



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

VISKÓZNÍ TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ ČTYŘVÁLCOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU

VISCOUS TYPE VIBRATION DAMPER OF A FOUR-CYLINDER DIESEL ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. VÁCLAV BŮŽEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Václav Bůžek

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:

Viskózní tlumič torzních kmitů čtyřválcového vznětového motoru

v anglickém jazyce:

Viscous type vibration damper of a four-cylinder diesel engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout hnací ústrojí čtyřdobého řadového vznětového čtyřválcového motoru s viskózním tlumičem torzních kmitů.

Cíle diplomové práce:

Pro dané základní parametry válcové jednotky navrhnout uspořádání klikového mechanismu.

Provést rozbor vyváženosti setrvačných sil a jejich momentů.

Navrhnout varianty se 4 a 8 vývažky na klikovém hřídele pro snížení hodnot vnitřních momentů odstředivých sil.

Provést modální analýzu modelů obou variant klikového hřídele aplikací MKP, porovnat výsledky.

Sestavit diskrétní model torzního systému klikového ústrojí, provést výpočet vynuceného kmitání bez torzního tlumiče.

Navrhnout viskózní tlumič torzních kmitů.

Porovnat výsledky pevnostního výpočtu klikového hřídele bez tlumiče a s viskózním tlumičem.

Vypracovat výrobní výkresy klikového hřídele a viskózního tlumiče torzních kmitů.

Seznam odborné literatury:

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

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 9.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Práce se věnuje návrhu hnacího ústrojí čtyřdobého řadového čtyřválcového vznětového motoru a analýze vlastního a vynuceného torzního kmitání klikové hřídele pro zjištění vhodných parametrů viskózního tlumiče torzních kmitů. Součástí je i konstrukční návrh hlavních rozměrů tlumiče. Dále je popsáno řešení únavové bezpečnosti klikové hřídele postupem využívajícím MKP. V závěru jsou porovnány výsledky varianty s tlumičem a bez něho a provedeno zhodnocení celé práce. Součástí jsou také výkresy klikové hřídele a viskózního tlumiče torzních kmitů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kliková hřídel, viskózní tlumič torzních kmitů, torzní kmitání, diskretní dynamický model

ABSTRACT

The point of the dissertation is to describe the design of powertrain of four-cylinder diesel engine equipped with vibration damper. After estimating the discrete model of powertrain, forced vibration calculation is performed to design appropriate vibration damper. The following part describes the safety factor solution of crankshaft fatigue using FEM. The dissertation provides a useful comparison for versions with and without damper. Crankshaft and viscous type vibration damper drawings are also included as appendices.

KEYWORDS

Crankshaft, viscous type vibration damper, torsional vibration, discrete dynamic model



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BŮŽEK, V. *Viskózní tlumič torzních kmitů čtyřválcového vznětového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 49 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2011

.....

Bc. Václav Bůžek



PODĚKOVÁNÍ

Za podporu, vstřícnost, cenné připomínky a rady při zpracování mé diplomové práce, tímto děkuji vedoucímu této práce, panu prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc.



OBSAH

Úvod	6
1 Návrh uspořádání klikového mechanismu	7
2 Rozbor vyváženosti setrvačných sil klikového mechanismu a jejich momentů	8
2.1 Setrvačné síly otáčejících se hmot	9
2.2 Setrvačné síly posuvných hmot	9
2.3 Volné podélné momenty otáčejících se hmot	11
2.4 Volné podélné momenty posuvných hmot	12
2.5 Vnitřní podélné momenty otáčejících se a posuvných hmot	12
3 3D modely	13
3.1 Varianta s osmi vývažky	13
3.2 Varianta se čtyřmi vývažky	14
4 Modální analýza obou variant pomocí MKP.....	15
5 Dynamický model klikového mechanismu	18
5.1 Sestavení dynamického modelu bez tlumiče torzních kmitů.....	18
5.2 Stanovení momentů setrvačnosti	18
5.3 Stanovení torzních tuhostí	20
6 Vlastní torzní kmitání dynamického modelu	22
7 Vynucené torzní kmitání dynamického modelu	25
8 Řešení únavové životnosti	27
8.1 Napjatostní analýza pomocí MKP	27
8.2 Stanovení bezpečnosti vůči únavovému poškození	32
9 Tlumiče torzních kmitů	34
10 Návrh viskózního tlumiče torzních kmitů	36
10.1 Zjednodušení modelu torzního systému s viskózním tlumičem	36
10.2 Návrh základních parametrů viskózního tlumiče.....	36
10.3 Koncepční návrh viskózního tlumiče.....	38
11 Vynucené torzní kmitání soustavy s tlumičem torzních kmitů	40
12 Únavová životnost s tlumičem torzních kmitů	41
12.1 Napjatostní analýza hřídele vybavené tlumičem.....	41
12.2 Bezpečnosti vůči únavovému poškození hřídele s tlumičem.....	42
13 Porovnání výsledků výpočtu klikové hřídele bez tlumiče a s tlumičem	43
Závěr.....	44
Seznam použitých zkratk a symbolů	46
Seznam příloh.....	49



ÚVOD

Na počátku vývoje každého pístového spalovacího motoru je nutné věnovat velkou pozornost torznímu kmitání klikové hřídele. Při návrhu je důležité předem analyzovat namáhání klikové hřídele a v závislosti na dosažených výsledcích pak navrhnout opatření, která v průběhu technického života motoru udržují toto namáhání v přípustných mezích. To se řeší nejčastěji instalací vhodného tlumiče torzních kmitů na volný konec klikové hřídele, který sníží amplitudy torzního kmitání a tím i velikost vznikajících torzních napětí.

Práce má za úkol poskytnout čtenáři ucelenou představu o možném postupu analýzy torzního kmitání klikové hřídele spalovacího motoru a následném návrhu viskózního tlumiče torzních kmitů. Bude se tedy podrobně věnovat návrhu hnacího ústrojí traktorového čtyřdobého vznětového motoru a dále analýze vlastního a vynuceného torzního kmitání jeho klikové hřídele. Podle dosažených výsledků bude navržen vhodný viskózní tlumič torzních kmitů a provedeno zhodnocení opodstatněnosti jeho použití.

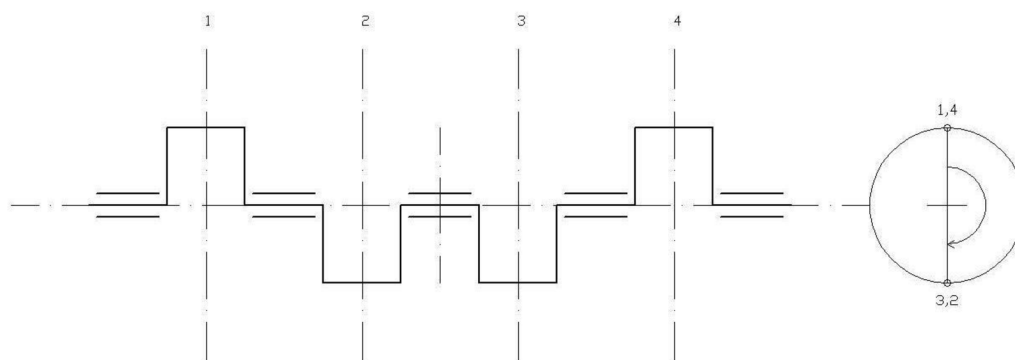


1 NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Konstrukční návrhy klikové hřídele použité v této práci vychází z již vyráběného řadového čtyřválcového vznětového traktorového motoru společnosti ZETOR TRACTORS a.s. Drží se proto hlavních konstrukčních rozměrů unifikovaných motorů této společnosti. Navrženy jsou dvě nové varianty. Jedna se silovým a druhá s momentovým vyvážením. Obě jsou uloženy na pěti hlavních ložiskách, přejímají všechny základní rozměry původního klikového mechanismu a odpovídají všem požadavkům pro použití v tomto motoru s nezměněnou pístní skupinou.

Tab. 1 Základní parametry motoru

Typ motoru	čtyřdobý, vznětový, přeplňovaný turbodmychadlem
Uspořádání	řadový
Počet válců	4
Zdvihový objem [cm ³]	4156
Vrtání/Zdvih [mm]	105/120
Jmenovité otáčky [min ⁻¹]	2200
Maximální přeběhové otáčky [min ⁻¹]	2500
Volnoběžné otáčky [min ⁻¹]	800
Pořadí vstříků	1-3-4-2
Průměr hlavního čepu klikové hřídele [mm]	80
Průměr ojnicního čepu [mm]	66



Obr. 1 Schéma klikové hřídele motoru



2 ROZBOR VYVÁŽENOSTI SETRVAČNÝCH SIL KLIKOVÉHO MECHANISMU A JEJICH MOMENTŮ

Vyvážením klikového ústrojí rozumíme způsob odstranění, nebo zmenšení účinků setrvačných sil a momentů vzniklých pohybem tohoto ústrojí. Toho lze nejčastěji dosáhnout vhodným uspořádáním klikového mechanismu tak, aby se alespoň hlavní setrvačné síly a jejich momenty navzájem v každém okamžiku kompenzovaly. Toto přirozené vyvážení však v mnoha případech nestačí. Pak je nutné ke klikovému ústrojí připojovat vyvažující hmoty, jejichž účinek působí proti účinku zmíněných setrvačných sil a momentů, které buď částečně, nebo úplně eliminuje. Zároveň se tak snižuje tření v ložiskách klikové hřídele, čímž se zvyšuje mechanická účinnost motoru. Použití protizávaží však také zvyšuje hmotnost a cenu motoru a výrazně snižuje kritické otáčky způsobené torzními kmity hřídele [1].

Předpoklady rozboru vyváženosti:

- rám stroje je absolutně tuhý
- jednotlivá centrická kliková ústrojí se pohybují v rovnoběžných rovinách
- úhlová rychlost klikové hřídele je během otáčky konstantní

Sledované veličiny:

- setrvačné síly otáčejících se hmot
- setrvačné síly posuvných hmot
- volné podélné momenty otáčejících se hmot
- volné podélné momenty posuvných hmot
- vnitřní podélné momenty otáčejících se a posuvných hmot



2.1 SETRVAČNÉ SÍLY OTÁČEJÍCÍCH SE HMOT

Velikost setrvačných sil v klikovém ústrojí je určena hmotností pohyblivých částí mechanismu a velikostí jejich zrychlení. Přímočarý vratný pohyb pístní skupiny je pomocí ojnice převáděn na rotační pohyb klikové hřídele.

Hmotnost ojnice, která koná obecný rovinný pohyb, se pro potřeby výpočtu redukuje do dvou hmotných bodů. Dynamické a statické účinky těchto bodů musí být stejné, jako celého tělesa. Podmínkami redukce je zachování celkové hmotnosti, polohy těžiště a momentu setrvačnosti ojnice. Hmotný bod m_1 ve středu oka pro pístní čep vykonává čistě translační pohyb, hmotný bod m_2 ve středu hlavy ojnice zase čistě rotační pohyb [1].

Setrvačné síly otáčejících se hmot jsou u řadového čtyřválcce přirozeně vyváženy. To proto, že při pravidelné klikové hvězdici a homogenním klikovém ústrojí tvoří vektory uzavřený obrazec a výslednice je nulová. Výsledná setrvačná síla se nejčastěji určuje grafickým sčítáním vektorů sil jednotlivých válců. Leží-li všechna zalomení hřídele v téže rovině (jak je tomu v našem případě) zjednoduší se vektorový součet na součet algebraický a výsledná setrvačná síla otáčejících se hmot je [1]:

$$F_{od} = \sum_{i=1}^4 iF_{od} = 0 \quad (1)$$

2.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH HMOT

Všechny setrvačné síly posuvných hmot leží u řadových motorů v rovině proložené osou otáčení hřídele a osami válců a plně se přenáší na uložení motoru, kde působí i svými momenty. Přeloží-li se do těžiště celého klikového ústrojí a nepřihlíží-li se k podélným momentům, je jejich výslednice určena algebraickým součtem sil jednotlivých klikových ústrojí. Setrvačná síla posuvných hmot prvního řádu má velikost [1]:

$$F_{cs} = -(m_{psk} + m_1) \cdot a(\alpha), \quad (2)$$

kde $a(\alpha)$ je zrychlení pístní skupiny jako funkce úhlu natočení klikové hřídele, m_{psk} je hmotnost pístní skupiny a m_1 vyjadřuje posuvný podíl hmotnosti ojnice. Uvažujeme-li pouze první dva řády, pak je $a(\alpha)$ definováno:

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha), \quad (3)$$

kde r je poloměr kliky, ω úhlová rychlost klikové hřídele a λ klikový poměr, který je vyjádřen:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (4)$$

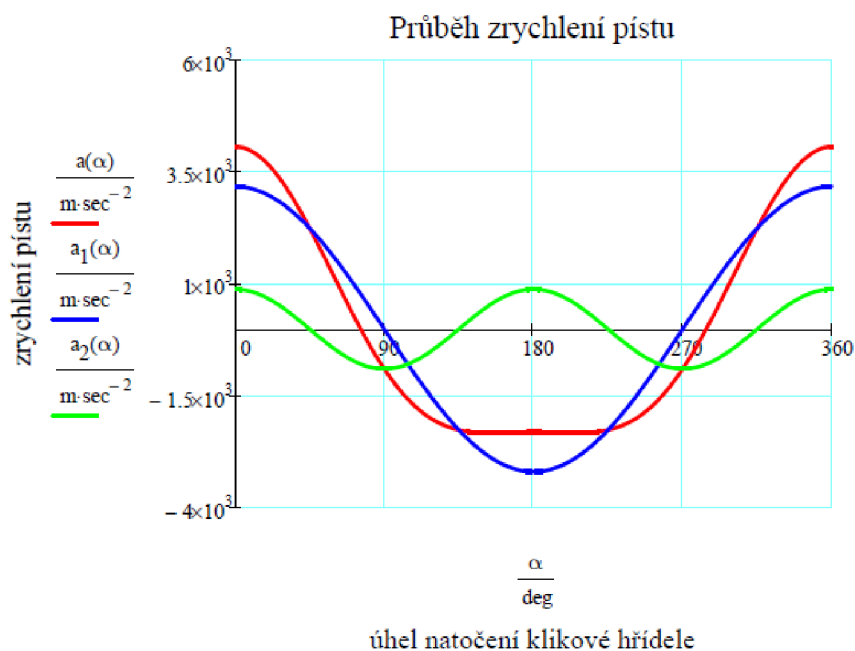
kde l je délka ojnice. Zrychlení pístní skupiny bývá rozkládáno na dvě složky. Zrychlení prvního řádu

$$a_1 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad (5)$$



a zrychlení druhého řádu

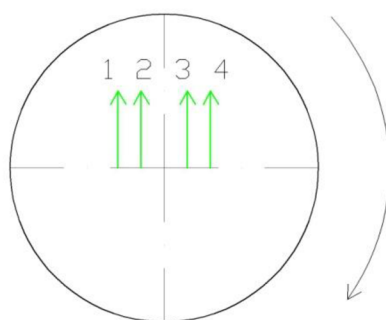
$$a_2 = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha. \quad (6)$$



Obr. 2 Průběh celkového zrychlení pístní skupiny a jeho složek

Síly prvního řádu působí proti sobě, v každém okamžiku mají stejnou velikost a navzájem se ruší, jsou tedy přirozeně vyváženy.

Naopak síly druhého řádu se mění dvakrát rychleji než předchozí a nejsou přirozeně vyváženy. Jejich účinek se dá odstranit pouze působením posuvných hmot v obráceném směru (např. použitím pomocné vyvažovací jednotky). Jejich grafické znázornění představuje kliková hvězdice druhého řádu na Obr. 3. Obdobný výsledek je u všech harmonických složek vyšších řádů, které rovněž nejsou přirozeně vyváženy. Klikové hvězdice těchto řádů totiž přecházejí ve svazek souhlasně orientovaných paprsků a vektory setrvačných sil všech čtyř válců se proto sčítají. U tohoto typu motoru ponecháváme harmonickou složku druhého a vyšších řádů nevyváženou, neboť jejich velikost je podřadná [1].

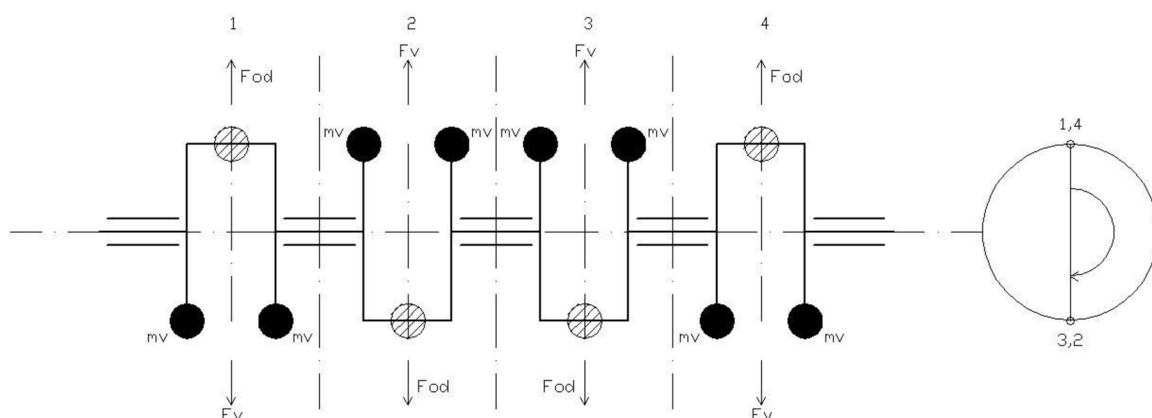


Obr. 3 Kliková hvězdice druhého řádu

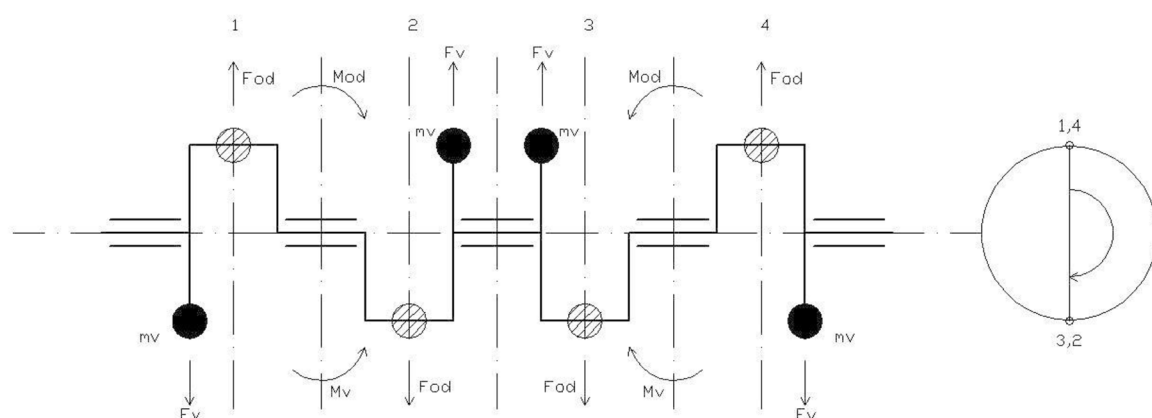


2.3 VOLNÉ PODÉLNÉ MOMENTY OTÁČEJÍCÍCH SE HMOT

Setrvačné síly otáčejících se hmot vzbuzují u řadového čtyřválcového motoru podélné momenty. Ty se projevují jako momenty vnitřní. Tyto momenty nemění při stálých otáčkách svou velikost, avšak rovina jejich působení se otáčí s hřídelem. Jejich účinek na klikové ústrojí lze zcela zrušit protizávažím na klikové hřídeli a to dvěma způsoby. Prvním způsobem je vyvážení volné setrvačné síly otáčejících se hmot na každém zalomení samostatně (tak jako u jednoválcového motoru) viz Obr. 4. U druhého způsobu se určí velikost volného momentu a jeho účinek se zruší opačně působícím, stejně velkým momentem dvojice protizávaží viz Obr. 5 [1].



Obr. 4 Silové vyvážení volného podélného momentu otáčejících se hmot



Obr. 5 Momentové vyvážení volného podélného momentu otáčejících se hmot



2.4 VOLNÉ PODÉLNÉ MOMENTY POSUVNÝCH HMOT

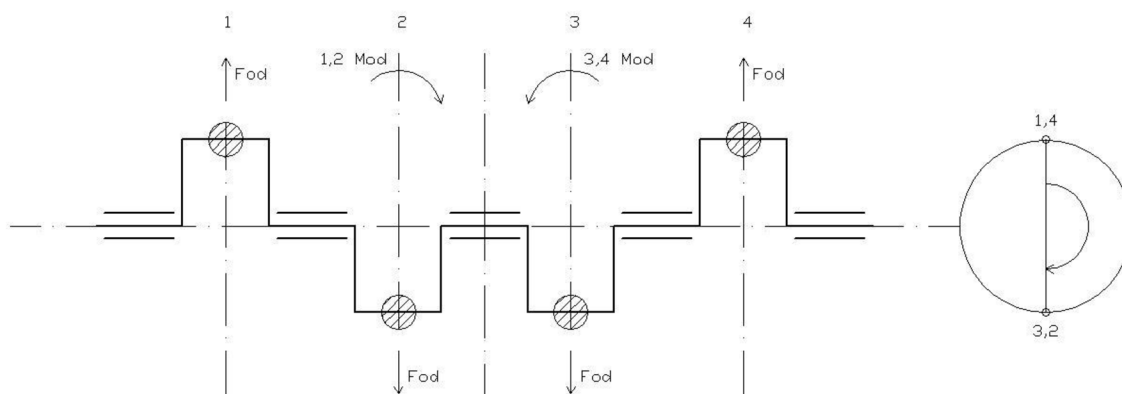
Tyto momenty vznikají vlivem setrvačných sil posuvných hmot, při otáčení hřídele mění svou velikost i smysl, ale působí stále v rovině proložené osami válců [1].

2.5 VNITŘNÍ PODÉLNÉ MOMENTY OTÁČEJÍCÍCH SE A POSUVNÝCH HMOT

Vnitřní podélné momenty jsou vzbuzeny setrvačnými silami otáčejících se i posuvných hmot, namáhají hřídel na střídavý ohyb a způsobují opotřebenění ložisek. Často se ponechávají nevyvážené [1].

Vnitřní momenty posuvných hmot nelze vyvážit otáčejícími se protizávažími. Nejsou však nebezpečné, neboť působí stále ve svislé rovině a skříň i základ motoru jsou v tomto směru dostatečně tuhé. Naproti tomu momenty ve vodorovné rovině (točivé podélné momenty otáčejících se hmot) mohou způsobit stranové prohýbání klikové hřídele a rozkmitat ji. Tomu čelíme dostatečně tuhou konstrukcí klikové skříně [1].

Vnitřní momenty se počítají stejně jako volné podélné momenty, vztahují se však obvykle ke středu hřídele. Tím se hřídel rozdělí na dvě shodné části (s polovičním počtem zalomení), jejichž volný podélný moment je vnitřním momentem celku [1].



Obr. 6 Vznik vnitřního podélného momentu otáčejících se hmot u řadového čtyřválcce

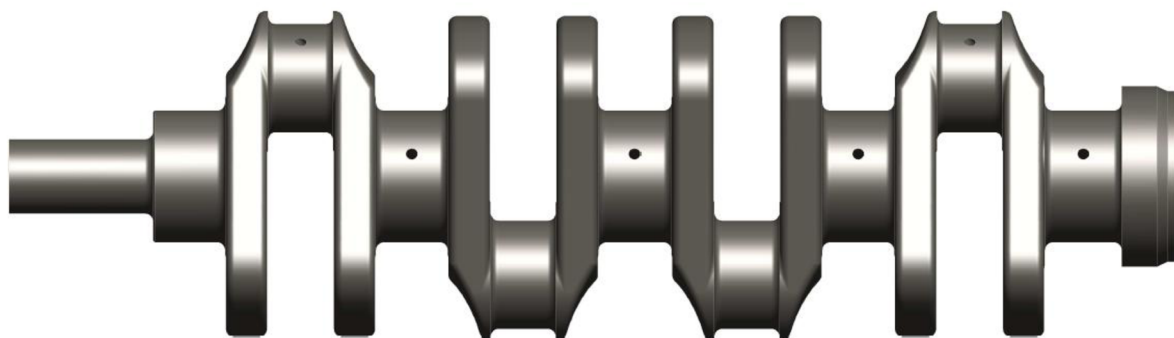


3 3D MODELY

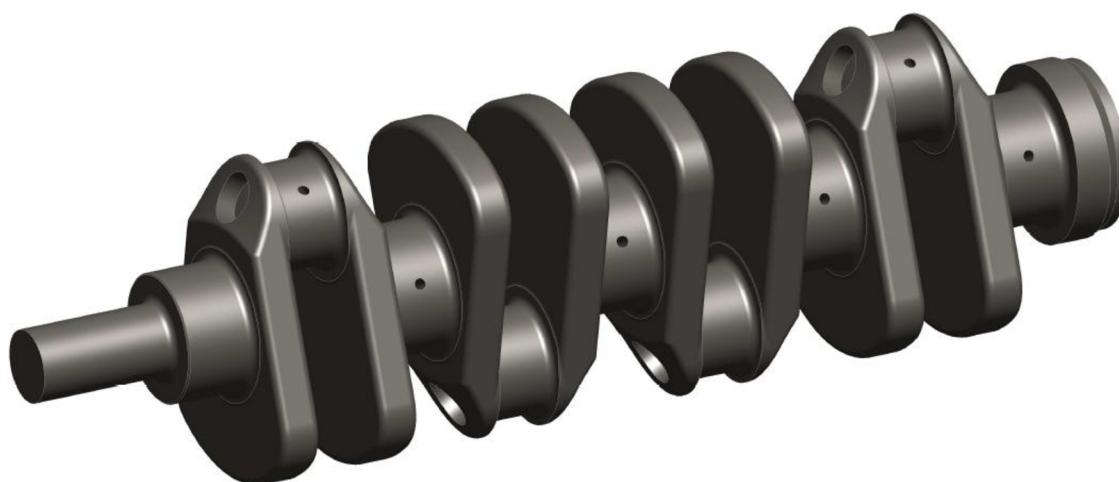
3D modely navrhovaných klikových hřídelí byly vytvořeny v programu Pro/ENGINEER a to jednoduchým modelováním. Dále byla použita funkce optimalizace, která umožnila stanovit poloměr vývažku s ohledem na požadované vyvážení. Velice výhodné bylo využití hmotnostních analýz, které nám poskytlo informace o momentech setrvačnosti jednotlivých zalomení, které byly důležité pro další postup. Model byl vytvořen s ohledem na jeho následné použití, což je v našem případě modální a napjatostní analýza. Neobsahuje tedy některé detaily, které by následně zvýšily počet prvků sítě modelu a výrazně tak zkomplikovaly MKP výpočet. Na správnost výsledků by přitom neměly významný vliv.

3.1 VARIANTA S OSMI VÝVAŽKY

Varianta se silovým vyvážením byla navržena s cílem snížit hodnoty vnitřních momentů. Byl však také kladen důraz na tvarovou jednoduchost hřídele, která by mohla mít velký význam při sériové výrobě. Výrazně by se tak mohly zredukovat technologické procesy a snížit výrobní náklady. Tato varianta klikové hřídele váží 46,65 kg.



Obr. 7 Varianta se silovým vyvážením v pohledu bokorysu

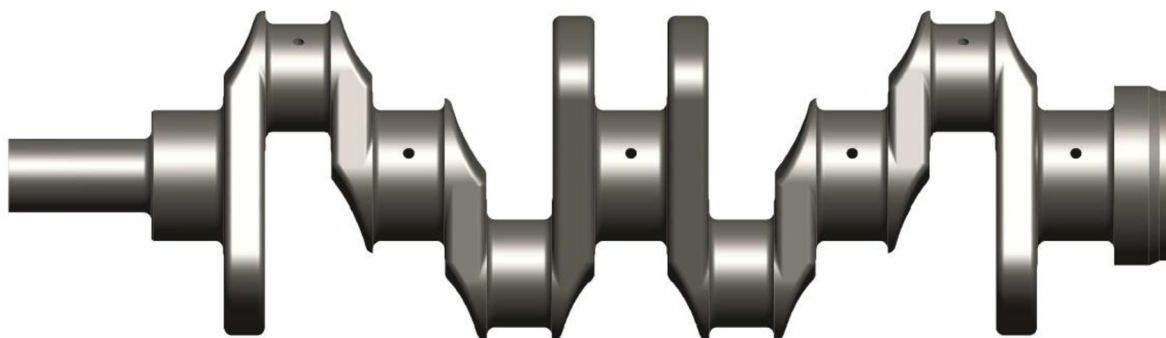


Obr. 8 Varianta se silovým vyvážením v prostorovém pohledu



3.2 VARIANTA SE ČTYŘMI VÝVAŽKY

Varianta s momentovým vyvážením byla jednoduchými úpravami odvozena od předchozí varianty. Kromě počtu vývažků a tedy i tvarových řešení některých ramen se od první varianty příliš neliší. Dosáhlo se zde však výrazného snížení hmotnosti hřídele a tedy i hodnot odstředivých sil. Hřídel váží 38,25 kg. Je tedy o 8,4 kg lehčí než varianta se silovým vyvážením.



Obr. 9 Varianta s momentovým vyvážením v pohledu bokorysu



Obr. 10 Varianta s momentovým vyvážením v prostorovém pohledu



4 MODÁLNÍ ANALÝZA OBOU VARIANT POMOCÍ MKP

Výsledkem modální analýzy provedené v softwaru ANSYS, pracujícím na bázi MKP, jsou vlastní frekvence a tvary modelů klikové hřídele. Ty je dobré znát, zejména při návrhu větších substruktur, jako je např. celá sestava bloku motoru. Jestliže totiž známe vlastní frekvence jednotlivých součástí, můžeme se pak při jejich návrhu vyhnout problémům s jejich následnou rezonancí, které mohou nastat, pokud se v této sestavě najdou součásti s podobnou vlastní frekvencí.

Každá vlastní frekvence má svůj charakteristický tvar. Výsledné první čtyři vlastní frekvence modelů jsou zapsány v Tab. 2. Na Obr. 11 až Obr. 18 jsou pak zobrazeny jejich deformované tvary.

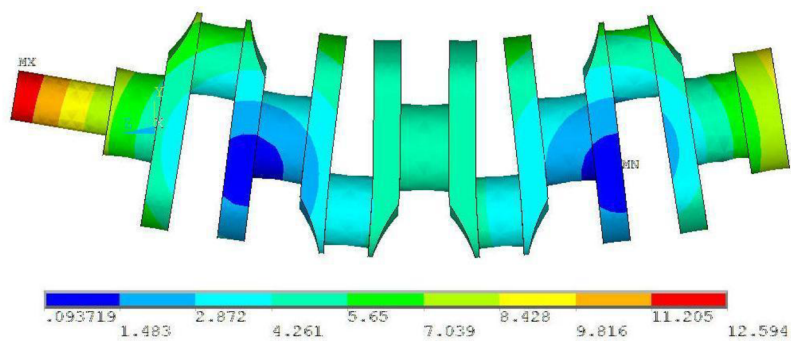
Tab. 2 Vlastní frekvence zjištěné modální analýzou pomocí MKP

číslo módu	vlastní frekvence [Hz] (varianta s osmi vývažky)	vlastní frekvence [Hz] (varianta se čtyřmi vývažky)
1	222	233
2	309	315
3	517	560
4	572	594

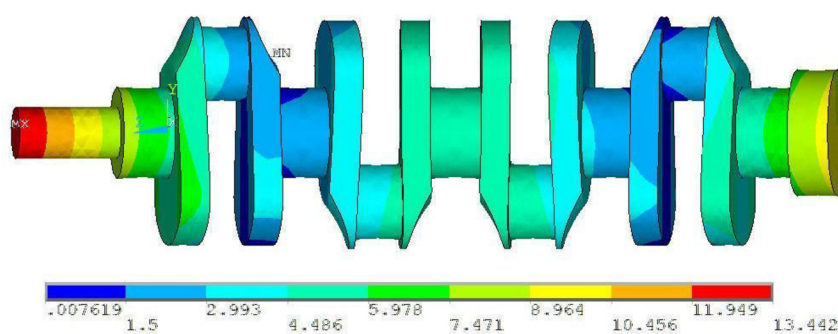
Je zjevné, že varianta se čtyřmi vývažky dosahuje vyšších hodnot vlastních frekvencí, než varianta s osmi vývažky. To je dáno především nižší hmotností této klikové hřídele, je totiž, jak již bylo uvedeno, o 8,4 kg lehčí. Vyšší hodnoty vlastní frekvence pak vyplývají ze základního vztahu pro vlastní frekvenci kmitání:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (7)$$

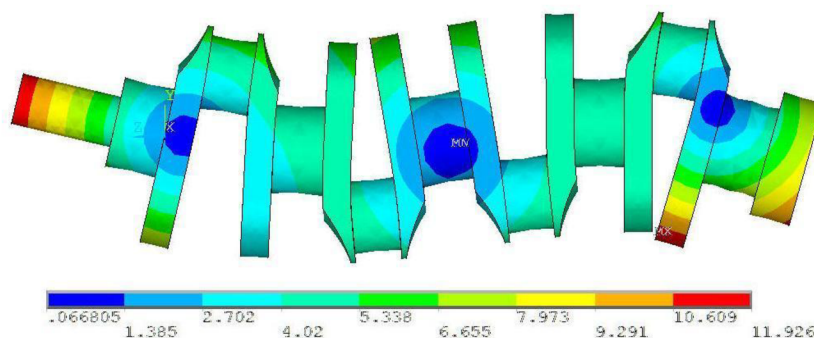
kde k je tuhost a m je hmotnost. Tuhost obou variant hřídelí je téměř stejná, neboť se liší pouze počtem vývažků.



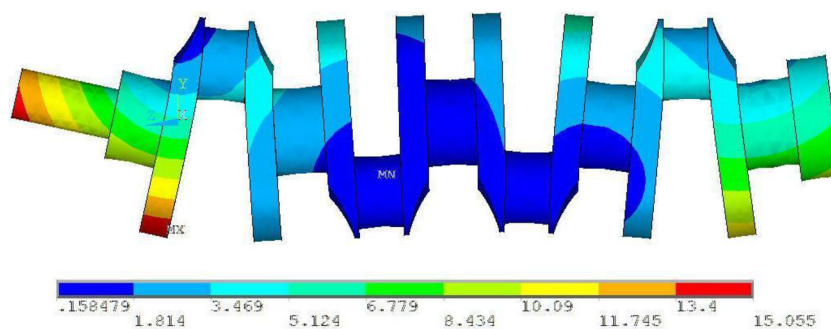
Obr. 11 Vlastní tvar první varianty klikové hřídele při frekvenci 222Hz



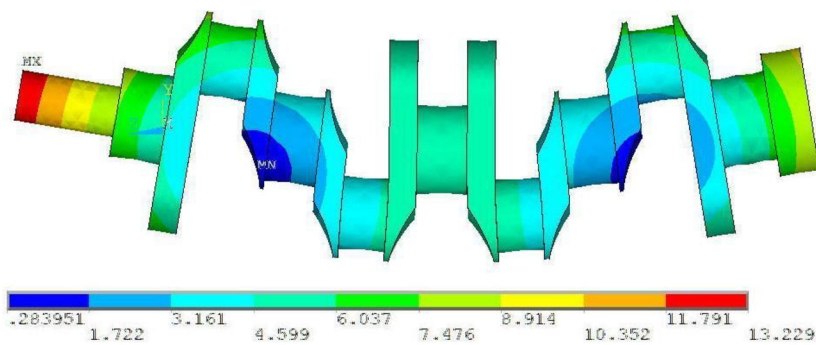
Obr. 12 Vlastní tvar první varianty klikové hřídele při frekvenci 309Hz



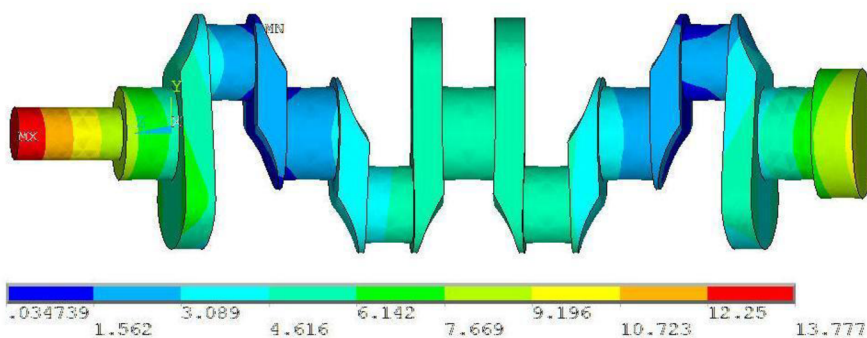
Obr. 13 Vlastní tvar první varianty klikové hřídele při frekvenci 517Hz



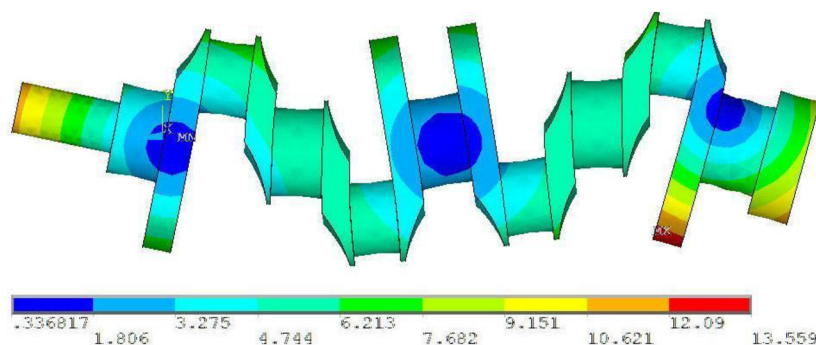
Obr. 14 Vlastní tvar první varianty klikové hřídele při frekvenci 572 Hz



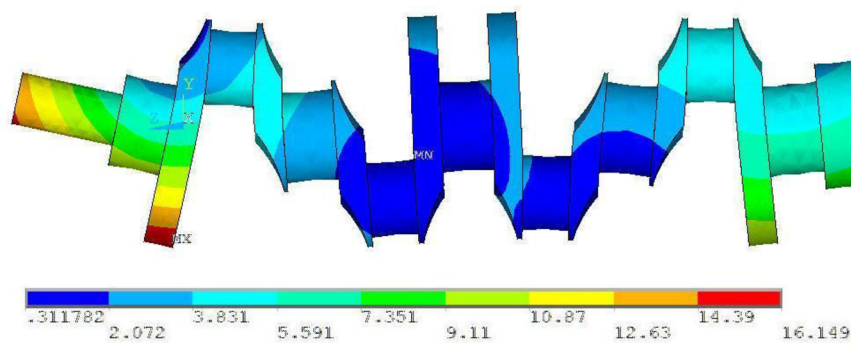
Obr. 15 Vlastní tvar druhé varianty klikové hřídele při frekvenci 233Hz



Obr. 16 Vlastní tvar druhé varianty klikové hřídele při frekvenci 315Hz



Obr. 17 Vlastní tvar druhé varianty klikové hřídele při frekvenci 560Hz



Obr. 18 Vlastní tvar druhé varianty klikové hřídele při frekvenci 594Hz

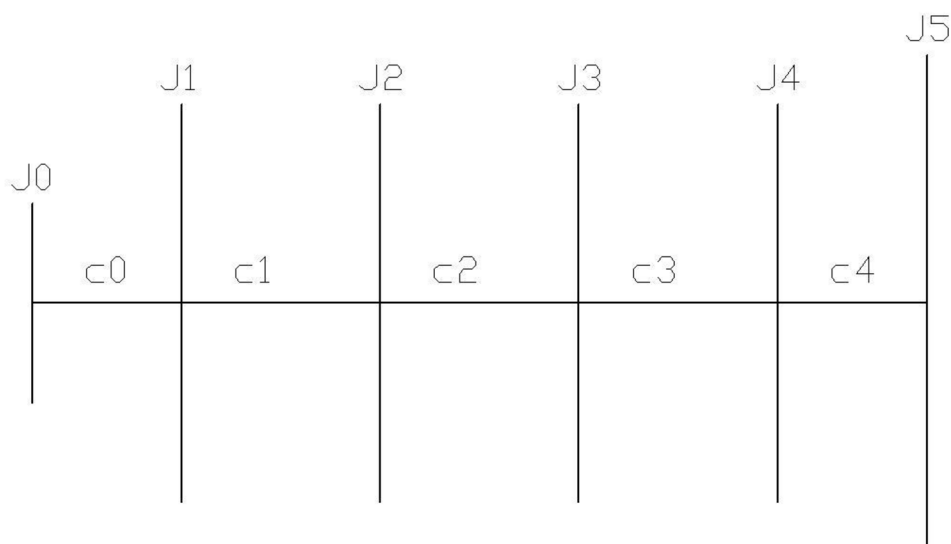


5 DYNAMICKÝ MODEL KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pro vyšetření průběhu torzního kmitání klikové hřídele je nutné redukovat klikový mechanismus na energeticky ekvivalentní dynamický model. Ten je tvořen nehmotným hladkým hřídelem, jehož průměr je volen shodně s průměrem hlavních ložisek a nekonečně tuhými kotouči s určitým momentem setrvačnosti. Tento hřídel má předepsanou určitou tuhost c , přibližně stejnou jako část klikové hřídele, kterou nahrazuje.

5.1 SESTAVENÍ DYNAMICKÉHO MODELU BEZ TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Na Obr. 19 je znázorněn dynamický model klikového mechanismu námi vyšetřovaného motoru. Jak již bylo řečeno, veškeré výpočty vlastního, či vynuceného torzního kmitání, jsou řešeny pomocí tohoto modelu. K jeho sestavení však potřebujeme znát momenty setrvačnosti jednotlivých částí klikového mechanismu a torzní tuhosti jednotlivých úseků klikové hřídele.



Obr. 19 Dynamický model klikového mechanismu řadového čtyřválcového motoru bez tlumiče torzních kmitů

5.2 STANOVENÍ MOMENTŮ SETRVAČNOSTI

Na Obr. 19 jsou písmenem J označeny momenty setrvačnosti kotoučů. Indexem 0 je označen moment setrvačnosti řemenice. Hodnota tohoto momentu byla zjištěna s využitím softwaru Pro/ENGINEER a 3D modelu řemenice.

Indexy 1-4 přísluší redukovaným momentům setrvačnosti jednotlivých zalomení klikové hřídele. Protože je každé zalomení pomocí ojnice spojené ještě s pístní skupinou, vypočte se redukovaný moment setrvačnosti jednoho zalomení podle následujícího vztahu:

$$J_{red} = J_{pos} + J_{rot} + J_z. \quad (8)$$



J_{pos} je moment setrvačnosti posuvných částí, tedy pístní skupiny a posuvného podílu ojnice, vyjádřen vztahem:

$$J_{pos} = (m_{psk} + m_1) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2. \quad (9)$$

J_{rot} vyjadřuje moment setrvačnosti rotačního podílu hmotnosti ojnice, získaného pomocí vztahu:

$$J_{rot} = m_2 \cdot r^2, \quad (10)$$

kde m_2 představuje rotační podíl hmotnosti ojnice.

J_z pak představuje moment setrvačnosti jednoho zalomení.

Jelikož jsou všechny zalomení shodná, je shodný také jejich moment setrvačnosti J_z , který byl získán stejným způsobem, jako tomu bylo u řemenice. Tedy pomocí programu Pro/ENGINEER byl zjištěn moment setrvačnosti 3D modelu jednoho zalomení vzhledem k ose procházející středem hlavních ložisek.

Moment setrvačnosti setrvačnicku motoru je označen indexem 5. Protože se jedná o díl převzatý z již vyráběného motoru, známe hodnotu jeho momentu setrvačnosti již ze zadání.

Všechny momenty setrvačnosti jednotlivých částí dynamického modelu jsou zobrazeny v Tab. 3

Tab. 3 Momenty setrvačnosti jednotlivých kotoučů dynamického modelu

i	J_i [kgm²] (varianta s osmi vývažky)	J_i [kgm²] (variant se čtyřmi vývažky)
0	0,018	0,018
1	0,04	0,028
2	0,04	0,028
3	0,04	0,028
4	0,04	0,028
5	1,05	1,05



5.3 STANOVENÍ TORZNÍCH TUHOSTÍ

Pro další výpočet je nutné stanovit torzní tuhosti jednotlivých částí dynamického modelu. V podstatě nahradíme klikovou hřídel válcovou hřídelí určitého tzv. redukovaného průměru D_{red} (nejčastěji volíme průměr hlavních ložisek) a určité redukované délky L_{red} , přičemž při zatížení se redukovaná hřídel musí chovat přibližně stejně, jako původní kliková hřídel. Pokud bude hřídel zatížena určitým krouticím momentem, musí dojít ke stejnému zkroucení hřídele redukované i reálné.

Při výpočtu torzní tuhosti je tedy třeba stanovit redukované délky jednotlivých částí klikové hřídele. Redukovaná délka jednoho zalomení se vypočte [1]:

$$L_{red} = D_{red}^4 \cdot \left(\frac{L_j}{D_j^4} + \frac{L_c}{D_c^4} + \frac{2\pi}{12} \cdot \frac{E}{G} \cdot \frac{R_0}{L_w \cdot B^3} \right), \quad (11)$$

kde D_{red} představuje redukovaný průměr klikové hřídele, D_j průměr hlavního čepu, D_c průměr ojničního čepu, L_j a L_c délky těchto čepů. E je modul pružnosti v tahu a G modul pružnosti ve smyku pro materiál, ze kterého je kliková hřídel vyrobena. R_0 značí rozteč hlavního a ojničního čepu, L_w průměrnou šířku ramene zalomení a B průměrnou šířku ramene promítnutého do bokorysu.

Redukovaná délka hřídele mezi řemenicí a prvním zalomením L_{redr} se stanoví takto:

$$L_{redr} = \frac{L_j}{2} + \frac{1}{2} \cdot L_{red}. \quad (12)$$

A konečně poslední redukovaná délka, kterou je potřeba znát nahrazuje hřídel mezi posledním zalomením a setrvačником a získáme ji pomocí vztahu:

$$L_{reds} = \frac{L_j}{2} + L_p \cdot \frac{D_{red}^4}{d_p^4} + \frac{1}{2} \cdot L_{red}, \quad (13)$$

kde L_p představuje délku příruby setrvačnicku a d_p roztečný průměr šroubů setrvačnicku. Redukované délky jsou pro obě varianty naší klikové hřídele shodné a zobrazeny jsou v Tab. 4.

Tab. 4 Redukované délky klikové hřídele

L_{redr} [m]	L_{red} [m]	L_{reds} [m]
0,122	0,2	0,157

Posledním údajem, který je třeba znát, je polární moment setrvačnosti hřídele v jednotlivých jejích úsecích. Základním vztahem pro jejich výpočet je:

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}, \quad (14)$$



přičemž za d se vždy dosadí průměr v daném místě redukovaného hřídele.

Torzní tuhosti jednotlivých částí se pak určí podle následujícího vztahu:

$$c = \frac{G \cdot I_p}{L_{red}}, \quad (15)$$

kde za I_p dosadíme příslušné polární momenty a za L_{red} příslušné redukované délky jednotlivých úseků. Dostaneme tak torzní tuhosti $c_0 \dots c_4$. Jejich hodnoty, které jsou opět pro obě varianty klikové hřídele stejné, pak vidíme v Tab. 5.

Tab. 5 Torzní tuhosti jednotlivých částí klikové hřídele

i	C_i [Nm/rad]
0	273600
1	1667000
2	1667000
3	1667000
4	2124000



6 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ DYNAMICKÉHO MODELU

Vlastním kmitáním soustavy se označuje takový harmonický pohyb, který se po počátečním impulsu v soustavě udržuje bez působení vnějších sil a odporů. Ten je určen frekvencí a maximálními výchylkami jednotlivých hmot. Tyto parametry závisí především na velikosti hmot soustavy (momentech setrvačnosti) a vlastnostech vazeb mezi nimi (tuhostech). Poněvadž absolutní velikost amplitud jednotlivých hmot závisí na počátečním impulsu, stačí určit poměrné amplitudy, vztažené např. k amplitudě první hmoty. Tyto poměrné amplitudy, nakreslené nad osou redukovaného hřídele, určují křivku, tzv. výkmitovou čáru charakterizující tvar vlastního kmitání. Na hřídeli je jedno místo, které nekmitá vůbec, mluvíme o vibračním uzlu. Kliková hřídel však může kmitat i se dvěma, nebo více uzly, mluvíme pak o vlastním kmitání jednouzlovém (1. stupně), nebo dvouzlovém (2. stupně). Je-li n počet hmot soustavy, pak počet možných stupňů kmitání je $(n-1)$ [1].

Při výpočtu vlastních torzních kmitů vycházíme z Lagrangeovy pohybové rovnice pro soustavu bez tlumení, která má maticový tvar:

$$M \cdot \ddot{q} + C \cdot q = 0, \quad (16)$$

kde M je matice momentů setrvačnosti, která je diagonální a má tvar:

$$M := \begin{pmatrix} J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 \end{pmatrix}, \quad (17)$$

C značí matici tuhosti, vyjádřenou zápisem:

$$C := \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 \end{pmatrix} \quad (18)$$

a q je vektor zobecněných souřadnic mající předpokládaný tvar řešení:

$$q = x \cdot e^{j\Omega t}, \quad (19)$$

kde x je vektor vlastních tvarů, přičemž po derivaci a dosazení do pohybové rovnice obdržíme tvar:



$$(C - \Omega^2 M) \cdot x = 0, \quad (20)$$

kde Ω je vlastní úhlová rychlost. Pokud tento vztah převedeme na problém vlastních čísel, získáme tvar:

$$(A - uI) \cdot x = 0, \quad (21)$$

kde A je modální matice:

$$A = MC^{-1}, \quad (22)$$

$$u = \Omega^2, \quad (23)$$

u je pak vlastním číslem a I je jednotková matice. Řešením jsou pak vektory vlastních tvarů a jim příslušející vlastní úhlové frekvence. Vlastní tvary jsou však poměrnými veličinami, proto volíme první člen vektoru vlastních tvarů jednotkový (v našem případě odpovídá výkmitu volného konce) a ostatní složky jsou jeho násobky:

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

Nám postačí uvažovat pouze první dva vlastní tvary a jim odpovídající úhlové frekvence. Vyšší řady totiž kmitají frekvencemi, které jsou vysoko nad provozními otáčkami vyšetřovaného motoru. Vlastní frekvenci N vypočteme z vlastní úhlové rychlosti podle vztahu:

$$N = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi}. \quad (25)$$

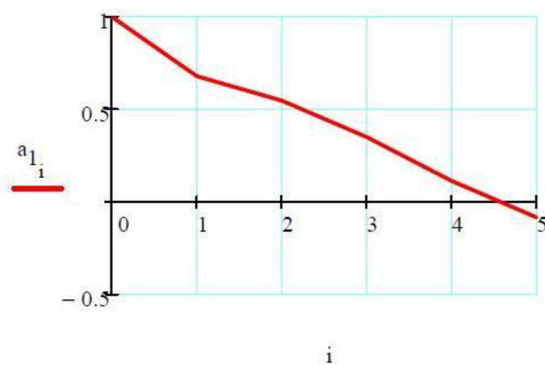
Na Obr. 20 vidíme vlastní tvary kmitání první varianty klikové hřídele (s osmi vývažky). Obr. 21 pak přísluší druhé variantě klikové hřídele (se čtyřmi vývažky). V Tab. 6 jsou znázorněny hodnoty prvních dvou vlastních frekvencí obou variant klikové hřídele. Vyšší vlastní frekvence leží vysoko nad provozními otáčkami motoru, proto nám postačí hodnoty pouze prvních dvou.

Tab. 6 Frekvence vlastního kmitání dynamického systému

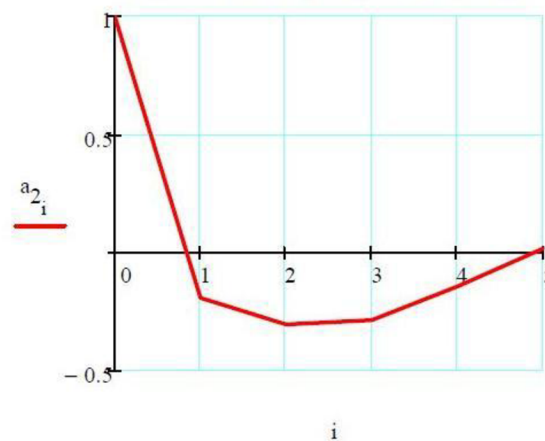
Pořadí vlastní frekvence (N) [-]	Frekvence vlastního kmitání [Hz] (varianta s osmi vývažky)	Frekvence vlastního kmitání [Hz] (varianty se čtyřmi vývažky)
1	351,2	386,732
2	677,059	725,912



Průběh prvního tvaru kmitu

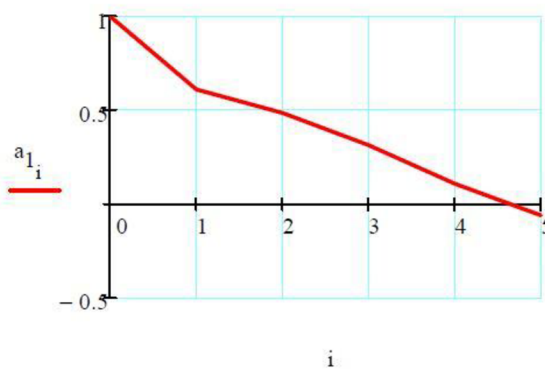


Průběh druhého tvaru kmitu

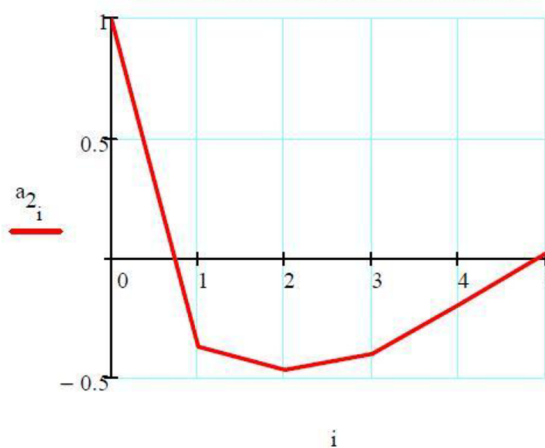


Obr. 20 Průběh prvního a druhého vlastního tvaru kmitu u varianty s osmi vývažky

Průběh prvního tvaru kmitu



Průběh druhého tvaru kmitu



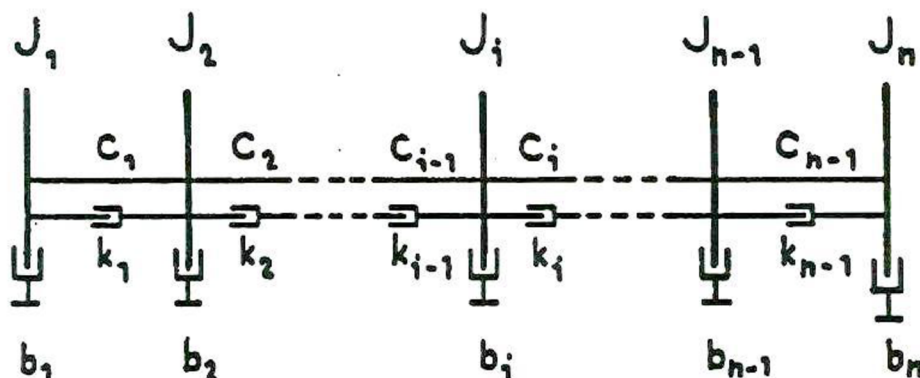
Obr. 21 Průběh prvního a druhého vlastního tvaru kmitu u varianty se čtyřmi vývažky



7 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ DYNAMICKÉHO MODELU

Vlastní torzní kmitání vlivem tlumících odporů v krátkém čase zanikne. Není tedy samo o sobě nebezpečné. Periodicky proměnný kroučící moment působící na jednotlivé kliky však způsobí vynucené kmitání klikové hřídele, které může významně ovlivnit jeho životnost.

K výpočtům vynuceného torzního kmitání byl použit výpočtový software, který pracuje na principu nevětveného torzního systému, který můžeme vidět na Obr. 22.



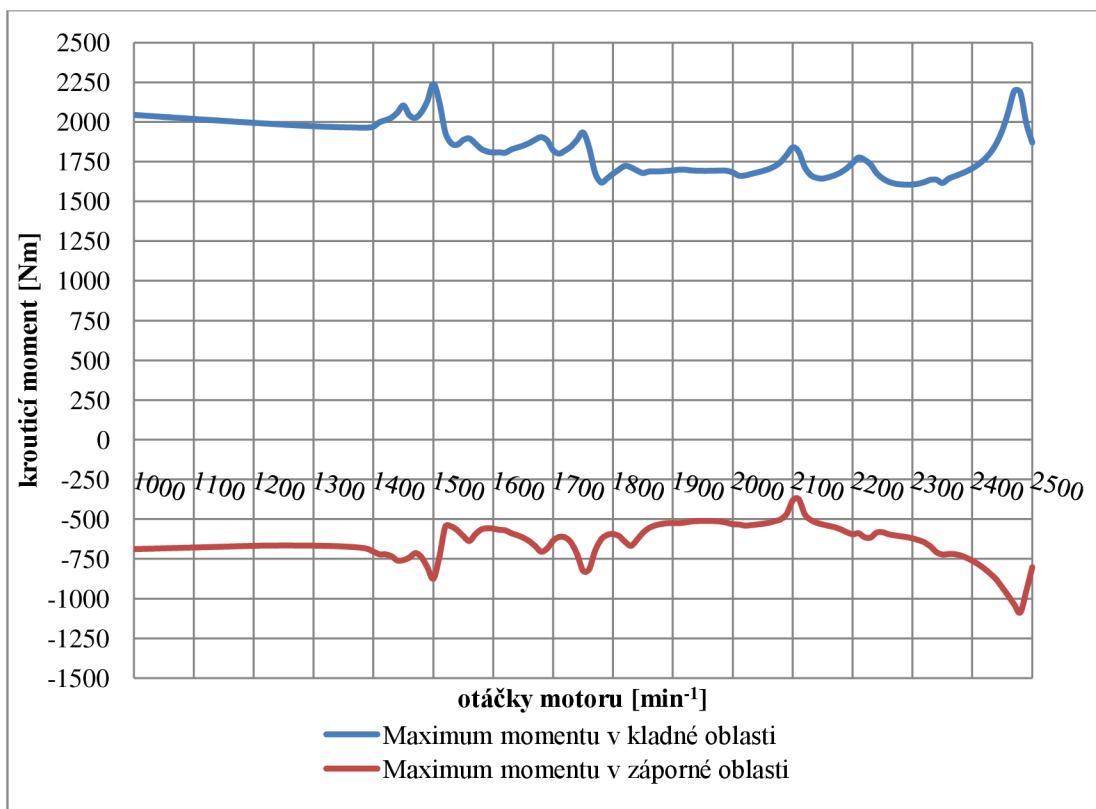
Obr. 22 Příklad nerozvětveného torzního systému [3]

Na základě komplexní matice tuhosti, která je tridiagonální, je pak možné sestavit soustavu rovnic v komplexní proměnné, kterou vidíme na Obr. 23.

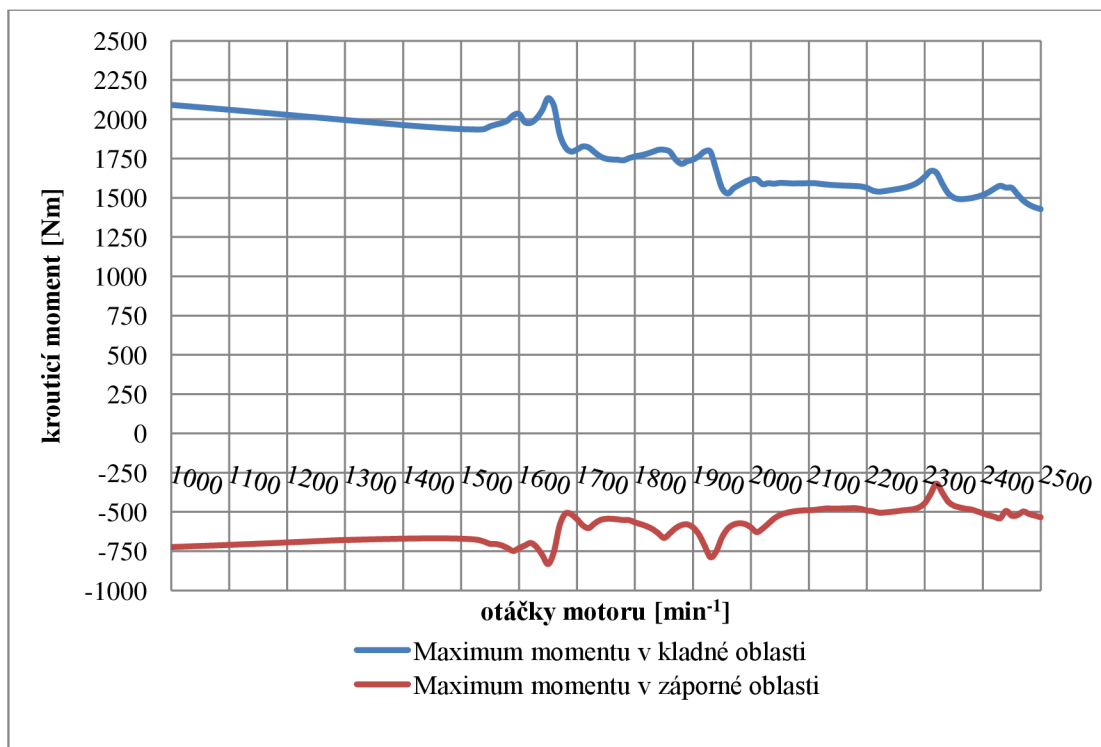
$$\begin{bmatrix}
 d_1 & e_1 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\
 f_2 & d_2 & e_2 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & f_i & d_i & e_i & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\
 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & f_n & d_n \\
 & & & & & & & & e_{n-1} &
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \bar{\Phi}_1 \\
 \bar{\Phi}_2 \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \bar{\Phi}_i \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \bar{\Phi}_n
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 \bar{M}_{k1} \\
 \bar{M}_{k2} \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \bar{M}_{ki} \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \bar{M}_{kn}
 \end{bmatrix}$$

Obr. 23 Soustava s tridiagonální maticí [3]

Výsledkem jsou průběhy hodnot maxim periodických kroučících momentů na jednotlivých zalomeních (Obr. 24 a Obr. 25) a torzní výchylky řemenice. Výsledky výpočtu s použitím tohoto softwaru je možné nalézt v příloze. Využití této numerické aplikace nám nejen poskytlo výrazně přesnější výsledky, než by umožnil analytický způsob výpočtu, ale i významně zkrátilo dobu řešení analýzy vynuceného kmitání. Získané hodnoty dále využijeme k posouzení únavové životnosti hřídele.



Obr. 24 Maxima periodického kroučícího momentu na posledním zalomení u varianty s osmi vývažky



Obr. 25 Maxima periodického kroučícího momentu na posledním zalomení u varianty se čtyřmi vývažky

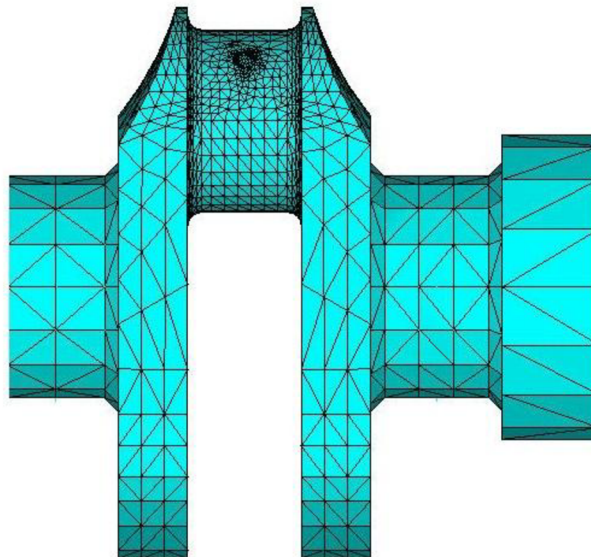


8 ŘEŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI

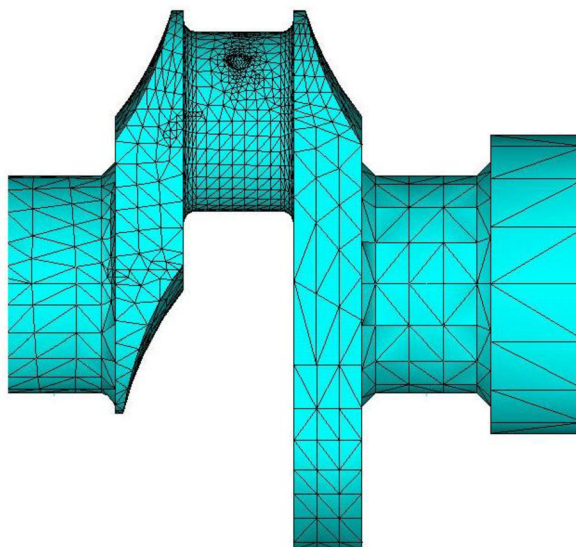
Pro řešení únavové životnosti byl zvolen přístup přibližného výpočtu s využitím MKP na základě skutečných elastických MKP - napětí. Ten nám umožňuje rychlé, ale ne zcela přesné hodnocení. Výsledky dosažené tímto přístupem jsou však téměř vždy konzervativní.

8.1 NAPJATOSTNÍ ANALÝZA POMOCÍ MKP

Pro stanovení bezpečnosti vůči únavovému poškození je nutné nejprve zjistit jak velkým napětím je hřídel vystavována. K tomu bylo využito MKP softwaru ANSYS. Vysíťování 3D modelu však bylo provedeno aplikací ANSYS ICEM CFD, která poskytuje velice dobré prostředí k rychlému a efektivnímu vytvoření požadované sítě. Ta byla pro zpřesnění výpočtu vytvořena z kvadratických prvků. Po konzultaci s vedoucím práce bylo rozhodnuto vyšetřovat pouze poslední zalomení klikové hřídele, neboť je obecně známo, že právě zde dochází nejčastěji k únavovému porušení. Konkrétně pak v místě vyústění mazacího kanálu ojnicního ložiska a zaoblení ojnicního čepu. Z těchto předpokladů plynou požadavky na kvalitu sítě v těchto místech. Muselo se tedy docílit toho, aby v těchto nebezpečných místech byla vytvořena pravidelná a dostatečně hustá síť pro dosažení co nejpřesnějších výsledků. Na vysíťování zbytku klikové hřídele pak nebyl brán takový zřetel, neboť pro řešení nebylo příliš podstatné a v tomto ohledu šla snaha k vytvoření co možná nejřidší sítě z důvodu omezení počtu prvků a tedy zkrácení výpočtového času. Síť vytvořená na posledním zalomení klikové hřídele je patrná na Obr. 26 a Obr. 27.

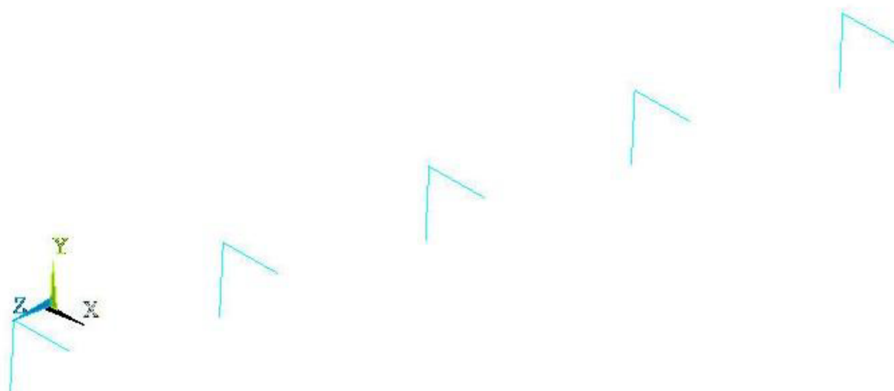


Obr. 26 Síť vytvořená na posledním zalomení první varianty klikové hřídele



Obr. 27 Síť vytvořená na posledním zalomení druhé varianty klikové hřídele

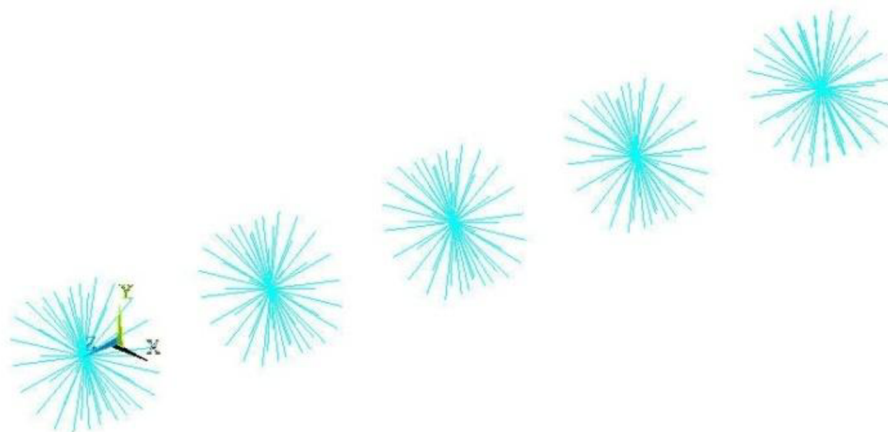
Po převedení této sítě do programu ANSYS bylo potřeba simulovat její upevnění tak, jak je tomu u skutečné klikové hřídele. Je tedy nutné nějakým způsobem nahradit uložení v kluzných ložiskách hlavních čepů. K vytvoření vazeb, které nahrazují tuhost hydrodynamické vrstvy kluzného ložiska, bylo použito prvků COMBIN-14. Těm byla předepsána taková tuhost, aby při zatížení maximální silou působící v ose válce na ojnicí čep bylo stlačení v místě středu ložiska rovno 0,8 násobku ložiskové vůle, která u vyšetřovaného motoru činí asi 0,1 mm. Konkrétní použití těchto prvků můžeme vidět na Obr. 28.



Obr. 28 Použití prvků COMBIN-14 nahrazujících vazby v hlavních ložiskách

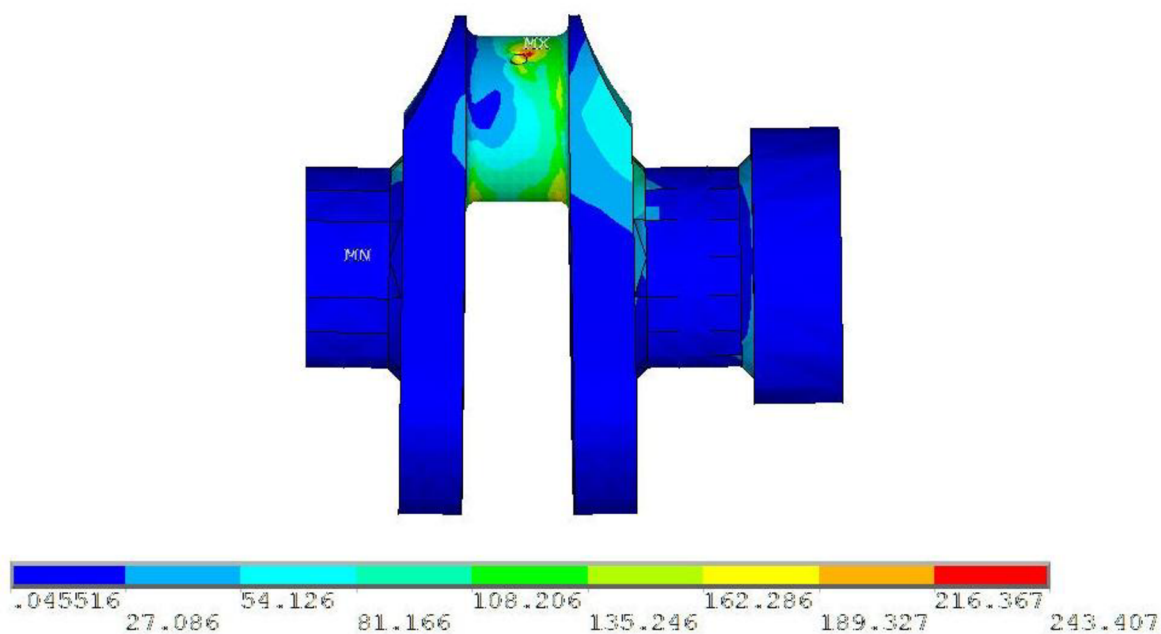


Tyto prvky byly na jedné straně spojeny s centrálními uzly hlavních čepů a na jejich volném konci jim byly zamezeny posuvy ve všech směrech. Ze středového uzlu byla následně vytvořena prutová náhrada z prvků MPC-184 uchycena k uzlům na povrchu hlavního čepu, jak je vidět na Obr. 29. Na volném konci klikové hřídele pak bylo zamezeno natočení v ose hřídele.

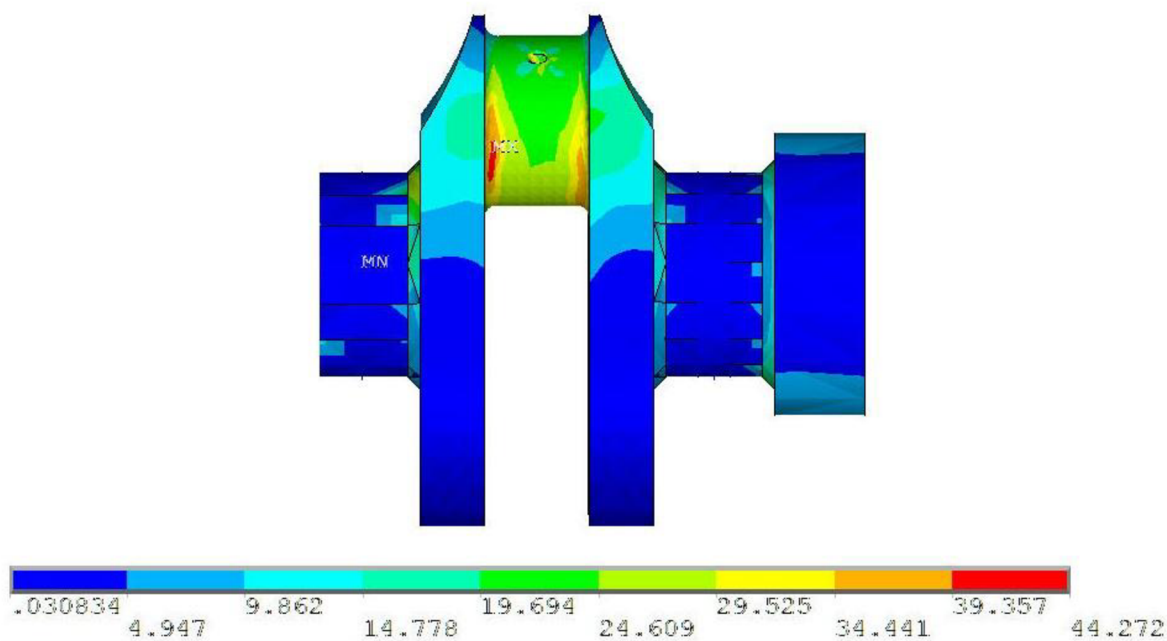


Obr. 29 Prutové náhrady-prvky MPC-184

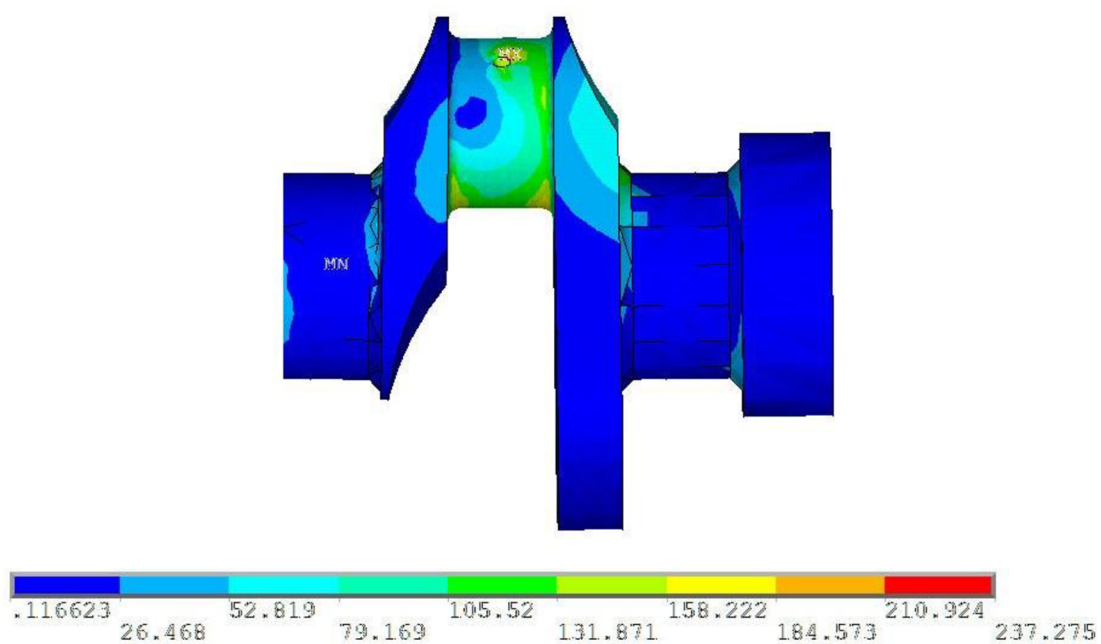
Kliková hřídel pak byla zatížena dvěma různými zatěžovacími stavy. První zahrnoval zatížení ojničního čepu posledního zalomení maximální silou od tlaku plynů, působící při poloze čepu v horní úvrati, a zároveň maximálním krouticím momentem v kladné oblasti, kterým byla zatížena příruba setrvačnicku. Druhým zatěžovacím stavem bylo zatížení příruby setrvačnicku maximálním krouticím momentem v záporné oblasti. Hodnoty těchto momentů pochází z výsledků výpočtu vynuceného kmitání, ze kterých byly vybrány hodnoty odpovídajícím takovým otáčkám motoru, při kterých je nejvyšší rozptyl mezi kladnou a zápornou oblastí krouticího momentu. Na Obr. 24 a Obr. 25 je jasně vidět, že tyto maximální hodnoty v tomto případě odpovídají momentům vznikajícím při otáčkách motoru 1500 min^{-1} pro případ první varianty klikové hřídele a 1650 min^{-1} pro případ druhé. Obr. 30 až Obr. 33 nám pak znázorňují rozložení napětí na posledním zalomení obou variant klikové hřídele při zatížení těmito dvěma stavy. Z obrázků je navíc zřejmé, že maximální hodnoty lokálního napětí se nachází v místě vyústění mazacího kanálu ojničního ložiska, tak jak jsme předpokládali, a dosahuje hodnoty asi 240 MPa.



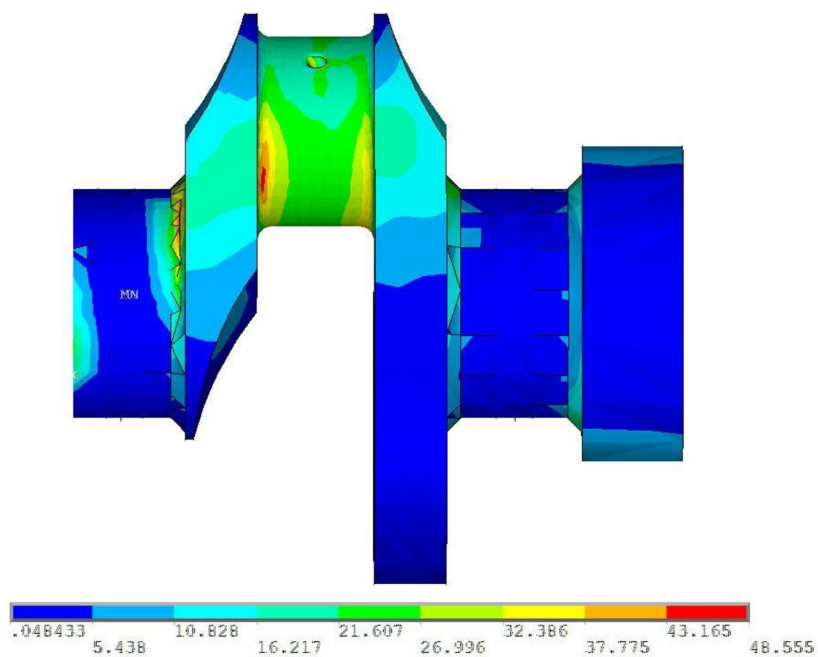
Obr. 30 Rozložení napětí na posledním zalomení první varianty klikové hřídele při zatížení prvním zatěžovacím stavem



Obr. 31 Rozložení napětí na posledním zalomení první varianty klikové hřídele při zatížení druhým zatěžovacím stavem



Obr. 32 Rozložení napětí na posledním zalomení druhé varianty klikové hřídele při zatížení prvním zatěžovacím stavem



Obr. 33 Rozložení napětí na posledním zalomení druhé varianty klikové hřídele při zatížení druhým zatěžovacím stavem



8.2 STANOVENÍ BEZPEČNOSTI VŮČI ÚNAVOVÉMU POŠKOZENÍ

V Tab. 7 můžeme vidět základní vlastnosti materiálu, ze kterého je vyrobena vyšetřovaná kliková hřídel.

Tab. 7 Vlastnosti materiálu klikové hřídele

Materiál klikové hřídele	42CrMo4 (ČSN 15 142)
Mez pevnosti v tahu [MPa]	1100
Mez kluzu [MPa]	900
Mez únavy v tahu (stříd. sym. cyklus) [MPa]	495
Mez únavy v ohybu (stříd. sym. cyklus) [MPa]	525
Mez únavy ve smyku (stříd. sym. cyklus) [MPa]	285

Poměrný gradient napětí stanovíme podle vztahu:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{ex_a1}} \cdot \frac{\sigma_{ex_a1} - \sigma_{ex_a2}}{xx_{1_a}}, \quad (26)$$

kde σ_{ex_a1} je maximální hodnota lokálního napětí a σ_{ex_a2} je hodnota napětí ve vzdálenosti xx_{1_a} pod povrchem.

Korekční součinitel je dán vztahem:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB} - 1}{\sigma_{cTAH}}}{\frac{2}{d_{vzorek}}} \cdot \chi_R, \quad (27)$$

kde σ_{cOHYB} je mez únavy v ohybu pro střídavý symetrický cyklus zatěžování, σ_{cTAH} je mez únavy v tahu taktéž pro střídavý symetrický cyklus zatěžování a d_{vzorek} je průměr zkušební vzorku.

Poměr β/α je stanoven vztahem:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)}, \quad (28)$$

kde R_e je mez kluzu.



Amplituda a střední hodnota ekvivalentního napětí jsou pak dány vztahy:

$$\sigma_{emax} = \sigma_{ex_a1}, \quad (29)$$

$$\sigma_{emin} = \sigma_{ex_b}, \quad (30)$$

kde σ_{ex_b} je maximální hodnota lokálního napětí v druhém zatěžovacím stavu.

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2}, \quad (31)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2}. \quad (32)$$

Bezpečnost vůči únavovému porušení je potom definována:

$$k = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{COHYB} \cdot \eta_{\sigma} \cdot \nu_{\sigma} \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}}, \quad (33)$$

kde R_m je mez pevnosti v tahu, ν_{σ} zohledňuje vliv pravděpodobnosti přežití, jehož hodnota byla v našem případě stanovena na 0,753 a η_{σ} je součinitel vlivu velikosti, který se pro naše rozměry čepu stanoví podle vztahu:

$$\eta_{\sigma} = 1,189 \cdot d^{-0,097}, \quad (34)$$

kde d značí v tomto případě průměr ojnicního čepu.

Pro povrchově kalené rádiusy je pak získaná bezpečnost přepočítána podle vztahu:

$$k_k = 1,3 \cdot k. \quad (35)$$

V Tab. 8 jsou hodnoty bezpečností pro obě navržené varianty klikové hřídele před a po kalení.

Tab. 8 Bezpečnost vůči únavovému porušení před a po kalení rádiusů

	varianta s osmi vývažky	varianta se čtyřmi vývažky
k	2,164	2,218
k_k	2,813	2,884

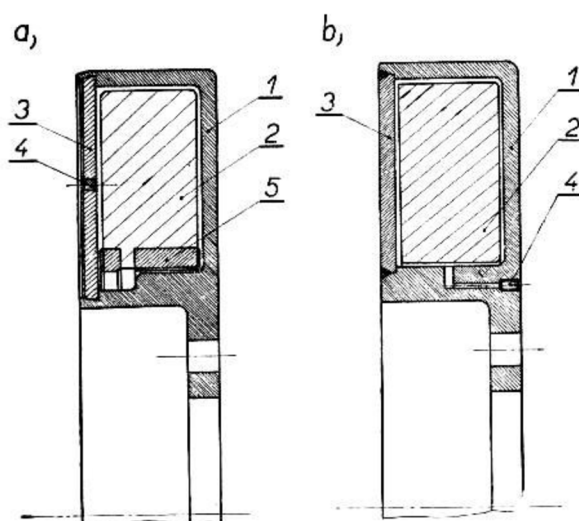


9 TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Tlumiče torzních kmitů jsou v podstatě přídavným torzním systémem, který se připojuje k torzní soustavě motoru obvykle v místě největších torzních výchylek, tj. zpravidla na volném konci klikové hřídele. Skládá se z unášče, pružného členu a hmoty, jejíž pohyb je tlumen. Podle funkce dělíme torzní tlumiče do třech skupin [1]:

- | | |
|-----------------------------|--|
| Třecí tlumiče | - prostřednictvím tlumících odporů přeměňují kmitovou energii v teplo |
| Rezonanční (laděné) tlumiče | - přeměňují jen část kmitové energie v teplo (torzní kmitání se zde tlumí rezonancí tlumiče) |
| Dynamické eliminátory | - kmitová energie se kompenzuje pomocným torzním systémem (odstředivým kyvadlem) |

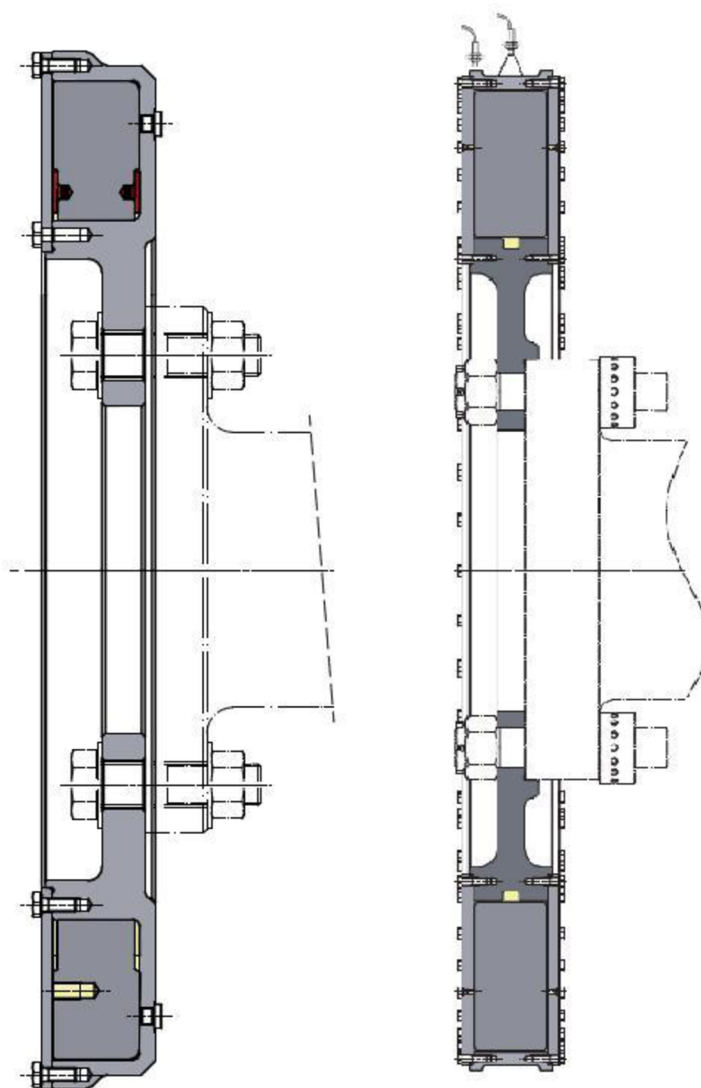
U motorů střední výkonové kategorie se často používají tlumiče silikonové. Ty patří mezi viskózní tlumiče s tlumícím momentem úměrným rychlosti kmitů. Konstrukce takového tlumiče je znázorněna na Obr. 34. Skříň tlumiče (pozice 1) je pevně připojena k přednímu konci klikové hřídele a v ní je volně uložen prstenc (pozice 2). Po spojení prstence s víkem (pozice 3) se mezi skříní, víkem a prstencem vytvoří mezera o velikosti několika desetin milimetru. Ta je plnicím otvorem (pozice 4) vyplněna stlačeným olejem silikonového typu a hermeticky uzavřena. Spojení mezi prstencem a skříní se děje pouze prostřednictvím tohoto vysoce viskózního oleje. Silikonové oleje však mají tu vlastnost, že v tenké vrstvě a při velké smykové rychlosti ztrácí při určité kombinaci materiálů (např. ocel s litinou) svou mazivost. Proto bývá prstenc na vnitřním obvodu opatřen nalisovanými vodícími bronzovými pouzdry (pozice 5), nebo je jeho povrch nutné jinak upravit (např. kadmiovat). Při rovnoměrném otáčení skříně tlumiče je prstenc unášen s sebou. Jestliže konec klikové hřídele a tedy i skříň torzně kmitá, potom prstenc svou setrvačností pokračuje v rovnoměrném otáčení a mezi skříní a prstencem dochází k vzájemnému pohybu. Tento pohyb je v kapalině provázen pohlčováním kmitové energie. Tento tlumící moment je značný, neboť se použitý olej vyznačuje velkou viskozitou, která se s teplotou jen málo mění [1].



Obr. 34 Viskózní tlumič torzních kmitů [1]



Na Obr. 35 můžeme vidět různá konstrukční provedení viskózního tlumiče torzních kmitů pro lodní průmysl, renomované rakouské firmy GEISLINGER. Varianta na obrázku vpravo je dokonce vybavena snímači torzních výchylek a teploty, umožňujícími on-line diagnostiku zařízení. Jak vidno, jednotlivé tlumiče torzních kmitů se mohou konstrukčně dosti lišit, avšak všechny fungují na stejném, výše popsaném principu.



Obr. 35 Příklad konstrukčního provedení viskózních tlumičů pro použití u lodních motorů [9]

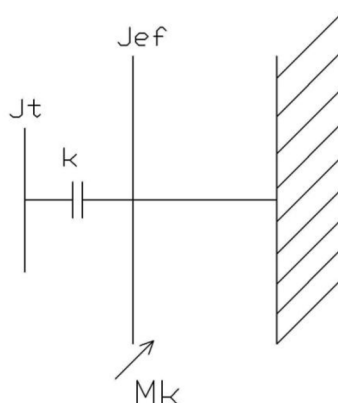


10 NÁVRH VISKÓZNIHO TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Viskózní tlumič torzních kmitů je nerozšířenějším typem tlumiče, který je v oboru spalovacích motorů aplikován a to na motorech všech velikostí, od motorů vozidlových až po motory stacionární a lodní. Další postup práce směřuje k navržení právě takového typu tlumiče. Po konzultaci s vedoucím práce bylo rozhodnuto provést návrh tlumiče torzních kmitů pouze pro silově vyváženou variantu klikové hřídele, neboť je podle dosud dosažených výsledků náchylnější k torznímu kmitání, než druhá navrhovaná varianta.

10.1 ZJEDNODUŠENÍ MODELU TORZNÍHO SYSTÉMU S VISKÓZNÍM TLUMIČEM

Pro další postup výpočtu převedeme torzní soustavu znázorněnou na Obr. 19 na soustavu zjednodušenou. Tu můžeme vidět na Obr. 36. V této soustavě nám J_t značí moment setrvačnosti prstence tlumiče, který představuje činnou hmotu tlumiče a J_{ef} moment setrvačnosti ostatních částí klikového ústrojí, na něž působí periodicky proměnný krouticí moment M_k . Mezi J_t a J_{ef} je vazba pouze tlumicí kapalinou (silikonovým olejem). Tuto vazbu charakterizuje součinitel tlumení k .



Obr. 36 Zjednodušená torzní soustava s viskózním tlumičem torzních kmitů

10.2 NÁVRH ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ VISKÓZNIHO TLUMIČE

Při navrhování základních parametrů tlumiče je postupováno následujícím způsobem. Protože bude skříň tlumiče pevně spojena s řemenicí motoru, je nutné vypočítat nový moment setrvačnosti řemenice, který se navýší o moment setrvačnosti skříně tlumiče:

$$J_0 = J_{rem} + J_{sk}, \quad (36)$$

kde J_{sk} je moment setrvačnosti skříně tlumiče.



Následně byla vyčíslena hodnota efektivního momentu setrvačnosti dynamického modelu bez tlumiče podle vztahu:

$$J_{ef} = J_0 \cdot a_{1_0}^2 + J_1 \cdot a_{1_1}^2 + J_2 \cdot a_{1_2}^2 + J_3 \cdot a_{1_3}^2 + J_4 \cdot a_{1_4}^2 + J_5 \cdot a_{1_5}^2, \quad (37)$$

kde $a_{1_0...5}$ jsou vektory prvního tvaru vlastních torzních výchylek.

Dále byla stanovena poměrná velikost tlumiče μ , která se obvykle volí v rozmezí 0,2 až 0,4.

Moment setrvačnosti tlumiče pak určíme následovně:

$$J_t = \mu \cdot J_{ef}. \quad (38)$$

První vlastní úhlová rychlost tlumiče je dána rovnicí:

$$\Omega_t = \Omega_1, \quad (39)$$

kde Ω_1 je první vlastní úhlová rychlost dynamického systému vycházející z řešení vlastního kmitání soustavy s tlumičem.

Poměrný útlum stanovíme podle vztahu:

$$\gamma = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot (1 + \mu) \cdot (2 + \mu)}}. \quad (40)$$

Součinitel tlumení je pak dán rovnicí:

$$k = 2 \cdot \gamma \cdot J_t \cdot \Omega_1. \quad (41)$$

V Tab. 9 můžeme vidět vyčíslené základní parametry navrženého viskózního tlumiče.

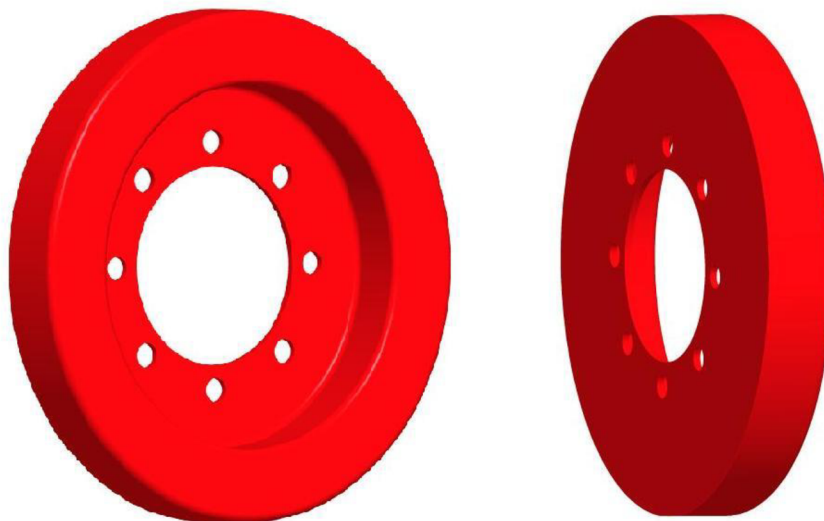
Tab. 9 Základní parametry navrženého tlumiče

J_{sk} [kgm²]	0,0081
J_t [kgm²]	0,018
μ [-]	0,3
Ω_t [rad/s]	2062
γ [-]	0,409
k [Nms/rad]	35

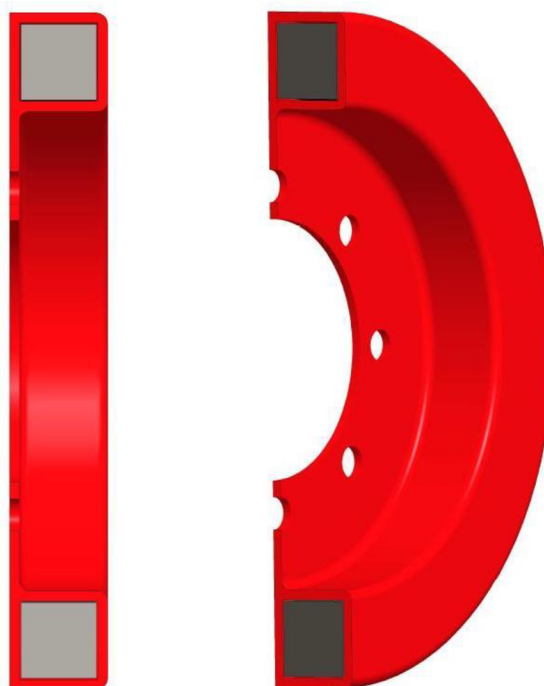


10.3 KONCEPČNÍ NÁVRH VISKÓZNÍHO TLUMIČE

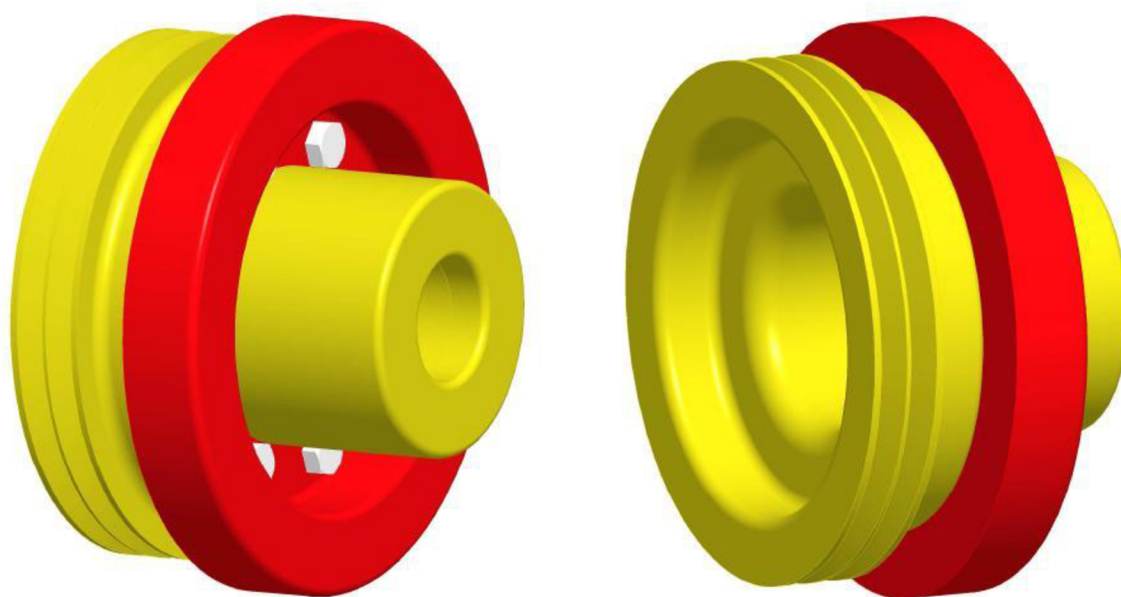
Tlumič torzních kmitů (Obr. 37 a Obr. 38) bude umístěn na volný konec klikové hřídele, neboť právě tam dochází k největším torzním výchylkám. Navržené řešení využívá obvyklé možnosti připevnění tlumiče k řemenici motoru pomocí šroubového spoje (Obr. 39). Konkrétně osmi šrouby M10x20 mm rovnoměrně rozmístěnými na průměru 120 mm. Proti povolení budou šrouby zajištěny pérovými podložkami a zalepením závitů vysokopevnostním akrylátovým zajišťovačem šroubů. Skříň tlumiče, v níž je umístěn ocelový prstenec, bude vyrobena z plechu o tloušťce 3 mm.



Obr. 37 3D model navrženého řešení tlumiče torzních kmitů



Obr. 38 Řez 3D modelem navrženého řešení tlumiče torzních kmitů

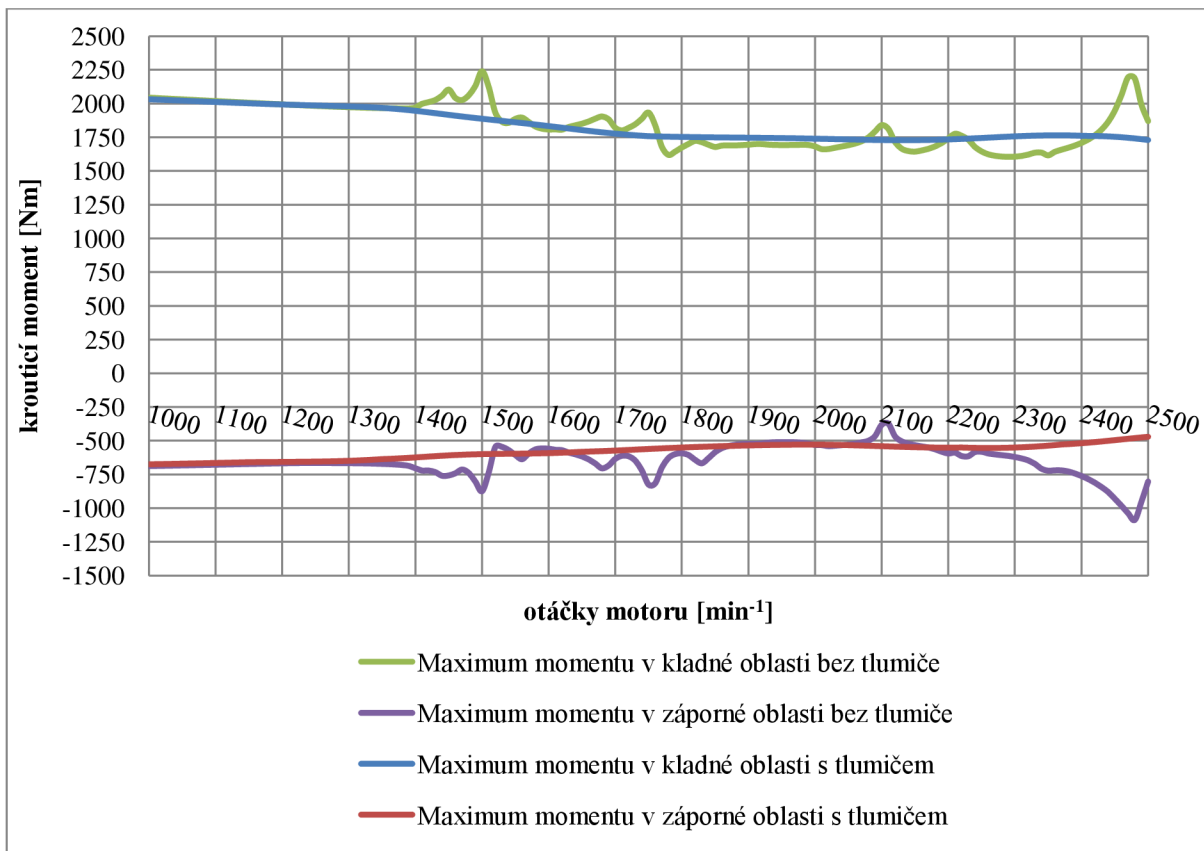


Obr. 39 3D model sestavy tlumiče s řemenicí



11 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ SOUSTAVY S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Výpočet vynuceného kmitání byl proveden obdobně jako v kapitole 8. Výsledkem jsou vyhlazené průběhy maximálních hodnot periodických krouticích momentů na jednotlivých zalomeních. Na Obr. 40 vidíme takový průběh na vyšetřovaném posledním zalomení klikové hřídele s a bez použití navrhovaného tlumiče. Je zjevné, jakým způsobem ovlivní použití tlumiče maximální hodnoty krouticího momentu vzniklého torzním kmitáním klikové hřídele.



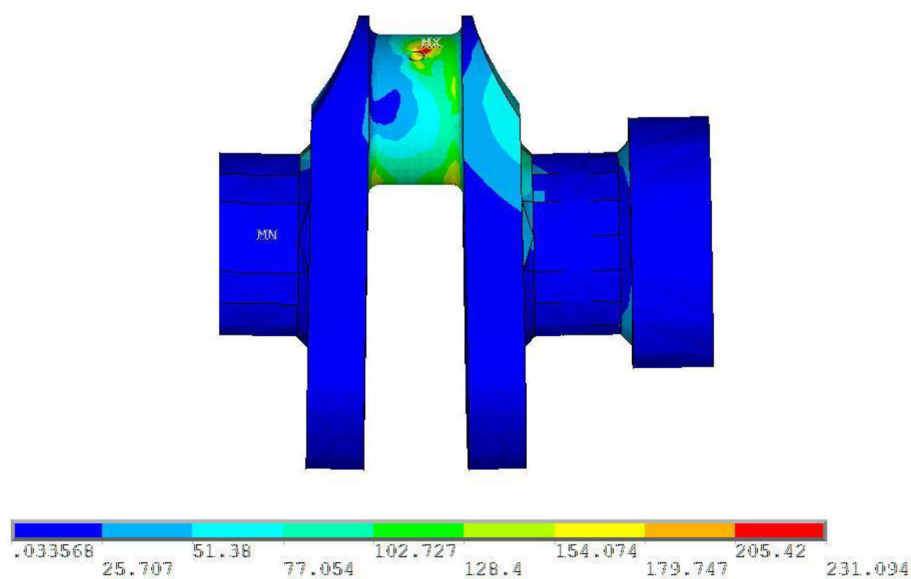
Obr. 40 Účinek tlumiče na průběhy hodnot maximálních periodických momentů na posledním zalomení



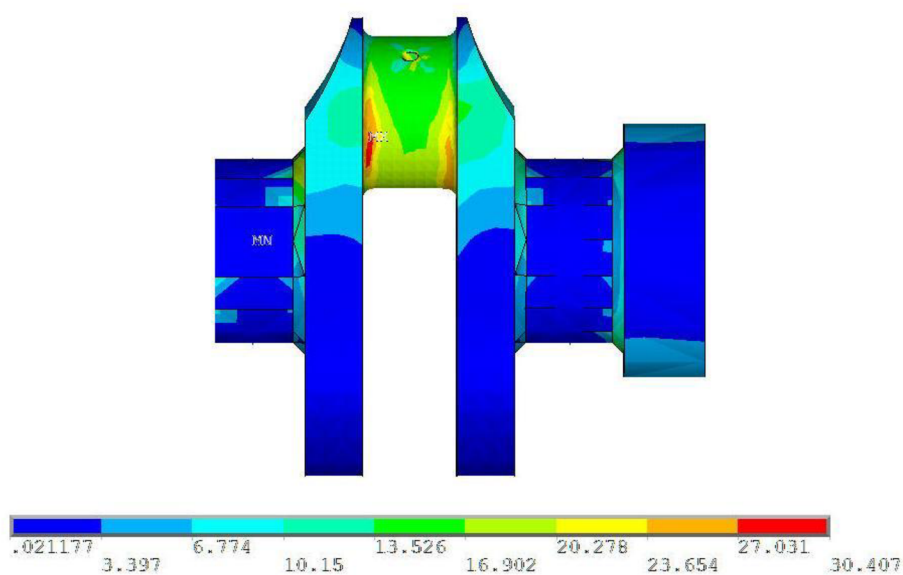
12 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

12.1 NAPJATOSTNÍ ANALÝZA HŘÍDELE VYBAVENÉ TLUMIČEM

Únavová životnost soustavy s tlumičem torzních kmitů byla řešena způsobem popsaným v kapitole 8. Opět tedy byla provedena napjatostní analýza v prostředí softwaru ANSYS. Pro zatížení tentokrát již jen hřídele s osmi vývažky, však byly použity hodnoty vycházející z řešení vynuceného kmitání soustavy s tlumičem. Hřídel tedy byla zatěžována nižším krouticím momentem. Na Obr. 41 a Obr. 42 je pak znázorněno rozložení napětí na posledním zalomení klikové hřídele. Vidíme, že použitím tlumiče se hodnoty maximálních napětí snížily řádově o 10 MPa.



Obr. 41 Rozložení napětí na posledním zalomení klikové hřídele, vybavené tlumičem torzních kmitů, při zatížení prvním zatěžovacím stavem



Obr. 42 Rozložení napětí na posledním zalomení klikové hřídele, vybavené tlumičem torzních kmitů, při zatížení druhým zatěžovacím stavem



12.2 BEZPEČNOSTI VŮČI ÚNAVOVÉMU POŠKOZENÍ HŘÍDELE S TLUMIČEM

Výpočet bezpečnosti byl řešen postupem uvedeným v kapitole 8.2. Hřídel vybavená tlumičem torzních kmitů je ale zatěžována momentem, jehož velikost je řádově o 300 Nm nižší. To se samozřejmě projeví ve výsledné bezpečnosti vůči únavovému porušení, která se nám navýší řádově o jednu desetinu.

Výsledné hodnoty bezpečnosti můžeme vidět v Tab. 10. Její hodnoty jsou poměrně vysoké. Kliková hřídel se tedy jeví jako dosti předimenzovaná. Z hlediska rizika únavového poškození klikové hřídele tedy není použití tlumiče torzních kmitů nutné.

Tab. 10 Bezpečnosti vůči únavovému porušení klikové hřídele vybavené tlumičem torzních kmitů

bezpečnost vůči únavovému porušení k [-]	varianta s osmi vývažky vybavená tlumičem torzních kmitů
bez kalených rádiusů	2,334
s kalenými rádiusy	3,035



13 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU KLIKOVÉ HŘÍDELE BEZ TLUMIČE A S TLUMIČEM

V Tab. 11 jsou uvedeny hodnoty bezpečnosti vůči únavovému porušení klikové hřídele vybavené tlumičem a bez něho. Je zřejmé, že v případě námi vyšetřované klikové hřídele, nemá při řešení problému únavové životnosti použití tlumiče až tak podstatný význam, neboť hodnoty bezpečnosti vůči únavovému poškození dosahovali i bez jeho použití uspokojivých hodnot. Použití tlumiče však bude mít jiný zásadní význam. Snížením výchylek volného konce klikové hřídele se totiž výrazně sníží torzní vibrace přenášené do rozvodového mechanismu motoru, který je poháněn ozubenými koly právě z této strany klikové hřídele. Kmitání rozvodového mechanismu je přitom krajně nežádoucí. Vzniká zde nebezpečí vzniku rezonančních stavů, při nichž může dojít k zhoršení funkce, nebo k mechanickému porušení rozvodu. Snahou všech konstruktérů je tedy snížit kmitání v rozvodovém mechanismu na minimum. Má totiž nejen neblahý vliv na životnost jednotlivých součástí rozvodového mechanismu, ale výrazně ovlivňuje rovnoměrnost chodu motoru a další jeho parametry, jakým je například plnicí účinnost. Nemalý význam také bude mít snížení hlukové emise motoru, která může zásadně ovlivnit splnění některých emisních norem. Torzní kmity se také přenášejí do dalších agregátů příslušenství motoru, kde jsou taktéž nežádoucí. Použití viskózního tlumiče torzních kmitů na tomto motoru je tedy podle mého názoru zcela oprávněné, ačkoliv ne pouze díky zvýšení životnosti klikové hřídele.

Tab. 11 Bezpečnosti vůči únavovému porušení klikové hřídele s a bez tlumiče torzních kmitů

bezpečnost vůči únavovému porušení k [-]	varianta s osmi vývažky vybavená tlumičem torzních kmitů	varianta s osmi vývažky bez tlumiče torzních kmitů
bez kalených rádiusů	2,334	2,218
s kalenými rádiusy	3,035	2,884



ZÁVĚR

Na traktorový motor jsou kladeny přísné požadavky z hlediska životnosti. Náročné podmínky, ve kterých takový motor pracuje, kladou vysoké nároky na kvalitu provedení klikové hřídele.

V diplomové práci byl proveden návrh dvou variant klikové hřídele zadaného typu motoru. Obě navržené varianty byly podrobeny modální analýze s využitím MKP softwaru. S pomocí vytvořených 3D modelů byl také sestaven dynamický model klikového mechanismu. Ten nám umožnil analýzu vlastního torzního kmitání analytickou metodou a analýzu vynuceného kmitání, provedenou s využitím počítačového programu pracujícího na bázi nevětveného torzního řetězce. Výsledky vynuceného kmitání nám umožnili návrh viskózního tlumiče torzních kmitů a stanovení bezpečnosti vůči únavovému porušení s tlumičem i bez něho. Na jejich základě bylo usouzeno, že z hlediska nebezpečí lomu klikové hřídele, vzniklého cyklickým zatěžováním, není použití tlumiče torzních kmitů nutné.

Traktorový motor má však svá jistá specifika. Pracuje ve velice náročném prostředí, s vysokými požadavky na jeho spolehlivost. Je také vystaven občasným rázům vzniklým od poháněného nářadí. Takové podmínky mohou také výrazně omezit životnost klikové hřídele. Jisté předimenzování je zde tedy určitě nutné.

Dalším aspektem, který je třeba zvážit je přenášení torzních vibrací do rozvodového mechanismu, poháněného ozubenými koly, a ostatních agregátů příslušenství motoru poháněných od řemenice umístěné na volném konci klikové hřídele. Snížení takového kmitání má zásadní vliv na životnost těchto součástí, snížení hlukové emise a zlepšení provozních parametrů motoru.

Z výše uvedených důvodů vyplývá vhodnost použití viskózního tlumiče torzních kmitů u tohoto typu motoru. Zvláště pak pokud uvážíme jeho snadnou montáž a cenu, která by pravděpodobně při velkosériové výrobě, či odběru velkého počtu kusů od renomovaného dodavatele, zásadně nezvýšila výrobní cenu motoru.

Před definitivním rozhodnutím o umístění viskózního tlumiče torzních kmitů na řemenici vyšetřovaného motoru, by však bylo velice vhodné provést kontrolu správnosti výsledků mnou provedených výpočtů a následně je porovnat s výstupy z praktického měření, či dlouhodobých zkoušek.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD Praha. *Naftové motory čtyřdobé 1. díl*. Vyd. 2. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1962. 544 s.
- [2] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [3] PÍŠTĚK, Václav; ŠTĚTINA, Josef. *Pevnost a životnost*. Vyd. 1. Brno : Nakladatelství VUT Brno, 1993. 205 s. ISBN 80-214-0474-4.
- [4] KRATOCHVÍL, C., SLAVÍK, J. *Mechanika těles : Dynamika*. Brno : CERM, 2002. 227 s. ISBN 80-214-2260-2.
- [5] JANÍČEK, P., et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost I*. Brno : VUT v Brně, 1993. 287 s. ISBN 80-241-2592-X.
- [6] NOVOTNÝ, P. Řešení únavové životnosti součástí : Prezentace Ústavu automobilního a dopravního inženýrství v Brně. In *Řešení únavové životnosti součástí*. Brno : [s.n.], 2011. s. 48.
- [7] PÍŠTĚK, V. Tlumiče kmitání : Prezentace Ústavu automobilního a dopravního inženýrství v Brně. In *Tlumiče kmitání*. [s.l.] : [s.n.], 2011. s. 18.
- [8] *Winkelmann Powertrain Components* [online]. 2011 [cit. 2011-05-12]. Motor der Automobil-Industrie. Dostupné z WWW: <<http://www.wpc-ahlen.de>>.
- [9] *Geislinger couplings and dampers* [online]. 2011 [cit. 2011-05-12]. Dostupné z WWW: <www.geislinger.com>
- [10] *HASSE & WREDE* [online]. 2011 [cit. 2011-05-13]. Dostupné z WWW: <www.hassewrede.de>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	modální matice
$a(\alpha)$	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení pístitní skupiny
a_1	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení prvního řádu
$a_{10..5}$	[-]	vektory prvního tvaru vlastních torzních výchylek
a_2	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení druhého řádu
B	[mm]	průměrná šířka ramene promítnutého do bokorysu
C	[-]	matice tuhostí
D_c	[mm]	průměr ojničního čepu
D_j	[mm]	průměr hlavního čepu
d_p	[mm]	roztečný průměr šroubů setrvačnicku
D_{red}	[mm]	redukovaný průměr klikové hřídele
d_{vzorek}	[mm]	průměr zkušební vzorku
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F_{cs}	[N]	setrvačné síly posuvných hmot
f_G	[-]	korekční součinitel
F_{od}	[N]	setrvačná síla otáčejících se hmot
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
I	[-]	jednotková matice
I_p	$[\text{m}^4]$	polární moment setrvačnosti
J_{ef}	$[\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti klikového ústrojí bez tlumiče
J_{pos}	$[\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti posuvných částí
J_{red}	$[\text{kgm}^2]$	redukovaný moment setrvačnosti jednoho zalomení
J_{rot}	$[\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti rotačního podílu hmotnosti ojnice
J_{sk}	$[\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti skříně tlumiče
J_t	$[\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti prstence tlumiče
J_z	$[\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti jednoho zalomení
k	$[\text{Nm}^{-1}]$	tuhost obecně
k	[-]	bezpečnost vůči únavovému porušení před kalením radiusů
k	[-]	součinitel tlumení
k_k	[-]	bezpečnost vůči únavovému porušení po kalení radiusů
l	[mm]	délka ojnice
L_c	[mm]	délka ojničního čepu



L_j	[mm]	délka hlavního čepu
L_p	[mm]	délka příruby setrvačnicku
L_{red}	[m]	redukována délka jednoho zalomením
L_{redr}	[m]	redukována délka hřídele mezi řemenicí a prvním zalomením
L_{reds}	[m]	redukována délka hřídele mezi posledním zalomením a setrvačnickem
L_w	[mm]	průměrná šířka ramene zalomení
m	[kg]	hmotnost obecně
M	[-]	matice momentů setrvačnosti
m_1	[kg]	posuvný podíl hmotnosti ojnice
m_2	[kg]	rotační podíl hmotnosti ojnice
m_{psk}	[kg]	hmotnost písní skupiny
N	[Hz]	vlastní frekvence
q	[-]	vektor vlastních souřadnic
r	[mm]	poloměr kliky
R_0	[mm]	rozteč hlavního a ojnicního čepu
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
u	[-]	vlastní číslo
w_{opt}	[-]	optimální naladění tlumiče
x	[-]	vektor vlastních tvarů
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[-]	vrubový součinitel
γ	[-]	poměrný útlum
η_σ	[-]	vliv velikosti
λ	[-]	klikový poměr
ν_σ	[-]	vliv pravděpodobnosti přežití
σ_{cOHYB}	[MPa]	mez únavy v ohybu pro střídavý symetrický cyklus zatěžování
σ_{cTAH}	[MPa]	mez únavy v tahu pro střídavý symetrický cyklus zatěžování
σ_{ex_a1}	[MPa]	maximální hodnota lokálního napětí
σ_{ex_a2}	[MPa]	hodnota napětí v určité vzdálenosti pod povrchem součásti
χ_R	[mm ⁻¹]	poměrný gradient napětí
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
Ω	[rads ⁻¹]	vlastní úhlová rychlost



Ω_t $[\text{rads}^{-1}]$ první vlastní úhlová rychlost tlumiče



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 - Výpočet klikové hřídele s osmi vývažky

Příloha 2 - Výpočet klikové hřídele se čtyřmi vývažky

Příloha 3 - Výstupy výpočtu vlastního kmitání

Příloha 4 - Výstupy výpočtu vynuceného kmitání

Příloha 5 - Výstupy výpočtu vynuceného kmitání s tlumičem

Příloha 6 - Výrobní výkres klikové hřídele

Příloha 7 - Výkres viskózního tlumiče torzních kmitů - první studie návrhu