

TEPLOTNÍ A MECHANICKÁ ANALÝZA HLAVY VÁLCE VZNĚTOVÉHO MOTORU

THERMAL AND STRUCTURAL ANALYSIS OF DIESEL ENGINE CYLINDER HEAD

Miroslav ŠPANIEL¹, Radek TICHÁNEK²

Abstrakt

Příspěvek pojednává o analýze teplotního a mechanického namáhání sestavy hlavy válce spalovacího motoru. Cílem bylo navrhnout komplexní přístup k modelování uvedené sestavy metodou konečných prvků s využitím zjednodušených termodynamických výpočtů spalovacího procesu s kalibrací na teploty naměřené v ustáleném stavu. Pro tyto účely byla výrobcem (BEZ Motory, a.s.) uvolněna dokumentace pro hlavu motoru série C 28.

Klíčová slova: spalovací motor, MKP, pevnost.

Abstract

The paper deals with thermal and structural loading analysis of diesel combustion engine cylinder head assembly. Complex approach to modelling of the assembly based on finite element analysis and simplified thermodynamic computations including calibration with measured temperatures is the objective of presented work. Cylinder head documentation of C 28 engine series was released for these purposes by manufacturer (BEZ Motory, a.s.)

Keywords: combustion engine, FEA, strength.

ÚVOD

Při vývoji a posuzování konstrukcí takových sestav, jako je řešená hlava válce, se tradičně uplatňují jak provozní zkušenosti, tak i testování prototypů. V současnosti se jako další nástroj a zdroj relevantních informací stále více prosazují výpočtové analýzy. Schopnost výpočtových programů založených na metodě konečných prvků modelovat stále složitější provozní stavy a procesy umožňuje některé experimenty na prototypch nahradit a tím významně snížit náklady na vývoj. Detailní informace o namáhání některých partií nelze experimentálně vůbec získat. V těchto případech je verifikovaný MKP model jedinečným zdrojem informací, bez jejichž zohlednění v procesu konstruování se konstrukce postupně stává nekonkurenceschopnou. Konstrukteři se dnes běžně opírají nejen o zkušenosti a výsledky experimentů, ale i o numerické simulace. Úkolem výpočtáře je navrhnout model co nejefektivněji tak, aby dostatečně vystihoval požadované jevy, v závislosti na aktuálních hardwarových a softwarových možnostech a využít dostupná data získaná při experimentech či provozních měřeních k verifikaci a kalibraci takových modelů.

Vznětové motory série C 28 (vrtání 275 mm, zdvih 330 mm, střední efektivní tlak 1.96 MPa, nominální otáčky 750 min⁻¹) jsou určeny primárně k pohonu generátorů elektrické energie. Hlava válce uzavírá spalovací prostor a integruje komponenty nezbytné pro funkci vznětového motoru a je při tom vystavena vysokému provoznímu zatížení - tlakům a teplotě plynů ve spalovacím prostoru. Kromě požadavku zachování integrity po dobu předpokládané životnosti

¹ Ing. Miroslav ŠPANIEL, ÚMBaM, FSj ČVUT v Praze, miroslav.spaniel@fs.cvut.cz.

² Ing. Radek TICHÁNEK, ÚAKVaLT, FSj ČVUT v Praze, radek.tichanek@fs.cvut.cz

Lektoroval: doc. Ing. Vladimír IVANČO, CSc., KAMaM, SJF TU v Košiciach, vladimir.ivanco@tuke.sk

jsou důležitým kritériem kvality konstrukce hlavy válce také mechanické deformace, které mohou negativně ovlivnit zejména funkci systému ventily-sedla-vodítka.

Cílem analýzy teplotních polí, deformace a namáhání hlavy válce stacionárního vznětového motoru C 28 prováděné v rámci úkolů VCJB bylo navrhnout způsob a ověřit věrohodnost modelování teplotně i mechanicky namáhané pod sestavy motoru s uvažováním interakcí mezi jednotlivými díly, s uvažováním vlivu lokálního varu na teplosměnných plochách chladicí soustavy a s využitím provozních měření teplot na motoru v ustáleném stavu pro kalibraci modelu.

Díličními oblastmi zájmu je

- vliv provozní deformace sedel ventilů na charakter dotyku v dosedacích plochách a tím i na těsnost
- kontrola kmitavé složky mechanického namáhání s ohledem na trvalou životnost
- nízkocyklové únavové poškození tělesa hlavy od cyklů zahřátí vychladnutí motoru

První dva body byly provedeny a výsledky jsou uvedeny v tomto příspěvku, posuzování nízkocyklové únavy je ve stádiu materiálových zkoušek.

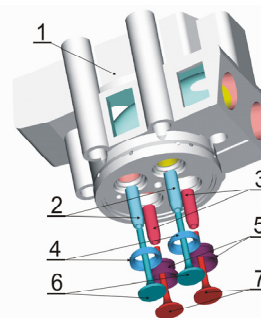
VÝCHODISKA MODELU

Vzhledem k tomu, že produkce tepla v důsledku disipace mechanické energie při zatěžování sestavy hlavy motoru je zanedbatelná vzhledem k teple produkovanému přímo spalovacím procesem, je proces mechanického zatěžování teplotním polem řešen jako nespojitá teplotně-mechanická úloha.

Výpočet teplotního pole. Okrajové podmínky při výpočtu teplotního pole jsou za ustáleného chodu motoru prakticky stacionární. Periodický charakter produkce tepla při spalování se podle zjednodušeného analytického výpočtu utlumí do 1 mm hloubky pod exponovaným povrchem a proto je v modelu zanedbán. Z hlediska posouzení vlivu teplotních napětí na deformaci sedel ventilů i na střední napětí při hodnocení životnosti v oblasti vysokocyklové únavy od periodického zatížení tlakem je dostačující stacionární formulace úlohy vedení tepla. Pro posouzení časované životnosti v oblasti nízkocyklové únavy, která je spojena s cykly ohřevu po startu a chladnutí po vypnutí motoru, bude třeba provést nestacionární analýzu až do ustáleného stavu. Okrajové podmínky pro teplotní analýzu byly stanoveny na základě zjednodušeného (1D) termodynamického výpočtu motoru [2]. Zdroj tepla–spalovací proces–je modelován přestupem tepla plochou dna hlavy při konstantní teplotě ve spalovacím prostoru. Přestupové koeficienty v kontaktech stejně jako na rozhraní s okolním vzduchem, výfukovými plyny a chladicí kapalinou byly stanoveny na základě termodynamického výpočtu motoru [2] nebo z literatury a odhadem. Materiálové charakteristiky a zejména přestupové koeficienty v chladicí soustavě jsou závislé na teplotě, takže teplotní analýza musí být řešena jako nelineární.

Výpočet mechanické odezvy je zjednodušeně koncipován jako statický. Materiálové parametry jsou uvažovány závislé na teplotě. Vzhledem k tuhosti celé sestavy by nemusela být uvažována geometrická nelinearita. Protože však model obsahuje kontaktní vazbové podmínky, jeví se rozumné formulovat úlohu jako geometricky nelineární.

MKP model sestavy. Hlava válce (obr.1) sestává z tělesa (poz. 1) – odlitku z vermikulární šedé litiny - se zalisovanými vodítky a sedly sacích (poz. 2 a 4) resp. výfukových (poz. 3 a 5) ventilů (poz. 6 resp. 7) vyrobených z ocelové slitiny.



Obr.1 Sestava hlavy válce

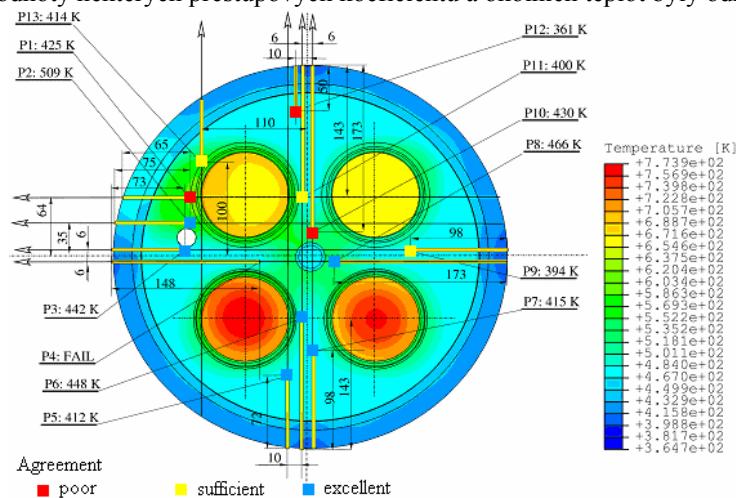
Výfuková sedla jsou narozdíl od sacích přímo chlazená chladicí kapalinou. Vstřikovač leží přímo v ose válce. Po smontování je hlava válce zatěžována provozním tlakem a teplotním polem od spalovacího tepla. Sestava hlavy je přitlačena k těsnicímu kroužku mezi hlavou a válcem šesti předeplatými šrouby. Válec není součástí modelu, těsnící ocelový kroužek je pevně fixován v prostoru. Zalisování sedel ventilů a ventilových vodítek je modelováno přesahem v kontaktech se třením. Ventily jsou přitlačovány do sedel předeplatými pružinami vloženými mezi kraj dřívku ventilu a hlavu. MKP síť má stejnou topologii pro teplotní/mechanický výpočet a liší se pouze typem elementů.

KALIBRACE MODELU PRO TEPLOTNÍ ANALÝZU

V [1] je prezentován MKP model sestavy a výsledky analýzy teplotního pole, včetně srovnání s hodnotami, které byly naměřeny na hlavě válce za provozních podmínek.

Za zdroj rozdílů naměřených a vypočtených teplot považujeme:

1. Rozdílné provozní charakteristiky výpočtu a měření. V roce 2003 byl k dispozici termodynamický výpočet pouze pro palivo nafta, zatímco měření byla prováděna na plynové variantě motoru.
2. Závislost přestupového koeficientu mezi teplosměnnými plochami chladicí soustavy a chladicí kapalinou byla v roce 2003 převzata ze starší a méně věrohodné literatury. Tato závislost odráží vliv lokálního varu na teplosměnných plochách chladicí soustavy, který je velmi příznivý z hlediska účinnosti chladicí soustavy. Bylo prokázáno, že pro věrohodné modelování chlazených komponent spalovacích motorů je uvažování tohoto jevu nezbytné.
3. Nedostatek informací o měření poněkud relativizuje naměřené hodnoty. Měření bylo provedeno ve firmě ČKD Hradec, ale nebyly předány žádné podklady kromě situačního plánu měřených míst a tabulky naměřených teplot. Snímače byly umístěny v otvorech vedených rovnoběžně se dnem hlavy ve vzdálenosti 18 mm od spodního okraje.
4. Hodnoty některých přestupových koeficientů a okolních teplot byly odhadnuty.



Obr.2 Teplotní pole ve dně hlavy válce podle aktuálního výpočtu. Měřená místa jsou vyznačena

Aktuální výpočet teplotního pole vychází z termodynamického řešení pro plynné palivo. Závislost přestupového koeficientu mezi chladicím médiem a teplosměnnými plochami na teplotě byla převzata z [3]. Kalibrace vybraných hodnot koeficientů a teplot v okrajových a vazbových

podmínkách s ohledem na korespondenci vypočtených a naměřených hodnot ukazuje možnost doladit okrajové podmínky. Vzhledem k některým nejasnostem o podmínkách měření a zadání projektu, ve kterém jde více o metodiku než o konkrétní výsledek, nebyla provedena výpočtově náročná komplexní kalibrace. Popsané úpravy vedly k podstatnému zlepšení shody vypočtených a naměřených hodnot, jak potvrzuje tabulka 1 a obr.2.

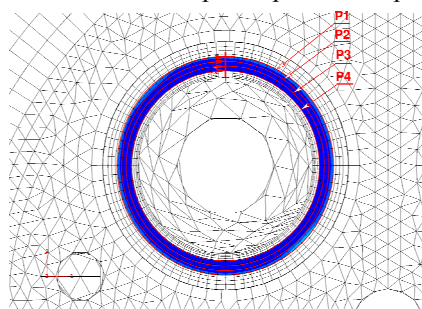
Srovnání naměřených a vypočtených hodnot u dna hlavy válce v původní a aktuální analýze. Zvýrazněné hodnoty ve sloupcích rozdílů představují přesnější výsledek Tabulka 1

Měřený bod	Teplota [K]				
	Měřená T^{EXP}	Vypočtená původní T^{03}	Vypočtená aktuální T^{05}	$\Delta T^{03} = T^{EXP} - T^{03}$	$\Delta T^{05} = T^{EXP} - T^{05}$
1	425	488	519	-63	-94
2	509	485	512	24	-3
3	442	429	418	13	24
4	selhání	453	419	-	-
5	412	433	407	-21	5
6	448	453	418	-5	30
7	415	443	413	-28	2
8	468	501	452	-33	16
9	394	443	413	-49	-19
10	430	501	462	-71	-32
11	400	448	422	-48	-22
12	361	443	414	-82	-53
13	414	483	492	-69	-78
			$\sqrt{\sum (\Delta T^i)^2 / 12}$	48,5	42,2

VÝSLEDKY VÝPOČTU

Zatěžování modelu probíhalo v etapách:

- Sestavení modelu: zatížení pouze silami od hlavových šroubů, zalisování sedel ventilů, ventilových pružin a vstřikovače.
- Zatěžování provozními účinky:
 - Studený motor v provozu - zatížení maximálním spalovacím tlakem 10 MPa.
 - Motor na provozní teplotě a v provozu - zatížení maximálním tlakem a vypočtenými provozními teplotami.
 - Motor těsně po zastavení - zatížení pouze provozní teplotou.

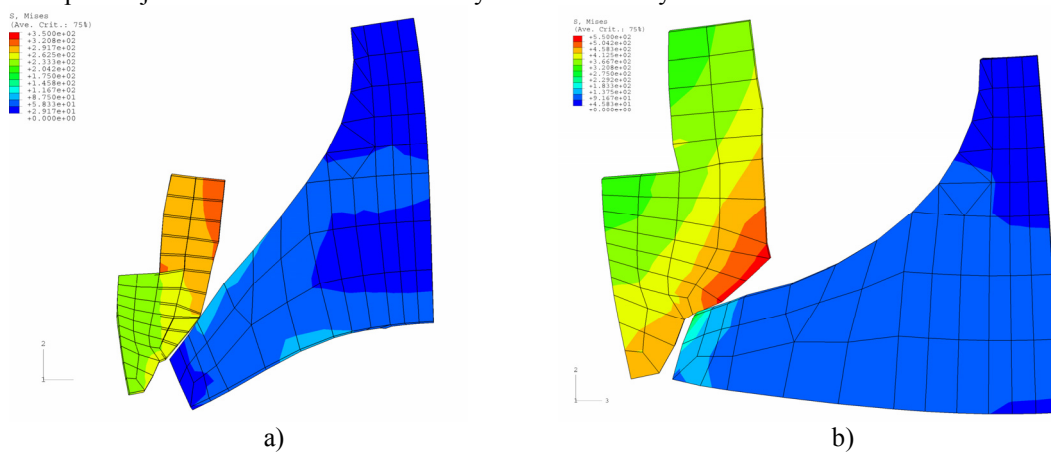


Obr.3 Cesty pro hodnocení kontaktů ventil-sedlo

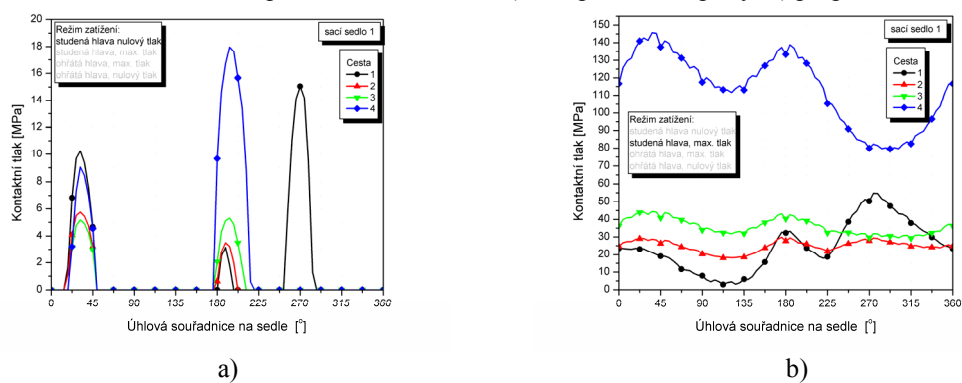
Ze smontovaného stavu byly startovány jednotlivé výpočty provozních namáhání. Výsledkem mechanické analýzy jsou posuvy a napjatosti v tělesech, kontaktní tlaky mezi tělesy a reakce.

Deformace sedel ventilů. Jak bylo zmíněno v úvodu, pozornost byla zaměřena zejména na kontakt ventilu se sedlem. Kontaktní tlaky poukazují na těsnost ventilů, velikost a rozložení opotřebení a další vlastnosti. Studium kontaktu je založeno na analýze kontaktních tlaků. K popisu rozložení kontaktních tlaků bylo využito struktury sítě na sedlech ventilů. Uzly v dosedací ploše leží na čtyřech soustředných kružnicích, jejichž společná osa je shodná s osou ventilu. Rozložení kontaktních tlaků je v obrázcích vyneseno podél těchto kružnic od 0-360°, viz obr.5. Příkladem rozložení kontaktních tlaků je stav na sacím sedle 1 (viz poz. 4 v obr.1), který reprezentují obr.4 a obr.5. Průběh kontaktních tlaků podél cest P1-P4 je vyneseno pro čtyři provozní stavy – po smontování (5a), provoz za studena (5b), provoz při provozní teplotě (5c), zastavený ohřátý motor (5d). Z obr.5 je patrný vliv teplotního zatížení na rozložení kontaktního tlaku. Když je sestava zatížena pouze maximálním tlakem (bez zatížení teplotou) kontakt mezi sedlem a ventilem se odehrává na vnitřní hraně sedla P4. Po ohřátí se kontakt přesune na vnější stranu sedla P1. Názorně to dokumentuje obr.6. Tento jev je markantnější na sacích ventilech, kde je větší gradient teploty ve vertikálním směru. Analýza dále ukazuje, jak nerovnoměrné je rozložení kontaktního tlaku podél sedla ventilu.

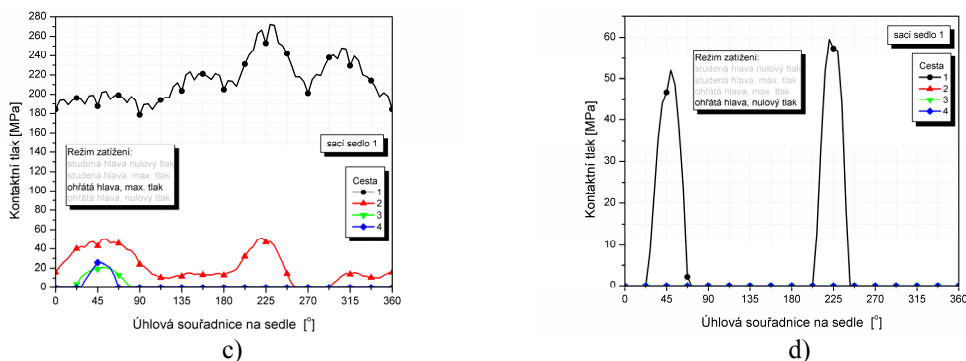
To vyplývá z anizotropního rozložení tuhosti dna hlavy a z komplexního teplotního pole, což způsobuje deformaci sedel a nedokonalý kontakt s ventily.



Obr.4 Sací ventil a sedlo 1 při studeném motoru, a) a za provozní teploty, b) při provozním tlaku



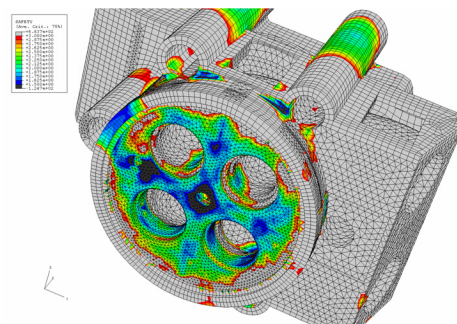
Obr.5 Průběhy kontaktních tlaků mezi sacím sedlem a ventilem 1 při různých zatíženích



Obr.5 Průběhy kontaktních tlaků mezi sacím sedlem a ventilem 1 při různých zatíženích

Stanovení bezpečnosti vzhledem k trvalé životnosti při vysokocyklové únavě.

Výpočet vysokocyklové únavy vychází ze standardního pojetí bezpečnosti jako podílu vzdáleností mezního a pracovního bodu od počátku v Haighově mezním prostoru statická-periodická složka cyklu napjatosti. Statická složka je dána superpozicí montážních a teplotních napětí, amplitudová periodicky se měnícím tlakem ve válci. Výpočet bezpečnosti v uzlech byl naprogramován ve skriptovacím jazyce MKP programu a výsledky jsou zobrazeny v obr.6.



Obr.6 Pole bezpečnosti při vysokocyklové únavě

ZÁVĚR

Teplotně mechanická analýza hlavy válce motoru řady C28 prohloubila zkušenosti s modelováním provozních stavů komplexní subsestavy spalovacího motoru. Zejména poznatky v oblasti simulace chlazení jsou, z hlediska další činnosti laboratoře výpočtů VCJB, podstatným přínosem. Byla ověřena metodika kalibrace parametrů teplotní úlohy pomocí experimentálně stanovených teplot. Zajímavé jsou poznatky o vlivu ohřátí a mechanických zatížení na deformace dosedacích ploch sedel ventilů a tím i na jejich těsnost. Výsledky byly využity pro standardní posouzení trvalé (vysokocyklové) životnosti. Práce prezentovaná v tomto příspěvku byla provedena v rámci Výzkumného centra spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka II.

LITERATURA

- [1] ŠPANIEL, M., MACEK, J., DIVIŠ, M., TICHÁNEK, R.: *Heat Transfer Analysis of an Engine Head* In Výpočty 2003 - Výpočty konstrukcí metodou konečných prvků. Brno: VUT, Fakulta strojní, Ústav mechaniky těles, 2003, s. 133-140. ISBN 80-214-2489-3
- [2] MACEK, J., VÁVRA, J., TICHÁNEK, R., DIVIŠ, M.: *Výpočet oběhu motoru 6c28 a stanovení okrajových podmínek pro pevnostní a deformační výpočet dna hlavy válce*. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, VCJB, 2001
- [3] MCASSEY, E.V., KANDLIKAR, S.G.: *Convective heat transfer of binary mixtures under flow boiling conditions*, Villanova University, Villanova, PA USA
- [4] TICHÁNEK, R., MACEK, J., ŠPANIEL, M., POLÁŠEK, M.: *Výpočet oběhu motorů 6C28 a stanovení okrajových podmínek pro pevnostní a deformační výpočet hlavy válce. Výpočet teplotního pole, deformace a stavu napjatosti hlavy válce*. Zpráva Z 04 – 09. VCJB, FS ČVUT v Praze, 2004