



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh a konstrukce vyvážení klikového
mechanismu zkušebního jednoválce

Design and construction of crank mechanism
balancing for a single-cylinder engine.

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2020**

Tomáš Pokladník

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pokladník** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **470257**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojirenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh a konstrukce vyvážení klikového mechanismu zkušebního jednoválce

Název bakalářské práce anglicky:

Design and construction of crank mechanism balancing for a single-cylinder engine

Pokyny pro vypracování:

Vytvořte model klikového mechanismu zkušebního jednoválce vrtání 105 mm, zdvih 120 mm, píst a ojnice budou použity ze sériového motoru. Provedte výpočet vyvážení klikového mechanismu, navrhnete vyvažovací hřídele a vytvořte návrh skříňe vyvažovacích hřídelů.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


Ing. Jindřich Hořenin, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS


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


Datum zadání bakalářské práce: **05.05.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **15.07.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Ing. Jindřich Hořenin
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

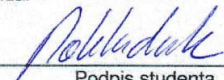

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student 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.

23.6.2020

Datum převzetí zadání


Podpis studenta



Anotační záznam

jméno autora: Tomáš Pokladník

Název práce: Návrh a konstrukce vyvážení klikového mechanismu zkušebního jednoválce

Anglický název: Design and construction of crank mechanism balancing for a single-cylinder engine

Rozsah práce:

76 stran

39 obrázků

2 tabulky

12 grafů

Akademický rok: 2019/2020

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Strojírenství

Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

Klíčová slova: klikový mechanismus, vyvažování jednoválce, kliková hřídel, ozubený řemen

Key words: crank mechanism, balancing of single cylinder engine, crankshaft, timing belt



Abstrakt

Teoretická část bakalářské práce se zabývá problematikou vyvažování jednoválcového motoru, popisuje kinematiku a dynamiku klikového mechanismu. Část praktická se zabývá úpravou klikové hřídele pro jednoválcový motor z výkresu pro motor čtyřválcový, vyvážením setrvačných sil od rotačních a posuvných sil I. řádu pomocí vývažků na klikové hřídeli a dvou vyvažovacích hřídelů. Dále se zabývá návrhem pohonu vyvažovacích hřídelů pomocí ozubeného řemene a konstrukcí těchto hřídelů a jejich uložení do svařované skříně, tvorbou veškerých CAD modelů a následně tvorbou technické dokumentace hlavních dílů a sestav.

Abstract

Theoretical part of bachelor thesis focuses on balancing of single-cylinder engines, it describes kinematics and dynamics of crank mechanism. Practical part focuses on modification of crankshaft for single-cylinder engine from technical documentation of four cylinder crankshaft, balancing of forces from rotating and reciprocating masses of first order by crankshaft counterweights and two balancing shafts. Further it deals with design and construction of timing belt which drives balancing shafts, their mounting to welded casing and creating CAD models of all parts and subsequently technical documentation of key parts and assemblies.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou na téma: Návrh a konstrukce vyvážení klikového mechanismu zkušebního jednoválce vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Děkuji vedoucímu práce Ing. Jindřichovi Hořenínovi za cenné rady, připomínky, vstřícný přístup a trpělivost při zpracování bakalářské práce.



Obsah

1 Úvod.....	8
2 Teoretická část.....	9
2.1 Dynamika klikového mechanismu	9
2.2 Kinematika obecného klikového mechanismu	11
2.3 Tvorba dynamického modelu zadaného klikového mechanismu	13
2.3.1 Doplnění modelu o vývažek rotačních hmotností.....	15
2.3.2 Doplnění Klikového mechanismu o vývažek posuvných hmotností	16
3 Praktická část.....	17
3.1 Úprava klikové hřídele	17
3.2 Parametry Klikového mechanismu	18
3.3 Vyvážení rotačních hmotností	21
3.3.1 Návrh šroubů vývažku pro vyvážení rotačních hmotností	26
3.4 Vyvážení posuvných hmotností	33
3.4.1 Návrh šroubů vývažků posuvných hmotností	35
3.5 Návrh ozubeného řemene	41
3.5.1 Výpočet momentů a sil působících na řemenici.....	42
3.5.2 Rozměry řemene	44
3.5.3 Prodloužení řemene od napínací síly	49
3.5.4 Výsledné síly působící na řemenice.....	50
3.5.5 Návrh napínáku řemene	51
3.6 Volba ložisek vyvažovacích hřídelů.....	54
3.7 Pevnostní kontrola hřídele vývažku posuvných hmotností.....	56
3.8 Pevnostní analýza klikové hřídele.....	58
3.9 Tvorba skříně pro uložení hřídelů.....	62
4 Závěr	65
5 Použitá literatura	66
6 Seznam obrázků.....	67
7 Seznam tabulek.....	68
8 Seznam Grafů.....	68
9 Seznam Příloh	68
10 Seznam použitých symbolů	69



1 Úvod

Teoretická část bakalářské práce se zabývá problematikou vyvažování jednoválcového motoru, popisuje síly působící v motoru, kinematiku a dynamiku klikového mechanismu. Část praktická se zabývá návrhem vyvážení jednoválcového zkušebního motoru, pro který budou použity některé díly z motoru čtyřválcového od firmy Zetor, například píst, ojnice a ložiska klikové hřídele. Kliková hřídel bude úpravou originální hřídele pro motor čtyřválcový, nebude vyráběná z výkovku, ale bude pouze obráběna. Vyvažovány budou rotační hmotnosti pomocí vývažků na klikové hřídeli a setrvačné síly od posuvných hmot 1. řádu pomocí dvou vyvažovacích hřídelů. Práce se dále se zabývá návrhem pohonu vyvažovacích hřídelí pomocí ozubeného řemene a konstrukcí těchto hřídelů a jejich uložení do svařované skříně, tvorbou veškerých CAD modelů a následně tvorbou technické dokumentace hlavních dílů a sestav.



2 Teoretická část

2.1 Dynamika klikového mechanismu

Síly vyvolávané v motoru mají vliv na jeho vibrace a zatěžují jeho části, dále se přenášejí do uložení motoru, v případě motorového vozidla do jeho kastle. Lze je rozdělit na síly od tlaku plynů, a setrvačné síly od pohybujících se částí klikového mechanismu. [1]

Síly od tlaku plynů

Tyto síly jsou vyvolány hořením paliva ve spalovacím prostoru, tyto síly u jednoválce nelze vyvážit. Jsou podstatné pouze pro pevnostní výpočty. [1]

Setrvačné síly

Jsou vyvolávány zrychlením hmoty v motoru. Dále se rozdělují na síly od rotačních a posuvných hmot. [1]

Setrvačné síly od rotačních hmot

Tyto síly jsou způsobeny excentricitou těžiště klikové hřídele a kývavým pohybem ojnice respektive rotační části tohoto pohybu. Tyto síly lze zcela vyvážit umístěním vývažků na protilehlé straně klikového hřídele. Výpočet jejich maximální velikosti je uveden ve vztahu (1.1), kde m_{rot} je hmotnost rotačních hmot, která je součtem rotační hmotnosti ojnice a redukovanou hmotností klikové hřídele. Dále do vztahu vstupuje poloměr klikové hřídele r neboli polovina zdvihu pístu a úhlová rychlost klikové hřídele ω . [1]

$$F_{rot} = m_{rot} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (1.1)$$

Setrvačné síly od posuvných hmot

Jsou vyvolávány posuvným pohybem pístu a ojnice. Dále se dají rozdělit na setrvačné síly I. řádu a setrvačné síly druhého řádu. Při vyvážení posuvných sil vývažkami na klikové hřídeli by se síly vyvážily v ose válce a přesunuli by se kolmo na osu válce. Úplného vyvážení by se dosáhlo posuvnými hmotami, pohybujícími se po stejné ose, tak aby těžiště obou soustav, neměnilo svoji polohu to je pro jednoválcový motor obtížně realizovatelné řešení, ale víceválcové motory se takto v praxi běžně vyvažují. Dále je zde možnost použít dvě vyvažovací hřídele, kterou použiji já. U více válcových motorů je lze vyvážit pomocí ostatních pístů. [1]

Setrvačné síly I. řádu

Setrvačné síly I. řádu neboli primární mají stejnou frekvenci jako frekvence otáček motoru. Dají se vyvážit dvěma vyvažovacími hřídeli ve stejné rovině, které mají stejné otáčky jako kliková hřídel, ale vzájemně se otáčejí v opačném smyslu, aby se vzájemně vyrušily síly působící kolmo k ose válce. [1]

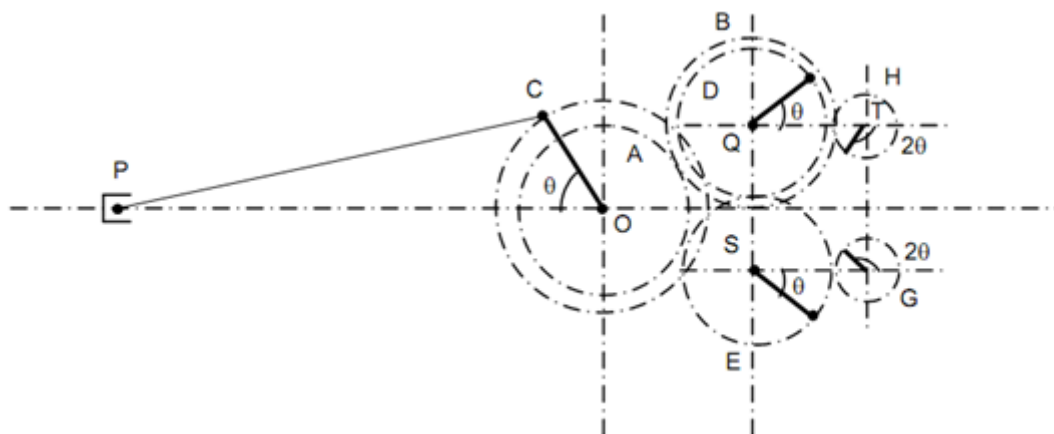
$$F_{m1} = m_{pos} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (1.2)$$



Setrvačné síly II. Řádu

Setrvačné síly II. řádu, neboli sekundární, jsou způsobeny nerovnoměrným pohybem posuvných hmot, který nemá čistě sinusový průběh, čím vyšší bude ojnicní poměr λ , tím více budou tyto síly znatelné. Mají dvojnásobnou frekvenci oproti frekvenci otáček motoru a setrvačným silám I. řádu. U jednoválce se dají vyvážit stejným způsobem jako setrvačné síly I. řádu, ale hřídele se musí otáčet dvojnásobnou rychlostí. [1]

$$F_{m2} = m_{pos} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \quad (1.3)$$



Obr. 1. Schéma úplného vyvážení jednoválcového motoru [4]

Schéma úplného vyvážení jednoválcového motoru znázorňuje klikový mechanismus, dvě vyvažovací hřídele se stejnými otáčkami jako klikový mechanismus pro vyvážení setrvačných sil 1. řádu a dvou menších vyvažovacích hřídelů s dvojnásobnými otáčkami pro vyvážení setrvačných sil 2. řádu. Páry vyvažovacích hřídelů se otáčejí v opačném smyslu a při pohybu v ose válce se jejich odstředivé síly sčítají a při pohybu kolmo na osu válce se síly vzájemně vruší, tím pádem je možné vyvážit síly pohybující se v ose válce bez přidání sil kolmo na osu válce. [3]



2.2 Kinematika obecného klikového mechanismu

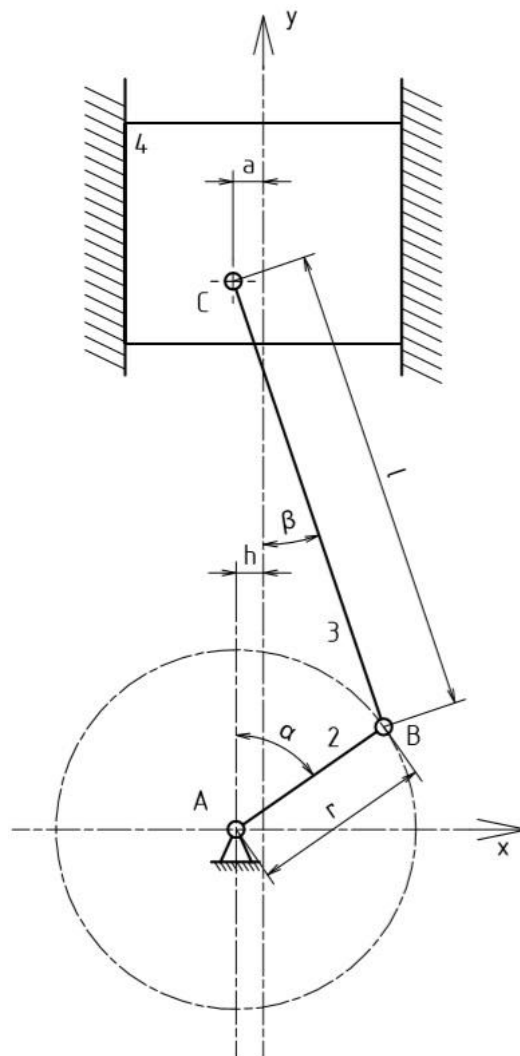
Klikový mechanismus se skládá zejména z klikové hřídele, ojnice a pístu, ostatní součásti jsou pro kinematiku nepodstatné. Vpravo je schéma obecného klikového mechanismu, kde r je poloměr klikové hřídele, l je délka ojnice, a je vyosení pístního čepu a h je vyosení pístu. Úhel α je natočení klikové hřídele a β je úhel natočení ojnice. Budu uvažovat konstantní otáčky klikové hřídele a z toho vyplývá rovnice pro α a její derivace, kde 1. derivace $\dot{\alpha}$ je úhlová rychlost a 2. derivace $\ddot{\alpha}$ je úhlové zrychlení.

$$\alpha = \omega \cdot t \quad (2.2.1)$$

$$\dot{\alpha} = \omega \quad (2.2.2)$$

$$\ddot{\alpha} = 0 \quad (2.2.3)$$

Z goniometrických funkcí odvodím vzorec pro úhel β a z něj vyplývají jeho derivace kde 1. derivace $\dot{\beta}$ je úhlová rychlost a 2. derivace $\ddot{\beta}$ je úhlové zrychlení.



Obr. 2. Schéma kinematiky jednoválcového motoru

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{\sin(\alpha) \cdot r - h + a}{l} \right) \quad (2.2.4)$$

$$\dot{\beta} = \frac{\omega \cdot r \cdot \cos(\alpha)}{l \cdot \sqrt{1 - \frac{(a - h + r \cdot \sin(\alpha))^2}{l^2}}} \quad (2.2.5)$$

$$\ddot{\beta} = \frac{\omega^2 \cdot r^2 \cdot \cos^2(\alpha) \cdot (a - h + r \cdot \sin(\alpha))}{l^3 \cdot \left(1 - \frac{(a - h + r \cdot \sin(\alpha))^2}{l^2}\right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{\omega^2 \cdot r \cdot \sin(\alpha)}{l \cdot \sqrt{1 - \frac{(a - h + r \cdot \sin(\alpha))^2}{l^2}}} \quad (2.2.6)$$



Dále si napíšu rovnice pro pohyb rychlost a zrychlení bodů B a C pro souřadnice x a y. polohy bodů jsou značeny s X nebo Y bez tečky, Rychlost s tečkou nad symbolem a zrychlení s dvěma tečkami.

Poloha rychlost a zrychlení bodu B

$$X_B = r \cdot \sin(\alpha) \quad (2.2.7)$$

$$Y_B = r \cdot \cos(\alpha) \quad (2.2.8)$$

$$\dot{X}_B = r \cdot \cos(\alpha) \cdot \dot{\alpha} \quad (2.2.9)$$

$$\dot{Y}_B = -r \cdot \sin(\alpha) \cdot \dot{\alpha} \quad (2.2.10)$$

$$\ddot{X}_B = -r \cdot \sin(\alpha) \cdot \dot{\alpha}^2 + r \cdot \cos(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} \quad (2.2.11)$$

$$\ddot{Y}_B = -r \cdot \cos(\alpha) \cdot \dot{\alpha}^2 - r \cdot \sin(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} \quad (2.2.12)$$

Poloha, rychlost a zrychlení bodu C

$$X_C = r \cdot \sin(\alpha) - l \cdot \sin(\beta) - h + a = -h + a \quad (2.2.13)$$

$$Y_C = r \cdot \cos(\alpha) + l \cdot \cos(\beta) \quad (2.2.14)$$

$$\dot{X}_C = r \cdot \cos(\alpha) \cdot \dot{\alpha} - l \cdot \cos(\beta) \cdot \dot{\beta} = 0 \quad (2.2.15)$$

$$\dot{Y}_C = -r \cdot \sin(\alpha) \cdot \dot{\alpha} - l \cdot \sin(\beta) \cdot \dot{\beta} \quad (2.2.16)$$

$$\ddot{X}_C = -r \cdot \sin(\alpha) \cdot \dot{\alpha}^2 + r \cdot \cos(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} + l \cdot \sin(\beta) \cdot \dot{\beta}^2 - l \cdot \cos(\beta) \cdot \ddot{\beta} = 0 \quad (2.2.17)$$

$$\ddot{Y}_C = -r \cdot \cos(\alpha) \cdot \dot{\alpha}^2 - r \cdot \sin(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} - l \cdot \cos(\beta) \cdot \dot{\beta}^2 - l \cdot \sin(\beta) \cdot \ddot{\beta} \quad (2.2.18)$$



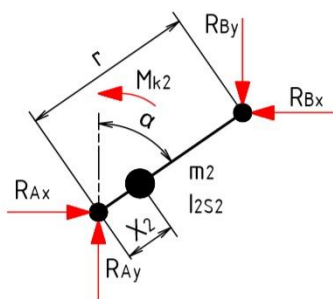
2.3 Tvorba dynamického modelu zadaného klikového mechanismu

Těleso 2: kliková hřídel

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 = R_{Ax} - R_{Bx} \quad (2.3.1)$$

$$m_2 \cdot \ddot{y}_2 = R_{Ay} - R_{By} \quad (2.3.2)$$

$$I_{2S2} \cdot \ddot{\alpha} = R_{Ax} \cdot \cos(\alpha) \cdot X_2 - R_{Ay} \cdot \sin(\alpha) \cdot X_2 + R_{Bx} \cdot \cos(\alpha) \cdot (r - X_2) - R_{By} \cdot \sin(\alpha) \cdot (r - X_2) + M_{k2} \quad (2.3.3)$$



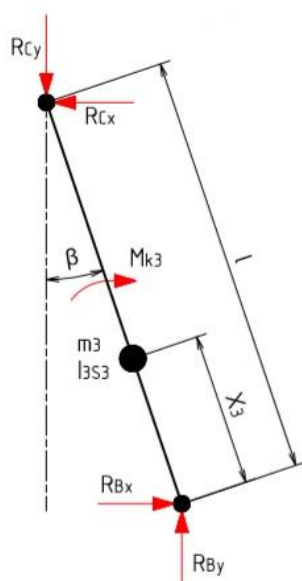
Obr. 3. Uvolnění klikové hřídele

Těleso 3: ojnicní skupina

$$m_3 \cdot \ddot{x}_3 = R_{Bx} - R_{Cx} \quad (2.3.4)$$

$$m_3 \cdot \ddot{y}_3 = R_{By} - R_{Cy} \quad (2.3.5)$$

$$I_{3S3} \cdot \ddot{\beta} = R_{Bx} \cdot \cos(\beta) \cdot X_3 + R_{By} \cdot \sin(\beta) \cdot X_3 + R_{Cx} \cdot \cos(\beta) \cdot (l - X_3) + R_{Cy} \cdot \sin(\beta) \cdot (l - X_3) - M_{k3} \quad (2.3.6)$$



Obr. 4. Uvolnění ojnice

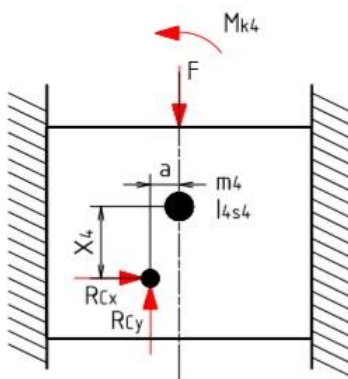


Těleso 4: pístní skupina

$$m_4 \cdot \ddot{x}_4 = R_{cx} \quad (2.3.7)$$

$$m_4 \cdot \ddot{y}_4 = R_{cy} - F \quad (2.3.8)$$

$$I_{4S4} \cdot \ddot{\varphi}_4 = 0 = R_{cx} \cdot X_4 - R_{cy} \cdot a + M_{k4} \quad (2.3.9)$$



Obr. 5. Uvolnění pístu

V těchto výpočtech za jednotlivá zrychlení, \ddot{x} , \ddot{y} a uhlové zrychlení $\ddot{\alpha}$, $\ddot{\beta}$ následně dosadím vztahy vypočtené výše s tím rozdílem, že nedosadím rozměry celých těles ale pouze rozměr k poloze jejich těžišť x_2 , x_3 a x_4 . Pro výpočet jednotlivých reakcí převedu rovnice do maticového tvaru.

$$M = \begin{pmatrix} m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{2S2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{3S3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{4S4} \end{pmatrix} \quad \ddot{q} = \begin{pmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{y}_3 \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{x}_4 \\ \ddot{y}_4 \\ \ddot{\varphi}_4 \end{pmatrix} \quad R = \begin{pmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ M_{k2} \\ R_{Bx} \\ R_{By} \\ M_{k3} \\ R_{Cx} \\ R_{Cy} \\ M_{k4} \end{pmatrix} \quad Q = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -F \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$D = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\cos(\alpha) \cdot x_2 & +\sin(\alpha) \cdot x_2 & \cos(\alpha) \cdot (r + x_2) & -\sin(\alpha) \cdot (r + x_2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos(\beta) \cdot x_3 & \sin(\beta) \cdot x_3 & \cos(\beta) \cdot (l - X_3) & \sin(\beta) \cdot (l - X_3) & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & x & a & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Poté se matice R rovná:

$$R = D^{-1} \cdot (M \cdot \ddot{q} - Q) \quad (2.3.10)$$



2.3.1 Doplnění modelu o vývažek rotačních hmotností

Dynamický model zde doplním o vývažek rotačních hmotností tak, že sečtu hmotnost klikové hřídele s celkovou hmotností obou vývažků, která zahrnuje i hmotnost šroubů a centračních trubek. A vypočítám celkové těžiště.

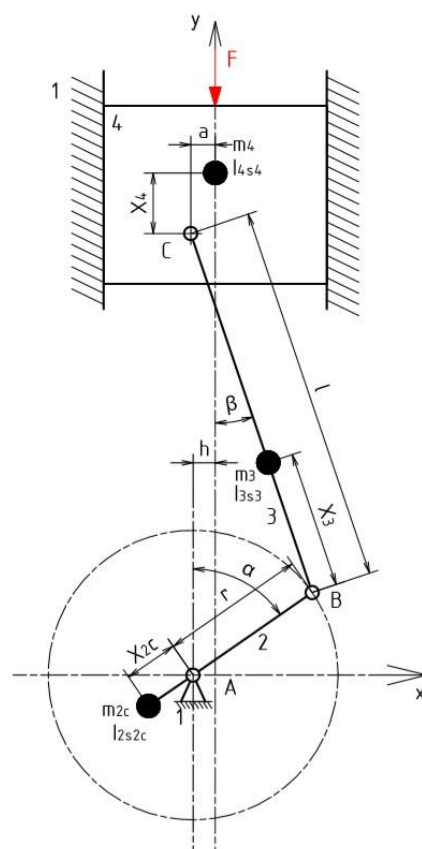
$$m_{2v} = m_{vc} + m_{\dot{s}r} \quad (2.3.1.1)$$

$$m_{2c} = m_2 + m_{2vc} \quad (2.3.1.2)$$

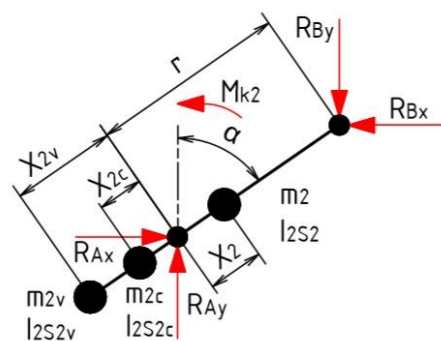
$$x_{2c} = \frac{+x_2 \cdot m_2 - x_{2vc} \cdot m_{2vc}}{m_{2c}} \quad (2.3.1.3)$$

Pro výpočet reakcí s vývažkem upravím matici D na D_v , konkrétně v matici změním x_2 na x_{2c} . Dále změním matici M na M_v , kde změním hodnoty m_{2vc} a I_{2S2c} na I_{2S2c} .

$$M_v = \begin{pmatrix} m_{2c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{2c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{2S2c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{3S3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{4S4} \end{pmatrix}$$



Obr. 6. Schéma dynamického modelu



Obr. 7. Schéma rozložení hmotností

$$D_v = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\cos(\alpha) \cdot x_{2c} & +\sin(\alpha) \cdot x_{2c} & \cos(\alpha) \cdot (r + x_{2c}) & -\sin(\alpha) \cdot (r + x_{2c}) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos(\beta) \cdot x_3 & \sin(\beta) \cdot x_3 & \cos(\beta) \cdot (l - x_3) & \sin(\beta) \cdot (l - x_3) & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & x_4 & a & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$R_v = D_v^{-1} \cdot (M_v \cdot \ddot{q} - Q) \quad (2.3.1.1)$$



2.3.2 Doplnění Klikového mechanismu o vývažek posuvných hmotností

Pro výpočet sil po vyvážení posuvných hmotností I. řádu doplním model o dynamický model vyvažovacích hřídelů.

Kde úhel γ je stejný jako úhel α

$$x_{5S5} = x_5 \cdot \sin(\gamma) + e + h \quad (2.3.2.1)$$

$$y_{5S5} = x_5 \cdot \cos(\gamma) - d \quad (2.3.2.2)$$

$$\dot{x}_{5S5} = x_5 \cdot \cos(\gamma) \cdot \dot{\alpha} \quad (2.3.2.3)$$

$$\dot{y}_{5S5} = -x_5 \cdot \sin(\gamma) \cdot \dot{\alpha} \quad (2.3.2.4)$$

$$\ddot{x}_{5S5} = -x_5 \cdot \sin(\gamma) \cdot \dot{\alpha}^2 + x_5 \cdot \cos(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} \quad (2.3.2.5)$$

$$\ddot{y}_{5S5} = -x_5 \cdot \cos(\gamma) \cdot \dot{\alpha}^2 - x_5 \cdot \sin(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} \quad (2.3.2.5)$$

$$x_{6S6} = -x_6 \cdot \sin(\gamma) + e - h \quad (2.3.2.6)$$

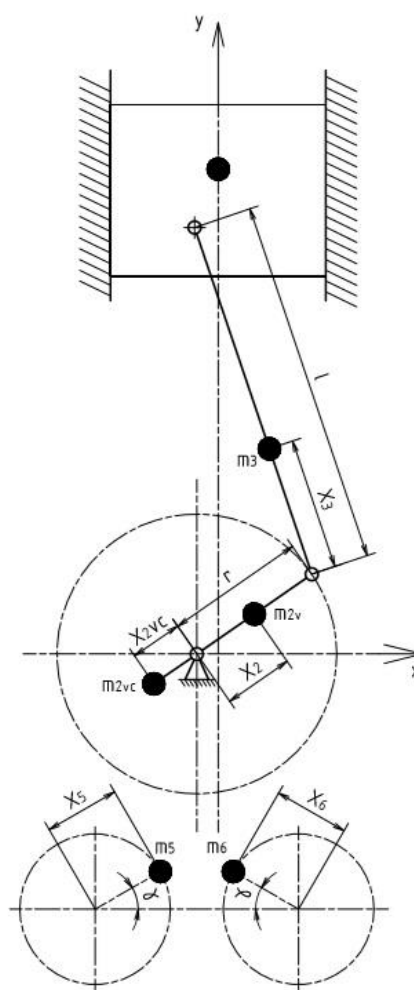
$$y_{6S6} = -x_6 \cdot \cos(\gamma) - d \quad (2.3.2.7)$$

$$\dot{x}_{6S6} = -x_6 \cdot \cos(\gamma) \cdot \dot{\alpha} \quad (2.3.2.8)$$

$$\dot{y}_{6S6} = x_6 \cdot \sin(\gamma) \cdot \dot{\alpha} \quad (2.3.2.9)$$

$$\ddot{x}_{6S6} = x_6 \cdot \sin(\gamma) \cdot \dot{\alpha}^2 - x_6 \cdot \cos(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} \quad (2.3.2.10)$$

$$\ddot{y}_{6S6} = x_6 \cdot \cos(\gamma) \cdot \dot{\alpha}^2 + x_6 \cdot \sin(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} \quad (2.3.2.11)$$



Obr. 8. Schéma vyvažovacích hřídelů

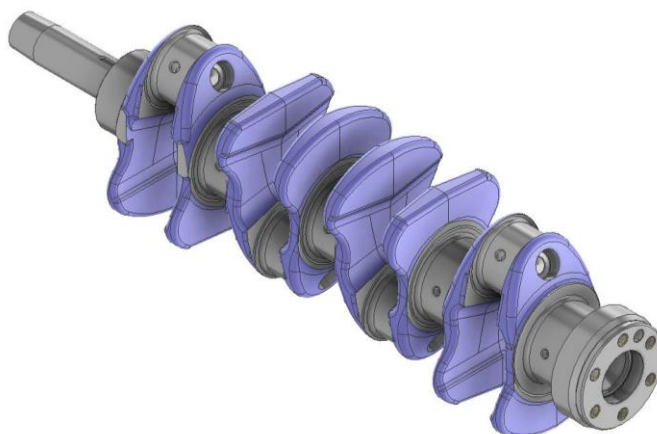


3 Praktická část

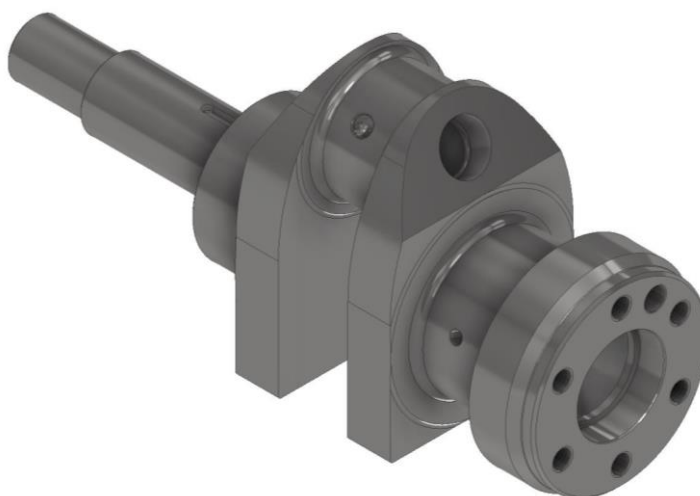
Praktická část se zabývá předěláním čtyřválcového motoru značky Zetor na jednoválcový motor, konkrétně úpravou klikové hřídele, vyvážením rotačních sil a posuvných sil 1. řádu pomocí dvou vyvažovacích hřídelí a návrhem svařované skříně pro uložení vyvažovacích hřídelí.

3.1 Úprava klikové hřídele

Kliková hřídel je upravována pro jednoválcový motor při zachování hlavních původních rozměrů pro ložiska, připojovacích rozměrů pro setrvačnick, vývrtů pro odlehčení a mazacích kanálků, pozměním tvar ramen pro obrábění, protože kliková hřídel nebude vyráběna z výkovku a přidám díry se závity pro připojení vývažků. Dále jsem upravil levou část pro připojení řemenice pomocí svěrného pouzdra místo kuželového spoje. Dále zachovám předpisy k tepelné úpravě. Výrobní výkres viz příloha.



Obr. 9. Originální kliková hřídel



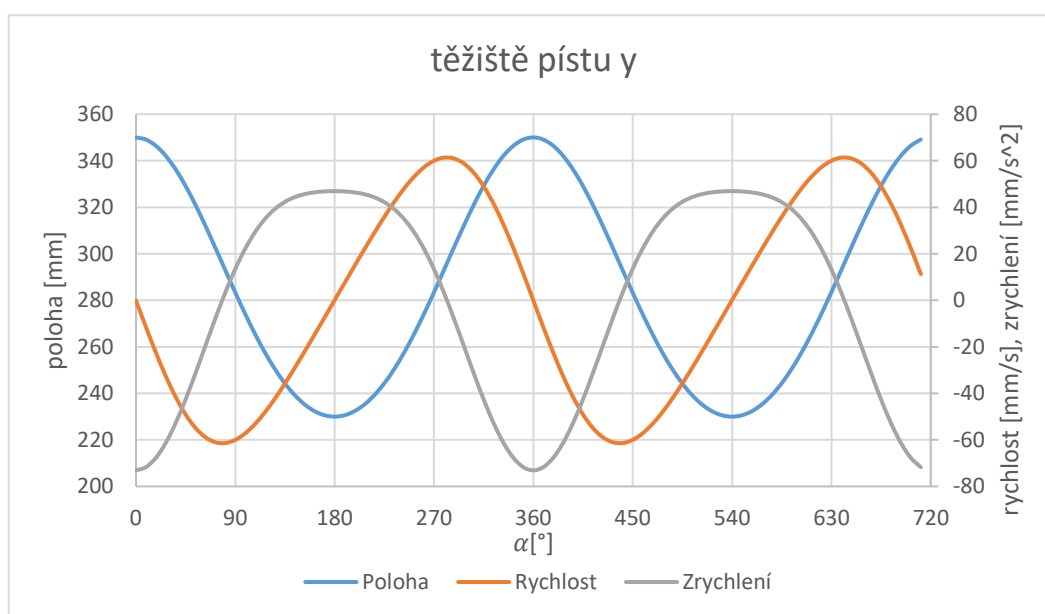
Obr. 10. Upravená kliková hřídel



3.2 Parametry Klikového mechanismu

Z výkresů a CAD modelů čtyřválcového motoru, které jsem dostal jako podklad k mé práci, zjistím základní parametry klikového mechanismu.

$$\begin{aligned} \text{Délka ojnice:} & \quad l = 215 \text{ mm} \\ \text{Poloměr klikové hřídele:} & \quad r = 60 \text{ mm} \\ \text{Ojniční poměr:} & \quad \lambda = \frac{r}{l} = 0,279 \\ \text{Vyosení válce:} & \quad h = 0 \text{ mm} \\ \text{Vyosení pístního čepu:} & \quad a = 0,5 \text{ mm} \end{aligned} \tag{3.2.1}$$



Graf 1. Pohyb těžiště pístu

Po vložení parametrů do rovnic z teoretické části, z tvorby kinematického modelu mohou vykreslit v grafu pohyb, rychlost a zrychlení těžiště pístu.

Dále z CAD modelů zjistím hmotnosti, polohy těžišť a popřípadě momenty setrvačnosti jednotlivých částí klikového mechanismu. Parametry s indexem 2 se vztahují k mnou upravené klikové hřídeli.

$$x_2 = 8,029 \text{ mm}$$

$$m_2 = 12,782 \text{ kg}$$

$$I_{2S2} = 21\,719 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$



Hmotnostní parametry ojnicí skupiny (parametry značím indexem 3) jsou součtem hmotnostních parametrů ojnice, víka ojnice, pouzdra ojnice, dvou kolíků, dvou ojnicích šroubů a dvou dílů ojnicí pánve. Všechny tyto díly jsou ocelové a pouzdro ojnice a díly ojnicí pánve jsou povlakované. Rozdílné hmotnosti různých typů ocelí jsem zanedbal a celé této sestavě jsem přiřadil hustotu $\rho = 7829 \frac{kg}{m^3}$, která byla vložena v originálních CAD modelech klikového mechanismu.

Hmotnost ojnice: $m_{31} = 1,6787 \text{ kg}$

Hmotnost víka ojnice: $m_{32} = 0,6636 \text{ kg}$

Hmotnost pouzdra ojnice: $m_{33} = 0,0911 \text{ kg}$

Hmotnost kolíku: $m_{34} = 0,0019 \text{ kg}$

Hmotnost ojnicího šroubu: $m_{35} = 0,0975 \text{ kg}$

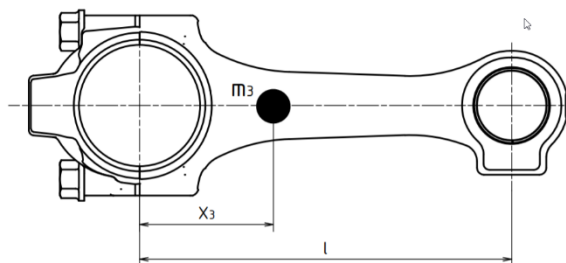
Hmotnost pánve ojnice: $m_{36} = 0,049 \text{ kg}$

Celková hmotnost ojnicí skupiny: $m_3 = \sum_{i=1}^6 m_{3i} = 2,726 \text{ kg}$ (3.2.2)

Celková poloha těžiště ojnicí skupiny: $x_3 = 72,255 \text{ mm}$

Moment setrvačnosti celé ojnicí skupiny: $I_{3S3} = 26\,131,228 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

Hmotnost ojnice dále rozdělím na hmotnost posuvné části a hmotnost rotační části, kde m_{3pos} je hmotnost posuvné části a m_{3rot} je hmotnost rotační části. Potom platí následující vztahy:



Obr. 11. Rozložení hmotností ojnice

$$m_{3pos} + m_{3rot} = m_3 \quad (3.2.3)$$

$$m_{3pos} \cdot (l - x_3) = m_{3rot} \cdot x_3 \quad (3.2.4)$$

A z těchto rovnic vyplývají rovnice pro jednotlivé hmotnosti:

$$m_{3pos} = \frac{m_3 \cdot x_3}{l} = \frac{2,726 \cdot 72,255}{215} = 0,916 \text{ kg} \quad (3.2.5)$$

$$m_{3rot} = m_3 - m_{3pos} = 2,726 - 0,916 = 1,81 \text{ kg} \quad (3.2.6)$$



Hmotnostní parametry pístní skupiny (parametry značím indexem 4) se skládají z pístu, nosiče, pístního čepu, tří pístních kroužků a pojistných kroužků k zajištění pístního čepu. Protože těleso 4 nevykonává žádný rotační pohyb, ale pouze posuvný, není důležité znát moment setrvačnosti a polohu těžiště na ose x.

Hmotnost nosiče: $m_{41} = 0,228\ 8\ kg$

Hmotnost pístu: $m_{42} = 1,321\ 9\ kg$

Hmotnost pístního čepu: $m_{43} = 0,627\ kg$

Hmotnost 1. pístního kroužku: $m_{44} = 0,026\ 6\ kg$

Hmotnost 2. pístního kroužku: $m_{45} = 0,018\ 4\ kg$

Hmotnost 3. pístního kroužku: $m_{46} = 0,027\ 6\ kg$

Hmotnost pojistného kroužku: $m_{47} = 0,005\ 4\ kg$

Celková hmotnost pístní skupiny: $m_4 = \sum_{i=1}^7 m_{4i} = 2,229\ kg$ (3.2.7)

Nakonec si vypočítám rotační a posuvné hmotnosti. K rotační hmotnosti patří část hmotnosti ojniční skupiny a redukovaná hmotnost klikové hřídele. K posuvným hmotnostem patří hmotnost pístní skupiny a druhá část hmotnosti ojniční skupiny.

$$m_{rot} = m_{2red} + m_{3rot} = m_2 \cdot \frac{x_2}{r} + m_{3rot} = 12,782 \cdot \frac{8,047}{60} + 1,81 = 3,524\ kg \quad (3.2.8)$$

$$m_{pos} = m_{3pos} + m_4 = 0,916 + 2,229 = 3,145\ kg \quad (3.2.9)$$

Poté mohu vypočítat maximální síly od rotačních i posuvných hmotností.

$$F_{rot} = m_{rot} \cdot r \cdot \omega^2 = 3,524 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2300}{30}\right)^2 = 12\ 265\ N \quad (3.2.10)$$

$$F_{m1} = m_{pos} \cdot r \cdot \omega^2 = 3,145 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2300}{30}\right)^2 = 10\ 947\ N \quad (3.2.11)$$

$$F_{m2} = m_{pos} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda = 3,145 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2300}{30}\right)^2 \cdot 0,027\ 9 = 3\ 054\ N \quad (3.2.12)$$



3.3 Vyvážení rotačních hmotností

Vyvážení rotačních hmotností se skládá ze statického a dynamického vyvážení. Nejprve vypočítám rotační hmotnosti.

Statické vyvážení

Podmínka statického vyvážení je, aby těžiště rotačních hmotností bylo v ose rotace klikové hřídele. Podmínku zapíšu následujícím vztahem, kde m_{vrc} je celková hmotnost obou vývažků se šrouby i centračními trubkami, m_{rot} je celková hmotnost rotačních hmotností, r je poloměr klikové hřídele a x_{vrc} je celková poloha těžiště obou vývažků i se šrouby a centračními trubkami.

$$m_{vrc} = m_{rot} \cdot \frac{r}{x_{vrc}} \quad (3.3.1)$$

Celková hmotnost prvního vývažku m_{vr1c} se skládá z hmotnosti prvního vývažku, hmotnosti dvou šroubů $m_{\check{s}r}$ a z hmotnosti dvou centračních trubek m_{tr} . Stejný vztah platí pro vývažek druhý značený indexem 2.

$$m_{vr1c} = m_{vr1} + 2 \cdot m_{\check{s}r} + 2 \cdot m_{tr} \quad (3.3.2)$$

$$m_{vr2c} = m_{vr2} + 2 \cdot m_{\check{s}r} + 2 \cdot m_{tr} \quad (3.3.3)$$

Poté si zavedu vztah pro výpočet celkového těžiště prvního vývažku x_{vr1c} se šrouby a centračními trubkami, kde $x_{\check{s}r1}$ je poloha těžiště šroubů a x_{tr1} je poloha těžiště centračních trubek. Stejný vztah platí pro vývažek druhý značený indexem 2.

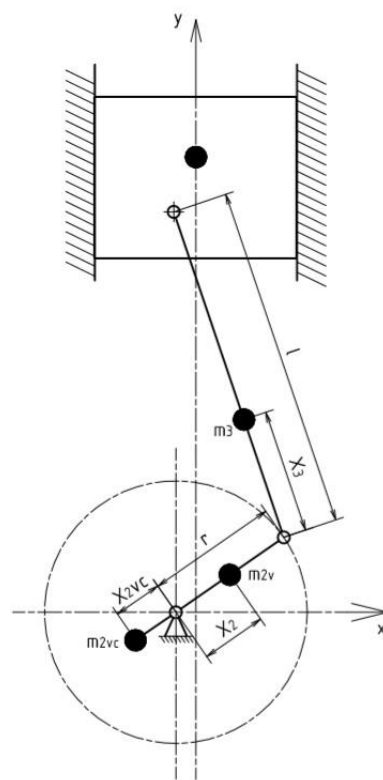
$$x_{vr1c} = \frac{x_{vr1} \cdot m_{vr1} + 2 \cdot x_{\check{s}r1} \cdot m_{\check{s}r1} + 2 \cdot x_{tr1} \cdot m_{tr}}{m_{vr1} + 2 \cdot m_{\check{s}r1} + 2 \cdot m_{tr}} \quad (3.3.4)$$

$$x_{vr2c} = \frac{x_{vr2} \cdot m_{vr2} + 2 \cdot x_{\check{s}r1} \cdot m_{\check{s}r1} + 2 \cdot x_{tr1} \cdot m_{tr}}{m_{vr1c} + 2 \cdot m_{\check{s}r} + 2 \cdot m_{tr}} \quad (3.3.5)$$

Nakonec si zavedu vztahy pro výpočet celkové hmotnosti a celkové polohy těžiště.

$$x_{vrc} = \frac{x_{vr1c} \cdot m_{vr1c} + x_{vr2c} \cdot m_{vr2c}}{m_{vr1c} + m_{vr2c}} \quad (3.3.6)$$

$$m_{vrc} = m_{vr1c} + m_{vr2c} \quad (3.3.7)$$



Obr. 12. Schéma statického vyvážení



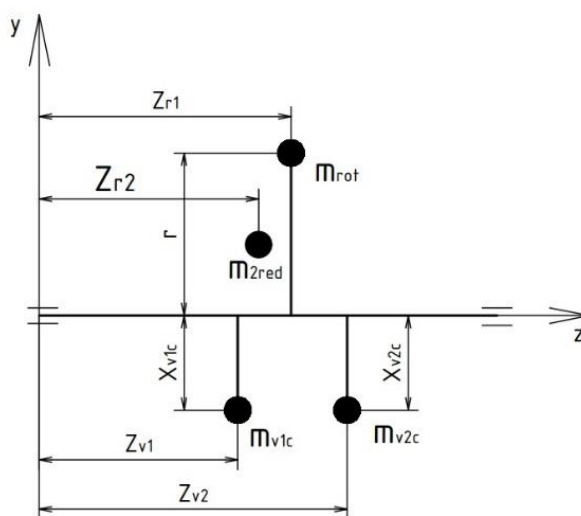
Dynamické vyvážení

Podmínkou dynamického vyvážení je, aby deviační momenty vztažené k ose rotace byly rovny 0. Pro tento případ zanedbám podmínku pro D_{xz} , protože poloha těžiště klikové hřídele je vzhledem k ose x téměř nulová.

$$D_{xy} = m_{rot} \cdot z_{rc} \cdot r - m_{vr1c} \cdot z_{v1} \cdot x_{vr1c} - m_{vr2c} \cdot z_{v2} \cdot x_{vr2c} = 0 \quad (3.3.8)$$

Kde z_{rc} je pomocná proměnná a její hodnota se rovná

$$z_{rc} = \frac{m_{3rot} \cdot z_{r1} + m_{2red} \cdot z_{r2}}{m_{3rot} + m_{2red}} \quad (3.3.9)$$



Obr. 13. Schéma dynamického vyvážení



Návrh rozměrů vývažku rotačních hmotností

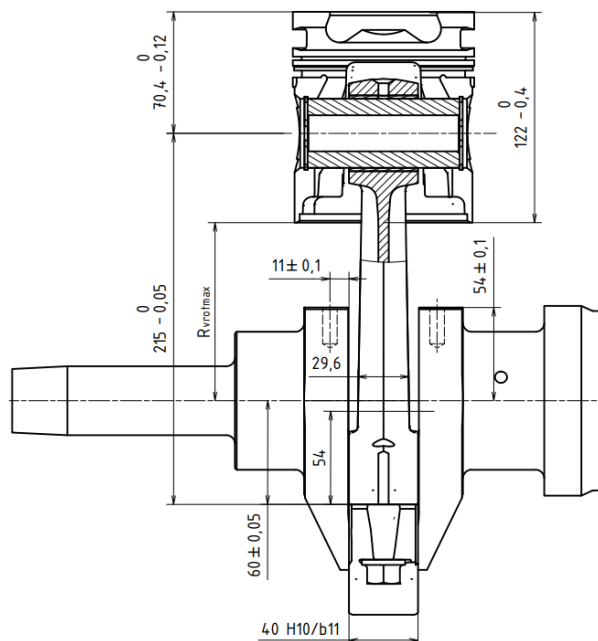
Z výkresů pístu, ojnice a klikové hřídele, které jsem dostal jako podklady si udělám rozměrové obvody, abych zjistil jaké mám prostorové možnosti a zvolil si rozměry vývažku

Volba rádiusu

$$R_{vrotmax} = 214,95 - 60,05 + 70,28 - 122 = 103,18 \text{ mm} \quad (3.3.10)$$

Volím $R_{vrot} = 100 \pm 0,05 \text{ mm}$

Poté vypočítám minimální mezeru mezi vývažkem a pístem $v_{vrotmax}$ pomocí zvolených tolerancí. Minimální mezera mezi pístem a vývažkem vychází 3,3 mm. To je dostatečná mezera pro pokrytí ostatních tolerancí a deformací materiálu při chodu motoru.



Obr. 14. Rozměrové obvody pro vývažek

Volba šířky vývažku

Polotovar vývažku se může přiblížit nejvíce k ojnici 54 mm od hlavního ojnicního čepu v tom to místě má podle CAD modelu ojnice šířku 29,6mm, dle ISO mk je tolerance ($es = 0,2 \text{ mm}$, $ei = -0,2 \text{ mm}$)

VL tolerance

Pro 40H10 platí ($es = 0,1 \text{ mm}$, $ei = -0 \text{ mm}$)

Pro 40b11 platí ($es = -0,17 \text{ mm}$, $ei = -0,33 \text{ mm}$)

$$b_{vrotmax} = \frac{40}{2} + 10,9 - \frac{29,4}{2} = 16,2 \quad (3.3.11)$$

volím $b_{vrot} = 14,5 \pm 0,1 \text{ mm}$

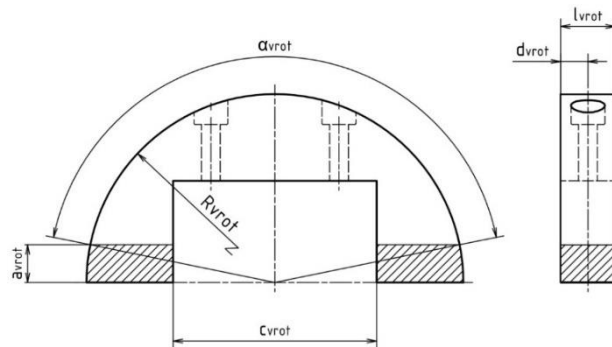
$$v_{brotmin} = b_{vrotmax} - b_{vrot} - 14,6 = 1,6 \text{ mm} \quad (3.3.12)$$

Na vývažku jsou další tolerance, ale mezera 1,6 mm je dostačující.



Protože jednotlivé hmotnosti převzaté z CAD modelů se mohou lišit od reality, vytvořím v prostředí softwaru matlab program pro výpočet přesného rozměru vývažku pro lepší vyvážení a po zvážení jednotlivých částí klikového mechanismu, polotovarů vývažků, šroubů a centračních trubek se spustí výpočetní program pro vypočtení materiálu, který je potřeba odebrat. Do programu jsem dosadil veškeré polohy těžišť, které se už nebudou měnit, i když se mohou mírně lišit od reality. Nejvíce účinný je materiál nejvzdálenější od osy rotace klikové hřídele, tudíž budu odebírat materiál nejbliže této ose.

Na schématu vývažku je vidět šrafovaný materiál o hloubce α_{vrot} , na výkresu značený jako x. který je potřeba odebrat, Dále jsou zde vidět základní rozměry, které vyplním do výpočetního programu. Do programu dosadím rovnice (3.3.1) až (3.3.9) a



Obr. 15. Návrh vývažku rotačních hmotností

níže vypsané rovnice, které ale budou napsány dvakrát pro vývažek číslo 1 a vývažek číslo 2 a dopočítá jednotlivé hloubky materiálu pro odebrání pro statické i dynamické vyvážení. V níže vypsáních rovnicích je vývažek rozdělen na dvě tělesa, z kterých se skládá odebíraný objem. První těleso je kruhová úseč a druhé je kvádr. Dále jsou ve výpočtovém programu, zahrnuté rovnice pro výpočet hmotnosti jednotlivých částí. Vypisuji zde rovnice pouze pro jeden vývažek a druhý ve výpočtovém programu značím indexem B (viz. příloha).

$$\alpha_{vrot}[\text{rad}] = \pi - 2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{vrot}}{R_{vrot}}\right) \quad (3.3.13)$$

$$V_{1rot} = \left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot R_{vrot})^2}{8} - \frac{1}{2} \cdot R_{vrot}^2 \cdot (\alpha_{vrot}[\text{rad}]) - \sin(\alpha_{vrot}[\text{rad}])\right) \cdot h_v \quad (3.3.14)$$

$$V_{2rot} = C_{vrot} \cdot l_{vrot} \cdot d_{vrot} \quad (3.3.15)$$

$$V_{rotc} = V_{vpolrot} - V_{1rot} + V_{2rot} \quad (3.3.16)$$

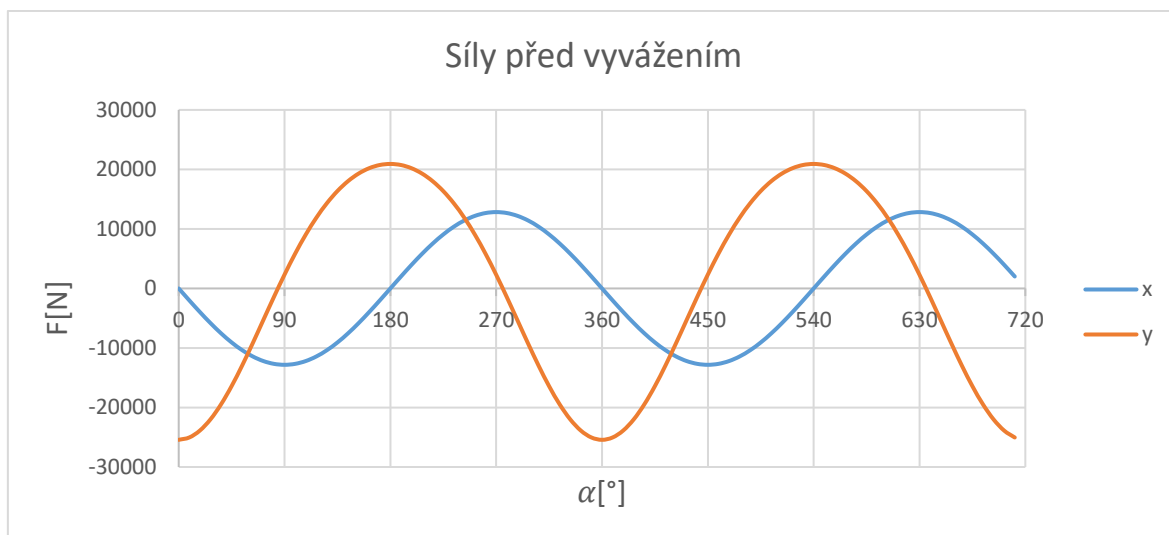
$$X_{vrot1} = -\frac{4 \cdot R_{vrot} \cdot \sin^3\left(\frac{\alpha_{vrot}[\text{rad}]}{2}\right)}{3 \cdot \left(2 \cdot \frac{\alpha_{vrot}}{2} - 2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{vrot}[\text{rad}]}{2}\right)\right)} \cdot \frac{R_{vrot}^2}{2} \cdot (\alpha_{vrot}[\text{rad}]) - \sin(\alpha_{vrot}[\text{rad}]) + \frac{4 \cdot R_{vrot}}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{\pi \cdot (2 \cdot R_{vrot})^2}{8} - \frac{R_{vrot}^2}{2} \cdot (\alpha_{vrot}[\text{rad}]) - \sin(\alpha_{vrot}[\text{rad}]) \quad (3.3.17)$$

$$X_{vrot2} = 0,5 \cdot a_{vrot} \quad (3.3.18)$$

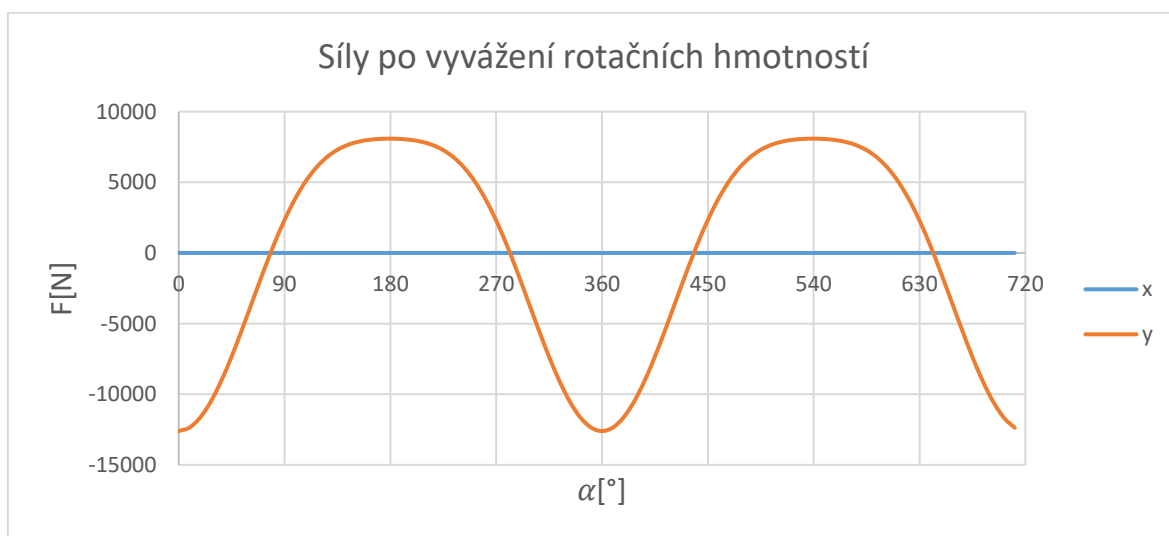
$$X_{vrot} = \frac{V_{vpolrot} \cdot x_{vpolrot1} - V_{1rot} \cdot x_{vrot2} + V_{2rot} \cdot x_{vrot2}}{V} \quad (3.3.19)$$



V softwaru matlab jsem hloubku odebíraného materiálu potřebného k vyvážení počítal numericky pomocí příkazu VPASOLVE. Správnost vypočteného obsahu, hmotnosti a polohy těžiště jsem si ověřil pomocí CAD softwaru Autodesk Inventor a správnost statického vyvážení pomocí softwaru matlab a v něm mnou vytvořeným programem pro výpočet dynamiky klikového mechanismu, kam jsem zkopíroval vypočtenou hmotnost a polohu těžiště vývažku se šrouby a centračními trubky.



Graf 2. Průběh sil před vyvážením



Graf 3. Průběh sil po vyvážení rotačních hmotností

Z grafů je patrné, že rotační síly v ose x, tedy v ose kolmé na válec jsou nulové, takže statické vyvážení rotačních hmotností je správně. V reálu zůstanou nějaké síly v ose kolmé na válec vlivem nepřesnosti měření a výroby, ale předpokládám je minimální. Důležité rozměry pro přesnost vyvážení jsem na výkresech toleroval přesněji.



3.3.1 Návrh šroubů vývažku pro vyvážení rotačních hmotností

Šrouby vývažků budou navrhovány jako šroubové spoje s předpětím. Tyto spoje se používají pro prodloužení životnosti šroubů. U tohoto šroubu konkrétně převedu míjivé zatížení na pulzační zatížení. Šroub tedy nebude z nulového zatížení zatížen na maximální hodnotu, ale vlivem předpětí zatížení šroubu pouze lehce stoupne y hodnoty předpětí (sníží se amplituda zatížení). Pro správnost montáže vypočítám utahovací moment potřebný k dosažení daného předpětí. [7]

Volím následující součinitele:

Součinitel provozního předpětí:	$q_z = 1,3$
Využití meze kluzu:	$v_k = 1,3$
Bezpečnost:	$k = 1,2$
Předběžně vliv krutu (předepínání):	$k_\chi = 1,2$
Součinitel tření (ocel-ocel):	$f = 0,15$
Materiál:	ocel, jakostní třída 8.8 ($\sigma_{ktš} = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$)

Součinitele jsem volil podle literatury [6], [7].

Míjivá síla:

Jako míjivou sílu, použiji odstředivou sílu od polotovaru vývažku.

$$F_{h1} = 0,5 \cdot m_{polrot} \cdot \omega_{max}^2 \cdot r_{polrot} = 0,5 \cdot 2,174 \cdot 241^2 \cdot 0,0507 = 3201 \text{ N} \quad (3.3.1.1)$$

Stanovení malého průměru závitu:

$$d_{š3} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{h1} \cdot k_\chi \cdot (1 + q_z)}{\pi \cdot v \cdot \sigma_{kt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3201 \cdot 1,2 \cdot (1 + 1,3)}{\pi \cdot 0,85 \cdot 640}} = 4,54 \text{ mm} \quad (3.3.1.2)$$

Volím šroub M8x1,25 s následujícími parametry:

Velký průměr závitu šroubu:	$d_{š} = 8 \text{ mm}$
Střední průměr závitu šroubu:	$d_{š2} = 7,188 \text{ mm}$
Malý průměr závitu šroubu:	$d_{š3} = 6,466 \text{ mm}$
Stoupání:	$P = 1,25 \text{ mm}$
Počet chodů závitu:	$i = 1$
Vrcholový úhel závitu:	$\beta_{š} = 30^\circ$

Úhel stoupání:

$$\gamma_{š} = \arctg\left(\frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1 \cdot 1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,168^\circ \quad (3.3.1.3)$$

Úhel boku:

$$\beta_n = \arctg(\tg \beta_{š} \cdot \cos \gamma) = \arctg(\tg(30) \cdot \cos(3,168)) = 29,962^\circ \quad (3.3.1.4)$$



Třecí úhel:

$$\varphi' = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{f}{\cos \beta_n}\right) = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{0,15}{\cos 29,992}\right) = 9,823^\circ \quad (3.3.1.5)$$

Výpočet tuhostí

Tuhost šroubu C_{s1}

$$\frac{1}{C_{s1}} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{S_i} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{\frac{\pi \cdot D_i^2}{4}} \quad (3.3.1.6)$$

$$\frac{1}{C_{s1}} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{17}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}} + \frac{18,5 + \frac{9,5}{2}}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} \right)$$

$$\frac{1}{C_{s1}} = 4,98 \cdot 10^{-6}$$

$$C_{s1} = 200\,800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Tuhost spojovaného materiálu C_{t1}

Protože ve vývažku by se zcela nerozvinul tlakový kužel, tak pro zjednodušení budu uvažovat objem vyznačený červeně na schématu, který bude rotačně symetrický kolem osy šroubu.

$$\frac{1}{C_{t1}} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{S_i} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{\frac{\pi \cdot (D_i^2 - d_i^2)}{4}} \quad (3.3.1.7)$$

$$\frac{1}{C_{t1}} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{22,5}{\frac{\pi \cdot (29^2 - 9^2)}{4}} + \frac{6,5}{\frac{\pi \cdot (29^2 - 15^2)}{4}} + \frac{6,5}{\frac{\pi \cdot (21^2 - 15^2)}{4}} + \frac{4,75}{\frac{\pi \cdot (21^2 - 8^2)}{4}} \right)$$

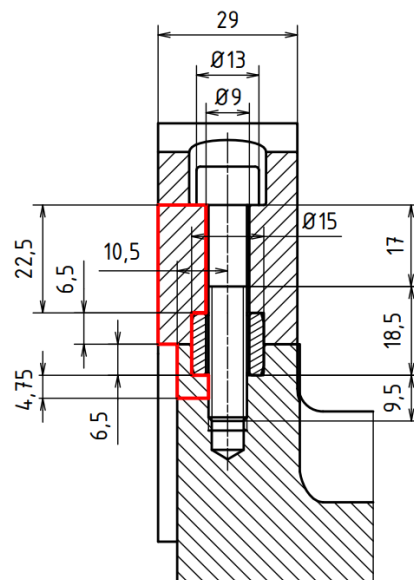
$$\frac{1}{C_{t1}} = 5,02 \cdot 10^{-7}$$

$$C_{t1} = 1\,992\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Šroub je součást přitěžovaná a vývažek s klikovou hřídelí je součást odlehčovaná, doporučený poměr tuhostí přitěžované součásti ku odlehčovaným je alespoň 5.

$$\frac{C_{t1}}{C_{s1}} > 5 \quad (3.3.1.8)$$

$$\frac{1\,992\,000}{200\,800} = 9,9 > 5 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$



Obr. 16. Schéma rozměrů pro výpočet tuhostí 1



Síly zatěžující šroub

Montážní předpětí:

$$Q_{01} = \left(q_z + \frac{C_{t1}}{C_{s1} + C_{t1}} \right) \cdot F_{h1} = \left(1,3 + \frac{1\,992\,000}{200\,800 + 1\,992\,000} \right) \cdot 3\,201 \quad (3.3.1.9)$$

$$Q_{01} = 7\,069 \text{ N}$$

Provozní silový cyklus střední síly:

$$Q_{1m1} = Q_{01} + \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{s1}}{C_{s1} + C_{t1}} \cdot F_{h1} \quad (3.3.1.10)$$

$$Q_{1m1} = 7\,069 + \frac{1}{2} \cdot \frac{200\,800}{200\,800 + 1\,992\,000} \cdot 3\,201 = 7\,215 \text{ N}$$

Provozní silový cyklus amplitudy síly:

$$Q_{1a1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{s1}}{C_{s1} + C_{t1}} \cdot F_{h1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{200\,800}{200\,800 + 1\,992\,000} \cdot 3\,201 = 147 \text{ N} \quad (3.3.1.11)$$

Prodloužení přitěžovaných součástí a stlačení odlehčovaných součástí při dosažení předpětí:

$$\Delta l_{11} = \frac{Q_{01}}{C_{s1}} = \frac{7\,069}{200\,800} = 0,035 \text{ mm} \quad (3.3.1.12)$$

$$\Delta l_{21} = \frac{Q_{01}}{C_{T1}} = \frac{7\,069}{1\,992\,000} = 0,0035 \text{ mm} \quad (3.3.1.13)$$

Kontrolní výpočty

Nejmenší průřez šroubu:

$$S_{s3} = \frac{\pi \cdot d_{s3}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6,466^2}{4} = 32,84 \text{ mm}^2 \quad (3.3.1.14)$$

Tahové napětí od předpětí a provozních sil Q_{01} , Q_{1m1} , Q_{1a1}

$$\sigma_{Q_{01}} = \frac{Q_{01}}{S_{s3}} = \frac{7\,069}{32,84} = 215 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.15)$$

$$\sigma_{Q_{m1}} = \frac{Q_{1m1}}{S_{s3}} = \frac{7\,215}{32,84} = 220 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.16)$$

$$\sigma_{a1} = \frac{Q_{1a1}}{S_{s3}} = \frac{147}{32,84} = 4,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.17)$$

$$\sigma_{1max1} = \sigma_{m1} + \sigma_{a1} = 220 + 4,5 = 224,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.18)$$



Napětí v krutu při dosažení předpětí šroubu τ_{k0}

Krouticí moment:

$$M_{kš1} = Q_{01} \frac{d_{š3}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_{š} + \varphi') = 7069 \cdot \frac{6,466}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,168 + 9,823) \quad (3.3.1.19)$$

$$M_{kš1} = 5264 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_{kš} = \frac{\pi \cdot d_{š3}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 6,466^3}{16} = 53 \text{ mm}^3 \quad (3.3.1.20)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{š1} = \frac{M_{kš1}}{W_{kš}} = \frac{5264}{53} = 99 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.21)$$

Výpočet maximálního redukovaného napětí

Výpočet maximálního redukovaného napětí provedu pouze pro přísnější hypotézu τ_{max} .

$$\sigma_{redš1} = \sqrt{\sigma_{1max1}^2 + \alpha_t^2 \cdot \tau_{š1}^2} = \sqrt{224,5^2 + 2^2 \cdot 99^2} = 299 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.22)$$

Výpočet bezpečnosti

Dynamická bezpečnost pro provozní síly k_{σ}

$$\text{Napětí na mezi kluzu:} \quad \sigma_{ktš} = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$$

$$\text{Napětí na mezi pevnosti:} \quad \sigma_{ptš} = 800 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$$

$$\text{Napětí na mezi únavy:} \quad \sigma_{c(-1)š} = 256 \text{ Nmm}^2$$

$$\text{Celkový součinitel snížení meze únavy:} \quad \Phi = 5$$

Snížená mez únavy:

$$\sigma_{c(-1)š}^x = \frac{\sigma_{c(-1)š}}{\Phi} = \frac{256}{5} = 51,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.23)$$

Součinitel vlivu $\sigma_{Q_{m1}}$ na mez únavy:

$$\psi_{\sigma1} = 0,02 + 2 \cdot \sigma_{ptš} \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 800 \cdot 10^{-4} = 0,18 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.24)$$

$$\psi_{\sigma1}^x = \frac{\psi_{\sigma1}}{\Phi} = \frac{0,18}{5} = 0,036 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.25)$$

Součinitel bezpečnosti analyticky:

$$k_{\sigma1} = \frac{\sigma_{c(-1)1}^x - \psi_{\sigma1}^x \cdot \sigma_{Q_{01}}}{\sigma_{a1} + \psi_{\sigma1}^x \cdot (\sigma_{m1} - \sigma_{Q_{01}})} = \frac{51,2 - 0,036 \cdot 219}{3,2 + 0,036 \cdot (220 - 215)} = 12,8 \quad (3.3.1.26)$$



Bezpečnost pro namáhání od krutu $k_{\xi 1}$

Podle hypotézy τ_{max} : $\alpha_t^2 = 2$

$$k_{\xi 1} = \frac{\sigma_{Kt\check{s}}}{\sigma_{red\check{s}1}} = \frac{640}{299} = 2,14 \quad (3.3.1.27)$$

Výsledná dynamická bezpečnost $k_{d\check{s}1}$

$$k_{d\check{s}1} = k_{\sigma 1} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_{\xi 1}}\right)^2} = 12,8 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{2,14}\right)^2} = 11,3 \quad (3.3.1.28)$$

Posouzení vlivu krutu dle hypotézy τ_{max}

$$k_{x0} = \sqrt{1 + \alpha^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{d_{\check{s}2}}{d_{\check{s}3}} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')\right)^2} \quad (3.3.1.29)$$

$$k_{x0} = \sqrt{1 + 2^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{7,188}{6,466} \cdot \operatorname{tg}(3,168 + 9,823)\right)^2} = 1,74$$

$$\sigma_{red1} = \sigma_{Q01} \cdot k_{x0} = 215 \cdot 1,74 = 374 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.30)$$

Posouzení vlivu krutu při maximálním zatížení šroubu $k_{\chi max}$ dle hypotézy τ_{max}

$$x_{\check{s}1} = \frac{\sigma_{1max1}}{\sigma_{Q01}} = \frac{224,5}{215} = 1,044 \quad (3.3.1.31)$$

$$k_{\chi max1} = \sqrt{1 + \frac{\alpha^2}{x_{\check{s}1}^2} \cdot \left(2 \cdot \frac{d_{\check{s}2}}{d_{\check{s}3}} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')\right)^2} \quad (3.3.1.32)$$

$$k_{\chi max1} = \sqrt{1 + \frac{2^2}{1,025 \cdot 6^2} \cdot \left(2 \cdot \frac{7,188}{6,466} \cdot \operatorname{tg}(3,168 + 9,823)\right)^2}$$

$$k_{\chi max} = 1,42$$

$$\sigma_{red1} = \sigma_{1max1} \cdot k_{\chi max} = 224,5 \cdot 1,42 = 319 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3.1.33)$$

Kontrola tlaku pod hlavou šroubu

$$S_{h1} = \frac{\pi \cdot (13^2 - 9^2)}{4} = 112,4 \text{ mm}^2 \quad (3.3.1.34)$$

$$p_{h1} = \frac{Q_{1m1}}{S_{h1}} = \frac{7 \ 215}{112,4} = 64 \text{ MPa} \quad (3.3.1.35)$$

Dovolený tlak pro materiál S235JR (ČSN 11 373) z kterého bude vyroben vývažek je 300MPa, takže tlak je vyhovující.



Kontrola tlaku v závitu

$$p_{z1} = \frac{4 \cdot Q_{1m1}}{\frac{l_{z1}}{p} \cdot \pi \cdot (d_s^2 - D_{m1}^2)} = \frac{4 \cdot 7\,271}{\frac{9,5}{1,25} \cdot \pi \cdot (8^2 - 6,647^2)} = 61 \text{ MPa} \quad (3.3.1.36)$$

Dovolený tlak pro šroub pevnostní třídy 8.8 a ocel je 150 MPa. Tlak v závitech je vyhovující.

Výpočet utahovacího momentu

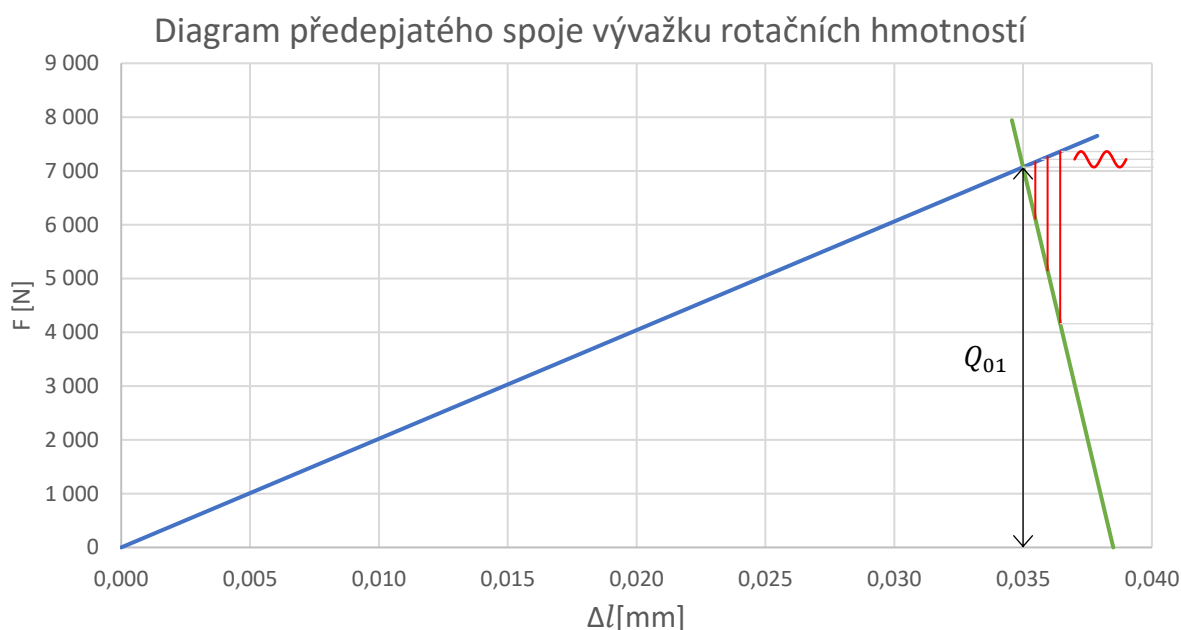
Utahovací moment vypočtu jako součet utahovacího momentu v závitu šroubu M_{UZ1} , jehož síla působí na středním průměru závitu a utahovacího momentu pod hlavou šroubu M_{UH1} jehož síla působí na středním třecím poloměru R_t .

$$M_{UZ1} \geq \frac{1}{2} \cdot Q_{01} \cdot d_{s2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = \frac{1}{2} \cdot 7\,069 \cdot 7,188 \cdot \operatorname{tg}(3,168 + 9,823) \quad (3.3.1.37)$$

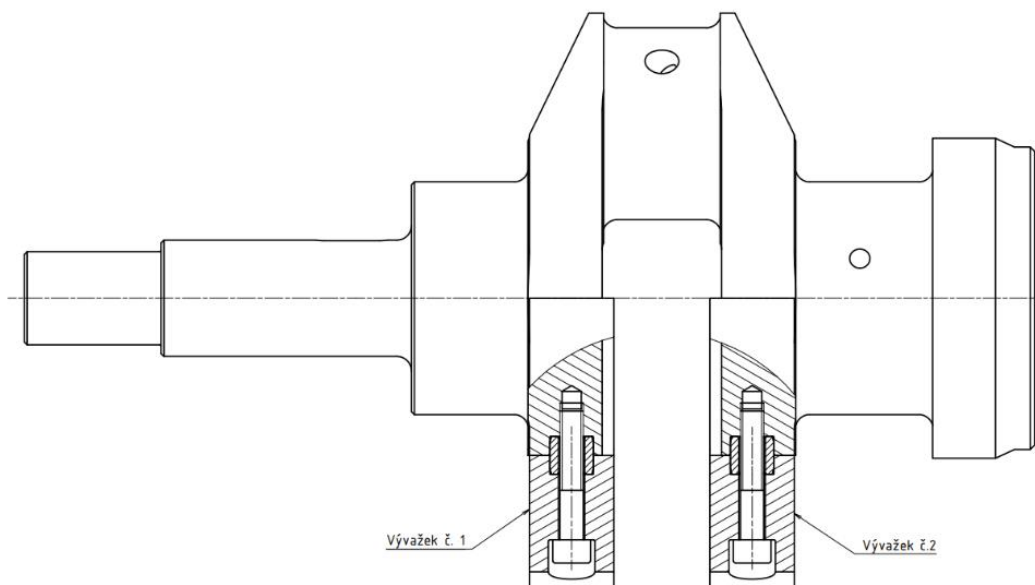
$$M_{UZ1} = 5\,861 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{UH1} = Q_{01} \cdot f \cdot R_t = 7\,069 \cdot 0,15 \cdot \frac{9 + 13}{2} = 11\,664 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.3.1.38)$$

$$M_{U1} = M_{UZ1} + M_{UH1} = 5\,861 + 11\,664 = 17\,525 \text{ N} \cdot \text{mm} = 17,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.3.1.39)$$



Graf 4. Diagram předepjatého spoje



Obr. 17. Uložení vývažků rotačních hmotností

V této podkapitole byly použity výpočty z literatury [7], [6] a technické parametry šroubu z tabulek [5].



3.4 Vyvážení posuvných hmotností

Vyvážení posuvných hmotností provedu podobně jako pro vyvážení rotačních hmotností s tím rozdílem, že budu vyvažovat pouze staticky a vývažky uložím symetricky mezi ložisky, abych nemusel provádět dynamické vyvažování. Zavedu si následující neznámé: hmotnost vývažků m_{vpos1} a m_{vpos2} , polohy jejich těžišť x_{vpos1} a x_{vpos2} . Dále si zavedu konstanty: hmotnost hřídele m_{hpos} , hmotnosti šroubů $m_{š2}$, hmotnosti centračních trubek m_{tr} a jejich polohy těžišť $x_{š2}$ a x_{tr2} a dopočítám celkovou hmotnost vývažku i se šrouby a centračními trubkami po odebrání materiálu m_{vposc} a celkovou polohu těžiště x_{vposc} . Pro vyvážení poté platí následující rovnice.

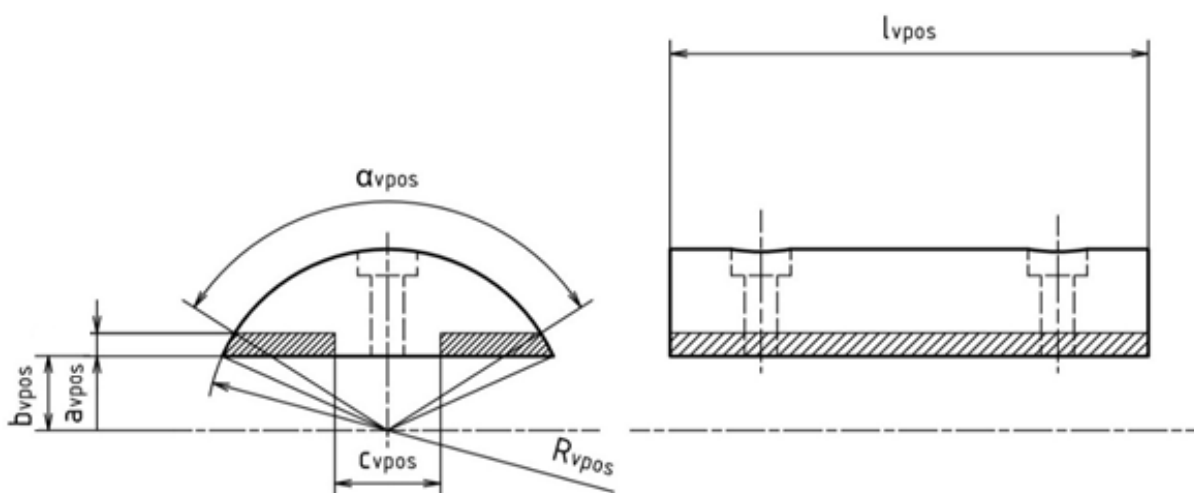
$$m_{vposc} = m_{pos} \cdot \frac{r}{x_{vposc}} \quad (3.4.1)$$

$$m_{vposc} = m_{vpos} + 2 \cdot m_{š2} + 2 \cdot m_{tr} \quad (3.4.2)$$

$$x_{vposc} = \frac{x_{vpos1} \cdot m_{vpos1} + x_{hpos1} \cdot m_{hpos1} + 2 \cdot x_{š2} \cdot m_{š2} + 2 \cdot x_{tr2} \cdot m_{tr}}{m_{vpos1c}} \quad (3.4.3)$$

Návrh rozměrů vývažku posuvných hmotností

Návrh rozměrů vývažku provedu podobně jako pro vývažky rotačních hmotností. Zvolím si základní rozměry a pomocí výpočtového programu pro výpočet celkového materiálu k odebrání do kterého napíšu následující rovnice (3.4.9) až (3.4.15) pro výpočet celkové polohy těžiště a celkové hmotnosti, k nim přidám rovnice (3.4.1) až (3.4.3).



Obr. 18. Návrh rozměrů vývažku posuvných hmotností



$$\alpha_{vpos}[rad] = 2 \cdot \cos^{-1} (a_{vpos} + b_{vpos}/R_{vpos}) \quad (3.4.4)$$

$$V_{1pos} = \left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot R_{vpos})^2}{8} - \frac{1}{2} \cdot R_{vpos}^2 \cdot (\alpha_{vpos}[rad]) - \sin(\alpha_{vpos}[rad]) \right) \cdot l_{vpos} \quad (3.4.5)$$

$$V_{2pos} = a_{vpos} \cdot c_{vpos} \cdot l_{vpos} \quad (3.4.6)$$

$$V_{3pos} = \left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot R_{vpos})^2}{8} - \frac{1}{2} \cdot R_{vpos}^2 \cdot (\alpha_{vpolpos}[rad]) - \sin(\alpha_{vpolpos}[rad]) \right) \cdot l_{vpos} \quad (3.4.7)$$

$$V_{4pos} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,009^2}{4} \cdot a_{vpos} \quad (3.4.8)$$

$$V_{vpos} = V_{polpos} - V_{1vpos} + V_{2vpos} + V_{3vpos} + V_{4vpos} \quad (3.4.9)$$

$$m_{vpos} = V_{vpos} \cdot \rho \quad (3.4.10)$$

$$X_{1vpos} = - \frac{4 \cdot R_{vpos} \cdot \sin^3 \left(\frac{\alpha_{vpos}[rad]}{2} \right)}{3 \cdot \left(2 \cdot \frac{\alpha_{vpos}}{2} - 2 \cdot \sin \left(\frac{\alpha_{vpos}[rad]}{2} \right) \right)} \cdot \frac{R_{vpos}^2}{2} \cdot (\alpha_{vpos}[rad]) - \sin(\alpha_{vpos}[rad]) + \frac{4 \cdot R_{vpos}}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{\pi \cdot (2 \cdot R_{vpos})^2}{8} - \frac{R_{vpos}^2}{2} \cdot (\alpha_{vpos}[rad]) - \sin(\alpha_{vpos}[rad]) \quad (3.4.11)$$

$$X_{2vpos} = b_{vpos} + \frac{a_{vpos}}{2} \quad (3.4.12)$$

$$X_{3vpos} = - \frac{4 \cdot R_{vpos} \cdot \sin^3 \left(\frac{\alpha_{vpolpos}[rad]}{2} \right)}{3 \cdot \left(2 \cdot \frac{\alpha_{vpolpos}}{2} - 2 \cdot \sin \left(\frac{\alpha_{vpolpos}[rad]}{2} \right) \right)} \cdot \frac{R_{vpos}^2}{2} \cdot (\alpha_{vpolpos}[rad]) - \sin(\alpha_{vpolpos}[rad]) + \frac{4 \cdot R_{vpos}}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{\pi \cdot (2 \cdot R_{vpos})^2}{8} - \frac{R_{vpos}^2}{2} \cdot (\alpha_{vpolpos}[rad]) - \sin(\alpha_{vpolpos}[rad]) \quad (3.4.13)$$

$$X_{4vpos} = b_{vpos} + \frac{a_{vpos}}{2} \quad (3.4.14)$$

$$x_{vpos} = \frac{V_{polpos} \cdot x_{polpos} - V_{1pos} \cdot x_{1vpos} + V_{2pos} \cdot x_{2vpos} + V_{3pos} \cdot x_{3vpos} + V_{4pos} \cdot x_{4vpos}}{V} \quad (3.4.15)$$

Těleso číslo 1 zde představuje kruhovou úseč po odebrání materiálu, těleso 2 kvádr, těleso 3 kruhovou úseč před odebráním materiálu a těleso 4 válec od otvorů pro šrouby. Jejich sčítáním a odčítáním zjistím obsah a hmotnost po odebrání materiálu a následně polohu těžiště. Správnost výsledků jsem kontroloval pomocí CAD softwaru.



3.4.1 Návrh šroubů vývažků posuvných hmotností

Parametry volím stejně jako pro šrouby vývažků rotačních hmotností.

Součinitel provozního předpětí:	$q_z = 1,3$
Využití meze kluzu:	$v = 1,3$
Bezpečnost:	$k = 1,2$
Předběžně vliv krutu (předepínání):	$k_\chi = 1,2$
Součinitel tření pro závity (ocel-ocel):	$f = 0,15$
Materiál:	ocel, jakostní třída 8.8 ($\sigma_{kt} = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$)

Míjivá síla:

Jako míjivou sílu použiji odstředivou sílu od polotovaru vývažku, jako u vývažku rotačních hmotností. m_{polpos} je hmotnost polotovaru vývažku posuvných hmotností, kterou jsem zjistil u CAD softwaru, x_{polpos} je poloha těžiště vývažku od osy rotace.

$$F_{h2} = \frac{1}{2} \cdot m_{polpos} \cdot \omega_{max}^2 \cdot x_{polpos} \quad (3.4.1.1)$$

$$F_{h2} = \frac{1}{2} \cdot 3,399 \cdot 241^2 \cdot 0,0325 = 3\,208 \text{ N}$$

Stanovení malého průměru závitu:

$$d_{s3} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{h2} \cdot k_\chi \cdot (1 + q_z)}{\pi \cdot v \cdot \sigma_{kt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3\,208 \cdot 1,2 \cdot (1 + 1,3)}{\pi \cdot 0,85 \cdot 640}} = 4,55 \text{ mm} \quad (3.4.1.2)$$

Volím šroub M8x1,25 stejně jako pro vývažky rotačních hmotností. Šroub má stejné parametry. Jediný parametr, který se bude lišit je tuhost šroubu, kvůli rozdílné délce.



Tuhost šroubu C_{ξ}

$$\frac{1}{C_{\xi 2}} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{S_i} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{\frac{\pi \cdot D_i^2}{4}} \quad (3.4.1.3)$$

$$\frac{1}{C_{\xi 2}} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{22}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}} + \frac{21,25}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} \right)$$

$$\frac{1}{C_{\xi 2}} = 5,17 \cdot 10^{-6}$$

$$C_{\xi 2} = 193\,424 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Tuhost spojovaného materiálu C_T

U vývažku posuvných hmotností je dost místa pro rozvinutí tlakové kužele, tudíž použijí následující vzorec, který kde D_i je střední průměr kužele. Rozměry jsou z červeně vyznačeného obsahu, který je rotačně symetrický kolem osy šroubu.

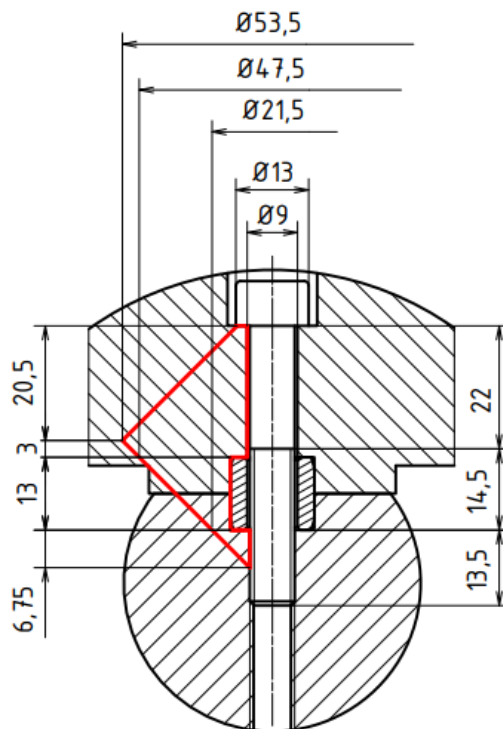
$$\frac{1}{C_{t2}} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{S_i} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{\frac{\pi \cdot (D_i^2 - d_i^2)}{4}} \quad (3.4.1.3)$$

$$\frac{1}{C_{t2}} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{20,5}{\frac{\pi \cdot \left(\left(\frac{53,5 + 13}{2} \right)^2 - 9^2 \right)}{4}} + \frac{3}{\frac{\pi \cdot \left(\left(\frac{53,5 + 47,5}{2} \right)^2 - 9^2 \right)}{4}} \right)$$

$$+ \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{13}{\frac{\pi \cdot \left(\left(\frac{47,5 + 21,5}{2} \right)^2 - 15^2 \right)}{4}} + \frac{6,75}{\frac{\pi \cdot \left(\left(\frac{21,5 + 8}{2} \right)^2 - 8^2 \right)}{4}} \right)$$

$$\frac{1}{C_{t2}} = 4,77 \cdot 10^{-7}$$

$$C_{t2} = 2\,097\,315 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$



Obr. 19. Schéma rozměrů pro výpočet tuhostí 2



Tuhosti součástí

Přitěžované „1“:

$$C_{\check{s}2} = 193\,424 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Odlehčované „2“:

$$C_{t2} = 2\,097\,315 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Poměr tuhosti:

$$\frac{C_{t2}}{C_{\check{s}2}} > 5 \quad (3.4.1.4)$$

$$\frac{2\,097\,315}{193\,424} = 10,8 > 5 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Síly zatěžující šroub

Montážní předpětí:

$$Q_{02} = \left(q_z + \frac{C_{t2}}{C_{\check{s}2} + C_{t2}} \right) \cdot F_{h2} \quad (3.4.1.5)$$

$$Q_{02} = \left(1,3 + \frac{2\,097\,315}{193\,424 + 2\,097\,315} \right) \cdot 3208 = 7108 \text{ N}$$

Provozní silový cyklus střední síly:

$$Q_{m2} = Q_{02} + \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{\check{s}2}}{C_{\check{s}2} + C_{t2}} \cdot F_{h2} \quad (3.4.1.6)$$

$$Q_{m2} = 7108 + \frac{1}{2} \cdot \frac{193\,424}{193\,424 + 2\,097\,315} \cdot 3208 = 7243 \text{ N}$$

Provozní silový cyklus amplitudy síly:

$$Q_{a2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{\check{s}2}}{C_{\check{s}2} + C_{t2}} \cdot F_{h2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{193\,424}{193\,424 + 2\,097\,315} \cdot 3208 = 135 \text{ N} \quad (3.4.1.7)$$

Prodloužení přitěžovaných součástí a stlačení odlehčovaných součástí při dosažení předpětí:

$$\Delta l_{12} = \frac{Q_{02}}{C_{\check{s}2}} = \frac{7\,108}{193\,424} = 0,0367 \text{ mm} \quad (3.4.1.8)$$

$$\Delta l_{22} = \frac{Q_{02}}{C_{t2}} = \frac{7\,108}{2\,097\,315} = 0,0034 \text{ mm} \quad (3.4.1.9)$$



Kontrolní výpočty

Nejmenší průřez šroubu je stejný jako pro šroub vývažku rotačních hmotností $S_{\xi 3}$

Tahové napětí od předpětí a provozních sil σ_{Q0} , σ_{1m} , σ_{1a} , σ_{1max}

$$\sigma_{Q02} = \frac{Q_{02}}{S_{\xi 3}} = \frac{7\,108}{32,84} = 216 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{m2} = \frac{Q_{m2}}{S_{\xi 3}} = \frac{7\,243}{32,84} = 221 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{a2} = \frac{Q_{a2}}{S_{\xi 3}} = \frac{135}{32,84} = 4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{max2} = \sigma_{m2} + \sigma_{a2} = 221 + 4 = 225 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Napětí v krutu při dosažení předpětí šroubu τ_{k0}

Kroutící moment:

$$M_{k\check{2}} = Q_{02} \frac{d_{\xi 3}}{2} \cdot \text{tg}(\gamma_{\xi} + \varphi') = 7\,108 \cdot \frac{6,466}{2} \cdot \text{tg}(3,168 + 9,823) \quad (3.4.1.15)$$

$$M_{k\check{2}} = 5\,301 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Napětí v krutu:

Půřezový model v krutu šroubu $W_{k\check{2}}$ je stejný jako pro šrouby vývažku rotačních hmotností

$$\tau_{\check{2}} = \frac{M_{k\check{2}}}{W_{k\check{2}}} = \frac{5\,301}{53} = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.4.1.16)$$

Výpočet maximálního redukovaného napětí

$$\sigma_{red\check{2}} = \sqrt{\sigma_{max2}^2 + \alpha_t^2 \cdot \tau_{\check{2}}^2} = \sqrt{225^2 + 2^2 \cdot 100^2} = 301 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.4.1.17)$$

Výpočet bezpečností

Pro výpočet bezpečnosti použijí hodnoty $\sigma_{kt\check{2}}$, $\sigma_{pt\check{2}}$, $\sigma_{c(-1)\check{2}}$ a Φ stejné jako pro šrouby vývažků rotačních hmotností. Tím pádem vychází i snížená mez únavy $\sigma_{c(-1)\check{2}}^x$ a součinitele vlivu na mez únavy $\psi_{\sigma 1}$ a $\psi_{\sigma 1}^x$ stejné.

Součinitel bezpečnosti analyticky:

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{c(-1)1}^x - \psi_{\sigma 1}^x \cdot \sigma_{Q01}}{\sigma_{a1} + \psi_{\sigma 1}^x \cdot (\sigma_{m1} - \sigma_{Q01})} = \frac{51,2 - 0,036 \cdot 216}{3,2 + 0,036 \cdot (220 - 215)} = 12,8 \quad (3.4.1.18)$$

Bezpečnost pro namáhání od krutu $k_{\check{2}}$ podle hypotézy τ_{max} : $\alpha_t = 2$



$$k_{s2} = \frac{\sigma_{Kt\check{s}}}{\sigma_{red\check{s}1}} = \frac{640}{301} = 2,13 \quad (3.4.1.19)$$

Výsledná dynamická bezpečnost $k_{d\check{s}1}$

$$k_{d\check{s}2} = k_{\sigma 1} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_{s1}}\right)^2} = 12,8 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{2,13}\right)^2} = 11,3 \quad (3.4.1.20)$$

Posouzení vlivu krutu dle hypotézy τ_{max}

$$k_{x0} = \sqrt{1 + \alpha_t^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{d_{s2}}{d_{s3}} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')\right)^2} \quad (3.4.1.21)$$

$$k_{x0} = \sqrt{1 + 2^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{7,188}{6,466} \cdot \operatorname{tg}(3,168 + 9,823)\right)^2} = 1,74$$

$$\sigma_{red2} = \sigma_{Q01} \cdot k_{x0} = 216 \cdot 1,74 = 376 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.4.1.22)$$

Posouzení vlivu krutu při maximálním zatížení šroubu $k_{\chi max}$ dle hypotézy τ_{max}

$$x_{s2} = \frac{\sigma_{max2}}{\sigma_{Q02}} = \frac{225}{215} = 1,0465 \quad (3.4.1.23)$$

$$k_{\chi max2} = \sqrt{1 + \frac{\alpha_t^2}{x_{s2}^2} \cdot \left(2 \cdot \frac{d_{s2}}{d_{s3}} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')\right)^2} \quad (3.4.1.24)$$

$$k_{\chi max2} = \sqrt{1 + \frac{2^2}{1,0465^2} \cdot \left(2 \cdot \frac{7,188}{6,466} \cdot \operatorname{tg}(3,168 + 9,823)\right)^2}$$

$$k_{\chi max} = 1,39$$

$$\sigma_{red1} = \sigma_{max2} \cdot k_{\chi max} = 225 \cdot 1,39 = 313 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.4.1.25)$$

Kontrola tlaku pod hlavou šroubu

$$p_{h2} = \frac{Q_{m2}}{S_h} = \frac{7\,243}{112,4} = 64 \text{ MPa} \quad (3.4.1.26)$$

Materiál použitý pro vývažek posuvných hmotností je stejný jako pro vývažek rotačních hmotností. Dovolený tlak je 300MPa, tudíž tlak opět vyhovuje.

Kontrola tlaku v závitu

$$p_{z2} = \frac{4 \cdot Q_{m2}}{\frac{l_{z2}}{P} \cdot \pi \cdot (d_s^2 - D_{m1}^2)} = \frac{4 \cdot 7\,243}{\frac{13,5}{1,25} \cdot \pi \cdot (8^2 - 6,647^2)} = 43 \text{ MPa} \quad (3.4.1.27)$$

Dovolený tlak Pro šroub pevnostní třídy 8.8 a ocel je 150 MPa. Tlak v závitech je vyhovující.



Výpočet utahovací momentu

Uťahovací moment vypočtu jako součet utahovacího momentu v závitu šroubu M_{UZ1} , jehož síla působí na středním průměru závitu a utahovacího momentu pod hlavou šroubu M_{UH1} jehož síla působí na středním třecím poloměru R_t .

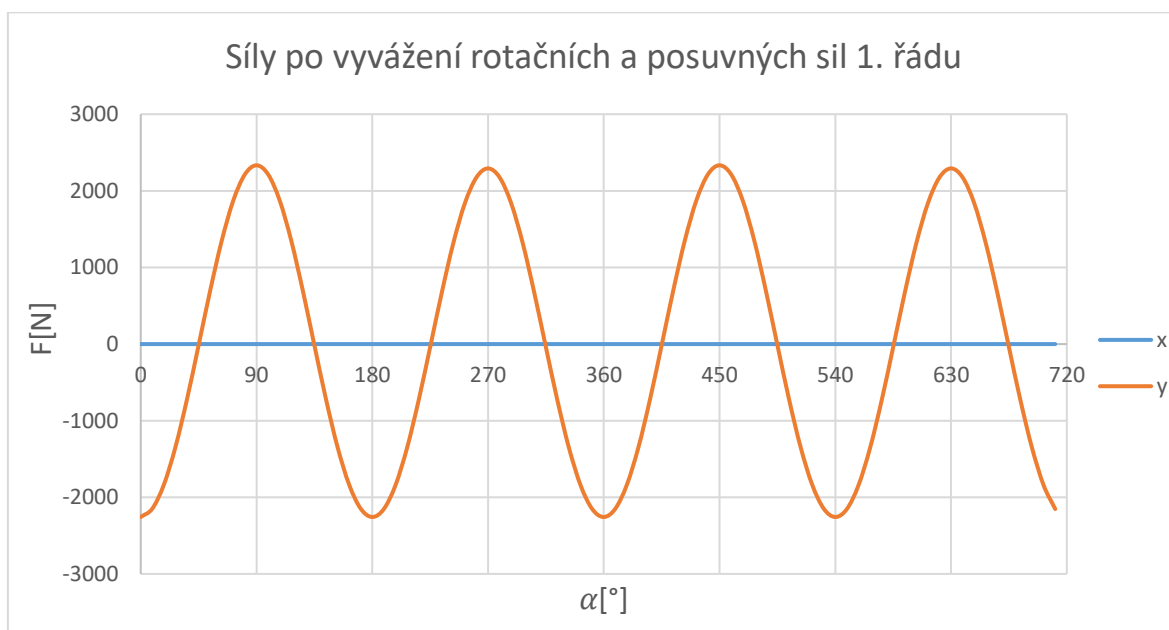
$$M_{UZ2} \geq \frac{1}{2} \cdot Q_{02} \cdot d_{s2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = \frac{1}{2} \cdot 7\,108 \cdot 7,188 \cdot \operatorname{tg}(3,168 + 9,823) \quad (3.4.1.28)$$

$$M_{UZ2} = 5\,894 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{UH2} = Q_{02} \cdot f \cdot R_t = 7\,108 \cdot 0,15 \cdot \frac{9 + 13}{2} = 11\,728 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.4.1.29)$$

$$M_{U2} = M_{UZ2} + M_{UH2} = 5\,894 + 11\,728 = 17\,622 \text{ N} \cdot \text{mm} = 17,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.4.1.30)$$

V této podkapitole byly použity výpočty z literatury [7], [6] a technické parametry šroubu z tabulek [5].



Graf 6. Síly po vyvážení rotačních a posuvných silí 1. řádu

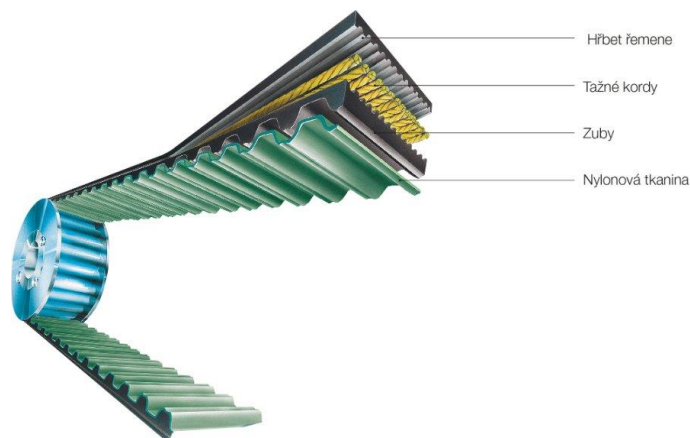


3.5 Návrh ozubeného řemene

Pro pohon vyvažovacích hřídelů volím ozubený řemen, nemohu použít řemen klínový, protože hřídele musí být v přesné poloze vzhledem ke klikové hřídeli.

Konstrukce ozubených řemenů

Ozubený řemen se skládá z hřbetu, tažných kordů, zubů a tkaniny, kterou jsou zuby potaženy. [8]



Hřbet řemene

Překrývá tažné kordy a nejčastěji se vyrábí z polyurethanu (PU) nebo neoprénových směsí. [8]

Obr. 20. Popis řemene [8]

Tažné kordy

Hlavní část ozubeného řemene, která přenáší síly. Definují hodnoty pevnosti, ohebnosti a délkovou stabilitu. Vyrábějí se především z oceli, skelných vláken a kevlaru. [8]

Zuby

Bývají vyráběny ze stejného materiálu jako hřbet řemene a bývají potaženy nylonovou tkaninou, popřípadě s polyamidovou vrstvou pro snížení tření a opotřebení. [8]



3.5.1 Výpočet momentů a sil působících na řemenici

Pro výpočet momentů budu vycházet z druhého Newtonova zákona pro otáčiví pohyb ($M = I \cdot \alpha_{max}$). Dále vypočítám přibližný ztrátový moment v ložiskách. Poté získám síly v jednotlivých částech řemenice. Pro výpočet maximálního zrychlení budu počítat zvýšení otáček ze 750 min^{-1} na 2200 min^{-1} během $0,5 \text{ s}$, tento údaj jsem dostal od vedoucího své bakalářské práce. Pak platí že maximální úhlové zrychlení α_{max} se rovná:

$$\alpha_{max} = \frac{\pi \cdot (2200 - 750)}{30 \cdot \Delta t} = \frac{\pi \cdot (2200 - 750)}{30 \cdot 0,5} = 303,7 \text{ rad s}^{-2} \quad (3.5.1.1)$$

Ztrátový moment v ložisku vypočítám pouze pro sílu od vývažků při maximální úhlové rychlosti a sílu od řemene zanedbám, protože jí předpokládám menší a neznám jí dokud nevypočítám síly v řemenu. Síla R_l působící na ložiska od vývažku a ztrátové momenty ve válečkovém ložisku M_{tlv} a v kuličkovém ložisku M_{tlk} se rovnají:

$$R_l = \frac{1}{4} \cdot F_{m1} = 2736 \text{ N} \quad (3.5.1.2)$$

$$M_{tlv} = \frac{1}{2} \cdot f_{lv} \cdot R_l \cdot d_{lv} = \frac{1}{2} \cdot 0,0011 \cdot 2736 \cdot 30 = 0,045 \text{ Nm} \quad (3.5.1.3)$$

$$M_{tlk} = \frac{1}{2} \cdot f_{lk} \cdot R_l \cdot d_{lk} = \frac{1}{2} \cdot 0,0015 \cdot 2736 \cdot 40 = 0,082 \text{ Nm} \quad (3.5.1.4)$$

Protože třecí momenty v ložiskách jsou mnohem menší než moment potřebný k překonání momentu setrvačnosti při zrychlení, v dalších výpočtech je zanedbám. Výpočet třecích momentů jsem provedl dle zdroje [5].

Momenty na jednotlivých řemenicích

Momenty setrvačnosti zjistím s CAD modelů pomocí softwaru Inventor, $I_{5s5} = I_{6s6} \cong 11\,000 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 = 0,011 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, moment setrvačnosti napínací řemenice odhadnu $I_{7s7} \cong 0,001 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

$$M_{kr2} = I_{5s5} \cdot \alpha_{max} + M_{tlv} + M_{tlk} = 0,011 \cdot 303,7 = 3,34 \text{ Nm} \quad (3.5.1.5)$$

$$M_{kr3} = I_{6s6} \cdot \alpha_{max} + M_{tlv} + M_{tlk} = 0,011 \cdot 303,7 = 3,34 \text{ Nm} \quad (3.5.1.6)$$

$$M_{kr4} = I_{7s7} \cdot \alpha_{max} = 0,001 \cdot 303,7 + 0,05 = 0,35 \text{ Nm} \quad (3.5.1.7)$$

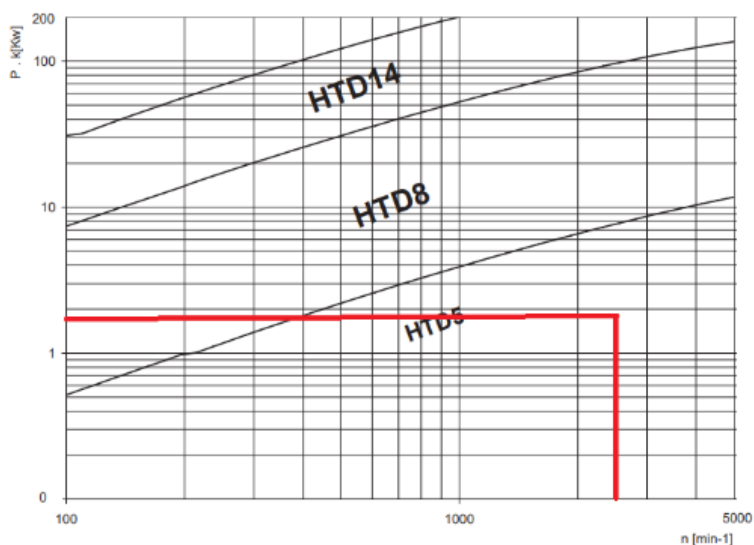
$$M_{kr1} = M_{kr2} + M_{kr3} + M_{kr4} = 7,03 \text{ Nm} \quad (3.5.1.8)$$



Moment potřebný k výpočtu maximálního výkonu, přenášeného řemenem pak vypočítám jako násobek maximálního úhlového zrychlení a moment přenášený na hnací řemenici.

$$P_r = M_{kr1} \cdot \omega_{max} = 7,03 \cdot 241 = 1\,694\, W \quad (3.5.1.9)$$

Na diagramu jsou přibližně vyznačené maximální otáčky a přenášený výkon, vychází řemen HTD5, ale, z důvodu uložení řemenic, které mají pro mojí konstrukci nevhodné rozměry, volím řemen HTD8M. Také zde není problém s prostorem a příznivě to ovlivní spolehlivost řemene.



Graf 6. Volba řemene [10]



3.5.2 Rozměry řemene

Řemen bude napnut na zvolené předepnutí pomocí excentrické řemenice na páce, která bude odtahována tlačnou pružinou. Nejprve zvolím základní rozměry podle prostorových možností konstrukce skříně, napínacího zařízení, uložení hřídelů a rozměrů vývažků. Poté zvolím velikosti řemenic a vypočítám rozměry řemene.

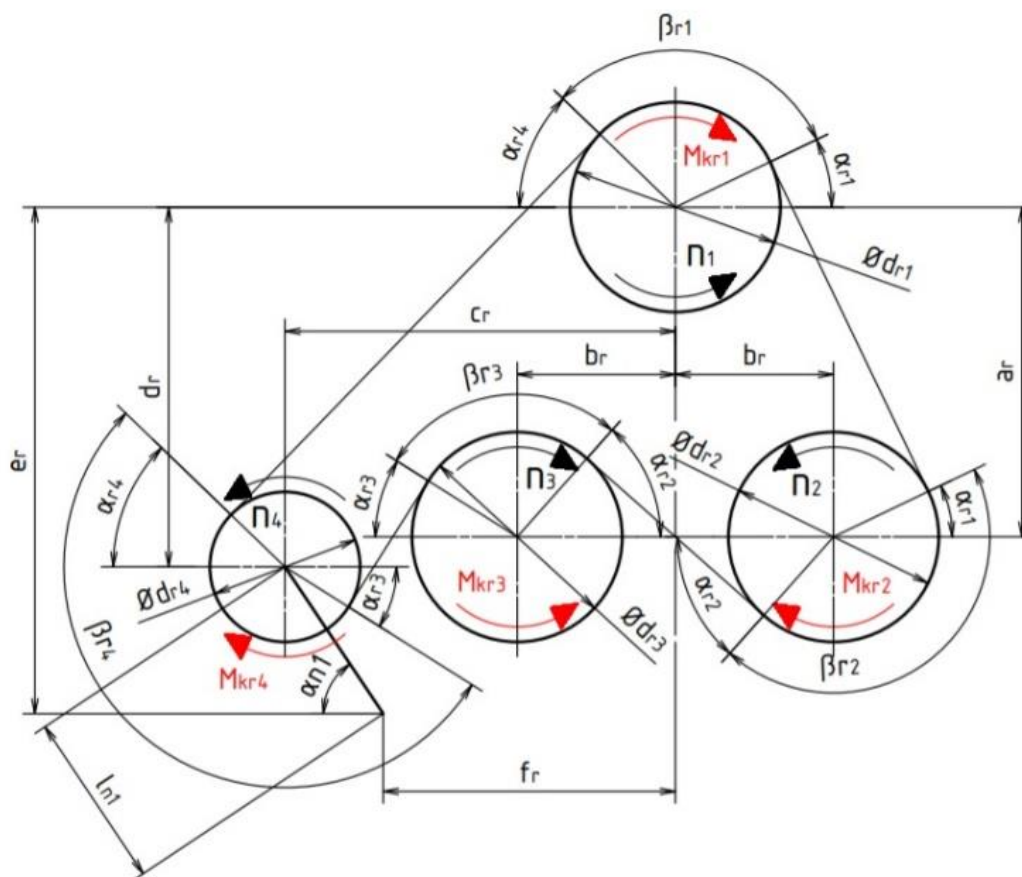
$$a_r = 209 \text{ mm}$$

$$b_r = 65 \text{ mm}$$

$$e_r = 259 \text{ mm}$$

$$f_r = 130 \text{ mm}$$

$$l_{n1} = 45 \text{ mm}$$



Obr. 21. Rozměry řemene



Volba řemenic

Čím větší bude řemenice, tím větší bude počet zubů v záběru a větší rameno síly a z toho vyplývá menší síla na zub, která je potřebná k vytvoření potřebného momentu. Volím řemenici od výrobce TYMA. Řemenici volím také s ohledem na rozměry prodáváných svěrných pouzder a rozměrech mojí konstrukce. Volím řemenici s třiceti zuby, která bude od výrobce dodána bez vyvrtaného otvoru, řemenice budou po dodání obrobeny.

Roztečné průměry: $d_{r1} = d_{r2} = d_{r3} = 76,39 \text{ mm}$ [9]

Napínací řemenice bude bez ozubení a použitý napínací řemen bude oboustranný a proto pro výpočet roztečného průměru napínací řemenice přičtu k jejímu průměru šířku ozubeného řemene.

$$d_{r4} = 50 + 8,2 = 58,2 \text{ mm} \text{ [9]} \quad (3.5.2.1)$$

Řemenice kvůli montáži, přesnému a jednoduchému nastavení polohy vyvažovacích hřídelů při nasazování řemene připevním k hřídeli pomocí svěrného pouzdra RCK16-32x60 (sitlock 7) od výrobce TYMA. Maximální moment, které je pouzdro schopné přenést je 960 Nm. Moment, který budeme přenášet (viz výše), je daleko menší, takže pouzdro vyhovuje. Na doporučení výrobce volím tolerance uložení pro hřídel a řemenici h8/H8. Další doporučení je na celkovou drsnost $R_t \text{ max. } 16$ mikrometrů. Volím průměrnou aritmetickou úchytku profilu drsnosti $R_a \text{ } 3,2$ mikrometrů. [10]



Obr. 22. Svěrné pouzdro [11]



Pro veškeré výpočty délky řemene jsem použil mnou vytvořený program pro výpočet délky řemene podle všech potřebných rozměrů. Abych nemusel vyjadřovat jednotlivé neznámé ze vzorce pro výpočet řemene (viz níže), zkoušel jsem doplňovat vhodné rozměry pro mojí konstrukci a najít ideální rozměry napínáku a řemene. Pomocí tohoto postupu jsem zvolil délku řemene $l_r = 1\text{ m}$. Následně jsem měnil rozměr α_{n1} , abych dopočítal rozměry napínací páky c_r a d_r pro odpovídající délku řemene. Dále zapisuji všechny použité vzorce.

$$\alpha_{n1} = 49^\circ \quad (3.5.2.2)$$

$$c_r = f_r + l_{n1} \cdot \cos(\alpha_{n1}) = 159,5\text{ mm} \quad (3.5.2.3)$$

$$d_r = e_r - l_{n1} \cdot \sin(\alpha_{n1}) = 225\text{ mm} \quad (3.5.2.4)$$

$$\alpha_{r1} = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{b_r}{a_r}\right) \quad (3.5.2.5)$$

$$\alpha_{r2} = \cos^{-1}\left(\frac{d_{r2}}{2 \cdot b_r}\right) \quad (3.5.2.6)$$

$$\alpha_{r3} = 2 \cdot \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{\sqrt{(c_r - b_r)^2 + (d_r - a_r)^2 + \left(\frac{d_{r3} + d_{r4}}{2}\right)^2} - d_r + a_r}{c_r - b_r + \frac{d_{r3} + d_{r4}}{2}}\right) \quad (3.5.2.7)$$

$$\alpha_{r4} = 90 - \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{0,5 \cdot (d_{r1} - d_{r4})}{\sqrt{d_r^2 + c_r^2}}\right) - \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{d_r}{c_r}\right) \quad (3.5.2.8)$$

$$\beta_{r1} = 180 - \alpha_{r1} - \alpha_{r4} \quad (3.5.2.9)$$

$$\beta_{r2} = 180 + \alpha_{r1} - \alpha_{r2} \quad (3.5.2.10)$$

$$\beta_{r3} = 180 - \alpha_{r2} - \alpha_{r3} \quad (3.5.2.11)$$

$$\beta_{r4} = 180 + \alpha_{r3} - \alpha_{r4} \quad (3.5.2.12)$$

$$l_r = \frac{d_{r1} \cdot \pi}{180} \cdot (\beta_{r1} + \beta_{r2} + \beta_{r3}) + \frac{d_{r4}}{2} \cdot \beta_{r4} + \frac{a_r}{\cos(\alpha_{r1})} + 2 \cdot b_r \cdot \sin(\alpha_{r2}) \\ + \operatorname{tg}(\alpha_{r3}) \cdot \frac{d_{r3} + d_{r4}}{2} + \frac{b_r}{\cos(\alpha_{r3})} \\ + \sqrt{(c_r + 0,5 \cdot (d_{r4} - d_{r1}) \cdot \cos(\alpha_{r4}))^2 + (d_r + 0,5 \cdot (d_{r1} - d_{r4}) \cdot \sin(\alpha_{r4}))^2} \quad (3.5.2.13)$$

α_{r1}	α_{r2}	α_{r3}	α_{r4}	β_{r1}	β_{r2}	β_{r3}	β_{r4}
17,28°	54,01°	35,79°	33,44°	129,28°	143,26°	90,24°	177,74°

Tabulka 1. Výsledky úhlů na řemenicích



Síly v řemenu

Nejdříve vypočítám sílu v první větvi řemenice za hnací řemenicí, která je největší a základě její hodnoty zvolím předepnutí.

$$F_{r10} = \frac{2 \cdot M_{kr1}}{d_{r1}} = \frac{2 \cdot 7,03}{0,07639} = 184 \text{ N} \quad (3.5.2.14)$$

Výrobce TYMA s.r.o. doporučuje velikost předepínací síly pro pohon více než dvou řemenic větší než maximální sílu v řemenu ($F_{rn} > F_{r1}$). Volím sílu předepnutí řemene $F_{rnv} = 300 \text{ N}$, pro zachování určité rezervy, kvůli výrobním nepřesnostem a pro udržení doporučeného předepnutí po nějakou dobu, vlivem natahování řemene časem. Poté se celkové síly v jednotlivých větvích řemene rovnají součtem sil přenášených a síly předepnutí. [10]

$$F_{r1} = \frac{2 \cdot M_{kr1}}{d_{r1}} + F_{rnv} = \frac{2 \cdot 7,03}{0,07639} = 483 \text{ N} \quad (3.5.2.15)$$

$$F_{r2} = F_{r1} - \frac{2 \cdot M_{kr2}}{d_{r2}} + F_{rnv} = \frac{2 \cdot 3,34}{0,07639} = 395 \text{ N} \quad (3.5.2.16)$$

$$F_{r3} = F_{r2} - \frac{2 \cdot M_{kr3}}{d_{r3}} + F_{rnv} = \frac{2 \cdot 3,34}{0,07639} = 307 \text{ N} \quad (3.5.2.17)$$

$$F_{r4} = F_{rnv} = 300 \text{ N} \quad (3.5.2.18)$$

Počet zúbů v záběru pro jednotlivé řemenice

$$z_{rz1} = \frac{\beta_{r1}[\text{rad}] \cdot d_{r1}}{P_r \cdot 2} = \frac{2,256 \cdot 76,39}{8 \cdot 2} = 10,7 \quad (3.5.2.19)$$

$$z_{rz2} = \frac{\beta_{r2}[\text{rad}] \cdot d_{r2}}{P_r \cdot 2} = \frac{2,500 \cdot 76,39}{8 \cdot 2} = 11,9 \quad (3.5.2.20)$$

$$z_{rz3} = \frac{\beta_{r3}[\text{rad}] \cdot d_{r2}}{P_r \cdot 2} = \frac{1,574 \cdot 76,39}{8 \cdot 2} = 7,5 \quad (3.5.2.21)$$



Síla na jednotlivé zuby řemene

$$F_{rz1} = \frac{2 \cdot M_{kr1}}{d_{r1} \cdot [z_{r1}]} = \frac{2 \cdot 7,03}{0,07639 \cdot 10} = 18,4 \text{ N} \quad (3.5.2.22)$$

$$F_{rz2} = \frac{2 \cdot M_{kr1}}{d_{r1} \cdot [z_{r1}]} = \frac{2 \cdot 3,34}{0,07639 \cdot 11} = 7,9 \text{ N} \quad (3.5.2.23)$$

$$F_{rz3} = \frac{2 \cdot M_{kr1}}{d_{r1} \cdot [z_{r1}]} = \frac{2 \cdot 3,34}{0,07639 \cdot 7} = 12,5 \text{ N} \quad (3.5.2.24)$$

Volba šířky řemene

Největší síla působící na řemen je v 1. větvi $F_{r1} = 483 \text{ N}$ a největší síla působící na jeden zub řemenice je na první (hnací) řemenici $F_{rz1} = 18,4 \text{ N}$. Na doporučení výrobce pro převod se silně měnícím se zatížením volím koeficient bezpečnosti $C_1 = 2,0$ a $C_2 = 1,1$ pro převod v rozmezí od 1 do 0,66. Poté vypočítám celkovou bezpečnost C_0 .

$$C_0 = C_1 \cdot C_2 = 2,2 \quad (3.5.2.25)$$

Maximální dovolené napětí v jedné větvi řemene nesmí překročit hodnotu $F_{rmax} \cdot C_0$, tomu u mě odpovídá zatížení první větve F_{r1} .

$$F_{r1} \cdot C_0 = 483 \cdot 2,2 = 1063 \text{ N} \quad (3.5.2.26)$$

Tomu odpovídá řemen o šířce 20mm typu V (méně únosný typ) s dovoleným napětím $F_{rmax} = 1592 \text{ N}$. Únosnost zubů na 1cm při 2400 otáčkách za minutu $F_{rzmax} = 36,12 \text{ N}$ pro oba typy řemene HTD 8m.

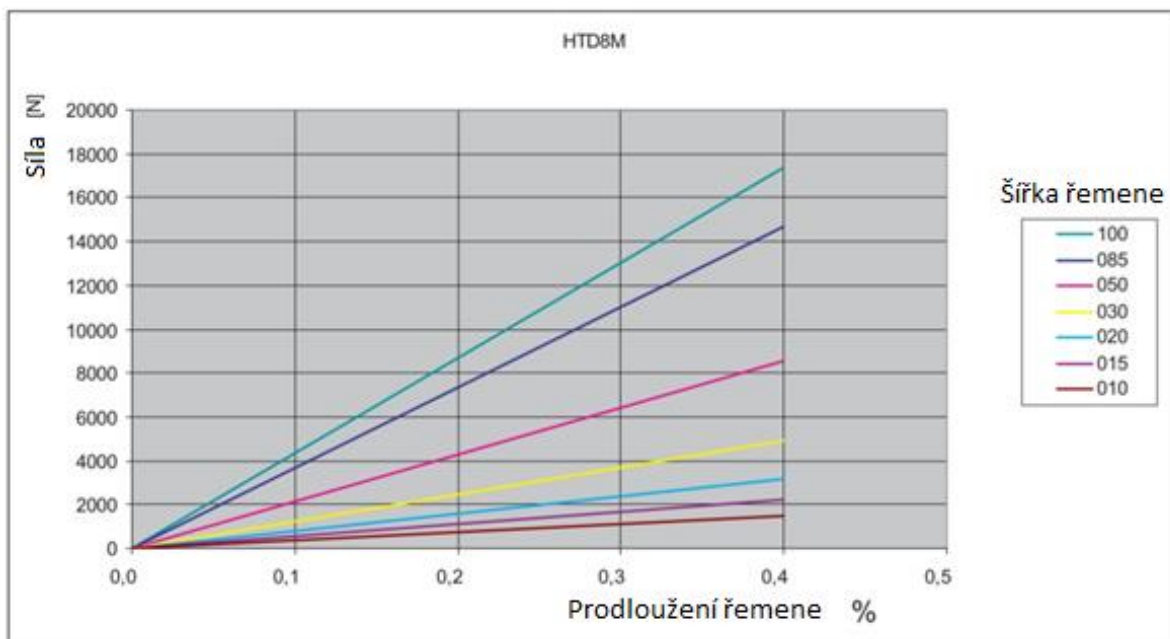
$$F_{rz1} \cdot C_0 = 18,4 \cdot 2,2 = 40,48 < 36,12 \cdot 2 = 72,24 \text{ N} \quad (3.5.2.27)$$

Řemen pevnostně vyhovuje, bezpečnosti jsem volil dle [10].



3.5.3 Prodloužení řemene od napínací síly

Pro přesnější výpočet odečtu z grafu přibližné hodnoty pro maximální prodloužení pro řemen HRD8M-20, prodloužení řemene má lineární průběh, takže si zavedu a včítám konstantu EA .



Graf 7. Prodloužení řemene [9]

$$F_r \approx 2600 \text{ N}$$

$$\Delta l_r = 0,4\% = 0,004$$

$$\Delta l_r = EA \cdot F_r \rightarrow EA = \frac{\Delta l_r}{F_r} = \frac{0,004}{2600} = 1,54 \cdot 10^{-6} \text{ N}^{-1} \quad (3.5.3.1)$$

Poté si vypočítám prodloužení řemene při mnou zvolném předpětí a délce řemene

$$\Delta l_{rp} = EA \cdot F_{rn} \cdot l_r = 1,54 \cdot 10^{-6} \cdot 300 \cdot 1000 = 0,46 \text{ mm} \quad (3.5.3.2)$$



3.5.4 Výsledné síly působící na řemenice

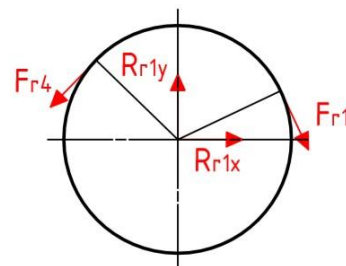
Řemenice 1

$$x: F_{r1} \cdot \sin(\alpha_{r1}) - F_{r4} \cdot \sin(\alpha_{r4}) + R_{r1x} = 0 \quad (3.5.4.1)$$

$$\rightarrow R_{r1x} = -F_{r1} \cdot \sin(\alpha_{r1}) + F_{r4} \cdot \sin(\alpha_{r4}) \quad (3.5.4.2)$$

$$y: -F_{r1} \cdot \cos(\alpha_{r1}) - F_{r4} \cdot \cos(\alpha_{r4}) + R_{r1y} = 0 \quad (3.5.4.3)$$

$$\rightarrow R_{r1y} = F_{r1} \cdot \cos(\alpha_{r1}) + F_{r4} \cdot \cos(\alpha_{r4}) \quad (3.5.4.4)$$



Obr. 23. Síly na 1. řemenici

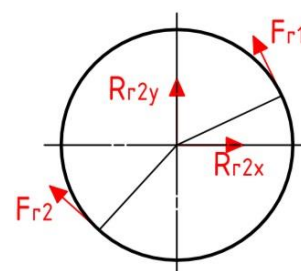
Řemenice 2

$$x: -F_{r1} \cdot \sin(\alpha_{r1}) - F_{r2} \cdot \sin(\alpha_{r2}) + R_{r2x} = 0 \quad (3.5.4.5)$$

$$\rightarrow R_{r2x} = F_{r1} \cdot \sin(\alpha_{r1}) + F_{r2} \cdot \sin(\alpha_{r2}) \quad (3.5.4.6)$$

$$y: F_{r1} \cdot \cos(\alpha_{r1}) + F_{r2} \cdot \cos(\alpha_{r2}) + R_{r2y} = 0 \quad (3.5.4.7)$$

$$\rightarrow R_{r2y} = -F_{r1} \cdot \cos(\alpha_{r1}) - F_{r2} \cdot \cos(\alpha_{r2}) \quad (3.5.4.8)$$



Obr. 24. Síly na 2. řemenici

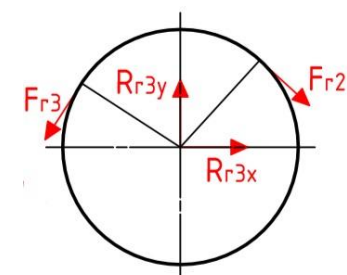
Řemenice 3

$$x: F_{r2} \cdot \sin(\alpha_{r2}) - F_{r3} \cdot \sin(\alpha_{r3}) + R_{r3x} = 0 \quad (3.5.4.9)$$

$$\rightarrow R_{r3x} = -F_{r2} \cdot \sin(\alpha_{r2}) + F_{r3} \cdot \sin(\alpha_{r3}) \quad (3.5.4.10)$$

$$y: -F_{r2} \cdot \cos(\alpha_{r2}) - F_{r3} \cdot \cos(\alpha_{r3}) + R_{r3y} = 0 \quad (3.5.4.11)$$

$$\rightarrow R_{r3y} = F_{r2} \cdot \cos(\alpha_{r2}) + F_{r3} \cdot \cos(\alpha_{r3}) \quad (3.5.4.12)$$



Obr. 25. Síly na 3. řemenici

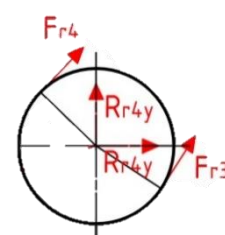
Řemenice 4

$$x: F_{r3} \cdot \sin(\alpha_{r3}) + F_{r4} \cdot \sin(\alpha_{r4}) + R_{r4x} = 0 \quad (3.5.4.13)$$

$$\rightarrow R_{r4x} = -F_{r3} \cdot \sin(\alpha_{r3}) - F_{r4} \cdot \sin(\alpha_{r4}) \quad (3.5.4.14)$$

$$y: F_{r3} \cdot \cos(\alpha_{r3}) + F_{r4} \cdot \cos(\alpha_{r4}) + R_{r4y} = 0 \quad (3.5.4.15)$$

$$\rightarrow R_{r4y} = -F_{r3} \cdot \cos(\alpha_{r3}) - F_{r4} \cdot \cos(\alpha_{r4}) \quad (3.5.4.16)$$



Obr. 26. Síly na 4. řemenici

R_{r1x}	R_{r1y}	R_{r2x}	R_{r2y}	R_{r3x}	R_{r3y}	R_{r4x}	R_{r4y}
106 N	711 N	463 N	-693 N	-137 N	480 N	-349 N	-498 N

Tabulka 2. Výsledky sil na řemenicích

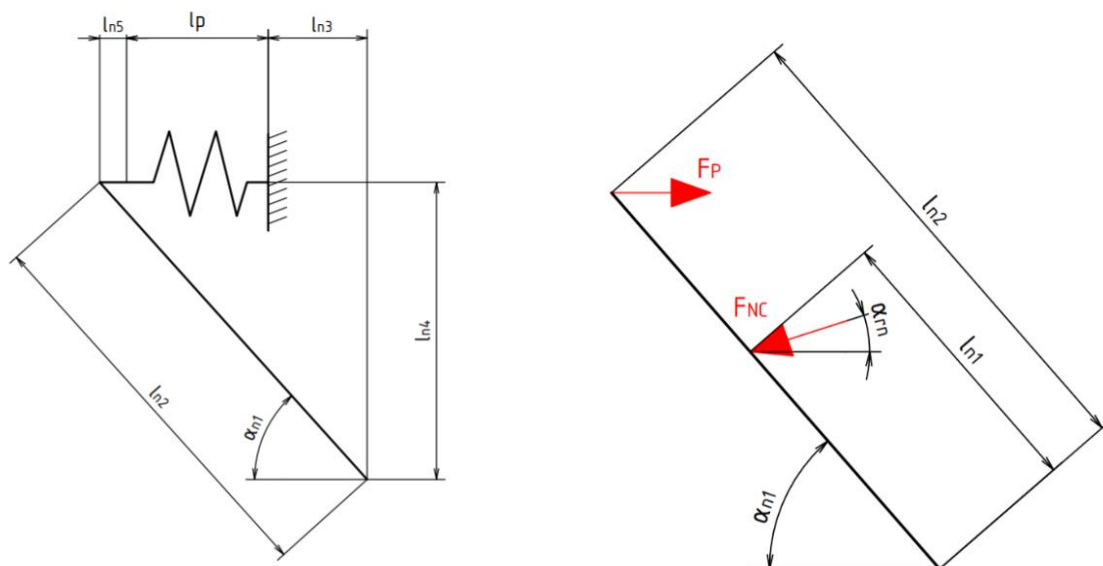


3.5.5 Návrh napínáku řemene

Pro napnutí řemene použiji mnou navrhnutý napínák s tlačnou pružinou. Nejdříve si vypočítám úhel α_{rn} a sílu F_{nc} .

$$\alpha_{rn} = \frac{\beta_{r4}}{2} - \alpha_{r4} = 55,4^\circ \quad (3.5.5.1)$$

$$F_{nc} = -2 \cdot \cos(\beta_{r4}) * F_n = 599,5 \text{ N} \quad (3.5.5.2)$$



Obr. 27. Rozměry napínáku a působící síly

Zvolím si rozměry:

$$l_{n1} = 45 \text{ mm}$$

$$l_{n2} = 100 \text{ mm}$$

Momentová rovnováha

$$F_p \cdot \sin(\alpha_{n1}) \cdot l_{n2} - F_{nc} \cdot \sin(\alpha_{n1} + \alpha_{rn}) \cdot l_{n1} \quad (3.5.5.3)$$

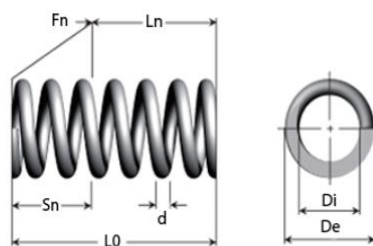
$$\rightarrow F_p = \frac{F_{nc} \cdot \sin(\alpha_{n1} + \alpha_{rn}) \cdot l_{n1}}{\sin(\alpha_{n1}) \cdot l_{n2}} = \frac{599,5 \cdot \sin(55,4 + 49) \cdot 45}{\sin(49) \cdot 100} = 346 \text{ N} \quad (3.5.5.4)$$

$$l_p + l_{n5} = l_{n2} \cdot \cos(\alpha_{n1}) - l_{n3} \quad (3.5.5.5)$$

$$l_p + l_{n5} = 100 \cdot \cos(49) - 26 = 39,6 \text{ mm} \quad (3.5.5.6)$$



Podle těchto rozměrů a potřebných sil volím vhodnou pružinu od českého výrobce Sodemann. Konkrétně pružinu s číslem zboží 22960 s parametry, které uvádím na obrázku.



d - Průměr drátu (mm)	2,50
De - Vnější průměr (mm)	15,00
Di - Vnitřní průměr (mm)	10,00
L0 - Délka bez zatížení (mm)	47,50
Ln - Max. délka při zatížení (mm)	27,80
Sn - Maximální zdvih (mm)	19,70
Fn - Maximální zatížení při Ln (N)	389,66
R - Tuhost pružiny (N/mm)	20,01

Obr. 28. Vlastnosti pružiny [12]

$$l_{n4} = l_{n2} \cdot \sin(\alpha_{n1}) = 100 \cdot \sin(49) = 75,5 \text{ mm} \quad (3.5.5.7)$$

$$F_p = R_p \cdot (l_{0p} - l_p) \quad (3.5.5.8)$$

$$\rightarrow l_p = \frac{-F_p + R_p \cdot l_{0p}}{R} = \frac{-346 + 20,01 \cdot 47,5}{20,01} = 30,2 \text{ mm} \quad (3.5.5.9)$$

Tolerance řemene při délce 1000m je +/- 0,33mm na osové vzdálenosti. Tedy na délce řemene je to +/- 0,66mm a prodloužení řemene od napínací síly je 0,46mm. Předpokládám, že v plně zatíženém stavu prodloužení řemene nepřesáhne 1mm. Předpětí jsem zvolil s dostatečnou rezervou pro zachování předpětí, kvůli výrobním nepřesnostem a natahování řemene. Nebudu provádět další výpočty pro toleranci délky řemene a šroub napínáku volím tak aby bylo možné pokrýt větší nepřesnosti délky řemene, nepřesných rozměrů řemenic a jejich uložení. [10]



životnost ložisek napínáku

V napínáku budou uloženy dvě kuličková ložiska typu 6003, kde každé bude zatížené polovinou síly F_{nc} , otáčky řemenice n_{r4} budou rovny:

$$n_{r4} = n_{max} \cdot \frac{d_{r1}}{d_{r4}} = 2\,300 \cdot \frac{76,39}{58,2} = 3\,019 \text{ min}^{-1} \quad (3.5.5.10)$$

Poté bude životnost napínáku v hodinách rovna:

$$L_{10h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{r4}} \cdot \left(\frac{C_{l1}}{0,5 \cdot F_{nc}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 3\,019} \cdot \left(\frac{6\,050}{0,5 \cdot 5\,995} \right)^3 = 45\,391 \text{ hod} \quad (3.5.5.11)$$



3.6 Volba ložisek vyvažovacích hřídelů

Ložiska volím s ohledem na jejich velikost, cenu a minimální trvanlivost 20 000 hodin. Pro axiální zajištění volím kuličkové ložisko typ 6308 dle ČSN 02 4640 a axiálně volné ložisko volím válečkové typ NU 305. Axiální uchycení bude blíže k řemenici, kvůli minimalizování posunů řemenice vlivem tepelné roztažnosti.

Stanovení ekvivalentního zatížení ložiska

Trvanlivost ložisek budu počítat při maximálních otáčkách bez zrychlení (síly od řemenice pouze od předpětí řemene). Dále trvanlivost budu počítat pouze pro první vyvažovací hřídel, která má větší zatížení od ozubeného řemene vlivem většího úhlu opásání.

Pro ložisko zatížené silou F_{l1} a F_{l2} , kde F_{l1} je síla, která má konstantní velikost i směr (síla od ozubeného řemene) a obíhající konstantní síla F_{l2} (síla od vývažku posuvných hmotností), pak vypočítám ekvivalentní zatížení ložiska P. Index A platí pro kuličkové ložisko a index B pro válečkové ložisko. Síla F_{l2} bude vzhledem k rozdílným velikostem l_{h2} a l_{h4} rozdílná na každém ložisku, ale hodnoty se liší pouze o 0,5mm takže pro zjednodušení je počítám stejné.

$$F_{l1A} = \frac{R_{R2} \cdot (l_{h1} + l_{h2} + l_{h3} + l_{h4})}{(l_{h2} + l_{h3} + l_{h4})} = \frac{569 \cdot 266}{209,5} = 719 \text{ N} \quad (3.6.1)$$

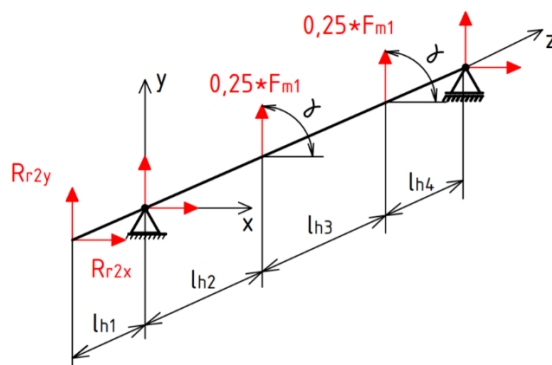
$$F_{l1B} = \frac{R_{R2} \cdot l_{h1}}{(l_{h2} + l_{h3} + l_{h4})} = \frac{569 \cdot 56,5}{209,5} = 153 \text{ N} \quad (3.6.2)$$

$$F_{l2} = 0,25 \cdot F_{m1} = 0,25 \cdot 10944 = 2736 \text{ N} \quad (3.6.3)$$

$$P_A = f_m \cdot (F_{l1A} + F_{l2}) = 0,83 \cdot (719 + 2736) = 2868 \text{ N} \quad (3.6.4)$$

$$P_B = f_m \cdot (F_{l1B} + F_{l2}) = 0,95 \cdot (153 + 2736) = 2745 \text{ N} \quad (3.6.5)$$

Součinitel f_m závisí na poměru sil F_{l1} a F_{l2} a odečetl jsem ho z diagramu ze zdroje [5]



Obr. 29. Rozložení sil na hřídeli



Výpočet trvanlivosti v hodinách

Pro ložiska s čárovým stykem se používá exponent 10/3, zde ho použijí pro válečkové ložiska. Pro ložiska s bodovým stykem exponent 3, ten použijí pro ložiska kuličková. Výpočty dle [5].

$$L_{10h2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{max}} \cdot \left(\frac{C_{l2}}{P_A}\right)^3 = \frac{10^6}{60 * 2300} * \left(\frac{41}{2,868}\right)^3 = 21\,171 \text{ hod} \quad (3.6.6)$$

$$L_{10h3} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{max}} \cdot \left(\frac{C_{l3}}{P_B}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 * 2300} * \left(\frac{38}{2,745}\right)^{\frac{10}{3}} = 46\,159 \text{ hod} \quad (3.6.7)$$



3.7 Pevnostní kontrola hřídele vývažku posuvných hmotností

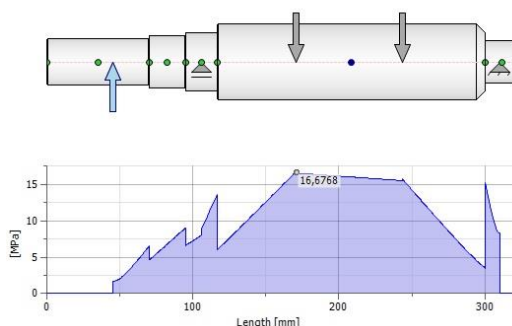
Pro pevnostní kontrolu hřídele použiji CAD software Inventor, zadám síly a polohy ložisek. Pevnostní kontrolu budu provádět pouze pro pravou vyvažovací hřídel, protože na ní působí větší síla od řemene. Výpočet provedu ve dvou polohách síly od řemene pro stejný úhel jako pro sílu od vývažku a pro polohu otočenou o 180°, protože v těchto polohách bude hřídel nejvíce namáhána na ohybový moment.

Síla od řemenice působící na hřídel

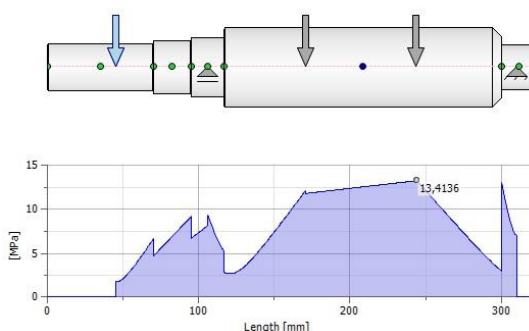
$$F_{h1} = \sqrt{|R_{r2x}|^2 + |R_{r2y}|^2} = 834 \text{ N} \quad (3.7.1)$$

Síla od vývažku působící na hřídel

$$F_{h2} = 0,25 \cdot F_{m1} = 2\,736 \text{ N} \quad (3.7.2)$$



Graf 8. Průběh redukovaného napětí dle HMH 1



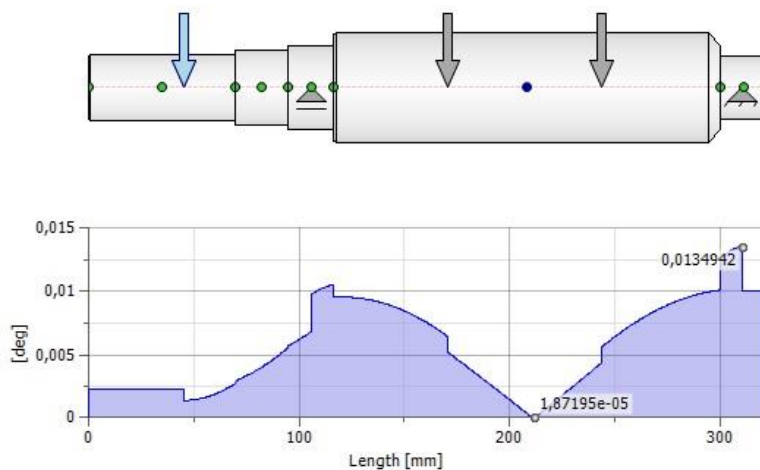
Graf 9. Průběh redukovaného napětí dle HMH 2

Inventor v těchto výpočtech uvažuje hřídel pouze jako válce o různých průměrech. Tudíž zanedbává odebrání materiálu pro usazení vývažku a díry pro šrouby. Vzhledem k tomu že maximální redukované napětí je malé 16,7 MPa, tak nebudu provádět další výpočty na vrubové koncentrace a mohu dokonce zvolit horší materiál, konkrétně volím S235JR (ČSN 11 373) s mezí kluzu 205 MPa pro polotovar o průměru 40-100 mm a s mezí pevnosti 340-470 MPa dle ČSN 41 1373. Pro hřídel zde byly hlavní rozměry pro ložiska, aby splňovaly dostatečnou životnost.

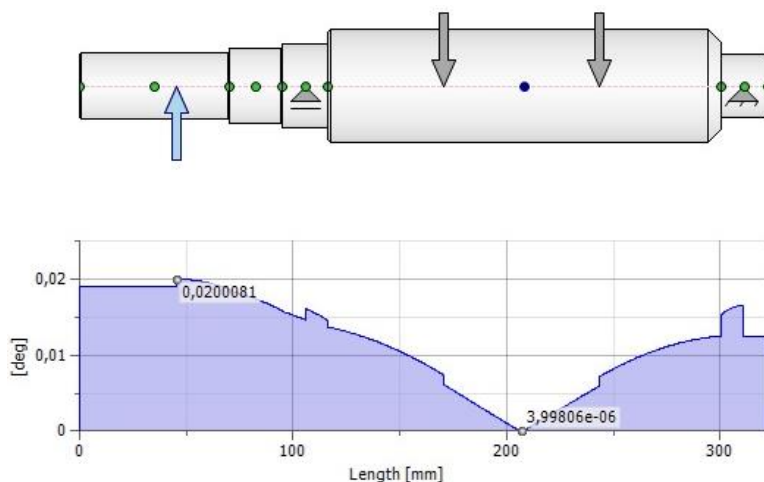


Ohybová tuhost hřídele

Pro správnou funkci ložisek nesmí mít hřídel v místě jejich uložení příliš velký průhyb, proto provedu v Inventoru další výpočet se stejnými silami a jejich dvěma stejnými polohami jako u pevnostní kontroly.



Graf 10. Natočení hřídele 1



Graf 11. Natočení hřídele 2

Pro výpočty platí stejná nepřesnost jako u redukovaného napětí, z toho vyplývá, že v reálu bude o něco větší.

- Dovolené natočení pod válečkovým ložiskem: 1-2´
- Dovolené natočení pod kuličkovým ložiskem: 6-10´
- Maximální natočení pod válečkovým ložiskem: $0,017^\circ = 1,02'$
- Maximální natočení pod kuličkovým ložiskem: $0,015^\circ = 0,9'$

Natočení pod kuličkovým ložiskem splňuje dovolené natočení s dostatečnou rezervou a natočení pod válečkovým ložiskem je taky v toleranci a dá se předpokládat, že nepřesáhne 2´ pro reálnou hřídel, jelikož i přišroubovaný vývažek přispěje k tuhosti hřídele. [5]



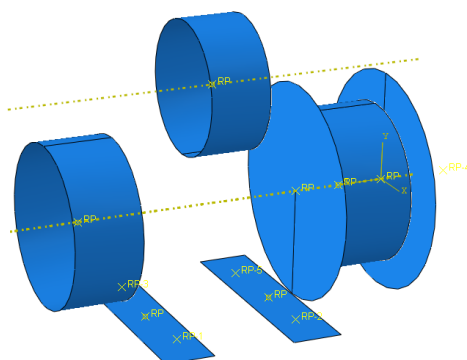
3.8 Pevnostní analýza klikové hřídele

Pevnostní analýzu klikové hřídele provedu pomocí softwaru Abaqus. Abaqus pracuje na základě metody konečných prvků, dále jen MKP. V angličtině FEM: finite element method. MKP je numerická metoda sloužící k simulaci průběhu napětí, deformací, proudění a dalších fyzikálních jevů, její princip spočívá a diskretizaci spojitého kontinua do konečného počtu prvků. [13]

Pevnostní kontrola hřídele bude provedena na starší verzi hřídele, kde se ale liší pouze část pro připojení řemenice a díry pro šrouby pro připojení vývažku, ostatní rozměry jsou stejné. Rozdílné rozměry neovlivní napětí v nejpodstatnější části hřídele. Nejdříve jsem do Abaqusu vložil tento model klikové hřídele, kterému jsem přiřadil následující materiálové vlastnosti.

- $E = 210000 \text{ MPa}$
- $\nu = 0,3$
- $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Dále jsem si vymodeloval plochy axiálních i radiálních ložisek a přiléhající plochy vývažků. Všechny tyto prvky jsem vymodeloval jako 3D analytical rigid tělesa, která jsou absolutně tuhá.



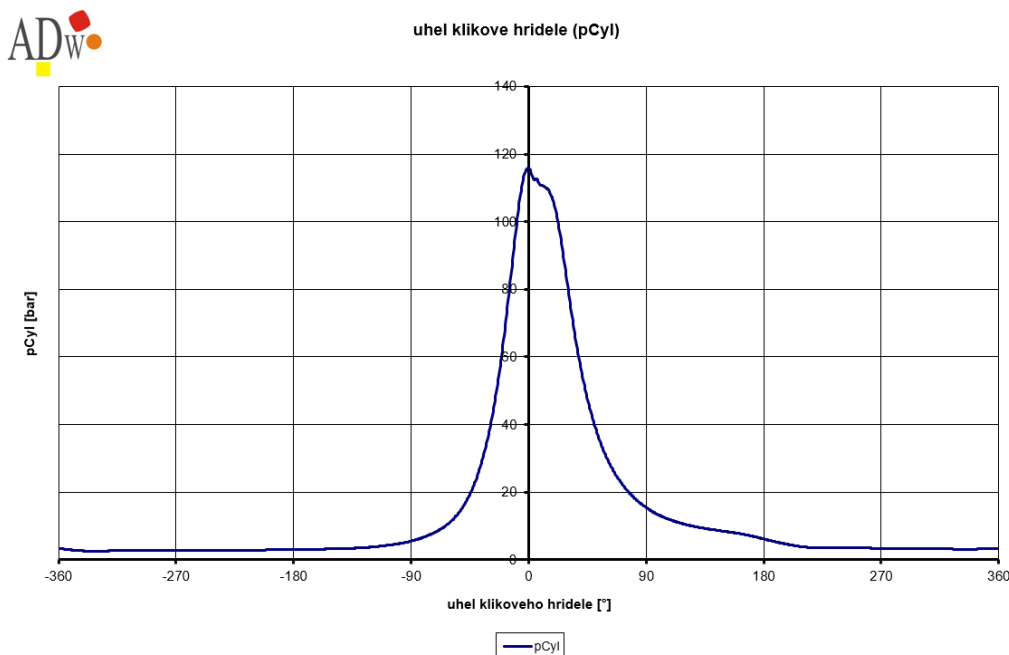
Obr. 30. Modely ploch ložisek

Každému tělesu jsem přiřadil referenční bod, který jsem s tělesem spojil pomocí vazeb (constrain: kinematic coupling) a odebral všechny stupně volnosti. Dále jsem nastavil vzájemné působení ploch (interaction: surface to surface contact), kde jsem nastavil zjednodušené chování jednotlivých ploch při kontaktu (tangential behavior: frictionless, normal behavior: hard contact). U ložisek jsem referenčním bodům odebral všechny stupně volnosti, kromě ložiska ojničního, které se může pohybovat ve směru x a y. Další referenční bod jsem vytvořil na ploše pro připojení setrvačníku a odebral stupeň volnosti pro otáčení okolo osy klikové hřídele.



Zatížení

Referenční bod ojničního ložiska zatížím silou dle tlaku ve válci s grafu, který jsem dostal k zadání bakalářské práce. Veškeré výpočty budou na maximální přípustné otáčky motoru 2300 otáček za minutu, pouze pro výpočet síly působící na válec použiji indikátorový diagram pro 2200 otáček za minutu. Protože při vyšších otáčkách klesá tlak ve válci, tak sklobním nejhorší možné zatížení dohromady.



Graf 12. Závislost tlaku ve válci na natočení hřídele

$$p_{max} = 116 \text{ bar} = 11,6 \text{ Mpa při natočení klikové hřídele } 0^\circ \rightarrow \quad (3.8.1)$$

$$F_{px} = 0 \text{ N} \quad (3.8.2)$$

$$F_{py} = -p_{max} * \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = -11,6 * \frac{\pi \cdot 0,105^2}{4} = -100\,444 \text{ N} \quad (3.8.3)$$

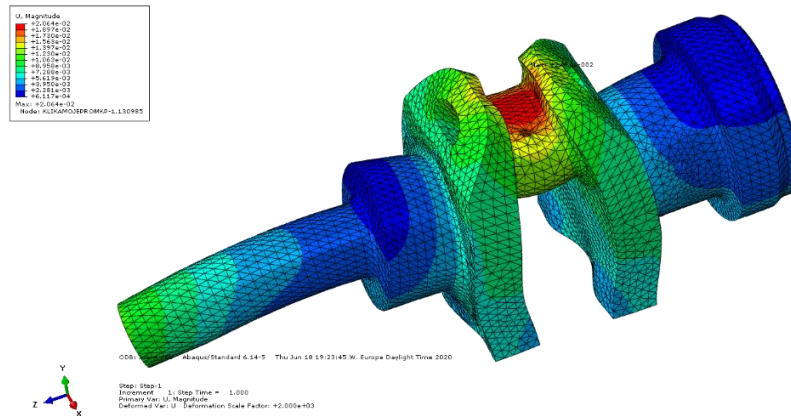
Zadal jsem odstředivou sílu pomocí maximální úhlové rychlosti $\omega_{max} = 241 \text{ s}^{-1}$. Dále jsem zatížil díry pro šrouby silou $Q_{1m1} = 7\,215 \text{ N}$ a pro plochy, které lícují s vývažkem silou F_{pv} .

$$F_{pv} = 2 \cdot (Q_{1m1} - F_{h1}) = 2 \cdot (7\,215 - 3\,201) = 8\,028 \text{ N} \quad (3.8.4)$$

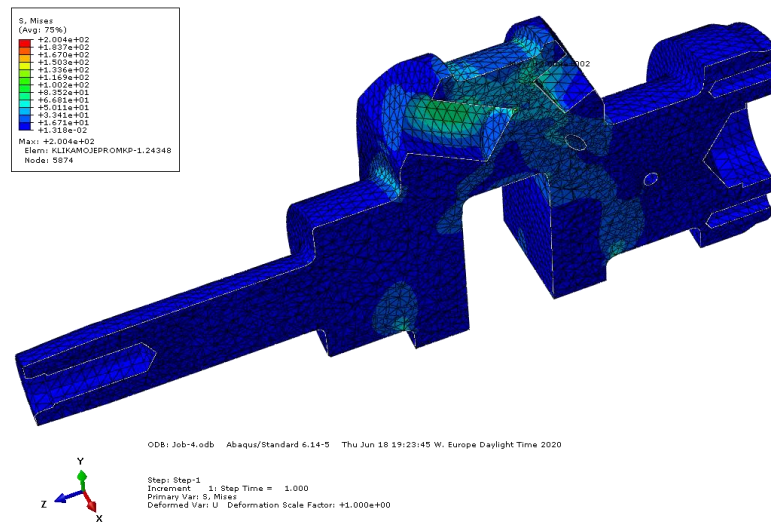
Poslední silou je síla od řemenice, která sice působí na konci hřídele s jiným tvarem než je tvar konečný, ale působí na stejném rameni. Ve směru x je zde zatížím silou $R_{r1x} = 106 \text{ N}$ a $R_{r1y} = 711 \text{ N}$, ale prohodím znaménka, protože výše jsem počítal reakce a zde potřebuji síly zatěžující hřídel.



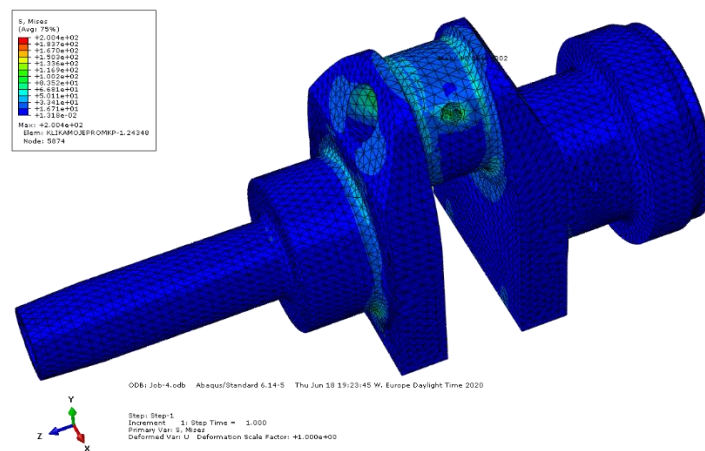
Výsledky



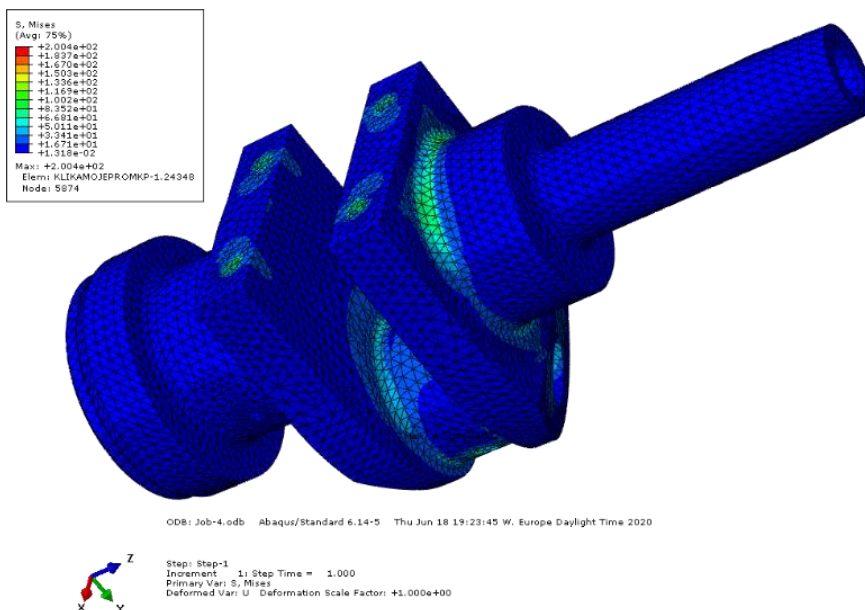
Obr. 31. Pole posuvů s 2000x zvětšenou deformací (U-Magnitude)



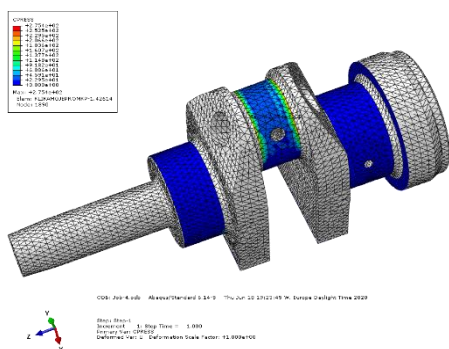
Obr. 32. Pole napětí HMH (S-Mises) 1



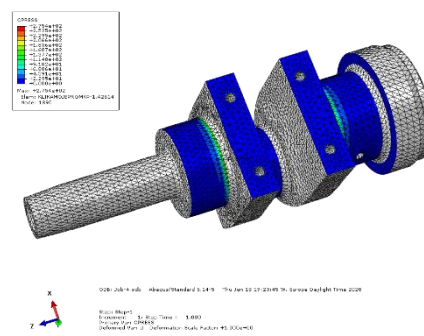
Obr. 33. Pole napětí HMH (S-Mises) 1



Obr. 34. Pole napět HMH (S-Mises) 2



Obr. 35. Pole kontaktního tlaku (CPRESS) 2



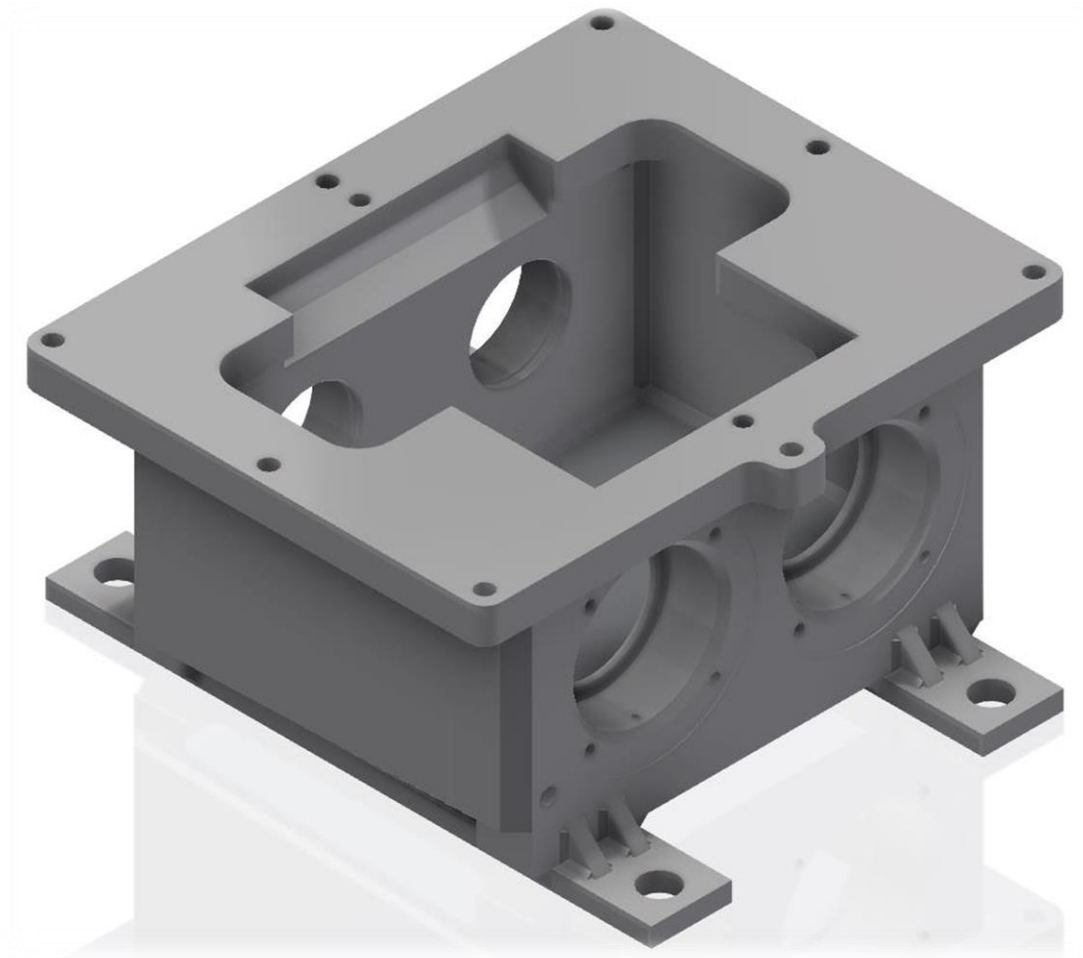
Obr. 36. Pole kontaktního tlaku (CPRESS) 1

Napětí dosahuje maximální hodnoty 200,4 MPa a to v místě vývrtu pro odlehčení klikové hřídele, další velké koncentrace napětí jsou v rádiusech u ploch pro ložiska hřídele a v mazacích kanálcích. Největší posuv je v místě ojničního čepu. Dle pole kontaktního tlaku jsem kontroloval zda mám správně nastavené kontakty ploch. Na výkrese je předepsáno zušlechtit na 885-1030 MPa z této informace usuzuji, že hřídel pevnostně vyhovuje a to i při dlouhodobém cyklickém namáhání. Dále by bylo vhodné provést výpočet pro úhel natočení klikové hřídele při zatížení maximálním momentem.



3.9 Tvorba skříně pro uložení hřídelů

Vzhledem ke kusové výrobě, volím svařovanou skříň z materiálu S235JR (ČSN 11 373), která je vhodná ke svařování, ekonomicky výhodná a běžně dostupná. Polotovary jednotlivých dílů budou vypáleny z plechu, poté svařeny a po svaření bude skříň obrobena. Skříň bude mít odtoky pro olej u ložisek, aby nedocházelo k usazování nečistot a půl palcovým závitem pro odtok oleje ze skříně do samostatně provedené olejové vany. Spodek skříně bude tvořit ohnutý plech kvůli odtoku oleje do středu skříně a bude natočený, aby veškerý olej odtekl k odtoku s půlpalcovým závitem. Nohy budou vyrobené z ploché oceli o rozměrech 50x12 a budou vyztuženy trojúhelníkovými výztuhami.

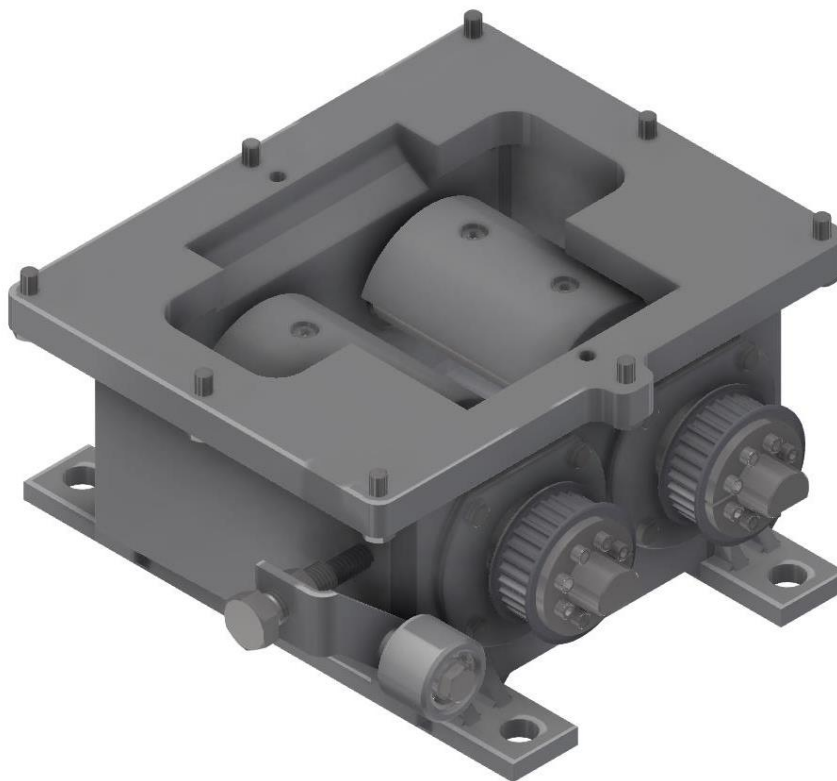


Obr. 37. CAD model svařované skříně



Těsnění skříně

Těsnění oleje mezi distančním kroužkem na hřídeli a víkem bude provedeno pomocí hřídelového těsnícího kroužku s prachovkou z materiálu nitrilbutadien-kaučuk, déle jen NBR, konkrétně DIN WAS A 55x70x8 NBR. Pro správnou těsnost musí být zaručená dostatečná pevnost a kvalita těsněného povrchu. Dle doporučení ze zdroje [5] na tvrdost materiálu HRC 55 až 60 volím materiál hřídelového kroužku C45 (ekvivalent ČSN 12 050), který bude z vnější strany povrchově kalen pro dosažení požadované tvrdosti. Dle dalšího doporučení na povrch materiálu pro příslušnost obvodovou volím drsnost povrchu s průměrnou aritmetickou úchylkou $0,4 \mu\text{m}$. Další doporučení na kvalitu povrchu je podíl nosného povrchu minimálně 50% s oblým profilem nerovností. Já předepisuji brousit přísuvem pro vhodnější orientaci nerovností. Pro utěsnění mezi distančním kroužkem na hřídeli a hřídelí volím o-kroužek těsnící zevnitř pro zachování pevnosti hřídele. Střední průměr o-kroužku volím podle předpisu dle zdroje [5], podle kterého může být stejný nebo maximální o 3% větší než průměr hřídele $d_i = 36,5 \text{ mm}$. A tloušťku kroužku $d_s = 3,55 \text{ mm}$. Poté vychází hloubka drážky $s = 2,75 \text{ mm}$ a délka drážky $L = 4,5 \text{ mm}$. Pro utěsnění mezi víkem a skříní volím také o-kroužky, ale pro ušetření místa, a tím pádem lepšího vystředění vík volím uložení s trojúhelníkovou zástavbou, které je sice méně vhodné, protože nabízí málo místa pro deformaci o-kroužku, ale pro toto použití bez přetlaku je dostačující. Rozměry zástavbových prostor volím dle katalogu [14]. Uložení veškerých těsnících prvků je zobrazeno ve výkresové dokumentaci.

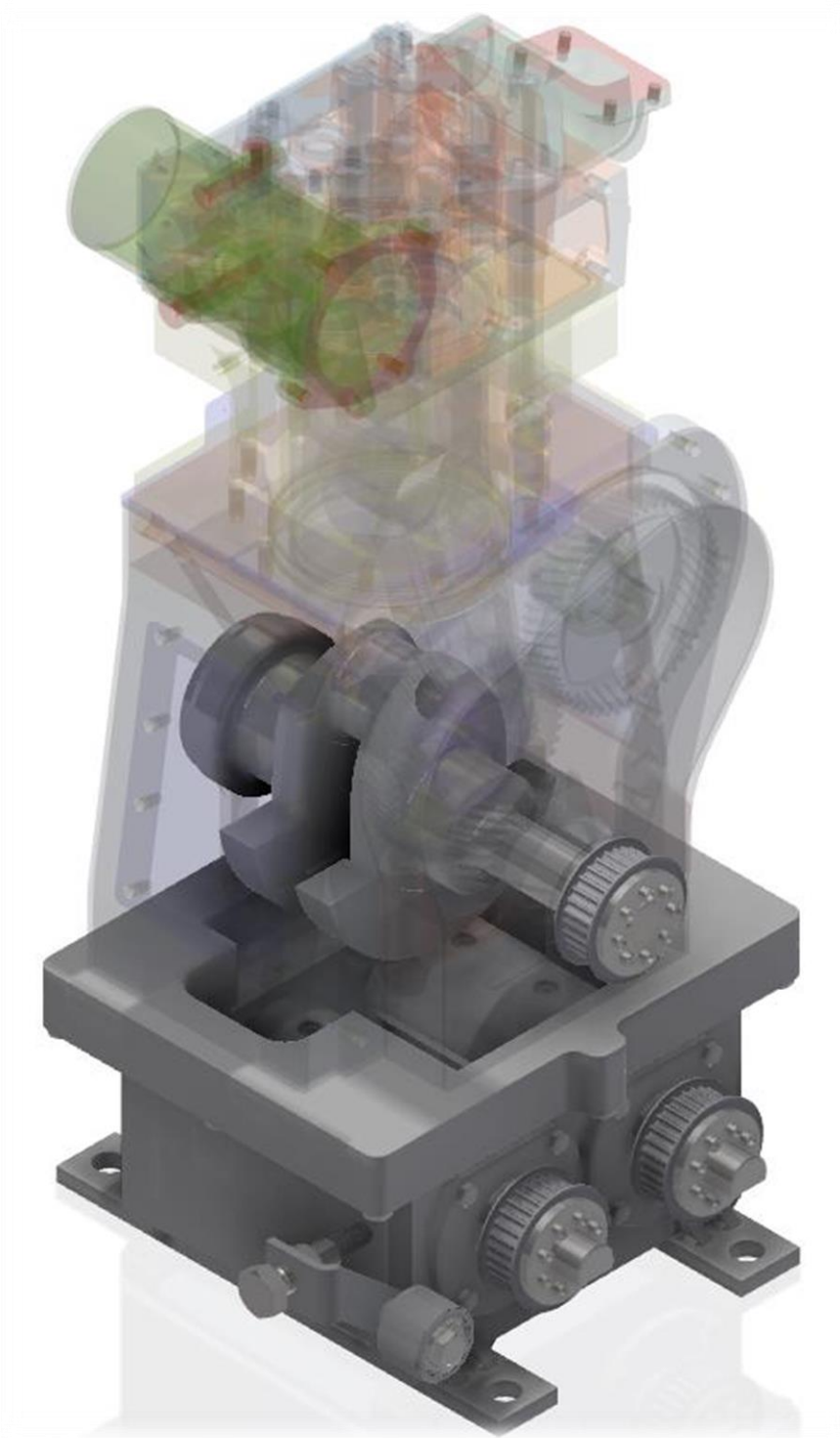


Obr. 38. CAD model sestavy skříně



Spojení skříně s motorem

Příruba navařená na motoru bude stejná jako spodní s tím rozdílem, že v ní budou vyvrtané slepé díry se závitem na rozdíl od příruby, která je součástí skříně a má díry skrz pro šrouby velikosti M10. Příruby budou vzájemně centrovány pomocí dvou kolíků. Na obrázku níže je zobrazeno spojení motoru se skříní (průhledně jsou zobrazeny díly, které jsem dostal jako podklady k mé bakalářské práci).



Obr. 39. CAD model motoru



4 Závěr

Na začátku práce v teoretické části byl vytvořen kinematický a dynamický model obecného klikového mechanismu a byly popsány síly, které klikový mechanismus vyvolává. Praktická část bakalářské práce se zabývá návrhem vyvážení pro konkrétní motor. Konkrétně úprava klikové hřídele z čtyřválcového motoru vyráběná z výkovku na hřídel pro motor jednoválcový vyráběnou pouze obráběním. Kliková hřídel byla pevnostně zkontrolována pomocí metody konečných prvků v softwaru Abaqus. Návrhem vývažků, vyvažující rotační hmotnosti, které jsou připevněny ke klikové hřídeli pomocí předepjatých šroubů, které byly navrženy tak, aby pevnostně vyhovovaly a byl vypočten jejich utahovací moment. Pro návrh vyvážení byl vytvořen program v softwaru Matlab pro lepší vyvážení po přesnějším zvážení jednotlivých dílů klikového mechanismu.

Dále byla navržena svařovaná skříň pro uložení vyvažovacích hřídelů s vývažky posuvných hmotností prvního řádu a opět návrh předepjatých šroubů pro tyto vývažky. Opět byl vytvořen program pro vyvážení po přesnějším zvážení jednotlivých dílů klikového mechanismu. Tyto vyvažovací hřídele byly pevnostně kontrolovány v softwaru Inventor a podle jejich zatížení byl zvolen materiál. U skříně bylo řešeno uložení hřídelů do ložisek, těsnění skříně a v neposlední řadě odtok oleje.

Posledním bodem je návrh pohonu těchto hřídelů, a to pomocí ozubeného řemene a napínacího zařízení pro tento řemen pro udržení správného předepnutí. Byly vytvořeny CAD modely všech dílů a technická dokumentace nejpodstatnějších dílů. Veškeré pevnostní výpočty vyhovují.

Závěrečná práce značně rozšířila autorovy znalosti a obzory, jak v oblasti klikových mechanismů a ozubených řemenů, tak i práci v softwarech Autodesk Inventor, Abaqus a Matlab. Proto autor shledává práci sám pro sebe přínosnou.



5 Použitá literatura

- [1] HROMÁDKO, Jan. Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [2] KOŽOUŠEK, Josef. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů. Dotisk. Praha: ČVUT, 1974.
- [3] TAYLOR, Charles Fayette. The internal-combustion engine in theory and practice: Volume II: Combustion, Fuels, Materials, Design. 2nd ed., rev. Cambridge, Mass.: M.I.T. Press, 1985. ISBN 02-622-0052-X.
- [4] Complete Balance Of A Single Cylinder Engine, Balancing of Inline and Radial Engines, Assignment Help. Assignment Help, Homework Help, Expert Service, Live Tutors [online]. Copyright ©2019 [cit. 19.06.2020]. Dostupné z: <http://www.expertsmind.com/topic/balancing-of-inline-and-radial-engines/complete-balance-of-a-single-cylinder-engine-99471.aspx>
- [5] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky 1: Pro školu a praxi. ISBN 80-7183-312-6.
- [6] ŠVEC, Vladimír: Části a mechanismy strojů – Příklady. Praha, Nakladatelství ČVUT 2008.
- [7] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 2008
- [8] Pohonné elementy. Váš partner pro stavbu strojů | Haberkorn [online]. Dostupné z: https://www.haberkorn.cz/data/uploads/Download/Katalog/se-pohonne_elementy_2013/book/12/index.html
- [9] TYMA CZ | Klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Copyright © [cit. 23.06.2020]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/remeny/e-08m-en.pdf>
- [10] TYMA CZ | Klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Copyright © [cit. 23.06.2020]. Dostupné z: https://www.tyma.cz/files/katalogy/elatech_e.pdf TYMA CZ | Klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Copyright © [cit. 23.06.2020]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/doc/rck16.pdf>
- [11] Upevňovací pouzdro RCK16 - 32 x 60 = KLAB032 | TYMA CZ. TYMA CZ | Klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Copyright © 2004 [cit. 23.06.2020]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/produkty/pouzdra/rck/16/rck16-32-x-60-klab032/>
- [12] Sodemann Pružiny | Široký výběr a rychlé doručení [online]. Copyright © 2020 Sodemann Industrifjedre A [cit. 23.06.2020]. Dostupné z: <https://www.sodemann-pruziny.cz/22960#>
- [13] Metoda konečných prvků – Wikipedie. [online]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_kone%C4%8Dn%C3%BDch_prvk%C5%AF
- [14] Dimensor | [online]. Copyright © 2020 Dimensor A [cit. 23.06.2020]. Dostupné z: https://www.dimensor.cz/editor/image/eshop_menu/dbf_file_8.pdf



6 Seznam obrázků

Obr. 1 - Schéma úplného vyvážení jednoválcového motoru [4].....	10
Obr. 2 - Schéma kinematiky jednoválcového motoru.	11
Obr. 3 - Uvolnění klikové hřídele.	13
Obr. 4 - Uvolnění ojnice	13
Obr. 5 - Uvolnění pístu	14
Obr. 6 - Schéma dynamického modelu	15
Obr. 7 - Schéma rozložení hmotností.....	15
Obr. 8 - Schéma vyvažovacích hřídelů	16
Obr. 9 - Originální kliková hřídel.	17
Obr. 10 - Upravená kliková hřídel.	17
Obr. 11 - Rozložení hmotností ojnice.....	19
Obr. 12 - Schéma statického vyvážení	21
Obr. 13 - Schéma dynamického vyvážení	22
Obr. 14 - Rozměrové obvody pro vývažek	23
Obr. 15 - Návrh vývažku rotačních hmotností	24
Obr. 16 - Schéma rozměrů pro výpočet tuhostí 1.....	27
Obr. 17- Uložení vývažků rotačních hmotností.....	32
Obr. 18 – Návrh rozměrů vývažku posuvných hmotností.....	33
Obr. 19 - Schéma rozměrů pro výpočet tuhostí 2.....	36
Obr. 20 - Popis řemene [8].....	41
Obr. 21 - Rozměry řemene.....	44
Obr. 22 - Svěrné pouzdro [11].....	45
Obr. 23 - Síly na 1. řemenici	50
Obr. 24 - Síly na 2. řemenici	50
Obr. 25 - Síly na 3. řemenici	50
Obr. 26 - Síly na 4. řemenici	50
Obr. 27 - Rozměry napínáku a působící síly	51
Obr. 28 - Vlastnosti pružiny [12]	52
Obr. 29 – Rozložení sil na hřídeli.....	54
Obr. 30 - Modely ploch ložisek.....	58
Obr. 31 - Pole posuvů s 2000x zvětšenou deformací (U-Magnitude).....	60
Obr. 32 - Pole napětí HMM (S-Mises) 1	60
Obr. 33 - Pole napětí HMM (S-Mises) 2	60
Obr. 34 - Pole napětí HMM (S-Mises) 3	61
Obr. 35 - Pole kontaktního tlaku (CPRESS) 1.....	61
Obr. 36 - Pole kontaktního tlaku (CPRESS) 2.....	61
Obr. 37 - CAD model svařované skříně	62
Obr. 38 - CAD model sestavy skříně.....	63
Obr. 39 - CAD model motoru	64



7 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Výsledky úhlů na řemenicích.....	46
Tabulka 2 - Výsledky sil na řemenicích.....	50

8 Seznam Grafů

Graf 1 - Pohyb těžiště pístu.....	18
Graf 2 - Průběh sil před vyvážením.....	25
Graf 3 - Průběh sil po vyvážení rotačních hmotností.....	25
Graf. 4 - Diagram předepjatého spoje.....	31
Graf. 5 - Síly po vyvážení rotačních a posuvných hmot 1. řádu.....	40
Graf. 6 - Volba řemene [10].....	43
Graf 7 - Prodloužení řemene [9].....	49
Graf 8 - Průběh redukovaného napětí dle HMH 1.....	56
Graf 9 - Průběh redukovaného napětí dle HMH 2.....	56
Graf 10 - Natočení hřídele 1.....	57
Graf 11 - Natočení hřídele 2.....	57
Graf 12 - Závislost tlaku ve válci na natočení hřídele.....	59

9 Seznam Příloh

Příloha 1 - Matlab skript: Parametry
Příloha 2 - Matlab skript: Návrh vývažků rotačních hmotností
Příloha 3 - Matlab skript: Návrh vývažků posuvných hmotností
Příloha 4 - Výrobní výkres klikové hřídele
Příloha 5 – Výkres sestavy svařence skříně vyvažovacích hřídelů
Příloha 6 - Výkres sestavy skříně vyvažovacích hřídelů
Příloha 7 - Výkres sestavy svařence napínáků
Příloha 8 – Výrobní výkres vyvažovacího hřídele
Příloha 9 – Výrobní Výkres vývažku rotačních hmotností
Příloha 10 - Výrobní Výkres vývažku posuvných hmotností
Příloha 11 -Výrobní výkres hřídelového kroužku
Příloha 12 -Výrobní výkres centrační trubky
Příloha 13 -Výrobní Výkres předního víka
Příloha 14 - Výrobní Výkres zadního víka

CD obsahuje výpočetní programy a CAD modely.



10 Seznam použitých symbolů

a	[mm]	Vyosení pístitního čepu
a_r	[mm]	Rozměr uložení řemenic
a_{vpos}	[mm]	Rozměr vývažku posuvných hmotností
a_{vrot}	[mm]	Rozměr vývažku rotačních hmotností
b_r	[mm]	Rozměr uložení řemenic
b_{vpos}	[mm]	Rozměr vývažku posuvných hmotností
b_{vrot}	[mm]	Rozměr vývažku rotačních hmotností
$b_{vrotmax}$	[mm]	Maximální rozměr vývažku rotačních hmotností
C_{li}	[N]	Dynamická únosnost ložiska ($i=1-3$)
c_r	[mm]	Rozměr uložení řemenic
$C_{\xi i}$	[N·mm ⁻¹]	Tuhost šroubů
C_{ti}	[N·mm ⁻¹]	Tuhost spojovaných součástí
c_{vpos}	[mm]	Rozměr vývažku posuvných hmotností
c_{vrot}	[mm]	Rozměr vývažku rotačních hmotností
C_0	[1]	Celkový součinitel bezpečnosti řemene
C_1	[1]	Součinitel bezpečnosti řemene podle měnicího se zatížení
C_2	[1]	Součinitel bezpečnosti řemene podle převodového čísla
d_{lv}	[mm]	Vnitřní průměr válečkového ložiska
d_{lk}	[mm]	Vnitřní průměr kuličkového ložiska
d_r	[mm]	Rozměr vývažku rotačních hmotností
d_{ri}	[mm]	Roztečný průměr dané řemenice ($i=1-4$)
d_{ξ}	[mm]	Jmenovitý průměr šroubu
$d_{\xi 2}$	[mm]	Střední průměr závitu šroubu
$d_{\xi 3}$	[mm]	Nejmenší průměr závitu šroubu
d_{vrot}	[mm]	Rozměr vývažku rotačních hmotností
D_{xy}	[kg·mm ²]	Deviační moment vzhledem k ose rotace
E	[MPa]	Modul pružnosti
EA	[N·mm ⁻¹]	Tuhost řemene
e_r	[mm]	Rozměr uložení řemenic
f	[1]	Součinitel tření (ocel-ocel)
F	[N]	Síla působící na píst
F_{h1}	[N]	Síla působící na hřídel od řemenice
F_{h2}	[N]	Síla působící na hřídel od vývažku
f_{lk}	[1]	Součinitel tření v kuličkovém ložisku
f_{lv}	[1]	Součinitel tření ve válečkovém ložisku
F_{l2}	[N]	Síla působící na vyvažovací hřídel od vývažku
F_{l1A}	[N]	Síla od řemenice působící na kuličkové ložisko
F_{l1B}	[N]	Síla od řemenice působící na válečkové ložisko
f_m	[1]	Součinitel působících sil na ložisko pro výpočet trvanlivosti
F_p	[N]	Síla pružiny
F_{px}	[N]	Síla působící na píst ve směru x
F_{py}	[N]	Síla působící na píst ve směru y
F_{pv}	[N]	Síla vývažku působícího na plochu klikové hřídele
f_r	[mm]	Rozměr uložení řemenic
F_r	[N]	Síla působící na řemen



F_{ri}	[N]	Síla působící na řemen v dané větvi ($i=1-4$)
F_{rmax}	[N]	Maximální přípustné zatížení řemene
F_{rot}	[N]	Setrvačné síly od rotačních hmot
F_{rzi}	[N]	Síla působící na jednotlivé zuby řemenic ($i=1-3$)
F_{r10}	[N]	Síla v první větvi řemene bez napínací síly
F_{m1}	[N]	Setrvačné síly od posuvných hmot I. řádu
F_{m2}	[N]	Setrvačné síly od posuvných hmot II. řádu
F_{nc}	[N]	Síla působící na napínací řemenici
h	[mm]	Vyosení pístu
h_v	[mm]	Rozeř vývažku rotačních hmotností
i	[1]	Počet chodů závitů
I_{2S2}	[kg·mm ²]	Moment setrvačnosti klikové hřídele vzhledem k poloze těžiště
I_{3S3}	[kg·mm ²]	Moment setrvačnosti ojnice vzhledem k poloze těžiště
I_{4S4}	[kg·mm ²]	Moment setrvačnosti pístu hřídele vzhledem k poloze těžiště
k	[1]	Součinitel bezpečnosti
$k_{ši}$	[1]	Součinitel bezpečnosti pro namáhání od krutu pro daný šroub ($i=1,2$)
$k_{dši}$	[1]	Výsledná dynamická bezpečnost daného šroubu ($i=1,2$)
k_{x0}	[1]	Součinitel pro posouzení vlivu krutu
$k_{\sigma i}$	[1]	Součinitel bezpečnosti analyticky daného šroubu ($i=1,2$)
k_{χ}	[1]	Předběžný vliv krutu
$k_{\chi max i}$	[1]	Posouzení vlivu krutu při maximálním zatížení daného šroubu ($i=1,2$)
l	[mm]	Délka ojnice
l_{hi}	[mm]	Délkový rozměr hřídele ($i=1-4$)
l_i	[mm]	Délkový rozměr pro výpočet tuhosti
l_{ni}	[mm]	Délkový rozměr napínáku
l_p	[mm]	Délka pružiny
l_r	[mm]	Délka řemene
L_{10hi}	[hod]	Trvanlivost ložiska ($i=1-3$)
l_{0p}	[mm]	Délka pružiny v nezatíženém stavu
m_{hpos1}	[kg]	Hmotnost první hřídele pro vývažky posuvných hmotností
m_{hpos2}	[kg]	Hmotnost druhé hřídele pro vývažky posuvných hmotností
M_{kri}	[N·m]	Kroutící moment přenášený danou řemenicí ($i=1-4$)
$M_{kši}$	[N·m]	Kroutící moment působící na daný šroub ($i=1,2$)
M_{k2}	[N·m]	Kroutící moment na klikové hřídeli
M_{k3}	[N·m]	Kroutící moment na ojnici
M_{k4}	[N·m]	Kroutící moment na pístu
m_{polrot}	[kg]	Hmotnost polotovaru vývažku rotačních hmotností
m_{pos}	[kg]	Posuvné hmotnosti
m_{rot}	[kg]	Rotační hmotnosti
$m_{šri}$	[kg]	Hmotnost daného šroubu ($i=1,2$)
M_{tlk}	[N·m]	Ztrátový moment v kuličkovém ložisku
M_{tlv}	[N·m]	Ztrátový moment ve válečkovém ložisku
m_{tr}	[kg]	Hmotnost centrační trubky
M_{UHi}	[N·m]	Kroutící moment pod hlavou šroubu ($i=1,2$)
M_{Ui}	[N·m]	Celkový utahovací moment šroubu ($i=1,2$)
M_{Uzi}	[N·m]	Kroutící moment v závitě šroubu ($i=1,2$)
m_{vrc}	[kg]	Celková hmotnost obou vývažků rotačních hmotností
m_{vr1}	[kg]	Hmotnost prvního vývažku rotačních hmotností



m_{vr1c}	[kg]	Celková hmotnost prvního vývažku rotačních hmotností
m_{vr2}	[kg]	Hmotnost prvního vývažku rotačních hmotností
m_{vr2c}	[kg]	Celková hmotnost druhého vývažku rotačních hmotností
m_{vpos}	[kg]	Hmotnost vývažku posuvných hmotností
m_{vposc}	[kg]	Celková hmotnost vývažku posuvných hmotností
m_2	[kg]	Hmotnost klikové hřídele
m_{2red}	[kg]	Redukovaná hmotnost klikové hřídele
m_3	[kg]	Hmotnost ojnicí skupiny
m_{3i}	[kg]	Hmotnost dílu z ojnicí skupiny
m_4	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
m_{4i}	[kg]	Hmotnost dílu z pístní skupiny
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky klikové hřídele
n_{r4}	[min ⁻¹]	Otáčky napínací řemenice
P_A	[N]	Ekvivalentní zatížení kuličkového ložiska
P_B	[N]	Ekvivalentní zatížení válečkového ložiska
p_{hi}	[MPa]	Tlak pod hlavou šroubu (i=1,2)
p_{max}	[MPa]	Maximální tlak ve válci
P_r	[W]	Výkon přenášený řemenem
p_{zi}	[MPa]	Tlak v závitě (i=1,2)
Q_{0i}	[N]	Montážní předpětí daného šroubu (i=1,2)
Q_{1ai}	[N]	Provozní silový cyklus střední síly daného šroubu (i=1,2)
Q_{1mi}	[N]	Provozní silový cyklus amplitudy síly daného šroubu (i=1,2)
q_z	[1]	Součinitel provozního předpětí
r	[mm]	Poloměr klikové hřídele
R_p	[N·mm ⁻¹]	Tuhost pružiny
R_{jx}	[N]	Silová reakce ve směru x
R_{jy}	[N]	Silová reakce ve směru y
R_l	[N]	Síla působící na ložiska od vývažku posuvných hmotností
R_{vpos}	[mm]	Rozměr vývažku posuvných hmotností
R_{vrot}	[mm]	Rádus vývažků rotačních hmotností
$R_{vrotmax}$	[mm]	Maximální rádus vývažků rotačních hmotností
R_{rix}	[N]	Síla působící na řemenici ve směru x (i=1-4)
R_{riy}	[N]	Síla působící na řemenici ve směru y (i=1-4)
S_{hi}	[mm ²]	Plocha pod hlavou šroubu
S_i	[mm ²]	Obsah pro výpočet tuhostí
$S_{\S 3}$	[mm ²]	Nejmenší průřez šroubu
t	[s]	Čas
$v_{brotmin}$	[mm]	minimální mezera mezi vývažkem a ojnicí
V_{vpos}	[mm ³]	Obsah vývažku posuvných hmotností
V_{polpos}	[mm ³]	Obsah polotovaru vývažku posuvných hmotností
$V_{vpolrot}$	[mm ³]	Obsah polotovaru vývažku rotačních hmotností
V_{1pos}	[mm ³]	Obsah tělesa kruhové úseče vývažku posuvných hmotností
V_{2pos}	[mm ³]	Obsah tělesa kvádrů vývažku posuvných hmotností
V_{3pos}	[mm ³]	Obsah tělesa kruhové úseče polotovaru vývažku posuvných hmotností
V_{4pos}	[mm ³]	Obsah tělesa válce vývažku posuvných hmotností
V_{1rot}	[mm ³]	Obsah kruhové useče vývažku rotačních hmotností
V_{2rot}	[mm ³]	Obsah kvádrů vývažku rotačních hmotností
$W_{kš}$	[N·mm ⁻²]	Průřezový modul v krutu šroubu



x_{hpos1}	[mm]	Poloha těžiště první hřídele vývažku posuvných hmotností od osy rotace
x_{hpos2}	[mm]	Poloha těžiště druhé hřídele vývažku posuvných hmotností od osy rotace
$x_{\xi i}$	[mm]	Poloha těžiště daného šroubu od osy rotace ($i=1,2$)
x_{tri}	[mm]	Poloha těžiště dané centrační trubky od osy rotace ($i=1,2$)
$x_{vpolrot1}$	[mm]	Poloha těžiště polotovaru vývažku rotačních hmotností
x_{vpos}	[mm]	Celková poloha těžiště vývažku posuvných hmotností
x_{vposc}	[mm]	Celková poloha těžiště vyvažovací hřídele s vývažkem
X_{1vpos}	[mm]	Poloha těžiště tělesa kruhové úseče vývažku posuvných hmotností
X_{2vpos}	[mm]	Poloha těžiště kvádrů vývažku posuvných hmotností
X_{3vpos}	[mm]	Poloha těžiště kruhové úseče polotovaru vývažku posuvných hmotností
X_{4vpos}	[mm]	Poloha těžiště válce vývažku posuvných hmotností
X_{vrot}	[mm]	Poloha těžiště vývažku rotačních hmotností
X_{vrot1}	[mm]	Poloha těžiště kruhové úseče vývažku rotačních hmotností
X_{vrot2}	[mm]	Poloha těžiště kvádrů vývažku rotačních hmotností
x_{vrc}	[mm]	Celková vzdálenost těžiště obou vývažků rotačních hmotností od osy rotace
x_{vr1}	[mm]	vzdálenost těžiště prvního vývažku rotačních hmotností od osy rotace
x_{vr1c}	[mm]	Celková vzdálenost těžiště prvního vývažku rotačních hmotností od osy
x_{vr2}	[mm]	Vzdálenost těžiště druhého vývažku rotačních hmotností od osy rotace
x_{vr2c}	[mm]	Celková vzdálenost těžiště druhého vývažku rotačních hmotností od osy
x_2	[mm]	Vzdálenost těžiště klikové hřídele od osy rotace
x_3	[mm]	Vzdálenost těžiště ojnice od osy hlavního ojnicního čepu
x_4	[mm]	Vzdálenost těžiště pístu od osy ojnicního čepu
Z_{rc}	[mm]	pomocná proměnná pro dynamické vyvažování
Z_{r1}	[mm]	Rozměr pro dynamické vyvažování
Z_{r2}	[mm]	Rozměr pro dynamické vyvažování
Z_{v1}	[mm]	Rozměr pro dynamické vyvažování
Z_{v2}	[mm]	Rozměr pro dynamické vyvažování
Z_{rzi}	[1]	Počet zubů řemenice v záběru
α	[°]	Natočení klikové hřídele
α_{max}	[s ⁻²]	Maximální úhlové zrychlení motoru
α_{ri}	[°]	Úhel na řemenici ($i=1-4$)
α_{rn}	[°]	Úhel síly působící na napínací řemenici
α_t	[1]	Součinitel dle hypotézy τ_{max}
$\alpha_{vpolpos}$	[°]	Rozměr kruhové úseče polotovaru vývažku posuvných hmotností
α_{vpos}	[°]	Rozměr kruhové úseče vývažku posuvných hmotností
α_{vrot}	[°]	Úhel kruhové úseče vývažku rotačních hmotností
β	[°]	Natočení ojnice
β_n	[°]	Úhel boku zubu
β_{ri}	[°]	Úhel opásání dané řemenice ($i=1-4$)
β_{ξ}	[°]	Vrcholový úhel závitu
γ	[°]	Úhel natočení vyvažovacích hřídelů
γ_{ξ}	[°]	Úhel stoupání závitu
Δl_r	[1]	Natažení řemene od napínací síly
Δl_{rp}	[mm]	Natažení řemene od napínací síly
Δl_{1i}	[mm]	Prodloužení šroubu
Δl_{2i}	[mm]	Prodloužení spojovaných součástí
λ	[1]	Ojnicní poměr
ν	[1]	Poissonova konstanta



u_k	[1]	Využití meze kluzu
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
σ_{a2}	[MPa]	Tahové napětí od provozní střední síly daného šroubu (i=1,2)
$\sigma_{c(-1)\dot{s}}$	[MPa]	Napětí na mezi únavy
$\sigma_{c(-1)\dot{s}}^x$	[MPa]	Napětí na snížené mezi únavy
$\sigma_{kt\dot{s}}$	[MPa]	Napětí na mezi kluzu
$\sigma_{pt\dot{s}}$	[MPa]	Napětí na mezi pevnosti
$\sigma_{Q_{mi}}$	[MPa]	Tahové napětí od provozní amplitudy střední síly daného šroubu (i=1,2)
$\sigma_{red i}$	[MPa]	Redukované napětí s vlivem vrutu daného šroubu (i=1,2)
$\sigma_{red\dot{s}i}$	[MPa]	Maximální redukované napětí v daném šroubu (i=1,2)
$\sigma_{Q_{oi}}$	[MPa]	Tahové napětí od montážního předpětí daného šroubu (i=1,2)
$\sigma_{1max i}$	[MPa]	Maximální tahové napětí daného šroubu (i=1,2)
$\tau_{\dot{s}i}$	[MPa]	Napětí v krutu v daném šroubu (i=1,2)
ϕ	[1]	Celkový součinitel snížení meze únavy
φ'	[°]	Třecí úhel
φ_4	[°]	Natočení pístu
$\psi_{\sigma i}$	[N·mm ⁻²]	Součinitel vlivu předpětí na mez únavy
$\psi_{\sigma i}^x$	[N·mm ⁻²]	Celkový součinitel vlivu předpětí na mez únavy
ω	[s ⁻²]	Úhlová rychlost klikové hřídele
ω_{max}	[s ⁻²]	Maximální úhlová rychlost klikové hřídele



Příloha 1: Matlab skript: Parametry

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%PARAMETRY KLIKOVEHO MECHANISMU BEZ VYVAZKU%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%UPRAVIT%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
m2=12.782;          %kg hmotnost klikové hřídele
m3=2.726;          %kg hmotnost ojnici skupiny
m4=2.229;          %kg hmotnost pistni skupiny
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

r=0.06;            %m polomer klikove hřídele
l=0.275;          %m delka ojnice
h=0;              %m vyoseni válce
a=0.0005;         %m vyoseni pistniho cepu
x2=0.008047;      %m poloha teziste klikové hřídele
x3=0.075;         %m poloha teziste ojnice
x4=0.015;         %m poloha teziste pistu

I2s2=22550.61*10^-12; %kg*m^2 moment setrvacnosti klikové hřídele vzhledem k ose rotace
I3s3=28228.47*10^-12; %kg*m moment setrvacnosti ojnice vzhledem k poloze teziste
I4s4=4014.44*10^-12; %kg*m moment setrvacnosti pistu vzhledem k poloze teziste

m3pos=(m3*x3)/l;   %kg
m3rot=m3-m3pos;   %kg
m2red=m2*x2/r;    %kg
mrot=m2red+m3rot; %kg
mpos=m4+m3pos;    %kg

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%PARAMETRY VYVAZKY ROTACNICH HMOTNOSTI%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%UPRAVIT%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
mvpol=2.171; %kg hmotnost polotovaru vyvazku
mt=0.0136; %kg hmotnost centracni trubky
ms=0.025; %kg hmotnost šroubu
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

R=0.100;          %m rozmer vyvazku, viz nakres
hv=0.029;         %m rozmer vyvazku, viz nakres
Hv=0.108;         %m rozmer vyvazku, viz nakres
A1=276525.897*10^-9; %m^3 obsah polotovaru vyvazku
ms=0.025;         %kg hmotnost šroubu
T1=0.050708;     %m poloha tezište polotovaru vyvazku
Ts=0.068;        %m poloha tezište sroubu
zv1=0.055;       %m rozmer dynamicke vyvazovani viz nakres
zv2=0.117;       %m rozmer dynamicke vyvazovani viz nakres
Tt=0.054;        %m poloha teziste centracni trubky
zrc=(0.086*m3rot+0.09201*m2red)/(m3rot+m2red);
rovr=mvpol/A1;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%PARAMETRY VYVAZKY POSUVNYCH HMOTNOSTI%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%UPRAVIT%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
mhpos=3.756;      %kg hmotnost hřídele
mvpolpos=3.396;   %kg hmotnost polotovaru vyvazku
mtpos=0.0136;     %kg hmotnost centracni trubky
mspos=0.028;      %kg hmotnost sroubu
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Rvpos=0.056;      %m polomer vyvazku
lvpos=0.140;     %m delka vyvazku
cvpos=0.044;     %m rozmer vyvazku viz nakres
bvpos=0.016;     %m rozmer vyvazk viz nakres
xspos=0.026279;  %m poloha teziste sroubu
xhpos=-0.002095; %m poloha teziste hřídele
xvpolpos=0.032522; %m poloha teziste polotovaru vyvazku
Vpolpos=432651.367*10^-9; %m^3 objem polotovaru vyvazku
xtpos=0.016;     %m poloha teziste centracni trubky
```



Příloha 2: Matlab skript: Návrh vývažků rotačních hmotností

```
clc
clear all
close all

parametry %nacteni parametru

d=2*R;

syms alfavA alfavB xA xB A2A A2B A3A A3B AA AB T2A T2B T3A T3B x2vA x2vB mvrC mvr1 mvr2
mvr1c mvr2c x2vc x2vcA x2vcB
eqn1=alfavA==pi-2*tan(xA/R);
eqn2=alfavB==pi-2*tan(xB/R);
eqn3=A2A==Hv*xA*hv;
eqn4=A2B==Hv*xB*hv;
eqn5=A3A==(pi*d^2)/(8)-1/2*R^2*(alfavA-sin(alfavA))*hv;
eqn6=A3B==(pi*d^2)/(8)-1/2*R^2*(alfavB-sin(alfavB))*hv;
eqn7=AA==A1-A3A+A2A;
eqn8=AB==A1-A3B+A2B;
eqn9=T2A==xA/2;
eqn10=T2B==xB/2;
eqn11=T3A==((-4*R*sin(alfavA/2)^3)/(3*(2*alfavA/2-sin(2*alfavA/2)))*1/2*R^2*(alfavA-
sin(alfavA)))+(4*R)/(3*pi)*(pi*d^2)/(8))/((pi*d^2)/(8)-1/2*R^2*(alfavA-sin(alfavA)));
eqn12=T3B==((-4*R*sin(alfavB/2)^3)/(3*(2*alfavB/2-sin(2*alfavB/2)))*1/2*R^2*(alfavB-
sin(alfavB)))+(4*R)/(3*pi)*(pi*d^2)/(8))/((pi*d^2)/(8)-1/2*R^2*(alfavB-sin(alfavB)));
eqn13=x2vA==(A1*T1+A2A*T2A-A3A*T3A)/(AA);
eqn14=x2vB==(A1*T1+A2B*T2B-A3B*T3B)/(AB);
eqn15=mvr1==AA*rovr;
eqn16=mvr2==AB*rovr;
eqn17=mvrC==mrot*r/x2vc;
eqn18=mvrC==mvr1c+mvr2c;
eqn19=mvr1c==mvr1+2*ms+2*mt;
eqn20=mvr2c==mvr2+2*ms+2*mt;
eqn21=0==mrot*zrc*r-mvr1c*zv1*x2vcA-mvr2c*zv2*x2vc;
eqn22=x2vc==(x2vcA*mvr1c+x2vcB*mvr2c)/(mvrC);
eqn23=x2vcA==(x2vA*AA*rovr+2*Ts*ms+2*Tt*mt)/(AA*rovr+2*ms+2*mt);
eqn24=x2vcB==(x2vB*AB*rovr+2*Ts*ms+2*Tt*mt)/(AB*rovr+2*ms+2*mt);

%sol = vpasolve([eqn1, eqn2, eqn3, eqn4, eqn5, eqn6, eqn7, eqn8, eqn9, eqn10, eqn11, eqn12,
eqn13, eqn14, eqn15, eqn16, eqn17, eqn18, eqn19, eqn20, eqn21, eqn22, eqn23, eqn24], [
alfavA, alfavB, xA, xB, A2A, A2B, A3A, A3B, AA, AB, T2A, T2B, T3A, T3B, x2vA, x2vB, mvrC,
mvr1, mvr2, mvr1c, mvr2c, x2vc, x2vcA, x2vcB],[ 0 3.14; 0 3.14; -Inf Inf; -Inf Inf; 0 Inf;
0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf;
0 Inf; 0 Inf; 0 Inf; 0 Inf]);
sol = vpasolve([eqn1, eqn2, eqn3, eqn4, eqn5, eqn6, eqn7, eqn8, eqn9, eqn10, eqn11, eqn12,
eqn13, eqn14, eqn15, eqn16, eqn17, eqn18, eqn19, eqn20, eqn21, eqn22, eqn23, eqn24], [
alfavA, alfavB, xA, xB, A2A, A2B, A3A, A3B, AA, AB, T2A, T2B, T3A, T3B, x2vA, x2vB, mvrC,
mvr1, mvr2, mvr1c, mvr2c, x2vc, x2vcA, x2vcB],[ 2.5, 2.8, 0.02, 0.01, 0.25, 0.00015,
0.00020, 0.0002, 0.0002, 0.0002, 0.005, 0.0035, 0.004, 0.003, 0.055, 0.052, 3.700, 2.000,
2.100, 2.000, 2.100, 0.06, 0.053, 0.055]);
%sol = vpasolve([eqn1, eqn2, eqn3, eqn4, eqn5, eqn6, eqn7, eqn8, eqn9, eqn10, eqn11, eqn12,
eqn13, eqn14, eqn15, eqn16, eqn17, eqn18, eqn19, eqn20, eqn21, eqn22, eqn23, eqn24], [
alfavA, alfavB, xA, xB, A2A, A2B, A3A, A3B, AA, AB, T2A, T2B, T3A, T3B, x2vA, x2vB, mvrC,
mvr1, mvr2, mvr1c, mvr2c, x2vc, x2vcA, x2vcB]);

mvrCSol=sol.mvrC;
x2vcSol=sol.x2vc;
alfavASol=sol.alfavA;
alfavBSol=sol.alfavB;
mvr1cSol=sol.mvr1c;
mvr2cSol=sol.mvr2c;
x2vcBSol=sol.x2vcB;
x2vcASol=sol.x2vcA;
xASol = sol.xA;
xBSol = sol.xB;

fprintf('Na vyvazku cislo 1 odebrat material x=')
xASol = sol.xA
fprintf('Na vyvazku cislo 2 odebrat material x=')
xBSol = sol.xB
fprintf('vysledky jsou v metrech')
```



Příloha 3: Matlab skript: Návrh vývažků posuvných hmotností

```
clc
clear all
close all

parametry %nacteni parametru

rovpos=mvpolpos/Vpolpos;
dvpos=2*Rvpos;
alfavpolpos=2*acos (bvpos/Rvpos);
V3=((pi*dvpos^2)/(8)-1/2*Rvpos^2*(alfavpolpos-sin(alfavpolpos)))*lvpos;
T3=((-4*Rvpos*sin(alfavpolpos/2)^3)/(3*(2*alfavpolpos/2-
sin(2*alfavpolpos/2)))*1/2*Rvpos^2*(alfavpolpos-
sin(alfavpolpos)))+(4*Rvpos)/(3*pi)*(pi*dvpos^2)/(8))/((pi*dvpos^2)/(8)-
1/2*Rvpos^2*(alfavpolpos-sin(alfavpolpos)));

%vypocet odhadu
avposodh=0.01;
alfavposodh=2*acos ((avposodh+bvpos)/Rvpos);
V1odh=((pi*dvpos^2)/(8)-1/2*Rvpos^2*(alfavposodh-sin(alfavposodh)))*lvpos;
T1odh=((-4*Rvpos*sin(alfavposodh/2)^3)/(3*(2*alfavposodh/2-
sin(2*alfavposodh/2)))*1/2*Rvpos^2*(alfavposodh-
sin(alfavposodh)))+(4*Rvpos)/(3*pi)*(pi*dvpos^2)/(8))/((pi*dvpos^2)/(8)-
1/2*Rvpos^2*(alfavposodh-sin(alfavposodh)));
V2odh=avposodh*cvpos*lvpos;
T2odh=bvpos+(avposodh)/2;
V4odh=2*((pi*0.01^2)/4)*avposodh;
Vodh=Vpolpos-V1odh+V2odh+V3+V4odh;
T4odh=bvpos+(avposodh)/2;
x2vodh=(Vpolpos*xvpolpos-V1odh*T1odh+V2odh*T2odh+V3*T3+V4odh*T4odh)/(Vodh);
mvposcodh=Vodh*rovpos+2*mupos+mhpos+2*mtpos;
x2vcodh=(V*rovpos*x2vodh+2*mupos*xspos+mhpos*xhpos+2*mtpos*xtpos)/(mvposcodh+2*mupos+mhpos+2*mtpos);

syms alfavpos V1 T1 V2 T2 V x2v mvposc x2vc avpos V4 T4
eqn1=alfavpos==2*acos ((avpos+bvpos)/Rvpos);
eqn2=V1==((pi*dvpos^2)/(8)-1/2*Rvpos^2*(alfavpos-sin(alfavpos)))*lvpos;
eqn3=T1==((-4*Rvpos*sin(alfavpos/2)^3)/(3*(2*alfavpos/2-
sin(2*alfavpos/2)))*1/2*Rvpos^2*(alfavpos-
sin(alfavpos)))+(4*Rvpos)/(3*pi)*(pi*dvpos^2)/(8))/((pi*dvpos^2)/(8)-1/2*Rvpos^2*(alfavpos-
sin(alfavpos)));
eqn4=V2==avpos*cvpos*lvpos;
eqn5=T2==bvpos+(avpos)/2;
eqn6=V==Vpolpos-V1+V2+V3+V4;
eqn7=x2v==(Vpolpos*xvpolpos-V1*T1+V2*T2+V3*T3+V4*T4)/(V);
eqn8=mvposc==V*rovpos+2*mupos+mhpos+2*mtpos;
eqn9=x2vc==(V*rovpos*x2v+2*mupos*xspos+mhpos*xhpos)/(mvposc);
eqn10=mvposc==0.5*mupos*r/x2vc;
eqn11=V4==2*((pi*0.01^2)/4)*avpos;
eqn12=T4==bvpos+(avpos)/2;

sol = vpasolve([eqn1, eqn2, eqn3, eqn4, eqn5, eqn6, eqn7, eqn8, eqn9, eqn10, eqn11, eqn12],
[alfavpos, V1, T1, V2, T2, V, x2v, mvposc, x2vc, avpos, V4, T4],[alfavposodh, V1odh, T1odh,
V2odh, T2odh, Vodh, x2vodh, mvposcodh, x2vcodh, avposodh, V4odh, T4odh]);

alfavposSol = sol.alfavpos;
mvposcSol = sol.mvposc;
x2vcSol = sol.x2vc;
avposSol = sol.avpos;

fprintf('Na vyvazku odebrat material x=')
avposSol = sol.avpos
fprintf('vysledky jsou v metrech')
```