



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ

Fakulta strojní

12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Planetový reduktor pro naklápěcí zkušební stav

Planetary Reduction Gearbox for a Tilting Test Stand

Bakalářská práce

Studijní program: B2341 - Strojírenství

Studijní obor: 3901R051 - Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Jiří Vávra, Ph.D.

Michal Vrátil

Praha 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta : **strojni**
Ústav: **12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Akademický rok: **2014/2015**



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): **Michal Vrátil**

studijní program: **B 2341 Strojírenství**
studijní obor: **3901R051 Konstruování podporované počítačem**

Název tématu: **Planetová redukce pro naklápěcí zkušební stav**

Název tématu anglicky: **Planetary Reduction Gearbox for a Tilting Test Stand**

Označení diplomové práce: **BP 2015 – SM 07**

Pokyny pro vypracování:

Proved'te návrh planetové redukce pro dvousý naklápěcí zkušební stav. Proved'te základní geometrický návrh planetového převodu s převodovým poměrem blízkým 2. Proved'te návrhový výpočet ozubení pro zadané hodnoty vstupního momentu a otáček. Navrhněte uspořádání planetové redukce s ohledem na minimalizaci rozměrů a technologii výroby. Navrhněte ložiska a zkontrolujte jejich životnost.

Rozsah průvodní zprávy: min. 35 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek v textu)

Rozsah grafických prací: Základní 2D řezy a pohledy na planetovou redukci, 3D CAD model sestavy redukce s přiřazeným materiálem.

Doporučené podklady: Vzorová konstrukce planetové redukce v laboratoři automobilů ČVUT. Vnější rychlostní charakteristika spalovacího motoru. Připojovací rozměry hydrostatického generátoru.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Vávra, Ph.D.

Odborný konzultant:


Datum zadání bakalářské práce: 30.4.2015


Datum odevzdání bakalářské práce: 19.6.2015

Studijní a zkušební řád ČVUT v Praze, čl. 21, odst. 4: „Pokud student neodevzdal bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.“


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

Zadání bakalářské práce převzal dne:


.....
podpis diplomanta


Doc. Ing. Oldřich **VÍTEK**, Ph.D.
vedoucí ústavu 12120




Prof. Ing. Michael **VALÁŠEK**, DrSc.
děkan fakulty strojní

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem a výpočty planetového reduktoru pro naklápěcí zkušební stav.

Klíčová slova

planetový reduktor, konstrukční návrh

Abstract

This bachelor thesis deals with the structural design and calculations of planetary reducer for tilting test stand.

Keywords

planetary reducer, structural design

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího bakalářské práce Ing. Jiřího Vávry, Ph.D.

Dále prohlašuji, že veškeré podklady, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne 11. 5 2015

.....

Podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D. za rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a při vypracovávání bakalářské práce. Mé poděkování patří též Bc. Davidu Světlíkovi za poskytnutí všech potřebných informací.

Obsah

Úvod	8
1. Zadání	9
2. Určení parametrů planetového soukolí	9
2.1 Volba zapojení planetové soukolí.....	9
2.2 Výpočet kroutících momentů a průměrů hřídelí.....	13
2.3 Zjednodušený návrh modulu soukolí.....	14
2.4 Návrh a kontrola ozubení	16
2.5 Výpočet sil v ozubení	17
3. Konstrukční návrhy	19
4. Silové poměry v uložení hřídelů a výpočet trvanlivosti ložisek.....	21
4.1 Ložiska vstupního hřídele	21
4.2 Ložisko satelitu.....	23
4.3 Ložiska výstupního hřídele.....	24
5. Spojení hřídele s nábojem.....	25
5.1 Vstupní hřídel s planetou pomocí nalisování.....	25
5.2 Výstupní hřídel s korunou pomocí nalisování.....	27
5.3 Koruna s korunovým kolem	29
5.4 Kontrola pera na vstupním hřídeli	30
5.5 Kontrola drážky pro pero na výstupním hřídeli.....	31
6. Statická kontrola hřídelí	31
6.1 Vstupní hřídel	32
6.2 Výstupní hřídel.....	33
Závěr	35
Použitá literatura.....	36
Seznam příloh	37
Seznam obrázků a tabulek.....	37
Seznam použitých symbolů.....	38

Úvod

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem a s tím spojenými výpočty jednoduchého planetového reduktoru pro zkušební naklápěcí stav. Důvodem vlastního návrhu je, že se nepodařilo u výrobců těchto typů převodovek najít reduktor, který by splňoval požadovaná kritéria. Prvním z nich je kritérium na souosý vstup a výstup, to splňuje pouze planetové soukolí. Druhým kritériem je převodový poměr dvě, ten ale není obvyklý pro planetové převodovky a díky tomu žádný výrobce tuto variantu nenabízí.

Proto jediným způsobem, jak docílit požadavků, je vlastní konstrukční návrh. Cílem bude zvolit vhodný typ planetového soukolí, navrhnout a zkontrolovat jeho parametry. Dále vytvořit kompletní 3D návrh reduktoru a provést všechny potřebné výpočty, jako je kontrola trvanlivosti ložisek. Také navrhnout a spočítat spojení hřídelů s nábojem. Jako poslední úkol bude statická kontrola hřídelí. Aby mohli být provedeny výše uvedené výpočty bude zapotřebí zvolit materiály pro jednotlivé části reduktoru.

1. Zadání

Navrhovaný planetový reduktor bude umístěn mezi spalovacím motorem a hydrogenerátorem, kde reduktor bude navržen tak, aby s hydrogenerátorem tvořil jeden celek a zároveň měl co nejmenší zástavbové rozměry a převodový poměr 2. Vstupní hřídel reduktoru navíc ještě ponese váhu setrvačnicku, která je předběžně spočítána na 30 kg.

Spalovací motor

Z charakteristiky točivého momentu spalovacího motoru byly odečteny hodnoty momentu odpovídající maximálnímu točivému momentu motoru, maximálnímu výkonu motoru a maximálním otáčkám motoru.

- maximální moment $M_{t-max-char.} = 150 \text{ N}\cdot\text{m}$ při 4 000 ot/min
- moment při maximálním výkonu $M_{t-výkon-char.} = 137 \text{ N}\cdot\text{m}$ při 5 500 ot/min
- moment při maximálních otáčkách $M_{t-otáčky-char.} = 126 \text{ N}\cdot\text{m}$ při 6 000 ot/min

Pro výpočty jsou použity hodnoty vynásobené součinitelem bezpečnosti pro přenos točivého momentu $k_{Mt} = 1,13$. Přepočtené hodnoty momentu:

$$M_{t-max.} = M_{t-max-char.} \cdot k_{Mt} = 150 \cdot 1,13 = 170 \text{ N}\cdot\text{m} \text{ při } 4\,000 \text{ ot/min}$$

$$M_{t-výkon} = M_{t-výkon-char.} \cdot k_{Mt} = 137 \cdot 1,13 = 155 \text{ N}\cdot\text{m} \text{ při } 5\,500 \text{ ot/min}$$

$$M_{t-otáčky} = M_{t-otáčky-char.} \cdot k_{Mt} = 126 \cdot 1,13 = 142 \text{ N}\cdot\text{m} \text{ při } 6\,000 \text{ ot/min}$$

Hydrogenerátor

Použit hydrogenerátor F12 - 80 od firmy Parker. Jehož přípojovací rozměry jsou uvedeny v příloze č. 1.

2. Určení parametrů planetového soukolí

2.1 Volba zapojení planetové soukolí

Požadavky na planetový reduktor

- převodový poměr 2
- maximální přenášený točivý moment 170 N·m při 4 000 ot/min

Jako jednoduché planetové soukolí byl vybrán typ $2k+r$, u kterého je možné vybírat z variant zapojení uvedených v tabulce tab. 1. Základním je zapojení s tokem výkonu z planety na korunu při zastaveném unašeči $(p \rightarrow k)^r$, kde převodový poměr i_{pk}^r je nazýván jako základní převodový poměr, který se také používá pro všechny výpočty. Vzorec pro výpočet základního převodového poměru je

$$i_{pk}^r = \frac{z_k}{z_p} \cdot (-1)^j$$

kde z_k je počet zubů koruny, z_p počet zubů planety a j počet vnějších záběrů, pro tento typ soukolí je roven jedné. Zbylé převodové poměry pro ostatní zapojení se pomocí něho spočítají, tak jak je vidět v tabulce tab. 1.

Tab. 1 - Varianty zapojení [1]

Varianta zapojení	Převodový poměr
$(p \rightarrow k)^r$	$i_{pk}^r = \frac{z_k}{z_p} \cdot (-1)^j$
$(p \rightarrow r)^k$	$i_{pr}^k = 1 - i_{pk}^r$
$(r \rightarrow p)^k$	$i_{rp}^k = \frac{1}{1 - i_{pk}^r}$
$(k \rightarrow r)^p$	$i_{kr}^p = 1 - \frac{1}{i_{pk}^r}$
$(r \rightarrow k)^p$	$i_{rk}^p = \frac{i_{pk}^r}{i_{pk}^r - 1}$

Pro výběr vhodné varianty zapojení byl zvolen graf zobrazující oblast použitelnosti základního převodového poměru pro soukolí typu $2k+r$. Zároveň tento graf ukazuje využití vnějších rozměrů ve vztahu k převodu, kde nejlepší poměr je pro základní převod $|i_{pk}^r| \cong 3$. V grafu jsou zobrazeny všechny základní převodové poměry pro jednotlivé zapojení z tabulky tab. 1 a z toho následně vybrána nejvhodnější zapojení.

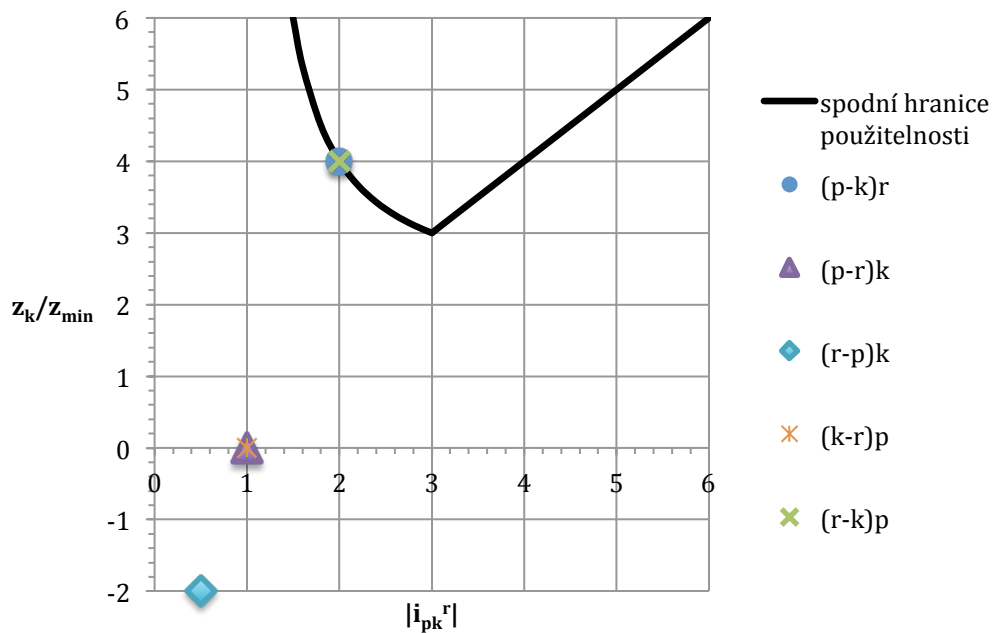
Vzorce pro určení meze použitelnosti :

$$\frac{z_k}{z_{\min}} = \frac{z_k}{z_p} = |i_{pk}^r| \qquad \frac{z_k}{z_{\min}} = \frac{z_k}{z_s} = \frac{2 \cdot z_k}{z_k - z_p} = \frac{2 \cdot |i_{pk}^r|}{|i_{pk}^r| - 1}$$

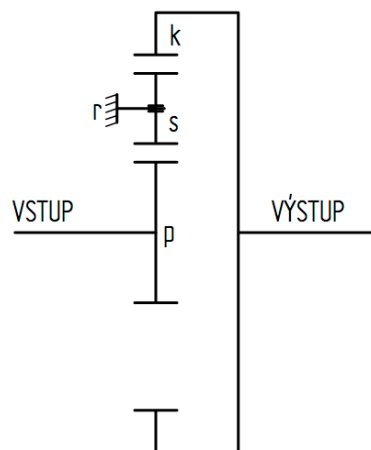
Příklad výpočtu pro zapojení $(p \rightarrow k)^r$:

$$i_{pk}^r = -2 \rightarrow \frac{z_k}{z_{\min}} = \frac{2 \cdot |i_{pk}^r|}{|i_{pk}^r| - 1} = \frac{2 \cdot 2}{2 - 1} = 4$$

Graf použitelnosti pro soukolí typu $2k + r$



Z grafu je vidět, že jako vhodné varianty připadají v úvahu dvě. A to varianta s tokem výkonu z planety na korunu při zastaveném unašeči $(p \rightarrow k)^r$ a varianta s tokem výkonu z unašeče na korunu při zastavené planetě $(r \rightarrow k)^p$. Při určování počtu zubů byla varianta $(r \rightarrow k)^p$ vyřazena, protože u druhé varianty bylo dosaženo volbou počtu zubů převodového poměru, který se více blíží požadovanému. Díky tomu byla zvolena varianta $(p \rightarrow k)^r$, jejíž schéma zapojení je na obrázku 1.



Obrázek 1 - Schéma zapojení $(p \rightarrow k)^r$

Dále je uveden postup výpočtu pro tuto variantu, kde je ukázáno, jak byly voleny počty zubů a ověření nutných podmínek pro správnou funkci soukolí, jako je podmínka smontovatelnosti a podmínka nesynchronního záběru satelitů.

Znamé parametry

- převodový poměr: $i_{pk}^r = 2$
- počet vnějších záběrů: $j = 1$
- minimální počet zubů: $z_{min} = z_s = 17$
- zvolen počet satelitů: $s = 4$

- výpočet počtu zubů a stanovení výsledného převodu:

$$z \text{ grafu} : \frac{z_k}{z_{min}} = 4 \rightarrow z_k = 4 \cdot 17 = 68 \rightarrow \text{upraveno na } 67$$

$$z_p = \frac{z_k}{|i_{pk}^r|} = \frac{67}{2} = 33,5 \rightarrow \text{upraveno na } 33$$

$$i_{pk}^r = \frac{z_k}{z_p} \cdot (-1)^j = \frac{67}{33} \cdot (-1)^1 = -2,03 \rightarrow \text{výsledný převod, kde mínus}$$

značí opačný směr otáčení výstupu

- podmínka sousosti pro nekorigované soukolí:

$$\frac{z_k - z_p}{2} = \text{celé číslo}$$

$$\frac{67 - 33}{2} = 17 = z_s \rightarrow \text{počet zubů satelitu}$$

- podmínka smontovatelnosti:

$$\frac{z_k + z_p}{s} = \text{celé číslo}$$

$$\frac{67 + 33}{4} = 25 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

- podmínka nesynchronního záběru satelitů:

$$\frac{z_p}{s} \neq \text{celé číslo}$$

$$\frac{33}{4} \neq 8,25 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\frac{z_k}{s} \neq \text{celé číslo}$$

$$\frac{67}{4} \neq 16,75 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

- dopočet převodových poměrů:

$$i_{ps} = \frac{z_s}{z_p} = \frac{17}{33} = 0,52$$

$$i_{sk} = \frac{z_k}{z_s} = \frac{67}{17} = 3,94$$

Shrnutí

Výsledný převodový poměr planetového soukolí pro zvolené zapojení je $i_{pk}^r = -2,03$ s počtem satelitů $s = 4$, počtem zubů satelitů $z_s = 17$, počtem zubů koruny $z_k = 67$ a počtem zubů planety $z_p = 33$.

2.2 Výpočet kroutících momentů a průměrů hřídelí

Pro výpočet minimálních průměrů hřídelů bylo zvoleno dovolené napětí v krutu $\tau_D = 30 \text{ N/mm}^2$ a účinnosti vnějšího ozubení: planeta - satelit $\eta_{ps} = 0,98$, vnitřního ozubení: satelit - koruna $\eta_{sk} = 0,99$. Vstupní hřídel, čep satelitu budou plné a výstupní hřídel bude dutá s dírou o průměru 40 mm a drážkou pro pero.

Vstupní hřídel

- ze zadání $M_{k-vstup} = M_{t-max.} = 170 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$d_{vstup-min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k-vstup}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 170000}{\pi \cdot 30}} = 31 \text{ mm}$$

Čep satelitu

$$M_{k-satelit} = \frac{M_{k-vstup}}{s} \cdot i_{ps} \cdot \eta_{ps} = \frac{170}{4} \cdot 0,52 \cdot 0,98 = 21,7 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$d_{cep.sat.-min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k-satelit}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 21700}{\pi \cdot 30}} = 15,4 \text{ mm}$$

Výstupní hřídel

$$M_{k-vystup} = M_{k-vstup} \cdot i_{pk} \cdot \eta_{ps} \cdot \eta_{sk} = 170 \cdot 2,03 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 335 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$d_{vystup-max} \leq \sqrt[4]{D_{vystup}^4 - \frac{16 \cdot D_{vystup} \cdot M_{k-vystup}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[4]{55^4 - \frac{16 \cdot 55 \cdot 335000}{\pi \cdot 30}}$$

$$d_{vystup-max} \leq 49,5 \text{ mm}$$

2.3 Zjednodušený návrh modulu soukolí

Výpočet modulu je proveden podle normy ČSN 01 4686. Pro návrh je použito ozubení s přímými zuby a to z důvodu snadnější výroby vnitřního ozubení, také proto že se předpokládá výroba jenom jednoho kusu reduktoru. Díky tomu se při případném hledání výrobců ozubení najde více těch, kteří budou schopni ozubení vyrobit.

Volba potřebných součinitelů

- materiál zvolen pro všechna kola 16MnCr5 - mez únavy v ohybu $\sigma_{Flimb} = 700$ MPa
 - mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlimb} = 1270$ MPa
- přípustné napětí v ohybu : $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,6 \cdot 700 = 420$ MPa
- přípustné napětí v dotyku: $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlimb} = 0,8 \cdot 1270 = 1016$ MPa
- pomocný součinitel pro výpočet modulu - kalená ozubená kola $f_p = 18$
- pomocný součinitel pro výpočet roztečného průměru pro přímé zuby $f_h = 770$
- poměrné šířky $\psi_m = 12$ a $\psi_d = 1,1$ zvoleny podle tabulky tab. 2.
- součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,5$ zvolen podle tabulek tab. 3, 4, 5

Tab. 2 - Doporučené hodnoty ψ_m a ψ_d pro symetricky uložená soukolí [5]

	$\left(\frac{b_{wH}}{d_1}\right)_{max}$	b_{wF}/m_n			
		i			
		1	2	4	8
obě kola normalizačně žíhaná	1,6	51 až 96	46 až 88	40 až 80	35 až 72
obě kola zušlechtěná	1,4	45 až 84	41 až 77	35 až 70	31 až 63
pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené	1,4	31 až 55	28 až 50	24 až 45	21 až 40
obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	1,1	17 až 26	15 až 23	13 až 20	11 až 18
obě kola nitridovaná	0,8	19 až 32	17 až 28	15 až 25	13 až 21

Tab. 3 - Orientační hodnoty součinitele K_A pro vliv vnějších dynamických sil [5]

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,0
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

Tab. 4 - Příklady pracovních strojů s různým charakterem zatěžování převodovky [5]

Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
plynulé	generátor, dopravník, větrák, lehký výtah
s malou nerovnoměrností	zubové a rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák
s velkou nerovnoměrností	lis, nůžky, hnětací stroj, válcovací stolice

Tab. 5 - Příklady hnacích strojů s různým charakterem zatěžování převodovky [5]

Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní a plynová turbína
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní a plynová turbína
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů předběžně zvolen $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,1$
- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů předběžně zvolen $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,2$
- součinitel vnitřních dynamických sil předběžně zvolen $K_{Hv} = K_{Fv} = 1,2$
- součinitel přídatných zatížení pro ohyb: $K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv}$

$$K_F = 1,5 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 2,4$$
- součinitel přídatných zatížení pro dotyk: $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$

$$K_H = 1,5 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 2,4$$

Výpočet na ohyb

$$m_{n\text{-ohyb}} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot \frac{M_{kvstup,kvystup}}{S}}{\psi_m \cdot z_{p,k} \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,4 \cdot \frac{170}{4}}{15 \cdot 33 \cdot 420}} = 1,42 \text{ mm}$$

Výpočet na dotyk

$$d_{1p,k} = f_h \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot \frac{M_{k\text{-vstup,k-vystup}}}{S} \cdot \frac{i_{ps,sk} + 1}{i_{ps,sk}}}{\psi_d \cdot \sigma_{HP}^2}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,4 \cdot \frac{170}{4} \cdot \frac{0,52 + 1}{0,52}}{1,1 \cdot 1016^2}}$$
$$= 49,31 \text{ mm} \quad m_{n\text{-dotyk}} = \frac{d_{1p,k}}{z_{p,k}} = \frac{49,31}{33} = 1,49 \text{ mm}$$

V následující tabulce tab. 6 jsou uvedeny vypočtené hodnoty modulu pro soukolí.

Tab. 6 - Vypočtené moduly

	$m_{n\text{-ohyb}}$ [mm]	$m_{n\text{-dotyk}}$ [mm]
planeta - satelit	1,42	1,49
satelit - korunové kolo	1,41	1,74

Z řady normalizovaných modulů podle ČSN 01 4608 zvolen modul $m_n = 2 \text{ mm}$.

2.4 Návrh a kontrola ozubení

Podrobnější návrh a kontrola ozubení je provedena pomocí programu Mitcalc, ze kterého jsou také vypsány hodnoty uvedené v tabulkách tab. 7 a tab. 8. Kontrola je provedena pro maximální točivý moment 170 N·m při 4000 ot/min, ale také pro hodnotu odpovídající maximálním otáčkám motoru, což je 6000 ot/min s momentem 142 N·m a to z důvodu kontroly obvodové rychlosti soukolí, se kterou souvisí i správná volba stupně přesnosti ozubení. Kde se ukázalo, že při těchto otáčkách jsou obvodové rychlosti velké a odpovídají stupni přesnosti pět.

Dále by se měli bezpečnostní součinitelé ozubení pohybovat mezi hodnotami, které jsou pro součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu na patě (S_F) 1,3 až 1,5 a pro součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boku zubů (S_H) 1,1 až 1,2. V průběhu kontroly byl také vytvořen návrhový výkres s rozmístěním ložisek a s jejich předběžným výpočtem. Díky tomu bylo zjištěno, že jehlové ložisko vybrané pro

satelit má nedostatečnou trvanlivost. Proto byla použita dvě stejná ložiska, která dohromady mají dostatečnou trvanlivost, ale také větší rozměry. Důsledkem toho je zvětšení modulu z 2 na 2,5 a také šířka ozubení je větší než by bylo nutné. To vše se projevilo na hodnotách bezpečnostních koeficientů uvedených v tabulce tab. 7, které jsou tím pádem větší. Dále v tabulce tab. 8 jsou uvedeny základní rozměry planetového soukolí. Podrobný výpis z kontroly ozubení je umístěn na přiloženém DVD pod názvem vypis_Mitcalc.

Tab. 7 - Bezpečnostní součinitelé

Pro $M_{t-max} = 170 \text{ N}\cdot\text{m}$	Planeta	Satelit	Koruna
S_H	1,59	1,47	1,82
S_F	4,27	2,05	2,84

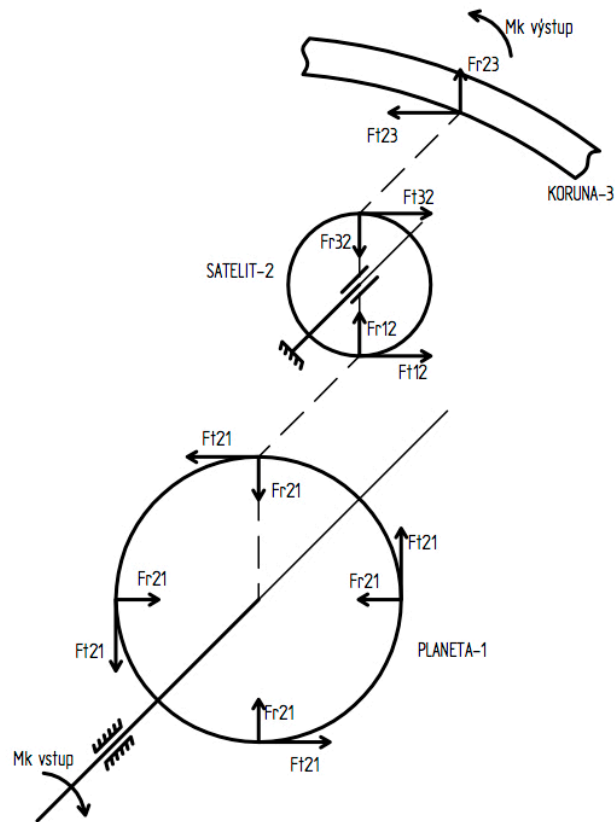
Tab. 8 - Základní rozměry soukolí

	Planeta	Satelit	Koruna
Druh ozubení	přímé		
Stupeň přesnosti ozubení	5		
Počty zubů z	33	17	67
Šířka kola b [mm]	36	34	32
Normální modul m_n [mm]	2,5	2,5	
Normální rozteč p [mm]	7,854	7,854	
Osová vzdálenost roztečná a [mm]	62,5	62,5	
Osová vzdálenost výrobní a_v [mm]	62,8674	62,1599	
Osová vzdálenost pracovní a_w [mm]	63	63	
Úhel záběru α [°]	20	20	
Valivý úhel záběru normální α_{wn} [°]	20,882	21,530	
Průměr hlavové kružnice d_a [mm]	88,130	47,395	162,858
Průměr roztečné kružnice d [mm]	82,500	42,500	167,500
Průměr základní kružnice d_b [mm]	77,525	39,937	157,399
Průměr patní kružnice d_f [mm]	76,985	36,250	175,022
Průměr valivé kružnice d_w [mm]	82,975	42,7446	
Průměr valivé kružnice d_w [mm]		42,9326	169,205
Hlavová vůle c_a [mm]	0,8100	0,81 / 0,794	0,3040
Hodnota korekce x [modul]	0,1470	0,1	-0,2639

2.5 Výpočet sil v ozubení

Planetové soukolí má výhodu v tom, že se předpokládá rovnoměrné dělení toku výkonu mezi jednotlivé satelity při zanedbání ztrát. Potom za pomoci rovnováhy je možné řešit úlohu, tak že se zaměříme pouze na jednu silovou větev, jak je vidět na

obrázku 2 . Ve výpočtech se tato vlastnost projeví v tom, že ve jmenovateli vzorce pro výpočet tečné síly od ozubení přibude hodnota odpovídající počtu satelitů. Pro tento případ je počet satelitů $s = 4$.



Obrázek 2 - Schéma sil v ozubení

$$F_{t12} = F_{t21} = \frac{2 \cdot M_{k-vstup}}{d_{w1} \cdot s}$$

$$F_{t23} = F_{t32} = \frac{2 \cdot M_{k-výstup}}{d_{w3} \cdot s}$$

$$F_{t12} = F_{t21} = \frac{2 \cdot 170 \cdot 10^3}{82,975 \cdot 4}$$

$$F_{t23} = F_{t32} = \frac{2 \cdot 335 \cdot 10^3}{169,205 \cdot 4}$$

$$F_{t12} = F_{t21} = 1024,4 \text{ N}$$

$$F_{t23} = F_{t32} = 989,9 \text{ N}$$

$$F_{r12} = F_{r21} = F_{t12} \cdot \tan(\alpha_{w12})$$

$$F_{r23} = F_{r32} = F_{t23} \cdot \tan(\alpha_{w23})$$

$$F_{r12} = F_{r21} = 1024,4 \cdot \tan(20,882)$$

$$F_{r23} = F_{r32} = 989,9 \cdot \tan(21,530)$$

$$F_{r12} = F_{r21} = 390,8 \text{ N}$$

$$F_{r23} = F_{r32} = 390,5 \text{ N}$$

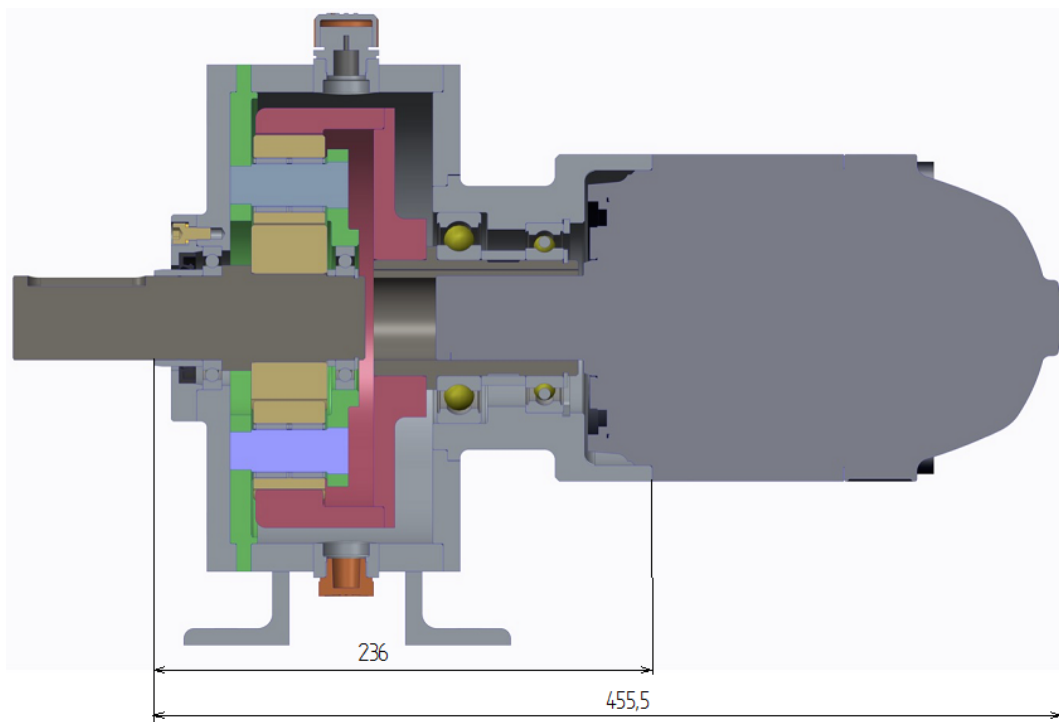
V následující tabulce tab. 9 jsou uvedeny velikosti sil pro všechny tři hodnoty točivého momentu motoru.

Tab. 9 - Síly od ozubení

	$M_{t-max} = 170 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{t-výkon} = 155 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{t-otáčky} = 142 \text{ N}\cdot\text{m}$
$F_{t12} = F_{t21}$	1 024,4 N	934,1 N	856,3 N
$F_{r12} = F_{r21}$	390,8 N	356,3 N	326,6 N
$F_{t23} = F_{t32}$	989,9 N	901,3 N	827,4 N
$F_{r23} = F_{r32}$	390,5 N	355,6 N	326,4 N

3. Konstrukční návrhy

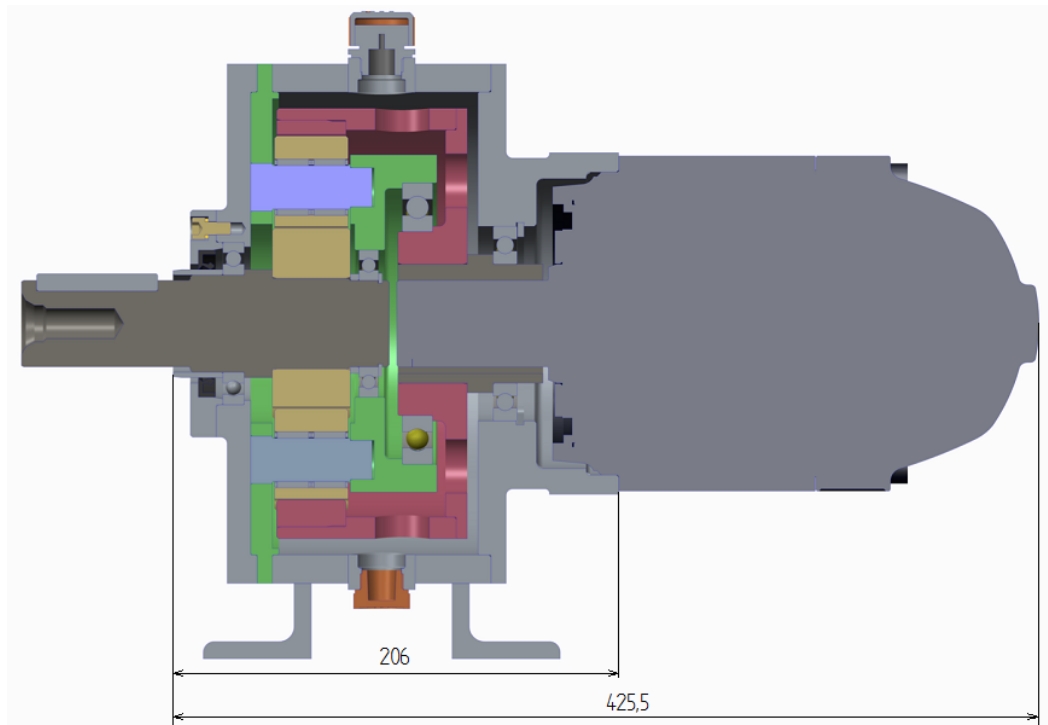
První konstrukční návrh byl dobrý z hlediska uspořádání jednotlivých prvků, jak je vidět na obrázku 3. Víceméně splňoval všechny podmínky ze zadání, až na minimalizaci zástavbových rozměrů a to hlavně na délku samotného reduktoru bez vstupního připojovacího rozměru, která byla přibližně 236 mm, ale požadavek byl na hodnotu okolo 200 mm. Hlavní místo, kde by se dalo ještě nějaké místo ušetřit byla výstupní hřídel. Změnou polohy ložisek by se mohl inkriminovaný rozměr zmenšit.



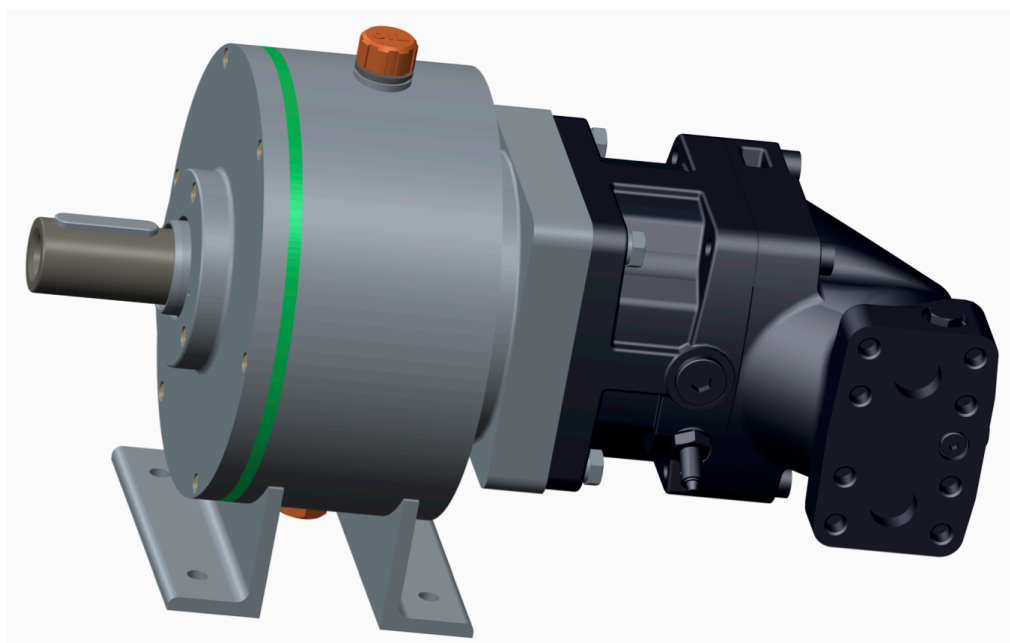
Obrázek 3 - První návrh řez

Proto vznikl druhý návrh, který má rozmístěná ložiska jako planetová převodovka nacházející se v laboratořích ústavu automobilů. Hlavní změnou bylo přesunutí ložiska výstupní hřídele na nalisovaný náboj korunového kola a tím se celá

část související z výstupním hřídelem zmenšila na minimum. Jak je vidět na obrázku 4 . Dále už byl tento rozměr limitován přípojovacími rozměry daného, hydrogenerátoru, které jsou uvedeny v příloze č.1. Po této úpravě se celková délka zmenšila na 206 mm a to už bylo vyhovující. Z hlediska technologického by také neměl být problém vyrobit jednotlivé díly návrhu. Proto tento návrh byl vzat jako finální a na obrázku 5 je ještě vnější pohled na celou soustavu.



Obrázek 4 - Finální návrh řez



Obrázek 5 - Finální návrh vnější pohled

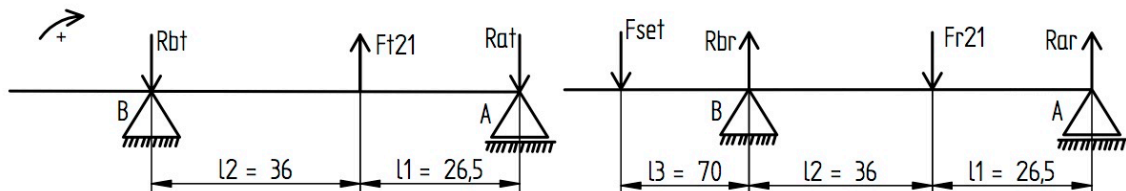
Výkresová dokumentace tohoto návrhu je v příloze č.2 a obsahuje: detailnější výkres konstrukčního návrhu reduktoru, výkres s navrhnutými materiály jednotlivých součástí, výkres sestavy samotného reduktoru s kusovníkem a výkres sestavy reduktoru s hydrogenerátorem.

V následujících kapitolách práce jsou pro tento návrh provedeny základní výpočty, týkající se trvanlivosti ložisek, spojení náboje s hřídelem a statické kontroly hřídelů.

4. Silové poměry v uložení hřídelů a výpočet trvanlivosti ložisek

Výpočet trvanlivosti ložisek byl proveden pro všechny tři hodnoty točivého momentu. Hodnota minimální trvanlivosti (L_h) byla stanovena na 20 000 hodin. Ložiska jsou převážně zatížena silami od ozubení, jenom na vstupním hřídeli budou ještě zatíženy navíc vahou setrvačníku. Toto přídavné zatížení bude přibližně 30 kg a jeho působíště je 70 mm od ložiska označeného jako B.

4.1 Ložiska vstupního hřídele



Obrázek 6 - Silové poměry vstupní hřídel

$$F_{set.} = m_{set.} \cdot g = 30 \cdot 9,81 = 294,3 \text{ N}$$

$$R_{br} + R_{ar} - F_{r21} - F_{set.} = 0$$

$$M_B: F_{r21} \cdot 36 - F_{set.} \cdot 70 - R_{ar} \cdot (26,5 + 36) = 0$$

$$R_{ar} = \frac{F_{r21} \cdot 36 - F_{set.} \cdot 70}{(26,5 + 36)} = \frac{390,8 \cdot 36 - 294,3 \cdot 70}{62,5} = -104,5 \text{ N}$$

$$R_{br} = F_{r21} + F_{set.} - R_{ar} = 390,8 + 294,3 + 104,5 = 789,6 \text{ N}$$

$$-R_{at} - R_{bt} + F_{t21} = 0 \rightarrow R_{bt} = F_{t21} - R_{at} = 1024,4 - 590,1 = 434,3 \text{ N}$$

$$M_B: -F_{t21} \cdot 36 + R_{at} \cdot (26,5 + 36) = 0$$

$$R_{at} = \frac{F_{t21} \cdot 36}{(26,5 + 36)} = \frac{1024,4 \cdot 36}{62,5} = 590,1 \text{ N}$$

Celkové reakce : $R_{ARC} = \sqrt{R_{ar}^2 + R_{at}^2} = \sqrt{(-104,5)^2 + 590,1^2} = 599,3 \text{ N}$

$$R_{BRC} = \sqrt{R_{br}^2 + R_{bt}^2} = \sqrt{789,6^2 + 434,3^2} = 901,2 \text{ N}$$

Výpočet trvanlivosti ložisek

Ložisko A

- zvoleno kuličkové ložisko 16008 od SKF s dynamickou únosností $C = 13,8 \text{ kN}$

$$p = R_{ARC}$$

$$L_{\text{ložiska}} = \left(\frac{C}{p}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{13800}{599,3}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4000} = 50\,873 \text{ hodin}$$

$$L_{\text{ložiska}} \geq L_h$$

$$50\,873 \text{ hodin} \geq 20\,000 \text{ hodin} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Ložisko B

- zvoleno kuličkové ložisko 16009 od SKF s dynamickou únosností $C = 16,5 \text{ kN}$

$$p = R_{BRC}$$

$$L_{\text{ložiska}} = \left(\frac{C}{p}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{16500}{901,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4000} = 28\,180 \text{ hodin}$$

$$L_{\text{ložiska}} \geq L_h$$

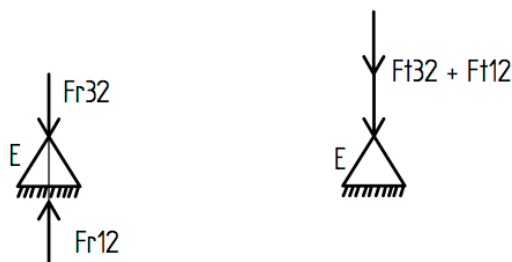
$$25\,572 \text{ hodin} \geq 20\,000 \text{ hodin} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

V následující tabulce tab. 9 jsou uvedeny trvanlivosti ložisek při jednotlivých režimech motoru.

Tab. 10 - Trvanlivost ložisek vstupní hřídel

	$M_{t\text{-max}} = 170 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{t\text{-výkon}} = 155 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{t\text{-otáčky}} = 142 \text{ N}\cdot\text{m}$
Ložisko A	50 873 hodin	47 290 hodin	54 043 hodin
Ložisko B	25 572 hodin	20 648 hodin	20 723 hodin

4.2 Ložisko satelitu



Obrázek 7 - Silové poměry čep satelitu

$$R_{er} = F_{r12} - F_{r32} = 390,8 - 390,5 = 0,3 \text{ N}$$

$$R_{et} = F_{t32} + F_{t12} = 1024,4 + 989,9 = 2014,3 \text{ N}$$

Celková reakce : $R_{ERC} = \sqrt{R_{er}^2 + R_{et}^2} = \sqrt{0,3^2 + 2014,3^2} = 2014,3 \text{ N}$

Výpočet trvanlivosti ložiska

- zvoleno 2 x jehlové ložisko K20 x 26 x 17 od SKF s dynamickou únosností

$$C = 18,3 \text{ kN.}$$

$$p = R_{ERC}$$

$$L_{\text{ložiska}} = \left(\frac{C}{p}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{2 \cdot 18300}{2014,3}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 7765} = 33\,850 \text{ hodin}$$

$$L_{\text{ložiska}} \geq L_h$$

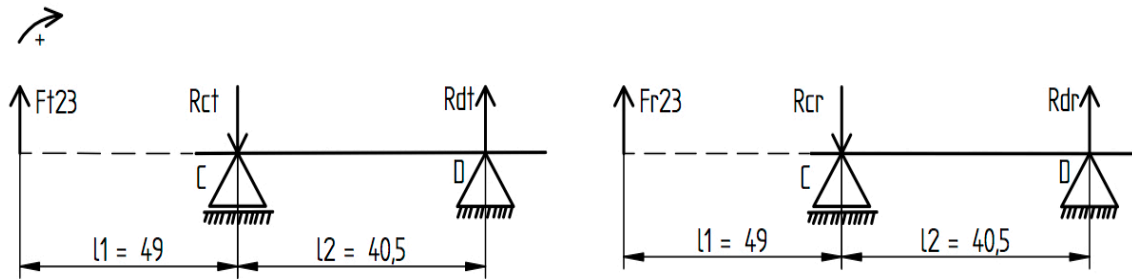
$$33\,850 \text{ hodin} \geq 20\,000 \text{ hodin} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

V následující tabulce tab.10 jsou uvedeny trvanlivosti ložiska při jednotlivých režimech motoru.

Tab. 11- Trvanlivost ložiska satelitu

	$M_{t\text{-max}} = 170 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{t\text{-výkon}} = 155 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{t\text{-otáčky}} = 142 \text{ N}\cdot\text{m}$
Ložisko E	33 850 hodin	33 569 hodin	41 026 hodin

4.3 Ložiska výstupního hřídele



Obrázek 8 - Silové poměry výstupní hřídel

$$R_{dr} - R_{cr} + F_{r23} = 0 \rightarrow R_{dr} = R_{cr} - F_{r23} = 863 - 390,5 = 472,5 \text{ N}$$

$$M_D: F_{r23} \cdot (49 + 40,5) - R_{cr} \cdot 40,5 = 0$$

$$R_{cr} = \frac{F_{r23} \cdot (49 + 40,5)}{40,5} = \frac{390,5 \cdot 89,5}{40,5} = 863 \text{ N}$$

$$R_{dt} - R_{ct} + F_{t23} = 0 \rightarrow R_{dt} = R_{ct} - F_{t23} = 2187,6 - 989,9 = 1197,7 \text{ N}$$

$$M_D: F_{t23} \cdot (49 + 40,5) - R_{ct} \cdot 40,5 = 0$$

$$R_{ct} = \frac{F_{t23} \cdot (49 + 40,5)}{40,5} = \frac{989,9 \cdot 89,5}{40,5} = 2187,6 \text{ N}$$

Celkové reakce : $R_{CRC} = \sqrt{R_{cr}^2 + R_{ct}^2} = \sqrt{863^2 + 2187,6^2} = 2351,7 \text{ N}$

$$R_{DRC} = \sqrt{R_{dr}^2 + R_{dt}^2} = \sqrt{472,5^2 + 1197,7^2} = 1287,5 \text{ N}$$

Výpočet trvanlivosti ložisek

Ložisko C

- zvoleno kuličkové ložisko 16017 od SKF s dynamickou únosností $C = 35,8 \text{ kN}$

$$p = R_{CRC}$$

$$L_{\text{ložiska}} = \left(\frac{C}{p}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} = \left(\frac{35800}{2351,7}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1970} = 29\,845 \text{ hodin}$$

$$L_{\text{ložiska}} \geq L_h$$

$$29\,845 \text{ hodin} \geq 20\,000 \text{ hodin} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Ložisko D

- zvoleno kuličkové ložisko 16011 od SKF s dynamickou únosností $C = 20,3 \text{ kN}$

$$p = R_{DRC}$$

$$L_{\text{ložiska}} = \left(\frac{C}{p}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} = \left(\frac{20300}{1287,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1970} = 33\,161 \text{ hodin}$$

$$L_{\text{ložiska}} \geq L_h$$

$$33\,161 \text{ hodin} \geq 20\,000 \text{ hodin} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

V následující tabulce tab. 11 jsou uvedeny trvanlivosti ložisek při jednotlivých režimech motoru.

Tab. 12 - Trvanlivost ložisek výstupní hřídel

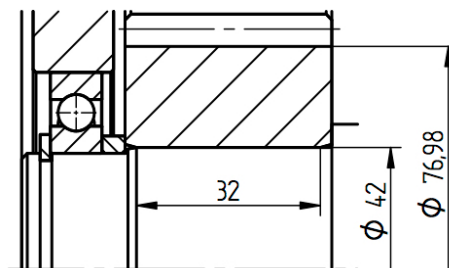
	$M_{t-\text{max}} = 170 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{t-\text{výkon}} = 155 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{t-\text{otáčky}} = 142 \text{ N}\cdot\text{m}$
Ložisko C	29 845 hodin	28 760 hodin	34 074 hodin
Ložisko D	33 161 hodin	31 952 hodin	37 857 hodin

5. Spojení hřídele s nábojem

Spojení realizovaná pomocí nalisování mají všechna stejné součinitele bezpečnosti pro přenos kroutícího momentu $k_{Mk} = 1,2$ a tření $f = 0,12$. Všechny hodnoty týkající se materiálů jsou vzaty z příslušných materiálových listů. Pro pevnostní kontrolu je použita hypotéza τ_{max} s minimální bezpečností $k_{\sigma-\text{min}} = 1,1$.

Pro spojení pomocí těsného pera, která jsou na vstupním a výstupním hřídeli je použita hodnota dovoleného tlaku v oceli $p_D = 120 \text{ MPa}$ a dovolené stříhové napětí $\tau_{D-\text{střih}} = 60 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$.

5.1 Vstupní hřídel s planetou pomocí nalisování



Obrázek 9 - Nalisování planeta

- průměr hřídele $d_h = 42 \text{ mm}$ a náboje $D_N = 76,98 \text{ mm}$
- délka lisovaného spoje $L_{\text{lis.}} = 32 \text{ mm}$
- materiál hřídele E295 pro polotovar o $\varnothing 55$ - $R_{eH-\text{min}} = 275 \text{ MPa}$
- materiál náboje 16MnCr5+A pro polotovar o $\varnothing 95$ - $R_{e-\text{min}} = 590 \text{ MPa}$
- modul pružnosti pro oba materiály - $E = 206 \text{ GPa}$

Výpočet minimálního tlaku

$$p_{\min} = \frac{k_{Mk} \cdot M_{k-vstup}}{\pi \cdot d_h \cdot L_{lis.} \cdot f \cdot \frac{d_h}{2}} = \frac{1,2 \cdot 170 \cdot 10^3}{\pi \cdot 42 \cdot 32 \cdot 0,12 \cdot \frac{42}{2}} = 19,17 \text{ MPa}$$

Určení minimálního přesahu

$$C_N = \frac{\left(\frac{D_N}{d_h}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_N}{d_h}\right)^2 - 1} = \frac{\left(\frac{76,98}{42}\right)^2 + 1}{\left(\frac{76,98}{42}\right)^2 - 1} = 1,85$$

$$C_h = 1$$

$$\Delta d_{\min} = p_{\min} \cdot \frac{d_h \cdot (C_N + C_h)}{E} = 19,17 \cdot \frac{42 \cdot (1,85 + 1)}{2,06 \cdot 10^5} = 0,0111 \text{ mm} = 11,1 \text{ } \mu\text{m}$$

Určení minimálního výrobního přesahu

$$w = 5,5 \cdot (R_a^h + R_a^N) = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\Delta d'_{\min} = \Delta d_{\min} + w = 11,1 + 13,2 = 24,3 \text{ } \mu\text{m}$$

Volba uložení

- požadavek: $\delta_{\min} \geq \Delta d'_{\min}$

- zvoleno uložení **H7/t6**

$$H7_0^{+25} \text{ } t6_{+54}^{+70} \rightarrow \delta_{\min} = 54 - 25 = 29 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\delta_{\max} = 70 - 0 = 70 \text{ } \mu\text{m}$$

Pevnostní kontrola

$$\sigma_{D-N} = \frac{R_{e-\min}}{k_{\sigma-\min}} = \frac{590}{1,1} = 536,4 \text{ MPa} \quad \sigma_{D-h} = \frac{R_{eH-\min}}{k_{\sigma-\min}} = \frac{275}{1,1} = 250 \text{ MPa}$$

$$\Delta d'_{\max} = \delta_{\max} = 70 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\Delta d_{\max} = \Delta d'_{\max} - w = 70 - 13,2 = 56,8 \text{ } \mu\text{m}$$

$$p_{\max} = \frac{\Delta d_{\max}}{d_h \cdot \frac{1}{E} (C_N + C_h)} = \frac{0,0568}{42 \cdot \frac{1}{2,06 \cdot 10^5} \cdot (1,85 + 1)} = 96,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red-N}} = p_{\max} \cdot (C_N + 1) = 96,75 \cdot (1,85 + 1) = 278,6 \text{ MPa} < \sigma_{d-N}$$

$$\sigma_{\text{red-N}} = 278,6 \text{ MPa} < 536,4 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

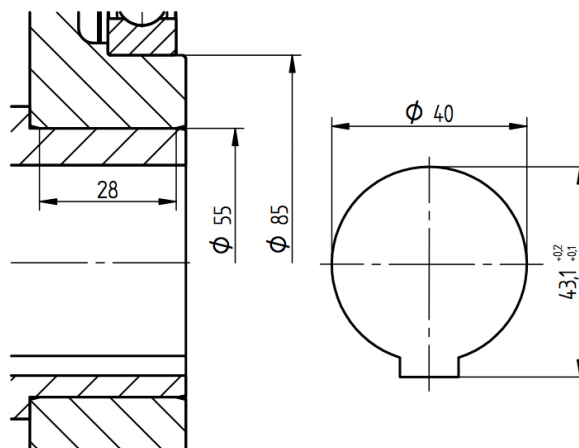
$$\sigma_{\text{red-h}} = p_{\text{max}} \cdot C_h = 96,75 \cdot 1 = 96,75 \text{ MPa} < \sigma_{\text{d-h}}$$

$$\sigma_{\text{red-h}} = 96,75 \text{ MPa} < 222 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Lisovací síla pro nalisování za studena

$$F_{\text{lis.}} = N \cdot f = \pi \cdot d_h \cdot L_{\text{lis.}} \cdot p_{\text{max}} \cdot f = \pi \cdot 42 \cdot 32 \cdot 96,75 \cdot 0,12 = 49\,011 \text{ N}$$

5.2 Výstupní hřídel s korunou pomocí nalisování



Obrázek 10 - nalisování koruna náboj

- průměr hřídele vnější $d_{\text{h-vněj.}} = 55 \text{ mm}$, vnitřní $d_{\text{h-vnit.}} = 40 \text{ mm}$ a náboje $D_N = 85 \text{ mm}$
- délka lisovaného spoje $L_{\text{lis.}} = 28 \text{ mm}$
- materiál hřídele S355J0 pro polotovar o $\varnothing 70$ - $R_{\text{eH-min}} = 325 \text{ MPa}$
- materiál náboje S355J0 pro polotovar o $\varnothing 210$ - $R_{\text{eH-min}} = 275 \text{ MPa}$
- modul pružnosti pro oba materiály - $E = 200 \text{ GPa}$

Výpočet minimálního tlaku

$$p_{\text{min}} = \frac{k_{\text{Mk}} \cdot M_{\text{k-výstup}}}{\pi \cdot d_{\text{h-vněj.}} \cdot L_{\text{lis.}} \cdot f \cdot \frac{d_{\text{h-vněj.}}}{2}} = \frac{1,2 \cdot 335 \cdot 10^3}{\pi \cdot 55 \cdot 28 \cdot 0,12 \cdot \frac{55}{2}} = 25,18 \text{ MPa}$$

Určení minimálního přesahu

$$C_N = \frac{\left(\frac{D_N}{d_{\text{h-vněj.}}}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_N}{d_{\text{h-vněj.}}}\right)^2 - 1} = \frac{\left(\frac{85}{55}\right)^2 + 1}{\left(\frac{85}{55}\right)^2 - 1} = 2,44$$

$$C_h = \frac{\left(\frac{d_{\text{h-vněj.}}}{d_{\text{h-vnit.}}}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_{\text{h-vněj.}}}{d_{\text{h-vnit.}}}\right)^2 - 1} = \frac{\left(\frac{55}{40}\right)^2 + 1}{\left(\frac{55}{40}\right)^2 - 1} = 3,25$$

$$\Delta d_{\min} = p_{\min} \cdot \frac{d_{h-\text{vněj.}} \cdot (C_N + C_h)}{E} = 25,18 \cdot \frac{55 \cdot (2,44 + 3,25)}{2 \cdot 10^5}$$

$$\Delta d_{\min} = 0394 \text{ mm} = 39,4 \text{ } \mu\text{m}$$

Určení minimálního výrobního přesahu

$$w = 5,5 \cdot (R_a^h + R_a^N) = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\Delta d'_{\min} = \Delta d_{\min} + w = 39,4 + 13,2 = 52,6 \text{ } \mu\text{m}$$

Volba uložení

- požadavek: $\delta_{\min} \geq \Delta d'_{\min}$

- zvoleno uložení **H7/u6**

$$H7_0^{+30} u6_{+87}^{+106} \rightarrow \delta_{\min} = 87 - 30 = 57 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\delta_{\max} = 106 - 0 = 106 \text{ } \mu\text{m}$$

Pevnostní kontrola

$$\sigma_{d-h} = \frac{R_{eH-\min}}{k_{\sigma-\min}} = \frac{325}{1,1} = 295 \text{ MPa} \quad \sigma_{d-N} = \frac{R_{eH-\min}}{k_{\sigma-\min}} = \frac{275}{1,1} = 250 \text{ MPa}$$

$$\Delta d'_{\max} = \delta_{\max} = 106 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\Delta d_{\max} = \Delta d'_{\max} - w = 106 - 13,2 = 92,8 \text{ } \mu\text{m}$$

$$p_{\max} = \frac{\Delta d_{\max}}{d_{h-\text{vněj.}} \cdot \frac{1}{E} (C_N + C_h)} = \frac{0,0928}{55 \cdot \frac{1}{2 \cdot 10^5} \cdot (2,44 + 3,25)} = 59,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red-N}} = p_{\max} \cdot (C_N + 1) = 59,3 \cdot (2,44 + 1) = 204 \text{ MPa} < \sigma_{d-N}$$

$$\sigma_{\text{red-N}} = 204 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

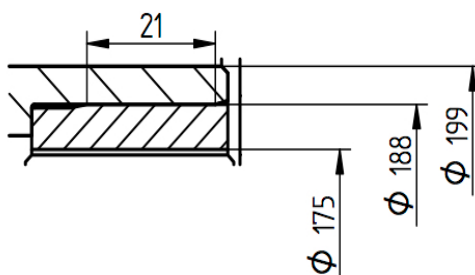
$$\sigma_{\text{red-h}} = p_{\max} \cdot (C_H + 1) = 59,3 \cdot (3,25 + 1) = 252 \text{ MPa} < \sigma_{d-h}$$

$$\sigma_{\text{red-h}} = 252 \text{ MPa} < 295 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Lisovací síla pro nalisování za studena

$$F_{\text{lis.}} = N \cdot f = \pi \cdot d_{h-\text{vněj.}} \cdot L_{\text{lis.}} \cdot p_{\max} \cdot f = \pi \cdot 55 \cdot 28 \cdot 59,3 \cdot 0,12 = 34\,428 \text{ N}$$

5.3 Koruna s korunovým kolem



Obrázek 11 - Nalisování korunové kolo

- průměr hřídele vnější $d_{h-vněj.} = 188$ mm, vnitřní $d_{h-vnit.} = 175,02$ mm
- průměr náboje $D_N = 199$ mm
- délka lisovaného spoje $L_{lis.} = 21$ mm
- materiál hřídele 16MnCr5+A pro polotovar o $\varnothing 200$ - $R_{e-min} = 590$ MPa
- materiál náboje 11 353.1 pro polotovar o $\varnothing 219$ - $R_{eH-min} = 216$ MPa
- modul pružnosti pro oba materiály - $E = 206$ GPa

Výpočet minimálního tlaku

$$p_{min} = \frac{k_{Mk} \cdot M_{k-výstup}}{\pi \cdot d_{h-vněj.} \cdot L_{lis.} \cdot f \cdot \frac{d_{h-vněj.}}{2}} = \frac{1,2 \cdot 335 \cdot 10^3}{\pi \cdot 188 \cdot 21 \cdot 0,12 \cdot \frac{188}{2}} = 2,87 \text{ MPa}$$

Určení minimálního přesahu

$$C_N = \frac{\left(\frac{D_N}{d_{h-vněj.}}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_N}{d_{h-vněj.}}\right)^2 - 1} = \frac{\left(\frac{199}{188}\right)^2 + 1}{\left(\frac{199}{188}\right)^2 - 1} = 17,61$$

$$C_h = \frac{\left(\frac{d_{h-vněj.}}{d_{h-vnit.}}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_{h-vněj.}}{d_{h-vnit.}}\right)^2 - 1} = \frac{\left(\frac{188}{175}\right)^2 + 1}{\left(\frac{188}{175}\right)^2 - 1} = 13,98$$

$$\Delta d_{min} = p_{min} \cdot \frac{d_{h-vněj.} \cdot (C_N + C_h)}{E} = 2,87 \cdot \frac{188 \cdot (17,61 + 13,98)}{2,06 \cdot 10^5}$$

$$\Delta d_{min} = 0,0827 \text{ mm} = 82,7 \text{ } \mu\text{m}$$

Určení minimálního výrobního přesahu

$$w = 5,5 \cdot (R_a^h + R_a^N) = 5,5 \cdot (1,6 + 1,6) = 17,6 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\Delta d'_{min} = \Delta d_{min} + w = 82,7 + 17,6 = 100,3 \text{ } \mu\text{m}$$

Volba uložení

- požadavek: $\delta_{\min} \geq \Delta d'_{\min}$

- zvoleno uložení **H7/t6**

$$H7_0^{+46} t6_{+166}^{+195} \rightarrow \delta_{\min} = 166 - 46 = 120 \mu\text{m}$$

$$\delta_{\max} = 195 - 0 = 195 \mu\text{m}$$

Pevnostní kontrola

$$\sigma_{d-h} = \frac{R_{e-min}}{k_{\sigma-min}} = \frac{590}{1,1} = 536 \text{ MPa} \quad \sigma_{d-N} = \frac{R_{eH-min}}{k_{\sigma-min}} = \frac{216}{1,1} = 196 \text{ MPa}$$

$$\Delta d'_{\max} = \delta_{\max} = 195 \mu\text{m}$$

$$\Delta d_{\max} = \Delta d'_{\max} - w = 195 - 17,6 = 177,4 \mu\text{m}$$

$$p_{\max} = \frac{\Delta d_{\max}}{d_{h-vněj} \cdot \frac{1}{E} (C_N + C_h)} = \frac{0,1774}{188 \cdot \frac{1}{2,06 \cdot 10^5} \cdot (17,61 + 13,98)} = 6,15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red-N}} = p_{\max} \cdot (C_N + 1) = 6,15 \cdot (17,61 + 1) = 114,5 \text{ MPa} < \sigma_{d-N}$$

$$\sigma_{\text{red-N}} = 114,5 \text{ MPa} < 196 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\sigma_{\text{red-h}} = p_{\max} \cdot (C_H + 1) = 6,15 \cdot (13,98 + 1) = 92,1 \text{ MPa} < \sigma_{d-h}$$

$$\sigma_{\text{red-h}} = 92,1 \text{ MPa} < 536 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Lisovací síla pro nalisování za studena

$$F_{\text{lis.}} = N \cdot f = \pi \cdot d_{h-vněj} \cdot L_{\text{lis.}} \cdot p_{\max} \cdot f = \pi \cdot 188 \cdot 21 \cdot 6,15 \cdot 0,12 = 9\,153,4 \text{ N}$$

5.4 Kontrola pera na vstupním hřídeli

Pro přenos kroutícího momentu zvoleno těsné pero 12e7 x 8 x 56 ČSN 02 2562. K výpočtu budou potřeba tyto parametry: šířka pera $b = 12 \text{ mm}$, výška pera $h = 8 \text{ mm}$, délka pera $l = 56 \text{ mm}$, zaoblení rohů pera $R = 6 \text{ mm}$, hloubka drážky v hřídeli $t = 4,9 \text{ mm}$ a průměr hřídele $d_h = 40 \text{ mm}$.

Výpočet činné délky pera

$$l_a = l - 2 \cdot R = 56 - 2 \cdot 6 = 44 \text{ mm}$$

Kontrola otláčení hřídele

$$p_h = \frac{2 \cdot M_{k-vstup}}{(d-t) \cdot t \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 170 \cdot 10^3}{(40-4,9) \cdot 4,9 \cdot 44} = 44,9 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na stříh pera

$$\tau_{střih} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 170 \cdot 10^3}{40 \cdot 12 \cdot 44} = 16,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola hřídele na krut

$$\tau = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}} = \frac{170 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 40^3}{16} - \frac{12 \cdot 4,9 \cdot (40-4,9)^2}{2 \cdot 40}} < \tau_d = 30 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau = 14,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < 30 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.5 Kontrola drážky pro pero na výstupním hřídeli

Pro přenos kroutícího momentu zvoleno těsné pero 12e7 x 8 x 56 ČSN 02 2562. K výpočtu budou potřeba tyto parametry: šířka pera $b = 12 \text{ mm}$, výška pera $h = 8 \text{ mm}$, délka pera $l = 56 \text{ mm}$, zaoblení rohů pera $R = 6 \text{ mm}$, hloubka drážky v náboji $t_1 = 3,1 \text{ mm}$ a průměr díry náboje $d_N = 40 \text{ mm}$.

Výpočet činné délky pera

$$l_a = l - 2 \cdot R = 56 - 2 \cdot 6 = 44 \text{ mm}$$

Kontrola otláčení náboje

$$p_N = \frac{2 \cdot M_{k-výstup}}{(d+t_1) \cdot t_1 \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 335 \cdot 10^3}{(40+3,1) \cdot 3,1 \cdot 44} = 114 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na stříh pera

$$\tau_{střih} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 335 \cdot 10^3}{40 \cdot 12 \cdot 44} = 31,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

6. Statická kontrola hřídelí

Kontrola provedena pouze pro maximální točivý moment. Kde materiál vstupní hřídele je ocel E295 s $R_{eH-min} = 275 \text{ MPa}$ pro polotovar $\varnothing 55 \text{ mm}$ a materiál výstupní hřídele je ocel S355J0 s $R_{eH-min} = 325 \text{ MPa}$ pro polotovar $\varnothing 70 \text{ mm}$, hodnoty opět vzaty

z materiálových listů. Pro výpočet redukovaného napětí použita hypotéza τ_{\max} s koeficientem $\alpha = 2$. Statická bezpečnost zvolena $k_{s-\min} = 1,2$.

6.1 Vstupní hřídel

Zatěžující síly

$$R_{ar} = 104,5 \text{ N}$$

$$R_{at} = 590,1 \text{ N}$$

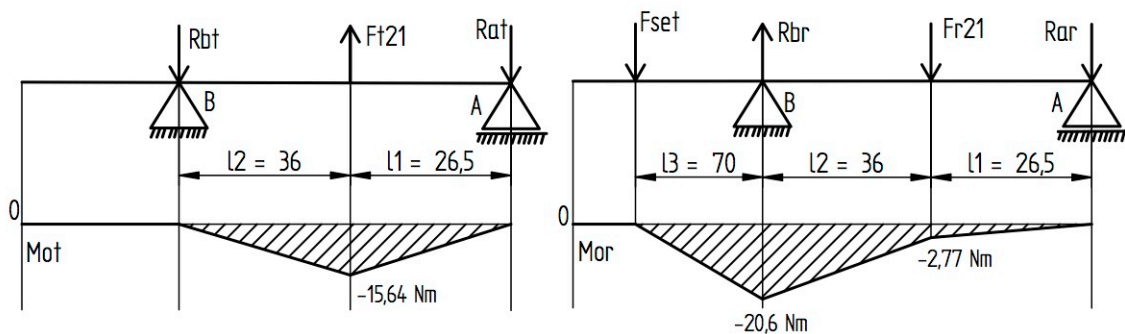
$$F_{t21} = 1024,4 \text{ N}$$

$$R_{br} = 789,6 \text{ N}$$

$$R_{bt} = 434,3 \text{ N}$$

$$F_{r21} = 390,8 \text{ N}$$

$$F_{set.} = 294,3 \text{ N}$$



Obrázek 12 - Vstupní hřídel průběh M_o

$$M_{or} : x \in \langle 0 ; 0,0265 \rangle$$

$$M_{or}(x) = -R_{ar} \cdot x \rightarrow M_{or}(0,0265) = -104,5 \cdot 0,0265 = -2,77 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{or} : x \in \langle 0,0265 ; 0,0625 \rangle$$

$$M_{or}(x) = -R_{ar} \cdot x - F_{r21} \cdot (x - 0,0265)$$

$$M_{or}(0,0625) = -104,5 \cdot 0,0625 - 390,8 \cdot (0,0625 - 0,0265) = -20,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ot} : x \in \langle 0 ; 0,0265 \rangle$$

$$M_{ot}(x) = -R_{at} \cdot x \rightarrow M_{ot}(0,0265) = -590,1 \cdot 0,0265 = -15,64 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pro kontrolu byla vybrána dvě místa. První místo je pod ložiskem B, kde je největší ohybový moment a druhé je pod planetou, kde je namáhání od nalisování i ohybového momentu. Namáhání od nalisování je rovno velikosti redukovaného napětí v hřídeli : $\sigma_{red-h} = 96,75 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{d-o} = \frac{R_{eH-\min}}{k_{s-\min}} = \frac{275}{1,2} = 229 \text{ MPa}$$

První místo

$$M_o = \sqrt{M_{or}^2 + M_{ot}^2} = \sqrt{(-20,6)^2 + 0^2} = 20,6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{20,6 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 45^3}{32}} = 2,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_{k-vstup}}{W_k} = \frac{M_{k-vstup}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{170 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 45^3}{16}} = 9,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{red-o} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{2,3^2 + (2 \cdot 9,5)^2} < \sigma_{d-o}$$

$$\sigma_{red-o} = 19,1 \text{ MPa} < 229 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Druhé místo

$$M_o = \sqrt{M_{or}^2 + M_{ot}^2} = \sqrt{(-2,77)^2 + (-15,64)^2} = 15,88 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{15,88 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 42^3}{32}} = 2,18 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_{k-vstup}}{W_k} = \frac{M_{k-vstup}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{170 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 42^3}{16}} = 11,69 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{red-o} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_{red-h})^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{(2,18 + 96,75)^2 + (2 \cdot 11,69)^2} < \sigma_{d-o}$$

$$\sigma_{red-o} = 101,7 \text{ MPa} < 229 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.2 Výstupní hřídel

Zatěžující síly

$$R_{cr} = 863 \text{ N}$$

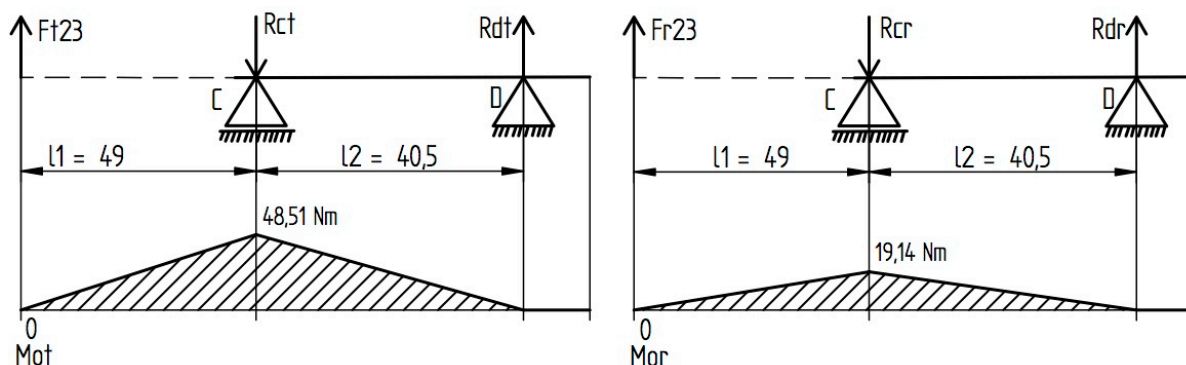
$$R_{ct} = 2187,6 \text{ N}$$

$$F_{t23} = 989,9 \text{ N}$$

$$R_{dr} = 472,5 \text{ N}$$

$$R_{dt} = 1197,7 \text{ N}$$

$$F_{r23} = 390,5 \text{ N}$$



Obrázek 13 - Výstupní hřídel průběh M_o

$$M_{or} : x \in \langle 0 ; 0,0405 \rangle$$

$$M_{or}(x) = R_{dr} \cdot x \rightarrow M_{or}(0,0405) = 472,5 \cdot 0,0405 = 19,14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ot} : x \in \langle 0 ; 0,0405 \rangle$$

$$M_{ot}(x) = R_{dt} \cdot x \rightarrow M_{ot}(0,0405) = 1197,7 \cdot 0,0405 = 48,51 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pro kontrolu bylo vybráno místo pod ložiskem C, kde je největší ohybový moment a zároveň namáhání od nalisování. Namáhání od nalisování je rovno velikosti redukovaného napětí v hřídeli : $\sigma_{red-h} = 252 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{d-o} = \frac{R_{eH-min}}{k_{s-min}} = \frac{325}{1,2} = 270 \text{ MPa}$$

$$M_o = \sqrt{M_{or}^2 + M_{ot}^2} = \sqrt{19,14^2 + 48,51^2} = 52,15 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot D^4 - d^4}{32 \cdot D}} = \frac{52,15 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 55^4 - 46^4}{32 \cdot 55}} = 6,25 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_{k-výstup}}{W_k} = \frac{M_{k-výstup}}{\frac{\pi \cdot D^4 - d^4}{16 \cdot D}} = \frac{335 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 55^4 - 46^4}{16 \cdot 55}} = 20,08 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{red-o} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_{red-h})^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{(6,25 + 252)^2 + (2 \cdot 20,08)^2} < \sigma_{d-o}$$

$$\sigma_{red-o} = 261,35 \text{ MPa} < 270 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Závěr

Cílem práce bylo navrhnout jednoduchý planetový reduktor s převodovým poměrem dvě, který bude určený pro naklápečí zkušební stav. Hlavním úkolem bylo vytvořit konstrukční návrh s ohledem na minimalizaci zástavbových rozměrů a pro něj provést základní pevnostní výpočty. Součástí návrhu byla i volba vhodného zapojení planetového soukolí, kde bylo zvoleno zapojení s tokem výkonu z planety přes zastavený unašeč satelitů na korunu. Poté bylo pro toto zapojení navrženo a zkontrolováno ozubení. Z toho všeho vznikl konstrukční návrh, jehož kompletní 3D model s výkresy sestavy a výpočty je umístěn na DVD. Pro tento návrh byly provedeny výpočty ložisek, spojení náboje s hřídelem a statická kontrola hřídelí. Čímž byly splněny úkoly stanovené v úvodu.

Dále by chtěli ještě provést výpočty a kontroly, které jsou nezbytné pro ověření správné funkčnosti návrhu. Patří mezi ně výpočet dynamické bezpečnosti hřídelů a jejich průhybů. Kontrola tuhosti navržené skříně, třeba pomocí zjednodušeného modelu a metody konečných prvků. Také by se chtělo ještě podívat na ložisko, které je umístěno na nalisovaném náboji koruny, kde nalisování způsobí změnu vnějšího průměru náboje a to by mohlo působit problémy v uložení ložiska. Až po těchto dalších výpočtech bude možné prohlásit návrh za plně funkční.

Použitá literatura

- [1] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1998, 90 s.
ISBN 80-01-01830-x.
- [2] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Ozubené převody*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1985, 240 s.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1999, 173 s. ISBN 80-01-01934-9
- [4] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů /: spoje a části spojovací*. 3.vyd. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008, 170 s.
ISBN 978-80-01-04138-3.
- [5] ČSN 01 4686 část 1, 2, 3, 4 a 5 - Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. vyd. 1.10.1988
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, c2008, xiv, 914 s.
ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] *Materiálové listy* [online]. Dostupné z: <https://csnonline.unmz.cz/vyhledavani.aspx>
- [8] *Internetový katalog firmy SKF* [online]. Dostupné z: <http://www.skf.cz>
- [9] *Katalog. Těsnící prvky firmy RUBENA Hradec Králové* [online]. Dostupné z: <http://www.rubena.cz/tesnici-krouzkyo-krouzky-manzety-hridelova-tesneni-gufera/t-633/>
- [10] *Internetový katalog firmy elesa+GANTER* [online]. Dostupné z: <http://www.elesa-ganter.com/cz/32/icat/produkty/92/eg/>
- [11] *Katalog: Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12 firmy Parker* [online]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydraulicka-cerpadla/>

Seznam příloh

- Příloha č. 1 - Připojovací rozměry hydrogenerátoru F12 -80 od firmy Parker
- Příloha č. 2 - A2 - Koncepce - Detailnější výkres konstrukčního návrhu reduktoru
A3 - Materiály - Výkres s navrženými materiály jednotlivých součástí
A2 - 000 - Výkres sestavy samotného reduktoru s kusovníkem
A3 - 000 - Výkres sestavy reduktoru s hydrogenerátorem
- Příloha č. 3 - DVD s 3D modelem, výkresy a výpočty v souborech:
vypocty_(p_k)_r.xlsx, vyber_zapojeni.xlsx a vypis_Mitcalc.pdf

Seznam obrázků a tabulek

Obrázek 1 - Schéma zapojení ($p \rightarrow k$)r	11
Obrázek 2 - Schéma sil v ozubení	18
Obrázek 3 - První návrh řez	19
Obrázek 4 - Finální návrh řez.....	20
Obrázek 5 - Finální návrh vnější pohled	20
Obrázek 6 - Silové poměry vstupní hřídel.....	21
Obrázek 7 - Silové poměry čep satelitu.....	23
Obrázek 8 - Silové poměry výstupní hřídel.....	24
Obrázek 9 - Nalisování planeta	25
Obrázek 10 - nalisování koruna náboj.....	27
Obrázek 11 - Nalisování korunové kolo.....	29
Obrázek 12 - Vstupní hřídel průběh M_o	32
Obrázek 13 - Výstupní hřídel M_o	34
Tab. 1 - Varianty zapojení [1]	10
Tab. 2 - Doporučené hodnoty ψ_m a ψ_d pro symetricky uložená soukolí [5].....	14
Tab. 3 - Orientační hodnoty součinitele K_A pro vliv vnějších dynamických sil [5]	15
Tab. 4 - Příklady pracovních strojů s různým charakterem zatěžování převodovky [5]	15
Tab. 5 - Příklady hnacích strojů s různým charakterem zatěžování převodovky [5].....	15
Tab. 6 - Vypočtené moduly	16
Tab. 7 - Bezpečnostní součinitelé.....	17

Tab. 8 - Základní rozměry soukolí	17
Tab. 9 - Síly od ozubení	19
Tab. 10 - Trvanlivost ložisek vstupní hřídel.....	22
Tab. 11- Trvanlivost ložiska satelitu	23
Tab. 12 - Trvanlivost ložisek výstupní hřídel.....	25

Seznam použitých symbolů

Název veličiny	Značka	Jednotka
Maximální točivý moment z charakteristiky motoru	$M_{t-max.-char}$	[N·m]
Točivý moment při maximálním výkonu z charakteristiky motoru	$M_{t-výkon-char}$	[N·m]
Točivý moment při maximálních otáčkách z charakteristiky motoru	$M_{t-otáčky-char.}$	[N·m]
Bezpečnost pro přenos točivého momentu	k_{Mt}	[-]
Maximální točivý moment	$M_{t-max.}$	[N·m]
Točivý moment při maximálním výkonu	$M_{t-výkon}$	[N·m]
Točivý moment při maximálních otáčkách	$M_{t-otáčky}$	[N·m]
Převodový poměr	i	[-]
Převodový poměr planeta - satelit	i_{ps}	[-]
Převodový poměr satelit - koruna	i_{sk}	[-]
Počet zubů planety	z_p	[-]
Počet zubů satelitu	z_s	[-]
Počet zubů koruny	z_k	[-]
Minimální počet zubů	z_{min}	[-]
Počet vnějších záběrů	j	[-]
Počet satelitů	s	[-]
Dovolené napětí v krutu	τ_D	[N/mm ²]
Účinnost vnějšího ozubení planeta - satelit	η_{ps}	[-]
Účinnost vnitřního ozubení satelit - koruna	η_{sk}	[-]
Vstupní kroutící moment	$M_{k-vstup}$	[N·m]
Kroutící moment na satelitu	$M_{k-satelit}$	[N·m]
Výstupní kroutící moment	$M_{k-výstup}$	[N·m]
Průměr vstupní hřídele minimální	$d_{vstup-min}$	[mm]
Minimální průměr čepu satelitu	$d_{čep.sat.-min}$	[mm]

Název veličiny	Značka	Jednotka
Maximální průměr díry výstupní hřídele	$d_{\text{výstup-max}}$	[mm]
Průměr výstupní hřídele	$D_{\text{výstup}}$	[mm]
Mez únavy v ohybu	σ_{Flimb}	[MPa]
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlimb}	[MPa]
Přípustné napětí v ohybu	σ_{FP}	[MPa]
Přípustné napětí v dotyku	σ_{HP}	[MPa]
Pomocný součinitel pro výpočet modulu	f_p	[-]
Pomocný součinitel pro výpočet roztečného průměru	f_h	[-]
Poměr šířky ozubení ke střednímu modulu	ψ_m	[-]
Poměr šířky ozubení ke střednímu průměru	ψ_d	[-]
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	[-]
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů dotyk	$K_{H\beta}$	[-]
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů ohyb	$K_{F\beta}$	[-]
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů dotyk	$K_{H\alpha}$	[-]
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů ohyb	$K_{F\alpha}$	[-]
Součinitel vnitřních dynamických sil dotyk	K_{Hv}	[-]
Součinitel vnitřních dynamických sil ohyb	K_{Fv}	[-]
Součinitel přídatných zatížení pro dotyk	K_H	[-]
Součinitel přídatných zatížení pro ohyb	K_F	[-]
Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu na patě	S_F	[-]
Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	S_H	[-]
Tečná síla od planety na satelit	F_{t12}	[N]
Tečná síla od satelitu na planetu	F_{t21}	[N]
Tečná síla od satelitu na korunu	F_{t23}	[N]
Tečná síla od koruny na satelit	F_{t32}	[N]
Radiální síla od planety na satelit	F_{r12}	[N]
Radiální síla od satelitu na planetu	F_{r21}	[N]
Radiální síla od satelitu na korunu	F_{r23}	[N]
Radiální síla od koruny na satelit	F_{r32}	[N]
Hmotnost setrvačníku	$m_{\text{set.}}$	[kg]

Název veličiny	Značka	Jednotka
Síla od setrvačnicku	$F_{set.}$	[N]
Tíhové zrychlení	g	[m/s ²]
Tečná reakce v ložisku A	R_{at}	[N]
Tečná reakce v ložisku B	R_{bt}	[N]
Tečná reakce v ložisku C	R_{ct}	[N]
Tečná reakce v ložisku D	R_{dt}	[N]
Tečná reakce v ložisku E	R_{et}	[N]
Radiální reakce v ložisku A	R_{ar}	[N]
Radiální reakce v ložisku B	R_{br}	[N]
Radiální reakce v ložisku C	R_{cr}	[N]
Radiální reakce v ložisku D	R_{dr}	[N]
Radiální reakce v ložisku E	R_{er}	[N]
Celková reakce v ložisku A	R_{ARC}	[N]
Celková reakce v ložisku B	R_{BRC}	[N]
Celková reakce v ložisku C	R_{CRC}	[N]
Celková reakce v ložisku D	R_{DRC}	[N]
Celková reakce v ložisku E	R_{ERC}	[N]
Dynamická únosnost ložiska	C	[kN]
Vstupní otáčky	n_1	[ot/min]
Otáčky satelitu	n_2	[ot/min]
Výstupní otáčky	n_3	[ot/min]
Trvanlivost ložiska	$L_{ložiska}$	[hodiny]
Požadovaná trvanlivost ložiska	L_h	[hodiny]
Součinitel bezpečnosti pro přenos kroutícího momentu	k_{Mk}	[-]
Součinitel bezpečnosti pro nalisování	$k_{\sigma-min}$	[-]
Součinitel tření	f	[-]
Dovolený tlak	p_D	[MPa]
Dovolené stříhové napětí	$\tau_{D-střih}$	[N/mm ²]
Délka lisovaného spoje	$L_{lis.}$	[mm]
Mez kluzu	R_{e-min}	[MPa]
Modul pružnosti	E	[GPa]
Minimální tlak	p_{min}	[MPa]
Maximální tlak	p_{max}	[MPa]
Geometrická konstanta náboje	C_N	[-]
Geometrická konstanta hřídele	C_h	[-]

Název veličiny	Značka	Jednotka
Minimální přesah	Δd_{\min}	[μm]
Maximální přesah	Δd_{\max}	[μm]
Přesah strhnutý při nalisování	w	[μm]
Minimální výrobní přesah	$\Delta d'_{\min}$	[μm]
Maximální výrobní přesah	$\Delta d'_{\max}$	[μm]
Minimální přesah uložení	δ_{\min}	[μm]
Maximální přesah uložení	δ_{\max}	[μm]
Dovolené napětí v náboji	σ_{D-N}	[MPa]
Dovolené napětí v hřídeli	σ_{D-h}	[MPa]
Redukované napětí v náboji	$\sigma_{\text{red-N}}$	[MPa]
Redukované napětí v hřídeli	$\sigma_{\text{red-h}}$	[MPa]
Potřebná lisovací síla	$F_{\text{lis.}}$	[N]
Činná délka pera	l_a	[mm]
Tlak v hřídeli	p_h	[MPa]
Tlak v náboji	p_N	[MPa]
Stříhové napětí	$\tau_{\text{střih}}$	[N/mm ²]
Statická bezpečnost	$k_{s-\min}$	[-]
Ohybový moment od radiálních sil	M_{or}	[N·m]
Ohybový moment od tečných sil	M_{ot}	[N·m]
Celkový ohybový moment	M_o	[N·m]
Průřezový modul v ohybu	W_o	[mm ³]
Průřezový modul v krutu	W_k	[mm ³]
Ohybové napětí	σ_o	[MPa]
Redukované napětí v ohybu	$\sigma_{\text{red-o}}$	[MPa]

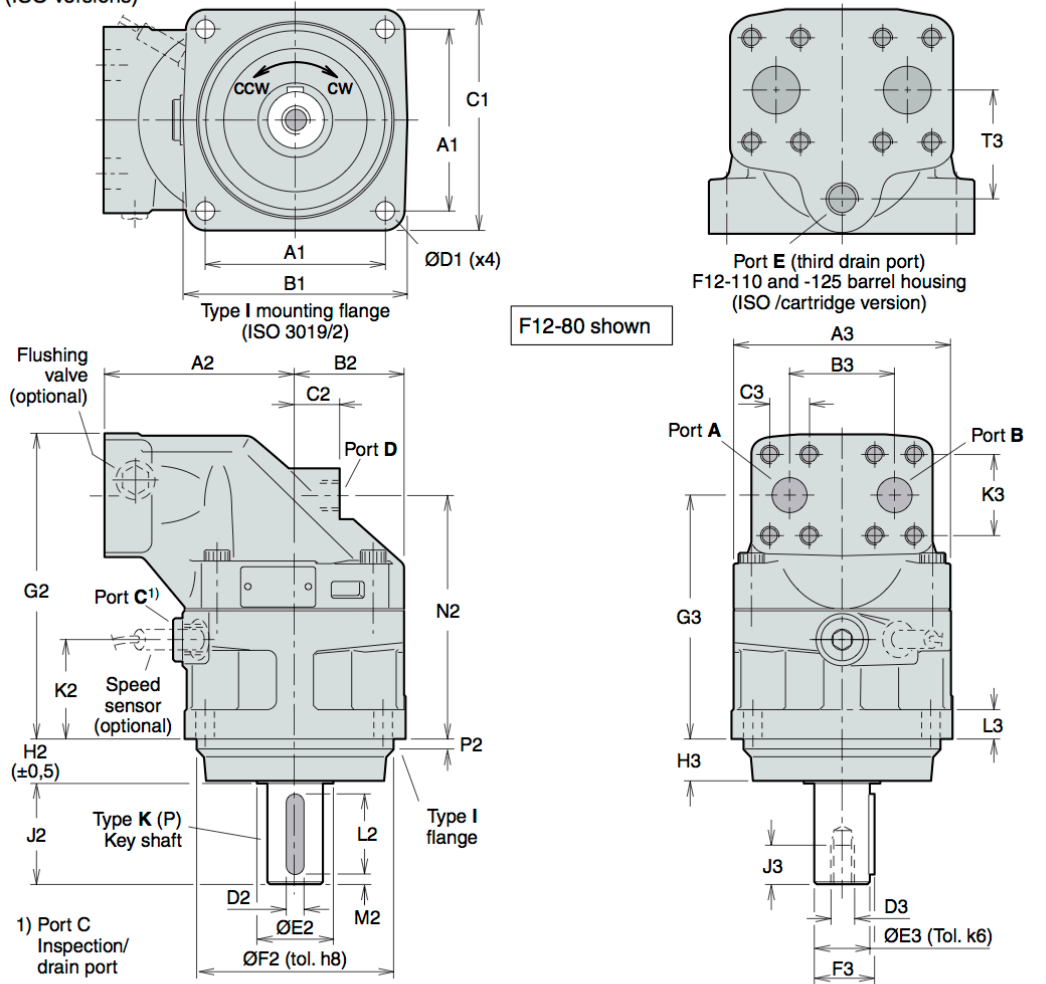
Příloha č. 1

Připojovací rozměry hydrogenerátoru F12 -80 od firmy Parker

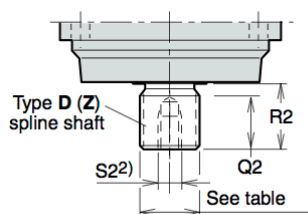
Catalogue HY30-8249/UK
Installation dimensions

Hydraulic motor/pump
Series F12

F12-30, -40, -60, -80, -90, -110 and -125
 (ISO versions)

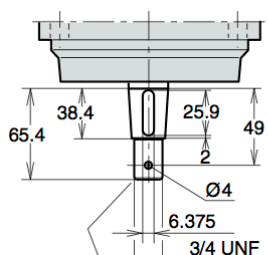


Shaft option D (Z)



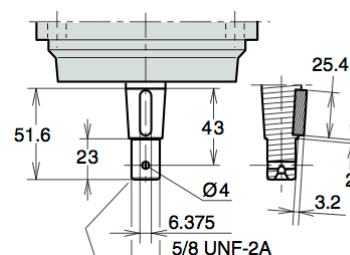
2) Type Z has no thread

Shaft option V (F12-40)



Tapered key shaft "V"
 SAE J744 25-3 (B-B)
 Only available for F12-40

Shaft option V (F12-30)



Tapered key shaft "V"
 SAE J744 22-3 (B)
 Only available for F12-30

Dim.	F12-30	F12-40	F12-60	F12-80 F12-90	F12-110 F12-125
A1	88.4	113.2	113.2	127.2	141.4
B1	118	146	146	158	180
C1	118	142	144	155	180
D1	11	13.5	13.5	13.5	18
A2	100	110	125	135	145
B2	59	65	70	78	85
C2	25	26	22	32	38
D2	8	8	10	12	14
E2	33	42	42	52	58
F2	100	125	125	140	160
G2	172	173	190	216	231
H2	25.5	32.5	32.5	32.5	40.5
J2 ¹⁾	50	60	60	70	82
J2 ²⁾	50	-	-	-	-
K2	55	52	54	70.5	66.5
L2	40	50	50	56	70
M2	5	5	5	7	6
N2	136.5	137	154	172.5	179
P2	8	8	8	8	8
Q2	28	28	33	36	41
R2 ³⁾	35	35	40	45	50
R2 ⁴⁾	43	35	35	41	-
S2 ³⁾	M12 x24	M12 x24	M12 x28	M16 x36	M16 x36
S2 ⁴⁾	-	M12 x24	-	M12 x28	-
A3	122	134	144	155	170
B3	66	66	66	75	83
C3	23.8	23.8	23.8	27.8	31.8
D3	M12	M12	M12	M16	M16
E3	30	30	35	40	45
F3	33	33	38	43	49
G3	136.5	137	154	172.5	179
H3	23.5	30.5	30.5	30.5	38.5
J3	24	24	28	36	36
K3	50.8	50.8	50.8	57.2	66.7
L3	18	20	20	20	22
T3	-	-	-	-	68

Ports	F12-30	F12-40	F12-60	F12-80 F12-90	F12-110 F12-125
A, B size	3/4"	3/4"	3/4"	1"	1 1/4"
Screw thread ^{*)}	M10 x20	M10 x20	M10 x20	M12 x20	M14 x26
C thread ^{**)}	M22 x1.5	M22 x1.5	M22 x1.5	M22 x1.5	M22 x1.5
D thread ^{**)}	M18 x1.5	M18 x1.5	M22 x1.5	M22 x1.5	M22 x1.5
E thread	-	-	-	-	M22 x1.5

A, B: ISO 6162 *) Metric thread x depth in mm
 **) Metric thread x pitch in mm.

Spline shaft (DIN 5480)

	Type D (standard)	Type Z (optional)
F12-30	W30x2x14x9g	W25x1.25x18x9g ⁶⁾
-40	W32x2x14x9g	W30x2x14x9g
-60	W35x2x16x9g	W32x2x14x9g
-80	W40x2x18x9g	W35x2x16x9g ⁶⁾
-90	W40x2x18x9g	W35x2x16x9g ⁶⁾
-110	W45x2x21x9g	W40x2x18x9g ⁶⁾
-125	W45x2x21x9g	W40x2x18x9g ⁶⁾

Key shaft

	Type K (std)	Type P (opt.)	Type X (opt.)	Type V (opt.)
F12-30	Ø30	Ø25 ⁶⁾	-	22-3
-40	Ø30	-	Ø35 ⁵⁾	25-3
-60	Ø35	-	-	-
-80	Ø40	-	-	-
-90	Ø40	-	-	-
-110	Ø45	-	-	-
-125	Ø45	-	-	-

- 1) Key shaft type K 4) Spline shaft type Z
 2) Key shaft type P 5) Special number 264
 3) Spline shaft type D 6) Max operating pressure 350 bar

