



INFLUENCE OF DEFORMATION UPON FUNCTION OF VALVE-GUIDE-SEAT ASSEMBLAGE

M. Nesládek, M. Španiel ¹

Summary: *This article describes methods and results obtained from the analysis of deformation influence of a car combustion engine upon function of the valve-guide-seat assemblage situated in the piston head at the beginning of the exhaust duct. A main tool used for this purpose was a mathematical instrument of the finite element method and algorithms implemented in the software package Abaqus/CAE 6.8-2. The analysis includes the deformation influence of assembling the parts together with the impact of service loads. Contact clearances between valve - guide and valve - seat contact pairs were considered as proper function criteria.*

1. Úvod

Cílem tohoto projektu, který byl zpracován jako diplomová práce autora (Nesládek, 2009) na Fakultě strojní ČVUT v Praze, bylo stanovit vliv deformací vyvolaných montážními a provozními zatíženími na funkci soustavy ventil-vodítko-sedlo výfukového obvodu spalovacího motoru automobilu. Hlavním hodnotícím kritériem byla vůle mezi dříkem ventilu a jeho vodítkem a vůle mezi talířem ventilu a příslušným sedlem.

Ačkoliv daná soustava zaujímá relativně malou část z objemu spalovacího motoru, jde o součásti značně problematické z hlediska jejich funkce při daném zatížení. Výfukové ventily jsou tepelně nejvíce zatíženými součástmi motoru, neboť jsou v přímém kontaktu s horkými spaliny. Významný odvod tepla z jejich objemu je zajištěn pouze na zlomku povrchu, a to především na stykové ploše dříku ventilu a jeho vodítka.

Dalším vnějším účinkem, který výrazně ovlivňuje napjatost ventilů, je spalovací tlak a rovněž nelze zanedbat vliv přítláčných sil pružin vačkového mechanismu.

Teplotní roztažnost materiálů hraje v tomto případě zásadní roli. Součásti motorů jsou z pevnostních, technologických a jiných důvodů vyráběny z rozdílných materiálů, u nichž nelze zaručit stejnou teplotní roztažnost a pevnostní vlastnosti. To samé lze vyslovit i pro sledovanou soustavu. Z důvodu nerovnoměrných deformací vlivem ohřátí a mechanických zatížení není možné zachovat stejné hodnoty uložení, které jsou dány montáží, i za provozu. Tento fakt je nutné zohlednit při konstrukčních návrzích motorů a jiných teplotně a mechanicky zatížených zařízení.

Složité geometrie spalovacího motoru neumožňuje aplikaci analytických vztahů na řešení napjatosti a deformací. Jako účinný nástroj se pro tento případ jeví numerický aparát metody

¹ Ing. Martin Nesládek, Doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc., Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky - odbor pružnosti a pevnosti Fakulty strojní ČVUT v Praze, Technická 4, 166 07 Praha 6, e-mail: martin.nesladek@fs.cvut.cz

konečných prvků (MKP). Konkrétně zde byl pro analýzu použit softwarový balík Abaqus/CAE 6.8-2.

Samotná analýza byla koncipována jako nsvázaná úloha termo-elasticity. Ta vyžaduje vytvoření dvou nezávislých modelů – jeden pro výpočet stacionárního teplotního pole na modelu v nedeformovaném stavu a druhý pro analýzu odezvy motoru na vnější mechanické zatížení, kam je teplotní pole z předcházející analýzy načteno jako okrajová podmínka.

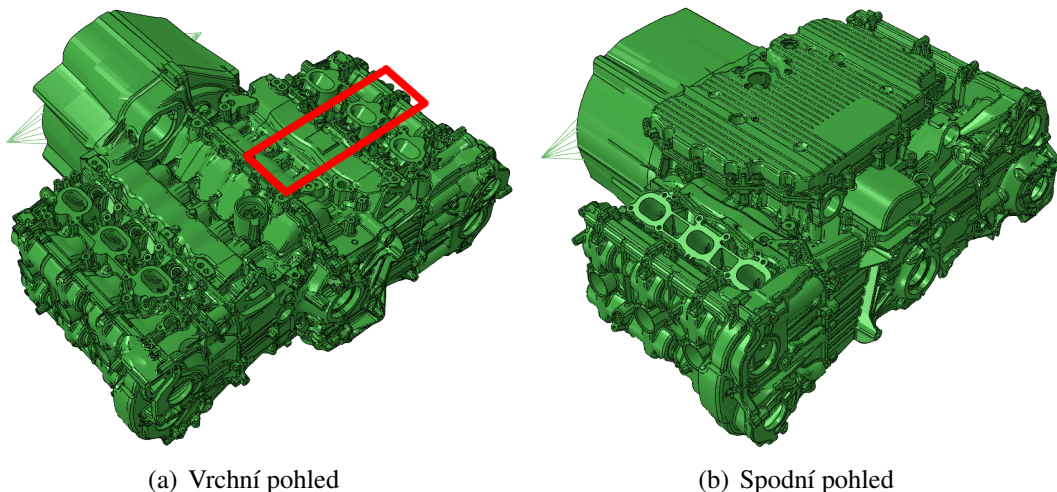
Zpracování a vizualizace výsledků v požadované formě je řešeno především vlastními programovými skripty psanými v jazycích Python a Matlab.

2. Původní model

Model motoru převzatý od výrobce obsahoval MKP síť součástí tvořících hlavní geometrickou okrajovou podmínku, tj. bloky a hlavy motoru, olejovou vanu, víka hlav, těsnění atd. a samozřejmě součásti sledované soustavy. Dále byly zahrnuty některé materiálové modely a vazby mezi součástmi.

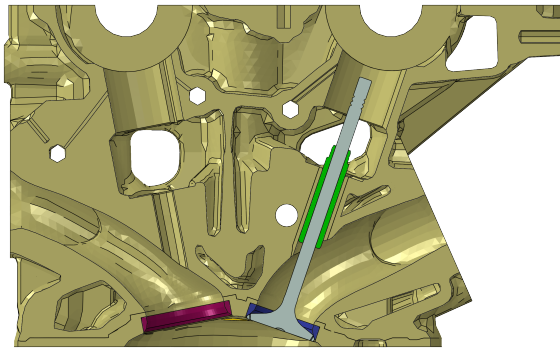
Na obrázku 1 je znázorněn původní model ve dvou pohledech. Červeně je přibližně vyznačena oblast válce č. 5, na kterou bylo nutné model později zredukovat. Důvodem pro takto razantní zásah do geometrie řešené úlohy byl nedostatečný výkon jednak pracovních stanic, na kterých by bylo možné v reálném čase v prostředí Abaqus/CAE provádět úpravy modelu, a jednak také omezený výpočetní výkon serverů pro řešení úlohy.

S takto redukováným modelem bylo nutné přijmout několik zjednodušujících předpokladů a spokojit se s faktem, že některé důležité deformační vlivy nebude možné zahrnout. Diskusi těchto zjednodušení je věnován závěr článku.



Obr. 1: Model motoru ve výchozím stavu (červeně vyznačena oblast válce č. 5, na kterou byl model později zredukován)

MKP síť původního modelu byla převážně tvořena lineárními kontinuálními elementy C3D8, C3D6 a C3D4 (Abaqus Analysis Manual, verze 6.8). Pouze nahrazení šroubových spojů bylo řešeno nosíkovými elementy B31 (model dřívku šroubu) a elementy skořepinovými S3R a S4R (model hlavy šroubu).

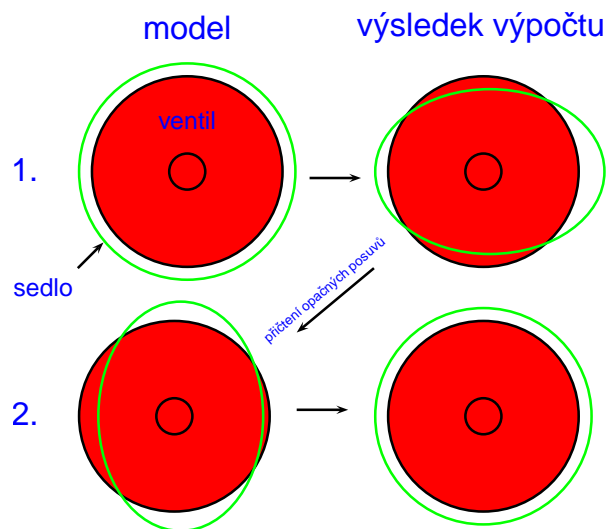


Obr. 2: Sedla, vodítka a ventily v hlavě motoru – řez

3. Výchozí předpoklady pro analýzu

Jak již bylo uvedeno dříve, do výčtu vnějších zatížení aplikovaných na model náleží vliv spalovacího tlaku stanoveného na 11 MPa , dále přítlačná síla 400 N ventilových pružin zjednodušeně aplikovaná na koncích dřívků ventilů a působících v jejich osách. Výčet vnějších provozních zatížení uzavírá teplotní zatížení od spalování.

Již samotná montáž součástí vyvolává v konstrukci napjatost, kterou bylo třeba ve výpočtu zohlednit. Sedla a vodítka ventilů jsou do tělesa hlavy nalisována s přesahem, což má za následek pnutí v jejich bezprostředním okolí v hlavě motoru. Vlivem nalisování dojde rovněž k výrazným radiálním deformacím sedel a vodítek, což se v praxi odstraňuje obráběním funkčních ploch načisto právě až po nalisování.



Obr. 3: Schéma simulace obrábění sedel a vodítek, pohled v ose ventilu – červeně ventil, zeleně sedlo

Tento problém bylo nutné vyřešit pomocí simulace obrobení nalisovaných částí, která je zde popsána. Za předpokladu ideální výchozí geometrické konfigurace sedel a vodítek (tj. tyto součásti jsou prvotně namodelovány tak, že mají tvar, jaký požadujeme i po jejich nalisování) bylo k tomuto problému přistoupeno tak, že v prvním kroku byl proveden předběžný výpočet

simulující montáž. Následně použitím programového skriptu byla výchozí geometrie funkčních ploch modelu upravena o záporně vzaté uzlové posuvy (tzn. od souřadnic vybraných uzlů modelové databáze byly odečteny příslušné posuvy stanovené prvním výpočtem). Po opětovné simulaci montáže se uzly funkčních ploch s upravenými souřadnicemi dostanou téměř do polohy dané původní geometrií s odchylkou maximálně v řádu desetitisícin milimetru v absolutním uzlovém posuvu. Schematicky je postup obrábění naznačen na obrázku 3. Pro doplnění je třeba poznamenat, že pro zdárnost výsledku je třeba zajistit, aby ventily nebyly s lisovanými součástmi v kontaktu během výpočtu.

Dalším významným deformačním faktorem působícím na danou soustavu, jsou předpětí ve šroubech spojujících hlavu s blokem motoru. Ta byla stanovena na 35 kN . V modelu bylo ovšem třeba zadat hodnotu poloviční, neboť jak z konfigurace upraveného modelu vyplývá, roviny symetrie byly proloženy právě podélnými osami šroubů, čili model obsahoval pouze jednu polovinu od každého ze čtyř šroubů.

Teplotní zatížení bylo aplikováno v podobě teplotní okrajové podmínky zavedené na modelu pro mechanickou analýzu. Toto teplotního pole bylo vypočteno na separátním modelu pro teplotní analýzu ze známých okrajových podmínek teploty a součinitele přestupu tepla α . Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce 1.

Přestup tepla mezi jednotlivými součástmi byl řízen hodnotou součinitele přestupu tepla α v závislosti na kontaktní vůli. Hodnoty byly převzaty z obdobné analýzy dříve prováděné na FS ČVUT (Tichánek a kol., 2004) a jsou zde uvedeny v tabulce 2.

V praxi běžně používaný způsob modelování přestupu tepla mezi kontaktními povrchy tak, že se mezi nimi aplikuje vazba slepení, vykazoval v exponovaných místech (tj. na talíři ventilu) teploty řádově až o několik stovek $^{\circ}C$ nižší. Vzhledem k tomu, že kontaktní povrchy vytvářejí z hlediska své drsnosti a povahy provozu (kontakt pohyblivý/nepohyblivý) mezi sebou určitou izolační vrstvu, bylo od této metody ustoupeno a v dalších výpočtech byly uvažovány již jen souč. přestupu tepla v kontaktech.

Tab. 1: Seznam tepelných okrajových podmínek

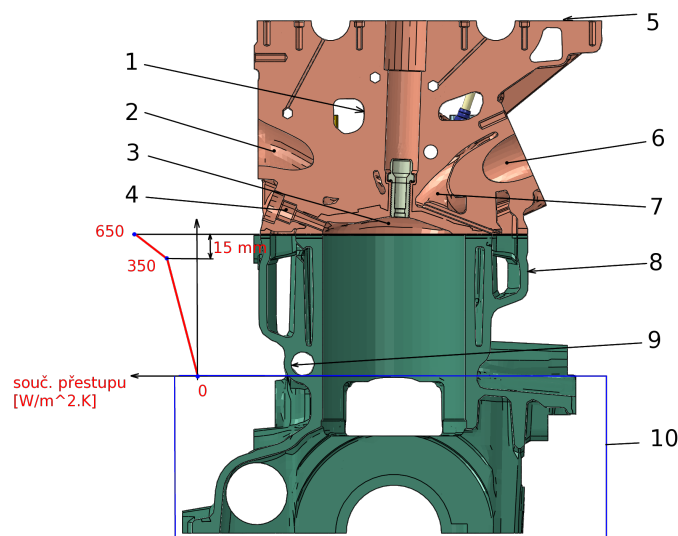
Název	Souč. přestupu tepla α [$kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	Teplota proudu T [K]	Odkaz
plochy tvořící dutinu mezi hlavou a víkem hlavy motoru	0 (adiabatické)	–	1
sací kanál	0,5	333,15	2
spalovací prostor	1	1073,15	3
prostor injektoru	0,1	423,15	4
dosedací plocha hlava – víko hlavy motoru	0 (adiabatické)	–	5
výfukový kanál	1	873,15	6
chladicí prostor	12	393,15	7
vnější plochy	0,01	373,15	8
olejová galerie	2	408,15	9

4. Finální model

Původní model musel být z výše uvedených důvodů v konečné fázi redukován až na oblast jednoho válce. Jednalo se o válec č. 5 situovaný v prostřední části jedné poloviny motoru. Roviny

Tab. 2: Součinitele přestupu tepla α v kontaktních plochách

Kontaktní pár	Souč. přestupu tepla α [$kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
hlava šroubu – hlava motoru	6
těsnění – hlava (blok) motoru	6
těsnění – těsnění	6
sedlo – hlava motoru	6
vodítko ventilu – hlava	6
ventil – sedlo	3,75
ventil – vodítko	0,6



Obr. 4: Okrajové podmínky pro tepelnou analýzu

řezu byly na obou stranách modelu totožné s rovinami, v nichž leží osy šroubů spojujících hlavu s blokem motoru, což je nejvíce patrné z obr. 5(a).

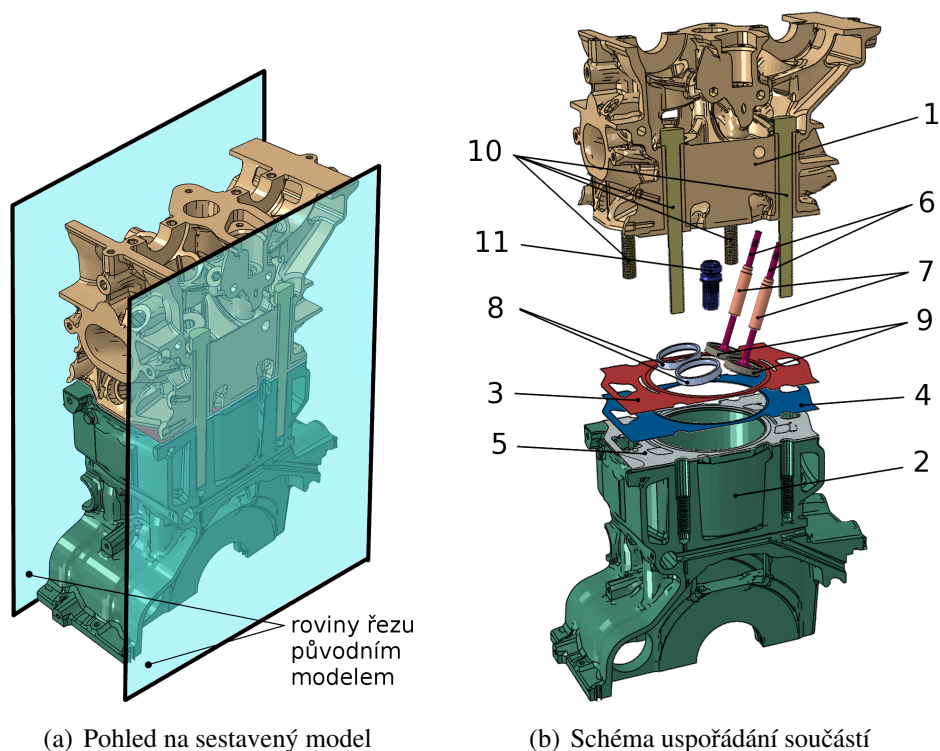
Do finálního modelu byla převzata MKP síť v podstatě v nepozměněné podobě. Pouze původní nahrazení šroubů tvořené nosníkovými a skořepinovými elementy bylo přepracováno na model sestávající pouze z kontinuálních elementů.

K této úpravě bylo přistoupeno především kvůli analýze teplotního pole, kdy nosníkové elementy s ohledem na jejich konfiguraci nenabízejí tepelně vodivou variantu.

Dalším důvodem byl fakt, že skořepinové elementy S3R hlavy šroubu z jejich definice neuvažují změnu vlastní tloušťky. Rovněž vazba slepení (Abaqus Analysis Manual, verze 6.8) nahrazující kontakt hlavy šroubu s hlavou motoru neumožňovala vzájemné posouvání kontaktních ploch, ke kterému (byť v nepatrném měřítku) dochází při simulovaném dotahování šroubu. Naproti tomu šroub z kontinuálních elementů byl se zbytkem sestavy svázán kontakty plocha-plocha jak v hlavě, tak i v závitové části.

Tyto vlivy mohly způsobit dodatečné změny v napjatosti soustavy a nebylo předem možné odhadnout, jak se projeví na uložení sledovaných součástí. Blíže realitě je však z obou modelů ten, který byl modelován kontinuálními elementy, a proto byla nakonec aplikována tato varianta.

S ohledem na nedostatek znalostí o tření mezi jednotlivými součástmi byl v kontaktech definován statický součinitel tření $f = 0,15$. Závislost kontaktního tlaku na vzdálenosti mezi povrchy byla stanovena hodnotami $p = 0$ při vůli a $p > 0$ při dotyku povrchů, čili tzv. tvrdý



Obr. 5: Podoba finálního modelu

kontakt. I přes větší náročnost na výpočetní výkon byla na všech kontaktech použita diskretizační metoda plocha-plocha kvůli větší věrohodnosti rozložení kontaktních veličin oproti klasické uzal-plocha metodě (Abaqus Analysis Manual, verze 6.8).

Celkem bylo v modelu pro mechanickou analýzu definováno 23 kontaktů, v převážné většině nahrazujících dotyk jednotlivých součástí. Speciálním případem jsou kontakty s přesahem (nalisování sedel a vodítek), resp. vůlí (vedení ventilu ve vodítku). U nich bylo třeba vzhledem k zavedení inicializačních kroků (Abaqus Analysis Manual, verze 6.8), případně zapnutí kontaktu až v pokročilejší fázi výpočtu, řídit přírůstek přesahu, resp. vůle s časem poměrnou amplitudou.

Napojení redukovaného modelu ke zbytku motoru bylo řešeno aplikováním okrajové podmínky symetrie na obou stranách řezu (pro teplotní analýzu to znamenalo definovat nulový souč. přestupu tepla α). To jak se později ukázalo bylo dostačující pro mechanické zatěžování, ovšem po ohřátí soustavy se projevila přílišná tuhost tohoto uložení, která zabránila rozpínání materiálu ve směru kolmém na roviny řezu, což nakonec vedlo k nerealisticky vysokému nárůstu napětí ve sledované soustavě.

Východiskem z této nepříznivé situace bylo použití kinematické vazby, která všem uzlům v jedné z těchto rovin řezu povolí posuv o totožnou hodnotu ve směru kolmém na tuto rovinu. Zachová se tak rovinnost této plochy a zároveň má materiál možnost teplotně expandovat i v tomto směru.

Význam této úpravy je patrný z obr. 6, kde jsou pro porovnání uvedena pole redukovaných napětí ve výfukových sedlech a vodítkách pro oba případy nahrazení zbytku modelu.

Tab. 3: Seznam součástí finálního modelu

Odkaz	Název
1	hlava motoru
2	blok motoru
3,4,5	plechy těsnění
6	2x výfukové ventily
7	2x vodítka ventilů
8	2x sací sedla
9	2x výfuková sedla
10	4x šroub
11	objímka svíčky

5. Výsledky analýzy

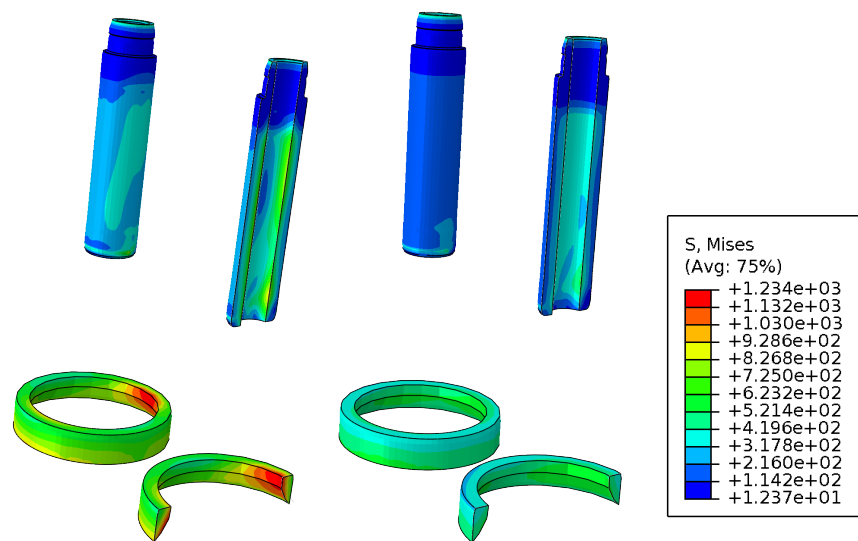
Výsledky teplotní analýzy jsou v souladu s faktem, že nejvíce teplotně zatíženými součástmi motoru jsou právě výfukové ventily. Průběhy teploty v hlavě motoru a jí příslušejících součástech jsou na obr. 7.

Vůle mezi výfukovými sedly a ventily byly vyhodnoceny v osmi řadách uzlů situovaných podél vnitřního otvoru vodítka a navzájem pootočených o 45° . Souřadnice uzlů byly transformovány do cylindrického souřadného systému umístěného na konci vodítka v jeho ose v nezatíženém stavu (viz obr. 8). Následně byly vykresleny společně s příslušnou kontaktní vůlí po dvojicích grafů jako jsou tyto na obr. 9. Zde silné čáry v podstatě reprezentují konturu vodítka a čerchované čáry potom konturu ventilu v daném řezu. Jednotlivé barvy odlišují různé zatěžné stavy, např. modrá barva symbolizuje stav po montáži a zatížení spalovacím tlakem a teplotním polem.

Z těchto grafů bylo možné usoudit, že největší dopad na zmenšení vůle mezi ventily a vodítky má ohřev od spalování. Maximální pozorované zmenšení bylo o $0,043 \text{ mm}$, což může při dodržení montážní vůle $0,026 - 0,056 \text{ mm}$ vést v krajním případě až k zadření ventilů ve vodítku.

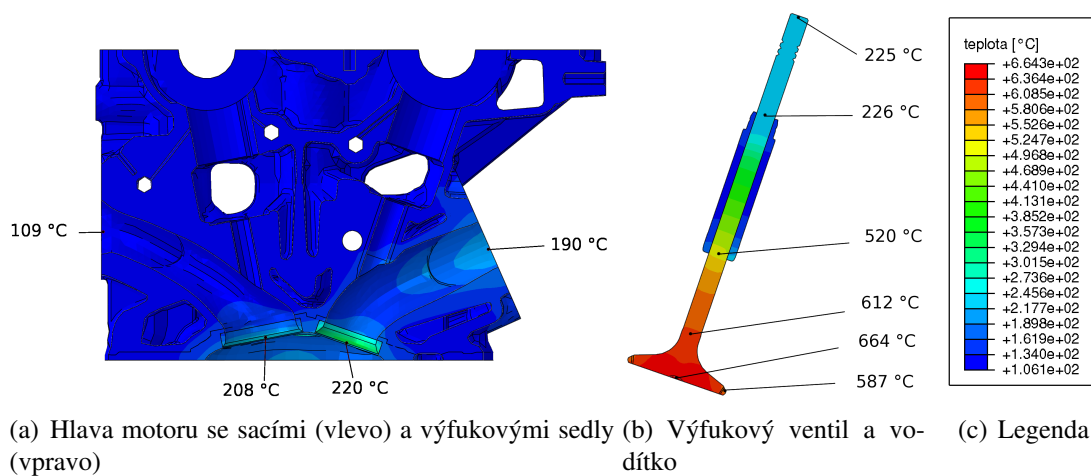
Vůle mezi talíři výfukových ventilů a příslušnými sedly byla vykreslena do grafů, kde na osu x byla vynesena úhlová souřadnice po obvodu talíře ventilu a na osu y kontaktní vůle (příklad takového grafu je na obr. 10).

Lze konstatovat, že na modelu výf. ventilů nebyly pozorovány žádné výrazné netěsnosti, všechny hodnoty kontaktní vůle byly pod stanovenou tolerancí $0,005 \text{ mm}$. Po zatížení spalovacím tlakem a ohřátí lze vysledovat určité geometrické změny vedoucí k nesouměrnému dosedání při porovnání horní a spodní hrany kuželové dosedací plochy talíře ventilu. Toto nesouměrné dosednutí ventilu může mít s největší pravděpodobností za následek nerovnoměrné opotřebení dosedacích ploch.



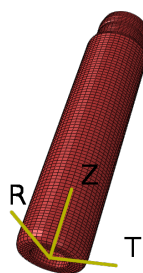
(a) Aktivované podmínky symetrie na obou stranách modelu
 (b) Aktivovaná podmínka symetrie na jedné straně a kinematická vazba na straně druhé
 (c) Legenda

Obr. 6: Pole redukovaného napětí ve výfukových sedlech a vodítkách (stav po ohřátí)

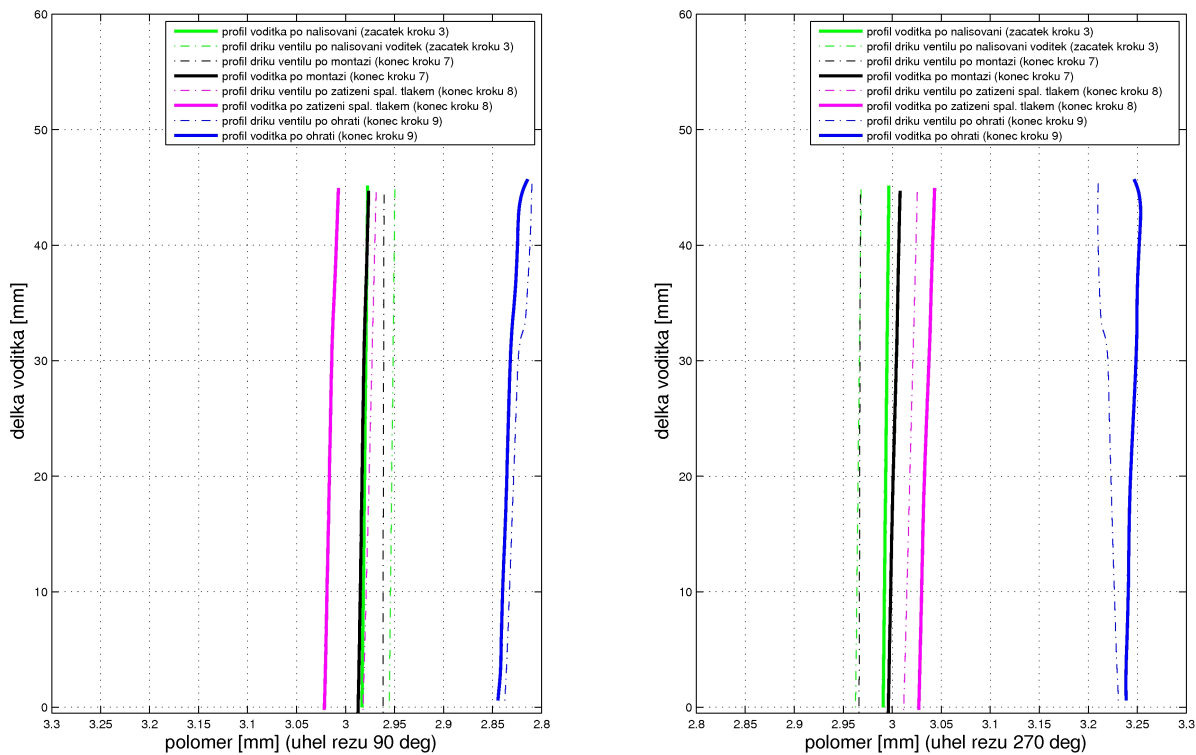


(a) Hlava motoru se sacími (vlevo) a výfukovými sedly (vpravo)
 (b) Výfukový ventil a vodítko
 (c) Legenda

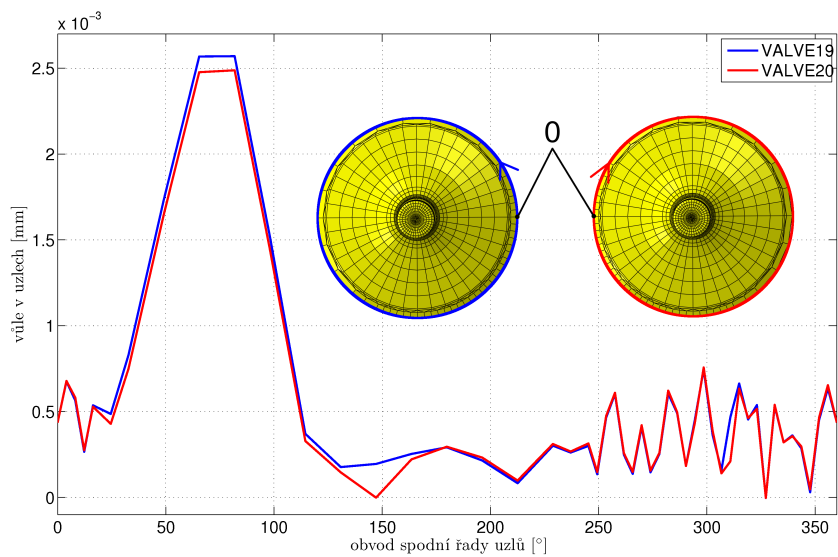
Obr. 7: Teplotní pole v hlavě motoru a příslušných součástech



Obr. 8: Cylindr. souř. systém pro vyhodnocení vůle ventil-vodítko



Obr. 9: Průběh vůle mezi výf. ventilem a vodítkem – příklad grafu



Obr. 10: Průběh vůle mezi výf. ventilem a sedlem (stav po montáži) – příklad grafu

6. Závěr

Z provedené analýzy vyplývá, že mechanické zatížení v té míře, v jaké bylo aplikováno na danou soustavu, nemá vliv na těsnost výfukových ventilů, ani na zmenšení vůle ventilů ve vodítkách (max. pozorované zmenšení vůle bylo $0,001\text{ mm}$).

Zásadní změny v uložení ventil-vodítka způsobuje až teplotní zatížení. Vlivem různé teplotní roztažnosti materiálů jednotlivých součástí dojde ke zmenšení vůlí, a to v míře, která může zásadně ovlivnit funkci ventilů. Max. zjištěná změna vůle o $0,043\text{ mm}$ na průměru vodítka může způsobit zadření ventilu, a to i v případě, kdy je dodržena montážní vůle.

Aplikovaná kinematická vazba na jedné z rovin řezu, kde bylo třeba uvolnit příliš tuhé uložení modelu v jednom směru, je pouhou idealizací skutečnosti, kdy je uvažováno, že nedochází k deplanaci roviny. Ve skutečnosti však toto chování není možné zaručit (i když vzhledem k rozměrům motoru je deplanace malá). A proto jsou výsledky získané na tomto dílčím modelu zatížené určitou chybou, kterou by bylo třeba ověřit na modelu celého motoru.

Při simulaci chování soustavy ventil-vodítka-sedlo na celém modelu motoru by bylo třeba důsledně dbát na jeho uložení. Neboť jak lze z porovnání vlivu podmínek symetrie a kinematické vazby usoudit, přílišná tuhost uložení modelu vede k výraznému nárůstu napětí v soustavě a zmenšení vůle mezi vodítky a ventily po ohřátí.

Dalším problémem, který nebylo možné v tomto modelu zohlednit, je ohyb hlavy motoru vlivem nerovnoměrné tuhosti jejího uložení na prolisech těsnění.

7. Reference

Abaqus Analysis Manual, verze 6.8 (2008) Dassault Systèmes - Simulia

Nesládek, M. (2009) *Vliv deformace na funkci soustavy ventil-vodítka-sedlo*, ČVUT - FS, Praha

Tichánek, R., Španiel, M., Macek, J. & Polášek, M. (2004) *Výpočet oběhu motorů 6C28 a stanovení okrajových podmínek pro pevnostní a deformační výpočet hlavy válce. Výpočet teplotního pole, deformace a stavu napjatosti hlavy válce.*, ČVUT - FS, Praha