

VĚDECKÉ SPISY VYSOKÉHO UČENÍ TECHNICKÉHO V BRNĚ

*Edice PhD Thesis, sv. 377*

*ISSN 1213-4198*



*Ing. Radim Dundálek*

Elastohydrodynamické  
modely ložisek  
jako moduly virtuálního motoru

**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV DOPRAVNÍ TECHNIKY**

**Ing. Radim DUNDÁLEK**

**ELASTOHYDRODYNAMICKÉ MODEL Y LOŽISEK JAKO  
MODUL Y VIRTUÁLNÍHO MOTORU**

**ELASTOHYDRODYNAMIC BEARING MODELS  
AS VIRTUAL ENGINE MODULES**

**ZKRÁCENÁ VERZE PH.D. THESIS**

|                        |                                                                 |
|------------------------|-----------------------------------------------------------------|
| <b>Obor:</b>           | Konstrukční a procesní inženýrství                              |
| <b>Školitel:</b>       | Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.                                 |
| <b>Oponenti:</b>       | Prof. Ing. Rudolf Kovář, CSc.<br>Prof. Ing. Jiří Stodola, DrSc. |
| <b>Datum obhajoby:</b> | 12. května 2006                                                 |

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Kluzné ložisko, hydrodynamická mazací vrstva, trajektorie středu čepu, polární diagram zatížení ložiska, redukce MKP modelů, multi – body systém

## **KEYWORDS**

Plain bearing, hydrodynamic bearing, pin bearing trajectory, bearing load polar diagram, FE model reduction, MBS

## **MÍSTO ULOŽENÍ RUKOPISU DISERTAČNÍ PRÁCE**

Disertační práce je uložena na Oddělení vědy a výzkumu Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně, Technická 2, 616 69 Brno.

© Radim Dundálek, 2006

ISBN 80-214-3199-7

ISSN 1213-4198

# OBSAH

|                                                                                                   |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1 ÚVOD.....                                                                                       | 5  |
| 2 ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU PROBLEMATIKY .....                                                     | 5  |
| 3 TEORETICKÉ ZÁKLADY .....                                                                        | 7  |
| 3.1 Odvození Reynoldsovy hydrodynamické rovnice .....                                             | 7  |
| 3.2 Mazání elastohydrodynamické .....                                                             | 8  |
| 4 MODELÝ LOŽISEK V PROSTŘEDÍ PROGRAMU ADAMS .....                                                 | 9  |
| 5 VIRTUÁLNÍ MOTOR V PROSTŘEDÍ ADAMS.....                                                          | 12 |
| 5.1 Představení MKP modelů .....                                                                  | 12 |
| 5.1.1 Kliková hřídel.....                                                                         | 12 |
| 5.1.2 Blok motoru.....                                                                            | 14 |
| 5.2 Redukce pružných těles, modální superpozice .....                                             | 14 |
| 5.3 Sestavení klikového mechanismu .....                                                          | 15 |
| 5.3.1 Zatížení klikového mechanismu .....                                                         | 15 |
| 5.3.2 Pořadí zapalování.....                                                                      | 15 |
| 6 PREZENTACE VÝSLEDKŮ .....                                                                       | 17 |
| 6.1 Modální analýza hlavních součástí pohonné jednotky klikové hřídele .....                      | 17 |
| 6.2 Torzní spektra .....                                                                          | 17 |
| 6.3 Vliv viskozity oleje na chování kluzného ložiska.....                                         | 18 |
| 6.4 Porovnání jednotlivých typů hydrodynamických ložisek – porovnání trajektorie středů čepů..... | 21 |
| 6.5 Trajektorie středů čepů hlavních ložisek, polární diagramy jejich zatížení.....               | 21 |
| 7 VERIFIKACE VÝSLEDKŮ.....                                                                        | 25 |
| 8 ZÁVĚRY DISERTAČNÍ PRÁCE A VÝHLEDY.....                                                          | 28 |
| 9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....                                                                 | 29 |
| ABSTRAKT .....                                                                                    | 32 |



# 1 ÚVOD

Metody počítačového navrhování strojních součástí nabývají při vývoji moderních pohonných jednotek na stále větším významu. Na jedné straně zkracují vývojový čas a na straně druhé pomáhají lépe porozumět chování jednotlivých struktur. Virtuální prototypy dovolují ověřit a optimalizovat vlastnosti mechanismů ještě dlouho před tím, než je postaven skutečný prototyp. Od okamžiku, kdy je možné zahrnout pružná tělesa z **FEA** = Finite Element Analysis (např. na VUT rozšířeného programu **Ansys**) do **MBS** = Multibody System Simulation, se **Adams** a zvláště pak jeho modul **Engine** jeví jako jedinečný simulační program pro navrhování a optimalizaci spalovacích motorů.

Na současné automobily jsou kladeny stále vyšší nároky týkající se komfortu jízdy a řízení. Jde především o vysoký výkon, nízkou spotřebu, komfort obsluhy a bezporuchovost a jednoduchost konstrukce v kombinaci s nízkými výrobními náklady. Podobně je to s požadavky na pohonnou jednotku, jakožto největší zdroj hluku a vibrací v automobilu. Je nutné brát v potaz také ekologickou stránku problému – emise výfukových plynů a hluku.

Aby nová pohonná jednotka splňovala většinu z výše zmíněných požadavků, je nutné do procesu vývoje implementovat pokročilé výpočtové postupy a modely. Virtuální motory, jak výpočtové modely celých pohonných jednotek nazýváme, slouží jako jedinečný simulační nástroj, pomocí kterého lze zajistit a ověřit požadované parametry již v prvních fázích vývoje. Umožňují konstruktérovi v krátkém čase sledovat vliv jednotlivých parametrů na sledované hodnoty a předem vypracovanými optimalizačními postupy se dopracovat k požadovanému výsledku. Lze také vytvořit různé varianty řešení problému a na „virtuálním“ zkušebním stavu poté vybrat nejvhodnější řešení. Virtuální motor umožňuje sledovat daný fyzikální problém s přesností odpovídající výkonu použité výpočetní techniky. Rostoucí výkon počítačů ale umožňuje do výpočtu zahrnout více fyzikálních dějů a zohlednit více okrajových podmínek. Virtuální modely pohonných jednotek se tím stávají čím dál tím více realističtějšími.

## 2 ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU PROBLEMATIKY

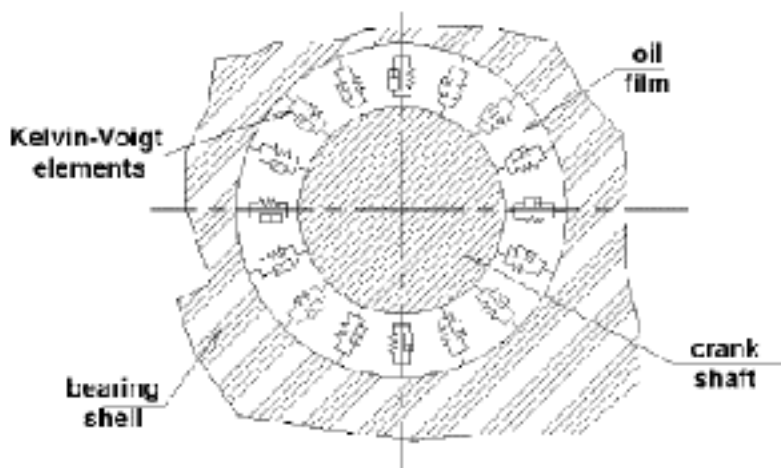
Hodnověrné modelování kontaktu mezi klikovou hřídelí a blokem motoru, reprezentované hydrodynamickým ložiskem, radikálně ovlivňuje klíčové vlastnosti motoru jako trvanlivost, výkon, opotřebení a hluk. Vzhledem ke zvyšujícím se měrným zatížením je nutné brát v úvahu stále více fyzikálních efektů a zahrnout je v pokročilých simulačních nástrojích.

Stejně jako jsou předmětem zájmu síly a momenty sil působící v hnacím ústrojí, je nezbytný přesný přístup pro výpočet vysoce nelineárních kluzných ložisek. Chování mazací vrstvy oleje v kluzném ložisku bylo již v roce 1886 popsáno Osbournem Reynoldsem. Sestavil diferenciální rovnici, která je používána dodnes. Firmy zabývající se vývojem softwaru pro automobilový průmysl využívají různé metody pro její řešení. Byly vyvinuty dvou i třírozměrné přístupy včetně

nejpřesnějších metod zahrnujících zpětný vliv lokálních deformací klikové hřídele, ojníc i bloku motoru na rozložení tlaku oleje (elastohydrodynamická ložiska - EHD).

Problematika modelování kluzných ložisek úzce souvisí se zjišťováním torzních vibrací klikových hřídelí. Před více než sto lety, v době počátků rozvoje spalovacích motorů, bylo kmitání hnacích ústrojí neznámým jevem. Teprve opakované poruchy řadových šestiválcových motorů, v té době sloužících pro pohon lodí, daly impuls pro rozvoj teorie torzního kmitání klikových hřídelí. Byly sestaveny různé složité výpočtové modely, jak spojité, tak i diskrétní. V různých modifikacích se tyto jednoduché modely používají dodnes.

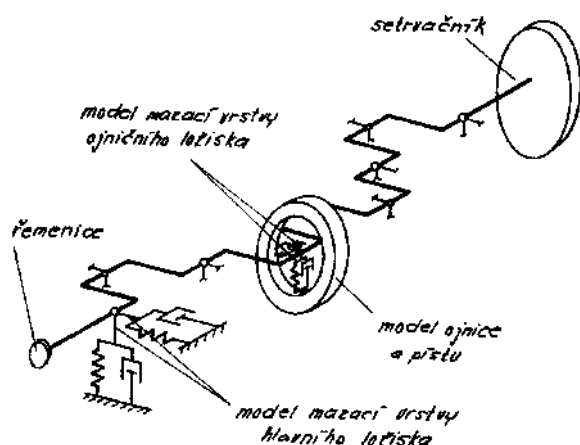
První pokusy v minulosti využívaly náhradní podsystémy. Kelvin – Voigtovy elementy byly prvními kroky v tomto směru – **obr. 1**. Série elementů rozmístěných podél celého obvodu a šířky ložiska však nevedly ke správnému určení specifických vlastností kluzných ložisek a poskytovaly pouze nepřesné výsledky. Z tohoto důvodu byly vypracovány pokročilejší modely, které ovšem stále nebyly schopné úplně popsat dynamické vlastnosti mazací vrstvy. Ty jsou nezbytně důležité pokud chceme zahrnout všechny pohyby klikové hřídele v ložisku.



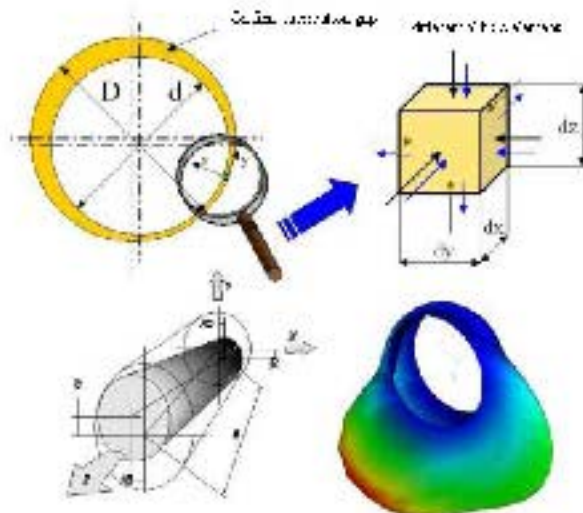
**Obr. 1** Kelvin – Voigtovy elementy – linearizovaný model kluzného ložiska [23]

Obdobný model uvádí i Píštěk v [18]. Mazací vrstva je podle **obr. 2** charakterizována systémem diskrétních pružných a tlumicích členů. Tuhost a tlumicí účinky ložisek se během pracovního cyklu mění, protože poloha čepu v pánvi ložiska je proměnná. V první fázi lze považovat problém za lineární a uvažovat konstantní hodnoty. Tlumicí účinky vznikají především vytlačováním maziva z kluzného ložiska. Model, který je na **obr. 2** zobrazen, lze aplikovat na výpočty jak vlastního, tak i vynuceného kmitání. Vystihuje nejen obvyklé druhy kmitání – torzní, ohybové, podélné, ale i další tvary, které jednoduché modely nejsou schopné zachytit.

Za účelem přesného určení deformací klikové hřídele (např. pro stanovení průhybové čáry) musí být vyvinuty podstatně sofistikovanější modely. Základní schéma těchto *elastohydrodynamických* modelů olejových filmů je znázorněno na **obr. 3**.



**Obr. 2** Třídimensionální model hnacího ústrojí [18]



**Obr. 3** Princip elastohydrodynamického olejového filmu [15]

### 3 TEORETICKÉ ZÁKLADY

#### 3.1 ODVOZENÍ REYNOLDSOVY HYDRODYNAMICKÉ ROVNICE

Pokud předpokládáme nestlačitelnou (Newtonskou) kapalinu s konstantní viskozitou a laminárním prouděním, můžeme stanovit rovnici popisující rovnováhu sil působících na diferenciální kapalinový element. Tuto rovnici – známou také jako Navier – Stokesovu – lze napsat v následujícím tvaru

$$\frac{\partial \mathbf{u}_v}{\partial t} + \mathbf{u}_v \cdot \nabla \mathbf{u}_v = -\frac{\nabla p}{\rho} + \frac{\eta}{\rho} \cdot \nabla^2 \mathbf{u}_v + \frac{\mathbf{F}}{\rho} \quad (1)$$

$$\text{kde} \quad \frac{\partial \mathbf{u}_v}{\partial t} = \left( \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right),$$

$$\nabla p = \left( \frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial y}, \frac{\partial p}{\partial z} \right),$$

$$\nabla^2 \mathbf{u}_v = \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}, \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}, \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \text{ a } \mathbf{u}_v = (u, v, w).$$

Podmínky, které musí být splněny, aby vrstva maziva byla hydrodynamicky únosná:

- Mezera mezi stýkajícími se plochami se musí klínovitě zužovat ve směru proudění maziva.
- Mezera musí být zaplněna mazivem vhodné viskozity.
- Musí existovat relativní pohyb, dostatečně velkou rychlostí unášející přilnuté mazivo ve směru zužující se mezery.

Na uvedených principech je založeno **hydrodynamické mazání**. Jeho výhodou je, že potřebný tlak vzniká přímo v mazaném kontaktu vhodným tvarováním a uspořádáním kluzných ploch.

Analýzu, která je zde předvedena, poprvé uvedl Osbourn Raynolds v roce 1886 a hydrodynamické rovnice jsou pojmenovány po něm. I v současné době vychází mnoho řešení velkého množství problémů z této rovnice. V následující části je prezentováno jednoduché odvození Reynoldsovy rovnice.

Pro odvození Reynoldsovy rovnice platí následující předpoklady:

- Kapalina je newtonovská, to znamená, platí vztah  $\tau = \eta \partial u / \partial z$ .
- Setrvačné síly jsou zanedbatelné v porovnání s viskózními silami.
- Proměnlivost tlaku po výšce kapaliného filmu je zanedbatelná a platí  $(\partial p / \partial z) = 0$ .
- Proudění je laminární (pro turbulentní proudění je třeba použít modifikovanou Reynoldsovu rovnici).
- Tloušťka kapaliného filmu je malá ve srovnání s rozměry ložiska.

### 3.2 MAZÁNÍ ELASTOHYDRODYNAMICKÉ

Pro zpřehlednění výpočtu je základní Reynoldsova rovnice poněkud formálně upravena a pro společné řešení s kontaktní deformační úlohou je s ní zavedena souřadná soustava, ve které je osa  $z$  kolmá na kontaktní plošku. Rychlosti maziva, přílnulého adhezí na mazané plochy, jsou značeny  $U_{1,2}$ ,  $V_{1,2}$  a k nim příslušné střední rychlosti  $U_s$  a  $V_s$  jsou

$$\begin{aligned} U_s &= \frac{(U_1 + U_2)}{2} \\ V_s &= \frac{(V_1 + V_2)}{2} \end{aligned} \quad (2)$$

Pak můžeme napsat

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \left( U_s \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + V_s \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \right) \quad (3)$$

Pro řešení se zavádějí bezrozměrné veličiny:

$$X = \frac{x}{b}, \quad Z = \frac{z}{a}, \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \quad H = \frac{h}{R_x}, \quad P = \frac{P}{E'}, \quad (4)$$

kde  $a, b$  je velká a malá poloosa stykové elipsy,  
 $\rho_0, \eta_0$  normální hustota a viskozita maziva,  
 $E'$  redukovaný modul pružnosti,  
 $\nu_{1,2}$  Poissonova konstanta tělesa 1 resp. 2,  
 $P$  bezrozměrný tlak.

Dále zavedeme bezrozměrnou rychlost  $U = \frac{V\eta_0}{R_x E'}$ , kde  $V = \sqrt{U_s^2 + V_s^2}$ ,  
a argumenty  $\Theta = \arctg \frac{V_s}{U_s}$ ,  $k' = \frac{a}{b}$ .

Následně můžeme přepsat rovnici (3) do tvaru

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{1}{k'^2} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 12U \frac{b}{R_x} \left( \cos \Theta \cdot \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial X} + \frac{\sin \Theta}{k'} \cdot \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial Y} \right). \quad (5)$$

Pro normálové zatížení styku silou  $F$  se počítá bezrozměrné zatížení

$$W = \frac{F}{E' \cdot R_x^2}. \quad (6)$$

Je – li nejmenší tloušťka mazacího olejového filmu  $h_0$  větší než součet povrchových nerovností mazacích ploch, nedojde k přímému kontaktu povrchů těles. Tím se podstatně snižuje opotřebení, zvyšuje životnost i spolehlivost strojního uzlu. Protože stykové plochy jsou malé, vztahuje se hodnocení nerovností jen na drsnosti povrchů. Ukazatelem úrovně mazání je tzv. **parametr mazání**  
 $\lambda = \frac{h_0}{1,11\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}$ , daný relací tloušťky mazacího filmu a střední aritmetickou úchylkou profilu  $R_a$ .

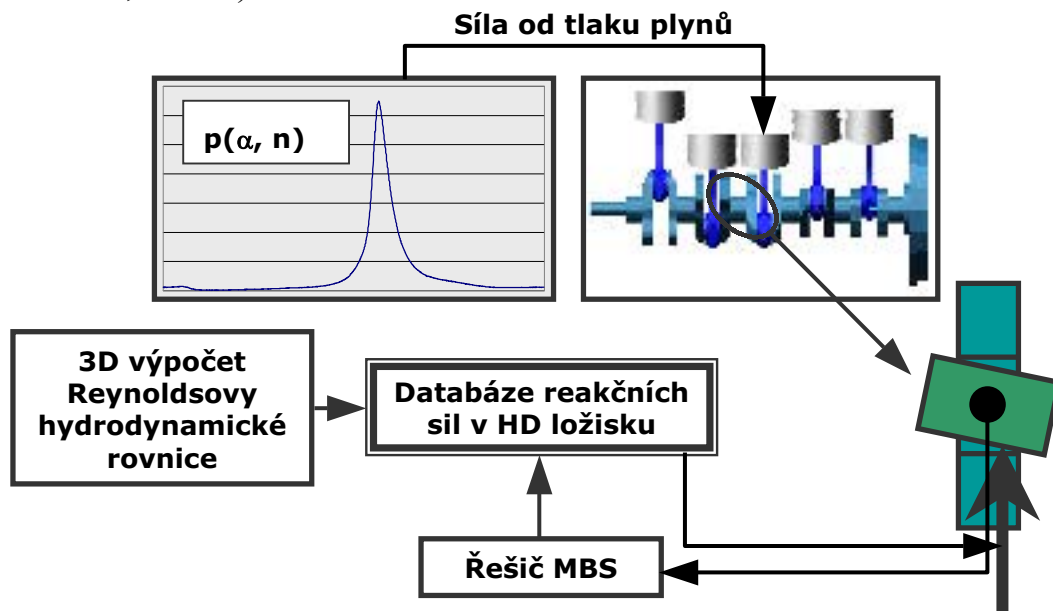
## 4 MODELÝ LOŽISEK V PROSTŘEDÍ PROGRAMU ADAMS

Již v úvodu bylo zmíněno, že Reynoldsova diferenciální rovnice popisuje dynamické chování ložiska. Tato rovnice nemůže být řešena analyticky, pro její vyčíslení je nutné zvolit některou z numerických metod.

Při výpočtu hydrodynamických ložisek software Adams umožňuje volbu dvou základních metod. První – **dvourozměrná** – předpokládá rovnoběžnost válcových ploch pouzdra a čepu, kdežto u druhé – **třírozměrná** – metody je do výpočtu zahrnuto i naklopení čepu.

- **Dvourozměrná metoda** – je použita empirická analytická rovnice. Tento přístup, který je založen na impedanční metodě, je nejefektivnější cestou pro modelování hydrodynamických ložisek.
- **Třírozměrná metoda** – (zahrnuje naklopení čepu) – Reynoldsova diferenciální rovnice je řešena explicitně. Pokud chceme náročnost simulace udržet v rozumné míře, je nutné oddělit hydrodynamický výpočet od dynamického. Poté je Reynoldsova rovnice vyřešena pro několik pracovních podmínek (přibližně 60 excentricit a 60 úhlů naklopení čepu) před dynamickou

úlohou. Výsledky jsou uloženy v hydrodynamických databázích představujících bezrozměrné ložiskové reakce (reakční síly a souřadnice působíšť těchto sil), bezrozměrné excentricity a hodnoty úhlů naklopení čepu ložiska. Během dynamického výpočtu podprogramy Adams/Solver vstupují do těchto databází a provádějí další nezbytné analytické kroky (transformace souřadnic atd., **obr. 4**).



**Obr. 4** Hydrodynamický model ložiska v programu Adams

Výstupem jsou následující veličiny:

- **Síly**
  - ✓ radiální síly v osách  $x$  a  $y$
  - ✓ momenty v osách  $x$  a  $y$  vzhledem k naklopení
  - ✓ třecí moment
  - ✓ množství protékajícího oleje
- **Rychlosti**
  - ✓ relativní excentrické rychlosti mezi pouzdrem a čepem v obou radiálních směrech
  - ✓ efektivní excentrické rychlosti
  - ✓ relativní úhlová rychlost
  - ✓ úhlová rychlost minimální mazací mezery
  - ✓ efektivní hydrodynamická úhlová rychlost
- **Posuvy**
  - ✓ excentricity v obou radiálních směrech
  - ✓ bezrozměrná excentricita
  - ✓ minimální výška mazací mezery
  - ✓ úhlová pozice minimální mezery
  - ✓ úhel naklopení válcových ploch

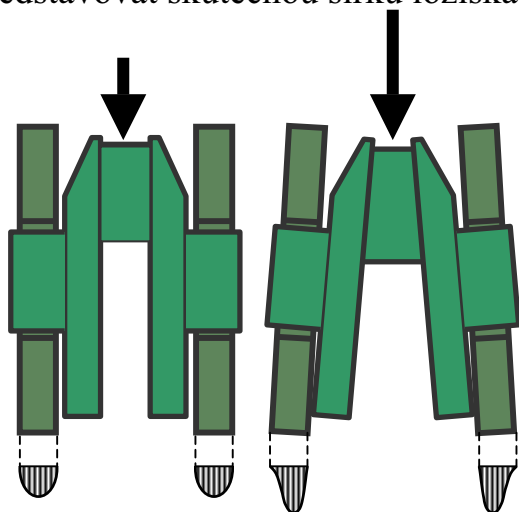
U **axiálního** ložiska jsou výstupem:

- ✓ axiální posuv
- ✓ bezrozměrný axiální posuv ( $2 \times$  axiální posuv / ložisková vůle)
- ✓ axiální rychlost
- ✓ bezrozměrná axiální rychlost ( $2 \times$  axiální rychlost / ložisková vůle)
- ✓ axiální síla

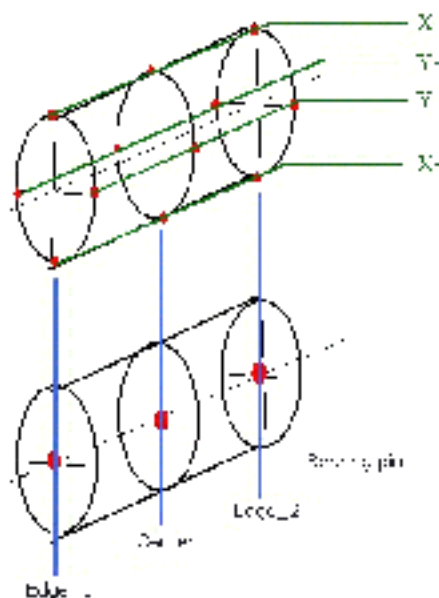
U ložiska **klikového** čepu:

- ✓ posuvy ve dvou radiálních směrech v osách souřadného systému klikového čepu
- ✓ radiální síly ve dvou směrech v osách souřadného systému klikového čepu

V poslední verzi programu Adams byla představena nová modifikace 3D ložisek. Jedná se o ložiska, která jsou určena především pro použití s pružnými tělesy. Jejich matematický model se skládá ze tří ploch (Edge\_1, Center, Edge\_2 – viz **obr. 6**), každá s jedním centrálním a čtyřmi *připojovacími* uzly (viz *dále*) na pouzdru ložiska. Takové uspořádání připojovacích uzlů umožní lépe vystihnout naklopení čepu a s tím související rozložení tlaku oleje. Jak je z **obr. 6** patrné, je nutné upravit MKP model klikové hřídele tak, aby obsahoval na každém čepu 3 připojovací uzly. Blok motoru musí poté mít na každé ložisko 4 uzly ve třech rovinách, celkem 12 uzlů. (Jednodušší modely vyžadují jeden uzel pro čep a jeden pro objímku.) Skutečné rozložení tlaku v ložisku (**obr. 5**) je nahrazeno ekvivalentní silovou soustavou (viz **obr. 7**) rozloženou do třech rovin. Vzdálenost obou krajních rovin modelu ložiska odpovídá geometrickým poměrům ložiskového čepu a nemusí představovat skutečnou šířku ložiska.



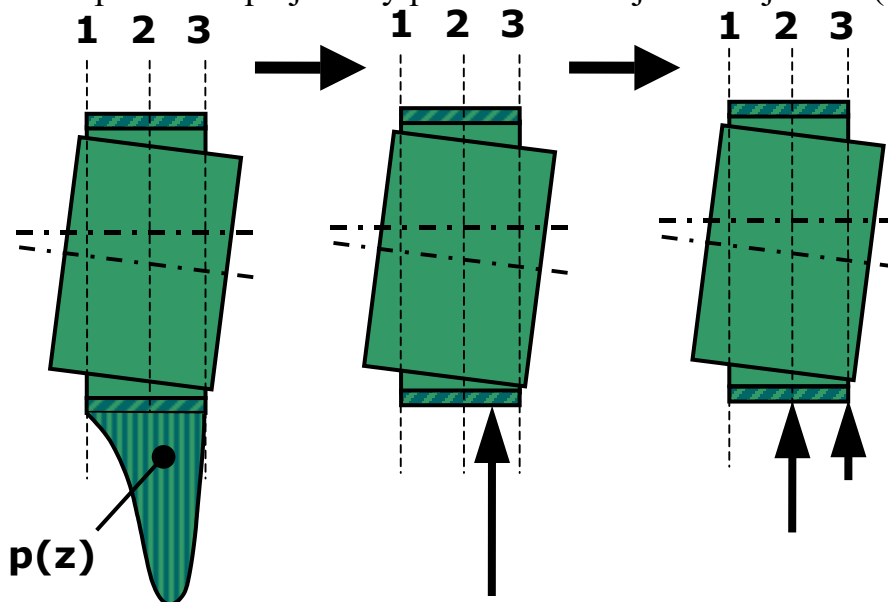
**Obr. 5** Vliv deformací bloku a klikové hřídele na rozložení tlaku oleje v ložisku



**Obr. 6** Rozmístění uzlů EHD ložisek

Hlavní charakteristiky popisující tato 3D hydrodynamická ložiska jsou:

- Naklonění čepu ložiska vede k nerovnoměrnému rozložení tlaku mazacího oleje.
- Výsledná síla působí mimo centrální sekci ložiska.
- Reakce nakloněného čepu je vždy představována jako dvojice sil (viz **obr. 7**).



**Obr. 7** Ložiska určená pro použití s pružnými tělesy

## 5 VIRTUÁLNÍ MOTOR V PROSTŘEDÍ ADAMS

Základní verze programu Adams/Engine je přizpůsobena pro použití s tuhými tělesy. Je zřejmé, že podstatně realističtějších výsledků simulací dosáhneme, pokud použijeme pružná tělesa. Flexibilní komponenty je nutné importovat z některého dostupného konečněprvkového programu – např. Ansys. V následující kapitole budou představeny jednotlivé MKP modely.

### 5.1 PŘEDSTAVENÍ MKP MODELŮ

Materiál všech zmiňovaných součástí je charakterizován modulem pružnosti v tahu  $E$  [MPa], Poissonovou konstantou  $\mu$  [-] a hustotou  $\rho$  [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ].

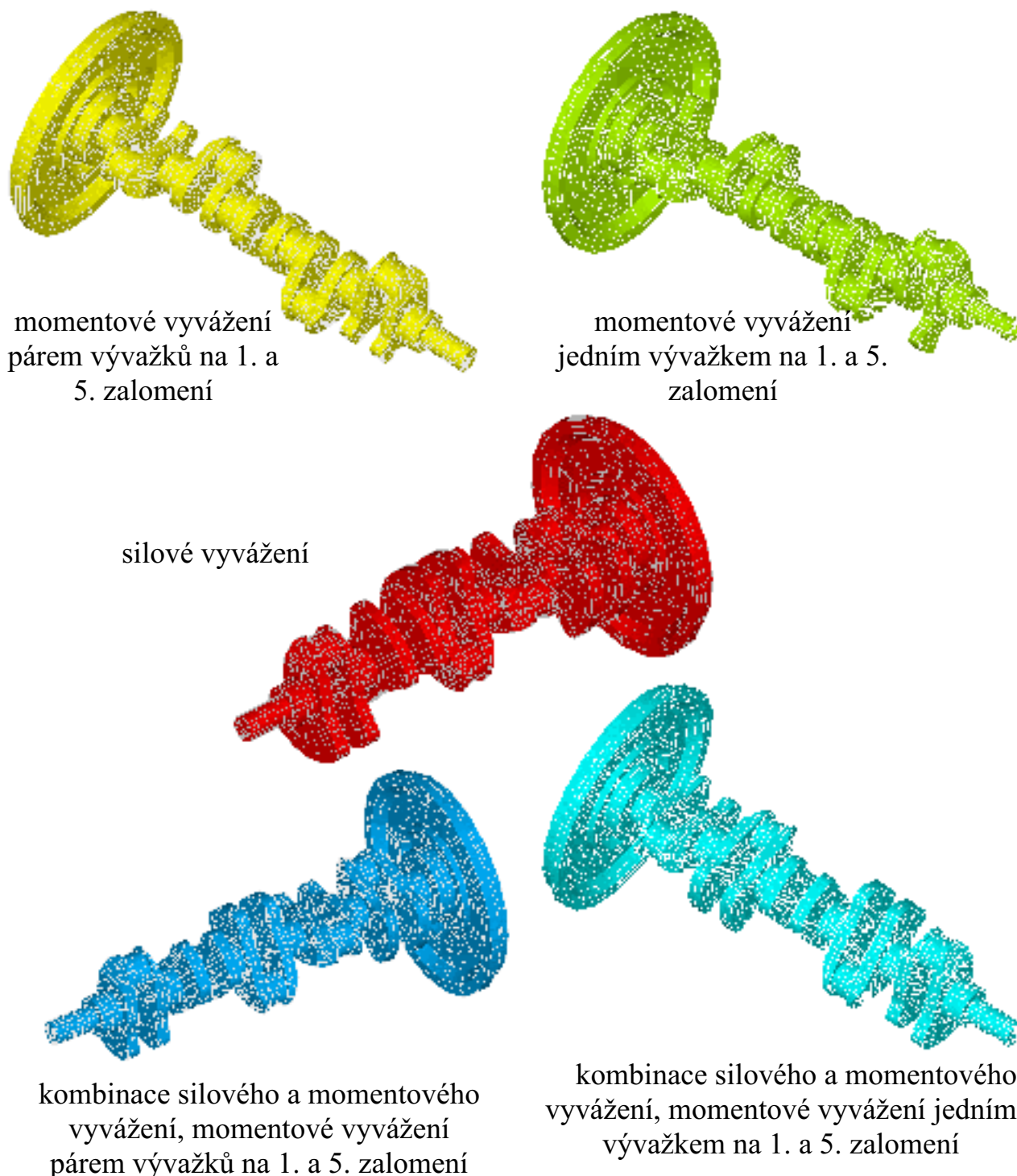
Vzhledem k tomu, že chování pružných komponentů v multi-body systému je založeno na modální bázi, byly při tvorbě MKP modelů zohledněny některé skutečnosti. Modely neobsahují detaily a drobné rádiusy, které neovlivňují modální vlastnosti součástí. Mohou mít sice významný vliv na pevnostně – deformační charakteristiky, ale pro globální vlastnosti jako tuhost a hmotnost jsou nevýznamné.

#### 5.1.1 Kliková hřídel

Kliková hřídel pístového spalovacího motoru je dynamicky velmi namáhaná strojní součást. Vyžaduje přesné posouzení zejména z pevnostního hlediska, reakcí v ložiskách a v neposlední řadě je nutné provést správné vyšetření vibračního

chování této součásti. K tomu je ovšem nutné detailně znát průběh jejího zatěžování během spalovacího cyklu motoru především v celém rozsahu provozních otáček. Hřídel je uložena staticky neurčitě, na její namáhání má tudíž vliv její tuhost a také poddajnost hlavních ložisek. Dalším vlivem jsou možné rezonance mechanismu, které jsou dány tuhostí, rozložením hmoty a tlumením.

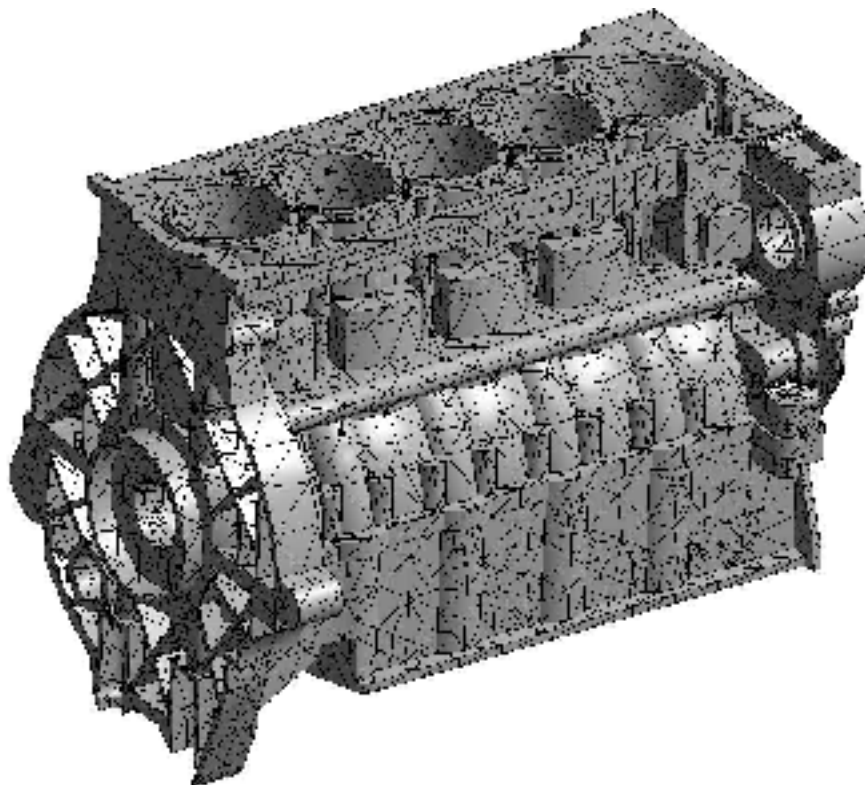
Ilustrace uvedené v této kapitole zobrazují uvažované varianty klikových hřídelí, viz **obr. 8**.



**Obr. 8** MKP modely klikových hřídelí

### 5.1.2 Blok motoru

Na **obr. 9** je zobrazen MKP model bloku motoru. Z hlediska životnosti motoru i jeho provozních vlastností, tj. hluku a vibrací je velmi důležité dostatečně tuhé uložení klikové hřídele. Použitý blok je tvořen vrchní a spodní částí, která představuje ložiskový rám a slouží jako víko všech hlavních ložisek. Výhodou je podstatně větší tuhost, než při použití samostatných ložiskových vík a tím menší náchylnost k vibracím.



**Obr. 9** MKP model bloku motoru

## 5.2 REDUKCE PRUŽNÝCH TĚLES, MODÁLNÍ SUPERPOZICE

Obecně lze říci, že pružná tělesa vytvořená v programu Ansys mají velký počet stupňů volnosti. Pro potřeby simulací v MBS je nutné počet stupňů volnosti řádově snížit.

Základním předpokladem je, že zahrnujeme pouze malé, lineární deformace tělesa vzhledem k lokálnímu souřadnému systému, který podléhá velkému, nelineárnímu globálnímu pohybu. Diskretizace pružného komponentu do konečněprvkového modelu představuje náhradu velkého počtu stupňů volnosti menším, ale přesto stále dost velkým počtem stupňů volnosti. Lineární deformace uzlů,  $u$ , mohou být aproximovány jako lineární kombinace modálních tvarů:

$$u = \sum_{i=1}^M \varphi_i q_i , \quad (7)$$

kde  $M$  je počet vlastních módů,  
 $\varphi_i$  vlastní módy,  
 $q_i$  modální souřadnice.

Jednoduchý příklad je znázorněn na **obr. 10**.



**Obr. 10** Lineární kombinace jednoduchých tvarů

Základní předpoklad modální superpozice je, že deformační chování tělesa s velkým počtem stupňů volnosti, může být zaměněno za mnohem menší počet modálních stupňů volnosti. Rovnice (7) může být často prezentována v maticové formě:

$$\mathbf{u} = \Phi \mathbf{q}, \quad (8)$$

kde  $\mathbf{u}$  matice posuvů  
 $\Phi$  transformační modální matice  
 $\mathbf{q}$  matice modálních souřadnic

### 5.3 SESTAVENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

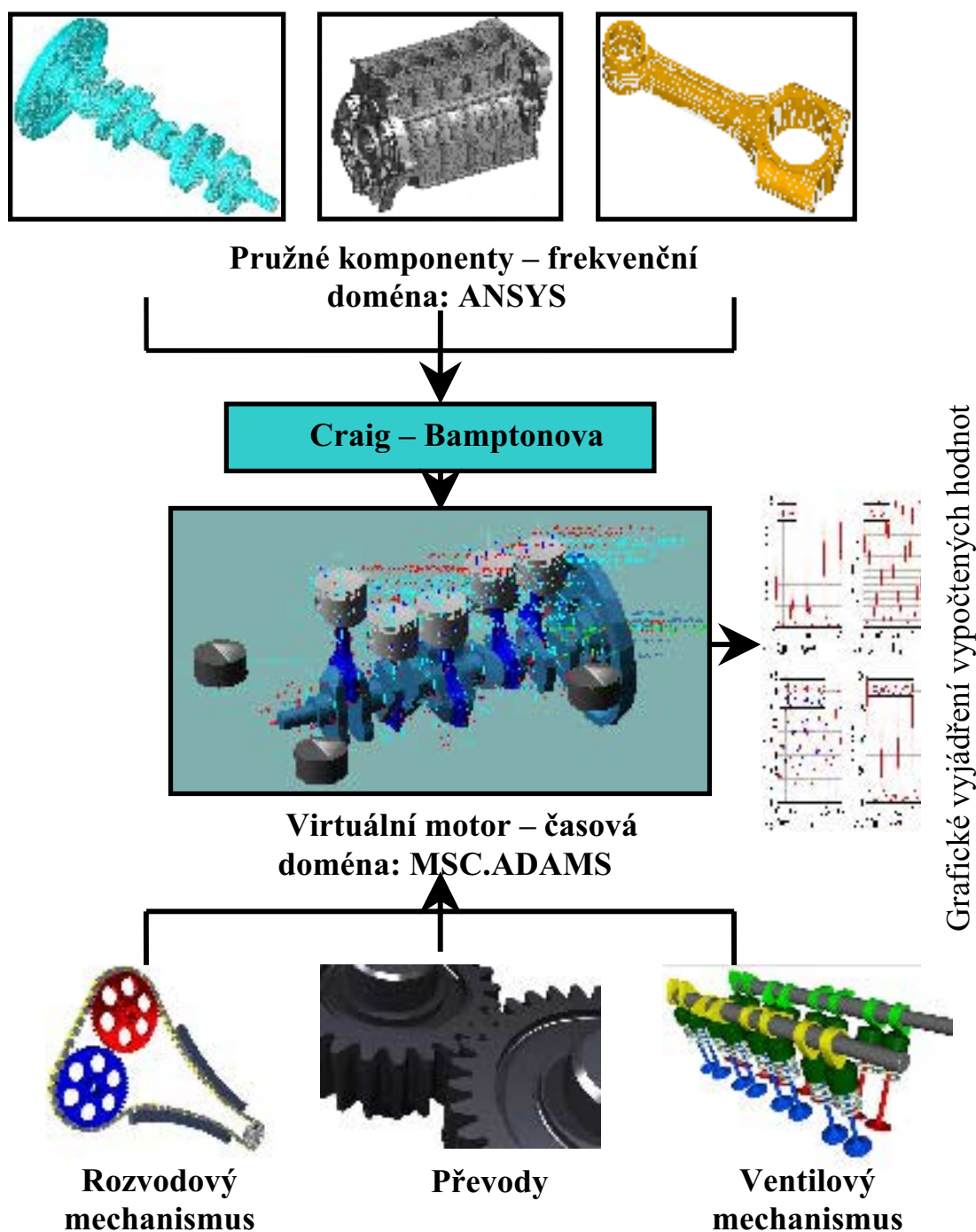
K sestavení klikového mechanismu je plně využito prostředí MBS programu Adams. Kromě tuhých těles umožňuje použít i pružná tělesa. Schéma virtuálního motoru je znázorněno na **obr. 11**.

#### 5.3.1 Zatížení klikového mechanismu

Zatížení klikového mechanismu je definováno silou od tlaku plynů na píst. Indikátorový diagram byl získán měřením tríválce se stejnou válcovou jednotkou pro rozsah otáček 1000 – 6000 min<sup>-1</sup>.

#### 5.3.2 Pořadí zapalování

Klikové hřídele zážehového pětiválcového motoru jsou konstrukčně řešeny pro pořadí zapalování 1-2-4-5-3. Pořadí zapalování bylo zvoleno jako kompromisní řešení s ohledem na zatížení ložisek a velikost vznikajících momentů. Při této variantě bude vznikat maximální moment druhého řádu od posuvných částí, který může být případně vyvážen dvojicí protiběžných vyvažovacích hřídelí otáčejících se dvojnásobnými otáčkami klikové hřídele. Při této variantě bude hmotnost klikových hřídelí nejmenší.



**Obr. 11** Virtuální motor v MBS prostředí ADAMS/Engine

## 6 PREZENTACE VÝSLEDKŮ

### 6.1 MODÁLNÍ ANALÝZA HLAVNÍCH SOUČÁSTÍ POHONNÉ JEDNOTKY KLIKOVÉ HŘÍDELE

Modální analýza, jako počáteční výpočet u virtuálního motoru, slouží k určení vlastních frekvencí. Předmětem zájmu u klikových hřídelí jsou především torzní vlastní frekvence. Jejich přehled je uveden v **tab. 1**.

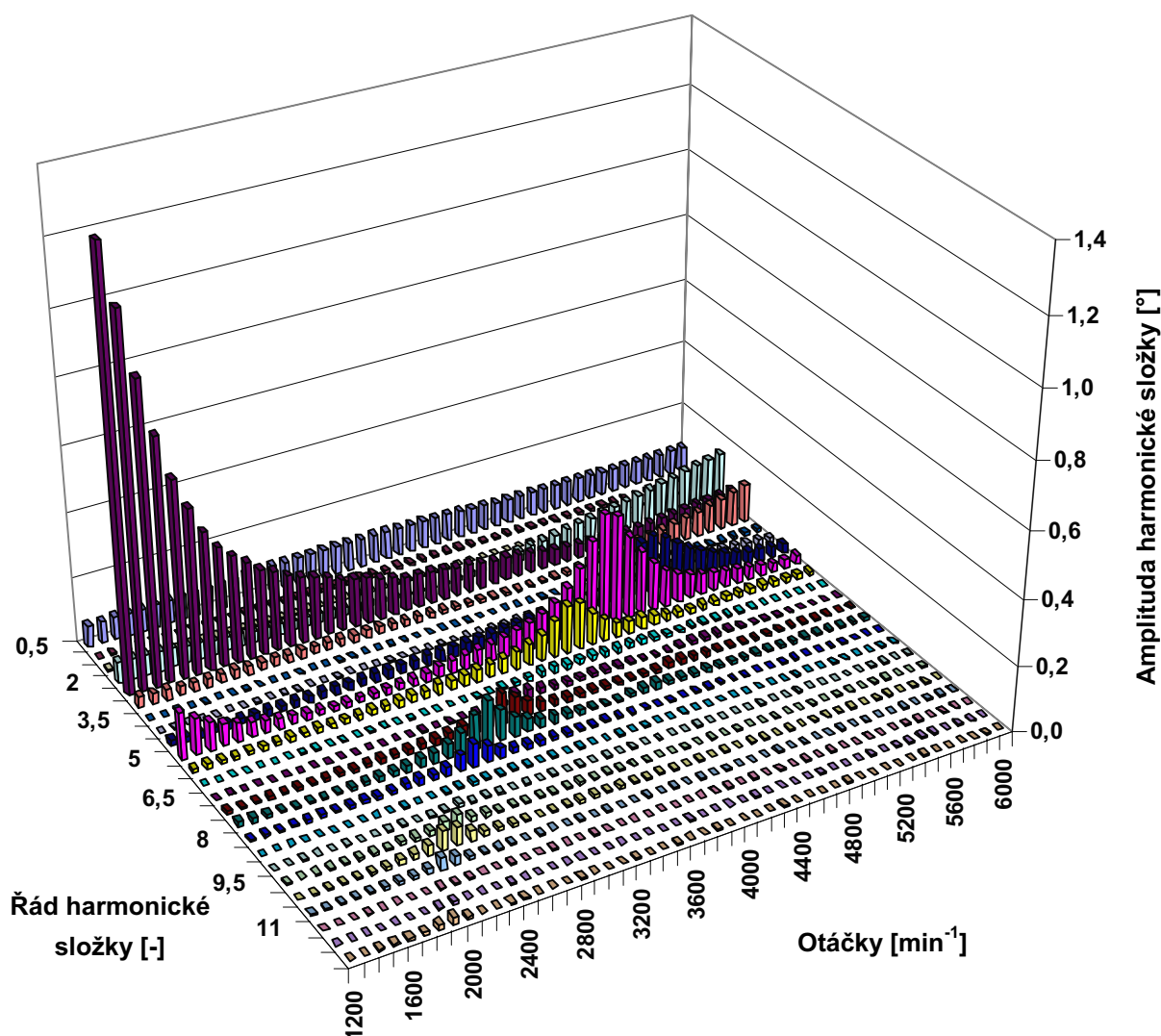
| vlastní frekvence | varianty vyvážení klikové hřídele      |                                    |                          |                                                                             |                                                                |
|-------------------|----------------------------------------|------------------------------------|--------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|
|                   | momentové                              |                                    | silové                   | kombinované                                                                 |                                                                |
|                   | dvojice vývažků na krajních zalomeních | jeden vývažek na vnějších ramenech | vývažky na každém rameni | momentové ve dvojici na krajních zalomeních rameni, silové na každém rameni | momentové jedním na vnějších ramenech, silové na každém rameni |
| ❶                 | 265,7                                  | 265,1                              | 226,2                    | 244,2                                                                       | 243,2                                                          |
| ❷                 | 278,8                                  | 277,0                              | 233,0                    | 251,4                                                                       | 250,3                                                          |
| ❸                 | 602,7                                  | 602,6                              | 482,5                    | 536,0                                                                       | 534,3                                                          |
| ❹                 | 730,0                                  | 726,4                              | 565,0                    | 631,4                                                                       | 629,4                                                          |
| ❺                 | 817,9                                  | 801,1                              | 596,4                    | 683,0                                                                       | 678,4                                                          |
| ❻                 | 1011,4                                 | 989,9                              | 664,6                    | 807,4                                                                       | 803,2                                                          |
| ❼                 | 1177,3                                 | 1148,3                             | 847,6                    | 984,1                                                                       | 976,8                                                          |
| ❽                 | 1554,1                                 | 1552,7                             | 1028,7                   | 1216,5                                                                      | 1213,4                                                         |
| ❾                 | 1603,9                                 | 1595,5                             | 1089,6                   | 1296,0                                                                      | 1291,2                                                         |
| ❿                 | 2017,3                                 | 1999,5                             | 1245,1                   | 1513,9                                                                      | 1505,6                                                         |

**Tab. 1** Vlastní frekvence různých variant vyvážení klikové hřídele zážehového pětiválcového motoru

### 6.2 TORZNÍ SPEKTRA

**Obr. 12** znázorňuje harmonické složky torzních kmitů volného konce klikové hřídele vyvážené kombinací silového a momentového vyvážení s jedním momentovým vývažkem na 1. a 5. zalomení. Jako dominantní lze pozorovat řady: 2,5; 4,5; 5; 5,5; 7,5 a 10.

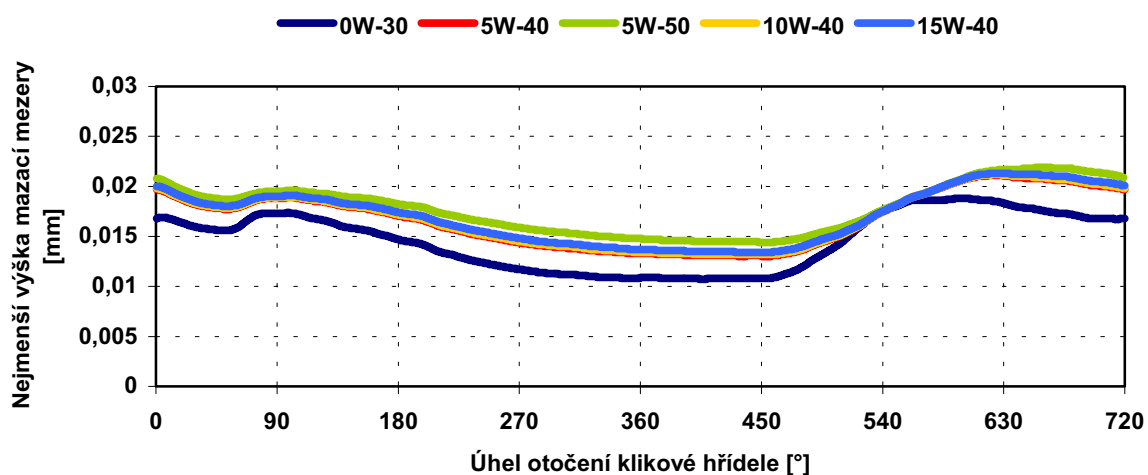
Torzní spektrum uvedené v této kapitole, bylo vytvořeno ze simulací běhu motoru v otáčkách  $1200 - 6000 \text{ min}^{-1}$  s krokem  $100 \text{ min}^{-1}$ . Počet výstupních hodnot byl 1024 na jeden pracovní cyklus motoru. Byly zjišťovány časové průběhy torzních kmitů a následně aplikována rychlá Fourierova transformace tak, aby bylo možné určit jednotlivé harmonické složky.



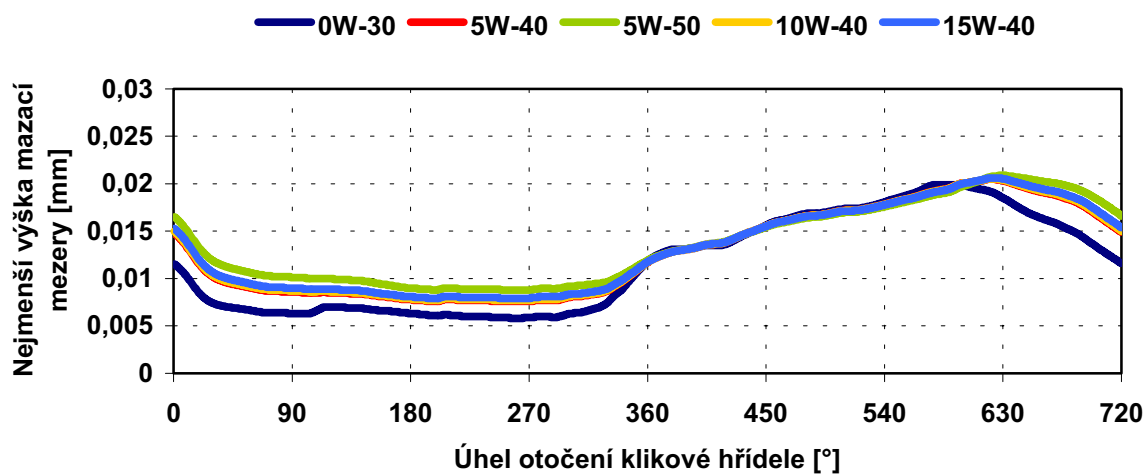
**Obr. 12** Harmonické složky torzních kmitů volného konce klikové hřídele vyvážené kombinací silového a momentového vyvážení – momentové vyvážení jedním vývažkem na 1. a 5. zalomení

### 6.3 VLIV VISKOZITY OLEJE NA CHOVÁNÍ KLUZNÉHO LOŽISKA

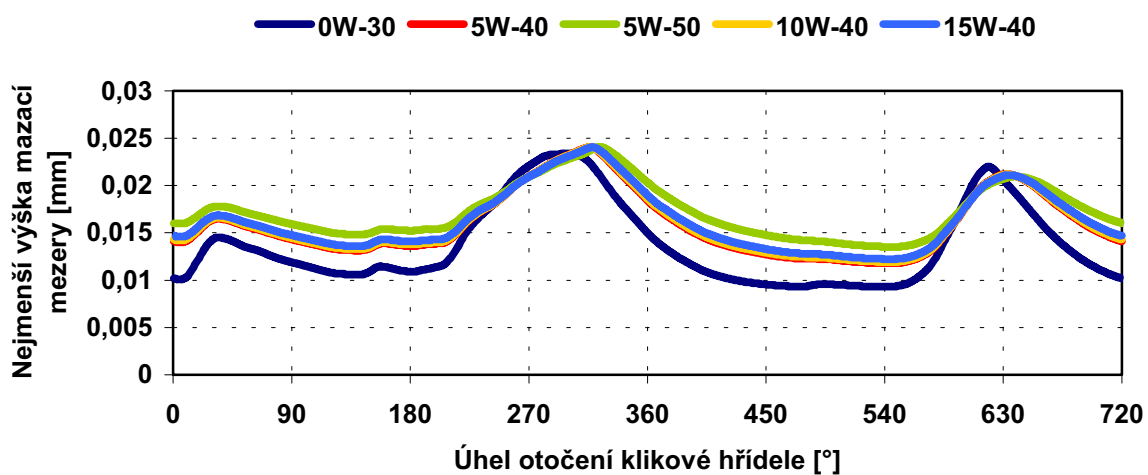
V této kapitole jsou prezentovány výsledky zkoumání vlivu viskozity oleje na chování kluzného ložiska. Do výpočtů bylo zahrnuto pět nejrozšířenějších viskózních kategorií používaných vícerozsahových olejů: 0W-30, 5W-40, 5W-50, 10W-40 a 15W-40. **Obr. 13 – obr. 18** znázorňuje minimální výšku mazací mezery v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele. Z grafu je logicky patrné, že minimální výška mazací mezery se příliš nemění se zimní viskózní třídou oleje (W), která rozděluje oleje podle viskozity za nízkých teplot. Viskózní třída oleje pro provozní podmínky motoru způsobuje vyšší hodnotu minimální výšky mazací mezery a tudíž větší únosnost hydrodynamické mazací vrstvy.



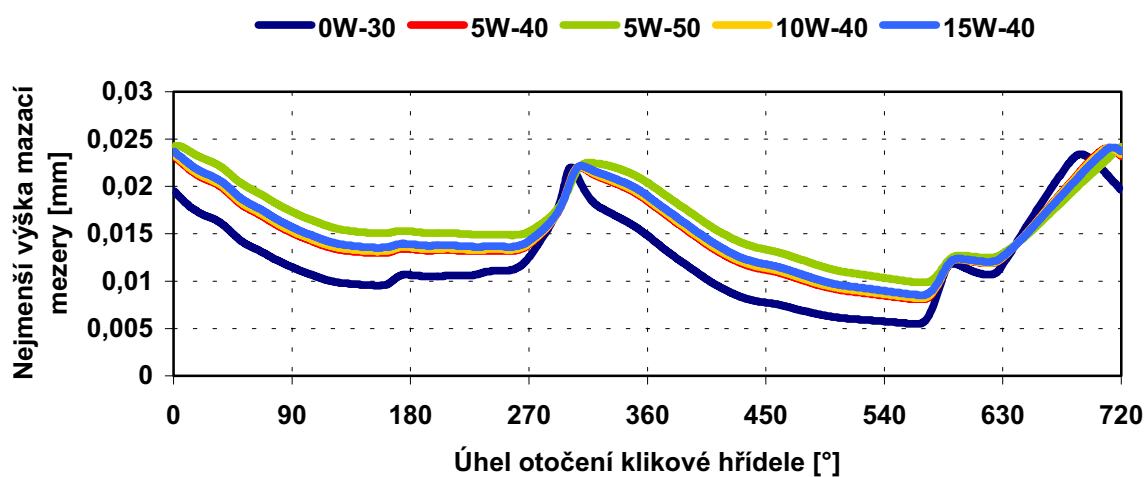
**Obr. 13** Minimální výška mazací mezery – 1. hlavní ložisko



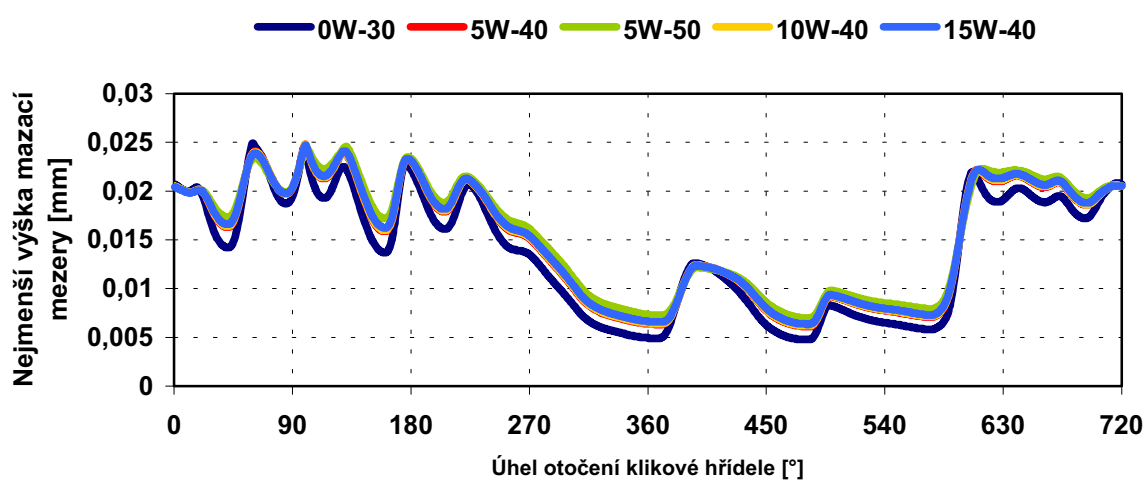
**Obr. 14** Minimální výška mazací mezery – 2. hlavní ložisko



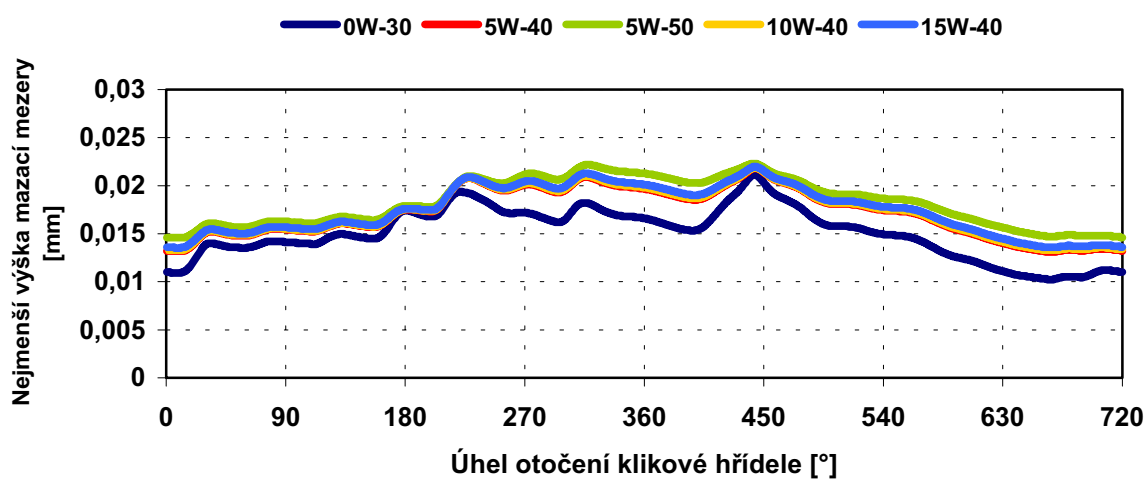
**Obr. 15** Minimální výška mazací mezery – 3. hlavní ložisko



Obr. 16 Minimální výška mazací mezery – 4. hlavní ložisko



Obr. 17 Minimální výška mazací mezery – 5. hlavní ložisko



Obr. 18 Minimální výška mazací mezery – 6. hlavní ložisko

## 6.4 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH TYPŮ HYDRODYNAMICKÝCH LOŽISEK – POROVNÁNÍ TRAJEKTORIE STŘEDŮ ČEPŮ

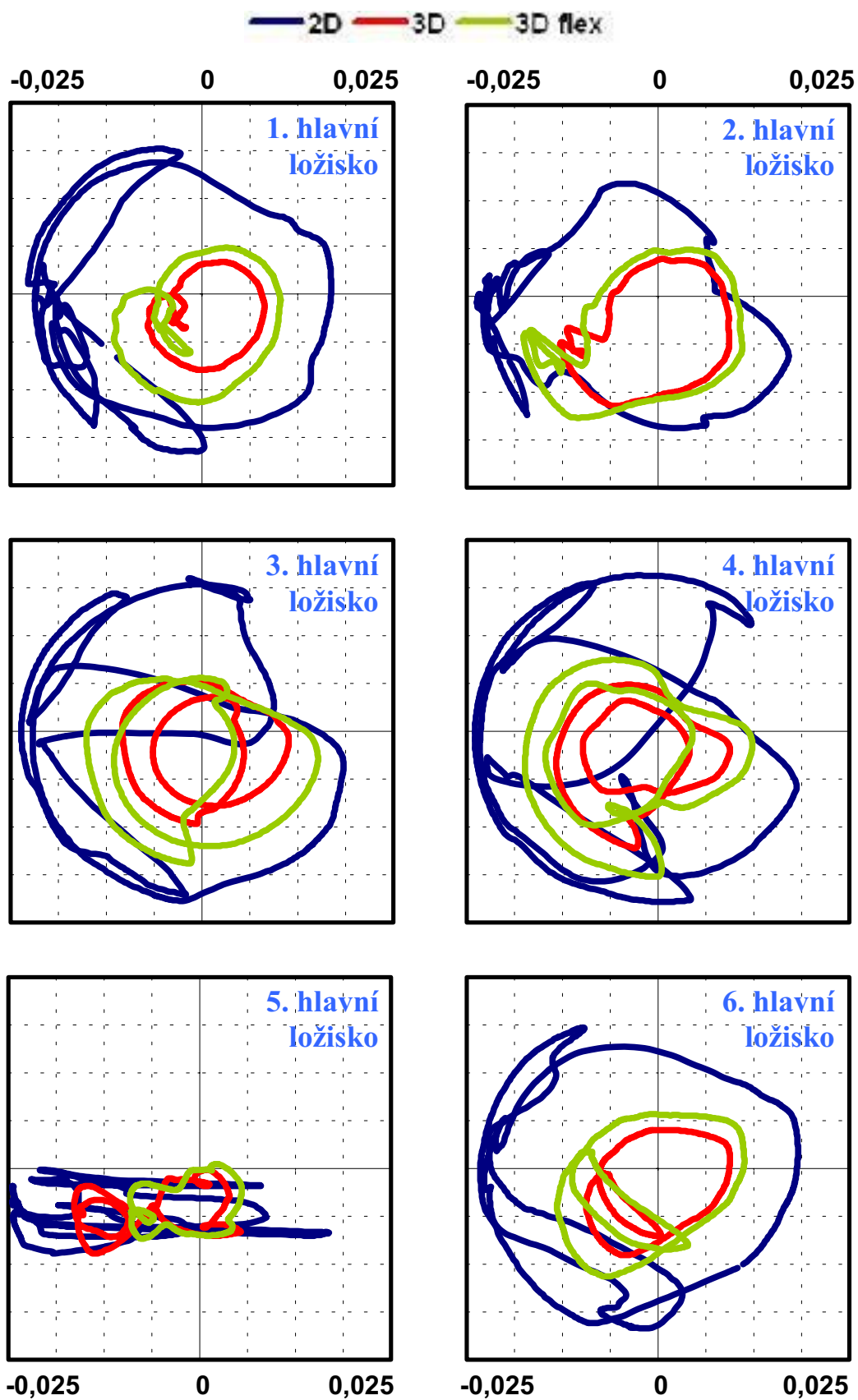
V této kapitole jsou na grafech trajektorií středů čepů (**obr. 19**) ukázány rozdíly mezi jednotlivými hydrodynamickými ložisky. Porovnávány jsou tyto typy:

- 2D – dvourozměrný model hydrodynamického ložiska
- 3D – třírozměrný model hydrodynamického ložiska
- 3D flex – třírozměrný model určený speciálně pro pružná tělesa

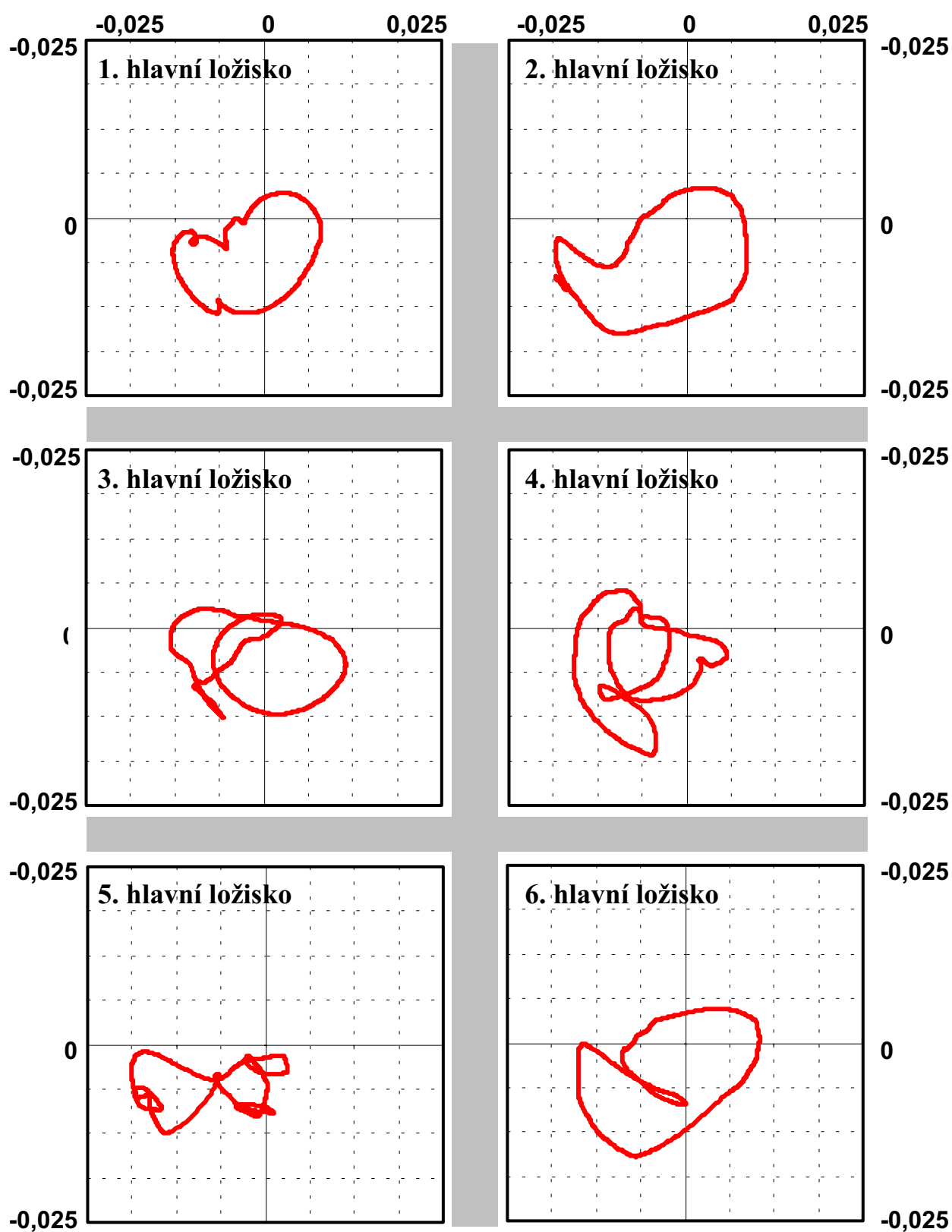
Kliková hřídel byla vyvážena kombinací silového a momentového vyvážení s jedním momentovým vývažkem na 1. a 5. zalomení. Ložiska byla mazána olejem viskózní kategorie 0W-30. Radiální ložisková vůle činila 50  $\mu\text{m}$ .

## 6.5 TRAJEKTORIE STŘEDŮ ČEPŮ HLAVNÍCH LOŽISEK, POLÁRNÍ DIAGRAMY JEJICH ZATÍŽENÍ

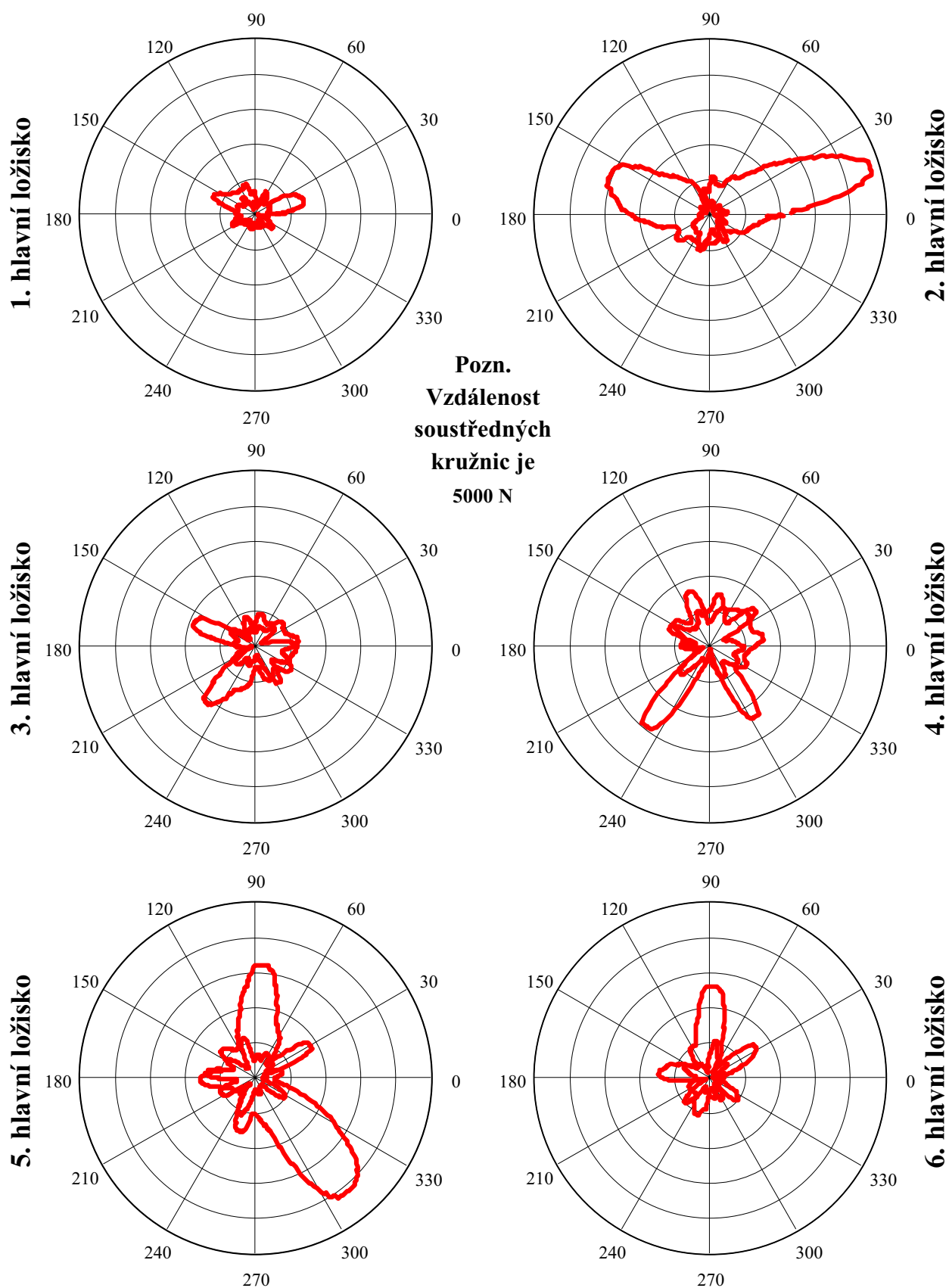
V této kapitole jsou představeny trajektorie středů čepů hlavních ložisek, **obr. 20** a polární diagramy zatížení hlavních ložisek, **obr. 21**. U polárních diagramů je vzdálenost soustředných kružnic 5000 N. Kliková hřídel je vyvážena kombinovaně s momentovým vyvážením jedním vývažkem na 1. a 5. zalomení. Viskozita vystupující ve výpočtech odpovídá oleji kategorie 0W-30, radiální ložisková vůle je 50  $\mu\text{m}$  a byl použit třírozměrný model ložiska (3D) umožňující jeho naklápění. Otáčky klikové hřídele jsou 3000  $\text{min}^{-1}$ .



**Obr. 19** Porovnání výsledků výpočtových modelů hydrodynamických ložisek na trajektoriích středů čepů hlavních ložisek,  $3500 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 20** Trajektorie středů čepů hlavních ložisek –  $3000 \text{ min}^{-1}$ ,  
3D model kluzného ložiska



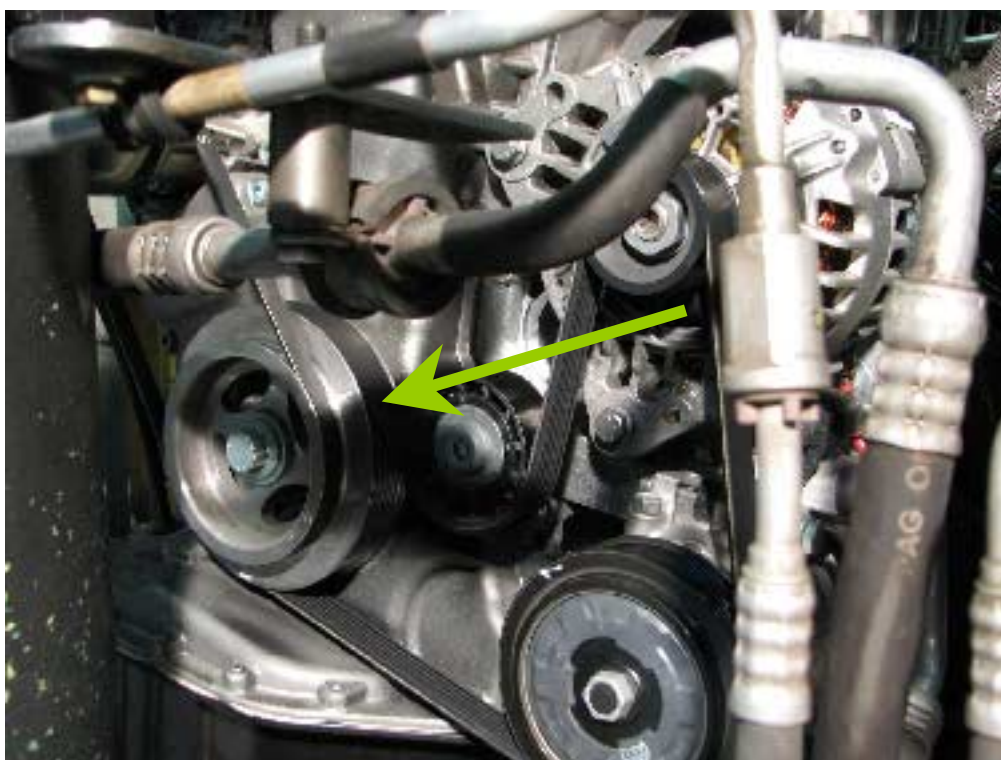
**Obr. 21** Polární diagramy amplitudy síly zatěžující hlavní ložiska –  $3000 \text{ min}^{-1}$ ,  
3D model kluzného ložiska

## 7 VERIFIKACE VÝSLEDKŮ

Pro ověření správnosti výsledků byl použit laserový měřič torzních kmitů Brüel&Kjær typ 2523, **obr. 22**. Měřicí místo na řemenici je znázorněno na **obr. 23**.

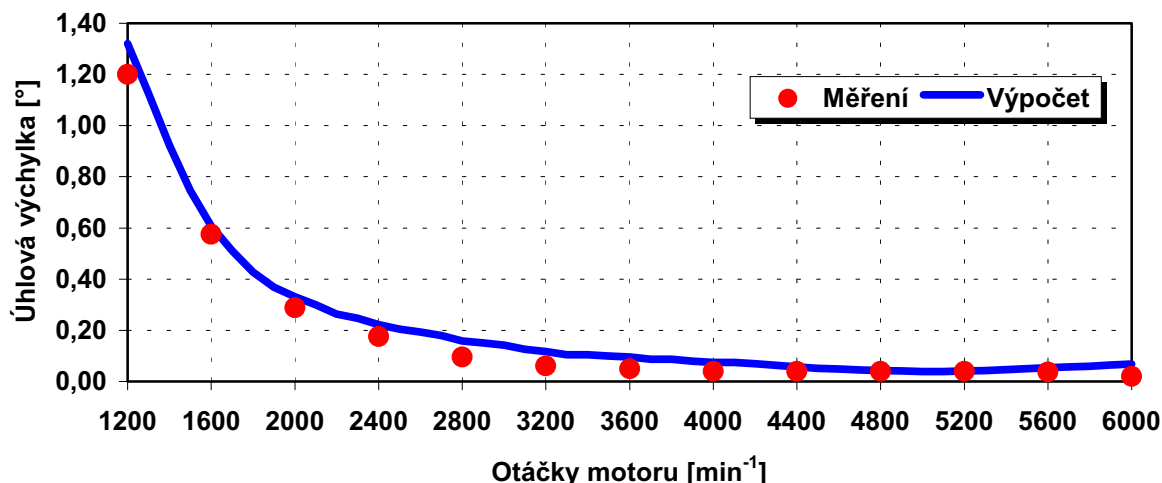


**Obr. 22** Laserový měřič torzních kmitů B&K typ 2523

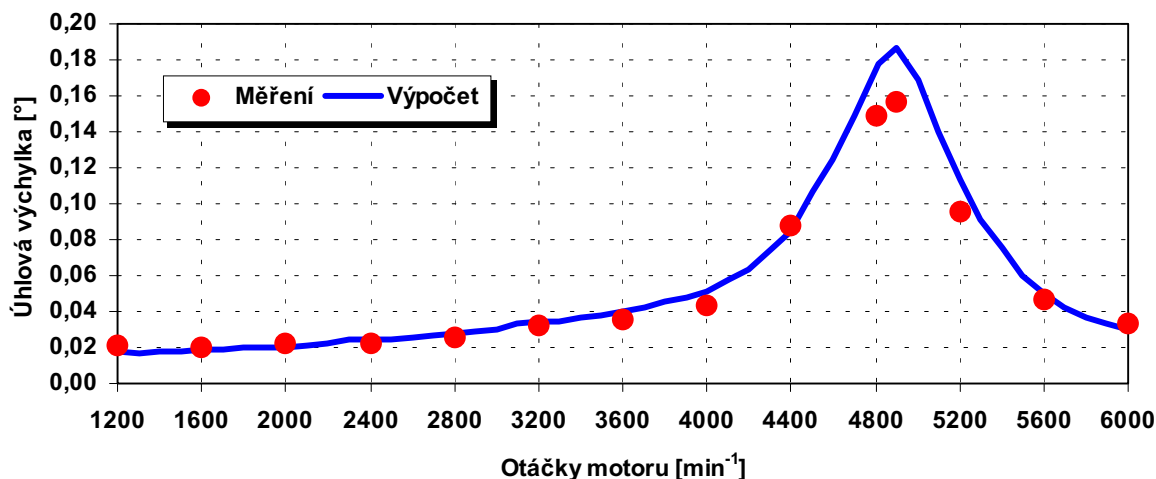


**Obr. 23** Měřicí místo na řemenici

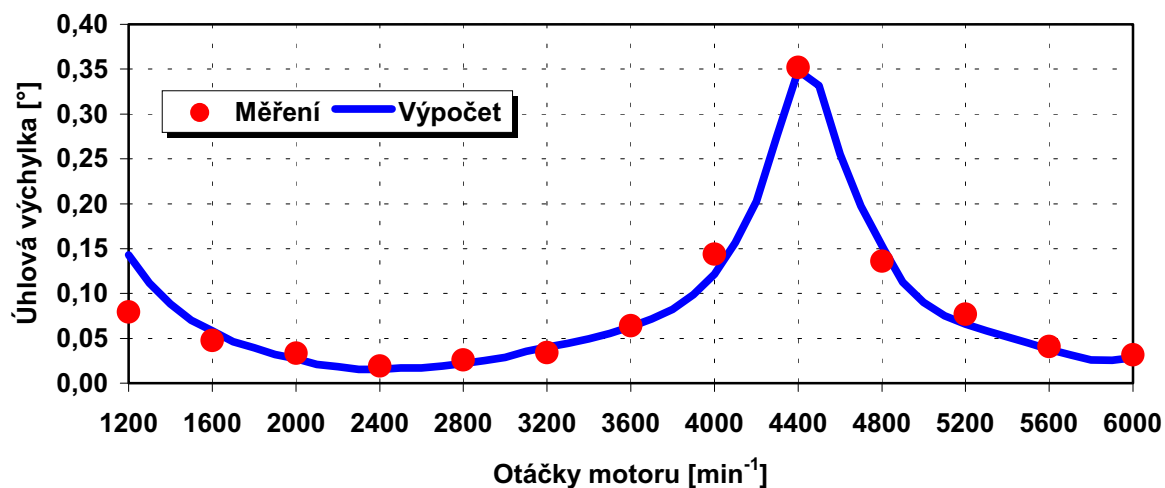
Verifikace byla provedena pro variantu klikové hřídele vyvážené kombinovaně, s jedním momentovým vývažkem na 1. a 5. zalomení. Výsledky byly použity především pro predikci důležitých parametrů, které byly aplikovány i na ostatní zatím nevyrobené varianty vyvážení klikových hřídelí. Vynucené torzní kmitání je důležitým jevem, který se sleduje u všech víceválcových motorů. Grafy prezentované na **obr. 24** až **obr. 28** zobrazují porovnání vypočtených a neměřených hodnot významných hlavních a vedlejších řádů harmonických složek amplitud torzních kmitů.



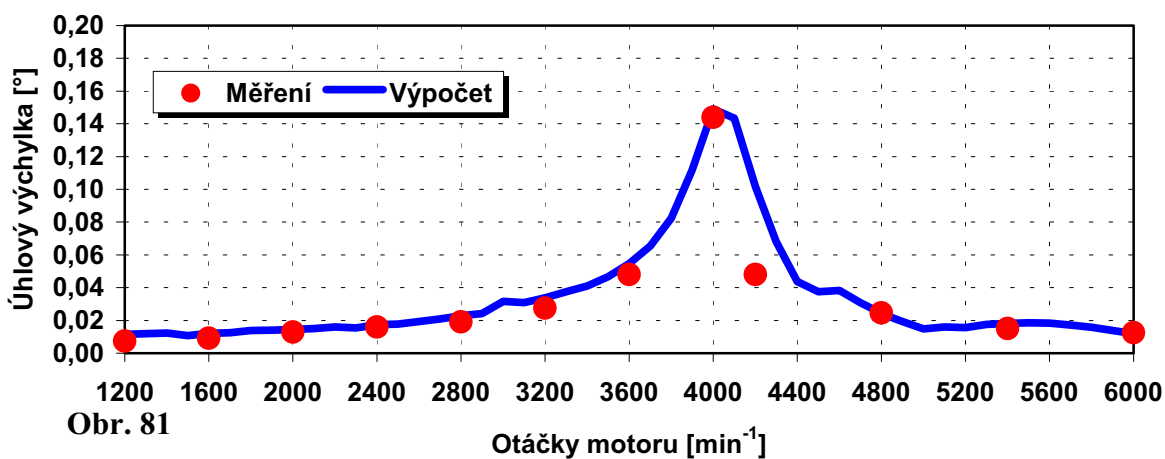
**Obr. 24** Harmonická složka torzních kmitů řádu 2,5



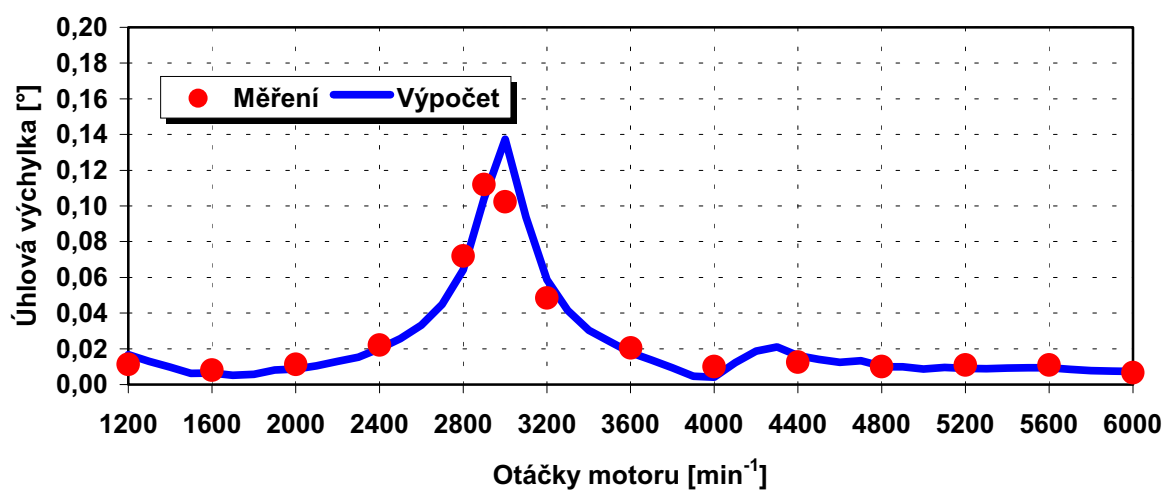
**Obr. 25** Harmonická složka torzních kmitů řádu 4,5



Obr. 26 Harmonická složka torzních kmitů řádu 5



Obr. 27 Harmonická složka torzních kmitů řádu 5,5



Obr. 28 Harmonická složka torzních kmitů řádu 7,5

## 8 ZÁVĚRY DISERTAČNÍ PRÁCE A VÝHLEDY

Přínos této práce je zejména v objasnění a zprehlednění problematiky aplikace výpočtového modelování kluzných hydrodynamických ložisek. Tento spis se také zabývá výpočtovým modelováním pohonných jednotek obecně a zmiňuje množství informací a praktických zkušeností, které dosud v českém jazyce k této problematice publikovány nebyly.

Podrobnosti, které jsou uvedeny v prvních kapitolách, se týkají především konverze a redukce konečněprvkových modelů do multi-body systému. Je zde popsána Craig-Bamptonova metoda a principy importu pružných komponentů do MBS. Přehledně jsou publikovány jednotlivé typy použitelných výpočtových modelů kluzných ložisek a omezení či doporučení při jejich aplikaci. Zmíněn je také hydrodynamický kontakt dvojice píst – válec a ve stručnosti objasněn princip výpočtu.

Grafická část práce se týká výsledků modální analýzy konečněprvkových modelů a modální analýzy klikových mechanismů s různě vyváženými klikovými hřídeli. Jsou prezentována také torzní spektra vibrací klikových hřídelí. Ve velké části práce je kladen důraz především na výsledky plynoucí z výpočtového modelování kluzných hydrodynamických ložisek. Jedná se především o porovnání jednotlivých výpočtových modelů, porovnání vlivu viskozity mazacího oleje na chování kluzného ložiska a především rozsáhlá prezentace trajektorie středů čepů a polárních diagramů zatížení hlavních ložisek.

Využití všech možností aplikace virtuálního motoru vede v konečném důsledku ke zkrácení doby nutné pro vývoj nové pohonné jednotky a k dosažení lepších parametrů nových spalovacích motorů. Požadavky, které jsou na moderní vozidlové motory kladeny, jako vysoký točivý moment, nízká spotřeba pohonných hmot, nízká úroveň hluku a vibrací a minimální emise škodlivých plynů, lze dosáhnout moderními počítačovými návrhovými metodami v mnohem kratším čase s příznivější ekonomickou bilancí. Kombinace použití FEM a MBS se ukazuje jako rychlý, přesný a efektivní způsob simulace klikového ústrojí. Se stále vzrůstajícím výkonem hardwaru a použitím sofistikovanějšího softwaru je možné postupně nahradit tradiční výpočtové modely. Ty jsou založeny na jednoduchých principech, svou podstatou jsou jednoúčelové, ale i tak jsou pro své určení velmi vhodné a mají neopomenutelné výhody.

V budoucích etapách výzkumu by bylo vhodné se zaměřit na konečněprvkové modely, které byly pro účely této práce zjednodušeny. Jak již bylo zmíněno v přecházející kapitole, rádiusy a mazací kanálky nebyly brány v potaz. Jelikož předpokládám, že výkon osobních počítačů stále poroste, bude v budoucnu možné udržet dobu simulací v rozumné míře i při použití konečněprvkových modelů s mnohem větším počtem uzlů. Co se týká budoucího pohledu na hydrodynamická ložiska, je vhodné aplikovat postup zvaný TEHD (*thermal elastohydrodynamic*). Zahrnuje i přestup tepla v ložisku, který významně ovlivňuje jeho funkci. Tento přístup zahrnuje vliv drsnosti povrchu na průtok mazacího oleje, kontakt drsných povrchů, teplotní analýzu a termoelastickou analýzu pro výpočty deformací.

## 9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BOHÁČEK, F. a kol. *Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie a ložiska*. Brno: PC – DIR, 1996. ISBN 80-214-0829-4.
- [2] BUTENSCHÖN, H. *Das hydrodynamische, zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter instationär Belastung*. Karlsruhe: TUK – FfM, 1976.
- [3] DUNDÁLEK, R. *Behaviour of hydrodynamic bearings under various working conditions*. V KOKA 2006 XXXVII. International Conference of the Czech and Slovak Universities' Departments and Institutions Dealing with the Research of Combustion Engine, Praha, 19. – 20. září 2006. v tisku
- [4] DUNDÁLEK, R. *Optimalizace vyvážení klikové hřídele pětiválcového motoru*. V FSI Junior conference 2005, Brno, 2005. ISBN ?
- [5] DUNDÁLEK, R. *Plain bearings in 5-cylinder in-line SI engine*. V Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2006, Ústí nad Labem, 20. – 21. září 2006. v tisku
- [6] DUNDÁLEK, R. *Simulation of Plain Bearing Behavior in Environment of Flexible Parts*. V Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2005, Ústí nad Labem, 12. – 13. říjen 2005, s. 25 – 32.
- [7] DUNDÁLEK, R. *Virtual Engine in Ansys and Adams Environment*. V 5<sup>th</sup> Perner's Contact 2004, Pardubice, 10 – 11. únor 2004, s. 157 – 164.
- [8] GREENWOOD, J.A., TRIPP J. H. *The Contact of two Nominally Flat Rough Surfaces*, Proc. Instn. Mech. Engrs. 185, 1970-1971.
- [9] HAMROCK, B. J. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. R.R. Donells & Sons Company, Columbus, Ohio, 1994. ISBN 0-07-025956-9
- [10] *Instruction Manual for Torsion Vibration Meter Type 2523*. Brüel a Kjaer. Leden 1992. ISBN 80-7194-633-8
- [11] KLIMEŠ, P. *Části a mechanismy strojů II – Tribologie, ložiska, převody*. Brno: Akademické nakladatelství Cerm, 2003. 70 s. ISBN 80-214-2422-2.
- [12] KNOLL, G., SCHONEN, R. *Full dynamic analysis of crankshaft and engine block with special respect to elastohydrodynamic bearing coupling*. Dostupné na internetu: [http://www.mdi.de/EUC%20Paper%20PDF/Paper\\_33.pdf](http://www.mdi.de/EUC%20Paper%20PDF/Paper_33.pdf)
- [13] NOVOTNÝ, P. *Simulace dynamiky hnacího ústrojí – centrální modul virtuálního motoru*. Disertační práce. VUT v Brně, 2004
- [14] NOVOTNÝ, P., PÍŠTĚK, V. *The conversion of FE models between ANSYS and ADAMS systems*. Ansys User's Meeting 2002. National conference with international participation, Čejkovice, Září 26-27, 2002.
- [15] PEISKAMMER, D., RIENER, H., PRANDSTÖTTER, M., STEINBATZ, M. *Simulation of Motor Components: Integration of EHD – MBS – FE – Fatigue*. Steyer: Magna Steyer, Engineering Center Steyer, Austria, 2002. Dostupné na internetu: [http://support.adams.com/kb-files/id\\_10021/Magna\\_Styer\\_Peiskammer\\_paper.pdf](http://support.adams.com/kb-files/id_10021/Magna_Styer_Peiskammer_paper.pdf)

- [16] PÍŠTĚK, V. *Crank mechanism simulation – a module of the virtual engine*. [CD-ROM]. In Engineering Mechanics 2001. National conference with international participation, Svratka, Czech Republic, May 14-17, 2001. ISBN 80-85918-64-1.
- [17] PÍŠTĚK, V., NOVOTNÝ, P. *Výpočtový model radiálního ložiska pro virtuální motor*. Konference kateder 2002, Květen 2002.
- [18] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. Nakladatelství VUT v Brně, 1991.
- [19] PRANDSTÖTTER, M., RIENER, H., STEINBATZ, M. *Simulation of an Engine Speed-Up Run: Integration of MBS – FE – EHD – Fatigue*. Steyer: Magna Steyr, Engineering Center Steyr, Austria, 2002. Dostupné na internetu:  
<[http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/2002/papers/006\\_EUC\\_007\\_Magna%20Steyr.pdf](http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/2002/papers/006_EUC_007_Magna%20Steyr.pdf)>
- [20] REBBERT, M. *Simulation der Kurbelwellendynamik unter Berücksichtigung der hydrodynamischen Lagerung zur Lösung motorakustischer Fragen*. Aachen: RWTH, 2000.
- [21] REBBERT, M., KLEY, P. *Mechanical Simulation in the Engine Development Process: Part I = The Crank Train Subsystem*. ADAMS conference Europe 2001.
- [22] REBBERT, M., LACH, R., KLEY, P. *Dynamic Crankshaft Stress Calculation using a combination of MSS and FEA*. International ADAMS User's Meeting. 21. 6. 2000, Orgando.
- [23] RIENER, H., PRANDSTÖTTER, M. *Con-rod Simulation: Integration of EHD-MBS-FE-Fatigue*. ADAMS User Meeting 2001, Berchtesgaden, Germany, November 15, 2001. Dostupné na internetu  
<[http://www.mdi.de/EUC%20Paper%20PDF/Paper\\_33.pdf](http://www.mdi.de/EUC%20Paper%20PDF/Paper_33.pdf)>
- [24] TAKERO, M., TOSHIMITSU, K. *Crank Bearing Design Based on 3-D Elasto-hydrodynamic Lubrication Theory*. Technical Review Vol.39 No.1, 2002. Dostupné na internetu: < <http://www.mhi.co.jp/tech/pdf/e391/R4-391-Last-P-Subset.pdf>>
- [25] WITTEVEEN. *Elastic Multi Body Simulation of the Crank Drive with nonlinear Oil Film Structure Interaction*. Engineering Center Steyr GmbH, Steyr Daimler Puch, Steyr, Austria, 1999.

Výsledky publikované v disertační práci byly získány za podpory projektu  
1M6840770002 –

**Výzkumné centrum spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka II.**

## CURRICULUM VITAE

### OSOBNÍ ÚDAJE

Jméno

**Ing. Radim Dundálek**

E-mail

**dundalek@fme.vutbr.cz**

Datum narození

**22. 7. 1979**

### PRACOVNÍ ZKUŠENOSTI

- Datum 1. 1. 2005 - dosud
- Zaměstnavatel Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- Oficiální pozice stroj. technik pro tech. rozvoj, vědu a výzkum

- Datum 1. 9. 2005 - dosud
- Zaměstnavatel CC systems, a.s – Celoživotní vzdělávání
- Oficiální pozice lektorská činnost

### VZDĚLÁNÍ

- Datum 1997 – 2002
  - Název školy Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
  - Typ studia magisterské
  - Studijní program Strojní inženýrství
  - Studijní obor Dopravní a manipulační technika
  - Specializace Spalovací motory
- 
- Datum 2002 – 2006
  - Název školy Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
  - Typ studia doktorské
  - Studijní program Stroje a zařízení
  - Studijní obor Konstrukční a procesní inženýrství
  - Specializace Dopravní a manipulační technika

### JINÉ DOVEDNOSTI

#### JAZYKY

Mateřský jazyk

*čeština*

Cizí jazyky:

*angličtina* – středně pokročilý

*němčina* – začátečník

#### ORGANIZAČNÍ SCHOPNOSTI

Vedení a organizace cvičení a laboratoří z předmětů: Teorie spalovacích motorů, Příslušenství spalovacích motorů a Zkoušení spalovacích motorů na ÚDT FSI

Vedení diplomových a bakalářských prací

Statistické vyhodnocování dlouhodobých životnostních zkoušek spalovacích motorů

Organizace státních závěrečných zkoušek na ÚDT FSI

ŘIDIČSKÝ PRŮKAZ

A, B

ZÁJMY

hory, auta, motocykly, letectví, architektura, studená válka, elitní bojové jednotky

## ABSTRAKT

Vysoké nároky kladené v současné době na moderní pohonné jednotky nejen osobních automobilů vyžadují precizní přístup k řešení všech problémů již v prvních fázích vývoje. Vyspělé výpočtové prostředky i moderní hardwarové vybavení se tak stávají pravým nástrojem pro podporu kreativního myšlení strojního inženýra a umožňují smysluplně podchytit stále větší okruh řešené problematiky. Vysoký výkon, spolehlivost a kultivovanost chodu jsou jenom zlomkem požadavků, které vyžadují zákazníci stále se rozšiřujícího automobilového trhu a návrhové metody v této práci prezentované je velkou měrou pomáhají splňovat.

Disertační práce se podstatnou částí zaměřuje na hydrodynamická ložiska, která představují vzájemný prvek interakce dvou nejvýznamnějších dílů spalovacího motoru – klikové hřídele a bloku motoru. Jelikož ovlivňují klíčové vlastnosti spalovacího motoru jako hluk, opotřebení a životnost, je nutné jim při návrhu věnovat náležitou pozornost. Matematický model hydrodynamického ložiska, v jednoduchých výpočtových modelech často reprezentované hodnotami tuhosti a tlumení, je vhodné implementovat do komplexního matematického modelu celé pohonné jednotky tzv. virtuálního motoru.

Úvodní část práce uvádí matematické odvození Reynoldsovy hydrodynamické rovnice, která popisuje chování kluzného ložiska. Numerické simulace jsou provedeny na vozidlovém zážehovém pětiválcovém motoru, jehož hlavní komponenty jsou modelovány jako pružná tělesa. Jde o klikovou hřídel, blok motoru a ojnici. Je prezentováno pět variant vyvážení klikové hřídele, je ukázán také MKP model bloku motoru.

Uvažováno je několik modelů kluzných ložisek. Jejich charakteristiky, použití a výstupní veličiny jsou přehledně uvedeny v textu. Další kapitoly se zabývají tvarem přívodního kanálku mazacího oleje a viskozitou mazacího oleje.

Následuje sestavení klikového mechanismu z jednotlivých komponentů včetně dvou- a třírozměrných modelů kluzných ložisek. Zatížení klikového mechanismu je definováno silou od tlaku plynů působící na píst a je odvozeno z již existujícího motoru se stejnou válcovou jednotkou.

Obsáhlá část práce je věnována prezentaci výsledků. Vzhledem k velkému množství vypočtených dat jsou ukázány pouze ty nejvýznamnější. Je kladen důraz na představení širokého spektra možností řešení.

Graficky je znázorněno chování kluzného ložiska za použití olejů různých viskózních tříd a porovnání použitých modelů ložisek, kde jsou uvažovány 2D a 3D typy. Trajektorie středů čepů ložisek a polární diagramy jejich zatížení jsou rovněž v grafech zobrazeny.

Velmi dobrou shodu naměřených a vypočtených hodnot ukazuje kapitola věnující se verifikaci výsledků. Ta je provedena pomocí laserové měřicí techniky.

Doplňující informace se týkají geometrických charakteristik MKP modelů. Trajektorie středů čepů a polární diagramy jejich zatížení pro všech pět variant vyvážení klikových hřídelí v závislosti na otáčkách dokumentuje příloha řazená v závěrečné části práce.