

V Š S T  
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáží

obor 23 - 07 - 8 - strojírenská technologie  
zaměření obrábění a montáž

Návrh opatření zvýšení životnosti tlumičů torzních kmitů  
naftových motorů K6S 310 DR v lokomotivách ČME 3.

KOM - OM - 578

ROSTISLAV SVĚTLÍK

Vedoucí práce : Ing. Jaroslav Janoušek, KOM, VŠST Liberec  
Konzultant : Ing. Malkovský Jiří, ČKD Hradec Králové

Počet stran : 61  
Počet příloh : 4  
Počet tabulek : 14  
Počet obrázků : 7  
Počet výkresů : 0  
Počet modelů  
nebo jiných příloh : 0

Datum : 10. května 1988

Vysoká škola: strojná a textilní Fakulta: strojná  
Katedra: obrábění a montáže Školní rok: 1987/88

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DILA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Restislav Světlík  
obor 23-07-8

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Zvýšení životnosti tlumičů torzních kmitů naftového motoru K6S 310 DR v lokomotivách ČME 3

Zásady pro vypracování:

1. Popis funkce torzního tlumiče a charakteristika současných problémů spolehlivosti
2. Rozbor vzniku příčin a návrh alternativ ke zvýšení životnosti nosiče kyvadel
3. Návrh konstrukčně technologické úpravy podle zvolené alternativy
4. Kompletní technologické zpracování včetně konstrukční nástrojové vybavení

V 321 / J.S.  
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÁ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8  
PSČ 461 17

proba vypracování - J.S.  
- životnost kmitů  
- 3500 otáček

KOM/OM

610-  
Číslo

Rozsah grafických prací: dle potřeby

Rozsah průvodní zprávy: 50 stran

Seznam odborné literatury:

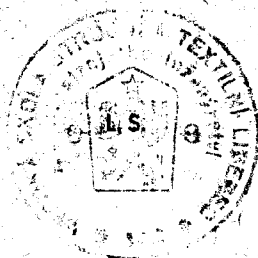
- Adam, V.: Zpevňování a zpřesňování povrchu. SNTL, 1966.  
Boháček, F.: Části a mechanismy strojů I. VUT Brno, 1984  
kol. VÚNM a ČKD: Naftové motory čtyřdobé. SNTL Praha, 1955.

Vedoucí diplomové práce: Ing. J. Janoušek

Konzultant: Ing. Malkovský, ČKD Hr. Králové

Datum zadání diplomové práce: 30. 9. 1987

Termín odevzdání diplomové práce: 10. 5. 1988



*Gazda*  
Doc. Ing. Jaromír Gazda, CSc.  
Vedoucí katedry

*Prášil*  
Prof. Ing. Vladimír Prášil, DrSc.  
Děkan

v Liberci dne 30. 9. 1987

M í s t o p ř í s e ž n é   p r o h l á š e n í

Mistopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

*Rostislav Světlík*  
Rostislav Světlík

## O b s a h

1.	Úvod	str.
	1.1. Politicko-hospodářský význam zadání	4
	1.2. Závod ČKD Hradec Králové	6
	1.3. Nejdůležitější problémy výroby	8
2.	Funkce torzního tlumiče	10
3.	Analýza z hlediska pružnosti a pevnosti	19
	3.1. Dané hodnoty	19
	3.2. Výpočet odstředivé síly na jeden čep kyvadla	19
	3.3. Výpočet napětí způsobené nalisováním pouzdra	20
	3.4. Výpočet napětí způsobené silovými účinky odstředivé síly	24
	3.5. Návrh opatření ke zvýšení životnosti	34
4.	Návrh technologií	36
	4.1. Technologie dynamického válečkování	36
	4.2. Podmínky dynamického válečkování	37
	4.3. Tvar vzorku a tabulka geometrických rozměrů po obrábění a po válečkování	39
	4.4. Tabulky hodnot zpevnění	41
	4.5. Zhodnocení technologie	46
	4.6. Technologické parametry	47
	4.7. Stávající technologický postup	48
	4.8. Změny v technologickém postupu pro technologii válečkování	50
	4.9. Technologie tepelného zpracování - - zušlechťování	51
	4.10. Návodka pro tepelné zpracování	52
	4.11. Ověření postupu tepelného zpracování pro dosažení hodnot pevnosti u zvoleného materiálu ČSN 12061	53
	4.12. Zhodnocení technologie a změny v technologickém postupu	55

	4.13. Ekonomické srovnání technologií	55
5.	Závěr	59
	5.1. Použitá literatura	60
	5.2. Seznam příloh	61

### 1.1. Politicko-hospodářský význam zadání

Potřeba zvýšení životnosti tlumiče torzních kmitů vychází ze skutečnosti, že tyto jsou montovány do naftových motorů K6S 310 DR používaných v lokomotivách ČME 3. Převážná část produkce těchto lokomotiv je vyvážena do Sovětského svazu.

Je tedy nezbytně nutné dbát na dobrý zvuk výrobků našeho průmyslu v zahraničí. Za dnešního bouřlivého rozvoje techniky, kdy se zvyšuje konkurence na trhu den ze dne a je stále těžší se prosadit v jakémkoliv oboru průmyslové činnosti. Na XVII. sjezdu KSČ bylo řečeno, že musíme zvýšit kvalitu výroby s důrazem na její intenzifikaci, máme-li se prosadit na světových trzích.

I když tyto lokomotivy se prodávají převážně partnerovi ze socialistického státu, je věcí cti, zachovat si jeho důvěru a dbát i zde o zvýšení kvality a spolehlivosti. Zvláště používá-li partner tyto lokomotivy na jeho nejdůležitější dopravní tepně zvané Bajkalsko-amurská magistrála. Tato dopravní tepna je značně zatížena a lokomotivy jsou zde neustále v plném provozu. Z toho vyplývá, že každé odstavení znamená snížení počtu lokomotiv a zvýšení problémů s přepravou. Je tedy tendence, aby lokomotivy byly co nejvíce spolehlivé a plnily svou funkci po celou dobu provozu určenou do generální opravy celé lokomotivy. Tuto podmínku však nespĺňuje tlumič torzních kmitů motoru. Jestli-že lokomotiva jezdí do generální opravy 30 000 hodin, pak tlumič je nutné měřit již po 15 000 hodinách. Tedy má poloviční životnost oproti plánované době do generální opravy.

Z toho je patrné, že zvýšení životnosti přinese jak materiálové úspory, úspory na mzdách při opravách, ale i úspory času, po který není lokomotiva v provozu a neplní svou funkci.

Nejvýhodnější řešení tohoto úkolu by spočívalo v tom, že by se dosáhlo takové životnosti torzního tlumiče, která by odpovídala době požadované do generální opravy.



## 1.2. Závod ČKD Hradec Králové

Závod ČKD Hradec Králové je vzdálen necelé 4 km od krajského města Hradec Králové. ČKD je jediným výrobcem středně těžkých a těžkých naftových motorů v ČSSR. V současném výrobním programu jsou lodní a stacionární motory o vrtání válců od 275 mm do 52 mm v rozsahu výkonu 340 kW až 2,575 kW. V perspektivním plánu je výroba těžkých naftových motorů o výkonu 7.350 kW. Z celkové roční produkce představuje objem vývozu 75 % a sice do 54 zemí světa. Nejvýznamnějším zahraničním odběratelem je Sovětský svaz.

### Současný výrobní program :

#### - naftové motory o vrtání 275 mm

jsou dodávány buď s přímým sáním nebo přeplňované, v provedení lodním nebo stacionárním. V lodním provedení - pohonná jednotka lodi, ve stacionárním provedení - elektrické soustrojí společně s alternátorem a rozvaděčem.

Základní technické parametry :

válcový výkon	74 kW/válec	- starší řada
	118 kW/válec	- provedení III.
	220 kW/válec	- provedení IV.
otáčky motoru	500 otáček/min.	- starší řada
	600 otáček/min	- provedení III.
	650 otáček/min	- provedení IV.

#### - naftové motory o vrtání 310 mm

Celosvařovaná konstrukce, chlazení vodou, vysokotlaké přeplňování s mezichlazením vzduchu, s přímým vstřikováním paliva, spouštění elektromotorem.

Použití - jako pohonná jednotka pro dieselelektrické lokomotivy ČME-3, vyráběné Lokomotivkou Praha.

Základní technické parametry :

válcový výkon 160 kW/válec

otáčky motoru 750 ot/min.

- naftové motory o vrtání 350 mm

S přímým sáním nebo přeplňované, v provedení lodním nebo stacionárním (elektrické soustrojí společně s alternátorem a rozvaděčem).

Základní technické parametry :

počet válců 6 nebo 9

válcový výkon 82 - 122kW / válec - pro 6-ti válce

- 136kW / válec - pro 9-ti válce

otáčky motoru 375 ot/min.

- naftové motory o vrtání 380 mm

S přímým vstřikem paliva, spouštění vzduchem, chlazení vodou, provedení lodní nebo stacionární.

Základní technické parametry :

Válcový výkon 270 - 350 kW/válec - podle stupně přeplňování

otáčky motoru 500 ot/min.

- naftové motory o vrtání 525 mm

S přímým vstřikem paliva, spouštění vzduchem, chlazení vodou, provedení lodní / soustrojí s reduktorem na společný vývod, pro nákladní lodě / nebo stacionární.

Základní technické parametry :

válcový výkon 270 - 430 kW/válec - podle stupně přeplňování

otáčky motoru 250 ot/min.

Většina výrobků se vyrábí v seriích od 5 do 30 ks, největší počet vyráběných výrobků jednoho typu činí ročně 200 ks. Protože se základní typy motoru vyrábějí v průměru 5 - 20 let a ročně se pravidelně opakují, je možno považovat charakter výrobního programu za ustálený.

### 1.3. Nejdůležitější problémy výroby

Pracovníci vývoje a výzkumu spolu s konstruktéry závodu se zaměřují zejména na rychlejší realizaci rozpracovaných úkolů celé řady vývojových motorů i na neustálé technické zlepšování motorů již sériově vyráběných tak, aby byly dodrženy parametry světové úrovně a bylo docíleno podstatné rozšíření rozsahu i technické úrovně dodávaných lodních a stacionárních kompletáží.

K tomu má z velké části také přispět zavádění automatizace a robotizace do výrobního programu. Důležitou část tohoto vývojového směru tvoří pružné výrobní systémy. Technologie výroby drobných rotačních součástí v malosériových a středně sériových výrobních se dosud převážně provádí na obráběcích strojích konvenčního typu bez výraznějších automatizujících prvků výrobního i technologického procesu. Technologický proces je charakterizován vesměs krátkými v rychlé frekvenci probíhajícími činnostmi výrobních dělníků, souvisejícími s upínáním a přepínáním součástí a s ovládním strojů. Důsledek se projevuje ve vzrůstajícím nezájmu pracovníků o tyto profese. Výrobní proces se vyznačuje náročným plánováním a

řízením, vysokými nároky na mezioperační přepravu, dlouhými průběžnými dobami a častými poruchami v dodávce dílců pro montáž, nízkým stupněm využití disponibilního kalendářního časového fondu výrobních prostředků a nízkou úrovní s nedostatečným rozsahem dnešních metod zpracování informací v plánování, přípravě a řízení výroby.

Dalším velkým problémem je pomalá reakce na změny trhu i při zavádění nových výrobních programů, vyplývající z nedostatečné šířky výrobní technologie strojů a z přílišné závislosti instalovaných výrobních prostředků a jejich uspořádání na konkrétním výrobním programu závodu. Tyto skutečnosti vedly k požadavku radikální změny technologického a výrobního procesu.

Podle Budínského základní kmitočet

$$N_0 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{G \cdot l_{red}}{Q_{o1} \cdot l_{o1}}}$$

Uzlový činitel  $\mathcal{J}_2$

$$\mathcal{J}_2 = a \cdot \frac{1 + 0,05 \mu}{b + d} \quad a, b, - \text{ rozměry hřídele}$$

Frekvence vlastního kmitání 2. stupně

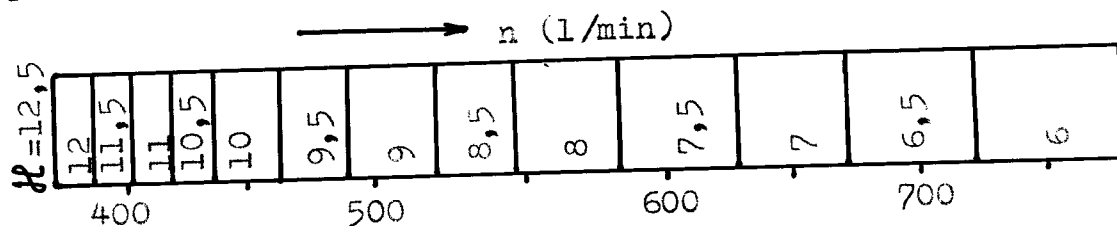
$$N_{II} = \mathcal{J}_2 \cdot N_0$$

Tuto hodnotu lze opět zpřesnit výpočtem dle Holzera

Kritické otáčky

$$n_{kr I} = \frac{N_I}{\mathcal{H}} \quad ; \quad n_{kr II} = \frac{N_{II}}{\mathcal{H}}$$

Spektrum těchto kritických otáček je :



V provozních otáčkách motoru se vyskytují při jedno-uzlovém kmitání resonance těchto řádů harmonických složek :

$$\mathcal{H} = \frac{N_I}{n}$$

V blízkosti provozních otáček ( $750 \text{ min}^{-1}$ ) nastává při  $n = 776 \text{ ot/min}$  resonance hlavní harmonické složky řádu  $\mathcal{H} = 6$ , která nemůže zasáhnout do provozních otáček.

Podobně při kmitání dvouuzlovém nastávají v provozních otáčkách resonance řádů  $\mathcal{H} = 17$  až  $37$ , které však vzhledem k vysokému řádu nejsou nebezpečné.

### Výpočet torzních výchylek

Pro zjištění, které kritické otáčky (při jednouzlovém kmitání) jsou nebezpečné, je nutno nejdříve vypočítat vydatnost jednotlivých resonancí  $\epsilon_{\mathcal{H}}$ . Tuto vydatnost stanovíme jako závěrnou stranu polygonů z vektorů  $a_i$  vůči sobě fázově posunutých o směrové úhly  $\psi = \mathcal{H} \cdot \nu_z$  postupně podle sledu zapalování 1-3-5-6-4-2. Při početním postupu rozložíme vektory do složek ležících v osách k sobě kolmých.

Poněvadž resonanční torzní výchylky jsou úměrné součinu  $p_{\mathcal{H}} \cdot \epsilon_{\mathcal{H}}$ , lze již z těchto vydatností soudit, které kritické otáčky jsou nebezpečné. Vzhledem k tomu, že velikost harmonických složek s jejich řádem rychle klesá, budou v provozních otáčkách nebezpečnými resonance hlavních řádů  $\mathcal{H} = 6$  a  $\mathcal{H} = 9$ , z vedlejších řádů pak jen  $\mathcal{H} = 6,5$ .

Při stanovení resonančních torzních výchylek volného konce hřídele nepřihlížejme k tlumění rotoru generátoru, které má vliv malý vzhledem k jeho malé torzní výchylce.

Pro přibližný výpočet skutečné torzní výchylky lze použít též vzorec, kde :

$$\sum_{i=1}^n Q_i \cdot a_i^2$$

pak statická výchylka (ve stupních)

$$Q_{st}^0 = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_0 \cdot \epsilon_x}{\Omega_i^2 \sum_{i=1}^n Q_i \cdot a_i^2}$$

nakmitávací činitel  $\zeta$

$$\zeta = \frac{1}{1 - \left(\frac{n}{n_{xz}}\right)^2}$$

Skutečná torzní výchylka volného konce hřídele

$$Q_{ol}^0 = Q_{st} \cdot \zeta$$

#### Namáhání klikového hřídele torzními kmity

Největší namáhání klikového hřídele, způsobené torzními kmity je v okolí uzlu, což je v našem případě mezi poslední klikou a generátorem.

Vypočítejme toto přídatné krutové namáhání pro torzní výkmit volného konce hřídele  $Q_{ol}^0 = \pm 1^0$ .  
Poměrné nakroucení hřídele v okolí uzlu :

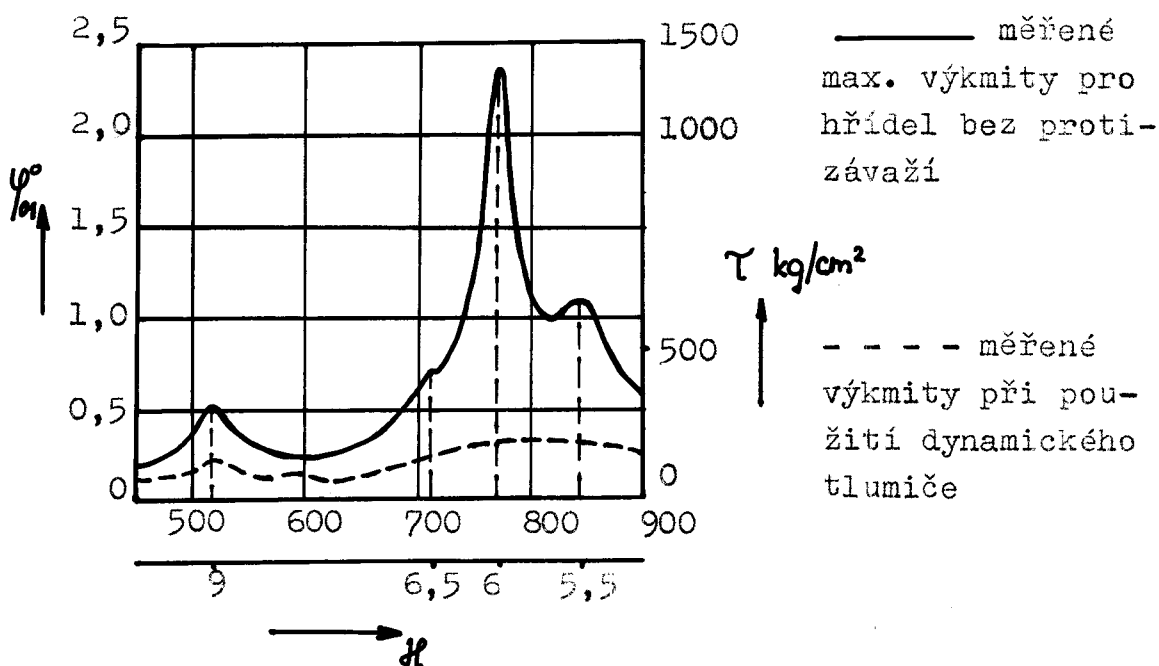
$$\nu = Q_{ol} \cdot \frac{a_6 - a_7}{l_{67}}$$

Příslušné krutové napětí klikového čepu

$$\tau = \pm \nu \cdot G \cdot \frac{I_{kred}}{I_{kI}} \cdot \frac{D_1}{2}$$

Připustíme-li nejvýše  $\tau = \pm 400 \text{ kg/cm}^2$ , je dovolená výchylka volného konce hřídele  $Q_{ol}^0 = \pm 0,67^0$

Z torzního spektra :



vidíme, že se této hodnotě blíží rezonanční kmitání 6,5 a 9 harmonické, zatímco rezonanční kmitání 6 harmonické způsobuje velmi vysoké kmitání klikového hřídele.

Poněvadž kritické otáčky 6. harmonické ( $n_{kr} = 776 \pm 20$ ) jsou velmi blízké provozním, byl by hřídel nebezpečně namáhán torzními vibracemi, a je proto třeba toto kmitání odstranit. Zesílení hřídele by nebylo již hospodárné a musí se proto použít vhodného tlumiče nebo eliminátoru torzních vibrací.

#### Výpočet eliminátoru torzních kmitů

V tomto případě bude nejvhodnější dynamický tlumič (eliminátor) ve tvaru bifilárních kyvadel. Tato kyvadla zavěsíme nejlépe na přírubu upevněnou k volnému konci klikového hřídele.



Pro odhadnutou vzdálenost těžiště kyvadel (v zá-  
věsné rovnovážné poloze)  $R_0 = R + l$  a opravného součini-  
tele  $\xi'$  potřebná redukovaná délka kyvadla

$$l = \frac{R_0 \cdot \xi'}{\mathcal{H}_0^2 + \xi'}$$

Volíme-li výkyv kyvadel nejvýše  $\psi = 15^\circ$  a pro veli-  
kost budícího momentu příslušného jednomu válci

$M_0 = 7200 \text{ kg/cm}$  a vydatnost resonance  $\epsilon_x = 3,717$ , tedy  
pro efektivní budící moment  $M_{\text{ef}} = M_{0x} \cdot \epsilon_x = 26\,750 \text{ kgcm}$ ,  
je potřebná hmota kyvadel

$$m = \frac{M_{\text{ef}}}{\omega_{\text{kr}}^2 \cdot R_0 (R_0 - l) \cdot \sin \psi} = 0,0332 \frac{(\text{kg s}^2)}{\text{cm}}$$

Rozdělíme-li tuto hmotu do dvou kyvadel, pak je váha jed-  
noho kyvadla :

$$G_k \geq \frac{1}{2} \cdot 0,0332 \cdot 9,81 = 16,3 \text{ kg}$$

Podle těchto hodnot se nyní kyvadlo navrhlo, při čemž se  
volil průměr otvorů pro závěsné čepy např.  $d = 60 \text{ mm}$ .  
Kontrolním výpočtem se pak zjistila vzdálenost těžiště  
 $R_0 = 221,3 \text{ mm}$ , váha kyvadla  $G_k = 19,6 \text{ kg}$ , jeho moment se-  
trvačnosti vzhledem k těžišti  $Q_k = 1,63 \text{ kgcm}^2$  a opravný  
činitel  $\xi' = 1,02$ .

Volíme-li přesně ladění kyvadla  $\mathcal{H}_0 = 6,02$ , pak re-  
dukovaná délka  $l = 6,05 \text{ mm}$  a odtud průměr závěsných čepů  
 $d_2 = d_1 - l = 53,95 \text{ mm}$ .

Ekvivalentní moment setrvačnosti obou kyvadel :

$$Q_{\text{ekv}} = 2Q_k + 2 \frac{G_k}{g} \cdot R_0^2 \cdot \xi_0$$

zvětšující činitel  $\zeta_0$  pro rezonanční kmitání 6. řádu

$$\zeta_0 = \frac{1}{1 - \left(\frac{H}{H_0}\right)^2}$$

Jestli-že je moment setrvačnosti příruby  $Q_p$ , pak velikost náhradní hmoty  $Q_0$  připojující se prostřednictvím části hřídele mezi přírubou a středem prvního zalomení s tuhostí  $C_0$  k torzní soustavě motoru,

$$Q_0 = Q_p + Q_{ekv}$$

Frekvence vla stního kmitání této soustavy jsou :

$$N_I = 1560 \text{ l/min} \quad \text{a} \quad N_{II} = 8800 \text{ l/min}$$

a příslušné kritické otáčky

$$n_{krI} = 260 \text{ ot/min} \quad n_{krII} = 1470 \text{ ot/min}$$

takže resonance 6. harmonické je z provozních otáček úplně odstraněna.

Zbývá ještě vyšetřit vliv těchto kyvadel na rezonanční kmitání sousedních harmonických, t.j. řádu

$H = 6,5$  a  $H = 5,5$ . Obdobným výpočtem se zjistí, že do provozních otáček se posune rezonanční kmitání 5,5 té harmonické ( $n_{kr} = 650 \text{ l/min}$ ), které je velmi silné a které je třeba odstranit dalším kyvadlem. Resonance 6,5té harmonické se použitím těchto kyvadel, laděných na

$H_0 = 6,02$  vysune z provozních otáček ( $n_{kr} = 910 \text{ l/min}$ ) a toto kmitání není tedy nebezpečné. Pro klidnější běh by pak bylo vhodné utlumit i rezonanční kmitání 9.harmonické použitím dalšího kyvadla. Dynamický tlumič se tedy bude skládat ze čtyř kyvadel.

Pro vyšetření vlivu ladění kyvadel pro torzní soustavu je výhodné sestavit tzv. ladící křivku, t.j. závislost ekvivalentního momentu setrvačnosti  $Q_0$  kyvadel na frekvenci vlastního torzního kmitání soustavy.

### 3. Analýza z hlediska pružnosti a pevnosti

#### 3.1. Dané hodnoty :

vnitřní  $\varnothing$  pouzdra  $d_0 = 60$  mm  
vnější  $\varnothing$  pouzdra  $d_1 = 72$  mm  
vnější  $\varnothing$  příruby  $d_2 = 106$  mm - od středu otvoru  
s pouzdem  
hmotnost kyvadla  $m = 18$  kg  
hodnoty přesahu uložení - otvor v přírubě  
 $\varnothing 72H7 \quad +30 \quad \mu\text{m} ; -0$   
- pouzdro  
 $\varnothing 72s6 \quad +78 \quad \mu\text{m} \quad +59$   
maximální přesah  $\Delta d = 0,078$  mm  
otáčky motoru  $n = 750$  ot/min  
poloměr těžiště kyvadla  $r_s = 0,29$  m  
modul pružnosti v tahu  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa  
Poissonova konstanta  $\mu = 0,3$

#### 3.2 Výpočet odstředivé síly na jeden čep kyvadla

Odstředivá síla se vypočítá ze vztahu

$$O_s = m \cdot r_s \cdot \omega^2$$

pro úhlovou rychlost platí vztah

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

po dosazení dostáváme

$$\omega = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ 1/s}$$

a do vztahu pro  $O_s$  potom

$$O_s = 18 \cdot 0,29 \cdot 78,5^2 = 32\,167 \text{ N}$$