



**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

**TERMÁLNĚ-STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA VÁLCE  
ČTYŘDOBÉHO SPALOVACÍHO MOTORU**

THERMAL-MECHANICAL ANALYSIS OF THE CYLINDER OF THE FOUR-STROKE ENGINE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Petr Ptáček**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Jozef Dlugoš**

**BRNO 2016**





## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Petr Ptáček</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jozef Dlugoš</b>
Akademický rok:	2015/16

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:

### **Termálně-strukturální analýza válce čtyřdobého spalovacího motoru**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Válec má velký vliv na dynamické chování pístní skupiny, zejména skrz svou deformaci. Ta je zapříčiněna různými druhy zatížení, které na válec během provozu působí. Pro úspěšné řešení dynamiky pístní skupiny je nutné zohlednit skutečný tvar válce.

#### **Cíle diplomové práce:**

- 1) Rešerše výpočtového modelování termálně-strukturálních problémů válce čtyřdobého motoru.
- 2) Návrh výpočtového modelu čtyřdobého motoru se zaměřením na válec.
- 3) Řešení výpočtového modelu čtyřdobého motoru se zaměřením na válec.
- 4) Zhodnocení výsledků.
- 5) Závěr.

#### **Seznam literatury:**

Ortjohann, T. (2006): Simulation der Kolbenringdynamik auf der Basis expliziter FEM-Software, Dissertation. Aachen.

Andersson, P., Tamminen, J., Sandström, C. (2002): Piston ring tribology, VTT Research Notes 2178. ISBN 951-38-6107-4

Jan, Z. a Ždánský, B. (2009): Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o. ISBN 978-80-87143-15-5.

Píštěk, V., Štětina, J. (1991): Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: Nakladatelství VUT v Brně.

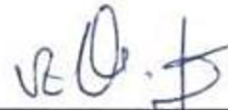
Foltis, A. (2012): Řešení montážních deformací bloku motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 77 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katoňický, Ph.D.  
děkan



## ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na sestavení výpočtového modelu řešeného pomocí metody konečných prvků a zjištění míry vlivu jednotlivých zatížení způsobujících deformaci válce čtyřdobého spalovacího motoru. Nejprve je provedena rešerše výpočtového modelování tepelně-strukturální analýzy vložky válce a možností ověření výsledků analýzy. Následně je sestaven výpočtový model a stanovena velikost radiální deformace vložky válce způsobená utažením hlavových šroubů a teplotou plynů. V závěru práce je provedena analýza časového průběhu deformace válce během 1 cyklu motoru způsobená tlakem plynů.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Vložka válce, blok motoru, předpětí šroubů, MKP, tepelná analýza, strukturální analýza

## ABSTRACT

This diploma thesis is focused on creating a finite element method model of a four-stroke engine with a purpose to determine an impact on cylinder bore distortion caused by several types of loading. Introduction of this work covers research of possibilities in modelling thermal-structural analysis of cylinder liner and verifications of the analysis results. An Ansys model was further created and cylinder liner radial deformation caused by head bolts tightening and thermal loading coming from combustion was determined. Finally, a whole engine working cycle was simulated with a gas pressure loading and its final impact on the total cylinder liner radial deformation was defined.

## KEYWORDS

Cylinder liner, engine block, bolt pretension, FEM, thermal analysis, structural analysis



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PTÁČEK, P. *Termálně-strukturální analýza válce čtyřdobého spalovacího motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 94 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jozef Dlugoš.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jozefa Dluhoše a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Petr Ptáček



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Jozefu Dlužošovi, za velmi cenné rady udělené při vypracování práce a projevenou ochotu. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu a možnost studií na VUT FSI a přítelkyni za trpělivost během doby práce na této diplomové práci.



## OBSAH

Úvod .....	11
1 Deformace vložky válce .....	12
1.1 Tvary deformované vložky .....	13
1.2 Měření deformací vložky .....	14
1.2.1 Měření deformací vložky v demontovaném stavu motoru .....	14
1.1.1.1 Dutinoměr .....	15
1.1.1.2 Incometer .....	16
1.2.2 Měření deformace vložky ve smontovaném stavu motoru .....	18
2 Rešerše výpočtového modelování termálně-strukturálních problémů vložky válce .....	22
2.1 Těsnění pod hlavou .....	23
2.2 Předpětí hlavových šroubů .....	24
2.2.1 Aplikování teploty .....	25
2.2.2 Předepsání posuvu .....	25
2.2.3 Prvek PRETS179 .....	25
2.2.4 Kontakty šroubového spoje .....	27
2.3 Zjišťování okrajových podmínek .....	28
2.3.1 Součinitel přestupu tepla .....	29
2.3.1 Tlak ve válci .....	34
2.3.2 Teplota plynů ve válci .....	36
3 Zkoumaný motor .....	38
4 Geometrické modely částí motoru .....	39
4.1 Blok motoru .....	39
4.2 Hlava motoru .....	39
4.3 Hlavové šrouby .....	40
4.4 Těsnění pod hlavou .....	41
4.5 Sestava .....	41
5 Tvorba výpočtového modelu .....	42
5.1 Tvorba konečno-prvkové výpočetní sítě .....	42
5.1.1 Blok motoru .....	42
5.1.2 Hlava motoru .....	45
5.1.3 Hlavové šrouby .....	46
5.1.4 Těsnění pod hlavou .....	47
5.1.5 Sestava .....	47
5.2 Úprava výpočtového modelu .....	48
5.2.1 Přiřazení materiálových vlastností .....	49



5.2.2	Vytvoření sekce vložek válců .....	51
5.2.3	Nastavení kontaktů.....	52
6	Tepelně-strukturální analýza.....	53
6.1	Tepelná analýza.....	53
6.1.1	Zvolené prvky výpočtové sítě.....	53
6.1.2	Okrajové podmínky.....	54
6.1.3	Výsledky .....	59
6.1.4	Kontrolní tepelná analýza .....	61
6.2	Strukturální analýza.....	64
6.2.1	Zvolené prvky výpočtové sítě.....	64
6.2.2	Okrajové podmínky montáže hlavy motoru.....	64
6.2.3	Výsledky montáže hlavy motoru .....	68
6.2.4	Okrajové podmínky tepelného zatížení.....	75
6.2.5	Výsledky tepelného zatížení .....	75
6.2.6	Okrajové podmínky zatížení tlaky plynů.....	80
6.2.7	Výsledky zatížení tlakem plynů.....	81
	Závěr .....	87
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	92
	Seznam příloh .....	94





## ÚVOD

Při provozu spalovacího motoru na vložku válce působí zatížení, které způsobuje její deformaci, tím dochází k odchylování se od ideálního kruhového tvaru. To má za následek nedokonalé utěsnění spalovacího prostoru, čímž dochází ke zvýšení profuku mezi pístními kroužky a stěnou válce a nárůstu spotřeby paliva, rovněž není všechen olej stírán ze stěny válce, což má za následek jeho spálení a tím zvýšení emisí uhlovodíků. V dnešní době, kdy jsou výrobci spalovacích motorů tlačeny předpisy ke snižování emisí vyprodukovaných při spalování, byl i vývoj motorů směřován k co nejmenšímu množství oleje, který může být ve spalovacím prostoru spálen. Důležitou roli rovněž hraje velikost vůle mezi pístem a stěnou válce, která při velké vůli může způsobit nárůst hlučnosti motoru při překlápění pístů v horní úvratí. Z toho důvodu je pro řešení dynamiky pístní skupiny důležité stanovit velikost deformace a výsledný zdeformovaný tvar válce.

V této práci bude pomocí programů Ansys ICEM CFD a Ansys Mechanical sestaven výpočetní model sestavy motoru za účelem zjištění míry vlivů jednotlivých zatížení na deformaci válce pomocí metody konečných prvků. Jako vlivy způsobující deformaci válce je uvažována montáž hlavy motoru, tepelné zatížení od spalování a tlak plynů na vložku válce působící. V závěru práce bude simulován 1 pracovní cyklus motoru a bude zjištěn časový průběh deformace způsobený tlakem plynů.



# 1 DEFORMACE VLOŽKY VÁLCE

U spalovacích motorů je pro zvýšení účinnosti spalování žádán dokonale těsný spalovací prostor, jehož bohužel dnes není dosaženo. Na netěsnosti se podílí profuk pístními kroužky, ke kterému dochází třemi cestami. Je to prostup plynů přes zámek pístních kroužků, prostup mezi pístem a pístními kroužky při jejich pohybu v drážce a také prostup mezi kroužky a vložkou válce, který lze snížit kontaktem pístních kroužků přes olejový film po celém obvodu vložky. K tomu je zapotřebí dostačující přesnost kruhovitosti válce, jejíž nedostatky dokáže přítlak pístních těsnících kroužků kompenzovat a utěsnit tak spalovací prostor.

Deformace vložky, někdy též nazývána jako zkroucení vložky, je původcem mnoha nežádoucích jevů objevujících se při chodu motoru a lze ji chápat jako odchylku od ideálního kruhového tvaru válce. Zdrojem této odchylky jsou následující děje a procesy:

- Výrobní nepřesnost kruhového tvaru válce
- Dotážení hlavových šroubů
- Tepelné zatížení
- Zatížení od tlaku plynů

Blok motoru, jakožto dnes často odlitek z hliníkové slitiny, je vyráběn s přesností 0,5-1 mm. Zalitá vložka v bloku motoru je dále obráběna na přesný rozměr vyvrtáváním a dokončovacím honováním s výrobní tolerancí IT6 až IT7 a už i v této fázi v malé, ale měřitelné, míře bude u vložky přítomná odchylka od ideálního kruhového tvaru. Avšak této odchylce by se měly být pístní kroužky schopny přizpůsobit.

Dalším, již o poznání výraznějším, původcem nepřesnosti kruhového tvaru vložky je montáž hlavy motoru. Ta je k bloku, přes těsnění, přitažena hlavovými šrouby s určitým předpětím, které způsobuje u šroubů a těsnění deformaci za hranicí meze kluzu z důvodu dokonalejšího utěsnění spalovacího prostoru. Nicméně toto předpětí vnáší i napětí do bloku motoru, které na vložce vyvolává deformaci nemalých rozměrů. Někdy je deformace způsobená montáží nevýznamná, ale v některých případech může vést k výraznému zkroucení vložky způsobující nárůst tepla třením pístních kroužků o stěnu válce a ztrátu výkonu profukem přes pístní kroužky.

Největší deformace vložky válce je dosaženo vlivem tepelného zatížení způsobující roztažnost materiálu. Proto lze očekávat, že nejvíce zdeformovaná bude horní část vložky v oblasti, kdy je píst blízko horní úvratí, dochází k hoření směsi a jsou dosaženy nejvyšší teploty, ovšem závisí rovněž na konstrukci a provedení bloku motoru.

Vliv spalovacích tlaků je dominantní zejména u vysoce přeplňovaných vznětových motorů s mokrou vložkou a u motorů, které mají tenčí stěnu vložky. A v kombinaci s tepelným zatížením hraje nejvýznamnější roli.

Všechny tyto děje a procesy vedou k deformaci vložky válce, která způsobuje nedokonalý kontakt pístních kroužků se stěnou válce. To má za následek jednu z možností profuku pístními kroužky, což způsobuje snížení tlaku působícího na dno pístu, a tím pokles výkonu motoru a nárůst spotřeby paliva. Zároveň stírací pístní kroužek nemůže díky této deformaci plnit svůj účel po celém obvodu válce, nestírá dokonale olej ze stěn do klikové skříně a do spalovacího prostoru se dostává olej, který je zde spálen. To způsobí nárůst emisí v podobě uhlovodíků a vyšší spotřebu oleje. [1] Dalším důsledkem deformace vložky válce



je přímý vliv na dynamiku pístní skupiny. Při přechodu pístu přes horní a dolní úvrať je píst ve válci naklápěn, a pokud jsou boční síly působící na píst dostatečně velké, dojde k vytlačení olejové vrstvy, a tím ke kontaktu pláště pístu se stěnou válce. To se projeví vibracemi, které budou vnímány jako hluk. Čím větší bude vůle mezi pístem a válcem, tím výraznější bude tento projev. Zároveň při překlopení pístu dojde k několikanásobnému nárůstu třecí síly mezi kroužky, pístem a stěnou válce, kdy největšího navýšení této síly je právě při překlopení v horní úvratí v pracovní fázi expanze. Pístní skupina představuje největší část mechanických ztrát v motoru, přičemž pouze kontakt pístu a vložky válce činí zhruba jednu třetinu celkových mechanických ztrát motoru. [17]

V dnešní době, kdy znečišťování životního prostředí provozem spalovacích motorů hraje významnou roli, byl vývoj motorů přirozeně směřován, vzhledem k ekologickým legislativám, k snižování množství oleje možného se dostat do spalovacího prostoru. Proto je už při návrhu motoru brán v potaz profuk pístními kroužky a větší pozornost je věnována stírání oleje ze stěn zpět do klikové skříně. Je důležité porozumět vzniku deformace vložky a dokázat ji i matematicky popsat a zahrnout ji v návrhu. [1]

## 1.1 TVARY DEFORMOVANÉ VLOŽKY

Matematická definice deformace vložky byla stanovena na základě měření vnitřního povrchu válce a bylo zjištěno, že tvar deformované vložky lze popsat kombinací křivek sinusového průběhu různých harmonických řádů pomocí Fourierovy řady. Tomu odpovídající zápis pro velikost odchylky  $R(\delta)$  od kruhového tvaru je následující:

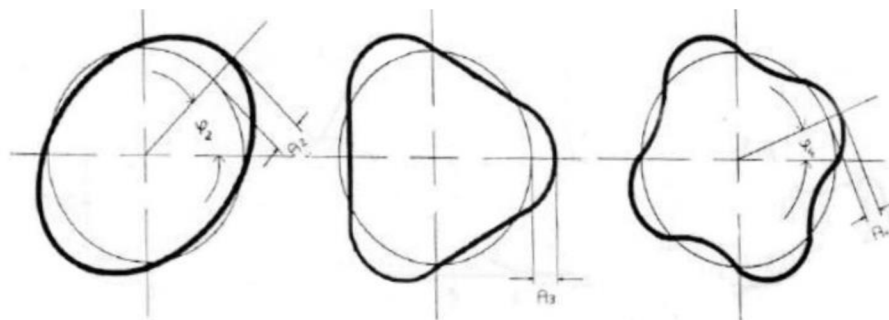
$$R(\delta) = \sum_{i=0}^n (A_i \cos(i\delta) + B_i \sin(i\delta)) \quad (1)$$

$A_i$  a  $B_i$  [m]    Fourierovy koeficienty amplitudy

$\delta$     [rad]    úhlová souřadnice

$i$     [-]    řád

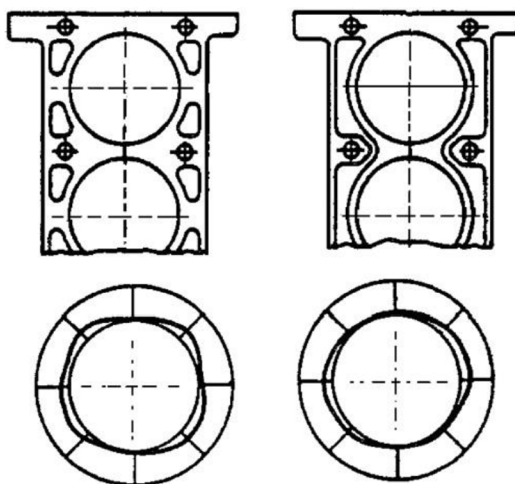
Z toho vyplývá i označení deformace až  $n$ -tého řádu. Deformace nultého řádu vypadá jako celkové odsazení průměru vložky po celé délce obvodu. První řád se projeví jako excentricita, druhý řád jako ovalizace vložky, třetí řád deformace má tři periodicky se opakující oblasti, čtvrtý řád čtyři a tak dále viz Obr. 1.



Obr. 1 Deformace druhého, třetího a čtvrtého řádu [1]



Teoreticky složením nekonečného množství řádů deformací o různých amplitudách a posuvech lze definovat konečný tvar vložky matematicky na základě naměřených dat. Prvních čtyř řádů je dominantně (s největší výchylkou oproti vyšším řádům) dosaženo při montáži motoru. Druhý řád deformace je způsoben montáží ložiskových vík, třetí řád může být způsoben nesymetrickou montáží dalších dílů na blok motoru. Typickým původcem deformace čtvrtého řádu jsou vnesená zatížení od předpětí dotažených hlavových šroubů, nicméně i konstrukční provedení bloku výraznou mírou určuje velikost a charakter deformace vložky, viz Obr. 2. Na levé části obrázku je vidět varianta bloku s uzavřenou dosedací plochou v porovnání s variantou s otevřenou dosedací plochou. [2][4]



Obr. 2 Vliv konstrukčního provedení bloku na deformaci vložky [4]

## 1.2 MĚŘENÍ DEFORMACÍ VLOŽKY

Ze všech výše zmíněných důvodů je patrné, že zabývat se měřením a popisem deformace vložky je důležité, ať už z hlediska vývoje pístních kroužků a pístů samotných, tak i během výroby za účelem ověření, jestli jsou splněny požadavky na výrobní přesnost. Avšak další měření mohou probíhat i v rámci servisních kontrol, kdy přímo výrobci uvádí návod, jak si zkontrolovat stav rozměrů vložky válce po množství ujetých kilometrů.

Nicméně vložka válce je umístěna uvnitř motoru, v oblasti se značně zhoršeným přístupem pro měřidla. Z tohoto pohledu lze měřicí techniky rozdělit do dvou kategorií:

- Měření deformací vložky v demontovaném stavu motoru
- Měření deformací vložky v provozním stavu

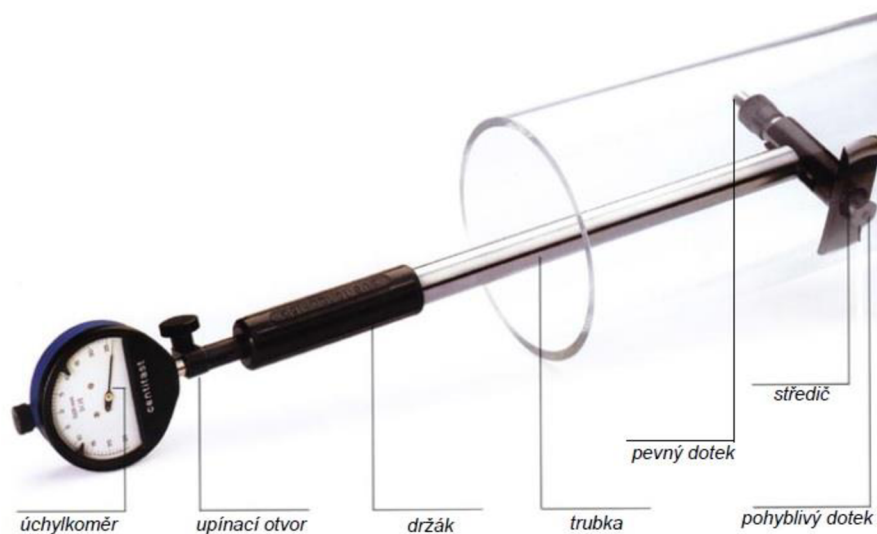
### 1.2.1 MĚŘENÍ DEFORMACÍ VLOŽKY V DEMONTOVANÉM STAVU MOTORU

Aby bylo možné se nějakým měřicím prostředkem dostat do válce motoru, je zapotřebí demontovat buď hlavu motoru, nebo olejovou vanu společně s klikovou hřídelí. Z toho i vyplývá, že tímto způsobem půjdou provádět pouze měření výrobních nepřesností, deformace způsobené montáží hlavy nebo měření v rámci servisních prohlídek, či sledování opotřebení vložky.

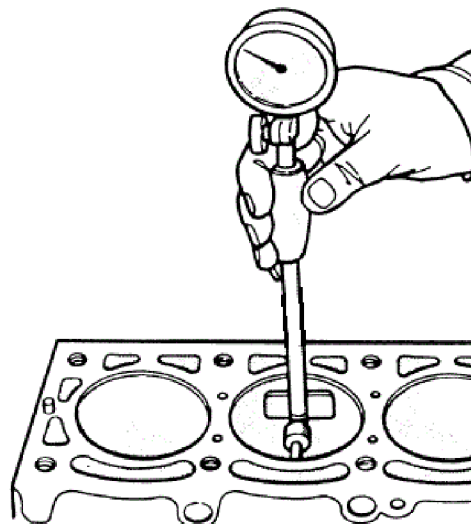


### 1.1.1.1 DUTINOMĚR

Jedním z nejstarších měřidel je ručičkový, či dnes už digitální, dutinoměr. Existuje řada firem, které nabízí dutinoměry i s přesností měření na  $1\ \mu\text{m}$ , se kterými lze měřit také geometrické tvary dutin - úchylku kruhovitosti anebo kuželovitost vnitřních děr. Měřicí zařízení se skládá z úchylkoměru (analogový nebo digitální) a držáku se snímačem, převodovým zařízením a středičem pro vystředění dutinoměru v otvoru. Jedná se o tzv. porovnávací dutinoměr, kdy před měřením je důležité úchylkoměr nastavit na požadovaný přesný rozměr a při vlastním měření se odečítá pouze odchylka od tohoto rozměru. Pohyblivý hrot je pokoven tvrdokovem, pro delší životnost. [5] Na následujících obrázcích je znázorněn popis částí dutinoměru a ukázka z měření rozměrů vložky válce.



Obr. 3 Popis částí dutinoměru [5]



Obr. 4 Měření deformace vložky válce [6]





Tento způsob je vhodný spíše pro měření při servisní kontrole motoru, kdy se měří po výšce válce na třech místech, často 10-15 mm od horního okraje vložky, uprostřed a 10-15 mm od spodního okraje. V každé této úrovni do kříže ve dvou na sobě kolmých směrech (napříč a podél bloku). Výsledkem je rozdíl mezi dvěma na sebe kolmo naměřenými hodnotami v dané výškové úrovni (kruhovitost) a následně rozdíl mezi dvěma sousedícími výškovými úrovněmi (kuželovitost). [6]

### 1.1.1.2 INCOMETER

Aktuálně nejpreciznější, podávající nejkomplexnější informace o tvaru vložky, a uživatelsky příjemnější měřicí jednotka s názvem Incometer byla vyvinuta přímo pro měření tvarů vnitřních děr v automobilovém průmyslu. Incometer umožňuje měřit kruhovitost, válcovitost, rovnoběžnost, přímot díry, ale i polohu osy válce. Zařízení je rovněž dodáváno s příslušným softwarem, který naměřená data vyhodnocuje a následně je zpracuje a vykreslí v 3D modelu, který umožňuje dělat řezy a vykreslovat potřebné grafy. Je hojně využíván jak v oblasti vývoje, tak výroby v automobilovém průmyslu.

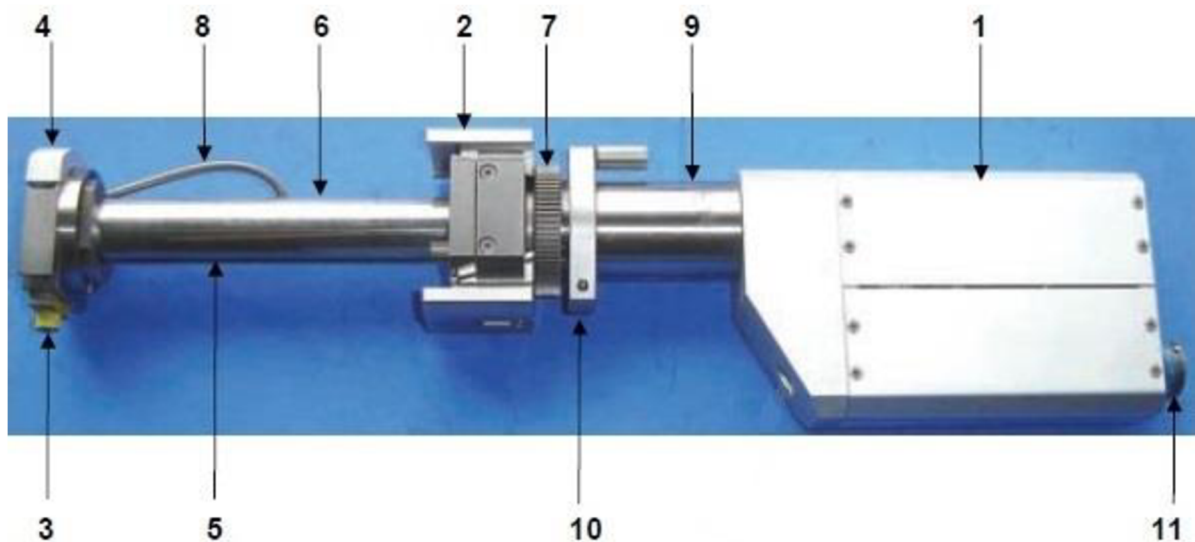


*Obr. 5 Použití Incometeru při měření bloku osmi válcového motoru do V [7]*

Určité typy Incometerů jsou uzpůsobeny svým tvarem i pro měření ze strany od klikové hřídele, což umožňuje měření deformace vložky válce s namontovanou hlavou motoru. Taktéž je možné nasimulovat zahřátý motor a sledovat deformaci vložky vlivem tepelného zatížení. Sonda je schopna pracovat až do 130 °C. Dále je toto zařízení používáno i ke kontrole přesnosti výroby, kdy je válec proměřován po své délce často po 10-15 mm krocích.



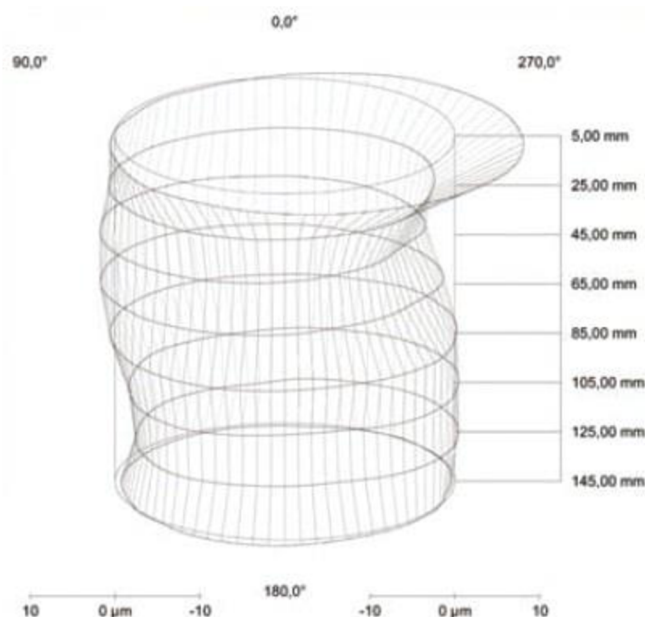
Během měření je celé zařízení uchyceno ve válci pomocí upínacích čelistí, které zároveň zajišťují středění ve válci. Jediná pohyblivá část je měřicí hlava, která se pohybuje po kruhových drahách, rotuje kolem měřicí tyče na dané výškové úrovni s maximálním možným zápisem 1 080 měřicích bodů na otočku měřicí hlavy. Axiálně je schopna zaznamenávat až 4 100 hodnot po výšce válce, ale takto detailní snímání vyžaduje vyšší nároky na čas pro zápis dat. Tímto Incometer zajišťuje dostatečně hustou síť měřených bodů pro detailní popis tvaru válce s opakovatelnou přesností výsledků méně než 1  $\mu\text{m}$ . [7] Obr. 6. znázorňuje hlavní části Incometru.



Obr. 6 Hlavní části měřicí sondy Incometer [8]

1) Skříň sondy se 2 motory pro axiální a radiální pohyb měřicí hlavy, 2) upínací čelisti, 3) měřicí hrot, 4) měřicí hlava, 5) pohybový šroub uvnitř měřicí tyče, 6) měřicí tyč, 7) kruhová matice, 8) vedení kabeláže, 9) pouzdro pro ložiska, 10) upínací příruba, 11) spojovací konektor k PC

Jak je vidět na obrázku, měřicí hrot se nachází na pohyblivé měřicí hlavě. Špička hrotu je vybavena červenou rubínovou kuličkou pro snížení tření mezi sondou a stěnou válce. Kulička kopíruje povrch válce, a tím je vychylována společně s celým hrotem v radiálním směru – tím je ohýbána listová pružina, na které je drátkový tenzometr. Tenzometr je deformován a generuje elektrický signál úměrný vychýlení kuličky na měřicí hlavě. Tento signál je zpracován integrovaným zesilovačem a v PC převeden na deformaci válce, která je následně podle počtu měřicích bodů vykreslena do 3D modelu tvaru vložky, viz Obr. 7. [8]



Obr. 7 Izometrický pohled na měřený vnitřní průměr vložky válce [8]

### 1.2.2 MĚŘENÍ DEFORMACE VLOŽKY V PROVOZNÍM STAVU

Jestliže má být zjištěn vliv tepelného zatížení a působícího tlaku na deformaci vložky, je patrné, že musí být do smontovaného motoru přivedena měřicí technika, která bude schopna odolávat náročným provozním podmínkám uvnitř válce. Navíc je zapotřebí malý kompaktní rozměr senzorů, aby jich bylo možné použít dostatečné množství pro dobré zmapování obvodu válce. Jako vhodné místo pro umístění snímačů se ukázala hlava pístu, a to konkrétně oblast drážky pro druhý těsnicí kroužek. Zde může u sériových motorů dosahovat teplota až 230 °C a tlak i 6 MPa u vznětových motorů. Je zapotřebí se se senzory přiblížit v horní úvratí co nejbližší horní hraně válce, kde stěna válce dosahuje nejvyšších teplot a působí na ni největší tlaky, ale umístěním snímačů do drážky pro první těsnicí kroužek by byly vystaveny příliš velkému tlaku a teplotám a navíc by byla narušena těsnost spalovacího prostoru. Proto jsou často snímače umístěny v okolí drážky pro druhý pístní kroužek.

Při takovémto měření je také důležité myslet na tepelnou roztažnost pístu, kdy pouhým umístěním snímačů na píst, by při zahřátí pístu došlo k pohybu senzoru a tím zkreslení naměřených výsledků. Tomuto problému se dá předejít umístěním snímačů do speciálních držáků z materiálu s co možná nejnižší tepelnou roztažností, např. invar. Teplotní délková roztažnost invaru je  $1,2 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$  a oceli  $12 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$  při 20 °C. Poté docílíme minimálního radiálního pohybu snímače ve válci a tím vypovídajících výsledků. Jednotlivé snímače jsou zapouzdřeny v invarových válečcích, které slouží k uchycení samotného snímače do držáku, viz Obr. 8, tak aby byl snímač co nejbližší povrchu válce, ale zároveň nevyčníval ven z pístu.





Obr. 8 Umístění dvou snímačů deformace v invarovém držáku [2]

V oblasti blízko hlavových šroubů je často dominantní tvar čtvrtého řádu zdeformované vložky válce, k jehož dostatečnému popisu je zapotřebí minimálně 9 měřicích bodů, ale často bývá píst osazen 10 senzory z důvodu symetričnosti pístu, viz Obr. 9. Z toho plyne nutnost odvedení deseti vodičů z dna pístu mimo klikovou skříň. To je realizováno vedením vodičů v drážkách v dřívku ojnice a následným napojením ze spodního oka ojnice na dvouramenný mechanismus z lehké hliníkové slitiny pro minimální ovlivnění pohybu ojnice, z jehož konce (který otvorem ve skříni vystupuje ven) jsou vedeny vodiče dále do měřicí aparatury. Maximální otáčky motoru pro tento mechanismus jsou  $6\ 000\ \text{min}^{-1}$ . [2]

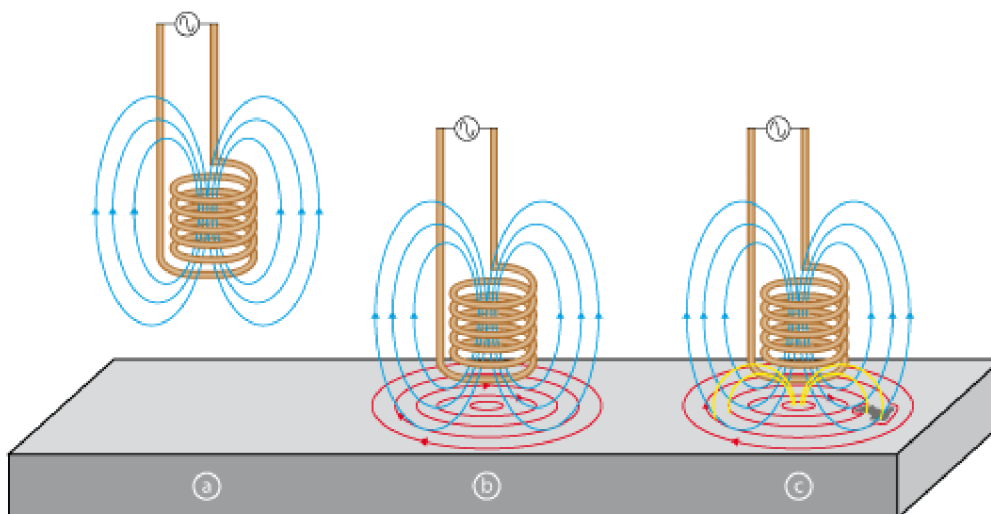


Obr. 9 Rovnoměrné rozmístění 10 snímačů ve dně pístu [2]

Jako senzor pro snímání deformace vložky válce za provozu motoru se používá indukčnostních snímačů fungujících na principu vířivých proudů, viz Obr. 10. Jde o bezdotykové snímače polohy, kdy měřený povrch musí být elektricky vodivý, ale nemusí být feromagnetický. Navíc jsou tyto snímače schopny pracovat ve zhoršených podmínkách (prach, olej, vlhkost), čímž se staly hojně používané ve vývojové oblasti v automobilním průmyslu.



Uvnitř snímače se nachází cívka, kterou když prochází střídavý elektrický proud, tak je obklopena magnetickým polem (stav a). Pokud se do blízkosti snímače přiblíží elektricky vodivý předmět, který bude procházet magnetickými siločarami snímače, začne se v tomto předmětu indukovat vířivý proud (stav b), který vybudí nové magnetické pole v měřeném předmětu. Toto vybuzené pole má opačný směr siločar, což má za následek pokles intenzity magnetického pole cívky snímače (stav c), a tím změnu její impedance, která je následně přepočítána na vzdálenost měřeného předmětu. [9]



Obr. 10 Princip indukčních snímačů [10]

Takovéto snímače jsou schopny zapisovat až 72 000 hodnot za vteřinu na každém z 10 umístěných snímačů (při otáčkách motoru  $6\,000\text{ min}^{-1}$  je to zápis po  $0,5^\circ$  natočení klikového hřídele).

V literatuře [2] byl proveden experiment měření deformace vložky pomocí indukčních snímačů na zážehovém řadovém čtyřválcovém motoru o objemu 2,0 l s litinovým blokem. Vrtání válců bylo 85 mm. Ten motor byl vybrán z důvodu očekávání velkých deformací válce kvůli konstrukčnímu provedení bloku. V tomto experimentu byly do měření zahrnuty i další vlivy, které by mohly ovlivnit přesnost naměřených dat. Byly to:

- Roztažnost držáku snímačů
- Naklápění pístu
- Vystředění držáku snímačů na dně pístu

I přestože byl použit invarový držák na snímače s velmi malou teplotní délkovou roztažností, je nutné do měření zahrnout jeho změnu rozměrů vlivem působící teploty. K tomu sloužil jeden snímač teploty na držáku indukčních snímačů, kde na základě původních rozměrů, znalosti teplotní délkové roztažnosti a hodnoty teploty o jakou byl držák ohřátý, lze dopočítat změnu rozměrů. Naměřené hodnoty deformace válce byly následně touto hodnotou upraveny.

Naklápění pístu při přechodu přes horní a dolní úvrať bylo taktéž bráno v potaz v tomto experimentu pomocí programu zaměřeného na simulaci sekundárního pohybu pístu ve válci. Na základě momentu setrvačnosti pístu, vůle mezi pístem a válcem a tuhosti pláště pístu byla



zjištěna výchylka pístu o  $0,08^\circ$  a následně převedena na radiální vzdálenost senzorů od stěny válce vzhledem k jejich umístění na obvodu pístu.

Umístění držáku snímačů na dno pístu tak, aby byly snímače rozmístěny na ideálním kruhu s osou procházející osou pístu, není vůbec lehký úkol. Tento problém byl řešen vystředěním pístu (s namontovaným držákem snímačů) pomocí kalibračního kroužku na měřicím stanovišti a následným změřením pozice každého snímače od osy pístu. Tyto vzdálenosti byly dále zahrnuty v programu vyhodnocující naměřenou deformaci válce.

Výsledky z 10 snímačů byly interpolovány pro dosažení hladších průběhů tvaru válce mezi měřenými body. Následující tabulka shrnuje výsledky experimentu, kde sloupec úchylka je rozdíl mezi maximální a minimální naměřenou hodnotou.

Tab. 1 Výsledky experimentu

Měření vlivu	úchylka [ $\mu\text{m}$ ]
nepřesností výroby	5
dotážení hlavových šroubů	20
chodu motoru při $6\,000\text{ min}^{-1}$	86

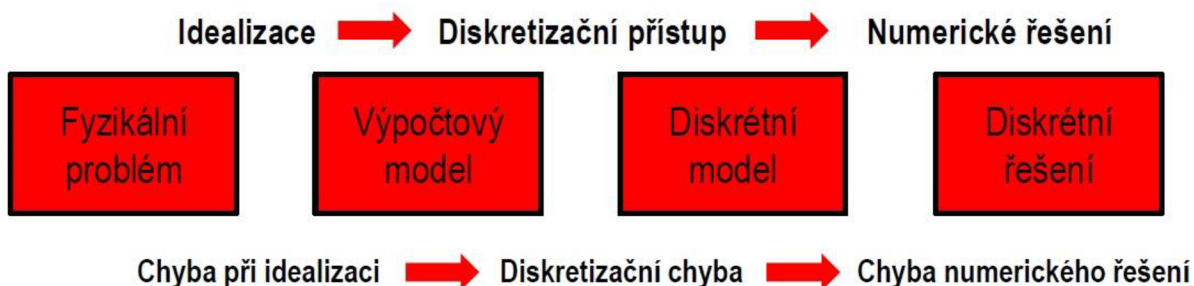
Hodnota vlivu výrobních nepřesností byla naměřena na studeném bloku bez hlavy motoru a byla porovnána s měřením Incometerem, hodnoty se lišily o  $1,8\ \mu\text{m}$ . Dále je možné vidět dominantní vliv tepelného zatížení a působících tlaků, který způsobil nárůst rozdílu maximální a minimální hodnoty naměřeného poloměru vložky válce o  $66\ \mu\text{m}$  oproti deformaci způsobené montáží hlavy motoru. [2]

Tato metoda je vlivem ztížených podmínek ve spalovacím prostoru velmi náročná a je zapotřebí brát v potaz řadu výše zmíněných vlivů, které ovlivňují výsledky. Tím se takovéto měření stává finančně velmi náročné, avšak pro vývoj spalovacích motorů je velmi důležité.



## 2 REŠERŠE VÝPOČTOVÉHO MODELOVÁNÍ TERMÁLNĚ-STRUKTURÁLNÍCH PROBLÉMŮ VLOŽKY VÁLCE

V oblasti inženýrských výpočtů je při řešení termálně-strukturálních analýz využíváno metody konečných prvků (dále jen MKP), která se hojně používá i při řešení úloh v oblasti elektrického a magnetického pole, akustických problémů, proudění tekutin, kmitání strojních součástí, ale nejvíce při napěťově-deformačních úlohách. Postup výpočtového modelování se zahrnutím MKP nejlépe vystihuje následující obrázek:



Obr. 11 Postup výpočtového modelování [11]

Na počátku je určitý fyzikální problém, který se snažíme popsat příslušnými rovnicemi, čímž dostaneme výpočtový model. Ale v této fázi se dopouštíme tzv. chyby při idealizaci, protože tyto rovnice vznikly za určitých usnadňujících předpokladů, které u reálných problémů nejsou splněny. Výpočtový model je následně diskretizován – model součásti je rozdělen na konečný počet prvků (geometrických útvarů), které jsou spolu spojeny pomocí uzlových bodů (vrcholů), tím vzniká výpočetní síť. Diskretizací vzniká diskretizační chyba, neboli zjednodušení tvaru součásti. Poté jsou sestaveny matice a numericky hledáno řešení ve všech uzlových bodech a vzniká chyba numerického řešení. Je zapotřebí si uvědomit, že přesnost výsledků je ve velké míře ovlivněna hustotou výpočetní sítě (velikostí prvků), volbou typu prvků, stupněm aproximace neznámých a způsobem, jakým jsou rovnice řešeny.

MKP analýza je tzv. variační metoda, kdy výpočet řešení spočívá v minimalizaci potenciální energie, neboli mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky, se realizují ty, které udělují celkové potenciální energii minimální hodnotu. [12]

Termálně-strukturální analýza je taková, kde teplotní pole ovlivňuje deformaci a napjatost dané součásti. Při tomto druhu analýzy je pro dosažení platných výsledků klíčové:

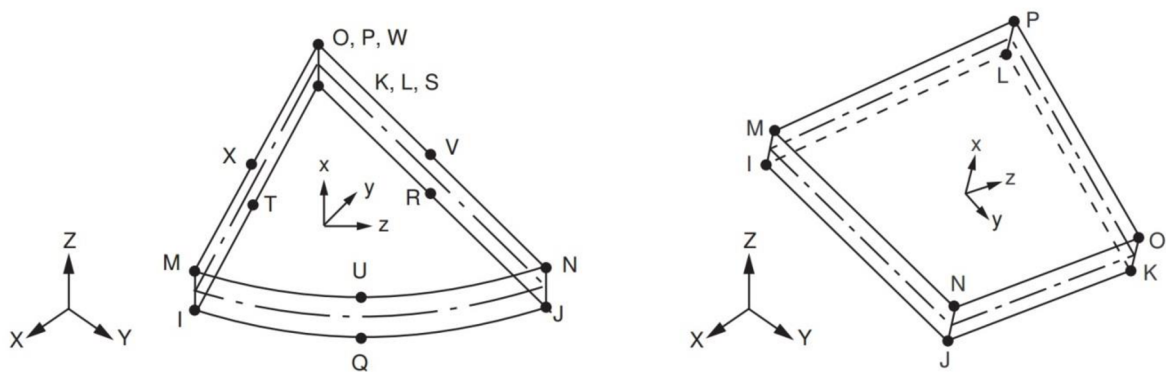
- stanovení okrajových podmínek
- vhodná hustota výpočtové sítě
- použití správného prvku, zachycující reálné chování dané komponenty





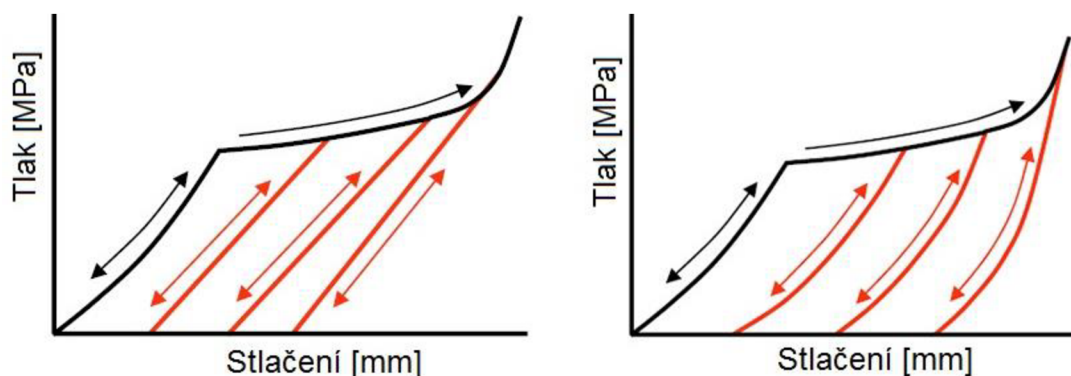
## 2.1 TĚSNĚNÍ POD HLAVOU

Modelování hlavového těsnění je značně zhoršeno nelineární odezvou těsnění na tlakové zatížení. V případě uvažování lineárně se chovajícího materiálu by došlo ke zkreslení výsledků. Už z podstaty těsnění, kdy je stlačováno mezi hlavou a blokem motoru hlavovými šrouby, je patrné, že primární deformace bude pouze v jednom směru, a to ve směru tloušťky těsnění. Dochází ke vzniku napětí, které přesahuje mez kluzu, a tím vzniká trvalá deformace. V dnešní době už přímo program Ansys nabízí na výběr z prvků typu těsnění, které zachycují toto chování. Pro 3D modely jsou k dispozici dva prvky, v knihovně prvků jsou pod názvy INTER194 – kvadratický a INTER195 – lineární prvek, viz Obr. 12.



Obr. 12 Prvky typu těsnění – vlevo INTER194 a vpravo INTER195 [13]

Jedná se o prvky, které mají v každém uzlovém bodě 3 stupně volnosti - posuv v ose X, Y a Z. Dále se vyznačují pouze jedním prvkem na tloušťku těsnění. Důležité je uspořádání prvků, uzly na horní a spodní ploše si musejí polohou odpovídat, aby probíhal výpočet stlačení (relativní polohy horního a spodního spárovaného uzlu) správně. Prvky mají také střední rovinu (čerchovaná čára na Obr. 12), ve které probíhá výpočet stlačení. Vstupními daty pro stanovení chování těsnění je závislost tlaku na stlačení. Tím je usnadněno detailní modelování vrstev vícevrstvého těsnění a nastavování kontaktů, což vede k rychlejšímu výpočtu, než kdyby byl použit složitý model vrstev těsnění. Závislost tlaku na stlačení lze získat z experimentu a do programu Ansys je vkládána ve známých bodech jako po částech lineární křivka. Příklad průběhu odezvy těsnění na tlak je na Obr. 13. [14]



Obr. 13 Příklad závislosti působícího tlaku na stlačení těsnění s lineárním (vlevo) a nelineárním (vpravo) průběhem odlehčení [14]



Dále je možné nastavit lineární nebo nelineární průběh odlehčení. Lineární průběh je použitý v případě, kdy není známé chování těsnění během odlehčení, atak je nahrazen lineární křivkou se stejným sklonem, jako je průběh zatěžování. Tím dochází k jistému zjednodušení.

U těchto prvků je také možné vzít v potaz tepelnou roztažnost těsnění, která je realizována pouze ve směru osy X lokálního souřadného systému prvku (ve směru tloušťky těsnění). [14]

## 2.2 PŘEDPĚTÍ HLAVOVÝCH ŠROUBŮ

Další oblastí, která vyžaduje zvláštní přístup při modelování, jsou hlavové šrouby. V MKP analýze šroubového spoje jsou dvě základní vlastnosti, které je zapotřebí zohlednit. Jsou jimi předpětí a kontakt součástí.

Následující vztah reprezentuje výpočet síly předpětí z utahovacího momentu, jehož hodnota je výrobcem udávána:

$$F_i = \frac{M}{\left[ \left( \frac{d_2}{2d} \frac{\tan(\psi) + f \frac{1}{\cos\left(\frac{\alpha_s}{2}\right)}}{1 - f \tan(\psi) \frac{1}{\cos\left(\frac{\alpha_s}{2}\right)}} + 0,625 f_0 \right) d \right]} \quad (2)$$

$F_i$  [N] síly předpětí

$M$  [Nm] utahovací moment

$d_2$  [m] střední průměr závitu šroubu

$d$  [m] velký průměr závitu šroubu

$\psi$  [°] úhel stoupání závitu

$\alpha_s$  [°] vrcholový úhel závitu

$f$  [-] součinitel tření mezi hlavou šroubu a spojovanou částí

$f_0$  [-] součinitel tření v závitu

Takto vypočtená síla může být použita v MKP modelu jako okrajová podmínka definující velikost předpětí.

Z výše uvedeného vztahu je patrné, že sílu předpětí lze vypočítat z utahovacího momentu šroubu pomocí parametrů šroubu a součinitele tření, u něhož se často uvádí pro zjednodušení, že  $f$  a  $f_0$  jsou si rovny. Hodnota součinitele tření závisí na drsnosti povrchu, jeho úpravách a podmínkách, zdali je použito mazivo. Ovšem stanovení jeho přesné hodnoty je velmi obtížné a často je v literatuře uvedena pro danou materiálovou dvojici jeho průměrná hodnota nebo rozptyl hodnot. Správná volba součinitele tření má dominantní vliv na vypočtenou hodnotu síly předpětí, protože malá změna součinitele tření způsobí dle vzorce (2) velký



rozdíl ve velikosti síly. To je zapotřebí brát v potaz při výpočtech. Při uvažování nižšího tření, než je skutečné, bude šroub zatěžován větší axiální silou, než na kterou je dimenzován a blok motoru bude více deformován. Naopak aplikací vyšších součinitelů tření nedojde k vyvození dostačující síly a může dojít k netěsnosti spalovacího prostoru.

Přesnou hodnotu součinitele tření je možné stanovit na speciálních experimentálních stanovištích, která snímají velikost utahovacího momentu a měří prodloužení šroubu, např. ultrazvukem nebo tenzometricky. Poté lze dle vztahu (2) dopočítat hodnoty součinitelů tření pro danou materiálovou dvojici s konkrétními povrchovými úpravami a drsností povrchů. [18]

Předpětí hlavových šroubů lze v MKP realizovat řadou způsobů:

- Aplikování teploty
- Předepsání posuvu
- Prvek PRETS179

### 2.2.1 APLIKOVÁNÍ TEPLOTY

Na dřík šroubu je předepsána teplota odlišná od jeho skutečné teploty, která následně způsobí deformaci šroubu. Tuto teplotu lze stanovit ze známého utahovacího momentu, resp. dopočtené síly předpětí. Následně z rovnice pro prostý tah lze vypočítat napětí vzniklé v dříku působením síly předpětí a z Hookova zákona zjistit poměrné délkové prodloužení šroubu. Dosazením do rovnice teplotní délkové roztažnosti se stanoví potřebná změna teploty, která je aplikována na dřík šroubu. Pokud je dřík šroubu v modelu na pevno spojený s blokem, teplotní rozdíl vyvolá požadované napětí.

### 2.2.2 PŘEDEPSÁNÍ POSUVU

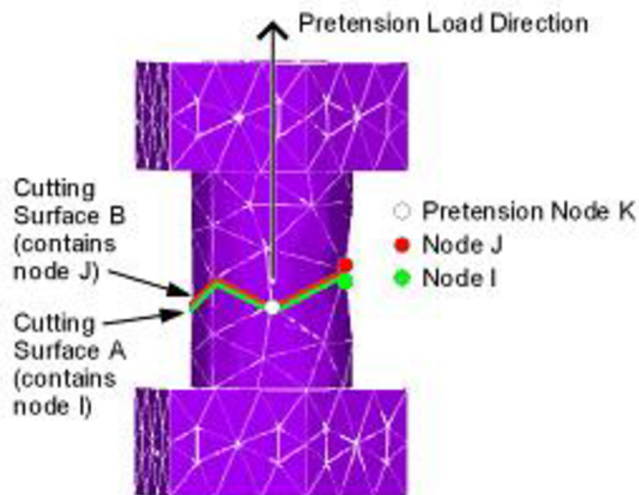
Předepsání posuvu na některý prvek dříku se ve výsledku velmi podobá výše uvedenému způsobu dosažení předpětí - aplikování teploty. Jde o jakousi přímější metodu. Při zahájení řešení úlohy je posuv brán jako zatížení a tím je vyvoláno prodloužení dříku. [15]

### 2.2.3 PRVEK PRETS179

Použití prvku PRETS179 pro dosažení předpětí v hlavových šroubech je nejpoužívanějším způsobem. Šroub může být vytvořený 2D nebo 3D objemovými, skořepinovými, trubkovými nebo prutovými prvky. Podstata použití tohoto prvku spočívá v rozdělení šroubu v oblasti dříku na 2 části (po plochách rozhraní prvků) a vygenerování prvků předpětí mezi těmito částmi, vzniká tzv. oblast předpětí. Rozdělením dříku vznikne plocha řezu A obsahující uzel J na jedné polovině a plocha B s uzlem I na druhé polovině v místě řezu, viz Obr. 14, přičemž uzly I a J na ploše A a na ploše B musejí být totožné. Ke každému páru uzlů vznikne jeden prvek předpětí. Uzel předpětí K je uzlem, ve kterém je umístěna síla předpětí. Ta se následně projeví jako způsobené prodloužení šroubu v místě oblasti předpětí s prvky PRETS179, což

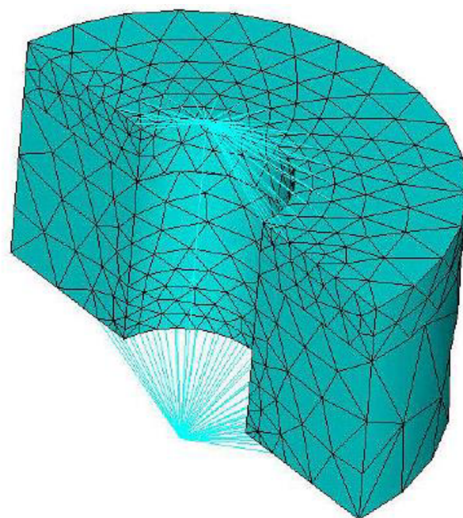


bude mít za následek oddálení uzlů I a J, které byly na počátku totožné. Prvek PRETS179 má pouze 1 stupeň volnosti, a to posuv v ose šroubu (v ose působení síly předpětí). [16]



Obr. 14 Rozdělení šroubu na dvě části [16]

Nicméně šrouby není vždy nutné modelovat pomocí objemových prvků. Dalším přístupem může být i např. model šroubu pomocí prutových prvků, kdy hlava šroubu, matice a dřík jsou nahrazeny pouze těmito prvky. Výsledný model šroubu může vypadat jako na Obr. 15, kde světle modrou barvou jsou znázorněny prutové prvky. Tímto nahrazením je ve značné míře snížen počet prvků (i uzlů) modelu a tím je možné velmi urychlit výpočet, což může hrát významnou roli v případě sestavy s velkým počtem šroubů. Navíc není zapotřebí definovat kontakty. Takovýto model je schopný zachytit tahová, smyková i teplotní zatížení. Na dřík je nutné použít prvek, který přenáší pouze tahová zatížení, např. LINK10. Další způsoby náhradních přístupů pro modelování šroubu jsou v literatuře [15].



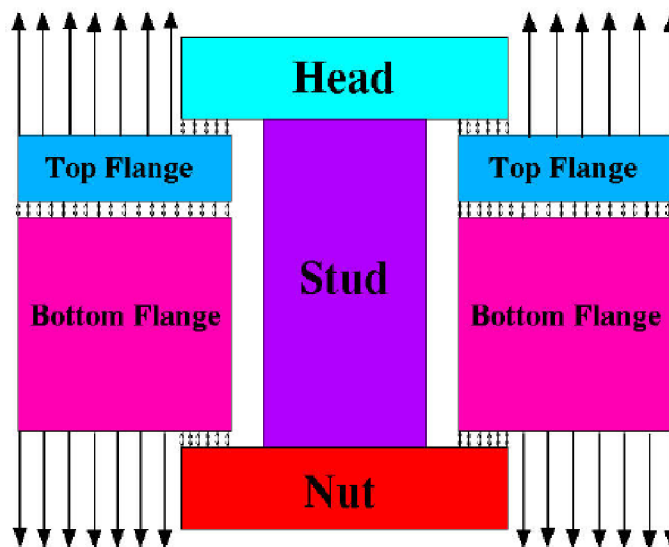
Obr. 15 Modelování šroubu pomocí prutových prvků [15]





## 2.2.4 KONTAKTY ŠROUBOVÉHO SPOJE

Při uvažování základního konceptu šroubového spoje – šroub, matice a dvě spojované části a zatížení, které působí ve směru rozpojení spojovaných součástí je úlohou šroubu držet dílce při sobě, viz Obr. 16. Pokud bude zatížení větší než předpětí, dojde k rozpojení součástí. Z tohoto pohledu bude nastavení kontaktu mezi hlavou šroubu a horní spojovanou částí totožný s kontaktem mezi maticí a spodní spojovanou součástí. V těchto místech jsou na sebe díly tlačeny a bude zde pevný kontakt (jakoby byly k sobě díly přilepeny bez možnosti pohybu). Naopak tomu je mezi spojovanými částmi, které jsou od sebe rozpojovány a je zde zapotřebí definovat kontakt s koeficientem tření pro příslušnou materiálovou dvojici. [15]



Obr. 16 Základní koncept šroubového spoje se zatížením rozpojovacím součástí [15]

Pokud tento výše zmiňovaný koncept šroubového spoje převedeme na případ motoru, je hlava motoru společně s těsněním připevněna k bloku motoru hlavovými šrouby a při expanzi odtláčována tlakem od plynů. Z toho plyne potřeba definování kontaktních prvků mezi dvojicí těsnění - blok motoru a taktéž těsnění - hlava motoru. Mezi hlavou šroubu a hlavou motoru může být nastaven pevný kontakt. V případě pevných kontaktů dochází k výrazně menším výpočetním nárokům oproti standardně definovaným kontaktním dvojicím.

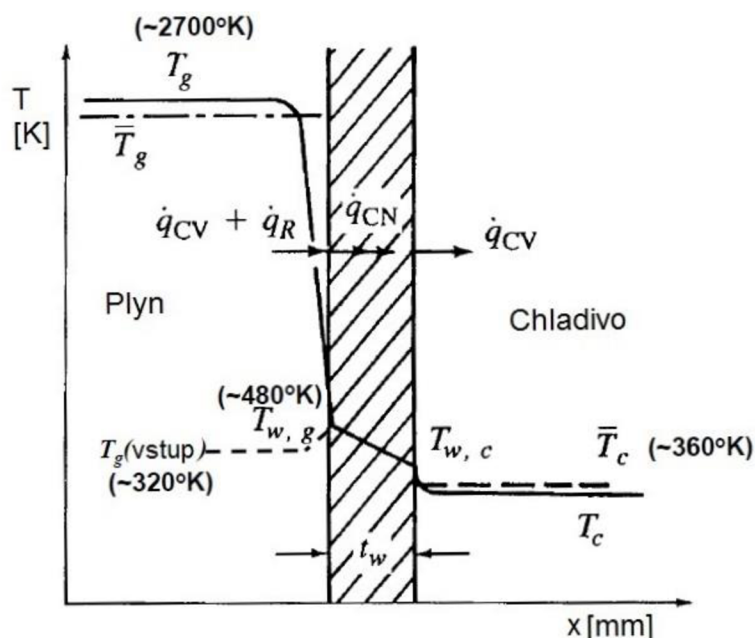
Pro 3D úlohy bývá nejčastěji používán kontakt typu plocha na plochu, který je realizován dvojicí prvků CONTA173 (lineární) nebo 174 (kvadratický) a TARGET170. Jedna ze dvou ploch je vždy volena jako kontaktní (prvky CONTA) a druhá jako cílová (TARGET prvky), přičemž jako cílová plocha se často volí ta, která je na tužší součásti a kontaktní plocha na poddajnější součásti.



## 2.3 ZJIŠŤOVÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Při práci spalovacího motoru dochází k přeměně chemické energie uložené v palivu na mechanickou energii. Tento proces je doprovázen nárůstem teploty a tlaku ve spalovacím prostoru. Na rozdíl od předpokladů teoretického cyklu spalování není komprese a expanze adiabatický děj, ale dochází k výměně tepla mezi plynem a stěnami pracovního prostoru. Tyto tepelné toky jsou časově i místně proměnlivé. Při sání dochází k ohřevu vstupujícího plynu od teplejších stěn válce, což má za následek snížení plnicí účinnosti a nárůst kompresní práce motoru. Naopak je tomu v části cyklu, kdy teplota plynů překročí teplotu stěn a část tepla je z plynů předávána stěnám pracovního prostoru. To vede ke zhoršení celkové účinnosti procesu spalování. Tyto ztráty činí v průměru až jednu třetinu celé energie uložené v palivu.

Následující obrázek zachycuje orientační průběh teploty v řezu stěnou válce motoru v době maximální teploty ve spalovacím prostoru. Dochází k přenosu tepla konvekcí z plynu na stěnu válce, následně kondukcí skrze stěnu samotnou a poté opět konvekcí z venkovního povrchu stěny do chladiva. Souhrnně je tento způsob přenosu tepla nazýván prostup tepla.



Obr. 17 Prostup tepla rovinnou stěnou [19]

Tepelný tok vyjadřující množství tepla, které projde z plynu do stěny pracovního prostoru lze popsat Newtonovým vztahem:

$$\dot{Q} = \alpha A (T_{w,g} - \bar{T}_g) \quad (3)$$

$\dot{Q}$	[W]	tepelný tok
$\alpha$	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	koeficient přestupu tepla
$A$	[m <sup>2</sup> ]	okamžitá hodnota povrchu spalovacího prostoru
$T_{w,g}$	[K]	teplota na povrchu stěny
$\bar{T}_g$	[K]	okamžitá střední teplota plynů



Z výše uvedeného vztahu vyplývá, že k definování tepelného toku, a tím následně možnosti určení tepelného namáhání součástí, je zapotřebí znalost součinitele přestupu tepla, jehož hodnota je nejvíce závislá na proudění plynů ve spalovacím prostoru, ale také na vlastnostech tekutiny, povrchu stěny válce, průměru válce, součiniteli tepelné vodivosti tekutiny a dalších. Je patrné, že v různých místech spalovacího prostoru a také v průběhu pracovního cyklu motoru se jeho hodnota bude měnit. Proto je často povrch pracovního prostoru rozdělen na úseky, v nichž je stanovena střední hodnota jak součinitele přestupu tepla, tak rozdílu teplot. Často lze i v odborné literatuře pro zjednodušení najít střední hodnotu součinitele přestupu tepla pro celý pracovní prostor válce. Avšak tyto hodnoty jsou zjištěny experimentálně a je zapotřebí je volit pouze na podobné motory, jako na kterých byly zjištěny.

V rámci termálně-strukturální úlohy je nejprve pomocí předepsání povrchových teplot či konvekce (teploty média a součinitelů přestupu tepla) na dílčí plochy modelu stanoveno rozložení teplotních polí neboli teplot v jednotlivých uzlech výpočetní sítě. Následně je na model aplikováno mechanické zatížení, jehož výsledkem jsou hledané posuvy a napětí. [12]

Pro stanovení deformací vložky válce pomocí MKP systému je nejdůležitější částí výpočtu definování okrajových podmínek, které je často obtížné stanovit. V tomto případě to jsou:

- Součinitel přestupu tepla
- Teplota ve válci
- Tlak působící ve spalovacím prostoru

### 2.3.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA

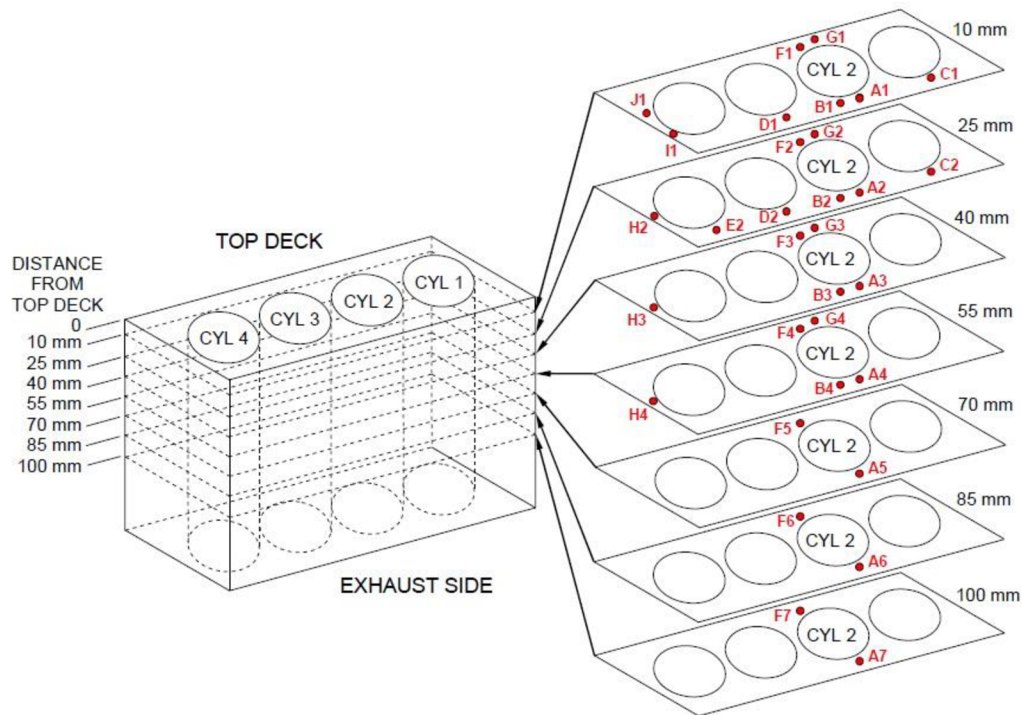
Jak již bylo zmíněno výše, koeficient přestupu tepla je nejdůležitějším parametrem pro stanovení tepelných toků. Při pohybu plynu ve válci dochází k promíchání jednotlivých částí objemu spalovacího prostoru, které mají různou teplotu. Rychlost s jakou je teplo přenášeno jednotlivými molekulami plynu na stěny tuhých těles udává právě součinitel přestupu tepla, který lze stanovit dvěma způsoby:

- Experimentální formou
- Počítačovou simulací

Navíc u vznětových motorů bývá často do výpočtu součinitele přestupu tepla zahrnut i vliv sálání plynu a žhavých částic sazí, jejichž podíl na celkovém tepelném toku může být až 15 %. U zážehových motorů je tento podíl do 5 %, proto bývá často zanedbán.

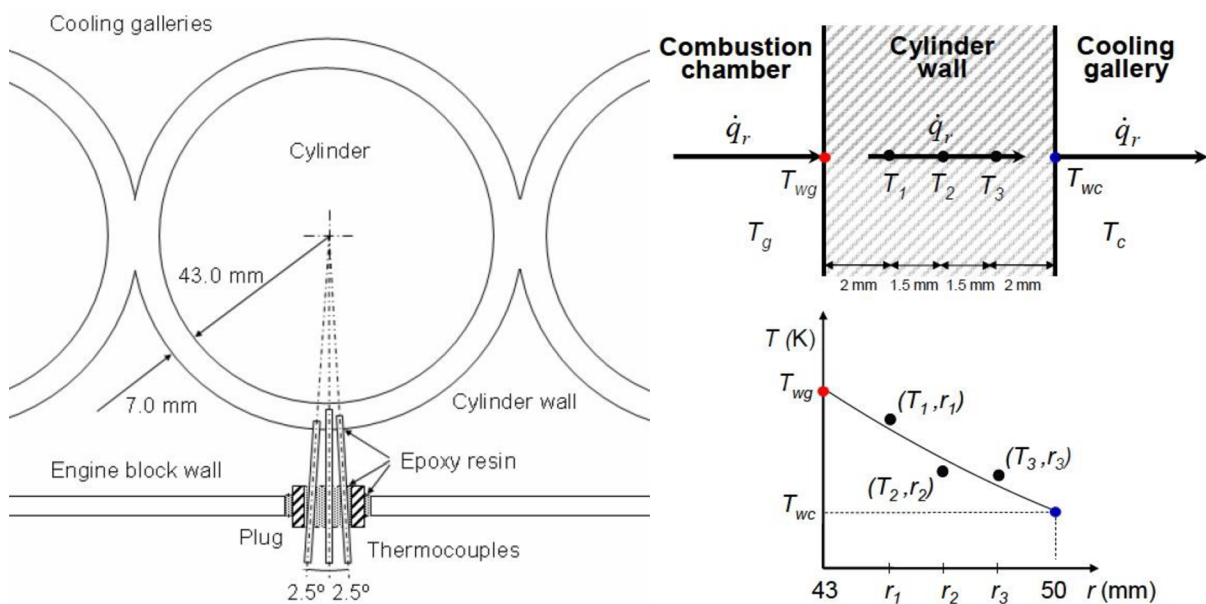
#### 2.3.1.1 STANOVENÍ EXPERIMENTÁLNÍ FORMOU

Při stanovení součinitele přestupu tepla experimentální formou je motor umístěn na motorové brzdě. Je snímán aktuální tlak a teplota ve spalovací komoře, teplota chladiwa a blok motoru je osazen polem snímačů teploty, jejichž poloha je volena tak, aby byly obdrženy výsledky v dostatečně vysokém rozlišení mapující rozložení teplot válce během chodu motoru. Za účelem stanovení teplotního gradientu ve stěně válce, viz Obr. 17, bylo v literatuře [21] použito celkem 96 teplotních jednobodových snímačů typu K (materiálová dvojice chromel – alumel s měřícím rozsahem -200 až 1 200 °C [27]) o průměru 1 mm. Celkem v 7 rovinách mapující výšku vložky, viz Obr. 18.



Obr. 18 Rozmístění termočlánků na bloku motoru – v každém bodě 3 termočlánky [21]

Snímače jsou po setech tvořící řadu tři snímačů umístěných v jedné výškové hladině blízko sebe, avšak každý v jiné vzdálenosti v radiálním směru vložky s 1,5 mm rozstupem. Tím byly po tloušťce vložky pořízeny 3 záznamy teploty, viz Obr. 19. Jednotlivé sady snímačů byly kovovou zátkou a epoxidovým pryskyřicovým lepidlem utěsněny ve stěně bloku.



Obr. 19 Tři termočlánky v jedné výškové hladině (vlevo) pro určení teplotního gradientu stěnou válce (vpravo) [21]





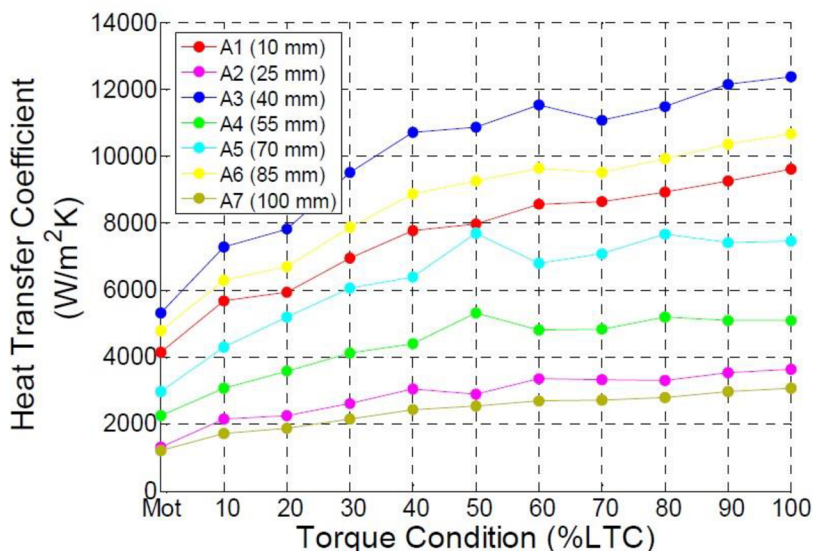
Za účelem ověření přesnosti měření byla provedena počítačová 3D simulace vedení tepla pomocí metody konečných diferencí. Byly porovnány dvě situace. Jedna, kdy je materiál vložky brán jako celistvý homogenní, bez termočlánků a druhá, kdy je vložka narušena vývrty a v nich termočlánky s těsněním o odlišné vodivosti. Výsledkem byla velmi dobrá shoda teplot stěny válce získaných pomocí simulací, kdy velikost chyby od simulace stěny nenarušené termočlánky nebyla větší než 2,5 %.

Aproximací naměřených bodových teplot lze zjistit průběh teploty po celé tloušťce vložky válce, tedy jednodimenzionální lokální gradient teploty – tím i teplotu na vnitřním a vnějším povrchu vložky válce. Pro vedení tepla válcovou stěnou je teplotní profil logaritmická křivka, což vychází z úprav základní Fourierovy diferenciální rovnice vedení tepla. Pomocí následující rovnice lze stanovit měrný tepelný tok stěnou válce na základě zjištěného teplotního gradientu.

$$\dot{q}_r = -\lambda \frac{m_t}{r} \quad (4)$$

$\dot{q}_r$	[Wm <sup>-2</sup> ]	měrný tepelný tok stěnou válce
$\lambda$	[Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	součinitel tepelné vodivosti stěny válce
$m_t$	[K]	teplotní gradient
$r$	[m]	poloměr, ke kterému je počítán tepelný tok

První zákon termodynamiky také říká, že velikost tepelného toku na povrchu vnitřní strany válce vzniklý vedením tepla stěnou je stejná jako velikost tepelného toku od hoření ve spalovací komoře působící na vnitřní stěnu válce. To samé platí mezi povrchem vložky válce na vnější straně a chladivem. Potom tedy ze vztahu (4) lze spočítat měrný tepelný tok na vnitřní i vnější straně vložky válce a následně ze znalosti aktuální teploty plynů a teploty chladiva vypočítat koeficienty přestupu tepla přes vztah (3). Tímto způsobem byly zjištěny pouze lokální koeficienty přestupu tepla vztažené k jednomu pracovnímu cyklu, na základě ustálených teplot stěny válce pro dané otáčky a zatížení. Jejich průběh v závislosti na zatížení (procentu maximálního krouticího momentu motoru) pro jednotlivé termočlánky (A1 - A7 na Obr. 18) rozmístěné po výšce válce při otáčkách 2500 min<sup>-1</sup> je na Obr. 20.



Obr. 20 Průběh koeficientů přestupu tepla na vnější stěně vložky v kontaktu s chladivem [21]



Z grafu je patrný nárůst velikosti lokálního koeficientu přestupu tepla při zvýšení točivého momentu. I když bylo zjištěno, dle očekávání, že největší tepelný tok na vnitřní straně vložky je v její horní části (u hlavy motoru) a s rostoucí vzdáleností od hlavy dolů velikost tepelného toku postupně klesá, vypočtené koeficienty přestupu tepla nabývají různých hodnot v závislosti na vzdálenosti od vršku vložky. To dokazuje, že proudění chladiva je v chladicích kanálech v místech snímačů rozdílné a ve velké míře ovlivňuje velikost koeficientů. [21]

Dalším způsobem jak zjistit koeficienty přestupu tepla je pomocí podobnostních čísel, která slouží zejména k určení okamžitých hodnot koeficientů vztažených k celé ploše válce.

Tento způsob je známý už více než 50 let a na jeho vývoji se podílela řada inženýrů, a proto je možné dohledat více formulací. Dnes je nejpoužívanější Woschniho formulace, která stále podává velmi dobré výsledky.

Obecně podobnostní čísla jsou bezrozměrná čísla, která slouží k nalezení vztahu mezi naměřenými výsledky na modelu a jejich převedením na reálné dílo. Vzájemné souvislosti mezi jednotlivými podobnostními čísly udávají kritériální rovnice, jejichž tvar je závislý na druhu proudění a tvaru teplosměnných ploch. Pro výpočet součinitele přestupu tepla ve válci spalovacího motoru se používá tvar kritériální rovnice pro model nucené konvekce v trubce, který je následující:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (5)$$

Nu	[-]	Nusseltovo číslo
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
C,m,n	[-]	konstanty

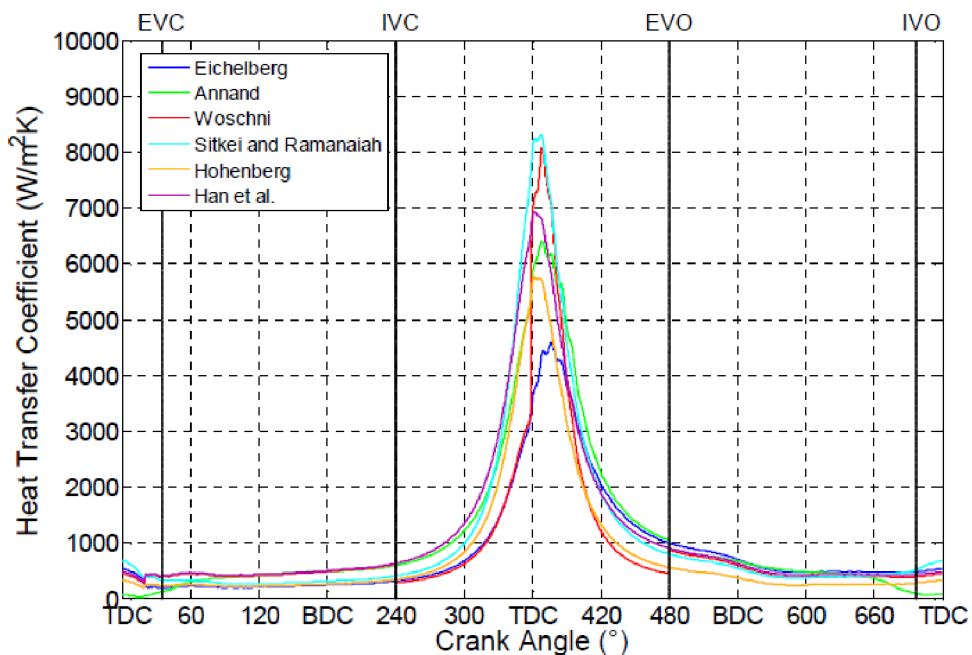
Kdy navíc vliv Prandtlova čísla je pro spalovací motory zanedbáván z důvodu jeho malé změny v případech, kdy je proudícím médiem plyn. Konstanty C, m a případně n jsou závislé na režimu proudění a byly pro aplikaci na spalovací motory určeny experimentálně. Po úpravách a dosazení známých závislostí vypadá vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla následovně:

$$\alpha = C \cdot D^{m-1} \cdot p^m \cdot T^{(0,75-1,62m)} \cdot w^m \quad (6)$$

$\alpha$	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	koeficient přestupu tepla
D	[m]	průměr vrtání válce (charakteristický rozměr)
p	[Pa]	aktuální hodnota tlaku ve válci
T	[K]	aktuální hodnota teploty plynů ve válci
w	[ms <sup>-1</sup> ]	rychlost plynů ve válci
C,m	[-]	konstanty



Je patrné, že určení rychlosti plynů ve válci bude složité kvůli její velké proměnlivosti během pracovního cyklu motoru. Z toho důvodu je její výpočet rozdělen do dvou částí, kdy první částí jsou výměny náplně válce, kde výpočet rychlosti plynů vychází ze střední pístové rychlosti a víření plynů a druhou částí jsou komprese a expanze, kde dominuje turbulentní proudění a přírůstek tlaku. Experimentálně byla dále stanovena hodnota konstanty  $m$  na 0,8 a konstanty  $C$  na 0,013. Následující graf ukazuje průběh okamžitého součinitele přestupu tepla na vnitřní straně vložky válce v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele během jednoho pracovního cyklu na vznětovém motoru. Součinitel byl vypočítán na základě různých formulací, kdy jednotliví autoři používají zejména odlišné přístupy k výpočtu rychlosti plynů, ale také jiný charakteristický rozměr či rozdílnou míru vlivu jednotlivých fází pracovního cyklu (zejména expanze plynů).



Obr. 21 Součinitel přestupu tepla dle různých přístupů autorů [21]

Z grafu je vidět velký rozdíl ve špičkové hodnotě koeficientů zjištěných na základě různých formulací, avšak při MKP simulaci bývá velmi často použita pouze průměrná hodnota koeficientu definovaná na plochu. Poté tento rozdíl není tak markantní a i tímto zjednodušením jsou podány dobré výsledky. [12][20][21]

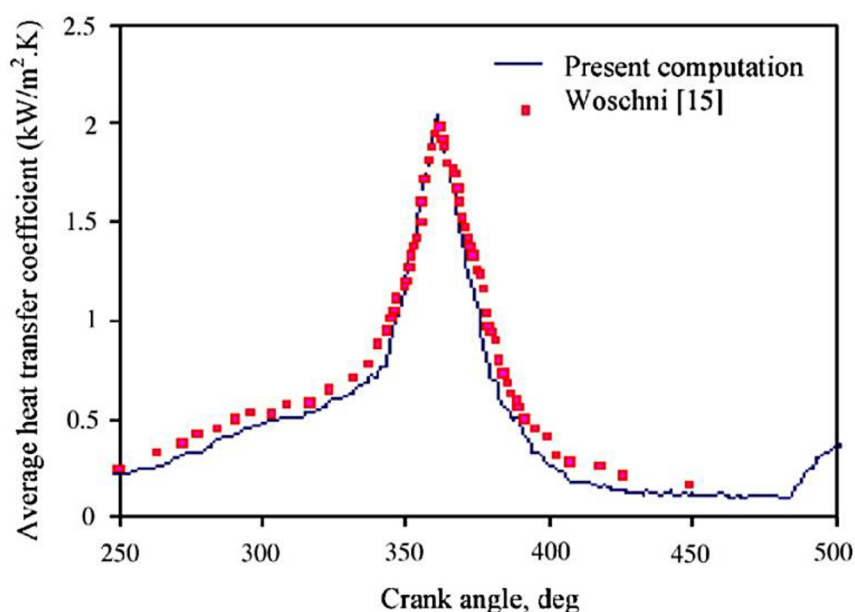
### 2.3.1.2 STANOVENÍ POČÍTAČOVOU SIMULACÍ

Za účelem stanovení součinitelů přestupu tepla počítačovou simulací pracovního cyklu motoru je využívána metoda výpočtu dynamiky tekutin - CFD metoda, které se dostává většího využití až v posledních letech s příchodem výkonnějších počítačů. Umožňuje simulaci proudění tekutin, přenosu tepla a hmoty nebo také průběhu chemických reakcí. Tak je možné stanovit velikost tepelného toku v daných místech a z něj určit hledané součinitele přestupu tepla. Při aplikaci na spalovací motor je uvnitř válce řešeno turbulentní proudění o vysokých Reynoldsových číslech s velkým vlivem proudění kolem stěny. Během výpočtu jsou řešeny



rovnice zákona zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Ovšem právě definování proudění plynů ve válci je pro tuto analýzu klíčové a bez potřebných znalostí o použitých numerických modelech a správné volbě nastavení a parametrů modelu nelze dosáhnout reálných výsledků.

V literatuře [22] byla použita právě CFD analýza ke stanovení součinitelů přestupu tepla na všech stěnách spalovacího prostoru jednoválcového čtyřdobého motoru. Viz Obr. 22, kde je vyneseno průměrné součinitele přestupu tepla pro celý spalovací prostor v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Pro porovnání výsledků byl použit experimentálně zjištěný Woschniho model. Byla shledána velmi dobrá shoda výsledků, což potvrzuje vhodnost použití CFD simulace.



Obr. 22 Porovnání simulací zjištěného součinitele přestupu tepla s Woschniho modelem [22]

Samotná problematika proudění plynů ve válci je velmi rozsáhlou oblastí, a tím tento způsob stanovení součinitelů přestupu tepla dělá složitým a choulostivým na nastavení parametrů analýzy, nicméně při znalosti problematiky podává velmi dobré výsledky. [22]

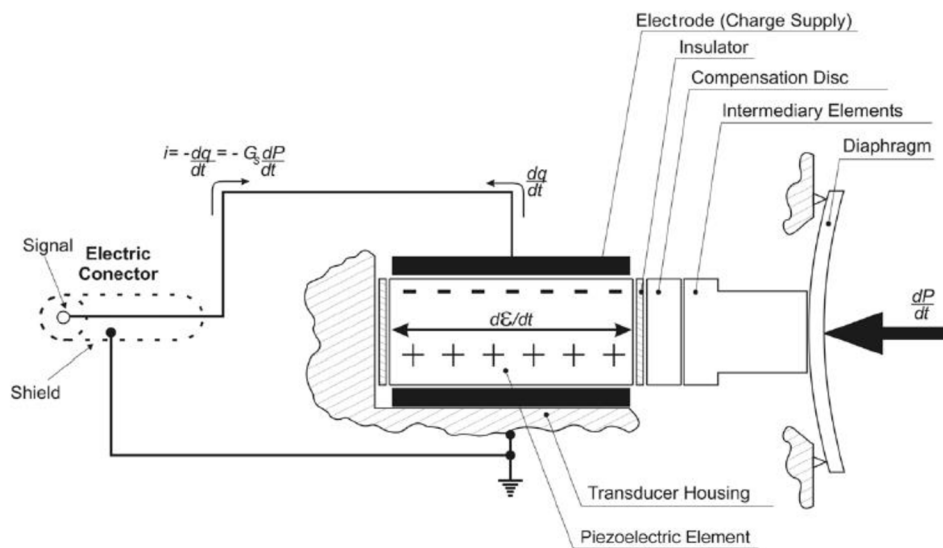
### 2.3.1 TLAK VE VÁLCI

Dalším velmi důležitým parametrem, který je nutné definovat při analýze deformace vložky válce je tlak ve válci. Jak bylo ukázáno výše, ve velké míře se tato veličina podílí i na určení součinitelů přestupu tepla a jak bude ukázáno dále, dá se na jejím základě vypočítat i průběh teploty ve válci během pracovního cyklu motoru. Rovněž síly od tlaku plynů jsou důležitým zatížením částí motoru, působí na píst a dále zatěžují klikový mechanismus a jeho uložení. Působí i přímo na vložku válce a společně s vysokými teplotami se podílí na převážné části její celkové deformace. Taktéž na základě průběhu tlaků jsou motory optimalizovány z hlediska účinnosti, výkonu motoru, emisí a také životnosti motoru.





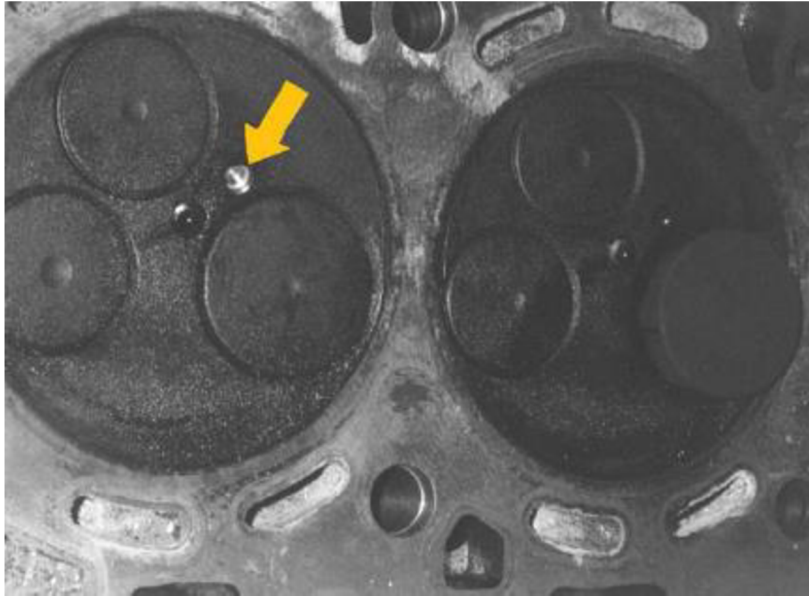
Snímač určený pro měření tlaku ve válci spalovacího motoru musí být schopný odolávat vysokým proměnlivým teplotám a prudkým změnám tlaku na něj působící. Dnes je nejčastěji pro měření tlaku používán piezoelektrický snímač tlaku. Jeho princip ukazuje Obr. 23. Tlak plynů ve válci, působící na membránu snímače prostřednictvím vymežovacích prvků, způsobí stlačení piezoelektrického krystalu. Jeho deformací vznikne náboj v krystalu, jehož změna za čas udává elektrický proud (výstupní signál), který je následně zesílen zesilovačem a v počítači zapsán jako hodnoty tlaku.



Obr. 23 Princip piezoelektrického snímače tlaku [23]

Pro dosažení správných výsledků je důležité umístění samotného snímače, což se týká zejména vznětových motorů, u kterých je v blízkosti horní úvratě největší část plynů soustředěna v a nad spalovacím prostorem vytvořeném ve dně pístu. Právě tlak nad touto oblastí je možné nazvat průměrným tlakem ve válci. Taktéž by snímač neměl být umístěn na špatně chlazených místech hlavy, kde by mohlo napětí vzniklé teplotním rozdílem v hlavě ovlivnit deformaci obalu snímače a tím jeho přesnost. S ohledem na tyto skutečnosti může být poloha snímače zvolena na hlavě motoru jako na Obr. 24, kde byla snímačem nahrazena žhavicí svíčka, což nijak neovlivní chod motoru, pokud není simulován studený start. U zážehových motorů je snímač umístěn s ohledem na výše zmiňované poznatky vývrtem do hlavy motoru, pokud je to možné. Pokud to okolnosti měření nedovolují, je možné nahradit standardní zapalovací svíčku svíčkou speciální s integrovaným snímačem tlaku.

Průběh tlaků se už z podstaty hoření směsi v každém cyklu motoru při stejných provozních podmínkách mírně liší. Proto je za účelem validace dat vhodné sledovat dvě vybraná místa na průběhu tlaku v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Jeden bod je na počátku fáze výfuku, kdy je snímač vystavován tepelnému zatížení a druhý bod je na počátku komprese, poté co došlo k výměně náplně a snímač byl ochlazován. Rozptyl hodnot tlaku by se v těchto místech neměly od sebe příliš lišit. Jinak je ovlivněna citlivost snímače a je zapotřebí najít jiné místo na hlavě motoru.



Obr. 24 Umístění snímače tlaku v hlavě motoru [23]

Piezoelektrické snímače nejsou schopné měřit absolutní tlak, měří pouze změnu tlaku. Proto je zapotřebí měřením získané hodnoty upravit o referenční tlak, který se často volí jako tlak v sacím potrubí měřený současně. O výslednou úpravu se dále stará příslušný software dodávaný se snímačem tlaku.

Záznam naměřených dat je následně zprůměrován přes několik desítek cyklů pro získání hladšího průběhu a vykreslen do známého diagramu průběhu tlaku v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. V MKP analýze deformace vložky válce je následně nejčastěji použita špičková hodnota tlaku aplikována na plochy, na které v dané poloze pístu působí. [23]

### 2.3.2 TEPLOTA PLYNŮ VE VÁLCI

Teplota pracovního média je další velmi významnou veličinou, která se podílí na zatížení spalovacího motoru. Vlivem jejího působení jsou ohřívány části motoru, což způsobuje jejich tepelnou dilataci či změnu fyzikálních vlastností kapalin tomu vlivu vystavených. Proto je její stanovení důležité a je společně se spalovacími tlaky jednou z nejdůležitějších okrajových podmínek při návrhu spalovacího motoru.

Její měření probíhá obdobně jako měření spalovacího tlaku a termočlávková sonda bývá umístěna opět namísto žhavicí svíčky nebo ve speciálním provedení jako zapalovací svíčka, tím pádem není zapotřebí vrtání otvoru do hlavy motoru. Tyto speciální sondy fungují na principu infračervené absorpční spektroskopie molekul vody, CO<sub>2</sub> nebo uhlovodíků, což zároveň umožňuje měřit poměr vzduchu a paliva nebo změnu hustoty paliva během pracovního cyklu motoru. [24] Další hodně užívané termočlávkové sondy pracují na Seebeckově jevu, slouží pouze k měření teploty, ale jsou značně levnější oproti předešlým sondám. Jedná se o dva různorodé kovové dráty uspořádané koaxiálně, oddělené tenkou elektricky nevodivou vrstvou. Ke drobnému spojení drátů dojde po obroušení špičky snímače



vzniklými škrábanci, což dovoluje velmi rychlou odezvu snímače, pouze pár mikro sekund. Při změně teploty na straně spojených drátů dojde ke vzniku elektrického proudu mezi druhými konci úměrnému teplotě. [25]



Obr. 25 Snímače teploty uvnitř válce od firmy LaVision [24]

Pokud není z nějakého důvodu měření teploty možné, dá se odhadnout průběh teploty plynů na základě průběhu tlaků ve válci a termodynamických rovnic. Takovýto výpočet byl proveden v literatuře [21] na vznětovém motoru, kde byl pracovní cyklus motoru rozdělen na 3 části, pro které platí specifické vztahy. První částí byla komprese, expanze a hoření, druhou částí sání a třetí výfuk spalin. Dále bylo nutné měřit hmotnostní průtok paliva, nasávaného vzduchu a odvedených spalin a z něj byla dopočítána okamžitá hmotnost pracovního média ve válci. K tomu je zapotřebí znát zdvihové křivky ventilů, průtočnou plochu, ztrátový koeficient obtékání ventilů, teplotu a tlak v sacím a výfukovém potrubí a další parametry.

Je nutné si uvědomit, že výsledky tohoto výpočtu jsou postavené na určitých předpokladech, za kterých příslušné použité vztahy platí a ne všechny předpoklady jsou při reálných cyklech splněny a dále v těchto vztazích vystupuje velké množství veličin, které jsou také měřené s určitou nepřesností. Proto při výpočtu teploty je zapotřebí zvážit, pro jakou aplikaci bude její průběh použit. [21]

Okamžitý průběh teploty plynů ve válci je společně s tlakem nejdůležitější parametr pro výpočet součinitele přestupu tepla. Za účelem MKP tepelné analýzy deformace vložky válce bývá model nejčastěji tepelně zatěžován dvěma způsoby. A to předepsáním povrchových teplot nebo, častěji zastoupeným, definováním součinitelů přestupu tepla na dané ploše a teploty plynů. Úlohy tohoto typu bývají řešeny jako ustálený stav, i když se teplota a tlak výrazně mění, teplota na stěnách na tyto změny nereaguje tak rychle a pohybuje se kolem ustálené hodnoty pro daný režim motoru s velmi malým teplotním rozptylem. [12]

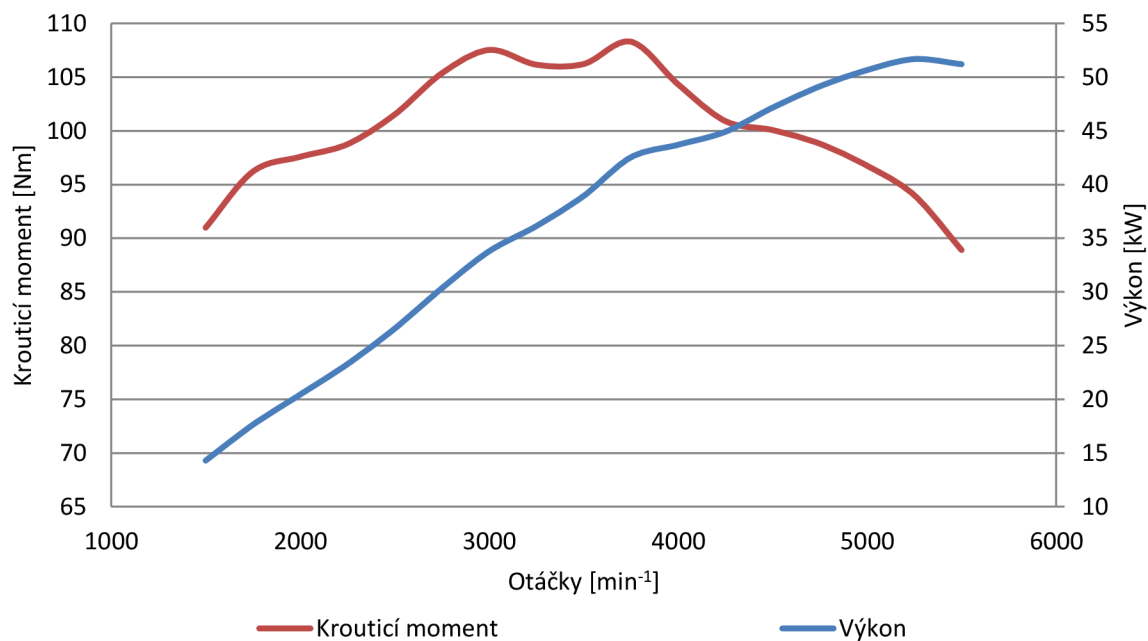


### 3 ZKOUMANÝ MOTOR

Samotná tepelně-strukturální analýza vložky válce byla provedena na modelu tříválcového motoru pro osobní automobil. Jedná se o čtyřdobý, zážehový, nepřepřňovaný, řadový, vertikální motor, který je chlazený kapalinou. Jeho základní parametry (deklarované výrobcem) jsou uvedeny v následující tabulce [26] a Graf 1 znázorňuje jeho průběh výkonu a krouticího momentu, který byl naměřen na motorové brzdě na VUT FSI na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

Tab. 2 Parametry zkoumaného motoru

Výkon motoru [kW]	51/5400 min <sup>-1</sup>
Krouticí moment [Nm]	112/3000 min <sup>-1</sup>
Vrtání válce [mm]	76,5
Zdvih [mm]	86,9
Počet válců [-]	3
Objem motoru [cm <sup>3</sup> ]	1198
Kompresní poměr [-]	10,5
Pořadí zážehů	1 – 2 – 3
Počet sacích ventilů [-]	2
Počet výfukových ventilů [-]	2



Graf 1 Vnější otáčková charakteristika zkoumaného motoru

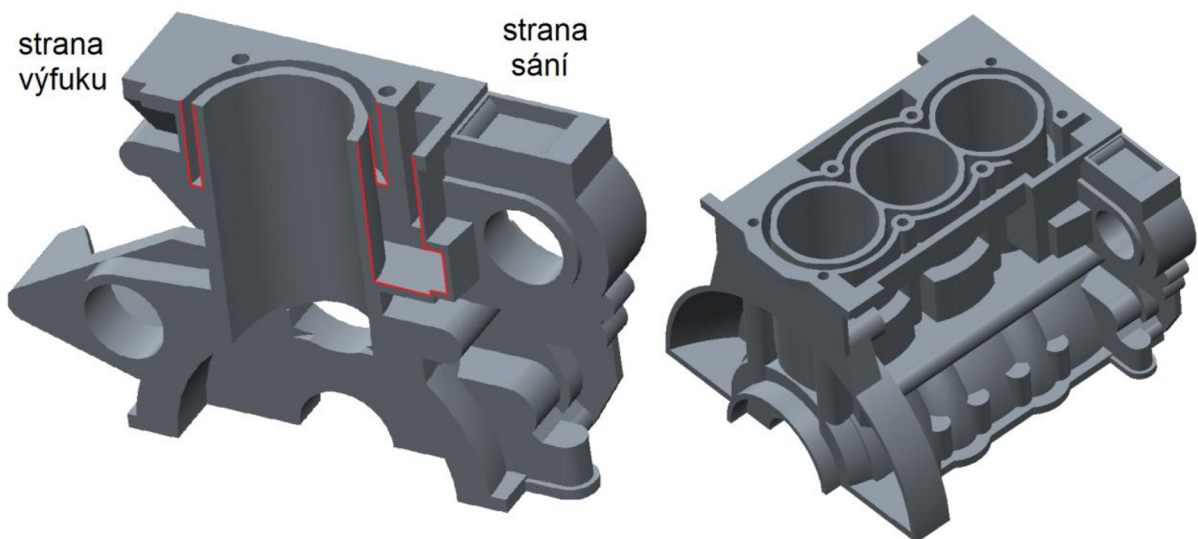


## 4 GEOMETRICKÉ MODELY ČÁSTÍ MOTORU

Pro vytvoření výpočetní sítě je nezbytným vstupem geometrie součástí. Dostupné modely bylo zapotřebí do jisté míry upravit, zejména zjednodušit, aby byla vytvořena adekvátní výpočetní síť. Jako nástroj pro úpravu modelů byl použit CAD program Creo Parametric 2.0.

### 4.1 BLOK MOTORU

Obdržení model bloku motoru byl již vymodelován ve zjednodušené formě s odstraněnými technologickými rádiusy a zkoseními, tudíž nebyly další úpravy nutné, pouze byly domodelovány otvory pro hlavové šrouby. Tento blok motoru, jak je již dnešním standardem, je vyroben z hliníkové slitiny se zalitou litinovou vložkou. Proto bylo vrtání válců zvětšeno o tloušťku vložky, která byla modelována separovaně, kvůli detailnější simulaci deformace válce (více v kapitole 5.1.1). Na Obr. 26 je blok motoru po provedených úpravách a detail se zvýrazněným chladičím kanálem kolem válců. Jedná se o řez prvním válcem, který má oproti ostatním válcům na straně sání 85 mm hluboký chladičím kanál o šířce 50 mm. Po zbytku obvodu válce a okolo ostatních válců je chladičím kanál o hloubce 50 mm, jako je zvýrazněn na straně výfuku.

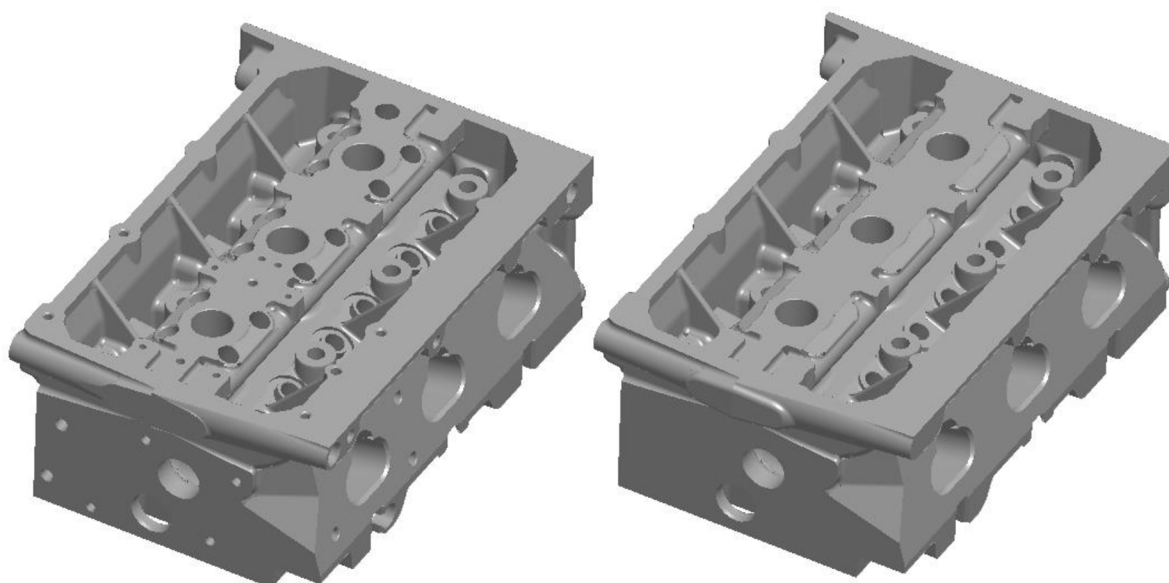


Obr. 26 Model bloku motoru po úpravách

### 4.2 HLAVA MOTORU

U hlavy motoru bylo nutné provést značné množství zjednodušení, neboť byl výchozí model ve velmi detailním provedení. Byly odstraněny díry pro šrouby pro uchycení dalších komponent motoru a některé technologické prvky, které neovlivňují tuhost hlavy, tím pádem ani kontakt s těsněním a nemají tudíž vliv na deformaci válce. Větší redukce rádiusů a zkosení bohužel nebyla možná kvůli způsobu tvorby dostupného modelu, který byl pravděpodobně v první fázi importován v neutrálním formátu, a následně na tomto modelu byly provedeny drobné detaily obráběcího charakteru. Pouze ty bylo možné odstranit. Obr. 27 znázorňuje provedené úpravy na modelu hlavy.

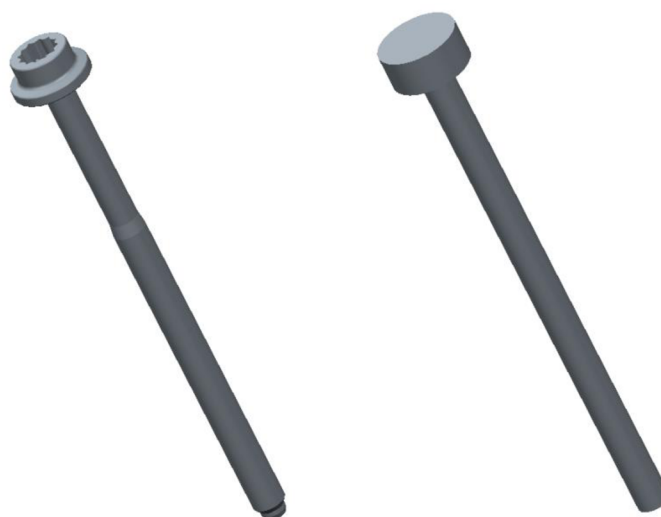




*Obr. 27 Model hlavy motoru před (vlevo) a po úpravách (vpravo)*

### 4.3 HLAVOVÉ ŠROUBY

Hlava je k bloku motoru připevněna osmi šrouby M9x1,25 o délce 140 mm. Šrouby byly znovu přemodelovány do zjednodušené podoby, protože nejsou předmětem analýzy a pro simulaci předpětí a vzniklého napětí v bloku motoru postačuje tato forma 3D modelu šroubů.

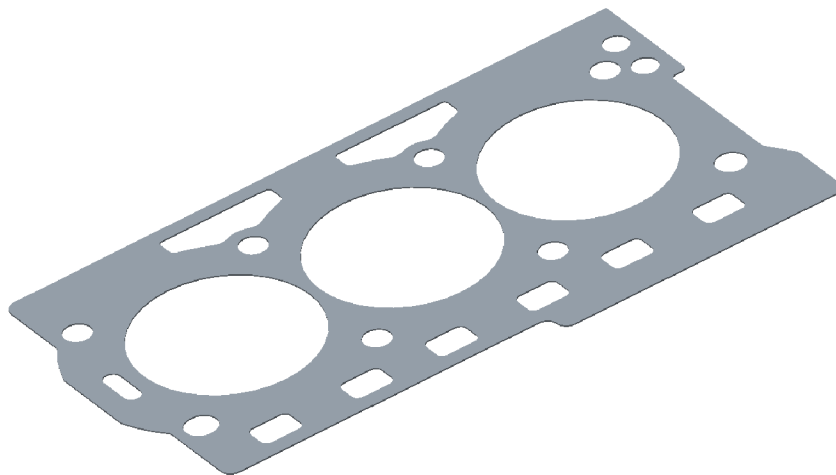


*Obr. 28 Model hlavových šroubů před (vlevo) a po úpravách (vpravo)*



#### 4.4 TĚSNĚNÍ POD HLAVOU

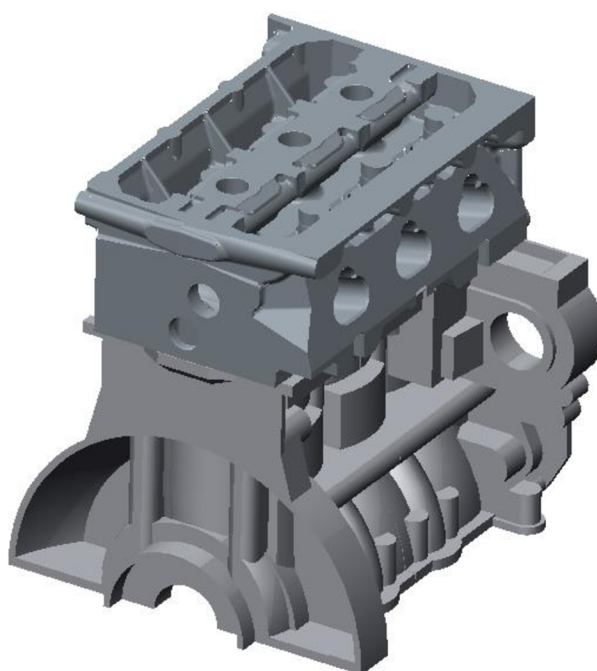
Těsnění mezi hlavou a blokem motoru nebylo nutné upravovat. Pro účely analýzy byl jeho model dostačující. Jedná se o standardní plechové těsnění o tloušťce 0,64 mm.



*Obr. 29 Model těsnění*

#### 4.5 SESTAVA

Po provedení úprav jednotlivých dílů byla vytvořena sestava modelu motoru, který se skládá ze 4 dílů – blok, těsnění pod hlavu, hlava a jako jeden díl 8 hlavových šroubů. Díly k sobě byly zavazbeny v sestavu a následně jednotlivě vyexportovány v globálním souřadném systému sestavy do STEP formátu.



*Obr. 30 Model sestavy motoru pro tvorbu konečno-prvkové výpočetní sítě*



## 5 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Dalším krokem bylo vytvoření výpočetní sítě na základě 3D modelů součástí motoru. Za tímto účelem byl použit program Ansys ICEM CFD 15. Síť byla následně převedena do výpočetního programu Ansys Mechanical 15, kde byly součástem přiřazeny materiálové vlastnosti a okrajové podmínky.

### 5.1 TVORBA KONEČNO-PRVKOVÉ VÝPOČETNÍ SÍTĚ

Do programu ICEM CFD byly importovány části sestavy jednotlivě a postupně byl u všech uplatněn následující postup:

- 1) Nejprve byla provedena kontrola geometrie, která objeví případné vady v geometrii, např. neuzavřené plochy, které by způsobily vznik nekvalitní výpočetní sítě. Výstupem této kontroly je vytvoření hraničních křivek na místech styku dvou ploch. Na těchto křivkách jsou následně vytvořeny uzly výpočetní sítě.
- 2) Dalším krokem byla kontrola směru normál jednotlivých ploch na importované geometrii, jejichž směr byl přeorientován tak, aby vždy normála plochy vystupovala ven ze součásti. To bylo důležité pro správnou funkci použité metody tvorby objemové sítě - v případě této práce to byla Robust Octree. Touto metodou lze snadno vytvořit objemovou síť složenou ze čtyřstěnů i na součástech složitých tvarů. Metoda Robust Octree spočívá ve vytvoření velkého kvádrů složeného ze čtyřstěnů kolem celé součásti, který je následně na základě směru normály dané plochy (vystupující ven z plochy) ořezán do tvaru síťované součásti, čímž vzniknou objemové prvky. [28]
- 3) Dále byly na součástech vytvořeny tzv. komponenty (lze též chápat jako soubory ploch), na které byla následně předepsána požadovaná velikost prvků. S výhodou lze i tyto komponenty následně v programu Ansys Mechanical využít pro aplikaci zatížení, či definování kontaktních dvojic.
- 4) Po vytvoření výpočetové sítě byly převedeny lineární prvky na kvadratické za účelem zvýšení přesnosti výpočtu, i když se tímto krokem značně prodloužil výpočetní čas. Uvedené hodnoty počtu uzlů u jednotlivých níže uvedených částí modelu jsou už po převodu na kvadratické prvky.

Velikost prvků byla volena s rozmyslem na přesnost výsledků a velikost výpočetního času, kde bylo důležité mezi těmito dvěma parametry najít kompromis.

#### 5.1.1 BLOK MOTORU

Blok motoru sloužící jako model této analýze, je, jak již bylo výše zmíněno, vyroben z hliníkové slitiny se zalitou litinovou vložkou. Aby mohly být v analýze zohledněny odlišné mechanické vlastnosti šedé litiny oproti hliníkové slitině, je nutné modelovat vložku odděleně od bloku. Byly zvažovány dvě varianty simulace vložky:

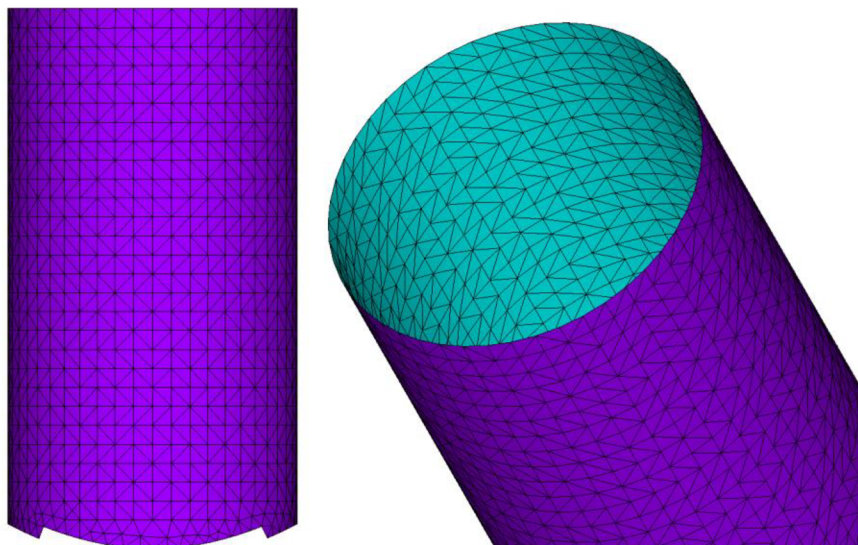
- 1) Pomocí objemových prvků
- 2) Pomocí plošných prvků



V prvním případě objemových prvků by muselo být, na základě běžné výpočtářské praxe, použito minimálně třech prvků na tloušťku stěny vložky, aby bylo dosaženo vypovídajících výsledků. Uvedená vložka má tloušťku 1,5 mm, což znamená 0,5 mm hranu prvku ve směru tloušťky vložky. Při uvažování kvadratických pětistěnných prvků (např. SOLID186 v prismatické podobě – prvek s konstantní výškou a trojúhelníkovou základnou a rozměrech 5 x 5 mm) by síť na vložkách dosahovala 43640 prvků a 80740 uzlů.

V druhém případě plošných prvků by byla vložka nahrazena pouze jedním prvkem po tloušťce vložky. Při uvažování kvadratických trojúhelníkových plošných prvků o stejných rozměrech, by síť vložky válce obsahovala pouze 8400 prvků a 5660 uzlů. Z uvedených parametrů síť je patrný velký rozdíl ve výpočetním čase, zejména při řešení simulace jednoho pracovního cyklu motoru v závěru práce. Navíc by použitím plošných prvků neměly být výsledky analýzy nijak zásadně ovlivněny. Proto bylo rozhodnuto, že litinová vložka válce bude nahrazena plošnými prvky.

U výpočtové síti bloku motoru bylo důležité nejprve stanovit způsob, jakým bude vložka válce zatěžována, neboť během pracovního cyklu motoru dochází k pohybu pístu a mění se plocha válce vystavená působení plynů. Z tohoto důvodu byla na vložce válce zvolena pravidelná mapovaná síť složená z plošných trojúhelníkových prvků o velikosti 5 mm, kvůli snadnějšímu definování zatížení na vložku (více o zatížení v kapitole 6.1.2). Celkem je válec po obvodu tvořen 48 prvky a 29 prvky na výšku válce.



Obr. 31 Povrchová síť vložky válce

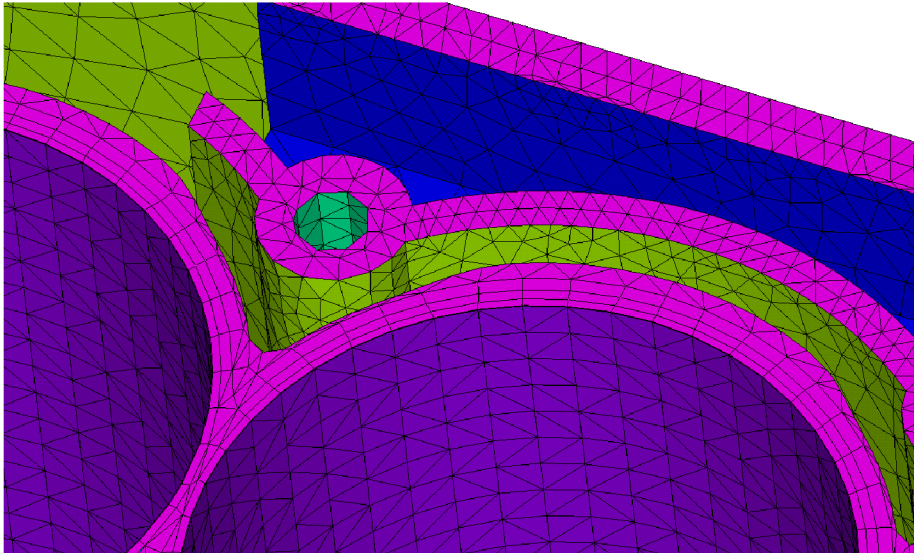
Objemová síť bloku motoru byla vytvořena čtyřstěny pomocí metody Robust Octree a jako vstupní síť sloužila právě již vytvořená mapovaná síť vložky. Na stěně válce samotného byly vytvořeny prismatické prvky, čímž vznikly 3 vrstvy rovnoměrně silných prvků po obvodu válce, za účelem přesnějších výsledků na válci. Jelikož nejdůležitější částí modelu jsou právě válce, na zbytek síť bloku byla s využitím předem definovaných komponent předepsána hrubší síť o velikosti prvků 7 – 12 mm. Na vnější stěny bloku 18 mm. Síť na kontaktní ploše bloku s těsněním byla zjemněna, použita velikost prvku byla 3 mm. Zároveň byla na tuto plochu promítnuta geometrie těsnění, čímž zde vznikly křivky, na kterých se vytvořily uzly



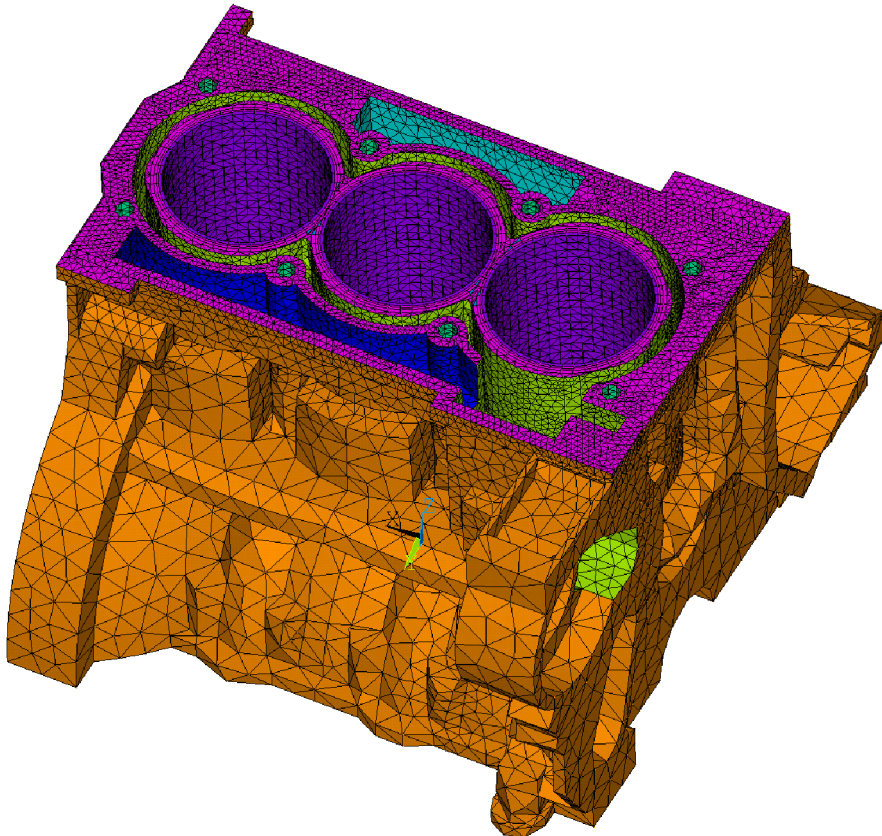


na stejných místech jako na těsnění (více o tvorbě geometrie na těsnění v kapitole 5.1.4). To má za následek kratší výpočetní časy v oblasti kontaktu součástí.

Blok motoru s vložkami válců obsahuje celkem 196 533 prvků a 264 215 uzlů.



*Obr. 32 Detail prismatických prvků na válci*



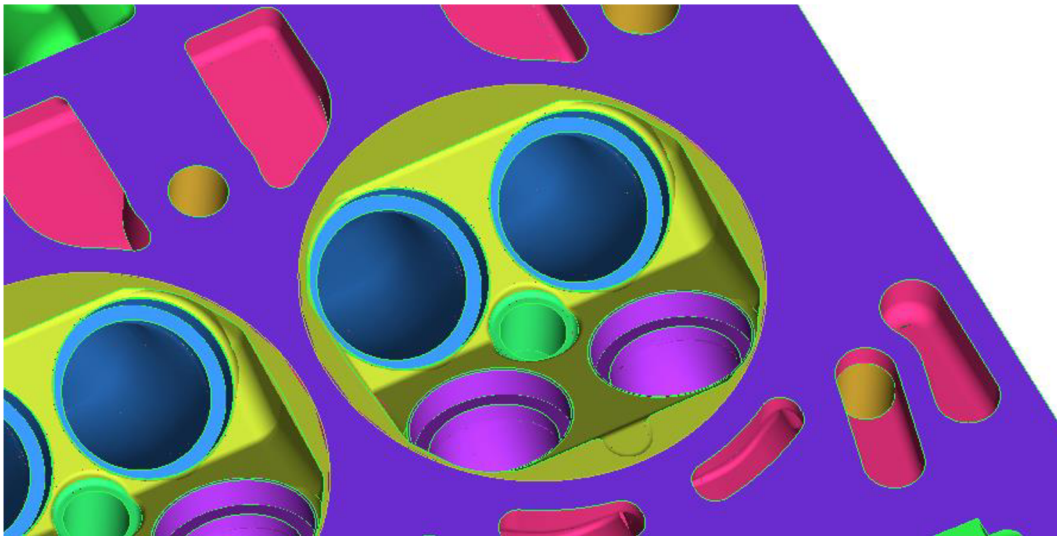
*Obr. 33 Výpočtová síť na bloku motoru*





### 5.1.2 HLAVA MOTORU

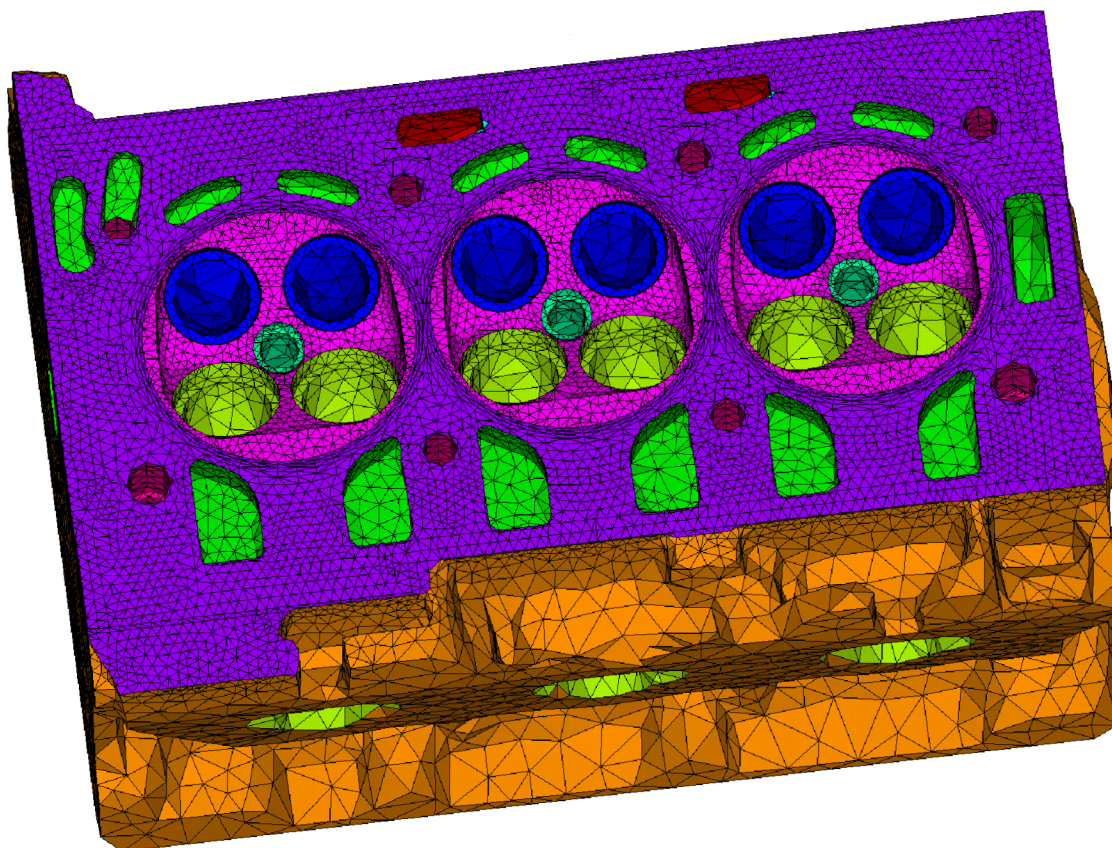
Na hlavu motoru byla rovněž použita metoda Robust Octree, která je vhodná na takto složité díly, jako je hlava. Většina zkosení a zaoblení, které nešly odstranit na 3D modelu, byly zanedbány při kontrole importované geometrie, zbylé nepodstatné detaily složitého modelu byly ignorovány použitou metodou tvorby sítě na základě předepsané vyšší tolerance vázání uzlů na vytvořené hraniční křivky po kontrole geometrie. Dále byly odstraněny otvory pro vodítka ventilů za předpokladu, že by neměly příliš ovlivnit tuhost hlavy. Tato zanedbání přinesla 30% úsporu množství vytvořených prvků. Jako poslední úprava geometrie bylo rozšíření oblasti spalovacího prostoru v hlavě i o oblast na rovné dosedací ploše s těsněním, která je rovněž vystavena působení plynů. Viz Obr. 34.



*Obr. 34 Rozšíření oblasti spalovacího prostoru*

Jelikož není hlava motoru primárním předmětem analýzy, byla volena hrubší síť o velikosti prvků od 6 do 15 mm. Na površích hlavy až 17 mm. Na kontaktní plochu s těsněním byla opět promítnuta geometrie těsnění a tato plocha byla zjemněna na velikost prvku 3 mm, jako na bloku a spalovací prostor byl zjemněn na 2 mm.

Síť je tedy tvořena pouze čtyřstěny a obsahuje celkem 177 364 prvků a 217 878 uzlů.

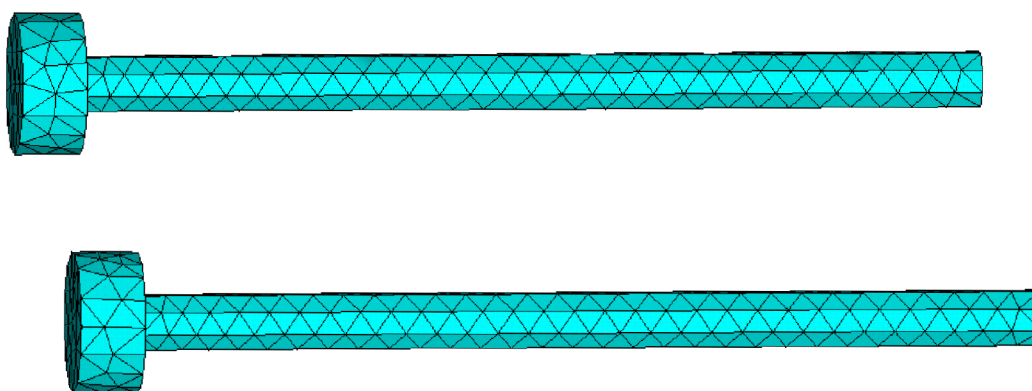


Obr. 35 Výpočtová síť hlavy motoru

### 5.1.3 HLAVOVÉ ŠROUBY

Šrouby na přitažení hlavy k bloku motoru slouží v této analýze pouze k přenesení síly od předpětí, proto nebyly příliš detailně síťovány. Byla rovněž použita metoda Robust Octree s velikostí hrany čtyřstěnu 4 mm na celý šroub, stejně jako otvory pro šrouby v bloku a dosedací plochy hlavy šroubu na hlavě motoru.

Celkem šrouby obsahují 19 437 prvků a 21 513 uzlů.



Obr. 36 Výpočtová síť hlavových šroubů

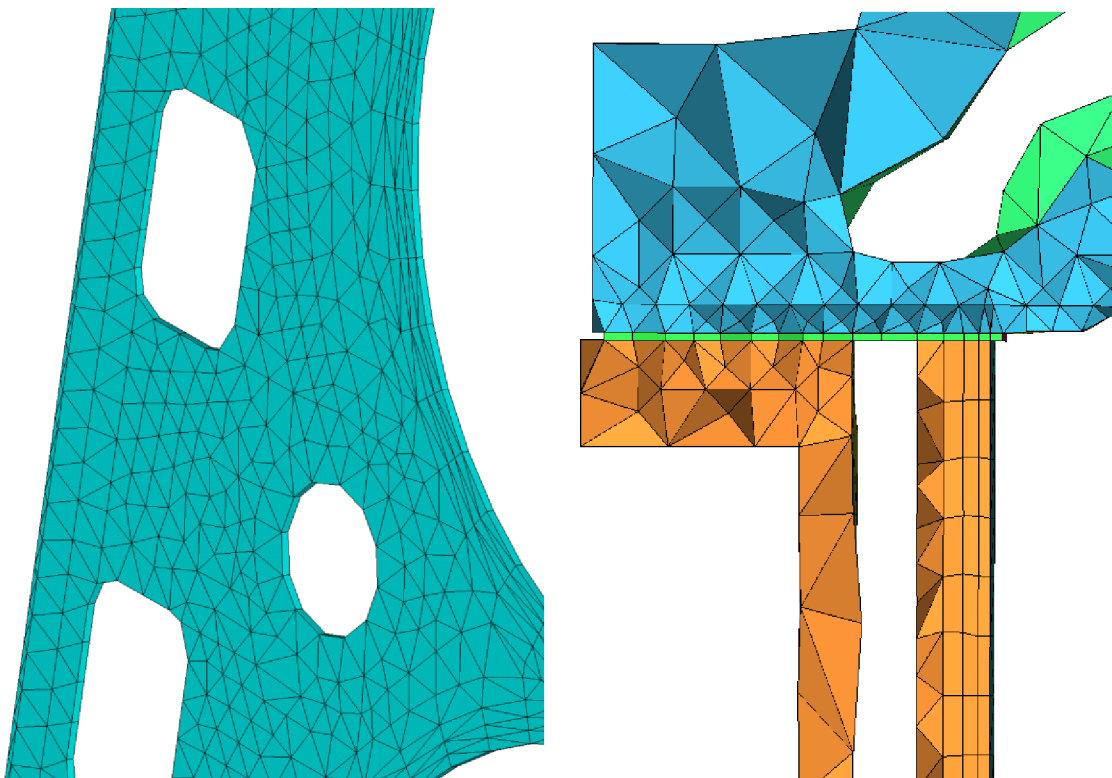


#### 5.1.4 TĚSNĚNÍ POD HLAVOU

Modelování těsnění pod hlavou bylo z důvodu nedostatku vstupních parametrů nelineárního chování těsnění simulováno pomocí standardních objemových prvků s pouze jedním prvkem po tloušťce těsnění za účelem dosažení kratšího výpočetního času.

Nejprve byly na jednu kontaktní plochu importované geometrie těsnění promítnuty obrysové hrany kontaktních ploch hlavy a bloku. Tyto křivky byly následně rozděleny na zhruba 3 mm úseky a na kontaktní ploše byla pomocí čar ručně vytvořena mřížka. V místech protínajících se vzniklých čar mřížky se vytvořily body. Tyto body následně při tvorbě plošné sítě sloužily jako přesně definovaná místa, kde má vzniknout uzel výpočetní sítě. Plošná síť byla následně ve směru tloušťky těsnění vysunuta do výšky 0,64 mm, čímž vznikly objemové prvky. Geometrie těsnění byla promítnuta i na kontaktní plochu hlavy a bloku, tím vznikly uzly v místě kontaktu na všech třech součástech na totožných místech, čímž byl zkrácen výpočetní čas, viz Obr. 37.

Těsnění pod hlavu se skládá z 21 796 prvků a 32 563 uzlů.



Obr. 37 Výpočetní síť těsnění pod hlavou (vlevo) a síť v kontaktu s těsněním (vpravo)

#### 5.1.5 SESTAVA

Na závěr byly všechny komponenty sestavy motoru nainportovány do nového projektu v Ansys ICEM CFD. Byla importována pouze síť, bez CAD geometrie. Zde bylo využito jednotného souřadného systému všech částí motoru, tudíž nebylo zapotřebí řešit posun jednotlivých dílů, jejich poloha vůči sobě byla zachována.



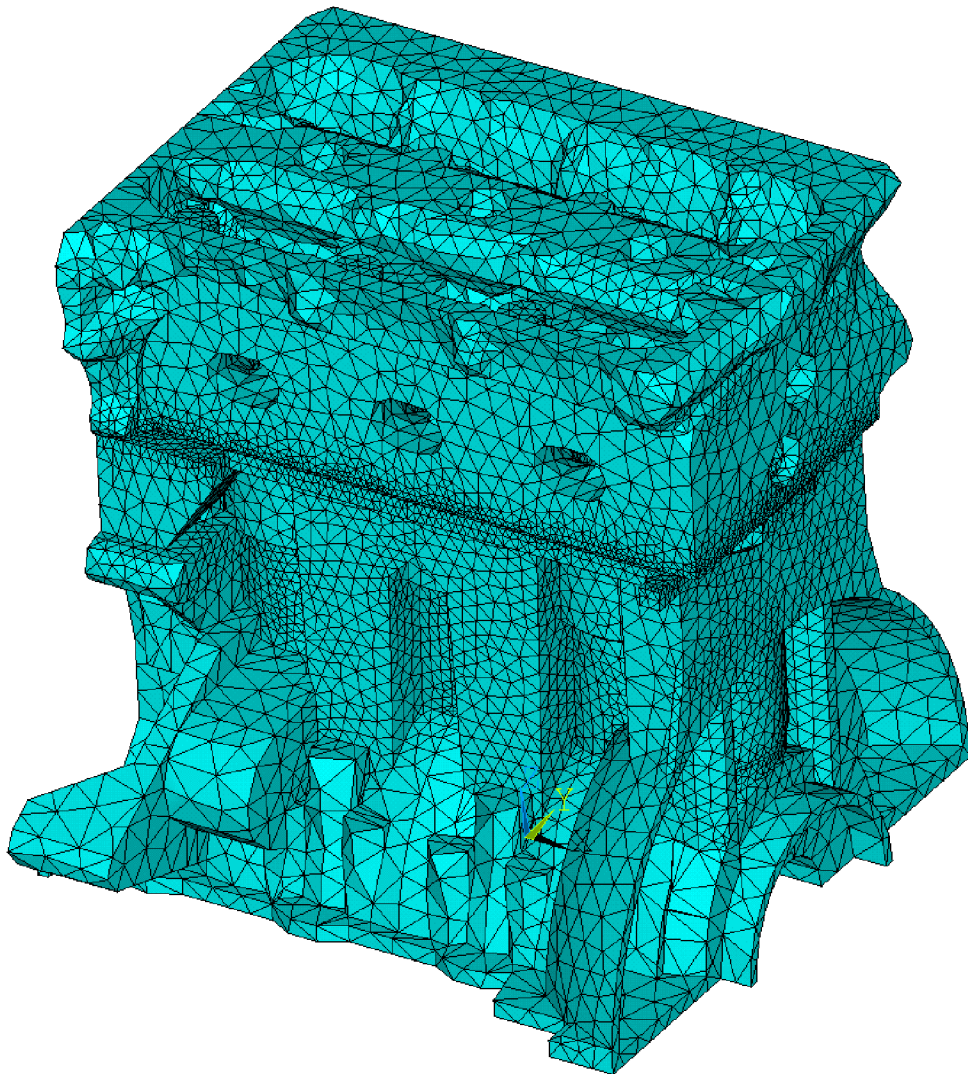


Dále byly v parametrech sítě nastaveny konkrétní prvky pro jednotlivé objemové i povrchové sítě (více o použitých prvcích pro tepelnou úlohu v kapitole 6.1.1 a pro strukturální v 6.2.1), čímž nebylo nutné tyto parametry definovat v programu Ansys Mechanical. Celá sestava byla vyexportována do zvoleného řešiče Ansys.

Sestava je při použití kvadratických prvků složena ze 415 130 prvků a 536 169 uzlů.

## 5.2 ÚPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Do prostředí programu Ansys Mechanical 15 byla sestava importována ve formátu .in. Před zahájením samotných výpočtů bylo zapotřebí dalších nastavení výpočtového modelu.



*Obr. 38 Sestava motoru v prostředí Ansys Mechanical 15*



### 5.2.1 PŘÍRAZENÍ MATERIÁLOVÝCH VLASTNOSTÍ

V programu Ansys Mechanical byly jako první jednotlivým částem přiřazeny materiály jak pro tepelnou, tak strukturální analýzu. Každé části sestavy byl přiřazen vlastní materiál, celkem bylo vytvořeno 5 položek. Blok, vložky válců, těsnění, hlava a hlavové šrouby. Aby bylo lépe zachyceno chování materiálů, byly dohledány vlastnosti i v závislosti na teplotě.

Vlastnosti hliníkové slitiny pro blok a hlavu motoru jsou v níže uvedených tabulkách Tab. 3, Tab. 4, Tab. 5 a Tab. 6. [29]

Tab. 3 Youngův modul hliníkové slitiny

Youngův modul E [GPa]	Teplota T [°C]
70	20
59	200
53	250
46	275
36	300

Tab. 4 Tepelná vodivost hliníkové slitiny

Tepelná vodivost $\lambda$ [Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Teplota T [°C]
124	20
146	200

Tab. 5 Součinitel délkové roztažnosti hliníkové slitiny

Součinitel délkové roztažnosti $\alpha$ [K <sup>-1</sup> ]	Teplota T [°C]
2,00E-5	20
2,13E-5	200
2,17E-5	250
2,20E-5	300

Tab. 6 Hustota při 20 °C a Poissonův poměr hliníkové slitiny

Hustota $\rho$ [kgm <sup>-3</sup> ]	Poissonův poměr $\mu$ [-]
2 700	0,33





Vložce válců byly přiřazeny vlastnosti šedé litiny, viz Tab. 7, Tab. 8, Tab. 9 a Tab. 10. [30], [31], [32]

Tab. 7 Youngův modul šedé litiny

Youngův modul E [GPa]	Teplota T [°C]
92,4	20
91	93
89	149
87	204
84	260
80,7	316
76	371

Tab. 8 Tepelná vodivost šedé litiny

Tepelná vodivost $\lambda$ [Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Teplota T [°C]
48,8	100
47,8	200
46,8	300

Tab. 9 Součinitel délkové roztažnosti šedé litiny

Součinitel délkové roztažnosti $\alpha$ [K <sup>-1</sup> ]	Teplota T [°C]
1,10E-5	100
1,25E-5	300

Tab. 10 Hustota při 20 °C a Poissonův poměr šedé litiny

Hustota $\rho$ [kgm <sup>-3</sup> ]	Poissonův poměr $\mu$ [-]
7 050	0,27

Hlavové šrouby jsou vyrobeny z oceli s vlastnostmi v Tab. 11. [29]

Tab. 11 Youngův modul, tepelná vodivost, součinitel délkové roztažnosti a hustota při 20 °C a Poissonův poměr oceli

Youngův modul E [GPa]	Tepelná vodivost $\lambda$ [Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Součinitel délkové roztažnosti $\alpha$ [K <sup>-1</sup> ]	Hustota $\rho$ [kgm <sup>-3</sup> ]	Poissonův poměr $\mu$ [-]
210	42	1,10E-5	7 850	0,3



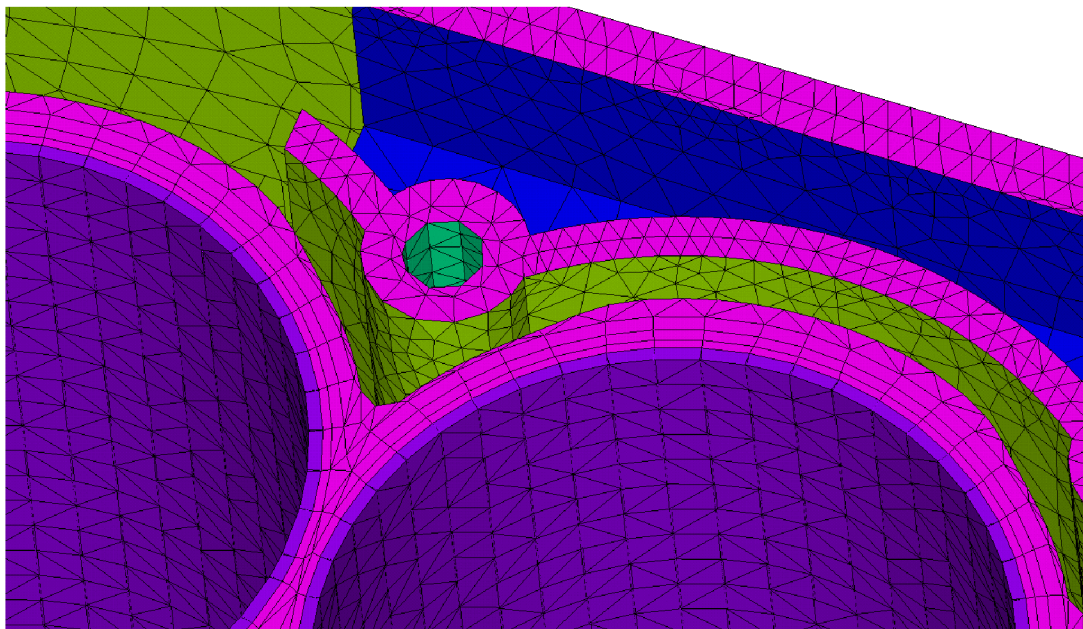
K těsnění, použitým na tomto konkrétním motoru, bohužel nejsou dostupná žádná naměřená data popisující jeho nelineární chování, proto byl zvolen model lineárně se chovajícího těsnění. Důležitou materiálovou vlastností pro těsnění je Youngův modul. Při použití hodnoty pro ocel 210 GPa by bylo těsnění příliš tuhé a nedošlo by k takovému stlačení, které nastává při skutečném dotažení hlavových šroubů. Proto byla zvolena hodnota nižší, 80 GPa, za účelem přiblížení se reálnému chování těsnění. Pro přesnější popis je nutné experimentální měření, které by stanovilo charakteristickou závislost tlaku na stlačení těsnění. Ostatní materiálové vlastnosti odpovídají oceli. [29]

Tab. 12 Youngův modul, tepelná vodivost, součinitel délkové roztažnosti a hustota při 20 °C ocelového plechového těsnění

Youngův modul E [GPa]	Tepelná vodivost $\lambda$ [ $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ]	Součinitel délkové roztažnosti $\alpha$ [ $\text{K}^{-1}$ ]	Hustota $\rho$ [ $\text{kgm}^{-3}$ ]	Poissonův poměr $\mu$ [-]
80	47	1,60E-5	7 850	0,3

## 5.2.2 VYTVOŘENÍ SEKCE VLOŽEK VÁLCŮ

Jak již bylo zmíněno výše, vložky válců byly kvůli snížení výpočetního času simulovány plošnými prvky. V programu Ansys Mechanical jim bylo nutné definovat příslušný materiál šedé litiny a tloušťku 1,5 mm pomocí vytvoření sekce znázorněné tmavě fialovou barvou, viz Obr. 39.



Obr. 39 Vytvořená sekce vložek válců



### 5.2.3 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Poslední částí úpravy modelu bylo nastavení kontaktů mezi součástmi. Ke kontaktům dochází na těsnění (těsnění s blokem a hlavou motoru) a na hlavových šroubech (jednak dosedací plocha hlavy šroubu na hlavu motoru a jednak závitová část šroubu s blokem motoru). Níže uvedená tabulka shrnuje nastavené vlastnosti kontaktů. Typ vazby slepení neumožňuje žádný pohyb mezi spojovanými součástmi, zatímco typ vazby standard uvažuje tření mezi součástmi a povrchy se po sobě mohou v možnostech tření pohybovat, jde tedy o reálnější zachycení chování kontaktu, ovšem časově náročnější na výpočet. Hodnoty součinitelů tření v daných kontaktních dvojicích byly převzaty z literatury [29].

Tab. 13 Vlastnosti kontaktů

Kontaktní dvojice	Typ kontaktu	Součinitel tření
Šrouby - blok	Pevný	0,15
Hlava šroubů – hlava motoru	Pevný	0,15
Hlava motoru - těsnění	Standard	0,15
Blok - těsnění	Standard	0,15



## 6 TEPELNĚ-STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA

V celé práci byly uvažovány 3 dominantní vlivy způsobující deformaci válce – utažení hlavových šroubů, tepelné zatížení a mechanické zatížení v podobě spalovacích tlaků. Proto byla celá tepelně-strukturální analýza rozdělena do dvou částí, tepelné a strukturální analýzy.

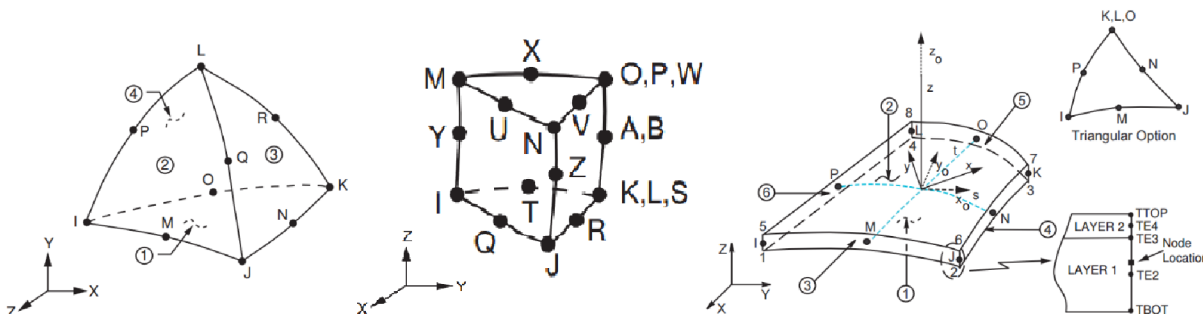
### 6.1 TEPELNÁ ANALÝZA

Jako první byla provedena tepelná analýza, která stanoví rozložení teplotních polí na celé sestavě motoru.

#### 6.1.1 ZVOLENÉ PRVKY VÝPOČTOVÉ SÍTĚ

Pro tepelnou analýzu byly zvoleny následující prvky výpočtové sítě:

- SOLID87 – čtyřstěnný kvadratický prvek s 10 uzly, každý uzel má pouze 1 stupeň volnosti, a to teplotu.
- SOLID90 v prismatické podobě – pětistěnný kvadratický prvek s 15 uzly a teplotou jako jediným stupněm volnosti v každém uzlu.
- SHELL132 – plošný kvadratický prvek, s možností nastavení vrstev, ve čtyřúhelníkové i trojúhelníkové podobě s osmi respektive šesti uzly, kde každý uzel může mít až 32 teplotních stupňů volnosti v závislosti na počtu vrstev prvku. [13]



Obr. 40 Prvky tepelné analýzy, SOLID87 (vlevo), SOLID90 (uprostřed) a SHELL132 (vpravo) [13]

U prvku SHELL132 byla navíc nastavena možnost přestupu tepla z povrchového do objemového prvku, který na tento povrchový prvek navazuje. Dále u kontaktních prvků byl změněn stupeň volnosti z posuvů na teplotu. V nastavení kontaktů byla pro tepelnou úlohu navíc přiřazena i tepelná vodivost kontaktu v podobě součinitele přestupu tepla. Neboť kontakt je do jisté míry díky drsnosti povrchu, která zmenšuje styčnou plochu, izolant a zhoršuje přestup tepla mezi součástmi. Tepelná kontaktní vodivost je obecně obtížně stanovitelná veličina, jejíž velikost závisí na materiálové dvojici, kontaktním tlaku a drsnosti povrchů. [33] Pro všechny čtyři kontaktní dvojice byla její velikost převzata z odborného článku [29], a to  $6\,000\text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .



### 6.1.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

V rámci tepelné analýzy byl model zatěžován konvekcí – teplotou média a příslušným součinitelem přestupu tepla. Ovšem tyto hodnoty nebyly pro daný typ motoru známe, a proto je bylo nutné odhadnout nebo dopočítat. Samotným zdrojem tepelného zatížení motoru je spalování. Součinitele přestupu tepla pro spalovací prostor lze, pokud se jedná o podobný motor, převzít z jiných odborných článků. Pro použitý motor v této práci se nepodařilo najít žádný článek, který by se zabýval podobně objemově a výkonově velkým zážehovým motorem. Proto bylo nutné součinitele přestupu tepla dopočítat.

K tomu posloužil algoritmus, vytvořený na Strojní fakultě Technické univerzity v Liberci na Katedře vozidel a motorů (dále jen TUL). [37] Ten primárně slouží pro základní termodynamický výpočet pracovního oběhu čtyř dobých pístových spalovacích motorů. Program pracuje s výpočtním krokem  $1^\circ$  natočení klikového hřídele a vypočte 2 na sebe navazující pracovní cykly, kdy první cyklus je zjednodušený a vychází z odhadnutých údajů o stavu náplně válce. V druhém cyklu jsou jako parametry náplně válce použity výsledky předešlého cyklu a program obecně pracuje s přesnějšími vstupními parametry.

Teplu vzniklé hořením přivedeného paliva je kalkulováno na základě Wiebeho modelu hoření a pro přestup tepla do stěn pracovního prostoru byl zvolen Woschniho model přestupu tepla.

Uživatelsky definovanými vstupy do tohoto programu jsou geometrické parametry motoru, které byly odměřeny z dostupných modelů, a provozní podmínky motoru. Jelikož jediná naměřená data na reálném motoru byly spalovací tlaky a vnější otáčková charakteristika, bylo nezbytné řadu dalších provozních parametrů odhadnout. Níže uvedená tabulka shrnuje naměřená data. Jako provozní režim byly zvoleny otáčky  $5\ 250\ \text{min}^{-1}$ , protože právě v těchto otáčkách je dosažen maximální spalovací tlak.

Tab. 14 Naměřené parametry vstupující do programu z TUL

Výkon motoru [kW]	51,8
Indikovaný tlak [MPa]	1,136
Plnicí tlak [MPa]	0,106
Mechanická účinnost [-]	0,87
Předstih zážehu [ $^\circ$ ]	24

Řada provozních parametrů je přímo programem navrhována, proto byly tyto hodnoty respektovány, stejně jako výše uvedené naměřené parametry. Další parametry musely být odhadnuty, viz Tab. 15.



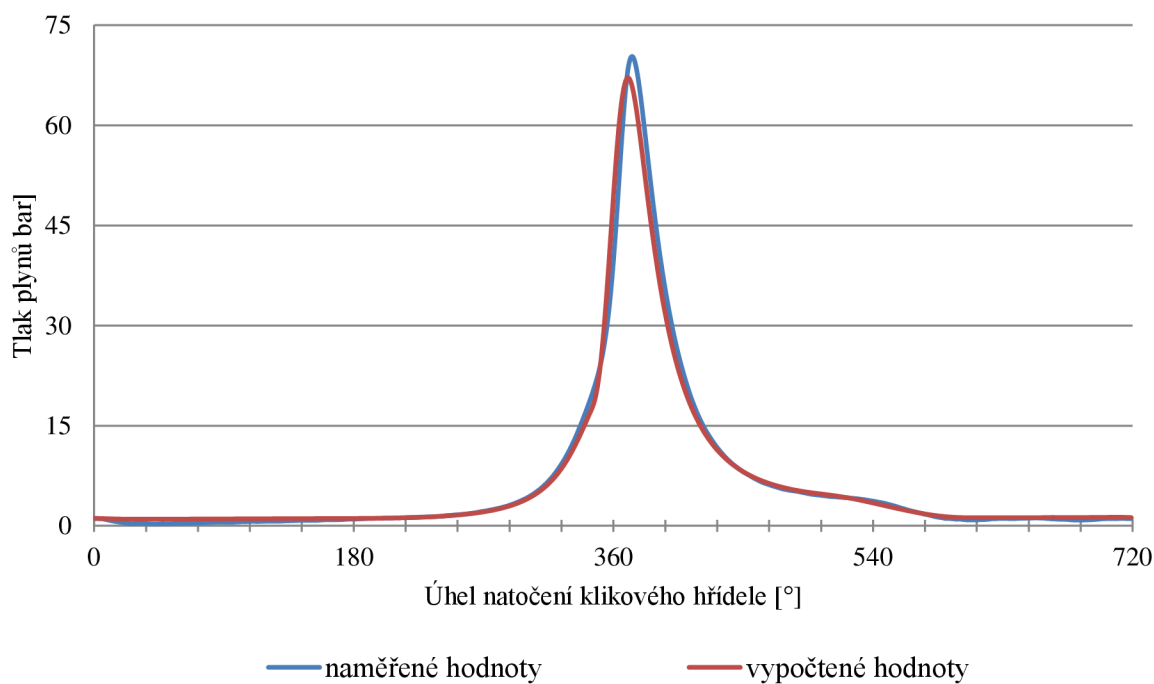


Tab. 15 Odhadnuté parametry vstupující do programu z TUL

Střední teplota stěn [K]	420
Počátek hoření [°]	346
Celková doba hoření [°]	40
Charakteristické číslo počátečního prudkého hoření [-]	0,3
Charakteristické číslo postupného hoření [-]	1,5
Poměrná doba počátečního prudkého hoření [-]	0,4
Střední tlak ve výfukovém potrubí [MPa]	0,119
Teplota nasávaného vzduchu [K]	300
Součinitel přebytku vzduchu [-]	0,9

Jako zpětná vazba pro správnost a případné upravení odhadnutých parametrů sloužilo porovnání naměřených a vypočtených hodnot spalovacích tlaků. Byla snaha docílit co nejlepší shody mezi průběhy tlaků a i tomu byly některé odhadnuté parametry podřízeny, jako například teplota nasávaného vzduchu. Ve skutečnosti se za běžných okolních podmínek při jízdě na maximální výkon, kdy je motor značně rozehřátý, nasávaný vzduch ohřeje v sání na vyšší teplotu, ovšem tím byl snížen maximální spalovací tlak, proto byla použita nižší hodnota teploty nasávaného vzduchu.

Níže uvedený graf znázorňuje porovnání naměřených (modrá) a vypočtených (červená) hodnot spalovacích tlaků.

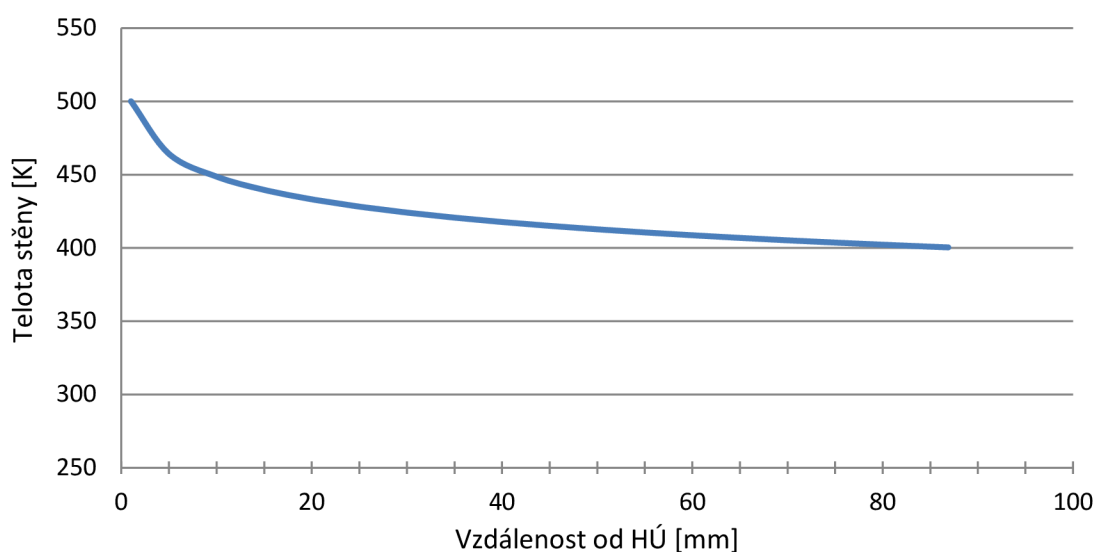


Graf 2 Porovnání vypočtených a naměřených tlaků plynů



Průběhy tlaků se poměrně dobře shodují, kromě drobného rozdílu na konci komprese a špičkového tlaku. Tento rozdíl může být způsoben jednak matematickým modelem, který funguje za určitých předpokladů a tím nepostihuje přesně reálné chování plynů ve válci, jednak skutečný tlak ve válci kolísá a při každém cyklu nabývá s drobnou odchylkou jiných hodnot.

Střední teplota stěny válce byla určena na základě odhadnutí povrchové teploty vložky válce v horní a dolní úvrati. Jelikož teplota v dané výškové úrovni válce není po obvodu válce konstantní, byla brána střední hodnota. V HÚ byla teplota zvolena na 500 K a v DÚ na 400 K. Teplotní profil na stěně válce je obecně nelineární, pro jeho popis byla zvolena logaritmická křivka, kterou byly výše zmiňované body (HÚ a DÚ) proloženy. Z těchto hodnot bylo možné určit průměrnou teplotu na stěně válce, která vyšla 420 K.



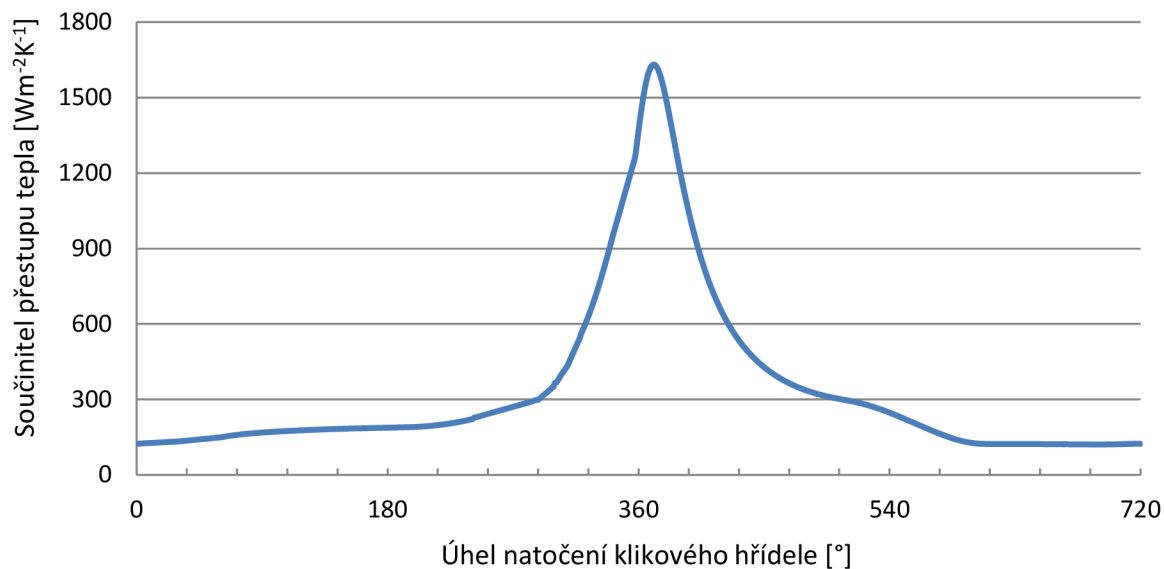
Graf 3 Odhadnutý teplotní profil stěny válce

Po naladění vstupních parametrů byl možný export potřebných veličin pro vypočtení okrajových podmínek, a to teploty plynů a tepla odvedeného do stěn pracovního prostoru, ze kterých je možné vypočítat hledané součinitele přestupu tepla pro spalovací prostor.

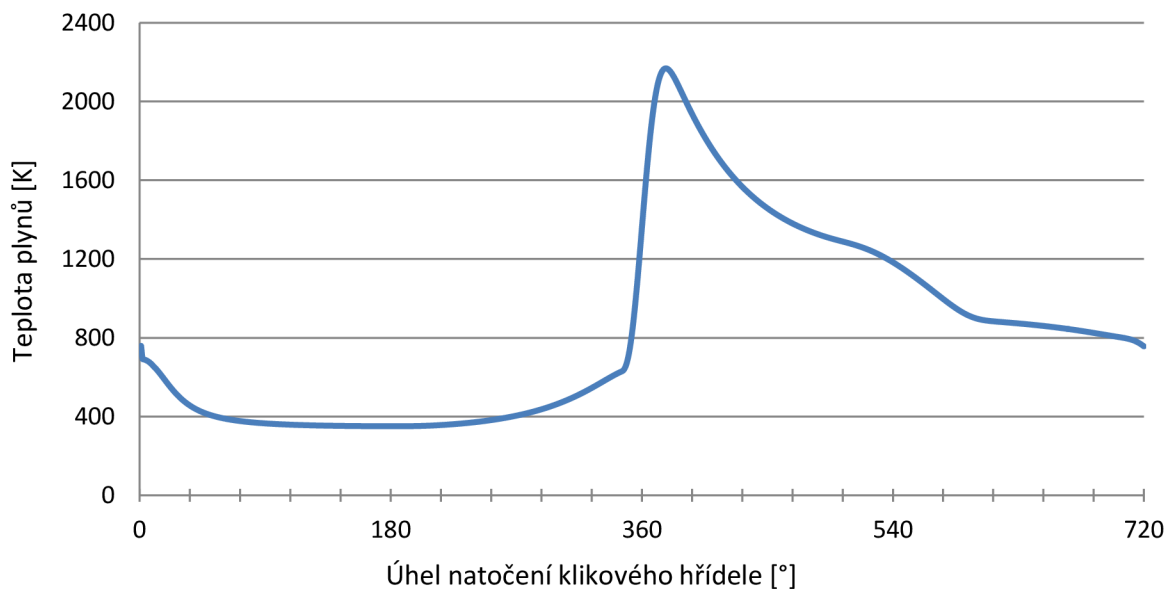
Celkové teplo [J] odvedené do stěn bylo rozděleno mezi stěny spalovacího prostoru, tedy píst, hlavu a vložku válce, v každém úhlu natočení klikového hřídele podle aktuální velikosti plochy, kterou daná část v konkrétním úhlu natočení klikového hřídele zaujímá vzhledem k aktuální celkové ploše spalovacího prostoru. Následně byl vypočten tepelný tok [ $\text{Wm}^{-2}$ ] danou částí spalovacího prostoru, kdy teplo bylo poděleno aktuální plochou dané součásti vystavené působení plynů a dobou trvání otočení klikového hřídele o  $1^\circ$ . Pro otáčky motoru  $5\,250\text{ min}^{-1}$  je tato doba rovna  $0,31746\text{E-}4\text{ s}$  (konkrétně  $1/31\,500\text{ s}$ ). V případě znalosti tepelného toku stěnou válce jde už přímo pomocí Newtonova ochlazovacího zákona dopočítat hledaný součinitel přestupu tepla pro danou část spalovacího prostoru (vztah (3) v kapitole 2.3). I v tomto vztahu byla použita střední teplota stěn válce jako konstantní hodnota 420 K.



Jako aktuální teplota plynů byla použita vypočtená teplota z použitého programu, jejíž průběh je na níže uvedeném grafu. Takto byly určeny okamžité součinitele přestupu tepla jak pro vložku válce, tak hlavu motoru.



Graf 4 Okamžitý součinitel přestupu tepla na vložce válce



Graf 5 Průběh teploty plynů ve válci

Parametry konvekce na ostatních plochách modelu byly odhadnuty s přihlédnutím k odborným pracím [29] a [34]. Pro spalovací prostor v hlavě motoru byly určeny jako střední hodnota okamžitého součinitele přestupu tepla na hlavě a teploty plynů.



Tab. 16 Okrajové podmínky tepelné analýzy

Povrch	Součinitel přestupu tepla [ $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ]	Teplota média [K]
Vnější povrch	5	340
Spalovací prostor v hlavě	500	830
Olejová galerie	1 000	400
Chladicí prostor v hlavě a kolem válců	2 000	380
Chladicí prostor v bloku – 2. řada <sup>1</sup>	1 000	380
Sací kanál	500	320
Výfukový kanál	800	830
Prostor zapalovací svíčky	100	420

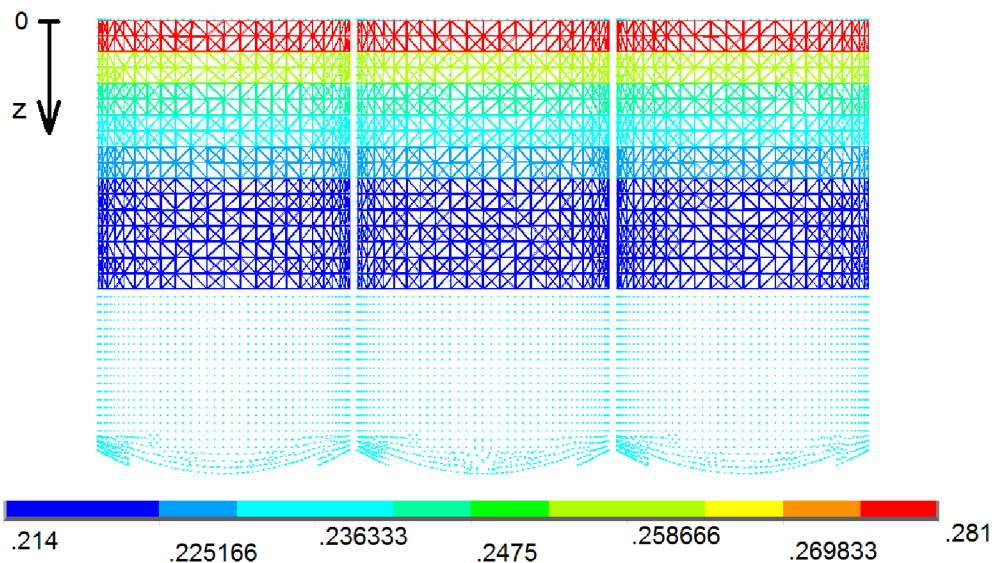
Jelikož je plocha vložky válce vystavená vlivům plynů během pracovního cyklu motoru proměnná, byla rozdělena na 8 oblastí po 10 mm vysokých válcích s ohledem na velikost prvků na vložce válce. V DÚ byla výška tohoto válce 15 mm, neboť zde se příliš podmínky zatížení nemění. Parametry konvekce na vložce byly stanoveny jako průměrná hodnota z doby, kdy na danou oblast působí plyny ve válci. V době, kdy je daná oblast zakrytá pístem nebyla konvekce uvažována. V horní části vložky proto vychází vyšší teploty a součinitele přestupu tepla, neboť je tato část téměř permanentně vystavena působení plynů. Naopak spodní část vložky je ve velké míře zakrytá pístem a ten brání přestupu tepla z náplně válce do stěn válce.

Aplikované zatížení na vložku válce shrnuje Tab. 17 a Obr. 41.

Tab. 17 Okrajové podmínky tepelné analýzy na vložce válce

Oblast aplikace zatížení [mm], ve směru osy Z	Součinitel přestupu tepla [ $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ]	Teplota média [K]
0 - 10	281	801
10 - 20	249	780
20 - 30	235	769
30 - 40	227	761
40 - 50	221	756
50 - 60	217	753
60 - 70	215	753
70 - 85	214	756

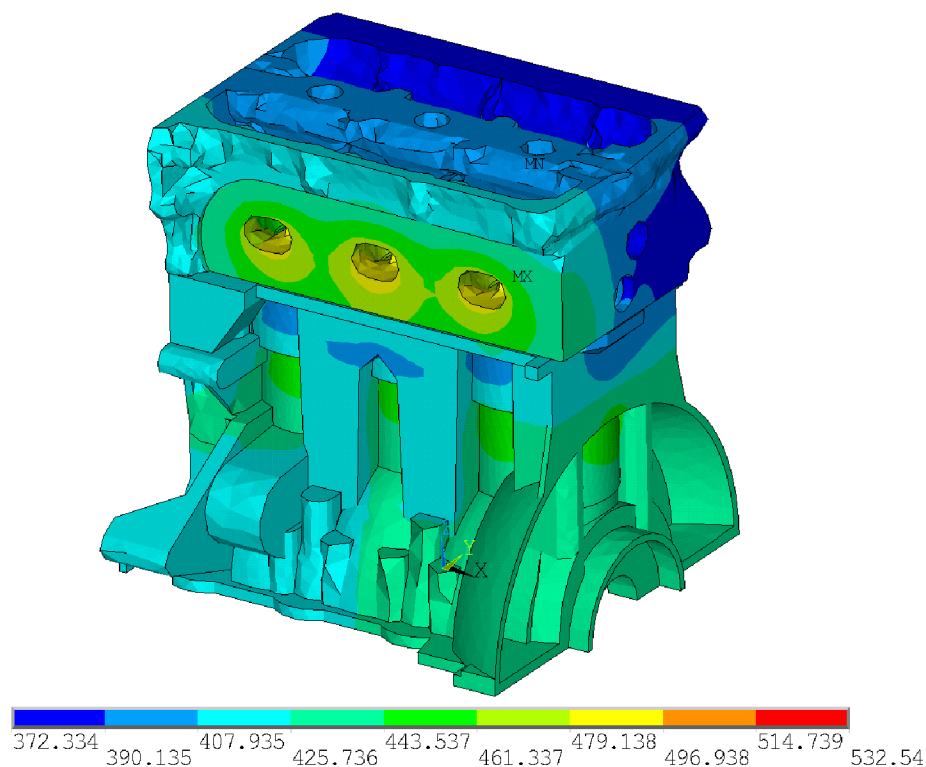
<sup>1</sup> Tento chladicí prostor je znázorněn na Obr. 33 modrou barvou, jedná se rovněž o prostor zaplavený chladicí kapalinou, ovšem není v přímém kontaktu se stěnou válce, tudíž má nižší součinitel přestupu tepla.



Obr. 41 Aplikace konvekce na vložky válce

### 6.1.3 VÝSLEDKY

Výsledkem tepelné analýzy sestavy motoru je rozložení teplotních polí, tedy určení, jak se šířilo teplo od zdrojů tepelného zatížení dále do okolních částí motoru. Na Obr. 42 je zobrazena celá sestava při ustáleném stavu provozu s otáčkami  $5\,250\text{ min}^{-1}$  při pohledu od strany výfuku. Uvedené teplotní stupnice na všech výsledcích tepelné analýzy jsou v Kelvinech.



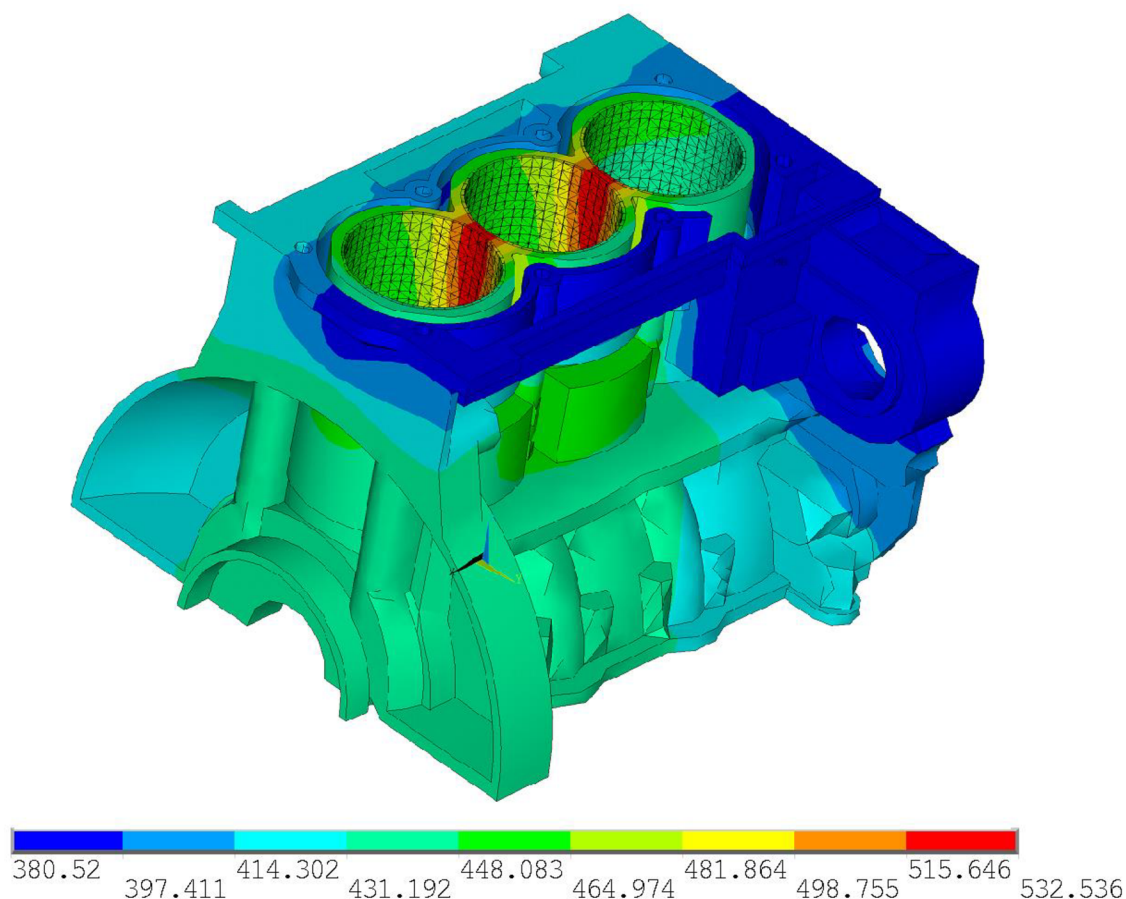
Obr. 42 Rozložení teplot [K] na sestavě motoru





Nejteplejší místa vznikla dle očekávání ve spalovacím prostoru v hlavě motoru na můstku mezi výfukovými ventily, v horní části vložky válce a ve výfukovém potrubí v hlavě. Na hlavě motoru lze dále vidět velký rozdíl teplot na sací a výfukové straně. Na sání došlo k ochlazení hlavy vlivem nasávaného vzduchu o nízké teplotě, naproti tomu na straně výfuku byla hlava hodně zahřívána proudícími výfukovými plyny a vznikly tak velká teplotní diference. Místo s nejnižší dosaženou teplotou na celém modelu se nachází právě na hlavě motoru, na vstupu do sacích kanálů.

Na Obr. 43 je rozložení teplot na bloku motoru od strany sání. Zde je patrný jednak vliv 2. řady chladicího kanálu (popsáno v *Tab. 16* na straně 58), který značně ochladil příslušnou část bloku motoru a jednak přestup tepla od hlavy motoru ze strany sání, která je rovněž chladnější částí. Nejvyšší teploty (až 532 K) bylo dosaženo na obou stěnách mezi válci, kvůli špatnému přístupu chladicí kapaliny do těchto míst. Rovněž je zde patrný vliv větší teplosměnné plochy na vstupu chladicí kapaliny do bloku motoru (hlubší chladicí kanál, než na zbytku obvodu válců, viz Obr. 26). První válec (na Obr. 43 vpravo) je na straně sání více ochlazen, proto v tomto místě vyšla nejchladnější část vložek válců.

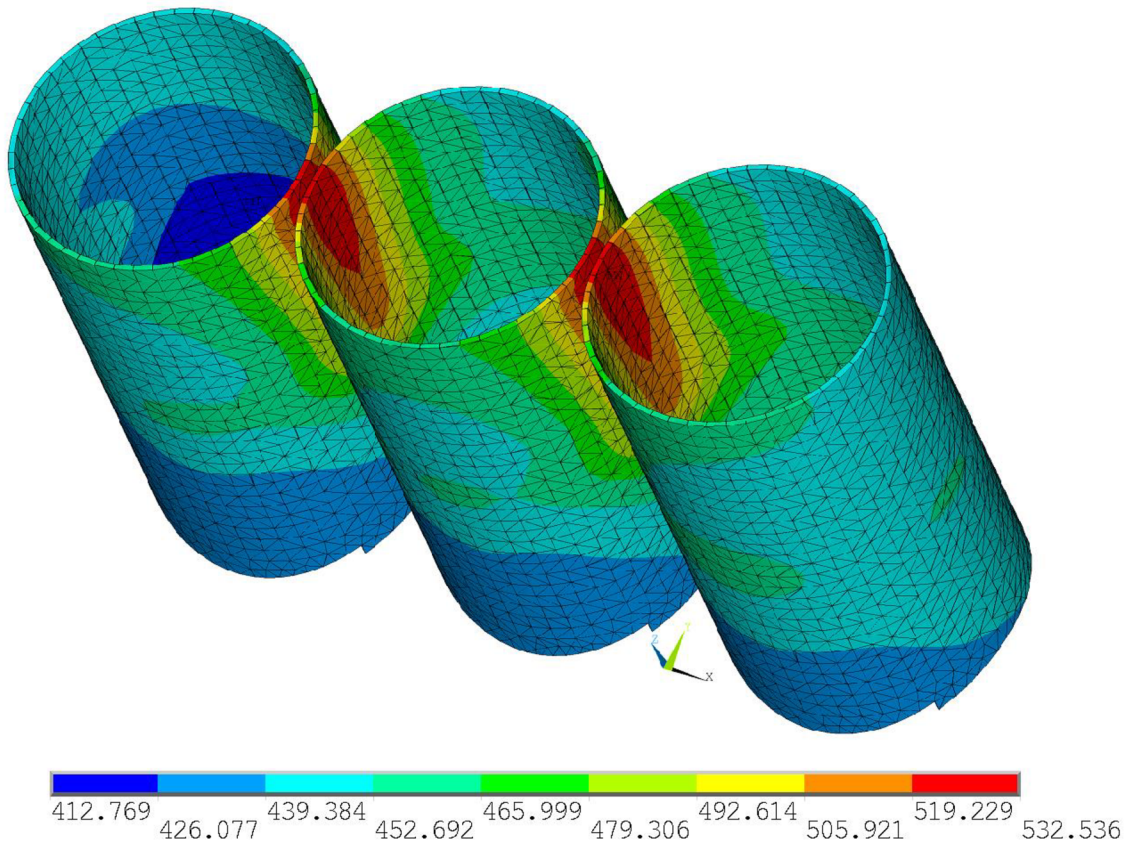


Obr. 43 Rozložení teplot [K] na bloku motoru

Detail rozložení teplot na vložkách válců je zobrazen na Obr. 44. Jedná se o pohled ze strany výfuku. Zde je dobře viditelný vliv větší teplosměnné plochy mezi chladicí kapalinou a povrchem válce na vstupu chladicí kapaliny do bloku motoru, který byl popsán výše. První válec je na levé straně obrázku.



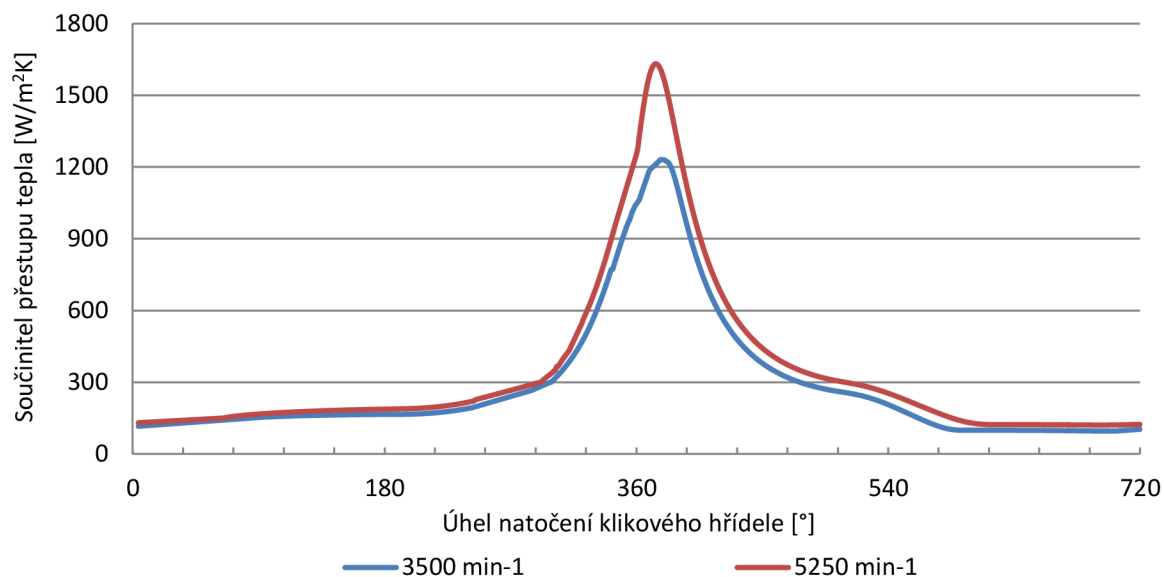
Dále je patrný vliv vysokých teplot a vysokého součinitele přestupu tepla v blízkosti HÚ. Po obvodu válců je tato část vložek poměrně dobře chlazená chladicími kanály, kromě stěny mezi válci. Směrem k DÚ teplota na stěnách mezi válci klesá v důsledku nižších teplotních zatížení zhruba o 70 K. Střední teplota v místě HÚ, kde je válec nejvíce zatížen teplotami plynů, se pohybuje kolem 480 K.



Obr. 44 Detail rozložení teplot [K] na vložkách válců

#### 6.1.4 KONTROLNÍ TEPELNÁ ANALÝZA

Jelikož se na první pohled zdála maximální teplota na stěně mezi válci poměrně vysoká, vzhledem k dané výkonové třídě zkoumaného motoru a téměř žádným naměřeným vstupům do tepelné analýzy, byla provedena ještě jedna tepelná analýza pro jiný režim provozu motoru. Simulovány byly otáčky motoru  $3\,500\text{ min}^{-1}$ , které jsou u tohoto motoru běžné při jeho provozování. Stejným způsobem jako pro předchozí režim motoru byla zjištěna okamžitá teplota plynů a dopočítán součinitel přestupu tepla pro vložky válců, jehož průběh je znázorněn na Graf 6, v porovnání se součinitelem přestupu tepla pro otáčky  $5\,250\text{ min}^{-1}$ . Průměrná teplota stěny válce byla stanovena na 410 K. Již z tohoto porovnání lze vidět, že při nižších otáčkách motoru dochází k výraznému snížení součinitele přestupu tepla, tedy při teoreticky stejné teplotě plynů ve válci už bude dosažena nižší teplota stěny válce. Následně byla provedena tepelná analýza s podobnými okrajovými podmínkami jako pro otáčky  $5\,250\text{ min}^{-1}$ , ale s uvažováním nových parametrů konvekce ve spalovacím prostoru, nižší teplotou chladicí kapaliny, oleje, nasávaného vzduchu a výfukových plynů. Okrajové podmínky kontrolní tepelné analýzy jsou uvedeny v *Tab. 18* a *Tab. 19*.



Graf 6 Porovnání součinitele přestupu tepla na vložce pro otáčky 3500 a 5250 min<sup>-1</sup>

Tab. 18 Okrajové podmínky kontrolní tepelné analýzy

Povrch	Součinitel přestupu tepla [Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Teplota média [K]
Vnější povrch	5	340
Spalovací prostor v hlavě	480	802
Olejová galerie	1 000	385
Chladicí prostor v hlavě a kolem válců	2 000	370
Chladicí prostor v bloku – 2. řada	1 000	370
Sací kanál	500	310
Výfukový kanál	800	800
Prostor zapalovací svíčky	100	420

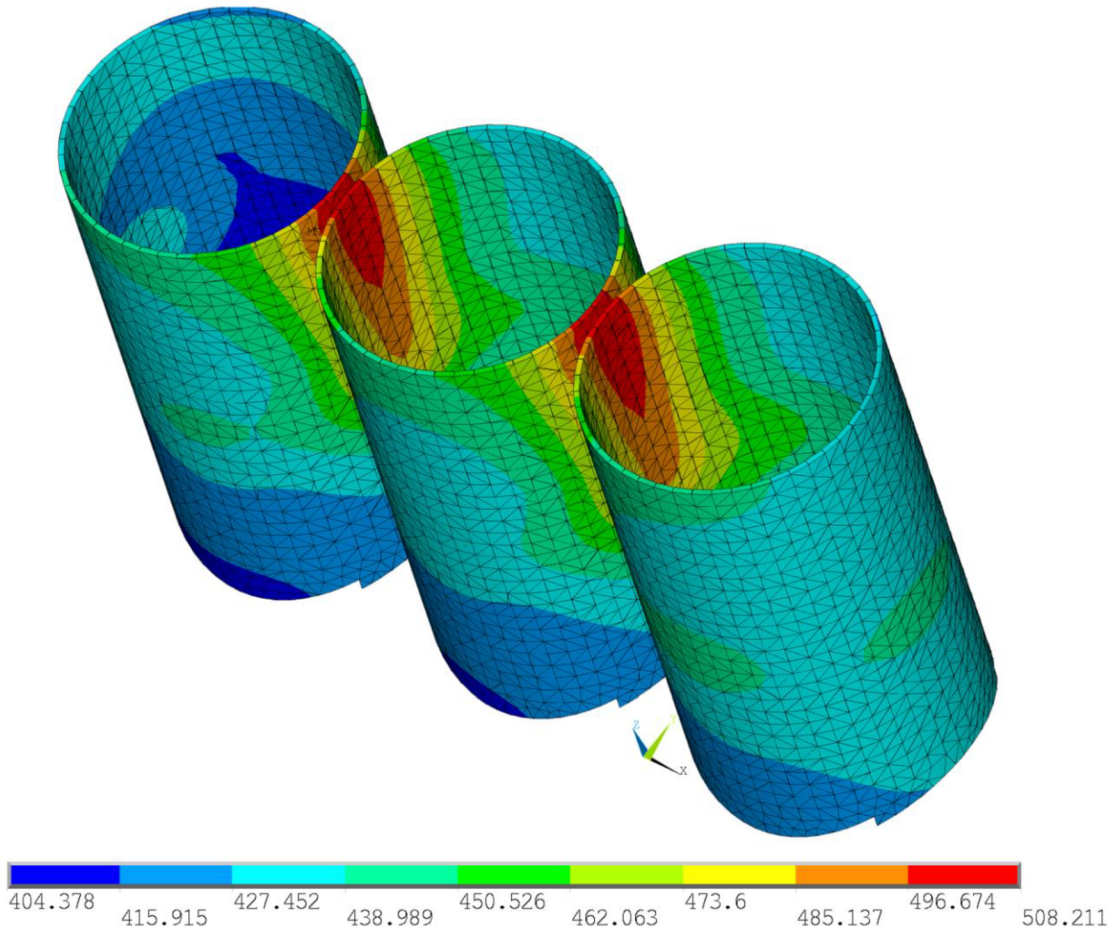
Tab. 19 Okrajové podmínky kontrolní tepelné analýzy na vložce válce

Oblast aplikace zatížení [mm], ve směru osy Z	Součinitel přestupu tepla [Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Teplota média [K]
0 - 10	241	776
10 - 20	214	755
20 - 30	202	743
30 - 40	194	735
40 - 50	189	729
50 - 60	184	725
60 - 70	181	723
70 - 85	179	723





Níže je zobrazen pouze detail rozložení teplot na vložkách válců. Teplotní pole vypadá velice podobně jako při režimu  $5250 \text{ min}^{-1}$ , ovšem povrchové teploty na vložce dosahují značně nižších teplot. V nejteplejším místě vložek je rozdíl až  $24 \text{ K}$ , v porovnání s předešlým simulovaným stavem. Maximální teplota zde dosahuje  $508 \text{ K}$ , což už je teplota, kterou pro danou výkonovou třídu motoru lze na stěně mezi válci očekávat. Střední teplota v místě HÚ se pohybuje kolem  $460 \text{ K}$ .



Obr. 45 Rozložení teplot  $[K]$  na vložkách válců pro otáčky motoru  $3500 \text{ min}^{-1}$

Výsledkem kontrolní tepelné analýzy bylo stanovení, že výsledky původní tepelné analýzy pro režim  $5250 \text{ min}^{-1}$  jsou na základě odhadnutých vstupních parametrů výpočtu adekvátní. Maximální teplota stěny válce  $532 \text{ K}$  byla odůvodněna simulací extrémně vysokých otáček motoru, ve kterých jsou válce mnohem více vystaveny působení plynů (kratší doba trvání jednoho pracovního cyklu), a tím je dosažena vyšší povrchová teplota stěn válců. Odhadnuté teploty pro výpočet střední teploty stěny válce, které vstupují do výpočtu součinitele přestupu tepla na vložce válce, zhruba odpovídají simulaci. V případě, že při skutečném měření teplot na válcích motoru dojde k naměření nižších teplot stěny válce v HÚ a DÚ, je zapotřebí stanovit nový teplotní profil stěny válce a z něj určit střední teplotu stěn a součinitele přestupu tepla přepočítat.



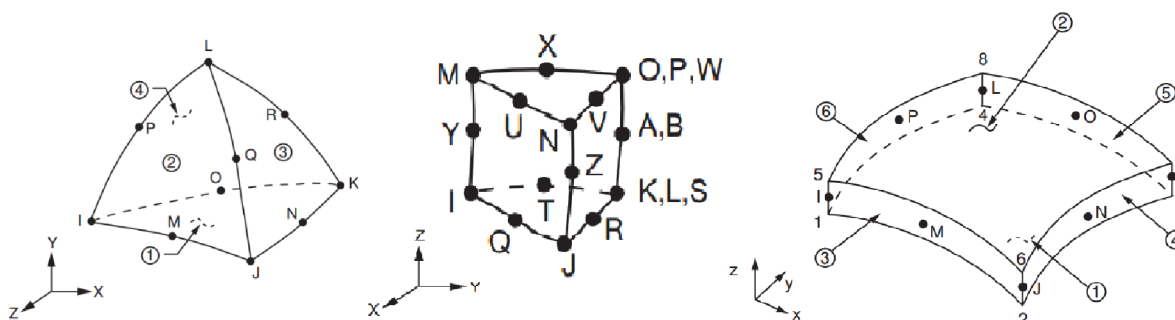
## 6.2 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA

V rámci strukturální analýzy byl model postupně zatěžován předpětím hlavových šroubů, teplotami z tepelné analýzy a spalovacím tlakem, se kterým byl simulován celý pracovní cyklus motoru za účelem stanovení časové závislosti deformace válce.

### 6.2.1 ZVOLENÉ PRVKY VÝPOČTOVÉ SÍŤE

Pro strukturální analýzu byl použit výpočtový model z tepelné analýzy s převedenými prvky vhodnými pro strukturální výpočet. Zvoleny byly následující prvky výpočtové sítě:

- SOLID187 – čtyřstěnný kvadratický prvek s 10 uzly, každý uzel má 3 stupně volnosti, a to posuv ve všech 3 osách.
- SOLID186 v prismatické podobě – pětistěnný kvadratický prvek s 15 uzly a 3 stupni volnosti v každém uzlu, opět posuv ve všech 3 osách.
- SHELL281 – plošný kvadratický prvek, ve čtyřúhelníkové i trojúhelníkové podobě s osmi respektive šesti uzly, kde každý uzel má 6 stupňů volnosti, posuv ve všech 3 osách a 3 rotace kolem těchto os. [13]

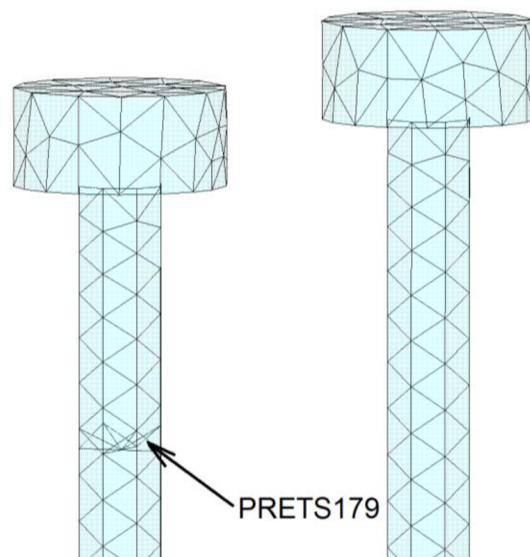


Obr. 46 Prvky strukturální analýzy, SOLID187 (vlevo), SOLID186 (uprostřed) a SHELL281 (vpravo) [13]

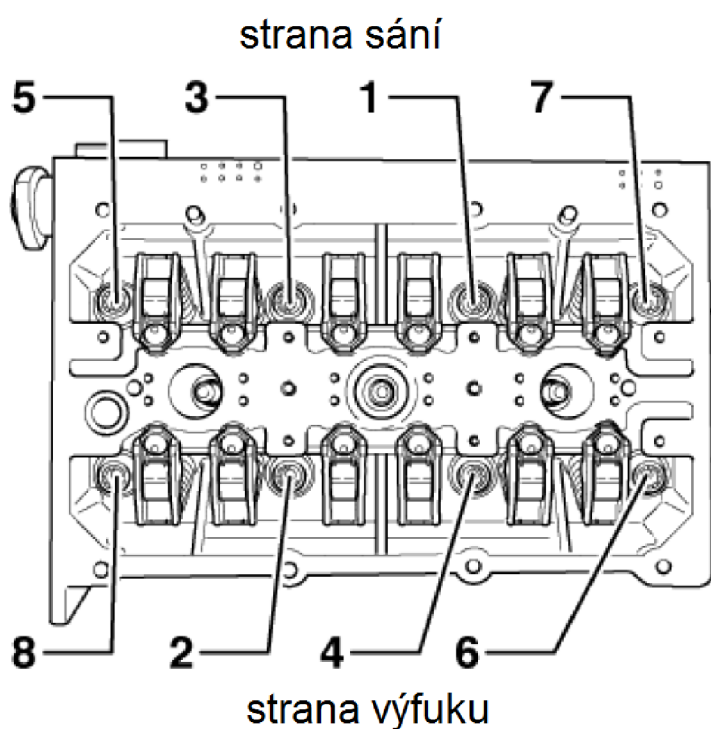
### 6.2.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY MONTÁŽE HLAVY MOTORU

Jako první v rámci strukturální analýzy byly předepnuty hlavové šrouby při uvažované okolní teplotě 20 °C. Simulace předpětí byla zvolena pomocí speciálních, k tomu určených, prvků PRETS179. Ty byly vytvořeny pomocí sekce předpětí na dřívku šroubu, kterou je možné vidět na Obr. 47 v levé části obrázku v porovnání se šroubem bez sekce předpětí na pravé straně obrázku. Každý šroub obsahoval svoji sekci číselně odlišenou podle pořadí utahování šroubů. Pořadí a způsob utahování šroubů byl převzat z dílenské příručky pro daný typ motoru, který je předmětem analýzy.





Obr. 47 Vzniklé prvky PRETS179 v sekci předpětí



Obr. 48 Pořadí utahování hlavových šroubů [35]

Pořadí utahování šroubů je uvedeno na Obr. 48 a bylo provedeno celkem ve 3 krocích. [35]

- 1) Předepnutí momentovým klíčem na 30 Nm
- 2) Přitažení o 90°
- 3) Znovu přitažení o 90°



Nejprve bylo zapotřebí vypočítat sílu, kterou v prvním kroku vyvodí utahovací moment 30 Nm. K tomu byl využit vztah (2) v kapitole 2.2. Na základě literatury [36] byl uvažován součinitel tření 0,15, což odpovídá běžně používané hodnotě pro odhad součinitele tření ve šroubovém spoji podobného užití. Tím ve výše zmiňovaném vztahu nabývá výraz v hranaté závorce, nazývaný součinitel utahovacího momentu označovaný K, hodnoty 0,2, čímž se vztah zjednodušil do podoby, odkud byla rovnou vypočítána síla předpětí pro první krok:

$$F_i = \frac{M}{K \cdot d} = \frac{30}{0,2 \cdot 0,009} = 16\,667\, N \quad (7)$$

$F_i$	[N]	síly předpětí
$M$	[Nm]	utahovací moment
$K$	[-]	součinitel utahovacího momentu
$d$	[m]	velký průměr závitu šroubu

Tato síla byla v prvním kroku strukturální analýzy předepsána postupně všem šroubům v daném pořadí.

Dále bylo nutné vypočítat sílu předpětí, kterou vyvodí utažení šroubu o 90°. Zde bylo základním předpokladem, že se utažením šroub prodlouží o danou část stoupání závitu odpovídající úhlu přitažení šroubu. Pro prodloužení tedy platí obecný vztah pro libovolný úhel přitažení  $\varphi$ :

$$\Delta l = \frac{\gamma \cdot P_h}{360} = \frac{90 \cdot 1,25}{360} = 0,3125\, mm \quad (8)$$

$\Delta l$	[mm]	prodloužení šroubu
$\gamma$	[°]	úhel přitažení šroubu
$P_h$	[mm]	stoupání závitu



Pomocí Hookova zákona byla následujícími úpravami z vypočítaného prodloužení šroubu určena síla předpětí, která je ve šroubu vyvozena jeho utážením. Rozepsaný Hookův zákon je uvedený ve vztahu (9).

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta l}{l} \quad (9)$$

- $\sigma$  [MPa] tahové napětí
- $E$  [MPa] modul průřezu v tahu
- $\varepsilon$  [-] poměrné prodloužení
- $\Delta l$  [mm] prodloužení šroubu
- $l$  [mm] celková délka dříku šroubu

Zároveň je možné určit tahové napětí ze vztahu pro prostý tah na základě průřezu dříku a hledané síly předpětí.

$$\sigma = \frac{F_i}{S} = \frac{F_i}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (10)$$

- $\sigma$  [MPa] tahové napětí
- $F_i$  [N] síla předpětí
- $S$  [mm<sup>2</sup>] průřez dříku
- $d$  [mm] průměr dříku

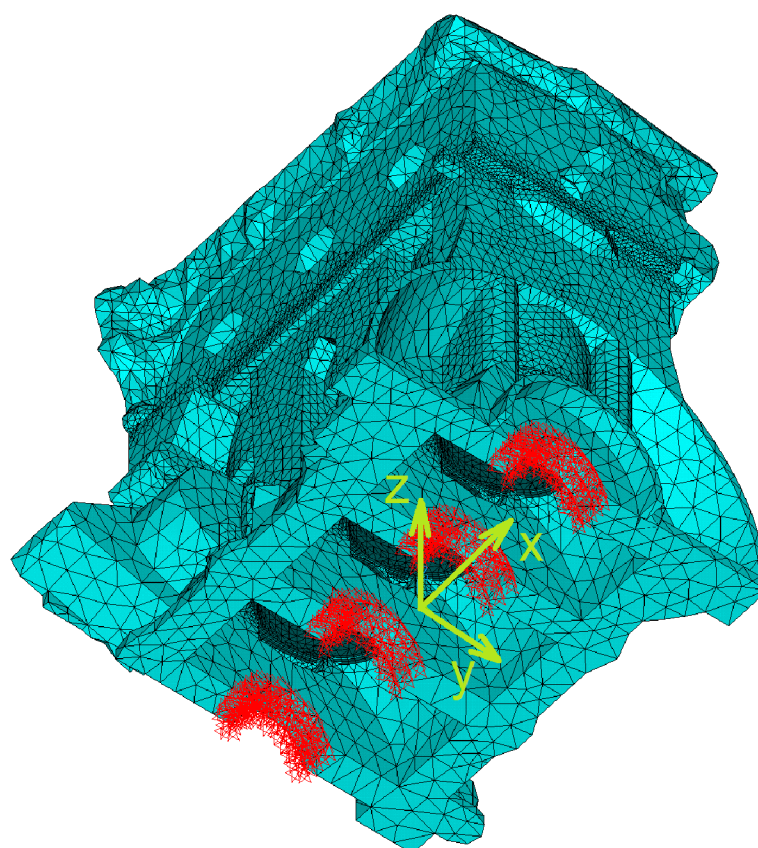
Oba výše uvedené vztahy byly dány do rovnosti a z nich vyjádřena jediná neznámá, síla předpětí. Materiálové vlastnosti byly použity pro ocel z Tab. 11, průměr dříku 9 mm a délka šroubu 140 mm.

$$F_i = \frac{E \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta l}{l \cdot 4} = \frac{210000 \cdot \pi \cdot 9^2 \cdot 0,3125}{140 \cdot 4} = 29\,820\,N \quad (11)$$

Tato síla předpětí vznikne v dříku šroubu po utážení o 90° a její velikost byla aplikována na vytvořené sekce předpětí šroubů ve stanoveném pořadí v druhém a třetím kroku utahování hlavových šroubů. Pro snadnější spuštění celého výpočtu předepnutí šroubů bylo vytvořeno makro, které řeší postupně utážení každého šroubu. V první části toto makro definuje dílčí kroky výpočtu (v prostředí Ansys Mechanical zvané Load Stepy) a následně je automaticky postupně v daném pořadí sekcí předpětí vyřeší. Sestava obsahuje 8 hlavových šroubů, které jsou utáženy ve 3 krocích. Celkem bylo provedeno 24 dílčích kroků výpočtu předepnutí hlavových šroubů.



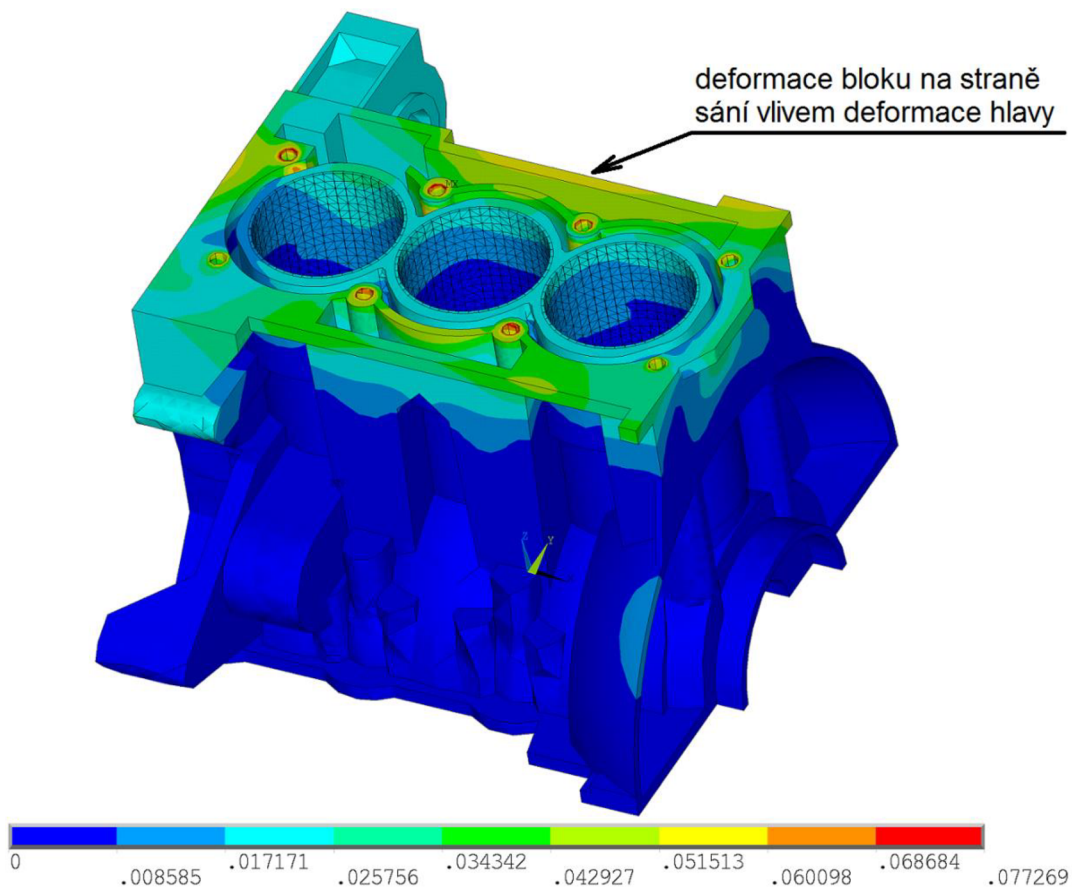
Před samotným výpočtem utažení hlavových šroubů bylo nutné celou sestavu zavazbit v prostoru. Bylo zvoleno zamezení posuvům v ose Y a Z na všech pánvích hlavních ložisek. Navíc bylo zamezeno posuvům v ose X na prvním hlavním ložisku, tím byl model plně zavazben. Ostatní komponenty jsou k bloku upevněny pomocí šroubů a kontaktů. Uchycení sestavy včetně použitého globálního souřadného systému je na Obr. 49. Osa X směřuje ve směru osy klikového hřídele, osa Y kolmo na ni v rovině dosedací plochy bloku a olejové vany a osa Z je totožná s osou druhého válce.



*Obr. 49 Uchycení sestavy motoru a globální souřadný systém*

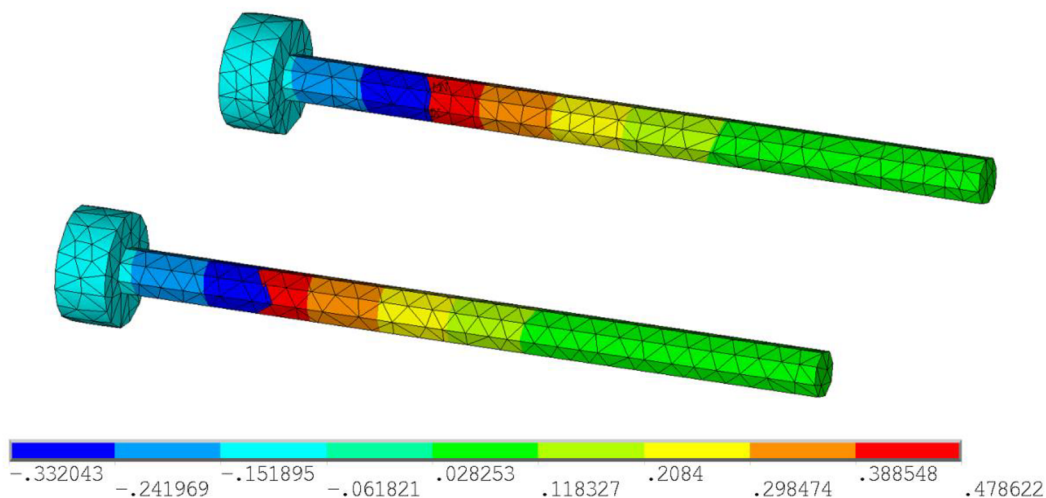
### 6.2.3 VÝSLEDKY MONTÁŽE HLAVY MOTORU

Z výsledků analýzy simulující montáž hlavových šroubů je patrné, že k největší deformaci bloku motoru došlo v místech otvorů pro hlavové šrouby, kde špičková deformace na bloku dosahuje hodnoty 77  $\mu\text{m}$  u v pořadí utahování třetího šroubu a u ostatních otvorů pro šrouby se pohybuje průměrně kolem 65  $\mu\text{m}$ . Dále je vidět šíření napětí způsobující deformaci v horní části bloku. To je způsobeno jednak samotnou silou předpětí a jednak přes těsnění dosednutím zdeformované hlavy motoru, která na dosedací ploše s těsněním vykazuje těmto místům odpovídající deformaci. Nejvíce se na bloku projevil vliv deformace hlavy na straně sání, viz Obr. 50.



Obr. 50 Celková deformace [mm] bloku po dotažení hlavových šroubů

Dále došlo vlivem síly předpětí k prodloužení dřívku šroubů průměrně o 0,81 mm. Na Obr. 51 je zobrazen posuv šroubu v ose Z (v ose šroubu), kde je rovněž na rozhraní minimální a maximální hodnoty posuvu vidět sekci předpětí, ve které bylo předpětí realizováno.

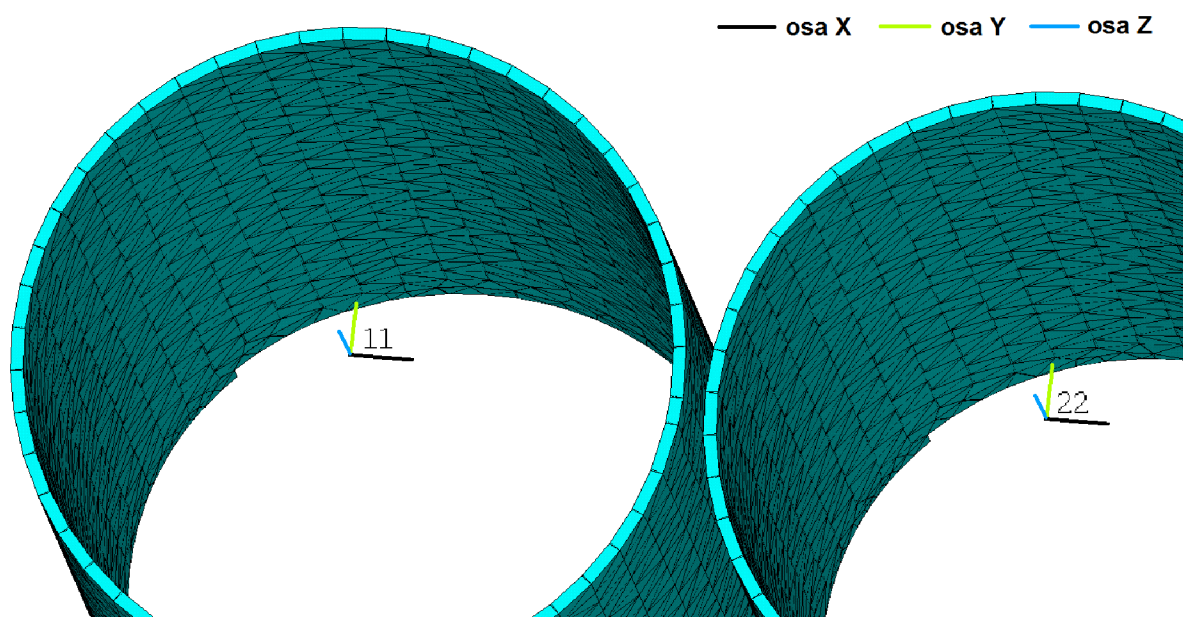


Obr. 51 Prodloužení[mm] šroubů vlivem předpětí





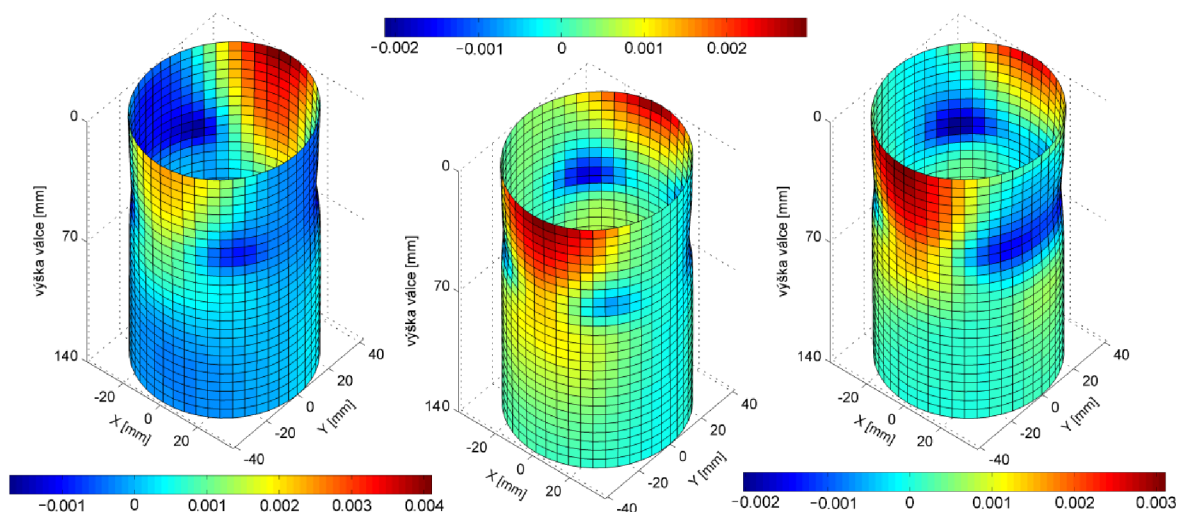
Nejdůležitější sledovanou částí motoru byly vložky válců. Pro hodnocení jejich deformace byl zvolen radiální posuv vložky, neboť při dotažení hlavových šroubů dochází k deformaci bloku (vložek) i ve směru osy Z, čímž je velikost celkových posuvů značně zkreslena. Díky radiální deformaci je možné určit vliv deformace vložky válce na pístní kroužky a na těsnost spalovacího prostoru. Proto byl do každého válce vložen válcový lokální souřadný systém definovaný 3 souřadnicemi: R (vzdálenost od počátku lokálního souřadného systému, tedy poloměr válce motoru),  $\phi$  (úhel, který svírá průvodič uzlu s osou X – v rovině X-Y, tedy v jednotlivých výškových úrovních válce) a Z (vzdálenost ve směru osy Z, výšky válce). Tento souřadný systém byl umístěn do místa HÚ, viz Obr. 52. Osa Z směřuje nahoru, stejně jako osa Z globálního souřadného systému.



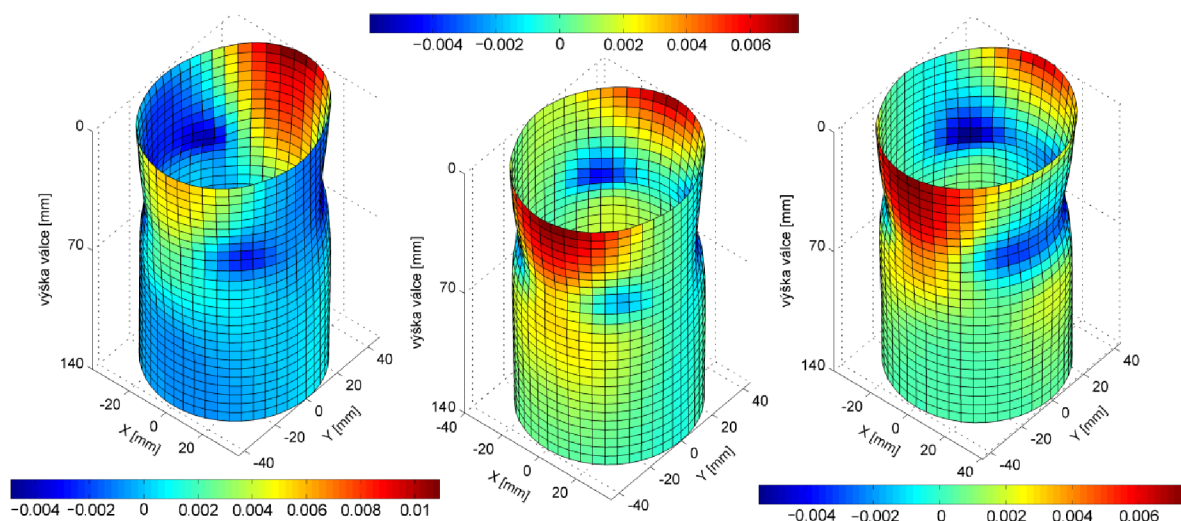
Obr. 52 Válcový lokální souřadný systém pro vyhodnocení radiální deformace válce

Pro vyčítání výsledků bylo použito makro, které v každém uzlu výpočetní sítě vložky vypíše hodnotu radiálního posuvu (ve válcovém souřadném systému UX) a zapíše ji do matice na příslušné místo. Deformace válců byla následně vykreslena v programu MATLAB, jehož výsledky v jednotlivých krocích procedury utahování hlavových šroubů jsou znázorněny na Obr. 53, Obr. 54 a Obr. 55, včetně orientace použitého lokálního souřadného systému. Jde o pohled ze strany výfuku. První válec je zobrazen na každém obrázku vlevo, druhý uprostřed a třetí válec napravo. Na těchto výsledcích montážních deformací byl tvar deformace 20krát zvětšen pro lepší znázornění zdeformovaného tvaru. Záporné hodnoty deformace znamenají radiální posuv k ose (dovnitř) válce, kladné hodnoty posuv od osy válce, tedy ven. Z výsledků je vidět téměř stejný deformovaný tvar v jednotlivých krocích, pouze se zvětšující se velikostí.

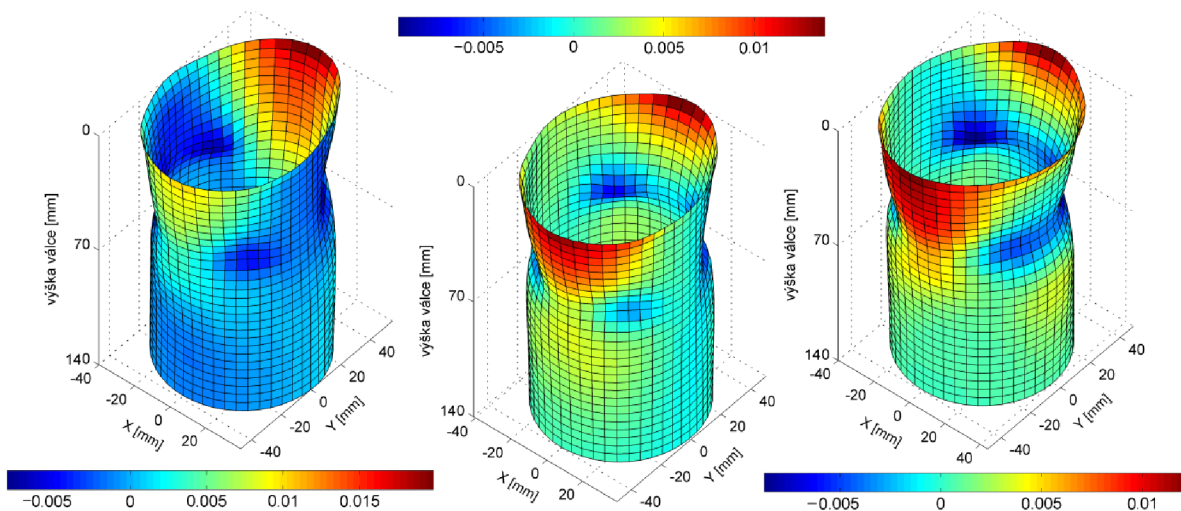
Montáží hlavových šroubů byla způsobena dominantní deformace vložky v její horní části, kde došlo ke zvětšení průměru vrtání válce v řádu jednotek mikrometrů. Spodní část válce se zdeformovala minimálně, neboť je zde vložka obklopena větším množstvím materiálu a předpětí šroubů tedy vykazuje velice malý vliv na tuto část válce.



Obr. 53 Radiální deformace [mm] vložek válců vlivem předpětí hlavových šroubů v 1. kroku utažení



Obr. 54 Radiální deformace [mm] vložek válců vlivem předpětí hlavových šroubů v 2. kroku utažení



Obr. 55 Radiální deformace [mm] vložek válců vlivem předpětí hlavových šroubů v 3. kroku utažení



Ve všech 3 krocích i na všech válcích vznikla maximální radiální deformace v nejvyšší části vložky. Na prvním válci na straně sání došlo k větší radiální deformaci v porovnání s druhým a třetím válcem. Toto místo odpovídá, už v kapitole 6.1.3 zmiňovanému, místu prvního válce, kde je hlubší chladicí kanál, a proto se zde mohla stěna válce snadněji zdeformovat v porovnání se zbylými válci, řez chladicím kanálem u prvního válce je zobrazen na Obr. 26.

Výsledky montážních deformací jsou shrnuty v *Tab. 20*, kde jako hodnota radiální odchylky tvaru válce byl stanoven rozdíl mezi maximální a minimální radiální deformací ve výšce 45 mm od horního okraje vložky (HÚ), zde vyšla radiální odchylka tvaru válce největší.

Ve zbylých částech vložek došlo k menším deformacím, kromě prvního válce, kde vyšla radiální odchylka tvaru válce v nejvyšší části vložky ve 3. kroku rovněž 20  $\mu\text{m}$ .

*Tab. 20 Výsledky radiální odchylka tvaru válce [ $\mu\text{m}$ ] v jednotlivých krocích utažení hlavových šroubů*

Radiální odchylka tvaru válce [ $\mu\text{m}$ ]			
	krok utažení hlavových šroubů		
	1. krok	2. krok	3. krok
1. válec	5	12	20
2. válec	3	9	14
3. válec	4	10	15

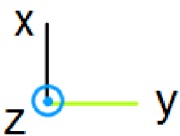
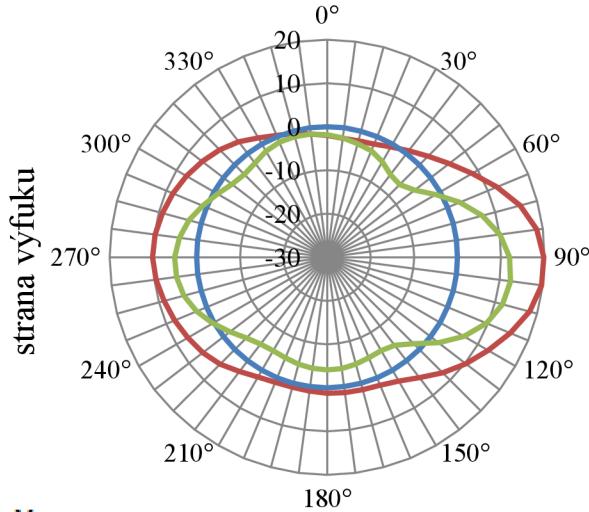
Dále je z výsledků patrný vliv konstrukce bloku na zdeformovaný tvar vložky. V případě, kdyby byla užita symetrie a výpočet by byl realizován pouze na polovině, případně čtvrtině bloku, kvůli zkrácení výpočetního času, došlo by ke značnému zkreslení výsledků. Neboť například první a třetí válec vykazují jiný tvar deformace vložky.

Pro vyhodnocení montážních deformací byly rovněž vykresleny 2 řezy vložkami válců v místech, kde došlo k největším deformacím, a to v nejvyšší části vložek (v místě HÚ), a 45 mm od horního okraje vložky. Horní části vložky vykazují druhý řád deformace a ve vzdálenosti 45 mm od jejich okraje došlo k nejvýraznější deformaci čtvrtého řádu, který je typickým následkem montáže hlavových šroubů. Pro porovnání je v grafech vykreslen ideální kruhový tvar válce o deformaci 0  $\mu\text{m}$ , který slouží jako referenční tvar stavu před montáží hlavových šroubů. Všechny polární grafy v Graf 7 jsou ze stejného pohledu s vyznačenou stranou výfuku a sání. Radiální osa je uvedena v mikrometrech.



### 1. válec

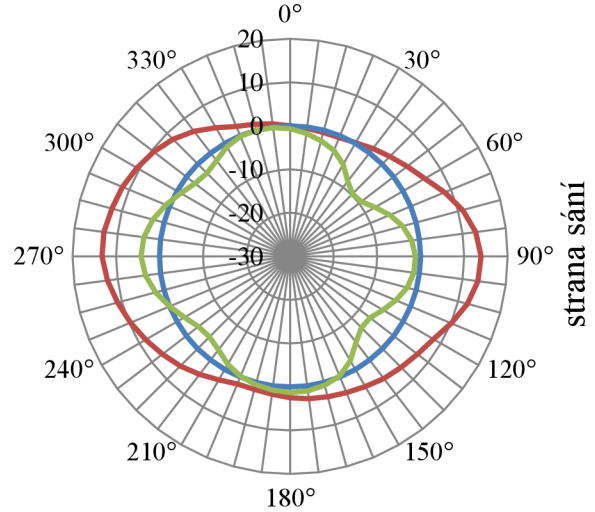
sousední strana s 2. válcem



strana rozvodů

### 2. válec

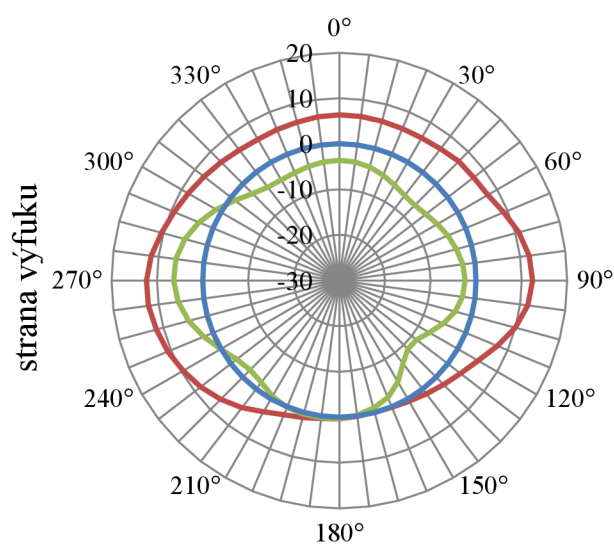
sousední strana s 3. válcem



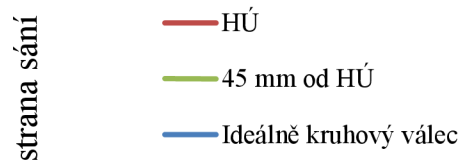
sousední strana s 1. válcem

### 3. válec

strana setrvačnicku



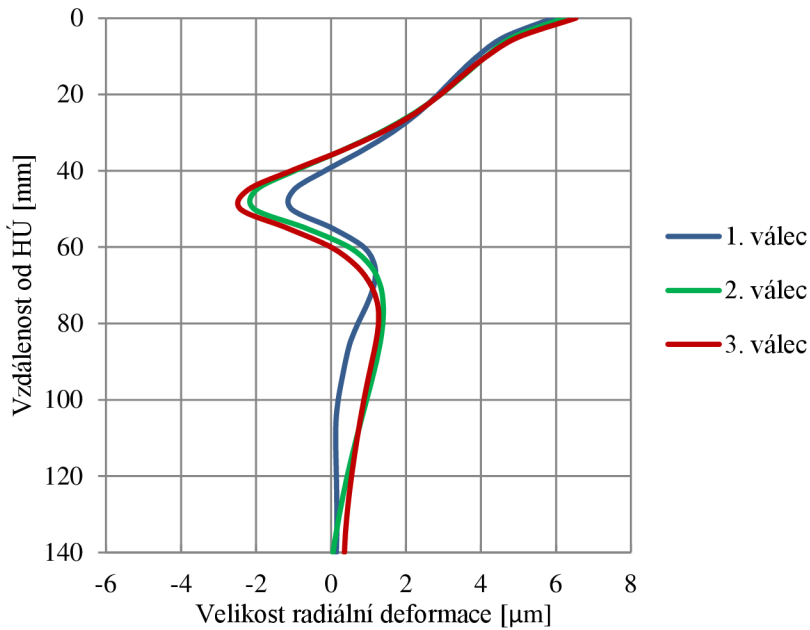
sousední strana s 2. válcem



Graf 7 Montážní radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] vložek po dotažení hlavových šroubů

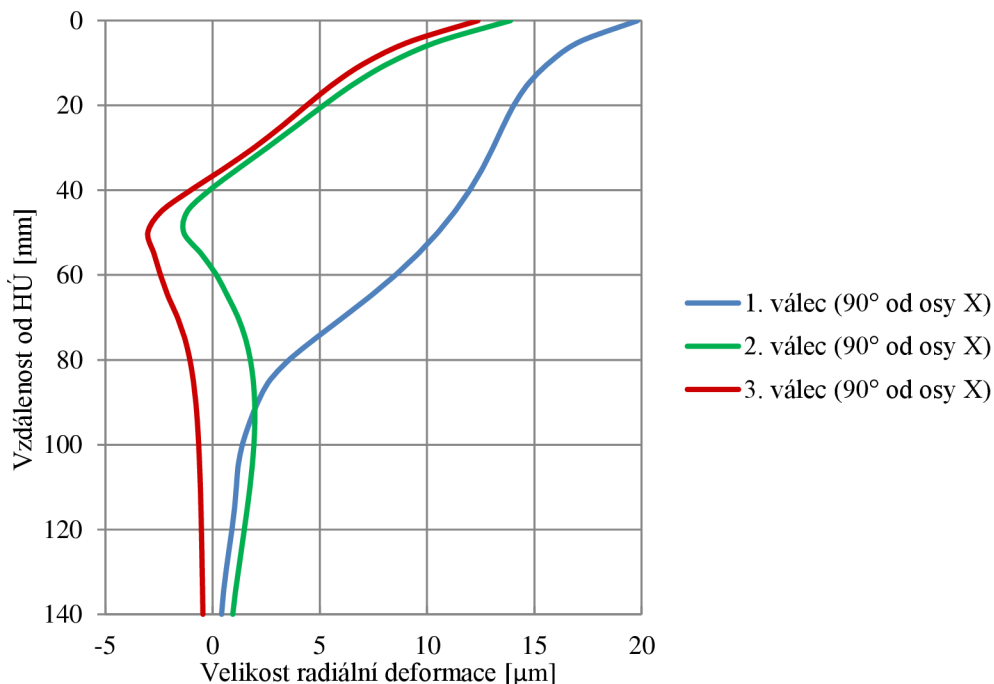
Pro podrobnější popis zdeformovaného tvaru byla ještě vyhodnocena průměrná radiální deformace válce ve 3. kroku utažení hlavových šroubů, viz Graf 8, kde se na horní hraně vložka válce radiálně deformovala průměrně o  $6 \mu\text{m}$  a ve vzdálenosti 45-50 mm od HÚ došlo k záporné radiální deformaci (k ose válce) průměrně o  $2 \mu\text{m}$ , spodní část válce nevykazuje žádné dominantní radiální deformace.





Graf 8 Průměrná radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] stěny válce po dotažení hlavových šroubů

Jako poslední byl vykreslen tvar stěny po výšce válce ve 3. kroku dotažení hlavových šroubů. Řez byl veden rovinou procházející osou válce a místem maximální radiální deformace na jednotlivých válcích. U všech válců byla dosažena maximální radiální deformace na horní hraně vložky, po obvodu válce se nacházející v místě  $90^\circ$  od osy X lokálního válcového souřadného systému na Obr. 52, což odpovídá straně sání, viz Graf 7. Na prvním válci maximální radiální deformace dosahovala velikosti  $20 \mu\text{m}$ , u druhého a třetího válce velikosti  $12 \mu\text{m}$  respektive  $14 \mu\text{m}$ .



Graf 9 Maximální radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] stěny válce po dotažení hlavových šroubů



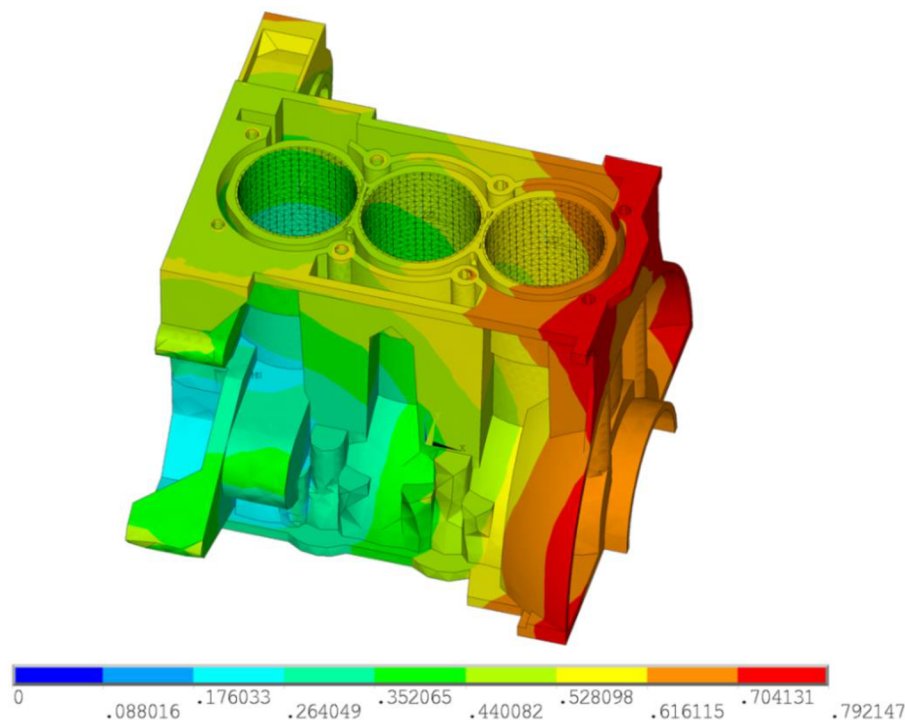


#### 6.2.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY TEPELNÉHO ZATÍŽENÍ

Dalším původcem deformace vložek válců bylo tepelné zatížení. Jedinou okrajovou podmínkou byly výsledky tepelné analýzy, které přiřadily teplotu do každého uzlu výpočetní sítě modelu, na základě které byly dopočítány posuvy přes tepelnou roztažnost daného materiálu.

#### 6.2.5 VÝSLEDKY TEPELNÉHO ZATÍŽENÍ

Vlivem tepelné roztažnosti materiálů došlo na celé sestavě k posuvům ve všech směrech globálního souřadného systému, což kvůli způsobu uchycení bloku způsobilo výrazný posuv sestavy v ose X. Výsledné celkové posuvy bloku motoru jsou na Obr. 56.



Obr. 56 Celkové posuvy [mm] bloku motoru vlivem tepelného zatížení

Tím došlo ke značnému zkomplikování vyhodnocení výsledků na vložkách válců, neboť referenční válcový souřadný systém nerespektoval posuv zdeformovaného válce jako celku. Bylo tedy nutné vyexportovaná data z Ansysu (stejným způsobem jako v případě montážních deformací) transformovat do osy referenčního souřadného systému, aby mohla být zjištěna velikost radiální deformace. Jako příklad transformace dat je uveden třetí válec, kde je posun vlivem deformace celé sestavy nejmarkantnější, viz Graf 10, kde modrou barvou je opět znázorněn referenční válec ideálního kruhového tvaru a k tomu zdeformovaný tvar v nejvyšší a nejnižší části válce, tedy HŮ a 140 mm pod okrajem horní hrany válce.

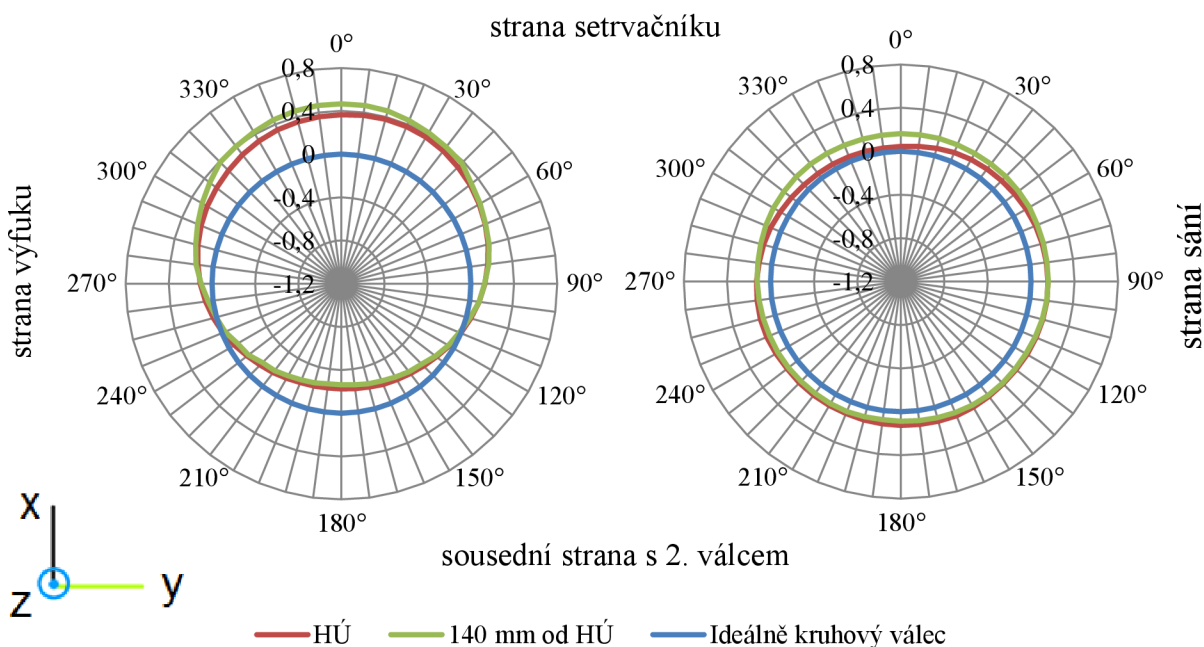
Jak již bylo uvedeno v kapitole 6.2.2, blok je uchycen v místě uložení klikového hřídele, jehož osa leží v rovině procházející osami všech tří válců. V příčném směru (v ose Y) tedy nedochází ke zkreslení výsledků. Problém nastal pouze v podélném směru bloku (v ose X),



viz Graf 10. Proto byl zvolen způsob transformace pomocí funkce cosinus, kdy perioda této funkce byla rozdělena na 48 dílů (počet uzlů po obvodu válce) a od radiální deformace v každém uzlu byla odečtena příslušná hodnota cosinus funkce. Jako amplituda funkce byl vypočten posuv  $P$ , jehož hodnota byla určena následujícím způsobem.

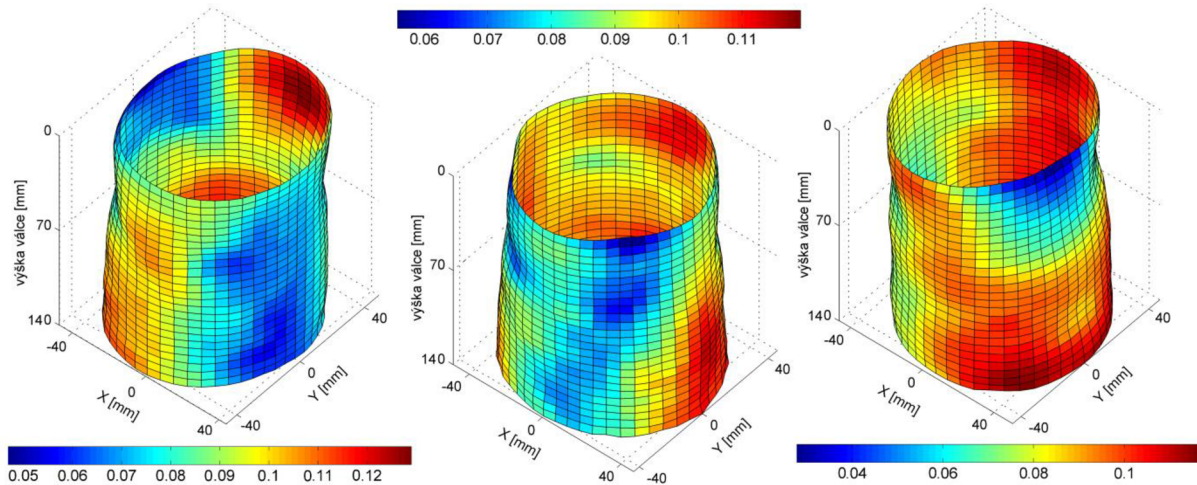
Nejprve byla z vyexportovaných dat určena hodnota radiální deformace v podélném směru (v úhlu  $0^\circ$  a  $180^\circ$  od osy  $X$  lokálního souřadného systému na Graf 10), mezi těmito dvěma hodnotami byl vypočten rozdíl a právě polovina tohoto rozdílu je hodnota posuvu pro danou výškovou úroveň vložky tak, aby byl referenční souřadný systém ve středu zdeformovaného tvaru v podélném směru bloku motoru. Toto bylo provedeno pro 2 krajní místa na vložkách – v  $HÚ$  a 140 mm od horního okraje vložky, čímž vznikly posuvy  $P_{HÚ}$  a  $P_{140}$ , které se svojí hodnotou liší, neboť osa vložky se rovněž deformuje od jejího, v ideálním případě, původního přímého tvaru. Mezi  $P_{HÚ}$  a  $P_{140}$  byl udělán průměr a tato hodnota byla stanovena jako posuv  $P$ , který je pro každý válec odlišný. Třetí válec má hodnotu posuvu největší, zatímco první válec nejmenší. Stejnou hodnotou posuvu (respektive hodnotou funkce cosinus s amplitudou posuvu  $P$ ) byly upraveny všechny vyexportované radiální deformace na daném válci, což zaručí, že deformovaný tvar po výšce válce bude zachován a dojde k posunu v použitém lokálním souřadném systému.

Funkce cosinus byla zvolena z toho důvodu, že v hodnotě úhlu  $0^\circ$  (Graf 10) dojde k odečtení posuvu v celé jeho velikosti, v úhlu  $90^\circ$  je hodnota cosinu 0, nedojde tedy ke změně hodnoty radiální deformace, jelikož se na bloku jedná o příčný směr. V úhlu  $180^\circ$  bude odečtena záporná hodnota posuvu  $P$ , čímž dojde k přičtení posuvu k záporné radiální deformaci a na úhlu  $270^\circ$  opět nedojde k ovlivnění hodnoty radiální deformace. Takto byly upraveny výsledky na všech třech válcích. Radiální osa je uvedena v milimetrech, kvůli velikosti uvedených posuvů.



Graf 10 Ukázka transformace radiální deformace [mm] do referenčního souřadného systému

Na Obr. 57 je vykreslen zdeformovaný tvar vložek po aplikaci tepelného zatížení a předeptnutí hlavových šroubů s barevnou škálou znázorňující radiální deformaci.



Obr. 57 Radiální deformace [mm] vložek válců vlivem tepelného zatížení

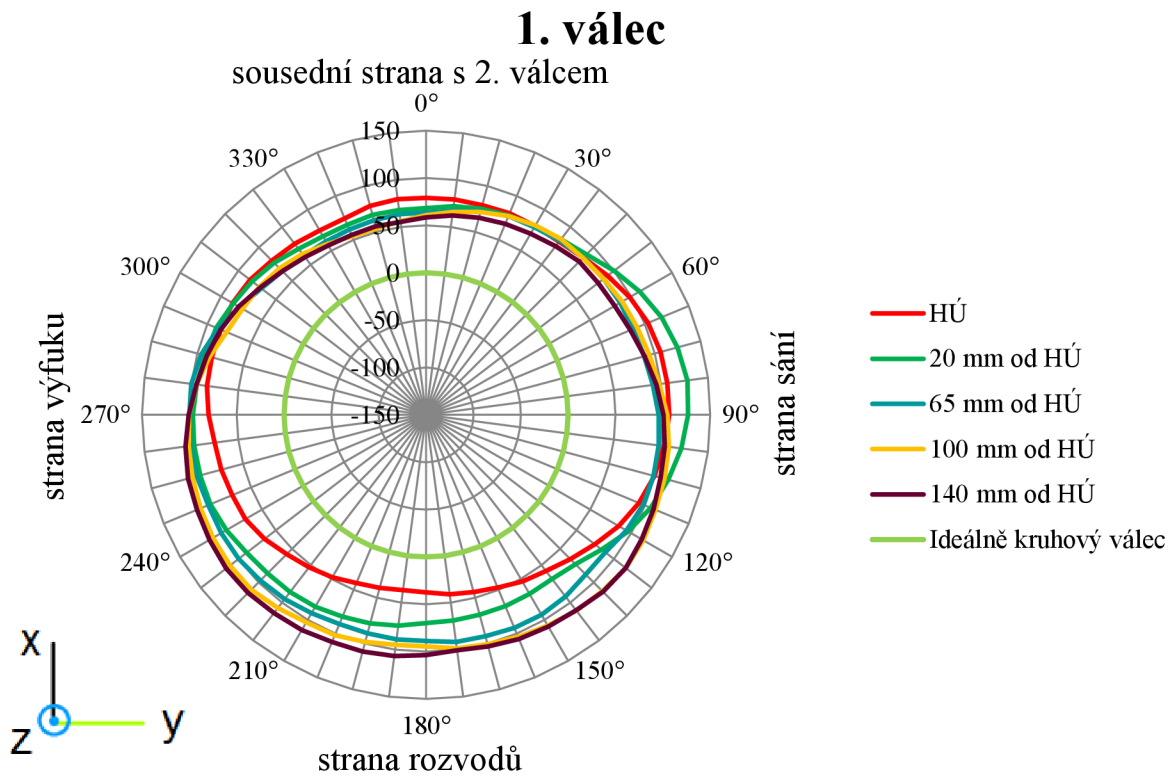
Je vidět, že u vložek se už neobjevuje záporná deformace. Vlivem tepelné roztažnosti materiálu došlo pouze k zvětšení průměru vrtání válce a to v poměrně velké míře. V rámci jednotlivých válců se poloměr válce zvětšil minimálně o zhruba 50  $\mu\text{m}$ . Největší radiální deformace bylo opět dosaženo na prvním válci, na straně sání ve vzdálenosti 20 mm od HÚ, a to konkrétně o 128  $\mu\text{m}$ .

Z výsledků je rovněž patrné, že k velkým radiálním deformacím válce došlo i ve spodní části válce, kde je větší množství materiálu, ale zároveň je zde dosaženo nižších teplot než v horní části vložek, což je dobře vidět na tvaru 2. válce na Obr. 57, ale i na dále uvedených grafech u všech válců. Tab. 21 shrnuje výsledky radiální odchylky tvaru, tedy rozdílu mezi maximální a minimální radiální deformací v dané výšce válce. Maximální radiální odchylka tvaru vyšla opět v horní části vložky u všech válců, ale v dolní části vložek vznikly rovněž vyšší hodnoty radiálních odchylek tvaru, proto byly hodnoceny 2 výškové úrovně. Mezi těmito výškami byly hodnoty radiálních odchylek zhruba o 10 – 15  $\mu\text{m}$  nižší.

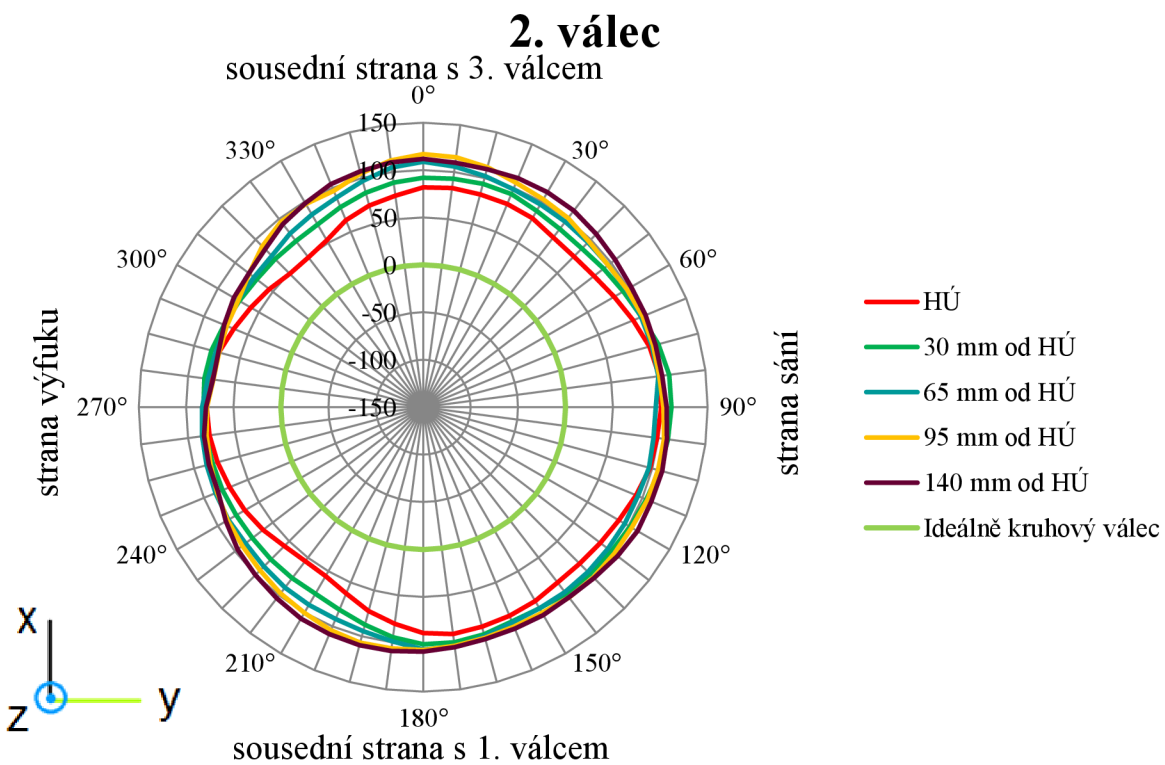
Tab. 21 Výsledky radiální odchylky tvaru válce [ $\mu\text{m}$ ] po tepelném zatížení

	Radiální odchylka tvaru válce [ $\mu\text{m}$ ]	Vzdálenost od HÚ [mm]
1. válec	70	0
	67	115
2. válec	52	0
	44	95
3. válec	83	0
	58	120

V následujících grafech jsou vykresleny řezy zdeformovaným tvarem válce v 5 charakteristických výškách, které vystihují celý válec. Je možné vidět, že na stěnách mezi válci došlo k velmi malým deformacím v porovnání se zbylým obvodem válce. Rovněž druhý válec vykazuje menší kolísání kruhového tvaru, neboť je jeho tvar vyztužen dvěma stěnami s okolními válci.



Graf 11 Radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] vložky vlivem tepelného zatížení na 1. válci

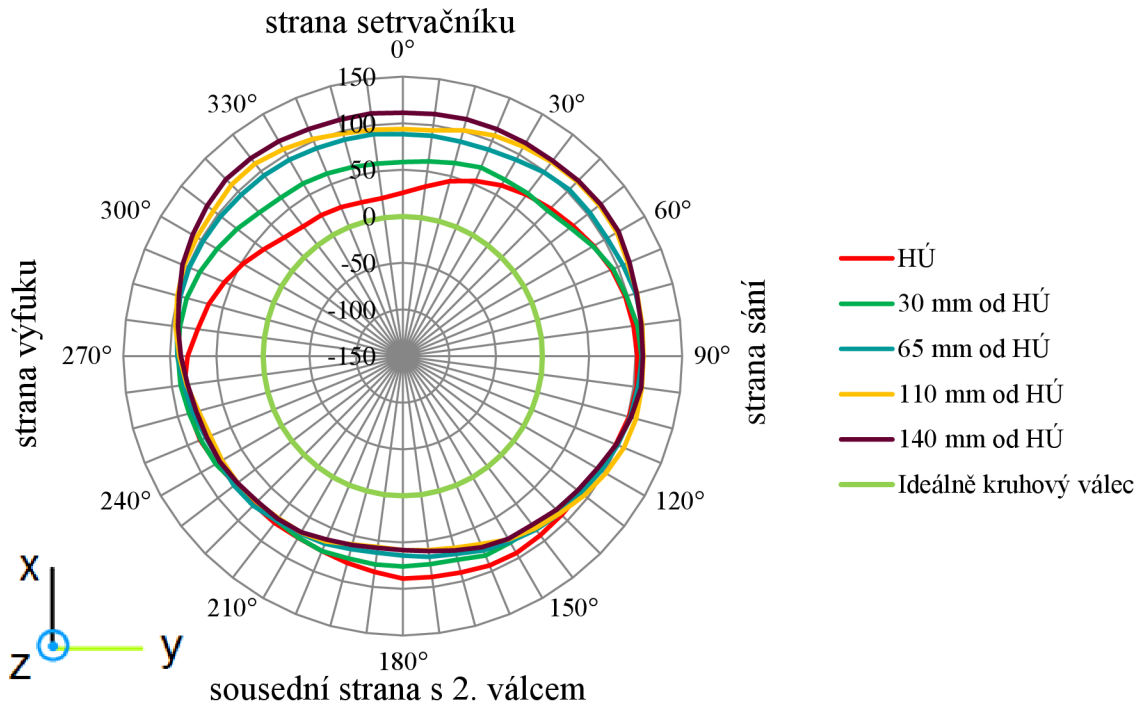


Graf 12 Radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] vložky vlivem tepelného zatížení na 2. válci



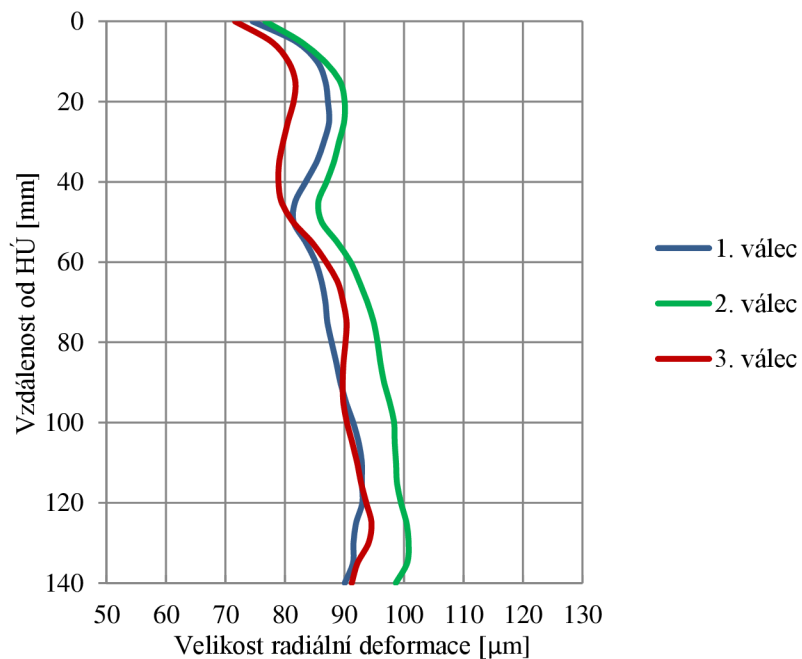


### 3. válec



Graf 13 Radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] vložky vlivem tepelného zatížení na 3. válci

Jako poslední byla vyhodnocena průměrná radiální deformace na stěně jednotlivých válců, jejíž výsledek ukazuje, že k největším radiálním deformacím vrtání válce došlo ve spodní části vložek průměrně o 95  $\mu\text{m}$  a následně zhruba ve výšce 20 mm pod horním okrajem o 85  $\mu\text{m}$ . Ve výšce okolo 50 mm je tato deformace menší, jedná se o výšku, kde končí chladič kanál bloku.

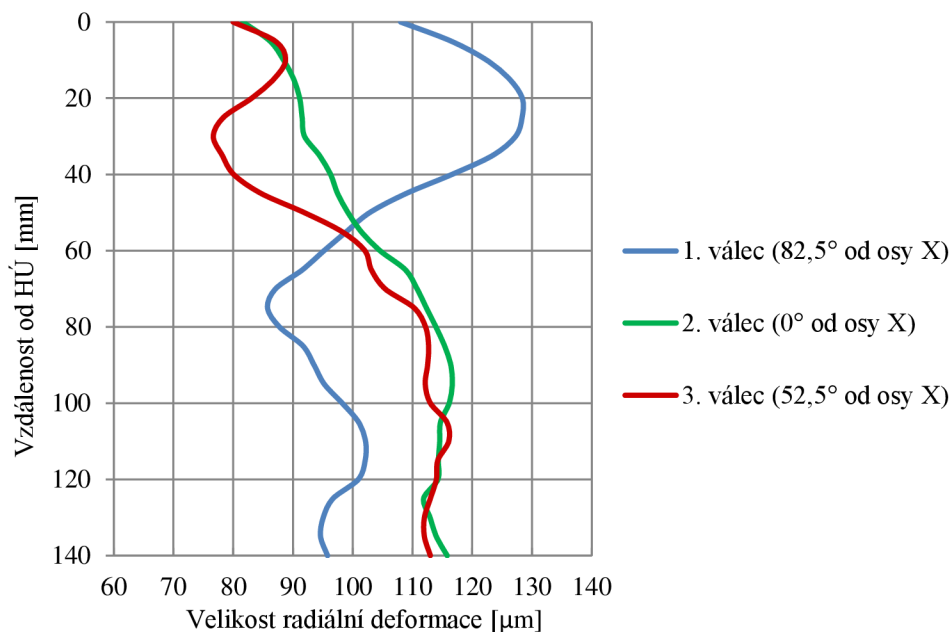


Graf 14 Průměrná radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] stěny válce vlivem tepelného zatížení





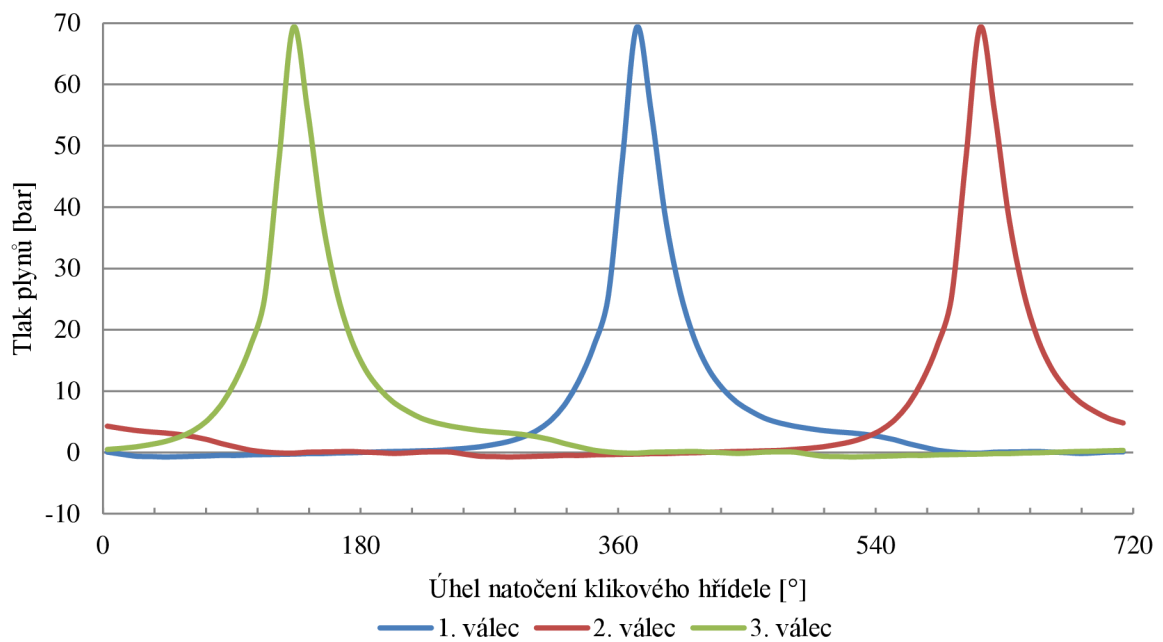
Na Graf 15 je vykreslen řez stěnou válce v rovině procházející osou válce a místem maximální radiální deformace po tepelném zatížení. Všechny úhlové souřadnice v tomto odstavci zmíněné jsou definované v rovině X-Y lokálního válcového souřadného systému na Obr. 52 a konkretizují tedy umístění po obvodu válce v dané výškové úrovni vložky. Na prvním válci opět došlo k největší radiální deformaci, a to 128  $\mu\text{m}$ , která se nachází v místě 82,5° od osy X (na straně sání), viz Graf 11, ve výšce 20 mm od HÚ. Druhý a třetí válec dosáhl největší radiální deformace ve spodní části vložky, konkrétně druhý válec 95 mm od HÚ o velikosti 117  $\mu\text{m}$  přímo na stěně s třetím válcem (směr osy X). Třetí válec 110 mm od HÚ o velikosti 116  $\mu\text{m}$  v místě 52,5° od osy X, viz Graf 13.



Graf 15 Maximální radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] stěny válce vlivem tepelného zatížení

### 6.2.6 OKRAJOVÉ PODMÍNKY ZATÍŽENÍ TLAKY PLYNŮ

Posledním uvažovaným vlivem způsobující deformaci válce byl tlak plynů, u něž byl simulován celý proces jednoho pracovního cyklu motoru, tedy 720° natočení klikového hřídele, při otáčkách 5 250  $\text{min}^{-1}$ . Analýza proběhla jako kvazistatická. Tím byl společně s montáží hlavy a aplikovanými teplotami v předešlé části práce stanoven časový průběh deformace válce. Rozložení teplotních polí na sestavě motoru bylo předpokládáno konstantní při uvažování neměnného zatížení motoru a běhu v ustáleném stavu, tudíž by měl být za daných provozních podmínek vliv tepelného zatížení na deformaci válce rovněž konstantní. Celý cyklus byl rozdělen na 72 dílčích výpočtů s pravidelným krokem o velikosti 10°, kdy v každém kroku byl tlak aplikován na plochu spalovacího prostoru v hlavě motoru a příslušnou část vložky válce podle polohy pístu v daném natočení klikového hřídele s ohledem na pořadí zápalů. Jako zatížení sloužil průběh spalovacích tlaků, který byl naměřen na reálném motoru. Jeho hodnoty byly poníženy o hodnotu atmosférického tlaku, tudíž bylo možné zohlednit i podtlak ve válcích při sání. Průběhy tlaků v jednotlivých válcích jsou znázorněny na Graf 16. Jejich hodnoty byly posunuty o 3° (1. výpočet zatížení tlakem tedy začíná na 1. válci v 3° natočení klikového hřídele), aby byl při použití kroku výpočtu zachycen maximální spalovací tlak při 373° natočení klikového hřídele.



Graf 16 Průběhy tlaku plynů v jednotlivých válcích

K aplikaci tlaku a spuštění všech 72 výpočtů bylo vytvořeno makro. Celé makro, které spustilo kompletní strukturální výpočet (včetně předepnutí hlavových šroubů a přiřazení teplot jednotlivým uzlům výpočetní sítě je uvedeno v příloze práce). V rámci zatížení tlakem plynů byly nejprve definovány tzv. parametry, neboli proměnné vyskytující se v makru. Konkrétně tlak plynů pro jednotlivé válce  $p_1$ ,  $p_2$  a  $p_3$  a souřadnice  $z$ , která odpovídá zdvihu pístu v jednotlivých válcích  $z_1$ ,  $z_2$  a  $z_3$ . Tlak byl následně aplikován na spalovací prostor v hlavě a proměnlivou plochu vložky příslušného válce podle souřadnice  $z$  na počátku definované.

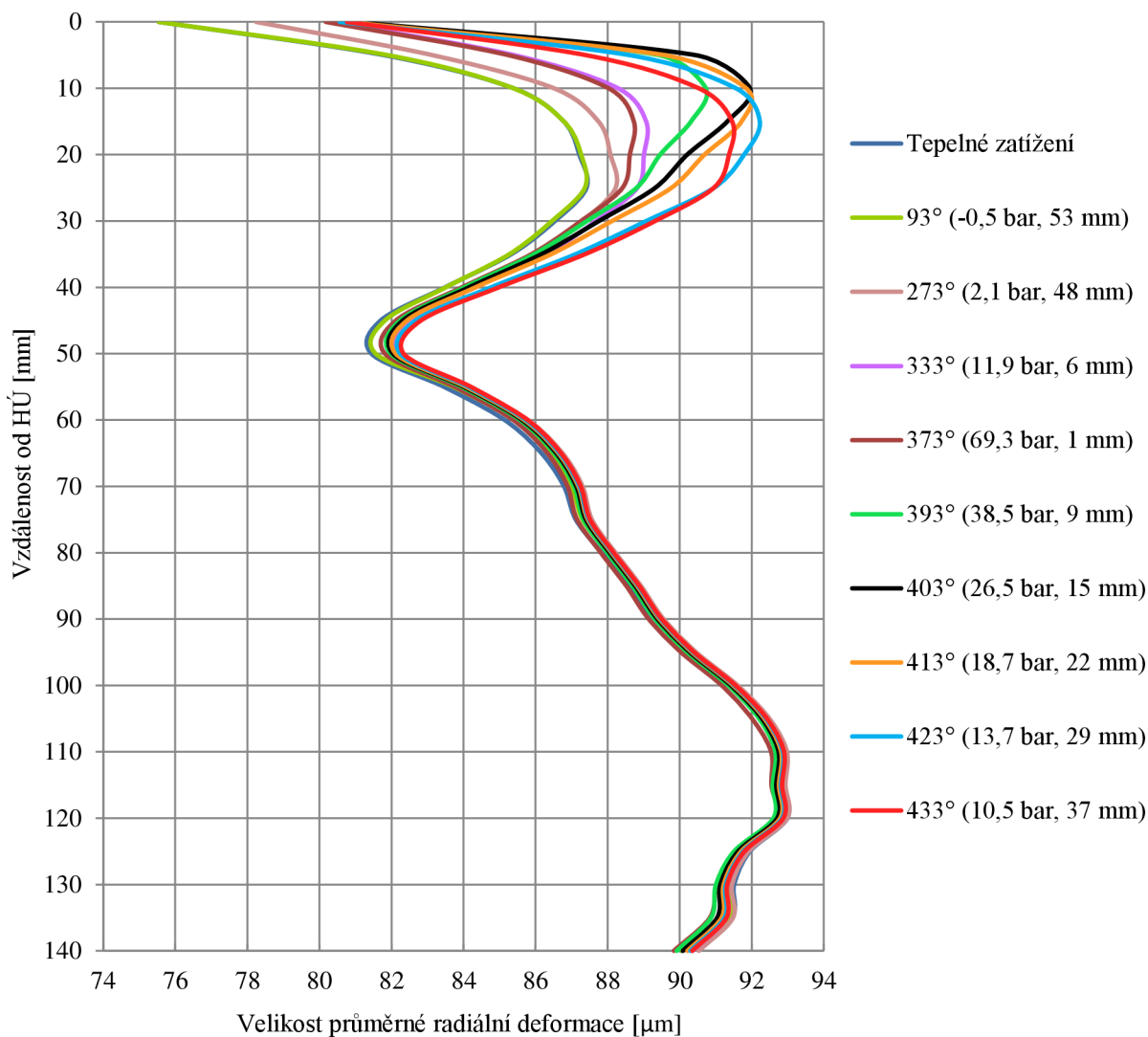
### 6.2.7 VÝSLEDKY ZATÍŽENÍ TLAKEM PLYNŮ

Pro vyhodnocení vlivu tlaku plynů byla použita animace 1 pracovního cyklu motoru s výsledky deformace ve směru osy  $Y$  globálního souřadného systému, neboť v předešlé analýze vlivu tepelného zatížení bylo zjištěno, že vložka se deformuje více ve směru  $Y$  (příčná osa bloku), než v  $X$  (podélná osa bloku). Navíc tlakové zatížení působí po obvodu vložky rovnoměrně, tedy pro zjištění okamžiku maximální radiální deformace byl směr  $Y$  (nezkreslený tepelným zatížením, jako v ose  $X$  – popsáno v kapitole 6.2.5) vyhovující. Na základě animace pro každý válec byl stanoven okamžik  $63^\circ$  za HÚ (pro první válec tedy  $423^\circ$  natočení klikového hřídele), kdy došlo k maximální radiální deformaci válce. Tento okamžik se shoduje pro všechny 3 válce. Na reálně pracujícím motoru při provozních otáčkách  $5\,250\text{ min}^{-1}$  se samozřejmě okamžik maximální deformace může mírně lišit, kvůli použitému kroku  $10^\circ$  natočení klikového hřídele.

Níže uvedený graf znázorňuje průměrnou radiální deformaci stěny 1. válce, která byla vyhodnocena stejným způsobem, pomocí transformace výsledků, jako při tepelném zatížení. Průměrná radiální deformace jednotlivých válců se liší, jak již ukázal Graf 14, ovšem přírůstek radiální deformace vlivem tlaku plynů je na všech válcích přibližně stejný.



Na 1. a 3. válci je velikostí téměř identický, na 2. válci vyšel průměrný přírůstek radiální deformace o 0,5  $\mu\text{m}$  menší vlivem vyšší tuhosti 2. válce, jelikož je vyztužen dvěma stěnami se sousedními válci. Byl tedy jako vzorový zvolen 1. válec, jelikož dostatečně reprezentuje přírůstek radiální deformace i u ostatních válců. Na Graf 17 je vykreslena celá výška válce a graf ukazuje, že tlak spalin na dolní část nemá žádný vliv a radiální deformace se zde mění pouze v desetinách mikrometru.



Graf 17 Přírůstek průměrné radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] vlivem zatížení tlakem plynů – 1. válec

Jednotlivá vykreslená zatížení jsou v legendě grafu seřazeny v pořadí tak, jak za sebou během pracovního cyklu 1. válce nastanou, počínaje fází sání. První, tepelné zatížení, znázorňuje referenční tvar průměrné radiální deformace bez působení tlaku (je tedy shodný s průběhem na Graf 14 pro 1. válec), zbylé průběhy (v grafu napravo od referenčního tvaru válce) hodnotí vliv zatížení tlakem ve vybraných částech pracovního cyklu motoru. Označení je následující: úhel natočení klikového hřídele [°] (hodnota tlaku [bar], vzdálenost od HÚ, na kterou daný tlak působí [mm]). Pracovní cyklus začíná na prvním válci sacím zdvihem, tedy od 360° do 540° je expanzní zdvih.



Z výsledků je patrný velmi malý vliv podtlaku během sání na radiální deformaci válce, po téměř celé zobrazené výšce válce koresponduje s referenčním zdeformovaným tvarem válce a k drobné očekávané odchylce směrem dovnitř válce došlo až ve vzdálenosti od 25 do 40 mm od HÚ, a to konkrétně o velikosti 0,1  $\mu\text{m}$ . Vliv podtlaku je tedy prakticky téměř nulový. Dále během pracovního cyklu se zvyšuje tlak plynů a radiální deformace tedy roste. Nárůst tlaku plynů během komprese je velice rychlý děj, proto by pro jeho detailnější popis bylo nutné jemnější síť v horní části vložky válce a volba jemnějšího kroku výpočtu, nicméně vysokých tlaků je dosaženo až blízko horní úvratí, kdy tlak působí pouze na malou plochu vložky, tudíž vliv na deformaci není rovněž nijak dominantní. Během kompresního zdvihu vzrostla průměrná radiální deformace o 2  $\mu\text{m}$ . Během expanzního zdvihu setrvávají vyšší tlaky delší dobu, tudíž bylo snazší zachytit jejich průběh. Posledních 6 průběhů na výše uvedeném grafu definuje prvních 70° expanzního zdvihu, během kterého došlo k maximálnímu přírůstku průměrné radiální deformace. V okamžiku působení maximálního spalovacího tlaku 69,3 bar radiální deformace vlivem malé zatížené plochy vložky poklesla, ovšem dále během expanzního zdvihu se deformace poměrně prudce zvětšila a až při úhlu 63° za HÚ, kdy působí tlak 13,7 bar na ploše vložky o výšce 29 mm, narostla průměrná radiální deformace o 5  $\mu\text{m}$  v místě maximální deformace (15 mm od HÚ) v porovnání s referenčním tvarem. Dále během pracovního cyklu motoru radiální deformace pouze klesá, proto už nebyla do grafu uvedena.

Rovněž je vidět, že hloubka chladicího kanálu do velké míry ovlivňuje jak velikost, tak tvar deformace stěny, která je v horní části přitlačována přes těsnění hlavou, tudíž je v těchto místech deformace omezena, ovšem ne úplně zamezena. Následně dochází k průhybu stěny zhruba v horní třetina až polovině výšky chladicího kanálu podle velikosti tlaku a polohy pístu.

V *Tab. 22* jsou uvedeny hodnoty radiální odchylky tvaru válce, které byly počítané pro okamžik maximální radiální deformace válce 63° za HÚ a vyšly u všech válců v nejvyšší části vložky. Dle očekávání vlivem spalovacích tlaků narostla maximální radiální deformace, ovšem došlo i co do velikosti k většímu zvětšení minimální radiální deformace, tudíž radiální odchylka tvaru válce vyšla nižší než při tepelném zatížení. Tlakové zatížení tedy způsobilo jakési vyhlazení tvaru válce v horní části vložky. Ve spodní polovině válce se vliv tlaku plynů ukázal téměř jako zanedbatelný.

*Tab. 22 Výsledky radiální odchylky tvaru válce [ $\mu\text{m}$ ] po zatížení tlakem plynů*

	Radiální odchylka tvaru válce [ $\mu\text{m}$ ]
1. válec	67
2. válec	48
3. válec	78

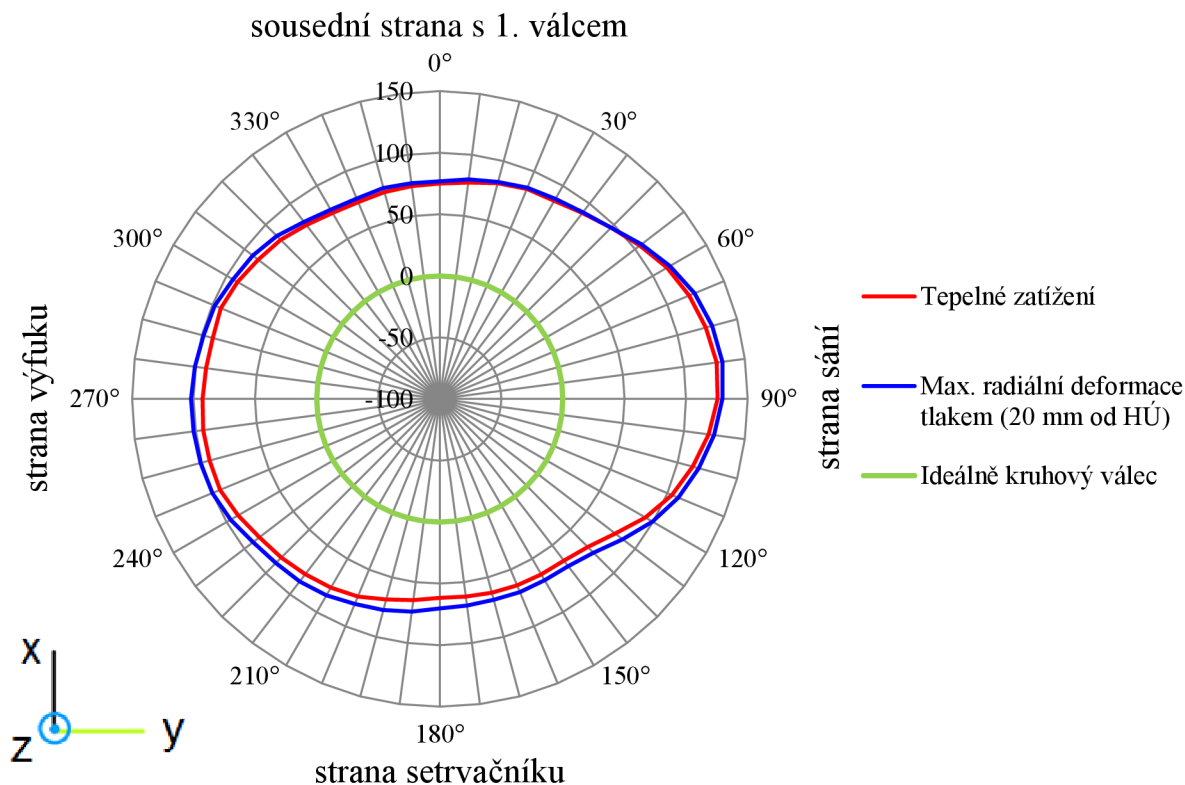
Zdeformovaný tvar válce vlivem zatížení tlakem plynů byl vykreslen do polárních grafů Graf 18, Graf 19 a Graf 20. Pro všechny zobrazené válce byl zvolen okamžik maximální radiální deformace, tedy 63° za HÚ, za účelem znázornění maximální změny tvaru válce během jednoho cyklu (v rámci horní poloviny válce, na kterou tlak plynů působí - větších celkových radiálních deformací bylo dosaženo ve spodní části válce od tepelného zatížení, ale zde už se vliv tlaku neprojevil).



Jedná se tedy o řez válcem ve výšce 20 mm od HÚ u 1. válce a 15 mm od HÚ u 2. a 3. válce. K tomu je zobrazen pro porovnání řez ve stejné výšce válcem tlakem plynů nezatíženým (výsledek z tepelného zatížení). Z grafů je patrné, že v okamžiku maximální radiální deformace došlo k nárůstu deformace v rozmezí od 2 do 9  $\mu\text{m}$  na různých místech po obvodu válce. I v tomto případě zatížení se opět projevil vliv vyšší tuhosti válce v místě, kde sousedí s jiným válcem. V těchto místech vložka vykazuje menší radiální deformace. Největšího nárůstu bylo dosaženo převážně na straně výfuku, naopak strana sání vykazuje jedny z nejmenších přírůstků deformace vlivem tlaku plynů. To může být zapříčiněno už tak dost velkou radiální deformací na straně sání v předešlých krocích výpočtu, což v těchto místech vedlo k menší poddajnosti stěny válce při působení tlaku plynů.

Grafy rovněž ukazují celkový zdeformovaný tvar vložek jednotlivých válců při uvažování výše uvedených druhů zatížení v místě a okamžiku maximální radiální deformace způsobené tlakem plynů. Během pracovního cyklu motoru za simulovaných podmínek se tedy radiální deformace v horní polovině vložek, co do velikosti, mění v mezích níže uvedených křivek – Tepelné zatížení a Max. radiální deformace tlakem. Většího nárůstu deformace už nebylo během cyklu dosaženo.

## 1. válec

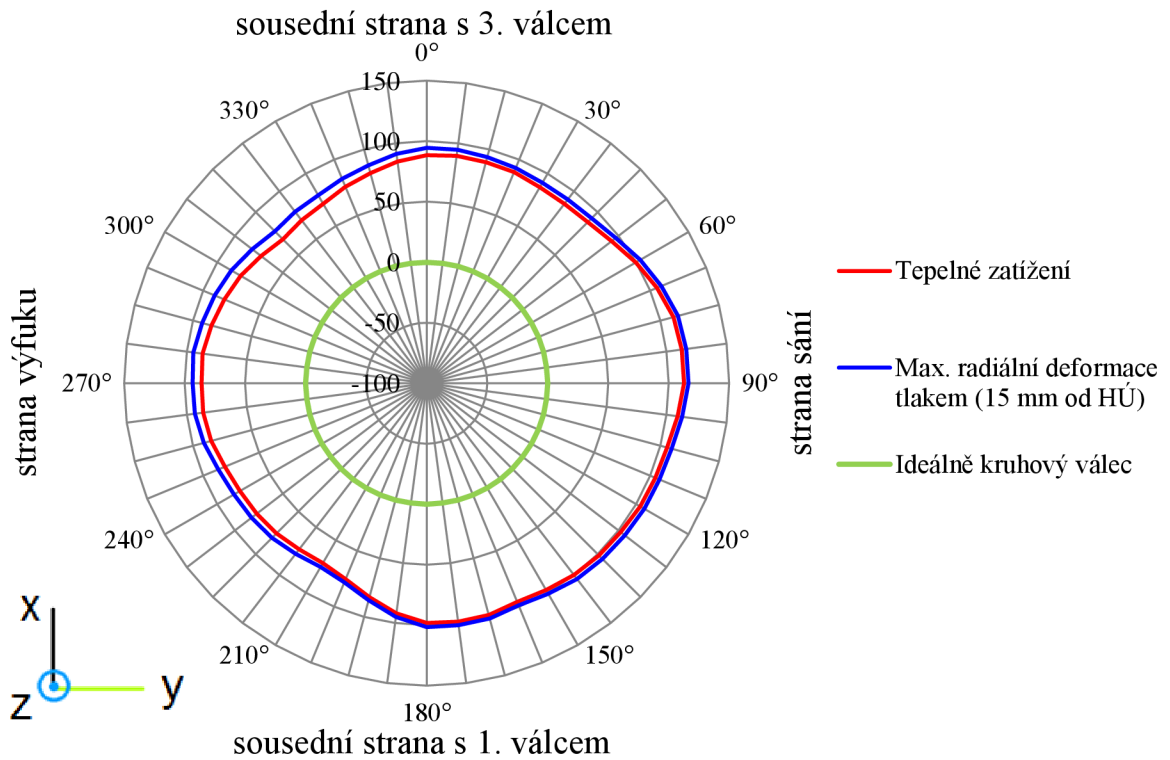


Graf 18 Maximální radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] vložky vlivem tlaku plynů – 1. válec



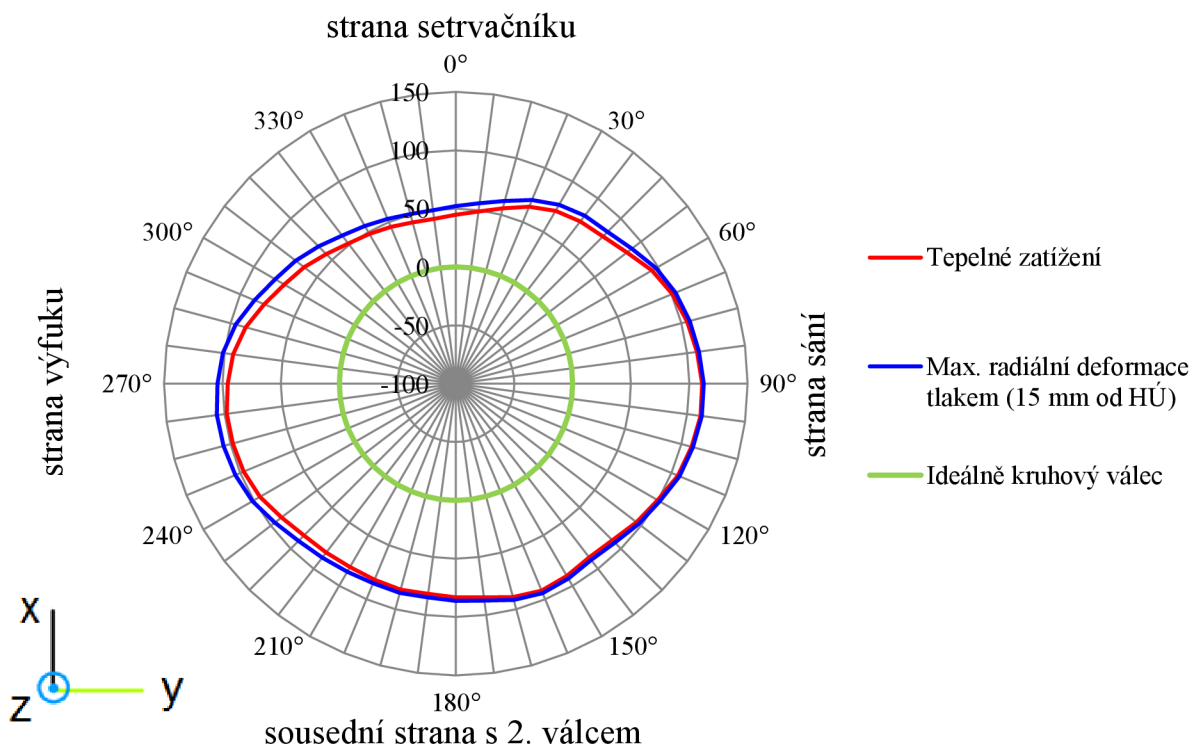


## 2. válec



Graf 19 Maximální radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] vložky vlivem tlaku plynů – 2. válec

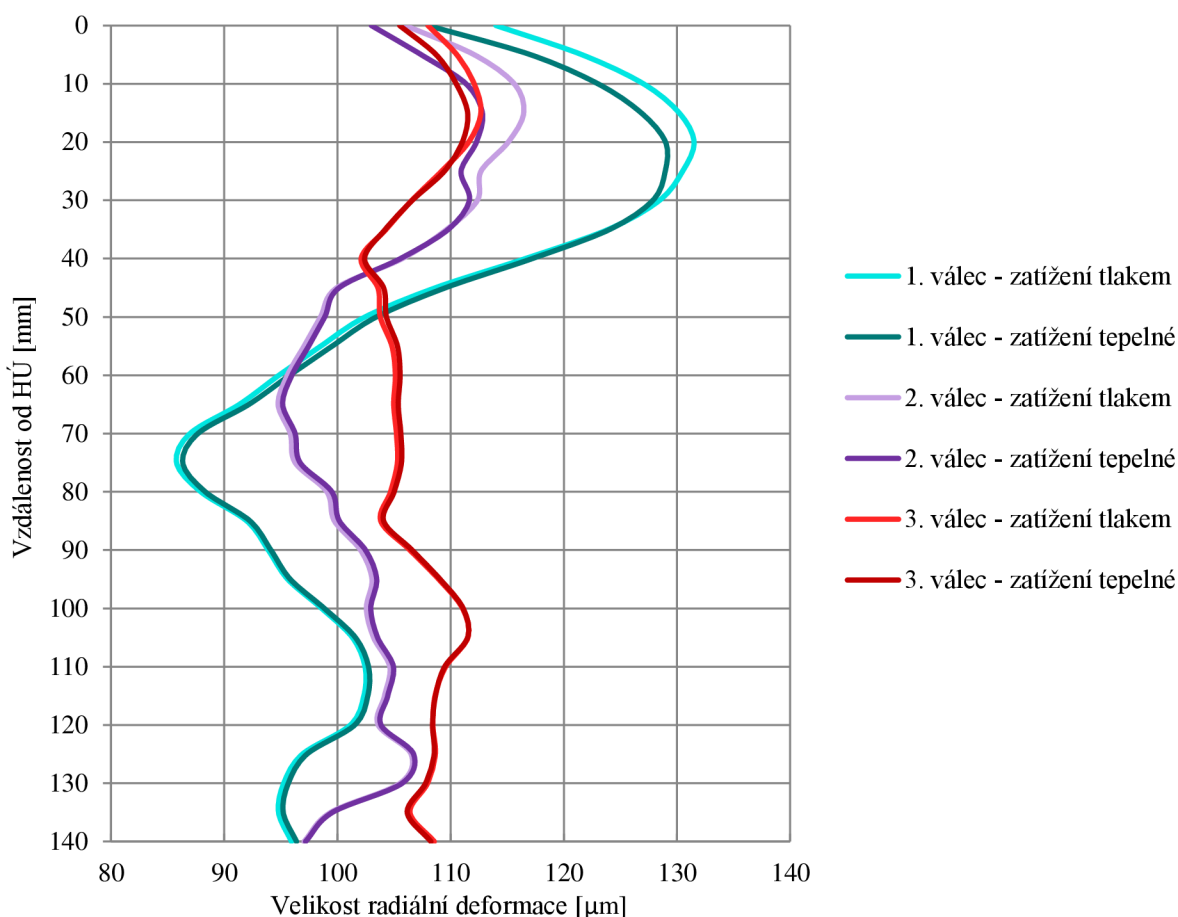
## 3. válec



Graf 20 Maximální radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] vložky vlivem tlaku plynů – 3. válec



Jako poslední byl vykreslen řez stěnou válce v rovině procházející osou válce a místem maximální radiální deformace po aplikaci tlaku plynů v okamžiku  $63^\circ$  za HÚ, u všech třech válců došlo k největší radiální deformaci na horní polovině válců na straně sání. Všechny úhlové souřadnice v tomto odstavci zmíněné jsou definované v rovině X-Y lokálního válcového souřadného systému na Obr. 52 a konkretizují tedy umístění po obvodu válce v dané výškové úrovni vložky. Z Graf 18 je vidět, že u prvního válce vyšla maximální radiální deformace v místě  $82,5^\circ$  od osy X ve výšce válce 20 mm od HÚ a dosahuje zde hodnoty  $132 \mu\text{m}$ . Druhý válec dosáhl maximální radiální deformace o velikosti  $117 \mu\text{m}$  ve výšce 15 mm od HÚ, přesně na straně sání ( $90^\circ$  od osy X, viz Graf 19). U třetího válce, Graf 20, byla maximální radiální deformace  $113 \mu\text{m}$ , rovněž ve výšce 15 mm od HÚ a v místě  $90^\circ$  od osy X. Pro porovnání je v grafu vykreslen řez vložkou v totožném místě, ale ve stavu tlakem plynů nezatíženým (tedy výsledek z tepelné analýzy). Na průběhu radiální deformace prvního válce je rovněž vidět vliv hlubšího chladicího kanálu na straně sání a možnost vložky se v této části prvního válce více deformovat.



Graf 21 Maximální radiální deformace [ $\mu\text{m}$ ] stěny válce po zatížení tlakem plynů



## ZÁVĚR

V první části práce byl proveden souhrn možností modelování sestavy spalovacího motoru, zejména jakým způsobem je možné modelovat šrouby a jejich předpětí a jaké jsou přístupy k simulaci nelineárního chování těsnění mezi hlavou a blokem motoru. Dále byly popsány možnosti stanovení okrajových podmínek pro tepelně-strukturální úlohu, neboť ty jsou základem celého výpočtu. Neboli jak se měří teplota a tlak ve spalovacím prostoru a hlavně jaké jsou přístupy ke zjišťování součinitelů přestupu tepla. V práci byly rovněž uvedeny způsoby měření montážních i provozních deformací válce jako verifikace MKP analýzou zjištěných výsledků.

Jako předmět tepelně-strukturální analýzy byl v této práci použit model 3 válcového zážehového motoru s přirozeným plněním o objemu 1,2 l. Výpočetní síť modelu byla vytvořena v programu Ansys ICEM CFD, se zaměřením na jemnější síť v oblasti vložek válců a kontaktu bloku s hlavou. Pro řešení samotné analýzy byl zvolen program Ansys Mechanical. Pomocí programu z Technické univerzity v Liberci a zpětného porovnání vypočteného a naměřeného průběhu spalovacích tlaků byl naladěn termodynamický model motoru, ze kterého byl vyexportován průběh teploty plynů a teplo odvedené do stěn spalovacího prostoru, z kterého byl dopočítán průběh okamžitého součinitele přestupu tepla na vložce válce a hlavě motoru.

Jako hlavní vlivy způsobující deformaci vložky válce byla uvažována montáž hlavových šroubů, tepelné zatížení a spalovací tlaky. Montáž hlavových šroubů byla simulována pomocí speciálních prvků předpětí PRETS179 ve 3 krocích, kdy v prvním kroku byly šrouby v daném pořadí utaženy na 30 Nm, v druhém kroku utažením o 90° a ve třetím kroku o dalších 90°, pokaždé předepsáním odpovídající síly předpětí. Montáží hlavy motoru byla způsobena dominantní radiální deformace válce v horní části vložky, kde se velikost radiální deformace pohybuje mezi jednotlivými válci od 10 do 20  $\mu\text{m}$  v závislosti na vzdálenosti od horní hrany vložky. Zdeformovaný tvar byl vykreslen v programu MATLAB na Obr. 55 nebo v řezu do polárních grafů na Graf 7.

Dalším vlivem bylo tepelné zatížení. V důsledku tepelné roztažnosti materiálu došlo ke značnému zvětšení poloměru válců, u prvního válce byla špičková hodnota až 128  $\mu\text{m}$  ve výšce 20 mm od HÚ, což bylo zapříčiněno hlubším chladicím kanálem na straně sání prvního válce, tudíž se mohla vložka snadněji deformovat. Graf 14 ukázal, že k největším průměrným radiálním deformacím došlo ve spodní části vložek. Průměrně se v této části poloměr válce zvětšil o 95  $\mu\text{m}$ . Horní část vložek dosahuje průměrné radiální deformace 85  $\mu\text{m}$ . Krajní válce vykazují větší deformaci než 2. válec, kvůli vyztužení stěnami mezi válci. Zdeformovaný tvar byl opět vykreslen na Obr. 57 a řezy válci jsou v polárních grafech znázorněny na Graf 11, Graf 12 a Graf 13.

V poslední části práce byl stanoven časový průběh deformace válce vlivem tlaku plynů, kde byl pracovní cyklus rozdělen po 10° natočení klikového hřídele. Výsledkem bylo zjištění, že malý podtlak při sání nemá téměř žádný vliv na deformaci stěny. Během komprese sice roste tlak plynů, ale velmi rychle a velmi blízko HÚ, tudíž maximální nárůst průměrné radiální deformace válce byl pouze 2  $\mu\text{m}$  ve výšce 20 mm od HÚ. Největšího průměrného zvětšení radiální deformace (průměrně o 5  $\mu\text{m}$ ) bylo dosaženo při expanzi, 63° za HÚ ve výšce válce 15 mm od HÚ, viz Graf 17. Po zbytek pracovního cyklu byly radiální deformace menší. Vzhledem k tomu, že první pístní kroužek se nachází zhruba 5 mm od dna



pístu a píst se ve fázi expanze pohybuje od HÚ k DÚ, přírůstek radiální deformace od tlaku plynů má na těsnost spalovacího prostoru malý vliv. Vložka válce se sice během pracovního cyklu motoru deformuje, ale po obvodu válce poměrně rovnoměrně, viz Graf 18, Graf 19 a Graf 20, tudíž jsou pístní kroužky schopny přitlakem od tlaku plynů ze zadní strany kroužku tento malý nárůst radiální deformace kompenzovat. Větší vliv vykazuje tvar zdeformovaný následkem tepelného zatížení a montáže hlavy motoru.

Pro hodnocení velikosti deformace vložky byla zvolena radiální odchylka tvaru válce, což označuje rozdíl mezi maximální a minimální radiální deformací vložky v dané výšce válce. Níže uvedená tabulka shrnuje velikost radiální odchylky tvaru válce v jednotlivých zatíženích a příslušnou výšku válce, kde jí bylo dosaženo. U spalovacích tlaků byla radiální odchylka tvaru válce počítána při maximální radiální deformaci 63° za HÚ, po zbytek cyklu se blíží k hodnotám z tepelného zatížení. V tabulce jsou rovněž uvedeny hodnoty maximální radiální deformace válce, která na celé výšce vložky vyšla, a výška, ve které vznikly.

Tab. 23 Souhrn radiálních odchylek tvaru válce [ $\mu\text{m}$ ] pro uvažovaná zatížení

Maximální radiální odchylka tvaru válce [ $\mu\text{m}$ ]						
	Montáž hlavových šroubů	Vzdálenost od HÚ [mm]	Tepelné zatížení	Vzdálenost od HÚ [mm]	Tlak plynů	Vzdálenost od HÚ [mm]
1. válec	20	45	70	0	67	0
2. válec	14	45	52	0	48	0
3. válec	15	45	83	0	78	0
Maximální radiální deformace válce [ $\mu\text{m}$ ]						
	Montáž hlavových šroubů	Vzdálenost od HÚ [mm]	Tepelné zatížení	Vzdálenost od HÚ [mm]	Tlak plynů	Vzdálenost od HÚ [mm]
1. válec	20	0	128	20	132	20
2. válec	14	0	117	95	117	15
3. válec	12	0	116	110	116	110

Tato diplomová práce stanovila vliv jednotlivých uvažovaných zatížení na deformaci válce a rovněž ukázala, že i konstrukce bloku motoru hraje významnou roli v možnostech deformování se válců.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MIRAJKAR, P., K. KANASE, N. CHHAPKHANE. Cylinder Liner Bore Distortion Estimation During Assembly of Diesel Engine with FEA. *International Journal on Mechanical Engineering and Robotics*, 2013, roč. 1, č. 2, s. 66 – 73. ISSN 2321-5747.
- [2] BIRD, L., R. GARTSIDE. Measurement of Bore Distortion in a Firing Engine. *SAE Technical Paper*, 2002, ISSN 0148-7191.
- [3] GIBBS, P. *Cylinder bore distortion*. [online]. c2001 [cit. 2015-10-15]. Dostupné z: <http://pjgibbs.plesk.freepgs.com/BATReport.pdf>
- [4] SERDECKI, W., P. KRZYMIEN. *The effect of changes in cylinder liner geometry on the operational of piston compression ring*. [online]. c2012 [cit. 2015-10-15]. Dostupné z: [http://suw.biblos.pk.edu.pl/resources/i1/i4/i4/i1/i0/r14410/SerdeckiW\\_EffectChanges.pdf](http://suw.biblos.pk.edu.pl/resources/i1/i4/i4/i1/i0/r14410/SerdeckiW_EffectChanges.pdf)
- [5] Dutinová měřidla s číselníkovým úchylkoměrem - dutinoměry. *Unimetra*. [online]. c2015 [cit. 2015-10-18]. Dostupné z: [http://www.unimetra.cz/soubory\\_zbozi/53\\_1.pdf](http://www.unimetra.cz/soubory_zbozi/53_1.pdf)
- [6] Pistons and Connecting rods. *AutoZone*. [online]. c2001-2015 [cit. 2015-10-18]. Dostupné z: [http://www.autozone.com/repairguides/Chrysler-Front-Wheel-Drive-Cars-4-CYL-1981-1995-Repair-Information/ENGINE-MECHANICAL/Pistons-and-Connecting-Rods/\\_/P-0900c15280251705](http://www.autozone.com/repairguides/Chrysler-Front-Wheel-Drive-Cars-4-CYL-1981-1995-Repair-Information/ENGINE-MECHANICAL/Pistons-and-Connecting-Rods/_/P-0900c15280251705)
- [7] Dynamic systems for form measurement and surface inspection of engines. *Hommel-Etamic*. [online]. c2009 [cit. 2015-10-18]. Dostupné z: [http://www.patgauge.com/downloads/incometer/incowin\\_brochure.pdf](http://www.patgauge.com/downloads/incometer/incowin_brochure.pdf)
- [8] Operating manual and Functional Description of Graphical User Interface. *Hommel-Etamic*. [online]. c2007 [cit. 2015-10-18]. Dostupné z: [http://www.patgauge.com/downloads/incometer/incowin\\_manual.pdf](http://www.patgauge.com/downloads/incometer/incowin_manual.pdf)
- [9] ŠIMBERSKÝ, M. *Indukční snímače*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2011. 52 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Ludvík Bejček, CSc.
- [10] Eddy current array. *Olympus*. [online]. [cit. 2015-10-20]. Dostupné z: <http://www.olympus-ims.com/en/ndt-tutorials/eca-tutorial/what-is-eca/basic/>
- [11] NOVOTNÝ, P. *Numerické metody a metoda konečných prvků. (přednáška)* Brno: VUT FSI Brno, 2015.
- [12] PÍŠTEK, V., ŠTETINA, J. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991. ISBN 80-214-0368-3
- [13] Element Reference. *ANSYS, Inc.* [online]. c2009 [cit. 2015-10-25]. Dostupné z: [http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.1/121/ans\\_elem.pdf](http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.1/121/ans_elem.pdf)
- [14] Gasket Materials. *Ansys.net*. [online]. [cit. 2015-10-25]. Dostupné z: [http://ansys.net/ansys/papers/nonlinear/conflong\\_gasket.pdf](http://ansys.net/ansys/papers/nonlinear/conflong_gasket.pdf)





- [15] MONTGOMERY, J. *Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint*. Siemens Westinghouse Power Corporation. [online]. c2002 [cit. 2015-10-27]. Dostupné z: <http://www.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/confpaper/2002-Int-ANSYS-Conf-38.PDF>
- [16] ANSYS Mechanical APDL Basic Analysis Guide. ANSYS, Inc. [online]. c2013 [cit. 2015-10-29]. Dostupné z: <http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Mechanical%20APDL%20Basic%20Analysis%20Guide.pdf>
- [17] DOLATABADI, N., S. THEODOSSIADES, S. J. ROTHBERGER. *On the identification of piston slap events in internal combustion engines using tribodynamic analysis* [online]. c2014 [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327014004610?np=y>
- [18] CROCCOLO, D., M. DE AGOSTINIS, N. CINCENZI. *Failure analysis of bolted joints: Effect of friction coefficients in torque-preloading relationship* [online]. c2010 [cit. 2015-11-08]. Dostupné z: [http://www.researchgate.net/profile/Dario\\_Croccolo/publication/241112913\\_Failure\\_analysis\\_of\\_bolted\\_joints\\_Effect\\_of\\_friction\\_coefficients\\_in\\_torquepreloading\\_relationship/links/550940ce0cf27e990e0e23f5.pdf](http://www.researchgate.net/profile/Dario_Croccolo/publication/241112913_Failure_analysis_of_bolted_joints_Effect_of_friction_coefficients_in_torquepreloading_relationship/links/550940ce0cf27e990e0e23f5.pdf)
- [19] *Engine Heat Transfer (přednáška)*. Massachusetts Institute of Technology [online]. c2010 [cit. 2015-11-10]. Dostupné z: <http://web.mit.edu/2.61/www/Lecture%20notes/Lec.%2018%20Heat%20transf.pdf>
- [20] SANLI, A., N. A. OZSEZEN, I. KILICASLAN, M. CANAKCI. *The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine* [online]. c2007 [cit. 2015-12-10]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431107003249>
- [21] PARRA, C. A. F.. *Heat Transfer Investigations in a Modern Diesel Engine* [online]. University of BATH, c2008 [cit. 2015-12-10]. Dostupné z: <http://opus.bath.ac.uk/17232/1/thesis.pdf>
- [22] MOHAMMADI, A., M. RASHIDI. Analysis of local convective heat transfer in a spark ignition engine. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35. 2008, roč. 35, č. 2, s. 215-224. ISSN 0735-1933.
- [23] BUENO, V. A. F., J. A. VELÁSQUEZ, L. MILANEZ. *Internal Combustion Engine Indicating Measurements*, Applied Measurement Systems. InTech, 2012. ISBN: 978-953-51-0103-1
- [24] *Internal Combustion Optical Sensor (ICOS)*. Lavision – focus on imaging [online]. c2009 [cit. 2015-12-24]. Dostupné z: <http://www.lavision.de/en/download.php?id=1718>
- [25] OLIVIER, H. *Thin Film Gauges and Coaxial Thermocouples for Measuring Transient Temperatures* [online]. RWTH Aachen, c2008 [cit. 2016-01-06]. Dostupné z: <http://www.mueller-instruments.de/index.php?download=1183840287&file=c3RvcnFnZS8zMzA3MzZmMGJlNWUxNjEzNjA0M2NmMDM5Yzg0ZWw5YQ==>
- [26] Nová Škoda Fabia: Kompletní technická data. *AUTO.CZ*. [online]. c2007 [cit. 2015-01-26]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/nova-skoda-fabia-kompletni-technicka-data-12260>



- [27] *Teplotní sondy*. Jakar Electronics [online]. c2010 [cit. 2016-01-26]. Dostupné z: [http://www.jakar.cz/sites/default/files/PDF/zpravodaje/jakar\\_100412.pdf](http://www.jakar.cz/sites/default/files/PDF/zpravodaje/jakar_100412.pdf)
- [28] ANSYS ICEM CFD User Manual. ANSYS, Inc. [online]. c2012 [cit. 2016-03-26]. Dostupné z: <http://www.petrodanesh.ir/Virtual%20Education/Mechanics/ICEM-CFD/PTEC-ICEM%20CFD%2014.5%20User%20Guide.pdf>
- [29] NESLÁDEK, M. *Vliv deformace na funkci soustavy ventil-vodítko-sedlo*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2009, 100 s. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc
- [30] Young Modulus of Elasticity for Metals and Alloys. *The Engineering Toolbox*. [online]. [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: [http://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d\\_773.html](http://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d_773.html)
- [31] *Thermal Properties of Metals*. ASM International [online]. c1998 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <http://www.owl.net.rice.edu/~msci301/ThermalExpansion.pdf>
- [32] Thermal Conductivity of Gray Iron and Compacted Graphite Iron Used for Cylinder Heads. *Matéria*. [online]. c2005 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <http://www.materia.coppe.ufrj.br/sarra/artigos/artigo10660/>
- [33] ÇENGEL, Yunus A. *Heat transfer: a practical approach*, Boston: McGraw-Hill, 2003. ISBN 0072458933.
- [34] KOZÁK, O. *Tepelně-mechanická analýza hlavy vznětového spalovacího motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 78 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [35] *Dílenská příručka - Motor 1,2/44; 47; 51; 55 kW*. Škoda Auto. c2012 [cit. 2016-03-06].
- [36] SHIGLEY, J. E., C. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629.
- [37] Výpočtový program TLAK macro. *Katedra vozidel a motorů, Fakulta strojní, Technická univerzita v Liberci*. [online]. c2001 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/studenti/skripta-a-texty-on-line/vypoctovy-program-tlak-macro>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

HÚ		Horní úvrat'
CAD		Computer aided design neboli počítačem podporované projektování
CO <sub>2</sub>		oxid uhličitý
DÚ		Dolní úvrat'
MKP		Metoda konečných prvků
TUL		Technická univerzita v Liberci
A	[m <sup>2</sup> ]	Okamžitá hodnota povrchu spalovacího prostoru
A <sub>i</sub> , B <sub>i</sub>	[m]	Fourierovy koeficienty amplitudy odchylky kruhového tvaru
C	[-]	Konstanta kritériální rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla
d	[m]	Velký průměr závitu šroubu
D	[m]	Průměr vrtání válce (charakteristický rozměr)
d <sub>2</sub>	[m]	Střední průměr závitu šroubu
E	[MPa]	Modul průřezu v tahu
f	[-]	Součinitel tření mezi hlavou šroubu a spojovanou částí
f <sub>0</sub>	[-]	Součinitel tření v závitu
F <sub>i</sub>	[N]	Síly předpětí
K	[-]	Součinitel utahovacího momentu
l	[mm]	Celková délka dřívku šroubu
M	[Nm]	Utahovací moment
m	[-]	Konstanta kritériální rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla
m <sub>t</sub>	[K]	Teplotní gradient
n	[-]	Konstanta kritériální rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	[Pa]	Aktuální hodnota tlaku ve válci
P	[mm]	Posuv při transformaci výsledků
p <sub>1</sub> , p <sub>2</sub> , p <sub>3</sub>	[MPa]	Okamžitá hodnota tlaku v 1., 2. a 3. válci
P <sub>140</sub>	[mm]	Posuv při transformaci výsledků 140 mm od HÚ
P <sub>h</sub>	[mm]	Stoupání závitu
P <sub>HÚ</sub>	[mm]	Posuv při transformaci výsledků v HÚ
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
$\dot{Q}$	[W]	Tepelný tok
$\dot{q}_r$	[Wm <sup>-2</sup> ]	Měrný tepelný tok stěnou válce
r	[m]	Poloměr, ke kterému je počítán tepelný tok
R	[mm]	Poloměr válce
R(δ)	[m]	Odchylka od kruhového tvaru
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez dřívku
T	[K]	Aktuální hodnota teploty plynů ve válci
$\bar{T}_g$	[K]	Okamžitá střední teplota plynů
T <sub>w,g</sub>	[K]	Teplota na povrchu stěny



UX	[mm]	Radiální posuv v cylindrickém souřadném systému
w	[ms <sup>-1</sup> ]	Rychlost plynů ve válci
Z	[mm]	Vzdálenost od HÚ
z1, z2, z3	[mm]	Okamžitá hodnota zdvihu v 1., 2. a 3. válci
$\alpha_s$	[°]	Vrcholový úhel závitu
$\alpha$	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Koeficient přestupu tepla
$\delta$	[rad]	Úhlová souřadnice
$\Delta l$	[mm]	Prodloužení šroubu
$\varepsilon$	[-]	Poměrné prodloužení
$\lambda$	[Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Součinitel tepelné vodivosti stěny válce
$\sigma$	[MPa]	Tahové napětí
$\varphi$	[rad]	Úhel, mezi průvodičem bodu a osou x v cylindrickém souřadném systému
$\gamma$	[°]	Úhel přitažení šroubu
$\psi$	[°]	Úhel stoupání závitu



## SEZNAM PŘÍLOH

- 1) Průběh teploty plynů a součinitele přestupu tepla na vložce válce
- 2) Makro pro zatížení modelu
- 3) Makro na vyčítání výsledků
- 4) Radiální deformace od montáže
- 5) Radiální deformace od tepelného zatížení