

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

12.1.2016

Pavel Glončák

.....

## Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské Ing. Karlovi Barákovi za jeho rady, odborné vedení a vstřícný přístup při tvorbě této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a přátelům za podporu během mého studia.

## Obsah

Seznam obrázků .....	4
Seznam tabulek .....	5
Seznam příloh.....	5
Seznam použitých zkratk.....	5
Seznam použitých symbolů.....	6
Seznam použitých programů .....	9
ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:.....	10
1 Úvod.....	11
2 Reduktor.....	11
3 Rešerše používaných reduktorů .....	11
3.1 Redukce ozubeným soukolím .....	12
3.2 Řemenové převody.....	13
3.2.1 Ploché řemeny .....	13
3.2.2 Klínové řemeny .....	14
3.2.3 Ozubené řemeny.....	15
3.2.4 Řetězové převody.....	15
3.3 Nové technologie v redukci otáček.....	16
3.4 Výsledek rešerše:.....	18
4 Návrh převodu s řemenem T 10.....	18
4.1 Výpočet návrhu převodu s řemenem Continental STD.....	21
4.2 Výsledek výpočtu řemene:.....	24
5 Výpočet převodu klínovým řemenem. ....	26
6 Spojení velké řemenice, vrtulového hřídele a náboje vrtule. ....	28
6.1 Výpočet gyroskopického momentu vrtule .....	28
7 Výpočet reakcí v uložení vrtulového hřídele .....	29
7.1 Výpočet průměru vrtulového hřídele .....	31
8 Přenos kroutícího momentu náboj řemenice, vrtulový náboj.....	33
8.1 Přenos kroutícího momentu z náboje řemenice na vrtulovou hřídel.....	33
8.2 Přenos kroutícího momentu z vrtulové hřídele na vrtulový náboj .....	34
9 Kontrola bezpečnosti.....	34
9.1 Kontrola statické bezpečnosti.....	34
9.2 Kontrola dynamické bezpečnosti pro ohyb za rotace.....	35

10	Volba ložisek.....	36
11	Řešené varianty redukce.....	37
12	Závěr .....	41
13	Použité zdroje:.....	42

## Seznam obrázků

Obrázek 1 - [2] - Dvoutaktní motor Rotax 582UL.....	12
Obrázek 2 – [3] – Motor BMW 132.....	13
Obrázek 3 - [4] – Jednoválcové motory Simonini .....	14
Obrázek 4 - [5] – Motor Rotax 503.....	14
Obrázek 5 - [6] – Motor Verner JCV 360 .....	15
Obrázek 6 - [7] – Používané druhy řetězů.....	15
Obrázek 7- [8] – Elektromotor Siemens.....	16
Obrázek 8 - [9] – Letoun SportStar EPOS+ .....	16
Obrázek 9 - [10] – Hybridní motor Rotax 914 výrobce Flight Design GmbH. ....	17
Obrázek 10 - [11] – Hybridní motor Rotax 912 v Eagle Flight Research Center Daytona Beach, FL. ....	17
Obrázek 11 – [12] - Řemenový převod. ....	19
Obrázek 12– Výpočet řemenového převodu v programu Autodesk Inventor. Zdroj Autor.....	20
Obrázek 13 – Výpočtové parametry řemenového převodu.[12] .....	21
Obrázek 14– Tabulka výkonů přenesených řemenem šířky 20mm.[12].....	22
Obrázek 15-Síly v řemenovém převodu - [12].....	24
Obrázek 16– Výsledek výpočtu řemene. [12] .....	25
Obrázek 17– Model ozubeného převodu - zdroj autor.....	27
Obrázek 18– Reakce v rovině x-y - zdroj autor .....	29
Obrázek 19– Reakce v rovině x-z - zdroj autor.....	30
Obrázek 20– Model přenosu kroutícího momentu pomocí pera - zdroj autor .....	33
Obrázek 21– Kontrola hřídele na dynamickou bezpečnost - zdroj autor .....	35
Obrázek 22 – Varianta reduktoru s napínací kladkou - zdroj autor .....	38
Obrázek 23 – Varianta reduktoru s napínání posuvem motoru - zdroj autor .....	38
Obrázek 24 – Původní varianta zástavby reduktoru - zdroj autor.....	39
Obrázek 25 –Varianta zástavby reduktoru s napínací kladkou- zdroj autor .....	39
Obrázek 26 – Konečná varianta zástavby reduktoru - zdroj autor .....	40
Obrázek 27 – Konečná varianta zástavby reduktoru zdroj autor .....	40

## Seznam tabulek

Tabulka 1- Vlastnosti vybraných řemenů. Zdroj autor.

22

## Seznam příloh

Příloha č.1- Pevnostní výpočet vrtulového hřídele.

Příloha č.2- Pevnostní výpočet vrtulového hřídele.

Příloha č.3- Pevnostní výpočet vrtulového hřídele.

Příloha č.4- Pevnostní výpočet vrtulového hřídele.

Příloha č.5- Pevnostní výpočet drážky pro pero spoj velké řemenice a vrtulového hřídele.

Příloha č.6- Pevnostní výpočet drážky pro pero spoj vrtulového hřídele a vrtulového náboje.

Příloha č.7- Pevnostní výpočet ložiska A.

Příloha č.8- Pevnostní výpočet ložiska B.

Příloha č.9- Výpočet řemenového převodu – klínový.

Příloha č.10- Výpočet řemenového převodu – Sychroforce CXA - STD.

Příloha č.11- Výpočet řemenového převodu – Sychroforce CXA - HTD.

Příloha č.12- Výpočet řemenového převodu – Sychroforce EXTREME - HTD

## Seznam použitých zkratk

ECU	[-]	Elektronická řídicí jednotka
ULL	[-]	Ultralehké letadlo
STD	[-]	Super Torque Drive - profil řemene
HTD	[-]	Hight Torque Drive- profil řemene
CTD	[-]	Conti Torque Drive- profil řemene

## Seznam použitých symbolů

$a$	[mm]	Osová vzdálenost
$b$	[mm]	Šířka řemene
$c_p$	[-]	Součinitel zatížení motorového lože
$c_0$	[-]	Součinitel celkový provozní
$c_{0err}$	[-]	Součinitel celkový provozní vypočtený
$c_1$	[-]	Součinitel zubů v záběru
$c_2$	[-]	Součinitel zatížení řemene
$c_3$	[-]	Součinitel akcelerační
$c_4$	[-]	Součinitel únavový
$c_5$	[-]	Součinitel délkový
$c_6$	[-]	Součinitel šířky
$c_{6err}$	[-]	Součinitel šířky vypočtený
$C$	[N]	Dynamická únosnost ložiska
$C_0$	[N]	Statická únosnost ložiska
$d_{ak}$	[mm]	Roztečný průměr malé řemenice
$d_{ag}$	[mm]	Roztečný průměr velké řemenice
$d_{wk}$	[mm]	Vnější průměr malé řemenice
$d_{wg}$	[mm]	Vnější průměr velké řemenice
$f$	[Hz]	Vlastní frekvence
$f_{kř}$	[mm]	Vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou klínové řemenice
$F_a$	[N]	Axiální síla
$F_r$	[N]	Radiální síla

---

$F_{STAT}$	[N]	Statická síla ve větvi
$F_u$	[N]	Obvodová síla
$F_V$	[N]	Celková předeřinací síla
$i$	[-]	Převodový poměr
$J_k$	[ $mm^4$ ]	Kvadratický moment průřezu pro krut
$J_o$	[ $mm^4$ ]	Kvadratický moment průřezu pro ohyb
$k$	[-]	Součinitel bezpečnosti
$k_1$	[-]	Součinitel zatížení předpětím
$k_2$	[-]	Provozní součinitel předpětí
$L_f$	[mm]	Volná délka řemene
$L_w$	[mm]	Délka řemene
$L_H$	[hod]	Trvanlivost ložiska
$M$	[mm]	Šířka klínové řemenice
$M_k$	[Nm]	Kroutící moment
$Mo_{(x)}$	[Nm]	Ohybový moment
$M_{gy}$	[Nm]	Gyroskopický moment zatáčivý
$M_{gz}$	[Nm]	Gyroskopický moment klopný
$m$	[kg]	Hmotnost
$m_s$	[ $kg/m \cdot mm$ ]	Hmotnost řemene na metr délky a milimetr šířky
$n$	[ $min^{-1}$ ]	Otáčky
$p_D$	[ $N \cdot mm^{-2}$ ]	Dovolený tlak
$P$	[kW]	Výkon
$P_1$	[kW]	Výkon přenášený jedním řemenem
$P_N$	[kW]	Jmenovitý výkon pro efektivní šířku řemene
$P_R$	[kW]	Jmenovitý výkon pro zvolenou šířku řemene

---

---

$P_{spec}$	$[W \cdot cm^{-1}]$	Specifický výkon
$R_m$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Mez pevnosti v tahu
$R_e$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Mez kluzu
$R_{p0,2}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Smluvní mez kluzu
$T_{(x)}$	[N]	Posouvající síla
$t$	[mm]	Rozteč zubů řemene
$v$	[m/s]	Rychlost řemene
$W_k$	$[mm^3]$	Průřezový modul v krutu
$W_o$	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu
$z$	[-]	Počet zubů
$z_e$	[-]	Počet zubů v záběru
$z_1$	[-]	Počet zubů malé řemenice
$z_2$	[-]	Počet zubů velké řemenice
$\alpha$	[°]	Úhel sklonu řemenových pásů
$\beta$	[°]	Úhel opásání
$\varphi$	[-]	Součinitel skluzu
$\sigma_D$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dovolené normálové napětí
$\sigma_O$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Ohybové normálové napětí
$\sigma_{red}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Redukované normálové napětí
$\tau_D$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dovolené tečné napětí
$\tau_k$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Tečné napětí v krutu
$\omega$	[rad/s]	Úhlová rychlost

---



## **Seznam použitých programů**

Autodesk Inventor

Mitcalc

ContiTech Power Transmission Designer 7.1

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:**

GLONČÁK P.: Návrh reduktoru pro elektrický pohon ultralehkého letounu: bakalářská práce. Praha: ČVUT – České vysoké učení technické, Fakulta strojní, Ústav letadlové techniky, 2016, 52s, Vedoucí práce: Barák K.

Bakalářská práce se zabývá návrhem reduktoru pro elektrický pohon ultralehkého letounu. Úvodem byla provedena rešerše používaných řešení reduktorů. Poté byl zvolen vhodný řemenový převod, vypočteny šířky předpokládaného řemene. Byla provedena cenová analýza a byl vybrán vítězný typ řemene. Dále byly zvažovány dva způsoby napínání řemene. Byly provedeny kinematické výpočty, volba počtu zubů řemenic a ozubeného řemene a základní návrhové výpočty. Byl proveden kontrolní výpočet navrženého vrtulového hřídele, spojení náboje s hřídelem a ložisek. Byla zpracována výkresová dokumentace. Navržený reduktor má převod ozubeným řemenem a napínání pomocí přesouvání motoru.

### Klíčová slova

reduktor, řemenový převod, kuličková ložiska, pevnostní výpočet, vrtulový hřídel, elektromotor.

## **ANNOTATION OF BARCHERLOR THESIS**

GLONČÁK P.: Design of gear box for electric ultralight aircraft: barcherlor thesis. Prag: CTU – Czech Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Aerospace Engineering, 2016, 52s, Thesis head: Ing. Karel Barák.

Bachelor's thesis deals with the gearbox for electric powered ultralight aircraft. At the outset was conducted research solutions used reducers. Thereafter was elected a suitable belt drive, calculated the expected width of the belt. Price analysis was performed and was chosen the winning type of belt. Further two ways of tightening the belt were considered. The kinematic calculations were performed and also were chosen the number of teeth and the toothed belt pulleys and basic design calculations were made. Check calculations were performed and was designed propeller shaft hub connection with the shaft and bearings. It was prepared drawings. The proposed transfer gearbox has a toothed belt and tension by moving the engine.

### Keywords

reducer, belt drive, ball bearings, strength calculation, propeller shaft, electric motor.

## 1 Úvod

Cílem bakalářské práce je návrh vhodného reduktoru, který zajistí spolehlivý převod otáček elektromotoru, jenž bude pohánět tlačnou vrtuli ultralehkého letounu. Existuje celá řada možných řešení redukce. Proto je třeba provést rešerši a poté se rozhodnout pro nejvhodnější řešení, s přihlédnutím k počtu součástí a celkové hmotnosti sestavy reduktoru. V letectví je hmotnost velmi důležitý parametr, a pokud se jedná se o ultralehký letoun, tak to platí dvojnásob. Z tohoto důvodu je pravděpodobné, že výsledkem bude řemenový převod. Po výběru redukce je nutno vybrat vhodný typ řemene, který přenesení zadaný výkon, zvolit způsob napínání řemene. Nakonec je nutno navrženou sestavu ozubeného řemene ověřit umístěním do modelu trupu letounu.

## 2 Reduktor

Je mechanický prvek, mezi leteckým motorem a vrtulí, jenž mění otáčky motoru do oblasti nejvyšší účinnosti vrtule, zpravidla okolo  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Otáčky vrtulového hřídele jsou podstatně nižší než otáčky spalovacího motoru v režimu vyššího výkonu, klikový hřídel pístového motoru má otáčky okolo  $6000 \text{ min}^{-1}$ , turbovrtulové motory např. Pratt &Whitney Canada PT6 – 66A točí okolo  $30\,000 \text{ min}^{-1}$ . Proto je nutné v závislosti na průměru vrtule a počtu listů dosáhnout stavu, kdy obvodová rychlost na konci listů vrtule nedosáhne nadzvukových velikostí. Změnu otáček motoru v reduktoru lze realizovat několika způsoby, v závislosti na použitém leteckém motoru. Nevýhodou reduktoru je zvýšení hmotnosti pohonné soustavy a vznik mechanických ztrát, proto se používají u motorů, které mají otáčky nad  $2600 \text{ min}^{-1}$ .

## 3 Rešerše používaných reduktorů

Cílem rešerše je zjištění používaných řešení reduktorů. Konstrukčně jsou známy následující řešení problematiky redukce otáček:

### 3.1 Redukce ozubeným soukolím

Vrtulové reduktory dělíme na [1]:

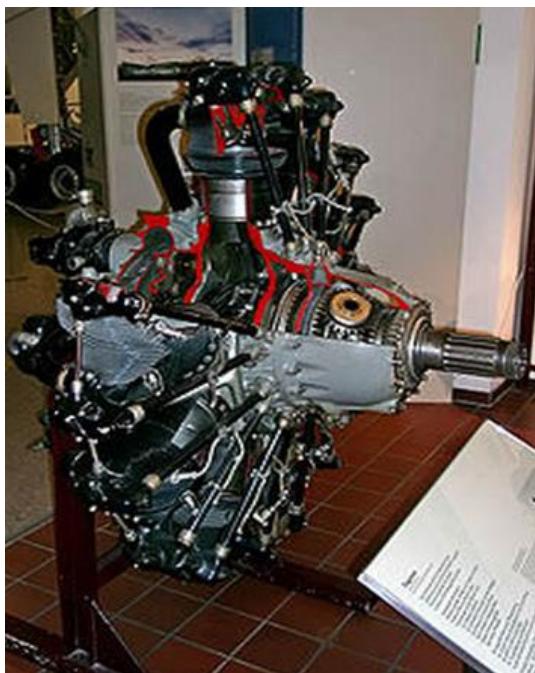
- a. nesouosé – s jedním párem ozubených kol  
– s předlohovým hřídelem
- b. souosé – planetové soukolí s čelními koly  
– planetové soukolí s kuželovými koly

Nesouosý reduktor má vrtulový hřídel umístěn rovnoběžně nad klikovým hřídelem. Nejčastěji se používají čelní a šikmá ozubená kola k redukcí otáček. Výhody nesouosého reduktoru jsou jednoduchá konstrukce, nižší náklady, umístění osy vrtule výše nad terén a tím využití větších průměrů vrtulí. Mezi nevýhody lze zařadit kromě vyšší hmotnosti i vyšší namáhání ložisek a výskyt rázů. Na obrázku je motor Rotax 582 o výkonu  $48\text{kW}/6500\text{ min}^{-1}$  s nesouosým reduktorem. Hmotnost motoru 29,1 kg, reduktor má dle použitého typu hmotnost 4,5 až 11,2 kg. [2]



Obrázek 1 - [2] - Dvoutaktní motor Rotax 582UL.

Souosý reduktor používá planetový převod k přenosu kroutícího momentu na vrtulový hřídel a to buď s čelními koly anebo se šikmými zuby. Tento typ reduktoru se používá u víceválcových řadových i hvězdicových motorů, kde je z důvodu přístupu chladícího vzduchu nevhodné použití nesouosého reduktoru. Nevýhody souosého reduktoru jsou vyšší složitost systému, vyšší výrobní náklady a hlavně vyšší hmotnost, která je v kategorii ULL velmi důležitý parametr a proto se souosý reduktor zde nepoužívá. V této rešerši je to uvedeno pouze jako existující řešení redukce. Na obr. 2 je hvězdicový devítiválcový motor BMW 132 rok vzniku 1933 o výkonu od 533 do 706 kW, redukční poměr 1,61:1.



Obrázek 2 – [3] – Motor BMW 132

## 3.2 Řemenové převody

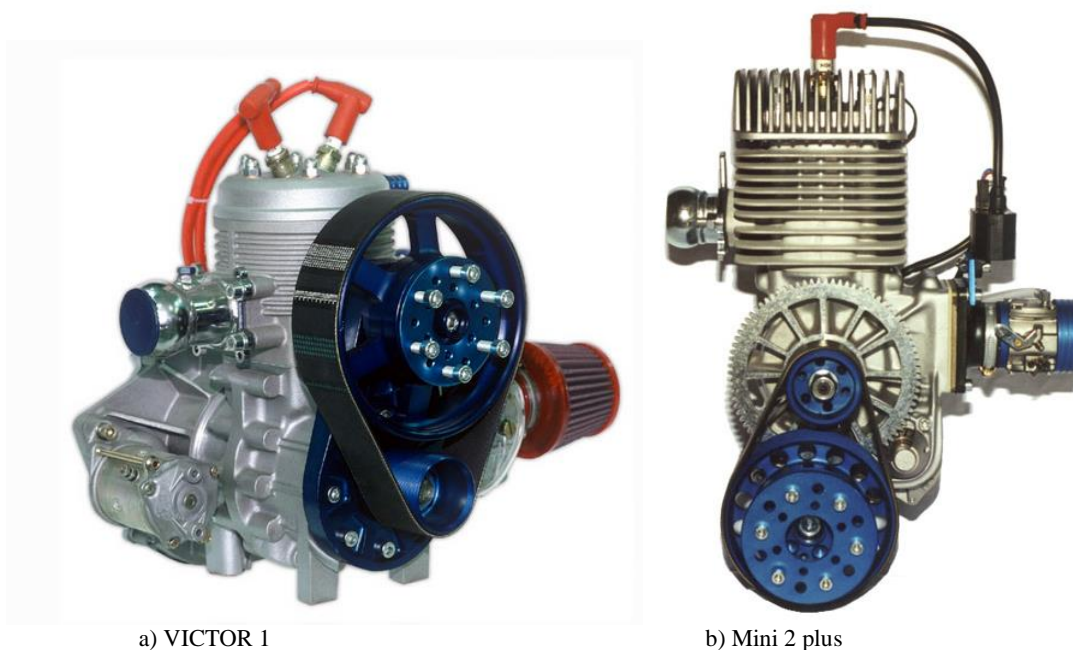
U řemenových převodů se používají čtyři druhy řemenů:

- a) ploché – drážkované provedení řemene a řemenic tvaru V
- b) klínové – drážka v řemenici má lichoběžníkový tvar
- c) kruhové – půlkruhová drážka
- d) ozubené – ozubení na řemenech a řemenicích, různých tvarů a velikostí

### 3.2.1 Ploché řemeny

Slouží k přenosu malých výkonů do 30 kW až 50 kW. Kinematická a silová vazba mezi řemenem a řemenicí je u klasických třecích řemenových převodů vyvozena pomocí třecích sil. Třecí síly jsou vyvozeny nejen pomocí přtlaku, ale i relativními mikropohyby řemene oproti řemenicím např. pružným skluzem řemene.

Na obr. 3a je vidět použití plochého řemene na motoru Simonini, který má výkon 44kW/ 6500 min<sup>-1</sup> a jeho hmotnost s vrtulí, výfukem a olejovým filtrem je 32 kg. Firma Simonini vyrábí letecké motory přes 10 let a na obr. 3b je nejlépe prodáváný motor Mini 2 plus, 19 kW/7200 min<sup>-1</sup> má hmotnost 19 kg. To jsou téměř stejné výkonové parametry jako elektromotor pro pohon ULL, jenž řeší tato bakalářská práce. Redukce plochým řemenem je použito u motorů s menším výkonem, u motorů o výkonu nad 65 kW používá Enzo Simonini ozubené soukolí.



Obrázek 3 - [4] – Jednoválcové motory Simonini

### 3.2.2 Klínové řemeny

Klínové řemeny mají lichoběžníkový průřez. Průřez je stanoven šířkou **b** a výškou **h**. Vyrábí jako úzké, střední a široké (variátorové). Klínové řemeny jsou normalizovány a umožňují přenosy větších výkonů na kratší osové vzdálenosti. Mohou se používat jednotlivě nebo skupinově, snaha o rovnoměrné zatížení řemenů ve skupině vedla k vývoji řemenů víceklínových (polyklínových). [7]

Na obrázku je příklad použitého leteckého motoru Rotax 503 a redukční sada, jenž je oproti redukci ozubeným soukolím levnější variantou. Sada obsahuje 5 řemenů, které se napínají pomocí excentrického hřídele. Sada slouží ke konverzi lodních motorů a motorů sněžných skútrů na motory letecké. Přestavbu nabízí Air Trikes Enterprises, Quebec Canada.



Obrázek 4 - [5] – Motor Rotax 503



### 3.2.3 Ozubené řemeny

Převod ozubeným řemenem přenáší výkon na principu opření. Řemeny se vyrábí z polyuretanu, neoprenu anebo jejich kombinací a jsou vyztuženy lanky ocelovými či polyamidovými. Řemeny jsou odolné proti otlačení a mohou přenášet velká smyková zatížení. Mezi nevýhody patří nutnost pojištění proti vysunutí v axiálním směru, vyšší cena a také vznik vibrací v provozu. Mezi výhody patří neměnnost převodového poměru, nedochází zde k prodlužování, ke skluzům a mohou pracovat bez předpětí.

Na obr.5 je Český letecký motor JCV 360, který byl vyvinut a vyroben společností Verner Motor se sídlem v Šumperku. Motor je určen pro ultralighty a má maximální výkon 26,6 kW/7800 min<sup>-1</sup>, redukční převod 2,76:1, šířka řemene 42mm, délka 610mm.

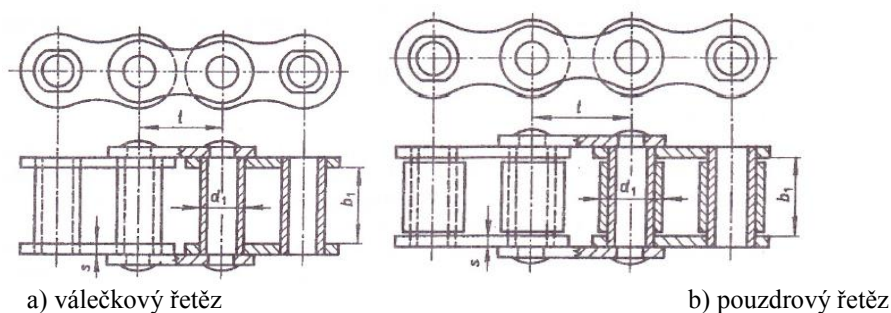


Obrázek 5 - [6] – Motor Verner JCV 360

### 3.2.4 Řetězové převody

Přenos výkonu řetězového převodu je zajištěn pomocí článků ohebného mechanického prvku-řetězu, které zapadají do tvarově vybraných věnců řetězových kol. Proto zde nedochází k prokluzu ani k pružnému skluzu a tento druh převodu nevyžaduje předpětí, nezavádí přídavné namáhání do ložisek. Převodový poměr je stálý. Mezi nevýhody patří vyšší výrobní náklady oproti řemenovým převodům, vyšší hmotnost řetězu způsobuje namáhání převodu odstředivými silami. Řetěz je nutno pravidelně mazat a napínat, je tedy náročnější na údržbu a vykazuje vyšší hlučnost oproti řemenu.

Nejpoužívanější typy řetězů jsou a) válečkové a b) pouzdrové řetězy. Nejdůležitější parametr řetězu je rozteč „t“, ostatní prvky jsou normalizovány.



Obrázek 6 - [7] – Používané druhy řetězů.

Reduktory s řetězovým převodem se nepodařilo dohledat a tento typ převodu je zde uveden jen pro úplnost. Jeho rozšíření zřejmě brání vyšší servisní náročnost oproti řemenovým převodům.

### 3.3 Nové technologie v redukci otáček

Elektromotor Siemens byl konstruován od začátku jako letecký, jenž při vlastní hmotnosti 50 kg dává výkon 260 kW, což je přibližně 5 kW/kg a je plánována zástavba tohoto motoru do letadel o vzletové hmotnosti do 2000 kg. Maximálního výkonu dosahuje motor při otáčkách  $2600 \text{ min}^{-1}$ , proto lze pohánět vrtuli napřímo bez použití reduktoru.



Obrázek 7- [8] – Elektromotor Siemens

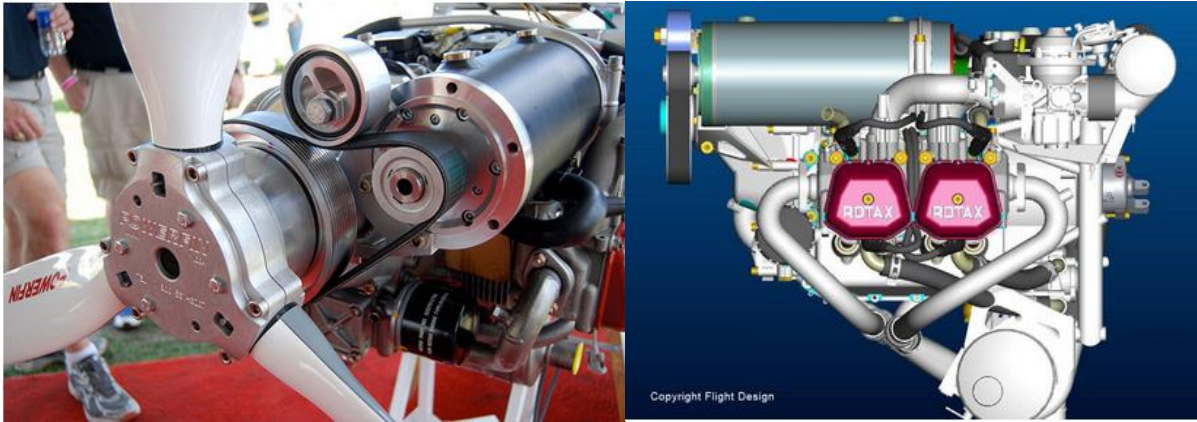
Letoun firmy EVEKTOR SportStar EPOS+ je poháněn stejnosměrným elektromotorem RE BB 90-5 o výkonu 75 kW od společnosti Rotex Electric. Elektromotor pohání napřímo třílistou kompozitovou vrtuli, otáčky motoru jsou řízeny pomocí ECU, tedy řešení také nevyžadující reduktor.



Obrázek 8 - [9] – Letoun SportStar EPOS+

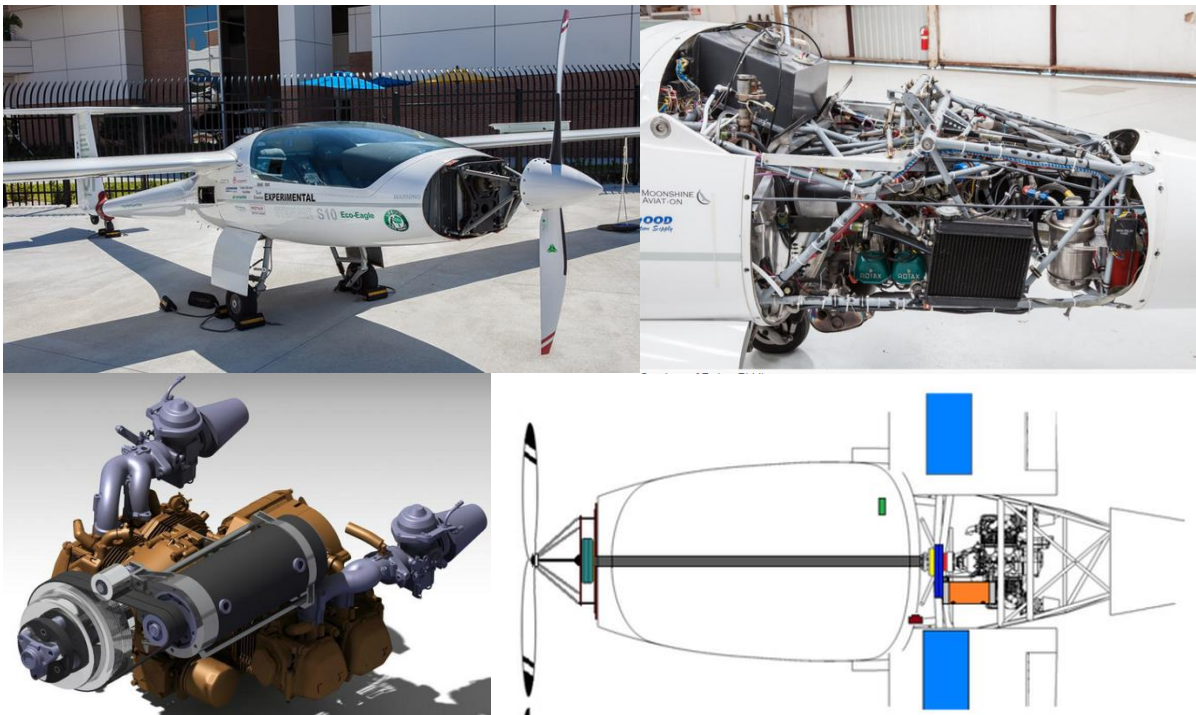


Jako mezistupeň před nástupem elektromotorů do kategorie ULL lze považovat použití hybridního leteckého motoru. Ten kombinuje výhody spalovacího motoru



Obrázek 9 - [10] – Hybridní motor Rotax 914 výrobce Flight Design GmbH.

Na obr.10 je letoun Eco Eagle, který pohání motor Rotax 912 S, který dosahuje maximálního výkonu 74 kW a elektromotoru max. 30 kW. Letoun má spalovací motor uložen v zádi a pomocí hnacího hřídele, který je veden pod kabinou, pohání vrtuli.



Obrázek 10 - [11] – Hybridní motor Rotax 912 v Eagle Flight Research Center Daytona Beach, FL.

### 3.4 Výsledek rešerše:

V kategorii ULL používají spalovací motory dvou základních typů redukce a to buď redukce řemenovým převodem anebo ozubeným soukolím. U motorů s nízkým výkonem převažuje řemenový převod a to buď plochým, nebo ozubeným řemenem. Převod plochým řemenem vykazuje pružné skluzy, proto nelze dodržet přesný převodový poměr. Z toho vyplývá řešení této Bakalářské práce – převod ozubeným řemenem.

## 4 Návrh převodu s řemenem T 10

### Zadáno:

Maximální výkon 20kW při otáčkách  $4200 \text{ min}^{-1} = 70 \text{ s}^{-1}$ . Osová vzdálenost minimalizovaná  $i=2$ . Volím k výpočtu řemen Conti Sychroflex typu AT10 GENIII,  $m = 0,365 \text{ [kg/m]}$   
 $\Rightarrow t = 10 \text{ mm}$ ,  $T = 2,5$ , šířka řemene = 50mm

$$\text{Výpočet kroutícího momentu } P = \omega \cdot M_k \Rightarrow M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi \cdot n} = \frac{20000}{2\pi \cdot 70} = 45,475 \text{ Nm}$$

Zvyšující součinitel kroutícího momentu [15]  $c_p = 1,33$

$$\text{Výsledný kroutící moment } M_k = M_k \cdot c_p = 45,475 \cdot 1,33 = 60,479 \text{ Nm}$$

$$\text{převodový poměr } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1 = 2 \cdot 13 = 26$$

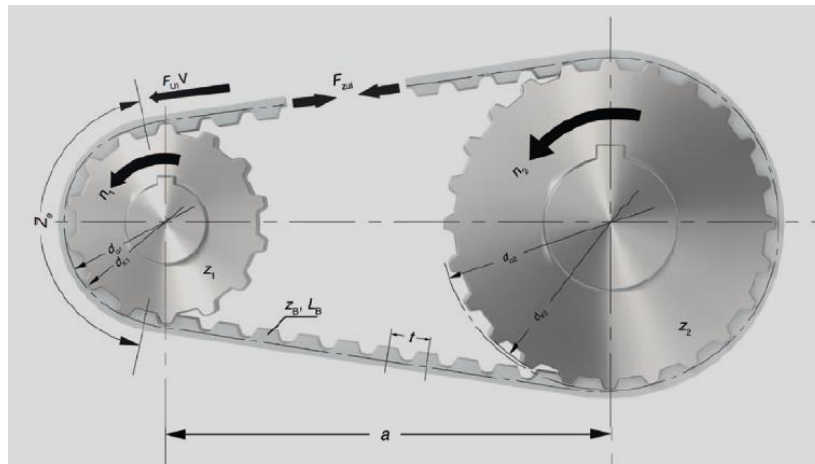
### Řemenice 1

$$z_1 = 15, \text{ roztečný průměr řemenice } d_{ak} = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} - 2 \cdot \frac{T}{2} = \frac{15 \cdot 10}{\pi} - 2,5 = 45,246 \text{ mm}, \text{ vnější průměr řemenice } d_{wk} = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} = \frac{15 \cdot 10}{\pi} = 47,746 \text{ mm}, \text{ počet zabírajících zubů } z_c = 6, n_1 = 4200 \text{ min}^{-1}.$$

### Řemenice 2

$$\text{roztečný průměr řemenice } d_{ag} = \frac{z_2 \cdot t}{\pi} - 2 \cdot \frac{T}{2} = \frac{30 \cdot 10}{\pi} - 2 = 92,993 \text{ mm}, \text{ vnější průměr řemenice } d_{wg} = \frac{z_2 \cdot t}{\pi} = \frac{26 \cdot 10}{\pi} = 95,493 \text{ mm}$$

$$\text{převodový poměr } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1 = 2 \cdot 15 = 30$$



Obrázek 11 – [12] - Řemenový převod.

### Výpočet délky řemene:

$$L_w \approx 2 \cdot a + \frac{t}{2} \cdot (z_1 + z_2) + \frac{\left[ \frac{t}{\pi} \cdot (z_2 - z_1) \right]^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 100 + \frac{10}{2} \cdot (30 + 15) + \frac{\left[ \frac{10}{\pi} \cdot (30 - 15) \right]^2}{4 \cdot 100} =$$

$$L_w = 430,7 \rightarrow 440 \text{ mm}$$

### Výpočet osové vzdálenosti:

$$a \approx \frac{1}{4} \cdot \left[ L_w - \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) + \sqrt{\left[ L_w - \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) \right]^2 - 2 \cdot \left[ \frac{t}{\pi} \cdot (z_2 - z_1) \right]^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{4} \cdot \left[ 440 - \frac{10}{2} \cdot (30 + 15) + \sqrt{\left[ 440 - \frac{10}{2} \cdot (30 + 15) \right]^2 - 2 \cdot \left[ \frac{10}{\pi} \cdot (30 - 15) \right]^2} \right] \Rightarrow a = 104,78 \text{ mm}$$

### Výpočet šířky řemene při nominálních otáčkách z výkonu:

$$\text{Úhel opásání } \beta = 2 \cdot \arccos \left[ \frac{t \cdot (z_2 - z_1)}{2\pi \cdot a} \right] = 2 \cdot \arccos \left[ \frac{10 \cdot (30 - 15)}{2\pi \cdot 104,78} \right] = 153,66^\circ,$$

$$\alpha = 90 - \frac{\beta}{2} = 90 - \frac{153,66}{2} = 13,17^\circ$$

$$z_e = z_1 \cdot \frac{\beta}{360} = 15 \cdot \frac{153,55}{360} = 6,4025 \rightarrow 6,4 \quad P_{spec} = 25,25 [\text{W} \cdot \text{cm}^{-1}] \rightarrow \text{tabulky}$$

$$b = \frac{1000 \cdot P}{z_1 \cdot z_e \cdot P_{spec}} = \frac{1000 \cdot 20}{15 \cdot 6,4 \cdot 25,25} = 8,25 \text{ cm} \rightarrow 82,5 \text{ mm}$$

**Výpočet šířky řemene z kroutícího momentu při otáčkách n=0:**

$$M_{spec} = 6,03 [N \cdot \text{cm}] \rightarrow \text{tabulky}$$

$$b = \frac{100 \cdot M}{z_1 \cdot z_e \cdot M_{spec}} = \frac{100 \cdot 45,475}{15 \cdot 6,4 \cdot 6,03} = 7,86 \text{ cm} \rightarrow 786 \text{ mm}$$

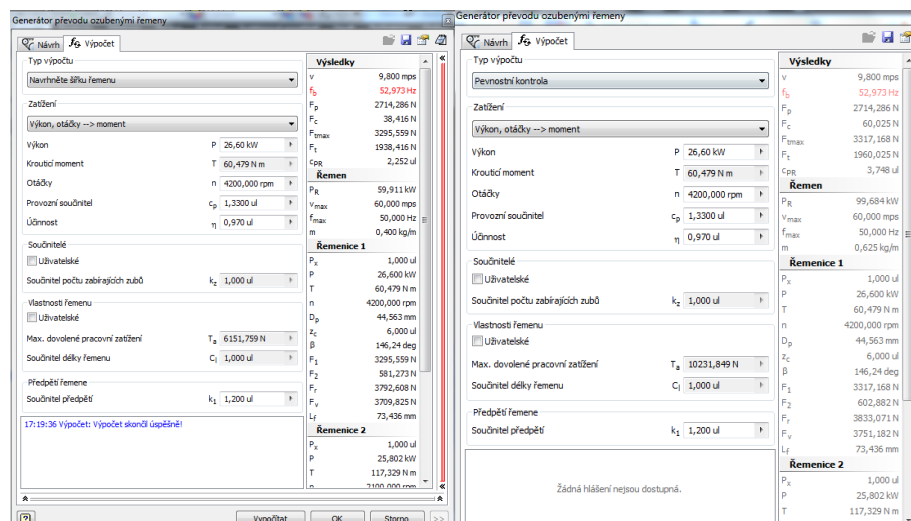
**Výše navrhovaný řemen potřebný výkon nepřese.**

Změna šířky řemene na vyšší hodnotu b=100mm.

$$F_u = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot P}{n \cdot d_0} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot P}{n \cdot \frac{z \cdot t}{\pi}} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 20 \cdot \pi}{4200 \cdot 15 \cdot 10} = 1904,9 \text{ N}$$

$$M_k = \frac{d_0 \cdot P}{2 \cdot v} \Rightarrow v = \frac{d_0 \cdot P}{2 \cdot M_k} = \frac{47,746 \cdot 20}{2 \cdot 45,475} = 10,057 \text{ m s}^{-1}$$

Výpočet řemenového převodu byl proveden pomocí generátoru řemenového převodu v programu Autodesk Inventor, převod byl vypočítán s řemenem obrázek a) 16T10x370 D, zde však je zvýrazněna budící frekvence 52,973 [Hz], protože program je nastaven na tuto hodnotu v rozsahu 0 – 50 [Hz]. Proto byla změněna šířka řemene na hodnotu 25T10x370 D obrázek b). Po změně řemene se zvýšila hmotnost převodu a přenášený výkon, ale budící frekvence zůstala na stejné hodnotě.



a) 16T10x370 D

b) 25T10x370 D

**Obrázek 12– Výpočet řemenového převodu v programu Autodesk Inventor. Zdroj Autor.**

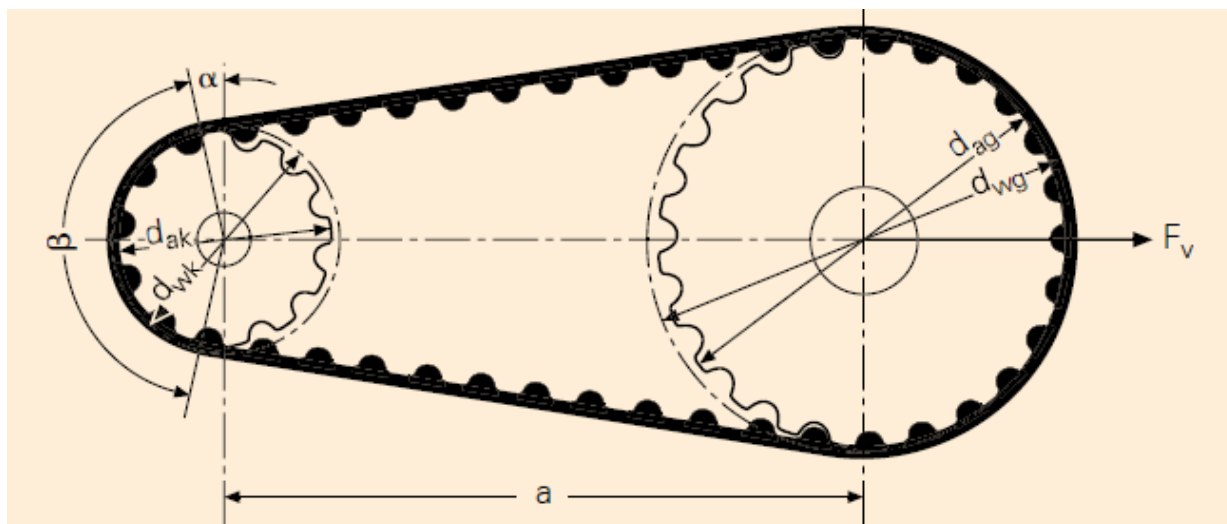
Potřebná délka oboustranného řemene nebyla v katalozích nalezena, proto byl změněn typ řemene na 50T10x370. Dle Inventuru výpočet skončil úspěšně, ale po přepočítání hodnot dle příručky Contitech Sychroflex bylo zjištěno, že navrhovaný výkon tento řemen o šířce 50mm nepřenese a šířka řemene 100mm je omezující faktor pro použití v reduktoru, protože nejen hmotnost sestavy, ale i zástavbové rozměry je nutno posuzovat z hlediska čistoty řešení.

#### 4.1 Výpočet návrhu převodu s řemenem Continental STD

Poté byl v katalogu Conti Sychroforce [12] nalezen řemen STD S8M-20mm, který při otáčkách  $4000 \text{ min}^{-1}$  přenese výkon  $20,89 \text{ kW}$ , při otáčkách  $4500 \text{ min}^{-1}$  přenese výkon  $23,14 \text{ kW}$ . Při použití lineární interpolace byl vypočten výkon  $21,79 \text{ kW}$  při otáčkách  $4200 \text{ min}^{-1}$ . Pro další výpočet byla uvažována katalogová hodnota výkonu  $20,89 \text{ kW}$ , který byl po vynásobení součinitelem šířky řemene  $c_6 = 1,58$  pro šířku 30mm stanoven na  $33 \text{ kW}$ . Počet zubů malé řemenice je  $z_1 = 22d_{wk} = 56,02 \text{ mm}$ .

převodový poměr  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1 = 2 \cdot 22 = 44 \Rightarrow$  pro 44 zubů byla v katalogu

nalezena velká řemenice o průměru  $d_{wg} = 112,05 \text{ mm}$ . Osová byla zadána co nejmenší, použitelná osová vzdálenost je v našem případě  $a \approx 100 \text{ mm}$ .



Obrázek 13 – Výpočtové parametry řemenového převodu.[12]

CONTI SYNCHROFORCE® Extreme Hochleistungszahriemen / Heavy-Duty Timing Belts														Tab. 60		
Zahnprofil/Toothed profile STD 8M und/and CTD C8M – 20 mm Riemenbreite/Beit width – Leistungswert/Power rating $P_N$ in kW																
Drehzahl der kleinen Zahnscheibe Speed of small toothed pulley $n_1$ (min-1) rpm	Zahnzahl der kleinen Zahnscheibe $z_1$ No. of teeth of the small toothed pulley $z_1$															
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72
Wirkl-Ø $d_w$ in mm Pitch diameter of toothed pulley $d_w$ (mm)																
	56,02	61,12	66,12	71,30	76,39	81,49	86,58	91,67	96,77	101,86	112,05	122,23	132,42	142,60	162,97	183,35
10	0,12	0,13	0,14	0,16	0,17	0,18	0,20	0,21	0,23	0,24	0,27	0,30	0,34	0,37	0,43	0,50
40	0,38	0,43	0,47	0,52	0,56	0,61	0,66	0,71	0,76	0,81	0,91	1,01	1,12	1,23	1,45	1,67
50	0,47	0,52	0,57	0,63	0,68	0,74	0,80	0,86	0,92	0,98	1,10	1,23	1,36	1,49	1,76	2,03
100	0,85	0,95	1,05	1,15	1,25	1,35	1,46	1,57	1,68	1,79	2,01	2,24	2,47	2,71	3,20	3,71
200	1,55	1,73	1,91	2,09	2,28	2,47	2,66	2,86	3,06	3,26	3,67	4,09	4,52	4,95	5,85	6,77
300	2,21	2,46	2,71	2,98	3,24	3,51	3,79	4,07	4,35	4,64	5,22	5,81	6,42	7,04	8,31	9,62
400	2,83	3,15	3,48	3,82	4,16	4,51	4,86	5,22	5,58	5,95	6,70	7,46	8,24	9,04	10,67	12,35
500	3,44	3,83	4,23	4,64	5,05	5,47	5,90	6,34	6,78	7,22	8,13	9,06	10,00	10,97	12,85	14,99
600	4,03	4,49	4,95	5,43	5,92	6,41	6,91	7,42	7,94	8,46	9,52	10,61	11,72	12,85	15,17	17,55
700	4,60	5,13	5,66	6,21	6,76	7,33	7,90	8,48	9,07	9,67	10,89	12,13	13,40	14,69	17,34	20,07
800	5,17	5,76	6,36	6,97	7,60	8,23	8,87	9,53	10,19	10,86	12,22	13,62	15,04	16,49	19,47	22,53
950	6,00	6,68	7,38	8,09	8,82	9,55	10,30	11,06	11,83	12,60	14,19	15,81	17,46	19,14	22,60	26,16
1000	6,27	6,99	7,72	8,46	9,22	9,99	10,77	11,56	12,37	13,18	14,83	16,53	18,26	20,02	23,63	27,35
1200	7,35	8,19	9,04	9,91	10,80	11,70	12,62	13,54	14,48	15,44	17,38	19,36	21,38	23,45	27,68	32,04
1450	8,66	9,65	10,65	11,68	12,73	13,79	14,87	15,96	17,07	18,19	20,48	22,82	25,20	27,63	32,62	37,75
1600	9,43	10,51	11,61	12,72	13,86	15,02	16,19	17,39	18,59	19,82	22,31	24,85	27,45	30,10	35,51	41,12
1800	10,45	11,64	12,85	14,09	15,35	16,64	17,94	19,26	20,59	21,95	24,71	27,53	30,40	33,33	39,35	45,55
2000	11,45	12,75	14,08	15,44	16,82	18,23	19,65	21,10	22,57	24,05	27,07	30,16	33,31	36,53	43,12	49,91
2200	12,43	13,85	15,30	16,77	18,28	19,80	21,35	22,92	24,51	26,12	29,41	32,76	36,19	39,68	46,83	54,21
2500	13,89	15,48	17,09	18,74	20,42	22,12	23,85	25,61	27,39	29,19	32,86	36,61	40,43	44,33	52,33	60,57
2850	15,56	17,34	19,15	21,00	22,88	24,79	26,73	28,69	30,69	32,70	36,81	41,02	45,30	49,67	58,63	67,87
3000	16,27	18,13	20,02	21,96	23,92	25,92	27,94	30,00	32,08	34,19	38,49	42,88	47,36	51,93	61,30	70,96
3500	18,66	20,72	22,89	25,10	27,34	29,63	31,94	34,29	36,67	39,09	44,00	49,02	54,14	59,36	70,07	81,11
4000	20,89	23,27	25,70	28,18	30,70	33,27	35,87	38,51	41,18	43,89	49,41	55,04	60,80	66,66	78,68	91,08
4500	23,14	25,78	28,47	31,21	34,01	36,85	39,73	42,65	45,61	48,61	54,72	60,97	67,34	73,83	87,15	100,88
5000	25,35	28,24	31,20	34,20	37,26	40,37	43,53	46,73	49,96	53,26	59,96	66,80	73,79	80,90	95,50	110,54
5500	27,54	30,68	33,89	37,15	40,48	43,86	47,29	50,76	54,29	57,86	65,13	71,57	78,15	87,88	103,73	120,07
6000	29,70	33,09	36,54	40,07	43,65	47,30	50,99	54,75	58,55	62,40	70,24	78,26	86,44	94,77	111,87	129,49

Breitenfaktor / Width factor $c_b$							Tab. 61
Zahnriemenbreite (mm) Breitenfaktor $c_b$	Beit width (mm) Width factor $c_b$	20	30	40	50	65	85
		1	1,58	2,16	2,73	3,60	4,76

Obrázek 14– Tabulka výkonů přenesených řemenem šířky 20mm.[12]

Délka řemene:

$$L_w \approx 2 \cdot a + \frac{t}{2} \cdot (z_1 + z_2) + \frac{\left[ \frac{t}{\pi} \cdot (z_2 - z_1) \right]^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 80 + \frac{8}{2} \cdot (22 + 44) + \frac{\left[ \frac{8}{\pi} \cdot (44 - 22) \right]^2}{4 \cdot 80} = 433,8 \text{ mm}$$

$$L_w \approx 433,8 \rightarrow 480 \text{ mm} \Rightarrow 60 \text{ zubů}$$

Osová vzdálenost:

$$a \approx \frac{1}{4} \cdot \left[ L_w - \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) + \sqrt{\left[ L_w - \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) \right]^2 - 2 \cdot \left[ \frac{t}{\pi} \cdot (z_2 - z_1) \right]^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{4} \cdot \left[ 480 - \frac{8}{2} \cdot (44 + 22) + \sqrt{\left[ 480 - \frac{8}{2} \cdot (44 + 22) \right]^2 - 2 \cdot \left[ \frac{8}{\pi} \cdot (44 - 22) \right]^2} \right] \Rightarrow a = 104,24 \text{ mm}$$



### Úhel opásání:

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left[ \frac{t \cdot (z_2 - z_1)}{2\pi \cdot a} \right] = 2 \cdot \arccos \left[ \frac{8 \cdot (44 - 22)}{2\pi \cdot 104,24} \right] = 148,82^\circ,$$

$$\alpha = 90 - \frac{\beta}{2} = 90 - \frac{148,82}{2} = 15,59^\circ$$

K dalším výpočtům bylo potřeba v katalogu [12] dohledat následující součinitele:

**Součinitel zubů v záběru :**  $z_e = z_1 \cdot \frac{\beta}{360} = 22 \cdot \frac{148,82}{360} = 9,09 \rightarrow 9 \Rightarrow c_1 = 1$

**Zatěžující součinitel**  $c_2 = 1,3$  tabulka 32, str. 33

**Akcelerační součinitel**  $c_3 = 0$  tabulka 33 str.34

**Únavový součinitel**  $c_4 = 0$  tabulka 34, str. 34

**Celkový provozní součinitel**  $c_0 = c_2 + c_3 + c_4 = 1,3 + 0 + 0 = 1,3$

**Délkový součinitel**  $c_5 = 0,8$  tabulka 35, str. 34

**Součinitel šířky**  $c_6 = 1,58 \rightarrow$  šířka řemene 30mm

### Šířka ozubeného řemene

$P_N = 20,89$  kW

$c_6 \geq c_{6err}$   $c_{6err} = \frac{P \cdot c_0}{P_N \cdot c_1 \cdot c_5} = \frac{20 \cdot 1,3}{20,89 \cdot 1 \cdot 0,8} = 1,56 \Rightarrow c_6 > c_{6err}$  splněno

Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu :

$P_R = P_N \cdot c_6 = 20,89 \cdot 1,58 = 33$  kW

Provozní součinitel  $c_{0err}$  pro vybranou šířku řemene :

$c_{0err} = \frac{P_R \cdot c_1 \cdot c_5}{P} = \frac{33 \cdot 1 \cdot 0,8}{20} = 1,32$

### Předpětí ozubeného řemene:

Pro zajištění spolehlivého provozu je nutno ozubený řemen předepnout silou  $F_V$ , která zajistí řádnou funkci a minimalizuje opotřebení řemene.

$$F_V = k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{t \cdot z_1 \cdot n_1} = 1,0 \cdot 1,12 \cdot \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 20 \cdot \sin \frac{148,82}{2}}{8 \cdot 22 \cdot 4200} = 1751,23 N$$

$$F_{stat} = \frac{F_V}{2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{1751,23}{2 \cdot \sin \frac{148,82}{2}} = 909,06 N$$

**Kontrola předeprnutí řemene na budící frekvenci:**

$$m_s = 4,49 \cdot 10^{-3} \left[ \frac{kg}{m \cdot mm} \right] \text{ tabulka 39, str. 36}$$

$$\text{Šířka řemene } b = 30 \text{ mm}$$

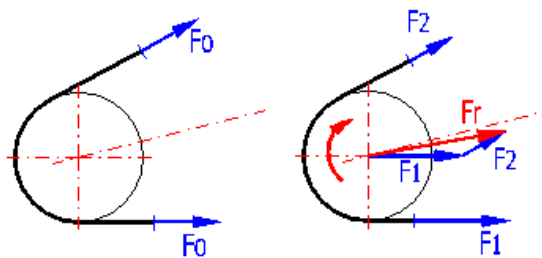
$$\text{Hmotnost řemene } m = m_s \cdot b = 4,49 \cdot 10^{-3} \cdot 30 = 0,1347 \left[ \frac{kg}{m} \right]$$

$$\text{Volná délka rozpětí } L_f = a \cdot \sin \frac{\beta}{2} = 104,24 \cdot \sin \frac{148,82}{2} = 100,4 \text{ mm} = 0,1004 \text{ m}$$

Výpočet vlastní frekvence:

$$f = \sqrt{\frac{F_{stat}}{4 \cdot m \cdot L_f^2}} = \sqrt{\frac{909,06}{4 \cdot 0,1347 \cdot 0,1004^2}} = 409,12 \text{ Hz}$$

Řemen je správně napnut, pokud je naměřena hodnota vlastní frekvence 409,12 Hz.



Obrázek 15-Síly v řemenovém převodu - [12]

Výpočet radiální síly [7]:

$$F_r = 2 \cdot F_{stat} \cdot \sin \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 909,46 \cdot \sin \frac{148,82}{2} = 1752 \text{ N}$$

**4.2 Výsledek výpočtu řemene:**

Výpočet ozubeného převodu ověřil, že navržený ozubený řemen přenesse zadaný výkon elektromotoru na vrtulový hřídel. Tento převod je možné použít pro navrhovaný reduktor a pro zástavbu je potřeba objednat:

- 1x CONTI SYNCHROFORCE® Heavy –Duty Timing Belt  
STD 480-S8M-30
- 1x STD Ozubená řemenice PT22-S8M-30F
- 1x STD Ozubená řemenice PT44-S8M-30F

Pro kontrolu výpočtu byl použit program ContiTech Power Transmission Designer 7.1 a výsledek se téměř shoduje s vypočtenými parametry. Osová vzdálenost jako zástavbový parametr ozubeného převodu se nepodařila udržet pod hranicí 100 mm, to může mít vliv na



navazující konstrukce a tvar krytů. Vzorce a vztahy v této kapitole jsou použity z katalogu Contitech Sychroflex.[12].

**Contitech Power CONTITECH Transmission Designer 7.1**

**Řemen**

Druh řemenu: Ozubený řemen | Profil řemenu: STD  
 Typ řemenu: CONTI SYNCHROFORCE EXTRE | Druh řemenu: S8M

**Geometrie**

**Malá řemenice**

Účinný průměr	dwk	56,02	mm
Počet zubů	zk	22	
Otáčky	nk	4200,00	1/min
Převodový poměr	i	2,00	
Osová vzdálenost	a	104,21	mm

**Velká řemenice**

Účinný průměr	dwg	112,05	mm
Počet zubů	zg	44	
Otáčky	ng	2100,00	1/min
Požadovaná délka řemenu	Lwgef		mm
Délka řemenu	Lw	480,00	mm

**Výkon**

**Malá řemenice**

Krouticí moment	Mk	45,47	Nm
Přenášený výkon	P	20,000	kW
Požadovaný provozní součinitel	C0gef	1,33	špověd

**Velká řemenice**

Krouticí moment	Mg	90,95	Nm
Požadovaná šířka řemenu	bgef	30,00	mm
Provozní podmínky		střední zatížení	

**Výsledek**

Vypočtená šířka řemenu	berr	29,10	mm
Zvolená šířka řemenu	baus	30,00	mm
Požadovaný provozní součinitel	C0er	1,38	
Hodnota výkonu	Pr	27,51	kW
Obvodová síla	Fu	1623,38	N
Celková předepínací síla	Fv	1751,99	N
Statická síla ve větvi	Fstat	909,46	N
Vlastní frekvence řemenu	f	408,85	Hz

**CONTI STD 480 - S8M - 30 - SYNCHROFORCE EXTREME**

**Contitech Power CONTITECH Výsledek**

Profil zubu	PROF	=	S8M
Rozteč zubů	T	=	8,00 mm
Počet zubů malé řemenice	ZK	=	22
Účinný průměr malé řemenice	DWK	=	56,02 mm
Počet zubů velké řemenice	ZG	=	44
Účinný průměr velké řemenice	DWG	=	112,05 mm
Otáčky malé řemenice	NK	=	4200,00 1/min
Otáčky velké řemenice	NG	=	2100,00 1/min
Převodový poměr	I	=	2,00
Délka řemenu	LW	=	480,00 mm
Počet zubů řemenu	Z	=	60,00
Osová vzdálenost	AER	=	104,21 mm
Úhel opásání malé řemenice	BETA	=	148,82 grd
Počet zubů v záběru malé řemenice	ZE	=	9,09
Rychlost řemenu	V	=	12,32 m/s
Ohybová frekvence při provozu	BF	=	51,33 Hz
Celkový provozní součinitel	C0	=	1,33
Součinitel počtu zubů v záběru	C1	=	1,00
Součinitel délky	C5	=	0,80
Požadovaný přenášený výkon	P	=	20,00 kW
Krouticí moment na malé řemenici	MDK	=	45,47 Nm
Krouticí moment na velké řemenici	MDG	=	90,95 Nm
Vypočtená šířka řemenu	BERR	=	29,10 mm
Zvolená šířka řemenu	B	=	30,00 mm
Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu	PR	=	27,51 kW
Vypočtený celkový provozní součinitel	COER	=	1,38
Obvodová síla	FU	=	1623,38 N
Statická síla ve větvi	FSTAT	=	909,46 N
Celková předepínací síla	FV	=	1751,99 N
Součinitel zatížení předpětím	k1	=	1,00
Provozní součinitel předpětí	k2	=	1,12
Vlastní frekvence volné větve	EIF	=	409 Hz

Obrázek 16– Výsledek výpočtu řemene. [12]

## 5 Výpočet převodu klínovým řemenem.

Pro další postup je nutno zjistit, zda by k redukci otáček bylo možné použít klínový řemen. Parametry převodu viz ozubené řemeny. Klínový řemen dle DIN 7753, profil SPA.

Součinitel skluzu  $\varphi = 0,98 - 0,99$ , převodový poměr  $i=2$ , průměr malé řemenice  $d_{wk} = 80mm$ , průměr velké řemenice  $d_{wg} = 160mm$

$$\text{Převodové číslo} \quad i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{4200}{2100} = 2$$

$$\text{Skutečné převodové číslo} \quad i = \frac{d_{wg}}{d_{wk} \cdot \varphi} = \frac{160}{80 \cdot 0,99} = 2,02$$

$$\begin{aligned} \text{Osová vzdálenost v intervalu} \quad & 0,7 \cdot (d_{wk} + d_{wg}) < a < 2 \cdot (d_{wk} + d_{wg}) \\ & 0,7 \cdot (80 + 160) < a < 2 \cdot (80 + 160) \\ & 168 < a < 480 \Rightarrow \text{volím } a=168mm \end{aligned}$$

$$\text{Úhel sklonu řemenových pásů} \quad \sin \alpha = \frac{d_{wk} - d_{wg}}{2a} = \frac{160 - 80}{2 \cdot 168} = 13,77^\circ$$

$$\text{Úhel opásání} \quad \alpha = 90 - \frac{\beta}{2} \Rightarrow \beta = 2 \cdot (90 - \alpha) = 2 \cdot (90 - 13,77) = 152,46^\circ$$

Délka řemene[14]:

$$\begin{aligned} L_w &= 2a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{wg} + d_{wk}) + \frac{\pi \cdot \alpha}{180} \cdot (d_{wg} - d_{wk}) = \\ L_w &= 2 \cdot 168 \cdot \sin \frac{152,46}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (160 + 80) + \frac{\pi \cdot 13,77}{180} \cdot (160 - 80) = \\ L_w &= 722,56mm \rightarrow \text{katalog} \rightarrow 757mm \end{aligned}$$

Potřebný počet řemenů:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{c_1 \cdot c_3 \cdot P_1} = \frac{20 \cdot 1,33}{0,92 \cdot 0,8 \cdot 5,19} = 6,96 \rightarrow 7 \text{ řemenů}$$

Šířka řemenice:

$$M = (n-1)e + 2f_{kr} = (7-1)15 + 2 \cdot 10 = 110mm \rightarrow \text{šířka řemenice}$$

**Výsledek:**

Pro zadané parametry byl vypočítán řemenový převod, který pro přenos výkonu potřebuje 7 řemenů. Osová vzdálenost výrazně přesahuje 100 mm. Nepodařilo se dodržet zástavbové požadavky na minimum prostoru, proto řemenový převod nevyhovuje. Byla provedena kontrola výpočtu převodu klínovým řemenem v programu ContiTech Power Transmission Designer 7.1, kde byly počítány možné varianty klínových řemenů, ale ani jedna varianta nevyhověla ať už z důvodu osové vzdálenosti, anebo velkého počtu klínových řemenů, které vyžadují větší řemenice, což způsobuje nárůst jak rozměrů, tak i hmotnosti.

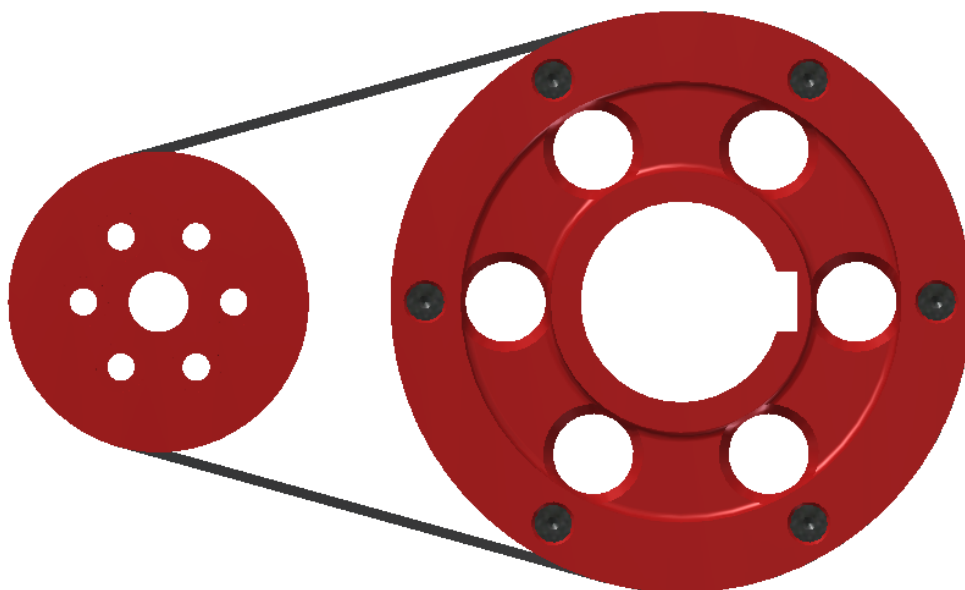
Z vypočtených ozubených převodů je možno realizovat následující varianty:

Varianta	Výrobce	Profil	Typ řemene	Délka mm	Osová vzd. mm	Šířka mm	Cena EUR
1	CONTINENTAL	HTD	EXTREME	480	104,21	30	62,11
2	CONTINENTAL	STD	EXTREME	480	104,21	30	65,28
3	CONTINENTAL	HTD	CXA	480	104,21	50	101,30
4	CONTINENTAL	STD	CXA	480	104,21	50	104,68

Tabulka 1- Vlastnosti vybraných řemenů. Zdroj autor.

Kurzivou napsané ceny jsou dopočítané z katalogu Contitech 2013. V tabulce jsou uvedeny řemeny, které skutečně přenesou požadovaný výkon. Vítězná je varianta č.2, která zaručuje menší zástavbové rozměry a má vyšší rezervu provozního součinitele než varianta 1. Varianty 3 a 4 jsou v šířce 50 mm předimenzované a tím pádem mají i dražší řemeny a kladky než varianty 1 a 2.

Dalším důvodem, proč zvolit řemen EXTREME je jeho schopnost přenášet vyšší výkony a kroutící momenty než řemen CXA. Řemen EXTREME má vynikající stabilitu zubů a odolnost proti přetržení, to jsou vlastnosti požadované z důvodu bezpečnosti zařízení v leteckém provozu [12].



Obrázek 17– Model ozubeného převodu - zdroj autor

## 6 Spojení velké řemenice, vrtulového hřídele a náboje vrtule.

Materiál řemenice AlCuMnPb F38 -  $R_m = 380N \cdot mm^{-2}$   $R_{p0,2} = 210N \cdot mm^{-2}$

Materiál vrtulového hřídele ocel třídy 12 050  $R_m = 660N \cdot mm^{-2}$   $R_e = 330N \cdot mm^{-2}$

Kroutící moment na velké řemenici  $M_k = 90,95Nm$ , koeficient bezpečnosti  $k = 1,5$

Výpočet dovolených napětí pro vrtulový hřídel

$$k = \frac{R_e}{\sigma_D} \rightarrow \sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{330}{2} \cong 160N \cdot mm^{-2}$$

$$\tau_D = \frac{\sigma_D}{k} = \frac{165}{2} \cong 80N \cdot mm^{-2}$$

Výpočet dovolených napětí pro řemenici

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_D} \rightarrow \sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{k} = \frac{210}{2} \cong 105N \cdot mm^{-2}$$

$$\tau_D = \frac{\sigma_D}{2} = \frac{105}{2} \cong 50N \cdot mm^{-2}$$

### 6.1 Výpočet gyroskopického momentu vrtule

moment setrvačnosti vrtule  $J=0,12 kg \cdot m^2$ , rychlost zatáčení  $\omega_y = 2,5 rad \cdot s^{-1}$ , otáčky vrtule  $n = 2100 min^{-1}$ , rychlost klopení  $\omega_z = 1 rad \cdot s^{-1}$

$$M_{gy} = J\omega \times \omega_y = \frac{J \cdot 2\pi \cdot n \cdot \omega_y}{60} = \frac{0,12 \cdot 2\pi \cdot 2100 \cdot 2,5}{60} = 65,97N \cdot m$$

$$M_{gz} = J\omega \times \omega_z = \frac{J \cdot 2\pi \cdot n \cdot \omega_z}{60} = \frac{0,12 \cdot 2\pi \cdot 2100 \cdot 1}{60} = 28,59N \cdot m$$

$$M_{ored} = \sqrt{Mo_{(z)}^2 + Mo_{(y)}^2 + M_k^2} = \sqrt{28,59^2 + 65,97^2 + 90,95^2} = 115,94N \cdot m$$

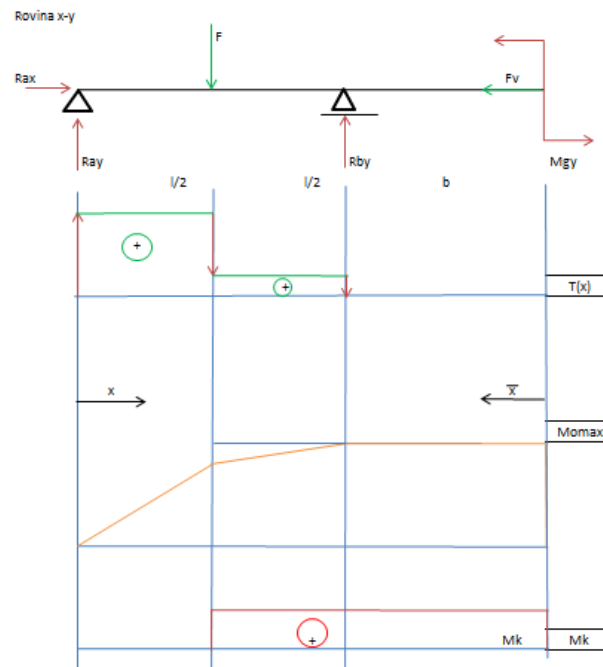
$$\sigma_{ored} = \frac{M_{ored}}{W_o} \leq \sigma_{Do} \rightarrow \sigma_{ored} = \frac{115940}{1518} = 76,38N \cdot mm^{-2} \leq 160N \cdot mm^{-2}$$

## 7 Výpočet reakcí v uložení vrtulového hřídele

Dle modelu byly odměřeny následující hodnoty:

$$l = 68\text{mm} \rightarrow \frac{l}{2} = 34\text{mm}, b = 50\text{mm}, F_a = 600\text{N},$$

$$F_r = 1752\text{N}, M_{gy} = 65,97\text{N} \cdot \text{m}, M_{gz} = 28,59\text{N} \cdot \text{m}$$



Obrázek 18– Reakce v rovině x-y - zdroj autor

$$\Sigma_{F_x} = 0 \rightarrow R_{Ax} - F_V = 0 \Rightarrow R_{Ax} = F_V$$

$$\Sigma_{F_y} = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{By} - F = 0 \Rightarrow R_{Ay} = F - R_{By} = 1752 - (-94) = 1846,15\text{N}$$

$$\Sigma_{M_A} = 0 \rightarrow R_{By} \cdot l - F \cdot \frac{l}{2} + M = 0 \Rightarrow R_{By} = \frac{F \cdot l}{2l} - \frac{M}{l} = \frac{1752}{2} - \frac{65970}{68} = -94,15\text{N}$$

Pole 1:

$$x \prec \left\langle 0, \frac{l}{2} \right\rangle$$

$$T_{(x)} = R_{Ay} = 1846,15\text{N}$$

$$M_{(OX)} = R_{Ay} \cdot x \rightarrow x = 0 \Rightarrow M_{(OX)} = 0$$

$$x \rightarrow \frac{l}{2} \Rightarrow M_{(OX)} = R_{Ay} \cdot \frac{l}{2} = 1846,15 \cdot 34 = 62769\text{Nmm}$$

Pole 2:

$$x \prec \left\langle \frac{l}{2}, l \right\rangle$$

$$T_{(x)} = R_{Ay} - F$$

$$Mo_{(x)} = R_{Ay} \cdot x - F \cdot \left( x - \frac{l}{2} \right) \rightarrow x = \frac{l}{2} \rightarrow 1846,15 \cdot 34 = 62769 \text{ Nmm}$$

$$x = l \rightarrow Mo_{(x)} = R_{Ay} \cdot l - F \cdot \frac{l}{2} = 1846,15 \cdot 68 - 1752 \cdot 34 = 65970 \text{ Nmm}$$

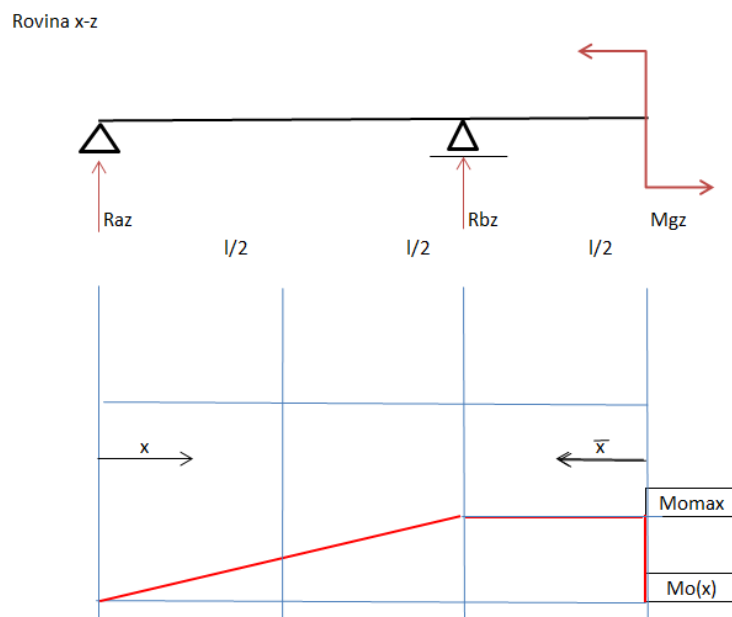
Pole 3:

$$\bar{x} \prec \langle 0, b \rangle$$

$$T_{(\bar{x})} = 0$$

$$Mo_{(\bar{x})} = M_g = 65970 \text{ Nmm}$$

$$Mo_{\max} = M_{(l)} = 65970 \text{ Nmm}$$



Obrázek 19– Reakce v rovině x-z - zdroj autor

$$\Sigma_{F_z} = 0 \rightarrow R_{Az} + R_{Bz} = 0 \Rightarrow R_{Az} = -R_{Bz} = 420,44 \text{ N}$$

$$\Sigma_{MA} = 0 \rightarrow R_{Bz} \cdot l + M = 0 \Rightarrow R_{Bz} = -\frac{M}{l} = -\frac{28590}{68} = -420,44 \text{ N}$$

Pole 1

$$x \prec \langle 0, l \rangle$$

$$T_{(x)} = R_{Az} = 420,44N$$

$$Mo_{(x)} = R_{Az} \cdot x \rightarrow x = 0 \Rightarrow M_{(ox)} = 0$$

$$x \rightarrow l \Rightarrow Mo_{(x)} = R_{Az} \cdot l = 420,44 \cdot 68 \cong 28590Nmm$$

Pole 2

$$\bar{x} \prec \langle 0, b \rangle$$

$$T_{(\bar{x})} = 0$$

$$Mo_{(\bar{x})} = M_g = 28590Nmm$$

$$Mo_{\max} = M_{(l)} = 28590Nmm$$

## 7.1 Výpočet průměru vrtulového hřídele

Vrtulový hřídel je nutno z důvodu natáčení listů vrtule navrhnout s otvorem o minimálním průměru  $d = 5\text{mm}$ . Z důvodu rezervy byl navržen vnitřní průměr  $d = 8\text{mm}$ . Dále je nutno vypočítat pro další postup kvadratické a průřezové moduly v krutu a v ohybu.

Průřezový modul plného hřídele

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \rightarrow W_k = \frac{M_k}{\tau_k} = \frac{90950}{60} = 1516\text{mm}^3$$

Pro  $d = 8\text{mm}$  mezikruhový průřez

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16D}$$

$$\frac{16W_k}{\pi} = \frac{D^4}{D} - d^4 \rightarrow D = \sqrt[3]{d^4 + \frac{16W_k}{\pi}} = \sqrt[3]{8^4 + \frac{16 \cdot 1516}{\pi}} = 22,77 \Rightarrow 25\text{mm} \rightarrow \text{ložiska po } 5\text{mm}$$

Ohyb:

Pro hřídel z materiálu 12 050 žíhaného je  $\sigma_{Do} = 160N \cdot \text{mm}^{-2}$ 

$$J_o = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 25^4}{64} \left[ 1 - \left( \frac{8}{25} \right)^4 \right] = 18974\text{mm}^4$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 25^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{8}{25} \right)^4 \right] = 1518 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{red}}}{W_0} \leq \sigma_{Do} \Rightarrow \sigma_o = \frac{115940}{1518} = 76,38 \text{ Nmm}^{-2} \rightarrow \sigma_o < \sigma_{Do} \Rightarrow 76,38 < 160 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Krut:

Pro materiál hřídele 12 050 je  $\tau_{Dk} = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$J_k = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 25^4}{32} \left[ 1 - \left( \frac{8}{25} \right)^4 \right] = 37947 \text{ mm}^4$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 25^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{8}{25} \right)^4 \right] = 3036 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{90950}{3036} = 29,96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \tau \leq \tau_{Dk} \Rightarrow 29,96 \leq 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Výpočet redukovaného napětí podle hypotézy  $\tau_{\max}$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left( \frac{M_o}{W_o} \right)^2 + 4 \cdot \left( \frac{M_k}{W_k} \right)^2} = \sqrt{\left( \frac{115940}{1518} \right)^2 + 4 \cdot \left( \frac{90950}{3036} \right)^2} = 97,07 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

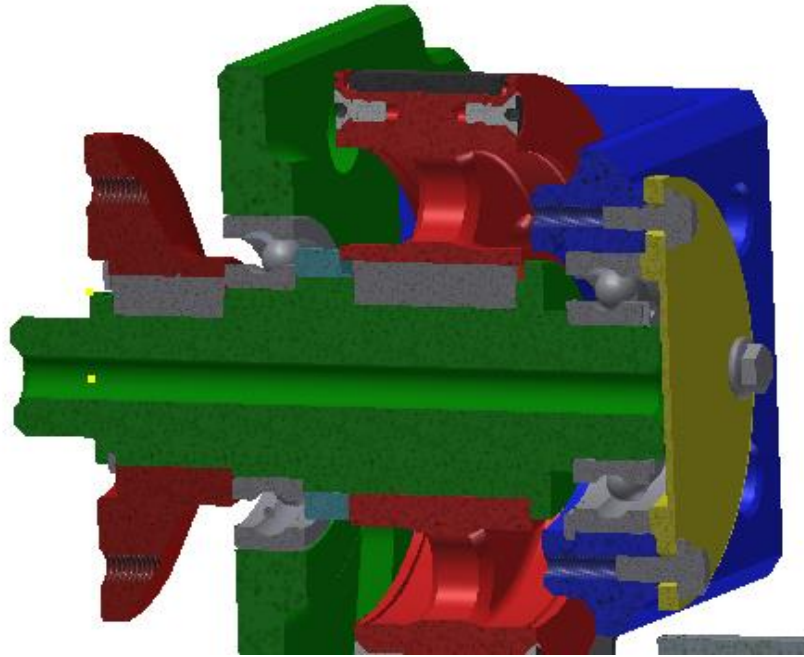
$$\sigma_{red} \leq \sigma_D \rightarrow 97,07 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < 160 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \Rightarrow OK$$

Výpočtem bylo ověřeno, že navržený mezikruhový průřez přenesení kroučící moment. Je to minimální průřez, který lze na hřídeli použít.



## 8 Přenos kroutícího momentu náboj řemenice, vrtulový náboj

Na velké řemenici reduktoru působí kroutící moment  $M_k = 90950 N \cdot mm$ . Přenos kroutícího momentu mezi nábojem velké řemenice a vrtulovým hřídelem, mezi vrtulovým hřídelem a nábojem vrtule je proveden pomocí těsného pera dle ČSN 02 2562.



Obrázek 20– Model přenosu kroutícího momentu pomocí pera - zdroj autor

### 8.1 Přenos kroutícího momentu z náboje řemenice na vrtulovou hřídel

Dovolený tlak  $p_D = 70 N \cdot mm^{-2}$

Výpočet činné délky pera:

$$p = \frac{4M_k}{D \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \rightarrow l_a \geq \frac{4M_k}{D \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 90950}{40 \cdot 8 \cdot 70} = 16,3 \text{ mm}$$

Celková délka pera:

$$l = l_a + b = 16,3 + 12 = 28,3 \rightarrow 32 \text{ mm}$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{4M_k}{D \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \rightarrow p = \frac{4 \cdot 90950}{40 \cdot 8 \cdot 20} = 56,84 N \cdot mm^{-2} < 70 N \cdot mm^{-2} \Rightarrow \text{Pero vyhovuje}$$

Dle tabulek je přiřazeno Pero 12e7x8x32 ČSN 02 2562.

## 8.2 Přenos kroutícího momentu z vrtulové hřídele na vrtulový náboj

Dovolený tlak  $p_D = 70 N \cdot mm^{-2}$

Výpočet činné délky pera:

$$p = \frac{4M_k}{D \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \rightarrow l_a \geq \frac{4M_k}{D \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 90950}{32 \cdot 8 \cdot 70} = 20,3 mm$$

Celková délka pera:

$l = l_a + b = 20,3 + 10 = 30,3 \rightarrow 32 mm \Rightarrow$  tato délka pera způsobí prodloužení vrtulového hřídele, proto byla zvolena varianta se dvěma perý. Činná délka pera je v tomto případě  $l_a = 12 mm$   
 $l = l_a + b = 12 + 10 = 22 mm.$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{4M_k}{D \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \rightarrow p = \frac{4 \cdot 90950}{40 \cdot 8 \cdot 12 \cdot 2} = 47,38 N \cdot mm^{-2} < 70 N \cdot mm^{-2} \Rightarrow \text{Pero vyhovuje}$$

Dle tabulek jsou přiřazeny dvě pera 10e7x8x22 ČSN 02 2562

## 9 Kontrola bezpečnosti

### 9.1 Kontrola statické bezpečnosti

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (D - d)^2} = \frac{4 \cdot 1752}{\pi \cdot (40 - 8)^2} = 2,18 N \cdot mm^{-2}$$

$$\sigma = \sigma_o + \sigma_t = 76,38 + 2,18 = 78,6 N \cdot mm^{-2} \quad \tau_k = 29,96 N \cdot mm^{-2}$$

$$\sigma_o = \sqrt{\sigma_{oz}^2 + \sigma_{oy}^2} = \sqrt{\frac{M_{oz}}{W_o} + \frac{M_{oy}}{W_o}} = \sqrt{\left(\frac{28590}{1518}\right)^2 + \left(\frac{65970}{1518}\right)^2} = 47,36 N \cdot mm^{-2}$$

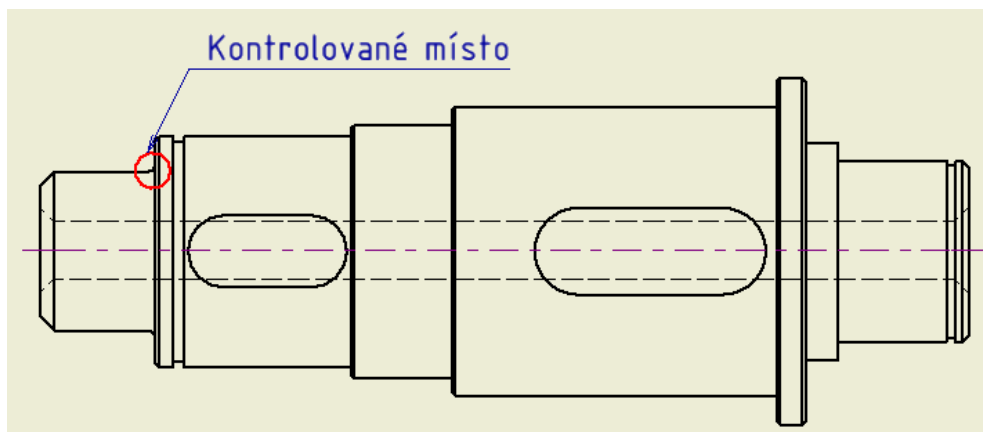
$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{47,36^2 + (2 \cdot 29,96)^2} = 76,38 N \cdot mm^{-2}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{ored}} = \frac{330}{76,38} = 4,32$$

$$k_\sigma = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{R_e}{\sigma_o + \sigma_t} = \frac{330}{76,38 + 2,18} = 4,2 \quad k_\tau = \frac{\tau_K}{\tau_k} = \frac{R_e}{\alpha \cdot \tau_k} = \frac{330}{2 \cdot 29,96} = 5,51$$

$$\frac{1}{k_s} = \frac{\sigma_{ored}}{R_e} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{R_e}\right)^2 + \left(\frac{\alpha \cdot \tau_k}{R_e}\right)^2} = \sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}} \rightarrow k_s = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{4,2 \cdot 5,51}{\sqrt{4,2^2 + 5,51^2}} = 3,34$$

## 9.2 Kontrola dynamické bezpečnosti pro ohyb za rotace



Obrázek 21– Kontrola hřídele na dynamickou bezpečnost - zdroj autor

$$q \approx \frac{R_e}{R_m} = \frac{330}{660} = 0,5$$

Hodnoty  $\alpha$  odečteny z normogramu uvedených v [13]

$$\beta_o = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,5 \cdot (2,24 - 1) = 1,62$$

$$\beta_\tau = 1 + q \cdot (\alpha_\tau - 1) = 1 + 0,5 \cdot (1,62 - 1) = 1,31$$

Hodnoty  $\eta_{po}$ ,  $\varepsilon_v$  odečteny z normogramu uvedených v [13]

$$R_e = 330N \cdot mm^{-2} \Rightarrow \tau_K \approx 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 330 = 198N \cdot mm^{-2}$$

$$R_m = 660N \cdot mm^{-2} \Rightarrow \sigma_c \approx 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 660 = 231N \cdot mm^{-2}$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 231 \cdot \frac{0,90 \cdot 0,87}{1,62} = 111,65 \cong 112N \cdot mm^{-2}$$

$$\tau_{max} = \tau_{nom} \cdot \alpha_\tau = 29,96 \cdot 1,31 = 39,25 \cong 39N \cdot mm^{-2}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{112}{76} = 1,47 \quad k_\tau = \frac{\tau_K}{\tau_{max}} = \frac{198}{39} = 5,07$$

$$k_d = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{1,47 \cdot 5,07}{\sqrt{1,47^2 + 5,07^2}} = 1,41$$

Byla provedena statická a dynamická kontrola navrženého hřídele s výsledkem obě kontroly prokázaly splnění bezpečnosti hřídele a hřídel je možné použít.

## 10 Volba ložisek

### Ložisko A

Ložisko je namáháno silami v axiálním a radiálním směru o velikosti:

$$F_a = 600N$$

$$F_{RA\max} = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{az}^2} = \sqrt{1846,15^2 + 420,44^2} = 1893,42N$$

$$n = 2100ot \cdot min^{-1}$$

$$L_H = 1000h$$

Bylo navrženo jednořadé kuličkové ložisko od firmy SKF 6205

$$C = 14800N$$

$$C_0 = 7800N$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{600}{7800} = 0,077 \quad \text{z tabulek odečtu } e=0,27 \quad X=0,56 \quad Y=1,6$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 1893,42 + 1,6 \cdot 600 = 2020,32 N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n}{16666}} = 2020,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 2100}{16666}} = 10128,6 N \rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

**Ložisko B** je jednořadé kuličkové ložisko od firmy SKF 6007

$$F_a = 600 N$$

$$F_{Rb \max} = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bz}^2} = \sqrt{94,15^2 + 420,44^2} = 430,85 N$$

$$n = 2100 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$L_H = 1000 h \rightarrow 100 \text{ hodin ročně po dobu 10 let}$$

$$C = 16800 N$$

$$C_0 = 10200 N$$

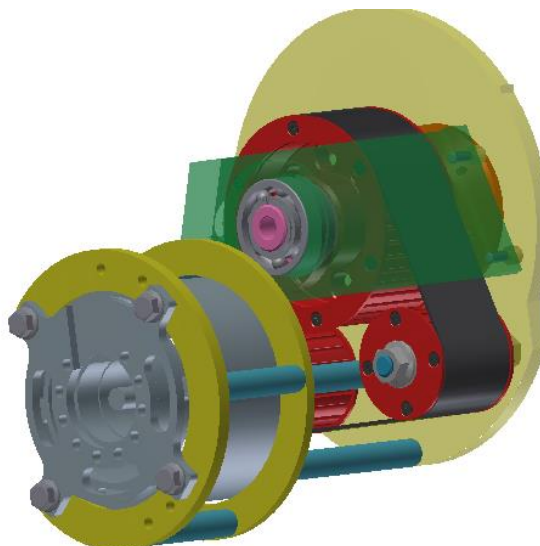
$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{600}{10200} = 0,059 \rightarrow \text{z tabulek odečtu } e=0,24 \quad X=0,56 \quad Y=1,8$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 430,85 + 1,8 \cdot 600 = 1321,28 N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n}{16666}} = 1321,28 \cdot \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 2100}{16666}} = 6624,06 N \rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

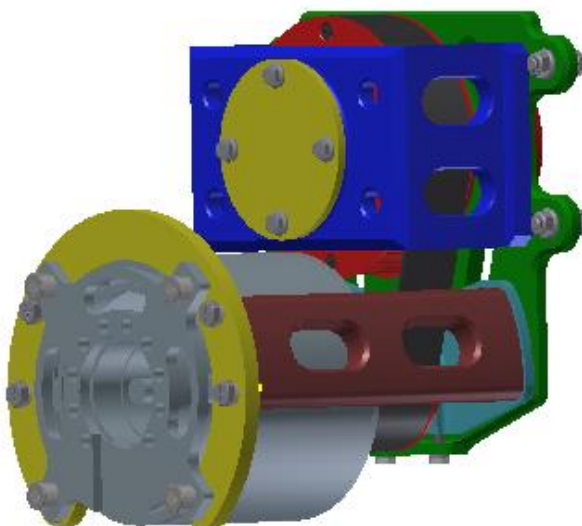
## 11 Řešené varianty redukce

Na obr. 22 je reduktor s napínací kladkou a šířkou řemene 50 mm. Toto řešení má výhodu v osové vzdálenosti 80 mm, která je příznivá k zástavbě reduktoru do trupu. Má vyšší provozní součinitel. Mezi nevýhody lze zařadit vyšší hmotnost a větší počet dílů sestavy než realizovaná varianta.



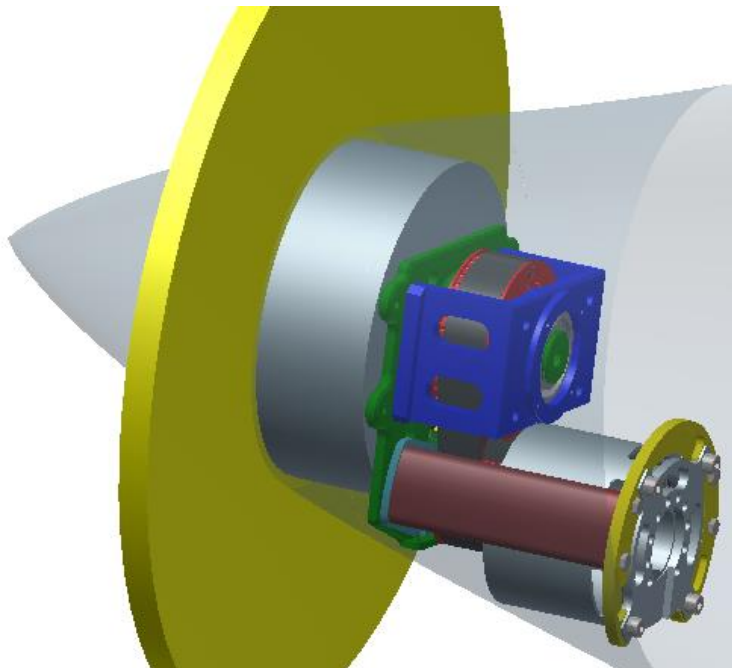
Obrázek 22 – Varianta reduktoru s napínací kladkou - zdroj autor

Na obr. 23 je zobrazena realizovaná varianta sestavy reduktoru. Řemen šířky 30 mm se napíná posuvem elektromotoru. Původní představa montážní polohy reduktoru v poloze elektromotor dole, který pomáhá vlastní hmotností k napínání řemene se nepodařila realizovat, protože osová vzdálenost 104,24mm způsobila to, že se sestava reduktoru nezdařila umístit do tvaru trupu. Tím by vzniknul požadavek na úpravu tvaru trupu v tomto místě.



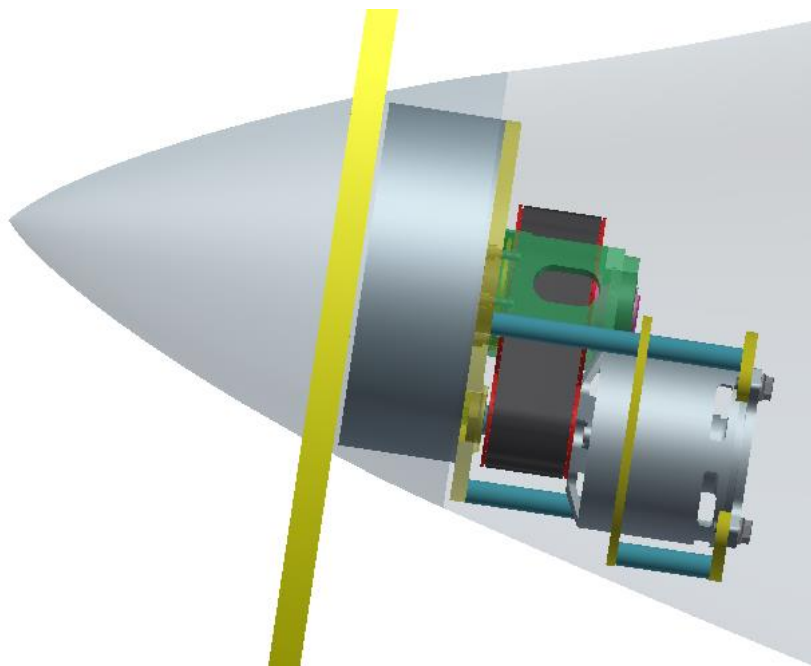
Obrázek 23 – Varianta reduktoru s napínání posuvem motoru - zdroj autor

Na obr. 24 je zobrazena sestava reduktoru v montážní poloze elektromotorem dolů a vlastní elektromotor vystupuje z obrysu trupu 5 mm.



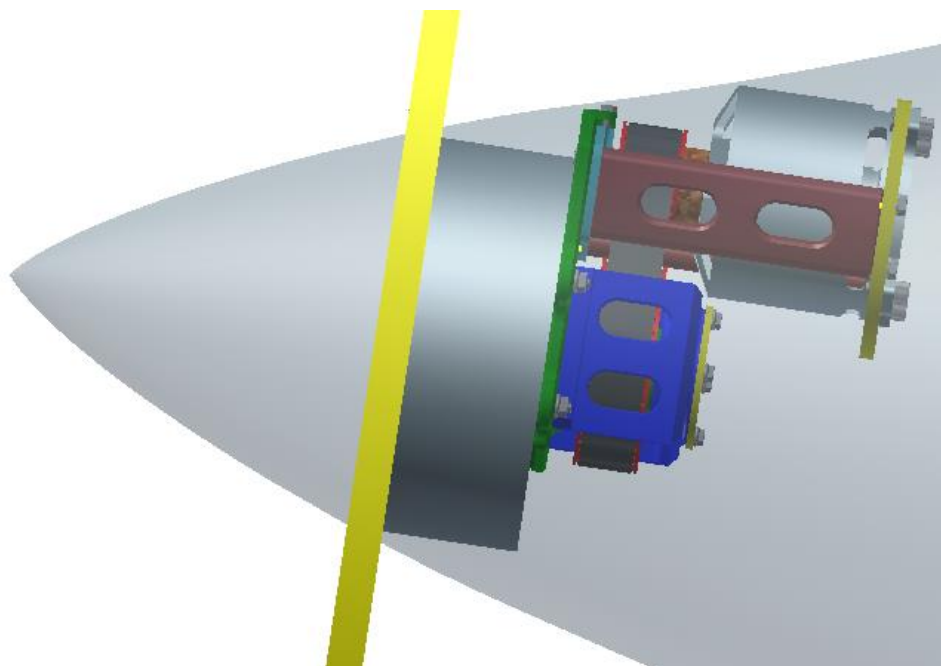
Obrázek 24 – Původní varianta zástavby reduktoru - zdroj autor

Na obr. 25 je zobrazena, montáž sestavy reduktoru s napínací kladkou. Osová vzdálenost 80 mm je vynikající parametr k zástavbě do vymezeného prostoru. Nakonec nebyla realizována z cenových a hmotnostních důvodů.



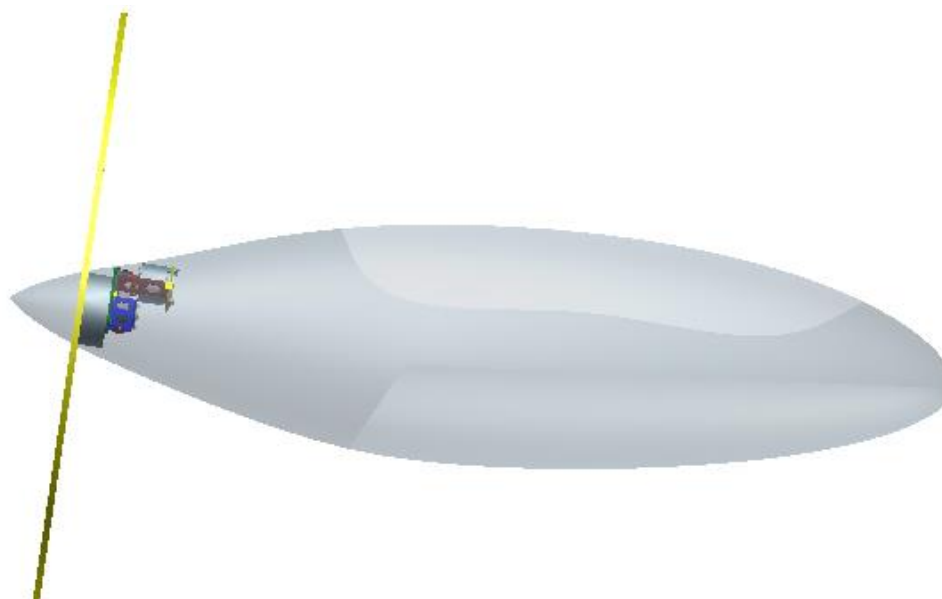
Obrázek 25 – Varianta zástavby reduktoru s napínací kladkou- zdroj autor

Konečná varianta sestavy reduktoru byla dosažena otočením sestavy okolo osy x elektromotorem nahoru. Tím byl splněn požadavek zadání na zástavbu reduktoru do limitovaného prostoru.



Obrázek 26 – Konečná varianta zástavby reduktoru - zdroj autor

Celkový pohled na realizovanou variantu sestavy reduktoru s napínáním řemene posuvem elektromotoru. Nakonec nebylo nutno přistoupit k úpravě tvaru trupu, pouze z důvodu napínání řemene musí být zajištěn přístup k napínacím šroubům.



Obrázek 27 – Konečná varianta zástavby reduktoru zdroj autor



## 12 Závěr

Bakalářská práce se zabývá návrhem reduktoru elektromotoru pro elektrický pohon ultralehkého letounu. Úvodem je provedena rešerše, která se zabývá konstrukčními typy reduktorů a jejich použití v kategorii ultralehkých letadel. Na základě této rešerše byl zvolen vhodný typ reduktoru - řemenového převodu pro elektromotor s přihlédnutím k výrobcem deklarovanému výkonu a koeficientu 1,33 dle UL 2 [15] – nutná podmínka k získání letové způsobilosti. Ozubený řemen byl zvolen proto, že nevykazuje skluzu a jeho převodový poměr je neměnný. Upřednostněn byl nejužší a nejpevnější řemen Continental Sychroforce Extreme nejen pro jeho poměr šířka/výkon, ale i z cenových důvodů. Ukázalo se, že užší, 30 mm široké provedení vyhovuje zamýšlenému způsobu použití více, protože hmotnost je velmi důležitý parametr letounů kategorie ULL. Dále byl zvažován způsob napínání řemene, a to buď posuvem elektromotoru [obr. 23], anebo napínací kladkou [obr. 22]. Napínání excentrickým hřídelem nebylo zvažováno. Po vložení ozubené napínací kladky se nám změnila silová poměry řemene a úhel opásání. To vedlo dle programu Conti Tech Suite 7.1. ke změně šířky řemene na 50mm. Osová vzdálenost řemenic byla na vynikající hodnotě 80mm. Jak již bylo řečeno výše tato šířka a třetí řemenice jsou faktory zvyšující hmotnost reduktoru až o 1kg, takže ani minimální osová vzdálenost nezvrátila konečné rozhodnutí napínání řemene změnou pozice motoru, i když v tomto případě činí osová vzdálenost nezanedbatelných 104,21mm.

Ložiska byla navržena na předpokládaný roční nálet 100 hodin a po 10 letech provozu je nutné je vyměnit a to hlavně kvůli ložisku SKF 6205, které přenáší jak radiální tak i axiální sílu do konstrukce reduktoru. Jeho životnost byla zkontrolována programem Mitcalc a výsledek činí cca 3000 hodin. Z důvodu používání reduktoru v civilním letectví je zde ponechána rezerva bezpečnosti  $k = 1,5$ .

Původně uvažovaná minimální osová vzdálenost okolo 80 mm se nepodařila dodržet, protože byla dána přednost řešení jednoduššímu s menším počtem dílů a nižší hmotností, od kterého je očekávaná vyšší spolehlivost.

## 13 Použité zdroje:

- [1] ADAMEC, J.; KOCÁB, J.: *Letadlové motory*. Nakladatelství CORONA spol. s.r.o., Praha 2008. 176 s. ISBN 978-80-86116-44-9.
- [2] TEVESO s.r.o. [online]. Dostupné z <http://www.teveso.cz/motory/dvoutaktni/rotax-582-ul>. [citováno dne 20. 12. 2015].
- [3] AEROBARBARIANGROUP.COM. [online]. Dostupné z <http://www.aerobarbariansgrup.com/Motores/BMW%20132.html>. [citováno dne 20. 12. 2015].
- [4] PARAMOTORUS. [online]. Dostupné z <http://www.paramotor.us/paramotor-engines/simonini/victor-1-2/>. [citováno dne 16. 11. 2015].
- [5] AIR TRIKES ENTERPRICES . [online]. Dostupné z <http://www.airtrikes.net/engines.shtml>. [citováno dne 16. 11. 2015].
- [6] VERNER MOTOR. [online]. Dostupné z <http://www.vernermotor.com/old/index.html>. [citováno dne 20. 12. 2015].
- [7] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů, mechanické převody*. Vydavatelství ČVUT, Praha 2003. 174 s.
- [8] FLYING-REVUE.CZ. [online]. Dostupné z <http://www.flying-revue.cz/revolucni-letecky-elektromotor-od-siemense>. [citováno dne 16. 11. 2015].
- [9] EVEKTOR spol. s.r.o. [online]. Dostupné z <http://www.evektor.cz/cz/sportstar-epos>. [citováno dne 21. 11. 2015].
- [10] FLYGHT DESIGN GmbH. [online]. Dostupné z <http://flightdesign.com/wordpress/?p=2561>. [citováno dne 21. 11. 2015].
- [11] EV HANGAR. COM. [online]. Dostupné z <https://www.evhangar.com/aircraft/embry-riddle-eco-eagle/>. [citováno dne 21. 11. 2015].
- [12] *Product Range ...* IN TYMA CZ s.r.o. [online]. Dostupné z [http://www.tyma.cz/files/katalogy/contitech\\_synchroflex.pdf](http://www.tyma.cz/files/katalogy/contitech_synchroflex.pdf). [citováno dne 22. 12. 2015].
- [13] MICHALEC J., a kol.: *Pružnost a pevnost II*, Vydavatelství ČVUT, Praha 2006. 146 s.
- [14] LEINWEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra- pedagogické nakladatelství, Úvaly 2005. 908 s. ISBN 80-7631-011-6.
- [15] LAACR.CZ [online]. *Požadavky letové způsobilosti SLZ. Ultralehké letouny řízené aerodynamicky*. Dostupné z <http://www.laacr.cz/SiteCollectionDocuments/predpisy/UL2-I.pdf> [citováno dne 22. 12. 2015]

[16] ŘEZNÍČKOVI J., a J.: *Pružnost a pevnost v technické praxi. Příklady III*, Vydavatelství ČVUT, Praha 2008. 74 s.

**Návrh a výpočet hřídele**      **Výpočet hřídele**      **Čistit tabulku výsledků**

i Výpočet bez chyb.  
ii  Informace o projektu

**Kapitola vstupních parametrů**

**1.0  Předběžný návrh průměru hřídele**

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenášený výkon: 20,00 [kW]

1.3 Otáčky hřídele: 2100 [/min]

1.4 Kroucí moment: 90,95 [Nm]

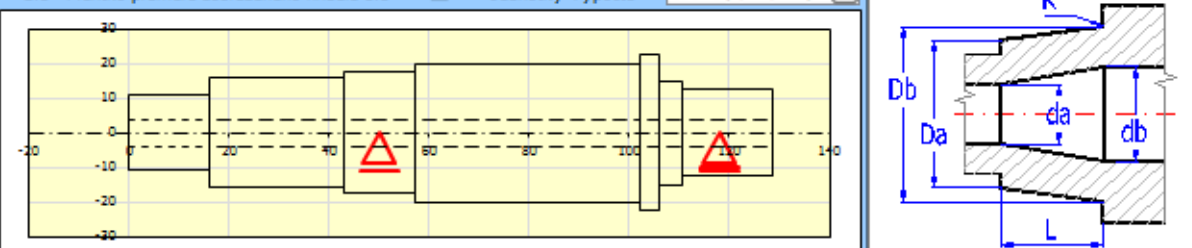
1.5 Předběžný min. průměr: 26,17 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele: B...Stálý krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu): B...Ocel se zvětšenou pevností (830)

**2.0  Tvar a rozměry hřídele**

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



2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	16,00	43,00	57,00	102,00	106,00	110,50	128,70	128,70	128,70
L	16,000	27,000	14,000	45,000	4,000	4,500	18,200	0,000		
ø Da	22,000	32,000	35,000	40,000	45,000	30,000	25,000	0,000		
ø Db	22,000	32,000	35,000	40,000	45,000	30,000	25,000	0,000		
ø da	8,000	8,000	8,000	8,000	8,000	8,000	8,000	0,000		
ø db	8,000	8,000	8,000	8,000	8,000	8,000	8,000	0,000		
R	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,000		

2.3 Celková délka hřídele: 128,70 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska): Volná 50,00 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska): Pevná 118,00 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra): C...Broušeno (0,8)

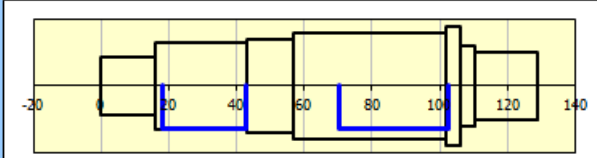
**3.0  Vrub a zápichy na hřídele**

3.1 Mez pevnosti v tahu (Su, Rm): 635,0 [MPa]

3.2 Koefficient citlivosti materiálu (q): 0,45

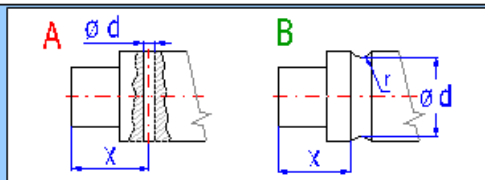
3.3 **A. Průchozí díra**

X [mm]	d [mm]	β c	β b	β t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00



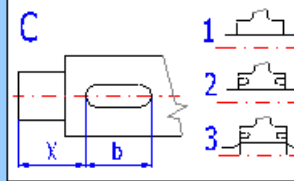
3.4 **B. Zápich**

X [mm]	d [mm]	r [mm]	β c	β b	β t
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00



3.5 **C. Obecný vrub**

X [mm]	b [mm]	β c	β b	β t	
0,00	0,00	1,00	1,00	1,00	Závit
70,50	32,00	1,76	1,76	1,54	Drážka pro pero (čepová fréza)
18,00	25,00	1,76	1,76	1,54	Drážka pro pero (čepová fréza)
		1,00	1,00	1,00	Vlastní hodnoty
		1,00	1,00	1,00	Vlastní hodnoty



3.6 **D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β c	1,63	1,55	1,66	1,68	1,76	1,59	1,00	1,00	1,00
β b	1,52	1,48	1,57	1,59	1,62	1,50	1,00	1,00	1,00
β t	1,27	1,23	1,28	1,29	1,33	1,25	1,00	1,00	1,00

Příloha č.2

**4.0 Zatížení hřídele**

**4.1 Zatížení**

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	16,00	600,0			90,95		0			
2	84,00		1752,0		-90,95		0			
3	16,00					65,97				
4	16,00					28,59	90			
5										
6										
7										
8										
9										
10										

**5.0 Rotující hmoty**

5.1 Dodatečné rotující hmoty (výpočet kritických otáček)

5.2 Použít zatížení od hmotnosti kotoučů ve výpočtu?  Ano

5.3

	X	D	d	b	Ro	m
	[mm]				[kg/m <sup>3</sup> ]	[kg]
M1	65,00	112,00	32,00	36,00	2850,0	0,93
M2	16,00	60,00	25,00	37,00	2850,0	0,25
M3	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M4	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M5	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00

**6.0 Materiál a způsob namáhání**

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)  
B. Zulfecitná a legovaná ocel (300 - 1400) 635 [MPa]

6.2 Mez pevnosti v tahu Su/Rm 635 [MPa]

6.3 Mez kluzu v tahu S<sub>y</sub>/Re 413 [MPa]

6.4 Mez kluzu v ohybu S<sub>0,2</sub>/Re<sub>b</sub> 495 [MPa]

6.5 Mez kluzu ve smyku S<sub>0,2</sub>/Re<sub>s</sub> 289 [MPa]

**6.6 Pro střídavé zatížení**

6.7 Mez únavy - tah/tlak σ<sub>c</sub> 229 [MPa]

6.8 Mez únavy - ohyb σ<sub>cc</sub> 305 [MPa]

6.9 Mez únavy - krut τ<sub>c</sub> 191 [MPa]

**6.10 Pro míjivé zatížení**

6.11 Mez únavy - tah/tlak σ<sub>1hc</sub> 343 [MPa]

6.12 Mez únavy - ohyb σ<sub>0,1hc</sub> 457 [MPa]

6.13 Mez únavy - krut τ<sub>1hc</sub> 267 [MPa]

6.14 Měrná hmotnost Ro 7850,0 [kg/m<sup>3</sup>]

6.15 Modul pružnosti v tahu E 210000 [MPa]

6.16 Modul pružnosti ve smyku G 80000 [MPa]

6.17 Zatížení vlastní vahou  Ano

6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti z0  20

6.19 Součinitel namáhání σ<sub>0</sub> 0,85

**6.20 Součinitel max. zatížení**

6.21 Ohyb 1,33

6.22 Posouvající síla 1,33

6.23 Krut 1,33

6.24 Tah/Tlak 1,33

**6.25 Zatěžovací podmínky**

6.26 Zatížení ohybovým momentem C. Střídavé

6.27 Zatížení posouvající silou C. Střídavé

6.28 Zatížení krutícím momentem B. Míjivé

6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou B. Míjivé

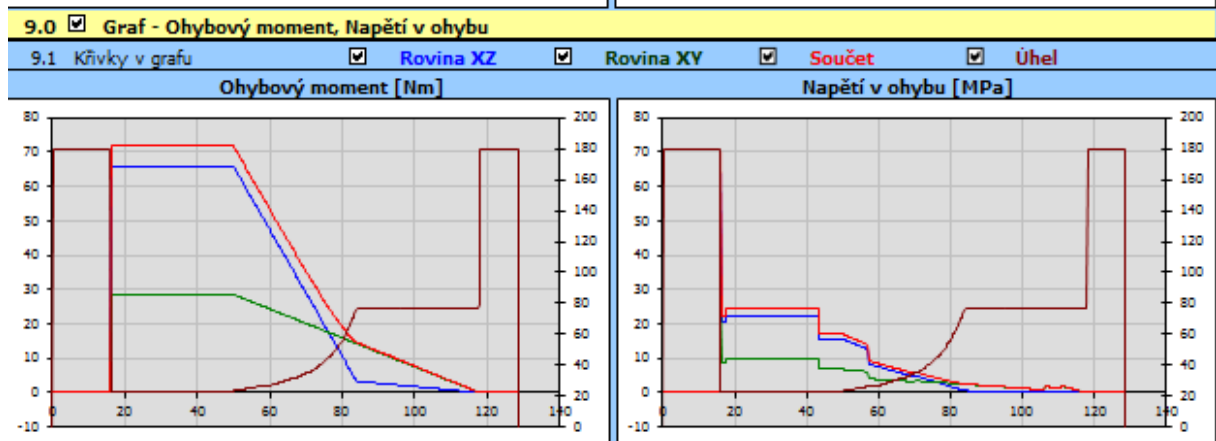
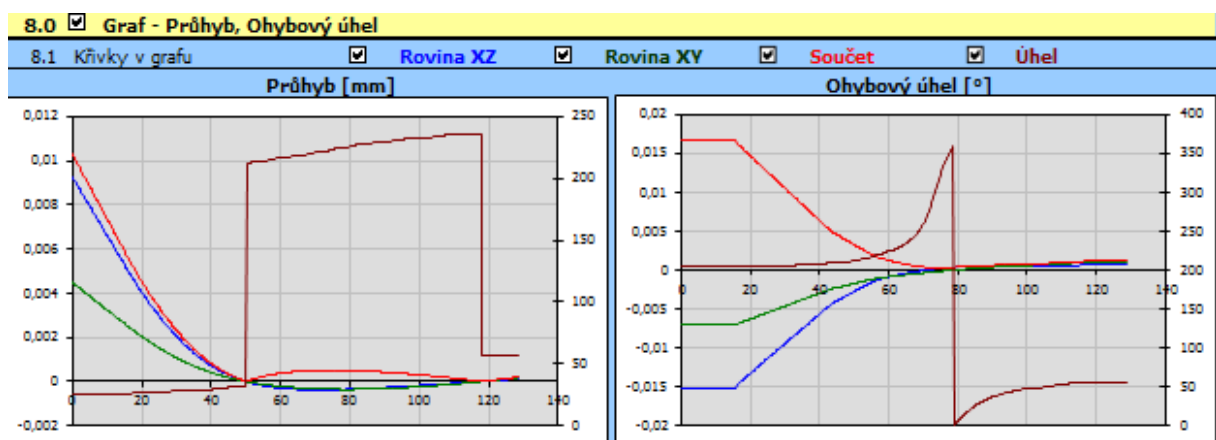
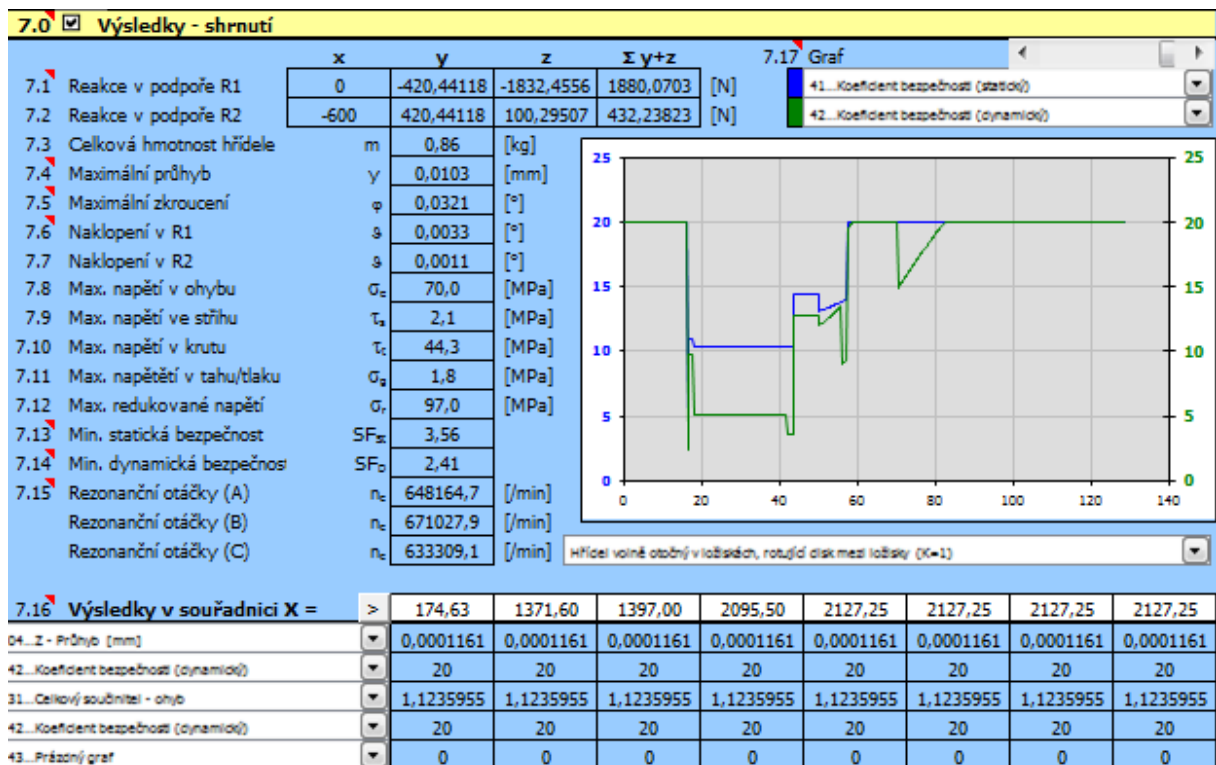
**6.30 Dynamická kontrola**

6.31 Vliv povrchu hřídele  Ano

6.32 Vliv velikosti hřídele  Ano

6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)  Ano

Příloha č.3



Příloha č.4



Příloha č.5

**Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem**

i Výpočet: A = OK; B = Chyba; C = OK; D = OK

ii  Informace o projektu

**1.0  Společné vstupní údaje**

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16	<b>Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]</b>
1.2	Přenášený výkon	P 20,00 [kW]	1.17	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]
1.3	Otáčky hřídele	n 2100,0 [/min]	1.18	Mez pevnosti v tahu $R_{mmin}$ 500 [MPa]
1.4	Krouticí moment	T 90,95 [Nm]	1.19	Dovolený tlak $p_D$ 130 [MPa]
1.5	<b>Způsob zatížení, provozní parametry</b>		1.20	Dovolené napětí ve smyku $\tau_D$ 200 [MPa]
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný	1.21	<b>Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]</b>
1.7	Typ zatížení	Plynulý	1.22	H...Hliníková slitina (250)
1.8	Charakter provozu	Jednosměrný	1.23	Mez pevnosti v tahu $R_{mmin}$ 250 [MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících	1	1.24	Dovolený tlak $p_D$ 90 [MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje	6000 [h]	1.25	Dovolené napětí ve smyku $\tau_D$ 100 [MPa]
1.11	<b>Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele</b>		1.26	<b>Provozní koeficienty</b>
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	1.27	Koeficient provedení spoje $K_d$ 1,0
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele $d_h$	8,000 [mm]	1.28	Koeficient využití spoje $K_s$ 1,0
1.14	Požadovaná bezpečnost $s_f$	1,70	1.29	Koeficient životnosti $K_f$ 1,8
1.15	Minimální průměr hřídele $d_{min}$	13,6 [mm]	1.30	Koeficient opotřebení $K_w$ 0,8

**A - Přesná pera**

**2.0  Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů**

2.1	<b>Parametry spoje</b>		2.6	<b>Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]</b>
2.2	Typ pera	K ... CSN 022562	2.7	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]
2.3	Počet per	1	2.8	Mez pevnosti v tahu $R_{mmin}$ 350 [MPa]
2.4	Koeficient rozložení zatížení $K_L$	1,00	2.9	Dovolený tlak $p_D$ 90 [MPa]
2.5	Celkový provozní koeficient $K_S$	0,56	2.10	Dovolené napětí ve smyku $\tau_D$ 140 [MPa]
2.11	<b>Návrh rozměrů spoje</b>			
2.12	Pera pro průměry	6 ~ 230 [mm]		
2.13	Min. průměr hřídele $d_{1min}$	13,6 [mm]		
2.14	Průměr hřídele $d$	40,000 40 [mm]		
2.15	Pero	12 x 8 [mm]		
2.16	Šířka / výška pera $b / h$	12 8 [mm]		
2.17	Zaoblení pera / sražení hran $R / s$	6 0,7 [mm]		
2.18	Parametry drážky v hřídeli $t / d_1$	4,9 35,1 [mm]		
2.19	Minimální funkční délka pera $L_{fmin}$	15 [mm]		
2.20	Minimální délka pera $L_{min}$	27 [mm]		
2.21	Dovolený rozsah délek pera	32 ~ 140 [mm]		
2.22	Zvolená délka pera $L$	32,000 32 [mm]		



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem			
i Výpočet: A = OK; B = Chyba; C = OK; D = OK			
ii <input type="checkbox"/> Informace o projektu			
1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Společné vstupní údaje			
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	P	20,00 [kW]
1.3	Otáčky hřídele	n	2100,0 [/min]
1.4	Krouticí moment	T	90,95 [Nm]
1.5 Způsob zatížení, provozní parametry			
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný	
1.7	Typ zatížení	Plynulý	
1.8	Charakter provozu	Jednosměrný	
1.9	Počet rozběhů v tisících	1	
1.10	Požadovaná životnost spoje	6000	[h]
1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele			
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	$d_h$	8,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost	$s_f$	1,70
1.15	Minimální průměr hřídele	$d_{min}$	13,6 [mm]
1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
1.17	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]		
1.18	Mez pevnosti v tahu	$R_{mmin}$	500 [MPa]
1.19	Dovolený tlak	$p_D$	130 [MPa]
1.20	Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	200 [MPa]
1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
1.22	H...Hliníková slitina (250)		
1.23	Mez pevnosti v tahu	$R_{mmin}$	250 [MPa]
1.24	Dovolený tlak	$p_D$	90 [MPa]
1.25	Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	100 [MPa]
1.26 Provozní koeficienty			
1.27	Koeficient provedení spoje	$K_d$	1,0
1.28	Koeficient využití spoje	$K_a$	1,0
1.29	Koeficient životnosti	$K_f$	1,8
1.30	Koeficient opotřebení	$K_w$	0,8

Přesná pera			
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů			
2.1 Parametry spoje			
2.2	Typ pera	J ... JIS B 1301 (B)	
2.3	Počet per	2	
2.4	Koeficient rozložení zatížení	$K_L$	0,75
2.5	Celkový provozní koeficient	$K_S$	0,56
2.11 Návrh rozměrů spoje			
2.12	Pera pro průměry	6 ~ 500	[mm]
2.13	Min. průměr hřídele	$d_{1min}$	13,6 [mm]
2.14	Průměr hřídele	d	32,000 32 [mm]
2.15	Pero	10 x 8	
2.16	Šířka / výška pera	b / h	10 8 [mm]
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	R / s	5 0,6 [mm]
2.18	Parametry drážky v hřídeli	t / $d_1$	5 22 [mm]
2.19	Minimální funkční délka pera	$L_{fmin}$	11,6 [mm]
2.20	Minimální délka pera	$L_{min}$	21,6 [mm]
2.21	Dovolený rozsah délek pera	22 ~ 110	[mm]
2.22	Zvolená délka pera	L	22,000 22 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>
2.6	Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
2.7	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]		
2.8	Mez pevnosti v tahu	$R_{mmin}$	350 [MPa]
2.9	Dovolený tlak	$p_D$	90 [MPa]
2.10	Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	140 [MPa]

Příloha č.7


**Valivá ložiska SKF**

i Výpočet bez chyb.  
ii  Informace o projektu

**Kapitola vstupních parametrů**

1.0  Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska   
Kuličková ložiska jednořadá

1.3 Provedení ložiska  
1.4 Otevřené provedení  
1.5 Samostatné ložisko  
1.6 Normální ložisková vůle

1.7 Zatížení ložiska **Proměnlivé zatížení**

1.8 Otáčky	n	2100,0	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	1893,4	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	600,0	[N]
1.11 Součinitel přídatných dynamických sil		1	

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	1000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

1.15 Přídavné dynamické síly  
1.16  Žádné  
1.17  Od ozubených převodů  
1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)  
1.19 Součinitel  $f_k$  1,1 - 1,3 1,20   
Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory  
1.21 Součinitel  $f_d$  1 - 1,2 1,10   
1.22  Od řemenových převodů  
1.23 Ozubené řemeny  
1.24 Součinitel  $f_b$  1,1 - 1,3 1,20

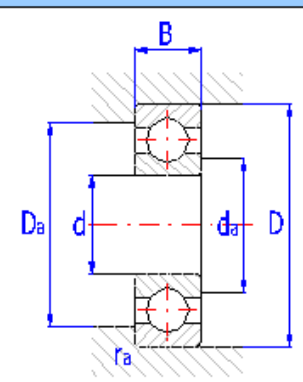
2.0  Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska Vyhledat Hledat další

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
70	25.0	52.0	15.0	14800	7800	28000	18000	6205 *

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	14800	[N]	d	25
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	1984,3	[N]	D	52
2.5 Základní trvanlivost	L10h	3293	[h]	B	15
2.6 Základní statická únosnost	C0	7800	[N]	ramax	1
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	1893,4	[N]	Damax	46,4
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	4,12		damin	30,6
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]		
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]		
2.11 Referenční otáčky	nr	28000	[/min]		
2.12 Mezní otáčky	nmax	18000	[/min]		
2.13 Ztrátový výkon	NR	8,18	[W]		
2.14 Váha ložiska	g	0,13	[kg]		



3.0  Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva				3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti	
3.2 Vztažná viskozita	$v_1$	13,5	[mm <sup>2</sup> /s]	3.8 Mezní únavové zatížení	$P_u$ 335 [N]
3.3 Provozní viskozita	$v$	20,1	[mm <sup>2</sup> /s]	3.9 Požadovaná spolehlivost	
3.4 Viskozní poměr	$\kappa$	1,49		3.10 Znečištění maziva	
3.5 Požadované minimální zatížení				3.11 Součinitel úrovně znečištění	$\eta$ 0,3 - 0,1 0,20
3.6 Minimální radiální zatížení	$F_{rmin}$	44,92	[N]	3.12 Součinitel trvanlivosti	$a_1/a_{23}$ 1 1,1
				3.13 Modifikovaná trvanlivost	$L_{mh}$ 3622 [h]

**Valivá ložiska SKF**

i Výpočet bez chyb.  
ii  Informace o projektu

**Kapitola vstupních parametrů**

**1.0  Volba typu ložiska, zatížení ložiska**

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska  
Kuličková ložiska jednořadá

1.7 **Zatížení ložiska** **Proměnlivé zatížení**

1.8 Otáčky	n	2100,0	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	1431,0	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	0,0	[N]
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil		1	

1.12 **Požadované parametry ložiska**

1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	1000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

1.3 **Provedení ložiska**

1.4 Otevřené provedení

1.5 Samostatné ložisko

1.6 Normální ložisková vůle

1.15 **Přidavné dynamické síly**

1.16  Žádné

1.17  Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchylky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel  $f_k$  1,1 - 1,3 1,20

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel  $f_d$  1 - 1,2 1,10

1.22  Od řemenových převodů

1.23 Ozubené řemeny

1.24 Součinitel  $f_b$  1,1 - 1,3 1,20

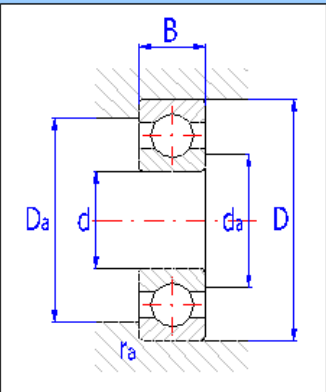
**2.0  Volba rozměrů ložiska**

2.1 **Rozměry ložiska** **Vyhledat** **Hledat další**

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
89	35.0	62.0	14.0	16800	10200	24000	15000	6007 *

2.2 **Parametry ložiska**

2.3 Základní dynamická únosnost	C	16800	[N]	d	35
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	1431	[N]	D	62
2.5 Základní trvanlivost	L10h	12842	[h]	B	14
2.6 Základní statická únosnost	C0	10200	[N]	ramax	1
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	1431	[N]	Damax	57,4
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	7,13		damin	39,6
2.9 Dovolené radiální zatížení	F <sub>rmax</sub>	-	[N]		
2.10 Dovolené axiální zatížení	F <sub>amax</sub>	-	[N]		
2.11 Referenční otáčky	nr	24000	[/min]		
2.12 Mezní otáčky	nmax	15000	[/min]		
2.13 Ztrátový výkon	NR	8,26	[W]		
2.14 Váha ložiska	g	0,16	[kg]		



**CONTITECH Transmission Designer 7.1**

**Řemen**

Druh řemenu: **Klíňový řemen**      Typ řemenu: **STANDARD**  
 Typ řemenu: **CONTI-V "DIN 7753"**      Profil řemenu: **SPA**

**Geometrie** Vymazat zadané hodnoty

<b>Malá řemenice</b>		<b>Velká řemenice</b>	
Účinný průměr	dwk: <b>90,00</b> mm	Účinný průměr	dwg: <b>180,00</b> mm
Otáčky	nk: <b>4200,00</b> 1/min	Otáčky	ng: <b>2100,00</b> 1/min
Převodový poměr	i: <b>2,00</b>	Požadovaná délka řemenu	Lwgef: <b>  </b> mm
Minimální osová vzdálenost	amin: <b>  </b> mm	Maximální osová vzdálenost	amax: <b>  </b> mm
Osová vzdálenost	a: <b>160,07</b> mm	Délka řemenu	Lw: <b>757,00</b> mm

**Výkon** Vymazat zadané hodnoty

<b>Malá řemenice</b>		<b>Velká řemenice</b>	
Krouticí moment	Mk: <b>45,47</b> Nm	Krouticí moment	Mg: <b>90,95</b> Nm
Přenášený výkon	P: <b>20,000</b> kW	Požadovaný počet řemenů	Zgef: <b>  </b>
Požadovaný provozní součinitel	C2gef: <b>1,33</b> <b>hářověď</b>	Provozní podmínky	<b>střední zatížení</b>

**Výsledek** Náhled výsledku

Počet řemenů (zvolený)	Zer: <b>7,00</b>	Obvodová síla	Fu: <b>1010,51</b> N
Šířka věnce	b: <b>110,00</b> mm	Celková přeřepinací síla	Fv: <b>2399,42</b> N
Požadovaný provozní součinitel	C2er: <b>1,33</b>	Statická síla ve větvi	Fstat: <b>178,59</b> N
Hodnota výkonu	Pr: <b>5,19</b> kW	Vlastní frekvence řemenu	f: <b>137,55</b> Hz

**CONTI-V "DIN 7753" STANDARD 7 \* SPA 757 - LW**

**CONTITECH Výsledek**

Profil	PROF =	SPA
Účinný průměr malé řemenice	DWK =	90,00 mm
Vnější průměr malé řemenice	DAK =	95,60 mm
Účinný průměr velké řemenice	DWG =	180,00 mm
Vnější průměr velké řemenice	DAG =	185,60 mm
Otáčky malé řemenice	NK =	4200,00 1/min
Otáčky velké řemenice	NG =	2100,00 1/min
Převodový poměr	I =	2,00
Účinná délka řemenu	LW =	757,00 mm
Vnitřní délka řemenu	LI =	712,00 mm
Osová vzdálenost	AER =	160,07 mm
Úhel opásání malé řemenice	BETA =	147,35 grđ
Odchyłka osové vzdálenosti k napnutí	X +	11,83 mm
Odchyłka osové vzdálenosti k montáži	Y -	17,34 mm
Rychlost řemenu	V =	19,79 m/s
Ohybová frekvence při provozu	FB =	52,29 Hz
Požadovaný přenášený výkon	P =	20,00 kW
Krouticí moment na malé řemenici	MDK =	45,47 Nm
Krouticí moment na velké řemenici	MDG =	90,95 Nm
Požadovaný provozní součinitel	C2 =	1,33
Součinitel úhlu	C1 =	0,92
Součinitel délky	C3 =	0,80
Hodnota výkonu na jeden řemen	PR =	5,19 kW
Vypočtený počet klínových řemenů	Zer =	7,01
Zvolený počet klínových řemenů	Z =	7
Vypočtený celkový provozní součinitel	C2ER =	1,33
Minimální šířka věnce řemenice dle DIN	B2 =	110,00 mm
Součinitel předřpětí	K1 =	1,93
Obvodová síla	FU =	1010,51 N
Statická síla ve větvi na jeden řemen	F =	178,59 N
Celková přeřepinací síla	FV =	2399,42 N
Dynamická síla na ložiska	FDVN =	1873,12 N
Kontrolní síla	FE =	50,00 N
Průřyb od kontrolní síly	TE =	6,10 mm
Vlastní frekvence volné větve	EIF =	138 Hz
Teoretická životnost	LH =	24897 h

**CONTITECH Transmission Designer 7.1**

**Řemen**

Druh řemenu: Ozubený řemen  
Typ řemenu: CONTI SYNCHROFORCE CXA  
Profil řemenu: STD  
Druh řemenu: S8M

**Geometrie**

Malá řemenice  
Účinný průměr: dwk = 56,02 mm  
Počet zubů: zk = 22  
Otáčky: nk = 4200,00 1/min  
Převodový poměr: i = 2,00

Velká řemenice  
Účinný průměr: dwg = 112,05 mm  
Počet zubů: zg = 44  
Otáčky: ng = 2100,00 1/min  
Požadovaná délka řemenu: Lwgef = mm  
Osová vzdálenost: a = 104,21 mm  
Délka řemenu: Lw = 480,00 mm

**Výkon**

Malá řemenice  
Kroučící moment: Mk = 45,47 Nm  
Přenášený výkon: P = 20,000 kW  
Požadovaný provozní součinitel: COgef = 1,33 **lápověd**

Velká řemenice  
Kroučící moment: Mg = 90,95 Nm  
Požadovaná šířka řemenu: bgef = mm  
Provozní podmínky: střední zatížení

**Výsledek**

Vypočtená šířka řemenu: berr = 36,96 mm  
Zvolená šířka řemenu: baus = 50,00 mm  
Požadovaný provozní součinitel: COer = 1,84  
Hodnota výkonu: Pr = 36,73 kW

Obvodová síla: Fu = 1623,38 N  
Celková předepínací síla: Fv = 1840,19 N  
Statická síla ve větvi: Fstat = 955,25 N  
Vlastní frekvence řemenu: f = 338,79 Hz

**CONTI STD 480 - S8M - 50 - SYNCHROFORCE CXA**

**CONTITECH Výsledek**

Profil zubu	PROF =	S8M
Rozeč zubů	T =	8,00 mm
Počet zubů malé řemenice	ZK =	22
Účinný průměr malé řemenice	DWK =	56,02 mm
Počet zubů velké řemenice	ZG =	44
Účinný průměr velké řemenice	DWG =	112,05 mm
Otáčky malé řemenice	NK =	4200,00 1/min
Otáčky velké řemenice	NG =	2100,00 1/min
Převodový poměr	I =	2,00
Délka řemenu	LW =	480,00 mm
Počet zubů řemenu	Z =	60,00
Osová vzdálenost	ÄER =	104,21 mm
Úhel opásání malé řemenice	BETA =	148,82 grad
Počet zubů v záběru malé řemenice	ZE =	9,09
Rychlost řemenu	V =	12,32 m/s
Ohybová frekvence při provozu	BF =	51,33 Hz
Celkový provozní součinitel	CO =	1,33
Součinitel počtu zubů v záběru	C1 =	1,00
Součinitel délky	C5 =	0,80
Požadovaný přenášený výkon	P =	20,00 kW
Kroučící moment na malé řemenici	MDK =	45,47 Nm
Kroučící moment na velké řemenici	MDG =	90,95 Nm
Vypočtená šířka řemenu	BERR =	36,96 mm
Zvolená šířka řemenu	B =	50,00 mm
Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu	PR =	36,73 kW
Vypočtený celkový provozní součinitel	COER =	1,84
Obvodová síla	FU =	1623,38 N
Statická síla ve větvi	FSTAT =	955,25 N
Celková předepínací síla	FV =	1840,19 N
Součinitel zatížení předpětím	k1 =	1,00
Provozní součinitel předpětí	k2 =	1,18
Vlastní frekvence volné větve	EIF =	339 Hz



**Continental Power CONTITECH Transmission Designer 7.1**

**Řemen**

Druh řemenu: Ozubený řemen  
Profil řemenu: HTD  
Typ řemenu: CONTI SYNCHROFORCE CXA  
Druh řemenu: 8M

**Geometrie**

Malá řemenice: Účinný průměr (dwk) 56,02 mm, Počet zubů (zk) 22, Otáčky (nk) 4200,00 1/min, Převodový poměr (i) 2,00, Osová vzdálenost (a) 104,21 mm

Velká řemenice: Účinný průměr (dwg) 112,05 mm, Počet zubů (zg) 44, Otáčky (ng) 2100,00 1/min, Požadovaná délka řemenu (Lwgef) mm, Délka řemenu (Lw) 480,00 mm

**Výkon**

Malá řemenice: Krouticí moment (Mk) 45,47 Nm, Přenášený výkon (P) 20,000 kW, Požadovaný provozní součinitel (C0gef) 1,33

Velká řemenice: Krouticí moment (Mg) 90,95 Nm, Požadovaná šířka řemenu (bgef) mm, Provozní podmínky: střední zatížení

**Výsledek**

Vypočtená šířka řemenu (berr) 38,67 mm, Zvolená šířka řemenu (baus) 50,00 mm, Požadovaný provozní součinitel (C0er) 1,75, Hodnota výkonu (Pr) 34,98 kW

Obvodová síla (Fu) 1623,38 N, Celková předepínací síla (Fv) 1823,45 N, Statická síla ve větvi (Fstat) 946,56 N, Vlastní frekvence řemenu (f) 337,08 Hz

**CONTI HTD 480 - 8M - 50 - SYNCHROFORCE CXA**

**Continental Power CONTITECH Výsledek**

Profil zubu	PROF	=	8M
Rozteč zubů	T	=	8,00 mm
Počet zubů malé řemenice	ZK	=	22
Účinný průměr malé řemenice	DWK	=	56,02 mm
Počet zubů velké řemenice	ZG	=	44
Účinný průměr velké řemenice	DWG	=	112,05 mm
Otáčky malé řemenice	NK	=	4200,00 1/min
Otáčky velké řemenice	NG	=	2100,00 1/min
Převodový poměr	I	=	2,00
Délka řemenu	LW	=	480,00 mm
Počet zubů řemenu	Z	=	60,00
Osová vzdálenost	AER	=	104,21 mm
Úhel opásání malé řemenice	BETA	=	148,82 grd
Počet zubů v záběru malé řemenice	ZE	=	9,09
Rychlost řemenu	V	=	12,32 m/s
Ohybová frekvence při provozu	BF	=	51,33 Hz
Celkový provozní součinitel	C0	=	1,33
Součinitel počtu zubů v záběru	C1	=	1,00
Součinitel délky	C5	=	0,80
Požadovaný přenášený výkon	P	=	20,00 kW
Krouticí moment na malé řemenici	MDK	=	45,47 Nm
Krouticí moment na velké řemenici	MDG	=	90,95 Nm
Vypočtená šířka řemenu	BERR	=	38,67 mm
Zvolená šířka řemenu	B	=	50,00 mm
Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu	PR	=	34,98 kW
Vypočtený celkový provozní součinitel	COER	=	1,75
Obvodová síla	FU	=	1623,38 N
Statická síla ve větvi	FSTAT	=	946,56 N
Celková předepínací síla	FV	=	1823,45 N
Součinitel zatížení předpětím	k1	=	1,00
Provozní součinitel předpětí	k2	=	1,17
Vlastní frekvence volné větve	EIF	=	337 Hz

**CONTI SYNCHROFORCE EXTREME**  
Ozubené řemeny pro nejvyšší kroutící momenty

Ozubené řemeny CONTI<sup>®</sup> SYNCHROFORCE EXTREME jsou speciálně navrženy pro přenos nejvyšších sil u pohonů s nejvyššími kroutícími momenty. Speciální tažná vlákna zaručují vynikající stabilitu a odolnost proti přetížení.

**Geometrie**

Malá řemenice		Velká řemenice	
Účinný průměr	dwk 56,02 mm	Účinný průměr	dwg 112,05 mm
Počet zubů	zk 22	Počet zubů	zg 44
Otáčky	nk 4200,00 1/min	Otáčky	ng 2100,00 1/min
Převodový poměr	i 2,00	Požadovaná délka řemenu	Lwgef
Osová vzdálenost	a 104,21 mm	Délka řemenu	Lw 480,00 mm

**Výkon**

Malá řemenice		Velká řemenice	
Kroutící moment	Mk 45,47 Nm	Kroutící moment	Mg 90,95 Nm
Přenášený výkon	P 20,000 kW	Požadovaná šířka řemenu	bgef 30,00 mm
Požadovaný provozní součinitel	C0gef 1,33	Provozní podmínky	střední zatížení

**Výsledek**

Vypočtená šířka řemenu		Obvodová síla	
berr	30,42 mm	Fu	1623,38 N
Zvolená šířka řemenu	baus 30,00 mm	Celková předepínací síla	Fv 1739,45 N
Požadovaný provozní součinitel	C0er 1,31	Statická síla ve větvi	Fstat 902,96 N
Hodnota výkonu	Pr 26,20 kW	Vlastní frekvence řemenu	f 407,83 Hz

**CONTI HTD 480 - 8M - 30 - SYNCHROFORCE EXTREME**

**CONTITECH Výsledek**

Profil zubu	PROF =	8M
Rozeť zubů	T =	8,00 mm
Počet zubů malé řemenice	ZK =	22
Účinný průměr malé řemenice	DWK =	56,02 mm
Počet zubů velké řemenice	ZG =	44
Účinný průměr velké řemenice	DWG =	112,05 mm
Otáčky malé řemenice	NK =	4200,00 1/min
Otáčky velké řemenice	NG =	2100,00 1/min
Převodový poměr	I =	2,00
Délka řemenu	IW =	480,00 mm
Počet zubů řemenu	Z =	60,00
Osová vzdálenost	AER =	104,21 mm
Úhel opásání malé řemenice	BETA =	148,82 grd
Počet zubů v záběru malé řemenice	ZE =	9,09
Rychlost řemenu	V =	12,32 m/s
Ohybová frekvence při provozu	BF =	51,33 Hz
Celkový provozní součinitel	C0 =	1,33
Součinitel počtu zubů v záběru	C1 =	1,00
Součinitel délky	C5 =	0,80
Požadovaný přenášený výkon	P =	20,00 kW
Kroutící moment na malé řemenici	MDK =	45,47 Nm
Kroutící moment na velké řemenici	MDG =	90,95 Nm
Vypočtená šířka řemenu	BERR =	30,42 mm
Zvolená šířka řemenu	B =	30,00 mm
Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu	PR =	26,20 kW
Vypočtený celkový provozní součinitel	COER =	1,31
Obvodová síla	FU =	1623,38 N
Statická síla ve větvi	FSTAT =	902,96 N
Celková předepínací síla	FV =	1739,45 N
Součinitel zatížení předpětím	k1 =	1,00
Provozní součinitel předpětí	k2 =	1,11
Vlastní frekvence volné větve	EIF =	408 Hz

