



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

KLIKOVÉ ÚSTROJÍ S VYSOKOU MECHANICKOU ÚČINNOSTÍ

CRANK TRAIN WITH HIGH MECHANICAL EFFICIENCY

TEZE DISERTAČNÍ PRÁCE

SHORT VERSION OF THE DOCTORAL THESIS

AUTOR

AUTHOR

Ing. LUBOMÍR DRÁPAL

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2021

KLÍČOVÁ SLOVA

klikový mechanismus, třecí ztráty, mechanická účinnost, vibrace, klikový hřídel, Multi-Body System, torsní tlumič, laserové svařování

KEYWORDS

crank train, friction losses, mechanical efficiency vibration, crankshaft, Multi-Body System, torsional damper, laser welding

Vysoké učení technické v Brně
Fakulta strojního inženýrství
Areálová knihovna
Technická 2896/2
616 69 Brno

© Lubomír Drápal, 2021
ISBN 80-214-
ISSN 1213-4198

OBSAH

ÚVOD	5
1 ZVYŠOVÁNÍ MECHANICKÉ ÚČINNOSTI SPALOVACÍCH MOTORŮ	6
1.1 Zmenšení průměru ložisek	7
1.2 Náhrada kluzných ložisek valivými	7
1.3 Povlaky klikového hřídele a ložiskových pánví	7
1.4 Snížení počtu hlavních ložisek klikového mechanismu	8
1.5 Simulační nástroje pro dynamiku, třecí ztráty a životnost	8
2 KONSTRUKCE A SIMULACE KLIKOVÉHO MECHANISMU	9
2.1 Motor 1,4 MPI.....	9
2.2 Motor 1,6 MPI.....	13
3 EXPERIMENTÁLNÍ VÝZKUM.....	17
3.1 Zkoušky svarových spojů	17
3.2 Úplný klikový hřídel	18
4 DALŠÍ MOŽNÝ POSTUP	19
4.1 Změna tvaru plechových ramen	19
4.2 Hybridní uložení klikového hřídele	20
ZÁVĚR.....	22
POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE	23

ÚVOD

Moderní pohonné jednotky osobních automobilů musejí splňovat stále přísnější nároky legislativních předpisů na emise výfukových plynů. Kromě omezování zdravotně závadných emisí (CO, HC, NO_x a pevné částice) se pozornost upíná i k nejedovatému oxidu uhličitému, jenž je řazen mezi tzv. skleníkové plyny, a je mu proto prisuzován vliv na globální oteplování planety Země.

Od roku 2020 činí nejvyšší hodnota průměrných flotilových emisí CO₂ 95 g·km⁻¹ [1]. Sankce za její překročení jsou pro jednotlivé výrobce poměrně vysoké a budou vyměřeny vždy následující rok [2]. Cíle nejvyšších hodnot průměrných emisí CO₂ nově prodaných osobních vozů na trzích EU jsou dle [3] stanoveny poměrově, přičemž v absolutních hodnotách to v NEDC odpovídá emisím CO₂ zhruba 81 g·km⁻¹ v roce 2025 a 59 g·km⁻¹ v roce 2030. Těchto cílů je možné dosáhnout pouze s využitím elektrických točivých strojů v pohonném řetězci, a to ať již v kombinaci se spalovacím motorem, nebo samostatně.

Masivní přechod na tzv. *čisté elektromobily*, ve smyslu pohonu pouze elektromotorem napájeným z baterie nebo palivových článků, však skýtá mnohá úskalí, více viz např. [4]. Z těchto důvodů budou spalovací motory důležitou součástí pohonných jednotek osobních automobilů i v následujících letech, byť se často bude jednat o jejich spolupráci s elektromotorem. Další vývoj spalovacích motorů je tak nejen možný, nýbrž i žádoucí.

Snížit emise CO₂ u spalovacích motorů znamená zvýšit jejich celkovou účinnost, jejíž součástí je i účinnost mechanická. Některé starší výzkumy totiž ukázaly, že u motorů osobních vozů lze až 20 % spotřeby paliva v NEDC připsat na vrub třecích ztrát, a tento podíl může být u vozidel poháněných vznětovým motorem dokonce ještě větší [5]. Provedené studie předpokládají, že až 10 % paliva je v tomto jízdním cyklu možno uspořit konstrukčními úpravami motorů [5]. Takovéto úpravy se pak zaměřují na snížení pasivních odporů a tření nejen cílenými změnami materiálů, geometrie a povrchové struktury stávajících součástí, nýbrž i komplexnějšími změnami v konstrukci, což může představovat kupříkladu snížení počtu hlavních ložisek klikového hřídele.

Současné spalovací motory však musejí splňovat i přísné požadavky na úroveň vibrací, vyzařovaný hluk, životnost a nízkou hmotnost. A právě cesta ke splnění těchto požadavků může být mnohdy v rozporu s opatřeními pro zvýšení mechanické účinnosti. Pracoviště zabývající se výzkumem a vývojem spalovacích motorů se tak musejí vypořádat se stále přísnějšími a protichůdnými nároky, což nutně vede k pokročilemu výpočtovému modelování v součinnosti s rozsáhlými technickými experimenty.

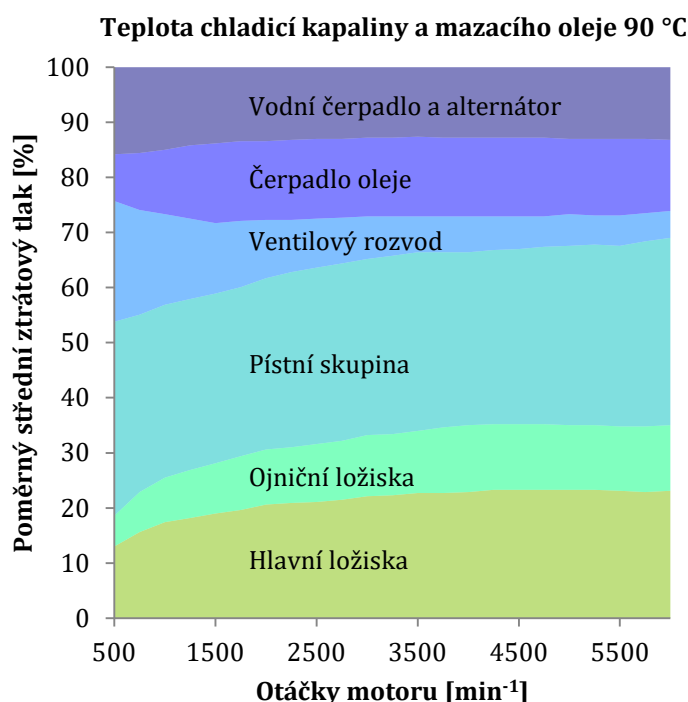
Tato disertační práce je zpracována v úzké spolupráci s oblastí Technického vývoje společnosti ŠKODA AUTO. Není tak možné zveřejnit absolutní číselné hodnoty mnohých simulovaných nebo experimentálně určených veličin. V dokumentu použité poměrné vyjádření by však přesto mělo dávat poměrně dobrou představu o jednotlivých tendencích, případně vlivu různých úprav.

Detaily ke konstrukci, výpočtovým modelům, experimentům i dosaženým výsledkům obsahuje původní nezkrácený dokument disertační práce.

1 ZVYŠOVÁNÍ MECHANICKÉ ÚČINNOSTI SPALOVACÍCH MOTORŮ

Soudobé spalovací motory dosahují poměrně velmi dobré mechanické účinnosti, jež může činit i více než 90 %. Tato hodnota však odpovídá nižším otáčkám a vysokému zatížení. Motory osobních vozů však v současné době vykazují vysoké měrné výkony a v běžném provozu pracují především v oblastech částečného zatížení.

Poměrné podíly jednotlivých konstrukčních uzlů na celkových mechanických ztrátách, resp. ztrátovém tlaku, motoru jsou znázorněny na *obr. 1*. Data byla naměřena na zážehovém řadovém čtyřválcovém motoru s přirozeným sáním se zdvihovým objemem 1,6 l.



Obr. 1 Poměrné podíly jednotlivých konstrukčních uzlů motoru na celkových mechanických ztrátách [6]

Značným zdrojem mechanických ztrát je pístní skupina, jíž se v tomto smyslu věnuje poměrně velká pozornost, viz např. [7]. Dalším významným zdrojem třecích ztrát je klikový hřídel, u něž tření vyvozují hlavně ložiska klikového hřídele. Zde spočívá potenciál snižování třecích ztrát v zásadě ve čtyřech úpravách:

- zmenšení průměru ložisek,
- náhrada kluzných ložisek valivými,
- povlaky klikového hřídele a ložiskových pánví,
- snížení počtu hlavních ložisek klikového mechanismu.

Výzkum se zaměřuje i na omezení nepřímého vlivu kluzných ložisek na mechanické ztráty, což zahrnuje tvarovou optimalisaci rozváděcích drážek v pánvích [8], či použití

zvláštních bočních těsnicích lišt [9]. Tyto úpravy snižují nároky na příkon olejového čerpadla a současně zvyšují teplotu oleje v ložisku, což způsobuje pokles jeho viskosity.

1.1 ZMENŠENÍ PRŮMĚRU LOŽISEK

Průměr ložisek klikového hřídele, respektive hlavních a ojnicích čepů, významně ovlivňuje třecí ztráty, ale i tuhost klikového hřídele, neboť třecí moment i třecí výkon na čepu kluzného ložiska roste s třetí mocninou, a tuhost v krutu čepu dokonce se čtvrtou mocninou jeho průměru.

Z dat zpracovaných na základě [10] pro čtyřválcové zážehového nepřepřehované motory Volkswagen o zdvihovém objemu 1,6 litru vyplývá, že zatímco jmenovitý výkon motoru od roku 1964 do roku 2015 vzrostl o 119 %, průměr hlavních čepů klikového hřídele se naopak snížil o 13 %. U nových motorů se však navzdory jejich vysokému výkonu poměrně výrazně zmenšil průměr hlavních čepů klikového hřídele právě z důvodu snížení třecích ztrát, což je jeden z hlavních cílů soudobého vývoje [11]. Tyto trendy lze vysledovat i u ostatních výrobců motorů osobních vozidel, např. v publikacích [12–14]. Snížení tuhosti klikového hřídele, a z toho vyplývající důsledky, se řeší dodatečnými úpravami, například použitím tlumiče torsního kmitání.

Zmenšení průměru zejména hlavních čepů klikového hřídele je u soudobých sériových motorů, nejčastěji používanou úpravou ke snížení třecích ztrát.

1.2 NÁHRADA KLUZNÝCH LOŽISEK VALIVÝMI

Experimentálně bylo zjištěno, že při provozní teplotě motorového oleje 90 °C vede použití valivého uložení klikového hřídele a ojnic ke snížení třecích ztrát hřídele o 55 % a takto upravená pohonná jednotka dosáhne s jinak stejným vozidlem více než 5% úspory paliva v rámci NEDC oproti standardnímu motoru [6].

Z hlediska akustického projevu jsou na tom však valivá ložiska hůře, jelikož tloušťka mazacího film je u nich podstatně menší, tudíž i schopnost tlumit rázové zatížení je u nich snížena. Obtíže s akustikou, životností, cenou a montáží vedly k tomu, že u motorů osobních automobilů se lze s klikovým hřídelem osazeným valivými ložisky v současné době setkat výhradně v konstrukci experimentálních pohonných jednotek, např. [15].

1.3 POVLAKY KLIKOVÉHO HŘÍDELE A LOŽISKOVÝCH PÁNVÍ

Zvláštní povlaky klikového hřídele a ložiskových pánví se začaly objevovat až v poměrně nedávné době. V případě klikového hřídele se jedná například o povlaky amorfním uhlíkem zvané DLC (Diamond Like Carbon), jež snižují ztráty zejména v oblastech smíšeného a mezního mazání [16].

Podobně fungují i teplotně vysoce odolné polymerové povlaky pánví kluzných ložisek [17]. Jejich účelem je také snížit tření a opotřebení při rozběhu a doběhu motoru, což je důležité zejména u motorů vybavených zařízením stop-start [18]. Výhodná je kombinace polymerových povlaků s oleji s velmi nízkou viskositou, např. pro experimentální účely

až SAE 0W-4 [19], a čepů klikového hřídele se sníženou drsností povrchu. Polymerové povlaky ložiskových pánví klikového mechanismu jsou však v současné době poměrně rozšířené i u sériových motorů, viz např. [20].

1.4 SNÍŽENÍ POČTU HLAVNÍCH LOŽISEK KLIKOVÉHO MECHANISMU

Třecí ztráty klikového mechanismu ovlivňuje i poměr počtu hlavních ložisek ku počtu válců, poněvadž v kluzném ložisku ztráty obecně rostou pomaleji než jeho zatížení. Řadové motory s menším počtem uložení klikového hřídele, než by odpovídalo hlavnímu ložisku za každým zalomením, byly v minulosti navrhovány především důvodu konstrukční i výrobní jednoduchosti, s čímž souvisejí i nižší výrobní náklady takovéto pohonné jednotky. Jednalo se především o řadové čtyřválcové se třemi hlavními ložisky. Nevýhodou tohoto provedení byla vyšší úroveň vibrací a hluku, daná větší pružností klikového hřídele zamontovaného v klikové skříni, respektive bloku motoru, jelikož se výrazně zvětšila rozteč mezi hlavními ložisky.

Sériová výroba posledního motoru Škoda 1,4 MPI OHV s touto koncepcí klikového mechanismu byla ukončena již v roce 2003. Od té doby nastal poměrně výrazný pokrok v technologii i použitých materiálech. Také výpočtové modelování dynamiky klikového mechanismu dnes dokáže zahrnout mnoho různých vlivů, a značně se tak přiblížilo popisu chování skutečné pohonné jednotky. A jelikož vyjma průběžných publikací autora neexistuje dostupná literatura zabývající se zvýšením mechanické účinnosti moderního řadového motoru za pomoci snížení počtu hlavních ložisek klikového mechanismu, nabízí se otázka, zda by právě tento způsob mohl být použitelným řešením.

1.5 SIMULAČNÍ NÁSTROJE PRO DYNAMIKU, TŘECÍ ZTRÁTY A ŽIVOTNOST

Vliv navržených konstrukčních úprav na mechanickou účinnost, vibrace apod. lze kromě experimentů vyhodnotit také pomocí vhodných simulací. V současné době se k simulacím dynamiky složitých soustav využívají výpočtové modely sestavené na bázi MBS (Multi-Body System), viz [21–28]. Úloha se řeší v časové doméně, což umožňuje do modelu zahrnout řadu fyzikálních problémů, včetně nelinearit různých typů, modálně redukovaných pružných těles atd.

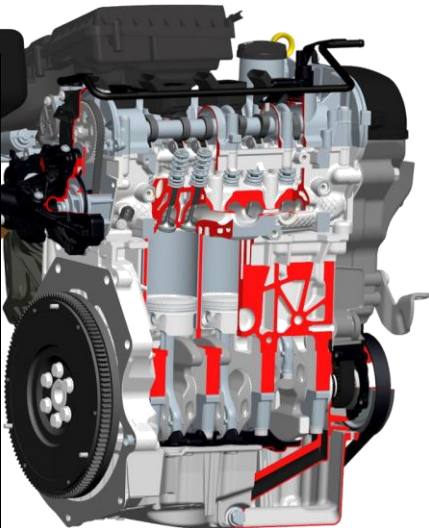
V rámci celého koncernu VW se simulace dynamiky klikového mechanismu a dalších částí v současné době provádějí dle požadavků a metodiky konkrétního vývojového oddělení v systému ADAMS [24], v prostředí AVL EXCITE [27], nebo se k tomuto účelu využívá program SIMDRIVE 3D [23] vyvinutý společností CONECTS Engineering Services. Tyto systémy v sobě zahrnují i modely kluzných ložisek založené na řešení původní [29], případně modifikované Reynoldsovy rovnice [30].

Únavová životnost dynamicky namáhaných dílů se v automobilovém průmyslu počítá na základě výsledků MBS simulací nejčastěji pomocí specializovaného softwaru FEMFAT [31]. Metodika výpočtu je detailně popsána v [32].

2 KONSTRUKCE A SIMULACE KLIKOVÉHO MECHANISMU

Konstrukční úpravy vedoucí ke snížení třecích ztrát klikového mechanismu jsou prováděny na nové řadě spalovacích motorů EA211 koncernu Volkswagen, jejichž vývoj v případě provedení MPI (Multi-Point Injection) vede ŠKODA AUTO v Mladé Boleslavi. Celkový pohled na motor EA211 1,6 MPI i se základními rozměry odvozených čtyřválcových variant představuje *obr. 2*.

Rozměry [mm]	1,4 MPI	1,5 MPI	1,6 MPI
Vrtání	74,5	74,5	76,5
Zdvih	80	85,9	86,9
Délka ojnice	145	140	140
Průměr hlavních čepů	45	48	48
Průměr ojnicních čepů	42	47,8	47,8
Průměr pístního čepu	17	19	19
Rozteč válců	82	82	82
Výška bloku	210,85	210,85	210,85



Obr. 2 Motor EA211 1,6 MPI a rozměry odvozených čtyřválcových variant [ŠKODA AUTO]

Klikový hřídel je uložen v pěti hlavních kluzných ložiscích s litinovými víky upevněnými k bloku motoru z hliníkové slitiny vždy dvojicí ocelových šroubů. Dále je pozornost věnována provedení 1,4 MPI a 1,6 MPI, jejichž uváděné výkonové parametry odpovídají benzinu RON 95. Motor 1,4 MPI dosahuje jmenovitého výkonu 66 kW při otáčkách 5500 min^{-1} a nejvyššího točivého momentu $132 \text{ N}\cdot\text{m}$ při otáčkách 3800 min^{-1} . Varianta 1,6 MPI vykazuje jmenovitý výkon 81 kW při otáčkách 5800 min^{-1} a nejvyššího točivého momentu $155 \text{ N}\cdot\text{m}$ dosahuje při shodných otáčkách jako motor 1,4 MPI.

Experimenty v laboratořích ŠKODA AUTO s využitím přesné indikace ve spalovacím prostoru prokázaly mechanickou účinnost těchto motorů téměř 95 %, ovšem při plném zatížení, otáčkách do 2000 min^{-1} a bez pohonu příslušenství. Dalšího zvýšení mechanické účinnosti bylo rozhodnuto dosáhnout odstraněním druhého a čtvrtého hlavního ložiska. Ověření přínosu zvolené koncepce proběhlo rovněž v Mladé Boleslavi, kdy motor 1,6 MPI s hlavními ložisky 2 a 4 vyřazenými z činnosti (tloušťka pánve snížena o 1 mm) opakovaně prokázal při protáčení na aktivním dynamometru snížení mechanických ztrát (zahrnující však i výměnu náplně válce) průměrně o 4 % ve srovnání s motorem sériovým. Měření bylo provedeno v celém rozsahu provozních otáček a pro jmenovité teploty oleje před čističem 35 °C, 40 °C a 50 °C.

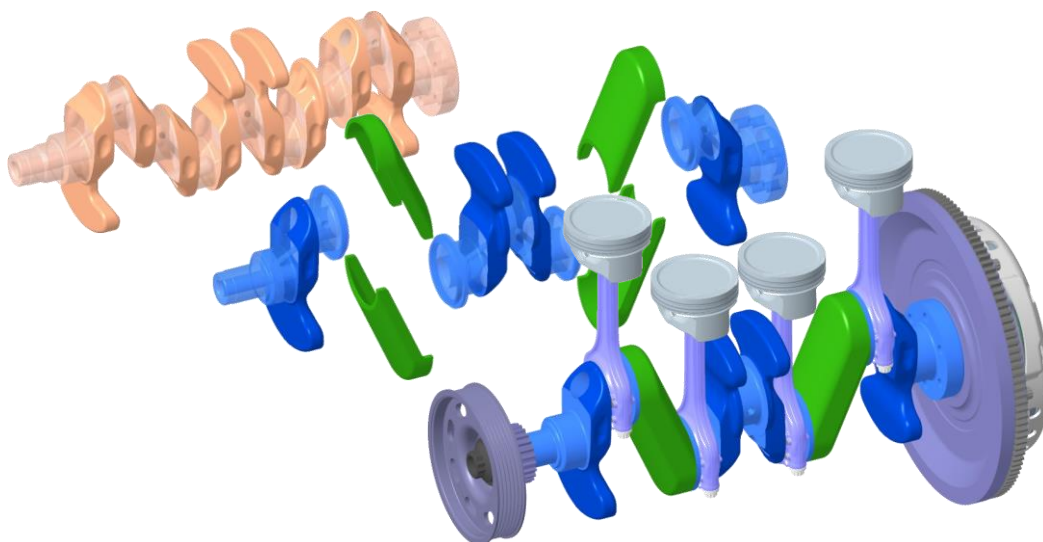
2.1 MOTOR 1,4 MPI

Na motoru se zdvihovým objemem 1395 cm^3 je provedena prvotní studie konstrukce klikového hřídele se třemi hlavními ložisky a simulace klikového mechanismu.

Sériový klikový hřídel s pěti hlavními ložisky a čtyřmi protizávažími je odlit z tvárné litiny odpovídající přibližně materiálu EN-GJS-800-2.

Koncepční klikový hřídel se třemi hlavními ložisky má druhý i čtvrtý hlavní čep a přilehlá ramena nahrazena symetrickými plechovými rameny z důvodu co nejnížší hmotnosti. Všechny čepy mají oproti sériovému provedení zvětšený průměr odpovídající přepřítvanované variantě 1,4 TSI (stejně jako 1,6 MPI). Ojniční čepy jsou opatřeny zvětšenou přírubou pro připojení plechových ramen. Uvažuje se spojování laserovým svarem bez přídavného materiálu pro minimální tepelně ovlivněnou oblast. Materiálem plechů i těles s čepy je ocel dle EN 10267 [33]. Na *obr. 3* je tento klikový hřídel zachycen v rozloženém stavu i coby součást klikového mechanismu a pro porovnání také klikový hřídel sériový.

Koncepční návrh svařovaného klikového hřídele na *obr. 3* vychází jako technologicky i pevnostně nejvýhodnější z celkem 12 variant, jež se liší tvarem a složitostí plechových ramen, tloušťkou plechů a odlehčením ojnicních čepů. Všechny varianty jsou porovnány z hlediska hmotnosti a momentu setrvačnosti. Metoda konečných prvků je využita pro srovnání statické tuhosti, modálních vlastností a zatížení prostředního hlavního ložiska prostou rotací.

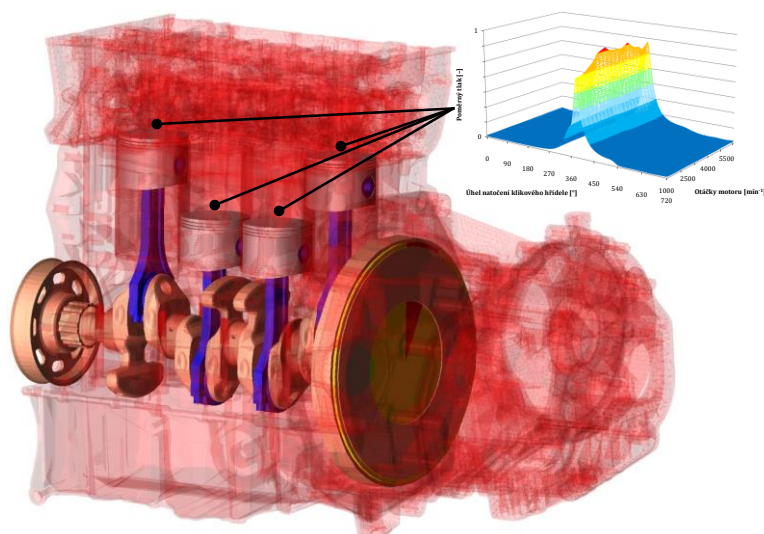


Obr. 3 Sériový a svařovaný klikový hřídel a klikový mechanismus se svařovaným klikovým hřídelem motoru 1,4 MPI

Pro simulace dynamiky klikového mechanismu je využit systém ADAMS, v němž jsou zastoupena modálně redukovaná pružná tělesa (klikový hřídel, řemenice, setrvačník, blok motoru, spodní víko motoru apod.), tělesa tuhá (sestava pístu a ojnice, lamelová spojka) a kinematické vazby (pohyb pístu ve válci, spojení ojnice s pístním čepem atd.). Výpočtový model s experimentálně získaným průběhem tlaku ve válcích je zachycen na *obr. 4*. V každém válci působí na píst tlak s fázovým posunem odpovídajícím pořadí zážehů.

Hlavní a ojnicní ložiska jsou zastoupena nelineárním hydrodynamickým modelem kluzného ložiska, u něž se pro urychlení řešení využívají předem vypočítané hydrodynamické databáze. Ty umožňují zahrnout i naklápění čepu vlivem ohybového zatížení a tvar i polohu rozváděcí drážky oleje, případně vyústění mazacího kanálu.

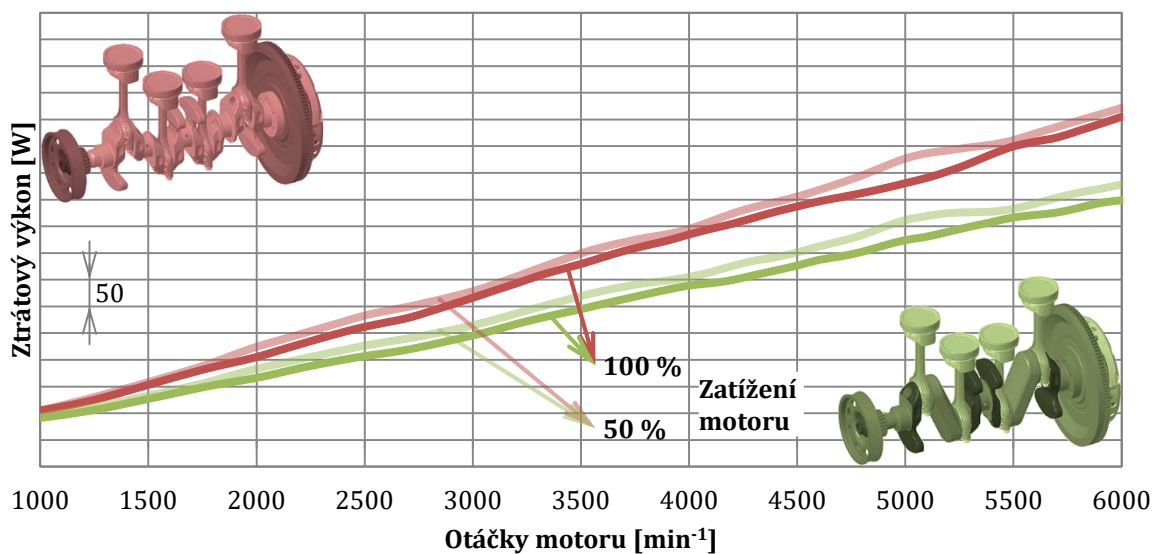
V simulacích je až na výjimky uvažován motorový olej viskozitní třídy SAE 5W-30, jenž by měl být předepsán pro sériové provedení.



Obr. 4 Výpočtový model dynamiky sériového klikového mechanismu se sériovým klikovým hřídelem a blokem motoru 1,4 MPI

Obdobný výpočtový model s upraveným blokem je vytvořen i pro variantu se třemi hlavními ložisky a svařovaným klikovým hřídelem. Provozní rozsah otáček je rozdělen s krokem 50 min^{-1} , pracovní cyklus s krokem 1° natočení klikového hřídele a simulováno je ustálené kmitání.

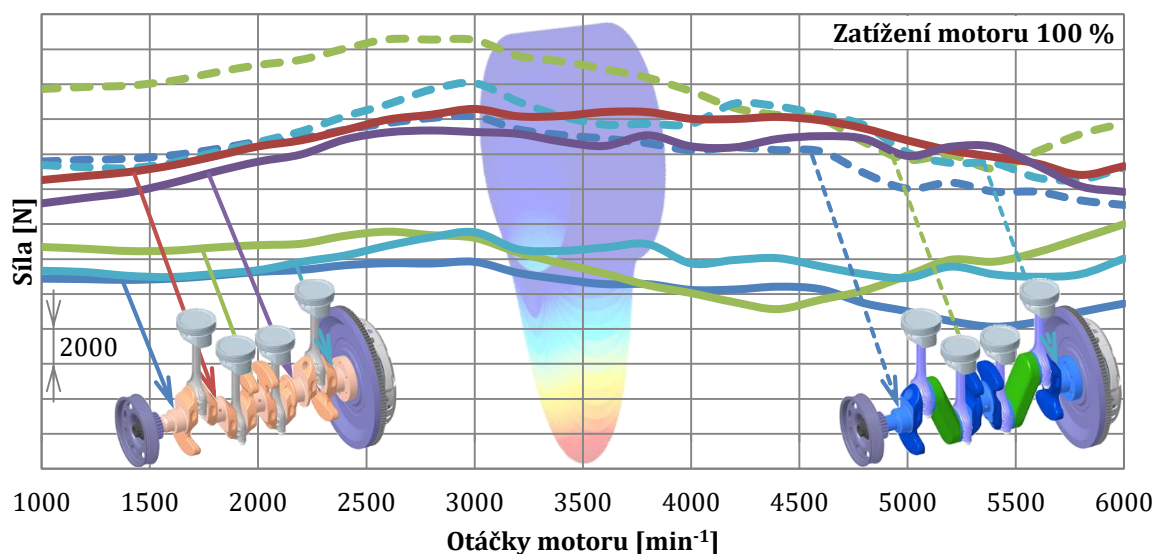
Ztrátový výkon hlavních ložisek je určen jejich zatížením, rozměry, hydrodynamicky účinnou úhlovou rychlostí čepů, teplotou a viskositou maziva, případně vlastnostmi povrchu čepů a pánví.



Obr. 5 Ztrátový výkon hlavních ložisek klikového hřídele motoru 1,4 MPI

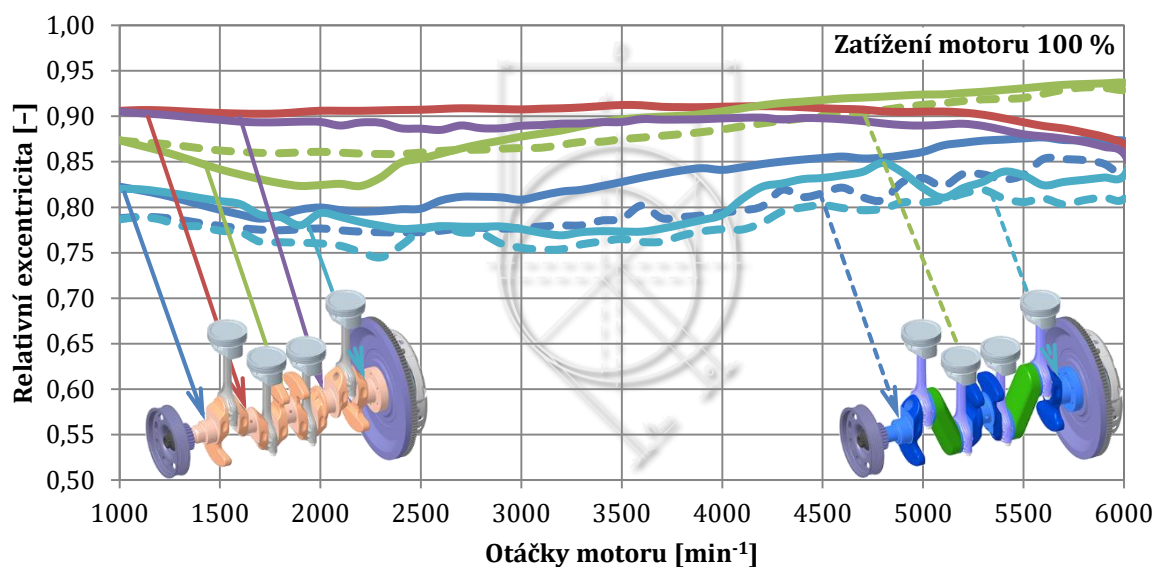
Teplota oleje v ložisku je určena iteračně z teploty oleje ve spodním víku motoru (experiment) a jeho průměrného ohřátí v ložiscích (simulace). Výsledky simulací zachycené na *obr. 5* ukazují, že navzdory zvýšení průměru hlavních ložisek *tříložiskové* varianty o 7 % lze docílit úspory ztrátového výkonu hlavních ložisek přibližně 25 %.

Silové zatížení hlavních ložisek lze vyhodnotit např. maximální hodnotou síly v ložisku v průběhu pracovního cyklu při plném zatížení. V tomto ohledu, viz *obr. 6*, dosahuje *tříložisková* varianta vyšších hodnot, ovšem jednotlivá ložiska jsou zatížena rovnoměrněji.



Obr. 6 Největší silové zatížení ložisek při plném zatížení motoru 1,4 MPI

Největší relativní excentricita ε , viz *obr. 7*, vyjadřuje míru využití ložiskové vůle c_{loz} .



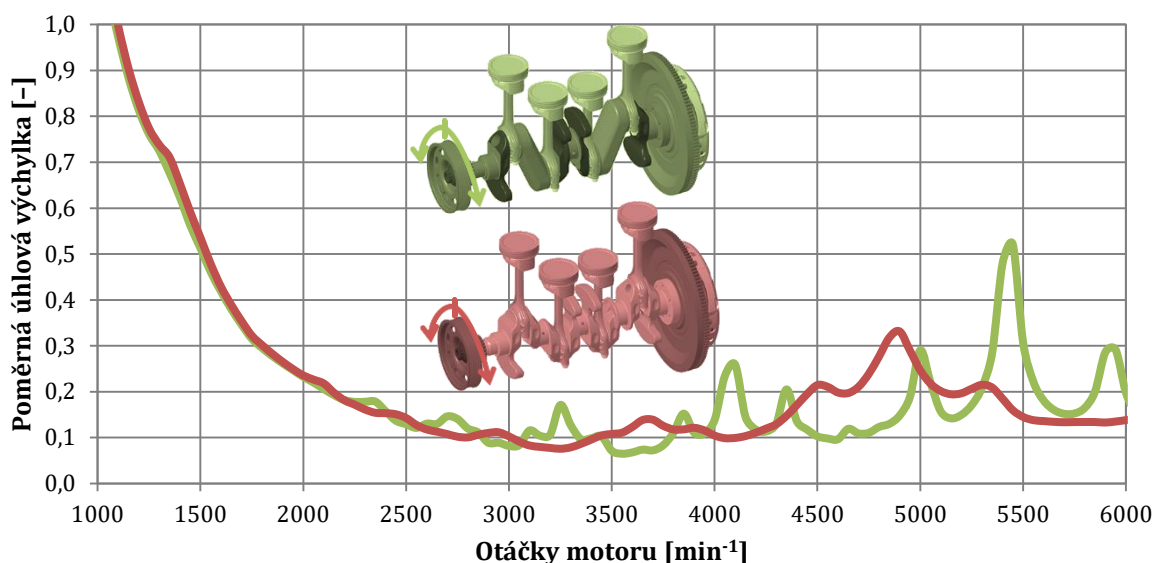
Obr. 7 Největší relativní excentricita ložisek při plném zatížení motoru 1,4 MPI

Hodnota $\varepsilon = 0$ odpovídá dokonale souosému čep vůči pánvím a $\varepsilon = 1$ značí vůli zcela vymezenou. Jiným vyjádřením největší relativní excentricity je minimální ložisková vůle:

$$h_{\min} = \frac{(1 - \varepsilon)c_{\text{loz}}}{2}. \quad (1)$$

U ložisek s velmi dobrou záběhovou schopností by tato hodnota měla být větší než součet střední aritmetické drsnosti povrchu čepu, Ra_c , a ložiskové pánve, Ra_p . Tomuto požadavku *tříložiskové* provedení s rezervou vyhovuje.

Torsní kmitání klikového mechanismu lze popsat různými veličinami. Na *obr. 8* je zachyceno porovnání poloviny rozmitu řemenice obou variant klikového mechanismu. Z hlediska rovnoměrnosti chodu v nízkých otáčkách jsou obě provedení téměř rovnocenná, avšak v otáčkách vyšších se již projevuje větší torsní deformace *tříložiskové* varianty způsobená mimo jiné i menším tlumením v hlavních ložiscích. Harmonická analýza ukazuje nejvýraznější vliv tzv. hlavních řádů, tzn. celočíselných násobků 2, a řádů těmto blízkých, tedy např. 5,5; 7,5 apod. Na torsní kmitání řemenice zjištěné experimentálně u *pětiložiskového* provedení je nalaďen výpočtový model dynamiky.



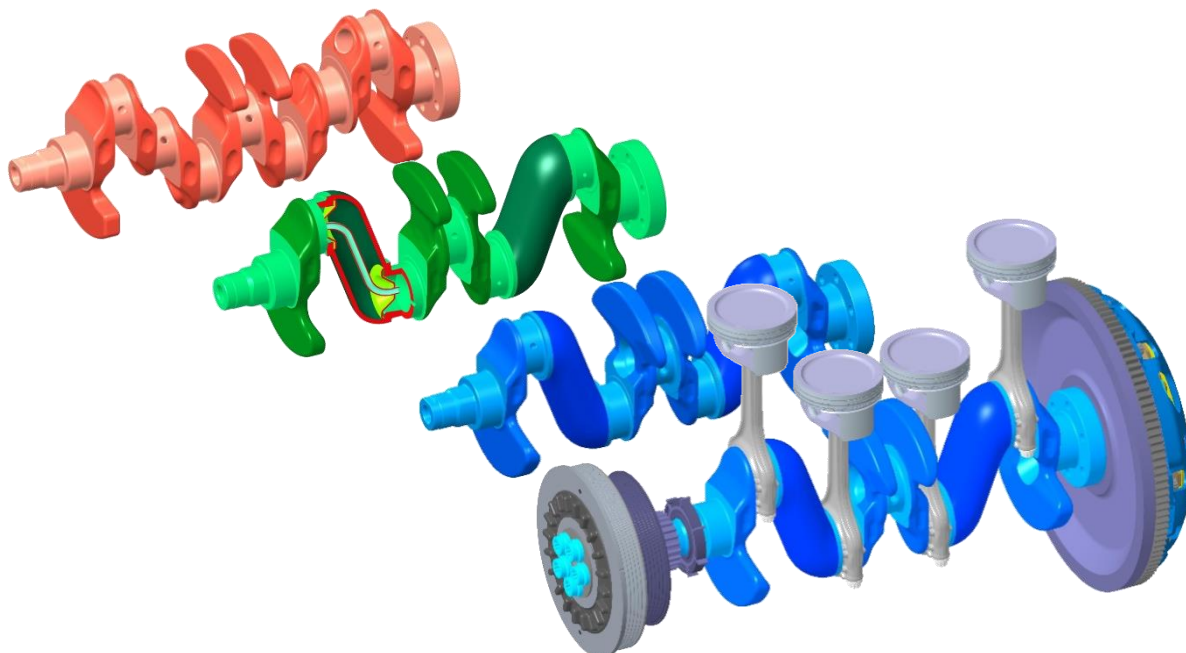
Obr. 8 Polovina rozmitu úhlové výchylky řemenice motoru 1,4 MPI

2.2 MOTOR 1,6 MPI

Na základě dosažených výsledků a s uvažováním použitelnosti některých získaných poznatků i pro produkční motory bylo učiněno rozhodnutí dále propracovat koncepci klikového mechanismu se třemi hlavními kluznými ložisky ve variantě 1,6 MPI, se zdvihovým objemem 1598 cm³, a porovnat ji s *pětiložiskovým* sériovým provedením.

Konstrukční návrh *tříložiskového* provedení využívá poznatky z technologických simulací lisování, čemuž je uzpůsoben tvar plechových ramen. Klikový hřídel je také

z experimentálních důvodů upraven pro centrální rozvod mazacího oleje z prostředního hlavního čepu k čepům ojničním pomocí ohýbaných trubiček. Evoluci konstrukce klikového hřídele motoru 1,6 MPI zachycuje *obr. 9*, a to od provedení sériového přes *tříložiskové*, *tříložiskové* se zvětšenými vývažky, až po klikový mechanismus s experimentálním viskózním torsním tlumičem.

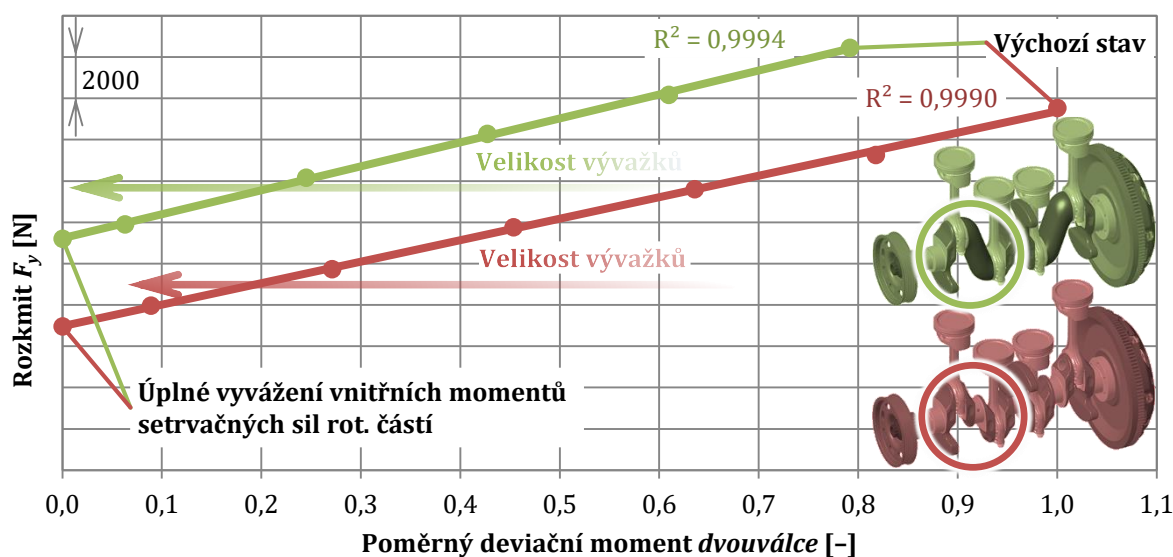


Obr. 9 Sériový a svařovaný klikový hřídel, jeho alternativa s většími vývažky a klikový mechanismus s experimentálním viskózním tlumičem motoru 1,6 MPI

Výpočtový model dynamiky a získané výsledky jsou obdobné jako v případě motoru 1,4 MPI. Oproti němu má však svařovaný klikový hřídel stejné průměry hlavních a ojničních čepů jako sériové provedení. Z toho plynou dále snížené třecí ztráty hlavních ložisek, o něco vyšší zatížení těchto ložisek a výraznější torsní i ohybové kmitání klikového hřídele.

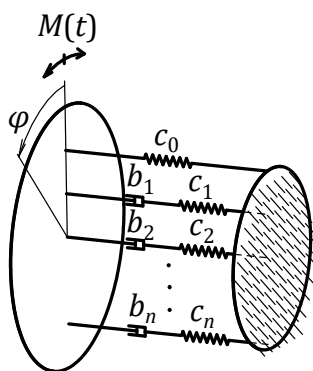
Zatížení prostředního hlavního ložiska je věnována zvláštní pozornost, neboť u řadového čtyřválců s pravidelnými rozestupy zážehů se se v něm vyrovnávají účinky vnitřních momentů setrvačných sil rotujících a I. řádu posuvných částí, přičemž ve vysokých otáčkách může toto zatížení zcela převládnout nad účinky od tlaku plynů. Teoretický rozbor a parametrická studie provedená na MBS modelech obou klikových mechanismů ukazují poměrně významný vliv velikosti vývažků klikového hřídele na zatížení ložiska v příčném směru, viz *obr. 10*, potažmo zatížení kritického místa bloku motoru.

Touto analýzou je potvrzena nezbytnost použití dutých plechových ramen *tříložiskového* klikového hřídele u předmětného motoru, ovšem také možnost snížit zatížení u *tříložiskového* provedení až pod úroveň sériové varianty pouze pomocí větších vývažků. Ze studie vychází nová konstrukční varianta klikového hřídele se zvětšenými protizávažkami na *obr. 9*. Zkoumány jsou také možnosti zvětšení poloměru vývažků. To by sice mohlo přinést další významné snížení hmotnosti klikového hřídele, avšak za cenu výraznější rekonstrukce klikové skříně, tudíž poloměr vývažků zůstává zachován.



Obr. 10 Vliv velikosti poměrného deviačního momentu „dvouválce“ na rozkmit boční síly v prostředním hlavním ložisku při otáčkách motoru 6200 min⁻¹

Tlumič torsního kmitání je pro navržený klikový mechanismus se třemi hlavními ložisky klíčovou součástí. Teoretický rozbor se věnuje vlivu parametrů jednoduchého modelu tlumiče na torsní kmitání náhradní torsní soustavy, např. dle [34], a stanovení torsní tuhosti netypických plechových ramen, pro něž v literatuře neexistují analytické vztahy. Sériový tlumič s nalisovaným pryžovým prstencem je v MBS simulaci zastoupen reologickým modelem s Maxwellovými členy a paralelní pružinou aproximujícím hystereseční tlumení v časové doméně, viz obr. 11.



Obr. 11 Reologický model aproximující hystereseční tlumení pro simulace v časové doméně

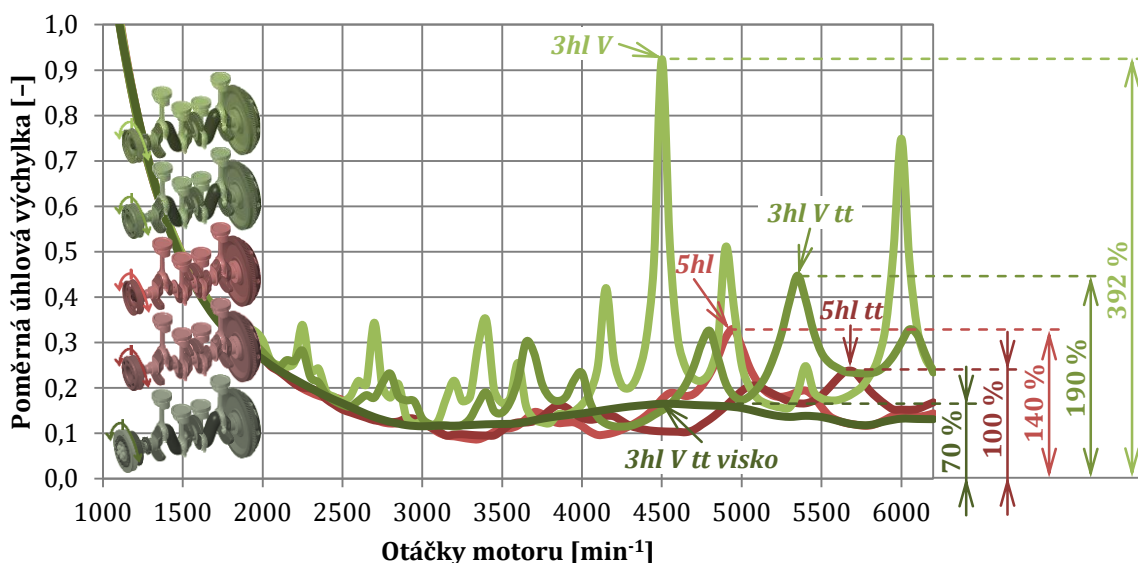
Komplexní torsní tuhost tohoto modelu je také nově korigována, tak aby její hodnota nebyla ztrátovým součinitelem ovlivněna zejména v okolí vlastní frekvence tlumiče. Což lze vyjádřit vztahem:

$$\bar{c}_k = c_0 - \sum_{i=1}^n \frac{\omega_k^2 b_i^2 c_i}{c_i^2 + \omega_k^2 b_i^2} + \sum_{i=1}^n \frac{\omega^2 b_i^2 c_i}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2} + j \sum_{i=1}^n \frac{\omega b_i c_i^2}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2}, \quad (2)$$

v němž ω_k je v tomto případě vlastní úhlová frekvence torsního kmitání tlumiče, symbol n označuje počet Maxwellových členů reologického modelu, j je imaginární jednotka a význam ostatních symbolů je zřejmý z *obr. 11*. Nadto je v simulaci zahrnut i vliv teploty na reálnou část torsní tuhost tlumiče a výsledky simulace sériového klikového mechanismu jsou ověřeny experimentem.

Nedostatečný pokles torsního kmitání *tříložiskového* klikového mechanismu se sériovým torsním tlumičem, tepelné přetížení tohoto tlumiče a nedostatečná kvalita svarů prvních vzorků klikového hřídele jsou důvody, proč se další pozornost věnuje experimentálnímu tlumiči viskosnímu. Ten pochází ze zcela jiného motoru, a proto musela být konstrukčně vyřešena jeho montáž na přední konec motoru EA211, viz *obr. 9*. Parametry reologického modelu tohoto tlumiče jsou stanoveny optimalizační úlohou na základě dat reálné a imaginární části komplexní tuhosti od výrobce.

Shrnutí vlivu tlumiče na torsní kmitání klikového mechanismu varianty s pěti hlavními ložisky (*5hl*) a třemi hlavními ložisky se zvětšenými vývažky (*3hl V*) zachycuje *obr. 12*. Sériový pryžový tlumič je označen jako *tt*, experimentální viskosní jako *tt visko*. Použití viskosního tlumiče u klikového mechanismu se třemi hlavními ložisky může snížit největší torsní kmitání řemenice, resp. torsní namáhání klikového hřídele, o 30 % v porovnání se sériovým klikovým mechanismem a sériovým pryžovým tlumičem. Vliv na rovnoměrnost chodu v nízkých otáčkách při plném zatížení je minimální.



Obr. 12 Polovina rozmitu úhlové výchylky řemenice motoru 1,6 MPI s pěti hlavními ložisky (červená) a třemi hlavními ložisky (zelená) s tlumičem a bez

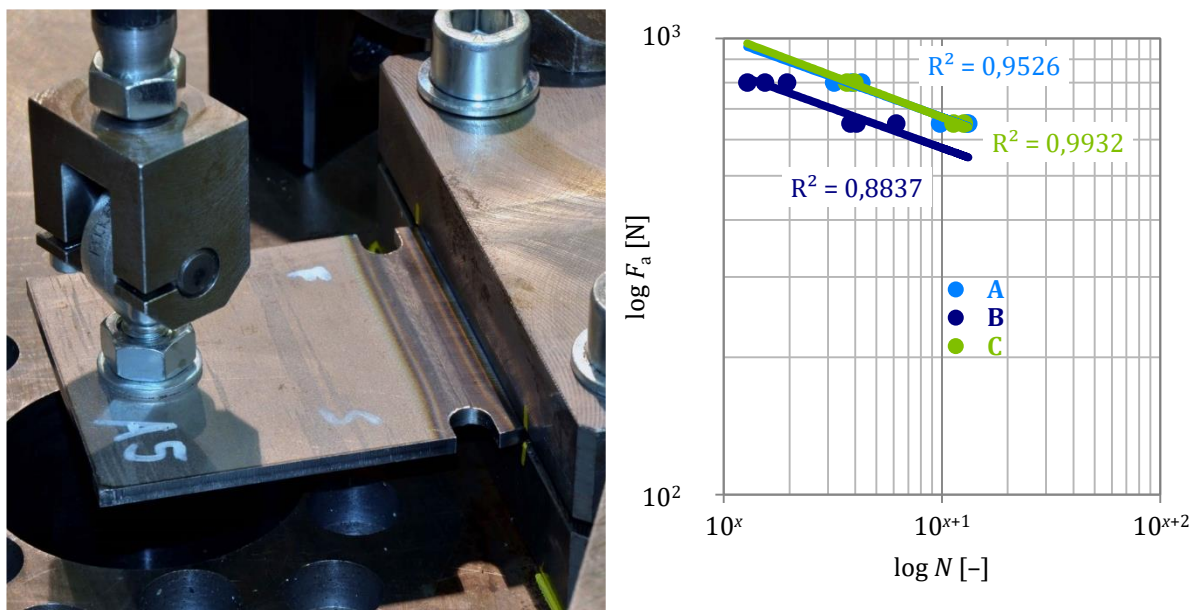
3 EXPERIMENTÁLNÍ VÝZKUM

Experimentální výzkum především svarových spojů, avšak i dynamického chování celého motoru probíhal paralelně s konstrukčními pracemi a popisovanými simulacemi.

3.1 ZKOUŠKY SVAROVÝCH SPOJŮ

Tahové zkoušky svařených plechů prokázaly velmi dobrou pevnost svarového spoje při quasistatickém zatěžování, neboť lom nastal vždy mimo svarový spoj i tepelně ovlivněnou oblast.

Zkoušky únavové životnosti jednoduchých vzorků rovněž ukázaly, že s vhodným nastavení svařovacího laseru (zejména průměru paprsku a rychlosti svařování) lze dosáhnout velmi dobrých výsledků, viz *obr. 14*. Únavové křivky svařovaných vzorků téměř odpovídaly vzorkům z jednolitého materiálu (označeno C), pouze hodnoty počtu cyklů do lomu vykazovaly větší rozptýl hodnot (svařovaný vzorek A).



Obr. 13 Zkušební vzorek při zkoušce únavové životnosti svarového spoje [ŠKODA AUTO] a únavové křivky (vpravo)

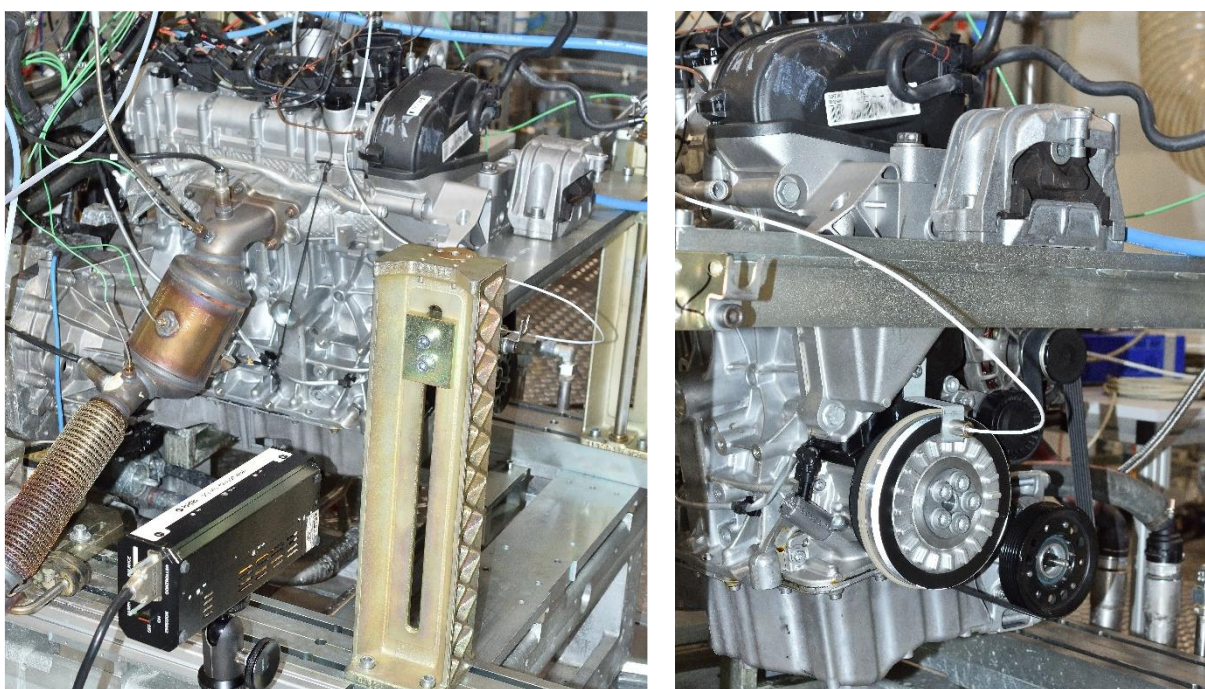
Zkoušky svařených částí klikového hřídele od původního dodavatele už tak přesvědčivé výsledky nedávaly. Namáhány byly ohybem (resp. nesouosým tahem), krutem a počet cyklů do lomu byl porovnávám s částmi sériového klikového hřídele při stejném způsobu zatěžování.

Provedené metalografické výbrusy poškozených vzorků na makroúrovni odhalily nedostatky v provedení laserových spojů, spočívající v nedostatečném výkonu svařovacího laseru a příliš poddajném svařovacím přípravku. Dodavateli se totiž nepodařilo provařit plech v celé jeho tloušťce k přírubě na ojnicím čepu.

3.2 ÚPLNÝ KLIKOVÝ HŘÍDEL

Funkční zkoušky motoru s kompletním svařovaným klikovým hřídelem však navzdory výše uvedenému proběhly, neboť cílem bylo experimentální ověření přínosu celé koncepce a rovněž ověření výpočtového modelu viskosního torsního tlumiče. Tyto zkoušky zachycuje *obr. 14*, na němž je vlevo vidět motor na dynamometru ze strany výfukového potrubí s dobře patrným rotačním laserovým vibrometrem. Vpravo je pak pohled na přední konec klikového hřídele s viskosním tlumičem a snímačem teploty. Tato teplota se v celém průběhu zkoušky pohybovala hluboko pod limitem přípustným pro daný torsní tlumič.

Při opakovaném měření motoru za plného zatížení však nastal očekávaný únavový lom, projeviv se náhlou ztrátou parametrů motoru.



Obr. 14 Funkční zkoušky motoru 1,6 MPI se třemi hlavními ložisky a viskosním torsním tlumičem [ŠKODA AUTO]

V současné době (9/2021) je navázána spolupráce s novým externím dodavatelem svařovacích prací, jenž používá pokročilejší technologii a s laserovým svařováním má více zkušeností. Pomocí optimalisace rychlosti svařování, průměru laserového paprsku a předehřevu svařovaných dílů se podařilo o jednu třetinu snížit hodnotu největší mikrotvrdosti v oblasti svarů. Nové provedení svarů na segmentech klikového hřídele bude možné porovnat s únavovými křivkami segmentů klikového hřídele sériového provedení, jež jsou již nyní k dispozici.

Posouzení shody simulace modelu dynamiky klikového mechanismu s experimentem by bylo vhodné provést rovněž pomocí poměrné deformace klikového hřídele a bloku motoru na vytipovaných místech za provozu, kdy se využívají tzv. virtuální, resp. skutečné, tensometry. Obdobný postup totiž byl úspěšně vyzkoušen již při vývoji předchozí řady motorů EA111.

4 DALŠÍ MOŽNÝ POSTUP

Další vývoj představeného klikového mechanismu čtyřválcového motoru se třemi hlavními ložisky a odlehčeným klikovým hřídelem by měl směřovat především ke zlepšení kvality svarových spojů, ovšem možné jsou i další úpravy v uložení klikového hřídele v bloku motoru.

4.1 ZMĚNA TVARU PLECHOVÝCH RAMEN

V samotných počátcích projektu byla zvažována i varianta plechových ramen s válcovou přírubou, jelikož toto konstrukční řešení usnadňuje laserové svařování a snižuje namáhání v oblasti svaru. Od tohoto řešení se však záhy upustilo vinou problematického tváření s dvojitým ohybem.

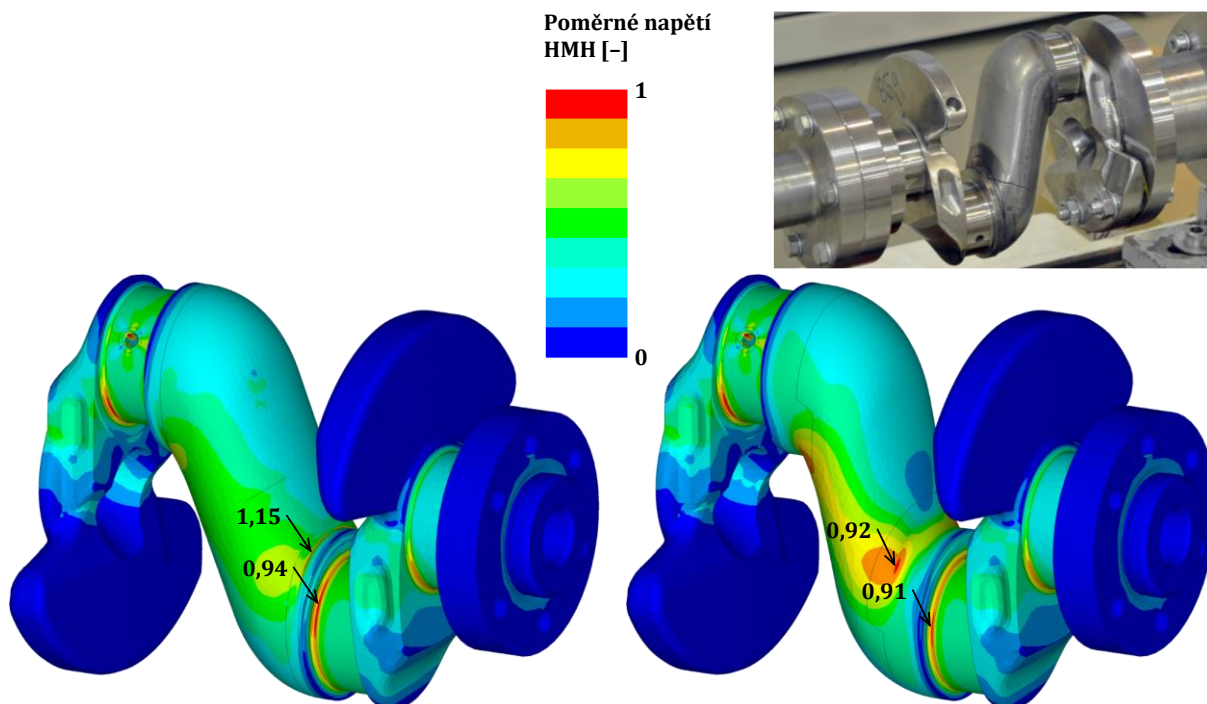
Podle novějších výsledků technologických simulací tváření, provedených ve společnosti ŠKODA AUTO, však pokrok v této oblasti nyní takovou konstrukci umožňuje. Proto je nově navržen klikový hřídel s tímto tvarem plechových ramen. Konstrukce do značné míry vychází z *tříložiskového* provedení se zvětšenými protizávažími. Obě varianty jsou diskretisovány s důrazem na kvalitu sítě v kritických místech, kde se vyhodnocuje napjatost.

Jelikož zatím není dokončen výzkum laserových svarů, nejsou známy detailnější změny vlastnosti materiálu svaru a jeho okolí ani zbytková napětí po svařování a tváření. Proto je pro předběžné porovnání zvolen homogenní isotropní materiál v celém objemu obou variant klikového hřídele. Okrajové podmínky srovnávacího pevnostního výpočtu odpovídají zkouškám únavové životnosti a velikost zatížení zase amplitudě zátěžného cyklu.

Na *obr. 15* jsou uvedeny výsledky namáhání krutem v podobě rozložení redukovaného napětí H_{MH} , odhalujícího oblasti možného výskytu plastických deformací, jejichž kumulace při cyklickém zatěžování může vést ke vzniku trhlin. Výsledky napjatosti původní varianty (vlevo) v okolí svaru je třeba brát s rezervou, poněvadž na jeho hodnotu bude mít nezanedbatelný vliv také makroskopická geometrie skutečného svaru, jež byla v tomto případě zanedbána. Přesto je však zřejmé, že válcová příruba dokáže přesunout koncentraci napjatosti mimo oblast svaru, a vlivem celkově nižší tuhosti dokonce mírně sníží i namáhání přechodového poloměru ojnicního čepu do jeho příruby. Poloha nebezpečného místa odpovídá rovněž zkušenostem z únavových zkoušek.

Analogicky je simulováno i namáhání při ohybu a v obou případech vyhodnocováno i první hlavní napětí obecné trojosé napjatosti, jež je nebezpečné svým vlivem na růst a následné šíření případných trhlin.

Vliv nové konstrukce ramen na napjatost klikového hřídele především ve svarech a jejich okolí je pozitivní. Změna tvaru ramen spojená s lokálním snížením tuhosti má však vliv i na celkovou tuhost klikového hřídele, tudíž ohybová tuhost v rovině zalomení u nové varianty poklesla o 15 % a tuhost v krutu o 8 %. Tyto změny a jejich vliv na zatížení ložisek i ohybové a torsní kmitání by bylo vhodné dále posoudit pomocí simulace dynamiky klikového mechanismu.



Obr. 15 Redukované napětí HMH při krutu (vpravo nová varianta)

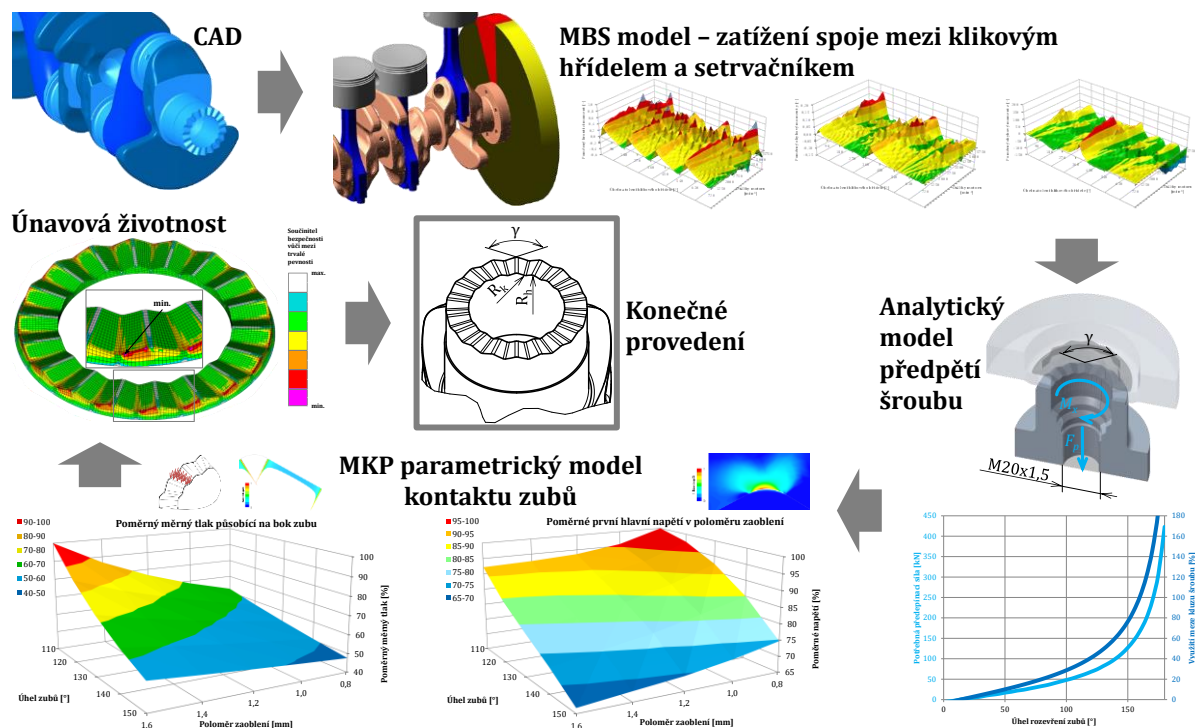
4.2 HYBRIDNÍ ULOŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Hybridním uložením klikového hřídele je v tomto případě míněno použití valivých krajních hlavních ložisek klikového mechanismu pro další snížení třecích ztrát, ovšem při zachování prostředního radiálně axiálního ložiska využitého k přívodu tlakového oleje prostřednictvím klikového hřídele k ojnicím čepům. Další výhodou tohoto řešení u zkoumaného klikového mechanismu je možnost použít levnější valivá ložiska s nedělenou klecí i neděleným vnějším kroužkem, což by také výrazně usnadnilo montáž.

To je však podmíněno změnou ve způsobu montáže setrvačníku ke klikovému hřídeli. Z tohoto důvodu je provedena studie Hirthova ozubení s centrálním šroubem, viz *obr. 16*.

Pro tyto účely je vytvořen parametrický konstrukční model Hirthova ozubení, u nějž lze snadno měnit sklon zubové mezery a velikost poloměru zaoblení v kořeni zubu. Zátěžné účinky v podobě tří sil a tří momentů ve spoji mezi klikovým hřídelem a setrvačníkem pocházejí z MBS simulací dynamiky sériového klikového mechanismu bez torsního tlumiče a odpovídají otáčkám s největším rozkmitem krouticího a ohybového momentu.

Pomocí analytického modelu předepjatého šroubového spoje je stanoveno potřebné předpětí šroubu v závislosti na úhlu rozevření zubů Hirthova ozubení při zatížení určeným krouticím momentem. V dalším kroku je na základě parametrického konečněprvkového modelu kontaktu zubů vyhodnoceno první hlavní napětí v kořeni zubu a analyticky měrný tlak na boku zubu. Z těchto výsledků je vytipována pro daný účel vhodná geometrie zubu Hirthova ozubení, jež je v podobě konečněprvkového modelu podrobena výpočtu únavové životnosti metodou kritické roviny řezu.



Obr. 16 Studie Hirthova ozubení mezi klikovým hřídelem a setrvačníkem

Z dosažených výsledků vyplývá, že vytipovaná geometrie Hirthova ozubení splňuje nároky na únavovou životnost spoje mezi klikovým hřídelem a setrvačníkem, a to dokonce i v nejhorším možném případě bez tlumiče torsních kmitů, ovšem nelze použít sériový litinový setrvačník, neboť příruba setrvačníku musí být ocelová. Toho by bylo možné využít pro konstrukční návrh setrvačníku s litinovým vnějším prstencem spojeným s ocelovým plechem, v němž by bylo přímo integrováno Hirthovo ozubení. Takový setrvačník by byl rovněž ohybově poddajný, což je v praxi občas používané řešení zlepšující akustiku pohonné jednotky.

Hybridní uložení klikového hřídele s krajními valivými ložisky s nedělenou klecí a vnějším kroužkem tudíž z hlediska montáže možné je.

ZÁVĚR

Spalovací motor, coby samostatná pohonná jednotka osobních automobilů nebo její součást, bude ve střednědobém horizontu stále nenahraditelný. Proto je třeba věnovat jeho dalšímu zdokonalování patřičnou pozornost. Jedním ze způsobů, jak dosáhnout vyšší celkové účinnosti spalovacího motoru, je snížit jeho mechanické ztráty, což se příznivě projeví ve všech režimech zatížení a otáček.

Navržený klikový hřídel umožňuje další snížení třecích ztrát, a to zhruba o jednu třetinu na hlavních ložiscích, což představuje přibližně 4% pokles středního ztrátového tlaku celého motoru při plném zatížení. Úspora hmotnosti klikového hřídele vůči sériovému provedení s obdobným tvarem vývažků činí zhruba 1,5 kg, snížení hmotnosti bloku motoru je dokonce ještě výraznější. Inovativnost celé koncepce dokládají i dva patenty udělené Úřadem průmyslového vlastnictví.

Vyčíslení celkových technologických nákladů nebylo doposud provedeno z důvodu stále probíhajícího výzkumu svařování, ovšem prozatím celá koncepce vykazuje příznivé ekonomické zhodnocení vlivem zjednodušení konstrukce bloku motoru, úspory materiálu a nižších nákladů na opracování a tepelné zpracování hlavních čepů.

Snížení počtu hlavních ložisek s sebou však přináší zvýšení vibrací motoru. Nejnebezpečnější vibrace, tedy torsní, lze velmi účinně potlačit tlumičem torsního kmitání. K tomu lze využít nejen rozměrnější a dražší viskosní tlumič, nýbrž i vhodně navržený tlumič pryžový.

Z hlediska únavové životnosti vyžadují největší pozornost svarové spoje. Od slibných výsledků na jednoduchých vzorcích, přes nedostatečnou kvalitu částí a celku klikového hřídele se nynější výzkum s novým dodavatelem opět jeví jako nadějný. Zásluhou pokroku v technologii tváření by nyní bylo možné vyrobit i ramena s válcovou přírubou pro další usnadnění procesu laserového svařování klikového hřídele.

Kromě svarů by další výzkum mohl být zaměřen i na možnost hybridního uložení klikového hřídele v bloku pomocí dvou krajních nedělených válečkových ložisek a prostředního ložiska kluzného. To by mohlo přinést další snížení třecích ztrát při snadném zachycení axiálních sil a spolehlivém rozvodu oleje k ojnicím ložiskům. Otázkou jsou celkové náklady a akustický projev takového motoru.

Poznatky doposud získané v rámci tohoto projektu z oblasti konstrukce a dynamiky klikového mechanismu i laserového svařování jsou využitelné také při vývoji sériových pohonných jednotek. To platí také pro navrženou metodiku hodnocení vlivu vnitřních momentů klikového mechanismu, výpočtového modelování pryžového torsního tlumiče nebo metodiku návrhu Hirthova ozubení.

Představený klikový hřídel nové koncepce je souhrnem svých vlastností vhodný také pro spalovací motory s nižšími měrnými výkonovými parametry a vyšším podílem mechanických ztrát, tzn. hybridní pohonné jednotky a prodlužovače dojezdu elektromobilů. V případě odvozené dvouválcové varianty je možné jeho uplatnění rovněž v konstrukci kompresorů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] EVROPSKÁ UNIE. Nařízení Evropského parlamentu a Rady (ES) č. 443/2009, ze dne 23. dubna 2009, kterým se stanoví výkonnostní emisní normy pro nové osobní automobily v rámci integrovaného přístupu Společenství ke snižování emisí CO₂ z lehkých užitkových vozidel. In: *Úřední věstník Evropské unie L 140*. 2009, svazek 52, s. 1–15. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=OJ:L:2009:140:FULL&from=ES>. ISSN 1725-5074.
- [2] EVROPSKÁ UNIE. Prováděcí nařízení Komise (EU) 2017/1152 ze dne 2. června 2017, kterým se stanoví metodika pro stanovení korelačních parametrů nezbytných pro zohlednění změny v regulačním zkušebním postupu, pokud jde o lehká užitková vozidla, a kterým se mění nařízení (EU) č. 293/2012. In: *Úřední věstník Evropské unie L 175*. 2017, ročník 60, s. 644–678. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=OJ:L:2017:175:TOC>. ISSN 1977-0626.
- [3] EVROPSKÁ UNIE. Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 2019/631 ze dne 17. dubna 2019, kterým se stanoví výkonnostní normy pro emise CO₂ pro nové osobní automobily a pro nová lehká užitková vozidla a kterým se zrušují nařízení (ES) č. 443/2009 a (EU) č. 510/2011. In: *Úřední věstník Evropské unie L 111*. 2019, ročník 62, s. 13–53. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=OJ:L:2019:111:TOC>. ISSN 1725-0626.
- [4] MORKUS, J., MACEK, J. Kam kráčíš, elektromobilito? In: *Centrum vozidel udržitelné mobility Fakulty strojní ČVUT v Praze* [online]. 09. 02. 2021 [cit. 2021-05-14]. Dostupné z: <https://www.fs.cvut.cz/verejnost/pr-media/pribehy-z-ustavu/kam-kracis-elektromobilito/>
- [5] SCHWADERLAPP, M., DOHMEN, J., HAUBNER, F., BARTHEL, R., BIWER, CH. Reducing Friction as a Means of Reducing Consumption. *MTZ worldwide* [online]. 2003, vol. 64, iss. 3 [cit. 2016-10-10], s. 24–27. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/reducing-friction-as-a-means-of-reducing-consumption/4997704?fulltextView=true>
- [6] PISCHINGER, S., KOCHANOWSKI, H. A., STEFFENS, CH., SONNEN, S., ATZLER, M. Acoustic Design of Rolling Bearings in Cranktrains. *MTZ worldwide* [online]. 2009, vol. 70, iss. 3 [cit. 2016-10-10], s. 42–48. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/acoustic-design-of-rolling-bearings-in-cranktrains/4997252?fulltextView=true>
- [7] MAHLE, ed. *Pistons and engine testing*. 1st edition. Wiesbaden: Springer, 2012. ISBN 978-3-8348-1590-3.
- [8] MIAN, A. O., PARKER, D. D., WILLIAMS, B. Measured Crankshaft Bearing Oil Flow and Temperatures with a Full and Partial Groove Main Bearing. *SAE Technical Paper*. Warrendale (PA): SAE, 2000. DOI: 10.4271/2000-01-1341. ISSN 0148-7191.

- [9] BOCK, E., FRENZEL, U. K., GRAMLICH, M., HEINEMANN, J., JÄCK, T. Throttle seals for crankshaft bearings. *MTZ worldwide* [online]. 2007, vol. 68, iss. 12 [cit. 2016-10-11], s. 10–12. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/drosseldichtungen-fuer-kurbelwellenlager/4991444?fulltextView=true>
- [10] FEDERAL MOGUL. *Glyco Engine Bearings 2017–2019* [online]. Federal-Mogul Corporation, © 2017 [cit. 2017-06-12], 1454 s. Dostupné z: https://www.drivparts.com/content/dam/marketing/emea/fmmp/ecat/EMEA_CAT_GY_BEARINGS_CATGY1601_2017-2019_EN_LQ.pdf.
- [11] SZENGEL, R., MIDDENDORF, H., MÖLLER, N., BENNECKE, H. The New Modular Gasoline Engine Platform From Volkswagen. *MTZ worldwide* [online]. 2012, vol. 73, iss. 6 [cit. 2016-10-12], s. 26–32. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-modular-gasoline-engine-platform-from-volkswagen/6116296?fulltextView=true>
- [12] BUDACK, R., WURMS, R., MENDEL, G., HEIDUK, T. The New Audi 2.0-l I4 TFSI Engine. *MTZ worldwide* [online]. 2016, vol. 77, iss. 5 [cit. 2016-10-12], s. 16–23. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-audi-2-0-l-i4-tfsi-engine/10037202?fulltextView=true>
- [13] KLÜTING, M., LANDERL, C. The new BMW inline six-cylinder spark-ignition engine, Part I: Concept and construction. *MTZ worldwide* [online]. 2004, vol. 65, iss. 11 [cit. 2016-10-12], s. 2–5. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-bmw-inline-six-cylinder-spark-ignition-engine/4996074?fulltextView=true>
- [14] GUSH, B., FLEISS, M., BARON-OXBERRY, S., HUMPRIES, J., SEIPEL, T. Heritage, technology, torque: The all-new 6 ¾ l-V8 turbo engine for the Bentley Mulsanne. *MTZ worldwide* [online]. 2009, vol. 70, iss. 11 [cit. 2016-10-13], s. 4–13. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/heritage-technology-torque-the-all-new-6-l-v8-turbo-engine-for-t/4992012?fulltextView=true>
- [15] TIEMANN, C., ORLOWSKY, K., STEFFENS, C., BICK, W. Wälzlagerung im Verbrennungsmotor, ein effektiver Weg zur Verbrauchsreduktion. In: PISCHINGER, S., WALLENTOWITZ, H., eds. *14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2005*. Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Kraftfahrzeugwesen, 2005, s. 1–14.
- [16] WAGNER, M., BARRABAS, S. DLC-Besichtung von Motorkomponenten. *ATZ extra* [online]. 2009, vol. 14, iss. 9 [cit. 2016-10-14], s. 54–61. ISSN 2195-1489. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1365/s35778-009-0322-3>
- [17] MS MOTORSERVICE INTERNATIONAL. *Product information: Engine bearings with polymer coating*. Neuenstadt: Rheinmetal Automotive AG, ©2015 [cit. 2016-10-15]. Dostupné z: <https://www.ms->

motorservice.com/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/Engine-bearings-with-polymer-coating_475912.pdf

- [18] MAHLE. *Coated engine bearings for boundary lubrication conditions*. Stuttgart: MAHLE GmbH, ©2011.
- [19] KALOGIANNIS, K., DESAI, P., MIAN, O., MAINWARING, R. Simulated Bearing Durability and Friction Reduction with Ultra-Low Viscosity Oils. *SAE Technical Paper*. Warrendale (PA): SAE, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-1802. ISSN 0148-7191.
- [20] STEINPARZER, F., BRÜNER, T., SCHWARZ, CH., RÜLICHE, M. The New BMW Three- and Four-cylinder Gasoline Engines. *MTZ worldwide* [online]. 2014, vol. 75, iss. 6 [cit. 2018-10-16], s. 14–21. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-bmw-three-and-four-cylinder-gasoline-engines/6116966?fulltextView=true>
- [21] SHABANA, A. A. *Dynamics of Multibody Systems*. 3rd edition. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. ISBN 978-0-521-85011-7.
- [22] MOURELATOS, Z. P. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines. *Computers and Structures*. 2001, vol. 79, iss. 20–21, s. 2009–2027. DOI: 10.1016/S0045-7949(01)00119-5. ISSN 0045-7949.
- [23] CONTECS. *SIMDRIVE 3D Help System*. Berlin: CONTECS Engineering Services, ©2017. Verze 8.17.7.1.
- [24] MSC.SOFTWARE. *ADAMS Help*. Newport Beach (CA): MSC Software Corporation, ©2019. Verze Adams 2019.2.
- [25] NOVOTNÝ, P. *Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development*. Habilitační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008.
- [26] FEV. *Virtual Dynamics Help*. Aachen: FEV Software and Testing Solutions GmbH, ©2019. Verze Virtual Dynamics 2019.2.
- [27] AVL. *AVL Excite Power Unit Version 2010 Users Guide*. Graz: AVL List GmbH, ©2011.
- [28] NOVOTNÝ P., PÍŠTĚK V. New Efficient Methods for Powertrain Vibration Analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering*. London: SAGE Publications, 2010, vol. 224, no. 5, s. 611–629. DOI: 10.1243/09544070JAUTO1277. ISSN 0954-4070.
- [29] VENNER, C. H., LUBRECHT, A. A. *Multilevel Methods in Lubrication*. 1st edition. Amsterdam: Elsevier, 2000. ISBN 978-0-7506-7836-4.
- [30] STACHOWIAK, G. W., BATCHELOR, A. W. *Engineering Tribology*. 3rd edition. Burlington (Massachusetts): Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 978-0-7506-7836-4.

- [31] MAGNA. *FEMFAT User manual*. Steyr: Engineering Center Steyr GmbH & Co KG, ©2012. Verze FEMFAT 5.0 MAX.
- [32] KUCHAR, P. *Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů*. Praha, 2007. Disertační práce. Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, Katedra vozidel a pozemní dopravy. Vedoucí práce Jaroslav Matějka.
- [33] EN 10267. *Ferritic-pearlitic steels for precipitation hardening from hot-working temperatures*. Brusel: Comité Européen de Normalisation, 1998. 18 s.
- [34] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Pevnost a životnost*. 1. vydání. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1993. ISBN 80-214-0474-4.

LUBOMÍR DRÁPAL

drapal@fme.vutbr.cz
+420 541 142 264

VZDĚLÁNÍ

2008–dosud Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Doktorský studijní program (změna tématu disertační práce)

2003–2008 Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Magisterský studijní program

PRACOVNÍ ZKUŠENOSTI

2011–dosud Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství – Brno
Výzkumný pracovník

2009–2020 ŠKODA AUTO – Mladá Boleslav
Praktikant, doktorand

2009 AK Technology AG – Boppelsen CH (Brno)
Konstruktér

2007–2008 Ricardo Prague s.r.o. – Praha
Konstruktér

OSTATNÍ DOVEDNOSTI

Software ANSA, ANSYS, ADAMS, FEMFAT, Creo, Matlab, Mathcad, MS Office, Adobe Photoshop

Jazyky anglický jazyk – aktivní znalost

V Brně dne 30. 9. 2021

ABSTRAKT

Dokument popisuje možnosti zvyšování mechanické účinnosti klikového mechanismu spalovacího motoru. Pro tento účel je zvolena koncepce se sníženým počtem hlavních ložisek a její přínos je ověřen experimentálně. Vlastní návrh spočívá v inovativní konstrukci klikového hřídele zážehového řadového čtyřválcového motoru s pouze třemi hlavními kluznými ložisky a laserem svařovanými plechovými rameny. Nová konstrukce je se sériovým provedením srovnávána z hlediska třecích ztrát, vibrací a namáhání částí motoru prostřednictvím simulací dynamiky klikového mechanismu v prostředí Multi-Body System. Zvýšení vibrací, doprovázející snížení třecích ztrát, je kompensováno tlumičem torsního kmitání a jeho vliv je experimentálně ověřen. Popsán je rovněž experimentální výzkum laserových svarů na klikovém hřídeli z hlediska únavové životnosti. V závěru je shrnut celkový potenciál a nastíněn další možný vývoj této inovativní patentované konstrukce.

ABSTRACT

This document describes the possibilities of increasing the mechanical efficiency of the crank train of an internal-combustion engine. For this purpose, a concept with a reduced number of main bearings is chosen and its contribution is verified experimentally. The proposed solution consists of an innovative crankshaft design of a four-cylinder spark-ignition engine with only three main journal bearings and laser-welded sheet metal crank webs. The new design is compared to the mass-produced one in terms of friction losses, vibrations and loading of engine parts by means of simulations of crank train dynamics using the Multi-Body System. The increase in vibration, accompanied by a reduction in friction losses, is compensated by a torsional vibration damper and its effect is experimentally verified. Experimental research of laser welds on the crankshaft in terms of fatigue life is also described. The overall potential is also summarised and further possible development of this innovative and patented design is outlined.