



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

VLIV VÝPOČTOVÉHO MODELU DYNAMIKY KLIKOVÉHO MECHANISMU NA ZATÍŽENÍ BLOKU MOTORU

THE INFLUENCE OF A COMPUTATIONAL MODEL OF CRANK TRAIN DYNAMICS ON ENGINE BLOCK LOAD

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Charvát

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Adam Charvát
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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:

Vliv výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu na zatížení bloku motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce výpočtového charakteru zaměřená na porovnání vlivu úrovně výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu v prostředí SIMDRIVE 3D na zatížení bloku motoru v oblasti hlavních ložisek.

Cíle diplomové práce:

Popsat metodiku simulace zatížení bloku zážehového motoru od dynamiky klikového mechanismu v oblasti hlavních ložisek. Sestavit výpočtový model dynamiky klikového mechanismu s hydrodynamickými ložisky v prostředí SIMDRIVE 3D ve třech úrovních provedení: tuhý blok motoru a prutový model klikového hřídele, tuhý blok motoru a modálně redukovaný klikový hřídel, modálně redukovaný blok motoru i klikový hřídel. Provést simulace dynamiky všech variant a vyhodnotit zatížení v oblasti hlavních ložisek. Použít získané zatížení pro analýzu deformace a napjatosti konečně-prvkového modelu bloku motoru v těchto oblastech a provést výpočet únavové životnosti. Porovnat všechny varianty mezi sebou a v závěru zhodnotit dosažené výsledky.

Seznam doporučené literatury:

CONTECS. SIMDRIVE 3D Help System. Berlin: CONTECS Engineering Services, ©2017. Verze 8.17.7.1.

CRAIG, R. R., KURDILA, A. J. Fundamentals of Structural Dynamics. Second edition. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006. 728 s. ISBN 978-0-471-43044-5.

SHABANA, A. A. Dynamics of Multibody Systems. 3rd edition. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. 374 s. ISBN 978-0-521-85011-7.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce zkoumá vliv výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu na zatížení bloku motoru v oblasti hlavních ložisek v závislosti na úrovni diskretizace použitých těles. Jsou srovnány čtyři varianty výpočtového modelu klikového mechanismu v prostředí Multi-Body System softwaru SIMDRIVE 3D z hlediska zatížení hlavních ložisek. Na základě získaných zatížení je provedena pevnostní analýza bloku sériového motoru 1,5 MPI řady EA211 výrobce ŠKODA AUTO včetně vlivu předpětí při montáži hlavy válců a ložiskových vík. K vyhodnocení je proveden výpočet únavové životnosti a výsledné součinitele bezpečnosti v oblasti konstrukčních zápichů na spodní straně bloku motoru jsou porovnány.

KLÍČOVÁ SLOVA

dynamika klikového mechanismu, Multi-Body System, SIMDRIVE 3D, zatížení ložisek, blok motoru, únavová životnost

ABSTRACT

This work investigates the influence of the computational model of the cranktrain dynamics on the engine block load around the main bearings depending on the discretization level of the bodies used. Four variants of the computational model of the cranktrain in the Multi-Body System software SIMDRIVE 3D are compared with respect to the load on the main bearings. Based on the obtained loads, a strength analysis of the EA211 series 1,5 MPI mass-production engine block, manufactured by ŠKODA AUTO, is performed, including the influence of pre-stress during the assembly of the cylinder head and bearing caps. To evaluate the results, a fatigue life calculation is performed, and the endurance safety factors in the grooves on the bottom of the engine block are compared.

KEYWORDS

cranktrain dynamics, Multi-Body System, SIMDRIVE 3D, bearing load, engine block, fatigue life

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHARVÁT, A. *Vliv výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu na zatížení bloku motoru*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Lubomír Drápal. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/145683>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomír Drápal, Ph.D., a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....
Adam Charvát

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Lubomíru Drápalovi, Ph.D., za jeho odborné vedení, cenné rady a inspirativní komentáře při tvorbě diplomového projektu. Osobně si vážím vstřícnosti a důvěry, kterou projevil při udělení tohoto tématu.

Dále děkuji Ing. Lukáši Šopíkovi, který věnoval svůj čas a odborné znalosti, a poskytl mi neocenitelnou pomoc během celého procesu zpracování mé diplomové práce na oddělení výpočtů pohonných jednotek ve společnosti ŠKODA AUTO.

Děkuji také celé rodině a přátelům za neochvějnou podporu během celého studia.

OBSAH

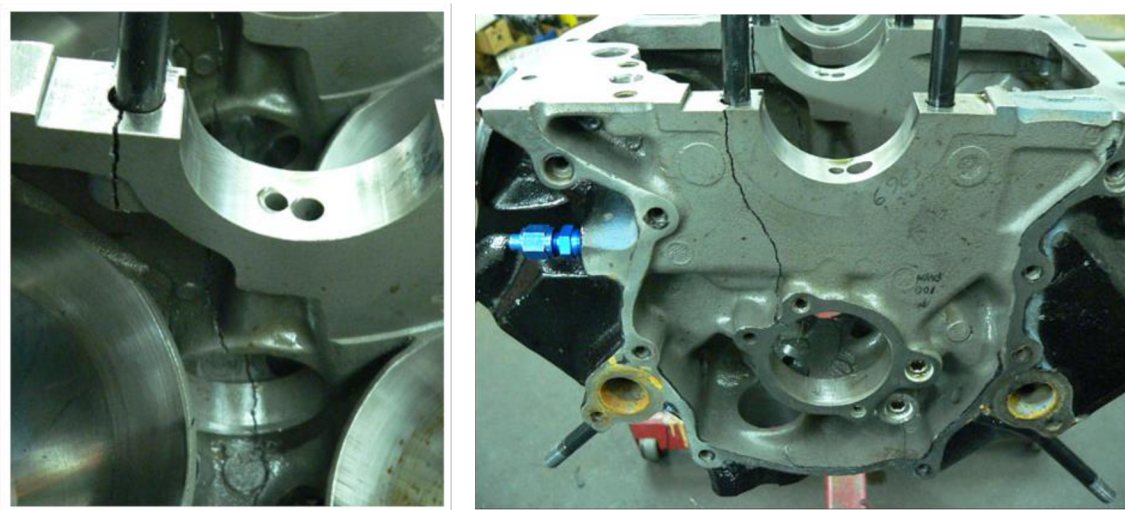
Úvod	10
1 Simulace pohonných jednotek.....	12
1.1 Multibody systémy	13
1.1.1 Tuhá tělesa.....	13
1.1.2 Pružná tělesa	14
1.2 Virtuální motor	15
2 Výchozí pohonná jednotka	17
2.1 Motory řady EA211	17
2.1.1 Hlava válců.....	18
2.1.2 Klikový mechanismus	19
2.1.3 Blok motoru.....	19
3 Diskretizace klikového mechanismu	21
3.1 Model klikové hřídele	21
3.1.1 Diskretizace metodou konečných prvků	21
3.1.2 Stanovení hmotnosti a tuhosti.....	22
3.1.3 Modální redukce.....	24
3.2 Model bloku motoru	26
3.3 Ojnice a sestava setrvačnicku	29
3.4 Tlumič torzních kmitů	30
4 Dynamika klikového mechanismu	32
4.1 Nastavení výchozího modelu	32
4.1.1 Tlak ve spalovacím prostoru.....	33
4.1.2 Ověření 1D modelem.....	34
4.1.3 Vliv příslušenství.....	35
4.2 Varianty MBS modelu	36
4.3 Zatížení hlavních ložisek	37
5 Zatížení bloku motoru.....	41
5.1 Zátěžné stavy	41
5.2 Předpětí vlivem montáže	43
6 Únavová životnost.....	46
6.1 Vstupní parametry výpočtu.....	46
6.2 Vyhodnocení únavové bezpečnosti	47
6.3 Časová náročnost jednotlivých variant	51
Závěr.....	52
Použité informační zdroje.....	54
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	57
Seznam příloh	59

ÚVOD

Nynějšími trendy v oblasti vývoje spalovacích motorů je především zvyšování výkonu za současného snižování vyprodukovaných emisí a spotřeby paliva. Při tom je stále potřeba sledovat i ostatní parametry a hledat optimální variantu ve zdánlivě nekonečném množství konstrukčních možností. Mezi další oblasti, kterým se v současné době věnuje výrazná pozornost při návrhu spalovacích motorů, spadá například snaha o snížení hluku, vibrací, hmotnosti a mechanických ztrát způsobených třením. Dosažení nejlepších parametrů se často navzájem vylučuje, což znesnadňuje práci vývojových inženýrů, kteří tak musí hledat optimální řešení a mnohdy docházet ke kompromisům.

Největší součástí spalovacího motoru, která je zároveň nosným a spojovacím prvkem ostatních součástí, je blok motoru. Při spalování je namáhán vysokými teplotami a taky časově a místně proměnnými silovými účinky, zejména v oblasti uložení klikové hřídele. U návrhu moderních, poměrně malých a lehkých bloků z hliníkových slitin, je potřeba mít jistotu, že blok motoru všechna tato namáhání při běžném používání vydrží bez porušení. Hlavně tehdy, pokud je snahou vývoje ubírat materiál za účelem úspory hmotnosti a nákladů na výrobu.

Na *obr. 1* lze vidět porušení bloku motoru Ford small block 302, který byl použit v zástavbě závodního vozu. Důvodem bylo neúměrné zatížení, na které blok nebyl navržen.



Obr. 1 Trhlina v bloku motoru Ford small block 302 (vpravo), detail porušení stejného bloku motoru (vlevo)

K vyhodnocení zatěžování, ať už se jedná o samostatné komponenty, nebo pohonnou jednotku jako celek, se v dnešní době využívají primárně softwarové nástroje a simulace, souhrnně nazývané Computer-Aided Engineering (CAE). Tyto nástroje jsou při vývoji doplněny experimentálními zkouškami a měřením, které však může být velmi nákladné, pracné a časově náročné. Nicméně jsou experimentální metody stále nepostradatelné a i přesto, že jsou dnešní výpočetní metody velice přesné, jsou značně citlivé na vstupní parametry, které se získávají právě pomocí měření v laboratořích a na zkušebnách. Využití experimentálních metod v dnešní době stále klesá na úkor rozšiřujících se komplexních

výpočtových metod, nicméně i tak zůstává experimentální ověřování nedílnou součástí vývoje osobních automobilů.

Pomocí výpočetních numerických metod a simulací lze relativně rychle a levně zefektivnit vývoj pohonné jednotky. Je však nutné si uvědomit, že výsledky simulací a jejich přesnost zásadně ovlivňuje použitý matematický model. Čím více se přibližuje realitě, tím je složitější a zpravidla se stává i časově a výpočetně náročnější. Záleží tedy čistě na daném výzkumném zařízení, nakolik komplexní model se vyplatí pro danou problematiku použít, s ohledem na časovou a zejména finanční náročnost.

Tato práce vzniká ve spolupráci s vývojovým centrem společnosti ŠKODA AUTO a jejím cílem je zjistit, jaký vliv má úroveň modelu dynamiky klikového mechanismu na zatížení bloku motoru v oblasti hlavních ložisek.

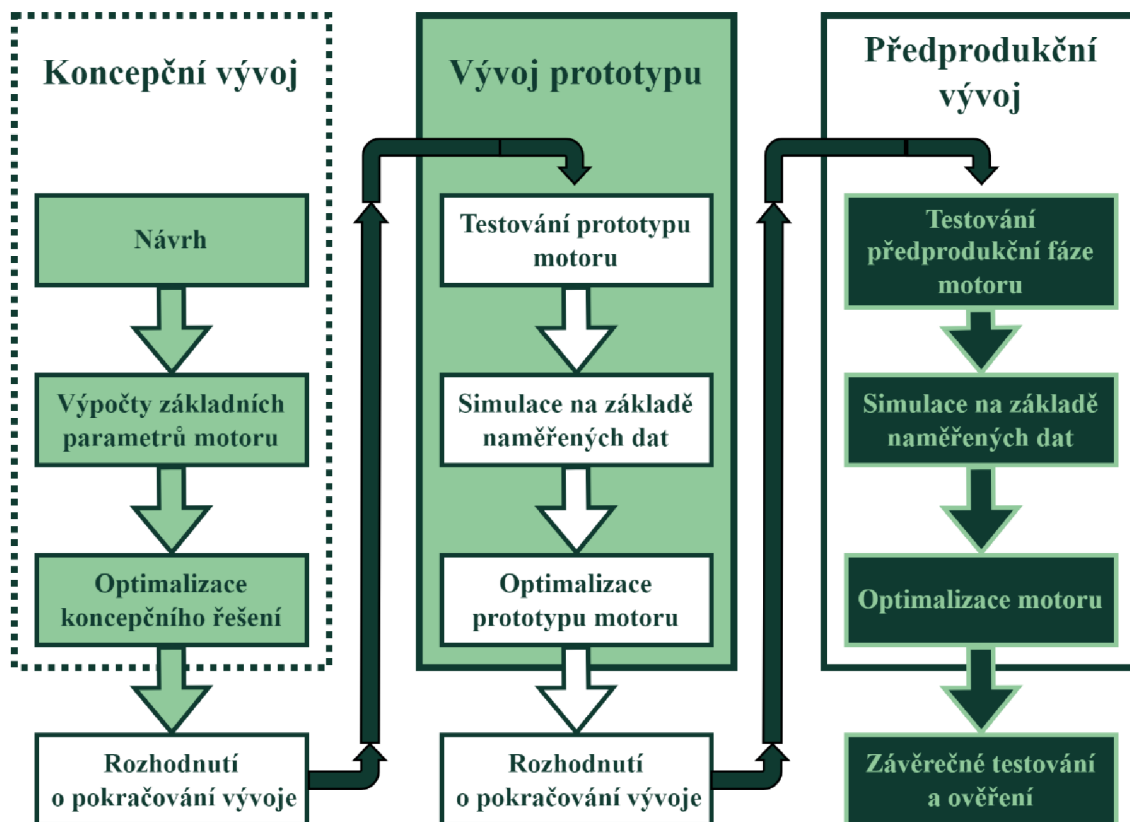
1 SIMULACE POHONNÝCH JEDNOTEK

Velká konkurence na automobilním trhu napomáhá rychlému rozvoji v tomto odvětví. Hlavním cílem automobilek při vývoji spalovacích motorů je snižování vývojového času a tím pádem i financí potřebných na vývoj. Pro snížení výrobních nákladů je klíčová dostatečná kvalita výroby a dobrá variabilita a modifikovatelnost dané pohonné jednotky, aby bylo možné ji použít ve vícero modelech. K dosažení těchto cílů je nevyhnutelné zefektivnit vývojový proces, a to zejména pomocí softwarových nástrojů.

Jak uvádí AVL v [6], firmy zabývající se simulačními softwary úzce spolupracují s automobilkami a zapojují se tak sami do procesu vývoje motorů. Hrubý plán vývoje pohonné jednotky, jak jde vidět na *obr. 2* se skládá ze tří hlavních částí, mezi něž patří koncepční studie, vývoj prototypu a předprodukční vývoj po kterém následuje závěrečné ověření vybraných parametrů motoru a začátek výroby.

V koncepční části jsou stanoveny hlavní parametry motoru na základě zvolených cílů a požadavků na pohonnou jednotku. Další částí vývoje je návrh a konstrukce prototypu, který zahrnuje i simulace a analýzy různých typů, jejichž úkolem je zejména:

- zajistit dostatečnou odolnost navrhovaných částí,
- snížit potřebný čas a náklady spojené s experimentálním testováním,
- zaručit dodržení legislativních a vnitropodnikových nařízení.



Obr. 2 Průběh vývoje spalovacího motoru [7]

Důležitou roli při vývoji prototypu hraje testování, jelikož udává důležité informace o výkonu, emisích, akustice a potenciálních problémech pohonné jednotky. V předprodukční

části vývoje je motor optimalizován na základě dat získaných při testování prototypu a cílem této části vývoje je prověřit motor z pohledu omezení daných hromadnou výrobou. V poslední části vývoje je pohonná jednotka podrobena závěrečnému testování a po následném ověření připravena k sériové výrobě. V této části vývoje musí být pohonná jednotka optimalizována a nesmí docházet k výrazným konstrukčním úpravám, vzhledem k vysokým nákladům na přípravu sériové výroby.

1.1 MULTIBODY SYSTÉMY

Spalovací motory, stejně jako mnoho jiných mechanismů nejen v automobilovém průmyslu, se skládají z mnoha pohyblivých i nepohyblivých částí. K analýze pohyblivých těles slouží kinematika a dynamika. Kinematika se zabývá popisem trajektorie, rychlostí a zrychlením tělesa, nikoliv však příčinami tohoto pohybu. Dynamika vyšetřuje souvislosti mezi pohybem těles a silami a jejich momenty, které na tělesa působí.

K řešení dynamiky mechanismů běžně se vyskytujících ve spalovacích motorech, jako například klikového ústrojí, se v dnešní době využívají komplexní numerické modely na bázi multibody systémů, zkráceně MBS. Jedná se o systémy skládající se z více těles, která jsou vzájemně propojena pomocí různých typů silových vazeb. Prostřednictvím těchto vazeb na sebe jednotlivá tělesa působí a navzájem se ovlivňují.

Jelikož dynamika se zabývá silovými interakcemi relativně se pohybujících těles, je základem při definování pohybu těles v MBS více souřadnicových systémů. Hlavní souřadnicový systém se nazývá globální. Je pevný a neměnný vzhledem k absolutnímu prostoru. Každé těleso zvlášť má poté svůj lokální souřadnicový systém, který se pohybuje a otáčí s daným tělesem a mění tak svoji pozici a orientaci vzhledem ke globálnímu souřadnicovému systému. Pomocí těchto souřadnicových systémů je možné určovat polohu a orientaci jednotlivých těles vzhledem k počátku, či k sobě navzájem.

Úroveň komplexnosti MBS modelu závisí na typu použitých těles. Nejjednodušší modely se skládají pouze z hmotných bodů. Hmotný bod nemá žádné rozměry a je definován svojí hmotností a polohou v prostoru pomocí tří souřadnic, případně počáteční rychlostí v případě počátečních podmínek. Komplexní modely MBS obsahují navíc soustavy tuhých a pružných těles, které jsou popsány například v [2].

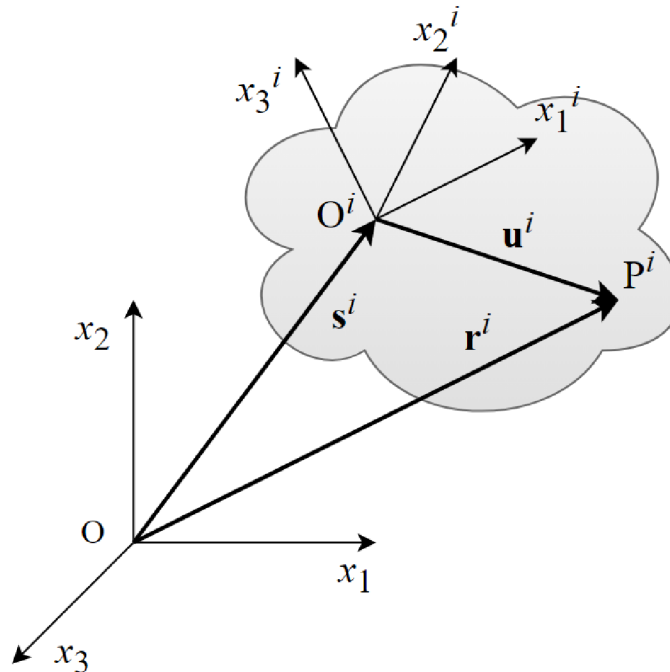
1.1.1 TUHÁ TĚLESA

Na rozdíl od hmotného bodu mají tělesa hmotnost rozprostřenou v prostoru a zaujímají určitý tvar daný vnějšími rozměry. Kromě hmotnosti, polohy těžiště a tenzoru setrvačnosti jsou tělesa definována třemi souřadnicemi udávajícími polohu v prostoru a třemi souřadnicemi upřesňujícími orientaci tělesa v daném prostoru.

Na obr. 3 je těleso i v globálním souřadnicovém systému x_1, x_2, x_3 . Souřadnicový systém x_1^i, x_2^i, x_3^i je lokální souřadnicový systém tělesa i s počátkem v bodě O^i , se kterým je pevně spojen. Dále je určen bod P^i tělesa i , jehož poloha je dána vztahem [2]:

$$\mathbf{r}^i = \mathbf{s}^i + \mathbf{u}^i, \quad (1)$$

kde $\mathbf{r}^i = [r_1^i \ r_2^i \ r_3^i]^T$ je globální pozice bodu P^i , $\mathbf{s}^i = [s_1^i \ s_2^i \ s_3^i]^T$ je globální pozice bodu O^i a $\mathbf{u}^i = [u_1^i \ u_2^i \ u_3^i]^T$ je pozice bodu P^i vzhledem k bodu O^i . Předpokladem tuhého tělesa je, že vzdálenost mezi body O^i a P^i zůstává stejná během pohybu tělesa i při působení vnějšího zatížení na těleso. Tedy velikost vektoru \mathbf{u}^i je známá a konstantní.



Obr. 3 Tuhé těleso v souřadnicovém systému [2]

Pokud na tuhé těleso v kterémkoliv bodě působí síla, výsledné účinky uvedou těleso a všechny myšlené body na tělese okamžitě do pohybu. Působící síla tedy způsobuje lineární zrychlení tělesa jako celku spolu s úhlovým zrychlením kolem jeho těžiště, podle druhého Newtonova zákona.

Tuhá tělesa se při řešení dynamiky systému používají tehdy, je-li potřeba v modelu zachovat setrvačné účinky těchto těles a zároveň není předmětem analýzy kmitání či jejich namáhání [10].

1.1.2 PRUŽNÁ TĚLESA

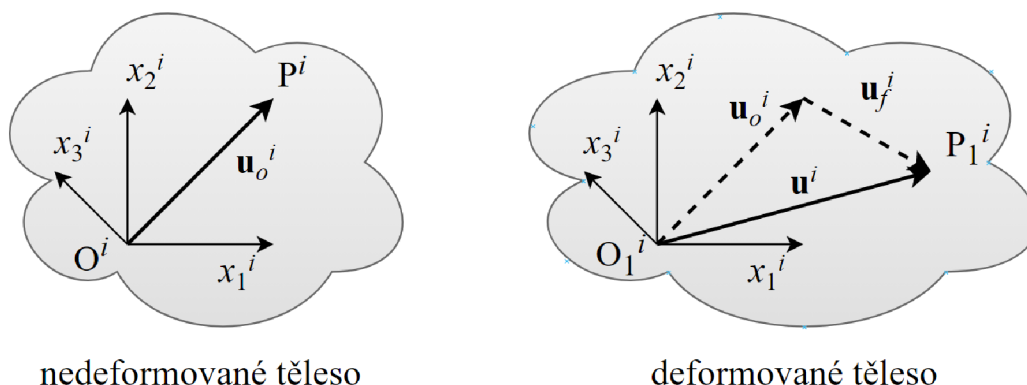
V případě tuhých těles lze říci, že souřadnice určující polohu a orientaci daného tělesa stačí k popisu jakéhokoliv bodu na daném tělese. Je to dáno tím, že vzdálenost mezi dvěma libovolnými body tuhého tělesa zůstává za jakýchkoliv podmínek neměnná, avšak v případě pružných těles toto tvrzení neplatí. Na základě působícího vnějšího zatížení se libovolné dva body pružného tělesa pohybují relativně vůči sobě a referenční souřadnicový systém, jako v případě tuhého tělesa, není dostačující pro popis tělesa pružného. Lze říci, že pro úplné popsání všech bodů pružného tělesa je potřeba teoreticky nekonečného množství souřadnic.

Příkladem může být stejné těleso i jako na obr. 3, tentokrát vyobrazeno jako těleso pružné viz obr. 4. Body O^i a P^i jsou dva libovolné body v nedeformovaném stavu, respektive O_1^i a P_1^i

ve stavu deformovaném. Pro popis změny vzdálenosti dvou bodů pružného tělesa je zaveden vektor \mathbf{u}_o^i , jež má stejnou velikost a směr jako vektor mezi body O^i a P^i v nedeformovaném stavu. Pokud je pružné těleso i ve stejném souřadnicovém systému jako na obr. 3, lze polohu bodu P v deformovaném stavu popsat následovně [2]:

$$\mathbf{r}^i = \mathbf{s}^i + \mathbf{u}_o^i + \mathbf{u}_f^i \quad (2)$$

kde \mathbf{u}_f^i je vektor posunutí bodu P^i , respektive P_1^i z nedeformovaného do deformovaného stavu. Zatímco složky vektoru \mathbf{u}_o^i jsou konstantní, složky vektoru \mathbf{u}_f^i jsou proměnné v čase.



Obr. 4 Deformace pružného tělesa [2]

K popisu dynamiky takového systému jsou potřeba parciální diferenciální rovnice a jejich přesné řešení vyžaduje nekonečné množství souřadnic popisující pozici jednotlivých bodů pružného tělesa [2]. Řešením problému kontinuálního tělesa je jeho diskretizace například metodou konečných prvků (MKP). Pomocí MKP je těleso rozděleno na konečný počet malých, tvarově jednoduchých prvků, které jsou spojeny na hranicích v uzlech.

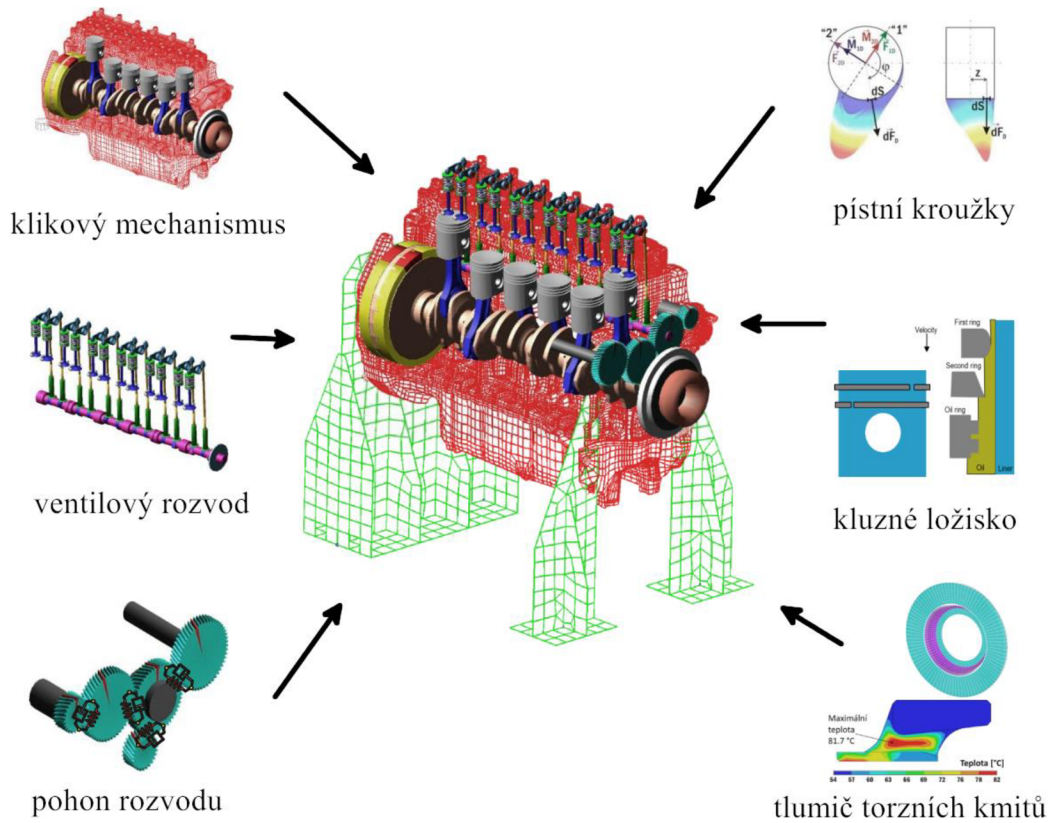
Každý uzel pružného tělesa rozděleného metodou MKP má šest stupňů volnosti. V případě diskretizace pružného tělesa metodou MKP je tak počet stupňů volnosti pro řešení v časové doméně stále příliš vysoký. Pro snížení počtu stupňů volnosti, a tedy výrazné snížení výpočetního času se pružná tělesa modálně redukují. Jednou z metod redukce je Craig-Bamptonova metoda [5].

1.2 VIRTUÁLNÍ MOTOR

V rámci automobilního inženýrství se dynamika pohonných jednotek řeší pomocí virtuálního výpočtového modelu motoru. Hlavní výhodou je možnost řešení v časové doméně, díky čemuž lze v modelu zahrnout množství reálných fyzikálních problémů, včetně těch, které jsou nelineárního typu [3]. Tyto nelinearity jsou důsledkem pružného chování materiálů a geometrických vlastností různých součástí motoru. Příkladem můžou být nelineární pružné a tlumící charakteristiky hydrodynamických maziv u kluzných ložisek, které ovlivňují přenos zatížení v ložiscích klikové hřídele nebo ložiscích vačkových hřídelí [8], [9].

Virtuální motor může sloužit nejen k vývoji nového motoru, ale také k optimalizaci a modernizaci stávajících pohonných jednotek. Tak jako skutečná pohonná jednotka se i virtuální motor skládá z několika částí, které lze podle aktuální potřeby výzkumu a vývoje vzájemně kombinovat, či doplňovat. Pohonnou jednotku tak lze simulovat jako komplexní

celek, nebo jednotlivé části zvlášť. Mezi primární segmenty tvořící virtuální motor, jak lze vidět na *obr. 5*, patří klikový mechanismus, ventilový rozvod a pohon rozvodu. Lze také simulovat speciální prvky pro analýzy kluzných ložisek, nebo kontakt pístních kroužků.



Obr. 5 Virtuální motor [3]

2 VÝCHOZÍ POHONNÁ JEDNOTKA

Výpočty dynamiky klikového mechanismu a následná analýza zatížení bloku motoru je provedena na motoru 1,5 MPI řady EA211, jež se v současné době využívá v několika modelových řadách koncernu Volkswagen určených pro globální trhy, konkrétně pro Čínu, kde se tento motor také vyrábí. Pro výpočet dynamiky klikového mechanismu tohoto motoru byly využity parametry pohonné jednotky 1,5 MPI o výkonu 81 kW, kterých dosahuje při 6000 min⁻¹.

Vývojem pohonných jednotek s přirozeným sáním (MPI) řady EA211 se zabývá oddělení Technického vývoje ŠKODA AUTO. Od roku 2023 toto oddělení postupně přebírá, zodpovědnost také za vývoj přeplňovaných agregátů (TSI), což znamená, že má ŠKODA AUTO nyní na starost vývoj kompletní řady motorů EA211 včetně jejich hybridních verzí [20].

2.1 MOTORY ŘADY EA211

Modulární řada motorů EA211 byla vyvinuta koncernem Volkswagen v roce 2011. Postupně byla tato motorová řada modernizována a v roce 2016 byla představena druhá generace EA211 evo. V současné době se vyrábí již třetí generace motorové řady EA211 evo2 [22]. Jedná se o zážehové čtyřdobé řadové motory se třemi nebo čtyřmi válci o zdvihovém objemu od 1,0 l do 1,6 l viz *tab. 1*.

Tab. 1 Varianty motorů řady EA211 podle zdvihového objemu

EA 211		EA211 EVO	
MPI	1,0 l	MPI	1,0 l
	1,4 l		1,5 l
	1,5 l		
	1,6 l		
TSI	1,0 l	TSI	1,0 l
	1,2 l		1,5 l
	1,4 l		

Motory řady EA211 se člení na dvě základní verze. V případě EA211 MPI jde o motory s vícebodovým nepřímým sekvenčním vstřikováním a přirozeným sáním. Motory EA211 TSI mají přímé vstřikování do spalovacího prostoru a jsou přeplňované pomocí výfukového turbodmychadla.

Společnými rysy motorové řady EA211 je ventilový rozvod DOHC poháněný ozubeným řemenem. Také rozteč válců je pro všechny varianty totožná a činí 82 mm. Při výrobě se

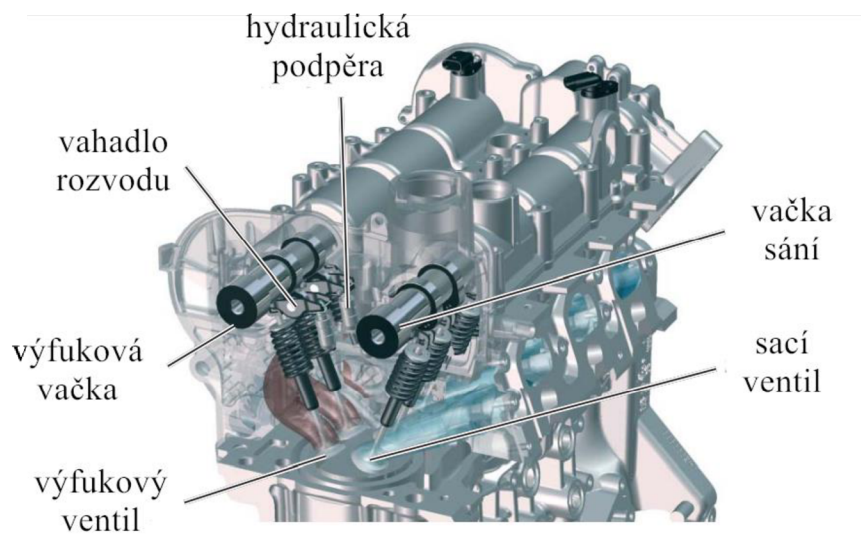
pro několik komponent pohonné jednotky využívá technologie tlakového lití, při kterém se tavenina vhná do kovové formy vysokou rychlostí a pod vysokým tlakem.

2.1.1 HLAVA VÁLCŮ

Hlava válců je vyrobena tlakovým litím z hliníkové slitiny AlSi6Cu4. Součástí hlavy válců je vnitřní komplexní geometrie chladících kanálů, a také integrované sběrné výfukové potrubí. Použití integrovaného výfukového potrubí má hned několik výhod, zejména při studených startech [21]:

- urychluje zahřátí pohonné jednotky,
- snižuje tepelné ztráty výfukových plynů, což
- umožňuje rychlejší nástup provozní teploty katalyzátoru.

Jak již bylo zmíněno, motory řady EA211 jsou vybaveny rozvodem DOHC s proměnným časováním a čtyřventilovou technikou viz *obr. 6*. Ventily jsou ovládány vačkami přes vahadla s hydraulickými podpěrami. Výfuková a sací vačková hřídel jsou integrovány v hliníkovém víku hlavy válců, do kterého jsou zalisovány již při výrobě.



Obr. 6 Detail víka hlavy válců motorů řady EA211 [ŠKODA AUTO]

Na zadní straně hlavy válců, blíže k převodové skříni, se nachází modul čerpadla chladící kapaliny, které je poháněné ozubeným řemenem od výfukové vačky. Regulace chladícího systému je u původní generace motorů řady EA211 řízena voskovými termostaty, které jsou integrovány do tohoto modulu.

Konstrukce mazací soustavy závisí na variantě pohonné jednotky, avšak pro všechny motory řady EA211 je podobná. Mohou se lišit podle použitého olejového čerpadla a jeho pohonu a způsobu regulace mazacího okruhu.

2.1.2 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus řady EA211 lze vidět na *obr. 7*. Všechny čtyřválcové varianty mají klikový hřídel se čtyřmi protizávažími uložený na pěti hlavních ložiscích. Hlavní čepy klikové hřídele mají v závislosti na variantě motoru průměr od 42 do 48 mm [21]. Ojniční čepy jsou navrženy pro snížení hmotnosti. Motory řady EA211 s přirozeným sáním (MPI) jsou podle dané varianty motoru vybaveny buďto litou nebo kovanou klikovou hřídelí. Konkrétně u uvažované pohonné jednotky 1,5 MPI je využita kliková hřídel litá. V případě více zatížených přepřehovaných verzí (TSI) se používají klikové hřídele kované.



Obr. 7 Klikový mechanismus motorů řady EA211 [ŠKODA AUTO]

Ojnice disponují dělicí rovinou tvořenou řízeným lomem. Malé oko ojnice má lichoběžníkový tvar, což snižuje hmotnost i třecí ztráty. Tohoto tvaru lze s výhodou využít, jelikož při sacím zdvihu jsou síly působící na vrchní, užší styčnou plochu malého oka ojnice relativně nižší než síly působící při expanzním zdvihu na spodní, robustnější styčnou plochu malého oka ojnice [19].

Lite hliníkové písty mají téměř ploché dno, díky čemuž se teplo vzniklé při spalování rozloží rovnoměrněji po ploše dna pístu [21]. Ploché dno pístu přispívá také ke snížení hmotnosti společně s odlehčeným pláštěm pístu, který navíc snižuje třecí ztráty.

2.1.3 BLOK MOTORU

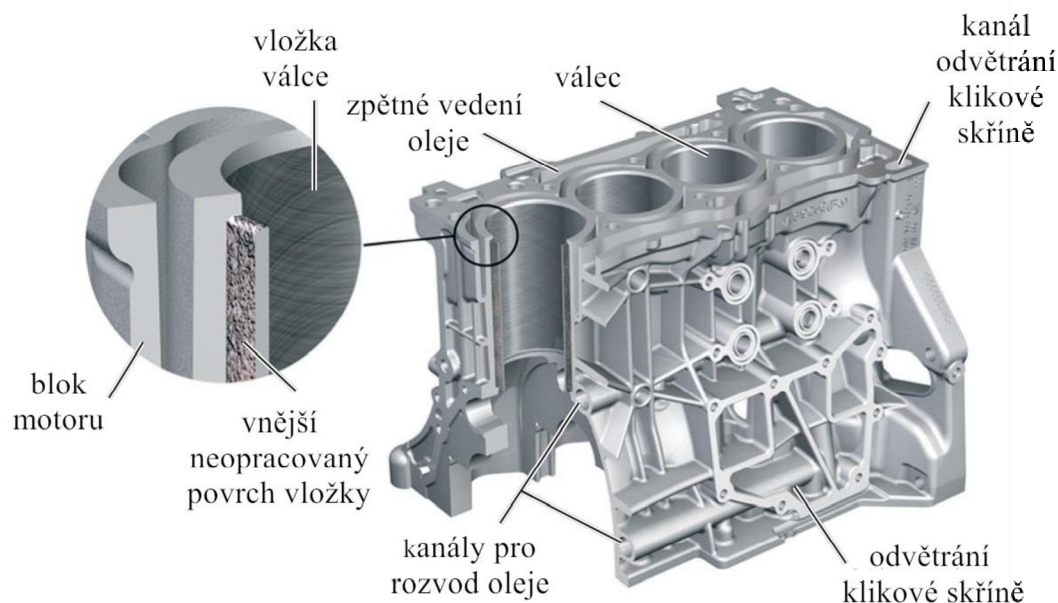
Z hliníkové slitiny AlSi9Cu3 je vyroben blok motoru, který má v případě varianty 1,5 MPI vrtání 74,5 mm a zdvih 85,9 mm.

Jedná se o heterogenní blok se zalitými litinovými vložkami válců a otevřenou dosedací plochou, což umožňuje dobrý odvod tepla v oblasti doběhu prvního pístního kroužku, avšak snižuje tuhost bloku motoru [19]. Litinové vložky válců mají neobrobený hrubý vnější povrch [23], jak lze vidět na *obr. 8*, což zvětšuje styčnou plochu mezi vložkami a blokem motoru.

To má za následek pevnější uchycení a zlepšení přestupu tepla mezi vložkami válců a blokem motoru.

Dosedací plocha pro spodní víko motoru se nachází pod osou klikové hřídele, což zvyšuje tuhost bloku motoru a zjednodušuje utěsnění předního a zadního konce klikové hřídele [10].

Systém odvětrávání klikové skříně je téměř celý integrován v bloku motoru. Spaliny, které profouknou přes pístní kroužky do klikové skříně jsou nasměrovány přímo do odlučovače oleje, odkud je po hrubém a následném jemném vyčištění plyn neobsahující žádné zbylé kapičky oleje veden do sání nebo v případě přeplňovaných motorů TSI do turbodmychadla [24].



Obr. 8 Blok motoru řady EA211 [ŠKODA AUTO]

Odvětrávání klikové hřídele je důležité, jelikož při práci motoru pronikají plyny ze spalovacího prostoru do prostoru klikové skříně, kde je rozptýlena olejová mlha. Kapičky oleje se mísí se spalinami, v důsledku čehož olej postupně ztrácí své mazací schopnosti, klesá jeho viskozita a stárne. Při míšení oleje se spalinami dochází také ke tvorbě pryskyřičných látek, které se v motoru usazují ve formě kyselin a solí a vyvolávají korozi nejen třecích ploch [19].

3 DISKRETIZACE KLIKOVÉHO MECHANISMU

Před stavbou modelů v prostředí MBS jsou jednotlivé části klikového mechanismu diskretizovány podle známých postupů a metod používaných ve vývojovém centru ŠKODA AUTO.

Předmětem této práce je zkoumání vlivu úrovně MBS modelu na zatížení bloku motoru, tudíž se jednotlivé součásti diskretizují ve více úrovních, podle potřeby použitého MBS modelu. Příkladem je kliková hřídel, jež se diskretizuje na 1D torzní model, prutovou soustavu i jako modálně redukované pružné těleso.

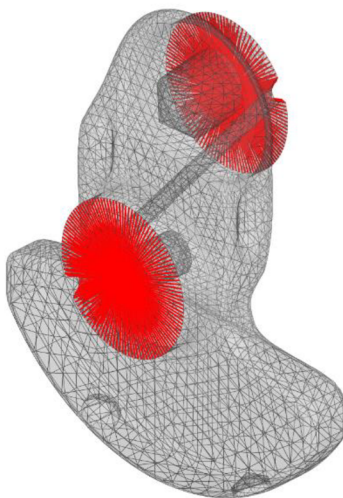
Metodika simulace a stavby modelů odpovídá doporučením CONTECS Engineering Services, jež má na starost vývoj MBS softwaru SIMDRIVE 3D, ve kterém jsou jednotlivé modely postaveny, a také interním předpisům firmy ŠKODA AUTO. Z toho důvodu je popis některých metod, modelů a postupů zobecněn a zjednodušen, aby bylo zachováno firemní know-how.

3.1 MODEL KLIKOVÉ HŘÍDELE

Základním tělesem při modelování klikového ústrojí je kliková hřídel. Protože se jedná o poměrně tvarově složitou součást, je potřeba ji nahradit modelem, který zachovává její klíčové fyzikální parametry. Pro diskretizaci klikové hřídele a popsání dynamických vlastností existuje několik metod založených na MKP, jak je popsáno například v [11] a [13].

3.1.1 DISKRETIZACE METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

Principem metody konečných prvků (MKP) je rozdělení spojitého tělesa pomocí konečného počtu prvků, které jsou dány kromě velikosti a tvaru také polohou a počtem uzlů, na nichž probíhá zjednodušené řešení daného problému.

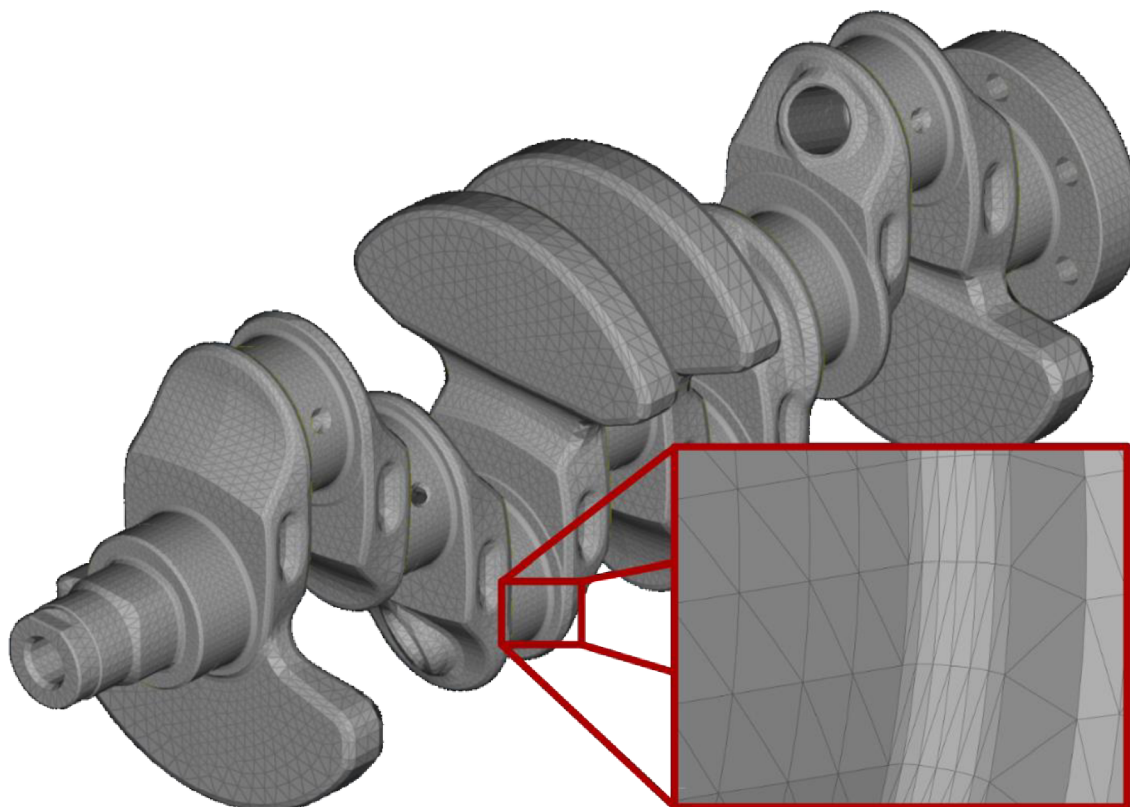


Obr. 9 Detail použitých MPC prvků typu BEAM

Síť byla vytvořena v pre-procesoru ANSA od společnosti BETA CAE, jež se využívá při diskretizaci a přípravě modelů pro další výpočty ve společnosti ŠKODA AUTO.

Na náročnost výpočtu má vliv zejména počet a typ použitých prvků. Je proto vhodné přizpůsobit hustotu a kvalitu sítě potřebám dané analýzy. V tomto případě není cílem pevnostní analýza a detailní popis napjatosti klikové hřídele. S výhodou lze proto využít větší prvky na velké a tvarově jednoduché plochy, jako jsou například vývažky klikové hřídele. Vyšší důraz na kvalitu sítě je vhodné klást na hlavních a ojnicích čepech, zejména v přechodu mezi čepem a zalomením klikové hřídele viz *obr. 10*.

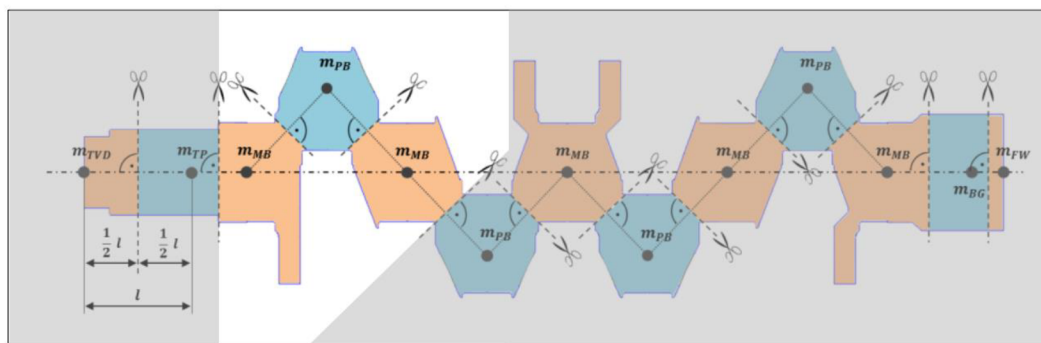
Pro výpočet tuhosti v softwaru Abaqus jsou použity vazebné prvky *MPC* typu *BEAM* [25] viz *obr. 9*, které reprezentují spojení tuhým prutem a sjednocují tak posunutí a rotaci vybraných závislých uzlů sítě s posunutím a rotací hlavního uzlu, čímž umožňují umístit okrajové podmínky na odpovídající konstrukční prvek konečněprvkového výpočtového modelu [25]. Hlavní uzly jsou umístěny v geometrických středech jednotlivých hlavních a ojnicích čepeů a také na předním a zadním konci klikové hřídele.



Obr. 10 Detail diskretizace klikové hřídele v oblasti přechodu ojnicího čepu do ramene

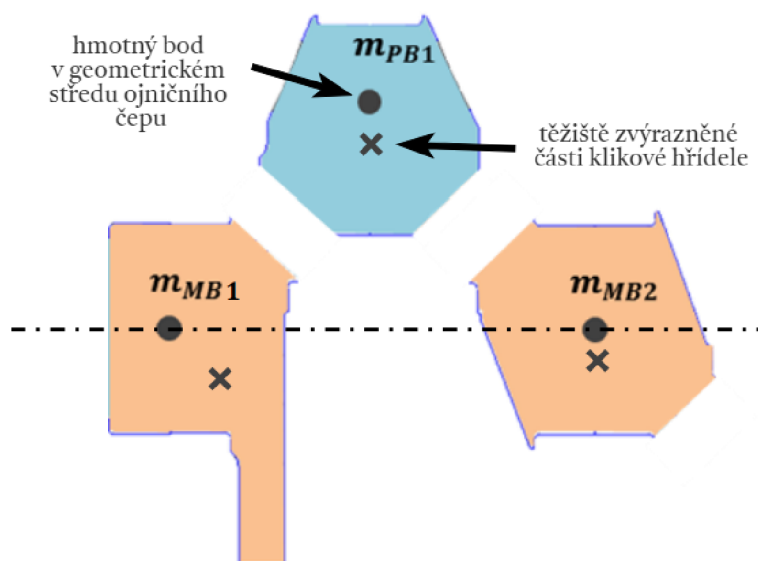
3.1.2 STANOVENÍ HMOTNOSTI A TUHOSTI

Prutový model klikové hřídele je složen z částí popsaných tuhostí, jež reprezentují geometrii a materiálové vlastnosti jednotlivých zalomení klikové hřídele. Vzhledem k tomu, že síly a momenty v MBS prostředí působí pouze na hmotná tělesa, jsou mezi tyto členy vložena tuhá tělesa o dané hmotnosti a tenzoru setrvačnosti.



Obr. 11 Rozdělení klikové hřídele pro určení hmotnostních parametrů [4]

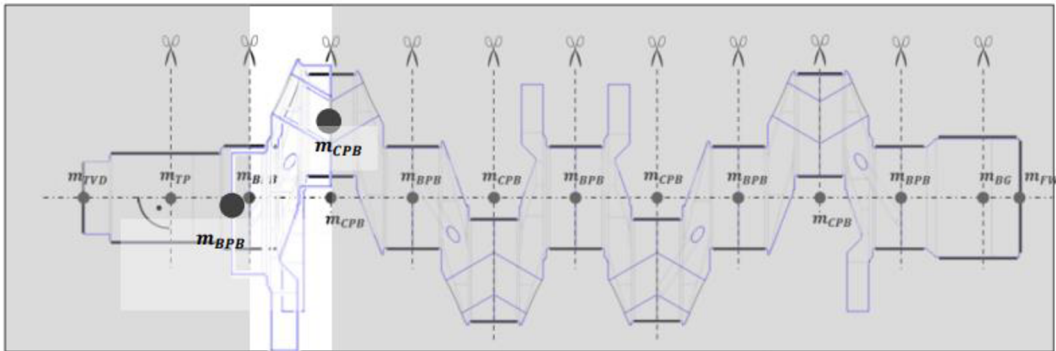
Pro určení hmotnostních parametrů je potřeba rozdělit model klikové hřídele (ilustrativně viz obr. 11), rovinami kolnými na spojnice hmotných bodů, které se nachází, jak bylo uvedeno dříve, v geometrických středech hlavních a ojnicích čepů. Je důležité připomenout, že tyto hmotné body nejsou totožné s těžištěm jednotlivých částí viz obr. 12. Hmotnosti a tenzory setrvačnosti jsou získány hmotnostní analýzou rozřezaných částí CAD modelu klikové hřídele v programu PTC Creo.



Obr. 12 Umístění hmotných bodů [4]

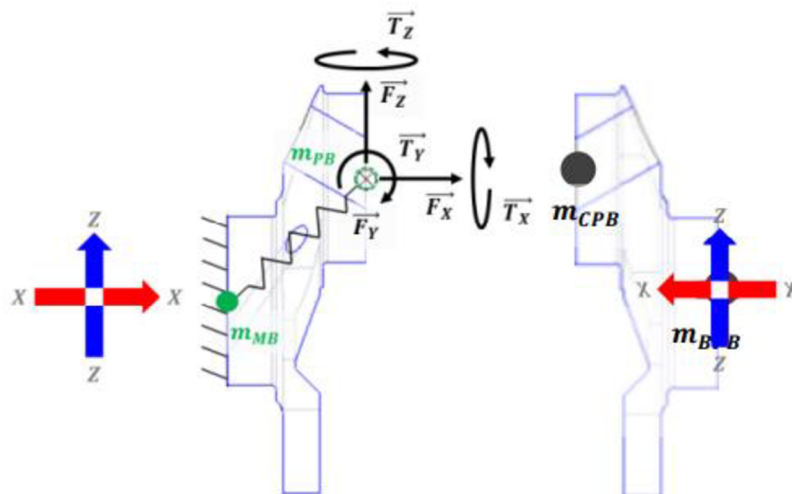
Určení tuhosti klikové hřídele je klíčové pro správnou reprezentaci chování dané součásti při dynamickém namáhání, jak je popsáno v [12] nebo [14]. V této práci je pro výpočet tuhosti kliková hřídel rozdělena dle obr. 13.

Matice tuhosti je spočtena pro jednotlivá zalomení klikové hřídele. Vzhledem k tomu, že je směr zatížení závislý na lokálním souřadném systému, je potřeba jednotlivá zalomení správně orientovat. Výpočet probíhá ve směru osy x , vždy od hlavního čepu k ojnicímu, viz obr. 14. Zatížení je dáno jednotkovými silami ve směru hlavních os a příslušnými momenty kolem těchto os.



Obr. 13 Rozdělení klikové hřídele pro určení tuhosti zalomení [4]

Pro dosažení do modelu klikové hřídele v MBS prostředí SIMDRIVE 3D je navíc potřeba spočítat inverzní matici tuhosti, což je taková matice, která při vynásobení s původní maticí tuhosti dá jednotkovou matici.



Obr. 14 Orientace zalomení klikové hřídele pro výpočet tuhosti [4]

3.1.3 MODÁLNÍ REDUKCE

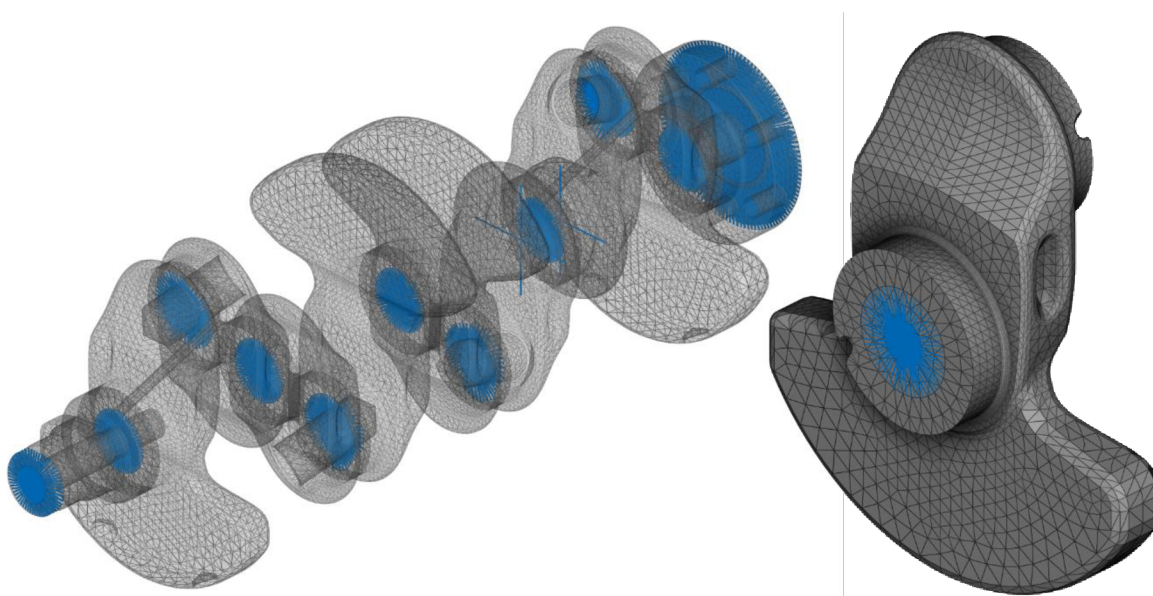
Ve dvou variantách výpočtového MBS modelu je v této práci kliková hřídel uvažována jako pružné těleso. Řešení dynamiky pružných těles v časové doméně je obecně velmi hardwarově a časově náročné. Aby bylo možné zahrnout do výpočtového modelu pružná tělesa a zachovat při tom přijatelnou náročnost výpočtu, je potřeba tato tělesa redukovat pomocí modální syntézy.

Modální syntézou, v tomto případě Craig-Bamptonovou metodou [5], lze dosáhnout výrazného snížení počtu stupňů volnosti. Principem této metody je aproximace reálných deformací daného pružného tělesa lineární kombinací modálních tvarů a jim příslušejících modálních souřadnic [15]. Pro úplnou náhradu pružného tělesa je potřeba teoreticky nekonečný počet modálních tvarů, avšak pro dostatečnou aproximaci stačí několik prvních základních tvarů, jejichž počet se určuje na základě modální analýzy viz obr. 16.

Modální tvary, které popisují statické i dynamické vlastnosti pružného tělesa se skládají ze dvou skupin [15]:

- Vazebné módy – jsou statické tvary, které se získají buzením postupně ve všech uzlech rozhraní pomocí jednotkových posuvů, přičemž ostatní uzly rozhraní jsou zafixovány;
- Normální módy – jsou vlastní tvary pružného tělesa, získané modální analýzou, přičemž všechny uzly rozhraní jsou fixovány.

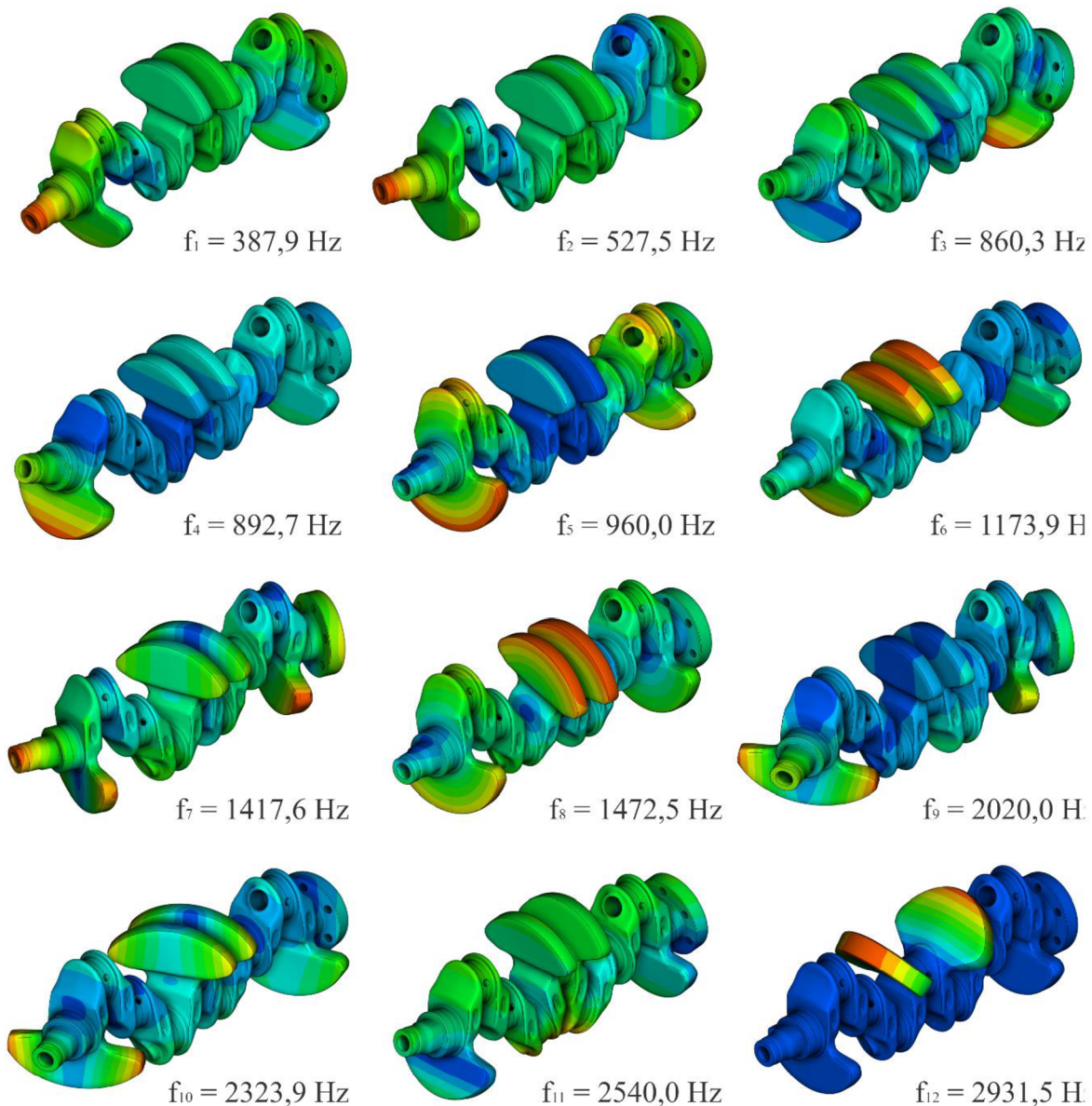
Při redukci klikové hřídele je nutné zvolit dříve zmíněné uzly rozhraní, jež posléze slouží v MBS modelu jako výchozí body pro interakci s ostatními tělesy, zadání zatížení a volbu okrajových podmínek. Vzhledem k tomu, že počet uzlů rozhraní přímo souvisí s počtem stupňů volnosti a ovlivňuje tedy náročnost výpočtu, volí se co nejmenší možný počet těchto bodů tak, aby bylo možné propojit redukované pružné těleso s ostatními tělesy v MBS modelu.



Obr. 15 Umístění uzlů rozhraní a prvků RBE3 na klikovém hřídeli

V případě klikové hřídele to jsou všechny hlavní a ojnicí čepy, které v prostředí MBS interagují s hlavními, respektive ojnicími ložisky. Dva body jsou přidány po stranách čtvrtého hlavního čepu, na němž se nachází axiální ložisko. Další body jsou přidány na přední a zadní konec klikové hřídele pro uchycení řemenice s tlumičem torzních kmitů, respektive sestavy setrvačníku a spojky.

K vytvoření uzlů rozhraní jsou použity vazebné prvky *RBE3* [25] v podobném uspořádání, viz obr. 15, jako v případě *MPC BEAM* prvků při výpočtu tuhosti. V případě *RBE3* prvků je posunutí a rotace hlavního závislého uzlu váženým průměrem posunutí a rotace jednotlivých nezávislých uzlů [25]. *RBE3* prvky, na rozdíl od *RBE2* [25] prvků, nefungují jako dokonale tuhá vazba, ale místo toho rozkládají zatížení mezi jednotlivé uzly. I přesto je vhodné v místech hlavních a ojnicích čepů umístit tyto prvky v určité vzdálenosti od povrchu sítě tak, aby nedošlo k přílišnému vyztužení čepů a byla zachována poddajnost povrchové sítě.



Obr. 16 Modální analýza klikové hřídele

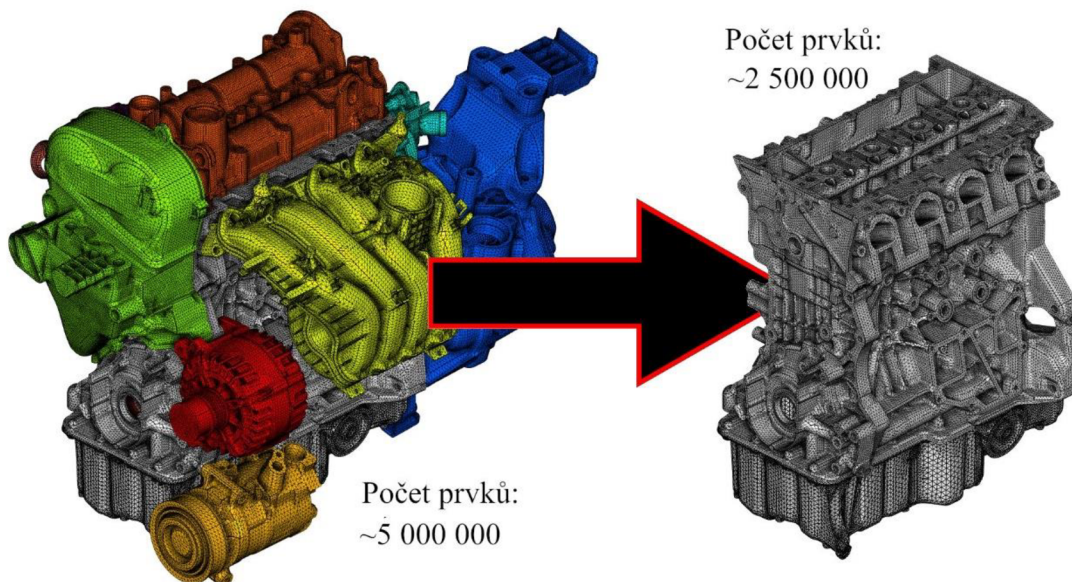
Z redukce pružného tělesa Craig-Bamptonovou metodou vyplývá, že počet stupňů volnosti a kvalita redukovaného tělesa, tím pádem náročnost výpočtu a přesnost výsledků, je ovlivněna počtem vlastních módů použitých při redukci [3].

Na základě doporučení pracovníků výpočtového oddělení ŠKODA AUTO je zvolený počet použitých vlastních módů vyšší, než odpovídá frekvenčnímu rozsahu buzení.

3.2 MODEL BLOKU MOTORU

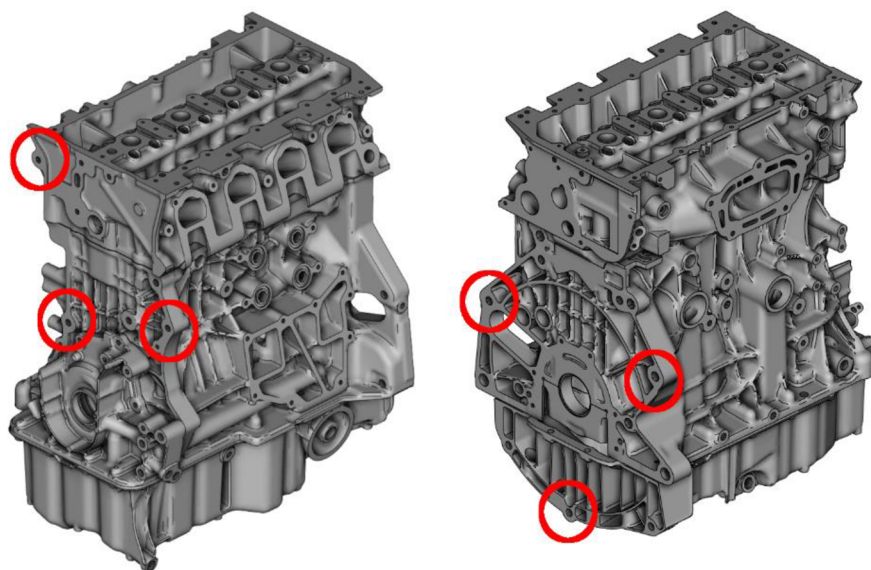
Příprava modelu bloku motoru pro simulaci v MBS systému zahrnuje modální redukci podobně jako u klikové hřídele. Z komplexního MKP modelu motoru včetně příslušenství je využit pouze samotný blok motoru s hlavou válců, spodním víkem motoru, kluznými ložisky

a ložiskovými víky viz *obr. 17*. Tato sestava je dostačující pro reprezentaci dynamických vlastností bloku motoru jako pružného tělesa, přičemž dojde k výraznému snížení počtu elementů více jak o polovinu.



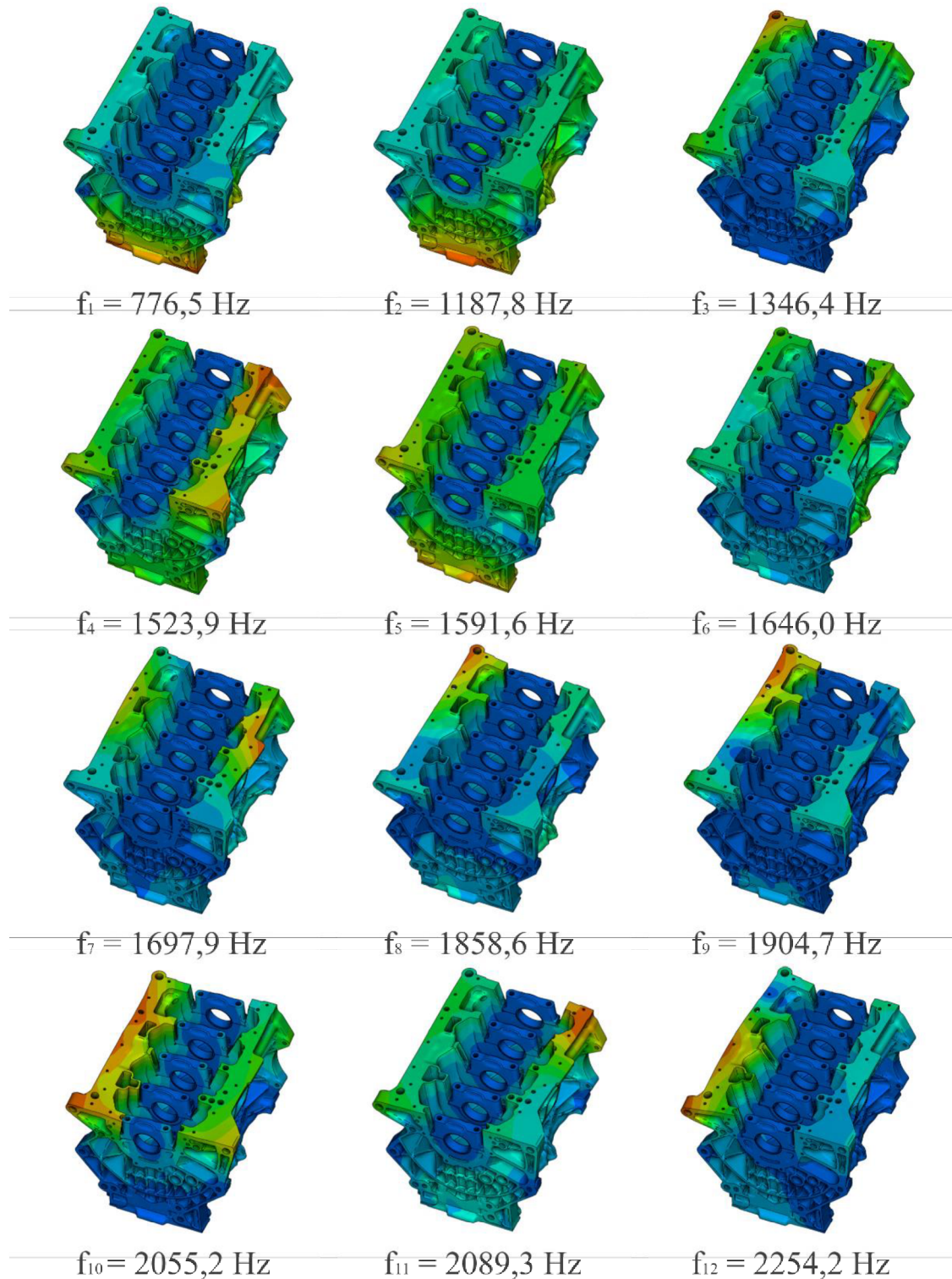
Obr. 17 MKP model bloku motoru

Blok motoru, hlava válců a spodní víko motoru včetně ložiskových vík jsou zde modelovány jako samostatná tělesa spojená tuhými vazbami *RBE2* v místech skutečného kontaktu jednotlivých součástí. Tyto vazby nejsou vytvořeny po celé ploše kontaktu, nýbrž pouze v místech otvorů pro šrouby spojující dané součásti.



Obr. 18 Umístění bodů rozhraní pro interakci s prvky uchycení bloku motoru

Modální redukci je soustava bloku motoru nahrazena pěti body rozhraní ve středech kluzných ložisek pro interakci pružného bloku s modálně redukovanou klikovou hřídelí a modelem hydrodynamického ložiska.



Obr. 19 Modální analýza sestavy bloku motoru, hlavy válců a spodního víka motoru (pro přehlednost je viditelný pouze blok)

Skutečný motor je přichycen ke karoserii pomocí kovopryžového zavěšení na třech místech, nicméně cílem práce není studie přenosu vibrací z pohonné jednotky do karoserie, tudíž jsou z upraveného modelu součásti zavěšení vyňaty, jak znázorňuje *obr. 17*.

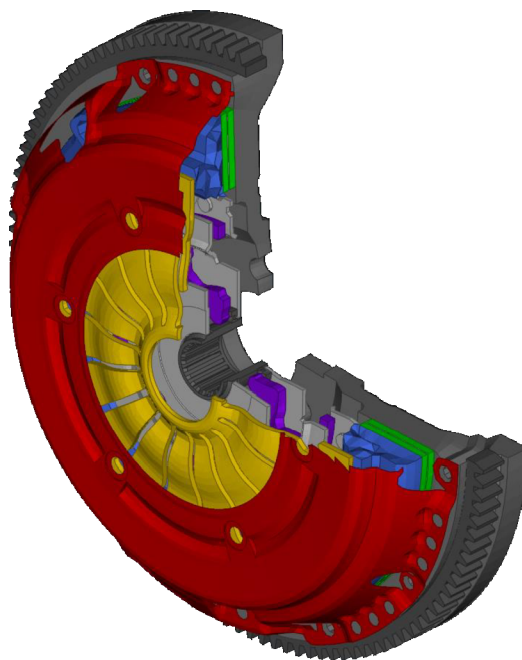
Místo toho jsou body rozhraní zvoleny tři na přední straně bloku motoru v místě připevnění součástí zavěšení a tři na zadní straně bloku motoru v místě uchycení převodové skříně, ke které jsou přichyceny ostatní dvě součásti kovopryžového zavěšení motoru. Umístění těchto bodů je patrné z *obr. 18*.

Prvky uchycení bloku motoru v MBS softwaru jsou modelovány podle metodiky ŠKODA AUTO a kocernu VW kombinací prvků tlumení a tuhosti. Charakteristika těchto prvků odpovídá naměřeným hodnotám u skutečných lůžek motoru.

Na *obr. 19* lze vidět modální analýzu (prvních dvanáct módů) stejné sestavy bloku motoru jako na *obr. 18*, nebo *obr. 17* vpravo. Pro lepší vizualizaci je vypnuta viditelnost hlavy válců a spodního víka motoru. Ve spodní části bloku motoru v oblasti nálitků ložiskových vík tak lze vidět potenciální vliv, daný frekvencí jednotlivých módů, na zatížení zkoumaných míst bloku motoru.

3.3 OJNICE A SESTAVA SETRVAČNÍKU

Stejným způsobem je provedena modální redukce i pro ojnici a sestavu setrvačnicku se spojkou. V případě ojnice, která je jako pružné těleso použita v modelech s modálně redukovanou klikovou hřídelí, jsou jako body rozhraní zvoleny středy velkého a malého oka ojnice, tedy místa interakce ojnice s ojničními čepy klikové hřídele, respektive pístním čepem.



Obr. 20 Sestava setrvačnicku se spojkou

Při modální redukci soustavy setrvačnicku a spojky jsou dva body rozhraní umístěny v ose setrvačnicku. Jeden bod slouží k interakci se zadním koncem klikové hřídele a druhý pro propojení spojky s rotorem dynamometru. Pro lepší vizualizaci v prostředí MBS je dalších osm bodů rozhraní umístěno po obvodu setrvačnicku.

Jelikož se při MBS analýze uvažuje spojka trvale sepnutá, stejně jako při testování skutečného motoru na dynamometru, je modelována společně se setrvačnickem jako jedno těleso. Ve většině případů se simuluje setrvačnick se spojkou jako tuhé těleso s hmotností a tenzorem setrvačnosti odpovídající této sestavě (*obr. 20*), nicméně na základě domluvy s výpočtovým oddělením ŠKODA AUTO je v této práci použit i setrvačnick jako pružné těleso, tedy modálně redukovaná sestava setrvačnicku a spojky.

3.4 TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ

Časově proměnné zatížení klikové hřídele, vznikající přirozeně z principu fungování čtyřdobého spalovacího motoru, má za následek její torzní rozkmitání. To může způsobovat zvýšené namáhání klikového mechanismu a zhoršení vibroakustických parametrů pohonné jednotky. Z toho důvodu se využívají tlumiče torzních kmitů.

V dnešní době jsou nejrozšířenější dva typy tlumiče torzních kmitů, a to sice pryžový s vnitřním třením v pružných materiálech a hydraulický s kapalinovým třením, přičemž konstrukce tlumiče bývá zakomponována přímo do tělesa řemenice pohonu příslušenství na předním konci klikové hřídele [19].

V případě motoru 1,5 MPI řady EA211 se využívá pryžový tlumič torzních kmitů. Ten se skládá z unašeče, jež je zároveň řemenicí pohonu příslušenství a setrvačného prstence, který je s unašečem spojen přes pryžový tlumící člen viz *obr. 21*. Spojení přes pryžový člen probíhá buďto nalisováním, což je výhodnější z hlediska nižších výrobních nákladů, nebo navulkanizováním pryže [10].

V prostředí MBS je tlumič torzních kmitů modelován pomocí *Rotary Voigt-Kelvin Element* [4], což je prvek s paralelní kombinací tuhosti a tlumení. Matematický popis tohoto prvku plyne z následující rovnice [4]:

$$M_{VK} = c\varphi_{rel} + b\dot{\varphi}_{rel}, \quad (3)$$

kde M_{VK} je točivý moment, c je torzní tuhost a b je koeficient torzního tlumení. φ_{rel} je úhlová výchylka dána vztahem [4]:

$$\varphi_{rel} = (\varphi - \varphi_0), \quad (4)$$

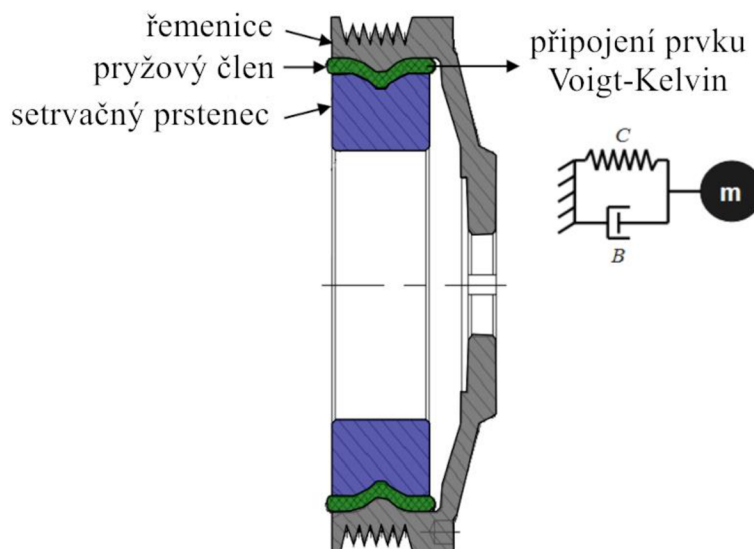
a $\dot{\varphi}_{rel}$ je úhlová rychlost přetvoření [4]:

$$\dot{\varphi}_{rel} = \frac{d(\varphi - \varphi_0)}{dt}, \quad (5)$$

přičemž φ_0 a φ je počáteční, respektive koncový úhel.

Nevýhodou pryžového tlumiče torzních kmitů jsou nestabilní vlastnosti pryže, jejíž tuhost se mění kromě velikosti deformace také v závislosti na teplotě [19]. Jelikož se jedná

o jednoduchý model tlumiče torzních kmitů, tyto vlastnosti lze v případě izotermické simulace zanedbat.



Obr. 21 Schéma pryžového tlumiče torzních kmitů [4]

Základní parametry tlumiče vychází z předešlých MBS modelů, přičemž hodnoty tuhosti a tlumení se upravují pro přesnější naladění modelu, jak je popsáno v oddílu 4.1.2.

4 DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

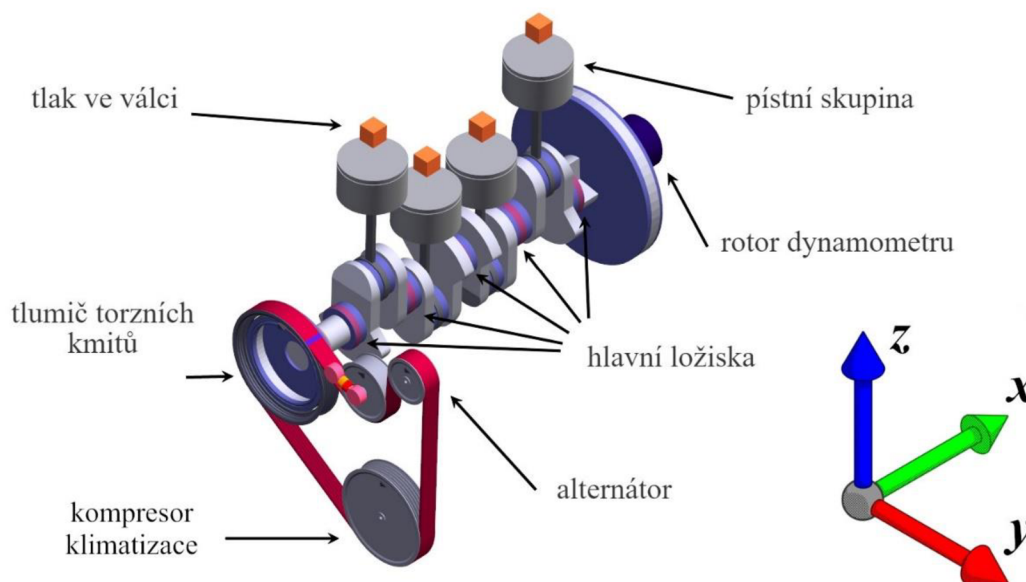
Zatížení bloku motoru je v této práci zkoumáno na čtyřech variantách MBS modelu dynamiky klikového ústrojí podle úrovně diskretizace hlavních těles:

- prutový model klikové hřídele, tuhý setrvačnick a tuhý blok motoru,
- prutový model klikové hřídele s pružným setrvačnickem a tuhý blok motoru,
- pružná kliková hřídel se setrvačnickem a tuhý blok motoru,
- pružná kliková hřídel, setrvačnick i blok motoru.

K výpočtu je využit software SIMDRIVE 3D běžně využívaný pro MBS simulace dynamiky klikového ústrojí nejen v koncernu Volkswagen, podobně jako například software AVL Excite nebo MSC ADAMS.

4.1 NASTAVENÍ VÝCHOZÍHO MODELU

Před popisem jednotlivých modelů dynamiky klikového mechanismu je dobré připomenout, že všechny varianty vychází ze stejného základu a pro dosažení objektivních a porovnatelných výsledků jsou zachovány určité parametry simulace ve všech variantách modelu. Výpočet pohybových rovnic všech variant probíhá v časové doméně. Analýza pohybů, rychlostí a zrychlení je provedena tranzientně a probíhá při rozběhu motoru od volnoběžných až po maximální otáčky v rozsahu 1000–6500 min⁻¹. Počátek simulace je zpomalen, aby se daly dynamické děje při rozběhu motoru považovat za ustálené.



Obr. 22 Základní model klikového mechanismu s vyznačením prvků společných všem variantám

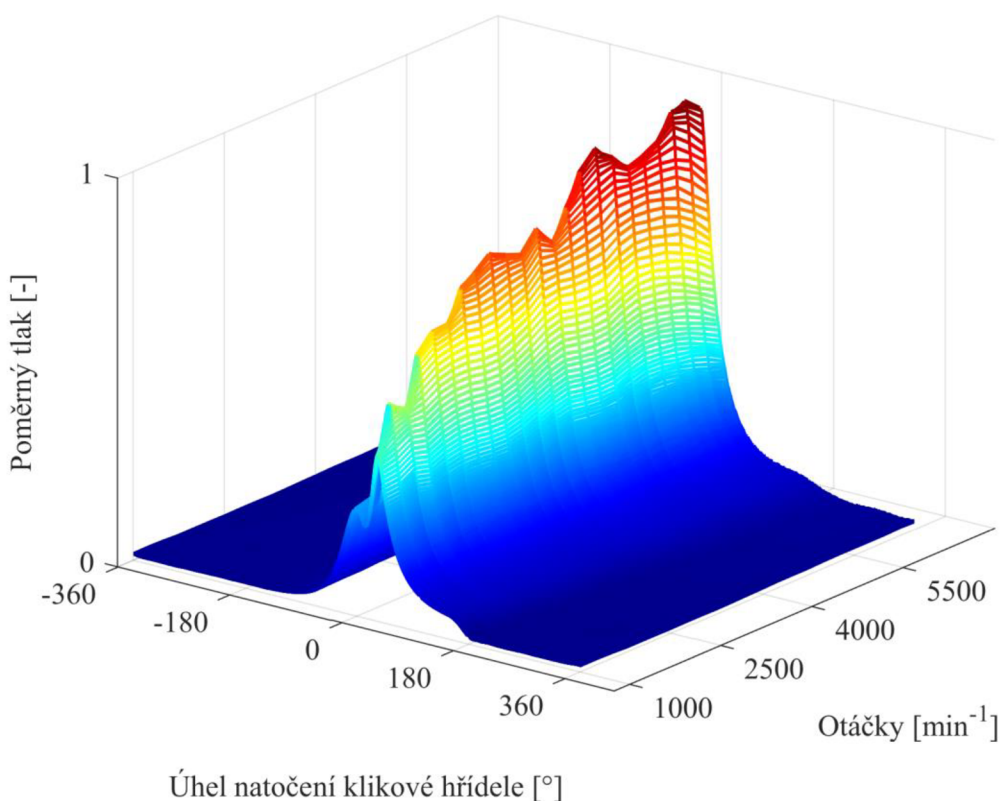
Neměnné prvky, jež jsou společné pro všechny varianty lze vidět na obr. 22. Patří sem buzení od tlaku plynů ve válci, řemenice pro pohon příslušenství s tlumičem torzních kmitů, řemen pro pohon příslušenství s brzdícím výkonem kompresoru klimatizace a alternátoru, pístní

skupina modelovaná jako tuhé těleso se setrvačnými účinky, rotor dynamometru a propojení s motorem a hlavní kluzná ložiska, jejichž zatížení je hlavním předmětem provedené analýzy dynamiky klikového mechanismu v MBS.

4.1.1 TLAK VE SPALOVACÍM PROSTORU

Kromě setrvačných sil a momentů hmotných těles je klikový mechanismus buzen silami od tlaku plynů ve spalovacím prostoru. Pro toto buzení jsou použity indikované tlaky z předchozího měření motoru 1,5 MPI ve zkušebnách ŠKODA AUTO.

K dispozici jsou hodnoty průměrných tlaků, jež jsou statisticky zpracovány z vícero pracovních cyklů. Vzhledem k tomu, že je předmětem práce i vyhodnocení bezpečnosti v daných místech bloku motoru, jsou použity maximální spalovací tlaky naměřené v jednotlivých válcích. Hodnotu maximálních tlaků zprůměrovanou pro všechny válce zachycuje *obr. 23*.



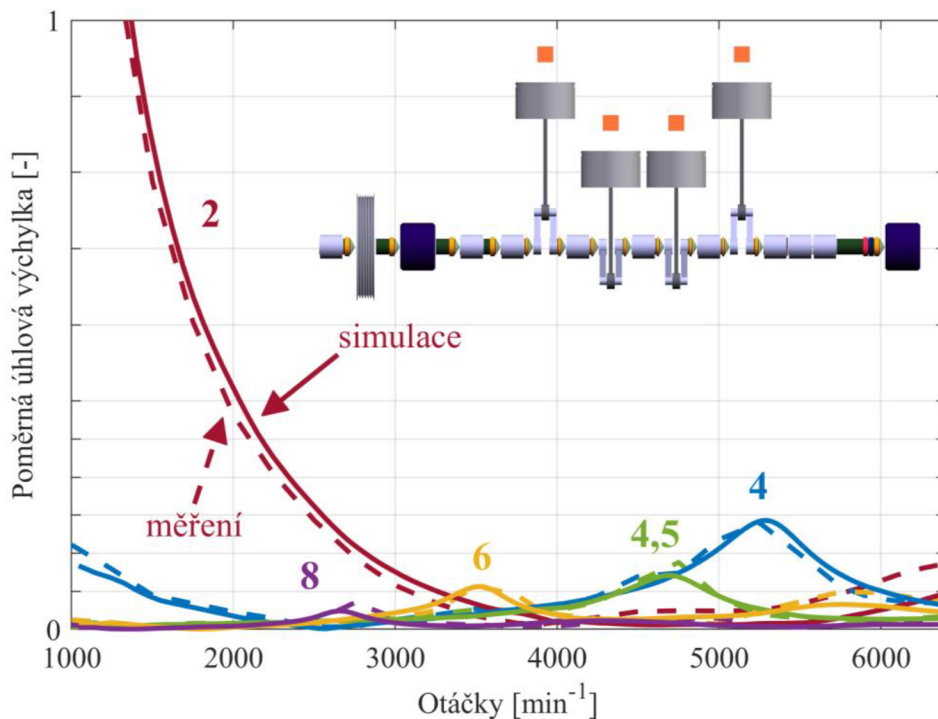
Obr. 23 Spalovací tlaky motoru 1,5 MPI (81kW) řady EA211

Všechny modely jsou navíc spočítány i ve variantě s kompresními tlaky, které odpovídají režimu protáčení motoru. Tento dodatečný výpočet je proveden pouze pro maximální otáčky a není tak časově nikterak náročný. Důvodem je pravděpodobnost výskytu vyššího zatížení ložisek od setrvačných sil posuvných částí, jež jsou hlavními budícími silami při protáčení motoru bez působení spalovacích tlaků. Vliv těchto zatížení je patrný v rozboru zatížení ložisek v kapitole 4.3.

4.1.2 OVĚŘENÍ 1D MODELEM

Použitý model dynamiky klikového mechanismu, který je výrazným zjednodušením reálného problému, je nutné ověřit, a to nejlépe pomocí experimentálně naměřených dat. Srovnáním naměřených a vypočtených hodnot lze získat představu o správnosti použitého modelu, a přesnosti výsledků, ať už se jedná o výpočet dynamiky klikového mechanismu, nebo ostatní typy analýz.

Vzhledem k tomu že jsou v této práci počítány čtyři varianty modelu dynamiky klikového ústrojí v různých úrovních provedení, není vhodné ladit každý model zvlášť, jelikož by to představovalo výraznou časovou náročnost. Kvůli tomu je k ověření přesnosti výsledků využito 1D torzní model klikového ústrojí. Takto zjednodušený model je vhodný pro rychlé ověření a frekvenční naladění modelu změnou tuhostí a tlumících vlastností tlumiče torzních kmitů, který je podrobněji popsán v oddílu 3.4. Jednorozměrný model není zahrnut v analýze zatížení bloku motoru, jelikož se sleduje pouze torzní kmitání klikového ústrojí.



Obr. 24 Porovnání nejvýznamnějších řádů harmonických složek úhlové výchylky řemenice získané simulací 1D modelu a měřením

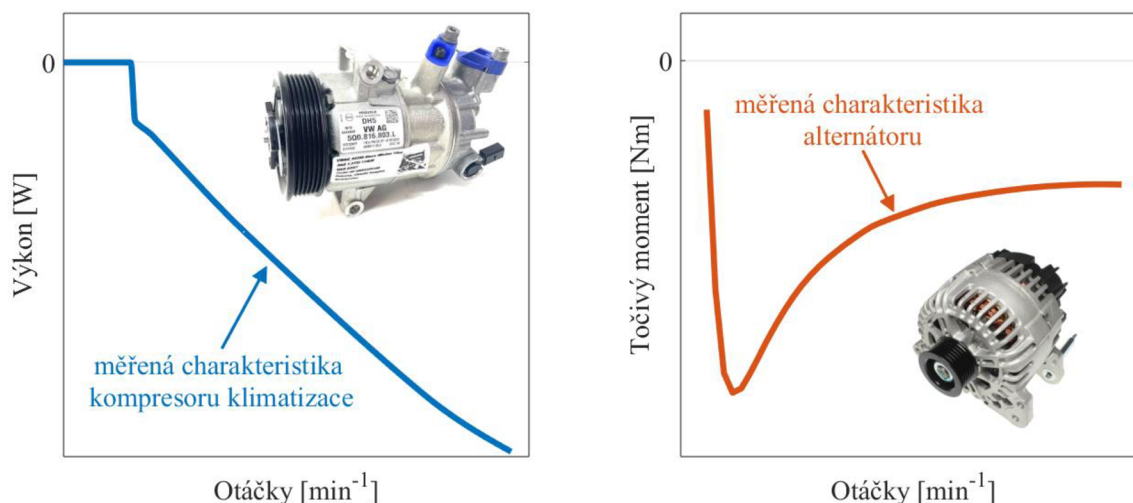
Pro frekvenční naladění modelu je využito zmíněné torzní kmitání, respektive úhlová výchylka řemenice klikové hřídele, vycházející ze simulace 1D modelu. Tato hodnota je porovnána s úhlovou výchylkou, viz obr. 24, získanou při měření torzního kmitání na motoru 1,5 MPI ve zkušebnách ŠKODA AUTO.

V grafu jsou pro přehlednost zahrnuty pouze řady harmonických složek s největší amplitudou. Jedná se zejména o řady celočíselného násobku dvou (2, 4, 6, 8). Ty se nazývají hlavními řady harmonické složky neboť u čtyřdobého řadového čtyřválce s pravidelným pořadím zážehů vykazují největší vydatnosti rezonancí [10]. Další výraznou amplitudu má v tomto případě i vedlejší poloviční řád 4,5, jež je také zahrnut v grafu.

Drobné rozdíly mezi simulací a naměřenými hodnotami jsou způsobeny užitím zjednodušeného modelu tlumiče torzních kmitů, ve kterém není uvažována teplotní závislost tuhosti pryžového prstence tlumiče.

4.1.3 VLIV PŘÍSLUŠENSTVÍ

Brzdný moment alternátoru a výkon kompresoru klimatizace má poměrně významný vliv na dynamiku spalovacího motoru. Tento vliv je tudíž zahrnut ve všech variantách výpočtového modelu. Vzhledem k tomu, že jsou pro analýzu dynamiky klikového mechanismu použity hodnoty získané měřením komponent sériového motoru, jsou zde vyobrazeny charakteristiky kompresoru klimatizace a alternátoru pouze ilustrativně bez konkrétních hodnot, viz *obr. 25*.



Obr. 25 Charakteristika kompresoru klimatizace (vlevo) a alternátoru (vpravo)

Součástí pohonu příslušenství je i napínací kladka určená tlumícím parametrem a hodnotou tuhosti. Hřídel pohonu kompresoru klimatizace je pevně spojena s řemenicí kompresoru. V případě alternátoru je hřídel rotoru propojena s řemenicí alternátoru pomocí volnoběžky, stejně jako u sériového motoru.

Řemenice alternátoru slouží pro přenos točivého momentu od klikové hřídele přes řemen na rotor alternátoru. V dřívějších dobách bývala standardem pevná řemenice. V moderních spalovacích motorech se využívají primárně dva typy systémů volnoběžných řemenic, a to Overrunning Alternator Pulley (OAP) a Overrunning Alternator Decoupler (OAD).

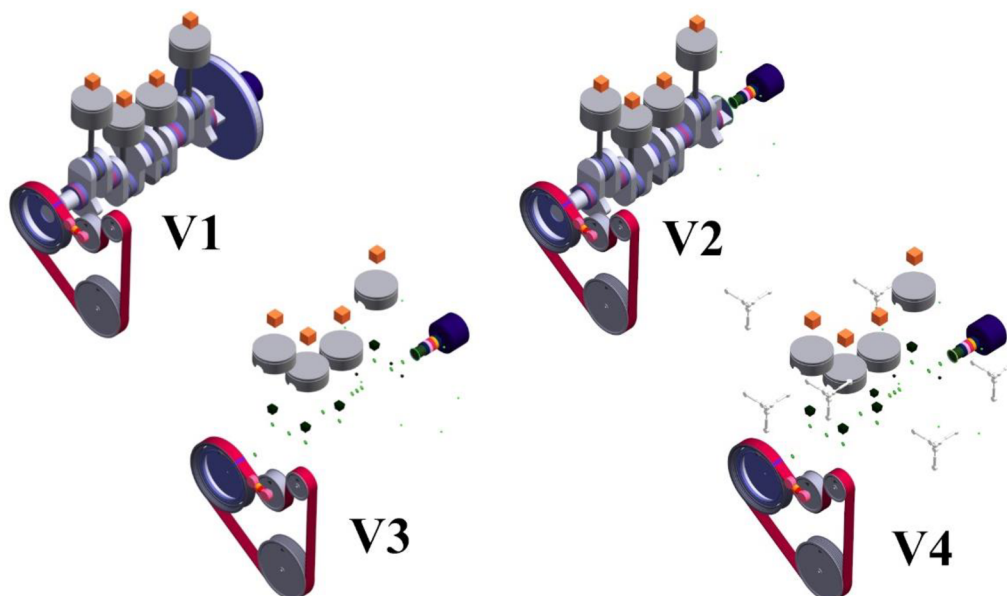
Systém řemenice OAP obsahuje jednoduchou volnoběžku, která oproti pevné řemenici významně snižuje vibrace motoru. Umožňuje protáčení rotoru alternátoru, který má poměrně velký moment setrvačnosti, při výrazném snížení otáček motoru, nebo jeho zastavení.

Řemenice OAD obsahuje navíc oproti systému OAP torzní pružinu, která je schopná absorbovat nerovnoměrnost chodu spalovacího motoru a nepřenášet pulzaci točivého momentu od jednotlivých válců na rotor alternátoru. Tyto systémy zajišťují delší životnost řemene snížením vibrací a zbytečného přepínání, zlepšení parametrů NVH a snížení spotřeby paliva a emisí [17].

U motoru 1,5 MPI řady EA211 je v sériovém provedení využit systém řemenice OAP. K modelování tohoto prvku v softwaru SIMDRIVE 3D se používá prvek *Rotary One-Way Clutch* [4]. Tento prvek přenáší točivý moment pouze jedním směrem, přičemž ho lze popsat jako jednostranně účinnou pružinu s nelineární charakteristikou.

4.2 VARIANTY MBS MODELU

Všechny modely vychází ze stejného základu a mají společné určité části, jako například přední konec klikové hřídele s tlumičem torzních kmitů a pohonem příslušenství, nebo připojení k rotoru dynamometru na zadním konci klikové hřídele. Jak lze vidět na *obr. 26*, software SIMDRIVE 3D nezobrazuje geometrii modálně redukovaných těles, ale pouze zvolené body rozhraní.



Obr. 26 Varianty modelu dynamiky klikového mechanismu

Přehled jednotlivých modelů dynamiky klikového mechanismu podle úrovně diskretizace daných těles je uveden v *tab. 2*.

Tab. 2 Přehled modelů dynamiky klikového mechanismu

VARIANTA	KLIKOVÁ HŘÍDEL	SETRVAČNÍK	BLOK MOTORU
V1	prutový model	tuhé těleso	tuhé těleso
V2	prutový model	pružné těleso	tuhé těleso
V3	pružné těleso	pružné těleso	tuhé těleso
V4	pružné těleso	pružné těleso	pružné těleso

Kvůli přehlednosti jsou modely očíslovány viz *tab. 2* a dále v práci jsou jednotlivé varianty modelů referovány podle tohoto označení (V1, V2, V3, V4).

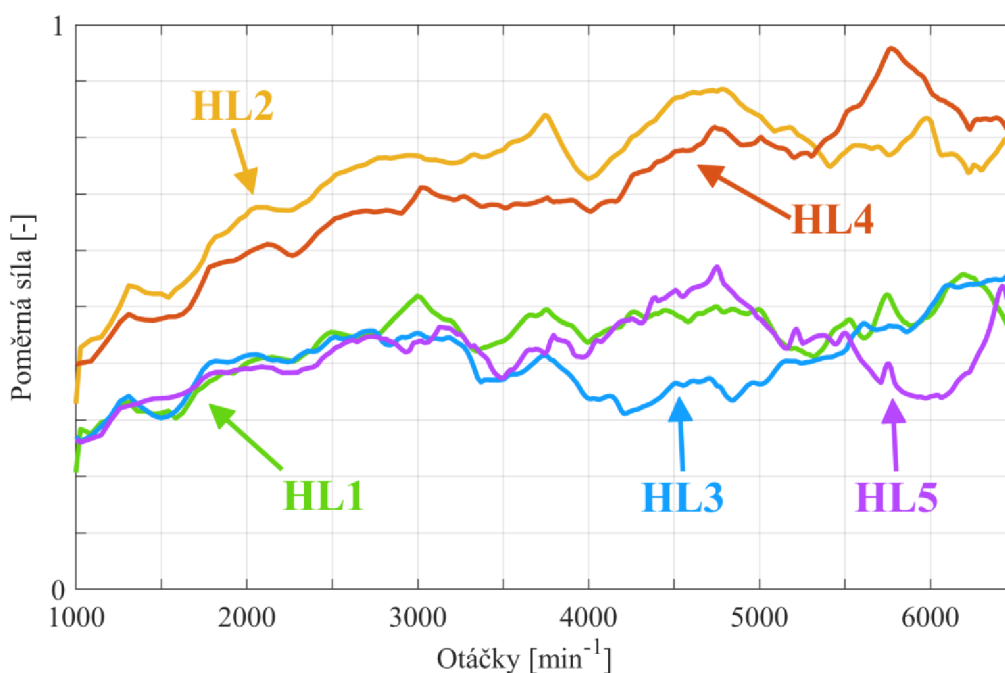
Kliková hřídel je v této práci diskretizována jako prutový model a modálně redukované těleso. Modelování klikové hřídele jako tuhého tělesa totiž už při nízkých otáčkách vykazuje výraznou odchylku v zatížení hlavních ložisek, na rozdíl od prutového a 3D modelu [18]. Odchylka zatížení ložisek prutového a modálně redukovaného modelu v celém rozsahu pracovních otáček motoru je znázorněna v kapitole 4.3.

V případě všech pružných těles je zahrnuto modální tlumení, jehož hodnota je převzata ze starších modelů dynamiky klikového mechanismu ve ŠKODA AUTO. Hodnota tohoto tlumení je stejná pro všechny módy kmitání, tedy konstantní nezávisle na frekvenci. Podle zkušeností pracovníků vývojového oddělení je vliv vnitřního tlumení materiálu v případě klikové hřídele zanedbatelný, tudíž u prutového modelu klikové hřídele toto tlumení není vůbec uvažováno.

4.3 ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

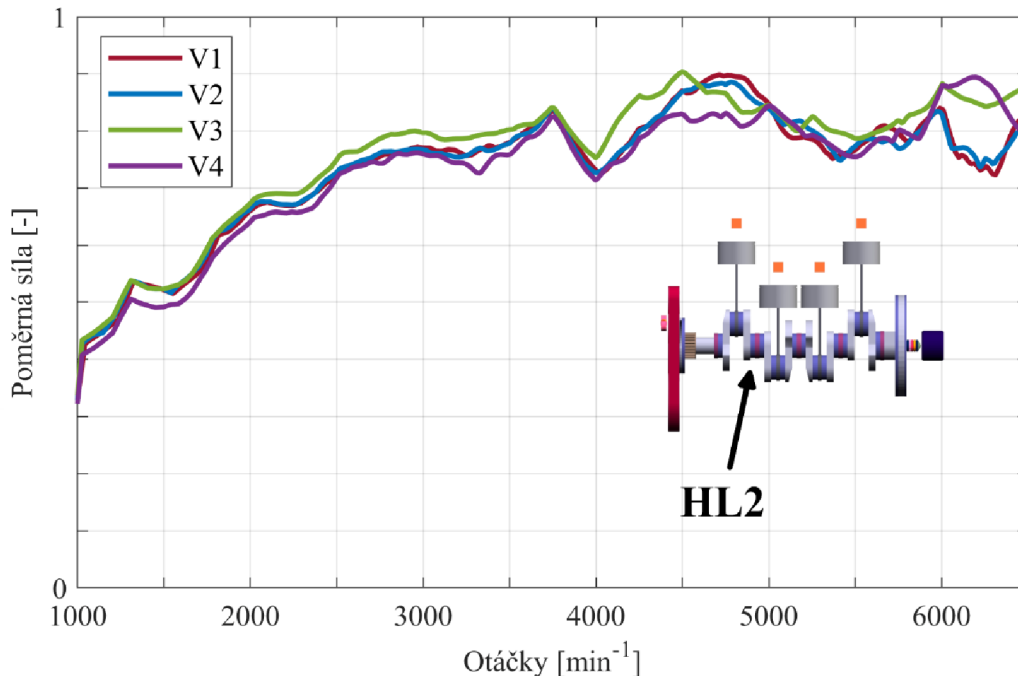
K porovnání vlivu jednotlivých variant modelu dynamiky klikového mechanismu na zatížení bloku motoru je zásadní interakce mezi blokem motoru a klikovou hřídelí, kterou zprostředkovává model hydrodynamického kluzného ložiska. Model ložiska v softwaru SIMDRIVE 3D bere v potaz i šířku ložiska a umožňuje tak zahrnout vliv ohybového namáhání na naklápění čepu v ložisku [10]. K simulaci ložiska lze přistupovat dvěma způsoby [4]:

- diskrétní řešení Reynoldsovy rovnice po každém časovém kroku zvlášť;
- tvorba databáze před začátkem simulace pro konečný počet provozních stavů ložiska daných excentricitou a vyosením čepu.



Obr. 27 Poměrné zatížení hlavních ložisek varianty modelu V2

Na základě viskozity oleje a aktuální polohy a rychlosti čepu je poté vyhodnocována reakce ložiska na zatížení. V případě dynamických simulací motoru 1,5 MPI je uvažována viskózní třída oleje SAE 0W-20. Kvůli časové náročnosti je výhodnější tvorba databáze, kterou lze uložit pro použití v dalších modelech.



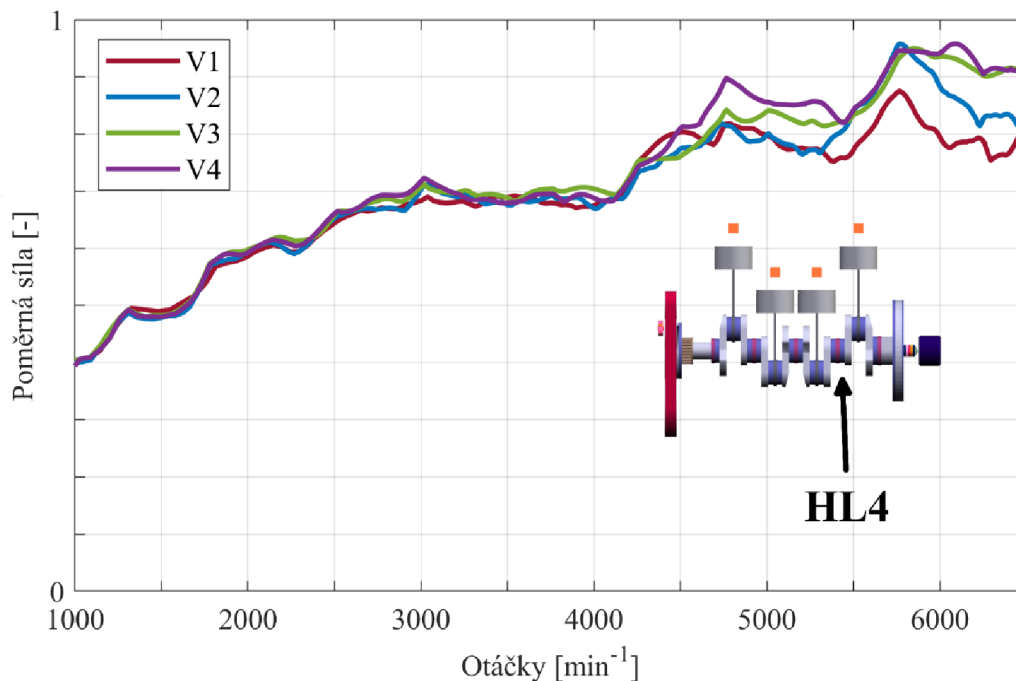
Obr. 28 Porovnání poměrného zatížení druhého hlavního ložiska

Parametry modelu hydrodynamického ložiska odpovídají hlavním ložiskům sériového motoru 1,5 MPI řady EA211. V této práci jsou hlavní ložiska dále označována HL1 až HL5, přičemž jako první ložisko se bere to, které je nejbližší přednímu konci klikové hřídele, respektive řemenici s tlumičem torzních kmitů. Axiální ložisko se u sériového motoru 1,5 MPI nachází na čtvrtém hlavním čepu.

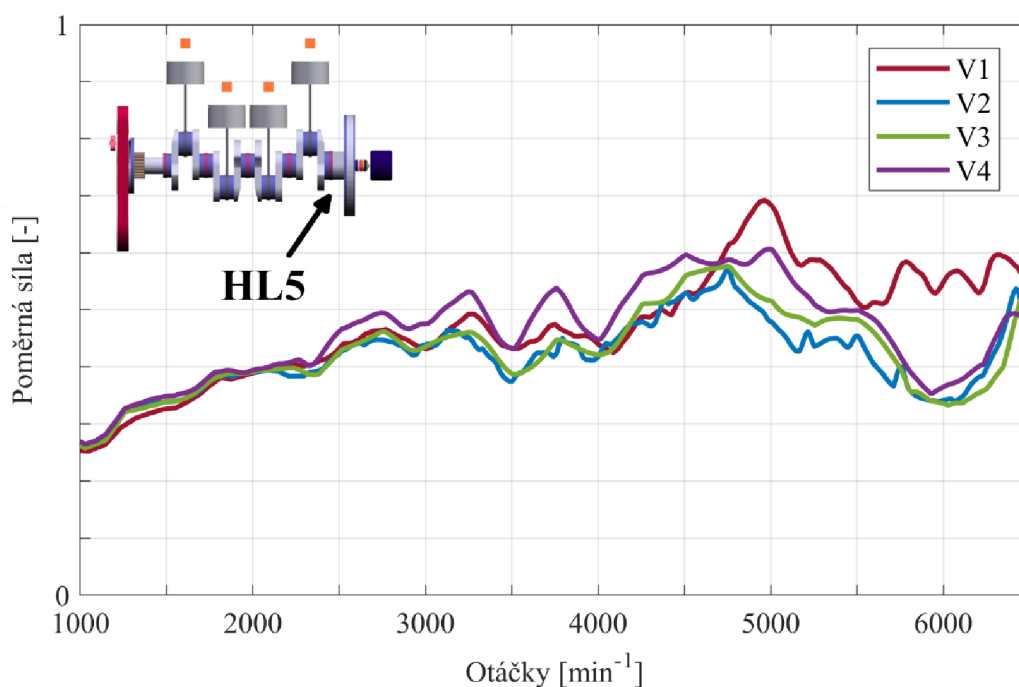
Výsledné zatížení hlavních ložisek pro variantu modelu s prutovou klikovou hřídelí, pružným setrvačником a tuhým blokem motoru (varianta V2) je vyobrazeno na obr. 27. Nejvíce zatížené je druhé a čtvrté hlavní ložisko, což odpovídá předpokladu pro čtyřválcový motor s klikovou hřídelí uloženou na pěti ložiscích [10]. Zatížení hlavních ložisek ostatních variant modelu uvádí Příloha 1 – zatížení hlavních ložisek.

Zatížení nejvíce namáhaných ložisek lze vidět na obr. 28, respektive obr. 29. Zde jsou vyobrazena zatížení pro všechny varianty modelu dynamiky klikového mechanismu. Porovnání jednotlivých variant pro ostatní hlavní ložiska obsahuje Příloha 2 – porovnání zatížení ložisek

Z porovnání všech variant vyplývá, že výsledné zatížení je zhruba do otáček 4000 min^{-1} téměř totožné a rozdíly v dynamickém chování jednotlivých modelů lze pozorovat ve vyšších otáčkách. Jedním z důvodů je průběh použitých maximálních spalovacích tlaků, které právě od 4000 min^{-1} poměrně vzrostou, jak lze vidět na obr. 23. Vliv má i vybudení vlastních tvarů kmitání jednotlivých pružných těles.



Obr. 29 Porovnání poměrného zatížení čtvrtého hlavního ložiska



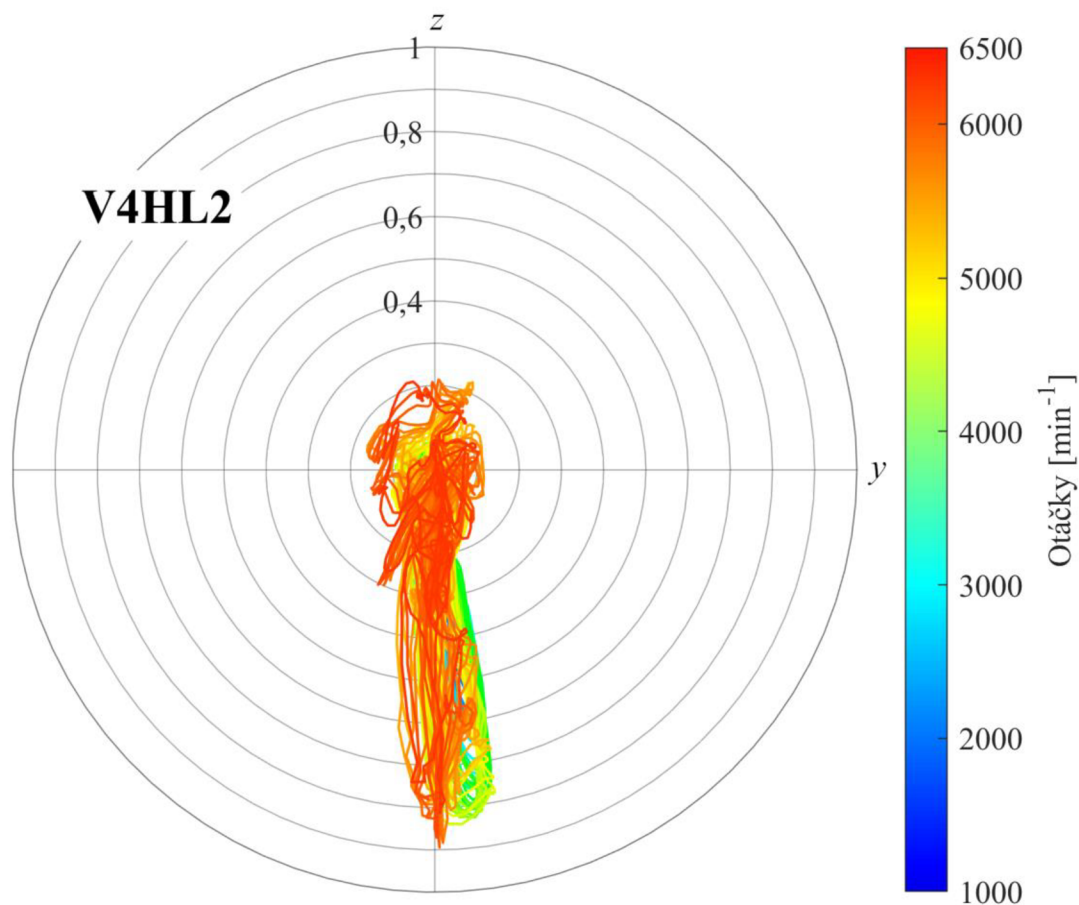
Obr. 30 Porovnání poměrného zatížení pátého hlavního ložiska

Dalším faktorem je vliv zatížení od setrvačných sil posuvných částí, které ve vyšších otáčkách významně ovlivňují zatížení ložisek.

Za určitých podmínek, například protáčení motoru, může být toto zatížení od setrvačných sil posuvných částí v určitých oblastech ložiska dokonce vyšší než zatížení od tlaku plynů. Význam setrvačných sil posuvných částí závisí také na zatížení motoru, jelikož při plném zatížení (100% otevření škrtkové klapky) jsou poměrově dominantnější síly od tlaků plynů než při polovičním zatížení (50% otevření škrtkové klapky).

Zejména ve vyšších otáčkách u páteho hlavního ložiska, viz *obr. 30*, lze vidět výraznou odchylku zatížení varianty V1, z čehož lze usoudit, že použitím modálně redukovaného modelu setrvačnicku lze docílit lepší konvergence a vyhnout se případným problémům se zkreslenými výsledky při zachování poměrně nízkého výpočetního času.

Vliv použití modálně redukovaného modelu klikové hřídele lze demonstrovat na stejném grafu (*obr. 30*) u páteho hlavního ložiska. Křivka zatížení pro varianty V3 a V4 má výrazně hladší průběh v porovnání s použitím prutového modelu klikové hřídele u variant V1 a V2. V případě páteho hlavního ložiska na *obr. 30* lze vidět i poměrně vyšší amplitudy zatížení varianty V4, což lze přisuzovat vlivu pružného chování modálně redukovaného modelu bloku motoru.



Obr. 31 Polární diagram poměrného zatížení druhého hlavního ložiska varianty modelu V4

Vliv zatížení od setrvačných sil posuvných částí je znázorněn na průběhu zatížení druhého hlavního ložiska varianty modelu V4, viz polární diagram na *obr. 31*. S rostoucími otáčkami se zatížení posouvá z kladného směru osy y blíže do středu a postupně narůstá v záporném směru osy z , přičemž osa z je totožná s osou pohybu pístu a osa y je kolmá na osu klikové hřídele a osu z . Souřadný systém modelu lze vidět také na *obr. 22*. Polární diagramy poměrného zatížení ostatních hlavních ložisek a pro všechny varianty výpočtového modelu obsahuje *Příloha 3 – polární diagramy zatížení hlavních ložisek*.

5 ZATÍŽENÍ BLOKU MOTORU

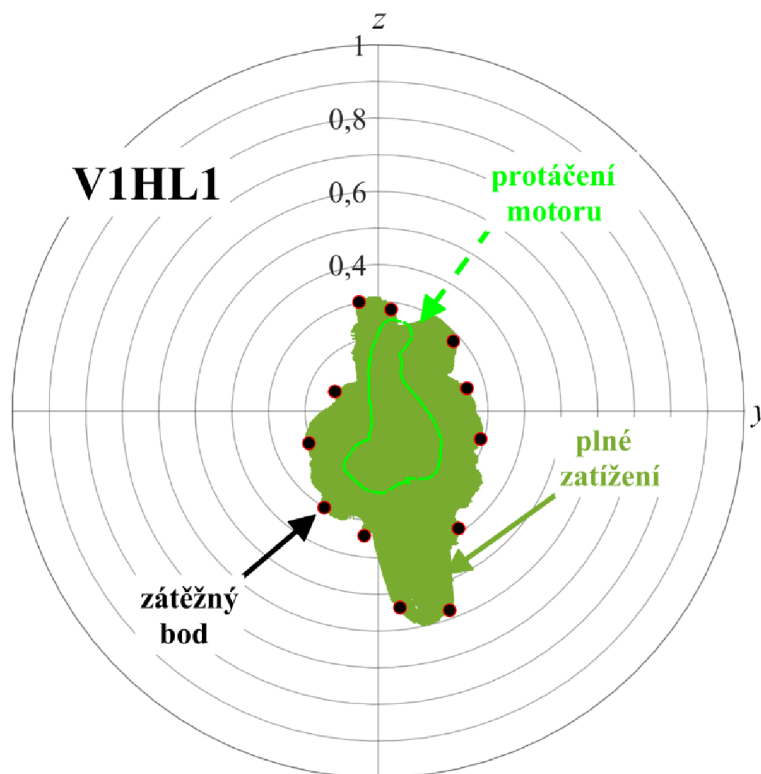
Blok spalovacího motoru je při provozu zatěžován působením mnoha vlivů, mezi něž patří:

- dynamické zatížení od klikového mechanismu, zejména klikové hřídele, ale i normálové síly na stěnu válce od pístu,
- statické zatížení vlivem předpětí šroubů při montáži jednotlivých částí pohonné jednotky k bloku motoru,
- tlaky ve válcích a tepelné zatížení vznikající při procesu spalování.

Předmětem analýzy v této práci je zejména spodní část bloku motoru v oblasti hlavních ložisek. Vliv tepelného zatížení a tlaků ve válcích je tudíž při analýze únavové životnosti zanedbán, jelikož tyto parametry mají, dle zkušeností s podobnými výpočty ve ŠKODA AUTO, významný vliv zejména na vrchní část bloku motoru a hlavu válců.

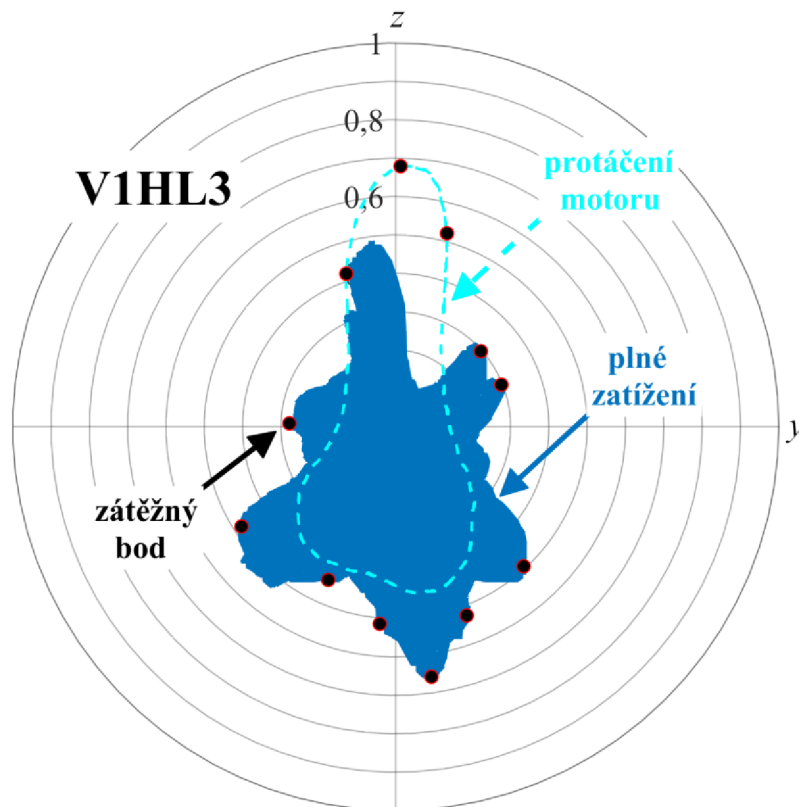
5.1 ZÁTĚŽNÉ STAVY

Zatížení bloku motoru od dynamiky klikového mechanismu vychází z vypočtených hodnot zatížení jednotlivých hlavních ložisek v celém rozsahu provozních otáček. Na vnější obálce zatížení ložiska je vybráno dvanáct rovnoměrně rozložených bodů reprezentujících jednotlivé zátěžné stavy, respektive zatížení při daném natočení klikové hřídele viz *obr. 32*. Pro jednu variantu výpočtového modelu tedy připadne celkem šedesát zátěžných stavů pro pět hlavních ložisek.



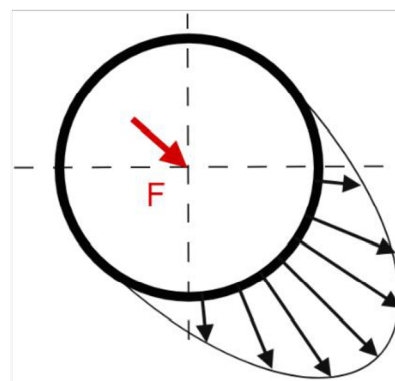
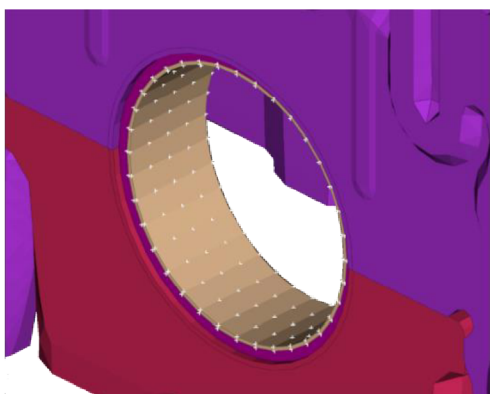
Obr. 32 Zobrazení vybraných bodů zatížení a vlivu protáčení motoru na polárním diagramu poměrného zatížení prvního hlavního ložiska varianty modelu V1

Na *obr. 33* lze vidět výrazný vliv setrvačných sil posuvných částí na zatížení třetího hlavního ložiska při simulaci protáčení motoru, jež je zahrnuto v analýze zatížení ložisek při maximálních otáčkách 6500 min^{-1} .



Obr. 33 Zobrazení vybraných bodů zatížení a vlivu protáčení motoru na polárním diagramu poměrného zatížení třetího hlavního ložiska varianty modelu V1

Grafy zatížení a vybraných zátěžných stavů pro variantu modelu dynamiky klikového mechanismu s prutovou klikovou hřídelí (varianta V1) obsahuje *Příloha 4 – zátěžné stavy hlavních ložisek*. Obdobně jsou vytvořeny zátěžné stavy pro ostatní varianty modelu dynamiky klikového mechanismu, které v práci dále nejsou uvedeny.



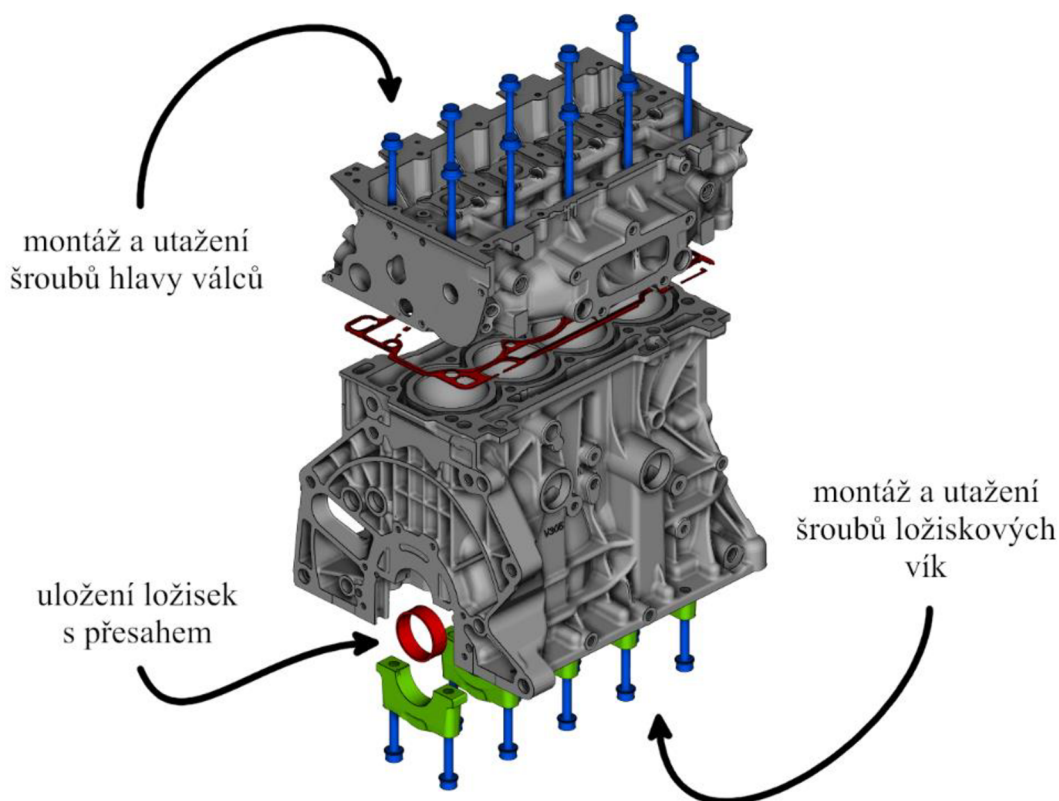
Obr. 34 Diskretizace hlavního ložiska (vlevo) a ilustrace rozložení silového zatížení (vpravo)

Zatížení odpovídající jednotlivým zátěžným bodům jsou rozložena dle interní metodiky VW a ŠKODA AUTO do uzlů hlavních ložisek. Síla se rozloží do plochy ložiska tak, aby průběh sil odpovídal rozložení zatížení v hydrodynamickém ložisku, jak zjednodušeně znázorňuje *obr. 34*. Výslednice sil rozloženého zatížení je totožná se silou odpovídající danému zátěžnému bodu.

5.2 PŘEDPĚTÍ VLIVEM MONTÁŽE

Součástí analýzy zatěžování bloku motoru je také vliv statického zatížení od předpětí, které vzniká při montáži hlavních částí pohonné jednotky.

Největší vliv na statické zatížení bloku motoru mají šrouby připevňující hlavu válců a šrouby ložiskových vík, jelikož se podílejí na zachycení sil od tlaku plynů ve spalovacím prostoru, respektive sil od klikového mechanismu skrz klikovou hřídel, tudíž musejí být výrazně předepjaté, aby při provozních podmínkách motoru nedocházelo k jejich uvolňování například vlivem vydatných vibrací.

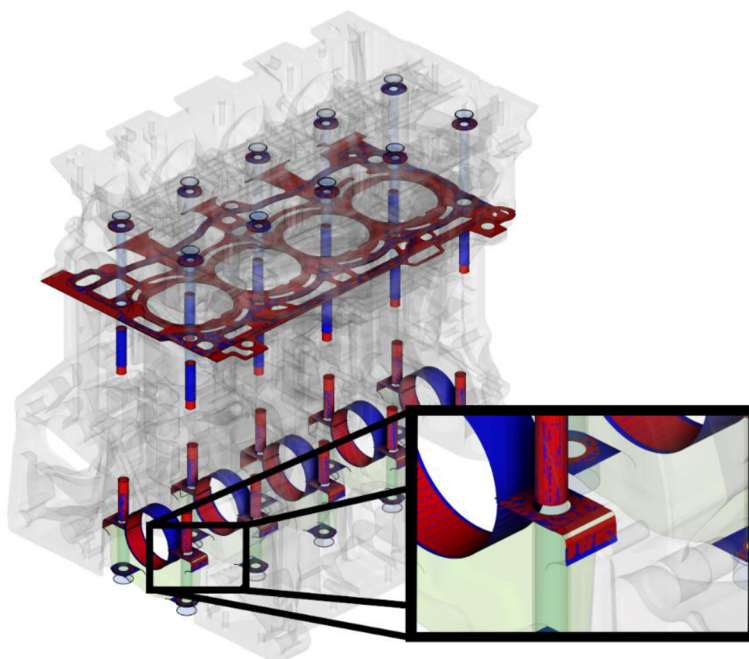


Obr. 35 Montáž hlavy válců, ložiskových vík a ložiskových pánví

Z toho důvodu je pro výpočet statického zatížení bloku motoru zahrnuto předpětí od šroubů ložiskových vík, šroubů hlavy válců a ložiskových pánví uložených s přesahem viz *obr. 35*.

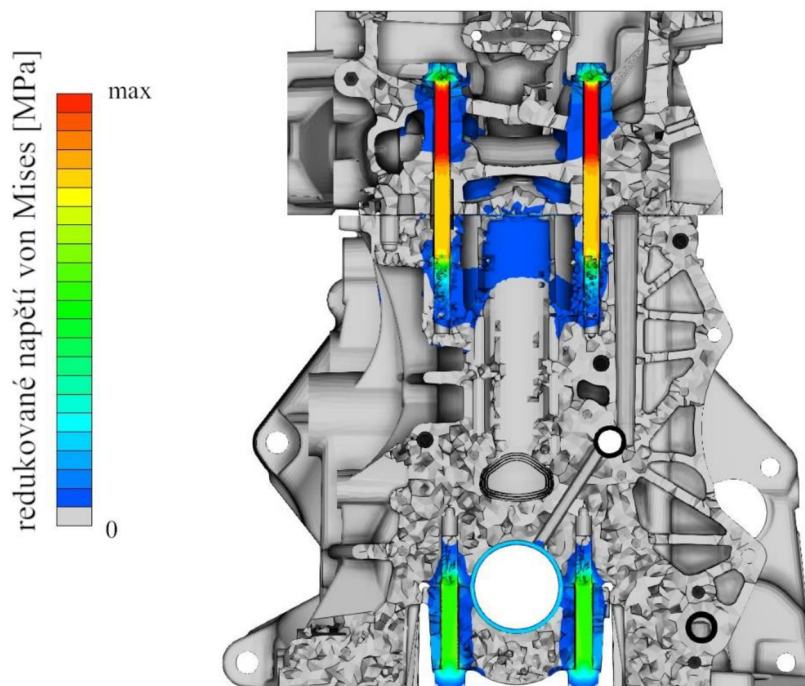
Jednotlivá zatížení jsou při výpočtu zapojena průběžně v několika krocích včetně postupného utahování šroubů tak, jak je předepsáno při montáži skutečné pohonné jednotky podle postupů ŠKODA AUTO. Součástí nastavení výpočtového modelu pro získání statického

zatížení od předpětí šroubů je i definice kontaktů. Kontaktní plochy zahrnuté v tomto případě jsou vidět zvýrazněny na *obr. 37*.



Obr. 37 Detail ploch použitých pro simulaci kontaktu

Kontakty jsou tvořeny v pre-processoru ANSA pomocí vazby *Contact Pair* typu *Surface to Surface* [25] jež je tvořena jedním závislým a jedním nezávislým souborem povrchů vybraných prvků sítě.



Obr. 36 Průřez prvního hlavního ložiska – redukované napětí von Mises vlivem předpětí při montáži bloku motoru

Použitá vazba *Contact Pair* na rozdíl od vazby *Tie contact* [25] umožňuje vzájemné malé posuvy kontaktních ploch vůči sobě a definovat tak tření mezi povrchy spolu s ostatními parametry kontaktních vazeb, které jsou převzaty z předchozích modelů ve ŠKODA AUTO včetně modelu těsnění hlavy válců.

Jak je patrné z *obr. 37* vybrané kontaktní plochy tvoří závity a dosedací plochy hlav šroubů, uložení hlavních ložisek, kontakt mezi hlavou válců, těsněním a blokem motoru a také dosedací plochy ložiskových vík k bloku motoru.

Výsledné redukované napětí von Mises vlivem předpětí montáže bloku motoru lze vidět v řezu prvního hlavního ložiska na *obr. 36*. Toto zatížení je základem pro analýzu životnosti bloku motoru a je aplikováno v pozdějších výpočtech spolu s dynamickým zatížením hlavních ložisek.

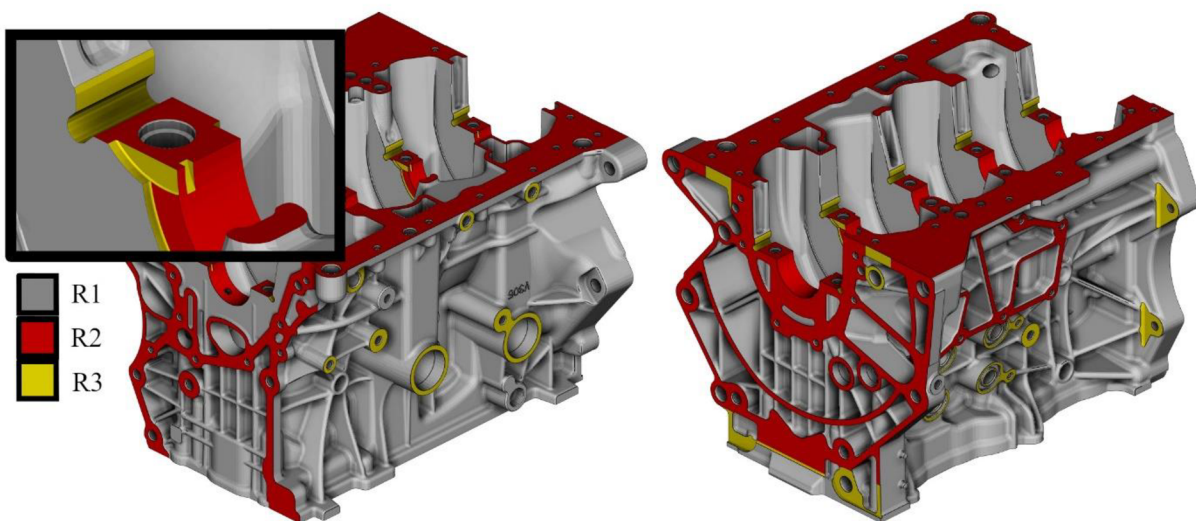
6 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Pro porovnání úrovně jednotlivých modelů dynamiky klikového mechanismu je provedena také analýza únavové životnosti bloku motoru s využitím softwaru FEMFAT MAX. Ten je obecně vhodný pro výpočty s víceosou napjatostí od komplexních dynamických zatížení, jelikož využívá metodu kritické roviny řezu, ve které je redukováné napětí nejvyšší [27]. Vstupními proměnnými výpočtu životnosti jsou:

- geometrie součásti,
- zatížení od dynamiky klikového mechanismu,
- parametry materiálu dané součásti.

6.1 VSTUPNÍ PARAMETRY VÝPOČTU

Geometrii představuje konečněprvkový model bloku motoru. Vzhledem k tomu, že má drsnost povrchu na kritických místech součástí významný vliv na únavovou životnost dané součásti v daném místě, jak je popsáno například v [26] je v této práci vliv různých drsností povrchů obrobených i neobrobených ploch bloku motoru také zahrnut. Konečněprvkový model bloku motoru, viz *obr. 38*, je tedy doplněn o soubor ploch, které reprezentují dané drsnosti povrchu dle výrobního výkresu použitého bloku motoru.



Obr. 38 Detail drsností povrchu modelu bloku motoru

Vzhledem k povaze údajů nejsou uvedeny konkrétní hodnoty drsností povrchů, nýbrž jsou v práci označeny jako R1, R2 a R3. Plocha R1 na *obr. 38* představuje neobrobený povrch bloku motoru. Plochy R2 a R3 vznikají po obrobení, přičemž plocha R2, jež tvoří mimo jiné dosedací plochu ložiskových vík, má hodnotu drsnosti povrchu nejnižší.

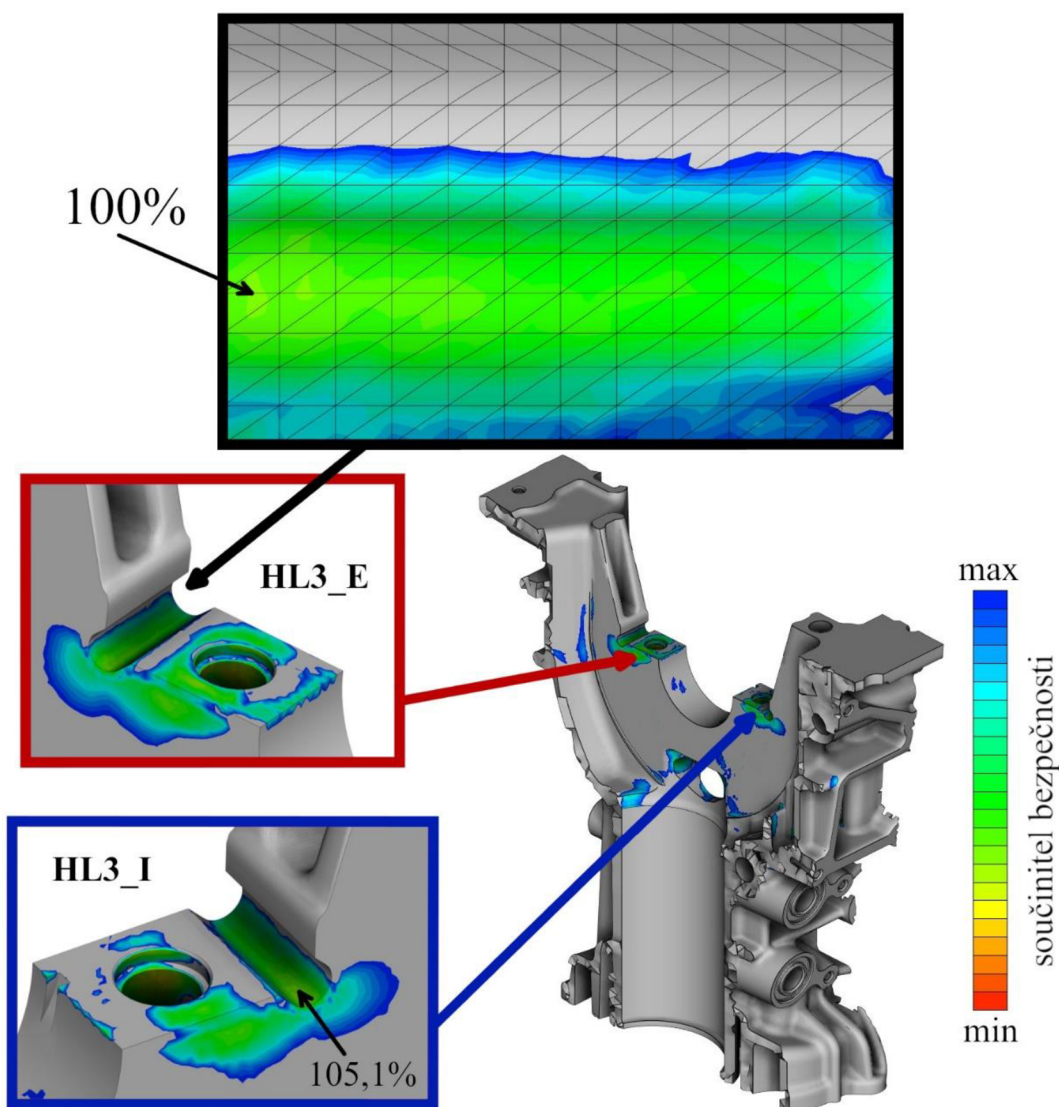
Informace o zatížení obsahují soubory z předchozích výpočtů. Jde o souhrn stavů zahrnující statické zatížení vlivem montáže v kombinaci s dynamickým zatížením hlavních ložisek získané při multibody simulaci klikového mechanismu.

Definovaný materiál bloku motoru je hliníková slitina AlSi9Cu3(Fe) podle DIN EN 1706.

6.2 VYHODNOCENÍ ÚNAVOVÉ BEZPEČNOSTI

Výstupem výpočtu jsou součinitele bezpečnosti vůči meznímu stavu únavové životnosti. Tyto údaje jsou důvěrné pro ŠKODA AUTO a jsou tudíž v této práci vyjádřeny procentuálně, přičemž za výchozí hodnotu 100% se považuje nejnížší hodnota dosažená v simulacích.

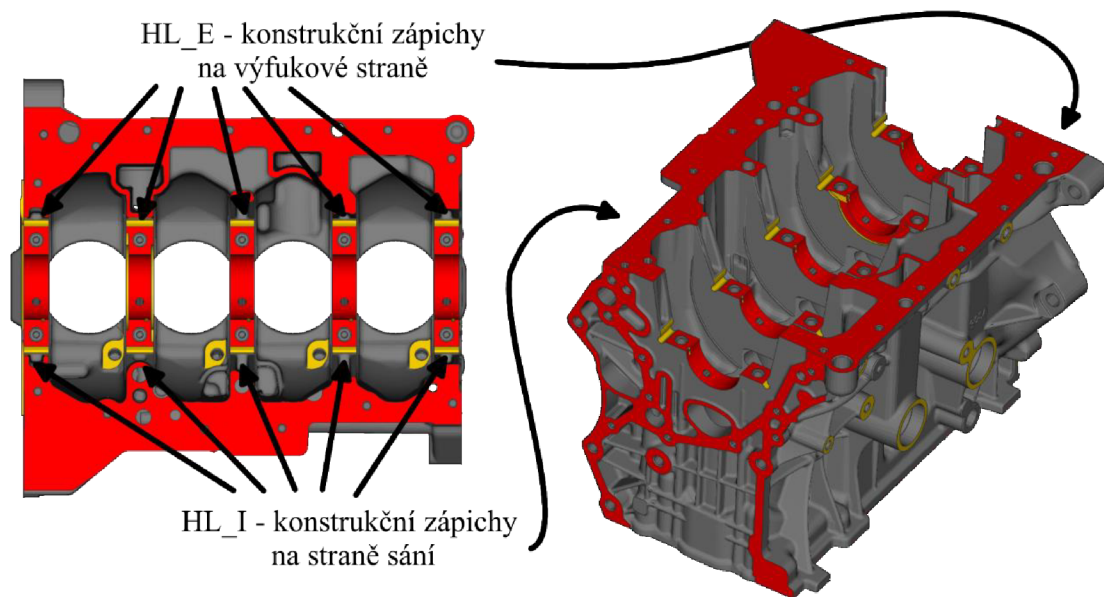
Jak již bylo zmíněno, předmětem analýzy jsou zejména konstrukční zápichy po stranách náliček hlavních ložisek bloku motoru. Na *obr. 39* je vidět výřez bloku motoru s třetím hlavním ložiskem a výsledky výpočtu únavové životnosti pro zatížení odpovídající variantě modelu s prutovou klikovou hřídelí a tuhým setrvačником, tedy variantě V1.



Obr. 39 Výsledky únavové analýzy třetího hlavního ložiska varianty modelu V1

U této varianty se v daném konstrukčním zápichu u třetího hlavního ložiska na výfukové straně bloku motoru nachází nejnížší hodnota koeficientu bezpečnosti a dále v práci je považována za referenční. Tyto konkrétní hodnoty na *obr. 39* jsou zvýrazněny i v *tab. 3*

Výsledky pro konstrukční zápichy u zbývajících hlavních ložisek a taktěž pro ostatní varianty modelu klikového mechanismu nejsou zobrazeny graficky, nýbrž je reprezentuje *tab. 3*.



Obr. 40 Označení konstrukčních zápichů na bloku motoru

V této tabulce jsou zaznamenány nejnižší hodnoty součinitelů bezpečnosti pro jednotlivé konstrukční zápichy, přičemž zápichy na výfukové straně bloku motoru jsou označeny písmenem E a zápichy na straně sání písmenem I viz obr. 40.

Tab. 3 Součinitele únavové bezpečnosti konstrukčních zápichů u náلتků hlavních ložisek

	HL1_I	HL1_E	HL2_I	HL2_E	HL3_I	HL3_E	HL4_I	HL4_E	HL5_I	HL5_E
V1	168,9%	137,2%	179,9%	209,4%	105,1%	100,0%	161,3%	143,8%	105,2%	111,6%
V2	152,9%	120,3%	183,6%	221,1%	115,4%	117,6%	160,8%	156,2%	124,0%	102,4%
V3	177,8%	137,0%	160,7%	198,5%	110,4%	108,5%	139,1%	133,6%	121,3%	109,5%
V4	179,5%	132,6%	205,6%	249,9%	139,7%	132,5%	168,3%	172,5%	113,2%	118,9%
<i>v</i>	6,2%	5,2%	8,7%	8,7%	11,3%	10,5%	7,0%	9,6%	6,4%	5,3%

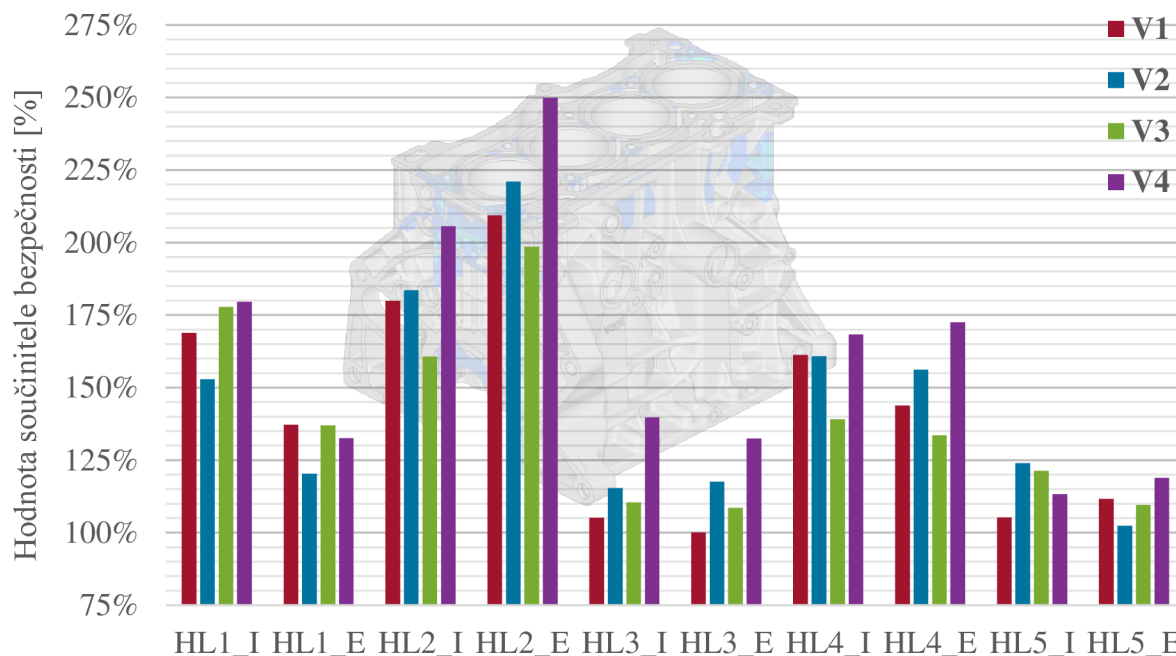
V tab. 3 je obsažen také variační koeficient v pro všechny konstrukční zápichy, což představuje relativní velikost rozptýlenosti hodnot jednotlivých variant vzhledem k průměru. Variační koeficient je dán vztahem [28]:

$$v = \frac{s}{\bar{x}}, \quad (6)$$

kde s je směrodatná odchylka a \bar{x} je aritmetický průměr součinitelů bezpečnosti pro daný zápich. Směrodatná odchylka je druhou odmocninou rozptylu a je dána vztahem [28]:

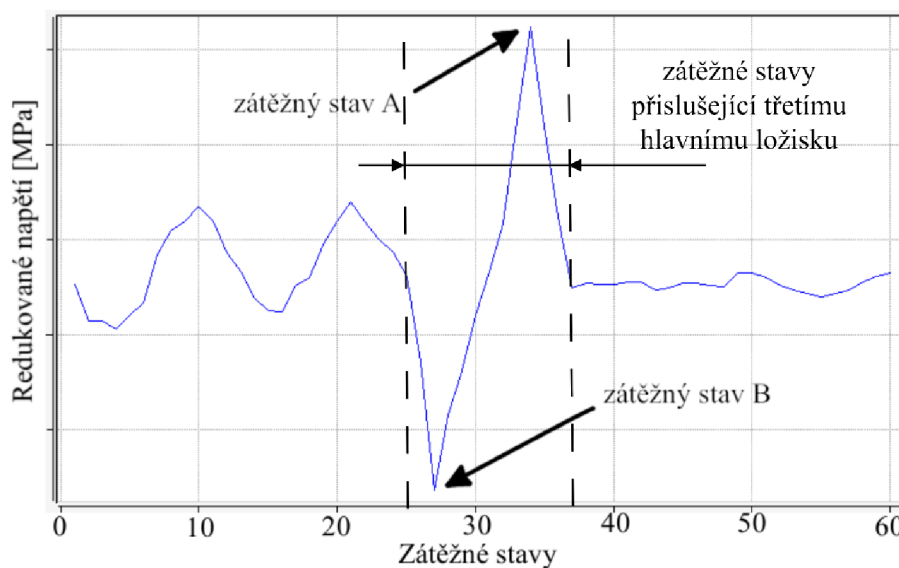
$$s = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x})^2}, \quad (7)$$

kde n je počet variant výpočtového modelu a x_j je hodnota součinitele bezpečnosti v konstrukčním zápichu pro danou variantu výpočtového modelu. Průměrná hodnota variačního koeficientu je 6,62%. Pro lepší vizualizaci rozdílů jednotlivých variant jsou hodnoty vyneseny do sloupcového grafu viz *obr. 41*.



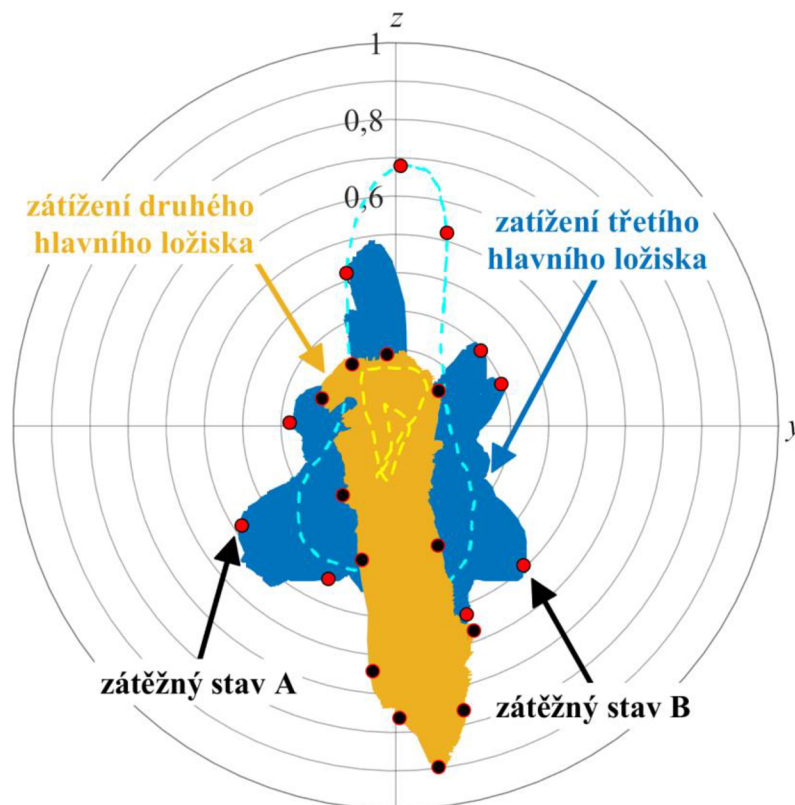
Obr. 41 Porovnání součinitelů únavové bezpečnosti všech variant v rámci jednotlivých drážek

Vzhledem k tomu, že je nastavení výpočtu v softwaru FEMFAT a parametry geometrie a materiálu neměnné, jsou výsledky analýzy únavové bezpečnosti závislé čistě na zatížení získaném z MBS simulace dynamiky klikového mechanismu jednotlivých variant výpočtového modelu.



Obr. 42 Redukované napětí pro všechny zátěžné stavy ve vybraném uzlu konstrukčního zápichu s nejnižším součinitelem bezpečnosti

Nejnižší součinitele bezpečnosti se nacházejí v konstrukčním zápichu u třetího hlavního ložiska, které je nejméně zatížené. Naopak u nejméně zatížených hlavních ložisek, zejména u druhého, jsou hodnoty součinitele bezpečnosti nejvyšší. To je dáno rozložením daných sil, jelikož graf poměrného zatížení hlavních ložisek na *obr. 27* ukazuje pouze největší velikost síly, nikoliv její směr, je potřeba se podívat na polární diagramy poměrného zatížení hlavních ložisek viz například *obr. 31* nebo *Příloha 3 – polární diagramy zatížení hlavních ložisek*. Zde lze vidět, že největší velikost síly na druhém hlavním ložisku je v záporném směru osy z , tudíž tyto síly zachycují primárně šrouby víka hlavního ložiska, zatímco u třetího hlavního ložiska je zatížení rozprostřeno více rovnoměrně v obou osách, přičemž vliv na zatížení konstrukčních zápichů po stranách náliček hlavních ložisek má zejména zatížení v ose y .



Obr. 43 Polární diagram poměrného zatížení druhého a třetího hlavního ložiska s vyznačenými kritickými zátěžnými stavy

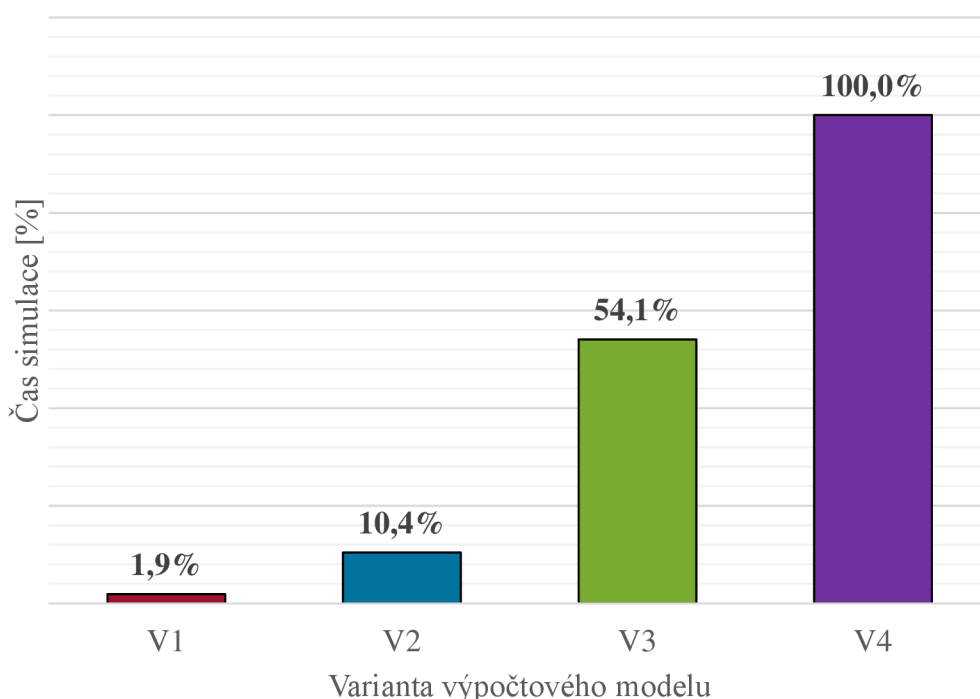
To lze demonstrovat výpočtem průběhu napětí v uzlu s nejnižším součinitelem bezpečnosti na *obr. 39*, který se nachází v zápichu na straně saní u třetího hlavního ložiska. Pro tento uzel zvláště byla provedena analýza napětí při působení jednotlivých zátěžných stavů viz *obr. 42*. Na stejném obrázku jsou znázorněny dva zátěžné stavy, s nejnižší a nejvyšší hodnotou napětí, které se podílejí na výpočtu nejnižšího součinitele bezpečnosti v daném uzlu.

Na *obr. 43* lze vidět tyto kritické zátěžné stavy v polárním diagramu zatížení třetího hlavního ložiska, přičemž lze říci, že jsou to zátěžné stavy s největším rozdílem zatížení v ose y . Pro porovnání je na *obr. 43* vykreslen také polární diagram zatížení druhého hlavního ložiska, kde je zatížení ve směru osy y nejmenší.

Na *obr. 41* lze také vidět v některých případech poměrně výrazný rozptyl výsledků jednotlivých variant, přičemž až na dvě výjimky, v případě HL1_I a HL5_E, udává výrazně nejpříznivější výsledky varianta modelu V4 s modálně redukovaným setrvačником, klikovou hřídelí i blokem motoru.

6.3 ČASOVÁ NÁROČNOST JEDNOTLIVÝCH VARIANT

K porovnání jednotlivých variant výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu lze využít i výpočetní časy daných multibody simulací. Ty jsou převzaty z výsledkových souborů softwaru SIMDRIVE 3D a vyjádřeny procentuálně na *obr. 44*, kde má výpočetně nejvíce náročná varianta modelu V4 referenční hodnotu 100%.



Obr. 44 Porovnání časové náročnosti simulací jednotlivých variant výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu

Pro objektivnost byly simulace všech variant modelu počítány na jedné stanici se stejným počtem licencí. Jednotlivé časy se mohou při opakovaném výpočtu mírně lišit v závislosti na nastavení simulace, nicméně poskytují dobrý přehled o časové náročnosti a přináší porovnání mezi jednotlivými variantami modelu dynamiky klikového mechanismu, z kterého vyplývá, jak lze vidět na *obr. 44*, že použití modálně redukovaných těles při MBS simulacích výrazně prodlužuje potřebný výpočetní čas.

Už při použití jednoho pružného tělesa (varianta V2) je výpočetní čas simulace více jak pětinasobkem výpočetního času pro jednoduchý model s prutovou klikovou hřídelí a tuhými tělesy (varianta V1). K tomu je nutné připočítat také čas potřebný pro přípravu modelů pružných těles, což zahrnuje diskretizaci pomocí MKP a modální redukci takto diskretizovaného modelu.

ZÁVĚR

V diplomové práci je popsána tvorba MBS modelu dynamiky klikového mechanismu sériového zážehového motoru 1,5 MPI řady EA211, včetně diskretizace vybraných těles a následné vyhodnocení vlivu úrovně tohoto modelu na zatížení bloku motoru v oblasti hlavních ložisek. Popsaná metodika pro analýzu klikového mechanismu v časové doméně a zatížení bloku motoru je založená na ověřených postupech firmy ŠKODA AUTO.

Hlavní tělesa, ze kterých se zvolený MBS model dynamiky klikového mechanismu skládá, jsou diskretizována metodou konečných prvků. Mezi tyto tělesa patří kliková hřídel, setrvačnick a blok motoru, které jsou následně modálně redukovány pro použití v MBS modelu jako tělesa pružná. U klikové hřídele je navíc vypočtena matice tuhosti jednotlivých zalomení pro tvorbu prutového modelu. Celkově jsou pro porovnání vytvořeny čtyři modely dynamiky klikového mechanismu s různou úrovní diskretizace jednotlivých těles, přičemž ostatní tělesa jsou zde modelována jako tuhá, určená hmotností, polohou těžiště a tenzorem setrvačnosti. Součástí řešení MBS simulací je i vliv pohonu příslušenství, a to sice alternátoru a kompresoru klimatizace.

Pro snížení výpočetní náročnosti jsou modely ověřeny zjednodušeným 1D torzním modelem klikového mechanismu, kde jsou naladěny parametry tlumiče torzních kmitů vzhledem k naměřeným hodnotám úhlové výchylky řemenice na předním konci klikové hřídele, získaných v předchozím výzkumu.

Pro hlavní ložiska je použit model hydrodynamického kluzného ložiska v softwaru SIMDRIVE 3D. Klíčovým výstupem MBS simulací je zatížení těchto hlavních ložisek na základě vybuzení od spalovacích tlaků a setrvačných účinků v provozním rozsahu otáček od 1000 min^{-1} do 6500 min^{-1} . Porovnání jednotlivých modelů dynamiky klikového mechanismu ukazuje rozdíly v zatížení hlavních ložisek zejména ve vyšších otáčkách. Z těchto zatížení jsou posléze vytvořeny zátěžné stavy dle interní metodiky ŠKODA AUTO pro analýzu životnosti bloku motoru v oblasti konstrukčních zápichů po stranách nálitků hlavních ložisek ve spodní části bloku motoru.

Mimo zatížení hlavních ložisek od dynamiky klikového mechanismu je pro výpočet životnosti bloku motoru klíčové také statické zatížení vlivem předpětí montáže hlavy válců a ložiskových vík, jež je také součástí provedené analýzy. Na základě získaných statických a dynamických zatížení je provedena únavová analýza bloku motoru v softwaru FEMFAT MAX. Ve vyhodnocení jsou porovnány nejnižší součinitele bezpečnosti vůči trvalé životnosti v oblasti konstrukčních zápichů u nálitků hlavních ložisek. Největší vliv na životnost v těchto místech má zatížení ložisek ve směru osy kolmé na osu klikové hřídele a zároveň kolmé na osu dráhy pístu, tedy zatížení ve směru od středu hlavního ložiska ke konstrukčním zápichům po stranách daného ložiska. Největších hodnot dosahuje toto zatížení u třetího hlavního ložiska.

Při celkovém porovnání všech variant modelů vyšlo najevo, že nejlepších výsledků, co se bezpečnosti vůči trvalé životnosti v místě konstrukčních zápichů týče, dosahuje varianta modelu s pružným blokem motoru, který je ale zároveň výpočetně výrazně nejnáročnější. Ostatní varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu dávají spíše konzervativnější výsledky.

Dá se předpokládat, že čím je model jednodušší, tím jsou výsledky konzervativnější, tedy že jednodušší modely přistupují k analýze s větší mírou opatrnosti a předpokládají horší

podmínky, než ve skutečnosti jsou, čímž se zajišťuje vyšší úroveň bezpečnosti a minimalizace rizika porušení součástí.

To lze převést do praxe tak, že jednodušší modely s poměrně nízkými výpočetními časy jsou vhodné spíše pro porovnání několika konstrukčních variant v rané fázi vývoje motoru. Použití konzervativnějších modelů může vést k nadměrnému dimenzování součástí a tím pádem zvýšeným nákladům na výrobu. Z toho důvodu je tedy pro detailnější návrhy a posouzení konstrukcí v pokročilejší fázi vývoje motoru, nebo při optimalizaci, vhodné použití výpočtových modelů s vícero pružnými tělesy.

Volba úrovně výpočtového modelu, ať už se jedná o simulace dynamiky klikového mechanismu, nebo jakoukoliv jinou analýzu, záleží na zkušeném posouzení daného problému, jelikož se bude vždy jednat o kompromis mezi přesností a spolehlivostí výsledků a časovou náročností dané analýzy, což souvisí samozřejmě i s ekonomickými náklady.

Dalším postupem může být posouzení více kombinací úrovně jednotlivých částí výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu, případně zahrnutí a porovnání vlivu dalších komponent pohonné jednotky, například ventilového rozvodu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] AMT RACING ENGINES. Why You Should Consider an Aftermarket Block. In: *AMT Racing Engines* [online]. Ferguson. ©2011 [cit. 2023-02-06]. Dostupné z: http://www.amtracingengines.com/techtips/Tech_Tips.htm
- [2] SHABANA, A. A. *Dynamics of Multibody Systems*. 3rd edition. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. 374 s. ISBN 978-0-521-85011-7.
- [3] NOVOTNÝ, P. *Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development*. Habilitační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008
- [4] CONTECS. *SIMDRIVE 3D Help System*. Berlin: CONTECS Engineering Services, ©2017. Verze 9.5.1
- [5] CRAIG JR., ROY R. a MERVYN C. C. BAMPTON. *Coupling of substructures for dynamic analyses*. *AIAA Journal* 1968, vol. 6, iss. 7, s. 1313-1319. Dostupné z: <https://doi.org/10.2514/3.4741>
- [6] PETRIN, H. a B. WIESLER. Application of FEM-Tools in the Engine Development Process. In: *1st Worldwide MSC Automotive Conference Munich, Germany; September 20-22, 1999* [online]. Graz: AVL List GmbH, 1999 [cit. 2023-02-22]. Dostupné z: <https://docplayer.net/14257116-Application-of-fem-tools-in-the-engine-development-process.html>
- [7] SMALLBONE, A. J., A. N. BHAVE, A. R. COBLE, S. MOSBACH, M. KRAFT a R. M. MCDAVID. *Identifying optimal operating points in terms of engineering constraints and regulated emissions in modern diesel engines* [online]. SAE 2011 World Congress and Exhibition [cit. 2023-02-24]. DOI: 10.4271/2011-01-1388
- [8] KNOLL, G., BRANDS, C. a SCHÖNEN, R. Elastohydrodynamic interaction of camshaft and bearings under consideration of valve train forces. *MTZ Worldwide* [online]. 2003, vol. 64 [cit. 2023-02-25], s. 21–23. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/BF03227612>
- [9] KNOLL, G., SCHÖNEN, R. a WILHELM, K. Full dynamic analysis of crankshaft and engine block with special respect to elastohydrodynamic bearing coupling. In: *Spring Technical Conference of the ASME, ICE Division, Fort Collins, Colorado, 1997*.
- [10] DRÁPAL, L. *Klikové ústrojí s vysokou mechanickou účinností*. Brno, 2021. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Václav Pištěk
- [11] BELLAKHDAR, B., A. DOGUI a LIGIER J-L. A simplified coupled crankshaft-engine block model. *Comptes Rendus Mécanique* [online]. 2013, vol. 341, iss. 11–12 [cit. 2023-03-06]. ISSN 1631-0721. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.crme.2013.09.008>.
- [12] KLEKOT, G., D. RODAK, a B. CHILIŃSKI. Proposition of crankshaft stiffness matrix modeling methodology. *Vibroengineering PROCEDIA* [online]. 2017, vol. 13 [cit. 2023-03-06], s. 290–295. Dostupné z: <https://doi.org/10.21595/vp.2017.19143>
- [13] MOURELATOS, Z. P. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines. *Computers and Structures* [online]. 2001, vol. 79, iss. 20–

- 21 [cit. 2023-03-06]. s. 2009–2027. ISSN 0045-7949. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/S0045-7949\(01\)00119-5](https://doi.org/10.1016/S0045-7949(01)00119-5).
- [14] GUANGMING, Z. a J. ZHENG FENG. Study on Torsional Stiffness of Engine Crankshaft. In: *2009 International Forum on Computer Science-Technology and Applications*. Chongqing, China, 2009. s. 431–435. DOI: 10.1109/IFCSTA.2009.345.
- [15] CRAIG, R. R. a A. J. KURDILA. *Fundamentals of Structural Dynamics*. Second edition. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006. 728 s. ISBN 978-0-471-43044-5.
- [16] SKÁCEL, J., P. KUCHAR, a P. HLAVÁČEK. Analýzy klikových hřídelí. In: *12. ANSYS Users' Meeting*. Hrubá Skála, 2004.
- [17] BERTO, L. F., A. C. MICHELOTTI, P. P. PASTORELLI a A. L. F. FERREIRA. Modeling and Simulation of Decoupler Pulley Effects on FEAD Torsional Vibration. In: *Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics – IFToMM*. IFToMM 2018. Mechanisms and Machine Science, vol. 62. Springer, Cham. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/978-3-319-99270-9_37
- [18] YILMAZ, Y. a G. ANLAS, 2009. An investigation of the effect of counterweight configuration on main bearing load and crankshaft bending stress. *Advances in Engineering Software*. 2009, vol. 40, iss. 2, s. 95–104. ISSN 09659978. DOI: 10.1016/j.advengsoft.2008.03.009
- [19] RAUSCHER, J. *Spalovací motory*. Brno, 2005. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [20] ŠKODA AUTO. *Škoda Auto přebírá zodpovědnost za vývoj motorů řady EA 211* [online]. Mladá Boleslav: 9. března 2023 [cit. 2023-04-19]. Dostupné z: <https://www.skoda-auto.cz/novinky/novinky-detail/2023-03-09-skoda-auto-prebira-v-ramci-koncernu-volkswagen-zodpovednost-za-vyvoj-vsech-motoru-rady-ea-211>
- [21] SZENGEL, R., H. MIDDENDORF, N. MÖLLER a H. BENNECKE. The New Modular Gasoline Engine Platform From Volkswagen. *MTZ worldwide* [online]. 2012, vol. 73, iss. 6 [cit. 2023-03-06], s. 26–32. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-012-0185-7>
- [22] SCHELLER, P., D. SUDSCHAJEW, D. WARNKE a T. THALER. The New EA211 1.5 l TSI evo2. *MTZ worldwide* [online]. 2023, vol.84, iss. 1 [cit. 2023-05-24], 16–23. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-022-1411-6>
- [23] STEFFEN, R., T. SMITH, J. A. M. CASTANEDA. *Raugusszylinderlaufbuchse*. IPC: F02F 1/18, F16J 10/04. Patentový spis, DE 10 2017 206 858 A1. 2017-11-02. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/1d/1b/f9/63d448062479c6/DE102017206858A1.pdf>
- [24] DEMMELBAUER-EBNER, W., K. PERSIGEHLE, M. GÖRKE a E. WERSTAT. The New 1.5-l Four-cylinder TSI Engine from Volkswagen. *MTZ worldwide* [online]. 2017, vol. 78, iss. 2 [cit. 2023-05-24], 16–23. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-017-0009-x>
- [25] BETA CAE. *ANSA Help*. Root: BETA CAE Systems ©2020. Verze 21.1.3

- [26] ZHAO, B., J. SONG, L. XIE, Z. HU a j. CHEN, 2021. Surface roughness effect on fatigue strength of aluminum alloy using revised stress field intensity approach. *Scientific Reports* [online]. 2021, vol. 11, iss. 1 [cit. 2023-05-24]. ISSN 2045-2322. DOI:10.1038/s41598-021-98858-0
- [27] MAGNA. *FEMFAT MAX User's Manual*. St. Valentin: ©Magna Powertrain, Engineering Center Steyr GmbH & Co KG. Verze 4.3
- [28] KARPÍŠEK, Z. *MATEMATIKA IV: Statistika a pravděpodobnost*. 4. přeprac. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2014. ISBN 978-80-214-4858-2.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
CAD	počítačová podpora konstruování (Computer Aided Design)
CAE	metoda využití počítačového softwaru k provedení inženýrské analýzy (Computer Aided Engineering)
DOHC	ventilový rozvod s dvěma váčkami umístěnými nad spalovacím prostorem pro pohon sacích a výfukových ventilů (Double Overhead Camshaft)
HL1	první hlavní ložisko, obdobně pro druhé (HL2), třetí (HL3), čtvrté (HL4) a páté (HL5) hlavní ložisko
HL1_E	konstrukční zápich u nálitku prvního hlavního ložiska na výfukové straně, obdobně pro ostatní ložiska (HL2_E, HL3_E, HL4_E, HL5_E)
HL1_I	konstrukční zápich u nálitku prvního hlavního ložiska na straně sání, obdobně pro ostatní ložiska (HL2_I, HL3_I, HL4_I, HL5_I)
MBS	Multi-Body System
MKP	Metoda Konečných Prvků
MPC	typ vazby spojující uzly sítě (Multi Point Constraint)
MPI	vícebodové nepřímé vstřikování paliva (Multi Point Injection)
NVH	analýza hluku a vibrací (Noise Vibration Harshness)
OAD	system volnoběžné řemenice s rozpojovačem (Overruning Alternator Decoupler)
OAP	system volnoběžné řemenice (Overruning Alternator Pulley)
RBE2	typ vazby spojující uzly sítě (Rigid Body Element, type 2)
RBE3	typ vazby spojující uzly sítě (Rigid Body Element, type 3)
SAE	Society of Automotive Engineers (resp. norma viskozitní klasifikace motorových olejů SAE J300)
TSI	označení přeplňovaných motorů s přímým vstřikováním koncernu Volkswagen (Turbocharged Stratified Injection)
V1	první varianta modelu dynamiky klikového mechanismu, obdobně pro další varianty (V2, V3 a V4)
b	$[N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}]$ koeficient torzního tlumení prvku Voigt-Kelvin
c	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$ torzní tuhost prvku Voigt-Kelvin
j	$[-]$ krok výpočtu směrodatné odchylky vyjadřující variantu výpočtového modelu
n	$[-]$ počet variant výpočtového modelu

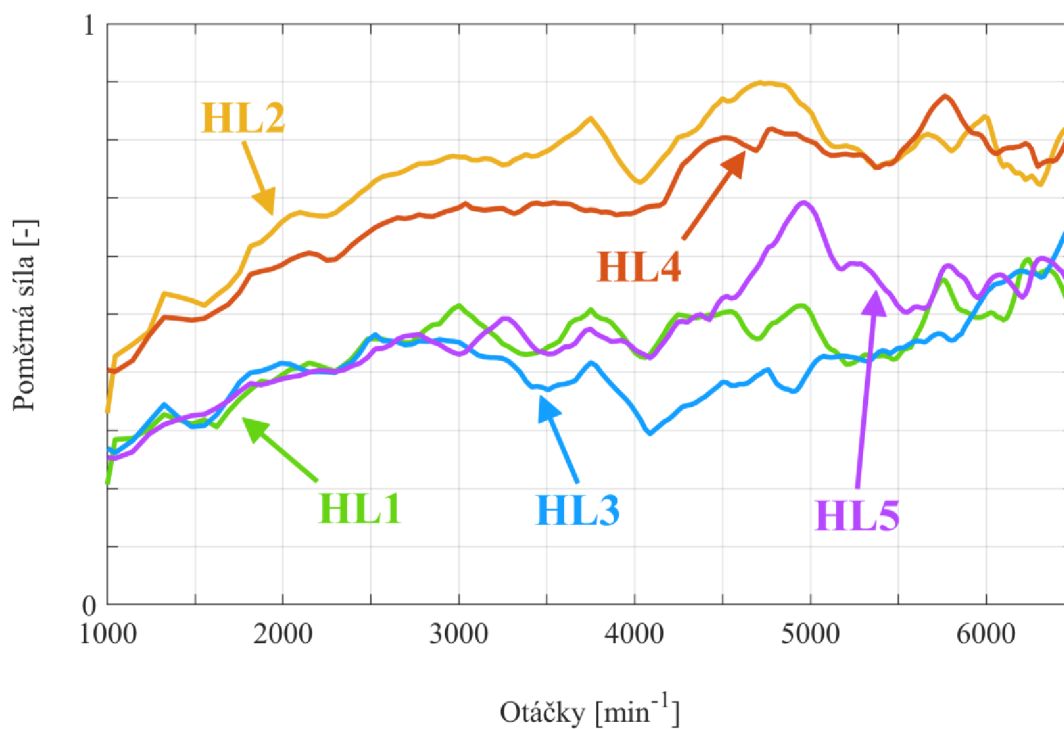
M_{VK}	[N·m]	točivý moment prvku Voigt-Kelvin
\mathbf{r}^i	[m]	vektor globální pozice bodu P^i
\mathbf{s}^i	[m]	vektor globální pozice bodu O^i
s	[-]	směrodatná odchylka
\mathbf{u}^i	[m]	vektor pozice bodu P^i vzhledem k bodu O^i
\mathbf{u}_f^i	[m]	vektor posunutí bodu P^i , respektive P_1^i z nedeformovaného do deformovaného stavu
\mathbf{u}_0^i	[m]	pozice bodu P^i vzhledem k bodu O^i v nedeformovaném stavu tělesa i
v	[%]	variační koeficient
x_j	[-]	hodnota nejnižšího koeficientu bezpečnosti v konstrukčním zápichu pro j -tou variantu výpočtového modelu
\bar{x}	[-]	aritmetický průměr nejnižších koeficientů bezpečnosti v daném konstrukčním zápichu
φ	[rad]	koncový úhel
φ_0	[rad]	počáteční úhel
φ_{rel}	[rad]	úhlová výchylka
$\dot{\varphi}_{rel}$	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost přetvoření

SEZNAM PŘÍLOH

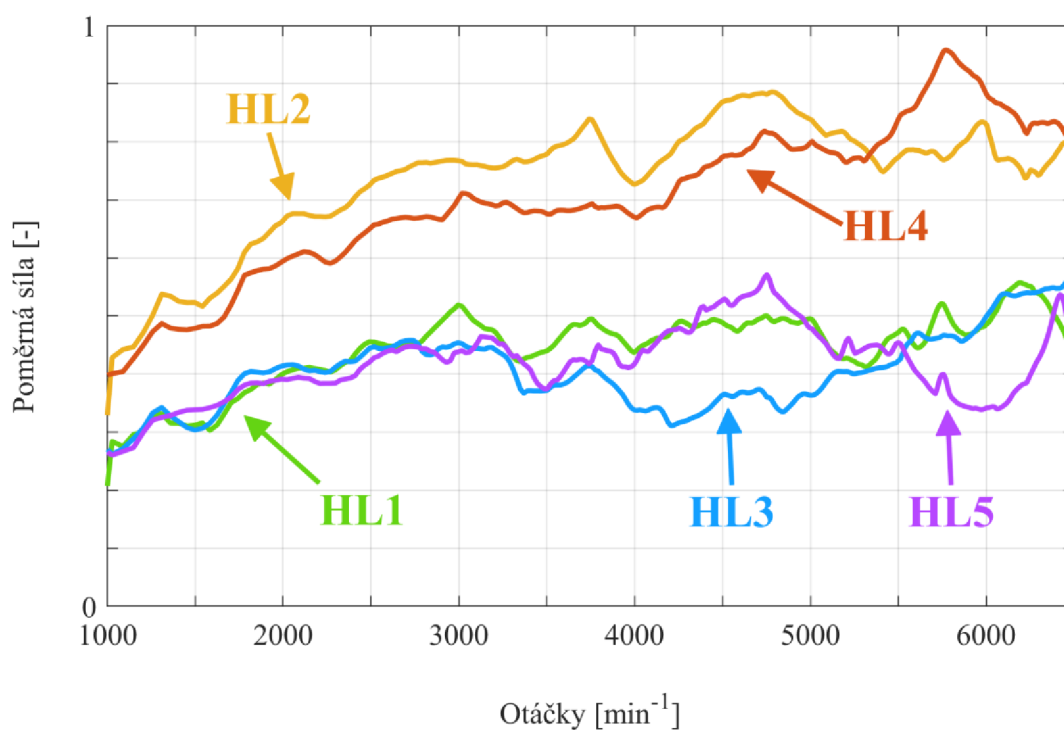
Příloha 1 – zatížení hlavních ložisek	I
Příloha 2 – porovnání zatížení ložisek.....	III
Příloha 3 – polární diagramy zatížení hlavních ložisek.....	VI
Příloha 4 – zátěžné stavy hlavních ložisek	XI

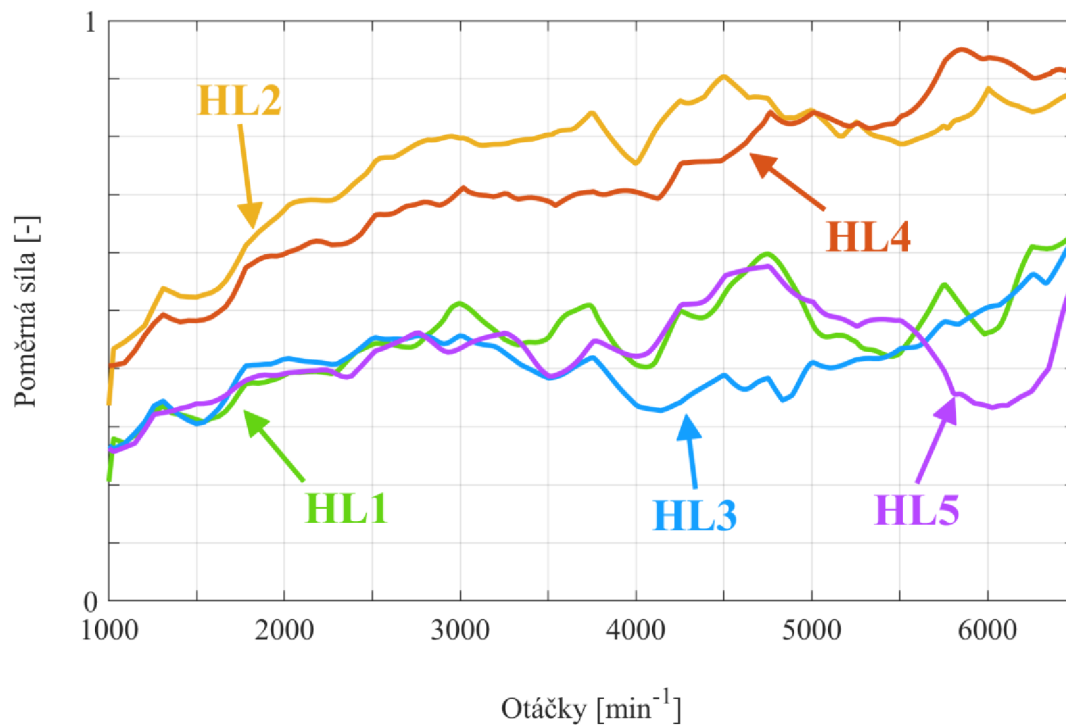
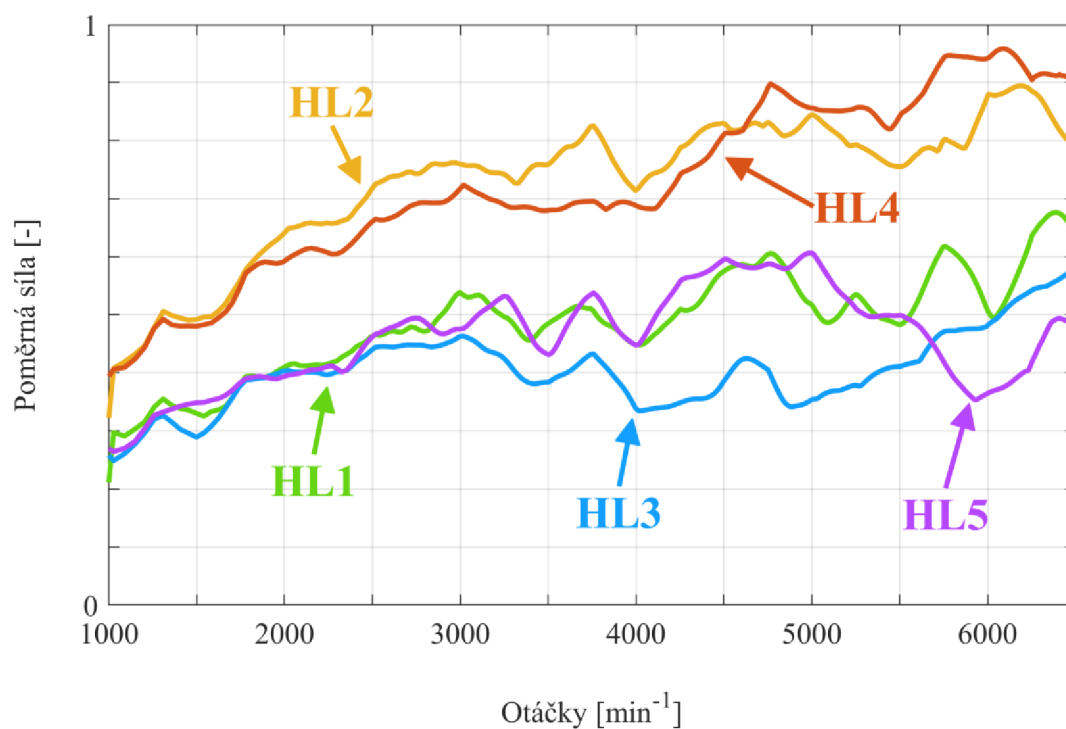
PŘÍLOHA 1 – ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

Poměrné zatížení hlavních ložisek varianty výpočtového modelu V1



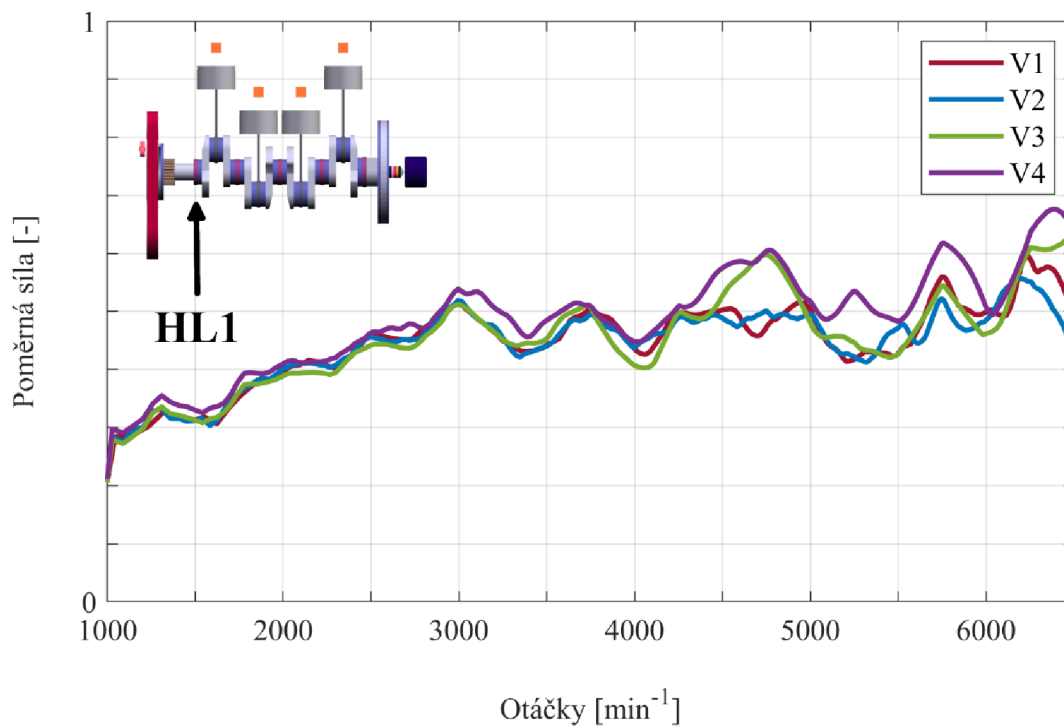
Poměrné zatížení hlavních ložisek varianty výpočtového modelu V2



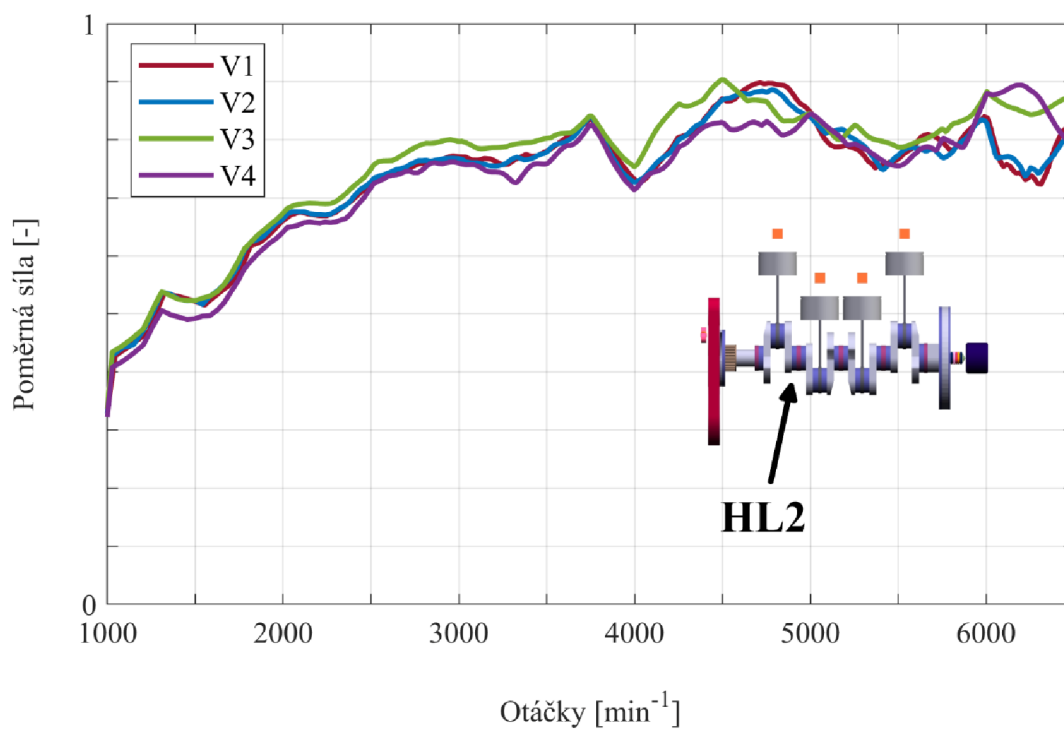
Poměrné zatížení hlavních ložisek varianty výpočtového modelu V3**Poměrné zatížení hlavních ložisek varianty výpočtového modelu V4**

PŘÍLOHA 2 – POROVNÁNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISEK

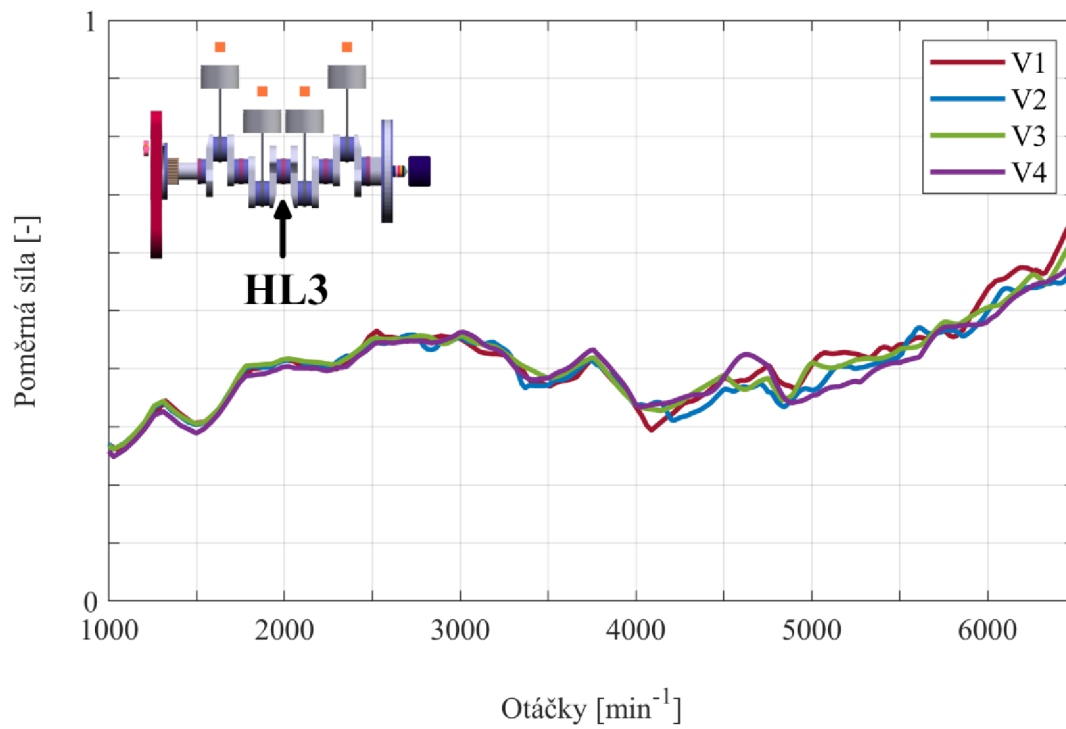
Porovnání poměrného zatížení prvního hlavního ložiska pro všechny varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu



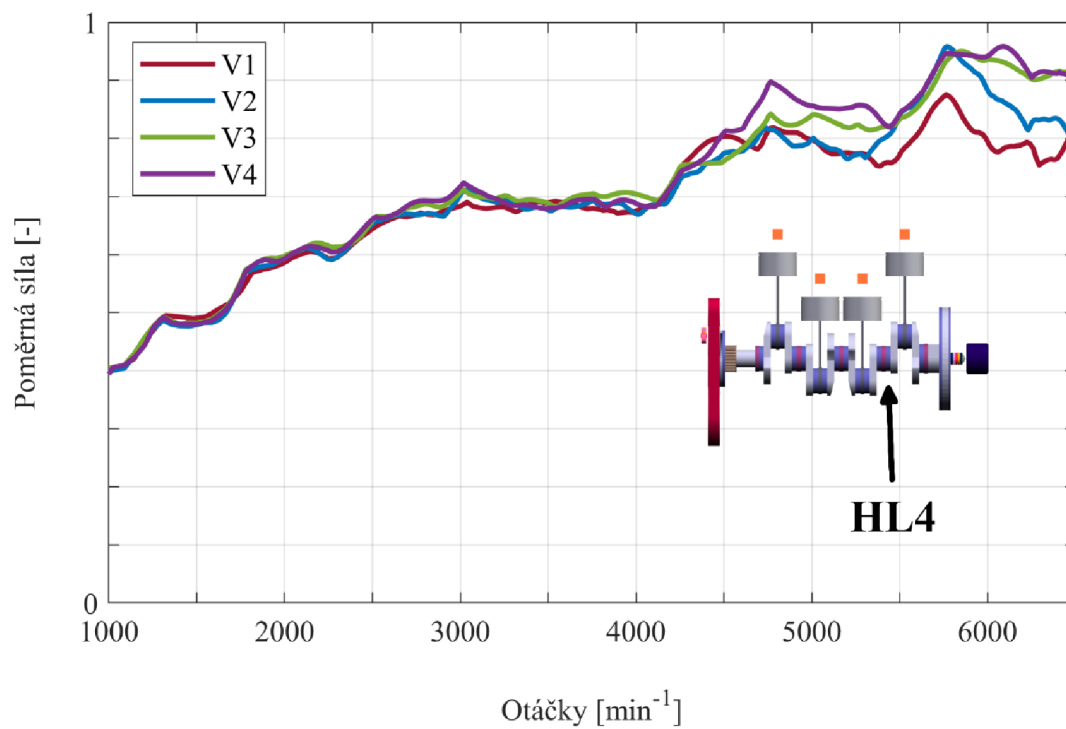
Porovnání poměrného zatížení druhého hlavního ložiska pro všechny varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu



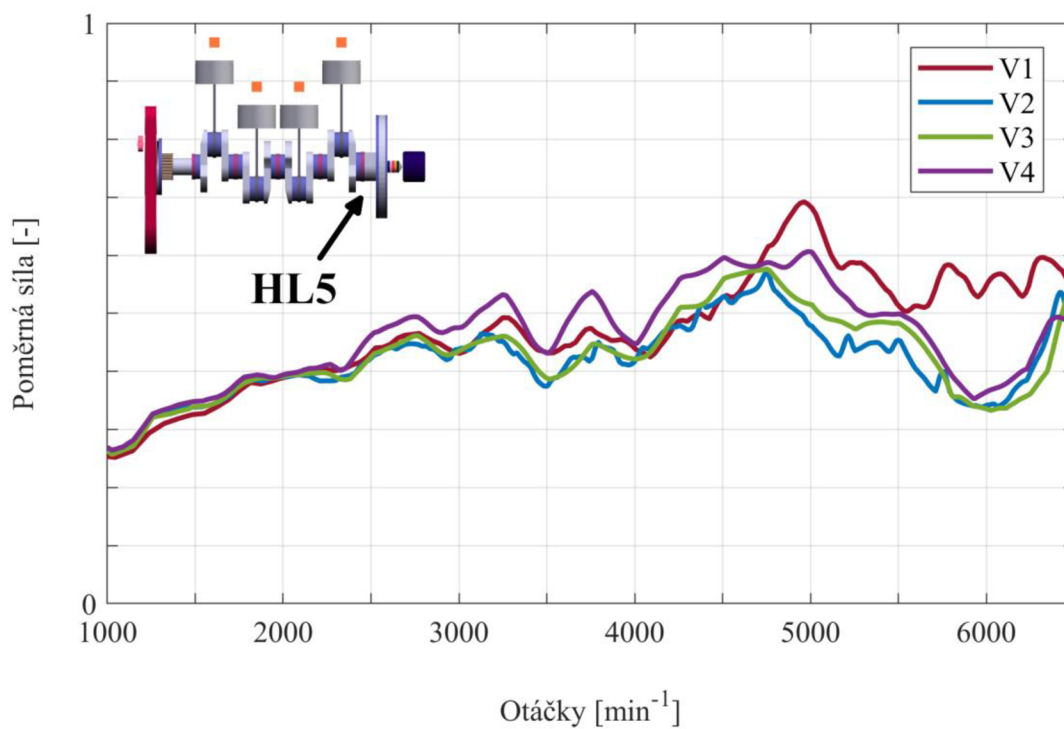
Porovnání poměrného zatížení třetího hlavního ložiska pro všechny varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu



Porovnání poměrného zatížení čtvrtého hlavního ložiska pro všechny varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu

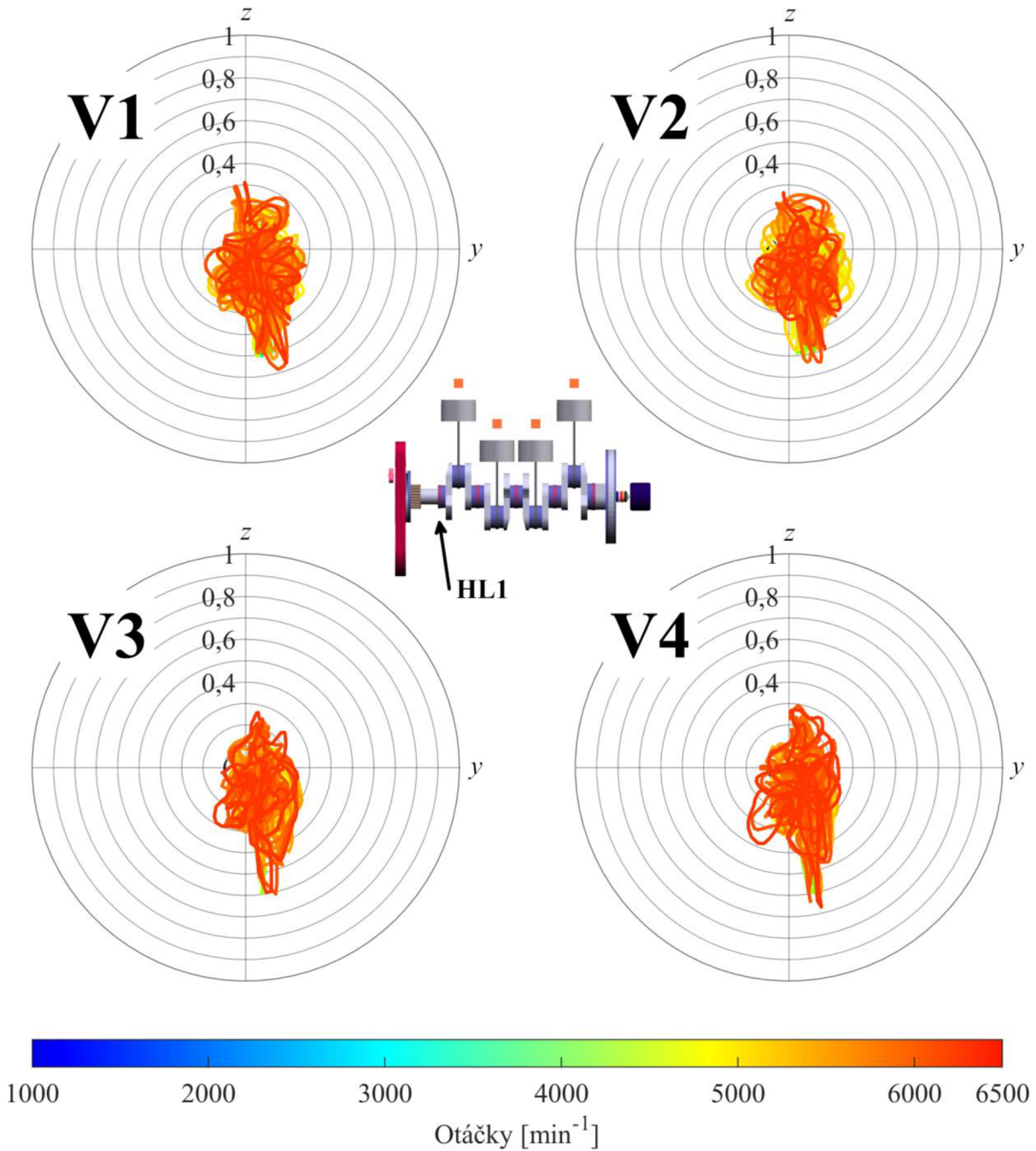


Porovnání poměrného zatížení pátého hlavního ložiska pro všechny varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu

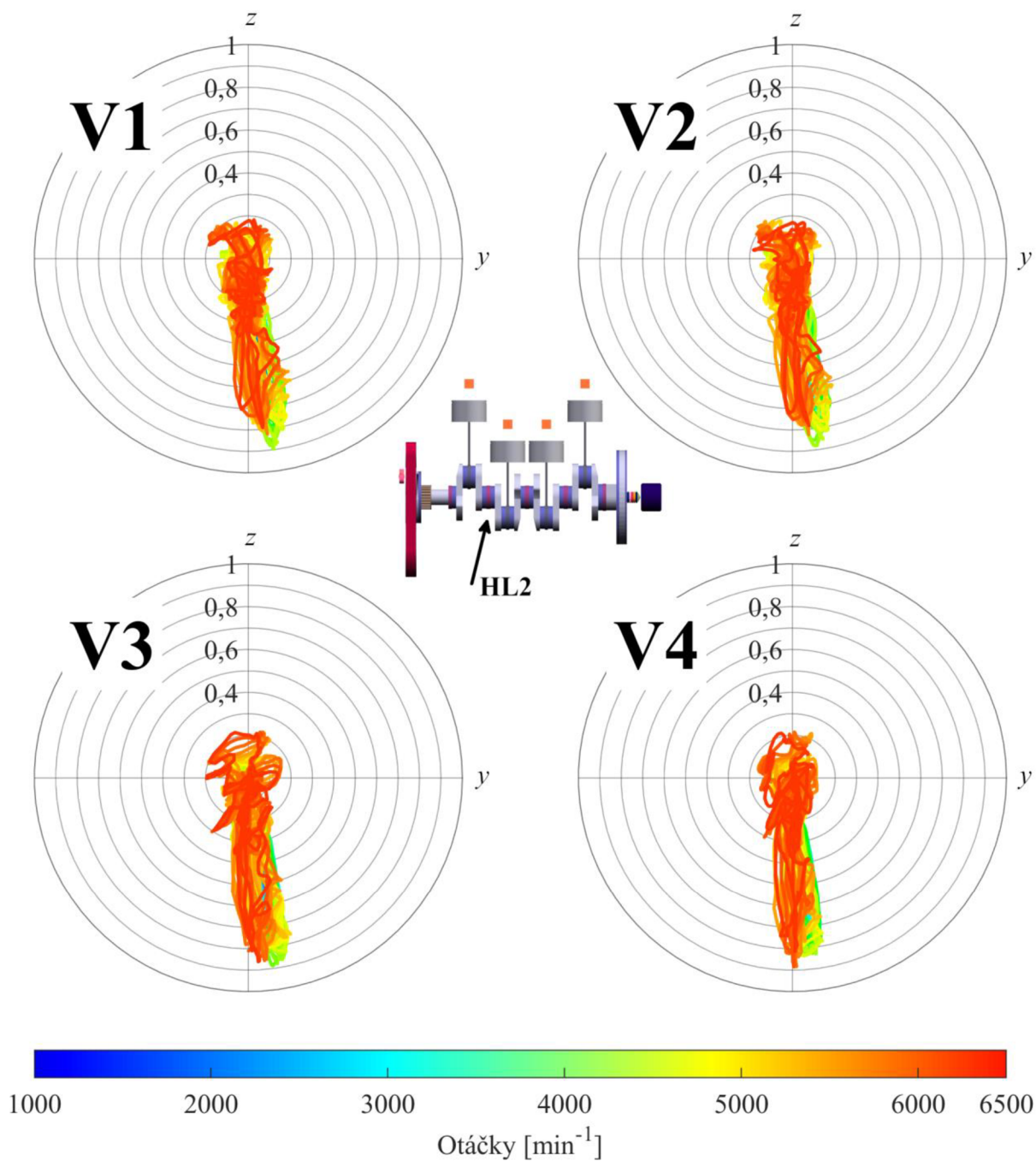


PŘÍLOHA 3 – POLÁRNÍ DIAGRAMY ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

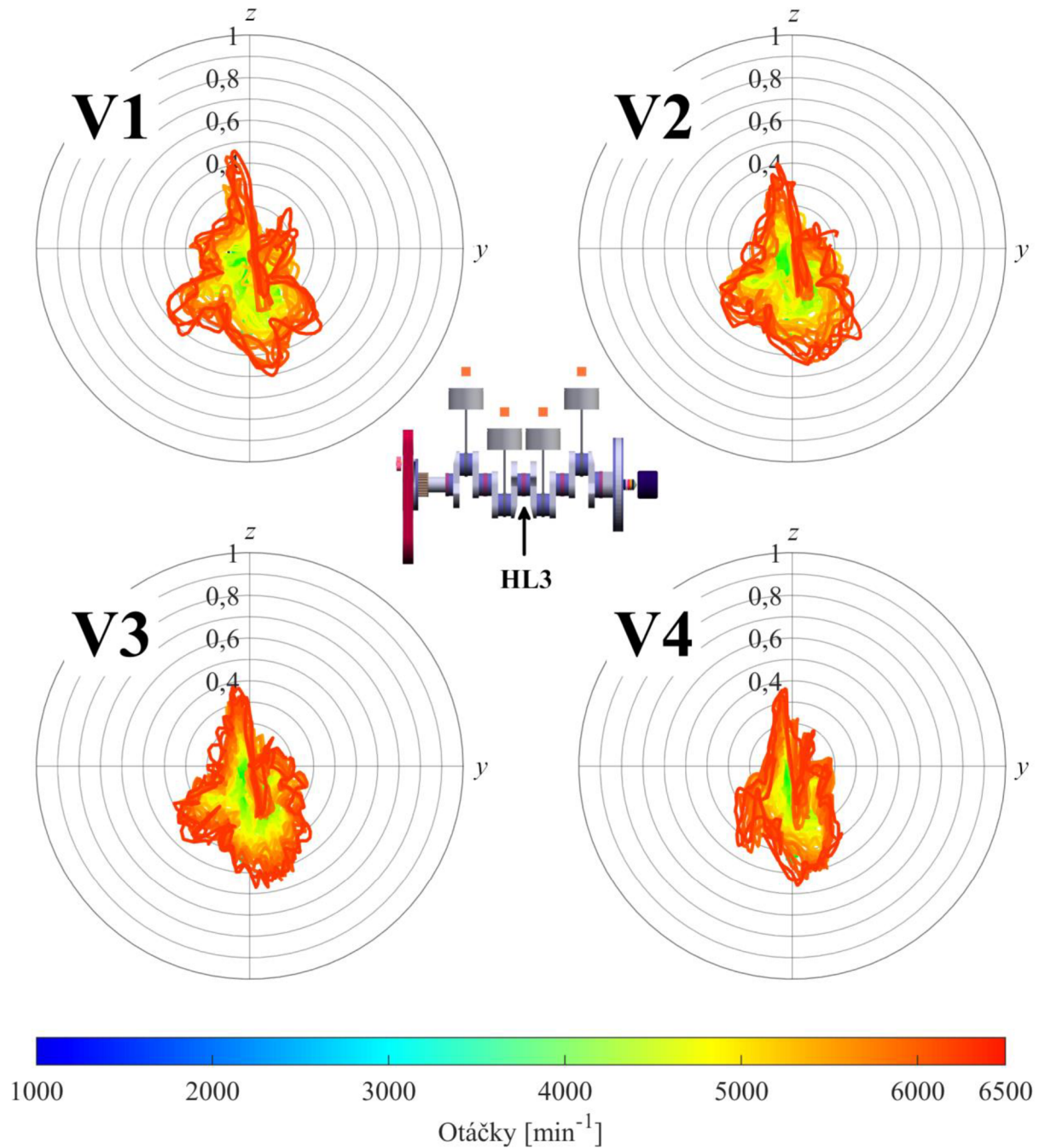
Polární diagramy poměrného zatížení prvního hlavního ložiska pro varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu V1 – V4



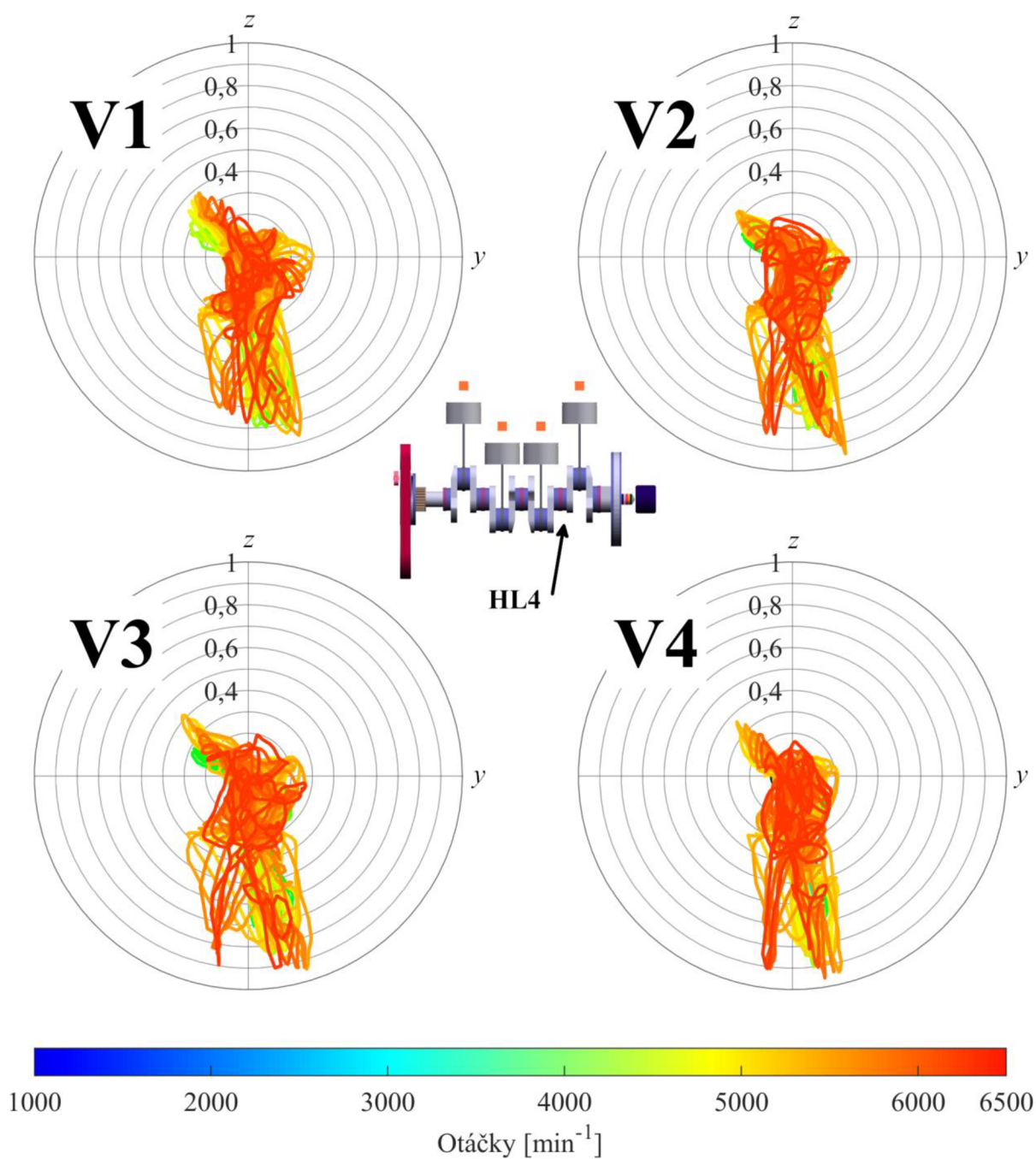
Polární diagramy poměrného zatížení druhého hlavního ložiska pro varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu V1 – V4



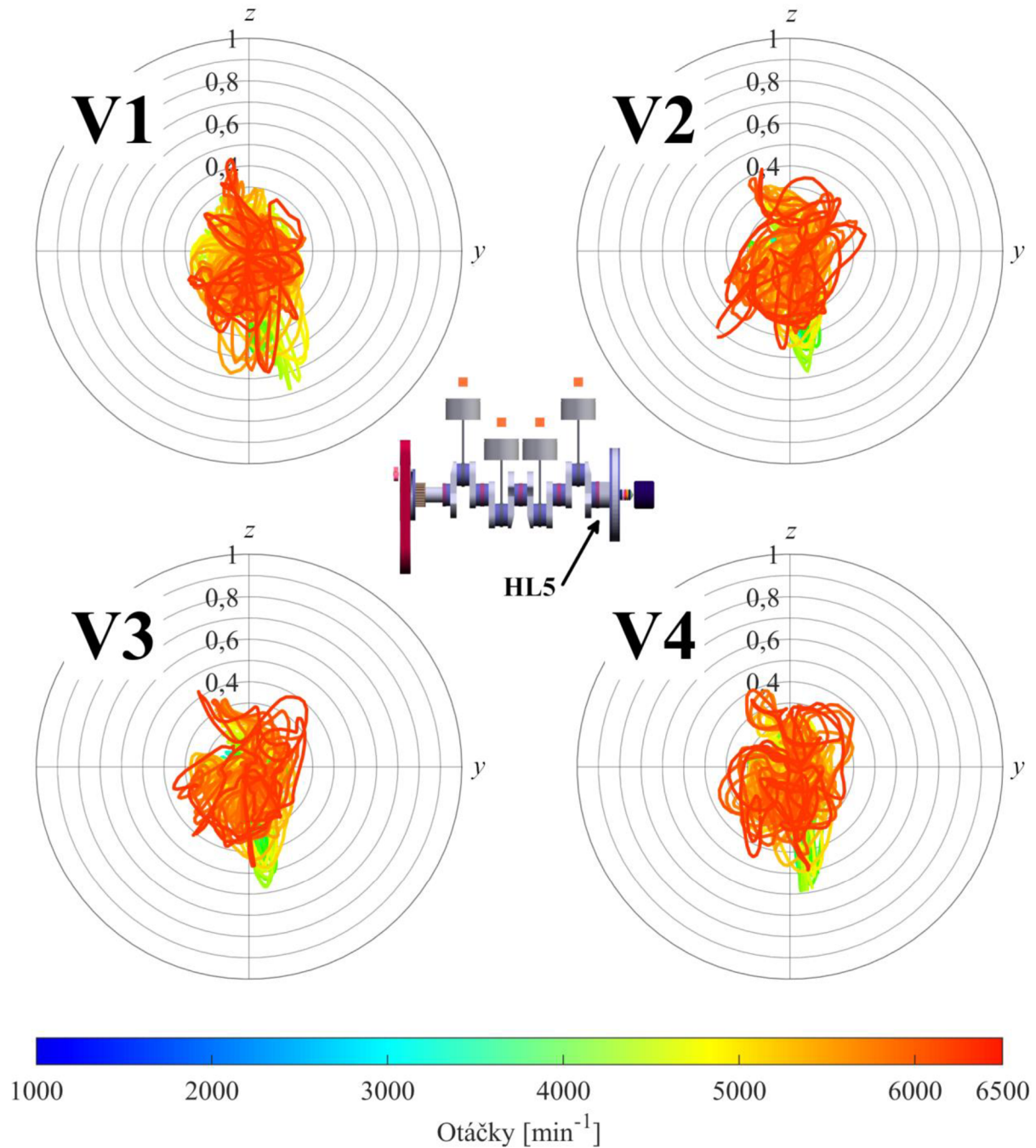
Polární diagramy poměrného zatížení třetího hlavního ložiska pro varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu V1 – V4



Polární diagramy poměrného zatížení čtvrtého hlavního ložiska pro varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu V1 – V4

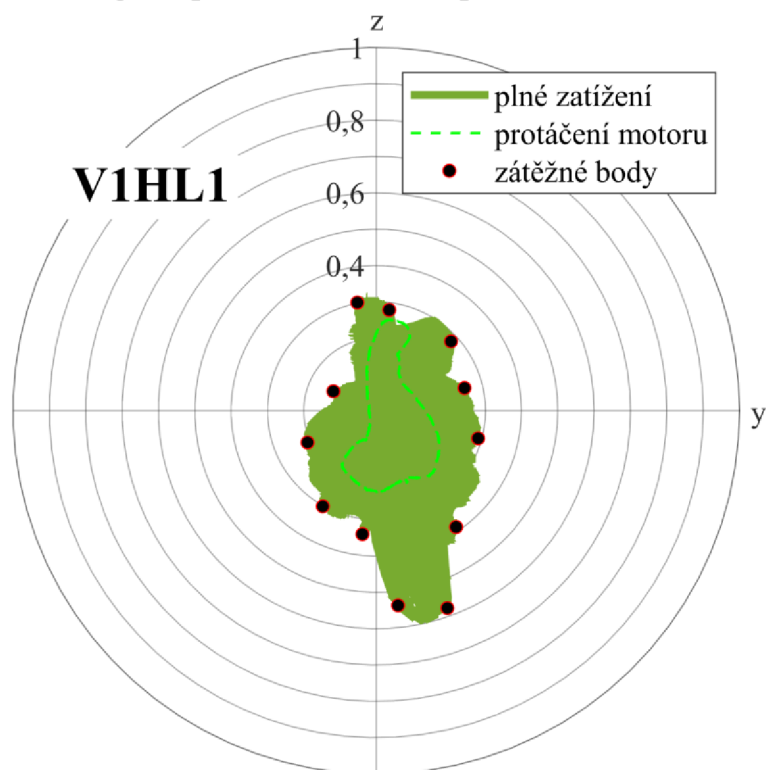


Polární diagramy poměrného zatížení páteho hlavního ložiska pro varianty výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu V1 – V4

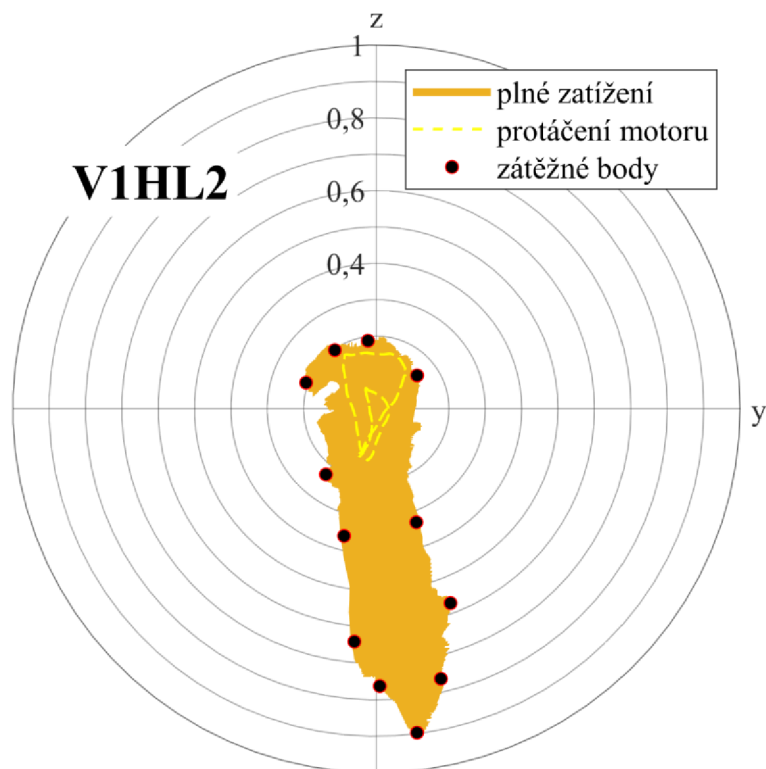


PŘÍLOHA 4 – ZÁTĚŽNÉ STAVY HLAVNÍCH LOŽISEK

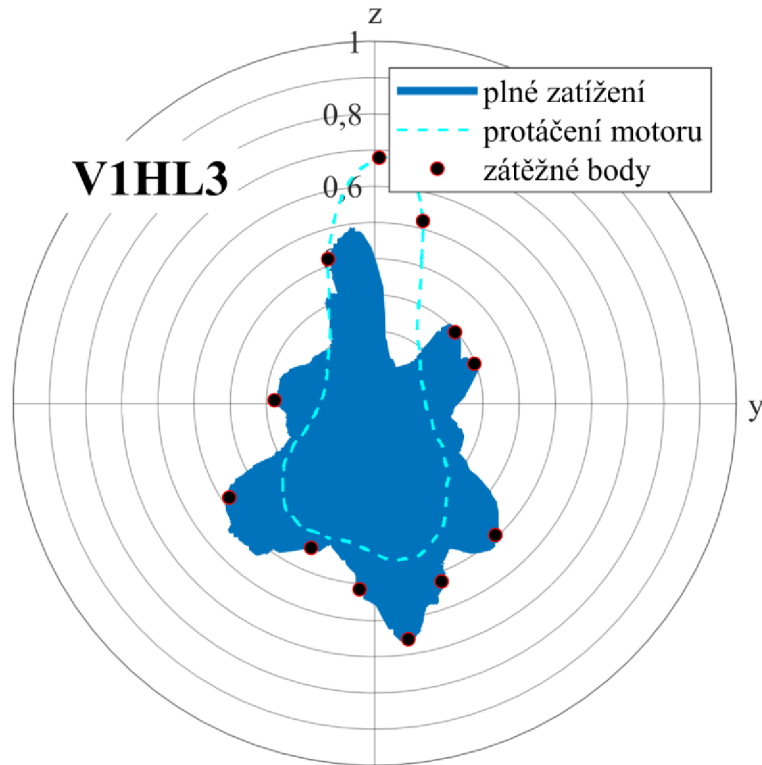
Polární diagram poměrného zatížení prvního hlavního ložiska



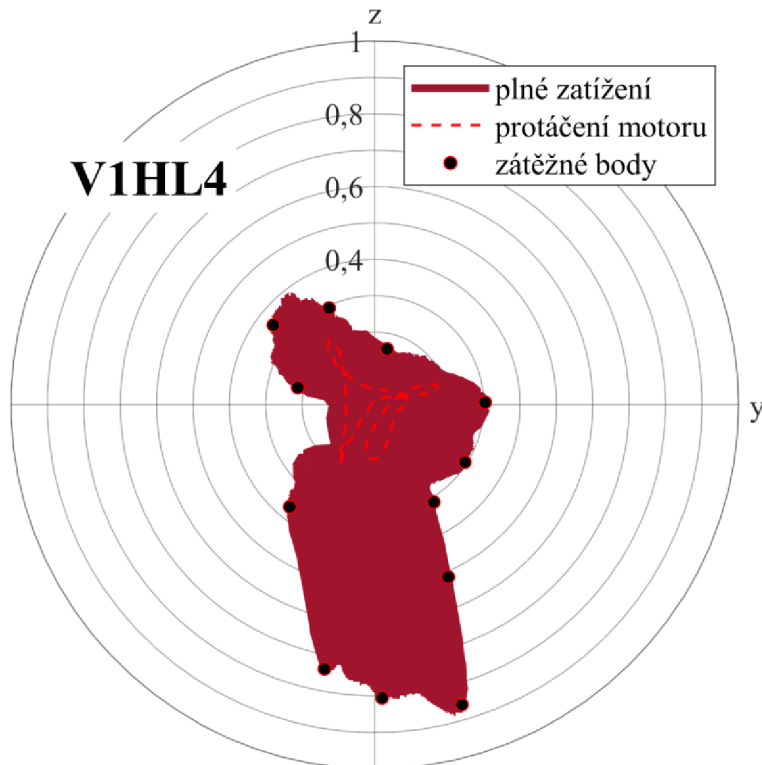
Polární diagram poměrného zatížení druhého hlavního ložiska



Polární diagram poměrného zatížení třetího hlavního ložiska



Polární diagram poměrného zatížení čtvrtého hlavního ložiska



Polární diagram poměrného zatížení pátého hlavního ložiska

