



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KLIKOVÝ MECHANISMUS ZÁVODNÍHO MOTORU V8

CRANK TRAIN OF A V8 RACING ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Fried

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Tomáš Fried
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Lubomír Drápal
Akademický rok:	2016/17

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:

Klikový mechanismus závodního motoru V8

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčně-výpočtového charakteru zabývající se zejména návrhem klikového hřídele závodního motoru V8.

Cíle diplomové práce:

Provést stručnou rešerši v oblasti konstrukce klikového mechanismu závodních zážehových motorů V8 pro okružové vozy. Navrhnout uspořádání klikového mechanismu takového motoru. Provést detailní návrh klikového hřídele. S využitím pokročilých metod provést výpočet únavové životnosti navrženého hřídele. Vytvořit výrobní výkresovou dokumentaci ke klikovému hřídeli.

Seznam literatury:

TRZESNIEWSKI, M. Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. 1. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2008, 866 s. ISBN 978-3-8348-0484-6

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002, 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 488 s.

MSC.SOFTWARE. ADAMS/Engine Help. Newport Beach (CA): MSC Software Corporation, ©2008. Verze MD Adams R3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá využitím moderních technologií k návrhu vhodného klikového hřídele pro závodní motor o vysokém výkonu. Pokrývá všechny kroky od stručné rešerše, konstrukčního návrhu, analýzy torzního kmitání až po výpočet únavové bezpečnosti pomocí MKP a MBS modelů.

KLÍČOVÁ SLOVA

klikový hřídel, závodní motor, V8, únava

ABSTRACT

This thesis deals with the design of a crankshaft for a high power racing engine using modern technology. It covers all of the steps from a brief research, design, torsional vibration analysis to fatigue calculation using FEA and MBS models.

KEYWORDS

crankshaft, racing engine, V8, fatigue, endurance

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FRIED, T. *Klikový mechanismus závodního motoru V8*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Drápal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2017

.....

Tomáš Fried

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Lubomíru Drápalovi za odborné rady, připomínky a vstřícnou pomoc, které mi při práci poskytl.

Také děkuji mé rodině za neustávající podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	9
1 Sériový motor a závodní motory V8	10
1.1 Sériový motor	10
1.2 Konstrukce závodních motorů V8	15
1.3 Mechanické a tepelně-chemické zpracování klikových hřídelů	18
2 Uspořádání a vyvážení klikového hřídele V8.....	21
2.1 Zvolené uspořádání	21
2.2 Teoretické vyvážení klikového hřídele	22
3 Konstrukční řešení klikového hřídele a dalších součástí	27
3.1 Klikový hřídel	27
3.2 Další součásti	30
4 Kontrolní výpočet klikového hřídele	33
4.1 Lotus simulation tools	33
4.2 Diskretizace	35
4.3 Konverze diskrétního modelu	37
4.4 MBS analýza	40
4.5 Výpočet únavové životnosti klikového hřídele	41
5 Zatížení ložisek a torzní kmitání	46
5.1 Zatížení hlavních ložisek	46
5.2 Torzní kmitání.....	48
6 Únavová životnost	53
Závěr	56
Seznam použitých zkratk a symbolů	60
Seznam příloh	62

ÚVOD

Vývoj pohonných jednotek závodních vozů je dnes nedílná součást takřka každého výrobce automobilů. Motorsport slouží nejen jako skvělá možnost propagovat značku, ale také testovat nové technologie v otevřeném a často takřka neomezeném prostředí. Pro soukromé závodní týmy je motivace mnohem jednodušší – vytvořit co nejdokonalejší stroj s cílem vyhrát a získat prestiž a odměny.

Návrh klikového mechanismu závodních motorů má často méně omezení, ať už finančních nebo rozměrových. To je však kompenzováno nedostatkem informací o budoucím provozu, extrémním zatížením součástí a zdlouhavou výrobou.

Tato diplomová práce se zabývá využitím všech možností, které nabízí motorsport a moderní technologie k návrhu vhodného klikového hřídele pro závodní motor o vysokém výkonu. Pokrývá všechny kroky od stručné rešerše, konstrukčního návrhu až po výpočet únavové bezpečnosti pomocí MKP a MBS modelů.

1 SÉRIOVÝ MOTOR A ZÁVODNÍ MOTORY V8

Cílem této diplomové práce je návrh klikového hřídele pro závodní motor používaný v závodech Divize 4 soutěže FIA CEZ. Ve stávající době je používán motor v sériové podobě, motor je usazen ve voze založeném na Lotusu Evora.



Obr. 1 Závodní vůz Lotus Evora, kterým se tato práce zabývá

Další vývoj tohoto závodního vozu bude soustředěn na úpravu sériového motoru – jeho přeplňování a další zvýšení výkonu s cílem 500 kW. Takové úpravy však kladou na sériové komponenty přílišnou zátěž, součástí vývoje je tak návrh klikového hřídele, který by byl vhodný pro upravený motor.

1.1 SÉRIOVÝ MOTOR

Výchozí pohonnou jednotkou je motor společnosti BMW s označením S65B40. Motor byl využit ve voze BMW M3 generace E92. Motor byl společně s vozem představen v roce 2007, vyráběn byl do roku 2013.

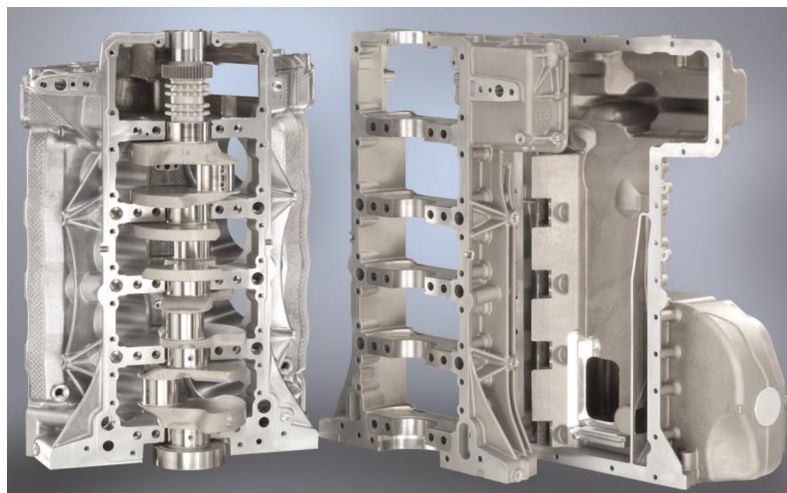
Motor je nepřepřítňovaný, čtyřdobý, zážehový, vidlicový osmiválec. Úhel rozevření válců je 90°. Ventilový rozvod je typu DOHC, využívá systém proměnného časování ventilů VANOS. Pořadí zážehů je 1-5-4-8-7-2-6-3. Motor je založen na vidlicovém desetiválci S85B50, používaném například ve vozech BMW M6 E63/64. [1]

Jeho základní parametry jsou následující:

Tab. 1-1 Základní parametry motoru S65B40 [1]

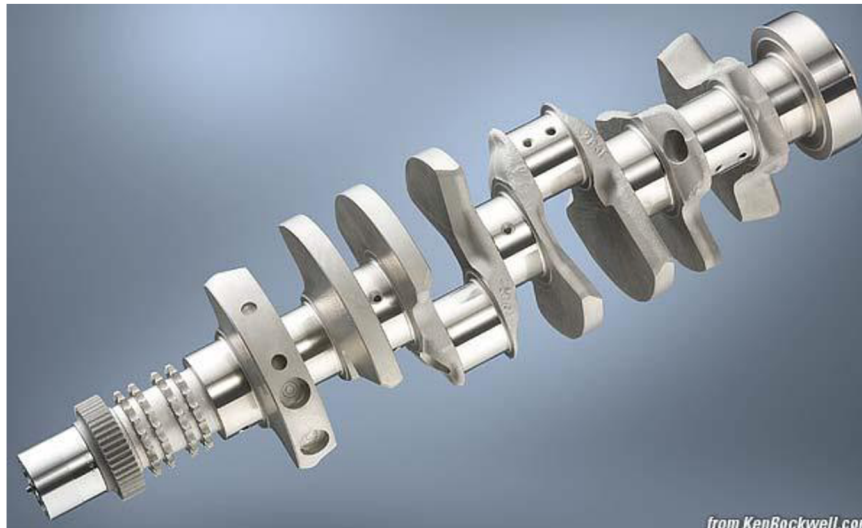
Zdvihový objem (cm³)	3 998
Maximální výkon (kW při min⁻¹)	309 při 8 300
Maximální točivý moment (Nm při min⁻¹)	400 při 3 900
Kompresní poměr	12,0 : 1
Vrtání x zdvih (mm x mm)	92,0 x 75,2

Blok motoru je jednodílný, je vytvořen nízkotlakým litím hliníkové slitiny, stejně tak ložiskový rám. Vložky ložiskového rámu pro pánve ložisek jsou vytvořeny ze šedé litiny.



Obr. 2 Blok motoru, ložiskový rám a olejová vana motoru S65B40 [2]

Klikový hřídel je kovaný, má pět hlavních ložisek o průměru 60 mm, axiální vedení hřídele je pak řešeno jedním axiálním ložiskem u pátého hlavního ložiska. Ojniční čepy mají průměr 52 mm. Klikový hřídel je křížový – ojniční čepy jsou tedy umístěny ve dvou rovinách.



Obr. 3 Klikový hřídel motoru S65B40 [3]

Klikový hřídel zajišťuje pohon ventilových rozvodů pomocí dvou dvojitých řetězů. Dále pohání ozubeným kolem dvě olejová čerpadla.

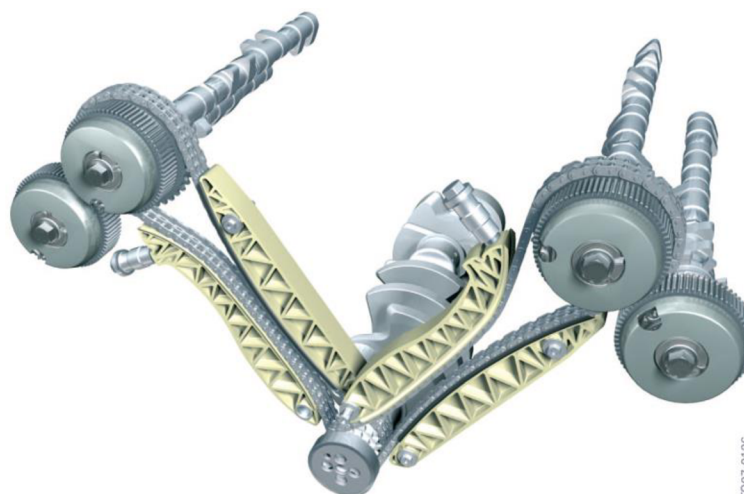
Ojnice jsou ocelové, polohování víka je řešeno řízeným lomem. Dřík ojnice má průřez profilu I, malé oko má trapézový průřez. Velké oko je asymetricky broušeno pro zkrácení nutné délky motoru. Píst má totožnou konstrukci jako u výchozího motoru S85B50. Je odlit z hliníkové slitiny a s kroužky a pístním čepem váží přibližně 480 g. Píst má tři kroužky, dva těsnící a jeden stírací. Pístní čep je opatřen galvanickou vrstvou železa (Ferrostan). [1]



Obr. 4 Ojnice, píst a pístní čep motoru S65B40 [2]

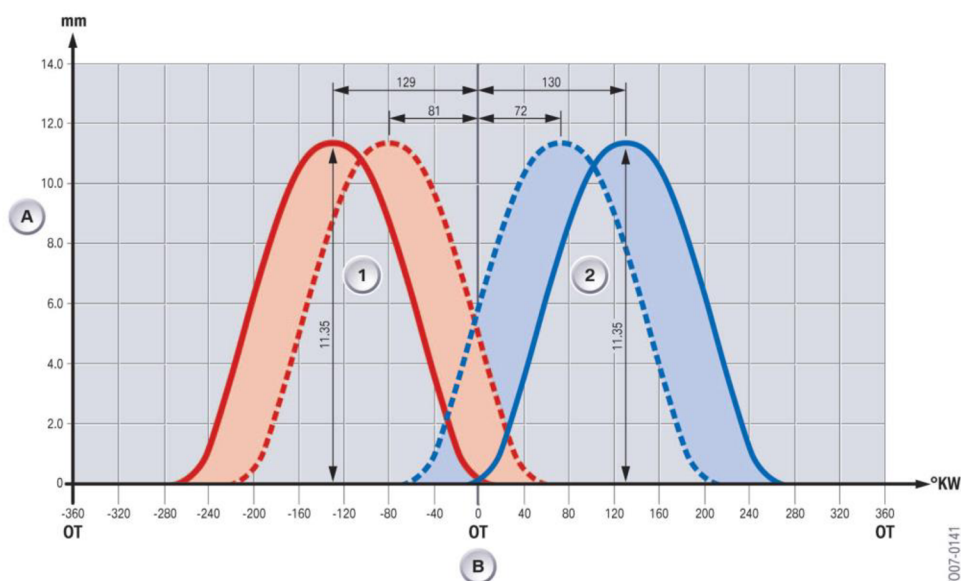
Hlava válců je jednodílná, vyrobená z hliníkové slitiny. Rozteč válců jedné řady je 98 mm. Váčkové hřídele jsou duté, jednodílné s integrovanými ozubenými koly pro senzory. Váčkové hřídele sacích ventilů jsou poháněny dvojitými řetězy klikovým hřídelem, váčkové hřídele výfukových ventilů jsou poháněny ozubenými koly sacími váčkovými hřídelemi.

Motor využívá hydraulická hrníčková zdvihátka se samočinným vymezením vůle. Styčná plocha pro vačku má válcovitý tvar, ventilové pružiny mají soudečkový tvar.



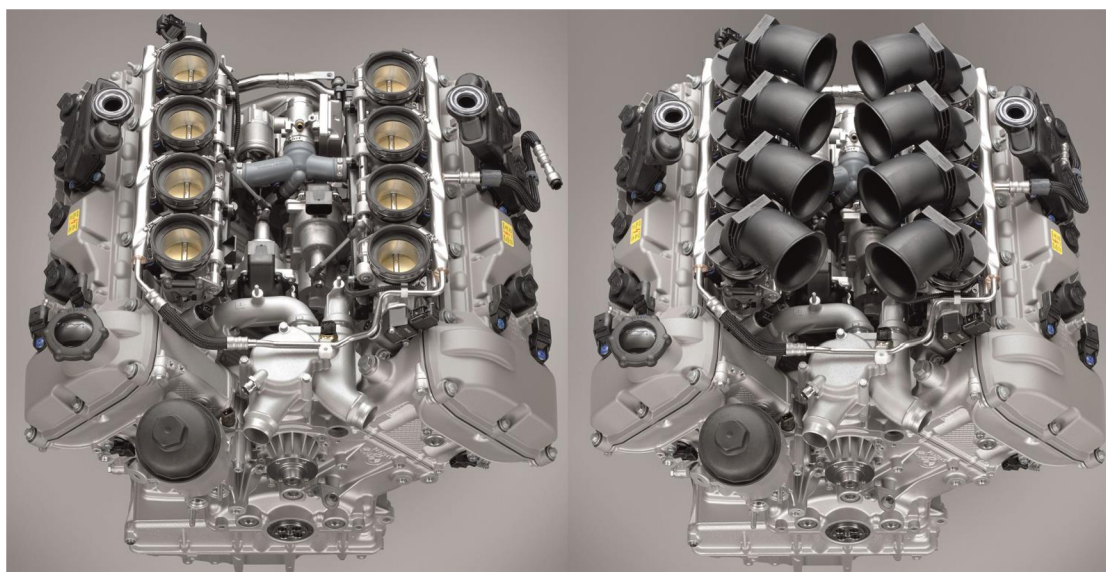
Obr. 5 Pohon ventilových rozvodů motoru S65B40 [3]

Funkce systému proměnného časování ventilových rozvodů VANOS je řešena pomocí olejových komor uvnitř ozubených kol pohánějících váčkové hřídele. Zdvih ventilů (jak sacích, tak výfukových) je 11,35 mm. VANOS mění natočení váčkového hřídele vůči klikovému hřídeli v rozsahu 58° u sacích váček, v rozsahu 48° u výfukových váček. Rychlost natočení váčkového hřídele je $360^\circ \cdot s^{-1}$.



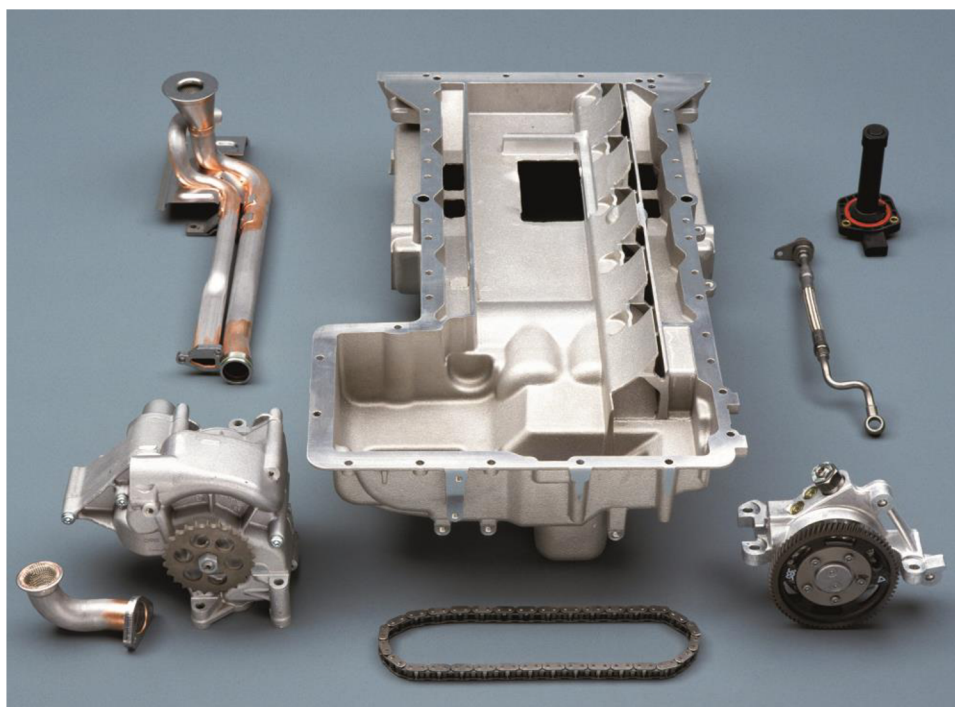
Obr. 6 Pracovní rozsah systému VANOS [1]

Sání je umístěno v rozevření válců. Motor využívá jednu škrticí klapku pro každý válec, čtveřice klapek na jedné řadě válců je spojena a ovládána elektronicky elektromotory. Vzduch je do škrticích kapek přiveden krátkými plastovými svody. Vícebodové nepřímé vstřikování s jedním vstřikovačem pro každý válec je také umístěno uvnitř rozevření válců.



Obr. 7 Škrticí klapky a svody sání motoru S65B40 [2]

Motor je chlazen pomocí jednoho výměníku, další výměník typu olej-vzduch slouží k chlazení motorového oleje. Výměník chladicí kapaliny je vybaven elektrickým ventilátorem. Čerpadlo chladicí kapaliny je poháněno řemenem od klikového hřídele.



Obr. 8 Systém mazání [2]

Systém mazání je s tzv. mokrou klikovou skříní. Odsávací olejové čerpadlo je poháněno ozubeným kolem od klikového hřídele a dodává olej k čerpadlu hlavnímu. Hlavní olejové čerpadlo je poháněno pomocí řetězu odsávacím olejovým čerpadlem. Tento systém má zajistit přísun oleje i za vyššího silového působení. Celkem motor využívá 8,8 l oleje viskozity 10W-60. [1]

1.2 KONSTRUKCE ZÁVODNÍCH MOTORŮ V8

Klíkový hřídel, jehož návrhem se tato práce zabývá, bude sloužit v pohonné jednotce vozu kategorie D4, středo-evropského šampionátu cestovních vozů. Nejbližší kategorií závodních vozů je nejspíše série GT3. Vozy této specifikace se šampionátu D4 nezřídka účastní a jsou (stejně jako tato pohonná jednotka) založeny na sériových vozech.



Obr. 9 McLaren MP4-12C GT3

Vozy této kategorie lze zhruba rozdělit na dvě skupiny – těžší vozy s výkonnějšími motory a lehčí vozy s méně výkonnými motory. Díky BOP¹ je pak zajištěna konkurenceschopnost mezi těmito vozy. Toto srovnávání se provádí přidáním závaží ve vozidle, změnou průřezu restriktoru v sání případně určením maximálního plicního tlaku.

Tab. 1-2 Srovnání BOP pro vybrané vozy pro závod FIA GT World Cup in Macau 2016 [4]

Vůz	Zdvihový objem [cm ³]	Hmotnost závaží [kg]	Počet x průměr restriktorů [- x mm]
BMW Z4 GT3	4 361	15	1 x 81
Audi R8 LMS	5 204	30	2 x 49
Mercedes AMG GT3	6 208	20	2 x 34,5

Vozy lze dále rozdělit na tovární, které vyrábí sama automobilka, která zároveň vyrábí sériovou podobu těchto aut, nebo netovární – většinou vyráběné závodními týmy, nebo soukromými společnostmi. Obecně však vozy vždy svojí podobou vychází ze sériově vyráběných automobilů. Podobnost je však pouze vizuální, vozy jsou vybaveny bezpečnostními rámy, panely karoserie jsou vyráběny z laminátů a interiér obsahuje pouze prvky nezbytné dle pravidel.

¹ Balance of performance – pravidla upravující výkon motorů pro vyrovnání konkurence.



Obr. 10 Motor BMW P65B44 ve voze BMW Z4 GT3

Následující tabulka shrnuje několik příkladů motorů používaných v této sérii. Kvůli výše zmíněným BOP pravidlům se stává, že závodní motor má menší výkon než motor sériový (např. McLaren MP4-12C na obr. 9 má v závodní podobě motor o takřka 100 kW menším výkonu). V tabulce jsou uvedeny parametry závodních motorů, hodnoty výkonů jsou pak uvedeny dle sériových vozů, jelikož jsou to jediné přesné a dohledatelné údaje. Skutečný výkon je vždy omezen pravidly dle použitého restriktoru, nebo plnicího tlaku.

Tab. 1-3 Příklady motorů kategorie GT3 [5], [6], [7], [8], [9]

Vůz	Označení motoru	Vrtání x zdvih (mm x mm)	Zdvihový objem (cm ³)	Maximální výkon (kW)
BMW Z4	P65B44	92 x 82	4 361	331
BMW M6	S63B44T0	89 x 88,3	4 395	418
Ferrari 458	F142	94 x 81	4 499	425
Ferrari 488	F154	86,5 x 83	3 902	493
McLaren MP4-12C	M838T	93 x 69,9	3 799	460

Motory se odlišují jak základními parametry, jako je uspořádání klikového hřídele, tak detaily, jako jsou různé systémy proměnného časování ventilů.

Je logické, že závodní motory a jejich vývoj jsou úzce spojeny s podobou a vývojem motorů sériových. V počátcích série GT3 závodily takřka výhradně vozy s motory s přirozeným sáním. Dnes jsou motory GT3 především přeplňované. Následující tabulka pak přibližuje konstrukci výše zvolených motorů.

Tab. 1-4 Konstrukce motorů GT3

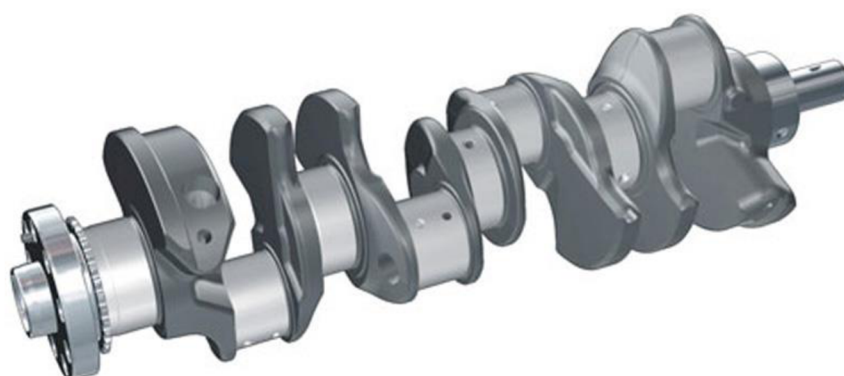
Označení motoru	Uspořádání klikového hřídele	Přepřňování	Kompresní poměr (-)
P65B44	Křížový	Ne	12 : 1
S63B44T0	Křížový	2 turbodmychadla	10 : 1
F142	Plochý	Ne	12,5 : 1
F154	Plochý	2 turbodmychadla	9,4 : 1
M838T	Plochý	2 turbodmychadla	8,7 : 1

Vzhledem k velkým výkonům a vysokým otáčkám mají motory systémy mazání se suchou klikovou skříní. Použití tohoto systému je v závodních motorech vzhledem k velkým silovým účinkům při brzdění a zatáčení nezbytné.



Obr. 11 BMW Z4 GT3

Novější závodní motory bývají takřka identické s motory sériovými. Toto vychází často z faktu, že už sériové motory disponují dostatečným výkonem pro použití v motorsportu. Dále je to dáno snahou pořadatelů používat vozy, které jsou běžně používány v silniční dopravě. Tomu odpovídá stále rostoucí množství závodních sérií pro takzvaná „cup“ auta – tedy sériově vyráběné vozy vybavené pouze nezbytnými bezpečnostními prvky.



Obr. 12 Klikový hřídel motoru S63B44 [10]

Z hlediska zadání vyplývá, že podobný klikový mechanismus používají vozy BMW. P65B44 je motor přímo založený na sériovém motoru S65B40, z homologačního listu vyplývá, že například rozměry hlavního ložiska zůstaly zachovány. [5]

Ze zadání však vyplývá podobnost s S63B44T0 – také jde o přeplňovaný motor se sníženým kompresním poměrem. Z obr. 12 je zřejmé, že klikový hřídel tohoto motoru používá 6 vývažků. Hřídel je kovaný z oceli C38. Ve srovnání s S65B40 mají vývažky menší poloměr, vnější vývažky jsou však podstatně větší. Hřídel je axiálně veden na třetím ložisku.

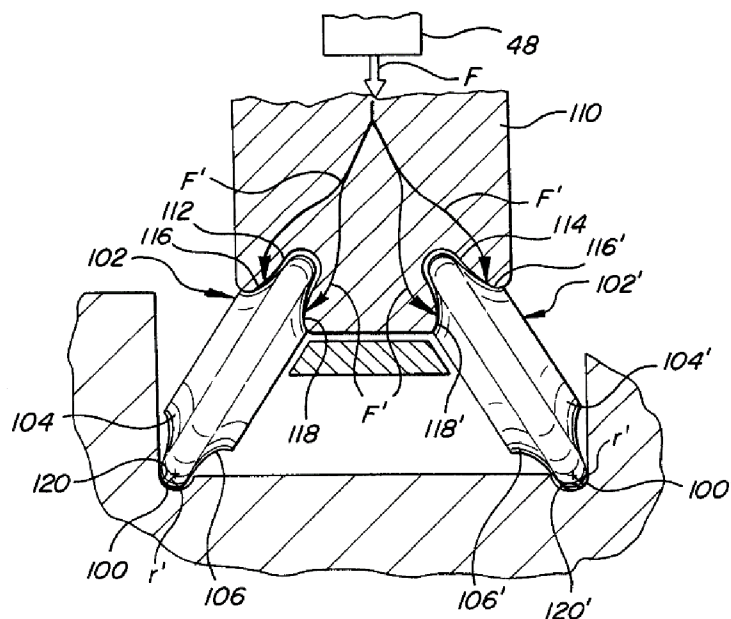
1.3 MECHANICKÉ A TEPELNĚ-CHEMICKÉ ZPRACOVÁNÍ KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ

BMW u obou výše zmíněných klikových hřídelích uvádí, že na povrchu čepů je „tvrdá vrstva“. O detailech tepelně-chemické úpravy čepů pak informace nejsou, nicméně pro závodní motor bývají nejběžnějšími úpravami nitridace a válečkování.

1.3.1 VÁLEČKOVÁNÍ

Tato metoda spočívá ve vnášení plastické deformace do povrchu materiálu. Bývá používáno na přechodové poloměry čepů a ramen u klikových hřídelů. Uplatnění nachází i v dalších průmyslových odvětvích. Princip spočívá ve vytvoření zbytkového tlakového napětí pod povrchem materiálu. [11]

Válečky zobrazené na obr. 13 jsou pod úhlem opakovaně odvalovány a tlačeny do obrobeného poloměru. Tím je pod povrchem materiál plasticky deformován a vzniká zbytkové tlakové napětí. To je výhodné z hlediska únavové životnosti – při zatížení se napětí sčítají a od vznikajícího tahového napětí je toto zbytkové napětí odečteno.



Obr. 13 Válečkování přechodových poloměrů [12]

Zbytkové tlakové napětí tedy zpomaluje tvorbu únavových trhlin a jejich růst. [13]

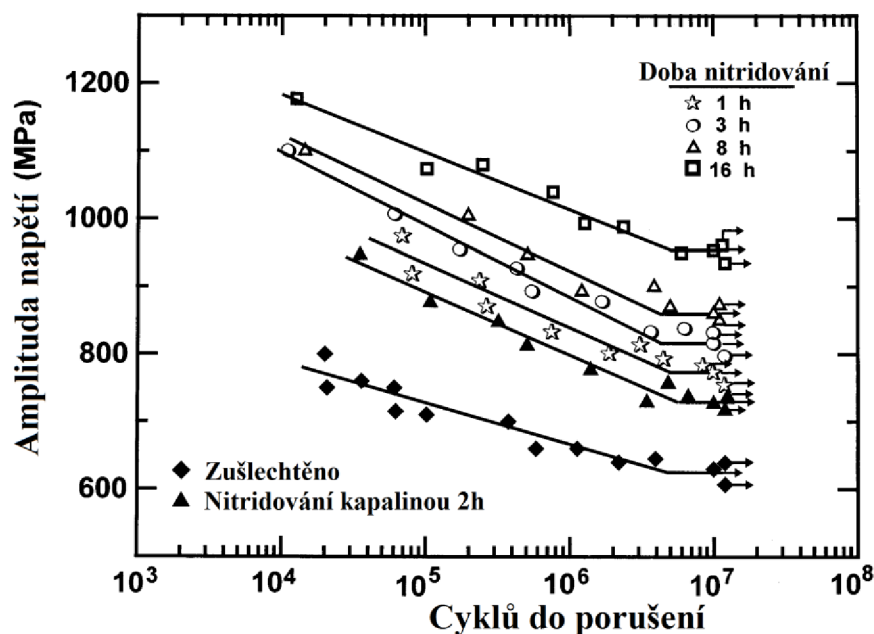
1.3.2 NITRIDACE

Nitridace je chemicko-tepelné zpracování, které se používá především pro povrchy čepů. Nitridace se provádí třemi způsoby – plynem, solnou lázní nebo plasmaticky (iontové nitridování). V principu jsou všechny tři metody stejné – na povrchu dochází k pronikání dusíku do materiálu, vznikají precipitáty dusíku, které mají vysokou tvrdost.

Nejmodernější metodou je iontové nitridování. Mezi jeho výhody patří především možnost jednoduše nitridovat pouze určité části výrobku, což je velice vhodné právě u klikových hřídelů, kde požadujeme nitridaci pouze na dílčích částech výrobku. Další výhodou je nízká teplota nitridování, což je vhodné díky malému ovlivnění dokončeného produktu. Například, pokud by tepelná úprava probíhala při teplotách větších, než je teplota kalení nebo popouštění, k ovlivnění by došlo.

Iontové nitridování probíhá tak, že hřídel je umístěn do komory. Poté je vytvořeno elektrické napětí mezi hřídelem a komorou. Hřídel je zahřát a do komory je přiveden dusík. Ten díky zvýšené teplotě a energii vznikajícího plazmatu reaguje s povrchem materiálu a vytváří se v něm nitridy. [14]

Takto vytvořená, velice tvrdá vrstva zvyšuje únavovou pevnost ve vysoko-cyklové oblasti zatěžování. Dalším efektem je přesun vzniku trhlin pod takto vytvořenou vrstvu. Aby takto vytvořená vrstva byla přínosná, musí být dostatečně tenká, na druhou stranu musí být dostatečně tlustá, aby zabránila přenosu namáhání pod tuto vrstvu. [15]



Obr. 14 Vliv doby nitridace na S-N křivku materiálu AISI 4140 (ekvivalentní EN 40CrMo4), upraveno [16]

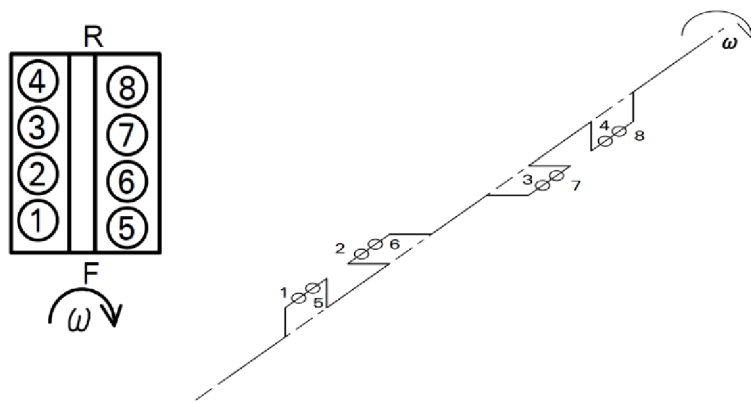
Podle požadované hloubky nitridace a tvrdosti povrchu může nitridace trvat desítky, v extrémních případech až stovky hodin. Vliv doby nitridace na S-N křivku materiálu AISI 4140 je pak zřejmý z obr. 14.

Nitridování je zpravidla poslední prováděnou operací při výrobě klikových hřídelů. Moderní metody iontového nitridování nevyžadují žádné další úpravy nitridovaného povrchu a produkt je připraven k použití.

2 USPOŘÁDÁNÍ A VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE V8

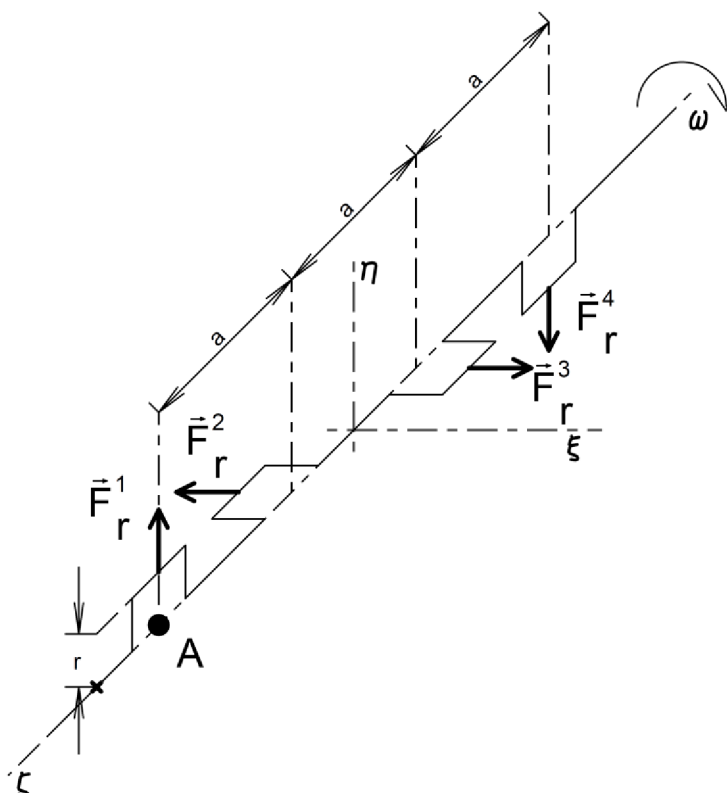
2.1 ZVOLENÉ USPOŘÁDÁNÍ

Zadáním bylo určeno, že klikový hřídel bude křížový – konstrukce tedy bude vycházet ze sériové podoby klikového hřídele. V této práci bude využito číslování válců dle BMW. Následující obrázek toto naznačuje. Písmeno R značí zadní konec motoru – v tomto případě konec klikového hřídele s přírubou setrvačníku. F poté značí přední konec hřídele. Levá řada válců je na straně spolujezdce.



Obr. 15 Číslování válců a schéma klikového hřídele

Klikový hřídel je tedy schematicky totožný se čtyřválcovým motorem se zalomeními po 90°. Toto zjednodušení lze využít při analýze vyvážení rotačních částí klikového hřídele.



Obr. 16 Schéma pro analýzu vyvážení rotačních částí klikového hřídele

Z obr. 16 vyplývá, že a je rozteč válců, ω je úhlová rychlost otáčení klikového hřídele a r je poloměr klikového hřídele.

2.2 TEORETICKÉ VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

2.2.1 ROTAČNÍ ČÁSTI KLIKOVÉHO MECHANISMU

SILOVÉ ÚČINKY

Z obr. 16 vyplývá, že v ose ζ platí následující rovnice

$$\sum_{i=1}^4 F_R^i = 0 - m_R r \omega^2 + m_R r \omega^2 + 0 = 0 \quad (1)$$

kde m_R je hmotnost rotačních částí příslušného zalomení a rotačních podílů ojnic. V ose η platí

$$\sum_{i=1}^4 F_R^i = m_R r \omega^2 + 0 + 0 - m_R r \omega^2 = 0 \quad (2)$$

Setrvačné síly rotačních částí jsou tedy vyváženy.

MOMENTOVÉ ÚČINKY

V bodě A v ose ζ dle obr. 16 lze sestavit následující rovnici momentových účinků rotačních částí

$$\sum_{i=1}^3 M_{R\zeta}^i = -m_R r \omega^2 3a + 0 + 0 = -m_R r \omega^2 3a \quad (3)$$

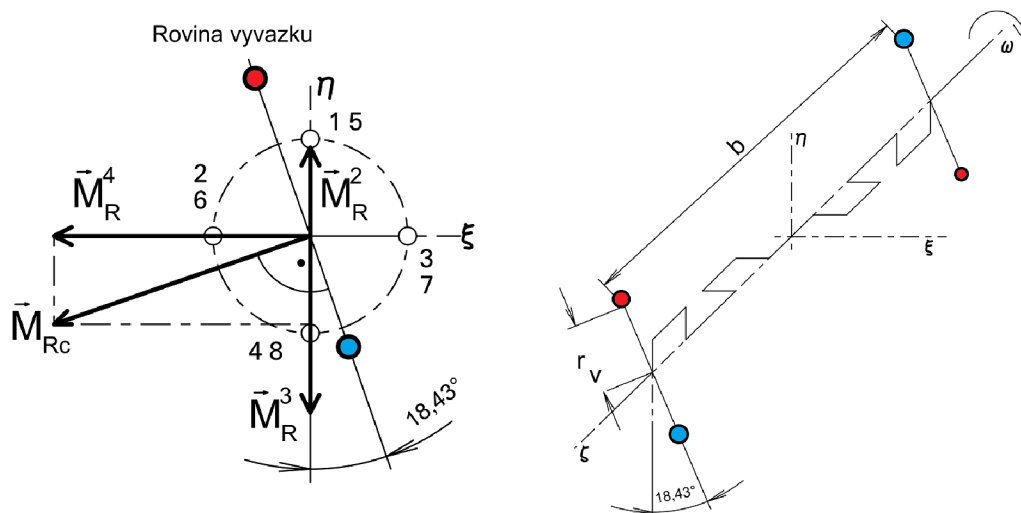
V bodě A v ose η dle obr. 16 lze sestavit následující rovnici

$$\sum_{i=1}^3 M_{R\eta}^i = 0 - m_R r \omega^2 2a + m_R r \omega^2 a = -m_R r \omega^2 a \quad (4)$$

Celkový moment pak lze vypočítat následovně

$$M_{Rc} = \sqrt{M_{R\eta}^2 + M_{R\zeta}^2} = \sqrt{10} m_R r \omega^2 a \quad (5)$$

Moment rotačních částí tedy není vyvážen. Následující obrázek popisuje postup určení roviny vývažků. Standardně by modře zvýrazněné vývažky byly umístěny v krajních vývažcích klikového hřídele pro vyvážení vzniklého momentu. Pro potřeby vyvážení v dalších kapitolách je však potřeba vznikající moment simulovat pomocí závaží přidaných do 3D modelu. Je zřejmé, že červeně vyznačená nevyváha bude vznikající moment naopak vytvářet.



Obr. 17 Určení roviny vývažků a polohy nevývah rotačních částí klikového mechanismu

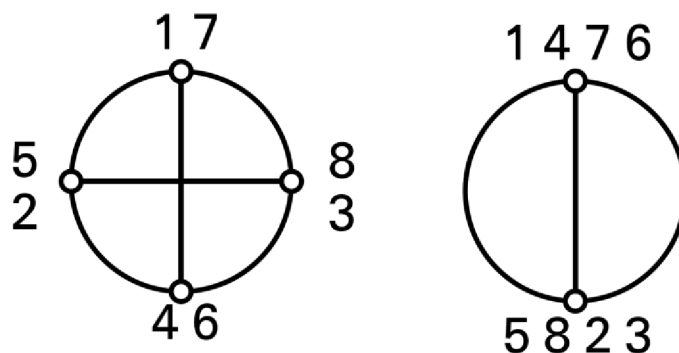
Je zřejmé, že pokud chceme vyvodit stejný moment těchto hmotností na zvolené rozteči b a na poloměru r_v , bude platit následující rovnice.

$$\sqrt{10}m_R r \omega^2 a = m_{vr} r_v \omega^2 b \Rightarrow m_{vr} = \frac{\sqrt{10}m_R r a}{r_v b} \quad (6)$$

Pakliže zvolíme rozteč $b=0,15$ m, poloměr $r_v=0,1$ m a rotační podíl hmotností ojnic s ložisky je roven $0,796$ kg, pak $m_{vr}=0,618$ g. Tato hmotnost bude využita v kapitole 3.

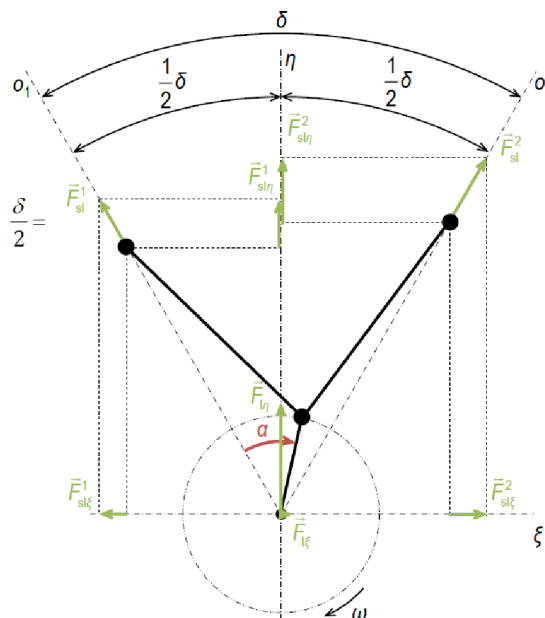
2.2.2 POSUVNÉ ČÁSTI KLIKOVÉHO MECHANISMU

Ze schématu klikového hřídele vyplývá, že jeho čelní pohled tvoří pravidelnou hvězdicí, viz následující obrázek. Jak [17] tak i [18] potvrzují, že taková konstrukce zajišťuje přirozeně vyvážené setrvačné síly posuvných částí prvního i druhého řádu. Dále pak shodně potvrzují vyvážení momentu setrvačných sil posuvných částí druhého řádu.



Obr. 18 Schémata klikového hřídele pro určení vyvážení prvního a druhého řádu setrvačných sil posuvných částí

Tato konstrukce však nemá přirozeně vyvážené momenty setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Tyto účinky lze vyvážit vývažky na klikovém hřídeli. Stejně jako v kapitole 2.2.1 je třeba zjistit, jakými vývažky lze výsledný moment simulovat.



Obr. 19 Složky setrvačných sil posuvných částí I. řádu pro jedno dvojče [19]

Dle obr. 19 můžeme určit průběh setrvačných sil posuvných částí ve dvou osách ζ a η pro válec číslo i , s hmotnostní posuvných částí m_p a úhlem rozevření válců δ .

$$F_{\eta}^i = m_p r \omega^2 \cos(\alpha - \rho) \cos\left(\frac{\delta}{2}\right) \quad (7)$$

$$F_{\xi}^i = m_p r \omega^2 \cos(\alpha - \rho) \sin\left(\frac{\delta}{2}\right) \quad (8)$$

Symbol ρ označuje fázový posuv jednotlivých válců. Tyto posuvy lze určit z předcházejících schémat následovně.

Tab. 2-1 Fázové posuvy setrvačných sil posuvných částí

Číslo válce	1	2	3	4	5	6	7	8
Fázový posuv [°]	0	90	270	180	90	180	0	270

Momenty v obou zvolených osách lze vypočítat vzhledem ke zvolenému bodu A, který leží na průsečíku osy válce číslo 5 a osy rotace.

Momenty těchto sil lze k bodu A vypočítat následovně:

$$M_{\eta}^i = F_{\eta}^i l^i \quad (9)$$

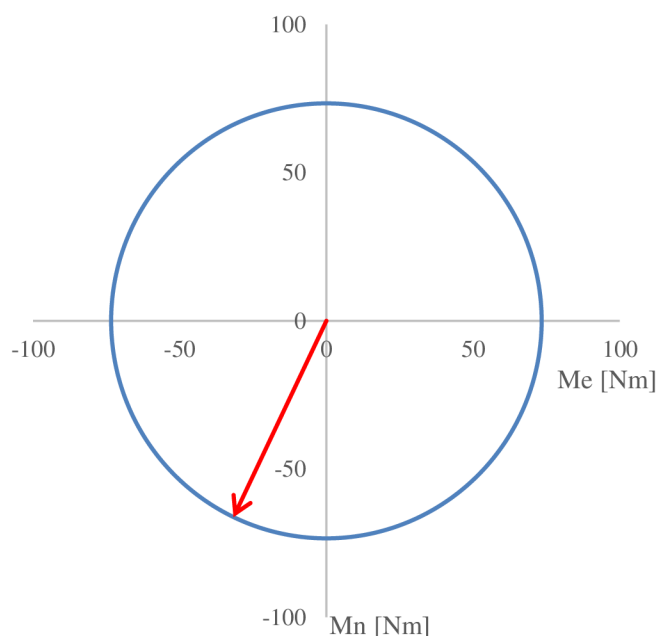
$$M_{\xi}^i = F_{\xi}^i l^i \quad (10)$$

kde l^i jsou vzdálenosti os jednotlivých válců od bodu A. Tyto vzdálenosti jsou pro rozteč válců a a posuv mezi řadami válců x dle rozměrů ložisek určeny následovně.

Tab. 2-2 Vzdálenosti os válců od bodu A

Číslo válce	1	2	3	4	5	6	7	8
Vzdálenost válce	$-x$	$-x+a$	$-x+2a$	$-x+3a$	0	a	$2a$	$3a$

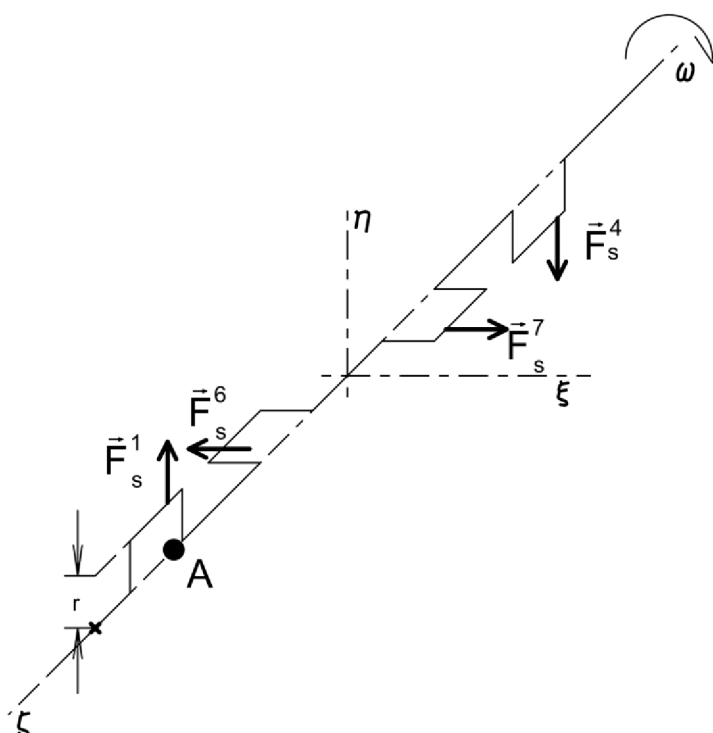
Výpočtem jednotlivých momentů bylo zjištěno, že vektorový součet obou složek má konstantní velikost, nikoliv však směr. Moment tedy rotuje společně s klikovým hřídelem, jak vyplývá ze součtu momentů. Rotace výsledného momentu je znázorněna následujícím obrázkem.



Obr. 20 Rotace směru výsledného momentu a směr výslednice při $\alpha=0^\circ$

Je zřejmé, že takový moment lze plně vyvážit vývažky na klikovém hřídeli. Obdobně jako u momentu setrvačných sil rotačních částí je cílem určit hmotnost, která bude simulovat totožný moment, jako moment setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Pro výpočet momentu využijeme určitého zjednodušení – faktu, že setrvačné síly posuvných částí daného válce jsou v polovině zdvihu nulové.

Díky rozevření válců 90° je zřejmé, že pokud umístíme píst válce č.1 do HÚ, písty válců číslo 2, 3, 5 a 8 jsou v polovině zdvihu a jejich setrvačné síly jsou tedy nulové. Společně s pístem č.1 je v HÚ i píst č.7, v DÚ jsou písty č.4 a 6. Dle následujícího obrázku jsou pak zřejmé směry těchto sil.



Obr. 21 Setrvačné síly posuvných částí prvního řádu při poloze pístu č.1 v HÚ

S využitím tab. 2-2 pak lze snadno vypočítat momenty ve osách η a ζ , úhel mezi nimi a jejich výslednici.

Z výpočtu vyplývá, že úhel výsledného momentu je totožný s úhlem momentu setrvačných sil rotačních částí. Pro simulaci nevyváhy lze tedy jednoduše obě nevyváhy sečíst. Dále bylo výpočtem zjištěno, že na poloměru r_v a rozteči nevyváhy b lze moment setrvačných sil posuvných částí prvního řádu simulovat hmotností $m_{vs}=0,507$ kg.

Celková hmotnost simulující nevyvážené momenty klikového mechanismu je 1,125 kg.

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE A DALŠÍCH SOUČÁSTÍ

3.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

V dnešní době je vzhledem k nákladům nezbytným ke kování hřídele v kusové výrobě mnohem výhodnější klikový hřídel obrábět. Při obrábění vzniká podstatně více odpadu než při kování, nicméně není třeba vyrábět zápustky, což je časově a finančně náročné. Další výhodou obrábění je absence zbytkových napětí v klikovém hřídeli. To usnadňuje tepelné zpracování klikového hřídele. Nevýhodou je pak zdlouhavá a i přes to drahá výroba (především u legovaných ocelí, které se hůře obrábí). Je však zřejmé, že náklady v motorsportu nehrají velkou roli.

Pro hřídel byla zvolena ocel dle normy EN 40NiCrMo7. Ocel vychází z modifikované normy SAE 4340, oblíbené u výrobců obráběných klikových hřídelí. Je vhodná pro nitridování, což je v tomto případě nezbytné kritérium výběru materiálu. Chemické složení je dle výrobce Lucefin následující:

Tab. 3-1 Chemické složení oceli 40NiCrMo7 [20]

C [%]	Si [%]	Mn [%]	P [%]	S [%]	Cr [%]	Mo [%]	Ni [%]
0,34-0,44	0,15-0,40	0,50-0,80	max 0,035	max 0,035	0,60-0,90	0,20-0,30	1,60-1,90

Pro výpočet únavové životnosti jsou kritické údaje z testování únavových parametrů materiálu, ale i základní data z tahové zkoušky. Především jde o mez kluzu materiálu $R_{p0,2}$, mez pevnosti R_m , součinitel únavové pevnosti σ'_f , součinitel únavové deformace ε'_f , exponent únavové pevnosti b_u a exponent únavové deformace c . Tyto parametry jsou následující:

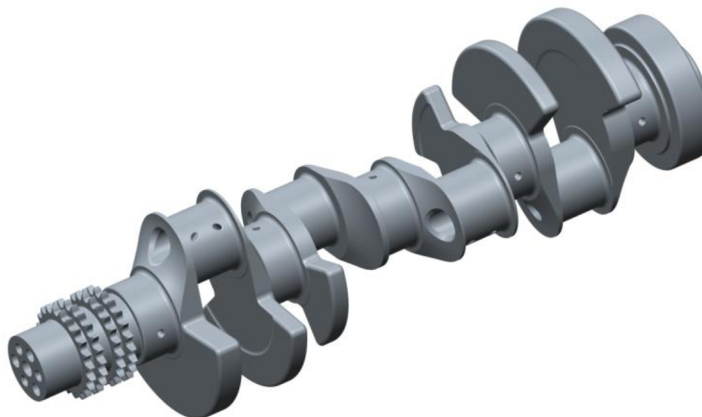
Tab. 3-2 Parametry oceli 40NiCrMo7 v oblasti nízkocyklové únavy [21]

$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	σ'_f [MPa]	ε'_f [-]	b_u [-]	c [-]
1 374	1 471	1 880	0,706	-0,086	-0,662

Kritická místa klikového hřídele – vyústění olejových kanálků, povrch ojnicích a hlavních čepů a přechody mezi čepy a rameny – vyžadují tepelnou, případně mechanickou úpravu pro zvýšení únavové životnosti hřídele. Velký poloměr přechodu čepů do ramen je u závodního motoru kritický. V tomto případě jsou poloměry jak u hlavních, tak ojnicích čepů stejné a to 3 mm. Tyto poloměry jsou válečkovány.

V zájmu zachování co největšího množství sériových komponent motoru vychází hlavní rozměry ze sériového klikového hřídele. Cílem je zjistit, zda hřídel lze odlehčit a zda s těmito parametry lze dosáhnout výkonu 500 kW s uspokojivou bezpečností vůči mezi trvalé pevnosti. Hlavní čepy tedy mají průměr 60 mm a šířku 28,2 mm, ojnicí čepy mají průměr 52 mm a celkovou šířku 42 mm.

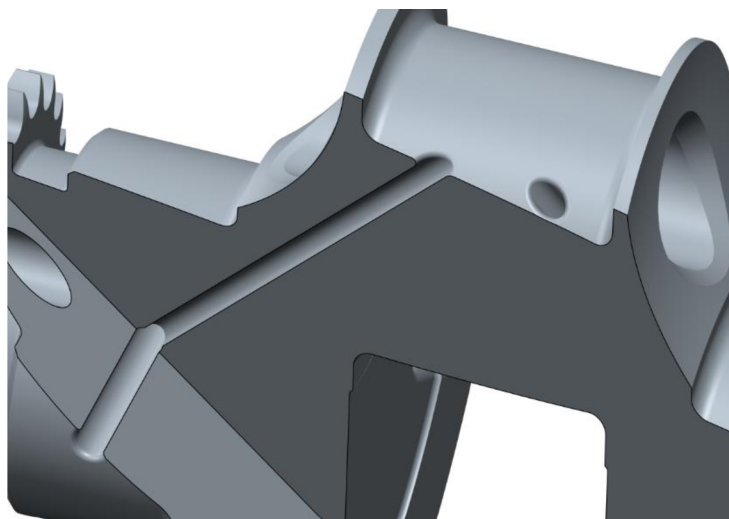
Povrch čepů je nitridován. Jak čepy, tak přechody do ramen jsou broušeny a leštěny, pro snížení vrubové citlivosti materiálu.



Obr. 22 Klikový hřídel

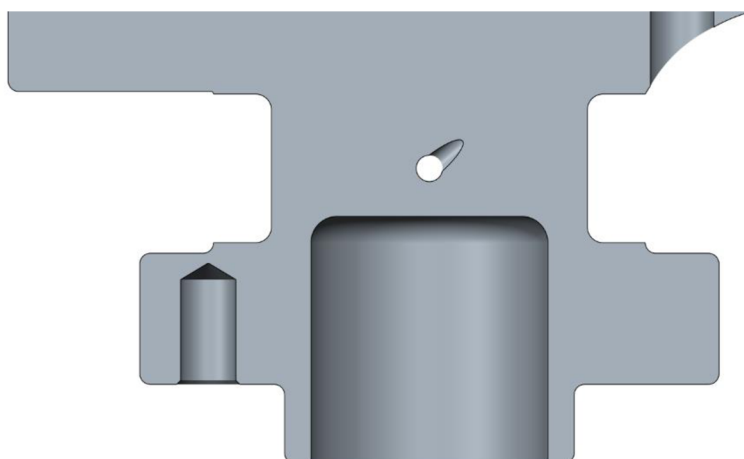
Vyústění mazacích kanálků je nitridováno společně s čepem a předtím je hrana vyústění zaoblena – také pro snížení vrubové citlivosti.

Samotné mazání je řešeno navazujícími vývrty dle obr. 23. U všech hlavních čepů jsou vývrty pro mazání průchozí celým čepem a mají o 1 mm větší průměr, než vývrty z ojnicích čepů. Takto je mazání řešeno, jelikož vnitřní trojice hlavních čepů dodává olej vždy do dvou ojnicích čepů.



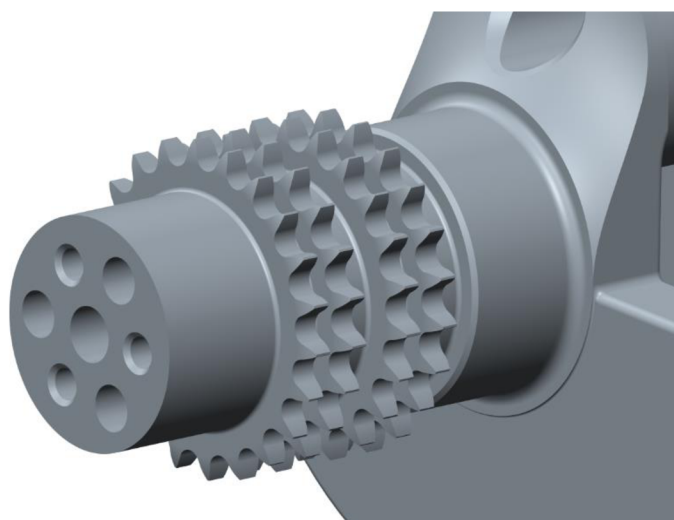
Obr. 23 Mazání ojnicího čepu

Poslední hlavní ložisko také plní funkci axiálního ložiska klikového hřídele. Vedení je zajištěno 8 mm širokým mezikružím na obou stranách. Společně s odlehčenou přírubou setrvačnicku s otvory pro 9 šroubů tvoří zadní konec klikového hřídele.



Obr. 24 Axiální vedení a příruba setrvačniku

První větší odlišností od sériového klikového hřídele je přední konec. Závodní motor nebude používat sériové olejové čerpadlo, ale externí čerpadlo poháněné ozubeným řemenem. Tento systém se používá u mazání se suchou klikovou skříní – mechanismus běžný u závodních motorů. Přední konec je tedy zkrácený, s otvory pro odlehčení a otvory pro řemenici s ozubeným kolem pro pohon olejového čerpadla.



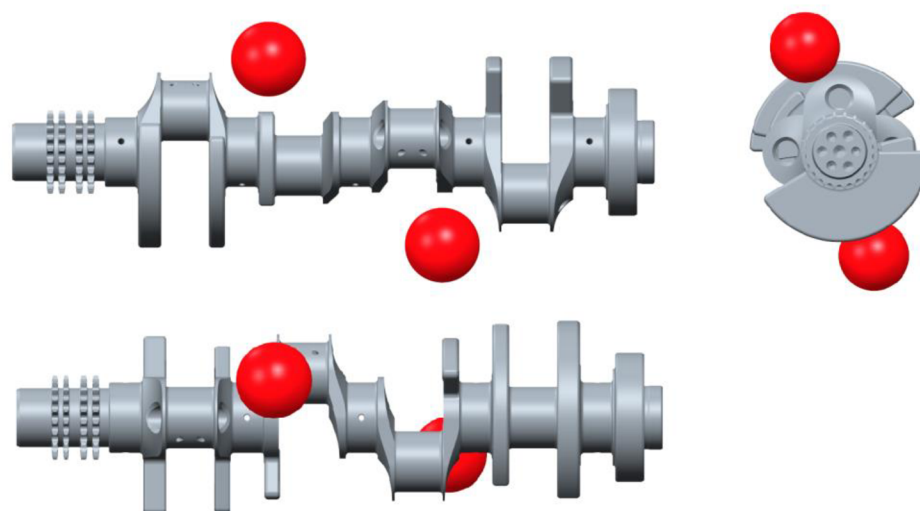
Obr. 25 Přední konec klikového hřídele

Další odlišností je použití šesti vývažků místo osmi. Volba vyvážení vidlicového osmiválce je kompromisem mezi zatížením ložisek, hmotností a dalšími faktory. V případě závodního motoru je cena údržby druhořadá ve srovnání s hmotností. Vyvážení za použití méně vývažků je proto vhodnější řešení pro tuto aplikaci.

V kapitole 2.2 byla určena rozteč, poloměr, úhel a hmotnost, které společně simulují momentové účinky, způsobené setrvačnými silami rotačních částí ojníc a posuvných částí prvního řádu.

Takto vypočítané náhrady byly umístěny do modelu klikového hřídele. Pro vyvážení byla využita optimalizace – funkce programu PTC Creo 2.0. Cílem optimalizace byla minimalizace hmotnosti klikového hřídele. Jako proměnné byly použity rozměry vývažků – jejich průměr, úhel (tedy šířka) a úhel, o který jsou natočeny vůči ramenům. Tuhé těleso je vyváženo, pakliže je jedna z jeho hlavních os totožná s osou rotace. [22]

V tomto programu lze určit úhly, o které jsou tři hlavní osy tělesa natočeny vůči souřadnému systému. Je tedy zřejmé, že pokud uvažujeme osu x jako osu rotace klikového hřídele, je třeba zajistit nulové rotace hlavních os kolem os y a z . Tehdy je jedna z hlavních os totožná s osou x . Podmínkou optimalizace jsou tedy nulové rotace hlavních os kolem souřadných os y a z .

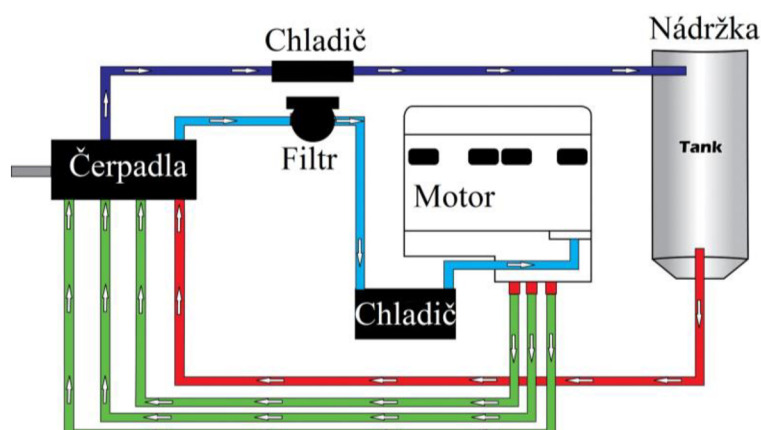


Obr. 26 Postup vyvážení 3D modelu

Takto vyvážený klikový hřídel váží 16,45 kg.

3.2 DALŠÍ SOUČÁSTI

Důležitými vstupy pro MBS analýzy jsou konstrukční řešení dalších částí motoru. Byly proto vytvořeny modely ojnice, řemenice a setrvačníku.



Obr. 27 Schéma mazání se suchou klikovou skříní firmy ARE, upraveno [23]

Motor by v závodní podobě využíval externí čerpadla oleje – konkrétně by šlo o systém mazání se suchou olejovou skříní od firmy ARE.

V sériové podobě je čerpadlo oleje poháněno ozubeným převodem. V takovém případě by musel být v ozubeném kole uvažován vazební uzel při modální redukci. Systémy mazání se suchou olejovou skříní ovšem bývají poháněny ozubeným řemenem. Taková vazba je poměrně pružná a lze ji v tomto případě zanedbat.



Obr. 28 Sestava řemenice a její náhrada v MBS

Dle návrhů firmy ARE tak byla vymodelována sestava řemenice, tvořená řemenicí a podsestavou pohonu olejových čerpadel. Tato sestava je pak v MBS modelu nahrazena kotoučem o totožném momentu setrvačnosti a hmotnosti.



Obr. 29 Sestava setrvačnicku a jeho náhrada v MBS

Obdobně byl vymodelován a do mechanismu vložen setrvačnick. Setrvačnick byl založen na závodním setrvačnicku pro motor S65B40, jde o odlehčenou ocelovou konstrukci. Impulzní kotouč pro snímání otáček motoru je připojen k setrvačnicku pomocí šroubů do děr v setrvačnicku.

Dále bylo potřeba získat obdobná data pro ojnici. Po konzultaci s výrobcí byl vybrán produkt značky Arrow Precision². Dle fotografií a hmotnostních parametrů získaných od výrobce byl vytvořen model ojnice. Z tohoto modelu pak byly použity hmotnostní parametry v MBS modelu.



Obr. 30 Model ojnice Arrow

Jelikož se tato práce zabývá výpočtem únavové životnosti, bylo zavedeno několik zjednodušení. Všechny součásti motoru, kromě klikového hřídele, jsou uvažovány jako tuhá tělesa. Vzhledem k (v tomto případě) zanedbatelnému vlivu klopení pístu je pístní skupina zjednodušena a je u ní uvedena pouze hmotnost, založená na použitých dílech a odhad momentů setrvačnosti.

Další informace a obrázky dílů lze najít v příloze diplomové práce.

² Katalogové číslo ARROW209, viz <http://shop.arrowprecision.com/connecting-rods/bmw-s65-b40-e90-m3-v8.html>

4 KONTROLNÍ VÝPOČET KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pohonná jednotka, pro kterou je klikový hřídel určen, bude založena na sériovém motoru S65B40. Motor však bude přepřínován dvojicí turbodmychadel s cílem dosáhnout výkonu přibližně 500 kW při otáčkách 6 500 min⁻¹. Tyto otáčky zároveň budou otáčky omezovače. Sériové písty budou nahrazeny závodními písty se sníženým kompresním poměrem $\varepsilon = 9,8 : 1$. Vrtání a zdvih jsou zachovány, stejně tak zdvih a rozměr ventilů.

Použitý výpočet je založen na kombinaci konečně-prvkových (MKP) a MBS³ analýz, s pomocí modální redukce.

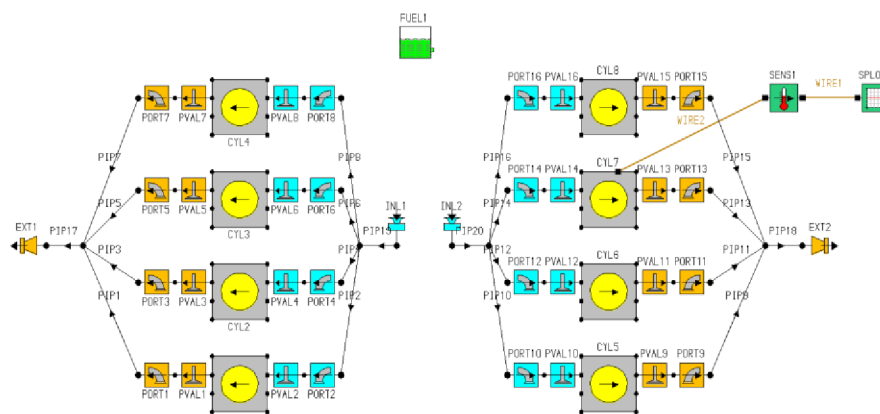
Kroky výpočtu jsou stručně následující:

- Výpočet průběhu tlaku ve válci v Lotus simulation tools
- Diskretizace klikového hřídele
- Konverze MKP modelu Craig-Bamptonovou metodou v ANSYS a výpočet modálních napětí
- MBS analýza pružného klikového hřídele v FEV Virtual Engine
- Výpočet únavové bezpečnosti dle předchozích výsledků

Díličí kroky jsou blíže popsány v následujících kapitolách.

4.1 LOTUS SIMULATION TOOLS

Prvním krokem kontrolního výpočtu je zjištění průběhu tlaku ve spalovacím prostoru. Ty získáme zjednodušeným termodynamickým modelem vytvořeným v programu Lotus simulation tools. Model lze vidět na obr. 31.



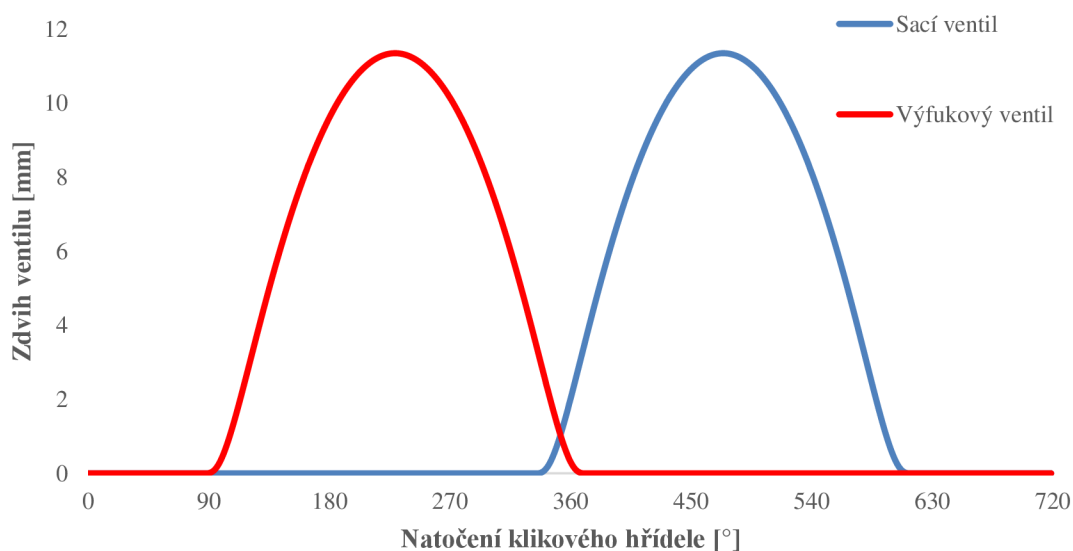
Obr. 31 Model motoru v Lotus simulation tools

Vstupními parametry modelu jsou geometrie klíčových součástí motoru (vrtání, zdvih, délka ojnice a další), vstupní a výstupní tlaky a teploty vzduchu a časování ventilů. Vstupní a výstupní teploty a tlaky vzduchu byly založeny na měření motoru z vozu Mitsubishi Lancer Evo na motorové brzdě. Motor má zdvihový objem 1 998 cm³, vrtání i zdvih jsou 86 mm a při

³ Multibody system – dynamika soustavy těles

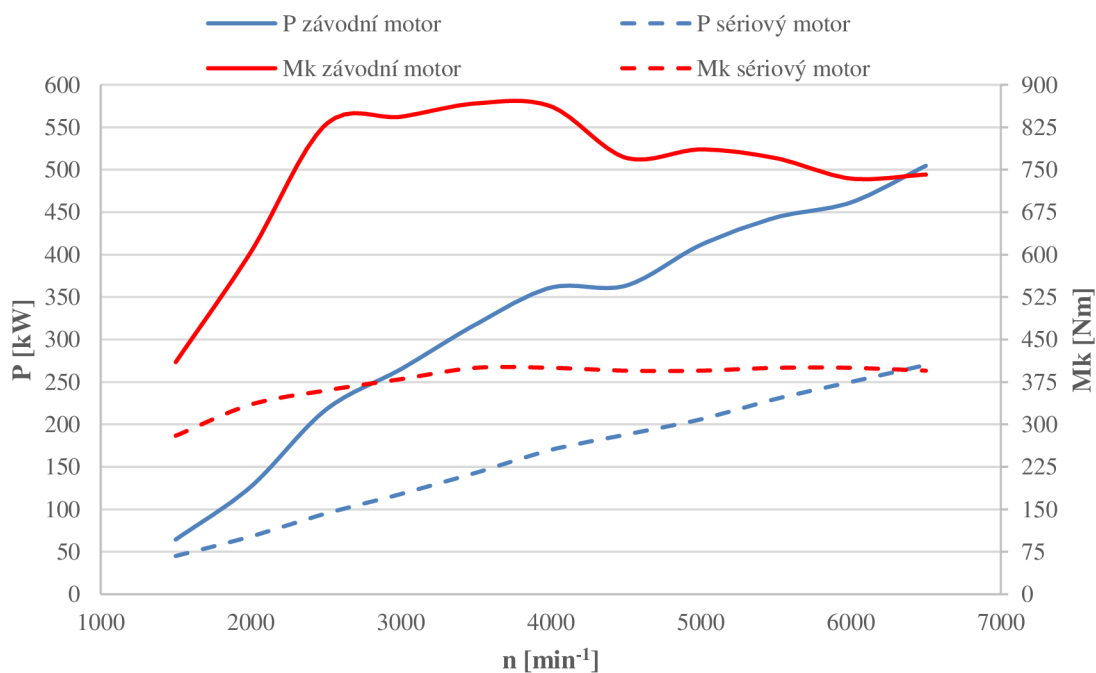
otáčkách $6\,500\text{ min}^{-1}$ dosahuje výkonu přibližně 230 kW. Jde o řadový čtyřválec a jde tedy o vhodný zdroj informací, jelikož přibližně odpovídá polovině osmiválcového motoru.

Časování ventilů bylo založeno na skutečném rozsahu časování ventilů, které umožňuje systém VANOS na sériovém motoru. Pro zjednodušení je časování ventilů neměnné pro celý rozsah otáček.



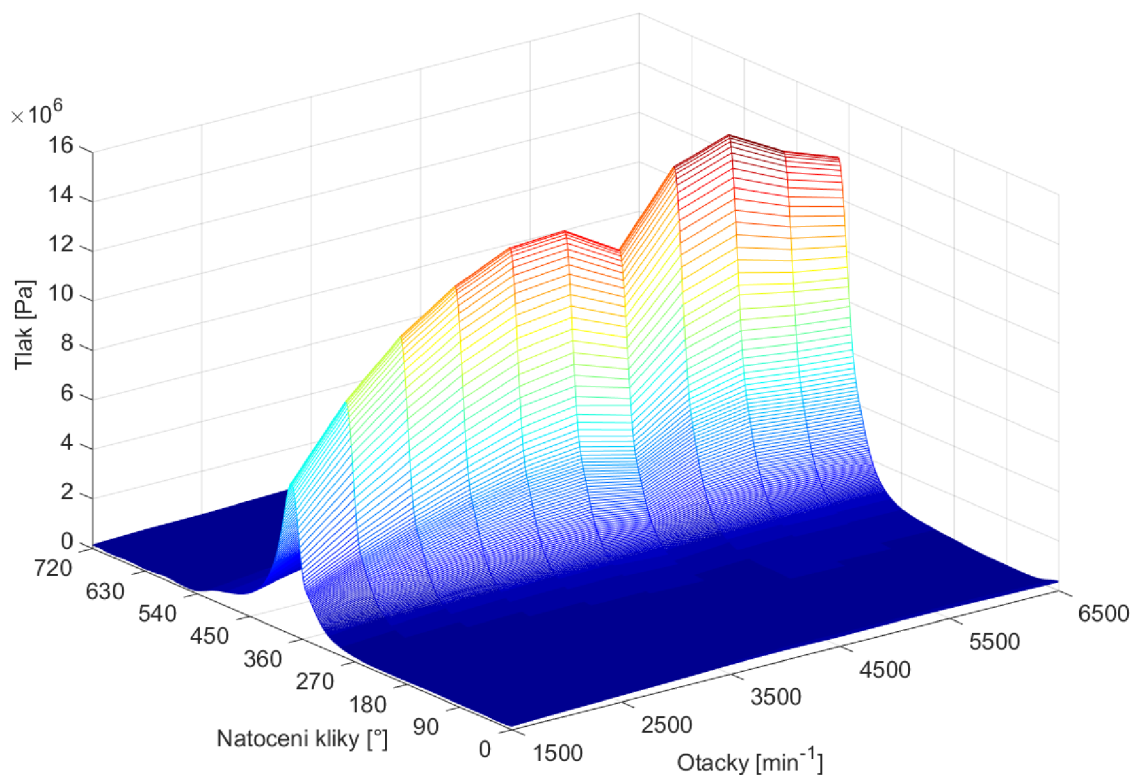
Obr. 32 Časování ventilů termodynamického modelu

Výsledný model motoru má výkon 505 kW při otáčkách $6\,500\text{ min}^{-1}$, maximální točivý moment 867 Nm při otáčkách $3\,500\text{ min}^{-1}$.



Obr. 33 Vnější otáčková charakteristika modelu motoru

Největšího spalovacího tlaku 15,8 MPa dosahuje při 5 500 min⁻¹. Průběh tlaků je vyznačen na obr. 34.



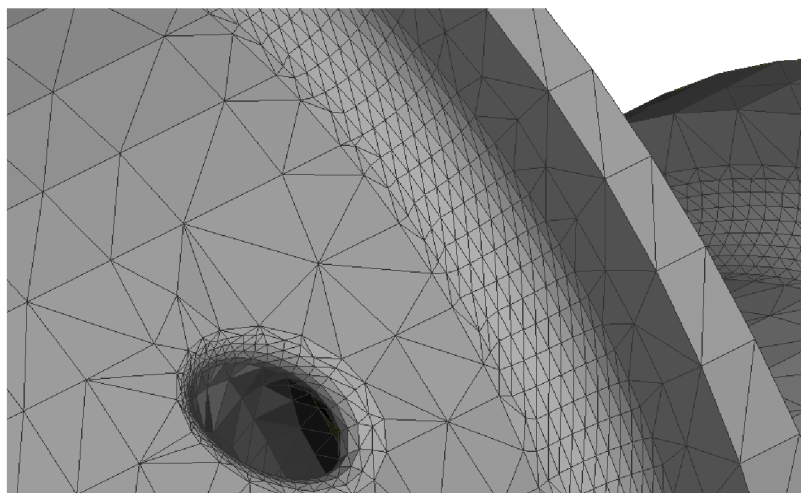
Obr. 34 Tlak ve spalovacím prostoru

4.2 DISKRETIZACE

Diskretizace klikového hřídele je vždy kompromisem mezi výpočetní dobou a dostatečnou přesností. Jelikož ale víme, že kritická místa z hlediska únavové bezpečnosti jsou v přechodových poloměrech čepů a ve vyústění mazacích kanálků, lze lokálně síť zjemnit a udržet tak nízký počet elementů, což sníží výpočetní dobu a nezbytné úložiště pro výpočetní data.

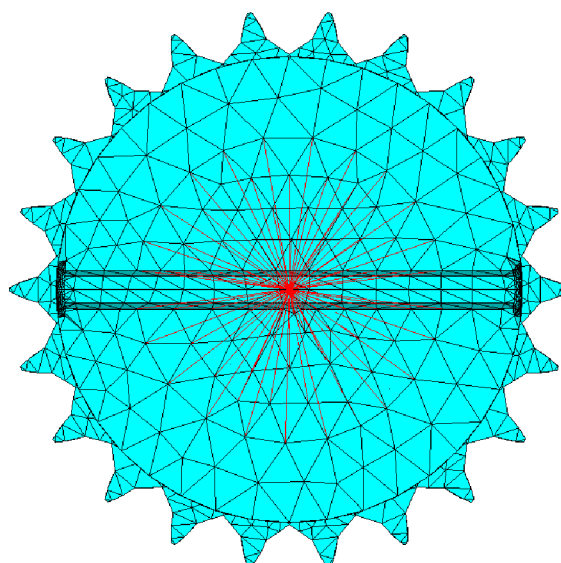
V případě přechodových poloměrů byla síť zjemněna na 10 řad po šířce přechodu. Automaticky pak došlo ke zjemnění sítě i po obvodu přechodu. Síť klikového hřídele je vytvořena pomocí tetra prvků SOLID185.

Součástí diskretizace je i tvorba prutových náhrad v místech, kde jsou v MBS modelu aplikovány vazby. Jelikož v MBS modelech probíhá tvorba vazeb k jednomu uzlu, došlo by v tomto uzlu ke koncentraci napětí. Dále by bylo nezbytné ručně polohu uzlu změnit tak, aby odpovídala geometrickému středu dané části.



Obr. 36 Lokální zjemnění sítě

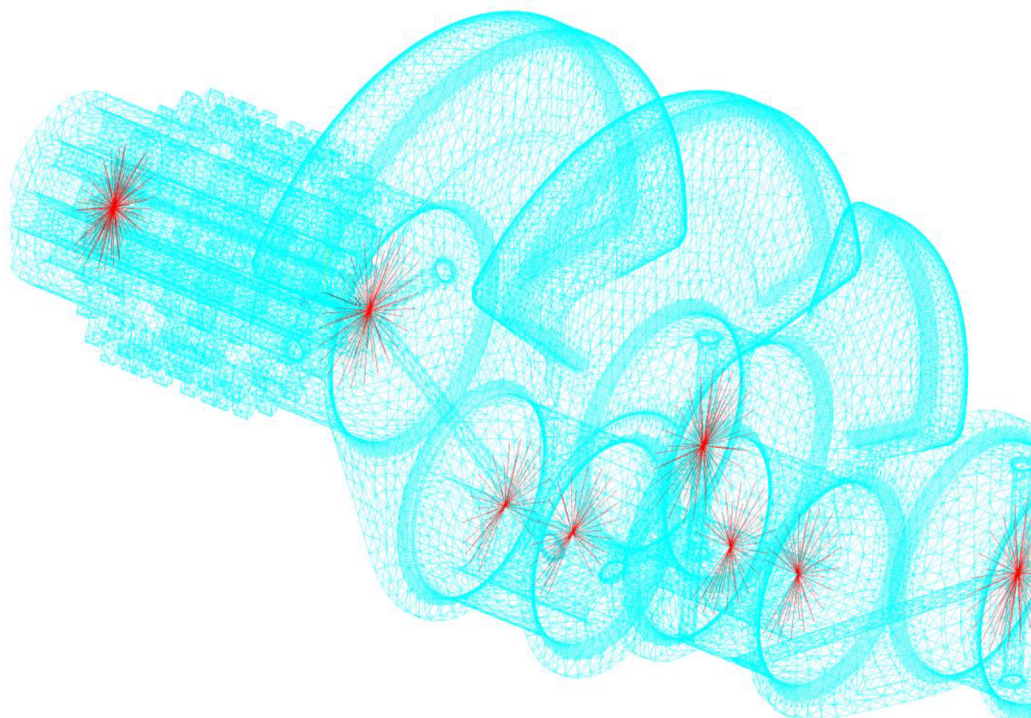
Proto byly v modelu vytvořeny uzly ve středech čepů, v řezech příruby setrvačnicku a řemenice. Tyto uzly nejsou součástí struktury a je tedy nezbytné je ke struktuře připojit. Takové připojení musí být vytvořeno k dostatečnému množství prvku struktury, aby nedošlo k lokální koncentraci napětí v místě vazby. Zároveň však nesmí být připojeno příliš mnoho prvků, aby nedošlo k lokálnímu nárůstu tuhosti struktury a tedy zkreslení výsledků.



Obr. 35 Prutová výztuha prvního hlavního čepu

Připojení bylo realizováno pomocí prutových, nehmotných prvků MPC184. Vazební uzel je připojen vždy ke všem uzlům v řezu kolmém na osu rotace v místě uzlu, ve vzdálenosti od uzlu do 66 % průměru čepu.

Příliš velké množství těchto prutových výztuh by ovlivnilo vlastní frekvence klikového hřídele. Modální syntéza, kterou postup výpočtu únavové životnosti používá, je však na vlastních frekvencích založená a tak by došlo k přímému zkreslení výsledků.

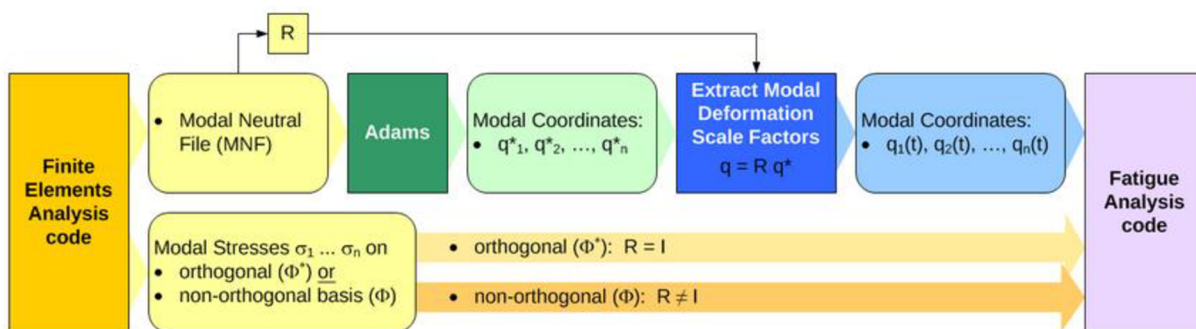


Obr. 37 Prutové výtuhy ve struktuře klikového hřídele

4.3 KONVERZE DISKRÉTNÍHO MODELU

Postup výpočtu spočívá ve využití modální redukce. Diskretizace klikového hřídele dostatečně jemnou sítí s sebou nese značnou nevýhodu – velký počet DOF (stupňů volnosti) uzlů. V tomto případě je použita síť o 123 621 uzlech, což znamená 741 726 DOF. Pro zjednodušení a zrychlení výpočtu při MBS analýze klikového hřídele byla tedy využita modifikovaná metoda Craig-Bampton v software ANSYS. [24]

Výpočet za použití modální redukce probíhá zhruba dle obr. 38. Tato kapitola se zabývá tvorbou modálně neutrálního souboru klikového hřídele (MNF) a výpočtem modálních napětí.



Obr. 38 Postup výpočtu únavové životnosti [25]

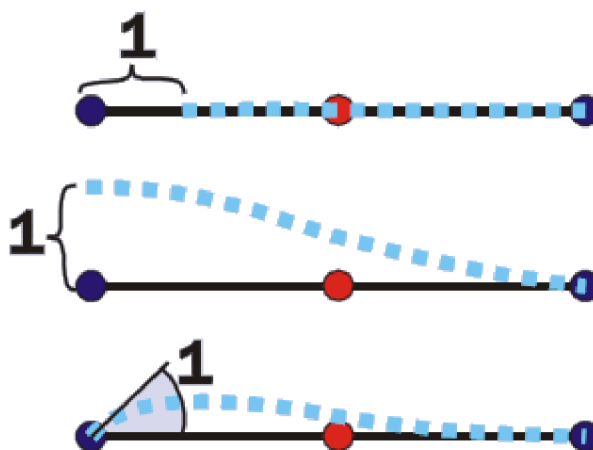
Metoda Craig-Bampton předpokládá, že lineární deformace tělesa lze aproximovat lineární kombinací konečného počtu tvarů tělesa, které jsou násobeny koeficienty, tzv. modálními souřadnicemi, jak ilustruje obr. 39. [26]

Uzly tělesa jsou rozděleny na dva druhy – vazební („constraint nodes“) a vnitřní („interior nodes“). Ve vnitřních uzlech nelze aplikovat vazby ani zatížení. Výše zmíněné tvary tělesa jsou rozděleny na vazební a normálové.



Obr. 39 Deformace a její aproximace součtem tvarů tělesa [24]

Vazební tvary tělesa jsou získány pro každý vazební uzel. Danému uzlu je přiřazen jednotkový pohyb (postupně všechny posuvy i rotace), zatímco ostatní vazební uzly jsou vetknuty. Takto jsou pokryty všechny potenciální pohyby vazebních uzlů. Obr. 40 zobrazuje postup získání tří vazebních tvarů tělesa pro levý vazební uzel, červený bod je vnitřní bod a pravý modrý bod je druhý, vetknutý vazební bod. [24]



Obr. 40 Zjištění vazebních tvarů tělesa [27]

Normálové tvary tělesa jsou získány vetknutím vazebních uzlů a výpočtem vlastních tvarů tělesa. Počet těchto tvarů volí uživatel, běžně se doporučuje použít tolik tvarů, aby frekvence nejvyššího tvaru byla alespoň dvojnásobek frekvenčního rozsahu buzení. Výsledný vztah mezi stupni volnosti, tvary tělesa získanými Craig-Bamptonovou metodou a modálními souřadnicemi je následující:

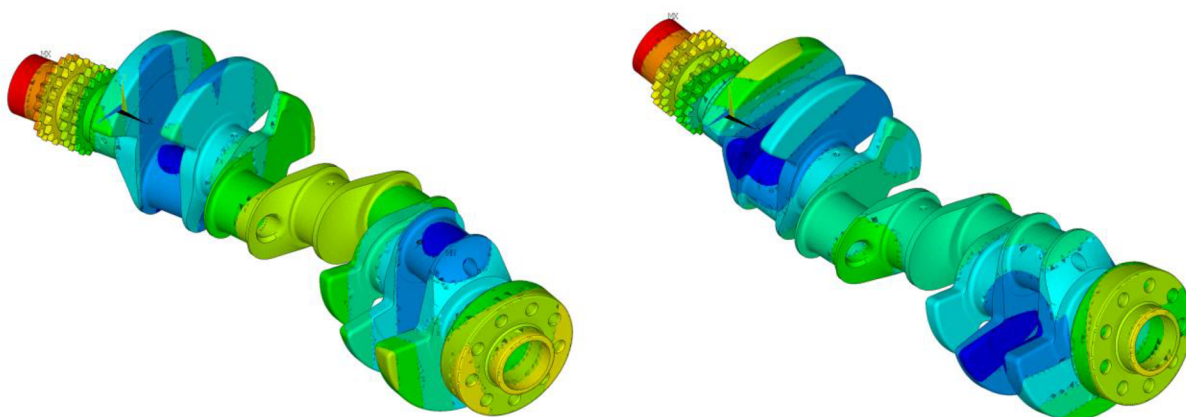
$$\begin{Bmatrix} \mathbf{u}_B \\ \mathbf{u}_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\Phi}_{IC} & \boldsymbol{\Phi}_{IN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_C \\ \mathbf{q}_N \end{Bmatrix} \quad (11)$$

kde \mathbf{u}_B jsou stupně volnosti vazebních uzlů, \mathbf{u}_I jsou stupně volnosti vnitřních uzlů, \mathbf{I} je jednotková matice, $\mathbf{0}$ je nulová matice, $\boldsymbol{\Phi}_{IC}$ je matice vazebních tvarů tělesa, $\boldsymbol{\Phi}_{IN}$ je matice

normálových tvarů tělesa, q_c jsou modální souřadnice vazebních tvarů tělesa a q_N jsou modální souřadnice normálových tvarů tělesa. [24]

Touto redukcí je vytvořen na základě diskretizovaného modelu modálně neutrální soubor (MNF). Jedná se o binární soubor obsahující data o geometrii, hmotnosti a setrvačnosti. Dále obsahuje vypočítané tvary tělesa a jim příslušné matice hmotnosti a tuhosti. [25]

Dalším krokem je výpočet modálních napětí. Jde o matici napětí, která v tělesa vznikají, pakliže těleso kmitá s vlastní frekvencí. Prakticky je v programu ANSYS spuštěna modální analýza a modální napětí, příslušná daným frekvencím jsou uložena do souborů.



Obr. 41 První dva vlastní tvary klikového hřídele (odpovídající frekvencím číslo 7 a 8 v tab. 4-1)

Je zřejmé, že počet použitých tvarů tělesa, jak pro redukcí tělesa, tak pro výpočet modálních napětí, je třeba zvolit. Tím dojde k vynechání všech dalších tvarů tělesa. Je doporučeno volit počet tvarů, který odpovídá dvojnásobku frekvenčního rozsahu buzení. U spalovacích motorů lze očekávat buzení klikového mechanismu do frekvencí 500 Hz. [27]

Modální analýzou byly zjištěny vlastní frekvence klikového hřídele dle následující tabulky. Prvních šest frekvencí je vynecháno, jsou nulové a odpovídají pohybům volného tělesa dle všech 6 DOF. Modře jsou podbarveny frekvence, které spadají do očekávaného rozsahu buzení.

Tab. 4-1 Vlastní frekvence klikového hřídele

Pořadí vlastní frekvence	Frekvence dle modální analýzy v ANSYS [Hz]	Frekvence redukováného tělesa [Hz]	Poměrný rozdíl vůči modální analýze [%]
7	325,1	333,5	2,58
8	373,3	385,8	3,34
9	640,0	656,5	2,56
10	736,9	752,3	2,09

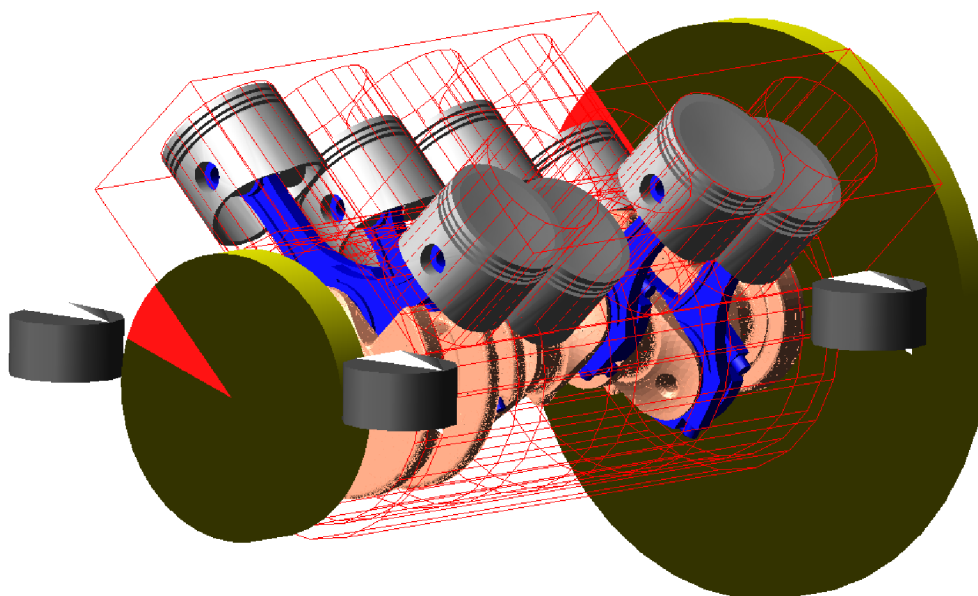
11	826,6	848,6	2,66
12	1 209,4	1 243,4	2,81
13	1 355,1	1 390,3	2,60
14	1 538,0	1 569,9	2,07
15	1 692,4	1 748,4	3,31
16	1 796,1	1 837,4	2,30
17	1 838,1	1 884,1	2,50
18	2 775,2	2 822,5	1,70

Na základě těchto dat bylo zvoleno 18 frekvencí pro analýzu klikového hřídele. Poměrné rozdíly jsou do 4%, takové hodnoty lze pokládat za uspokojivé. V případě analýzy torzního kmitání je však nutné počítat s tím, že rezonanční otáčky mohou být tímto rozdílem mírně posunuty.

4.4 MBS ANALÝZA

Analýza byla provedena za použití oleje viskozity 5W-50, odpovídající běžně používanému závodnímu motorovému oleji Mobil 1 Peak Life 5W-50. Ložisková vůle vychází z mírně zvětšené vůle použité v sériovém motoru, je totožná pro všechny čepy a je rovna 0,05 mm.

V případě hlavních čepů jsou použita 3D hydrodynamická (HD) ložiska, pro ojnicní čepy jsou použita 2D HD ložiska. Olej je dodáván pod tlakem 0,3 MPa, k hlavním čepům je přiveden kanálky o průměru 7 mm, k ojnicním čepům dle konstrukce klikového hřídele kanálky o průměru 4 mm.



Obr. 42 MBS sestava motoru

Dle obr. 38 je dalším krokem výpočtu únavové životnosti MBS analýza a extrakce modálních souřadnic. Ty byly získány analýzou v software FEV Virtual Engine ve výše stanoveném rozsahu otáček v krocích 250 min^{-1} . Byla použita „steady state analysis“ – tedy analýza v ustáleném stavu. Pro každý krok bylo vypočítáno 10 cyklů. Pro zamezení vlivu rozběhu motoru a pro ustálení mechanismu bylo prvních 8 cyklů vynecháno a analyzován byl cyklus č. 9. Sestava klikového mechanismu je vytvořena na základě vymodelovaných součástí, viz kapitola 3.

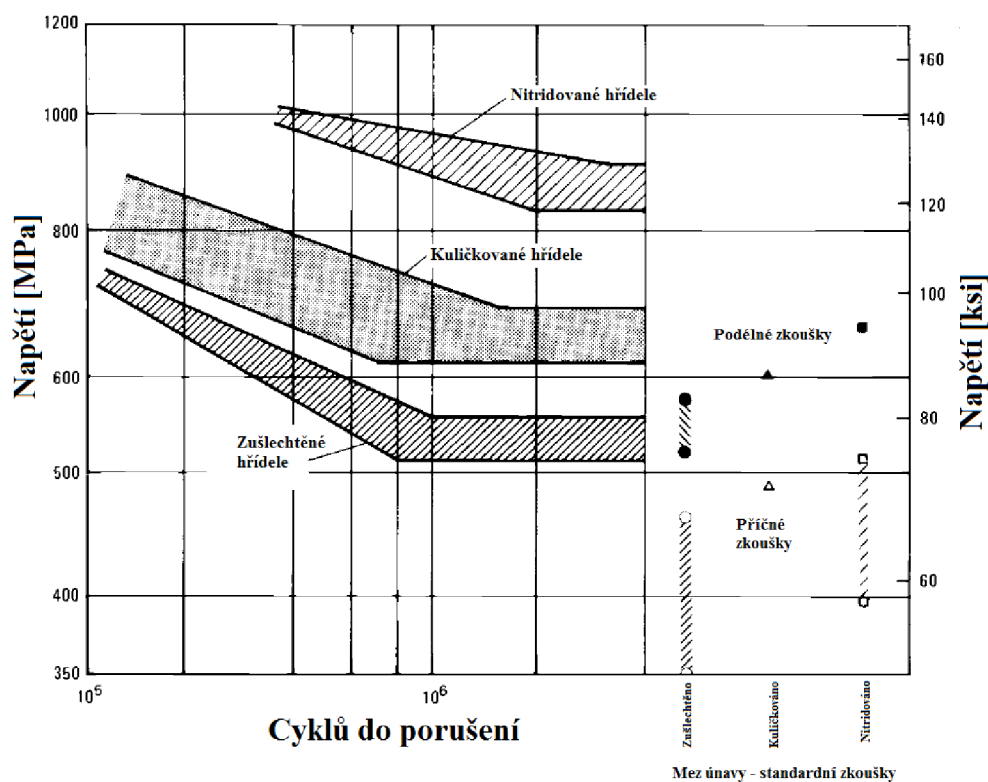
4.5 VÝPOČET ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Únavová životnost byla vypočítána na základě dat získaných v předchozích kapitolách pomocí specializovaného software. Ve výpočtu bylo zahrnuto několik faktorů, které ovlivňují únavovou bezpečnost.

4.5.1 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ ÚNAVOVOU ŽIVOTNOST

VLIV POVRCHOVÝCH ÚPRAV

U klikových hřídelů nelze připustit porušení, klíčové je tedy zamezit vzniku únavových trhlin. Jejich vznik je podpořen především koncentracemi napětí při povrchu součástí a zbytkovým tahovým napětím v materiálu. Cílem povrchových úprav, ať už chemických, tepelných nebo jejich kombinace, je vždy snížit vliv těchto faktorů.



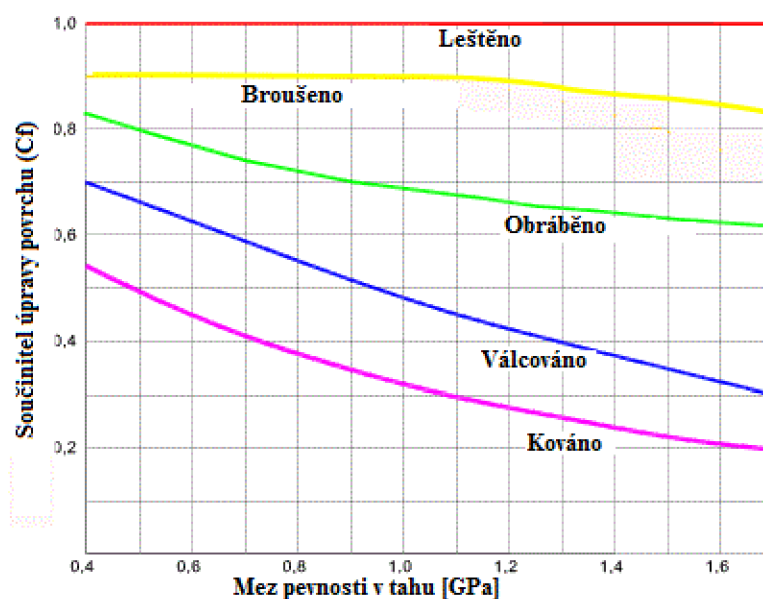
Obr. 43 Vliv povrchových úprav na S-N křivku materiálu AISI 4340 (ekvivalentní EN 34CrNiMo6), upraveno [28]

V kapitole 1.3 byl probrán vliv nitridace a válečkování na životnost klikového hřídele. Nejedná se však o jediné úpravy, které se při výrobě klikových hřídelů provádí. Kalení má sice příznivý vliv na povrchovou tvrdost materiálu, tento nárůst tvrdosti však bývá doprovázen vznikem zbytkových tahových napětí na povrchu materiálu. Ke vzniku tahového napětí také může dojít nesprávným obráběním. [28]

Zmenšení těchto povrchových napětí se provádí mechanicky – kuličkováním, válečkováním, nebo chemicko-tepelně – například zmíněným nitridováním. Ukazuje se, že nitridování (prováděné na ocelích vhodných pro nitridování) je z hlediska únavové životnosti nejvýhodnější povrchovou úpravou.

VLIV DRSNOSTI POVRCHU

Stejně jako povrchové úpravy má drsnost povrchu přímý vliv na iniciaci únavových trhlin. Teoreticky není hrubě opracovaný povrch odlišný od ostrých hran v konstrukci – způsobuje lokální koncentraci napětí a tedy místo náchylné na vytvoření trhliny. Z toho lze logicky odvodit, že hladší povrch s menší drsností (ať už je posuzovaná střední aritmetickou úchylkou profilu nebo maximem výšky nerovnosti) bude nabízet lepší odolnost vůči iniciaci únavových trhlin. Nevýhodou povrchu s velmi malou drsností pak jsou horší podmínky pro tvorbu hydrodynamické mazací vrstvy.

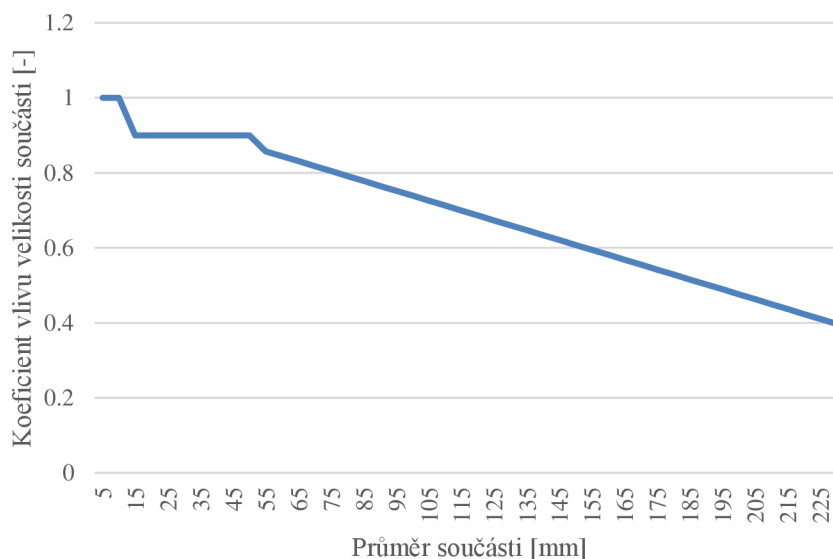


Obr. 44 Vliv struktury povrchu na koeficient úpravy povrchu, upraveno [29]

Zvýšená odolnost hladších povrchů vůči únavě je vysvětlena především přesunem místa, kde trhliny vznikají, pod povrch materiálu. Dále se ukazuje, že tyto trhliny vznikají v místech, kde jsou nekovové vměstky. Citlivost materiálů na drsnost povrchu z hlediska únavy je však závislá na složení materiálu. Například v ocelích se středním obsahem uhlíku vznikají únavové trhliny především na povrchu materiálu, ne v místech vměstků a nejsou tolik citlivé na drsnost povrchu. [30]

VLIV VELIKOSTI

Určitém zjednodušujícím popisem vlivu velikosti zkoumaného tělesa je, že větší těleso má větší povrch a tedy více nerovností a nedokonalostí. Větší množství těchto prvků znamená větší počet míst vhodných k vytvoření únavových trhlin. Z tohoto předpokladu lze odvodit, že větší těleso má menší únavovou životnost.



Obr. 45 Vliv průměru součásti na koeficient vlivu velikosti součásti [31]

Tento fakt je nutné zohlednit především proto, že testované vzorky materiálu bývají podstatně menší, než je například klikový hřídel.

PRAVDĚPODOBNOST PŘEŽITÍ

Únavové zkoušky probíhají vždy v omezeném počtu testů. Při zkoušení součásti při daném napětí dojde, především v oblastech vysoko-cyklové únavy, ke vzniku rozptylu výsledků, jelikož se součást poruší po jiném počtu cyklů. Pro určité sjednocení výsledků se tedy používá S-N křivka vytvořená na základě středních hodnot. Ve výsledku to tedy znamená, že S-N křivka odpovídá 50% pravděpodobnosti únavového porušení.

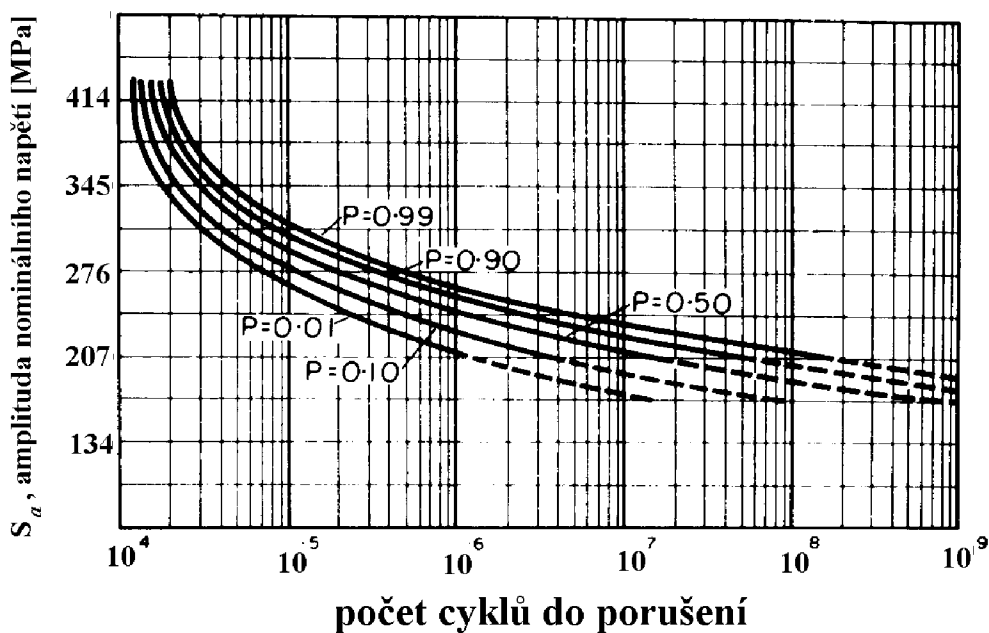
Pokud by byla taková křivka použita při výpočtu únavové životnosti, výsledky by byly značně nekonzervativní. Především u výroby většího množství součástí by takové výsledky nebylo možné použít.

Podobně se přistupuje i k datům o zatěžování reálné součásti. I tato data jsou zatížena určitým rozptylem, byla získána za zjednodušujících předpokladů a nikdy nemohou dokonale vystihnout skutečné zatěžování. I toto je zohledněno ve výpočtu koeficientu přežití součásti.

Tab. 4-2 Závislost koeficientu na pravděpodobnosti přežití součásti pro normální rozdělení [29]

Pravděpodobnost přežití součásti [-]	Koeficient přežití součásti [-]
0,5	1
0,9	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620

Po zohlednění těchto skutečností se určitým standardem v automobilovém průmyslu stalo pravidlo, že pravděpodobnost přežití součásti musí být 99,99%. Tento předpoklad je využit i v této diplomové práci. Taková pravděpodobnost se může zdát vysoká pro závodní motor, nicméně vzhledem k řadě zjednodušení ve výpočtu je vhodné postupovat konzervativně ve vyhodnocení výsledků.



Obr. 46 Pravděpodobnosti porušení součásti pro naměřená data o slitině 7075 T6 Al [32]

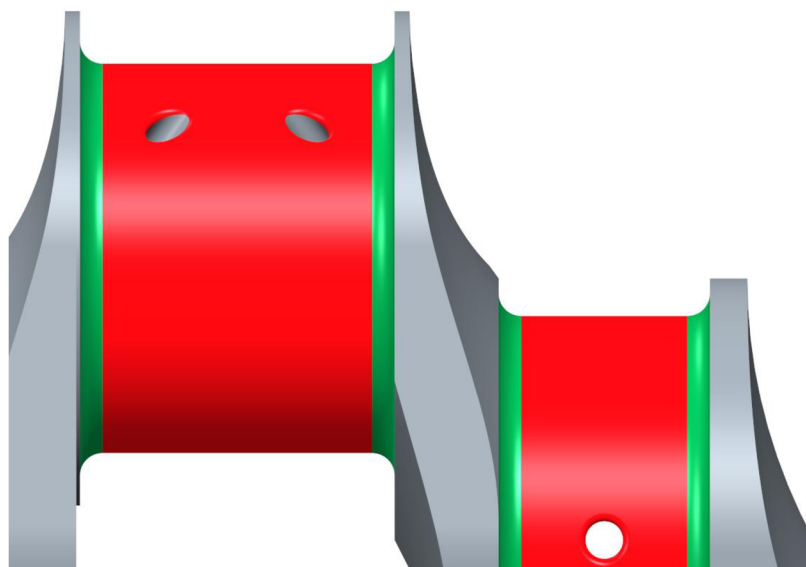
4.5.2 METODIKA VÝPOČTU ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI

Při použití analytických vztahů pro výpočet únavové životnosti by bylo nutné na základě výše uvedených faktorů určit koeficienty, které by poté do výpočtu vstupovaly. Tato práce se však zabývá výpočtem na základě modální redukce, a jak bylo zmíněno, ke kombinaci modálních napětí a modálních deformací byl použit specializovaný software.

Tento software obsahuje řadu empiricky zjištěných koeficientů, popisujících provedené povrchové úpravy, pravděpodobnost přežití a další použité faktory. Software umí také na základě poskytnutých dat o nízkocyklové únavě, tahové zkoušce a geometrii použitého vzorku vygenerovat ostatní nezbytné parametry oceli v oblasti vysokocyklové únavy.

Výpočet probíhá za předpokladu trvalé pevnosti. Na základě dat o klikovém hřídeli je každému prvku sítě přiřazen modifikovaný Haighův diagram. Diagram vychází z dat o materiálu, včetně použitých rozměrů vzorku, kterým byla data zjištěna. Diagram je modifikován gradientem napětí, povrchovými úpravami a drsností.

Klikový hřídel je zatížen silami měnícími směr i velikost. Je tedy nezbytné použít metodu kritické roviny řezu. Na základě dat o zatížení je určen diskretní počet rovin řezu, ve kterých je počítáno napětí. Software poté pro každý prvek sítě vybere rovinu nejkritičtější a vypočítané napětí v této rovině srovná s mezí trvalé pevnosti. Výsledkem je koeficient bezpečnosti vůči trvalé mezi pevnosti. [26]



Obr. 47 Červené plochy zobrazují nitridaci, zelené nitridaci a válečkování

Tento výpočet je proveden pro každý otáčkový krok a v každém kroku pro každé natočení klikového hřídele v kroku 1° . Již bylo zmíněno, že je analyzován pouze jeden cyklus a to devátý cyklus z deseti počítaných. Celkem je tedy v každém otáčkovém bodě analyzováno 720 kroků.

Výpočet lze zjednodušit tak, že jej provedeme pouze v místech, kde očekáváme maximum zatížení. Těmito místy jsou přechodové poloměry ojnicích a hlavních čepů a vyústění olejových kanálků. S vhodně vytvořenou sítí a nastavením filtrů, pro vyloučení prvků s příliš malým zatížením z výpočtu, však časová náročnost není příliš výrazná.

5 ZATÍŽENÍ LOŽISEK A TORZNÍ KMITÁNÍ

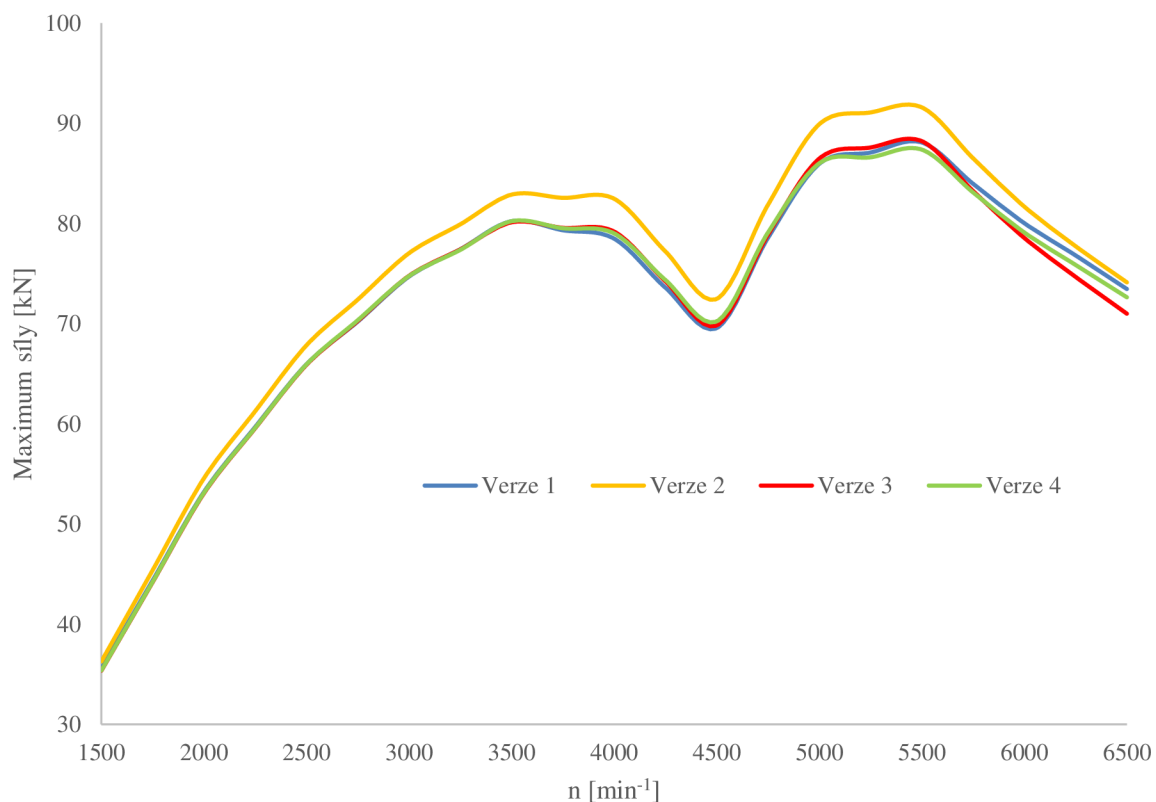
Následující tabulka popisuje různé varianty pořadí zápalů, které byly analyzovány. Ve všech případech je jedinou odlišností MBS modelů právě toto pořadí.

Tab. 5-1 Analyzované varianty pořadí zážehů

Verze 1	1-5-4-8-7-2-6-3
Verze 2	1-2-6-3-7-5-4-8
Verze 3	1-5-6-3-7-2-4-8
Verze 4	1-5-4-3-7-2-6-8

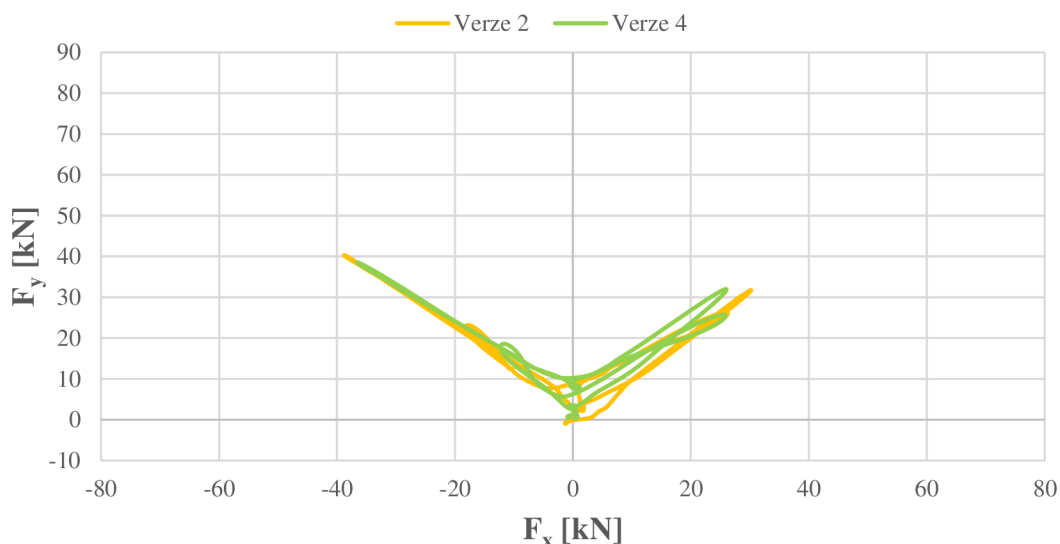
5.1 ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

Účelným srovnáním těchto 4 variant může být porovnání zatížení hlavních ložisek. Srovnání bylo provedeno pro všechna hlavní ložiska v celém otáčkovém rozsahu. Srovnána jsou vždy maxima výslednic sil, působících na hlavní ložisko. Z výpočtu vyplývá, že nejvíce zatížené je pro všechny varianty ložisko č.2 (číslováno od řemenice).



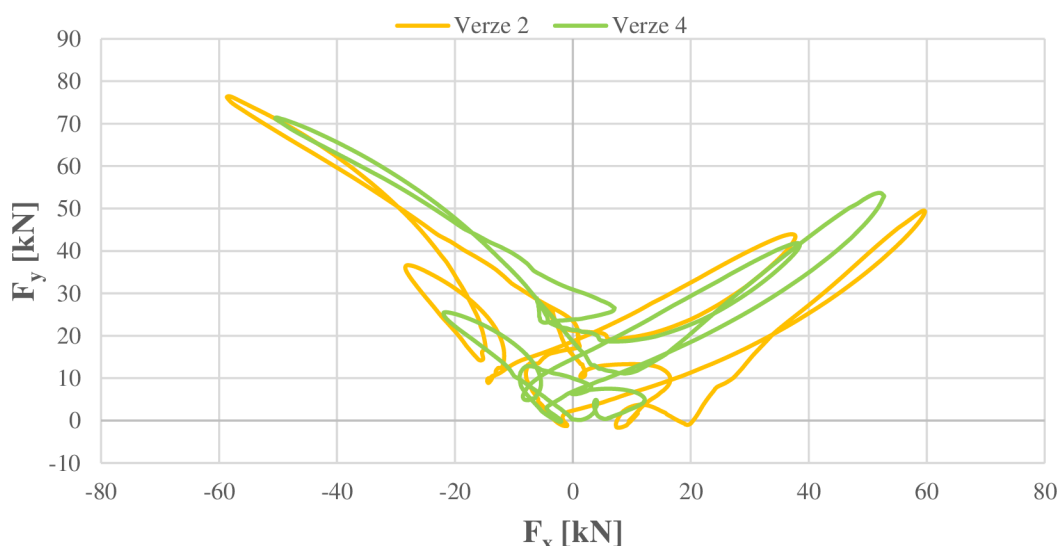
Obr. 48 Průběhy maxima zatížení druhého hlavního ložiska

Je zřejmé, že vyjma verze 2, která vykazuje největší zatížení hlavního ložiska, jsou všechny varianty takřka totožné.



Obr. 49 Polární diagram reakce druhého hlavního ložiska při $2\,000\text{ min}^{-1}$

Záměna pořadí zapalování by byla vhodná, pakliže by alternativa sériovému pořadí zapalování nabízela lepší bezpečnost vůči únavě klikového mechanismu, menší zatížení ložisek nebo například menší torzní kmitání. Z hlediska stavby závodního motoru je velice výhodné použít veškeré sériové komponenty, které by mohly být vhodné i pro závodní použití.

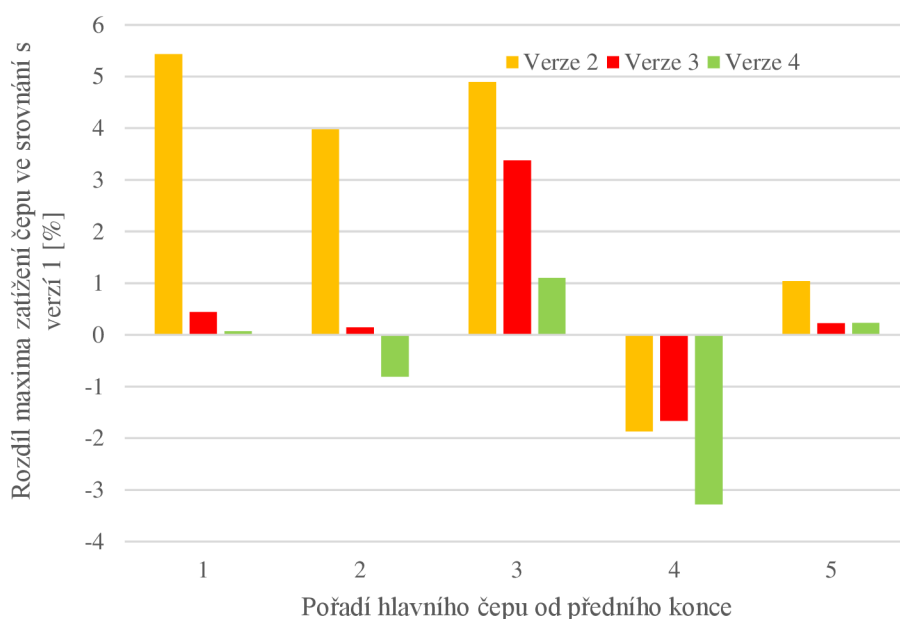


Obr. 50 Polární diagram reakce druhého hlavního ložiska při $5\,500\text{ min}^{-1}$

Z termodynamického modelu vyplývá, že přepřínování za použití sériových vaček poskytuje dostatečný výkon. Jelikož by pro alternativní pořadí zážehů musely být vyrobeny nové vačky, je nasnadě otázka, zda se záměna pořadí zážehů vyplatí – tedy zdali některá z alternativních variant nabízí výrazně lepší výsledky.

Je tedy vhodné vypočítané výsledky srovnat s verzí zapalování č.1. Obr. 51 popisuje poměrný rozdíl v zatížení hlavních ložisek, vztažený k verzi 1. Z tohoto porovnání vyplývá, že verze 2 je průměrně nejhorší z hlediska zatížení hlavních ložisek. V případě prvních tří ložisek je zatížení vyšší v celém otáčkovém rozsahu a u nejzatíženějšího ložiska č.2 je rozdíl poměrně výrazný.

Verze 4 nabízí menší zatížení nejzatíženějšího ložiska, u čtvrtého ložiska je pak o 3% méně zatížená. Další rozdíly však nejsou výrazné a z tohoto hlediska lze usoudit, že žádná z variant nenabízí jednoznačně lepší chod motoru, z hlediska zatížení hlavních ložisek.



Obr. 51 Poměrný rozdíl v zatížení hlavních ložisek vůči sériovému pořadí zážehů v celém rozsahu otáček

5.2 TORZNÍ KMITÁNÍ

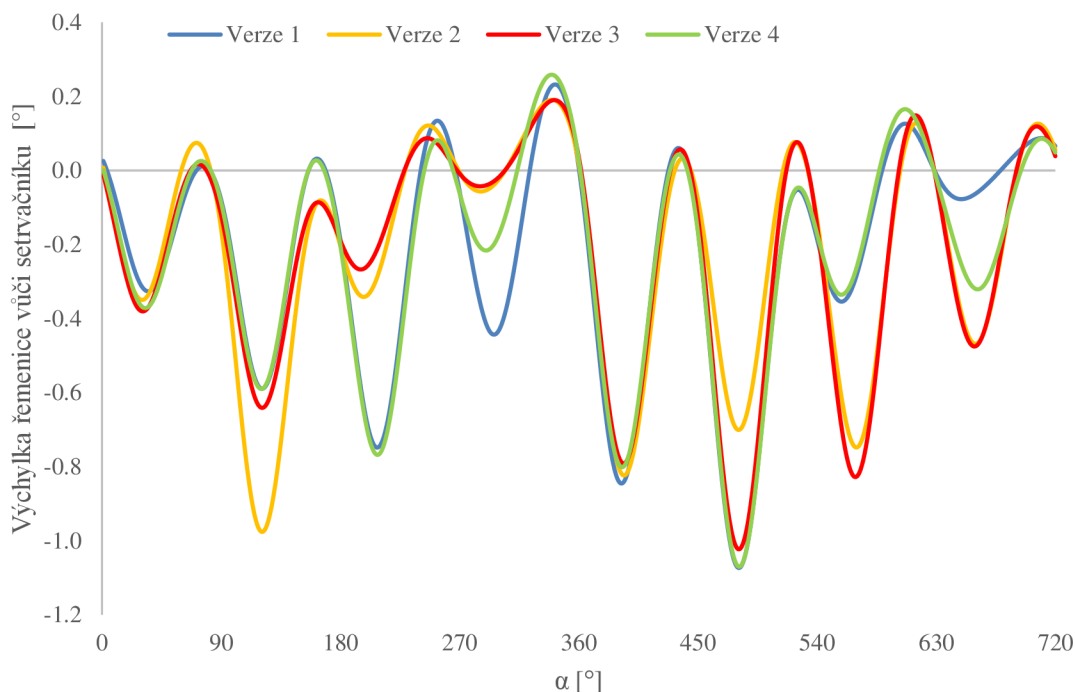
Analýza torzního kmitání byla provedena pomocí výše zmíněných a již využitých MBS sestav s pružným klikovým hřídelem. Nejprve byly lineární analýzou zjištěny frekvence jednouzlového a dvojnouzlového torzního kmitání klikového mechanismu. Tyto frekvence zobrazuje následující tabulka. Je z ní například zřejmé, že rezonance osmého řádu harmonické složky kmitání by měla nastat při $3\,680\text{ min}^{-1}$.

Tab. 5-2 Vlastní frekvence jednouzlového a dvojnouzlového kmitání klikového mechanismu

N_1 [Hz]	N_2 [Hz]
490,7	1 595,4

Následně byl klikový mechanismus opět analyzován v ustáleném stavu, tentokrát v rozsahu otáček 1 500 až 6 500 min^{-1} s otáčkovým krokem 200 min^{-1} . Připojení motoru a brzdy mechanismu je realizováno totožně jako v předchozí analýze.

Analýzou je měřena úhlová výchylka řemenice vůči setrvačníku kolem osy rotace klikového hřídele. Příklad průběhu této veličiny lze pro všechny čtyři varianty posoudit v následujícím obrázku.



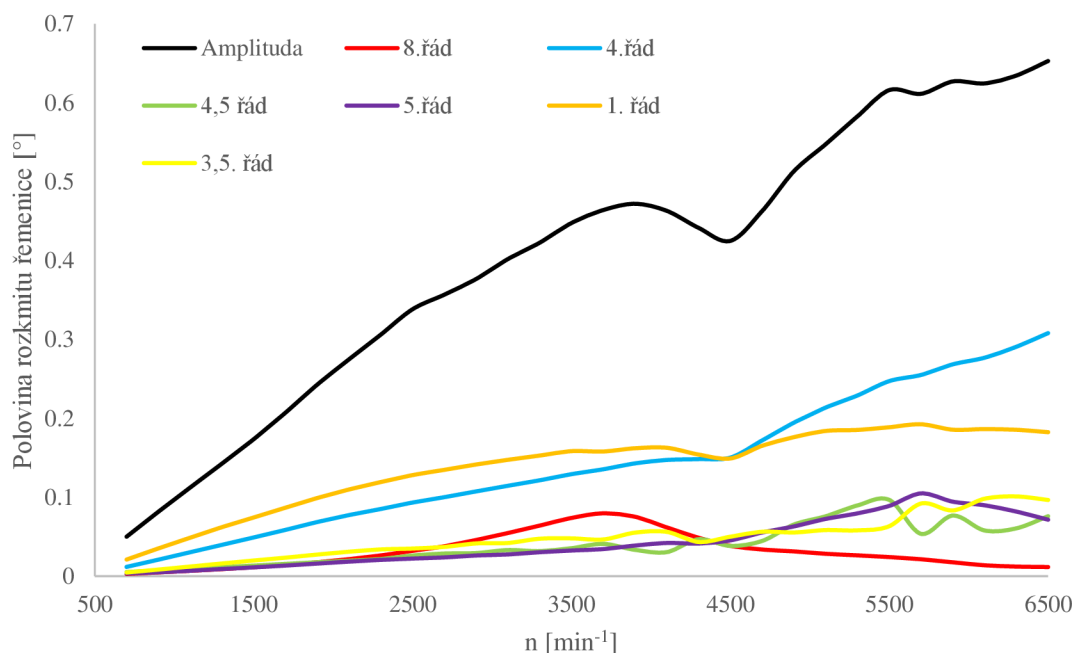
Obr. 52 Natočení řemenice vůči setrvačníku v jednom pracovním cyklu při 6 500 min^{-1}

Následně byla provedena harmonická analýza torzního kmitání klikového hřídele, tedy rozklad průběhu natočení na řadu sinusových funkcí, které se liší amplitudou a fázovým posuvem. V tomto případě byly průběhy rozloženy do 32 harmonických složek. Jelikož jde o čtyřdobý motor, jsou uvažovány i půl násobky složek, uvažovaný rozsah harmonických řádů je tedy 0,5 až 16.

Změna zatížení klikového mechanismu by měla způsobit nejen změnu výkmitu řemenice, ale i změnu frekvence, při které ke kmitání dochází. Je tedy zřejmé, že harmonickou analýzou takového kmitání lze účinně srovnávat vlivy záměny pořadí zápalů díky jednotlivým harmonickým složkám.

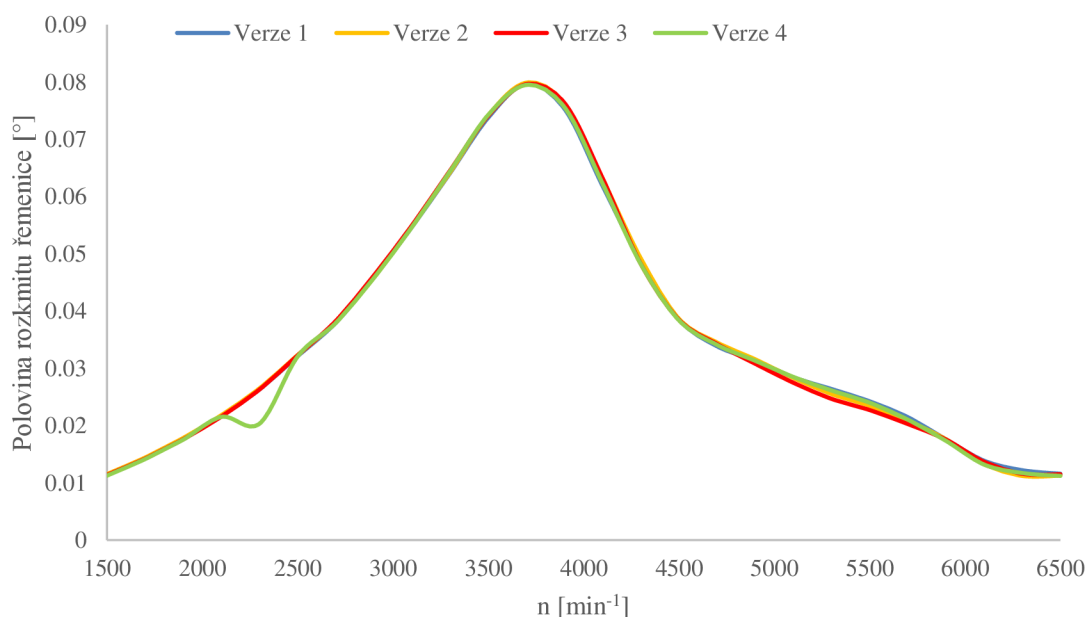
Výsledky této analýzy lze vidět na příkladu v následujícím obrázku. Obrázek popisuje průběh poloviny rozkmitu řemenice vůči setrvačníku verze 1 a následný rozklad tohoto průběhu na jednotlivé složky. V grafu jsou pro přehlednost vyneseny pouze harmonické řády, které nejméně ovlivňují průběh kmitání.

Dle předpokladů má velký vliv hlavní řád číslo 4. Další hlavní řád číslo 8 má také rezonanci v pracovních otáčkách, nicméně vydatnost rezonance je podstatně menší.



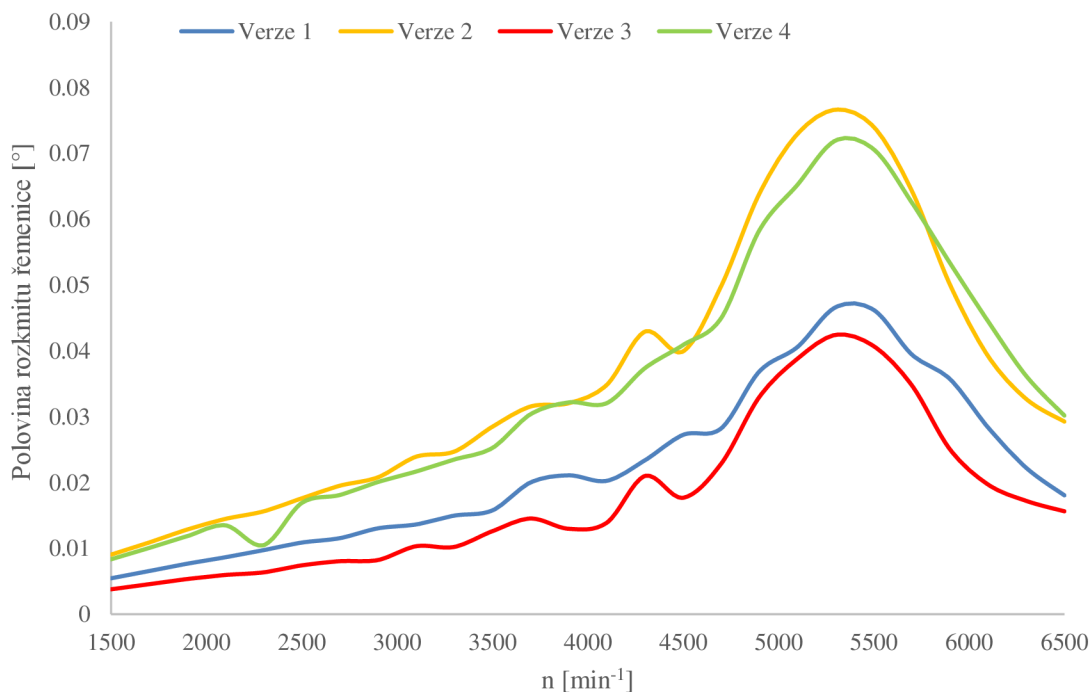
Obr. 53 Harmonické složky kmitání volného konce klikového hřídele

Pořadí zážehů by nemělo mít vliv na hlavní řády, pouze na řády vedlejší. Analýzou byl tento předpoklad potvrzen, následující obrázek srovnává průběhy harmonického řádu číslo 8 pro všechny varianty. Vyjma jednoho otáčkového bodu, kde u jedné z variant nejspíše došlo k výpočetní chybě, jsou průběhy takřka totožné. To stejné pak platí pro průběhy dalších hlavních řádů, ty lze posoudit v příloze diplomové práce. Dále byl pak potvrzen předpoklad rezonance při otáčkách 3 700 min^{-1} .



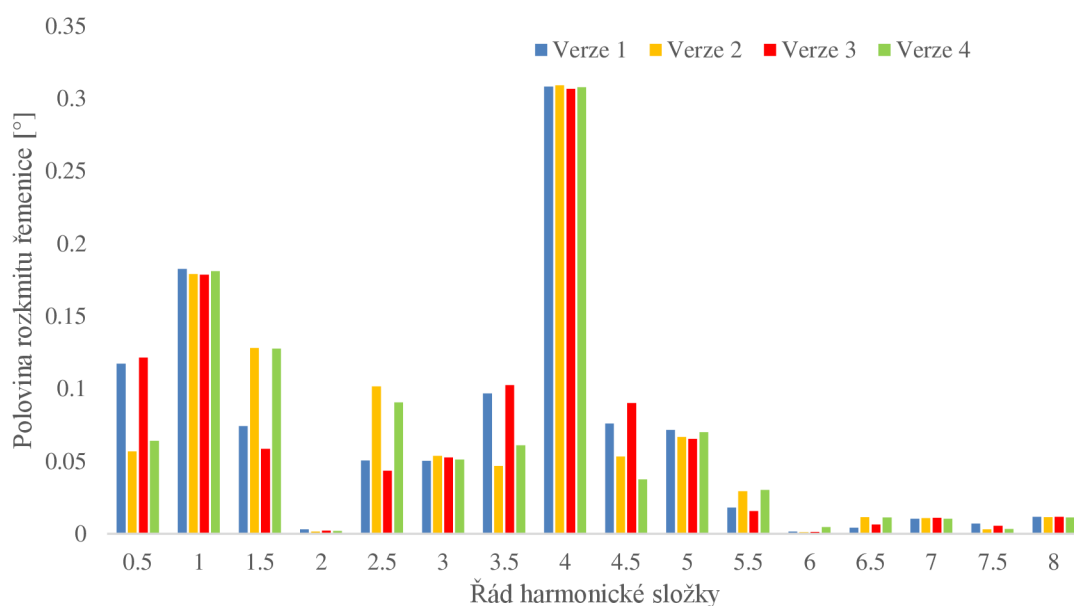
Obr. 54 Srovnání řádu číslo 8

Dále bylo potvrzeno, že pořadí zážehů dramaticky ovlivňuje řady vedlejší. Například u 5,5. řádu nedochází k výraznějšímu fázovému posunu, ale ke změně amplitudy rezonance.



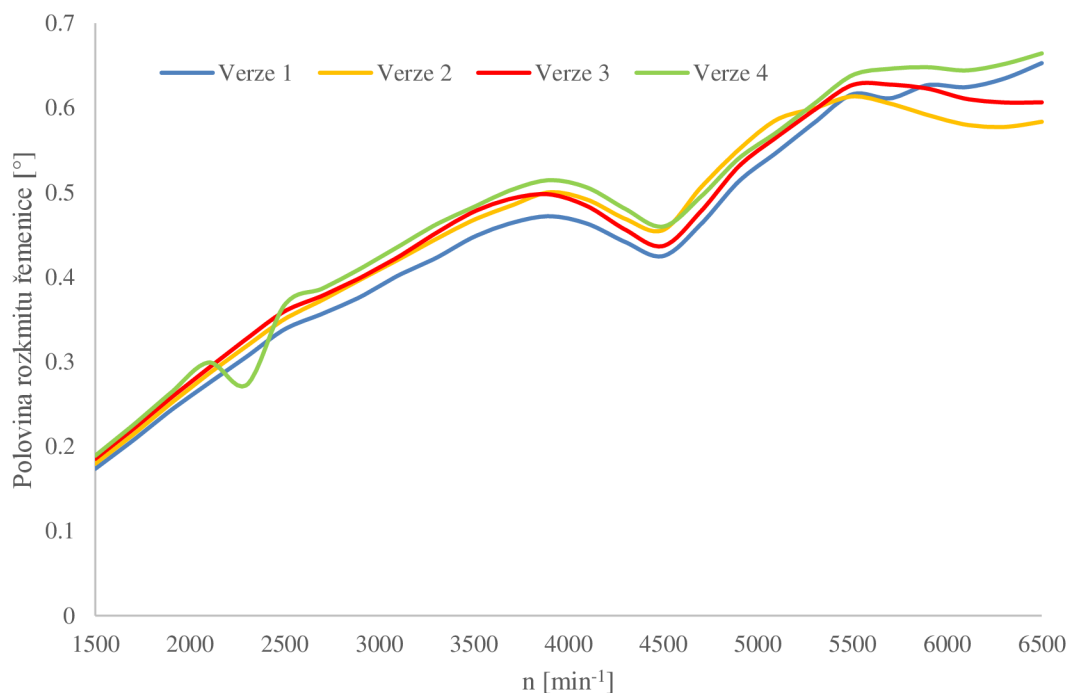
Obr. 55 Srovnání řádu číslo 5,5

Srovnání řádů 0,5 až 8 lze posoudit v dalším grafu, vyšší řady jsou zobrazeny v příloze. Verze 1 a 3 vykazují podobné chování, vyšší rozkmit v řádech 0,5, 3,5 a 4,5. Naopak verze 2 a 4 mají vyšší rozkmit v řádech 1,5, 2,5 a 5,5. V dalších řádech (především hlavních) jsou dle očekávání takřka totožné, nebo jsou rozdíly zanedbatelné vzhledem k rozkmitu.



Obr. 56 Srovnání řádů harmonických složek při 6 500 min⁻¹

Dalším užitečným srovnáním je porovnání poloviny rozkmitu výchylky řemenice v závislosti na otáčkách. Je zřejmé, že nižší rozkmit je výhodnější, především pro životnost rozvodového mechanismu, případně příslušenství. Z výsledků vyplývá, že všechny varianty vykazují poměrně vysoké rozkmity, které by pro zajištění funkce a životnosti rozvodového mechanismu bylo nutné tlumit tlumičem torzních kmitů.

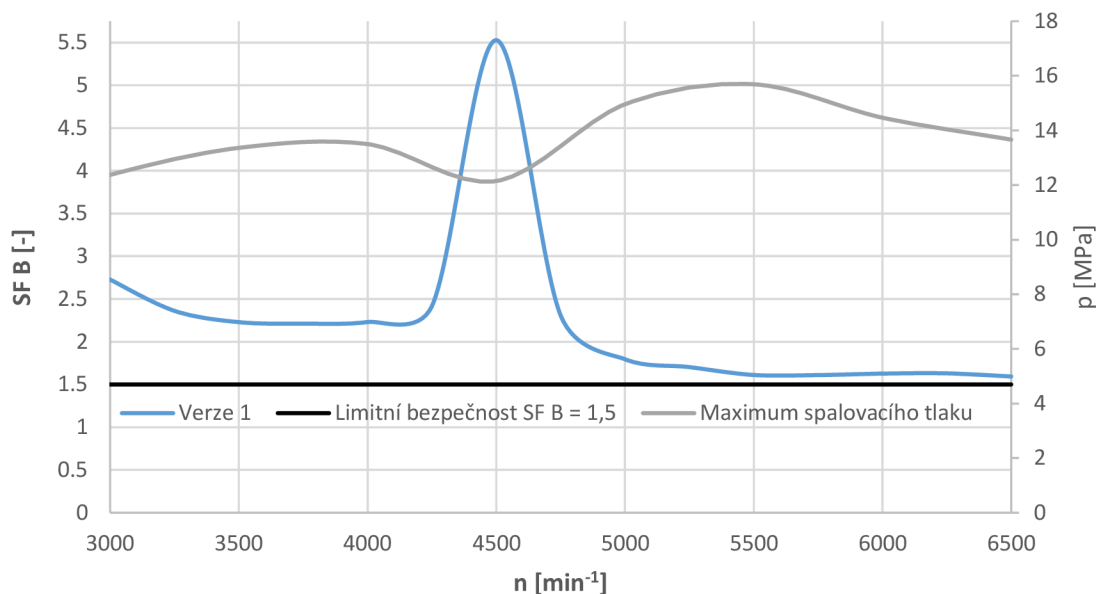


Obr. 57 Porovnání kmitání klikového hřídele v celém otáčkovém rozsahu

Dále je zřejmé, že žádná varianta nevykazuje konzistentně lepší výsledky v celém otáčkovém rozsahu. Ani z hlediska torzního kmitání tedy nelze jednoznačně říct, že některá z variant pořadí zážehů je jednoznačně lepší.

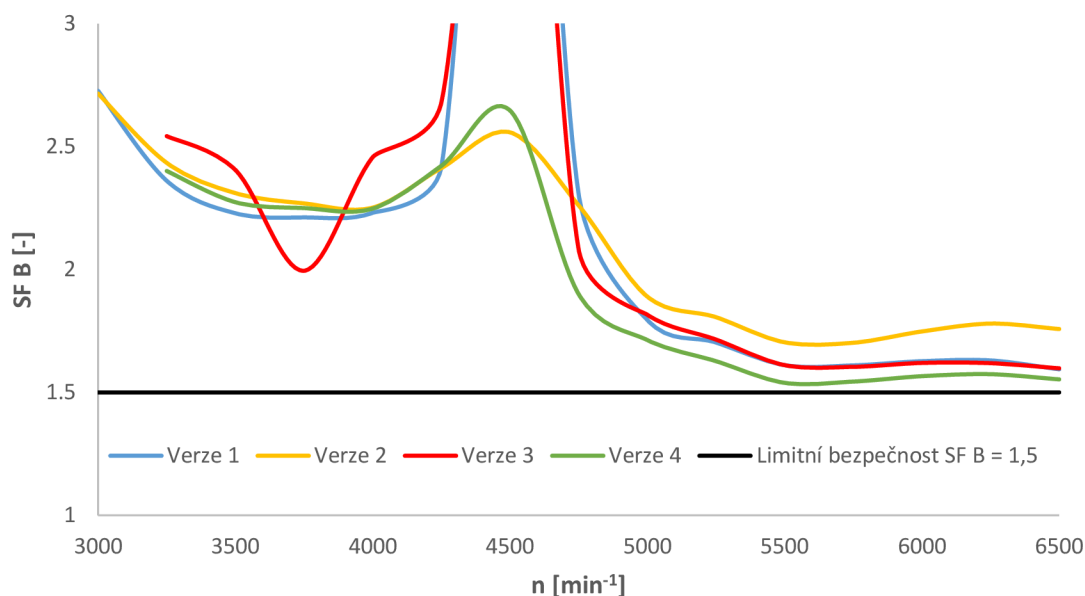
6 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Výsledky výpočtu bezpečnosti vůči mezi trvalé pevnosti varianty 1 jsou v následujícím grafu.



Obr. 58 Koefficient bezpečnosti vůči mezi trvalé pevnosti varianty 1

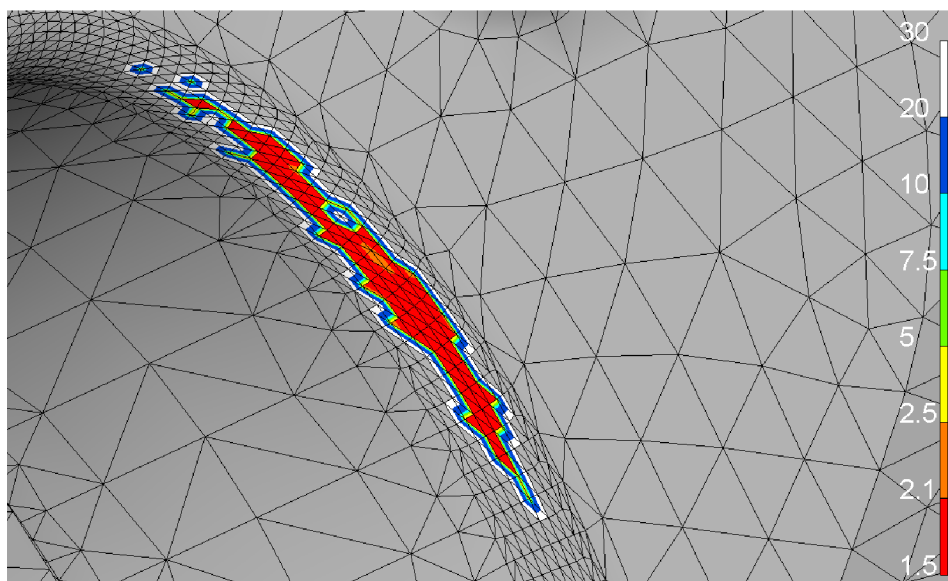
V grafu je také vyneseno průběh maximálního spalovacího tlaku v závislosti na otáčkách motoru. Je zřejmé, že pokud v mechanismu nedochází k výraznějším rezonancím, měl by koefficient bezpečnosti s rostoucím spalovacím tlakem klesat. Je zřejmé, že by hodnota bezpečnosti měla od 5 500 min^{-1} růst, leč neděje se tak. Je možné, že je to způsobeno právě torzním kmitáním. Tento předpoklad je potvrzen verzí 2 – v otáčkách nad 5 500 min^{-1} vykazuje nejmenší kmitání a zároveň je bezpečnost této verze nejvyšší v těchto vysokých otáčkách. Menší pokles bezpečnosti mezi 6 250 a 6 500 min^{-1} je pak spojen s nárůstem rozkmitu dle obr. 57.



Obr. 59 Srovnání minima bezpečnosti vůči mezi trvalé pevnosti všech variant

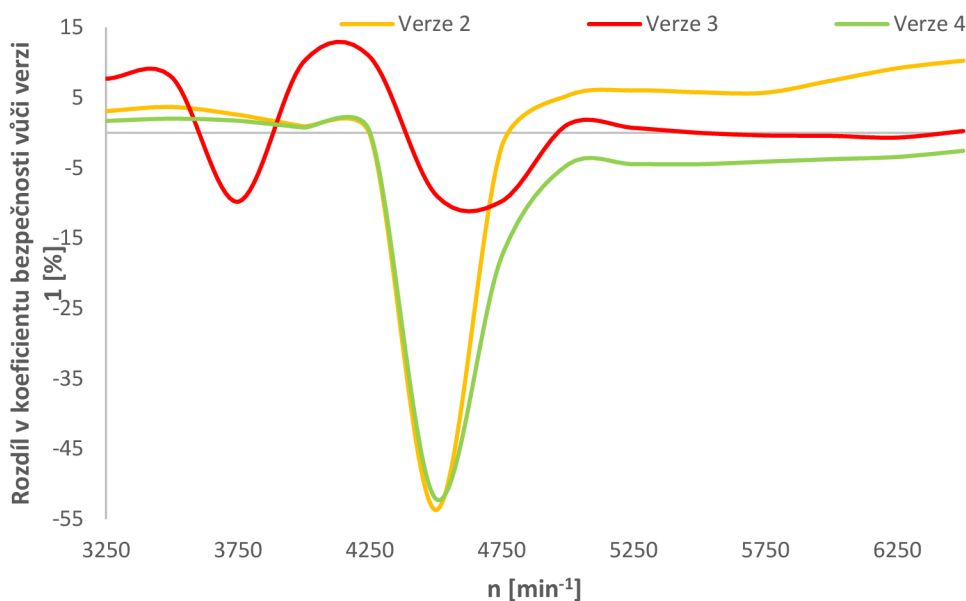
Minimum součinitele bezpečnosti vůči mezi trvalé pevnosti neklesá pro žádnou variantu pod 1,5. Taková hodnota se může jevit jako konzervativní pro závodní motor, ovšem vzhledem k řadě zjednodušení, která byla použita ve výpočtu, lze považovat hodnotu 1,5 za rozumnou dolní hranici bezpečnosti.

Z výpočtů dále vyplývá, že nebezpečným místem je v otáčkách do 5 500 min^{-1} přechod prvního ojnicního čepu do ramene kliky. Ve vyšších otáčkách je nebezpečným místem přechodový poloměr čtvrtého hlavního čepu do ramene kliky.



Obr. 61 Koeficient bezpečnosti hlavního čepu č.4 při 6 500 min^{-1}

Následující graf popisuje poměrný rozdíl v koeficientu bezpečnosti vůči mezi trvalé pevnosti, vztažený k verzi 1. Verze 2 vykazuje výhodný nárůst bezpečnosti v otáčkách nad 4 750 min^{-1} , je však zřejmé, že při 4 500 min^{-1} je výrazně náchylnější na pokles bezpečnosti.



Obr. 60 Poměrný rozdíl v bezpečnosti vůči sériovému pořadí zážehů

Jak již ale bylo řečeno, nejnižších hodnot bezpečnosti dosahují všechny verze v nejvyšších otáčkách a v těch je verze 2 podstatně lepší. S ohledem na únavovou životnost tedy lze pokládat variantu 2 za lepší, než je sériové pořadí zápalů.

Z výsledného srovnání v tab. 6-1 je zřejmé, že žádná z alternativ sériovému pořadí zážehů se nejeví jako jednoznačně výhodnější z obou posuzovaných hledisek. Lze tedy říci, že záměna pořadí zážehů není výhodná.

Tab. 6-1 Shrnutí porovnání alternativních pořadí zážehů se sériovým pořadím zážehů v celém otáčkovém rozsahu

	Průměrný rozdíl zatížení ložisek [%]	Průměrný rozdíl koeficientu bezpečnosti [%]	Průměrný rozdíl poloviny rozkmitu řemenice [%]
Verze 2	2,7	0,3	2,7
Verze 3	0,5	0,6	3,7
Verze 4	-0,5	-6,4	6,2

ZÁVĚR

V první části práce byla provedena rešerše konstrukce klikových hřídelů závodních vozů, na základě které pak byl proveden samotný návrh klikového hřídele a jeho mechanického a tepelně-chemického opracování.

Termodynamický model, kterým byly určeny průběhy spalovacích tlaků v pracovním otáčkovém rozsahu, byl založen na skutečně měřeném čtyřválcovém motoru Mitsubishi, avšak za určitých zjednodušujících předpokladů. I přes to by však tento model mohl, po menších úpravách, posloužit v prvotních fázích přepřelňování motoru k volbě turbodmychadla a řešení sacího a výfukového potrubí. Termodynamický model dosahuje požadovaného výkonu v daných otáčkách. Takto dimenzovaný motor lze použít v kategorii Divize 4 bez dodatečných úprav, jako by byl například restriktor v sání.

Pro čtyři různé varianty pořadí zážehů byly vytvořeny MBS sestavy klikového mechanismu. Použitím makra a skriptů byl proces výpočtu únavové životnosti do velké míry zautomatizován, v případě vývoje dalších iterací klikového hřídele by tak výpočty byly podstatně zjednodušeny a urychleny.

Vzhledem k řadě zjednodušení, použitých při výpočtu, bylo nutné k výpočtu únavové životnosti přistoupit konzervativně. I proto byla zvolena pravděpodobnost přežití 99,99 %. Minimum únavové životnosti větší než 1,5 lze považovat za přijatelné, především proto, že nebyl ve výpočtu uvažován poddajný blok motoru.

Analýza torzního kmitání potvrdila předpoklady o vlivu záměny pořadí zážehů na harmonické složky kmitání řemenice, neposkytla však uspokojivé výsledky k výběru pořadí zážehů.

Dle zatížení hlavních ložisek lze na základě průměrných hodnot v celém otáčkovém rozsahu říci, že verze 4 je nejvýhodnější. Zisk je ovšem minimální a není shodný pro všechna ložiska.

Z praktického hlediska tedy není důvod měnit pořadí zážehů tohoto motoru s takto navrženým klikovým hřídelem. Zisky v jedné z posuzovaných oblastí jsou vždy kompenzovány ztrátami v oblastech dalších. S uvažováním nákladů na výměnu či úpravu komponent, závislých na pořadí zážehů, je tedy krajně nevýhodné pořadí zážehů měnit.

Další postup v návrhu klikového hřídele by se mohl detailněji zabývat torzním kmitáním pro návrh tlumiče torzních kmitů, zahrnutím rozvodového mechanismu a pohonu při předním konci klikového hřídele do analýz, nebo například tvarovou optimalizací klikového hřídele pro další úsporu hmotnosti. Zahrnutí elastohydrodynamických ložisek by také bylo hodnotným krokem analýzy, především pro posouzení mazání motoru. V neposlední řadě by bylo vhodné upravit termodynamický model, rozšířit jej o model turbodmychadla a srovnat spolupráci turbodmychadla s motorem při různém pořadí zážehů. To by však možná vyžadovalo jiná turbodmychadla pro každou s posuzovaných variant.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Aftersales Training - Product Information.: E92 M3 Complete vehicle.* München: BMW Group, München., 2007.
- [2] PressClub Global. Photos. *PressClub Global.* [online]. 2007 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <https://www.press.bmwgroup.com/global/photo/search/category:photo/type:engines+dr awings+technology/topic:7309/>
- [3] BMW M3 V8. *KenRockwell.com: Photography, Cameras and Taking Better Pictures* [online]. 2007 [cit. 2017-01-14]. Dostupné z: <http://www.kenrockwell.com/bmw/m3/2007/engine.htm>
- [4] *GT3 Balance of Performance for 2016 FIA GT World Cup in Macau.* 2016. Dostupné také z: <https://www.fia.com/file/47988/download?token=G8b8jad1>
- [5] BMW S65-based Racing Engines You've Probably Never Heard Of. *BMW M3 Forum (E90 E92) - Powered by vBulletin* [online]. 2014 [cit. 2017-04-16]. Dostupné z: <http://www.m3post.com/forums/showthread.php?t=1065981>
- [6] New BMW M5 S63Tu Engine Improves Upon X5/X6M's S63 - All Details. *M5POST - BMW M5 Forum - Powered by vBulletin* [online]. 2011 [cit. 2017-04-16]. Dostupné z: <http://f10.m5post.com/forums/showthread.php?t=548345>
- [7] The 458 Italia's V8 voted Best Performance Engine and Best Engine. *Ferrari Auto: Official Site - Ferrari.com* [online]. 2017 [cit. 2017-04-16]. Dostupné z: http://auto.ferrari.com/en_EN/news-events/news/the-458-italias-v8-voted-best-performance-engine-and-best-engine-above-4-litres-of-the-year/#
- [8] Engine Technology International - June 2015. *Engine Technology International - Homepage* [online]. 2015 [cit. 2017-04-16]. Dostupné z: <http://viewer.zmags.com/publication/5f0fe2ac/#/5f0fe2ac/6>
- [9] McLaren 12C - Specification. *McLaren Automotive - Official Site* [online]. b.r. [cit. 2017-04-16]. Dostupné z: <http://cars.mclaren.com/12c-specification>
- [10] F10 M5 Car Blog: Engine - Pistons & Crank. *F10 M5 Car Blog* [online]. 2013 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://m5carblogger.blogspot.cz/2013/01/engine-cylinders-crank.html>
- [11] Fillet rolling | High Power Media. *High Power Media* [online]. High Power Media Ltd., 2012 [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <https://www.highpowermedia.com/blog/3363/fillet-rolling>

- [12] *Tooling for deep rolling fillets of crankshaft journals*. b.r. US 09/707,449.
- [13] CHIEN, W.Y., J. PAN, D. CLOSE a S. HO. Fatigue analysis of crankshaft sections under bending with consideration of residual stresses. *International Journal of Fatigue*. 2005, **27**(1), 1-19.
- [14] A Comprehensive Overview Of The Plasma Nitriding Process / North East Coating Technologies. *Get Superior Surface Coatings & Diffusion Treatments For Less / North East Coating Technologies* [online]. 2017 [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: <http://www.northeastcoating.com/products/plasma-nitriding/process>
- [15] QIAN, J. a A. FATEMI. Cyclic deformation and fatigue behaviour of ion-nitrided steel. *International journal of fatigue*. 1995, **17**(1), 15-24.
- [16] GENEL, Kenan, Mehmet DEMIRKOL a Mehmet ÇAPA. Effect of ion nitriding on fatigue behaviour of AISI 4140 steel. *Materials Science and Engineering: A*. 2000, **279**(1-2), 207-216.
- [17] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale, PA: SAE International, 1995. ISBN 15-609-1734-2.
- [18] KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983.
- [19] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Hnací ústrojí. Vyvažování vidlicových motorů.: Studijní podklady k předmětu QHL*. Brno, 2012.
- [20] Lucefin >> Special and carbon steels. *Lucefin* [online]. 2011 [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <http://www.lucefin.com/en/siderurgia/acciai-speciali-e-al-carbonio/>
- [21] BOLLER, Chr. a T. SEEGER. *Materials data for cyclic loading*. Amsterdam [u.a.]: Elsevier, 1987. ISBN 978-044-4428-714.
- [22] MALENOVSKÝ, Eduard. *Studijní opora z předmětu Dynamika rotorových soustav*. Brno, 2007. Dostupné také z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dyn_rot/index.html
- [23] LS Plumbing Schematics. *Armstrong Race Engine Systems - Cast Aluminum And Magnesium Components For Professional Racing*. [online]. 2014 [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: <http://www.drysump.com/LS%20Plumbing%20Schematics.htm>
- [24] MSC.SOFTWARE, . *ADAMS 2014.0.1. Help*. Newport Beach (CA), 2014.
- [25] FEV GMBH, . *FEV Virtual Engine help: Verze 23.0*. 2012.
- [26] KUCHAR, Přemysl. *Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů*. Praha, 2007. Disertační práce. ČZU Praha.

- [27] NOVOTNÝ, Pavel. *Pružná tělesa v MBS: Studijní podklady k předmětu QMO*. Brno, 2016.
- [28] BOARDMAN, Bruce. Fatigue Resistance of Steels. *ASM Handbook, Volume 1: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys* [online]. ASM International, 1990, **1**, 673-688 [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: http://www.asminternational.org/documents/10192/1849770/06181G_Sample.pdf
- [29] Fatigue Modifying Factors. *RoyMech Index page* [online]. 2013 [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Fatigue/FAT_Mod_factors.html
- [30] LAI, Junbiao, Hanzheng HUANG a Wijbe BUISING. Effects of microstructure and surface roughness on the fatigue strength of high-strength steels. *Procedia Structural Integrity*. 2016, **2**, 1213-1220.
- [31] EFunda: Factors Affect Fatigue Life. *EFunda: The Ultimate Online Reference for Engineers* [online]. 2017 [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: http://www.efunda.com/formulae/solid_mechanics/fatigue/fatigue_factor.cfm
- [32] VLACH, Bohumil. *Únava materiálu - úvod: Studijní podklady k předmětu 6MS*. Brno, 2013. Dostupné také z: <http://ime.fme.vutbr.cz/index.php/cs/studium/podklady-pro-vyuku-zimni-semestr>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	Rozteč válců
b	[m]	Rozteč hmotností pro vyvážení
b_u	[-]	Exponent únavové pevnosti
c	[-]	Exponent únavové deformace
DOF		Stupně volnosti
$DOHC$		Ventilový rozvod s dvojicí vaček v hlavě motoru
F^i_R	[N]	Síla od setrvačných sil rotačních částí i -tého válce
$F^i_{\eta/\xi}$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí I. řádu v ose η/ξ
l^i	[m]	Vzdálenost válce od bodu A
MBS		Multi-body system
M^i_R	[N.m]	Moment od setrvačných sil rotačních částí i -tého válce
$M^i_{\eta/\xi}$	[Nm]	Moment od setrvačných sil posuvných částí I. řádu v ose η/ξ
MKP		Metoda konečných prvků
MNF		Modálně neutrální soubor
m_P	[kg]	Hmotnost posuvných částí mechanismu
m_R	[kg]	Hmotnost rotačních částí klikového mechanismu
M_{Rc}	[N.m]	Celkový moment od setrvačných sil rotačních částí
m_{vr}	[kg]	Hmotnost pro vyvážení rotačních částí mechanismu
$N_{1/2}$	[Hz]	Vlastní frekvence jednouzlového/dvojuzlového kmitání
q_C	[-]	Modální souřadnice vazebních tvarů
q_N	[-]	Modální souřadnice normálových tvarů
r	[m]	Poloměr klikového hřídele
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
r_v	[m]	Poloměr hmotností pro vyvážení
u_B	[-]	Stupně volnosti vazebních uzlů
u_I	[-]	Stupně volnosti vazebních uzlů
$VANOS$		Systém variabilního ventilového rozvodu BMW
x	[m]	Posuv mezi řadami válců
α	[rad]	Úhel natočení klikového hřídele
δ	[rad]	Úhel rozevření válců
ε	[-]	Kompresní poměr

ε'_f	[-]	Součinitel únavové deformace
ρ	[rad]	Fázový posuv válce
σ'_f	[Mpa]	Součinitel únavové pevnosti
Φ_{IC}	[-]	Matice vazebních tvarů tělesa
Φ_{IN}	[-]	Matice normálových tvarů tělesa
ω	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1 – LOTUS ENGINE SIMULATION

PŘÍLOHA 2 – VLASTNÍ TVARY KLIKOVÉHO HŘÍDELE

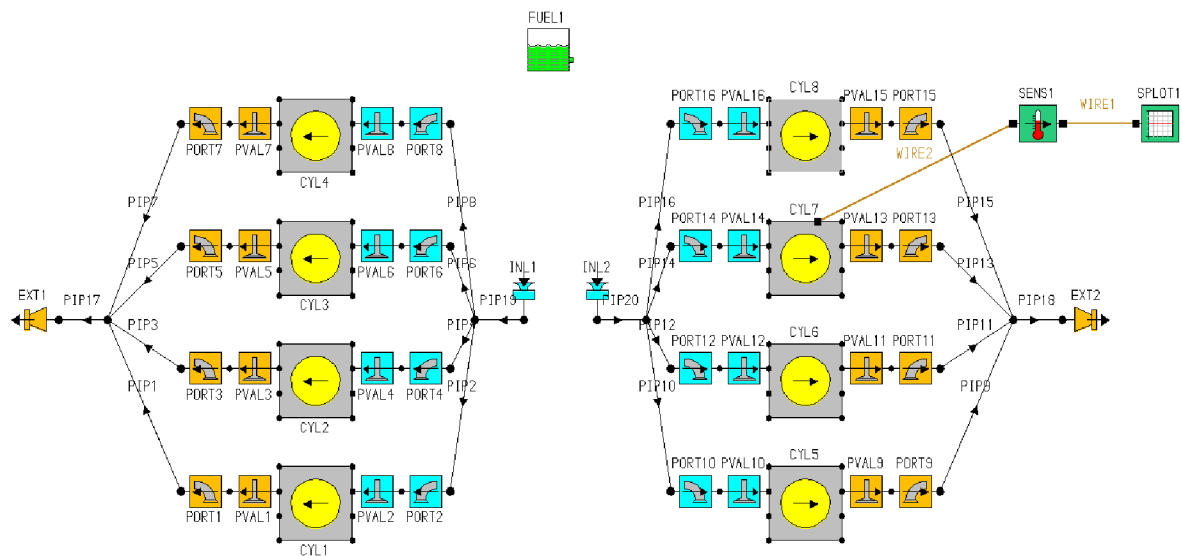
PŘÍLOHA 3 – KONSTRUKCE DÍLŮ

PŘÍLOHA 4 – ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

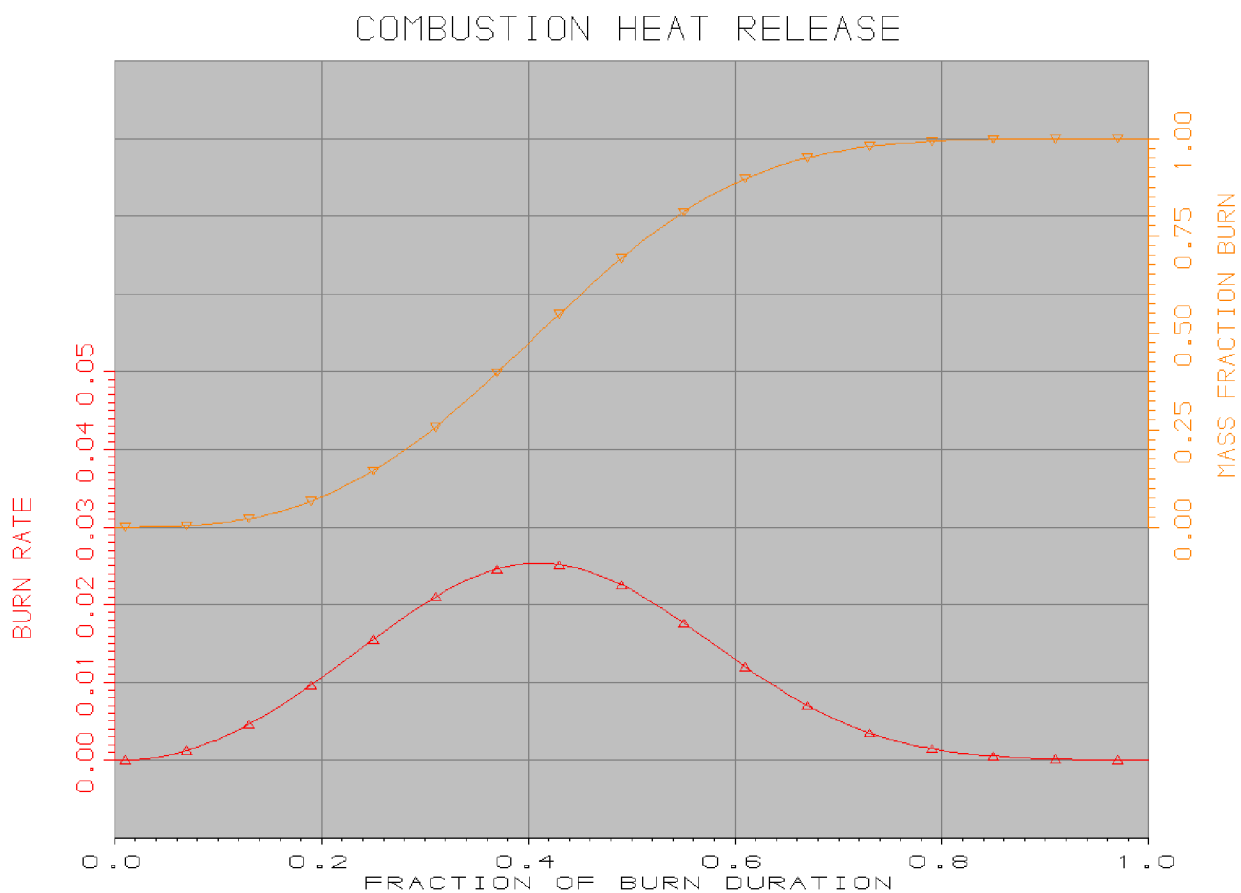
PŘÍLOHA 5 – TORZNÍ KMITÁNÍ

PŘÍLOHA 6 – ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

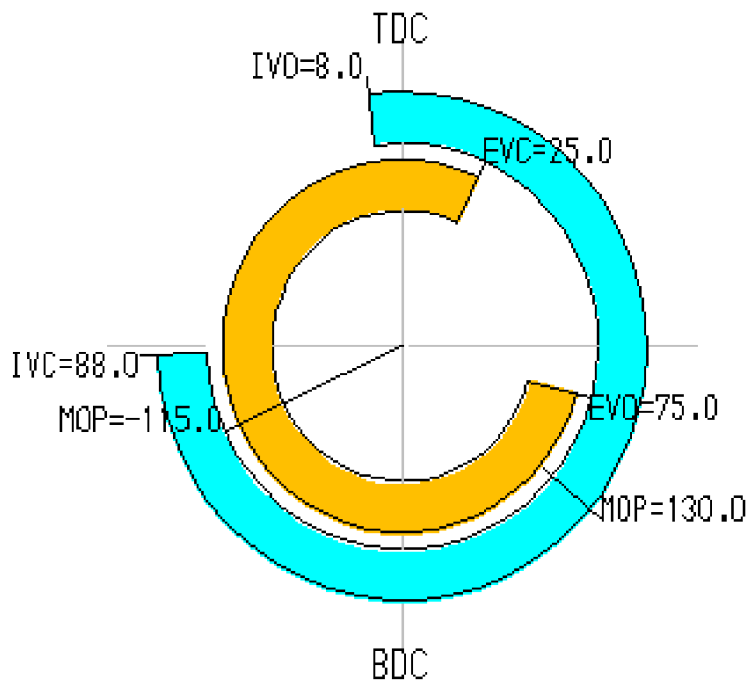
PŘÍLOHA 1 – LOTUS ENGINE SIMULATION



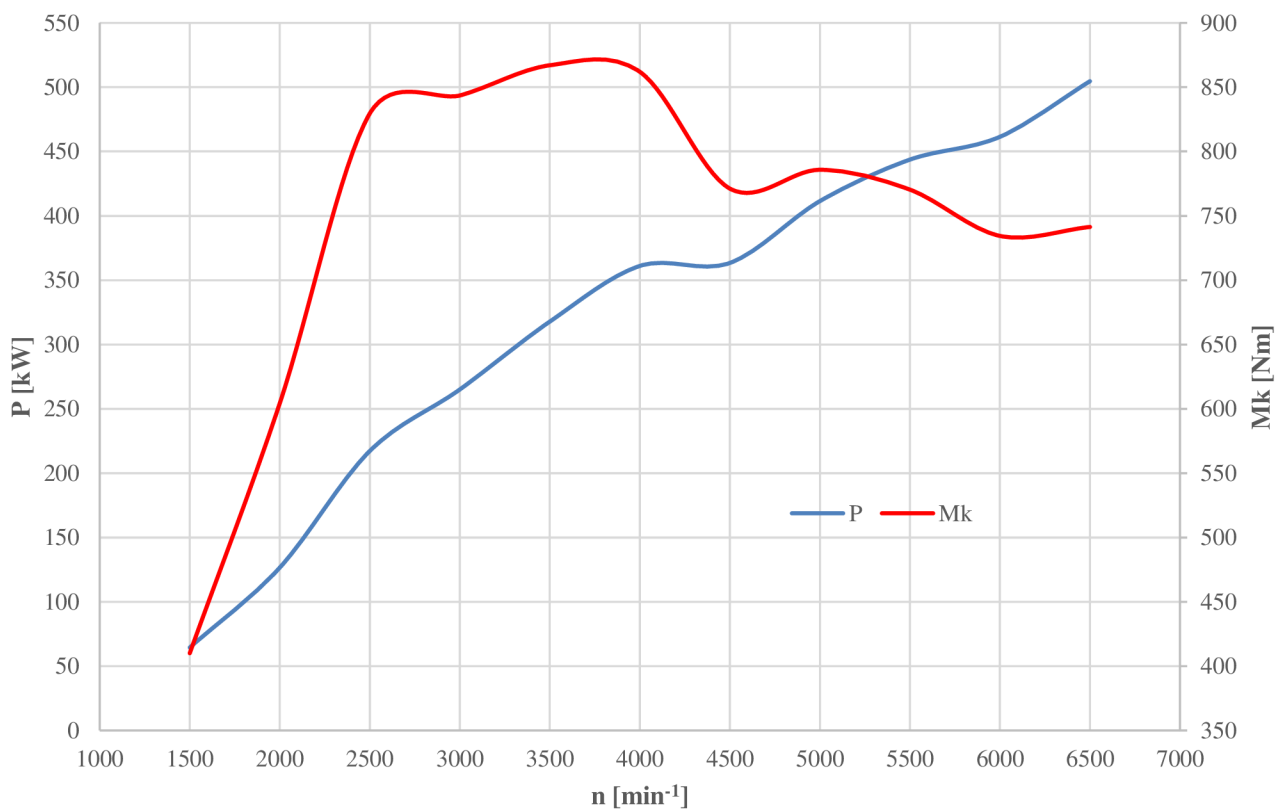
Obr. 62 Termodynamický model motoru



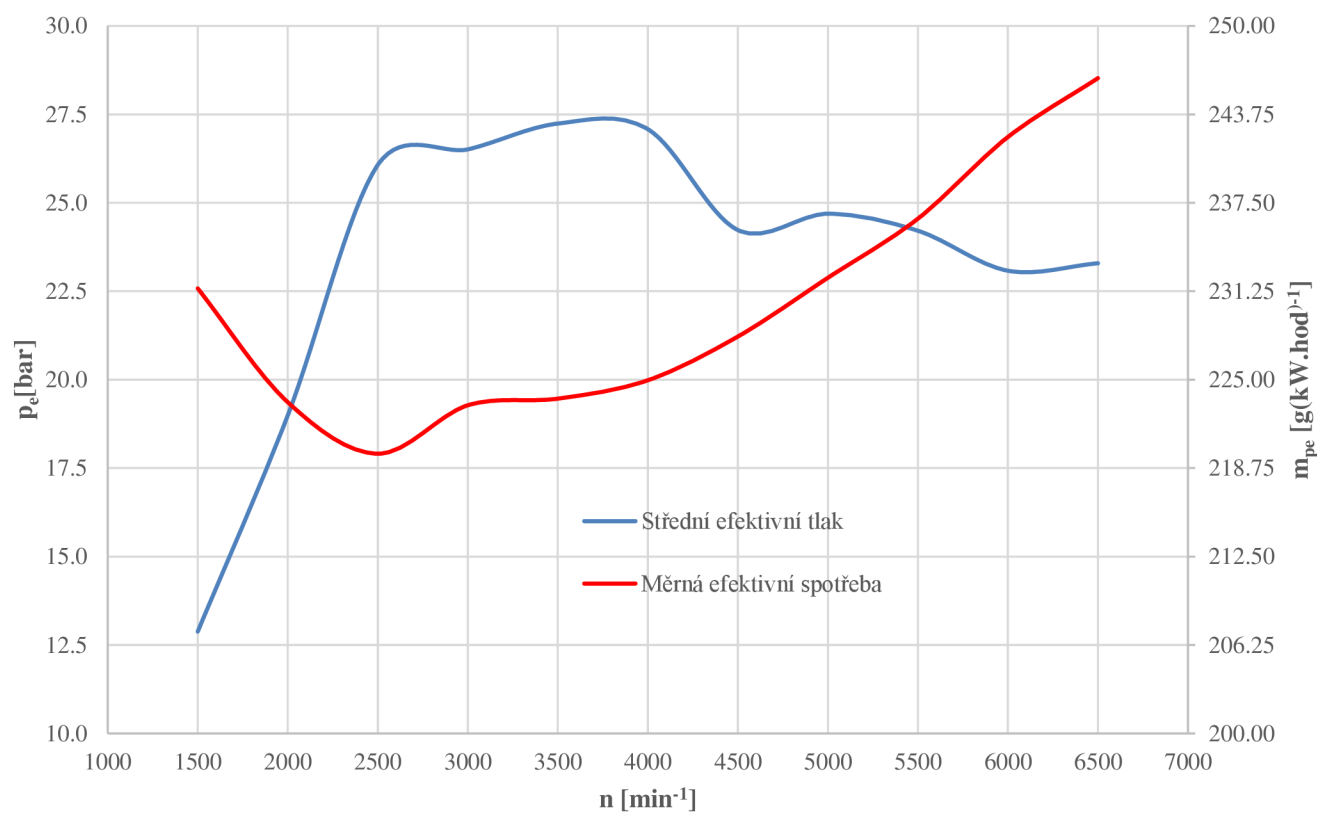
Obr. 63 Použitý Wiebeho model hoření ($A=10, M=2$)



Obr. 64 Diagram časování ventilů

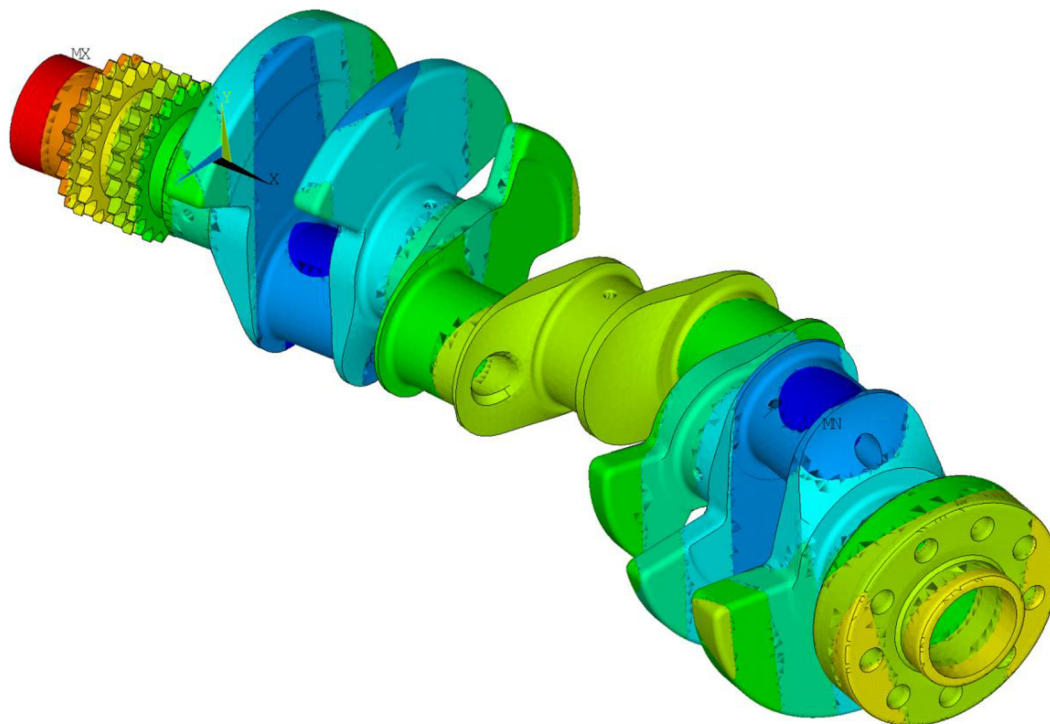


Obr. 65 Průběh výkonu a točivého momentu modelu motoru

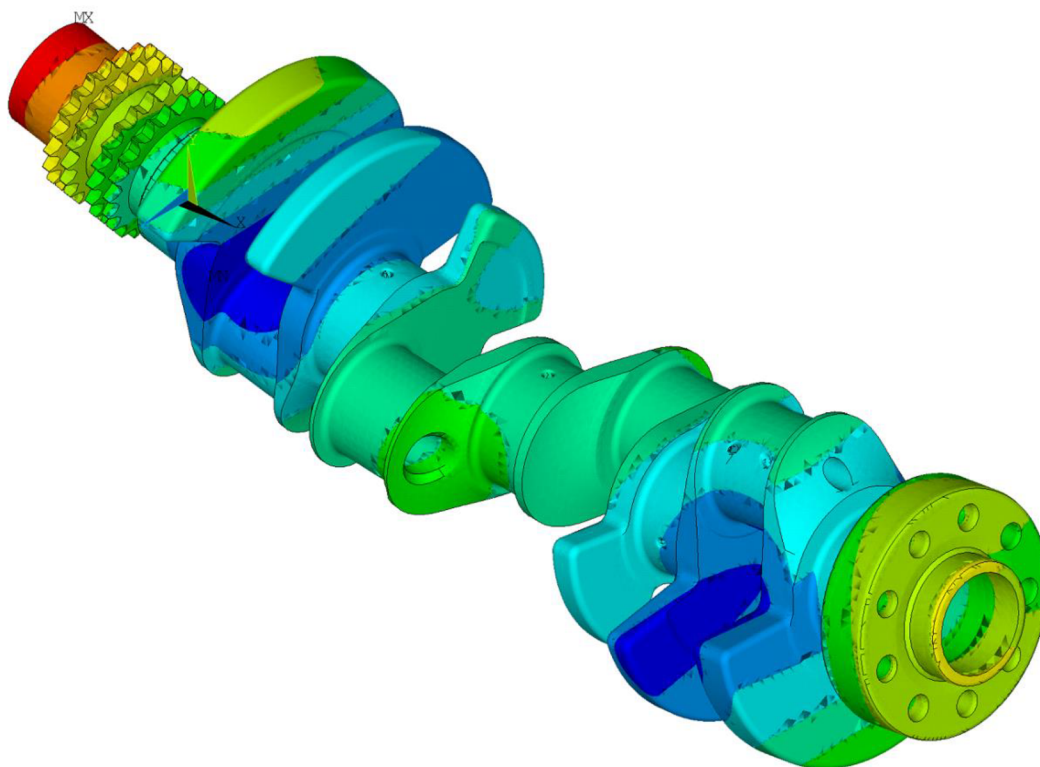


Obr. 66 Průběh středního efektivního tlaku a měrné efektivní spotřeby modelu motoru

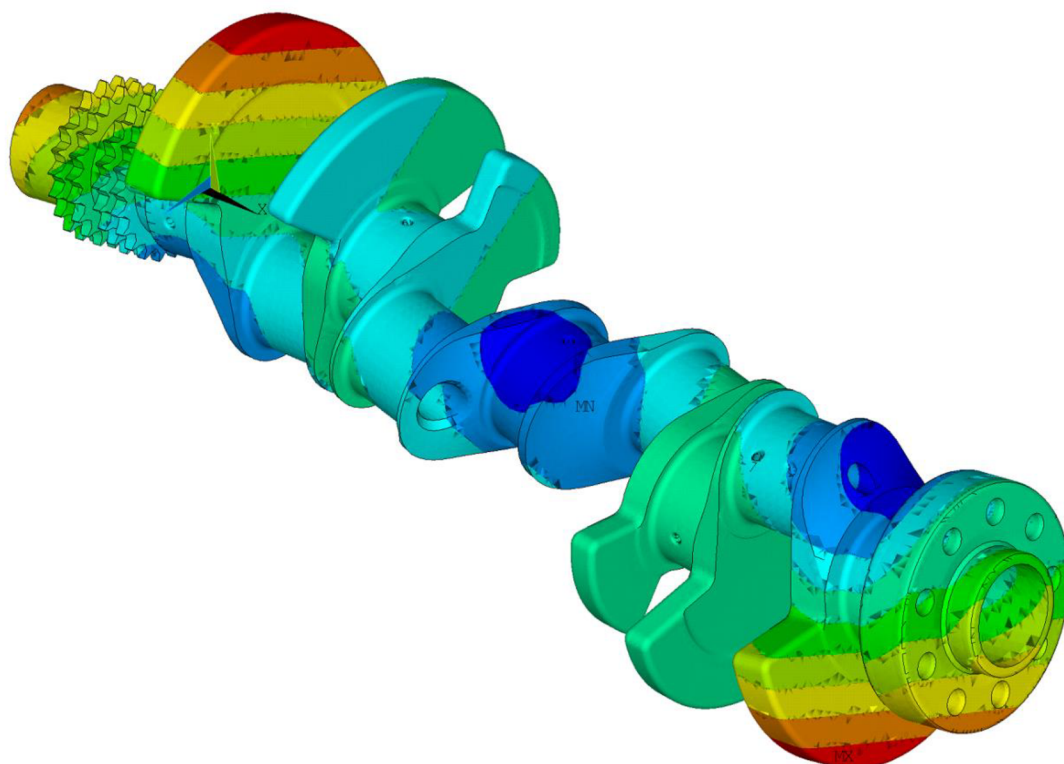
PŘÍLOHA 2 – VLASTNÍ TVARY KLIKOVÉHO HŘÍDELE



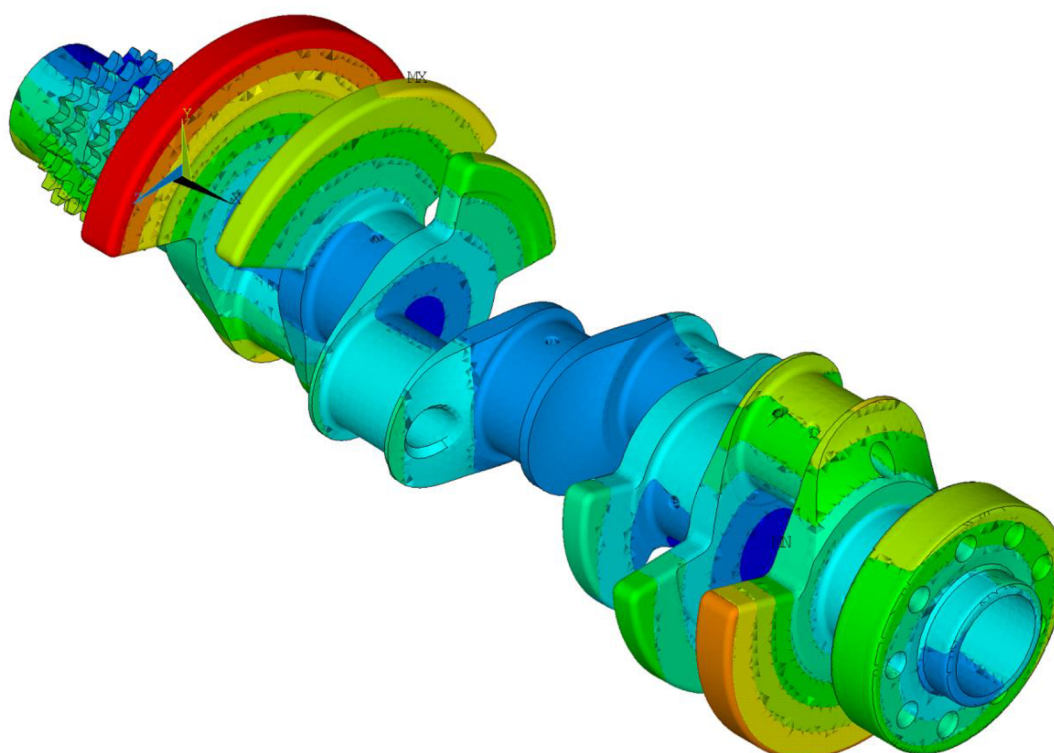
Obr. 67 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 7



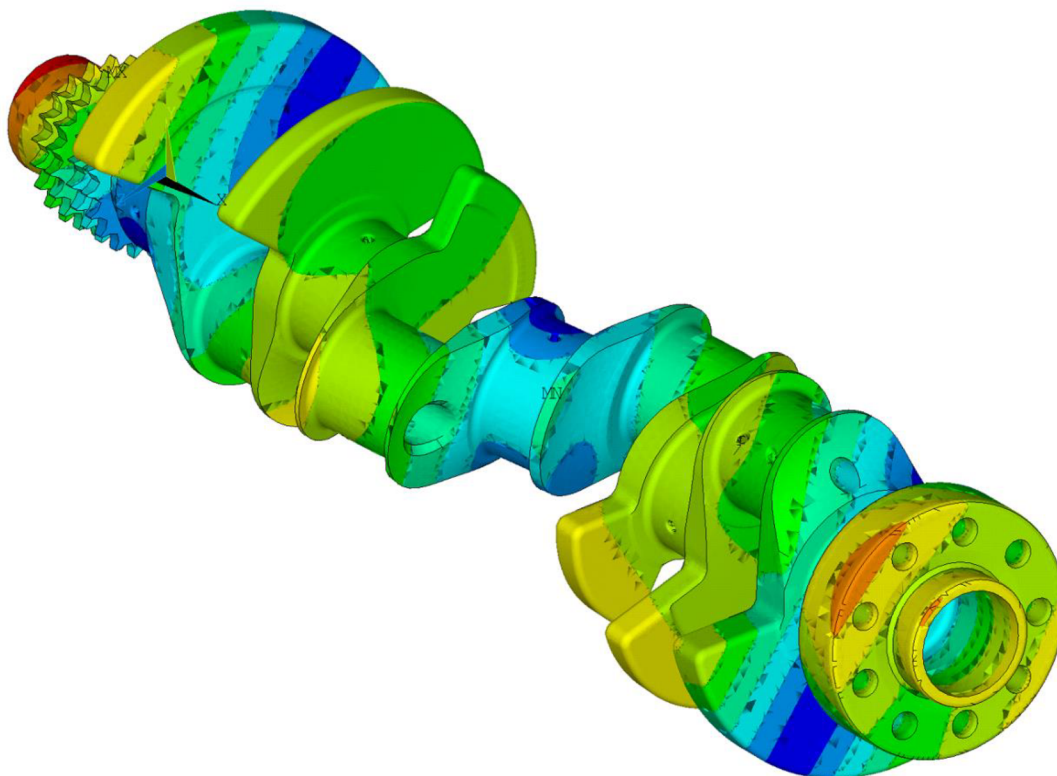
Obr. 68 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 8



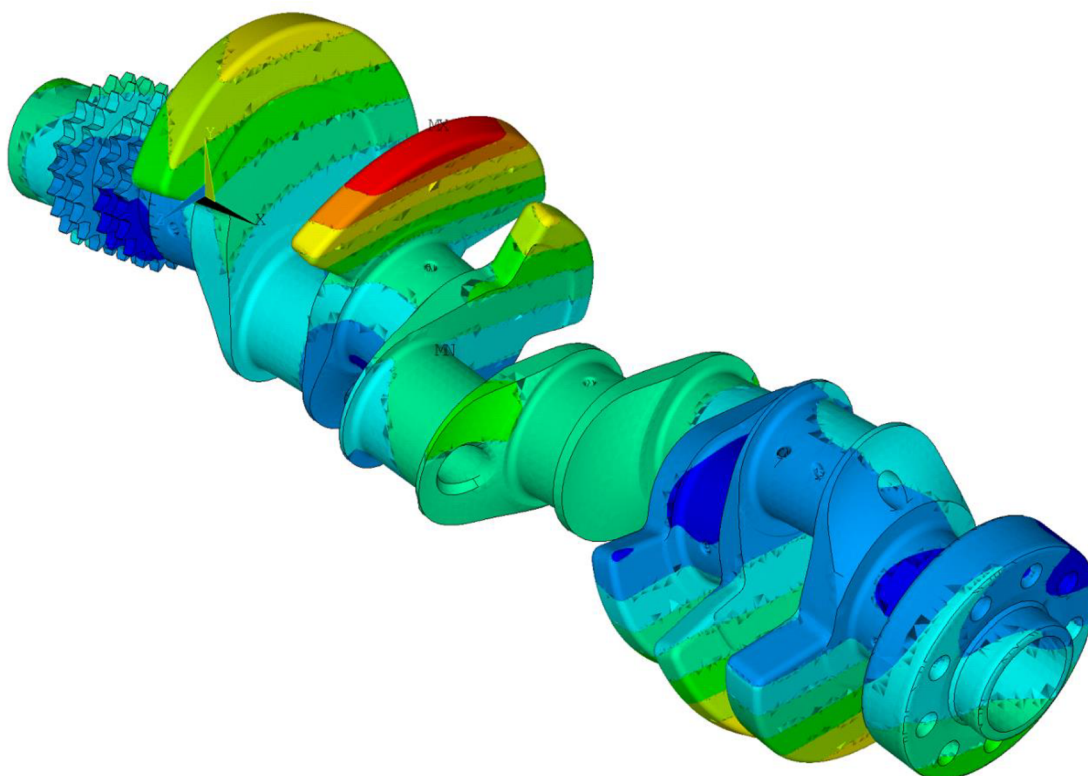
Obr. 69 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 9



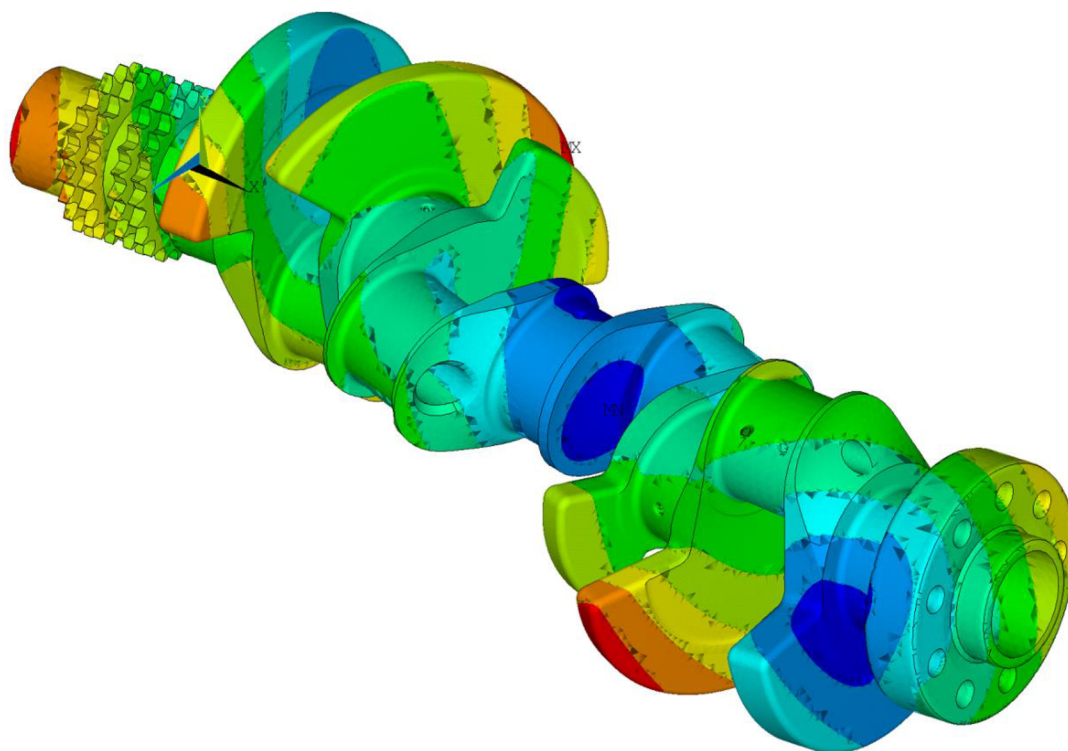
Obr. 70 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 10



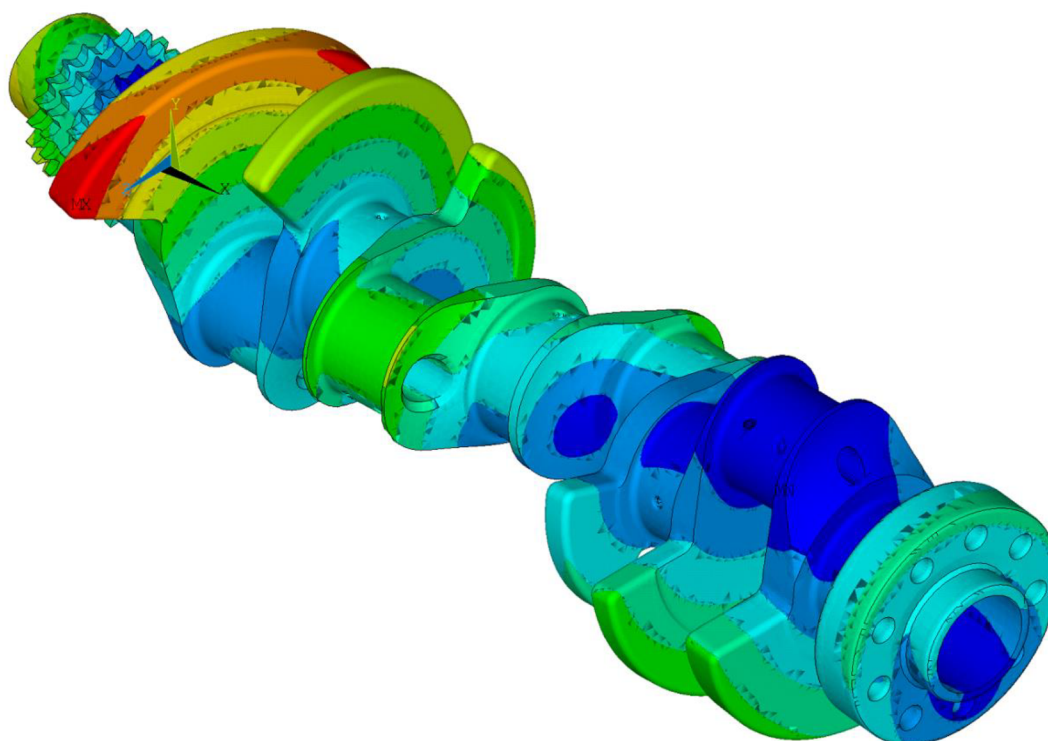
Obr. 71 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 11



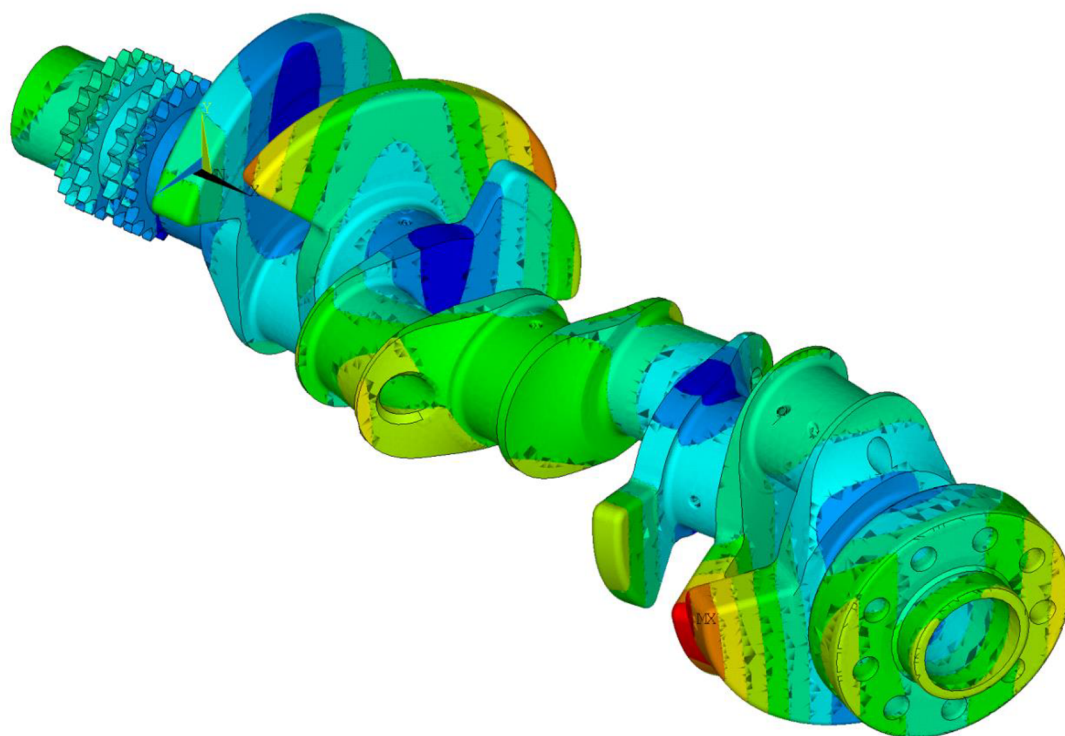
Obr. 72 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 12



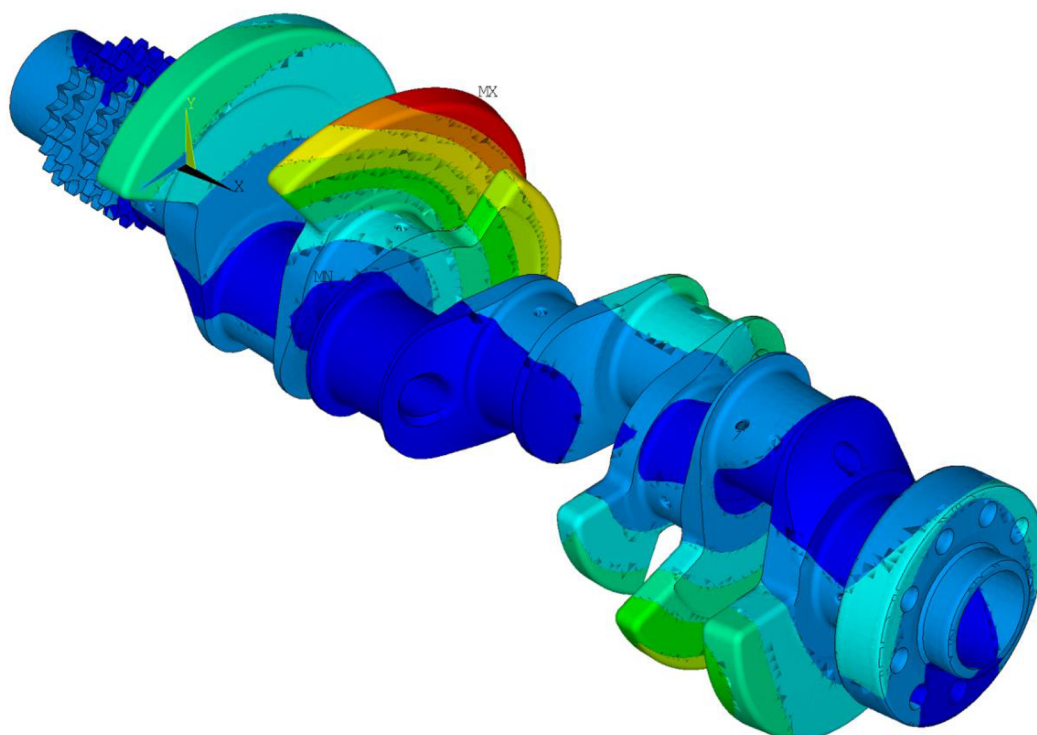
Obr. 73 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 13



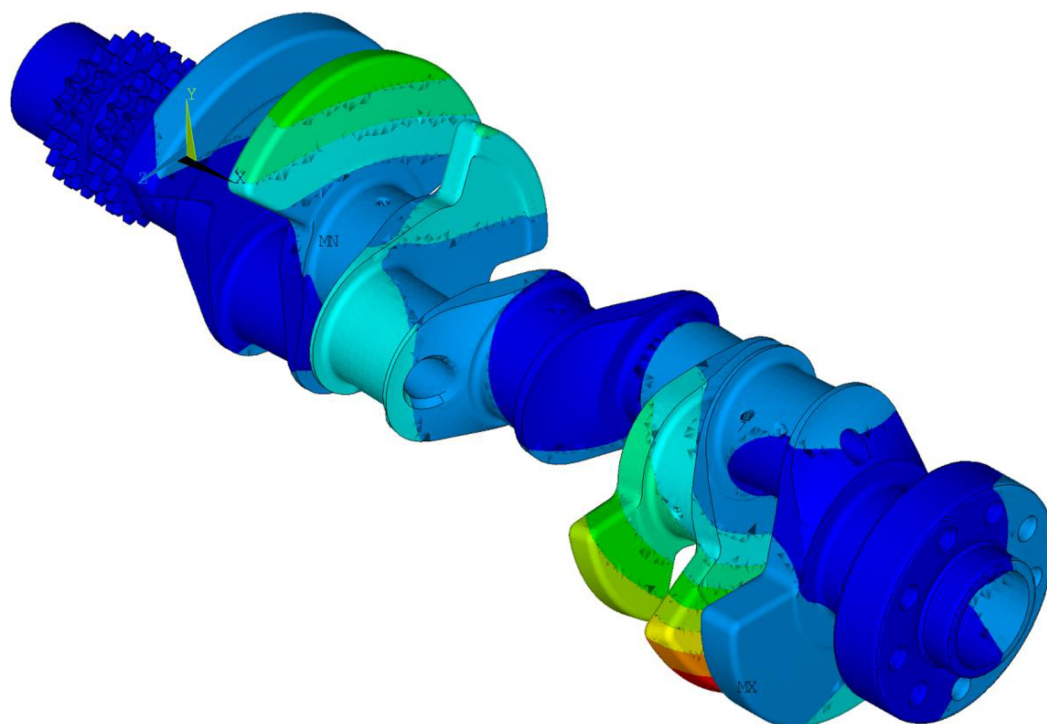
Obr. 74 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 14



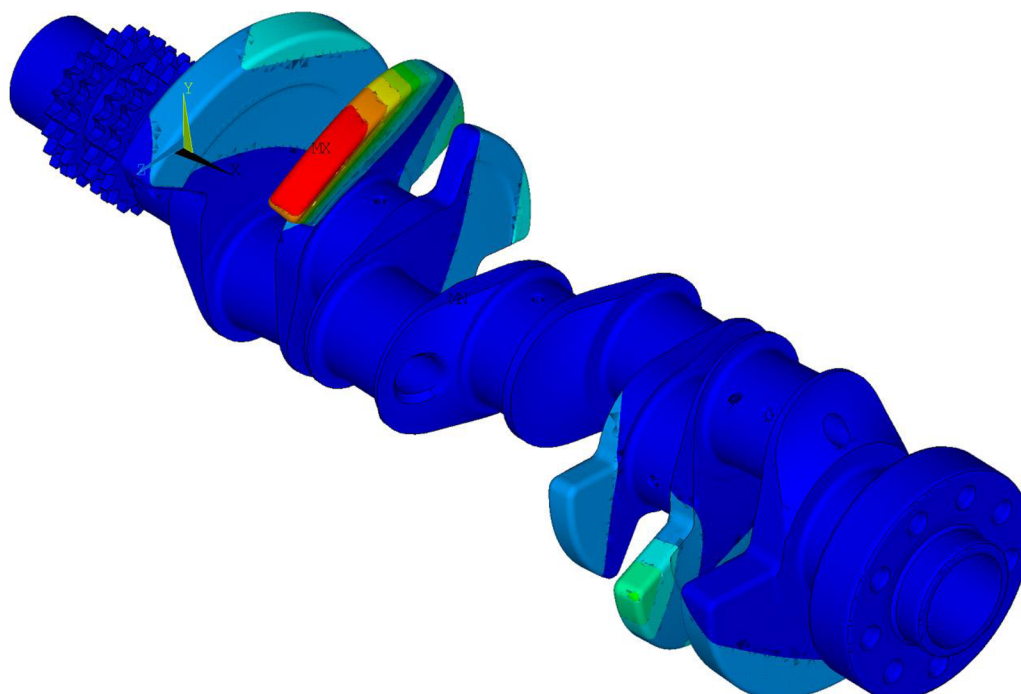
Obr. 75 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 15



Obr. 76 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 16

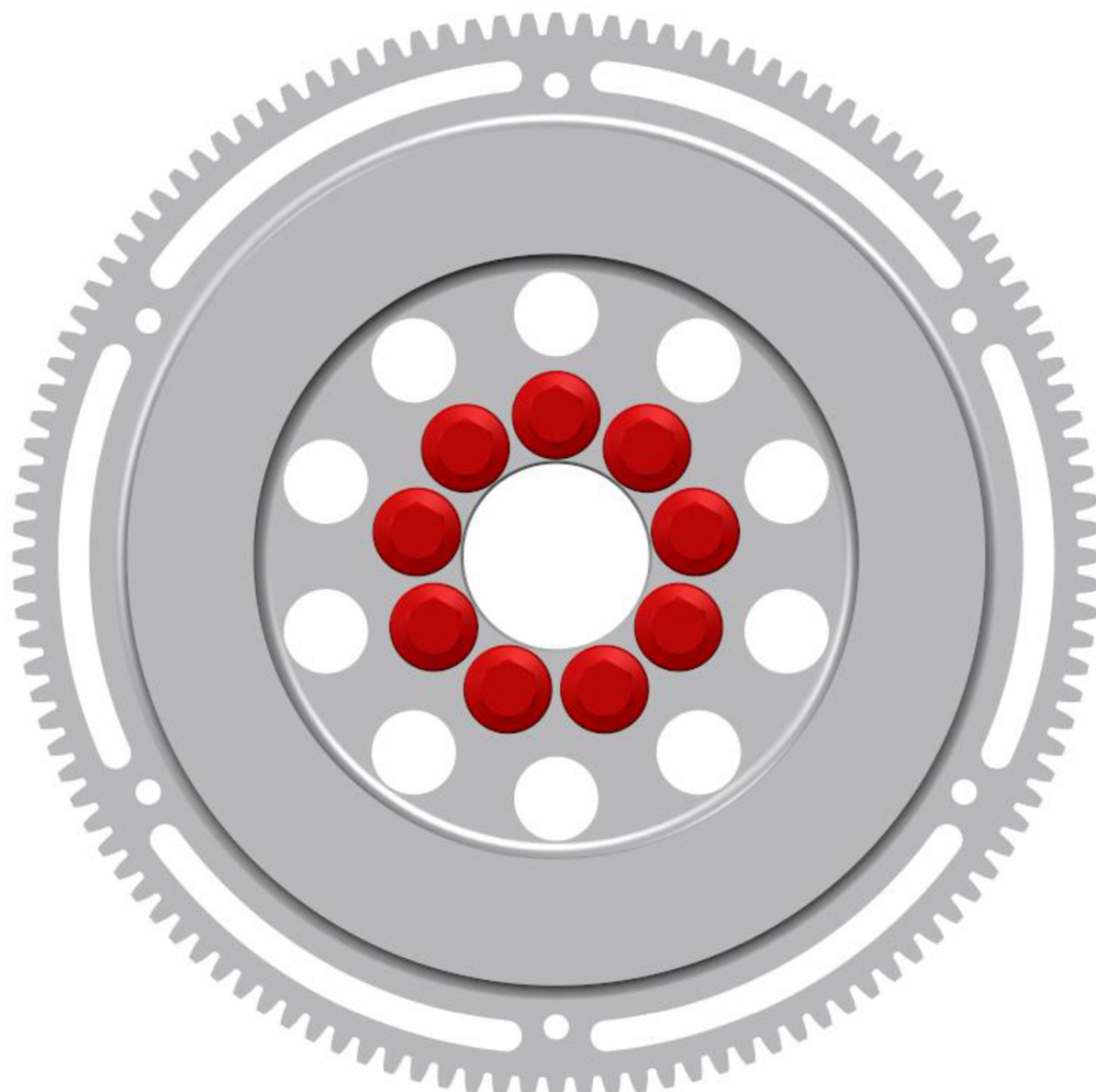


Obr. 77 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 17

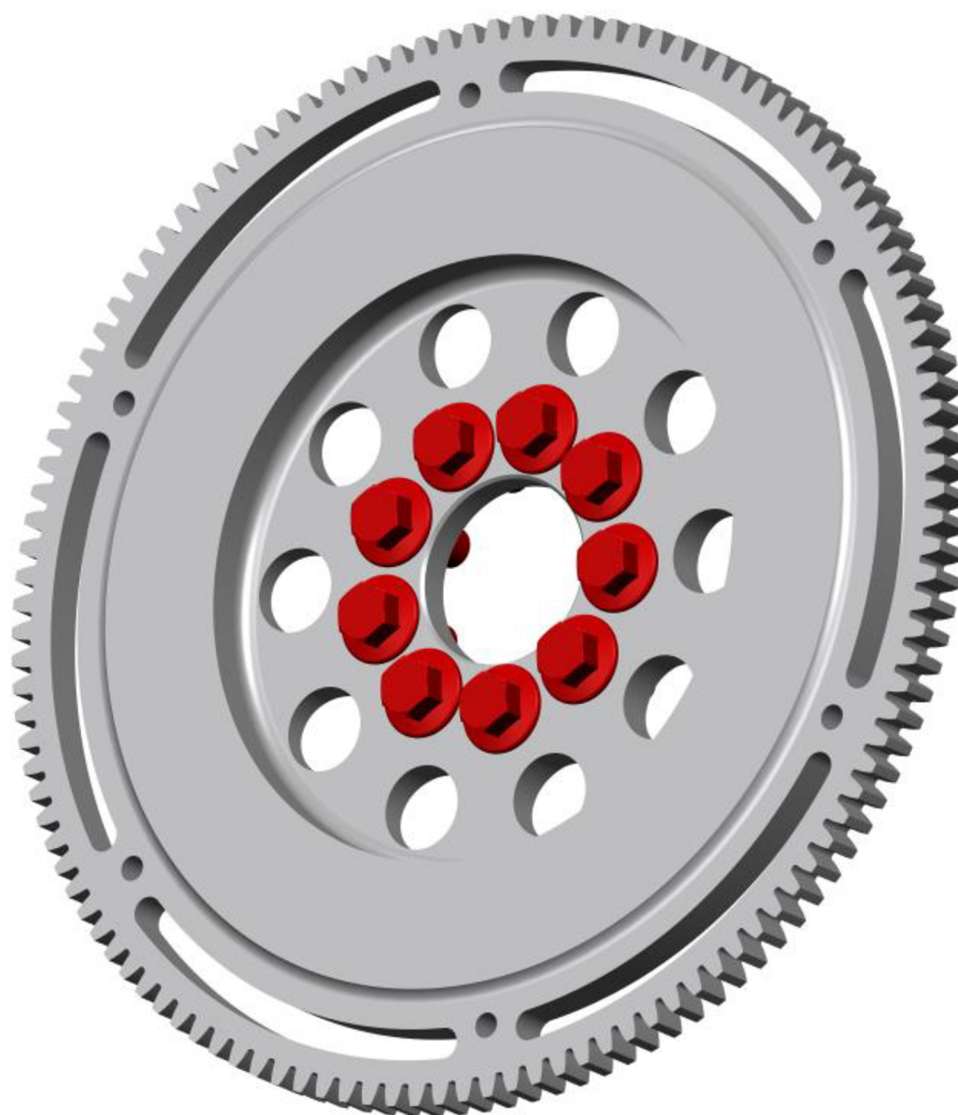


Obr. 78 Vlastní tvar klikového hřídele odpovídající vlastní frekvenci číslo 18

PŘÍLOHA 3 – KONSTRUKCE DÍLŮ SESTAVA SETRVAČNÍKU



Obr. 79 Čelní pohled na sestavu setrvačnicku



Obr. 80 Sestava setrvačnicku

Hmotnost:

$$m = 7,044 \text{ kg}$$

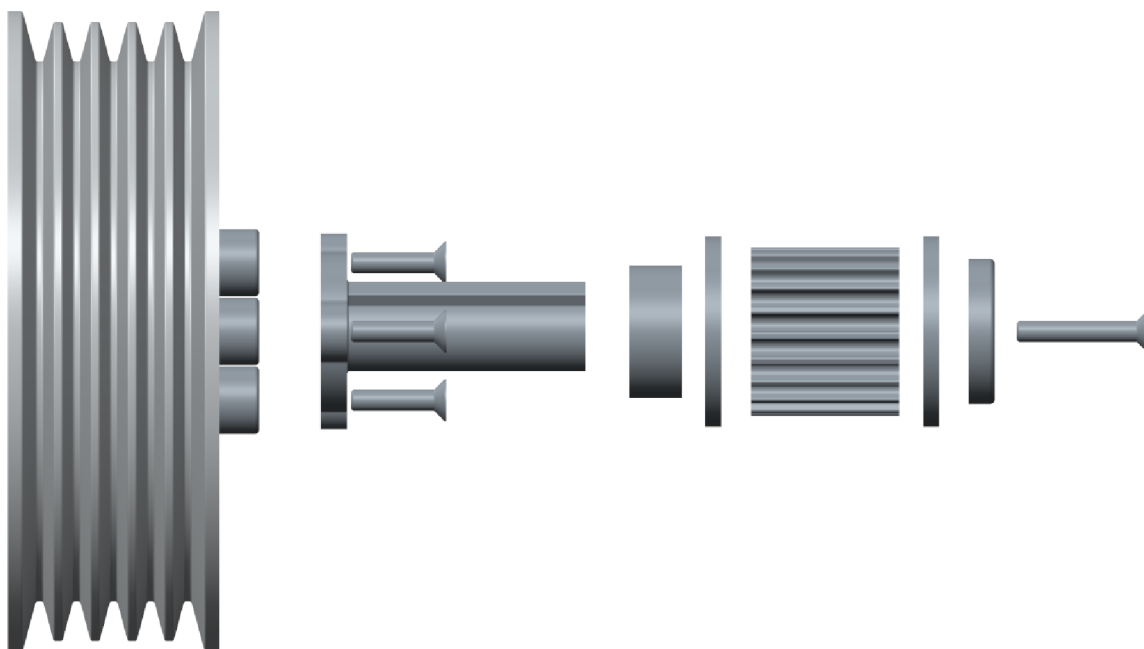
Tenzor setrvačnosti vůči souřadnému systému používaném v FEV Virtual Engine:

$$I = \begin{pmatrix} 45\,552,52 & 0 & 0 \\ 0 & 45\,552,52 & 0 \\ 0 & 0 & 86\,701,68 \end{pmatrix} \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

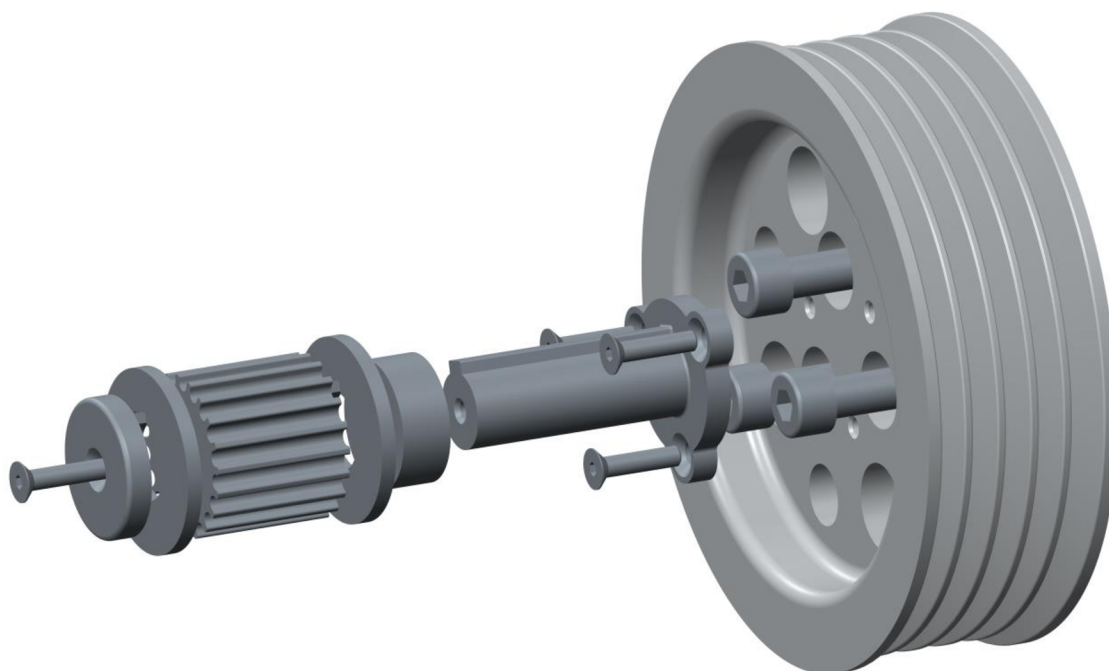
SESTAVA ŘEMENICE



Obr. 81 Sestava řemenice a pohonu olejových čerpadel



Obr. 82 Sestava řemenice v demontovaném stavu



Obr. 83 Řemenice v demontovaném stavu 2

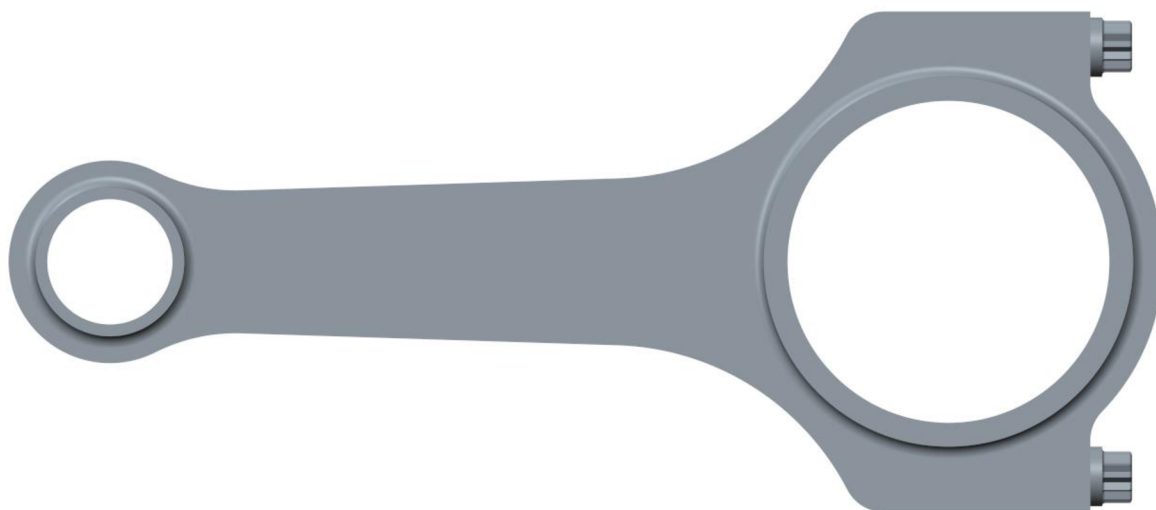
Hmotnost:

$$m = 0,758 \text{ kg}$$

Tenzor setrvačnosti vůči souřadnému systému používaném v FEV Virtual Engine:

$$I = \begin{pmatrix} 878,21 & 0 & 0 \\ 0 & 878,21 & 0 \\ 0 & 0 & 1\,238,01 \end{pmatrix} \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

OJNICE



Obr. 84 Ojnice dle produktu firmy Arrow



Obr. 85 Ojnice dle produktu firmy Arrow

Hmotnost⁵:

$$m = 0,5578 \text{ kg}$$

Tenzor setrvačnosti vůči souřadnému systému používaném v FEV Virtual Engine:

$$I = \begin{pmatrix} 265,42 & 0 & 0 \\ 0 & 2\,717,01 & 0 \\ 0 & 0 & 2\,956,96 \end{pmatrix} \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

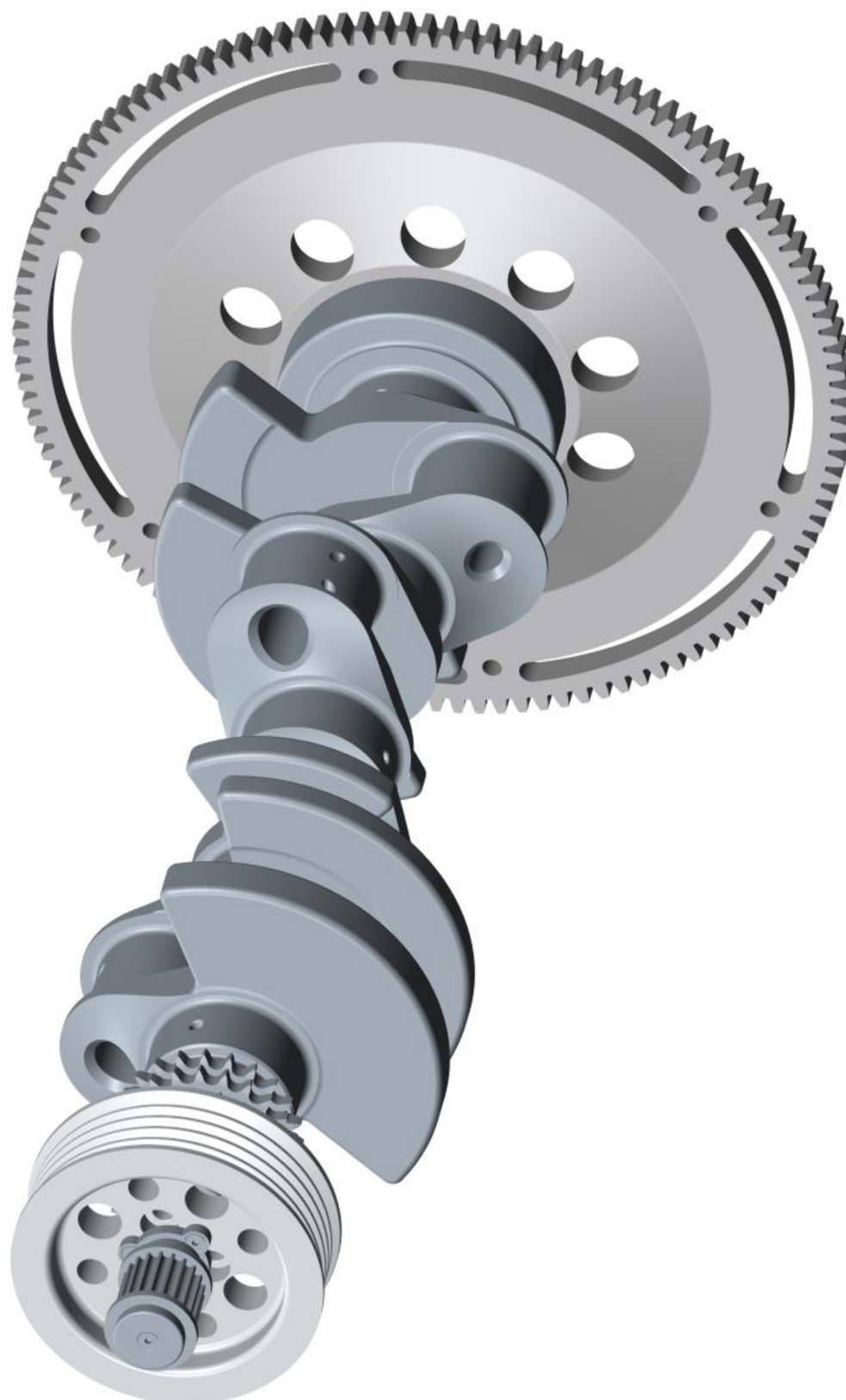
⁴ Fotografie ojnice dostupná z:

http://shop.arrowprecision.com/media/catalog/product/cache/1/image/1800x/040ec09b1e35df139433887a97daa66f/a/r/arrow178_2.jpg

⁵ Hmotností parametry a rozměry založeny na údajích o ojnici od výrobce.

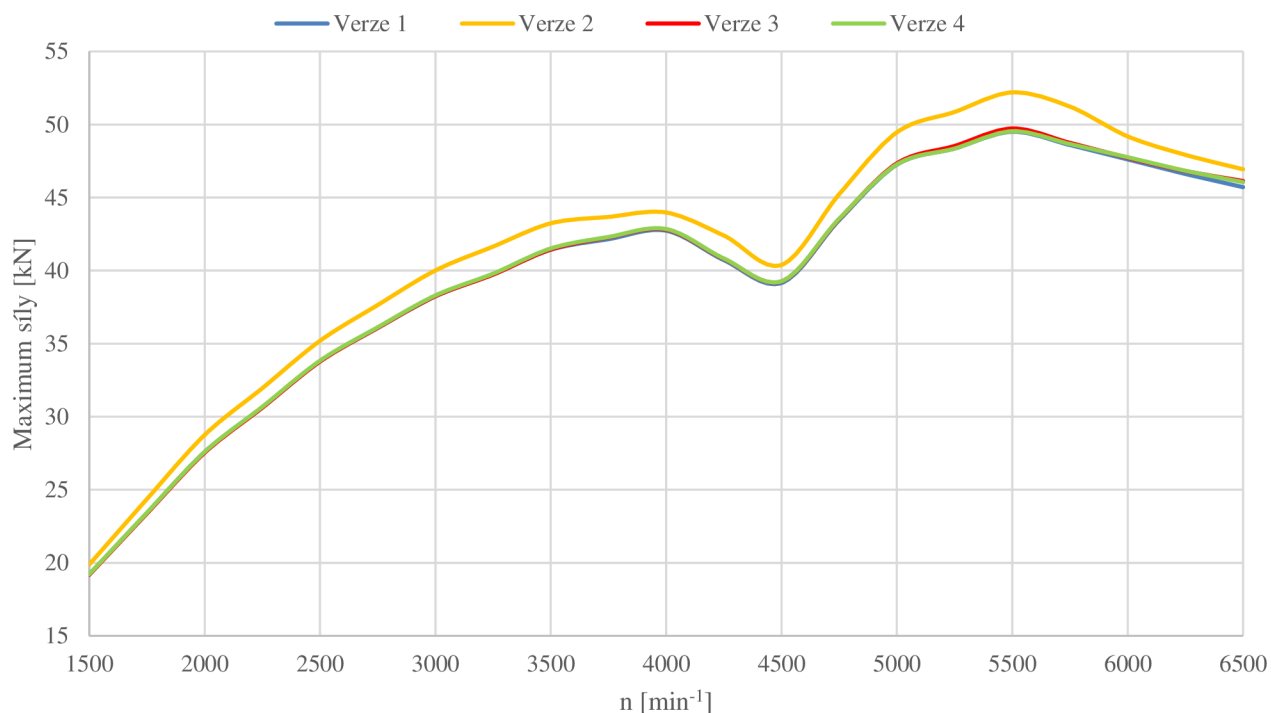


Obr. 86 Sestava klikového hřídele

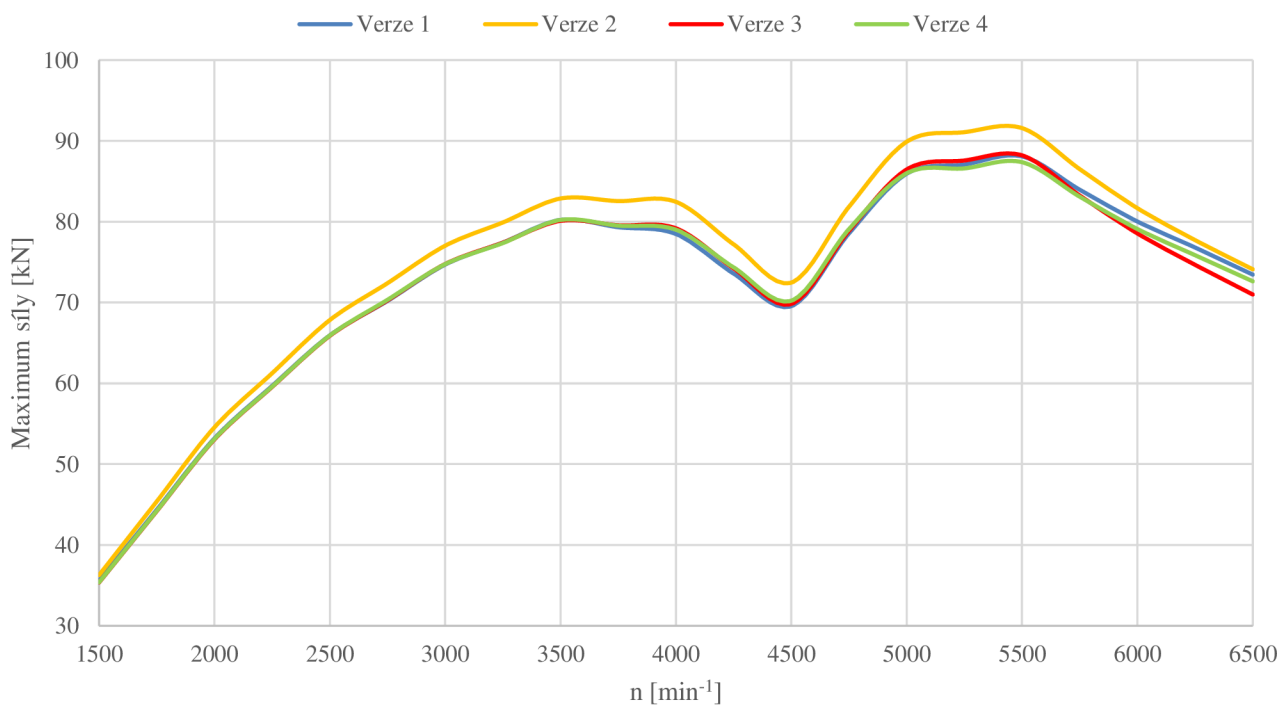


Obr. 87 Sestava klikového hřídele

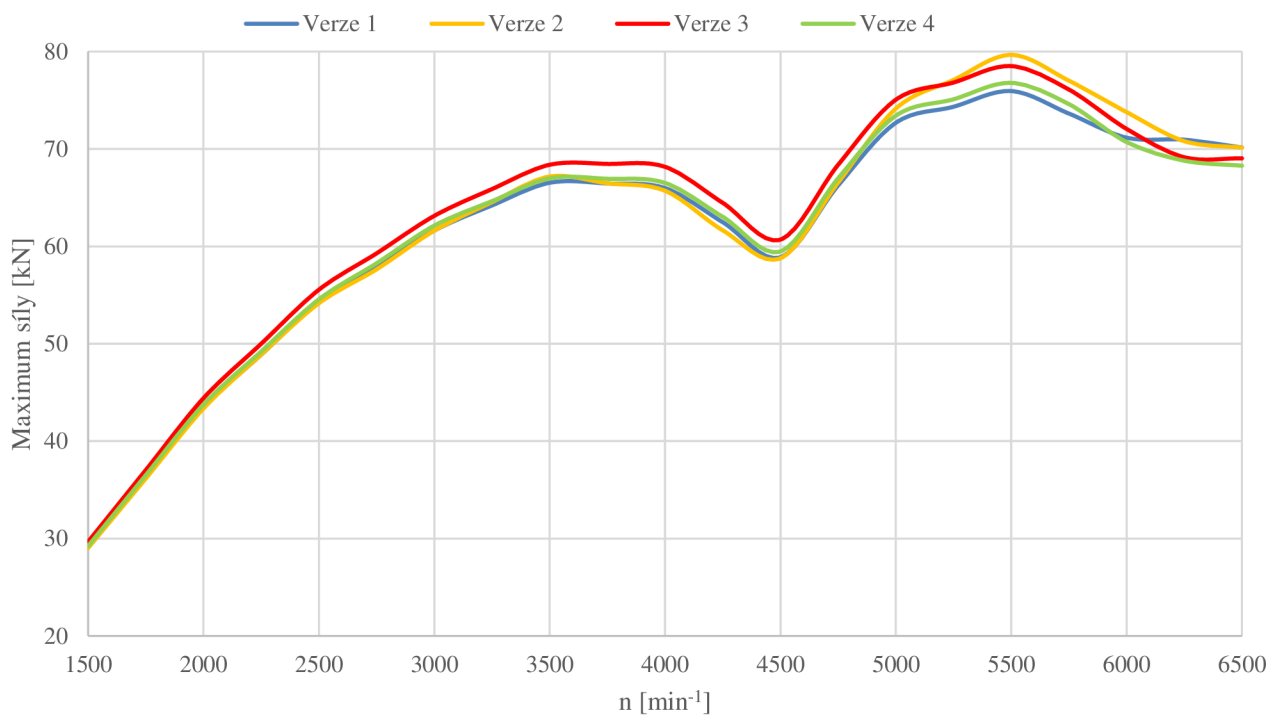
PŘÍLOHA 4 – ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK



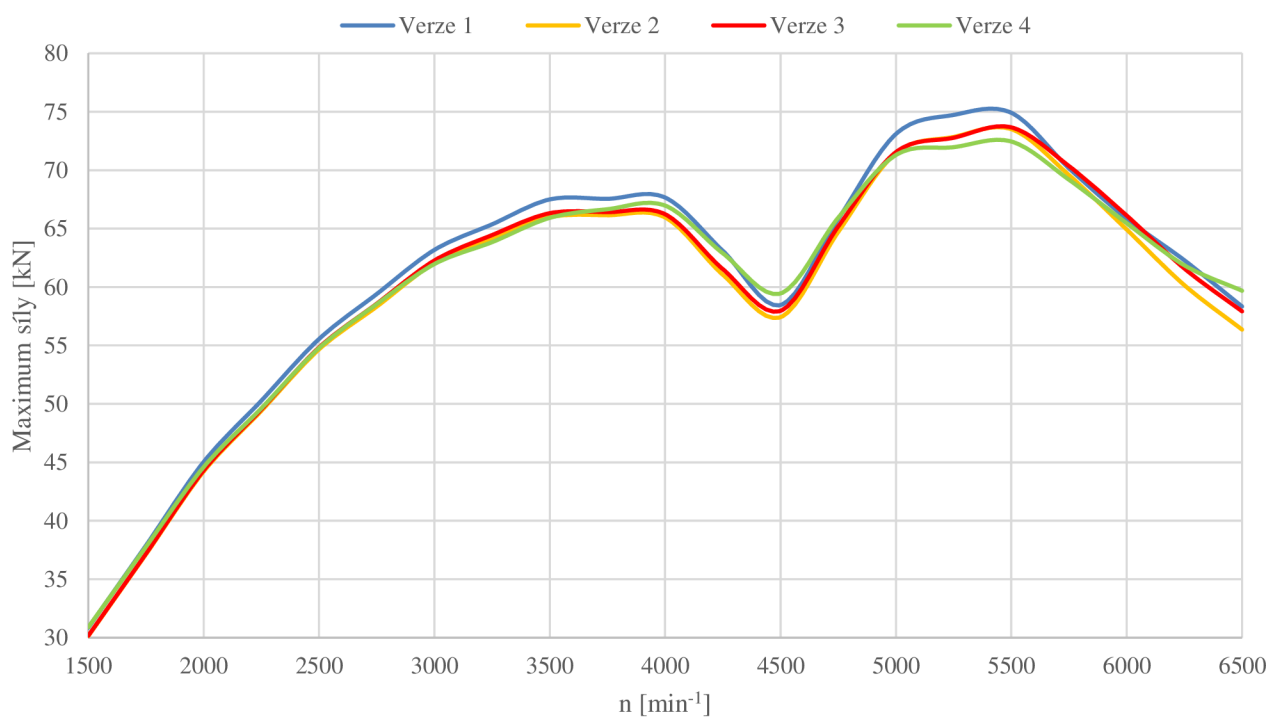
Obr. 88 Zatížení prvního hlavního ložiska



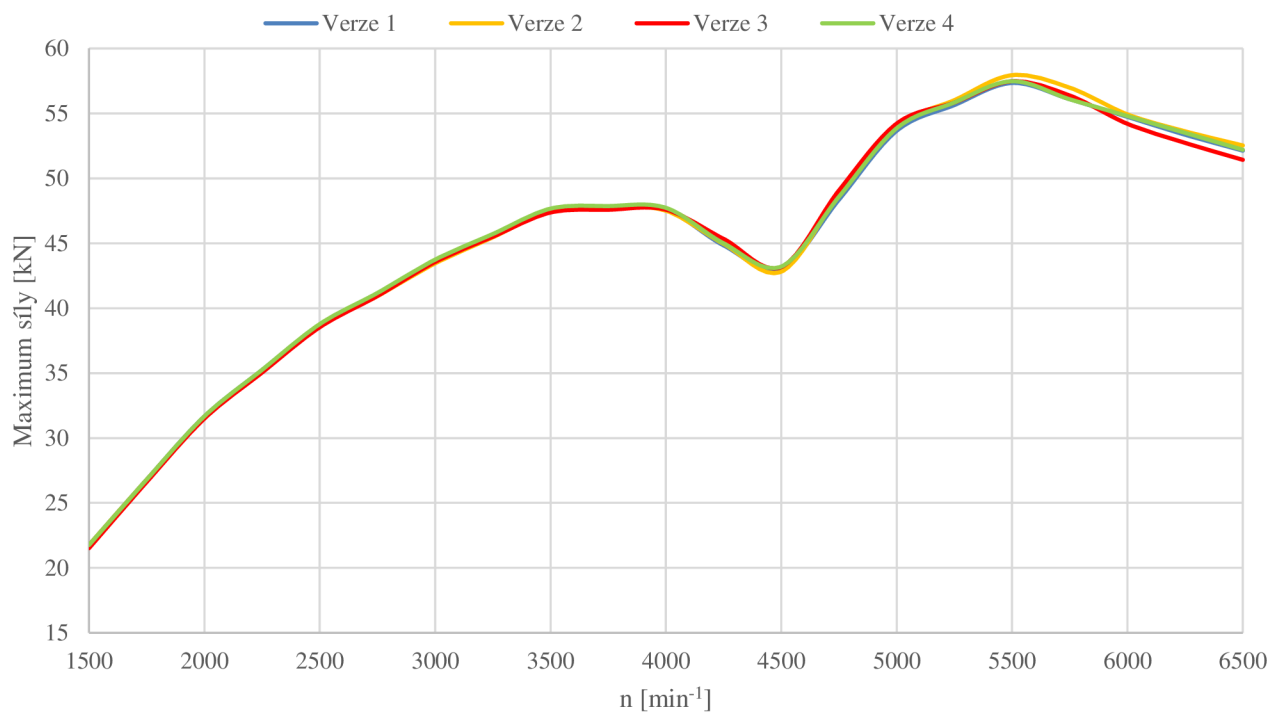
Obr. 89 Zatížení druhého hlavního ložiska



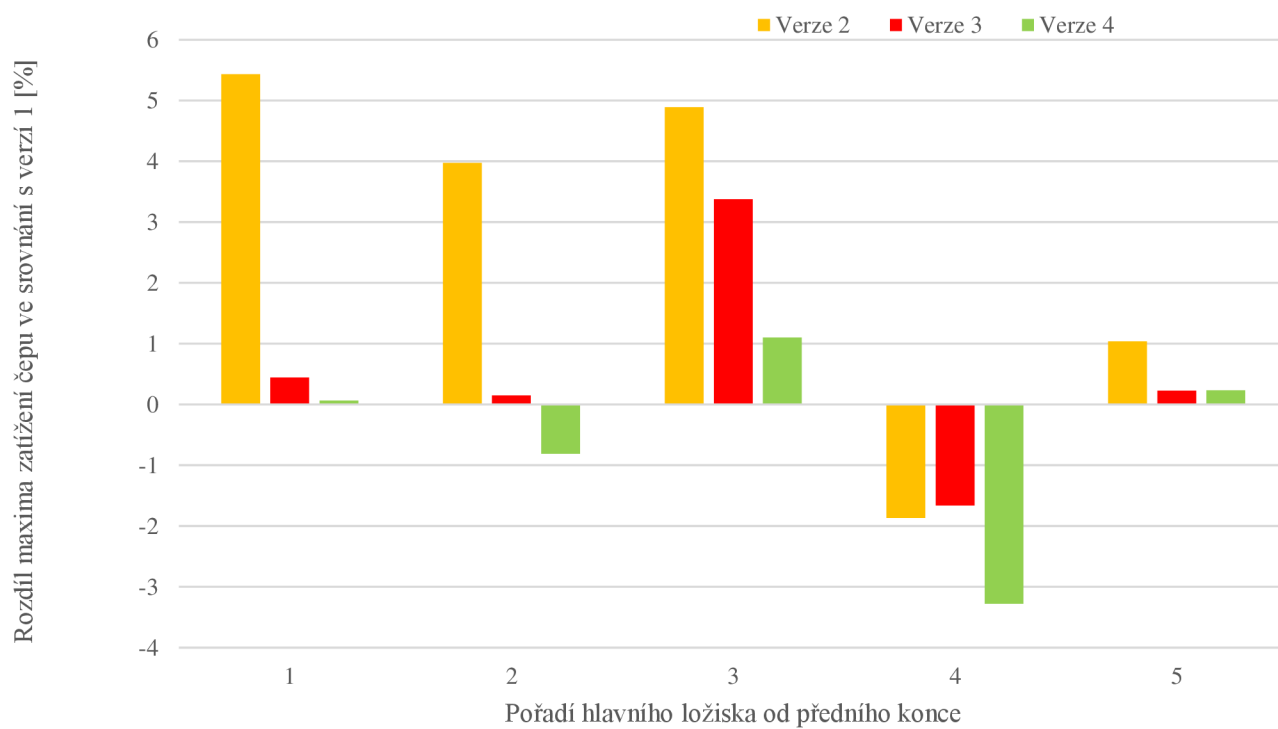
Obr. 90 Zatížení třetího hlavního ložiska



Obr. 91 Zatížení čtvrtého hlavního ložiska

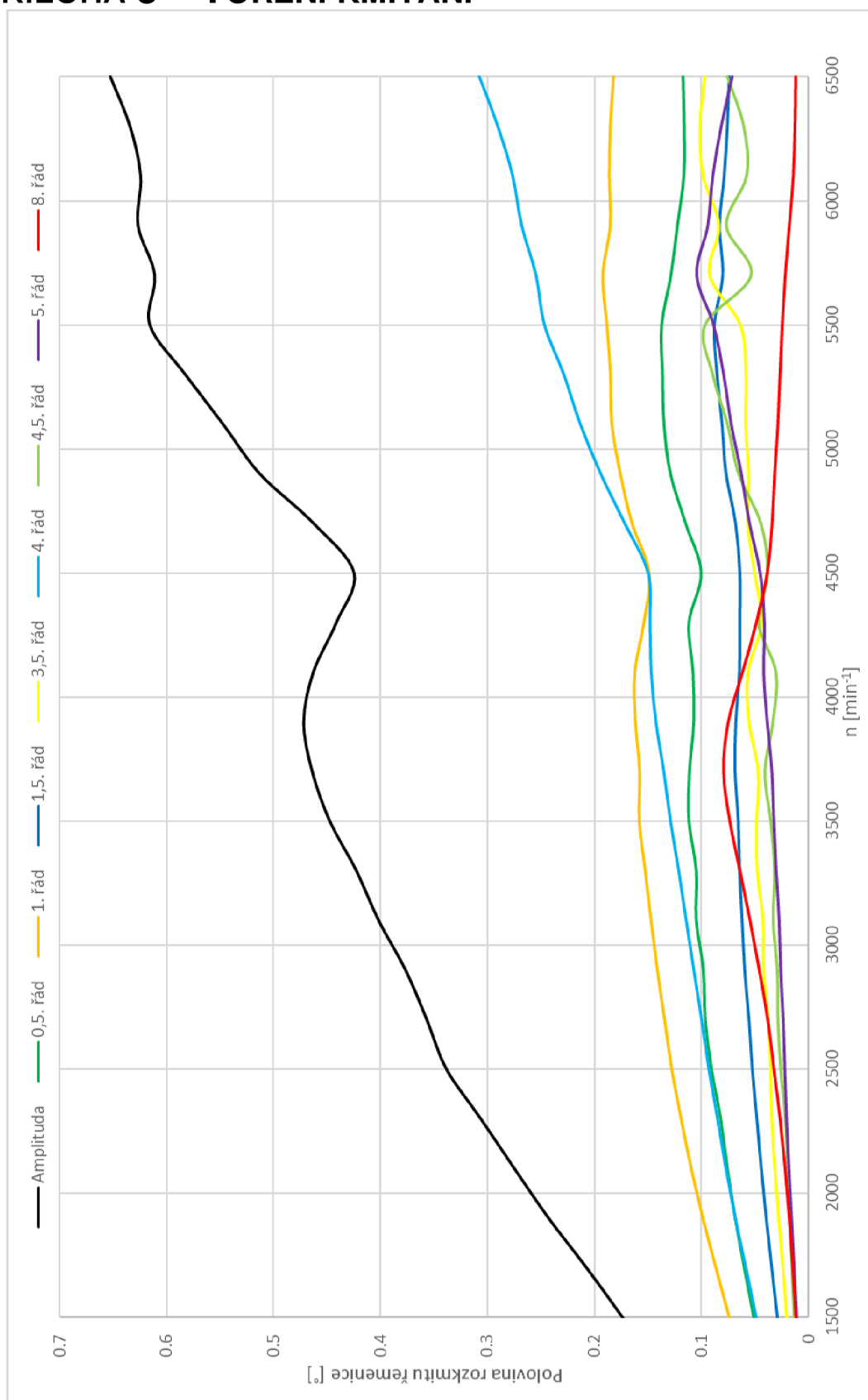


Obr. 92 Zatížení pátého hlavního ložiska

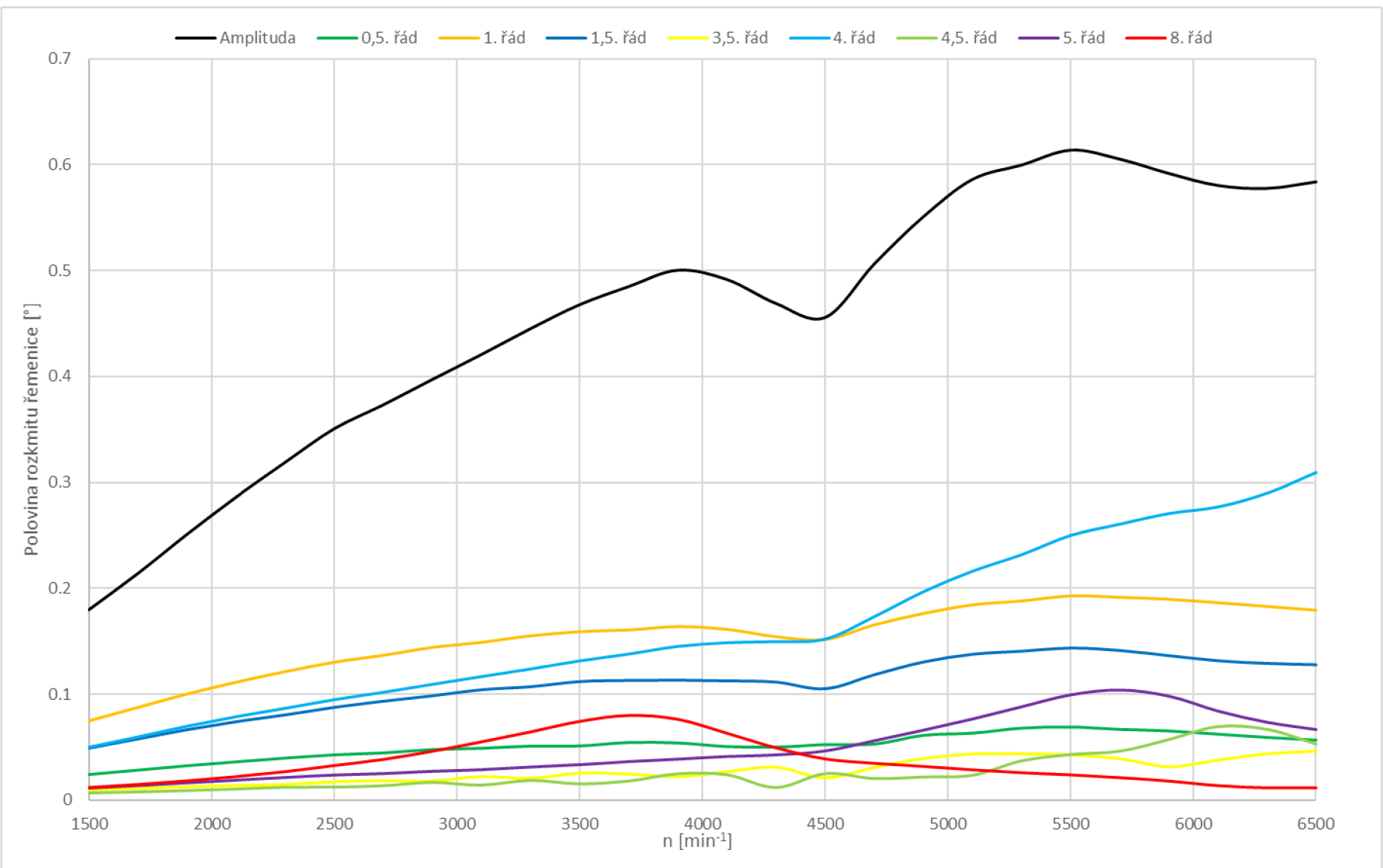


Obr. 93 Srovnání zatížení hlavních ložisek se sériovým pořadím zápalů v celém otáčkovém rozsahu

PŘÍLOHA 5 – TORZNÍ KMITÁNÍ

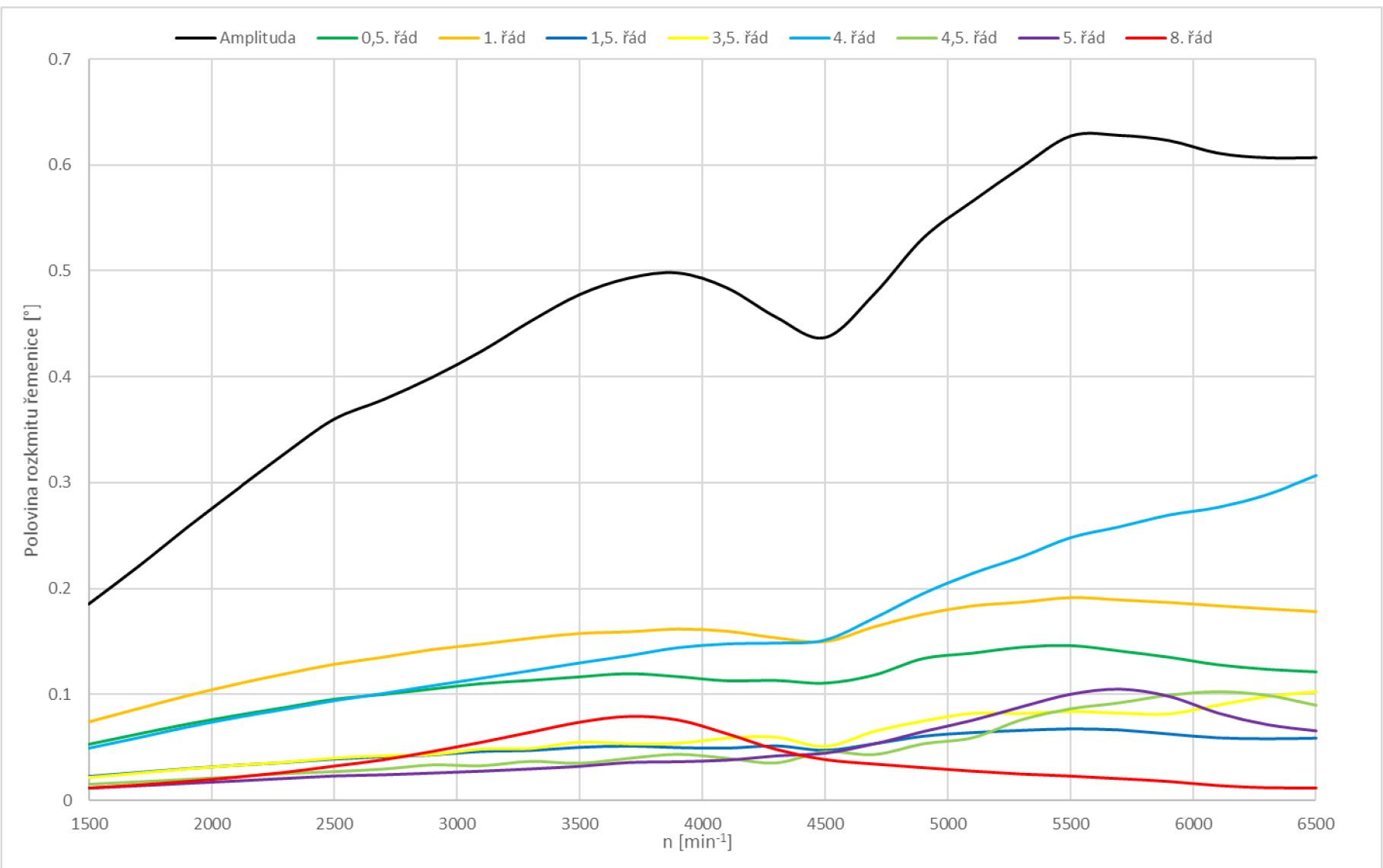


Obr. 94 Průběh amplitudy a harmonických složek kmitání řemenice verze 1



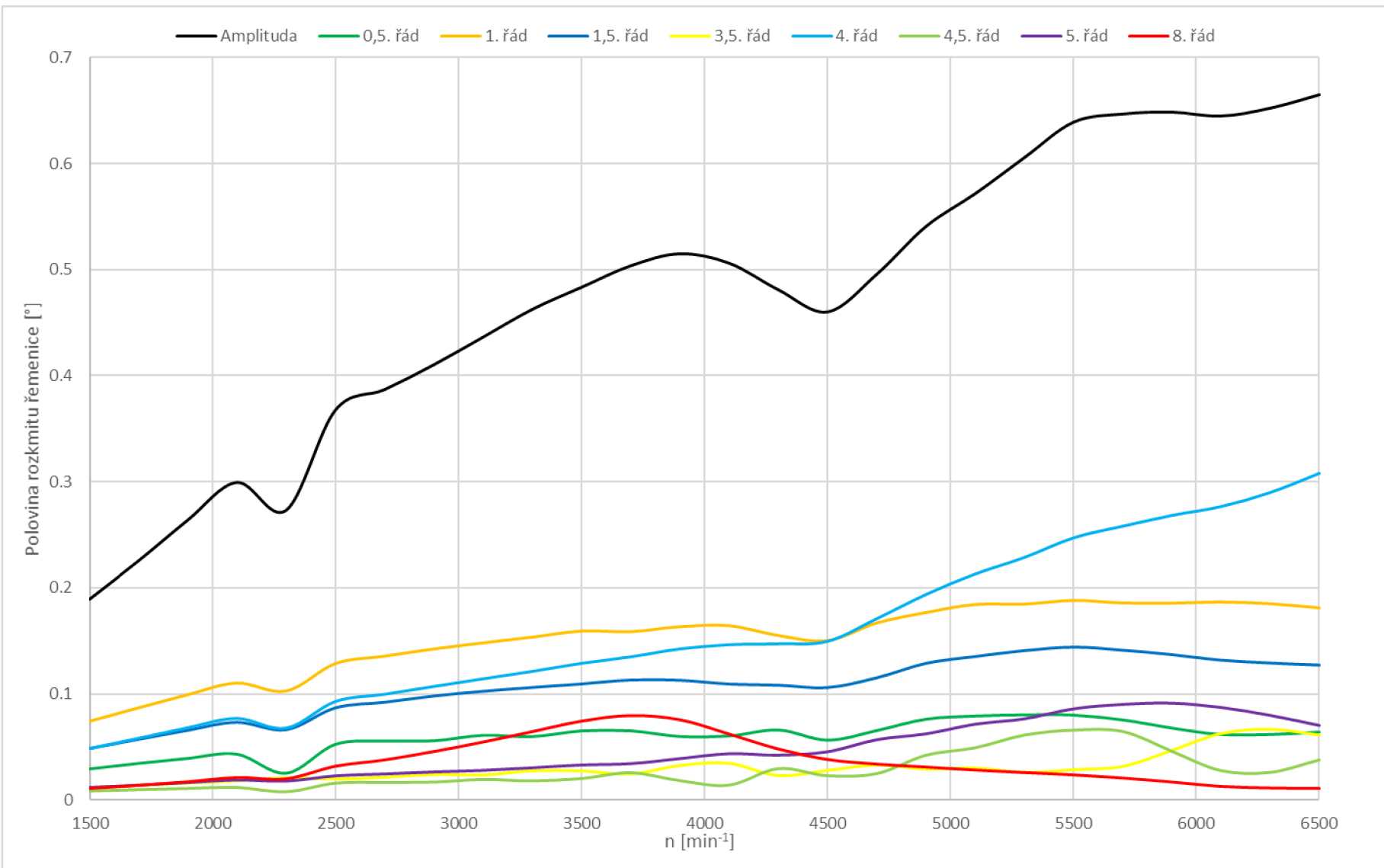
Obv. 95 Příběh amplitudy a harmonických složek kmitání řemenice verze 2



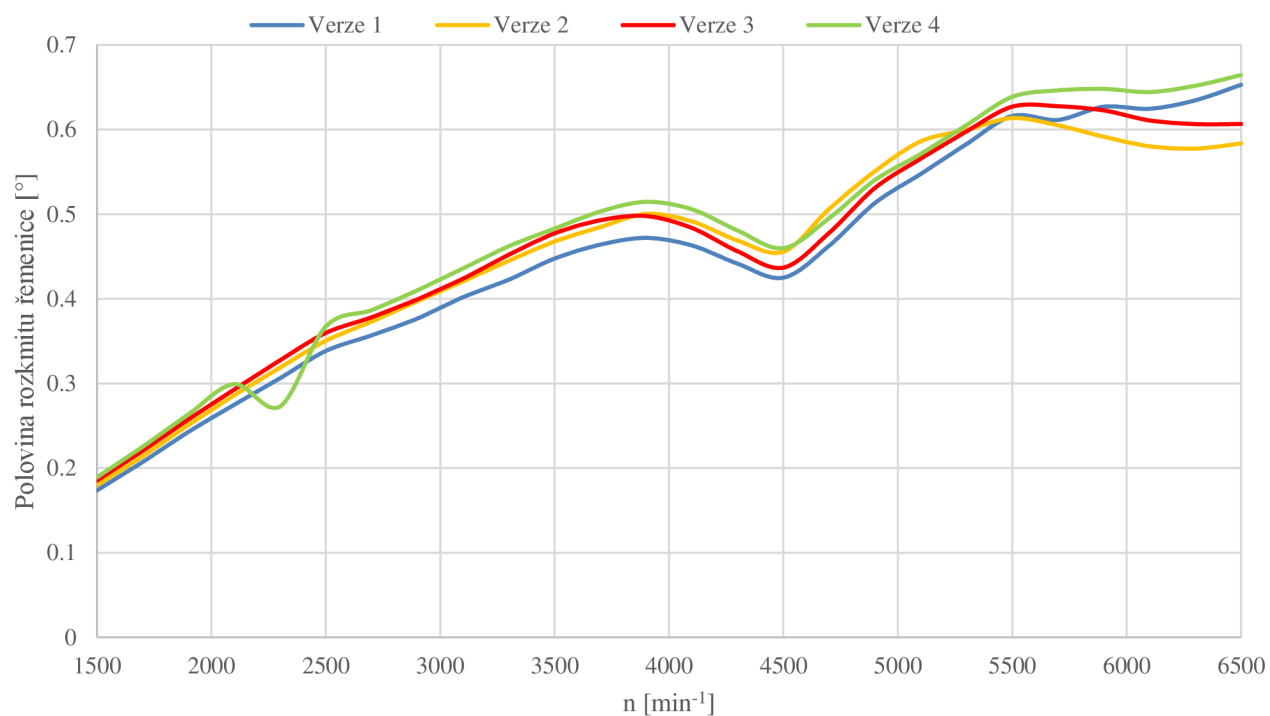


Obr. 96 Průběh amplitudy a harmonických složek kmitání řemenice verze 3

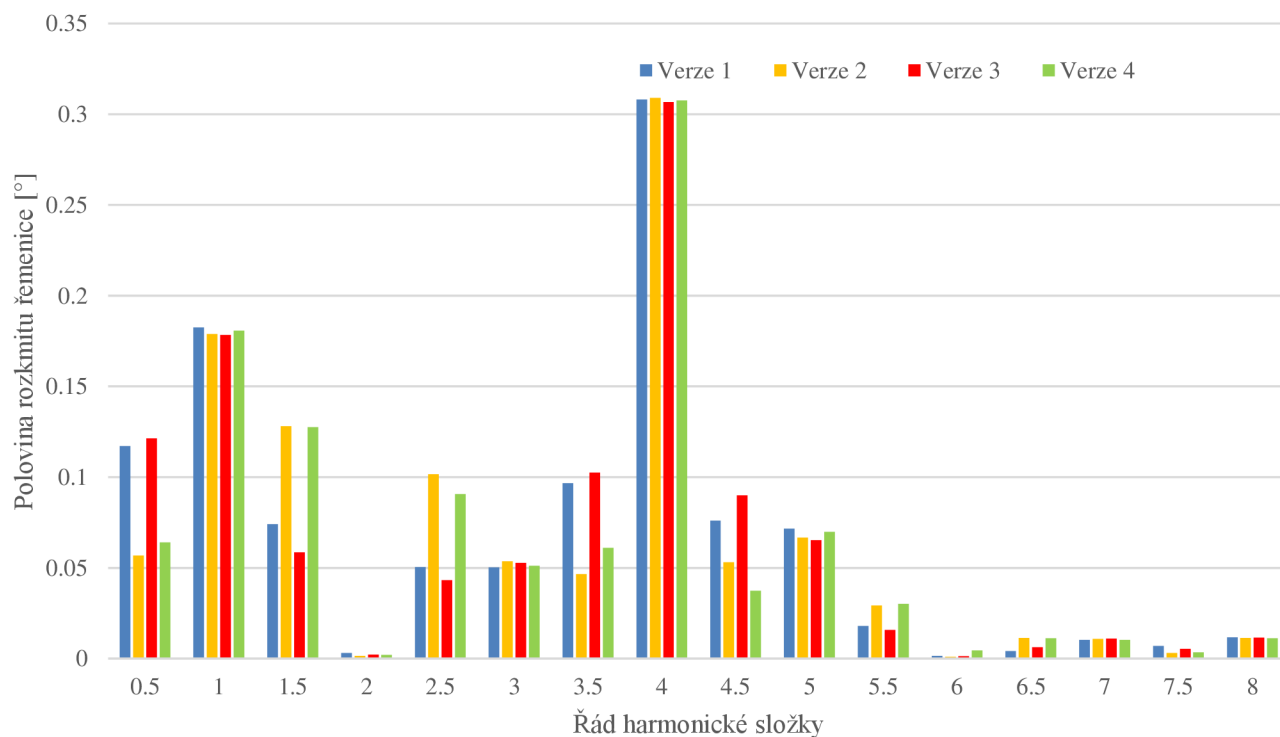




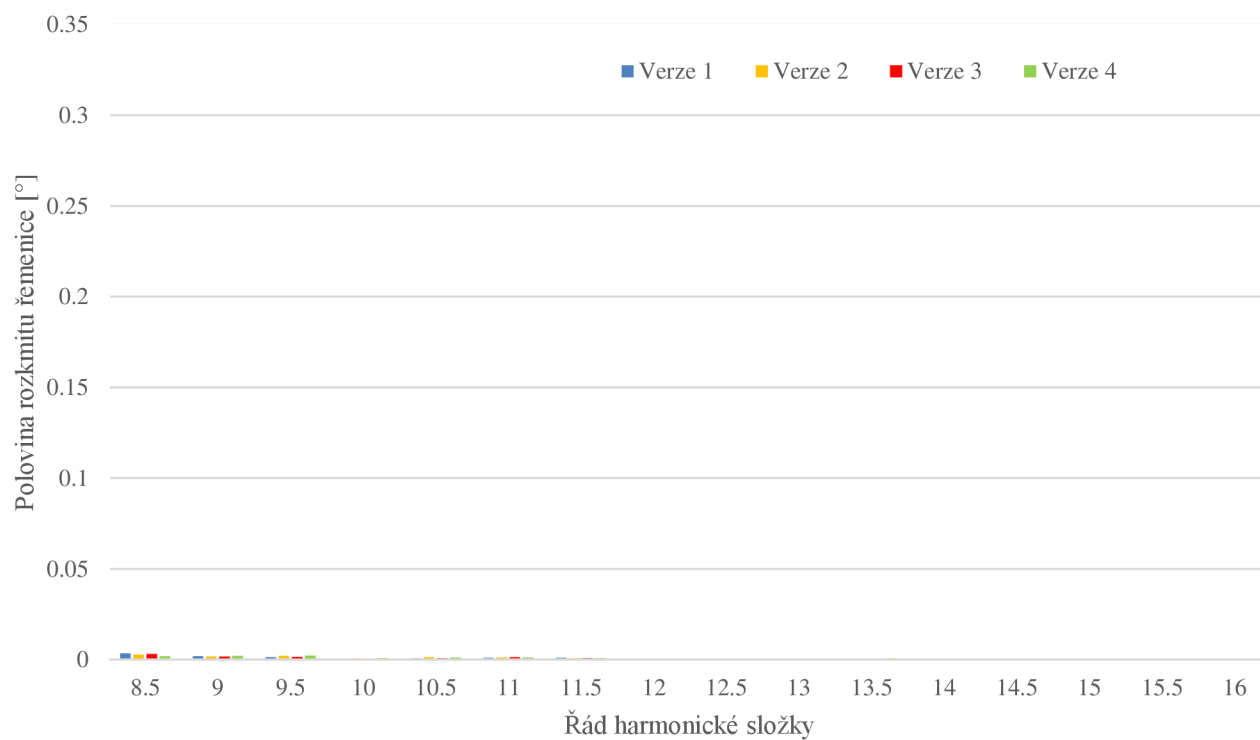
Obr. 97 Průběh amplitudy a harmonických složek kmitání řemenice verze 4



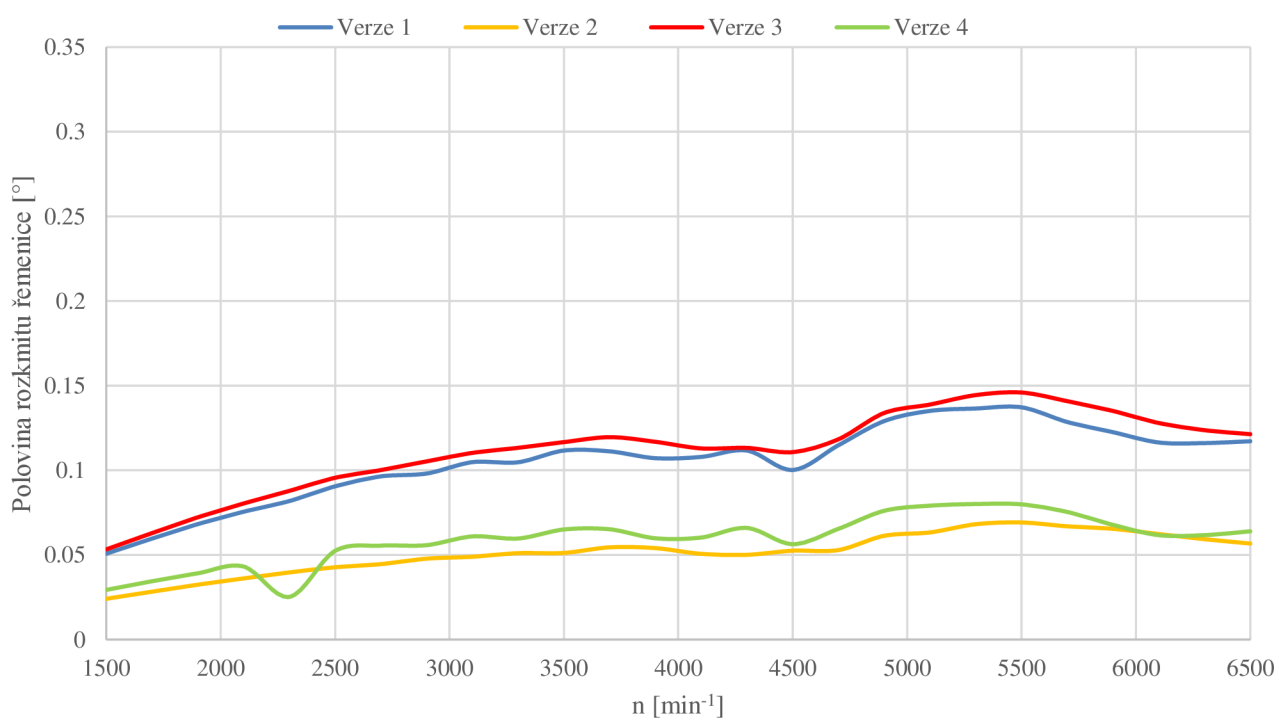
Obr. 98 Srovnání závislosti poloviny rozkmitu řemenice všech čtyř variant



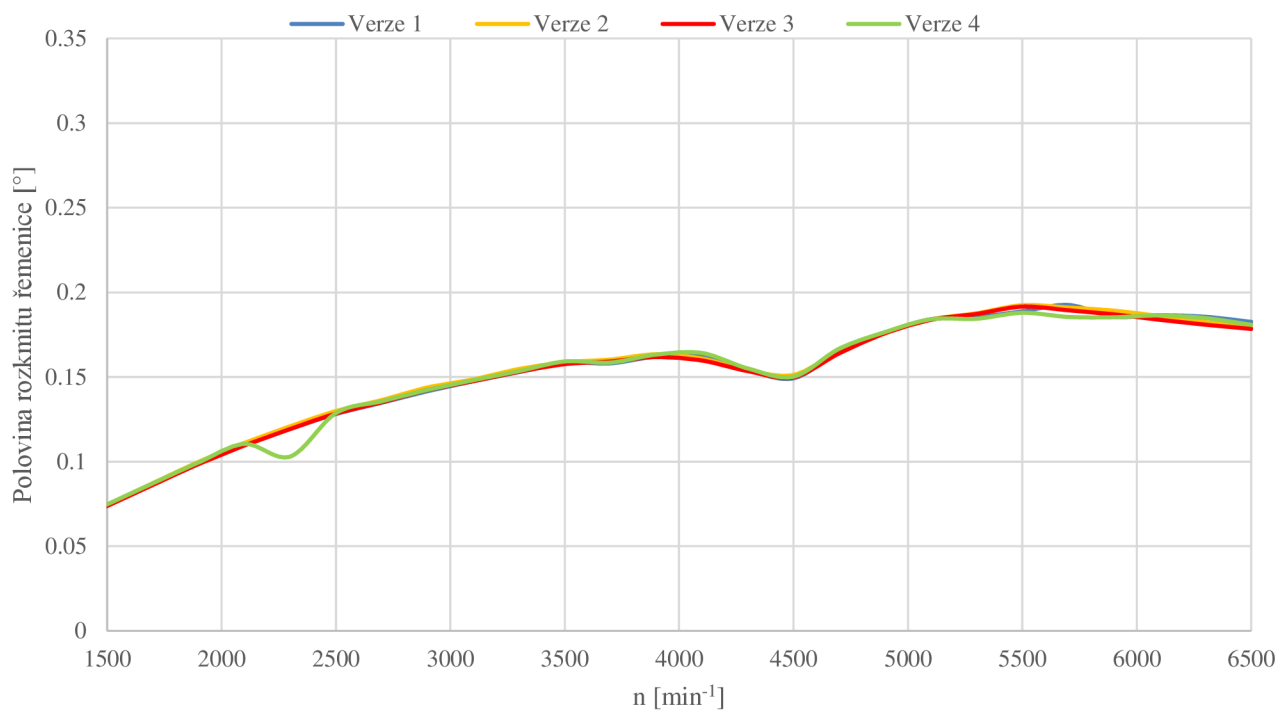
Obr. 99 Porovnání prvních 16 harmonických složek kmitání řemenice při 6 500 min⁻¹



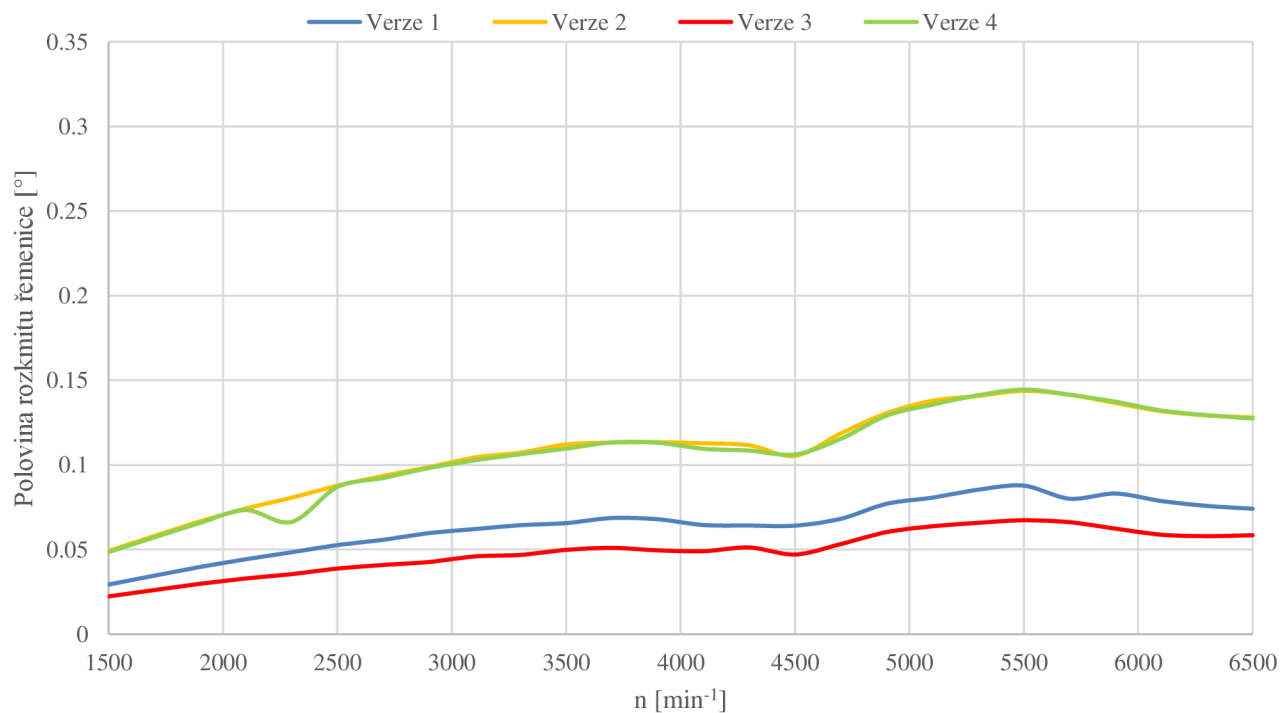
Obr. 100 Porovnání druhých 16 harmonických složek kmitání řemenice při 6 500 min^{-1}



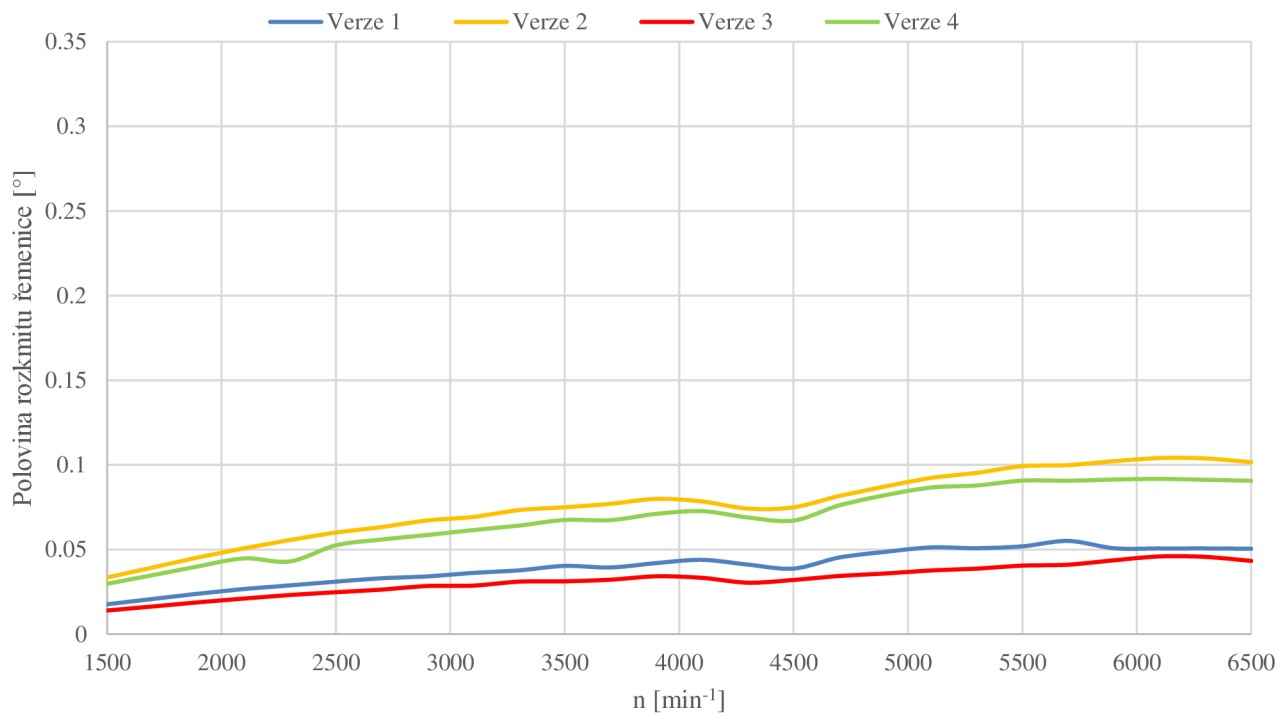
Obr. 101 0,5. řád harmonické složky kmitání řemenice



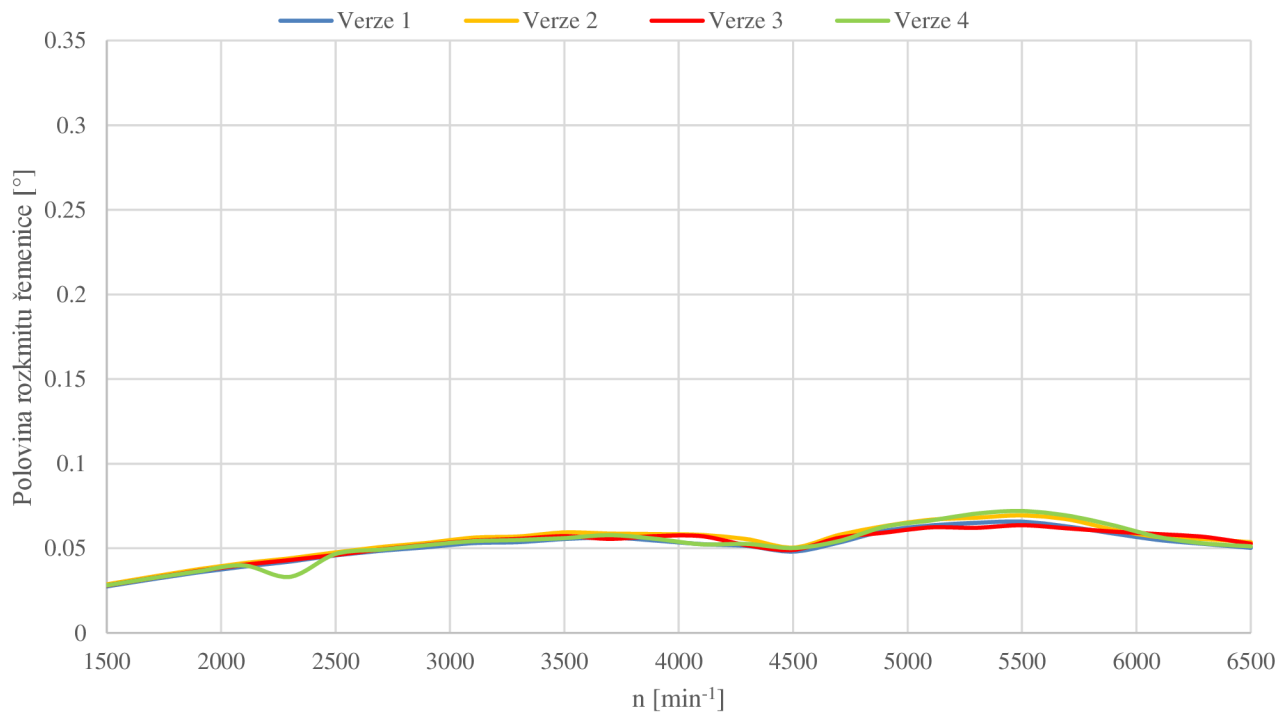
Obr. 102 1. řád harmonické složky kmitání řemenice



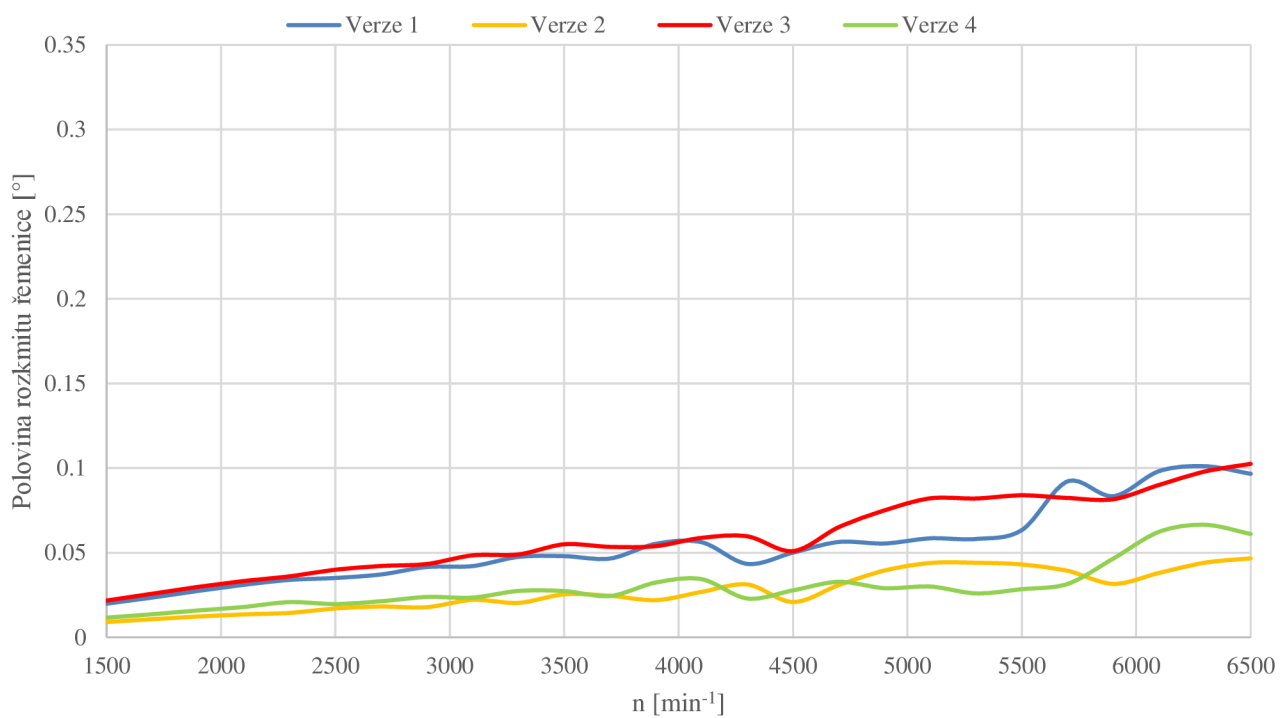
Obr. 103 1,5. řád harmonické složky kmitání řemenice



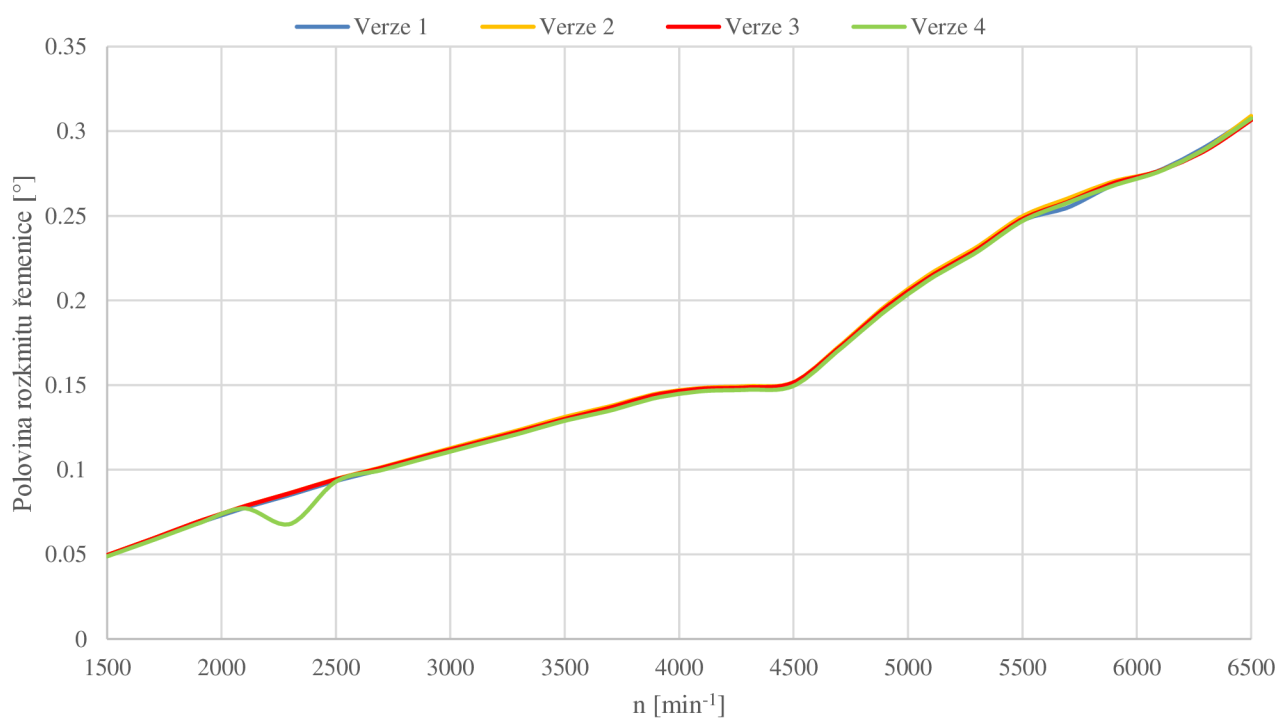
Obr. 104 2,5. řád harmonické složky kmitání řemenice



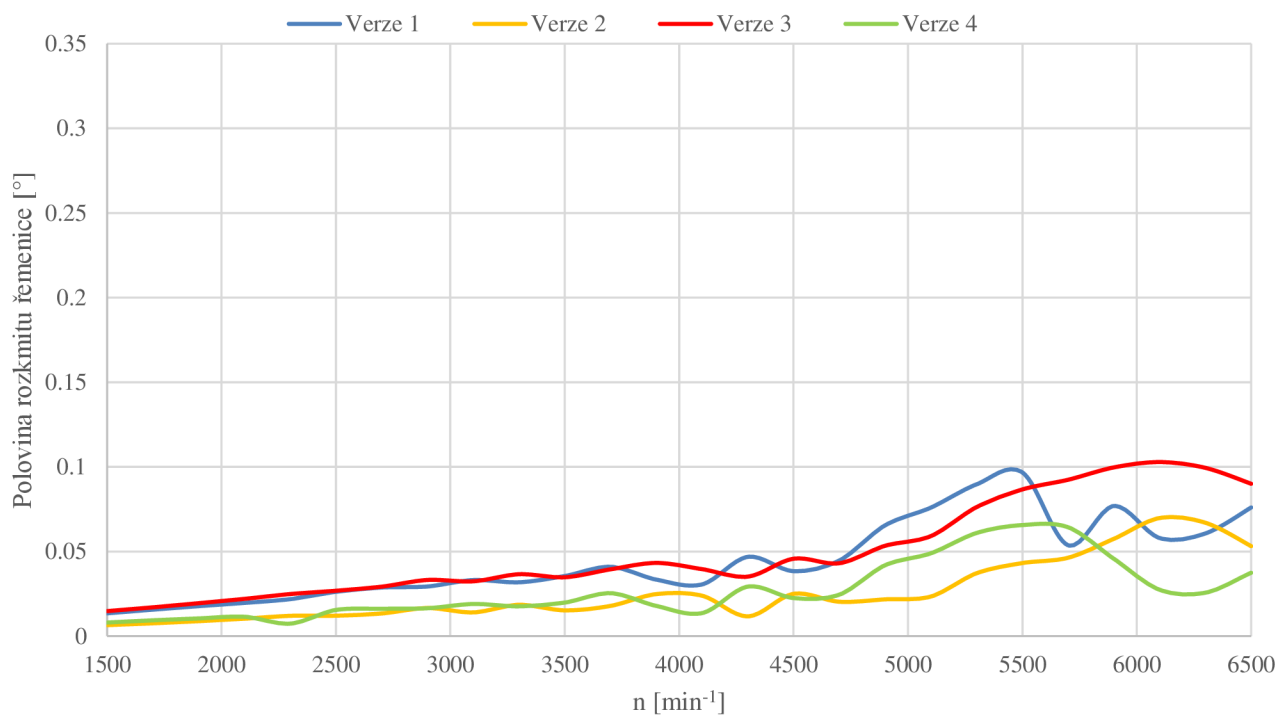
Obr. 105 3. řád harmonické složky kmitání řemenice



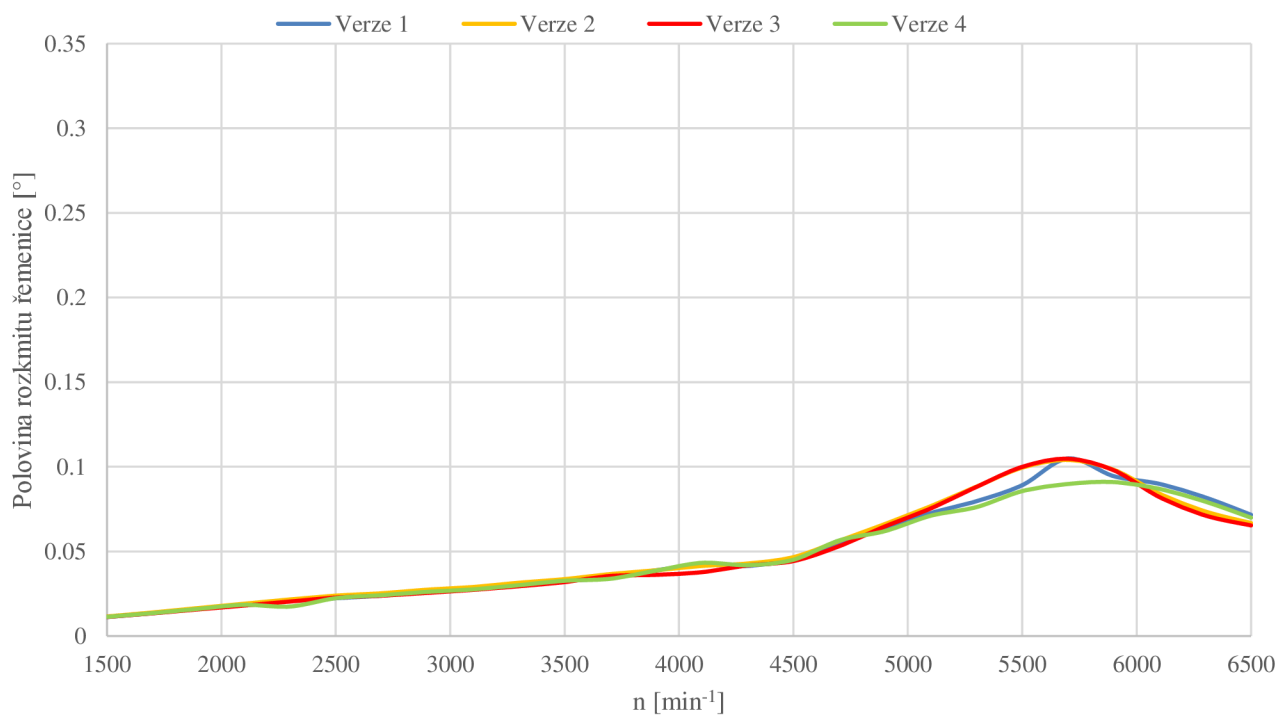
Obr. 106 3,5. řád harmonické složky kmitání řemenice



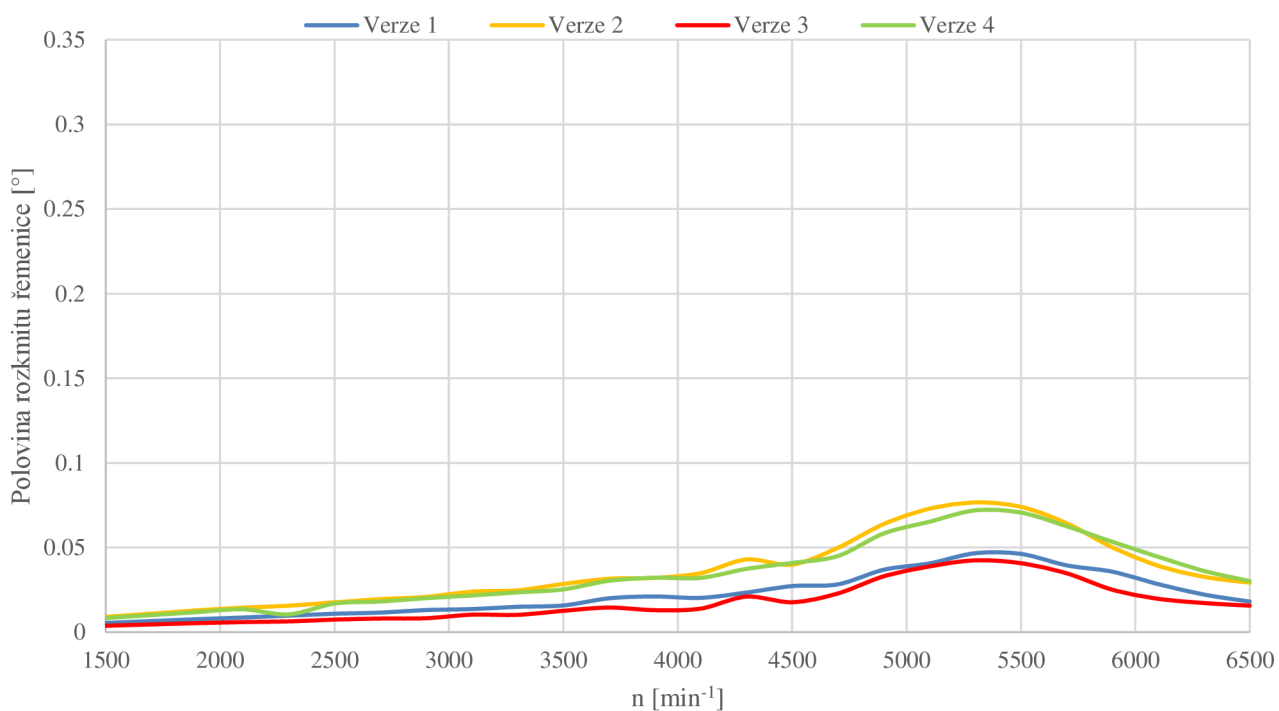
Obr. 107 4. řád harmonické složky kmitání řemenice



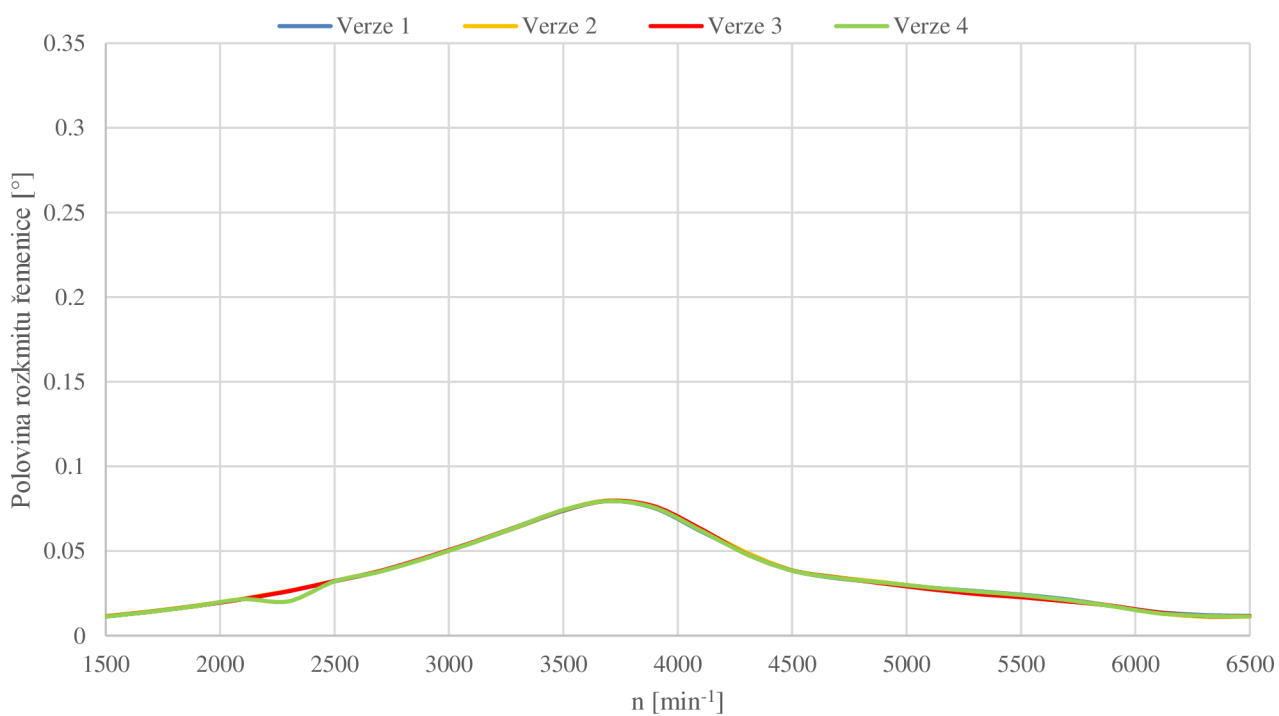
Obr. 108 4,5. řád harmonické složky kmitání řemenice



Obr. 109 5. řád harmonické složky kmitání řemenice

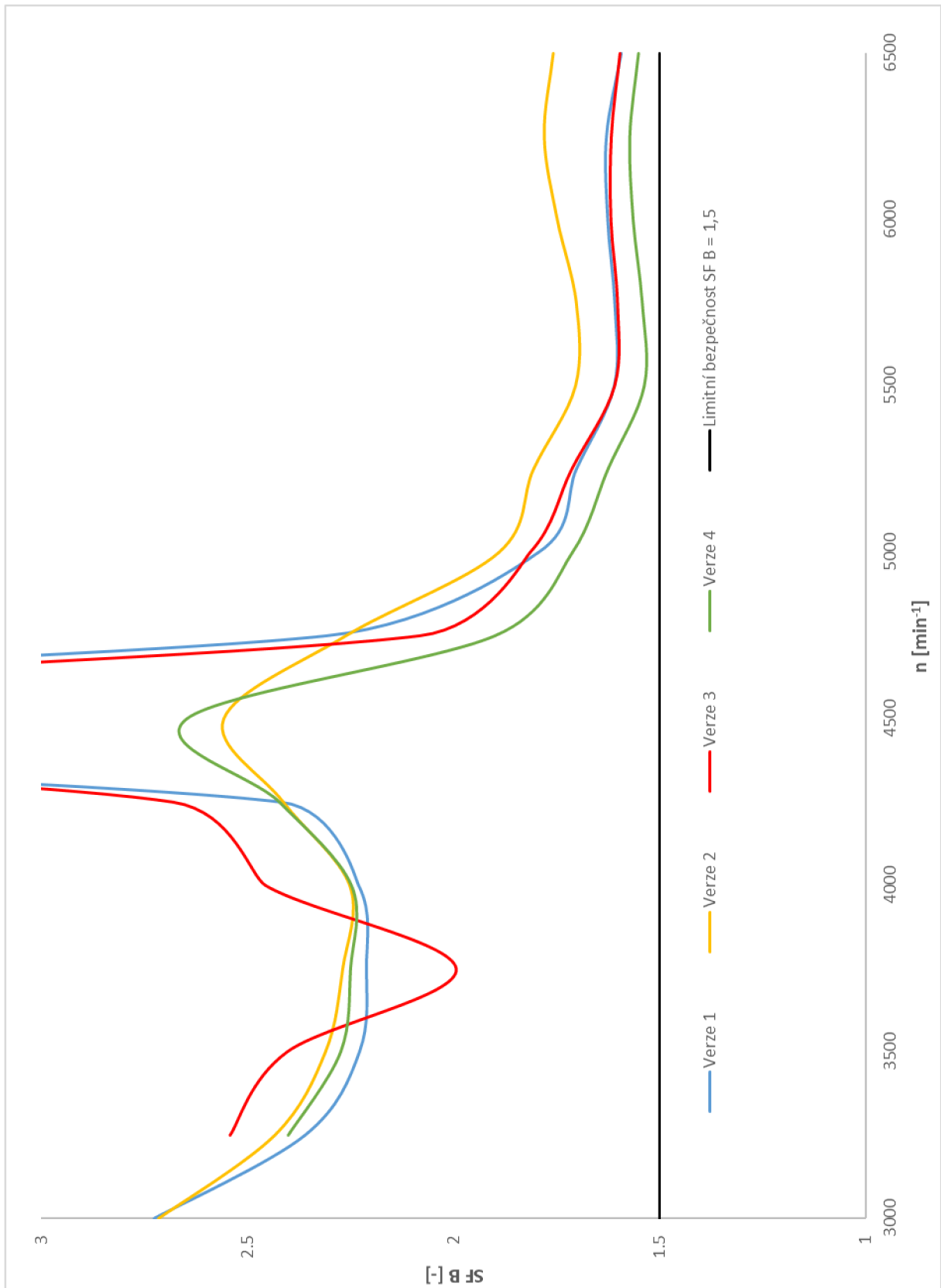


Obr. 110 5.5. řád harmonické složky kmitání řemenice

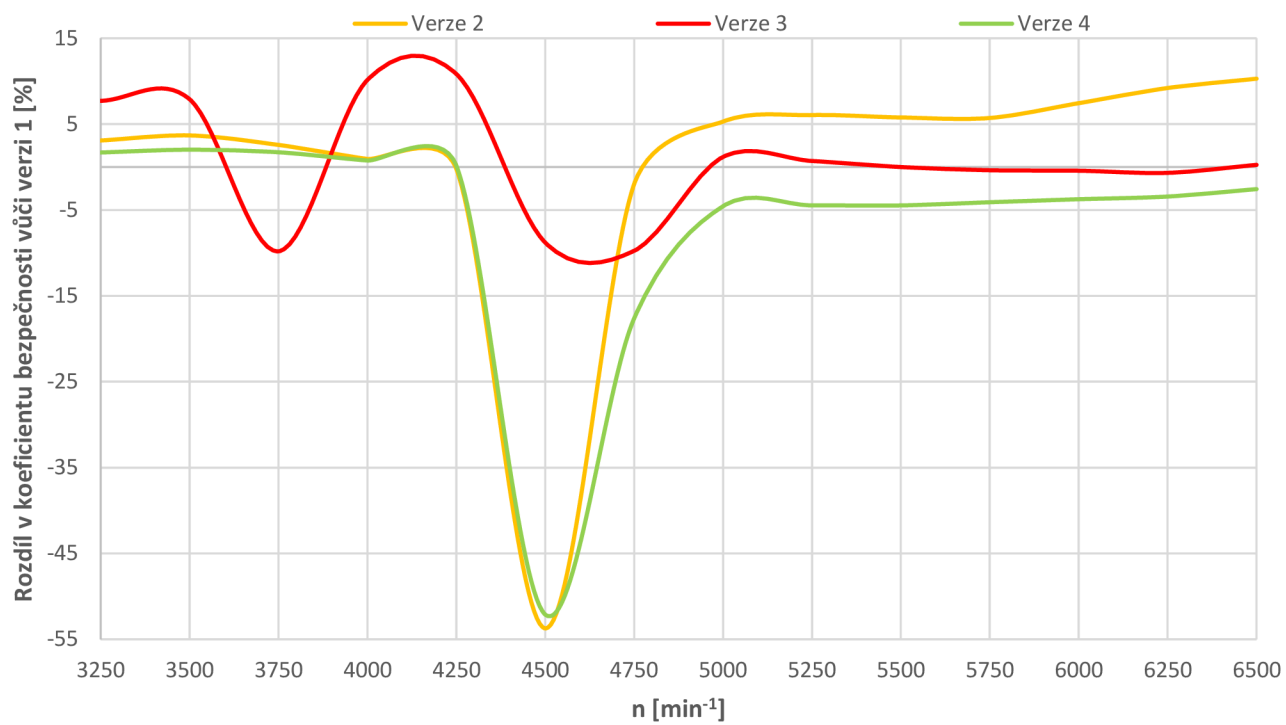


Obr. 111 8. řád harmonické složky kmitání řemenice

PŘÍLOHA 6 - ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST



Obr. 112 Průběh koeficientu bezpečnosti klikového hřídele pro všechny 4 varianty pořadí zážehů



Obr. 113 Srovnání koeficientu bezpečnosti se sériovým pořadím zápalů