



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky

Integrated electrical power unit with composite components

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

Bc. Václav VRZAL

Studijní program: (N2301) Strojní inženýrství

Studijní obor: (2301T047) Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. František Lopot, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vrzal** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **459669**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky

Název diplomové práce anglicky:

Integrated electrical power unit with composite components

Pokyny pro vypracování:

Cílem práce je návrh planetového soukolí do systému integrovaného elektropohonu malého plavidla s maximálním využitím kompozitových prvků.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. František Lopot, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **15.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **29.05.2020**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

28.5.2020

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Václav Vrzal

Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. za odborné vedení mé diplomové práce a udělení cenných rad pro její vypracování, a dále bych rád poděkoval konzultantům z firmy CompoTech Plus spol. s r.o, pánům Ing. Ondřeji Uherovi, Ph.D. a Ing. Robinu Poulovi, Ph.D., za vstřícnost při konzultacích a cenné poznámky v průběhu kompletace práce.

Anotační list

Jméno autora:	Václav Vrzal
Název DP:	Integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky
Anglický název:	Integrated electric power unit with composite components
Rok:	2020
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. František Lopot, Ph.D.
Konzultanti:	Ing. Ondřej Uher, Ph.D., Ing. Robin Poul, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 66 počet obrázků 67 počet tabulek 7 počet příloh 1
Klíčová slova:	planetový převod, hřídel, kompozit, pohon
Keywords:	planetary gear, shaft, composite, power unit
Anotace:	Tato práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením elektrického pohonu malého plavidla. Obsahuje seznámení se základními typy planetových převodů a kompozitními materiály s následným zaměřením na uhlíkové kompozity. Následně byl proveden návrh planetového převodu a uhlíkových hřídelí s využitím technologie firmy CompoTech Plus spol. s r.o. Poté byly provedeny kontrolní výpočty a pevnostní analýzy vybraných součástí.

Abstract:

This thesis deals with design of a electric power unit with composite components for small boats. It contains summary of basic types of planetary gears and carbon-focused composite materials. Furthermore, the design of the planetary gear and carbon shafts was performer using the experience of CompoTech Plus spol. s r.o. Consequently, control calcutations and strength analyzes of selected components were performer.

Obsah

1	Úvod	- 1 -
1.1	Cíle práce.....	- 1 -
2	Planetové převody.....	- 2 -
2.1	Základní části planetového převodu	- 2 -
2.2	Princip činnosti	- 3 -
2.3	Výhody a nevýhody	- 3 -
2.4	Jednoduchý planetový převod	- 4 -
2.5	Konstrukčně – geometrické podmínky.....	- 6 -
2.5.1	Podmínka smontovatelnosti.....	- 7 -
2.5.2	Podmínka sousostí	- 7 -
2.5.3	Podmínka sousedství	- 7 -
2.6	Willisova formule	- 8 -
2.7	Účinnost planetového převodu	- 8 -
3	Kompozitní materiály	- 10 -
3.1	Výztuž	- 10 -
3.1.1	Základní druhy běžně vyráběných vláken.....	- 11 -
3.1.2	Výroba uhlíkového vlákna	- 11 -
3.2	Matrice	- 12 -
3.3	Rozdělení kompozitních materiálů.....	- 13 -
3.3.1	Dělení podle typu výztuže	- 13 -
3.3.2	Dělení podle typu matrice	- 13 -
3.3.3	Dělení podle tvaru výztuže	- 13 -
3.4	Výroba kompozitních materiálů	- 15 -
3.4.1	Ruční kladení	- 15 -
3.4.2	Metoda vakuového prosycování	- 17 -
3.4.3	Vytvrzování v autoklávu.....	- 17 -
3.4.4	Navíjení	- 18 -
3.4.5	RTM	- 19 -
3.4.6	SMC	- 20 -
3.4.7	Pultruze	- 21 -
3.5	Klasická laminační teorie.....	- 21 -
4	Konstrukční řešení	- 25 -
4.1	Planetový převod	- 25 -
4.1.1	Stanovení počtu zubů.....	- 26 -
4.1.2	Poměry převodu.....	- 30 -
4.1.3	Kontrola ozubení	- 31 -

4.1.4	Účinnost převodu	- 34 -
4.1.5	Ložiska satelitu.....	- 35 -
4.2	Přenos kroutícího momentu	- 37 -
4.2.1	Kontrola na otláčení.....	- 37 -
4.3	Návrh hřídelí.....	- 39 -
4.3.1	Vstupní hřídel	- 39 -
4.3.2	Výstupní	- 46 -
4.4	Návrh ložisek.....	- 49 -
4.5	Kontrolní výpočty.....	- 52 -
4.5.1	Kolík	- 52 -
4.5.2	Unašeč.....	- 53 -
4.6	System pohonu	- 55 -
4.6.1	Těsnění	- 56 -
4.6.2	Pojistné kroužky	- 57 -
5	Závěr.....	- 58 -
6	Seznam literatury	- 59 -
7	Seznam obrázků	- 62 -
8	Seznam tabulek	- 65 -
9	Seznam příloh.....	- 66 -

Seznam použitých zkratek a symbolů

Veličina	Jednotky	Název
z_1	[-]	Počet zubů centrálního kola
z_2	[-]	Počet zubů satelitu
z_3	[-]	Počet zubů korunového kola
q	[-]	Počet satelitů
δ	[°]	Úhel os ramen unašečů
v_{min}	[m]	Minimální vůle mezi satelity
ξ	[-]	Ztráty v ozubení
M_1	[N.m]	Kroutící moment na centrálním kole
M_3	[N.m]	Kroutící moment na unašeči
ω_u	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost unašeče
η	[-]	Účinnost
ε_x	[-]	Poměrná deformace ve směru osy x
ε_y	[-]	Poměrná deformace ve směru osy y
γ_{xy}	[-]	Poměrná deformace v rovině xy
k_x	[-]	Křivost ve směru osy x
k_y	[-]	Křivost ve směru osy y
k_{xy}	[-]	Křivost v rovině xy
N_x	[N]	Liniový silový účinek ve směru osy x
N_y	[N]	Liniový silový účinek ve směru osy y
T_{xy}	[N]	Liniový silový účinek v rovině xy
M_x	[N.m]	Liniový moment podle osy x
M_y	[N.m]	Liniový moment podle osy y
M_{xy}	[N.m]	Liniový moment v rovině xy
M_k	[N.m]	Vstupní kroutící moment elektropohonu
d_{f1min}	[m]	Patní průměr centrálního kola
d_{f3min}	[m]	Patní průměr korunového kola
M_{k_1}	[N.m]	Kroutící moment pro jeden čep unašeče
m_n	[m]	Normální modul
f_p	[-]	Součinitel pro výpočet modulu
K_f	[-]	Součinitel přidavného zatížení

ψ_m	[-]	Poměrná šířka ozubeného kola
σ_f	[N.mm ⁻²]	Bázová hodnota meze únavy
K_a	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_β	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů
σ_{flimb}	[N.mm ⁻²]	Mez únavy v ohybu pro ozubení
d_1	[m]	Roztečná kružnice centrálního kola
d_2	[m]	Roztečná kružnice satelitu
d_3	[m]	Roztečná kružnice korunového kola
x	[m]	Jednotková korekce ozubení
ω_1	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost centrálního kola
ω_2	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost satelitu
i	[-]	Převodový poměr
σ_F	[N.mm ⁻²]	Nominální hodnota napětí
K_V	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil
NF	[-]	Mocnitél výpočtu Kfbeta
h	[m]	Výška zubu
Y_A	[-]	Součinitel charakteru cyklu
Y_T	[-]	Součinitel patního přechodu
Y_δ	[-]	Součinitel vrubové citlivosti
Y_R	[-]	Součinitel jakosti povrchu
Y_X	[-]	Součinitel vlivu velikosti
S_{fmin}	[-]	Bezpečnost pro vysokocyklovou únavu
Z_E	[N.mm ⁻²]	Součinitel mechanických vlastností
Z_ε	[-]	Součinitel vlivu párování materiálů
F_{tu}	[N]	Radiální síla na ložiska satelitu
n_1	[min ⁻¹]	Vstupní otáčky
n_2	[min ⁻¹]	Otáčky satelitu
n_u	[min ⁻¹]	Otáčky unašeče
C	[N]	Základní dynamická únosnost
ρ	[-]	Mocnitél pro bodový/čarový styk
d_H	[m]	Průměr hřídele pro pero
p_D	[N.mm ⁻²]	Dovolený tlak pro pero
h_p	[m]	Výška pera

l_{amin}	[m]	Minimální délka pera
l_a	[m]	Zvolená délka pera
l	[m]	Celková délka pera
b	[m]	Šířka pera
S_D	[N.mm ⁻²]	Plocha čepu
D_p	[m]	Průměr listů lodního šroubu
m_p	[kg]	Hmotnost lodního šroubu
F_{tah}	[N]	Axiální síla od lodního šroubu
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
R_{ax}	[N]	Reakce ve směru osy x v místě A
R_{ay}	[N]	Reakce ve směru osy y v místě A
R_{by}	[N]	Reakce ve směru osy y v místě B
X	[-]	Součinitel radiálního zatížení
Y	[-]	Součinitel axiálního zatížení
L_h	[h]	Trvanlivost ložiska
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení
F_C	[N]	Síla v místě kolíku
d_C	[m]	Průměr kolíku
v_C	[m]	Vzdálenost osy čepu od osy hřídele
c	[-]	Počet kolíků
p_c	[N.mm ⁻²]	Tlak na kolík
a_c	[m]	Délka kolíku v materiálu
p_{Dc}	[N.mm ⁻²]	Dovolený tlak na kolíku

1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu lodí ve spolupráci s firmou Compotech Plus spol. s r.o., která se zabývá výrobou součástí převážně z uhlíkových kompozitových materiálů.

V první části práce je vypracována rešerše na planetové převody a kompozitové materiály se zaměřením na uhlíkové kompozity.

Následuje praktická část řešení zadání, kde bude popsán postup návrhu konstrukčního řešení v závislosti na vstupních parametrech, návrh planetového převodu a kompozitových hřídelí.

1.1 Cíle práce

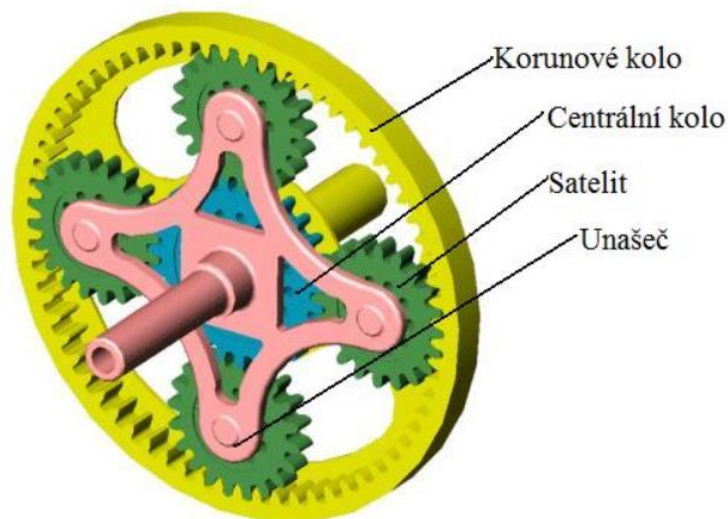
1. Rešerše problematiky související s tematikou práce
2. Koncepční návrh řešení
3. Konstrukční návrh vytvořený na základě dimenzování hlavních komponent
4. Vytvoření finálního konstrukčního řešení na úrovni 3D modelu a výkresu sestavy

2 Planetové převody

Planetový převod umožňuje převod velkých převodových poměrů a výkonů díky charakteristickému rovnoměrnému rozložení zátěže, což snižuje zatížení ložisek a hřídelí. V porovnání s běžným čelním ozubeným převodem je pro stejné výkonové parametry rozměrové menší a lehčí.[1]

2.1 Základní části planetového převodu

Jednoduchý planetový převod se skládá ze tří hlavní částí, které jsou označeny jako centrální kolo, satelit, unašeč a korunové kolo viz Obr.2.1.



Obrázek 2.1: Planetový převod 1 [4]

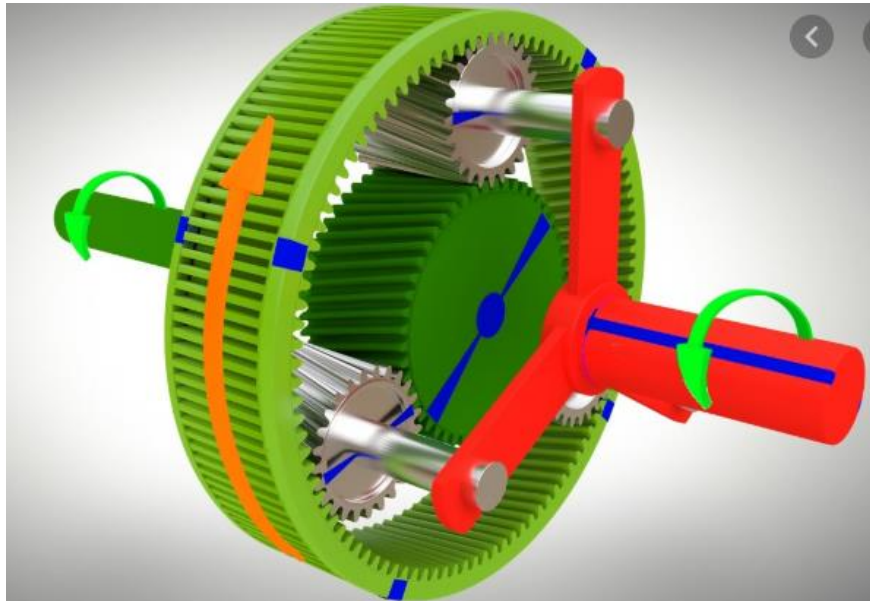
Centrální ozubené kolo je souosé s hlavní osou převodového mechanismu. Hlavní osou je myšlena přímka, která spojuje osy vstupní a výstupní hřídele. Centrální kolo může být s ozubením vnějším, ale i vnitřním, a může být jak pohyblivé, tak nepohyblivé.

Unašeč se otáčí kolem centrální osy. Je tvořen rameny, ve kterých jsou uloženy čepy, které slouží pro uložení satelitů. Nejčastěji se počty satelitů, tedy i ramen a čepů, pohybují od dvou do šesti.

Satelity jsou ozubená kola, která jsou v záběru s centrálním kolem a zároveň také s korunovým kolem. Tyto ozubená kola jsou nalisována na čepch unašeče, mohou být jednoduché, nebo dvojité. [1]

2.2 Princip činnosti

Všechna kola převodu jsou neustále v záběru a stále se otáčejí, díky čemuž se přenáší kroutící moment z centrálního kola na korunové, nebo unašeč, nebo opačně (záleží na tom, na které kolo kroutící moment vstupuje a na kterém ho odebíráme). Pro jednoduchý ozubený převod (tvořený dvěma sousými hřídeli a dvěma ozubenými koly) platí, že má maximálně dva převodové poměry (podle volby vstupu a výstupu), ale pro jednoduchý planetový převod, kdy jsou vstupní a výstupní hřídele v jedné ose a systém se dále skládá z minimálně dvou satelitů, jednoho unašeče a korunového kola, platí, že vstupní a výstupní části systému lze volit podle umístění hnané části na jednu ze zmíněných komponent. Z toho vyplývá, že daný systém má více převodových poměrů, které lze také regulovat. [2]

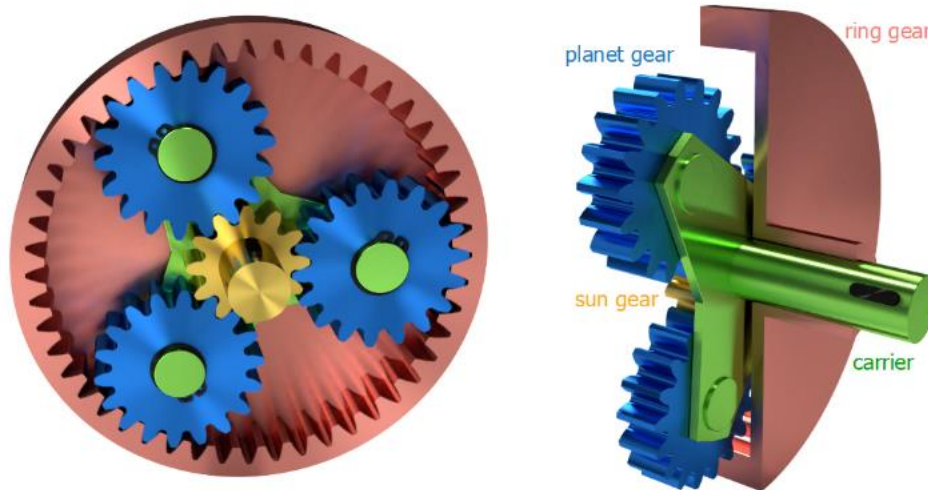


Obrázek 2.2: Planetový převod 2 [5]

2.3 Výhody a nevýhody

Jak již bylo zmíněno, největšími výhodami planetového převodu jsou možnosti přenosu velkých výkonů a úspora místa uspořádáním hnací a hnané hřídele, s čímž je také spojena hmotnostní úspora, jak samotného převodu, tak třeba převodové skříně. Další velkou výhodou je možnost volby mezi více převodovými poměry. Vzhledem k rovnoměrnému rozložení kroutícího momentu a kontinuálnímu zatížení na jednotlivé členy (více satelitů) dosahují planetové převodovky vyšší účinnosti, životnosti a menšího opotřebení ložisek, díky menší radiální zátěži. Pro převodovky s tímto typem převodu je charakteristické jednodušší, plynulé řazení díky tomu, integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky

že kola jsou stále v záběru. Naopak největší nevýhodou těchto typů převodů jsou vysoké nároky na přesnost výroby jednotlivých součástí a i následné montáže s čímž také souvisí vyšší výrobní náklady. Za další nevýhodu lze považovat některé podmínky např. smontovatelnost. [5]

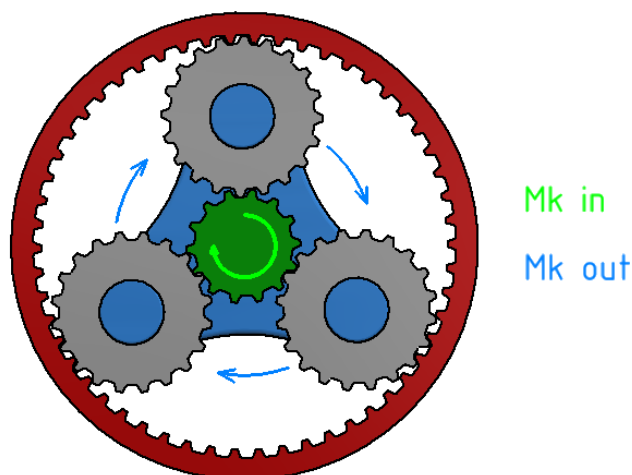


Obrázek 2.3: Planetový převod 3 [5]

2.4 Jednoduchý planetový převod

Existuje několik možností pohybů jednotlivých členů, v následující části jsou nastíněny hlavní varianty umístění akčních členů: akční a výstupní člen.

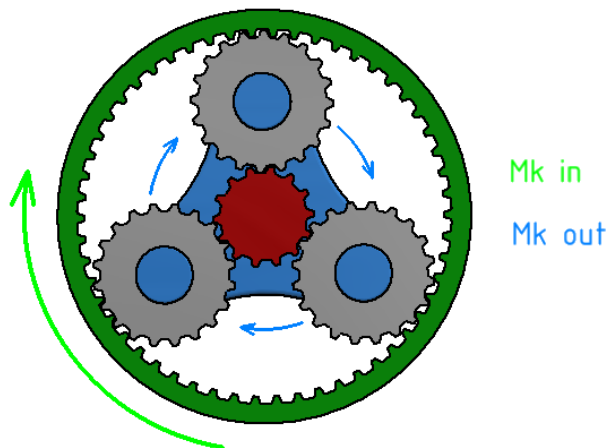
- 1) Centrální kolo je poháněno, korunové kolo je statické a unašeč satelitů je umístěn na výstup.



Obrázek 2.4: Jednoduchý planetový převod 1

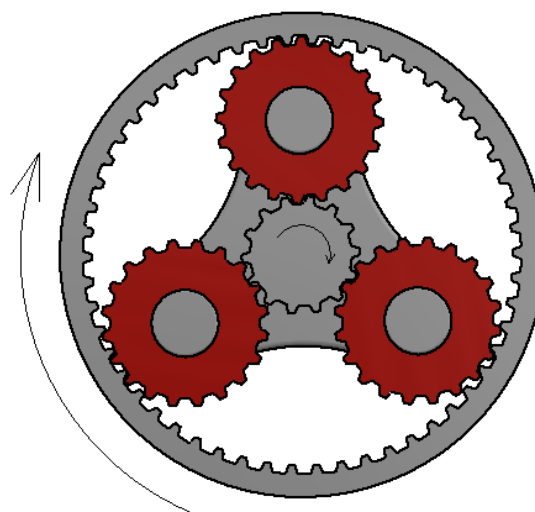
- 2) Centrální kolo je statické, korunové kolo je poháněno a na výstupu je opět unašeč spojen se satelity. Největší rozdíl mezi touto a předešlou verzí je

převodový poměr a přenášený kroutící moment. V tomto typu planetového převodu lze pozorovat rozdíl mezi tzv. multiplikátorem a reduktorem. Rozdíl mezi těmito dvěma principy je pouze v umístění hnacího a hnaného členu buď na unašeč nebo satelity, nebo na centrální nebo korunové kolo. Pokud je hnacím členem unašeč, jedná se o multiplikátor. Tento typ je vhodný pro velké převodové poměry, ale na druhou stranu mírně klesá účinnost. Reduktor je pak opakem multiplikátoru.



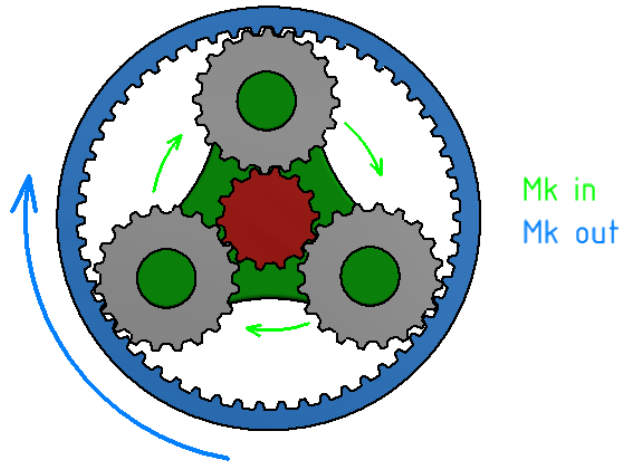
Obrázek 2.5: Jednoduchý planetový převod 2

- 3) Další typ je varianta se zablokovaným unašečem vůči otáčení satelitů. Při otáčení centrálního kola, nebo korunového, dochází k otáčení celého systému ve směru otáčení centrálního kola, tedy i korunového kola. V tomto případě je převodový poměr vždy 1 a převod tedy není převodem, ale spojkou.



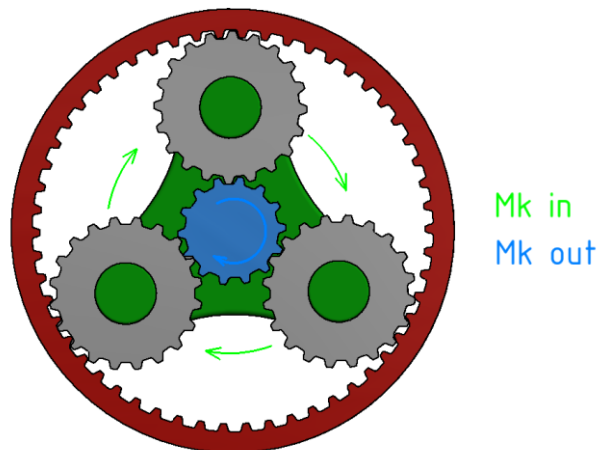
Obrázek 2.6: Jednoduchý planetový převod 3

- 4) Centrální kolo je statické, poháněn je unašeč, výstupním členem je korunové kolo.



Obrázek 2.7: Jednoduchý planetový převod 4

- 5) Unašeč je vstupní člen, korunové kolo je statické a výstup tvoří centrální kolo.



Obrázek 2.8: Jednoduchý planetový převod 5

2.5 Konstrukčně – geometrické podmínky

U planetových soukolí nelze volit počty zubů jednotlivých kol libovolně. Volba počtu zubů se řídí několika podmínkami.

Podmínka sousostí, která udává sousost centrálních kol a unašeče, podmínka sousedství, která předchází kolizi mezi satelity, a podmínka smontovatelnosti, která zajišťuje možnost složení soukolí.[6]

2.5.1 Podmínka smontovatelnosti

Tato podmínka je důležitá v případech, kdy je v soukolí více centrálních kol a soukolí obsahuje několik satelitů, jde vždy o vícetoká soukolí.

U planetových převodů musí být splněn požadavek součtu počtu zubů centrálního a korunového kola:

$$z_1 + z_3 = k \cdot q \quad (2.1)$$

kde k je celé číslo

Všechny satelity lze do záběru zasunout současně, pokud platí, že počty zubů z_1+z_3 jsou celistvými násobky počtu satelitů q . [3]

2.5.2 Podmínka sousosti

Častým případem v soukolí je, že satelit zabírá se dvěma centrálními koly, protože mají stejnou osu a musí být stejná vzdálenost mezi oběma centrálními koly a satelity stejná. Tento požadavek je vyjádřen rovnicí 2.2: [7]

$$a_{p1} = a_{p2} \quad (2.2)$$

V případě nekorigovaných osových vzdáleností, nebo při korekci VN se osová vzdálenost určí dle (2.3).

$$a_N = 0,5 \cdot m_t \cdot z_E \quad (2.3)$$

Kde:

- $z_E = z_p + z_s$, nebo $z_E = z_k - z_s$, podle toho, pro která ozubená kola chceme osovou vzdálenost určit

V případě obecně korigovaných kol, lze osovou vzdálenost určit dle (2.4)

$$a_w = 0,5 \cdot (z_E + \Delta z) \cdot m_t \quad (2.4)$$

Kde:

- $\Delta z = \frac{2 \cdot \Delta a}{m_t}$

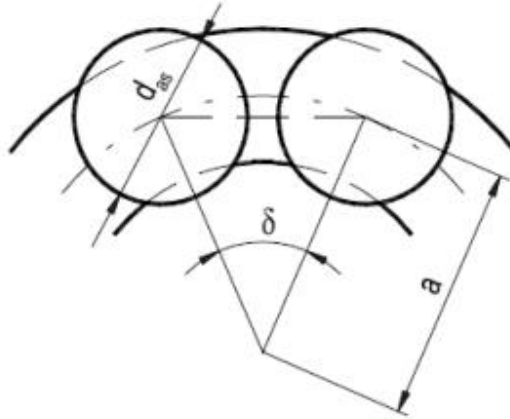
2.5.3 Podmínka sousedství

Tato podmínka zajišťuje, že nedojde ke kolizi zubů satelitů, když převod obsahuje více řad satelitů. Při větším počtu satelitů je nutno ověřit, že mezi válcovými kružnicemi jednotlivých satelitů je mezera alespoň $v_{\min} = 1$ až 2 moduly.

Tuto podmínku lze ověřit výpočtem úhlu, který mezi sebou svírají osy dvou sousedních ramen unašeče: [7]

$$\delta = \frac{360^\circ}{q} \geq \delta_{min} \quad (2.5)$$

Úhel δ_{min} se určí z geometrie na obr.2.9



Obrázek 2.9: Schéma - podmínka sousedství satelitů [3]

Vztahem:

$$2 \cdot a \cdot \sin \frac{\delta}{2} > d_{as} + (1 \div 2)mm \quad (2.56)$$

2.6 Willisova formule

Willisova formule je nejjednodušší a široce využívanou matedou pro výpočet kinematických poměrů.

Není možné určit převodový poměr, nebo účinnost mechanismu, kde žádný prvek nemá pevnou osu. Můžeme zastavit unašeč a jeho pohyb nahradit odečtením jeho úhlové rychlosti od úhlových rychlostí ostatních elementů planetového převodu, což vyjadřuje následující rovnice: [6]

$$i_{x,y}^r = \frac{\omega_x - \omega_r}{\omega_y - \omega_r} = -\frac{\omega_x - \omega_r}{\omega_r} = 1 - \frac{\omega_x}{\omega_r} \quad (2.7)$$

kde r je unašeč a členy x a y jsou centrální kola

2.7 Účinnost planetového převodu

Účinnost se, jako u všech ostatních mechanismů, i u planetových převodů pohybuje v rozmezí $0 < \eta < 1$.

Obecně jsou ztráty planetového převodu tvořeny dvěma základními složkami a to ztrátami v ozubení a brodění v oleji.

Integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky

Ztráty mazáním je náročné získat analyticky, proto se nejčastěji zjišťují experimentálně. Velikost této složky obvykle nepřesahuje 1% celkových ztrát, ale je zde například důležitý faktor závislosti fyzikálních vlastností oleje na teplotě.[3]

Ztráty v ozubení tvoří většinu této položky. Pro čelní ozubení lze tyto ztráty vyjádřit následujícím vztahem.[3]

$$\xi = 0,5 \cdot \pi \cdot f \cdot \varepsilon_{\alpha} \left(\frac{1}{z_p} \pm \frac{1}{z_G} \right) \quad (2.8)$$

Znaménko „+“ se používá v případě vnějšího ozubení a „-“ pro vnitřní ozubení. Koeficient tření „f“ nabývá hodnot 0,004-0,08.

Pro planetový převod platí momentová rovnováha:

$$M_1 \cdot \omega_U + M_U \cdot \omega_U + M_3 \cdot \omega_U = 0 \quad (2.9)$$

Podobně platí výkonová rovnováha:

$$M_1 \cdot \omega_U + M_U \cdot \omega_U + M_3 \cdot \omega_U + Z = 0 \quad (2.10)$$

Pro zastavený unašeč ω_U a odečtení dvou předchozích rovnic vyjde vztah:

$$M_1(\omega_1 - \omega_U) + M_3(\omega_3 - \omega_U) + Z = 0 \quad (2.11)$$

3 Kompozitní materiály

Kompozitní materiály, dále jen kompozity, jsou tvořeny dvěma nebo více složkami, které lze rozeznat pouhým okem a mají výrazně odlišné fyzikální a chemické vlastnosti. Kompozity jsou obvykle tvořeny výztuží a maticí. Podle typu výztuže můžeme kompozity rozdělit na vláknové a částicové. Vlákno se obvykle označuje jako laminát. V závislosti na zaměření této práce je následující část rešerše zaměřena spíše na uhlíko-vláknové kompozity (CFRP), tzv. karbon.

Zásadní rozdíl mezi lamináty a klasickými materiály (např. kovy) je anizotropní chování laminátu. Jejich mechanické vlastnosti jsou dány orientací vláken, díky kterým se laminát chová odlišně při zatěžování ve směru, nebo kolmo na směr vláken. Proto při vhodné volbě uspořádání jednotlivých vrstev lze dosáhnout snížení hmotnosti součásti, přičemž dokáže přenést stejné, nebo i větší zatížení.

Uhlíkové kompozity se používají výhradně pro technické účely, kde se dá naplno využít jejich vlastností. Díky úspoře hmotnosti jsou hojně využívány v letectví, automobilovém průmyslu, ale i třeba ve sportovních náradí.[8]

3.1 Výztuž

Uhlíková vlákna, nebo obecně výztuž, jsou tenké prameny materiálu o průměru 5–8 μm složeného převážně z atomů uhlíku. Krystalické uspořádání atomů paralelně k ose vlákna způsobuje, že vlákno dosahuje výborných mechanických vlastností v tahu.

Vlákna tvoří nosnou strukturu kompozitních materiálů. Vlákna mají průměrnou hustotu 1750 kg/m^3 , vyznačují se křehkostí, malým elektrickým odporem v podélném směru a při ohřevu se vlákno zkracuje, v kolmém směru má všach větší koeficient tepelné roztažnosti než sklo.[11]

3.1.1 Základní druhy běžně vyráběných vláken

- standardní karbonizovaná vlákna
 - AS (average strength) – s průměrnou pevností
 - HS (high strength) – s vysokou pevností
 - HT (high tenacity) – s vysokým modulem pružnosti
- vysokomodulová grafitizovaná vlákna (HM – „High Modulus“)
- vlákna vysoce pevná, se středním modulem pružnosti
- dutá uhlíková vlákna
- vlákna s vysokým modulem pružnosti
- diskontinuální vlákna porušená tahem
- mletá uhlíková vlákna
- recyklovaná uhlíková vlákna

3.1.2 Výroba uhlíkového vlákna

- Příprava prekurzoru

Příprava materiálu tavným zvlákňováním, nebo zvlákňováním z roztoku, vlákno je dloučeno na požadovanou jemnost.

- Stabilizace

Z dlouhých vláken je potřeba vytvořit teplotně stabilní zesítenou strukturu. To se provádí zahřátím na 200-450 °C na 20-30 min. Vlákno sbírá kyslíkové molekuly ze vzduchu a dojde k přerovnění struktury. V praxi se také používá tažení vláken skrze řadu zahříváných komor, nebo vlákno prochází přes rozehřáté válce a sypké materiály, odebírající přebytečné teplo.

- Karbonizace

Jde o převod prekurzoru na uhlíková vlákna. Tato fáze probíhá v inertní atmosféře při teplotách 1000-2000 °C, vlákna nehoří díky absenci kyslíku. Výsledné vlákno obsahuje 85-95 % uhlíku.

- Grafitizace

Stejně jako karbonizace se provádí v inertní atmosféře ale v teplotách 2400- 3000 °C, dochází ke zvýšení obsahu uhlíku na cca 99% a také vzniká uspořádaná vrstevnatá struktura.

- Povrchová úprava

Povrch vlákna neváže dobře epoxidy a další látky, používané v kompozitních materiálech, proto se vlákno oxiduje, čímž se dosahuje lepší přilnavosti dalších látek. Vlákno může být také pokryto ochrannou vrstvou proti poškození při dalším zpracování.

3.2 Matrice

Hlavním úkolem matrice je spojit vyztužující fázi a chránit ji před vlivy okolí. Funkci pojiva by si měla matrice udržet i po počátečních poruchách výztuže. Mezní tahové prodloužení matrice by mělo být větší než u vlákna, toto však splňují pouze polymerní a kovová matrice.[11]



Obrázek 3.1: Matrice – diagramy mezního tahového prodloužení [11]

V současné době se jako matrice nejvíce používají termosety. Nejpoužívanější jsou nenasycené polyestery, vinylestery, epoxidy a fenolické pryskyřice.

Vinylesterové pryskyřice jsou určeny pro náročnější aplikace, jsou vhodné do chemicky náročného prostředí a pro velmi namáhané kompozity.

Epoxidové pryskyřice jsou velice rozšířené v lepidlech a lisovacích hmotách. Polymerní smrštění je malé, cca 2 %, proto jsou vhodné pro přesné díly, nebo pro dílce velkých rozměrů. Po vytvrzení mají dobré mechanické i elektrické vlastnosti, disponují také elektroizolačními vlastnostmi, jsou odolné proti vodě, rozpouštědlům a kyselinám.[9]

Fenolické pryskyřice se vyznačují vysokou tvrdostí, modulem pružnosti a malou houževnatostí. Při vytvrzování dochází k uvolňování amoniaku. Pro zvýšení hustoty sítě se tento typ „dopéká“ za zvýšené teploty 170-180 °C po dobu 10-20 hod.

3.3 Rozdělení kompozitních materiálů

3.3.1 Dělení podle typu výztuže

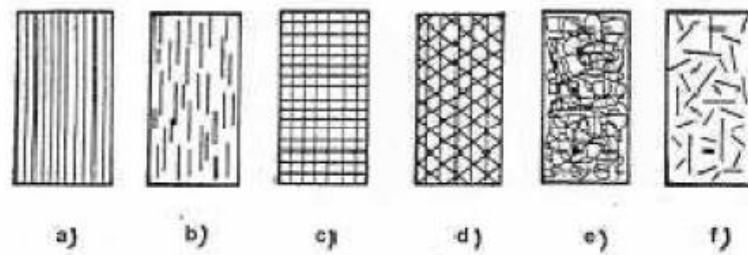
- a) Kovy – Fe, Cr, Ti, Mo, Ni a jejich slitiny
- b) Nekovy
 - Anorganické materiály
 - jednoprvková vlákna
 - skla (tuhé - S, pevné – E)
 - keramické materiály
 - Organické materiály
 - Polymery (Kevlar, Nylon)

3.3.2 Dělení podle typu matrice

- a) Kovy – Fe, Al, Mg, Ti, Cu, Ni a jejich slitiny
- b) Nekovy
 - Anorganické materiály
 - jednoprvkové matrice
 - skla
 - keramické materiály
 - Organické materiály
 - polymery (epoxydy, fenolické pryskyřice, vinylestery, polyestery)

3.3.3 Dělení podle tvaru výztuže

- a) Vláknové
 - Jednovrstevné
 - dlouhovláknová
 - s jednosměrnou výztuží Obr.3.2a
 - s dvousměrnou výztuží Obr.3.2c
 - krátkovláknové $\sim \frac{l}{d} < 100$
 - s náhodným směrovým uspořádáním Obr.3.2d
 - s daným směrovým uspořádáním



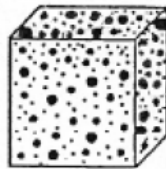
Obrázek 3.2: Typy vláknových kompozitů [12]

o Vícevrstevné

- lamináty (různě orientované laminy) Obr.3.2f
- hybridy (různé materiály jednotlivých vrstev) Obr.3.2b

b) Částicové

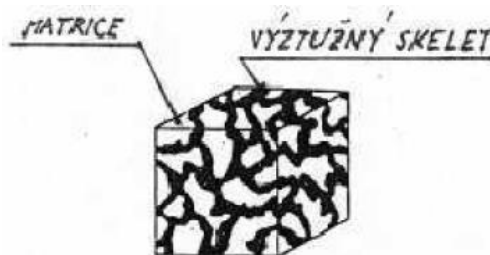
- íky procesu precipitace dojde k vytvoření pevných částic, která zabraňují pohybu dislokací po skluzových rovinách



Obrázek 3.3: Částicový kompozit [12]

c) Skeletonové

- tzv. voštiny, jsou tvořeny pórovitou matricí se souvislým nosným skeletem



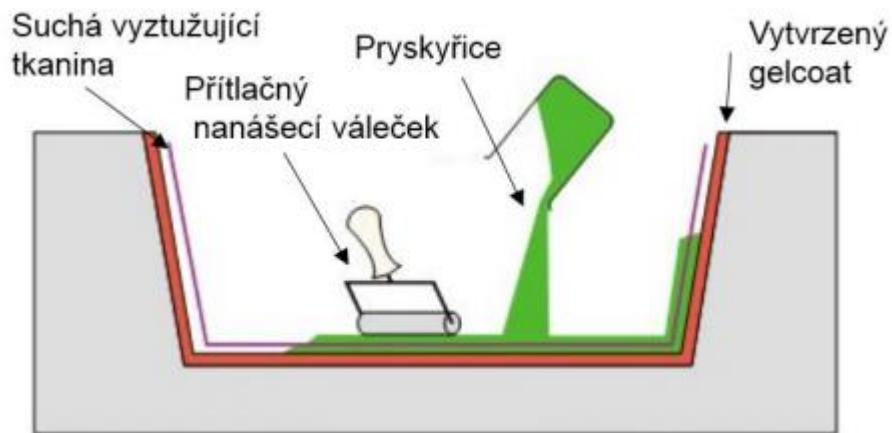
Obrázek 3.4: Skeletonový kompozit [12]

3.4 Výroba kompozitních materiálů

Existuje velké množství výrobních technologií, v následující části jsou popsány ty nejběžnější.

3.4.1 Ruční kladení

Tato metoda patří k těm nejstarším metodám výroby kompozitů. Nanášení výztuže i pryskyřice je prováděno ručně do formy, nebo na „trn“. Kvalita povrchu je vyhovující pouze z jedné strany, což je velice omezující.



Obrázek 3.5: Schéma - ruční kladení [13]

Postup:

- povrchová úprava formy, nanesení separačního činidla
- nanesení pryskyřice na formu
- vložení výztuže
- prosycení výztuže další vrstvou pryskyřice a následné vtlačení do tkaniny, vytlačení vzduchových bublin
- vytvrzení



Obrázek 3.6: Ruční kladení [14]

Výhoda této metody je jednoduchost, minimální náklady na stroje a neomezená variabilita velikostí a tvarů.



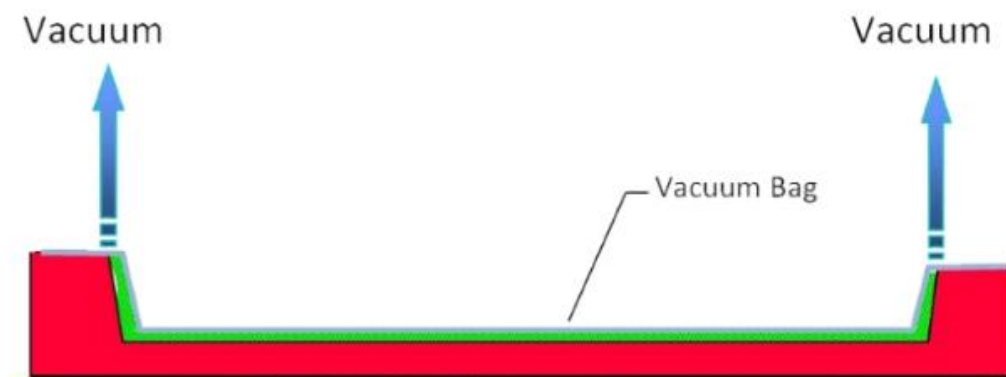
Obrázek 3.7: Součást lodi od firmy CompoTech vyrobená metodou kladení

Naopak nevýhody lze nalézt například v množství nerecyklovatelného odpadu, delší výrobní čas a také kvalita výsledného výrobku je závislá na zkušenostech pracovníků.

3.4.2 Metoda vakuového prosycování

Tato metoda je obdobná k metodě ručního kladení. Odlišná je poslední fáze, vytvrzení, kdy je laminovaný vakuován, díky čemuž dojde k vytlačení přebytečných bublin.

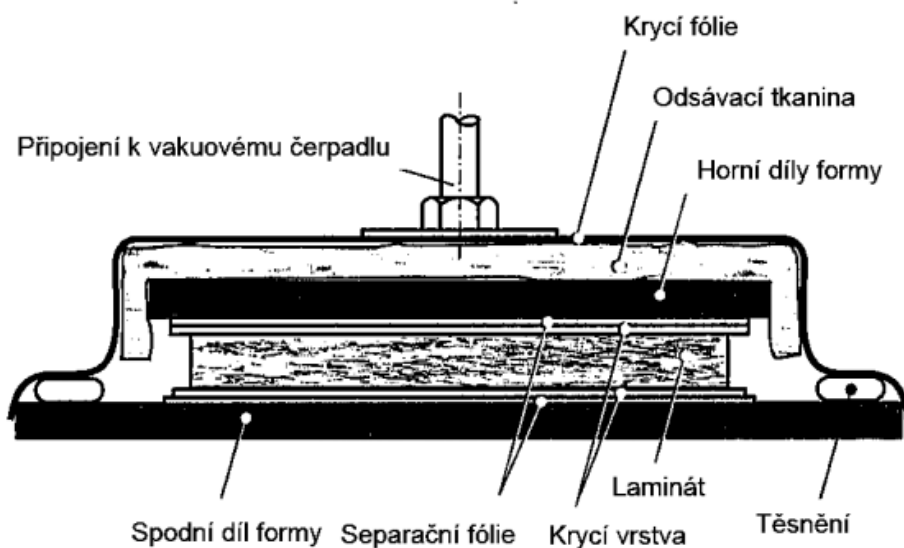
V této metodě zůstávají výhody i nevýhody ručního kladení, přibývá však výhoda lepšího vytlačení bublin, což má za následek lepší povrch.[12]



Obrázek 3.8: Schéma metody vakuového prosycování [13]

3.4.3 Vytvrzování v autoklávu

Metoda autoklávu je vylepšená metoda vakuování. Vytvrzování probíhá v uzavřené nádobě pod tlakem a teplem, přičemž samotný laminát je vložen do vakuového pytle a několika krycích vrstev.



Obrázek 3.9: Schéma metody vytvrzování v autoklávu [11]

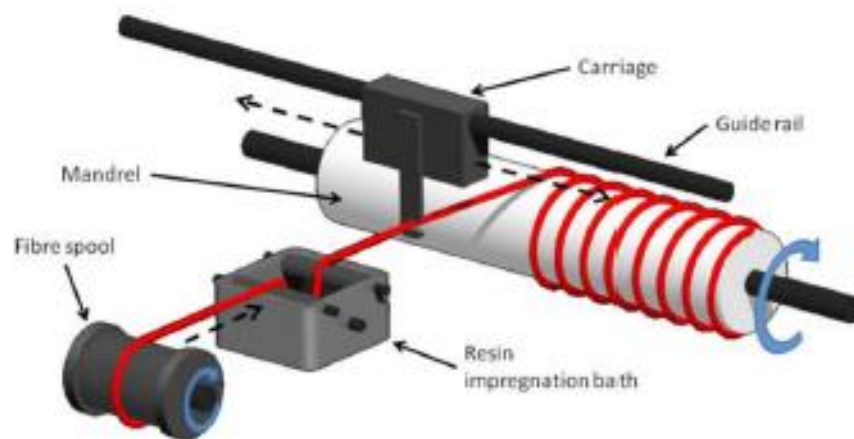
Tato metoda je velice pracná, velikost dílů je omezená velikostí autoklávu, dochází k produkci velkého množství odpadu, ale na druhou stranu tato možnost umožňuje vytvrzení více součástí v jednom kroku a dosahuje se velmi přesného výrobku díky formě.[11]

3.4.4 Navíjení

Jedná se o kontinuální proces, při kterém se ve většině případů vyrábějí duté součásti. Samotný proces je založen na navíjení nepřetržitého pramene uhlíkových vláken na vřeteno, kdy vlákna nejprve prochází vaničkou s pryskyřicí.

U navíjení dochází ke kombinaci rotačního pohybu jádra a posuvného pohybu jezdce s vláknem, lze to přirovnat k soustruhu. Největší výhodou této metody je možnost přesného získání požadovaných vlastností díky možnosti nastavení úhlu navíjené šroubovice.

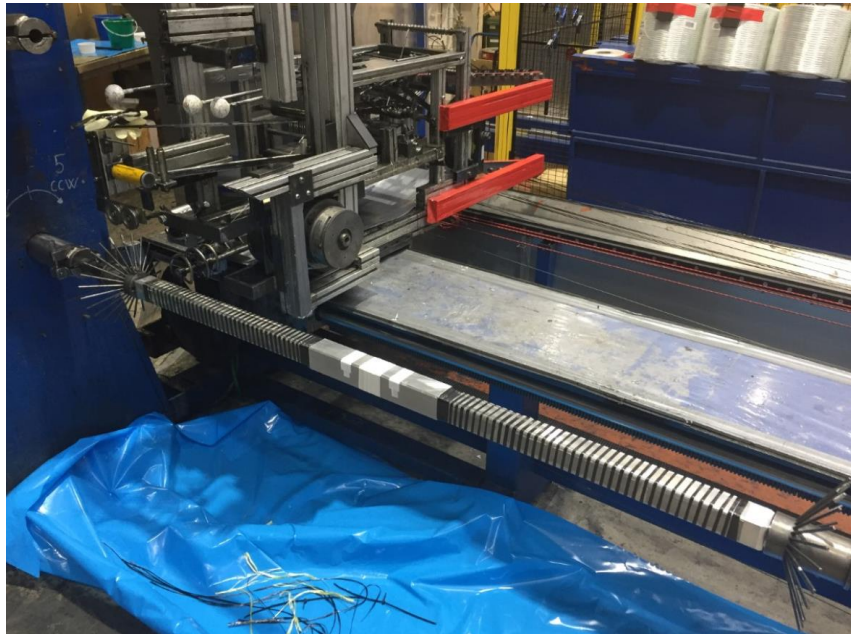
Nevýhodu lze nalézt v pořizovací ceně navíjecího stroje.



Obrázek 3.10: Schéma metody navíjení [15]

Postup:

- do navíjecího stroje se umístí trn (vřeteno), které slouží jako jádro, které se dá po zatvrdnutí vyjmout, nebo může zůstat jako součást výrobku
- dle požadavků jsou navinuty jednotlivé vrstvy s daným úhlem, tloušťkou a předpětím navíjeného vlákna
- po dokončení operace navíjení je možné převinout návin páskou, která zajistí zpevnění vnějšího povrchu a uspořádání vnějších vrstev
- navinutá součást se obvykle vytvrzuje v peci

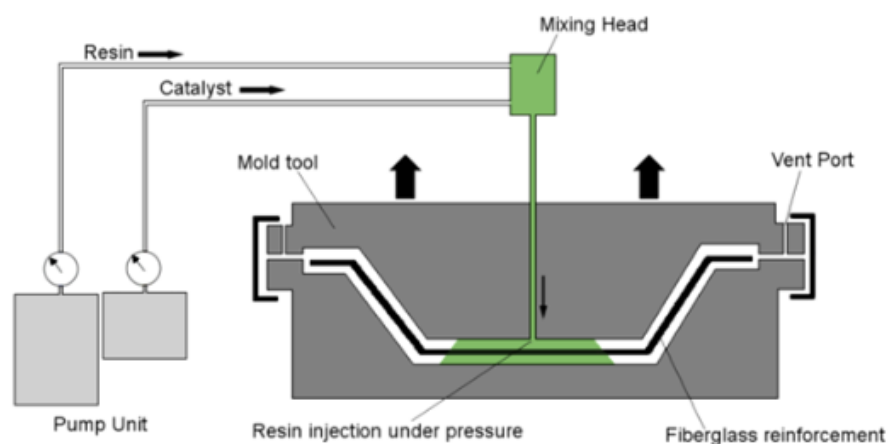


Obrázek 3.11: Navíjecí stroj COMPO02 od firmy CompoTech

3.4.5 RTM

„Resin transfer Molding“ je metoda výroby kompozitních materiálů, která se používá především v automobilovém průmyslu. Princip technologie spočívá ve vstřikování pryskyřice do uzavřené formy. Pryskyřice a katalyzátor se pomocí nízkotlakých čerpadel dopravují do směšovací hlavy těsně před injektáží směsi do formy.

Výhodou metody je kvalita obou povrchů a relativně přesné rozměry. Podíl výztuže, tedy i mechanické vlastnosti, jsou obvykle menší než například při navíjení.

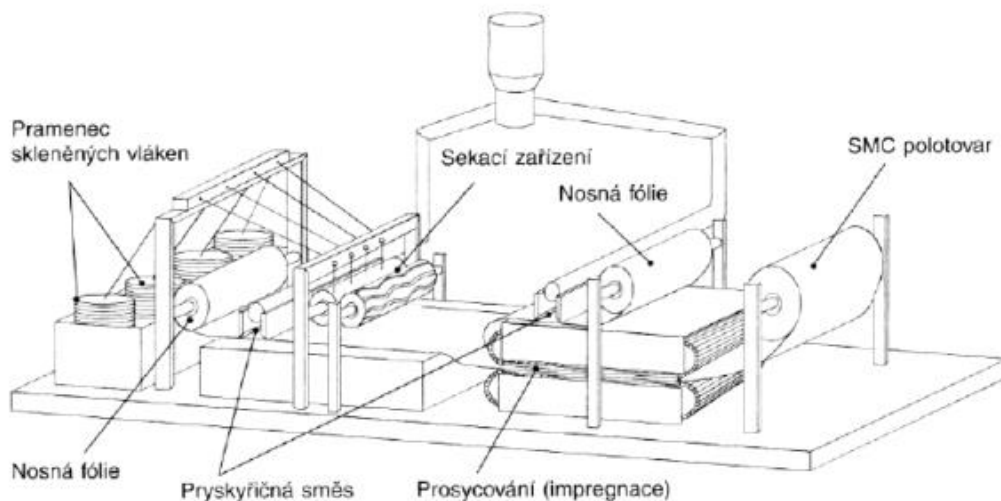


Obrázek 3.12: Schéma metody RTM [16]

RTM lze rozdělit do dvou fází. V první fázi se vyrobí tzv. preform, v druhé fázi dojde k zastříknutí pryskyřicí, který byl umístěn do formy.

3.4.6 SMC

„Sheet molding compound“ je metoda, která kombinuje matrici složenou z 12ti až 15ti složek, kde základem je polyesterová pryskyřice a vláknová výztuž. Vlákná jsou při tomto procesu nasekána na délky 15 až 50 mm a poté padají na nosnou fólii. Matrice je zde v podobě tekutiny, která se nanáší na nosnou fólii. Výztuž s matricí poté společně prochází prosycovací zónou, kde dojde k jejich spojení. Tento polotovar, tzv prepreg, se navíjí do rolí, které se poté nechávají 1 až 7 dní „dozrát“.[12]



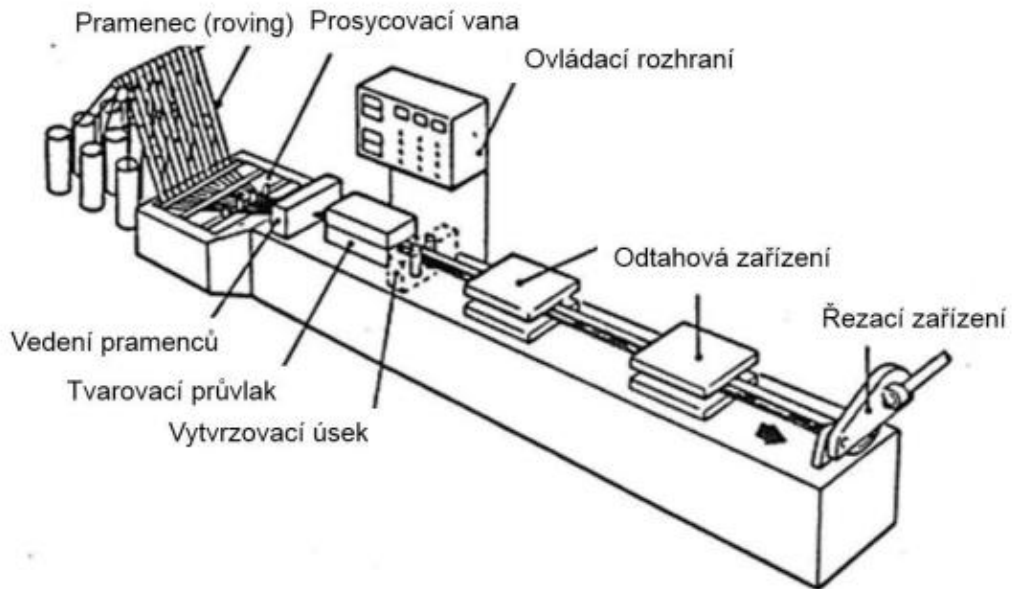
Obrázek 3.13: Schéma metody SMC [11]

Výhoda této metody spočívá ve vysoké produktivitě a možnost vyrábět materiály různých tlouštěk, proto je velice využívána v oblastech automobilového a leteckého průmyslu.

Nevýhodu lze opět nalézt ve vysoké ceně strojů, nástrojů a forem. Tato metoda je vhodná pro velké série od 20 000 kusů.

3.4.7 Pultruze

Pultruze je proces, kdy je svazek vláken tažen lázní s pryskyřicí, kde dochází k prosycení vláken. Dalším krokem je tvarování a vylisování daného profilu.



Obrázek 3.14: Schéma metody pultruze [17]

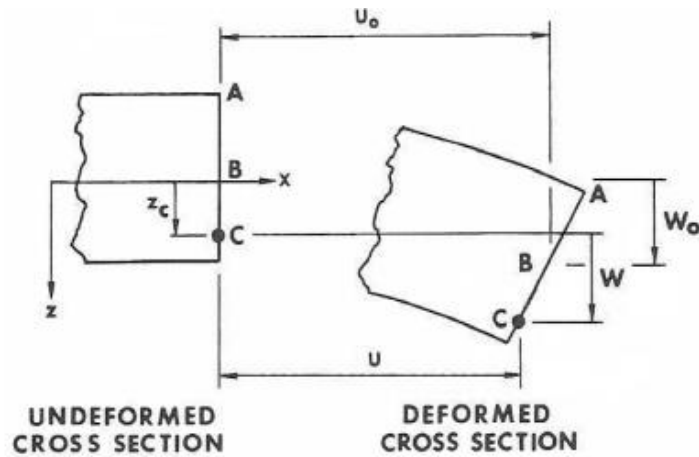
Výhoda této metody variabilita profilů, rychlost, mechanické vlastnosti a malé nároky na obsluhu.

Nevýhoda je v ceně stroje a drahém provozu.

3.5 Klasická laminační teorie

Klasická laminační teorie se používá pro výpočet charakteristických vlastností kompozitu. Tato teorie je odvozena pro tenkostěnnou desku.

Deska je obecně definována jako tenkostěnné těleso s rovinnou střednicovou plochou. Předpokládá se, že příčné řezy kolmé ke střednicové ploše zůstávají po zatížení rovinnými a kolnými ke zdeformované ploše, hlavní deformací je průhyb.



Obrázek 3.15: Obecná deformace [18]

Deformace v obecném bodě C je dána vztahu:

$$u \equiv u_0 - z_c \cdot \frac{\partial w_0}{\partial x} \quad (3.1)$$

$$v \equiv v_0 - z_c \cdot \frac{\partial w_0}{\partial y} \quad (3.2)$$

Kde:

- $u, v, w \dots$ deformační posuvy ve směru os x, y, z

Poměrně deformace v místě bodu C jsou pak:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial x} - \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \quad (3.3)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v_0}{\partial y} - \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \quad (3.4)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} - 2 \cdot z_c \cdot \frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \quad (3.5)$$

Tyto rovnice lze zapsat maticově:

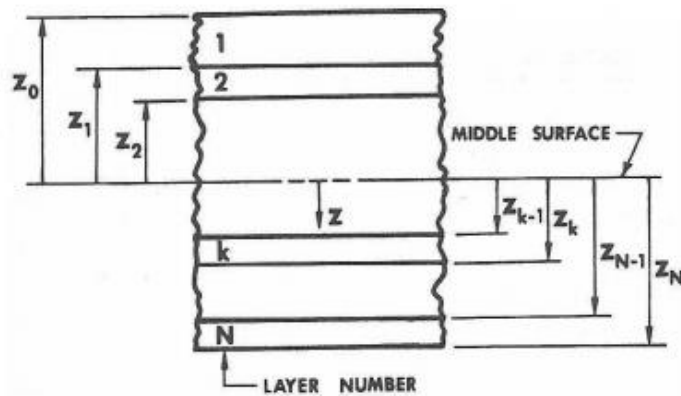
$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix}_k = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix}_s + z \cdot \begin{bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Kde:

$k_x \dots$ křivost ve směru osy x v místě bodu B

$k_y \dots$ křivost ve směru osy y v místě bodu B

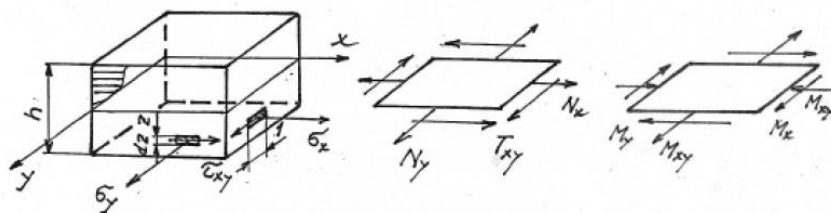
$k_{xy} \dots$ křivost v rovině xy v místě bodu B



Obrázek 3.16: Laminátová vrstevnatá konstrukce [18]

Pro případ desky se zavádějí liniové silové účinky, které jsou tvořeny z liniových sil N_x , N_y , T_{xy} a liniových momentů M_x , M_y a M_{xy} .

$$\begin{aligned}
 N_x &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_x \cdot 1 \cdot dz = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \sigma_x \cdot dz; & M_x &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_x \cdot z \cdot 1 \cdot dz = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \sigma_x \cdot z \cdot dz \\
 N_y &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_y \cdot 1 \cdot dz = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \sigma_y \cdot dz; & M_y &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_y \cdot z \cdot 1 \cdot dz = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \sigma_y \cdot z \cdot dz \\
 T_{xy} &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xy} \cdot 1 \cdot dz = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \tau_{xy} \cdot dz; & M_{xy} &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xy} \cdot z \cdot 1 \cdot dz = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \tau_{xy} \cdot z \cdot dz
 \end{aligned}
 \tag{3.7}$$



Obrázek 3.17: Vnitřní silové účinky [12]

Zavedeme vektory vnitřních liniových sil $\{N\}$ a vnitřních silových momentů $\{M\}$:

$$\{N\} = [N_x \quad N_y \quad T_{xy}]^T \tag{3.8}$$

$$\{M\} = [M_x \quad M_y \quad M_{xy}]^T \tag{3.9}$$

Poté lze vyjádřit konstitutivní vztahy pro rovinnou desku ve tvaru:

$$\begin{bmatrix} \{N\} \\ \{M\} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [A] & [B] \\ [B] & [D] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \{\varepsilon^s\} \\ \{k\} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Kde:

- $[A]$... matice tahové tuhosti
- $[B]$... matice vazebné tuhosti
- $[D]$... matice ohybové tuhosti

Matice tuhosti jsou definovány podle následujících vztahů:

$$[A] = \sum_{k=1}^n [\bar{C}(\varphi_k)] \cdot h_k \quad (3.11)$$

$$[B] = \sum_{k=1}^n [\bar{C}(\varphi_k)] \cdot \frac{z_k^2 - z_{k-1}^2}{2} \quad (3.12)$$

$$[D] = \sum_{k=1}^n [\bar{C}(\varphi_k)] \cdot \frac{z_k^3 - z_{k-1}^3}{3} \quad (3.13)$$

Kde:

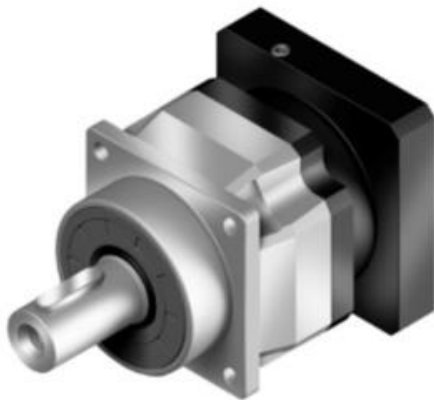
- $[\bar{C}(\varphi_k)]$... matice směrových materiálových konstant
- h ... tloušťka vrstvy
- z ... z-ová souřadnice dané vrstvy

4 Konstrukční řešení

Pro vytvoření návrhu byly použity vstupní parametry z již existující verze pohonu lodi. Důvodem pro úpravu je změna typu pohonného šroubu a s tím související potřeba možnosti regulace natočení listů lodního šroubu. S tím je nezbytně spojena ovladatelnost v axiálním směru, pro které musí celým pohonem být umožněn axiální průchod pro ovládání.

4.1 Planetový převod

Typ převodu, tedy planetový, byl vybrán z důvodu prostorového omezení a možnosti vytvoření průchozího otvoru v centrální ose. Navržený planetový převod má za úkol nahradit planetovou převodovku: „Apex Dynamics AF075-S2-P2“, která byla v předchozím řešení použita jako reduktor.



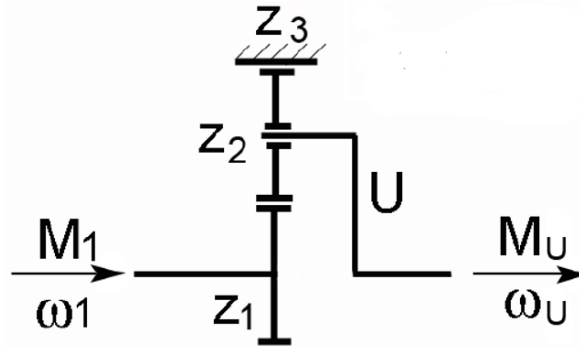
Gearbox Specification	
Model:	AF075 - 003 - S2 - P2
Ratio:	3 Shaft Option: Keyway
Backlash:	P2: Standard Backlash
Adapter:	P0401300503 / AD-W90-M100-3
Output Torque:	130 Nm Rated Speed: 4000 rpm
Max. Torque:	234 Nm Max. Speed: 8000 rpm
Weight ≈	3.70 kg Inertia: 0.61 kgcm ²

Obrázek 4.1: Planetová převodovka Apex Dynamics [19]

Vstupní parametry konstrukčního řešení:

- Zástavbový prostor – trubka o průměru 102 mm
- Vstupní $M_k = 20 \text{ N.m}$
- Vstupní otáčky 6993 min^{-1} , které odpovídají maximálním otáčkám elektromotoru
- Redukce rychlosti

Po vypracování rešeršní části a zvážení ostatních variant byl vybrán typ planetového převodu se vstupem na centrálním kole, výstupem na unašeči a zastaveným korunovým kolem.



Obrázek 4.2: Schéma převodu [3]

Vzhledem k velice omezenému prostoru pro tento převod bylo nutné volit počet zubů a modul pro tento převod tak, aby bylo možné převod vůbec vytvořit a zároveň zachovat co největší průchozí otvor skrze hřídele pro budoucí variabilitu prvku pro ovládání listů lodního šroubu v axiálním směru.

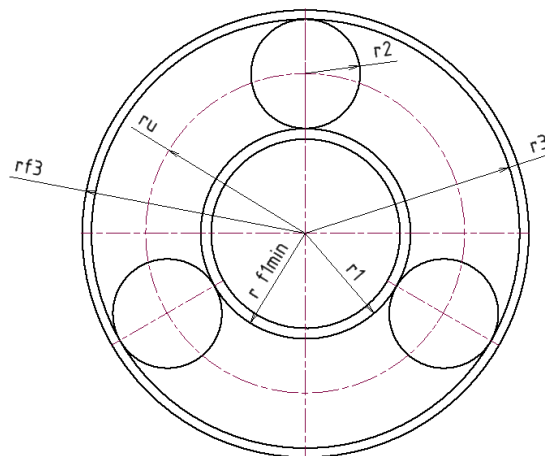
4.1.1 Stanovení počtu zubů

Faktory ovlivňující volbu počtu zubů byly celkový planetový převod a také podmínka minima materiálu na jednotlivých ozubených kolech.

Z předběžné konstrukce vyplývá minimální průměr patní kružnice centrálního kola a také maximální průměr patní kružnice korunového kola:

$$d_{f1 \min} = 28,5 \text{ mm}$$

$$d_{f3 \max} = 92 \text{ mm}$$



Obrázek 4.3: Návrh planetového převodu 1

Návrh modulu ozubení

Návrh je založen na předpokladu tří satelitů, které přenáší moment elektromotoru 20 N.m. Pro návrh modulu je tedy brán kroutící moment:

$$M_{k,1} = \frac{M_k}{q} = \frac{20}{3} = 6,67 \text{ N.m} \quad (4.1.1)$$

- $q = 3 \dots$ počet satelitů

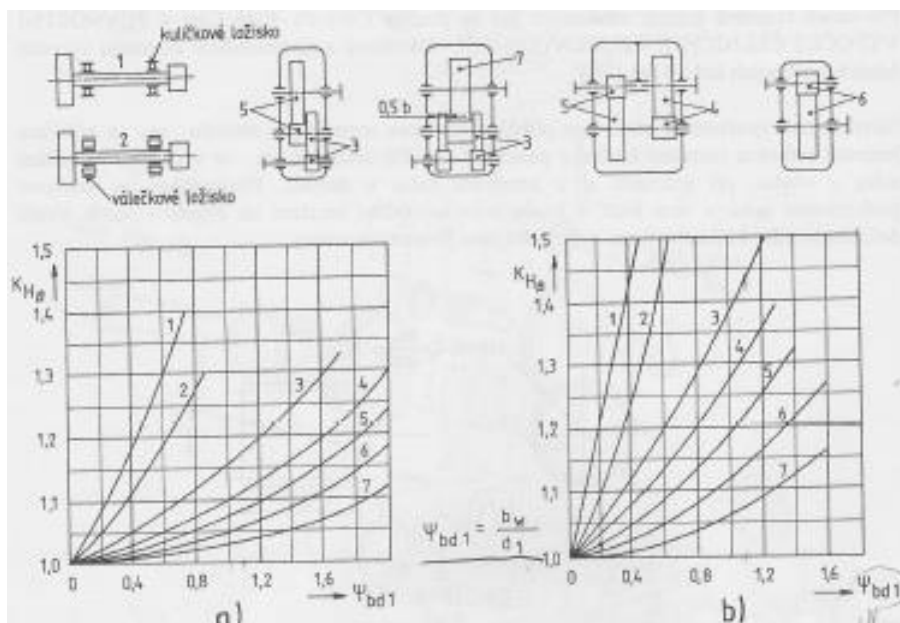
Výpočet modulu

$$m_n = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_f \cdot M_{k,1}}{\frac{b_{WF}}{m_n} \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad [\text{mm}] \quad (4.1.2)$$

- $f_p = 18 \dots$ pro cementovaná kola
- $K_f \dots$ součinitel přidavného zatížení
- $\frac{b_{WF}}{m_n} \dots$ poměrná šířka ozubeného kola [mm]
- $\sigma_{FP} \dots$ básová hodnota meze únavy [N.mm⁻²]

$$K_f = K_A \cdot K_{F\beta} = 1 \cdot 1,1 \quad [1] \quad (4.1.3)$$

- $K_A \dots$ součinitel vnějších dynamických sil, pro pohon elektropohonem: $K_A = 1$
- $K_{F\beta} \dots$ součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů v záběrovém poli, $K_{F\beta} = 1,1$, dle diagramu pro tvrdost boku zubů na Obr.4.4.



Obrázek 4.4: Diagram tvrdosti boku zubů [20]

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.4)$$

σ_{Flimb1} ... bázová hodnota dle následující tabulky, $\sigma_{Flimb1} = 450 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování pastorku - kola	Tvrdość		Mez únavy (bázová hodnota)	
		v jádře zubu J_{HV}	na boku zubu V_{HV}	v ohybu σ_{Flimb}^o [MPa]	v dotyku σ_{Flimb}^o [MPa]
12 051	povrchově kaleno po boku	200	600 - 675	390	1140
14 140		250	600 - 675	450	1140
15 241		315	600 - 675	528	1160
15 241	povrchově kaleno mezerově	315	600 - 675	705	1160
16 343		300	600 - 675	705	1160
13 242	nitridováno	250	550	580	930
15 230		250	800	705	1180
15 330		250	800	705	1180
16 343		300	750	730	1180
14 140	nitrocementováno a kaleno	485	615 - 700	740	1288
12 010		135	650 - 720	500	1210
12 020		150	650 - 720	500	1210

Tabulka č. 1: Materiály pro ozubená kola [20]

Dle [20] byl zvolen parametr $\frac{b_{WF}}{m_n} = 20$ pro malý počet zubů na centrálním kole

Pak tedy dosadíme do rovnice pro výpočet modulu:

$$m_n = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,1 \cdot 6,67}{20 \cdot 54 \cdot 225}} = 0,561 \text{ mm}$$

0,1	0,11	0,12	0,14	0,15	0,18	0,2	0,22	0,25	0,28
0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	0,9
1	1,125	1,25	1,375	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75
3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9
10	11	12	14	16	18	20	22	25	28

Tabulka č. 2: Normalizované hodnoty modulů ozubení [20]

Z důvodu uspořádání a rozměrům převodu byl zvolen větší normalizovaný modul z tabulky č.2:

$$m_n = 0,7 \text{ mm}$$

Po zvolení modulu bylo možné zvolit také počty zubů jednotlivých komponent tak, aby navržený planetový převod splňoval prostorové omezení definované v zadání.

$$z_1 = 54 \dots \text{počet zubů centrálního kola}$$

$$z_2 = 36 \dots \text{počet zubů planety}$$

$$z_3 = 126 \dots \text{počet zubů korunového kola}$$

Integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky

Z čehož vyplývají rozměry prvků převodu:

$$d_1 = z_1 \cdot m \quad [mm] \quad (4.1.5)$$

$$d_1 = 54 \cdot 0,7 = 37,8 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m \quad [mm] \quad (4.1.6)$$

$$d_2 = 36 \cdot 0,7 = 25,2 \text{ mm}$$

$$d_3 = z_3 \cdot m \quad [mm] \quad (4.1.7)$$

$$d_3 = 126 \cdot 0,7 = 88,2 \text{ mm}$$

Kde:

- d_1 ... roztečný průměr kružnice ozubení centrálního kola [mm]
- d_2 ... roztečný průměr kružnice ozubení na satelitu [mm]
- d_3 ... roztečný průměr kružnice ozubení na korunovém kole [mm]

Podmínka smontovatelnosti

Dále je nutné dodržet podmínku smontovatelnosti satelitů s korunovým kolem, aby všechny satelity šly do záběru současně ve stejný okamžik. To platí, pokud je splněn vztah:

$$\frac{z_1 + z_3}{q} = N \quad [1] \quad (4.1.8)$$

Kde:

- N ... celé číslo

$$\frac{54 + 126}{3} = 60$$

Podmínka smontovatelnosti je splněna.

Podmínka sousedství

$$q < \frac{\pi}{\sin^{-1}\left(\frac{z_1 + x + 2 \cdot h_a}{z_1 + z_2}\right)} \quad (4.1.9)$$

- $h_a = m = 0,7$... výška hlavy zubu

$$q < \frac{\pi}{\sin^{-1}\left(\frac{54 + 2 \cdot 0,7}{54 + 36}\right)}$$

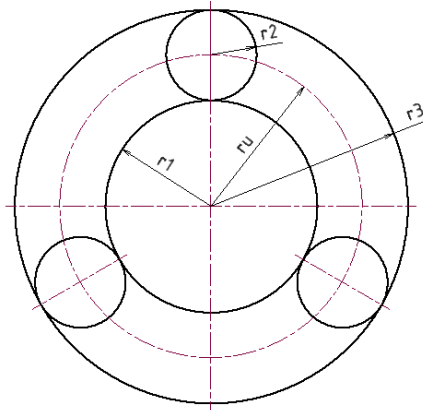
$$3 < 5,24$$

Podmínka sousedství je splněna.

4.1.2 Poměry převodu

Byl použit klasický způsob výpočtu, kterým se dosáhne stejného výsledku jako při použití Willisovy formule.

Odvození poměrů v tomto převodu vychází z rozkladu obvodové rychlosti na centrálním kole na obvodové rychlosti satelitů a unašeče:



Obrázek 4.5: Schéma planetového převodu

$$\bar{\omega}_1 \cdot r_1 = \bar{\omega}_2 \cdot r_2 + \bar{\omega}_u \cdot r_u \quad (4.1.10)$$

Kde:

- $\bar{\omega}_1 \dots$ relativní úhlová rychlost centrálního kola
- $\bar{\omega}_2 \dots$ relativní úhlová rychlost satelitu
- $\bar{\omega}_u \dots$ relativní úhlová rychlost unašeče

$$\bar{\omega}_u \cdot \frac{r_1 + r_3}{2} - \bar{\omega}_1 \cdot r_1 = -\bar{\omega}_2 \cdot \frac{r_3 - r_1}{2}$$

Do toho vztahu dosadíme $\bar{\omega}_2$ ze vztahu vyjadřujícím rovnost obvodových rychlostí:

$$\bar{\omega}_2 \cdot r_2 = \bar{\omega}_u \cdot r_u$$

A dostaneme:

$$2 \cdot \bar{\omega}_1 \cdot r_1 - \bar{\omega}_u (r_3 + r_1) = \bar{\omega}_u (r_3 + r_1)$$

$$\frac{\bar{\omega}_1}{\bar{\omega}_u} = \frac{r_3 + r_1}{r_1} \quad (4.1.11)$$

Z čehož dostaneme vztah pro výpočet převodového poměru:

$$i = \frac{z_3 + z_1}{z_1} = \frac{126 + 54}{54} = 3,33 \quad (4.1.12)$$

Převodový poměr byl v závislosti na předchozím návrhu zvolen větší, než je v původní převodovce, a to z důvodu lepšího ovládání elektromotoru.

4.1.3 Kontrola ozubení

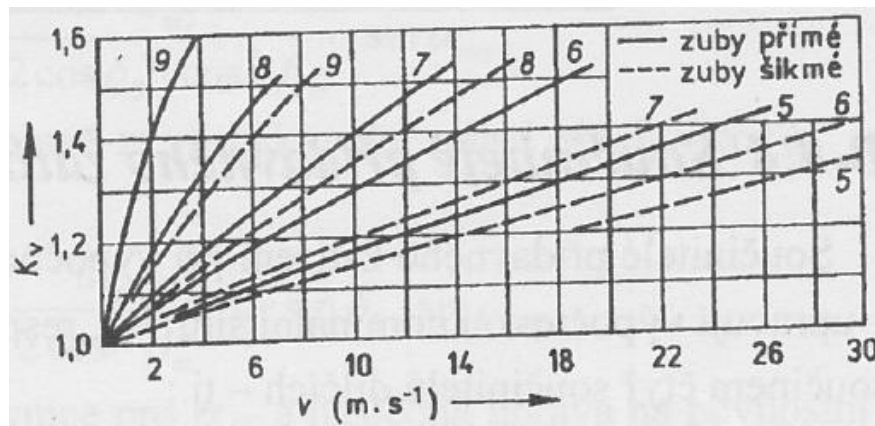
Kontrola na ohyb

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_F}{b_w \cdot m} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (4.1.13)$$

$$K_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad [1] \quad (4.1.14)$$

Kde:

- $K_A = 1,05 \dots$ součinitel vnějších dynamických sil pro pohon elektromotorem
- $K_V = 1,3 \dots$ součinitel vnitřních dynamických sil, zvoleno dle grafu na Obrázku 4.7, případ č.6 viz obr 4.5.



Obrázek 4.6: Diagram vnitřních dynamických sil v ozubení [20]

- $K_{F\alpha} = 1 \dots$ součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů v záběrovém poli, zvoleno dle tabulky č.4.

Měrné zatížení $F_t/b \cdot K_A$			> 100 N/mm					≤ 100 N/mm		
Jakost soukolí (dle ISO 1328 – 1975)			5	6	7	8	9	10	11 – 12	5 a horší
Cementovaná či povrchově nitridovaná nebo nitrokarbonovaná kola	Přímé ozubení	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$1/Z_c^2 \geq 1,2$			
		$K_{F\alpha}$					$1/Y_c \geq 1,2$			
	Šikmé ozubení	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_a / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
		$K_{F\alpha}$								
Kola nekalená, nenitridovaná, necementovaná	Přímé ozubení	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$1/Z_c^2 \geq 1,2$			
		$K_{F\alpha}$					$1/Y_c \geq 1,2$			
	Šikmé ozubení	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_a / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
		$K_{F\alpha}$								

Tabulka č. 3: Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů [20]

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{NF} = 1,1^{0,96} = 1,095 \quad (4.1.15)$$

Kde:

$$NF = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{1,575}{38} + \left(\frac{1,575}{38}\right)^2} = 0,96 \quad (4.1.16)$$

$$h = 2,25 \cdot m = 2,25 \cdot 0,7 = 1,575 \text{ mm}$$

h ... výška zubu

- $Y_F = \frac{2 \cdot z}{z+20} = 1,46$

Pak tedy:

$$K_F = 1,05 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 1,095 = 1,495$$

$$\sigma_F = \frac{1,495 \cdot 211,5 \cdot 1,46}{35 \cdot 0,7} = 18,84 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

- σ_F je nominální hodnota. Pro dokončení této kontroly je však zapotřebí zjistit maximální hodnotu, tedy σ_{Fmax} , která se vypočte dle vztahu:

$$\sigma_{Fmax} = Y_S \cdot \sigma_F \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (4.1.17)$$

- $Y_S = 2$... teoretický součinitel koncentrace napětí v patě zubu

$$\sigma_{Fmax} = 2 \cdot 18,84 = 37,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Dovolené napětí na ohyb

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^o \cdot Y_A \cdot Y_T = 450 \cdot 1 \cdot 0,7 = 315 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.18)$$

- $Y_A = 1$... součinitel charakteru cyklu
- $Y_T = 0,7$... součinitel pro broušení patního přechodu
- $\sigma_{Flimb}^o = 450 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$... hodnota trvalé únavové pevnosti dle ČSN 14220 viz Tabulka č.1.

$$\sigma_{Fkrit} = \sigma_{Flimb} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x = 315 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 378 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.19)$$

- $Y_\delta = 1,2$... součinitel vrubové citlivosti
- $Y_R = 1$... součinitel jakosti povrchu pro jemné broušení
- $Y_x = 1$... součinitel vlivu velikosti pro moduly $m < 5$

Únavová bezpečnosti na ohyb

$$\sigma_{FD} = \frac{\sigma_{Fkrit}}{S_{Fmin}} = \frac{378}{1,3} = 290,78 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.20)$$

Kde:

- $S_{Fmin} = 1,3$... minimální bezpečnost pro vysokocyklovou únavu

Pevnostní podmínka na ohyb:

$$\sigma_{FD} > \sigma_{Fmax}$$

Podmínka vyhovuje.

Kontrola na dotyk

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (i - 1)}{b_w \cdot d \cdot i}} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (4.1.21)$$

Kde:

- $Z_E = \sqrt{\frac{E_H}{2 \cdot \pi(1 - \mu^2)}} = \sqrt{\frac{215000}{2 \cdot \pi(1 - 0,3^2)}} = 264 N \cdot mm^{-2}$

Z_E ... součinitel mechanických vlastností materiálu pro kombinaci ocel x ocel dle následující tabulky:

Materiál	E_H [MPa]	μ	Z_E [\sqrt{MPa}]
ocel – ocel	$2,15 \cdot 10^5$	0,30	195
ocel – litina	$1,06 \cdot 10^5$	0,28	155
litina – litina	$1,00 \cdot 10^5$	0,25	130
ocel – bronz	$0,135 \cdot 10^5$	0,25	50

Tabulka č. 4: Výpočtové hodnoty pro materiály zubů [20]

- $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,922}{3}} = 0,832$ (4.1.22)

$$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_2}{2\pi} \left[(tg\alpha_{a1} - tg\alpha_{tw}) - \frac{Z_2}{Z_3} (tg\alpha_{a2} - tg\alpha_{tw}) \right]$$

$$= \frac{36}{2\pi} \left[(0,5323 - 0,3639) - \frac{36}{126} (0,2885 - 0,3639) \right] = 1,922 \quad (4.1.23)$$

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \frac{36,05}{39,2} = 0,8827 \text{ pro } tg\alpha_{a1} = 0,5323 \quad (4.1.24)$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \frac{23,45}{26,6} = 0,9608 \text{ pro } tg\alpha_{a2} = 0,2885 \quad (4.1.25)$$

- $Z_H = 2,5$... součinitel tvaru spoluzabírajících kol
- $K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,05 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,02 = 1,071$ (4.1.26)

Dosazeno:

$$\sigma_H = 264 \cdot 1,9 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{\frac{1,071 \cdot 211,5 \cdot (3,33 - 1)}{35 \cdot 25,5 \cdot 3,33}} = 525 N \cdot mm^{-2} \quad (4.1.27)$$

Hodnota trvalé únavové pevnosti pro cementovanou a kalenou ocel dle ČSN 14220 je $\sigma_{Hlim} = 1160 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ dle Tabulky č.1.

Kritické napětí je:

$$\begin{aligned} \sigma_{Hkrit} &= \sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X \cdot Z_W = 1160 \cdot 1 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \\ &= 1032,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \end{aligned} \quad (4.1.28)$$

Kde:

- $Z_N = 1 \dots$ součinitel životnosti pro statickou pevnost dle Wohlerovy křivky
- $Z_L = 0,89 \dots$ pro kinematickou viskozitu oleje
- $Z_R = 1 \dots$ součinitel vlivu jakosti povrchu pro 6. stupeň přesnosti
- $Z_V = 1 \dots$ součinitel vlivu obvodové rychlosti
- $Z_X = 1 \dots$ součinitel velikosti
- $Z_W = 1 \dots$ součinitel vlivu párování materiálu

Únavová bezpečnost na dotyk

$$\sigma_{HD} = \frac{\sigma_{Hkrit}}{S_{Hmin}} = \frac{1032,4}{1,2} = 860 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.29)$$

- $S_{Hmin} = 1,2 \dots$ minimální hodnota vysokocyklové únavy

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_H < \sigma_{HD}$$

$$525 < 860$$

Podmínka vyhovuje.

4.1.4 Účinnost převodu

U planetového převodu rozdělujeme účinnost vnějšího ozubení $\eta_E = 0,97$ a účinnosti vnitřního ozubení $\eta_I = 0,98$. Rozdíl mezi těmito dvěma složkami je dán menšími skluzy ve vnitřním ozubení.

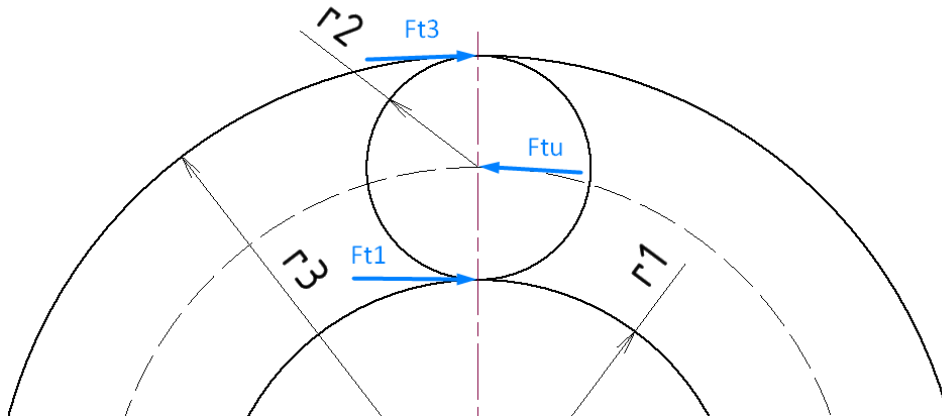
Účinnost jednoty základního převodu je pak $\eta_1 = 0,98 \cdot 0,97 = 0,95$.

V rešerši byl odvozen vztah:

$$\begin{aligned}
 \eta_{1U}^3 &= 1 - \frac{M_1 \left(\omega_1 - \frac{\omega_1}{i_{13}^U} \right) \cdot (1 - \eta_1)}{M_1 \cdot \omega_1} = \eta_{1U}^3 = 1 - \frac{M_1 \left(\omega_1 - \frac{\omega_1}{i_{13}^U} \right) \cdot (1 - \eta_1)}{M_1 \cdot \omega_1} \\
 &= 1 - \left(1 - \frac{1}{3,33} \right) \cdot (1 - 0,95) = 0,965
 \end{aligned} \tag{4.1.30}$$

4.1.5 Ložiska satelitu

V jednotlivých satelitech jsou ložiska přenášející kroutící moment ze satelitů na unašeč. Pro návrh ložisek je nutné udělat silový rozbor a zjistit radiální sílu, které tato ložiska musí být schopny přenést. Na uložení satelitů nepůsobí žádné axiální síly.



Obrázek 4.7: Schéma zatížení satelitu

Ložisko na jednom čepu unašeče je zatěžováno silou F_{tU} viz Obr.4.7, kterou získáme ze vztahu:

$$F_{tU} = \frac{M_{Ks} \cdot 10^3}{(r_1 + r_2) \cdot q} = \frac{6,67 \cdot 10^3}{(18,9 + 12,6) \cdot 3} = 211,5 \text{ N} \tag{4.1.31}$$

- $M_{Ks} = \frac{M_K}{q} = \frac{20}{3} = 6,67 \text{ N} \cdot \text{m}$

Výpočet rychlosti satelitu:

Otáčky unašeče:

$$n_u = \frac{n_1}{i_u} = \frac{n_1}{1 + \frac{z_3}{z_1}} = \frac{6993}{1 + \frac{126}{54}} = 2097,9 \text{ min}^{-1} \tag{4.1.32}$$

Otáčky satelitu:

$$n_2 = \left(\frac{z_1}{z_2} \right) \cdot (n_1 - n_u) = \left(\frac{54}{36} \right) \cdot (6993 - 2097,9) = 3263,4 \text{ min}^{-1} \tag{4.1.33}$$

Z důvodu prostorového omezení byly zvoleny jehlová ložiska SKF NKI 9/16 s následujícími parametry: [23]

- základní dynamická únosnost: $C = 9,13 \text{ kN}$
- ložiskový mocnitel pro čarový styk: $p = \frac{10}{3}$
- referenční otáčky: $n = 32000 \text{ min}^{-1}$



Obrázek 4.8: Jehlové ložisko SKF NKI 9/16 [23]

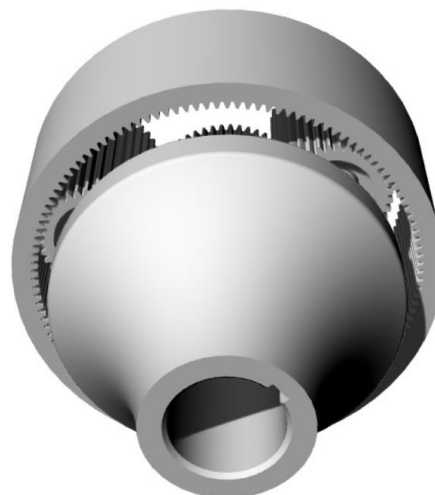
Výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad [\text{h}] \quad (4.1.34)$$

$$\begin{aligned}
 L_h &= \left(\frac{9130}{211,5}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3623,4} \\
 &= 1,29 \cdot 10^6 \text{ h}
 \end{aligned}$$



Obrázek 4.9: Planetový převod_vstup



Obrázek 4.10: Planetový převod_výstup

4.2 Přenos kroutícího momentu

Pro přenos kroutícího momentu z hřídele na ozubené kolo a opačně byl zvolen typ spojení pomocí těsného pera.

Vstupní hodnoty:

- Průměr hřídele pro pero $d_H = 24 \text{ mm}$
- Kroutící moment $M_k = 20000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Dle [27] byla určena velikost pera pro průměr d_H , z pevnostní podmínky pak byla určena minimální délka pera pro přenos známého kroutícího momentu. Dovolené napětí, bylo zvoleno pro nepohyblivý spoj dle [20].

4.2.1 Kontrola na otláčení

Pevnostní podmínka:

$$p_D = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot l_a} \quad [N \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (4.2.1)$$

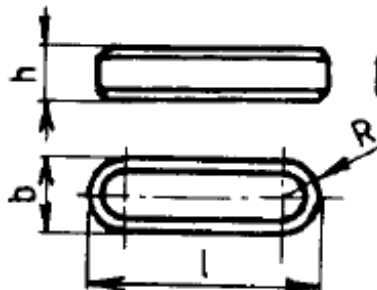
Kde:

- $h_p = 7 \text{ mm}$... výška pera
- $p_D = 65 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$... dovolený tlak dle [20]

Z pevnostní podmínky určíme minimální funkční délku pera:

$$l_{amin} = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h_p \cdot p_D} \quad [\text{mm}] \quad (4.2.2)$$

$$l_{amin} = \frac{4 \cdot 20000}{24 \cdot 5 \cdot 65} = 24,4 \text{ mm}$$



Obrázek 4.11: Těsné pero [27]

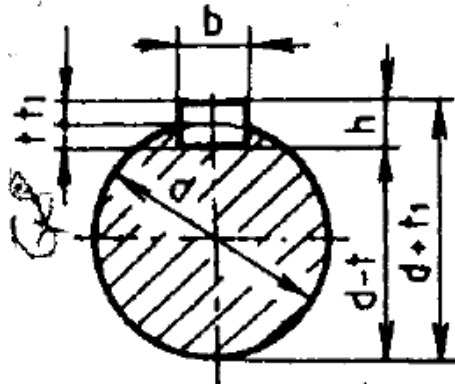
Kvůli lepšímu rozložení tlaku v drážce hřídele bylo zvoleno těsné pero s funkční délkou $l_a = 35 \text{ mm}$.

Celková délka pera je tedy dle [27]:

$$l = l_a + b \quad (4.2.3)$$

$$l = 35 + 5 = 40 \text{ mm}$$

U normalizovaných per je poměr h/b volen tak, aby při splnění kontrole na otláčení byla automaticky splněna i kontrola na smyk. [20] Dle [27] bylo zvoleno: PERO 5e8x7x40 ČSN 02 2562.



Obrázek 4.12: Těsné pero - řez [27]

4.3 Návrh hřídelí

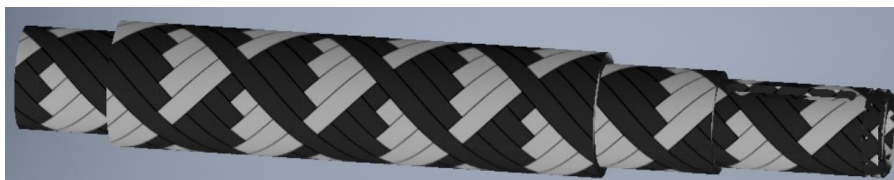
Vzhledem k možnostem firmy CompoTech byl v tomto projektu pro hřídele zvolen materiál karbon. Díky technologii navíjení vláken na „trn“, což je nejčastěji broušená písní tyč, je dosaženo velice přesného tvaru a rozměru vnitřní díry. To je pro tento případ vhodné vzhledem k díře procházející hřídelemi. Díky procesu navíjení lze hřídele poměrně snadno nadimenzovat na potřebné zatížení.

Nevýhodou této koncepce v této práci je, že navinutý kompozit ztrácí své hlavní přednosti v případě, že dojde k přerušení vláken, což je zde důležité zohlednit, protože je potřeba v hřídelích vytvořit drážky pro pero a na výstupní hřídel působí také axiální síla, která je zachycena v osazení hřídele.

4.3.1 Vstupní hřídel

Vstupní hřídel je zatěžována pouze kroutícím momentem elektromotoru, který je připevněn na vnějším průměru. Díky uložení a přímému čelnímu ozubení planetového převodu na tuto hřídel nepůsobí žádné axiální síly.

K návrhu skladby kompozitu byl využit software firmy CompoTech, pomocí kterého je možné hřídel navrhnout v souladu s působícím zatížením, výrobními možnostmi a zároveň tak lze získat potřebné materiálové vlastnosti pro provedení kontroly.



Obrázek 4.13: Vstupní hřídel

Pro kompozit bylo zvoleno uhlíkové vlákno XN-80 v kombinaci s pryskyřicí s označením pr102. Toto vlákno má nižší pevnostní vlastnosti, než vysokopevnostní vlákna, ale je vhodné pro hřídel s vyššími otáčkami pro úpravy vlastních frekvencí a také je vhodné díky nulové teplotní roztažnosti.

Vlastnosti vlákna:

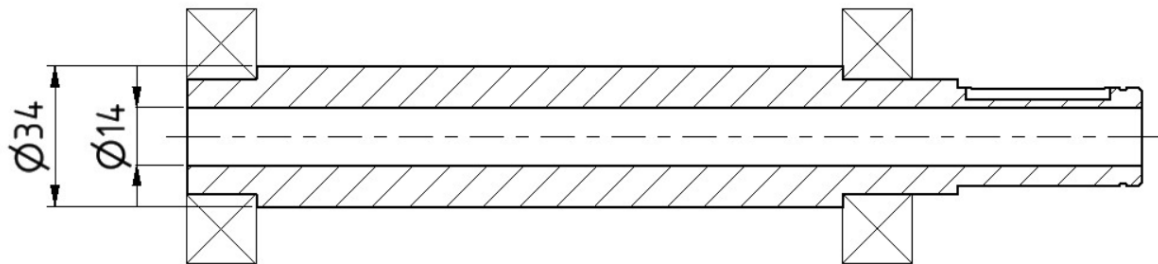
- Hustota: $1768 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Pevnost v tahu: $3424 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Modul pružnosti v podélném měru: $E_L = 779 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

- Modul pružnosti v tahu v příčném směru: $E_T = 5000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Modul pružnosti ve smyku: $G_{LT} = 20000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Vlastnosti pryskyřice:

- Hustota: $1200 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-3}$
- Modul pružnosti v podélném měru: $E_L = 2800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Modul pružnosti v tahu v příčném směru: $E_T = 2800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Modul pružnosti ve smyku: $G_{LT} = 1600 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Pro ovládání listů lodního šroubu byl zvolen průchozí otvor v hřídelích o průměru 14 mm. V závislosti na potřebě přenosu kroutícího moment, uložení hřídele v ložiscích a uchycení elektropohonu byl zvolen vnější průměr hřídele 34 mm.



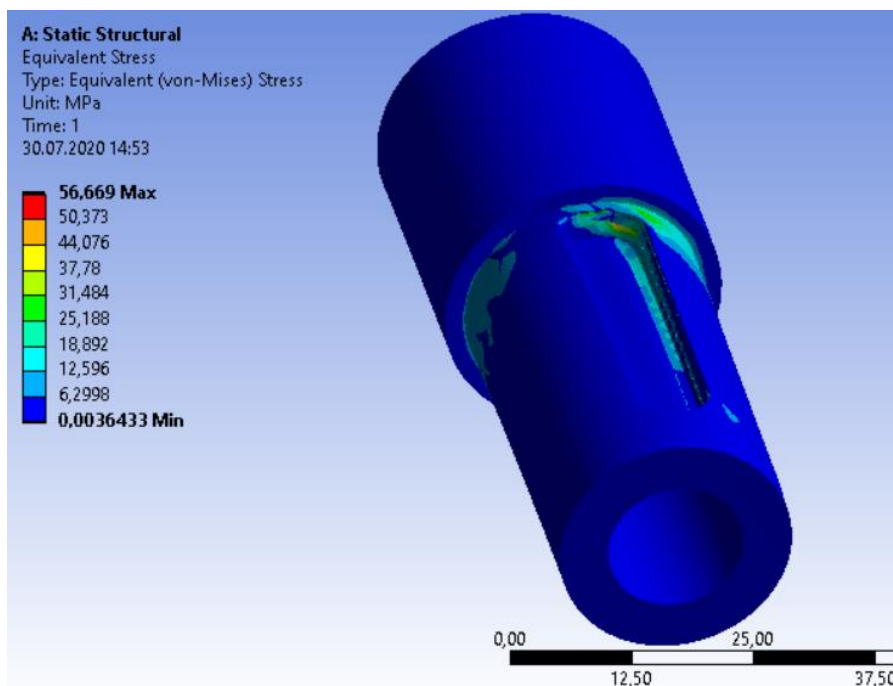
Obrázek 4.14: Vstupní hřídel s umístěnými ložisky

Pro návrh kompozitu byly využity tři hlavní typy návinu podle úhlu natočení vláken vůči hlavní ose hřídele. Majoritní část hřídele je tvořena kombinací vrstev s úhlem natočení 90° , u kterých se reálná hodnota úhlu natočení při výrobě pohybuje okolo 88° , a 45° , které dohromady dávají hřídeli radiální tuhost pro uložení ložisek a zároveň jsou vhodné pro přenos zatížení v drážce pro těsné pero. Do skladby jsou dále přidány vrstvy s úhlem natočení 0° , které hřídeli dodají tuhost v ohybu. Zároveň byly tloušťky vrstev voleny tak, aby v místech osazení nebyl přechod mezi jednotlivými vrstvami, čímž dosáhneme větší odolnosti vůči smyku.

Číslo vrstvy	Tloušťka vrstvy [mm]	Úhel natočení [°]
1	0,5	88
2	1	±45
3	0,5	0
4	1	±45
5	1,5	88
6	1	±45
7	0,75	0
8	1,5	±45
9	0,75	88
10	1,5	±45

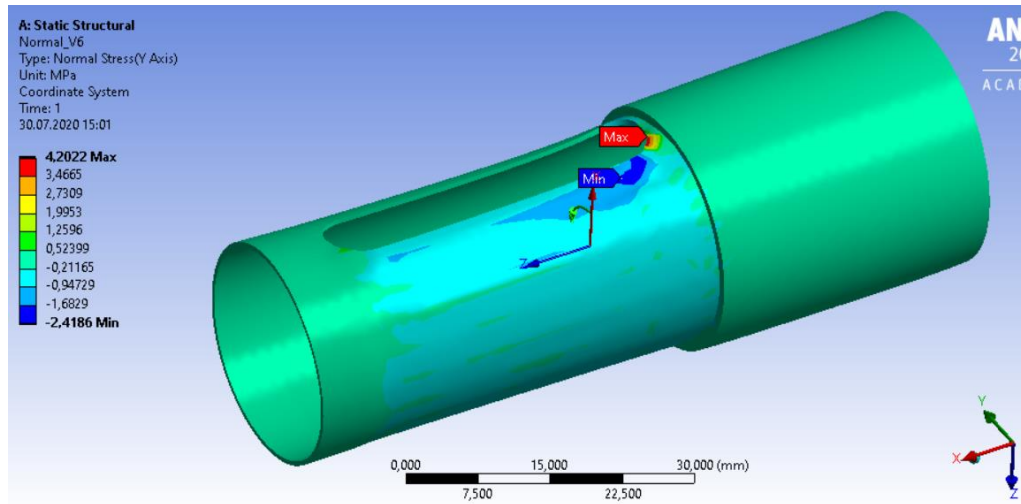
Tabulka č. 5: Kompozitové složení vstupní hřídele

Takovýto kompozit má ohybovou tuhost $3240 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a torzní tuhost $7130 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Hlavním ukazatelem použitelnosti uhlíkové hřídele v konstrukci této práce je schopnost přenést kroutící moment přes pero, které je uloženo ve vyfrézované drážce. Pro tuto kontrolu byl použit program Ansys 2019, do kterého byly zadány materiálové hodnoty vrstev, a ve kterém byla provedena analýza zatížení drážky na zjednodušeném modelu, na který byly aplikované okrajové podmínky odpovídající reálnému uložení.

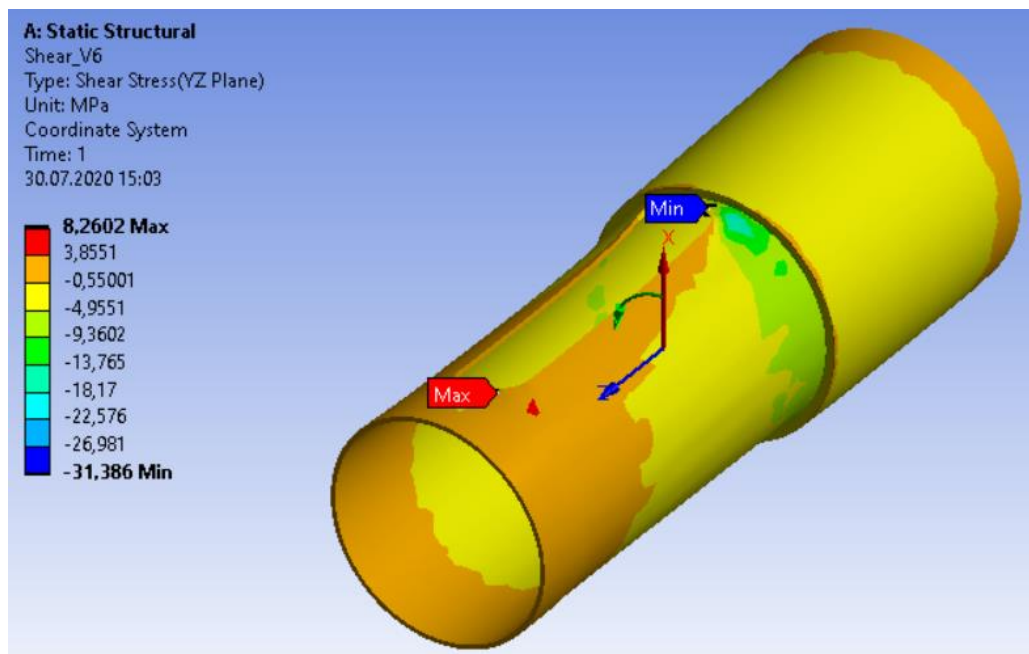


Obrázek 4.15: Pevnostní analýza vstupní hřídele č.1

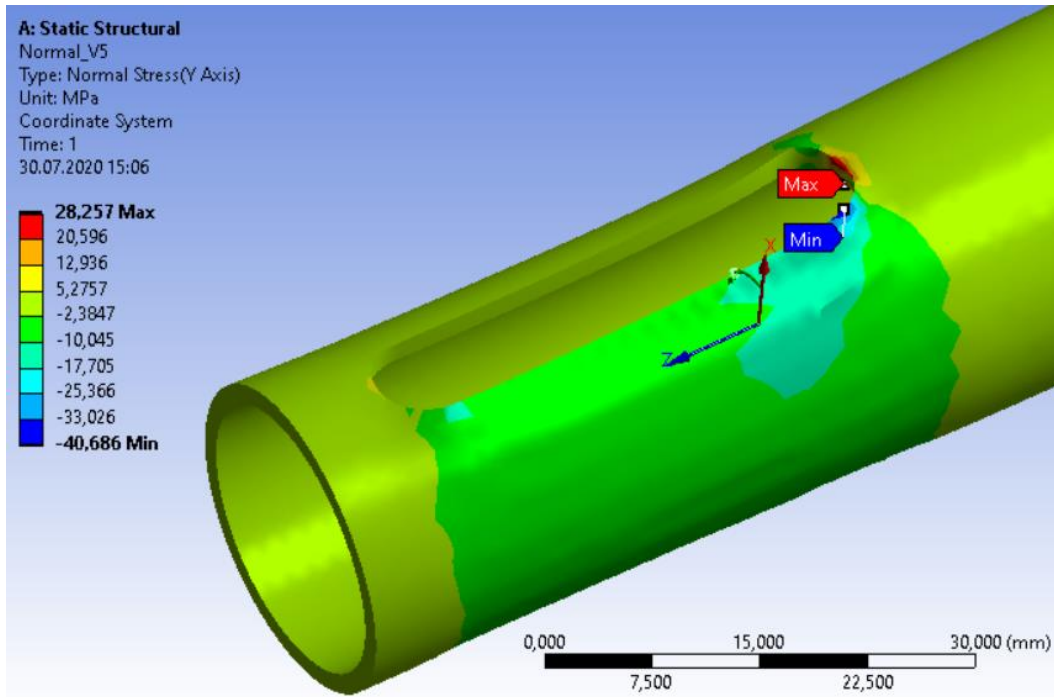
Pro vyhodnocení kompozitního materiálu byly ze simulace zjištěny maximální hodnoty normálového napětí k ose y a smykového napětí v rovině xy. Dále následují výsledky pro jednotlivé vrstvy, které tvoří drážku pro pero.



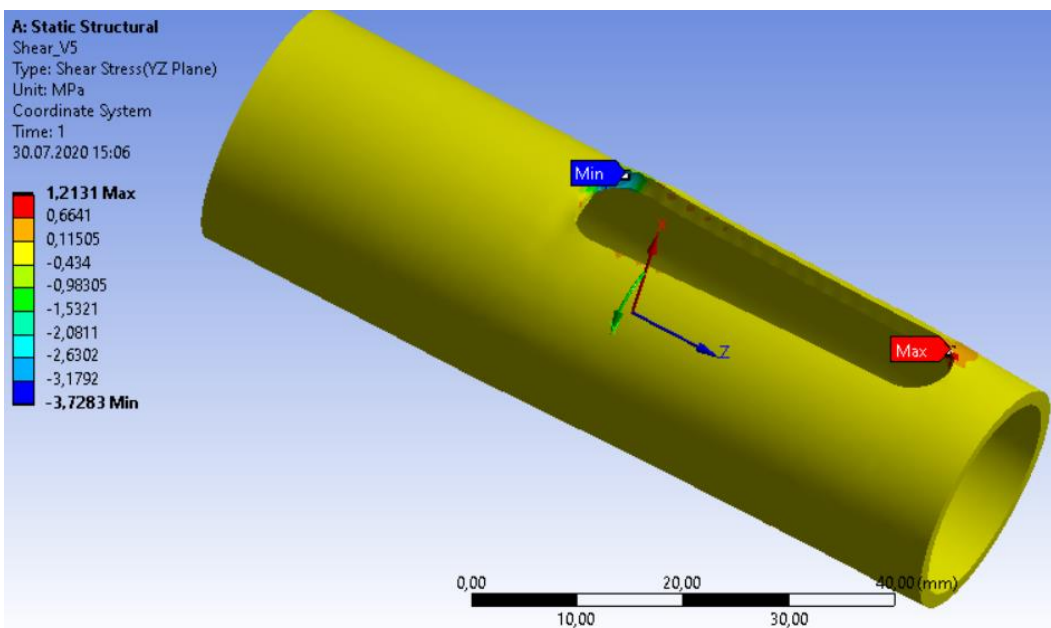
Obrázek 4.16: Vrstva č.6-normálové napětí k ose y



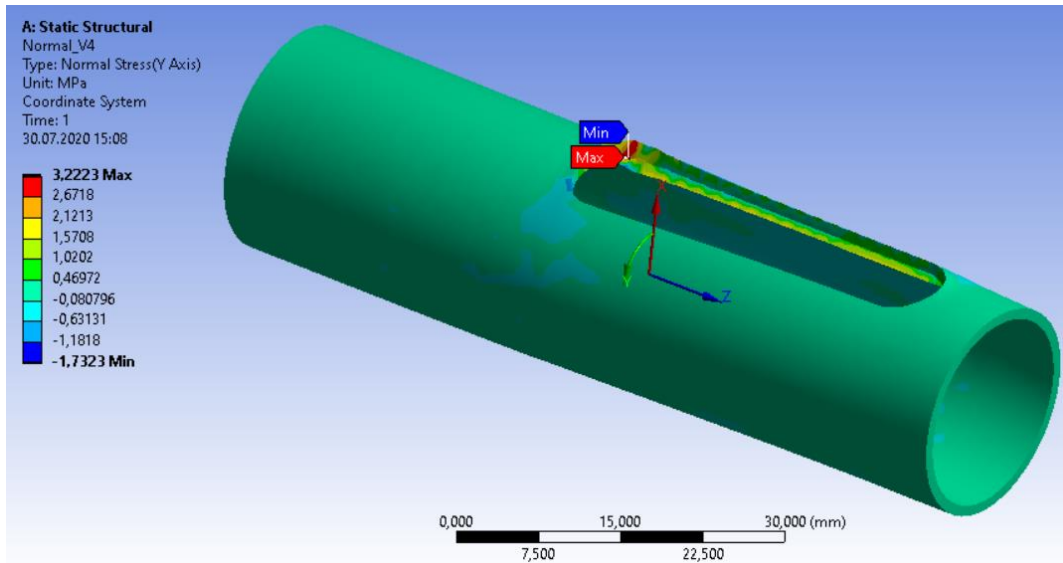
Obrázek 4.17: Vrstva č.6-smykové napětí v rovině yz



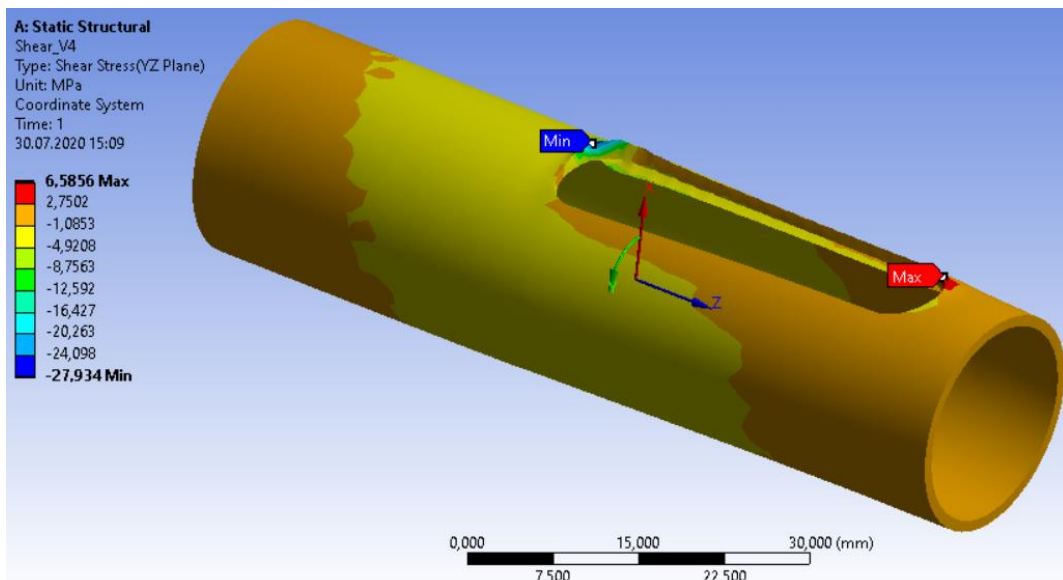
Obrázek 4.18: Vrstva č.5-normálové napětí k ose y



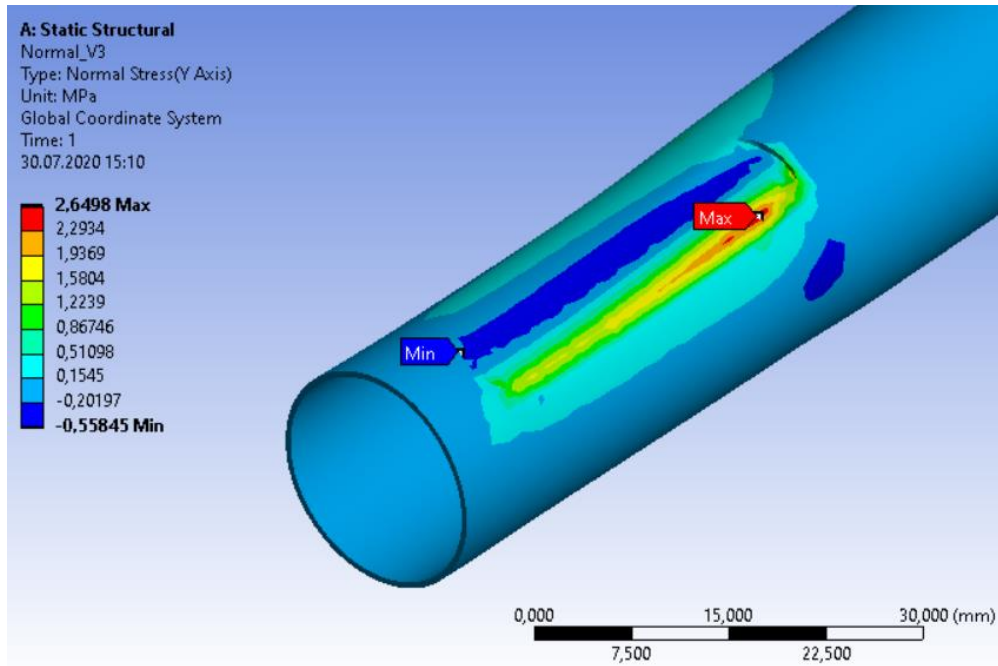
Obrázek 4.19: Vrstva č.5-smykové napětí v rovině yz



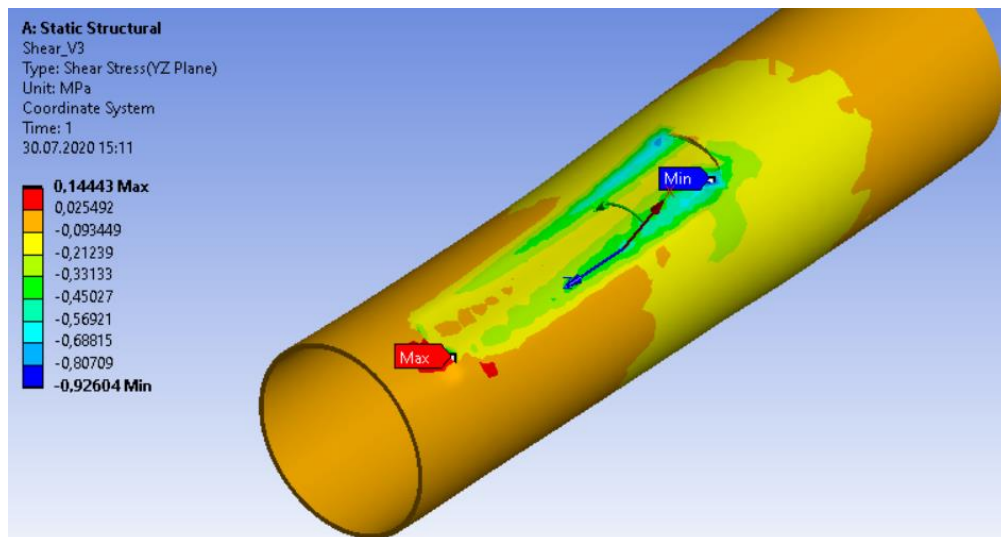
Obrázek 4.20: Vrstva č.4-normálové napětí k ose y



Obrázek 4.21: Vrstva č.4-smykové napětí v rovině yz



Obrázek 4.22: Vrstva č.3-normálnové napětí k ose y



Obrázek 4.23: Vrstva č.3-smykové napětí v rovině yz

V tabulce č. 6 jsou zapsány maximální hodnoty výše zmíněných veličin v jednotlivých vrstvách a následně je určena jejich bezpečnost pro tento případ.

Číslo vrstvy	$\sigma_y [Mpa]$	$\tau_{yz} [Mpa]$	k_{σ_y}	$k_{\tau_{yz}}$
3	2,65	0,9	52,4	53,3
4	3,2	28	28,1	5,7
5	40,7	3,8	7,8	12,6
6	4,2	31,4	21,4	5,1

Tabulka č. 6: Vyhodnocení MKP

Bezpečnost $k = \frac{\text{hodnota dovoleného napětí}}{\text{maximální hodnota napětí v dané vrstvě}}$

- Kde dle [32]:

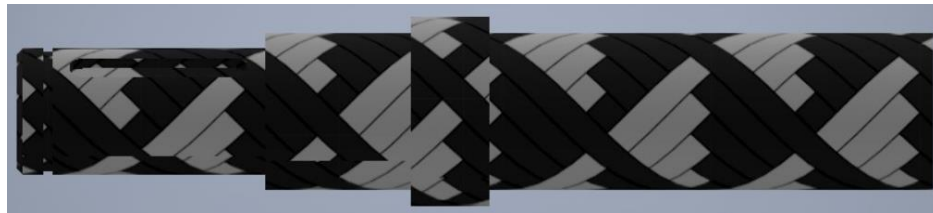
Typ vrstvy	σ_{yD} [Mpa]	τ_{yz} [Mpa]
0°	139	48
90°	320	48
+45°	92	161

Tabulka č. 7: Dovolené hodnoty podle typu vrstvy

4.3.2 Výstupní

Pro výstupní hřídel byla použita obdobná skladba karbonu jako u vstupní hřídele a také stejné rozměry pro těsné pero, proto můžeme usoudit, že i výstupní hřídel splňuje požadavek na přenos kroutícího momentu pomocí těsného pera.

Avšak tato hřídel je také zatížena axiální silou od lodního šroubu.



Obrázek 4.24: Výstupní hřídel

Pro výpočet zatížení hřídele byl použit lodní šroub „Gori propeller 14” 3 - blade“.

Informace o lodním šroubu:

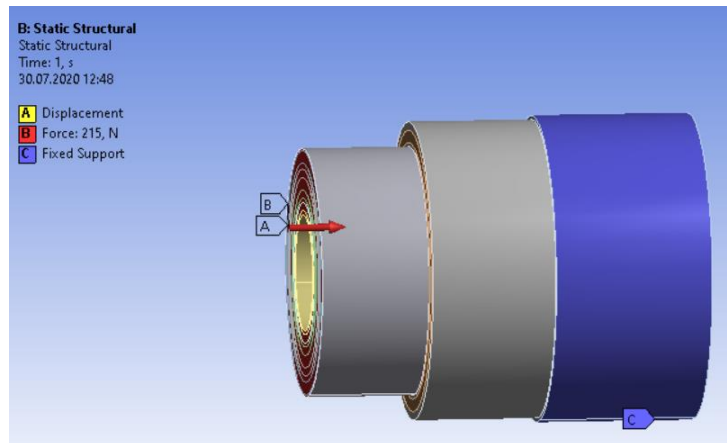
- 3 - listový rotor
- $D_p = 355 \text{ mm}$... vnější průměr rozložených listů
- $F_{tah} = 272 \text{ N}$... „tah“ od lodního šroubu



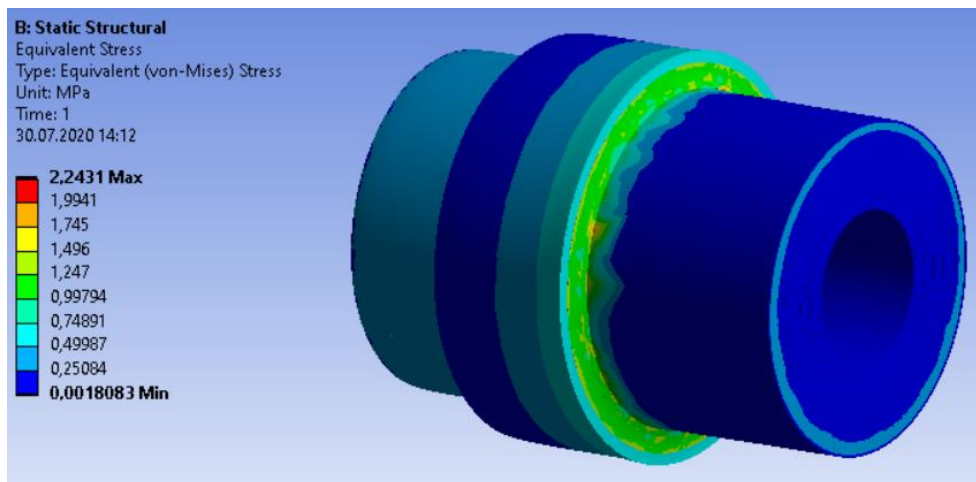
Obrázek 4.25: Gori propeller [28]

Vzhledem ke stejným rozměrům jako u vstupní hřídele a dostatečných dosažených vlastností byl na výstupní hřídel použit stejný kompozitový materiál i skladba vrstev. U této hřídele je tedy potřeba analyzovat především zatížení od axiální síly, která je zachycena v osazení hřídele.

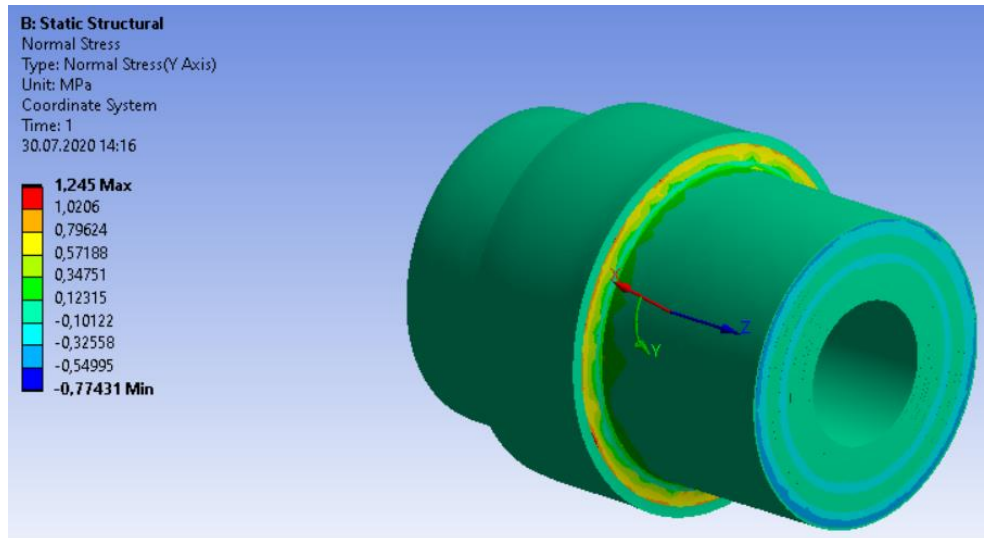
Pro výpočet byl opět použitý zjednodušený model s přidáním prvkem pro simulaci působení boku ložiska, na který byly aplikované okrajové podmínky simulující uložení a zatížení v reálném provozu.



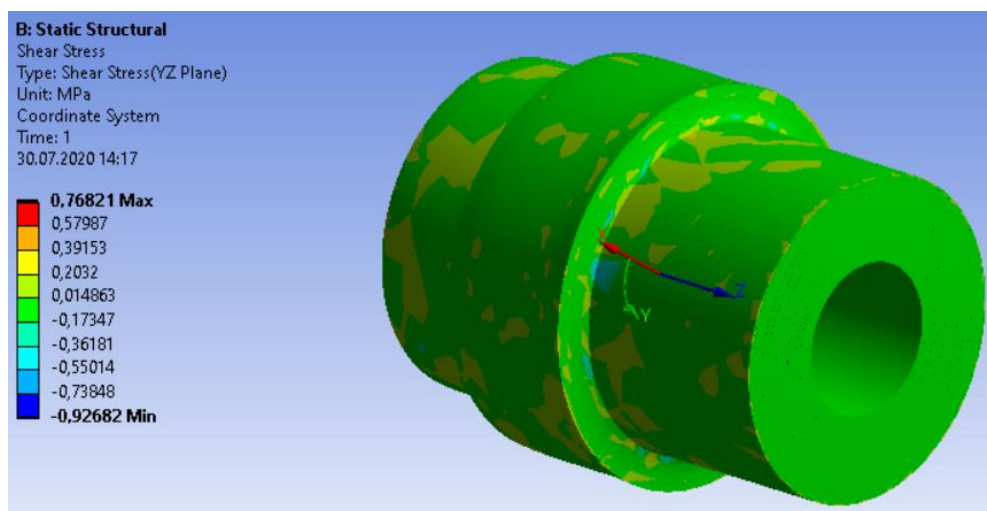
Obrázek 4.26: Uložení výstupní hřídele



Obrázek 4.27: Pevnostní analýza výstupní hřídele pro axiální zatížení



Obrázek 4.28: Pevnostní analýza-normálové napětí k ose y

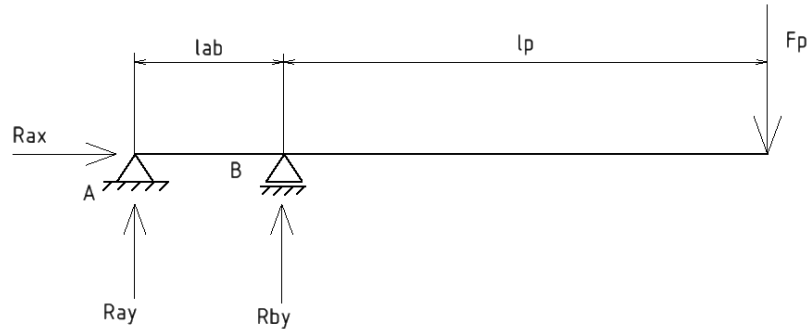


Obrázek 4.29: Pevnostní analýza-smykové napětí v rovině yz

Z analýzy vyplývá, že hodnoty napětí vyvolané zatížením od tahu lodního šroubu se pohybují v rozmezí 0 - 2,3 Mpa, přičemž máme stejné materiálové vlastnosti jako u vstupní hřídele, takže lze říci, že hřídel vyhovuje.

4.4 Návrh ložisek

Největší zatížení přenáší ložiska umístěná na výstupním hřídeli, protože musí odolat zatížení v jak radiálním, tak axiálním směru. Hodnota axiální působící síly je známa z informací o lodním šroubu, radiální je potřeba dopočítat.



Obrázek 4.30: Výpočet reakcí v ložiscích

Rovnice rovnováhy:

$$\sum \vec{y} = 0 \quad (4.4.1)$$

$$R_{ay} + R_{by} - F_p = 0 \rightarrow R_{ay} = -R_{by} + F_p \quad (4.4.2)$$

$$\sum \vec{M} = 0 \quad (4.4.3)$$

$$M_A: R_{by} \cdot l_{ab} - F_p \cdot (l_{ab} + l_p) = 0 \rightarrow R_{by} = \frac{F_p \cdot (l_{ab} + l_p)}{l_{ab}} \quad (4.4.4)$$

Kde:

- $R_{ax}, R_{ay} \dots$ reakce v bodě A [N]
- $R_{by} \dots$ reakce v bodě B [N]

$$R_{by} = \frac{112,8 \cdot (30,5 + 137)}{30,5} = 617,8 \text{ N}$$

$$R_{ay} = -617 + 112,8$$

$$= -504,2 \text{ N (výsledná síla působí v opačném směru, než je ve schématu)}$$

Pro výše zjištěná zatížení byly na výstupní hřídel vybrány ložiska s kosoúhlým stykem: SKF 7206 BEP.



Obrázek 4.31: Ložisko s kosoúhlým stykem SKF 7206 BEP [23]

Parametry zvoleného ložiska dle [19]:

- základní dynamická únosnost: $C = 22500 \text{ N}$
- součinitel radiálního zatížení: $X = 0,57$
- součinitel axiálního zatížení: $Y = 0,93$
- ložiskový mocnitel: $p = 3$
- mezní hodnota výpočtu zatížení: $e = 1,14$

Poměr radiální a axiální síly v místě A:

$$\frac{F_{tah}}{R_{ay}} = \frac{272}{504,2} = 0,539 < e \quad (4.4.5)$$

Dynamické ekvivalentní zatížení v místě A:

$$P = R_{ay} + Y \cdot F_{tah} \quad [\text{N}] \quad (4.4.6)$$

$$P = 504,2 + 0,93 \cdot 272 = 757,2 \text{ N}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska v místě A:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_u} \quad [\text{h}] \quad (4.4.7)$$

$$L_h = \left(\frac{22500}{757,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2097,9} = 208439 \text{ h}$$

Poměr radiální a axiální síly v místě B:

$$\frac{F_{tah}}{R_{ay}} = \frac{272}{617,8} = 0,44 < e$$

Dynamické ekvivalentní zatížení v místě B:

$$P = R_{by} + Y \cdot F_{tah} \quad [\text{N}]$$

$$P = 617,8 + 0,93 \cdot 272 = 870,8 \text{ N}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska v místě B:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_u} \quad [\text{h}]$$

$$L_h = \left(\frac{22500}{870,8}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2097,9} = 137042,8 \text{ h}$$

V reálném provozu bude celé zařízení pod vodou, takže výše spočítané reakce v ložiscích budou menší a životnosti ložisek pak budou větší.

4.5 Kontrolní výpočty

4.5.1 Kolík

Korunové ozubené kolo je umístěno v trubce a axiálně z obou stran zajištěno okolními součástmi. Tyto součásti jsou rotačně zajištěny a pomocí kolíků, které jsou axiálně ve vnějším průměru, zajišťují korunové kolo proti rotaci.

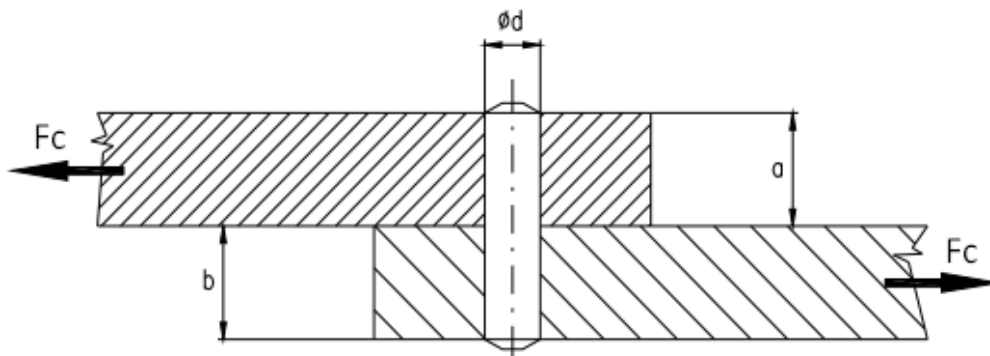
Kolík je nutné zkontrolovat na smyk a na otláčení. Z návrhu vychází průměr čepu 2 mm při uspořádání 6x po 60°.

Kontrola na smyk

$$\tau_S = \frac{F_C}{S_C} = \frac{4 \cdot M_k}{r_v \cdot c \cdot \pi \cdot d_c^2} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (4.5.1)$$

Kde:

- F_C ... síla působící v místě kolíku
- $S_C, d_c = 2 \text{ mm}$... plocha řezu a průměr čepu
- $r_v = 49,5 \text{ mm}$... vzdálenost čepu od osy hřídelí
- $c = 6$... počet kolíků



Obrázek 4.32: Zatížení čepu [27]

$$\tau_S = \frac{4 \cdot 20000}{49,5 \cdot 6 \cdot \pi \cdot 4} = 21 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_S < \tau_D$$

- $\tau_D = 55 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$...dovolené smykové napětí dle [30]

Kolík vyhovuje.

Kontrola na otláčení

$$p_c = \frac{F_C}{d_c \cdot a_c} = \frac{M_k}{d_c \cdot a_c \cdot r_v \cdot c} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (4.5.2)$$

Integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky

Kde:

- $a_c = 10 \text{ mm}$...délka čepu v materiálu

$$p_c = \frac{20000}{2 \cdot 10 \cdot 49,5 \cdot 6} = 3,37 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

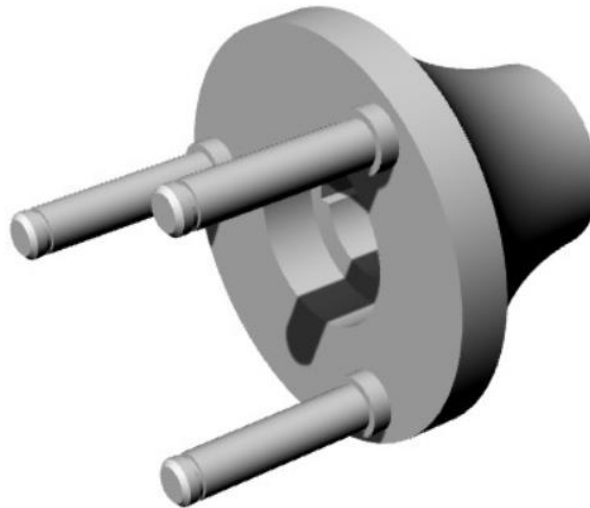
$$p_c < p_{Dc}$$

- $p_{Dc} = 30 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$... dovolený tlak dle [30]

Kolík vyhovuje.

4.5.2 Unašeč

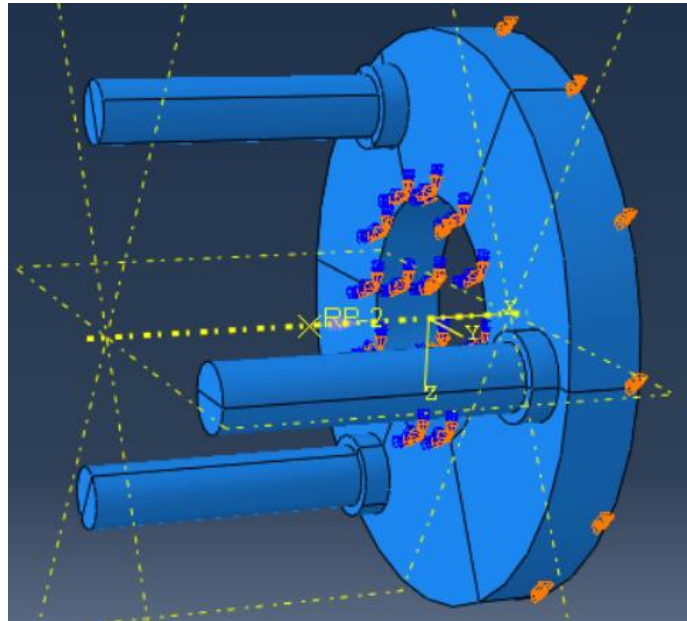
Pro pevnostní kontrolu unašeče byl použit program Abaqus. Největší zatížení lze předpokládat v místě spojení čepů, na kterém jsou umístěny satelity, s navazující částí, která dosedá na hřídel.



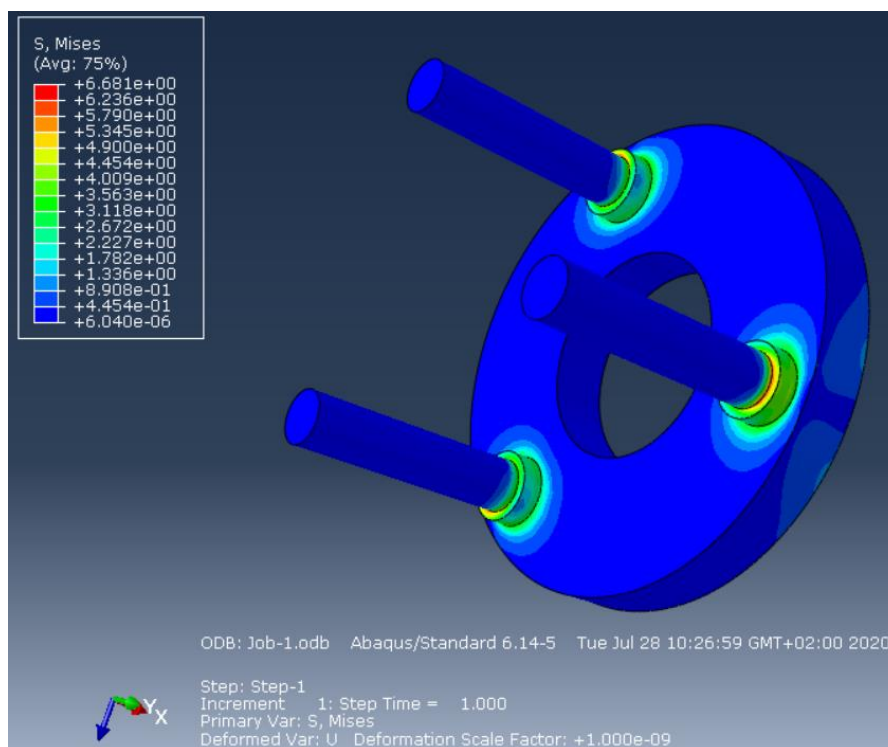
Obrázek 4.33: Unašeč

Pro zpřesnění výpočtu a zkrácení výpočetního času byl model unašeče zjednodušen, viz obr.4.31

Na takto zjednodušený model byly aplikovány okrajové podmínky, které odpovídají uložení unašeče na výstupní hřídeli. Poté byl na čepy aplikován kroutící moment.



Obrázek 4.34: Abaqus-uložen zjednodušeného modelu unašeče



Obrázek 4.35: Pevnostní analýza unašeče

Z pevnostní analýzy vychází, že největší napětí $6,681 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ je u kořene čepu, kde podle očekávání dochází ke její koncentraci. Vyhodnocení lze provést porovnáním s dovolenou hodnotou napětí materiálu unašeče.

$6,681 < \tau_{Dn} = 50$ Podmínka je splněna.

Kde:

- $\tau_{Dn} = 0,25 \cdot 200 = 50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$... dovolené napětí pro materiál ČSN 17349

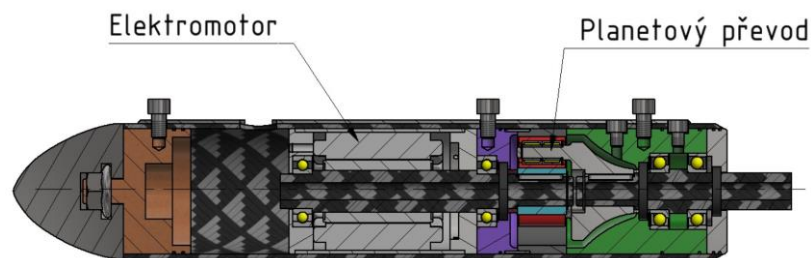
4.6 Systém pohonu

Základním prvkem konstrukce je elektropohon od firmy MGM COMPRO.

Parametry elektromotoru:

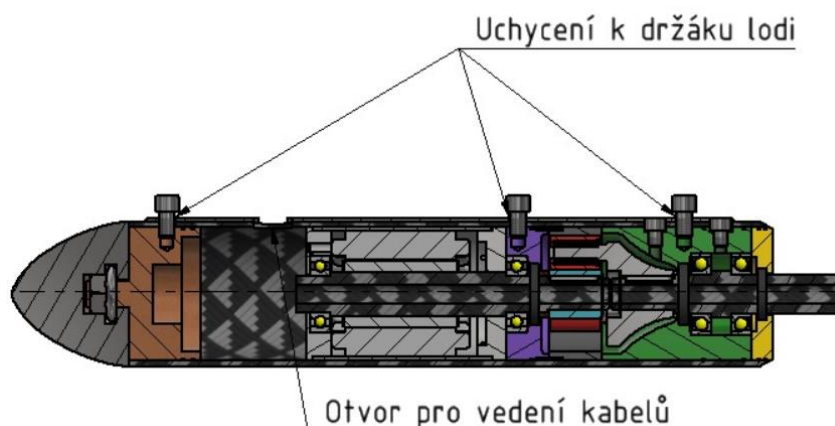
- Maximální otáčky: 6993 min^{-1}
- KV motoru (bez zátěže): 135
- Provozní napětí: 51,8V (14S setup)
- $M_{k_pracovní}$: 3 N.m
- M_{k_max} : 20 N.m

Statorové vinutí je pevně uloženo v hliníkové trubce z důvodu lepšího chlazení, rotor je umístěn na uhlíkové hřídeli. Takto jsou pak tyto součásti umístěny v uhlíkové trubce.



Obrázek 4.36: Sestava pohonu 1

Navržený planetový převod je umístěn ve dvou přírubách, které zajišťují uložení ložisek, tedy i hřídelí, a zároveň těsní prostor pro převod. Výstupem planetového převodu je unašeč nasazený na výstupní hřídeli. Výstupní hřídel je pak uložena v ložiscích s kosoúhlým stykem pro zachycení všech sil od lodního šroubu. Celá tato sestava je umístěna do uhlíkové trubky.



Obrázek 4.37: Sestava pohonu 2

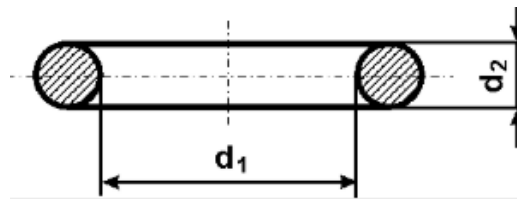
Pro maximální využití kompozitních materiálů jsou z karbonu také součásti pro uložení elektromotoru, distanční trubky a součást pro uložení unašeče. V prostoru před elektromotorem je vynechá prostor pro umístění řídicí jednotky pro ovládání natočení lodního šroubu a také pro ovládací tyč, na které bude těsnění, aby neunikal olej od převodu. Pozice jednotlivých prvků i s materiály lze najít v příloze č. 1 - Výkres sestavy.

4.6.1 Těsnění

Celý pohon je umístěn pod vodou, proto bylo nutné utěsnit všechny součásti od vnějšího prostředí a zároveň utěsnit prostory pro planetový převod a ložiska, ve kterých se nachází olej.

O-kroužek

O-kroužky zajišťují utěsnění mezi vnitřním průměrem vnější trubky a jednotlivými součástmi pohonu. Byly použity o-kroužky O-kroužek 98x2,5 NBR70.



Obrázek 4.38: O-kroužek [31]

Hřídelové těsnění:

Pro utěsnění hřídelí, víček a přírub byla použita tato těsnění:

- Hřídelové těsnění 28x40x7 G G ČSN 02 9401
- Hřídelové těsnění 30x40x7 G G ČSN 02 9401



Obrázek 4.39: Hřídelové těsnění 1 [23]

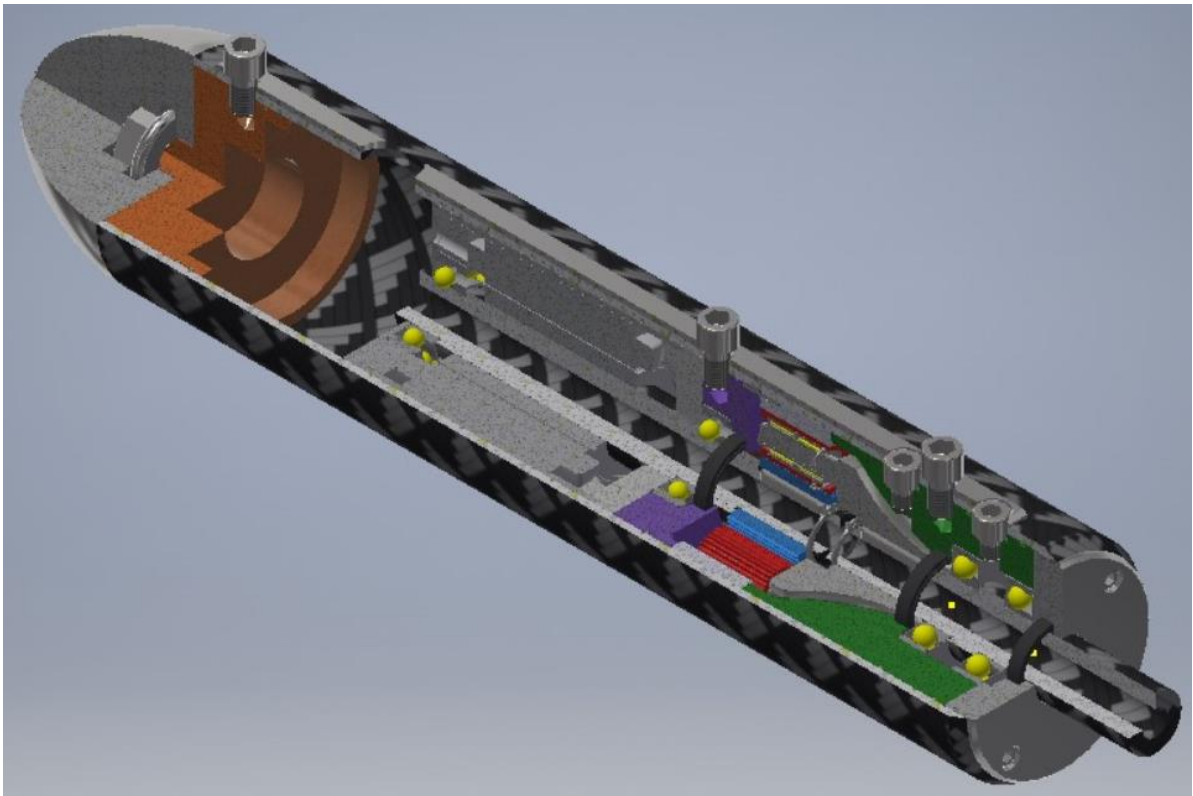
4.6.2 Pojistné kroužky

Pro axiální zajištění centrálního kola a unašeče byly použity pojistné hřídelové kroužky pro hřídel, pro jmenovitý průměr 24 mm.

- Pojistný kroužek 24 ČSN 02 2930

A pro axiální zajištění jehlových ložisek satelitu byly použity:

- Pojistný kroužek 8 ČSN 02 2930
- Pojistný kroužek 19 ČSN 02 2931



Obrázek 4.40: Sestava pohonu

5 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout elektropohon pro malé plavidlo s využitím kompozitových materiálů. Jako vstupní prvek byl použit předchozí model pohonu lodi s elektromotorem od firmy MGM Compro. Hlavním úkolem práce bylo vytvořit konstrukci, která umožňuje ovládat natočení lopatek lodního šroubu posuvem součásti ve směru osy šroubu, vyřešit problémy předchozí verze a také zakomponovat do konstrukce množství součástí z karbonového kompozitu.

V úvodní části byla provedena rešerše na planetové převody a vzápětí na kompozitní materiály se zaměřením na uhlíkové kompozity. V závislosti na vstupních parametrech a provedené rešerši byl vytvořen koncepční návrh řešení s dutými hřídelemi a převodem.

Byl vybrán vhodný typ planetového převodu, ke kterému byly připojeny návrhové a následně kontrolní výpočty jak celkového planetového převodu, tak i navrženého ozubení.

Pro navržený převod byly určeny spojovací prvky a nadimenzovány vstupní a výstupní hřídel. Tyto hřídele byly navrženy pomocí softwaru od firmy CompoTech a následně byly provedeny jejich pevnostní analýzy metodou konečných prvků v programu Ansys.

Po nadimenzování hlavních součástí byla vytvořena sestava pohonu s převodovkou, která byla zakomponována do karbonové trubky pomocí spojovacích prvků také z karbonu.

Přiložená výkresová dokumentace vychází z provedených návrhových a kontrolních výpočtů, byla vytvořena v programu Autodesk Inventor 2020 a obsahuje výkres sestavy, kterou se tato práce zabývá.

Protože výstupy práce budou dále využity jejím zadavatelem, mohu konstatovat, že cíle byly splněny. Současně vzhledem k pozitivní odezvě zadavatele věřím, že jednotlivé výstupy z konstrukční části práce budou využity pro dokončení vývoje projektu pohonné jednotky, a že práce poslouží jako východisko pro další projekty.

6 Seznam literatury

- [1] PEŠÍK, L.: *Části strojů, stručný přehled 1-2*, TUL, Liberec 2010
- [2] BOLEK, A., KOCHMAN, J.: *Části strojů 2. svazek 5. vyd.*, Praha, SNTL 1990
– planetové převody
- [3] ACHTENOVÁ, Gabriela. *Planetary gear sets in automotive transmissions*. 2. vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2017. ISBN 978-80-01-06359-0.
- [4] M.L. Gear Designs.: *Planetové převody* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/planetova-prevodovka>
- [5] TECS: From stationary gear to planetary gear. : *Planetové převody* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/planetary-gear/epicyclic-planetary-gear/>
- [6] SVOBODA, J. : *Planetové převody*, Praha, ČVUT 2005
- [7] NĚMEC, A. : *Části strojů II – Převody*, Praha, SNTL
- [8] *Uhlíkový kompozit: Uhlík* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <http://www.litomysky.cz/mat/c.htm>
- [9] CAMPBELL, F. *Structural composite materials*. Materials Park, Ohio: ASM International, 2010. ISBN 16-150-3037-9.
- [10] TION, Pavel. *Vlastnosti karbonu-FESTKA-ŠTĚRBA - 2. díl*. In: YouTube [online]. Štěrba kola, b.r. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=dsz6n3zD9GE>
- [11] CHAWLA, Krishan K. *Composite Materials : Science and Engineering*. 2nd ed. New York City, New York (USA) : Springer, 1998. 483 p. ISBN 0-378-98409-7.
- [12] EHRENSTEIN, Gottfried. *Polymerní kompozitní materiály*. V ČR 1. vyd. Praha: Scientia, 2009. ISBN 978-80-86960-29-6.

- [13] VRBKA, Jan. *Mechanika kompozitů* [online]. 2008. Brno : [2008]
[cit. 2020-07-27]. Dostupný z WWW:
<<https://www.vutbr.cz/elearning/mod/resource/view.php?id=54211>>.
- [14] *Plastic: Ruční laminace* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z:
http://www.plastic.cz/technologie-rucni_laminace-cz
- [15] *E-Glider: Technologie* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z:
<http://www.e-glider.com/cz/technologie>
- [16] EASY COMPOSITES LTD, . How To Do Perfect Vacuum Resin Infusion of a Carbon Fibre (Fiber) Part - Basic Tutorial. In: YouTube [online]. b.r. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=VodfQcrXpxc>
- [17] MITCalc. www.mitcalc.cz. [Online]
http://www.mitcalc.cz/cz/ui/ui_shaftcon.htm.
- [18] ECTA. [online]. 2012. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z WWW: <http://test.ectagmbh.de/index.php/de/verfahren-de/spritzpressen-de>
- [19] *Carbon fiber glass* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z:
<http://www.carbonfiberglass.com/Composites-Manufacturing/CompositesManufacturing-Processes.html>
- [20] JONES, Robert M. *Mechanics of Composite Materials*. 1st ed. New York City, New York (USA) : Hemisphere Publishing Corporation, 1975. 355 p.
ISBN 0-89116-490-1.
- [21] *Apex Dynamics Czech s.r.o.* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z:
<https://www.apexdynaczech.cz>
- [22] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů – Mechanické převody* Praha: ČVUT, 2003. ISBN 80-01-01934-9
- [23] *SKF* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz>
- [24] KRÁL, Štefan a. kol., *Části a mechanismy strojov*, Bratislava: STU , 2002.

- [25] Doc. Ing. Miroslav Bureš, CSc. Katedra částí a mechanismů strojů - fakulta strojní - TU v Liberci. <http://www.kst.tul.cz>. [Online] 2006. http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf.
- [26] Krátký, J., Krónerová, E. a Hosnedl, S. *Obecné strojní části 2*. Plzeň : ZČU v Plzni, 2011.
- [27] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [27] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [28] *Gori Propeller: experience the difference* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://gori-propeller.com/en/folding-propeller/3-blade-propeller/>
- [29] Kolíky a čepy: Výpočet kolíkových spojů [online]. [cit. 2020-07-28]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-04.pdf
- [30] *E-konstrukér: Portál pro strojní konstruktéry* [online]. [cit. 2020-07-28]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezipevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [31] *Trelleborg* [online]. [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: <https://eshop.rubena.cz/o-krouzek-98x-5-nbr70din3770/d-155340/>
- [32] CompoTech PLUS, spol s r.o.

7 Seznam obrázků

Obrázek 2.1: Planetový převod 1 [4]	- 2 -
Obrázek 2.2: Planetový převod 2 [5]	- 3 -
Obrázek 2.3: Planetový převod 3 [5]	- 4 -
Obrázek 2.4: Jednoduchý planetový převod 1	- 4 -
Obrázek 2.5: Jednoduchý planetový převod 2	- 5 -
Obrázek 2.6: Jednoduchý planetový převod 3	- 5 -
Obrázek 2.7: Jednoduchý planetový převod 4	- 6 -
Obrázek 2.8: Jednoduchý planetový převod 5	- 6 -
Obrázek 2.9: Schéma - podmínka sousedství satelitů [3]	- 8 -
Obrázek 3.1: Matrice – diagramy mezního tahového prodloužení [11]	- 12 -
Obrázek 3.2: Typy vláknových kompozitů [12]	- 14 -
Obrázek 3.3: Částicový kompozit [12]	- 14 -
Obrázek 3.4: Skeletonový kompozit [12]	- 14 -
Obrázek 3.5: Schéma - ruční kladení [13]	- 15 -
Obrázek 3.6: Ruční kladení [14]	- 16 -
Obrázek 3.7: Součást lodi od firmy CompoTech vyrobená metodou kladení ...	- 16 -
Obrázek 3.8: Schéma metody vakuového prosycování [13]	- 17 -
Obrázek 3.9: Schéma metody vytvrzování v autoklávu [11]	- 17 -
Obrázek 3.10: Schéma metody navíjení [15]	- 18 -
Obrázek 3.11: Navíjecí stroj COMPO02 od firmy CompoTech	- 19 -
Obrázek 3.12: Schéma metody RTM [16]	- 19 -
Obrázek 3.13: Schéma metody SMC [11]	- 20 -
Obrázek 3.14: Schéma metody pultruze [17]	- 21 -
Obrázek 3.15: Obecná deformace [18]	- 22 -
Obrázek 3.16: Laminátová vrstevnatá konstrukce [18]	- 23 -
Obrázek 3.17: Vnitřní silové účinky [12]	- 23 -
Obrázek 4.1: Planetová převodovka Apex Dynamics [19]	- 25 -
Obrázek 4.2: Schéma převodu [3]	- 26 -
Obrázek 4.3: Návrh planetového převodu 1	- 26 -
Obrázek 4.4: Diagram tvrdosti boku zubů [20]	- 27 -
Obrázek 4.5: Schéma planetového převodu	- 30 -
Obrázek 4.6: Diagram vnitřních dynamických sil v ozubení [20]	- 31 -
Integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky	- 62 -

Obrázek 4.7: Schéma zatížení satelitu	- 35 -
Obrázek 4.8: Jehlové ložisko SKF NKI 9/16 [23].....	- 36 -
Obrázek 4.9: Planetový převod_vstup.....	- 36 -
Obrázek 4.10: Planetový převod_výstup.....	- 36 -
Obrázek 4.11: Těsné pero [27].....	- 37 -
Obrázek 4.12: Těsné pero - řez [27].....	- 38 -
Obrázek 4.13:Vstupní hřídel.....	- 39 -
Obrázek 4.14: Vstupní hřídel s umístěnými ložisky	- 40 -
Obrázek 4.15: Pevnostní analýza vstupní hřídele č.1	- 41 -
Obrázek 4.16: Vrstva č.6-normálové napětí k ose y	- 42 -
Obrázek 4.17:Vrstva č.6-smykové napětí v rovině yz.....	- 42 -
Obrázek 4.18: Vrstva č.5-normálové napětí k ose y	- 43 -
Obrázek 4.19: Vrstva č.5-smykové napětí v rovině yz.....	- 43 -
Obrázek 4.20: Vrstva č.4-normálové napětí k ose y	- 44 -
Obrázek 4.21: Vrstva č.4-smykové napětí v rovině yz.....	- 44 -
Obrázek 4.22: Vrstva č.3-normálové napětí k ose y	- 45 -
Obrázek 4.23: Vrstva č.3-smykové napětí v rovině yz.....	- 45 -
Obrázek 4.24: Výstupní hřídel	- 46 -
Obrázek 4.25: Gori propeller [28]	- 46 -
Obrázek 4.26: Uložení výstupní hřídele	- 47 -
Obrázek 4.27: Pevnostní analýza výstupní hřídele pro axiální zatížení	- 47 -
Obrázek 4.28: Pevnostní analýza-normálové napětí k ose y	- 48 -
Obrázek 4.29: Pevnostní analýza-smykové napětí v rovině yz	- 48 -
Obrázek 4.30: Výpočet reakcí v ložiscích.....	- 49 -
Obrázek 4.31: Ložisko s kosoúhlým stykem SKF 7206 BEP [23].....	- 50 -
Obrázek 4.32: Zatížení čepu [27]	- 52 -
Obrázek 4.33: Unašeč.....	- 53 -
Obrázek 4.34: Abaqus-uložen zjednodušenéhoí modelu unašeče.....	- 54 -
Obrázek 4.35: Pevnostní analýza unašeče	- 54 -
Obrázek 4.36: Sestava pohonu 1	- 55 -
Obrázek 4.37: Sestava pohonu 2	- 55 -
Obrázek 4.38: O-kroužek [31]	- 56 -
Obrázek 4.39: Hřídelové těsnění 1 [23].....	- 56 -
 Integrovaný elektropohon s kompozitovými prvky	 - 63 -

Obrázek 4.40: Sestava pohonu - 57 -

8 Seznam tabulek

Tabulka č. 1: Materiály pro ozubená kola [20]	- 28 -
Tabulka č. 2: Normalizované hodnoty modulů ozubení [20]	- 28 -
Tabulka č. 3: Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů [20]	- 31 -
Tabulka č. 4: Výpočtové hodnoty pro materiály zubů [20]	- 33 -
Tabulka č. 5: Kompozitové složení vstupní hřídele	- 41 -
Tabulka č. 6: Vyhodnocení MKP	- 45 -
Tabulka č. 7: Dovolené hodnoty podle typu vrstvy	- 46 -

9 Seznam příloh

Příloha č.1: Výkres sestavy elektropohonu lodi