

STŘEDOŠKOLSKÁ ODBORNÁ ČINNOST

Obor 09 – strojírenství, hutnictví, doprava a průmyslový design

NÁVRH MOTOROVÉHO SOUSTROJÍ PRO LABORATOŘ POHONŮ

Petr Brožek

Hradec Králové 2009
Královéhradecký kraj

STŘEDOŠKOLSKÁ ODBORNÁ ČINNOST

NÁVRH MOTOROVÉHO SOUSTROJÍ PRO LABORATOŘ POHONŮ

Zadavatel práce:

Ing. Ondřej Šindler

POLL s.r.o

Křížová 3132/3

150 00 Praha 5

Autor:

Petr Brožek

student 4. ročníku

Studijní obor:

Strojírenství

obor 23-41-M/01

Škola:

Střední průmyslová škola

Hradec Králové

Hradecká 647

Konzultant:

Ing. Milan Rejchrt

Střední průmyslová škola

Hradec Králové

Hradecká 647

Ing. Vladimír Irgl

POLL s.r.o

Křížová 3132/3

150 00 Praha 5

Prohlášení

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

Nemám závažný důvod proti zpřístupňování této práce v souladu se zákonem č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) v platném znění.

V Hradci Králové dne *2. 3. 2009*

podpis: *Čestmír Braniš*

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kteří se podíleli na vzniku této práce. Za naši školu zejména Ing. Milanu Rejchrtovi, který mi pomáhal odbornými konzultacemi. Dále pak Ing. Vladimíru Irglovi a Ing. Pavlu Rejchrtovi ze společnosti POLL s.r.o. za jejich cenné rady.

Zadání práce pro středoškolskou odbornou činnost

Navrhněte soustrojí pro vývojové pracoviště v laboratoři pohonů společnosti POLL. Soustrojí má být tvořeno asynchronním motorem 1LA7 130-4AA60-Z, synchronním motorem 1FT6084-8SH71-3AA0 na stojanu MS_1880-23-01 a setrvačnickem s momentem 2 kgm^2 .

Soustrojí musí splňovat podmínky bezpečnosti, musí být dostatečně robustní a nenáročné na obsluhu a údržbu a musí svými parametry odpovídat parametrům použitých motorů. Toto soustrojí musí obsahovat následující komponenty:

- upevňovací rám pro oba motory a setrvačnick umožňující snadnou manipulaci a montáž na ocelovou paletu s T-drážkami
- převod mezi motory umožňující využít vlastnosti motorů v plném rozsahu včetně napínacího zařízení
- setrvačnick s momentem 2 kgm^2 , který bude svými rozměry a konstrukcí umožňovat připojení k motorům
- převod umožňující snadné připojení setrvačnicku k motorům (montáž jedním člověkem s minimem náradí během jednotek minut) včetně napínacího zařízení
- snadno demontovatelný bezpečnostní kryt celého soustrojí

Popis pracoviště a jeho využití:

Pracoviště bude určeno pro vývoj a testování řídicích algoritmů elektrických pohonů.

V rámci konkrétního vývojového úkolu bude vždy podle potřeby jeden ze strojů sloužit k testování daného řídicího algoritmu, druhý bude představovat zátěž/pohon regulovaný na požadovanou veličinu (moment/otáčky). Oba stroje tedy mohou pracovat jak v motorickém, tak v generátorickém režimu, a jejich role se mohou průběžně měnit.

Při vývoji řídicích algoritmů pro pohony vozidel přicházejí v úvahu zejména tyto situace:

- (i) Stroj je provozován pouze se setrvačnickem, který simuluje hmotu vozidla, druhý stroj není napájen.
- (ii) Stroj je navíc zatěžován nebo poháněn druhým strojem v soustrojí (simulace jízdy do nebo ze svahu).

Motor pracující v brzděném režimu potom může přeměňovat mechanickou energii zpět na energii elektrickou, kterou je v reálné situaci možno znova využít k napájení ostatních vozidel nacházejících se na společném napájecím úseku, anebo pro další rozjezd vozidla v případě akumulace energie na vozidle. Výzkum v této oblasti je v současné době velmi aktuální.

V Praze dne 5.3.2008

Ing. Ondřej Šindler, zadavatel práce

Ing. Vladimír Irgl, konzultant práce



Křížová 3/3132, 150 00 Praha 5
IČO 62967754



Průběžné hodnocení práce

Z důvodu časové tísně na straně zadavatele, kdy bylo nutno urychleně provést prvotní měření na soustrojí, bylo studentem Petrem Brožkem nejprve řešeno spojení obou motorů převodem. Tento převod byl ihned po návrhu provizorně realizován. Oba motory byly upevněny na paletu a spojeny navrženým řemenovým převodem. Řemenový převod se v praxi ukázal jako plně vyhovující všem provozním stavům i dějům, včetně prudkých změn otáček a momentů na horních mezích parametrů motorů. Zároveň byla potvrzena potřeba doplnit soustrojí o setrvačník, a v neposlední řadě i potřeba snadné manipulace se soustrojím.

V Praze dne 11.6.2008

Ing. Vladimír Irgl, konzultant práce



Vyhodnocení práce zadané pro středoškolskou odbornou činnost

Student Střední průmyslové školy Hradec Králové Petr Brožek vypracoval konstrukční návrh včetně výpočtů a výkresové dokumentace. Tento návrh v plném rozsahu splňuje požadavky uvedené v zadání. Jedna z částí návrhu a to řemenový převod již byla v praxi vyzkoušena na provizorním řešení a plně vyhověla všem provozním podmínkám. Předložená výkresová dokumentace a průvodní zpráva včetně vizualizace ve 3D je na vysoké technické úrovni a vypovídá o vysoké úrovni vědomostí a dovedností autora.

Navržené řešení bychom rádi realizovali v co nejkratší době, neboť současné provizorní řešení nevyhovuje jak technickým, tak bezpečnostním požadavkům na soustrojí.

Hlavní přínos navrženého řešení vidíme hlavně v kompaktnosti navrženého uspořádání umožňujícího plně využít vlastností jednotlivých motorů, dále ve snadné manipulaci s tímto soustrojím a jeho robustnosti. V neposlední řadě je velkým přínosem i zvýšení bezpečnosti při práci.

V Praze dne 18.2.2009

Ing. Ondřej Šindler, zadavatel práce



Ing. Vladimír Irgl, konzultant práce



ANOTACE

Cílem mé práce bylo navrhnout soustrojí pro laboratoř pohonů. Soustrojí bude využito pro zkoušky motorů, zjišťování charakteristik motorů v motorickém i generátorickém režimu a dále pro vývojové práce na řídicích algoritmech regulace pohonů s těmito motory.

Soustrojí je tvořeno dvěma elektromotory a setrvačником. Jeden motor vždy pracuje v motorickém režimu a pohání soustrojí. Druhý pracuje v generátorickém režimu a soustrojí brzdí. Oba motory mohou pracovat v obou režimech, tedy mohou být hnací i hnaný. Setrvačnik zvyšuje setrvačnost celé soustavy.

Soustrojí simuluje reálné podmínky elektricky poháněného vozidla. V případě jízdy plní funkci motoru vozidla hnací motor. Druhý (brzdny) motor simuluje jízdní odpor. V případě brzdy plní funkci motoru vozidla brzdny motor, který pracuje v generátorickém režimu jako elektrodynamická brzda. Hnací motor simuluje setrvačnost vozidla. V tomto režimu vyrábí trakční motor elektrickou energii, kterou je možno využít buď dodáním do sítě, nebo uložením v akumulátorech, případně kondenzátorech a její opětovné využití při rozjezdu.

ANNOTATION

The objective of my work was design aggregate for laboratory drives. Aggregate will be used for the testing of engines, their characteristics in the motor and the generator mode, and development work on the control algorithms regulating drives with these engines.

The aggregate consists of two electric motors and the gyrostat. One engine is always working in the engine mode and drives the aggregate. The second is working in the generator mode, and breaks the aggregate. Both the engines can be operated in both the modes, can be driving and driven ones. The gyrostat inertia increases the inertia of the whole system.

The aggregate simulates the real conditions of electrically driven vehicles. In the case of the drive the function of the vehicle engine is held by the driving engine. The other brake engine simulates driving resistance. In the case of breaking the function of the vehicle driving engine is held by brake engine which works in the generator mode, as the electrodynamic brake. The driving engine simulates the vehicle inertia. In this mode the traction engine produces electricity which can be used for supply into the mains or for recharging batteries, capacitors and then re-used during the start.

OBSAH

	strana
1. ÚVOD	3
1.1 ZADÁNÍ	3
2. ZKUŠEBNÍ USPOŘADÁNÍ	3
3. NÁVRH NOVÉHO USPOŘADÁNÍ	4
3.1 ŘEŠENÍ PŘEVODU	4
3.2 VARIANTY ODPOJOVÁNÍ SETRVAČNÍKU	4
4. VÝPOČTY	7
4.1 VÝPOČET ŘEMENOVÝCH PŘEVODŮ	7
4.2 VÝPOČET SETRVAČNÍKU	13
4.3 VÝPOČET HŘÍDELE	15
4.4 KONTROLA LOŽISEK SKF YAR208 – 2F	22
4.5 VÝPOČET HLAVNÍCH NOSNÍKŮ	24
4.6 VÝPOČET SVARŮ	26
4.7 KONTROLA ŠROUBŮ	27
5. ZÁVĚR	28
6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	28
7. SEZNAM PŘÍLOH	28

1. ÚVOD

Žijeme v době, která klade důraz na ochranu životního prostředí. Jednou ze složek, jež na něj má nemalý vliv, je výroba elektrické energie. Z toho plyne celosvětový tlak na její úsporu. Jednou z cest, jak spořit elektřinu v dopravě, je využít energii pro brzdění vozidel k výrobě elektrické energie a její zpětné vrácení do rozvodné sítě, případně její akumulace a následné využití při rozjezdu.

1.1 ZADÁNÍ

Cílem práce je navrhnout pro toto stanoviště:

- Převod mezi motory umožňující využít vlastnosti motorů v plném rozsahu včetně napínacího zařízení a mechanického krytu.
- Upevňovací rám pro oba motory umožňující snadnou montáž na paletu, manipulaci s motory a přestavitelnost soustrojí.
- Setrvačnick s momentem $2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, který bude svými rozměry a konstrukcí umožňovat připojení k soustrojí.
- Převod umožňující snadné připojení setrvačnicku k motorům (montáž jedním člověkem s minimem náradí během několika málo minut) včetně napínacího zařízení a mechanického krytu.

1.1.1 Zadané hodnoty

- Výkon $P = 10 \text{ kW}$
- Asynchronní motor 1LA7 130-4AA60-Z patkový
- Synchronní motor 1FT6084-8SH71-3AA0
- Hnací otáčky $n_1 = 8\,000 \text{ ot./min.}$
- Převodový poměr $i_{1,2} = 2$
- Osová vzdálenost 500 až 600 mm
- Vnější průměr hnané řemenice maximálně 250 mm
- Upevňovací paleta 630x1800, 5x T drážka 22H8, rozteč 100mm

2. ZKUŠEBNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Prvotním požadavkem firmy POLL s.r.o. bylo navrhnout rychlé řešení převodu mezi motory, aby bylo možné v co nejkratším čase zahájit vývojové práce na řídicích algoritmech regulace pohonů. Jako nejvhodnější bylo vyhodnoceno spojení motorů pomocí klínových řemenů. Jejich výpočet byl zpracován přednostně. Jedním z nových poznatků již zahrnutých v této práci byla potřeba zvýšit setrvačnost soustavy pomocí odpojitelného setrvačnicku.



3. NÁVRH NOVÉHO USPOŘADÁNÍ

Hlavní kritéria pro nové uspořádání soustrojí:

- **Bezpečnost**
Celý stroj bude opatřen jednodílným kovovým krytem tak, aby montáž i demontáž zvládla jedna osoba.
- **Tuhost konstrukce**
Rám bude řešen jako svařenec z běžně dosažitelných válcovaných profilů.
Stavebnicové systémy (BOSCH, ITEM ...) byly pro tuto aplikaci vyhodnoceny jako nevyhovující (cena).

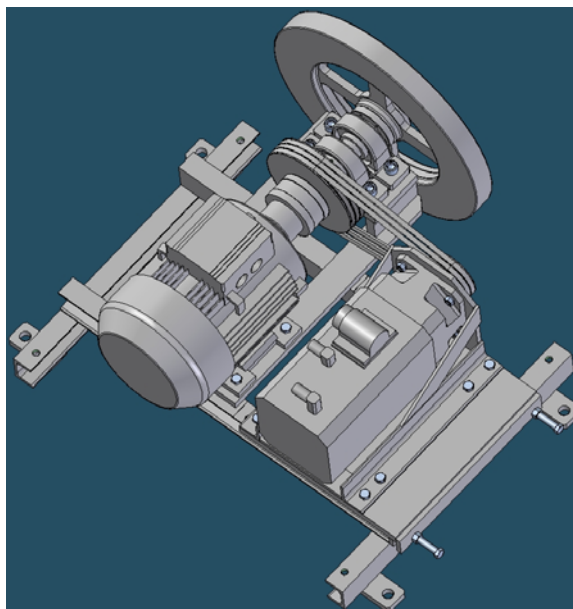
3.1 ŘEŠENÍ PŘEVODU

Převod byl řešen pomocí klínových řemenů, které plně zajišťují přenos výkonu a umožňují prokluz, což je výhodné z hlediska namáhání soustrojí při skokových změnách.

Spojení klínovými řemeny se osvědčilo při provozu provizorního uspořádání.

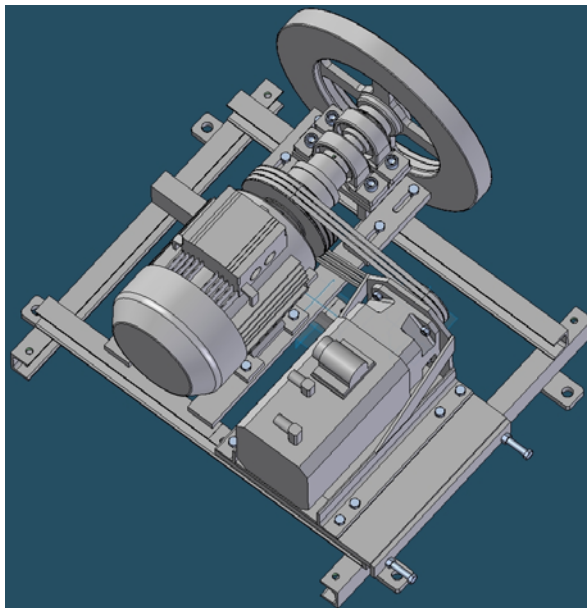
3.2 VARIANTY ODPOJOVÁNÍ SETRVAČNÍKU

3.2.1 Varianta s demontovatelným setrvačником



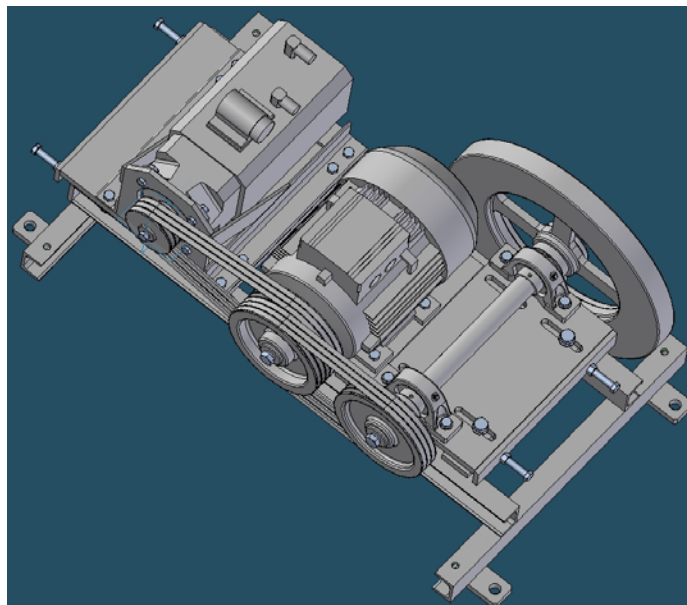
- Motor by byl spojen pružnou spojkou s uložením setrvačniků.
- Klínové řemeny by byly napínány v drážkách uloženou deskou, na níž je připevněn druhý motor.
- Setrvačnik by se po odšroubování přípojovacích šroubů stáhl pomocí odtlačovacího šroubu ze středícího nákržku a sejmul z hřídele.
- Tato varianta byla zavržena z důvodu zvýšených rizik úrazu při manipulaci se setrvačnikem a zvýšeného opotřebení středícího uložení setrvačniků.

3.2.2 Varianta s odsunovatelným setrvačником



- Na řemenici motoru by byla připevněna pružná spojka.
- Klínové řemeny by byly napínány v drážkách uloženou deskou, na níž je připevněn druhý motor.
- Setrvačnik by se odpojoval odsunutím v drážkách o vzdálenost dovolující vyjmutí pružného členu spojky.
- Toto řešení bylo vyhodnoceno jako obtížné pro obsluhu. Při rozpojování pružné spojky by bylo třeba vyvinout poměrně velkou sílu na odsunutí sekce se setrvačником.

3.2.3 Varianta řadového uspořádání



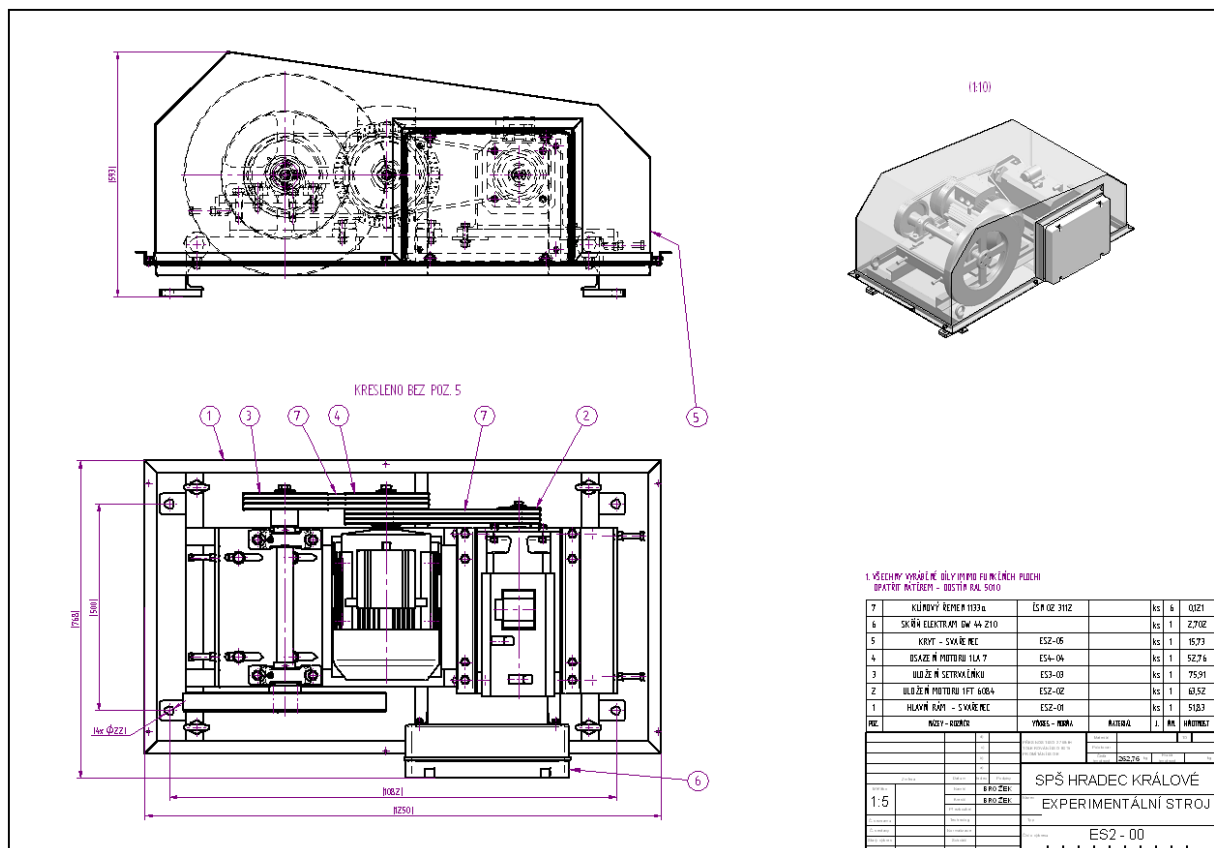
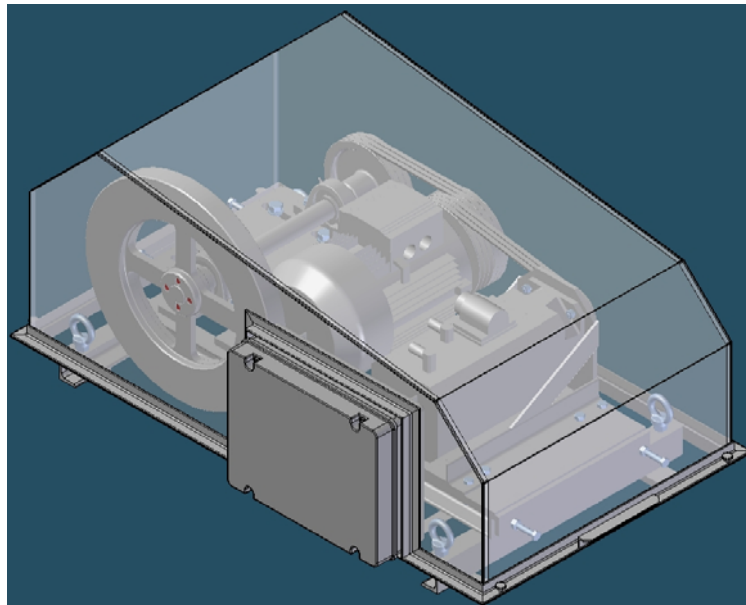
- V této variantě je motor uprostřed spojen s rámem napevno.
- Primární spojení klínovými řemeny je napínáno v drážkách uloženou deskou, na níž je připevněn druhý motor.
- Sekundární spojení řemeny je napínáno v drážkách uloženou deskou, na níž je uložen setrvačnik.

- Setrvačnick se odpojuje vyjmutím sekundárních řemenů.
- Toto uspořádání bylo vybráno jako nejlépe vyhovující zadání a bylo dále rozpracováno.

Poznámka:

Zadání neuvádí, z jaké řemenice má být náhon na setrvačnick. Zvolil jsem připojení setrvačnicku na větší řemenici (4000 ot./min.) z důvodů menší náročnosti na dynamickou vyváženost.

3.2.4 Konečná podoba soustrojí

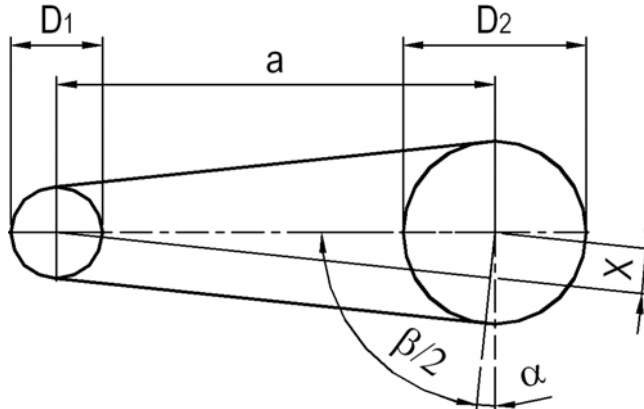


4. VÝPOČTY

Hodnoty zadané		Hodnoty vypočtené
	<p><u>4.1 VÝPOČET ŘEMENOVÝCH PŘEVODŮ</u></p> <p>4.1.1 Předběžný výpočet</p> <p>4.1.1.1 Výpočet otáček n_2</p> $i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}}$ $n_2 = \frac{133,33}{2}$ $n_2 \doteq 66,67 \text{ ot. / sec.}$	
$i_{1,2} = 2$ $n_1 = 8000 \text{ ot./min.}$ $(n_1 = 133,33 \text{ ot./sec.})$		$n_2 \doteq 66,67 \text{ ot. / sec.}$ $(n_2 = 4000 \text{ ot./min.})$
	<p>4.1.1.2 Výpočet maximálního kroučícího momentu $M_{k_{\max}}$</p> $P = M_{k_{\max}} \cdot \omega_1$ $M_{k_{\max}} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1}$ $M_{k_{\max}} = \frac{10000}{2 \cdot \pi \cdot 133,33}$ $M_{k_{\max}} = 11,94 \text{ Nm}$ $M_{k_{\max}} \doteq 12 \text{ Nm}$	
$P = 10000 \text{ W}$ $n_1 = 133,33 \text{ ot./sec.}$		$M_{k_{\max}} \doteq 12 \text{ Nm}$
	<p>4.1.1.3 Výpočet záběrového momentu M_z</p> $M_z = 2 \cdot M_{k_{\max}}$ $M_z = 2 \cdot 12$ $M_z = 24 \text{ Nm}$ $M_z = 24000 \text{ Nmm}$	
<p>Záběrový moment počítám 2 krát větší než $M_{k_{\max}}$ $M_{k_{\max}} \doteq 12 \text{ Nm}$</p>		$M_z = 24000 \text{ Nmm}$
	<p>4.1.1.4 Výpočet obvodové rychlosti v_o</p> $v_o = \omega_2 \cdot \frac{D_2}{2}$ $v_o = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot \frac{D_2}{2}$ $v_o = 2 \cdot \pi \cdot 66,67 \cdot \frac{0,2}{2}$ $v_o = 41,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	
$n_2 = 66,67 \text{ ot./sec.}$ volím průměr $D_2 = 20 \text{ mm}$ $(D_2 = 0,2 \text{ m})$		$v_o = 41,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
	<p>4.1.1.5 Závěry z vypočítaných a zadaných hodnot</p> <p>- vzhledem k vysoké obvodové rychlosti viz. lit. [1] volím úzké klínové řemeny</p>	

- dle lit.[1] volím podle zadaných a vypočítaných parametrů průřez SPZ
- vyšší obvodová rychlost než dovolená obvodová rychlost, viz. lit. [1], byla konzultována s výrobcem klínových řemenů SKF a ten potvrdil, že tato hodnota řemenům nevádí

4.1.2 Výpočty řemenů mezi motory



4.1.2.1 Roztečný průměr D_1

$i_{1,2} = 2$
 D_2 může být maximálně 250 mm
 Volím
 $D_2 = 200$ mm

$$i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} \Rightarrow D_1 = \frac{D_2}{i_{1,2}}$$

$$D_1 = \frac{200}{2}$$

$$D_1 = 100 \text{ mm}$$

$D_1 = 100$ mm

4.1.2.2 Vzdálenost x

$D_1 = 100$ mm
 $D_2 = 200$ mm

$$x = \frac{D_2 - D_1}{2}$$

$$x = \frac{200 - 100}{2}$$

$$x = 50 \text{ mm}$$

$x = 50$ mm

4.1.2.3 Výpočet úhlů β ; $\frac{\beta}{2}$

$x = 50$ mm
 Volím předběžnou vzdálenost os
 $a_1 = 300$ mm

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{x}{a_1}$$

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{50}{300}$$

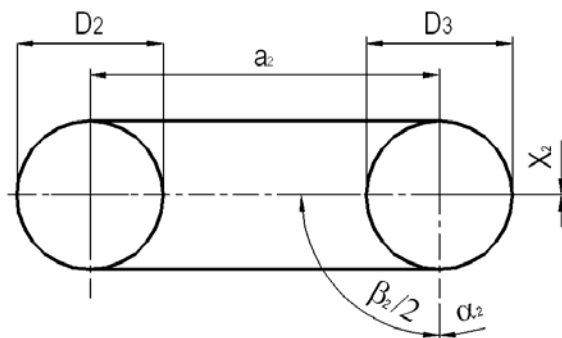
$$\frac{\beta}{2} = 80,4^\circ \Rightarrow \beta = 160,8^\circ$$

$\frac{\beta}{2} = 80,4^\circ$
 $\beta = 160,8^\circ$

$\frac{\beta}{2} = 80,4^\circ$ $\frac{\beta}{2} = 80,4^\circ$ $\alpha = 9,6^\circ$ Volím $a_1 = 300 \text{ mm}$ $L_{p_1} = 1120 \text{ mm}$ $D_1 = 100 \text{ mm}$ $D_2 = 200 \text{ mm}$ $D_1 = 100 \text{ mm}$ $D_2 = 200 \text{ mm}$ $p_1 = 162,1 \text{ mm}$ $q_1 = 1250 \text{ mm}$ $x = 50 \text{ mm}$ vzdálenost os $a_1 = 320,3 \text{ mm}$	<p>4.1.2.4 Výpočet úhlu α_1</p> $\alpha = 180^\circ - 90^\circ - \frac{\beta}{2}$ $\alpha = 180^\circ - 90^\circ - 80,4^\circ$ $\alpha = 9,6^\circ$ <p>4.1.2.5 Předběžná délka řemene L_{p_1}' a určení normalizované délky řemene</p> $L_{p_1}' = 2 \cdot a_1' \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \cdot (D_1 + D_2)$ $L_{p_1}' = 2 \cdot 300 \cdot \sin 80,4 + \frac{\pi}{2} \cdot (100 + 200) + \frac{9,6 \cdot \pi}{180} \cdot (100 + 200)$ $L_{p_1}' = 1113,1 \text{ mm}$ <p>Dle ST volím normalizovanou délku řemene $L_{p_1} = 1120 \text{ mm}.$</p> <p>4.1.2.6 Skutečná osová vzdálenost a_1</p> $a_1 = p_1 + \sqrt{p_1^2 - q_1}$ $p_1 = 0,25 \cdot L_{p_1} - 0,393 \cdot (D_1 + D_2)$ $p_1 = 0,25 \cdot 1120 - 0,393 \cdot (100 + 200)$ $p_1 = 162,1 \text{ mm}$ $q_1 = 0,125 \cdot (D_1 - D_2)^2$ $q_1 = 0,125 \cdot (100 - 200)^2$ $q_1 = 1250 \text{ mm}$ $a_1 = 162,1 + \sqrt{162,1^2 - 1250}$ $a_1 = 320,3 \text{ mm}$ <p>4.1.2.7 Skutečný úhel opásání β_s ; $\frac{\beta_s}{2}$</p> $\cos \frac{\beta_s}{2} = \frac{x}{a_1}$ $\cos \frac{\beta_s}{2} = \frac{50}{320,3}$ $\frac{\beta_s}{2} = 81^\circ \Rightarrow \beta_s = 162^\circ$	$\alpha = 9,6^\circ$ $L_{p_1}' = 1113,1 \text{ mm}$ $L_{p_1} = 1120 \text{ mm}$ $p_1 = 162,1 \text{ mm}$ $q_1 = 1250 \text{ mm}$ $a_1 = 320,3 \text{ mm}$ $\frac{\beta_s}{2} = 81^\circ$ $\beta_s = 162^\circ$
---	---	--

<p> $v_o = 41,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ $L_{p1} = 1120 \text{ mm}$ dle lit. [2] $f_{oD} = 90 \text{ s}^{-1}$ </p> <p> $P = 10\,000 \text{ W}$ $v_o = 41,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ </p> <p> $F_{o1} = 238,72 \text{ N}$ </p> <p> $L_{p1} = 1120 \text{ mm}$ </p> <p> $P = 10 \text{ kW}$ Dle lit. [1] $P_{r1} = 5,32 \text{ kW}$ součinitele $c_{11} = 0,95$ $c_{21} = 1,3$ $c_{31} = 0,93$ </p>	<p>4.1.2.8 Ohybová frekvence f_{o1}</p> $f_{o1} = \frac{2000 \cdot v_o}{L_p}$ $f_{o1} = \frac{2000 \cdot 41,89}{1120}$ $f_{o1} = 74,8 \text{ s}^{-1}$ $f_{o1} < f_{oD}$ $74,8 < 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$ <p>4.1.2.9 Obvodová síla F_{o1}</p> $F_{o1} = \frac{P}{v_o}$ $F_{o1} = \frac{10\,000}{41,89}$ $F_{o1} = 238,72 \text{ N}$ <p>4.1.2.10 Pracovní předpětí F_{u1}</p> $F_{u1} = 2 \cdot F_{o1}$ $F_{u1} = 2 \cdot 238,72$ $F_{u1} = 477,44 \text{ N}$ <p>4.1.2.11 Meze seřízení osové vzdálenosti x_{p1} a y_{p1} (osová přestavitelnost)</p> $x_{p1} \geq 0,03 \cdot L_{p1} \qquad y_{p1} \geq 0,015 \cdot L_{p1}$ $x_{p1} \geq 0,03 \cdot 1120 \qquad y_{p1} \geq 0,015 \cdot 1120$ $x_{p1} \geq 33,6 \text{ mm} \qquad y_{p1} \geq 16,8$ $x_{p1} = 34 \text{ mm} \qquad y_{p1} = 17 \text{ mm}$ <p>4.1.2.12 Počet klínových řemenů z_1</p> $z_1 = \frac{P \cdot c_{21}}{P_{r1} \cdot c_{11} \cdot c_{31}}$ $z_1 = \frac{10 \cdot 1,3}{6,57 \cdot 0,95 \cdot 0,93}$ $z_1 = 2,17$ <p>Volím</p> $z_1 = 3$ <p>4.1.2.13 Značení klínového řemene</p> <p style="text-align: center;">ŘEMEN SPZ 1133a ČSN 02 3112</p>	<p> $f_{o1} = 74,8 \text{ s}^{-1}$ $f_{o1} < f_{oD}$ VYHOVUJE </p> <p> $F_{o1} = 238,72 \text{ N}$ </p> <p> $F_{u1} = 477,44 \text{ N}$ </p> <p> $x_{p1} = 34 \text{ mm}$ $y_{p1} = 17 \text{ mm}$ </p> <p> $z_1 = 3$ </p>
---	---	--

4.1.3 Výpočet řemenů mezi motorem a setrvačником



4.1.3.1 Roztečný průměr D_3

$i_{2,3} = 1$
 D_3 může být
 maximálně
 250 mm
 $D_2 = 200$ mm

$$i_{2,3} = \frac{D_3}{D_2} \Rightarrow D_3 = D_2 \cdot i_{2,3}$$

$$D_3 = 200 \cdot 1$$

$$D_3 = 200 \text{ mm}$$

$D_3 = 200$ mm

4.1.3.2 Vzdálenost x_2

$D_2 = 200$ mm
 $D_3 = 200$ mm

$$x_2 = \frac{D_3 - D_2}{2}$$

$$x_2 = \frac{200 - 200}{2}$$

$$x_2 = 0 \text{ mm}$$

$x_2 = 0$ mm

4.1.3.3 Stanovení úhlů β_2 ; $\frac{\beta_2}{2}$ a α_2

- dle obrázku u kapitoly 4.2.3 je vidět, že:

- úhel $\frac{\beta_2}{2} = 90^\circ$
- úhel $\beta_2 = 180^\circ$
- úhel $\alpha_2 = 0^\circ$

$$\frac{\beta_2}{2} = 90^\circ$$

$$\beta_2 = 180^\circ$$

$$\alpha_2 = 0^\circ$$

4.1.3.4 Předběžná délka řemene L_{p_2}' a určení normalizované délky řemene

$D_2 = 200$ mm
 $D_3 = 200$ mm
 $\alpha_2 = 0^\circ$
 $\frac{\beta_2}{2} = 90^\circ$
 Volím
 $a_2 = 250$ mm

$$L_{p_2}' = 2 \cdot a_2 \cdot \sin \frac{\beta_2}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_3) + \frac{\alpha_2 \cdot \pi}{180} \cdot (D_2 + D_3)$$

$$L_{p_2}' = 2 \cdot 250 \cdot \sin 90 + \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 200) + \frac{0 \cdot \pi}{180} \cdot (200 + 200)$$

$$L_{p_2}' = 1128,3 \text{ mm}$$

$L_{p_2}' = 1128,3$ mm

Dle ST volím normalizovanou délku řemene
 $L_{p_2} = 1120$ mm.

$L_{p_2} = 1120$ mm

<p>$L_{p2} = 1120 \text{ mm}$ $D_2 = 200 \text{ mm}$ $D_3 = 200 \text{ mm}$</p> <p>$D_2 = 200 \text{ mm}$ $D_3 = 200 \text{ mm}$</p> <p>$p_2 = 162,1 \text{ mm}$ $q_2 = 1250 \text{ mm}$</p>	<p>4.1.3.5 Skutečná osová vzdálenost a_2</p> $a_2 = p_2 + \sqrt{p_2^2 - q_2}$ $p_2 = 0,25 \cdot L_{p2} - 0,393 \cdot (D_2 + D_3)$ $p_2 = 0,25 \cdot 1120 - 0,393 \cdot (200 + 200)$ $p_2 = 122,8 \text{ mm}$ $q_2 = 0,125 \cdot (D_2 - D_3)^2$ $q_2 = 0,125 \cdot (200 - 200)^2$ $q_2 = 0 \text{ mm}$ $a_2 = 122,8 + \sqrt{122,8^2 - 0}$ $a_2 = 245,6 \text{ mm}$	<p>$p_2 = 122,8 \text{ mm}$</p> <p>$q_2 = 0 \text{ mm}$</p> <p>$a_2 = 245,6 \text{ mm}$</p>
<p>$v_o = 41,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ $L_{p2} = 1120 \text{ mm}$ dle lit. [2] $fo_D = 90 \text{ s}^{-1}$</p>	<p>4.1.3.6 Ohybová frekvence fo_2</p> $fo_2 = \frac{2000 \cdot v_o}{L_p}$ $fo_2 = \frac{2000 \cdot 41,89}{1120}$ $fo_2 = 74,8 \text{ s}^{-1}$ $fo_2 < fo_D$ $74,8 < 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$	<p>$fo_2 = 74,8 \text{ s}^{-1}$ $fo_2 < fo_D$ VYHOVUJE</p>
<p>$Fo_1 = 238,72 \text{ N}$</p>	<p>4.1.3.7 Obvodová síla Fo_2 - při zanedbání účinností je obvodová síla všude stejná, ve skutečnosti tomu tak není, ale tímto zvyšují bezpečnost</p> $Fo_1 = Fo_2 = 238,72 \text{ N}$	<p>$Fo_1 = Fo_2 = 238,72 \text{ N}$</p>
<p>$Fu_1 = 477,44 \text{ N}$</p>	<p>4.1.3.8 Pracovní předpětí Fu_2 - pracovní předpětí vychází z obvodové síly - vycházím-li z předpokladu viz. bod 4.2.3.7, potom pracovní předpětí</p> $Fu_1 = Fu_2 = 477,44 \text{ N}$	<p>$Fu_1 = Fu_2 = 477,44 \text{ N}$</p>
<p>$L_{p2} = 1120 \text{ mm}$</p>	<p>4.1.3.9 Meze seřízení osových vzdáleností x_{p2} a y_{p2}</p> <p>(osová přestavitelnost)</p> $x_{p2} \geq 0,03 \cdot L_{p2}$ $x_{p2} \geq 0,03 \cdot 1120$ $x_{p2} \geq 33,6 \text{ mm}$ $x_{p2} = 34 \text{ mm}$ $y_{p2} \geq 0,015 \cdot L_{p2}$ $y_{p2} \geq 0,015 \cdot 1120$ $y_{p2} \geq 16,8$ $y_{p2} = 17 \text{ mm}$	<p>$x_{p2} = 34 \text{ mm}$ $y_{p2} = 17 \text{ mm}$</p>

$P = 10\text{kW}$
 Dle lit. [1]
 $Pr_2 = 5,32\text{ kW}$
 součinitele
 $c_{11} = 1$
 $c_{21} = 1,3$
 $c_{31} = 0,93$

4.1.3.10 Počet klínových řemenů z_2

$$z_2' = \frac{P \cdot c_{22}}{Pr_2 \cdot c_{12} \cdot c_{32}}$$

$$z_2' = \frac{10 \cdot 1,3}{5,32 \cdot 1 \cdot 0,93}$$

$$z_2' = 2,63 \quad \text{Volím} \quad z_2 = 3$$

$$z_2 = 3$$

4.1.3.11 Značení klínového řemene

ŘEMEN SPZ 1133a ČSN 02 3112

4.2 VÝPOČET SETRVAČNÍKU

4.2.1 Výpočet hmotnosti celého setrvačnicku

$$I_0 = \frac{10}{9} \cdot m_s \cdot R_s^2$$

$$m_s = \frac{9}{10} \cdot \frac{I_0}{R_s^2}$$

$$m_s = \frac{9}{10} \cdot \frac{2}{0,2^2}$$

$$m_s = 45\text{ kg}$$

$$m_s = 45\text{ kg}$$

$I_0 = 2\text{ kg m}^2$
 Volím:
 $R_s = 0,2\text{ m}$

- toto je přibližný výpočet dle lit [8]

4.2.2 Výpočet hmotnosti ramen m_R

- dle literatury [8] může hmotnost ramen tvořit až 1/3 hmotnosti celého setrvačnicku
- porovnáním vzorců pro výpočet setrvačnosti tenkého věnce $I_0 = m_v \cdot R_s^2$ a výpočet setrvačnicku s rameny

$$I_0 = \frac{10}{9} m_s \cdot R_s^2 \quad \text{volím rozložení hmotností:}$$

- 9/9 hmotnosti bude hmotnost věnce
- 1/9 bude hmotnost ramen

$$m_s \dots\dots\dots \frac{10}{9}$$

$$45\text{ kg} \dots\dots\dots \frac{10}{9}$$

$$x\text{ kg} \dots\dots\dots \frac{1}{9}$$

$$\frac{x}{45} = \frac{\frac{10}{9}}{\frac{1}{9}}$$

$$x = \frac{1}{10} \cdot 45$$

$$x = 4,5 \Rightarrow m_R = 4,5\text{ kg}$$

$$m_R = 4,5\text{ kg}$$

$m_s = 45\text{ kg}$

$$m_s = 45 \text{ kg}$$

$$m_R = 4,5 \text{ kg}$$

4.2.3 Výpočet hmotnosti věnce m_V

$$m_s = m_R + m_V$$

$$m_V = m_s - m_R$$

$$m_V = 45 - 4,5$$

$$m_V = 40,5 \text{ kg}$$

$$m_V = 40,5 \text{ kg}$$

4.2.4 Výpočet rozměrů věnce

4.2.4.1 Objem věnce

$$m_V = 40,5 \text{ kg}$$

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$V = \frac{40,5}{7850}$$

$$V = 0,005159 \text{ m}^3$$

$$V = 0,005159 \text{ m}^3$$

4.2.4.2 Plocha věnce

$$V = 0,005159 \text{ m}^3$$

Volím tloušťku věnce:

$$l_t = 0,045 \text{ m}$$

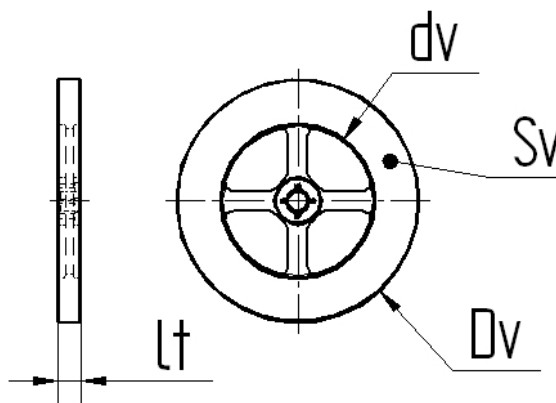
$$V = S_V \cdot l_t$$

$$S_V = \frac{V}{l_t}$$

$$S_V = \frac{0,005159}{0,045}$$

$$S_V = 0,1146 \text{ m}^2$$

$$S_V = 0,1146 \text{ m}^2$$



4.2.4.3 Pomocné vyjádření vnějšího průměru věnce D_V

$$D_s = 0,4 \text{ m}$$

$$D_s = \frac{D_V + d_V}{2}$$

$$2 \cdot D_s = D_V + d_V$$

$$2 \cdot 0,4 = D_V + d_V$$

$$0,8 = D_V + d_V \Rightarrow D_V = 0,8 - d_V$$

$$D_V = 0,8 - d_V$$

4.2.4.4 Výpočet malého průměru věnce d_v

$$S_v = S_D - S_d$$

$$S_v = \frac{\pi}{4} \cdot (D_v^2 - d_v^2)$$

$$D_v = 0,8 - d_v$$

$$S_v = \frac{\pi}{4} \cdot [(0,8 - d_v)^2 - d_v^2]$$

$$S_v = \frac{\pi}{4} \cdot (0,64 - 1,6d_v)$$

$$d_v = \frac{0,64 - \frac{4 \cdot S_v}{\pi}}{1,6}$$

$$S_v = 0,1146 \text{ m}^2$$

$$d_v = \frac{0,64 - \frac{4 \cdot 0,1146}{\pi}}{1,6}$$

$$d_v = 0,3088 \text{ m}$$

$$d_v = 0,3088 \text{ m}$$

$$d_v = 308,8 \text{ mm}$$

4.2.4.5 Výpočet velkého průměru věnce D_v

$$D_v = 0,8 - d_v$$

$$d_v = 0,3088 \text{ m}$$

$$D_v = 0,8 - 0,3088$$

$$D_v = 0,4912 \text{ m}$$

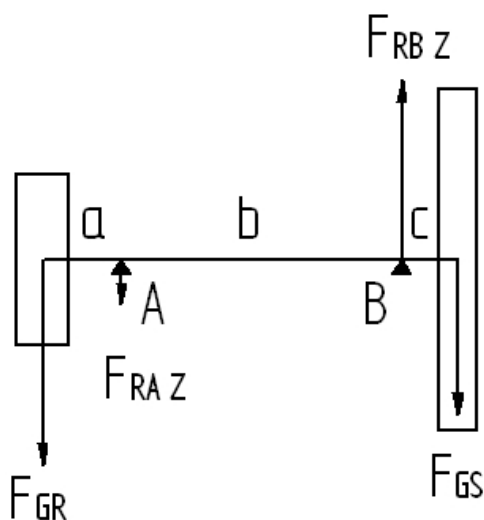
$$D_v = 0,4912 \text{ m}$$

$$D_v = 491,2 \text{ mm}$$

Pozn.: Rozměry ramen nepočítám. Navrhl jsem je v 3D programu.

4.3 VÝPOČET HŘÍDELE

4.3.1 Výpočet namáhání hřídele od tíhových sil



$$m_r = 6 \text{ kg}$$

$$m_s = 45 \text{ kg}$$

$$g \doteq 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$F_{GS} = 450 \text{ N}$$

$$F_{GR} = 60 \text{ N}$$

$$a = 92 \text{ mm}$$

$$b = 328 \text{ mm}$$

$$c = 65,5 \text{ mm}$$

$$F_{RBZ} = 523 \text{ N}$$

$$F_{GS} = 450 \text{ N}$$

$$F_{GR} = 60 \text{ N}$$

4.3.1.1 Výpočet tíhových sil řemenice a setrvačnicku

$$F_{GR} = m_r \cdot g$$

$$F_{GR} = 6 \cdot 10$$

$$F_{GR} = 60 \text{ N}$$

$$F_{GS} = m_s \cdot g$$

$$F_{GS} = 45 \cdot 10$$

$$F_{GS} = 450 \text{ N}$$

$$F_{GR} = 60 \text{ N}$$

$$F_{GS} = 450 \text{ N}$$

4.3.1.2 Výpočet reakce F_{RBZ}

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0$$

$$F_{RBZ} \cdot b + F_{GR} \cdot a - F_{GS} \cdot (b + c) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{RBZ} = \frac{F_{GS} \cdot (b + c) - F_{GR} \cdot a}{b}$$

$$F_{RBZ} = \frac{450 \cdot (328 + 65,5) - 60 \cdot 92}{328}$$

$$F_{RBZ} = 523 \text{ N}$$

$$F_{RBZ} = 523 \text{ N}$$

4.3.1.3 Výpočet reakce F_{RAZ}

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0$$

$$F_{GR} + F_{GS} - F_{RBZ} + F_{RAZ} = 0 \Rightarrow$$

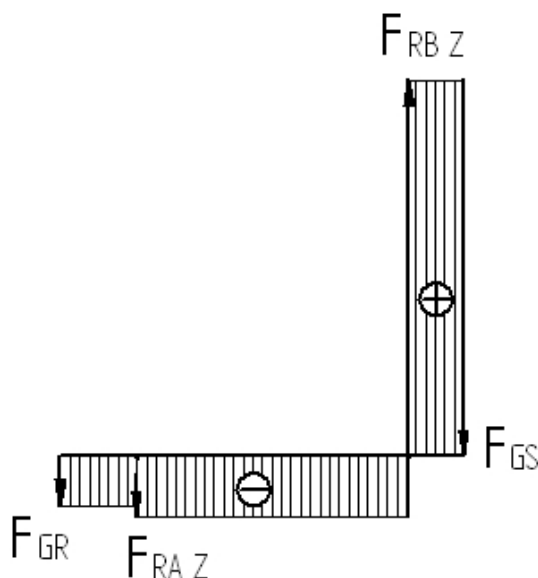
$$\Rightarrow F_{RAZ} = F_{RBZ} - F_{GS} - F_{GR}$$

$$F_{RAZ} = 523 - 450 - 60$$

$$F_{RAZ} = 13 \text{ N}$$

$$F_{RAZ} = 13 \text{ N}$$

4.3.1.4 Průběh posouvajících sil v rovině působení tíhových sil



4.3.1.5 Výpočet maximálního ohybového momentu od setrvačnicku $M_{oz_{max}}$

(v rovině působení tíhových sil)

$$F_{GS} = 450 \text{ N}$$

$$c = 65,5 \text{ mm}$$

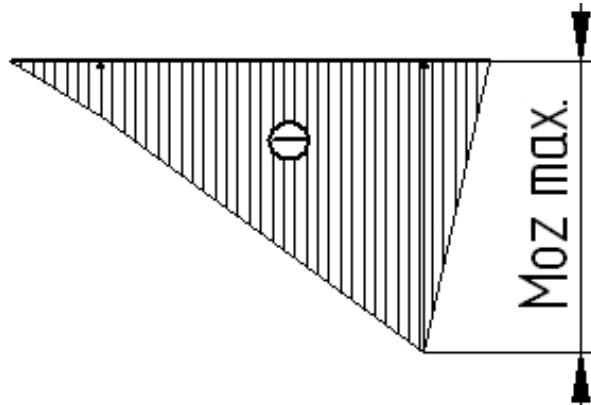
$$M_{oz_{max}} = F_{GS} \cdot c$$

$$M_{oz_{max}} = 450 \cdot 65,5$$

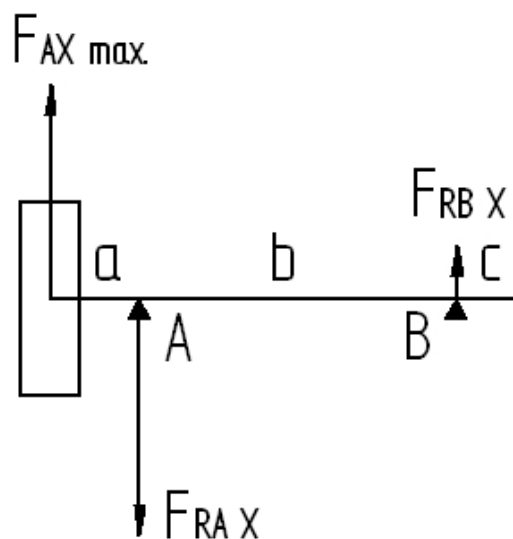
$$M_{oz_{max}} = 29\,475 \text{ Nmm}$$

$$M_{o_{max}} = 29\,475 \text{ Nmm}$$

4.3.1.6 Průběh ohybového momentu v rovině tíhových sil



4.3.2 Výpočet namáhání hřídele od řemenice při záběru



4.3.2.1 Výpočet zatěžovací síly hřídele F_{AX}

- záběrový moment 2x větší \Rightarrow 2x větší obvodová síla

$$F_{u_2} = 477,44 \text{ N}$$

$$F_{o_2} = 238,72 \text{ N}$$

$$F_{AX_{max}} = F_{u_2} + 2 \cdot F_{o_2}$$

$$F_{AX_{max}} = 477,44 + 2 \cdot 238,72$$

$$F_{AX_{max}} = 954,88 \text{ N}$$

$$F_{AX_{max}} = 954,88 \text{ N}$$

$$F_{AXmax} = 954,88 \text{ N}$$

$$a = 92 \text{ mm}$$

$$b = 328 \text{ mm}$$

$$F_{RBX} = 267,83 \text{ N}$$

$$F_{AXmax} = 954,88 \text{ N}$$

4.3.2.2 Výpočet reakce F_{RBX}

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0$$

$$F_{RBX} \cdot b - F_{AXmax} \cdot a = \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{RBX} = \frac{F_{AXmax} \cdot a}{b}$$

$$F_{RBX} = \frac{954,88 \cdot 92}{328}$$

$$F_{RBX} = 267,83 \text{ N}$$

$$F_{RBX} = 267,83 \text{ N}$$

4.3.2.3 Výpočet reakce F_{RAX}

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0$$

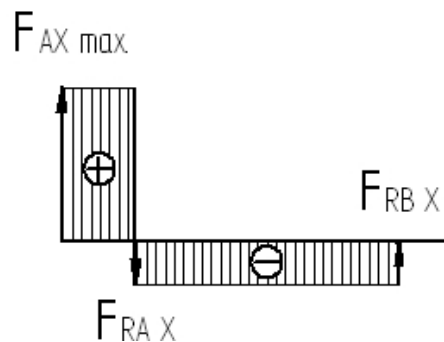
$$F_{AXmax} - F_{RAX} + F_{RBX} = 0$$

$$F_{RAX} = 954,88 + 267,83$$

$$F_{RAX} = 1222,71 \text{ N}$$

$$F_{RAX} = 1222,71 \text{ N}$$

4.3.2.4 Průběh posouvajících sil od řemenice



4.3.2.5 Výpočet maximálního ohybového momentu působícího na hřídel od napínání řemenů M_{oxmax}

$$M_{oxmax} = F_{AC} \cdot a$$

$$M_{oxmax} = 954,88 \cdot 92$$

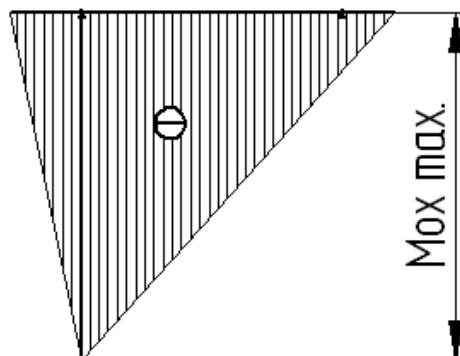
$$M_{oxmax} = 87848,96 \text{ Nmm}$$

$$M_{oxmax} = 87848,96 \text{ Nmm}$$

$$F_{AXmax} = 954,88 \text{ N}$$

$$a = 92 \text{ mm}$$

4.3.2.6 Průběh ohybového momentu působícího na hřídel od napínání řemenů



- větší ohybový moment namáhající hřídel je od sil působících na řemenici
- k tomuto momentu vektorově přičtu moment, který vyvolává tíha řemenice

4.3.2.7 Maximální ohybový moment namáhající řemenici

$$\begin{aligned} M_{ox_{max}} &= \\ &= 87848,96 \text{ Nmm} \\ F_{GR} &= 60 \text{ N} \\ a &= 92 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{oc_{max}} &= \sqrt{M_{ox_{max}}^2 + (F_{GR} \cdot a)^2} \\ M_{oc_{max}} &= \sqrt{87848,96^2 + (60 \cdot 92)^2} \\ M_{oc_{max}} &= 88022,2 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{oc_{max}} &= \\ &= 88022,2 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

4.3.3 Výpočet minimálního průřezu hřídele

- kroutící moment je rovnoměrný po celé délce hřídele

4.3.3.1 Výpočet redukovaného momentu $M_{o_{RED}}$

$$\begin{aligned} M_{oc_{max}} &= \\ &= 88022,2 \text{ Nmm} \\ M_z &= 24\,000 \text{ Nmm} \\ \text{materiál hřídele} & \\ &11\,600 \\ \text{Dle lit. [3]} & \\ \text{ohyb } c_{III} &= 0,6 \\ \text{krut } c_{II} &= 0,75 \\ \text{Dle lit. [2]} & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{o_{RED}} &= \sqrt{M_{oc_{max}}^2 + \frac{3}{4} \cdot (\alpha_B \cdot M_z)^2} \\ M_{o_{RED}} &= \sqrt{M_{oc_{max}}^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{c_{III}}{c_{II}} \cdot M_z\right)^2} \\ M_{o_{RED}} &= \sqrt{88022,2^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{0,6}{0,75} \cdot 24000\right)^2} \\ M_{o_{RED}} &= 89578,9 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{o_{RED}} &= \\ &= 89578,9 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

4.3.3.2 Výpočet minimálního průřezového modulu $W_{o_{min}}$

$$\begin{aligned} M_{o_{RED}} &= \\ &89578,9 \text{ Nmm} \\ \text{Dle lit. [1]} & \\ \sigma_{DO} &= 85 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{RED} = \frac{M_{o_{RED}}}{W_{o_{min}}} \leq \sigma_{DO}$$

$$W_{o_{min}} \geq \frac{M_{o_{RED}}}{\sigma_{DO}}$$

$$W_{o_{min}} \geq \frac{89578,9}{85}$$

$$W_{o_{min}} \geq 1054 \text{ mm}^3$$

$$W_{o_{min}} \geq 1054 \text{ mm}^3$$

4.3.3.3 Výpočet minimálního průměru d_H

$$W_{o_{min}} \geq 1054 \text{ mm}^3$$

$$W_{o_{min}} \leq \frac{\pi \cdot d_H^3}{32}$$

$$d_H^3 \geq \frac{32 \cdot W_{o_{min}}}{\pi}$$

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1054}{\pi}}$$

$$d_H \geq 22,06 \text{ mm}$$

$$d_H \geq 22,06 \text{ mm}$$

4.3.3.4 Dynamický výpočet hřídele

- vliv dynamických účinků na hřídel zohledňuji tím, že volím průměr hřídele podle průměru hřídele na motoru 1LA7 ($\varnothing 38$)
- volím ložisko SKF YAR208-2F uložené v tělese SY40TF má vnitřní $\varnothing 40 \Rightarrow d_H = 40 \text{ mm}$

Průměr hřídele
 $d_H = 40 \text{ mm}$

4.3.3.5 Výpočet úhlu zkroucení při záběru φ

$F_{o1} = 238,72 \text{ N}$
 $D_2 = 200 \text{ mm}$
 $d_H = 40 \text{ mm}$
Dle lit.[1]
 $G = 84\,000 \text{ MPa}$
 l je délka hřídele (skládá se z částí)
viz. bod 4.3.1
 $a = 92 \text{ mm}$
 $b = 328 \text{ mm}$
 $c = 65,5 \text{ mm}$

$$\hat{\varphi} = \frac{Mk \cdot l}{G \cdot J_p}$$

$$\varphi^\circ = \frac{180 \cdot F_{o1} \cdot D_2 \cdot (a + b + c)}{\pi \cdot G \cdot \frac{\pi \cdot d_H^4}{32}}$$

$$\varphi^\circ = \frac{180 \cdot 238,72 \cdot 200 \cdot (92 + 328 + 65,5)}{\pi \cdot 84000 \cdot \frac{\pi \cdot 40^4}{32}}$$

$$\varphi = 0,063^\circ$$

$$\varphi = 0,063^\circ$$

4.3.3.6 Výpočet poměrného úhlu zkroucení ν

$\varphi = 0,063^\circ$
 $a = 92 \text{ mm}$
 $b = 328 \text{ mm}$
 $c = 65,5 \text{ mm}$
Dle lit. [4]
 $\nu_D = 0,25^\circ \cdot \text{m}^{-1}$

$$\nu = \frac{\varphi}{0,001 \cdot (a + b + c)}$$

$$\nu = \frac{0,063}{0,001 \cdot (92 + 328 + 65,5)}$$

$$\nu = 0,13^\circ \cdot \text{m}^{-1} < 0,25^\circ \cdot \text{m}^{-1}$$

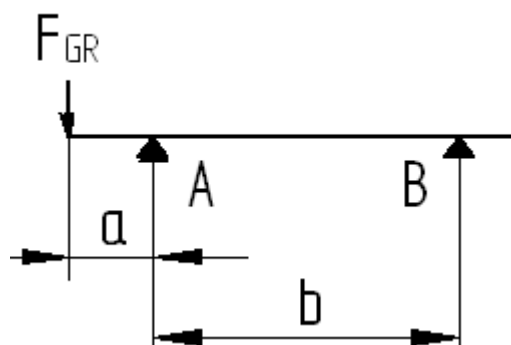
$$\nu < \nu_D \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$\nu = 0,13^\circ \cdot \text{m}^{-1}$$
$$\nu < \nu_D$$
$$\Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

4.3.4 Zjednodušený výpočet průhybu hřídele

- největší namáhání hřídele je od napínání řemenů a tíhy řemenice

4.3.4.1 Výpočet průhybu hřídele od tíhy řemenice $y_{\max 1}$



$F_{GR} = 60 \text{ N}$
 $a = 92 \text{ mm}$
 $b = 328 \text{ mm}$
 $d_H = 40 \text{ mm}$
 Dle lit [1]
 $E = 210000 \text{ MPa}$

$$y_{\max 1} = \frac{F_{GR} \cdot a^2 \cdot (b + a)}{3 \cdot \frac{\pi \cdot d_H^4}{64} \cdot E}$$

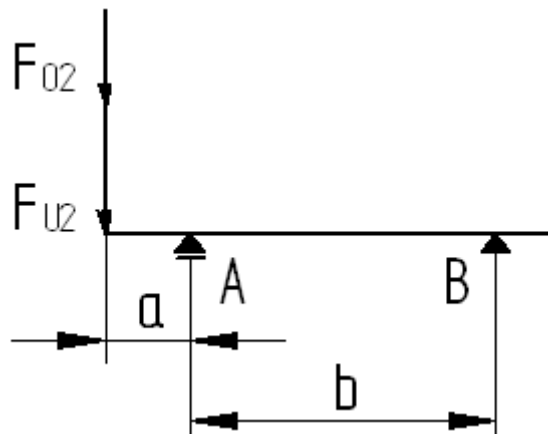
$$y_{\max 1} = \frac{60 \cdot 92^2 \cdot (328 + 92)}{3 \cdot \frac{\pi \cdot 40^4}{64} \cdot 210000}$$

$$y_{\max 1} = 2,694 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$y_{\max 1} = 2,694 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$= 0,002694 \text{ mm}$$

4.3.4.2 Výpočet průhybu hřídele od napínání řemenů $y_{\max 2}$



$F_{U2} = 477,44 \text{ N}$
 $F_{O2} = 238,72 \text{ N}$
 $a = 92 \text{ mm}$
 $b = 328 \text{ mm}$
 $d_H = 40 \text{ mm}$
 Dle lit [1]
 $E = 210000 \text{ MPa}$

$$y_{\max 2} = \frac{F_{U2} + F_{O2} \cdot a^2 \cdot (b + a)}{3 \cdot \frac{\pi \cdot d_H^4}{64} \cdot E}$$

$$y_{\max 2} = \frac{(477,44 + 239,72) \cdot 92^2 \cdot (328 + 92)}{3 \cdot \frac{\pi \cdot 40^4}{64} \cdot 210000}$$

$$y_{\max 2} = 0,032 \text{ mm}$$

$$y_{\max 2} = 0,032 \text{ mm}$$

4.3.4.3 Výpočet celkového průhybu hřídele y_c

$$y_{\max 1} = 0,002694 \text{ mm}$$

$$y_{\max 2} = 0,032 \text{ mm}$$

$$y_c = \sqrt{y_{\max 1}^2 + y_{\max 2}^2}$$

$$y_c = \sqrt{0,002694^2 + 0,032^2}$$

$$y_c = 0,0321 \text{ mm}$$

$$y_c = 0,0321 \text{ mm}$$

4.3.4.4 Výpočet kritických otáček n_{krit}

- kritické otáčky by měly ležet mimo oblast provozních otáček

Pro tento výpočet beru v úvahu přesnější hodnotu tíhového zrychlení

$$g_1 = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$y_c = 0,0321 \text{ mm}$$

$$n_{\text{krit}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g_1}{y_c}}$$

$$n_{\text{krit}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{9,81}{0,0321 \cdot 10^{-3}}}$$

$$n_{\text{krit}} = 87,98 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_{\text{krit}} = 5278,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

- maximální provozní otáčky hřídele jsou
4000 ot · min.⁻¹

4.3.5 Výpočet maximálního dovoleného průhybu hřídele y_{max}

$$n_{\text{kritT}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g_1}{y_{\text{max}}}}$$

$$y_{\text{max}} = \frac{g_1}{(2 \cdot \pi \cdot n_{\text{kritT}})^2}$$

$$y_{\text{max}} = \frac{9,81}{(2 \cdot \pi \cdot 67)^2}$$

$$y_{\text{max}} = 5,535 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

$$y_{\text{max}} = 0,0554 \text{ mm}$$

Maximální provozní (66,67 ot/sec.)

Volím

$$n_{\text{kritT}} = 67 \text{ ot./sec.}$$

$$n_{\text{krit}} = 5278,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$y_{\text{max}} = 0,0554 \text{ mm}$$

4.3.6 Závěr výpočtu průhybu

- z výpočtů v bodech 4.3.4.4 a 4.3.5 vyplývá, že mezi provozními a kritickými otáčkami je rozdíl 1278,8 ot · min.⁻¹
- tento rozdíl odpovídá navýšení průhybu o 0,0233 mm
- toto považuji za bezpečnostní rezervu vzhledem k zjednodušenému výpočtu

4.4 KONTROLA LOŽISEK SKF YAR208-2F

(dle lit.[1])

- nejvíce namáháno bude ložisko na straně řemenice

4.4.1 Výpočet celkové výsledné zatěžující síly působící v místě podpěry A

$$F_{\text{RC}} = \sqrt{F_{\text{RAZ}}^2 + F_{\text{RAX}}^2}$$

$$F_{\text{RC}} = \sqrt{13^2 + 1222,71^2}$$

$$F_{\text{RC}} \doteq 1223 \text{ N}$$

$$F_{\text{RAZ}} = 13 \text{ N}$$

$$F_{\text{RAX}} = 1222,71 \text{ N}$$

$$F_{\text{RC}} \doteq 1223 \text{ N}$$

4.4.2 Stanovení zatížení ložiska radiální a axiální silou

$$\frac{F_a}{F_{\text{RS}}} \leq e \Rightarrow P$$

<p>Dle lit.[1] Volím nejnižší $e = 0,22$ $F_{RC} \doteq 1223 \text{ N}$ $f_d = 1,2$ $f_p = 1,2$ Pro tento výpočet předpokládám $F_a = 0 \text{ N}$</p> <p>Ložisko SKF YAR208-2F $C_0 = 19000 \text{ N}$</p> <p>$n_2 = 4\,000 \text{ ot./min.}$ Dle lit.[1] $k_R = 25$ Dle lit.[5] $v = 70 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ $Dl = 80 \text{ mm}$ $dl = 40 \text{ mm}$</p> <p>Dle lit.[6] $C = 30700 \text{ N}$ $p = 3$ $P = F_{RS} = 1761,12 \text{ N}$</p> <p>$L_{10} = 5297,22 \text{ mil. ot.}$ $n_2 = 66,67 \text{ ot./s.}$</p>	$\frac{F_a}{F_{RC} \cdot f_d \cdot f_p} \leq e \Rightarrow P = F_r$ $\frac{0}{1223 \cdot 1,2 \cdot 1,2} \leq 0,22$ $\frac{0}{1761,12} \leq 0,22$ $0 < 0,22 \Rightarrow P = F_{RS} = 1761,12 \text{ N}$ <p>Poznámka: - dle lit.[1] mi při zpětném výpočtu</p> $\frac{F_a}{C_0} = 0,025 \Rightarrow e = 0,22$ <p>vyšlo, že na ložisko může působit axiální síla $F_a = 475 \text{ N}$</p> <p>4.4.3 Požadované minimální zatížení ložiska F_{rm}</p> $F_{rm} = k_R \cdot \left(\frac{v \cdot n_2}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{0,5 \cdot (Dl + dl)}{100} \right)^2$ $F_{rm} = 25 \cdot \left(\frac{70 \cdot 4000}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{0,5 \cdot (80 + 40)}{100} \right)^2$ $F_{rm} = 385,2 \text{ N}$ <p>4.4.4 Výpočet základní trvanlivosti ložisek L_{10}</p> $L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$ $L_{10} = \left(\frac{30700}{1761,12} \right)^3$ $L_{10} = 5297,22 \text{ mil. ot.}$ <p>4.4.5 Výpočet základní trvanlivosti v hodinách L_{10h}</p> $L_{10h} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{n_2 \cdot 3600}$ $L_{10h} = \frac{5297,22 \cdot 10^6}{66,67 \cdot 3600}$ $L_{10h} = 22070,65 \text{ hod.}$ <p>Tato životnost odpovídá jednosměrnému provozu (8 hod.) po dobu 11 let.</p>	<p>$P = F_{RS} = 1761,12 \text{ N}$</p> <p>$F_a = 475 \text{ N}$</p> <p>$F_{rm} = 385,2 \text{ N}$</p> <p>$L_{10} = 5297,22 \text{ mil. ot.}$</p> <p>$L_{10h} = 22070,65 \text{ hod.}$</p>
--	---	---

$$P = F_{RS} = 1761,12 \text{ N}$$

$$dl = 40 \text{ mm}$$

Dle lit. [1]

$$\mu = 0,0020$$

$$Mt = 70,44 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$n_2 = 4000 \text{ ot./min.}$$

4.4.6 Výpočet třecího momentu ložiska M_t

$$M_t = 1/2 \cdot \mu \cdot P \cdot dl$$

$$M_t = 1/2 \cdot 0,0020 \cdot 1761,12 \cdot 40$$

$$M_t = 70,44 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_t = 70,44 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

4.4.7 Výpočet ztrátového výkonu P_z

$$P_z = 1,047 \cdot 10^{-4} \cdot n_2 \cdot M_t$$

$$P_z = 1,047 \cdot 10^{-4} \cdot 4000 \cdot 70,44$$

$$P_z = 29,5 \text{ W}$$

$$P_z = 29,5 \text{ W}$$

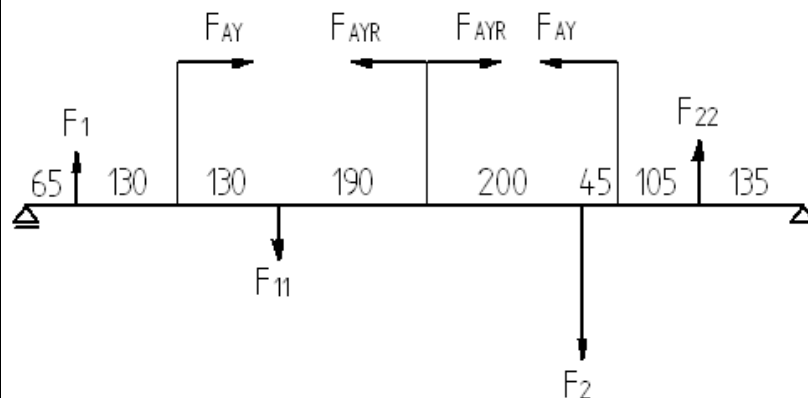
4.4.8 Předpis vhodného mazání

- dle katalogu výrobce SKF je ložisko z výroby opatřeno mazivem na celou dobu životnosti ložiska
- uložení ložiska v tělese mazat dle pokynů výrobce

4.5 VÝPOČET HLAVNÍCH NOSNÍKŮ

- viz. příloha ES1-01-01; pozice 1
- tento výpočet je zjednodušen (neuvažují momenty od napínacích sil ve vodorovné rovině)

4.5.1 Výpočet sil namáhající nosník od napínání a záběru $F_1 = F_{11}$, $F_2 = F_{22}$



$F_{AY} = F_{AYR}$
síly od napínání
řemenů
(akce a reakce)

$F_1 = F_{11}$
silová dvojice
zachycující síly od
napínání řemenů na
straně motoru 1FT

$F_2 = F_{22}$
silová dvojice
zachycující síly od
napínání řemenů na
straně setrvačnicku

$$F_{AY} = 954,88 \text{ N}$$

$$F_1 = F_{11}$$

$$F_1 \cdot (2 \cdot 130) = F_{AY} \cdot 183$$

$$F_1 \cdot (2 \cdot 130) = 954,88 \cdot 183$$

$$F_1 \cdot 260 = 954,88 \cdot 183$$

$$F_1 = \frac{954,88 \cdot 183}{260}$$

$$F_1 = F_{11} = 672 \text{ N}$$

$$F_1 = F_{11} = 672 \text{ N}$$

$$F_{AY} = 954,88 \text{ N}$$

$$F_{22} = 832,1 \text{ N}$$

F_{RNA} = reakční síla
v podpěře A

F_{GN1} = tíha motoru
1 FT

F_{GN2} = tíha motoru
1 LA

F_{GN3} = tíha od
setrvačnicku a jeho
uložení

F_{RNB} = reakční síla
v podpěře B

$$F_1 = F_{11} = 672 \text{ N}$$

$$F_{GN1} = 630 \text{ N}$$

$$F_{GN2} = 550 \text{ N}$$

$$F_{GN3} = 880 \text{ N}$$

$$F_2 = 1941,6 \text{ N}$$

$$F_{22} = 832,1 \text{ N}$$

$$F_2 \cdot 45 = F_{22} \cdot 105 \Rightarrow F_2 = F_{22} \frac{105}{45}$$

$$F_2 \cdot 45 + F_{22} \cdot 105 = F_{AY} \cdot 183$$

$$F_2 \cdot 45 + F_{22} \cdot 105 = 954,88 \cdot 183$$

$$F_{22} \frac{105}{45} \cdot 45 + F_{22} \cdot 105 = 954,88 \cdot 183$$

$$2 \cdot F_{22} \cdot 105 = 954,88 \cdot 183$$

$$F_{22} = \frac{954,88 \cdot 183}{2 \cdot 105}$$

$$F_{22} = 832,1 \text{ N}$$

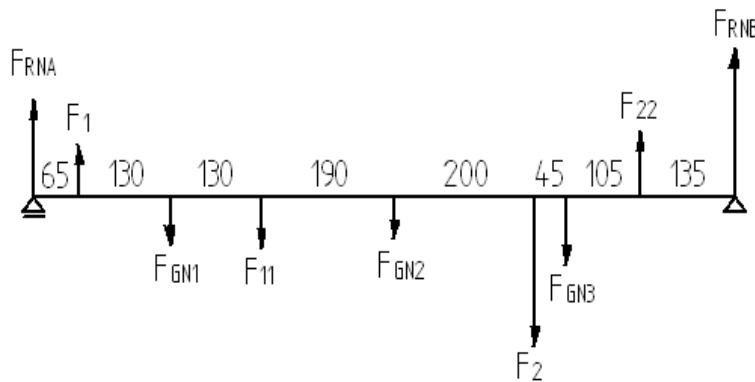
$$F_2 = F_{22} \cdot \frac{105}{45}$$

$$F_2 = 832,1 \cdot \frac{105}{45}$$

$$F_2 = 1941,6 \text{ N}$$

$$F_{22} = 832,1 \text{ N}$$

$$F_2 = 1941,6 \text{ N}$$



4.5.2 Výpočet reakcí F_{RNA} a F_{RNB}

$$F_{RNA} + F_1 - F_{GN1} - F_{11} - F_{GN2} - F_2 - F_{GN3} + F_{22} + F_{RNB} = 0$$

$$F_1 \cdot 65 - F_{GN1} \cdot 195 - F_{11} \cdot 325 - F_{GN2} \cdot 515 - F_2 \cdot 715 - F_{GN3} \cdot 760 +$$

$$+ F_{22} \cdot 865 + F_{RNB} \cdot 1000 = 0$$

$$F_{RNA} + 672 - 630 - 672 - 550 - 1941,6 - 880 + 832,1 + F_{RNB} = 0$$

$$672 \cdot 65 - 630 \cdot 195 - 672 \cdot 325 - 550 \cdot 515 - 1941,6 \cdot 715 - 880 \cdot 760 +$$

$$+ 832,1 \cdot 865 + F_{RNB} \cdot 1000 = 0$$

$$F_{RNA} + F_{RNB} = 3169,5 \text{ N}$$

$$F_{RNB} = - \frac{672 \cdot 65 - 630 \cdot 195 - 672 \cdot 325 - 550 \cdot 515 - 1941,6 \cdot 715 -$$

$$- \frac{880 \cdot 760 + 832,1 \cdot 865}{1000}$$

$$F_{RNB} = 1918,1 \text{ N}$$

$$F_{RNB} = 1918,1 \text{ N}$$

$$F_{RNB} = 1918,1 \text{ N}$$

$$F_{RNA} + F_{RNB} = 3172,46 \text{ N}$$

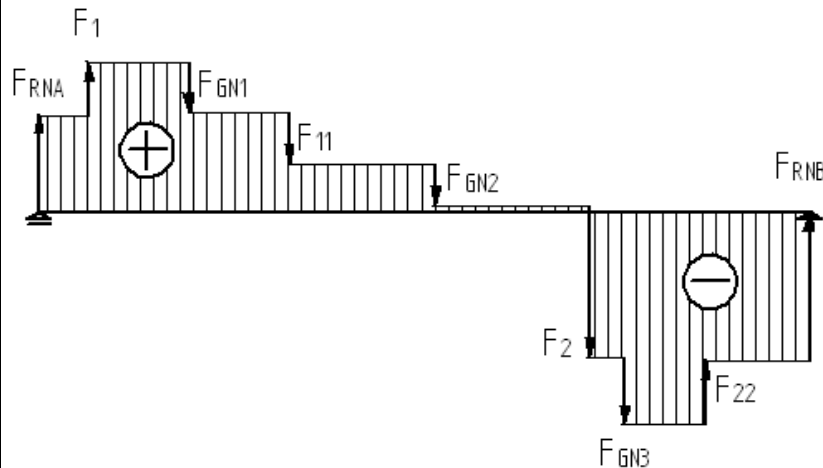
$$F_{RNA} = 3169,5 - F_{RNB}$$

$$F_{RNA} = 3169,5 - 1918,1$$

$$F_{RNA} = 1251,4 \text{ N}$$

$$F_{RNA} = 1251,4 \text{ N}$$

4.5.3 Průběh posouvajících sil



4.5.4 Výpočet maximálního ohybového momentu na nosnících

$$Mon_{max} = -F_{GN3} \cdot 45 + F_{22} \cdot 150 + F_{RNB} \cdot 285$$

$$Mon_{max} = -880 \cdot 45 + 832,1 \cdot 150 + 1918,1 \cdot 285$$

$$Mon_{max} = 631873,5 \text{ Nmm}$$

$$Mon_{max} = 631873,5 \text{ Nmm}$$

4.5.5 Výpočet napětí ve dvou nosnících σ

- jako nosníky jsem zvolil tyče průřezu U (výška 65 mm)

$$Mon_{max} = 631873,5 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{DO1} = 70 \text{ MPa}$$

Dle lit.[3]

$$W_{ox} = 17700 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{Mon_{max}}{2 \cdot W_{ox}} \leq \sigma_{DO1}$$

$$\frac{631873,5}{2 \cdot 17700} \leq \sigma_{DO1}$$

$$17,85 \text{ MPa} \leq 70 \text{ MPa}$$

$$17,85 \text{ MPa} \leq 70 \text{ MPa}$$

4.6 VÝPOČET SVARŮ

4.6.1 Minimální délka svaru lv_{min}

$$\tau_{\Pi} = \frac{F_{AY}}{a_s \cdot lv_{min}} \leq \tau_{DSV}$$

$$lv_{min} \geq \frac{\tau_{DSV} \cdot a_s}{F_{AY}}$$

$$lv_{min} \geq \frac{954,88}{70 \cdot 3}$$

$$lv_{min} \geq 4,5 \text{ mm}$$

$$lv_{min} \geq 4,5 \text{ mm}$$

$F_{AY} = 954,88 \text{ N}$
183 mm je vzdálenost (rameno) od osy k nosníku (ke svarům)

Dle lit.[1]

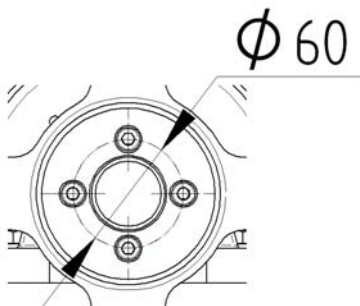
$$\tau_{DSV} = 70 \text{ MPa}$$

$$a_s = 3 \text{ mm}$$

- délka jednotlivých svarů je větší než minimální délka nejnamáhanějšího svaru
- proto zanedbávám kontroly všech ostatních svarů

4.7 KONTROLA ŠROUBŮ

4.7.1 Kontrola šroubů na setrvačnicku



Dle lit.[7] je únosnost šroubu M 8 (ČSN 02 1143) pro střídavé zatížení
 $F_{o\dot{s}} = 8780\text{N}$
 $d_r = 60\text{ mm}$
 $i_s = 4$
 součinitel smykové tření $f = 0,15$
 $F_{o_1} = 238,72\text{ N}$
 $D_2 = 200\text{ mm}$

$$M_z < M_t$$

$$F_{o_1} \cdot D_2 < F_t \cdot \frac{d_r}{2}$$

$$F_{o_1} \cdot D_2 < i_s \cdot F_{o\dot{s}} \cdot f \cdot \frac{d_r}{2}$$

$$238,72 \cdot 200 < 4 \cdot 8780 \cdot 0,15 \cdot \frac{60}{2}$$

$$47744\text{ Nmm} < 158040\text{ Nmm}$$

VYHOVUJE

$M_z < M_t$
 VYHOVUJE

4.7.1.1 Výpočet utahovacího momentu šroubů na setrvačnicku

$$M_u = F_{SK} \cdot \frac{d_{2z}}{2}$$

$$M_u = F_{o\dot{s}} \cdot \left(\frac{P}{\pi \cdot d_{2z}} + \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) \cdot \frac{d_{2z}}{2} + F_{o\dot{s}} \cdot f \cdot \frac{(d_H + d)}{4}$$

$$M_u = 8780 \cdot \left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} + \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} \right) \cdot \frac{7,188}{2} + 8780 \cdot 0,15 \cdot \frac{(13 + 8)}{4}$$

$$M_u = 14127\text{ Nmm}$$

$$M_u = 14,13\text{ Nm}$$

$$M_u = 14,13\text{ Nm}$$

4.7.2 Kontrola napínacích šroubů

- vzhledem k vysoké únosnosti šroubů M 12 v tahu (8990 N – 17990 N) a malé zatěžující síle

$F_{AY} = 954,88\text{ N}$ zanedbávám výpočty napínacích šroubů

Únosnost šroubů lit.[7]

5. ZÁVĚR

Uspořádání je navrženo tak, aby splňovalo zadané parametry, a to s dostatečnou bezpečností, tuhostí a dlouhou životností. Při konstrukci jednotlivých částí soustrojí jsem kladl důraz na pořizovací náklady a snadnou výrobu. Příkladem může být použití běžně dostupných válcovaných profilů, nebo stejných řemenů na obou převodech. Všechny díly jsem se snažil konstruovat tak, aby k jejich výrobě stačily běžné obráběcí stroje.

6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Řasa,J.; Švercl,J. Strojnické tabulky 1, pro školu a praxi, Praha 2004, Scientia, spol. s.r.o., pedagogické nakladatelství, ISBN 80-7183-312-6
- [2] Kříž,R.; Martinsko,C.; Weigner,K. Konstrukční cvičení II, Praha 1986, SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY
- [3] Leinveber,J.; Vávra,P. Strojnické tabulky, druhé doplněné vydání, Úvaly 2005, Albra – pedagogické nakladatelství, ISBN 80-7361-011-6
- [4] Kříž,R. a kol.,Strojní součásti I pro střední průmyslové školy strojnické, třetí, opravené vydání, Praha 1990, SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY
- [5] Internetový katalog ložisek SKF
<http://www.skf.com/files/515051.pdf>
- [6] Internetový katalog ložiskových jednotek SKF (Y-bearings)
<http://www.skf.com/files/518262.pdf>
- [7] Oborová norma ON 02 1004
- [8] Ing. Julina,M. Mechanika Dynamika pro školu a praxi, první vydání, Praha 2001, Scientia – pedagogické nakladatelství, ISBN 80-7183-235-9

7. SEZNAM PŘÍLOH

