



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

**VÝPOČETNÍ ANALÝZA PROVOZNÍCH DEFORMACÍ
VÁLCOVÉ JEDNOTKY VZNĚTOVÉHO MOTORU**

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF OPERATIONAL DEFORMATIONS OF THE DIESEL ENGINE CYLINDER
UNIT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Zalibera

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

| | |
|-------------------|--|
| Ústav: | Ústav automobilního a dopravního inženýrství |
| Student: | Bc. Tomáš Zalibera |
| Studijní program: | Strojní inženýrství |
| Studijní obor: | Automobilní a dopravní inženýrství |
| Vedoucí práce: | Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D. |
| Akademický rok: | 2019/20 |

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:

Výpočetní analýza provozních deformací válcové jednotky vznětového motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství v Brně byl vyvinut výpočetní nástroj zaměřený na dynamiku pístní skupiny. Aplikace výpočetního nástroje vyžaduje informace o provozní deformaci pístu a bloku motoru v důsledku tepelného namáhání a montáže. Tato závěrečná práce je zaměřena na výpočet těchto dat pokročilými moderními metodami s využitím experimentálně stanovených vstupů.

Cíle diplomové práce:

Termální analýza pístu.
Termální analýza bloku motoru.
Strukturální analýza bloku motoru.
Zpracování vypočtených a naměřených dat

Seznam doporučené literatury:

DLUGOŠ, Jozef. Advanced Solution to Piston Assembly Dynamics. Brno, 2018. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně.

PTÁČEK, Petr. Termálně-strukturální analýza válce čtyřdobého spalovacího motoru. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Predložená diplomová práca sa zaoberá prevádzkovými deformáciami, vznikajúcimi vo valcovej jednotke preplňovaného vznetrového motora, určeného pre úžitkové vozidlá. V úvode sa práca venuje rešerši výpočtového modelovania, ktorá je relevantná pre spaľovacie motory. Nasleduje tvorba výpočtových modelov pre termálno-štruktúrne analýzy piestu a bloku motora. Pre zistenie materiálového modelu tesnenia pod hlavou valcov je prevedený technický experiment na skutočnom tesnení predmetného motora, kde je zistené jeho silne nelineárne správanie pri zaťažovaní tlakom. Výsledkom výpočtových modelov, vytvorených v prostredí ANSYS, sú radiálne deformácie piestu a vložiek valcov. V poslednej kapitole sa práca venuje aplikácií týchto výsledkov na pokročilý výpočtový model dynamiky piestnej skupiny v prostredí MSC Adams.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

MKP, MBD, termálna analýza motora, termálna analýza piestu, štruktúrna analýza motora, štruktúrna analýza piestu, materiálový model tesnenia pod hlavou, prevádzkové deformácie valcovej jednotky, dynamika piestnej skupiny

ABSTRACT

Submitted diploma thesis deals about operational deformations in the cylinder unit of turbocharged diesel engine used in commercial vehicles. Introductory part analyses combustion engines computational modelling based on finite element method. The next step is the creation of computational models for thermal-structural analyses of the piston and engine block. In order to determine material characteristics of the head gasket, experiment is performed on the OEM gasket to determine its real behaviour under compressive load. The results shows strong nonlinear behaviour which justifies the decision of making such an experiment in the first place. The results of computational models are radial deformations of the piston and cylinder liners during load conditions. The last chapter deals with the application of these results to an advanced computational piston assembly dynamics model.

KEYWORDS

FEM, MBD, thermal analysis of the engine, thermal analysis of the piston, structural analysis of the engine, structural analysis of the piston, material model of head gasket, operational deformations of the cylinder unit, piston assembly dynamics

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ZALIBERA, Tomáš. Výpočetní analýza provozních deformací válcové jednotky vznětového motoru. Brno, 2020. 115 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121771>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jozef Dluhoš.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto záverečná práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jozefa Dluhoša, Ph.D. s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 26. júna 2020

.....

Bc. Tomáš Zalibera

POĎAKOVANIE

Rád by som poďakoval pánovi Ing. Jozefovi Dlužošovi, Ph.D. za odborné vedenie diplomovej práce a cenné rady pri jej riešení. Poďakovanie taktiež patrí Ing. Josefovi Zapletalovi Ph.D. z Ústavu materiálových vied a inžénýrství na VUT v Brne za odbornú pomoc pri experimentálnom meraní materiálových vlastností tesnenia pod hlavu valcov. Vďaka patrí rovnako aj mojej snúbenici, rodine a blízkym, ktorí ma počas celého štúdia vždy podporovali.

OBSAH

| | |
|---|-----|
| Obsah..... | 8 |
| Úvod..... | 9 |
| 1 Základy prestupu tepla a jeho mechanizmy | 10 |
| 1.1 Kondukcia (vedenie)..... | 10 |
| 1.2 Konvekcia (prúdenie)..... | 11 |
| 1.3 Radiácia (žiarenie)..... | 12 |
| 1.4 Metóda tepelných odporov | 13 |
| 2 Rešerš výpočtového modelovania | 15 |
| 2.1 Metóda konečných prvkov..... | 15 |
| 3 Určovanie okrajových podmienok | 19 |
| 3.1 Zdroje tepla vo vznetrových motoroch | 19 |
| 3.2 Termálne okrajové podmienky na spaľovacích motorov | 20 |
| 4 Skúmaný spaľovací motor | 29 |
| 4.1 Hlavné parametre | 29 |
| 4.2 Termodynamika skúmaného motora..... | 30 |
| 4.3 Výsledky z 1D analýzy skúmaného motora..... | 31 |
| 5 Termálno-štruktúrna analýza piestu | 36 |
| 5.1 Nastavenie analýzy | 36 |
| 5.2 Výsledky analýzy..... | 52 |
| 6 Termálno-štruktúrna analýza bloku motora, hlavy a valcov | 56 |
| 6.1 Skúmaný motor..... | 56 |
| 6.2 Nastavenie termálnej analýzy | 59 |
| 6.3 Výsledky termálnej analýzy..... | 66 |
| 6.4 Nastavenie štruktúrnej analýzy | 68 |
| 6.5 Výsledky štruktúrnej analýzy | 78 |
| 7 Dynamika piestnej skupiny | 84 |
| 7.1 Príprava dát do analýzy..... | 85 |
| 7.2 MBS analýza dynamiky piestnej skupiny..... | 90 |
| Záver..... | 94 |
| Použité informačné zdroje | 96 |
| Zoznam použitých skratiek a symbolov | 100 |
| Zoznam príloh | 102 |
| Príloha A..... | 103 |
| Príloha B..... | 105 |
| Príloha C..... | 111 |

ÚVOD

V oblasti piestových spaľovacích motorov je trendom dnešnej doby najmä znižovanie nie len škodlivých emisií z výfukových plynov, ale aj emisií, týkajúcich sa problematiky hluku. Od vzniku prvého piestového spaľovacieho motora ubehlo už viac ako jedno storočie. Nie je teda prekvapením, že táto oblasť techniky je preskúmaná pomerne podrobne. V minulosti sa vývoj tepelných strojov zaoberal hlavne zlepšovaním pracovných cyklov, znižovaním mechanických strát, zlepšovaním výmeny pracovnej náplne a podobne. V dnešnej dobe sa tieto, ale aj ďalšie oblasti naďalej optimalizujú, a to hlavne za použitia výpočtovej techniky, ktorá umožňuje odhaliť problémy už vo fáze vývoja a pružne na nich reagovať ešte pred zavedením produktu do výrobného procesu.

V komore spaľovacieho motora pôsobia rôzne druhy zaťažení, ktoré valcovú jednotku nepriaznivo deformujú. Vznik prvých odchýlok od ideálneho tvaru nastáva ešte počas výroby, pretože každá výrobná technológia pracuje s určitou toleranciou. Spaľovací motor sa následne s ďalším zaťažením stretáva počas jeho montáže, kedy pri inštalácii hlavy valcov pomocou hlavových skrutiek nastávajú deformácie valcov z dôvodu vzniku osových síl v týchto skrutkách. Nemenej dôležité sú deformácie, vznikajúce pri prevádzke motora, ktoré pochádzajú z tepelného namáhania, ktorého dôsledkom sú deformácie spôsobené tepelnou rozťažnosťou. Táto práca je zameraná na výpočet týchto deformácií pomocou softvérového balíka ANSYS.

1 ZÁKLADY PRESTUPU TEPLA A JEHO MECHANIZMY

Prestup tepla je prenos energie z jedného systému do druhého. Aby k prestupu tepla dochádzalo, teploty týchto systémov musia byť rozdielne. Rozlišujeme ustálený (steady-state) a tranzientný (transient) prestup tepla. [1]

Rovnováhu termodynamického (TD) systému popisuje rovnica:

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} = \frac{dQ_{sys}}{dt} \quad (1)$$

Kde:

| | | |
|-----------------|-----|-------------------------|
| \dot{Q}_{in} | [W] | vstupujúci tepelný tok |
| \dot{Q}_{out} | [W] | vystupujúci tepelný tok |
| Q_{sys} | [J] | teplo v systéme |
| t | [s] | čas |

Člen dQ_{sys}/dt popisuje zmenu tepla závislú na čase v prípade tranzientnej analýzy. V prípade ustáleného (steady-state) prestupu tepla sa tento člen neuvažuje. Rovnica pre ustálený prestup tepla potom nadobúda tvar [1] [2]:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} \quad (2)$$

1.1 KONDUKCIA (VEDENIE)

Je to druh prenosu tepla, v ktorom sa kinetická energia pohybu molekúl predáva zrážkami na susedné molekuly. Kondukcia nastáva predovšetkým v pevných látkach, menej v kvapalinách a najmenej v plynch [1]. Obecný vzťah kondukcie popisuje Fourierov zákon v diferenciálnom tvare. Jeho zjednodušená forma má tvar [1]:

$$\dot{Q}_{kond} = \lambda * S * \frac{\Delta T}{L} \quad (3)$$

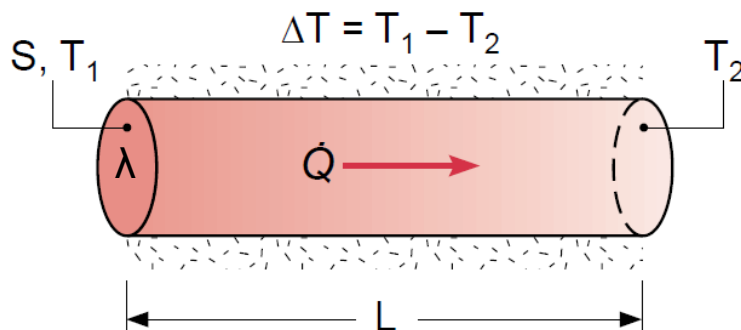
Pričom v niektorých prípadoch je vhodné rovnicu (3) upraviť do tvaru s tepelným odporom [2]:

$$\dot{Q}_{kond} = \frac{\Delta T}{\frac{L}{\lambda * S}} = \frac{\Delta T}{R_{kond}} \quad (4)$$

Kde:

| | | |
|------------------|---------------------------------------|----------------------------|
| \dot{Q}_{kond} | [W] | tepelný tok |
| λ | [W.m ⁻¹ .K ⁻¹] | tepelná vodivosť materiálu |
| S | [m ²] | plocha |
| ΔT | [K] | rozdiel teplôt |

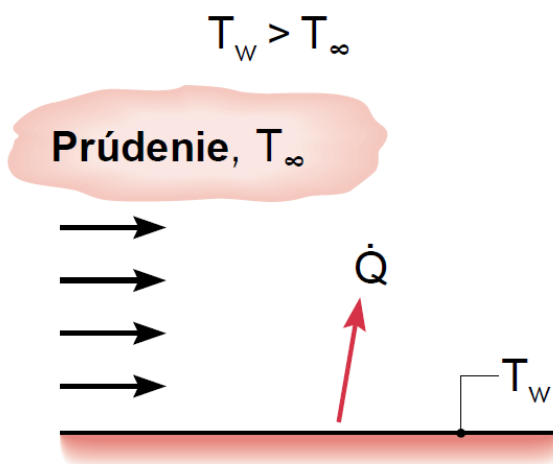
| | | |
|------------|----------------------|---------------------------|
| R_{kond} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor (kondukcia) |
| L | [m] | dĺžka |



Obr. 1 Princíp kondukcie [1]

1.2 KONVEKCIA (PRÚDENIE)

Prenos tepla konvekciou vzniká premiestňovaním molekúl v priestore v dôsledku núteného alebo prirodzeného prúdenia [3].



Obr. 2 Princíp konvekcie [1]

Prenos tepla konvekciou popisuje Newtonov vzťah, ktorý má tvar [3]:

$$\dot{Q}_{konv} = \alpha * S * (T_W - T_{\infty}) \quad (5)$$

Pričom, podobne ako v predošlom prípade, je vhodné Newtonov vzťah upraviť do tvaru s tepelným odporom [2]:

$$\dot{Q}_{konv} = \frac{(T_W - T_{\infty})}{\frac{1}{\alpha * S}} = \frac{(T_W - T_{\infty})}{R_{konv}} \quad (6)$$

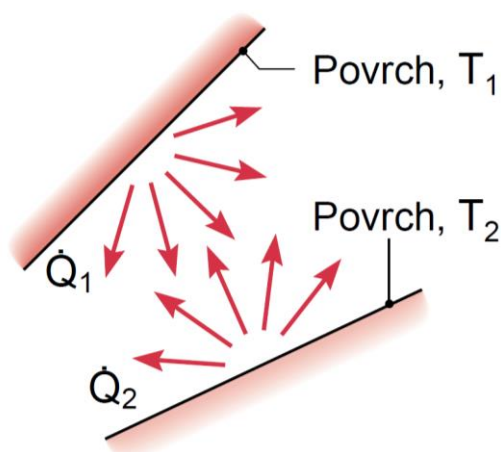
Kde:

| | | |
|------------------|---------------------------------------|---------------------------|
| \dot{Q}_{konv} | [W] | tepelný tok |
| α | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | koeficient prestupu tepla |
| S | [m ²] | plocha obtekaného povrchu |
| T_w | [K] | teplota povrchu |
| T_∞ | [K] | teplota tekutiny (plynu) |
| R_{konv} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor (konvekcia) |

Dôležitým parametrom pri uvažovaní konvekcie je koeficient prestupu tepla α , ktorý závisí na vlastnostiach tekutiny (plynu), rozmere obtekaného povrchu a na rýchlosti prúdenia. Tento parameter je určovaný výpočtom alebo experimentálne.

1.3 RADIÁCIA (ŽIARENIE)

Radiácia, ako mechanizmus prenosu tepla, funguje na princípe emisie elektromagnetického žiarenia, pričom nastáva u každého telesa s nenulovou teplotou (absolútna nula – 0 Kelvinov) [3].



Obr. 3 Princíp radiácie [1]

Tepelný tok radiáciou (žiarením) popisuje Stefan-Boltzmannov zákon [3]:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon * \sigma * S * (T_1^4 - T_2^4) \quad (7)$$

Kde člen ε je pomerná žiarivosť telesa (emisivita) a nadobúda hodnôt od 0 do 1. Hodnotu rovnú 1 má dokonalé čierne teleso, hodnotu rovnú nule má dokonale biele teleso. Jej veľkosť je možné nájsť v literatúre a závisí na materiáli, úprave povrchu a často i na smere vyžarovania. [3]

Následne, po úprave na tvar s tepelným odporom platí [1] [2]:

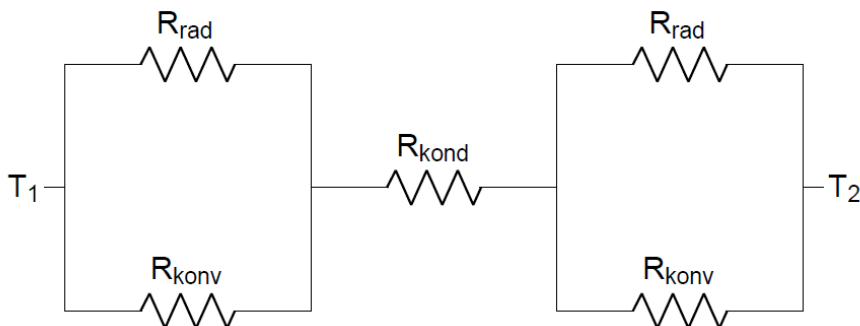
$$\dot{Q}_{rad} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{1}{(\varepsilon * \sigma * (T_1 - T_2) * (T_1^2 - T_2^2)) * S}} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{rad}} \quad (8)$$

Kde:

| | | |
|-----------------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| \dot{Q}_{rad} | [W] | tepelný tok |
| ε | [-] | pomerná žiarivosť telesa (emisivita) |
| σ | [W.m ⁻² .K ⁻⁴] | Stefan-Boltzmannova konštanta |
| S | [m ²] | plocha vyžarovania |
| T_1 | [K] | teplota povrchu |
| T_2 | [K] | teplota okolia |
| R_{rad} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor (radiácia) |

1.4 METÓDA TEPELNÝCH ODPOROV

V predošlých podkapitolách, zaoberajúcimi sa 3 druhmi prestupu tepla, boli všetky vzťahy, popisujúce mechanizmy prestupu tepla, zapísané v tvare tepelných odporov. Takýto zápis je výhodný pri riešení zložitých tepelných úloh, ktoré je možné popísať ako sieť tepelných odporov zapojených sériovo alebo paralelne. Príklad takéhoto zapojenia zobrazuje Obr. 4.



Obr. 4 Sieť tepelných odporov modelujúcich prestup tepla stenou [2]

Prvotným krokom pri výpočte tejto tepelnej úlohy je zistenie celkového tepelného odporu sústavy. Spôsob výpočtu je analogický k výpočtu elektrického odporu v obvode zloženom z rezistorov.

Pre tepelné odpory, zapojené paralelne a sériovo platí [1]:

$$\frac{1}{R_{par}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} \quad (9)$$

$$R_{ser} = \sum_{i=1}^n R_i \quad (10)$$

Následne, po zistení celkového tepelného odporu sústavy z Obr. 4 pre výsledný tepelný tok touto sústavou platí:

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_1}{R_{celk}} \quad (11)$$

Ďalším častým použitím hodnoty R_{celk} býva výpočet totálneho koeficientu prestupu tepla kde platí:

$$\alpha_{tot} = \frac{1}{R_{celk} * S} \quad (12)$$

Kde:

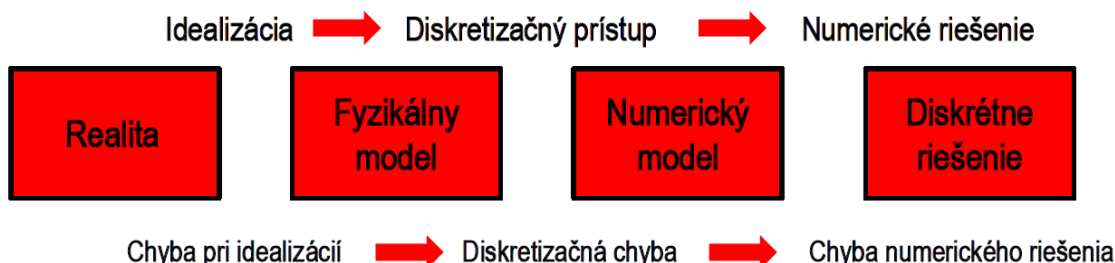
| | | |
|----------------|---------------------------------------|-------------------------------------|
| \dot{Q} | [W] | tepelný tok |
| R_{par} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor v paralelnom zapojení |
| R_{ser} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor v sériovom zapojení |
| R_{celk} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |
| S | [m ²] | efektívna plocha prestupu tepla |
| $T_{1,2}$ | [K] | teploty na stranách steny |
| α_{tot} | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | totálny koeficient prestupu tepla |

Tento spôsob je často používaný najmä pri riešení tepelných úloh pomocou metódy konečných prvkov (MKP), kde sa hodnota totálneho koeficientu prestupu tepla α_{tot} spolu teplotou prostredia T_∞ definuje ako okrajová podmienka konvekcie. Efektívna plocha prestupu tepla S je potom veľkosť plochy, na ktorú má byť okrajová podmienka aplikovaná v MKP softvéri.

Tento spôsob je výhodný z dôvodu, že do jednej okrajovej podmienky je možné naraz zahrnúť niekoľko mechanizmov prestupu tepla.

2 REŠERŠ VÝPOČTOVÉHO MODELOVANIA

Inžinierske výpočty je možné v dnešnej dobe nájsť prakticky v každom priemyselnom odvetví. Využitie výpočtového modelovania urýchľuje návrhové procesy produktov, predikuje ich skutočné správanie, zvyšuje ich bezpečnosť, zlepšuje ich vlastnosti a konkurencieschopnosť, a v poslednom rade znižuje výrobné náklady.



Obr. 5 Princíp výpočtového modelovania [4]

Postup výpočtového modelovania zhrňuje Obr. 5. Na počiatku existuje reálny problém, ktorým môže napríklad byť problematika šírenia hluku v automobile, bezpečnosť pasažierov pri nehodovom deji, požadovaná životnosť produktu a podobne. Tento problém je následne popísaný idealizovaným fyzikálnym modelom.

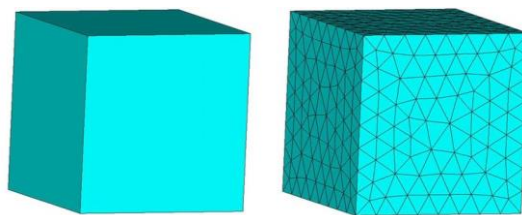
Takýto fyzikálny model ale spravidla obsahuje zjednodušujúce predpoklady – vzniká chyba pri idealizácii. Príkladom zjednodušujúcich predpokladov môže byť zanedbanie prefuku plynov (blow-by) okolo piestnych krúžkov pri riešení termodynamiky spaľovacieho motora, zanedbanie pohybu piestnych krúžkov v drážke pri riešení dynamiky piestnej skupiny, použitie lineárneho materiálového modelu a iné.

Fyzikálny model je následne diskretizovaný. Pod týmto pojmom sa rozumie rozdelenie modelu na konečný počet prvkov – vzniká výpočtová sieť. Existuje niekoľko diskretizačných prístupov pre tvorbu výpočtovej siete, ktoré sa medzi sebou líšia svojím princípom fungovania a účelom použitia. Pri diskretizácii (sieťovaní) vždy nastáva diskretizačná chyba, ktorá vplýva na presnosť výsledku. Veľkosť tejto chyby je možné ovplyvniť, mimo iné, počtom, tvarom a typom konečných prvkov.

Ďalším krokom je zostavenie numerického modelu, ktorý pozostáva zo sústav rovníc, a jeho následné riešenie pomocou vstavaných riešičov, prítomných v použítom softvéri. Na záver nasleduje spracovanie výsledkov, a to napríklad vo forme obrazových výstupov, animácie, alebo textového súboru.

2.1 METÓDA KONEČNÝCH PRVKOV

Metóda konečných prvkov je obecná numerická metóda využiteľná pri riešení veľkého množstva inžinierskych problémov. Je najpoužívanejšou metódou v štruktúrnych a termálnych úlohách pre diskretizáciu spojitého modelu do konečného počtu prvkov (elementov), pričom zisťované parametre (posuvy, pretvorenia, napätia, teploty) sú určované v uzlových bodoch prvkov [4] [5]. Obr. 6 porovnáva model pred a po diskretizácii.



Obr. 6 Vľavo – spojitý model, vpravo – diskretizovaný model [6]

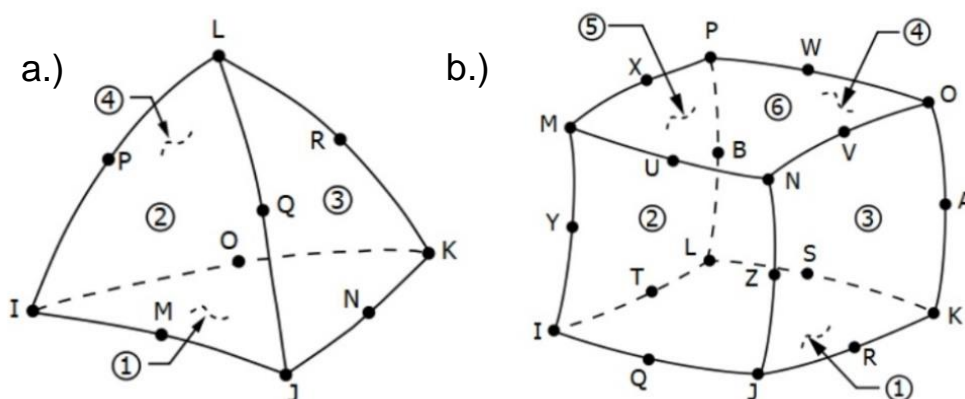
Nastavenia, na ktoré je pri sieťovaní potreba brať zreteľ, a významne ovplyvňujú správnosť výsledkov, sú popísané v nasledujúcich podkapitolách.

2.1.1 TYP A TVAR PRVKU

Volí sa vzhľadom na druh úlohy. Štruktúrne úlohy používajú iné typy prvkov, ako úlohy termálne, alebo úlohy prúdenia kvapalín. V závislosti na použítom MKP softvéri je voľba na užívateľovi, prípadne sú vhodné prvky navrhnuté MKP softvérom.

Tab. 1 Vybrané typy prvkov relevantné pre termálno-štruktúrne analýzy [7]

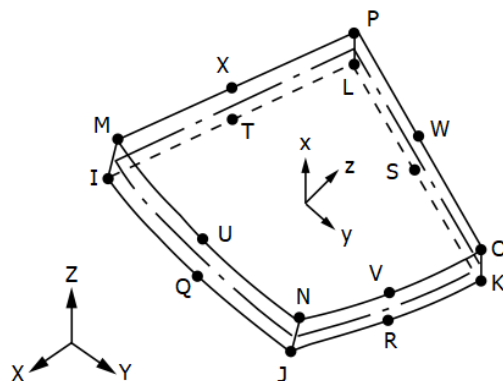
| Typ prvku | Popis | Tvar a počet uzlov |
|-----------|---|---------------------|
| SOLID87 | 3D element určený pre termálne úlohy, v každom uzle má 1 stupeň voľnosti (teplotu). | tetraéder, 10 uzlov |
| SOLID90 | 3D element určený pre termálne úlohy, v každom uzle má 1 stupeň voľnosti (teplotu). | hexaéder, 20 uzlov |
| SOLID187 | 3D element určený pre lineárne a nelineárne štruktúrne úlohy, v každom uzle má 3 stupne voľnosti (posuvy UX,UY,UZ). | tetraéder, 10 uzlov |
| SOLID186 | 3D element určený pre lineárne a nelineárne štruktúrne úlohy, v každom uzle má 3 stupne voľnosti (posuvy UX,UY,UZ). | hexaéder, 20 uzlov |
| INTER194 | 3D element určený pre simuláciu správania tesnenia. v každom uzle má 3 stupne voľnosti (posuvy UX,UY,UZ). | hexaéder, 16 uzlov |



Obr. 7 Tvar elementov, a.) SOLID87, SOLID187, b.) SOLID90, SOLID186 [7]

Obr. 7 zobrazuje elementy s tvarom tetraédu (štvorsten) a hexaédu (šesťsten). Popis veľkými písmenami označuje jednotlivé uzly, popis číslami označuje steny prvkov.

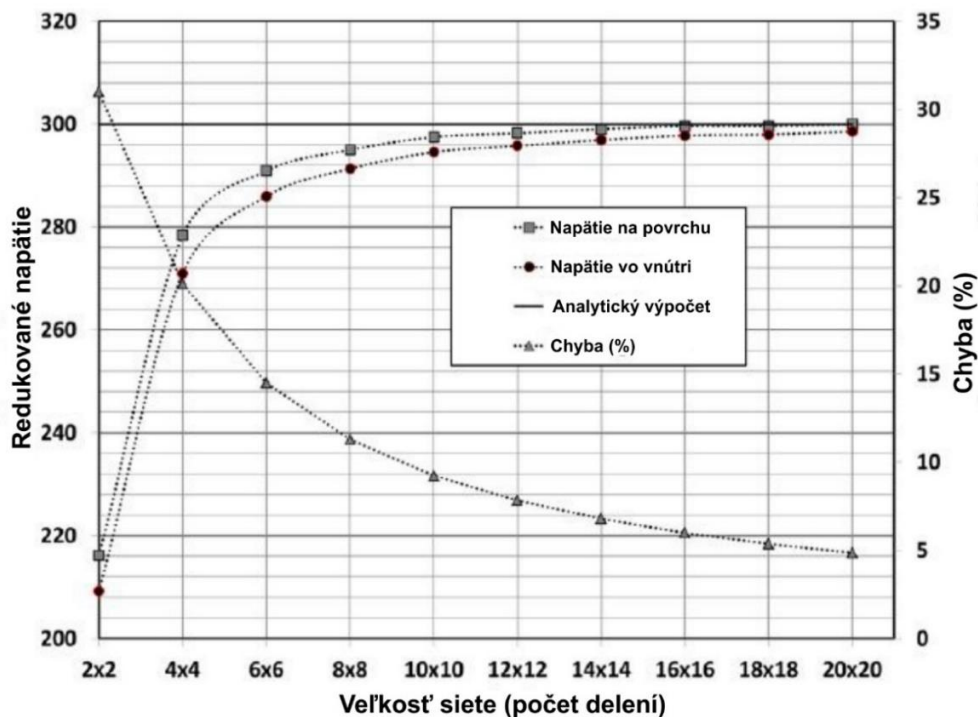
Špecifickým typom prvku je INTER194 (Obr. 8), ktorý slúži na modelovanie správania tesnení. Charakteristickým znakom elementu je jeden prvok po jeho hrúbke. U tohto typu elementu sa očakáva tlakové zaťažovanie najmä v smere hrúbky tesnenia [7].



Obr. 8 Element INTER194 pre modelovanie tesnení [7]

2.1.2 VEĽKOSŤ PRVKOV

Veľkosť výpočtovej siete priamo vplyva na presnosť výsledkov a výpočtový čas. Použitím hustejšej siete (menšie prvky) sú získané výsledky presnejšie, avšak na úkor dlhšieho trvania výpočtu, resp. vyšších požiadaviek na výpočtovú techniku.



Obr. 9 Priebeh redukovaného napätia v závislosti na veľkosti siete [8], (upravené)

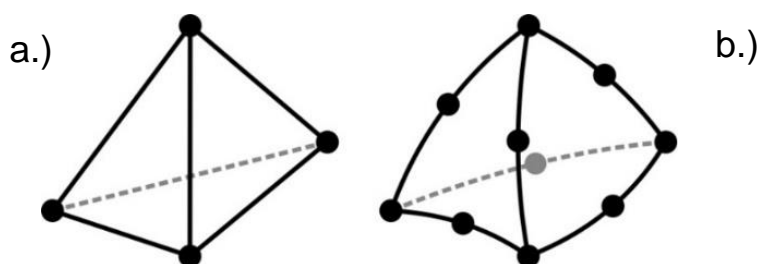
Obr. 9 zobrazuje priebeh redukovaného napätia MKP štruktúrálnej úlohy v závislosti na hustote siete. Pri malej hustote siete (veľké prvky) sú výsledkom redukované napätia, vypočítané MKP

analýzou, s chybou približne 30% oproti analytickému riešeniu. Postupným zvyšovaním hustoty siete (zmenšovaním prvkov) klesá chyba výpočtu a riešenie sa približuje analytickej (presnej) hodnote napätia – riešenie konverguje.

Dá sa všimnúť, že zo začiatku je rýchlosť rastu redukovaného napätia vysoká, následne začína pozvoľne klesať a asymptoticky sa približovať analytickému výpočtu, kde už má zvyšovanie počtu prvkov minimálny vplyv na presnosť MKP výpočtu a len zbytočne navyšuje výpočtový čas. Záverom sa dá vyvodiť, že optimálna veľkosť výpočtovej siete je taká, kedy už jej ďalšie zjemňovanie má len minimálny vplyv na výsledok pri zachovaní vhodnej presnosti a rozumnej doby výpočtu.

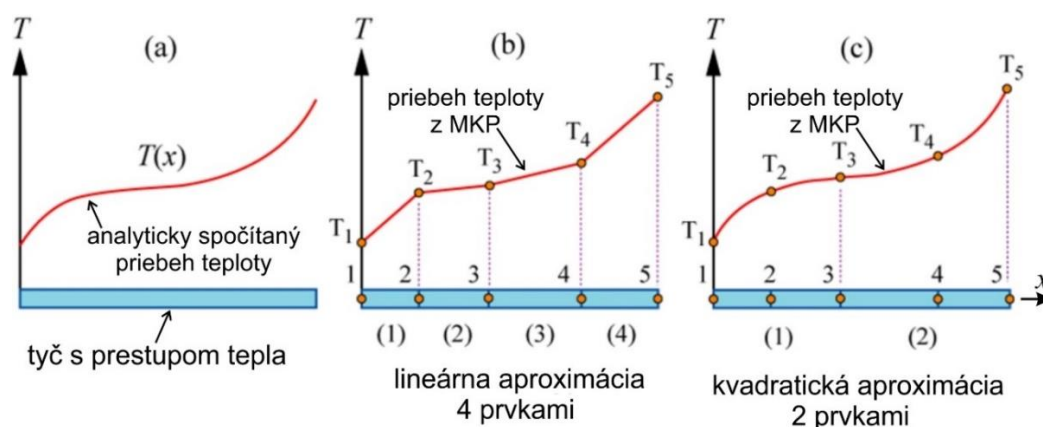
2.1.3 STUPEŇ POLYNÓMU BÁZOVEJ FUNKCIE

Ako bolo uvedené v úvode kap. 2.1, MKP zisťuje parametre v uzloch výpočtovej siete. Pre zistenie parametrov mimo uzly sa používa tzv. bazová (tvarová) funkcia, ktorá aproximuje riešenie ležiace medzi diskretnými hodnotami z uzlových bodov [9]. Softvér ANSYS využíva lineárnu alebo kvadratickú aproximáciu polynómu bazovej funkcie [7]. Obr. 10 zobrazuje lineárny a kvadratický prvok, charakteristickým rysom kvadratického prvku sú uzly aj na hranách, nie len na jeho vrcholoch, ako v prípade lineárneho prvku.



Obr. 10 3D element siete tvaru tetraéder, a.) lineárny, b.) kvadratický

Vplyv na presnosť výsledku lineárnej, resp. kvadratickej aproximácie vysvetľuje Obr. 11, ktorý zobrazuje jednorozmerné (1D) rozloženie teploty v závislosti na dĺžkovej súradnici tyče, v ktorej prebieha konduktívny prenos tepla. Obrázok (a) zobrazuje priebeh teploty, ktorý bol spočítaný analyticky. Obrázok (b) predstavuje teplotu, spočítanú MKP, za použitia 4 elementov (5 uzlov) s lineárnym aproximačným polynómom a obrázok (c) teplotu za použitia 2 elementov (5 uzlov) a kvadratickej aproximácie. Z obrázku vyplýva, že kvadratické elementy sú presnejšie a viac odpovedajú analytickému riešeniu.

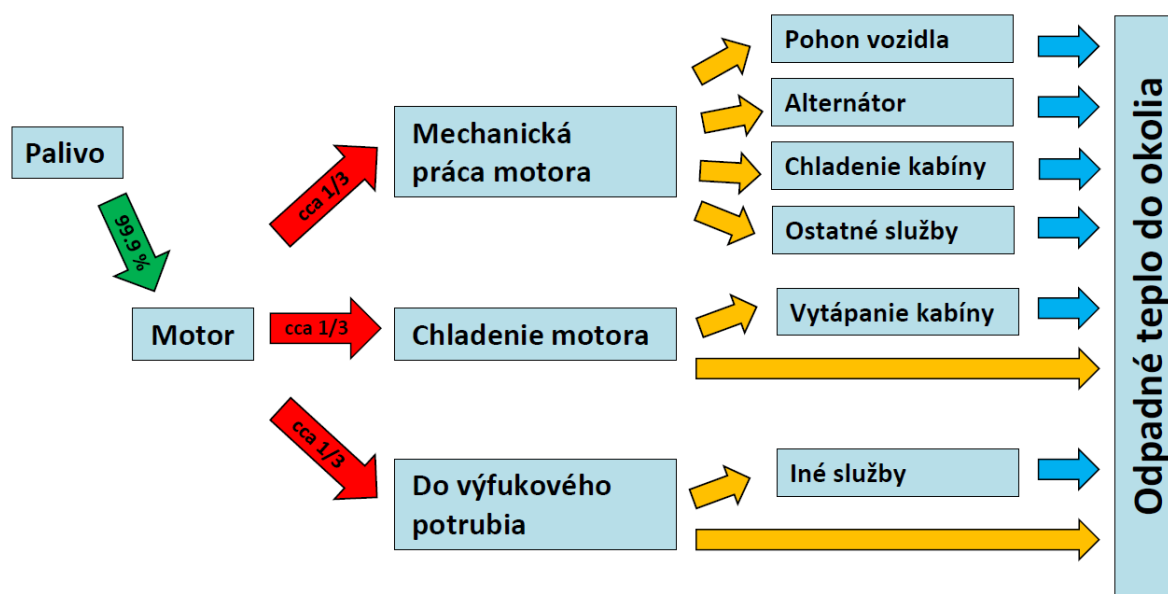


Obr. 11 Vplyv stupňa polynómu v tepelnej úlohe [10], upravené

3 URČOVANIE OKRAJOVÝCH PODMIENOK

3.1 ZDROJE TEPLA VO VZNETOVÝCH MOTOROCH

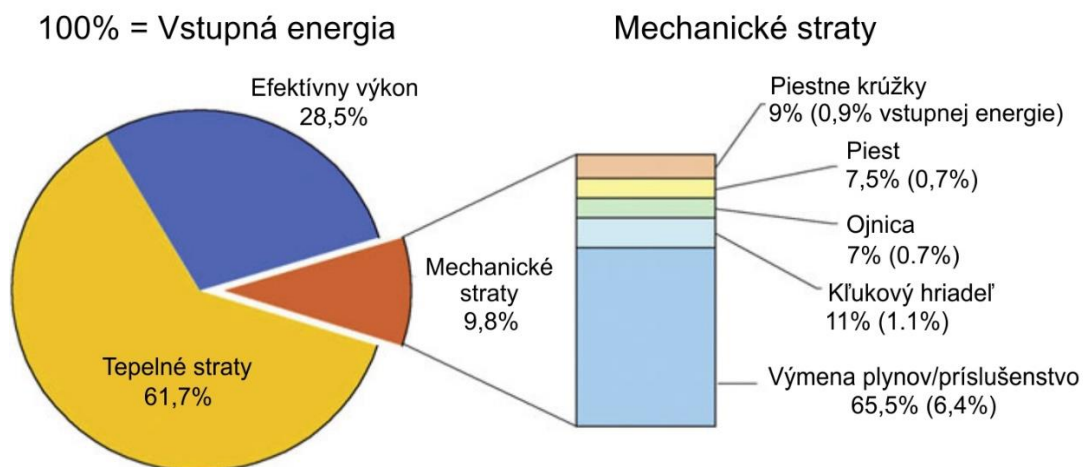
Vznetové motory fungujú na princípe samovznietenia paliva, ktoré je vstreknuté do spaľovacej komory. Spaľovacia komora je tvorená valcom, piestom a hlavou valca. Spaľovanie paliva v nej vytvára tepelnú energiu, ktorej časť je premenená na užitočnú prácu. Obecné rozdelenie energie paliva medzi jednotlivé systémy vozidla zhrňuje Obr. 12.



Obr. 12 Energetická bilancia vozidla so spaľ. motorom [11], upravené

Samotný spaľovací proces v spaľ. komore je možné rozdeliť na konvektívnu a radiačnú zložku. Prenos tepla konvekciou od plynov je ovplyvnený najmä pohybom piestu a pretrváva počas celého cyklu. Prenos tepla žiarením vzniká pri okamihu vznietenia zmesi a trvá kratšiu dobu oproti konvektívnej zložke [12]. Bežným prístupom je zahrnutie radiácie v konvektívnej zložke prenosu tepla, prípadne jej úplne zanedbanie (vhodné len u zážihových motorov) [13].

Ďalším zdrojom tepla je trenie od bočnej časti piestu, vznikajúce pri pohybe vo valci. Trecie teplo je možné popísať rôznymi modelmi, ktoré obvykle závisia na Stribeckovej krivke, vyjadrujúcej závislosť súčiniteľa trenia voči určitému parametru mazania [14]. Autori v [15] uvádzajú veľkosť tohto tepla ako 1,6% (0,9% z piestnych krúžkov, 0,7% z piestu) z celkovej tepelnej energie dodanej v palive. Zanedbanie vplyvov trenia pri riešení termálnej analýzy býva preto bežným zjednodušením, ku ktorému dospieva niekoľko autorov v [12] [13] [16].



Obr. 13 Mechanické straty (priemerné hodnoty z 3 spaľ. motorov) [15], upravené

3.2 TERMÁLNE OKRAJOVÉ PODMIENKY NA SPALOVACÍCH MOTOROV

3.2.1 METÓDY URČOVANIA KOEFICIENTU PRESTUPU TEPLA

TEÓRIA PODOBNOSTI

Často používaným spôsobom je pri spaľovacích motoroch využitie teórie podobnosti, ktorá pomocou bezrozmerných kritérií (bezrozmerných čísel) popisuje matematický vzťah medzi experimentálnym modelom a reálnou situáciou. Pre kompletný popis koeficientu prestupu tepla dostačujú 3 kritéria [17]:

Nusseltovo kritérium, ktoré vyjadruje pomer prenosu tepla konvekciou a kondukciou [17]:

$$Nu = \frac{\alpha * L_{char}}{\lambda} \quad (13)$$

Kde:

| | | |
|------------|---------------------------------------|----------------------------|
| Nu | [-] | Nusseltovo kritérium |
| L_{char} | [m] | charakteristický rozmer |
| λ | [W.m ⁻¹ .K ⁻¹] | tepelná vodivosť materiálu |
| α | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | koeficient prestupu tepla |

Reynoldsovo kritérium, ktoré vyjadruje pomer zotrvačných a viskózných síl [17]:

$$Re = \frac{w * L_{char}}{\nu} \quad (14)$$

Kde:

| | | |
|------------|-----|-------------------------|
| Re | [-] | Reynoldsovo kritérium |
| L_{char} | [m] | charakteristický rozmer |

| | | |
|-------|----------------------------------|--------------------------------|
| w | $[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$ | rýchlosť prúdenia tekutiny |
| ν | $[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$ | kinematická viskozita tekutiny |

Prandtlovo kritérium, ktoré vyjadruje pomer hybnosti a tepelnej difúzie v kvapaline (plyne) [17]:

$$Pr = \frac{\rho * \nu * c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (15)$$

Kde:

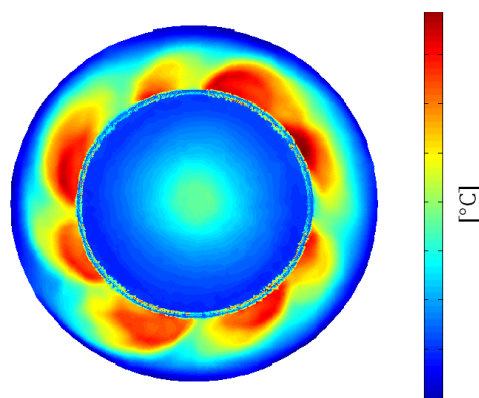
| | | |
|-----------|---|---|
| Pr | $[-]$ | Prandtlovo kritérium |
| ρ | $[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$ | hustota |
| c_p | $[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$ | merná tepelná kapacita pri konšt. tlaku |
| ν | $[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$ | kinematická viskozita tekutiny |
| α | $[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$ | koeficient prestupu tepla |
| λ | $[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$ | tepelná vodivosť materiálu |

Následne, kritériálna rovnica má obecný tvar [17], pričom vzťahy medzi bezrozmernými číslami sú určované experimentálne:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (16)$$

CFD SIMULÁCIA

Pre stanovenie hodnoty koeficientu prestupu tepla je taktiež možné využiť CFD (*Computational fluid dynamics*) analýzu (analýzu prúdenia). Podobne ako pri MKP, aj pri CFD analýze je jedným z prvých krokov diskretizácia spojitého modelu na konečný počet prvkov a definícia okrajových podmienok. Aplikovaním CFD analýzy na riešenie úloh v spaľovacích motoroch je možné získať celkový obraz o dejoch prebiehajúcich počas prevádzky motora, častokrát experimentálne nezistiteľných, a tým odhaliť potenciálne problémy, resp. optimalizovať návrh už počas vývoja.



Obr. 14 Rozloženie teploty na základe koef. prestupu tepla získaného pomocou CFD [12]

3.2.2 KOEFICIENT PRESTUPU TEPLA POVRCHOM SPALOVACIEHO PRIESTORU

Základom pre určovanie okamžitého koeficientu prestupu cez jednotlivé časti spaľovacieho priestoru bola v počiatkoch výskumu kritériálna rovnica v tvare pre popis nútenej konvekcie za turbulentného prúdenia vo vnútri kruhovej trubky [16]. Ďalším výskumom sa zistilo, že je možné zanedbať vplyv Prandtlovho kritéria z dôvodu minimálnych zmien vo výsledkoch ak je prúdiacim médiom plyn, čím sa kritériálna rovnica ďalej zjednodušila na [16]:

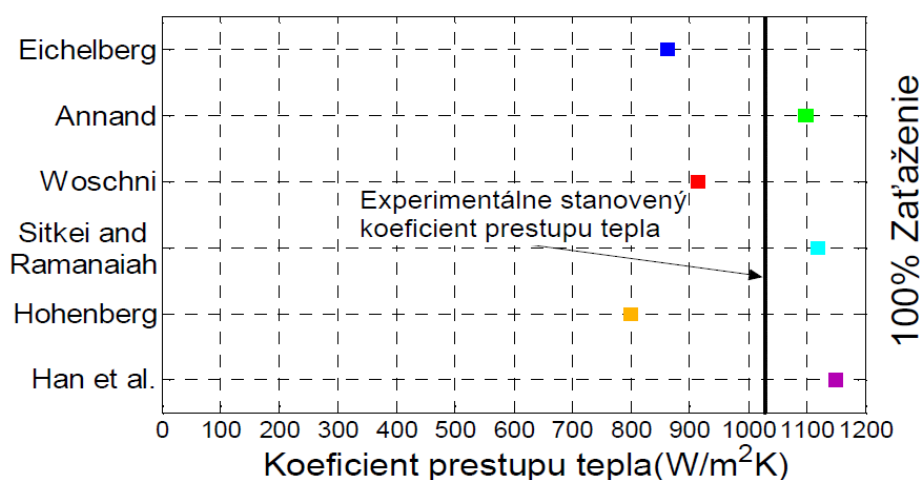
$$Nu = m * Re^g \quad (17)$$

Kde:

| | | |
|--------|-----|-----------------------|
| Nu | [-] | Nusseltovo kritérium |
| Re | [-] | Reynoldsovo kritérium |
| m, g | [-] | koeficienty |

Za posledné desaťročia prebehlo niekoľko experimentálnych výskumov od rôznych autorov, ktorých cieľom bolo čo najvernejšie popísať okamžitý prestup tepla stenami valca. Autor Eichelberg uviedol jednu z prvých korelácií pre výpočet okamžitého koeficientu prestupu tepla, ktorá ale neuvažovala radiačnú zložku zdroja tepla a bola nevhodná pre vznetové motory [18]. Ďalší autori, ktorí sa zaoberali touto problematikou sú: Hohenberg a jeho korelácia vhodná aj pre čiastočné zaťaženia [19], alebo Bargende s turbulentným 2-zónovým modelom [19] a iní [16] [19].

Je zrejmé, že autori, zaoberajúci sa prestupom tepla vo valci zostavili kritériálne rovnice (resp. ich koeficienty) pomocou experimentálnych meraní za rôznych podmienok, a na motoroch rôznych zdvihových objemov a výkonov [16]. Parra [16] preto skúmal niekoľko formulácií okamžitého koeficientu prestupu tepla na reálnom prípade vznetového motora. Výsledky jeho skúmania zobrazuje Obr. 15. Je vidieť pomerné vysoký rozptyl vypočítaných priemerných hodnôt voči experimentálnemu meraniu, preto sa obecné odporúča vypočítané hodnoty validovať experimentálnym meraním, a prípadne vzťah skalibrovať zmenou niektorých koeficientov, k čomu dospieva aj autor v [16].



Obr. 15 Porovnanie priemerného koeficientu prestupu tepla podľa rôznych formulácií (priemer cez jeden cyklus) [16], upravené

Príkladom k jednému z najpoužívanejších vzťahov je korelácia od autora Woschniho [20], ktorá uvažuje prenos tepla konvekciou aj radiáciou [16]. Woschni vo svojej práci zavádza kritériálnu rovnicu s nasledujúcimi koeficientami [20]:

$$Nu = 0,035 * Re^{0,8} \quad (18)$$

Tá po ďalších úpravách nadobúda pre výpočet okamžitého koeficientu prestupu tepla tvar [19]:

$$\alpha = 3,26 * D^{-0,2} * p_v^{0,8} * T_v^{-0,53} * w^{0,8} \quad (19)$$

Kde:

| | | |
|----------|---------------------------------------|---|
| α | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | okamžitý koeficient prestupu tepla vo valci |
| D | [m] | priemer valca |
| p_v | [kPa] | okamžitý tlak vo valci |
| T_v | [K] | okamžitá teplota vo valci |
| w | [m.s ⁻¹] | rýchlosť prúdenia plynov |

Pre rýchlosť prúdenia plynov platí [19]:

$$w = C_1 * c_s + C_2 * \frac{V_z * T_0}{p_0 * V_0} * (p_v - p_k) \quad (20)$$

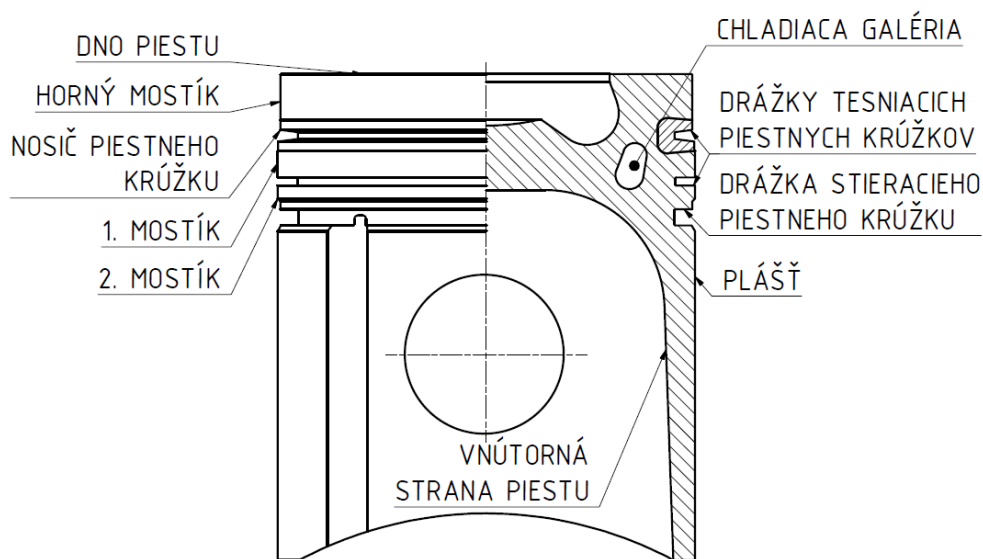
Kde:

| | | |
|------------|----------------------|--|
| C_1, C_2 | [-] | konštanty [19] závislé na časti cyklu (výmena náplne, kompresia, a pod.) |
| c_s | [m.s ⁻¹] | stredná piestová rýchlosť |
| V_z | [m ³] | zdvihový objem |
| T_0 | [K] | referenčná teplota vo valci (napr. počiatok zážihu) |
| p_0 | [kPa] | referenčný tlak |
| V_0 | [m ³] | referenčný objem |
| p_k | [kPa] | okamžitý tlak vo valci bez spaľovania (<i>motored pressure</i>) |

3.2.3 OKRAJOVÉ PODMIENKY NA PIESTE

Piest sa významným spôsobom podieľa na odvádzaní tepla pri chode motora. Neustále zvyšovanie výkonu núti výrobcov inovovať a prichádzať s čoraz efektívnejšími spôsobmi, ako ho spoľahlivo odvádzajú. Najmä v úžitkových vozidlách so vznetovými motormi je možné nájsť piesty, ktoré majú vo vnútri po obvode piestu vytvorenú dutinu (tzv. chladiacu galériu), do ktorej je počas prevádzky vstrekaný olej tryskou umiestnenou v bloku motora. Takýto spôsob chladenia je pomerne výkonný a odvádzajú približne 50-60 % tepla z piestu [15]. Nemenej dôležitý je odvod tepla z bočnej časti piestu, ktorá je tvorená vrchnou časťou (piestne krúžky

(PK) a mostíky medzi PK) a plášťom piestu. Veľkosť tepla odvedeného vrchnou časťou býva 10-30%, a plášťom piestu 5-10% [15].



Obr. 16 Piest vznetrového motora s chladiacou galériou a jeho charakteristické časti

CHLADIACA GALÉRIA

Pre zistenie koeficientu prestupu tepla je možné využiť koreláciu od Busha [21], ktorá je založená na teórii podobnosti. Bushov vzťah uvažuje geometriu chladiacej galérie, rýchlosť prídania w ako strednú piestovú rýchlosť a vlastnosti kvapaliny [21].

Pre prípady s $Pr > 0,5$ platí [21]:

$$Nu_{Bush_1} = 0,495 * Re^{0,57} * \left(\frac{D_k}{b}\right)^{0,24} * Pr^{0,29} \quad (21)$$

Pre prípady s $Pr \ll 1$ platí [21]:

$$Nu_{Bush_2} = 0,638 * (Re * Pr)^{0,5} * \left(\frac{D_k}{b}\right)^{0,24} \quad (22)$$

Kde:

| | | |
|-------------|-----|-------------------------|
| Nu_{Bush} | [-] | Nusseltovo kritérium |
| Re | [-] | Reynoldsovo kritérium |
| Pr | [-] | Prandtlovo kritérium |
| D_k | [m] | charakteristický rozmer |
| b | [m] | výška kanálíka |

Člen D_k je charakteristický rozmer. V prípade chladiacej galérie je to charakteristický priemer prierezu chladiacej galérie. Obecný vzťah pre jeho výpočet je [21]:

$$D_k = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} \quad (23)$$

Kde:

| | | |
|-------|-------------------|--|
| D_k | [m] | charakteristický rozmer |
| S | [m ²] | prierez kanáliku v rovine normálovej k smeru pohybu piestu |

VNÚTORNÁ STRANA PIESTU

Vnútornú stranu piestu je možné rozdeliť na časť pod dnom piestu a časť vnútornej strany plášťa. Pre oba tieto časti je v literatúre možné nájsť empirické korelácie pre zistenie koeficientu prestupu tepla.

Základný vzťah má tvar [22]:

$$\alpha = \alpha_{ref} * \left(\frac{n}{n_{ref}}\right)^{0.35} \quad (24)$$

Kde:

| | | |
|----------------|---------------------------------------|--|
| α | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | koeficient prestupu tepla na vnútornej strane |
| α_{ref} | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | referenčný koeficient prestupu tepla na pieste |
| n | [min ⁻¹] | otáčky motora |
| n_{ref} | [min ⁻¹] | referenčné otáčky motora ($n_{ref} = 4600 \text{ min}^{-1}$ [22]) |

Pre referenčný koeficient prestupu tepla na základe spôsobu chladenia piestu platí:

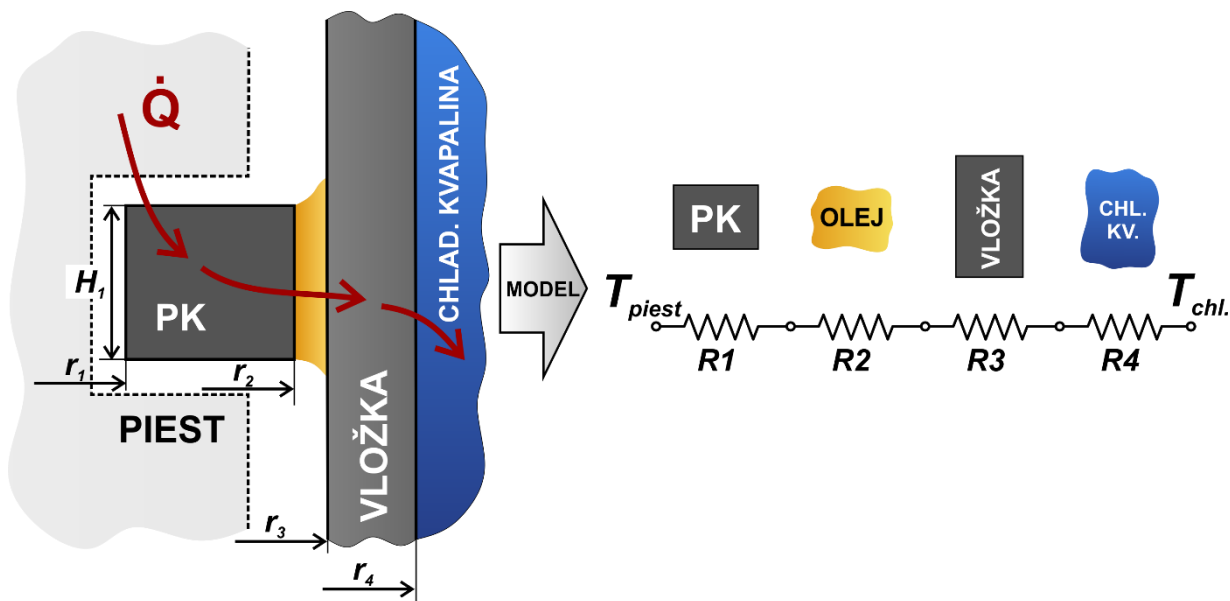
Tab. 2 Hodnoty referenčného koeficientu prestupu tepla [22], upravené

| Spôsob chladenia piestu | Referenčný koef. prestupu tepla [W.m ⁻² .K ⁻¹] | |
|-----------------------------------|---|--------------------------|
| | Časť pod dnom piestu | Plášť z vnútornej strany |
| Olejová hmla | 900-1000 | 240 |
| Mazanie od horného oka ojnice | 2100-2800 | 2100-2800 |
| Ostrek tryskou od kľukovej skrine | 2050-3220 | 2050-3220 |

BOČNÁ ČASŤ PIESTU

Prestup tepla bočnou časťou je možné modelovať metódou tepelných odporov, ktorá bola uvedená v podkap. 1.4., pričom je potreba uvažovať zjednodušujúce predpoklady [23]:

1. Konštantná hrúbka olejového filmu medzi piestom a valcom
2. Piestne krúžky bez pohybu a natáčania v drážke
3. Piest nekoná sekundárne pohyby
4. Vôľa medzi valcom a piestom sa uvažuje ako nominálna (neuvažuje sa tepelná rozťažnosť a výrobné tvary piestu a valca)



Obr. 17 Princíp modelovania prestupu tepla cez piestny krúžok pomocou metódy tepelných odporov, (základ obrázku z [24], upravené)

Princíp modelovania prestupu tepla zobrazuje Obr. 17. Tepelná cesta pozostáva zo 4 tepelných odporov zapojených sériovo. Buyukkaya [23] spočiatku uvažuje aj tepelný odpor R_2 , ktorý predstavuje olejový film medzi PK a vložkou a zavádza vzťahy pre valcové teleso:

$$R_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 * \pi * H_1 * \lambda_{PK}} \quad (25)$$

$$R_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 * \pi * H_2 * \lambda_{olej}} \quad (26)$$

$$R_3 = \frac{\ln(r_4/r_3)}{2 * \pi * H_3 * \lambda_{vložka}} \quad (27)$$

$$R_4 = \frac{1}{\alpha_{voda} * (2 * \pi * r_4 * H_4)} \quad (28)$$

Kde:

| | | |
|-----------------|---------------------------------------|---|
| R_{1-4} | [K.W ⁻¹] | tepelné odpory |
| r_{1-4} | [m] | polomery vychádzajúce z geometrie motora |
| H_{1-4} | [m] | šírky tepelných ciest |
| α_{voda} | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | koeficient prestupu tepla na vložke obmývanej chlad. kvapalinou |
| λ_i | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť |

Členy H_{1-4} predstavujú šírku tepelnej cesty, v tomto prípade je H_1 rovné výške PK, a $H_{2,3,4}$ sú rovné H_1 . Tab. 3 následne zhrňuje veľkosti tepelných odporov, vypočítaných autorom [23]. Dá sa všimnúť rádovo nižšia hodnota odporu R_2 oproti ostatným hodnotám. Toto zistenie indikuje zanedbateľný vplyv olejovej vrstvy medzi PK a vložkou na celkový prestup tepla pri riešení piestnych krúžkov. Člen R_2 je preto možné zanedbať, čím sa výpočet zjednoduší o potrebu znalosti hrúbky olejového filmu medzi PK a vložkou, ktorá je premenná v závislosti na natočení KH a pomerne ťažko zistiteľná [23].

Tab. 3 Vypočítané merné tepelné odpory (vzťahnuté na jednotku plochy) [23]

| Merné tepelné odpory [m ² .K.kW ⁻¹] | |
|--|-------------------|
| R_1 | 0,162 |
| R_2 | $9 \cdot 10^{-5}$ |
| R_3 | 0,047 |
| R_4 | 0,171 |

Následne, po spočítaní celkového tepelného odporu pomocou vzťahov z podkap 1.4 je možné pre koeficient prestupu tepla použiť vzťah [23]:

$$\alpha_{PK} = \frac{1}{R_{celk} * S_{ef}} \quad (29)$$

Kde:

| | | |
|---------------|---------------------------------------|--|
| R_{celk} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |
| α_{PK} | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | koeficient prestupu tepla na drážke PK |
| S_{ef} | [m ²] | efektívna plocha prestupu tepla |

Pričom plocha S_{ef} predstavuje plochu v drážke piestneho krúžku, ktorá je v styku s piestnym krúžkom pri prenose tepla. Následne už môže byť získaný koeficient prestupu tepla aplikovaný v MKP analýze do drážky PK ako okrajová podmienka konvekcie, pričom za teplotu prostredia (film coefficient) je nastavená teplota chladiacej kvapaliny [23].

V prípade koeficientu prestupu tepla α_{voda} je niekoľko možností, ako zistiť jeho hodnotu. Môže to byť napríklad experimentálne meranie, prípadne CFD analýza prúdenia kvapaliny v motore. V relevantných publikáciách [13] [23] [24] je možné nájsť používané priemerné hodnoty od približne 1500 do 5000 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

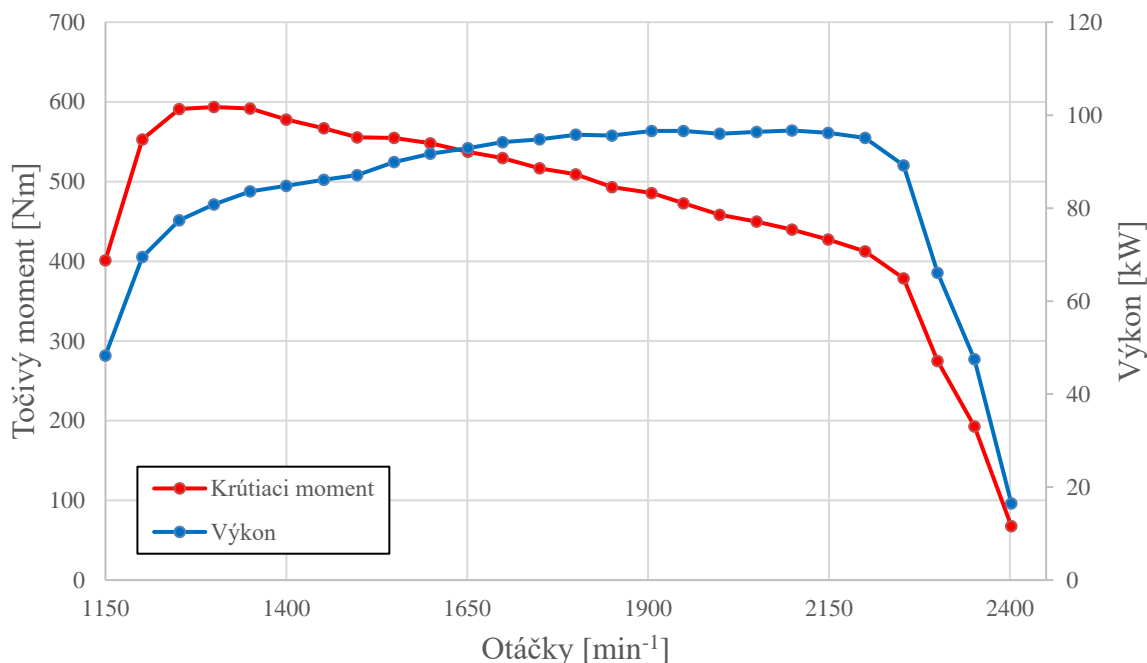
4 SKÚMANÝ SPALOVACÍ MOTOR

4.1 HLAVNÉ PARAMETRE

Výpočet prevádzkových deformácií je vykonávaný na piestovom spaľovacom motore určenom pre traktor. Jedná sa o 4-taktný, vznetový, preplňovaný, radový 4-valec chladený kvapalinou a so 16V OHV typom ventilového rozvodu. Tab. 4 obsahuje hlavné parametre motora. Priebeh točivého momentu a výkonu v závislosti na otáčkach zobrazuje Obr. 18.

Tab. 4 Parametre motora

| | |
|---|---------------------------------|
| Výkon motora [kW] | 96,7 pri 2100 min ⁻¹ |
| Krútiaci moment [Nm] | 594 pri 1300 min ⁻¹ |
| Zdvih [mm] | 120 |
| Vrtanie valca [mm] | 105 |
| Excentricita kľuk. mechanizmu [mm] | 0,5 |
| Objem motora [cm³] | 4156 |
| Počet valcov [-] | 4 |
| Kompresný pomer [-] | 18,2 |
| Dĺžka ojnice [mm] | 215 |



Obr. 18 Vonkajšia otáčková charakteristika

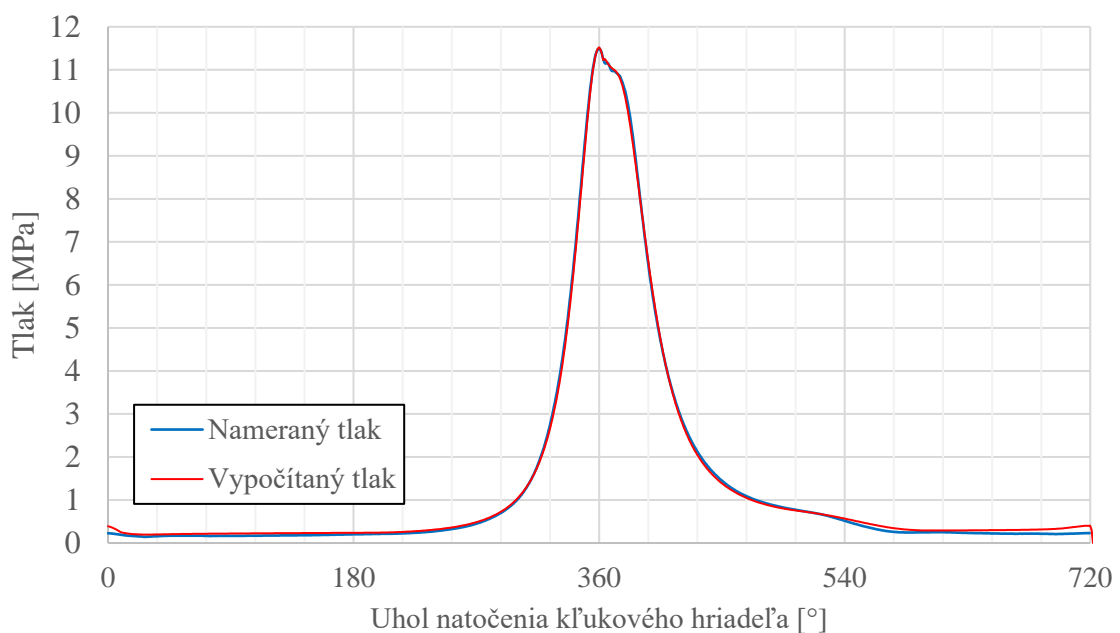
4.2 TERMODYNAMIKA SKÚMANÉHO MOTORA

K výpočtu základných termodynamických veličín skúmaného motora bol využitý 1D výpočtový program TLAK macro, vytvorený na Strojníckej fakulte Technickej univerzity v Liberci [25]. Tento program počíta s výpočtovým krokom 1° natočenia kľukového hriadeľa a uvažuje Woschniho model prestupu tepla stenami SP.

Vstupom do tohto programu sú hlavne geometrické parametre skúmaného motora ako napríklad zdvih, vrtanie, časovanie ventilov, kompresný pomer a iné. Ďalšími vstupmi, použitými pri výpočte, sú aj prevádzkové parametre motora ako napríklad plniaci tlak, otáčky a výkon motora a aj najrôznejšie konštanty vyplývajúce z použitého paliva a podobne. Samotné nastavenie výpočtového modelu a jeho parametrov, potrebných pre výpočet, bolo z predošlej výskumnej činnosti k dispozícii na Ústave automobilového a dopravného inžinierstva na VUT v Brne a nebolo predmetom tejto práce.

Výpočtový model 1D simulácie je nastavený pre otáčky motora 2200 min^{-1} . Tento pracovný bod odpovedá maximálnym otáčkam motora, kde pri ďalšom zvyšovaní otáčok už zasiahne obmedzovací regulátor.

K samotnému skúmanému motoru je taktiež k dispozícii niekoľko experimentálnych meraní, medzi ktoré patrí aj indikácia spaľovacích tlakov. Práve tieto reálne dáta boli využité ako validácia tohto výpočtového modelu, ktorá vykazovala dobrú zhodu spaľovacieho tlaku s numerickým modelom.



Obr. 19 Indikovaný tlak vo valci

4.3 VÝSLEDKY Z 1D ANALÝZY SKÚMANÉHO MOTORÁ

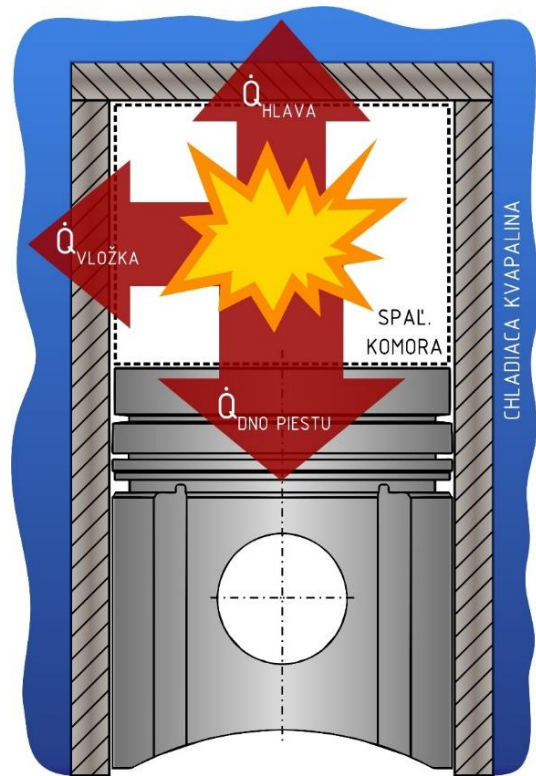
Výstupom z programu je množstvo termodynamických veličín ako napríklad teplota steny vložky valca, hmotnostný tok ventilmi, p-V diagram, teplo uvoľnené horením, teplo odvedené stenami spaľovacieho priestoru, tlak v spaľovacom priestore a iné.

4.3.1 TEPELNÉ TOKY CEZ ČASTI SPALOVACIEHO PRIESTORU

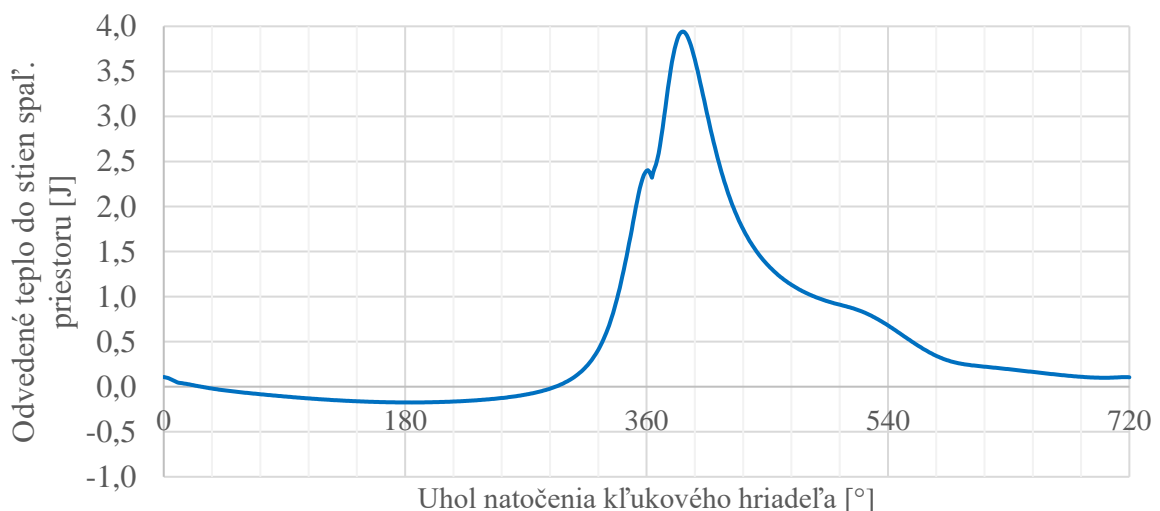
Obr. 21 zobrazuje teplo odvedené stenami spaľovacieho priestoru (SP) za jeden pracovný cyklus. Pribeh tohto tepla je získaný z 1D simulácie.

Za zmienku stojí oblasť od približne 28° do 292° natočenia kľukového hriadeľa, kde nadobúda tepelná energia záporných hodnôt. Táto oblasť rámcovo odpovedá pracovnému taktu nasávania vzduchu, kedy pomerne studený vzduch (teplota za medzichladičom stlačeného vzduchu bola 53°C) prijíma teplo od SP.

Následne je táto tepelná energia v určitom pomere rozptýlená medzi jednotlivé teplozmenné plochy piestu, valca a hlavy valcov, pričom pomery, v akých tento prenos prebieha závisí najmä na veľkosti samotnej teplozmennej plochy SP, ktorá sa mení s natočením KH.



Obr. 20 Vizualizácie tepelných tokov cez jednotlivé časti spaľovacieho priestoru



Obr. 21 Odvedené teplo do stien SP z 1D analýzy

Funkciu závislosti teplozmennej plochy spaľovacieho priestoru v závislosti od natočenia kľukového hriadeľa α možno popísať nasledovne:

$$S_{TP}(\alpha) = S_{Hlava\ valca} + S_{Dno\ piestu} + S_{Vložka\ valca}(\alpha) + S_{Vložka\ medzera} \quad (30)$$

Kde:

| | | |
|-----------------------------|-------------------|--|
| $S_{TP}(\alpha)$ | [m ²] | teplozmenná plocha celého SP závislá na natočení KH |
| $S_{Hlava\ valca}$ | [m ²] | teplozmenná plocha hlavy valca |
| $S_{Dno\ piestu}$ | [m ²] | teplozmenná plocha dna piestu |
| $S_{Vložka\ valca}(\alpha)$ | [m ²] | teplozmenná plocha vložky valca závislá na natočení KH |
| $S_{Vložka\ medzera}$ | [m ²] | teplozmenná plocha na vložke v oblasti medzi piestom v HÚ a hlavou |

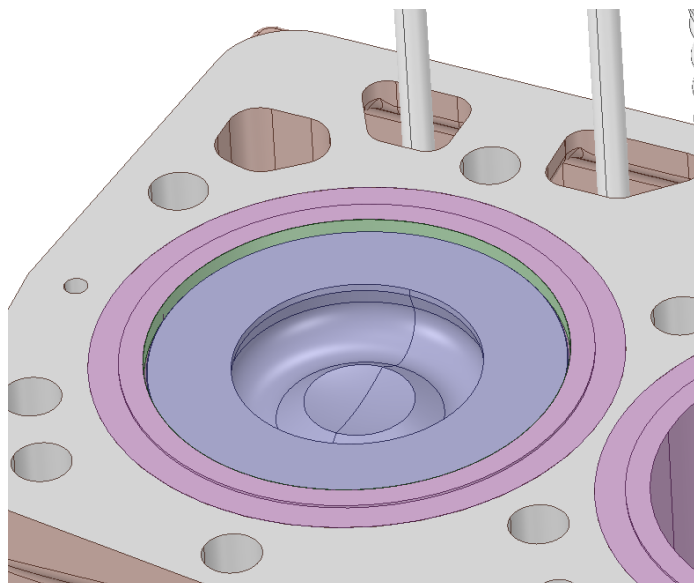
Ďalej platí [26]:

$$S_{Vložka\ valca}(\alpha) \cong \pi * D * \left\{ \sqrt{(L + R_k)^2 - e^2} - R \left[\frac{1}{\lambda_{KP}} + \cos \alpha + \lambda_e \sin \alpha - \frac{\lambda_{KP}}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \right\} \quad (31)$$

Kde:

| | | |
|----------------|-----|-----------------------------|
| D | [m] | vítanie valca |
| L | [m] | dĺžka ojnice |
| R_k | [m] | polomer kľuky |
| e | [m] | excentricita piestneho čapu |
| λ_{KP} | [-] | kľukový pomer ako R/L |
| λ_e | [-] | excentrický pomer ako e/L |

Teplozmenné plochy $S_{Hlava\ valca}$, $S_{Dno\ piestu}$, $S_{Vložka\ medzera}$ sú konštantné a nezávislé na natočení kľukového hriadeľa. Ich hodnota bola získaná z dostupného CAD modelu skúmaného motora. Pri zisťovaní plochy $S_{Vložka\ medzera}$ bol CAD model motora zostavený tak, aby sa piest nachádzal v hornej úvrti, následne bola pomocou vstavaných nástrojov odmeraná vzdialenosť od piestu po dosadaciú rovinu bloku motora (Obr. 22), hrúbka tesnenia pod hlavou bola zanedbaná.



Obr. 22 Znárodnenie plochy $S_{\text{vlozka medzera}}$ – zelená plocha, (plocha zväčšená pre názornosť)

Následne už mohli byť vypočítané pomery, ako sa odvedené teplo zo spaľovacieho procesu rozdelí medzi piest, hlavu valca a vložku. Boli zavedené vzťahy:

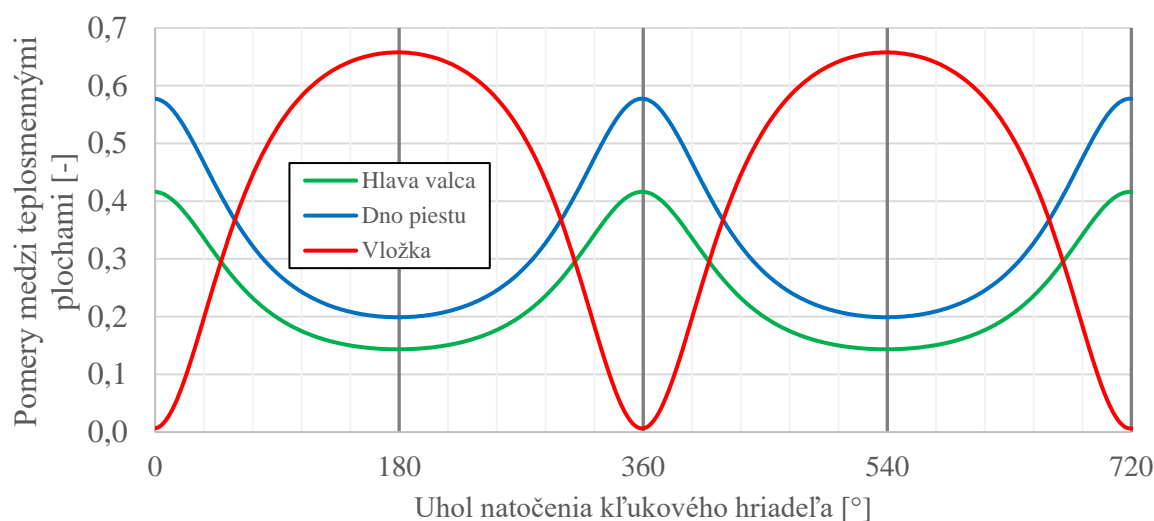
$$P_{\text{Hlava valca}}(\alpha) = \frac{S_{\text{Hlava valca}}}{S_{TP}(\alpha)} \quad (32)$$

$$P_{\text{Dno piestu}}(\alpha) = \frac{S_{\text{Dno piestu}}}{S_{TP}(\alpha)} \quad (33)$$

$$P_{\text{Vložka valca}}(\alpha) = \frac{S_{\text{Vložka valca}}(\alpha) + S_{\text{Vložka medzera}}}{S_{TP}(\alpha)} \quad (34)$$

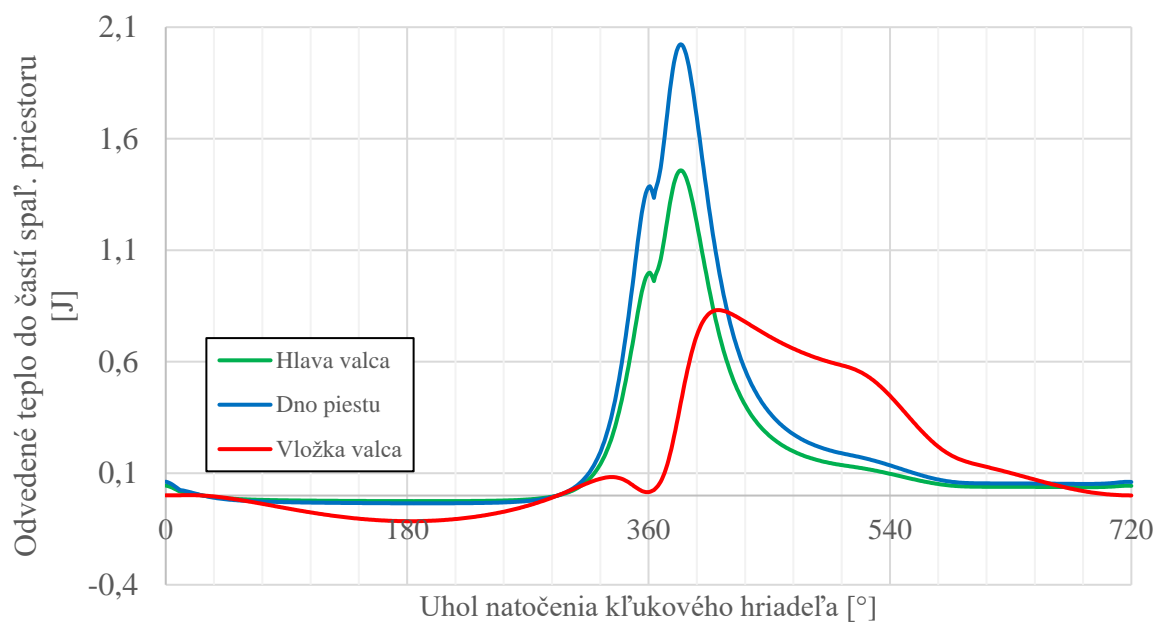
Kde:

| | | |
|-----------------------------------|-------------------|--|
| $P_{\text{Hlava valca}}(\alpha)$ | [-] | pomer tepelnej energie vstupujúcej do hlavy valca |
| $P_{\text{Dno piestu}}(\alpha)$ | [-] | pomer tepelnej energie vstupujúcej do dna piestu |
| $P_{\text{Vložka valca}}(\alpha)$ | [-] | pomer tepelnej energie vstupujúcej do vložky valca |
| $S_{TP}(\alpha)$ | [m ²] | teplozmenná plocha celého SP závislá na natočení KH |
| $S_{\text{Hlava valca}}$ | [m ²] | teplozmenná plocha hlavy valca |
| $S_{\text{Dno piestu}}$ | [m ²] | teplozmenná plocha dna piestu |
| $S_{\text{Vložka valca}}(\alpha)$ | [m ²] | teplozmenná plocha vložky valca závislá na natočení KH |
| $S_{\text{Vložka medzera}}$ | [m ²] | teplozmenná plocha na vložke v oblasti medzi piestom v HÚ a hlavou |



Obr. 23 Pomery medzi teplozmennými plochami

Po vynásobení odvedeného tepla do stien spaľovacieho priestoru vypočítanými pomermi boli zostavené priebehy tepelných energií cez jednotlivé časti SP. Jednoduchou sumáciou týchto diskretných priebehov boli získané celkové tepelné energie cez hlavu valca, dno piestu a vložku valca, ktoré sú zobrazené na Obr. 24.



Obr. 24 Odvedené teplo do jednotlivých častí SP

Dá sa všimnúť, že najviac tepla sa do hlavy a piestu uvoľní v expanznom cykle tesne pri HÚ, následne piest putuje smerom do DÚ, čo má za následok zvyšovanie teplozmennej plochy vložky valca, čím sa zvyšuje prestup tepla vložkou a znižujú prestupy tepla piestom a hlavou.

TEPELNÉ TOKY

Tepelný tok má fyzikálnu jednotku Watt, ktorá je definovaná ako energia za jednotku času. Pre časový úsek jedného cyklu motora, pri otáčkach $n = 2200 \text{ min}^{-1}$, ktorý trvá 720° , boli zavedené nasledujúce vzťahy:

$$t_{1^\circ} = \frac{1}{n * 360} = 7,57 * 10^{-5} \text{ s} \quad (35)$$

Kde:

t_{1° [s] doba, za ktorú sa KH otočí o 1 stupeň

n [s^{-1}] otáčky motora

Následne:

$$t_{\text{cyklus}} = t_{1^\circ} * 720 = 0,05454 \text{ s} \quad (36)$$

Kde:

t_{cyklus} [s] doba, za ktorú sa KH otočí o 720° , tj. jeden cyklus

Potom, podelením tepelnej energie a doby trvania cyklu platia tepelné toky:

| Časť spal. priestoru | Tepelná energia Q [J] | Tepelný tok \dot{Q} [W] |
|----------------------|-----------------------|---------------------------|
| Hlava valca | 115,685 | 2120,889 |
| Dno piestu | 160,527 | 2942,998 |
| Vložka valca | 114,172 | 2093,154 |

Tab. 5 Vypočítané tepelné toky cez časti spal. priestoru

5 TERMÁLNO-ŠTRUKTURÁLNA ANALÝZA PIESTU

V MKP softvéroch, zaoberajúcich sa termálnou analýzou, sú 2 možnosti ako pristúpiť k riešeniu skúmaného deja, je to ustálená analýza a tranzientná analýza (kap. 1). V prípade deja meniaceho sa v čase, akým je aj cyklus spaľovacieho motora, by bolo očakávaným prístupom využitie tranzientnej analýzy, avšak takáto analýza je násobne náročnejšia na výpočtový čas a na definíciu okrajových podmienok. Vo vedeckej literatúre, zaoberajúcej sa touto problematikou, je preto použitie ustálenej analýzy bežným zjednodušením, ktoré poskytuje dobré výsledky. Autor v článku [27] porovnával vplyv tohto zjednodušenia voči tranzientnej analýze, kde bol zistený rozdiel teplôt medzi ustálenou a tranzientnou analýzou menší ako 5%, čo je vzhľadom na povahu výsledkov dostatočná presnosť.

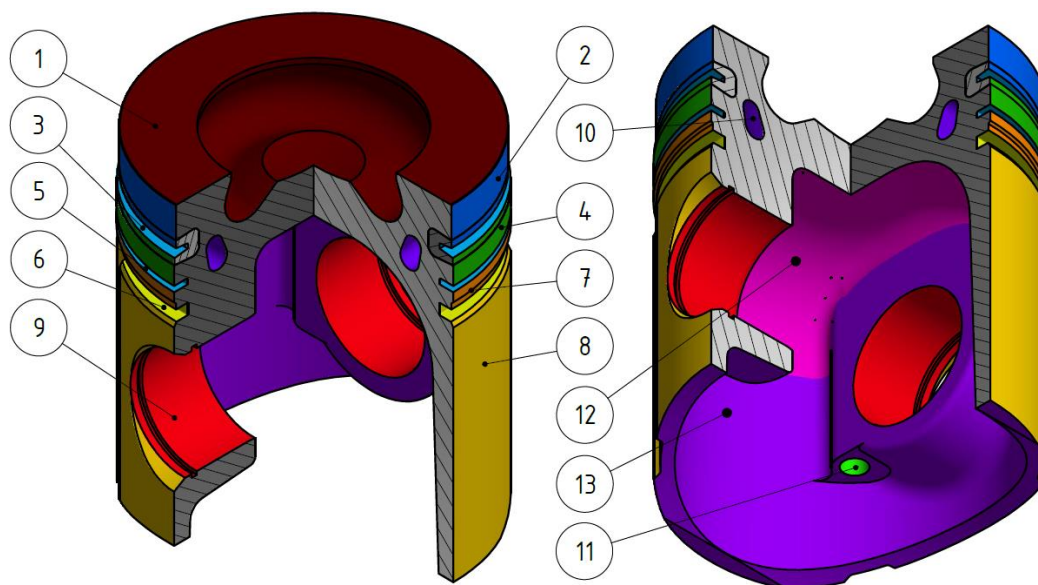
5.1 NASTAVENIE ANALÝZY

5.1.1 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Skúmaný piest sa skladá z 2 hlavných častí. Prvou je samotné telo piestu z materiálu ČSN 42 4336, čo je hliníková zliatina na odliatky. Druhú časť tvorí nosič prvého piestneho krúžku, ktorý je z materiálu obchodného názvu Ni-Resist 1, čo je liatina s legúrou niklu. Je známe, že materiálové vlastnosti materiálov sú závislé na teplote, preto bola snaha dohľadať čo najviac vlastností v závislosti na tejto stavovej veličine. Materiálové vlastnosti sú uvedené v prílohe A.

5.1.2 OKRAJOVÉ PODMIENKY TERMÁLNEJ ANALÝZY

Model piestu bol zaťažovaný 2 typmi okrajových podmienok (OP), a to tepelným tokom (iba pri poz. č.1) a konvekciou (všetky ostatné pozície). Pre výpočet OP boli použité vzťahy zavedené v kapitole 3.2.3. Pri modelovaní prestupu tepla cez piestne krúžky nebol uvažovaný olejový film medzi PK a stenou valca z dôvodu nízkeho vplyvu na prechod tepla (podkap. 3.2.3). Koeficient prestupu tepla medzi vložkou a chladiacou kvapalinou bol s ohľadom na rešeršnú časť práce volený s hodnotou $3000 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$. Ako materiál vložky bola uvažovaná liatina ČSN 42 2420, ktorej materiálové vlastnosti sú obsiahnuté v prílohe A. Obr. 25 zobrazuje plochy, na ktoré boli aplikované OP.



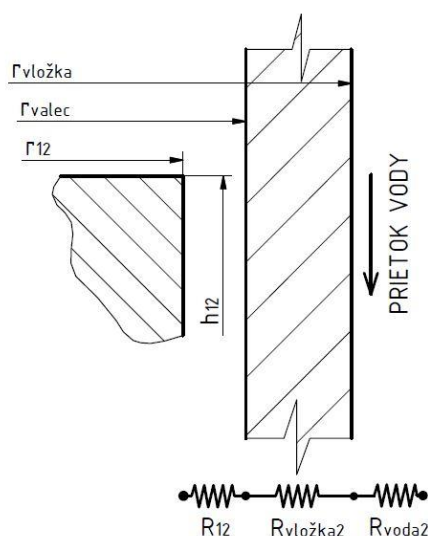
Obr. 25 Farebne odlišené plochy, na ktoré sú aplikované OP pri termálnej analýze

POZÍCIA Č. 1 – DNO PIESTU

Na túto plochu bola aplikovaná okrajová podmienka tepelný tok (heat flow) o veľkosti 2943 W získaná z 1D simulácie (Tab. 5).

POZÍCIA Č. 2 – HORNÝ MOSTÍK

Táto časť je jednou z najviac tepelne namáhaných oblastí na piestu, pretože je vystavená priamemu vplyvu spalín. Predpokladá sa tam, v porovnaní so zbytkom piestu, pomerne veľká zmena geometrie z dôvodu tepelnej rozťažnosti. Toto tvrdenie podporuje aj samotná konštrukcia piestu, kde v tejto časti je ponechaná vôľa voči vložke 1,5 mm na priemere piestu.



Obr. 26 Modelovanie pomocou tepelných odporov na hornom mostíku

Pre tepelné odpory R_{12} , $R_{vložka2}$, R_{voda2} , platia vzťahy:

$$R_{12} = \frac{\ln\left(\frac{r_{valec}}{r_{12}}\right)}{2\pi * \lambda_{plyn} * h_{12}} = 4,651 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (37)$$

$$R_{vložka2} = \frac{\ln\left(\frac{r_{vložka}}{r_{valec}}\right)}{2\pi * \lambda_{vložka} * h_{12}} = 0,0303 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (38)$$

$$R_{voda2} = \frac{1}{\alpha_{vložka_voda} * (2 * \pi * r_{vložka} * h_{12})} = 0,0629 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (39)$$

Kde:

| | | |
|---------------|----------------------|--|
| R_{12} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor dutiny medzi piestom a vložkou |
| r_{12} | [m] | polomer horného mostíka |
| $R_{vložka2}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| r_{valec} | [m] | polomer vložky valca (polovica vrtania) |

| | | |
|-------------------------|---------------------------------------|--|
| $r_{vložka}$ | [m] | vonkajší polomer vložky valca |
| λ_{plyn} | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | priemerná tepelná vodivosť plynu |
| $\lambda_{vložka}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť liatiny |
| h_{12} | [m] | šírka cesty tepelného toku (výška horného mostíka) |
| R_{voda2} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |
| $\alpha_{vložka_voda}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻²] | koef. prestupu tepla rozhrania vložka-voda |

Potom, celkový tepelný odpor je:

$$R_{c_2} = R_{12} + R_{vložka2} + R_{voda2} = 4,744 \text{ K.W}^{-1} \quad (40)$$

Kde:

| | | |
|---------------|----------------------|---|
| R_{c_2} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |
| R_{12} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor dutiny medzi piestom a vložkou |
| $R_{vložka2}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| R_{voda2} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |

Na záver, koeficient prestupu tepla pre poz. 2 sa rovná:

$$\alpha_2 = \frac{1}{S_{ef_2} * R_{c_2}} = 45,866 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \quad (41)$$

Kde:

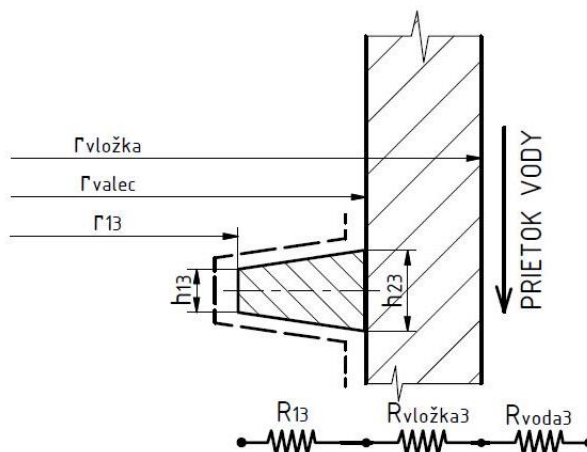
| | | |
|-------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| α_2 | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | koef. prestupu tepla pre horný mostík |
| S_{ef_2} | [m ²] | plocha horného mostíka |
| R_{c_2} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |

Člen tepelnej vodivosti plynu v spaľovacej komore je hodnota pomerne citlivá a závislá na množstve parametrov a aktuálnom natočení KH, rovnako je otázne chemické zloženie plynu v tejto oblasti. Autor v [13] popisuje princíp, ako modeloval rovnaký tepelný problém, pričom ako dominantný plyn uvažuje vzduch pri priemernej teplote steny vložky a priemernom tlaku v SP. Vhodnosť náhrady vzduchom podporuje aj samotná funkcia vznetrového motora, ktorý pracuje s jeho prebytkom (kvalitatívna regulácia [19]).

V tomto prípade je priemerná teplota steny 411 K (hodnota z 1D simulácie) a priemerný tlak v cykle 1,4 MPa (hodnota z indikácie spaľ. tlakov). Pre tieto hodnoty platí $\lambda_{plyn} = 0,035 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ [28].

POZÍCIA Č. 3 – PRVÝ TESNIACI PIESTNY KRÚŽOK

Tepelný odpor prvého tesniaceho piestneho krúžku R_{13} je z dôvodu jeho lichobežníkového tvaru vypočítaný jednoduchou termálnou ustálenou MKP analýzou za poznania, že tepelný odpor sa rovná podielu rozdielu teploty a tepelného toku. Zámok piestneho krúžku bol pri modelovaní zanedbaný.



Obr. 27 Modelovanie pomocou tepelných odporov na 1. PK

Krúžok bol zaťažený fiktívnymi okrajovými podmienkami, ktoré vyvolali tepelný tok a teplotný gradient smerom do vložky, následne boli tieto hodnoty použité na výpočet odporu. Informácia o presnom type materiálu, použitom na predmetných PK, nebola k dispozícii, preto bol ako materiál použitý SAE 9254, ktorý sa na PK bežne používa [29], s tepelnou vodivosťou $46 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-1}$ [30].

$$R_{13} = 0,0343387 \text{ K.W}^{-1} \quad (42)$$

Ďalej, pre tepelné odpory $R_{vložka3}$, R_{voda3} , platia vzťahy:

$$R_{vložka3} = \frac{\ln\left(\frac{r_{vložka}}{r_{valec}}\right)}{2\pi * \lambda_{vložka} * h_{23}} = 0,112 \text{ K.W}^{-1} \quad (43)$$

$$R_{voda3} = \frac{1}{\alpha_{vložka_voda} * (2 * \pi * r_{vložka} * h_{23})} = 0,233 \text{ K.W}^{-1} \quad (44)$$

Kde:

| | | |
|--------------------|---------------------------------------|---|
| R_{13} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor 1. piestneho krúžku z MKP |
| $R_{vložka3}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| r_{valec} | [m] | polomer vložky valca (polovica vrtania) |
| $r_{vložka}$ | [m] | vonkajší polomer vložky valca |
| $\lambda_{vložka}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť liatiny |

| | | |
|-------------------------|---------------------------------------|---|
| h_{23} | [m] | šírka cesty tepelného toku (výška krúžku) |
| R_{voda3} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |
| $\alpha_{vložka_voda}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻²] | koef. prestupu tepla rozhrania vložka-voda |

Potom, celkový tepelný odpor je:

$$R_{c_3} = R_{13} + R_{vložka3} + R_{voda3} = 0,379 \text{ K.W}^{-1} \quad (45)$$

Kde:

| | | |
|---------------|----------------------|---|
| R_{c_3} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |
| R_{13} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor 1. piestneho krúžku (kondukcia) |
| $R_{vložka3}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| R_{voda3} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |

Na záver, koeficient prestupu tepla pre poz. 3 sa rovná:

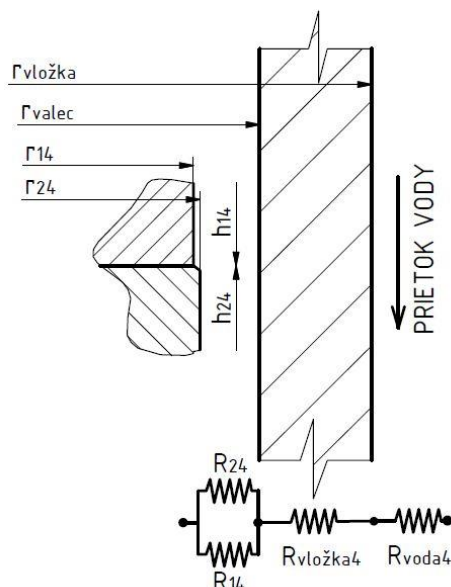
$$\alpha_3 = \frac{1}{S_{ef_3} * R_{c_3}} = 895,684 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \quad (46)$$

Kde:

| | | |
|-------------|--|---------------------------------------|
| α_3 | [W. m ⁻² .K ⁻¹] | koef. prestupu tepla pre drážku 1. PK |
| S_{ef_3} | [m ²] | plocha drážky 1. PK |
| R_{c_3} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |

POZÍCIA Č. 4 – PRVÝ MOSTÍK

V oblasti prvého mostíka, tj. medzi dvoma tesniacimi piestnymi krúžkami, je predpoklad nedokonalého utesnenia prvým piestnym krúžkom, kedy nastáva prefuk (blow-by) spalín cez zámok piestneho krúžku do tejto oblasti. Oproti hornému mostíku sa v tejto oblasti už očakáva aj olejový film, ktorý vplýva na výsledný tepelný odpor, pričom tepelná vodivosť oleja je rádovo vyššia, ako tepelná vodivosť plynu. Bežne sa preto vplyvy prefuku na tepelný odpor zanedbávajú, a uvažuje sa iba s olejom ako teplonosným médiom [13]. Rovnako sa v tomto mieste nachádza odsadenie na rozhraní nosiča prvého piestneho krúžku a tela piestu, ktoré bolo namodelované ako dve paralelne zapojené tepelné odpory.



Obr. 28 Modelovanie pomocou tepelných odporov na 1. mostíku

Pre tepelné odpory R_{14} , R_{24} , $R_{vložka4}$, R_{voda4} , platia vzťahy:

$$R_{14} = \frac{\ln\left(\frac{r_{valec}}{r_{14}}\right)}{2\pi * \lambda_{olej} * h_{14}} = 1,994 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (47)$$

$$R_{24} = \frac{\ln\left(\frac{r_{valec}}{r_{24}}\right)}{2\pi * \lambda_{olej} * h_{24}} = 0,175 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (48)$$

$$R_{vložka4} = \frac{\ln\left(\frac{r_{vložka}}{r_{valec}}\right)}{2\pi * \lambda_{vložka} * (h_{14} + h_{24})} = 0,047 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (49)$$

$$R_{voda4} = \frac{1}{\alpha_{vložka_voda} (2\pi r_{vložka} * (h_{14} + h_{24}))} = 0,0982 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (50)$$

Kde:

| | | |
|--------------------|---------------------------------------|--|
| R_{14}, R_{24} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor dutiny medzi piestom a vložkou |
| r_{14}, r_{24} | [m] | polomer prvého mostíka |
| $R_{vložka4}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| r_{valec} | [m] | polomer vložky valca (polovica vrtania) |
| $r_{vložka}$ | [m] | vonkajší polomer vložky valca |
| λ_{olej} | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť oleja |
| $\lambda_{vložka}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť liatiny |

| | | |
|-------------------------|---------------------------------------|---|
| h_{14}, h_{24} | [m] | šírky ciest tepelného toku (výšky prvého mostíka) |
| R_{voda4} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |
| $\alpha_{vložka_voda}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻²] | koef. prestupu tepla rozhrania vložka-voda |

Potom, celkový tepelný odpor je:

$$R_{c_4} = \frac{R_{14} * R_{24}}{R_{14} + R_{24}} + R_{vložka4} + R_{voda4} = 0,306 \text{ K.W}^{-1} \quad (51)$$

Kde:

| | | |
|------------------|----------------------|---|
| R_{c_4} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |
| R_{14}, R_{24} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor dutiny medzi piestom a vložkou |
| $R_{vložka4}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| R_{voda4} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |

Na záver, koeficient prestupu tepla pre poz. 4 sa rovná:

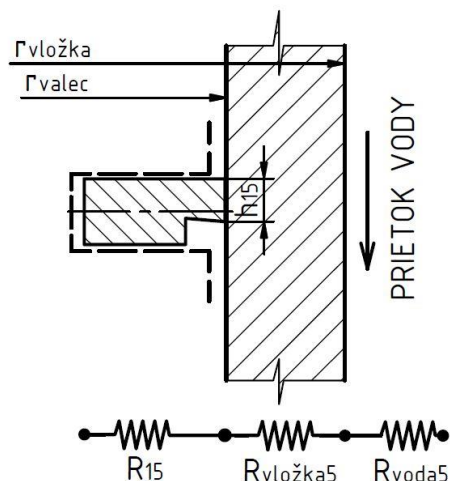
$$\alpha_4 = \frac{1}{S_{ef_4} * R_{c_4}} = 1100,016 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \quad (52)$$

Kde:

| | | |
|------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| α_4 | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | koef. prestupu tepla pre horný mostík |
| S_{ef_4} | [m ²] | plocha horného mostíka |
| R_{c_4} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |

POZÍCIA Č. 5 – DRUHÝ TESNIACI PIESTNY KRÚŽOK

Výpočet prebiehal rovnakým spôsobom, ako pri prvom piestnom krúžku. Tepelný odpor krúžku bol znova vypočítaný v MKP analýze s fiktívnymi okrajovými podmienkami, z dôvodu zložitého tvaru krúžku.



Obr. 29 Modelovanie pomocou tepelných odporov na 2. PK

Pre tepelné odpory platí:

$$R_{15} = 0,09636 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (53)$$

$$R_{vložka5} = \frac{\ln\left(\frac{r_{vložka}}{r_{valec}}\right)}{2\pi * \lambda_{vložka} * h_{15}} = 0,186 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (54)$$

$$R_{voda5} = \frac{1}{\alpha_{vložka_voda} * (2 * \pi * r_{vložka} * h_{15})} = 0,384 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (55)$$

Kde:

| | | |
|-------------------------|---------------------------------------|---|
| R_{15} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor 2. piestneho krúžku z MKP |
| $R_{vložka5}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| r_{valec} | [m] | polomer vložky valca (polovica vrtania) |
| $r_{vložka}$ | [m] | vonkajší polomer vložky valca |
| $\lambda_{vložka}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť liatiny |
| h_{15} | [m] | šírka cesty tepelného toku (výška krúžku) |
| R_{voda5} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |
| $\alpha_{vložka_voda}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻²] | koef. prestupu tepla rozhrania vložka-voda |

Potom, celkový tepelný odpor je:

$$R_{c_5} = R_{15} + R_{vložka5} + R_{voda5} = 0,666 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (56)$$

Kde:

| | | |
|---------------|----------------------|---|
| R_{c_5} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |
| R_{15} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor 2. PK (kondukcia) |
| $R_{vložka5}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| R_{voda5} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |

Na záver, koeficient prestupu tepla pre poz. 5 sa rovná:

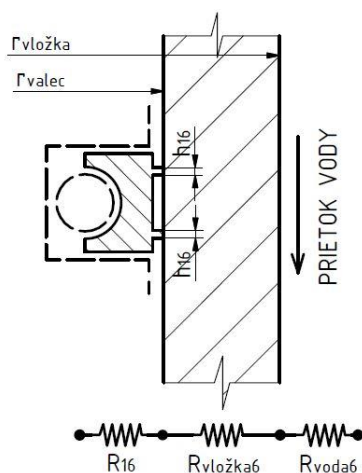
$$\alpha_5 = \frac{1}{S_{ef_5} * R_{c_5}} = 517,445 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (57)$$

Kde:

| | | |
|------------|--|---------------------------------------|
| α_5 | [W. m ⁻² .K ⁻¹] | koef. prestupu tepla pre drážku 2. PK |
| S_{ef_5} | [m ²] | plocha drážky 2. PK |
| R_{c_5} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |

POZÍCIA Č. 6 – STIERACÍ PIESTNY KRÚŽOK

Rovnako ako pri predošlých piestnych krúžkoch, aj tu bol pre výpočet tepelného odporu samotného krúžku použitý MKP výpočet. Navyše, pre jej zložitý tvar a modelovanie, bola zanedbaná druhá časť stieracieho krúžku, ktorou je prítlačná pružina.



Obr. 30 Modelovanie pomocou tepelných odporov na stieracom PK

Pre tepelné odpory platí:

$$R_{16} = 0,102347 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (58)$$

$$R_{vložka6} = \frac{\ln\left(\frac{r_{vložka}}{r_{valec}}\right)}{2\pi * \lambda_{vložka} * h_{16} * 2} = 0,356 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (59)$$

$$R_{voda6} = \frac{1}{\alpha_{vložka_voda} * (2 * \pi * r_{vložka} * h_{16} * 2)} = 0,736 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (60)$$

Kde:

| | | |
|-------------------------|---------------------------------------|--|
| R_{16} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor stieracieho piestneho krúžku z MKP |
| $R_{vložka6}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| r_{valec} | [m] | polomer vložky valca (polovica vrtania) |
| $r_{vložka}$ | [m] | vonkajší polomer vložky valca |
| $\lambda_{vložka}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť liatiny |
| h_{16} | [m] | šírka cesty tepelného toku |
| R_{voda6} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |
| $\alpha_{vložka_voda}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻²] | koef. prestupu tepla rozhrania vložka-voda |

Potom, celkový tepelný odpor je:

$$R_{c_6} = R_{16} + R_{vložka6} + R_{voda6} = 1,195 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (61)$$

Kde:

| | | |
|---------------|----------------------|--|
| R_{c_6} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |
| R_{16} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor stieracieho piestneho krúžku (kondukcia) |
| $R_{vložka6}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| R_{voda6} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |

Na záver, koeficient prestupu tepla pre poz. 6 sa rovná:

$$\alpha_6 = \frac{1}{S_{ef_6} * R_{c_6}} = 350,412 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (62)$$

Kde:

| | | |
|-------------|--|--|
| α_6 | [W. m ⁻² .K ⁻¹] | koef. prestupu tepla pre drážku stieracieho piestneho krúžku |
| S_{ef_6} | [m ²] | plocha drážky stieracieho piestneho krúžku |
| R_{c_6} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |

POZÍCIA Č. 7 – DRUHÝ MOSTÍK

Nachádza sa medzi druhým tesniacim a stieracím krúžkom. Je konštrukčne riešený osadením. Boli uvažované rovnaké predpoklady ako pri prvom mostíku.

Pre tepelné odpory R_{17} , R_{27} , $R_{vložka7}$, R_{voda7} , platia vzťahy:

$$R_{17} = \frac{\ln\left(\frac{r_{valec}}{r_{17}}\right)}{2\pi * \lambda_{olej} * h_{17}} = 0,306 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (63)$$

$$R_{27} = \frac{\ln\left(\frac{r_{valec}}{r_{27}}\right)}{2\pi * \lambda_{olej} * h_{27}} = 0,496 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (64)$$

$$R_{vložka7} = \frac{\ln\left(\frac{r_{vložka}}{r_{valec}}\right)}{2\pi * \lambda_{vložka} * (h_{17} + h_{27})} = 0,072 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (65)$$

$$R_{voda7} = \frac{1}{\alpha_{vložka_voda} * (2\pi * r_{vložka} * (h_{17} + h_{27}))} = 0,148 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (66)$$

Kde:

| | | |
|-------------------------|---------------------------------------|---|
| R_{17}, R_{27} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor olejovej vrstvy medzi piestom a vložkou |
| r_{17}, r_{27} | [m] | polomer druhého mostíka |
| $R_{vložka7}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| r_{valec} | [m] | polomer vložky valca (polovica vrtania) |
| $r_{vložka}$ | [m] | vonkajší polomer vložky valca |
| λ_{olej} | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | priemerná tepelná vodivosť plynu |
| $\lambda_{vložka}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť liatiny |
| h_{17}, h_{27} | [m] | šírky ciest tepelného toku (výšky druhého mostíka) |
| R_{voda7} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |
| $\alpha_{vložka_voda}$ | [W.K ⁻¹ .m ⁻²] | koef. prestupu tepla rozhrania vložka-voda |

Potom, celkový tepelný odpor je:

$$R_{c_7} = \frac{R_{17} * R_{27}}{R_{17} + R_{27}} + R_{vložka7} + R_{voda7} = 0,4157 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (67)$$

Kde:

| | | |
|------------------|----------------------|---|
| R_{c_7} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |
| R_{17}, R_{27} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor olejovej vrstvy medzi piestom a vložkou |

| | | |
|---------------|----------------------|---|
| $R_{vložka7}$ | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor vložky (kondukcia) |
| R_{voda7} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor rozhrania vložka-voda (konvekcia) |

Na záver, koeficient prestupu tepla pre poz. 7 sa rovná:

$$\alpha_7 = \frac{1}{S_{ef_7} * R_{c_7}} = 1176,084 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (68)$$

Kde:

| | | |
|-------------|--|---------------------------------------|
| α_7 | [W. m ⁻² .K ⁻¹] | koef. prestupu tepla pre druhý mostík |
| S_{ef_7} | [m ²] | plocha druhého mostíka |
| R_{c_7} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |

POZÍCIA Č. 8 – PLÁŠŤ

Plášť zabezpečuje vedenie piestu vo valci. Konštrukčne je riešený s nominálnou vôľou 0,1 mm na priemer voči valcu motora pri teplote 20 °C. Tento prestup tepla, resp. jeho koeficienty boli modelované mierne odlišným spôsobom ako pozície č. 2-7. Bol vypočítaný iba jeden tepelný odpor R_{18} , ktorým je časť medzi piestom a vložkou valca, kde sa predpokladá olejový film. K takému riešeniu sa pristúpilo z dôvodu, že ak sa piest nachádza v dolnej úvrati, tak smer tepelného toku už nesmeruje z piestu cez vložku do chladiacej kvapaliny ako v predošlých prípadoch, pretože spodná časť vložky už nie je obmývaná, resp. chladená vodou.

Pre tepelný odpor R_{18} , platí vzťah:

$$R_{18} = \frac{\ln\left(\frac{r_{vavec}}{r_{18}}\right)}{2\pi * \lambda_{olej} * h_{18}} = 0,0146 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (69)$$

Kde:

| | | |
|------------------|---------------------------------------|---|
| R_{18} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor olejovej vrstvy medzi plášťom a vložkou |
| r_{18} | [m] | polomer plášťa |
| r_{vavec} | [m] | polomer vložky valca (polovica vrtania) |
| λ_{olej} | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť oleja (Tab. 6) |
| h_{18} | [m] | šírka cesty tepelného toku (priemerná výška plášťa) |

Potom, celkový tepelný odpor je:

$$R_{c_8} = R_{18} = 0,0146 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (70)$$

Kde:

| | | |
|-----------|----------------------|--|
| R_{c_8} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |
| R_{18} | [K.W ⁻¹] | tepelný odpor dutiny medzi plášťom a vložkou |

Na záver, koeficient prestupu tepla pre poz. 8 sa rovná:

$$\alpha_8 = \frac{1}{S_{ef_8} * R_{c_8}} = 3736,092 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \quad (71)$$

Kde:

| | | |
|------------|--|---------------------------------------|
| α_8 | [W. m ⁻² .K ⁻¹] | koef. prestupu tepla pre plášť piestu |
| S_{ef_8} | [m ²] | plocha plášťa piestu |
| R_{c_8} | [K.W ⁻¹] | celkový tepelný odpor |

Za teplotu prostredia bola zvolená priemerná hodnota teploty steny valca, vypočítaná 1D simuláciou motora, pričom do priemeru bol braný len taký úsek, s ktorým sa reálne plášť piestu stýka počas svojho zdvihu.

POZÍCIA Č. 9 – NÁLIATOK PIESTNEHO ČAPU

Pre túto pozíciu sa v relevantnej literatúre nepodarilo nájsť konkrétne vzťahy na výpočet koeficientu prestupu tepla. Boli použité hodnoty z [12].

POZÍCIA Č. 10 – CHLADIACA GALÉRIA

Okrajovou podmienkou chladiacej galérie vo vnútri piestu bola konvekcia. Pri výpočte koeficientu prestupu tepla boli využité vzťahy z podkap. 3.2.3. Použitý motorový olej má nasledujúce parametre pri prevádzkovej teplote motora:

Tab. 6 Parametre motorového oleja SAE 15W40 [31]

| | |
|--|--|
| Prevádzková teplota | 100°C |
| Hustota | 868,4 kg.m ⁻³ |
| Kinematická viskozita | 14,6 mm ² .s |
| Merná tepelná kapacita pri konšt. tlaku | 2120 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹ |
| Tepelná vodivosť | 0,13 W.K ⁻¹ .m ⁻¹ |

K výpočtu koeficientu prestupu tepla bol použitý nasledujúci sled vzťahov:

Prandtlovo číslo

$$Pr = \frac{v * \rho * c_p}{\lambda_o} = 206,858 \quad (72)$$

Kde:

| | | |
|-------------|--|---|
| Pr | [-] | Prandtlovo číslo |
| ν | [m ² .s ⁻¹] | kinematická viskozita |
| ρ | [kg.m ⁻³] | hustota |
| c_p | [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹] | merná tepelná kapacita pri konšt. tlaku |
| λ_o | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť oleja |

Stredná piestová rýchlosť

$$c_s = 2 * z * n = 8,8 \text{ m. s}^{-1} \quad (73)$$

Kde:

| | | |
|-------|----------------------|---------------------------|
| c_s | [m.s ⁻¹] | stredná piestová rýchlosť |
| z | [m] | zdvih |
| n | [s ⁻¹] | otáčky motora |

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{c_s * D_k}{\nu} = 32608,815 \quad (74)$$

Kde:

| | | |
|-------|------------------------------------|---|
| Re | [-] | Reynoldsovo číslo |
| c_s | [m.s ⁻¹] | stredná piestová rýchlosť |
| D_k | [m] | charakteristický priemer chladiaceho kanáliku |
| ν | [m ² .s ⁻¹] | kinematická viskozita |

Nusseltovo číslo

$$Nu = 0,495 * Re^{0,57} * \left(\frac{D_k}{b}\right)^{0,24} * Pr^{0,29} = 1256,9 \quad (75)$$

Kde:

| | | |
|-------|----------------------|---------------------------|
| Nu | [-] | Nusseltovo číslo |
| Re | [-] | Reynoldsovo číslo |
| c_s | [m.s ⁻¹] | stredná piestová rýchlosť |

| | | |
|-------|------------------------------------|---|
| D_k | [m] | charakteristický priemer chladiaceho kanálíka |
| ν | [m ² .s ⁻¹] | kinematická viskozita |
| b | [m] | výška kanálu chladiacej galérie |

Koeficient prestupu tepla [21]

$$\alpha_{10} = \frac{2 * Nu * \lambda_{olej}}{D_k} = 6037,549 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \quad (76)$$

Kde:

| | | |
|------------------|--|---|
| α_{10} | [W. m ⁻² .K ⁻¹] | koef. prestupu tepla pre chladiacu galériu |
| Nu | [-] | Nusseltovo číslo |
| D_k | [m] | charakteristický priemer chladiaceho kanálíka |
| λ_{olej} | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť |

Pri definícii tejto OP bol CAD model piestu dodatočne upravený tak, že chladiaca galéria bola rozdelená na 12 segmentov, aby bolo možné postihnúť zmenu teploty prostredia v chladiacej galérii (teplota na vstupe je nižšia ako teplota na výstupe).

Pozn.: Bush [21] používa odlišný vzťah výpočtu koeficientu prestupu tepla α_{10} oproti vzťahu zavedenému v podkap. 3.2.1 venovanej teórii podobnosti.

POZÍCIA Č. 11 – VSTUPNÝ A VÝSTUPNÝ KANÁLIK OD CHLADIACEJ GALÉRIE

Hodnoty koeficientov prestupu tepla boli prevzaté z [12].

Ďalším údajom, ktorý sa nepodarilo zistiť bola zmena teploty oleja prechodom cez chladiacu galériu, kde sa očakával nárast jeho teploty. Uvažovaným spôsobom bol výpočet založený na znalosti hmotnostného toku oleja, mernej tepelnej kapacity a tepelného toku vystupujúceho z chladiacej galérie (kalorimetrická rovnica).

Tento výpočet nebol prevedený z dôvodu neznámeho hmotnostného toku oleja chladiacou galériou, kde bola snaha tento tok prevziať z dostupnej literatúry [15], avšak výsledky zmeny teploty boli pomerne malé (do 5°C), pričom po preštudovaní literatúry, zaoberajúcej sa prestupmi tepla obdobnými piestami boli rozdiely teplôt na vstupe a výstupe násobne vyššie (20°C a viac). Bola prebratá hodnota zmeny teploty 20°C [32].

POZÍCIA Č. 12 – VNÚTRO PIESTU

Pre túto časť piestu z kap. 3.2.3 platí:

$$\alpha_{12} = 900 * \left(\frac{n}{4600}\right)^{0,35} = 695,225 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \quad (77)$$

Kde:

α_{12} [W. m⁻².K⁻¹] koef. prestupu tepla pre vnútro piestu

n [min⁻¹] otáčky motora za minútu

POZÍCIA Č. 13 – VNÚTORNÝ PLÁŠŤ PIESTU

Podobne ako pri poz. č. 12, pre túto časť platí:

$$\alpha_{13} = 240 * \left(\frac{n}{4600}\right)^{0,35} = 185,393 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} \quad (78)$$

Kde:

α_{13} [W. m⁻².K⁻¹] koef. prestupu tepla pre vnútorný plášť piestu

n [min⁻¹] otáčky motora za minútu

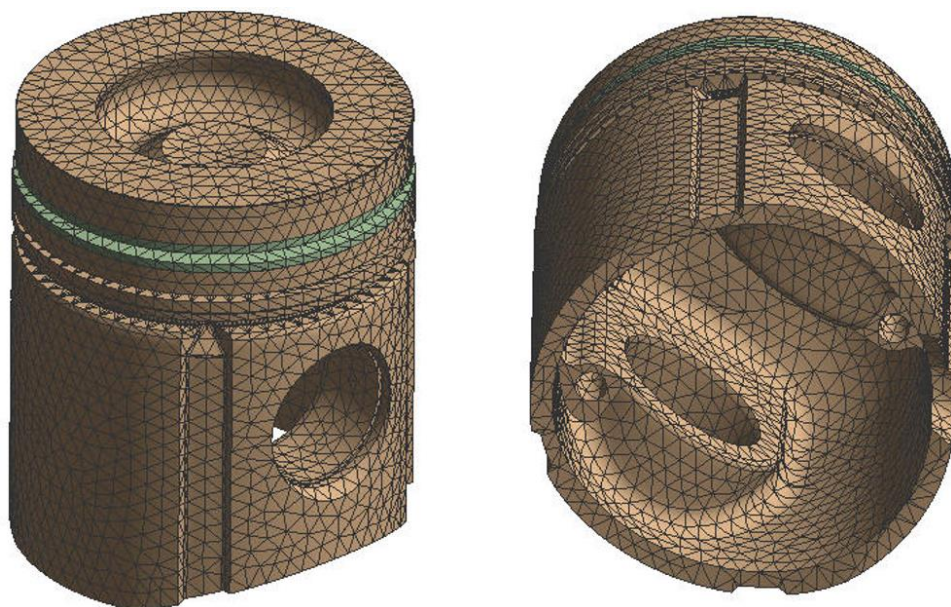
Súhrn okrajových podmienok

Tab. 7 Súhrn okrajových podmienok aplikovaných na piest

| Číslo a názov pozície | Okrajová podmienka | | Zdroj OP |
|--|---|--------------|----------|
| 1 – Dno piestu | 2943 W | | výpočet |
| 2 – Horný mostík | 46 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 90°C | výpočet |
| 3 – Prvý tesniaci piestny krúžok | 896 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 90°C | výpočet |
| 4 – Prvý mostík | 1100 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 90°C | výpočet |
| 5 – Druhý tesniaci piestny krúžok | 517 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 90°C | výpočet |
| 6 – Stierací piestny krúžok | 350 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 90°C | výpočet |
| 7 – Druhý mostík | 1176 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 90°C | výpočet |
| 8 – Plášť | 3736 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 109,1°C | výpočet |
| 9 – Náliatok piestneho čapu | 1000 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 100°C | prevzaté |
| 10 – Chladiaca galéria | 6038 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 100 až 120°C | výpočet |
| 11a – Vstup. kanálik chladiacej galérie | 4500 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 100°C | prevzaté |
| 11b – Výstup. kanálik chladiacej galérie | 4050 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 120°C | prevzaté |
| 12 – Vnútro piestu | 695 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 100°C | výpočet |
| 13 – Vnútorný plášť piestu | 185 W.m ⁻² .K ⁻¹ | 100°C | výpočet |

5.1.3 DISKRETIZÁCIA NA KONEČNÝ POČET PRVKOV

Trojrozmerný model piestu bol diskretizovaný pomocou vstavaného nástroja pre tvorbu siete v softvéri ANSYS Workbench. Boli ponechané odporúčané nastavenia siete navrhnuté softvérom. Veľkosť elementov bola nastavená na 5 mm. Výsledkom bola kvadratická sieť pozostávajúca celkovo zo 71 186 prvkov a 114 522 uzlov tvorená najmä z tetraédrických prvkov.

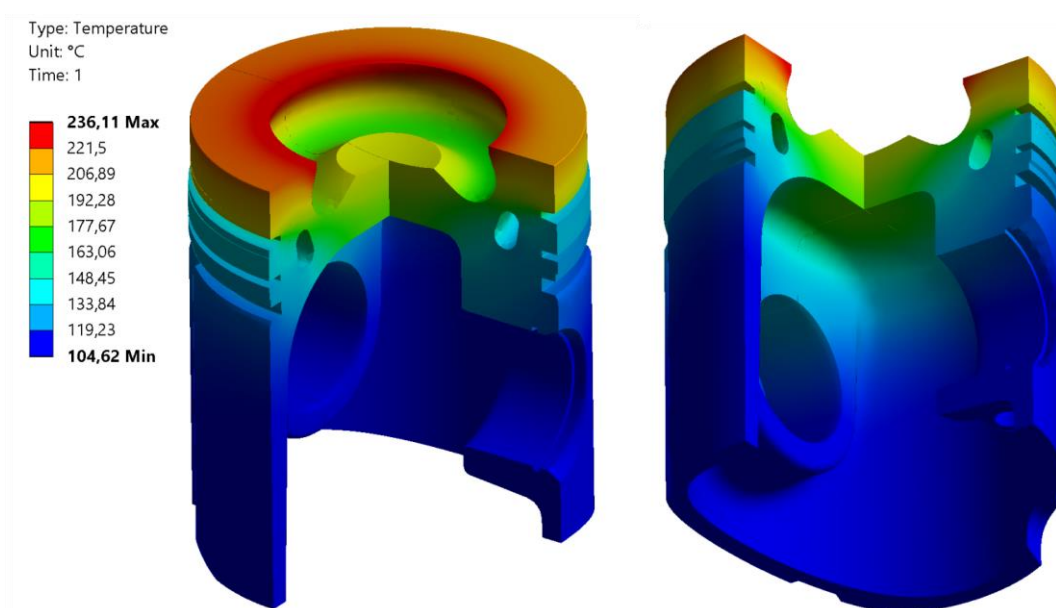


Obr. 31 Konečno prvková sieť piestu

5.2 VÝSLEDKY ANALÝZY

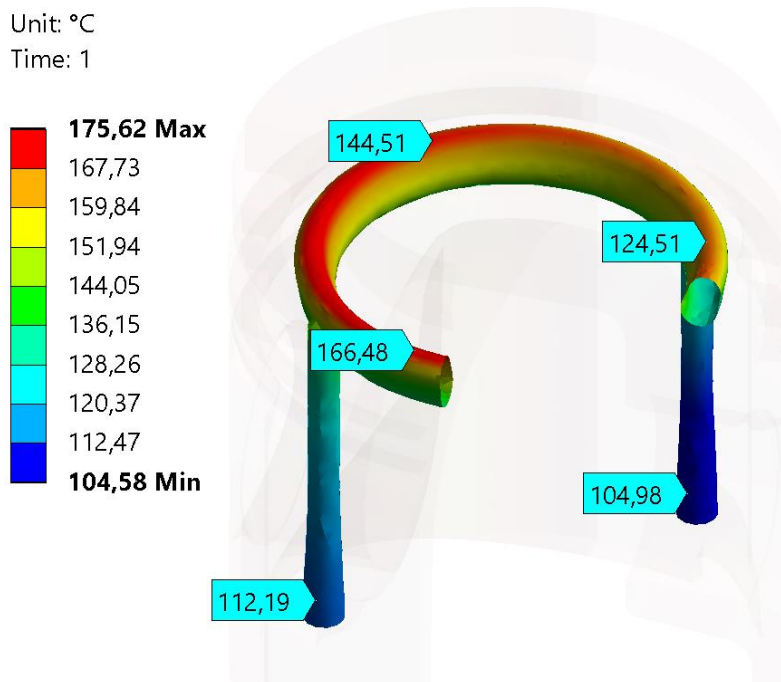
5.2.1 TEPLOTA PIESTU

Výsledkom analýzy je rozloženie teplotných polí v stupňoch Celzia na pieste za ustáleného režimu pri otáčkach motora 2200 min^{-1} .



Obr. 32 Vypočítaná teplota na pieste [°C]

Najvyššia teplota s hodnotou 236 °C vznikla podľa očakávaní na dne piestu. V drážke prvého piestneho krúžku vznikla maximálna hodnota 195 °C. Následne teplota pozvoľne klesá smerom k spodnej časti piestu, kde má hodnotu o niečo vyššiu ako je prevádzková teplota oleja. Obecnne sa odporúča, aby teploty v miestach, kde sa piest stýka s olejom, neboli vyššie ako 250 °C [15]. V prípade vyšších teplôt by mohlo dochádzať k lokálnej degradácii oleja a k usadzovaniu nečistôt (karbonizácia), čo by mohlo mať nepriaznivý vplyv na životnosť a samotnú funkciu motora. Degradácia oleja sa nepotvrdila ani v chladiacej galérii (Obr. 33).



Obr. 33 Teplota v chladiacej galérii [°C]

Čo sa týka správnosti výsledkov, k dispozícii nebolo žiadne fyzické meranie teploty skúmaného piestu, s ktorým by bolo možné výsledky porovnať, a prípadne skalibrovať okrajové podmienky. Istým ukazovateľom správnosti výsledkov ale môže napríklad byť Tab. 8, ktorá popisuje distribúciu tepelných tokov cez jednotlivé plochy obdobného piestu.

Tab. 8 Bežná distribúcia tepelných tokov cez plochy piestu [15]

| Časť piestu | Odvedený tepelný tok [%] |
|---------------------------------------|--------------------------|
| Chladiaca galéria | 50-60 |
| Vrchná časť (piestne krúžky, mostíky) | 10-30 |
| Plášť piestu | 5-10 |
| Vnútro piestu | 5-15 |
| Náلياتok piestneho čapu | 0-10 |

Po zistení tepelných tokov cez jednotlivé plochy skúmaného piestu ich bolo možné porovnať s predošlou tabuľkou. Tepelné toky cez charakteristické časti piestu zobrazuje Tab. 9. Z porovnania je vidieť dobrú zhodu odvedených tepiel cez jednotlivé časti piestu.

Tab. 9 Distribúcia tepelných tokov cez skúmaný piest

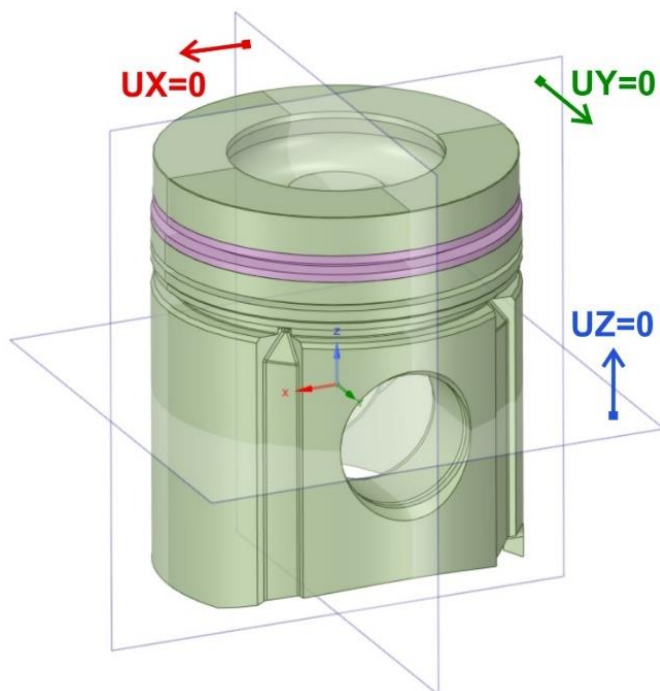
| Časť piestu | Odvedený tepelný tok [%] | |
|---------------------------------------|--------------------------|-------|
| Chladiaca galéria | 1711,8 W | 58,2% |
| Vrchná časť (piestne krúžky, mostíky) | 691,2 W | 23,5% |
| Plášť piestu | 221,3 W | 7,5% |
| Vnútro piestu | 218,8 W | 7,4% |
| Náliatok piestneho čapu | 99,9 W | 3,4% |

Z Tab. 9 je vidieť, že súčet všetkých odvedených tepelných tokov je rovný privedenému tepelnému toku do dna piestu z Tab. 5, tj. je dosiahnutá rovnováha termodynamického systému, definovaná v kap. 1.

5.2.2 DEFORMÁCIA PIESTU

Pôsobením tepla mení piest z dôvodu tepelnej rozťažnosti svoje rozmery. Táto zmena výrazne vplýva aj na samotnú funkciu piestu v spaľovacom motore, kde pri nadmernej zmene rozmerov môže dôjsť až k zničeniu motora. Riešenie takéhoto problému je v MKP softvéri možné v štruktúrálnej analýze, kde sa ako jedna z okrajových podmienok použije rozloženie teplotných polí z predošlej tepelnej analýzy, ktoré sa pomocou vstavaných nástrojov mapuje na trojrozmerný model. Čo sa týka ostatných okrajových podmienok (väzby), musia byť zvolené tak, aby odobrali telesu všetkých 6 stupňov voľnosti (v prípade 3D telesa).

K tomuto účelu boli na pieste vytvorené 3 roviny, ktoré sú vzájomne na seba kolmé a ich priesečník leží na geometrickej osi piestu (osi súmernosti). Následne boli na základe týchto rovín zamedzené posuvy v 3 osiach, ktoré odobrali 6 stupňov voľnosti, spôsob zaväzbenia zobrazuje Obr. 34, väzby pre jednotlivé roviny boli aplikované pomocou 3 uzlov (spolu zaväzbených 9 uzlov na pieste). Následná kontrola reakčných síl v zaväzbených uzloch odhalila ich nulové hodnoty ($1 \cdot 10^{-18}$ N), čo indikuje, že použité väzby boli vhodné, a nezabráňovali piestu tepelne sa deformovať. Iným prístupom by mohlo byť zaväzbenie pomocou otvoru pre piestny čap. Tento spôsob sa ale ukázal ako problematický z dôvodu prítomnej excentricity piestneho čapu.



Obr. 34 Spôsob zaväzbenia piestu pre štruktúrnú úlohu

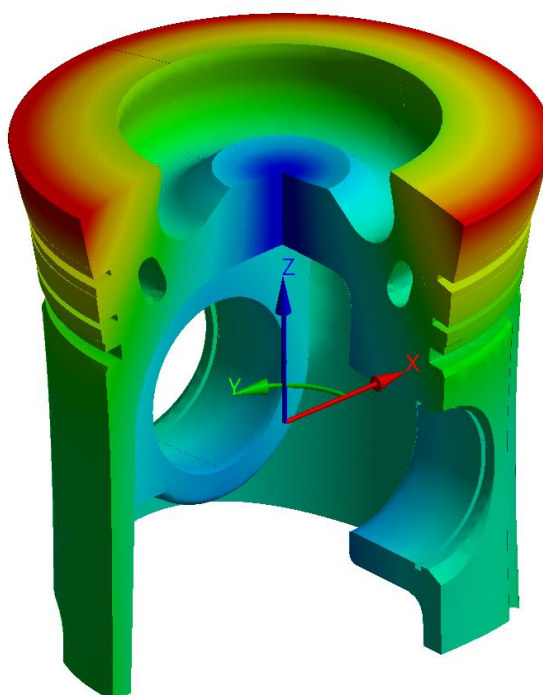
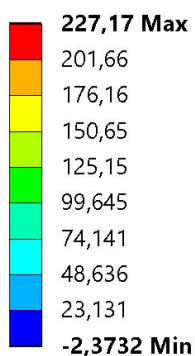
Hlavným výstupom tejto analýzy je deformácia piestu spôsobená tepelným namáhaním od pracovného cyklu. Pre tento účel bol v modeli vytvorený nový valcový súradný systém, kde geometrický stred piestu leží na ose Z. Potom boli vykreslené radiálne posuvy (deformácie) ktorých hodnoty priamo reprezentujú veľkosť zmeny rozmerov voči nominálnym hodnotám.

Type: Directional Deformation(X Axis)

Unit: μm

cylindrical

Time: 1



Obr. 35 Radiálne deformácie piestu od tepelného namáhania [μm]

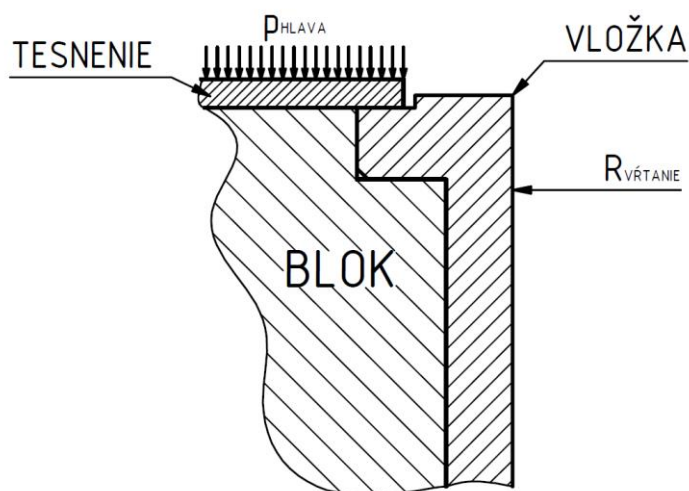
6 TERMÁLNO-ŠTRUKTURÁLNA ANALÝZA BLOKU MOTORA, HLAVY A VALCOV

Predošlá kapitola pojednávala o termálno-štruktúrálnej účinnosti vplyvom termodynamiky spaľovacieho procesu na piest motora. Rovnako ako piest, aj zvyšok motora je spaľovacím procesom vo valcových jednotkách ovplyvnený. Vložky valcov a hlava sú, rovnako ako piest, priamo zaťažované tepelným tokom zo spaľovacieho procesu. Veľkosť tepelného toku vstupujúceho do hlavy valca je 2121 W, do vložky valca 2093 W. Výpočet týchto tepelných tokov bol uvedený v podkap. 4.3.1 a je zhrnutý v Tab. 5.

6.1 SKÚMANY MOTOR

Hlavné definujúce parametre tohto motora boli uvedené v podkap. 4.1. Motor využíva systém mokrej liatinovej vložky, ktorá je vsadená do liatinového bloku motora [33]. Ďalej motor využíva 16 ventilový rozvod so 4 ventilmi na valec, pričom CAD model konštrukcie hlavy valcov nebude v tejto záverečnej práci detailne zobrazovaný z dôvodu prebiehajúcich prác a zachovania obchodného tajomstva.

Utesnenie spaľovacieho priestoru je realizované tesnením z grafitového kompozitu. Okrem samotného utesnenia, je úlohou tesnenia zaistiť axiálnu polohu vložiek v bloku motora, spôsob zaistenia je zobrazený v Obr. 36. Hlava valcov je s blokom motora spojená pomocou 18 závrtných skrutiek, podložiek a matíc o veľkosti závitov M14.



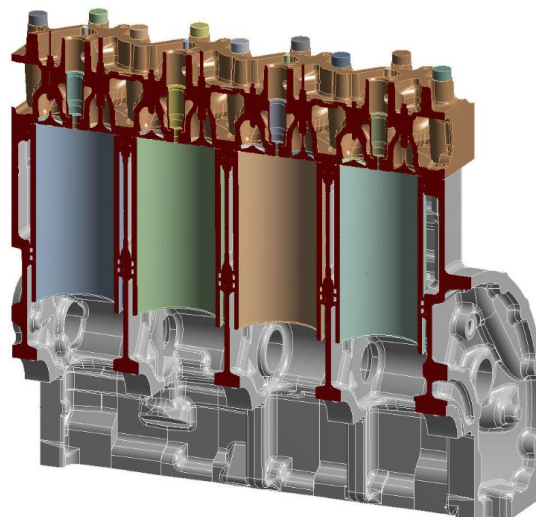
Obr. 36 Spôsob zaistenia polohy vložky v bloku motora

6.1.1 CAD MODEL

Pre potreby MKP analýzy bola snaha model motora čo najviac zjednodušiť, pretože obsahuje množstvo súčastí, ktoré sú pre termálnu analýzu bezvýznamné a zbytočne by predlžovali výpočtový čas. Tab. 10 zhrňuje ponechané diely motora relevantné pre termálnu analýzu.

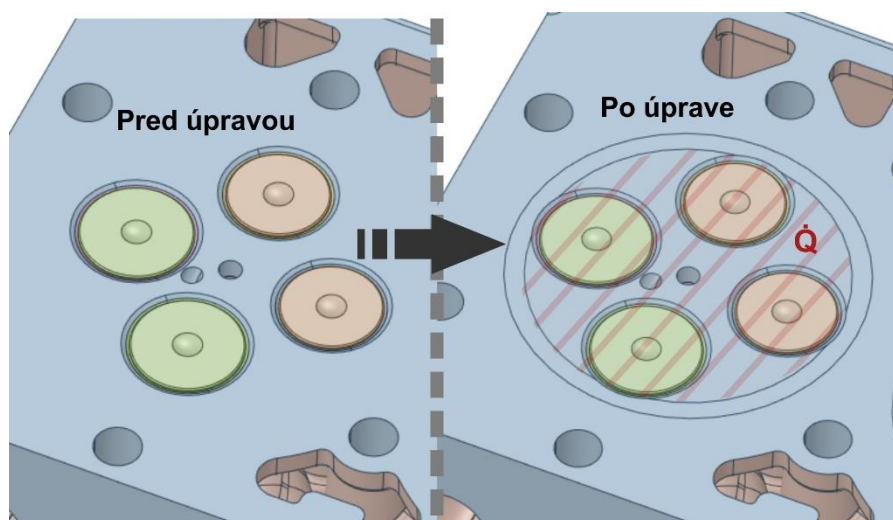
Tab. 10 Ponechané súčasti motora do termálnej analýzy

| Blok motora | Vložky |
|----------------------|------------------|
| Hlava valcov | Sacie ventily |
| Tesnenie pod hlavou | Výfukové ventily |
| Sedlá ventilov | Hlavové skrutky |
| Puzdrá vstrekočavcov | Vodítka ventilov |



Obr. 37 Rez zjednodušeného CADu motora

Navyše boli niektoré plochy súčastí upravené tak, aby na nich bolo možné aplikovať okrajové podmienky v súlade s reálnou funkciou. Príkladom takejto úpravy môže byť dosadacia plocha hlavy valcov, na ktorú pôsobí tepelný tok zo spaľovacieho procesu. V pôvodnom CAD modeli bola tvorená jednou plochou, Obr. 38 následne zobrazuje úpravu CAD modelu.

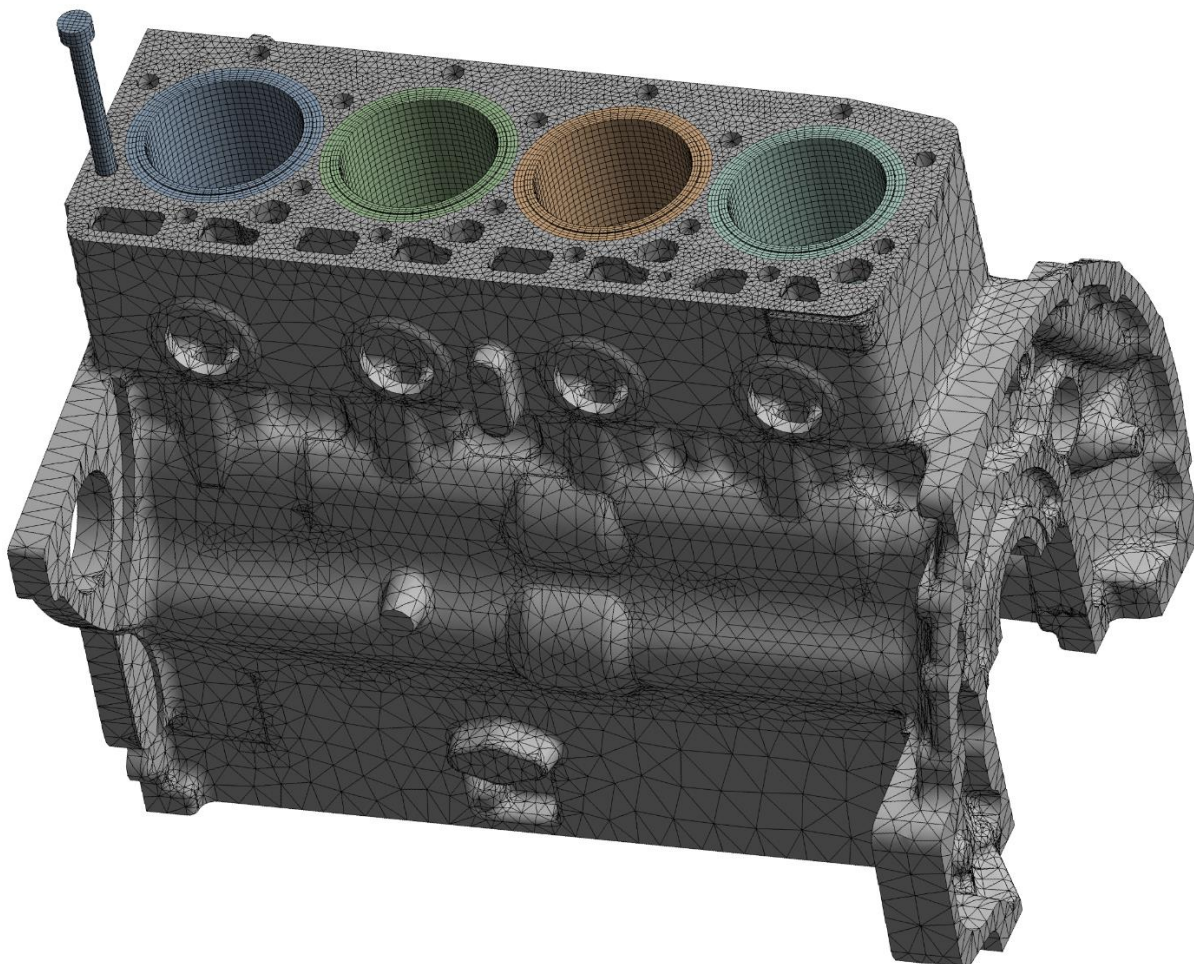


Obr. 38 Príklad úpravy dosadacej plochy hlavy valcov

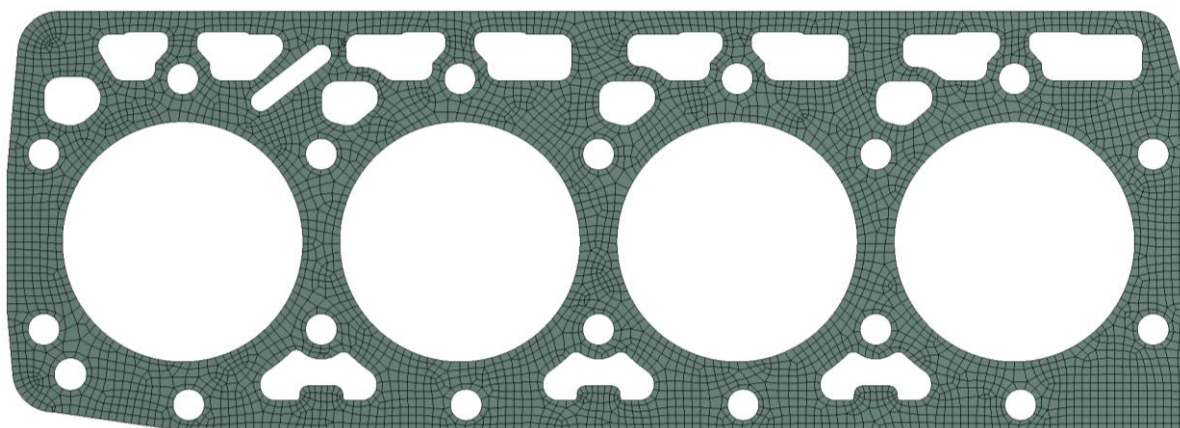
6.1.2 DISKRETIZÁCIA NA KONEČNÝ POČET PRVKOV

CAD model motora bol diskretizovaný rovnakým spôsobom ako piest v pokap. 5.1.3. Výsledkom bola kvadratická sieť pozostávajúca celkovo zo 492 714 prvkov a 1 054 643 uzlov. Snahou bolo udržať počet elementov na minime, aby bol výpočet čo najrýchlejší a zároveň dostatočne presný. Bola použitá adaptívna zmena veľkosti elementu, ktorá v oblastiach záujmu

zvýši hustotu konečno-prvkovej (KP) siete. Naopak v oblastiach, ktoré pre analýzu nie sú relevantné ostáva KP sieť hrubšia, a tým je značne znížený čas potrebný na výpočet. Medzi oblasti záujmu boli zaradené časti najmä v oblasti spaľovacieho priestoru (napr.: dosadacie plochy bloku motora a hlavy, tesnenie pod hlavou, hlavové skrutky a vložky valca, kontaktné dvojice a pod.). Ukážka KP siete je zobrazená na Obr. 39 a Obr. 40.



Obr. 39 KP sieť bloku motora, vložiek valcov a hlavových skrutiek



Obr. 40 KP sieť tesnenia pod hlavu (veľkosť elementov 4 mm)

6.2 NASTAVENIE TERMÁLNEJ ANALÝZY

6.2.1 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI TERMÁLNEJ ANALÝZY

Priradené materiálové vlastnosti k jednotlivým súčastiam zhrňuje Tab. 11.

Tab. 11 Priradenie materiálových vlastností

| | |
|----------------------|--------------|
| Blok motora | šedá liatina |
| Hlava valcov | šedá liatina |
| Tesnenie pod hlavou | ocel' |
| Sedlá ventilov | ocel' |
| Puzdrá vstrekočavcov | ocel' |
| Vložky | šedá liatina |
| Sacie ventily | ocel' |
| Výfukové ventily | ocel' |
| Hlavové skrutky | ocel' |
| Vodítka ventilov | ocel' |

Tesnenie pod hlavou je v skutočnosti kompozitného typu, kde je medzi dvoma grafitovými vrstvami zapustená perforovaná oceľová plechová medzivrstva. K presnému popisu termálnych vlastností takejto sendvičovej štruktúry sa nepodarilo dohľadať vhodné zdroje a bolo by nutné experimentálne meranie. Je zavedené zjednodušenie, a ako materiál tesnenia sú uvažované termálne charakteristiky ocele. K rovnakému zjednodušeniu dospieva aj autor v [34] s vierohodnými výsledkami analýzy.

Typom použitej šedej liatiny je ČSN 42 2420. Je to liatina s lupienkovým grafitom, vhodná na odlievane. Tento materiál je pomerne bežný a v dostupnej literatúre dobre spracovaný, preto sa podarilo dohľadať aj materiálové vlastnosti závislé na teplote. Presný typ použitých ocelí u jednotlivých súčastí sa nepodarilo dohľadať, bola preto použitá bežná konštrukčná oceľ z knižnice softvéru Ansys Workbench. Materiálové vlastnosti ocele a liatiny sú zahrnuté v prílohe A.

6.2.2 OKRAJOVÉ PODMIENKY TERMÁLNEJ ANALÝZY

Podobne ako v podkap. 5.1.2, aplikovanými okrajovými podmienkami sú tepelný tok \dot{Q} a konvekcia. V modeli motora sa vyskytuje niekoľko charakteristických plôch, pre ktoré je potreba termálne OP definovať. Sú nimi:

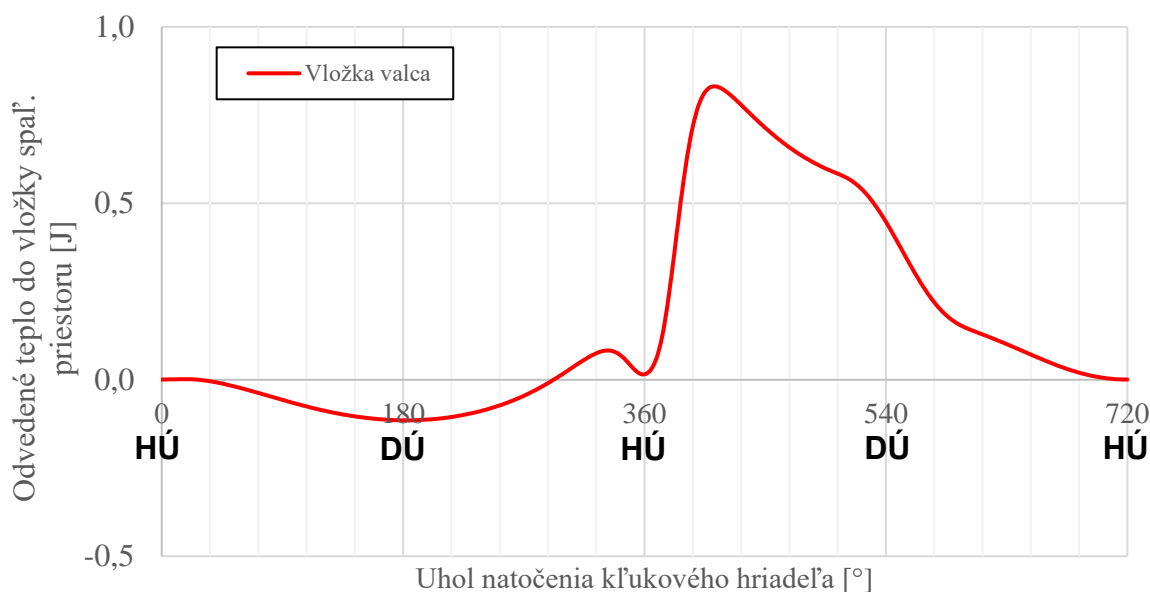
- steny vložiek valcov
- steny, ktoré obmýva chladiaca kvapalina (vodné cesty v bloku motora, v hlave a pod.)
- sacie a výfukové kanály v hlave valcov
- steny, ktoré obmýva olej (kľuková skriňa, mazacie kanály, priestor pod vekom ventilov a pod.)
- vonkajšie plochy motora, okolo ktorých prúdi okolitý vzduch

- časti na dosadacej ploche hlavy valcov, kde pôsobí tepelný tok zo spaľ. procesu (Obr. 38)

STENY VLOŽIEK VALCOV

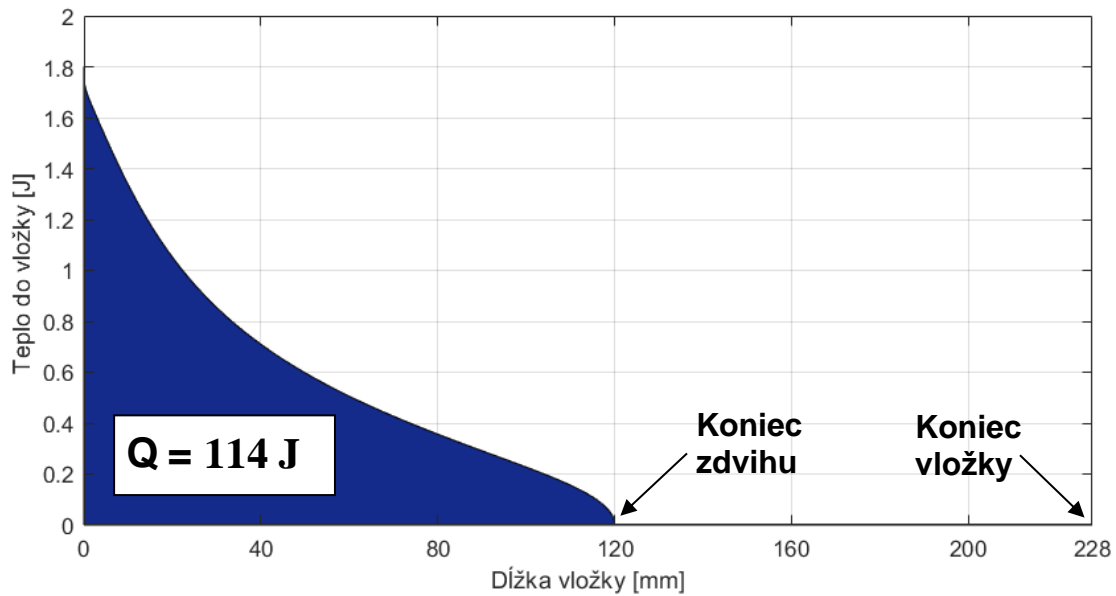
Teplo zo spaľovacieho procesu

Na steny valcov priamo pôsobí tepelná energia zo spaľovacieho procesu, výpočtu jej veľkosti bola venovaná časť z podkap. 4.3.1. Veľkosť tepelného toku pôsobiaceho na stenu jedného valca je 2093 W, pričom spôsob jeho rozloženia po osi vložky je závislý na natočení kľukového hriadeľa.



Obr. 41 Závislosť odvedeného tepla do vložky ako funkcia natočenia KH z kapitoly 4.3.1

Obr. 41 zobrazuje teplo odvádzané do vložky počas jedného pracovného cyklu. Je známe, že jeden pracovný cyklus 4-dobého motora trvá 2 celé otočenia kľukového hriadeľa a piest zmení 4 krát smer svojho pohybu. Cieľom je definovať veľkosť tepelného toku po výške vložky tak, že časový priebeh z Obr. 41 bude upravený na priebeh nezávislý na čase (uhle natočenia KH) a závislý na geometrii vložky (výšková súradnica od 0 do 228 mm (dĺžka vložky)). Takto upravený priebeh bude možné definovať do termálnej analýzy na plochu vložky. Pre tento účel bol vytvorený algoritmus v prostredí Matlab s výpočtovým krokom 1°, princíp jeho fungovania je popísaný v prílohe B. Výsledný priebeh tepla, závislého na geometrii vložky, je zobrazený na Obr. 42.

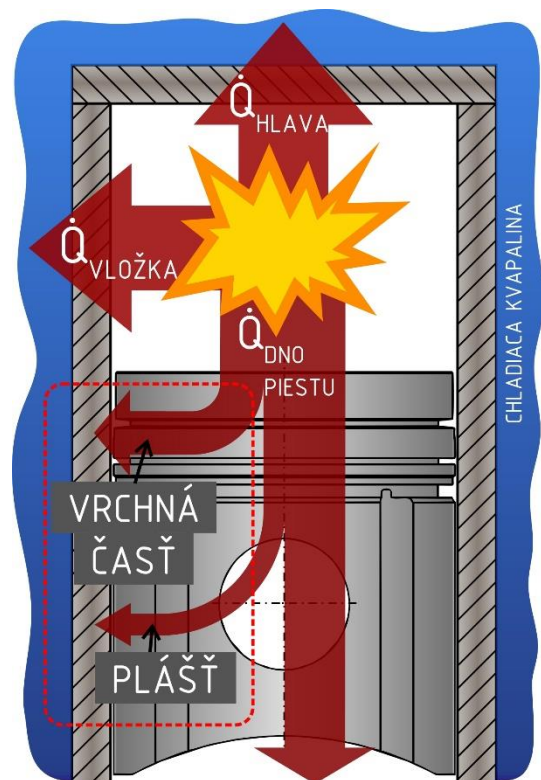


Obr. 42 Teplo do vložky s X osou v dĺžkových jednotkách

Teplo z piestu

Spaľovací proces, pôsobiaci na piest, nepriamo vplýva aj na stenu vložky, deje sa to z dôvodu kondukcie medzi piestom a stenou vložky cez samotný plášť piestu, mostíky a cez piestne krúžky [16]. Princíp prestupu tepla z piestu do steny vložky je zobrazený na Obr. 43. Pre kvalitný popis tepelného namáhania vložky je potrebné tento vplyv brať do úvahy z dôvodu jeho nezanedbateľnej veľkosti oproti tepelnému toku zo spaľovacieho procesu.

Veľkosti tepelného toku cez char. časti piestu boli zistené v podkap. 5.2.1 a relevantné toky pôsobiace na stenu vložky sú zhrnuté v Tab. 12. Bol vytvorený algoritmus v prostredí Matlab. Vstupnými údajmi do skriptu bola geometria piestu a vložky, teplá od jednotlivých častí piestu (vrchná časť, plášť) a parametre klukového mechanizmu. Popis funkcie skriptu aj s čiastkovými výsledkami je možné nájsť v prílohe B.



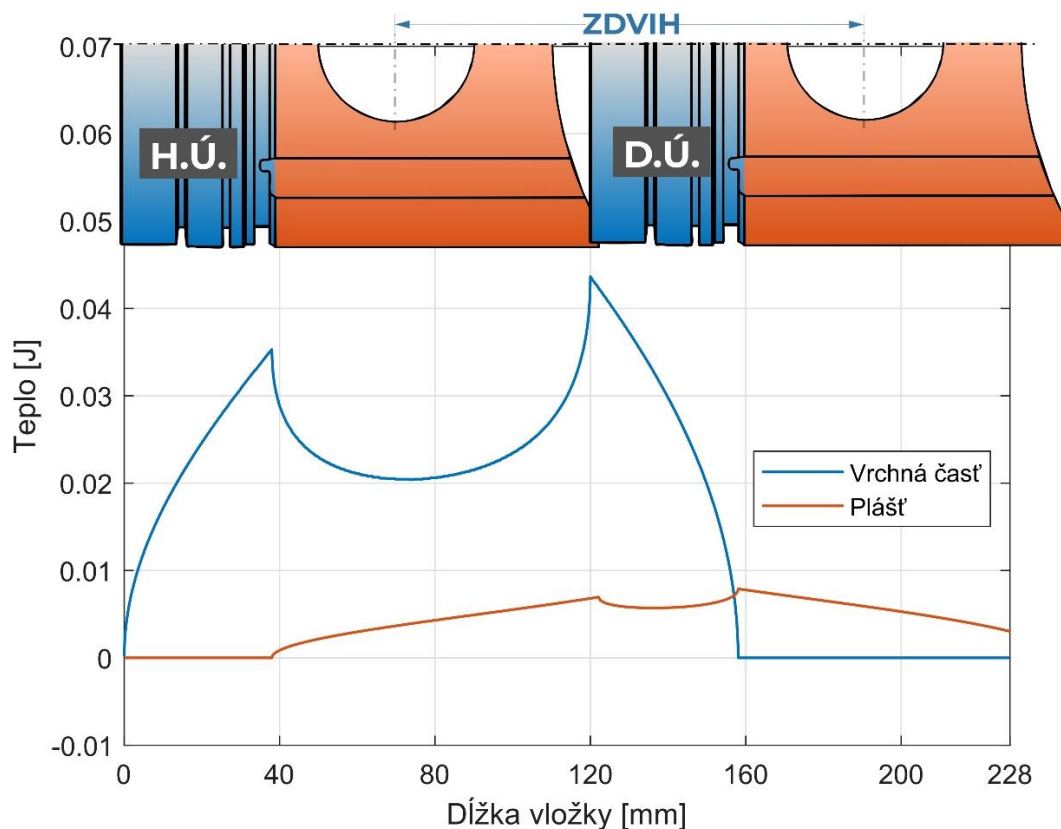
Obr. 43 Vplyv tepelných tokov z piestu na stenu vložky

Tab. 12 Teplá z bočnej časti piestu do steny vložky za jeden cyklus a prislúchajúce tepelné toky

| Časť piestu | Teplo | Tepelný tok |
|---------------------------------------|--------|-------------|
| Vrchná časť (piestne krúžky, mostíky) | 37,6 J | 691,2 W |
| Plášť piestu | 12,1 J | 221,3 W |

Výsledkom skriptu (Obr. 44) je priebeh tepla z oboch uvažovaných častí piestu. Pre lepšie znázornenie vplyvov od jednotlivých častí piestu je do Obr. 44 znázornený aj piest predmetného motora v dvoch polohách, konkrétne v hornej a dolnej úvratí.

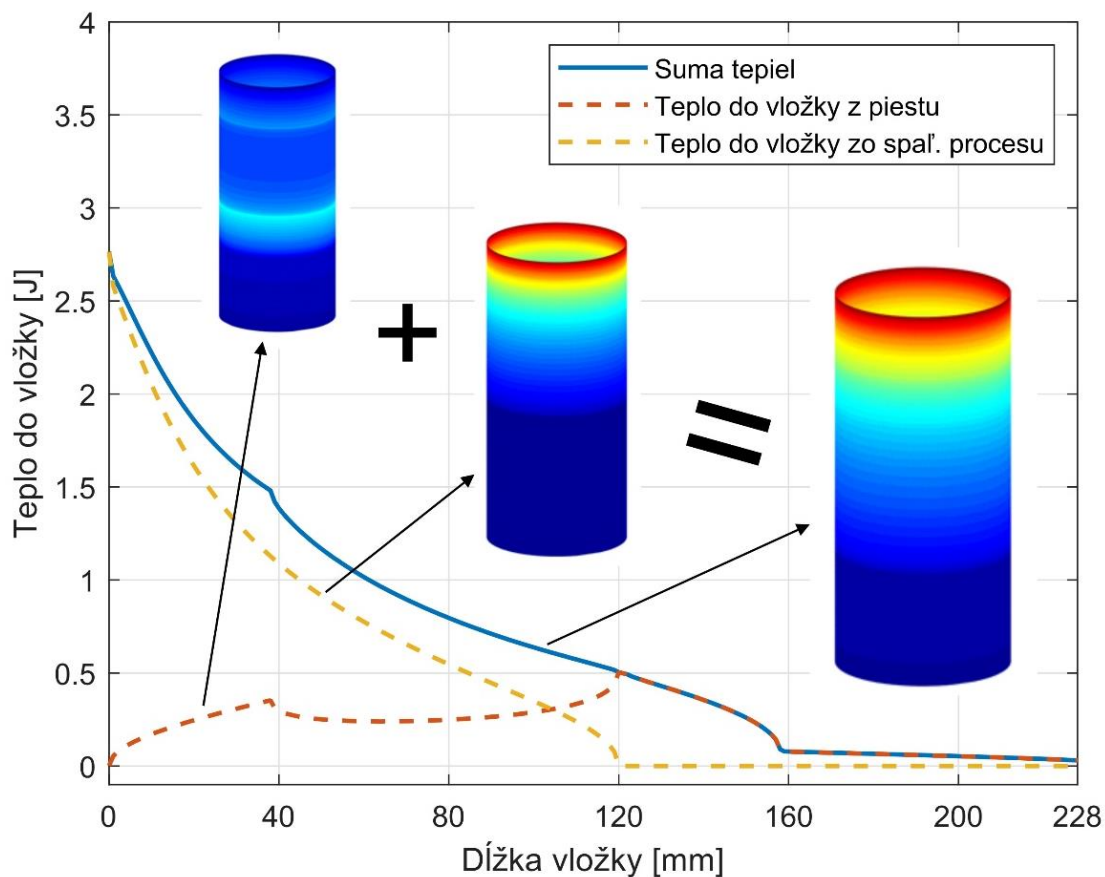
Dá sa všimnúť, že prestup tepla od vrchnej časti piestu nadobúda nulovú hodnotu na dĺžkovej súradnici vložky rovnej 158 mm, čo je v súlade so samotnou geometriou motora, kedy časť vložky od 158 mm do 228 mm sa fyzicky nikdy nestretne s vrchnou časťou piestu, t.j. nenastane prestup tepla. Rovnaká situácia nastáva aj v prípade plášťa, kedy sa plášť nikdy nestretne s vložkou v jej vrchnej časti od 0 do 38 mm.



Obr. 44 Výsledný priebeh tepla z jednotlivých tepelných zdrojov (náčres piestu je v mierke s osou X)

Celkové teplo pôsobiace na stenu vložky

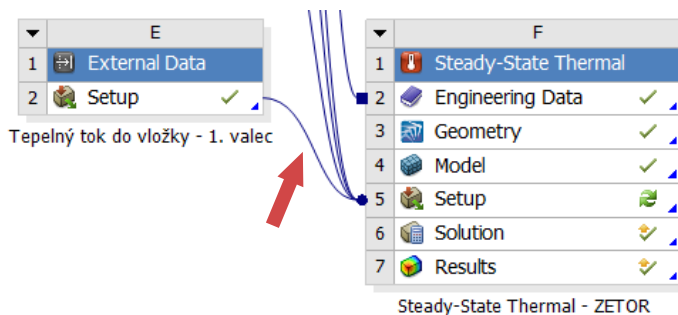
Posledným krokom je sčítanie čiastkových tepiel od spaľovacieho procesu a piestu. Je získané celkové teplo, ktoré je po podelení časovou jednotkou možné aplikovať na stenu vložky valca ako okrajovú podmienku tepelného toku.



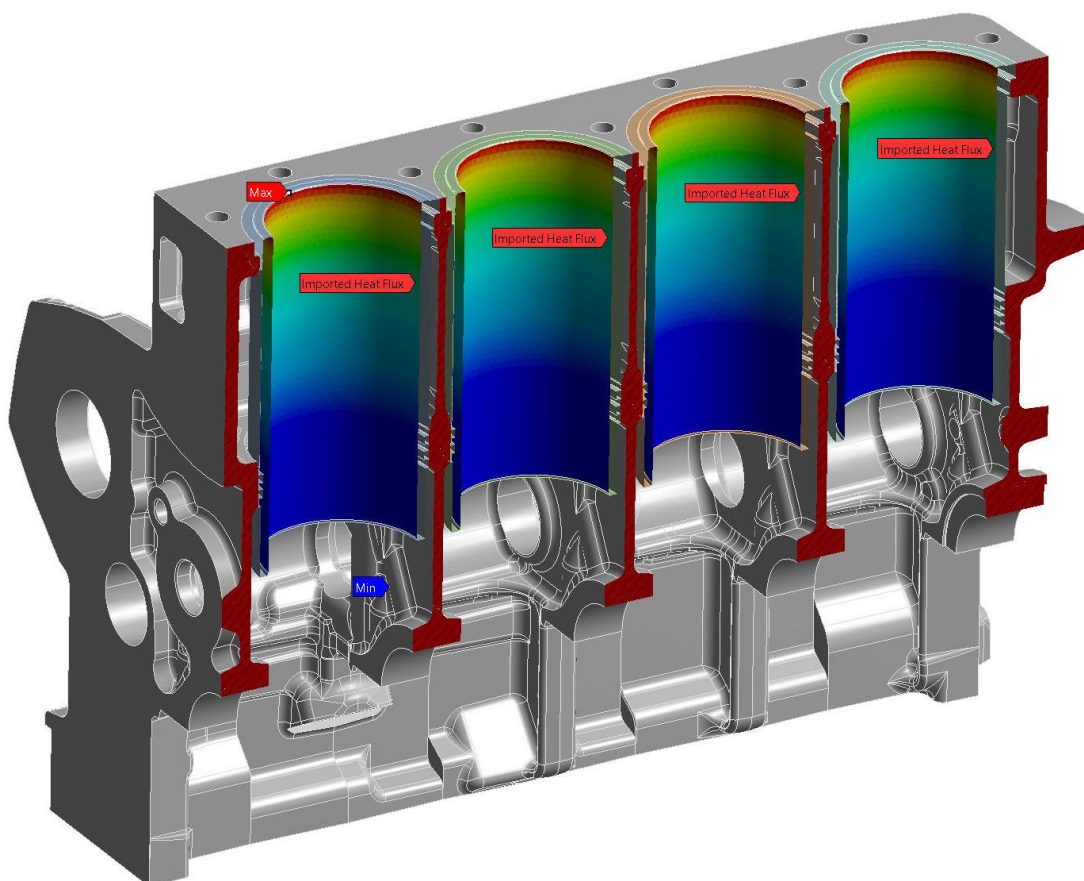
Obr. 45 Celkové teplo pôsobiace na vložku

Pozn.: Nie všetky Matlab skripty, spomenuté v tejto podkapitole, mali rovnaký výpočtový krok. Preto hodnoty tepla na y-osiach grafov nemusia byť medzi sebou nutne ekvivalentné, dôležité je teplo pod krivkou, ktoré bolo vždy rovnaké.

Obr. 46 a Obr. 47 potom zobrazia definíciu tepelného toku závislého na dĺžke vložky.



Obr. 46 Spôsob definície externých dát (tepelných tokov) do termálnej analýzy (prostredie Workbench)



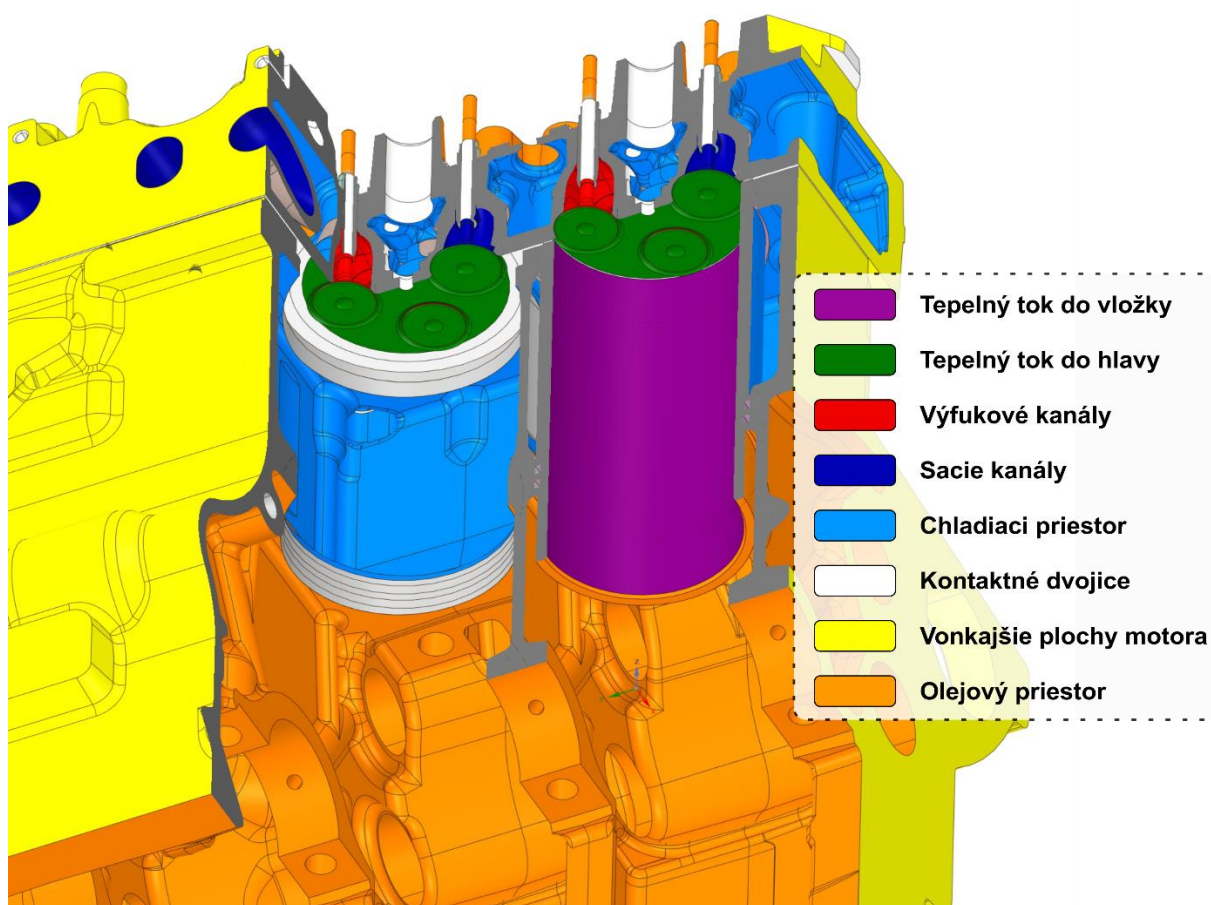
Obr. 47 Tepelný tok definovaný na vložky valcov ako okrajová podmienka

OSTATNÉ OKRAJOVÉ PODMIENKY

Problematika koeficientu prestupu tepla v častiach, ktoré obmýva chladiaca kvapalina bola riešená v kap. 5.1.2 a jej hodnota ostala nezmenená. Ostatné okrajové podmienky boli v prvej iterácii riešenia odhadnuté s prihliadnutím na [35] [36] [37] a sú zobrazené v Tab. 13. Obr. 48 následne zobrazuje plochy, na ktoré boli OP definované.

Tab. 13 Ostatné OP definované na výpočtový model v 1. iterácii

| Časť modelu | Okrajová podmienka | |
|-------------------------|--|------------------------------|
| Chladiaci priestor | $3000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ | $90 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| Olejový priestor | $500 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ | $100 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| Vonkajšie plochy motora | $5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ | $60 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| Hlava valcov (Obr. 48) | 2121W | |
| Sacie kanály | $500 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ | $53 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| Výfukové kanály | $1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ | $623 \text{ }^\circ\text{C}$ |



Obr. 48 Definícia OP na model motora

Koeficient prestupu tepla v kontakte

Vo výpočtovom modeli je definovaných niekoľko desiatok kontaktov medzi telesami. Takýto kontakt nie je v skutočnosti ideálnym vodičom tepla z dôvodu nerovností styčných plôch, nerovnomerného rozloženia kontaktných tlakov alebo povrchových vrstiev na materiáli (pasivácia, korôzia, povrchové úpravy a pod.). Pre správny popis prestupu tepla medzi telesami je potreba uvažovať koeficient prestupu tepla v kontakte (Tab. 14).

Tab. 14 Použité koeficienty v modeli motora [37]

| Kontaktný pár | Koef. prestupu tepla v kontakte |
|----------------------------|---|
| hlava/blok - tesnenie | 6000 W.m ⁻² .K ⁻¹ |
| hlava – vodítko ventilu | 6000 W.m ⁻² .K ⁻¹ |
| hlava – sedlo ventilu | 6000 W.m ⁻² .K ⁻¹ |
| hlava – puzdro vstrekočača | 6000 W.m ⁻² .K ⁻¹ |
| ventil – sedlo | 6000 W.m ⁻² .K ⁻¹ |
| ventil – vodítko ventilu | 600 W.m ⁻² .K ⁻¹ |

Tab. 14 zhrňuje použité hodnoty koeficientov prestupu tepla v kontakte. Hodnoty boli prevzaté z [37] kde autor prevádzal obdobnú MKP analýzu vznetrového motora spolu s validáciou vypočítaných voči nameraným teplotám vo vybraných miestach s dobrou zhodou.

6.3 VÝSLEDKY TERMÁLNEJ ANALÝZY

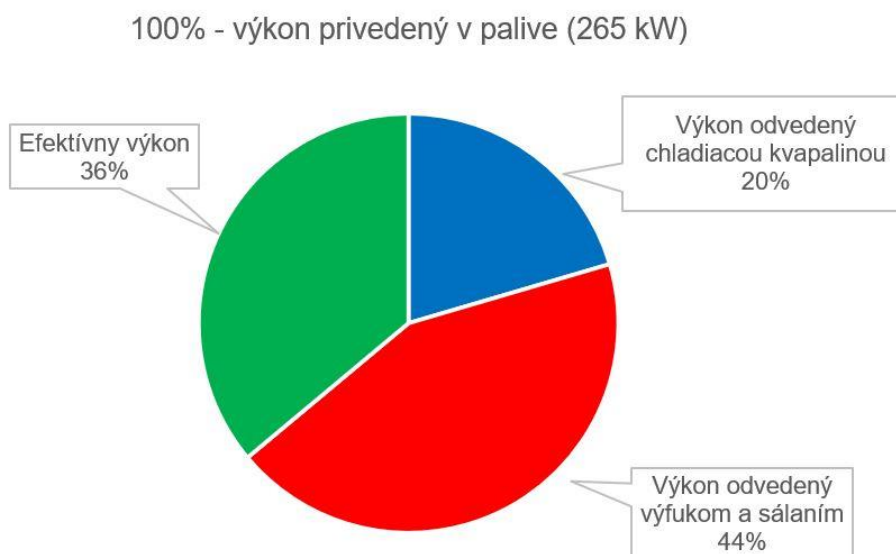
6.3.1 KALIBRÁCIA OKRAJOVÝCH PODMIENOK

Prvotná termálna analýza bloku motora bola prevedená s OP, ktoré boli získané z 1D analýzy (tepelný tok do steny vložky, do hlavy), a s odhadnutými OP pomocou relevantnej literatúry (koeficienty prestupu tepla v chladiacich, mazacích, sacích a výfukových kanáloch a pod.), pričom snahou bolo sa čo najviac priblížiť skutočnému termálnemu zaťaženiu motora.

Ku kalibrácií okrajových podmienok boli použité údaje o skutočnej tepelnej bilancii skúmaného motora, namerané na motorovom dynamometri. Toto meranie bolo dané k dispozícii autorovi práce zo spoločnosti, ktorá predmetný traktorový motor vyvíja. Obr. 49 zobrazuje tepelnú bilanciu pri otáčkach 2200 min^{-1} a plnom zaťažení.

Konkrétnym údajom, použitým pre kalibráciu, bol skutočný tepelný tok odvádzaný chladiacou kvapalinou. Jeho veľkosť (54,2 kW) bola vypočítaná zo znalosti hmotnostného toku chladičom a rozdielu teplôt na vstupe a výstupe (kalorimetrická rovnica). Tento skutočný tepelný tok mohol byť následne porovnávaný s tepelným tokom získaným z MKP analýzy.

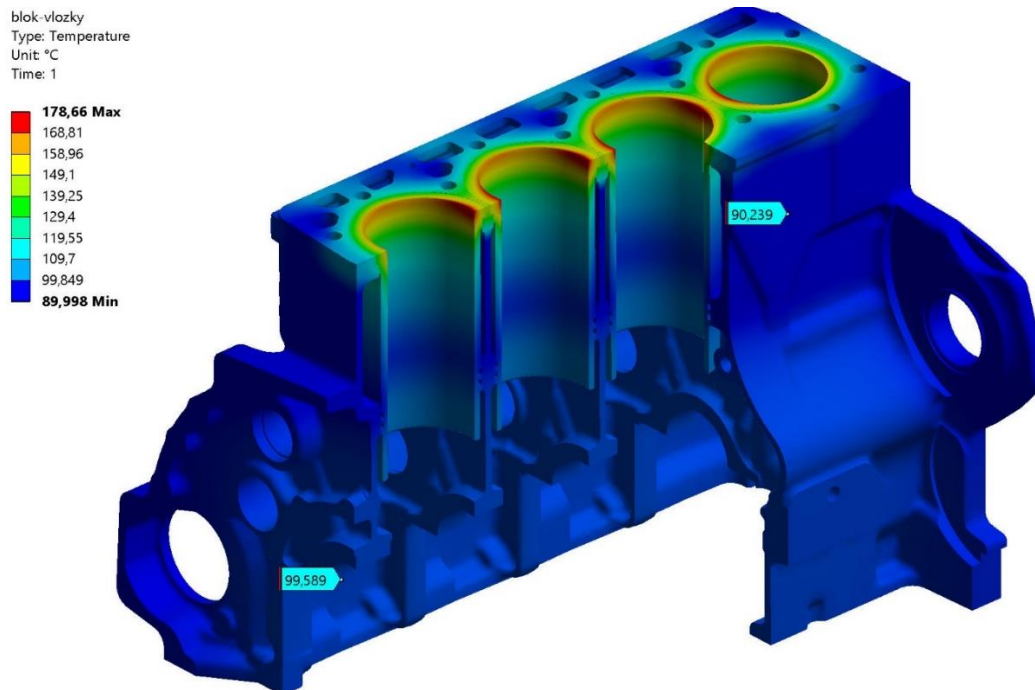
Prvotná MKP termálna analýza odhalila, že veľkosť tepelného toku odvedeného chladiacou kvapalinou je 48,6 kW, čo je o 5,6 kW menej ako hodnota z tepelnej bilancie motora. Toto zistenie indikovalo nepresnú hodnotu koeficientu prestupu tepla na niektorej z odhadnutých okrajových podmienok. Pre korekciu tohto rozdielu tepelných tokov bola modifikovaná hodnota koeficientu prestupu tepla vo výfukovom kanáli (pôvodná hodnota $1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$). Po niekoľkých iteráciách bola zistená hodnota koeficientu prestupu tepla vo výfukovom kanáli s veľkosťou $1300 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. S touto hodnotou bola získaná zhoda odvedeného tepelného toku chladiacou kvapalinou z MKP modelu voči tepelnej bilancii s rozdielom do 1%.



Obr. 49 Tepelná bilancia skutočného motora pri plnom zaťažení a otáčkach 2200 min^{-1}

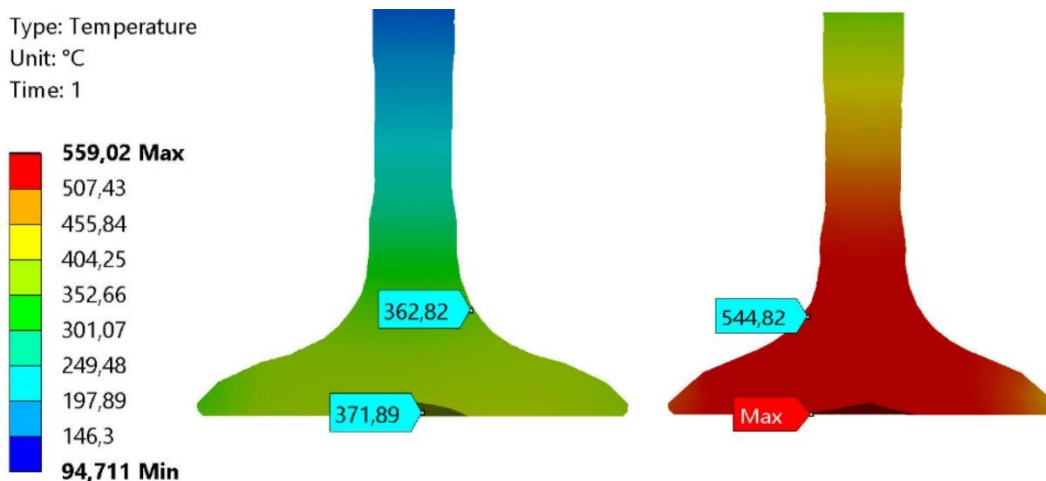
6.3.2 VÝSLEDKY TERMÁLNEJ ANALÝZY PO KALIBRÁCII OKRAJOVÝCH PODMIENOK

Výsledkom je rozloženie teplotných polí v motore. Oblasť vysokých teplôt je podľa očakávaní v oblastiach, kde prebieha spaľovanie a prúdia výfukové plyny. Teplota potom pozvoľne klesá smerom do kľukovej skrine, kde nadobúda hodnôt teploty oleja.



Obr. 50 Teploty na bloku motora a vložkách valcov

Celková maximálna teplota z celého modelu motora s hodnotou 559 °C sa prejavila na výfukových ventiloch. Výfukové ventily sú, oproti zbytku motora, pomerne štíhle a málo hmotné. Taktiež sú vystavené priamemu pôsobeniu spalín pri ich odvádzaní výfukovými kanálmi.



Obr. 51 Teplota na ventiloch, vľavo – sací ventil, vpravo – výfukový ventil

6.4 NASTAVENIE ŠTRUKTURÁLNEJ ANALÝZY

6.4.1 CAD MODEL

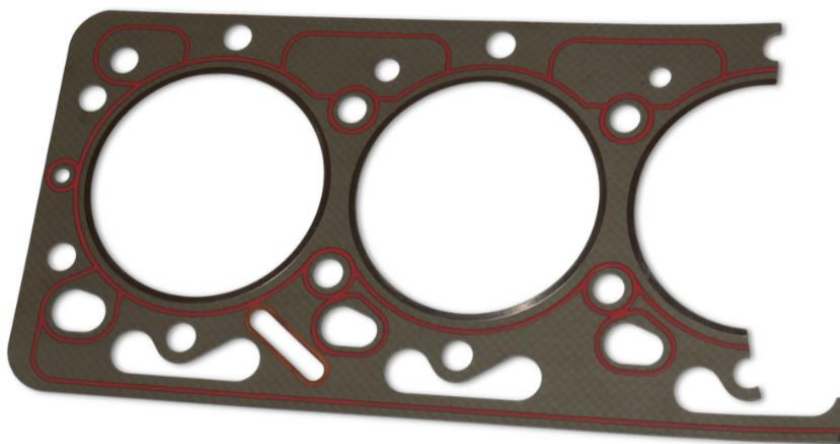
V štruktúrálnej analýze bol model oproti termálnej analýze v podkap. 6.1.1 ďalej zjednodušený a boli odstránené súčasti, u ktorých sa nepredpokladalo, že by mohli ovplyvniť výslednú tuhosť a deformáciu. Motiváciou bolo udržať počet kontaktov a elementov na minimálnej úrovni, a tým urýchliť výpočet. Ponechané súčasti zobrazuje Tab. 15.

Tab. 15 Ponechané súčasti v štruktúrálnej analýze

| |
|---------------------|
| Blok motora |
| Hlava valcov |
| Tesnenie pod hlavou |
| Vložky |
| Hlavové skrutky |

6.4.2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI V ŠTRUKTURÁLNEJ ANALÝZE

Vlastnosti použitých materiálov ostali oproti Tab. 11 nezmenené okrem tesnenia pod hlavou. Je známe, že odozva materiálu tesnenia na tlakové namáhanie je značne nelineárna [4]. Pričom po preštudovaní dostupnej literatúry sa nepodarilo nájsť vhodný zdroj, ktorý by materiálové vlastnosti použitého tesnenia popisoval. Zjednodušenie priebehu skutočného správania linearizáciou materiálového modelu by mohlo viesť k chybným výsledkom.



Obr. 52 Časť tesnenia zo skúmaného motora

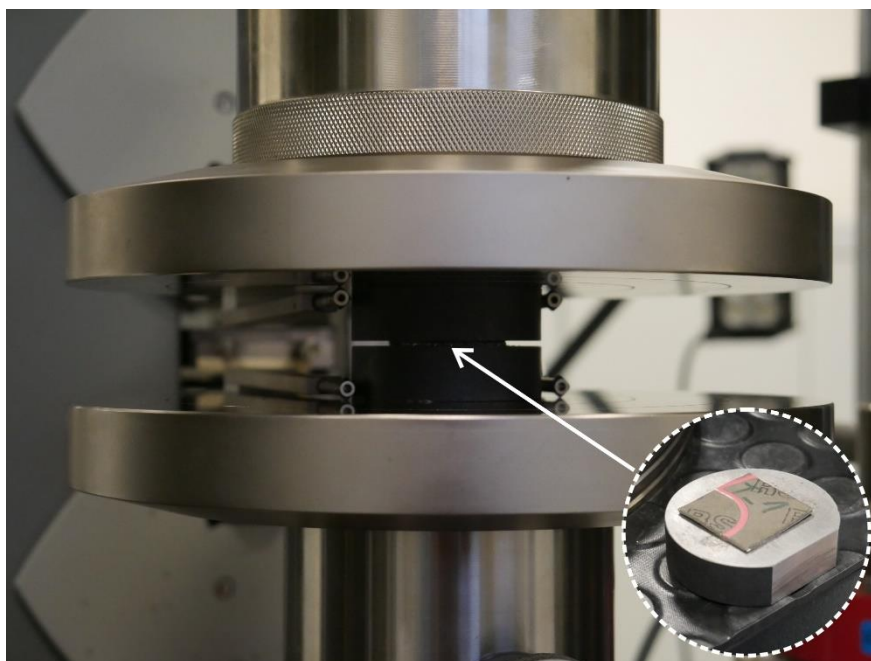
TECHNICKÝ EXPERIMENT

V spolupráci medzi autorom práce a Ústavom materiálových vied a inžinierstva na VUT v Brne prebehlo meranie materiálových vlastností na originálnom tesnení s nominálnou hrúbkou 1,2 mm. Prevádzalo sa na univerzálnom skúšobnom stroji Zwick/Roell Z250, ktorý umožňuje, okrem iného, aj zaťažovanie tlakom.



Obr. 53 Skúšobný stroj v konfigurácii tlakového zaťažovania

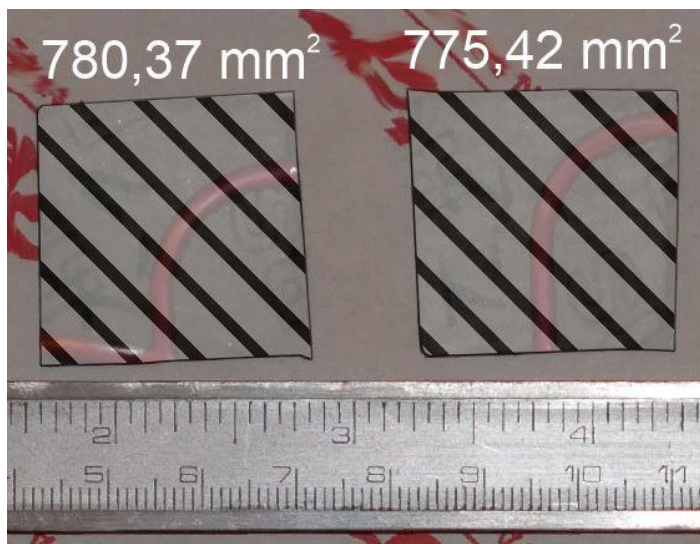
Boli použité 4 dotykové odmeriavacie sondy, tzv. extenzometre, ktoré snímali posuvy barana a tým deformáciu tesnenia. Samotné tesnenie bolo umiestnené medzi 2 brúsenými kalenými podložkami. Celá táto zostava bola následne umiestnená do pracovného priestoru skúšobného stroja.



Obr. 54 Umiestnená vzorka v stroji

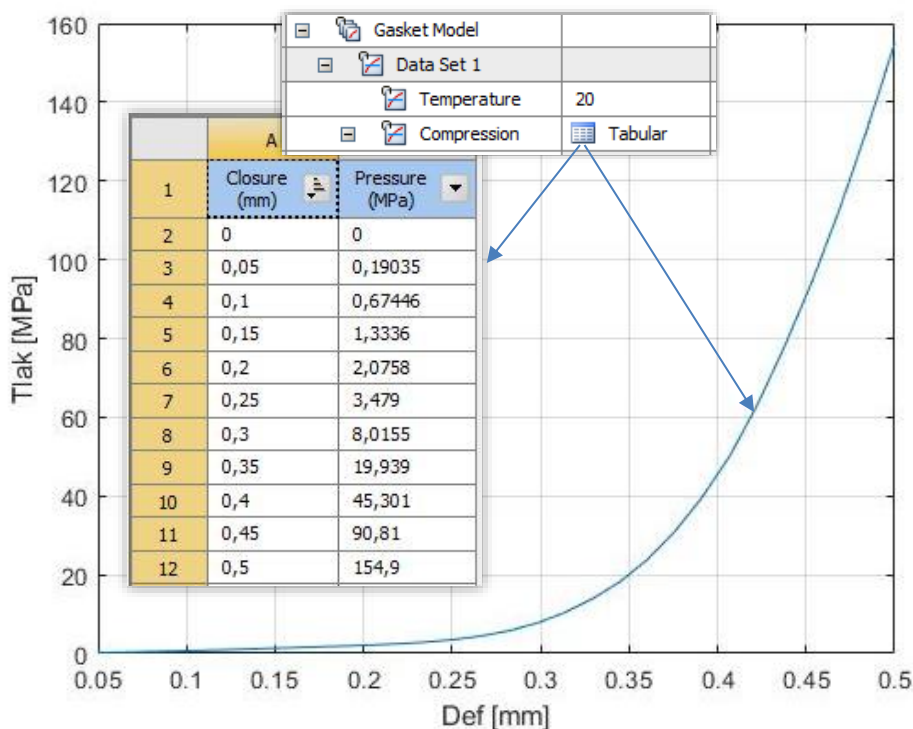
Výstupom zo skúšky bola závislosť zaťažovacej sily na stlačení tesnenia. Následne, pomocou známej plochy skúšobného vzorku bola vypočítaná závislosť tlaku na deformácií tesnenia.

Plocha skúšobného vzorku bola odmeraná graficky pomocou digitálneho fotoaparátu s objektívom s dlhou ohniskovou vzdialenosťou (50 mm), aby boli čo najviac potlačené vplyvy perspektívy pri fotení. Priložené posuvné meradlo vo fotografii vedľa vzoriek poslúžilo ako referenčný rozmer, podľa ktorého bola fotografia nastavená správna mierka.



Obr. 55 Ukážka 2 vzoriek a ich plôch z celkového počtu 6 ks vzoriek

Potom, po spracovaní nameraných dát bol získaný priebeh tlaku voči deformácií tesnenia (Obr. 56). Tieto dáta boli následne aplikované na „Gasket“ model, prítomný v prostredí Ansys Workbench. Priradenie „Gasket“ materiálového modelu v štruktúrálnej analýze spôsobí, že model tesnenia je automaticky diskretizovaný prvkom INTER194.



Obr. 56 Materiálový model tesnenia pod hlavou

6.4.3 OKRAJOVÉ PODMIENKY A NASTAVENIE ŠTRUKTURÁLNEJ ANALÝZY

Predmetný spaľovací motor je mechanicky zaťažovaný niekoľkými druhmi namáhania. Sú nimi napríklad:

- zaťaženie od predopnutých skrutiek hlavy valcov a poradie uťahovania
- zaťaženie od rozťažnosti materiálu vplyvom tepelného namáhania
- zaťaženie od tlaku plynov
- zotrvačné účinky
- a iné

Táto štruktúralna analýza bude pojednávať o vplyvoch od predopnutých skrutiek hlavy valcov a od tepelného namáhania na deformácie valcovej jednotky.

MONTÁŽ HLAVY VALCOV

Podľa dielenskej príručky [33] je montáž skrutiek hlavy valcov prevádzaná v 3 krokoch s predpísaným uťahovacím momentom a poradím uťahovania (Obr. 58). Veľkosti uťahovacích momentov zhrňuje Tab. 16. Po montáži v skrutkách vzniká osová sila, ktorá zaisťuje polohu hlavy valcov voči bloku motora a spolu s tesnením pod hlavou sa stará o utesnenie spaľovacieho priestoru.

Tab. 16 Veľkosti uťah. momentov hlavových skrutiek [33]

| | |
|---------|---------------|
| 1. krok | 50 Nm |
| 2. krok | 100 až 120 Nm |
| 3. krok | 160 až 180 Nm |

Prvým krokom pre výpočet osových síl v skrutkách je zistenie súčiniteľa uťahovacieho momentu K . Platí vzťah [38]:

$$K = \frac{D_2}{2 * D} \left[\frac{\tan(\psi) + f * \frac{1}{\cos(\alpha/2)}}{1 - f * \tan(\psi) * \frac{1}{\cos(\alpha/2)}} \right] + 0,625 * f_0 \quad (79)$$

Kde:

| | | |
|----------|-----|---|
| K | [-] | súčiniteľ uťahovacieho momentu |
| D | [m] | veľký priemer závitu |
| D_2 | [m] | stredný priemer závitu |
| ψ | [°] | uhol stúpania závitu |
| α | [°] | vrcholový uhol závitu |
| f | [-] | súčiniteľ trenia medzi hlavou skrutky a dosadacou plochou |
| f_0 | [-] | súčiniteľ trenia v závite |

Súčinitele trenia f , f_0 závisia na drsnosti povrchu, povrchovej úprave ale aj na samotnom spôsobe montáže (naolejovaný závit a pod.). V tomto prípade bola pre členy f a f_0 zvolená hodnota 0,15 [38]. Následne je vypočítaná sila, ktorú bude vyvodzovať moment v osi skrutky. Zo vzťahu pre súčiniteľ ťahovacieho momentu K v záвите bola zistená hodnota $K = 0,2$. Taktiež boli uvažované stredné hodnoty ťahovacích momentov z Tab. 16. Potom, pre osové sily v skrutkách v troch krokoch ťahovania platí [38]:

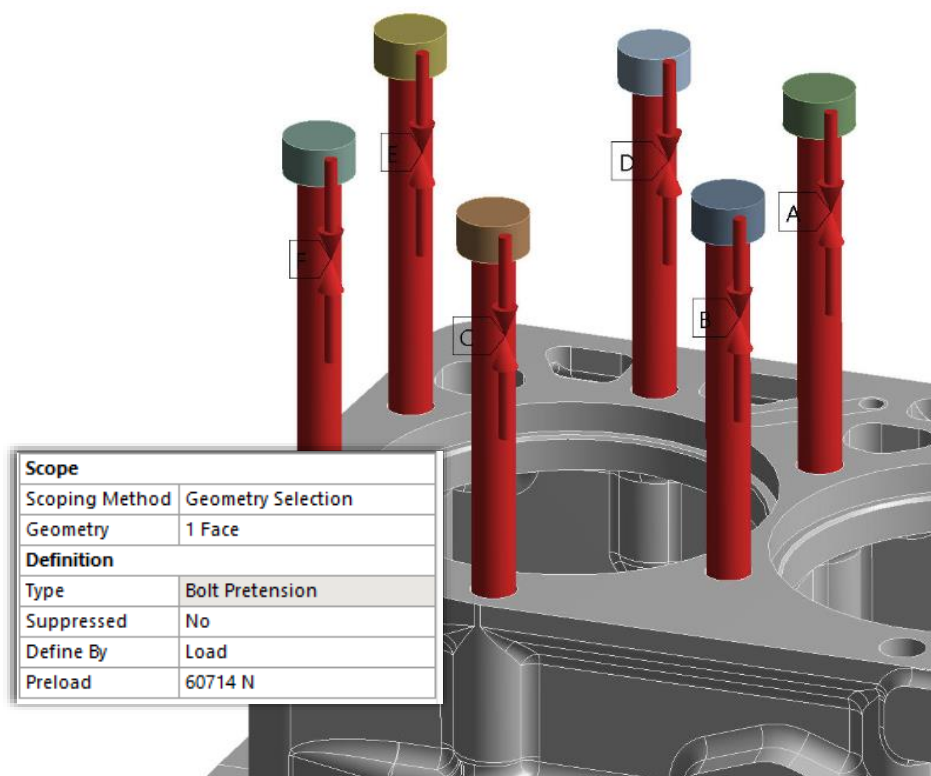
$$F_{1.krok} = \frac{M_{1.krok}}{K * D} = 17857,1 \text{ N}$$

$$F_{2.krok} = \frac{M_{2.krok}}{K * D} = 39285,7 \text{ N} \quad (80)$$

$$F_{3.krok} = \frac{M_{3.krok}}{K * D} = 60714,3 \text{ N}$$

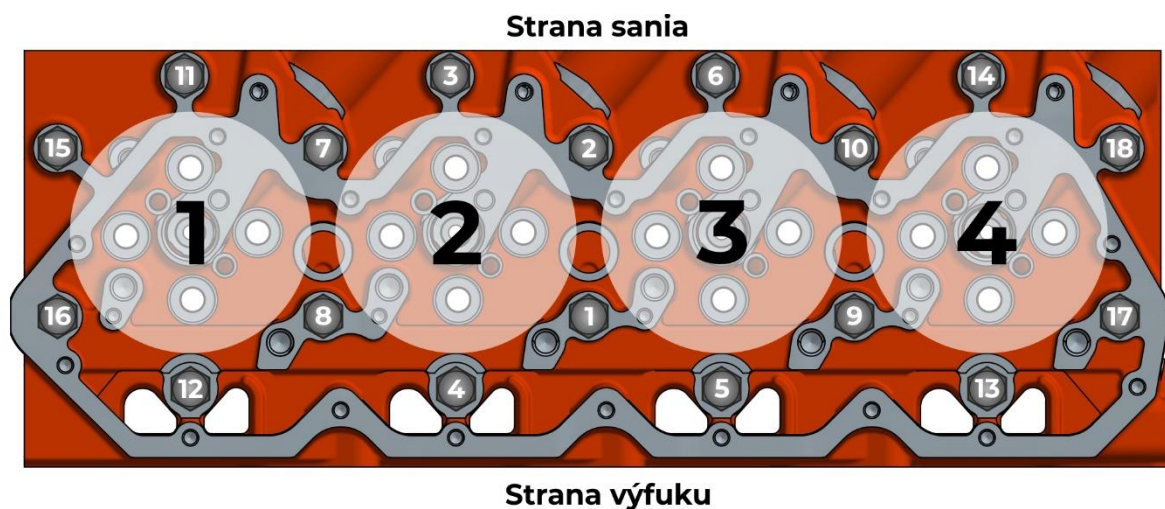
Kde:

| | | |
|--------------|------|---|
| $F_{i.krok}$ | [N] | osová sila príslušného kroku |
| $M_{i.krok}$ | [Nm] | ťahovací moment príslušného kroku |
| K | [-] | súčiniteľ ťahovacieho momentu |
| D | [m] | veľký priemer závitů na hlavových skrutkách |



Obr. 57 Okrajová podmienka predpätia na hlavových skrutkách

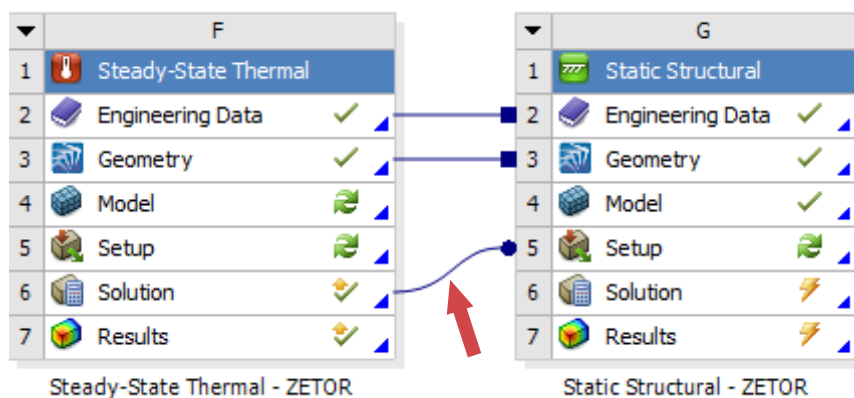
Ako bolo uvedené v Tab. 11, použitým materiálom hlavových skrutiek bola oceľ. Otázne ale je, či je potreba v MKP analýze uvažovať nelineárny materiálový model ocele, alebo či bude dostačovať lineárny materiálový model, ktorý je popísaný *Hookovým zákonom* a platí do medze kĺzu materiálu (pružná deformácia). Jednoduchým výpočtom ťahového namáhania bolo zistené napätie v drieku skrutky s hodnotou 394 MPa. Pri konzervatívnom uvažovaní pevnostnej triedy ISO 8.8, ktorej medza kĺzu je 640 MPa [38], sa javí ako postačujúce v MKP analýze použiť lineárny materiálový model ocele, čím sa zníži výpočtová náročnosť analýzy.



Obr. 58 Poradie uťahovanie hlavových skrutiek [33]

TERMÁLNE NAMÁHANIE

Termálnym namáhaním vznikajú vplyvom tepelnej rozťažnosti deformácie. Okrajovou podmienkou sú výsledky termálnej analýzy z kapitoly 6.3, ktoré sú mapované na štrukturálny výpočtový model.

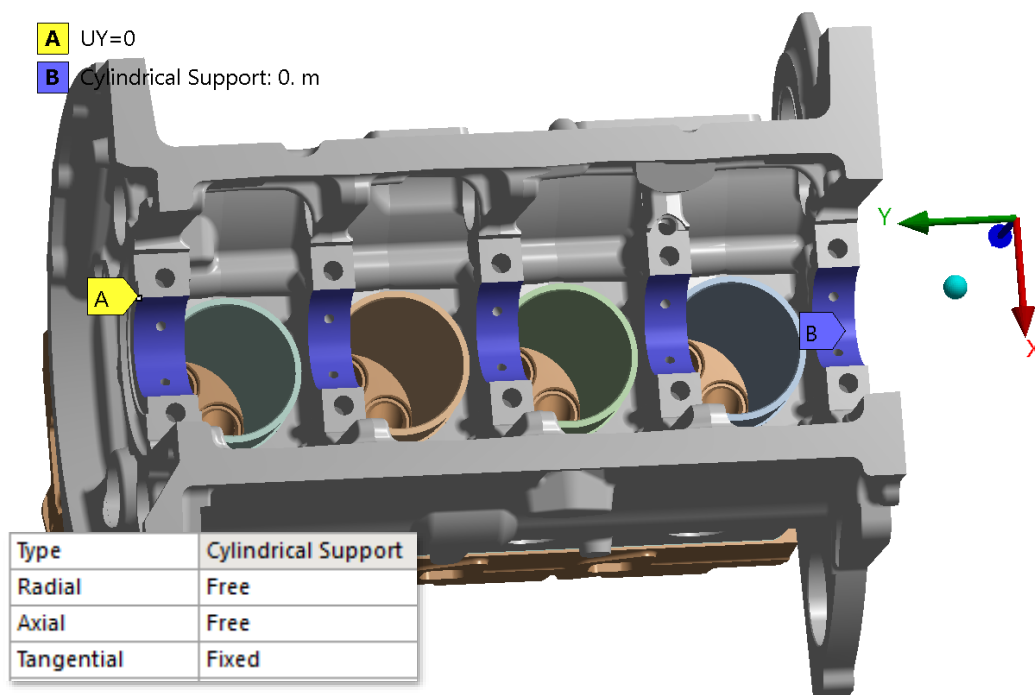


Obr. 59 Spôsob prepojenia (červená šípka) termálnej a štrukturálnej analýzy v prostredí Workbench

ZAMEDZENIE STUPŇOV VOĽNOSTI

Teleso v 3D priestore disponuje 6 st. voľnosti, ktoré je potreba v štrukturálnej analýze zamedziť. Pre tento účel bola na ložiskové plochy (modrá farba - Obr. 60) použitá väzba Cylindrical support (B), s nastavením, ktoré dovoľuje radiálnu deformáciu (zväčšovanie otvoru ložiska pre KH vplyvom teploty) a axiálny posuv v smere osi kľukového hriadeľa. Následne,

pre zamedzenie axiálnych posuvov celého motora v smere osi Y bol vybraný uzol pri hlavnom ložisku a bol mu predpísaný nulový posuv v smere osi Y.



Obr. 60 Väzby na hlavných ložiskách na bloku skúmaného motora

KONTAKTY V MODELI

Počet kontaktov v štruktúrálnej analýze sa oproti termálnej analýze znížil z dôvodu menšieho počtu súčastí. Zmenil sa aj spôsob ich nastavenia. V štruktúrálnej úlohe je potreba definovať typ kontaktu. V prípade pohyblivého kontaktu sa definuje aj súčiniteľ trenia v kontakte, ktorý je závislý na materiáli, drsnosti povrchu a ďalších parametroch kontaktnej dvojice. Tab. 17 zhrňuje nastavenie kontaktných dvojíc. Veľkosť súčiniteľa trenia bola prevzatá z literatúry [35].

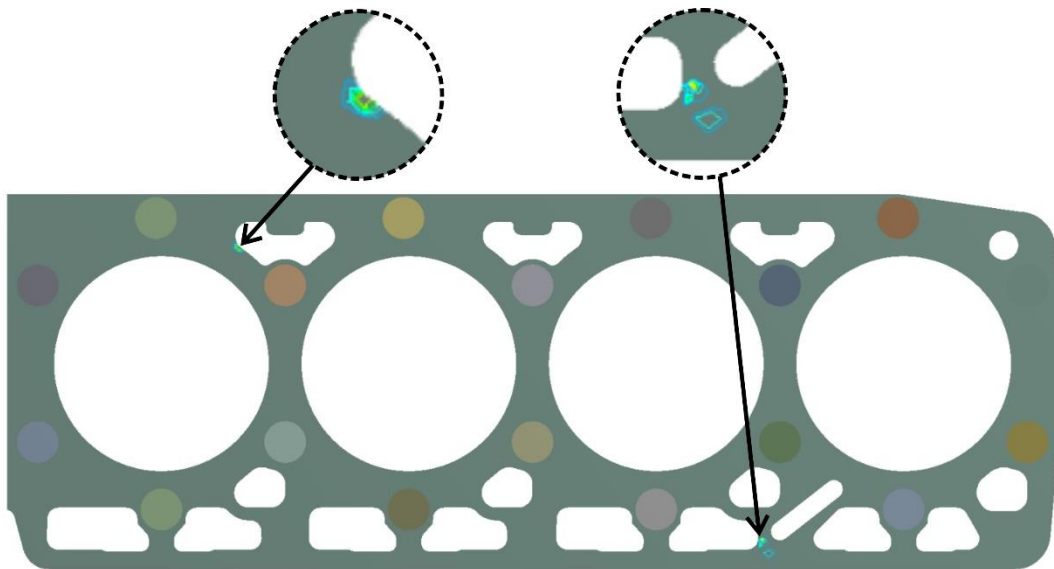
Tab. 17 Vlastnosti kontaktov v štruktúrálnej analýze

| Kontaktný pár | Typ kontaktu | Súčiniteľ trenia |
|--------------------------|--------------|------------------|
| hlava - tesnenie | Frictional | 0,15 |
| blok a vložky - tesnenie | Frictional | 0,15 |
| blok - vložky | Frictional | 0,15 |
| hlavové skrutky - blok | Bonded | - |
| hlavové skrutky - hlava | Bonded | - |

NASTAVENIE ANALÝZY A RIEŠENIE PROBLÉMOV S KONVERGENCIOU

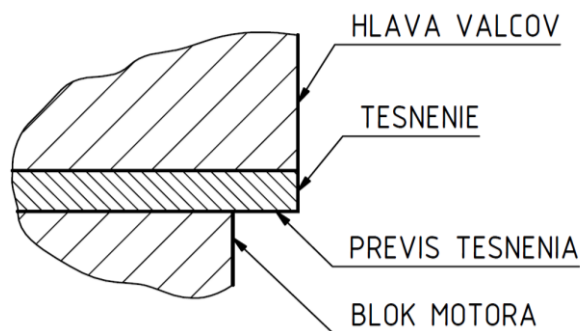
Bol nastavený priamy MKP riešic a možnosť veľkých deformácií. Prvotné riešenia modelu ukázali, že výpočet diverguje. Pre zistenie problémových miest bolo v nastaveniach riešiča povolené ukladanie Newton-Raphson reziduálnych síl, ktoré sú ukazovateľom miest, kde má riešič problém s konvergenciou a nevie nájsť silovú rovnováhu [39].

Najvyššie reziduálne sily boli zistené na tesnení pod hlavou, konkrétne v oblastiach pri vybraniach pre chladiace kanály. Problémové miesta sú zobrazené na Obr. 61. Veľkosť reziduálnych síl bola rádovo $10 \cdot 10^8$ N.



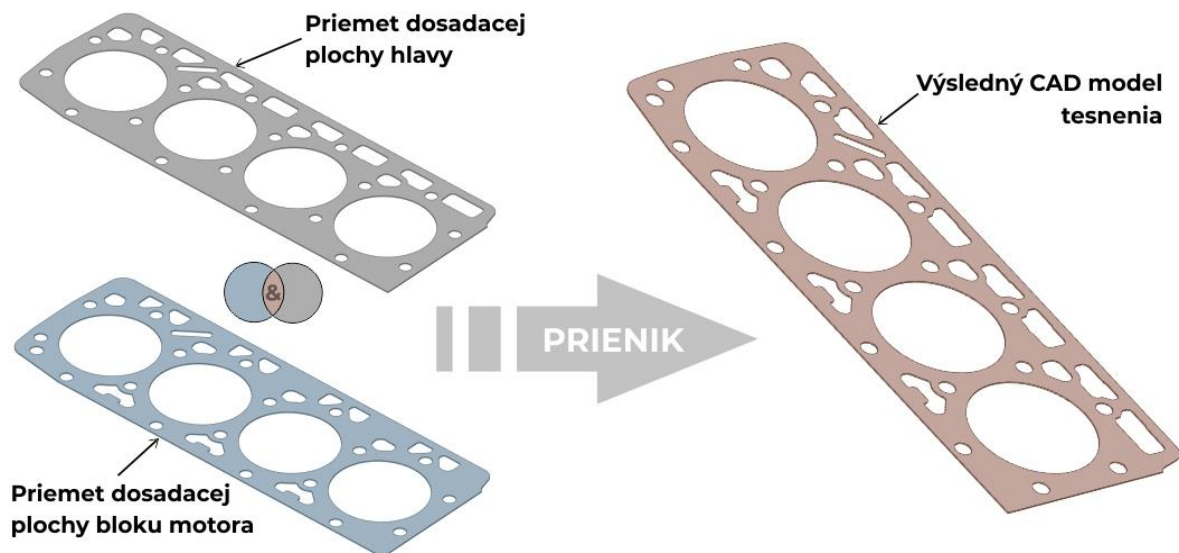
Obr. 61 Najvyššie Newton-Raphson reziduálne sily v divergentnom riešení

Po preskúmaní CAD zostavy motora v problémových miestach sa zistilo, že model tesnenia v týchto miestach mierne presahuje (prevísa) cez chladiace kanály na bloku motora, prevís tesnenia zobrazuje Obr. 62. Dá sa domnievať, že prevísajúca časť nepriaznivo vplýva na konvergenciu riešenia. Na modeli tesnenia je použitý typ elementu INTER194, ktorý bol uvedený v podkap. 2.1.1. Pri tomto prvku sa očakáva tlakové zaťažovanie v smere hrúbky tesnenia. V konkrétnom prípade (Obr. 62) je tlakové zaťažovanie vyvolané hlavou valcov, ktorá na tesnenie pôsobí a stlačuje ho. V mieste prevísu ale absentuje reakčná sila od bloku motora a tesnenie v tomto mieste nie je stlačované, čo má za následok divergenciu riešenia.



Obr. 62 Previs pôvodného CAD modelu tesnenia

Pôvodný CAD model tesnenia bol odstránený a bol vytvorený nový model na základe priemetov z dosadacích plôch hlavy valcov a bloku motora a ich následným prienikom. Obr. 63 zobrazuje spôsob tvorby CAD modelu tesnenia. Booleovský operátor typu prienik zabezpečil, že žiadna časť tesnenia nebude prevísat' ako na Obr. 62.



Obr. 63 Princíp tvorby nového modelu tesnenia

Po opätovnom spustení, už s novým modelom tesnenia, výpočtový model stále nekonvergoval. Newton-Raphson reziduálne sily už na tesnení neboli prítomné a boli rozložené po celom modeli motora so zanedbateľnými veľkosťami oproti predošlému prípadu. Toto zistenie indikovalo posun správnym smerom čo sa týka otázky úspešnej konvergencie modelu.

Následne boli použité známe MKP techniky, pomocou ktorých je možné divergujúci nelineárny výpočtový model priviesť do konvergencie riešenia.

V nastaveniach krokov riešiča (step controls) boli upravené parametre, ktoré definujú, ako rýchlo pri počiatku analýzy sú aplikované účinky okrajových podmienok, v tomto prípade, ako rýchlo sú aplikované sily predpätia do ich plného silového účinku.

Je vhodné, aby zaťažovacie sily v modeli boli aplikované čo najviac plynulo (vysoký počet počiatkových medzi krokov), pretože inak by mohla nastať situácia, že posuvy telies budú tak veľké, že kontaktná dvojica nezaregistruje vzájomné pôsobenie kontaktných plôch a kontakt bude nefunkčný. Nastavenie krokovania zobrazuje Obr. 64.

| | |
|--------------------|----------|
| Auto Time Stepping | On |
| Define By | Substeps |
| Initial Substeps | 50. |
| Minimum Substeps | 10. |
| Maximum Substeps | 100. |

Obr. 64 Nastavenie krokovania analýzy

Taktiež je z hľadiska rýchlej konvergencie viac vhodné, ak sú pôsobiace sily definované ako výsledné posuvy, ktoré tieto sily vyvodila. Z Hookovho zákona je možné vypočítať predĺženie

skrutky, ktorá je zaťažená osovou silou predpätia. Tento spôsob ale predpokladá, že okolité telesá, ktoré skrutkový spoj zvierajú, sú dokonale tuhé, čo nie je prípad pri skúmanom motore. Preto nie je možné definovať všetky predpätia hlavových skrutiek ako predĺženia týchto skrutiek.

Je ale možné využiť kombináciu definície predpätia pomocou predĺženia a pomocou osovej sily v skrutke, kde prvý zaťažovací krok bude definovaný ako veľmi malé predĺženie skrutky a bude slúžiť na prvotnú stabilizáciu kontaktných dvojíc, až následne ďalšie kroky z Tab. 16 budú definované ako osová sila predpätia.

Tento spôsob definície predpätí sa v závere ukázal ako rozhodujúci, a až s týmto nastavením začal výpočtový model rýchlo a kvalitne konvergovať. Tab. 18 zhrňuje definované výpočtové kroky v štruktúrnom modeli.

Tab. 18 Výpočtové kroky v štruktúrnom modeli

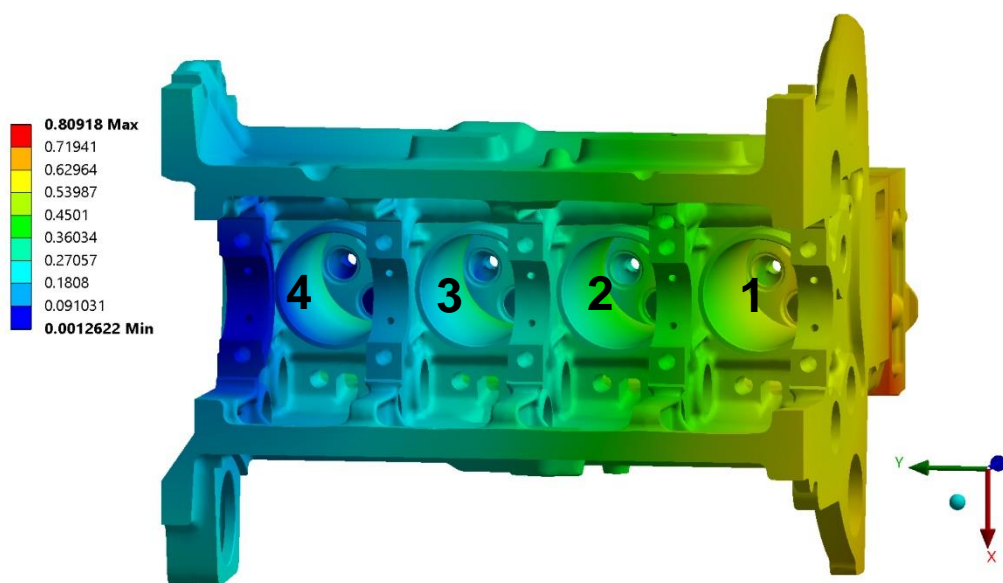
| Poradie výpočtového kroku | Okrajová podmienka |
|--|--|
| 1. výpočtový krok | Predĺženie všetkých hlavových skrutiek o 0,05 mm |
| výpočtové medzi kroky postihujúce poradie uťahovania (Obr. 58) | |
| 2. výpočtový krok | Osová sila o veľkosti 17587 N |
| výpočtové medzi kroky postihujúce poradie uťahovania (Obr. 58) | |
| 3. výpočtový krok | Osová sila o veľkosti 39286 N |
| výpočtové medzi kroky postihujúce poradie uťahovania (Obr. 58) | |
| 4. výpočtový krok | Osová sila o veľkosti 60714 N |
| 5. výpočtový krok | Osová sila + termálne zaťaženie |

6.5 VÝSLEDKY ŠTRUKTURÁLNEJ ANALÝZY

6.5.1 SPÔSOB SPRACOVANIA VÝSLEDKOV DEFORMÁCIÍ VLOŽIEK

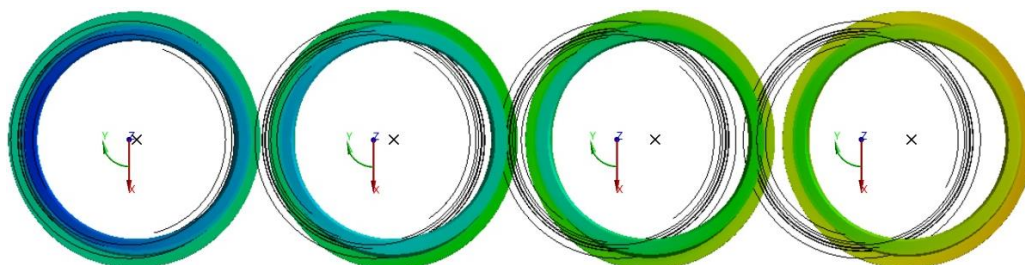
Pôsobením síl z hlavových skrutiek a termálnou rozťažnosťou materiálu menia skúmané vložky svoj tvar. Softvér Ansys Mechanical vo svojom post-procesore ponúka niekoľko nástrojov, ktorými je možné zmenu tvaru postihnúť a graficky zobrazit'. Pre túto prácu sú relevantnými výsledkami radiálne deformácie vzťahované do osí jednotlivých valcov.

Avšak zaťažovaný model motora z povahy svojho zaväzbenia, riešeného v podkap. 6.4.3, vykazuje aj posuvy a natočenia telesa ako tuhého celku. Z Obr. 65 sa dá všimnúť totálna deformácia celého modelu najmä v smere osi -Y z dôvodu tepelnej rozťažnosti.



Obr. 65 Totálna deformácia motora v poslednom výpočtovom kroku

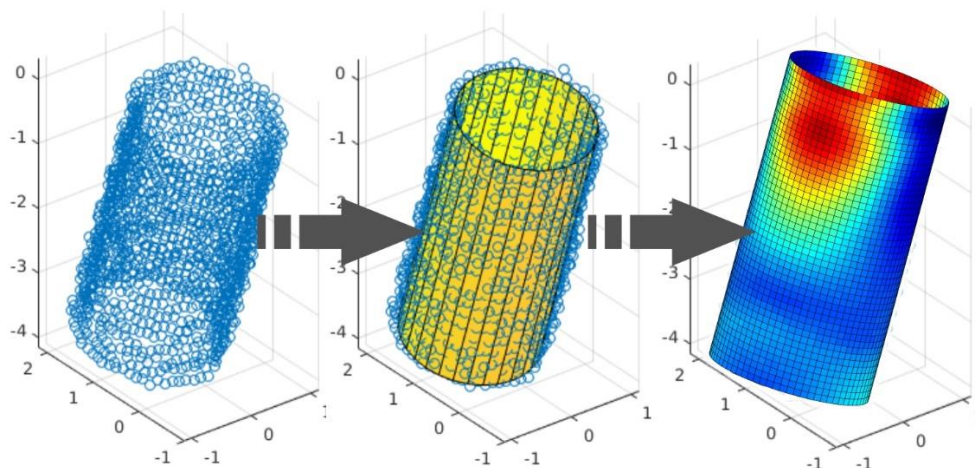
Radiálne deformácie na jednotlivých valcoch pomocou lokálnych súradných systémov umiestnených v každom valci nie je možné v takom stave zatiaľ vyhodnotiť, pretože osi deformovaných valcov sa posunuli spolu s celým blokom motora najmä v smere osi mínus Y, pričom definované lokálne súradné systémy ostali na pozícií (Obr. 66) pôvodného nedeformovaného CAD modelu – výsledky je potreba korigovať.



Obr. 66 Posunutie skutočných osí valcov voči lokálnym súradným systémom v poslednom výpočtovom kroku, čierny obrys zobrazuje pôvodnú pozíciu vložiek (posuv zväčšený pre názornosť)

FILTRÁCIA POSUVOV TELESA AKO TUHÉHO CELKU

Pre tento účel bol vytvorený skript, ktorý pomocou metódy najmenších štvorcov prekladá deformované uzly na stenách vložiek ideálne kruhovým valcom a vyhodnocuje tak radiálne deformácie voči osi ideálneho valca. Základný princíp zobrazuje Obr. 67.



Obr. 67 Princíp filtrácie posuvov tuhého telesa

Prvotným krokom je export dát zo štruktúrálnej analýzy pomocou makra v prostredí Ansys APDL. Základný princíp makra je prevzatý z [34] a kód je ďalej rozšírený pre pokrytie potrieb pre tento prípad.

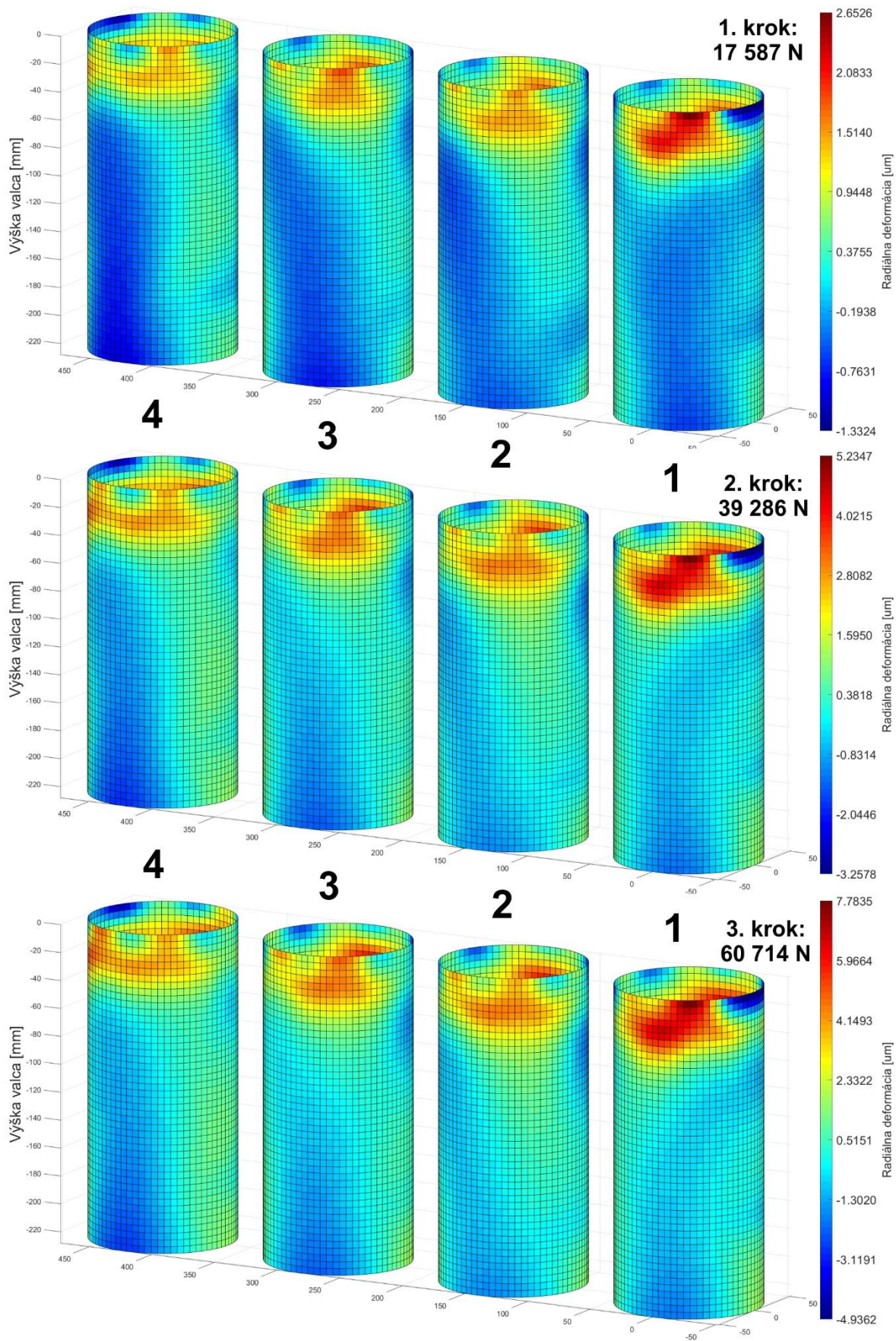
Pre každý valec sú definované cylindrické a kartézské súradne systémy. Makro začína aktiváciou príslušného cylindrického systému a pomocou cyklov prechádza jednotlivé výškové úrovne daného valca. Do matice sú na príslušné miesta zapisované čísla uzlov. Výsledkom je matica čísel uzlov, ktorej veľkosť je daná konečno-prvkovou sieťou na stene vložky.

Nasleduje ďalší sled cyklov, ktoré prechádzajú existujúcu maticu čísel uzlov a priradzujú ku každému uzlu jeho pozíciu v kartézskych osiach X, Y a Z, a posuvy v osiach X, Y a Z. Tento proces sa opakuje pre každý valec a každý výpočtový krok.

Nasleduje import dát do prostredia Matlab a zavedenie funkcie lscylinder.m [40]. Táto funkcia prekladá mračno deformovaných uzlov ideálnym valcom a vyhodnocuje radiálne vzdialenosti voči osi ideálneho valca. Po ďalších úpravách sú vykresľované radiálne deformácie skorigované o posuvy telies (vložiek valcov) ako tuhého celku.

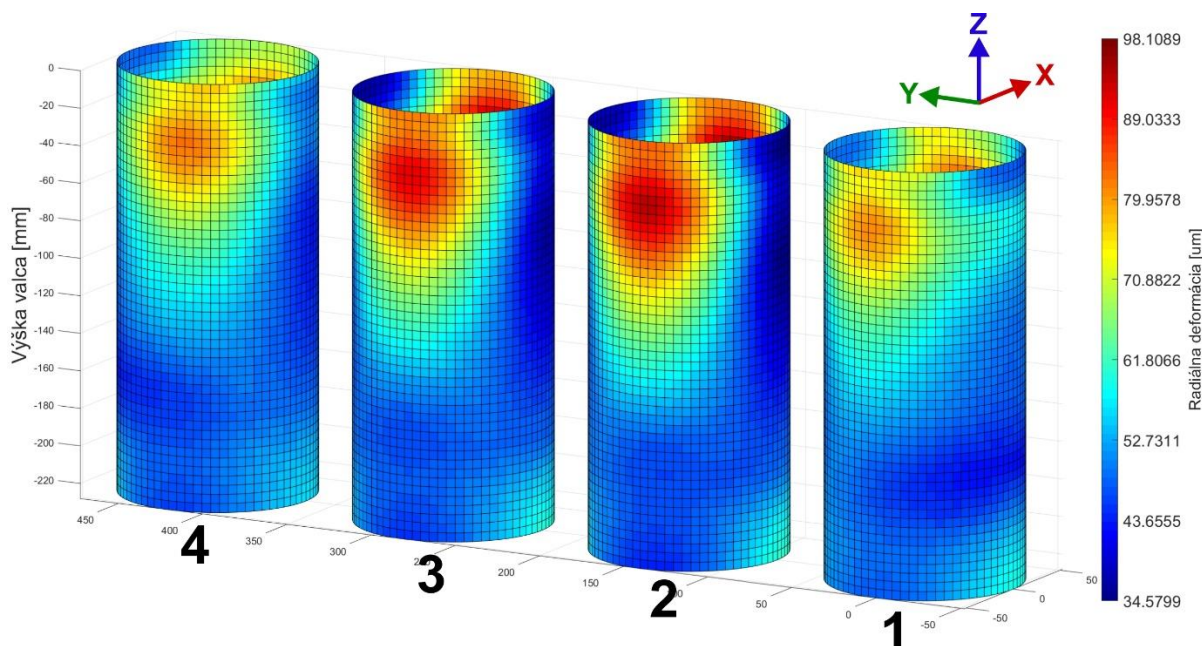
6.5.2 VÝSLEDKY DEFORMÁCIE VLOŽIEK

Výsledky deformácie z osových síl vyvedených ťahovacími momentami z Tab. 16 zobrazuje Obr. 68. Najvyššie radiálne deformácie vznikli v horných častiach valca a absolútne najvyššia radiálna deformácia o hodnote 7.8 μm vznikla podľa očakávania v poslednom ťahovacom kroku, kde sily predpätia dosahujú hodnôt blízkych 61 kN.



Obr. 68 Radiálna deformácia [μm] valcov v troch krokoch uťahovania hlavových skrutiek

Výsledky radiálnej deformácie od termálneho namáhania zobrazuje Obr. 69. Tento výsledok prezentuje prevádzkový ustálený stav motora pri otáčkach 2200 min^{-1} , tj. v tomto výsledku je zahrnutý okrem termálneho namáhania aj posledný krok uťahovania hlavových skrutiek.

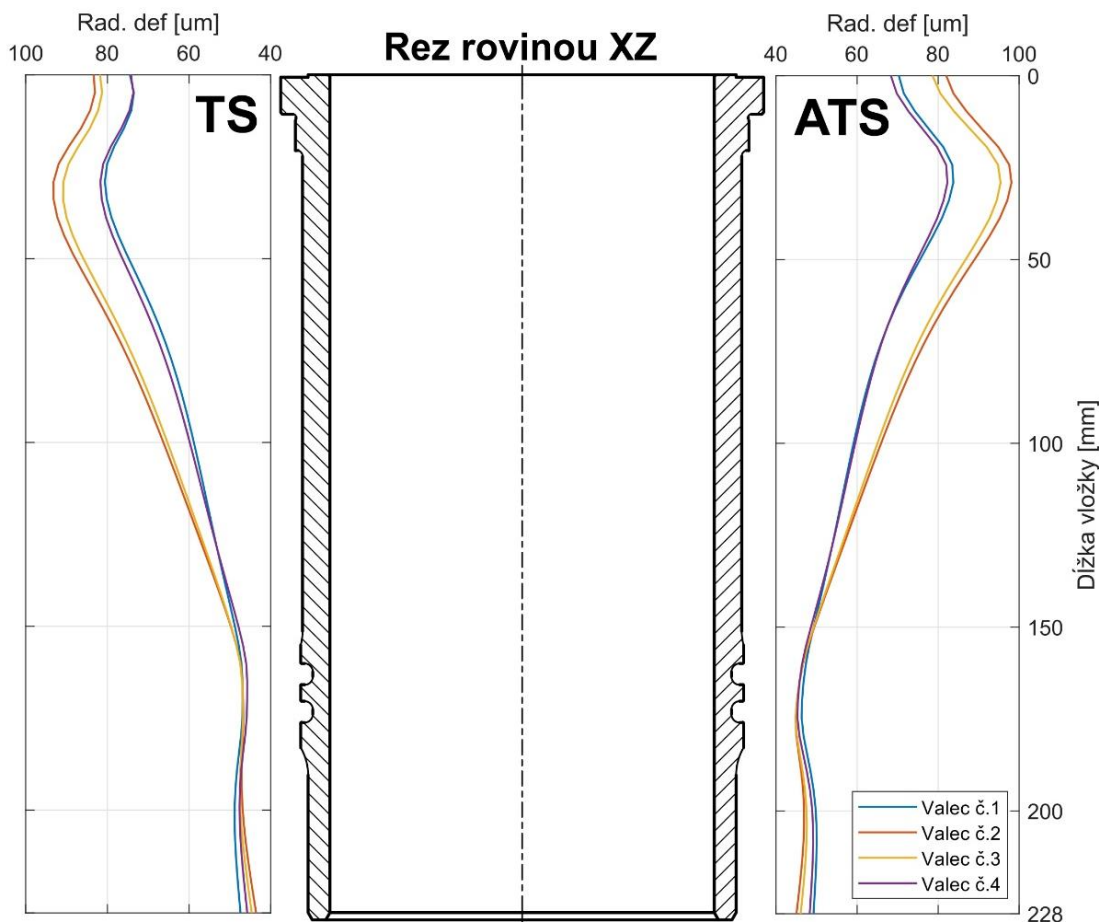


Obr. 69 Radiálna deformácia [μm] valcov od montáže hlavových skrutiek a termálneho namáhania (5. výpočtový krok)

Z termálnej analýzy v podkap. 6.3 vyplynuli najvyššie teploty v oblasti mostíka medzi vložkami valcov. Vplyvom vysokých teplôt majú vložky v týchto miestach tendenciu sa roztáhať proti sebe, čím sa ale vzájomne ovplyvňujú, čo sa prejavuje pomerne malou radiálnou deformáciou s veľkosťou približne $36 \mu\text{m}$. Oveľa vyššia je potom deformácia v rovine XZ, kde nepôsobí podobné zaťaženie opačným smerom, preto je v týchto miestach deformácia násobne vyššia.

Pri riešení dynamiky piestnej skupiny sa rovina XZ javí ako najvýhodnejšia pri vyhodnocovaní deformácie valcov, vyskytujú sa tam najvyššie radiálne deformácie a táto časť valcov je v priamom styku s plášťom piesta. Výsledky radiálnych deformácií v reze XZ zobrazuje Obr. 70, ktorý je rozdelený na 2 časti.

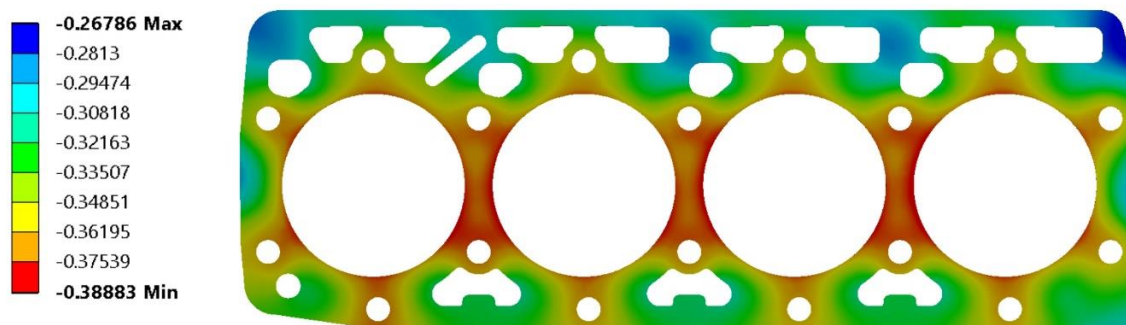
Strana vložky TS (thrust side), je tlačnou stranou, na ktorú tlakom pôsobí plášť piestu najmä pri expanznom takte za pohybu smerom do DÚ. Strana vložky ATS (anti thrust side) je potom odľahčenou stranou, na ktorú nepôsobí tak veľké tlakové namáhanie a opotrebenie.



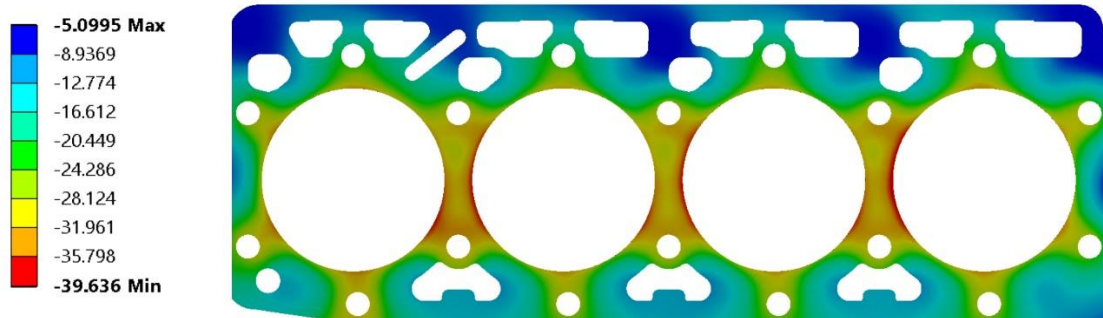
Obr. 70 Radiálne deformácie [μm] v reze XZ v 5. výpočtovom kroku

6.5.3 VÝSLEDKY OSTATNÝCH ČASTÍ SKÚMANÉHO MOTORA

Stlačenie tesnenia pod hlavou pri prevádzke motora (bez uvažovania pôsobenia spaľovacích tlakov) zobrazuje Obr. 71. Maximálnych hodnôt stlačenia sa dosahuje v oblasti medzi vložkami valcov z dôvodu pomerne malej plochy tesnenia v týchto oblastiach a vysokého prítlačného tlaku. Minimálne hodnoty stlačenia tesnenie dosahuje v jeho rohoch, kde vplyv utiahnutých hlavových skrutiek je marginálny v porovnaní s oblasťou medzi vložkami. Veľkosť kontaktného tlaku na tesnení potom zobrazuje Obr. 72.



Obr. 71 Stlačenie tesnenia [mm] v prevádzkovom stave motora

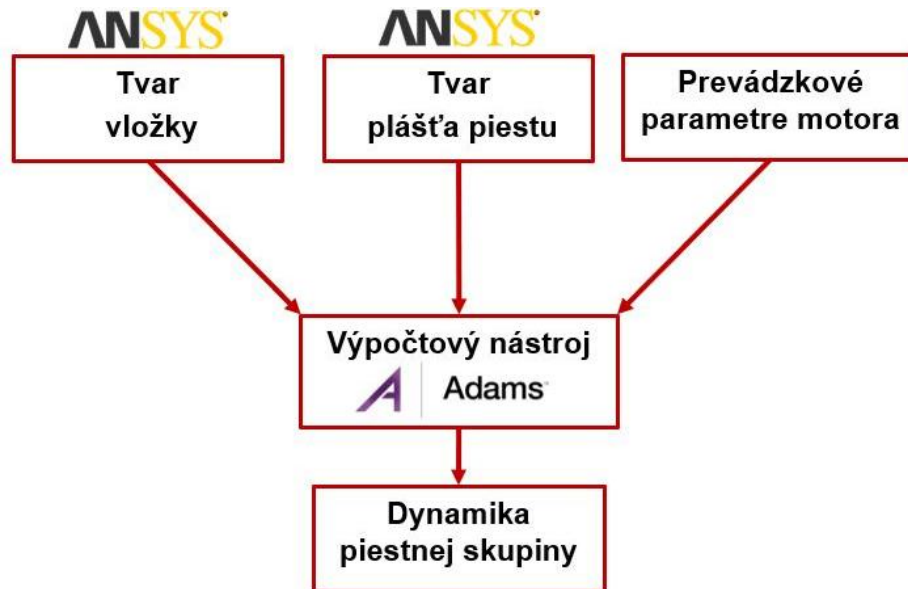


Obr. 72 Kontaktný tlak na tesnení [MPa] v prevádzkovom stave motora

Čo sa týka napätí v hlavových skrutkách, predpoklad (podkap. 6.4.3) o použití lineárneho materiálového modelu bol správny a veľkosť redukovaného napätia na driekoch skrutiek dosahuje hodnôt približne od 370 do 410 MPa, čo je pod medzou klzu vybraného materiálu. V použitých hlavových skrutkách teda nenastáva plastická deformácia.

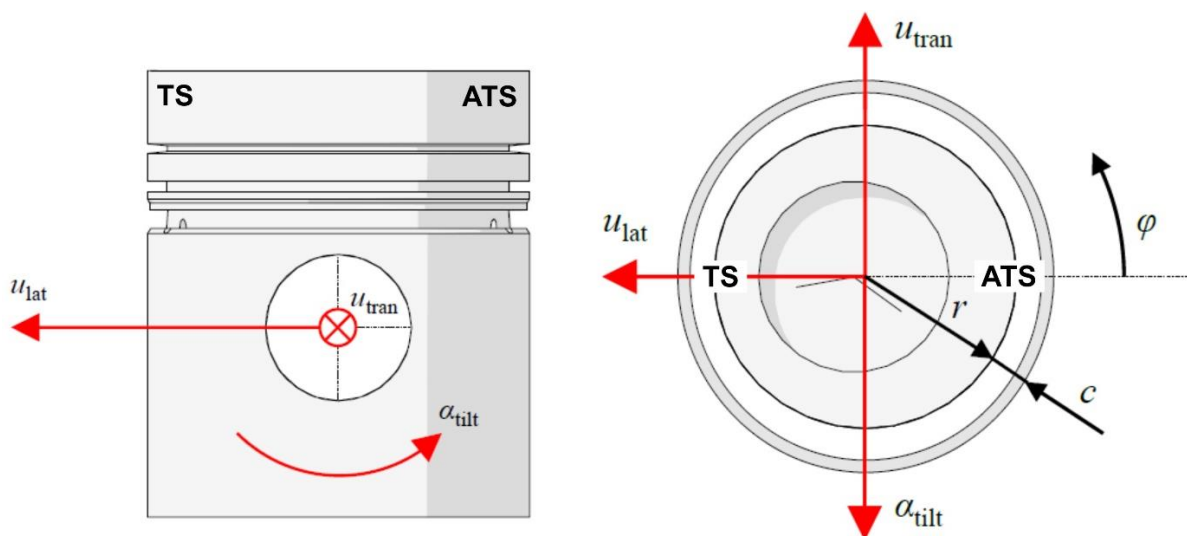
7 DYNAMIKA PIESTNEJ SKUPINY

Na Ústave automobilového a dopravného inžinierstva na VUT v Brne bol vyvinutý pokročilý výpočtový nástroj (VN) pre riešenie dynamiky piestnej skupiny. Výpočtový nástroj je koncipovaný ako nadstavba Multibody System (MBS) softvéru MSC Adams a je detailne popísaný v [41]. Jeho aplikácia vyžaduje dáta o prevádzkových stavoch (deformácie a teploty) piestu a steny valca motora. Doterajšia práca sa venovala ich výpočtu.



Obr. 73 Vstupy do výpočtového nástroja

Piest počas svojej funkcie koná niekoľko pohybov. Základným pohybom je priamočiary vratný pohyb v osi valca (primárny pohyb), ďalším je bočný (laterálny) pohyb (u_{lat}), ktorý je kolmý na os piestneho čapu a rotačný pohyb okolo osi piestneho čapu (α_{tilt}). Posledným pohybom je potom priečny (tranzverzálny) pohyb (u_{tran}), ktorý je rovnobežný s osou piestneho čapu [41]. Obr. 74 zobrazuje spomínané pohyby na pieste a zároveň definuje znamienkovú konvenciu.

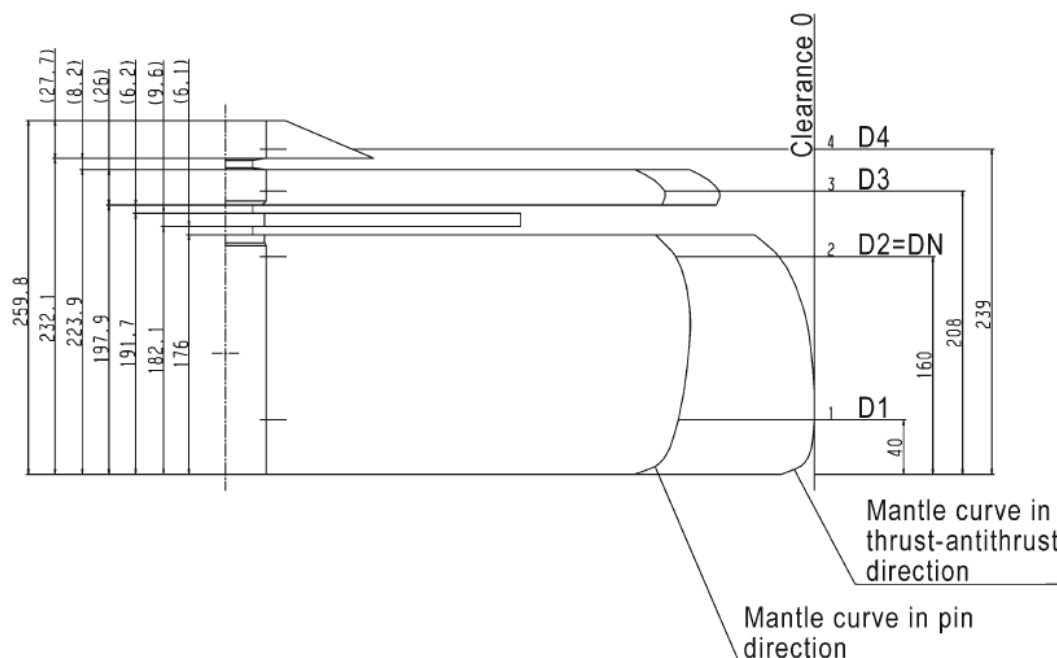


Obr. 74 Pohyby piestu [41], upravené

7.1 PRÍPRAVA DÁT DO ANALÝZY

7.1.1 VÝROBNÝ TVAR PIESTU

Tvar bočnej krivky bežného piestu je zobrazený na Obr. 75. Piest tzv. súdkovitý tvar nadobúda počas jeho výroby pri dokončovacích operáciách. Dá sa všimnúť, že na vrchnej a spodnej časti plášťa piestu je jeho priemer menší, ako v strednej oblasti. Takto tvarovaný plášť pozitívne vplýva na tvorbu olejového filmu, kde súdkovitý tvar podporuje tvorbu hydrodynamického klinu medzi piestom a valcom. Ďalším účelom tohto tvaru je kompenzácia tepelných a prevádzkových deformácií za chodu motora [15].



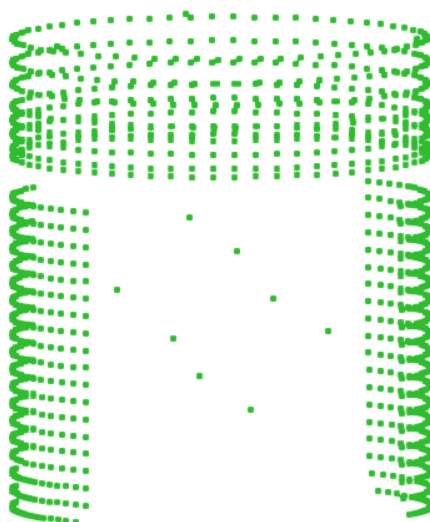
Obr. 75 Tvar bočnej krivky piestu [15]

Pre zistenie skutočného tvaru piestu skúmaného motora bol použitý súradnicový merací stroj typu Wenzel LH 108 so sondou v tvare guľičky s priemerom 4 mm. Meranie bolo prevádzané pri teplote 20 °C a neistota merania bola meracím technikom stanovená na 3,3 μm.

Boli odmerané 3 piesty. Piest č.1 je nový a nepoužívaný, piesty č. 2 a 3 sú piesty použité a demontované z motora, ktorý bol testovaný pri dlhodobej skúške na motorovom dynamometri. Piesty č. 2 a 3 boli navyše podrobené úpravám geometrie počas vývojových skúšok, avšak informácie o rozsahu prevedených úprav na piestoch č. 2 a 3 neboli k dispozícii.

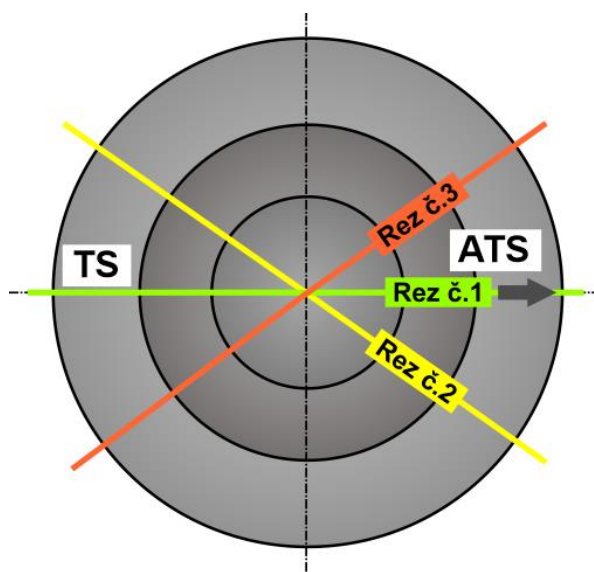
Výstupom z merania bolo mračno bodov (1135 bodov/piest) v kartézskych súradniciach. Za účelom určenia geometrického stredu piestu pre vyhodnotenie skúšky bol okrem skutočného tvaru piestu zameraný aj otvor pre piestny čap a rovina dna piestu. Mračno bodov je zobrazené na Obr. 76.

Uvažovaným postupom pri definícii súradného systému, ktorého jedna os je totožná s geometrickým stredom piestu a ktorý slúži pre vyhodnotenie skúšky, bolo využiť otvor pre piestny čap, a na základe známej excentricity piestneho čapu súradný systém transformovať o túto hodnotu.

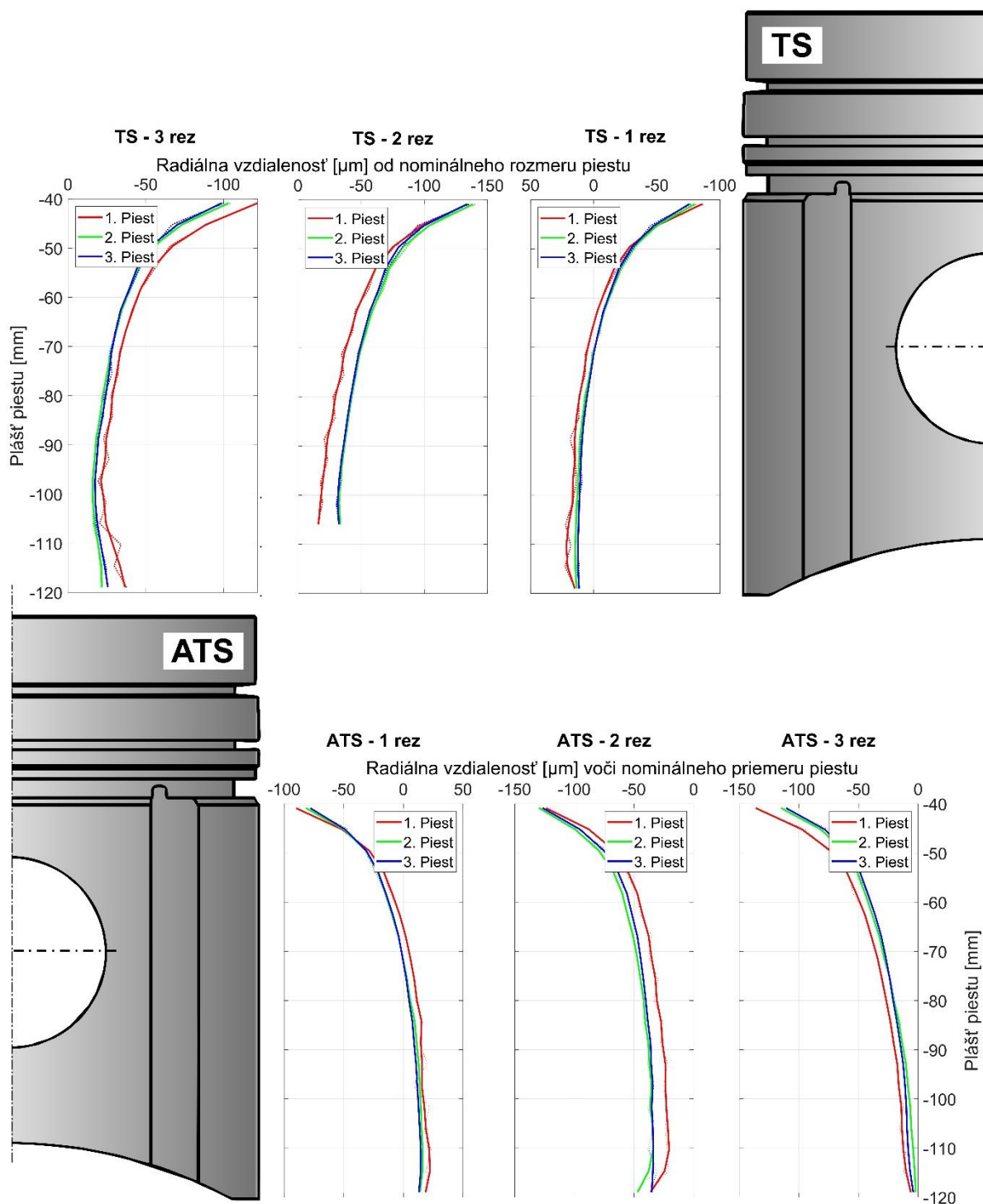


Obr. 76 Mračno bodov z meraného piestu

Tento postup poskytoval predpokladané výsledky na pieste č. 1, avšak pri piestoch č. 2 a č. 3 sa ukázal ako nevhodný z dôvodu vysokej radiálnej odchýlky na jednej strane, a naopak, malej radiálnej deformácie na druhej strane plášťa. Prvotnou úvahou bolo opotrebenie tlačnej strany (TS) piestu, avšak grafitový povlak (uvažovaná hrúbka povlaku 20 μm [15]) na plášti bol na oboch stranách vizuálne opotrebený porovnateľne a neodpovedal tak veľkému nesymetrickému opotrebeniu TS a ATS ako vyplývalo z výsledkov. Ako najviac pravdepodobné vysvetlenie sa javí zmenená hodnota excentricity piestneho čapu pri modifikovaných piestoch č. 2 a č. 3 (veľkosť nominálnej excentricity bola 0,5 mm, na piestoch č.2 a č. 3 sa veľkosť excentricity z merania javila ako 0,589 mm a 0,582 mm). Vo finále bol pre definíciu súradného systému využitý softvér GOM Inspect, a jeho nástroje, ktoré umožňujú mračno bodov preložiť ideálnym valcom. Nasledovala definícia súradného systému, založeného na ideálnom valci, ktorý reprezentuje geometrický stred piestu. Konečné vykreslenie údajov bolo následne uskutočnené v prostredí Matlab. Radiálne deformácie boli vyfiltrované pomocou Savitzky - Golay filtra (prítomný v prostredí Matlab ako funkcia `sgolayfilt`) a vyhodnocované v 3 rezoch (Obr. 77), výsledok merania zobrazuje Obr. 78.



Obr. 77 Rezy piestom



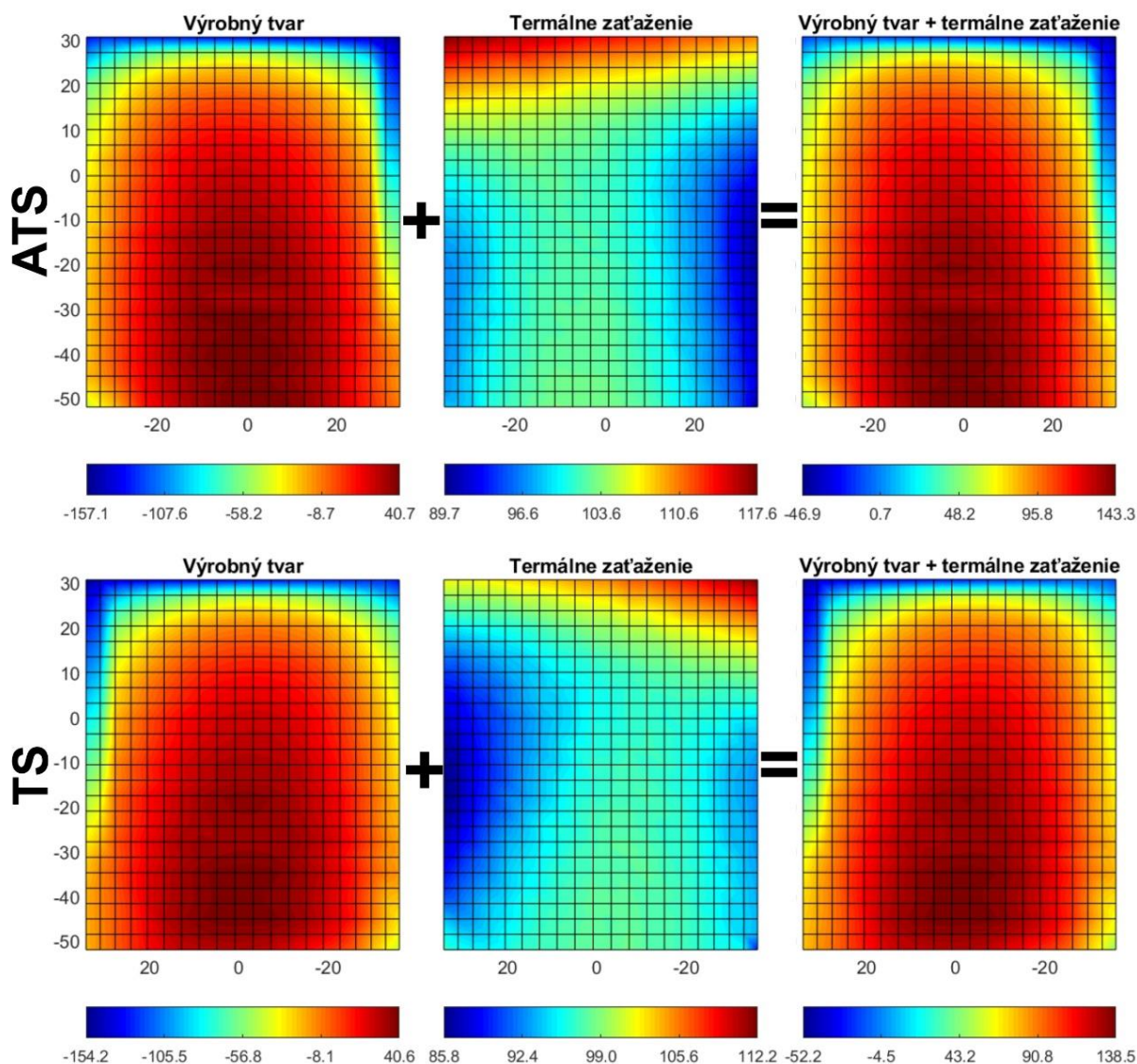
Obr. 78 Radiálne vzdialenosti plášťov [μm]

V rezoch č.1 a č. 2 je možné pozorovať menší priemer piestov č. 2 a č. 3 oproti nepoužitému piestu (č. 1). Naopak v reze č. 3 sú piesty č. 2 a č. 3 väčšie ako piest č. 1, čo je pomerne nečakaný výsledok, ktorý môže súvisieť s metódou tvorby súradného systému pomocou ideálneho valca, preloženého cez mračno bodov na plášti, pričom táto metóda produkuje výsledky z princípu svojej funkcie s určitou chybou. Otázne sú aj nominálne priemery piestov. Na všetkých troch piestoch bolo veľkostné označenie „B“, ktoré podľa [33] odpovedá nominálnemu priemeru piestu 104,892 mm s toleranciou +0 a -0,012 mm. Radiálne odchýlky

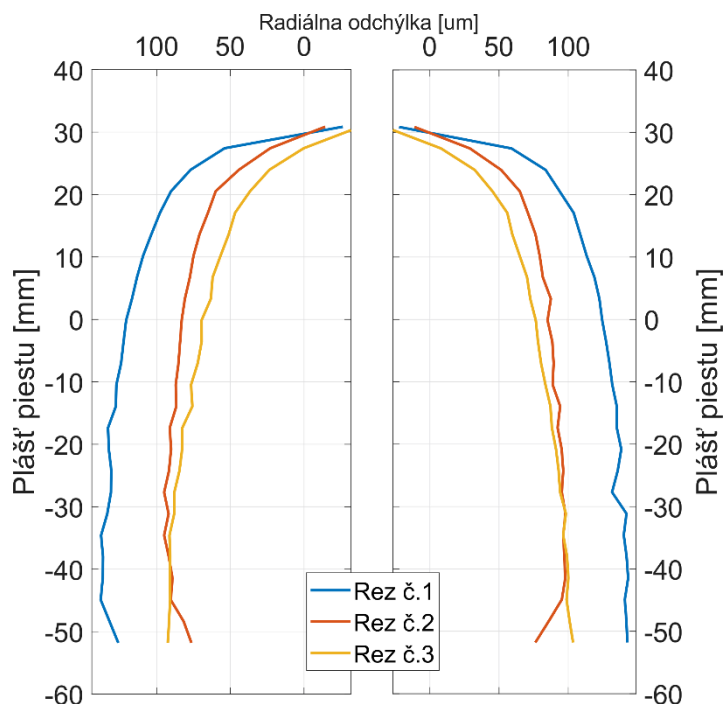
plášťov všetkých troch piestov (Obr. 78) boli uvažované voči nominálnemu priemeru 104,892 mm s nulovou toleranciou. Vzhľadom na toleranciu 12 μm je preto otázne, aký skutočný priemer mali piesty č.2 a č. 3 pred montážou a dlhodobou skúškou. Správnym prístupom by bolo piesty odmerať ešte pred nasadením do motora, a po demontáži potom piesty vyhodnocovať voči ich skutočnému nominálnemu rozmeru. Zaujímavým poznatkom je, že predmetné piesty nemajú na plášti vytvorený výrazný súdkovitý tvar a výrobca pravdepodobne počíta s jeho tvorbou počas prevádzky motora za účinku elastických deformácií.

7.1.2 VÝSLEDNÝ TVAR PIESTU

Výsledný tvar piestu je získaný súčtom výrobného tvaru piestu (podkap. 7.1.1), a tvaru od termálneho zaťaženia (podkap. 5.2.2). VN na riešenie dynamiky piestnej skupiny vyžaduje vstupné dáta v tvare pravidelnej mriežky. Pre tento účel bol v prostredí Matlab vytvorený skript, ktorý pomocou vstavanej funkcie `scatteredInterpolant` interpoluje radiálne deformácie z výrobného tvaru piestu (vstupom je mračno bodov z merania) a z termálnej analýzy piestu (vstupom sú deformované uzly z MKP) na pravidelnú mriežku. Obr. 79 a Obr. 80 zobrazujú príklad výsledného tvaru piestu č. 1. Rovnakým spôsobom boli spracované aj piesty č.2 a č. 3.



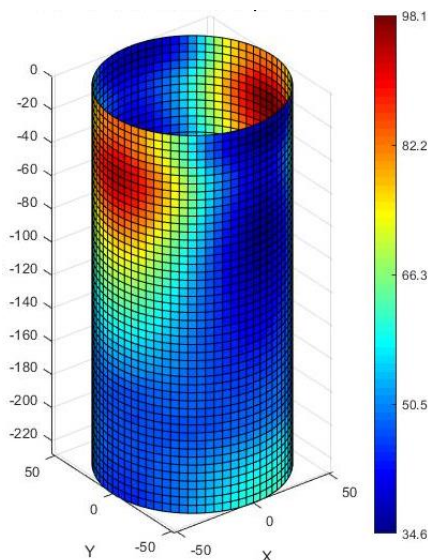
Obr. 79 Výsledný tvar piestu č. 1 ako súčet výrobného tvaru a termálneho zaťaženia [μm]



Obr. 80 Radiálne odchýlky [μm] výsledneho tvaru piestu v 3 rezoch

7.1.3 TVAR VLOŽKY

Konečno-prvková sieť na vložke už obsahovala pravidelnú mriežku z MKP analýzy, vhodnú pre VN, preto bola príprava dát jednoduchšia oproti piestu.



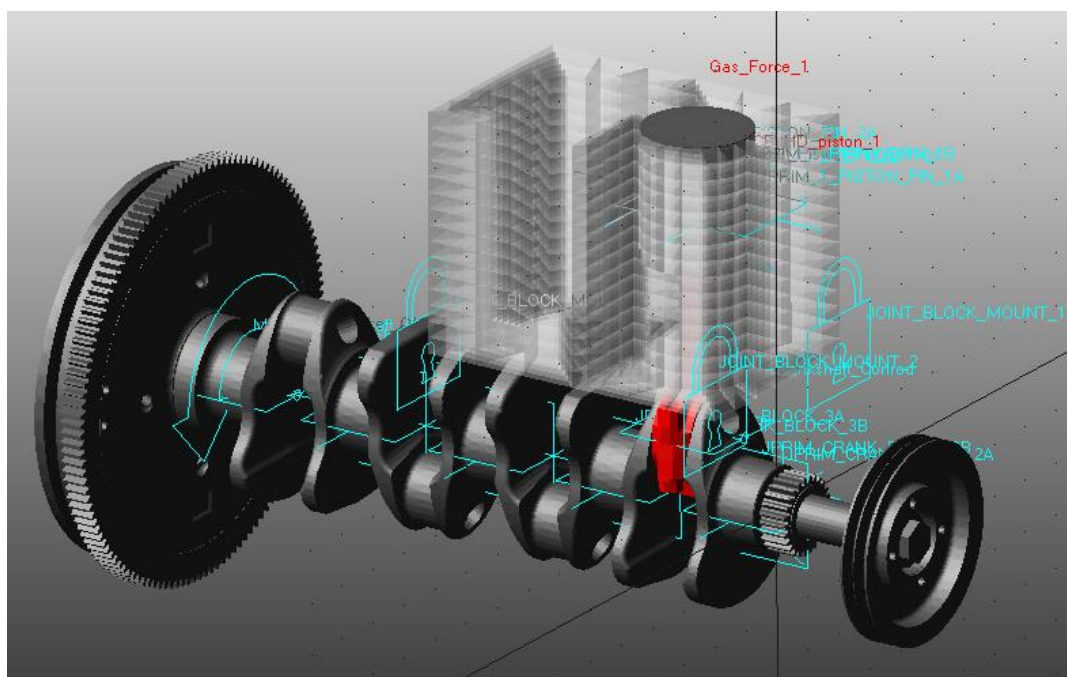
Obr. 81 Radiálna deformácia [μm] valca č.2

7.1.4 OSTATNÉ VSTUPY DO VÝPOČTOVÉHO MODELU

Ďalšími vstupmi boli teplotné polia plášťa piestu (spracované rovnakým spôsobom ako v podkap. 7.1.2) a teplotné pole na stene vložky (podkap. 6.3.2). Vstupom boli taktiež geometrické parametre motora (parametre kľukového mechanizmu, základné rozmery piestu, materiálové vlastnosti a pod.), závislosť indikovaného tlaku na natočení KH a iné.

7.2 MBS ANALÝZA DYNAMIKY PIESTNEJ SKUPINY

Výpočtový nástroj pre analýzu dynamiky piestnej skupiny je inicializovaný v prostredí Adams View pomocou spúšťacieho makra, ktoré načíta súbory potrebné pre analýzu a zostrojí výpočtový model (Obr. 82). Tvorba modelu je plne automatizovaná a prebieha na základe konfiguračných súborov, ktoré obsahujú, mimo iné, údaje z podkap. 7.1. Po zostrojení modelu je následne spustená simulácia a po jej ukončení sú v pracovnom adresári uložené súbory s výsledkami v textovom formáte. Generované dáta zhrňuje Tab. 19.



Obr. 82 Výpočtový model motora v prostredí Adams View

Tab. 19 Relevantné výstupné dáta z výpočtového modelu

| Generovaný súbor | Popis súboru |
|---------------------|--|
| CAD.dat | hodnoty natočenia KH voči času |
| inputs.dat | parametre, s ktorými počítal výpočtový model |
| gap_THS.dat | medzera [mm] medzi plášťom a valcom na TS a ATS strane |
| gap_ATHS.dat | |
| pres_HD_ths.dat | hydrodynamický tlak na TS a ATS strane |
| pres_HD_aths.dat | |
| pres_asp_ths.dat | tlak od kontaktu nerovností na TS a ATS strane |
| pres_asp_aths.dat | |
| input_variables.dat | pohyby piestu U_{lat} , α_{tilt} , U_{tran} |

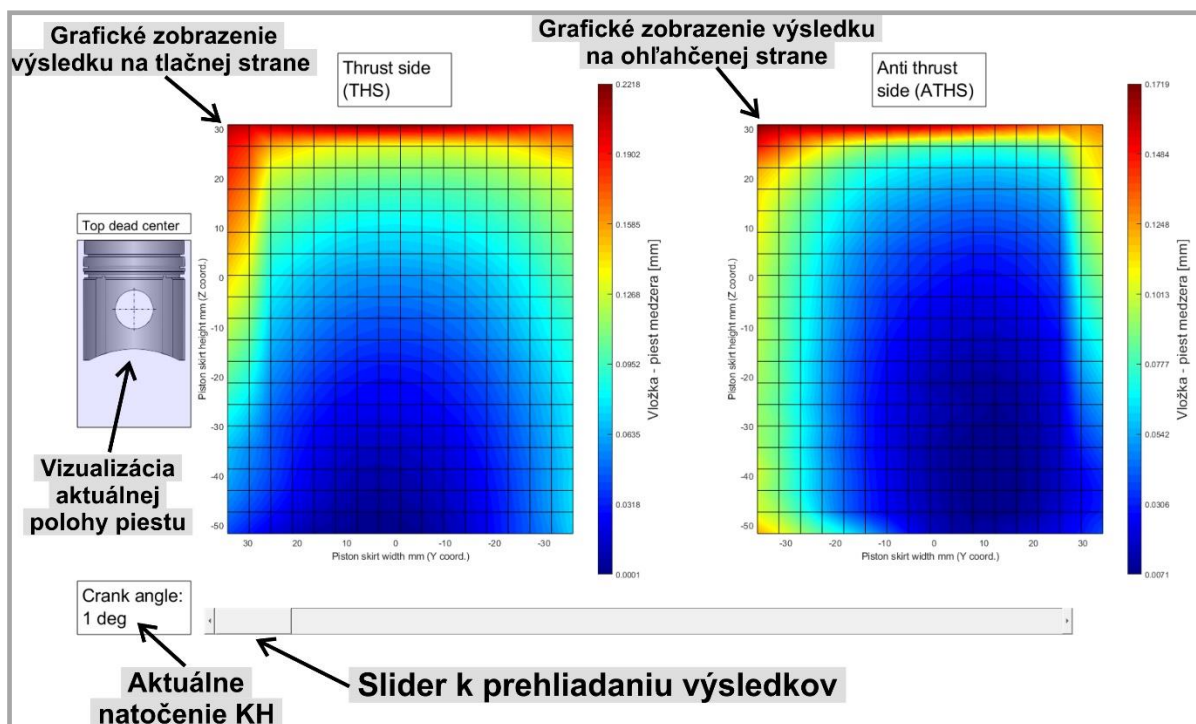
Pre simuláciu dynamiky piestnej skupiny bol použitý predpoklad plne zaplaveného plášťa piesta olejom. Hustota výpočtovej siete na jednej strane plášťa bola 17×20 (obvod \times výška),

pričom s ďalším zjemňovaním siete nedochádzalo k výrazným zmenám výsledkov. Parametre popisujúce povrchové nerovnosti kontaktnej dvojice boli prevzaté z [42]. V simulácii bola uvažovaná jedna valcová jednotka s piestom č. 2 (opotrebený piest) a neboli uvažované elastické deformácie (valec a piest boli simulované ako tuhé telesá).

7.2.1 SPÔSOB SPRACOVANIA VÝSLEDKOV

Výsledky z VN je možné rozdeliť na 2 skupiny. Prvou skupinou sú jednorozmerné výstupy, ktoré v závislosti na natočení KH popisujú určitú 1D veličinu, napríklad pohyby piestu. Spracovanie týchto dát je len otázkou použitia tabuľkového procesora, prípadne iného vhodného nástroja na tvorbu grafov.

Druhou skupinou sú dvojrozmerné dáta (2D) (taktiež závislé na natočení KH), ktoré popisujú deje na povrchu plášťa piestu. Spracovanie týchto údajov do prehľadnej podoby, ktorá umožní interaktívne prehliadať výsledky na plášti piestu je pre kvalitné vyhodnotenie výsledkov nevyhnutné. Pre tento účel bol v prostredí Matlab vytvorený post-procesor výsledkov, ktorý načíta časť dát z Tab. 19 a zobrazí ich v interaktívnom užívateľskom rozhraní. Post-procesor je zobrazený na Obr. 83.

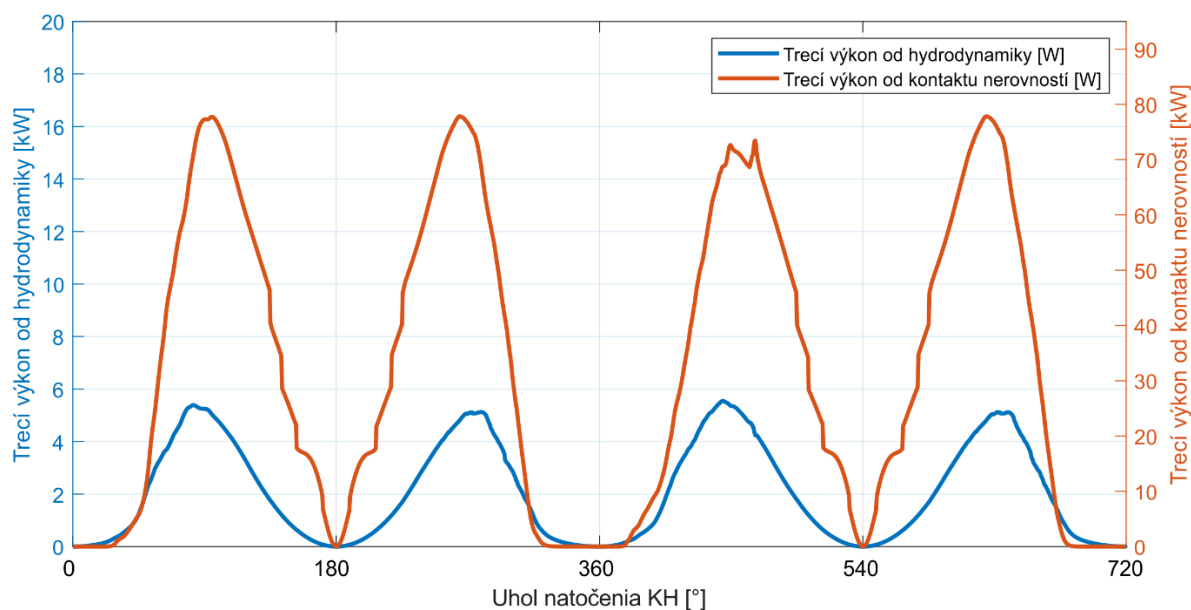


Obr. 83 Post-procesor na prehliadanie výsledkov

Hlavným ovládacím prvkom je posuvný prvok v spodnej časti rozhrania. Jeho posúvaním užívateľ prechádza výsledky závislé na natočení KH, ktoré sú okamžite vykresľované v okne rozhrania. Dôležitým prvkom zdrojového kódu je schopnosť načítať nekompletnú simuláciu, ktorá v niektorom kroku výpočtu zdivergovala. Tým je umožnené užívateľovi na základe správania výsledkov pred divergenciou riešenia zistiť potenciálny problém s nastavením VN a odladiť ho. V ľavej časti sa potom nachádza nákras piestu vo valci, ktorý sa pohybuje spolu s posuvným prvkom a užívateľovi napovedá o aktuálnej polohe piestu v pracovnom cykle.

7.2.2 VÝSLEDKY ANALÝZY DYNAMIKY PIESTNEJ SKUPINY

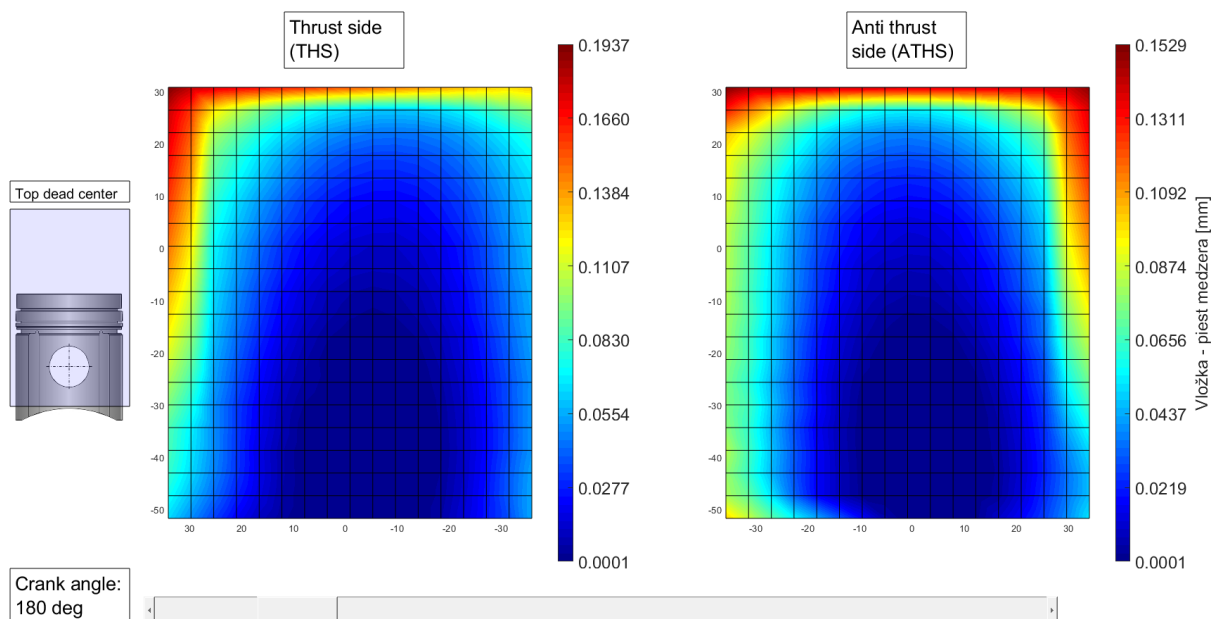
Jeden zo základných výstupov analýzy je stratový výkon od hydrodynamických síl a kontaktu nerovností medzi povrchmi piestu a valca (Obr. 84). Priemerný stratový výkon od hydrodynamických síl je 2,1 kW (2,2 % z indikovaného výkonu) a od kontaktu nerovností je to 32,4 kW (33,5 % z indikovaného výkonu), čo odporuje základnému rozdeleniu mechanických strát spaľovacieho motora (Obr. 13). Bližšou analýzou veľkosti olejovej vrstvy medzi piestom a valcom bolo zistené, že už na začiatku analýzy (keď je piest vo valci dokonale vystredený a nachádza sa v HÚ) na oboch stranách plášťa piesta je hrúbka olejovej vrstvy blízko medznému režimu mazania. To indikuje, že medzera medzi piestom a valcom je nedostatočne veľká a pri simulácii dochádza k penetrácii kontaktných plôch.



Obr. 84 Trecí výkon

Na Obr. 85 je zobrazená veľkosť medzery medzi piestom a valcom. Na prvý pohľad nie je z kontúr viditeľné, že dochádza k penetrácii (zápornej medzere), pretože všetky hodnoty sú kladné. To je spôsobené algoritmom výpočtu veľkosti medzery v jadre VN [41]. Ten pri prekročení minimálnej medzery 0,25 μm aproximuje jej hodnotu limitne k hodnote 0,05 μm , kvôli numerickej stabilite výpočtu.

Existuje niekoľko možných vysvetlení nedostatočnej radiálnej medzery. Tá do VN vstupuje na základe vyššie popísaného MKP modelu, ktorý pracuje s určitými zjednodušeniami ako napríklad spôsob modelovania prestupu tepla cez bočnú časť piestu (PK, mostíky, plášť), ktoré boli uvedené v podkap. 3.2.3. Pri výpočte termálnych OP piestu bola uvažovaná nominálna medzera medzi piestom a valcom. Ak by bola uvažovaná skutočná medzera medzi piestom a valcom, ktorá je menšia z dôvodu rozťažnosti materiálu, boli by radiálne deformácie piestu o niečo menšie z dôvodu nižšieho tepelného odporu a nižšej teploty.



Obr. 85 Medzera [mm] medzi plášťom a valcom v DÚ

Je ale nepravdepodobné, že tieto zjednodušenia by výrazne zmenili teplotné rozloženie tak, aby eliminovali problém s nedostatočnou radiálnou medzerou medzi piestom a valcom. Oveľa pravdepodobnejšie vysvetlenie spočíva v zanedbaní elastických deformácií počas výpočtu dynamiky piestnej skupiny.

Ako už bolo spomenuté, výsledný tvar plášťa nenadobúda súdkovitý tvar a je z hľadiska tvorby hydrodynamickej vrstvy nevhodný (Obr. 80). V skutočnosti ale na plášť piesta pôsobí kontaktný tlak, ktorý spôsobuje jeho deformáciu. Samotná konštrukcia piesta je navrhnutá tak, že spodná strana plášťa je najpoddajnejšia, čím sa eliminuje nevhodný tvar plášťa piesta, zväčší sa medzera a zlepšia sa podmienky pre vznik hydrodynamickej vrstvy.

Zahrnutie elastických deformácií do výpočtu dynamiky piestnej skupiny spôsobuje veľký nárast počtu stupňov voľnosti v modeli, a preto nebolo z časového hľadiska možné. Na základe vypočítaných prevádzkových deformácií piestov a valcov nie je možné adekvátne vyhodnotiť dynamiku piestnej skupiny bez uvažovania elastických deformácií.

ZÁVER

Úvod práce bol venovaný výpočtovému modelovaniu a určovaniu najmä termálnych okrajových podmienok na častiach spaľovacieho motora. Pasáž o výpočtovom modelovaní stručne pojednávala o základných princípoch MKP, o základoch diskretizácie spojitého modelu na konečný počet prvkov, kde boli rozobrané druhy elementov, používané v štruktúrnych a termálnych úlohách, a ich vplyv na presnosť výsledku (kap. 2.1). Pasáž o určovaní okrajových podmienok (kap. 3.2) uviedla niektoré metódy výpočtu OP, vhodné pre použitie na spaľovacích motoroch. Prvou metódou bola teória podobnosti, ktorá popisuje matematický vzťah medzi experimentálnym modelom a reálnou situáciou. Ďalšou bola metóda tepelných odporov, ktorá sa ukázala ako vhodná pre zisťovanie koeficientu prestupu tepla medzi bočnou časťou piesta a chladiacou kvapalinou. Ďalšia časť pojednávala o skúmanom motore a o jeho termodynamike pre ktorú bol autorovi práce poskytnutý naladený termodynamický 1D model (kap. 4.2). Na základe 1D modelu mohol byť vypočítaný tepelný tok, pôsobiaci na jednotlivé časti spaľovacieho priestoru, ktorý mohol byť následne použitý ako jedna z okrajových podmienok pri termálnych analýzach.

TERMÁLNO-ŠTRUKTURÁLNA ANALÝZA PIESTU

Prvým krokom pri termálnej analýze piestu bolo zistenie OP. Piest bol rozdelený na niekoľko charakteristických plôch (Obr. 25), pre ktoré boli vypočítané OP a mohla byť prevedená termálna analýza. Z jej výsledku bola zistená maximálna teplota na dne piestu s hodnotou 236 °C, čo sa po porovnaní s obdobnými piestami pre vznetové motory javilo ako pomerne malá hodnota [15]. Je ale treba poznamenať, že termodynamický model, na základe ktorého bol zistený tepelný tok do dna piestu, bol z modelu motora s radovým vstrekovacím čerpadlom, 8V hlavou a s piestom bez chladiacej galérie, pričom zadaním práce bol iný, prototypový motor so 16V hlavou, piestom s chladiacou galériou a so vstrekovacím systémom s tlakovým zásobníkom (Common rail). Dá sa domnievať, že s termodynamickým modelom prototypového motora by bola teplota na pieste vyššia, bohužiaľ takýto model nebol autorovi práce k dispozícii. Po termálnej analýze bola následne prevedená štruktúrna analýza, ktorej výsledkom boli radiálne deformácie piestu od termálneho namáhania s maximálnymi hodnotami vo vrchnej časti piestu (Obr. 35).

TERMÁLNO-ŠTRUKTURÁLNA ANALÝZA MOTORA

Medzi hlavné okrajové podmienky termálnej analýzy patrili tepelné toky z 1D modelu (Tab. 5), pričom pri definícii tepelného toku na vložku valca bolo potreba OP upraviť tak, aby bola uvažovaná doba, po ktorú je diskretná časť vložky vystavená vplyvom spaľovania (kap. 6.2.2). Navyše pri termálnej analýze piestu bolo zistené, že na stenu vložky okrem tepla zo spaľovacieho procesu nezanedbateľne vplýva aj teplo odvedené bočnou krivkou piestu. Zanedbanie tohto vplyvu by malo za následok tepelný tok do vložky približne o 30% nižší, čo by sa následne prejavilo nižšou teplotou v oblasti vložiek.

Istým zjednodušením termálneho výpočtového modelu bol fakt, že ako materiál tesnenia pod hlavou bola použitá oceľ, pričom v skutočnosti sa jedná o kompozitové tesnenie s oceľovou medzivrstvou. Ďalším zjednodušením bolo uvažovanie konštantného koeficientu prestupu tepla v kontakte medzi tesnením a hlavou (blokom). V skutočnosti je táto hodnota závislá na kontaktnom tlaku, pôsobiacom na tesnenie. Experimentálne meranie skutočnej tepelnej vodivosti tesnenia a závislosti koeficientu prestupu tepla v kontakte na normálovom tlaku by bolo určite prínosom a pomohlo by k spresneniu výpočtového modelu.

Štruktúrálna analýza následne pojednávala o vplyvoch montáže (hlavových skrutiek a hlavy valcov) a termálneho zaťaženia na radiálne deformácie vložiek valcov. Jednou z okrajových podmienok bola sila predpätia (osová sila), definovaná na hlavové skrutky. Jedným z parametrov, na ktorom veľkosť osovej sily závisí, je súčiniteľ trenia v závite. Jeho hodnota bola vo výpočtovom modeli prebratá z literatúry, čo do modelu vnieslo chybu s neznámou veľkosťou, možným riešením by bolo súčiniteľ trenia stanoviť experimentom.

Zmenou oproti termálnej analýze prešiel materiálový model tesnenia pod hlavou. Z dôvodu jeho kompozitovej štruktúry bol predpoklad, že odozva tesnenia na tlakové namáhanie bude vykazovať silne nelineárny priebeh, čo sa následne potvrdilo v experimentálnom meraní stlačenia v závislosti na sile (kap. 6.4.2). Celkovo bolo odmerané iba malé množstvo vzoriek (6 ks) najmä z dôvodu časovej vyťaženia stroja, kedy nebolo v silách skúšobného technika uskutočniť štatisticky významný súbor meraní. Po preskúmaní jednotlivých výsledkov sa ale dá konštatovať, že meranie vyššieho počtu vzoriek by malo na presnosť výsledku (Obr. 56) minimálny vplyv z dôvodu veľmi dobrej zhody medzi jednotlivými meraniami.

Istým vylepšením materiálového modelu tesnenia by mohlo byť aj odmeranie priebehu odľahčovania tesnenia (znižovanie zaťažovacej sily), ktoré sa spravidla nedeformuje elasticky, (v praxi je hrúbka tesnenia po jeho demontáži menšia ako pri montáži – tesnenie sa deformuje plasticky) a následná definícia odľahčovacej vetvy spolu so zaťažovacím priebehom do výsledku v Obr. 56.

Výsledkami štruktúrálnej analýzy (kap. 6.5.2) sú potom radiálne deformácie vložiek valcov v jednotlivých krokoch uťahovania hlavových skrutiek a termálne namáhanie (prevádzkový stav) pri otáčkach 2200 min^{-1} . Zaujímavým zistením je, že radiálne deformácie od termálneho namáhanie sú skoro 13 krát vyššie ako deformácie spôsobené montážou hlavových skrutiek. Toto zistenie indikovalo relatívne malý vplyv montáže hlavových skrutiek, čo je následne overené v prílohe C. V rovnakej prílohe je možné nájsť aj obsah, ktorý pojednáva o vplyvoch poradia uťahovania na radiálne deformácie, pričom sa zistilo, že pri konkrétnom motore je možné poradie uťahovania zanedbať, čím je nezanedbateľne zrýchlený výpočet.

DYNAMIKA PIESTNEJ SKUPINY

Posledná kapitola pojednávala najmä o príprave doterajších výsledkov do VN v prostredí MSC Adams, ktorého cieľom je výpočet dynamiky piestnej skupiny. Prvým krokom bolo zistiť skutočný tvar plášťa piestu, ktorý sa skladá z jeho výrobného tvaru a z tvaru, ktorý nadobudne termálnym zaťažením. Z Obr. 79 vyplýva, že výsledný tvar piestu je významne ovplyvnený jeho výrobným tvarom a to hlavne v hornej časti plášťa, kedy výrobný tvar kompenzuje vysoké kladné radiálne odchýlky, spôsobené tepelnou rozťažnosťou. Zanedbanie výrobného tvaru pri riešení dynamiky piestnej skupiny by malo závažný vplyv na správnosť výsledkov. Po príprave konfiguračného súboru, obsahujúceho informácie o tvaroch plášťa piestu a vložky, bol zostrojený výpočtový model v prostredí MSC Adams. Keďže práce na VN stále pokračujú [41], súčasťou VN zatiaľ nie je post-procesor výsledkov, pomocou ktorého by bolo možné výsledky prehliadať. K tomuto účelu bol vytvorený v prostredí Matlab vlastný post-procesor s interaktívnym užívateľským rozhraním (kap. 7.2.1). Záverečná kapitola 7.2.2 sa následne venuje stručnej diskusii výsledkov, kde je zistená penetrácia plochy valca a plášťov piestu a nereálne veľké trecie straty, čím sú znehodnotené výsledky sekundárnych pohybov piestu. Bohužiaľ ani po konzultácii s autorom VN [41] sa nepodarilo sprevádzkovať výpočet, ktorý by zahrňoval elastické deformácie piestu a valca, ktoré by pravdepodobne vyriešili problémy s kolíziou plášťov a valca.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] INCROPERA, , DEWITT, BERGMAN a LAVINE. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th edition. 2007. ISBN 0-471-45728-0.
- [2] HAUGLAND, Steinar. *3D mechanical and thermal analysis of an Aluminium piston for a high-speed Diesel laboratory engine*. Bergen, 2018.. Diplomová práca. University of Bergen.
- [3] ŠTETINA, J. *Termomechanika (prednášky)*. VUT FSI Brno, 2019.
- [4] NOVOTNÝ, P. *Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II (prednášky): VUT FSI Brno*. 2019.
- [5] BROŽOVSKÝ, J. a A. MATERNA. *Metoda konečných prvků ve stavební mechanice: Učebný text*. VŠB-TU: Ostrava, 2012.
- [6] ZHANG, Huan, Wei SHA, Zhi HUANG a Guang SHI. Flexible and Accurate Simulation of Radiation Cooling with FETD Method. *Scientific Reports* [online]. 2018, **8**(1) [cit. 2020-05-10]. DOI: 10.1038/s41598-018-21020-w. ISSN 2045-2322. Dostupné z: <http://www.nature.com/articles/s41598-018-21020-w>
- [7] *ANSYS Workbench 18.1 (užívateľský manuál)*. ANSYS,Inc. 2017.
- [8] NITHESH, N. a G. VARGHESE. *Investigations on mesh discretization error in FEM based structural analysis using ANSYS*. Manipal Institute of Technology, Manipal, Karnataka, India, 2014.
- [9] EGGER, A. *Method of Finite Elements I: Shape Functions*. Swiss Federal Institute of Technology Zurich. 2015.
- [10] DEAN, J. *Introduction to the Finite Element Method (FEM): First and Second Order One Dimensional Shape Functions* [online]. In: . [cit. 2020-05-14].
- [11] FIŠER, J. a J. HEJČÍK. *Tepelný management vozidel (prednáška)*. VUT FSI Brno, 2020.
- [12] GONERA, M. *Thermal Analysis of a Diesel Piston and Cylinder Liner using the Inverse Heat Conduction Method*. Goteborg, Švédsko, 2015.. Diplomová práca. Chalmers University of technology.
- [13] KAKAEE, A., J. GHARLOGHI, A. FOROUGHIFAR a A. KHANLARI. Thermo-mechanical analysis of an SI engine piston using different boundary condition treatments. *Journal of Central South University* [online]. 2015, **22**(10), 3817-3829 [cit. 2020-05-15]. DOI: 10.1007/s11771-015-2926-7. ISSN 2095-2899. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s11771-015-2926-7>
- [14] MORRIS, Nicholas, Ramin RAHMANI, Homer RAHNEJAT, P. KING a Brian FITZSIMONS. *Tribology of piston compression ring conjunction under transient thermal*

- mixed regime of lubrication* [online]. 2013, **59**() [cit. 2020-05-19]. DOI: 10.1016/j.triboint.2012.09.002. ISSN 0301679X.
- [15] MAHLE GMBH, . *Pistons and engine testing*. 1. Stuttgart, 2012. ISBN 978-3-8348-1590-3.
- [16] PARRA, C. *Heat Transfer Investigations in a Modern Diesel Engine*. Bath, 2008.. Dizertačná práca. University of Bath.
- [17] PAVELEK, M. *Termomechanika (skriptum)*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [18] EICHELBERG, G. Some Investigations on Old Combustion-Engine Problems. *Engineering*. 1939, (148).
- [19] ŠTETINA, J. *Teorie spalovacích motorů (prednášky)*. VUT FSI Brno, 2018.
- [20] WOSCHNI, G. A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. *SAE Transactions: Vol. 76, SECTION 4: Papers 670805–670984*. 1968.
- [21] BUSH, J. a A. LONDON. Design Data for “Cocktail Shaker” Cooled Pistons and Valves. *SAE Technical Paper 650727*. 1965.
- [22] BOHAC, S., D. BAKER a D. ASSANIS. *A Global Model for Steady State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies*. SAE Paper, 1996: 960073.
- [23] BUYUKKAYA, Ekrem. Thermal analysis of functionally graded coating AlSi alloy and steel pistons. *Surface & Coatings Technology* [online]. Elsevier B.V, 2008, 202(16), 3856-3865 [cit. 2019-06-04]. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2008.01.034. ISSN 0257-8972.
- [24] ESFAHANIAN, V, A JAVAHERI a M GHAFFARPOUR. Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments. *Applied Thermal Engineering* [online]. Elsevier Ltd, 2006, 26(2), 277-287 [cit. 2019-06-04]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.05.002. ISSN 1359-4311.
- [25] Výpočtový program TLAK macro [online]. Katedra vozidel a motorů, Fakulta strojní, Technická univerzita v Liberci, 2001 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/studenti/skripta-a-texty-on-line/vypoctovy-program-tlak-macro>
- [26] PÍŠTĚK, V. *Hnací ústrojí (prednáška)*. VUT FSI Brno, 2012.
- [27] LU, Yaohui, Xing ZHANG, Penglin XIANG a Dawei DONG. Analysis of thermal temperature fields and thermal stress under steady temperature field of diesel engine piston. *Applied Thermal Engineering* [online]. Oxford: Elsevier BV, 2017, **113**, 796 [cit. 2020-06-05]. ISSN 1359-4311. Dostupné z: <http://search.proquest.com/docview/1919588763/>

- [28] WISCHNEWSKI, B. Calculation of thermodynamic state variables of air [online]. 2007 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: http://www.peacesoftware.de/einigewerte/luft_e.html
- [29] *Piston Ring Handbook: Piston Ring Materials* [online]. Federal Mogul [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: http://korihandbook.tenneco.com/en/section_41.htm
- [30] *Total Materia: The world's most comprehensive materials database* [online]. [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: <https://www.totalmateria.com/>
- [31] LOCKWOOD, F., Z. ZHANG, S. CHOI a J. WANG. Thermal characteristics of new and used diesel engine oils [online]. In: . [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: <https://pdfs.semanticscholar.org/6679/c191a421f50ea3e155b99d580623a7796515.pdf>
- [32] PAN, J, R NIGRO a E MATSUO. 3-D Modeling of Heat Transfer in Diesel Engine Piston Cooling Galleries. 2005. DOI: 10.4271/2005-01-1644. Dostupné z: <https://saemobilus.sae.org/content/2005-01-1644>
- [33] ZETOR, . Dílenská příručka pro čtyřválcové motory Zetor: Forterra, Proxima [online]. Brno [cit. 2019-06-07]. Dostupné z: http://www.cals.cz/zetorservice/files/3/zs_08_0031_cz.pdf
- [34] PTÁČEK, P. Termálně-strukturální analýza válce čtyřdobého spalovacího motoru. *Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2016.*
- [35] NESLÁDEK, M. *Vliv deformace na funkci soustavy ventil-vodítko-sedlo. Praha, 2009..* Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze - Fakulta strojní. Vedoucí práce Doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
- [36] KOZÁK, Ondřej. *Tepelně-mechanická analýza hlavy vznětového spalovacího motoru.* Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2012.
- [37] DIVIŠ, M., R. TICHÁNEK a M. ŠPANIEL. Heat Transfer Analysis of a Diesel Engine Head. *Acta Polytechnica* [online]. CTU Central Library, 2003, **43**(5) [cit. 2020-06-12]. DOI: 10.14311/474. ISSN 1210-2709. Dostupné z: <https://doaj.org/article/7dc47fdded129400d83b9aefc20a16a86>
- [38] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE, Richard BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí. 1. vyd. V Brně: VUTIUUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.*
- [39] HARRIS, T. Overcoming Convergence Difficulties in ANSYS Workbench Mechanical: Part I: Using Newton-Raphson Residual Information [online]. 2012 [cit. 2020-02-13]. Dostupné z: <http://www.padtinc.com/blog/overcoming-convergence-difficulties-in-ansys-workbench-mechanical-part-i-using-newton-raphson-residual-information/>

- [40] EUROMETROS, . LSGE: The Least Squares Geometric Elements library (Matlab) [online]. 2004 [cit. 2020-02-13]. Dostupné z: http://www.eurometros.org/gen_report.php?category=distributions&pkey=14
- [41] DLUGOŠ, Jozef. *Advanced solution to piston assembly dynamics*. 2018, 149 s. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/113738>. VUT FSI Brno.
- [42] MARŠÁLEK, Ondřej. *Advanced Methods for the Solution of Journal Bearing Dynamics*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [43] Properties and Applications of *Ni-Resist and Ductile Ni-Resist Alloys* [online]. [cit. 2019-06-05].

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

| | | |
|---------------|--|---|
| 1D | | jednorozmerný |
| 2D | | dvojrozmerný |
| ATS | | odľahčená strana (anti-thrust side) |
| CAD | | computer aided design |
| CFD | | výpočtová analýza prúdenia |
| DÚ | | dolná úvrat' |
| HÚ | | horná úvrat' |
| KH | | kľukový hriadeľ |
| KP | | konečno-prvková sieť |
| MBS | | Multibody System |
| MKP | | metóda konečných prvkov |
| OP | | okrajové podmienky |
| PK | | piestny krúžok |
| SP | | spaľovací priestor |
| TS | | tlačná strana (thrust side) |
| VN | | výpočtový nástroj |
| b | [m] | výška kanálíka |
| C_1, C_2 | [-] | konštanty |
| c_p | [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹] | merná tepelná kapacita pri konšt. tlaku |
| c_s | [m.s ⁻¹] | stredná piestová rýchlosť |
| D_i | [m] | priemery |
| D_k | [m] | charakteristický rozmer |
| e | [m] | excentricita piestneho čapu |
| f | [-] | súčiniteľ trenia medzi hlavou skrutky a dosadacou plochou |
| f_0 | [-] | súčiniteľ trenia v závíte |
| $F_{i, krok}$ | [N] | osová sila príslušného kroku |
| h_i | [m] | šírky ciest tepelného toku |
| K | [-] | súčiniteľ ťahovacieho momentu |
| L_i | [m] | dĺžky |
| L_{char} | [m] | charakteristický rozmer |
| m, g | [-] | koeficienty |
| $M_{i, krok}$ | [Nm] | ťahovací moment príslušného kroku |
| n | [min ⁻¹] | otáčky motora |

| | | |
|----------------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| Nu | [-] | Nusseltovo kritérium |
| p_i | [Pa] | tlaky |
| Pr | [-] | Prandtlovo kritérium |
| \dot{Q} | [W] | tepelný tok |
| R_K | [m] | polomer kľuky |
| R_i | [K.W ⁻¹] | tepelné odpory |
| r_i | [m] | polomery |
| Re | [-] | Reynoldsovo kritérium |
| S_i | [m ²] | plochy |
| t_i | [s] | časy |
| T_i | [K] | teploty |
| ν | [m ² .s ⁻¹] | kinematická viskozita |
| V_i | [m ³] | objemy |
| w | [m.s ⁻¹] | rýchlosť prúdenia tekutiny |
| z | [m] | zdvih |
| α | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | koeficient prestupu tepla |
| ε | [-] | pomerná žiarivosť telesa (emisivita) |
| λ_{KP} | [-] | kľukový pomer ako R/L |
| λ_e | [-] | excentrický pomer ako e/L |
| λ_i | [W.K ⁻¹ .m ⁻¹] | tepelná vodivosť |
| ν | [m ² .s ⁻¹] | kinematická viskozita tekutiny |
| ρ | [kg. m ⁻³] | hustota |
| σ | [W.m ⁻² .K ⁻⁴] | Stefan-Boltzmannova konštanta |
| ψ | [°] | uhol stúpania závitú |

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha A – Materiálové vlastnosti

Príloha B – Definícia tepiel zo spaľovacieho procesu a piestu na stenu vložky

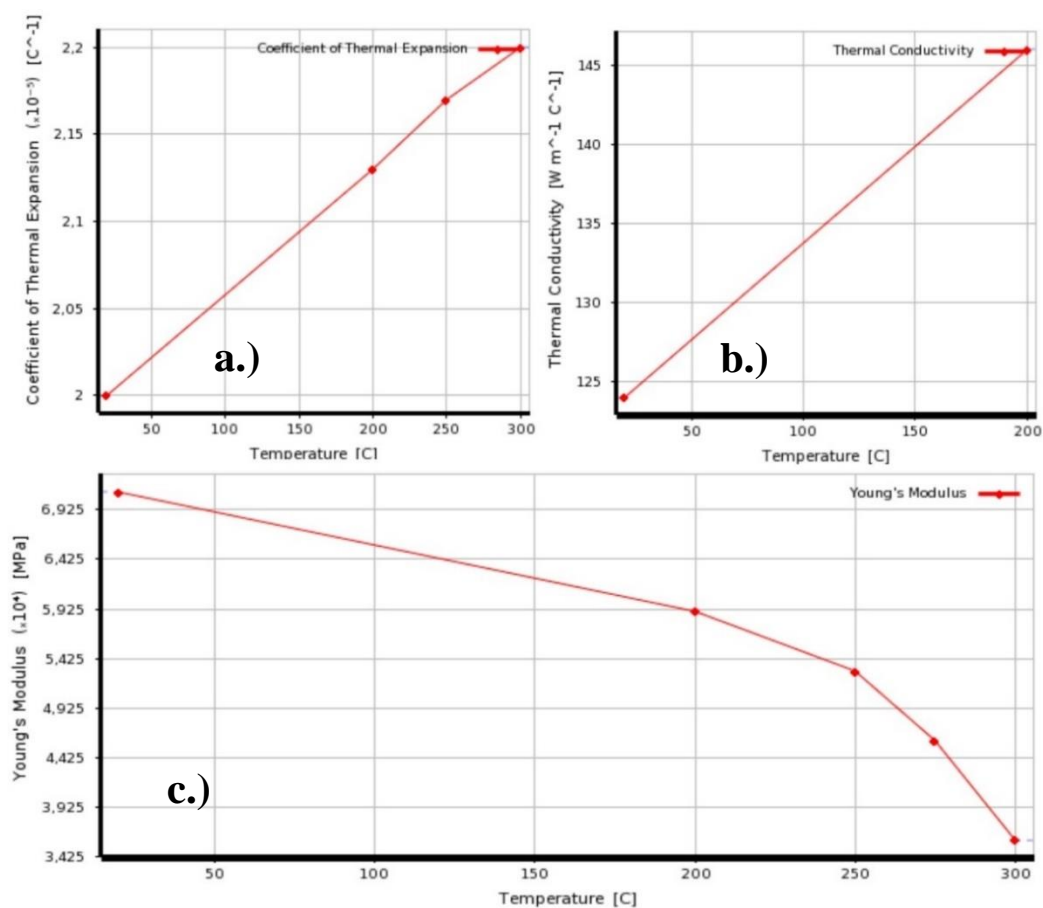
Príloha C – Vplyv poradia uťahovania hlavových skrutiek na radiálne deformácie a samotný vplyv predpätia v hlavových skrutkách

PRÍLOHA A

MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI NA PIESTE

Tab. 20 Materiálové vlastnosti [43] [30]

| | Ni-Resist 1 | ČSN 42 4336 |
|--|---|--|
| Hustota ρ | 7300 kg.m ⁻³ | 2700 kg.m ⁻³ |
| Modul pružnosti E | 85 GPa | 71 až 36 GPa |
| Poissonov pomer μ | 0,3 | 0,33 |
| Tepelná vodivosť λ | 39,8 W.m ⁻¹ .K ⁻¹ | 124 až 146 W.m ⁻¹ .K ⁻¹ |
| Súč. teplotnej rozťažnosti | 1,87.10 ⁻⁵ K ⁻¹ | 2.10 ⁻⁵ až 2,2.10 ⁻⁵ K ⁻¹ |

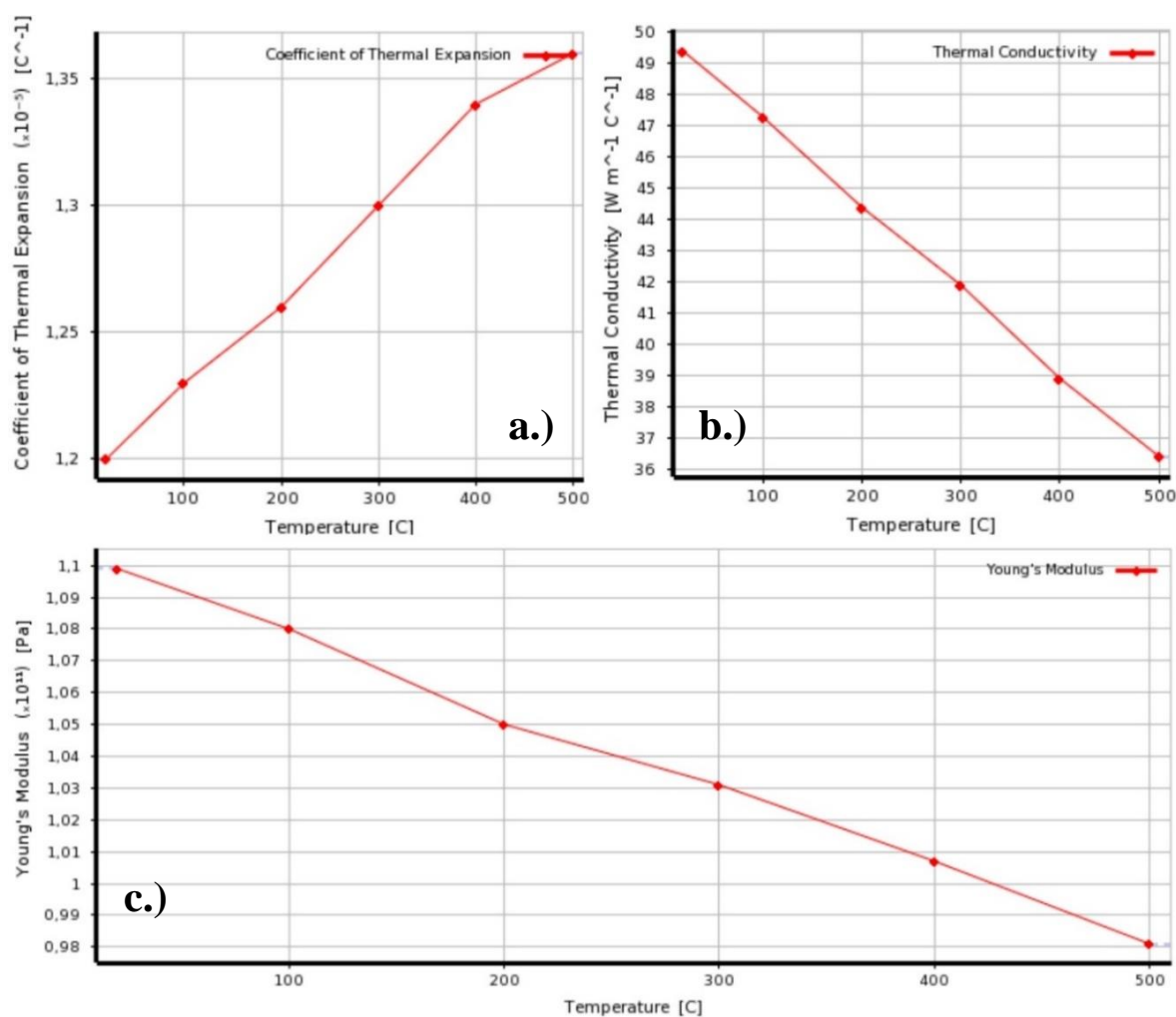


Obr. 86 Závislé parametre ČSN 42 4336 na teplote, a.) teplotná rozťažnosť, b.) tepelná vodivosť, c.) modul pružnosti [30]

MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI NA MOTORE

Tab. 21 Materiálové vlastnosti ocele a šedej liatiny ČSN 42 2420 [7] [30]

| | ČSN 42 2420 | ocel' |
|---|--|---|
| Hustota ρ | 7113 kg.m ⁻³ | 7850 kg.m ⁻³ |
| Modul pružnosti E | 110 až 98 GPa | 210 GPa |
| Poissonov pomer μ | 0,3 | 0,3 |
| Tepelná vodivosť λ | 49,4 až 36,4 W.m ⁻¹ .K ⁻¹ | 60,5 W.m ⁻¹ .K ⁻¹ |
| Súč. teplotnej rozťažnosti α | 1,23.10 ⁻⁵ až 1,36.10 ⁻⁵ K ⁻¹ | 1,2.10 ⁻⁵ K ⁻¹ |



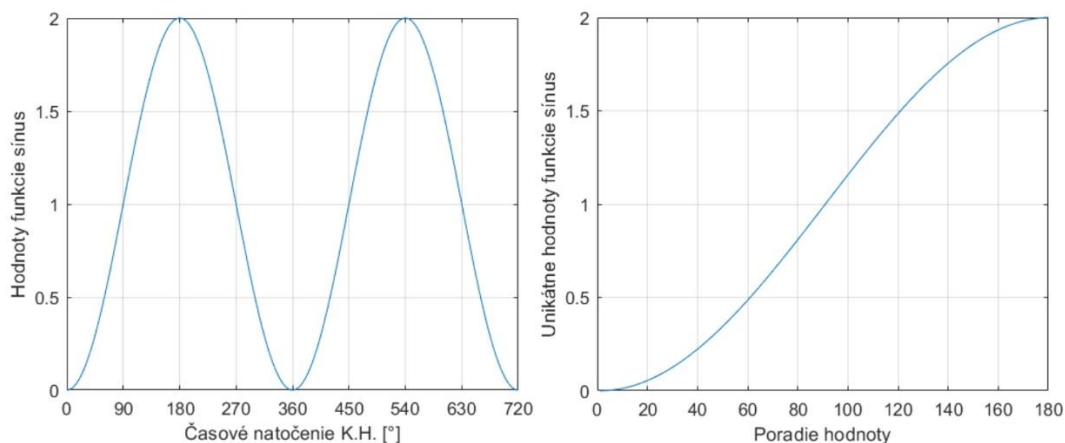
Obr. 87 Závislé parametre šedej liatiny závislé na teplote, a.) teplotná rozťažnosť, b.) tepelná vodivosť, c.) modul pružnosti [30]

PRÍLOHA B

DEFINÍCIA TEPLA ZO SPALOVACIEHO PROCESU NA STENU VLOŽKY

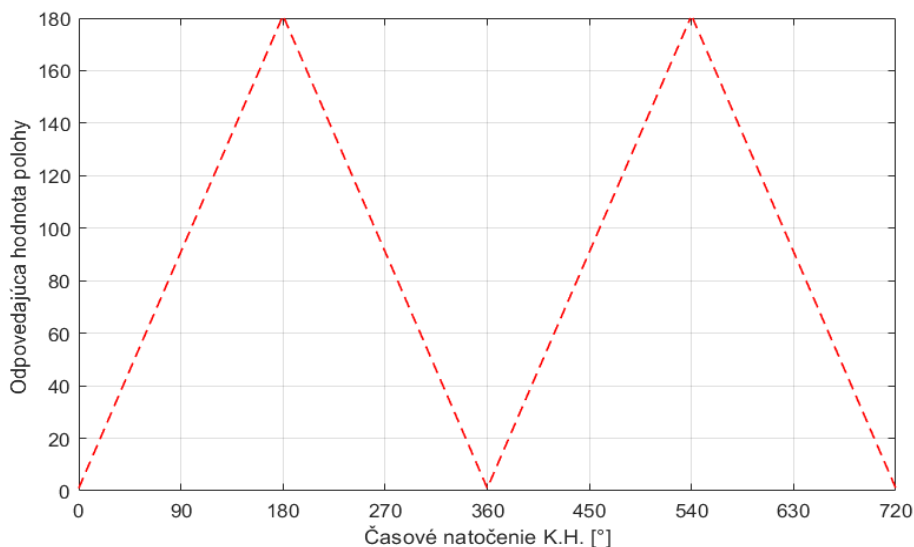
V tejto prílohe je popísaný princíp funkcie Matlab skriptu, ktorý z výsledkov 1D simulácie (závislých na natočení KH) vytvorí priebeh tepla závislý na geometrii vložky tak, aby bolo možné tieto dáta aplikovať na vložku ako okrajovú podmienku. Príloha nadväzuje na kap. 6.2.2.

1. Skript vygeneruje vektor `smer_piestu_sin`, ktorý tvarom odpovedá funkcii sínus od 0° do 720° . Následne, pomocou príkazu `unique` sa z vektora `smer_piestu_sin` vypočítajú unikátne hodnoty a uložia do vektora `lookup_table`.



Obr. 88 Vľavo - funkcia sínus, vpravo - unikátne hodnoty funkcie sínus

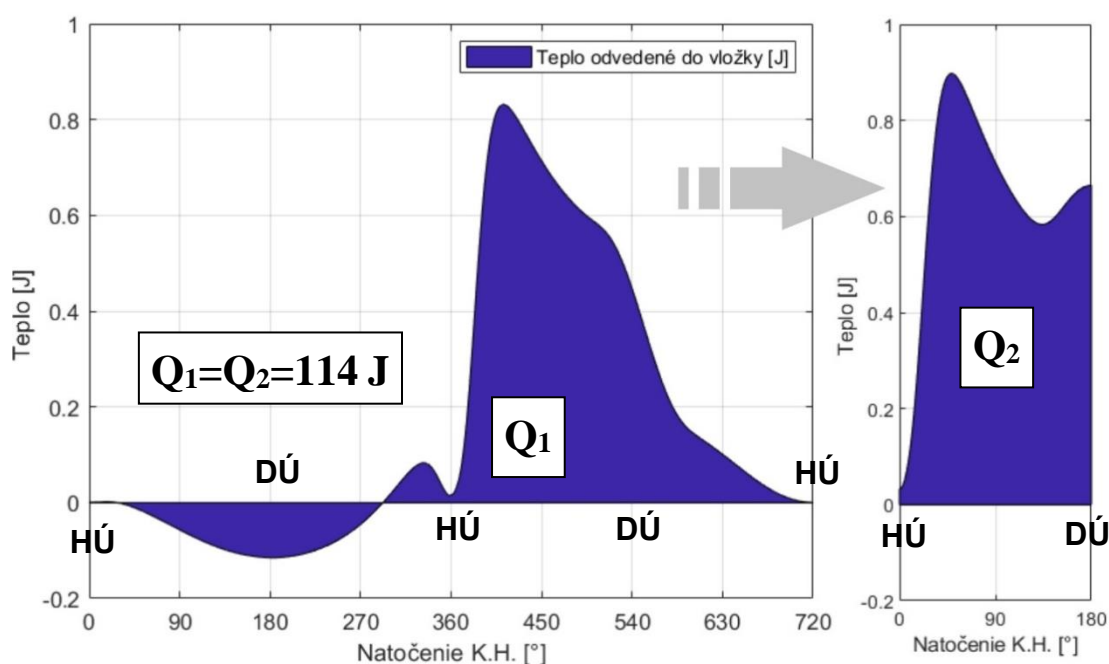
2. Pomocou cyklu, ktorý trvá 721 krokov sú vo vektore `smer_piestu_sin` vyhľadávané hodnoty z vektora `lookup_table` a poradie hodnoty polohy je zapísané do vektora `positon`.



Obr. 89 Priebeh vektora position

3. Následne je vektor `Q` (teplo do vložky) z Obr. 41 roztriedený a ďalej spracovaný pomocou vektora `lookup_table`. Výsledkom je vektor `Q_sum`, ktorý popisuje uvoľnené

teplo za jeden cyklus zlúčené do rozsahu od 0° - 180° . Q_1 a Q_2 reprezentujú plochy pod krivkou (celkové teplá).



Obr. 90 vľavo - teplo do vložky cez pracovný cyklus, vpravo - zlúčené teplo do vložky

Takto vypočítané teplo ale ešte stále nie je možné aplikovať na stenu vložky ako okrajovú podmienku, pretože výpočet zatiaľ neuvažoval zmenu teplozmennej plochy na stene vložky, ktorá je závislá a zvyšuje sa s narastajúcim natočením KH až do dolnej úvrati, kde je najväčšia.

- Základnou úvahou v tomto kroku je, že s rastúcim natočením KH a zväčšujúcou sa teplozmennou plochou, sú časti vložky pri hornej úvrati teplu vystavované dlhšie, ako časti vložky v spodnej úvrati. Princíp výpočtu bude popísaný na nasledujúcom vzorovom prípade:

Z fiktívnej 1D analýzy bolo zistené, že odvedené teplo do vložky pri natočení KH o 1° , 2° a 3° je:

| | |
|---------------|------|
| Q_{1° | 10 J |
| Q_{2° | 15 J |
| Q_{3° | 12 J |

Tab. 22 Teplá pre vzorový prípad

Bola zostavená matica M o rozmere m krát m . Kde m je počet hodnôt teplí (v tomto vzorovom prípade $m=3$). Číslo v menovateľoch odpovedá uhlu natočenia KH. Následne bola táto matica prevedená do schodovitého tvaru. Tento prevod slúži na elimináciu tých teplí, ktoré v aktuálnom natočení KH zatiaľ na vložku nepôsobia.

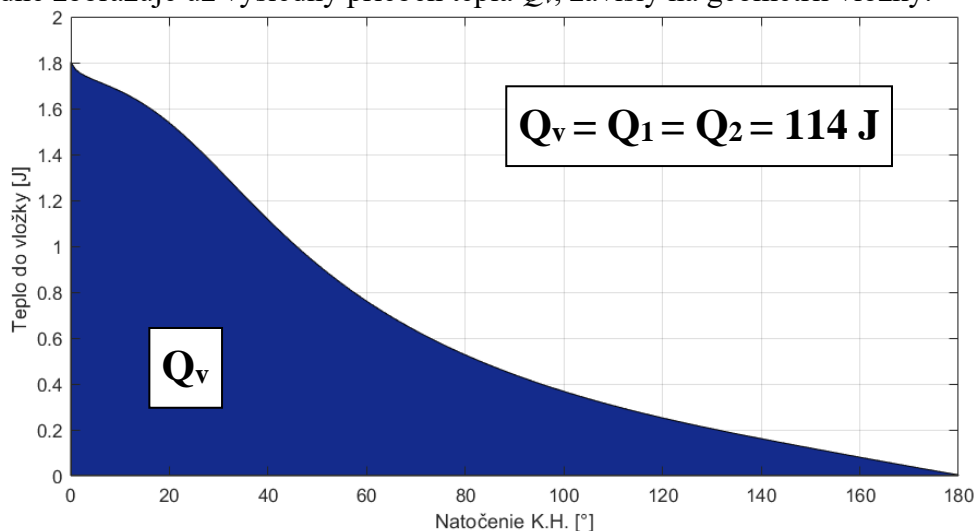
$$M = \begin{bmatrix} \frac{Q_{1^\circ}}{1} & \frac{Q_{2^\circ}}{2} & \frac{Q_{3^\circ}}{3} \\ \frac{Q_{1^\circ}}{1} & \frac{Q_{2^\circ}}{2} & \frac{Q_{3^\circ}}{3} \\ \frac{Q_{1^\circ}}{1} & \frac{Q_{2^\circ}}{2} & \frac{Q_{3^\circ}}{3} \end{bmatrix}; \quad M_{schod} = \begin{bmatrix} \frac{Q_{1^\circ}}{1} & \frac{Q_{2^\circ}}{2} & \frac{Q_{3^\circ}}{3} \\ 0 & \frac{Q_{2^\circ}}{2} & \frac{Q_{3^\circ}}{3} \\ 0 & 0 & \frac{Q_{3^\circ}}{3} \end{bmatrix}$$

Každý riadok matice M_{schod} odpovedá jednej diskkrétnej výškovej úrovni na vložke motora. Potom, sumáciou po riadkoch matice M_{schod} sú získané teplá závislé na natočení KH s uvažovaním zmeny teplozmennej plochy.

| | |
|-------------------|--------|
| $Q_{1^\circ sum}$ | 21,5 J |
| $Q_{2^\circ sum}$ | 11,5 J |
| $Q_{3^\circ sum}$ | 4 J |

Tab. 23 Suma po riadkoch matice M_{schod}

Po aplikovaní postupu zo vzorového príkladu na reálne dáta skúmaného motora bolo vypočítané teplo do vložky zobrazené na Obr. 91 závislé na natočení KH. Obr. 42 následne zobrazuje už výsledný priebeh tepla Q_v , závislý na geometrii vložky.



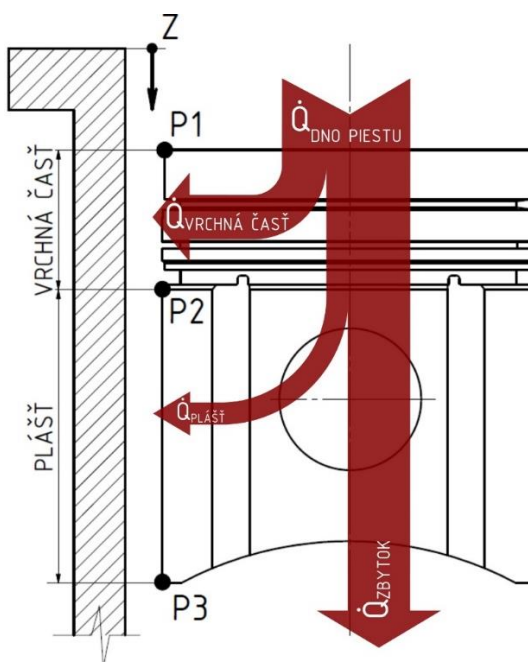
Obr. 91 Teplo do vložky s uvažovaním teplozmennej plochy závislej na natočení KH

Pozn.: Vytvorený algoritmus počíta s uhlovým krokom 1° natočenia KH. Takýto prístup je výhodný z dôvodu, že uhlová rýchlosť otáčania KH je konštantná. Ak by bolo počítané s dĺžkovým krokom, napríklad 1 mm posunutia piestu, bolo by potreba brať do úvahy dráhu piestu v excentrickom kľukovom mechanizme a algoritmus by bol zložitejší.

DEFINÍCIA TEPLA Z PIESTU NA STENU VLOŽKY

V tejto prílohe je popísaný princíp funkcie Matlab skriptu, ktorý uvažuje kondukciu medzi piestom a stenou vložky.

1. Základom skriptu je definícia výpočtových intervalov na základe geometrie piestu. V tomto prípade je teplo vodivá bočná krivka piestu uvažovaná z dvoch častí (vrchná časť a plášť) – potreba definície 2 intervalov.



Obr. 92 Znáznornenie pôsobiacich tepelných tokov do vložky

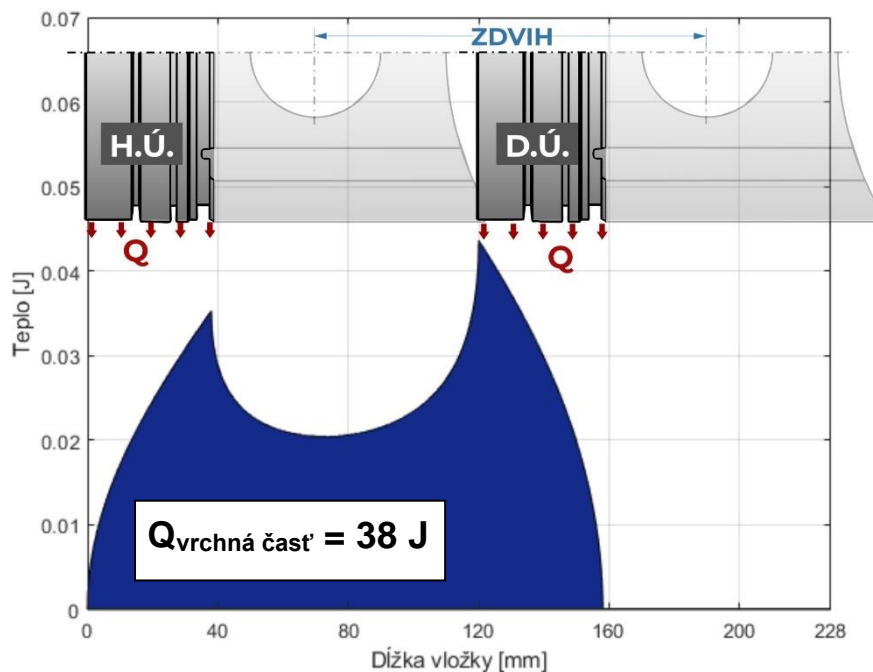
Boli definované intervaly na základe troch bodov (P1, P2, P3), znázornených v Obr. 92.

$$Interval_1 = (P1(Z), P2(Z))$$

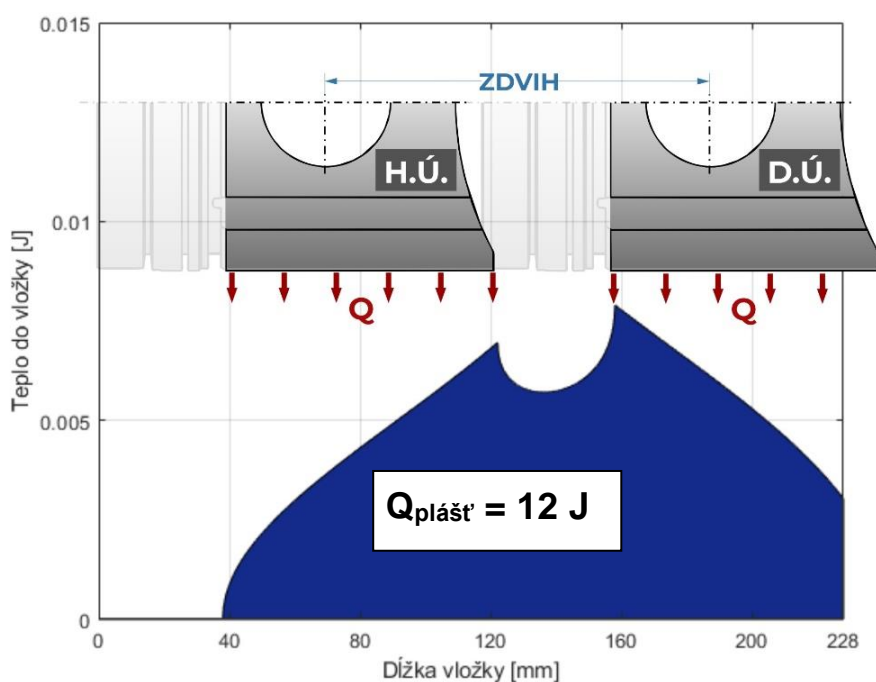
$$Interval_2 = (P2(Z), P3(Z))$$

Pričom intervaly sú závislé na natočení KH, resp. pozícií piestu (súradnica Z).

2. Následne je vložka po jej dĺžke diskretizovaná vhodným krokom a diskkrétne hodnoty uložené do vektora vložka_diskr.
3. Skript začína s nulovým natočením K.H a prvou diskkrétou hodnotou dĺžky vložky. Nasleduje pravdivostná funkcia IF zabalená do cyklu FOR. Cyklus FOR prechádza všetky diskkrétne časti vložky. Funkcia IF rozhoduje, či sa aktuálna diskkrétne časť vložky nachádza v definovanom intervale z bodu 1., ak áno, do matice výsledkov je zapísaná logická 1, ak nie, do matice výsledkov je zapísaná logická 0. Následne je pomocou ďalšieho cyklu FOR (do ktorého sú zaobalené predošlé funkcie FOR a IF) piest posúvaný vhodným krokom smerom k dolnej úvrati a výpočet sa opakuje.
4. Po ďalších jednoduchých matematických operáciách sú výsledkom 2 priebehy tepiel z vrchnej časti piestu a z plášte piestu závislé na dĺžke vložky.

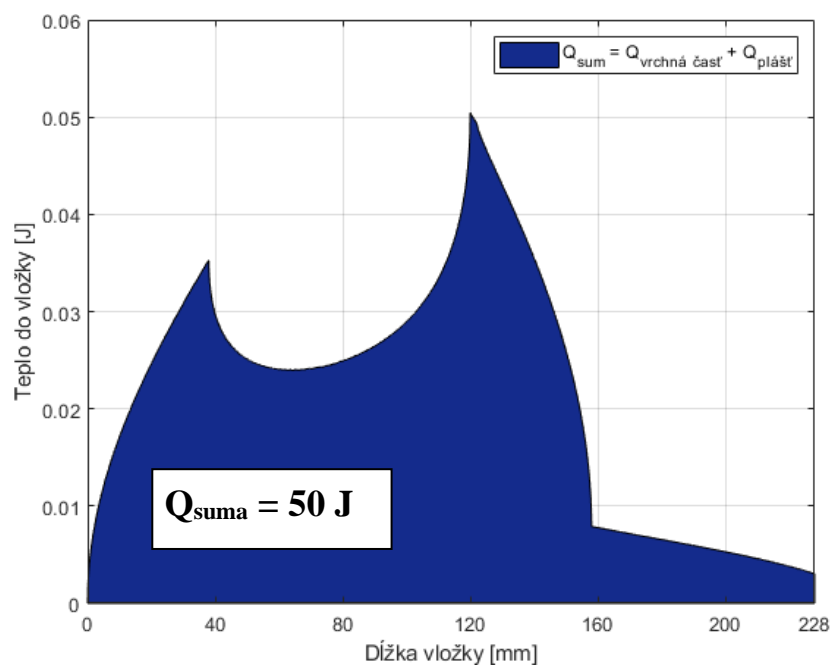


Obr. 93 Tepló z vrchnej časti piestu do vložky (nákres piestu je v mierke s grafom)



Obr. 94 Tepló z plášťa piestu do vložky (nákres piestu je v mierke s grafom)

Potom, po sčítaní teplí z vrchnej časti a plášťa piestu je výsledkom celkové tepló od piestu pôsobiace na vložku valca. Celkové tepló je zobrazené na Obr. 95.



Obr. 95 Celkové teplo z piestu pôsobiace na vložku

PRÍLOHA C

VPLYV PORADIA UŤAHOVANIA HLAVOVÝCH SKRUTIEK NA RADIÁLNE DEFORMÁCIE

V kap. 6.4.3, konkrétne v Tab. 18, boli definované jednotlivé výpočtové kroky, ktoré boli aplikované na výpočtový model bloku motora. Ich celkový počet bol 56 (spolu s medzi krokmi postihujúcimi poradie uťahovania - Obr. 58). Je zrejme, že vysoký počet výpočtových krokov bude mať negatívny vplyv na výpočtový čas.

Za cieľom zníženia výpočtového času je otázne, ako by sa zmenili výsledky radiálnych deformácií, ak by nebolo uvažované poradie uťahovania hlavových skrutiek, a sila predpätia by bola na všetkých 18 skrutiek aplikovaná súčasne v jednom kroku. Analýza bola pre tento účel upravená, a pozostávala iba z 5 výpočtových krokov, podobne ako v Tab. 18, ale bez medzi krokov poradia uťahovania.

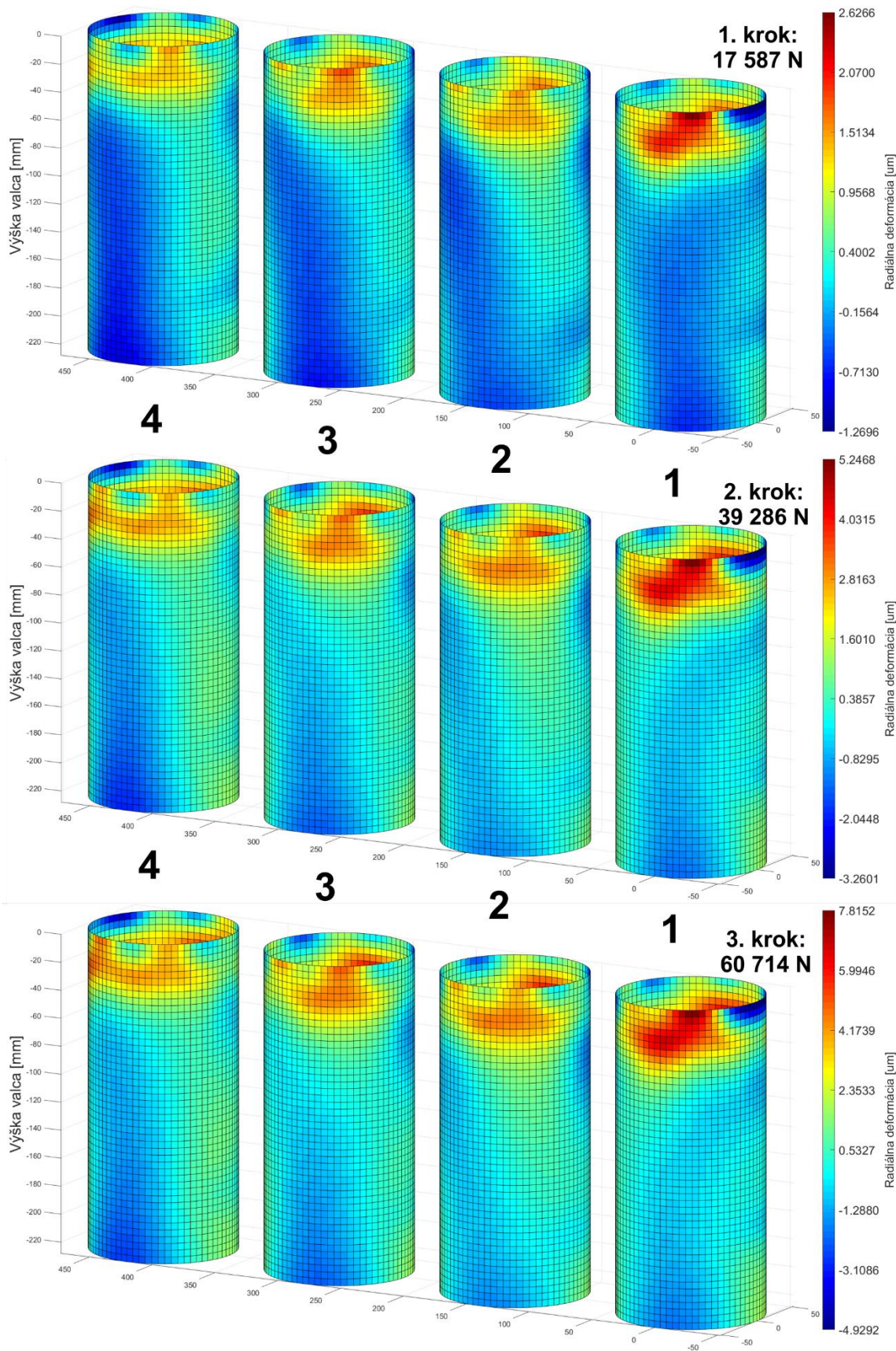
Tab. 24 Trvanie analýzy s a bez uvažovania poradia uťahovania

| | Trvanie výpočtu | Počet krokov |
|-------------------------------|-----------------|--------------|
| S poradím uťahovania | 22h 30 min | 56 |
| Bez poradia uťahovania | 4h 20 min | 5 |

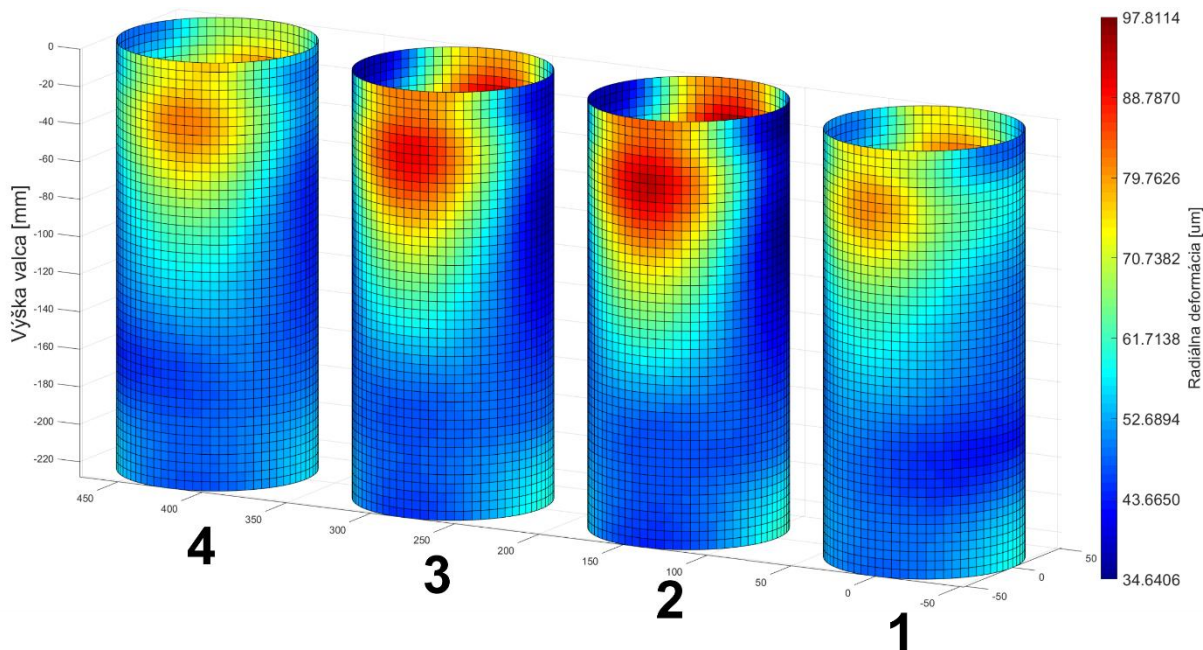
Tab. 25 Radiálne deformácie [μm] na vložkách valcov s a bez poradia uťahovania

| | Max. def. [μm] | Min. def. [μm] | |
|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|------------------------|
| 1. krok | 2,65 | -1,33 | s poradím uťahovania |
| | 2,63 | -1,27 | bez poradia uťahovania |
| 2. krok | 5,23 | -3,26 | s poradím uťahovania |
| | 5,25 | -3,26 | bez poradia uťahovania |
| 3. krok | 7,78 | -4,94 | s poradím uťahovania |
| | 7,82 | -4,93 | bez poradia uťahovania |
| Prevádzkový stav | 98,11 | 34,58 | s poradím uťahovania |
| | 97,81 | 34,64 | bez poradia uťahovania |

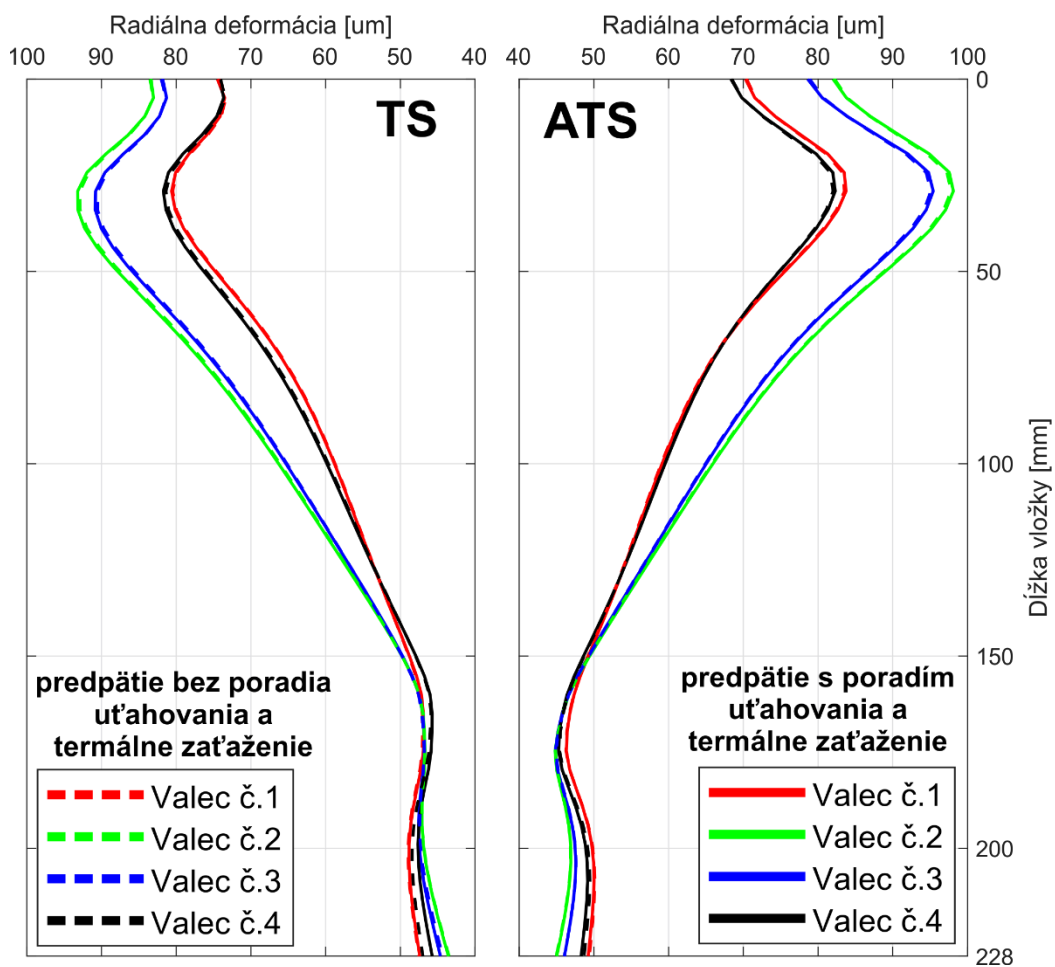
Trvanie analýzy zobrazuje Tab. 24, porovnanie hraničných hodnôt radiálnych deformácií zhrňuje Tab. 25. Výsledkami porovnania analýzy s uvažovaním poradia uťahovania a bez uvažovania poradia uťahovania sú rozdiely radiálnych deformácií rádovo v desatinách % za približne 5 násobného zníženia výpočtového času. Tvar radiálnych deformácií potom zobrazujú Obr. 96, Obr. 97 a Obr. 98. V prípade konkrétneho skúmaného motora je možné so spoľahlivosťou povedať, že zanedbaním poradia uťahovania je získaný rýchlejší výpočet bez pozorovateľného vplyvu na radiálne deformácie.



Obr. 96 Radiálna deformácia [μm] valcov v troch krokoch montáže hlavových skrutiek pri neuvažovaní poradia uťahovania



Obr. 97 Radiálne deformácie na vložkách valcov [μm] pri neuvažovaní poradia uťahovania za prevádzkového stavu



Obr. 98 Rez rovinou XZ bez medzi krokov (bez poradia uťahovania) a s medzi krokmi (s poradím uťahovania)

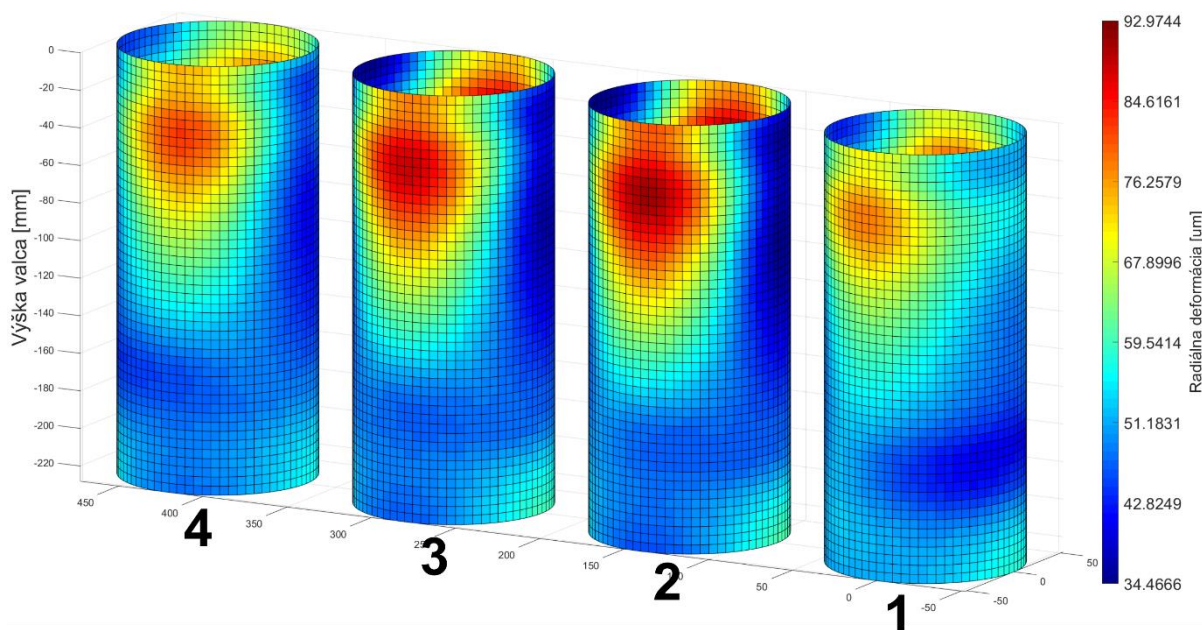
VPLYV SAMOTNEJ MONTÁŽE HLAVOVÝCH SKRUTIEK NA RADIÁLNE DEFORMÁCIE

Z doterajšej práce vyplynula relatívne náročná príprava výpočtového modelu bloku motora pre štruktúrnu analýzu, ktorej cieľom bolo zistenie radiálnych deformácií vložiek valcov od montáže hlavových skrutiek a termálneho zaťaženia. Postup tvorby tohto výpočtového modelu bol uvedený podkap. 6.4.

Model obsahoval mnoho kontaktov, OP a nelineárny materiálový model tesnenia. Z nelineárnej štruktúrnej analýzy následne vyplynula mierne problematická konvergencia, ktorej odľadenie zabralo nezanedbateľné množstvo času. Ponúka sa otázka, ako sa zmenia radiálne deformácie vložiek motora, ak nebude uvažované predpätie hlavových skrutiek, a model bude zaťažený iba termálnym namáhaním, čím sa značne zjednoduší štruktúrna úloha.

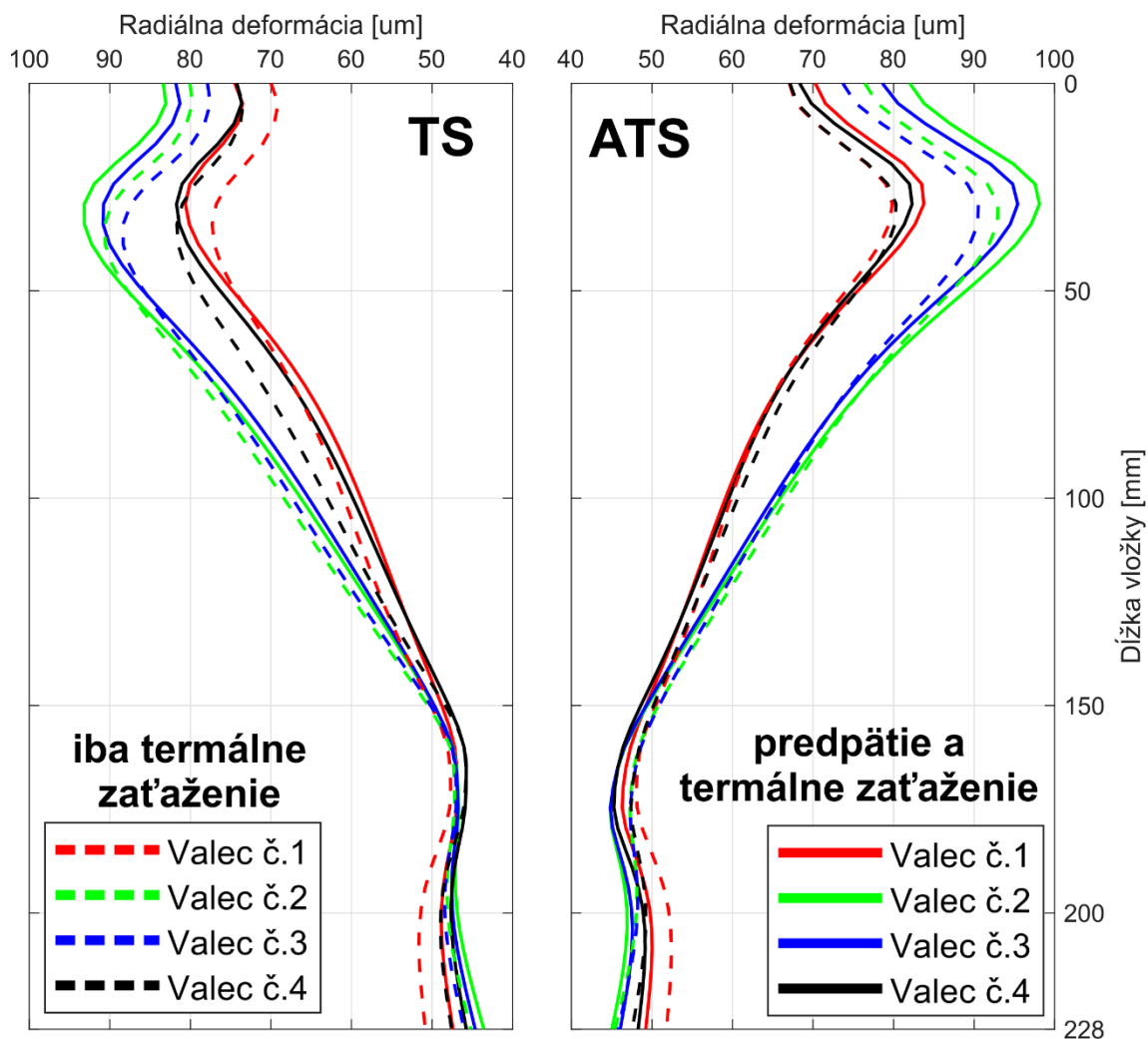
Tab. 26 Radiálne deformácie [μm] na vložkách valcov s a bez predpätia hlavových skrutiek

| | Max. def. [μm] | Min. def. [μm] |
|--|-----------------------------|-----------------------------|
| Predpätie s poradím ut'ah. + termálne zaťaženie | 98,11 | 34,58 |
| Iba termálne zaťaženie | 92,97 | 34,47 |



Obr. 99 Radiálne deformácie iba od termálneho zaťaženia

Výsledky analýzy zobrazujú Tab. 26, Obr. 99 a Obr. 100. Odlišnosti vo veľkostiach radiálnych deformácií sú viditeľné najmä v hornej oblasti vložiek, kde deformácie iba od termálneho zaťaženia sú menšie na všetkých vložkách (s miernou výnimkou valca č. 4) približne o 5-10% pri pomerne dobrej zhode tvaru deformácií voči prípadu s uvažovaním vplyvu síl predpätia. Dá sa konštatovať, že vplyv utiahnutých hlavových skrutiek sa prejavuje hlavne na absolútnej veľkosti radiálnych deformácií a menej na samotnom tvare deformácie. Vzhľadom na zložitosť úlohy pri uvažovaní predpätia hlavových skrutiek, a najmä potreby definície nelineárneho materiálového modelu tesnenia pod hlavou, môže byť zanedbanie predpätia hlavových skrutiek na obdobnom motore akceptovateľným zjednodušením, ktoré poskytne dostatočné informácie najmä o tvare deformácie vložiek valca.



Obr. 100 Radiálne deformácie [μm] vložiek s uvažovaním: 1. iba termálneho zaťaženia 2. s predpätím a termálnym zaťažením (rez rovinou XZ)