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ OZUBENÍ

### 5.1 Volba počtu zubů

Při volbě základních dat převodu (modulů a počtu zubů ozubených kol) je nutné vycházet z navrženého kinematického schématu (obr 3-1), přenášeného výkonu, požadovaného převodového čísla reduktoru a z rozměrových omezení daných požadavky na umístění ložisek a vnější rozměry reduktoru. Zvolenou velikost modulu je nutno ověřit návrhovým kontrolním výpočtem dle ČSN 014686 část 4 (18). Protože návrhový výpočet vychází také z rozměrů ozubení, je nutné řešit volbu modulů a počtu zubů pro oba stupně ozubení společně. Současně je nutné respektovat stejné podmínky, jaké platí pro návrh planetové převodovky (1):

- podmínku stejných osových vzdáleností
- podmínku smontovatelnosti
- podmínku vůle mezi sousedními satelity (předlohami)

#### 5.1.1 Podmínka stejných osových vzdáleností

Podmínka je splněna pokud jsou stejné vzdálenosti os ozubených kol v obou stupních převodu. Pro převodovku s dvojitými předlohami musí platit:

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_4 - d_3}{2} \quad (5.1)$$

U kol se zuby přímými je málo pravděpodobné, že počty zubů  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $z_3$ ,  $z_4$  vyhovující podmínce převodového poměru současně splní rovnici:

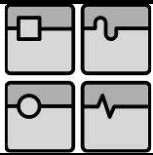
$$\frac{m_{12}}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{m_{34}}{2} \cdot (z_4 - z_3) \quad (5.2)$$

Kde  $m_{12}$  a  $m_{34}$  jsou moduly zubů odpovídajících párů kol, které jsou spolu v záběru. Vhodnými úpravami počtu zubů lze dosáhnout toho, aby se obě osové vzdálenosti lišily jen minimálně a aby převodový poměr zůstal v přípustné toleranci. Malé rozdíly osových vzdáleností lze vyrovnat korekcí soukolí typu V.

#### 5.1.2 Podmínka smontovatelnosti

Pokud není splněna tato podmínka, není možná montáž všech satelitů (předloh). Pro zajištění smontovatelnosti převodovky je nutné splnění obecné podmínky:

Počet zubů hnacího pastorku  $z_1$  a počet zubů ozubeného věnce  $z_4$  musí být celočíselně dělitelný počtem předloh. V tomto případě třemi.



### 5.1.3 Podmínka vůle mezi sousedními předlohami

V průběhu návrhu počtu zubů je nutné kontrolovat, zda mezi hlavovými válci kol sousedních předloh vyhovuje podmínce dle rovnice:

$$s = m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{180^\circ}{3} - m \cdot (z_2 + 2) > 3 \text{ mm} \quad (5.3)$$

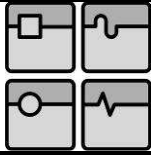
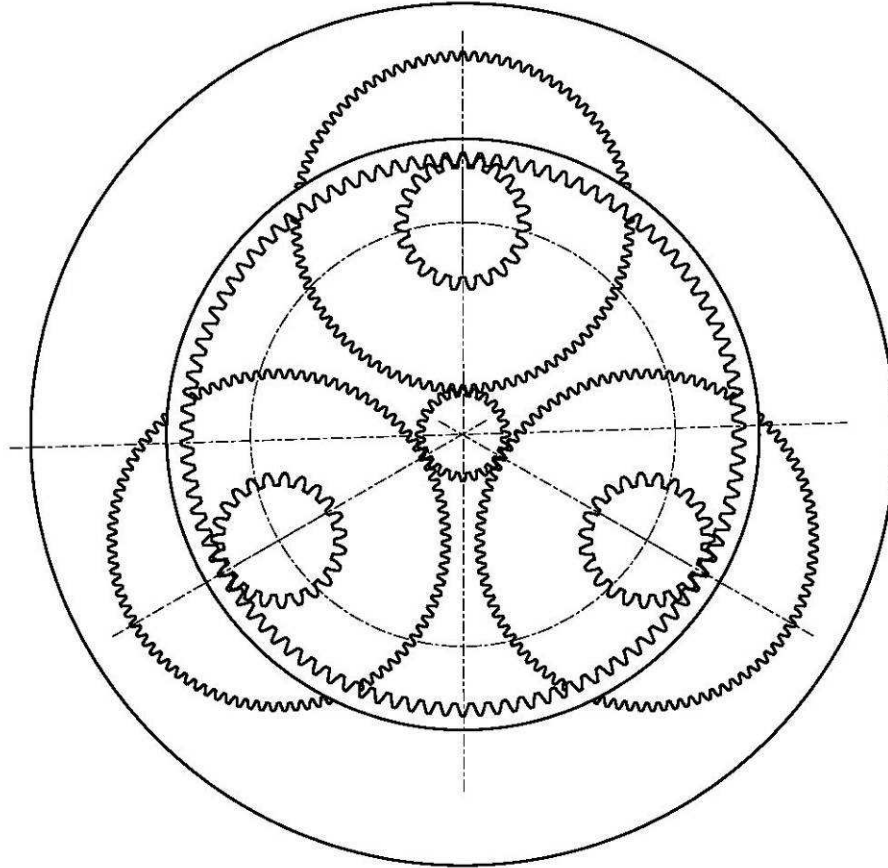
### 5.1.4 Počty zubů

S ohledem na uvedenou podmínku smontovatelnosti (dělitelnost třemi) a na základě zkušeností s podobným typem převodovky byl zvolen výchozí minimální počet zubů pastorku  $z_1 = 21$ . Velikost modulu prvního stupně byla stanovena návrhovým výpočtem na  $m_{12}=1$ . Předběžným kontrolním výpočtem byl určen modul pro druhý stupeň  $m_{34}=1,25$ . V tabulkovém procesoru MS Excel bylo provedeno řešení pro různé kombinace počtu zubů a velikosti modulu druhého stupně soukolí tak aby s ohledem na výše uvedené podmínky bylo dosaženo požadovaného převodového poměru.

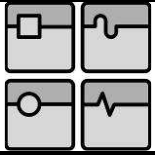
Z důvodu splnění všech podmínek byly pro druhý stupeň navrženy také varianty s modulem  $m_{34}=1,5$ .

Tab.5-1: Varianty počtu zubů reduktoru

parametr	turbomotor pro energetiku				
	1	2	3	4	5
$m_{12}$	1	1	1	<b>1</b>	1
$z_1$	21	21	21	<b>21</b>	21
$z_2$	87	82	90	<b>89</b>	88
$a_{12}$	54	51,5	55,5	<b>55</b>	54,5
$u_{12}$	4,1429	3,9048	4,2857	<b>4,2381</b>	4,1905
vůle s	4,5	5,2	4,1	<b>4,3</b>	4,4
$m_{34}$	1,25	1,25	1,5	<b>1,5</b>	1,5
$z_3$	25	22	22	<b>22</b>	21
$z_4$	111	105	96	<b>96</b>	93
$a_{34}$	53,75	51,875	55,5	<b>55,5</b>	54
$u_{34}$	4,4400	4,7727	4,3636	<b>4,3636</b>	4,4286
$u_{14}$	18,3943	18,6364	18,7013	<b>18,4935</b>	18,5578
$n_1$	55 820	56 570	56 750	<b>56 130</b>	56 320
$n_4$	3 035	3 035	3 035	<b>3 035</b>	3 035

*Obr.5-1: Rozmístění ozubených kol*

Jako nejvýhodnější byla po předběžné kontrole možnosti konstrukčního řešení, návrhovém výpočtu modulu a prověření prostoru pro zástavbu ložisek zvolena varianta 4. Tato varianta vyžaduje kompenzovat rozdílnou osovou vzdálenost soukolí 1. a 2. stupně. Dle doporučení v literatuře (1) bude provedeno soukolí 1. stupně jako V (korigované) a soukolí 2. stupně jako VN (s vyrovnáním posunutím).



## 6 NÁVRHOVÝ VÝPOČET MODULU

Předběžný návrh modulu byl proveden v kapitole 5 „Volba základních parametrů ozubení“. Návrhový výpočet dle normy ČSN 01 4686 část 4. (18) slouží pro předběžné stanovení rozměrů ozubeného soukolí během první fáze návrhu. Údaje získané tímto výpočtem jsou pouze orientační a nemohou nahradit pevnostní výpočet ozubení.

Norma uvádí vztah

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{(b_{wH}/d_1) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (6.1)$$

ze kterého lze určit minimální velikost modulu z hlediska namáhání v dotyku.

$$m_n^{(1)} = \frac{d_1}{z_1} \quad (6.2)$$

Dle dalšího vztahu

$$m_n^{(2)} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (6.3)$$

se vypočte minimální velikost modulu z hlediska namáhání v ohybu.

Z obou hodnot se vybere větší a zaokrouhlí se na nejbližší vyšší normalizovanou velikost modulu.

Hodnoty společné pro obě soukolí:

Součinitel vnějších dynamických sil zvolen dle tab. 3 ČSN 01 4686 část 2 (18) pro plynulé zatěžování turbínou a zatěžování s malou nerovnoměrností od elektrického generátoru

$$K_A = 1,25$$

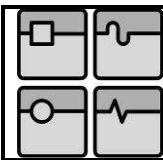
Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice pastorku pro přímé zuby

$$f_H = 770$$

Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení pro kalená ozubená kola

$$f_F = 18$$

Pro zvolený materiál 15 330 platí meze únavy v ohybu a v dotyku odpovídající bázevému počtu zátěžných cyklů  $\sigma_{Hlim}^0$  a  $\sigma_{Flimb}^0$  (dle tab. 12 ČSN 01 4686



část 5), jim odpovídající meze únavy materiálu pastorku v dotyku a v ohybu  $\sigma_{Hlim1}$  a  $\sigma_{Flimb1}$  a z nich určená přípustná napětí v dotyku a v ohybu  $\sigma_{HP}$  a  $\sigma_{FP}$ .

$$\begin{aligned}\sigma_{Hlim1} &\approx \sigma_{Hlim}^0 = 1180MPa \\ \sigma_{Flimb1} &\approx \sigma_{Flimb}^0 = 705MPa \\ \sigma_{HP} &= 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1180 = 944MPa \\ \sigma_{FP} &= 0,6 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,6 \cdot 705 = 423MPa\end{aligned}\quad (6.4) (6.5)$$

### 6.1 Výpočet pro první stupeň převodovky

Hodnoty platné pro první stupeň (odečteno z tabulek normy, nebo z předchozích výpočtů):

$$\begin{aligned}(b_{wH}/d_1) &= 0,6 \\ (b_{wF}/m_n) &= 16\end{aligned}\quad (6.6) (6.7)$$

$$\begin{aligned}K_{H\beta} &= 1,25 \\ K_H = K_F = K_A \cdot K_{H\beta} &= 1,25 \cdot 1,25 = 1,5625\end{aligned}\quad (6.8)$$

$$z_1 = 21$$

$$u = 4,2381$$

$$T_1 = \frac{1,2}{3} \cdot M_{K1} = \frac{1,2}{3} \cdot 18,71 = 7,484 Nm \quad (6.9)$$

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{(b_{wH}/d_1) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5625 \cdot 7,484}{0,6 \cdot 944^2} \cdot \frac{4,238+1}{4,238}} = 23,109 mm \quad (6.10)$$

$$m_n^{(1)} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{23,109}{21} = 1,100 mm \quad (6.11)$$

$$m_n^{(2)} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5625 \cdot 7,484}{16 \cdot 21 \cdot 423}} = 0,783 mm \quad (6.12)$$

Kde  $m_n^{(1)}$  je hodnota modulu určená dle dovoleného napětí v dotyku a  $m_n^{(2)}$  dle dovoleného napětí v ohybu. Protože vypočtená hodnota modulu na dotyk je vyšší než modul zvolený při návrhu počtu zubů, bylo by nutné modul zvýšit na nejbližší vyšší normalizovaný modul. Toto však nevyhovuje konstrukčnímu záměru. Proto bude výpočet opakován se zvolenou vyšší šířkou ozubení  $b_w=20$  mm.

$$(b_{wH}/d_1) = \frac{20}{21} = 0,95$$

$$(b_{wF}/m_n) = \frac{20}{1} = 20$$

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{(b_{wH}/d_1) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5625 \cdot 7,484}{0,95 \cdot 944^2} \cdot \frac{4,238+1}{4,238}} = 19,827 \text{ mm}$$

$$m_n^{(1)} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{19,827}{21} = 0,944 \text{ mm}$$

$$m_n^{(2)} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5625 \cdot 7,484}{20 \cdot 21 \cdot 423}} = 0,727 \text{ mm}$$

Nejblíže vyšší hodnota normalizovaného modulu je 1 mm.

## 6.2 Výpočet pro druhý stupeň převodovky

Hodnoty platné pro druhý stupeň (odečteno z tabulek normy, nebo z předchozích výpočtů):

$$(b_{wH}/d_3) = 0,6$$

$$(b_{wF}/m_n) = 16$$

$$K_{H\beta} = 1,25$$

$$K_H = K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,25 \cdot 1,25 = 1,5625$$

$$z_3 = 22$$

$$u = -4,3636$$

$$T_3 = M_{K23} = 31,72 \text{ Nm}$$

$$d_3 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_3}{(b_{wH}/d_3) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5625 \cdot 31,72}{0,6 \cdot 944^2} \cdot \frac{-4,238+1}{-4,238}} = 31,85 \text{ mm}$$

$$m_n^{(1)} = \frac{d_3}{z_3} = \frac{31,85}{22} = 1,448 \text{ mm}$$

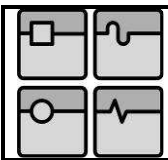
$$m_n^{(2)} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_3}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5625 \cdot 31,72}{16 \cdot 22 \cdot 423}} = 1,247 \text{ mm}$$

Vypočtená hodnota modulu vyhovuje modulu zvolenému při návrhu počtu zubů ( $m=1,5$  mm). Před pokračováním v návrhu ozubení byla šířka ozubení 2. stupně upravena na  $b_w=25$  mm.

$$(b_{wH}/d_1) = \frac{25}{33} = 0,76$$

$$(b_{wF}/m_n) = \frac{25}{1,5} = 16,7$$

Tato změna již nemá vliv na velikost zvoleného modulu.



## 7 VOLBA KOREKCÍ A GEOMETRICKÁ KONTROLA

Pro zlepšení plynulosti chodu a snížení zatížení jednoho zubu je výhodné, aby byl součinitel trvání záběru co nejvyšší. Moderní převodovky se navrhují z důvodu vysoké účinnosti a snížení hluku pro součinitele trvání záběru profilu  $\epsilon_\alpha = 2 \div 2,5$ . Toho lze dosáhnout pouze při použití nestandardního profilu zubu (např. s úhlem záběru  $\alpha < 20^\circ$ ). Příkladem je ozubení HCR používané v automobilových převodovkách. Tento typ ozubení však vyžaduje výrobu speciálního nástroje. Protože u navrhovaného reduktoru se předpokládá výroba v malých sériích, byl v upřesnění zadání návrh omezen na použití normalizovaného nástroje. To znamená použití ozubení s přímými zuby a normalizovaným normálním základním profilem dle ČSN 01 4607.

### Profil standardního nástroje (16):

*(součinitele uvádí násobek modulu)*

úhel profilu	$\alpha = 20^\circ$	
součinitel výšky hlavy zubu	$h^*a = 1$	
součinitel výšky paty zubu	$h^*f = 1,25$	
součinitel poloměru zaoblení přechodové křivky		$\rho^*_f = 0,38$

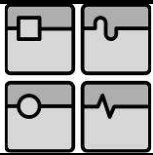
Aby bylo dosaženo požadované vysoké účinnosti a spolehlivosti převodu je nutné navržené ozubení optimalizovat. Při odvalování ozubených kol je vzájemný pohyb spolu zabírajících boků zubů doprovázen skluzem. Nejvyšší hodnoty měrných skluzů jsou vždy na začátku a na konci záběru pastorku, nebo kola. Prokluzu způsobují ztráty mechanické energie a opotřebení pracovních boků zubů. Z pohledu maximální účinnosti a minimálního opotřebení boků zubů je žádoucí minimalizovat tzv. měrné skluzy. Měrný skluz je bezrozměrná veličina, která je dána okamžitým poměrem tečných rychlostí v bodě dotyku boků zubů (8).

Toho lze dosáhnout tzv. korekcí základního profilu. Nejobvyklejší způsob korekce evolventního ozubení je posunutí profilu. Touto metodou lze dosáhnout předepsané vzdálenosti os, snížit měrné skluzy na hlavě a patě zubů a zlepšit záběrové a pevnostní podmínky ozubení. Při geometrické kontrole bylo zjištěno že aplikace metody minimalizace měrných skluzů posunutím profilu vede ke zkracování součinitele záběru. Proto bylo rozhodnuto použít metodu optimalizace pro dosažení vyrovnaných měrných skluzů na hlavě a patě zubu, která nabízí přijatelný kompromis mezi požadavky na funkci ozubení.

Volba vhodné korekce je nejdůležitější optimalizační úloha při návrhu ozubení, která rozhoduje o budoucích užitečných vlastnostech navrženého převodu.

U ozubeného převodu mohou nastat tyto geometrické problémy:

- podřezání zubu
- špičatost zubu



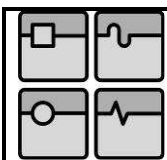
- provozní a výrobní interference mezi hlavou a patou spolu zabírajících kol
- součinitel trvání záběru  $< 1,2$

Geometrická kontrola byla provedena pomocí software "geometri.exe" verze 4.00 (autor prof. Miloš Němček, VŠB TU Ostrava). Program je určen pro provedení kompletní rozměrové kontroly čelních vnějších a vnitřních ozubených kol. Dále umožňuje výpočet korekcí  $x_1$  a  $x_2$  na vyrovnání měrných skluzů na hlavách a patách zubů při zadané osově vzdálenosti  $a_w$ . Výsledkem výpočtu je vzájemná rovnost hodnot měrných skluzů na hlavách i patách zubů u pastorku a kola.

tab.7-1: Návrh korekcí pro I. stupeň a II. stupeň reduktoru

název	ozn.	I.st	ozn.	II.st
Modul	$m_{12}$	<b>1</b>	$m_{34}$	<b>1,5</b>
Počet zubů pastorku	$z_1$	<b>21</b>	$z_3$	<b>22</b>
Počet zubů kola	$z_2$	<b>89</b>	$z_2$	<b>-96</b>
Provozní vzdálenost os korig. kol	$a_v$	<b>55,5</b>	$a_v$	<b>-55,5</b>
Průměr hlavové kružnice pastorku	$D_{a1}$	<b>23,8</b>	$D_{a3}$	<b>37,5</b>
Průměr hlavové kružnice kola	$D_{a2}$	<b>91,2</b>	$D_{a4}$	<b>-142,6</b>
Jednotkové posunutí základního profilu	$x_1$	<b>0,411</b>	$x_3$	<b>0,485</b>
	$x_2$	<b>0,106</b>	$x_4$	<b>-0,485</b>
Součinitel trvání záběru	$\epsilon_\alpha$	<b>1,563</b>	$\epsilon_\alpha$	<b>1,587</b>
Poměrná šířka zubu na hlavovém válci	$s_{a1}^*$	<b>0,53</b>	$s_{a3}^*$	<b>0,42</b>
	$s_{a2}^*$	<b>1,02</b>	$s_{a4}^*$	<b>0,82</b>
Vyrovnané měrné skluzy	$u_{hlava}$	<b>0,5175</b>	$u_{hlava}$	<b>0,3566</b>
	$u_{pata}$	<b>-1,0725</b>	$u_{pata}$	<b>-0,5543</b>

Pomocí navržených korekcí ozubení bylo dosaženo požadované osově vzdálenosti soukolí a současně byla splněna podmínka vyrovnaných měrných skluzů. U vnitřního ozubení soukolí 2. stupně bylo nutné provést modifikaci výšky hlavy a paty zubu z důvodu interference hlavového průměru ozubeného věnce s patním přechodovým poloměrem pastorku. Ve všech případech vyhovuje poměrná šířka zubu na hlavovém válci pastorku, která pro nitrizovaná kola nemá klesnout pod  $s_a=0,4$ . Hodnoty součinitele trvání záběru profilu  $\epsilon_\alpha$  okolo hodnoty 1,6 vyhovují aplikaci strojní pohon s klidným chodem.

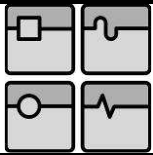


## 8 PŘEDPIS GEOMETRICKÝCH ÚDAJŮ A LÍCOVÁNÍ

Protože se jedná o převod s vysokou obvodovou rychlostí bylo ozubené soukolí prvního stupně zařazeno do stupně přesnosti 4 dle normy ČSN 01 4682 (ST SEV 641-77). Předpis geometrických údajů a lícování je uveden v tabulce 8-1 a 8-2.

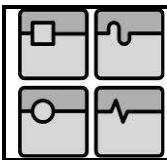
Tab. 8-1: Předpis geometrických údajů a lícování pro I. stupeň ozubení

hnací pastorek (1)		kolo předlohy (2)	
1	Modul	m	1
21	Počet zubů	z	89
20°	Normální úhel profilu	$\alpha$	20°
0,989	základní součinitel výšky hlavy	$h_a^*$	0,994
0,2	profil ČSN souč. polom. zaobl. prechod. křivky	$r_f^*$	0,2
0,25	014607* součinitel hlavové vůle	$c^*$	0,25
0	Úhel sklonu boční křivky zubu	$\beta$	0
-	Smysl stoupání boční křivky zubu	-	-
0,411	Jednotkové posunutí	x	0,106
4 - B	Stupeň přesnosti podle ST SEV 641 - 77	-	4 - B
-0,120	Doplňkové posunutí	$E_{HS}$	-0,120
0,010	Kontrolované obvodové házení ozubení	$F_r$	0,010
0,006	- vané kolísání rozměru přes zuby	$F_{vw}$	0,006
0,0038	mezí základní rozteče	$f_{pb}$	0,0038
0,0048	úchylny profilu	$f_f$	0,0048
0,0055	sklonu zubu	$F_\beta$	0,0055
0,008	součet odchylek roztečí	$F_p$	0,012
0,022	dvoubokého odvalu	$F''_i$	0,022
	Kontrolní rozměry	tloušťka zubu na konstantní těživě	$s'_c$
		rozměry přes válečky:	$d_w$
			$M_{min}$
			$M_{max}$
3	rozměry přes zuby:	$z_w$	10
7,944		$W_{min}$	29,252
7,874		$W_{max}$	29,282
21,000	Průměr roztečné kružnice	d	89,000
19,734	Průměr základní kružnice	$d_b$	83,633
23,800	Průměr hlavové kružnice	$d_a$	91,200
19,320	Průměr patní kružnice	$d_f$	86,710
	Spolu - číslo výkresu	-	
89	zabírající počet zubů	z	21
55,500	kolo vzdálenost os	$a_w$	55,500



Tab. 8-2: Předpis geometrických údajů a lícování pro II. stupeň ozubení

kolo předlohy (3)		hnaný ozubený věnec (4)		
1,5	Modul	m	1,5	
22	Počet zubů	z	96	
20°	Normální	úhel profilu	$\alpha$	20°
1,015	základní	součinitel výšky hlavy	$h_a^*$	0,952
0,2	profil ČSN	souč. polom. zaobl. prechod. křivky	$r_f^*$	0,2
0,25	014607*	součinitel hlavové vřele	$c^*$	0,25
0	Úhel sklonu boční křivky zubu	$\beta$	0	
-	Smysl stoupání boční křivky zubu	-	-	
0,485	Jednotkové posunutí	x	-0,485	
5 - B	Stupeň přesnosti podle ST SEV 641 - 77	-	2	
-0,120	Doplňkové posunutí	$E_{HS}$	-0,120	
0,016	Kontrolní	obvodové házení ozubení	$F_r$	0,022
0,010	- vané	kolísání rozměru přes zuby	$F_{vw}$	0,018
0,0056	mezní	základní rozteče	$f_{pb}$	0,0067
0,0060	úchyly	profilu	$f_f$	0,0070
0,0070		sklonu zubu	$F_\beta$	0,0070
0,014		součet odchylek roztečí	$F_p$	0,020
0,022		dvoubokého odvalu	$F''_i$	0,032
	Kontrolní	tloušťka zubu na konstantní třetivě	$s'_c$	
	rozměry	rozměry přes válečky:	$d_w$	
			$M_{min}$	
			$M_{max}$	
3		rozměry přes zuby:	$z_w$	10
11,918			$W_{min}$	49,063
11,948			$W_{max}$	49,093
33,000	Průměr roztečné kružnice	d	144,000	
31,010	Průměr základní kružnice	$d_b$	135,316	
37,500	Průměr hlavové kružnice	$d_a$	142,600	
30,710	Průměr patní kružnice	$d_f$	149,210	
	Spolu -	číslo výkresu	-	
96	zabírající	počet zubů	z	22
55,500	kolo	vzdálenost os	$a_w$	55,500



## 9 SILOVÉ POMĚRY

Při výpočtu jednotlivých sil působících na ozubená kola se bude vycházet ze zadaných a již vypočtených parametrů:

- Jmenovitý výkon  $P=110$  kW
- Vstupní otáčky  $n_1 = n_4 \cdot u_{14} = 3035 \cdot 18,4935 = 56\,130$  min<sup>-1</sup>
- Průměry roztečných kružnic  $d_1 = m_{12} \cdot z_1 = 21$  mm
- $d_2 = m_{12} \cdot z_2 = 89$  mm
- $d_3 = m_{34} \cdot z_3 = 33$  mm
- $d_4 = m_{34} \cdot z_4 = 144$  mm
- Převodové číslo 1. stupně  $u_{12} = 4,2381$
- Převodové číslo 2. stupně  $u_{34} = 4,3636$

U převodovky s větveným výkonovým tokem dochází teoreticky k rozdělení přenášeného výkonu na rovnoměrné díly. Avšak nepřesnost výroby ozubených kol a nepřesnost montáže předloh způsobí, že se přenášený výkon nerozdělí do všech předloh rovnoměrně. Tato nerovnoměrnost se ve výpočtu zohlední tím, že bude počítáno se silami o něco většími, aby se tak výpočet pohyboval na bezpečnější straně. Pro vybranou variantu reduktoru je předpoklad, že jedna předloha bude přenášet o 20% vyšší výkon než je ideální jedna třetina. V dalších výpočtech bude proto počítáno pouze se záběrem kol, ve kterém je pouze tato jedna nejvíce zatížená předloha.

### 9.1 Výpočet pro první stupeň převodovky

Ze zadaných parametrů lze určit kroutící moment na vstupním hřídeli.

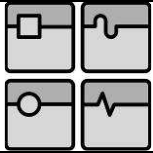
$$M_{k1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{110000}{2 \cdot \pi \cdot 937,5} = 18,71 \text{ Nm} \quad (9.1)$$

Ze vztahu pro výpočet obvodové síly  $F_{12t}$ :

$$F_{12t} = \frac{M_{k1}}{\frac{d_1}{2}} \quad (9.2)$$

po úpravě pro záběr s nejvíce zatíženou předlohou platí

$$F_{12t} = \frac{1,2 \cdot 2}{3} \cdot \frac{M_{k1}}{d_1} = 0,8 \cdot \frac{18,71}{0,021} = 712,92 \text{ N} \quad (9.3)$$



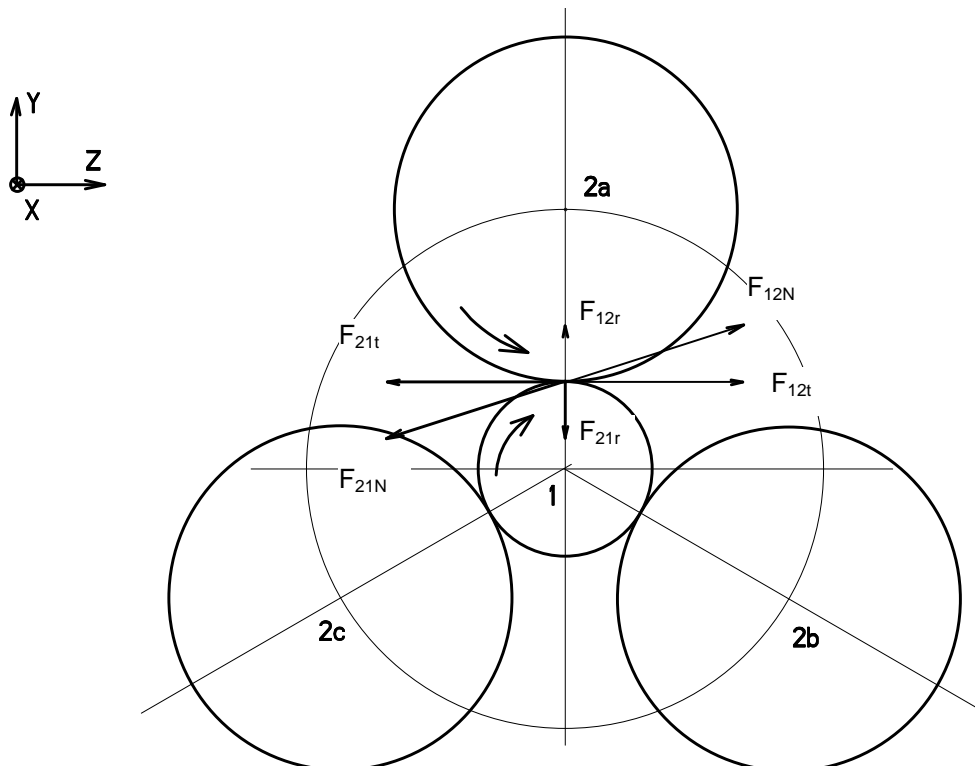
Ostatní silové účinky lze spočítat s pomocí goniometrických funkcí následujícím způsobem.

$$F_{12r} = F_{12t} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 712,92 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 259,48 \text{ N}$$

$$F_{12N} = \frac{F_{12t}}{\cos \alpha} = \frac{712,92}{\cos 20^\circ} = 758,67 \text{ N} \quad (9.4) \quad (9.5)$$

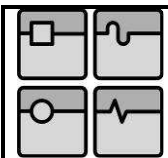
Dle zákona akce a reakce platí, že silové účinky ozubených kol na pastorek budou stejně velké a opačně orientované než silové účinky pastorku na ozubená kola, které jsou určeny výpočtem.

Obr. 9-1: Silové poměry prvního stupně



## 9.2 Výpočet pro druhý stupeň převodovky

Výpočet silových účinků na soukolí druhého stupně bude proveden obdobně, jako výpočet prvního stupně s tím rozdílem, že kroutící moment na kole 3, který bude samozřejmě stejný s kroutícím momentem na kole 2 (proto je také označen  $M_{k23}$ ), bude nutno nejprve určit z kroutícího momentu vstupního pastorku a poměru počtu zubů prvního stupně převodu. Tento kroutící moment je nutno rozdělit a pro nejméně zatíženou předlohu zvýšit o 20%.



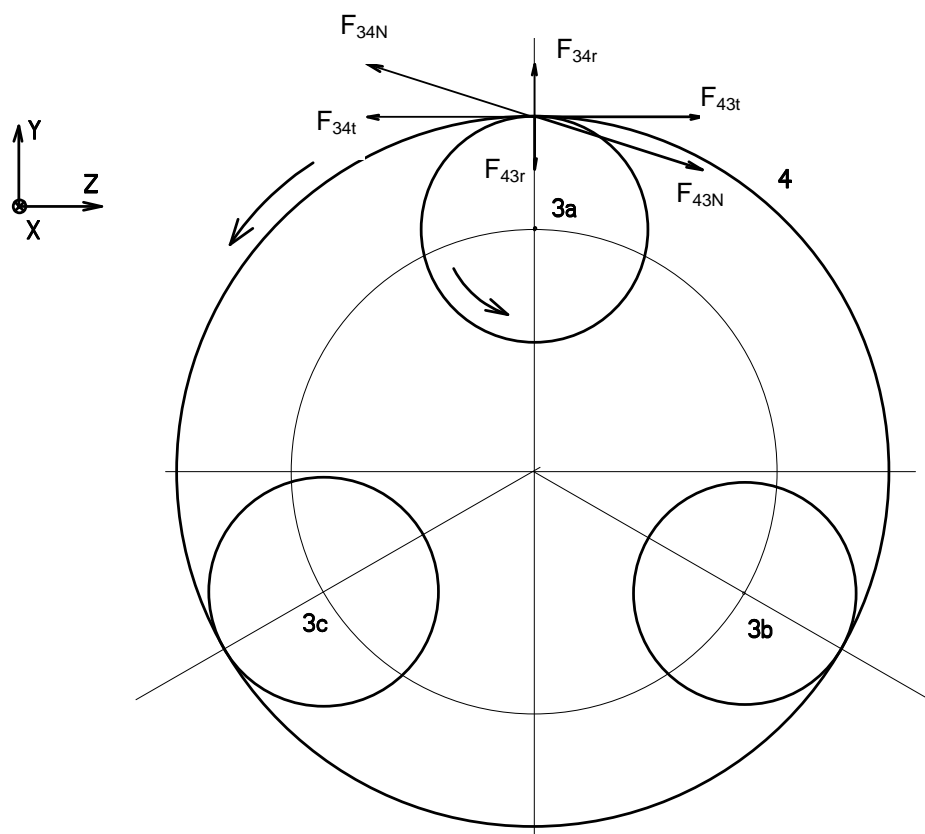
$$M_{k23} = \frac{1,2}{3} \cdot M_{k1} \cdot u_{12} = 0,4 \cdot 18,71 \cdot 4,2381 = 31,72 \text{ Nm} \quad (9.6)$$

$$F_{34t} = \frac{M_{k23}}{\frac{d_3}{2}} = \frac{2 \cdot 31,72}{0,033} = 1922,72 \text{ N} \quad (9.7)$$

$$F_{34r} = F_{34t} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1922,72 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 699,81 \text{ N} \quad (9.8)$$

$$F_{34N} = \frac{F_{34t}}{\cos \alpha} = \frac{1922,72}{\cos 20^\circ} = 2046,11 \text{ N} \quad (9.9)$$

Obr. 9-2: Silové poměry druhého stupně

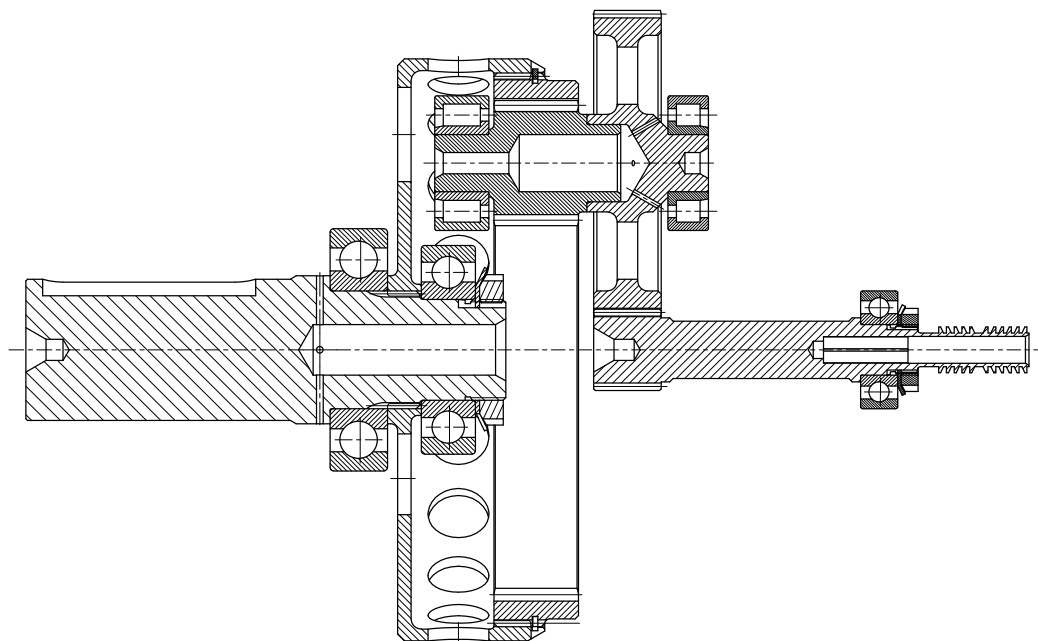


## 10 VOLBA LOŽISEK A NÁVRH TVARU HŘÍDELÍ

Při návrhu rozvržení reduktoru, bylo nutné najít takovou vhodnou kombinaci počtu zubů a osové vzdálenosti předlohových hřídelí, která umožní instalaci ložisek s potřebnou únosností do prostoru omezeného vnitřním průměrem ozubeného věnce a ložiskem výstupní hřídele. Ložiska byla volena dle katalogu SKF(12) především s ohledem na zatížení, otáčky, cenu, prostorové nároky, tuhost a přesnost.

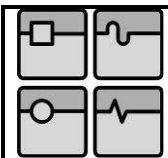
Pro předlohový hřídel jsou použita válečková ložiska s masivní mosaznou klecí, charakteristická vysokou tuhostí a vysokou únosností při malé radiální výšce. Pro výstupní hřídel, kde je nutné počítat i s možností axiálního zatížení jsou navržena jednořadá kuličková ložiska řady EXPLORER s lisovanou ocelovou klecí.

*Obr. 10-1 Návrh rozmístění hřídelí a ložisek.*



### 10.1 Výpočet zatížení ložisek

Při výpočtu reakcí působících v ložiskách se bude vycházet ze silových účinků vypočtených v předchozí kapitole (kap. 9) působících v záběrech ozubených kol a z geometrie navrženého uložení. Nejprve budou vždy samostatně spočteny reakce v rovině svislé a rovině vodorovné a poté budou teprve stanoveny celkové reakce v jednotlivých ložiskách. Zatížení vstupního hřídele od pohonu a výstupního hřídele od generátoru (nesouosost) nebylo do výpočtu zahrnuto. Konstrukce spojení na vstupu (pružný spojovací hřídel) i výstupu (pružná spojka) umožňuje zavést předpoklad, že toto zatížení není pro výpočet významné.



### 10.1.1 Reakce na hnacím hřídeli

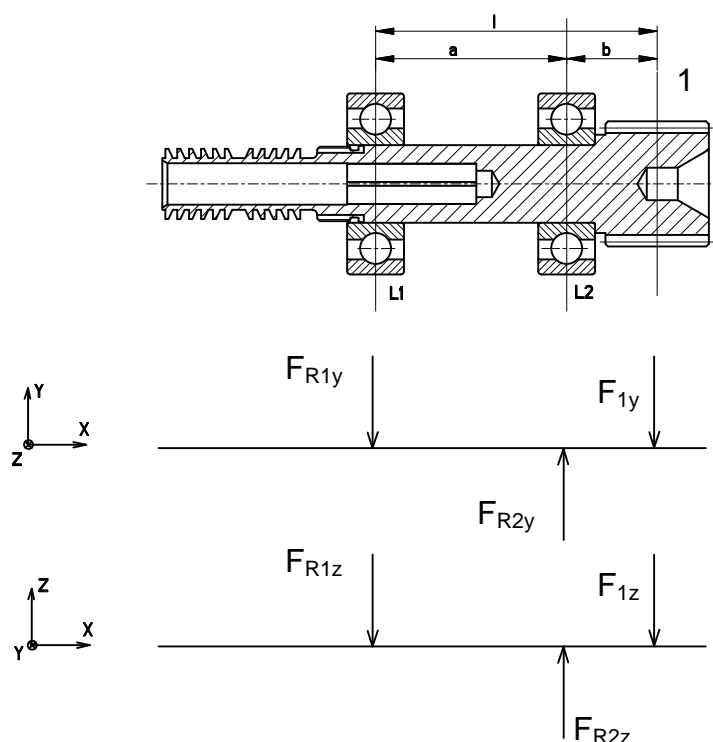
Pro hnací hřídel byly navrženy dvě varianty. První s ložiskem umístěným bezprostředně vedle ozubeného pastorku (obr. 10-2). Druhá varianta s pouze jedním ložiskem na straně spojky a s ozubeným pastorkem podepřeným v záběru s trojicí předlohových hřídelí na straně druhé. (obr. 10-3).

Při výpočtu obou variant je nutno nejprve určit výslednice sil v ozubení od všech tří předloh ve směru  $y$  a  $z$ . Při řešení výslednice sil bude využito zjednodušení, které plyne ze zvoleného poměru přenosu kroutícího momentu a toho, že předlohová kola jsou kolem hnacího pastorku rozmístěna rovnoměrně po  $120^\circ$ . Protože silový obrazec tvoří rovnoramenný trojúhelník, lze výslednici sil v daném směru snadno určit jako rozdíl síly v záběru nejvíce a nejméně zatížené předlohy. Pro variantu 2. byla v místě ložiska zavedena dodatková radiální síla  $F_D=20$  N od pohonu.

$$F_{1z} = (1,2 - 0,9) \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{M_{k1}}{d_1} = 0,2 \cdot \frac{M_{k1}}{d_1} = 0,2 \cdot \frac{18,71}{0,021} = 178,23 \text{ N}$$

$$F_{1y} = F_{1z} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 178,23 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 64,87 \text{ N}$$

Obr. 10-2 Reakce na hnacím hřídeli-varianta 1.



#### Varianta 1:

Poloha ložisek  $a = 60$  mm  
 $b = 17,5$  mm



**Pastorek:**

$$F_{R2y} = F_{1y} = 64,84 N$$

$$F_{R2z} = F_{1z} + F_{Dz} \cdot \frac{a}{l} = 178,23 + 20,0 \cdot \frac{4}{74,5} = 179,3 N$$

$$F_{R2} = \sqrt{F_{R2y}^2 + F_{R2z}^2} = \sqrt{64,84^2 + 179,30^2} = 190,66 N$$

**Ložisko:**

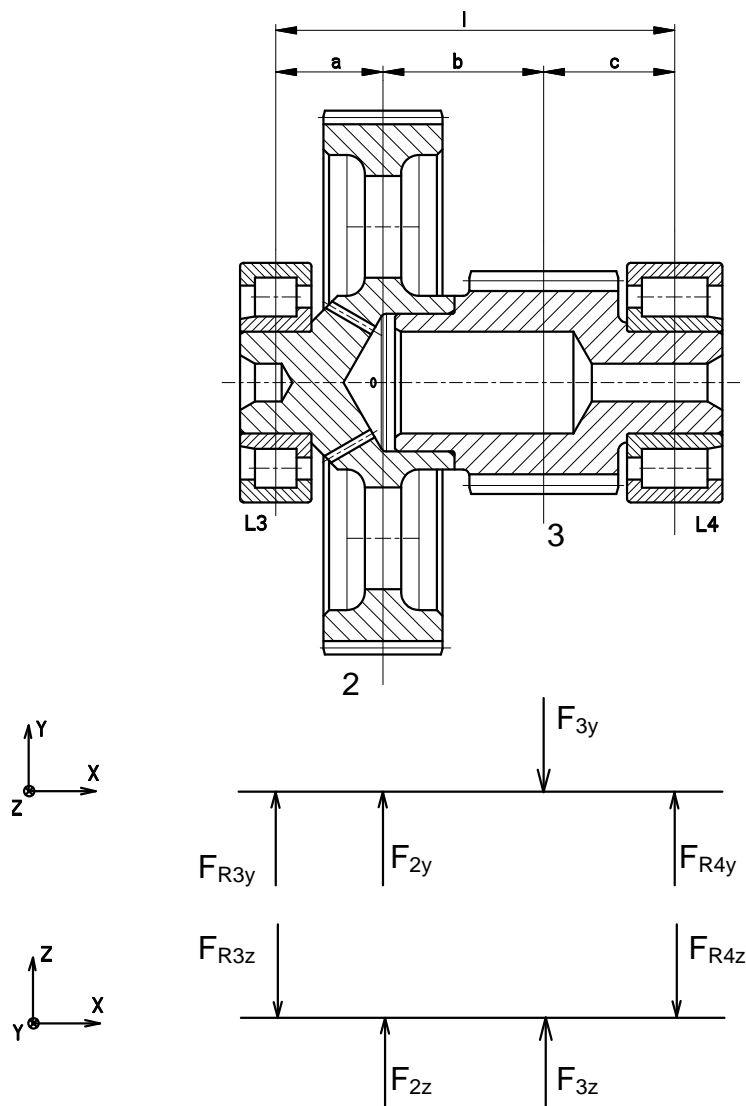
$$F_{R1y} = 0 N$$

$$F_{R1z} = F_{Dz} \cdot \frac{l-a}{l} = 20,0 \cdot \frac{74,5-4}{74,5} = 18,93 N$$

$$F_{R1} = \sqrt{F_{R1y}^2 + F_{R1z}^2} = \sqrt{0^2 + 18,93^2} = 18,93 N$$

**10.1.2 Reakce na předlohovém hřídeli**

Obr. 10-4 Reakce na předlohovém hřídeli.





Vybrána předloha s předpokládaným nejvyšším zatížením (120% z ideální jedné třetiny výkonu přenášeného reduktorem)

**Znamé parametry:**

$$\begin{aligned}F_{2y} = F_{12r} &= 259,48 \text{ N} & a &= 18 \text{ mm} \\F_{2z} = F_{12t} &= 712,92 \text{ N} & b &= 27 \text{ mm} \\F_{3y} = F_{34r} = F_{43r} &= 699,81 \text{ N} & c &= 22 \text{ mm} \\F_{3z} = F_{34t} = F_{43t} &= 1\,922,72 \text{ N}\end{aligned}$$

**Ložisko L4:**

$$\begin{aligned}F_{R4y} &= \frac{F_{3y} \cdot (a+b) - F_{2y} \cdot a}{(a+b+c)} = \frac{699,81 \cdot (18+27) - 259,48 \cdot 18}{(18+27+22)} = 400,31 \text{ N} \\F_{R4z} &= \frac{F_{2z} \cdot a + F_{3z} \cdot (a+b)}{(a+b+c)} = \frac{712,92 \cdot 18 + 1922,72 \cdot (18+27)}{(18+27+22)} = 1482,91 \text{ N} \\F_{R4} &= \sqrt{F_{R4y}^2 + F_{R4z}^2} = \sqrt{400,31^2 + 1482,91^2} = 1535,99 \text{ N}\end{aligned}$$

**Ložisko L3:**

$$\begin{aligned}F_{R3y} &= F_{3y} - F_{2y} - F_{R4y} = 699,81 - 259,48 - 400,31 = 40,02 \text{ N} \\F_{R3z} &= F_{2z} + F_{3z} - F_{R4z} = 712,92 + 1922,72 - 1482,91 = 1152,73 \text{ N} \\F_{R3} &= \sqrt{F_{R3y}^2 + F_{R3z}^2} = \sqrt{40,02^2 + 1152,73^2} = 1153,422 \text{ N}\end{aligned}$$

**10.1.3 Reakce na hnaném hřídeli****Znamé parametry:**

$$\begin{aligned}a &= 26 \text{ mm} \\b &= 26,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Výslednice sil v ozubení bude určena stejným způsobem, jak je popsáno v kapitole 10.1.1.

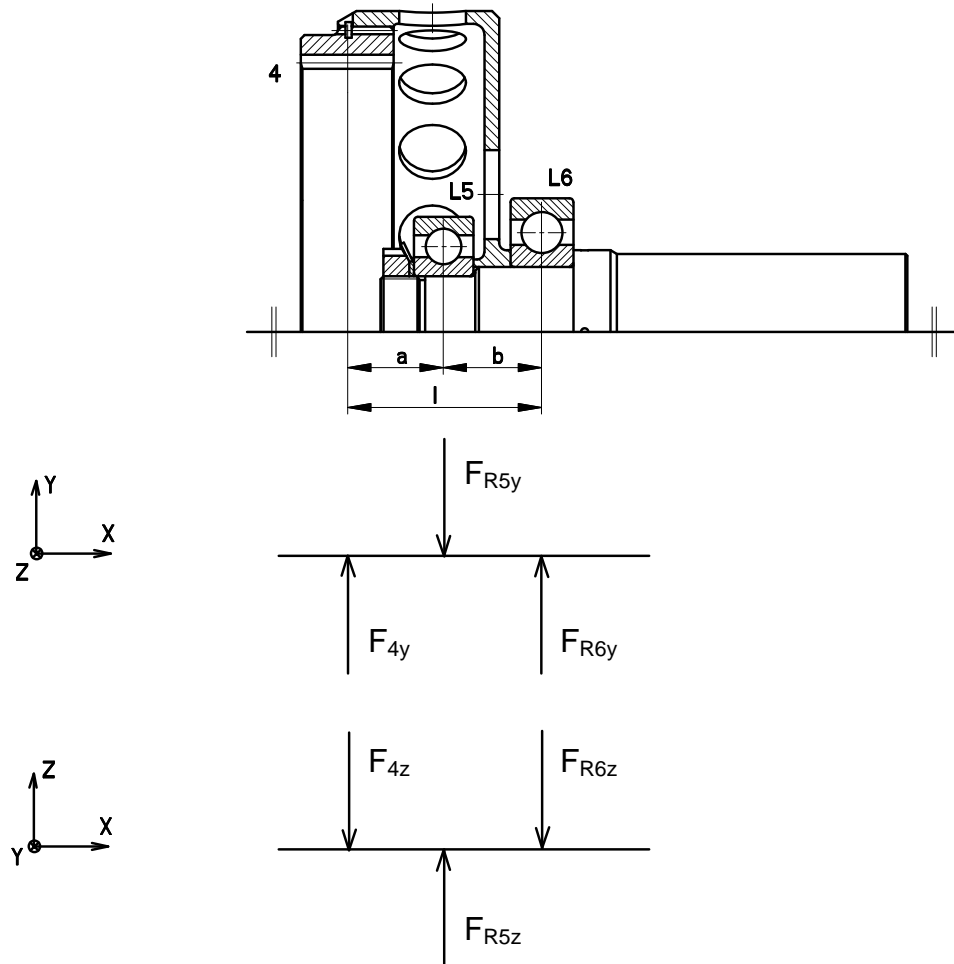
$$F_{4z} = (1,2 - 0,9) \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{M_{k4}}{d_4} = 0,2 \cdot \frac{M_{k4}}{d_4} = 0,2 \cdot \frac{346,09}{0,144} = 480,68 \text{ N}$$

$$\text{kde } M_{k4} = M_{k1} \cdot u_{14} = 18,71 \cdot 18,4935 = 346,09 \text{ Nm}$$

$$F_{4y} = F_{4z} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 480,68 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 174,95 \text{ N}$$



Obr. 10-5 Reakce na hnaném hřídeli.

**Ložisko L5:**

$$F_{R5y} = F_{4y} \cdot \frac{a+b}{b} = 174,95 \cdot \frac{26+26,5}{26,5} = 346,60 \text{ N}$$

$$F_{R5z} = F_{4z} \cdot \frac{a+b}{b} = 480,68 \cdot \frac{26+26,5}{26,5} = 952,29 \text{ N}$$

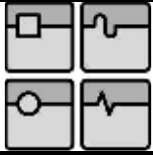
$$F_{R5} = \sqrt{F_{R5y}^2 + F_{R5z}^2} = \sqrt{346,60^2 + 952,29^2} = 1013,40 \text{ N}$$

**Ložisko L6:**

$$F_{R6y} = F_{R5y} - F_{4y} = 346,60 - 174,95 = 171,65 \text{ N}$$

$$F_{R6z} = F_{R5z} - F_{6z} = 952,29 - 480,68 = 471,61 \text{ N}$$

$$F_{R6} = \sqrt{F_{R6y}^2 + F_{R6z}^2} = \sqrt{171,65^2 + 471,61^2} = 501,88 \text{ N}$$



## 11 PEVNOSTNÍ KONTROLA OZUBENÍ

Pevnostní kontrola ozubení převodovky byla provedena podle normy ČSN 01 4686 z roku 1988 (18).

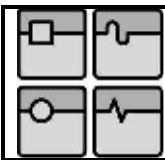
Pro provedení pevnostní kontroly ozubení dle uvedené normy je k dispozici řada software, které značně zjednoduší návrh a kontrolu ozubení. Protože jsem se chtěl blíže seznámit s postupem výpočtu dle platné normy, uvádím v této kapitole podrobný výpis použitých vzorců včetně dosazení hodnot pro první stupeň ozubení. Uvedená metodika výpočtu byla zpracována v tabulkovém kalkulátoru MS Excel, ve kterém byla provedena pevnostní kontrola pro oba stupně reduktoru. Z výpočtu 2. stupně jsou zde uvedeny pouze tabulky se vstupními daty a výstupy programu.

Cílem pevnostní kontroly je potvrdit, zda navržené ozubení splňuje předpoklady pro správnou funkci a pro dosažení požadované životnosti.

Výpočtem dle ČSN se provádí kontrola únosnosti ozubení při daných rozměrech a zvoleném materiálu soukolí. Ve smyslu ČSN se pevnostní kontrolou rozumí stanovení srovnávacích veličin zatížení (napětí a tlaků) na základě vnějších zatížení a parametrů soukolí. Následuje porovnání těchto hodnot s příslušnými hodnotami použitého materiálu (přípustnými napětími a tlaky). Pevnostní kontrola se provádí pouze pro namáhání zubů v ohybu a namáhání boků zubů dotykem (tlakem) s ohledem na vznik únavového poškození a poškození vlivem jednorázového přetížení. Další vlivy, které nemají únavový charakter působící na životnost ozubení jako je opotřebení a zadírání nejsou v ČSN zahrnuty.

Norma stanovuje čtyři metody pevnostního výpočtu ozubených kol označené písmeny A, B, C, D. Jednotlivé způsoby výpočtu se od sebe navzájem liší tím, jakým způsobem je stanoveno výpočtové zatížení. Metoda A stanovuje výpočtové zatížení (formou směrodatné obvodové síly) z konstantní statické složky kroutícího momentu, která se během provozu ozubeného soukolí vyskytuje nejčastěji. U ostatních metod se tak děje na základě tzv. charakteristického souboru zatížení (CHSZ), který zohledňuje cyklické změny zatížení při provozu stroje. Pro pevnostní kontrolu ozubení v této práci byla vybrána metoda A, protože aplikace reduktoru předpokládá dlouhodobý provoz při jmenovitém zatížení s minimem provozních cyklů.

Ve výpočtu ozubených kol byl zvolen způsob, který k posouzení stavu ozubených kol používá stanovení součinitelů bezpečnosti a porovnává je s jejich minimálními hodnotami. Rozsah minimálních hodnot bezpečností je pro každý výpočet udán normou. Konkrétní hodnotu je však nutno vybrat s ohledem na přesnost výpočtu a rozptyl vstupních veličin. Protože byl celý výpočet proveden podle metody A, která je nejméně přesná, byly vybrány ze všech rozsahů minimálních hodnot bezpečností maximální hodnoty. Zvolené hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.



Tab. 11-1 Volba hodnot součinitelů bezpečnosti

	Rozsah	Hodnota
Kontrolní výpočet na únavu v dotyku $S_{Hmin}$	1,1 – 1,2	1,2
Kontrolní výpočet na únavu v ohybu $S_{Fmin}$	1,4 – 1,7	1,7
Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení $S_{FStmin}$	1,5 – 1,75	1,75

### 11.1 Geometrické parametry ozubení pro výpočet

Pevnostní výpočet vyžaduje dosadit mimo již určených parametrů další údaje o geometrii ozubení. Tyto údaje byly pro přehlednost stanoveny úvodem, před zahájením vlastního výpočtu.

průměry základních kružnic

$$\begin{aligned}d_{b1} &= m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 1 \cdot 21 \cdot \cos 20^\circ = 19,734 \text{ mm} \\d_{b2} &= m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 1 \cdot 89 \cdot \cos 20^\circ = 83,633 \text{ mm}\end{aligned} \quad (11.1) \quad (11.2)$$

provozní vzdálenost os korigovaných kol

$$a_w = 55,5 \text{ mm}$$

provozní záběrový úhel

$$\begin{aligned}\cos \alpha_w &= \frac{d_{b1} + d_{b2}}{2 \cdot a_w} = \frac{19,734 + 83,633}{2 \cdot 55,5} = 0,9312 \\ \alpha_w &= 21,3732^\circ\end{aligned} \quad (11.3)$$

průměry hlavových kružnic

$$\begin{aligned}d_{a1} &= 23,8 \text{ mm} \\ d_{a2} &= 91,2 \text{ mm}\end{aligned}$$

průměry valivých kružnic

$$\begin{aligned}d_{w1} &= \frac{d_{b1}}{\cos \alpha_w} = \frac{19,734}{\cos 21,3732^\circ} = 21,191 \text{ mm} \\ d_{w2} &= \frac{d_{b2}}{\cos \alpha_w} = \frac{83,633}{\cos 21,3732^\circ} = 89,809 \text{ mm}\end{aligned} \quad (11.4) \quad (11.5)$$



součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{2} - a_w \cdot \sin \alpha_w = \frac{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \quad (11.6)$$
$$= \frac{\sqrt{23,8^2 - 19,734^2} + \sqrt{91,2^2 - 83,633^2}}{2} - 55,5 \cdot \sin 21,3732^{\circ} = 1,563$$
$$= \frac{\pi \cdot 1 \cdot \cos 20^{\circ}}{\pi \cdot 1 \cdot \cos 20^{\circ}} = 1,563$$

### 11.2 Kontrolní výpočet na únavu v dotyku

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů, bez působení přídavných sil (při  $K_H = 1,0$ ):

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = 191,64 \cdot 2,43 \cdot 0,91 \cdot \sqrt{\frac{713}{20 \cdot 21} \cdot \frac{4,2381+1}{4,2381}} =$$
$$= 617,44 \text{ MPa} \quad (11.7)$$

kde:

- součinitel mechanických vlastností materiálů (spolu zabírajících ozub. kol),  
pro stejné materiály  $Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} = \sqrt{0,175 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 191,64 (\text{MPa})^{\frac{1}{2}}$  (11.8)

- součinitel tvaru spolu zabírajících zubů

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_w}} = \frac{1}{\cos 20^{\circ}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 21,3732^{\circ}}} = 2,42 \quad (11.9)$$

- součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,5097}{3}} = 0,91 \quad (11.10)$$

- směrodatná obvodová síla  $F_{tH} = F_{12t} = 713 \text{ N}$

- pracovní šířka ozubení  $b_{wH} = 20 \text{ mm}$

- průměr roztečné kružnice pastorku  $d_1 = 21 \text{ mm}$

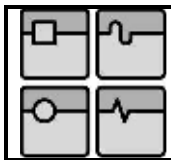
- převodové číslo ozubeného převodu  $u = 4,2381$

Součinitel přídavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,25 \cdot 1,572 \cdot 1,25 \cdot 1 = 2,457 \quad (11.11)$$

kde:

- součinitel vnějších dynamických sil  $K_A = 1,25$  zvoleno dle tab. 3 ČSN 014686



část 2 (plynulý pohon, zatěžování s malou nerovnoměrností)  
- součinitel vnitřních dynamických sil

$$K_{Hv} = 1 + \left( \frac{K_p}{K_A \cdot \frac{F_{tH}}{b_{wH}}} + K_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} = 1 + \left( \frac{3,91}{150} + 0,0193 \right) \cdot \frac{21 \cdot 61,72}{100} \quad (11.12)$$

$$\cdot \sqrt{\frac{4,2381^2}{1+4,2381^2}} = 1,572$$

kde:

-  $K_p = 3,91$  je konstanta dle tab. 11 ČSN 014686 část 3

-  $K_Q = 0,0193$  je konstanta dle tab. 11 ČSN 014686 část 3

- pokud je  $K_A \cdot \frac{F_{tH}}{b_{wH}} < 150 \text{ Nmm}^{-1}$  pak dosazujeme  $= 150 \text{ Nmm}^{-1}$  (11.13)

$$K_A \cdot \frac{F_{tH}}{b_{wH}} = 1,25 \cdot \frac{713}{20} = 44,56 \text{ Nmm}^{-1} \quad (11.14)$$

- obvodová rychlost na roztečné kružnici

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \pi \cdot 0,021 \cdot 935,5 = 61,72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.15)$$

- počet zubů pastorku  $z_1 = 21$

- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{H\beta} = 1,25$  voleno dle obr.1b) ČSN 014686 část 4

- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů je dle čl. 72 ČSN 014686 část 3 pro přímé zuby  $K_{H\alpha} = 1$

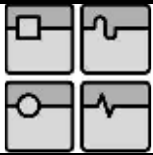
Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 617,44 \cdot \sqrt{2,457} = 967,77 \text{ MPa} \quad (11.16)$$

Součinitel životnosti (pro výpočet na dotyk):

$$Z_{N1} = \sqrt[q_H]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{K1}}} = \sqrt[10]{\frac{1 \cdot 10^8}{4,04 \cdot 10^{11}}} = 0,43586 \quad (11.17)$$

$$Z_{N2} = \sqrt[q_H]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{K2}}} = \sqrt[10]{\frac{1 \cdot 10^8}{3,18 \cdot 10^{10}}} = 0,56205 \quad (11.18)$$



kde:

- bazový počet zatěžovacích cyklů v dotyku  $N_{H \text{ lim}} = 1 \cdot 10^8$
- exponent Wöhlerovy křivky (pro výpočet na dotyk)  $q_H = 10$
- počet zatěžovacích cyklů pastorku

$$N_{K1} = n_1 \cdot 3600 \cdot 3 \cdot L_h = 935,5 \cdot 3600 \cdot 3 \cdot 40000 = 4,04 \cdot 10^{11} \quad (11.19)$$

- počet zatěžovacích cyklů kola předlohy

$$N_{K2} = n_2 \cdot 3600 \cdot 1 \cdot L_h = 220,7 \cdot 3600 \cdot 1 \cdot 40000 = 3,18 \cdot 10^{10} \quad (11.20)$$

kde:

- požadovaná životnost  $L_h = 40000 \text{ hod}$

Při  $Z_N < 1$  se uvažuje  $Z_N = 1$ . Pro nitridované oceli je  $Z_{N \text{ max}} = 1,3$ .  
Proto pro pastorek i kolo platí  $Z_{N1,2} = 1$ .

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů:

$$S_{H1,2} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_N}{\sigma_H} \cdot (Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) = \frac{1180 \cdot 1}{967,77} \cdot (1) = 1,219 \quad (11.21)$$

kde:

- mez únavy v dotyku  $\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{H \text{ lim}}^o = 1180 \text{ MPa}$
- součin součinitelů maziva, výchozí drsnosti zubu, obvodové rychlosti  $Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = 1$ . Dle tab. 4 ČSN 014686 část 3 je pro kola s broušenými boky zubů rovno 1.

Podmínka provozuschopnosti z hlediska únavového poškození na dotyk:

$$S_H \geq S_{H \text{ min}} \quad (11.22)$$

1,219 > 1,2      výsledek vyhovuje dané podmínce

kde:

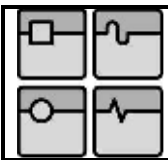
- nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti  $S_{H \text{ min}} = 1,2$

### **11.3 Kontrola na dotyk při jednorázovém zatížení**

Podmínka provozuschopnosti z hlediska jednorázového působení největšího zatížení na dotyk:

$$\sigma_{H \text{ max}} < \sigma_{HP \text{ max}} \quad (11.23)$$

1165,35 MPa < 2250 MPa      výsledek vyhovuje dané podmínce



kde:

- největší napětí v dotyku, vzniklé působením síly  $F_t$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_{tH}}} = 613,95 \cdot \sqrt{\frac{1033,7 \cdot 2,457}{713}} = 1165,35 \text{ MPa} \quad (11.24)$$

kde:

- obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici

$$F_{t1} = F_{tH} \cdot K_{AS} = 713 \cdot 1,45 = 1033,7 \text{ N} \quad (11.25)$$

kde:

- součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení voleno  $K_{AS} = 1,45$

- přípustné napětí v dotyku při největším zatížení (silou  $F_t$ )

$$\sigma_{HP \max} = 3 \cdot V_{HV} = 3 \cdot 750 = 2250 \text{ MPa} \quad (11.26)$$

kde:

- minimální tvrdost boku zubu  $V_{HV} = 750 \text{ HV}$

## 11.4 Kontrolní výpočet na únavu v ohybu

Měrná tuhost páru zubů:

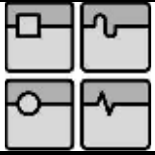
$$c'_1 = c'_{th} \cdot C_M \cdot C_{R1} = 18,3205 \cdot 0,8 \cdot 1 = 14,656 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m}) \quad (11.27)$$

$$c'_2 = c'_{th} \cdot C_M \cdot C_{R2} = 18,4947 \cdot 0,8 \cdot 0,914 = 13,396 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m}) \quad (11.28)$$

kde:

- teoretická měrná tuhost páru zubů (11.29)

$$\frac{1}{c'_{th}} = 0,4723 + \frac{0,15551}{z_1} + \frac{0,25791}{z_2} - 0,00635 \cdot x_1 - \frac{0,11654 \cdot x_1}{z_1} - 0,00193 \cdot x_2 - \frac{0,24188 \cdot x_2}{z_2} + 0,0529 \cdot x_1^2 + 0,00182 \cdot x_2^2 = 0,4723 + \frac{0,15551}{21} + \frac{0,25791}{89} - 0,00635 \cdot 0,291 - \frac{0,11654 \cdot 0,291}{21} - 0,00193 \cdot (-0,014) - \frac{0,24188 \cdot (-0,014)}{89} + 0,0529 \cdot 0,291^2 +$$



$$+ 0,00182 \cdot (-0,014)^2 = 0,05458$$

$$c'_{ih} = 18,3205 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$$

kde:

- jednotkové posunutí základního profilu pastorku  $x_1 = 0,6 - 0,12 = 0,48$
- jednotkové posunutí základního profilu kola  $x_2 = -0,085 - 0,12 = -0,205$
- opravný součinitel  $C_M = 0,8$ . Pro výpočet měrné tuhosti páru zubů  $c'$  volen dle čl. 57 ČSN 014686 část 3.
- součinitel tvaru tělesa kola

$$C_{R1} = 1 + \frac{\ln\left(\frac{b_{s1}}{b}\right)}{5 \cdot e^{\frac{s_{R1}}{5 \cdot m}}} = 1 + \frac{\ln\left(\frac{20}{20}\right)}{5 \cdot 2,71828^{\frac{5,35}{5 \cdot 1}}} = 1 \quad (11.30)$$

$$C_{R2} = 1 + \frac{\ln\left(\frac{b_{s2}}{b}\right)}{5 \cdot e^{\frac{s_{R2}}{5 \cdot m}}} = 1 + \frac{\ln\left(\frac{6}{20}\right)}{5 \cdot 2,71828^{\frac{5,15}{5 \cdot 1}}} = 0,914 \quad (11.31)$$

kde:

- šířka stojiny pastorku  $b_{s1} = 20 \text{ mm}$
- šířka stojiny kola  $b_{s2} = 6 \text{ mm}$
- tloušťka věnce pod patním válcem pastorku  $s_{R1} = 5,35 \text{ mm}$
- tloušťka věnce pod patním válcem kola  $s_{R2} = 5,15 \text{ mm}$
- Eulerovo číslo  $e = 2,71828$

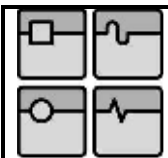
Střední celková měrná tuhost zubů soukolí :

$$c_{\gamma 1} = c'_1 \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25) = 14,656 \cdot (0,75 \cdot 1,5625 + 0,25) = 20,840 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m}) \quad (11.32)$$

$$c_{\gamma 2} = c'_2 \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25) = 13,396 \cdot (0,75 \cdot 1,5625 + 0,25) = 19,048 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m}) \quad (11.33)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů:

$$K_{F\alpha 1} = \frac{\varepsilon_\alpha}{2} \cdot \left[ 0,9 + 0,4 \cdot \frac{c_{\gamma 1} \cdot b_{wH} \cdot (|f_{pb}| - |y_\alpha|)}{F_{tH} \cdot K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta}} \right] = \quad (11.34)$$
$$= \frac{1,5625}{2} \cdot \left[ 0,9 + 0,4 \cdot \frac{20,840 \cdot 20 \cdot (|3,8| - |0,285|)}{713 \cdot 1,25 \cdot 1,572 \cdot 1,25} \right] = 0,9646$$



$$K_{F\alpha 2} = \frac{\varepsilon_\alpha}{2} \cdot \left[ 0,9 + 0,4 \cdot \frac{c_{\gamma 2} \cdot b_{wH} \cdot (|f_{pb}| - |y_\alpha|)}{F_{tH} \cdot K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta}} \right] = \quad (11.35)$$
$$= \frac{1,5625}{2} \cdot \left[ 0,9 + 0,4 \cdot \frac{19,048 \cdot 20 \cdot (|3,8| - |0,285|)}{713 \cdot 1,25 \cdot 1,572 \cdot 1,25} \right] = 0,9420$$

kde:

- opotřebení boků zubů během záběhu soukolí o které se snižuje úchylna základní rozteče  $f_{pb} \cdot y_\alpha = 0,075 \cdot f_{pb} = 0,075 \cdot 3,8 = 0,285 \mu m$  (11.36)

- úchylna základní rozteče  $f_{pb1} = f_{pb2} = 3,8 \mu m$

Součinitel přidavných zatížení:

$$K_{F1} = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha 1} = 1,25 \cdot 1,575 \cdot 1,2323 \cdot 0,9645 = 2,3361 \quad (11.37)$$

$$K_{F2} = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha 2} = 1,25 \cdot 1,575 \cdot 1,2323 \cdot 0,9421 = 2,2817 \quad (11.38)$$

kde:

- součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)  $K_{Fv} = K_{Hv} = 1,575$

- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{NF} = (1,25)^{0,936} = 1,2323 \quad (11.39)$$

kde:

$$\text{- exponent } NF = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{\left(\frac{b}{h}\right)^2 + \left(\frac{b}{h}\right) + 1} = \frac{\left(\frac{20}{1,280}\right)^2}{\left(\frac{20}{1,280}\right)^2 + \left(\frac{20}{1,280}\right) + 1} = 0,936 \quad (11.40)$$

$$\text{- výška zubu } h = \frac{2 \cdot m}{\varepsilon_\alpha} = \frac{2 \cdot 1}{1,5625} = 1,280 \text{ mm} \quad (11.41)$$

- šířka ozubení  $b = b_{wF} = 20 \text{ mm}$

Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{tF}}{b_{wF} \cdot m} \cdot K_{F1} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{713}{20 \cdot 1} \cdot 2,336 \cdot 3,5 \cdot 1 \cdot 0,7 = 207,51 \text{ MPa} \quad (11.42)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{tF}}{b_{wF} \cdot m} \cdot K_{F2} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{713}{20 \cdot 1} \cdot 2,2817 \cdot 3,72 \cdot 1 \cdot 0,7 = 215,42 \text{ MPa} \quad (11.43)$$



kde

- směrodatná obvodová síla pro výpočet zubů na ohyb  $F_{tF} = F_t = 713 N$

- součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí odečteno z grafu obr.7

ČSN 01 4686 část 3.  $Y_{FS1} = 3,5$  ;  $Y_{FS2} = 3,72$

- součinitel sklonu zubu, pro přímé zuby  $Y_\beta = 1$

- součinitel vlivu záběru profilu  $Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} = 0,2 + \frac{0,8}{1,5625} = 0,70$  (11.44)

Součinitel životnosti (pro výpočet na ohyb):

$$Y_{N1} = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_{K1}}} = 10 \sqrt{\frac{3 \cdot 10^6}{4,04 \cdot 10^{11}}} = 0,30694 \quad (11.45)$$

$$Y_{N2} = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_{K2}}} = 10 \sqrt{\frac{3 \cdot 10^6}{3,18 \cdot 10^{10}}} = 0,39581 \quad (11.46)$$

kde:

- bazový počet zatěžovacích cyklů v ohybu  $N_{F\lim} = 3 \cdot 10^6$

- exponent Wöhlerovy křivky (pro výpočet na ohyb)  $q_F = 10$

Při  $Y_N < 1$  se uvažuje  $Y_N = 1$ . Pro nitridované oceli je  $Y_{N\max} = 1,6$ .

Proto pro pastorek i kolo platí  $Y_{N1,2} = 1$ .

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu:

$$S_{F1} = \sigma_{F\lim b} \cdot \frac{Y_N \cdot Y_{\delta 1} \cdot Y_X}{\sigma_{F1}} = 493,5 \cdot \frac{1 \cdot 1,484 \cdot 1}{207,51} = 3,530 \quad (11.47)$$

$$S_{F2} = \sigma_{F\lim b} \cdot \frac{Y_N \cdot Y_{\delta 2} \cdot Y_X}{\sigma_{F2}} = 493,5 \cdot \frac{1 \cdot 1,431 \cdot 1}{215,42} = 3,380 \quad (11.48)$$

kde:

- mez únavy v ohybu pro uvažovaný způsob zatížení a použitou speciální technologii výroby uvažovaného ozubeného kola

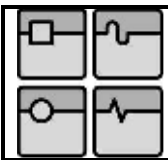
$$\sigma_{F\lim b} = \sigma_{F\lim b}^o \cdot Y_A \cdot Y_T = 705 \cdot 1 \cdot 0,7 = 493,5 MPa \quad (11.49)$$

kde:

- mez únavy v ohybu, odpovídající bazovému počtu zatěžovacích cyklů

$N_{H\lim}$ , přepočtená na hladký vzorek  $\sigma_{F\lim b}^o = 705 MPa$

- součinitel střídavého zatížení zubu. Stanoveno dle tab. 14 ČSN 014686 část 5 pro míjivé zatížení  $Y_A = 1$ .



- součinitel technologie výroby. Stanoveno dle tab. 13 ČSN 014686 část 5 pro broušený patní přechod  $Y_T = 0,7$ .
- součinitel vrubové citlivosti při výpočtu na únavu dle čl. 51 ČSN 014686 část 5 pro ozubená kola se zuby povrchově upravenými včetně paty

$$Y_{\delta 1} = 1 + \kappa_1^{0,55} \cdot 10^{-0,72} = 1 + 5,45^{0,55} \cdot 10^{-0,72} = 1,484 \quad (11.50)$$

$$Y_{\delta 2} = 1 + \kappa_2^{0,55} \cdot 10^{-0,72} = 1 + 4,423^{0,55} \cdot 10^{-0,72} = 1,431 \quad (11.51)$$

kde součinitel ostrosti vrubu  $\kappa_1 = \frac{2,3}{\rho_{Fn1}} = \frac{2,3}{0,422} = 5,45 \text{ mm}^{-1} \quad (11.52)$

$$\kappa_2 = \frac{2,3}{\rho_{Fn2}} = \frac{2,3}{0,52} = 4,423 \text{ mm}^{-1} \quad (11.53)$$

Poloměr křivosti patního přechodu v místě dotyku  $30^\circ$  - te čny  $\rho_{Fn1} = 0,422 \text{ mm}$ ;  $\rho_{Fn2} = 0,52 \text{ mm}$ . Odečteno z grafu obr. 10 přílohy ČSN 01 4686 část 3.

- součinitel velikosti (pro výpočet na ohyb) dle tab. 9 ČSN 01 4686 část 3  $Y_X = 1$

Podmínka provozuschopnosti z hlediska únavového poškození na ohyb:

$$S_F \geq S_{F \min} \quad (11.54)$$

$$3,529 > 1,7$$

$$3,280 > 1,7 \quad \text{výsledky pro pastorek i kolo vyhovují dané podmínce}$$

kde:

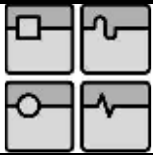
- nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti  $S_{F \min} = 1,7$

### **11.5 Kontrola na ohyb při jednorázovém zatížení**

Součinitel bezpečnosti proti vzniku trvalé deformace zubu, počátečních trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu:

$$S_{FS1} = \frac{\sigma_{FS1}}{\sigma_{F1 \max}} \cdot \frac{Y_{\delta 1}}{Y_{\delta 1 T}} \cdot Y_X = \frac{789,6}{300,90} \cdot \frac{1,206}{1,2} \cdot 1 = 2,639 \quad (11.55)$$

$$S_{FS2} = \frac{\sigma_{FS2}}{\sigma_{F2 \max}} \cdot \frac{Y_{\delta 2}}{Y_{\delta 2 T}} \cdot Y_X = \frac{789,6}{312,36} \cdot \frac{1,210}{1,2} \cdot 1 = 2,548 \quad (11.56)$$



kde:

- pevnost v ohybu při největším zatížení pro nitridované oceli

$$\sigma_{FSt} = 1,6 \cdot \sigma_{F\lim b} = 1,6 \cdot 493,5 = 789,6 \text{ MPa} \quad (11.57)$$

- součinitel vrubové citlivosti zkušebníhokola při jednorázovém působení největšího zatížení  $Y_{\delta St} = 1,20$  (dle tab. 10 přílohy ČSN 014686 část 3)

- součinitel vrubové citlivosti při jednorázovém působení největšího zatížení pro nitridované oceli

$$Y_{\delta St1} = 0,27 \cdot Y_{S1} + 0,72 = 0,27 \cdot 1,802 + 0,72 = 1,206 \quad (11.58)$$

$$Y_{\delta St2} = 0,27 \cdot Y_{S2} + 0,72 = 0,27 \cdot 1,813 + 0,72 = 1,210 \quad (11.59)$$

kde:

- součinitel koncentrace napětí

$$Y_{S1} = (0,8 + 0,2 \cdot \varepsilon_{\alpha}) \cdot Y_{Sa1} = (0,8 + 0,2 \cdot 1,5625) \cdot 1,62 = 1,802 \quad (11.60)$$

$$Y_{S2} = (0,8 + 0,2 \cdot \varepsilon_{\alpha}) \cdot Y_{Sa2} = (0,8 + 0,2 \cdot 1,5625) \cdot 1,63 = 1,813 \quad (11.61)$$

- součinitel koncentrace napětí při záběru špičkou zubu

$$Y_{Sa1} = 1,62; Y_{Sa2} = 1,63 \text{ (odečteno z grafu obr. 13 ČSN 014686 část 3)}$$

- největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly  $F_t$

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \cdot K_{AS} = 207,51 \cdot 1,45 = 300,90 \text{ MPa} \quad (11.62)$$

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \cdot K_{AS} = 215,42 \cdot 1,45 = 312,36 \text{ MPa} \quad (11.63)$$

Podmínka provozuschopnosti z hlediska jednorázového působení největšího zatížení na ohyb:

$$S_{FSt} > S_{FSt\min} \quad (11.64)$$

$$2,639 > 1,75$$

$$2,548 > 1,75$$

výsledky pro pastorek i kolo vyhovují dané podmínce

kde:

- nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku trvalé deformace zubu, počátečních trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu  $S_{FSt\min} = 1,75$

Shrnutí výpočtu v programu MS Excel je uvedeno v tabulkách 11-3 a 11-4.

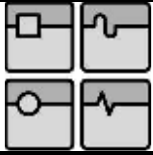
### 11.6 Pevnostní kontrola ozubení druhého stupně

Pevnostní kontrola druhého stupně převodovky dle postupu uvedeného pro první stupeň. Hodnoty součinitelů bezpečnosti ponechány dle tab. 11-1. Protože se jedná o ozubené soukolí s vnitřním ozubením, budou do výpočtu dosazeny záporné hodnoty veličin (počet zubů věnce, průměry kružnic věnce, převodové číslo a osová vzdálenost). Shrnutí výpočtu v programu MS Excel je uvedeno v tabulkách 11-5 a 11-6, vyhodnocení v tabulce 11-2.

Soukolí druhého stupně vyhovuje stanoveným požadavkům.

Tab. 11-2 Vyhodnocení výpočtu soukolí II. stupně

	požadavek	vypočteno	
		pastorek	kolo
Kontrolní výpočet na únavu v dotyku $S_{Hmin}$	min. 1,2	1,382	
Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení.	max. 2250 MPa	1028,5 MPa	
Kontrolní výpočet na únavu v ohybu $S_{Fmin}$	min. 1,7	2,99	3,33
Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení $S_{FStmin}$	min. 1,75	2,293	1,75



1. stupeň

kontrolní výpočet ozubení dle ČSN 014686 část 3, metoda A

Zadané hodnoty				
	pastorek		kolo	
m		1,00		mm
z	21		89	-
x	0,291		-0,014	-
n	56 130		13 244	min <sup>-1</sup>
$\alpha_v$		21,37		°
$b_{wH}=b_{wF}$		20,00		mm
P		44,00		kW
$N_K$	4,04E+11		3,18E+10	-
$V_{HV}$		750		HV
$f_{pb}$		3,8		μm
$b_s$	20		6	mm
$s_R$	5,35		5,15	mm
$L_h$	40 000		40 000	hod

Vypočtené hodnoty				
	pastorek		kolo	
d	21		89	mm
$d_a$	23,8		91,2	mm
$d_b$	19,734		83,633	mm
a		55,50		
$\epsilon_\alpha$		1,5625		-
u		4,2381		-
v		61,72		m/s

Tabulkové hodnoty				
	pastorek		kolo	
E	2,10E+05		2,10E+05	MPa
v	0,3		0,3	-
$Z_L, Z_R, Z_V$		1		-
$\sigma_{Hlim}^0$		1180		MPa
$\sigma_{Flimb}^0$		705		MPa
$J_{HV}$		250		HV
$K_A$		1,25		-
$K_{H\alpha}$		1		-
$K_P$		3,91		-
$K_Q$		0,0193		-
$N_{Hlim}$		1,00E+08		-
$q_H$		10		-
$K_{AS}$		1,45		-
$Y_A$		1		-
$Y_T$		0,7		-
$C_M$		0,8		-
$Y_{FS}$	3,5		3,72	-
$Y_\beta$		1		-
$N_{Flim}$		3,00E+06		-
$q_F$		10		-
$Y_X$		1		-

zadáno do výpočtu

Tab. 11-3 Vstupní hodnoty pro výpočet ozubení I. stupně



DIPLOMOVÁ PRÁCE

1. stupeň

Kontrola ozubení na dotyk

Kontrola na únavu v dotyku				
	pastorek		kolo	
$h_{\min}$		0,10110		mm
$\sigma_{H\lim}$		1180		MPa
$F_t = F_{tH} = F_{tF}$		713		N
$Z_E$		191,64567		(MPa) <sup>1/2</sup>
$Z_H$		2,4275842		-
$M_p$	1,01653			-
$Z_B$	1,01653			-
$Z_e$		0,90138		-
$K_{Hv} = K_{Fv}$		1,57227		-
$K_{H\beta}$		1,25		-
$K_H$		2,45668		-
$Z_N$	0,43586		0,56205	-
Volba $Z_N$	1		1	-
$\sigma_{H0}$	617,44		607,40	MPa
$\sigma_H$	967,77		952,03	MPa
$S_H$	1,21930		1,23945	-

Kontrola na dotyk při jednorázovém zatížení				
	pastorek		kolo	
$F_{t1}$		1033,73		N
$\sigma_{HP\max}$		2250		MPa
$\sigma_{H\max}$	1165,3488		1146,3985	MPa

$\sigma_{H\max} < \sigma_{HP\max}$  **vyhovuje** **vyhovuje**

$S_H > S_{H\min}$  **vyhovuje** **vyhovuje**

Kontrola ozubení na ohyb

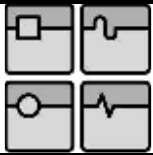
Kontrola na únavu v ohybu				
	pastorek		kolo	
$\sigma_{Flimb}$		493,50		MPa
$h$		1,27996		mm
NF		0,93625		-
$K_{F\beta}$		1,23234		-
$y_\alpha$		0,285		$\mu\text{m}$
$C_R$	1		0,91403	-
$c'_{th}$		18,32048		N/(mm, $\mu\text{m}$ )
$c'$	14,65638		13,39644	N/(mm, $\mu\text{m}$ )
$c_y$	20,84006		19,04853	N/(mm, $\mu\text{m}$ )
$K_{F\alpha}$	0,96456		0,94209	-
$Y_\epsilon$		0,71198		-
$Y_N$	0,30694		0,39581	-
Volba $Y_N$	1		1,00000	-
$\rho_{Fn}$	0,42		0,52	mm
$\kappa$	5,45024		4,42308	mm <sup>-1</sup>
$Y_\delta$	1,48420		1,43167	-
$K_F$	2,33614		2,28171	-
$\sigma_F$	207,51		215,42	MPa
$S_F$	3,52966		3,27978	-

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení				
	pastorek		kolo	
$\sigma_{F\max}$		300,90		312,36 MPa
$Y_{Sa}$		1,62		1,63 -
$Y_S$		1,80227		1,81339 -
$Y_{\delta St}$		1,20661		1,20962 -
$Y_{\delta StT}$				1,2 -
$\sigma_{FSt}$				789,60 MPa
$S_{FSt}$		2,63862		2,54812 -

$S_{FSt} > S_{FSt\min}$  **vyhovuje** **vyhovuje**

$S_F > S_{F\min}$  **vyhovuje** **vyhovuje**

Tab. 11-4 Kontrolní výpočet ozubení pro 1. stupeň



2. stupeň

kontrolní výpočet ozubení dle ČSN 014686 část 3, metoda A

Zadané hodnoty				
	pastorek		kolo	
m		1,50		mm
z	22		-96	-
x	0,405		-0,565	-
n	13 244		3 035	min <sup>-1</sup>
$\alpha_v$		20,00		°
$b_{wH}=b_{wF}$		25,00		mm
P		44,00		kW
$N_K$	3,18E+10		2,19E+10	-
$V_{HV}$		750		HV
$f_{pb}$		6,7		μm
$b_s$	25		11	mm
$s_R$	6,5		6	mm
$L_h$	40 000		40 000	hod

Vypočtené hodnoty				
	pastorek		kolo	
d	33		-144	mm
$d_a$	37,5		-142,5996	mm
$d_b$	31,010		-135,316	mm
a		-55,50		
$\epsilon_\alpha$		1,5874		-
u		-4,3636		-
v		22,88		m/s

Tabulkové hodnoty				
	pastorek		kolo	
E	2,10E+05		2,10E+05	MPa
v	0,3		0,3	-
$Z_L, Z_R, Z_V$		1		-
$\sigma_{Hlim}^0$		1180		MPa
$\sigma_{Flimb}^0$		705		MPa
$J_{HV}$		250		HV
$K_A$		1,25		-
$K_{H\alpha}$		1		-
$K_p$		7,51		-
$K_Q$		0,0193		-
$N_{Hlim}$		1,00E+08		-
$q_H$		10		-
$K_{AS}$		1,45		-
$Y_A$		1		-
$Y_T$		0,7		-
$C_M$		0,8		-
$Y_{FS}$	3,5		3,78	-
$Y_\beta$		1		-
$N_{Flim}$		3,00E+06		-
$q_F$		10		-
$Y_X$		1		-

zadáno do výpočtu

Tab. 11-5 Vstupní hodnoty pro výpočet ozubení II. stupně



# DIPLOMOVÁ PRÁCE

2. stupeň

## Kontrola ozubení na dotyk

Kontrola na únavu v dotyku				
	pastorek		kolo	
$h_{\min}$		0,25472		mm
$\sigma_{H\lim}$		1180		MPa
$F_t = F_{tH} = F_{tF}$		1923		N
$Z_E$		191,64567		$(\text{MPa})^{1/2}$
$Z_H$		2,4945732		-
$M_p$	0,95159			-
$Z_B$	1,00000			-
$Z_e$		0,89677		-
$K_{Hv} = K_{Fv}$		1,34040		-
$K_{H\beta}$		1,25		-
$K_H$		2,09438		-
$Z_N$	0,56205		0,58351	-
Volba $Z_N$	1		1	-
$\sigma_{H0}$	574,63		574,63	MPa
$\sigma_H$	831,61		831,61	MPa
$S_H$	1,41894		1,41894	-

Kontrola na dotyk při jednorázovém zatížení				
	pastorek		kolo	
$F_{t1}$		2787,94		N
$\sigma_{HP\max}$		2250		MPa
$\sigma_{H\max}$	1001,3869		1001,3869	MPa

$\sigma_{H\max} < \sigma_{HP\max}$  **vyhovuje** **vyhovuje**

$S_H > S_{H\min}$  **vyhovuje** **vyhovuje**

## Kontrola ozubení na ohyb

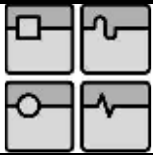
Kontrola na únavu v ohybu				
	pastorek		kolo	
$\sigma_{F\lim b}$		493,50		MPa
$h$		1,88990		mm
NF		0,92480		-
$K_{F\beta}$		1,22920		-
$y_\alpha$		0,5025		$\mu\text{m}$
$C_R$	1		0,92622	-
$c'_{th}$		19,17175		$\text{N}/(\text{mm}, \mu\text{m})$
$c'$	15,33740		14,20584	$\text{N}/(\text{mm}, \mu\text{m})$
$c_y$	22,09412		20,46406	$\text{N}/(\text{mm}, \mu\text{m})$
$K_{F\alpha}$	0,98420		0,96429	-
$Y_\varepsilon$		0,70397		-
$Y_N$	0,39581		0,41092	-
Volba $Y_N$	1		1,00000	-
$\rho_{Fn}$	0,422		0,19	mm
$\kappa$	5,45024		12,10526	$\text{mm}^{-1}$
$Y_\delta$	1,48420		1,75099	-
$K_F$	2,02700		1,98599	-
$\sigma_F$	256,07		270,96	MPa
$S_F$	2,86034		3,18905	-

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení				
	pastorek		kolo	
$\sigma_{F\max}$	371,31		392,90	MPa
$Y_{Sa}$	1,63		1,57	-
$Y_S$	1,82149		1,75444	-
$Y_{\delta St}$	1,21180		1,19370	-
$Y_{\delta StT}$		1,2		-
$\sigma_{FSt}$		789,60		MPa
$S_{FSt}$	2,14747		1,99913	-

$S_{FSt} > S_{FSt\min}$  **vyhovuje** **vyhovuje**

$S_F > S_{F\min}$  **vyhovuje** **vyhovuje**

Tab. 11-6 Kontrolní výpočet ozubení pro II. stupeň



## 12 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK

U všech ložisek použitých v převodovce bude kontrolována jejich základní trvanlivost vzhledem k tvorbě pittingu. Požadovaná životnost převodovky je 40 000 hodin. U ložisek je možné počítat s jejich výměnou a proto bude cílem výpočtu stanovit interval do výměny ložisek.

### 12.1 Výpočet základní trvanlivosti

Při výpočtu základní trvanlivosti se všeobecně předpokládá devadesátiprocentní pravděpodobnost přežití. Všechny potřebné parametry ložisek pro výpočet jsou uvedeny v následující tabulce. Pro uložení hnacího hřídele byla použita speciální vysokotáčková ložiska, která byla vyvinuta pro převodovky leteckých pomocných energetických jednotek. Ostatní ložiska byla zvolena ze základního katalogu SKF.

Tab. 12-1 Parametry ložisek dle údajů výrobce

Pozice	Ložisko	$n_{\max}$ [min <sup>-1</sup> ]	C [N]	P <sub>u</sub> [N]	Rozměry		
					d [mm]	D [mm]	B [mm]
1	PLC 03-45	60 000	8 410	160	15	35	11
2	PLC 03-45	60 000	8 410	160	15	35	11
3	NJ 203 ECML	22 000	17 200	1 730	17	40	12
4	NJ 2203 ECML	22 000	23 800	2 650	17	40	16
5	6206	15 000	20 300	480	30	62	16
6	6207	13 000	27 000	660	35	72	17

Tab. 12-2 Provozní parametry ložisek

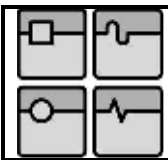
Pozice	Ložisko	n [min <sup>-1</sup> ]	Zatížení	
			F <sub>r</sub> [N]	F <sub>a</sub> [N]
1 - 1.var	PLC 03-45	56 130	69,4	0
1 - 2.var	PLC 03-45	56 130	18,9	0
2 - 1.var	PLC 03-45	56 130	245,0	0
3	NJ 203 EC	13 244	1 153,4	0
4	NJ 2203 EC	13 244	1 536,0	0
5	6206	3 035	1 013,4	0
6	6207	3 035	501,9	0

kde:

$n_{\max}$  - mezní přípustné otáčky ložiska mazaného olejem

C - základní dynamická únosnost

P<sub>u</sub> - mezní únavové zatížení



Základní trvanlivost ložiska získáme dosazením do vztahu:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^m$$

kde:  $m = 3$  pro kuličková ložiska  
 $m = 10/3$  pro válečková ložiska  
P-ekvivalentní zatížení, v toto případě  $P=F_r$

#### Ložisko L1 - varianta1

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 56130} \cdot \left(\frac{8410}{69,4}\right)^3 = 528\,401\,hod$$

#### Ložisko L1 - varianta2

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 56130} \cdot \left(\frac{8410}{18,9}\right)^3 = 26\,161\,117\,hod$$

#### Ložisko L2 - varianta1

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 56130} \cdot \left(\frac{8410}{245,0}\right)^3 = 12\,010\,hod$$

#### Ložisko L3

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 13244} \cdot \left(\frac{17200}{1153,4}\right)^{\frac{10}{3}} = 10\,272\,hod$$

#### Ložisko L4

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 13244} \cdot \left(\frac{23800}{1536,0}\right)^{\frac{10}{3}} = 11\,671\,hod$$

#### Ložisko L5

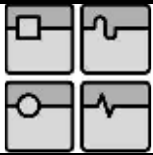
$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 3035} \cdot \left(\frac{20300}{1013,4}\right)^3 = 44\,139\,hod$$

#### Ložisko L6

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 3035} \cdot \left(\frac{27000}{501,9}\right)^3 = 854\,895\,hod$$

### **12.2 Modifikovaná trvanlivost dle teorie SKF**

Praktické zkušenosti a výzkumy provedené v poslední době prokázaly, že za určitých podmínek dosahují ložiska mnohem vyšší trvanlivosti než je



výpočtová a to především při nízkém zatížení. Uvedené podmínky zahrnují vliv mazivového filmu a omezení negativního vlivu nečistot. Nová teorie SKF při výpočtu používá pojem mezního únavového zatížení odpovídající veličině používané při výpočtu strojních součástí. Za ideálních podmínek a pokud je působící zatížení nižší než hodnota  $P_u$ , nedochází k únavovému poškození ložiska.

Modifikovanou trvanlivost ložiska získáme dosazením do vztahu:

$$L_{hSKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h}$$

kde:

$a_1$  - součinitel spolehlivosti. Hodnota spolehlivosti určuje s jakou pravděpodobností dosáhne ložisko vypočtené životnosti, nebo ji překročí. Při výpočtu modifikované trvanlivosti volím 99% spolehlivost. Pro tento případ má součinitel  $a_1$  hodnotu 0,21

$a_{SKF}$  - tento součinitel zahrnující vliv mazání, viskozitního poměru a zatížení lze určit odečtem z diagramu v katalogu SKF.

Před vlastním stanovením hodnoty  $a_{SKF}$  je nutno nejprve spočítat viskozitní poměr

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

a určit hodnotu funkce

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P}$$

kde je:

$\nu$  - skutečná viskozita oleje při pracovní teplotě (dle údajů výrobce maziva)

$\nu_1$  - viskozita potřebná pro zajištění dostatečného mazání

$\eta_c$  - součinitel znečištění, volím hodnotu 0,8 pro čisté provozní podmínky

$P_u$  - mezní únavové zatížení

$P$  - ekvivalentní dynamické zatížení, v tomto případě rovno  $F_r$

Tab 12-3 Výpočet modifikované trvanlivosti

Pozice	$t_{prac}$ [°C]	$\nu_1$ [mm <sup>2</sup> /s]	$\nu$ [mm <sup>2</sup> /s]	$\kappa$	$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P}$	$a_{SKF}$	$L_{1hSKF}$ [hod]
1 - 1.var.	70	4	10	2,5	1,427	>50	5 548 206
1 - 2.var.	70	4	10	2,5	1,427	>50	274 691 728
2 - 1.var.	70	4	10	2,5	0,458	>50	126 105
3	80	7,5	7,2	0,96	1,200	8	17 257
4	80	7,5	7,2	0,96	1,380	15	36 764
5	80	12,5	7,2	0,58	0,375	2,5	36 414
6	80	11	7,2	0,65	1,044	25	7 052 882

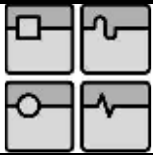
### **12.3 Hodnocení výpočtu trvanlivosti**

Při výpočtu základní trvanlivosti bylo určeno jako kritické místo ložiska předlohové hřídele ( $L_3$  a  $L_4$ ). Při zahrnutí vlivu mazání do výpočtu modifikované trvanlivosti dle SKF lze považovat všechna ložiska za vyhovující.

Byly posouzeny dvě navržené varianty uložení hnací hřídele. Na první pohled neobvyklá varianta č. 2 s pouze jedním ložiskem je hlediska trvanlivosti ložisek výhodnější. Ložisko hnacího hřídele je zatíženo pouze od vnějších sil od pohonu reduktoru. Trvanlivost ostatních ložisek byla vypočtena s ohledem na předpokládanou nerovnoměrnost výkonového toku.

Při použití varianty č.2 bude díky vystředění pastorku hnacího hřídele mezi předlohy vyrovnáno větvení výkonového toku a tím dojde ke snížení zatížení nejenom všech ložisek použitých v reduktoru, ale také obou stupňů ozubení.

Vypočet trvanlivosti ložisek se opírá o odhadované hodnoty zatížení a provozních podmínek ložisek. Ve výpočtu nebylo uvažováno s dynamickým zatížením. Skutečnou trvanlivost bude nutné ověřit na vyrobených prototypch. Skutečná trvanlivost všech ložiskových uzlů bude nejvíce ovlivněna kvalitou mazání (čistotou oleje, skutečnou viskozitou a optimálním množstvím). Proto je nutno stanovit servisní intervaly výměny ložisek až na základě zkušeností s dlouhodobým provozem. Předběžně lze stanovit interval do výměny ložisek na 20 000 hodin, což vyhovuje požadavkům předpokládané aplikace.



### 13 PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELÍ

Pevnostní kontrola hřídelí byla provedena pomocí demoverze software MITCalc v prostředí MS Excel.

Výpočet byl proveden pro hnací hřídel, hřídel předlohy a hnaný hřídel. Geometrie hřídele byla do programu zadána ve 2D řezu, ve zjednodušeném tvaru, bez ozubených věnců. Hřídele po zjednodušení splňují prutové předpoklady, tudíž je možno úlohu řešit jako otevřený přímý prut vázaný staticky určitě. Zatížení hřídelí bylo určeno při analýze silových poměrů v kapitole 9 a 10. Spojitá zatížení od záběru ozubených kol a přenosu kroutícího momentu u hnacího a hnaného hřídele byla nahrazena staticky ekvivalentní náhradou ve formě osamělých sil v rovinách xy a zx.

Hřídele mohou být namáhány ohybovým momentem, kroutícím momentem, posouvající silou a silou axiální. Axiální zatížení se u tohoto typu reduktoru s přímým ozubením nevyskytuje. Kontrola se provádí v nebezpečném průřezu, to je tam, kde působí největší napětí a dále ve všech konstrukčních vrubech. Jsou to drážky a místa náhlé změny průřezu.

Použití Saint-Venantova principu pro definici zatížení může v tomto případě ovlivnit přesnost výpočtu, zejména v místech změn průřezů v okolí ozubení. Nepřesnost výpočtu vzhledem k výsledným vysokým součinitelům bezpečnosti byla vyhodnocena jako zanedbatelná a pro daný účel postačující.

Hřídele byly posuzovány z těchto hledisek:

- součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu (statická bezpečnost)
- součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi únavy (dynamická bezpečnost)
- velikost průhybu hřídele
- torzní tuhost hřídele

Zadání výpočtu a podrobné výsledky včetně grafického zpracování jsou uvedeny v přílohách č. 8, 9 a 10. Shrnutí posuzovaných parametrů viz. tabulka 13-1 níže.

tab. 13-1 Pevnostní kontrola hřídelí

	Jednotky	hřídele		
		hnací	předlohový	hnaný
statická bezpečnost	-	9,8	16,4	7,0
dynamická bezpečnost	-	13,8	18,4	9,5
max. úhel zkroucení	°	0,1074	0,0107	0,083
max. redukované napětí	MPa	53,3	31,9	74,8
max. průhyb	mm	0,0	0,0018	0,0005

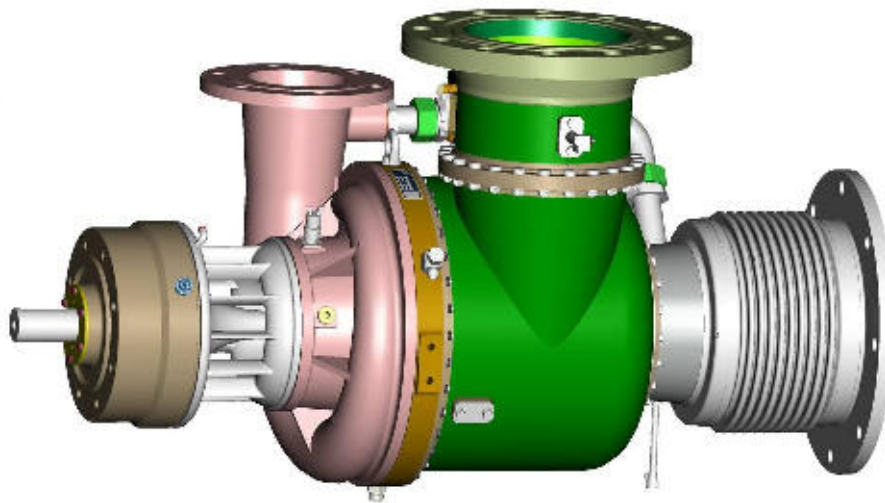
Pevnostní kontrola hřídelí byla vyhodnocena jako vyhovující. Oba součinitele bezpečnosti splňují s dostatečnou rezervou požadavky kladené na tento typ strojní součásti. Významným kritériem pro hodnocení byl v tomto případě také průhyb hřídele a torzní tuhost hřídele.



## 14 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

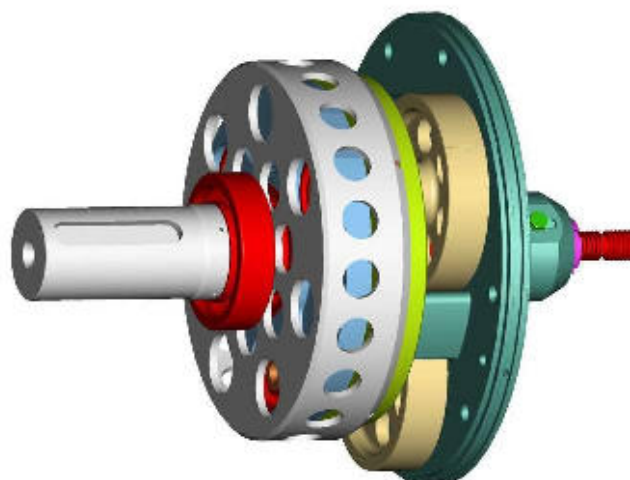
Konstrukční uspořádání reduktoru je dáno zvoleným kinematickým schématem (obr. 3-1) a připojením k pohonu (turbomotor) a poháněnému agregátu (asynchronní generátor). Jedním z cílů pro návrh reduktoru byla možnost uplatnění jako alternativa k vysokootáčkovému generátoru pro turbomotor TGU 100B z produkce PBS Velká Bíteš a.s. (obr. 14-1 a přílohy č. 1 a 6).

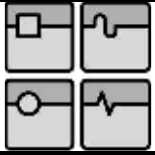
*Obr. 14-1: Turbomotor TGU 100B s reduktorem*



Tvar a připojení reduktoru bylo navrženo takovým způsobem, aby bylo možné využít stávající odlitky skříní kompresoru a vstupu vzduchu turbomotoru. Sestava ozubených kol včetně ložisek je umístěna do klece, která zajišťuje jejich vzájemnou polohu. Klec je z důvodu montáže předlokových hřídelí a jejich ložisek navržena jako dělená, spojena třemi šrouby M10.

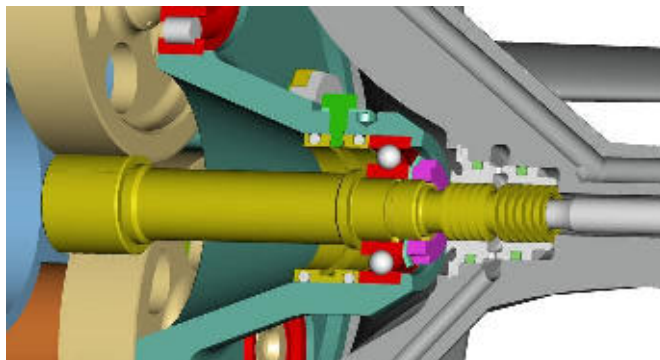
*Obr. 14-2: Klec*





Hnací hřídel je uložena pomocí jednořadého kuličkového ložiska s vysokou přesností. Ložisko byla navrženo výrobcem přímo pro danou aplikaci pro uložení vstupního hřídele vysokootáčkových převodovek z produkce PBS Velká Bíteš a.s. Standardně bývá použita dvojice ložisek, kdy druhé ložisko je umístěno těsně vedle pastorku. Při tomto návrhu byla využita skutečnost, že trojice předlohových kol může sloužit jako druhá podpora hřídele a uložení hřídele je v tomto případě staticky určité. Uložení hřídele pomocí pouze jednoho ložiska významným způsobem přispěje k vyrovnání případných nerovnoměrností v dělení toku výkonu na předlohové hřídele. S hřídelí turbomotoru je hnací hřídel reduktoru spojena pomocí torzní spojky zakončené čtyřhranným průřezem vsunutým do otvoru pod ložiskem. Těsnost olejového prostoru reduktoru na straně hnací hřídele je řešena pomocí labyrintového ucpávky zahlcené stlačeným vzduchem. Vzduch pro zahlcení ucpávky je odebírán z kompresorové skříně turbomotoru.

Obr. 14-3: Uložení hnací hřídele



Výstupní hřídel má normalizované zakončení s drážkou pro pero. Je určen pro připojení elektrického generátoru pomocí pružné spojky. Ložiska pro uložení hřídele byla vybrána z hlavního katalogu ložisek firmy SKF. Ložiska jsou na hřídeli axiálně zajištěna standardní pojistnou maticí KM(L) s pojistnou podložkou. Mezi ložisky je axiálně sevřen unašeč ozubeného věnce. Kroutící moment mezi hřídelí a unašečem se přenáší pomocí evolventního drážkování, které současně na bocích zubů (drážek) zajišťuje vzájemné středění. Věnc s vnitřním ozubením je navržen jako tzv. plovoucí. To znamená, že na evolventním drážkování unašeče je uložen s vůlí, axiálně je zajištěn pouze pružným kroužkem. Toto řešení umožňuje díky vůlím v drážkování středění věnce dle předlohových hřídelí a tím rovnoměrnější rozdělení zatížení na jednotlivé předlohy.

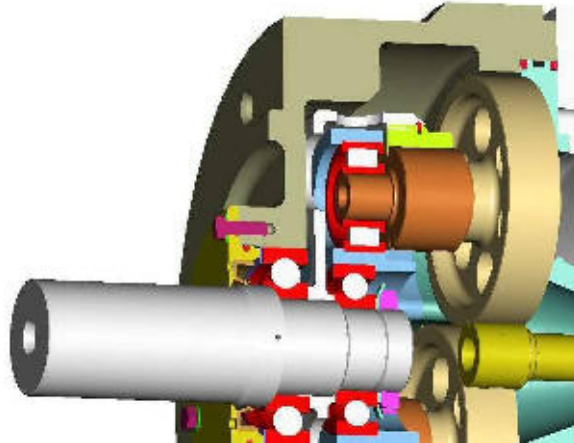
Mají-li ložiska spolehlivě pracovat, musí být vždy zatížena určitým minimálním zatížením. V opačném případě hrozí v ložisku vznik prokluzů valivých těles a nerovnoměrnosti chodu. Důsledkem toho je nadměrné opotřebení a zkrácení životnosti ložiska. Z tohoto důvodu jsou ložiska hnané hřídele axiálně předepnuta sinusovou pružinou.

U použitého typu reduktoru se symetricky rozmístěnými předlohami jsou nejvíce zatíženými ložisky právě ložiska předlohových hřídelí. V případě použití ozubení s přímými zuby je toto zatížení pouze radiální. Pro svou



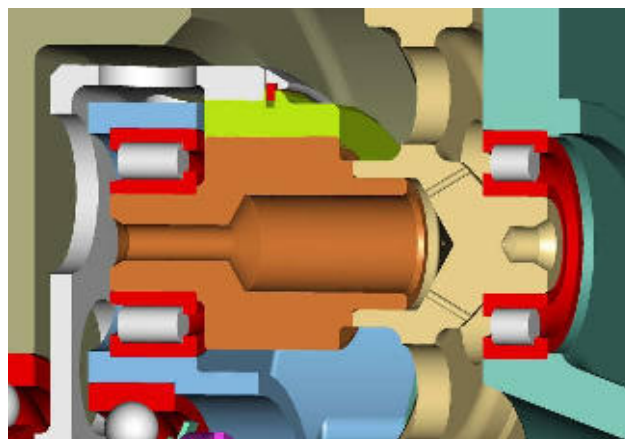
schopnost přenášet vysoké radiální zatížení do vysokých otáček byla pro uložení předloh zvolena válečková ložiska.

*Obr. 14-4: Uložení hnané hřídele*

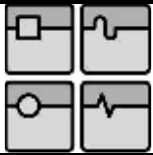


Hřídel předlohy je z technologických důvodů (možnost broušení ozubení) zhotovena jako svařenec ze dvou dílů. Vnitřní dutina je využita jako odstředivé čerpadlo, které zajistí oběh olejové mlhy vzniklé rozstříkáním od záběru ozubení 2. stupně přes válečkové ložisko na levé straně dovnitř hřídele. Šikmo vrtané otvory na pravé straně zajistí vlivem odstředivých sil při rotaci kola proudění olejové mlhy do válečkového ložiska na pravé straně předlohy. Navržené řešení zaručí trvalou přítomnost olejového filmu mezi válečky a valivou dráhou v ložisku. Tato podmínka je nutná pro spolehlivou funkci ložisek.

*Obr. 14-5: Uložení předlohové hřídele*



Celý reduktor je kryt skříní. Skříň reduktoru je navržena jako obrobek hliníkové slitiny pro kusovou výrobu, nebo malosériovou výrobu. Součástí skříně je příruba pro připojení generátoru, uložení ložiska hnané hřídele a otvory pro vstup a odvod oleje. Těsnění hnaného hřídele je provedeno pomocí pryžového hřídelového těsnícího kroužku. Návrh reduktoru respektuje možnosti montáže a požadavky na možnou výměnu ložisek a dalších dílů.



## 15 STUDIE UNIVERZÁLNÍHO REDUKTORU

Na základě cílů stanovených v kapitole 3 byl na závěr diplomové práce proveden návrh vhodných kombinací počtu zubů a optimalizace ozubení pro univerzální reduktor, který umožní použití pro uvedené aplikace za předpokladu výměny minimálního počtu dílů. Přenášený výkon bude shodný (110 kW) s reduktorem turbomotoru TGU 100B. Předpokládaná aplikace je nový typ motoru ve dvouhřídelovém uspořádání s volnou turbínou navržený s pracovními otáčkami volné turbíny v rozmezí  $50\,000 \div 53\,000 \text{ min}^{-1}$ . Požadované výstupní otáčky budou dle aplikace:

- A) turbovrtulový motor  $2\,500 \text{ min}^{-1}$
- B) vrtulníkový turbohřídelový motor  $6\,000 \text{ min}^{-1}$
- C) turbogenerátor pro energetiku  $3\,035 \text{ min}^{-1}$

Výchozí podmínkou je zachování stejných osových vzdáleností kol. Po provedení analýzy a nalezení vhodných kombinací byla zvolena provozní osová vzdálenost os ozubených kol  $a_v = 59 \text{ mm}$ . Osovou vzdálenost shodnou s navrženým reduktorem turbomotoru TGU 100B ( $a_v = 55,5 \text{ mm}$ ) se z ohledem na podmínku vůle mezi sousedními předlohami nepodařilo zachovat.

Z kombinací uvedených v tabulkách 15-1 až 15-3 byly vybrány tučně zvýrazněné varianty A3, B3 a C2 pro provedení optimalizace ozubení.

tab.15-1: Varianty počtu zubů pro reduktor turbovrtulového motoru

parametr	turbovrtulový motor			
	A1	A2	<b>A3</b>	A4
$m_{12}$	1	1	<b>1</b>	1
$z_1$	21	21	<b>21</b>	21
$z_2$	89	96	<b>96</b>	89
$a_{12}$	55	58,5	<b>58,5</b>	55
$u_{12}$	4,2381	4,5714	<b>4,5714</b>	4,2381
vůle s	4,3	3,3	<b>3,3</b>	4,3
$m_{34}$	1,5	1,5	<b>1,5</b>	1,25
$z_3$	22	22	<b>23</b>	22
$z_4$	96	102	<b>102</b>	111
$a_{34}$	55,5	60	<b>59,25</b>	55,625
$u_{34}$	4,3636	4,6364	<b>4,4348</b>	5,0455
$u_{14}$	18,4935	21,1948	<b>20,2733</b>	21,3831
$n_1$	46 230	52 990	<b>50 690</b>	53 460
$n_4$	2 500	2 500	<b>2 500</b>	2 500



tab.15-2: Varianty počtu zubů pro reduktor vrtulníkového motoru

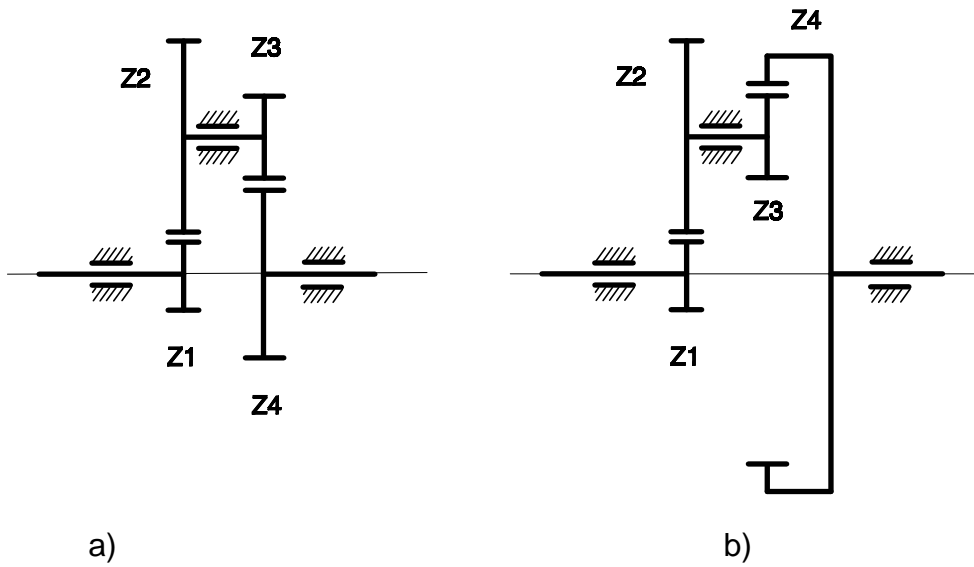
parametr	vrtulníkový turbohřídelový motor				
	B1	B2	<b>B3</b>	B4	B5
$m_{12}$	1	1	<b>1</b>	1	1
$z_1$	24	24	<b>27</b>	27	27
$z_2$	87	86	<b>91</b>	92	93
$a_{12}$	55,5	55	<b>59</b>	59,5	60
$u_{12}$	3,6250	3,5833	<b>3,3704</b>	3,4074	3,4444
vůle s	7,1	7,3	<b>9,2</b>	9,1	8,9
$m_{34}$	1,25	1,25	<b>1,5</b>	1,25	1,25
$z_3$	25	25	<b>22</b>	27	27
$z_4$	63	63	<b>57</b>	69	69
$a_{34}$	55	55	<b>59,25</b>	60	60
$u_{34}$	2,5200	2,5200	<b>2,5909</b>	2,5556	2,5556
$u_{14}$	9,1350	9,0300	<b>8,7323</b>	8,7078	8,8025
$n_1$	54 810	54 180	<b>52 390</b>	52 250	52 815
$n_4$	6 000	6 000	<b>6 000</b>	6 000	6 000

tab.15-3: Varianty počtu zubů reduktoru pro energetiku

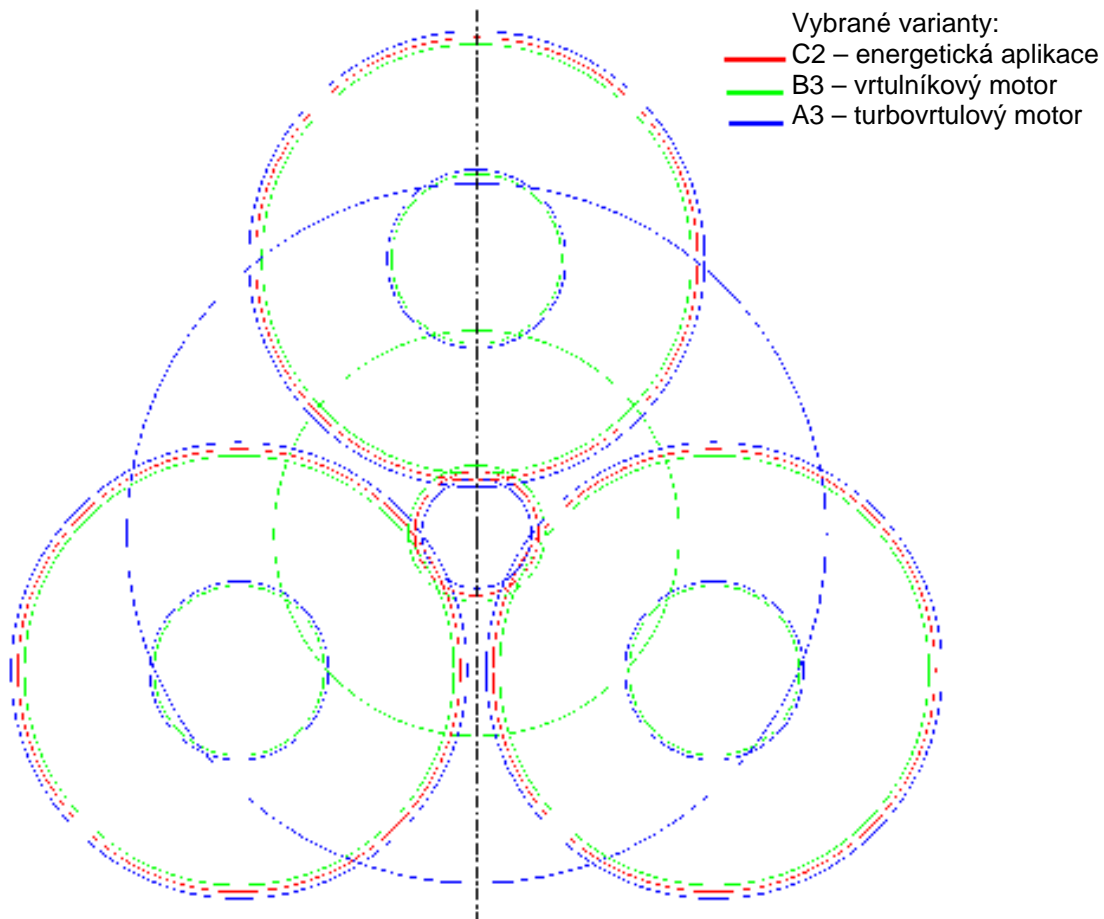
parametr	turbomotor pro energetiku			
	C1	<b>C2</b>	C3	C4
$m_{12}$	1	<b>1</b>	1	1
$z_1$	24	<b>24</b>	24	24
$z_2$	95	<b>93</b>	86	85
$a_{12}$	59,5	<b>58,5</b>	55	54,5
$u_{12}$	3,9583	<b>3,8750</b>	3,5833	3,5417
vůle s	6,1	<b>6,3</b>	7,3	7,4
$m_{34}$	1,5	<b>1,5</b>	1,25	1,25
$z_3$	24	<b>23</b>	22	22
$z_4$	105	<b>102</b>	111	111
$a_{34}$	60,75	<b>59,25</b>	55,625	55,625
$u_{34}$	4,3750	<b>4,4348</b>	5,0455	5,0455
$u_{14}$	17,3177	<b>17,1848</b>	18,0795	17,8693
$n_1$	52 560	<b>52 150</b>	54 870	54 240
$n_4$	3 035	<b>3 035</b>	3 035	3 035

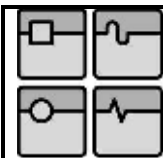


Obr. 15-1: Kinematická schémata



Obr. 15-2: Rozmístění ozubených kol





Pro reduktor turbovrtulového a vrtulníkového motoru navrhuji kinematické schéma dle obr. 15.1b). Tzn. Konstrukční řešení shodné s reduktorem řešeným v této diplomové práci.

Pro reduktor vrtulníkového motoru navrhuji vzhledem k polovičnímu převodovému číslu použít čelní ozubení i u druhého stupně a kinematické schéma dle obr. 15.1a). Tento typ bude rozdílný od předchozích dvou ve více komponentech než jsou pouze ozubená kola. Při vhodném konstrukčním návrhu lze však tyto rozdíly minimalizovat.

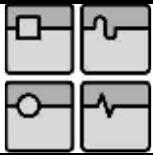
### 15.1 Volba korekcí a geometrická kontrola

Pro varianty A3, B3 a C2 vybrané v předchozí kapitole byla provedena optimalizace postupem popsáním v kapitole 7.

Pomocí navržených korekcí ozubení bylo dosaženo požadované osové vzdálenosti soukolí a současně byla splněna podmínka vyrovnaných měrných skluzů.

tab.15-4: Návrh korekcí pro I. stupeň reduktoru

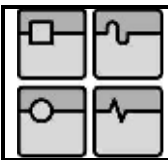
název	ozn.	varianta		
		A3	B3	C2
Modul	$m_{12}$	1	1	1
Počet zubů pastorku	$z_1$	21	27	24
Počet zubů kola	$z_2$	96	91	93
Provozní vzdálenost os korig. kol	$a_v$	59	59	59
Průměr hlavové kružnice pastorku	$D_{a1}$	23,8	29,5	26,8
Průměr hlavové kružnice kola	$D_{a2}$	98,2	92,5	95,3
Jednotkové posunutí základního profilu	$x_1$	0,4131	0,2661	0,3824
	$x_2$	0,1026	-0,2661	0,1333
Součinitel trvání záběru	$\varepsilon_\alpha$	1,567	1,687	1,632
Poměrná šířka zubu na hlavovém válci	$s_{a1}^*$	0,52	0,57	0,54
	$s_{a2}^*$	1,02	0,72	0,99
Vyrovnané měrné skluzy	$u_{hlava}$	0,5137	0,5044	0,4877
	$u_{pata}$	-1,0564	-1,0179	-0,9519



tab.15-5: Návrh korekcí pro II. stupeň reduktoru

název	ozn.	varianta		
		A3	B3	C2
Modul	$m_{34}$	1,5	1,5	1,5
Počet zubů pastorku	$z_3$	23	22	23
Počet zubů kola	$z_2$	-102	57	-102
Provozní vzdálenost os korig. kol	$a_v$	-59	59	-59
Průměr hlavové kružnice pastorku	$D_{a3}$	38,8	36,7	38,8
Průměr hlavové kružnice kola	$D_{a4}$	-151,0	89,7	-151,0
Jednotkové posunutí základního profilu	$x_3$	0,4431	0,2458	0,4431
	$x_4$	-0,2791	0,4100	-0,2791
Součinitel trvání záběru	$\epsilon_\alpha$	1,604	2,312	1,604
Poměrná šířka zubu na hlavovém válci	$s^*_{a3}$	0,45	0,53	0,45
	$s^*_{a4}$	0,99	0,57	0,99
Vyrovnané měrné skluzu	$\nu_{hlava}$	0,3628	0,6209	0,3628
	$\nu_{pata}$	-0,5694	-1,6342	-0,5694

Závěrem byla pro uvedené varianty provedena orientační pevnostní kontrola ozubení dle ČSN s vyhovujícím výsledkem. Kontrola byla provedena pomocí programu v MS Excel metodikou popsanou v kapitole 11. Do výpočtu byly zadány stejné šířka ozubení a ostatní parametry jako v případě výpočtu reduktoru motoru TGU 100B.



## 16 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá návrhem vysokootáčkových reduktorů. V úvodu byla provedena studie problematiky návrhu a konstrukčního řešení reduktorů pro turbohřídelové motory se zaměřením na oblast výrobního sortimentu První brněnské strojírný Velká Bíteš, a.s. Byly vyhodnoceny možnosti uplatnění vysokootáčkového reduktoru u různých typů turbínových motorů pro aplikace v letectví i pro pozemní použití. V sortimentu výrobků Divize letecké techniky prozatím neexistuje podobná aplikace, která by měla 100% výkonu vyvedeno na výstupní hřídel reduktoru.

Na základě provedené analýzy byly vybrány vhodné aplikace pro navrhovaný reduktor. Protože návrh a konstrukční řešení leteckého reduktoru je velmi náročný úkol i pro skupinu odborníků, byla závěrem diplomové práce provedena pouze studie jednoduchého reduktoru s možným využitím v letecké technice (např. pro bezpilotní prostředky). Výsledkem studie je základní návrh koncepce univerzálního reduktoru vhodného pro aplikace:

- A) turbovrtulový motor
- B) vrtulníkový motor
- C) turbogenerátor pro energetiku

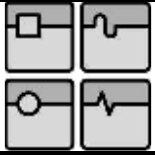
Tento návrh byl rozpracován do stádia volby kinematického schématu, volby počtu zubů a provedení optimalizace ozubení. V návrhu nebyly uvažovány požadavky na odběr mechanického výkonu z převodovky pro pohon příslušenství motoru. Podařilo se navrhnout řešení, které umožní unifikovat konstrukci motoru a reduktoru. Výměnou ozubených kol bude možné dosáhnout změny převodového poměru dle požadavků konkrétní aplikace turbohřídelového motoru.

Hlavní část diplomové práce je věnována návrhu a kompletnímu konstrukčnímu řešení reduktoru pro jednohřídelový turbomotor TGU 100B s elektrickým generátorem pro energetickou aplikaci.

Navržený reduktor ve spojení s turbomotorem TGU 100B a asynchronním generátorem je alternativou k aktuálně vyráběné turbogenerátorové jednotce TGU 100B se synchronním generátorem přímo spojeným s hřídelí turbíny. Tato koncepce vyžaduje výkonový měnič kmitočtu, který upraví parametry vyrobené elektrické energie o vysoké frekvenci (1866 Hz) na parametry vhodné pro připojení k síti.

Výhody navržené koncepce:

- známé ověřené řešení, vhodné pro konzervativní zákazníky
- není nutný výkonový měnič kmitočtu
- nižší cena celého zařízení
- možnost využití pro jiné aplikace, kde je požadavek mechanického výkonu na hřídeli



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

- mezi přednosti asynchronního generátoru patří spolehlivost, jednoduchost a minimální nároky na údržbu
- jako asynchronní generátor lze bez úprav použít téměř každý asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko

## Nevýhody:

- je nutné udržovat navržené provozní otáčky s ohledem na požadovanou frekvenci 50Hz
- je nutné navrhnout metodu spouštění (roztáčení) turbomotoru
- vyšší rozměry a hmotnost generátoru
- je nutné připojení k síti a kompenzace jalového výkonu.

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout reduktor pro kusovou až malosériovou výrobu s nízkými výrobními náklady. Aby bylo možné použít dostupné nástroje a strojní vybavení podniku je reduktor navržen s normalizovaným profilem zubů a přímým ozubením. Pro dosažení optimální účinnosti navrženého převodu bylo použito metody korekcí pro vyrovnání měrných skluzů.

V současné době se již při návrhu moderního čelního ozubení vysokootáčkových převodů volí nestandardní profil výrobního nástroje s  $\alpha < 20^\circ$ . To umožňuje dosáhnout vysoký součinitel záběru profilu  $\varepsilon_\alpha \geq 2$ , který výrazně snižuje vnitřní zdroje sil generovaných v záběru ozubení. Dnešní moderní metody návrhu ozubení již respektují tyto dynamické jevy, vysokofrekvenční buzení, odstředivé síly při rotaci atd.

Byly provedeny výpočty životnosti zaměřené především na únavu ozubení v dotyku a v ohybu a na únavové opotřebení funkčních ploch ložisek (pitting). Navržené ozubení dle postupu v normě ČSN vyhovělo požadavku životnosti 40 000 hod. Pro určení skutečné životnosti reduktoru by však bylo nutno buď vyrobít prototypy a provést dlouhodobé životnostní testy, nebo použít složitější moderní metody návrhu s přihlédnutím k výše uvedeným jevům. Životnost navrženého reduktoru může být omezena především abrazivní formou opotřebení v důsledku existence skluzů v záběru ozubených kol a prokluzu v drážce u kuličkových ložisek. Zásadní význam bude mít proto dodržení kvality a čistoty oleje a zachování mazivového filmu. Za předpokladu použití vysoce kvalitního syntetického oleje, který má vysokou únosnost mazivového filmu lze stanovené životnosti dosáhnout.

Životnost ozubeného převodu a použitých ložisek výrazným způsobem ovlivňuje případná nerovnoměrnost v rozdělení přenášeného výkonu mezi jednotlivé předlohy. Tato nerovnoměrnost bývá způsobena nepřesností výroby úložných míst ložisek, nebo vlastního ozubení. Pro kompenzaci uvedených nepřesností byly navrženy dvě metody. První je plovoucí uložení pastorku hnacího hřídele, které umožňuje rovnoměrné rozdělení výkonového toku mezi předlohy, druhou je vůle ozubeného věnce v úložném evolventním drážkování a možnost ozubeného věnce vystředit se dle předloh stejným způsobem jako u hnacího hřídele.

Cíle zadání byly splněny v celém rozsahu.

Byl proveden kompletní návrh nového reduktoru včetně potřebných výpočtů. Byla zpracována technická zpráva, výkres sestavy a výrobní výkresy ozubených kol prvního stupně. Reduktor byl vytvořen dle zvolených technických parametrů v CAD systému Pro Engineer ve formě 3D modelů dílů a sestavy. Tento 3D model nahrazuje návrhový výkres a lze ho použít jako plnohodnotný konstrukční podklad pro zpracování detailní výkresové dokumentace. Tato sestava navíc umožňuje velmi snadnou modifikaci a vytváření dalších variant výrobku.

## 17 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] BOLEK, A. KOCHMAN, J. a kol. : Části strojů II. SNTL Praha, 1990. ISBN 80-03-00426-8.

[2] DOLEŽAL, Z. a kol. : Modelování dynamických vlastností moderních leteckých vyosených reduktorů TVM. VZLÚ a.s. Praha, 2005.

[3] KLIMEŠ, P. : Části a mechanismy strojů I : Spolehlivost, dimenzování, pružiny, spoje a hřídele. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2421-4.

[4] KLIMEŠ, P. : Části a mechanismy strojů II. Tribologie, ložiska, převody. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2422-2.

[5] KLIMEŠ, P. : Části a mechanismy strojů. Ročníkový projekt I. :Konstrukční návrh převodovky. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2420-6

[6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. : Strojnické tabulky. ALBRA Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2.

[7] MORAVEC, V. : Konstrukce strojů a zařízení II : čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola , MONTANEX a.s., 2001. ISBN 80-7225-051-5.

[8] LINHART, Z. KAMENICKÝ, J. : Konstrukce leteckých motorů : Část I, VAAZ Brno, 1986.

[9] NĚMČEK, M. : Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol, MONTANEX a.s., 2003. ISBN 80-7225-111-2.

[10] NEKLAPIL, L. : Návrh turbínového reduktoru : bakalářská práce, Ústav konstruování FSI-VUT Brno, 2005.

[11] OTT, A.: Pohon letadel, Nakladatelství VUT v Brně, 1993. ISBN 80-214-0522-8.

[12] SKF Group: Hlavní katalog. SKF Ložiska, a.s. Praha, 2007.

[13] SVOBODA, P., KOVÁŘÍK, R., BRANDEJS, J.: Základy konstruování, Brno CERM, s.r.o., 2001. ISBN 80-7204-212-2.

[14] ŠALAMOUN, A., SUCHÝ, M. : Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením. SNTL Praha, 1990. ISBN 80-03-00532-9.

[15] ČSN 01 4603 – 1. díl Názvosloví pro lícování ozubených převodů. Všeobecné pojmy. Úřad pro normalizaci a měření 1980.

[16] ČSN 01 4607 Ozubená kola čelní s evolventním ozubením. Základní profil. Úřad pro normalizaci a měření 1979.

[17] ČSN 01 4682 Ozubené převody čelní. Lícování. Úřad pro normalizaci a měření 1980.

[18] ČSN 01 4686 část 1 ÷ 5 Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Úřad pro normalizaci a měření 1988.

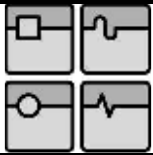
[19] NĚMČEK, M. : Rozměrová kontrola čelních (vnějších i vnitřních) a kuželových ozubených kol. [počítačový program]. Verze 4.00. Ostrava, 1999.

[20] URL:<<http://www.mitcalc.com>>, MITCalc [počítačový program]. Verze 1.11., 2003-2004.

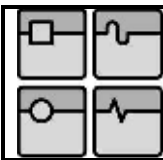
[21] URL:<[http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/84/Turboshaft\\_operation.png](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/84/Turboshaft_operation.png)>

[22] URL:<[http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/4e/Turboprop\\_operation.png](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/4e/Turboprop_operation.png)>

[22] URL:<<http://www.pbsvb.cz>>

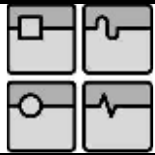
**18 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

C	[N]	- základní dynamická únosnost ložiska
$C_M$	[-]	- opravný součinitel
$C_R$	[-]	- součinitel tvaru tělesa kola
E	[MPa]	- modul pružnosti v tahu
F	[N]	- síla
$F_a$	[N]	- axiální síla
$F_N$	[N]	- normální (styková) síla
$F_R$	[N]	- zatížení (reakce) v ložisku
$F_r$	[N]	- radiální síla
$F_t$	[N]	- obvodová síla působící na roztečné kružnici
$F_{tF}$	[N]	- směrodatná obvodová síla pro výpočet zubů na ohyb
$F_{tH}$	[N]	- směrodatná obvodová síla pro výpočet zubů na dotyk
$K_A$	[-]	- součinitel vnějších dynamických sil
$K_{AS}$	[-]	- součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení
$K_F$	[-]	- součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na ohyb)
$K_{Fv}$	[-]	- součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)
$K_{F\alpha}$	[-]	- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)
$K_{F\beta}$	[-]	- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)
$K_H$	[-]	- součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na dotyk)
$K_{Hv}$	[-]	- součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)
$K_{H\alpha}$	[-]	- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)
$K_{H\beta}$	[-]	- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)
$K_P$	[-]	- konstanta
$K_Q$	[-]	- konstanta
$L_{10h}$	[hod]	- základní trvanlivost ložiska
$L_{1hSKF}$	[hod]	- modifikovaná trvanlivost ložiska dle SKF
$M_k$	[N.m]	- kroutící moment
NF	[-]	- exponent
$N_{Flim}$	[-]	- základní počet zatěžovacích cyklů v ohybu
$N_{Hlim}$	[-]	- základní počet zatěžovacích cyklů v dotyku
$N_K$	[-]	- počet zatěžovacích cyklů
P	[W]	- výkon
P	[N]	- ekvivalentní dynamické zatížení
$P_u$	[N]	- mezní únavové zatížení
$S_F$	[-]	- součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
$S_{Fmin}$	[-]	- nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
$S_{FSt}$	[-]	- součinitel bezpečnosti proti vzniku trvalé deformace zubu, počátečních trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu



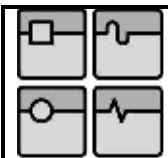
## DIPLOMOVÁ PRÁCE

$S_{FStmin}$	[-]	- nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku trvalé deformace zubu, počátečních trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu
$S_H$	[-]	- součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
$S_{Hmin}$	[-]	- nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
$T$	[N.m]	- kroutící moment
$V_{HV}$	[HV]	- tvrdost povrchu (boku) zubu
$Y_A$	[-]	- součinitel střídavého zatížení zubu
$Y_{FS}$	[-]	- součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
$Y_N$	[-]	- součinitel životnosti (pro výpočet na ohyb)
$Y_S$	[-]	- součinitel koncentrace napětí
$Y_{Sa}$	[-]	- součinitel koncentrace napětí při záběru špičkou zubu
$Y_T$	[-]	- součinitel technologie výroby
$Y_X$	[-]	- součinitel velikosti (pro výpočet na ohyb)
$Y_\beta$	[-]	- součinitel sklonu zubu
$Y_\delta$	[-]	- součinitel vrubové citlivosti při výpočtu na únavu
$Y_{\delta St}$	[-]	- součinitel vrubové citlivosti při jednorázovém působení největšího zatížení
$Y_{\delta StT}$	[-]	- součinitel vrubové citlivosti zkušebního kola při jednorázovém působení největšího zatížení
$Y_\varepsilon$	[-]	- součinitel vlivu záběru profilu
$Z_E$	$[(MPa)^{1/2}]$	- součinitel mechanických vlastností materiálů (spoluzabírajících ozub. kol)
$Z_H$	[-]	- součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
$Z_L$	[-]	- součinitel maziva
$Z_N$	[-]	- součinitel životnosti (pro výpočet na dotyk)
$Z_R$	[-]	- součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)
$Z_V$	[-]	- součinitel obvodové rychlosti
$Z_\varepsilon$	[-]	- součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
$a$	[mm]	- roztečná vzdálenost os
$a_w$	[mm]	- provozní vzdálenost os korigovaných kol
$a_1$	[-]	- součinitel spolehlivosti
$a_{SKF}$	[-]	- součinitel vlivu materiálu, viskozitního poměru a zatížení
$b$	[mm]	- šířka ozubení
$b_s$	[mm]	- šířka stojiny ozubeného kola
$b_{wF}$	[mm]	- pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na ohyb
$b_{wH}$	[mm]	- pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na dotyk
$c'$	[N/(mm.μm)]	- měrná tuhost páru zubů
$c'_{th}$	[N/(mm.μm)]	- teoretická měrná tuhost páru zubů
$c_\gamma$	[N/(mm.μm)]	- střední celková měrná tuhost zubů soukolí
$d$	[mm]	- průměr roztečné kružnice
$d_a$	[mm]	- průměr hlavové kružnice
$d_b$	[mm]	- průměr základní kružnice
$d_w$	[mm]	- průměr valivé kružnice
$f_F$	[-]	- pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
$f_H$	[-]	- pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice pastorku



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

$f_{pb}$	[mm]	- úchylka základní rozteče
$h$	[mm]	- výška zubu
$m$	[-]	- exponent pro výpočet ložisek
$m$	[mm]	- modul
$m_n$	[mm]	- normální modul
$n$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	- otáčky
$q_F$	[-]	- exponent Wöhlerovy křivky (pro výpočet na ohyb)
$q_H$	[-]	- exponent Wöhlerovy křivky (pro výpočet na dotyk)
$s_R$	[mm]	- tloušťka věnce pod patním válcem
$t_{prac}$	[ $^{\circ}\text{C}$ ]	- pracovní teplota oleje
$u$	[-]	- převodové číslo ozubeného převodu
$x$	[mm]	- jednotkové posunutí základního profilu
$y_{\alpha}$	[ $\mu\text{m}$ ]	- opotřebenění boků zubů během záběhu soukolí o které se snižuje úchylka základní rozteče $f_{pb}$
$z$	[-]	- počet zubů
$\alpha$	[ $^{\circ}$ ]	- úhel záběru
$\alpha_w$	[ $^{\circ}$ ]	- provozní úhel záběru
$\varepsilon_{\alpha}$	[-]	- součinitel trvání záběru
$\eta_c$	[-]	- součinitel znečištění
$\kappa$	[-]	- součinitel ostrosti vrubu
$\kappa$	[-]	- viskozitní poměr
$\nu$	[ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]	- skutečná viskozita oleje při pracovní teplotě
$\nu$	[-]	- obvodová rychlost na roztečné kružnici
$\nu_1$	[ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]	- viskozita potřebná pro zajištění dostatečného mazání
$\pi$	[-]	- Ludolfovo číslo
$\rho_{Fn}$	[mm]	- poloměr křivosti patního přechodu v místě dotyku $30^{\circ}$ -tečny
$\sigma_{Flimb}^0$	[MPa]	- mez únavy v ohybu, odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů $N_{Hlim}$ , přepočtená na hladký vzorek
$\sigma_{Hlim}^0$	[MPa]	- mez únavy v dotyku odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů $N_{Hlim}$
$\sigma_F$	[MPa]	- ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
$\sigma_{Flimb}$	[MPa]	- mez únavy v ohybu (stanovená z $\sigma_{Flimb}^0$ ) pro uvažovaný způsob zatížení a použitou speciální technologii výroby uvažovaného ozubeného kola
$\sigma_{Flimb1}$	[MPa]	- mez únavy v ohybu materiálu pastorku (stanovená z $\sigma_{Flimb}^0$ )
$\sigma_{Fmax}$	[MPa]	- největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly $F_t$
$\sigma_{FP}$	[MPa]	- přípustné napětí v ohybu
$\sigma_{FSt}$	[MPa]	- pevnost v ohybu při největším zatížení
$\sigma_H$	[MPa]	- napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě
$\sigma_{H0}$	[MPa]	- napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů (při $K_H = 1,0$ )
$\sigma_{Hlim}$	[MPa]	- mez únavy v dotyku (stanovená z $\sigma_{Hlim}^0$ )
$\sigma_{Hlim1}$	[MPa]	- mez únavy v dotyku materiálu pastorku (stanovená z $\sigma_{Hlim1}^0$ )
$\sigma_{Hmax}$	[MPa]	- největší napětí v dotyku, vzniklé působením síly $F_t$
$\sigma_{HP}$	[MPa]	- přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)
$\sigma_{HPmax}$	[MPa]	- přípustné napětí v dotyku při největším zatížení (silou $F_t$ )



### Seznam příloh

- |            |   |
|------------|---|
| Příloha 1  | Nízkoemisní turbínový zdroj NETZ.                           |
| Příloha 2  | Asynchronní generátor - katalogový list.                    |
| Příloha 3  | Kogenerační jednotka BG 100.                                |
| Příloha 4  | Parametry zvoleného oleje.                                  |
| Příloha 5  | 3D pohled na sestavu převodovky.                            |
| Příloha 6  | Sestava TGU 100B s převodovkou a generátorem.               |
| Příloha 7  | Řez sestavou.   |
| Příloha 8  | Pevnostní výpočet hřídelí.                                  |
| Příloha 9  | Pevnostní výpočet hřídelí.                                  |
| Příloha 10 | Pevnostní výpočet hřídelí.                                  |
| Příloha 11 | Rozpad sestavy na součásti.                                 |
| Příloha 12 | Výkres sestavy převodovky s kusovníkem pro vybrané díly.    |
| Příloha 13 | Výkresová dokumentace ozubených kol prvního stupně ozubení. |

# TURBOGENERATOR UNIT

## TGU 100B



TGU 100B is small one shaft microturbine where is the combustion chamber replaced by heat Exchange because air is working medium. The microturbine is connected with permanent magnet high frequency synchronous generator by clutch.

Compressor is one stage, radial with cast iron case ended by flange for connecting of heat Exchange pipes. Axial turbine is two stages, inlet and outlet part of case is also equipped by flanges for heat exchanger and outlet piping.

The hot surfaces of microturbine (except compressor case) are covered by heat insulation for thermal loses decreasing.

# PLS drip-proof 3-phase induction motors

## General



**PLS drip-proof 3-phase induction motors**, in accordance with IEC 34, 38, 72, power rating of 11 kW to 900 kW, frame size from 160 to 400 mm, 2, 4, 6 and 8 poles; 230/400 V or 400 V  $\Delta$ , 50 Hz.

### Protection

Standard version IP 23 ensuring excellent motor cooling by an internal air flow.

### A.C. supply

• Standard in accordance with IEC 38 ie :  
230/400 V +10 % -10 % at 50 Hz  
Our standard construction is suitable for the following supplies :  
220/380 V or 380 V  $\Delta$  +5 % -5 % at 50 Hz  
230/400 V or 400 V  $\Delta$  +10 % -10 % at 50 Hz  
240/415 V or 415 V  $\Delta$  +5 % -5 % at 50 Hz  
265/460 V or 460 V  $\Delta$  +5 % -5 % at 60 Hz  
Construction enabling Y/ $\Delta$  starting.



## Description of PLS standard 3-phase motors

Component	Materials	Remarks
Housing	Aluminium or steel alloy	- with integral feet, or without feet - gravity shell casting for frame sizes $\leq$ 280 <ul style="list-style-type: none"> <li>• in steel for frame sizes <math>\geq</math> 315</li> <li>• 4 or 6 screw holes for foot mounting</li> <li>• lifting rings</li> </ul>
Stator	Insulated low-carbon magnetic steel laminations Electro-plated copper	- low carbon content ensures long-term lamination pack stability - welded packs - semi-enclosed slots - class F insulation
Rotor	Insulated low-carbon magnetic steel laminations Aluminium or copper	- inclined cage bars - rotor cage pressure die-cast, in aluminium for frame sizes $\leq$ 315, or soldered for frame sizes $\geq$ 355 - shrink-fitted to shaft for frame sizes $\leq$ 315, keyed for frame sizes $\geq$ 355 - dynamically balanced rotor
Shaft	Steel	
End shields	Cast iron or steel	
Bearings and lubrication		Standard mounting : - ball bearings, C3 play - sealed and "greased for life" for frame sizes 160 M, L, 180 M and L - semi-protected or open types from frame size 180 LG upwards - regreasable from frame size 225 upwards - NDE ball bearings preloaded
Labyrinth seal Lipseals	Plastic or steel Synthetic rubber	- DE lipseal for all flange mounted motors - lipseal or labyrinth seal for foot mounted motors
Fan	Composite material aluminium alloy or steel	- Bidirectional in motor with 2 poles ( $P \leq$ 250 kW), 4, 6, and 8 poles - Unidirectional (specify direction of rotation when ordering) in motor with 2 poles, for power rating $\geq$ 280 kW
Fan cover	Pressed steel	- on request, fitted with a drip cover for operation in vertical position, shaft facing up
Terminal box	Composite material aluminium alloy or steel	- IP 55 - can be turned in 4 directions for frame sizes $\leq$ 225, opposite foot mountings - contains as standard a terminal block with 6 steel terminals - terminal box comes complete with cable gland for frame sizes $\leq$ 315 L, for 315 MG motors and above, comes complete with cable gland support plate, drilled and removable, but without cable gland - 1 earth terminal in each terminal box

# PLS drip-proof 3-phase induction motors

## Selection

A

**2**  
poles  
3000 min<sup>-1</sup>

IP 23 - 50 Hz - Class F - ΔT 80 K - 230 V Δ / 400 V Y - S1

Type	Rated power at 50 Hz $P_N$ kW	Rated speed $N_N$ min <sup>-1</sup>	Rated current $I_N(400 V)$ A	Power factor $\cos \varphi$ 4/4	Efficiency $\eta$ % 4/4	Starting current/ Rated current $I_D/I_N$	Weight IM B3 kg
<b>PLS 160 M</b>	11	2875	22.5	0.83	86	6.8	57
<b>PLS 160 M</b>	15	2860	30.3	0.84	85	6.5	65
<b>PLS 160 L</b>	18.5	2940	35.2	0.87	87.2	7.5	80
<b>PLS 160 L</b>	22	2940	41.4	0.87	88.2	7.9	85
<b>PLS 180 M</b>	30	2940	55.8	0.86	90.2	8.7	100
<b>PLS 180 L</b>	37	2940	67.2	0.87	91.4	7.3	123
<b>PLS 200 M</b>	45	2950	83	0.85	92	7.3	170
<b>PLS 200 LP</b>	55	2950	97	0.88	93.1	7.7	185
<b>PLS 225 MR</b>	75	2945	134	0.87	92.9	7.6	240
<b>PLS 250 SP</b>	90	2960	162	0.86	93.5	7.9	325
<b>PLS 250 MP</b>	110	2965	196	0.86	94.3	7.7	350
<b>PLS 280 MP</b>	132	2960	237	0.85	94.7	6.7	445
<b>PLS 315 S</b>	160	2955	282	0.87	94.2	6.3	620
<b>PLS 315 M</b>	200	2965	366	0.84	94	8.4	760
<b>PLS 315 L</b>	250	2965	450	0.85	94.4	8.8	830
<b>PLS 315 MG</b>	280	2965	503	0.85	94.5	6.4	910
<b>PLS 315 MG</b>	315	2965	557	0.86	95	6.4	940

*Efficient Solution for Decentralized Biomass Power*

# Externally Fired Gas Turbine

A pilot plant for combined heat and power (CHP) fired with wood residues is being taken into service in May 2007 in Switzerland. The core of the CHP plant is an externally fired microturbine with 100 kilowatt electric output at a net efficiency of 22%. This open-cycle wood-fired turbine, newest product of a British manufacturer, is the first commercial installation of its kind outside Great Britain. Parallel to the long-term testing and data acquisition, the system is being equipped and tested with a new type of metal fabric filter to meet Swiss Clean Air Act even when burning wood residues. In addition to the technical aspects, the economics of the plant have to be proven.

**No other efficient system available below 1 MWe**

The development of efficient, robust, clean and reliable solutions for sustainable power generation is an urgent task. The solid-fuel CHP asks for an appropriate use of the heat not only ecologically but economically as well. Nevertheless, distributed CHP below 1 MWe is almost inexistent: standard systems like water and ORC steam are low in efficiency and high in complexity. The promised solutions such as small-scale gasification and Stirling engines seem never be able to take off. A market study came to the conclusion that the externally fired open gas turbine cycle (EFGT) is the only existing solution for smaller CHP. However, only one manufacturer could be found worldwide.

**Hot-air turbine**

With the EFGT, a fuel-to-power efficiency of 25% and a net plant efficiency of 22% is feasible even for small-scale plants like the mentioned 100 kWe pilot plant. This figure is higher than any other existing technology for solid biomass power generation and similar to the performance of wood-gas engines. The EFGT consists of a microturbine which is driven by hot air. This gives the system significant advantages in low maintenance and low wearing. The rest of the plant comprises a 400 kW grate-fire boiler which heats the hot-air heat exchanger and later the exhaust heat use (hot water). The only critical point is the hottest section of the high-temperature heat exchanger which is constantly exposed to high temperature and corrosive combustion gases. However, the development of highly hot-gas-corrosion-resistant materials made impressive improvements recently and is now ready for this upcoming technology. The same is true as well for metal fabric nanoparticle filters which seem to be an effective solution for small-scale plants. Metal fabric particle filters are able to run without cyclone and are virtually maintenance free.

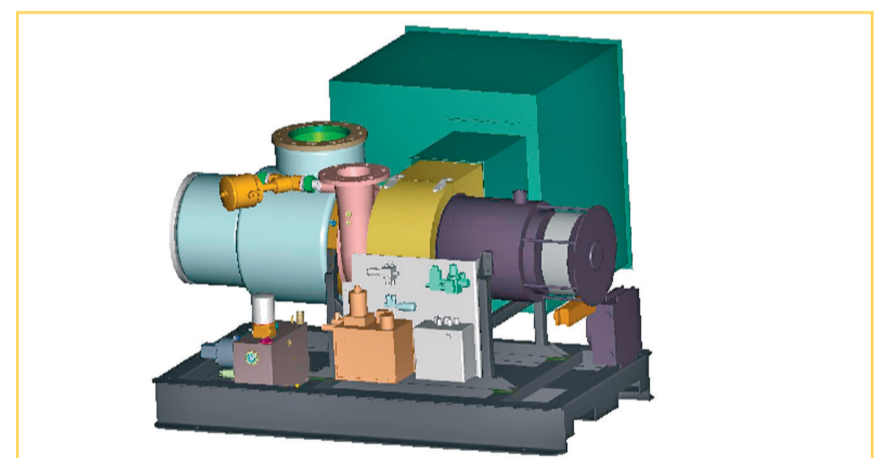
**World's first compact Biomass Combined Cycle**

In the near future (2008), the EFGT plant near Zurich airport will be upgraded to be the world' first biomass combined cycle. The exhausts of the EFGT will be used to generate additional 30 kWe power from an adapted ORC plant.

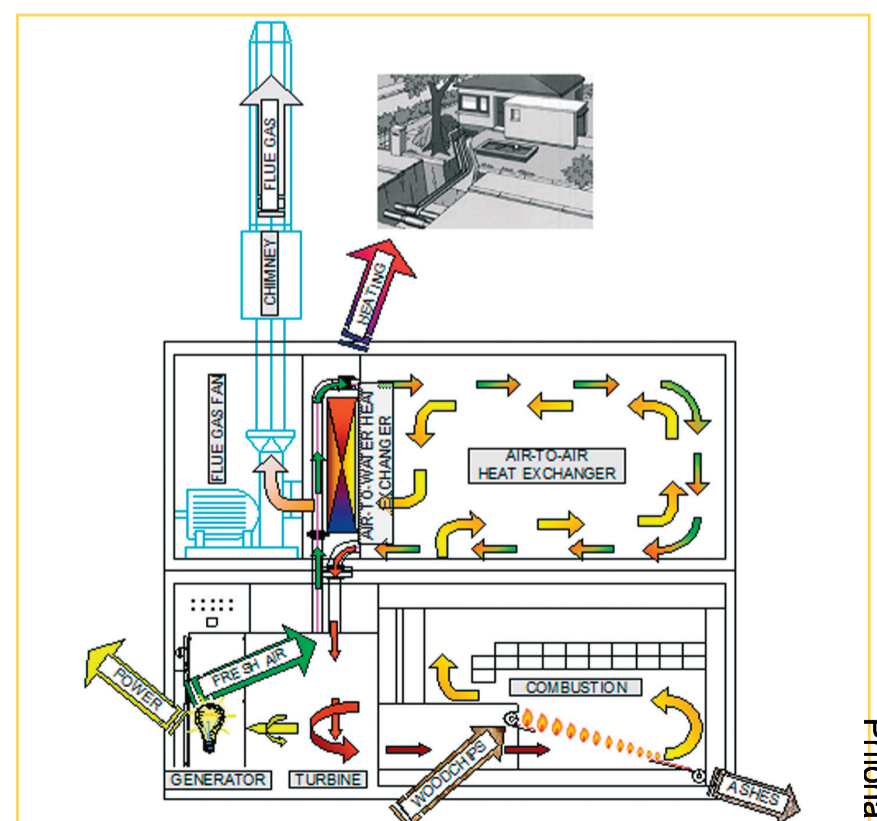
**Partners:** Talbott's Biomass Energy (GB), Kompogas AG (CH)



The containerized system of the BG100. To the right, the wood chip fuel bunker and supply.



Purpose-built biomass-fired hot-air turbine. High-speed, direct-drive generator coupled to power electronics.



Functional scheme of process and location inside BG100.

# Mobil Jet Oil II

## Mazivo pro plynové letecké turbíny

### Popis:

Mobil Jet Oil II je mazivo pro letecké plynové turbíny formulované ze syntetických kapalin a speciálně zvoleného systému přísad. Tato kombinace zajišťuje výjimečnou tepelnou a oxidační stabilitu snižující tvorbu úsad a zpomalující stárnutí v obou fázích, to je kapalné i plynné, a také vysokou odolnost vůči pění.

Rozsah pracovních teplot maziva Mobil Jet Oil II leží mezi -40°C a 204°C. Bod tuhnutí je -54°C. Tento produkt má vysokou tepelnou vodivost k zajištění dobrého přenosu tepla z olejem chlazených částí motoru. Bod vzplanutí, bod hoření a teplota samovznícení leží mezi 204°C a 260°C. Rychlost odpařování při těchto teplotách je velice nízká což zabraňuje nadměrným ztrátám oleje odpařováním.

### Použití:

Mobil Jet Oil II se používá v plynových turbínách proudových nebo turbo-vrtulových letadel a motorech helikoptér ve všech typech průmyslového a armádního využití. Je také doporučen pro použití v plynových turbínách letadlového typu užívaných k různým průmyslovým nebo lodním účelům.

Mobil Jet Oil II splňuje požadavky americké specifikace MIL-L-23699C. Kromě této specifikace je také schválen těmito výrobci motorů a příslušenství:

### Motory:

Avco-Lycoming  
Detroit Diesel Allison Division, GMC  
General Electric Company  
Pratt & Whitney Aircraft Group, United Technologies Corp.  
Pratt & Whitney, Canada  
Rolls-Royce Limited

### Příslušenství:

Garrett Turbine Engine Co.  
Hamilton Standart Division, United Technologies Corp.  
Sundstrand Corp.  
Westinghouse Aerospace Electrical Division

Mobil Jet Oil II je kompatibilní s jinými syntetickými mazivy pro plynové turbíny, přesto se nedoporučuje míchání s jinými produkty, protože směs snižuje výkonové charakteristiky oleje Mobil Jet Oil II. Mobil Jet Oil II je také plně kompatibilní se všemi kovovými materiály používanými v konstrukci plynových turbín. Mobil Jet Oil II je kompatibilní s materiály PTFE, silikonovým kaučukem, polysulfurany a nitrilovanou pryží typu N/NBR. Nepoužívejte barev na bázi epoxidových pryskyřic, hydrolyzovatelných uretanů nebo jejich směsí. Vyhovující jsou fenolické barvy. Materiály v pracovním okruhu by neměli obsahovat zinek.

Zamezte kontaminaci vlhkostí, zejména při skladování - může dojít ke změnám vlastností produktu a tvorbě koroze. Mobil Jet Oil II v litrových plechovkách může být skladován po neomezeně dlouhou dobu. Produkt balený v sudech by měl být testován před použitím, jestliže byl skladován po dobu delší než 2 roky od data výroby.

### Charakteristika:

Fyzikální vlastnosti jsou uvedeny v tabulce. Hodnoty které nemají uvedeny maxima a minima jsou typické a mohou kolísat jen velmi málo. Příslušné testované vlastnosti jsou uvedeny pro posouzení důležitých výkonových charakteristik oleje.

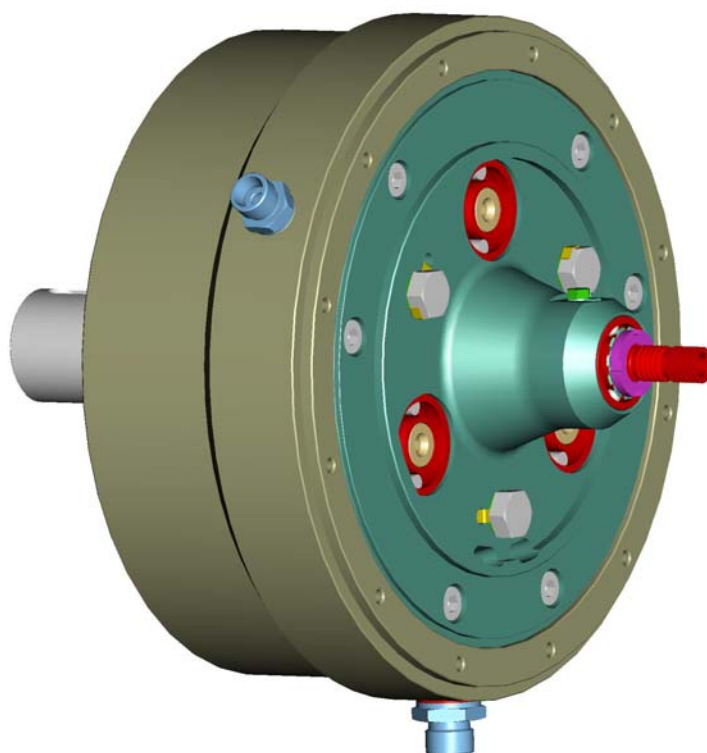
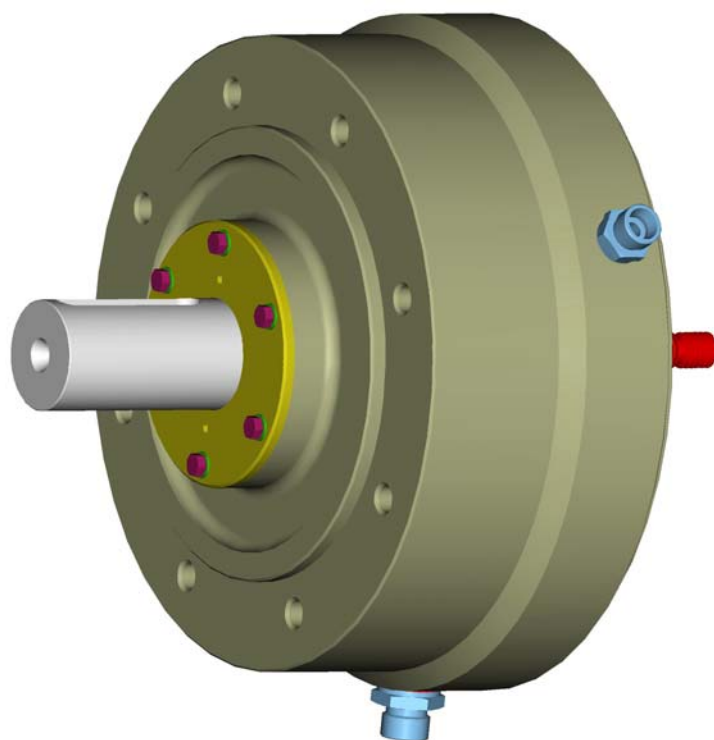
### Přednosti:

Snižuje uhlíkatých úsad a kalů  
Snižuje četnost údržby motoru  
Prodlužuje životnost převodů a ložisek  
Snižuje spotřebu oleje

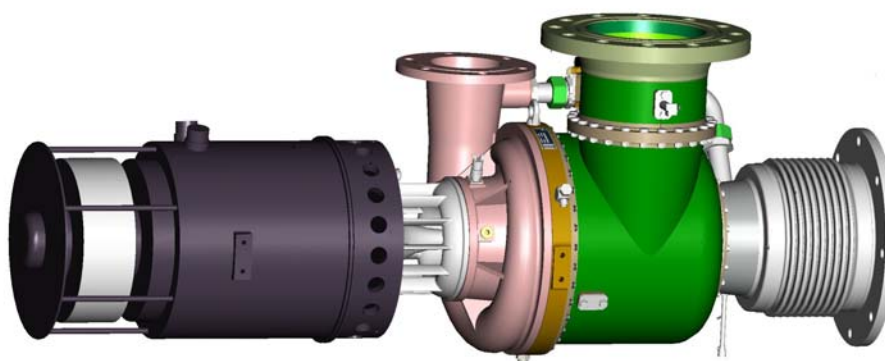
### Bezpečnostní a zdravotní údaje:

Na základě dostupných toxikologických informací bylo zjištěno, že tento produkt má velmi malý nebo žádný efekt na zdraví pokud je používán v souladu s pokyny udanými výrobcem. Důležitým požadavkem je dobrá osobní hygiena, vyvarování se prodlouženého a opakovaného styku s pokožkou.

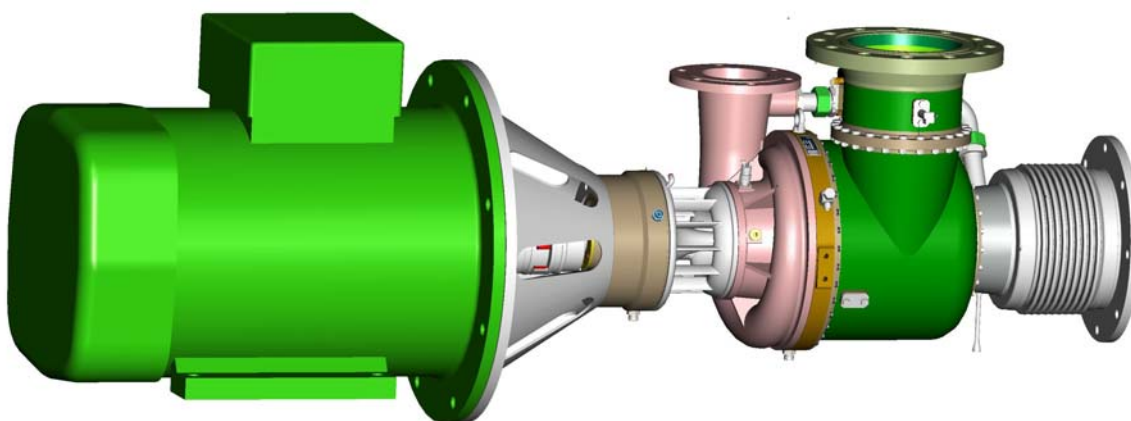
	Mobil Jet Oil II	Specifikace MIL-L-23699C
Viskozita		
cSt při 100°C	5,0	5,0-5,5
cSt při 40°C	25,3	25,0 min.
cSt při -40°C	11,078	13,000 max.
% změna při -40°C po 72 hod.	3,7	+/- 6
Bod vzplanutí °C, min.	260	246
Bod hoření °C	285	-
Teplota samovznícení °C	404	-
Bod tuhnutí °C	-54	-54
Hustota při 15°C	1,0035	-
TAN (mg KOH / g vzorku)	0,08	0,05 max.
Odparnost, %		
6,5hod při 204°C, 29,5"Hg	3,0	10 max
6,5 hod při 232°C, 29,5"Hg	10,9	-
6,5 hod při 232°C, 5,5"Hg	33,7	-
Tvorba pěny, ml		
Měření 1, 24°C	10,0	25 max
Měření 2, 93°C	10,0	25 max
Stabilita pěny		
po 1 minutě, ml	0	0 max
Botnání pryže		
F pryž, 72 hod při 204°C, %	19	5-25
H pryž, 72 hod při 70°C, %	16	5-25
Silikon, 96 hod při 121°C, %	9,4	5-25
Ztráta tažnosti, %	17,5	30 max
Stříhová stabilita		
KV při 39°C změna, %	0,3	4 max



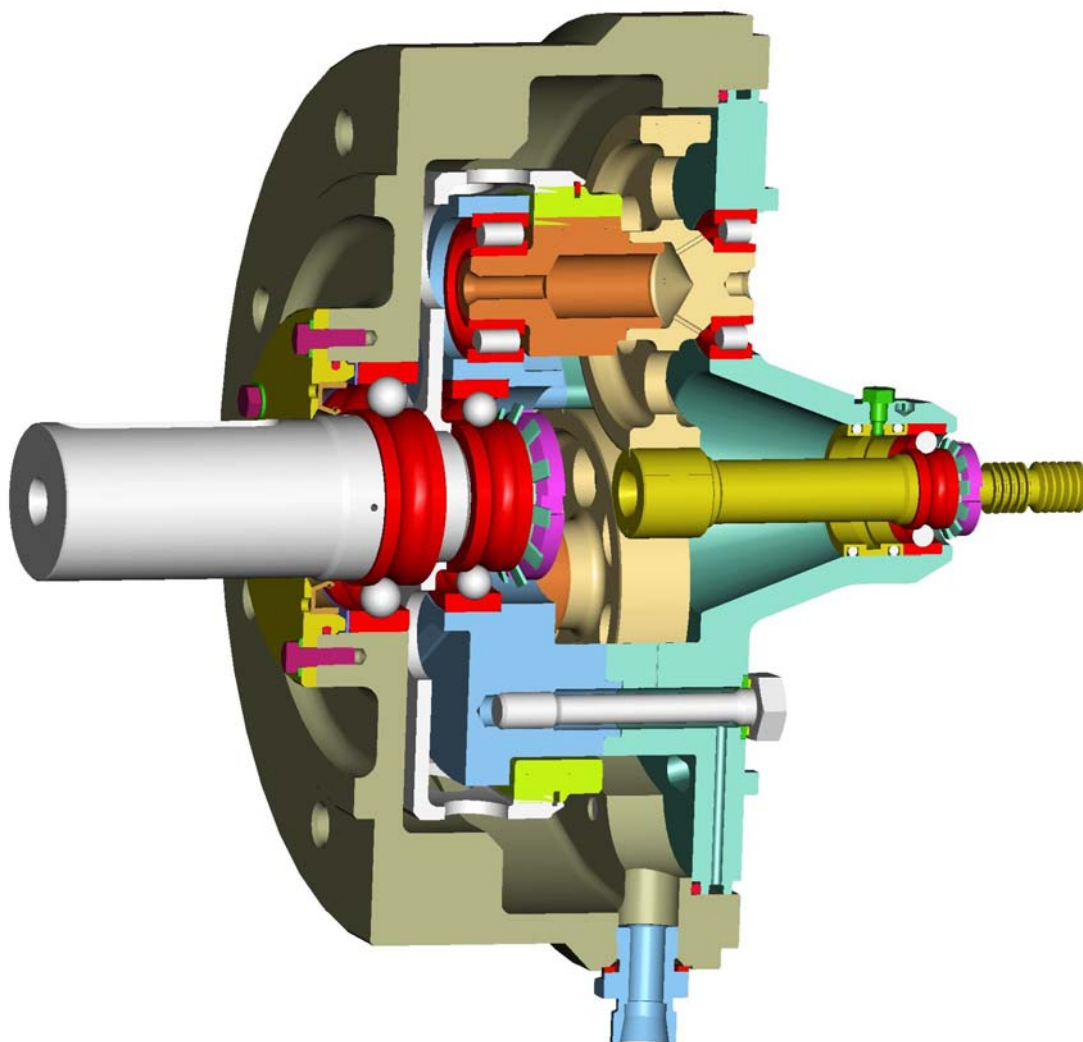
3D pohledy na sestavu turbínového reduktoru



Turbomotor TGU 100B s vysokofrekvenčním synchronním generátorem



Turbomotor TGU 100B s reduktorem a asynchronním generátorem PLS 250MP



Řez sestavou sestavu turbínového reduktoru



Návrh a výpočet hřídele

Výpočet hřídele

Čistit tabulku výsledků

i Zkontrolujte řádek:7.4;7.5;

ii Informace o projektu

<b>Autor</b>	<input type="checkbox"/>	<b>Datum</b>	<input checked="" type="checkbox"/>	<b>Číslo projektu</b>	<input checked="" type="checkbox"/>
Bc. Libor Neklapil		12.5.2008		111-111	
<b>Jméno souboru</b>					
hřidel hnací2.xls					
<b>Název projektu</b>					
výpočet hnacího hřídele					
<b>Základní informace</b>					
Hřidel: L = 93 , Dmax. = 21,2 , Mat: (Rm/Su) = 1130 [MPa]					
<b>Poznámka</b>					

?

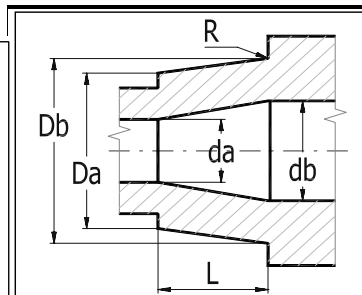
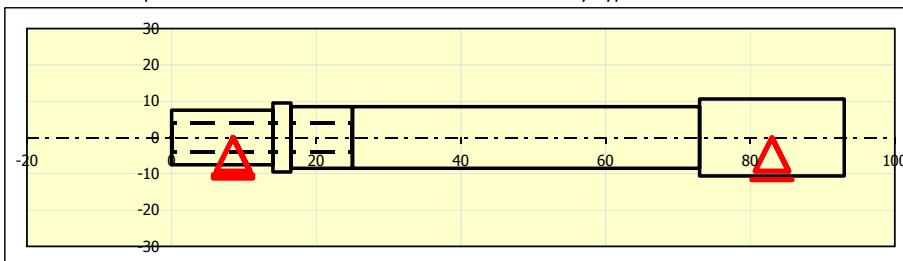
Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2 Přenášený výkon	110,00	[kW]	1.6 Typ zatížení hřídele
1.3 Otáčky hřídele	56130	[/min]	B...Stálý krut + ohyb
1.4 Kroutcí moment	18,72	[Nm]	1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)
1.5 Předběžný min. průměr	13,81	[mm]	C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1  Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

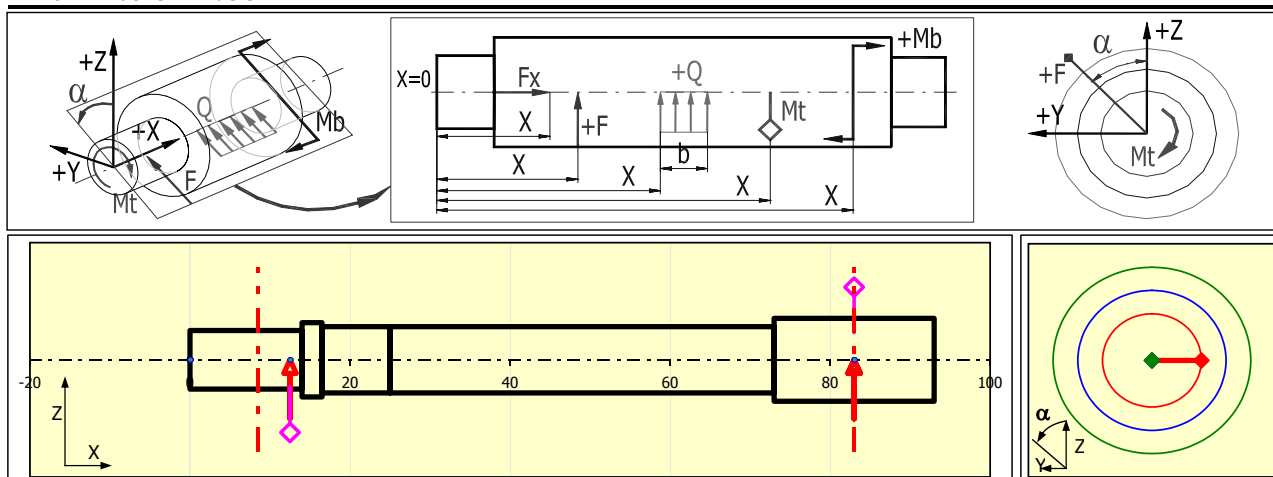


2.2 Tabulka	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
Počátek	0,00	14,00	16,50	25,00	73,00	93,00	93,00	93,00	93,00	93,00
L	14,000	2,500	8,500	48,000	20,000					
ø Da	15,000	19,000	17,000	17,000	21,200					
ø Db	15,000	19,000	17,000	17,000	21,200					
ø da	8,000	8,000	8,000							
ø db	8,000	8,000	8,000							
R	0,300	1,000		1,000						

2.3 Celková délka hřídele	93,00	[mm]	2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra)
2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska)	Volná	83,00	D...Soustruženo (1,6)
2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska)	Pevná	8,50	

3.0 Vruby a zápichy na hřídeli

4.0 Zatížení hřídele



4.1 Zatížení

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	12,50		20,0		18,72					
2	83,00		64,9	270	-18,72					
3	83,00		178,2	180						
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										

5.0 Rotující hmoty

6.0 Materiál a způsob namáhání

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max) B...Zušlechtněná a legovaná ocel (500 - 1400)		1130	[MPa]	6.17 Zatížení vlastní vahou	Ne	
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	1130	[MPa] <input checked="" type="checkbox"/>	6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti	20	
6.3 Mez kluzu v tahu	Sv/Re	735	[MPa]	6.19 Součinitel namáhání	alpha_0	1,00 <input checked="" type="checkbox"/>
6.4 Mez kluzu v ohybu	Svb/Reb	881	[MPa]	<b>6.20 Součinitel max. zatížení</b>		
6.5 Mez kluzu ve smyku	Sys/Res	514	[MPa]	6.21 Ohyb		1,70
<b>6.6 Pro střídavé zatížení</b>				6.22 Posouvající síla		1,70
6.7 Mez únavy - tah/tlak	sigma_c	407	[MPa]	6.23 Krut		1,70
6.8 Mez únavy - ohyb	sigma_ec	542	[MPa]	6.24 Tah/Tlak		1,70
6.9 Mez únavy - krut	tau_c	339	[MPa]	<b>6.25 Zatěžovací podmínky</b>		
<b>6.10 Pro míjivé zatížení</b>				6.26 Zatížení ohybovým momentem	B...Míjivé	<input type="checkbox"/>
6.11 Mez únavy - tah/tlak	sigma_hc	610	[MPa]	6.27 Zatížení posouvající silou	B...Míjivé	<input type="checkbox"/>
6.12 Mez únavy - ohyb	sigma_ehc	814	[MPa]	6.28 Zatížení kroutícím momentem	B...Míjivé	<input type="checkbox"/>
6.13 Mez únavy - krut	tau_hc	475	[MPa]	6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou	B...Míjivé	<input type="checkbox"/>
6.14 Měrná hmotnost	Ro	7850,0	[kg/m^3]	<b>6.30 Dynamická kontrola</b>		
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]	6.31 Vliv povrchu hřídele	Ano	<input type="checkbox"/>
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000	[MPa]	6.32 Vliv velikosti hřídele	Ano	<input type="checkbox"/>
				6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)	Ano	<input type="checkbox"/>

?

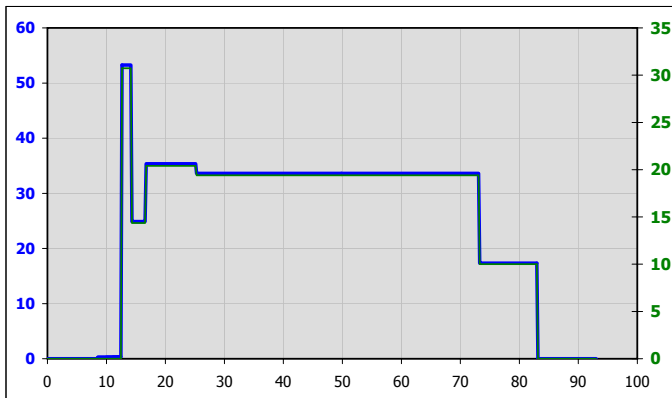
Kapitola výsledků

7.0 Výsledky - shrnutí

	x	y	z	Σ y+z	
7.1 Reakce v podpoře R1	0	64,8999999	177,126175	188,641702	[N]
7.2 Reakce v podpoře R2	0	0	-18,926174	18,9261745	[N]
7.3 Celková hmotnost hřídele	m	0,17			[kg]
7.4 Maximální průhyb	y	0,0000			[mm]
7.5 Maximální zkroucení	φ	0,1074			[°]
7.6 Naklopení v R1	θ	0,0001			[°]
7.7 Naklopení v R2	θ	0,0001			[°]
7.8 Max. napětí v ohybu	σ <sub>e</sub>	0,2			[MPa]
7.9 Max. napětí ve střihu	τ <sub>s</sub>	0,1			[MPa]
7.10 Max. napětí v krutu	τ <sub>t</sub>	30,7			[MPa]
7.11 Max. napětí v tahu/tlaku	σ <sub>g</sub>	0,0			[MPa]
7.12 Max. redukované napětí	σ <sub>r</sub>	53,3			[MPa]
7.13 Rezonanční otáčky (Raylei	n <sub>c</sub>	358917,6			[/min]
7.14 Min. statická bezpečnost	SF <sub>st</sub>	9,84			
7.15 Min. dynamická bezpečno:	SF <sub>D</sub>	13,83			

7.17 Graf

- 30...Redukované napětí [MPa]
- 26...Napětí v krutu [MPa]

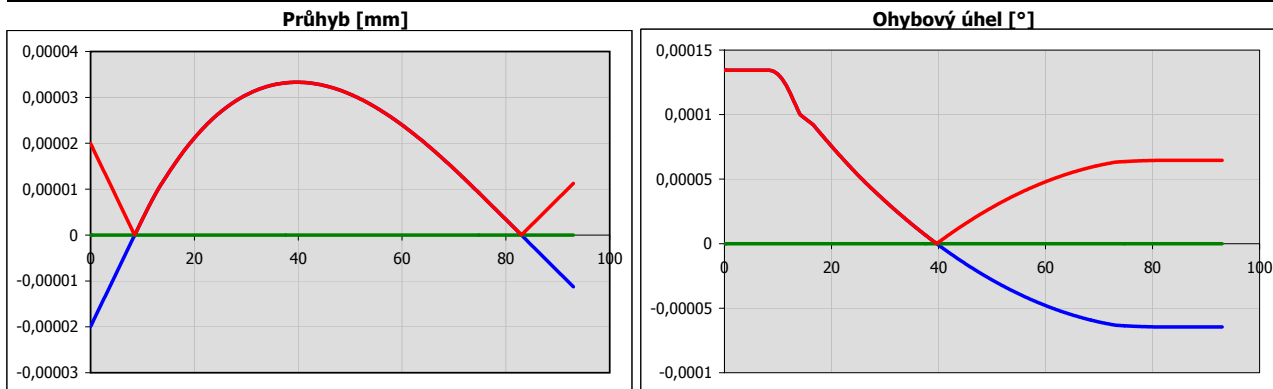


7.16 Výsledek v souřadnici X =

	8,50	14,00	16,50	25,00	73,00	83,00		
13...Posouvající síla - Součet [N]	▼ 4,2011E-15	1,0738255	1,0738255	1,0738255	1,0738255	1,0738255	0	0
14...Ohybový moment - Součet [Nm]	▼ 7,0957E-16	0,07414765	0,07155114	0,06236349	0,01083275	4,7248E-05	0	0
25...Krouticí moment [Nm]	▼ 0	18,72	18,72	18,72	18,72	18,72	0	0
30...Redukované napětí [MPa]	▼ 2,3307E-15	53,2511068	24,8649918	35,3558103	33,6198506	17,3364836	0	0
04...Z - Průhyb [mm]	▼ -3,049E-07	1,1686E-05	1,5783E-05	2,6711E-05	1,1284E-05	4,9591E-08	-1,993E-05	-1,993E-05

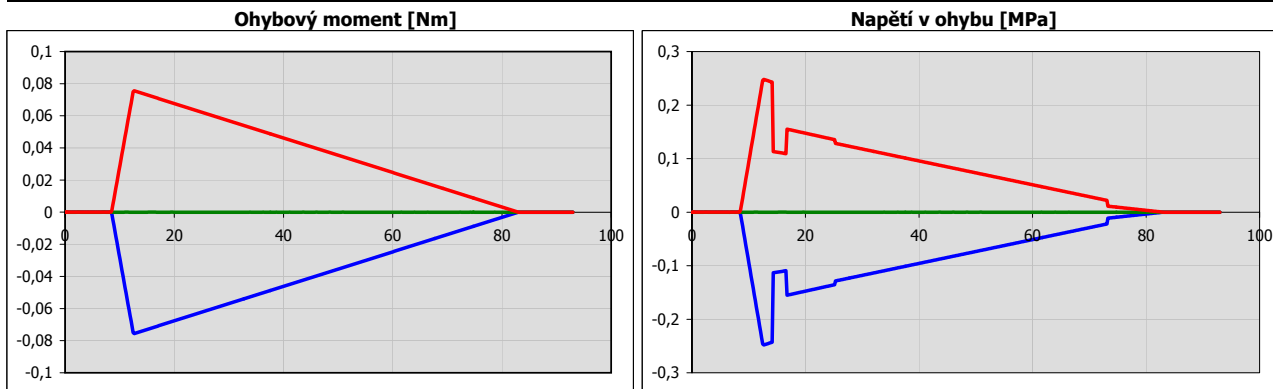
8.0 Graf - Průhyb, Ohybový úhel

8.1 Křivky v grafu  Rovina XZ  Rovina XY  Součet  Úhel



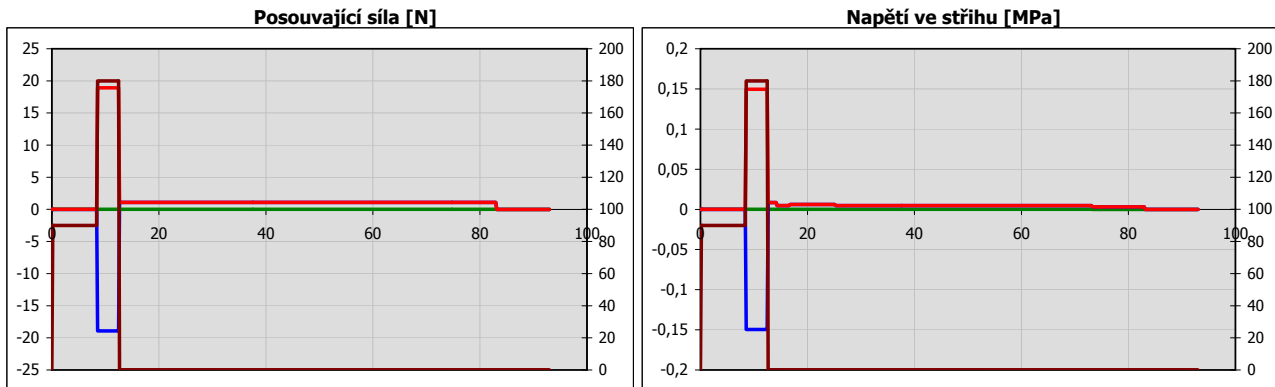
9.0 Graf - Ohybový moment, Napětí v ohybu

9.1 Křivky v grafu  Rovina XZ  Rovina XY  Součet  Úhel

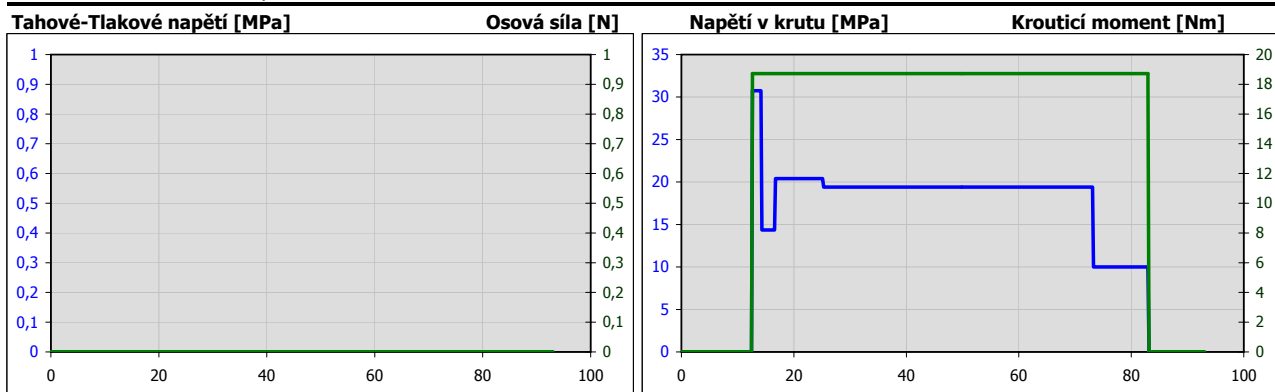


**10.0 Graf - Posouvající síla, Napětí ve střihu**

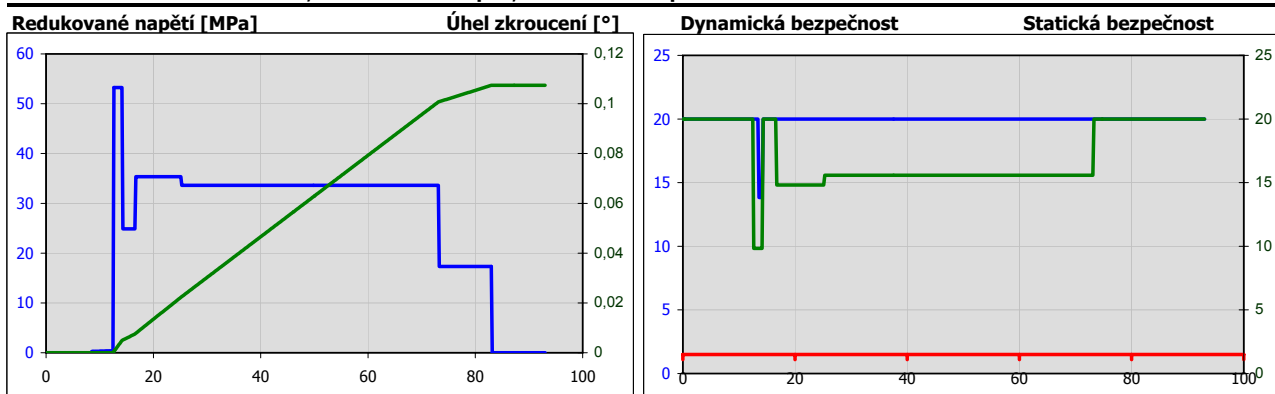
10.1 Křivky v grafu  Rovina XZ  Rovina XY  Součet  Úhel



**11.0 Graf - Osová síla, Kroutcí moment**



**12.0 Graf - Úhel zkroucení, Redukované napětí, Koefficient bezpečnosti**



**13.0 Grafický výstup, CAD systémy**



Návrh a výpočet hřídele

Výpočet hřídele

Čistit tabulku výsledků

i Zkontrolujte řádek:7.5;

ii Informace o projektu

<b>Autor</b>	<input type="checkbox"/>	<b>Datum</b>	<input checked="" type="checkbox"/>	<b>Číslo projektu</b>	<input checked="" type="checkbox"/>
Bc. Libor Neklapil		3.5.2008		111-111	
<b>Jméno souboru</b>	hřídel hnaný.xls				
<b>Název projektu</b>	výpočet hnaného hřídele <input type="checkbox"/>				
<b>Základní informace</b>	Hřídel: L = 133 , Dmax. = 42 , Mat: (Rm/Su) = 1130 [MPa] <input checked="" type="checkbox"/>				
<b>Poznámka</b>	<input type="checkbox"/>				

?

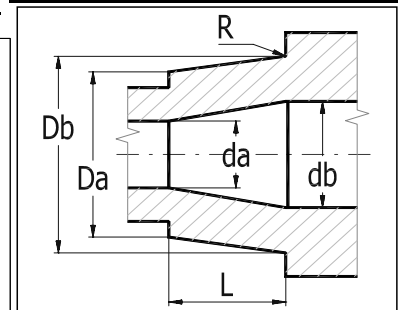
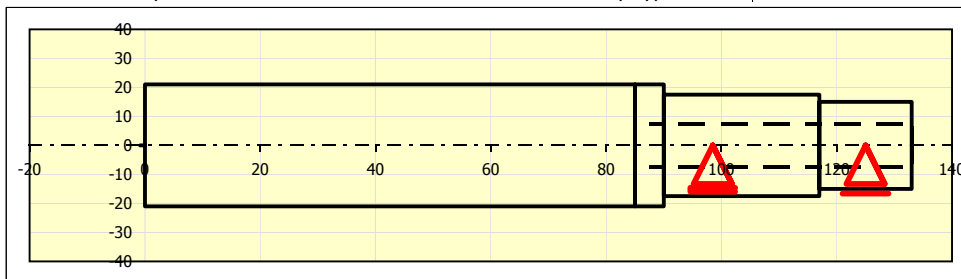
Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2 Přenášený výkon	110,00	[kW]	1.6 Typ zatížení hřídele
1.3 Otáčky hřídele	3035	[/min]	B...Stálý krut + ohyb
1.4 Krouticí moment	346,13	[Nm]	1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)
1.5 Předběžný min. průměr	40,67	[mm]	B...Ocel se zvýšenou pevností (850)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítka průměru zobrazeného hřídele 1:1  Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

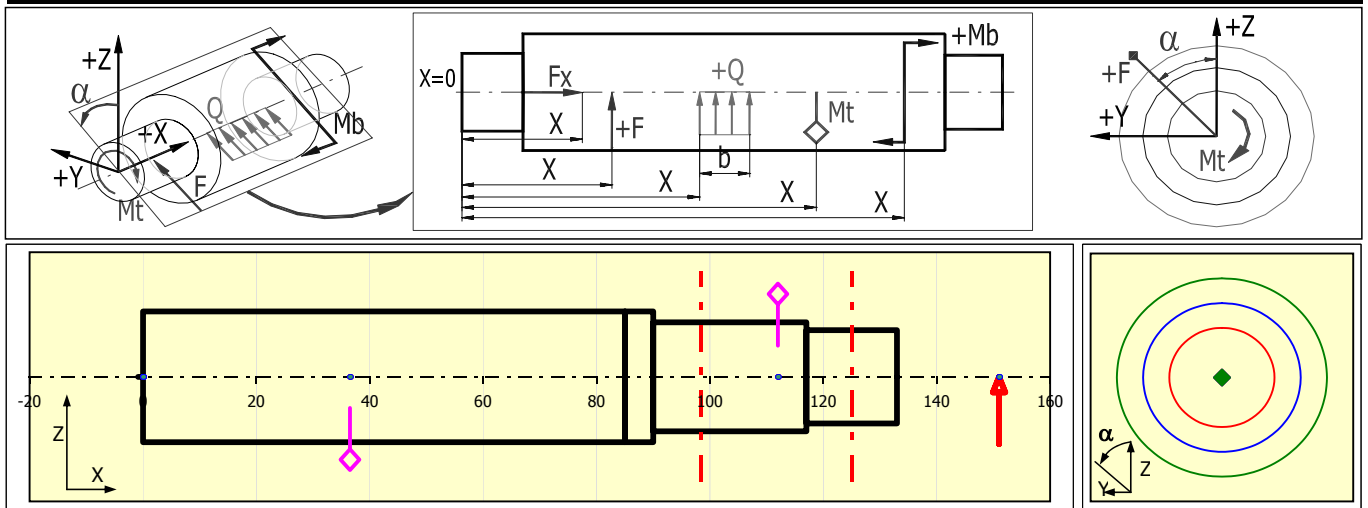


2.2 Tabulka	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
Počátek	0,00	85,00	90,00	117,00	133,00	133,00	133,00	133,00	133,00	133,00
L	85,000	5,000	27,000	16,000						
ø Da	42,000	42,000	35,000	30,000						
ø Db	42,000	42,000	35,000	30,000						
ø da		15,000	15,000	15,000						
ø db		15,000	15,000	15,000						
R		0,500	1,000							

2.3 Celková délka hřídele	133,00	[mm]	2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra)
2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska)	Pevná 98,50	<input checked="" type="radio"/> [mm]	D...Soustruženo (1,6)
2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska)	Volná 125,00	<input type="radio"/> [mm]	

3.0 Vruby a zápichy na hřídeli

4.0 Zatížení hřídele



4.1 Zatížení

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	36,50				346,10					
2	112,00				-346,10					
3	151,00		175,0	90						
4	151,00		480,7	180						
5										
6										
7										
8										
9										
10										

5.0 Rotující hmoty

6.0 Materiál a způsob namáhání

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max) B...Zušlechťená a legovaná ocel (500 - 1400) ▼ 1130 ▼ [MPa]	6.17 Zatížení vlastní vahou Ne ▼
6.2 Mez pevnosti v tahu Su/Rm 1130 [MPa] <input checked="" type="checkbox"/>	6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti 20 ▼
6.3 Mez kluzu v tahu Sy/Re 735 [MPa]	6.19 Součinitel namáhání $\alpha_0$ 1,00 <input checked="" type="checkbox"/>
6.4 Mez kluzu v ohybu $S_{yb}/Re_b$ 881 [MPa]	<b>6.20 Součinitel max. zatížení</b>
6.5 Mez kluzu ve smyku $S_{vs}/Re_s$ 514 [MPa]	6.21 Ohyb 1,70
<b>6.6 Pro střídavé zatížení</b>	6.22 Posouvající síla 1,70
6.7 Mez únavy - tah/tlak $\sigma_C$ 407 [MPa]	6.23 Kрут 1,70
6.8 Mez únavy - ohyb $\sigma_{eC}$ 542 [MPa]	6.24 Tah/Tlak 1,70
6.9 Mez únavy - krut $\tau_C$ 339 [MPa]	<b>6.25 Zatěžovací podmínky</b>
<b>6.10 Pro mĳivé zatížení</b>	6.26 Zatížení ohybovým momentem B...Mĳivé ▼
6.11 Mez únavy - tah/tlak $\sigma_{hC}$ 610 [MPa]	6.27 Zatížení posouvající silou B...Mĳivé ▼
6.12 Mez únavy - ohyb $\sigma_{ehC}$ 814 [MPa]	6.28 Zatížení kroutícím momentem B...Mĳivé ▼
6.13 Mez únavy - krut $\tau_{hC}$ 475 [MPa]	6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou B...Mĳivé ▼
6.14 Měrná hmotnost Ro 7850,0 [kg/m <sup>3</sup> ]	<b>6.30 Dynamická kontrola</b>
6.15 Modul pružnosti v tahu E 210000 [MPa]	6.31 Vliv povrchu hřídele Ano ▼
6.16 Modul pružnosti ve smyku G 80000 [MPa]	6.32 Vliv velikosti hřídele Ano ▼
	6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub) Ano ▼

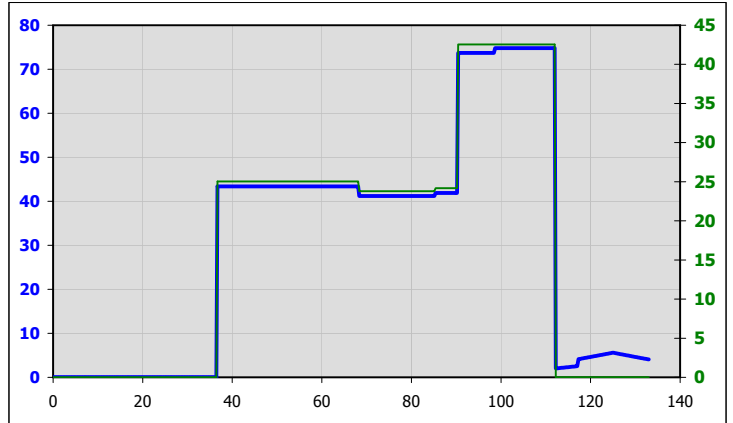
Kapitola výsledků

7.0 Výsledky - shrnutí

	x	y	z	Σ y+z	
7.1 Reakce v podpoře R1	0	171,698113	-471,63019	501,911623	[N]
7.2 Reakce v podpoře R2	0	-346,69811	952,330189	1013,47539	[N]
7.3 Celková hmotnost hřídele	m	1,21			[kg]
7.4 Maximální průhyb	y	0,0005			[mm]
7.5 Maximální zkroucení	φ	0,0830			[°]
7.6 Naklonění v R1	φ	0,0003			[°]
7.7 Naklonění v R2	φ	0,0007			[°]
7.8 Max. napětí v ohybu	σ <sub>e</sub>	5,3			[MPa]
7.9 Max. napětí ve stříhu	τ <sub>s</sub>	1,0			[MPa]
7.10 Max. napětí v krutu	τ <sub>t</sub>	42,5			[MPa]
7.11 Max. napětětí v tahu/tlaku	σ <sub>g</sub>	0,0			[MPa]
7.12 Max. redukované napětí	σ <sub>r</sub>	74,8			[MPa]
7.13 Rezonanční otáčky (Raylei)	n <sub>c</sub>	148920,0			[/min]
7.14 Min. statická bezpečnost	SF <sub>st</sub>	7,00			
7.15 Min. dynamická bezpečno:	SF <sub>D</sub>	9,54			

7.17 Graf

- 30...Redukované napětí [MPa]
- 26...Napětí v krutu [MPa]



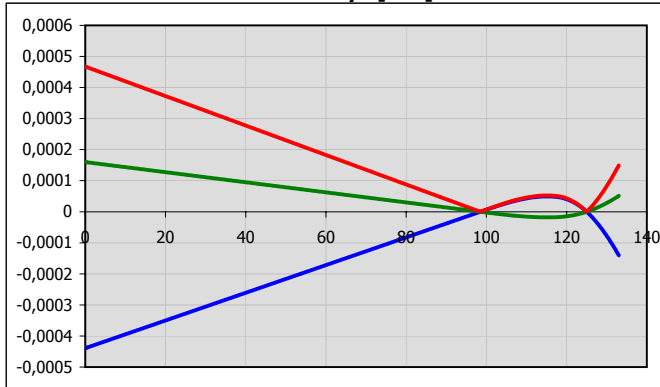
7.16 Výsledky v souřadnici X =

	36,50	90,00	112,00	117,00	125,00				
13...Posouvající síla - Součet [N]	▼	1,0455E-14	1,0455E-14	501,911623	501,911623	501,911623	0	0	0
14...Ohybový moment - Součet [Nm]	▼	1,7908E-15	2,7204E-15	6,76878014	9,17193299	13,1771877	0	0	0
25...Kroucí moment [Nm]	▼	0	346,1	346,1	0	0	0	0	0
30...Redukované napětí [MPa]	▼	2,6795E-16	41,889794	74,8194268	2,51207742	5,55035259	0	0	0
04...Z - Průhyb [mm]	▼	-0,0002767	-3,831E-05	4,6853E-05	4,869E-05	2,8668E-06	-0,0004392	-0,0004392	-0,0004392

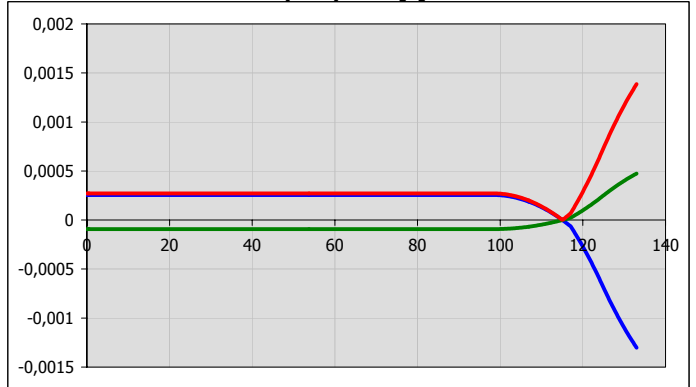
8.0 Graf - Průhyb, Ohybový úhel

- 8.1 Křivky v grafu  Průhyb  Rovina XZ  Rovina XY  Součet  Úhel

Průhyb [mm]



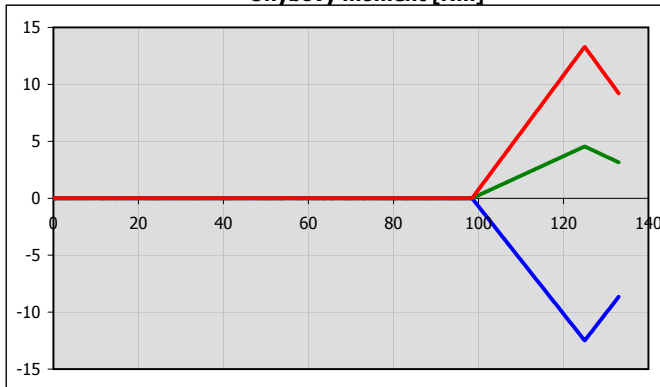
Ohybový úhel [°]



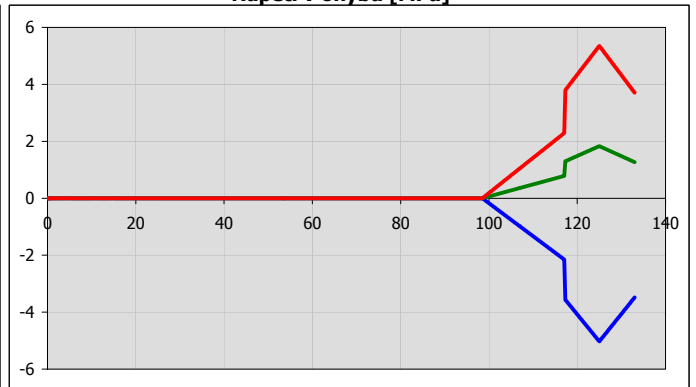
9.0 Graf - Ohybový moment, Napětí v ohybu

- 9.1 Křivky v grafu  Ohybový moment  Rovina XZ  Rovina XY  Součet  Úhel

Ohybový moment [Nm]

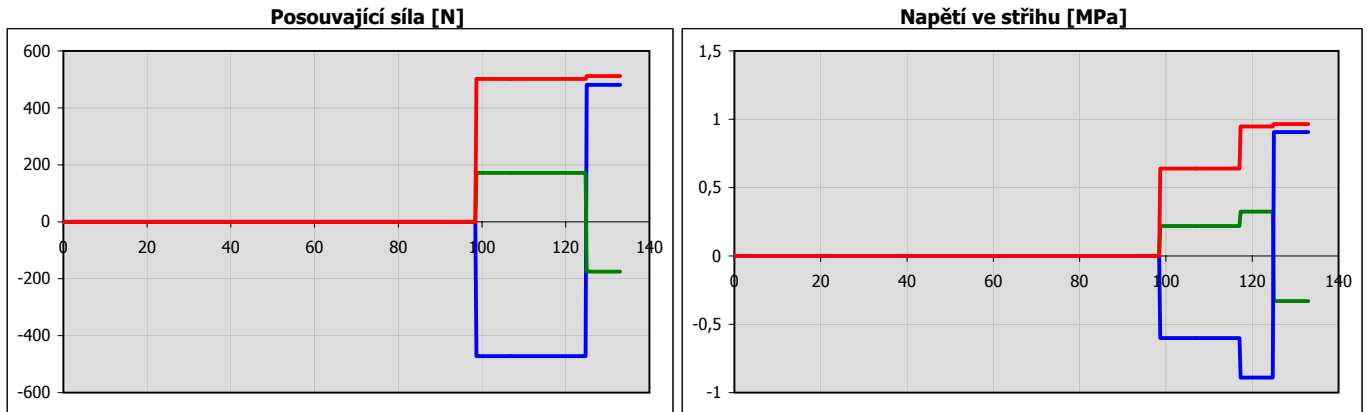


Napětí v ohybu [MPa]

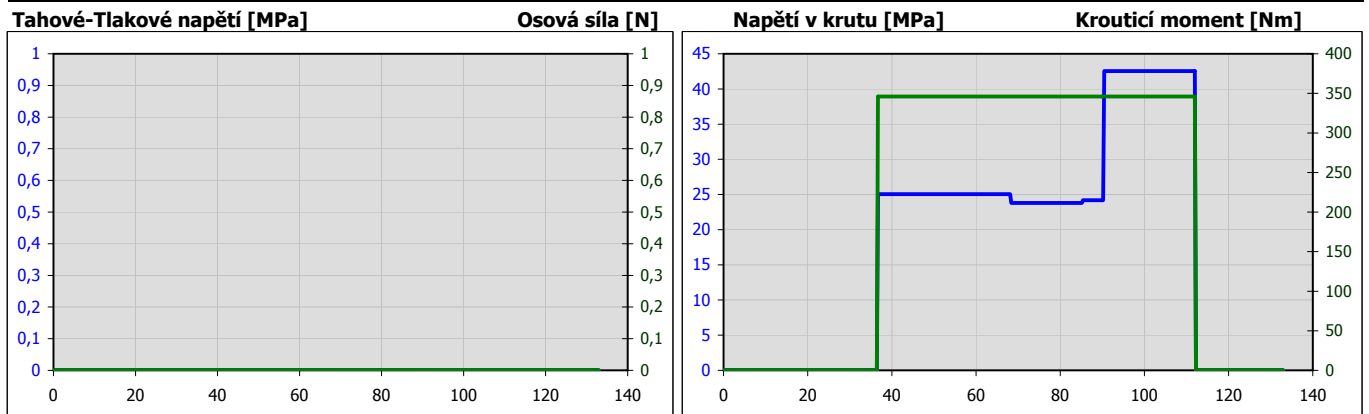


**10.0 Graf - Posouvající síla, Napětí ve stříhu**

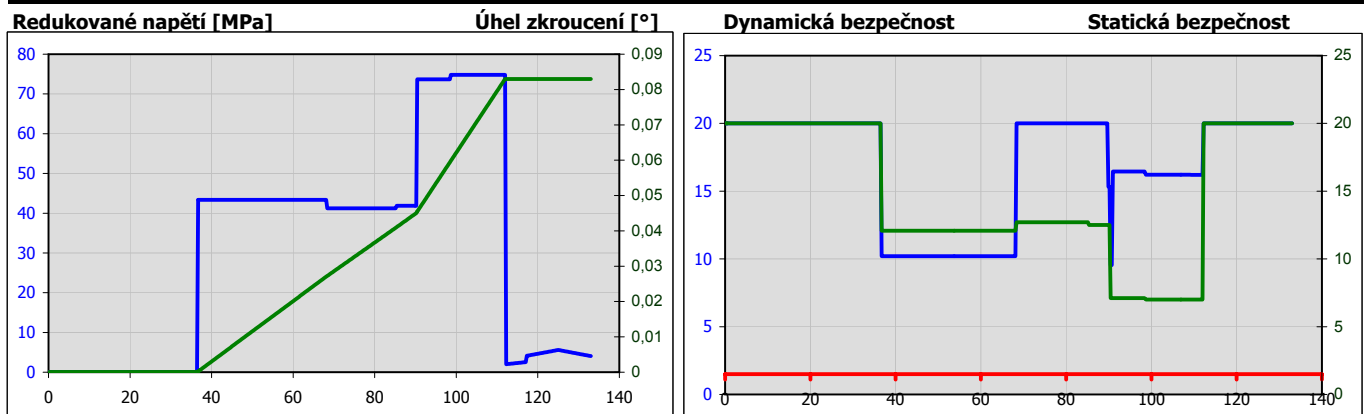
10.1 Křivky v grafu  Rovina XZ  Rovina XY  Součet  Úhel



**11.0 Graf - Osová síla, Kroutcí moment**



**12.0 Graf - Úhel zkroucení, Redukované napětí, Koeficient bezpečnosti**



**13.0 Grafický výstup, CAD systémy**



Návrh a výpočet hřídele

Výpočet hřídele

Čistit tabulku výsledků

i Výpočet bez chyb.

ii Informace o projektu

<b>Autor</b>	<input type="checkbox"/>	<b>Datum</b>	<input checked="" type="checkbox"/>	<b>Číslo projektu</b>	<input checked="" type="checkbox"/>
Bc. Libor Neklapil		3.5.2008		111-111	
<b>Jméno souboru</b>					
předloha.xls					
<b>Název projektu</b>					
výpočet předlohového hřídele					
<b>Základní informace</b>					
Hřídel: L = 81 , Dmax. = 33 , Mat: (Rm/Su) = 1130 [MPa]					
<b>Poznámka</b>					

?

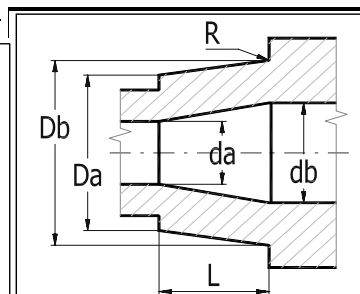
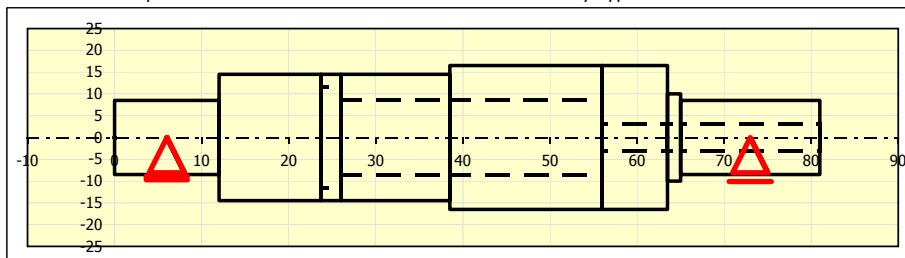
Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2 Přenášený výkon	44,00	[kW]	1.6 Typ zatížení hřídele
1.3 Otáčky hřídele	13244	[/min]	B...Stálý krut + ohyb
1.4 Krouticí moment	31,73	[Nm]	1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)
1.5 Předběžný min. průměr	16,43	[mm]	C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1  Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

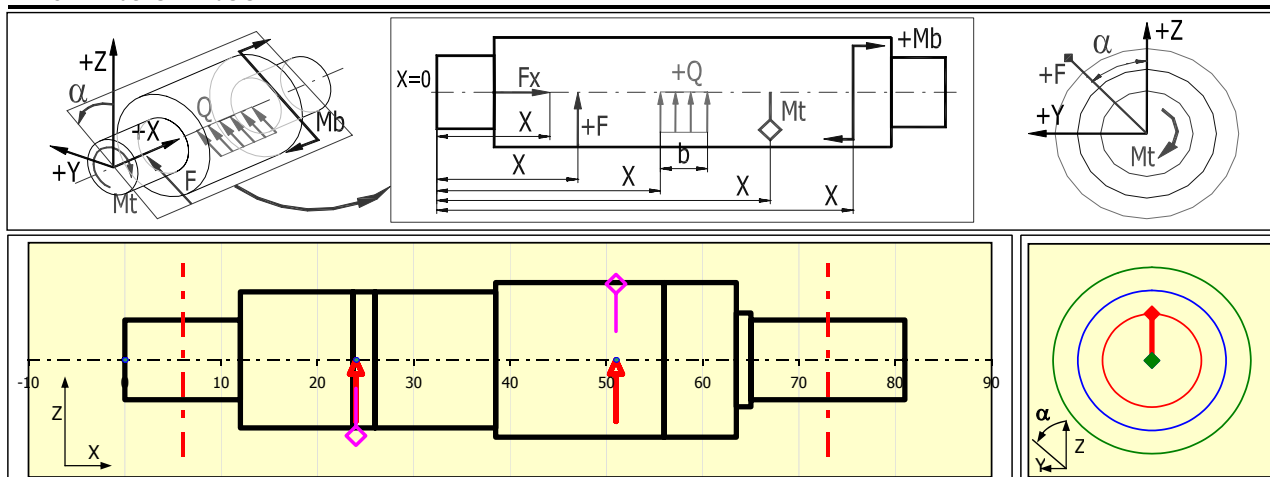


2.2 Tabulka	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
Počátek	0,00	12,00	23,70	26,00	38,50	56,00	63,50	65,00	81,00	81,00
L	12,000	11,700	2,300	12,500	17,500	7,500	1,500	16,000		
ø Da	17,000	29,000	29,000	29,000	33,000	33,000	20,000	17,000		
ø Db	17,000	29,000	29,000	29,000	33,000	33,000	20,000	17,000		
ø da			23,000	17,000	17,000	6,300	6,300	6,300		
ø db			23,000	17,000	17,000	6,300	6,300	6,300		
R	0,300			1,000		1,500	0,300			

2.3 Celková délka hřídele	81,00	[mm]	2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra)
2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska)	6,00	● [mm]	D...Soustruženo (1,6)
2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska)	73,00	○ [mm]	

3.0 Vruby a zápichy na hřídeli

4.0 Zatížení hřídele



4.1 Zatížení

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	24,00		259,5	90	40,67					
2	24,00		712,9							
3	51,00		699,8	270	-40,67					
4	51,00		1922,7							
5										
6										
7										
8										
9										
10										

5.0 Rotující hmoty

6.0 Materiál a způsob namáhání

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)					6.17 Zatížení vlastní vahou	Ne	▼
B..Zušlechťená a legovaná ocel (500 - 1400)	▼	1130	▼	[MPa]	6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti	20	▼
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	1130		[MPa] <input checked="" type="checkbox"/>	6.19 Součinitel namáhání	alpha_0	1,00 <input checked="" type="checkbox"/>
6.3 Mez kluzu v tahu	Sy/Re	735		[MPa]	<b>6.20 Součinitel max. zatížení</b>		
6.4 Mez kluzu v ohybu	Syb/Reb	881		[MPa]	6.21 Ohyb		1,70
6.5 Mez kluzu ve smyku	Sys/Res	514		[MPa]	6.22 Posouvající síla		1,70
<b>6.6 Pro střídavé zatížení</b>					6.23 Krut		1,70
6.7 Mez únavy - tah/tlak	sigma_c	407		[MPa]	6.24 Tah/Tlak		1,70
6.8 Mez únavy - ohyb	sigma_ec	542		[MPa]	<b>6.25 Zatěžovací podmínky</b>		
6.9 Mez únavy - krut	tau_c	339		[MPa]	6.26 Zatížení ohybovým momentem	B...Mjživé	▼
<b>6.10 Pro mĭjivé zatížení</b>					6.27 Zatížení posouvající silou	B...Mjživé	▼
6.11 Mez únavy - tah/tlak	sigma_hc	610		[MPa]	6.28 Zatížení krouticím momentem	B...Mjživé	▼
6.12 Mez únavy - ohyb	sigma_ehc	814		[MPa]	6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou	B...Mjživé	▼
6.13 Mez únavy - krut	tau_hc	475		[MPa]	<b>6.30 Dynamická kontrola</b>		
6.14 Měrná hmotnost	Ro	7850,0		[kg/m^3]	6.31 Vliv povrchu hřídele	Ano	▼
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000		[MPa]	6.32 Vliv velikosti hřídele	Ano	▼
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000		[MPa]	6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)	Ano	▼

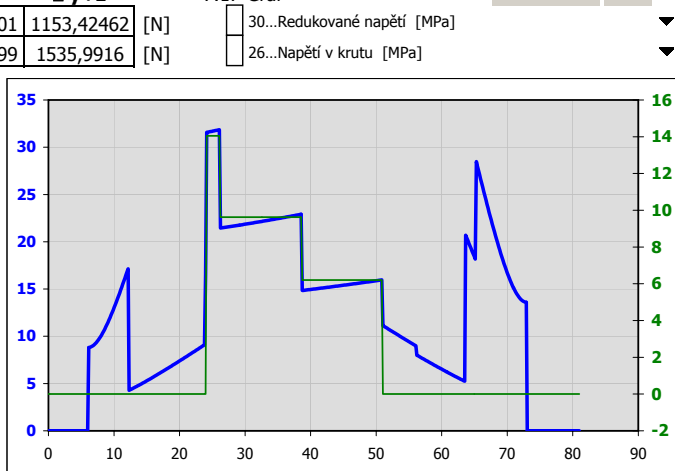
?

Kapitola výsledků

7.0 Výsledky - shrnutí

	x	y	z	$\Sigma y+z$	
7.1 Reakce v podpoře R1	0	40,019403	-1152,7301	1153,42462	[N]
7.2 Reakce v podpoře R2	0	400,310597	-1482,9099	1535,9916	[N]
7.3 Celková hmotnost hřídele	m	0,29			[kg]
7.4 Maximální průhyb	y	0,0018			[mm]
7.5 Maximální zkroucení	$\varphi$	0,0107			[°]
7.6 Naklonění v R1	$\vartheta$	0,0061			[°]
7.7 Naklonění v R2	$\vartheta$	0,0073			[°]
7.8 Max. napětí v ohybu	$\sigma_e$	25,0			[MPa]
7.9 Max. napětí ve střihu	$\tau_s$	7,8			[MPa]
7.10 Max. napětí v krutu	$\tau_t$	14,1			[MPa]
7.11 Max. napětětí v tahu/tlaku	$\sigma_g$	0,0			[MPa]
7.12 Max. redukované napětí	$\sigma_r$	31,9			[MPa]
7.13 Rezonanční otáčky (Raylei)	$n_c$	519177,9			[/min]
7.14 Min. statická bezpečnost	SF <sub>st</sub>	16,41			
7.15 Min. dynamická bezpečno:	SF <sub>D</sub>	18,44			

7.17 Graf



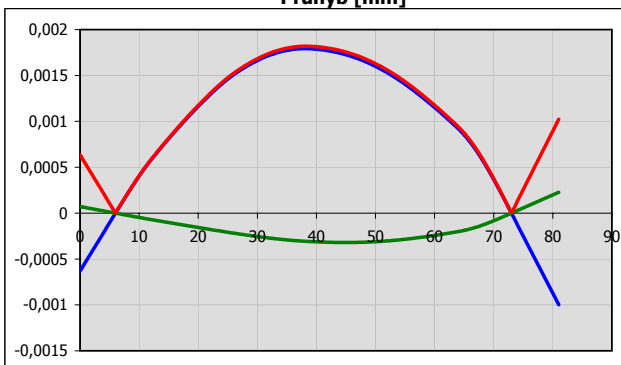
7.16 Výsledky v souřadnici X =

	6,00	12,00	24,00	51,00	65,00	73,00		
13...Posouvající síla - Součet [N]	3,0423E-13	1153,42462	1153,42462	532,102302	1535,9916	1535,9916	0	0
14...Ohybový moment - Součet [Nm]	8,7649E-15	6,90670661	20,7339609	33,7254711	12,3463005	0,15359916	0	0
25...Kroučící moment [Nm]	0	0	0	40,6696392	-0,0003608	-0,0003608	0	0
30...Redukované napětí [MPa]	1,832E-14	16,8081263	16,4856868	15,960439	18,4510409	13,591421	0	0
04...Z - Průhyb [mm]	-6,298E-07	0,00057874	0,00140617	0,00157039	0,00085463	1,2463E-05	-0,0006298	-0,0006298

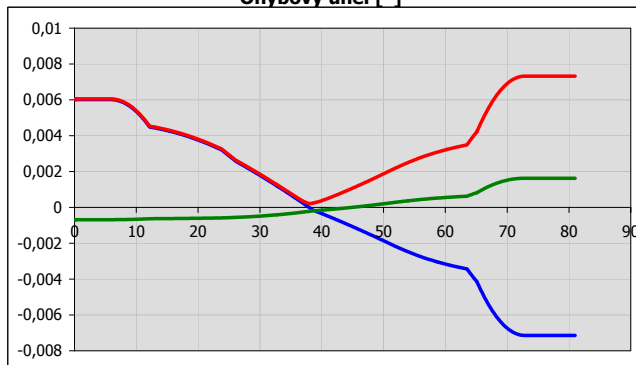
8.0 Graf - Průhyb, Ohybový úhel

8.1 Křivky v grafu  Rovina XZ  Rovina XY  Součet  Úhel

Průhyb [mm]



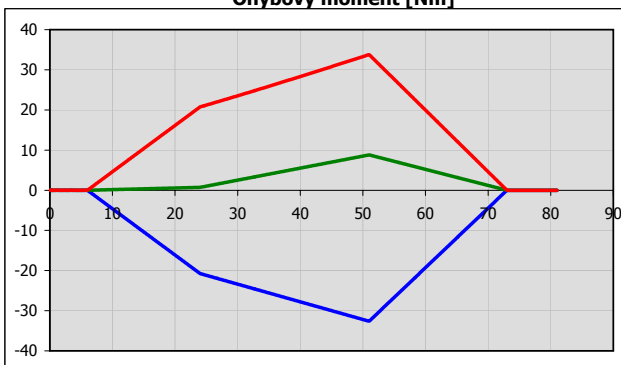
Ohybový úhel [°]



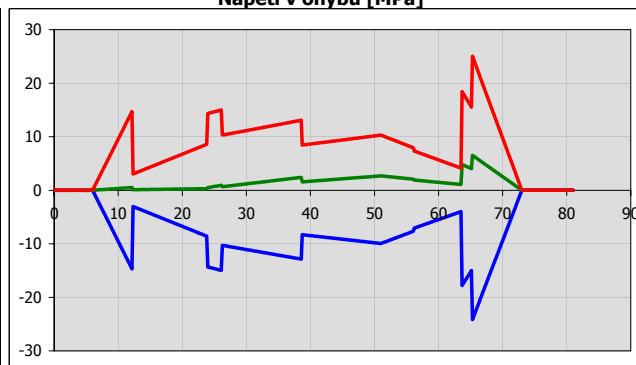
9.0 Graf - Ohybový moment, Napětí v ohybu

9.1 Křivky v grafu  Rovina XZ  Rovina XY  Součet  Úhel

Ohybový moment [Nm]

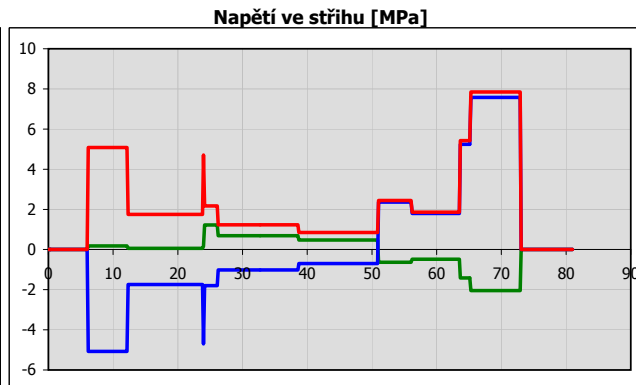
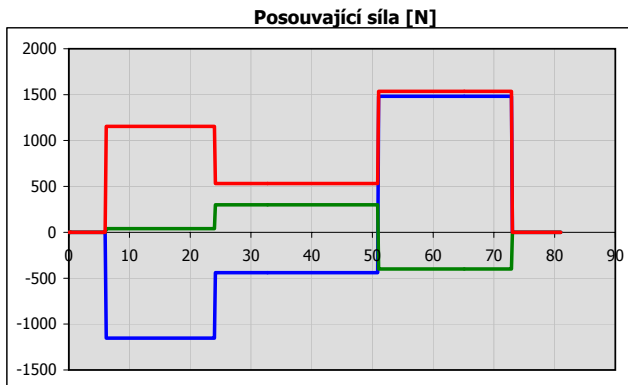


Napětí v ohybu [MPa]

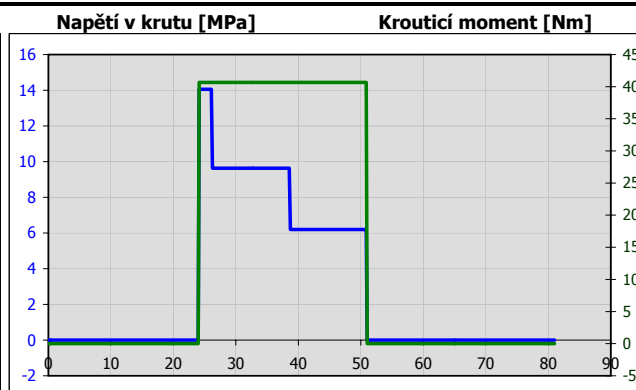
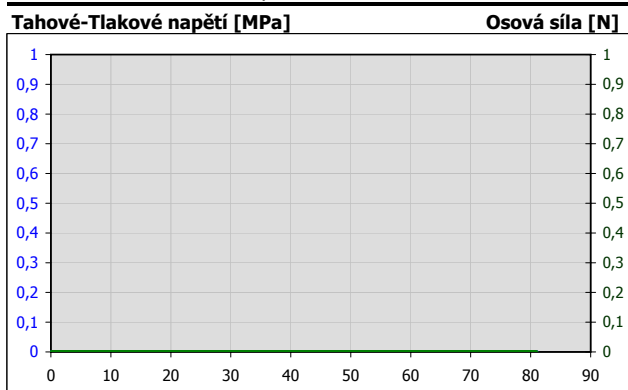


**10.0 Graf - Posouvající síla, Napětí ve střihu**

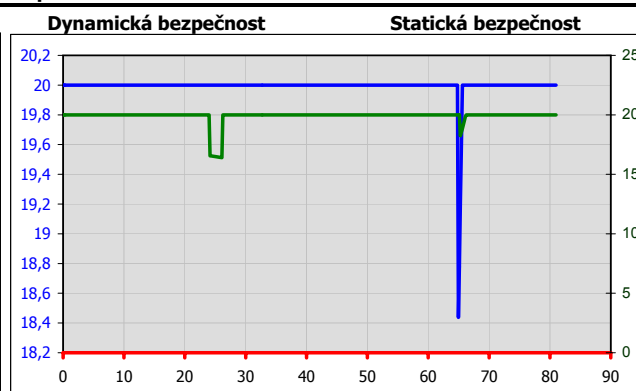
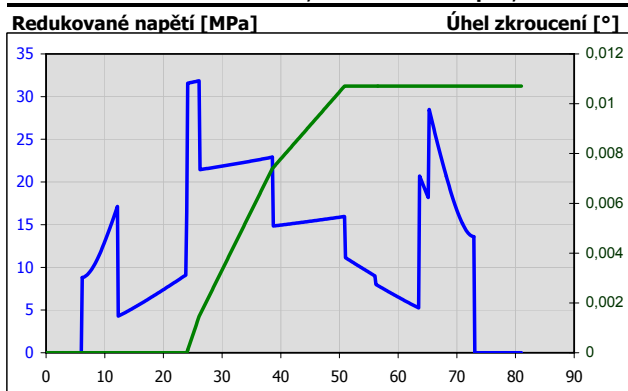
10.1 Křivky v grafu  Rovina XZ  Rovina XY  Součet  Úhel



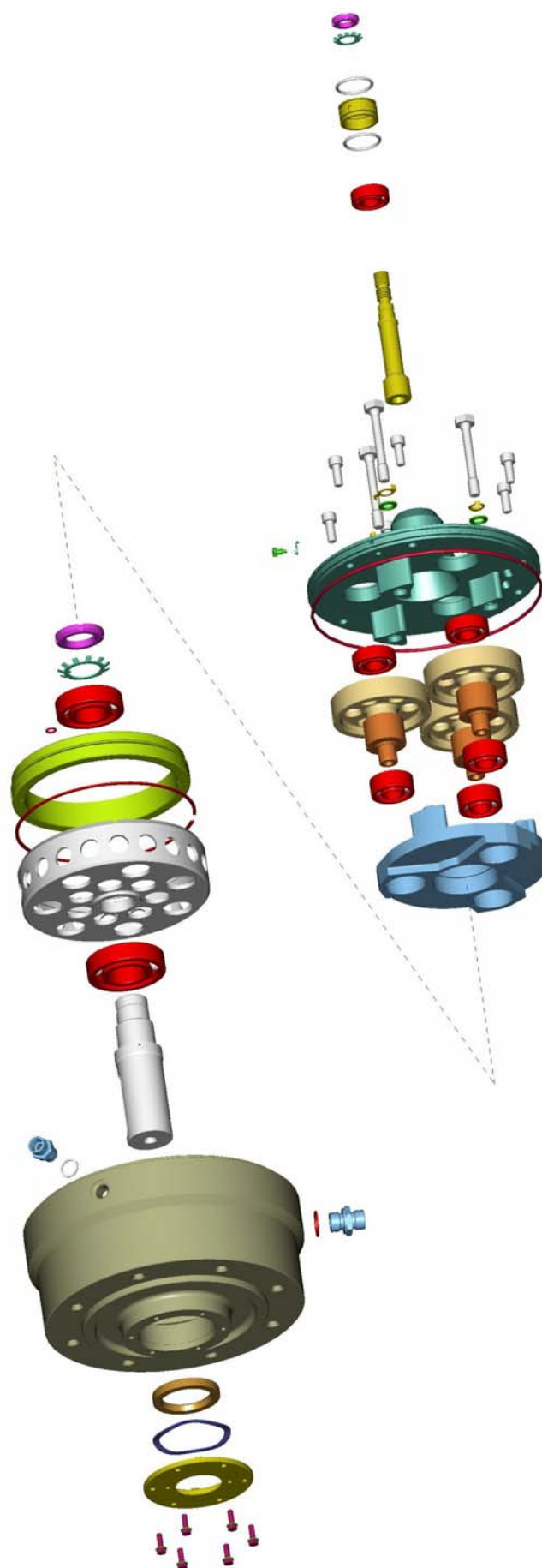
**11.0 Graf - Osová síla, Kroutcí moment**



**12.0 Graf - Úhel zkroucení, Redukované napětí, Koefficient bezpečnosti**



**13.0 Grafický výstup, CAD systémy**



Rozpad sestavy na součásti