

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KLIKOVÝ MECHANISMUS PLYNOVÉHO VIDLICOVÉHO ŠESTNÁCTIVÁLCE

CRANK MECHANISM OF A GAS V-SIXTEEN ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. David Čep

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. David Čep

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilního a dopravního inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Klikový mechanismus plynového vidlicového šestnáctiválce

v anglickém jazyce:

Crank mechanism of a gas V-sixteen engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracovat 3D model klikového mechanismu plynového vidlicového šestnáctiválce pro následnou analýzu vyváženosti a torzních kmitů

Cíle diplomové práce:

Vypracovat CAD modely komponent klikového ústrojí

Provést rozbor vyváženosti setrvačných sil a momentů v klikovém mechanismu

Stanovit parametry modelu torzního systému klikového ústrojí

Provést výpočet vlastních frekvencí a tvarů torzních kmitů

Navrhnout parametry pružné spojky pro připojení elektrického generátoru

Provést výpočet vlastních frekvencí a tvaru torzních kmitů soustavy motor – generátor

Stanovit rezonanční frekvence a případně navrhnout vhodný typ dynamického tlumiče torzních kmitů

Seznam odborné literatury:

Stone, Richard: Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen: Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage.

Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

Heisler, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 27.10.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.

Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá analýzou klikového mechanismu plynového vidlicového šestnáctiválcového motoru. Je proveden rozbor kinematiky a vyvážení klikového mechanismu, jsou stanoveny parametry dynamického modelu, výpočítány vlastní frekvence torzního systému, navrženy parametry spojky a je proveden rozbor torzního problému s připojeným generátorem elektrického proudu.

Klíčová slova

Klikový mechanismus, vyvažování, torzní kmitání, generátor

Abstract

Diploma thesis is trying to analyze crank mechanism of a gas V-sixteen engine. Kinematics and balance crank mechanism are analyzed, dynamic model parameters are determined, natural frequency of the torsional system are calculated, coupling parameters are designed and torsional problem with attached electric generator is analyzed.

Key words

Crank mechanism, balancing, torsion vibration, generator

Bibliografická citace

ČEP, D. Klikový mechanismus plynového vidlicového šestnáctiválce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 71 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píšťek, DrSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Klikový mechanismus plynového vidlicového šestnástiválce* vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 20. května 2010

.....

podpis autora

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. za cenné připomínky a rady, kterými přispěl k vypracování této diplomové práce.

Obsah

1. Úvod.....	10
2. Caterpillar G3516	11
3. Kogenerace	13
4. Kinematika klikového mechanismu.....	15
4.1 Dráha pístu	15
4.1 Rychlost pístu	15
5. Síly v klikovém ústrojí.....	16
5.1 Parametry válcové jednotky.....	16
5.2 Síly od tlaku plynů (primární síly).....	16
5.3 Redukce hmotností klikového mechanismu	17
5.4 Setrvačné síly (sekundární síly).....	19
3.3.1 Setrvačné síly posuvných částí	19
5.3.2 Setrvačná síla rotačních částí	20
5.3.3 Průběhy sil na ojnicím čepu	20
5.4 Uspořádání klikového hřídele	23
5.5 Pořadí zážehů	25
6. Vyvážení klikového hřídele	27
6.1 Rozbor vyváženosti.....	27
6.1.1 Vyvážení setrvačných sil rotujících částí a jejich momentů.....	27
6.1.2 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí.....	29
6.1.3 Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí	31
7. Torzní systém klikového ústrojí	34
7.1 Náhradní soustava klikového ústrojí.....	34
7.2 Parametry dynamického modelu.....	35
7.1.1 Momenty setrvačnosti	36
7.1.2 Torzní tuhosti	37
7.2 Vlastní torzní kmitání	38
7.2.2 Frekvence vlastního torzního kmitání.....	38
7.3 Vynucené torzní kmitání.....	42
7.3.1 Fourierova analýza točivého momentu	42
7.3.2 Rezonanční otáčky motoru	43

7.3.3 Vydatnost rezonancí	44
7.3.4 Torzní výchylky volného konce v rezonanci	47
7.3.5 Přídavné torzní napětí	49
8. Parametry pružné spojky	51
9. Generátor elektrického proudu	54
10. Torzní systém s připojeným generátorem	56
10.1 Vlastní torzní kmitání s generátorem	56
10.2 Vynucené torzní kmitání s generátorem	57
10.2.1 Rezonanční otáčky motoru	58
10.2.2 Vydatnost rezonancí	59
10.2.3 Torzní výchylky volného konce v rezonanci	60
10.2.4 Přídavné torzní napětí	61
11. Závěr	63
Použité zdroje	64
Seznam obrázků	65
Seznam tabulek	67
Seznam použitých symbolů a zkratk	68
Seznam příloh	71

1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá analýzou klikového mechanismu. Nejprve je krátce pojednáno o používaném motoru Caterpillar G3516 a o kogeneračních jednotkách. Samotná analýza začíná výpočtem kinematiky klikového ústrojí, kde jsou určeny primární a sekundární síly působící na mechanismus, dále je vypočítán průběh krouticího momentu na jednotlivých zalomeních klikového hřídele. V další části je rozebráno vyvážení klikového hřídele a je proveden rozbor odstředivých sil, sil I. a II. řádu a jejich momentů. Druhá polovina práce se věnuje analýze torzních kmitů, je zde stanovena náhradní soustava klikového ústrojí. Následně jsou určeny parametry dynamického modelu, tedy jsou stanoveny momenty setrvačnosti, redukce hmotností a délek. Torzní systém je podroben analýze jak pro kmitání vlastní, tak i pro kmitání vynucené. Dále jsou navrženy parametry pružné spojky, které jsou nutné pro výpočet takové soustavy, kdy k motoru bude připojen elektrický generátor. Torzní systém je doplněn o elektrický generátor a podroben opět analýze torzních kmitů. V programu ProEngineer pak byly vypracovány všechny komponenty klikového ústrojí.

Pístový spalovací motor je velice složité dílo a během jeho více než staletého vývoje bylo získáno velmi velké množství poznatků. Pro konstrukci je potřebné znát široký okruh vědních oborů. Konstrukce a výroba každého pístového stroje je spojena s důležitým úkolem vyvážit klikové ústrojí. Význam vyvážení stoupá se stavbou lehkých motorů a se zvětšováním počtu otáček.[1] Vyvážením klikového ústrojí se rozumí odstranění nebo zmenšení účinků setrvačných sil a momentů. Teorie torzního kmitání a její aplikace dosáhly největšího rozvoje v době, kdy si to praxe vyžádala. S opakovanými lomy byla zjištěna existence tohoto problému a začala se jí věnovat dostatečná pozornost. K lomům nejčastěji docházelo u šestiválcových řadových motorů používaných pro pohon lodí.

2. Caterpillar G3516

Pístové spalovací motory jsou zařízení, která přeměňují tepelnou energii na mechanickou. Spalovací motory mají největší využití v automobilech, ale jejich použití zahrnuje daleko širší oblast. Spalovací motor Caterpillar G3516 je používán pro kogenerační jednotku.

Caterpillar G3516 je plynový vidlicový šestnáctiválcový čtyřdobý motor. Na společném centrálně umístěném klikovém hřídeli jsou vždy na každém ojnicím čepu umístěny dvě ojnice rozevřené do V pod úhlem 65°. Motor dosahuje větších rozměrů, například kliková hřídel má přibližně 2,5 m. Motor lze vybavit turbodmychadlem s mezichladičem s kapalinovým chlazením odděleným od hlavní chladicí soustavy nebo s chlazením vzduchem. Tyto motory jsou standardně konstruovány na zemní plyn, mohou však spalovat i jiná kapalná či plynná paliva. Všechny plynové motory CAT jsou řízeny elektronicky a pracují na principu spalování chudé směsi. Řízeným spalováním dosahují motory velmi dobrých emisních limitů NOx.



Obr. 1 Tlumič



Obr. 2 Ojnice



Obr. 3 Setrvačnick



Obr. 4 Kliková hřídel



Obr. 5 Píst

3. Kogenerace

V kogenerační jednotce vzniká elektrická energie stejným způsobem jako v jiných elektrárnách, tedy roztočením elektrického generátoru pomocí některého z těchto zařízení:

- Spalovací plynový motor

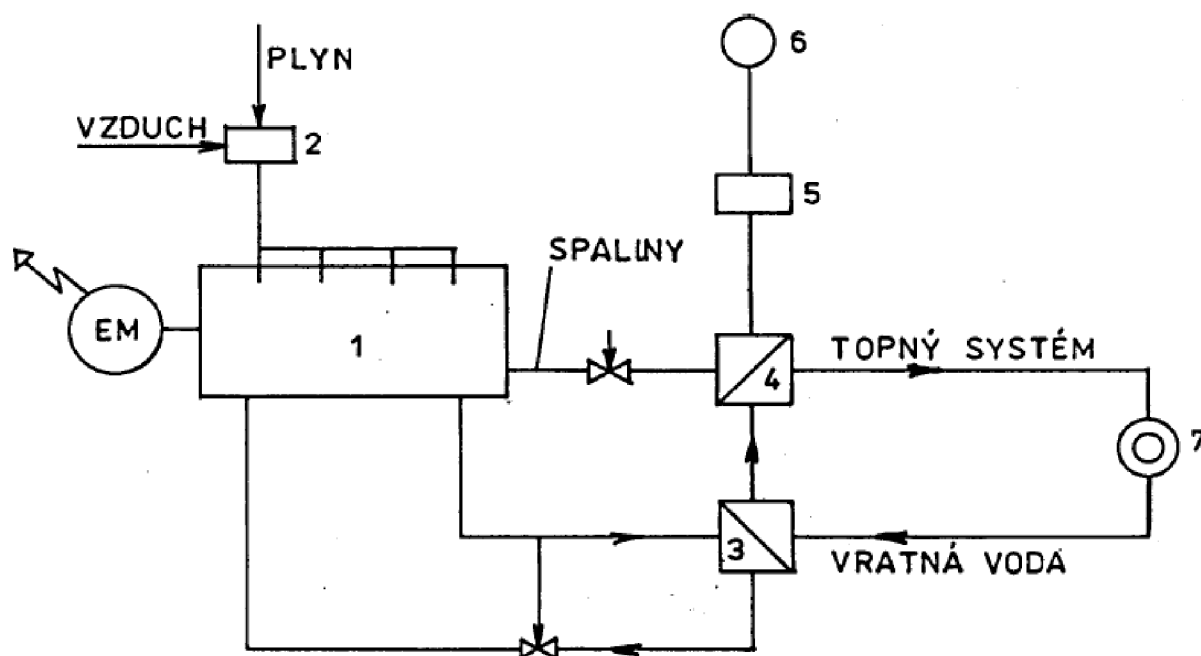
Tento typ kogenerační jednotky je vhodný zejména pro ohřev vody. Dvě třetiny vyrobeného tepla mají teplotu kolem 100°C. Zbývá třetina tepla, která je dodávána výfukovými spalinami, má teplotu až 400°C.

- Plynová spalovací turbína

Tyto turbíny mají vysoký potenciál tepla, teplota spalin bývá vyšší než 500°C. Jejich použití je výhodné zejména pro dodávky technologické páry nebo horké vody.

- Parní turbína

Nejpoužívanější je provoz kogeneračních jednotek s plynovými spalovacími motory. Kogenerační jednotky větších výkonů jsou vybaveny synchronními generátory s vyšší účinností. Mohou pracovat nejen paralelně se sítí, ale i nezávisle na ní. Jejich využití je širší, používají se jako nouzové zdroje elektrické energie, které zabezpečují přívod i při výpadku dodávky energie ze sítě.



Obr. 6 Schéma kogenerační jednotky s plynovým motorem [3]

1. Plynový motor s elektrickým generátorem, 2. Směšovací zařízení plyn/vzduch, 3. Výměník voda/voda pro chlazení válců motoru, 4. Výměník spaliny/voda, 5. Katalyzátor Nox, 6. Komín, 7. Spotřebič tepla

Kogenerační jednotka je řešena umístěním spalovacího motoru a generátoru na společném základovém rámu. Tyto základní komponenty jsou doplněny o potřebné příslušenství a vybaveny protihlukovým krytem.

Využití kogeneračních jednotek je možné ve všech oborech lidské činnosti, používají je například průmyslové podniky, nemocnice a blokové kotelny.

Výhody kogeneračních jednotek:

- při vlastní spotřebě tepla a elektrické energie se vyhneme přenosovým ztrátám
- využíváním odpadního tepla dochází k úspoře elektrické energie oproti tradičním technologiím
- vysoká efektivita využití paliva na 80 až 85%, z toho připadá 30 až 35% na elektrickou energii a 65 až 70% na teplo
- kogenerační jednotky produkují méně škodlivin než uhlí

Nevýhody kogeneračních jednotek:

- poměrně vysoké náklady na zařízení
- návratnost vložených finančních prostředků je závislá na využití vyrobeného tepla a elektrické energie
- nutnost zajistit ochranu proti hluku

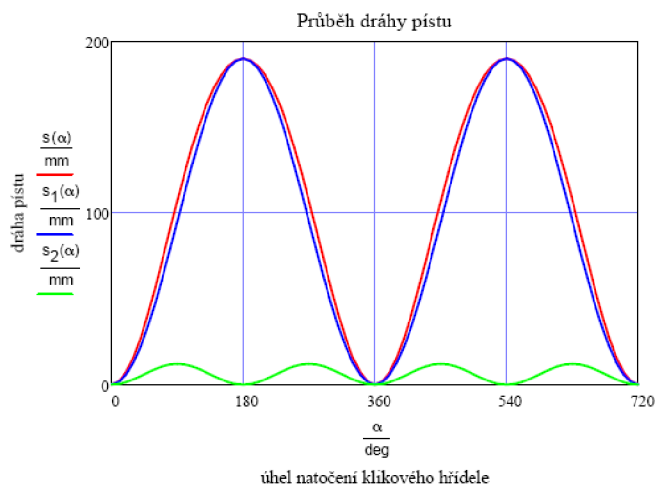
Zpracováno pomocí literatury [3]

4. Kinematika klikového mechanismu

Jednoduché klikové ústrojí pro jednočinný válec se skládá z pístu, z ojnice zavěšené na pístním čepu a z klikového hřídele s klikovým čepem, dvěma rameny a hlavními čepy. Klikové ústrojí bývá zpravidla centrické, střed pístního čepu se tedy pohybuje v přímce protínající osu hřídele.

4.1 Dráha pístu

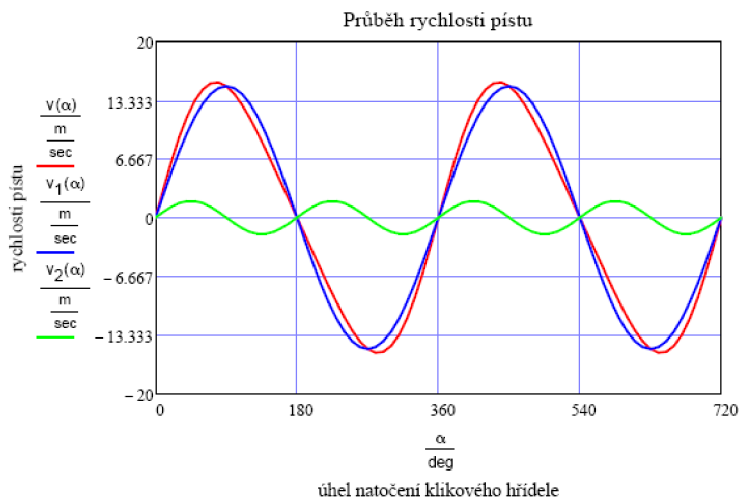
Dráha pístu 's' je dána vzdáleností polohy osy ojnicního čepu v horní úvrati a polohy osy ojnicního čepu, který přísluší danému úhlu natočení klikového hřídele α .



Obr. 7 Graf dráhy pístu

4.1 Rychlost pístu

Rychlost pístu 'v' se během jedné otáčky klikového hřídele mění z nulové hodnoty v horní úvrati do maxima a klesá na nulovou hodnotu v dolní úvrati při $\alpha = 180^\circ$. Dále nabývá záporných hodnot až do maxima a klesá opět v horní úvrati na nulu.



Obr. 8 Graf rychlosti pístu

5. Síly v klikovém ústrojí

Na klikový mechanismus působí síly od tlaku plynů a setrvačné síly od pohybujících se částí. Dále se vyskytují síly vznikající třením, torzním, ohybovým a obecně prostorovým kmitáním.

5.1 Parametry válcové jednotky

Hlavní parametry této válcové jednotky byly poskytnuty firmou TEDOM, s.r.o, která taktéž dala možnost podívat se na celý rozdělaný motor při generální opravě. Motor byl rozdělán z důvodu opravy zapříčižené uvolněním protizávaží na klikovém hřídeli, které poškodilo i další části motoru jako například píst.

Efektivní výkon	Pe	1078	kW
Pracovní otáčky	n	1500	min ⁻¹
Počet válců	nv	16	(-)
Zdvih	Z	190	mm
Vrtání	D	170	mm
Zdvihový objem motoru	V _z	69	litrů
Taktnost	τ	0.5	(-)

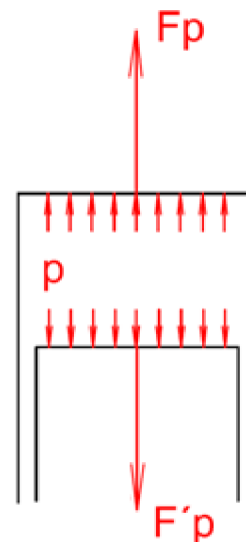
Tabulka 1. Parametry motoru

5.2 Síly od tlaku plynů (primární síly)

Tlak plynů, vzniklý spalováním směsi, vyvolává namáhání na hlavě válců, samotném válci a dně pístu. Vzniká zde síla od tlaku plynů, která působí v ose válce a je dána vztahem:

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p - p_{\text{atm}}) [\text{N}], \quad (1)$$

kde D je vrtání válce, p je tlak vzniklý spalováním, p_{atm} je tlak v klikové skříni, ten má konstantní velikost a je roven tlaku atmosferickému. K síle F_p vzniká síla F'_p , která má stejnou velikost i směr, ale opačný smysl. Na uložení se přenáší pouze normálová složka síly F_p , která vzniká rozložením do osy ojnice ve směru kolmém na osu válce.



Obr. 9 Působení tlaku plynů na spalovací prostor

Pro daný motor s konstantním vrtáním válce D a konstantním tlakem okolí p_{atm} je síla F_p funkcí tlaku ve spalovacím prostoru, který závisí na úhlu natočení klikového hřídele a je znázorněn v indikátorovém diagramu $p=f(\alpha)$ získaném buď experimentálně nebo výpočtem.

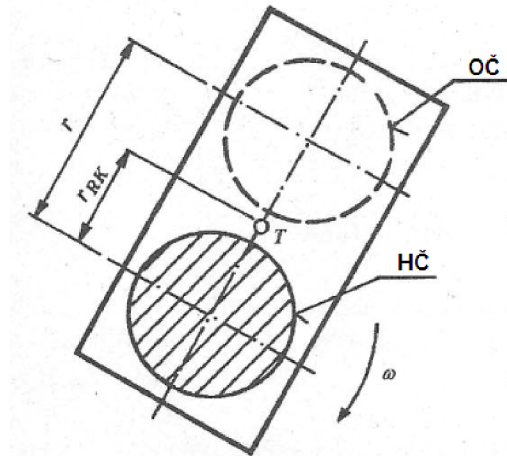
Obr. 10 p - α diagram

5.3 Redukce hmotností klikového mechanismu

Pístní skupina vykonává jednoznačně posuvný vratný pohyb a její hmotnost m_{psk} je soustředěna v ose pístního čepu. Čistě rotační pohyb koná klikový hřídel složený z hmotnosti hlavního čepu $m_{\text{hč}}$, ojnicního čepu $m_{\text{oč}}$ a ramene kliky m_{rk} . Protože osa hlavního čepu je totožná s osou otáčení kliky, bude setrvačná síla hlavního čepu nulová. Odstředivá síla zbývajících částí kliky se vyjadřuje setrvačnou silou hmotnosti kliky redukované do osy ojnicního čepu. Při redukci hmotnosti se vychází z rovnosti setrvačné síly původní a redukované hmotnosti. [2]

$$m_{\text{rk}} \cdot r_{\text{rk}} \cdot \omega^2 = m'_{\text{rk}} \cdot r \cdot \omega^2 \Rightarrow$$

$$m'_{\text{rk}} = m_{\text{rk}} \cdot \frac{r_{\text{rk}}}{r} \quad (2)$$



Obr. 11 Schéma k redukci hmotnosti ramene kliky [2]

Při redukci hmotnosti ojnice se obvykle hmotnost ojnice nahrazuje soustavou hmotných bodů za stanovených určitých statických a dynamických podmínek ekvivalence, které jsou následující:

Podmínky statické:

- součet hmotností bodů redukované soustavy se musí rovnat hmotnosti původní ojnice
- redukovaná soustava hmotných bodů musí mít stejnou polohu těžiště jako původní ojnice

Podmínky dynamické:

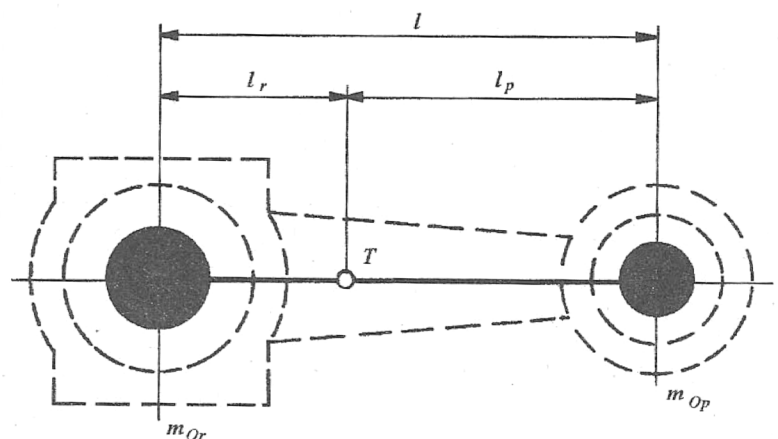
- náhradní soustava hmotných bodů i nahrazované ojnice musí mít vzhledem k těžišti stejný moment setrvačnosti[2]

Podmínky ekvivalence náhradní soustavy dvou hmotných bodů se dají vyjádřit rovnicemi:

$$m_{op} + m_{or} = m_o \quad (3)$$

$$m_{or} \cdot l_r = m_{op} \cdot l_p \quad (4)$$

$$m_{or} \cdot l_p^2 = J_o \quad (5)$$



Obr. 12 Náhrada ojnice dvěma hmotnými body [2]

5.4 Setrvačné síly (sekundární síly)

Setrvačné síly v klikovém mechanismu jsou principiálně závislé na hmotnosti pohyblivých částí motoru a na velikosti jejich zrychlení. Každá část klikového ústrojí koná jiný druh pohybu. Pístní skupina (píst, pístní čep, pístní kroužky) se pohybuje přímočaře vratně, klikový hřídel má čistě rotační pohyb, střídavě se zrychlující a zpoužďující. U víceválcových motorů s těžkým setrvačníkem jsou nerovnoměrnosti pohybu klikového hřídele malé, proto se úhlová rychlost ω uvažuje jako konstantní.[1]

Hmotnost ojnice, jenž koná obecný rovinný pohyb, se pro potřeby výpočtu redukuje do dvou bodů, přičemž musí být jejich dynamické a statické účinky stejné jako účinky celého tělesa. Podmínkou redukce je zachování celkové hmotnosti, polohy těžiště a momentu setrvačnosti ojnice. Hmotný bod m_{op} ve středu oka pro pístní čep vykonává čistě translační pohyb, hmotný bod m_{or} ve středu hlavy ojnice zase čistě rotační pohyb.

Na klikový mechanismus působí dva druhy setrvačných sil:

- Setrvačné síly posuvných částí
- Setrvačné síly rotačních částí

3.3.1 Setrvačné síly posuvných částí

Hmotnost pístní skupiny m_{psk} , ve které jsou zahrnuty hmotnosti pístu, pístního čepu, pístních kroužků, vykonává přímočarý vratný pohyb v délce zdvihu pístu. K této hmotnosti je zapotřebí připočíst hmotnost ojnice redukovanou do hmotnosti m_{op} . Výsledná setrvačná síla posuvných částí má pak tvar:

$$F_{sc} = -(m_{psk} + m_{op}) \cdot a \text{ [N]}, \quad (6)$$

kde 'a' je zrychlení pístní skupiny jako funkce úhlu natočení klikového hřídele α a při uvažování prvních dvou řádů má tvar:

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2\alpha)) \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}, \quad (7)$$

kde 'r' je poloměr kliky, ω je úhlová rychlost klikového hřídele, λ je klikový poměr definován jako:

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}} \text{ [-]}, \quad (8)$$

kde l_{oj} je délka ojnice.

Zrychlení lze rozdělit do dvou složek:

zrychlení prvního řádu, které má tvar:

$$a_1 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (9)$$

zrychlení druhého řádu zapsané jako:

$$a_2 = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}. \quad (10)$$

Pokud lze na složky rozdělit zrychlení, pak setrvačnou sílu lze rozepsat také po složkách:

setrvačná síla prvního řádu:

$$F_{s1} = -(m_{psk} + m_{op}) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \text{ [N]} , \quad (11)$$

setrvačná síla druhého řádu:

$$F_{s2} = -(m_{psk} + m_{op}) \cdot \lambda \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \text{ [N]} . \quad (12)$$

Celkovou setrvačnou sílu posuvných částí lze vyjádřit jako součet obou harmonických složek:

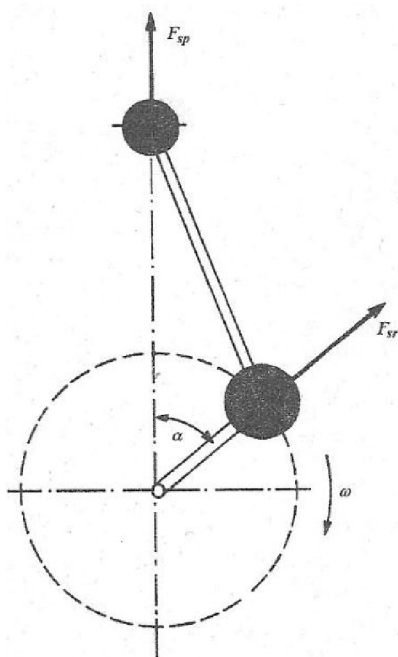
$$F_{sc} = F_{s1} + F_{s2} \text{ [N]} . \quad (13)$$

5.3.2 Setrvačná síla rotačních částí

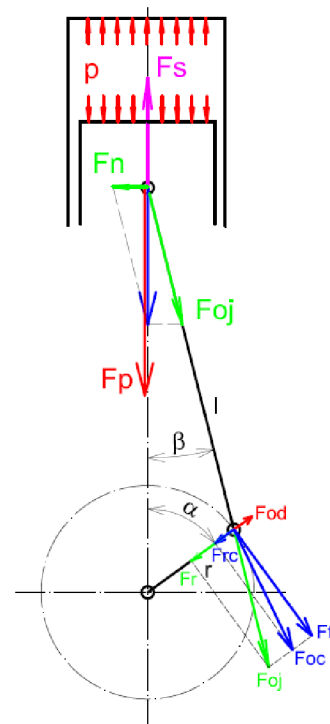
Rotující setrvačná síla je vyvolána hmotností hmotného bodu ojnice m_{or} a hmotností ojničního ložiska m_{ol} . Lze ji psát ve tvaru:

$$F_{od} = (m_{or} + m_{ol}) \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]} , \quad (14)$$

Tato síla působí ze středu klikového hřídele ve směru středu ojničního čepu a v případě konstantní úhlové rychlosti $\omega = \text{konst.}$ je také konstantní.



Obr. 13 Náhrada ojnice dvěma hmotnými body[2]



Obr. 14 Síly v klikovém mechanismu

5.3.3 Průběhy sil na ojničním čepu

Ojniční síla F_{oj} se přenáší ojnicí na ojniční čep, kde se rozkládá na sílu tangenciální F_t a sílu radiální F_r .

$$F_{oj} = \frac{F_{cs} + F_p}{\cos \beta} \text{ [N]} , \quad (15)$$

kde F_{cs} je celková setrvačná síla posuvných hmot, F_p je síla od tlaku plynů, β je odklon ojnice,

$$F_t = F_{oj} \cdot \sin(\alpha + \beta) \text{ [N]}, \quad (16)$$

$$F_r = -F_{oj} \cdot \cos(\alpha + \beta) \text{ [N]}. \quad (17)$$

Odstředivá síla redukované rotační hmoty ojnice a ojničního ložiska:

$$F_{od} = (m_{or} + m_{ol}) \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]}. \quad (18)$$

Celková radiální síla působící na ojniční čep:

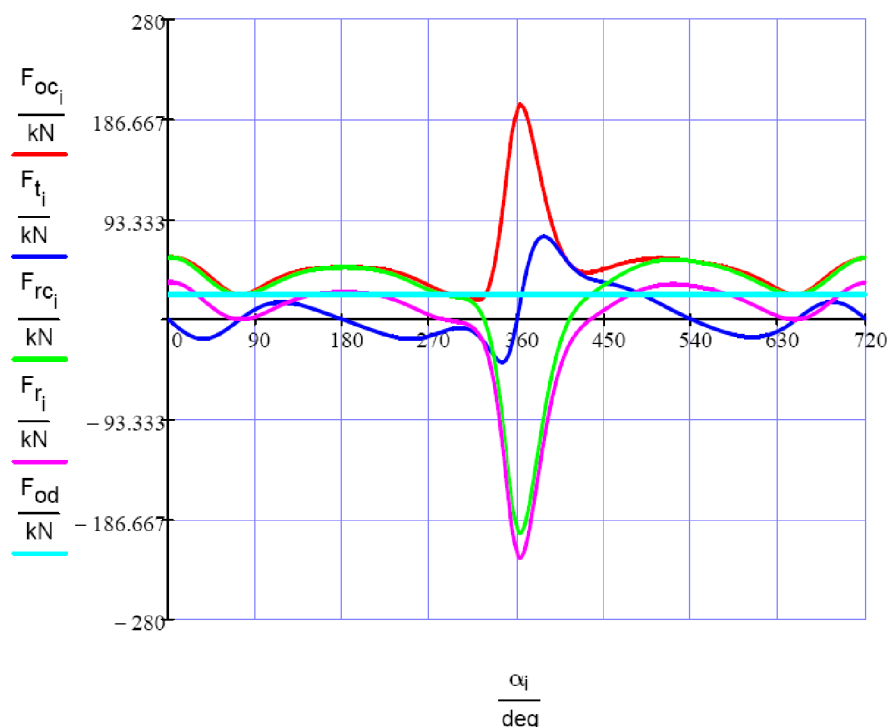
$$F_{rc} = F_r + F_{od} \text{ [N]}. \quad (19)$$

Celková síla působící na ojniční čep:

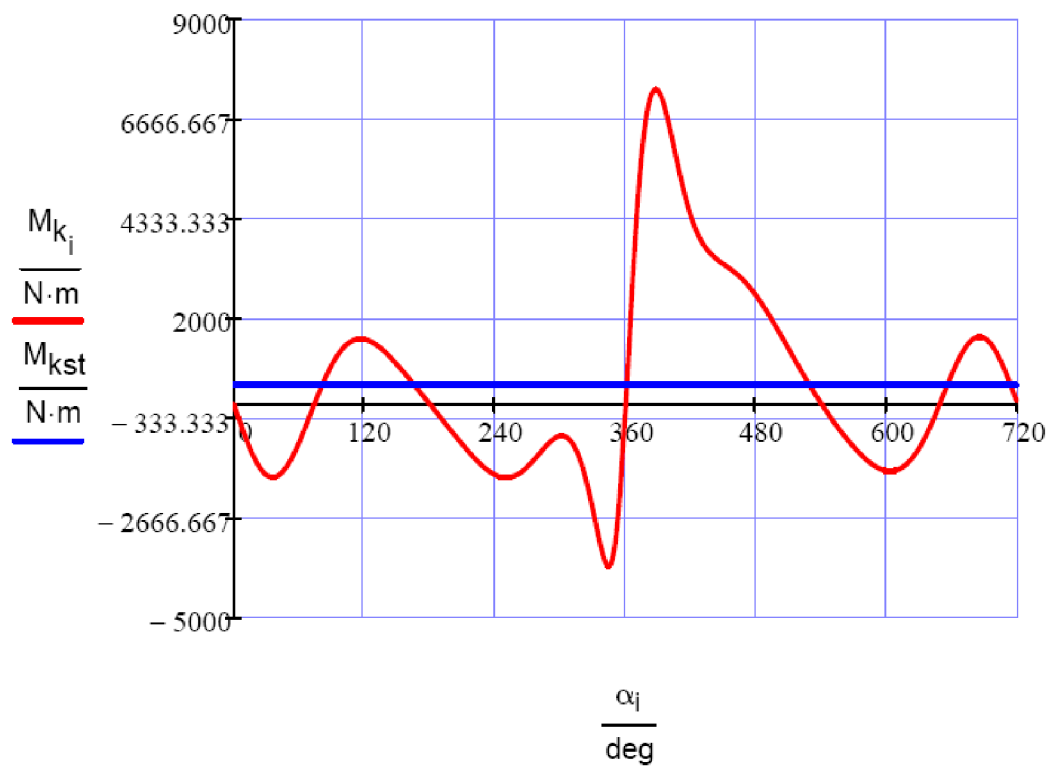
$$F_{oc} = \sqrt{F_{oc}^2 + F_t^2} \text{ [N]}. \quad (20)$$

Přemístěním působí síly F_t do osy hlavního čepu klikového hřídele vznikne dvojice sil F_t, F'_t , která vyvolává točivý moment o velikosti:

$$M_k = F_t \cdot r \text{ [N.m]}. \quad (21)$$

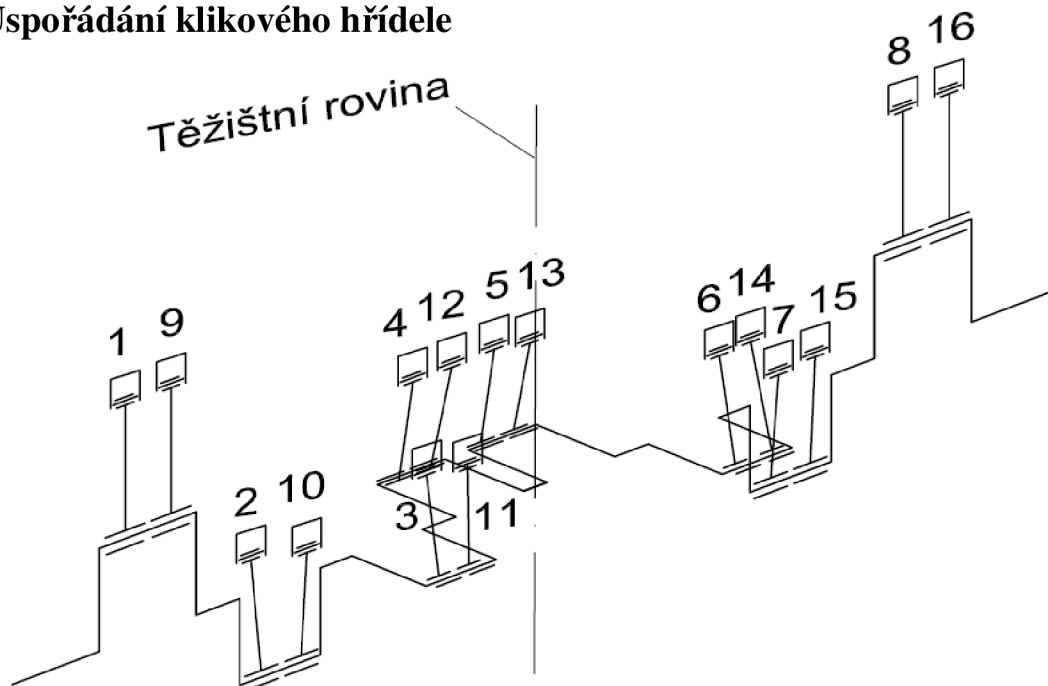


Obr. 15 Průběh sil působících na ojničním čepu



Obr. 16 Průběh točivého momentu jednoho zalomení

5.4 Uspořádání klikového hřídele



Obr. 17 Uspořádání klikového hřídele, 3D pohled

Uspořádání klikového hřídele, tedy vzájemná poloha jeho jednotlivých klik má velký vliv na:

- vyvážení setrvačných sil a jejich momentů
- rovnoměrnost chodu motoru
- zatížení hlavních ložisek
- torzní kmitání

Požadavek vyvážení setrvačných sil a jejich momentů v některých případech odporuje požadavku rovnoměrnosti chodu a v tom případě je pak třeba zvážit, který z požadavků je pro daný motor a jeho použití důležitější. Pořadí zážehů se volí zpravidla tak, aby zážehy následovaly po sobě navzájem nejdálkových válcích, čímž se dosáhne rovnoměrnějšího namáhání ložisek klikového hřídele.[2]

Úhel mezi klikami jednotlivých válců pro čtyřdobý motor je roven:

$$\varphi = \frac{720^\circ}{i}, \quad (22)$$

kde 'i' je počet válců.

Tento vzorec je platný pro řadový motor, u V-motorů se za 'i' dosazuje poloviční počet válců tedy:

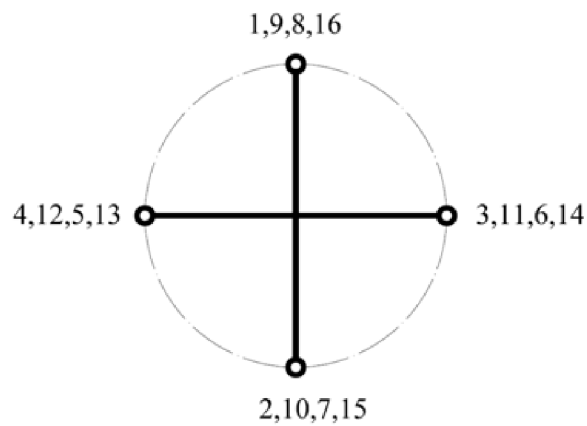
$$\varphi_V = \frac{720^\circ}{\frac{i}{2}}. \quad (23)$$

Pro požadavek rovnoměrnosti chodu motoru, tedy pravidelnosti sledu zážehů, musí být u vidlicových motorů úhel rozevření řad válců δ pro čtyřdobý motor:

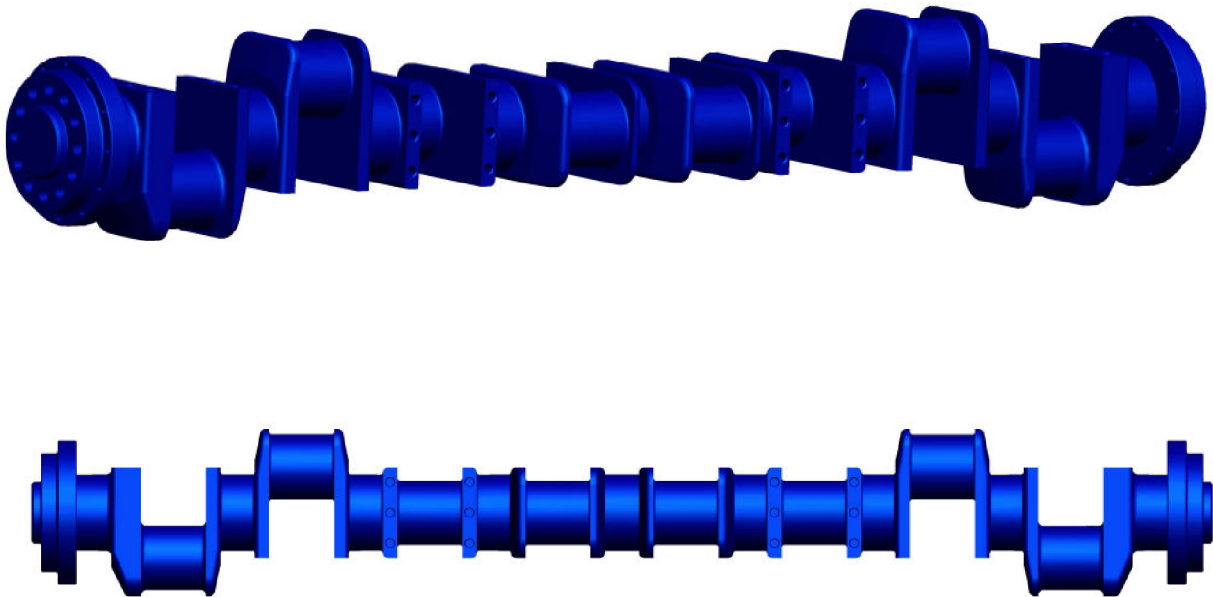
$$\delta = \frac{720^\circ}{i}, \quad (24)$$

kde 'i' je počet válců.

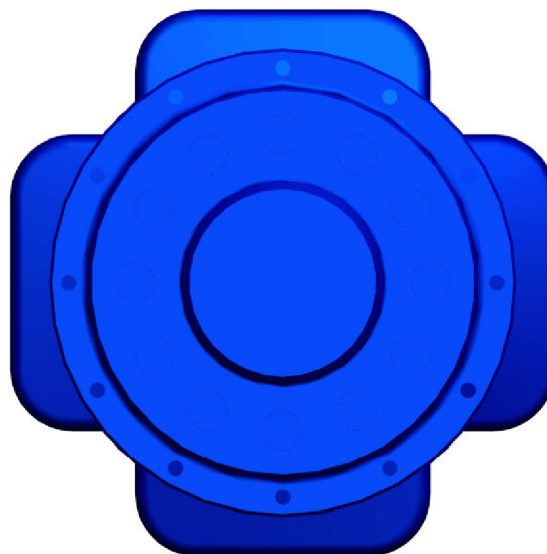
U většinu V-motorů se úhel rozevření řad válců volí bez ohledu na nerovnoměrnost chodu, ale s přihlednutím například na torzní spektrum, šířku motoru či unifikaci více typů.
[1]



Obr. 18 Hvězdice klikového hřídele



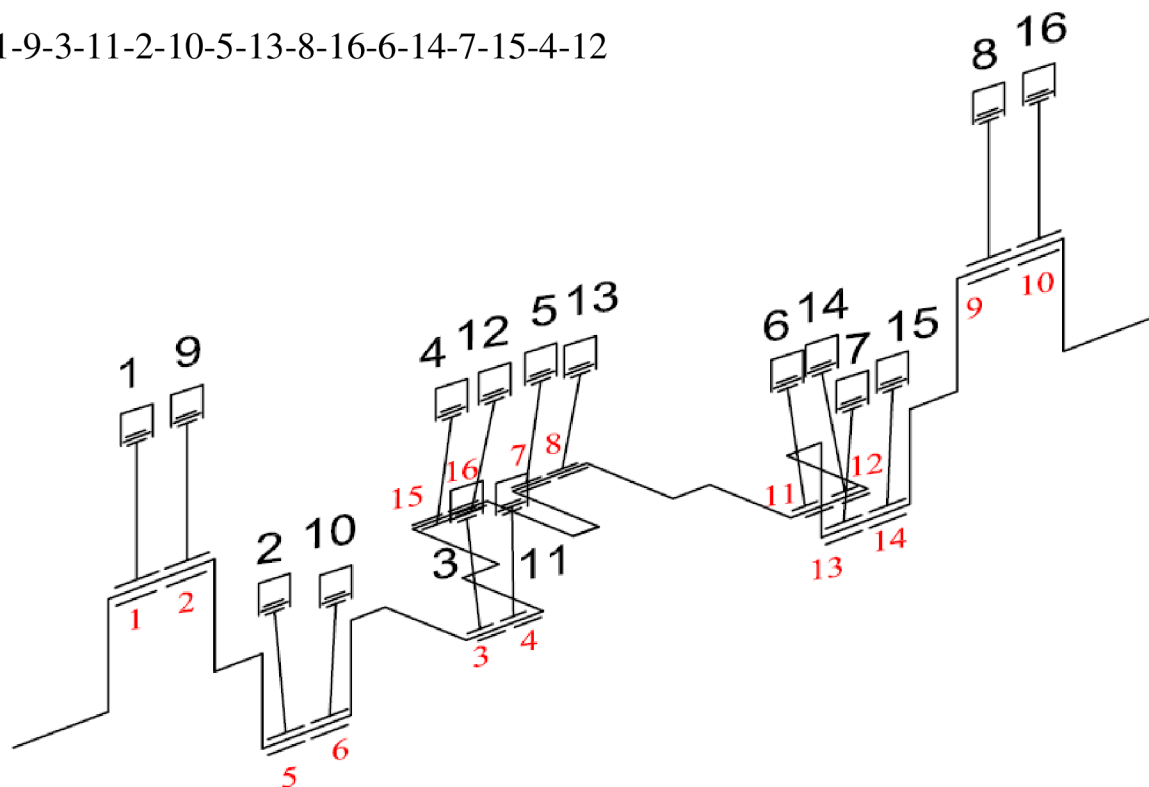
Obr. 19 Model klikového hřídele



5.5 Pořadí zážehů

Pořadí zapalování je dáno tím, kdy dochází u jednotlivých válců k zážehu. Aby mohlo dojít k zážehu, musí být píst ve vhodné poloze, tedy v horní úvrti.

1-9-3-11-2-10-5-13-8-16-6-14-7-15-4-12



Obr. 20 Pořadí zapalování a číslování válců

Černá čísla označují číslování válců, kdy je od 1 do 8 očíslována levá řada válců a od 9 do 16 pravá řada válců. Červená čísla označují pořadí zapalování.

Interval zážehů je úhel otočení klikového hřídele mezi dvěma po sobě jdoucími zážehy. Během pracovního cyklu dochází k zážehu jednotlivých válců jednou. Pracovní cyklus (sání, komprese, expanze, výfuk) trvá u čtyřdobého motoru dvě otáčky klikového

hřídele, ty odpovídají úhlu 720° . Rovnoměrně rozdělený interval zážehů zajišťuje rovnoměrný chod motoru. U tohoto motoru by měl být interval zážehů podle vzorce (24) 45° , ale podle výše zmíněných přihlednutí je úhel rozestupu zážehů 65° .

6. Vyvážení klikového hřídele

Při konstrukci a vývoji pístového spalovacího motoru je velmi důležité, aby jeho klikové ústrojí bylo vyváжено. Setrvačné síly a momenty u všech pohybujících se součástí uvnitř motoru se přenáší na jeho uchycení (rám, základ).

6.1 Rozbor vyváženosti

Při analýze vyváženosti se vychází ze zjednodušujících předpokladů:

- hřídel je absolutně tuhý
- neuvažuje se vliv tření
- těžištní rovina je totožná s těžištní rovinou úseku klikového hřídele mezi krajními hlavními ložisky [2]

6.1.1 Vyvážení setrvačných sil rotujících částí a jejich momentů

Setrvačná síla rotujících částí F_{od} , jak již bylo řečeno v kapitole 5.3.2, zahrnuje hmotnost hmotného bodu m_{or} a ojnicního ložiska m_{ol} a hmotnosti zalomení. Síla působí ve směru ramene kliky od středu hlavního čepu. Při redukci rotujících součástí se zde na rozdíl od řadových motorů musí uvažovat rotující podíly hmotností ojnic obou protilehlých válců. Platí zde, že pokud tvoří hřídel z čelního pohledu pravidelnou hvězdicí, jsou setrvačné síly rotujících částí vyváženy (Obr. 21).

Jednotlivá zalomení jsou vzájemně posunuta o rozteč zalomení, proto setrvačné síly vyvozují momenty. Pro zjištění výslednice lze zvolit libovolný vztahový bod na ose klikového hřídele. I zde platí jisté pravidlo. Pokud je hřídel z bočního pohledu zrcadlově symetrický vůči těžištní rovině, jsou momenty setrvačných sil rotujících částí vyváženy.

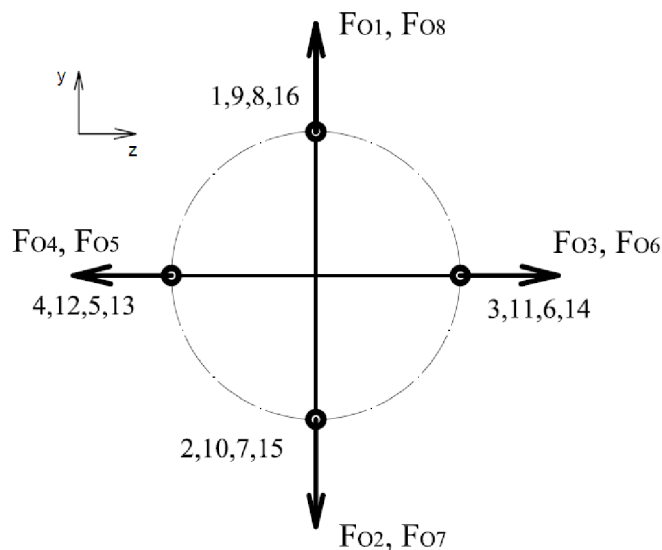
Vyvažuje se vývažkem na opačné straně kliky. Jeho hmotnost m_{vr} i vzdálenost jeho těžiště r_v od osy klikového hřídele se volí tak, aby vývažek vyvolal stejně velkou odstředivou sílu jako setrvačná síla rotujících částí.

Mají-li být setrvačné síly rotujících částí zcela vyváženy, musí platit:

$$F_{ozal} = 2 \cdot m_{vr} \cdot r_{vr} \cdot \omega^2 [N], \quad (25)$$

kde m_{vr} je hmotnost vývažku, r_{vr} je vzdálenost těžiště hmoty od osy klikového hřídele a ω je úhlová rychlost.

Aby odstředivá síla vývažku F_v netvořila se setrvačnou silou rotační F_{ozal} dvojicí, rozdělí se hmotnost vývažku na dvě stejné části umístěné na ramenech kliky symetricky k působišti síly F_{ozal} .



Obr. 21 Vektory setrvačných sil rotujících částí

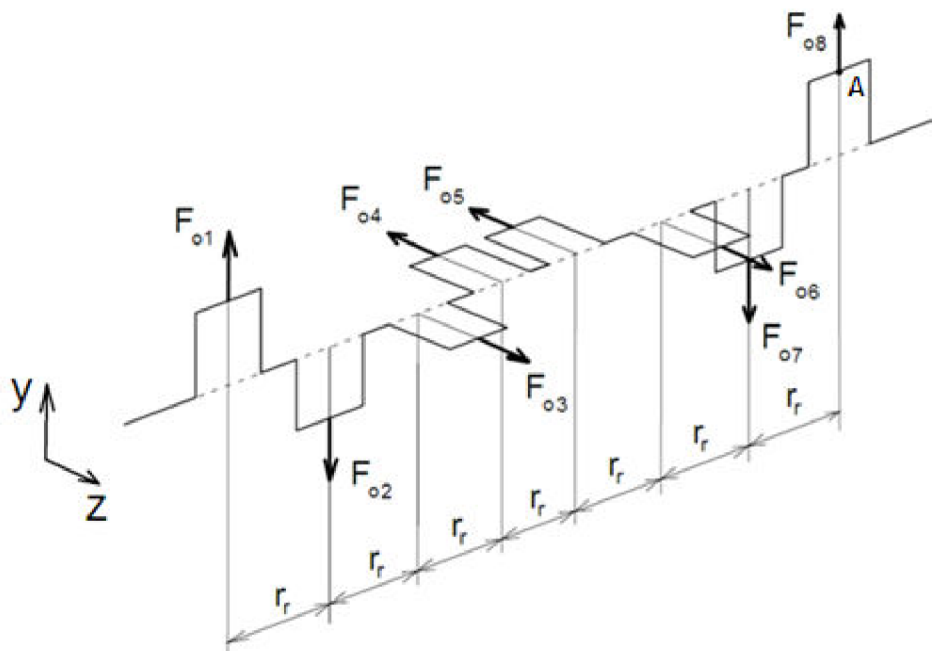
Lze psát rovnice:

pro osu y:

$$F_{o1} + F_{o8} - F_{o2} - F_{o7} = 0 \quad (26)$$

pro osu z:

$$F_{o3} + F_{o6} - F_{o4} - F_{o5} = 0 \quad (27)$$



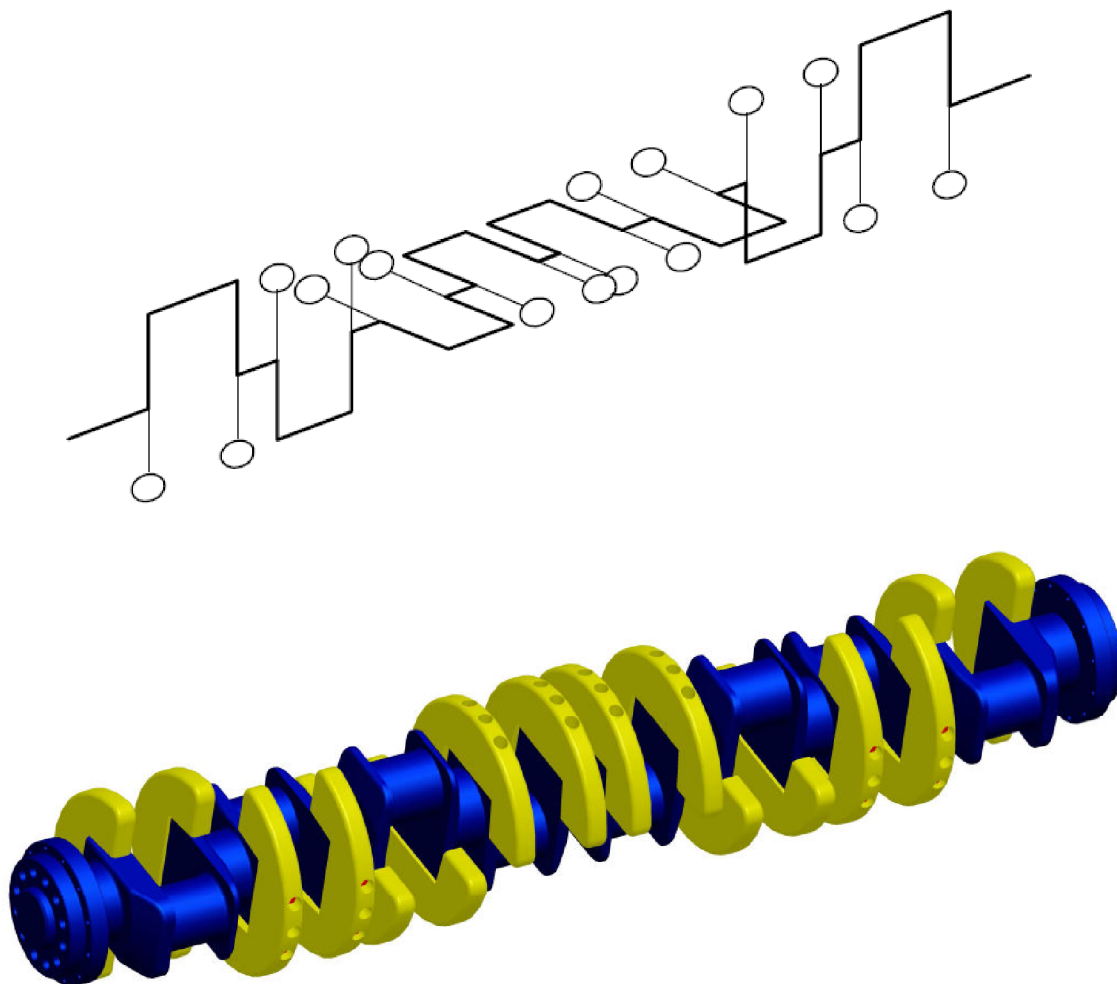
Obr. 22 Vektory setrvačných sil rotujících částí pro rozbor momentů

Z Obr.22 je zřejmé, že odstředivé síly jsou jak v ose y, tak v ose z vyváženy. Z důvodu silové rovnováhy je možné umístit vztažný bod A pro počítání momentů do libovolného bodu na ose klikového hřídele.

Například pro osu z má momentová rovnice tvar:

$$-F_{o1} \cdot 7r_r + F_{o2} \cdot 6r_r + F_{o7} \cdot r_r = 0. \quad (28)$$

Všechna zalomení klikového hřídele jsou stejná. To znamená, že i odstředivé síly F_{oi} jsou stejné a podle násobků u ramen r_i je zřejmé, že momenty jsou nulové.



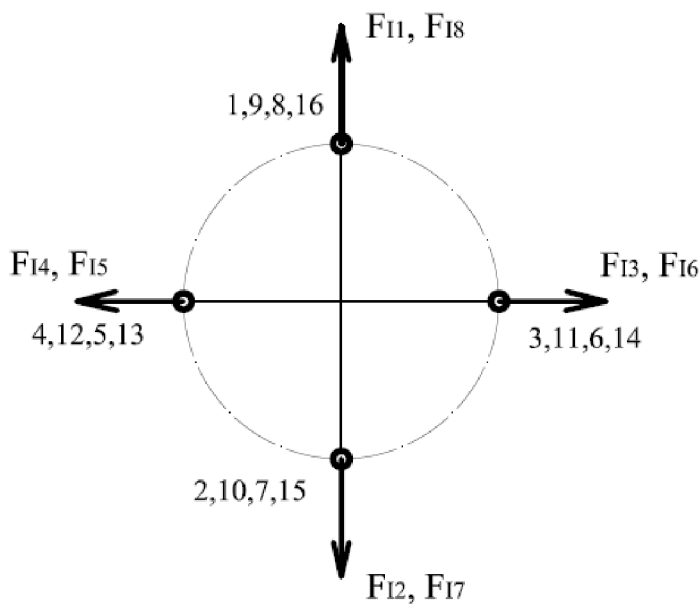
Obr. 23 Kliková hřídel s vývažky

6.1.2 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí

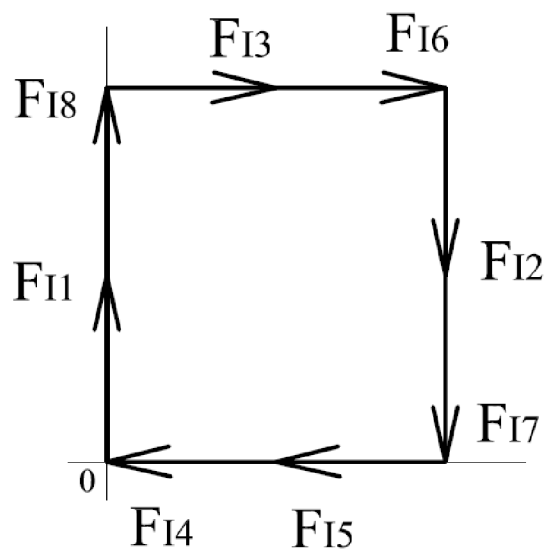
Při analýze vyvážení setrvačných sil posuvných I. řádu uvažujeme vidlicový motor jako spojení dvou řadových motorů se stejným klikovým hřídelem, přičemž tyto motory jsou fázově posunuty.

Setrvačné síly, které působí v jednotlivých válcích, jsou překládány do těžištní roviny kolmé na osu klikového hřídele. U motorů se stejným klikovým ústrojím všech válců jsou velikosti setrvačných sil rotujících částí F_{sr} a amplitudy setrvačných sil posuvných F_I , F_{II} stejně velké.

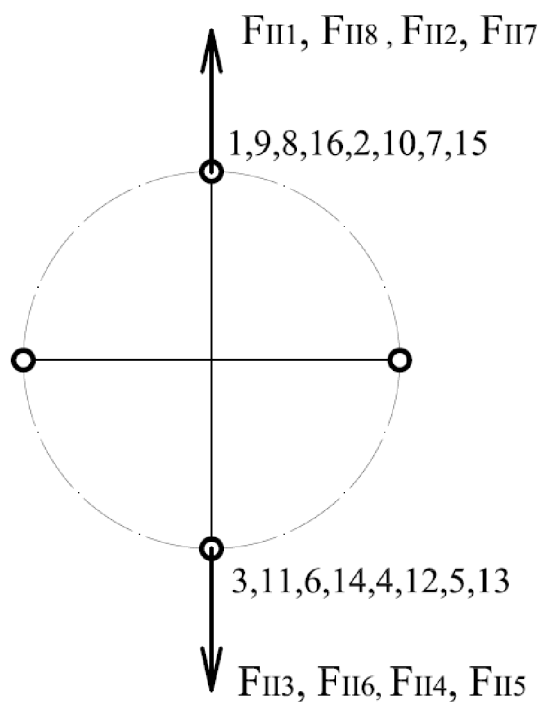
I zde platí, že pokud má klikový hřídel z čelního pohledu tvar pravidelné hvězdice, jsou setrvačné síly posuvných částí I. a II. řádu přirozeně vyváženy.



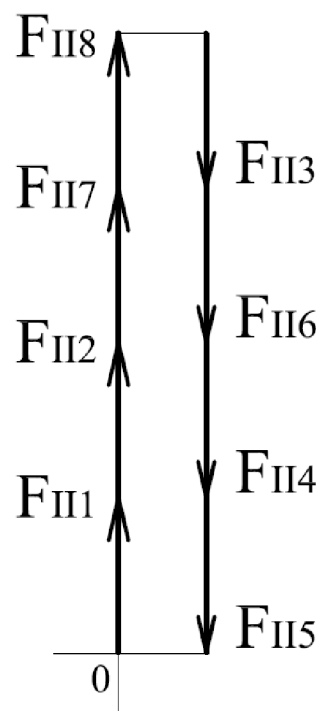
Obr. 24 Schéma klikového hřídele I. řádu



Obr. 25 Stanovení výsledné setrvačné síly posuvných částí I. řádu



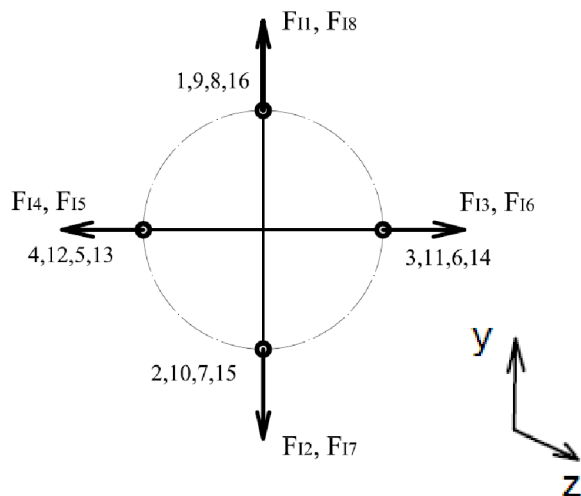
Obr. 26 Schéma klikového hřídele II. řádu



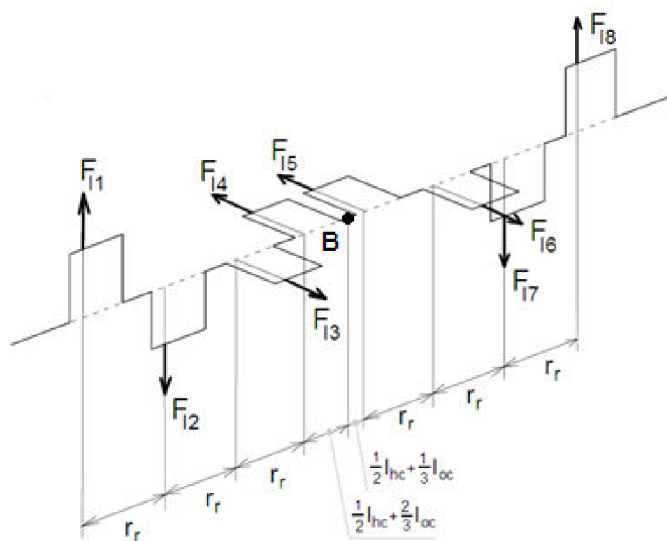
Obr. 27 Stanovení výsledné setrvačné síly posuvných částí II. řádu

Z Obr. 25 a Obr. 27 je vidět, že silové obrazce jsou uzavřené. To znamená, že síly jsou v rovnováze. Pro analýzu momentů setrvačných sil I. a II. řádu pak vyplývá, že vztažný bod B lze zvolit v libovolném bodě na ose klikového hřídele.

6.1.3 Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí



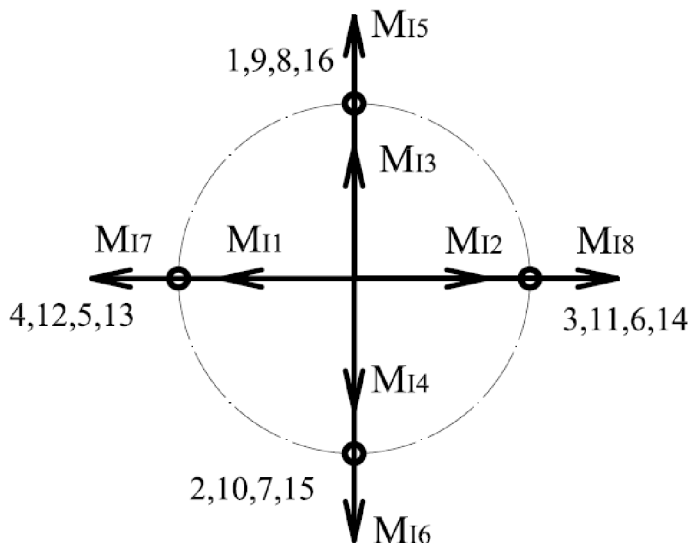
Obr. 28 Schéma klikového hřídele I. řádu



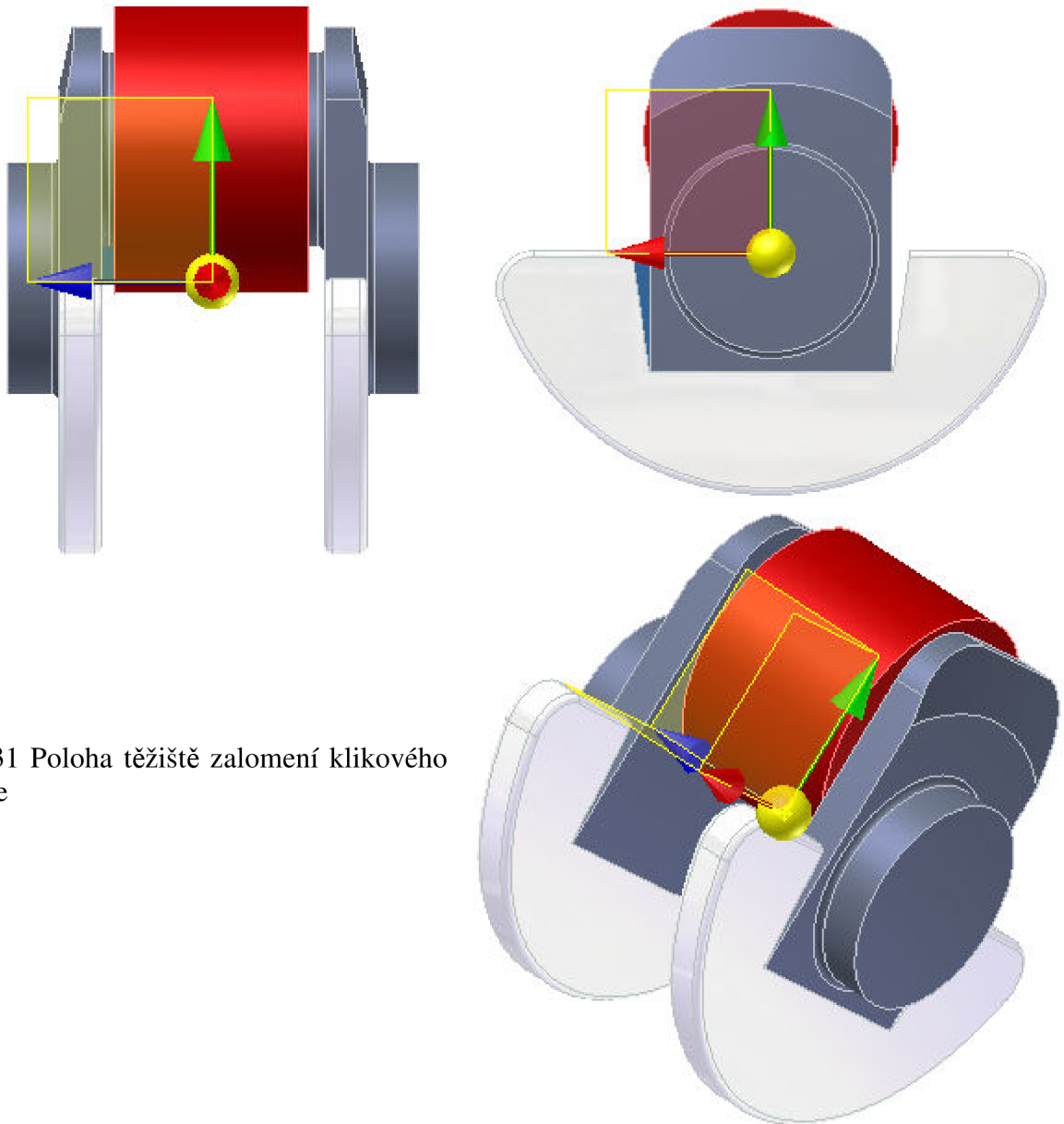
Obr. 29 Vektory setrvačných sil posuvných částí I. řádu pro rozbor momentů

Setrvačné síly jsou pro vektorový součet přesouvány do těžištní roviny. Aby se při přesouvání sil do těžištní roviny nezměnilo původní zatížení, musí se k přesouvaným silám přiřadit momenty o určitých velikostech, které jsou závislé na vzdálenosti sil od těžištní roviny.

Vektory, které náležejí klikám hřídele ležícím vlevo od těžištní roviny, mají opačný smysl než vektory momentů náležející klikám ležícím vpravo. Vektory přesunuté do těžištní roviny, ve které jsou geometricky sčítány, jsou vždy kolmé na roviny příslušných klik a svírají mezi sebou stejné úhly jako kliky hřídele.



Obr. 30 Grafické znázornění vektorů momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu



Obr. 31 Poloha těžiště zalomení klikového hřídele

V programu Autodesk Inventor byla zjištěna poloha těžiště jednoho zalomení klikového hřídele. Červený prstenec, který je uložený na ojnicím čepu, představuje dvojnásobnou redukovanou hmotnost rotačních částí ojnice a ojnicího ložiska. Z Obr. 31 je zřejmé, že poloha těžiště leží v ose hlavního čepu (osa rotace).

Z výše uvedených rozborů vyplývá, že síly a momenty jsou přirozeně vyváženy.

Setrvačné síly a momenty rotujících částí:

$$\Sigma F_o = 0, \Sigma M_o = 0,$$

setrvačné síly a momenty posuvných částí I. a II. řádu:

$$\Sigma F_I = 0, \Sigma M_I = 0, \Sigma F_{II} = 0, \Sigma M_{II} = 0.$$

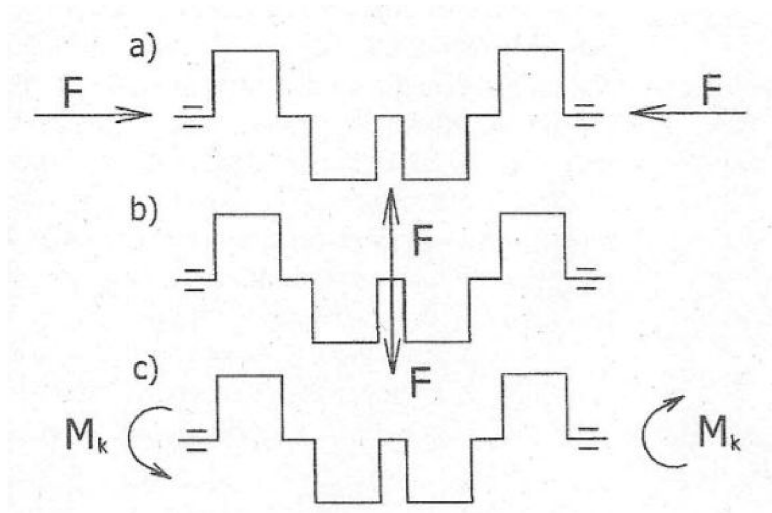
I u několikaválcových motorů, u nichž jsou síly a momenty přirozeně vyváženy, bývají použita protizávaží (vývažky). Tyto přídatné hmoty jsou použity z důvodu snížení zatížení hlavních ložisek. U tohoto hřídele jsou použity protizávaží. Dá se použít i jiné variaty. Například zvětšení délky ložiska a zesílení klikové skříňe tak, aby byla tuhá v podélném směru proti zvýšenému namáhání. Protizávaží mohou být vyrobena buď vcelku s hřídelem nebo samostatně. První možnost je konstrukčně jednodušší, ale výrobně nákladnější. U motorů větších rozměrů bývá protizávaží připevněno šrouby. Vývažky dosedají na rovnou plochu a jsou na stranách přesně upraveny. Dosedací plocha musí být správně dimenzována. Velikost vnějšího průměru protizávaží musí být zvolena shodně s ramenem kliky, případně může být nepatrně větší. Šrouby v protizávaží jsou umístěny pokud možno souměrně k těžišti protizávaží nebo jen málo výstředně, aby nevzniklo ohybové namáhání šroubů v závitech, které může způsobit jejich prasknutí. Díry pro šrouby by měly být voleny co nejdále od sebe.

7. Torzní systém klikového ústrojí

Torzní kmitání klikových hřídelů je u víceválcových spalovacích motorů zpravidla nejvýraznějším dynamickým jevem. Každé mechanické kmitání je vyvoláváno a udržováno periodicky proměnnými silami, které působí na soustavu hmotností s pružnou vazbou, tedy na soustavu schopnou kmitat. [2] Takovou soustavou je i klikové ústrojí, u něhož jsou hmotnosti (pístu, ojnice, setrvačnicku) spojeny pružným klikovým hřídelem. Čím delší a pružnější je klikový hřídel, tím je náchylnější ke kmitání.

Dochází ke třem druhům kmitání:

- kmitání podélné
- kmitání ohybové ve směru kolmém na osu hřídele
- kmitání torzní kolem osy hřídele



Obr. 32 Druhy kmitání klikového hřídele [2]

Nejnebezpečnější u klikového hřídele pístového spalovacího motoru je kmitání torzní. Torzním kmitáním vzniká rychle se měnící zkrucování klikového hřídele, které se rozkládá na nakroucení vlivem tangenciálních sil na klikách a na rotační kývání hřídele jako celku vyvolané nerovnoměrností chodu. V případě, kdy frekvence sil budících kmitání souhlasí s vlastní frekvencí hmotností soustavy, dochází k rezonancím. Příslušné kritické frekvence se projevují obvykle značným hlukem a chvěním celého motoru. Dlouhodobější provoz při těchto rezonančních otáčkách může vést k únavovým lomům klikového hřídele, k poruchám ložisek nebo například rozvodu. Torzní kmitání však nepůsobí jen na vlastní klikové ústrojí, ale přenáší se i na připojená hnaná zařízení a na ostatní části motoru. [2]

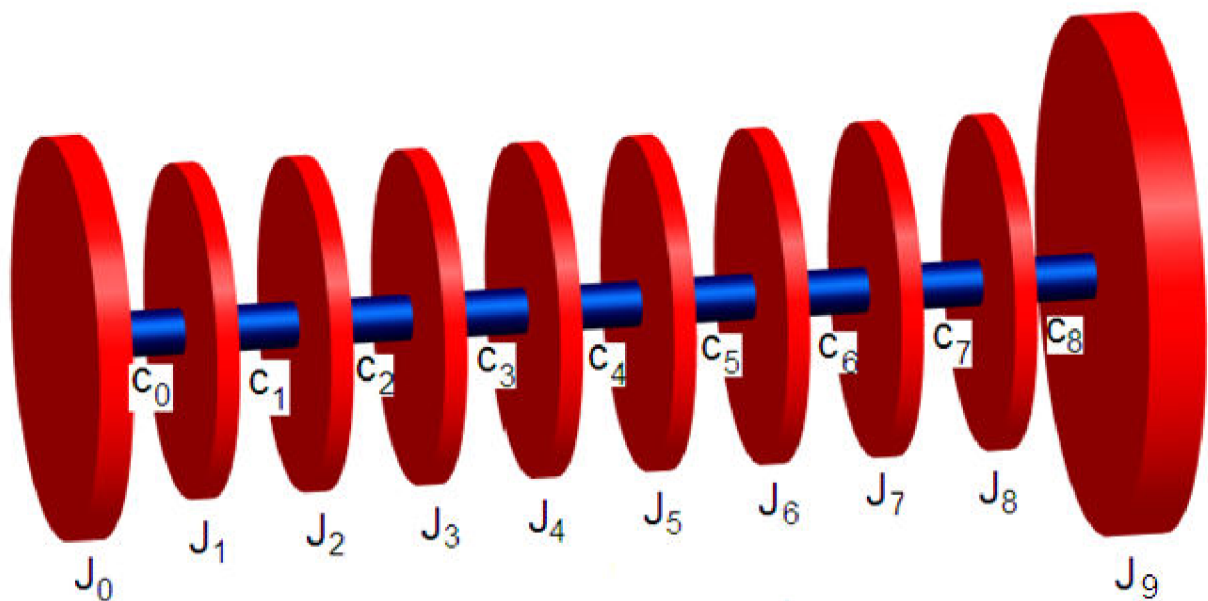
7.1 Náhradní soustava klikového ústrojí

Náhradní soustavu, která nahrazuje skutečnou torzní soustavu klikového mechanismu dynamickým modelem, je nutné zvolit tak, aby byla se skutečnou torzní soustavou energeticky ekvivalentní pouze pro střední hodnotu časového průběhu.

Stanovují se tyto následující zjednodušující předpoklady:

- hmotnosti jsou konstantní, tedy nezávislé na čase
- délky jsou konstantní, tedy nezávislé na čase
- hmotnosti klikových mechanismů jsou redukovány do rovin v osách válců kolmých na osu hřídele
- redukovaný hřídel je nehmotný

Klikový hřídel se nahrazuje hladkým hřídelem stálého průřezu. Nejčastěji má velikost průměru hlavního čepu. [3]

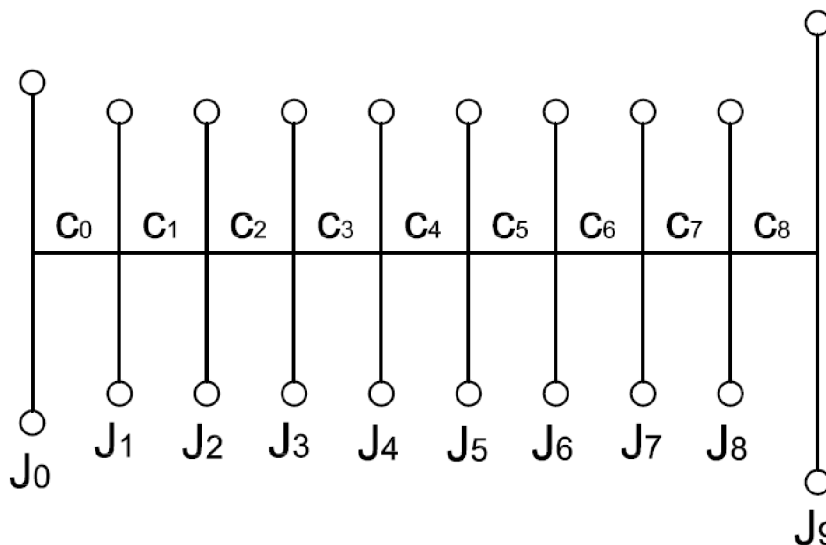


Obr. 33 Zobrazení 3D modelu torzní soustavy

Nejjednodušší způsob, kterým lze nahradit zalomení klikového hřídele diskretním prvkem s konstantním momentem setrvačnosti jsou kotouče. Tyto kotouče spojuje hladký hřídel, jenž má určitou tuhost.

7.2 Parametry dynamického modelu

Pro výpočet torzních kmitů hnacího ústrojí má velký význam správné stanovení parametrů dynamického modelu. Jak již bylo výše uvedeno, je zapotřebí stanovit redukové momenty setrvačnosti J_i a torzní tuhosti c_i .



Obr. 34 Schematický model torzní soustavy

7.1.1 Momenty setrvačnosti

Na Obr. 26 označuje písmeno J moment setrvačnosti příslušící jednotlivým částem nebo součástem klikového hřídele. Index 0 značí moment setrvačnosti tlumiče torzních kmitů, indexy 1 až 8 zastupují redukované momenty zalomení klikového hřídele. Index 9 označuje moment setrvačnosti setrvačnicku. Všechny momenty setrvačnosti byly určeny vymodelováním daných komponent a vypočítány programem ProEngineer.

Redukované momenty dynamického modelu mají tvar:

Redukovaný moment předního konce klikového hřídele a tlumiče torzních kmitů se píše jako:

$$J_0 = J_{pk} + J_t \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}. \quad (29)$$

Jelikož jsou jednotlivé klikové mechanismy shodné jsou i redukované momenty shodné. Redukovaný moment zalomení každého válce je:

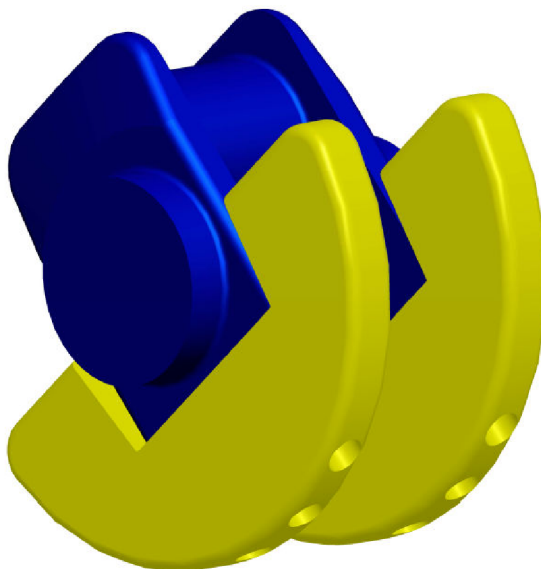
$$J_{1-8} = J_z + J_{ojred} + J_{phred} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}. \quad (30)$$

J_{ojred} je redukovaný moment setrvačnosti rotujících částí ojnice a ojničního ložiska jednoho zalomení a má tvar:

$$J_{ojred} = 2 \cdot (m_{or} + m_{ol}) \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}, \quad (31)$$

J_{phred} je redukovaný moment setrvačnosti posuvných částí ojnice klikového mechanismu jednoho zalomení a je definován:

$$J_{phred} = 2 \cdot (m_{psk} + m_{op}) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}. \quad (32)$$



Obr. 35 3D model jednoho zalomení klikového hřídele

Redukované momenty setrvačnosti jednotlivých částí klikového hřídele:

J ₀	J ₁	J ₂	J ₃	J ₄	J ₅	J ₆	J ₇	J ₈	J ₉
4,49	1,88	1,88	1,88	1,88	1,88	1,88	1,88	1,88	14,897

Tabulka 2. Redukované momenty setrvačnosti [kg.m²]

7.1.2 Torzní tuhosti

Další bodem při vytváření dynamického modelu je stanovení torzní tuhosti. Tento parametr nahrazuje klikovou hřídel hladkou válcovou hřídelí o průměru D_{red} a délce L_{red} při zachování podmínky, že zkoroucení skutečné klikové hřídele musí být totožné s hladkou válcovou hřídelí.

Pro výpočet torzní tuhosti je nutné zjistit redukované délky jednotlivých úseků klikové hřídele. Výpočet lze realizovat podle vzorce:

$$l_z = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{l_{hc} + 0.4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{l_{oc} + 0.4 \cdot D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r \cdot 0.2 \cdot (D_{hc} + D_{oc})}{t_r \cdot b_r^3} \right] [m], \quad (33)$$

kde D_{red} představuje průměr hladkého válcového hřídele. Nejčastěji se D_{red} volí jako průměr hlavního čepu D_{hc} . Průměr D_{oc} je průměr ojničního čepu. Symboly l_{hc} a l_{oc} představují délky hlavního a ojničního čepu. V posledním členu vzorce charakterizuje r poloměr kliky. Ve jmenovateli je t_r tloušťka ramene klikového hřídele a b_r představuje šířku ramene klikového hřídele při bočním pohledu na klikovou hřídel.

Nyní jsou redukovány délky mezi zalomeními klikového hřídele. Je potřeba ještě zredukovat délky od krajních zalomení po příruby pro připojení setrvačnicku a tlumiče torzních kmitů. Jelikož je klikový hřídel symetrický podle težištní roviny, budou mít i tyto dvě délky shodnou velikost.

$$l_{pk,zk} = (l_f + 0.1 \cdot D_{pk}) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{pk}^4} + \left(\frac{l_{hc}}{2} + 0.1 \cdot D_{pk} \right) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{hc}^4} + \frac{l_z}{2} [m], \quad (34)$$

kde l_f je funkční délka příruby a D_{pk} je průměr předního (zadního) konce klikového hřídele.

Dále je pro výpočet nutné určit polární moment. Polární moment je závislý na průměru a vystupuje v něm redukovaný průměr válcového hladkého hřídele:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} [m^4]. \quad (35)$$

Pro určení torzní tuhosti jsou známy veškeré potřebné parametry. Torzní tuhost předního (zadního) konce klikového hřídele, tedy tuhost mezi kotoučem představující tlumič torzních kmitů, respektive setrvačnick a prvním, respektive osmým zalomením klikového hřídele, určíme pomocí vzorce:

$$c_{0,8} = \frac{I_p \cdot G}{I_{pk(zk)}} [m^4]. \quad (36)$$

Torzní tuhosti mezi kotouči představující první až osmé zalomení klikového hřídele. Ve vzorci pro torzní tuhost vystupuje konstanta G , která vyjadřuje modul pružnosti v krutu pro materiál klikového hřídele:

$$c_{1-7} = \frac{I_p \cdot G}{I_z} [m^4]. \quad (37)$$

7.2 Vlastní torzní kmitání

Vlastním kmitáním soustavy se označuje takový harmonický pohyb, který se po počátečním impulsu v soustavě udržuje bez působení vnějších sil a odporů. Ve skutečnosti platí, že kdybychom uchopili hřídel na obou koncích a konce nakroutili proti sobě, pak tento hřídel po uvolnění začne vykonávat kmitavý pohyb kolem své osy. Tento pohyb je u setrvačnicku malý a postupně směrem k volnému konci hřídele se zvětšuje. Na hřídeli je jedno místo, které nekmitá vůbec. [1] Jedná se o vibrační uzel. U stacionárních motorů je tento uzel poblíž setrvačnicku, jehož hmota zde převažuje.

7.2.2 Frekvence vlastního torzního kmitání

Kmitavý pohyb je určen frekvencí kmitání, tedy počtem kmitů ze jednotku času a maximálními výchylkami (amplitudami) jednotlivých hmot.

Při výpočtu torzních kmitů se vychází z obecné Lagrangeovy pohybové rovnice mající v maticovém zápisu tvar:

$$M\ddot{q} + K\dot{q} + Cq = Q. \quad (38)$$

U vlastního torzního kmitání se předpokládá volné netlumené kmitání ($K=0$), na které nepůsobí žádné vnější síly ($Q=0$):

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{0}. \quad (39)$$

\mathbf{M} je čtvercová matice hmotnosti, která má na diagonále momenty setrvačnosti jednotlivých částí dynamického modelu:

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_9 \end{pmatrix}$$

\mathbf{C} je čtvercová matice torzních tuhostí:

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_6 & -c_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 + c_7 & -c_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_7 & c_7 + c_8 & -c_8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_8 & c_8 \end{pmatrix}$$

\mathbf{q} je vektor zobecněných souřadnic mající předpokládaný tvar řešení:

$$\mathbf{q} = \mathbf{x} \cdot e^{j\Omega t}, \quad (40)$$

kde \mathbf{x} je vektor vlastních tvarů, který po derivaci a dosazení do pohybové rovnice dává tvar:

$$(\mathbf{C} - \Omega^2 \mathbf{M}) \cdot \mathbf{x} = \mathbf{0}, \quad (41)$$

kde Ω je vlastní úhlová rychlost. Převedením na problematiku vlastních čísel se získá tvar:

$$(\mathbf{A} - \chi \mathbf{I}) \cdot \mathbf{x} = \mathbf{0}, \quad (42)$$

kde $\mathbf{A} = \mathbf{M}\mathbf{C}^{-1}$ je modální matice.

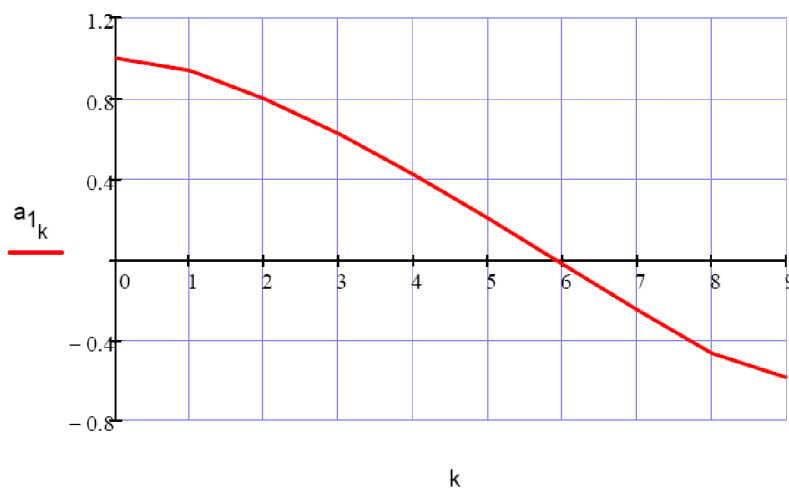
$$\chi = \Omega^2, \quad (43)$$

kde χ je vlastním číslem a \mathbf{I} je jednotkovou maticí.

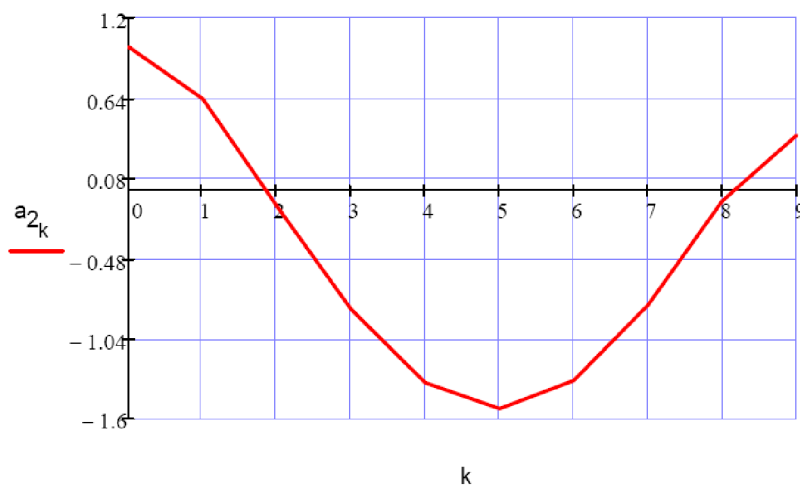
Řešením se získají vektory vlastních tvarů a z nich vyplývající vlastní úhlové frekvence. Jelikož jsou vlastní tvary poměrnými hodnotami, volí se první člen vektoru vlastních tvarů jako jednotkový a další jsou jeho násobky.

$$a_i = \frac{x_i}{x_0} \quad (44)$$

V praxi se běžně užívají pouze první dvě vlastní frekvence (jednouzlové, dvouzlové), neboť vyšší řády svými frekvencemi přesahují provozní otáčky motoru.



Obr. 36 Tvar prvního vlastního kmitání



Obr. 37 Tvar druhého vlastního kmitání

Z vlastní úhlové rychlosti se vypočítá vlastní frekvence otáček:

$$N = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} [Hz] . \quad (45)$$

První vlastní frekvence N_1 [Hz]	Druhá vlastní frekvence N_2 [Hz]
67,07 (4024,2 1/min)	162,31 (9738,6 1/min)

Tabulka 3. Vlastní frekvence otáček pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání

Výpočet byl ověřen programem pro výpočet vlastních frekvencí HOL3VG. Z výstupního protokolu je zřejmé, že analytický výpočet je správný a počítá s velmi vysokou přesností.

>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION <<

Výpočet vlastních frekvencí motoru Caterpillar 3516

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]

J 1: 4.490000 J 2: 1.880000 J 3: 1.880000 J 4: 1.880000

J 5: 1.880000 J 6: 1.880000 J 7: 1.880000 J 8: 1.880000

J 9: 1.880000 J10: 14.897000

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]

C 1: 12830000.0 C 2: 7902000.0 C 3: 7902000.0 C 4: 7902000.0

C 5: 7902000.0 C 6: 7902000.0 C 7: 7902000.0 C 8: 7902000.0

C 9: 12830000.0

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 421.42 (=> $N_1 = 4024.3$ 1/min)

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000

A2: .93785

A3: .79731

A4: .62309

A5: .42254

A6: .20413

A7: -.02290
A8: -.24896
A9: -.46450
A10: -.58517

2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 1019.85 (=> N2 = 9738.9 1/min)

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: .63601
A3: -.11237
A4: -.83294
A5: -1.34740
A6: -1.52843
A7: -1.33125
A8: -.80465
A9: -.07893
A10: .38007

Tabulka 4. Výstupní údaje programu HOL3VG

7.3 Vynucené torzní kmitání

Vlastní torzní kmitání vymizí po krátkém čase vlivem tlumících odporů, takže samo o sobě není nebezpečné. Periodicky proměnný krouticí moment na jednotlivých klikách však způsobí vynucené kmitání klikového hřídele, které může být nebezpečné pro jeho pevnost. [2]

7.3.1 Fourierova analýza točivého momentu

Diagram průběhu krouticího momentu Obr.16 je vedle indikátorového diagramu jednou z nejdůležitějších charakteristik pístového stroje. Tento diagram je podkladem pro výpočet budícího momentu, který způsobuje torzní kmitání klikového hřídele.

Průběh krouticího momentu v závislosti na čase, tedy na úhlu pootočení kliky α , má periodicky proměnný charakter. U čtyřdobého motoru se tento průběh opakuje vždy za dvě otáčky, u dvoudobého motoru vždy za jednu otáčku. Každý takový periodický děj lze rozložit do Fourierovy řady sinusových funkcí. Rovnice rozkladu točivého momentu na součet harmonických složek v komplexním oboru:

$$M_k = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^{n-1} M_i \cdot e^{i(k, 2\pi \frac{i}{n})} \text{ [Nm]}, \quad (46)$$

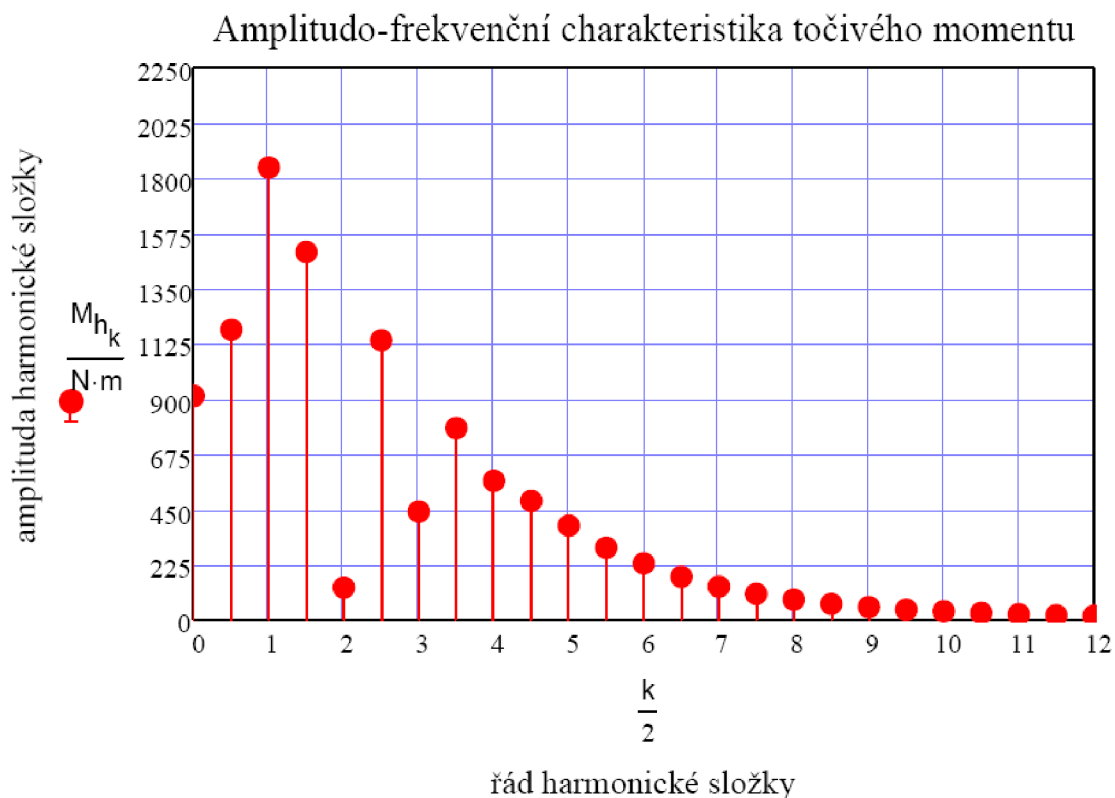
kde M_k je amplituda momentu odpovídající harmonické složce k , n je počet diskretních vzorků, M_i je diskretní hodnota točivého momentu i -tého vzorku, i je imaginární jednotka.

Podle toho, kolik má harmonická složka period za jednu otáčku, rozeznáváme její řád κ . U čtyřdobého motoru je řád harmonické složky dán celistvým násobkem jedné poloviny.

$$\kappa = \frac{k}{2}; \quad k = 1, 2, 3, \dots \quad (47)$$

U dvoudobých motorů platí:

$$\kappa = k. \quad (48)$$



Obr. 38 Harmonická analýza točivého momentu

7.3.2 Rezonanční otáčky motoru

Všechny harmonické složky krouticího momentu vyvolávají nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání stejné frekvence. To znamená, že složka řádu κ způsobuje při otáčkách motoru n vynucené kmitání frekvence κn . Rezonanční otáčky příslušící jednouzlovému a dvouuzlovému kmitání lze vypočítat podle vztahu:

Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání:

$$n_{1\text{rez}} = \frac{N_1}{\kappa} \text{ [min}^{-1}\text{]}, \quad (49)$$

rezonanční otáčky dvouuzlového kmitání

$$n_{2\text{rez}} = \frac{N_2}{\kappa} [\text{min}^{-1}]. \quad (50)$$

Řád harmonické složky	Rezonanční otáčky pro první vlastní frekvenci	Rezonanční otáčky pro druhou vlastní frekvenci
κ [-]	$n_{1\text{rez}} [\text{min}^{-1}]$	$n_{2\text{rez}} [\text{min}^{-1}]$
0,5	8048,332	19477,242
1	4024,166	9738,621
1,5	2682,777	6492,414
2	2012,083	4869,31
2,5	1609,666	3895,448
3	1341,389	3246,207
3,5	1149,762	2782,463
4	1006,041	2434,655
4,5	894,259	2164,138
5	804,833	1947,724
5,5	731,667	1770,658
6	670,694	1623,103
6,5	619,102	1498,249
7	574,881	1391,232
7,5	536,555	1298,483
8	503,021	1217,328
8,5	473,431	1145,72
9	447,13	1082,069
9,5	423,596	1025,118
10	402,417	973,862
10,5	383,254	927,488
11	365,833	885,329
11,5	349,927	846,837
12	335,347	811,552

Tabulka 5. Rezonanční otáčky jednoduzlového a dvouuzlového kmitání

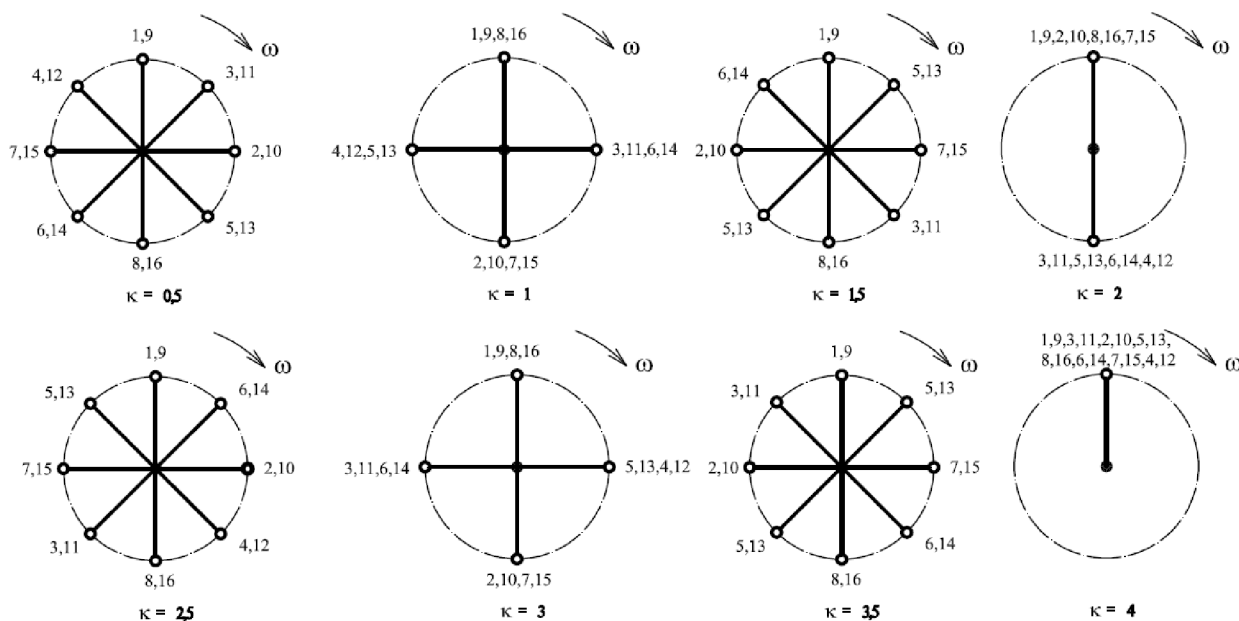
Vzhledem k tomu, že motory používané v kogeneračních jednotkách jsou motory stabilní (udržují si konstantní otáčky), bude vyšetřován pouze řád κ odpovídající otáčkám nacházejících se v těsné blízkosti otáček provozních. Motor nabíhá do provozních otáček velmi rychle, proto by harmonické složky o relativně velké vydatnosti rezonancí neměly motor poškodit. Pro první vlastní frekvenci bude brán v úvahu řád harmonické složky $\kappa = 3$. Pro druhou vlastní frekvenci bude počítáno s řádem harmonické složky $\kappa = 6,5$.

7.3.3 Vydatnost rezonancí

Tvar výkmitové čáry je při vzniku rezonančního kmitání přibližně stejný jako při vlastním torzním kmitání. Rezonanční výchylky jednotlivých hmot torzní soustavy určíme

z podmínky, že práce momentových prvků na jednotlivých klikách se rovná práci tlumících odporů.[1]

Při vyšetřování vydatnosti rezonancí se sestavují směrové hvězdice pro vektory a_i pro různé řády κ bez respektování jejich velikosti.



Obr. 39 Směrové hvězdice

Pro dané pořadí zážehů byly stanoveny směrové hvězdice. Úhel mezi paprsky jednotlivých hvězdic je dán součinem úhlu mezi klikami a řádem harmonické složky. Z Obr. 39 vyplývá, že hlavní řády rezonancí jsou násobkem čtyř. U vidlicových motorů však rozložení hlavních řádů velmi významně ovlivňuje úhel rozevření řad válců. Platí tedy, že změnou úhlu otevření řad válců se vydatnost některých rezonancí zmenší a jiných naproti tomu zvětší.

Vydatnost je dána vektorovým součtem poměrných výchylek:

$$\varepsilon_{\kappa} = \sqrt{\left[\sum_{i=1}^8 [a_{1_i} \cdot (\sin(\kappa_k \cdot \theta_{L_i}) + \sin(\kappa_k \cdot \theta_{P_i}))] \right]^2 + \left[\sum_{i=1}^8 [a_{1_i} \cdot (\cos(\kappa_k \cdot \theta_{L_i}) + \cos(\kappa_k \cdot \theta_{P_i}))] \right]^2} \quad (51)$$

[—].

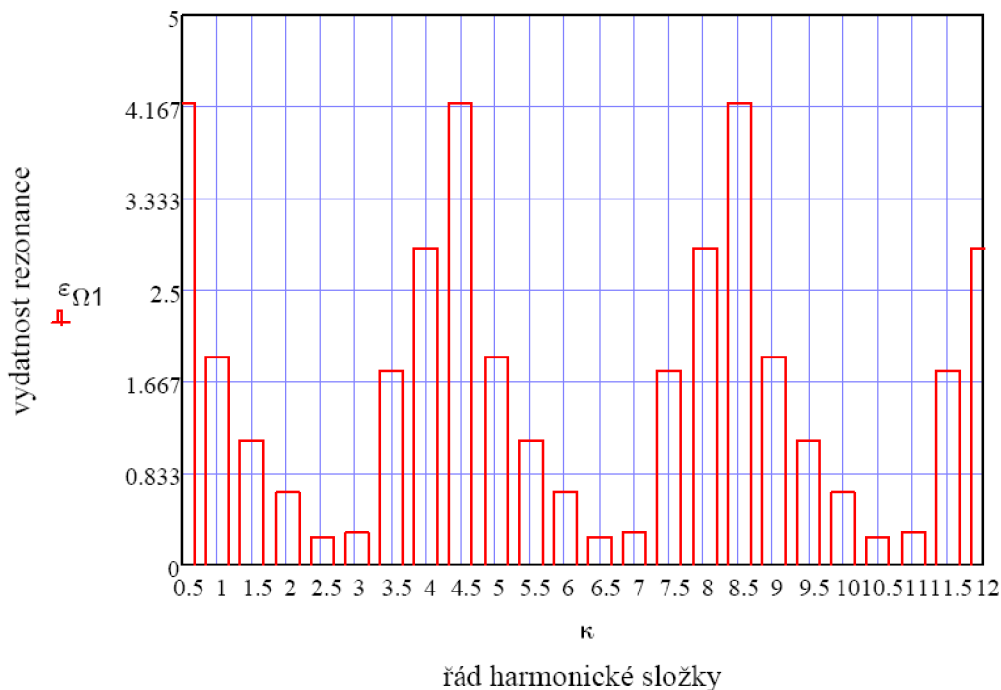
Jestliže je sled zážehů stejný, stačí zjistit částečnou výslednici $\varepsilon_{\kappa L}$ například levé řady válců, neboť výslednice řady pravé je stejná.

$$\varepsilon_{\kappa L} = \sqrt{\left[\sum_{i=1}^8 [a_{1_i} \cdot (\sin(\kappa_k \cdot \theta_{L_i}))] \right]^2 + \left[\sum_{i=1}^8 [a_{1_i} \cdot (\cos(\kappa_k \cdot \theta_{L_i}))] \right]^2} \quad (52)$$

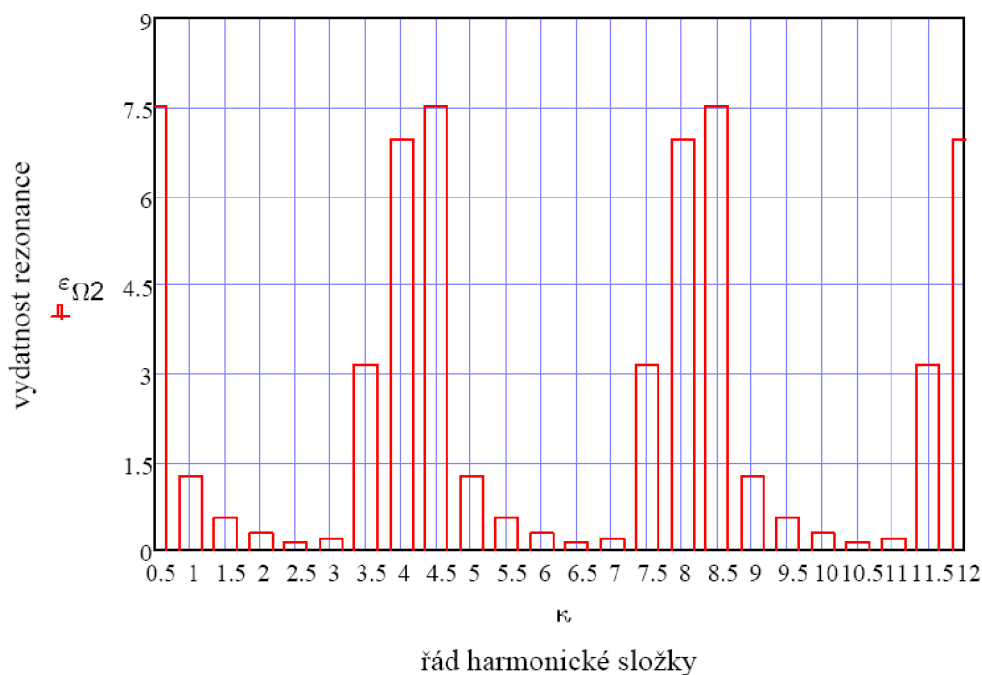
Vydatnost rezonancí lze pak určit podle vzorce 53,

kde $\vartheta_{L,P}$ je úhel pootočení hřídele v době mezi zápaly na prvním válci levé řady a prvním válci řady pravé

$$\varepsilon_{\kappa} = 2 \cdot \varepsilon_{\kappa L} \cdot \cos \frac{\kappa \cdot \vartheta_{L,P}}{2} [-], \quad (53)$$



Obr. 40 Výdatnost rezonancí pro první vlastní frekvenci



Obr. 41 Výdatnost rezonancí pro druhou vlastní frekvenci

7.3.4 Torzní výchylky volného konce v rezonanci

Velikost torzních výchylek v rezonanci je dána velikostí tlumících odporů. V rezonanci je tvar vynuceného kmitání stejný jako tvar vlastního kmitání.[1]

K motoru je připojen tlumič torzních kmitů, jedná se o tlumič silikonový. Pro výpočet torzních výchylek je zapotřebí znát součinitel tlumení k_t :

$$k_t = 2 \cdot J_p \cdot \Omega_0 \cdot \gamma \left[\frac{N \cdot m \cdot s}{rad} \right]. \quad (54)$$

Dále je nutné znát vlastní frekvenci tlumiče Ω_t , moment setrvačnosti činné části tlumiče J_p , poměrného útlumu tlumiče γ a velikost tlumících odporů ξ , která byla stanovena ze zkušeností prof. Píštěka. Podrobnější výpočty jsou uvedeny v příloze.

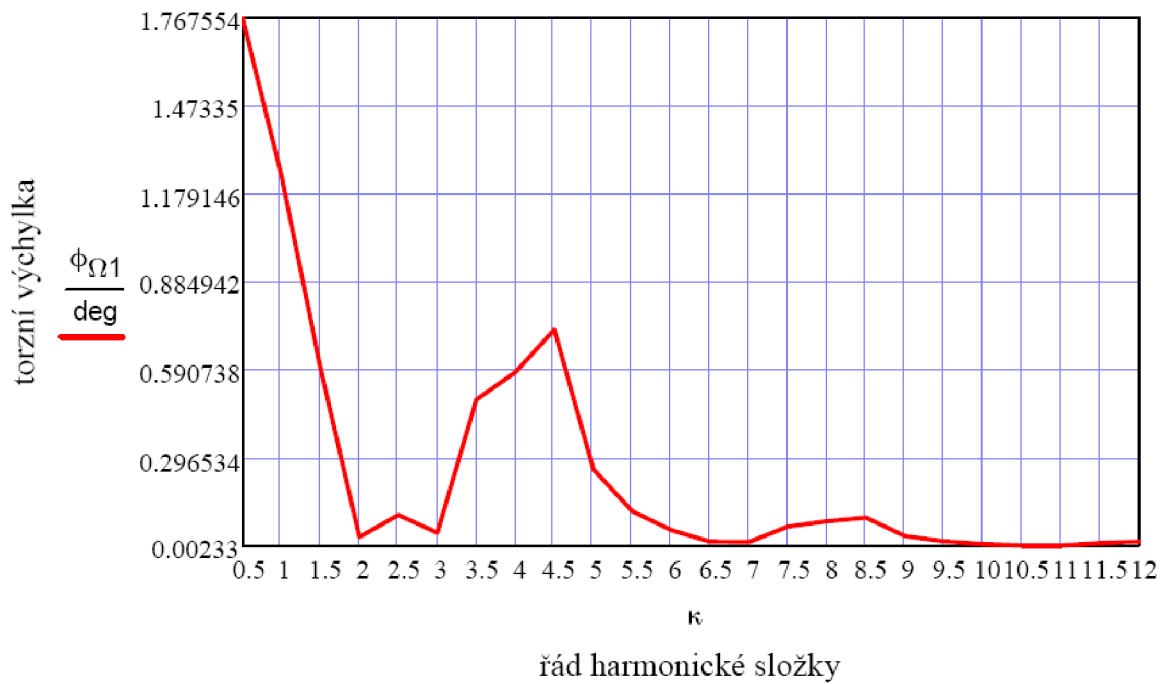
Amplituda kmitání předního konce klikového hřídele se pak vypočítá:

$$\phi_{\Omega_j} = \frac{M_{hj} \cdot \varepsilon_{\Omega_j}}{\Omega_t \left[\xi \cdot \sum_{i=1}^8 (a_i)^2 + \frac{k_t}{1 + \left(\frac{k_t}{J_p \cdot \Omega_t} \right)^2} \right]} \quad [rad]. \quad (55)$$

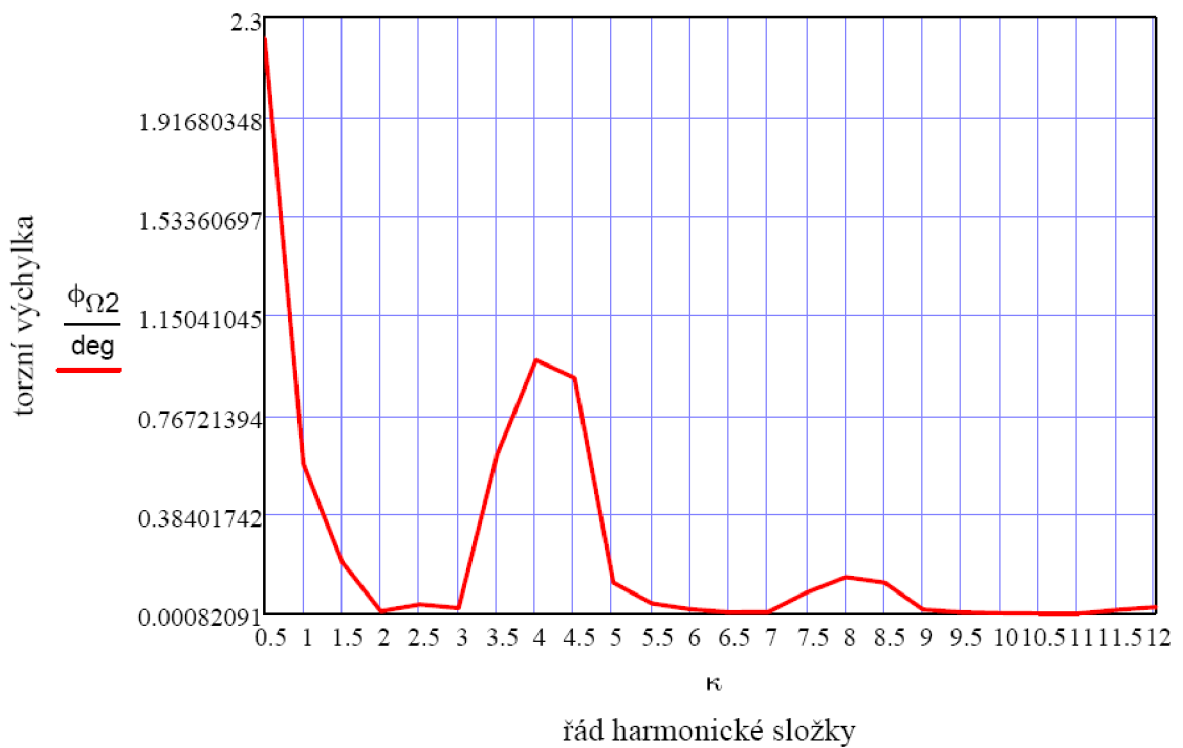
κ	$\phi_{\Omega_1} [^\circ]$	κ	$\phi_{\Omega_1} [^\circ]$	κ	$\phi_{\Omega_1} [^\circ]$
0,5	1,768	4,5	0,724	8,5	0,096
1	1,239	5	0,257	9	0,035
1,5	0,597	5,5	0,117	9,5	0,016
2	0,031	6	0,054	10	0,008
2,5	0,105	6,5	0,016	10,5	0,002
3	0,046	7	0,014	11	0,002
3,5	0,489	7,5	0,066	11,5	0,011
4	0,581	8	0,084	12	0,015

Tabulka 6. Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci

Vyšetřován bude řád $\kappa = 2,5$, u kterého se rezonanční otáčky nejvíce blíží otáčkám provozním. V řádu $\kappa = 4,5$ se sice dosahuje nejvyšší torzní výchylky $\phi_{\Omega_1} = 0,724^\circ$ rovnající se napětí 46,9 MPa, ale tato oblast je motorem, jež nabíhá na provozní otáčky, velmi rychle přeběhnuta. Kliková hřídel by tedy tímto napětím neměla být ohrožena.



Obr. 42 Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci



Obr. 43 Torzní výchylky pro druhou vlastní frekvenci

7.3.5 Přídavné torzní napětí

Klikový hřídel je torzními vibracemi namáhán střídavě v krutu. Maximální torzní napětí, které je dáno tečnou k výkmitové čáře a je největší v místě vibračního uzlu, se nachází v místě největšího poměrného nakroucení hřídele. [1] V předchozím kroku byla vypočtena torzní výchylka volného konce klikové hřídele ϕ , dále známe výkmitovou čáru určenou poměrnými výchylkami a_i a torzní tuhosti soustavy c_i . Střídavý krouticí moment pak lze zapsat jako:

$$M_{t,i,i+1} = \phi \cdot \Delta a_{i,i+1} \cdot c_{i,i+1} \text{ [N.m]} \quad (56)$$

Z Obr. 36 je zřejmé, že pro první vlastní frekvenci kmitání, pro kmitání jednouzlové, se uzel nachází mezi pátým a šestým zalomením klikového hřídele. Největší poměrné nakroucení je tedy mezi poměrnými výchylkami a_5 a a_6 . Obr. 37 zobrazuje průběh dvouuzlového kmitání, u kterého je zapotřebí určit větší z rozdílů poměrných výchylek a_1 - a_2 a a_8 - a_9 . Větší napětí vychází mezi uzly a_1 a a_2 .

Pro výpočet přídavného torzního napětí je nutné znát modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot D_{oc}^3}{16} \text{ [m}^3\text{]}, \quad (57)$$

kde D_{oc} je průměr ojnicního (menšího) čepu.

Přídavné torzní napětí je pak dáno podílem střídavého krouticí momentu M_t a modulu průřezu v krutu W_k :

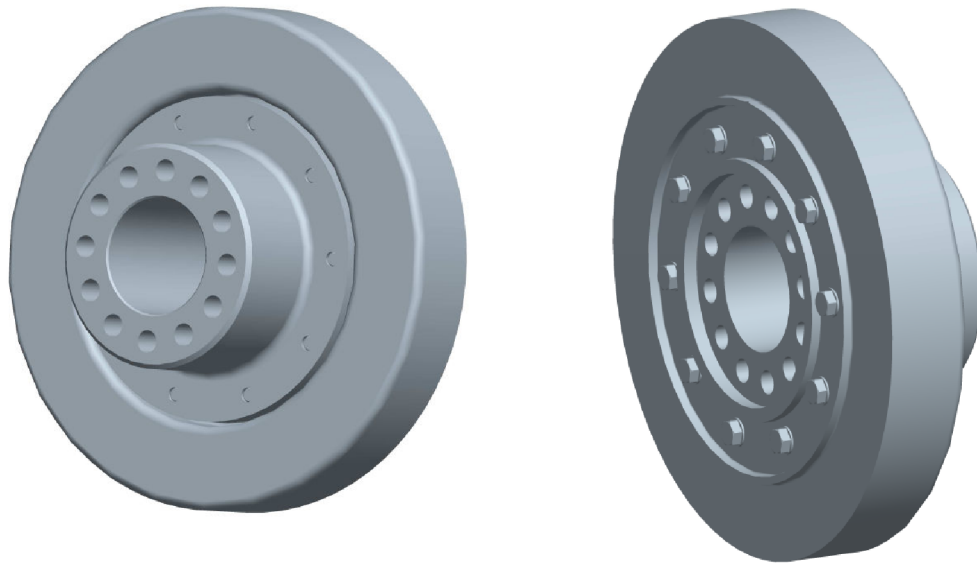
$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k} \text{ [Pa]} \quad (58)$$

Přídavná torzní napětí τ [MPa]	
1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence
2,971	1,147

Tabulka 7. Přídavná torzní napětí

V tomto systému je použit silikonový tlumič torzních kmitů, který plně vyhovuje požadavkům utlumení torzních kmitů. V příloze jsou vypočítány parametry pro tento typ tlumiče.

Tlumič je tvořen skříní, víkem a prstencem (setrvačnickem). Skříně tlumiče je pevně připojena ke konci klikového hřídele a je v ní volně uložen prsteneček. Po uzavření skříně víkem se vytvoří mezi skříní a prstencem a mezi víkem a prstencem v čelním a radiálním směru mezera o velikosti pouze několik desetin milimetru. Tato mezera se vyplňuje (pod tlakem) silikonovým olejem. Ve víku jsou dva otvory. Jeden otvor je plnicí a druhý odzdušňovací. Víko se ke skříně tlumiče upevňuje zaválcováním, přivařením nebo i přilepením epoxydovou pryskyřicí. Spojení mezi prstencem a skříní je tvořeno pouze viskozitou kapalinou.[1]



Obr. 44 Silikonový tlumič torzních kmitů

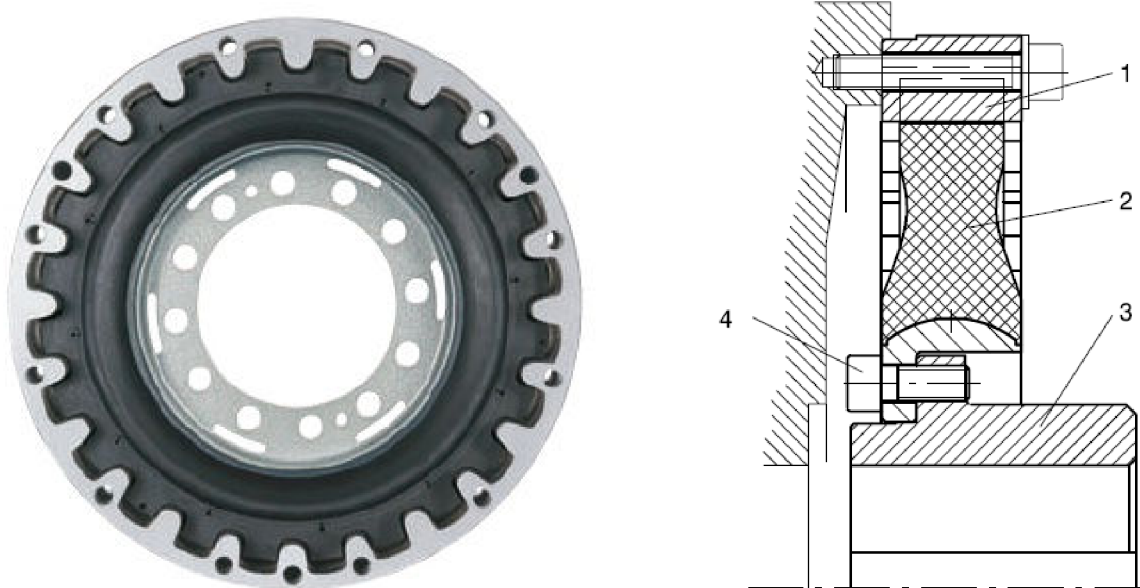
8. Parametry pružné spojky

Torzní kmity se dají omezit pomocí pružných spojek, jejichž tuhost se mění s úhlovou rychlostí otáčení klikového hřídele.

Pro tuto aplikaci je použita kompaktní torzně měkká bezvúlová spojka, která kompenzuje značné osové výchylky i při vysokých rychlostech.

Další možnosti aplikací jsou:

- kompresory
- lodní pohony
- čerpací soustavy
- lokomotivy



Obr. 45 Pružná spojka firmy Vulkan [6]

Tyto druhy spojek jsou konstruovány jako gumový disk (2), který má na vnějším průměru vytvořeno ozubení. Ozubení zapadá do hliníkového prstence (1). Ten je poháněn setrvačnickem a má na vnitřním průměru vyrobeno ozubení. Gumový disk je řešen tak, aby spojka poskytovala velký torzní úhel, a zamezuje vzniku nedovoleného napětí.

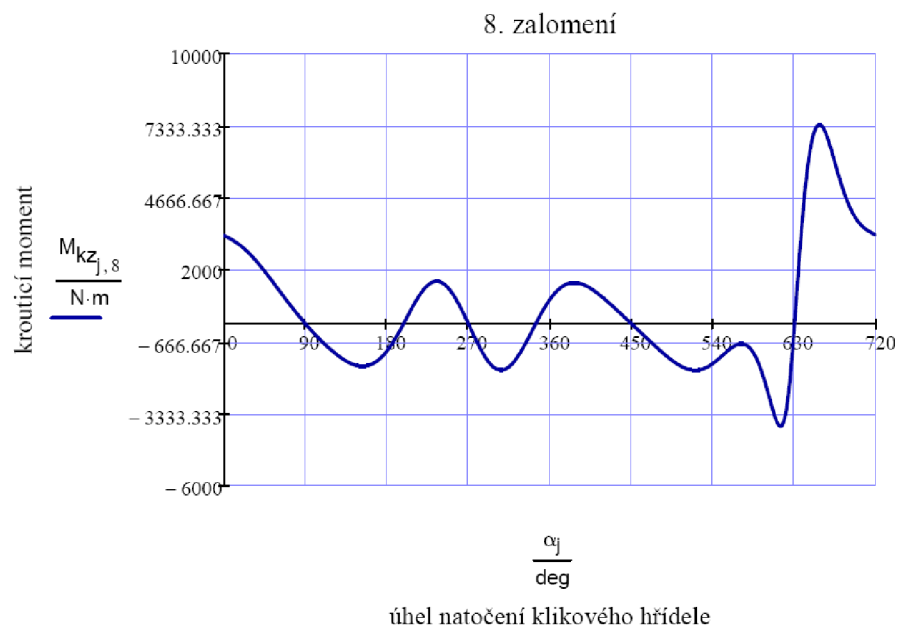
Náboj (3) je vyroben z oceli s minimální pevností v tahu 600MPa a přišroubován šrouby (4) k přírubě generátoru. Vnější prsteneček je z vysoce kvalitní hliníkové slitiny. Gumový disk je vyroben z přírodního kaučuku, je vulkanizován a je velmi dobře teplotně stálý. Pro aplikace, při nichž je vysoká teplota okolí, se doporučuje místo přírodního kaučuku silikonový elastomer, který je určen pro teploty až 120°C.

Výhody a charakteristiky spojky:

- torzně velmi měkká, žádné vůle
- torzní tuhost lze upravit pomocí různých tuhostí gumových disků
- dobrá teplotní odolnost
- zmírnění vibrací a rázových zatížení
- velmi dobrý rozptyl tepla

- žádné opotřebené díly, velká životnost
- snadná montáž [5]

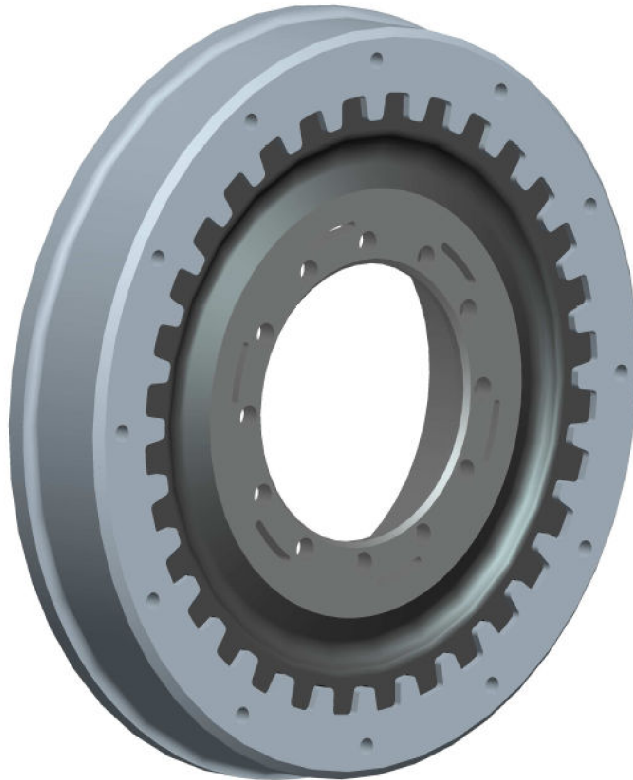
Pro určení vhodné spojky je nutné znát krouticí moment, který má navrhovaná spojka přenést. Byl vypočítán krouticí moment na zalomení nejbližší spojky, konkrétně na zalomení osmém. Krouticí momenty jsou fázově posunuty po 90° podle toho, jak u jednotlivých válců na zalomeních dochází k zážehu. Spojka je určena pomocí průběhu krouticího momentu a dále podle zástavby mezi motorem a generátorem. Spojka má tedy přenášet krouticí moment z motoru na generátor. Při vyšetřování torzního problému této soustavy je nutné zjistit torzní tuhost spojky. Ve firmě Tedom, ve které byly parametry motoru měřeny, spojka momentálně nebyla, proto bylo přistoupeno k volbě torzně měkké spojky firmy Vulkan (typ Vulastik-L). Poté byla určena torzní tuhost potřebná pro analýzu torzního problému (viz Tabulka 3).



Obr. 46 Průběh krouticího momentu na 8. zalomení

Bau- größe	Bau- gruppe	Nenn- drehmoment	Maximal- dreh- moment ₁	Maximal- dreh- moment ₂	Zul. Wechsel- dreh- moment	Max. Dreh- moment- bereich	Zul. Verlust- leistung	Zul. Drehzahl	Zul. radialer Wellen- versatz	Radiale Federsteife	Dynamische Drehfeder- steife	Verhältnis- mäßige Dämpfung
Size	Dimension Group	Normal Torque	Max. Torque ₁	Max. Torque ₂	Perm. Vibratory Torque	Max. Torque Range	Perm. Power Loss	Perm. Rotational Speed	Perm. Radial Shaft Dis- placement	Radial Stiffness	Dynamic Torsional Stiffness	Relative Damping
		¹⁾ T _{N30} N/m	²⁾ T _{Kmax,1} kNm	³⁾ T _{Kmax,2} kNm	⁴⁾ T _{WV} kNm	⁵⁾ ΔT _{max} kNm	⁶⁾ P _{KV30,1h} kW	⁷⁾ n _{max} 1/min	⁸⁾ ΔK _r mm	⁹⁾ C _{10h} kN/mm	¹⁰⁾ C _{10h} kNm/rad	¹¹⁾ ψ
3411	3410	6,30	9,45	28,40	2,50	11,41	0,550	2500	1,5	2,70	43,0	1,00
3412	3410	8,00	12,00	28,40	3,20	14,04	0,550	2500	1,0	4,10	67,0	1,13
3413	3410	8,00	12,00	28,40	3,20	19,55	0,550	2500	1,0	4,50	85,0	1,13
3416	3410	8,00	12,00	28,40	3,20	19,55	0,550	2500	1,0	9,20	143,0	1,13
3418	3410	8,00	12,00	28,40	3,20	21,45	0,550	2500	1,0	12,60	200,0	1,13
341A	3410	8,00	12,00	28,40	3,20	21,45	0,550	2500	1,0	18,10	303,00	1,13
34D1	34D0	12,50	18,80	56,25	5,00	22,82	1,100	2500	1,5	5,40	85,0	1,00
34D2	34D0	16,00	24,00	56,25	6,40	28,08	1,100	2500	1,0	8,20	134,0	1,13
34D3	34D0	16,00	24,00	56,25	6,40	39,10	1,100	2500	1,0	9,00	170,0	1,13
34D6	34D0	16,00	24,00	56,25	6,40	39,10	1,100	2500	1,0	18,40	285,0	1,13
34D8	34D0	16,00	24,00	56,25	6,40	42,90	1,100	2500	1,0	25,20	400,0	1,13
34DA	34D0	16,00	24,00	56,25	6,40	42,90	1,100	2500	1,0	36,20	605,0	1,13
3711	3710	8,00	12,00	36,00	3,20	15,01	0,660	2500	1,5	4,10	61,0	1,00
3712	3710	10,00	15,00	36,00	4,00	15,01	0,660	2500	1,0	6,30	94,0	1,13
3713	3710	10,00	15,00	36,00	4,00	15,01	0,660	2500	1,0	8,10	120,0	1,13
3716	3710	10,00	15,00	36,00	4,00	15,01	0,660	2500	1,0	13,40	200,0	1,13
3718	3710	10,00	15,00	36,00	4,00	15,01	0,660	2500	1,0	18,70	279,0	1,13
371A	3710	10,00	15,00	36,00	4,00	15,01	0,660	2500	1,0	27,80	413,0	1,13

Tabulka 8. Parametry pružné spojky [6]



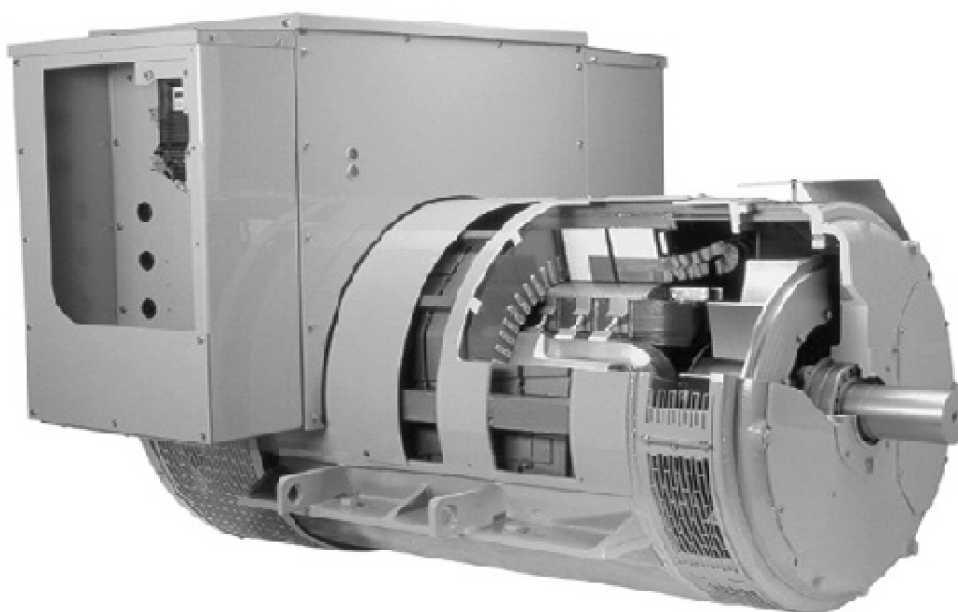
Obr. 47 3D model spojky

9. Generátor elektrického proudu



Obr. 48 Sestava motor-generátor [8]

Obecně je elektrický generátor zařízení sloužící k přeměně jiných druhů energie na energii elektrickou. Nejčastěji se jedná o rotační, respektive točivé stroje, které využívají točivého magnetického pole a cívek, v nichž se indukuje elektrické napětí. Tyto stroje se používají jako generátory především díky tomu, že mohou být dimenzovány na velmi velké výkony a navíc jejich účinnost je vysoká. Skladají se z rotoru a statoru, přičemž rotor obvykle vytváří točivé magnetické pole a ve statoru jsou umístěny cívky, ve kterých se indukuje elektrické napětí.[7]



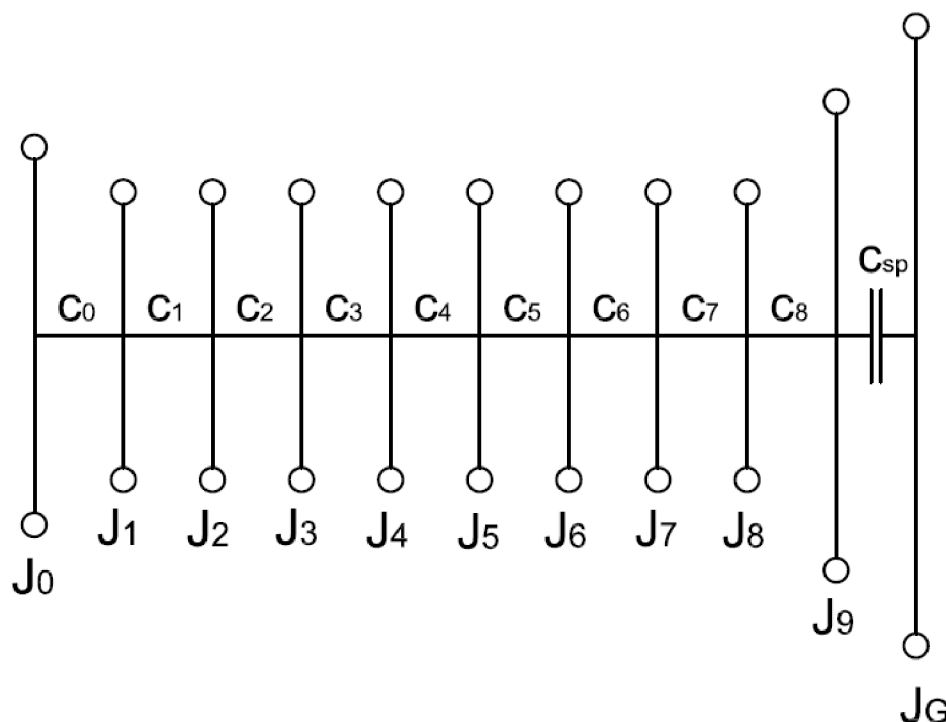
Obr. 49 Řez generátorem Caterpillar [8]

Generátor firmy Caterpillar s označením SR4B dosahuje jmenovitého výkonu 1050kW. Je konstruován jako jednoložiskový a pracuje v maximální teplotě 40°C.

Rotor generátoru využívá metody „mokrý vrstvy“, kdy vinutí je potaženo epoxidovým nátěrem, který je nanesen na samotný rotor i mezi každou vrstvou vinutí. To zajišťuje velmi dobré slepení všech vrstev drátů na rotoru a zabezpečuje to izolaci. Číslicově řízené soustružnické a brousící stroje dávají rotoru velmi vysokou přesnost. Vrstva červené fólie se používá pro ochranu rotoru a hřídele proti korozi. Všechny konstrukční prvky rotoru jsou testovány při 150% jmenovitých otáček a teplotě 170°C po dobu dvou hodin. Každý rotor je vždy vyvážen ve dvou rovinách.

Statorové vinutí je přesně formováno do cívek. Každý vodič je umístěn velmi přesně, je montován s předpětím a zároveň takovým způsobem, aby velmi dobře odolával harmonickým zatížením. Mezery vytvořené mezi závity zlepšují chlazení a zabraňují výskytu vlhkosti. Poté, co je stator navinut, je pod tlakem impregnován polyesterovým materiálem.

10. Torzní systém s připojeným generátorem



Obr. 50 Torzní systém s připojeným generátorem

K torznímu systému, který se skládá z tlumiče torzních kmitů, klikového hřídele a setrvačníku, je přes pružnou torzní spojku připojen generátor střídavého proudu.

Torzní tuhost pružné spojky je $c_{sp} = 94000 \text{ N.m/rad}$.

Moment setrvačnosti generátoru má hodnotu $J_G = 52,5 \text{ kg.m}^2$.

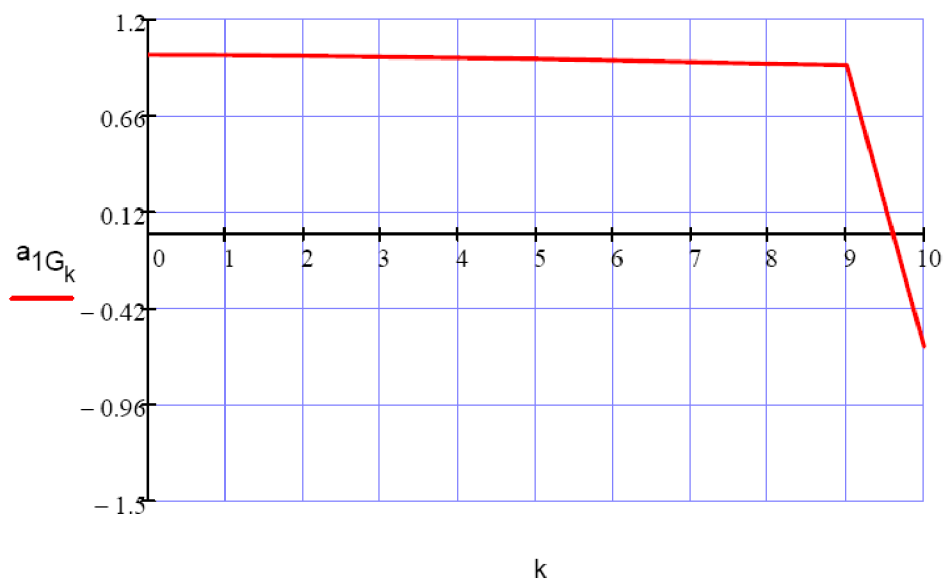
10.1 Vlastní torzní kmitání s generátorem

První vlastní frekvence N_{1G} [Hz]	Druhá vlastní frekvence N_{2G} [Hz]
10,62	67,51

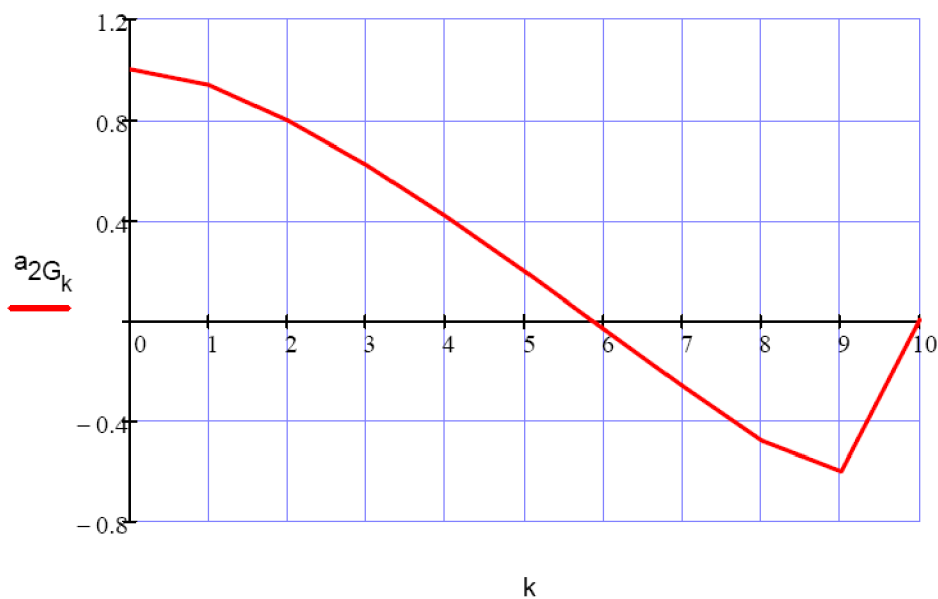
Tabulka 9. Vlastní frekvence otáček systému s generátorem pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání

Vlastní frekvence byly připojeným generátorem značně sníženy. První vlastní frekvence pro torzní systém bez generátoru dosahuje hodnoty druhé vlastní frekvence pro torzní systém s připojeným generátorem.

Výpočet byl opět ověřen programem HOL3VG a dosažené výsledky se shodovaly.



Obr. 51 Tvar prvního vlastního kmitání systému s generátorem



Obr. 52 Tvar druhého vlastního kmitání systému s generátorem

Z Obr. 51 vyplývá, že uzel neboli oblast s největším torzním napětím, se dostane až mimo klikovou hřídel a veškeré napětí je přenášeno torzní pružnou spojkou, která je dostatečně dimenzována.

Obr. 52 ukazuje dvouuzlové kmitání, přičemž pouze jeden uzel leží na klikové hřídeli, druhý uzel kmitání se dostává až mimo ni.

10.2 Vynucené torzní kmitání s generátorem

10.2.1 Rezonanční otáčky motoru

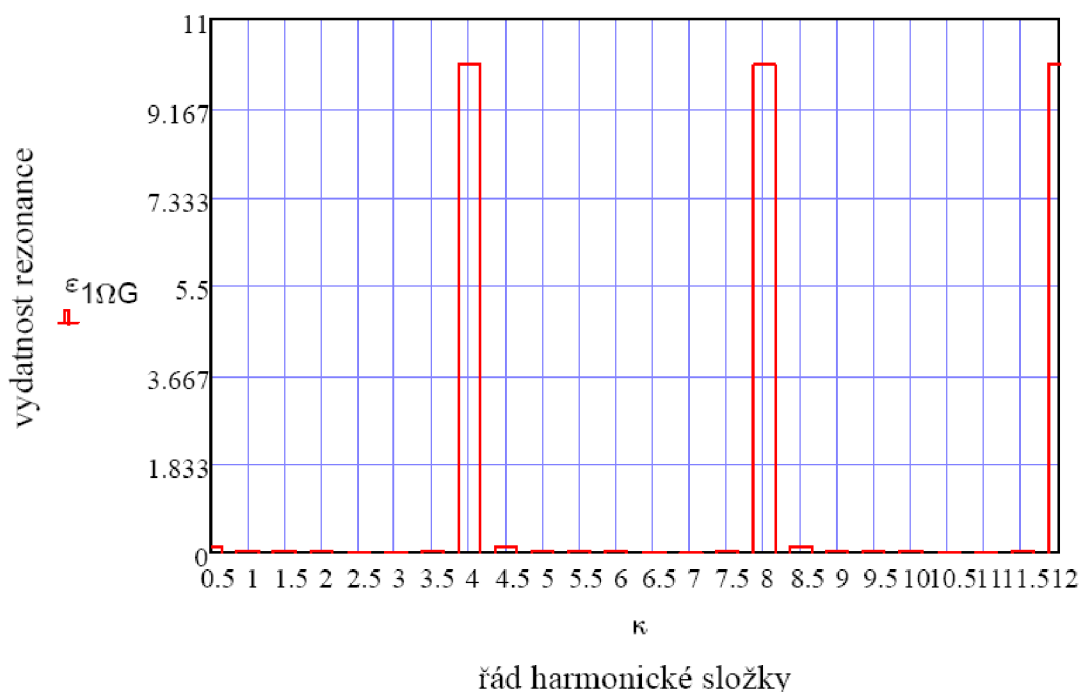
Řád harmonické složky	Rezonanční otáčky pro první vlastní frekvenci s generátorem	Rezonanční otáčky pro druhou vlastní frekvenci s generátorem
κ [-]	n_{1rezG} [min^{-1}]	n_{2rezG} [min^{-1}]
0,5	1275,258	8101,146
1	637,629	4050,573
1,5	425,086	2700,382
2	318,814	2025,287
2,5	255,052	1620,229
3	212,543	1350,191
3,5	182,18	1157,307
4	159,407	1012,643
4,5	141,695	900,127
5	127,526	810,115
5,5	115,933	736,468
6	106,271	675,096
6,5	98,097	623,165
7	91,09	578,653
7,5	85,017	540,076
8	79,704	506,322
8,5	75,015	476,538
9	70,848	450,064
9,5	67,119	426,376
10	63,763	405,057
10,5	60,727	385,769
11	57,966	368,234
11,5	55,446	352,224
12	53,136	337,548

Tabulka 10. Rezonanční otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání systému s generátorem

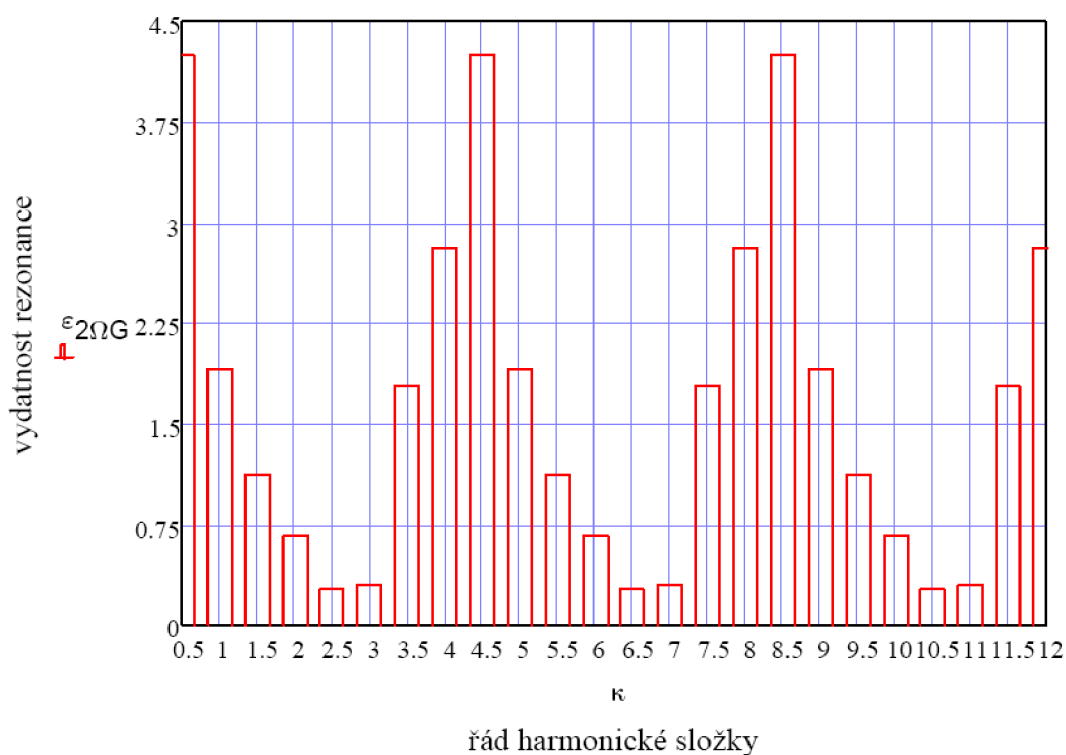
Z Tabulky 10 je patrná změna rezonančních otáček motoru po připojení generátoru. Jelikož tento stabilní motor si udržuje stále pracovní otáčky $n = 1500 \text{min}^{-1}$, bude zkoumána oblast v těchto otáčkách. Pro první vlastní frekvenci se tyto otáčky dostaly úplně mimo rozsah a nejbližšími se tedy staly otáčky řádu $\kappa = 0,5$. Pro druhou vlastní frekvenci se oblast dostala z $\kappa = 6,5$ pro torzní systém bez generátoru na řád harmonické složky $\kappa = 3$ pro systém s generátorem.

10.2.2 Vydátnost rezonancí

Dle vztahu (51) byly opět vypočítány vydátnosti rezonancí pro první a druhou vlastní frekvenci daného systému. I v tomto případě dochází k opakování nejvydatnějších rezonancí po čtyřnásobcích řádu κ . Pro první vlastní frekvenci, kdy se hřídel téměř nedeformuje, jsou nejvydatnější rezonance jako pro motor řadový 4, 8, 12.



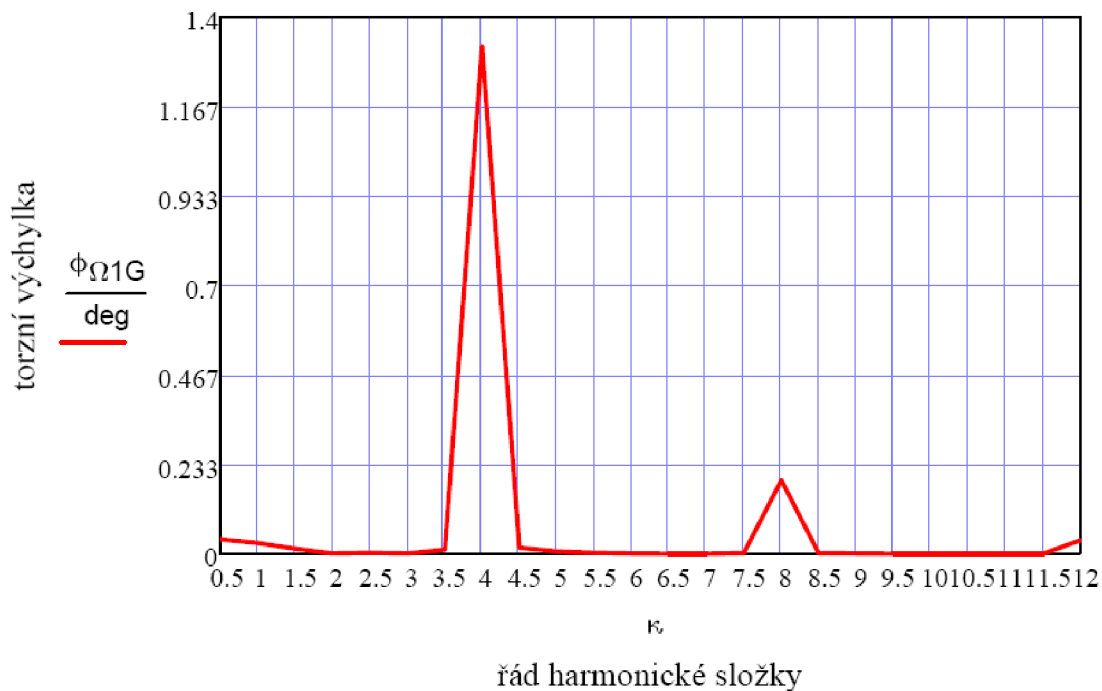
Obr. 53 Vydátnost rezonancí pro první vlastní frekvenci pro systém s generátorem



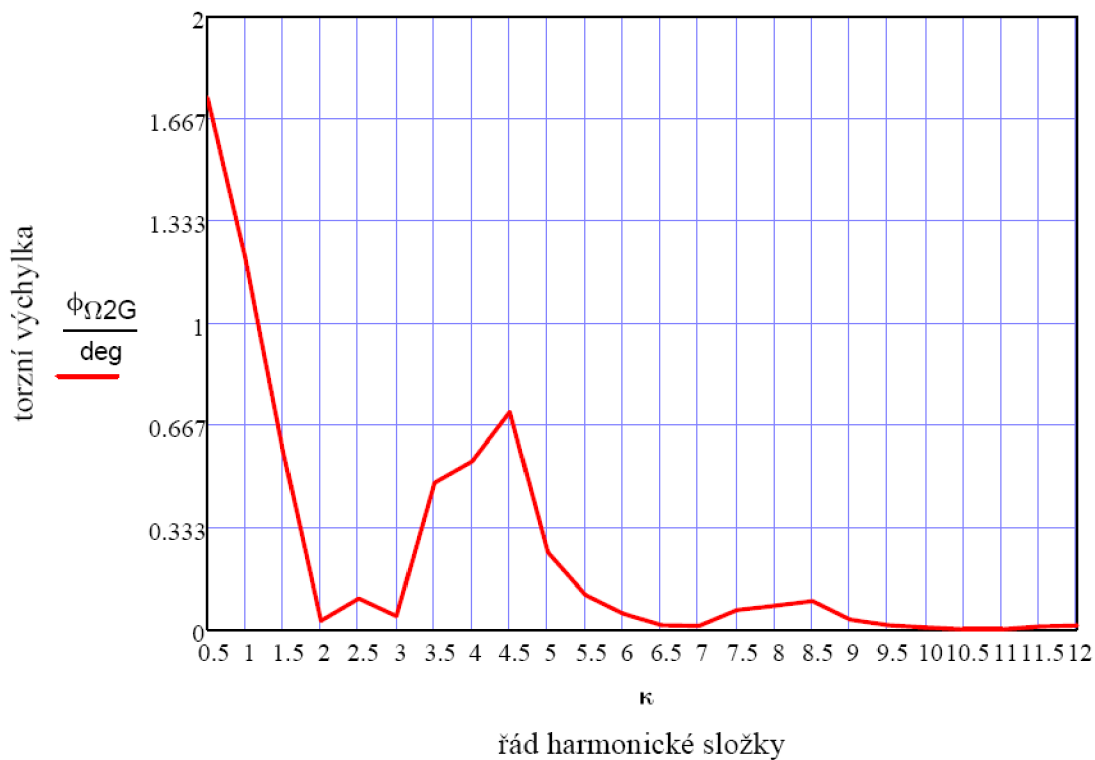
Obr. 54 Vydátnost rezonancí pro druhou vlastní frekvenci pro systém s generátorem

10.2.3 Torzní výchylky volného konce v rezonanci

I zde jsou vypočítány torzní výchylky dle vztahu (54).



Obr. 55 Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci pro systém s generátorem



Obr. 56 Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci pro systém s generátorem

κ	$\phi_{\Omega_{1G}} [^\circ]$	κ	$\phi_{\Omega_{1G}} [^\circ]$	κ	$\phi_{\Omega_{1G}} [^\circ]$
0,5	0,0378	4,5	0,0155	8,5	0,0021
1	0,0276	5	0,0057	9	0,0008
1,5	0,0134	5,5	0,0026	9,5	0,0004
2	0,0007	6	0,0012	10	0,0002
2,5	0,0023	6,5	0,0004	10,5	0,0001
3	0,001	7	0,0003	11	0,0001
3,5	0,0105	7,5	0,0014	11,5	0,0002
4	1,33	8	0,1912	12	0,0352

Tabulka 11. Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci daného systému

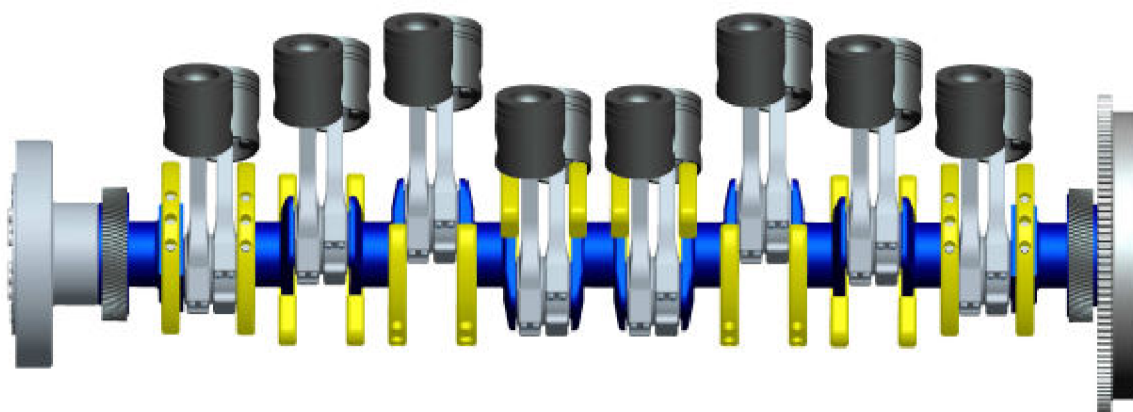
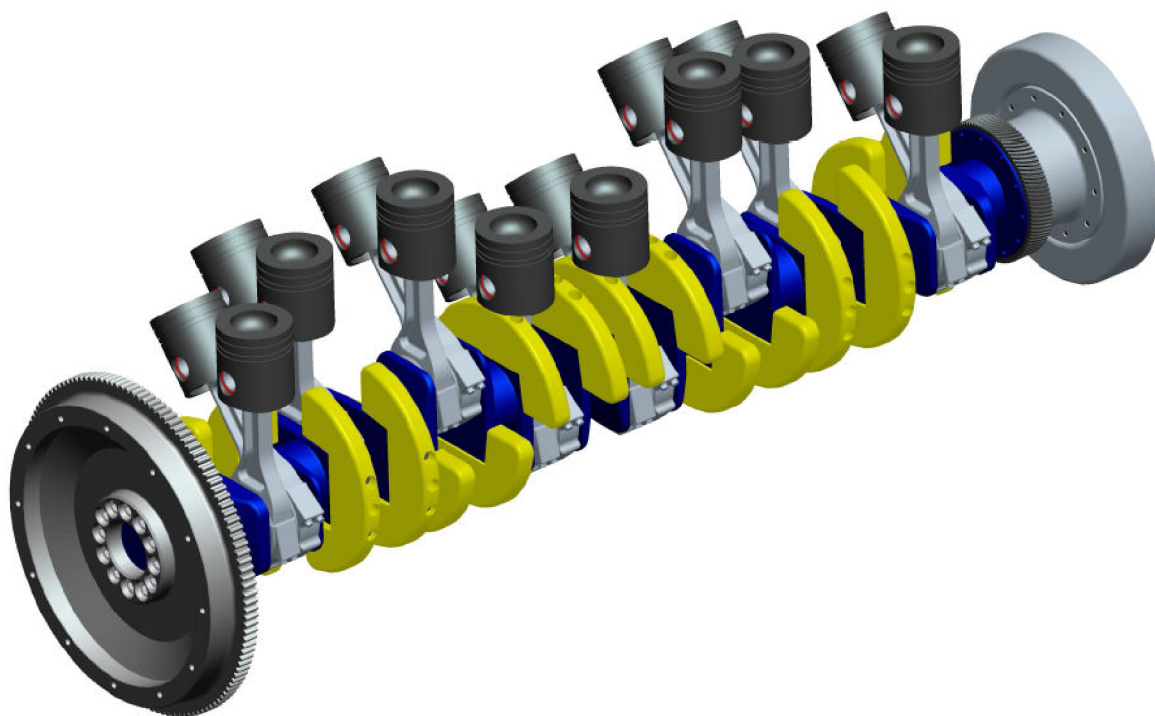
Nejvyšší torzní výchylka vychází pro řád harmonické složky $\kappa = 4$, kterému odpovídají otáčky $n = 159,4 \text{ min}^{-1}$. Tyto otáčky jsou však hluboko pod otáčkami provozními. Otáčkám provozním se nejvíce přibližuje řád harmonické složky $\kappa = 0,5$, ve kterém otáčky dosahují hodnoty $n = 1275,2 \text{ min}^{-1}$, proto pro výpočet bude brána tato hodnota.

10.2.4 Přídavné torzní napětí

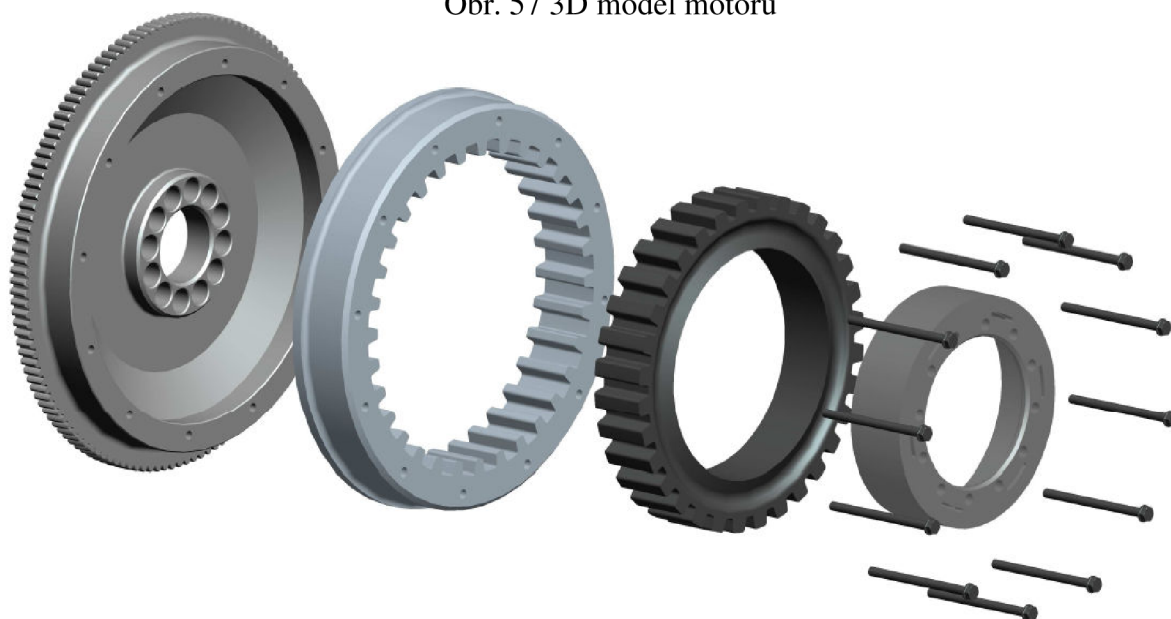
Do výpočtu přídavného torzního napětí podle vzorce (58) je tedy brána torzní výchylka odpovídající řádu harmonické složky $\kappa = 0,5$. Motor je s generátorem spojen torzně měkkou pružnou spojkou, která má torzní tuhost přibližně o dva řády menší, než je torzní tuhost klikového hřídele. V průběhu torzního napětí klikového hřídele nevznikne takové napětí, které by klikovou hřídel ohrožovalo. Torzní spojka na Obr. 47 tedy velmi dobře utlumí přídavná torzní napětí, která by vznikla spojením motoru s generátorem napevno.

Přídavná torzní napětí systému s generátorem $\tau [\text{MPa}]$	
1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence
0,203	0,21

Tabulka 12. Přídavná torzní napětí systému s generátorem



Obr. 57 3D model motoru



Obr. 58 Sestava spojky

11. Závěr

V této diplomové práci byl řešen motor Caterpillar G3516, který je použitý pro kogenerační jednotku. Je přestavěn z klasického naftového motoru na motor plynový.

Jedním z bodů bylo řešení vyvážení klikového hřídele, které vycházelo z kinematiky klikového ústrojí. Z rozboru vyvážení klikového hřídele vyplynulo, že takto navržený hřídel, tedy hřídel s osmi zalomeními, nevyžaduje žádné vyvážovací zařízení, protože je přirozeně vyvážen. Klikový hřídel stacionárního motoru je obdélníkového tvaru se sraženými rohy u ojnicního čepu. Jelikož klikový hřídel víceválcového motoru by bez vývažků velmi zvyšoval zatížení na hlavních ložiscích, je hřídel doplněn protizávažím umístěným na každém zalomení. Klikový hřídel je tedy silově vyvážen. Toto řešení sice zvýší hmotnost celého motoru, ale u stabilního motoru používaného u kogeneračních jednotek nepřináší tato skutečnost přílišné problémy.

Dále byla provedena analýza torzních kmitů. Analýze byl podroben systém, kdy ke klikové hřídeli je přišroubován setrvačnický a tlumič torzních kmitů. Rozbor ukázal, že použitý silikonový tlumič velmi dobře tlumí vzniklé torzní kmity. Z analýzy dále vyplynulo, že u vidlicového motoru jsou vydatnosti rezonancí velmi významně ovlivněny úhlem rozevření válců. Nejvyšší torzní přídatné napětí bylo zjištěno v otáčkách, které se nejvíce blížily otáčkám provozním. V těchto otáčkách se dosahuje vyššího napětí 2,97MPa pro první vlastní frekvenci, které nepředstavuje žádné nebezpečí. Při náběhu motoru musí být plynule překonána oblast, ve které jsou napětí vyšší. Nejvyšší dosahované napětí v přechodové oblasti je 46,9MPa. Toto napětí se může zdát vysoké, ale je motorem rychle přeběhnuto a například pro hřídel z materiálu 12 060 je dovolené napětí v krutu 50 až 60MPa, tedy kliková hřídel nemůže být ohrožena.

V druhé polovině práce je k tomuto systému připojen generátor elektrického proudu. Z dokumentů o generátoru byl zjištěn moment setrvačnosti, který dosahuje vysokých hodnot. Také byla navržena spojka, která je volena podle krouticího momentu, přenášeného zalomením v těsné blízkosti spojky. Je použita torzně měkká spojka, která je charakterizovaná torzní tuhostí. Tento systém byl tedy podroben analýze torzních kmitů. Z analýzy je zřejmé, že spojka spojující motor s generátorem velmi dobře pohlcuje torzní vibrace. Přídatné torzní napětí, kterého se dosahuje opět u otáček blížících se otáčkám provozním, dosahuje pro první vlastní frekvenci velikosti 0,203MPa a pro druhou vlastní frekvenci velikosti 0,27MPa. Při nabíhání motoru se dosahuje nejvyššího napětí 7,09MPa. Toto napětí nemůže být pro klikovou hřídel nebezpečné. Spojka tedy velmi významně ovlivňuje průběh přídatného torzního napětí. U spojky však dochází ke stárnutí pryže, proto je nutné nenechat pryž ztvrdnout a věnovat jí dostatečnou pozornost, aby nebyl průběh torzního napětí zhoršen.

Použité zdroje

- [1] KOLEKTIVUM VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé, 1. díl*. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. 544 s.
- [2] TESAŘ M., ŠEFČÍK I. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. 172 s. ISBN 80-7194-550-1
- [3] KOŽOUŠEK J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1983. 488 s.

Word wide web

- [4] *Infoenergie* [online]. 2004 [cit. 2010-03-20]. Dostupný z WWW:
<<http://www.infoenergie.cz/web/root/energy.php?nav01=123&nav02=134>>
- [5] *VŠB-TU OSTRAVA* [online]. 2004 [cit. 2010-03-25]. Dostupný z WWW:
<http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/TZB/kogeneracni_jednotky.pdf>
- [6] *Vulkan* [online]. 2010 [cit. 2010-04-10]. Dostupný z WWW:
<[http://www.vulkan24.com/vulkan.de/index.php?module=pagesetter&func=viewpub&tid=10014&area=product&pid=4&mp=_Highly%20Flexible%20Couplings_VULAS_TIK_x_L%20\(freestanding\)](http://www.vulkan24.com/vulkan.de/index.php?module=pagesetter&func=viewpub&tid=10014&area=product&pid=4&mp=_Highly%20Flexible%20Couplings_VULAS_TIK_x_L%20(freestanding))>
- [7] *Wikipedia* [online]. 2010 [cit. 2010-03-26]. Dostupný z WWW:
<http://cs.wikipedia.org/wiki/Elektrick%C3%BD_gener%C3%A1tor>
- [8] *Caterpillar* [online]. 2010 [cit. 2010-04-26]. Dostupný z WWW:
<<http://www.bmcoi.com/CatLit/Power/CAT%20SR4%20GENERATORS/SR4%20EN%20MED%20VOLTAGE%20-%20LEHX6380.PDF>>

Seznam obrázků

Obr. 1 Tlumič.....	11
Obr. 2 Ojnice.....	11
Obr. 3 Setrvačnick	12
Obr. 4 Kliková hřídel	12
Obr. 5 Píst	12
Obr. 6 Schéma kogenerační jednotky s plynovým motorem [3].....	13
Obr. 7 Graf dráhy pístu	15
Obr. 8 Graf rychlosti pístu	15
Obr. 9 Působení tlaku plynů na spalovací prostor	16
Obr. 10 p- α diagram	17
Obr. 11 Schéma k redukci hmotnosti ramene kliky [2].....	18
Obr. 13 Náhrada ojnice dvěma hmotnými body[2]	20
Obr. 14 Síly v klikovém mechanismu	20
Obr. 15 Průběh sil působících na ojnicím čepu	21
Obr. 16 Průběh točivého momentu jednoho zalomení.....	22
Obr. 17 Uspořádání klikového hřídele, 3D pohled	23
Obr. 18 Hvězdice klikového hřídele	24
Obr. 19 Model klikového hřídele.....	25
Obr. 20 Pořadí zapalování a číslování válců.....	25
Obr. 21 Vektory setrvačných sil rotujících částí.....	28
Obr. 22 Vektory setrvačných sil rotujících částí pro rozbor momentů.....	28
Obr. 23 Kliková hřídel s vývažky	29
Obr. 24 Schéma klikového hřídele I. řádu	30
Obr. 25 Stanovení výsledné setrvačné síly posuvných částí I.řádu	30
Obr. 26 Schéma klikového hřídele II. řádu.....	30
Obr. 27 Stanovení výsledné setrvačné síly posuvných částí II. řádu.....	30
Obr. 28 Schéma klikového hřídele I. řádu	31
Obr. 29 Vektory setrvačných sil posuvných částí I. řádu pro rozbor momentů	31

Obr. 30 Grafické znázornění vektorů momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu	31
Obr. 31 Poloha těžiště zalomení klikového hřídele	32
Obr. 32 Druhy kmitání klikového hřídele [2]	34
Obr. 33 Zobrazení 3D modelu torzní soustavy	35
Obr. 34 Schematický model torzní soustavy	36
Obr. 35 3D model jednoho zalomení klikového hřídele.....	37
Obr. 36 Tvar prvního vlastního kmitání	40
Obr. 37 Tvar druhého vlastního kmitání.....	40
Obr. 38 Harmonická analýza točivého momentu	43
Obr. 39 Směrové hvězdice.....	45
Obr. 40 Vydatnost rezonancí pro první vlastní frekvenci.....	46
Obr. 42 Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci	48
Obr. 43 Torzní výchylky pro druhou vlastní frekvenci	48
Obr. 44 Silikonový tlumič torzních kmitů	50
Obr. 45 Pružná spojka firmy Vulkan [6]	51
Obr. 46 Průběh krouticího momentu na 8. zalomení.....	52
Obr. 47 3D model spojky.....	53
Obr. 48 Sestava motor-generátor [8]	54
Obr. 49 Řez generátorem Caterpillar [8]	54
Obr. 50 Torzní systém s připojeným generátorem	56
Obr. 51 Tvar prvního vlastního kmitání systému s generátorem.....	57
Obr. 52 Tvar druhého vlastního kmitání systému s generátorem	57
Obr. 53 Vydatnost rezonancí pro první vlastní frekvenci pro systém s generátorem.....	59
Obr. 54 Vydatnost rezonancí pro druhou vlastní frekvenci pro systém s generátorem.....	59
Obr. 55 Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci pro systém s generátorem	60
Obr. 56 Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci pro systém s generátorem	60
Obr. 57 3D model motoru.....	62
Obr. 58 Sestava spojky	62

Seznam tabulek

Tabulka 1. Parametry motoru	16
Tabulka 2. Redukované momenty setrvačnosti [kg.m ²]	37
Tabulka 3. Vlastní frekvence otáček pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání	41
Tabulka 4. Výstupní údaje programu HOL3VG	42
Tabulka 5. Rezonanční otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání.....	44
Tabulka 6. Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci	47
Tabulka 7. Přídavná torzní napětí	49
Tabulka 8. Parametry pružné spojky	53
Tabulka 9. Vlastní frekvence otáček systému s generátorem pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání	56
Tabulka 10. Rezonanční otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání systému s generátorem	58
Tabulka 11. Torzní výchylky pro první vlastní frekvenci daného systému.....	61
Tabulka 12. Přídavná torzní napětí systému s generátorem	61

Seznam použitých symbolů a zkratk

a	$[m.s^{-1}]$	zrychlení
a_1	$[m.s^{-1}]$	zrychlení prvního řádu
a_2	$[m.s^{-1}]$	zrychlení druhého řádu
a_i	$[-]$	vlastní tvar torzního kmitu
b_r	$[mm]$	tloušťka ramene
$c_{0,8}$	$[N.m.rad^{-1}]$	torzní tuhost předního a zadního konce klikového hřídele
c_{1-7}	$[N.m.rad^{-1}]$	torzní tuhost prvního až osmého zalomení klik. hřídele
$c_{i,i+1}$	$[N.m.rad^{-1}]$	torzní tuhost i -té části a $i+1$ -té části
c_{sp}	$[N.m.rad^{-1}]$	torzní tuhost spojky
D	$[mm]$	vrtání válce
D_{hc}	$[mm]$	průměr hlavního čepu
D_{oc}	$[mm]$	průměr ojnicního čepu
D_{pk}	$[mm]$	průměr předního konce klikového hřídele
D_{red}	$[mm]$	redukovaný průměr
F_{cs}	$[N]$	celková setrvačná síla
F_{I1}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí I. řádu 1. válce
F_{I2}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí I. řádu 2. válce
F_{I3}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí I. řádu 3. válce
F_{I4}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí I. řádu 4. válce
F_{I5}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí I. řádu 5. válce
F_{I6}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí I. řádu 6. válce
F_{I7}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí I. řádu 7. válce
F_{I8}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí I. řádu 8. válce
F_{II1}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí II. řádu 1. válce
F_{II2}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí II. řádu 2. válce
F_{II3}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí II. řádu 3. válce
F_{II4}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí II. řádu 4. válce
F_{II5}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí II. řádu 5. válce
F_{II6}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí II. řádu 6. válce
F_{II7}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí II. řádu 7. válce
F_{II8}	$[N]$	setrvačná síla posuvných částí II. řádu 8. válce
F_{o1}	$[N]$	odstředivá síla 1. válce
F_{o2}	$[N]$	odstředivá síla 2. válce
F_{o3}	$[N]$	odstředivá síla 3. válce
F_{o4}	$[N]$	odstředivá síla 4. válce
F_{o5}	$[N]$	odstředivá síla 5. válce

F_{o6}	[N]	odstředivá síla 6. válce
F_{o7}	[N]	odstředivá síla 7. válce
F_{o8}	[N]	odstředivá síla 8. válce
F_{oc}	[N]	celková síla působící na ojnicí čep
F_{od}	[N]	odstředivá síla
F_{oj}	[N]	ojnicí síla
F_{ozal}	[N]	síla na zalomení
F_p	[N]	síla od tlaku plynů
F_r	[N]	radiální síla
F_{rc}	[N]	celková radiální síly
F_{s1}	[N]	setrvačná síla prvního řádu
F_{s2}	[N]	setrvačná síla druhého řádu
F_t	[N]	tečná síla
i	[-]	počet válců
\mathbf{i}	[-]	imaginární jednotka
I_p	[m ⁴]	polární moment
J_0	[kg.m ²]	moment setrvačnosti předního konce klikového hřídele
J_{1-8}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti prvního až osmého zalomení
J_9	[kg.m ²]	moment setrvačnosti setrvačnicku
J_G	[kg.m ²]	moment setrvačnosti generátoru
J_{oj}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti ojnice
J_{ojred}	[kg.m ²]	reduk. moment setrvačnosti rot. částí ojnice a oj. ložiska
J_p	[kg.m ²]	moment setrvačnosti prstence
J_{phred}	[kg.m ²]	redukovaný moment setrv. posuvných částí ojnice
J_{pk}	[kg.m ²]	redukovaný moment setrv. předního konce klik. hřídele
J_t	[kg.m ²]	moment setrvačnosti tlumiče
J_z	[kg.m ²]	redukovaný moment setrvačnosti zalomení
k	[-]	harmonická složka
k_t	[N.m.s.rd ⁻¹]	součinitel tlumení
l_f	[mm]	funkční délka příruby
l_{hc}	[mm]	délka hlavního čepu
l_{oc}	[mm]	délka ojnicího čepu
l_{oj}	[mm]	délka ojnice
l_p	[mm]	vzdálenost osy pístního čepu od těžiště ojnice
$l_{pk,zk}$	[mm]	délka předního (zadního) konce klikového hřídele
l_r	[mm]	vzdálenost osy pístního čepu od těžiště ojnice
l_z	[mm]	délka zalomení
M_h	[N.m]	amplituda momentu

$m_{hč}$	[kg]	hmotnost hlavního čepu
M_i	[N.m]	diskrétní hodnota točivého momentu
M_{I1}	[N.m]	moment setrvačné síly I. řádu 1. válce
M_{I2}	[N.m]	moment setrvačné síly I. řádu 2. válce
M_{I3}	[N.m]	moment setrvačné síly I. řádu 3. válce
M_{I4}	[N.m]	moment setrvačné síly I. řádu 4. válce
M_{I5}	[N.m]	moment setrvačné síly I. řádu 5. válce
M_{I6}	[N.m]	moment setrvačné síly I. řádu 6. válce
M_{I7}	[N.m]	moment setrvačné síly I. řádu 7. válce
M_{I8}	[N.m]	moment setrvačné síly I. řádu 8. válce
M_k	[N.m]	kroticí moment
m_{rk}	[kg]	hmotnost ramene kliky
$m_{oč}$	[kg]	hmotnost ojničního čepu
m_{ol}	[kg]	hmotnost ojničního ložiska
m_{op}	[kg]	hmotnost posuvných částí ojnice
m_{or}	[kg]	hmotnost rotačních částí ojnice
m_{psk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
M_t	[N.m]	střídavý kroticí moment torzního napětí
m_{vr}	[kg]	hmotnost vývažku
n	[min ⁻¹]	pracovní otáčky
N	[Hz]	vlastní frekvence otáček
n_{1rez}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky jednouzlového kmitání
n_{2rez}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky dvouuzlového kmitání
W_k	[m ³]	modul průřezu v krutu
x_i	[-]	i-tý vektor vlastních tvarů
Z	[mm]	zdvih pístu
$\Delta a_{i,i+1}$	[-]	rozdíl poměrných výchylek i a i+1
Ω_t	[]	vlastní frekvence tlumiče
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	odklon ojnice
δ	[°]	úhel rozevření válců
ε	[-]	kompresní poměr
ε_k	[-]	vydatnost rezonancí
ε_{KL}	[-]	vydatnost rezonancí levé větve motoru
ε_Ω	[-]	vydatnost rezonancí pro n-tou vlastní frekvenci
ϕ_Ω	[rad]	amplituda kmitání hřídele

γ	[-]	poměrný útlum tlumiče
φ	[°]	úhel mezi klikami pro řadový motor
φ_v	[°]	úhel mezi klikami pro V motor
κ	[-]	řád harmonické složky
λ	[-]	klikový poměr
θ_L	[°]	rozestup zážehů pro levou větev
$\theta_{L,P}$	[°]	úhel mezi levou a pravou větví
θ_P	[°]	rozestup zážehů pro pravou větev
τ_k	[MPa]	přídavné torzní napětí
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost
ξ	[N.m.s.rad ⁻¹]	velikost tlumících odporů

Seznam příloh

Příloha s výpočty