

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

HNACÍ ÚSTROJÍ ŠESTIVÁLCOVÉHO LETECKÉHO MOTORU

POWERTRAIN DESIGN OF A SIX-CYLINDER AIRCRAFT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

LUBOMÍR DRÁPAL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2008

ABSTRAKT

Cílem této práce je návrh uspořádání plochého šestiválcového motoru se zadanými základními parametry (vrtání, zdvih, atd.), návrh uspořádání klikového mechanismu, pořadí zážehů, návrh vyvážení setrvačných sil a jejich momentů, případně návrh vyvažovacího hřídele a výpočet torzních kmitů.

KLÍČOVÁ SLOVA

hnací ústrojí, klikový hřídel, vyvažování, torzní kmitání

ABSTRACT

The purpose of this thesis is design of a six-cylinder engine arrangement with given main parameters (bore, stroke, etc.), powertrain design, possibilities of firing order, balancing inertia forces and its moments, in case of need, balancing shaft design and calculation of torsion vibrations.

KEYWORDS

powertrain, crankshaft, balancing, torsion vibration

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRÁPAL, L. Hnací ústrojí šestiválcového leteckého motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto práci zpracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího práce a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. 5. 2008

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za odborné vedení diplomové práce, vstřícnost a přátelský přístup při řešení všech problémů.

OBSAH

1	Úvod	9
2	Silové působení na klikový mechanismus válcové jednotky	10
2.1	Zadané parametry válcové jednotky	10
2.2	Síly od tlaku plynů (primární síly)	10
2.3	Setrvačné síly (sekundární síly)	12
2.3.1	Setrvačné síly posuvných částí klikového mechanismu	12
2.3.2	Rotující setrvačná síla působící na ojnicí čep	14
2.4	Síly a točivý moment na ojnicím čepu	14
2.5	Síly zatěžující hlavní čep a hlavní ložisko klikového hřídele	16
3	Variety uspořádání klikového hřídele a jejich vyvážení	18
3.1	Ploché motor se společným ojnicím čepem dvou protilehlých válců	19
3.1.1	Možnosti pořadí zážehů	19
3.1.2	Vyvážení setrvačných sil rotujících částí	20
3.1.3	Vyvážení setrvačných sil posuvných částí	22
3.1.4	Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí	23
3.2	Ploché motor se vzájemně přesazenými ojnicími čepy dvojice protilehlých válců	25
3.2.1	Možnosti pořadí zážehů	26
3.2.2	Vyvážení setrvačných sil rotujících částí	26
3.2.3	Vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí	27
3.2.4	Vyvážení setrvačných sil posuvných částí	28
3.2.5	Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí	29
3.3	Ploché motor s protiběžnými písty	32
3.3.1	Možnosti pořadí zážehů	33
3.3.2	Vyvážení setrvačných sil rotujících částí	33
3.3.3	Vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí	34
3.3.4	Vyvážení setrvačných sil posuvných částí	35
3.3.5	Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí	35
4	Porovnání jednotlivých variant uspořádání klikového hřídele	36
5	Konstrukční návrh klikového hřídele	38
5.1	Materiál klikového hřídele	38
5.2	Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele	39
5.2.1	Kontrolní pevnostní výpočet hlavního čepu	39
5.2.2	Kontrolní pevnostní výpočet ojnicího čepu	41
5.2.3	Kontrolní pevnostní výpočet klikového ramene	44
5.2.4	Kontrolní pevnostní výpočet spojovacího ramene	46
5.2.5	Výsledky kontrolního výpočtu	46
6	Torzní kmity klikového mechanismu	48
6.1	Náhradní torzní soustava klikového mechanismu	48
6.1.1	Redukce hmot	49
6.1.2	Redukce délek	50
6.1.3	Výpočet torzních tuhostí	50
6.2	Frekvence otáček a tvary vlastního kmitání	50
6.3	Vynucené torzní kmitání	54
6.3.1	Harmonická analýza budícího momentu	54

6.3.2	rezonanční otáčky	55
6.3.3	Vydatnost rezonancí	57
6.3.4	Torzní výchylky v rezonanci.....	59
6.3.5	Přídavné torzní napětí v rezonanci	59
7	Závěr	62
	Použité informační zdroje	63
	Seznam použitých zkratk a symbolů	64
	Seznam příloh.....	69

1 ÚVOD

Spalovací motor s vratným pohybem pístu, dříve převládající pohonná jednotka letadel, je dnes používán převážně u letounů s nižšími cestovními rychlostmi. V těchto je totiž celková účinnost hnacího agregátu (spalovací motor s vratným pohybem pístu, vrtule) největší v porovnání s turbovrtulovými, či proudovými motory. Letecké spalovací motory s vratným pohybem pístu jsou, na rozdíl od motorů pohánějících osobní vozidla, provozovány v režimu poměrně vysokého zatížení v průběhu jejich životnosti. Na maximální výkon pracují při vzletu, a to většinou po dobu asi dvou minut. Výkon je lehce snížen ve fázi stoupání letounu a dále pak po dosažení požadované letové hladiny [1].

Plochým motorem je míněn motor se dvěma řadami válců, uspořádanými v jedné rovině, přičemž písty obou těchto řad jsou spojeny s jedním, centrálně umístěným, klikovým hřídelem. Takové uspořádání je tedy velmi vhodné pro instalaci do křídel letadel, případně umožňuje svojí malou čelní plochou dobrý výhled z pilotního prostoru.

Tato diplomová práce se zabývá možnostmi uspořádání hnacího ústrojí šestiválcového leteckého plochého motoru, jejich vzájemným porovnáním, výběrem optimálního řešení z hlediska vyváženosti a klidnosti chodu, pevnostním výpočtem a výpočtem torzních kmitů.

2 SILOVÉ PŮSOBNÍ NA KLIKOVÝ MECHANISMUS VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Na klikový mechanismus působí síly od tlaku plynů a setrvačné síly pohybujících se částí, které se přenáší na pevné části motoru a mají časově periodický průběh. Dále objevují ještě síly třecí, síly způsobené užitečným odporem letounu, síly vznikající torzním, ohybovým a obecně prostorovým kmitáním. V dalších výpočtech se předpokládá zatížení v oblasti jmenovitých otáček při plném výkonu motoru.

2.1 ZADANÉ PARAMETRY VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Hlavní rozměry válcové jednotky byly určeny v zadání tohoto projektu. Pístní skupina má svůj původ v osvědčeném řadovém tříválci Škoda AZQ, BME (1,2 HTP). Ojnice byla převzata od jednoho z předchůdců, jenž řešil návrh rozvidlené ojnice s vnitřní úzkou ojnici pro motor se dvěma řadami válců. Použitím této úzké ojnice, v porovnání s klasickou z výše zmíněného motoru Škoda, lze zmenšit celkovou délku motoru, a také zvýšit tuhost jeho klikového hřídele. Některé základní parametry válcové jednotky viz *Tabulka 1*.

Tabulka 1. Základní parametry válcové jednotky

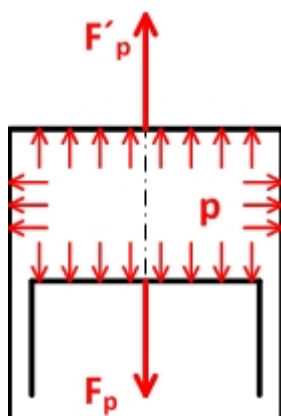
Vrtání válce	D	[mm]	76,5
Zdvih pístu	Z	[mm]	86,9
Zdvihový objem válcové jednotky	$V_{z,j}$	[cm ³]	399,4
Efektivní výkon válcové jednotky	$p_{e,j}$	[kW]	15
Počet válců	i_v	[-]	6
Jmenovité otáčky	n	[min ⁻¹]	5000
Délka ojnice	l_{oj}	[mm]	138

2.2 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ (PRIMÁRNÍ SÍLY)

Tlak plynů ve spalovacím prostoru působí na stěny válce, hlavu válce a dno pístu, na nějž vyvozuje sílu od tlaku plynů F_p , ležící v ose válce, jež je definována vztahem:

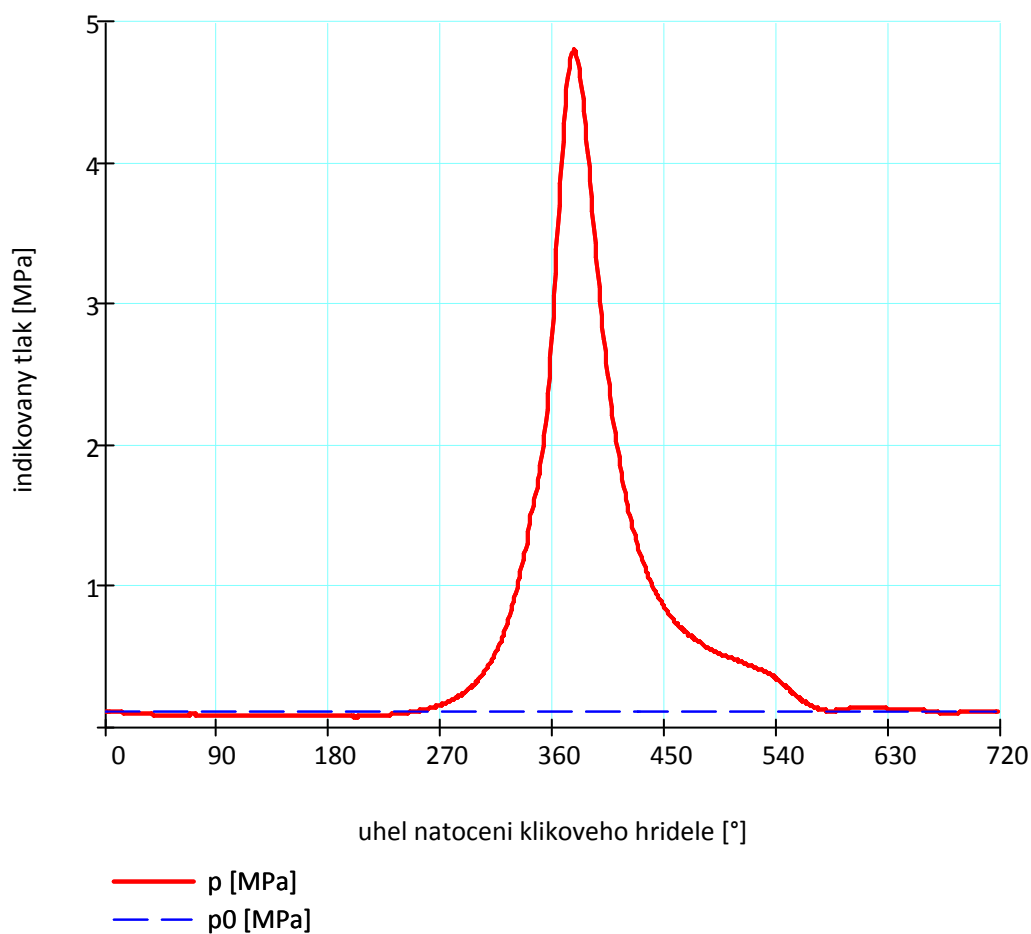
$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p - p_0) \quad [N], \quad (1)$$

kde D je vrtání válce, p tlak ve spalovacím prostoru a p_0 tlak v klikové skříni za předpokladu, že má konstantní velikost a je roven tlaku atmosférickému. Síla F_p je vyrovnávána silou F'_p se stejnou velikostí, směrem a opačným smyslem, která působí na hlavu válce (*Obr. 1*) a vyvozuje zatížení pevných částí, ale na uložení motoru se přenáší pouze normálová složka síly F_p , vzniklá rozložením do osy ojnice a směru kolmého na osu válce.



Obr. 1. Síly od tlaku plynů ve spalovacím prostoru

Pro daný motor s konstantním vrtáním válce D a konstantním tlakem okolí p_o je síla F_p funkcí tlaku ve spalovacím prostoru, který závisí na úhlu natočení klikového hřídele a je znázorněn v indikátorovém diagramu $p = f(\alpha)$ [2]. Diagram (viz. Obr. 2) byl pro potřeby výpočtu vygenerován výpočetním modelem na základě velikosti očekávaného středního indikovaného tlaku p_i .



Obr. 2. Průběh indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru

2.3 SETRVAČNÉ SÍLY (SEKUNDÁRNÍ SÍLY)

Velikost setrvačných sil v klikovém mechanismu je určena hmotností pohyblivých částí motoru a velikostí jejich zrychlení. Přímočarý vratný pohyb pístní skupiny je převáděn na rotační pohyb klikového hřídele ojnicí.

Hmotnost ojnice, konající obecný rovinný pohyb, se pro potřeby výpočtu redukuje do dvou hmotných bodů, přičemž musí být jejich dynamické a statické účinky stejné, jako celého tělesa. Podmínkami redukce je zachování celkové hmotnosti, polohy těžiště a momentu setrvačnosti ojnice. Hmotný bod m_1 ve středu oka pro pístní čep vykonává čistě translační pohyb, hmotný bod m_2 ve středu hlavy ojnice zase čistě rotační pohyb [3].

2.3.1 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Hmota pístní skupiny m_{psk} , zahrnující píst, pístní čep a pístní kroužky, koná přímočarý vratný pohyb v rozsahu zdvihu pístu. K těmto hmotám je třeba ještě připočíst hmotnost ojnice, redukovanou do oka ojnice. Výsledná okamžitá setrvačná síla posuvných částí působí v ose válce a má velikost:

$$F_{cs} = -(m_{psk} + m_l) \cdot a \quad [N], \quad (2)$$

kde a je zrychlení pístní skupiny jako funkce úhlu natočení klikového hřídele¹ a v praxi, při uvážení pouze prvních dvou řádů, je definováno:

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad [m \cdot s^{-2}], \quad (3)$$

kde r je poloměr kliky, ω úhlová rychlost otáčení klikového hřídele a pokud délka ojnice je označena l_{oj} , tak klikový poměr λ je vyjádřen:

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}} \quad [-], \quad (4)$$

a u současných motorů se pohybuje v intervalu 0,25 až 0,35. Zrychlení pístní skupiny bývá rozkládáno na dvě složky, a to zrychlení prvního řádu

$$a_1 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (5)$$

a zrychlení druhého řádu

$$a_2 = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad [m \cdot s^{-2}]. \quad (6)$$

¹ Kinematika centrického klikového mechanismu je řešena v Příloze 1

Průběh obou složek zrychlení a celkového zrychlení je na *Obr. 3*. Tedy i setrvačné síly posuvných částí lze vyjádřit ve dvou složkách, jako setrvačné síly posuvných částí prvního řádu

$$F_{s1} = -(m_{psk} + m_l) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad [N] \quad (7)$$

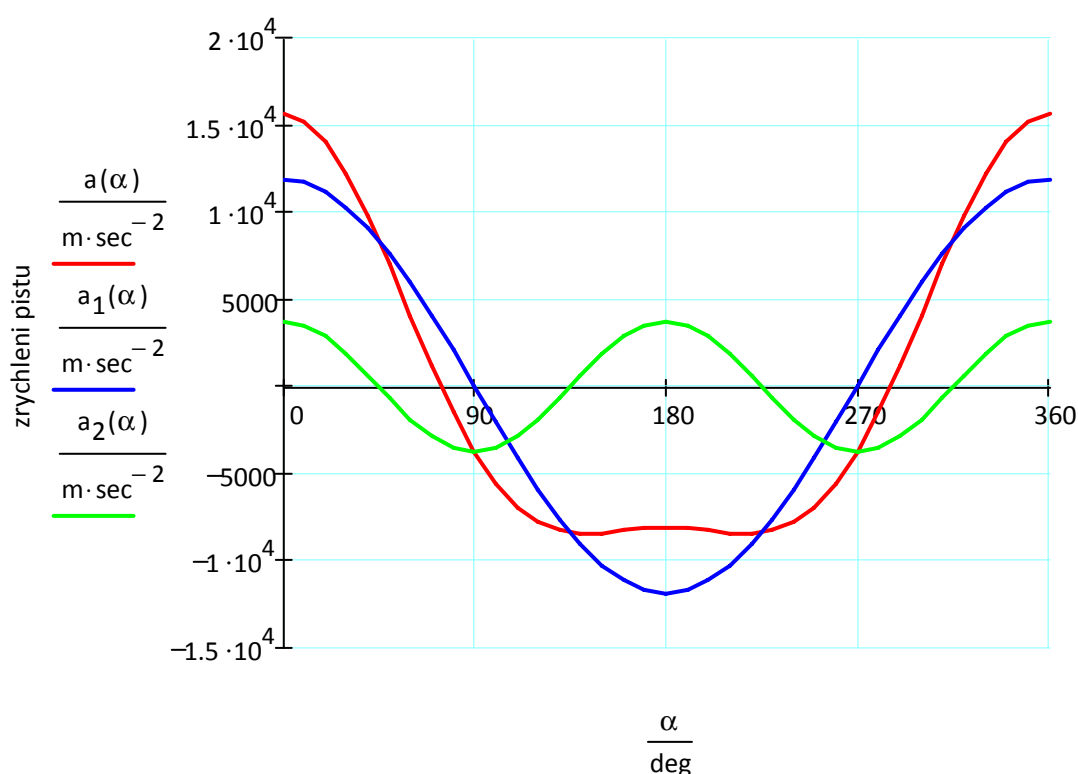
a setrvačné síly posuvných částí druhého řádu

$$F_{s2} = -(m_{psk} + m_l) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad [N]. \quad (8)$$

Celková setrvačná síla posuvných částí je pak algebraickým součtem obou harmonických složek

$$F_{cs} = F_{s1} + F_{s2} \quad [N]. \quad (9)$$

Setrvačné síly posuvných částí se plně přenáší na uložení motoru, kde působí i svými momenty.



uhel natoceni klikoveho hridele [°]

Obr. 3. Průběh celkového zrychlení pístní skupiny a jeho složek

2.3.2 ROTUJÍCÍ SETRVAČNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA OJNÍČNÍ ČEP

Je to setrvačná síla vyvolaná rotujícím hmotným bodem ojnice m_2 a hmotností ojničního ložiska m_{ol} a její velikost je:

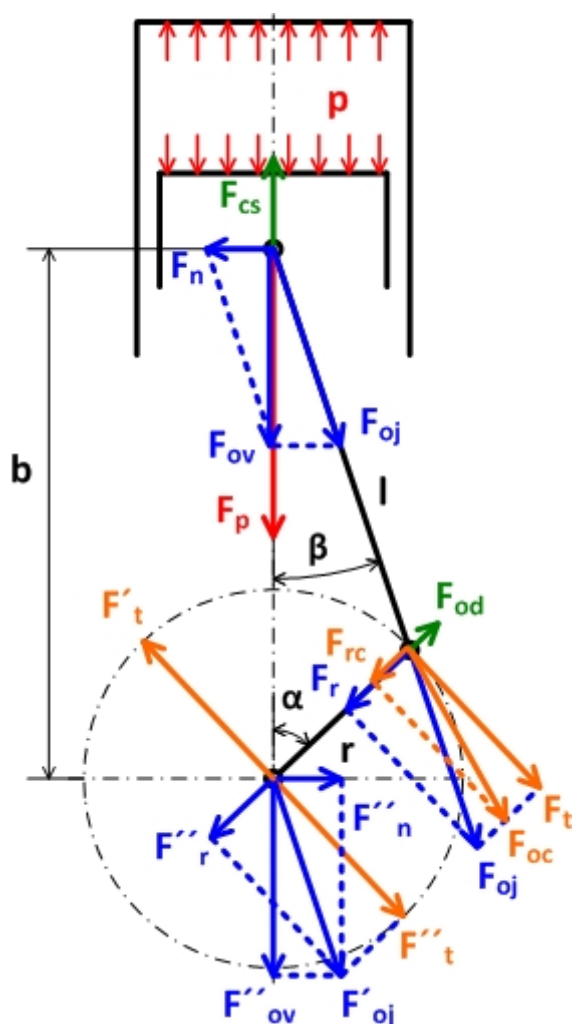
$$F_{od} = (m_2 + m_{ol}) \cdot r \cdot \omega^2 \quad [N]. \quad (10)$$

Působí ve směru klikového ramene ze středu otáčení a v uvažovaném případě konstantní úhlové rychlosti $\omega = konst.$ má taktéž konstantní velikost.

2.4 SÍLY A TOČIVÝ MOMENT NA OJNÍČNÍM ČEPU

Síly od tlaku plynů a síly setrvačné, působící ve směru osy válce, se rozkládají do směru osy ojnice na sílu působící v ose ojnice (Obr. 4)

$$F_{oj} = \frac{F_p + F_{cs}}{\cos \beta} \quad [N] \quad (11)$$



Obr. 4. Rozklad sil na ojničním čepu a jejich působení na hlavním čepu

a směru kolmého na osu válce na normálovou sílu

$$F_n = F_p + F_{cs} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad [N], \quad (12)$$

přičemž β je úhel odklonu ojnice a platí vztah

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha. \quad (13)$$

Síla působící v ose ojnice F_{oj} se ojnicí přenáší na ojniční čep, kde se rozkládá na sílu radiální

$$F_r = -F_{oj} \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad [N], \quad (14)$$

jejíž záporné znaménko znamená působení směrem ke středu rotace klikového hřídele, a na sílu tangenciální

$$F_t = F_{oj} \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad [N]. \quad (15)$$

Celková radiální síla v ojničním čepu F_{rc} je rovna algebraickému součtu radiální síly F_r a setrvačné síly rotačních částí ojnice působící na ojniční čep F_{od} :

$$F_{rc} = F_r + F_{od} \quad [N]. \quad (16)$$

Velikost celkové síly působící v ojničním čepu F_{oc} je

$$F_{oc} = \sqrt{F_{rc}^2 + F_t^2} \quad [N]. \quad (17)$$

Reakcí v ložisku na ose hlavního čepu F'_t tangenciální síly F_t pak vzniká silová dvojice, která vytváří na rameni klikového hřídele r točivý moment M_t o velikosti

$$M_t = F_t \cdot r \quad [Nm], \quad (18)$$

jehož průběh u zkoumané válcové jednotky v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele je uveden na Obr. 5.

Na hlavní čep se přenáší síla F'_r a F''_t . Jejich vektorový součet vytváří sílu F'_{oj} , jež je shodná svojí velikostí, smyslem i směrem se silou přenášenou ojnicí v její ose F_{oj} , kterou lze rozložit do směru osy válce na sílu F''_{ov} shodnou velikostí směrem i smyslem se silou

$$F_{ov} = F_p + F_{cs} \quad [N] \quad (19)$$

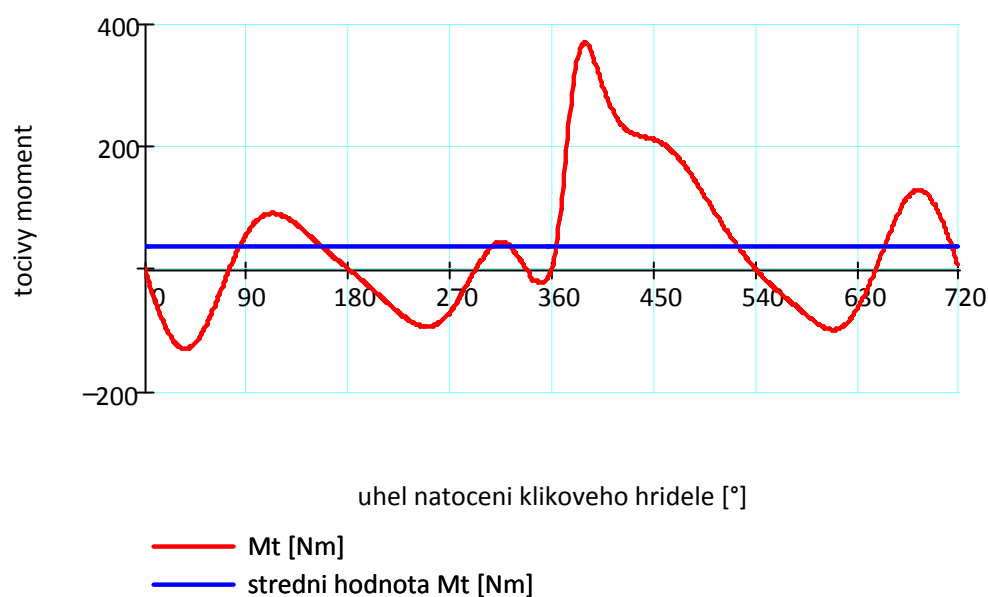
a na sílu kolmou na osu válce F''_n . Ta má stejný směr, velikost, ale opačný smysl než normálová síla F_n a tato silová dvojice vytváří klopný moment

$$M_k = F_n \cdot b \quad [Nm], \quad (20)$$

kde rameno b se mění v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele podle vztahu

$$b = l_{oj} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \alpha \quad [m]. \quad (21)$$

Klopný moment M_k je reakčním momentem k momentu točivému M_t . Má tudíž stejnou velikost, ale opačný smysl a musí být zachycován v uložení motoru.



Obr. 5. Průběh točivého momentu válcové jednotky

2.5 SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ HLAVNÍ ČEP A HLAVNÍ LOŽISKO KLIKOVÉHO HŘÍDELE

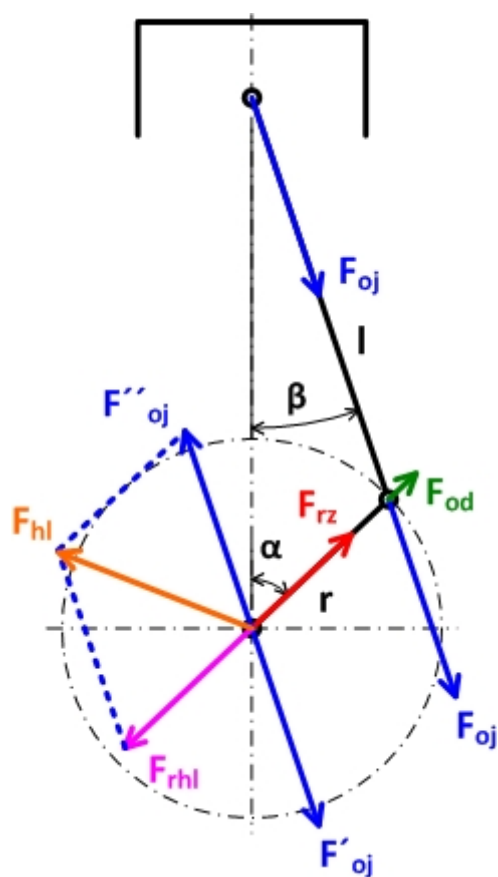
Síla F'_{oj} , přenesená na hlavní čep, vyvolává reakci opačného smyslu F''_{oj} v hlavním ložisku (Obr. 6). To také silou F_{rhl} zachycuje setrvačné síly rotujících hmot ojnice a ojnicního ložiska F_{od} , přenášené klikovým ramenem, a setrvačné síly samotného klikového zalomení F_{rz} , přičemž platí

$$F_{rhl} = F_{od} + F_{rz} \quad [N]. \quad (22)$$

Celková reakční síla v hlavním ložisku je vektorovým součtem

$$\vec{F}_{hl} = \vec{F''_{oj}} + \vec{F_{rhl}} \quad [N] \quad (23)$$

a u reálného motoru se dělí mezi hlavní ložiska, přilehlá dané válcové jednotce [2].



Obr. 6. Síly v hlavním čepu a hlavním ložisku klikového mechanismu válcové jednotky

3 VARIANTY USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE A JEJICH VYVÁŽENÍ

Uspořádání klikového hřídele (vzájemná poloha jeho ojnicích čepů) má zcela zásadní vliv na tato sledovaná hlediska:

- rovnoměrnost chodu motoru danou pravidelnými rozestupy zážehů,
- vyvážení setrvačných sil posuvných částí klikového mechanismu,
- vyvážení odstředivých sil rotačních částí klikového mechanismu,
- zatížení hlavních ložisek
- torzní kmitání.

Při návrhu uspořádání klikového hřídele se může stát, že některé požadavky na klidný chod motoru jsou v rozporu s jinými. Kupříkladu požadavek rovnoměrných rozestupů zážehů může vést k nevyváženosti setrvačných sil posuvných částí a jejich momentů. Volba pořadí zážehů v co možná nejvzdálenějších válcích může snižovat zatížení hlavních ložisek, avšak také může vyvolávat nepřiměřené namáhání klikového hřídele torzními kmity.

Vždy je tedy třeba zvážit, který z požadavků, klidnosti chodu motoru, je převažující a ten zohlednit při konstrukčním návrhu. Pro další analýzu variant uspořádání a jejich vyvážení se vychází z těchto zjednodušujících předpokladů [2]:

- tvar a rozměry částí klikového mechanismu jsou přesně dodrženy,
- stejnojmenné hmotnosti jednotlivých částí klikového ústrojí jsou shodné,
- klikový mechanismus je absolutně tuhý, a tedy nedochází k jeho deformacím,
- tíhové zrychlení a třecí síly se zanedbávají.

Vyvážení se obecně rozumí úplné, nebo částečné odstranění dynamických účinků setrvačných sil a jejich momentů vyvolaných pohybujícími se částmi klikového mechanismu.

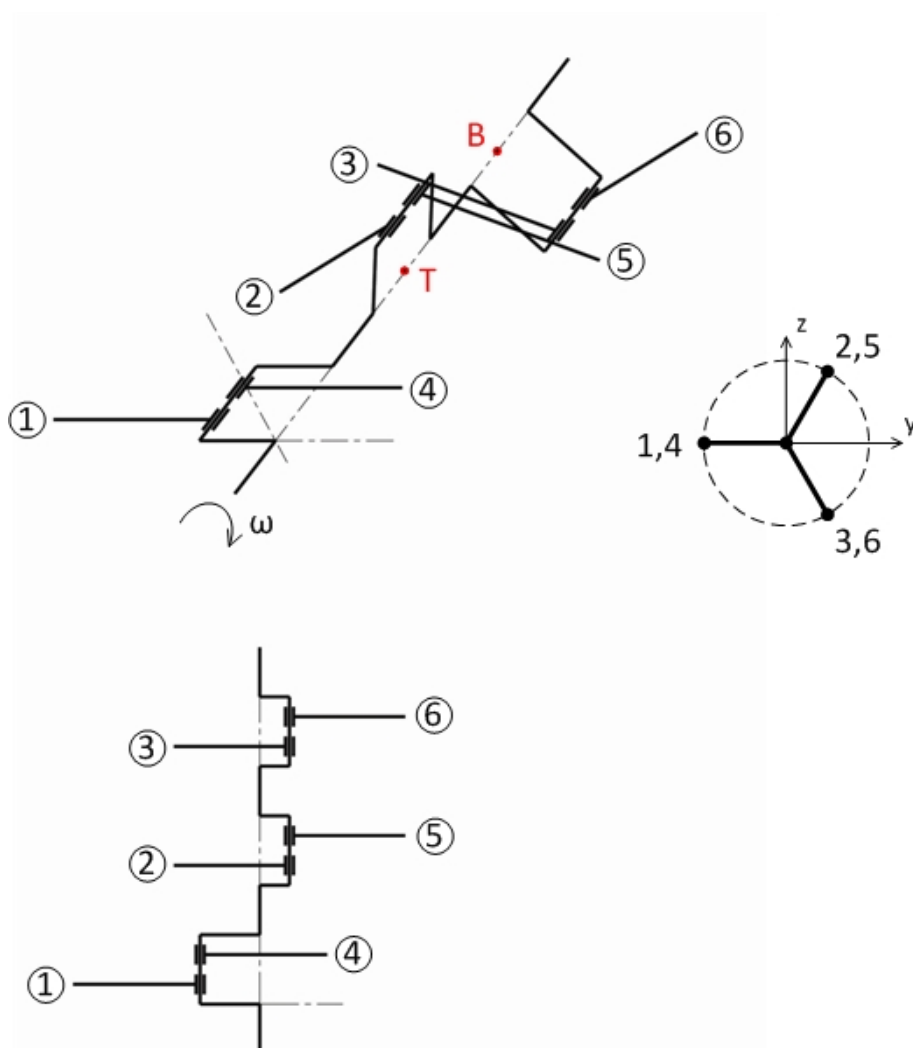
V případě plochého šestiválcového motoru jsou v zásadě možné tři varianty uspořádání klikového hřídele, a to

- plochý motor se společným ojnicím čepem dvou protilehlých válců,
- plochý motor se vzájemně přesazenými ojnicími čepy dvojice protilehlých válců,
- plochý motor s protiběžnými písty.

3.1 PLOCHÝ MOTOR SE SPOLEČNÝM OJNIČNÍM ČEPEM DVOU PROTILEHLÝCH VÁLCŮ

Z pohledu konstrukční složitosti klikového hřídele se toto řešení ukazuje jako jednodušší. V podstatě se jedná o klikový hřídel shodný s klikovým hřídelem řadového tříválcového motoru s ojničními čepy vzájemně vůči sobě natočenými o úhel 120° (viz Obr. 7).

Číslování jednotlivých válců je u víceřadých motorů normováno. Při pohledu od volného konce klikového hřídele (ze strany pohonu rozvodového mechanismu) se nejprve čísluje levá řada válců až ke konci s odběrem točivého momentu a poté se v číslování pokračuje i u řady pravé; od volného konce klikového hřídele dále.



Obr. 7. Uspořádání klikového hřídele plochého motoru se společným ojničním čepem pro dva protilehlé válce

3.1.1 MOŽNOSTI POŘADÍ ZÁŽEHŮ

Celý čtyřdobý cyklus spalovacího motoru s vratným pohybem pístu proběhne v průběhu dvou otáček klikového hřídele. U víceválcových motorů se v těchto dvou otáčkách

uskuteční tento cyklus u všech válců, a tedy i zážehy ve všech válcích musí proběhnout ve dvou otáčkách klikového hřídele (720°). Pro dosažení pravidelných úhlových rozestupů zážehů ρ tak musí platit

$$\rho = \frac{720^\circ}{i_v} \quad [^\circ], \quad (24)$$

kde i_v označuje počet válců motoru. Toho však není u uspořádání se společným ojnicím čepem dvou protilehlých válců možno dosáhnout a v úvahu připadají dvě pořadí zapalování s nepravidelnými rozestupy.

Sled zážehů 1-4-2-5-3-6 má mezi zážehem 1. a 4. válce rozestup $\rho_{1,4} = 180^\circ$ a 4. a 2. válce rozestup $\rho_{4,2} = 60^\circ$. Tyto rozestupy se pak střídavě opakují. Pořadí 1-3-2-6-5-4 pak má odstup zážehů válců pravidelnější.

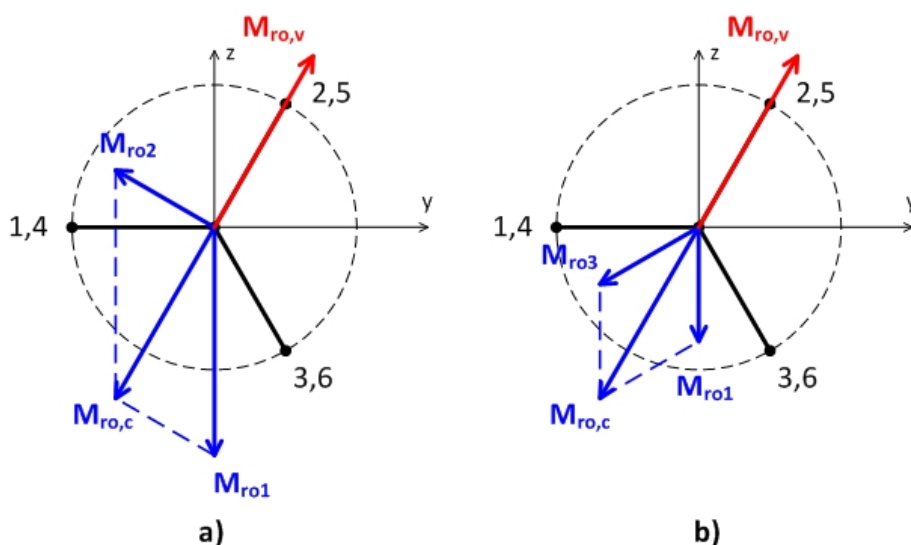
Tabulka 2. Rozestupy zážehů pro různá pořadí zapalování

Pořadí zážehů 1-4-2-5-3-6					
$\rho_{1,4} [^\circ]$	$\rho_{4,2} [^\circ]$	$\rho_{2,5} [^\circ]$	$\rho_{5,3} [^\circ]$	$\rho_{3,6} [^\circ]$	$\rho_{6,1} [^\circ]$
180	60	180	60	180	60
Pořadí zážehů 1-3-2-6-5-4					
$\rho_{1,3} [^\circ]$	$\rho_{3,2} [^\circ]$	$\rho_{2,6} [^\circ]$	$\rho_{6,5} [^\circ]$	$\rho_{5,4} [^\circ]$	$\rho_{4,1} [^\circ]$
120	120	60	120	120	180

3.1.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Setrvačná síla rotujících částí, jak již bylo uvedeno v kapitole 2.5, zahrnuje rotující část hmoty ojnice, ojnicí ložisko a zalomení klikového hřídele. Síla působí ve směru klikového ramene od středu rotace klikového hřídele. U víceválcových motorů je výsledná setrvačná síla určena vektorovým součtem setrvačných sil jednotlivých zalomení. Jejich výslednice je u tohoto uspořádání klikového hřídele nulová, neboť kliková ramena jsou z čelního pohledu uspořádána do pravidelné hvězdice.

Jelikož jsou jednotlivá zalomení vůči sobě posunuta o rozteč zalomení, vyvozují setrvačné síly rotujících částí také momenty. Pro určení výslednice momentů lze libovolně volit polohu vztažného bodu, ležícího na ose klikového hřídele. Na Obr. 7 je výslednice momentů setrvačných sil rotujících částí vztažena k bodu „B“, jenž je průsečíkem roviny symetrie zalomení 3. a 6. válce a osy klikového hřídele a k bodu „T“, průsečíku těžištní roviny a osy klikového hřídele. V obou případech je dosaženo stejné výslednice a na Obr. 8 je M_{r01} moment setrvačných sil zalomení 1. a 4. válce. Analogicky M_{r02} a M_{r03} . $M_{r0,c}$ je pak vektorovým součtem předchozích.



Obr. 8. Určení výslednice momentů setrvačných sil rotujících částí a) k bodu „B“ a b) k bodu „T“

Celkový moment setrvačných sil rotujících částí $M_{ro,c}$ má při konstantní velikosti úhlové rychlosti otáčení klikové hřídele $\omega = konst.$ také konstantní velikost $M_{ro,c} = konst.$; v souřadném systému pevně spojeném s klikovým hřídelem má stále i stejný směr a smysl působení. Je tedy možné jej vyvážit vývažky na klikovém hřídeli. Vyvažovací moment $M_{ro,v}$ musí mít opačný smysl. Nejjednodušší vyvážení je uvedeno na Obr. 9 a zahrnuje umístění dvou vývažků o hmotnosti m_{vro} na rameni r_{ro} v rovině vývažků skloněné o 30° od roviny zalomení 1. a 4. válce. Platí, že

$$M_{ro,v} = -M_{ro,c} \quad (25)$$

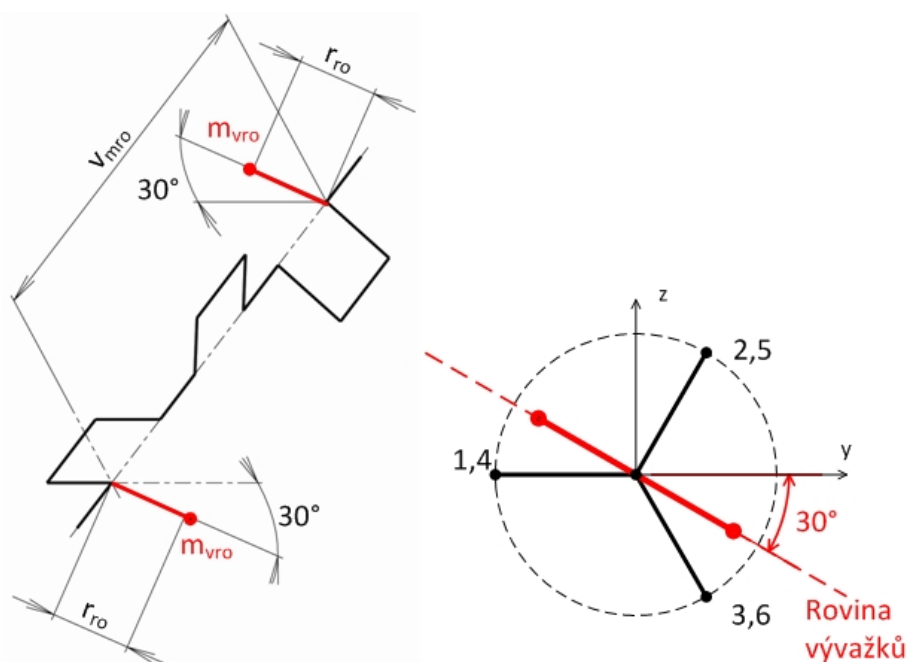
a

$$M_{ro,v} = m_{vro} \cdot r_{ro} \cdot \omega^2 \cdot v_{mro} \quad [N], \quad (26)$$

kde v_{mro} je rameno působení setrvačných sil vývažků. Uvedené vyvážení odstraňuje vnější projevy momentů setrvačných sil, nicméně klikový hřídel je a jeho ložiska jsou namáhána ohybovým momentem. Toto lze odstranit tzv. silovým vyvážením, kdy je každé zalomení opatřeno vývažky, eliminujícími setrvačné síly rotačních částí přímo na jednotlivých zalomeních, čímž se odlehčí především hlavním ložiskům. Toto vyvážení však vede na velice hmotný hřídel, nepřilíš vhodný pro aplikaci v leteckém motoru².

Existují další kompromisy mezi těmito dvěma krajními řešeními. Například umístit vždy pár vývažků na ramena zalomení 1. 4. válce a 3. a 6. válce, či různě kombinovat silové a momentové vyvážení.

² Výpočty vyvažování jsou zpracovány v Příloze 3

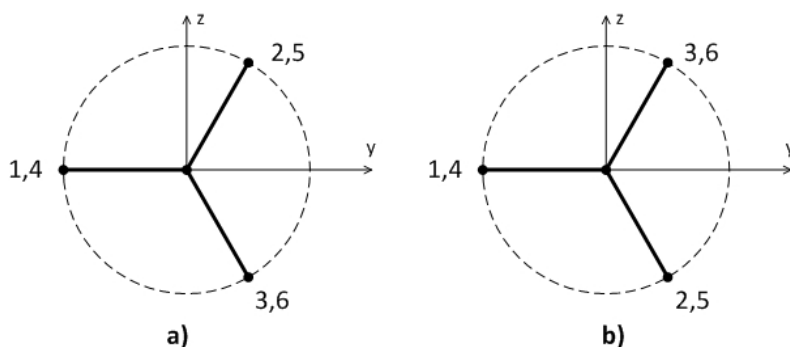


Obr. 9. Momentové vyvážení celkového momentu setrvačných sil rotujících částí

3.1.3 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Setrvačná síla posuvných částí každého z válců působí v jeho ose a její složky prvního a druhého řádu byly v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele α popsány vztahy (7) a (8). Součet sil od všech válců je možno stanovit početně, nebo graficky. U motorů s válci v jedné rovině lze určit výslednici setrvačných sil I. řádu tak, že se zobrazí velikost její amplitudy ve směru každého klikového ramene a smysl jejího působení je od osy rotace klikového hřídele. Průmět výsledku vektorového součtu sil od všech válců do roviny válců potom dává výslednou setrvačnou sílu všech posuvných částí, odpovídající dané poloze klikového hřídele.

Obdobně se postupuje i při určení výsledné setrvačné síly posuvných částí II. řádu s tím rozdílem, že se zdvojnásobí úhly vzájemných poloh ojnicích čepů a vznikne tzv. fiktivní schéma druhého řádu (pozice b) v Obr. 10).



Obr. 10. Schéma klikového hřídele a) I. řádu, b) II. řádu

Klikový hřídel v tomto uspořádání má vyvážené setrvačné síly I. i II. řádu.

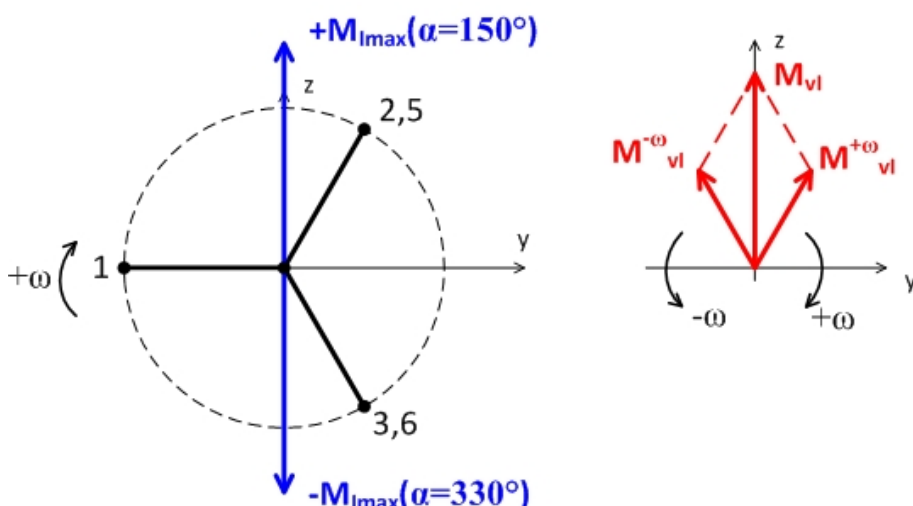
3.1.4 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly posuvných částí také vyvozují momenty, které u plochých motorů působí pouze v rovině kolmé na rovinu válců. Tyto momenty mají snahu natáčet motorem kolem osy kolmé na rovinu válců a procházející těžištěm motoru. Velikost momentů je dána proměnnými silami a ramenem, na němž působí, jímž je vzdálenost průsečíku osy uvažovaného válce a vztažného bodu na ose klikového hřídele. Jako v případě momentů setrvačných sil rotujících částí, je volba vztažného bodu libovolná.

Výslednice momentů setrvačných posuvných sil I. řádu vychází nenulová a má průběh

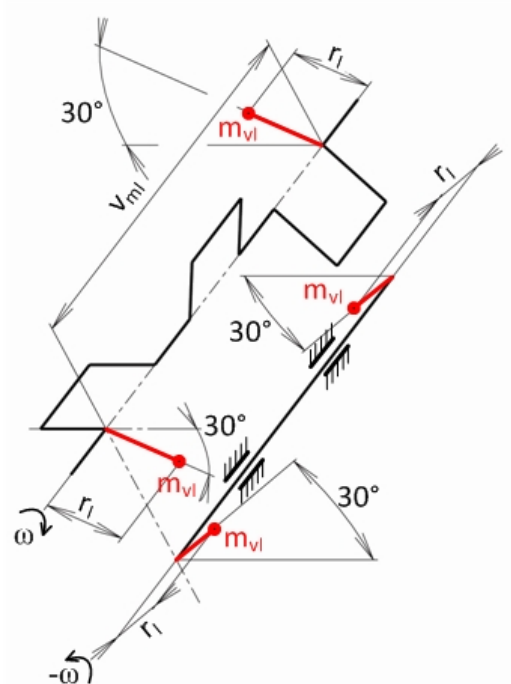
$$M_I = |M_{I\max}| \cdot \sin(\alpha - 60^\circ) \quad [N], \quad (27)$$

kde $M_{I\max}$ je amplituda výslednice momentů setrvačných posuvných sil I. řádu. Z (27) vyplývá, že průběh je funkcí sinus, posunutou o 60° doprava, která svého kladného maxima dosahuje při úhlu natočení klikového hřídele $\alpha = 150^\circ$ a záporného maxima při úhlu natočení $\alpha = 330^\circ$ (Obr. 11). K vyvážení je tedy třeba vyvodit Moment stejného průběhu, působící ve stejném směru, ale opačném smyslu.



Obr. 11. Rovina harmonického kmitání výslednice momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu a její maximum a minimum

Toho lze docílit dvěma vyvažovacími hřídeli, z nichž jeden rotuje stejně velkou úhlovou rychlostí stejného smyslu jako klikový hřídel a druhý stejně velkou úhlovou rychlostí opačného smyslu. Toto nákladné řešení, které také zvyšuje složitost konstrukce a hmotnost, lze zjednodušit tím, že souběžný vyvažovací hřídel se ztotožní s klikovým hřídelem, jak je ukázáno na Obr. 12 a jejichž rotující momenty konstantní velikosti $M^{+\omega}_{vl}$ a $M^{-\omega}_{vl}$ (Obr. 11) dají po vektorovém součtu výslednici požadovaného průběhu.



Obr. 12. Vyvažovací jednotka pro vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu

Pro rameno vývažků v_{ml} , hmotnost vývažků m_{vl} a jejich poloměr r_l platí:

$$M_{lmax} = 2 \cdot m_{vl} \cdot r_l \cdot \omega^2 \cdot v_{ml} \quad [N] \quad (28)$$

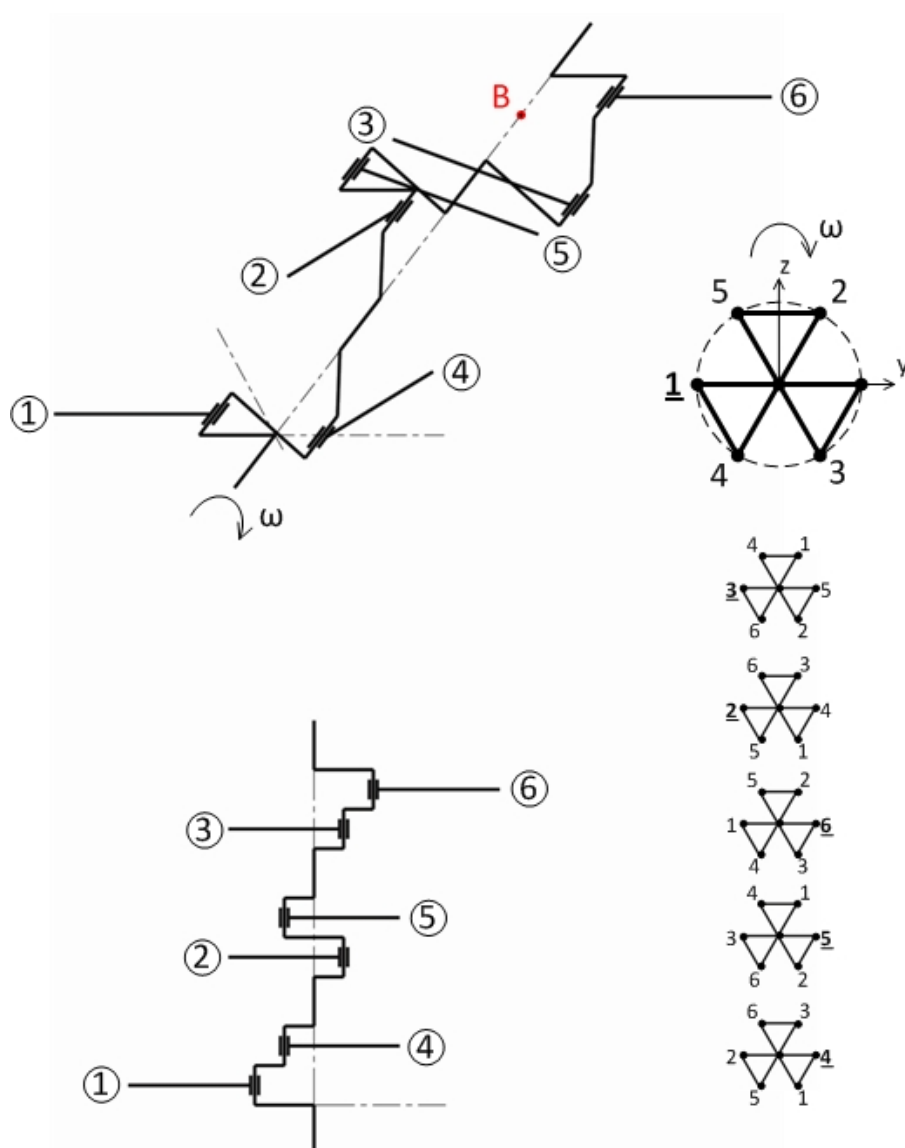
a celkový vyvažovací moment má potom průběh

$$M_{vl} = 2 \cdot m_{vl} \cdot r_l \cdot v_{ml} \cdot \sin(\alpha + 120^\circ) \quad [N]. \quad (29)$$

Výslednice momentů setrvačných sil posuvných částí je u plochého motoru se společným ojnicím čepem dvou protilehlých válců nulová.

3.2 PLOCHÝ MOTOR SE VZÁJEMNĚ PŘESAZENÝMI OJNÍČNÍMI ČEPY DVOJICE PROTILEHLÝCH VÁLCŮ

Návrh klikového hřídele v tomto uspořádání vzešel z požadavku na rovnoměrné rozestupy zážehů jednotlivých válců. Přesazení ojnicích čepů jedné dvojice válců se v dnešní době používá zejména u automobilových vidlicových šestiválců s úhlem rozevření řad válců 60° až 90° , u nichž vychází při použití klikového hřídele uspořádaného jako u řadového tříválce také nerovnoměrné rozestupy zážehů. U plochého šestiválce existují dvě alternativy přesazení ojnicích čepů, a to o 300° a o 60° ve směru otáčení klikového hřídele. Obě dosahují rozestupů zážehů mezi jednotlivými válci $\rho = 120^\circ$. Na Obr. 13 je klikový hřídel se vzájemně přesazenými čepy o 300° .



Obr. 13. Uspořádání klikového hřídele plochého motoru se vzájemně přesazenými ojnicími čepy dvou protilehlých válců o 300°

3.2.1 MOŽNOSTI POŘADÍ ZÁŽEHŮ

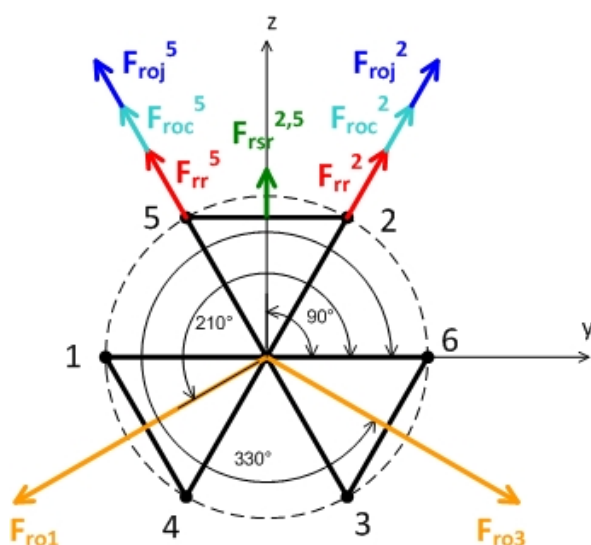
Pokud se pořadí zážehů volí podle rozkmitu velikosti točivého momentu na ojnicích čepích, vychází jako nejlepší sled zážehů 1-4-2-5-3-6 (viz Tabulka 3). Rozkmit točivého momentu znamená rozdíl mezi jeho maximální a minimální hodnotou v průběhu dvou otáček klikového hřídele a má vliv na únavové vlastnosti ojnicích čepů. Zmíněné pořadí zážehů připadá v úvahu pro přesazení čepů o 60°.

Tabulka 3. Rozkmit točivého momentu na ojnicích čepích v závislosti na pořadí zapalování

		Pořadí zážehů			
		1-5-2-6-3-4	1-3-2-6-5-4	1-4-2-5-3-6	1-3-2-5-4-6
Rozkmit točivého momentu na ojnicím čepu [Nm]	1. válce	541	541	323	352
	2. válce	923	891	694	632
	3. válce	959	902	790	807
	4. válce	744	744	727	764
	5. válce	727	806	756	789
	6. válce	646	687	628	638

3.2.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Pro určení výslednice setrvačných sil rotujících částí bylo zanedbáno prostorové uspořádání zalomení zahrnující ojnicí čepy protilehlých válců a setrvačné síly jednotlivých rotujících částí zalomení (kliková ramena, ojnicí čepy, rotující část ojnice, rameno spojující dva ojnicí čepy protilehlých válců) byly promítnuty do roviny symetrie celého zalomení v čelním pohledu tak, jak je to ukázáno na Obr. 14.

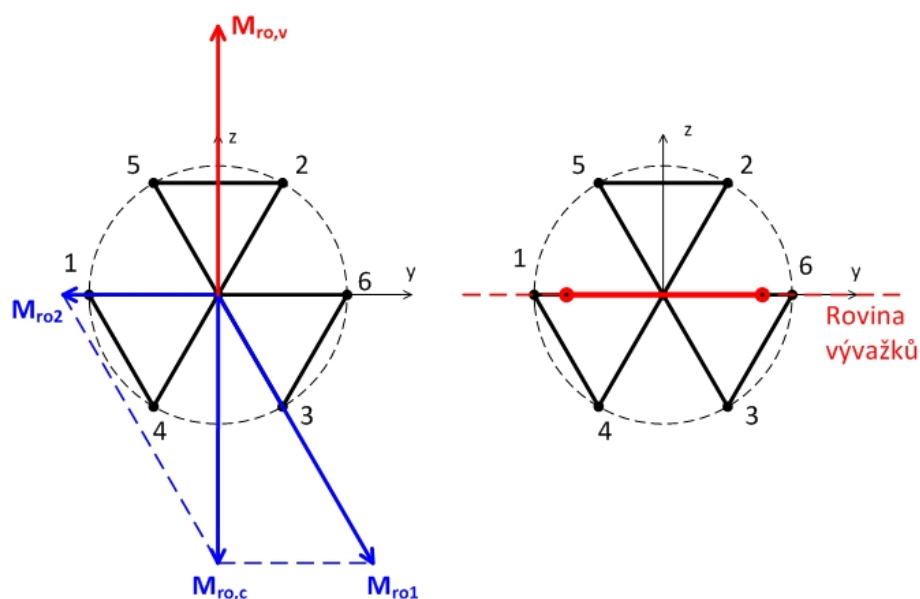


Obr. 14. Setrvačné síly rotujících částí jednotlivých zalomení dvou protilehlých válců

Jelikož vektory, získané tímto průmětem, mají stejnou velikost a tvoří v čelním pohledu pravidelnou hvězdicu, jejich výslednice je nulová.

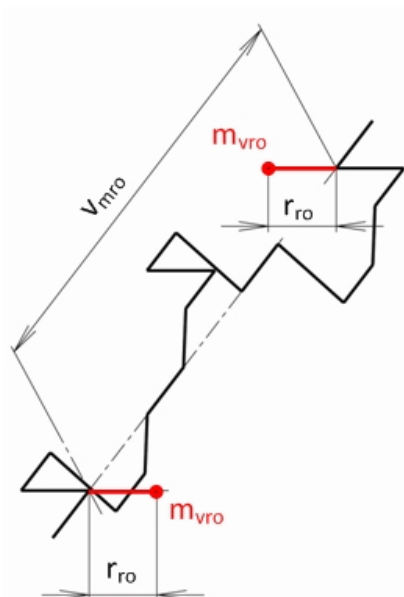
3.2.3 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Momenty setrvačných sil rotujících částí, vztažené k bodu „B“ (viz Obr. 13) a jejich výslednice $M_{ro,c}$ je na Obr. 15, kde $M_{ro,v}$ je vyvažovací moment a rovina vývažků je totožná s rovinou řad válců.



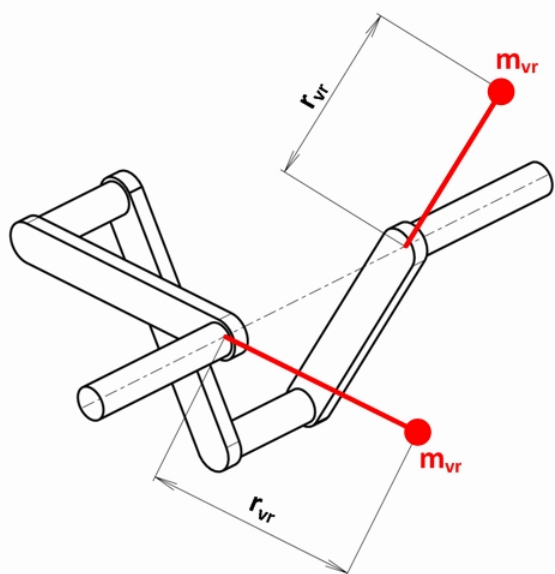
Obr. 15. Momenty setrvačných sil rotujících částí, rovina vývažků

Postup nejjednoduššího, momentového, vyvážení (Obr. 16) je obdobný jako v případě motoru se společnými společným ojnicím čepem dvou protilehlých válců.



Obr. 16. Momentové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí

Silové vyvážení pak lze realizovat tak, jak je naznačeno na Obr. 17.



Obr. 17. Silové vyvážení setrvačných sil rotujících částí

Pokud mají být setrvačné síly rotujících částí vyváženy úplně, musí platit

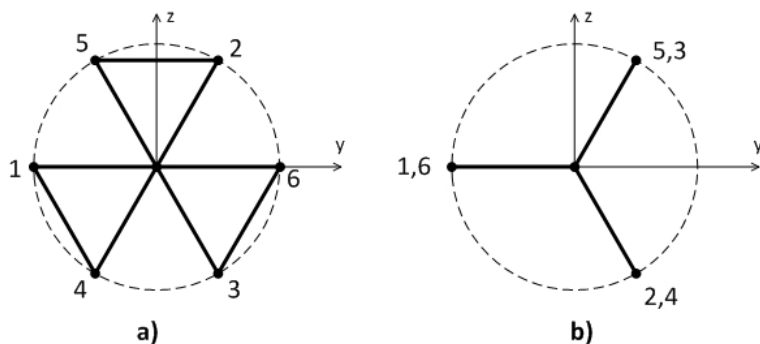
$$2 \cdot m_{vr} \cdot r_{vr} \cdot \omega^2 \cdot \cos(30^\circ) = F_{ro} \quad [N], \quad (30)$$

kde m_{vr} je hmotnost vývažku, r_{vr} je rameno těžiště vývažku, ω úhlová rychlost otáčení klikového hřídele a F_{ro} je setrvačná síla celého zalomení a rotujících hmot ojnic, promítnutá do roviny symetrie zalomení v čelním pohledu.

Podobně jak bylo naznačeno u výše zmíněného uspořádání se společným ojnicním čepem dvou protilehlých válců lze různě kombinovat částečné silové a částečné momentové vyvážení.

3.2.4 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Toto uspořádání klikového hřídele má v čelním pohledu tvar pravidelné hvězdice, a tedy i výslednice setrvačných sil posuvných hmot I. řádu je nulová. Také výslednice II. řádu je nulová. Fiktivní schéma II. řádu je na Obr. 18.



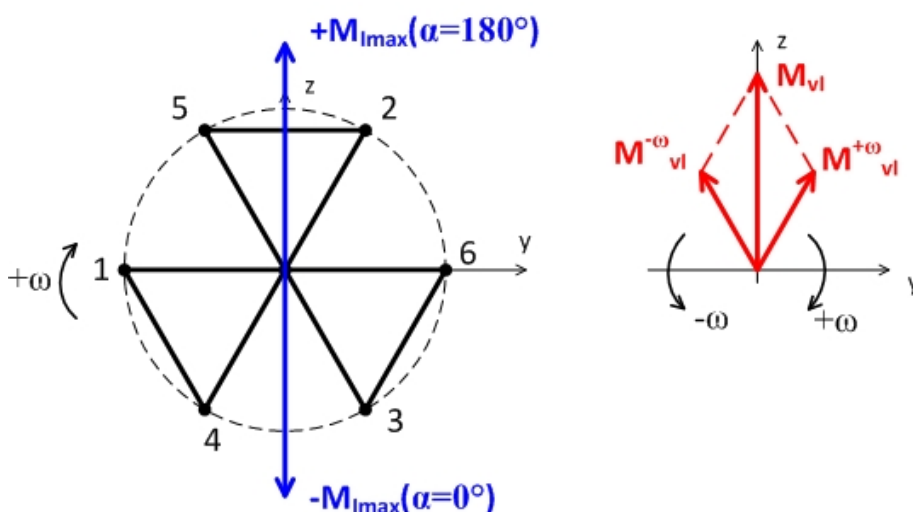
Obr. 18. Schéma klikového hřídele a) I. řádu, b) II. řádu

3.2.5 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Také v případě tohoto uspořádání klikového hřídele je výslednice momentů setrvačných sil I. řádu nenulová, působí v rovině kolmé na rovinu válců a má harmonický průběh:

$$M_I = |M_{I\max}| \cdot \sin(\alpha - 90^\circ) \quad [N] \quad (31)$$

s amplitudou $M_{I\max}$. Své maximální hodnoty dosahuje při úhlu natočení klikového hřídele $\alpha = 180^\circ$ a minimální hodnoty nabývá při $\alpha = 0^\circ$ (Obr. 19).

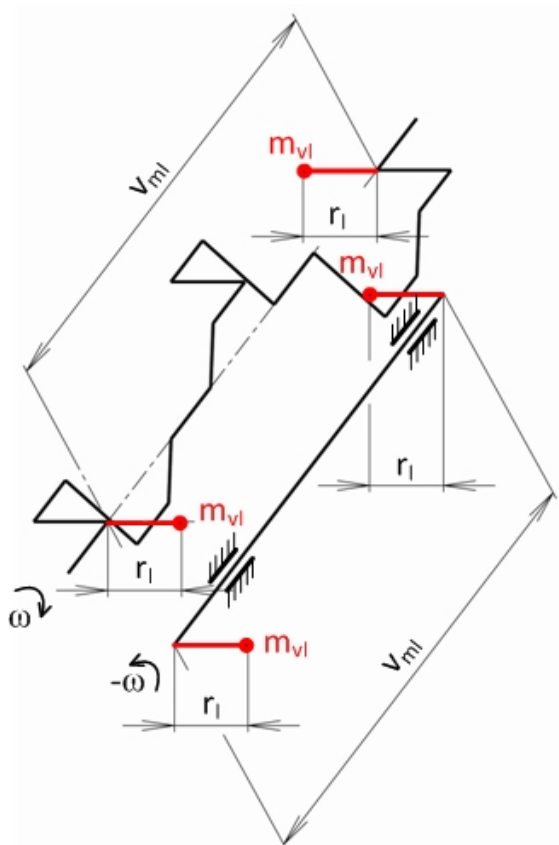


Obr. 19. Rovina harmonického kmitání výslednice momentů setrvačných sil posuvných částí a její maximum a minimum

K její eliminaci je třeba zavést momentový účinek

$$M_{vl} = 2 \cdot m_{vl} \cdot r_l \cdot \omega^2 \cdot v_{ml} \cdot \sin(\alpha + 90^\circ) \quad [N], \quad (32)$$

kde m_{vl} je hmotnost vývažků, r_l poloměr vývažků a v_{ml} rameno vývažků, který vytváří dvojice protiběžných vyvažovacích hřídelů. Neboť frekvence oscilace výslednice momentů je stejná jako frekvence otáčení klikového hřídele, lze opět souběžný hřídel ztotožnit s hřídelem klikovým, což značně zjednoduší vyvažovací jednotku. Její ideové schéma je na Obr. 20 a stejně jako u klikového hřídele se společnými čepy dvojice protilehlých válců vychází umístění vývažků hřídele, ztotožněného s klikovým, přesně do míst vývažků pro momentové vyvážení momentů sil rotujících částí. To však vede velmi mohutným vývažkům v těchto místech a bývá také jednou z příčin toho, proč se síly rotujících částí vyvažují částečně silově.



Obr. 20. Vyvažovací jednotka pro vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu

Po vektorovém součtu setrvačných sil posuvných částí II. řádu bylo zjištěno, že je tento také nenulový. Působí ve stejné rovině jako moment I. řádu, avšak osciluje s dvojnásobnou frekvencí a má tvar

$$M_{II} = |M_{II\max}| \cdot \sin[2 \cdot (\alpha - 45^\circ)] \quad [N]. \quad (33)$$

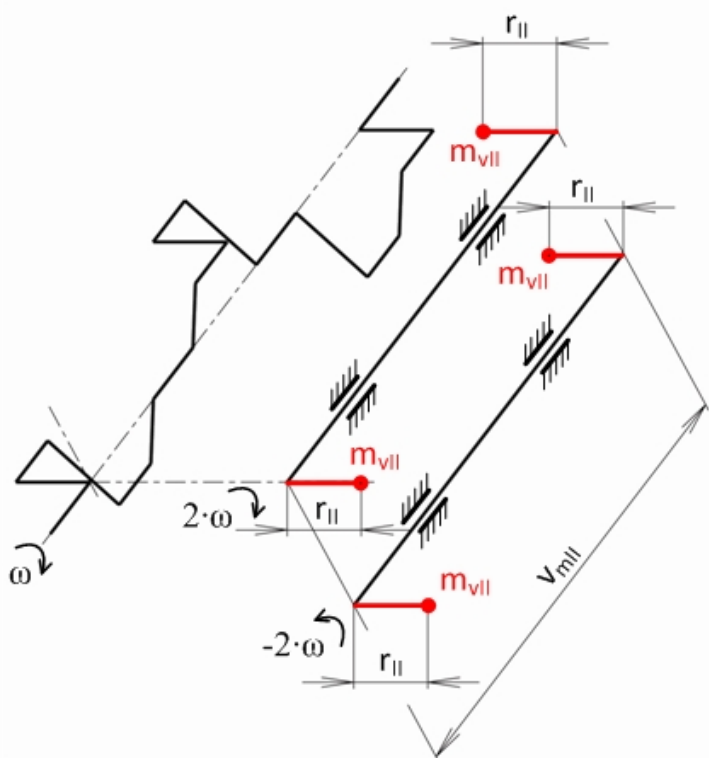
Rovnice momentu pro jeho vyvážení má tvar

$$M_{vII} = |M_{II\max}| \cdot \sin[2 \cdot (\alpha + 45^\circ)] \quad [N]. \quad (34)$$

Tohoto průběhu se dosáhne použitím dvou protiběžných vyvažovacích hřídelů. Z důvodu dvojnásobné frekvence otáček však není možno jeden z nich ztotožnit s klikovým hřídelem. K úplnému vyvážení, jak je na Obr. 21 naznačeno, musí vyvažovací jednotka splňovat:

$$2 \cdot m_{II} \cdot r_{II} \cdot (2 \cdot \omega)^2 \cdot v_{mII} = |M_{II\max}| \quad [N]. \quad (35)$$

Význam jednotlivých členů a poloha vývažků jsou zřejmé z Obr. 21.



Obr. 21. Vyvažovací jednotka pro vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí II. řádu

Neboť moment setrvačných sil posuvných částí nezávisí na volbě vztažného bodu na ose klikového hřídele a pro síly I. a II. řádu platí vztahy (7) a(8), lze dokázat, že amplitudy výslednic momentů setrvačných sil I. a II. řádu jsou vázány vztahem:

$$|M_{I\max}| = \lambda \cdot |M_{II\max}|. \quad (36)$$

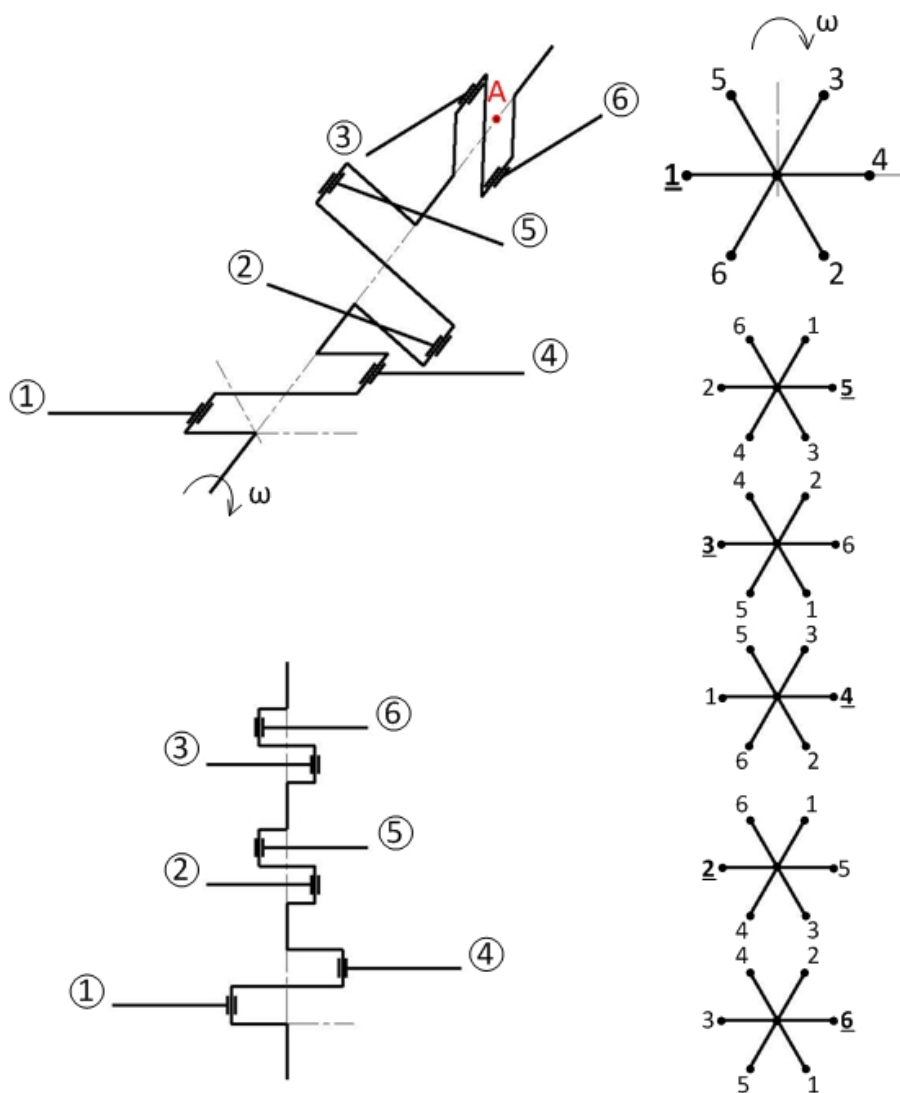
U řešené válcové jednotky je klikový poměr $\lambda = 0,315$. Amplituda výslednice momentů II. řádu je tak pouze 0,315násobkem amplitudy výslednice momentů I. řádu. Z tohoto důvodu, a také z důvodu množství vynaložených prostředků na eliminaci výslednice momentů setrvačných sil II. řádu se tato běžně ponechává nevyvážená a zohledňuje se při návrhu uložení motoru.

3.3 PLOCHÝ MOTOR S PROTIBĚŽNÝMI PÍSTY

U tohoto uspořádání klikového hřídele spolu ojnicní čepy protilehlé dvojice válců svírají úhel 180° . Při pohybu z horní úvratí do dolní se písty protilehlé dvojice válců pohybují současně k ose klikového hřídele, tedy proti sobě. Tím je vysvětleno označení motoru, který je populárně nazýván jako „boxer“.

Klikový hřídel může být proveden se sedmi, nebo čtyřmi hlavními ložisky. Dále se řeší provedení se čtyřikrát uloženým klikovým hřídelem, které má pro aplikaci v plochem leteckém motoru především tyto výhody:

- kompaktnější konstrukce daná kratší stavební délkou
- nižší hmotnost
- nižší třecí ztráty v uložení klikového hřídele



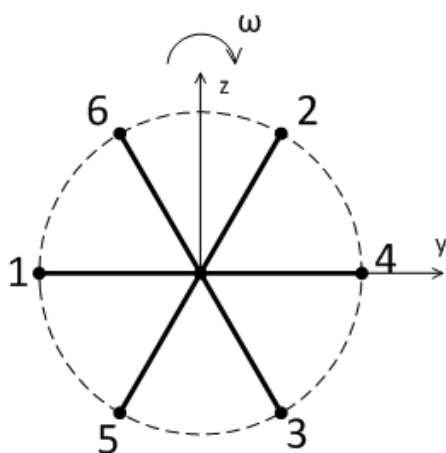
Obr. 22. Uspořádání klikového hřídele plochého motoru s protiběžnými písty

3.3.1 MOŽNOSTI POŘADÍ ZÁŽEHŮ

Plochý šestiválec s protiběžnými písty má také pravidelné rozestupy zážehů $\rho = 120^\circ$. Při určení rozkmitu hodnot točivého momentu na ojnicích čepech vychází čtyři uvažované alternativy téměř stejně. S ohledem na rovnoměrné tepelné zatížení motoru se pořadí 1-2-3-4-5-6 jeví jako méně vhodné. Sled zážehů 1-5-3-4-2-6 je výhodný z hlediska zatížení hlavních ložisek, neboť zážehy jsou poměrně dobře rozloženy po délce klikového hřídele a proto byla tato varianta vybrána jako vhodná. Pořadí 1-6-2-4-5-6 a 1-3-5-4-6-2 odpovídají klikovému hřídeli, který má rovinu zalomení druhého a pátého válce pootočenou o 240° a rovinu 3. a 6. válce pootočenou o 120° (viz Obr. 23).

Tabulka 4. Rozkmit hodnot točivého momentu na ojnicích čepech v závislosti na pořadí zapalování

		Pořadí zážehů			
		1-5-3-4-2-6	1-2-3-4-5-6	1-6-2-4-3-5	1-3-5-4-6-2
Rozkmit točivého momentu na ojnicím čepu [Nm]	1. válec	289	289	289	289
	2. válec	643	643	705	705
	3. válec	793	793	793	793
	4. válec	851	851	851	851
	5. válec	890	890	905	905
	6. válec	849	849	849	849



Obr. 23. Druhá varianta uspořádání klikového hřídele plochého šestiválcového motoru

Z pohledu dynamických účinků setrvačných sil a jejich momentů jsou obě varianty rovnocenné.

3.3.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

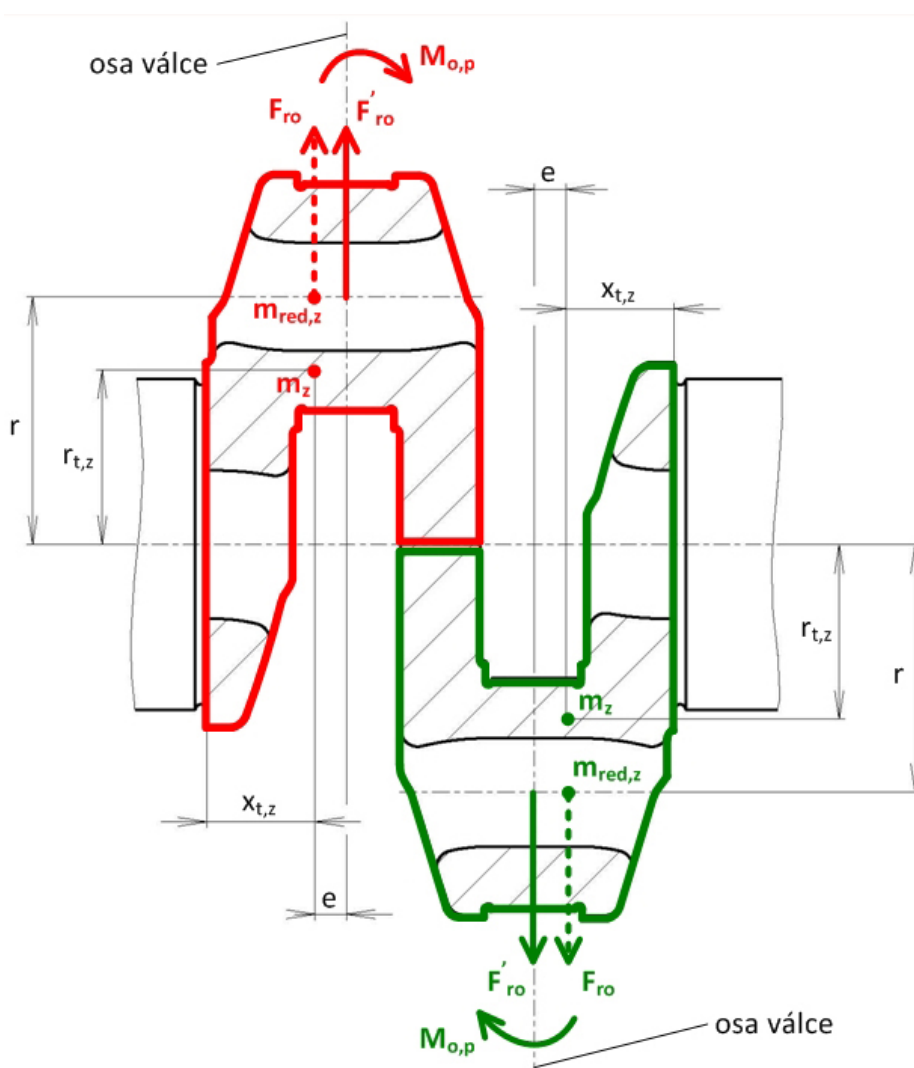
Klikový hřídel tvoří z čelního pohledu rovnoměrnou hvězdici, tudíž setrvačné síly rotujících hmot jsou vyváženy.

3.3.3 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

K určení výslednice momentů setrvačných sil rotujících částí bylo zalomení dvojice protilehlých válců pomyslně rozděleno na dvě symetrické části, odpovídající vždy jednomu z válců a byla určena hmotnost každé části zvlášť a přepočítána na poloměr ramene kliky a určena setrvačná síla podle vztahu

$$F_{ro} = m_{red,z} \cdot \frac{r_{t,z}}{r} \cdot \omega^2 \quad [N], \quad (37)$$

kde $m_{red,z}$ je hmotnost části zalomení jednoho válce redukována na poloměr klikového ramene a $r_{t,z}$ je poloměr těžiště části zalomení jednoho válce (Obr. 24).



Obr. 24. Setrvačné síly rotujících částí jednoho zalomení protilehlých válců

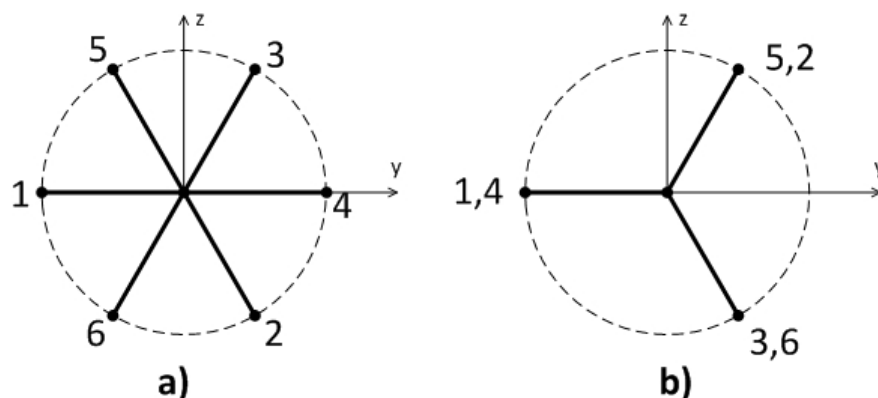
Tato síla byla staticky ekvivalentně nahrazena silou F'_{ro} stejné velikosti a stejného smyslu, posunutou do osy válce a přídatným momentem

$$M_{o,p} = F_{ro} \cdot e \quad [Nm], \quad (38)$$

kde e je délka posunutí síly F_{ro} do osy válce. K síle F'_{ro} pak byla přičtena setrvačná síla rotujících hmot ojnice a ojničního ložiska. Vektorovým součtem momentů, které tyto síly na všech zalomeních vyvozují vůči bodu „A“ (Obr. 22) a zahrnutí také přídavných momentů $M_{o,p}$, vychází výslednice momentů setrvačných sil rotujících hmot nulová.

3.3.4 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Schéma pro určení setrvačných sil posuvných částí je uvedeno na Obr. 25 a vyplývá z něj, že síly I. i II. řádu jsou vyváženy



Obr. 25. Schéma klikového hřídele a) I. řádu, b) II. řádu

3.3.5 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Na rozdíl od uspořádání se společnými a přesazenými ojničními čepy, vykazuje motor s protiběžnými písty plně vyvážené momenty setrvačných sil posuvných částí I. i II. řádu a nejsou tedy nutné žádné vyvažovací hřídele.

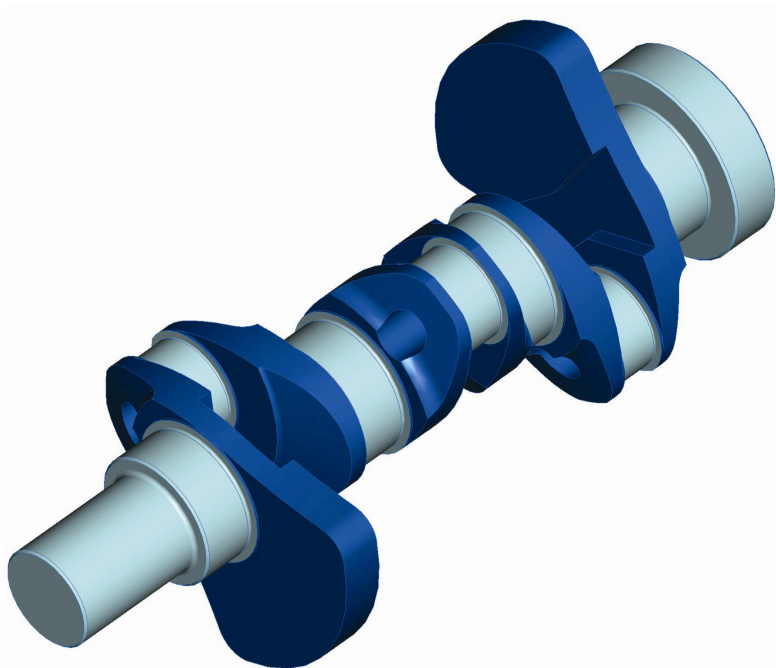
4 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Předchozí poznatky vyváženosti jednotlivých variant plochého motoru a rovnoměrnosti zážehů jsou shrnuty viz *Tabulka 5*, kde F_r znamená výslednici setrvačných sil rotujících částí, M_r výslednici momentů setrvačných sil rotujících částí, F_I výslednici setrvačných sil posuvných částí I. řádu, F_{II} pak druhého řádu a analogicky i jejich momenty M_I a M_{II} .

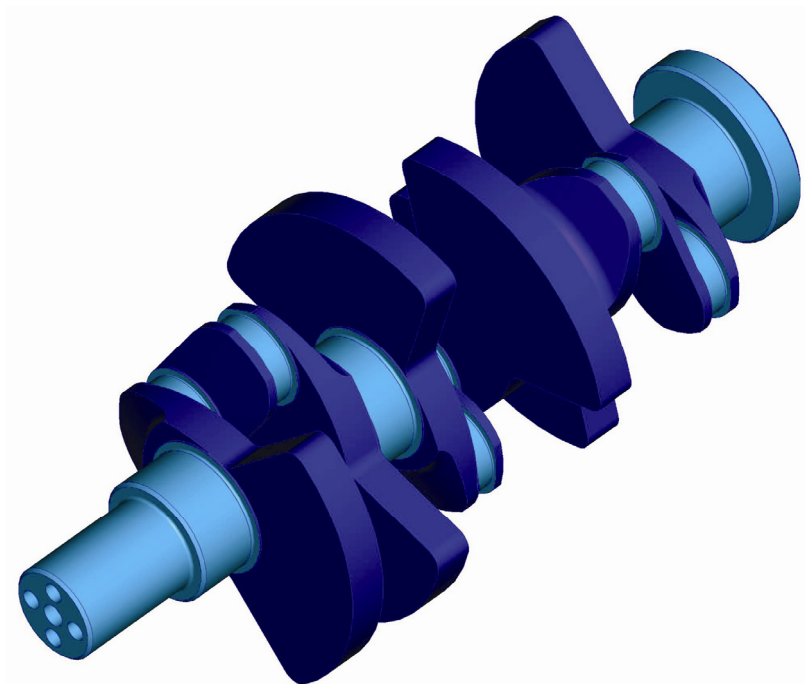
Symbol „0“ značí úplné vyvážení, „+“ možnost úplného vyvážení vývažky na klikovém hřídeli, „-“ značí, že síly (momenty) jsou nevyváženy.

Tabulka 5. Shrnutí rovnoměrnosti zážehů a vyváženosti jednotlivých variant uspořádání plochého motoru

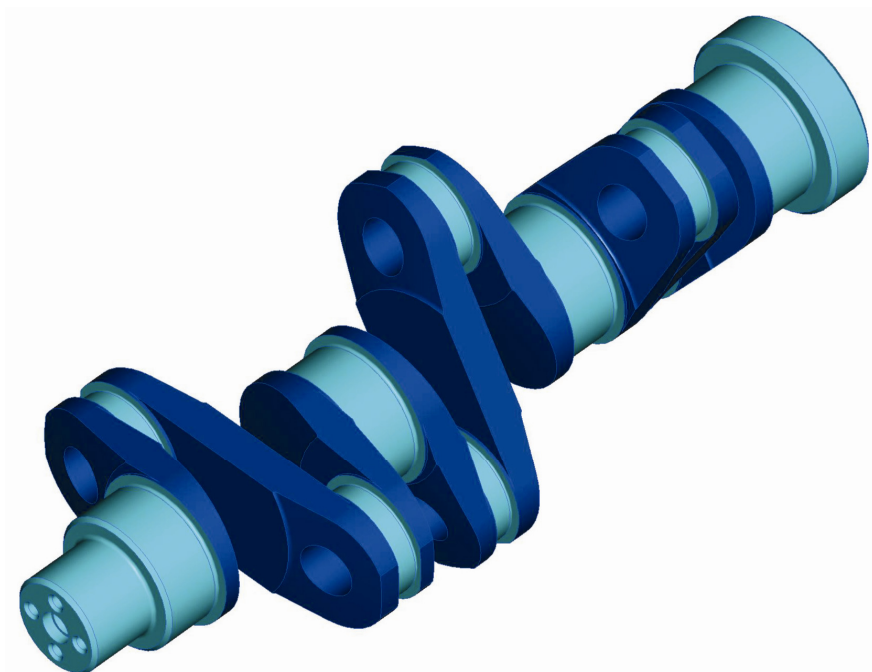
	pravidelné rozestupy zážehů	F_r	M_r	F_I	F_{II}	M_I	M_{II}
společný ojniční čep	ne	0	+	0	0	-	0
přesazené ojniční čepy	ano	0	+	0	0	-	-
protiběžné písty	ano	0	0	0	0	0	0



Obr. 26. Klikový hřídel plochého šestiválcového motoru se společným ojničním čepem dvou protilehlých válců momentově vyvážený



Obr. 27. Klikový hřídel plochého leteckého motoru se vzájemně přesazenými ojnicními čepy dvou protilehlých válců silově vyvážený



Obr. 28. Klikový hřídel plochého leteckého motoru s protiběžnými písty

Na letecký motor jsou kladeny požadavky nízké hmotnosti a nízké úrovně vibrací. Z tohoto pohledu se ze tří alternativ jako ideální pohonná jednotka jeví motor s protiběžnými písty. Má pravidelný chod a vyvážený všechny sledované síly a momenty. Proto byl tedy zvolen jako optimální. Další výpočty a konstrukční návrhy se proto vztahují k tomuto uspořádání klikového hřídele.

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Klikový hřídel byl navržen zejména s ohledem na jeho tuhost a nízkou hmotnost, použitou válcovou jednotku a úzkou ojnici.

Ačkoli vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí není u motoru s protiběžnými písty nutné, je klikový hřídel zatížen vnitřními momenty těchto sil³, které zachycují hlavní ložiska. Momenty primárně nepůsobí vibrace motoru jako celku. Lze je eliminovat protizávažími na klikových ramenech. Tento konstrukční zásah však zvyšuje hmotnost celého hřídele a zvyšuje také jeho moment setrvačnosti, což má za následek zhoršení chování klikového hřídele z hlediska torzního kmitání.

Pro snížení účinků vnitřních momentů a snížení momentu setrvačnosti jsou ramena a ojnicní čepy opatřeny odlehčovacími otvory v ose ojnicních čepů. U hlavních ložisek byl zvětšen jejich průměr a lehce zkrácena délka. Otvory v hlavních čepích v první řadě snižují hmotnost hřídele.

5.1 MATERIÁL KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Klikový hřídel byl navržen jako odlitek z tvárné litiny, neboť pro aplikaci v leteckém motoru vykazuje zejména tyto výhody, ve srovnání s ocelovým kovaným klikovým hřídelem [5]:

- **úspora hmotnosti** asi 10 % bez zásahu do konstrukce, daná strukturou základní kovové hmoty, která obsahuje 10 až 13 objemových procent kulovitých zrn grafitu, a tím je snížena měrná hmotnost o 8 až 10 %,
- **schopnost útlumu vibrací (kmitání)**, která je charakterizována schopností litinového odlitku, vystavenému vibracím, se utlumit asi za poloviční dobu ve srovnání s ocelí o srovnatelné pevnosti a je schopen absorbovat až 3x více energie. Tím se omezuje zejména hlučnost, zklidňuje chod motoru a snižují nároky na dodatečné tlumení torzních kmitů,
- **výborné kluzné vlastnosti** obrobeného povrchu, kde četná rozříznutá zrna grafitu slouží při kluzném tření s protilehlou funkční plochou jako mazadlo a po vydrolení grafitu se ve vzniklých jamkách usazuje mazivo. Tato vlastnost je důležitá především při spouštění studeného motoru, nebo při nouzovém režimu, kdy vznikla porucha na mazacím systému,
- **obrobitelnost** je také výrazně lepší a přisuzuje se taktéž přítomným grafitickým zrnům, která mají schopnost mazat břit nástroje a intenzivnějšímu deformačnímu zpevňování materiálu při tvorbě třísky a usnadnění následného lomového procesu.

Zvolenou litinou je materiál EN-GJS-1000-5 z katalogu CLAAS GUSS GmbH [6]. Tato bainitická tvárná litina s kuličkovým grafitem má ausferitickou strukturu a je izotermicky zušlechťována (Austempered Ductile Iron). Podobné pokročilé materiály se v poslední době stále více uplatňují i u tak namáhaných součástek, jako je právě klikový hřídel. Mechanické charakteristiky litiny EN-GJS-1000-5 viz *Tabulka 6*.

³ Výpočet vnitřních momentů setrvačných sil rotujících hmot je proveden v Příloze 3

Tabulka 6. Mechanické charakteristiky litiny EN-GJS-1000-5⁴

pevnost v tahu	R_m	[MPa]	1000
smluvní mez kluzu v tahu	$R_{p0,2}$	[MPa]	700
mez kluzu v ohybu	R_{eo}	[MPa]	820
mez kluzu v krutu	R_{es}	[MPa]	490
tažnost	A	[-]	5
modul pružnosti v tahu	E	[GPa]	168
Poissonova konstanta	μ	[-]	0,27
mez únavy v tahu-tlaku	σ_c	[MPa]	238
mez únavy v ohybu	σ_{co}	[MPa]	350
mez únavy v krutu	τ_{ck}	[MPa]	226

5.2 KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Klikový hřídel je zatížen silami od tlaku plynů ve spalovacím prostoru, přenášené ojnicí na ojnicí čep, setrvačnými silami a momenty od posuvných a rotujících částí klikového mechanismu. Dále silami a momenty, majícími svůj původ v torzním a ohybovém kmitání klikového hřídele.

Současné klikové hřídele se ukazují jako předimenzované z hlediska únavové pevnosti, a to i přes přítomnost náhlých změn v jejich průřezu, značného množství míst s vrubovým účinkem (jako např. přechod čepů do ramen, či vyústění mazacích kanálů do funkční plochy čepu), prostorové uspořádání tvaru a časově a místně proměnný průběh namáhání. Toto je dáno tím, že se navrhují z hlediska dostatečné tuhosti z důvodu omezení vibrací a jejich nepříznivých účinků.

Klikový hřídel se nejčastěji pevnostně kontroluje tak, že z něj uvažuje pouze zalomení, které je nejvíce namáháno proměnnými silami, ohybovými a torzními momenty. Zjednodušujícími předpoklady jsou: zanedbání deformací klikové skříně, pružnosti uložení a nerovnoměrného opotřebení jednotlivých ložisek a čepů [7].

Používá se výpočet bezpečnosti pro únavové namáhání nesymetrickým střídavým cyklem. Experimenty prokázaly, že únavové porušování nezávisí na tvaru průběhu zatěžování, ale pouze na středním napětí τ_m a amplitudě napětí τ_a . Míra bezpečnosti je poté určena ze Smithova diagramu a platí pro prosté zatěžování a přetěžování.

5.2.1 KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET HLAVNÍHO ČEPU

Kontrolovaný klikový hřídel má hlavní čepy navrženy jako relativně krátké, tudíž lze výpočet omezit a kontrolovat pouze na namáhání krutem a ohybové namáhání zanedbat. Bylo zjištěno, že tímto krokem dojde ke snížení míry bezpečnosti pouze asi o (3 až 4) %.

⁴ Charakteristiky meze kluzu v ohybu a meze kluzu v krutu byly odhadnuty po konzultaci s doc. Ing. Stanislavem Věchetem, CSc. a hodnoty meze únavy v ohybu a krutu určeny z empirických vztahů

Ke stanovení nejvíce namáhaného hlavního čepu je třeba určit průběh točivých momentů na hlavních čepích pomocí sumace točivých momentů jednotlivých válců. Postupuje se od volného konce klikového hřídele směrem k setrvačníku při respektování pořadí zážehů jednotlivých válců. Nejvíce namáhaným hlavním čepem je potom ten, jenž vykazuje největší rozkmit (rozdíl mezi maximální a minimální hodnotou) průběhu točivého momentu v závislosti na natočení klikového hřídele⁵.

Nebezpečným místem je průřez v místě vyústění otvoru pro přívod oleje k ojnicímu čepu [7].

Pro maximální a minimální velikost smykového napětí v *i-tém* hlavním čepu platí vztah:

$$\tau_{max} = \frac{M_{i,max}}{W_{\tau}} \quad [MPa] \quad (39)$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{i,min}}{W_{\tau}} \quad [MPa], \quad (40)$$

kde $M_{i,max}$ a $M_{i,min}$ označují maximální a minimální hodnotu točivého momentu na *i-tém* hlavním čepu a

$$W_{\tau} = \frac{\pi}{16} \cdot D_{hc}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{hc}}{D_{hc}} \right)^4 \right] \quad [m^3] \quad (41)$$

je průřezový modul hlavní čepu v krutu s vnějším průměrem čepu D_{hc} a vnitřním průměrem čepu d_{hc} . Z maximální a minimální velikosti smykového napětí je třeba určit střední hodnotu

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad [MPa] \quad (42)$$

a amplitudu

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad [MPa]. \quad (43)$$

Míra bezpečnosti vůči mezi kluzu je pak

$$n_{\tau,k} = \frac{R_{es}}{\tau_m + \tau_k} \quad [-], \quad (44)$$

kde R_{es} je mez kluzu v krutu. Míra bezpečnosti vůči mezi únavy v krutu je

⁵ Výpočet pro určení nejvíce zatíženého hlavního a ojnicího čepu je v Příloze 2

$$n_{\tau u} = \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_a + \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_{ck}} \cdot \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad [-], \quad (45)$$

kde τ_{ck}^* je mez únavy v krutu součásti a vypočte se ze vztahu

$$\tau_{ck}^* = \tau_{ck} \cdot \frac{\varepsilon_{\tau}}{K_{\tau}} \quad [MPa], \quad (46)$$

v němž τ_{ck} znamená mez únavy vzorku, $K_{\tau}=2,8$ je součinitel koncentrace napětí a

$$\varepsilon_{\tau} = \varepsilon'_{\tau} \cdot \varepsilon''_{\tau} \quad [-] \quad (47)$$

je součin součinitelů velikosti $\varepsilon'_{\tau}=0,6$ a povrchu a tepelného zpracování $\varepsilon''_{\tau} = 1$. Hodnota součinitele citlivosti k asymetrii cyklu souvisí s mezí pevnosti materiálu a druhem napětí viz *Tabulka 7*.

Tabulka 7. Závislost součinitele asymetrie cyklu na mezi pevnosti

R _m	[MPa]	350-550	550-750	750-1000	1000-1200	1200-1400
ψ_{σ}	[-]	0	0,05	0,1	0,2	0,25
ψ_{τ}	[-]	0	0	0,05	0,1	0,15

Výslednou mírou bezpečnosti je nižší hodnota z bezpečnosti vůči mezi kluzu a vůči mezi únavy a neměla by být nižší než 2 až 3.

5.2.2 KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET OJNIČNÍHO ČEPU

Ojniční čep je vystaven kombinovanému namáhání ohybem a krutem. Maximálních hodnot však ohybový a krouticí moment nedosahují ve stejném okamžiku. Napjatost v ojnicím čepu se proto určuje celkovou mírou bezpečnosti, určenou z dílčích měr bezpečnosti pro ohyb a krut.

Zjednodušené schéma sil a momentů, působících na jedno zalomení klikového hřídele je uvedeno na *Obr. 29*.

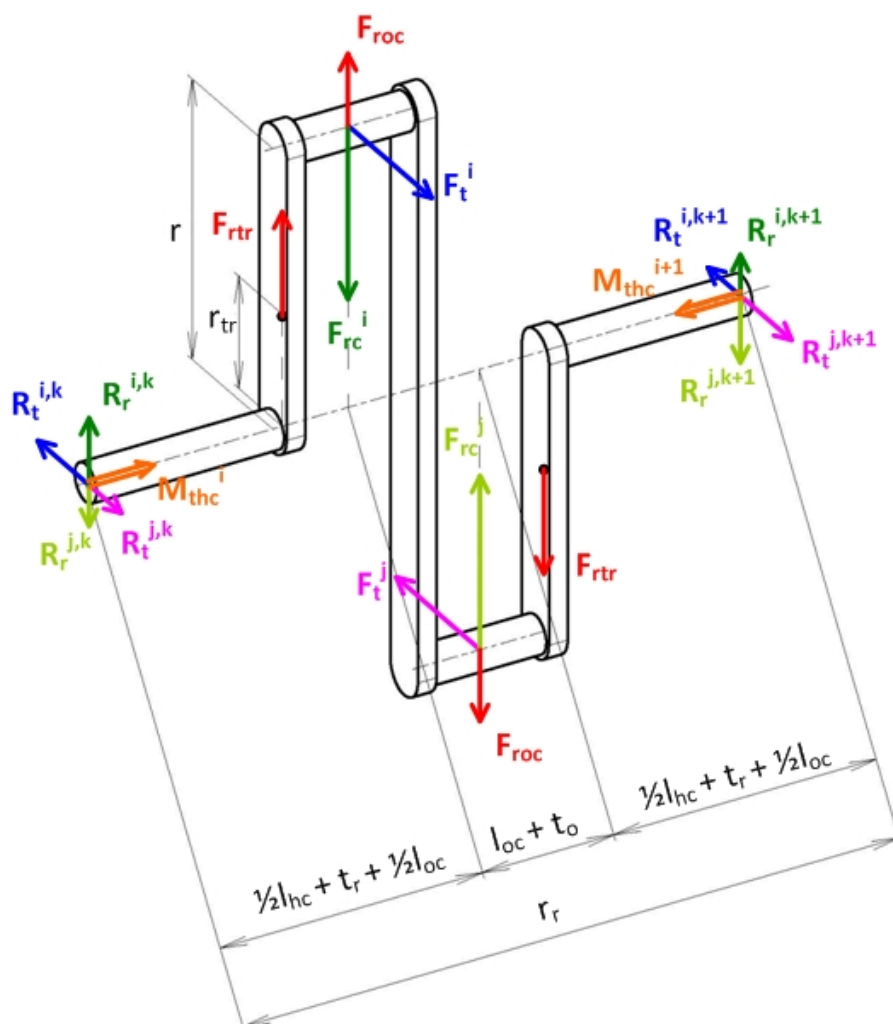
Z příslušných radiálních sil se určí vnitřní momentový účinek M_{oz} , namáhající rameno ohybem v rovině kolmé na rovinu zalomení v těžišti ojnicího čepu, z příslušných tangenciálních sil zase moment M_{oy} , namáhající ojnicí čep ohybem v rovině zalomení. Rovina, v níž působí výslednice vektorů ohybových momentů

$$M_o = \sqrt{M_{oz}^2 + M_{oy}^2} \quad [Nm], \quad (48)$$

se v souřadném systému, spojeném pevně se zalomením mění v průběhu otáčení zalomení. Neboť nebezpečným místem je vyústění mazacího otvoru pro přívod oleje

k ložisku ojnicního čepu, vypočítá se průběh ohybového momentu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele právě v rovině vyústění mazacího otvoru podle vztahu:

$$M_{o\phi} = M_{oz} \cdot \cos(\phi) + M_{oy} \sin(\phi) \quad [Nm]. \quad (49)$$



Obr. 29. Síly působící na zalomení dvojice válců

kde úhel ϕ je úhel roviny vyústění mazacího otvoru s rovinou zalomení. Z průběhu $M_{o\phi}$ se určí maximální a minimální hodnoty a vypočte maximální a minimální ohybové napětí

$$\sigma_{o,max} = \frac{M_{o\phi,max}}{W_o} \quad [MPa] \quad (50)$$

a

$$\sigma_{o,min} = \frac{M_{o\phi,min}}{W_o} \quad [MPa], \quad (51)$$

kde

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot D_{oc}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{oc}}{D_{oc}} \right)^4 \right] \quad [m^3] \quad (52)$$

je modul průřezu ojnicního čepu v ohybu a D_{oc} je vnější průměr ojnicního čepu a d_{oc} je malý průměr ojnicního čepu. Střední ohybové napětí má velikost

$$\sigma_{o,m} = \frac{\sigma_{o,max} + \sigma_{o,min}}{2} \quad [MPa] \quad (53)$$

a amplituda

$$\sigma_{o,a} = \frac{\sigma_{o,max} - \sigma_{o,min}}{2} \quad [MPa]. \quad (54)$$

Bezpečnost vůči mezi únavy v ohybu se stanoví ze vztahu

$$n_{o,\sigma} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{o,a} + \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{co}} \cdot \psi_\sigma \cdot \sigma_{o,m}} \quad [-], \quad (55)$$

kde mez únavy ohybu vzorku σ_{co}^* a mez únavy ohybu součásti σ_{co} jsou vázány vztahem

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_\sigma}{K_\sigma} \quad [MPa], \quad (56)$$

kde součinitel

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon'_\sigma \cdot \varepsilon''_\sigma = 0,7 \quad (57)$$

je součinitel velikosti, vlivu povrchu a tepelného zpracování a součinitel koncentrace napětí $K_\sigma = 2$. Součinitel vlivu asymetrie ψ_σ cyklu opět viz *Tabulka 7*.

Míra bezpečnosti vůči mezi kluzu v ohybu je

$$n_{o,k} = \frac{R_{es}}{\sigma_{o,a} + \sigma_{o,m}} \quad [-]. \quad (58)$$

a celková míra bezpečnosti n_o vůči ohybovému namáhání je nižší z obou.

Při určování míry bezpečnosti ojnicního čepu vůči namáhání krutem se postupuje obdobně jako v případě hlavního čepu. Určí se nejvíce zatížený ojnicní čep, maximální a minimální točivý moment a velikost extrémních napětí ze vztahů

$$\tau_{max} = \frac{M_{oc,max}}{W_{\tau,oc}} \quad [MPa] \quad (59)$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{oc,min}}{W_{\tau,oc}} \quad [MPa], \quad (60)$$

kde

$$W_{\tau,oc} = 2 \cdot W_o \quad [m^3] \quad (61)$$

je modul průřezu ojnicního čepu v krutu.

Pro součinitele $\varepsilon_\tau = 0,6$, $K_\tau = 1,8$ a $\psi_\tau = 0,1$ se určí míra bezpečnosti vůči mezi únavy v krutu. Dále pak míra bezpečnosti vůči mezi kluzu v krutu a výslednou mírou bezpečnosti pro namáhání ojnicního čepu krutem $n_{\tau,o}$ je hodnota z nich nižší.

Celková míra bezpečnosti pro kombinované namáhání nejvíce zatíženého ojnicního čepu je:

$$n_{oc} = \frac{n_o \cdot n_{\tau,o}}{\sqrt{n_o^2 + n_{\tau,o}^2}} \quad [-] \quad (62)$$

a má mít hodnotu 2 až 3.

5.2.3 KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET KLIKOVÉHO RAMENE

Klikové rameno je zatěžováno časově proměnnými silovými účinky, které v něm vytváří kombinované napětí tahové, tlakové, ohybové a napětí od krutu. Pro určení bezpečnosti vůči těmto účinkům se volí jako nebezpečné místo přechod do ojnicního čepu, kde dochází k největší koncentraci napětí.

Ohybový moment M_{oz} , působící v rovině kolmé na rovinu zalomení, způsobují stejně jako u ojnicního čepu radiální síly a jejich reakce (viz Obr. 29) na rameni poloviny délky hlavního čepu a poloviny tloušťky samotného ramene (kontrolní výpočet je vždy vztažen ke střední rovině kontrolované části zalomení). Radiální síly také namáhají rameno tahem-tlakem. Výsledné normálové napětí v klikovém rameni má pak obecně tvar:

$$\sigma_r = \frac{M_{oz}}{W_\sigma} + \frac{R_r^{i,k} + R_r^{j,k}}{S_r} \quad [MPa], \quad (63)$$

kde $R_r^{i,k}$ a $R_r^{j,k}$ jsou radiální reakce celkových radiálních sil z i -tého, respektive j -tého ojnicního čepu, na k -tém hlavním ložisku,

$$W_{\sigma} = \frac{b_r \cdot t_r^2}{6} \quad [m^3] \quad (64)$$

je modul průřezu v ohybu a

$$S_r = b_r \cdot t_r \quad [m^2] \quad (65)$$

je plocha průřezu v místě přechodu ojnicního čepu do klikového ramene, které má šířku b_r a tloušťku t_r .

Určí se maximální $\sigma_{r,max}$ a minimální $\sigma_{r,min}$ hodnota normálového napětí a jejich střední hodnota $\sigma_{r,m}$ a amplituda $\sigma_{r,a}$ a za použití koeficientů $\varepsilon_{\sigma} = 1,15$, $K_{\sigma} = 2$, a $\psi_{\sigma} = 0,2$ se vypočítá bezpečnost vůči mezi únavy v ohybu $n_{\sigma,r}$. Dále se určí bezpečnost vůči mezi kluzu v ohybu $n_{k,r}$ a Menší z obou bezpečností je mírou bezpečnosti vůči ohybovému namáhání n_{σ} .

Tangenciální reakce v hlavním ložisku (Obr. 29) namáhají klikové rameno na krut momentem $M_{k,r}$. Jedná se o krut nekruhového průřezu a smykové napětí od něj má velikost

$$\tau_r = \frac{M_{k,r}}{W_{\tau,r}} \quad [MPa], \quad (66)$$

kde modul průřezu v krutu má velikost

$$W_{\tau,r} = \gamma \cdot b_r \cdot t_r^2 \quad [m^3] \quad (67)$$

a γ je součinitel pro krut nekruhového průřezu a jeho hodnota se určí lineární interpolací na základě poměru šířky ramene v nebezpečném průřezu na jeho tloušťce (Tabulka 8).

Tabulka 8. Určení součinitele γ pro výpočet modulu průřezu v krutu

b_r/t_r	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10	100
γ	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312	0,333

Maximální smykové napětí pak je

$$\tau_{r,max} = \frac{M_{k,r,max}}{W_{\tau,r}} \quad [MPa], \quad (68)$$

a minimální

$$\tau_{r,min} = \frac{M_{k,r,min}}{W_{\tau,r}} \quad [MPa]. \quad (69)$$

Střední hodnota

$$\tau_{r,m} = \frac{\tau_{r,max} + \tau_{r,min}}{2} \quad [MPa] \quad (70)$$

a amplituda

$$\tau_{r,a} = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad [MPa] \quad (71)$$

se spolu požadovanými součiniteli velikosti, vlivu povrchu a opracování $\varepsilon_\tau = 1,15$, koncentrace napětí $K_\tau = 2$ a citlivosti k asymetrii cyklu $\psi_\tau = 0,1$ a vypočtenou mezí únavy součásti v krutu τ_{ck}^* dosadí do vztahu

$$n_{r,\tau} = \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_{r,a} + \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_{ck}} \cdot \psi_\tau \cdot \tau_{r,m}} \quad [-], \quad (72)$$

a vypočte míra bezpečnosti vůči mezi únavy v krutu.

Míra bezpečnosti vůči mezi kluzu v krutu je pak

$$n_{r,k} = \frac{R_{es}}{\tau_{r,m} + \tau_{r,a}} \quad [-]. \quad (73)$$

Bezpečnost pro namáhání klikového ramene krutem n_τ je pak menší hodnota z obou.

Celková míra bezpečnosti pro kombinované namáhání klikového ramene je pak

$$n_r = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad [-] \quad (74)$$

a její hodnota leží opět mezi 2 až 3.

5.2.4 KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET SPOJOVACÍHO RAMENE

Provádí se zcela stejně jako u klikového ramene, neboť je také zatěžováno tahem, tlakem, ohybem a krutem. Nebezpečným místem je opět místo přechodu ojnicního čepu do spojovacího ramene.

5.2.5 VÝSLEDKY KONTROLNÍHO VÝPOČTU

Míry bezpečností vůči normálovému napětí n_σ , smykovému napětí n_τ a celkové míry bezpečnosti n vůči kombinovanému namáhání jednotlivých částí zalomení byly shrnuty k vzájemnému porovnání (Tabulka 9) a je zřejmé, že ve všech případech byla dodržena

doporučená míra bezpečnosti⁶, přičemž klikový hřídel vykazuje hmotnost lehce pod 7 kg.

Tabulka 9. Dílčí a celkové míry bezpečnosti jednotlivých částí zalomení klikového hřídele

hlavní čep	ojniční čep			klikové rameno			spojovací rameno		
n_{τ}	n_{σ}	n_{τ}	n	n_{σ}	n_{τ}	n	n_{σ}	n_{τ}	n
5,878	5,535	2,319	2,139	3,857	7,96	3,471	2,273	4,291	2,009

⁶ Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele obsahuje Příloha 4

6 TORZNÍ KMITY KLIKOVÉHO MECHANISMU

Každé mechanické kmitání je vyvoláváno a udržováno periodicky proměnnými silovými účinky, působícími na soustavu hmot spojenou pružnými vazbami. V případě klikového mechanismu leteckého motoru jsou hmotami písty, ojnice, vrtule apod. a pružnou vazbou mezi nimi tvoří klikový hřídel. Čím je delší a pružnější, tím větší má tendence ke kmitání. U klikových mechanismů se objevují tyto druhy kmitání:

- podélné kmitání (v ose klikového hřídele), které vytváří periodické zkracování a prodlužování klikového hřídele,
- ohybové kmitání ve směru kolmém na osu klikového hřídele, ovlivněné zejména radiálními a tangenciálními silami setrvačných sil a sil od tlaku plynů, tuhostí, souosostí a opotřebením hlavních ložisek a tuhostí uložení klikového hřídele v jeho rámu,
- torzní kmitání kolem osy klikového hřídele, vyvozované časově proměnnými točivými momenty.

Jako nejnebezpečnější se ukazuje kmitání torzní. Tím vzniká rychle proměnné nakrucování klikového hřídele, které se superponuje na statické nakroucení od tangenciálních sil na ojnicích čepech a na kývání klikového hřídele způsobené nerovnoměrností chodu.

Pokud frekvence budících točivých momentů dosahuje vlastní frekvence celé hmotové soustavy, dochází k rezonancím a torzní úhlové výchylky dosahují svých maximálních hodnot. Pokud tento stav trvá po určitou dobu, může dojít až a únavovým lomům hřídelů. Torzní kmitání se také přenáší na ostatní soustavy spojené s klikovým mechanismem, jako například systém rozvodů motoru apod.

Analytické řešení torzních kmitů předpokládá určitá zjednodušení, která idealizují kmitající soustavu na jednoduchý redukováný model [3].

6.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Náhradní soustavou se klikový mechanismus redukuje na zjednodušený model, který je energeticky ekvivalentní, avšak pouze pro střední hodnotu uvažovaného časového průběhu, neboť kinetická energie posuvných setrvačných částí se v průběhu uvažovaného časového úseku značně mění.

Tvoří jej hladký nehmotný hřídel, s průměrem voleným většinou stejným jako je průměr hlavních ložisek, jenž má určitou tuhost c , přibližně stejnou jako ta část klikového hřídele, jíž nahrazuje. Hřídel spojuje nekonečně tuhé setrvačné kotouče s určitým momentem setrvačnosti.

6.1.1 REDUKCE HMOT

Při redukci hmot se postupuje tak, že se určí moment setrvačnosti uvažované části klikového hřídele (například řemenice, předního konce klikového hřídele, zalomení) vůči ose rotace klikového hřídele a pokud je s ní spojena další pohybující se hmota, jako například rotující část ojnice a hmota posuvných částí pístní skupiny, tato se vztáhne na poloměr kliky r a její moment setrvačnosti se přičte. V případě rotujících hmot ojnice m_2 a jejího ložiska m_{ol} pak platí vztah pro jejich redukovaný moment setrvačnosti:

$$J_{oj,r} = (m_2 + m_{ol}) \cdot r^2 \quad [kg \cdot m^2]. \quad (75)$$

Pro redukovaný moment setrvačnosti pístní skupiny $J_{psh,r}$ platí při rovnosti její střední hodnoty kinetické energie a kinetické energie redukovaného kotouče vztah:

$$J_{psh,r} = (m_{psk} + m_1) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \quad [kg \cdot m^2], \quad (76)$$

kde m_{psk} je hmotnost pístní skupiny, m_1 hmotnost posuvných částí ojnice λ klikový poměr.

Momenty setrvačnosti předního konce klikového hřídele J_{pk} , řemenice J_{rem} , jednotlivých částí zalomení J_{zij} mezi rovinami válců i a j , moment setrvačnosti hnacího J_{kr1} a hnaného J_{kr2} kola reduktoru a moment setrvačnosti vrtule a vrtulového hřídele J_{vh} byly určeny v programu *ProEngineer*.

Redukované momenty setrvačnosti pro model vypadají následovně:

$$J_0 = J_{pk} + J_{rem} \quad [kg \cdot m^2] \quad (77)$$

je redukovaný moment setrvačnosti předního konce klikového hřídele a řemenice,

$$J_1 = J_{z1,4} + J_{oj,r} + J_{psh,r} \quad [kg \cdot m^2], \quad (78)$$

je redukovaný moment klikového mechanismu mezi rovinou 1. a 4. válce atd. až

$$J_6 = J_{zk} + J_{oj,r} + J_{psh,r} \quad [kg \cdot m^2], \quad (79)$$

kde J_{zk} je moment setrvačnosti zadního konce klikového hřídele,

$$J_7 = J_{kr1} + J_{kr2} \cdot (u^{-1})^2 \quad [kg \cdot m^2], \quad (80)$$

kde u je převod z hnaného kola reduktoru na hnací (převod redukující otáčky vrtule vůči klikovému hřídeli) a konečně

$$J_8 = J_{vh} \cdot (u^{-1})^2 \quad [kg \cdot m^2]. \quad (81)$$

6.1.2 REDUKCE DÉLEK

Redukce délek, na l_{red} , částí klikového hřídele mezi kotouči se provádí na hladký nehmotný hřídel, a to tak, aby torzní tuhost hladkého hřídele, majícího redukovaný průměr D_r , byla stejná, jako tuhost redukované části klikové hřídele mezi kotouči. Tedy aby se při působení stejného krouticího momentu nakroutila část klikového hřídele o stejný úhel, jako hřídel o průměru D_r a l_{red} , na nějž je redukována. Zjednodušujícím předpokladem je uvažování torzního napětí od silové dvojice z jednoho konce modelu na druhý, avšak ve skutečnosti je krut vyvolán tangenciálními silami na ojnicích čepech.

Velikost redukovaných délek souvisí s rozměry redukovaných částí. Například pro redukovanou délku mezi rovinou 1. a 4. válce má přibližnou hodnotu

$$l_{red_1} = l_{oc} \cdot \frac{D_r^4}{D_{oc}^4 - d_{oc}^4} + \frac{3}{8} \cdot \frac{G}{E} \cdot 2 \cdot r \cdot \frac{D_r^4}{t_o \cdot b_o^3} \quad [m], \quad (82)$$

kde l_{oc} je délka ojnicního čepu, D_{oc} a d_{oc} je vnější a vnitřní průměr ojnicního čepu, G modul pružnosti ve smyku, E modul pružnosti v tahu, r poloměr kliky, t_o tloušťka a b_o šířka spojovacího ramene. Byla určena jako součet redukovaných délek jednoduchých těles. Obdobným způsobem se určí redukované délky ostatních řešených částí.

6.1.3 VÝPOČET TORZNÍCH TUHOSTÍ

Mezi redukovanou délkou i -té části klikového hřídele $l_{red,i}$ a její tuhostí c_i platí vztah

$$c_i = \frac{G \cdot I_p}{l_{red,i}} \quad [Nm \cdot rad^{-1}], \quad (83)$$

kde G je modul pružnosti ve smyku a

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_r^4}{32} \quad [m^4] \quad (84)$$

je polární moment průřezu redukovaného hřídele v krutu.

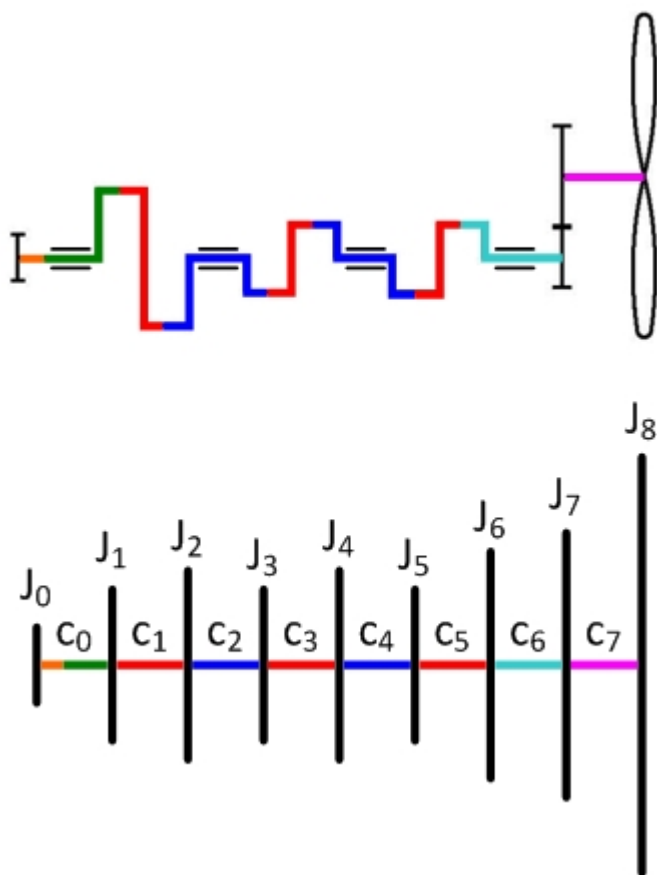
V modelu klikového mechanismu se uvažuje tuhost ozubeného soukolí reduktoru jako nekonečně velká.

6.2 FREKVENCE OTÁČEK A TVARY VLASTNÍHO KMITÁNÍ

Vlastní kmitání je druh harmonického pohybu, který, vyvozen silovým impulsem, pokračuje i ukončení působení silového impulsu a bez tlumení by trval po nekonečně dlouhou dobu. Každá mechanická soustava má určité vlastní tvary kmitů a určité

hodnoty vlastních frekvencí kmitání. Tyto parametry závisí především na velikosti hmot soustavy (momentů setrvačnosti) a vlastnostech vazeb mezi nimi (tuhostech).

Model mechanické soustavy řešeného klikového mechanismu je na *Obr. 30*. Momenty setrvačnosti a torzní tuhosti modelu viz *Tabulka 10* a *Tabulka 11*.



Obr. 30. Model klikového mechanismu plochého šestiválcového motoru s protiběžnými písty

Tabulka 10. Velikost momentů setrvačnosti kotoučů modelu klikového mechanismu

momenty setrvačností kotoučů [$\text{kg}\cdot\text{m}^2\cdot 10^{-3}$]								
J_0	J_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6	J_7	J_8
1,05	1,455	1,866	1,455	1,866	1,455	2,137	6,099	582,8

Tabulka 11. Tuhosti redukovaných hřídelů v modelu klikového mechanismu

tuhosti redukovaných hřídelů [$\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1}\cdot 10^5$]							
C_0	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
2,057	2,485	3,385	2,485	3,385	2,485	5,274	6,308

Počet možných frekvencí a tvarů kmitů vlastního (volného) kmitání je $i-1$, je-li v soustavě i hmot (momentů setrvačnosti). Jelikož se přídatné torzní kmitání superponuje na točivý pohyb soustavy a je na něm nezávislé, má pohybová rovnice v maticovém tvaru podobu

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{0}, \quad (85)$$

kde $\mathbf{M}$ je čtvercová matice hmotnosti a je definována:

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_9 \end{pmatrix}, \quad (86)$$

$\mathbf{C}$ je čtvercová matice tuhosti

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_6 & -c_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 + c_7 & -c_7 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_7 & c_7 \end{pmatrix}, \quad (87)$$

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

$$\mathbf{q} = \mathbf{w} \cdot e^{j\psi t}, \quad (88)$$

kde $\mathbf{w}$ je vektor vlastních tvarů a po derivaci a dosazení do pohybové rovnice obdržíme tvar:

$$(\mathbf{C} - \psi^2 \mathbf{M}) \cdot \mathbf{w} = \mathbf{0}, \quad (89)$$

kde ψ je vlastní úhlová rychlost. Převedením na problém vlastních čísel se získá tvar:

$$(\mathbf{A} - \chi \mathbf{I}) \cdot \mathbf{w} = \mathbf{0}, \quad (90)$$

kde

$$\mathbf{A} = \mathbf{M}\mathbf{C}^{-1} \quad (91)$$

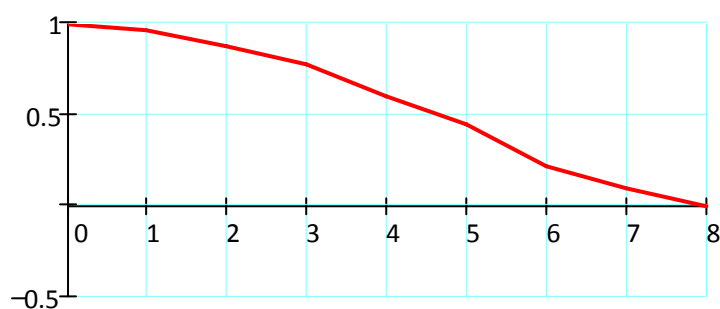
je modální matice,

$$\chi = \psi^2 \quad (92)$$

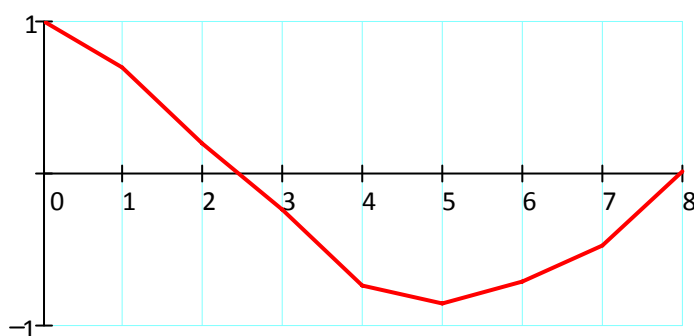
je vlastním číslem a I je jednotková matice (čtvercová matice, mající na hlavní diagonále jedničky a jinak nuly). Z řešení se získají vektory vlastních tvarů a jim příslušející vlastní úhlové frekvence. Jelikož jsou vlastní tvary poměrnými veličinami, přistupuje se k tomu, že se volí první člen vektoru vlastních tvarů (odpovídající výkmitu volného konce klikového hřídele) jednotkový a ostatní složky jsou jeho násobky.

$$a_i = \frac{w_i}{w_0} \quad [-]. \quad (93)$$

V běžné praxi se uvažují pouze první dva vlastní tvary (jednouzlové a dvojnouzlové kmitání) Obr. 31 a Obr. 32 a jim odpovídající úhlové frekvence, neboť vyšší řády kmitají tak vysokými frekvencemi, že jsou v provozních otáčkách motoru nedosažitelné.



Obr. 31. Tvar prvního vlastního (jednouzlového) kmitání



Obr. 32. Tvar druhého vlastního (dvojnouzlového) kmitání

Vlastní frekvence otáček se vypočte z vlastní úhlové rychlosti pomocí vztahu

$$N = \frac{\psi}{2 \cdot \pi} \quad [\text{Hz}] \quad (94)$$

Pro vlastní kmitání klikového hřídele byly určeny frekvence vlastních otáček odpovídající jednouzlovému a dvojnouzlovému kmitání viz *Tabulka 12*.

Tabulka 12. Vlastní frekvence otáček odpovídající jednouzlovému a dvojnouzlovému kmitání

jednouzlové kmitání	dvojnouzlové kmitání
N_1 [Hz]	N_2 [Hz]
460	1240

6.3 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

U reálných objektů vlivem vnitřních odporů a tlumení časem vlastní kmitání ustane, tudíž samo o sobě nebezpečné není. V provozu je však kmitání buzeno periodicky proměnnými točivými momenty.

6.3.1 HARMONICKÁ ANALÝZA BUDÍCÍHO MOMENTU

Budícím momentem torzního kmitání klikového hřídele je točivý moment. Jeho průběh je periodickou funkcí s periodou dvě otáčky klikového hřídele (4π) a lze jej tedy rozložit do Fourierovy řady sinusových funkcí s různou amplitudou a fázovým posunem (harmonická analýza). Rozklad točivého momentu na součet harmonických složek se v komplexním oboru řeší rovnicí:

$$M_k = \frac{2}{n} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} M_i \cdot e^{j\left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{i}{n}\right)} \quad [\text{Nm}], \quad (95)$$

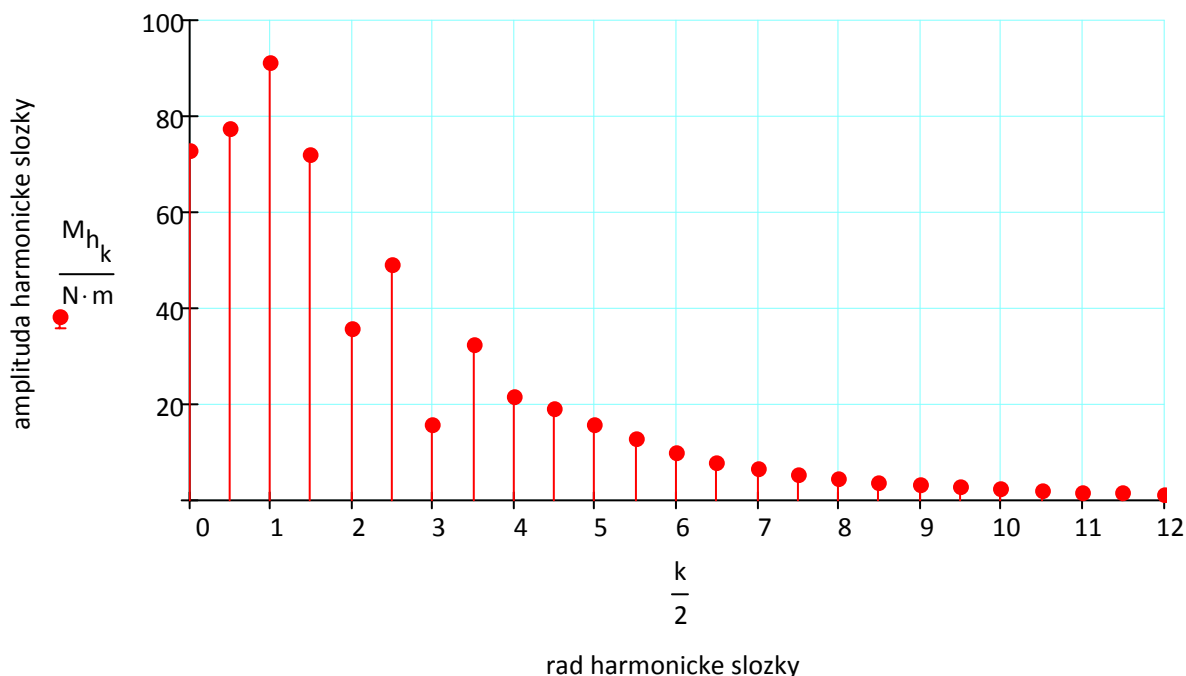
kde M_k je amplituda momentu příslušející harmonické složce k , n je počet diskretních vzorků průběhu točivého momentu, M_i je diskretní hodnota točivého momentu vzorku i , a j je imaginární jednotka.

Harmonická složka točivého momentu u čtyřdobého motoru je násobkem jeho periody, tedy 4π . U torzního kmitání se počítá s harmonickými složkami jako násobky otáček klikového hřídelem tedy:

$$\kappa = \frac{k}{2} \quad [-] \quad (96)$$

U motorů se zjišťují hlavní řady harmonických složek κ_h . Jsou to ty, při nichž mají harmonické složky synchronní průběh. Snadno je lze určit u motorů s pravidelnými rozestupy zážehů, neboť hlavní řady mají hodnotu celočíselného násobku polovičního

počtu válců a u plochého šestiválce s protiběžnými písty a rozestupy zážehů $\rho = 120^\circ$ se jedná o řady $\kappa = 3, 6, 9, 12 \dots$



Obr. 33. Harmonická analýza točivého momentu

6.3.2 REZONANČNÍ OTÁČKY

Každá harmonická složka budícího momentu vyvolává nezávisle na ostatních složkách vynucené torzní kmitání, které má frekvenci stejnou jako složka a její velikost je násobkem řádu složky a otáček motoru. Motor má tedy řadu rezonančních otáček, při nichž harmonická složka vyvolává vynucené kmitání s frekvencí odpovídající vlastní frekvenci jednonuzlového či dvojnuzlového kmitání [8].

Hodnoty rezonančních otáček jednonuzlového kmitání souvisí s řádem harmonické složky podle vztahu:

$$n_{1rez} = \frac{N_1}{\kappa} \quad [Hz] \quad (97)$$

a hodnoty rezonančních otáček dvojnuzlového kmitání podle:

$$n_{2rez} = \frac{N_2}{\kappa} \quad [Hz]. \quad (98)$$

Ne všechny rezonanční otáčky však jsou nebezpečné, neboť velikost rezonančních výchylek závisí na řádu harmonické složky a na vydatnosti rezonance. Pracovní rozsah otáček motoru se pohybuje v rozmezí 800 min^{-1} až 5000 min^{-1} s možností krátkodobého

přeběhu o cca 150 min^{-1} . Rezonanční otáčky připadající v úvahu v provozní režimu jsou zvýrazněny

Tabulka 13. Rezonanční otáčky jednouzlového a dvojzlového torzního kmitání

řád harmonické složky	rezonanční otáčky jednouzlového kmitání	rezonanční otáčky dvojzlového kmitání
κ	$n_{1\text{rez}}$	$n_{2\text{rez}}$
[-]	$[\text{min}^{-1}]$	$[\text{min}^{-1}]$
0,5	55195	148754
1	27598	74377
1,5	18398	49585
2	13799	37188
2,5	11039	29751
3	9199	24792
3,5	7885	21251
4	6899	18594
4,5	6133	16528
5	5520	14875
5,5	5018	13523
6	4600	12396
6,5	4246	11443
7	3943	10625
7,5	3680	9917
8	3450	9297
8,5	3247	8750
9	3066	8264
9,5	2905	7829
10	2760	7438
10,5	2628	7084
11	2509	6762
11,5	2400	6468
12	2300	6198

Pro navržený klikový hřídel připadají v úvahu pouze rezonance jednouzlového kmitání od řádu $\kappa = 5,5$ výše, neboť otáčky dvojzlového kmitání řádu až $\kappa = 12$ stále leží asi 1200 min^{-1} nad otáčkami provozními.

6.3.3 VYDATNOST REZONANCÍ

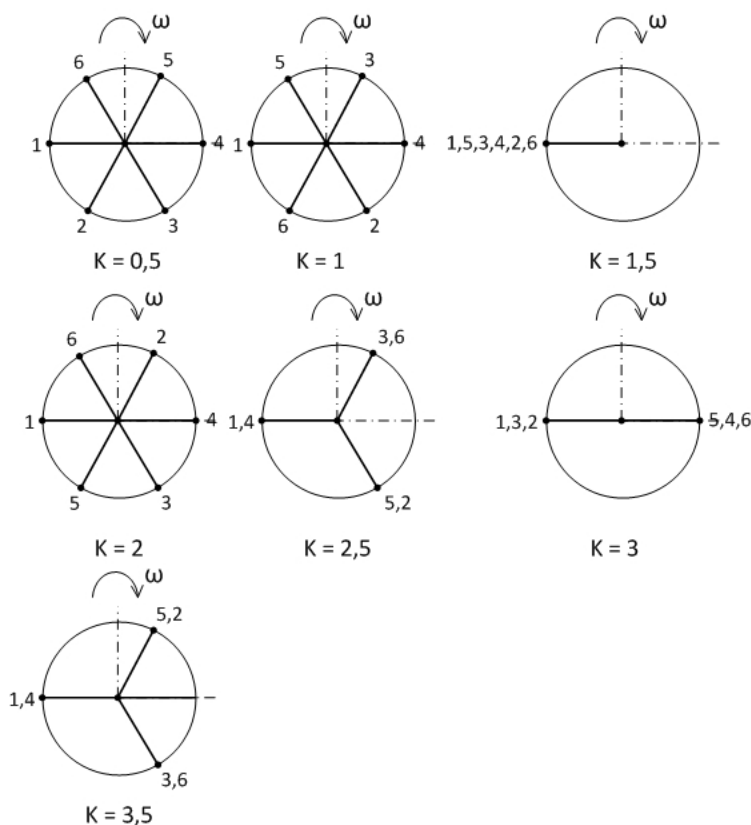
Pro rezonanční stav platí, že tvar výkmitu je přibližně shodný s tvarem vlastního kmitání. Rezananční výchylky jednotlivých hmot torzní soustavy se určí z podmínky, že práce harmonických složek budících momentů na jednotlivých zalomeních se rovná práci tlumících momentů. Budící momenty mají stejnou amplitudu, ale různou fázi, která se mění s každým řádem harmonické složky a je vyjádřena součinem:

$$\nu \cdot \kappa \quad [rad], \quad (99)$$

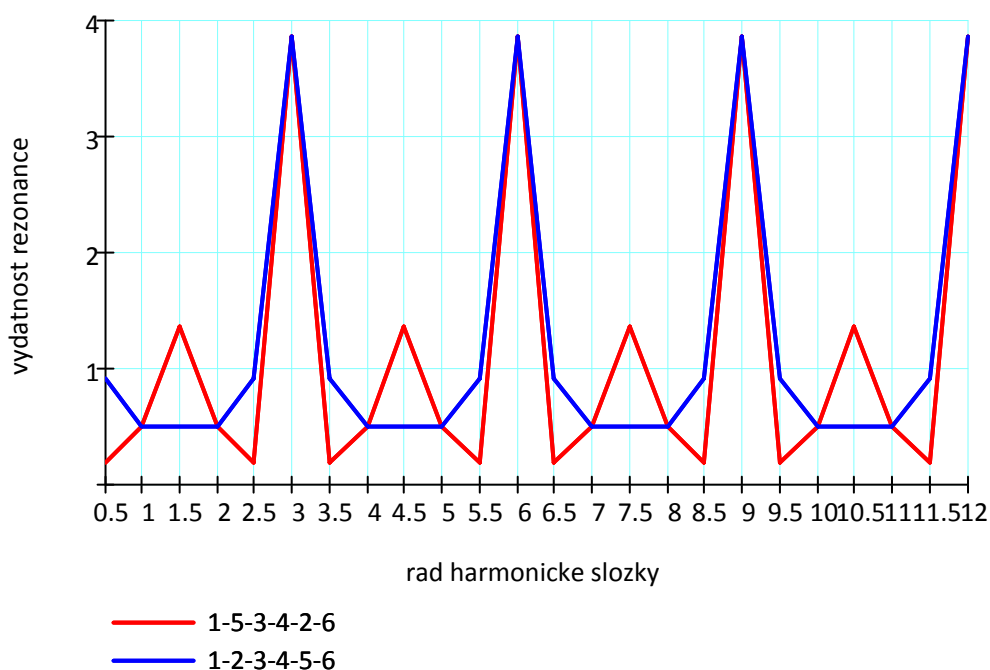
kde ν je úhel natočení jednotlivých klikových ramen vůči sobě. Pro výkmity jednotlivých hmot zase platí, že mají různou poměrnou amplitudu, ale stejnou fázi, neboť současně dosahují svého maxima (synchronní kmitání). K zjištění vydatnosti rezonancí se kreslí tzv. směrové hvězdice (Obr. 34), které dávají představu o vzájemné poloze poměrných amplitud odpovídající řádu harmonické složky. Pro usnadnění součtu kmitových prací se zaměňují složky momentů se složkami poměrných amplitud (vlastních tvarů). Vydatnost ε_κ je pak vektorovým součtem poměrných amplitud neboli

$$\varepsilon_\kappa = \sqrt{\left(\sum_i a_i \cdot \sin(\kappa \cdot \nu_i)\right)^2 + \left(\sum_i a_i \cdot \cos(\kappa \cdot \nu_i)\right)^2} \quad [-]. \quad (100)$$

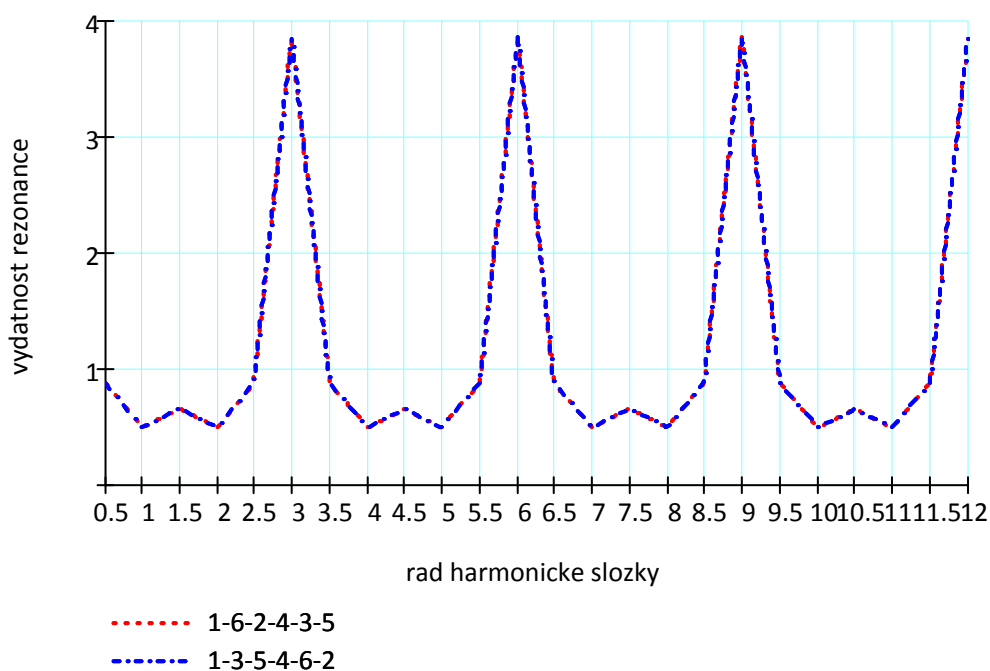
Výpočet se analogicky provádí také pro druhou vlastní frekvenci.



Obr. 34. Směrové hvězdice pro pořadí zážehů 1-5-3-4-2-6



Obr. 35. Vydatnost rezonancí pro pořadí zážehů 1-5-3-4-2-6 a 1-2-3-4-5-6



Obr. 36. Vydatnost rezonancí pro pořadí zážehů 1-6-2-4-3-5 a 1-3-5-4-6-2

Z Obr. 35 a Obr. 36 je patrné, že vydatnost rezonance hlavních řádů je pro různé pořadí zážehů stejná, mění se vydatnost vedlejších řádů a je tedy vždy nutné zvážit, v jakém provozním režimu motor nejčastěji pracuje.

6.3.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

Velikost torzních výchylek v rezonanci určuje velikost tlumících odporů. Předpokládá se dále, že tvar torzních výchylek v rezonanci je shodný s vlastními tvary torzního kmitání, a že jsou tlumeny pouze hmoty klikového hřídele a nikoli hmoty k němu připojené. Potom je velikost torzní výchylky volného konce hřídele:

$$\phi_{o1} = \frac{M_k \cdot \varepsilon_\kappa}{\xi \cdot \psi \cdot \sum_i (a_i)^2} \quad [\text{rad}], \quad (101)$$

kde ξ je velikost tlumících odporů, která pro případ výpočtu byla ze zkušeností odhadnuta $\xi = 1,5 \text{ Nm} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$.

Analogicky se stanoví i torzní výchylky v rezonanci dvojuzlového kmitání. To však pro daný klikový mechanismus nepřichází, z důvodu vysokých rezonančních otáček ještě při řádu $\kappa = 12$, v úvahu⁷.

Tabulka 14. Torzní výchylky volného konce klikového hřídele v závislosti na řádu harmonické složky

κ	Φ_{o1}	κ	Φ_{o1}	κ	Φ_{o1}	κ	Φ_{o1}
[-]	rad·10 ⁻³	[-]	rad·10 ⁻³	[-]	rad·10 ⁻³	[-]	rad·10 ⁻³
0,5	3,71	3,5	0,80	6,5	0,51	9,5	0,16
1	2,29	4	0,95	7	0,23	10	0,07
1,5	3,45	4,5	0,82	7,5	0,24	10,5	0,08
2	2,13	5	0,56	8	0,16	11	0,05
2,5	1,83	5,5	0,80	8,5	0,22	11,5	0,08
3	11,24	6	2,86	9	0,84	12	0,30

Největší torzní výchylka $\Phi_{o1} = 11,24 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ odpovídá řádu $\kappa = 3$, tedy mimo pracovní rozsah otáček. Další hlavní řád $\kappa = 6$ s relativně vysokou torzní výchylkou však již odpovídá rezonanci při $n = 4600 \text{ min}^{-1}$, a proto se určí velikost přídatného torzního napětí právě pro tento řád.

6.3.5 PŘÍDAVNÉ TORZNÍ NAPĚTÍ V REZONANCI

Torzní kmitání vyvoluje v klikovém hřídeli střídavé torzní napětí a jeho největší hodnota je v místě poměrného nakroucení, které je určeno tečnou k výkmitové čáře (průběh vlastních tvarů kmitů viz Obr. 31 a Obr. 32). Je to místo vibračního uzlu. Pokud v předchozím kroku byla vypočtena výchylka volného konce klikového hřídele Φ_{o1} a je znám průběh výkmitové čáry, je možné určit velikost ostatních výchylek, neboť, jak již bylo zmíněno, jedná se o poměrné veličiny. Relativní poměrné zkroucení je:

⁷ Výpočet je však proveden v Příloze 5

$$\Delta a_{i,i+1} = a_i - a_{i+1} \quad [-] \quad (102)$$

a protože jsou známy i jednotlivé torzní tuhosti, je střídavý torzní moment ve vyšetřovaném úseku roven:

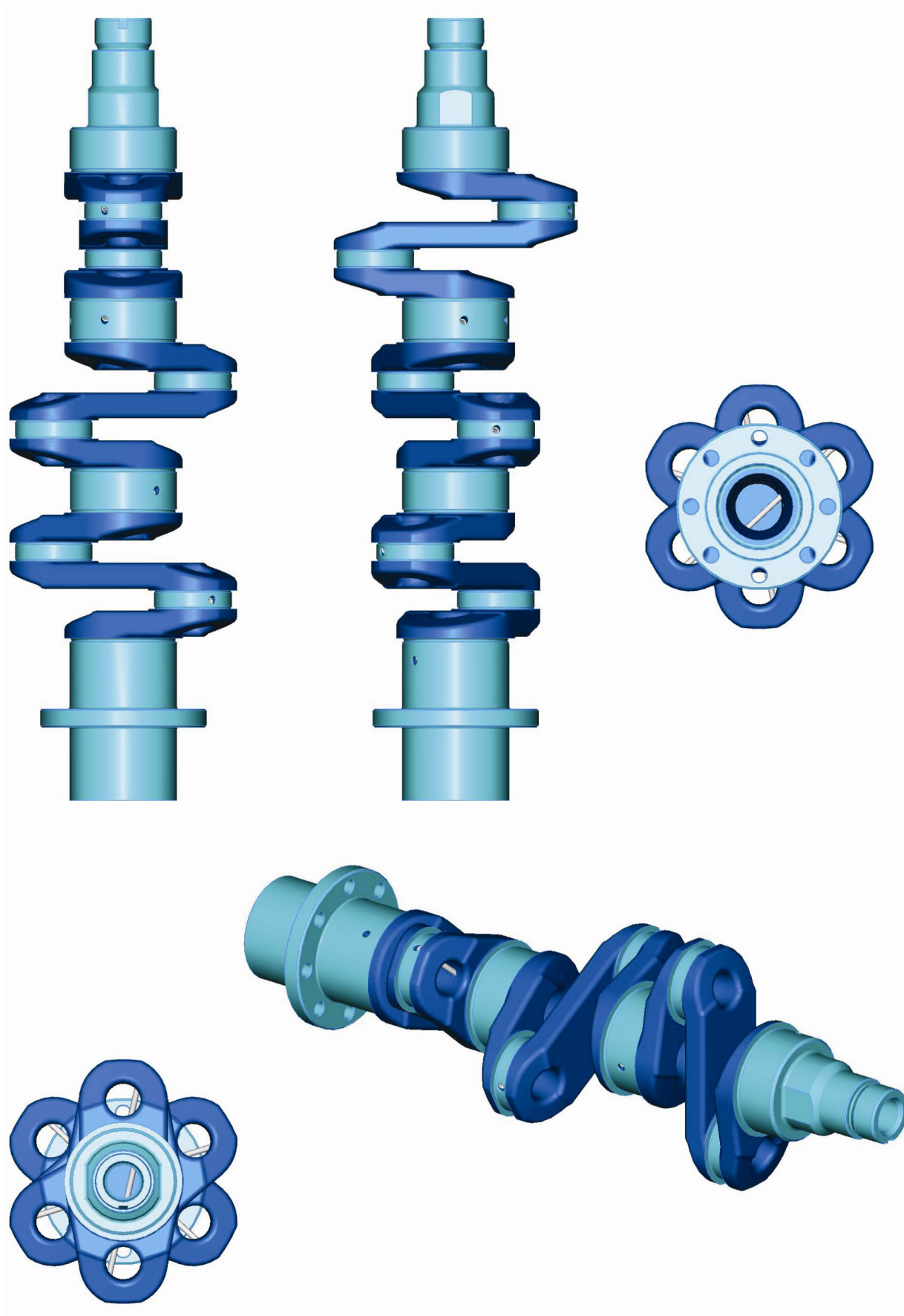
$$M_{ti,i+1} = \phi_{oi} \cdot \Delta a_{i,i+1} \cdot c_{i,i+1} \quad [Nm]. \quad (103)$$

Jako vyšetřovaný úsek nebyl vybrán úsek obsahující uzel kmitání, neboť tento se nachází na vrtulovém hřídeli mezi hnacím kolem reduktoru a vrtulí. Na klikovém hřídeli vyháží největší točivý moment v posledním úseku, mezi rovinou symetrie ojničního čepu 6. válce a hnacím kolem reduktoru. Potom je nejvíce zatíženým místem ojniční čep 6. válce a přídatné torzní napětí v jeho průřezu má velikost:

$$\tau_{p,oc} = \frac{M_{ti,i+1}}{W_{\tau,oc}} \quad [MPa], \quad (104)$$

přičemž modul průřezu v krutu $W_{\tau,oc}$ byl pro ojniční čep prováděn již v kontrolním pevnostním výpočtu a jeho velikost určena (61).

Přídavné maximální torzní napětí má hodnotu pro první vlastní frekvenci a otáčky motoru $n = 4600 \text{ min}^{-1}$ $\tau_{p,oc} = 15,224 \text{ MPa}$ a pokud se připouští maximálně $\tau_{p,oc} = 30 \text{ MPa}$, hnací ústrojí z hlediska torzních kmitů plně vyhovuje.



ZÁVĚR

Na letecký motor jsou kladeny přísné požadavky z hlediska klidnosti chodu a vibrací, hmotnosti a kompaktnosti konstrukce. Snaha vyhovět jednomu z nich může odporovat ostatním.

V diplomové práci byly řešeny silové a momentové účinky, které ovlivňují vyvážení a namáhání hnacího ústrojí. Ukázalo se, že dodatečné vyvažování značně zvyšuje hmotnost a složitost hnacího ústrojí. Na základě těchto rozborů bylo ze tří alternativních uspořádání hnacího ústrojí vybráno to s protiběžnými písty, které je „přirozeně“ vyváženo a i rozestupy mezi zážehy jsou pravidelné. Z konstrukčního hlediska pak byla hmotnost klikového hřídele snížena uložením ve čtyřech hlavních ložiscích, navržením odlehčovacích otvorů v ojnicích a klikových čepech; do značné míry k tomu přispělo i předpokládané použití mimořádně úzkých ojníc, původně navržených jako vnitřní ojnice k ojnicím rozvidleným.

Míry bezpečnosti stanovené kontrolním pevnostním výpočtem se blíží spíše dolní hranici intervalu doporučených hodnot, což odpovídá méně předimenzovanému leteckému motoru.

Výpočet torzního kmitání ukázal také velmi dobré vlastnosti plochého motoru s protiběžnými písty. Z výpočtu tvarů vlastního kmitání vyplývá silný vliv vrtule, jakožto hmotného setrvačníku, neboť uzel prvního vlastního tvaru kmitání leží jen nepatrně od její osy symetrie. Určení vydatnosti rezonancí dává představu o tom, že u motoru s pravidelnými rozestupy zážehů neovlivní pořadí zapalování největší hodnoty vydatnosti rezonancí u řádů harmonických složek hlavních, ale pouze u vedlejších. Výsledné přídatné torzní napětí, odpovídající z pohledu torzního namáhání nejhoršímu provoznímu stavu, je také relativně velmi nízké a není třeba použít tlumiče torzních kmitů.

Další rozbor dynamiky by mohl být zaměřen na analýzu ohybového kmitání klikového hřídele.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] EMBRY RIDDLE – AERONAUTICAL UNIVERSITY. Powerplant Theory and Application [online]. 2007. poslední revize 19. 5. 2007. Dostupné z:
<<http://www.ec.erau.edu/cce/centers/ewards/AMT280/Syllabus.html#Instructor>>
- [2] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ R., ČÁSTEK, L. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. 1. vyd. 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [3] SKALSKÝ, R., BUKOVSKÝ, J. Konstrukce pístových spalovacích motorů. část I. Dynamika, vyvažování a torzní kmity. 1. vyd. 1971
- [4] HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1. vydání. 1995. ISBN 1-56091-734-2
- [5] VĚCHET, S., KOHOUT, J. BOKŮVKA, O. Únavové vlastnosti tvárné litiny. 1. vyd. 2001. ISBN 80-7100-910-5.
- [6] CLAAS GUSS GmbH. Technical information No.2 Spheroidal cast iron EN-GJS [online]. 2007. poslední revize 22. 5. 2007. Dostupné z:
<http://www.claasguss.de/html_e/html/produkt_02_02.html>
- [7] RAUSCHER, J. Ročníkový projekt. Brno: VUT FSI, 2005
- [8] KOLEKTIV VÚNM a ČKD Praha. Naftové motory čtyřdobé. 1. díl. 2. vyd. 1962

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení pístní skupiny
A	$[-]$	tažnost
a_1	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení pístní skupiny I. řádu
a_2	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení pístní skupiny II. řádu
a_i	$[-]$	vlastní tvar torzního kmitu
b	$[\text{mm}]$	rameno klopného momentu
c_i	$[\text{Nm} \cdot \text{rad}^{-1}]$	tuhost i-té části
D	$[\text{mm}]$	vrtání válce
D_{hc}	$[\text{mm}]$	vnější průměr hlavního čepu
d_{hc}	$[\text{mm}]$	vnitřní průměr hlavního čepu
D_{oc}	$[\text{mm}]$	vnější průměr ojnicního čepu
d_{oc}	$[\text{mm}]$	vnitřní průměr ojnicního čepu
D_r	$[\text{mm}]$	redukovaný průměr
e	$[\text{mm}]$	délka posunutí síly F'_{ro}
E	$[\text{GPa}]$	modul pružnosti v tahu
F''_n	$[\text{N}]$	reakce normálové síly
F''_{oj}	$[\text{N}]$	reakce síly přenášené ojnicí v její ose
F''_{ov}	$[\text{N}]$	síla ve směru osy válce
F''_t	$[\text{N}]$	reakce tangenciální síly
F'_{oj}	$[\text{N}]$	reakce síly přenášené ojnicí v její ose
F'_r	$[\text{N}]$	reakce radiální síly
F'_{ro}	$[\text{N}]$	setrvačná síla rotujícího zalomení posunutá do osy válce
F_{cs}	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných částí
F_n	$[\text{N}]$	normálová síla
F_{oc}	$[\text{N}]$	celková síla v ojnicním čepu
F_{od}	$[\text{N}]$	odstředivá síla rotujících částí ojnice
F_{oj}	$[\text{N}]$	síla přenášená ojnicí v její ose
F_p	$[\text{N}]$	síla od tlaku plynů
F_r	$[\text{N}]$	radiální síla
F_{rc}	$[\text{N}]$	celková radiální síla
F_{rhl}	$[\text{N}]$	reakční síla rotujících hmot zalomení a ojnice
F_{ro}	$[\text{N}]$	setrvačná síla rotujícího zalomení
F_{rz}	$[\text{N}]$	odstředivá síla zalomení
F_{sl}	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných částí I. Řádu
F_{sII}	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných částí II. Řádu

F_t	[N]	tangenciální síla
I_p	[m ⁴]	polární moment průřezu redukovaného hřídele v krutu
i_v	[-]	počet válců
J_0	[kg·m ²]	moment setrv. předního konce klikového hřídele a řemenice
J_1	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti mezi rovinou 1. 4. válce
J_8	[kg·m ²]	moment setrvačnosti vrtulového hřídele vrtule
J_{kr1}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti hnacího kola reduktoru
J_{kr2}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti hnaného kola reduktoru
$J_{oj,r}$	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti pístní skupiny
$J_{psh,r}$	[kg·m ²]	moment setrvačnosti řemenice
J_{zk}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti zadního konce klikového hřídele
K_σ	[-]	koncentrace napětí
K_τ	[-]	součinitel koncentrace napětí
l_{oc}	[mm]	délka ojnicního čepu
l_{oj}	[mm]	délka ojnice
l_{red}	[m]	redukovaná délka
$M^{-\omega_{vl}}$	[Nm]	velikost vyvažovacího momentu protiběžného hřídele
$M^{+\omega_{vl}}$	[Nm]	velikost vyvažovacího momentu souběžného hřídele
m_1	[kg]	hmotnost posuvných částí ojnice
m_2	[kg]	hmotnost rotačních částí ojnice
M_I	[Nm]	výslednice momentů setrvačných posuvných sil I. řádu
M_i	[Nm]	diskrétní hodnota točivého momentu vzorku
M_{II}	[Nm]	výslednice momentů setrvačných posuvných sil II. řádu
$M_{II\max}$	[Nm]	amplituda výslednice momentů setrv. posuvných sil II. řádu
$M_{I\max}$	[Nm]	amplituda výslednice momentů setrv. posuvných sil I. řádu
M_k	[Nm]	klopný moment
M_k	[Nm]	amplituda momentu příslušející harmonické složce k
$M_{k,r}$	[MPa]	krouticí moment namáhající klikové rameno
M_o	[Nm]	výslednice vektorů ohybových momentů klikového ramene
$M_{o,p}$	[Nm]	přídavný moment
m_{ol}	[kg]	hmotnost ojnicního ložiska
$M_{o\emptyset}$	[Nm]	ohybový moment v rovině vyústění mazacího otvoru
M_{oy}	[Nm]	momentový účinek namáhající klikové rameno ohybem v ose z
M_{oz}	[Nm]	momentový účinek namáhající klikové rameno ohybem v ose y
m_{psk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
$m_{red,z}$	[kg]	redukovaná hmotnost části zal. jednoho válce

M_{ro}	[Nm]	celkový moment odstředivých sil zalomení
$M_{ro,c}$	[Nm]	moment odstředivých sil zalomení
$M_{ro,v}$	[Nm]	vyvažovací moment
M_t	[Nm]	točivý moment
m_{vl}	[kg]	hmotnost vývažku momentů setrvačných sil I. Řádu
m_{vr}	[kg]	hmotnost vývažku momentů setrvačných rotujících částí
m_{vro}	[kg]	hmotnost vývažku momentu setrvačných sil rotujících částí
n	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky
N	[Hz]	vlastní frekvence otáček
n_{1rez}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky jednouzlového kmitání
$n_{o,k}$	[-]	bezpečnost vůči mezi kluzu
$n_{o,\sigma}$	[-]	bezpečnost vůči mezi únavy v ohybu
n_{oc}	[-]	celková bezpečnost vůči kombinovanému namáhání oj. čepu
n_r	[-]	celková míra bezpečnosti klik. ramene vůči mezi únavy v krutu
$n_{r,k}$	[-]	míra bezpečnosti vůči mezi kluzu v krutu
$n_{r,\tau}$	[-]	míra bezpečnosti vůči mezi únavy v krutu
$n_{\tau,k}$	[-]	míra bezpečnosti vůči mezi kluzu v krutu
$\emptyset$	[°]	úhel roviny vyústění mazacího otvoru s rovinou zalomení
p	[MPa]	tlak ve spalovacím prostoru
p_0	[MPa]	tlak okolí
$p_{e,j}$	[kW]	efektivní výkon válcové jednotky
p_i	[MPa]	indikovaný tlak
r	[mm]	poloměr kliky
R_{eo}	[MPa]	mez kluzu v ohybu
R_{es}	[MPa]	mez kluzu v krutu
r_I	[mm]	poloměr vývažku momentů setrvačných sil I. řádu
r_{II}	[mm]	poloměr vývažku momentů setrvačných sil II. řádu
R_m	[MPa]	pevnost v tahu
$R_{p0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu v tahu
$R_{r^{i,k}}$	[MPa]	radiální reakce celkových radiálních sil
$R_{r^{j,k}}$	[MPa]	radiální reakce celkových radiálních sil
r_{ro}	[mm]	rameno vývažků momentu setrvačných sil rotujících částí
$r_{t,z}$	[mm]	poloměr těžiště části zalomení jednoho válce
r_{vr}	[mm]	rameno vývažku momentů setrvačných rotujících částí
S_r	[m ²]	plocha průřezu klikového ramene
u	[-]	převod z hnaného kola reduktoru na hnací
v_{mI}	[mm]	rameno vyvažovacího hřídele momentů setrvačných sil I. řádu
v_{mII}	[mm]	rameno vyvažovacího hřídele momentů setrvačných sil II. řádu

v_{mro}	[mm]	rameno působení setrvačných sil vývažků
$V_{z,j}$	[cm ³]	zdvihový objem válcové jednotky
W_o	[m ³]	modul průřezu ojnicního čepu v ohybu
$W_{r,\gamma}$	[m ³]	modul průřezu klikového ramene v krutu
W_σ	[m ³]	modul klikového ramene v ohybu
W_τ	[m ³]	průřezový modul hlavního čepu v krutu
$W_{\tau,oc}$	[m ³]	modul průřezu ojnicního čepu v krutu
Z	[mm]	zdvih pístu
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel odklonu ojnice
γ	[-]	součinitel pro krut nekruhového průřezu
ε''_τ	[-]	součinitel povrchu a tepelného zpracování
ε'_τ	[-]	součinitel velikosti
ε_κ	[-]	vydatnost rezonancí
ε_τ	[-]	součinitel velikosti, povrchu a tepelného zpracování
κ	[-]	hlavní řád harmonické složky
κ_h	[-]	řád harmonické složky
λ	[-]	klikový poměr
μ	[-]	Poissonova konstanta
ν	[°]	úhel natočení jednotlivých klikových ramen vůči sobě
ξ	[Nm·s·rad ⁻¹]	velikost tlumících odporů
ρ	[°]	rozestup zážehů
σ^*_{co}	[MPa]	mez únavy ohybu vzorku
σ_c	[MPa]	mez únavy v tahu-tlaku
σ_{co}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{co}	[MPa]	mez únavy ohybu součásti
$\sigma_{o,a}$	[MPa]	amplituda ohybového napětí
$\sigma_{o,m}$	[MPa]	střední ohybové napětí
$\sigma_{o,max}$	[MPa]	maximální ohybové napětí
$\sigma_{o,min}$	[MPa]	minimální ohybové napětí
$\sigma_{r,a}$	[MPa]	amplituda napětí v klikovém rameni
$\sigma_{r,m}$	[MPa]	střední napětí v klikovém rameni
$\sigma_{r,max}$	[MPa]	maximální napětí v klikovém rameni
$\sigma_{r,min}$	[MPa]	minimální napětí v klikovém rameni
τ^*_{ck}	[MPa]	mez únavy součásti v krutu
τ_a	[MPa]	amplituda smykového napětí
τ_{ck}	[MPa]	mez únavy v krutu

τ_{ck}	[MPa]	mez únavy vzorku v krutu
τ_m	[MPa]	střední smykové napětí
τ_{max}	[MPa]	maximální smykové napětí
τ_{min}	[MPa]	minimální smykové napětí
Φ_o	[rad]	torzní výchylka
ψ	[s ⁻¹]	vlastní úhlová frekvence
ψ_σ	[-]	součinitel asymetrie cyklu
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 – Silové působení na klikový mechanismus válcové jednotky
- Příloha 2 – Reakce v ložiscích, zatížení hlavních a ojnicích ložisek
- Příloha 3 – Vyvážení klikového hřídele
- Příloha 4 – Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele
- Příloha 5 – Torzní kmity klikového mechanismu
- Příloha 6 – Elektronické verze diplomové práce