



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

MODÁLNÍ VLASTNOSTI KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ ČTYŘVÁLCOVÉHO TRAKTOROVÉHO MOTORU

MODAL PROPERTIES OF 4-CYLINDER TRACTOR ENGINE POWERTRAIN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL EHRENBARGER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Ehrenberger

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:

Modální vlastnosti klikového ústrojí čtyřválcového traktorového motoru

v anglickém jazyce:

Modal Properties of 4-cylinder Tractor Engine Powertrain

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvoření výpočtového modelu čtyřválcového klikového mechanismu v multi-body systému s pružnými klíčovými komponenty. Provedení výpočtových analýz s ohledem na modální vlastnosti klikového mechanismu.

Cíle diplomové práce:

Získání přehledu o zadané problematice. Vytvoření výpočtového modelu klikového mechanismu, provedení příslušných výpočtů, vyslovení závěrů, navržení opatření.

Seznam odborné literatury:

- [1] Koehler, E.: Verbrennungsmotoren, Vieweg ferlag, Braunschweig 1998
- [2] Rauscher, J.: Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003
- [3] Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

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

V Brně, dne 25.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce obsahuje z části souhrn obecných informací o torzním kmitání klikové hřídele. Hlavním úkolem je příprava pružného modelu klikové hřídele v MKP programu ANSYS a následný export do multi body systému ADAMS/Engine. Zde je podle zadaných parametrů vytvořen výpočtový model čtyřválcového řadového traktorového motoru s pružnou klikovou hřídelí. Klikový mechanismus je podroben analýze pro zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů. Výsledky jsou na závěr zhodnoceny a porovnány s analytickým výpočtem.

Klíčová slova:

řadový vznětový čtyřválcový spalovací motor, klikový mechanismus, kliková hřídel, torzní kmitání, vlastní frekvence, analýza

ABSTRACT

This diploma thesis contains a summary of the general information about the torsion vibration of the crankshaft. The main task is to prepare a flexible model of the crankshaft in the FEM program ANSYS and the subsequent export into the MBS ADAMS / Engine. According to parameters the model of four-cylinder line tractor engine with flexible crankshaft is built. Crank mechanism is analyzed to determine the natural frequencies and natural modes. Finally the results are evaluated and compared with analytical calculations.

Key words:

in-line 4-cylinder combustion diesel engine, crank mechanism, crankshaft, torsional vibration, eigen frequency, analysis

Bibliografická citace:

EHRENBERGER, P. Modální vlastnosti klikového ústrojí čtyřválcového traktorového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 114 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce, pana Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne:

.....

Pavel Ehrenberger

Poděkování

Děkuji Ing. Radimovi Dundálkovi, Ph.D. za odborné vedení diplomové práce, vstřícné jednání a cenné připomínky při řešení problémů. Děkuji rovněž Ing. Petrovi Marciánovi a rodičům za podporu během studia.

OBSAH

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | ÚVOD | 10 |
| 2 | KLIKOVÝ MECHANISMUS | 11 |
| 2.1 | KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU | 12 |
| 2.2 | SÍLY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU | 12 |
| 3 | KLIKOVÁ HŘÍDEL | 13 |
| 3.1 | KONSTRUKCE KLIKOVÉ HŘÍDELE | 13 |
| 3.1.1 | <i>Výroba klikové hřídele</i> | 14 |
| 3.1.2 | <i>Uspořádání klikové hřídele</i> | 15 |
| 3.2 | VYVÁŽENOST KLIKOVÉ HŘÍDELE | 16 |
| 3.2.1 | <i>Setrvačná síla rotačních hmotností</i> | 17 |
| 3.2.2 | <i>Setrvačné síly 1. řádu posuvných hmotností</i> | 17 |
| 3.2.3 | <i>Setrvačné síly 2. řádu posuvných hmotností</i> | 17 |
| 4 | KMITÁNÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE | 18 |
| 4.1 | OHYBOVÉ KMITÁNÍ | 18 |
| 4.2 | PODÉLNÉ KMITÁNÍ | 19 |
| 4.3 | TORZNÍ KMITÁNÍ | 19 |
| 5 | TORZNÍ KMITÁNÍ | 21 |
| 5.1 | NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA | 21 |
| 5.1.1 | <i>Redukce hmot</i> | 22 |
| 5.1.1.1 | Posuvná hmota | 22 |
| 5.1.1.2 | Rotační hmota | 22 |
| 5.1.1.3 | Moment setrvačnosti jednoho zalomení | 23 |
| 5.1.1.4 | Redukce hmot na straně setrvačnicku | 23 |
| 5.1.1.5 | Redukce hmot na straně řemenice | 23 |
| 5.1.2 | <i>Redukce délek</i> | 24 |
| 5.1.2.1 | Redukovaná délka zalomení | 24 |
| 5.1.2.2 | Redukovaná délka na straně setrvačnicku | 24 |
| 5.1.2.3 | Redukovaná délka na straně řemenice | 25 |
| 5.2 | VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ | 25 |
| 5.2.1 | <i>Torzní tuhost</i> | 27 |
| 5.3 | VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ | 29 |
| 5.3.1 | <i>Budící momenty</i> | 29 |
| 5.3.2 | <i>Kritické otáčky</i> | 30 |
| 5.3.3 | <i>Výdatnost rezonance</i> | 31 |
| 5.3.4 | <i>Torzní výchylky v rezonanci</i> | 31 |
| 5.3.5 | <i>Namáhání torzními kmity</i> | 32 |
| 6 | TLUMENÍ TORZNÍCH KMITŮ | 34 |
| 6.1 | SILIKONOVÝ TLUMIČ | 34 |
| 6.2 | SILIKONOVÝ TLUMIČ S PRUŽNOU VAZBOU SE ZÁKLADNÍM SYSTÉMEM | 35 |
| 6.3 | PRYŽOVÝ TLUMIČ | 36 |
| 6.4 | HYDRAULICKÝ TLUMIČ | 36 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 7 | PŘÍPRAVA MODELU V CAD SYSTÉMU PRO/ENGINEER | 38 |
| 8 | VYTVOŘENÍ MKP MODELU V PROGRAMU ANSYS | 41 |
| 8.1 | DEFINOVÁNÍ TYPU KONEČNO-PRVKOVÝCH ELEMENTŮ | 41 |
| 8.1.1 | <i>Nastavení typu elementu SOLID186.....</i> | 42 |
| 8.1.2 | <i>Nastavení typu elementu SOLID187.....</i> | 42 |
| 8.1.3 | <i>Nastavení prvku MESH200.....</i> | 43 |
| 8.1.4 | <i>Nastavení prvku BEAM4</i> | 43 |
| 8.2 | NASTAVENÍ MATERIÁLOVÝCH VLASTNOSTÍ | 44 |
| 8.2.1 | <i>Prvek SOLID186 a SOLID187</i> | 44 |
| 8.2.2 | <i>Prvek BEAM4</i> | 44 |
| 8.3 | EXPORT KLIKOVÉ HŘÍDELE DO PROSTŘEDÍ PROGRAMU ANSYS..... | 46 |
| 8.4 | SÍŤOVÁNÍ MODELU KLIKOVÉ HŘÍDELE..... | 48 |
| 8.4.1 | <i>Síťování hlavních čepů</i> | 49 |
| 8.4.2 | <i>Síťování ojničních čepů</i> | 50 |
| 8.4.3 | <i>Síťování ramen</i> | 51 |
| 8.4.4 | <i>Shrnutí parametrů modelu po vygenerování sítě.....</i> | 53 |
| 8.5 | VYTVOŘENÍ 3-D ELASTICKÝCH PRUTŮ BEAM4 | 54 |
| 8.5.1 | <i>Zápis a použití makra</i> | 55 |
| 8.5.1.1 | <i>Nastavení materiálových vlastností BEAM4.....</i> | 55 |
| 8.5.1.2 | <i>Výběr nodů a nastavení proměnných</i> | 56 |
| 8.5.1.3 | <i>Vytvoření keypointů a čar</i> | 58 |
| 8.5.1.4 | <i>Dělení prutů.....</i> | 59 |
| 8.5.1.5 | <i>Síťování prutů</i> | 60 |
| 8.5.1.6 | <i>Použití funkce MERG</i> | 62 |
| 8.5.2 | <i>Shrnutí parametrů modelu s pruty BEAM4</i> | 63 |
| 8.6 | MODÁLNÍ ANALÝZA | 64 |
| 8.6.1 | <i>Nastavení výpočtu vlastních frekvencí.....</i> | 64 |
| 8.6.2 | <i>Vlastní frekvence modelu bez prutů BEAM4</i> | 66 |
| 8.6.3 | <i>Vlastní frekvence modelu s pruty BEAM4</i> | 68 |
| 8.6.4 | <i>Porovnání vlastních frekvencí bez prutů a s pruty BEAM4.....</i> | 70 |
| 8.6.5 | <i>Vytvoření souboru pro export do ADAMS/Engine.....</i> | 71 |
| 9 | VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU V MBS ADAMS/ENGINE..... | 72 |
| 9.1 | PROSTŘEDÍ ADAMS/ENGINE | 73 |
| 9.2 | KLIKOVÉ HŘÍDELE V ADAMS/ENGINE | 75 |
| 9.2.1 | <i>Tuhá kliková hřídel.....</i> | 76 |
| 9.2.2 | <i>Torzně pružná kliková hřídel.....</i> | 77 |
| 9.2.3 | <i>Kliková hřídel z prutových prvků.....</i> | 77 |
| 9.2.4 | <i>Pružná kliková hřídel.....</i> | 78 |
| 9.3 | PARAMETRY MODELU KLIKOVÉHO MECHANISMU | 79 |
| 9.4 | TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU KLIKOVÉHO MECHANISMU | 80 |
| 10 | MODÁLNÍ ANALÝZA KLIKOVÉHO MECHANISMU V MBS ADAMS/ENGINE | 86 |
| 11 | VÝSLEDKY ZÍSKANÉ ANALÝZOU MODELU..... | 88 |
| 11.1 | VÝSLEDKY ZÍSKÁNY ANALYTICKÝM VÝPOČTEM..... | 88 |
| 11.2 | VÝSLEDKY ZÍSKÁNY Z MBS ADAMS/ENGINE..... | 90 |

| | | |
|-----------|---|------------|
| 11.2.1 | <i>První vlastní frekvence</i> | 90 |
| 11.2.2 | <i>Druhá vlastní frekvence</i> | 92 |
| 11.3 | GRAFICKÁ VYJÁDRĚNÍ PRŮBĚHŮ SIL, NAPĚTÍ A POSUVŮ ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU..... | 96 |
| 11.4 | NAPĚŤOVÁ ANALÝZA VON MISES..... | 103 |
| 12 | ZÁVĚR | 109 |
| 13 | SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ | 111 |
| 14 | SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK | 112 |
| 14.1 | SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ..... | 112 |
| 14.2 | SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK..... | 114 |



1 ÚVOD

Diplomová práce je zaměřena na vytvoření výpočtového modelu klikového mechanismu v multi body systému ADAMS/Engine s vytvořením pružných klíčových komponentů. Výstupem bude provedení příslušných analýz a výpočtů s ohledem na modální vlastnosti klikového mechanismu.

Práce vychází ze zadaných parametrů klikového mechanismu čtyřválcového traktorového motoru a dodaného modelu klikové hřídele v 3D CAD programu Pro/Engineer. Práce se skládá z několika částí.

První obecná část pojednává o kinematice klikového mechanismu a sil v něm působících, konstrukci a vyvažování klikové hřídele. Větší částí je popsáno kmitání klikových hřídelí, především torzní kmitání a jeho výpočet. Obecná část je ukončena možnostmi snižování vibrací klikových hřídelí.

Konstrukční část práce je zaměřena na úpravu klikové hřídele v MKP programu ANSYS. Úprava spočívá ve vytvoření výpočetní sítě, tuhých prutů uvnitř hlavních a klikových čepů a následném provedení modální analýzy modelu. Připravený model je exportován do multi body systému ADAMS/Engine.

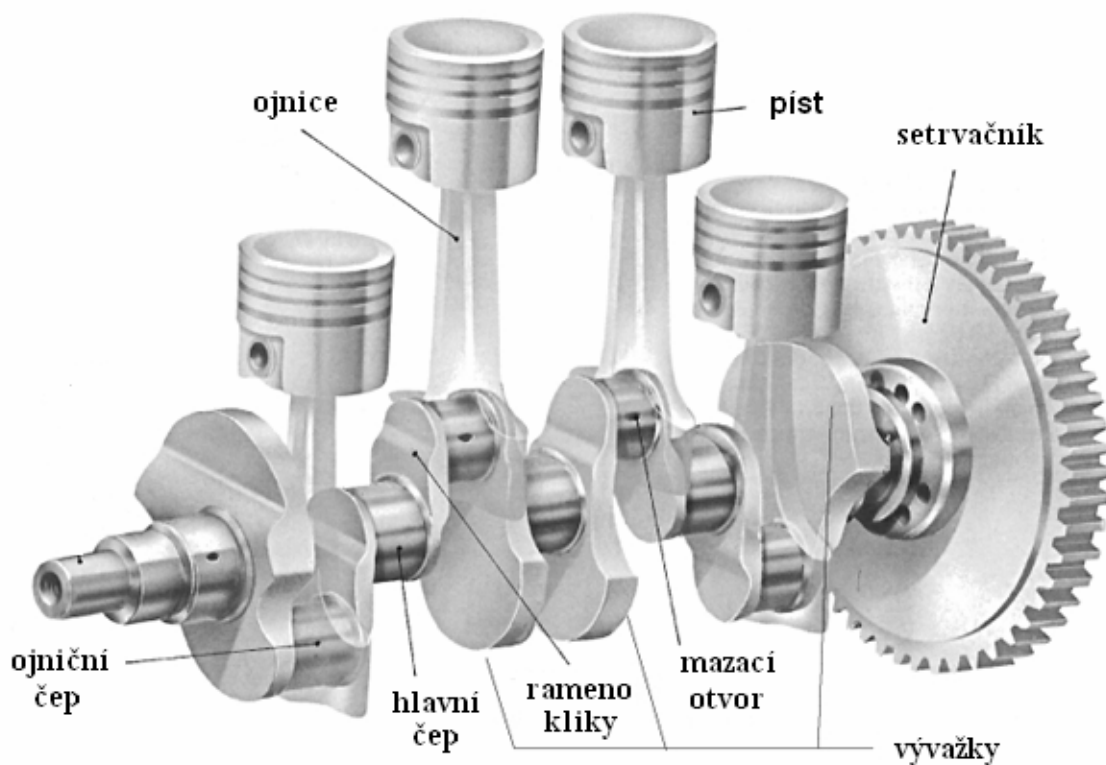
Stěžejní třetí část popisuje tvorbu výpočtového modelu v ADAMS/Engine. Kliková hřídel, vytvořeného klikového mechanismu podle zadaných parametrů, je nahrazena připravenou pružnou hřídelí. Model je podroben analýze pro zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů klikového mechanismu. Pro porovnání výsledků je výpočet vlastních frekvencí proveden také analyticky.

Dosažené výsledky zhodnocuje závěr práce.



2 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikovým mechanismem rozumíme sestavu klikové hřídele, ojnice, pístního čepu včetně pojistných kroužků a pístu s pístními kroužky. Jedná se o mechanismus, který převádí posuvný pohyb pístu na rotační pohyb klikové hřídele. Při spalování ve válci motoru vznikají velké tlaky a síly, které působí na píst a uvádí ho do pohybu. Píst je pomocí pístního čepu spojen s ojnici a na straně druhé je ojnice spojena ojnicím čepem s klikovou hřídelí. Ojnice musí být schopná se vůči pístnímu a ojnicímu čepu pootáčet, aby byl umožněn převod posuvného pohybu na pohyb rotační. Spojení čepů musí být pro zabezpečení správné funkce dobře mazáno, aby nedocházelo k vydírání a zahřívání a v konečné fázi k havárii klikového mechanismu. K tomuto účelu slouží hydrodynamická ložiska. Na **obr. 2.1** je znázorněn klikový mechanismus skutečného motoru.

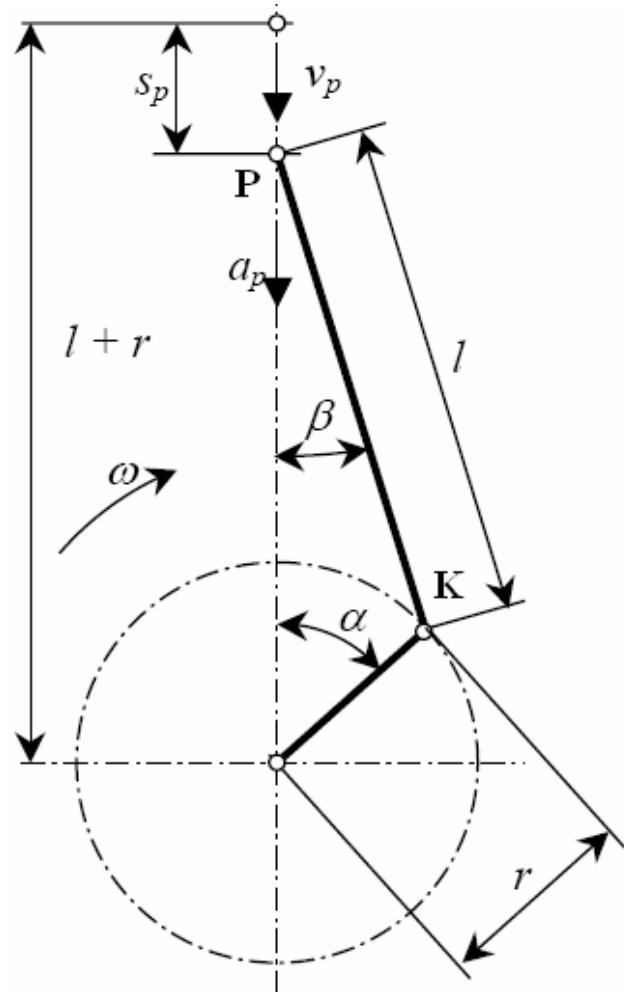


Obr. 2.1 Klikový mechanismus motoru [1]

2.1 Kinematika klikového mechanismu

Jak již bylo řečeno, klikový mechanismus přenáší energii spalín ve válci na klikovou hřídel. Posuvný pohyb pístu se převádí prostřednictvím ojnice na otáčivý pohyb klikové hřídele a s ní spojených spotřebičů. Základní proměnnou klikového mechanismu je dle **obr. 2.2** úhel otočení kliky α od počáteční polohy, úhel odklonu ojnice β od osy válce a dráha pístu s_p .

Odstředivé síly mají konstantní velikost a jsou vždy ve fázi s polohou klikové hřídele. Dají se snadno vyvážit závažím, umístěným na prodlouženém rameni klikové hřídele. Posuvné síly narozdíl od odstředivých sil mají proměnnou velikost a působí pouze ve směru osy válce.



Obr. 2.2 Kinematické schéma KM

2.2 Síly působící v klikovém mechanismu

V klikovém mechanismu působí dva základní druhy sil. *Primární síly*, způsobené tlakem plynů ve válci na píst, a *sekundární síly*, dané setrvačnými hmotami klikového mechanismu. Sekundární síly lze dále dělit na síly způsobené *rotujícími hmotami*, které konají pohyb s bodem K a síly způsobené *posuvnými hmotami*, které konají pohyb s bodem P. [7]



3 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Kliková hřídel pístového spalovacího motoru je dynamicky velmi namáhaná součást. Zabezpečuje spolu s ojnici kinematický převod přímočarého pohybu pístu na pohyb rotační. Zároveň je zatěžována silami od tlaků plynů přenášenými přes píst a ojnici a silami setrvačnými. Tyto silové účinky jsou časově proměnné co do velikosti a směru nositelky sil vyvolávající v hřídeli pružné kmity. Do namáhání se zahrnují i síly, způsobené výrobními nepřesnostmi a deformacemi podpěr ložisek. Kliková hřídel je tak namáhána silami a momenty od torzního, ohybového a podélného kmitání na ohyb, krut, tak a tlak.

Konstrukce hřídele zabezpečuje vyvážení momentů rotačních a posuvných hmot pístové skupiny (píst, ojnice, pístní čep, pístní kroužky) a setrvačných sil pomocí protizávaží. Z těchto důvodů může být také vyvažována jinou hřídelí, která má opačný smysl otáčení. Součástí konstrukce klikové hřídele jsou i vnitřní kanálky. Tyto kanálky slouží pro rozvod motorového oleje pro mazání hydrodynamických ojnících ložisek hřídele a případné chlazení pístové skupiny.

3.1 Konstrukce klikové hřídele

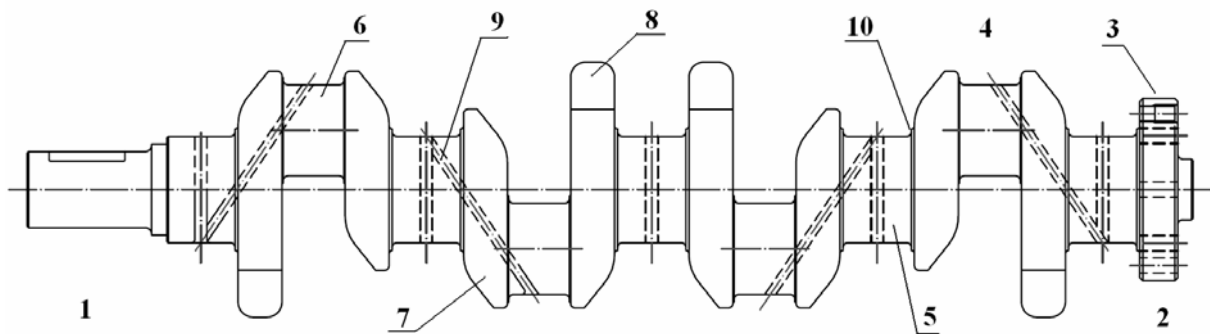
Kliková hřídel musí být dostatečně tuhá vzhledem k ohybovému a krouticímu namáhání, pevná vůči působícím silovým účinkům, odolná vůči opotřebení čepů ložisek a musí vykazovat dlouhou životnost při cyklickém zatěžování (vysokou únavovou pevnost).



Obr. 3.1 Kliková hřídel traktorového motoru [10]



Uspořádání ramen a vývažků klikové hřídele je dáno počtem válců, koncepcí motoru (řadové, vidlicové, hvězdicové, X, ...) a požadavky na vyvážení setrvačných sil a momentů. **Obr. 3.2** ukazuje na dnes nejběžnější uspořádání klikové hřídele automobilového a traktorového čtyřválcového motoru. Po druhé světové válce se kliková hřídel ukládala na tři hlavní čepy, což nebylo výhodné z hlediska tuhosti mechanismu, čepy se nepřekrývaly. Od počátku osmdesátých let je kliková hřídel u čtyřválcových motorů uložena výhradně na pěti hlavních čepích. [13]



Obr.3.2 Schéma klikové hřídele

- Pozice 1 – volný konec klikové hřídele
- Pozice 2 – náhonový konec klikové hřídele
- Pozice 3 – příruba setrvačníku
- Pozice 4 – zalomení klikové hřídele
- Pozice 5 – hlavní čep
- Pozice 6 – ojniční čep
- Pozice 7 – rameno klikové hřídele
- Pozice 8 – protizávaží klikové hřídele
- Pozice 9 – kanálky pro rozvod mazacího oleje
- Pozice 10 – nákrůžek

3.1.1 Výroba klikové hřídele

Způsob výroby klikové hřídele se významnou měrou podílí na jejích vlastnostech, jako je celková pevnost, ohybová a torzní tuhost, vlastní rezonanční frekvence atd. Samozřejmostí je brát v úvahu, v jakých podmínkách a zatíženích bude kliková hřídel provozována. Podle toho se volí také materiál hřídele a způsob výsledného povrchového zpracování. V současné době se uplatňují především dvě technologie výroby klikové hřídele a to *zápustkové kování* a *odlévání*. Mezi unikátní technická řešení patří valivě uložený klikový hřídel výrobce TATRA, který je sešroubovaný z jednotlivých segmentů.



3.1.2 Uspořádání klikové hřídele

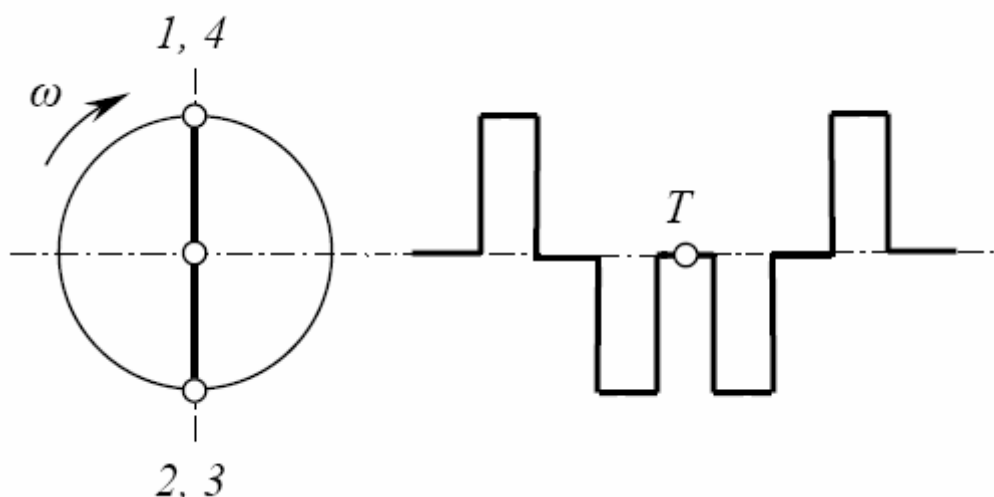
Vyvážení řadových motorů souvisí se vzájemným natočením jednotlivých klik vůči sobě. Toto natočení má být u čtyřdobého čtyřválcového motoru:

$$\delta = \frac{720^\circ}{z} [^\circ], \quad (1)$$

kde z je počet válců motoru.

Vztah vychází z pravidelného rozložení zážehů na jeden pracovní cyklus motoru. Pokud je dodržena tato podmínka, je chod motoru nejvyrovnanější. U čtyřdobého čtyřválcového motoru vychází natočení klik vůči sobě o 180° .

Natočení klik má také vliv na pořadí zážehů, které se obvykle volí tak, aby zážehy následovaly za sebou ve válcích co nejvzdálenějších. Je tím tak dáno rovnoměrné zatížení ložisek. Kvůli snižování momentů sil od setrvačných hmot se volí tvar klikové hřídele dle **obr. 3.3** (stejný směr jako rameno kliky 1. válce má i rameno 4. válce). Pořadí zážehu je voleno tak, aby nedocházelo bezprostředně k zážehu hned v sousedním válci motoru, ale také proto, aby se stihla obnovit tloušťka olejového filmu v ložisku mezi válci po tlakové špičce při zážehu ve válci. Pořadí zapalování válců bývá voleno $1 - 2 - 4 - 3$ nebo častěji $1 - 3 - 4 - 2$. Jsou-li všechny válce stejné, jsou stejné i setrvačné síly.



Obr. 3.3 Grafické řešení uspořádání KH čtyřválcového čtyřdobého motoru



3.2 Vyváženosť klikové hřídele

U víceválcových řadových motorů se klade důraz na momenty od setrvačných sil rotačních a posuvných hmotností, tzn. kmity, které jsou kolmé na osu otáčení klikové hřídele a jsou způsobeny vzájemným „taháním“ ojníc za ramena kliky. V praxi se tedy sledují následující veličiny:

- 1) *setrvačná síla rotačních hmotností*
- 2) *setrvačné síly prvního řádu posuvných hmotností*
- 3) *setrvačné síly druhého řádu posuvných hmotností*
- 4) *moment setrvačných sil rotačních a posuvných hmotností*
- 5) *moment setrvačných sil prvního řádu*
- 6) *moment setrvačných sil druhého řádu*

Tyto setrvačné síly (vysvětleno níže) a momenty se přenášejí do uložení motoru a způsobují různé vibrace. Momenty však mají tu vlastnost, že pokud je uspořádání klikového hřídele symetrické k těžištní rovině a jsou-li síly u všech ústrojí stejně velké, momenty se navzájem vyruší. Pokud toho nelze nedosáhnout přímo, dají se momenty většinou vyvážit vývažky na hřídeli. Vyvažovací hřídele jsou použity hlavně u tří a čtyřválcových motorů, u motorů s vyššími počty válců jich není třeba, protože nevyvážené momenty nebývají vysoké.

Klikový hřídel pro řadový čtyřválec je většinou čtyřikrát zalomený po 180° a je sám o sobě staticky i dynamicky vyvážený. Při vyvažování celého klikového mechanismu řadových motorů se vyvažují setrvačné síly rotačních částí a síly posuvných částí, případně momenty vzniklé od těchto sil. Setrvačná síla rotačních částí o hmotnosti m_r redukovaných na klikový čep má velikost:

$$P_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 [N], \quad (2)$$

kde r je poloměr kliky a ω úhlová rychlost otáčení klikové hřídele.

Výslednice sil rotujících částí se stanoví jako výslednice vektorů těchto sil, které působí radiálně od středů otáčení ve směru jednotlivých klik klikové hřídele. To za předpokladu, že hmotnost kliky je rozložena symetricky k tomuto směru. Výslednice je nulová, pokud vektorový obrazec sil je uzavřen. Toto nastane, když kliky hřídele při pohledu ve směru osy hřídele tvoří pravidelnou hvězdicí a současně jsou setrvačné síly rotujících hmotností u všech jednotlivých ústrojí stejně velké. [3]



3.2.1 Setrvačná síla rotačních hmotností

Setrvačná síla rotačních hmotností je síla, která je vyvolána prostou rotací všech rotačních částí motoru. Tuto sílu lze úplně vyvážit a to vývažkem na protilehlém rameni kliky. Síla je nutno vyvážit vždy přednostně před ostatními. Jedná se o statické vyvážení.

3.2.2 Setrvačné síly 1. řádu posuvných hmotností

Síly prvního řádu posuvných hmotností vznikají pohybem pístu ve válci. V případě, že je použit vývažek na klice, který má hmotnost poloviny vznikající síly, je možné síly vyvážit rotujícím závažím o stejné hmotnosti, které se bude otáčet stejnými otáčkami v opačném směru.

Setrvačná síla posuvných hmotností 1. řádu má velikost:

$$P_I = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha [N], \quad (3)$$

kde α je úhel natočení klikové hřídele.

3.2.3 Setrvačné síly 2. řádu posuvných hmotností

Síly druhého řádu posuvných hmotností se vyznačují dvojnásobnou frekvencí než síly prvního řádu. Dají se odstranit pouze posuvnými hmotami v obráceném směru působení. To znamená, že v praxi použijí dva vyvažovací hřídele, které se otáčejí vůči sobě v obráceném směru a dvojnásobnými otáčkami, než se otáčí kliková hřídel. Tyto síly se v praxi většinou zanedbávají, jelikož jsou malé. Síly vyšších řádů jsou velmi malé a v praxi se s nimi nepočítá.

Setrvačná síla posuvných hmotností 2. řádu má velikost:

$$P_{II} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cos 2\alpha [N], \quad (4)$$

kde $\lambda = \frac{r}{l} [-]$ je klikový poměr, v němž l je délka ojnice.

[podkapitoly 3.2.1 – 3.2.3 zpracovány podle zdroje č. 7]



4 KMITÁNÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE

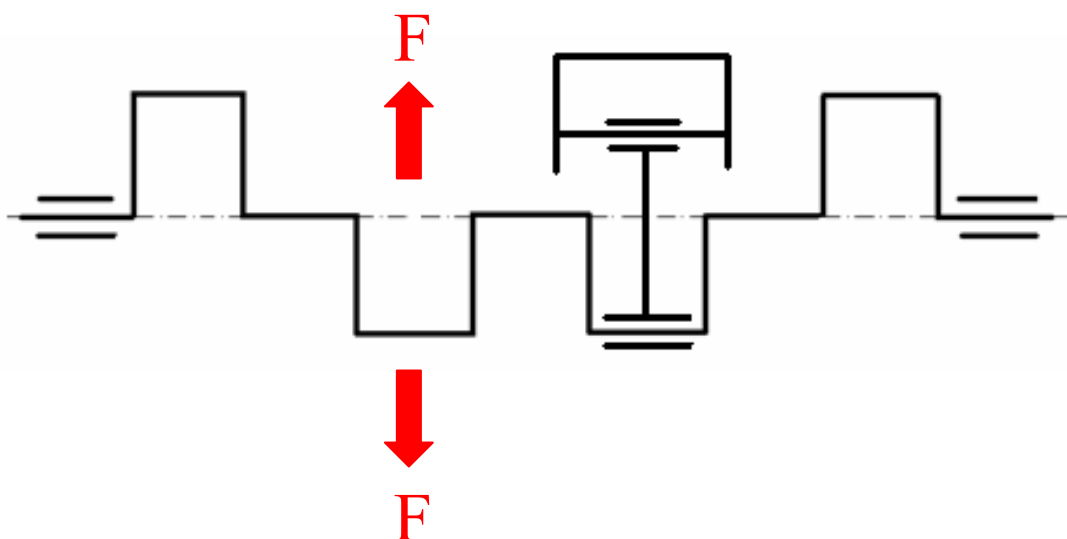
Kliková hřídel spalovacího motoru je dynamicky velmi namáhaná strojní součást. Její analýza vyžaduje kvalitní posouzení z hlediska vibrací, únavové pevnosti, velikosti a směru reakcí v uložení, hluku atd.

Zvyšováním výkonu a otáček motorů v minulosti docházelo k poruchám klikové hřídele. Poruchy nebyly způsobeny pouze nevhodným konstrukčním návrhem nebo špatnou volbou materiálu, ale především periodickým kmitáním hřídele. Kmitání hřídele je způsobeno její pružností. V dnešní době se na kmitání hledí již při samotném návrhu klikové hřídele a celého motoru. Tento ohled ve výsledku zajistí zvýšení bezpečnosti a životnosti celé konstrukce motoru.

Rozeznáváme tři základní druhy kmitání, kmitání *ohybové*, *podélné* a *torzní*.

4.1 Ohybové kmitání

Ohybové kmitání klikové hřídele (**obr.4.1**) je vyvoláno budícími periodicky proměnnými silami působícími kolmo na osu hřídele. Čím je menší vzdálenost mezi dvěma hlavními ložisky, tím je vlastní frekvence ohybového kmitání vyšší a není tak velké nebezpečí, že nastanou větší rezonance v provozních otáčkách motoru. Velikost ohybového kmitání nezávisí jen na samotné klikové hřídeli, ale taky na ložiskových vřutích, tuhosti skříně, ložisek atd. [7]

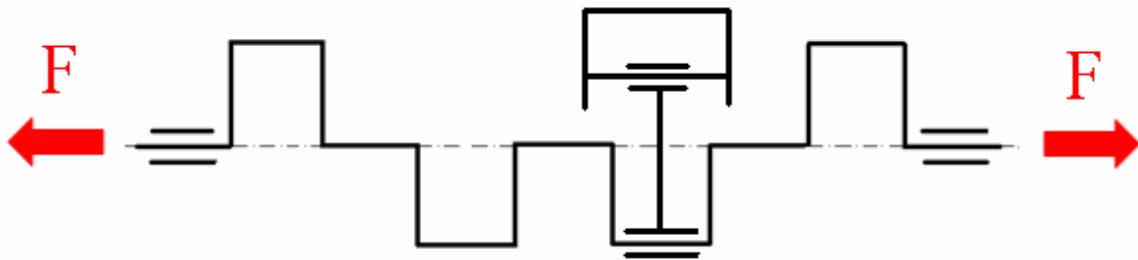


Obr. 4.1 Ohybové kmitání klikové hřídele



4.2 Podélné kmitání

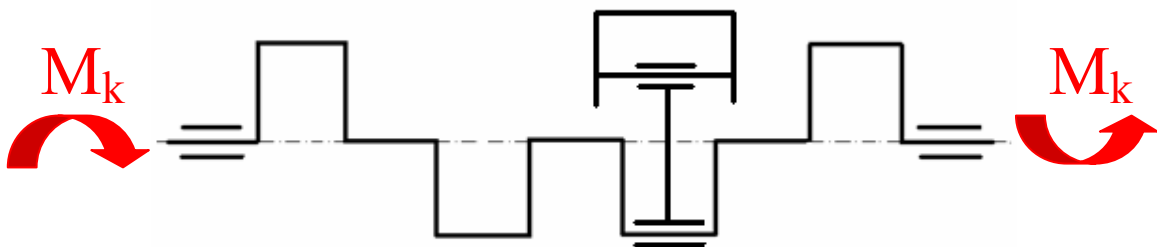
Podélné (axiální) kmitání (**obr. 4.2**) působí rovnoběžně s osou hřídele, která se přitom periodicky zkracuje a prodlužuje. Toto kmitání není samo o sobě nebezpečné, ale působí současně s kmitáním ohybovým a torzním. [7]



Obr. 4.2 Podélné kmitání klikové hřídele

4.3 Torzní kmitání

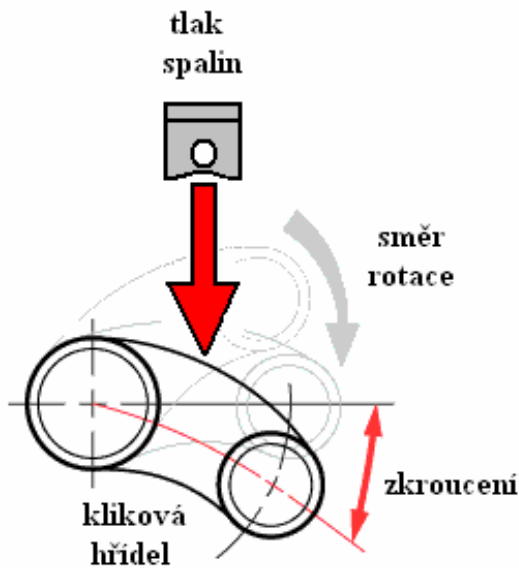
Torzní (krouťící) kmitání (**obr. 4.3**) je mnohem nebezpečnější než kmitání ohybové a podélné. Vynucené torzní kmitání je způsobeno periodickou změnou krouťícího momentu od setrvačných sil a tlaků plynů. Torzní kmity hřídele dosahují velkých hodnot převážně v rezonanci, kdy je frekvence vlastního kmitání stejná jako frekvencí budící. To způsobuje, že rezonance se v příslušných otáčkách projevuje hlukem a chvěním celého motoru. [7]



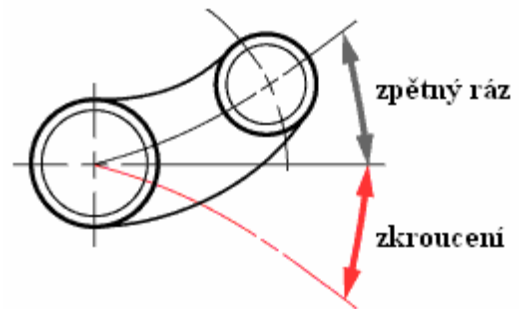
Obr. 4.3 Torzní kmitání klikové hřídele



Při každé expanzi spalin ve válci motoru dochází k velkému nárůstu tlaku nad pístem. Síly od tlaku spalin jsou přes ojnici přenášeny do klikové hřídele. Takovéto síly působící v minimálním čase vyvolají ráz, který se dá přirovnat k ráně kladivem, která způsobuje nejen otáčení klikového mechanismu, ale ve skutečnosti dochází ke kroucení hřídele (**obr. 4.4a**) Reakce na tato kroucení je odskočení ramene kliky zpět v opačném směru (**obr. 4.4b**). Tento jev je známý jako harmonické vibrace klikové hřídele [6].



Obr. 4.4a Kroucení klikové hřídele [6]



Obr. 4.4b Reakce formou zpětného rázu [6]

Torzní kmity se přenáší spojovacími ústrojími i na ostatní části motoru, jako je pohon ventilových rozvodů nebo vyvažovacích hřídelů. Zvýšené opotřebení se projevuje také u ložisek klikové hřídele.

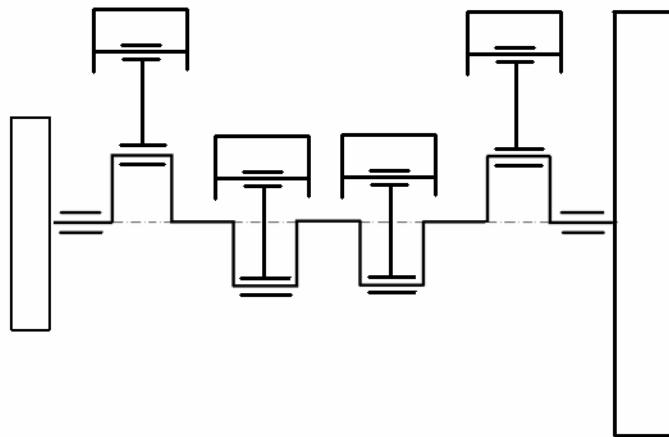
Pro výpočet torzního kmitání se používá jednodušší náhradní soustava klikového mechanismu a určují se frekvence vlastního kmitání a kritické otáčky. Výpočty se zjistí, zda není kliková hřídel v provozu ohrožena torzními vibracemi. Pokud ano, je tyto vibrace nutno odstranit například konstrukční úpravou hřídele, vynecháním určitého provozního rozsahu otáček popř. použit tlumič torzních kmitů.



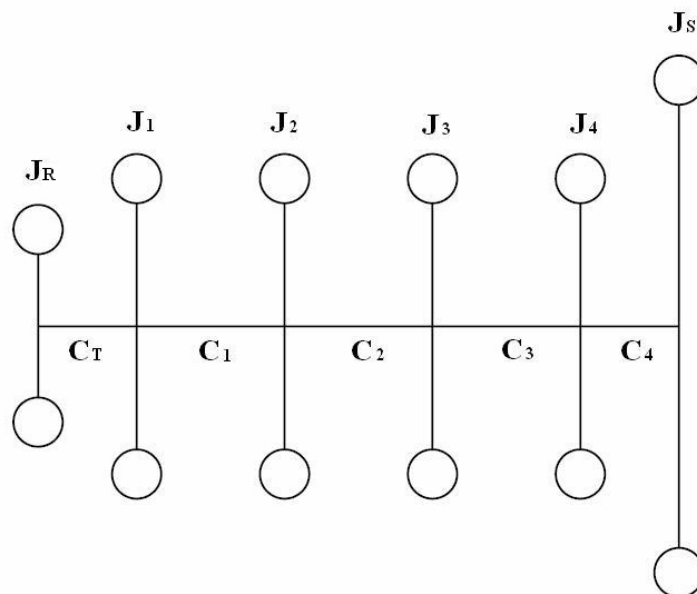
5 TORZNÍ KMITÁNÍ

5.1 Náhradní torzní soustava

Klikový mechanismus je z hlediska působících sil složitá soustava. Pro výpočet kmitání klikové hřídele a sil na ni přenášených se proto používá zjednodušená náhradní (obr. 5.2), avšak dynamicky a energicky rovnocenná, soustava. Nahrazující soustava se skládá z hmotných kotoučů o momentu setrvačnosti J , které jsou mezi sebou spojeny válcovými nehmotnými hřídeli o tuhosti C . Jedná se o redukci hmot a délek. [7]



Obr. 5.1 Skutečná torzní soustava



Obr. 5.2 Náhradní soustava



5.1.1 Redukce hmot

Hmota každého zalomení klikové hřídele spolu s příslušnou ojnící a pístní skupinou je zde brána jako jeden celek v podobě kotouče, do něhož je soustředěna hmota rotačních a posuvných částí, s konstantním momentem setrvačnosti J . Platí podmínka, aby náhradní kotouč měl stejnou kinetickou energii jako příslušná část klikového ústrojí.

5.1.1.1 Posuvná hmota

Redukovaná hmota posuvných částí se skládá z hmotnosti pístu, pístního čepu a posuvné hmotnosti ojnice. Tato hmotnost se zjistí z dvoubodové redukce ojnice. Moment setrvačnosti se vypočte dle vztahu:

$$J_{pos} = (m_{psk} + m_{poj}) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \text{ [kg.m}^2\text{]}, \quad (5)$$

kde: m_{poj} [kg] je posuvná hmotnost ojnice,
 r [m] je poloměr zalomení klikové hřídele,
 m_{psk} [kg] je hmotnost pístní skupiny,
 λ [-] je klikový poměr.

5.1.1.2 Rotační hmota

Použitím rotační hmotnosti ojnice lze vypočítat moment setrvačnosti rotační části ojnice. Rotační hmotnost ojnice je dána také dvoubodovou redukcí ojnice. Moment setrvačnosti se vypočte dle vztahu:

$$J_{rot} = m_{rot} \cdot r^2 \text{ [kg.m}^2\text{]}, \quad (6)$$

kde: m_{rot} [kg] je hmotnost rotační části ojnice,
 r [m] je poloměr zalomení klikové hřídele.



5.1.1.3 Moment setrvačnosti jednoho zalomení

Výsledný moment setrvačnosti i -tého náhradního kotouče je dán vztahem:

$$J_{celk} = J_{zal,i} + J_{pos} + J_{rot} \text{ [kg.m}^2\text{]}, \quad (7)$$

kde: $J_{zal,i}$ [kg.m²] je moment setrvačnosti i -tého zalomení.

5.1.1.4 Redukce hmot na straně setrvačnicku

Redukovaná hmota na straně setrvačnicku se vypočte dle vztahu:

$$J_{celk,setr} = J_{setr} + J_{hrid,setr} \text{ [kg.m}^2\text{]}, \quad (8)$$

kde: J_{setr} [kg.m²] je moment setrvačnosti setrvačnicku,

$J_{hrid,setr}$ [kg.m²] je moment setrvačnosti části hřídele pro umístění setrvačnicku.

5.1.1.5 Redukce hmot na straně řemenice

Redukovaná hmota na straně řemenice se vypočte dle vztahu:

$$J_{celk,rem} = J_{rem} + J_{hrid,rem} \text{ [kg.m}^2\text{]}, \quad (9)$$

kde: J_{rem} [kg.m²] je moment setrvačnosti řemenice,

$J_{hrid,rem}$ [kg.m²] je moment setrvačnosti části hřídele pro umístění řemenice.



5.1.2 Redukce délek

Na redukovanou hřídel je kladen požadavek, aby měla stejnou pružnost jako hřídel skutečná. Redukuje se nejčastěji průměr hlavního čepu D_{red} a jeho délka l_{red} . Redukovaná hřídel se musí při působení krouticího momentu natočit o stejný úhel jako by šlo o hřídel skutečnou.

5.1.2.1 Redukovaná délka zalomení

Redukovaná délka jednoho zalomení je rovna:

$$l_{red} = D_{red}^4 \left[\frac{b_{hc} + 0,4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{b_{kc} + 0,4 \cdot D_{kc}}{D_{kc}^4} + \frac{r - 0,2 \cdot (D_{hc} + D_{kc})}{b \cdot h^3} \right] [\text{kg} \cdot \text{m}^2], \quad (10)$$

kde: D_{red} [m] je redukovaný průměr hlavního čepu,

D_{hc} [m] je průměr hlavního čepu,

D_{kc} [m] je průměr klikového čepu,

b_{hc} [m] je šířka hlavního čepu,

b_{kc} [m] je šířka klikového čepu,

b [m] je tloušťka ramene zalomení,

h [m] je šířka ramene zalomení.

5.1.2.2 Redukovaná délka na straně setrvačnicku

Redukovaná délka se vypočte dle vztahu:

$$l_{red, setr} = \frac{b_{hc}}{2} + b_p \cdot \frac{D_{red}^4}{d_p^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} [\text{m}], \quad (11)$$

kde: b_p [m] je šířka příruby pro setrvačnick,

d_p [m] je roztečný průměr šroubů setrvačnicku.



5.1.2.3 Redukovaná délka na straně řemenice

Pokud je konec klikové hřídele na straně řemenice stejného průměru jako je průměr hlavního čepu, tak platí:

$$l_{red,rem} = \frac{b_{hc}}{2} + \frac{1}{2} l_{red} \quad [\text{m}] \quad (12)$$

[podkapitoly 5.1.1 a 5.1.2 jsou zpracovány podle zdroje č. 7]

5.2 Vlastní torzní kmitání

Jedná se o harmonický pohyb, který je vyvolán počátečním impulsem a v soustavě se udržuje bez působení vnějších sil a odporů. V soustavě ovšem působí vždy odpory, které tlumí volné kmitání a to po určité době zaniká. Tlumení je způsobeno pasivními odpory, což jsou odpory vznikající třením a jsou úměrné rychlosti kmitání.

Kmitavý pohyb je určen frekvencí kmitání, tzn. počtem kmitů za časovou jednotku a maximálními výchylkami jednotlivých hmot. Vlastní torzní kmitání se přenáší na otáčivý pohyb klikové hřídele a je na něm nezávislé.

Znalost vlastní frekvence je důležitá, protože kdyby došlo ke shodě frekvence vlastního kmitání klikového mechanismu a frekvence periodicky působících sil v motoru, mělo by to za následek zesilování kmitů a vznik rezonance, což by vedlo k rychlému opotřebení částí motoru.

Protože vyšší frekvence vlastního kmitání klikové hřídele leží již mimo provozní otáčky motoru, tak v praxi většinou postačí znát jen dvě první frekvence vlastního kmitání. [7]

Při výpočtu vlastních torzních kmitů vycházíme z *obecné Lagrangeovy pohybové rovnice*, která má maticový tvar [12]:

$$M\ddot{q} + K\dot{q} + Cq = Q \quad (13)$$

Za předpokladu, že se jedná o volné a netlumené kmitání ($K=0$) a nepůsobí na systém žádné vnější síly ($Q=0$), má rovnice výsledný tvar:

$$M\ddot{q} + Cq = 0 \quad (14)$$



Matice M je diagonální matice momentů setrvačnosti (hmotnosti) a má tvar:

$$M = \begin{pmatrix} J_R & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_S \end{pmatrix} [\text{kg.m}^2], \quad (15)$$

kde: J_R [kg.m²] je moment setrvačnosti tlumiče torzních kmitů,
 J_{1-4} [kg.m²] je moment setrvačnosti jednotlivých zalomení klikové hřídele,
 J_S [kg.m²] je moment setrvačnosti setrvačnicku.

Matice tuhosti C je vyjádřena vztahem:

$$C = \begin{pmatrix} c_S & -c_S & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_S & c_S + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 \end{pmatrix} [\text{Nm.rad}^{-1}] \quad (16)$$

Řešením rovnice (14) je:

$$q = a.e^{j\omega t}, \quad (17)$$

kde a je vektor amplitud a ω úhlová frekvence. Po dosazení rovnice (17) do rovnice (16) a následných úpravách dostaneme:

$$(C - \omega^2.M).a = 0 \quad (18)$$

Vynásobením rovnice (18) maticí M^{-1} bude rovnice převedena na problém vlastních čísel. Dělá se tak z důvodu pracnosti výpočtu určování vlastní frekvence. Výsledkem je rovnice:

$$(M^{-1}.C - \omega^2.I).a = 0 \quad (19)$$



Standardní zápis problému vlastních čísel je potom [12]:

$$(A - \lambda I) \cdot x = 0, \quad (20)$$

$$\text{kde: } A = M^{-1} \cdot C, \quad (21)$$

$$\lambda = \omega^2, \quad (22)$$

I je jednotková matice,

x je vlastní vektor.

Samotná frekvence vlastního kmitání se vypočte z úhlové rychlosti vlastního kmitání dle vztahu:

$$N = \frac{\omega}{2\pi} [\text{Hz}] \quad (23)$$

Velikosti amplitud jednotlivých hmot jsou závislé na počátečním impulsu, proto se určují poměrné amplitudy a_i vztažené k amplitudě řemenice x_0 pomocí vztahu:

$$a_i = \frac{x_i}{x_0} [-]. \quad (24)$$

5.2.1 Torzní tuhost

Při zjišťování torzní tuhosti, jak je popsáno výše, se vychází z nahrazení dynamického modelu klikové hřídele válcovou hřídelí s redukovaným průměrem D_{red} a s redukovanou délkou l_{red} . Podmínkou je, že při zatížení válcové hřídele momentem musí dojít ke stejnému zkroucení jako u hřídele skutečné.

Přesnější než výpočet je měření torzní tuhosti klikové hřídele zkroučováním, to ovšem vyžaduje výrobu klikové hřídele, což není časově a ekonomicky vždy výhodné.

Při zjištění torzní tuhosti je třeba znát polární momenty setrvačnosti. Ty jsou rozdílné pro jednotlivé části klikové hřídele a závislé na konkrétním průřezu. Pokud se jedná o kruhový průřez, momenty budou vypočítány z kruhového průřezu.



Polární moment řemenice se vypočte [8]:

$$J_{pol,rem} = \frac{\pi \cdot d_r^4}{32} [\text{m}^4], \quad (25)$$

kde d_r je označení průměru hřídele, na kterém je řemenice nasazena.

Podobně se vypočte polární moment setrvačnicku:

$$J_{pol,setr} = \frac{\pi \cdot d_s^4}{32} [\text{m}^4], \quad (26)$$

kde d_s je označení průměru příruby setrvačnicku na klikové hřídeli.

Poslední potřebný polární moment je moment setrvačnosti jednotlivých zalomení. Pro jedno zalomení se vypočte:

$$J_{pol,zal} = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} [\text{m}^4], \quad (27)$$

kde D_{red} značí redukovaný průměr klikové hřídele, nejčastěji se volí průměr hlavních ložisek.

Z hodnot polárních momentů setrvačnosti lze stanovit torzní tuhost jednotlivých částí klikové hřídele. Torzní tuhost mezi řemenicí a prvním zalomením se vypočítá:

$$c_R = \frac{G \cdot J_{pol,rem}}{l_{red,rem}} [\text{Nm} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (28)$$

kde G [MPa] je modul pružnosti materiálu ve smyku.

Jelikož u čtyřválného motoru jsou všechny čtyři zalomení totožná, vypočte se torzní tuhost c_{1-4} dle vzorce:

$$c_{1-4} = \frac{G \cdot J_{pol,zal}}{l_{red}} [\text{Nm} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (29)$$



Poslední část klikové hřídele, kde je třeba stanovit torzní tuhost je mezi posledním zalomením a setrvačником. Vypočítá se dle vztahu:

$$c_s = \frac{G \cdot J_{pol, setr}}{l_{red, setr}} \text{ [Nm} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (30)$$

5.3 Vynucené torzní kmitání

Vlastní torzní kmitání samo o sobě nebezpečné není, protože po krátkém čase vlivem tlumících odporů vymizí. Mnohem nebezpečnější je kmitání vynucené, které je způsobeno periodicky proměnným kroutícím momentem na jednotlivých klikách klikové hřídele. Takovéto kmitání je nebezpečné z hlediska pevnosti hřídele.

Vynucené torzní kmitání se dá popsat, jako harmonické kmitání s určitou frekvencí ω a budícím momentem M .

5.3.1 Budící momenty

Budícím momentem torzního kmitání klikové hřídele motoru je točivý moment M , který působí na jednotlivé kliky hřídele. Průběh závislosti na čase nebo úhlu pootočení klikové hřídele lze popsat periodickou funkcí. Tuto periodickou funkci je možno vyjádřit Fourierovou řadou, tj. nekonečným počtem jednoduchých sinusových průběhů s různou amplitudou a frekvencí, které se nazývají harmonické složky budícího momentu. Harmonická analýza je tedy rozklad periodické funkce na harmonické složky. Výpočet amplitudy momentu M_k lze provést podle vzorce:

$$M_k = \frac{2}{n} \sum_{j=0}^{n-1} M_j \cdot e^{i(k2\pi \frac{j}{n})} \text{ [Nm]}, \quad (31)$$

kde: i [-] je imaginární jednotka,
 n [-] počet vzorků,
 M_j [Nm] vzorky,
 j [-] číslo vzorku.



Čtyřdobý spalovací motor má periodu průběhu točivého momentu ekvivalentní dvěma otáčkám klikové hřídele. Harmonické složky jsou proto ekvivalentní dvěma otáčkám. Podle period harmonické složky na jednu otáčku klikové hřídele, se rozeznává řád harmonické složky:

$$\kappa = \frac{1}{2}k \quad [-], \quad (32)$$

kde $k = 1, 2, 3, \dots, n$.

Maximální vydatnost rezonance harmonických složek je při:

$$\kappa_h = \frac{z}{2}k \quad [-], \quad (33)$$

kde z je počet válců.

5.3.2 Kritické otáčky

Každá harmonická složka vzbuzuje vynucená kmitání nezávisle na ostatních složkách. Toto kmitání klikové hřídele má stejnou frekvenci, jakou má harmonická složka. Jinak řečeno, při otáčkách motoru n je frekvence vynuceného kmitání κ_n . Pokud nastane případ, že frekvence vynuceného kmitání bude souhlasit s frekvencí vlastních torzních kmitů, nastane rezonance. K rezonanci tedy dojde, když:

$$N = \kappa \cdot \frac{n}{60} \quad [\text{Hz}]. \quad (34)$$

Kritické otáčky n_{kr} lze potom vyjádřit:

$$n_{kr} = \frac{60 \cdot n}{\kappa} \quad [\text{min}^{-1}]. \quad (35)$$

Kritické otáčky jsou v praxi nežádoucí, proto je třeba se v provozu těmito otáčkám vyhnout. Kritické otáčky musejí být co nejrychleji přejížďeny nebo být úplně vyloučeny z trvalého provozu motoru a to tím, že jsou posunuty nad provozní otáčky motoru. Toho se dosáhne konstrukční úpravou torzní soustavy, popřípadě použitím tlumiče torzních kmitů.



5.3.3 Vydátnost rezonance

Torzní kmity klikových hřídelí dosahují velkých hodnot zejména v rezonanci. Rezonance je popsána jako stav, kdy frekvence vlastního kmitání hřídele souhlasí s frekvencí vynuceného kmitání. Pokud se v provozu vyskytne rezonance a kritické otáčky leží v provozních otáčkách motoru, dochází k hluku a chvění celého motoru.

Při rezonančním kmitání je tvar výkmitové křivky přibližně stejný jako při vlastním torzním kmitání. Při výpočtu vydátnosti rezonance se sestaví směrová hvězdice vektorů poměrných amplitud a_i pro jednotlivé řády κ , které mají vyznačený směr, nezáleží na velikosti a_i . Sestavená směrová hvězdice má úhlový rozestup mezi vektory odpovídající rozestupu zážehů:

$$\sigma = \kappa \cdot \delta \quad [^\circ], \quad (36)$$

kde: $\delta \quad [^\circ]$ je úhel natočení klikové hřídele mezi dvěma po sobě jdoucími zážehy,
 $\sigma \quad [^\circ]$ je úhel mezi vektory směrové hvězdice.

Hodnota δ má dle rovnice (1) velikost: $\delta = \frac{720^\circ}{z} [^\circ]$.

Stanovit pořadí vznětů válců motoru je důležité, protože harmonické momenty působící na jednotlivých zalomeních mají stejnou velikost, ale mohou mít jinou fázi podle vznětů válců.

Vydátnost rezonancí ε_k pro každý řád harmonické κ lze vypočítat:

$$\varepsilon_k = \sqrt{(a_i \cdot \cos(\kappa \delta_i))^2 + (a_i \cdot \sin(\kappa \delta_i))^2} \quad [-]. \quad (37)$$

5.3.4 Torzní výchylky v rezonanci

Velikost torzních výchylek v rezonanci je určena velikostí tlumících odporů ζ . Jestliže jsou tlumící odpory malé, je možno předpokládat, že tvar vlastního kmitání je přibližně stejný jako tvar vynuceného kmitání v rezonanci. Tlumení je zde jen kmitání hmot samotné klikové hřídele. Nezapočítávají se kmitání ostatních částí připojených ke klikové hřídele.



Amplituda torzních kmitů volného konce hřídele je vyjádřena vztahem:

$$\phi_0 = \frac{M_h \cdot \varepsilon_\kappa}{\xi \cdot \Omega \cdot \sum_{i=1}^z a_i^2} \quad [\text{rad}], \quad (38)$$

kde: M_h [Nm] je absolutní velikost h_k
 ε_κ [-] je vydatnost rezonance harmonické složky řádu κ
 Ω [rad.s⁻¹] je úhlová rychlost rezonančního kmitání soustavy
 $\sum_{i=1}^z a_i^2$ [-] je součet čtverců relativních rezonančních výchylek válců
 ξ [Nm.s.rad⁻¹] jsou tlumící odpory

Výsledné výchylky lze pro lepší představu převést na hodnotu ve stupních, dle vztahu:

$$\phi_1 = \frac{360 \cdot \phi[\text{rad}]}{2\pi} \quad [^\circ]. \quad (39)$$

5.3.5 Namáhání torzními kmity

Kliková hřídel je namáhána torzními vibracemi střídavě v krutu. Největší krutové napětí je v místě největšího poměrného zkroucení hřídele. Poměrné nakroucení je dáno tečnou k výkmitové čáře a toto nakroucení je největší v okolí vibračního uzlu.

Výpočet poměrného nakroucení:

$$\Delta a_{i,i+1} = a_i - a_{i+1} \quad [-] \quad (40)$$

Ze známých hodnot, jako jsou velikost torzní výchylky volného konce hřídele ϕ_0 , výkmitová čára určená poměrnými výchylkami a_i a torzní tuhost soustavy c_{1-4} , lze vypočítat střídavý kroutící moment M_t do úseku $i, i+1$:

$$M_t = \phi_0 \cdot \Delta a_{i,i+1} \cdot c_{1-4} \quad [\text{Nm}] \quad (41)$$



Přídavné krutové napětí ojnicního čepu, vyvolané torzním napětím je potom [8]:

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k} \text{ [Pa]}, \quad (42)$$

kde W_k [m^3] je modul průřezu ojnicního čepu v krutu a vypočte se dle vztahu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot D_c^3}{16} \text{ [m}^3\text{]}, \quad (43)$$

kde D_c je průměr ojnicního čepu klikové hřídele.



6 TLUMENÍ TORZNÍCH KMITŮ

Torzní vibrace od setrvačných sil způsobených tlakem plynů jsou častým problémem u systémů přenosu energie využívajících rotující hřídele. Silové impulzy motoru způsobují torzní vibrace klikové hřídele, která se v důsledku toho začne ve vysoké frekvenci kroutit tam a zpět. V praxi se torzní kmitání projevuje hlukem a chvěním celého motoru. Dříve dochází k opotřebení součástí a snižuje se bezpečnost a životnost motoru.

Torznímu kmitání lze předejít například již při návrhu konstrukční úpravou klikové hřídele nebo použitím tlumičů torzního kmitání.

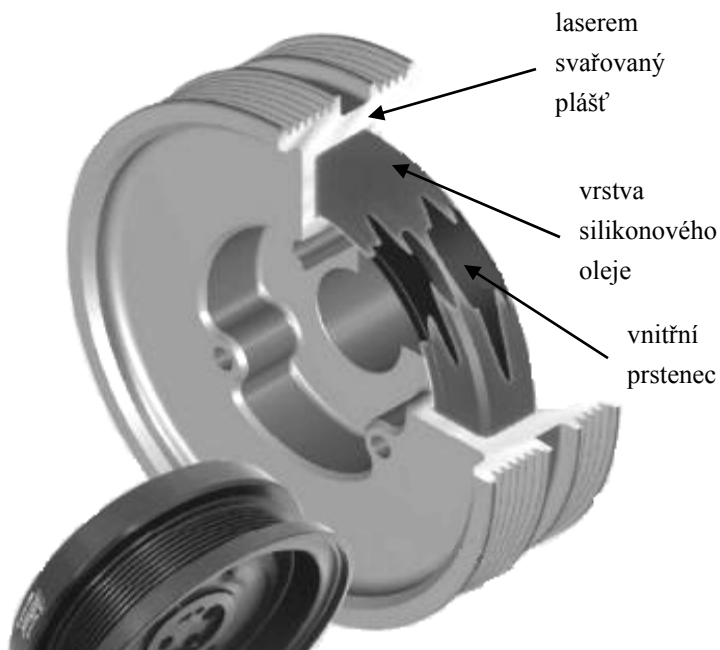
Tlumiče torzních kmitů jsou v podstatě přídavným torzním systémem, který se skládá z pružného (tlumícího) členu a určité hmotnosti. Tlumiče se připojují k torzní soustavě motoru, obvykle v místě největších torzních výchylek, tj. na volném konci klikové hřídele. Jeho úkolem je redukovat kroutivý pohyb, čímž prodlužuje životnost součástí motoru a minimalizuje poškození klikové hřídele. Pokud nejsou vibrace pod kontrolou, může kliková hřídel prasknout a dojít k havárii motoru. [13], [12]

Tlumiče torzního kmitání lze rozdělit dle svojí konstrukce a principu funkce do několika skupin:

- dynamické tlumiče
 - silikonový tlumič
 - silikonový tlumič s pružnou vazbou se základním systémem
 - pryžový tlumič
 - hydraulický tlumič
 - třecí tlumič

6.1 Silikonový tlumič

Silikonový tlumič je tvořen pláštěm, v němž je uložen prsteneček. Prostor mezi pláštěm a prstencem je vyplněn silikonovým olejem, který zajišťuje styk těchto funkčních ploch. Silikonový tlumič je koncipován jako viskózní s tlumícím momentem, který je úměrný rychlosti kmitů. Tlumící účinek je dosti veliký, neboť silikonový olej se vyznačuje velkou viskozitou, která se nijak výrazně nemění s měnící se teplotou. Řez silikonovým tlumičem je na **obr. 6.1a** a **obr. 6.1b**. [12]



Obr. 6.1a Řez silikonovým tlumičem torzních kmitů [6]

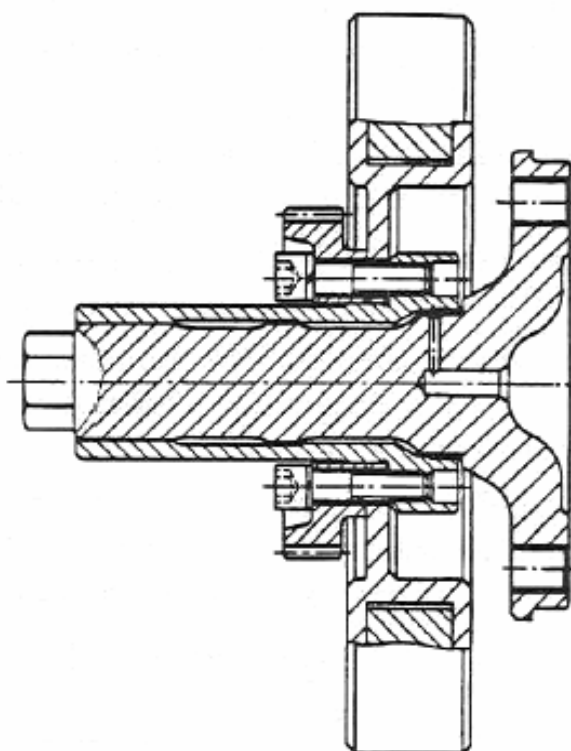


Obr. 6.1b Silikonový tlumič [12]

6.2 Silikonový tlumič s pružnou vazbou se základním systémem

Silikonový tlumič s pružnou vazbou je tlumič, jenž pracuje na principu sériově propojené pružné a tlumící vazby. Řemenice je uložena na kluzném ložisku a pomocí pružného elastomeru je připevněna k náboji (obr. 6.2). O tlumení se tady stará jak silikonový tlumič, tak pružný prsteneček.

Výhod tohoto tlumiče je hned několik. Tlumí torzní kmity v celém rozsahu otáček motoru, což je dáno z nemalé části také vhodnou volbou pryžového materiálu. Umožňuje přenos točivého momentu na řemenici v plné výši a pro nízkou hmotnost tlumiče je nízký moment setrvačnosti na předním konci klikové hřídele. [12]



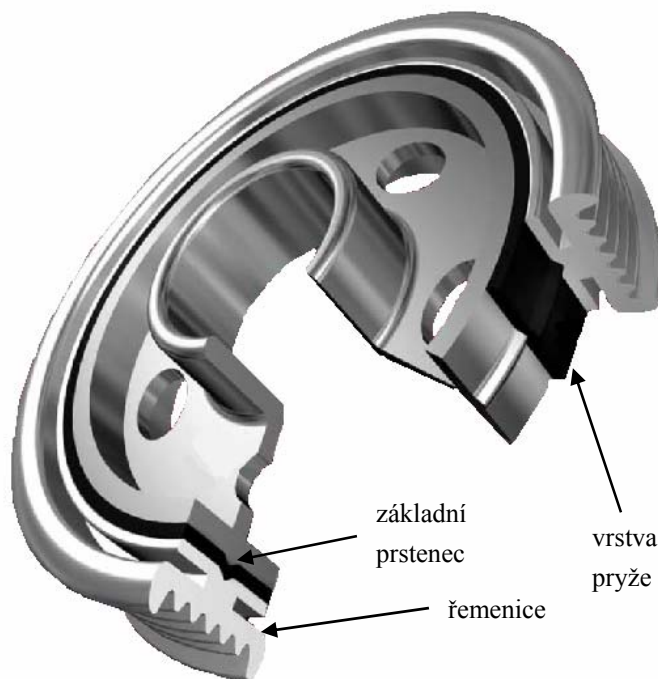
Obr. 6.2 Pružná vazba silikonového tlumiče [12]



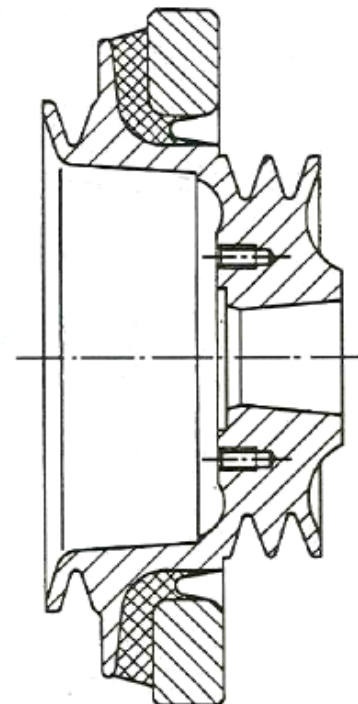
6.3 Pryžový tlumič

Pryžové tlumiče jsou nejrozšířenější u vozidlových spalovacích motorů, protože jsou výrobně jednoduché, tlumí torzní kmitání v celém rozsahu provozních otáček motoru, jsou menších rozměrů než tlumiče silikonové, mají poměrně dobrou účinnost a velkou spolehlivost a životnost.

Pryžové tlumiče jsou konstruovány tak (**obr. 6.3a** a **obr. 6.3b**), že spojení prstence s příslušným členem základního systému (řemenice) je provedeno vulkanizací. Existují rovněž konstrukční provedení pryžových tlumičů s nalisovaným pryžovým elementem, případně kombinací obou způsobů. Tlumení lze charakterizovat komplexním modulem pružnosti pryže ve smyku. [12]



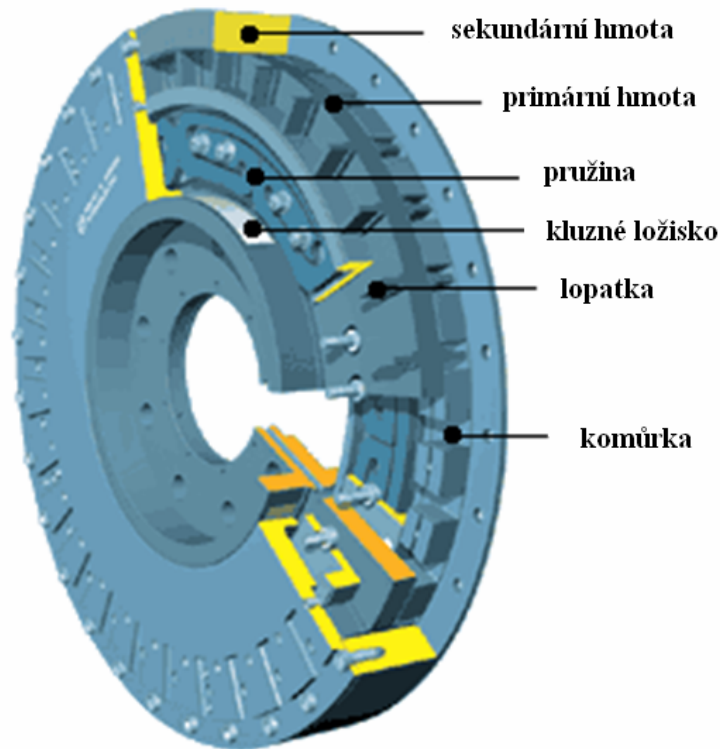
Obr. 6.3a Konstrukce pryžového tlumiče [4]



Obr. 6.3b Schéma pryžového tlumiče [12]

6.4 Hydraulický tlumič

U hydraulického tlumiče je tlumící účinek realizován na základě tření v oleji. Tlumič funguje na principu přepouštění oleje mezi dvěma komorami přes malý otvor. Samotné tlumení je dáno průtokovými odpory oleje, nazýváno jako hydrodynamické tlumení. Na **obr. 6.4** je řez hydraulickým tlumičem.



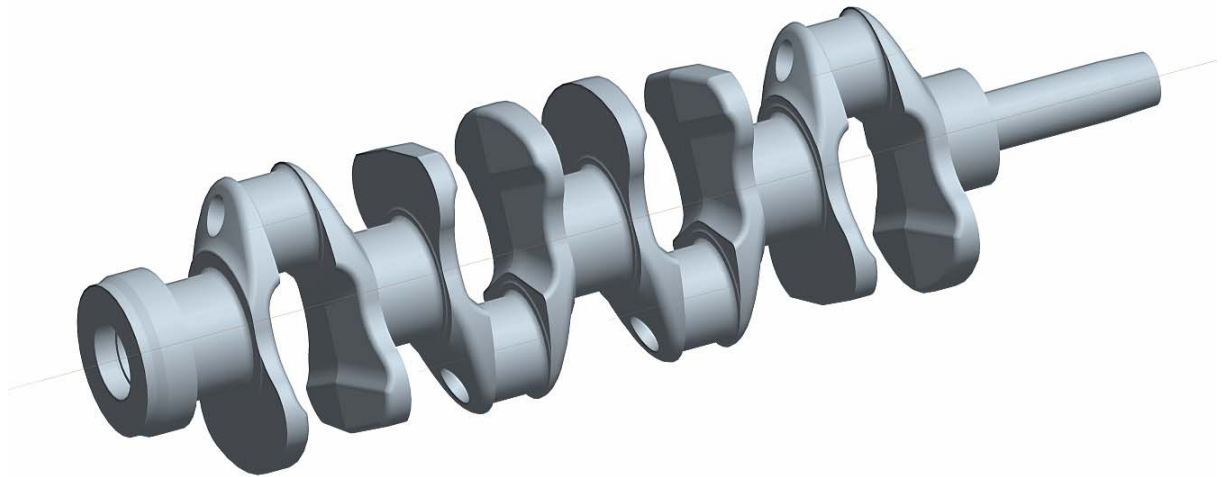
Obr. 6.4 Řez hydrodynamickým tlumičem [5]

Konstrukčně se hydraulický tlumič skládá z trojdílného pláště, který představuje setrvačnou hmotu celého tlumiče (na **obr. 6.4** značeno žlutě), plášť samotný se skládá ze dvou bočnic a sekundární hmoty. Kryt je pomocí kluzného ložiska uchycen na unášec, primární hmota (na obrázku značeno oranžově). Lopatky zasahují do komůrek vyplněných olejem, který je přetlačován lopatky na druhou. Unášec je pevně spojen s koncem klikové hřídele, kryt je uváděn do pohybu pomocí slabých pružin. [5]

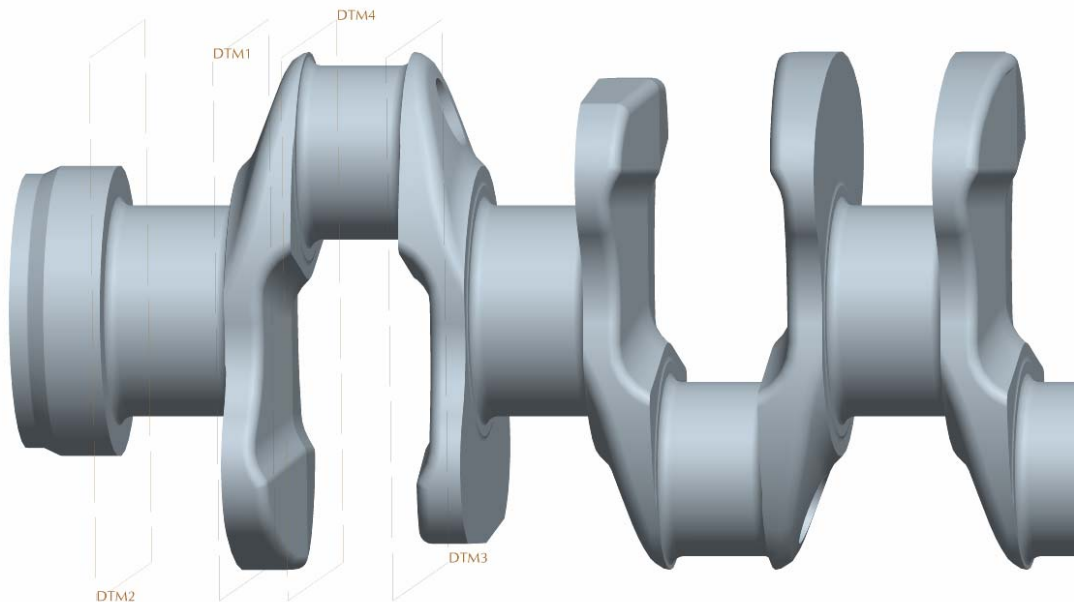


7 PŘÍPRAVA MODELU V CAD SYSTÉMU PRO/ENGINEER

Základní podklad pro vytvoření výpočtového modelu pomocí multi-body systému MSC.ADAMS/Engine tvoří 3-D model klikové hřídele (**obr. 7.1**) vytvořený v prostředí 3D CAD systému Pro/Engineer.



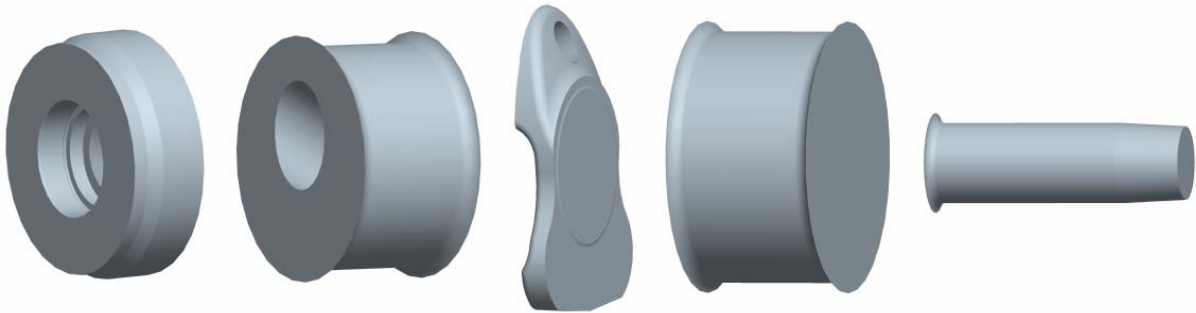
Obr. 7.1 Model klikové hřídele v programu Pro/Engineer



Obr. 7.2 Dělení modelu klikové hřídele

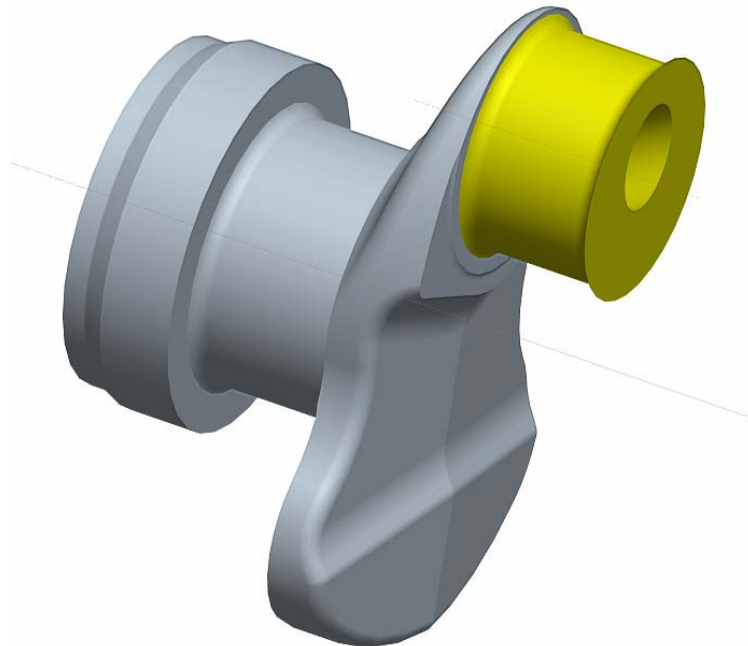


Klikovou hřídel, vymodelovanou se všemi náležitými detaily jako jeden celek, je nutno upravit pro potřeby práce ve výpočtovém programu ANSYS. Samotná úprava spočívá v rozdělení pracovními rovinami (**obr. 7.2**) jednoho objemu hřídele na dílčí objemy, které tvoří hlavní a ojnicní čepy a jednotlivá ramena klikové hřídele (**obr.7.3**). Tato metoda je dána požadavkem následného vysítování modelu v prostředí ANSYS, kde je nutno zvlášť síťovat čepy a ramena hřídele z důvodu použití jiného typu sítě.

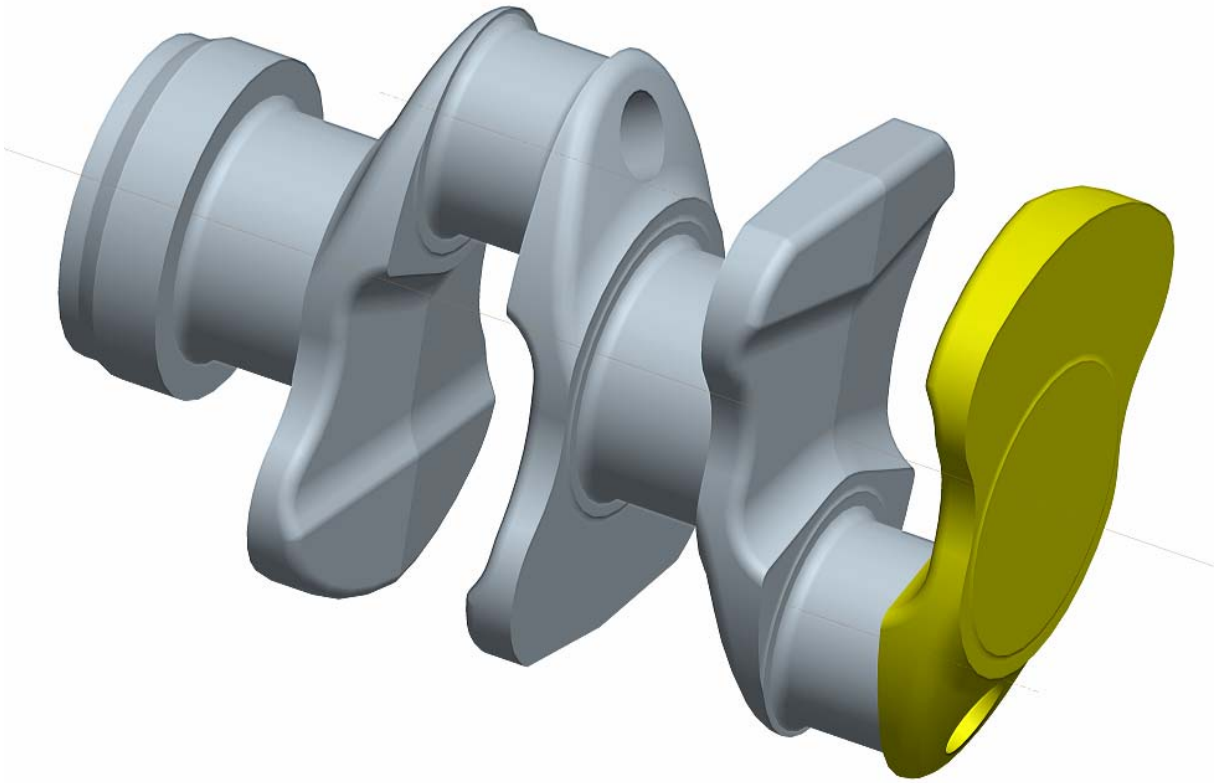


Obr. 7.3 Části modelu klikové hřídele

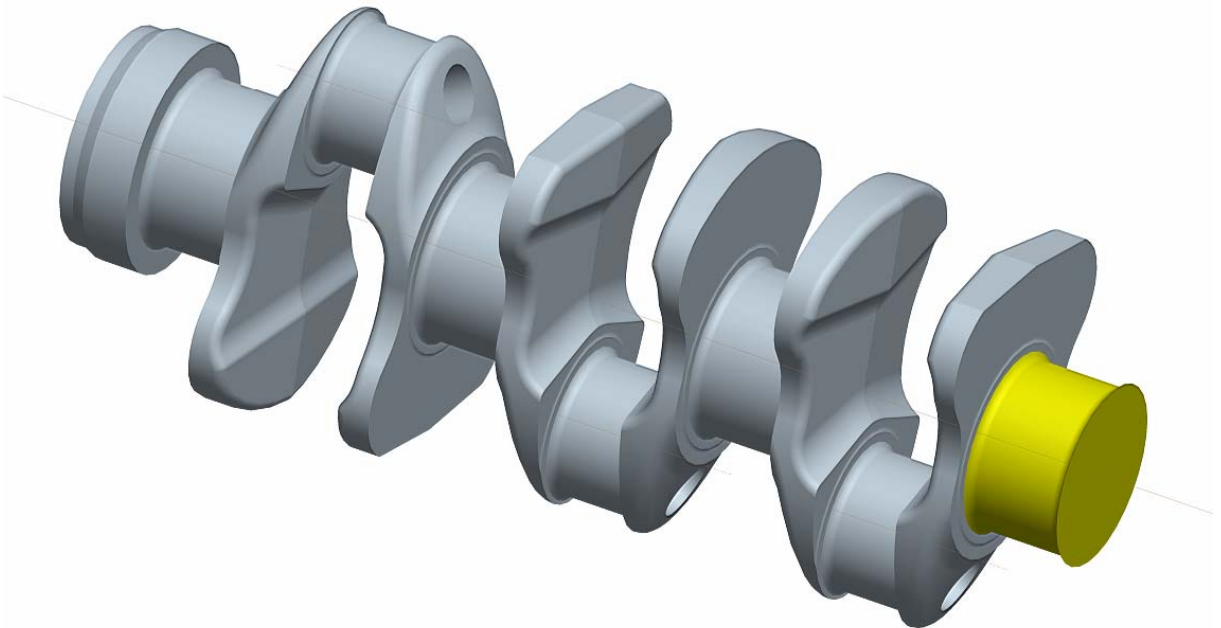
Takto rozdělený model je opět v programu Pro/Engineer složen v sestavu (**obr. 7.4a, b, c**), se kterou již je možno lépe pracovat po následném exportu do programu ANSYS.



Obr. 7.4a Sestavení modelu klikové hřídele



Obr. 7.4b Sestavení modelu klikové hřídele



Obr. 7.4c Sestavení modelu klikové hřídele



8 VYTVOŘENÍ MKP MODELU V PROGRAMU ANSYS

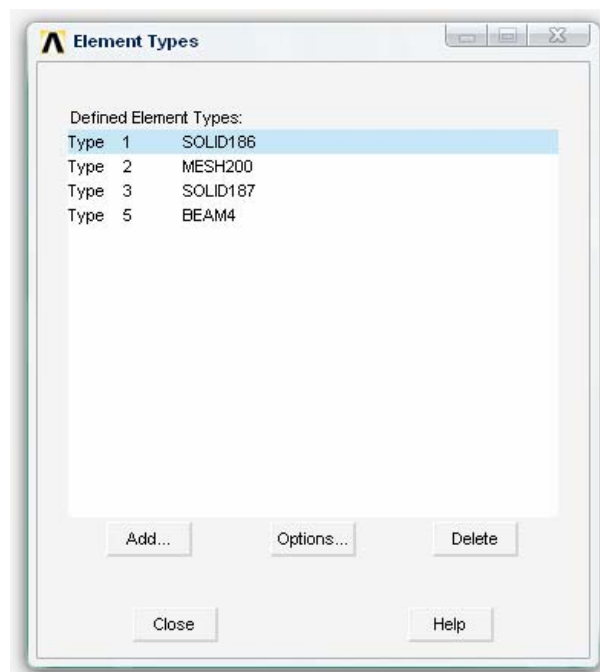
ANSYS je program založený na metodě konečných prvků, je určen pro řešení rozsáhlých lineárních i nelineárních (fyzikálně i geometricky) úloh mnoha různých kategorií, jako jsou strukturální, teplotní, teplotně-mechanické, elektromagnetické, akustické atd. Jednoduše lze síť konečných prvků upravovat, definovat materiálové charakteristiky a další.

Metoda konečných prvků je numerická metoda, kterou je složitý systém rozdělen na velmi malé kousky (prvky, elementy). Software vytvoří rovnice, které řídí a popisují chování těchto prvků a následným řešením vytvoří podrobné výsledky, jak systém funguje jako celek. Tyto výsledky pak mohou být použity v tabulkové nebo grafické formě [2].

Po exportu klikové hřídele z programu Pro/Engineer do ANSYSu je třeba nastavit základní vlastnosti modelu, jako je typ elementů a materiálové vlastnosti.

8.1 Definování typu konečno-prvkových elementů

Nastavení typu konečno-prvkových elementů je jeden z prvních a základních kroků při importu modelu do prostředí programu ANSYS. Na **obr. 8.1** je výpis použitých elementů u konkrétního modelu, v tomto případě klikové hřídele.

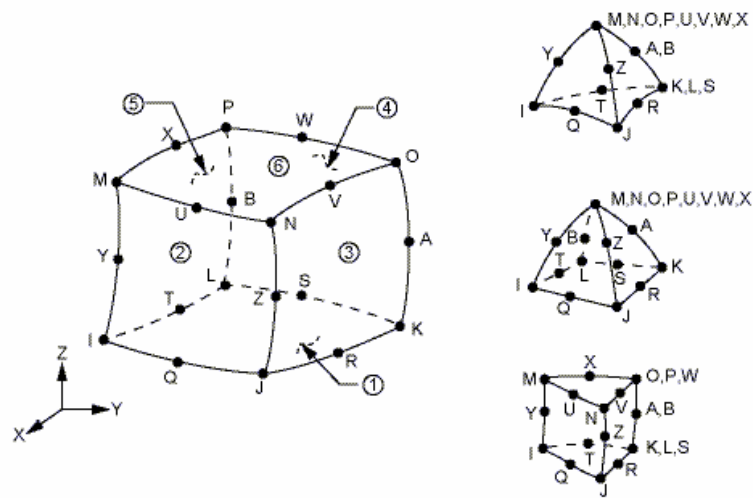


Obr. 8.1 Typy použitých elementů modelu



8.1.1 Nastavení typu elementu SOLID186

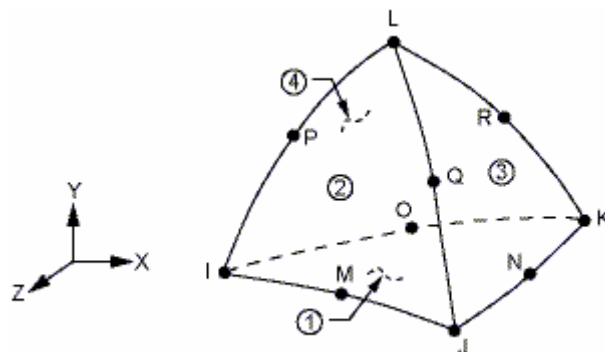
Pro hlavní čepy, přírubu setrvačnicku a volný konec klikové hřídele je zvolen typ elementu SOLID186 (**obr. 8.2**). Jde o prvek, který se hodí pro modelování nepravidelných sítí modelů vytvořených v různých CAD/CAM systémech. Prvek je definován 20-ti uzly se třemi stupni volnosti na uzel.



Obr. 8.2 Konečný prvek SOLID186 s jeho možnými deformacemi

8.1.2 Nastavení typu elementu SOLID187

Na ramena a ojnicní čepy klikové hřídele je zvolen prvek SOLID187 (**obr. 8.3**). Jde o prvek s 10-ti uzly a třemi stupni volnosti, vhodný pro modelování nepravidelných sítí.

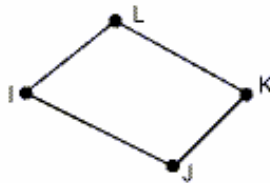


Obr. 8.3 Konečný prvek SOLID187



8.1.3 Nastavení prvku MESH200

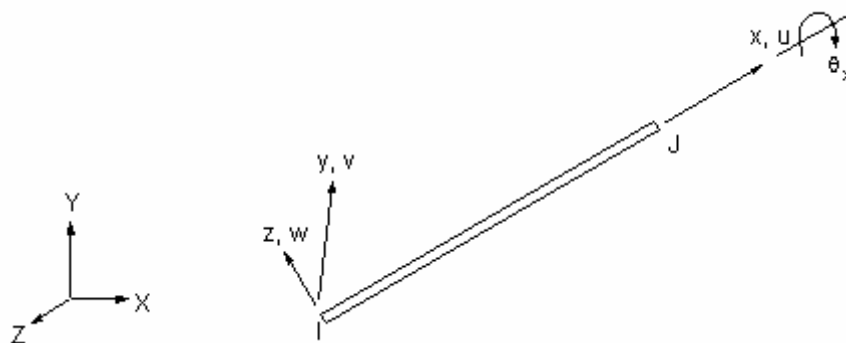
Prvek MESH200 (**obr. 8.4**) je použit na vytvoření pravidelné sítě na plochách ojnicích čepů klikové hřídele. Prvek je vhodný pro síťování ve 2-D nebo 3-D prostoru a může být po použití smazán nebo ponechán na původním místě, přičemž jeho použití nijak neovlivní výsledky. Slouží jako prvek pomocný.



Obr. 8.4 Prvek MESH200 jako 3-D čtyřúhelník se 4 uzly

8.1.4 Nastavení prvku BEAM4

Prvek BEAM4 (**obr. 8.5**), jako 3-D elastický prut se 6-ti stupni volnosti v uzlu, slouží k propojení uzlů sítě mezi sebou a má schopnosti jednoosého tahu, tlaku, krutu a ohybu. Prvek je použit u ojnicích a hlavních čepů klikové hřídele z důvodu rozložení napětí na obvod čepu. Funkce prvku BEAM4 je využito v následném exportu klikové hřídele do programu ADAMS/Engine, kde je kliková hřídel uložena na hlavních čepch do ložiskových pánví v bloku motoru a na ojnicí čepy jsou nasazeny ojnice.



Obr. 8.5 Prvek BEAM4 jako 3-D elastický prut

[podkapitoly 8.1.1 – 8.1.4 jsou zpracovány podle zdroje č. 2]



8.2 Nastavení materiálových vlastností

Materiálové vlastnosti prvků SOLID186, SOLID187 a BEAM4 vyplývají z vlastností nastaveného materiálu.

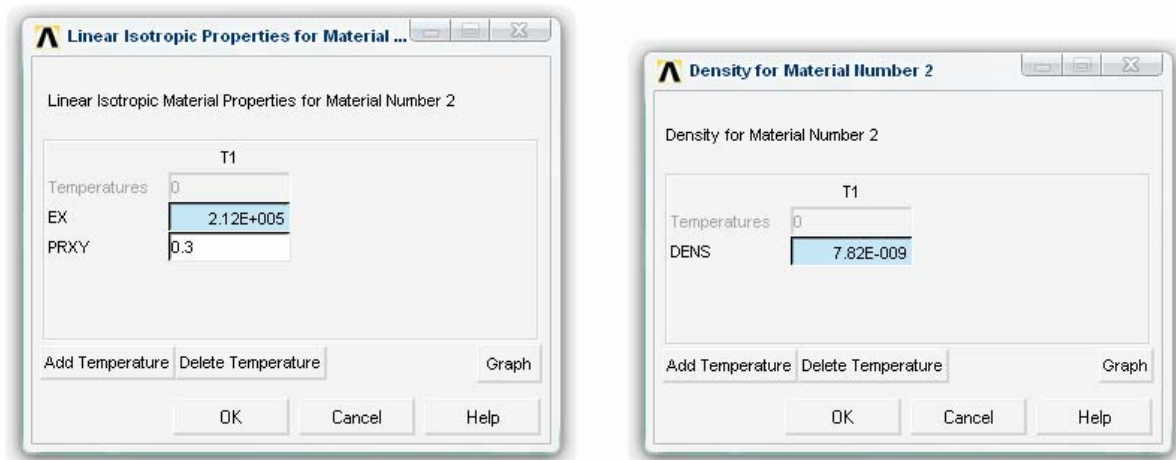
8.2.1 Prvek SOLID186 a SOLID187

Jako základní vlastnosti materiálu pro prvek SOLID186 a SOLID187 je volen Youngův modul pružnosti, Poissonova konstanta a hustota materiálu. Pro materiál klikové hřídele 42CrMo4 dle ČSN 15 142 to jsou následující hodnoty [9]:

Youngův modul pružnosti: $E = 2,12 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$ (při $\pm 100^\circ\text{C}$)

Poissonova konstanta: $\mu = 0,3$

Hustota: $\rho = 7820 \cdot 10^{-12} \text{ t/mm}^3$ (při $\pm 100^\circ\text{C}$)



Obr. 8.6 Nastavené vlastnosti materiálu

8.2.2 Prvek BEAM4

Materiálové hodnoty prvku BEAM4 musí být zvoleny tak, aby nijak zásadně neovlivňovaly výsledky výpočtu. Model se zvolenými hodnotami prutu BEAM4 se podrobí analýze, která ukáže, jak moc se vlastní frekvence klikové hřídele liší od modelu bez použití prutů BEAM4. Výsledky se mohou lišit jen minimálně.

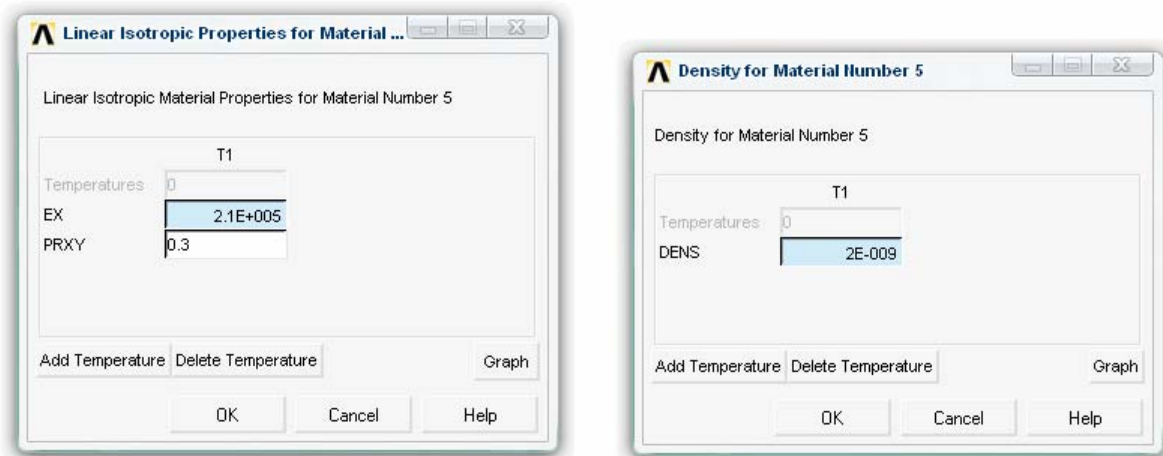


Materiálové hodnoty prvku BEAM4 jsou voleny následovně [9]:

Youngův modul pružnosti: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Poissonova konstanta: $\mu = 0,3$

Hustota: $\rho = 2 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$

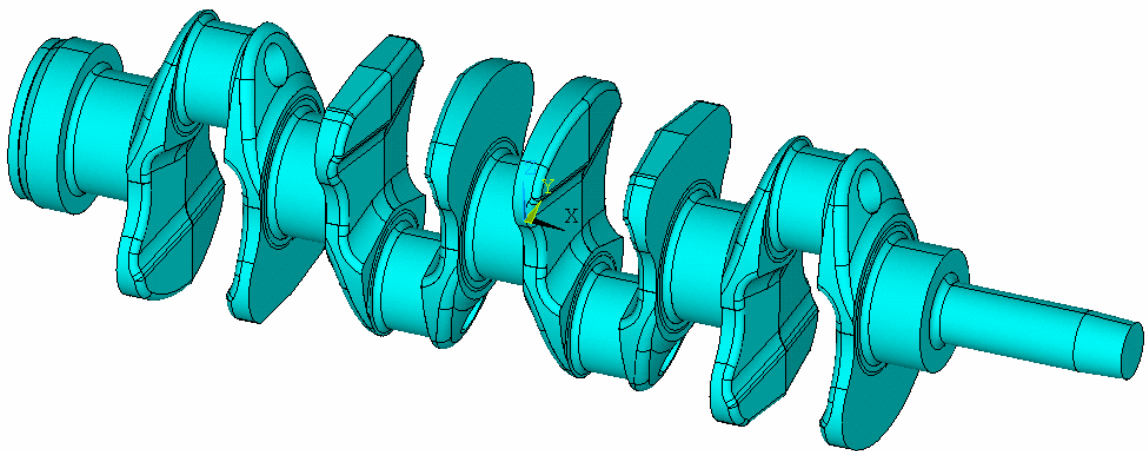


Obr. 8.7 Nastavené vlastnosti materiálu



8.3 Export klikové hřídele do prostředí programu ANSYS

Po úpravě klikové hřídele v programu Pro/Engineer je kliková hřídel převedena do prostředí programu ANSYS. Převedení je realizováno pomocí souboru **.anf* (ANSYS neutral file), který je kompatibilní s oběma programy a je jím převedena úplná geometrie modelu, včetně jeho objemu.



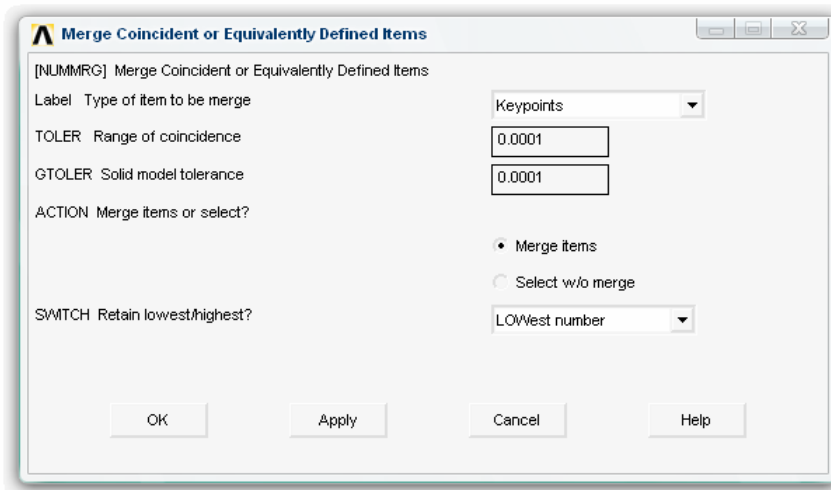
Obr. 8.8 Model klikové hřídele v prostředí ANSYS

Model je převeden z programu Pro/Engineer jako sestava z hlavních a ojnicích čepů a ramen klikové hřídele. Pro potřeby síťování je nutné, aby se model choval jako jeden celek a síť byla v uzlech propojená po celém povrchu a objemu modelu. Aby bylo možno toto propojení uzlů realizovat, musí být použita funkce MERGE ITEMS (**obr. 8.9**). Jedná se o funkci programu ANSYS, která je schopna sloučit například uzly (krajní body elementů), keypoints (klíčové body – hraniční body plochy určující geometrii tělesa), plochy (určují tvar geometrie tělesa) nebo elementy (nejmenší stavební prvky sítě) modelu. Rovněž lze funkcí docílit i zjednodušení modelu. V případě tohoto modelu klikové hřídele jde o sloučení keypointsů. Po provedení sloučení lze na model použít dva odlišné druhy sítě. Zvláště na čepy a zvláště na ramena klikové hřídele.

Každý stavební prvek, kepoint nebo uzel sítě modelu má svoji charakteristickou a jedinečnou číselnou hodnotu, která se nikde na celém modelu neopakuje.



Obrázek vystihuje nastavení funkce MEGRE ITEM.



Obr. 8.9 Nastavení funkce MERGE ITEM

Label – položka, na kterou bude použita funkce MERGE

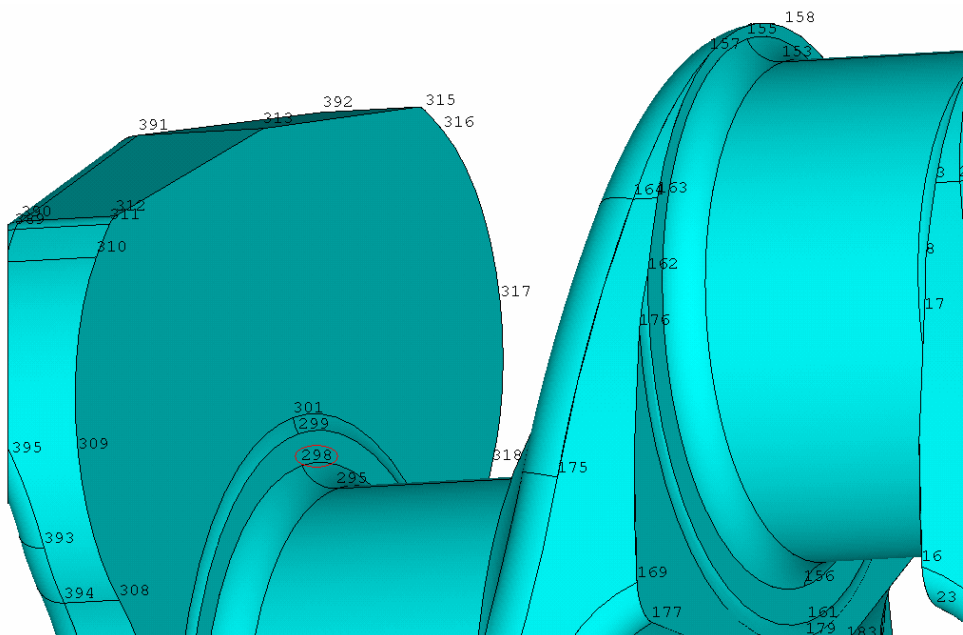
TOLER – souřadnicové rozdíly mezi uzly nebo keypointsy, výchozí hodnota je nastavena na $1 \cdot 10^{-4}$, v jejímž dosahu jsou keypointsy sloučeny

GTOLER – používá se v případě sloučení keypointu s čarou v tolerovaném dosahu

ACTION – určuje, zda sloučit nebo pouze vybrat shodné položky

SWITCH – určuje, zda je po sloučení zachováno vyšší nebo nižší číslo keypointu

Keypoint č. 298 (**obr. 8.10**) je po sloučení jeden z mnoha společným bodů geometrie jak pro hlavní čep, tak pro rameno klikové hřídele.

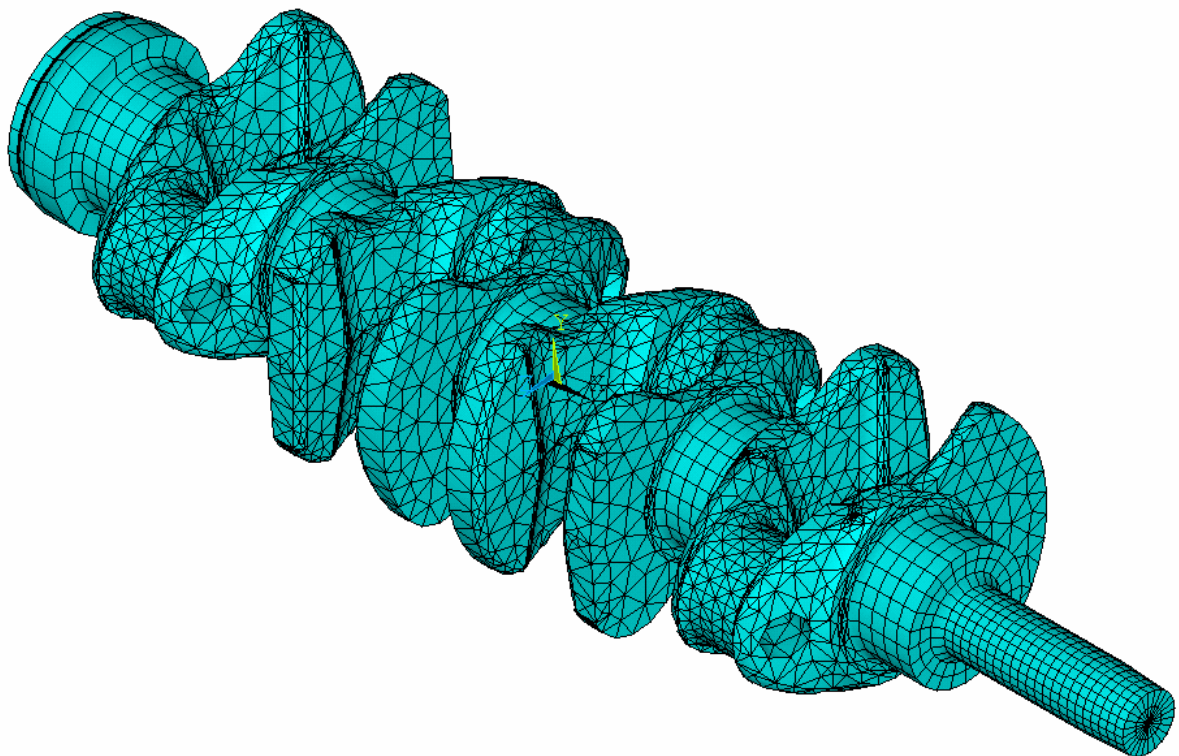


Obr. 8.10 Společný keypoint dvou objemů



8.4 Sít'ování modelu klikové hřídele

Po nastavení typu konečno-prvkových elementů a materiálových vlastností modelu klikové hřídele je jedním z nejzákladnějších a nejdůležitějších úkolů programu ANSYS generování sítě (**obr. 8.11**). Sít' rozděluje model na základní stavební prvky (elementy), které mají svůj vlastní tvar podle právě zvoleného typu elementů (tetrahedral, hexahedral, ...). Příliš jemná sít' má za následek velký počet elementů, což vede k dlouhým výpočetním časům a s malým počtem elementů rostou nepřesnosti ve výsledku. Najít rovnováhu je tedy nezbytnou součástí práce se sítěmi, potažmo elementy, v programu ANSYS.



Obr. 8.11 Model klikové hřídele po vytvoření sítě prvkem

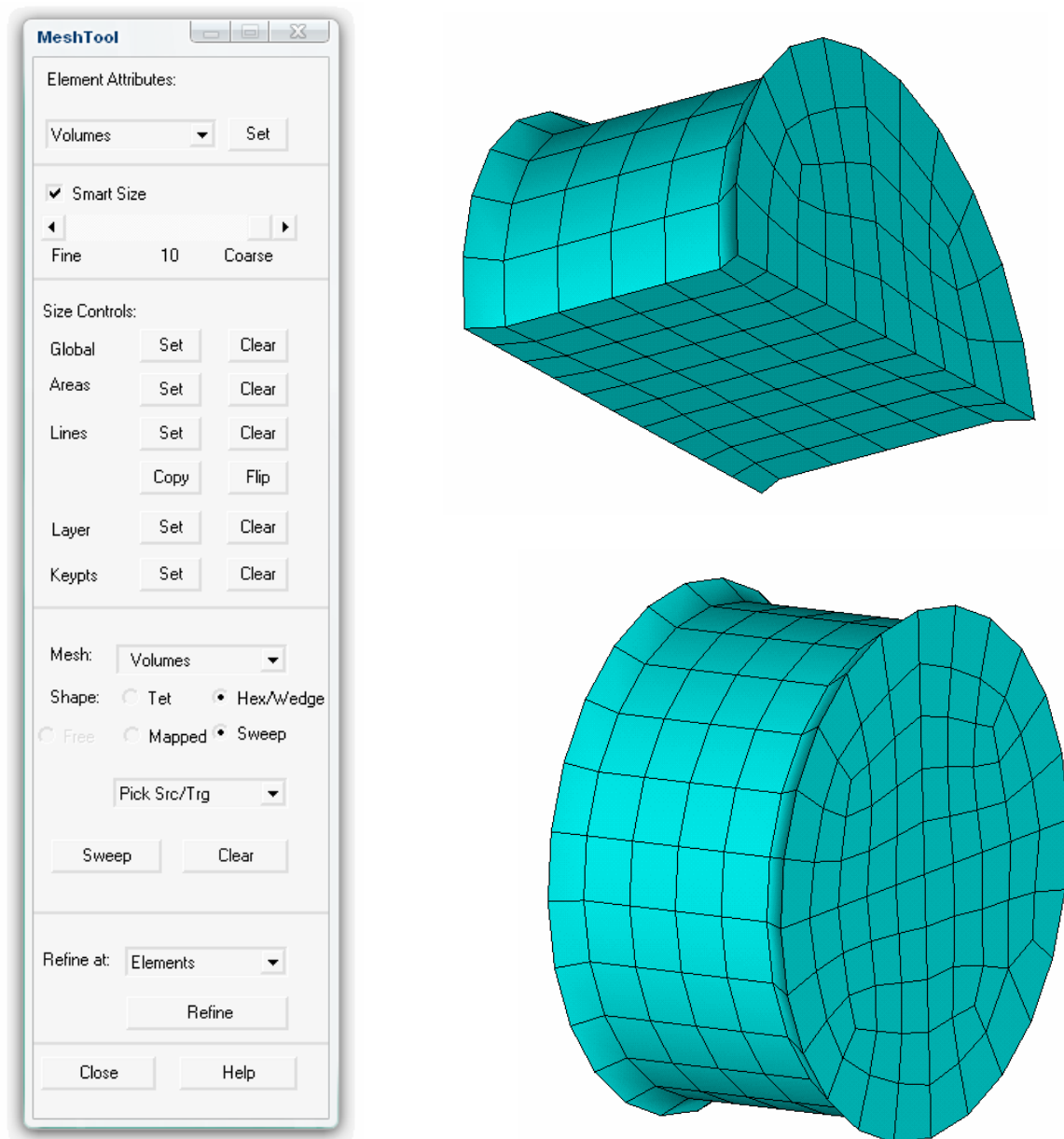
Vygenerovaná sít' se na některých místech jeví příliš hustá, což je dáno detaily, jako jsou zaoblené hran, vývrty ojnicích čepů, osazení, místa spojení některých ploch, příliš malé plochy atd., se kterými byl model vytvořen. Tato místa by na zkrácení výsledků modální analýzy klikové hřídele v programu ADAMS/Engine neměla mít vliv.

Detailně je sít' zobrazena na **obr. 8.18a – 8.18c**, včetně několika řezů klikovou hřídelí, kde je vidět propojení uzlů sítě v celém objemu modelu.



8.4.1 Síťování hlavních čepů

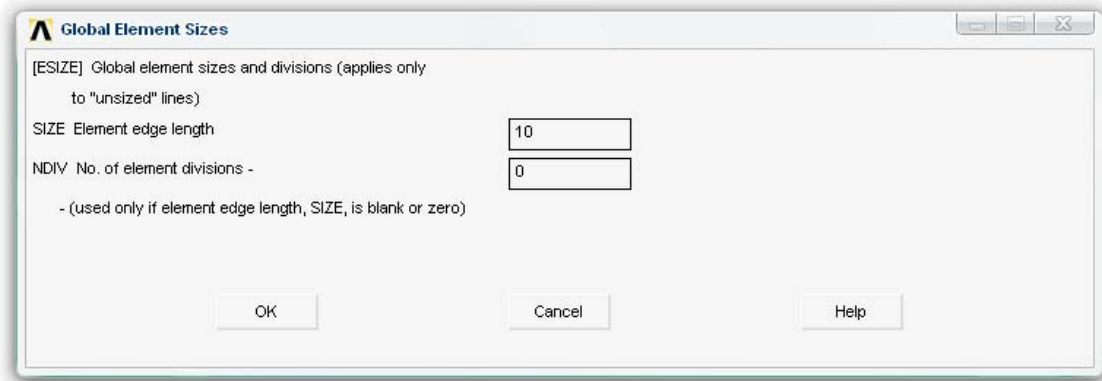
Na hlavních čepch modelu klikové hřídele je vyžadována z důvodu přesnějších výsledků analýzy pravidelnější síť. Na všech pět hlavních čepů je tedy použita hexahedrální sweepovaná síť (*sweep*). Hexahedrální síť je možné vytvářet blokově strukturovanou nebo sweepovanou a to automatickým sweepem (*Auto Src/Trg*) nebo v tomto případě definováním počátku a cíle tažení sítě (*Pick Src/Trg*).



Obr. 8.12 Vytvoření sítě hlavních čepů



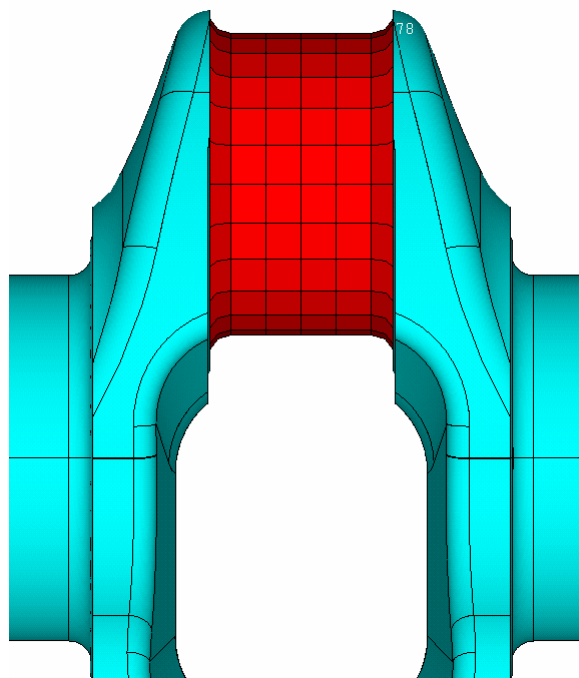
Velikost hrany elementu SOLID186 je na hlavních čepch volena 10 mm, čímž je dosaženo hodnoty 6-ti elementů na šířku čepu (**obr. 8.12** a **obr. 8.13**).



Obr. 8.13 Nastavení velikosti elementů

8.4.2 Síťování ojnicních čepů

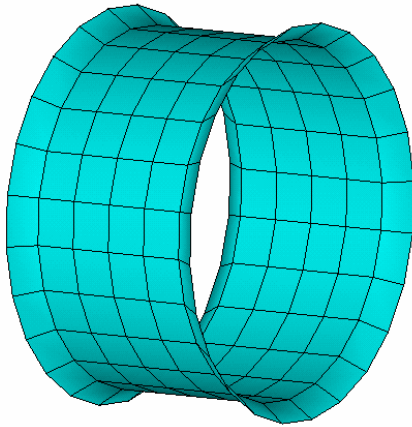
Ojnicní čepy jsou síťovány prvkem SOLID187 s pomocí prvku MESH200, avšak volným, tetrahedrálním typem sítě (*free*), která má automaticky zvolený algoritmus. Volná síť je volena z důvodu složitosti modelu (detailní vývrty v ojnicních čepch), kdy by nebylo možno použít hexahedrální sweepovanou síť. Díky prvku MESH200 je taktéž použito 6-ti prvků na šířku ojnicního čepu, při velikosti elementu 10 mm.



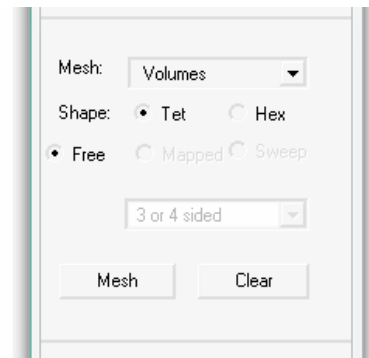
Obr. 8.14 Síťování ojnicního čepu



Na ojnicním čepu je vytvořen pravidelný povrch (**obr. 8.15**) s 6-ti elementy na jeho šířku, na které navazuje volná síť, pokračující dále na ramena klikové hřídele (**obr. 8.17** a **obr. 8.18c**).



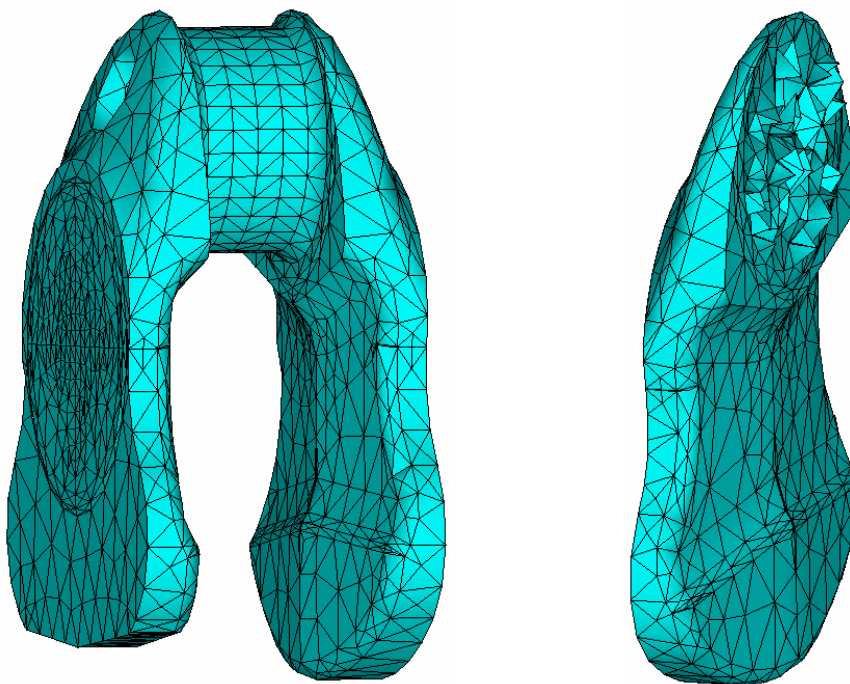
Obr. 8.15 Povrch ojnicního čepu



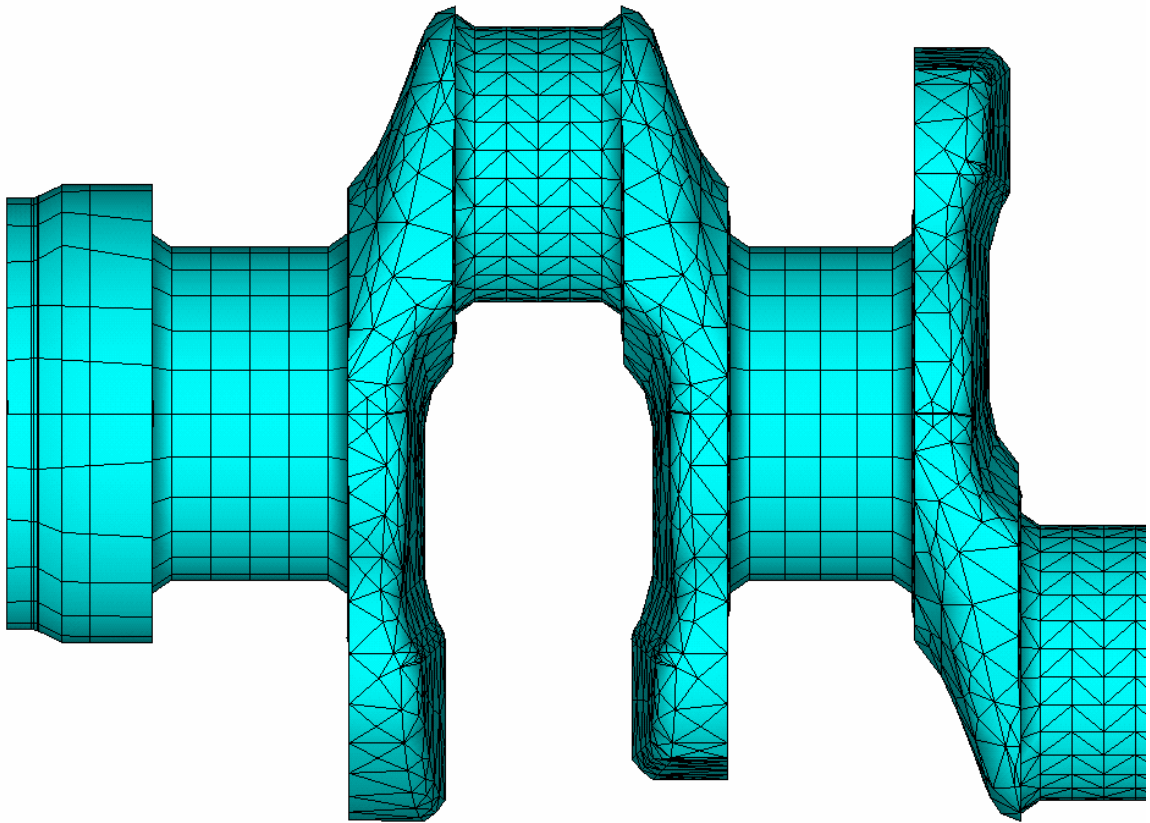
Obr. 8.16 Vytvoření volné sítě

8.4.3 Sít'ování ramen

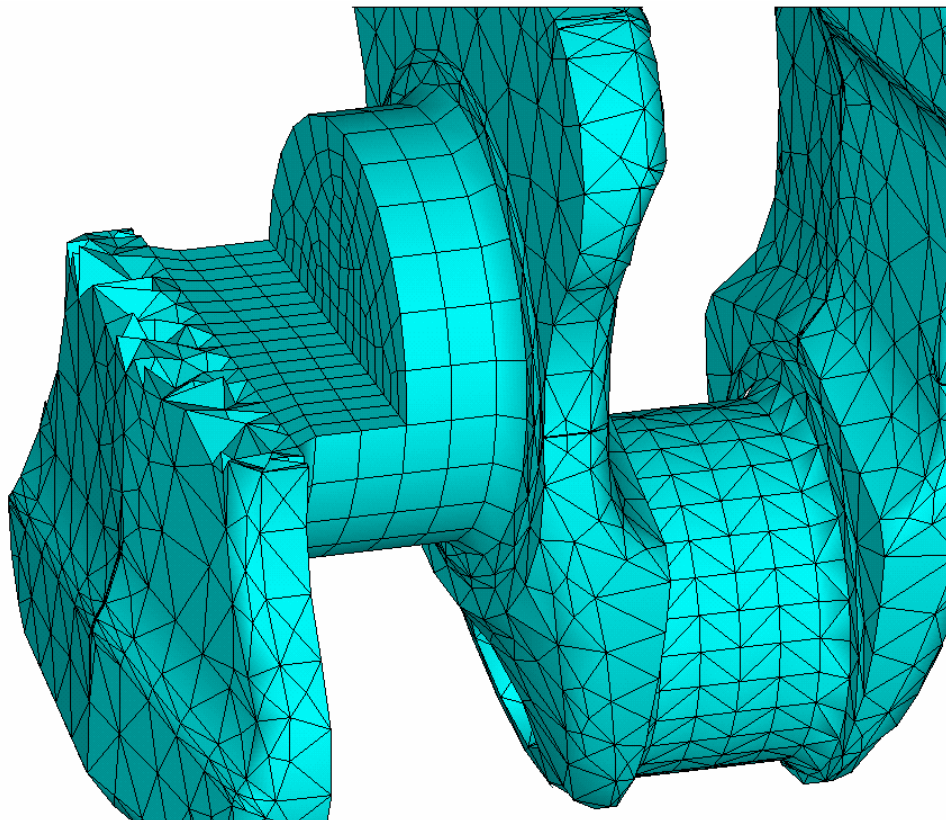
Ramena klikové hřídele jsou vysít'ována společně s ojnicními čepy prvkem SOLID187 o velikosti elementu 15 mm. Pro svoji složitost je opět použita volná tetrahedrální síť (*free*).



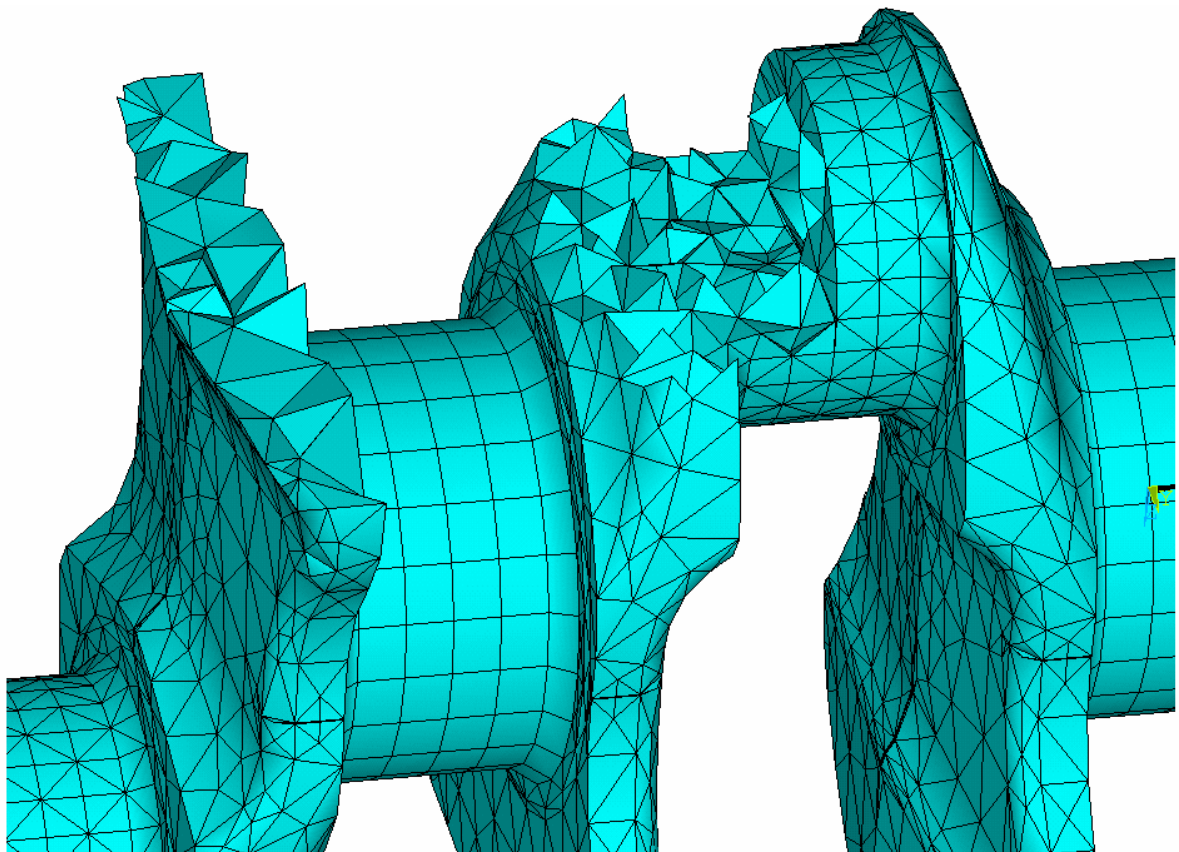
Obr. 8.17 Sít' ramen klikové hřídele



Obr. 8.18a Model klikové hřídele po vytvoření sítě



Obr. 8.18b Řez modelu klikové hřídele po vytvoření sítě



Obr. 8.18c Řez modelu klikové hřídele po vytvoření sítě

8.4.4 Shrnutí parametrů modelu po vygenerování sítě

MKP model klikové hřídele je po vygenerování sítě v programu ANSYS sestaven z následujícího počtu prvků:

| | |
|-----------------------------------|---------------|
| <i>nodes (uzlů)</i> | 95 426 |
| <i>elements (elementů)</i> | 48 493 |
| <i>lines (čar)</i> | 2 397 |
| <i>keypoints (klíčových bodů)</i> | 1 581 |
| <i>areas (ploch)</i> | 939 |
| <i>volumes (objemů)</i> | 56 (1) |

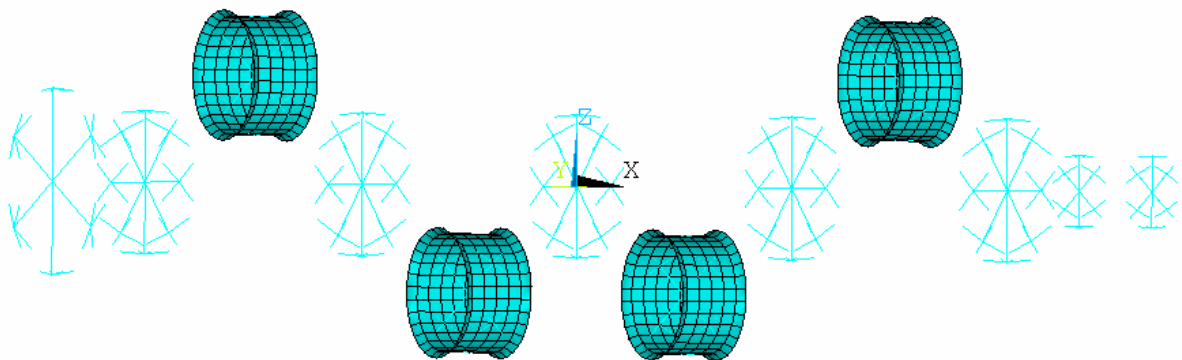
tab. 8.1 Počet jednotlivých prvků MKP modelu

Celková hmotnost modelu klikové hřídele je **38,055 kg**.

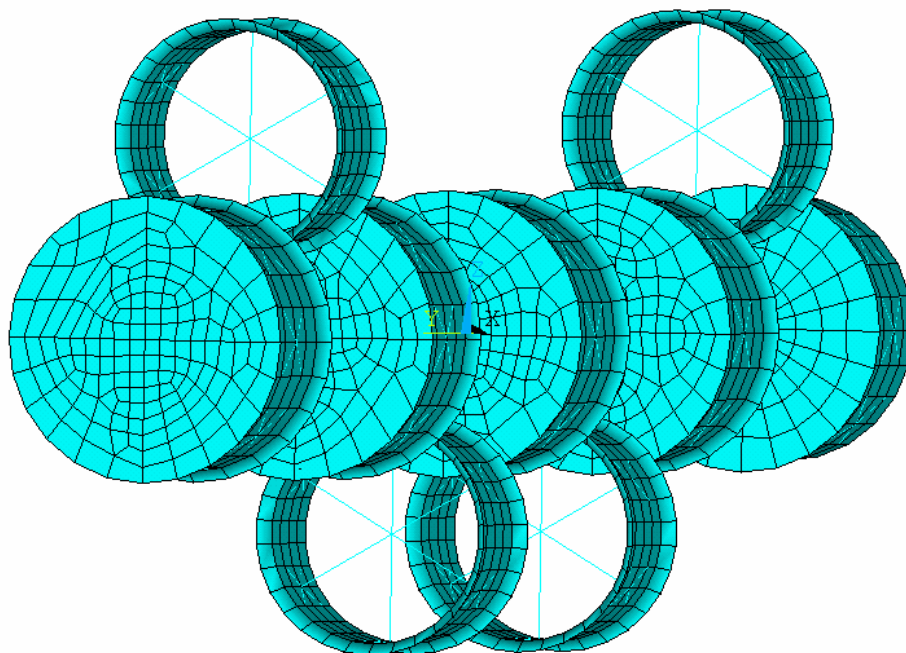


8.5 Vytvoření 3-D elastických prutů BEAM4

Pro rozložení sil, působících na hlavní a ojniční čepy klikové hřídele, je nutno model doplnit o pruty, které vychází ze společného bodu (nodu) na každém čepu. Tento bod leží uprostřed osy čepu a není vázán k síti celého modelu. Se sítí jsou spojeny pouze čtyři body na rozvětvení každého z prutů. Pruty mají nastaveny charakteristické materiálové vlastnosti a jsou vysíťovány prvkem BEAM4 (viz. **kap. 8.2.2**). Na **obr. 8.19a** a **8.19b** je zobrazeno vytvoření těchto prutů na hlavních a ojničních čepch. Stejným způsobem jsou vytvořeny pruty na přírubě setrvačníku a na volném konci klikové hřídele (**obr. 8.19a**), pro připojení řemenice.



Obr. 8.19a Vytvoření prutů na hlavních a ojničních čepch, přírubě a volném konci



Obr. 8.19b Vytvoření prutů na hlavních a ojničních čepch



8.5.1 Zápis a použití makra

Pro zjednodušení tvorby prutů je použito makro, se kterým je ANSYS schopen efektivně pracovat. To usnadňuje práci především v tom, že není třeba každý prut jednotlivě vytvářet, následně síťovat a napojovat na obvodovou síť čepu. Tyto operace je pomocí makra možno zvládnout v kratším čase mnohem jednodušeji. Zápis makra (značeno šedou barvou) je vysvětlen po částech, ale je použito jako jeden celek [2].

8.5.1.1 Nastavení materiálových vlastností BEAM4

NUMCMP,ALL

! komprese číslování nodů*

ET,5,beam4

! typ elementu*

SECTYPE,10,BEAM,CSOLID,,0

! nastavení prvku pro síťování*

SECOFFSET,CENT

! tvar průřezu prutu*

SECDATA,3,

! poloměr prutu*

MP,EX,5,210000

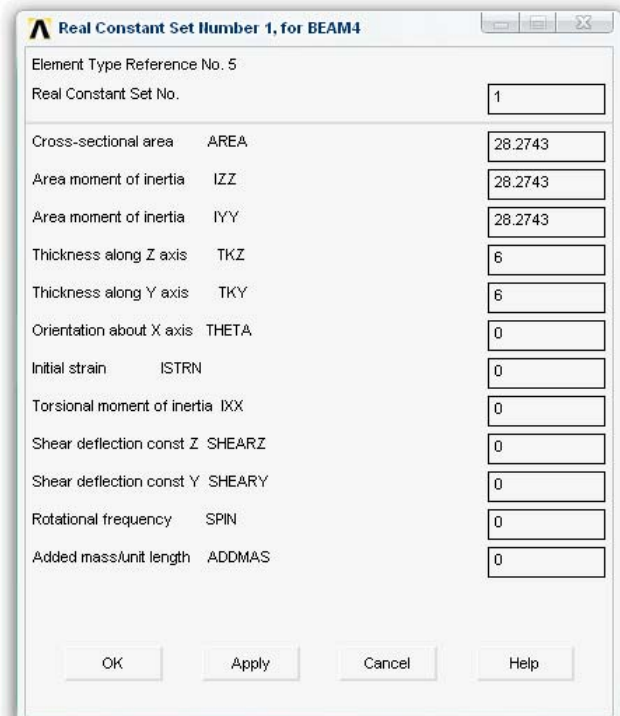
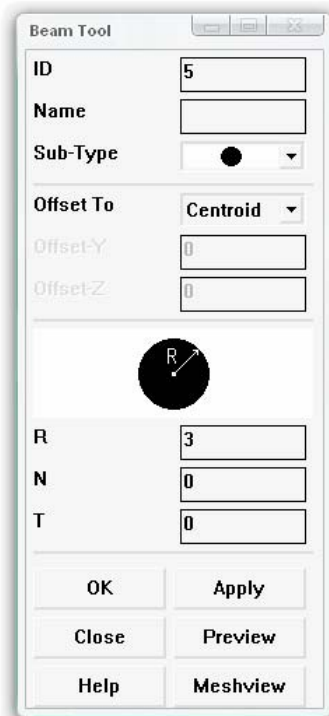
! modul pružnosti*

MP,PRXY,10,0.3

! poissonova konstanta*

MP,DENS,5,2e-009

! hustota materiálu*



Obr. 8.20 Nastavení průřezu a poloměru a reálné konstanty



Pomocí položek z nabídky na **obr. 8.20** lze vybrat předdefinovaný tvar příčného průřezu prutu nebo vytvořit libovolný vlastní. Vysvětlení významu položek:

ID – identifikační číslo

Name – zvolení jména

Sub-type – tvar průřezu prutu

Offset To – základní umístění nodu

R – poloměr

N – počet sekcí po obvodu

T – počet sekcí na poloměru

Nabídka na **obr. 8.20** umožňuje nastavení reálných konstant. V případě tohoto modelu klikové hřídele je vyplněna hodnota položky Cross - Sectional area, což odpovídá průřezu prutu. V polích Area moment of inertia IZZ a IYY jsou hodnoty momentu setrvačnosti k osám Y a Z. Pole Thickness along Z a Y axis znamenají průměr prutů k osám.

Veškeré nastavené hodnoty prutů, ať materiálové nebo rozměrové, jsou voleny s ohledem na co nejbližší velikosti vlastních frekvencí klikové hřídele bez prutů a s pruty BEAM4.

8.5.1.2 Výběr nodů a nastavení proměnných

Značení proměnných v makru je následující:

| | |
|--------------|--|
| start=500000 | !* prozatímní označení startovního nodu |
| A=110952 | !* označení nodu uprostřed osy čepu |
| B=15544 | !* označení nodu na kolmici k nodu A na síti |
| C=19083 | !* C, D, E, F – označení koncových nodů rozvětvení |
| D=19073 | |
| E=19068 | |
| F=19078 | |
| hlavni=10 | !* počet dílků hlavního prutu |
| vedlejsi=5 | !* počet dílků rozvětvených prutů |

Hlavní a rozvětvené pruty jsou následně při síťování rozděleny na 10 nebo 5 dílků. Hodnotám A, B, C, D, E, F se přiřazují čísla nodů pro jednotlivé pruty – mění se s pruty.



Výběr čísel nodů sítě na obvodu čepů, kde budou pruty na síť napojeny, je prováděno ručně, hodnoty jsou zapsány do proměnných A, B, C, D, E, F v makru. Nastínění výběru nodů je ukázáno na **obr. 8.21a** a **8.21b**.

15449 15000 15001 15002 15003 15004 15005 15006 15007 15008
15445 15130 15446 15023 15022 15021 15020 15019 15018 15017 15016 15015 15014 15013 15012 15011 15010 15009 15008 15007 15006 15005 15004 15003 15002 15001 15000
15461 15023 15022 15021 15020 15019 15018 15017 15016 15015 15014 15013 15012 15011 15010 15009 15008 15007 15006 15005 15004 15003 15002 15001 15000
15460 15018 15017 15016 15015 15014 15013 15012 15011 15010 15009 15008 15007 15006 15005 15004 15003 15002 15001 15000
15459 15022 15008 14994 15495 15122 15416 15430 15444 15132
15450 15023 15022 15021 15020 15019 15018 15017 15016 15015 15014 15013 15012 15011 15010 15009 15008 15007 15006 15005 15004 15003 15002 15001 15000
14973 15020 15006 14992 14984 15555 15414 15428 15442 15561
14972 15020 15019 15018 15017 15016 15015 15014 15013 15012 15011 15010 15009 15008 15007 15006 15005 15004 15003 15002 15001 15000
14971 15019 15004 14991 14982 15557 15413 15426 15441 15563
14970 15020 15019 15018 15017 15016 15015 15014 15013 15012 15011 15010 15009 15008 15007 15006 15005 15004 15003 15002 15001 15000
14969 15018 15002 14990 14980 15559 15412 15424 15440 15565
13248 13595 13594 13593 13592 13591 13590 13589 13588 13587 13586 13585 13584 13583 13582 13581 13580 13579 13578 13577 13576 13575 13574 13573 13572 13571 13570 13569 13568 13567 13566 13565 13564 13563 13562 13561 13560 13559 13558 13557 13556 13555 13554 13553 13552 13551 13550 13549 13548 13547 13546 13545 13544 13543 13542 13541 13540 13539 13538 13537 13536 13535 13534 13533 13532 13531 13530 13529 13528 13527 13526 13525 13524 13523 13522 13521 13520 13519 13518 13517 13516 13515 13514 13513 13512 13511 13510 13509 13508 13507 13506 13505 13504 13503 13502 13501 13500
13616 13600 13588 13572 13669 15043 15105 15106 15107 15544 15545 15546 15547 15059
13615 13600 13595 13585 13575 13668 15038 15093 15077 15065 15054
13614 13599 13586 13571 13667 15039 15100 15088 15078 15072 15073 15060 15055
13613 13599 13592 13585 13579 13666 15040 15094 15079 15066 15056
13612 13598 13584 13570 13665 15045 15102 15089 15080 15072 15061 15057
13611 13597 13583 13569 13415 15042 15095 15081 15067 15058
13610 13596 13582 13568 13415 15507 15097 15083 15069 15529
13249 13595 13585 13574 13582 13414 15506 15096 15082 15068 15218 15043 15530
13248 13595 13584 13573 13581 13414 15505 15095 15081 15070 15531
13247 13594 13583 13572 13580 13413 15504 15094 15080 15069 15044 15532
13246 13593 13582 13571 13579 13412 15503 15093 15079 15068 15043 15533
13245 13592 13581 13570 13578 13411 15502 15092 15078 15067 15042 15534
13244 13591 13580 13569 13577 13410 15501 15091 15077 15066 15041 15535
13243 13590 13579 13568 13576 13409 15500 15090 15076 15065 15040 15536
13242 13589 13578 13567 13575 13408 15499 15089 15075 15064 15039 15537
13241 13588 13577 13566 13574 13407 15498 15088 15074 15063 15038 15538
13240 13587 13576 13565 13573 13406 15497 15087 15073 15062 15037 15539
13239 13586 13575 13564 13572 13405 15496 15086 15072 15061 15036 15540
13238 13585 13574 13563 13571 13404 15495 15085 15071 15060 15035 15541
13237 13584 13573 13562 13570 13403 15494 15084 15070 15059 15034 15542
13236 13583 13572 13561 13569 13402 15493 15083 15069 15058 15033 15543
13235 13582 13571 13560 13568 13401 15492 15082 15068 15057 15032 15544
13234 13581 13570 13559 13567 13400 15491 15081 15067 15056 15031 15545
13233 13580 13569 13558 13566 13399 15490 15080 15066 15055 15030 15546
13232 13579 13568 13557 13565 13398 15489 15079 15065 15054 15029 15547
13231 13578 13567 13556 13564 13397 15488 15078 15064 15053 15028 15548
13230 13577 13566 13555 13563 13396 15487 15077 15063 15052 15027 15549
13229 13576 13565 13554 13562 13395 15486 15076 15062 15051 15026 15550
13228 13575 13564 13553 13561 13394 15485 15075 15061 15050 15025 15551
13227 13574 13563 13552 13560 13393 15484 15074 15060 15049 15024 15552
13226 13573 13562 13551 13559 13392 15483 15073 15059 15048 15023 15553
13225 13572 13561 13550 13558 13391 15482 15072 15058 15047 15022 15554
13224 13571 13560 13549 13557 13390 15481 15071 15057 15046 15021 15555
13223 13570 13559 13548 13556 13389 15480 15070 15056 15045 15020 15556
13222 13569 13558 13547 13555 13388 15479 15069 15055 15044 15019 15557
13221 13568 13557 13546 13554 13387 15478 15068 15054 15043 15018 15558
13220 13567 13556 13545 13553 13386 15477 15067 15053 15042 15017 15559
13219 13566 13555 13544 13552 13385 15476 15066 15052 15041 15016 15560
13218 13565 13554 13543 13551 13384 15475 15065 15051 15040 15015 15561
13217 13564 13553 13542 13550 13383 15474 15064 15050 15039 15014 15562
13216 13563 13552 13541 13549 13382 15473 15063 15049 15038 15013 15563
13215 13562 13551 13540 13548 13381 15472 15062 15048 15037 15012 15564
13214 13561 13550 13539 13547 13380 15471 15061 15047 15036 15011 15565
13213 13560 13549 13538 13546 13379 15470 15060 15046 15035 15010 15566
13212 13559 13548 13537 13545 13378 15469 15059 15045 15034 15009 15567
13211 13558 13547 13536 13544 13377 15468 15058 15044 15033 15008 15568
13210 13557 13546 13535 13543 13376 15467 15057 15043 15032 15007 15569
13209 13556 13545 13534 13542 13375 15466 15056 15042 15031 15006 15570
13208 13555 13544 13533 13541 13374 15465 15055 15041 15030 15005 15571
13207 13554 13543 13532 13540 13373 15464 15054 15040 15029 15004 15572
13206 13553 13542 13531 13539 13372 15463 15053 15039 15028 15003 15573
13205 13552 13541 13530 13538 13371 15462 15052 15038 15027 15002 15574
13204 13551 13540 13529 13537 13370 15461 15051 15037 15026 15001 15575
13203 13550 13539 13528 13536 13369 15460 15050 15036 15025 15000 15576
13202 13549 13538 13527 13535 13368 15459 15049 15035 15024 14999 15577
13201 13548 13537 13526 13534 13367 15458 15048 15034 15023 14998 15578
13200 13547 13536 13525 13533 13366 15457 15047 15033 15022 14997 15579
13199 13546 13535 13524 13532 13365 15456 15046 15032 15021 14996 15580
13198 13545 13534 13523 13531 13364 15455 15045 15031 15020 14995 15581
13197 13544 13533 13522 13530 13363 15454 15044 15030 15019 14994 15582
13196 13543 13532 13521 13529 13362 15453 15043 15029 15018 14993 15583
13195 13542 13531 13520 13528 13361 15452 15042 15028 15017 14992 15584
13194 13541 13530 13519 13527 13360 15451 15041 15027 15016 14991 15585
13193 13540 13529 13518 13526 13359 15450 15040 15026 15015 14990 15586
13192 13539 13528 13517 13525 13358 15449 15039 15025 15014 14989 15587
13191 13538 13527 13516 13524 13357 15448 15038 15024 15013 14988 15588
13190 13537 13526 13515 13523 13356 15447 15037 15023 15012 14987 15589
13189 13536 13525 13514 13522 13355 15446 15036 15022 15011 14986 15590
13188 13535 13524 13513 13521 13354 15445 15035 15021 15010 14985 15591
13187 13534 13523 13512 13520 13353 15444 15034 15020 15009 14984 15592
13186 13533 13522 13511 13519 13352 15443 15033 15019 15008 14983 15593
13185 13532 13521 13510 13518 13351 15442 15032 15018 15007 14982 15594
13184 13531 13520 13509 13517 13350 15441 15031 15017 15006 14981 15595
13183 13530 13519 13508 13516 13349 15440 15030 15016 15005 14980 15596
13182 13529 13518 13507 13515 13348 15439 15029 15015 15004 14979 15597
13181 13528 13517 13506 13514 13347 15438 15028 15014 15003 14978 15598
13180 13527 13516 13505 13513 13346 15437 15027 15013 15002 14977 15599
13179 13526 13515 13504 13512 13345 15436 15026 15012 15001 14976 15600
13178 13525 13514 13503 13511 13344 15435 15025 15011 15000 14975 15601
13177 13524 13513 13502 13510 13343 15434 15024 15010 14999 14974 15602
13176 13523 13512 13501 13509 13342 15433 15023 15009 14998 14973 15603
13175 13522 13511 13500 13508 13341 15432 15022 15008 14997 14972 15604
13174 13521 13510 13499 13507 13340 15431 15021 15007 14996 14971 15605
13173 13520 13509 13498 13506 13339 15430 15020 15006 14995 14970 15606
13172 13519 13508 13497 13505 13338 15429 15019 15005 14994 14969 15607
13171 13518 13507 13496 13504 13337 15428 15018 15004 14993 14968 15608
13170 13517 13506 13495 13503 13336 15427 15017 15003 14992 14967 15609
13169 13516 13505 13494 13502 13335 15426 15016 15002 14991 14966 15610
13168 13515 13504 13493 13501 13334 15425 15015 15001 14990 14965 15611
13167 13514 13503 13492 13500 13333 15424 15014 15000 14989 14964 15612
13166 13513 13502 13491 13499 13332 15423 15013 14999 14988 14963 15613
13165 13512 13501 13490 13498 13331 15422 15012 14998 14987 14962 15614
13164 13511 13500 13489 13497 13330 15421 15011 14997 14986 14961 15615
13163 13510 13499 13488 13496 13329 15420 15010 14996 14985 14960 15616
13162 13509 13498 13487 13495 13328 15419 15009 14995 14984 14959 15617
13161 13508 13497 13486 13494 13327 15418 15008 14994 14983 14958 15618
13160 13507 13496 13485 13493 13326 15417 15007 14993 14982 14957 15619
13159 13506 13495 13484 13492 13325 15416 15006 14992 14981 14956 15620
13158 13505 13494 13483 13491 13324 15415 15005 14991 14980 14955 15621
13157 13504 13493 13482 13490 13323 15414 15004 14990 14979 14954 15622
13156 13503 13492 13481 13489 13322 15413 15003 14989 14978 14953 15623
13155 13502 13491 13480 13488 13321 15412 15002 14988 14977 14952 15624
13154 13501 13490 13479 13487 13320 15411 15001 14987 14976 14951 15625
13153 13500 13489 13478 13486 13319 15410 15000 14986 14975 14950 15626
13152 13499 13488 13477 13485 13318 15409 14999 14985 14974 14949 15627
13151 13498 13487 13476 13484 13317 15408 14998 14984 14973 14948 15628
13150 13497 13486 13475 13483 13316 15407 14997 14983 14972 14947 15629
13149 13496 13485 13474 13482 13315 15406 14996 14982 14971 14946 15630
13148 13495 13484 13473 13481 13314 15405 14995 14981 14970 14945 15631
13147 13494 13483 13472 13480 13313 15404 14994 14980 14969 14944 15632
13146 13493 13482 13471 13479 13312 15403 14993 14979 14968 14943 15633
13145 13492 13481 13470 13478 13311 15402 14992 14978 14967 14942 15634
13144 13491 13480 13469 13477 13310 15401 14991 14977 14966 14941 15635
13143 13490 13479 13468 13476 13309 15400 14990 14976 14965 14940 15636
13142 13489 13478 13467 13475 13308 15399 14989 14975 14964 14939 15637
13141 13488 13477 13466 13474 13307 15398 14988 14974 14963 14938 15638
13140 13487 13476 13465 13473 13306 15397 14987 14973 14962 14937 15639
13139 13486 13475 13464 13472 13305 15396 14986 14972 14961 14936 15640
13138 13485 13474 13463 13471 13304 15395 14985 14971 14960 14935 15641
13137 13484 13473 13462 13470 13303 15394 14984 14970 14959 14934 15642
13136 13483 13472 13461 13469 13302 15393 14983 14969 14958 14933 15643
13135 13482 13471 13460 13468 13301 15392 14982 14968 14957 14932 15644
13134 13481 13470 13459 13467 13300 15391 14981 14967 14956 14931 15645
13133 13480 13469 13458 13466 13299 15390 14980 14966 14955 14930 15646
13132 13479 13468 13457 13465 13298 15389 14979 14965 14954 14929 15647
13131 13478 13467 13456 13464 13297 15388 14978 14964 14953 14928 15648
13130 13477 13466 13455 13463 13296 15387 14977 14963 14952 14927 15649
13129 13476 13465 13454 13462 13295 15386 14976 14962 14951 14926 15650
13128 13475 13464 13453 13461 13294 15385 14975 14961 14950 14925 15651
13127 13474 13463 13452 13460 13293 15384 14974 14960 14949 14924 15652
13126 13473 13462 13451 13459 13292 15383 14973 14959 14948 14923 15653
13125 13472 13461 13450 13458 13291 15382 14972 14958 14947 14922 15654
13124 13471 13460 13449 13457 13290 15381 14971 14957 14946 14921 15655
13123 13470 13459 13448 13456 13289 15380 14970 14956 14945 14920 15656
13122 13469 13458 13447 13455 13288 15379 14969 14955 14944 14919 15657
13121 13468 13457 13446 13454 13287 15378 14968 14954 14943 14918 15658
13120 13467 13456 13445 13453 13286 15377 14967 14953 14942 14917 15659
13119 13466 13455 13444 13452 13285 15376 14966 14952 14941 14916 15660
13118 13465 13454 13443 13451 13284 15375 14965 14951 14940 14915 15661
13117 13464 13453 13442 13450 13283 15374 14964 14950 14939 14914 15662
13116 13463 13452 13441 13449 13282 15373 14963 14949 14938 14913 15663
13115 13462 13451 13440 13448 132



8.5.1.3 Vytvoření keypointů a čar

Samotné vytvoření prutů prvku BEAM4 popisuje následující část makra. Zde jsou postupně vytvářeny keypointy A, B, C, D, E, F, které mezi sebou spojují čáry. Na hlavních čepích klikové hřídele je vytvořeno 8 rozvětvojících se prutů, na ojničních čepích pouze 6, z důvodu pravidelnosti rozložení. Zápis makra je následující:

```
numstr,line,start      !* nastavení startovací hodnoty
numstr,kp,start
numstr,node,start

knode,0,A              !* vytvoření start keypointu v A

knode,0,B              !* vytvoření start+1 keypointu v B

LSTR,start,start+1    !* vytvoření start čáry

knode,0,C              !* vytvoření start+2 keypointu v C
LSTR,start+1 ,start+2 !* vytvoření start+1 čáry

knode,0,D              !* vytvoření start+3 keypointu v D
LSTR,start+1,start+3  !* vytvoření start+2 čáry

knode,0,E              !* vytvoření start+4 keypointu v E
LSTR,start+1,start+4  !* vytvoření start+3 čáry

knode,0,F              !* vytvoření start+5 keypointu v F
LSTR,start+1,start+5  !* vytvoření start+4 čáry
```

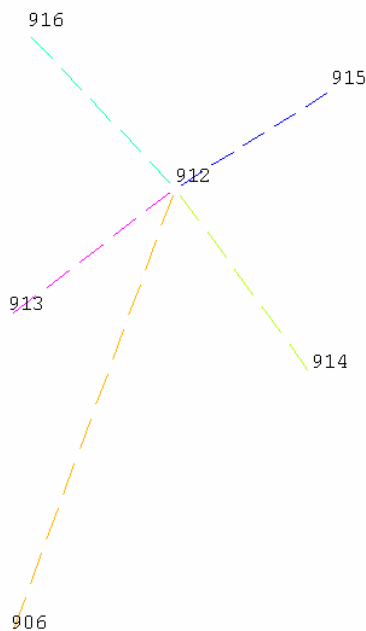
Soustavu prutů ukazuje **obr. 8.22a**. Skládá se z jednoho hlavního prutu a na něj navazujících čtyřech menších prutů. Dosah rozvětvení na další uzly síť je dán vhodnou volbou. Každý koncový keypoint čáry má svoji číselnou hodnotu, která je na celém modelu jedinečná. Na **obr. 8.22b** je vyobrazeno použití prutů na jednom z hlavních čepů klikové hřídele.



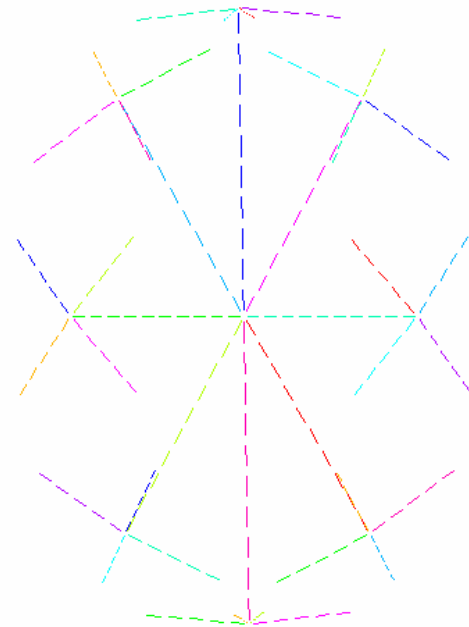
```
allsel,all !* vykreslení všech prvků  
lsel,s,line,,start+1  
lsel,a,line,,start+2  
lsel,a,line,,start+3  
lsel,a,line,,start+4
```

```
LESIZE,ALL, , , vedlejsi, , , ,0 !* nastavení dělení vedlejší čáry
```

Po provedení dělení jsou pruty zobrazeny na **obr. 8.23a** a **8.23b**.



Obr. 8.23a Soustava prutů



Obr. 8.23b Pruty hlavního čepu

8.5.1.5 Síťování prutů

Další operací s pruty je jejich síťování. K tomuto účelu je použit prvek BEAM4, který se zde hodí zejména pro svoje vlastnosti, jako je 6 stupňů volnosti v uzlu, schopnost jednoosého tahu, tlaku, krutu a ohybu a chová se jako elastický prut. Zápis makra je následující:



allsel,,all !* vykreslení všech prvků

lsel,s,line,,start !* výběr čar

lsel,a,line,,start+1

lsel,a,line,,start+2

lsel,a,line,,start+3

lsel,a,line,,start+4

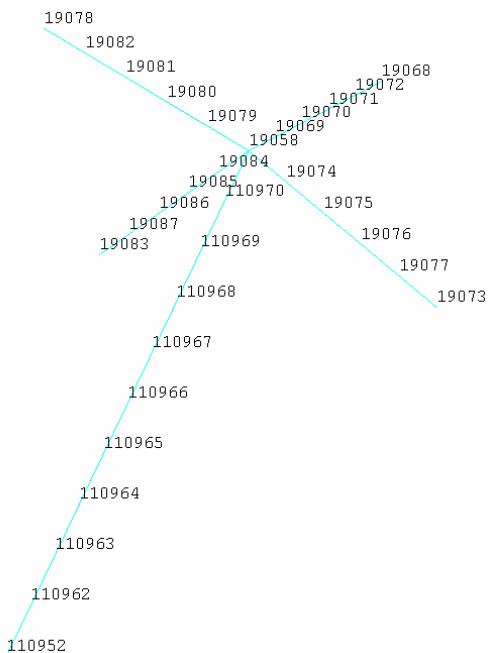
ALLSEL,BELOW,LINE

LMESH,all !* síťování čar

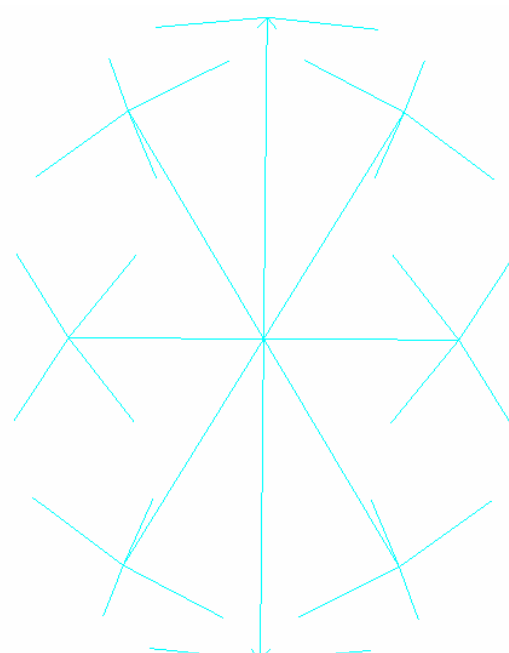
esll

eplot !* vykreslení elementů

Pruty po vygenerování sítě zobrazují následující **obr. 8.24a** a **8.14b**.



Obr. 8.24a Soustava prutů se sítí



Obr. 8.24b Sít' prutů hlavního čepu



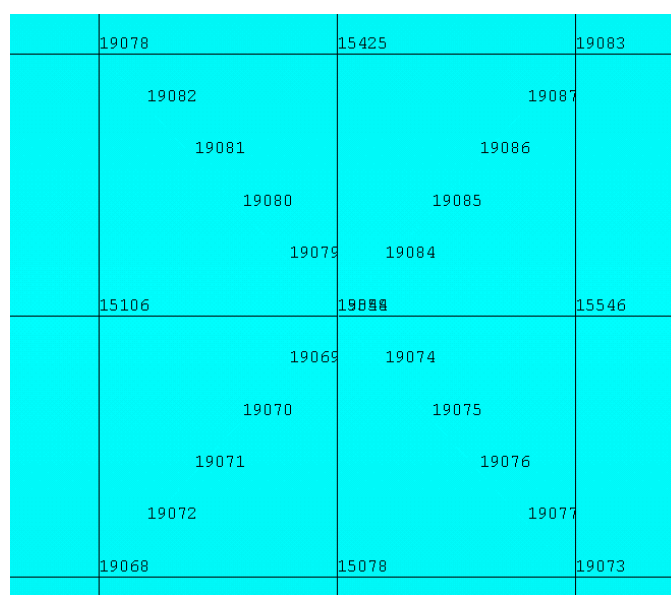
8.5.1.6 Použití funkce MERG

Aby mohly pruty jako BEAM4 prvky plnit požadovanou funkci rozložení síly po obvodu čepu, musí být spojeny s povrchovou sítí čepů. Podle zápisu makra jsou se sítí čepů spojeny vždy čtyři koncové body rozvětveného prutu. Body A a B se k síti nepřipojují, proto nejsou ve výběru.

```
allsel,all                !* vykreslení všech prvků
ksel,s,kp,,start,start+5 !* vyhledání keypointů
ksel,u,kp,,start+1
nslk
nselect,a,node,,C
nselect,a,node,,D
nselect,a,node,,E
nselect,a,node,,F

NUMMRG,node,0.0001,0.0001,,HIGH !* spojení nodů v zadaném dosahu
ALLSEL,ALL                !* vykreslení všech prvků
/PNUM,node,1             !* přiřazení číselné hodnoty
eplot                    !* vykreslení elementů
```

Podle **obr. 8.25** je jasné, že středový bod rozvětvení není se sítí spojen, jelikož jsou na tomtéž místě dva nody s různými čísly, přičemž jeden patří prutům a jeden síti čepu.



Obr. 8.25 Spojení prutů se sítí čepu



8.5.2 Shrnutí parametrů modelu s prvky BEAM4

MKP model klikové hřídele je po vytvoření prutů s prvky BEAM4 v programu ANSYS sestaven z následujícího počtu prvků:

| | |
|-----------------------------------|---------------|
| <i>nodes (uzlů)</i> | 95 426 |
| <i>elements (elementů)</i> | 50 953 |
| <i>lines (čar)</i> | 2 397 |
| <i>keypoints (klíčových bodů)</i> | 1 581 |
| <i>areas (ploch)</i> | 939 |
| <i>volumes (objemů)</i> | 56 (1) |

tab. 8.2 Počet jednotlivých prvků MKP modelu

S použitím dalších prvků v modelu se zvětšil počet nodů a elementů. Tudíž přibila další rotační hmota klikové hřídele a změnily se nepatrně vlastní frekvence modelu. Celková nová hmotnost modelu klikové hřídele je již **38,142 kg**.



8.6 Modální analýza

Modální analýza určuje vlastnosti a velikost vibrací (vlastních frekvencí) modelu. Může také sloužit jako výchozí bod pro další, podrobnější, typy dynamických analýz (**obr. 8.26**), jako jsou například přechodová analýza, harmonická analýza nebo spektrální analýza.

Metodou konečných prvků lze řešit kromě statických úloh i úlohy dynamické. Do skupiny dynamických úloh patří zjišťování vlastních frekvencí modelu, jejímž výsledkem je nalezení vlastních tvarů a vlastních frekvencí součásti.

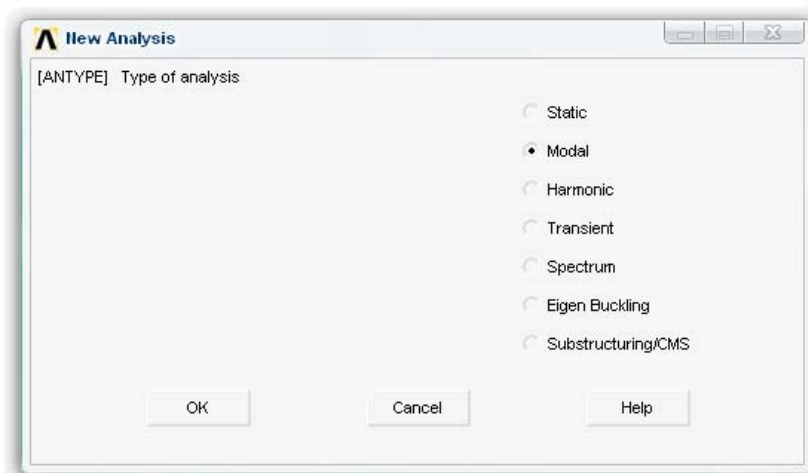
Při řešení dynamických úloh se stejně jako u statických úloh sestavuje matice tuhosti M a matice hmotnosti C (viz. **kap. 5.2**), která je sestavena z hmotností jednotlivých prvků, vyjadřující jejich setrvačné vlastnosti.

Znalost vlastní frekvence je důležitá, protože kdyby došlo ke shodě frekvence vlastního kmitání klikového mechanismu a frekvence periodicky působících sil v motoru, mělo by to za následek zesilování kmitů a vznik rezonance, což by vedlo k rychlému opotřebení částí motoru.

8.6.1 Nastavení výpočtu vlastních frekvencí

Kontrolní výpočty vlastních frekvencí jsou prováděny kvůli zjištění, zda nebyly, případně jakou měrou byly, ovlivněny přidáním dalších prvků (prutů BEAM4) vlastní frekvence modelu. Tyto frekvence se mohou lišit pouze minimálně, aby se zamezilo zkreslení výsledků výpočtu.

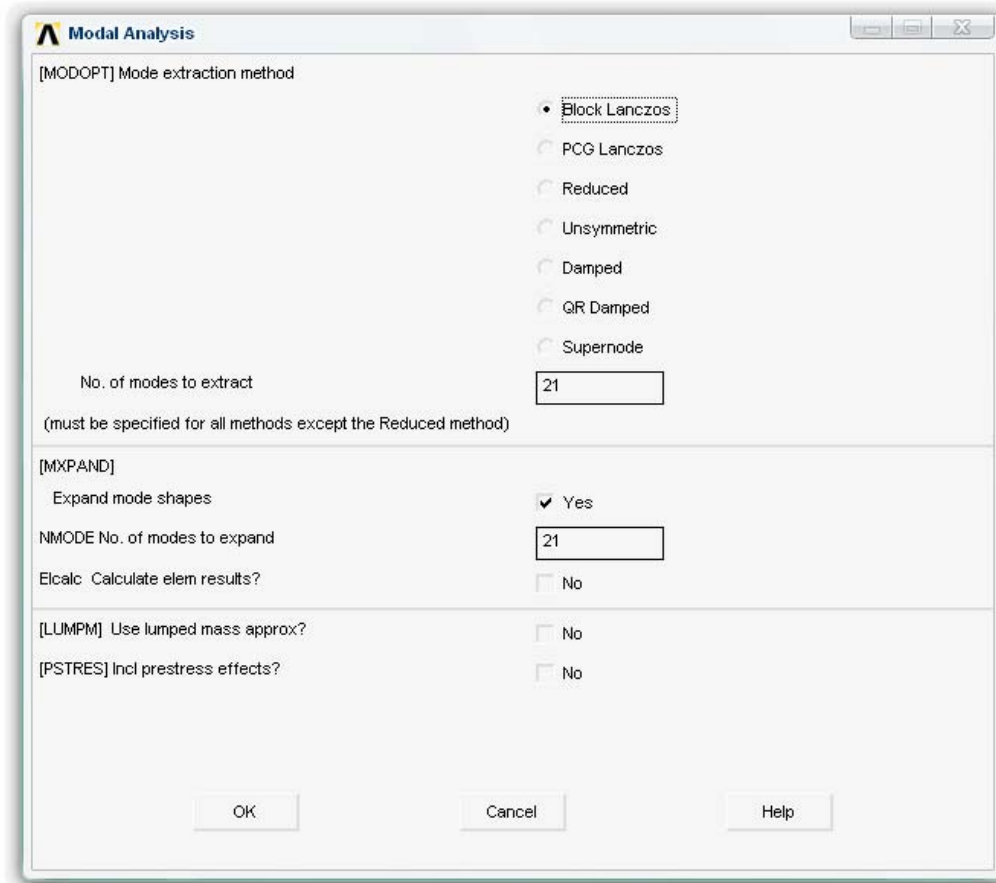
Nejprve je třeba zvolit typ analýzy, dle **obr. 8.26** je vybrána modální analýza.



Obr. 8.26 Výběr typu analýzy



Nastavení výpočtu vlastních frekvencí může být buď na konkrétní počet hodnot zjišťovaných frekvencí (**obr. 8.27**), jak je použito při tomto výpočtu, nebo zadáním počáteční a koncové hodnoty frekvence.



Obr. 8.27 Nastavení počtu zjišťovaných frekvencí

Hodnota v poli No. of modes to extract a NMODE No. of modes to expand je nastavená na 21. Tím je po provedení analýzy získáno 21 vlastních frekvencí modelu, přičemž prvních 6 frekvencí je nulových a to z důvodu, že těleso má v prostoru šest stupňů volnosti, které odpovídají pohybu tělesa jako celku. Výsledkem je tedy 15 nenulových vlastních frekvencí.

Při provedení analýzy s pruty BEAM4 se navíc počítá s další hmotností a dalšími materiálovými vlastnostmi, jejichž nastavení je popsáno v **kap. 8.5.1**.



8.6.2 Vlastní frekvence modelu bez prutů BEAM4

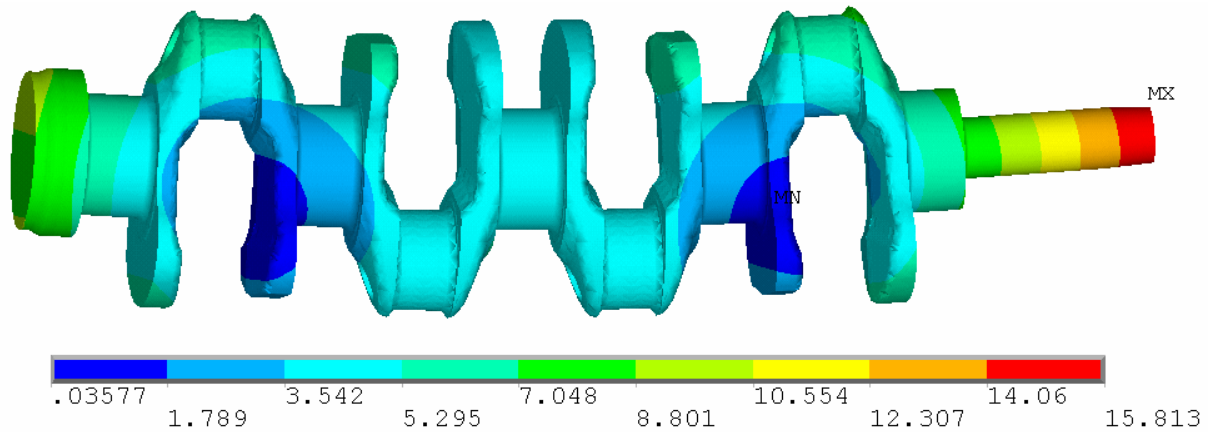
V první fázi je podroben modální analýze model klikové hřídele bez prutů BEAM4. Výsledných prvních 15 nenulových vlastních frekvencí modelu je zapsáno v **tab. 8.3**.

| číslo módu | vlastní frekvence |
|------------|-------------------|
| 1 | 224.14 Hz |
| 2 | 308.30 Hz |
| 3 | 525.71 Hz |
| 4 | 592.67 Hz |
| 5 | 645.19 Hz |
| 6 | 855.61 Hz |
| 7 | 886.68 Hz |
| 8 | 1 093.50 Hz |
| 9 | 1 330.90 Hz |
| 10 | 1 595.10 Hz |
| 11 | 1 656.50 Hz |
| 12 | 1 988.50 Hz |
| 13 | 2 050.10 Hz |
| 14 | 2 078.30 Hz |
| 15 | 2 160.20 Hz |

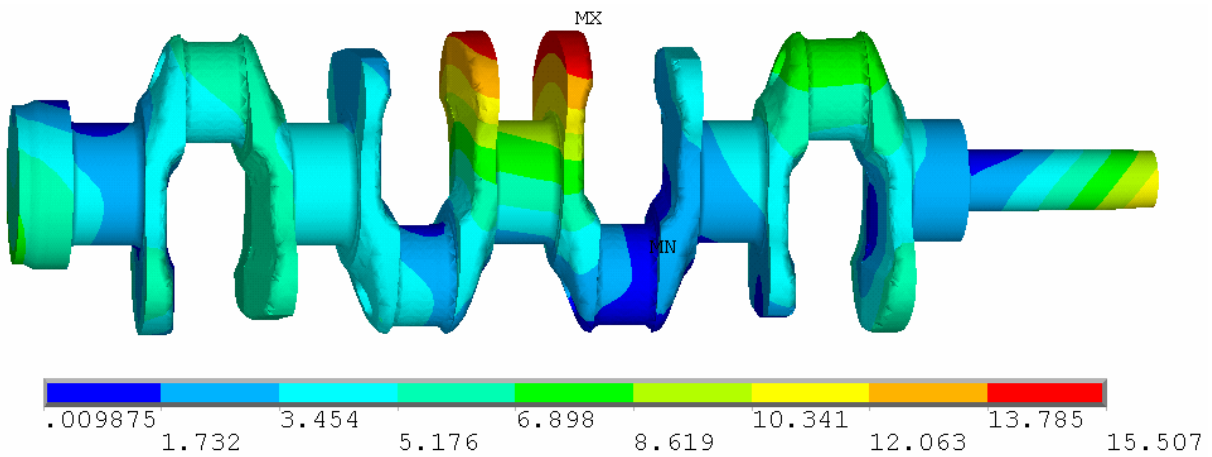
tab. 8.3 Vlastní frekvence modelu

Výsledkem modální analýzy v programu ANSYS jsou nejen vlastní frekvence ale i vlastní tvary modelu. Každá vlastní frekvence má svůj charakteristický tvar.

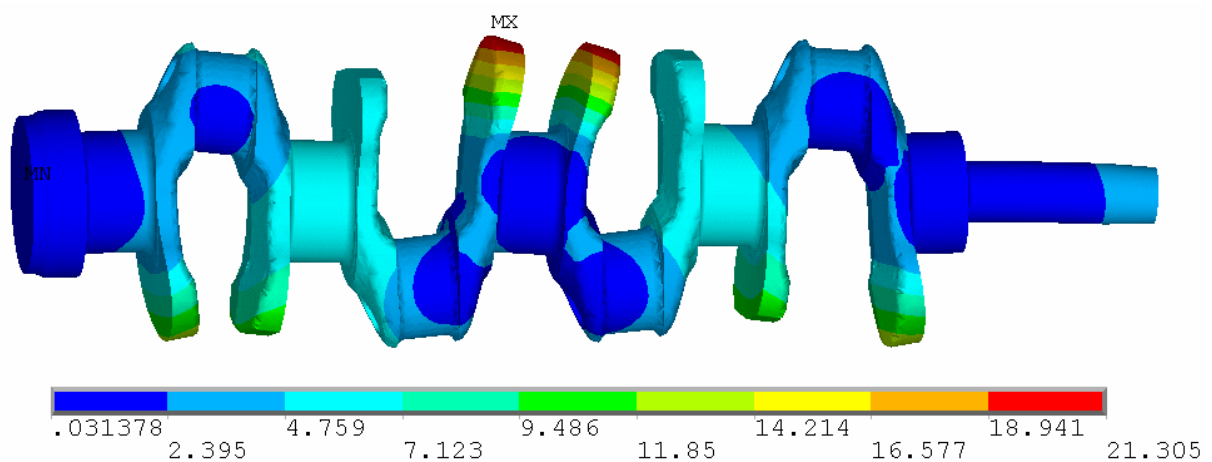
Na následujících **obr. 8.28a – 8.28c** jsou zobrazeny tři vybrané deformované tvary klikové hřídele. Barevná škála znázorňuje minimální a maximální hodnoty posuvů částí modelu při určité frekvenci, k nimž je na stupnici přiřazena číselná hodnota.



Obr. 8.28a Vlastní tvar KH při frekvenci 224,14 Hz



Obr. 8.28b Vlastní tvar KH při frekvenci 1 093,50 Hz



Obr. 8.28c Vlastní tvar KH při frekvenci 2 160,20 Hz



8.6.3 Vlastní frekvence modelu s pruty BEAM4

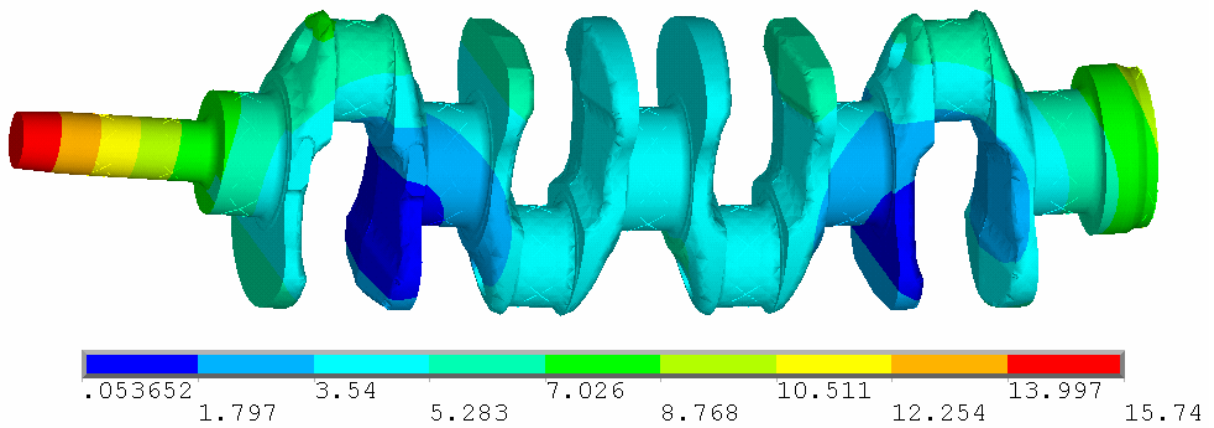
Ve druhé fázi je podroben modální analýze model klikové hřídele s pruty BEAM4. Výsledných prvních 15 nenulových vlastních frekvencí modelu je zapsáno v **tab. 8.4**.

| číslo módu | vlastní frekvence |
|------------|-------------------|
| 1 | 223.50 Hz |
| 2 | 307.44 Hz |
| 3 | 524.62 Hz |
| 4 | 591.63 Hz |
| 5 | 646.17 Hz |
| 6 | 855.66 Hz |
| 7 | 887.18 Hz |
| 8 | 1 096.00 Hz |
| 9 | 1 332.60 Hz |
| 10 | 1 598.30 Hz |
| 11 | 1 656.50 Hz |
| 12 | 1 990.60 Hz |
| 13 | 2 055.60 Hz |
| 14 | 2 082.40 Hz |
| 15 | 2 161.40 Hz |

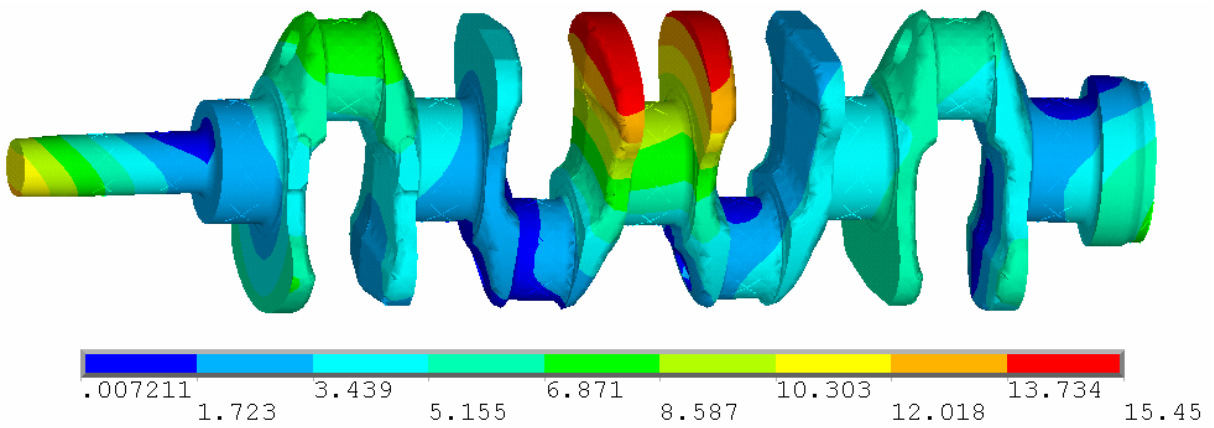
tab. 8.4 Vlastní frekvence modelu

Na následujících obrázcích **8.29a** – **8.29c** jsou znázorněny tři vybrané vlastní tvary deformovaného modelu klikové hřídele s použitím prutů BEAM4.

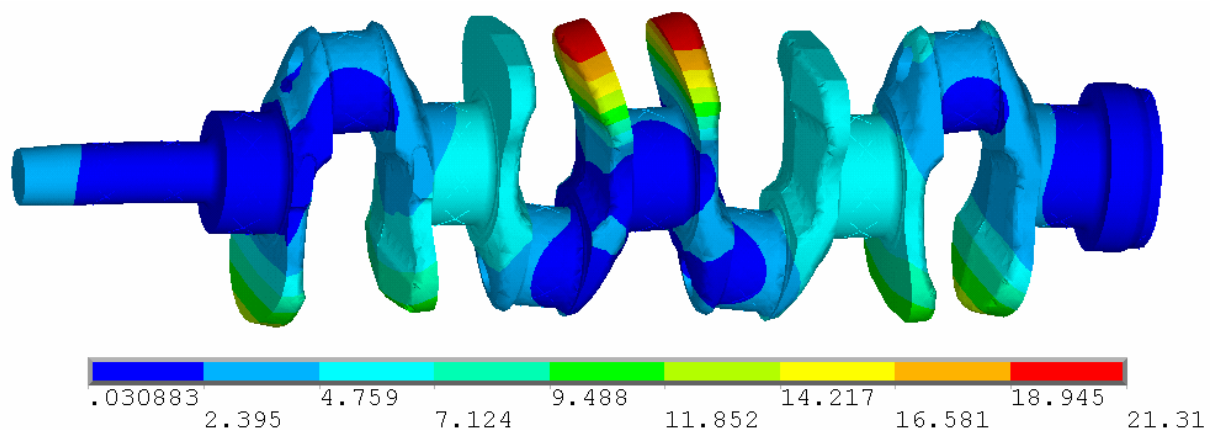
Jelikož rozdíl vlastních frekvencí není příliš velký, tudíž ani vlastní tvary modelu klikové hřídele nejsou příliš odlišné.



Obr. 8.29a Vlastní tvar KH při frekvenci 223,50 Hz



Obr. 8.29b Vlastní tvar KH při frekvenci 1 096,00 Hz



Obr. 8.29c Vlastní tvar KH při frekvenci 2 161,40 Hz



8.6.4 Porovnání vlastních frekvencí bez prutů a s pruty BEAM4

Provedením modální analýzy a porovnáním vlastních frekvencí modelu klikové hřídele bez prutů a s pruty BEAM4 je zřejmé, že vlastní frekvence i vlastní tvary modelu jsou téměř identické. Díky vhodné volbě parametrů (viz. **kap. 8.2.2** a **8.5.1.1**) prvku BEAM4 se liší pouze nepatrně (viz. **tab. 8.5**).

| číslo módu | rozdíl vlastních frekvencí | |
|------------|----------------------------|----|
| 1 | 0.64 | Hz |
| 2 | 0.86 | Hz |
| 3 | 1.09 | Hz |
| 4 | 1.04 | Hz |
| 5 | 0.98 | Hz |
| 6 | 0.05 | Hz |
| 7 | 0.50 | Hz |
| 8 | 2.50 | Hz |
| 9 | 1.70 | Hz |
| 10 | 3.20 | Hz |
| 11 | 0.00 | Hz |
| 12 | 2.10 | Hz |
| 13 | 5.50 | Hz |
| 14 | 4.10 | Hz |
| 15 | 1.20 | Hz |

tab. 8.5 Rozdíl vlastních frekvencí modelu

Ve výsledku je možno říci, že přidáním dalších prvků, s minimální hmotností, nebyly zásadní měrou ovlivněny výsledky modální analýzy modelu v programu ANSYS.

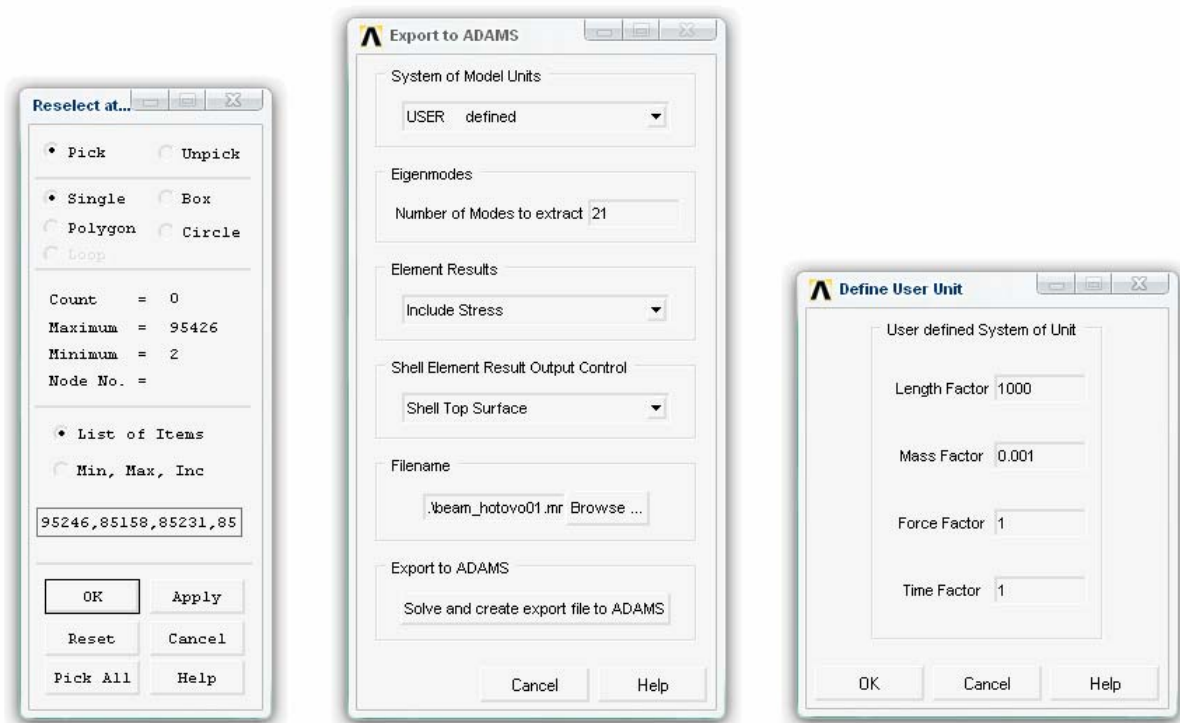
Model klikové hřídele je tudíž plně připraven pro vytvoření exportního *.mnf (modal neutral file) souboru do multi body programu ADAMS/Engine, kde bude provedena modální analýza klikového mechanismu pro zjištění jeho vlastních frekvencí.



8.6.5 Vytvoření souboru pro export do ADAMS/Engine

Po vytvoření MKP modelu klikové hřídele v programu ANSYS následuje export modelu do multi body programu ADAMS/Engine. K této operaci slouží v ANSYSU makro s názvem ADAMS.MAC, pomocí kterého je vytvořen exportní soubor **.mnf* (modal neutral file).

Před vytvořením exportního souboru je nutno nastavit parametry modelu (**obr. 8.30**), se kterými bude převeden. Jelikož ANSYS a ADAMS/Engine používá jiné jednotky, jedná se zejména o nastavení jednotek.



Obr. 8.30 Nastavení exportního souboru

System of model units – výběr jednotek, ručně definovány (délka, hmotnost, síla, čas)

Eigenmodes – počet frekvenčních módů

Element Results – převedení sil a napětí

Shell Element Result Output Control – zvolení výstupního umístění (horní, střední, dolní)

Filename – název souboru formátu **.mnf*

Tímto krokem práce v MKP programu ANSYS končí a model je exportován do multi body programu ADAMS/Engine.



9 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU V MBS ADAMS/ENGINE

V současné době, při vývoji nových pohonných jednotek, jsou kladeny velké nároky na snížení doby a ceny vývoje součástí. Tyto nároky je možno uspokojit použitím vhodných výpočtových programů a při zkoušení nové motorové jednotky plně využít simulační programy. Jedním zástupcem skupiny takových simulačních programů je MBS ADAMS/Engine, patřící do sady produktů MSC SOFTWARE.

Program ADAMS/Engine (ADAMS - automatic dynamic analysis of mechanical systems) umožňuje simulovat práci pohonné jednotky a při zjištění nedostatků vhodným zásahem eliminovat chyby. Zkrátí se tak čas a sníží finanční náklady na vývoj prototypu.

ADAMS obecně, je systém pro modelování a simulaci mechanických soustav, tzv. MBS (multi body systems). V MBS systému je možno provádět statické, kinematické a dynamické analýzy modelů. Mechanická soustava se zde skládá z tuhých i pružných těles, které jsou mezi sebou svázány kinematickými vazbami.

Vstupní soubory se vytvářejí podle pravidel jazyku jádra ADAMS/Solver, což je program pro řešení všech vstupních souborů lineárních a nelineárních algebraických rovnic. Většina vstupních souborů je však vytvořena v programu sady ADAMS, ADAMS/View nebo vytvořením exportního souboru v MKP programu a následným importem do ADAMS/Engine.

Sada programů ADAMS obsahuje několik dalších modulů, které se zabývají specifickými odvětvími strojírenství. Jsou to např. ADAMS/Car (modelování a analýza částí automobilů), ADAMS/View (zmíněné grafické rozhraní), ADAMS/Flex (pracuje s deformovatelnými tělesy), ADAMS/Vibration (analýza kmitání), ADAMS/Aircraft (modelování a analýza částí letadel) a v neposlední řadě také ADAMS/PostProcessor (modul pro prohlížení výsledků analýz). [11]



9.1 Prostředí ADAMS/Engine

Práce v prostředí ADAMS/Engine je možná ve dvou režimech:

- *Standardní rozhraní (standard interface)* – zde se pracuje s již přednastavenými modely, které jsou uloženy v databázi a je možno je dále upravovat a provádět na nich analýzy.
- *Rozhraní pro tvorbu šablon (template builder)* – jedná se o pokročilejší uživatelské rozhraní, které umožňuje tvorbu vlastních modelů.

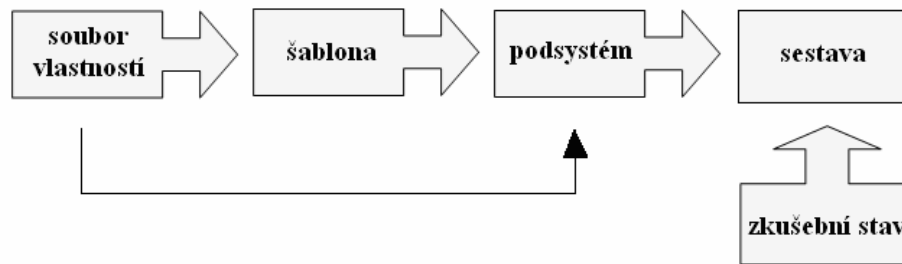
V případě zadané klikové hřídele se jedná o čtyřválcový řadový traktorový motor. Pro tento typ klikového mechanismu je v databázi ADAMS/Engine již vytvořena základní šablona modelu (řadový čtyřválec). Pro tvorbu klikového mechanismu je však použito rozhraní *template builder*, z důvodu jeho širšího uživatelského nastavení pro tvorbu jednotlivých komponent modelu, především možnosti jejich umístění v souřadném systému přesně dle zadaných hodnot.

Vygenerování modelu se řídí následujícími důležitými soubory:

- *Soubory vlastností (property files)* – obsahují rozměrová data a data vlastností částí modelu, lze je upravovat v libovolném textovém editoru
- *Šablony (templates)* – parametrické modely (zde model spalovacího motoru), které lze podle potřeby modifikovat. Využívají souborů vlastností a lze je vytvořit pouze v rozhraní pro tvorbu šablon
- *Podsystemy (subsystems)* – tvořeny šablonami, umožňují měnit některé jejich parametry, dostupné ve standardním režimu
- *Sestavy (assemblies)* – tvořeny podsystemy, sestavy lze podrobit analýze
- *Šablona zkušebního stavu (test rig)* – podobná standardní šabloně, ale s rozdílem, že obsahuje i akční členy (síla, pohyb), jež působí při analýze. Obsahuje komunikátory
- *Komunikátory (communicators)* – výměna informací mezi šablonami, podsystemy a zkušebními stavy. Komunikátory se dle funkce dělí:
 - *Vstupní komunikátory (input communicators)* – vyžadují informace o ostatních podsystemech nebo zkušebních stavech
 - *Výstupní komunikátory (output communicators)* – poskytují informace o podsystemech nebo zkušebních stavech. [11]

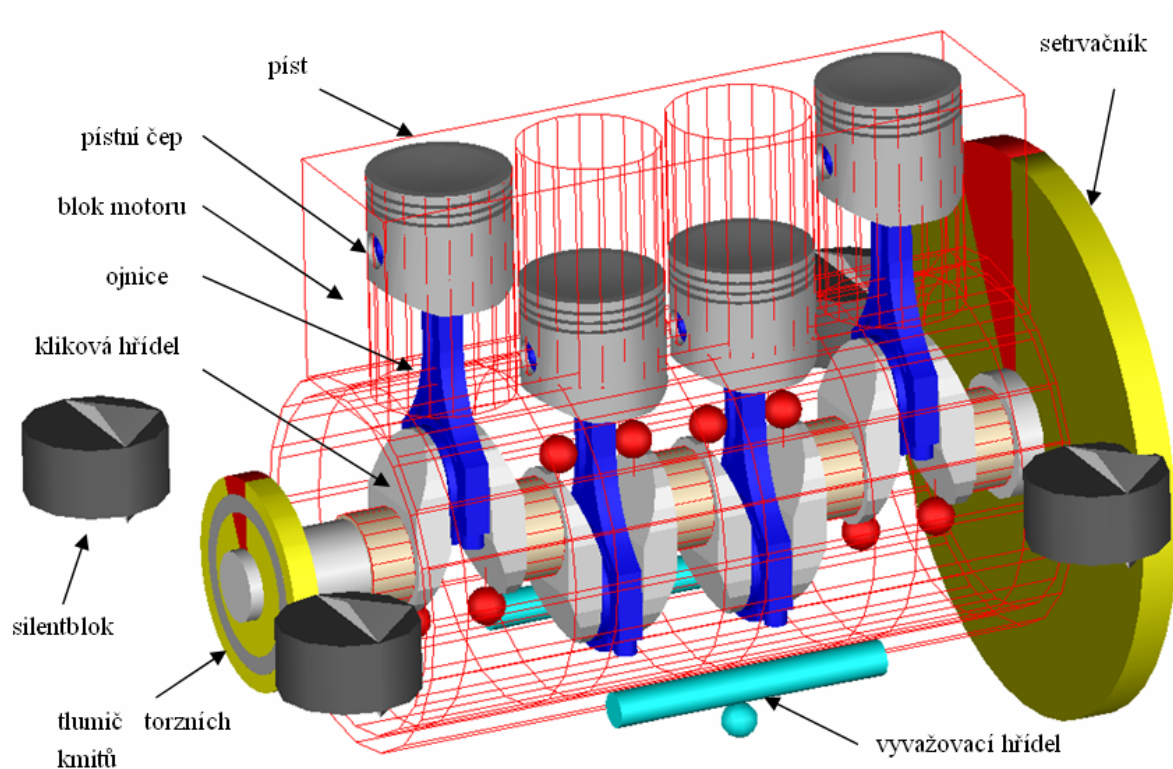


Jednotlivé závislosti výše uvedených částí se dají vyjádřit podle **obr. 9.1**.



Obr. 9.1 Vzájemný vztah programových částí ADAMS/Engine

Popis a ukázka sestavení jednotlivých komponent základního klikového mechanismu v prostředí ADAMS/Engine je na následujícím **obr. 9.2**. Model je tvořen hlavními částmi, jako je například blok motoru uložen na čtyřech silentblocích, kliková hřídel, ojnice, písty, setrvačnick, aj. Spojení rotačních částí je umožněno ložisky, tlumič torzních kmitů u tohoto typu motoru není použit.



Obr. 9.2 Model klikového mechanismu



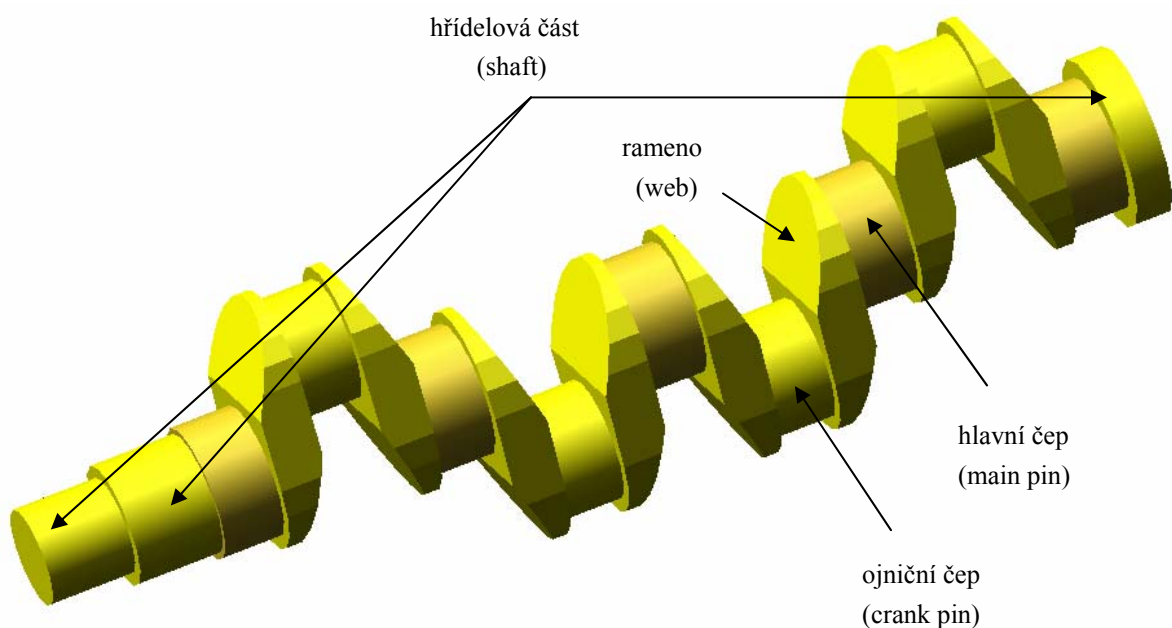
9.2 Klikové hřídele v ADAMS/Engine

Program ADAMS/Engine pracuje s několika typy klikových hřídelí, jsou to:

- *Tuhá kliková hřídel (rigid crankshaft)*
- *Torzně pružná kliková hřídel (torsional flexible crankshaft)*
- *Kliková hřídel s prutových prvků (beam crankshaft)*
- *Pružná kliková hřídel (flexible crankshaft)*

Pružná kliková hřídel, která je stěžejním prvkem pro tuto práci, je importována z MKP programu ANSYS pomocí vygenerovaného převodního *.mnf (modal neutral file) souboru. Tento soubor je ADAMS/Engine schopen otevřít a dále s ním pracovat.

Geometrie klikových hřídelí (**obr. 9.3**) je stejná pro všechny zmíněné typy. Skládá se z hlavních a ojnicích čepů, ramen jednotlivých zalomení a konců pro připojení setrvačníku, řemenice nebo tlumiče torzních kmitů. Každý z částí klikové hřídele je možno dále upravovat podle požadavků, jako jsou průměry a délky hlavních a ojnicích čepů, přesahy čepů nebo měnit rozměry ramen (např. šířku) zalomení.



Obr. 9.3 Příklad geometrie (torzně pružné) klikové hřídele



Klikové hřídele v ADAMS/Engine se skládají z částí dle **obr. 9.3**. Tyto části mají své specifické značení podle písmen jejich anglických názvů. Složení písmen, v tomto případě **ssmwpwmwpwmwpwmwpms**, označuje sestavení klikové hřídele jako celku. Význam písmen je:

- *Hlavní čep (main pin)* – „m“
- *Ojniční čep (crank pin)* – „p“
- *Rameno (web)* – „w“
- *Část pro připojení dalších součástí (shaft)* – „s“

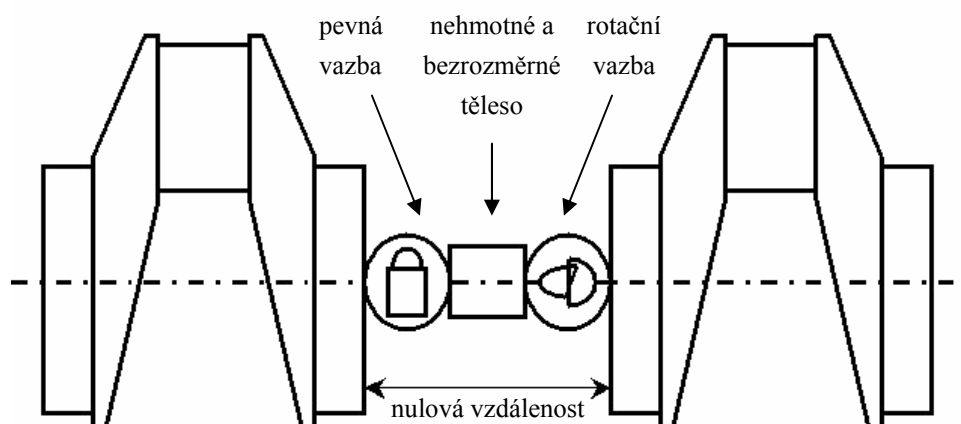
Výsledné složení klikové hřídele pro čtyřválcový motor je tedy 5 hlavních čepů, 4 ojniční čepy, 8 ramen a 3 sekcí pro připojení dalších součástí.

Hřídelových částí a v nich vytvořených připojovacích bodů bude ještě využito při importu modelu do prostředí ADAMS/Engine.

9.2.1 Tuhá kliková hřídel

Tuhá kliková hřídel má jednotlivá zalomení považována za tuhá a v místech hlavního čepu je ke spojení zalomení použita pevná a rotační vazba. Vazby jsou navzájem připojeny k tělesu o nulovém momentu setrvačnosti a nulových rozměrech. Pevná vazba zabraňuje vzájemnému pootočení zalomení vůči sobě. Schématicky znázorňuje **obr. 9.4**.

Jako vstupní data jsou pouze rozměry, souřadnice těžiště, momenty setrvačnosti a hmotnosti částí klikové hřídele. Výsledkem analýzy jsou *síly a momenty* na hlavních a ojničních ložiscích.



Obr. 9.4 Tuhá kliková hřídel

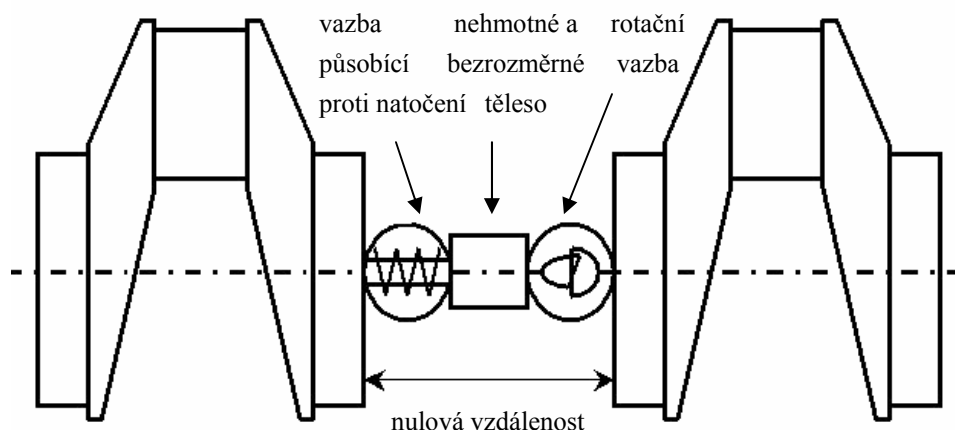


9.2.2 Torzně pružná kliková hřídel

Přesnější výsledky analýzy ke zjištění torzního kmitání poskytuje torzně pružná kliková hřídel.

Rozdíl mezi tuhou klikovou hřídelí a torzně pružnou je v použití vazby, která umožňuje natočení zalomení vůči sobě. Vazba působí proti natočení zalomení a tím způsobuje tuhost v tomto místě. Schématicky znázorňuje **obr. 9.5**.

Kromě vstupních dat, jako jsou rozměry, souřadnice těžiště, momenty setrvačnosti a hmotnosti částí, lze zadávat také torzní tuhost a tlumení mezi jednotlivými částmi klikové hřídele. Výsledky, získané analýzou torzně pružného klikového hřídele, poskytují informace o *hlavním momentu v krutu, úhlu zkroucení a napětí v krutu* na pravé i levé straně zalomení a jsou důležité pro vytvoření torzního spektra.



Obr. 9.5 Torzně pružná kliková hřídel

9.2.3 Kliková hřídel z prutových prvků

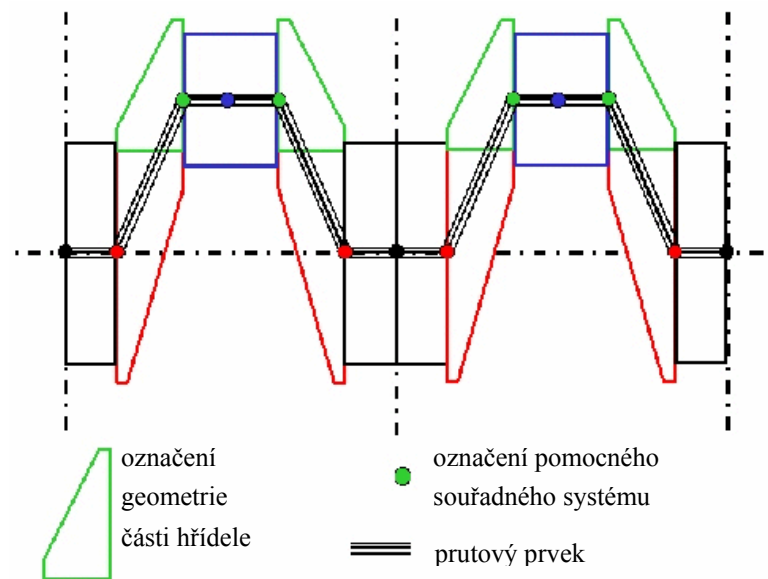
Tento typ modelu klikové hřídele je tvořen pruty (**obr. 9.6**) o určité torzní a ohybové tuhosti, které nahrazují jednotlivá zalomení.

Výsledky poskytují tyto informace:

- *hlavní torzní moment* – torzní moment na levé nebo pravé straně zalomení připojovacího bodu mezi hlavním čepem a ramenem klikové hřídele
- *ohybový moment ramena* – ohybový moment na levé nebo pravé straně zalomení připojovacího bodu mezi hlavním čepem a ramenem klikové hřídele



- *hlavní torzní napětí* – hlavní torzní moment dělaný polárním momentem odporu klikového čepu
- *ohybové napětí v rameni kliky* – ohybový moment v rameni kliky dělený momentem odporu průřezu ramene kliky
- *smykové napětí ramene kliky* – boční síla na levém nebo pravém rameni zalomení dělena průřezem ramene kliky.



Obr. 9.6 Kliková hřídel z prutových prvků

9.2.4 Pružná kliková hřídel

Narozdíl od předchozích typů klikových hřídelí, které je možno přímo v šabloně upravovat, je třeba pružnou klikovou hřídel importovat z MKP programu, kde je pro následnou práci v ADAMS/Engine plně připraven. Tento typ klikové hřídele je použit v diplomové práci.

Důvod použití tohoto typu je ten, že v provozu je klikový hřídel dynamicky velice namáhaná strojní součást. Proto díky použití tohoto poddajného (pružného) klikového hřídele je možno s velkou přesností odhadnout chování celého systému, ještě před jeho vlastní výrobou, a předejít tak nevypočítavému chování a havárii mechanismu.

[kapitola 9.2 je zpracována podle zdroje č. 11]



9.3 Parametry modelu klikového mechanismu

V programu ADAMS/Engine je možno, jak bylo zmíněno v **kap. 9.1**, pracovat ve standardním rozhraní nebo v rozhraní pro tvorbu šablon (*template builder*). Rozhraní *template builder* je přijatelnější a srozumitelnější především pro uživatele, které nemají s ADAMS/Engine dostatek zkušeností a umožňuje tak při postupu práce pochopit jednotlivé závislosti uvnitř modelu.

Pro potřeby této práce je použito právě rozhraní *template builder*, v němž jsou hodnoty jednotlivých komponent zadávány ručně a to podle zadaných parametrů motoru. Komponenty lze následně modifikovat i v prostředí standardního rozhraní.

Parametry modelu jsou následující:

- *Vzdálenost středů ok ojníc* 215 mm
- *Vnitřní průměr pístního čepu* 21 mm
- *Výška pístu* 122,2 mm
- *Kompresní výška pístu* 70,4 mm
- *Vrtání* Ø105 mm
- *Zdvih* 120 mm
- *Rozteč válců* 136 mm
- *Axiální ložisko* 4. zalomení
- *Pístní čep (průměr/délka)* 40/88
- *Vnitřní vzdálenost nálitků v pístu* 43,5 mm
- *Ojniční čep (průměr/délka)* 66/40
- *Hlavní čep (průměr/délka)* 88/44

- *Hmotnost pístu* 1364 g
- *Hmotnost prvního pístního kroužku* 25 g
- *Hmotnost druhého pístního kroužku* 18,9 g
- *Hmotnost stíracího kroužku* 22,6 g
- *Hmotnost pístního čepu* 614 g
- *Hmotnost jednoho pojistného kroužku* 4,7 g
- *Hmotnost posuvného podílu ojnice* 907 g
- *Hmotnost rotačního podílu ojnice* 1645 g
- *Hmotnost setrvačnicku* 27,8 kg



- *Hmotnost vyvažovací hřídele* 4,23 kg
- *Vyvažovací hmota* 2,13 kg
- *Vyvažovací poloměr* 11,25 mm
- *Průměr vyvažovací hřídele* 45 mm
- *Celková délka vyvažovací hřídele* 602 mm

- *Viskozitní kategorie oleje* 15W – 40
- *Tlaky spalín na píst* načteny ze souboru

- *Vůle hlavních ložisek* 0,07-0,131 mm
- *Vůle ojnicních ložisek* 0,05-0,102 mm
- *Axiální vůle klikové hřídele* 0,1-0,239 mm

9.4 Tvorba výpočtového modelu klikového mechanismu

V následujících krocích (**obr 9.9** – **obr. 9.12**) je přibliženo vytvoření celého modelu klikového mechanismu. První fáze tvorby modelu v rozhraní *template builder* spočívá ve vytvoření:

- *Komunikátorů (communicators)*
 - lze rozdělit na *vstupní (input)* a *výstupní (output)*. Vstupní komunikátory slouží pro připojení motoru k podvozku a udávají polohu a orientaci modelu v prostoru. Výstupní komunikátory udávají umístění a orientaci pohonu klikové hřídele (*driver*) a krytu motoru (*housing*)

- *Konstrukčních rámců (construction frames)*
 - x-ová osa konstrukčního rámu směřuje nahoru (v negativním směru působení gravitace, z-ová osa je rovnoběžná s osou klikové hřídele a orientace je proti směru otáčení hodinových ručiček

- *Komplexních dat motoru (engine global dataset)*
 - parametrická konstrukce proměnných, neobsahuje komponenty modelování součástí nebo sil, slouží pro vytvoření parametrických šablon, jako jsou ojnice, písty, ložiska aj.



Druhá fáze znamená vytvoření:

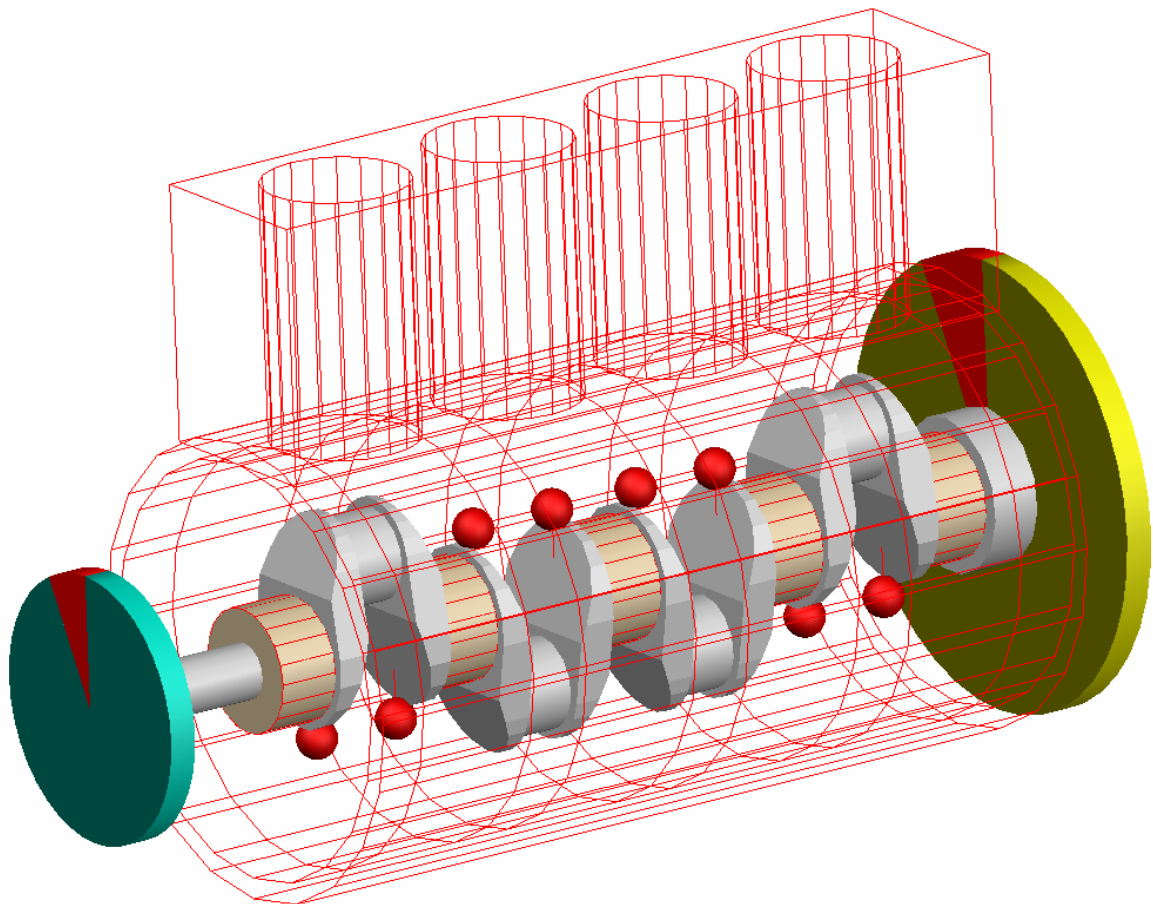
- *Počátečních komponent (initial components)*
 - teplota a viskozita oleje, tlak v ložiskách a otáčky motoru
- *Ukotvení motoru (chassis mount part)*
 - náhrada připojení motoru ke skutečné podvozkové části
- *Bloku motoru (engine block)*
 - blok motoru může být použit *tuhý* nebo *flexibilní*. Pro tuto práci je vybrán tuhý blok motoru. Rozměry bloku (např. rozteč válců, vrtání, zdvih) se nastavují v *engine global dataset*
- *Klikové hřídele (crankshaft)*
 - rozměry klikové hřídele vychází ze zadaných hodnot čtyřválcového motoru. Kliková hřídel může být jako *tuhá (rigid)*, *torzně pružná (torsional)* nebo *prutových náhrad (beam)*. Klikový mechanismus je tak rozměrově připraven pomocí tuhé klikové hřídele na pozdější záměnu za *flexibilní klikovou hřídel (obr. 9.8)* importovanou z prostředí ANSYS



obr. 9.8 Importovaná pružná kliková hřídel v prostředí ADAMS

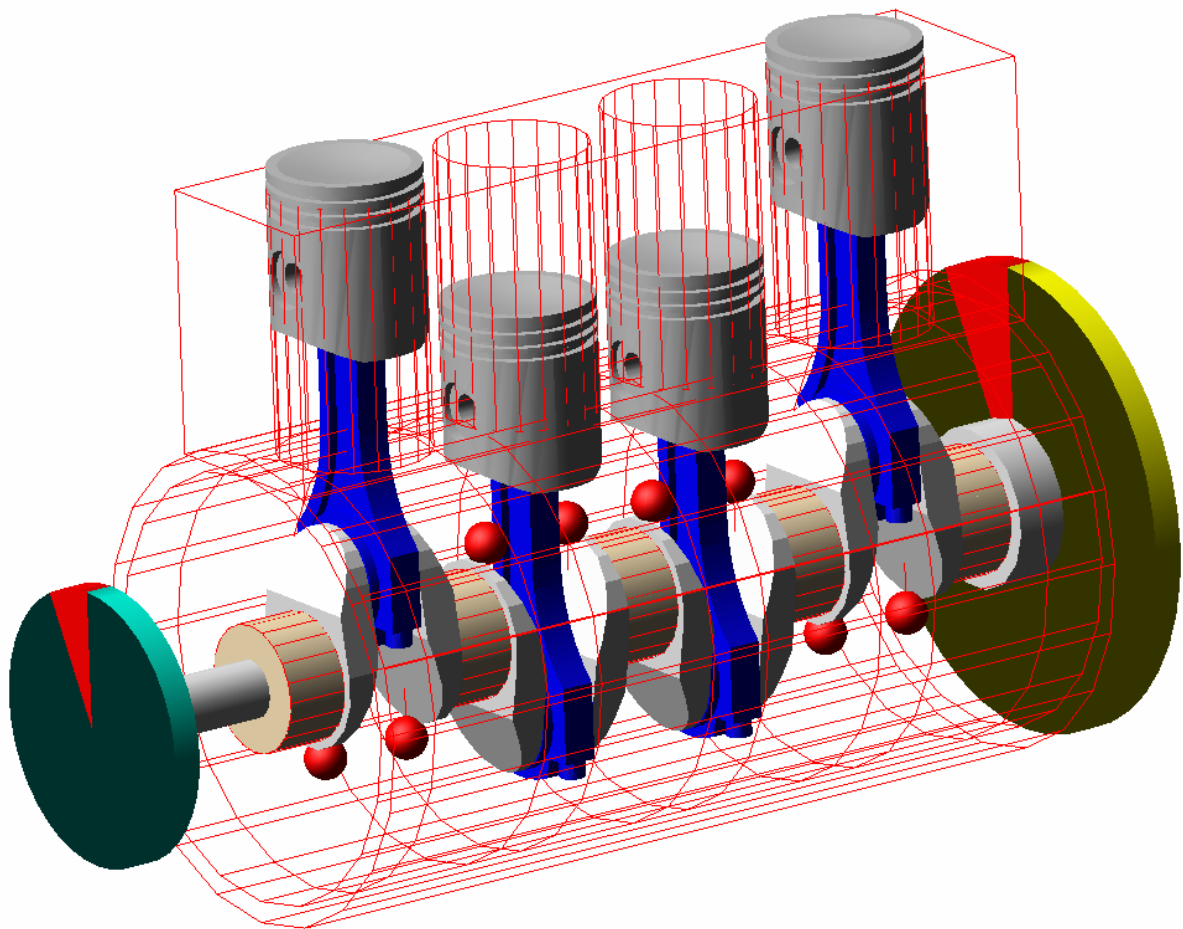


- *Setrvačnicku (single-mass flywheel)*
 - setrvačnick je připojen k třetí hřídelové části (*shaft*)
- *Řemenice (deviation pulley)*
 - řemenice je připojena k první hřídelové části



Obr. 9.9 Tvorba výpočtového modelu čtyřválcového traktorového motoru

- *Ojnic (con rods)*
 - zabezpečují přenos sil od tlaků spalin působící na písty na příslušná zalomení klikové hřídele. Ojnice jsou v ADAMS/Engine spojeny s pístními a ojnicními čepy pomocí vazbových ložisek. Rozměry ojnice jsou stejné jako blok motoru modifikovatelné pomocí *engine global dataset*
- *Pístů a pístních čepů (piston and piston pins)*
 - spojením pístu s pístním čepem dojde k vytvoření ložiska a spojení mezi pístními čepy a ojnicemi

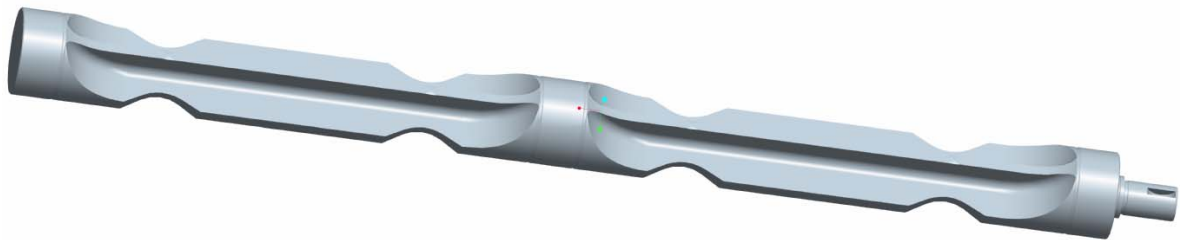


Obr. 9.10 Tvorba výpočtového modelu čtyřválcového traktorového motoru

- *Hlavních a ojnicích ložisek (bearings)*
 - hlavní, ojnicí a ložiska pístních čepů slouží ke spojení příslušných součástí. Ložisko čtvrtého hlavního je axiální. Všechno použitá ložiska jsou nejprve nastavena jako vazbová (*constraint bearing*) bez hydrodynamické vrstvy, později jsou nahrazena ložisky hydrodynamickými (*hydrodynamic bearing*), se kterými je provedena analýza
- *Vložky válců (piston liner connectors)*
 - vedení pístu ve vložce válce
- *Snímače otáček klikové hřídele (crank angle sensor)*
- *Síly od tlaku plynů (gas forces)*
 - síly, působící mezi blokem motoru a písty. Tlaky spalin jsou definovány v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele. Hodnoty jsou načteny ze souboru (*property file*)



- *Silentbloků (engine mounts)*
 - zajišťují tlumení vibrací motoru přenášené na karoserii
- *Vyvažovacích hřídelí (balancing shaft)*
 - u modelu jsou použity dvě, vyvažují setrvačné síly posuvných částí druhého řádu. Parametry vyvažovací hřídele (**obr. 9.11**) jsou zjištěny z modelu v CAD programu Pro/Engineer (viz. **kap. 9.3**)

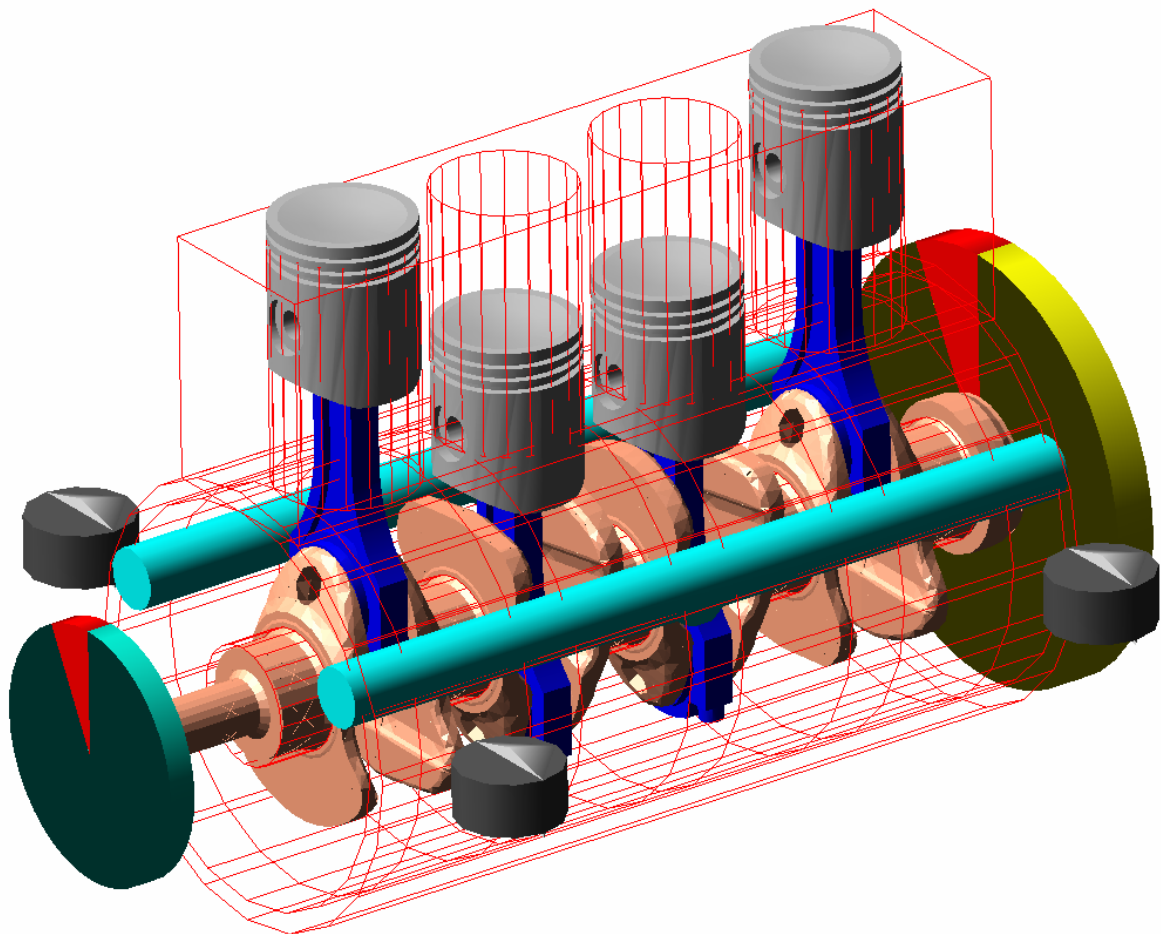


Obr. 9.11 Model vyvažovací hřídele

- *Ložisek vyvažovacích hřídelí (balancing shaft bearings)*
 - každá z vyvažovacích hřídelí je uložena na třech hydrodynamických ložiskách
- *Časování otáček vyvažovacích hřídelí (timing coupler)*
 - vyvažovací hřídele se otáčejí oproti sobě v opačném smyslu otáčení a dvojnásobnými otáčkami oproti klikové hřídeli
- *Nastavení komunikace mezi testovacím stavem a podsystémem*
 - vytvoření komunikátorů pro komunikaci šablony s testovacím stavem (*testrig*) a podsystémem (*subsystem*)

Poslední fáze spočívá v:

- *Testování komunikátorů (testing communicators)*



Obr. 9.12 Výpočtový model čtyřválcového traktorového motoru

Výsledný výpočtový model čtyřválcového traktorového motoru s pružnou klikovou hřídelí a je zobrazen na **obr. 9.12**. Model klikového mechanismu je tímto připraven pro následnou modální analýzu pro zjištění vlastních frekvencí.



10 MODÁLNÍ ANALÝZA KLIKOVÉHO MECHANISMU V MBS ADAMS/ENGINE

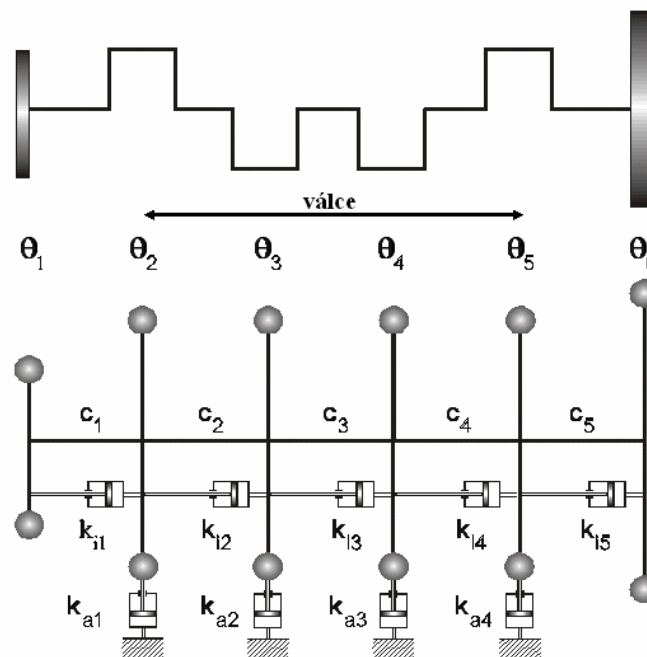
Standardní rozhraní MBS ADAMS/Engine umožňuje provádět několik typů analýz, jako jsou například napět'ové (von Mises), deformační nebo modální analýzy. Pro případ klikového mechanismu (*crank train analysis*) se jedná o typy analýz:

- *Analýza „RPM Sweep“* – analýza v rozsahu zvolených otáček. Lze nastavit například počáteční a koncové otáčky motoru, vzorkovací frekvenci výstupních výsledků, počet provedených cyklů nebo celkovou délku trvání analýzy. Model je připojen přes pružné spojky, jejichž vlastnosti lze měnit (*adjust test rig*), k motorové brzdě.
- *Analýza „Steady – State“* – analýza v ustáleném stavu. Podobná analýze *RPM Sweep*. Zde lze nastavit různé otáčky motoru ve stejném čase. Analýza bude provedena pro každé otáčky zvlášť.

U obou typů analýz je možno navolit požadavek na provedení modální analýzy (*perform linear analysis*), která linearizuje nelineární pohybové rovnice. Tímto způsobem simulace jsou získány vlastní frekvence a vlastní tvary klikového mechanismu. Po provedení analýzy je možno zhodnotit výsledky nebo model animovat pro jednotlivé vlastní frekvence a stupně kmitání.

- *Analýza „Linear torsional vibration“* – analýza založena na Hafner – Maass metodě. Každé zalomení klikové hřídele je redukováno na ekvivalentní torzní systém. Moment setrvačnosti pro jeden válec se skládá ze zalomení, posuvné a rotační hmoty ojnice, pístu a pístního čepu.

Dle obrázku 10.1 jsou hodnoty externího tlumení k_a a tlumení zalomení k_i mohou být přímo zadány nebo vypočítány. Výsledek podává informace o vlastních frekvencích, poměrných amplitudách nebo výchylkách jednotlivých hmot pro různé harmonické řády. [11]



Obr. 10.1 Schéma redukce čtyřválcového řadového motoru

Pro potřebu zjištění vlastních frekvencí klikového mechanismu je zvolena analýza „*Steady – State*“ (obr. 10.2) s nastavením požadavku na provedení lineární analýzy, díky které jsou zjištěny vlastní frekvence modelu. Lze hodnotit také výsledky průběhu napětí a zatížení například jednotlivých čepů klikové hřídele.

Nastavení analýzy:

Output Prefix – název výstupního souboru

Number of Steps – počet kroků simulace

Mode of Simulation – typ simulace, interaktivní

Numer of Cycles – počet cyklů (otáček) motoru

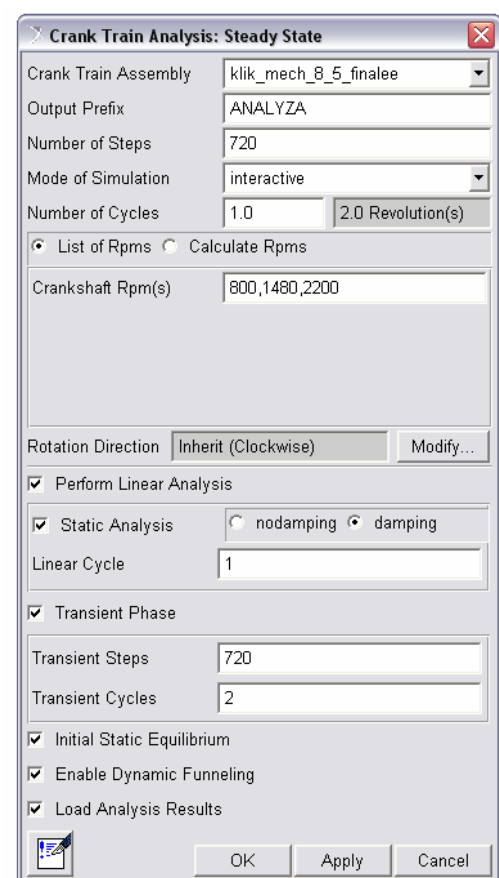
Crankshaft Rpm(s) – otáčky klikové hřídele

Rotation Direction – smysl otáčení a tlumení

Static Analysis – provedení lineární analýzy s tlumením a bez tlumení

Linear Cycle – počet cyklů na otáčku hřídele

Transient Steps (Cycles) – přechodové kroky (cykly)



Obr. 10.2 Nastavení analýzy *Steady - State*



11 VÝSLEDKY ZÍSKANÉ ANALÝZOU MODELU

Model motoru, resp. klikového mechanismu, vytvořený ve výpočtovém simulačním programu MBS ADAMS/Engine obsahuje pružný klíčový komponent (klikovou hřídel), který je důležitý pro přesné řešení vlastních frekvencí nebo vlastních tvarů klikového mechanismu motoru. Výsledky jsou ověřeny také analytickým výpočtem vlastních frekvencí pomocí náhradní torzní soustavy (redukce hmot a délek).

11.1 Výsledky získány analytickým výpočtem

Pro porovnání hodnot vlastních frekvencí klikového mechanismu získaných analýzou z ADAMS/Engine je proveden analytický výpočet (*příloha 1*).

Jak je uvedeno v **kap. 5.2**, v praxi postačí znát většinou jen dvě první vlastní frekvence, protože vyšší frekvence vlastního kmitání klikového mechanismu leží již mimo provozní otáčky motoru.

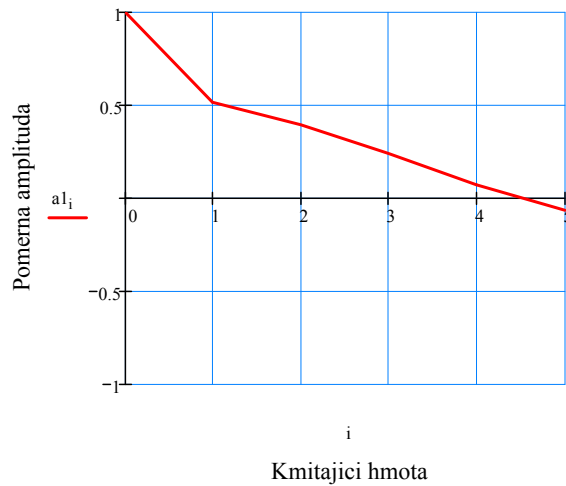
U zkoumaného traktorového motoru však už ani druhá vlastní frekvence nezasahuje do pásma provozních otáček ($800 - 2\,200 \text{ min}^{-1}$). Je tomu tak dáno nízkými maximálními otáčkami motoru a celkovou tuhostí mechanismu, tudíž je sledována hlavně první frekvence vlastního kmitání.

První dvě vypočtené hodnoty vlastních frekvencí jsou uvedeny v následující tabulce. Hodnota druhé frekvence plní pouze porovnávací (informativní) charakter, není zde nijak nebezpečná.

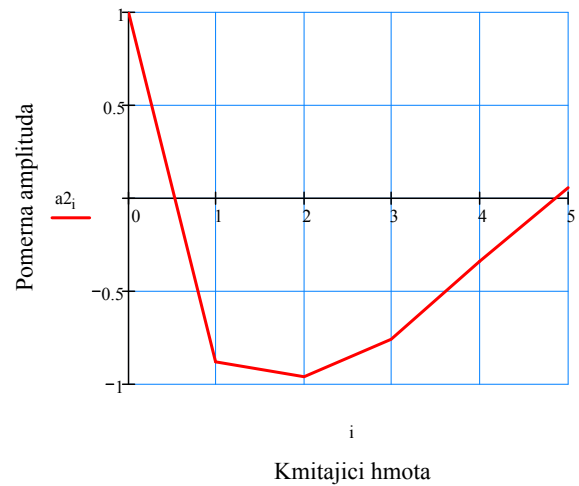
| | Ω | ω | n |
|----------------------|----------|------------|----------------------|
| | [rad/s] | [Hz] | [min ⁻¹] |
| 1. vlastní frekvence | 2 370 | 377 | 22 644 |
| 2. vlastní frekvence | 4 674 | 743 | 44 653 |

tab. 11.1 Frekvence vlastního kmitání klikového mechanismu

K vlastním frekvencím klikového mechanismu patří i vlastní tvary, které jsou graficky znázorněny na následujících **obr. 11.1a – 11.1b**. Vypočtené hodnoty kritických otáček motoru (*příloha 1*) jsou v **tab. 11.2**.



Obr. 11.1a Vlastní tvar 1. vlastní frekvence



Obr. 11.1b Vlastní tvar 2. vlastní frekvence

Dle vztahu (34) je vypočten řád harmonické složky κ a dle vztahu (35) maximální vydatnost rezonance harmonických složek. Pro čtyřválcový řadový motor jsou hlavní řády $\kappa = 2, 4, 6, 8, 10, 12$. Velikost vyšších harmonických složek lze zanedbat.

| řád $\kappa[-]$ | 1. vlastní frekvence | 2. vlastní frekvence |
|-----------------|------------------------|------------------------|
| | n [min ⁻¹] | n [min ⁻¹] |
| 0.5 | 45 287 | 89 305 |
| 1.0 | 22 643 | 44 652 |
| 1.5 | 15 095 | 29 768 |
| 2.0 | 11 321 | 22 326 |
| 2.5 | 9 057 | 17 861 |
| 3.0 | 7 547 | 14 884 |
| 3.5 | 6 469 | 12 757 |
| 4.0 | 5 660 | 11 163 |
| 4.5 | 5 031 | 9 922 |
| 5.0 | 4 528 | 8 930 |
| 5.5 | 4 117 | 8 118 |
| 6.0 | 3 773 | 7 442 |
| 6.5 | 3 483 | 6 869 |
| 7.0 | 3 234 | 6 378 |
| 7.5 | 3 019 | 5 953 |
| 8.0 | 2 830 | 5 581 |
| 8.5 | 2 663 | 5 253 |
| 9.0 | 2 515 | 4 961 |
| 9.5 | 2 383 | 4 700 |
| 10.0 | 2 264 | 4 465 |
| 10.5 | 2 156 | 4 252 |
| 11.0 | 2 058 | 4 059 |
| 11.5 | 1 969 | 3 882 |
| 12.0 | 1 886 | 3 721 |

tab. 11.2 Kritické otáčky motoru vypočtené analyticky



Z **tab. 11.2** je zřejmé, že do provozních otáček motoru zasahuje při *1. vlastní frekvenci* řád harmonické složky $\kappa = 10,5 - 12$. Tyto otáčky jsou označeny červeně jako kritické otáčky, kde je při $\kappa = 12$ rezonance natolik vydatná, že ohrožuje pevnost hřídele. Při *2. vlastní frekvenci* už riziko kritických otáček není, jelikož by se v provozním pásmu objevily až při harmonické složce $\kappa = 20,5$.

11.2 Výsledky získány z MBS ADAMS/Engine

Zvolením analýzy *Steady – State*, společně s lineární analýzou, je vypočteno několik vlastních frekvencí s charakteristickými vlastními tvary klikového mechanismu. Kontrolují se opět jen ty frekvence, které zasahují do spektra provozních otáček motoru.

Výsledné vlastní frekvence jsou zřejmé z tabulky:

| | Ω [rad/s] | ω [Hz] | n [min-1] |
|----------------------|---------------------|------------------|--------------|
| 1. vlastní frekvence | 2 462 | 392 | 23 520 |
| 2. vlastní frekvence | 4 641 | 739 | 44 340 |

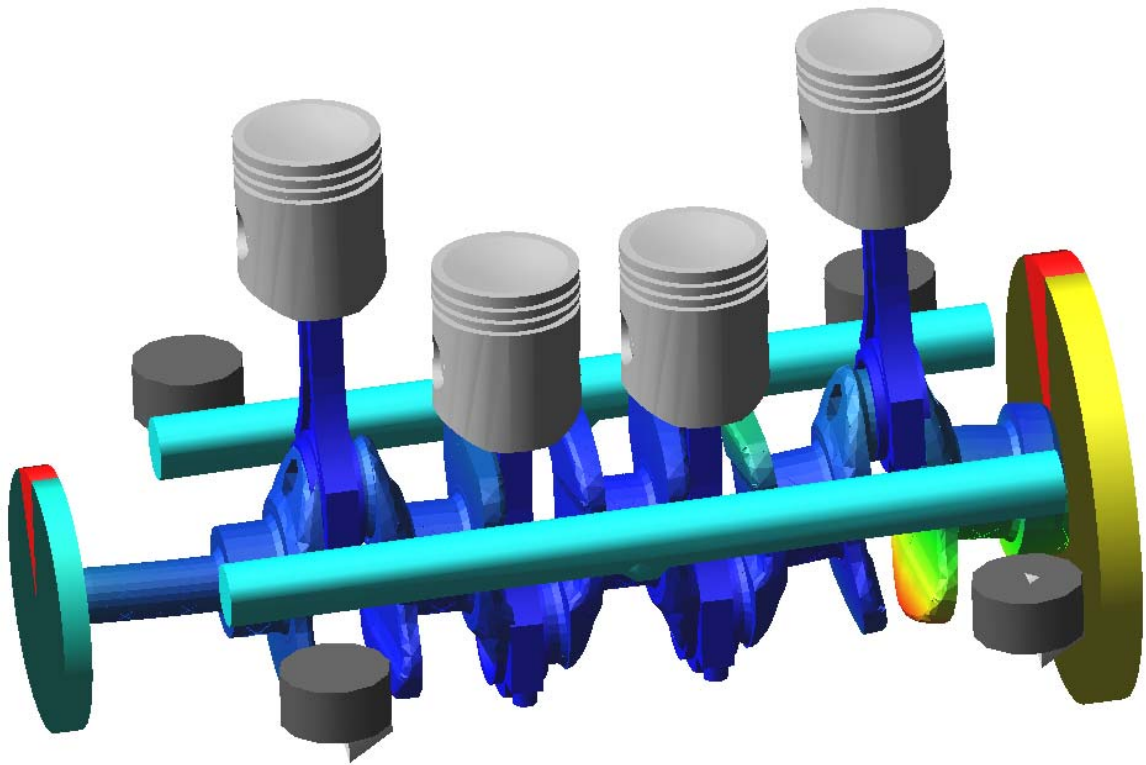
tab. 11.3 Frekvence vlastního kmitání klikového mechanismu

Hodnoty *2. vlastní frekvence* mají opět pouze informativní charakter, jelikož nezasahují do provozních otáček motoru žádnou ze svých harmonických složek (do $\kappa = 12$).

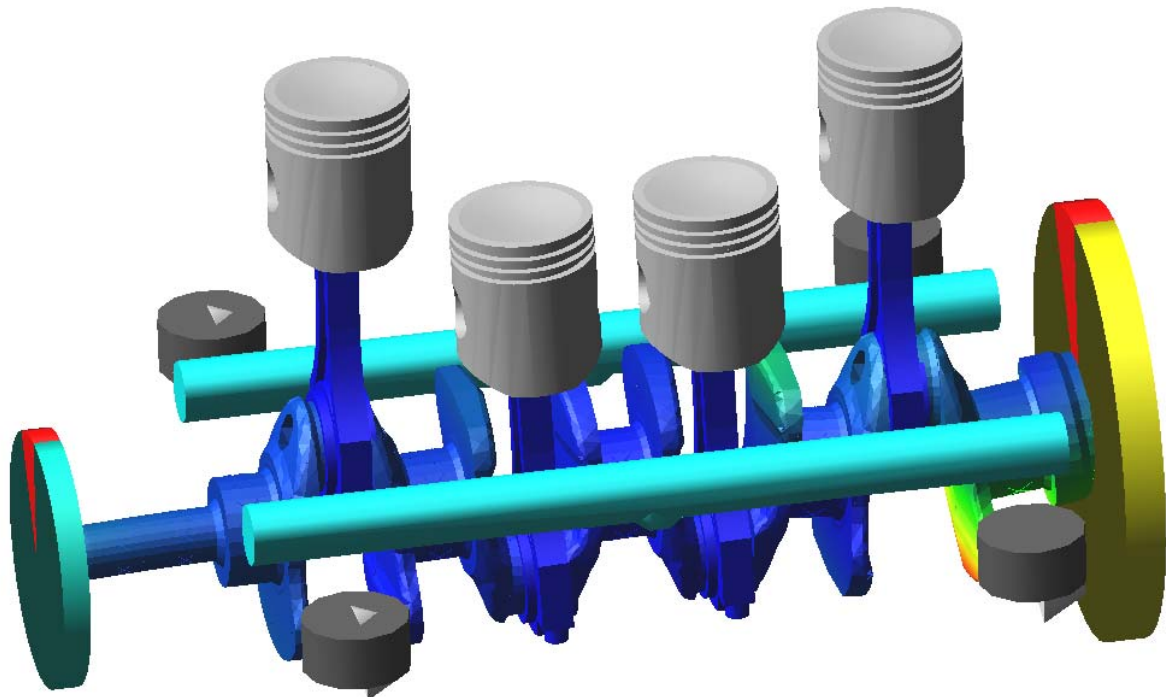
Výstupem analýzy jsou vedle vlastních frekvencí také vlastní tvary klikového mechanismu, které jsou v tomto případě ukázány hlavně pro kontrolovanou *1. vlastní frekvenci*, zjištěnou programem ADAMS/Engine (392 Hz), ale také pro následnou *2. vlastní frekvenci*.

11.2.1 První vlastní frekvence

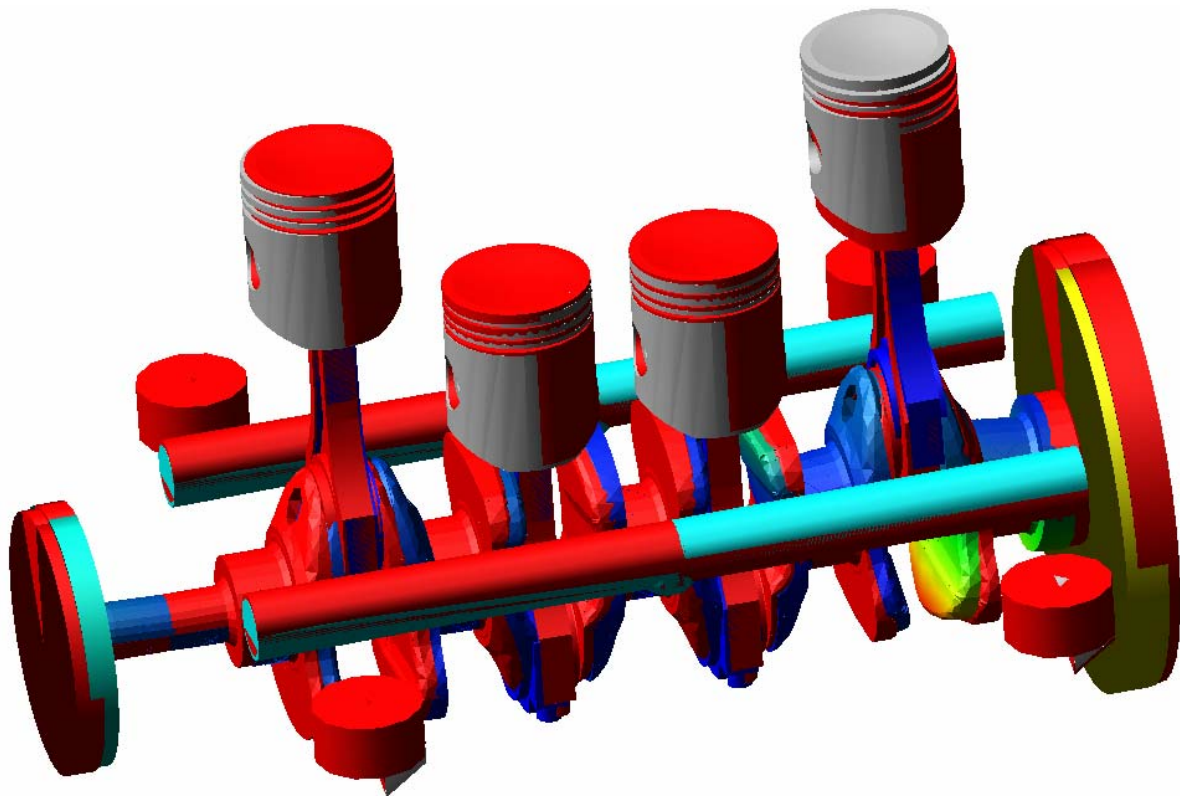
Obr. 11.2a a **11.2b** ukazují krajní stavy deformovaného klikového mechanismu při vlastní frekvenci 392 Hz a **obr. 11.2c** nedeformovaný tvar klikového mechanismu, který je na obrázku zobrazen červenou barvou. Samotná deformovaná kliková hřídel je na **obr. 11.2d**.



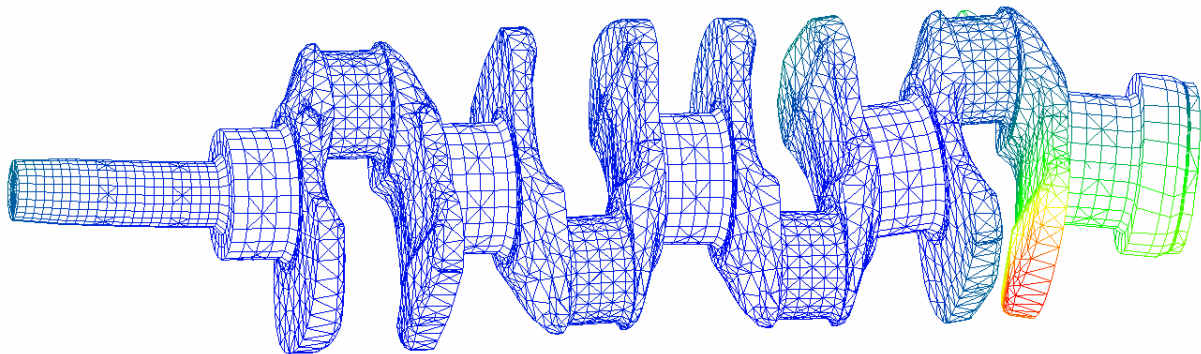
Obr. 11.2a První krajní stav vlastního tvaru klikového mechanismu při frekvenci 392 Hz



Obr. 11.2b Druhý krajní stav vlastního tvaru klikového mechanismu při frekvenci 392 Hz



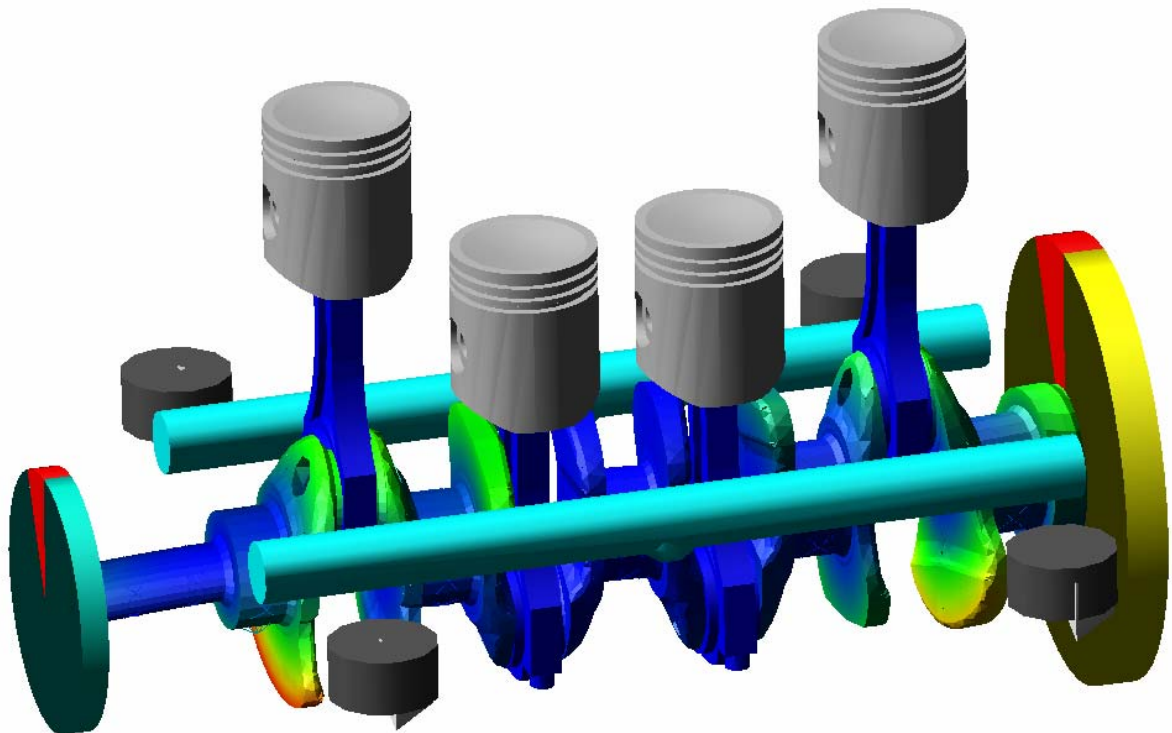
Obr. 11.2c Vlastní tvar a nedeformovaný tvar klikového mechanismu při frekvenci 392 Hz



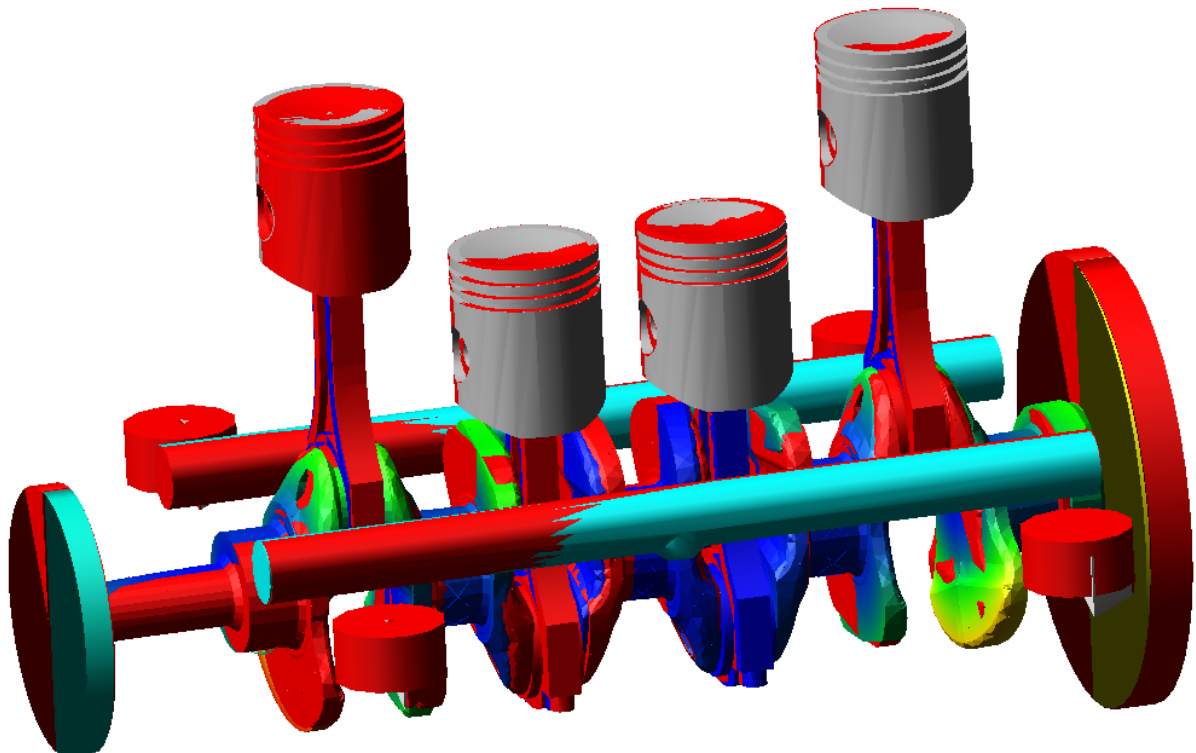
Obr. 11.2d Deformovaná kliková hřídel při frekvenci klikového mechanismu 392 Hz

11.2.2 Druhá vlastní frekvence

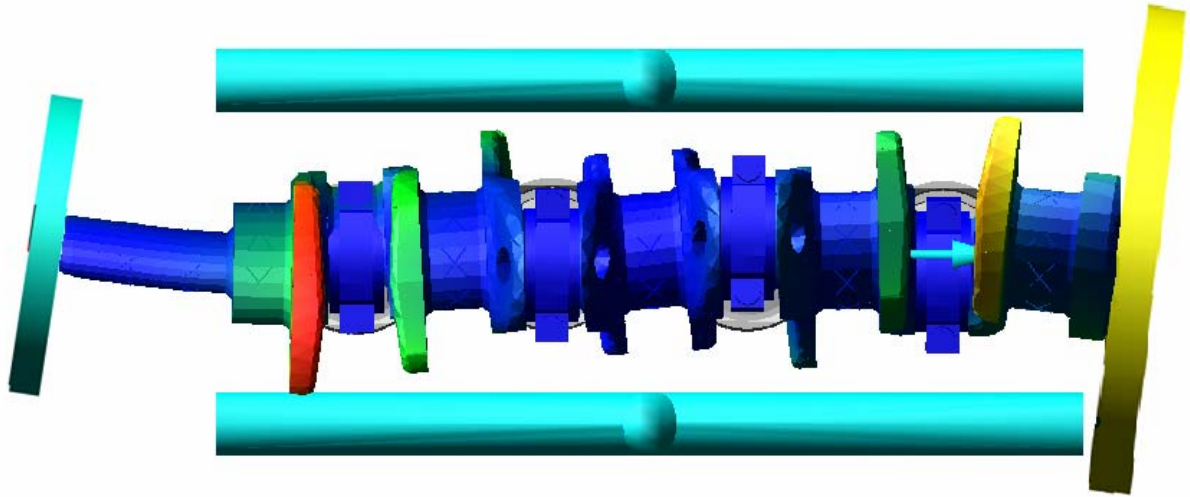
Na 2. *vlastní frekvenci*, která má velikost 739 Hz, je pouze ukázáno (**obr. 11.3a – obr. 11.3b**), jak je klikový mechanismus (pružná kliková hřídel) deformován při vyšší frekvenci.



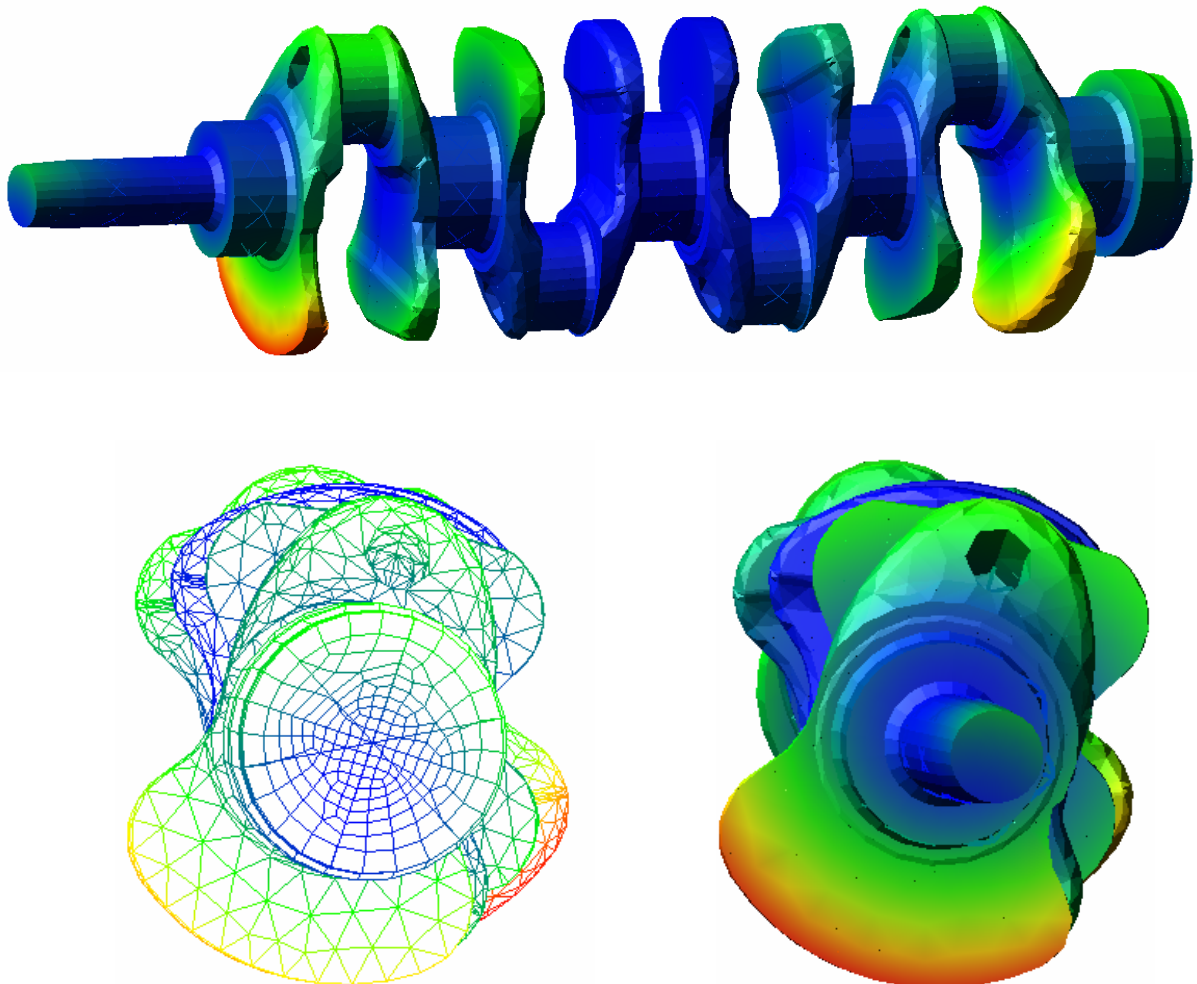
Obr. 11.3a Vlastního tvar klikového mechanismu při frekvenci 739 Hz



Obr. 11.3b Vlastní tvar a nedeformovaný tvar klikového mechanismu při frekvenci 739 Hz



Obr. 11.3c Vlastního tvar klikového mechanismu při frekvenci 739 Hz



Obr. 11.3d Deformovaná kliková hřídel při frekvenci klikového mechanismu 739 Hz



Pomocí řádu harmonické složky κ a maximální vydatnosti rezonance harmonických složek jsou jako u analytického výpočtu vlastních frekvencí, tak i u frekvencí získaných analýzou v programu ADAMS/Engine, vypočítány kritické otáčky motoru (*příloha 2*).

Vypočtené otáčky motoru ukazuje tabulka:

| řád κ [-] | 1. vlastní frekvence | 2. vlastní frekvence |
|------------------|------------------------|------------------------|
| | n [min ⁻¹] | n [min ⁻¹] |
| 0.5 | 47 040 | 88 680 |
| 1.0 | 23 520 | 44 340 |
| 1.5 | 15 680 | 29 560 |
| 2.0 | 11 760 | 22 170 |
| 2.5 | 9 408 | 17 736 |
| 3.0 | 7 840 | 14 780 |
| 3.5 | 6 720 | 12 669 |
| 4.0 | 5 880 | 11 085 |
| 4.5 | 5 227 | 9 853 |
| 5.0 | 4 704 | 8 868 |
| 5.5 | 4 276 | 8 062 |
| 6.0 | 3 920 | 7 390 |
| 6.5 | 3 618 | 6 822 |
| 7.0 | 3 360 | 6 334 |
| 7.5 | 3 136 | 5 912 |
| 8.0 | 2 940 | 5 543 |
| 8.5 | 2 767 | 5 216 |
| 9.0 | 2 613 | 4 927 |
| 9.5 | 2 476 | 4 667 |
| 10.0 | 2 352 | 4 434 |
| 10.5 | 2 240 | 4 223 |
| 11.0 | 2 138 | 4 031 |
| 11.5 | 2 045 | 3 856 |
| 12.0 | 1 960 | 3 695 |

tab. 11.4 Kritické otáčky motoru vypočtené z vlastních frekvencí modelu z ADAMS/Engine

Maximální vydatnost rezonance harmonických složek je při $\kappa = 2, 4, 6, 8, 10, 12$. Ani v případě analýzy klikového mechanismu v ADAMS/Engine není třeba uvažovat jako nebezpečnou 2. vlastní frekvenci, jelikož žádná z jejích harmonických složek nezasahuje do provozního pásma otáček motoru. Bylo by tomu tak až při hodnotě $\kappa = 20,5$, což lze zanedbat.

Kritické otáčky jsou zde posunuty o jeden harmonický řád κ výše. Příčinou jsou rozdílné hodnoty vlastní frekvence zjištěné analytickým výpočtem a analýzou v ADAMS/Engine.



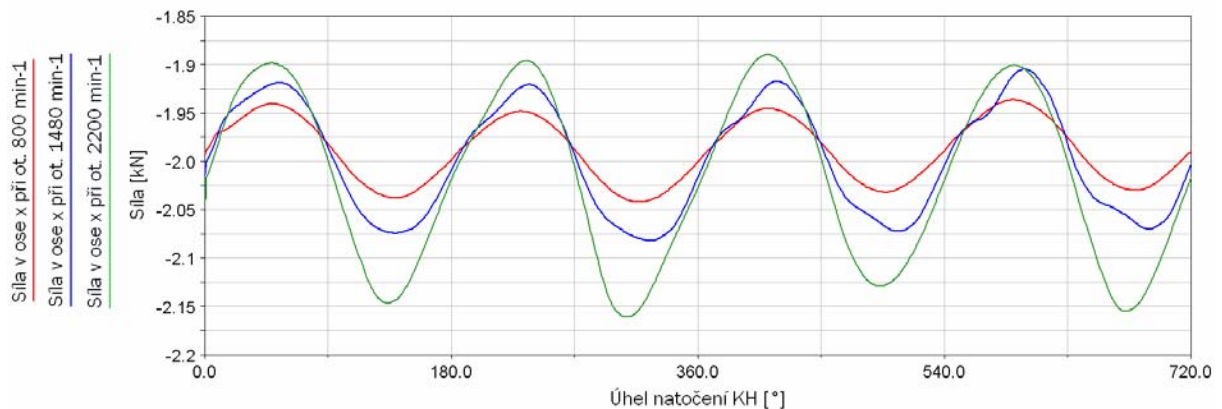
11.3 Grafická vyjádření průběhů sil, napětí a posuvů částí klikového mechanismu

Klikový mechanismus motoru je velice namáhán silami působícími od tlaků spalín a setrvačnými silami. Přes pístní skupinu a ojnice se silové působení přenáší na klikovou hřídel, která je velmi dynamicky namáhána.

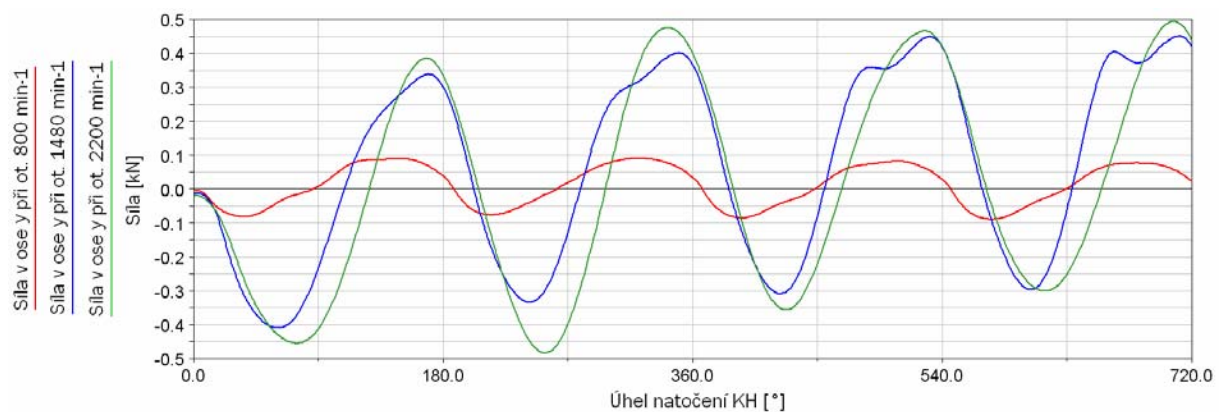
Následné grafy (**obr. 11.4a – 11.14b**) z multi body programu ADAMS/Engine ukazují závislosti jednotlivých sil a tlaků a jejich složek, které mají vliv na namáhání klikového mechanismu. Výsledky vychází z hodnot provozních otáček motoru:

- 800 min^{-1} – volnoběžné otáčky motoru
- $1\,480 \text{ min}^{-1}$ – otáčky největšího točivého momentu motoru
- $2\,200 \text{ min}^{-1}$ – maximální otáčky motoru

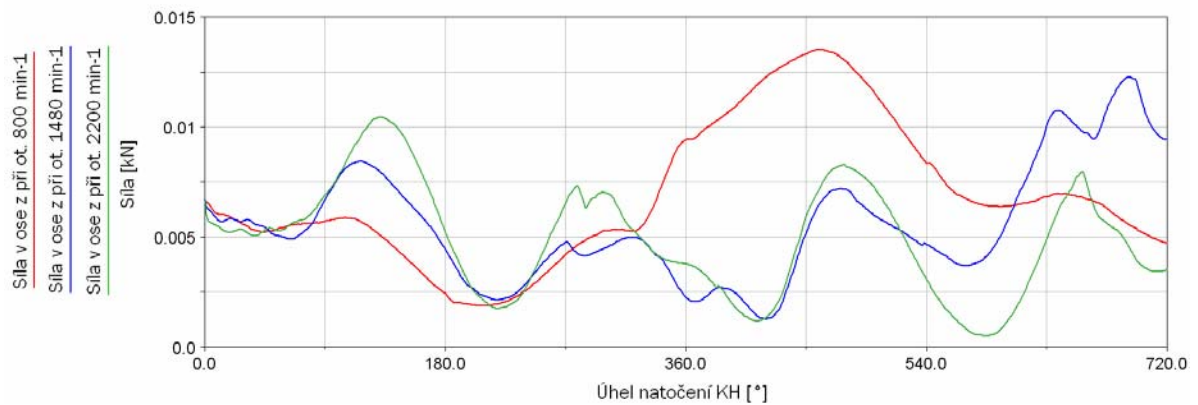
Křivky v grafu mají vždy charakter jednoho pracovního cyklu motoru, tedy otočení klikové hřídele o 720° .



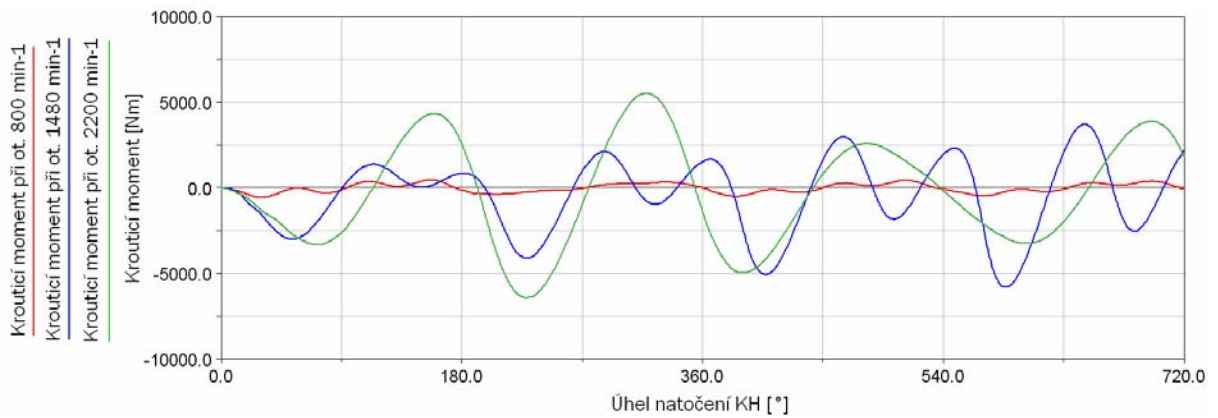
Obr. 11.4a Průběh síly v ose x působící na blok motoru



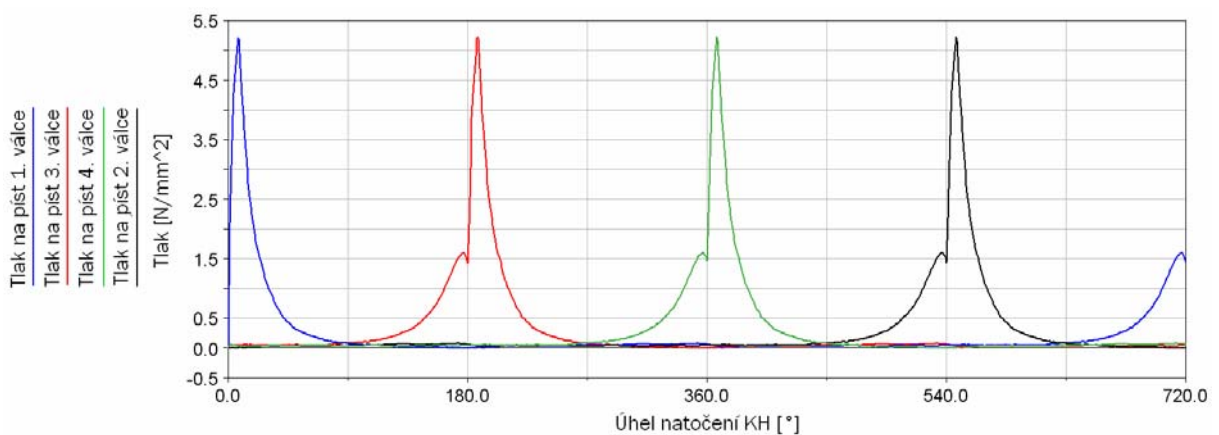
Obr. 11.4b Průběh síly v ose y působící na blok motoru



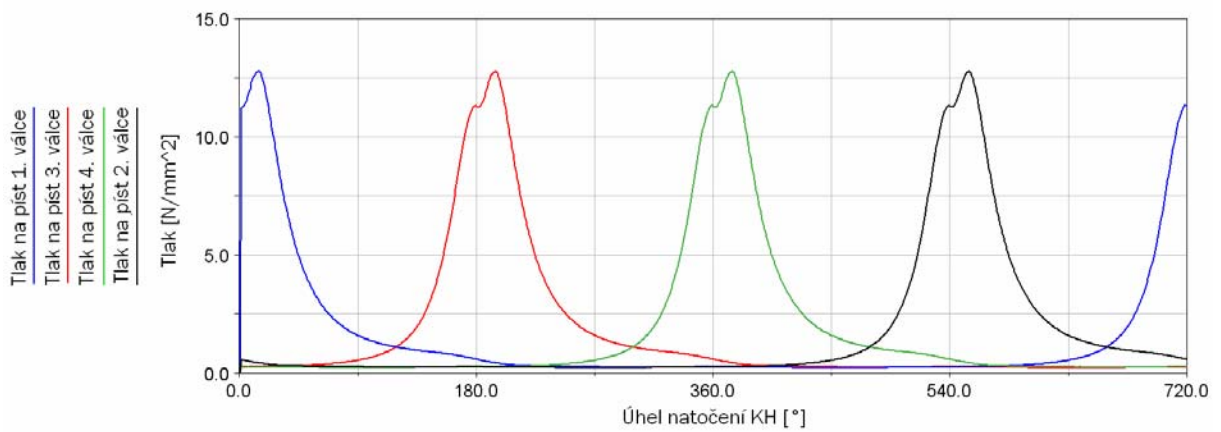
Obr. 11.4c Průběh síly v ose z působící na blok motoru



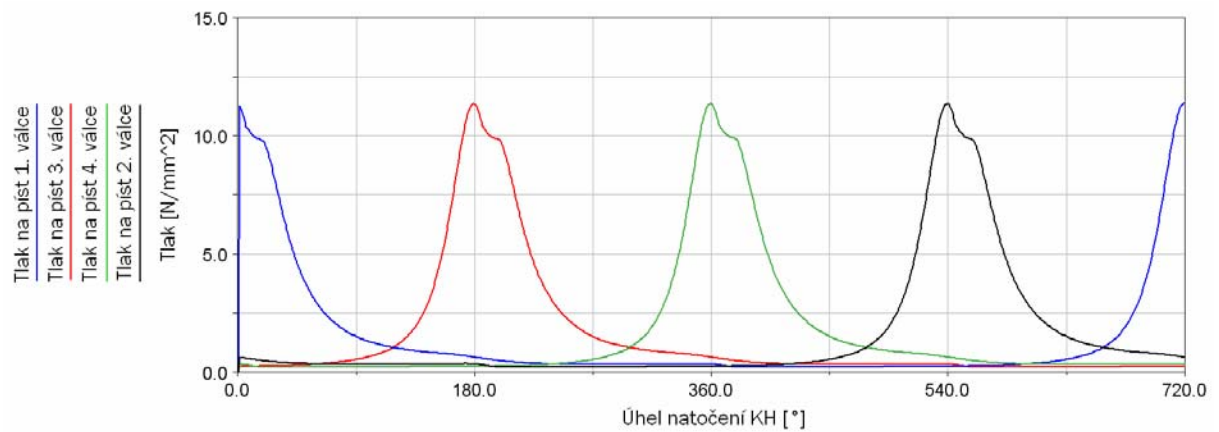
Obr. 11.5 Průběh krouticího momentu na setrvačnicku



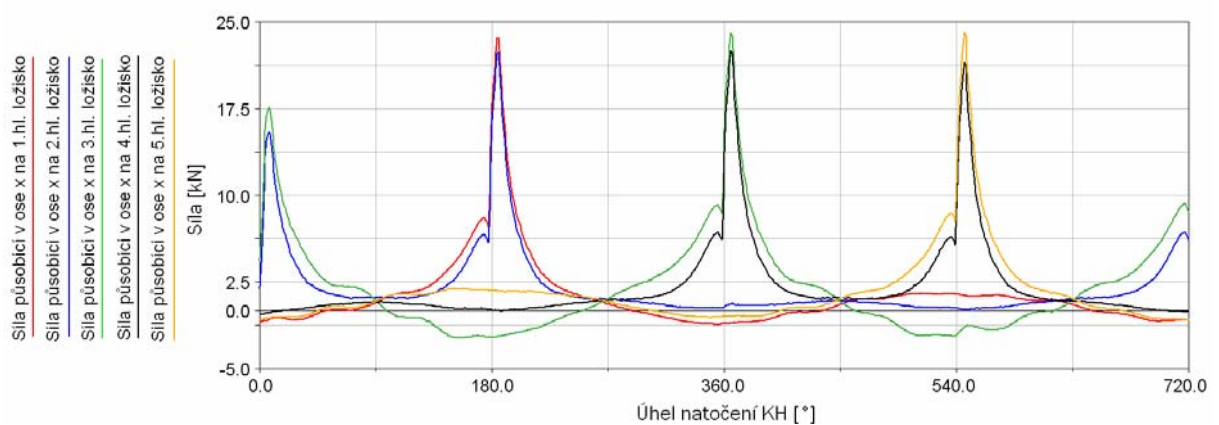
Obr. 11.6a Tlak spalin na píst při otáčkách 800 min⁻¹



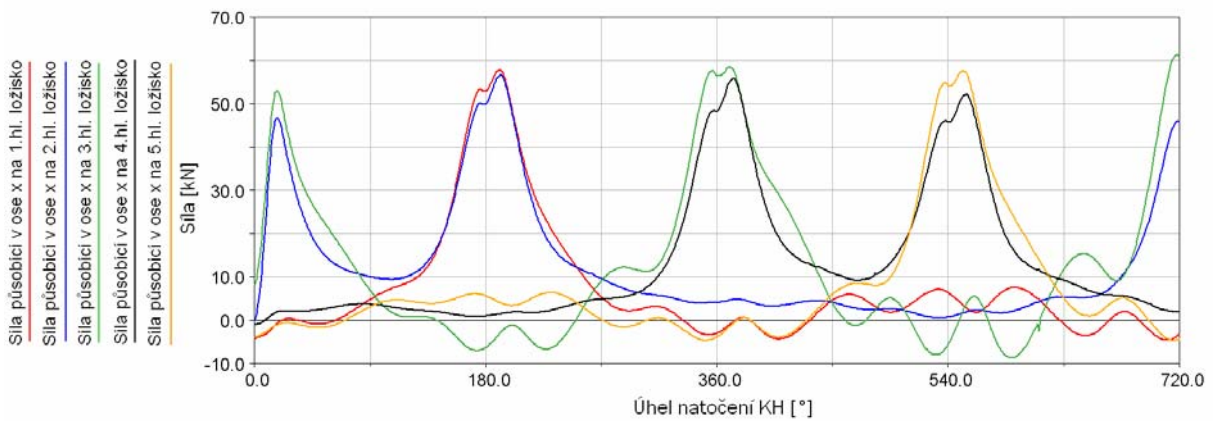
Obr. 11.6b Tlak spalín na píst při otáčkách $1\ 480\ \text{min}^{-1}$



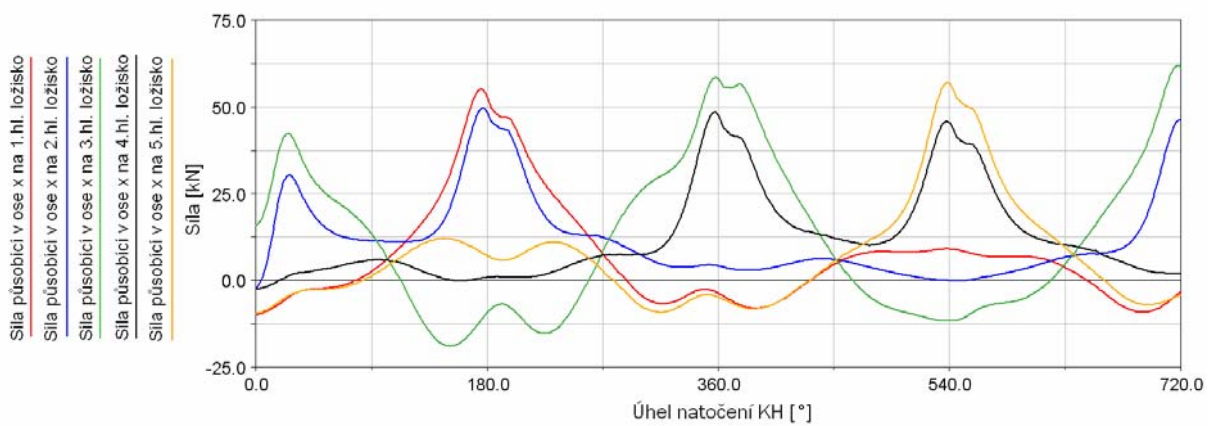
Obr. 11.6c Tlak spalín na píst při otáčkách $2\ 200\ \text{min}^{-1}$



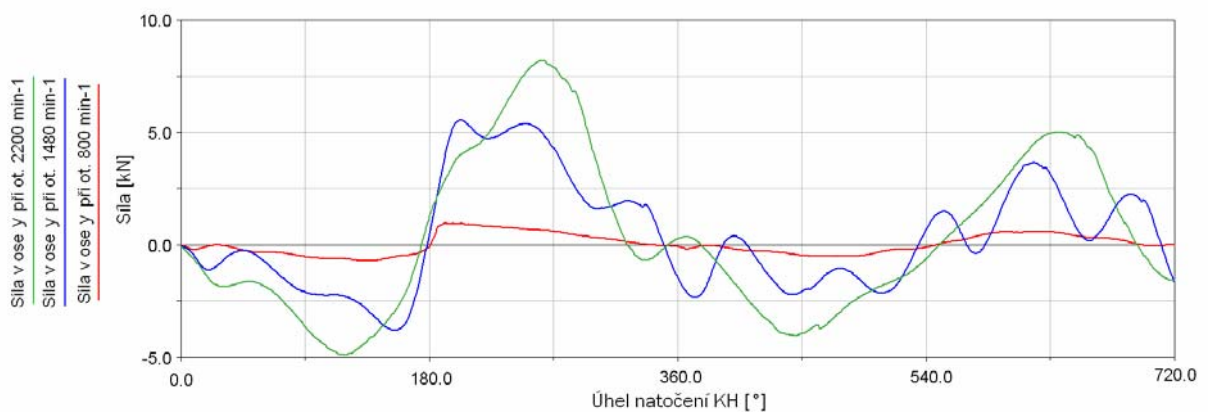
Obr. 11.7a Síly v ose x působící na hlavní ložiska při otáčkách $800\ \text{min}^{-1}$



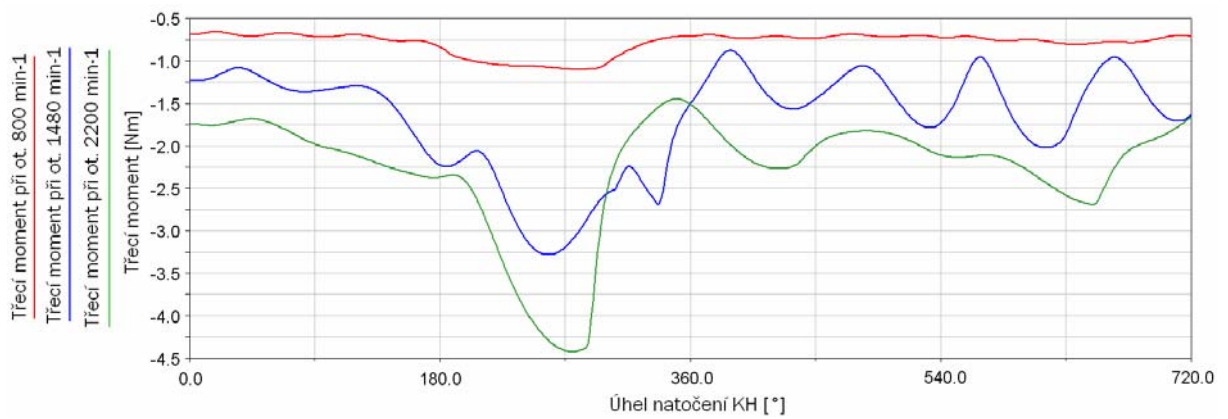
Obr. 11.7b Síly v ose x působící na hlavní ložiska při otáčkách $1\ 480\ \text{min}^{-1}$



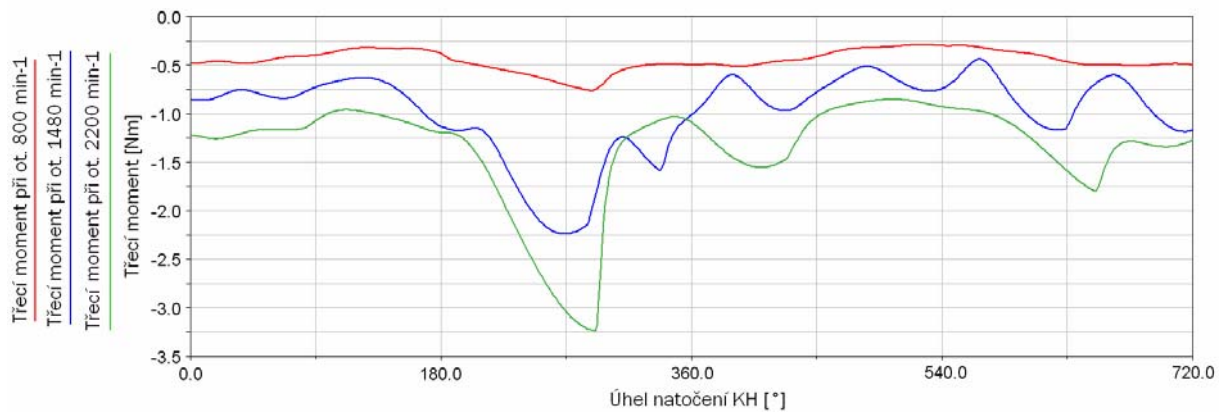
Obr. 11.7c Síly v ose x působící na hlavní ložiska při otáčkách $2\ 200\ \text{min}^{-1}$



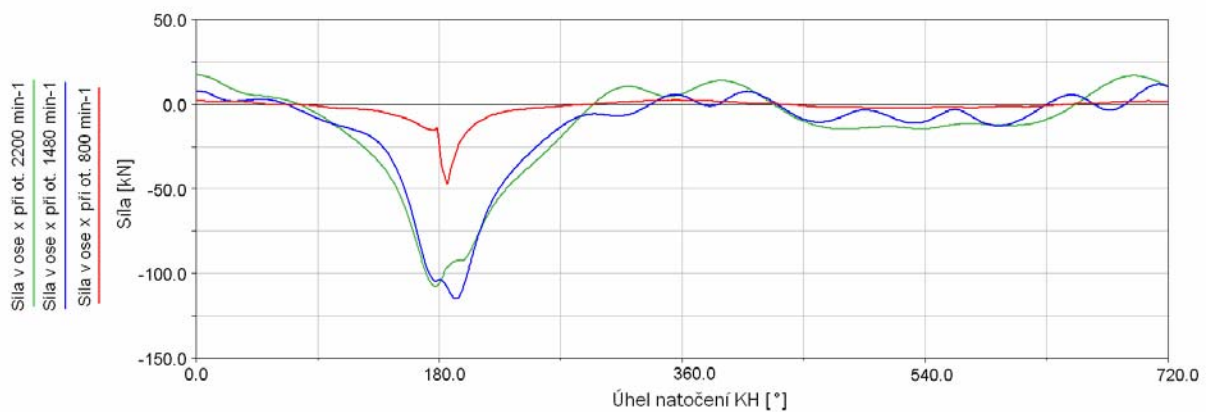
Obr. 11.8 Síly v ose y působící na 1. hlavním ložisku



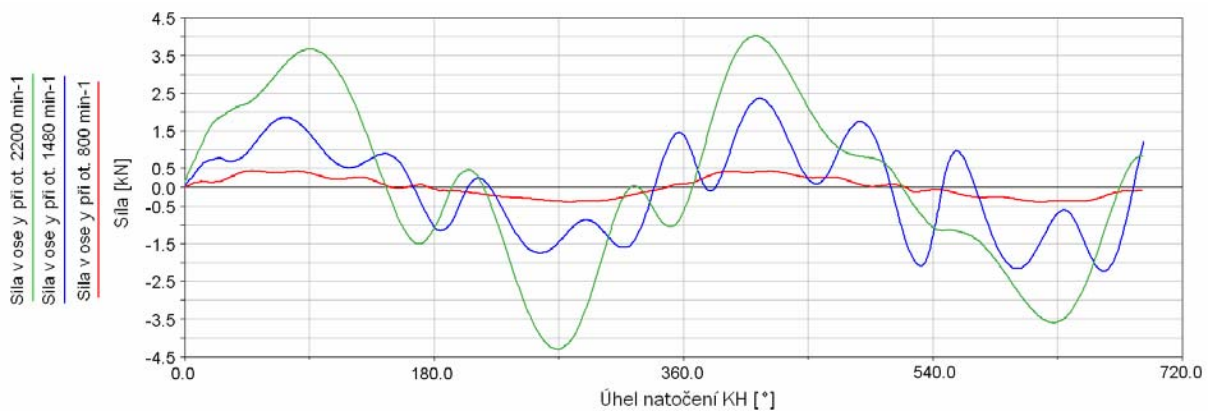
Obr. 11.9 Třecí moment na 1. hlavním ložisku



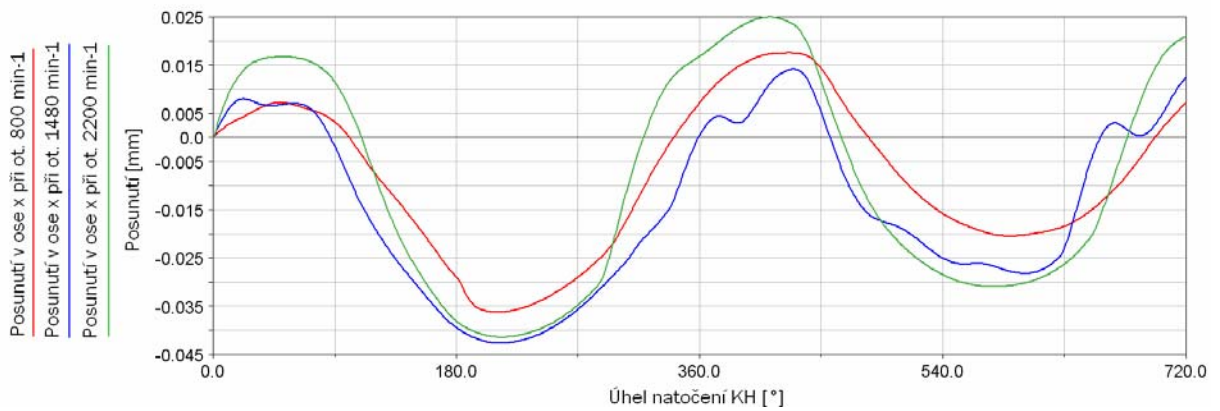
Obr. 11.10 Třecí moment na 1. ojničím ložisku



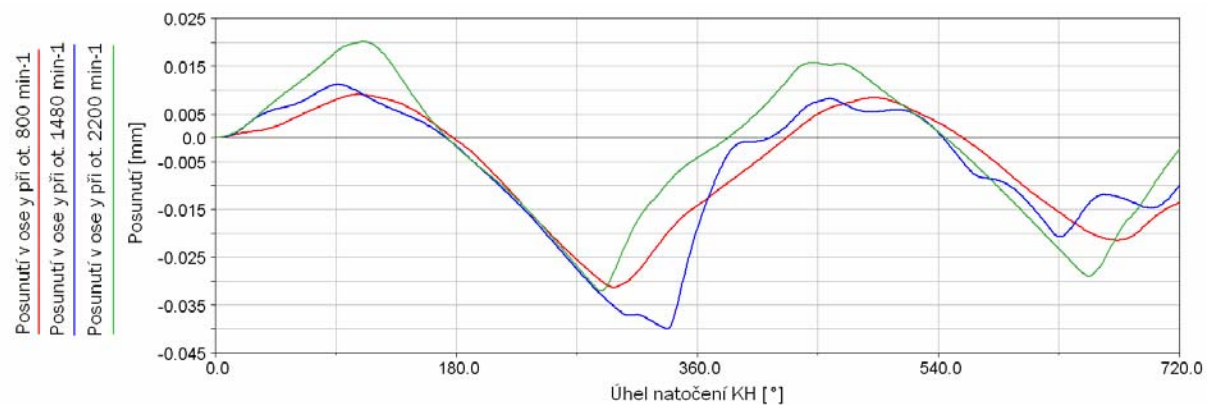
Obr. 11.11a Síly v ose x působící na 1. ojničím ložisku



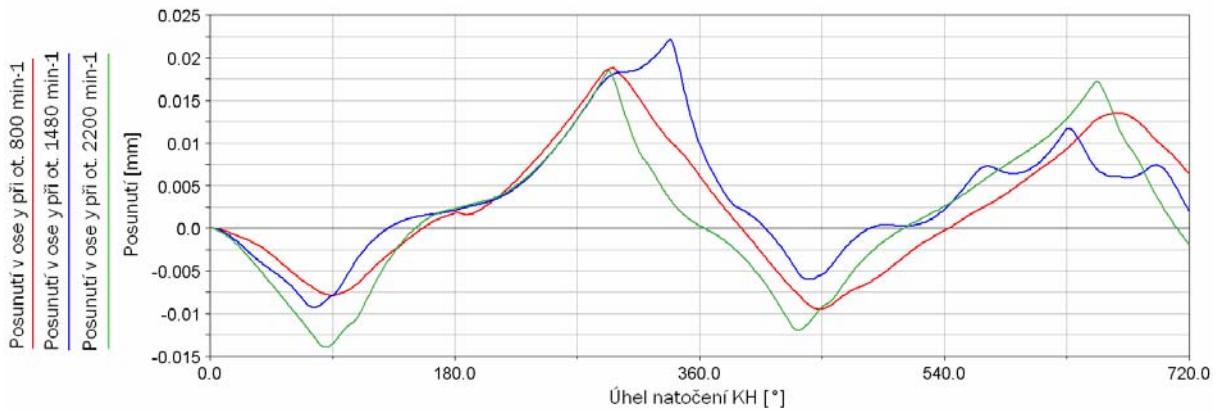
Obr. 11.11b Síly v ose y působící na 1. ojnicím ložisku



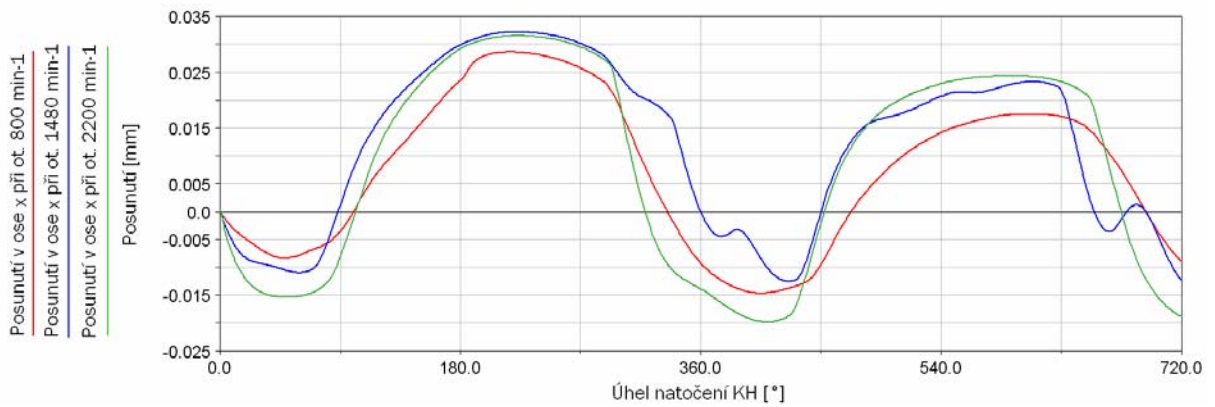
Obr. 11.12a Posunutí v ose x na 1. hlavním ložisku



Obr. 11.12b Posunutí v ose y na 1. hlavním ložisku



Obr. 11.13a Posunutí v ose y na 1. ojnicím ložisku

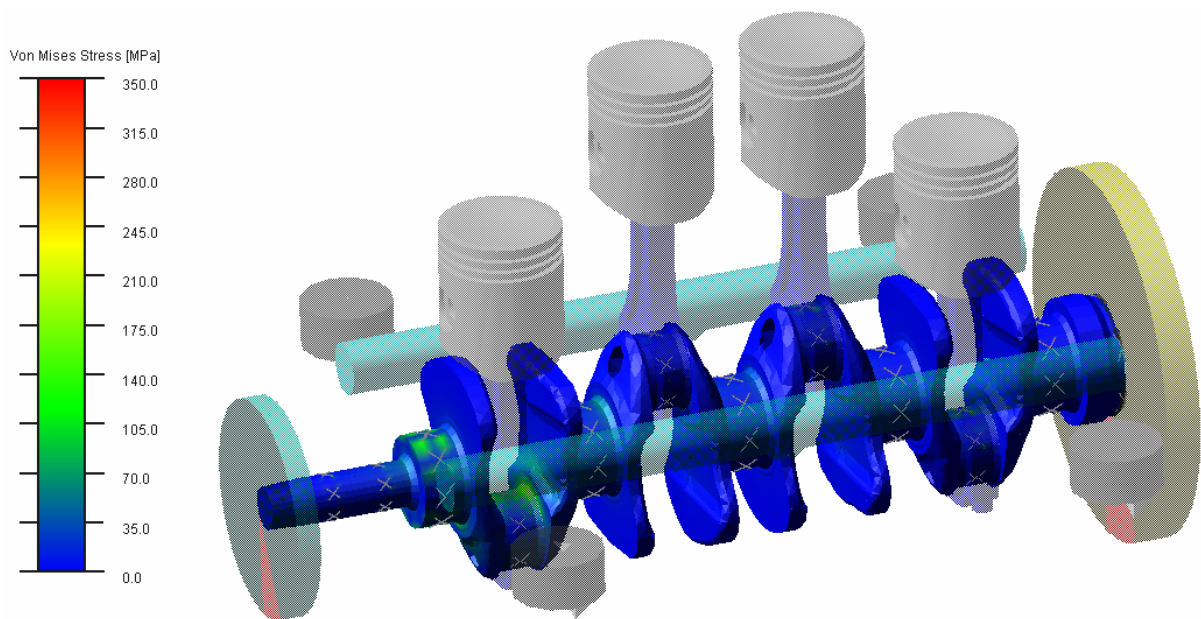


Obr. 11.13b Posunutí v ose x na 1. ojnicím ložisku

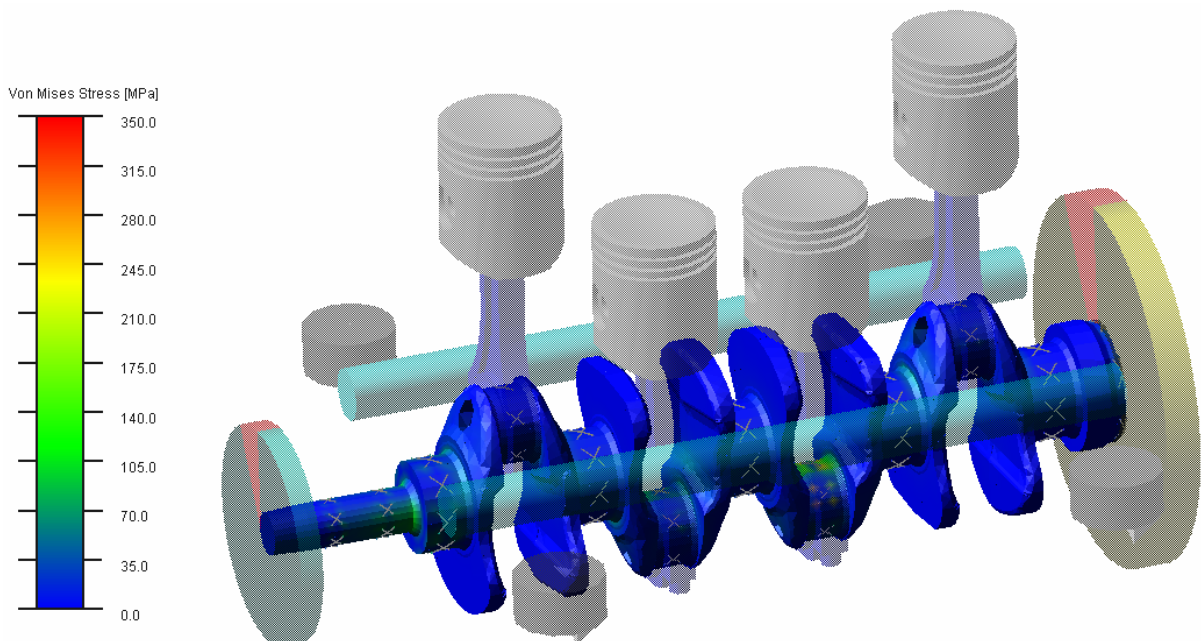


11.4 Napěťová analýza Von Mises

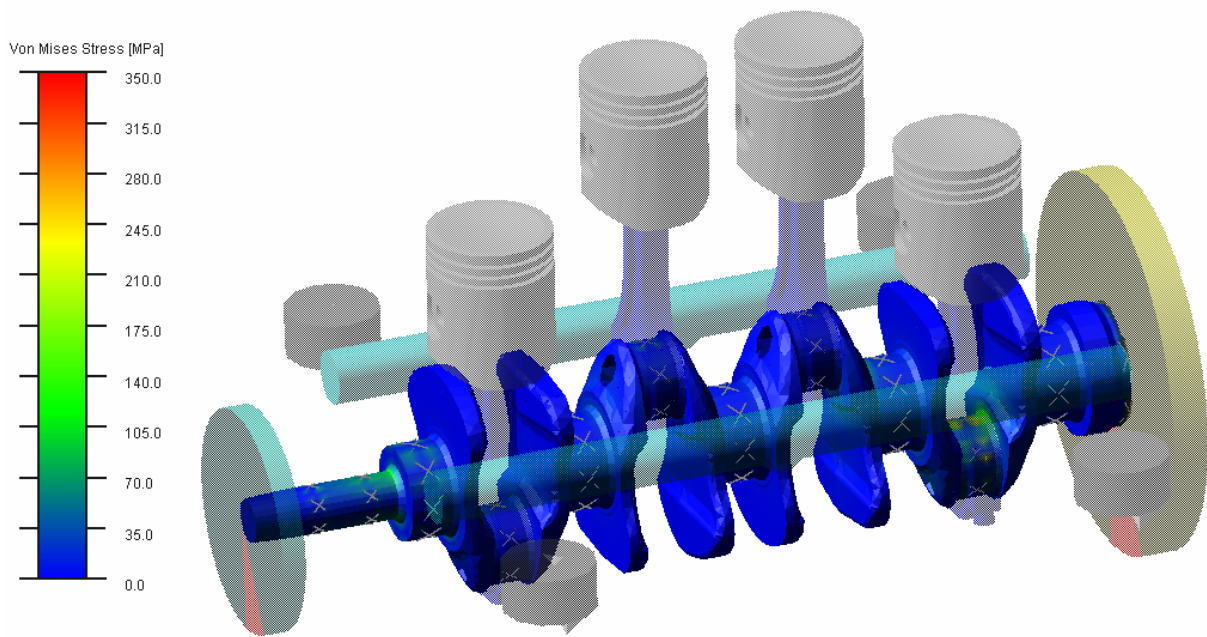
Napětí vznikající při provozu motoru na klikové hřídeli, převážně na hlavních a ojnicích čepích, ukazuje napěťová analýza *Von Mises*. Obrázky 11.15a – 11.17d vystihují pootočení klikové hřídele o 180° , kdy je zřejmé zatížení čepů podle pořadí zapalování jednotlivých válců (1 – 3 – 4 – 2) při otáčkách motoru $800, 1\ 480$ a $2\ 200\ \text{min}^{-1}$.



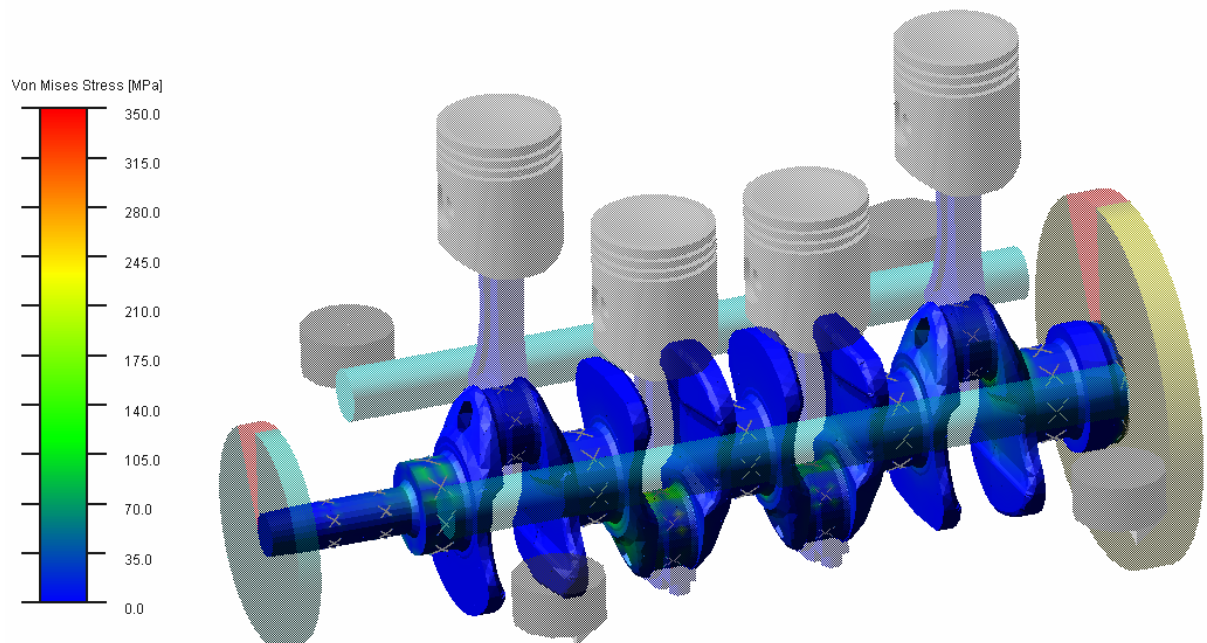
Obr. 11.15a Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 180° při otáčkách $800\ \text{min}^{-1}$



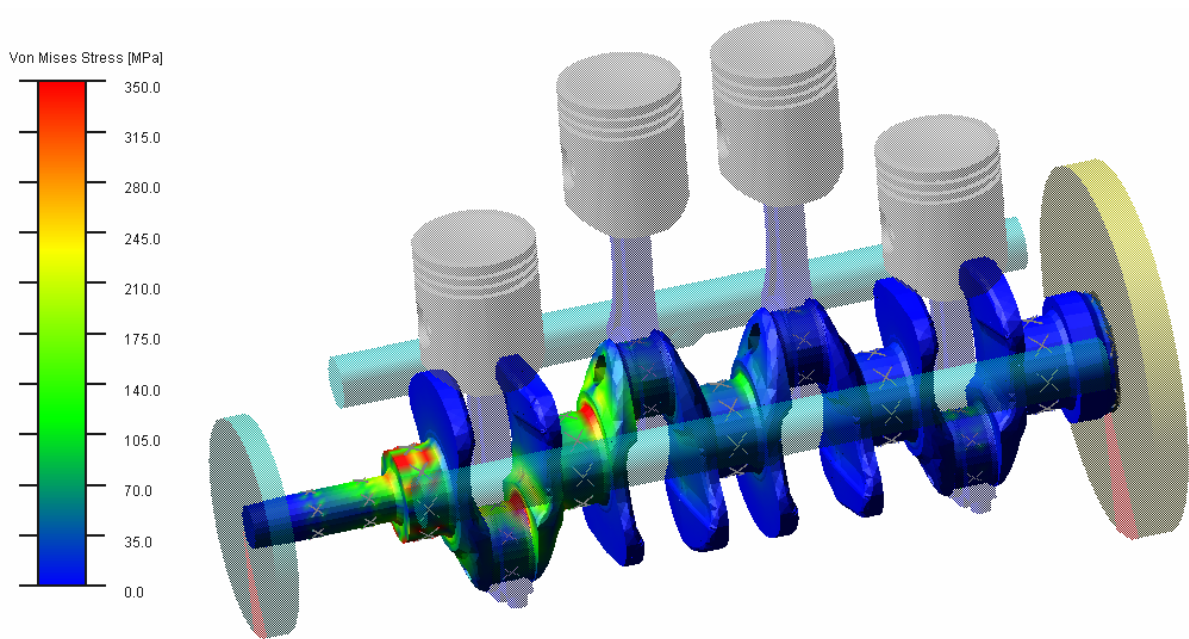
Obr. 11.15b Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 360° při otáčkách $800\ \text{min}^{-1}$



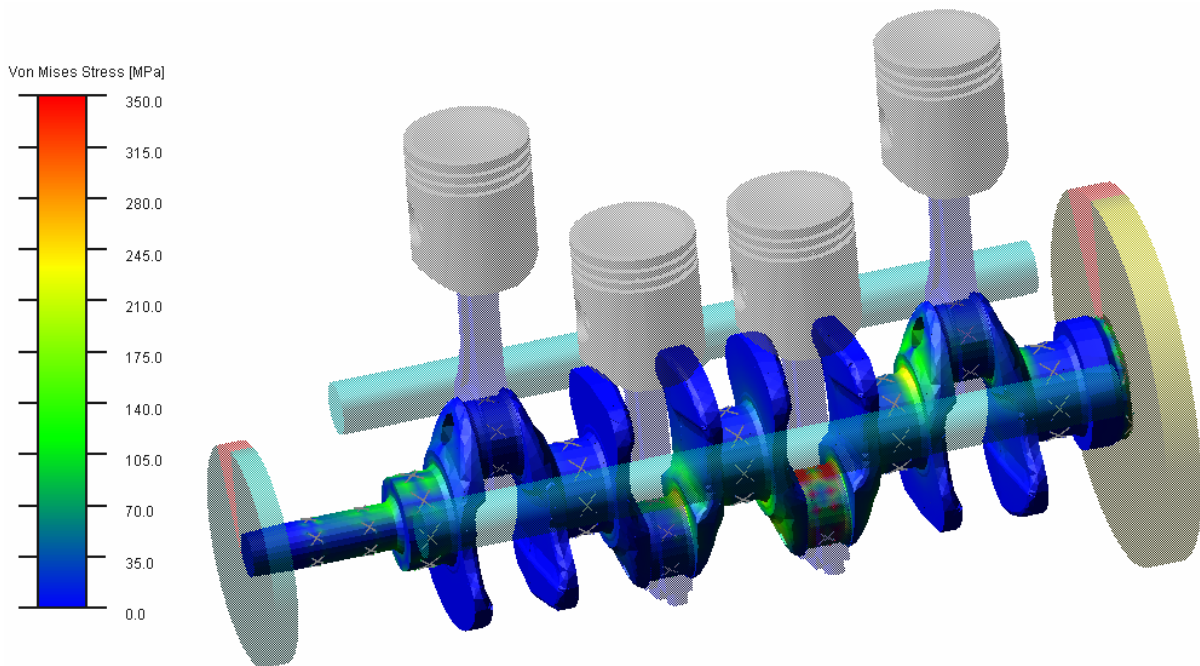
Obr. 11.15c Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 540° při otáčkách 800 min^{-1}



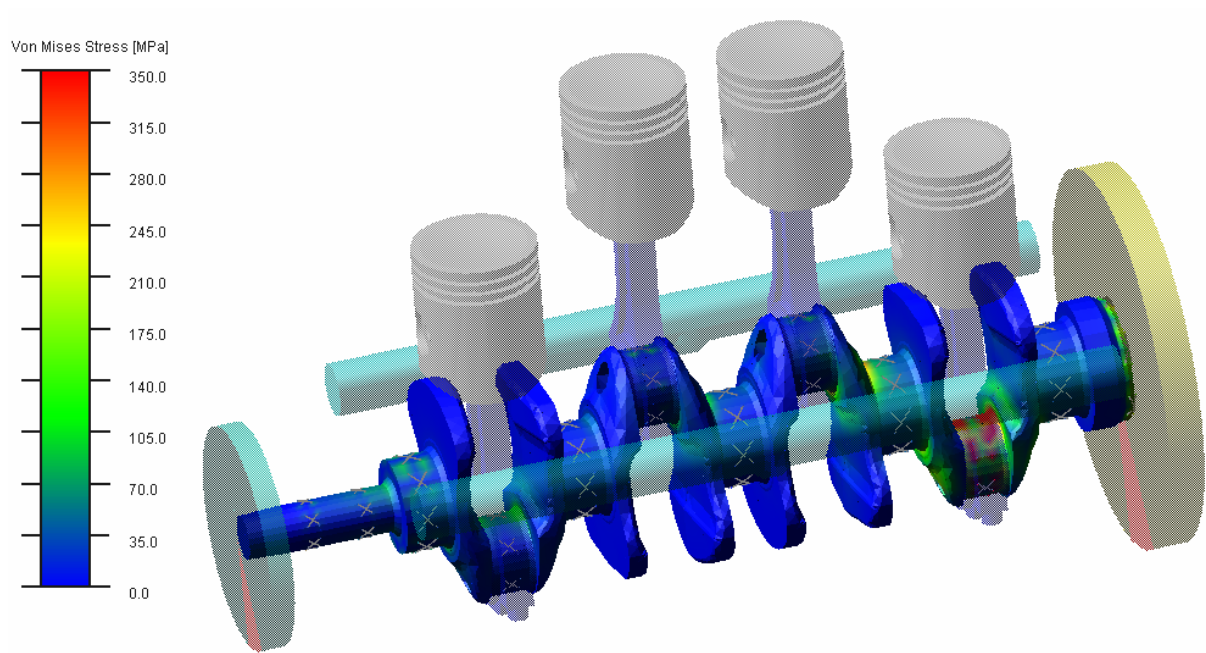
Obr. 11.15d Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 720° při otáčkách 800 min^{-1}



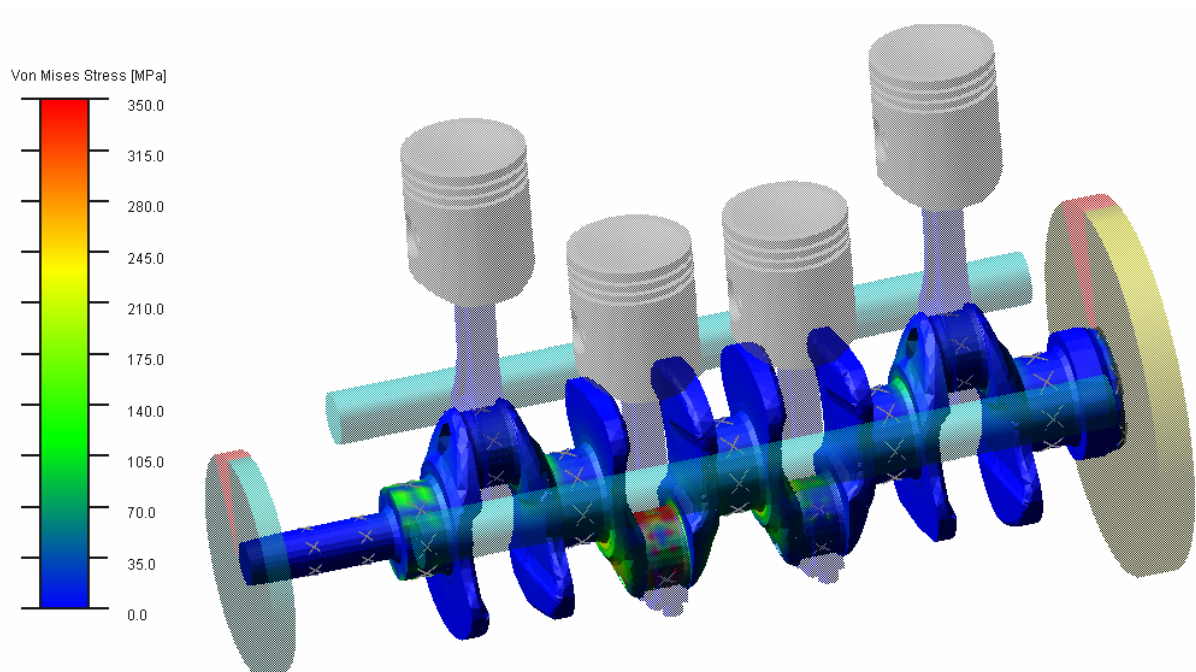
Obr. 11.16a Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 180° při otáčkách $1\,480\text{ min}^{-1}$



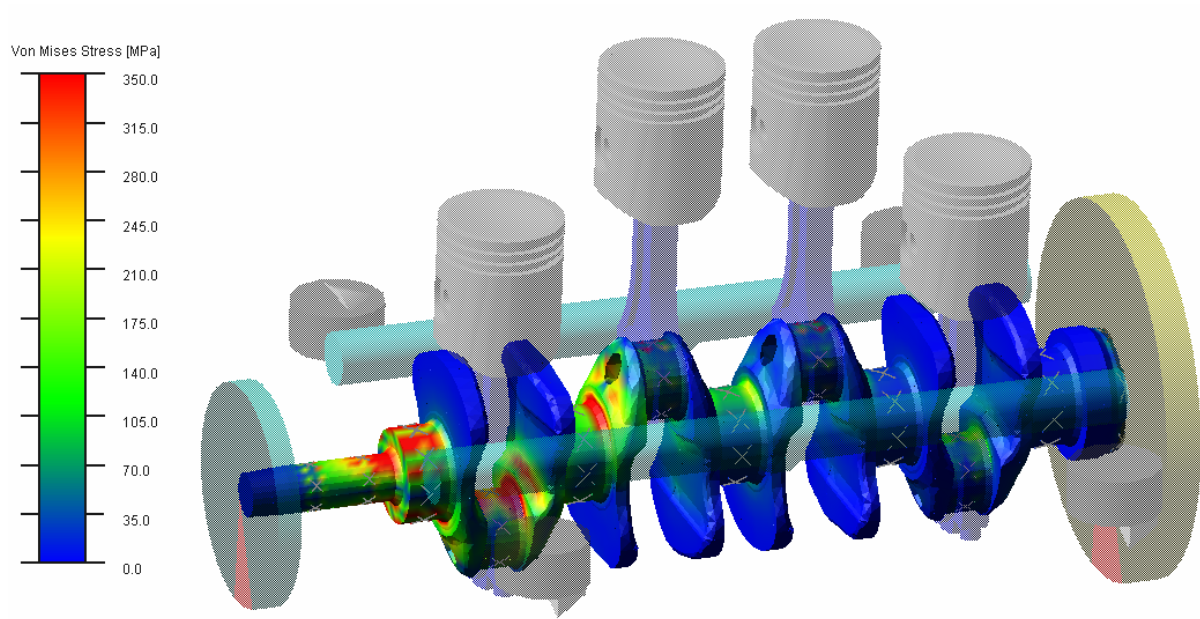
Obr. 11.16b Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 360° při otáčkách $1\,480\text{ min}^{-1}$



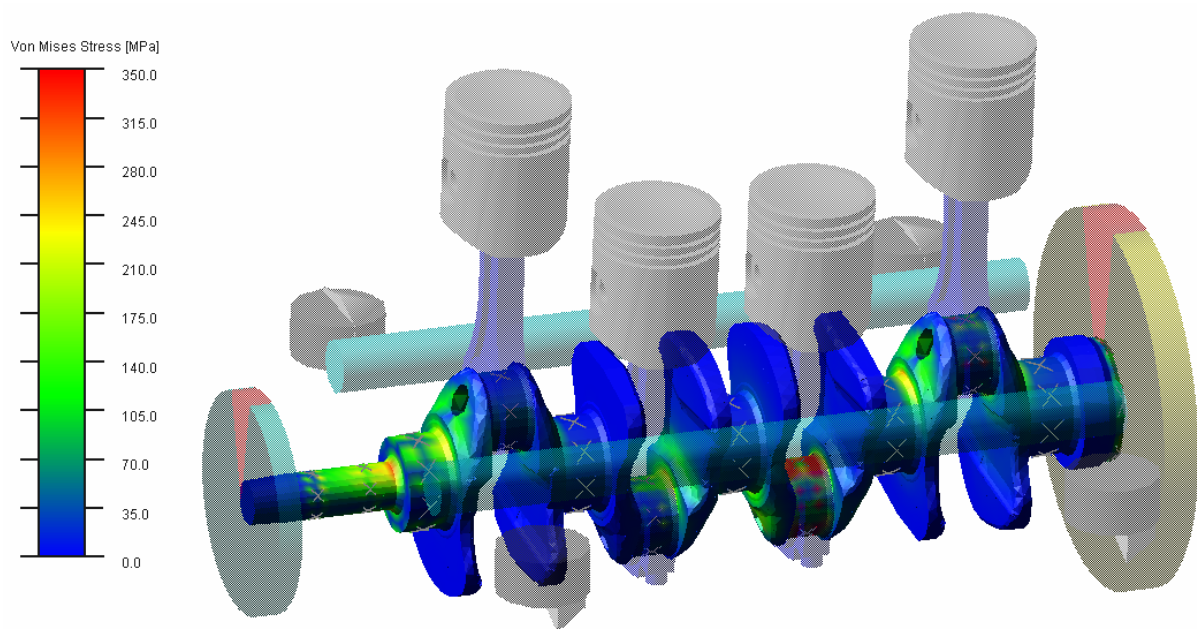
Obr. 11.16c Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 540° při otáčkách $1\,480\text{ min}^{-1}$



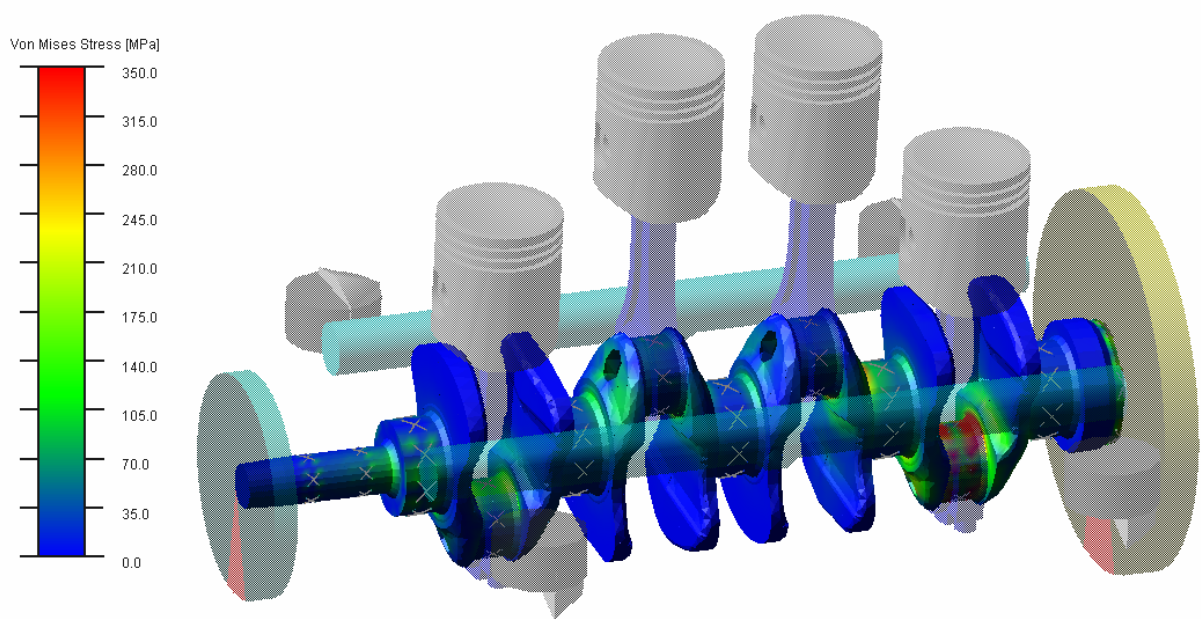
Obr. 11.16d Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 720° při otáčkách $1\,480\text{ min}^{-1}$



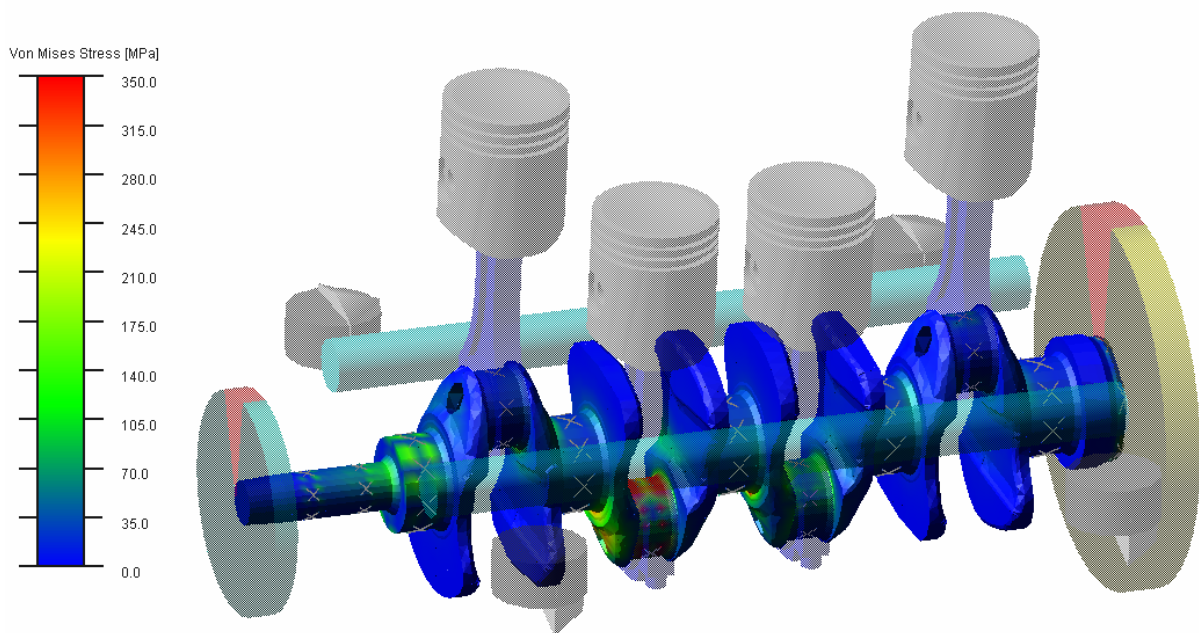
Obr. 11.17a Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 180° při otáčkách $2\,200\text{ min}^{-1}$



Obr. 11.17b Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 360° při otáčkách $2\,200\text{ min}^{-1}$



Obr. 11.17c Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 540° při otáčkách $2\,200\text{ min}^{-1}$



Obr. 11.17d Napětí na klikové hřídeli při pootočení o 720° při otáčkách $2\,200\text{ min}^{-1}$



12 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo vytvoření výpočtového modelu klikového mechanismu, s ohledem na modální vlastnosti čtyřválného traktorového motoru v prostředí multi body systému ADAMS/Engine. Výstupem práce jsou vlastní frekvence a vlastní tvary modelu, které byly získány provedením analýzy *Steady – State* s volbou lineární analýzy. Zjištění vlastních frekvencí je podloženo analytickým výpočtem.

První fáze práce spočívala v přípravě pružného klíčového komponentu, klikové hřídele, v programech Pro/Engineer a ANSYS. Ve 3D CAD programu Pro/Engineer byla kliková hřídel pouze upravena a exportována jako sestava do MKP programu ANSYS, kde probíhala další etapa přípravy modelu. Kromě vytvoření výpočtové sítě zde byly do hlavních a ojničních čepů a tří hřídelových částí přidány pruty s prvky *BEAM4*, které slouží pro rozložení napětí na obvod čepů, při použití v modelu klikového mechanismu v ADAMS/Engine. Následně byla kliková hřídel podrobena modální analýze, která ukázala vlastní tvary a hodnoty vlastních frekvencí s přidanými pruty a bez prutů. Cílem bylo dosáhnout maximální tuhosti prutů při minimálním ovlivnění výsledků zjišťovaných vlastních frekvencí modelu. Výsledky by měly být stejné případně se lišit jen minimálně, aby nebyla ovlivněna hmotnost, tuhost a torzní vlastnosti celé klikové hřídele. Optimálním nastavením bylo dosaženo maximálního navýšení hodnoty vlastních frekvencí cca o 0,3 %, což lze považovat za přijatelnou hodnotu.

Druhá, stěžejní, fáze práce, poukazuje na tvorbu modelu klikového mechanismu v multi body systému ADAMS/Engine. Klikový mechanismus obsahuje flexibilní klikovou hřídel importovanou z prostředí ANSYS. Na této poddajné součásti bylo možno pozorovat její chování v různých měnících se zátěžových stavech a vyhodnocovat získané výsledky. Důležitým výstupem analýzy jsou kromě vlastních tvarů klikového mechanismu také vlastní frekvence získané simulací. V modelu bylo nalezeno několik frekvencí, avšak uvažovaly se pouze ty, které zasahovaly do provozního spektra otáček motoru.

Pro rozmezí provozních otáček $800 - 2\,200 \text{ min}^{-1}$ byla nalezena pouze jedna vlastní frekvence o velikosti 392 Hz , která do provozních otáček zasahuje svou harmonickou složkou $\kappa = 10,5 - 12$. Otáčky v tomto rozmezí κ jsou považovány za kritické. Druhá vlastní frekvence, na kterou je poukázáno pouze pro porovnání, o hodnotě 739 Hz při harmonické složce $\kappa = 11 - 12$, již není pro provoz motoru nijak nebezpečná, protože do provozních otáček by zasahovala až při $\kappa = 20,5$. Takto vysoké harmonické řady se ale neuvažují.

Porovnáním velikostí vlastních frekvencí zjištěných simulací modelu s analyticky vypočtenými hodnotami lze říci, že vlastní frekvence se liší o cca 4 % a to pro první



kontrolovanou vlastní frekvenci 377 Hz (analyticky), 392 Hz (simulace). Druhá vlastní frekvence (pro ilustraci) se již více přibližuje hodnotě zjištěné simulací, rozdíl pouze 0,5 % pro 743 Hz (analyticky) a 739 Hz (simulace). Pro názornost jsou výsledky ještě jednou uvedeny v tabulce:

| | Analyticky | ADAMS | rozdíl |
|----------------------|---------------|---------------|--------|
| | ω [Hz] | ω [Hz] | [%] |
| 1. vlastní frekvence | 377 | 392 | 4,0 |
| 2. vlastní frekvence | 743 | 739 | 0,5 |

tab. 11.5 Porovnání vlastních frekvencí zjištěných analyticky a simulací

Uvedené grafické výsledky poukazují na velikost tlaků spalín ve válcích motoru, průběhy sil a posunutí na hlavních a ojnicích čepech a bloku motoru. Nejvyšší hodnoty vycházejí při otáčkách motoru 2 200 min^{-1} , naopak nejnižší hodnoty při otáčkách 800 min^{-1} .

Obrázky napět'ových stavů klikového mechanismu vystihují velikost napětí na pružné klikové hřídeli podle *Von Mises*, kde jsou zřejmá napětí na jednotlivých čepech podle pořadí zapalování válců (1 – 3 – 4 – 2) při hodnotách provozních otáček 800, 1 480, 2 200 min^{-1} . Červená místa označují špičky napětí.

Kliková hřídel je však v provozu namáhána střídavým zatížením, převážně ohybem a krutem. Odolává působení víceosé napjatosti a tudíž nelze jednoznačně říci, že hodnoty napětí, získané analýzou *Von Mises*, lze považovat za směrodatné výsledky a mezní hodnoty nebezpečné pro životnost klikové hřídele. Řešení vede na použití dalších výpočetních a simulačních programů, např. FEMAP, kde výsledky napět'ové analýzy v ADAMS/Engine mohou sloužit jako vstupní data pro zjištění skutečné únavové pevnosti klikové hřídele.

Do výpočtu, ať analytického nebo simulace, mohly být vneseny chyby, které by způsobily nepřesnosti výsledku. Proto by bylo vhodné, výpočty ověřit ještě laboratorním měřením, jako nejpřesnější z metod. Měření však nebylo náplní diplomové práce.

Pokud by se uvažovalo přidání dalších částí motoru, jako pohon vyvažovacích hřídelí, eventuálně tlumič torzních kmitů nebo kompletní mechanismus rozvodů, výsledné vlastní frekvence by se změnily a přiblížily vlastním frekvencím celého traktorového motoru.



13 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ALCIATORE, David. Colorado state university [online]. 2007 [cit. 2010-02-18]. Dynamics of Machines. Dostupné z WWW: <<http://www.engr.colostate.edu/~dga/mech324/figures/F14-03.jpg>>.
- [2] ANSYS Multiphysics Release 12.0.1, HELP system. 2009
- [3] Autodíly MJauto [online]. 1998, 2009 [cit. 2010-03-26]. Motor – teorie. Dostupné z WWW: <<http://www.mjauto.cz/newdocs/motor/kap2.htm#>>.
- [4] Gates Corporation. Gates Corporation [online]. 1999-2010 [cit. 2010-04-01]. Fluid damper. Dostupné z WWW: <http://gates.fr/europe/file_display_common.cfm?thispath=Europe%2Fdocuments_module&file=70498_E16_DRIVEALIGN_TVD.pdf>.
- [5] HASSE & WREDE. HASSE & WREDE [online]. 200? [cit. 2010-03-19]. Hydraulic Dampers. Dostupné z WWW: <http://www.hassewrede.de/frameset_templates/produkte/frm_produkte.php?subnav=hydrau&language_code=hw_en&language_id=45>.
- [6] Horschel Companies. Fluidampr [online]. 2009 [cit. 2010-03-12]. Crankshaft Deflection. Dostupné z WWW: <<http://www.fluid-damper.com/>>.
- [7] HOŠEK, František. Spalovací motory konstrukce. Brno : Univerzita obrany v Brně, Katedra bojových a speciálních vozidel, 2008. 102 s.
- [8] JANÍČEK, Přemysl; ONDRÁČEK, Emanuel; VRBKA, Jan; BURŠA, Jiří. Mechanika těles, Pružnost a pevnost I. Brno : VUT Brno, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.
- [9] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. 1. vyd. Úvaly : Albra, 2003. 871 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [10] Made in China [online]. 2010, 2010 [cit. 2010-02-20]. Tractor Parts. Dostupné z WWW: <<http://yiguan.en.made-in-china.com/product/VeyxqanJTtpY/China-Tractor-Parts-Fs-Foton-Jinma-Benye-etc-Brand-.html>>.
- [11] MSC SOFTWARE: ADAMS 2005 R2 User manual. 2005
- [12] PÍŠTĚK, Václav; ŠTETINA, Josef. Pevnost a životnost. Brno : VUT Brno, 1993. 208 s.
- [13] RAUSCHER, Jaroslav . Vozidlové motory. Brno : VUT, 200?. 156 s.
- [14] VLK, František . Vozidlové spalovací motory. 1. vyd. Brno : František Vlk, 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.



14 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

14.1 Seznam použitých symbolů

| | | |
|-----------------|-------------------------|--|
| a (A) | [-] | vektor amplitud |
| a_i | [-] | poměrná amplituda |
| b | [m] | tloušťka ramene zalomení |
| b_{hc} | [m] | šířka hlavního čepu |
| b_{kc} | [m] | šířka klikového čepu |
| b_p | [m] | šířka příruby pro setrvačnick |
| C | [Nm.rad ⁻¹] | matice tuhosti |
| c_{1-4} | [Nm.rad ⁻¹] | torzní tuhost jednotlivých zalomení |
| c_R | [Nm.rad ⁻¹] | torzní tuhost mezi řemenicí a 1. zalomením |
| c_S | [Nm.rad ⁻¹] | torzní tuhost mezi posledním zalomením a setrvačnickem |
| D_{hc} | [m] | průměr hlavního čepu |
| D_{kc} | [m] | průměr klikového čepu |
| d_p | [m] | roztečný průměr šroubů setrvačnicku |
| d_r | [m] | průměr hřídele pro nasazení řemenice |
| D_{red} | [m] | redukovaný průměr hlavního čepu |
| d_s | [m] | průměr hřídele pro nasazení setrvačnicku |
| E | [MPa] | Youngův modul pružnosti |
| G | [MPa] | modul pružnosti materiálu ve smyku |
| h | [m] | šířka ramene zalomení |
| I | [-] | jednotková matice |
| i | [-] | imaginární jednotka |
| j | [-] | číslo vzorku |
| J | [kg.m ²] | moment setrvačnosti |
| J_{1-4} | [kg.m ²] | moment setrvačnosti jednotlivých zalomení |
| J_{celk} | [kg.m ²] | celkový moment setrvačnosti náhradního kotouče |
| $J_{celk,rem}$ | [kg.m ²] | redukovaná hmota na straně řemenice |
| $J_{celk,setr}$ | [kg.m ²] | redukovaná hmota na straně setrvačnicku |
| $J_{hrid,rem}$ | [kg.m ²] | moment setrvačnosti části pro umístění řemenice |
| $J_{hrid,setr}$ | [kg.m ²] | moment setrvačnosti části pro umístění setrvačnicku |
| $J_{pol,rem}$ | [m ⁴] | polární moment řemenice |
| $J_{pol,setr}$ | [m ⁴] | polární moment setrvačnicku |



| | | |
|-----------------------|-----------------------|--|
| J_{pos} | [kg.m ²] | moment setrvačnosti posuvných částí |
| J_{R} | [kg.m ²] | moment setrvačnosti tlumiče torzních kmitů |
| J_{rem} | [kg.m ²] | moment setrvačnosti řemenice |
| J_{rot} | [kg.m ²] | moment setrvačnosti rotační části ojnice |
| J_{S} | [kg.m ²] | moment setrvačnosti setrvačnicku |
| J_{setr} | [kg.m ²] | moment setrvačnosti setrvačnicku |
| $J_{\text{zal},i}$ | [kg.m ²] | moment setrvačnosti i-tého zalomení |
| k | [-] | obecná číselná konstanta |
| K | [N/ms ⁻¹] | tlumení |
| l | [m] | délka ojnice |
| l_{red} | [m] | redukovaná délka ojnice |
| $l_{\text{red,rem}}$ | [m] | redukovaná délka na straně řemenice |
| $l_{\text{red,setr}}$ | [m] | redukovaná délka na straně setrvačnicku |
| M | [kg.m ²] | matice hmotnosti |
| M | [Nm] | točivý moment |
| M_{h} | [Nm] | absolutní velikost h_k |
| M_j | [Nm] | moment vzorků |
| M_k | [Nm] | amplituda momentu |
| m_p | [kg] | hmotnost posuvných částí |
| m_{poj} | [kg] | posuvná hmotnost ojnice |
| m_{psk} | [kg] | hmotnost pístní skupiny |
| m_r | [kg] | redukovaná hmotnost |
| m_{rot} | [kg] | hmotnost rotační části ojnice |
| M_t | [Nm] | střídavý kroutící moment |
| n | [-] | počet vzorků |
| N | [Hz] | frekvence vlastního torzního kmitání |
| n | [min ⁻¹] | otáčky motoru |
| n_{kr} | [min ⁻¹] | kritické otáčky |
| P_I | [N] | setrvačná síla posuvných hmotností 1. řádu |
| P_{II} | [N] | setrvačná síla posuvných hmotností 2. řádu |
| P_r | [N] | setrvačná síla rotačních částí |
| Q | [N] | vnější síly |
| r | [m] | poloměr kliky |
| s_p | [m] | dráha pístu |
| t | [s] | čas |
| W_k | [m ³] | modul průřezu v krutu |



| | | |
|-----------------|---------------------------|---|
| x_i | [-] | amplituda řemenice |
| α | [°] | úhel natočení kliky |
| β | [°] | úhel odklonu ojnice |
| δ | [°] | natočení klik hřídele |
| ε_k | [-] | vydatnost rezonancí harmonické složky |
| κ | [-] | řád harmonické složky |
| κ_h | [-] | maximální vydatnost rezonance harmonických složek |
| λ | [-] | klikový poměr |
| μ | [-] | Poissonova konstanta |
| ξ | [Nm.s.rad ⁻¹] | tlumící odpory |
| ρ | [kg.m ³] | hustota materiálu |
| σ | [°] | úhel mezi vektory směrové hvězdice |
| τ_k | [Pa] | napětí v krutu |
| φ | [rad] | amplituda torzních kmitů volného konce hřídele |
| ω | [Hz] | frekvence vlastního kmitání |
| ω | [rad.s ⁻¹] | úhlová rychlost otáčení |
| Ω | [rad.s ⁻¹] | úhlová rychlost rezonančního kmitání soustavy |

14.2 Seznam použitých zkratek

| | |
|-------|---------------------------|
| MBS | multi – body systém |
| MKP | metoda konečných prvků |
| *.anf | soubor ansys neutral file |
| *.mnf | soubor modal neutral file |
| KH | kliková hřídel |