

# 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 DVOUVÁLCOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU PRO  
MALÝ OSOBNÍ AUTOMOBIL

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. PAVEL SCHWARZBIER

BRNO 2009



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 DVOUVÁLCOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU PRO MALÝ OSOBNÍ AUTOMOBIL

CRANKTRAIN OF TWO-CYLINDER SPARK IGNITION ENGINE FOR SMALL CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL SCHWARZBIER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Pavel Schwarzbier

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

obor: **Automobilní a dopravní 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:

### **Hnací ústrojí dvouválcového zážehového motoru pro malý osobní automobil**

v anglickém jazyce:

### **Cranktrain of two-cylinder spark ignition engine for small car**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh hnacího ústrojí dvouválcového řadového motoru jako pohonné jednotky malého osobního automobilu.

Cíle diplomové práce:

Analýza možných uspořádání klikového ústrojí dvouválcového řadového motoru se zadanými základními parametry (vrtání, zdvih, rozteč válců).

Návrh konfigurace klikového hřídele.

Návrh vyvážení setrvačných sil a jejich momentů.

Návrh vyvažovacího hřídele.

Koncepční konstrukční návrh klikového hřídele a vyvažovacího hřídele.

Výpočet torzních kmitů klikového mechanismu.

Seznam odborné literatury:

Macek, J., Suk, B.: Spalovací motory I, Vydavatelství ČVUT 2000, ISBN 80-01-02085-1

Heisler, H.: Advanced engine technology, SAE 2002

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 2.11.2008

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce je zaměřena na hnací ústrojí dvouválcového zážehového motoru. Porovnáním různých konstrukčních uspořádání se vybere nejvhodnější koncepce, na které se následně provede vyvážení setrvačných sil posuvných a rotačních částí a jejich momentů. Také se provede kontrola torzního namáhání.

## **ABSTRACT**

This master's thesis focuses on cranktrain of two-cylinder spark ignition engine. Aim of this thesis is the following sequence. Comparing various construction configurations, choosing the best concept, balancing inertial forces of reciprocating and revolving masses and their moments within this concept and finally checking the torsion stress.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Klikový hřídel, dvouválcový motor, vyvážení motoru, torzní namáhání

## **KEY WORDS**

Crank-shaft, two-cylinder engine, engine balance, torsion stress

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

SCHWARZBIER, P. *Hnací ústrojí dvouválcového zážehového motoru pro malý osobní automobil*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 52 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

## **PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE**

Prohlašuji, že tato diplomová práce je mým dílem, které jsem vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce. Veškerou literaturu a další zdroje, ze kterých jsem čerpal jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Brně: Květen 2009

.....  
Pavel Schwarzbier

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych zde poděkoval vedoucímu práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za jeho odborné vedení diplomové práce. Dále mým rodičům za podporu při celém studiu a všem, kteří mi byli jakkoliv nápomocni.

## **OBSAH**

<b>OBSAH</b>	<b>7</b>
<b>ÚVOD</b>	<b>8</b>
<b>1 KONSTRUKCE SOUČASNÝCH KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ</b>	<b>9</b>
1.1 Klikové hřídele dvoudobých spalovacích motorů	9
1.2 Klikové hřídele čtyřdobých motorů	10
1.3 Způsob výroby a materiál	11
1.3.1 Klikové hřídele ocelové kované	11
1.3.2 Klikové hřídele lité	12
1.3.3 Klikové hřídele skládané	13
<b>2 ZATÍŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE</b>	<b>14</b>
2.1 Setrvačné účinky posuvných a rotačních částí	15
2.1.1 Silové účinky setrvačných sil	15
2.1.2 Momentové účinky setrvačných sil	17
2.2 Torzní zatížení	18
<b>3 ANALÝZA MOŽNÝCH USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ</b>	<b>20</b>
3.1 Hodnoty potřebné k analýze	20
3.2 Klikový hřídel s ramenem nepootočeným vůči prvnímu	22
3.3 Klikový hřídel s ramenem natočeným o 180°	23
3.4 Klikový hřídel s ramenem natočeným o 180° uložený na 2 ložiscích	25
<b>4 NÁVRH VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A JEJICH MOMENTŮ</b>	<b>26</b>
4.1 Silové vyvážení	26
4.2 Momentové vyvážení	28
4.3 Vyvážení pomocí vyvažovacích hřídelí	32
4.3.1 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu	33
4.3.2 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu	36
<b>5 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE</b>	<b>37</b>
5.1 Náhradní soustava, redukce délek a hmotností	38
5.1.1 Redukce hmotnostních momentů setrvačnosti	39
5.1.2 Redukce délek klikového hřídele	40
5.1.3 Výpočet jednotlivých torzních tuhostí	43
5.2 Vlastní torzní kmitání	43
5.3 Kritické otáčky motoru	45
<b>ZÁVĚR</b>	<b>47</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>48</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ</b>	<b>49</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>52</b>

## ÚVOD

Mým úkolem v této diplomové práci je návrh klikové hřídele pro čtyřdobý zážehový dvouválcový motor. Při jeho konstrukci se budu snažit o dodržení hlavních konstrukčních rozměrů z motoru Škoda 1.2 HTP. Využití tohoto motoru bude zejména pro malé vozidlo.

Klikový hřídel je zatížen různými prostorovými silami. Ty vyvolávají pružné kmity, které jej namáhají na krut, ohyb, tlak i tah. Síly setrvačné od pístové skupiny se přenášejí na rám a způsobují nežádoucí vibrace motoru. Mou snahou bude také tyto síly co nejvíce omezit, nebo zcela eliminovat, čímž dojde ke zvýšení komfortu posádky vozidla a také ke zvýšení životnosti motoru.

Jelikož je více konfigurací a uspořádání klikového hřídele, porovnáám tyto varianty vzhledem k zatížení a vyváženosti jednotlivých sil a vyberu tu nejvhodnější pro následné detailnější konstrukční řešení.

Ve výsledku by tato diplomová práce měla poskytnout ucelený přehled o možnostech konfigurace klikové hřídele s vzájemným porovnáním, výběrem nejvhodnější varianty a jejím koncepčním konstrukčním návrhem.

# 1 KONSTRUKCE SOUČASNÝCH KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Kliková hřídel je velice namáhanou součástkou motoru. Zabezpečuje převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Působí na ni různé prostorové síly jako např. síla od tlaku plynu na píst nebo síly setrvačné. Tyto síly v průběhu spalování mění jak svou velikost tak i směr. Kliková hřídel musí být dostatečně tuhá ve vztahu k ohybovému a krouticímu zatížení, odolná proti opotřebení čepů ložisek a musí se vyznačovat vysokou únavovou pevností. Zároveň částečně slouží k vyvážení setrvačných sil a momentů od pístní skupiny, k náhonu rozvodů i pomocných agregátů. U čtyřdobých motorů je využíván i k pohonu olejového čerpadla. Informace do této kapitoly jsem čerpal z literatury [5]

Rozdělení klikové hřídele:

- podle způsobu spalování paliva
  - klikové hřídele dvoudobých spalovacích motorů
  - klikové hřídele čtyřdobých spalovacích motorů
- podle uspořádání válců motoru
  - klikové hřídele řadových motorů
  - klikové hřídele motorů s válci do V
- podle způsobu výroby
  - ocelové kované
  - lité
  - skládané

Konstrukční uspořádání klikového hřídele závisí na:

- počtu válců
- konstrukčním uspořádání válců (řadové, vidlicové, tzv. VR, W-uspořádání, boxer, atd.)
- pořadí zapalování
- počtu hlavních ložisek
- způsobu výroby a materiálu
- velikost a způsob zatížení

## 1.1 Klikové hřídele dvoudobých spalovacích motorů

U současných dvoudobých spalovacích motorů bývá klikový hřídel obvykle skládaný. Skládání se provádí slisováním obou ramen pomocí ojnicního čepu. Před slisováním se na ojnicní čepy nasadí axiální podložky a ojnice, která je uložena na jehlovém ložisku. Valivá ložiska na klikové hřídeli jsou mazána pomocí olejové mlhy.

Na **obr. 1-1** je znázorněn složený klikový hřídel dvoudobého motoru. Rameno (pozice 1) zajišťuje částečné vyvážení rotačních částí. Do vybrání na vývažcích je vkládána umělá hmota (pozice 3), která vyplňuje nežádoucí parazitní prostor. Při procesu slisování nemůže být zaručena potřebná geometrická přesnost, proto se vnější plochy ramen brousí. Následuje měření úchylkoměrem pro vystředění klikového hřídele. Ojnicní čep (pozice 2) se lisuje do ramene s přesahem 0,08 – 0,12 mm. Jeho povrch je cementován a z důvodu snížení hmotnosti nevyvážených rotujících částí je dutý.



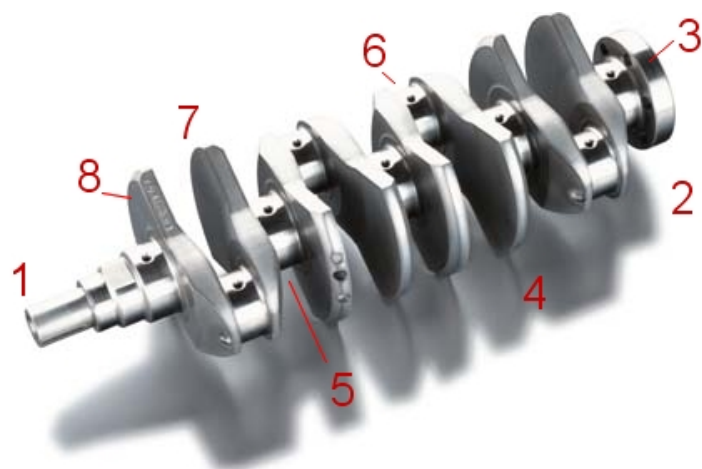
- 1 – rameno klikového hřídele
- 2 – ojniční čep
- 3 – plast vyplňující parazitní prostor
- 4 – ojnice
- 5 – jehličkové ložisko pístního čepu

Obr. 1-1 Složený klikový hřídel dvoudobého motoru

## 1.2 Klikové hřídele čtyřdobých motorů

Kliková hřídele čtyřdobých motorů bývá na rozdíl od motorů dvoudobých kovaná nebo litá. Dle počtu válců, koncepce (řadové, vidlicové, hvězdicové, X, H motory) a požadavků na vyvážení je dáno uspořádání ramen a vývažků. Při návrhu klikového hřídele se v dnešní době upřednostňuje navrhování z hlediska snížení vibrací motoru, tzn. s ohledem na torzní a ohybové kmitání hřídelů, než od pevnostního návrhu, jak tomu bylo v minulosti. Ukázkou takové hřídele lze vidět na **obr. 1-2**. Protizávaží je umístěno za každým zalomením ramene. Jedná se o silové vyvážení, které má nejpříznivější vliv na průběh ohybových momentů. Tato závaží bývají u menších vznětových a zážehových motorů odlita nebo vykována spolu s klikovou hřídelí.

Moderní klikové hřídele čtyřválcových motorů jsou uložena na 5 ložiscích. V minulosti to bývalo pouze na dvou. Zase je to důsledek snahy o omezení kmitání hřídele.

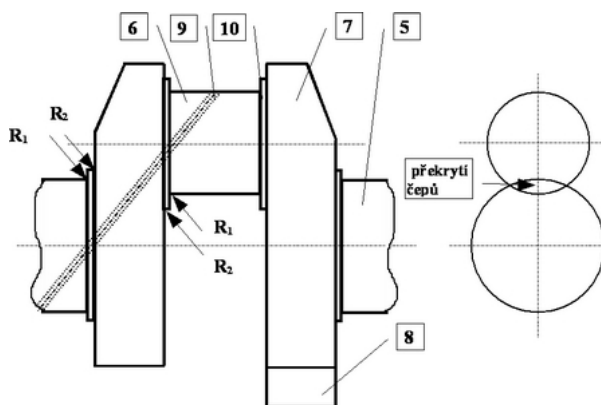


- 1 – volný konec klikového hřídele
- 2 – náhonový konec klikového hřídele
- 3 – příruba setrvačníku
- 4 – zalomení klikové hřídele
- 5 – hlavní čep
- 6 – ojniční čep
- 7 – rameno
- 8 – protizávaží klikového hřídele

Obr. 1-2 Klikový hřídel čtyřválcového motoru



Obr. 1-3 Odvrtání na obvodu protizávaží [6]



Obr. 1-4 Zalomení klikového hřídele [6]

Pro uložení kola náhonu rozvodového mechanismu, olejového čerpadla a řemenice náhonu pomocných agregátů je používán volný konec (pozice 1). V některých případech bývá součástí řemenice náhonu tlumič torzních kmitů. Na opačné straně klikové hřídele je náhonový konec (pozice 2), na němž bývá uloženo opěrné ložisko spojovacího hřídele převodovky. Na náhonovém konci je umístěna příruba setrvačnicku (pozice 3). Setrvačnick bývá většinou středěn na obvodě příruby a připevněn šrouby. U současných motorů bývá kliková hřídel vyvažována současně se setrvačnickem. Poloha setrvačnicku je zajištěna pomocí kolíků nebo nesymetricky umístěných šroubů. K odlehčení zatížení na hlavních ložiscích od odstředivých sil slouží protizávaží (pozice 8). Nevýhodou je zvýšení hmotnostního momentu setrvačných sil klikového hřídele, což má za následek zpomalení růstu otáček při akceleraci a snížení vlastních frekvencí kmitání soustavy klikového hřídele. Protizávaží dosahuje 70 – 80 % celkové rotující hmotnosti. U větších vznětových motorů nebývá protizávaží odlito nebo vykováno vcelku s klikovou hřídelí, ale je připevněno k ramenům pomocí vyfrézovaných drážek. Proti uvolnění jsou pojištěny pomocí šroubů, nebo svěrným spojením se šrouby.

Při vyvažování klikové hřídele, které se provádí jak staticky, tak i dynamicky, se odebrává materiál na obvodě protizávaží (viz **obr. 1-3**) a věnce setrvačnicku.

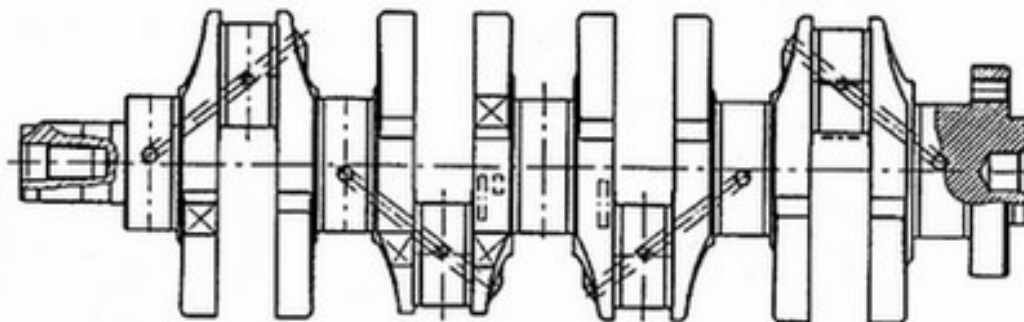
Ke zvýšení únavové pevnosti dochází vhodně zvolenými poloměry  $R_1$  a  $R_2$  (**obr. 1-4**). Torzní i ohybová tuhost klikového hřídele se zvětšuje překrytím hlavního (pozice 5) a ojnicního čepu (pozice 6). Přívod oleje z hlavních čepů do ojnicních zabezpečují kanálky pro rozvod oleje (pozice 9). Vrtané kanálky jsou u hřídelí kovaných, u skládaných nebo litých je olej přiváděn k hlavním a ojnicním ložiskům dutým prostředkem hřídele. Vyústění olejových kanálků vyvolává značnou koncentraci napětí. Měly by být umístěny v místech s nejmenším napětím a hrany by měly být zaobleny. Pro snížení vrubového napětí jsou hrany leštěny, případně kuličkovány. Jako opěrná axiální plocha pro hlavu ojnice a ojnicní čep slouží nákrůžky (pozice 10). Zároveň zabezpečují potřebnou boční plochu pro výběh brusného kotouče při broušení poloměru  $R_1$ .

## 1.3 Způsob výroby a materiál

### 1.3.1 Klikové hřídele ocelové kované

Na výrobu kovaných hřídelí se nejčastěji používá ocel 12050, 15131, 15230, 16342, 16720, zušlechtěné na pevnost 600 – 800 MPa. Vznětové motory a více zatížené zážehové motory se vyrábí z legovaných ocelí, např. 14240, 15260, zušlechtěné na pevnost

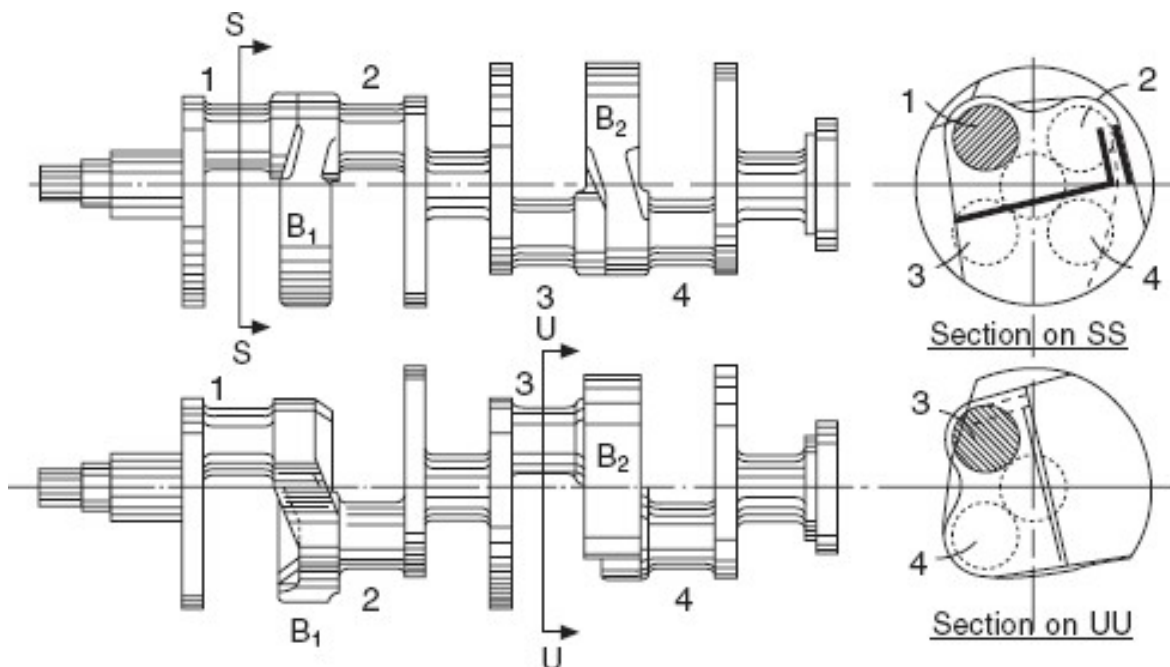
800 – 900 MPa. U méně zatížených hřídelí se čepy nekalí, u více zatížených se kalí na tvrdost 54 – 60 HRC. Kovaná hřídel je zobrazena na **obr. 1-5**.



Obr. 1-5 Ocelový kovaný klikový hřídel čtyřválcového motoru [6]

### 1.3.2 Klikové hřídele lité

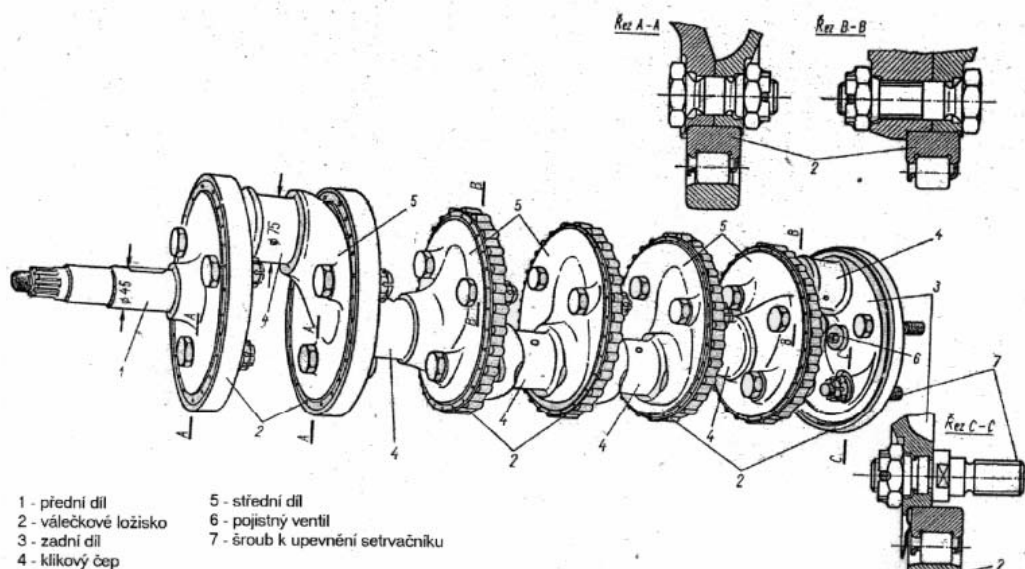
Odlévané klikové hřídele (**obr. 1-6**) se používají zejména u méně zatížených motorů osobních automobilů. V porovnání s hřídeli kovanými mají menší pevnost, větší průměry ojničních a hlavních čepů, větší přechodové poloměry, menší přídavky materiálu na opracování, větší ohybovou tuhost a schopnost přenášet vibrace. Použita bývá tvárná litina i ocelolitina.



Obr. 1-6 Litý klikový hřídel osmiválcového motoru do V [2]

### 1.3.3 Klikové hřídele skládané

Klikové hřídele skládané jsou vyráběny stejnou metodou jako klikové hřídele pro dvoudobé motory a to slisováním ramen a čepů. Tato metoda umožňuje zvýšit sériovou výrobu a používají ji zejména výrobci motocyklových motorů, nebo malé motorizace. Hlavní a ojniční ložiska skládané klikové hřídele bývají valivá. Další metodou skládání je spojování základních prvků pomocí šroubových spojů, jako např. skládaný klikový hřídel motorů TATRA znázorněný na **obr. 1-7**. Kruhová ramena klikového hřídele slouží pro uložení vnitřních kroužků valivých ložisek. Tato ložiska jsou pak uložena v tunelové klikové skříni. Takový klikový hřídel vyniká zvláště svou délkou a kompaktností, která vyniká u motorů do V. Další výhodou je značná tuhost klikové skříně a stavebnicové řešení motoru s možností skládání motoru o potřebném počtu válců.



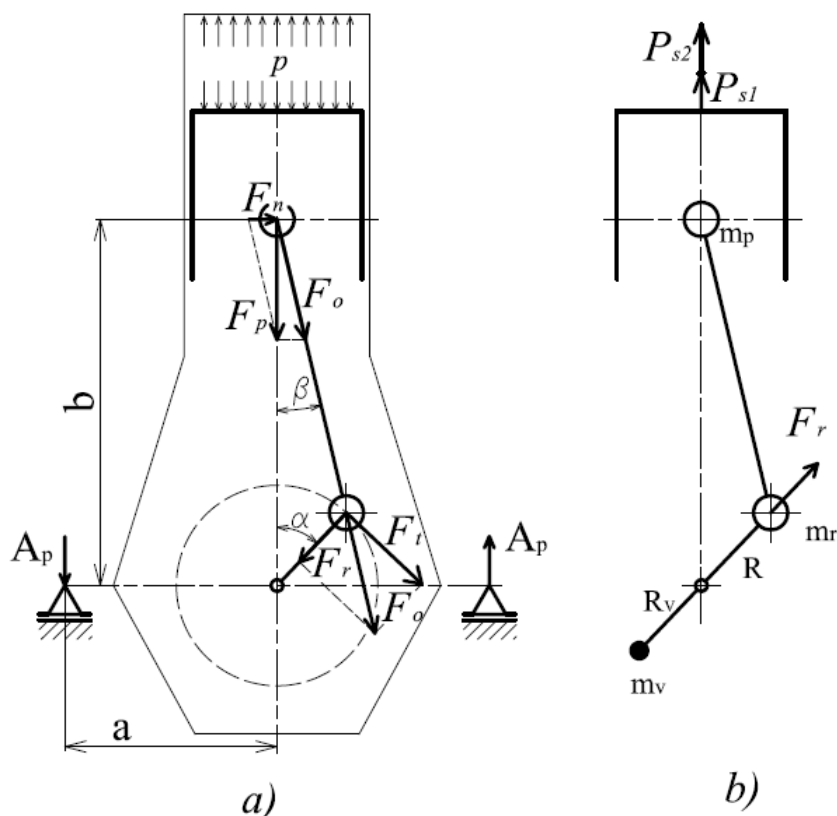
Obr. 1-7 Skládaný klikový hřídel TATRA [6]

## 2 ZATÍŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Při určování zatížení klikového hřídele jsem čerpal informace z literatury [1]. Na klikový hřídel působí řada sil. Všechny důležité veličiny jsou znázorněny na **obr. 2-1 a)**. Primárně je to síla od tlaků plynů  $p$  na píst  $F_p$ , která se rozloží do síly působící v ojnici  $F_o$  a sílu působící na stěnu válce  $F_n$ . Síla v ojnici  $F_o$  se dále v ojničím čepu rozloží do síly v tečném směru k rameni klikového hřídele  $F_t$  a na sílu působící v radiálním směru  $F_r$ . Točivý moment je vyvolán silou  $F_t$ . Všechny veličiny jsou proměnné a závisí na úhlu pootočení klikového hřídele  $\alpha$ . Jelikož síla  $F_n$  působí vzhledem k uložení motoru na rameni  $b$ , vzniká zde tzv. klopný moment. Aby se motor nepřevrátil, působí v uložení motoru síla  $A_p$  na rameni  $a$ . Klopný moment má rovnici:

$$|F_n \cdot b| = |A_p \cdot a| \quad (1)$$

Na rovnoměrný a klidný chod motoru má podstatný vliv vyvážení sil, působících v motoru. Tyto síly a momenty jimi vyvolané, je dále možno rozdělit na síly a momenty primární (od tlaků plynů) a sekundární (setrvačné). Dělí se dále na vnitřní a vnější a to podle jejich projevu. Vnitřní se navenek neprojevují, ale namáhají vnitřní díly motoru. Vnější (volné) síly a momenty se přenáší přes jednotlivé díly motoru až na uložení motoru. Tím způsobují vibrace a značné přídatné namáhání jednotlivých dílů motoru, respektive při jeho uložení ve vozidle i zvýšení namáhání některých dílů vozidla.

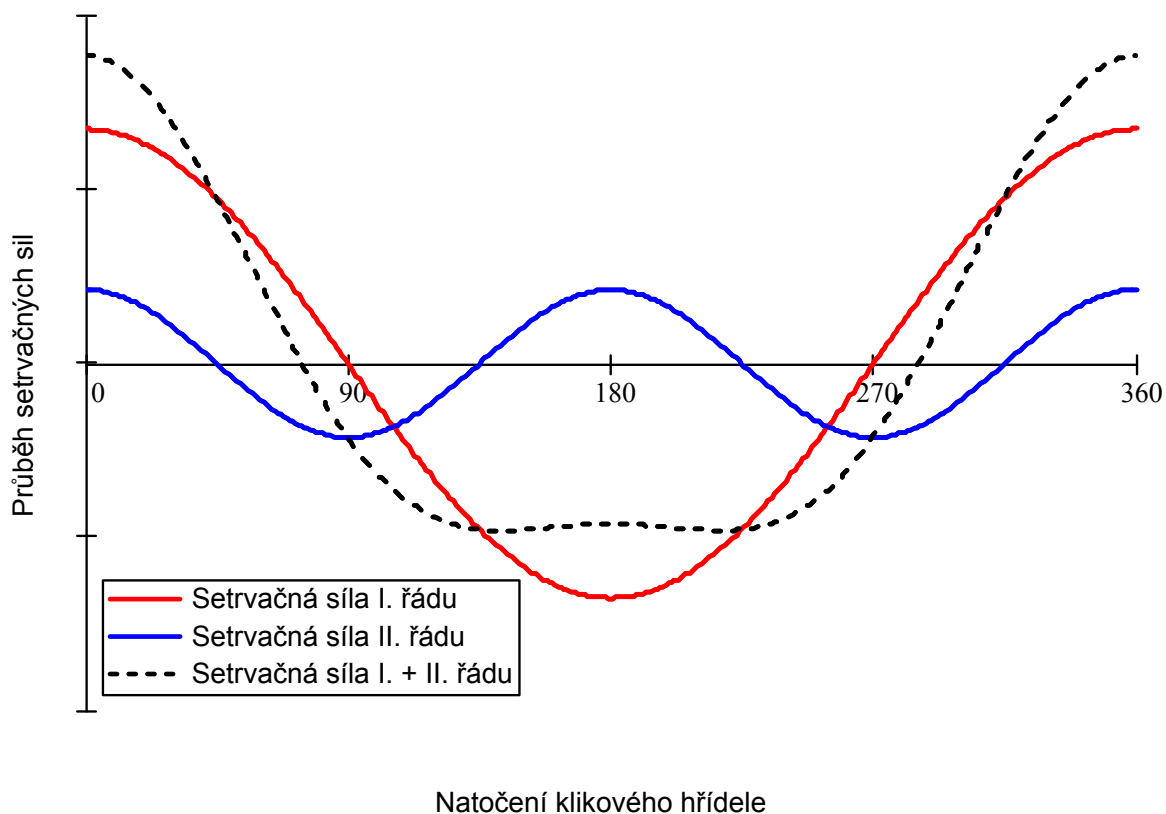


**Obr. 2-1** Schématické znázornění klikového mechanismu  
 a) znázornění silových a kinematických poměrů  
 b) schéma s vyznačením volných setrvačných sil

Proto je vhodné z velké části eliminovat, nebo alespoň omezit na přijatelnou míru, především vnější setrvačné síly a jejich momenty, které jsou způsobeny setrvačnými účinky pohybujících se částí klikového mechanismu.

## 2.1 Setrvačné účinky posuvných a rotačních částí

### 2.1.1 Silové účinky setrvačných sil



Obr. 2-2 Průběh setrvačných sil posuvných hmotností

Při určování setrvačných sil se zpravidla ojnice nahrazuje dvěma hmotnými body a zanedbávají se příčné klopné momenty (**obr. 2-1 b**). Při tomto řešení zbývají dále dva typy volných setrvačných sil. Setrvačná síla posuvných částí a setrvačná síla rotačních částí. Pro odstředivou sílu rotačních částí  $F_r$  platí :

$$F_r = m_r \cdot R \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (2)$$

Setrvačnou sílu rotačních částí  $F_r$  lze i u jednoválcových motorů zcela vyvážit dvěma vývažky umístěnými na protilehlých ramenech klikového hřídele v rovině zalomení. Hmotnost vývažku lze určit ze silové rovnováhy:

$$m_r \cdot R \cdot \omega^2 = 2m_v \cdot R_v \cdot \omega^2 \quad (3)$$

$$\Rightarrow m_v = \frac{m_r \cdot R}{2 \cdot R_v} \quad [\text{kg}] \quad (4)$$

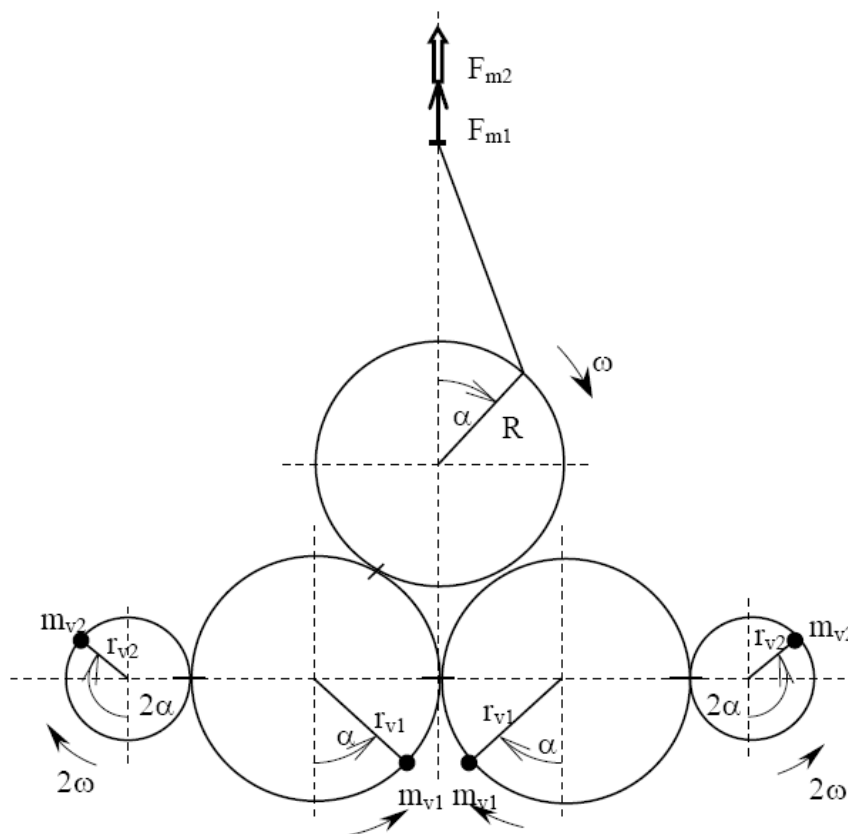
Druhým typem volných sil jsou setrvačné síly posuvných hmotností I. řádu a II. řádu. Jejich průběh je znázorněn na **obr. 2-2**. Síly vyšších řádů jsou velmi malé a v praxi se nevyvažují.

Setrvačné síly I. a II. řádu :

$$\text{I. řádu:} \quad P_{s1} = m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (5)$$

$$\text{II. řádu:} \quad P_{s2} = \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \quad [\text{N}] \quad (6)$$

V praxi se vyvážení setrvačných sil posuvných částí dá dosáhnout působením odstředivých sil dvou stejných vývažků rotujících v jedné rovině opačným směrem. Vývažky eliminující setrvačné síly I. řádu se otáčejí stejnou úhlovou rychlostí jako klikový hřídel. Pro eliminaci setrvačné síly II. řádu se musí vývažky otáčet dvojnásobnou úhlovou rychlostí než klikový hřídel (**obr. 2-3**).



**Obr. 2-3** Schéma vyvážení posuvných sil I. a II. řádu [1]

Tímto způsobem lze vyvážit jednoválcový motor. Pro víceválcové motory se používají vyvažovací hřídele. Při určení hmotnosti vývažků se vychází z rovnic (5) a (6) pro příslušnou setrvačnou sílu:

$$m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot m_{v1} \cdot r_{v1} \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (7)$$

$$\lambda \cdot m_p \cdot R \cdot 4 \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha = 2 \cdot m_{v2} \cdot r_{v2} \cdot (2\omega)^2 \cdot \cos 2\alpha \quad (8)$$

z rovnice (7) si vyjádříme hmotnost vývažku eliminujícího setrvačné síly posuvných hmotností I. řádu :

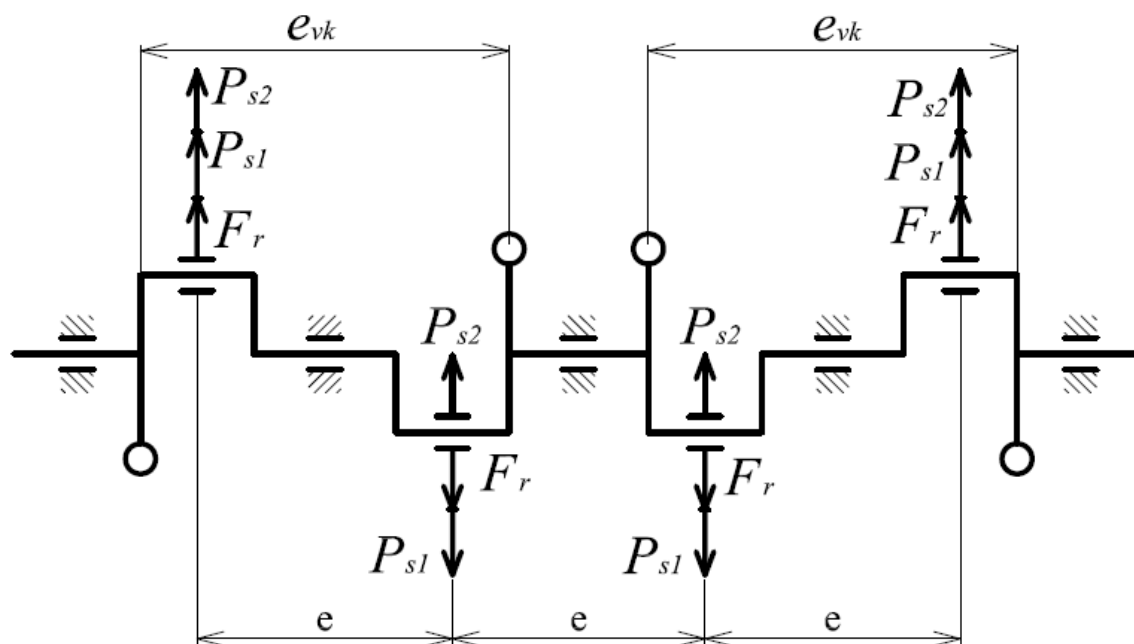
$$m_{v1} = \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot \frac{R}{r_{v1}} \quad [\text{kg}] \quad (9)$$

z rovnice (8) si vyjádříme hmotnost vývažku eliminujícího setrvačné síly posuvných hmotností II. řádu :

$$m_{v2} = \frac{1}{8} \cdot \lambda \cdot m_p \cdot \frac{R}{r_{v2}} \quad [\text{kg}] \quad (10)$$

### 2.1.2 Momentové účinky setrvačných sil

K zvláštní situaci dochází u víceválcových motorů, kde se sčítají silové účinky z jednotlivých zalomení klikového hřídele a vlivem roztečí mezi válci zde dochází ke vzniku podélných momentů setrvačných sil. Toho lze využít vhodným konstrukčním uspořádáním motoru, kde lze některé silové účinky vyrušit a místo nich získat podélné momenty. Tyto momenty mohou být v některých případech vnitřní, tudíž jsou zachyceny uvnitř v motoru a nepřenášejí se na jeho uložení.



Obr. 2-4 Schéma klikového hřídelu řadového čtyřválcového motoru s vyznačenými setrvačnými silami

Princip lze vysvětlit na řadovém čtyřválcovém motoru **obr. 2-4**. Navenek se ruší silové účinky rotačních částí, nevytvářejí ani žádné vnější momenty, ale namáhají klikový hřídel a jeho uložení vnitřním podélným momentem  $M_{ri} = F_r \cdot e$ . Tento moment lze eliminovat pomocí vývažků na tomto hřídeli. Pokud jsou vývažky umístěny, tak jako na **obr. 2-4**, platí pro výsledný vnitřní moment:

$$M_{ri} = (m_{RKH} \cdot R \cdot e - m_{VKH} \cdot r_v \cdot e_{vk}) \cdot \omega^2 \quad [\text{Nm}] \quad (11)$$

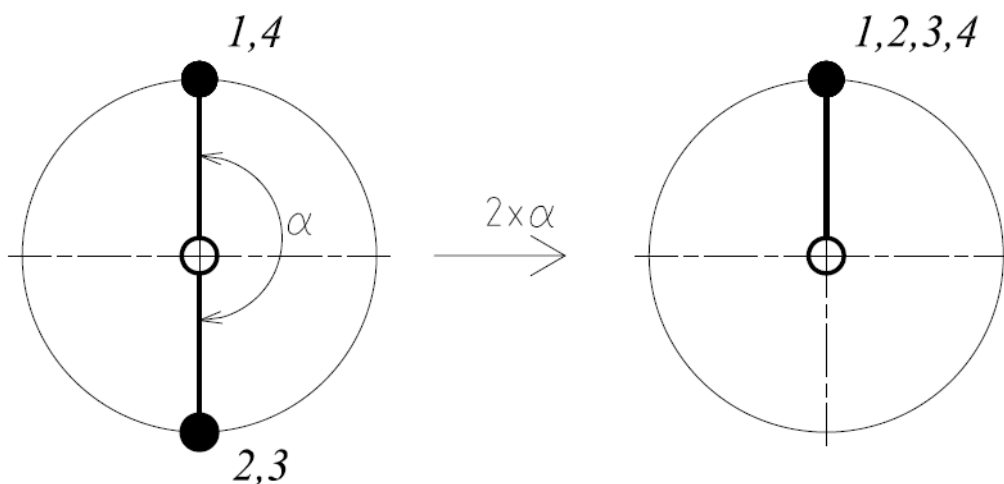
Taktéž setrvačné síly posuvných částí I. řádu se navenek ruší, ale namáhají klikový hřídel podélným momentem  $M_{I1} = P_{s1} \cdot e$ . Tento vzniklý moment nelze prakticky nijak eliminovat. Jeho velikost se mění podle polohy klikové hřídele:

$$M_{I1} = m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot e \quad [\text{Nm}] \quad (12)$$

Při určování účinků setrvačných sil posuvných částí II. řádu lze použít jednoduché znázornění zalomení klikového hřídele (**obr. 2-5**). Setrvačné síly posuvných částí II. řádu mají frekvenci  $2\alpha$ . Protože jsou kliky natočeny o  $180^\circ$ , mají setrvačné síly II. řádu stejnou fázi a jejich velikost se sčítá :

$$\sum P_{s2} = 4 \cdot P_{s2} = 4 \cdot \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \quad [\text{N}] \quad (13)$$

Setrvačné síly posuvných částí II. řádu zatěžují klikový hřídel vnitřním momentem o velikosti  $M_{mi} = P_{s2} \cdot e$ . Kliková hřídel zatížená vnitřním ohybovým momentem, vyžaduje konstrukce skříně s velkou ohybovou tuhostí.



Obr. 2-5 Schéma pro určení účinků setrvačných sil posuvných částí II. řádu

## 2.2 Torzní zatížení

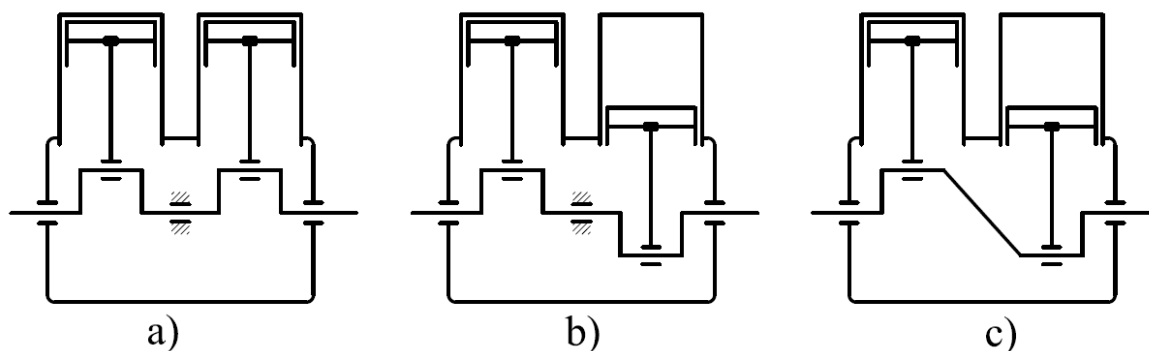
Vlivem nerovnoměrnosti otáčení klikového hřídele (proměnlivost úhlové rychlosti v důsledku kolísavého průběhu točivého momentu) působí na motor další dynamické jevy. Vzhledem k jisté torzní poddajnosti a momentům setrvačnosti jednotlivých částí klikového hřídele, dochází účinkem proměnlivého vstupu točivého momentu z jednotlivých válců k torznímu (kroutivému) kmitání v klikovém hřídeli. V případech rezonance<sup>1</sup> může kmitání vyvolat výrazně zvýšené kmitání v klikovém hřídeli, čímž se mnohonásobně zvyšuje torzní namáhání. Pokud by motor v takovém režimu (při tzv. kritických otáčkách) pokračoval v činnosti, došlo by po krátké době k poškození klikového hřídele. K odstranění nebo potlačení rizika poškození (zlomu) klikového hřídele díky torznímu

<sup>1</sup> shoda vlastní frekvence kmitání klikového hřídele s frekvencí, nebo násobky frekvence budícího zdroje

namáhání se na klikový hřídel připojují tzv. torzní tlumiče. Ty jsou potřebné zejména u motorů, které se vyznačují vysokou mírou proměnlivosti průběhu točivého momentu, který je přiváděn z válce na klikový hřídel. To jsou zejména motory vznětové.

### 3 ANALÝZA MOŽNÝCH USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ

Pro dvouválcový čtyřdobý řadový motor existují dva možné typy uspořádání klikového ústrojí. Je to uspořádání s ramenem natočeným o  $180^\circ$  vůči prvnímu anebo s ramenem nepootočeným. Dále ještě může být kliková hřídel uložena na dvou nebo třech ložiscích. Schématické znázornění těchto variant je na **obr. 3-1**.



**Obr. 3-1** Varianty uspořádání klikového hřídele dvouválcového motoru

- a) s ramenem nepootočeným
- b) s ramenem natočeným o  $180^\circ$
- c) s ramenem natočeným o  $180^\circ$  uložený na 2 ložiscích

U výše zmíněných uspořádání budeme tedy posuzovat velikosti těchto veličin:

- setrvačná síla rotačních částí
- setrvačné síly posuvných částí I. řádu
- setrvačné síly posuvných částí II. řádu
- moment odstředivých sil
- moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu
- moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu

#### 3.1 Hodnoty potřebné k analýze

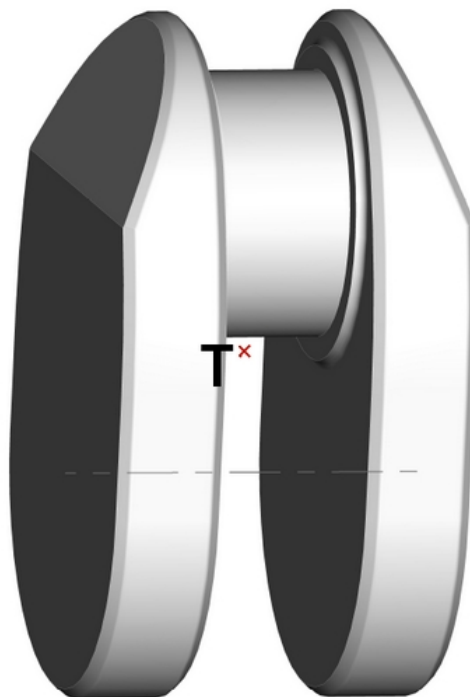
Zadané základní rozměry a hmotnosti pro výpočet působících sil:

- Osová vzdálenost válců :  $e = 0,082m$
- Poloměr zalomení klikové hřídele :  $R = 0,04345m$
- Délka ojnice :  $l = 0,138m$
- Klikový poměr :  $\lambda = 0,315$
- Hmotnost posuvných částí (oko ojnice a pístní skupina<sup>2</sup>) :  $m_p = 0,394kg$
- Úhlová rychlost klikového hřídele :  $\omega = 628,319s^{-1}$

<sup>2</sup> píst, pístní kroužky, pístní čep, axiální pojistky pístního čepu

*Hmotnost rotačních částí:*

Je to hmotnost hlavy ojnice, ke které se musí připočítat hmotnost zalomení klikového hřídele. Hmotnost hlavy ojnice je známá a je rovna  $m_{ho} = 0,312kg$ . Nyní je nutno zjistit hmotnost zalomení klikového hřídele. Jelikož teprve klikový hřídel navrhujeme, bude nutno si tuto hmotnost předběžně zjistit. Dle zadaných údajů se vymodeluje předběžný model zalomení klikového hřídele (**obr. 3-2**), na kterém lze zjistit jeho hmotnost a polohu těžiště. Tento model budeme nyní brát za výchozí a na tento tvar budeme dále přidávat vyvažovací závaží.



**Obr. 3-2** Zalomení klikového hřídele se zobrazeným těžištěm

Pro výše uvedený model platí tyto hodnoty:

- hmotnost :  $m_{zalomeni} = 1,8448kg$
- vzdálenost těžiště k ose :  $R_T = 19,79mm$

Jelikož počítáme silové účinky posuvných a rotačních částí ke poloměru zalomení kliky, musíme zjištěnou hmotnost zalomení přepočítat na poloměr  $R = 0,04345m$ . K tomu využijeme následující rovnici :

$$m_{zalomeni}^{red} = m_{zalomeni} \cdot \frac{R_T}{R} \quad (14)$$

Redukovaná hmotnost zalomení klikové hřídele se tedy rovná :

$$m_{zalomeni}^{red} = 1,8448 \cdot \frac{0,01979}{0,04345} = 0,840kg$$

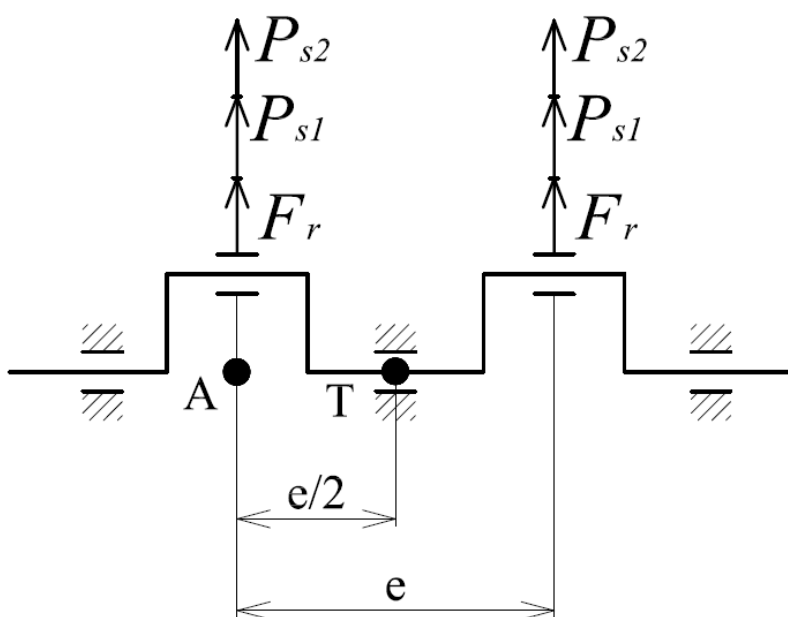
Tuto zjištěnou hmotnost nyní musíme připočítat ke hmotnosti hlavy ojnice, tím zjistíme hmotnost všech rotačních částí potřebných k výpočtu odstředivých sil a momentů :

$$m_r = m_{ho} + m_{zalomeni}^{red} \quad (15)$$

$$m_r = 0,312 + 0,840 = 1,152 \text{ kg}$$

### 3.2 Klikový hřídel s ramenem nepootočeným vůči prvnímu

Jedná se o plochý klikový hřídel znázorněn na **obr. 3-1 a)**. Díky nepootočené klice je u čtyřdobého motoru zaručena rovnoměrnost mezi zážehy po 360°. Silové účinky jsou zobrazeny na **obr. 3-3**.



**Obr. 3-3** Znáznornění silových účinků klikového hřídele s nepootočeným ramenem

- setrvačná síla rotačních částí

$$F_r = m_r \cdot R \cdot \omega^2 + m_r \cdot R \cdot \omega^2 = 2 \cdot m_r \cdot R \cdot \omega^2 \quad (16)$$

$$\underline{F_r = 2 \cdot 1,152 \cdot 0,04345 \cdot 628,319^2 = 39530 \text{ N}}$$

- setrvačné síly posuvných částí I. řádu (maximální hodnota)

$$P_{s1} = m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha + m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha + 0^\circ) = 2 \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (17)$$

$$\underline{P_{s1} = 2 \cdot 0,394 \cdot 0,04345 \cdot 628,319^2 \cdot \cos(\alpha) = 13517 \text{ N}}$$

- setrvačné síly posuvných částí II. řádu (maximální hodnota)

$$P_{s2} = \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha + \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2(\alpha + 0^\circ) = 2 \cdot \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \quad (18)$$

$$\underline{P_{s2} = 2 \cdot 0,315 \cdot 0,394 \cdot 0,04345 \cdot 628,319^2 \cdot \cos(2\alpha) = 4258 \text{ N}}$$

- moment odstředivých sil

- k těžišti T

$$\underline{M_r^T} = F_r \cdot \frac{e}{2} - F_r \cdot \frac{e}{2} = \underline{0Nm} \quad (19)$$

- moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu (maximální hodnota)

- k těžišti T

$$\underline{M_I^T} = m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot \frac{e}{2} - m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha + 0^\circ) \cdot \frac{e}{2} = \underline{0Nm} \quad (20)$$

- moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu (maximální hodnota)

- k těžišti T

$$\underline{M_{II}^T} = \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \cdot \frac{e}{2} - \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2(\alpha + 0^\circ) \cdot \frac{e}{2} = \underline{0Nm} \quad (21)$$

Z analýzy tohoto řešení uspořádání dvouválcového čtyřdobého motoru je patrné vysoké zatížení od setrvačných sil rotačních částí a dále od posuvných částí I. a II. řádu. Vypočtené maximální hodnoty platí pro úhel  $\alpha = k \cdot \pi$ , kde  $k \in \mathbb{N}^0$ .

### 3.3 Klikový hřídel s ramenem natočeným o 180°

Jedná se o plochý klikový hřídel znázorněn na **obr. 3-1 b)**. Silové účinky jsou zobrazeny na **obr. 3-4**. Toto uspořádání se používá hlavně u dvoudobých motorů, kde se díky tomu dosahuje rovnoměrnosti mezi zážehy.

- setrvačná síla rotačních částí

$$\underline{F_r} = m_r \cdot R \cdot \omega^2 - m_r \cdot R \cdot \omega^2 = \underline{0N} \quad (22)$$

- setrvačné síly posuvných částí I. řádu

$$\underline{P_{s1}} = m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha + m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha + 180^\circ) = \underline{0N} \quad (23)$$

- setrvačné síly posuvných částí II. řádu (maximální hodnota)

$$P_{s2} = \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha + \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2(\alpha + 180^\circ) = 2 \cdot \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \quad (24)$$

$$\underline{P_{s2}} = 2 \cdot 0,315 \cdot 0,394 \cdot 0,04345 \cdot 628,319^2 \cdot \cos 2\alpha = \underline{4258N}$$

- moment odstředivých sil

- k těžišti T

$$M_r^T = F_r \cdot \frac{e}{2} + F_r \cdot \frac{e}{2} = F_r \cdot e = m_r \cdot R \cdot \omega^2 \cdot e \quad (25)$$

$$\underline{M_r^T} = 1,152 \cdot 0,04345 \cdot 628,319^2 \cdot 0,082 = \underline{1621Nm}$$

- moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu (maximální hodnota)

- k těžišti T

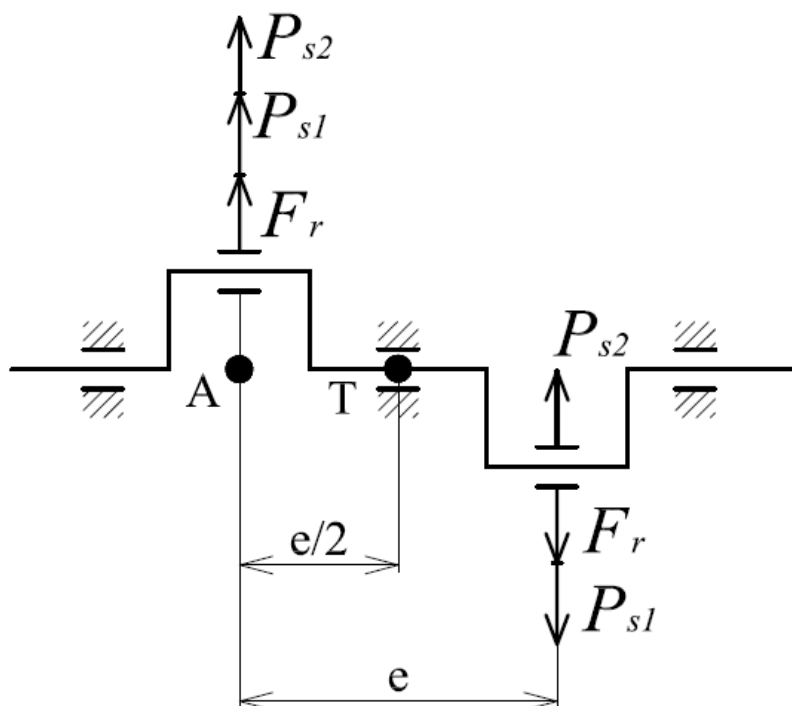
$$M_I^T = P_{s1} \cdot \frac{e}{2} + P_{s1} \cdot \frac{e}{2} = P_{s1} \cdot e = m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot e \quad (26)$$

$$\underline{M_I^T} = 0,394 \cdot 0,04345 \cdot 628,319^2 \cdot \cos \alpha \cdot 0,082 = \underline{554Nm}$$

- moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu (maximální hodnota)

- k těžišti T

$$\underline{M_{II}^T} = \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \cdot \frac{e}{2} - \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2(\alpha + 180^\circ) \cdot \frac{e}{2} = \underline{0Nm} \quad (27)$$



Obr. 3-4 Znáornění silových účinků klikového hřídele s ramenem natočeným o 180°

V porovnání s předchozí variantou má varianta s ramenem natočeným o 180° přirozeně vyvážené setrvačné síly od rotujících částí, posuvných částí I. řádu a moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu. Setrvačná síla posuvných částí II. řádu zde působí ve stejné velikosti jako u předchozí varianty. Vypočtené maximální hodnoty platí pro úhel  $\alpha = k \cdot \pi$ , kde  $k \in \mathbb{N}^0$ . Nevýhodou tohoto uspořádání je nerovnoměrnost mezi zážehy.

I přes tyto nedostatky je tato varianta vhodnější než předchozí, zejména kvůli přirozenému vyvážení silových účinků od posuvných částí I. řádu a rotujících částí.

### **3.4 Klikový hřídel s ramenem natočeným o 180° uložený na 2 ložiscích**

Jedná se o plochý klikový hřídel znázorněn na **obr. 3-1 c)**. Silové zatížení a účinky jsou shodné s variantou uvedenou v kapitole 3.3. Toto konstrukční řešení je nevýhodné, protože šikmé ramena jsou velice poddajná na ohyb a torzní zkroucení. Na dvou ložiscích by mohla být i první varianta (**obr. 3-1 a)**)

Varianty klikových hřídelí uložených pouze na dvou ložiscích se v dnešní době nepoužívají, jelikož se upřednostňuje navrhování z hlediska snížení vibrací motoru, tzn. s ohledem na torzní a ohybové kmitání hřídelů, než dle pevnostního návrhu. Z těchto důvodů je tedy toto uspořádání pro nás nevhodné.

## 4 NÁVRH VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A JEJICH MOMENTŮ

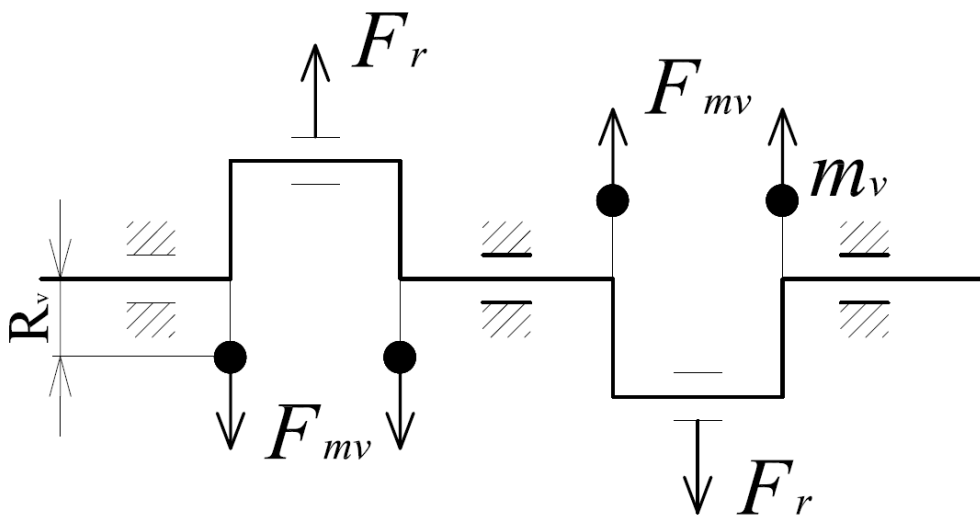
Z předchozích možností uspořádání klikového hřídele se jako nejvhodnější varianta jeví klikový hřídel s ramenem natočeným o  $180^\circ$  popsáný v kapitole 3.3. Jeho hlavní výhodou je přirozené vyvážení setrvačné síly od rotujících částí a posuvných částí I. řádu. Setrvačné síly od posuvných částí II. řádu, moment odstředivých sil a moment setrvačnosti posuvných částí I. řádu se budou muset vyvážit pomocí vývažků a vyvažovací jednotky.

Existují dvě možnosti jak tyto síly vyvážit:

- silové vyvážení
- momentové vyvážení

### 4.1 Silové vyvážení

Při silovém vyvažování se používají vývažky za každým zalomením klikového hřídele (**obr. 4-1**). V podstatě se tím vyvažuje každá síla zvlášť. Dosahuje se tím lepších průběhů ohybových momentů, na druhou stranu se tím značně zvyšuje hmotnost klikového hřídele. To se projevuje snížením rychlosti akcelerace a celkové pružnosti motoru. Touto metodou lze vyvážit pouze moment odstředivých sil. Ostatní momenty je nutno vyvážit vyvažovací hřídelí. Silové vyvážení se používá zejména u naftových motorů a motorů přeplňovaných.



Obr. 4-1 Umístění vývažků při silovém vyvažování

Vyvážení momentu dosáhneme eliminací silových účinků od rotujících částí na obou válcích. Hmotnost dvojice vývažků u zalomení lze vypočítat pomocí rovnice (4). Chybějící hodnotu poloměru vývažku předběžně zvolíme dle konstrukčních možností na  $R_v = 50\text{mm}$ .

Hmotnost vývažku pak bude:

$$m_v = \frac{1,152}{2} \cdot \frac{0,04345}{0,05} = 0,501\text{kg}$$

Po přidání závaží o hmotnosti 0,501kg na poloměru 50 mm za každé zalomení klikového hřídele vznikne síla působící proti síle setrvačných částí a tím eliminuje vznik momentu setrvačnosti od rotačních částí.

Zvolený poloměr je pouze předběžný. Nyní se pokusíme vymodelovat vývažek s těmito parametry. Z rovnice (4) je patrné, že pokud se změní poloměr působení vývažku, změní se i jeho váha potřebná k vyvážení odstředivé síly. Čím je větší poloměr těžiště vývažku, tím je jeho hmotnost menší. Snahou tedy bude, aby těžiště vývažku bylo na co největším možném poloměru, ale zároveň musí mít vývažek potřebnou váhu.

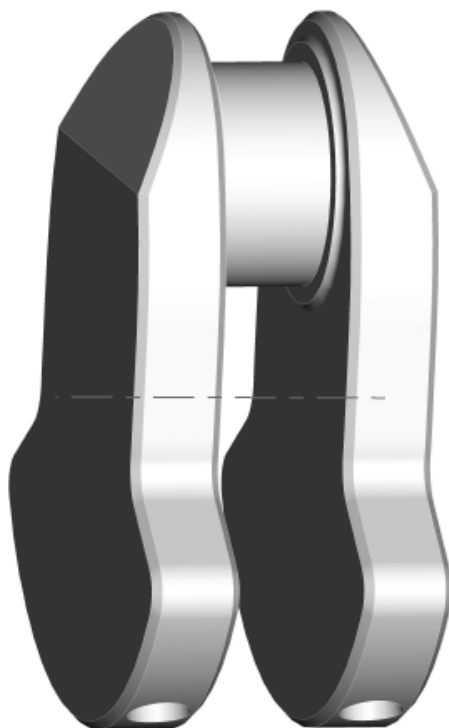
Dle konstrukčních možností se podařilo vytvořit vývažek, který má těžiště na poloměru  $R_v = 45mm$ . Jeho váha je  $m_v = 0,556kg$ . Dosadíme-li novou hodnotu poloměru do rovnice (4), měla by nám vyjít shodná váha :

$$m_v = \frac{1,152}{2} \cdot \frac{0,04345}{0,045} = 0,556kg$$

Hmotnost všech vývažků na hřídeli:

$$m_{SV} = 4 \cdot m_v = 4 \cdot 0,556 = 2,225kg \quad (28)$$

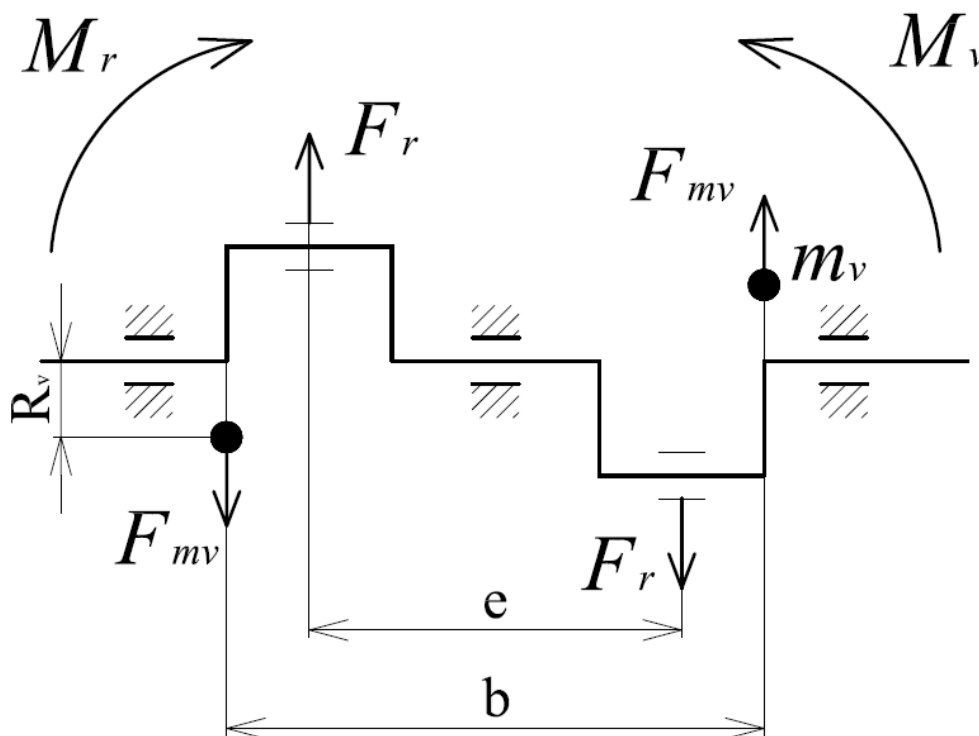
Hmotnost všech vývažků na klikové hřídeli je  $m_{SV} = 2,225kg$ . Takto zvolený vývažek tedy bude schopen vyvážit odstředivé síly rotačních částí. Jeho tvar a umístění na zalomení klikového hřídele je znázorněno na **obr. 4-2**.



**Obr. 4-2** Tvar a umístění vývažků na zalomení při silovém vyvažování

## 4.2 Momentové vyvážení

Při momentovém vyvažování se používají dva vývažky umístěné na konci klikového hřídele tak, aby jejich moment působil proti momentu od odstředivých sil (**obr. 4-3**). Vůči silovému vyvažování se nepoužívá tolik vývažků, tudíž je klikový hřídel lehčí. Bohužel i zde se touto metodou dá vyvážit pouze moment odstředivých sil. Ostatní momenty je nutno vyvážit vyvažovací hřídelí.



Obr. 4-3 Umístění vývažků při momentovém vyvažování

Při momentovém vyvažování se vychází z momentové rovnováhy. Moment vyvolaný vývažky musí být stejný, opačného smyslu, jako moment vyvolaný od odstředivých sil.

Rovnice vyvažovacího momentu má podobu :

$$M_v = F_{mv} \cdot b = m_v \cdot R_v \cdot \omega^2 \cdot b \quad [\text{Nm}] \quad (29)$$

Porovnáme-li tuto rovnici s rovnicí momentu od odstředivých sil (25) dostaneme rovnici:

$$m_v \cdot R_v \cdot \omega^2 \cdot b = m_r \cdot R \cdot \omega^2 \cdot e \quad (30)$$

Předběžně zvolíme poloměr vývažku  $R_v = 50\text{mm}$ . Vzdálenost mezi jednotlivými vývažky je dle konstrukčních možností zvolena  $b = 0,1249\text{m}$

Hmotnost jednoho vývažku tedy bude :

$$m_v = m_r \cdot \frac{R}{R_v} \cdot \frac{e}{b} \quad (31)$$

$$m_v = 1,152 \cdot \frac{0,04345}{0,05} \cdot \frac{0,082}{0,1249} = 0,657\text{kg}$$

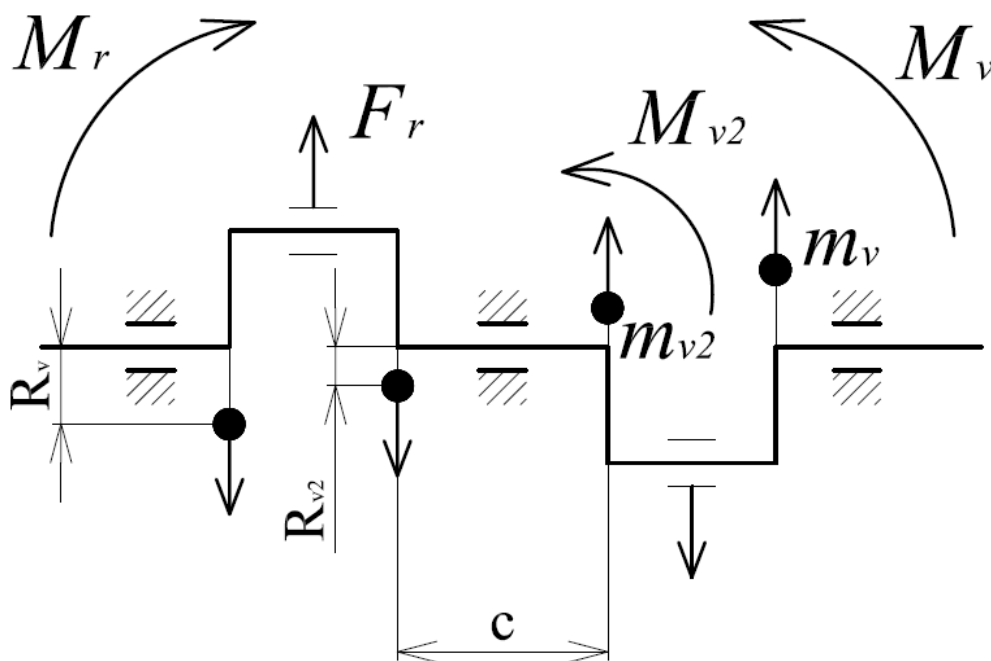
Hmotnost všech vývažků na klikové hřídeli :

$$m_{MV} = 2 \cdot m_v = 2 \cdot 0,657 = 1,314 \text{kg} \quad (32)$$

Hmotnost vývažku pro momentové vyvážení nám vyšlo 0,657kg. Je to o 0,156kg více než při silovém vyvažování, ale na rozdíl od silového vyvažování se zde používají pouze dva vývažky místo čtyř. Hmotnost celé klikové hřídele tedy bude nižší o 0,911kg.

Zvolený poloměr těžiště vývažku je pouze předběžný a není jisté, zda se této hodnoty dá dosáhnout. Při dodržování konstrukčních možností, jako je největší vnější poloměr vývažku a jeho tloušťka, se nepodařilo vymodelovat vývažek tak, aby splňoval rovnici (30). Z konstrukčních důvodů tedy nemůžeme použít momentové vyvažování se dvěma vývažky na konci zalomení klikového hřídele.

Je zde však ještě možnost umístění dalších vývažků na vnitřní stranu zalomení klikové hřídele (**obr. 4-4**). Tím dosáhneme dalšího momentu, který působí proti momentu odstředivých sil. Je to vlastně kombinace silového a momentového vyvažování.



Obr. 4-4 Vývažky při kombinovaném silovém a momentovém vyvažování

Při určování poloměrů a hmotností vývažků budeme vycházet z momentové rovnováhy, kde moment vzniklý od vývažků  $m_{v2}$  a  $m_v$  bude stejně velký, ale opačného smyslu jako moment vzniklý od odstředivé síly  $F_r$ . Rovnice bude mít tvar :

$$m_r \cdot R \cdot \omega^2 \cdot e = m_{v2} \cdot R_{v2} \cdot \omega^2 \cdot c + m_v \cdot R_v \cdot \omega^2 \cdot b \quad (33)$$

Vnější vývažek, který způsobuje moment  $M_v$ , použijeme pro jednoduchost ze silového vyvažování, který máme již vymodelovaný a známe tedy jeho hmotnost  $m_v = 0,556\text{kg}$  a poloměr těžiště  $R_v = 45\text{mm}$ .

Pro vnitřní vývažek si předběžně zvolíme poloměr těžiště  $R_{v2} = 45\text{mm}$ . Z konstrukčních možností známe hodnotu  $c = 43,9\text{mm}$ . Zbývá nám tedy dopočítat hmotnost tohoto vývažku  $m_{v2}$ . K tomuto účelu využijeme rovnici (33), ze které si vyjádříme jeho hmotnost :

$$m_{v2} = \frac{1}{R_{v2} \cdot c} (m_r \cdot R \cdot e - m_v \cdot R_v \cdot b) \quad [\text{kg}] \quad (34)$$

Po dosazení všech hodnot vychází hmotnost vnitřního vývažku :

$$m_{v2} = \frac{1}{0,045 \cdot 0,0439} \cdot (1,152 \cdot 0,04345 \cdot 0,082 - 0,556 \cdot 0,045 \cdot 0,1249) = 0,495\text{kg}$$

Hmotnost všech vývažků na klikové hřídeli :

$$m_{KV}^I = 2 \cdot (m_v + m_{v2}) = 2 \cdot (0,556 + 0,495) = 2,102\text{kg} \quad (35)$$

V porovnání hmotností všech vývažků na klikové hřídeli se silovým vyvažováním, je tato varianta kombinovaného vyvažování lehčí o  $0,123\text{kg}$ . Ještě většího rozdílu hmotností by se dalo docílit zvětšením hmotnosti vnějšího vývažku, použitého ze silového vyvažování. Tím by se zvětšil moment, kterým působí. Tudíž bude potřeba menší moment od vnitřního vývažku pro vyrovnání momentu od odstředivých sil a proto bude i jeho hmotnost menší.

Jelikož se jedná o klikovou hřídel určenou pro malý osobní automobil o malém zdvihovém objemu, hraje zde hmotnost klikového hřídele důležitou roli. Pokusíme se tedy vnější vývažek zvětšit a porovnat celkovou hmotnost s předchozí variantou.

Zvětšením vnějšího vývažku a jeho optimalizací se podařilo vymodelovat vývažek o hmotnosti  $m_v = 0,744\text{kg}$  a poloměru těžiště  $R_v = 40\text{mm}$ . Vzdálenost mezi vnějšími vývažky je stejná, a to  $b = 0,1249\text{m}$ . Takto navržený vývažek způsobí moment o velikosti  $1467,4\text{Nm}$ .

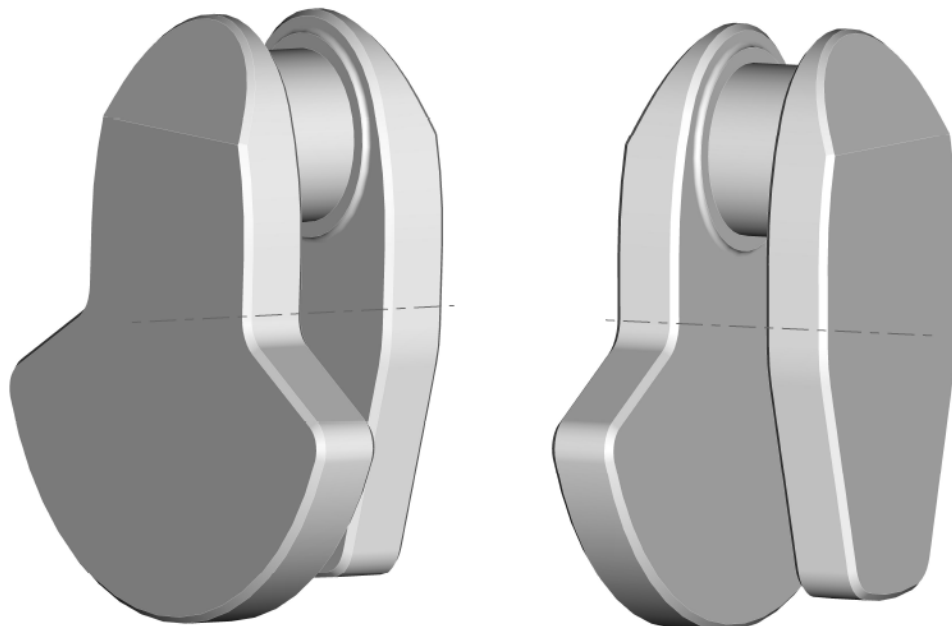
Poloměr těžiště vnitřního vývažku předběžně zvolíme zatím největší dosaženou hodnotu  $R_{v2} = 45\text{mm}$ . Vzdálenost mezi vnitřními vývažky je dle konstrukčních možností stejná  $c = 43,9\text{mm}$ . K výpočtu hmotnosti vnitřního vývažku použijeme zase rovnici (34) :

$$\underline{m_{v2}} = \frac{1}{0,045 \cdot 0,0439} \cdot (1,152 \cdot 0,04345 \cdot 0,082 - 0,744 \cdot 0,040 \cdot 0,1249) = \underline{0,196\text{kg}}$$

Hmotnost všech vývažků na klikové hřídeli dle rovnice (35):

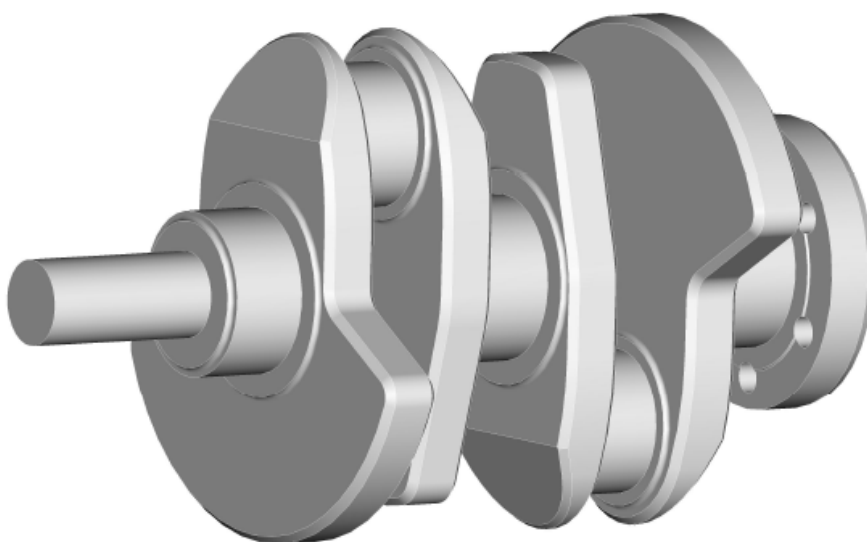
$$m_{KV}^{II} = 2 \cdot (m_v + m_{v2}) = 2 \cdot (0,774 + 0,196) = 1,88\text{kg}$$

Od předchozí varianty je takto navržené vyvážení lehčí o 0,223kg. Vůči silovému vyvažování je rozdíl ve hmotnosti všech vývažků na hřídeli 0,345kg. Tvar a umístění vývažků na zalomení klikového hřídele je znázorněn na **obr. 4-5**.



**Obr. 4-5** Pohled na vývažky při kombinovaném vyvažování

Díky své nižší hmotnosti je pro nás vhodnější varianta kombinovaného vyvážení dvojicí vnějších a vnitřních vývažků. Předběžný tvar celé klikové hřídele s vývažky pro odstranění odstředivých sil je na **obr. 4-6**.



**Obr. 4-6** Kliková hřídel s vývažky při kombinovaném vyvážení

### 4.3 Využití pomoci vyvažovacích hřídelí

Dalšími silami, které působí na klikový hřídel, jsou síly od posuvných částí. Tyto síly nelze jednoduše vyvážit pomocí vývažků. Pouhým zvětšením nálitku na klikové hřídeli vzniká odstředivá síla, která lze rozložit na vodorovnou a svislou složku (obr. 4-7) :

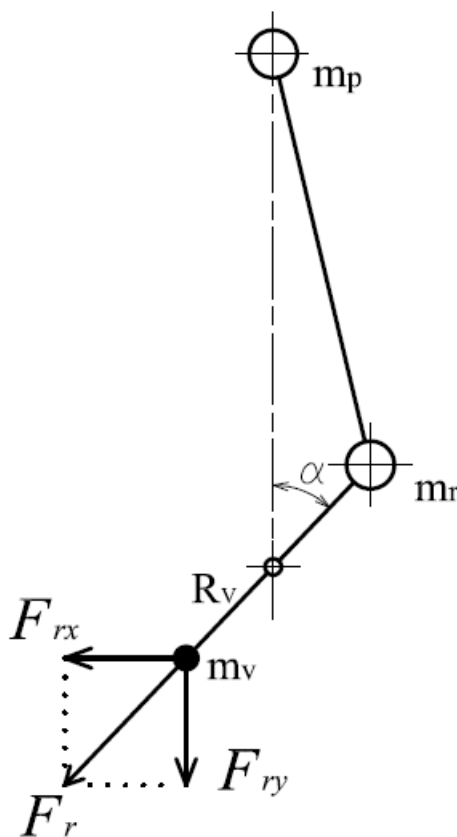
$$F_r = m_v \cdot R_v \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (36)$$

- vodorovná složka odstředivé síly

$$F_{rx} = m_v \cdot R_v \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (37)$$

- svislá složka odstředivé síly

$$F_{ry} = m_v \cdot R_v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (38)$$



Obr. 4-7 Svislá a vodorovná složka odstředivé síly

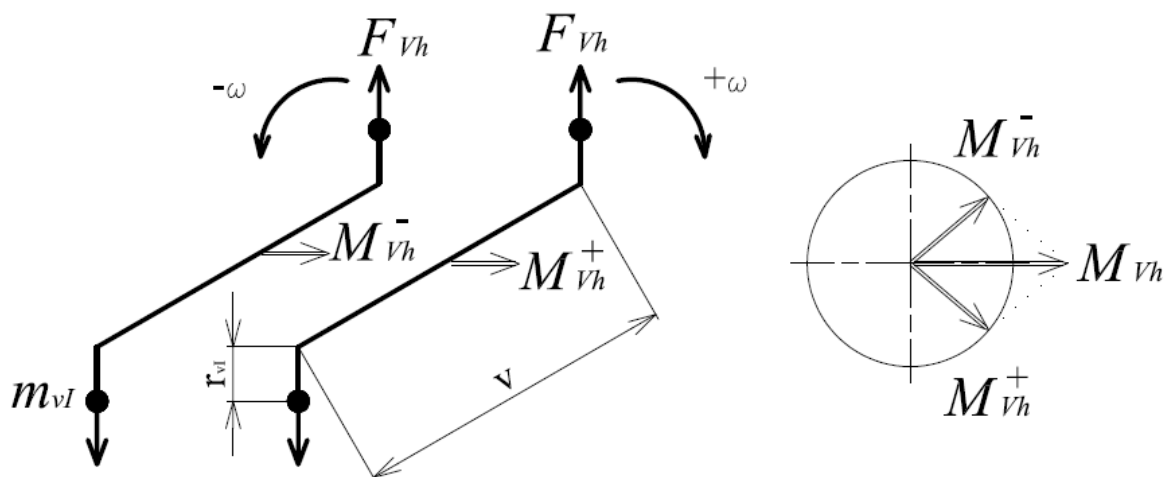
Proti síle od posuvných částí působí svislá složka odstředivé síly  $F_{ry}$ . Navíc, zde ale působí vodorovná složka odstředivé síly  $F_{rx}$ . Tato síla není nijak vyvážená a přenáší se na uložení motoru. Tímto se pouze docílí toho, že síla od posuvných částí nebude působit svisle, ale bude působit vodorovně jako síla  $F_{rx}$ .

Proto se k vyvažování setrvačných sil a momentů od posuvných částí I. a II. řádu, používají vyvažovací hřídele. Jedná se o dvojici hřídelů, které svým otáčivým pohybem simulují posuvné hmotnosti.

Pro vyvážení setrvačných sil od posuvných částí II. řádu se používají dva vyvažovací hřídele, které se otáčejí dvojnásobnou úhlovou rychlostí než klikový hřídel.

### 4.3.1 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu

Pro vyvážení posuvných sil I. řádu se používají hřídele, které se proti sobě otáčejí shodnými otáčkami jako klikový hřídel. Na konci vyvažovací hřídele je připevněn vývažek, viz **obr. 4-8**. Pokud je to konstrukčně možné, lze jako jeden vyvažovací hřídel použít klikový hřídel, na který se přidají vývažky. Tím se ušetří zástavbový prostor motoru a konstrukce bude jednodušší. Pro srovnání si zde uvedeme obě dvě varianty.



Obr. 4-8 Vyvažovací hřídele k vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu

#### 4.3.1.1 Použití klikového hřídele jako vyvažovací hřídele

Při tomto způsobu vyvažování se přidá vývažek na klikovou hřídel. Použijeme-li vymodelovanou klikovou hřídel s kombinovaným vyvažováním, tak jediná možnost kam lze přidat vývažky je na jeho vnitřní vývažky. Vnější jsou již dimenzované na maximální možnou hmotnost. Dle **obr. 4-8** bude vzdálenost mezi vývažky  $v = c = 43,9\text{mm}$ , dle rozměrů klikové hřídele. Poloměr těžiště vývažku předběžně zvolíme  $r_{vl} = 45\text{mm}$ . Momentová rovnice dvou samostatných vyvažovacích hřídelů má tvar :

$$M_{vh} = 2 \cdot m_{vl} \cdot r_{vl} \cdot v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad [\text{Nm}] \quad (39)$$

Musíme docílit momentové rovnováhy. Porovnáme ji tedy s rovnicí momentu od setrvačných sil posuvných částí I. řádu (26) :

$$\begin{aligned} M_{vh} &= M_I^T \\ 2 \cdot m_{vl} \cdot r_{vl} \cdot v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha &= m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot e \end{aligned} \quad (40)$$

Z rovnice (40) si vyjádříme hmotnost vývažku  $m_{vl}$  :

$$m_{vl} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_p \cdot R \cdot e}{r_{vl} \cdot v} \quad (41)$$

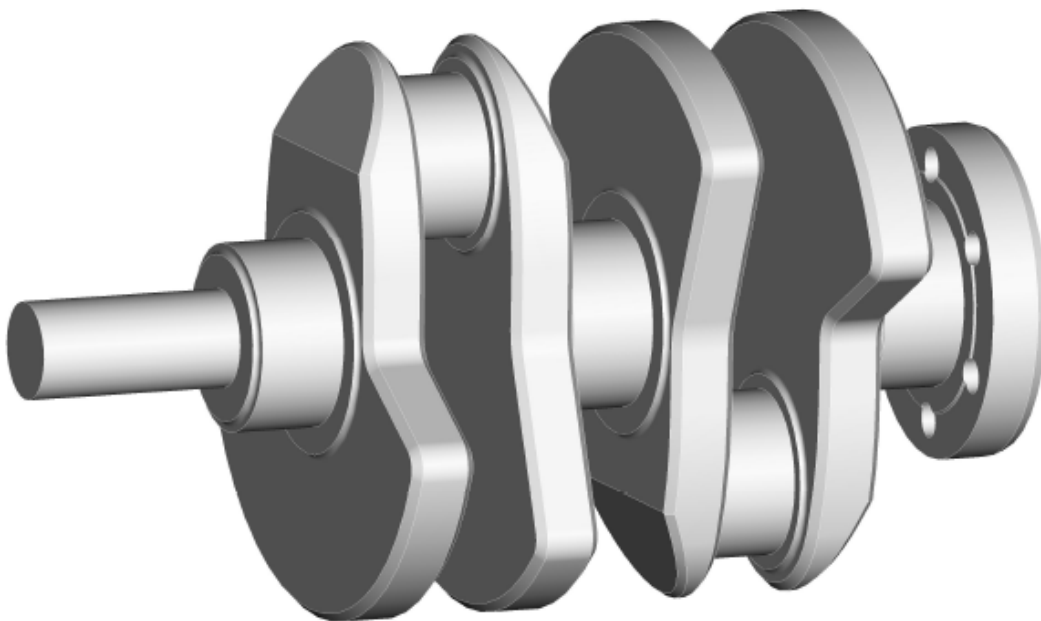
$$\underline{m_{vl}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,394 \cdot 0,04345 \cdot 0,082}{0,045 \cdot 0,0439} = \underline{0,355kg}$$

Hmotnost vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu vyšla 0,355kg. Vnitřní vývažek klikové hřídele se tedy zvětší o vývažek na **obr. 4-9**.



Obr. 4-9 Příklad k vnitřnímu vývažku

Kliková hřídel uzpůsobená k vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu je zobrazena na **obr. 4-10**.



Obr. 4-10 Kliková hřídel uzpůsobená k vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu

Vyvažovací hřídel má jiný tvar, tudíž lze změnit hmotnost i polohu vývažku. Jeho velikost musí být zvolena tak, aby spolu s momentem od klikové hřídele eliminovala moment od posuvných částí I. řádu.

Moment od vývažků na klikové hřídeli :

$$M_{vIKH} = m_{vI} \cdot r_{vI} \cdot v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (42)$$

$$M_{vIKH} = 0,355 \cdot 0,045 \cdot 0,0439 \cdot 628,319^2 \cdot \cos \alpha = 277,1 Nm$$

Odečteme-li od rovnice (26) rovnici (42) získáme potřebnou velikost momentu, který musí působit navrhovaná vyvažovací hřídel :

$$M_{vIVH} = m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot e - m_{vI} \cdot r_{vI} \cdot v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (43)$$

$$M_{vIVH} = 554 - 277,1 = 276,9 Nm$$

Moment vyvažovací hřídele pro vyvážení momentu posuvných částí I. řádu má rovnici:

$$M_{vIVH} = m_{vIVH} \cdot r_{vIVH} \cdot v_{VH} \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad [Nm] \quad (44)$$

Vzdálenost mezi vývažky lze díky konstrukčním možnostem volit větší než na klikové hřídeli. Vzdálenost tedy zvolíme  $v_{VH} = 130 mm$ . Předběžně zvolíme poloměr těžiště vývažku  $r_{vIVH} = 20 mm$ .

Rovnice (43) a (44) se musí rovnat. Z ní si vyjádříme neznámou hmotnost vývažku na vyvažovací hřídeli :

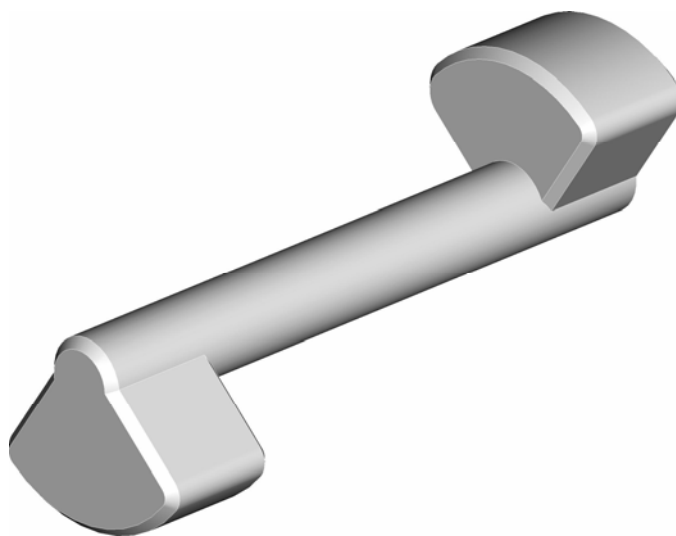
$$m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot e - m_{vI} \cdot r_{vI} \cdot v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = m_{vIVH} \cdot r_{vIVH} \cdot v_{VH} \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha$$

$$m_{vIVH} = \frac{m_p \cdot R \cdot e - m_{vI} \cdot r_{vI} \cdot v}{r_{vIVH} \cdot v_{VH}} \quad (45)$$

$$\underline{m_{vIVH}} = \frac{0,394 \cdot 0,04345 \cdot 0,082 - 0,355 \cdot 0,045 \cdot 0,0439}{0,02 \cdot 0,13} = \underline{0,27 kg}$$

Hmotnost vývažku na vyvažovací hřídeli je  $m_{vIVH} = 0,27 kg$ . Vyvažovací hřídel je zobrazena na **obr. 4-11**.

Spojení klikového hřídele a vyvažovacího hřídele tak, aby se otáčely stejnou rychlostí opačného smyslu, lze docílit buď použitím evolventního soukolí s přímým nebo šikmým ozubením nebo za pomoci řetězu.



Obr. 4-11 Vyvažovací hřídel k vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu

#### 4.3.1.2 Použití dvou vyvažovacích hřídelí

V předchozí variantě jsme použili klikový hřídel jako jeden z vyvažovacích hřídelí. Tato varianta je vhodná, pokud nemáme dostatek místa v motorovém prostoru. Nyní navrhne dva vyvažovací hřídele. Ty se budou otáčet proti sobě stejnými otáčkami jako klikový hřídel. Vzdálenost mezi vývažky zvolíme, dle konstrukčních možností, jako v předchozí variantě  $v = 130\text{mm}$ . Poloměr vývažků zvolíme  $r_{v1} = 20\text{mm}$ . Pro výpočet hmotnosti vývažků použijeme rovnici (41). Po dosazení hodnot vyjde hmotnost :

$$\underline{m_{v1}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,394 \cdot 0,04345 \cdot 0,082}{0,02 \cdot 0,13} = \underline{0,27\text{kg}}$$

Hmotnost vývažku je stejná jako v předchozí variantě, při použité klikového hřídele jako jednoho vyvažovacího hřídele. Oba dva vyvažovací hřídele budou tedy vypadat jako na obr. 4-11 a budou se otáčet proti sobě v jedné rovině tak, jak je ukázáno na obr. 4-8.

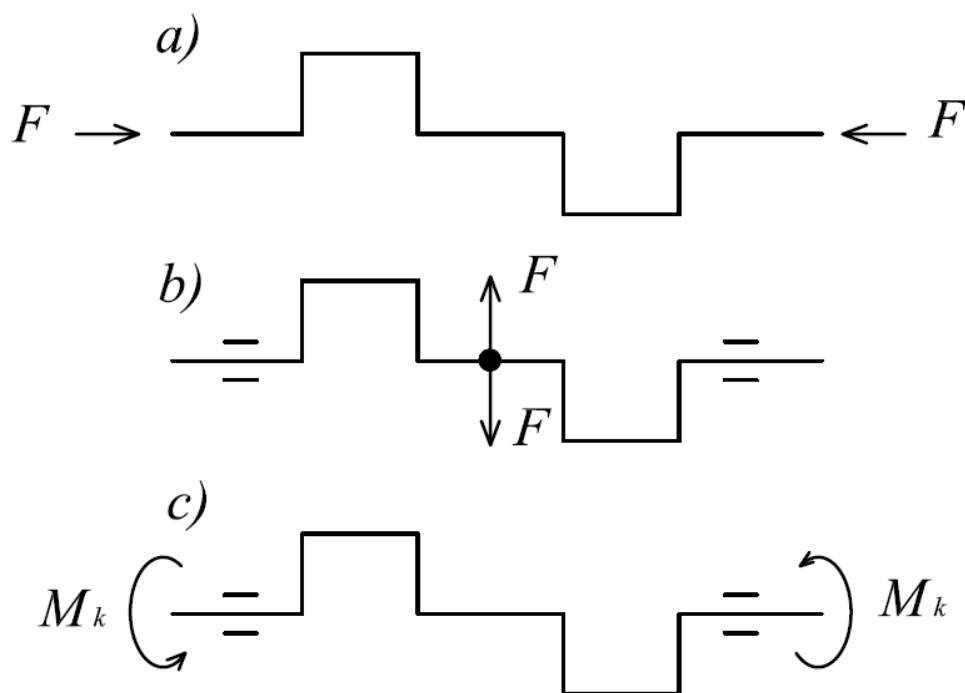
#### 4.3.2 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu

Při vyvažování setrvačných sil posuvných částí II. řádu se používají dva vyvažovací hřídele, které se otáčejí dvojnásobnou úhlovou rychlostí než klikový hřídel proti sobě. Ovšem vzhledem k velikosti a určení motoru pro malý osobní automobil, zanedbáme setrvačné síly posuvných částí II. řádu a nebudeme je vyvažovat. Přenos těchto sil na karoserii zmírníme vhodnou konstrukcí a materiálem uložení motoru v karoserii.

## 5 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Informace pro tuto kapitolu jsem čerpal z literatury [3] a [4]. Při výpočtu spalovacího motoru je jedním z nejdůležitějších úkolů zvládnout dynamiku klikového mechanismu. Se základním pevnostním výpočtem a vyvážením mechanismu jako celku, je třeba zabývat se i jeho kmitáním. Kmitání klikového hřídele je jednou z hlavních příčin jeho vážných poruch. Proto je nezbytné, brát problematiku kmitání klikového hřídele velmi zodpovědně v úvahu. Každé mechanické kmitání je vyvoláno a udržováno periodicky proměnnými silami, které působí na soustavu hmot s pružnou vazbou, tj. na soustavu schopnou kmitat. Takovou soustavou je i klikový mechanismus spalovacího motoru. U klikového hřídele dochází za provozu ke třem druhům kmitání (**obr. 5-1**) :

- Kmitání podélné – klikový hřídel se periodicky osově zkracuje nebo prodlužuje
- Kmitání ohybové – ohybová síla působí ve směru kolmém na osu klikového hřídele
- Kmitání torznímu – kroucení kolem osy klikového hřídele



Obr. 5-1 Schéma druhů kmitání klikového hřídele

- kmitání podélné
- kmitání ohybové
- kmitání torzní (kroutivé)

Jak dokázala praxe a měření, je nejnebezpečnější kmitání torzní. Při torzním kmitání vzniká rychle proměnlivé zkrucování klikového hřídele, které se superponuje na statická nakroucení vlivem tangenciálních sil na klikových čepech, jež se dále přes ramena klikového hřídele přenáší na hlavní čepy a způsobují nerovnoměrnou úhlovou rychlost klikového hřídele jako celku a tím vyvolávají nerovnoměrnost chodu motoru. V případě, kdy frekvence sil budících kmitání souhlasí s vlastní frekvencí soustavy hmotností, dochází k rezonancím. Příslušné kritické otáčky se projevují obvykle značným hlukem a chvěním

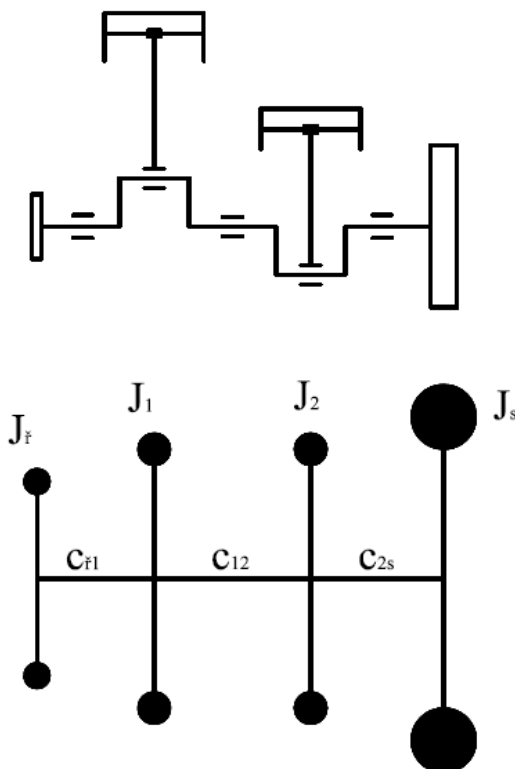
motoru. Delší provoz při těchto otáčkách může vést až k únavovým lomům klikového hřídele.

Torzní kmitání však nepůsobí jen na vlastní klikový hřídel, ale přenáší se přes spojovací členy i na přípojná hnaná zařízení, jako je převodovka, rozvodový mechanismus a ostatní části motoru. Praktický výpočet lze řešit přibližně, za určitých zjednodušujících podmínek. Zkušenosti však ukazují, že i takový výpočet je dostatečně přesný. Velká část výpočtových metod vychází z tzv. náhradní soustavy, která skutečnou kmitající torzní soustavu motoru idealizuje.

## 5.1 Náhradní soustava, redukce délek a hmotností

Torzního kmitání klikového hřídele se účastní celý klikový mechanismus, včetně dalších částí, připojených prostřednictvím ozubených a jiných převodů. Vlivem proměnlivé a nerovnoměrné rychlosti pohybu částí, je v průběhu otáčky proměnlivá i kinetická energie klikového hřídele a tím i jeho moment setrvačnosti. V praxi se při řešení základních druhů torzního kmitání předpokládají momenty setrvačnosti hmot a tuhosti neměnné. Náhradní torzní soustava (**obr. 5-2**), která nahrazuje skutečnou torzní soustavu motoru se proto volí tak, aby s ní byla energeticky ekvivalentní pouze pro střední hodnotu časového průběhu. Ta se zvolí za těchto zjednodušujících předpokladů :

- hmotnosti částí klikového mechanismu jsou konstantní
- délky částí klikového mechanismu jsou konstantní
- hmotnosti mechanismů jsou redukovány do rovin ležících v osách válců kolmých na osu klikového hřídele
- redukováný hřídel je nehmotný



Obr. 5-2 Schéma skutečné a náhradní torzní soustavy pístového spalovacího motoru

Klikový hřídel se redukuje na soustavu hmotných kotoučů o konstantním momentu setrvačnosti hmoty, které jsou spojeny válcovým hladkým hřídelem stálého průřezu, obvykle s průměrem hlavního ložiskového čepu.

### 5.1.1 Redukce hmotnostních momentů setrvačnosti

Redukované momenty setrvačnosti se vztahují k ose rotace klikového hřídele a hmota mechanismů se soustředí na poloměr kliky. Moment setrvačnosti zalomení klikového hřídele i s hmotami vykonávajícími přímočarý vratný pohyb je dán vztahem :

$$J_z = J_{zal} + J_o + J_p \quad [\text{m}^2 \cdot \text{kg}] \quad (46)$$

K rotujícím hmotnostem zalomení klikového hřídele i s vývažky  $J_{zal} = 6,549 \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{kg}$  zjištěného z modelu, patří ještě rotující část hmotnosti ojnice  $m_{ho}$  redukovaná do osy klikového čepu. Moment setrvačnosti k ose rotace klikového hřídele je dán vztahem :

$$J_o = m_{ho} \cdot R^2 \quad (47)$$

$$J_o = 0,312 \cdot 0,04345^2 = 5,89 \cdot 10^{-4} \text{m}^2 \cdot \text{kg}$$

Hmotnostní moment setrvačnosti částí klikového mechanismu vykonávající přímočarý pohyb vratný je dán vztahem :

$$J_p = \left( \frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot m_p \cdot R^2 \quad (48)$$

$$J_p = \left( \frac{1}{2} + \frac{0,315^2}{8} \right) \cdot 0,394 \cdot 0,04345^2 = 3,81 \cdot 10^{-4} \text{m}^2 \cdot \text{kg}$$

Celkový moment setrvačnosti i s vývažky je tedy celkem :

$$J_z = J_{zal} + m_{ho} \cdot R^2 + \left( \frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot m_p \cdot R^2$$

$$\underline{J_z = J_1 = J_2 = 7,52 \cdot 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{kg}}$$

Redukovaný moment setrvačnosti náhradního kotouče na straně řemenice, kde předpokládám i vazbu ozubeným soukolím s vyvažovací hřídelí :

$$J_{\tilde{r}} = J_{kř} + J_{řem} + 2 \cdot J_{oz\_kolo} + J_{vh} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{kg}] \quad (49)$$

kde  $J_{kř} = 6,1 \cdot 10^{-5} \cdot m^2 \cdot kg$  je moment setrvačnosti konce klikového hřídele,  $J_{řem} = 1,827 \cdot 10^{-3} \cdot m^2 \cdot kg$  je moment setrvačnosti řemenice<sup>3</sup>,  $J_{oz\_kolo} = 2,39 \cdot 10^{-3} \cdot m^2 \cdot kg$  je pouze odhadovaný moment setrvačnosti ozubeného kola spojeného s ozubeným kolem vyvažovacího hřídele,  $J_{vh} = 3,538 \cdot 10^{-4} \cdot m^2 \cdot kg$  je moment setrvačnosti vyvažovacího hřídele pro vyvážení I. řádu posuvných částí.

Výsledný moment setrvačnosti na straně řemenice tedy bude :

$$\underline{J_f} = 6,1 \cdot 10^{-5} + 1,827 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 2,38 \cdot 10^{-3} + 3,538 \cdot 10^{-4} = \underline{7,022 \cdot 10^{-3} \cdot m^2 \cdot kg}$$

Zbývá už jenom redukovaný moment náhradního kotouče na straně setrvačnicku. Ten se vypočítá podle rovnice :

$$J_s = J_{ks} + J_{setr} \quad [m^2 \cdot kg] \quad (50)$$

kde  $J_{ks} = 6,194 \cdot 10^{-4} \cdot m^2 \cdot kg$  je moment setrvačnosti konce klikového hřídele na straně setrvačnicku a  $J_{setr} = 7,843 \cdot 10^{-2} \cdot m^2 \cdot kg$  je moment setrvačnosti připojeného setrvačnicku. Výsledný redukovaný moment náhradního kotouče na straně setrvačnicku tedy je :

$$\underline{J_s} = 6,194 \cdot 10^{-4} + 7,843 \cdot 10^{-2} = \underline{7,905 \cdot 10^{-2} \cdot m^2 \cdot kg}$$

### 5.1.2 Redukce délek klikového hřídele

Při redukci pružných délek klikového hřídele je také potřebné splnit podmínku ekvivalence, tj. že náhradní redukovaný hřídel musí mít stejnou tuhost jako hřídel skutečný. To znamená, že působením téhož krouťícího momentu  $M_k$  se musí zkroutit oba hřídele o stejný úhel  $\varphi$ . Torzní tuhost hřídele je dána vztahem :

$$C = \frac{G \cdot I_p}{l} \quad [m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}] \quad (51)$$

kde  $I_p [m^4]$  je polární moment plochy průřezu klikového hřídele,  $G [Pa]$  je modul pružnosti materiálu hřídele ve smyku,  $l [m]$  je délka hřídele.

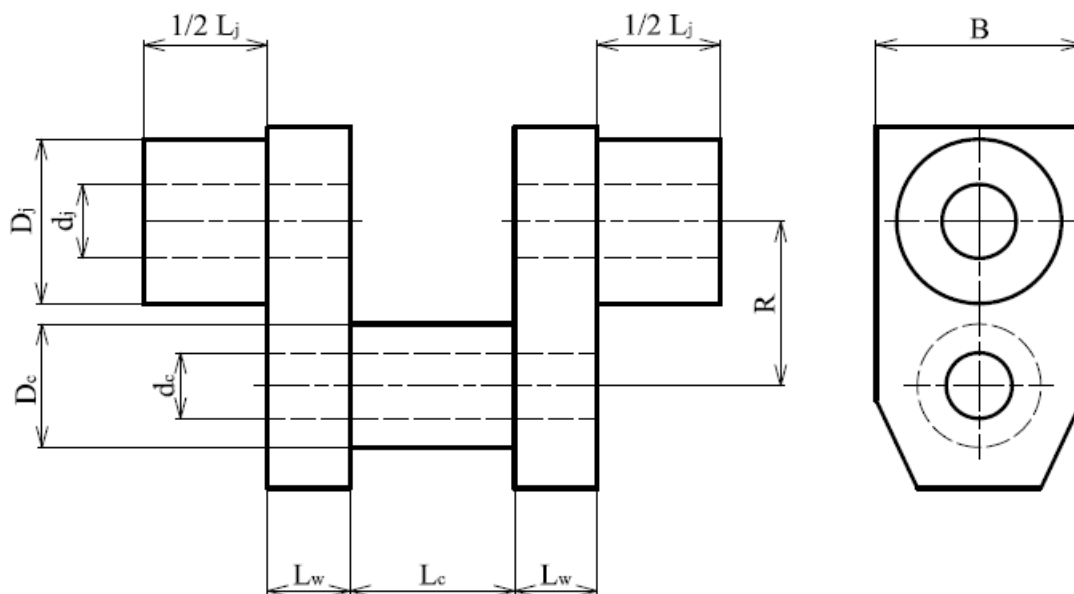
Pro výpočet tuhostí  $C_{ř1}, C_{12}, C_{2s}$  je potřeba vypočítat redukované délky mezi jednotlivými redukovanými hmotnými kotouči.

Při redukci délky zalomení klikového hřídele jej pomyslně ořízneme v polovině hlavního čepu a použijeme Ker Wilsonův vzorec :

<sup>3</sup> hodnota převzata z DĚRGL, M., *Klikový hřídel zážehového pětiválcového řadového motoru*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2003.

$$L_{ez} = D_e^4 \left[ \frac{L_j + 0,4D_j}{D_j^4 - d_j^4} + \frac{L_c + 0,4D_c}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{R - 0,2(D_j + D_c)}{L_w \cdot B^3} \right] \quad [\text{mm}] \quad (52)$$

Rozměry potřebné k výpočtu zjistíme podle **obr. 5-3** ze skutečného modelu.



**Obr. 5-3** Redukce délky zalomení klikového hřídele

Redukovaný průměr  $D_e$  se volí stejný jako průměr hlavního čepu  $D_j$ . Redukovaná délka zalomení bude :

$$L_{ez} = 48^4 \left[ \frac{24,2 + 0,4 \cdot 48}{48^4 - 0} + \frac{20,8 + 0,4 \cdot 42}{42^4 - 0} + \frac{43,45 - 0,2(48 + 42)}{16,7 \cdot 70^3} \right] = 131,1 \text{ mm}$$

Pro výpočet tuhosti  $C_{r1}$  musíme k polovině redukované délky zalomení a polovině délky hlavního čepu přičíst redukovanou délku řemenice. Při této redukci použijeme vzorec :

$$L_{er} = l \cdot \frac{D_e^4}{d_2^4 \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^4 \right]} \quad [\text{mm}] \quad (53)$$

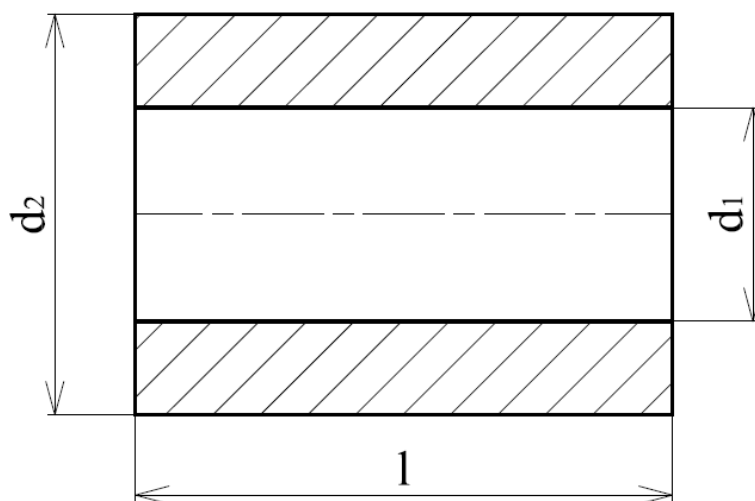
Rozměry potřebné k výpočtu zjistíme podle **obr. 5-4**. Průměr  $d_2 = 25\text{mm}$  a  $d_1 = 14,5\text{mm}$ , délka  $l = 40\text{mm}$ . Redukovaná délka řemenice tedy bude :

$$L_{e\check{r}} = 40 \cdot \frac{48^4}{25^4 \left[ 1 - \left( \frac{14,5}{25} \right)^4 \right]} = 623\text{mm}$$

Celková délka potřebná pro výpočet tuhosti  $C_{r1}$  se spočítá dle vzorce :

$$L_{r1} = L_{e\check{r}} + \frac{1}{2} \cdot L_{eZ} + 10\text{mm} \quad (54)$$

$$L_{r1} = 623 + 65,55 + 10 = 688,51\text{mm}$$



**Obr. 5-4** Redukce délky řemenice

Nyní zbývá vypočítat redukovanou délku setrvačnicku pro výpočet tuhosti  $C_{2s}$ . Ta se vypočítá podle vzorce :

$$L_{2s} = \frac{1}{2} (L_{eZ} + L_j) + l_p \frac{D_e^4}{D_s^4} \quad [\text{mm}] \quad (55)$$

kde  $l_p = 16,1\text{mm}$  je šířka příruby setrvačnicku,  $D_s = 66\text{mm}$  je roztečný průměr šroubů setrvačnicku.

$$L_{2s} = \frac{1}{2} (131,1 + 24,2) + 16,1 \cdot \frac{48^4}{66^4} = 82,15\text{mm}$$

Redukovaná délka pro výpočet tuhosti  $C_{12}$  je rovna redukované délce zalomení  $L_{eZ}$ .

### 5.1.3 Výpočet jednotlivých torzních tuhostí

Při výpočtu jednotlivých torzních tuhostí budeme vycházet z rovnice (51), kde  $G = 8 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$  je modul pružnosti ve smyku a  $I_p = 5,212 \cdot 10^{-7} \cdot \text{m}^4$  je polární moment pro redukovaný průměr 48 mm.

$$C_{r1} = \frac{G \cdot I_p}{L_{r1}} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 5,212 \cdot 10^{-7}}{0,68851} = 6,055 \cdot 10^4 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$C_{12} = \frac{G \cdot I_p}{L_{12}} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 5,212 \cdot 10^{-7}}{0,131} = 3,179 \cdot 10^5 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$C_{2s} = \frac{G \cdot I_p}{L_{2s}} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 5,212 \cdot 10^{-7}}{0,08215} = 5,074 \cdot 10^5 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^{-2}$$

### 5.2 Vlastní torzní kmitání

Vlastní kmitání je takový druh harmonického pohybu, který je sice vyvolán vnějším impulsem, avšak probíhá dále i bez jeho dalšího působení. Ve skutečném motoru našťestí díky různým pasivním odporům po určité době zaniká a není samo o sobě nebezpečné. Kmitání probíhá určitou frekvencí a s určitou amplitudou kmitů v jednotlivých místech soustavy. Nejdůležitější je znalost frekvence vlastního kmitání, neboť na ní závisí, zda motor bude moci pracovat při daných provozních otáčkách. Kdyby totiž při určitých otáčkách nastala shoda frekvence periodicky působících sil v motoru s frekvencí vlastního kmitání klikového mechanismu, vlastní kmitání by nezaniklo, ale naopak by došlo ke zvětšování amplitudy kmitů, tj. došlo by k rezonanci. V praxi je důležité znát pouze první dvě frekvence vlastního kmitání, neboť vyšší frekvence leží již mimo provozní otáčky motoru.

Při řešení budeme vycházet z **obr. 5-2** a vlastní frekvence zjistíme pomocí Holzerovi metody. Ta je podrobně popsána v literatuře [3]. Já budu vycházet již z upravených rovnic. Rovnice pro poměrné výchylky jsou :

$$a_1 = 1$$

$$a_2 = a_1 - \frac{\Omega^2}{C_{r1}} (J_r \cdot a_1)$$

$$a_3 = a_2 - \frac{\Omega^2}{C_{12}} (J_r \cdot a_1 + J_1 \cdot a_2)$$

$$a_4 = a_3 - \frac{\Omega^2}{C_{2s}} (J_r \cdot a_1 + J_1 \cdot a_2 + J_2 \cdot a_3)$$

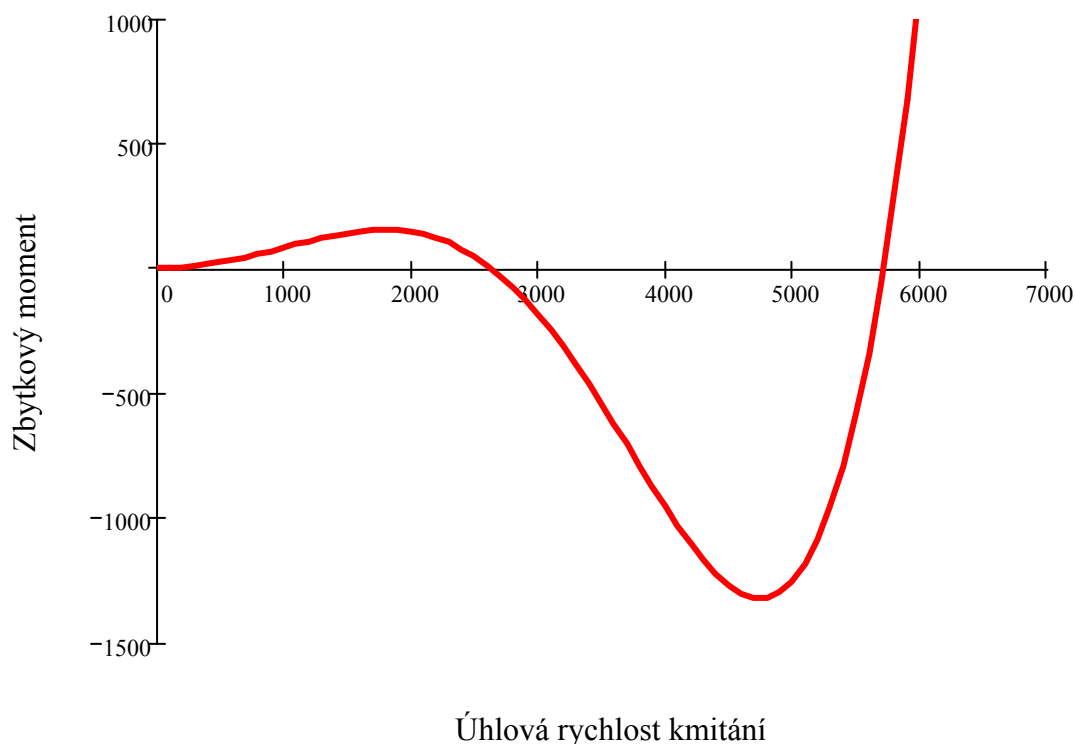
Dále musí být splněna podmínka, že soustava hmotností musí být v rovnováze, což znamená že součet všech zrychlujících momentů musí být nulový :

$$\Omega^2 \cdot (J_r \cdot a_1 + J_1 \cdot a_2 + J_2 \cdot a_3 + J_s \cdot a_4) = 0 \quad (56)$$

Odhadem určité úhlové rychlosti kmitání  $\Omega$  ale ne vždy vyjde rovnice (56) rovna nule, ale vyjde určitý zbytkový moment  $\Delta M$ . Průběh takto postupně volených úhlových otáček a výsledných zbytkových momentů je na **obr. 5-5**. Průsečík křivky s vodorovnou osou jsou naše hledané úhlové rychlosti. V našem případě jsou to hodnoty :

$$\Omega^I = 2635s^{-1}$$

$$\Omega^{II} = 5717,3s^{-1}$$



**Obr. 5-5** Graf zbytkových momentů

Výpočet frekvence vlastního kmitání z úhlové rychlosti se provede podle vztahu :

$$N = \frac{\Omega}{2\pi} \text{ [Hz]} \quad (57)$$

První dvě frekvence vlastního kmitání mechanismu jsou :

$$N^I = \frac{2635}{2\pi} = 419,4\text{Hz}$$

$$N^{II} = \frac{5717,3}{2\pi} = 910\text{Hz}$$

První frekvence vlastního kmitání mechanismu tedy je 419,4 Hz a druhá frekvence vlastního kmitání mechanismu je 910 Hz. Další frekvence už není potřebné znát, neboť nejsou pro zatížení důležitá a neleží již v provozních otáčkách motoru.

Vypočtené hodnoty se dále dají použít pro výpočet kritických otáček motoru, ve kterých dochází k rezonanci při vynuceném kmitání.

### 5.3 Kritické otáčky motoru

Působí-li na torzní soustavu periodicky proměnný kroutící moment, jedná se o vynucené torzní kmitání. Výsledný kroutící moment, který působí na klikový hřídel, je složen z momentu vyvozeného silami tlaku plynů ve válci a z momentu vyvolaného setrvačnými silami posuvných částí. Protože je průběh točivého momentu v závislosti na čase nebo úhlu natočení klikového hřídele periodickou funkcí, dá se vyjádřit Fourierovou řadou, tj. součtem nekonečného počtu jednoduchých sinusových průběhů s různou frekvencí, amplitudou a fázovým posunem, které se nazývají harmonické složky budícího momentu. Označíme-li řád harmonické složky symbolem  $\kappa$ , pak u čtyřdobých motorů, u nichž je perioda průběhu točivého momentu vyvozeného tlakem plynů ve válci ekvivalentní dvěma otáčkám klikového hřídele, bude řád celistvým násobkem jedné poloviny, tj.  $\kappa = 0,5 \cdot k$ , kde  $k \in \mathbb{N}^0$ . Se stoupajícím řádem klesá amplituda budících momentů a v praxi se uvažuje jako nejvyšší řád  $\kappa = 12$ .

Každá z harmonických složek vzbuzuje vynucená kmitání klikového hřídele ve stejné frekvenci, jakou má tato složka. Tedy při otáčkách motoru  $n$  bude frekvence vynuceného kmitání  $\kappa \cdot n$ . Pokud tato frekvence vynuceného kmitání bude souhlasit s frekvencí vlastních torzních kmitů  $N$ , nastane rezonance.

K rezonanci dojde tedy pokud :

$$\kappa \cdot \frac{n}{60} = N \quad [\text{Hz}] \quad (58)$$

Kritické otáčky tedy podle rovnice (58) budou :

$$n_{kr} = \frac{60N}{\kappa} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (59)$$

V **tabulce 1** jsou podle vzorce (59) spočítané kritické otáčky pro první dvě frekvence vlastního kmitání mechanismu po řád  $\kappa = 12$ . Předpokládané provozní otáčky motoru jsou do  $6000 \text{ min}^{-1}$ , kritické otáčky které leží v provozních otáčkách jsou zvýrazněny.

Tab. 1 Kritické otáčky

Řád harmonické $\kappa$ [-]	Kritické otáčky $n_{kr}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	
	$N^I$	$N^{II}$
0,5	50328	109200
1	25164	54600
1,5	16776	36400
2	12582	27300
2,5	10066	21840
3	8388	18200
3,5	7190	15600
4	6291	13650
4,5	<b>5592</b>	12133
5	<b>5033</b>	10920
5,5	<b>4575</b>	9927
6	<b>4194</b>	9100
6,5	<b>3871</b>	8400
7	<b>3595</b>	7800
7,5	<b>3355</b>	7280
8	<b>3146</b>	6825
8,5	<b>2960</b>	6424
9	<b>2796</b>	6067
9,5	<b>2649</b>	<b>5747</b>
10	<b>2516</b>	<b>5460</b>
10,5	<b>2397</b>	<b>5200</b>
11	<b>2288</b>	<b>4964</b>
11,5	<b>2188</b>	<b>4748</b>
12	<b>2097</b>	<b>4550</b>

Kritické otáčky první frekvence vlastního kmitání se v provozních otáčkách vyskytují od řádu harmonické složky  $\kappa = 4,5$ . Kritické otáčky druhé frekvence vlastního kmitání se v provozních otáčkách vyskytují od řádu harmonické složky  $\kappa = 9,5$ .

## ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout nejlepší variantu klikového hřídele pro dvouválcový zážehový motor, jehož použití bude zejména pro malé automobily. Nejprve bylo nutné zjistit všechny možné konfigurace a uspořádání klikového hřídele. Pro tyto varianty byly vypočteny velikosti setrvačných sil posuvných a rotačních částí. Porovnáním velikosti těchto sil a jejich momentů pro všechny varianty jsem vybral tu možnost, která má pokud možno co nejvíce sil přirozeně vyvážených. Z porovnání vyplynulo, že nejlepší variantou bude klikový hřídel s ramenem natočeným o  $180^\circ$ . Tato varianta se vyznačuje přirozeně vyváženými silami od posuvných částí I. řádu a odstředivých sil rotačních částí. Nevýhodou tohoto uspořádání je nerovnoměrnost mezi zážehy u čtyřdobého motoru.

U zvolené varianty klikového hřídele s ramenem natočeným o  $180^\circ$  následoval návrh vyvážení zbylých sil a jejich momentů. Při vyvažování se používají dva typy vyvažování, a to vyvažování silové nebo vyvažování momentové. Při modelování vývažků v programu Pro Engineer vyšlo najevo, že z konstrukčních důvodů není možné použít momentové vyvažování, jelikož by se tak velký vývažek nevezl do bloku motoru. Váha u tak malého motoru je velmi důležitým faktorem, a proto následovala varianta tzv. kombinovaného vyvažování. Byl navržen co největší vývažek na vnějších ramenech klikového hřídele. Z momentové rovnováhy se dopočítaly potřebné hodnoty pro vývažek umístěný na vnitřních ramenech klikového hřídele. Takto navržené vyvážení je o 0,345kg lehčí než u silového vyvážení. Následovalo vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Jako jeden vyvažovací hřídel se použila kliková hřídel, na kterou se přidaly vývažky o potřebné hmotnosti. Namísto použití dvou samostatných vyvažovacích hřídelů, se tímto zmenší rozměry motoru a zjednoduší konstrukce.

Kmitání klikového hřídele je jednou z hlavních příčin jeho vážných poruch. Proto následoval výpočet prvních dvou frekvencí vlastního kmitání mechanismu. Tyto frekvence se dále dají použít pro výpočet přídavného torzního zatížení. Jelikož ale neznáme průběh a velikost točivého momentu, nelze provést harmonickou analýzu budícího momentu a tím zjistit přídavné torzní zatížení.

Výstupem diplomové práce je koncepční konstrukční návrh klikového hřídele. Hlavní konstrukční rozměry klikového hřídele jsou převzaty z tříválcového motoru Škoda 1.2 HTP. Jedná se pouze o koncepční návrh. Před výrobou je tedy nutné dořešit určité detaily jako jsou např. přechody mezi čepem a ramenem nebo povrchovou úpravu čepů. Tyto detaily by byly dodělány podle vnitropodnikových norem a zvyklostí automobilky.

Na tuto práci by bylo dále vhodné navázat a provést pevnostní kontrolu klikového hřídele. Popřípadě provést návrh tlumiče torzních kmitů a celkovou kontrolu provést na experimentálním motoru. Nabízí se také možnost provést optimalizaci za použití některých programů Multi-Body Systému.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BEROUN, S., CELESTÝN, S., *Základy automobilové techniky*. ŠkodaAuto Vysoká škola, 2003, 200 s., ISBN 80-239-0659-3
- [2] GARRET, T.K., NEWTON, K., STEEDS, W., *The Motor Vehicle*., Reed Educational and Professional Publishing Ltd 2001, Thirteen edition 2001, 1214 s., ISBN 07506 4449 4
- [3] HOŠEK, F., *Spalovací motory – konstrukce*, Brno: Vydavatelské oddělení UO, 2008. 104 s. ISBN 978-80-7231-586-4
- [4] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J., *Pevnost a životnost*, Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1993. 205 s. ISBN 80-214-0474-3
- [5] RAUSCHER, J., *Spalovací motory*. Studijní opory, 235 s., Dostupné z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Spalovaci.motory.2005.pdf>>
- [6] *Stránky Ústavu automobilního a dopravního inženýrství* [online]. c2009 [citováno 15. 04. 2009] . Dostupný z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/>>
- [7] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Hlavní strana* [online]. c2009 [citováno 15. 04. 2009] . Dostupný z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Hlavn%C3%AD\\_strana&oldid=3666101](http://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Hlavn%C3%AD_strana&oldid=3666101)>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

atd.		a tak dále
ČSN		označení normy – česká státní norma
např.		například
obr.		obrázek
tj.		to je
tzn.		to znamená
tzv.		tak zvané
$a$	[-]	Poměrná amplituda
$A_p$	[N]	Síla působící v uložení motoru
$b$	[m]	Vzdálenost mezi vývažky u momentového vyvažování
$c$	[m]	Vzdálenost mezi vnitřními vývažky u kombinovaného vyvažování
$C$	[m <sup>2</sup> ·kg·s <sup>-2</sup> ]	Torzni tuhost
$C_{f1}$	[m <sup>2</sup> ·kg·s <sup>-2</sup> ]	Torzni tuhost náhradní torzní soustavy mezi řemenicí a prvním zalomením
$C_{12}$	[m <sup>2</sup> ·kg·s <sup>-2</sup> ]	Torzni tuhost náhradní torzní soustavy mezi prvním a druhým zalomením
$C_{2s}$	[m <sup>2</sup> ·kg·s <sup>-2</sup> ]	Torzni tuhost náhradní torzní soustavy mezi druhým zalomením a setrvačnickem
$D_c$	[m]	Průměr ojnicního čepu
$D_e$	[m]	Redukovaný průměr
$D_j$	[m]	Průměr hlavního čepu
$e$	[m]	Osová vzdálenost válců
$F_p$	[N]	Síla od tlaku plynů
$F_{mv}$	[N]	Odstředivá síla vývažku při momentovém vyvažování
$F_n$	[N]	Síla působící na stěnu válce
$F_o$	[N]	Síla působící v ojnici
$F_t$	[N]	Síla tečná k rameni klikového hřídele
$F_r$	[N]	Odstředivá síla rotačních částí
$F_{rx}$	[N]	Složka odstředivé síla rotačních částí působící v ose x
$F_{ry}$	[N]	Složka odstředivé síla rotačních částí působící v ose y
$G$	[Pa]	Modul pružnosti oceli ve smyku
$I_p$	[m <sup>4</sup> ]	Kvadratický polární moment
$J_{kř}$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Moment setrvačnosti konce klikového hřídele na straně řemenice
$J_{ks}$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Moment setrvačnosti konce klikového hřídele na straně setrvačnicku
$J_o$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Moment setrvačnosti rotující části ojnice, redukovaný do osy klikového čepu
$J_{oz\_kolo}$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Moment setrvačnosti ozubeného kola

$J_p$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Moment setrvačnosti částí klikového mechanismu vykonávající přímočarý vratný pohyb
$J_{rem}$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Moment setrvačnosti řemenice
$J_{\bar{r}}$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Redukovaný moment setrvačnosti náhradního kotouče na straně řemenice
$J_s$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Redukovaný moment setrvačnosti náhradního kotouče na straně setrvačnicku
$J_{setr}$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Moment setrvačnosti setrvačnicku
$J_{vh}$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Moment setrvačnosti vyvažovacího hřídele
$J_{zal}$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Moment setrvačnosti zalomení klikového hřídele i s vývažky
$J_Z$	[m <sup>2</sup> ·kg]	Redukovaný moment setrvačnosti zalomení klikového hřídele i s vývažky
$l$	[m]	Délka ojnice
$L_c$	[m]	Délka ojnicního čepu
$L_{eZ}$	[m]	Redukovaná délka zalomení klikového hřídele
$L_j$	[m]	Délka hlavního čepu
$l_p$	[m]	Šířka příruby setrvačnicku
$m_{ho}$	[kg]	Hmotnost hlavy ojnice
$m_p$	[kg]	Hmotnost posuvných částí klikového mechanismu
$m_r$	[kg]	Hmotnost rotačních částí klikového mechanismu
$m_{MV}$	[kg]	Hmotnost všech vývažků na hřídeli při momentovém vyvažování
$m_{SV}$	[kg]	Hmotnost všech vývažků na hřídeli při silovém vyvažování
$m_v$	[kg]	Hmotnost vývažku
$m_{zalomeni}^{red}$	[kg]	Redukovaná hmotnost zalomení klikového hřídele
$M_r^T$	[Nm]	Moment odstředivých sil
$M_I^T$	[Nm]	Moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu
$M_{II}^T$	[Nm]	Moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu
$M_{vh}$	[Nm]	Moment vyvažovacích hřídelí
$M_{vKH}$	[Nm]	Moment od vývažků na klikové hřídeli pro eliminaci setr. sil I. řádu
$M_{vVH}$	[Nm]	Moment vyvažovacího hřídele
$n_{kr}$	[min <sup>-1</sup> ]	Kritické otáčky motoru
$N$	[Hz]	Frekvence vlastního kmitání
$P_{s1}$	[N]	Setrvačné síly posuvných částí I. řádu
$P_{s2}$	[N]	Setrvačné síly posuvných částí II. řádu
$R$	[m]	Poloměr zalomení klikového hřídel
$R_v$	[m]	Poloměr těžiště vývažku
$R_{v2}$	[m]	Poloměr těžiště vnitřního vývažku kombinovaného vyvažování
$\alpha$	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
$\kappa$	[-]	Řád harmonické složky točivého momentu

$\lambda$	[-]	Klikový poměr
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost klikového hřídele
$\Omega$	[s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost vlastního kmitání

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- [1] 1-50/31-2009-01 KLIKOVÝ HŘÍDEL