



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Kontrola namáhání hlavy válce vodíkového
zkušebního motoru

Check the cylinder head stresses of the
hydrogen test engine

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2023

Bc. Josef JAKEŠ

Studijní program: NDTT Dopravní a transportní technika
Studijní obor: N071TSPM Spalovací motory
Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Jakeš** Jméno: **Josef** Osobní číslo: **482603**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Spalovací motory**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Kontrola namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru

Název diplomové práce anglicky:

Check the cylinder and piston stresses of the hydrogen test engine

Pokyny pro vypracování:

Pro experimentální jednoválcový vodíkový spalovací motor o vrtání 120 mm a zdvihu 140 mm, proveďte kontrolu tepelného namáhání hlavy válce. Na základě dodaných podkladů vytvořte 3D model hlavy válce a zkontrolujte rozložení teplot a tepelného a silového namáhání hlavy válce.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jindřich Hořenín ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **12.07.2023**

Platnost zadání diplomové práce: **19.09.2023**

Ing. Jindřich Hořenín
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora:	Bc. Josef Jakeš
Název práce:	Kontrola namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru
Anglický název:	Check the cylinder head stresses of the hydrogen test engine
Rozsah práce:	73 stran 37 obrázků 14 tabulek 10 příloh
Akademický rok:	2022/2023
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Dopravní a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. Jindřich Hořenín
Klíčová slova:	Hlava válce, vodíkový motor, teplotní analýza, strukturální analýza, okrajové podmínky.
Key words:	Cylinder head, hydrogen engine, thermal analysis, structural analysis, boundary conditions.



Abstrakt

Cílem této diplomové práce je kontrola namáhání hlavy válce pro vodíkový experimentální motor. Namáhání je vyhodnoceno na základě teplotní a strukturální analýzy v softwaru PTC Creo 4.0. Práce popisuje tvorbu jednotlivých analýz a uvádí jejich dílčí výsledky. Úvodní část práce je věnována spalování vodíku ve spalovacím motoru, sdílení tepla a základům metody konečných prvků. V závěru práce jsou vyhodnoceny výsledky a uvedeny doporučení pro zvýšení životnosti.

Abstract

The aim of the diploma thesis is to check the cylinder head stresses for a hydrogen experimental engine. The stresses are evaluated based on thermal and structural analysis in PTC Creo 4.0 software. The thesis describes the development of the individual analyses and presents their partial results. The introduction of the thesis is devoted to hydrogen combustion in an internal combustion engine, heat transfer and the basics of the finite element method. In the conclusion of the thesis, the results are evaluated and recommendations are given to increase the lifetime.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Kontrola namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru” vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jindřicha Hořenína a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří jednu z posledních kapitol této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Velmi rád bych tímto poděkoval mému vedoucímu práce, Ing. Jindřichu Hořenínovi, za cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce. Dále bych také rád poděkoval své rodině, která mě po celou délku studia podporovala, a bez jejichž pomoci by nebylo možné tuto práci dokončit.



Obsah:

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	9
1 Úvod.....	10
2 Vodík jako palivo pro spalovací motor	12
2.1 Výhřevnost vodíku	12
2.1 Difuzivita	12
2.2 Rozsah hořlavosti.....	12
2.3 Rychlost plamene	13
2.4 Zhášení plamene.....	13
2.5 Zapalovací energie	13
2.6 Teplota samovznícení	13
2.7 Nepřímý vstřík v zážehovém motoru	13
2.8 Přímý vstřík v zážehovém motoru	14
2.9 Přímý vstřík ve vznětovém motoru	15
3 Sdílení tepla	16
3.1 Vedení tepla (kondukce).....	16
3.2 Proudění tepla (konvekce).....	16
3.3 Tepelné záření (radiace)	17
3.4 Prostup tepla	17
4 Metoda konečných prvků	19
5 Experimentální jednoválcový motor	21
6 Namáhání hlavy válce	22
7 Postup řešení namáhání hlavy válce v softwaru PTC Creo 4.0.....	23
8 Výpočtová sestava hlavy válce	24
9 Materiálové vlastnosti	25
10 Teplotní analýza.....	26
10.1 Vazby mezi jednotlivými komponentami	26
10.2 Okrajové podmínky teplotní analýzy	27
10.3 Výpočetní síť	32
10.4 Kalibrace teplotní analýzy.....	33
10.5 Výsledky teplotní analýzy	36
11 Strukturální analýza	39



11.1 Okrajové podmínky strukturální analýzy.....	39
11.2 Vazba mezi hlavou válce a válcem	40
11.3 Zatížení hlavy válce.....	41
11.4 Výpočetní síť.....	45
11.5 Výsledky strukturální analýzy	45
11.5.1 Vliv teplotní deformace na předejzaté spoje.....	47
11.5.2 Vliv konstrukčních změn.....	51
11.5.3 Zhodnocení namáhání hlavy válce	52
12 Závěr	54
Seznam použité literatury	55
Seznam obrázků.....	57
Seznam tabulek	58
Seznam příloh	59
Seznam příloh v elektronické podobě	59



Seznam použitých zkratk a symbolů

3D	Trojrozměrný	
CAD	Počítačem podporované konstruování	
CFD	Počítačová mechanika tekutin	
CO ₂	Oxid uhličitý	
c _p	Měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
E	Youngův modul pružnosti	[MPa]
HCCI	Vznětový motor s homogenní směsí	
H ₂ FC	Vodíkový palivový článek	
H ₂ ICE	Vodíkový spalovací motor	
MKP	Metoda konečných prvků	
NO _x	Oxidy dusíku	
OHV	Typ ventilového rozvodu	
OP	Okrajové podmínky	
\dot{Q}	Tepelný výkon	[W]
S	Teplosměnná plocha	[m ²]
t _{eff}	Efektivní teplota	[°C]
t _s	Teplota stěny	[°C]
t _{vstup}	Vstupní teplota	[°C]
t _{výstup}	Výstupní teplota	[°C]
\dot{V}	Objemový průtok	[l·min ⁻¹]
α	Teplotní součinitel roztažnosti	[K ⁻¹]
α_{eff}	Efektivní součinitel přestupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
α_k	Součinitel přestupu tepla v kontaktu	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Δt	Změna teploty	[°C]
λ	Součinitel přebytku vzduchu	[-]
λ_t	Tepelná vodivost	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
μ	Poissonova konstanta (poměr prodloužení)	[-]
ρ	Hustota	[kg·m ⁻³]

neuvedené symboly jsou vysvětleny v textu pod příslušnou rovnicí



1 Úvod

Jeden z nejsledovanějších parametrů dopravních prostředků v dnešní době je produkce CO₂. Oxid uhličitý patří společně s vodní párou a metanem mezi nejvýznamnější skleníkové plyny. V provozu vzniká jako produkt dokonalého spalování běžně používaných uhlovodíkových paliv ve spalovacím motoru, který je v současnosti nejrozšířenější pohonnou jednotkou vozidel. Převážně z emisních důvodů je ve vývoji automobilového průmyslu snaha spalovat alternativní paliva, či nahradit spalovací motor nejčastěji hybridním pohonem, nebo elektromotorem. Při použití spalovacího motoru pro hybridní jednotku je kladen důraz na to, aby byl spalovací motor provozován v režimu, kdy produkuje malé množství emisí a dosahuje vysoké účinnosti. Pohon elektromotorem je výhodný v místech s lokálně vysokou hustotou provozu. Emise při provozu dopravních prostředků poháněných elektromotorem jsou závislé na způsobu výroby elektrické energie, která je pro pohon využita.

Jedním z alternativních paliv je zemní plyn. Zemní plyn je samozřejmě směs uhlovodíků, ovšem jeho spalováním dochází k výrazně nižší produkci CO₂ oproti konvenčním palivům jako jsou automobilový benzín a motorová nafta.

Dalším příkladem alternativního paliva je vodík. Při jeho dokonalém spalování nedochází ke vzniku CO₂. Při spalování ale dochází vlivem vzdušného dusíku k Zeldovichovým reakcím a vzniku oxidů dusíku. Jejich koncentrace je závislá na teplotě spalování. Spalováním velmi chudé směsi vodíku se vzduchem tedy dochází k výraznému snížení produkce NO_x z důvodu poklesu maximálních teplot během spalování. Zbytkové koncentrace NO_x ve výfukových plynech pak mohou být ještě následně zpracovány. Při spalování chudé směsi v kombinaci s nepřímo vstříkovaným vodíkem, ale dochází k výraznému úbytku výkonu oproti spalování stechiometrické směsi benzínu se vzduchem ve stejném motoru. Snížení výkonu lze kompenzovat přeplňováním, či přímým vstříkáváním vodíku. Well-to-wheel emise jsou závislé na způsobu výroby vodíku. Velká difuzivita vodíku pak způsobuje snížení mechanických vlastností materiálu, do kterého difunduje.

Při konverzi motoru na alternativní palivo je potřeba zkontrolovat, zda nedochází změnou paliva ke zhoršení namáhání jednotlivých komponent motoru. Součástí, jejíž namáhání by mohlo být výrazně ovlivněno spalováním odlišného paliva je hlava válce. Hlava válce uzavírá spalovací prostor motoru, tudíž je v neustálém kontaktu s horkými plyny. Výfukový kanál je ohříván výfukovými plyny. Sací kanál je naopak ochlazován. Hlava je zároveň chlazená kapalinou, či vzduchem a k chlazení také přispívá motorový olej. Dochází tedy k nerovnoměrným teplotním deformacím hlavy válce a uvnitř materiálu vzniká napětí.



Hlava je dále namáhána především spalovacím tlakem, předpětím od nalisovaných součástí a předeplatými hlavovými šrouby, které navíc omezují volnou dilataci hlavy.

Proto hlavním cílem této diplomové práce je porovnání namáhání hlavy válce experimentálního motoru Tatra při konverzi z naftového pohonu na pohon vodíkový. Vodík bude nepřímo vstřikován a jeho směs se vzduchem bude zažehávána zapalovací svíčkou. Touto úpravou tedy dojde k přeměně vznětového motoru na zážehový. Porovnání namáhání je provedeno pomocí MKP v softwaru PTC Creo 4.0. Nejprve byl vytvořen 3D CAD model sestavy hlavy válce. Dále byla provedena teplotní a následně strukturální analýza. Úkolem teplotní analýzy je výpočet teplotního pole hlavy válce, které je jako teplotní zatížení importováno do strukturální analýzy. Pomocí strukturální analýzy řešíme samotné namáhání analyzované součásti. Většina okrajových podmínek teplotní analýzy byla získána ze simulačních modelů motoru, vytvořených v softwaru GT-Suite. Teplotní analýza pro výpočtový model hlavy válce naftového pohonu byla kalibrována naměřenými daty z termočlánků.



2 Vodík jako palivo pro spalovací motor

K pohonu vozidel na vodík je v současnosti možné použít dvě hlavní technologie. První technologie využívá palivového článku k přeměně chemické energie vodíku na energii elektrickou, která se dále využívá pro pohon vozidla (H_2FC). V druhém případě spalujeme směs vodíku a vzduchu např. ve spalovacím prostoru pístového spalovacího motoru (H_2ICE). Pro spalování vodíku není zapotřebí takové čistoty paliva, jako pro palivové články. [1]

Oblasti spalování vodíku v pístových spalovacích motorech, popisu vlastností vodíku a porovnání vodíku s ostatními palivy budou věnovány následující podkapitoly.

2.1 Výhřevnost vodíku

Výhřevnost vodíku ($\sim 120 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$) je výrazně vyšší, než benzínu ($\sim 44 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$) a motorové nafty ($\sim 43 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$). Naproti tomu jeho vysoký parciální tlak ve směsi se vzduchem výrazně snižuje objemovou účinnost motoru, která je úměrná parciálnímu tlaku vzduchu. [2] Tato nevýhoda se projeví, pokud je vodík se vzduchem mísen ještě před příchodem do spalovacího prostoru. Porovnání podílu parciálního tlaku paliva ve směsi se vzduchem při $\lambda=1$ pro různá paliva je zobrazeno v tabulce 1.

Vodík	Isooktan	Hexadekan
29,58 %	1,65 %	0,85 %

Tab. 1: Podíl parciálního tlaku paliv ve stechiometrické směsi se vzduchem

2.1 Difuzivita

Vodík má velmi vysokou difuzivitu. Tato vlastnost je přínosná při tvorbě homogenní směsi se vzduchem. Vodík ovšem díky vysoké difuzivitě difunduje do materiálu, který je ve styku s vodíkem a může docházet k vodíkové křehkosti, či vodíkovou korozi. Vlivem těchto korozních narušení dochází k zhoršení mechanických vlastností. Vodíkovou křehkost lze do jisté míry narušení odstranit žiháním. Vodíková koroze je závažnější problém než vodíková křehkost. Spočívá v reakci s uhlíkem a nelze odstranit. [3]

2.2 Rozsah hořlavosti

V porovnání s benzínem a motorovou naftou má vodík široký rozsah hořlavosti ($\lambda=0,4$ až $7,4$ [1]). Motor s vodíkovým pohonem lze tedy provozovat na výrazně chudou směs se vzduchem. Při spalování chudé směsi dosahujeme oproti spalování směsi stechiometrické nižších teplot a tlaků. Zároveň dochází k nižší produkci emisí NO_x . [4]



2.3 Rychlost plamene

Vodík má vysokou laminární rychlost plamene ($1,85 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [5]) při stechiometrickém poměru v porovnání s benzínem a naftou ($0,3$ až $0,43 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [5]). V chudých směsích vodíku se vzduchem laminární rychlost plamene výrazně klesá. [4]

2.4 Zhášení plamene

Zhášecí vzdálenost je u vodíkového plamene menší než pro plameny běžně používaných uhlovodíkových paliv. Plamen se tedy pohybuje blíže ke stěně spalovacího prostoru. Proto lze očekávat navýšení tepelných ztrát a větší tepelné namáhání stěn spalovacího prostoru. Krátká zhášecí vzdálenost spolu s vysokou rychlostí plamene vedou k riziku vzniku zpětného zášlehu. [5]

2.5 Zapalovací energie

Množství energie potřebné k zapálení stechiometrické směsi vodíku se vzduchem je více než desetkrát menší než stechiometrické směsi benzínu se vzduchem. Chudá směs vodíku je tedy bezpečně zapalitelná. Nízká zapalovací energie ovšem zvyšuje riziko předčasného zažehnutí směsi a také riziko zpětného zášlehu. [4] Zapalovací energie exponenciálně narůstá se zvyšováním přebytku vzduchu ve směsi s vodíkem. [5]

2.6 Teplota samovznícení

Vodík má vyšší teplotu samovznícení oproti benzínu a naftě. To umožňuje u zážehového motoru provozovaném na chudou směs vodíku (zvýší se zapalovací energie) navýšení kompresního poměru ve srovnání s benzínovým pohonem. V kombinaci s vyšším poměrem měrných tepelných kapacit má vodík pozitivní vliv na tepelnou účinnost. [4]

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (1)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2)$$

T_1 teplota na začátku komprese [K]

T_2 teplota na konci adiabatické komprese [K]

ε kompresní poměr [-]

κ Poissonova konstanta (poměr měrných tepelných kapacit) [-]

η_t tepelná účinnost [-]

2.7 Nepřímý vstřík v zážehovém motoru

Nepřímé vstřikování je pro vodík nejběžnější. Motory jsou nejčastěji provozovány v režimu chudé směsi. Tím dochází k zmírnění negativních vlastností při spalování vodíku v stechiometrické směsi, jako jsou předčasný zážeh a riziko zpětného zášlehu. Dochází

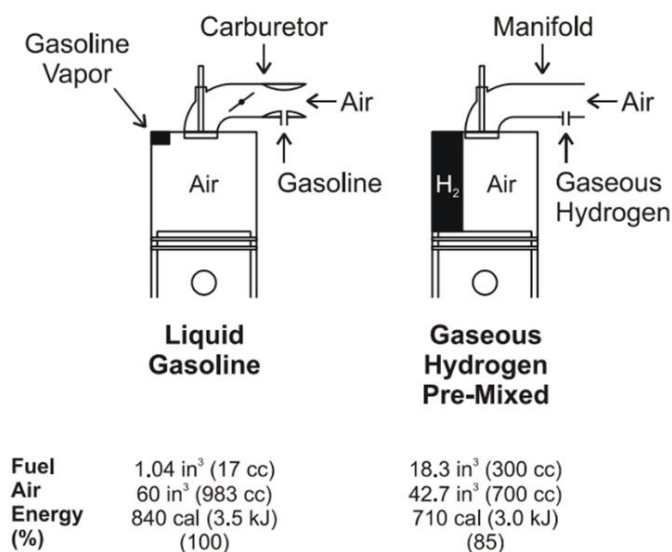


ke zlepšení spotřeby paliva, navýšení tepelné účinnosti a snížení emisí NO_x . Právě nízká produkce emisí při spalování je důležitá v době, kdy systém následného zpracování výfukových plynů ještě není zahřátý na provozní teplotu. Spalování chudé směsi ale vede ke snížení výkonu (pro $\lambda=2$ až o 50 % při spalování ve stejném motoru) oproti běžnému nepřepřehnanému benzínovému motoru, který je provozován na stechiometrickou směs. Toto rapidní snížení výkonu lze kompenzovat například přepřehnaním. [6]

Při provozu na stechiometrickou směs musí být výrazně snížen kompresní poměr oproti spalování chudé směsi a motor produkuje vysoké emise oxidů dusíku. [6]

Motor může být také provozován s proměnným součinitelem přebytku vzduchu. V nízkých zatíženích se spaluje proměnlivá chudá směs a při potřebě maximálního výkonu je použita směs stechiometrická. [6]

Pro zažehnutí nepřímo vstřikovaného vodíku je typicky do spalovacího prostoru nainstalována zapalovací svíčka. Směs je také možné zažehnout od vstříknutí pilotní dávky motorové nafty. [5]



Obr. 1: Energetické porovnání pro benzín a nepřímo vstřikovaný vodík (pro $\lambda=1$) [4]

2.8 Přímý vstřik v zážehovém motoru

Přímým vstřikováním vodíku dochází k potlačení abnormálního spalování (zpětný zážeh a předčasný zážeh) a navýšení výkonu. Dochází také k nižší produkci NO_x (závislé na λ). Aby se předešlo vytlačování nasávaného vzduchu vodíkem o nízké hustotě a zároveň se zamezilo vzniku zpětných zážehů, je začátek vstřiku obvykle časován po uzavření sacího ventilu. [6]

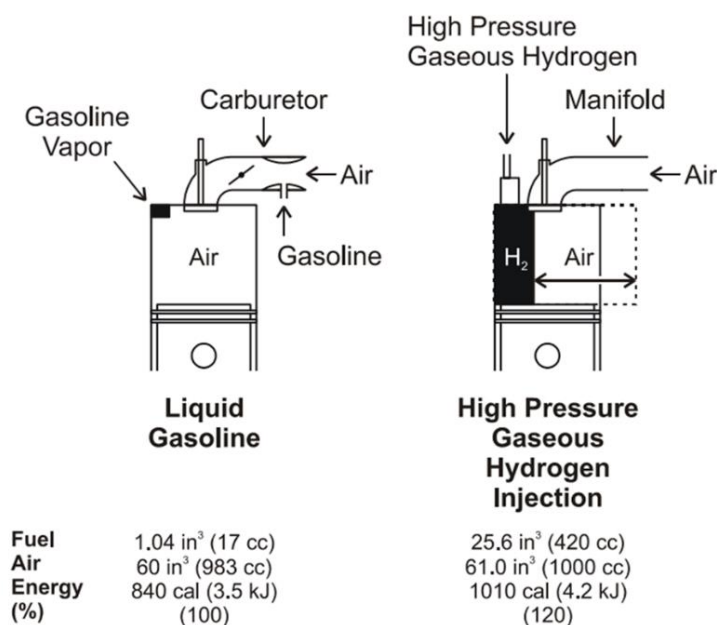


Při vstřikování v počáteční fázi komprese není zapotřebí vysokých vstřikovacích tlaků a palivo má zároveň dostatek času pro tvorbu homogenní směsi. [6]

Pokud ke vstřiku dochází v pozdní fázi komprese, jsou kladeny požadavky na vyšší vstřikovací tlak. V důsledku nedostatku času na vytvoření homogenní směsi dochází k tvorbě směsi vrstvené s různými zónami přebytku vzduchu. [6]

Velký průtok vstřikovačem a vysoké tlaky vodíku v kombinaci s tepelným namáháním od spalovacího prostoru způsobují nízkou životnost vstřikovačů. [6]

Pro zažehnutí vodíku vstřikovaného přímo do spalovacího prostoru je používána zapalovací svíčka. Směs je také možné zažehnout žhavicí svíčkou, či vstřikem pilotní dávky nafty. Vstřikování pilotní dávky nafty ovšem výrazně zvyšuje produkci emisí, a to jak při přímém, tak při nepřímém vstřikování vodíku. [5]



Obr. 2: Energetické porovnání pro benzín a přímo vstřikovaný vodík (pro $\lambda=1$) [4]

2.9 Přímý vstřik ve vznětovém motoru

Vysoká teplota samovznícení komplikuje použití vodíku ve vznětovém motoru. Při indukčním ohřevu vzduchu a přeplňování bez mezichlazení lze dosáhnout stabilního vznícení směsi s vodíkem (režim HCCI). Takto stabilního vznícení bylo ovšem dosaženo na výzkumných motorech při nízkých zatíženích. [6]

Další strategií k dosažení stabilního vznícení směsi vodíku se vzduchem je vstříknutí první malé dávky vodíku, která je před horní úvratí zažehnuta pomocí zapalovací svíčky. Následně je vstříknuta druhá dávka, okamžitě dochází k hoření difúzním plamenem. Tímto opatřením dochází k zamezení samovznícení směsi před příchodem čela plamene. [6]



3 Sdílení tepla

3.1 Vedení tepla (kondukcce)

Vedení tepla spočívá v šíření mechanické formy energie prostřednictvím mikroskopického pohybu částic. Částice látky s vyšší střední kinetickou energií (vyšší termodynamickou teplotou) předávají část své pohybové energie vzájemnými srážkami částicím v oblasti s nižší střední kinetickou energií (nižší termodynamickou teplotou). Při kondukcce částice nemění svou původní rovnovážnou polohu, ale neustále kolem ní kmitají. Tento způsob přenosu tepla je typický pro spojitě látkové prostředí. V tekutinách probíhá také, jeho vliv zde ovšem většinou zanedbáváme vzhledem k makroskopickému proudění tekutiny. Vedení respektujeme v případě, pokud je proudění potlačeno. K takovému ději může dojít např. v úzké štěrbině. Přenos tepla vedením je vyjádřen Fourierovým zákonem. [7]

$$\dot{q}_i = -\lambda_t \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3)$$

\dot{q}_i hustota tepelného toku v daném směru [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

λ_t tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\frac{\partial T}{\partial x_i}$ změna teploty v daném směru [$\text{K} \cdot \text{m}^{-1}$]

3.2 Proudění tepla (konvekce)

V případě konvekce se teplo sdílí makroskopickým pohybem tekutiny. Prouděním dochází k vzájemnému pohybu částic. Vzájemně se pohybující částice mají odlišnou termodynamickou teplotu, a tedy i rozdílnou vnitřní energii. Konvekce probíhá u kapalin a plynů. Podle způsobu proudění můžeme konvenci dělit na přirozenou a nucenou. U přirozené konvekce není pohyb tekutiny vyvolán vnějším zdrojem, jak je tomu u konvekce nucené. Přirozené proudění je nejčastěji způsobeno závislostí hustoty tekutiny na její teplotě. Přenos tepla prouděním je vyjádřen Newtonovým ochlazovacím zákonem. [7]

$$\dot{q} = \alpha_t \cdot (T_t - T_s) \quad (4)$$

\dot{q} hustota tepelného toku [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

α_t součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

T_t teplota proudící tekutiny [K]

T_s teplota stěny [K]



3.3 Tepelné záření (radiace)

Teplo se přenáší pomocí elektromagnetického záření. Zahřátý hmotný objekt přeměňuje část své vnitřní energie na energii elektromagnetických vln, kterou emituje do okolí. Elektromagnetické záření se při dopadu na jiný hmotný objekt přemění zpět na vnitřní energii. Tím se zvýší jeho termodynamická teplota. Tepelnou radiaci u tekutin většinou zanedbáváme. Intenzita záření, které dokonale černé těleso předá jinému dokonale černému tělesu, je popsána pomocí Stefanova-Boltzmannova zákona. [7]

$$I = \sigma \cdot (T_A^4 - T_B^4) \quad (5)$$

I celková intenzita záření [$W \cdot m^{-2}$]

σ Stefanova-Boltzmannova konstanta [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$], $\sigma = 5,670400 \cdot 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$

T_A teplota černého tělesa, které vyzařuje záření [K]

T_B teplota černého tělesa, které absorbuje záření [K]

3.4 Prostup tepla

Šíří-li se teplo postupně několikrát v nahodilém pořadí pomocí konvekce a kondukce, je z důvodu usnadnění výpočtu přenosu tepla zaveden součinitel prostupu tepla. Ten symbolizuje hodnotu převráceného tepelného odporu soustavy, pro kterou je prostup tepla počítán.

Pro případ, kdy je rovinná stěna z obou stran obklopena tekutinami, se tepelný tok vypočítá následujícím vztahem.

$$\dot{q} = k \cdot (T_{t1} - T_{t2}) \quad (6)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{t1}} + \frac{x}{\lambda_t} + \frac{1}{\alpha_{t2}}} \quad (7)$$

\dot{q} hustota tepelného toku [$W \cdot m^{-2}$]

k součinitel prostupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

T_{t1}, T_{t2} teplota jednotlivých tekutin [K]

λ_t tepelná vodivost [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

α_{t1}, α_{t2} součinitel přestupu tepla jednotlivých tekutin [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

x tloušťka stěny [m]



V případě válcové stěny mají výpočtové vztahy následující podobu.

$$\dot{q} = k \cdot (T_{t1} - T_{t2}) \quad (8)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{t1} D_1} + \ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right) \frac{1}{2\lambda_t} + \frac{1}{\alpha_{t2} D_2}} \quad (9)$$

\dot{q} hustota tepelného toku [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$]

k součinitel prostupu tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

T_{t1}, T_{t2} teplota jednotlivých tekutin [K]

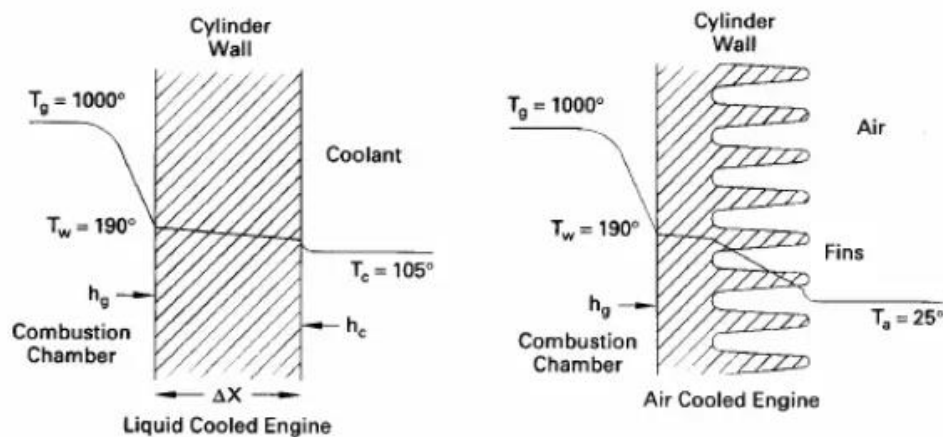
λ_t tepelná vodivost [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

α_{t1}, α_{t2} součinitel přestupu tepla jednotlivých tekutin [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]

D_1, D_2 vnitřní a vnější průměr [m]

Pro výpočet složitějších soustav prostupu tepla lze vhodně využít analogie s elektrickým proudem. Rozdílu teplot odpovídá elektrické napětí, hustotě tepelného toku intenzita elektrického proudu a převrácené hodnotě součinitele prostupu tepla elektrický odpor.

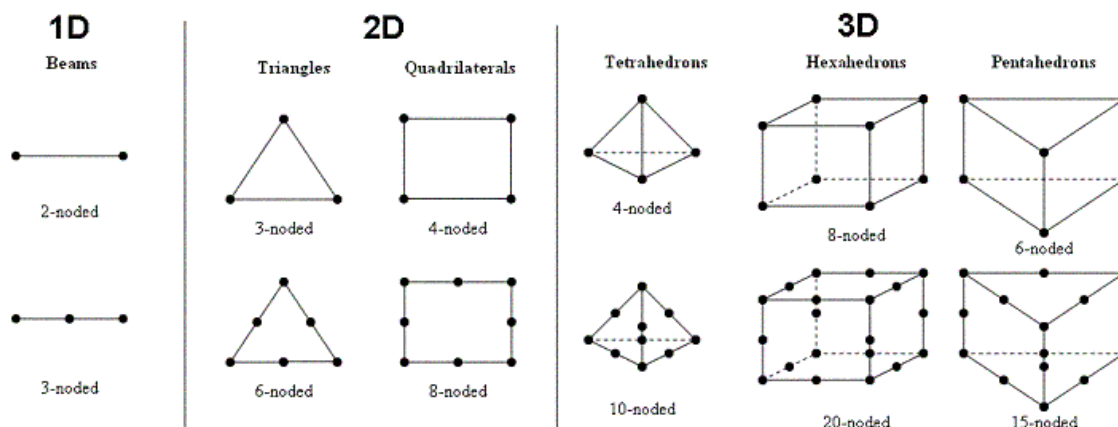
Na obrázku 3 je zobrazen přibližný rozdíl prostupu tepla pro stěnu chlazenou prostřednictvím kapaliny a vzduchu. K výpočtu přenosu tepla žebry musí být použity rovnice pro žebrované povrchy.



Obr. 3: Prostup tepla [8]

4 Metoda konečných prvků

Jedná se numerickou metodu pro řešení problémů popsaných pomocí parciálních diferenciálních rovnic. Problematika může být také formulována jako hledání minima určitého funkcionálu. Oblast výpočtu je reprezentována jako sestava konečných prvků (elementů). Body, v nichž hledáme neznámé parametry řešení se nazývají uzly prvku. Element obsahuje minimálně dva uzly (lineární nosníkový element). V následujícím odstavci je stručně popsán průběh výpočtu. [9]



Obr. 4: Příklady elementů v MKP [10]

Nejprve diskretizujeme kontinuum a oblast řešení rozdělíme na konečné prvky. Definujeme vazby, okrajové podmínky a zatížení. Dále zvolíme interpolační funkce, které interpolují proměnou přes prvek. Interpolační funkce jsou také někdy označovány jako funkce aproximační. Obvykle se používají polynomy n -tého stupně. Následně jsou stanoveny lokální matice fyzikálních vlastností elementu (např. matice tuhosti a vektor zatížení). Lokální matice jsou sestaveny do matic globálních pro celou diskretizovanou oblast řešení. Z matic je sestavena globální soustava rovnic, jejíž řešením získáme hodnoty hledané funkce v uzlových bodech (např. posuv). V případě potřeby můžeme následně z výsledků dopočítat i ostatní potřebné parametry (např. výpočet deformace a napětí z posuvu). [9]

Metoda konečných prvků je přibližná metoda. Přesnost řešení tedy udává, jak se aproximativní řešení blíží řešení exaktnímu a je označována jako konvergence. Pro splnění podmínek konvergence musí interpolační funkce splňovat podmínky spojitosti a úplnosti. Pokud interpolační funkce splňuje obě podmínky, označujeme prvek jako komformní. Konvergence je v tomto případě monotónní. Není-li splněna podmínka spojitosti, řešení konverguje, ale již ne monotónně. Pokud není splněna podmínka úplnosti, řešení konverguje monotónně, ale k chybnému výsledku. [11]



Pro stacionární vedení tepla má rovnice MKP následující podobu.

$$\underline{K}_T \underline{u}_T = \underline{f}_T \quad (10)$$

\underline{K}_T matice tepelné vodivosti

\underline{u}_T vektor neznámých uzlových teplot

\underline{f}_T vektor tepelného zatížení

Pro lineární elastostatickou úlohu má rovnice MKP následující podobu.

$$\underline{K} \underline{u} = \underline{f} \quad (11)$$

\underline{K} matice tuhosti

\underline{u} vektor neznámých uzlových posuvů

\underline{f} vektor zatížení



5 Experimentální jednoválcový motor

Zkoumaná hlava válce je namontována na experimentálním jednoválcovém motoru Tatra. Vstříkovač tohoto původně vznětového motoru s přímým vstřikem, spalujícího motorovou naftu, bude nahrazen zapalovací svíčkou. Motor se osadí vstříkovací soustavou pro nepřímý vstřik vodíku. Dojde k namontování nového pístu bez omega spalovacího prostoru s příslušnou úpravou pro dosažení požadovaného kompresního poměru. Po konverzi tedy bude motor pracovat jako zážehový. Ventilátor vzduchového chlazení a čerpadlo motorového oleje jsou poháněny vlastními elektromotory a jsou tedy nezávislé na otáčkách zkušebního motoru.

Parametry motoru při pohonu na jednotlivá paliva jsou zobrazeny v tabulce 2. Je nutné podotknout, že v době psaní této diplomové práce nebyla konverze dokončena a motor tedy nebyl provozován na vodíkové palivo. Konverze motoru na vodíkový pohon je tedy uskutečněna pouze jako simulační model v prostředí GT-Suite. Nemohlo tedy dojít k validaci našich výsledků.

Experimentální jednoválcový motor Tatra		
Palivo	Motorová nafta	Vodík
Vrtání	120 mm	120 mm
Zdvih	140 mm	140 mm
Maximální výkon	40 kW	40 kW
Maximální krouticí moment	260 Nm	260 Nm
Kompresní poměr	16,5 : 1	13 : 1
Ventilový rozvod	OHV	OHV
Počet ventilů	2	2

Tab. 2: Parametry zkušebního spalovacího motoru



6 Namáhání hlavy válce

Hlava válce je po celou dobu své životnosti zatěžována dvěma stavy dynamického namáhání. První stav probíhá při zahřívání hlavy na provozní teplotu a můžeme ho zařadit do nízkocyklové únavy. Druhý stav nastává při provozu motoru, kdy dochází k cyklickým změnám tlaku ve spalovacím prostoru. Teploty se ve skutečnosti mění také, ale jen v tenké vrstvě pod konvektivními plochami v rámci jednotek °C, čehož se často zanedbává. Hlava by se pro tento stav měla navrhovat na neomezenou životnost.

Pro posouzení únavové životnosti je možné využít metodu kritické vzdálenosti. Kdy s mezí únavy materiálu porovnáváme amplitudu kmitu hlavního napětí odečteného v místě analyzovaného vrubu v polovině kritické vzdálenosti od povrchu. Pokud je součást namáhána obecným napěťovým kmitem, je nutné provést jeho přepočítání na ekvivalentní střídavý kmit. Výpočet kritické vzdálenosti je patrný z následující rovnice. [12]

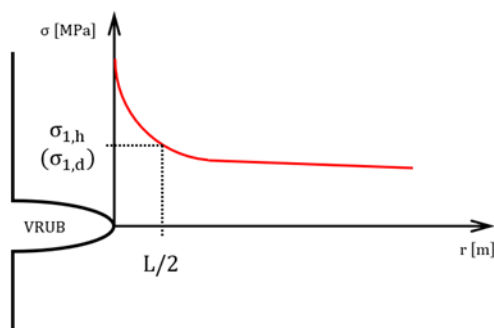
$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_c} \right)^2 \quad (12)$$

L kritická vzdálenost [m]

π Ludolfovo číslo [-]

ΔK_{th} prahový rozkmit faktoru intenzity napětí [$\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$]

$\Delta \sigma_c$ rozkmit napětí na mezi únavy [MPa]



Obr. 5: Bodová varianta metody kritické vzdálenosti

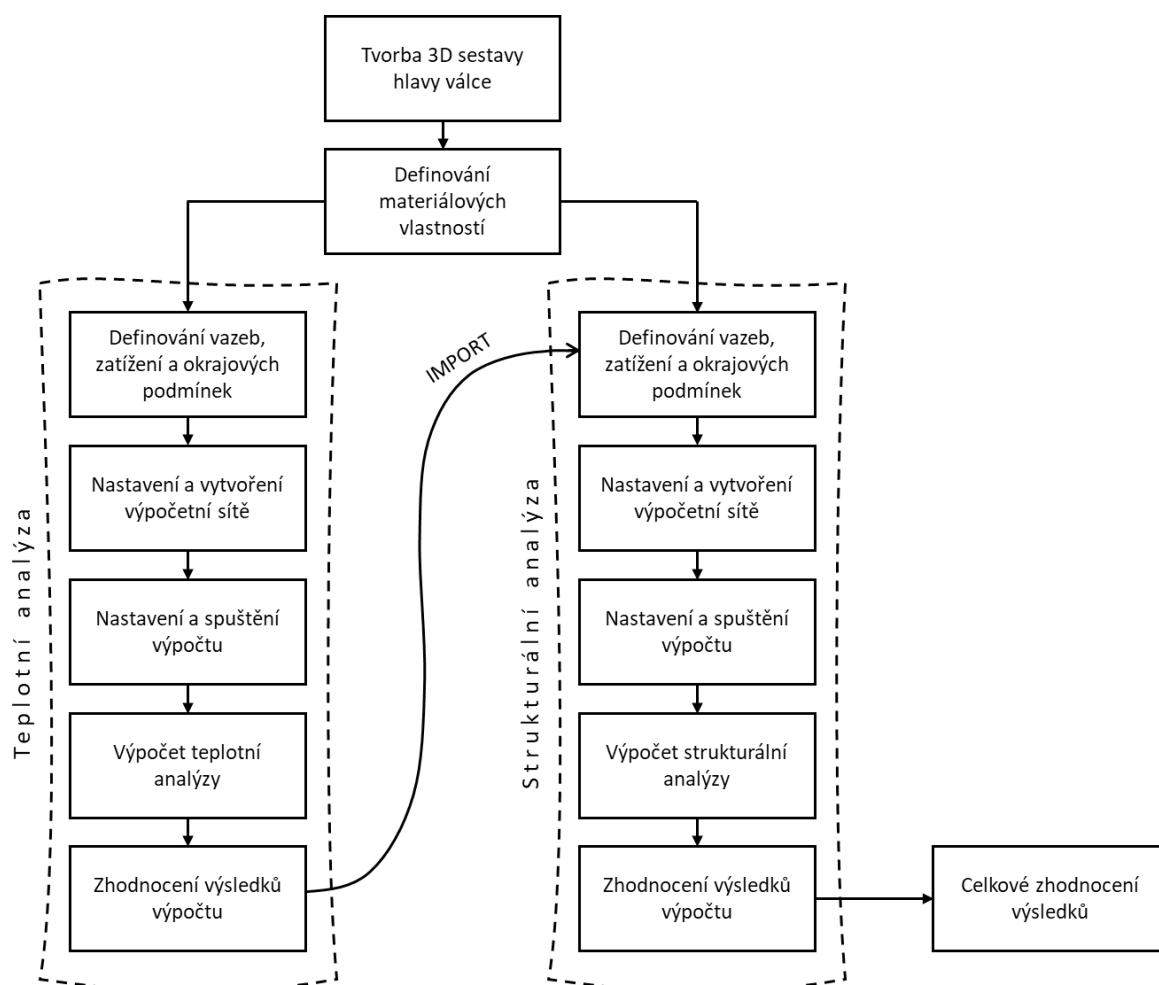
Prahový rozkmit faktoru intenzity napětí a rozkmit napětí na mezi únavy jsou materiálové vlastnosti, závislé ale na mnoha faktorech. V našem případě jde o odlitek, který je zatěžován při zvýšené teplotě. Jeho materiálové vlastnosti budou po konverzi více ovlivněny také difuzí vodíku. Proto nejlepším způsobem, jak získat potřebné materiálové hodnoty k posouzení únavové životnosti je provést experiment.

Další možností je použití vhodného softwaru, ale i v tomto případě potřebujeme znát materiálové vlastnosti posuzované komponenty. Z tohoto důvodu je v této práci porovnáváno namáhání hlavy válce experimentálního vodíkového motoru při pohonu na vodík a motorovou naftu. Životnost této hlavy při osazení v původním vznětovém motoru je již dlouhodobě prověřena.



7 Postup řešení namáhání hlavy válce v softwaru PTC Creo 4.0

Hlava válce je vystavena tepelnému a silovému působení. Z tohoto důvodu musí být pro výpočtový model vytvořena teplotní analýza, jejímž cílem je získání průběhu teploty zkoumané sestavy. Tento průběh teploty je následně importován jako vstupní parametr pro strukturální analýzu. Ta vyhodnocuje namáhání hlavy válce a jejím, pro nás důležitým, výstupem je průběh napětí a deformace. Pro jednotlivé analýzy je potřeba vhodně nadefinovat vazby mezi jednotlivými součástmi, okrajové podmínky, zatížení a výpočetní síť. Postup řešení problematiky je patrný z následujícího obrázku.



Obr. 6: Schéma řešení problematiky v softwaru PTC Creo 4.0

Protože dochází ke kombinaci teplotního a tlakového namáhání hlavy válce, jsou teplotní a strukturální analýzy provedeny pro více provozních otáček při plném zatížení motoru. Tímto postupem nalezneme takové provozní podmínky motoru, při kterých dochází k největšímu namáhání hlavy válce. Výsledky nejvíce namáhaných případů pro naftový a vodíkový pohon můžeme následně porovnat a vyhodnotit.

Řešení problematiky namáhání hlavy válce probíhá v prostředí Creo Simulate softwaru PTC Creo 4.0.

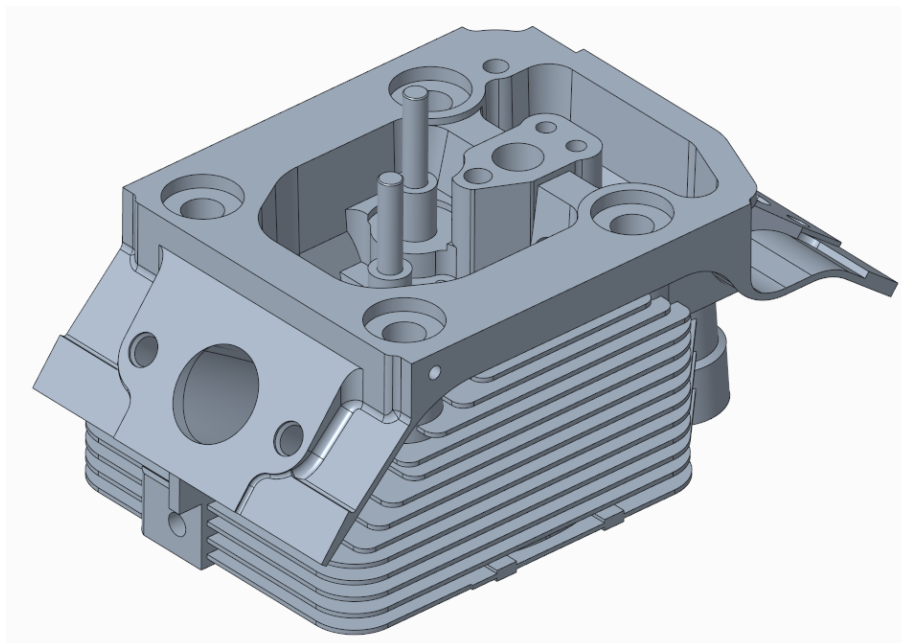


8 Výpočtová sestava hlavy válce

Sestava válcové jednotky byla poskytnuta od zadavatele projektu. Jednotlivé 3D modely sestavy jsou dodané formou importované 3D geometrie bez stromu modelu. Tyto 3D modely nelze tedy vhodně modifikovat. Při tvorbě teplotní a strukturální analýzy je ale většinou potřeba danou geometrii modelu dodatečně upravit. Největší problém obvykle vzniká během vytváření výpočetní sítě. Z tohoto důvodu byla vytvořena nová 3D sestava hlavy válce v softwaru PTC Creo 4.0, u které již není problém měnit geometrii během síťování. Geometrie musela být upravena tak, aby byly odstraněny zejména velmi malé plochy a hrany, jejichž nepřítomnost nemá vliv na výsledek simulace. Na těchto malých dílčích útvarech vůči zbylé geometrii, by muselo dojít k razantnímu zjemnění sítě. Tím by výrazně narostl počet elementů a potřebný výpočtový čas. Vytvořeny byly dvě verze sestav hlavy válce pro naftový a vodíkový pohon.

U verze pro spalování nafty byl do sestavy přidán díl symbolizující část vstřikovače, která zasahuje do spalovacího prostoru.

Do sestavy varianty pro vodíkový pohon byla přidána zapalovací svíčka, pro jejíž montáž musel být upraven odlitek hlavy. Zapalovací svíčka je umístěna ve stejné poloze jako původní vstřikovač. Dosedací plocha zůstala zachována. Aby zapalovací svíčka nezasahovala hluboko do spalovacího prostoru, je vypodložena distančním kroužkem.



Obr. 7: Výpočtová sestava hlavy válce



9 Materiálové vlastnosti

Před tvorbou jednotlivých analýz je potřeba výpočtové sestavě hlavy válce přiřadit materiálové vlastnosti. Teplotní analýza je provedena jako stacionární (vysvětleno v kapitole 10). Proto materiálovou vlastností, kterou potřebujeme pro výpočet teplotní analýzy bezpodmínečně znát, je teplotní vodivost. Strukturální analýza je realizována jako lineární elastostatická úloha, která vyžaduje určení Youngova modulu pružnosti a Poissonovy konstanty. Protože je hlava také teplotně zatěžována, definujeme teplotní součinitel roztažnosti.

Materiálové vlastnosti odlitku hlavy válce mají jednoznačně největší vliv na výsledek simulace namáhání. Materiál byl identifikován jako slitina hliníku AlSi10Mg a jeho vlastnosti byly definovány s přihlédnutím k [13]. Sedlo sacích ventilů je vyrobeno z lité oceli EKDY 42 2999.4, která chemickým složením odpovídá oceli 19 437. Materiál sedla výfukového ventilu je spékáný kov pod označením HT+. Složení a vlastnosti tohoto materiálu výrobce neuvádí. Pro obě sedla ventilů byl z tohoto důvodu definován materiál s vlastnostmi nástrojové vysokolegované oceli. Ostatní materiály jednotlivých komponent hlavy válce včetně výše uvedených a jejich vlastnosti jsou vypsány v následující tabulce. Všechny materiálové vlastnosti byly po kontrole použity z knihovny materiálů v prostředí PTC Creo.

Část motoru	Materiál	ρ [kg·m ⁻³]	c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	λ_t [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	E [MPa]	μ [-]	α [K ⁻¹]
Odlitek hlavy válce	AlSi10Mg	2 710	896	160	68,3·10 ³	0,33	2,3·10 ⁻⁵
Válec	Šedá litina	7 300	482	47,4	124·10 ³	0,26	1,2·10 ⁻⁵
Sedla ventilů	Nástrojová ocel	7 750	470	26,9	---	---	---
Vodítka ventilů	Šedá litina	7 200	482	47,4			
Ventily	Nerezová ocel	7 750	474	24,9			
Těsnění hlavy	Žíhaná měď	8 940	385	394			
Vstříkovač	Ocel	7 850	500	50,4			
Vymezovací podložka	Měď	8 940	385	394			
Zapalovací svíčka	Ocel třídy 11	7 850	478	41,8			

Tab. 3: Materiálové vlastnosti jednotlivých komponent výpočtové sestavy

Z tabulky je patrné, že do výpočtové sestavy je přidána komponenta reprezentující válec motoru. Válec je modelován velmi zjednodušeně jako trubka kruhového průřezu a do sestavy byl doplněn pro potřebu strukturální analýzy. Výpočtovou sestavu pro strukturální analýzu tvoří pouze odlitek hlavy a válec (podrobněji vysvětleno v kapitole 11).

Skutečné materiály samozřejmě obsahují nehomogenity. Proto je v případě potřeby velmi přesných výsledků analýzy nutné tyto výsledky validovat a případně analýzu vhodně kalibrovat.



10 Teplotní analýza

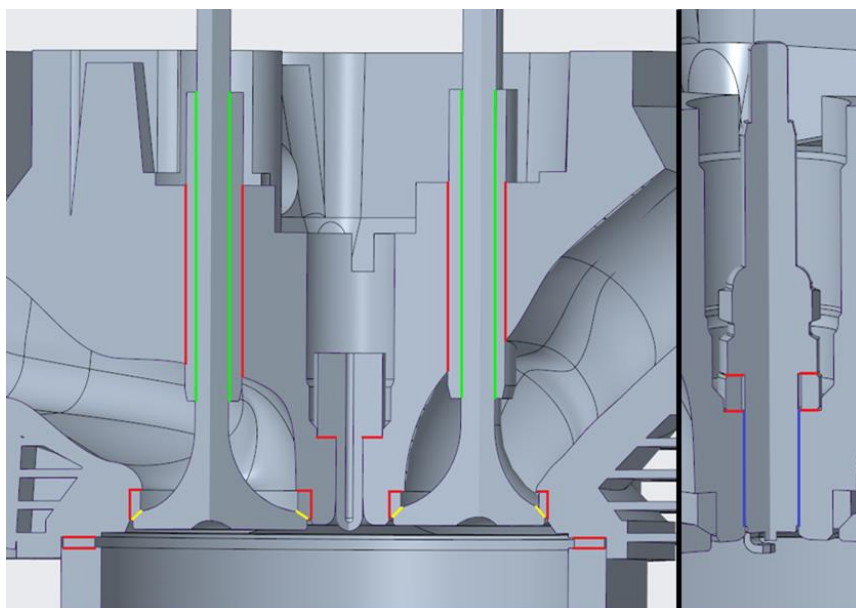
Zejména ve spalovacím prostoru dochází během provozu motoru k fluktuaci tepelného toku. I v případě, kdy je motor provozován při konstantních otáčkách a zatížení, generuje proměnlivý tepelný tok. Ten ohřívá stěnu, jejíž teplota také cyklicky kolísá kolem střední hodnoty. Střední teplota stěny se po čase ustálí. Protože u kovových materiálů výkyv teplot díky tepelným vlastnostem (λ_t , c_p) není velký (5 až 15 K [14]) a to jen ve slabé vrstvě (pro ocel desetiny mm) pod povrchem tepelně zatěžované stěny, může být teplotní analýza provedena jako stacionární úloha vedení tepla.

10.1 Vazby mezi jednotlivými komponentami

Ve skutečnosti není mezi jednotlivými díly v montážním stavu dokonalý kontakt. Tato skutečnost je zapříčiněna nedokonalou geometrií kontaktních ploch a drsností povrchů. Povrchové nerovnosti jsou v idealizovaném případě vyplněny vzduchem, který izoluje plochy, které nejsou v přímém styku. Tato nedokonalost je charakterizována součinitelem přestupu tepla v kontaktu, který představuje převrácenou hodnotu tepelného odporu mezi komponentami. Hodnoty součinitele pro jednotlivé kontaktní plochy jsou vypsány v tabulce 4. Pozice jsou vyobrazeny na obrázku 8. Tyto hodnoty jsou samozřejmě přibližné. I toto je důvod, proč by měla být úloha kalibrována.

Pozice	Typ kontaktní plochy	α_k [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
	Pevný dotyk kontaktních ploch	6000 [15]
	Závitový spoj (definován na válcovou plochu)	2000 [16]
	Kontaktní plocha mezi ventilem a ventilovým sedlem	3750 [15]
	Kontaktní plocha mezi ventilem a vodítkem ventilu	600 [15]

Tab. 4: Součinitelé přestupu tepla v kontaktu



Obr. 8: Pozice kontaktních ploch



V pravé části obrázku je zobrazena změna kontaktních ploch pro spalování vodíkového paliva. Z obrázku je také patrná úprava geometrie odlitku pro montáž zapalovací svíčky.

Pro správné definování vazeb musely být plochy komponent, které jsou v kontaktu, dodatečně upraveny. Úprava spočívala ve vytvoření identických kontaktních ploch. Po úpravě je již možné bezproblémové vytvoření výpočetní sítě ve styčných plochách.

Pro zlepšení sdílení tepla mezi styčnými plochami, může být v praxi použito teplovodivé pasty. Pasta má dobrou tepelnou vodivost (obvykle 5 až 10 W·m⁻¹·K⁻¹). Vyplní velkou část nerovností povrchů a tím sníží tepelný odpor mezi součástmi.

10.2 Okrajové podmínky teplotní analýzy

Teplotní zatížení výpočtového modelu bylo v prostředí Creo Simulate definováno okrajovými podmínkami. Těmito okrajovými podmínkami jsou teplota tekutiny a součinitel přestupu tepla. Hodnoty okrajových podmínek ve spalovacím prostoru, sacím a výfukovém kanálu byly získány ze simulačního modelu motoru v prostředí GT-Suite. Modely pro jednotlivá paliva mi byly poskytnuty mým vedoucím práce. Jak již bylo zmíněno, je teplotní analýza provedena jako stacionární úloha. Proto okrajové podmínky, které jsou závislé na provozních podmínkách motoru, musí být definovány efektivními hodnotami. Jejich výpočet z průběhů jednotlivých veličin při konstantních otáčkách a zatížení je patrný z následujících rovnic.

$$T_{\text{eff}} = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_2} \alpha_t \cdot (T_t - T_s) d\tau}{\int_{\tau_1}^{\tau_2} \alpha_t d\tau} \quad (13)$$

$$\alpha_{\text{eff}} = \bar{\alpha}_t \quad (14)$$

α_{eff} efektivní hodnota součinitele přestupu tepla [W·m⁻²·K⁻¹]

T_{eff} efektivní hodnota teploty proudící tekutiny [K]

α_t součinitel přestupu tepla [W·m⁻²·K⁻¹]

T_t teplota proudící tekutiny [K]

T_s teplota stěny [K]

Okrajové podmínky oleje a chladícího vzduchu byly určeny s přihlédnutím k [17] a postupně zpřesněny. Okrajové podmínky chladícího vzduchu pomocí CFD analýzy, kterou provedl kolega diplomant v rámci své diplomové práce. Okrajové podmínky oleje pak prostřednictvím kalibrace, která bude podrobněji popsána v kapitole 10.4. Okrajové podmínky okolního vzduchu byly určeny dle literatury [17]. Tyto okrajové podmínky nejsou závislé na provozních podmínkách zkušebního motoru.



Výpočtový model pro naftový pohon obsahuje navíc okrajové podmínky motorové nafty, která ochlazuje vstřikovač. Součinitel přestupu tepla motorové nafty, byl určen výpočtem, jehož postup je zřejmý z následujících vztahů.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} ; Pr = \frac{c_p \cdot v \cdot \rho}{\lambda_t} ; Nu = 1,86 \cdot (Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l})^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

$$\alpha_t = \frac{Nu \cdot \lambda_t}{d} \quad (16)$$

α_t součinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Re Reynoldsovo číslo [-]

Pr Prandtlovo číslo [-]

Nu Nusseltovo číslo [-]

v rychlost proudění [$m \cdot s^{-1}$]

ν kinematická viskozita [$m^2 \cdot s^{-1}$]

c_p měrná tepelná kapacita [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

λ_t tepelná vodivost [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

ρ hustota [$kg \cdot m^{-3}$]

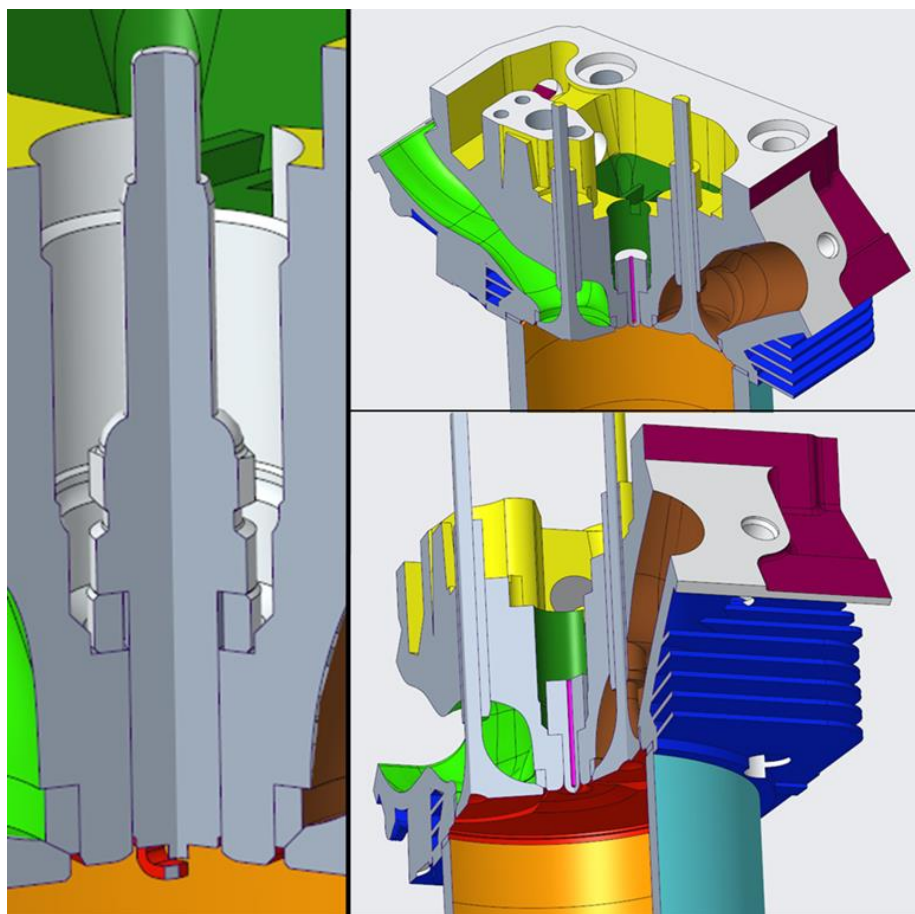
d průměr potrubí [m]

l délka potrubí [m]

Jednotlivé okrajové podmínky jsou vypsané v tabulce 5. Jejich pozice jsou patrné z následujícího obrázku. V levé části obrázku je zobrazen detail změny okrajových podmínek výpočetního modelu hlavy pro vodíkové palivo.

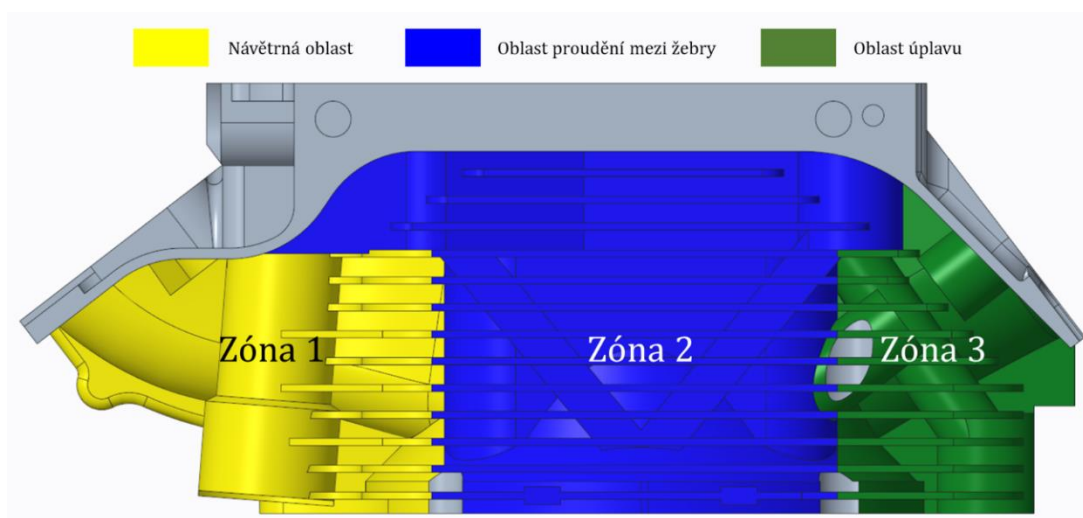
Pozice	Typ okrajové podmínky	
	Horké plyny působící na hlavu a její komponenty	Ohřev
	Tři zóny horkých plynů ve válci	
	Výfukový kanál	
	Sací kanál	Chlazení
	Olej	
	Olejová mlha	
	Motorová nafta	
	Tři zóny chladícího vzduchu hlavy válce	
	Chladící vzduch válce	
	Okolní vzduch	
	„Adiabatický děj“	

Tab. 5: Okrajové podmínky a jejich pozice



Obr. 9: Pozice okrajových podmínek

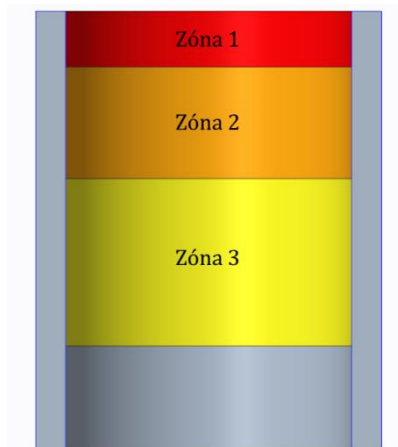
Vzhledem k výsledkům CFD analýzy proudění chladícího vzduchu hlavy byla konvektivní plocha rozdělena do 3 zón. Pro každou zónu byla odečtena střední hodnota součinitele přestupu tepla. Pozice jednotlivých zón jsou znázorněny na obrázku 10.



Obr. 10: Zóny chladícího vzduchu hlavy válce



Další konvektivní plochou, která byla rozdělena do více zón, je plocha vnitřního prostoru válce. Geometrie zón byla převzata ze simulačních modelů v GT-Suite a jejich pozice je vyobrazena na následujícím obrázku.

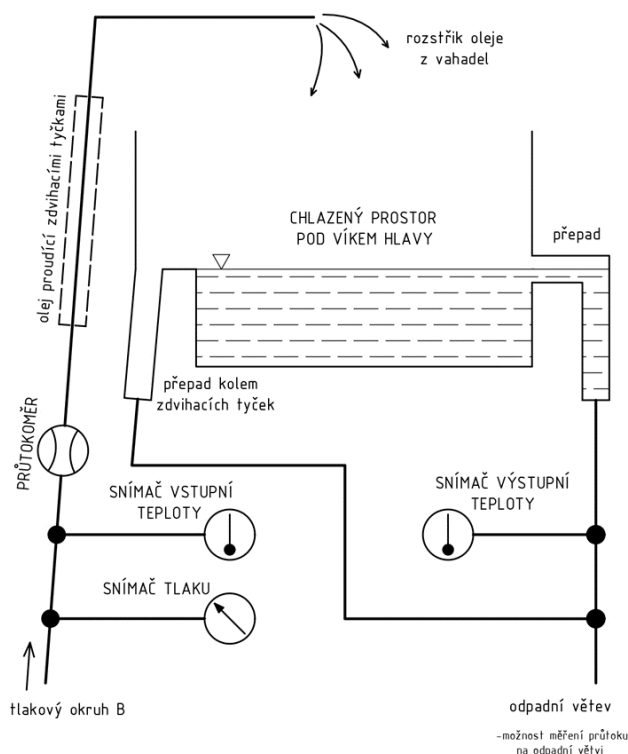


Obr. 11: Zóny horkých plynů ve válci

Mazací olej se výrazně podílí na chlazení hlavy válce. Tlakově přiváděný olej proudí zdvihacími tyčkami do prostoru hlavy. Kanálky je veden ke kluzným ložiskům vahadel. Přebytečný olej je z ložisek rozstříkovan do prostoru pod víkem hlavy. Maže zbylé části rozvodového mechanismu a stéká na dno prostoru pod víkem hlavy, které je opatřené žebrováním. Zde udržuje určitou hladinu a přepadovými otvory stéká volně na dno bloku motoru. Na obrázku 12 je znázorněno schéma chlazení hlavy válce olejem s ideálně umístěnými měřícími prvky, které by byly potřebné pro přesnější definici okrajových podmínek.

Protože nemohlo být provedeno měření teploty a průtoku oleje hlavou, musely být okrajové podmínky zpřesněny kalibrací. Měření teplot nemohlo být provedeno z důvodu nedokončené konverze motoru na vodíkový pohon. Umístění průtokoměru dle obrázku 12 je technicky neřešitelné. Nezávislý pohon olejového čerpadla by umožnil jednodušší způsob měření průtoku. Svedení přepadů oleje do zachycovací nádržky a měření přírůstku objemu za časový úsek. Příprava i samotné měření ale vyžaduje demontáž hlavy, čehož mi nebylo umožněno. Dalším řešením pro zpřesnění okrajových podmínek by bylo provedení detailní CFD analýzy proudění oleje do hlavy válce.

Za účelem zapojení olejového okruhu experimentálního motoru, bylo vytvořeno schéma vnějšího olejového okruhu. Dále byly vytvořeny návrhy chladícího okruhu oleje. Tato schémata jsou uvedena v příloze 1 a 2.

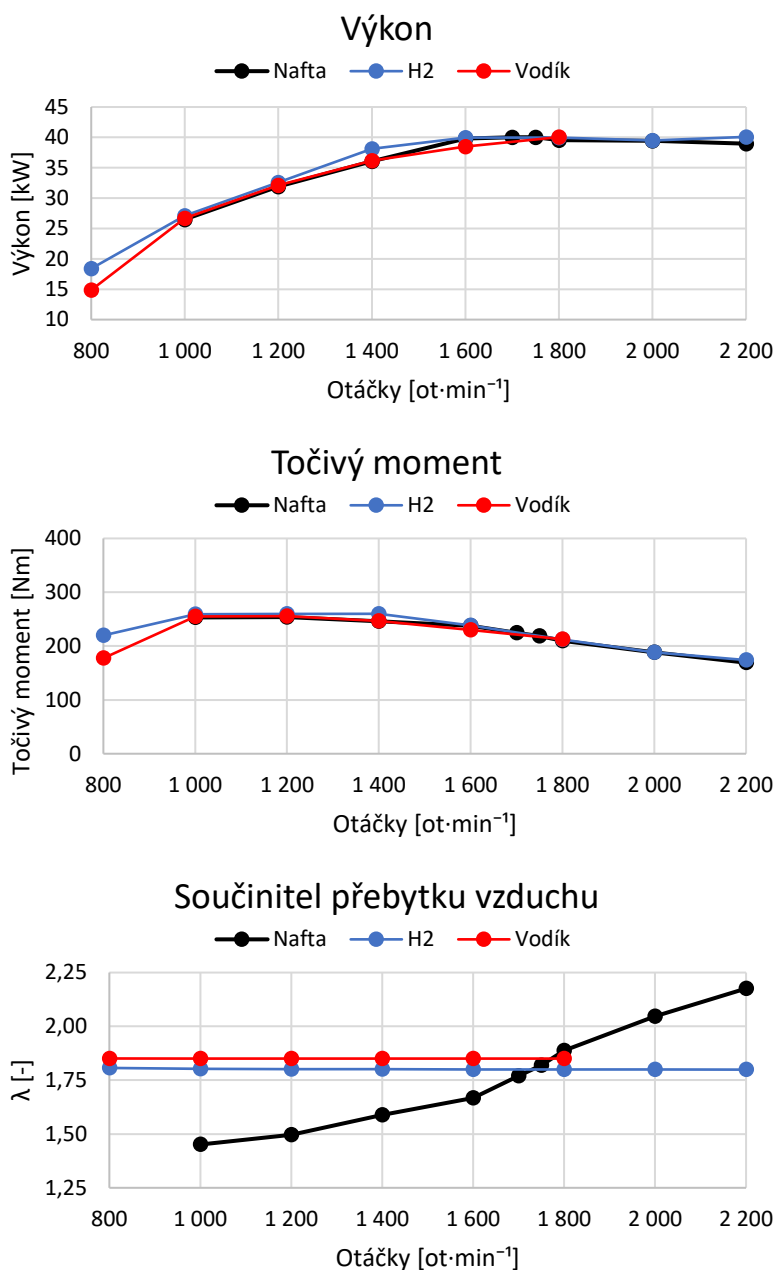


Obr. 12: Schéma chlazení hlavy válce motorovým olejem

U původního motoru na naftový pohon je ze strany spalovacího prostoru montážní vůle pro umístění vstřikovače, respektive vstřikovací trysky. Lze předpokládat, že plamen před průchodem do této úzké štěrbině zhasne. Při kompresním a expanzním zdvihu jsou horké plyny vlivem zvýšeného tlaku tlačeny ze spalovacího prostoru do štěrbině a ohřívají vstřikovač a otvor v hlavě válce. Ve štěrbině navíc očekáváme postupné potlačení konvektivního sdílení tepla. Sdílení tepla ve štěrbině je při analýze zanedbáno a pro plochy je definován adiabatický děj. Cílem této práce je porovnání namáhání hlavy válce při konverzi na vodíkové palivo s původní koncepcí motoru pro naftový pohon. Zanedbáním této štěrbině tedy navíc způsobíme menší namáhání modelu pro naftu, čímž jsme na straně bezpečnosti.

Efektivní hodnoty okrajových podmínek ve spalovacím prostoru a obou kanálech se samozřejmě liší podle provozních podmínek motoru provozovaném na jednotlivá paliva. Pro zjištění okrajových podmínek mi byl poskytnut jeden simulační model naftového motoru a dva simulační modely vodíkového motoru. Informace a výstupy týkající se naftového motoru budou v práci značeny popisem „nafta“. Pro rozlišení vodíkových verzí je v práci použito označení „H2“ a „vodík“. V následujícím obrázku jsou zobrazeny vnější otáčkové charakteristiky simulačních modelů a součinitel přebytku vzduchu. Z grafů je patrné, že je při konverzi kladen důraz na zachování průběhu výkonu a točivého momentu.

Grafy jednotlivých efektivních hodnot okrajových podmínek závislých na otáčkách motoru pro 3 již zmiňované verze jsou uvedeny v příloze 3 této práce.



Obr. 13: Grafy vnější otáčkové charakteristiky a součinitele přebytku vzduchu

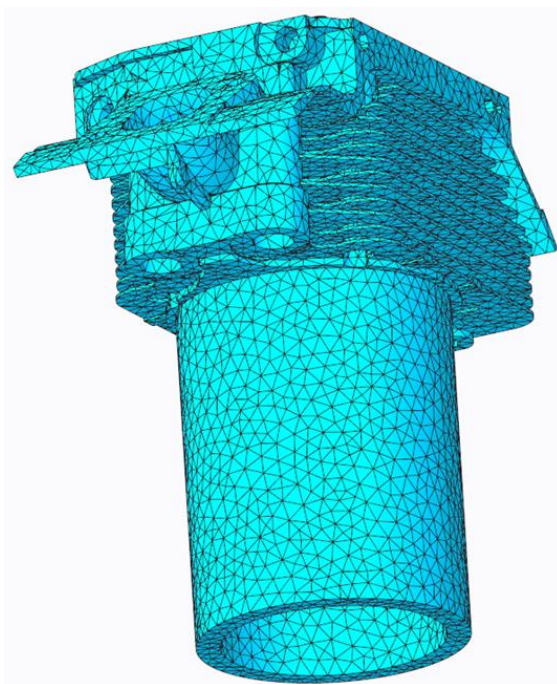
10.3 Výpočetní síť

Pro jednotlivé komponenty sestavy byla postupně nastavena maximální velikost základních elementů. V místě malých objemů, zkosení, děr apod. musela být síť dostatečně zjemněna pro zajištění její funkčnosti. Síť je tvořena kvadratickými tetrahedrony. Elementům byl definován maximální a minimální úhel mezi stěnami a hranami. Dále byl definován limitní poměr nejdelší a nejkratší hrany elementu. Výpočetní síť sestavy pro verze s vodíkovým pohonem obsahuje 224 013 prvků. Pro verzi s naftovým pohonem zahrnuje 218 210 prvků.



Součást	Maximální velikost základního prvku [mm]	
	Naftový pohon	Vodíkový pohon
Odlitek hlavy válce	10	10
Sedla ventilů	2	2
Ventily	2	2
Vodítka ventilů	2	2
Těsnění pod hlavu	2	2
Válec	10	10
Vstřikovač	2	-
Kroužek pod svíčku	-	2
Zapalovací svíčka	-	2

Tab. 6: Maximální velikost prvků pro teplotní analýzu



Obr. 14: Výpočetní síť pro teplotní analýzy vodíkových verzí

10.4 Kalibrace teplotní analýzy

Od zadavatele projektu byly poskytnuty naměřená data z termočlánků při měření teploty jednotlivých komponent motoru. Proto mohlo dojít ke kalibraci naftového výpočetního modelu. Kalibrace probíhala v oblasti maximálního zatížení při 1800 ot·min⁻¹. Úloha je kalibrována úpravou okrajových podmínek oleje a chladícího vzduchu válce.

Kalibrace okrajových podmínek oleje spočívala v definování odhadnutých hodnot s přihlédnutím k literatuře [17]. Z výsledku výpočtu byly odečteny teploty hlavy v místech instalace termočlánků a porovnány s naměřenými hodnotami. Průběžně byla prováděna



teplotní bilance (tabulka 7), kterou jsme dopočetli efektivní teplotu oleje. Ta je střední hodnotou vstupní a výstupní teploty. Tento výpočet je závislý na průtoku oleje, který jak již víme z kapitoly 10.2, nemohl být změřen. Odhad průtoku byl stanoven výpočtem volného výtoku přepadovými otvory. I v případě chybné efektivní teploty oleje je odváděný teplotní výkon do oleje kalibrován součinitelem přestupu tepla. Okrajové podmínky byly poté v teplotní analýze vhodně upraveny. Postupnou iterací tedy došlo ke kalibraci okrajových podmínek. Okrajové podmínky olejové mlhy, kdy je olej rozstříkovan a mísen se vzduchem, byly stanoveny odhadem.

Stejným postupem byla provedena kalibrace chladícího vzduchu válce, kdy jsme odečtené teploty válce porovnávali s naměřenými daty. Válec byl modelován bez chladících žebër, a proto musel být součinitel přestupu tepla vhodně navýšen. Obě kalibrace probíhaly současně, z důvodu snížení počtu iterací a mírného vzájemného ovlivnění.

Provozní podmínky motoru	Palivo	Motorová nafta					
	Otáčky	1800 ot·min ⁻¹					
	Výkon	40 kW					
	Točivý moment	210 Nm					
	Střední indikovaný tlak	19 bar					
Chlazení		t_s [°C]	t_{eff} [°C]	Δt [°C]	s [m ²]	α_{eff} [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	\dot{Q} [W]
	Olej	185	105	-80	0,017436	1 550	-2 162
	Chladící vzduch hlavy - zóna 1	111	32	-79	0,030645	72	-174
	Chladící vzduch hlavy - zóna 2	135	35	-100	0,287226	151	-4 337
	Chladící vzduch hlavy - zóna 3	218	38	-180	0,023562	98	-416
	Olejová mlha	154	105	-49	0,038246	100	-187
	Okolní vzduch	135	32	-103	0,022402	20 [17]	-46
	Chladící vzduch válce	104	35	-69	0,084273	600	-3 489
	Sací kanál	151	32	-119	0,023169	306	-844
Ohřev	Nafta ve vstříkovači	201	30	-171	0,000754	930	-120
	Spalovací prostor	404	860	456	0,012952	747	4 412
	Výfukový kanál	316	548	232	0,015634	1 018	3 692
	Válec - zóna 1	243	684	441	0,008859	426	1 664
	Válec - zóna 2	160	447	287	0,017719	234	1 190
	Válec - zóna 3	98	360	262	0,026578	118	822
							$\sum \dot{Q}$ [W]
							5

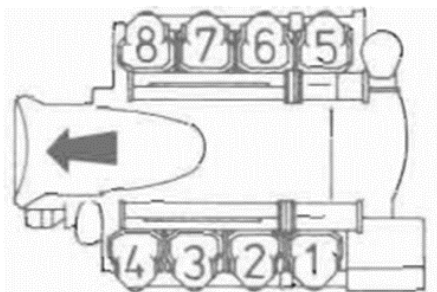
Olej	t_{vstup} [°C]	$t_{výstup}$ [°C]	\dot{V} [l·min ⁻¹]	ρ [kg·m ⁻³]	c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	\dot{Q} [W]
	96	113,55	4	840	2 200	-2 162
Chladící vzduch	t_{vstup} [°C]	$t_{výstup}$ [°C]	\dot{V} [l·min ⁻¹]	ρ [kg·m ⁻³]	c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	\dot{Q} [W]
	30	40,39	24 500	1,15	1 010	-4 927

Vysvětlivky:

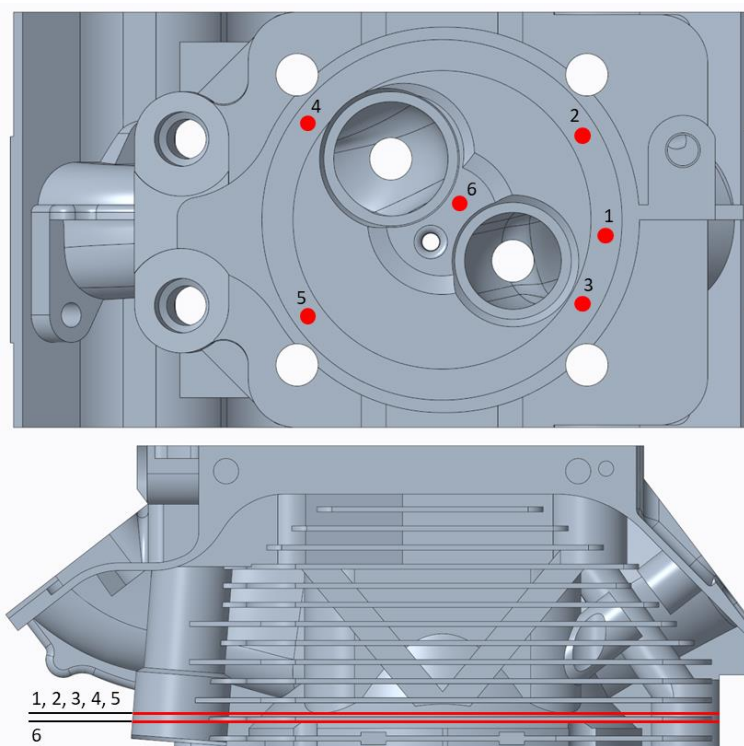


Tab. 7: Teplotní bilance při kalibraci naftového výpočtového modelu

Z důvodu citlivosti naměřených dat jsou v tabulce 8 uvedeny pouze procentuální rozdíly teplot hlavy válce. Kladné hodnoty symbolizují vyšší teploty výpočtového modelu vůči naměřeným datům. Měření probíhalo na víceválcovém vidlicovém motoru. Teploty byly měřeny na válcových jednotkách číslo 3 a 7 dle obrázku 15. Na obrázku 16 jsou vyobrazeny pozice kalibračních bodů odlitku hlavy válce.



Obr. 15: Číslování válcových jednotek [18]



Obr. 16: Pozice kalibračních bodů hlavy válce

Pozice	„Chyba“ [%]	
	Válcová jednotka č. 3	Válcová jednotka č. 7
1	-4,7	-6,9
2	-0,3	+1,3
3	-0,6	-4,2
4	Nefunkční termočlánek	+9,6
5	+6,8	Nefunkční termočlánek
6	+3,7	+0,5

Tab. 8: Porovnání simulace a měření

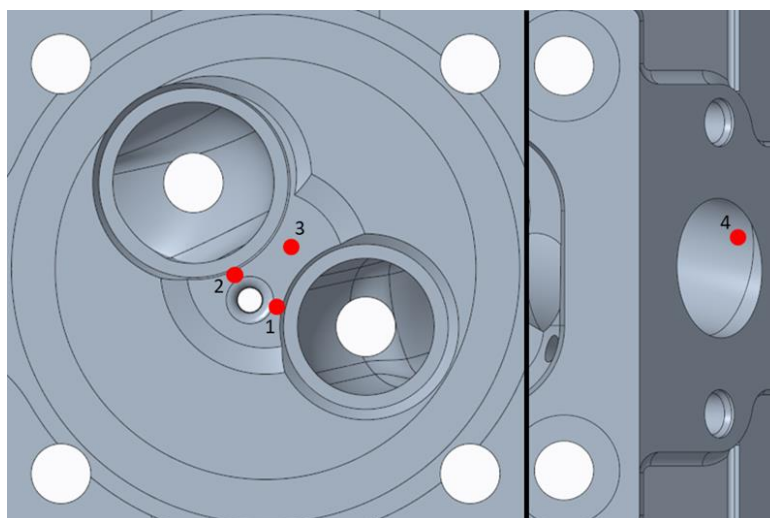


Z tabulky 8 je patrné, že v pozici 1, 4 a 5 nelze kalibrací model dostatečně zpřesnit. Je nutné si uvědomit, že víceválcový motor, pro který máme naměřené teploty, má odlišný pohon ventilátoru chlazení a čerpadla oleje. Vzduchové chlazení víceválcového vidlicového motoru zároveň bude pracovat s odlišnými lokálními součiniteli přestupu tepla, než které jsme získali pomocí CFD analýzy pro jednoválcový motor. Pro ještě větší zpřesnění teplotní analýzy by tedy musela být navíc provedena CFD analýza vzduchového chlazení víceválcového motoru a její porovnání s jednoválcem. Při kalibraci proto byla největší pozornost dána místu, které je nejméně závislé na lokální změnu součinitele přestupu tepla vzduchového chlazení. Tím je pozice 6. Tato pozice je navíc v blízkosti místa, kde předpokládáme největší namáhání hlavy. Oblast mezi ventily je ohřívána od spalovacího prostoru a výfukového kanálu. Chlazení od sacího kanálu způsobuje tepelné pnutí. Z důvodu neznámého připevnění termočlánků ve vývrtech v hlavě, předpokládáme malý teplotní spád v kontaktu hlavy s termočlánkem.

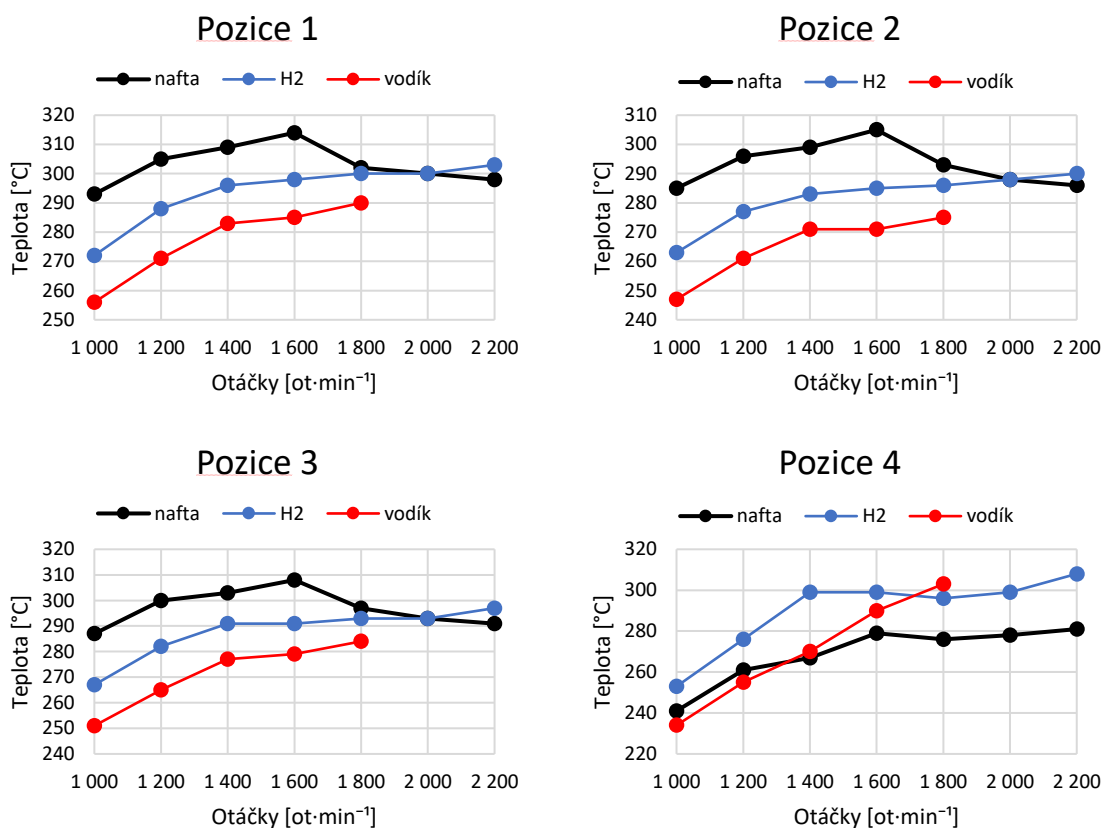
Teplotní analýza je prováděna s efektivními hodnotami okrajových podmínek definovanými pro celou danou konvektivní plochu. Ve skutečnosti jsou tyto hodnoty po ploše proměnné. I toto zjednodušení může vést v kombinaci s výše uvedenými problémy k nemožnosti docílení lepší přesnosti výpočtového modelu.

10.5 Výsledky teplotní analýzy

Výstupem vytvořené teplotní analýzy jsou tepelné toky mezi jednotlivými komponentami a teploty v předem definovaných bodech. Dalším, pro nás důležitým výstupem, je teplotní pole analyzované sestavy. Výsledky teplotní analýzy slouží jako vstupní parametr pro strukturální analýzu. Na obrázku 18 jsou zobrazeny grafy teplot hlavy ve vybraných bodech v závislosti na otáčkách motoru. Jedná se o povrchové teploty a jejich pozice jsou patrné z obrázku 17. Pozice 4 označuje povrchovou teplotu na konci výfukového kanálu.



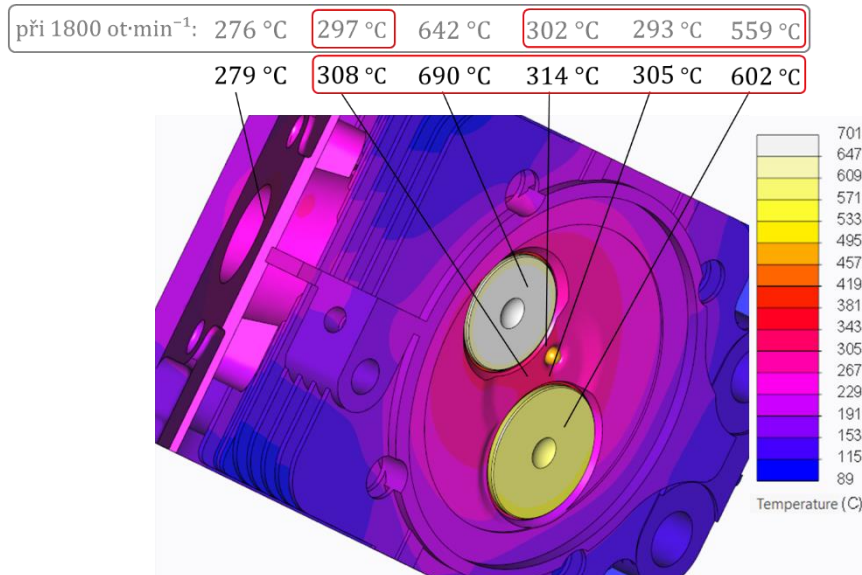
Obr. 17: Pozice teplot



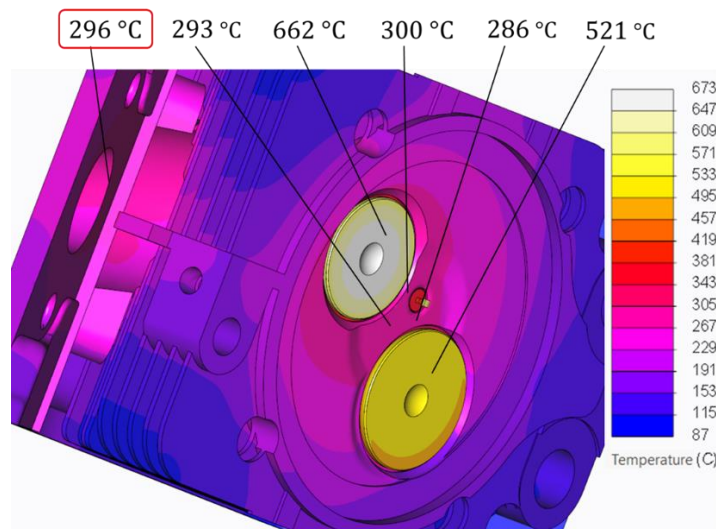
Obr. 18: Grafy teplot v závislosti na otáčkách motoru

Poskytnutý simulační model v prostředí GT-Suite pro verzi „vodík“ byl bohužel vypočítán pouze do 1800 ot·min⁻¹. Proto výsledky teplotní a také strukturální analýzy této verze nejsou spočítány pro vyšší otáčky motoru. Z grafů je patrné, že hlava při pohonu motoru na naftu dosahuje nejvyšších teplot během 1600 ot·min⁻¹. Pokud u verze „vodík“ předpokládáme podobný trend jako u verze „H2“, je hlava při pohonu na vodíkové palivo nejvíce ohřívána ve 2200 ot·min⁻¹. Tyto otáčky jsou maximálními otáčkami motoru. V praxi tedy neočekáváme časté provozování motoru v těchto otáčkách na vnější charakteristice.

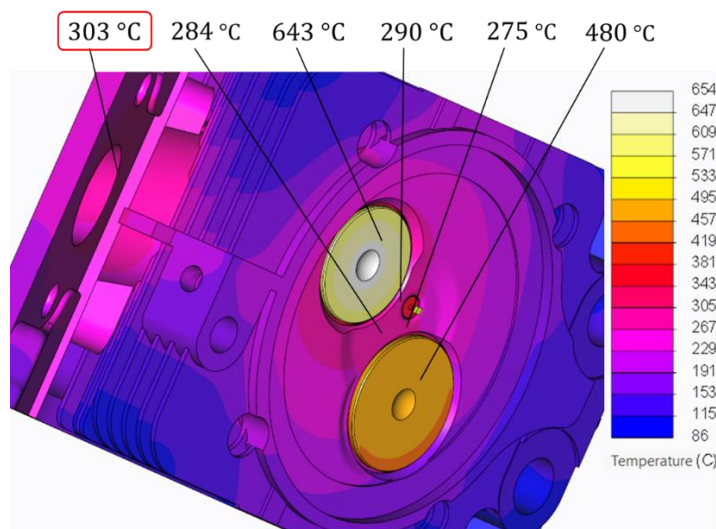
Na následujících obrázcích jsou porovnány teplotní pole sestavy hlavy válce. Verze pro vodíkový pohon jsou porovnávány při 1800 ot·min⁻¹. Verze pro spalování motorové nafty při 1600 ot·min⁻¹. Z výsledků analýzy je zřejmé, že spalovací prostor hlavy je více teplotně zatěžován při spalování nafty. Tato skutečnost může být způsobena tvarem spalovacího prostoru pístu (omega spalovací prostor), který způsobuje příčnou rotaci náplně válce, a podporuje tedy turbulenci. To vede ke zvýšení přestupu tepla. Také teplota plamene při spalování vodíku v chudé směsi se vzduchem bude nižší, než teplota difuzního plamene při spalování nafty (lokální $\lambda \approx 1$). Daleko nižší teploty sacího ventilu u vodíkového pohonu jsou pravděpodobně způsobeny chladnějším spalovacím prostorem hlavy v kombinaci s nepřímým vstřikováním vodíku. Výfukový kanál je více ohříván při spalování vodíku a potvrzuje předpoklad vyšší entalpie výfukových plynů. Pro porovnání všech verzí výpočtu při stejných otáčkách motoru je obrázek 19 doplněn o teploty při 1800 ot·min⁻¹.



Obr. 19: Teplotní pole verze „nafta“ při 1600 ot·min⁻¹



Obr. 20: Teplotní pole verze „H2“ při 1800 ot·min⁻¹



Obr. 21: Teplotní pole verze „vodík“ při 1800 ot·min⁻¹



11 Strukturální analýza

Jednotlivé komponenty sestavy hlavy válce se převážně následkem tepelného zatížení deformují a mění svou vzájemnou polohu. Mezi komponentami tedy vznikají, či zanikají třecí síly, nebo se mění jejich velikost. To samé se děje se silami normálovými. Pokud bychom tedy chtěli sestavit výpočtový model, který by zachytil tuto problematiku, museli bychom počítat nelineární úlohu s dostatečně malým časovým krokem a sestavu zatěžovat postupně. To by vedlo k značnému navýšení výpočetního času. Pokud navíc chceme výsledky teplotní analýzy využít pro teplotní zatížení v strukturální analýze, musí být v použitém softwaru pro obě analýzy vytvořena identická výpočetní síť. Z těchto důvodů se nepodařilo vytvořit funkční model sestavy hlavy válce pro nelineární úlohu v softwaru PTC Creo 4.0. Museli bychom tedy mezi jednotlivými součástmi definovat pevné vazby, které znemožňují vzájemné posuvy. Výsledky analýzy by v tomto případě zcela neodpovídaly řešení problematiky z důvodu obrovského zvýšení napětí v okolí vazby. Pokud bychom tedy chtěli řešit nelineární úlohu, bylo by potřeba použít sofistikovanější výpočetní software.

Strukturální analýze je tedy podroben pouze odlitek hlavy válce. Musela být vytvořena nová teplotní analýza, kdy odlitek zatěžíme okrajovými podmínkami ve spalovacím prostoru hlavy válce a obou kanálech. Navíc ale definujeme tepelné toky od ostatních součástí hlavy. Tyto tepelné toky byly získány z teplotní analýzy celé sestavy. Výsledky obou teplotních analýz (sestavy a odlitku) byly porovnány v bodech podle obrázku 17. Odchylka teplot se pohybuje do 1,5 °C.

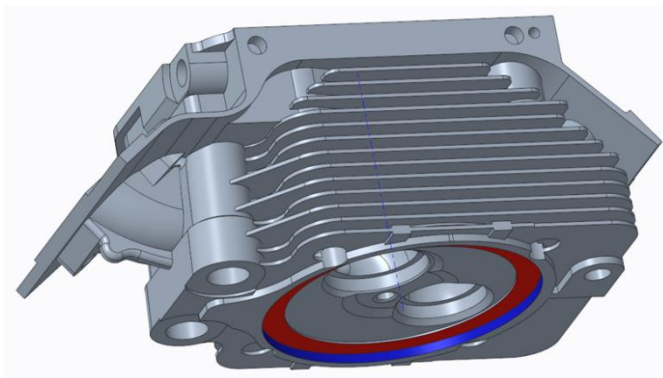
11.1 Okrajové podmínky strukturální analýzy

Analyzované součásti je potřeba odebrat stupně volnosti a omezit ji ve volném pohybu. Vybraným geometriím tedy byly předepsány nulová posunutí, či rotace jako okrajové podmínky. Za nejvhodnější byly vybrány dvě varianty okrajových podmínek. První varianta je zobrazena na obrázku 22. Dosedací ploše hlavy válce je odebrán posuv ve směru osy válce. Centrážní ploše byla zakázána rotace vůči vytvořenému cylindrickému souřadnému systému. Hlava tedy může volně dilatovat v radiálním směru. Ve skutečnosti ovšem dosedací plochu hlavy válce v radiálním směru omezuje válec, a naopak se dosedací plocha může mírně deformovat ve směru axiálním. Z tohoto důvodu byla vytvořena druhá varianta okrajových podmínek (obrázek 23). Vytvořená trubka, reprezentující válec, byla přidána do sestavy s odlitkem. Sestava je ve spodní části válce omezena stejným způsobem jako první varianta. Jak již víme, vytvoření kontaktů mezi komponentami v této úloze není možné. Vazba mezi válcem a hlavou tedy musela být definována jiným způsobem, detailněji popsaným v následující kapitole.

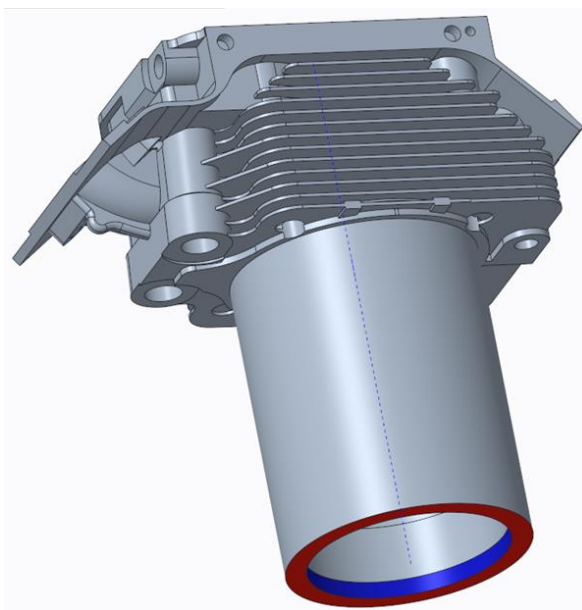


Pozice	Odebraný pohyb
	Posuv v axiálním směru
	Rotace kolem osy válce

Tab. 9: Okrajové podmínky strukturální analýzy



Obr. 22: Okrajové podmínky č. 1 (OP1)



Obr. 23: Okrajové podmínky č. 2 (OP2)

11.2 Vazba mezi hlavou válce a válcem

Mezi komponentami je definována pevná vazba. Válcí je přiřazen anizotropní materiál, který se v axiálním směru chová jako šedá litina (materiál válce) a v radiálním směru jako slitina hliníku AlSi10Mg (materiál hlavy válce). Válec je ohříván od hlavy a není chlazen, tudíž má při stacionární úloze velmi blízkou teplotu ke spodní části hlavy. Válec se tedy v radiálním směru teplotně deformuje podobně jako dosedací plocha hlavy. Vazba je dále zatížena silou reprezentující třecí sílu, která je vyvozena od osových sil hlavových šroubů. Ve směru osy válce se tedy dosedací plocha hlavy může deformovat vlivem poddajnosti



šedé litiny, a naopak ve směru radiálním je třecí silou zabráněno volné dilataci. Válec je zatížen tlakem ze spalovacího prostoru. Protože jsou v radiálním směru válci definovány materiálové vlastnosti slitiny hliníku, byl by od tlaku deformován daleko více než skutečný válec ze šedé litiny. Proto musel být tlak násoben vhodným koeficientem (~0,546), aby způsoboval identickou deformaci válce.

11.3 Zatížení hlavy válce

Hlava válce je zatížena deformacemi od teploty. Teplotní pole bylo do strukturální analýzy importované z výsledků teplotní analýzy. Referenční teplota byla nastavena na 20 °C. Dále byl model zatížen předpětím od hlavových šroubů. Utahovací moment byl převzat z [18].

$$F_0 = \frac{2M_k \cdot 10^3}{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + d_s \cdot f_m} \quad (17)$$

F_0osová síla šroubu [N]

M_kutahovací moment [Nm]

d_2střední průměr závitu [mm]

γúhel stoupání [°]

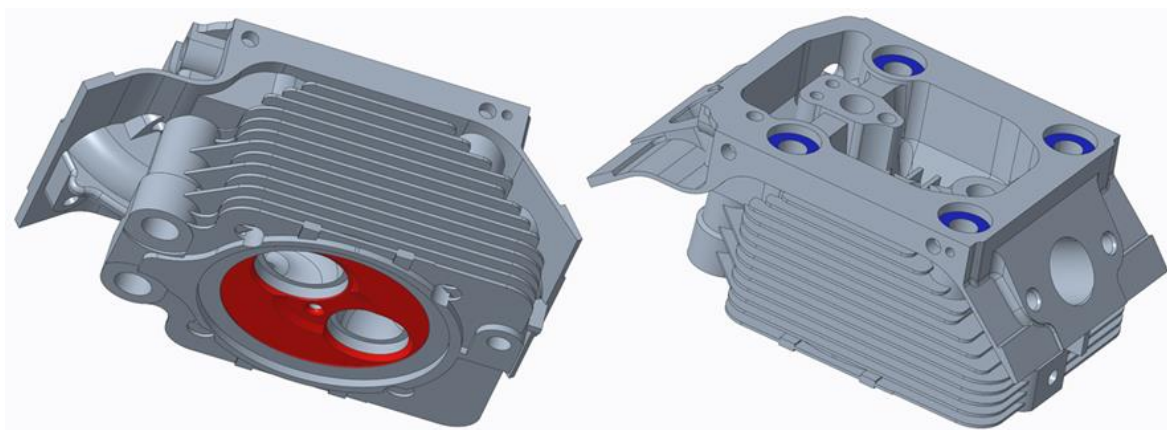
φ'redukovaný třecí úhel [°]

d_s střední průměr dosedací plochy [mm]

f_m součinitel tření dosedacích ploch [-]

Pozice	Zatížení
	Tlak ve spalovacím prostoru
	Tlak od šroubů hlavy válce
X	Teplota

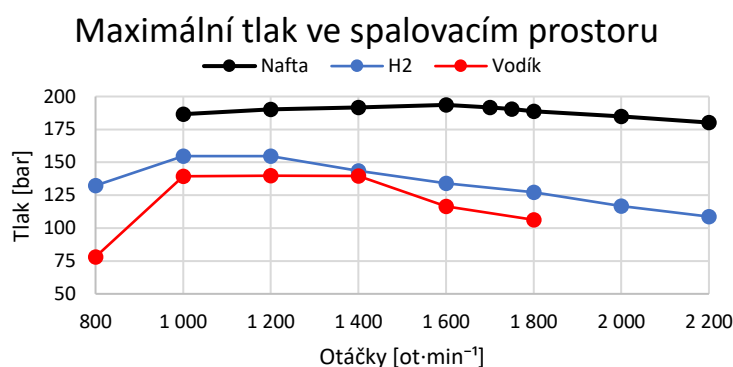
Tab. 10: Základní zatížení hlavy válce



Obr. 24: Pozice tlakového zatížení

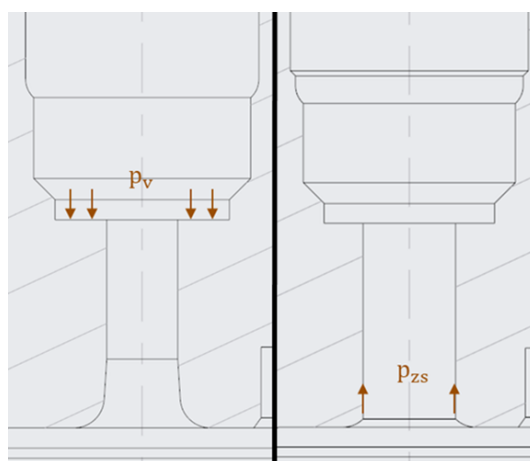


Spalovací prostor hlavy je zatížen tlakem plynů. Tlak ve spalovacím prostoru se v průběhu cyklu motoru mění. Spalovací prostor je tedy cyklicky zatěžován. Pokud vzhledem k maximálnímu spalovacímu tlaku zanedbáme tlak při sacím zdvihu, lze pro zjednodušení průběh tlaku aproximovat harmonickým míjivým cyklem. Ve výpočtu budeme analyzovat horní napětí dynamicky namáhané součásti, a proto hlavu zatěžíme maximálním spalovacím tlakem. Tímto tlakem, ale násobeným již uvedeným koeficientem, zatěžíme také válec v zóně 1 (viz kapitola 10.2, obrázek 11). Závislost maximálního tlaku ve spalovacím prostoru na otáčkách je zobrazena na následujícím obrázku.



Obr. 25: Maximální tlak ve spalovacím prostoru

Odlitek hlavy musel být mimoto zatížen od ostatních součástí. Tlak ze spalovacího prostoru působí na zapalovací svíčku, nebo u vznětového motoru na vstřikovač. Ten je navíc třmenem přitlačován k hlavě. Výsledné tlaky jsou vyznačeny na obrázku 26.

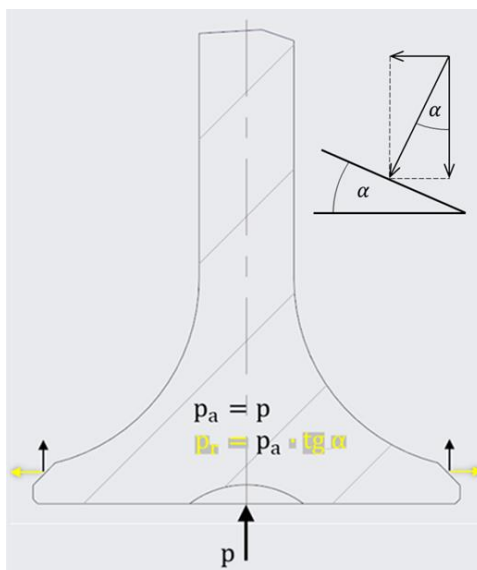


Obr. 26: Zatížení hlavy od vstřikovače/zapalovací svíčky

Spalovací tlak působí také na talířky ventilů. Těsnící kužel způsobí radiální namáhání ventilu a ventilového sedla. Rozklad sil, respektive tlaků na ventilu je patrný z obrázku 27. Třecí sílu, která vzniká při mikropohybu ventilu v sedle a má podstatný vliv na opotřebení styčných ploch, jsme pro účel naší analýzy zanedbali. Ventil přitlačují k sedlu 2 pružiny,



kteř přispívají k axiálnímu tlaku působícímu na ventilová sedla. Síly od předepjatých pružin byly získány z literatury [18] a je s nimi počítáno, i když mají zanedbatelný vliv na namáhání hlavy.



Obr. 27: Rozklad tlaku na ventilu

Dalším aspektem, který musíme zohlednit, jsou montážní předpětí vzniklá při nalisování ventilových sedel a ventilových vodítek. Postup výpočtu je patrný z následující rovnice. Ve výpočtu byl zanedbán tlak působící na vnitřní průměr sedel/vodítek, tedy tlak v sacím a výfukovém kanálu. Okolní tlak, působící na hlavu válce, byl také zanedbán. Zanedbáním těchto tlaků se vzhledem k velikosti tlaku v nalisovaném spoji dopustíme bezvýznamné chyby. Přesah ventilových sedel byl získán z literatury [18]. Přesah ventilových vodítek se pro daný motor nepodařilo dohledat, a tak byl zvolen 0,05 mm.

$$p_2 = \frac{E^{S/V} \cdot E^H \cdot \Delta r_2}{2r_2^3 \left[\frac{E^{S/V}}{r_3^2 - r_2^2} + \frac{E^H}{r_2^2 - r_1^2} \right] + r_2 [E^{S/V}(1 + \mu^H) - E^H(1 + \mu^{S/V})]} \quad (18)$$

p_2 tlak v nalisovaném spoji [MPa]

$E^{S/V}$ Youngův modul pružnosti ventilového sedla/vodítka [MPa]

E^H Youngův modul pružnosti hlavy válce [MPa]

$\mu^{S/V}$ Poissonova konstanta ventilového sedla/vodítka [-]

μ^H Poissonova konstanta hlavy válce [-]

Δr_2 přesah ventilového sedla/vodítka vztážený na poloměr [mm]

r_1 vnitřní poloměr ventilového sedla/vodítka [mm]

r_2 jmenovitý styčný poloměr [mm]

r_3 vnější poloměr [mm]



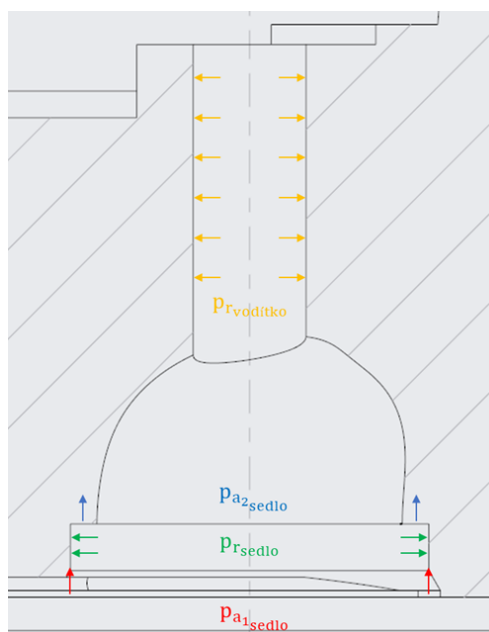
Obtížně definovatelným parametrem pro výpočet tlaku od nalisovaných sedel ventilu je vnější poloměr r_3 . Hlava je v blízkosti velmi členitá, tudíž nelze přesně stanovit. Pro naše výpočty byl zvolen poloměr, pro nějž je kružnice tečná k otvoru pro druhé ventilové sedlo. Pokud za r_3 dosadíme hodnotu, pro kterou vznikne kružnice tečná ke vnější stěně hlavy (bez chladících žebér), klesnou napětí na povrchu všech třech můstků (mezi ventily a mezi otvorem pro vstřikovač/svíčku a ventily) v průměru o 7%. Tímto parametrem by tedy mohlo dojít k případné kalibraci analýzy.

Radiální tlaky od jednotlivých ventilů přispívají k tlakům od nalisování sedel. Byly spočítány maximální axiální tlaky, které dokážou spoje s nalisovanými sedly přenést. Zbýlý tlak je aplikován na dosedací plochy ventilových sedel. Jednotlivé tlaky musí být samozřejmě před vzájemnými matematickými operacemi vztaženy na identickou plochu, nebo převedeny na síly.

Všechny zatížení jsou zde jen pro názornost jednoduše popsány. Výpočty uvedených zatížení jsou v detailním provedení přílohou k této diplomové práci.

Pozice	Zatížení
	Tlak od nalisování vodítka ventilu
	Tlak od nalisování sedla ventilu + radiální tlak od ventilu (vztažený na totožnou plochu)
	Axiální tlak přenesený nalisovaným spojem
	Zbýlý axiální tlak na dosedací plochu sedla

Tab. 11: Zatížení hlavy válce od zbylých komponent



Obr. 28: Zatížení hlavy válce od zbylých komponent



11.4 Výpočetní síť

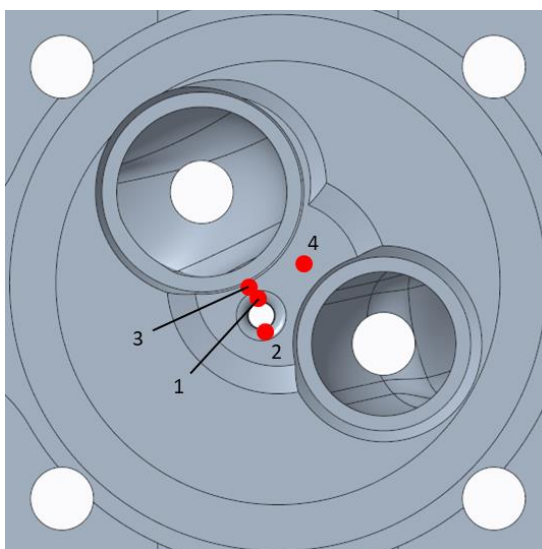
Jak již bylo naznačeno, výpočetní síť pro strukturální analýzu musí být identická s výpočetní sítí pro teplotní analýzu z důvodu využití vypočteného teplotního pole. Protože byly ze sestavy hlavy odebrány ostatní komponenty, jsou v následující tabulce uvedeny počty prvků nově vytvořených výpočetních modelů s odlišným uchycení hlavy pro oba pohony motoru.

Uchycení hlavy válce	Počet prvků	
	Naftový pohon	Vodíkový pohon
Okrajové podmínky č. 1	67 703	68 942
Okrajové podmínky č. 2	83 156	84 395

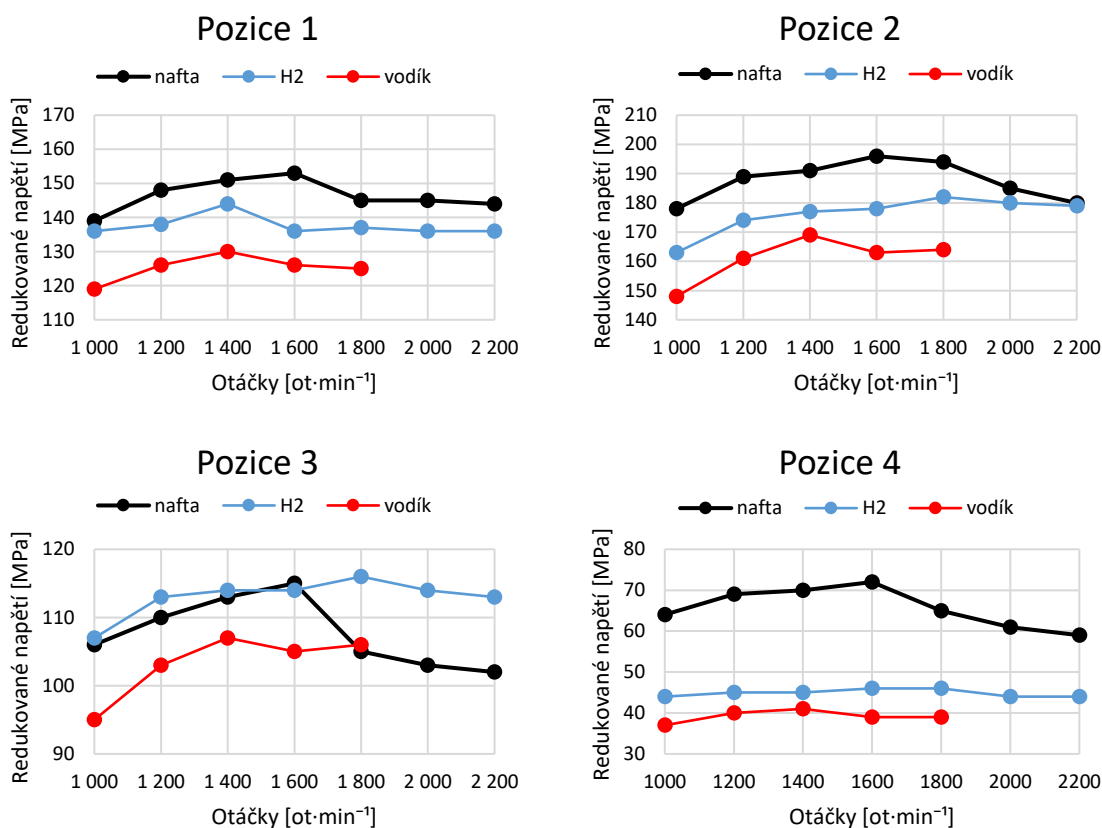
Tab. 12: Počty prvků výpočetních sítí

11.5 Výsledky strukturální analýzy

Výstupem strukturální analýzy jsou redukovaná napětí von Mises v předem definovaných bodech. Software umožňuje zobrazit pole redukovaného napětí a hlavních napětí. Dále pole jednotlivých složek tenzoru napětí a rozložení deformací. Deformace a složky tenzoru napětí jsou vyjádřeny vůči předem zvolenému souřadnému systému. Na obrázku 30 jsou zobrazeny grafy redukovaných napětí hlavy ve vybraných bodech v závislosti na otáčkách motoru. Jedná se o napětí na povrchu hlavy válce a jejich pozice jsou patrné z obrázku 29. Na tyto pozice se odkazují i jiné obrázky s grafy, uvedené dále v textu.



Obr. 29: Pozice redukovaného napětí



Obr. 30: Grafy redukovaného napětí v závislosti na otáčkách motoru

Toto porovnání slouží k nalezení takových provozních podmínek motoru, při kterých dochází k největšímu namáhání hlavy válce v předem vybraných místech. Z důvodu nižšího výpočetního času bylo porovnání provedeno pro okrajové podmínky č. 1. Z grafů je zřejmé, že je hlava při pohonu na motorovou naftu nejvíce namáhána v 1600 ot·min⁻¹. Pro verzi „H2“ vodíkového pohonu dochází k největšímu namáhání při 1800 ot·min⁻¹. Verze „vodík“ vodíkového pohonu byla dle získaných informací tvořena jako mnohem detailnější simulace v prostředí GT-Suite, tudíž by se její výsledky měly více blížit realitě. Ovšem z grafů je patrné, že u této verze dochází ke vzniku nižších redukovaných napětí oproti verzi „H2“. Protože nemůžeme provést validaci teplotní a strukturální analýzy, nemáme jistotu, že simulace verze „vodík“ generuje výsledky, které jsou bližší reálnému provozu. Proto tedy budeme již v dalších výpočtech porovnávat s naftovým pohonem pouze verzi „H2“ v uvedených otáčkách motoru. Pozice 1 a 2 poukazuje na místa, kde dochází k lokální koncentraci napětí na přechodu mezi spalovacím prostorem a otvorem pro vstřikovací trysku (zapalovací svíčku). Místa by se tedy dala označit za vruby. Pozice 3 zobrazuje napětí na povrchu můstku mezi sacím ventilem a otvorem pro zapalovací svíčku (vstřikovací trysku). Pozice 4 udává napětí v místě můstku mezi sacím a výfukovým ventilem. V tomto místě je hlava pro naftový pohon mnohem více namáhána.



11.5.1 Vliv teplotní deformace na předepjaté spoje

Tím, že dojde při provozním režimu k ohřátí hlavy válce, dochází vlivem teplotních deformací ke změně kontaktních tlaků v předepjatých spojích oproti stavu po montáži. Osová síla v hlavovém šroubu se navýší. Naopak u nalisovaných spojů dojde ke snížení předpětí. Tedy až na spoj vodítka sacího ventilu u motoru na naftový pohon, kde tlak ve spoji naroste. Výpočtový model pro strukturální analýzu byl zatížen pouze teplotními deformacemi. Bylo zjištěno prodloužení hlavy válce, válce a hlavových šroubů. Dále pak poměr deformace šroubu a deformace hlavy s válcem v montážním stavu. Z těchto hodnot již mohlo být vypočítáno navýšení osově síly v hlavových šroubech od teploty. Odečteny byly také deformace od teplot ventilových sedel a jejich otvorů v hlavě. Totéž bylo provedeno pro ventilová vodítka.

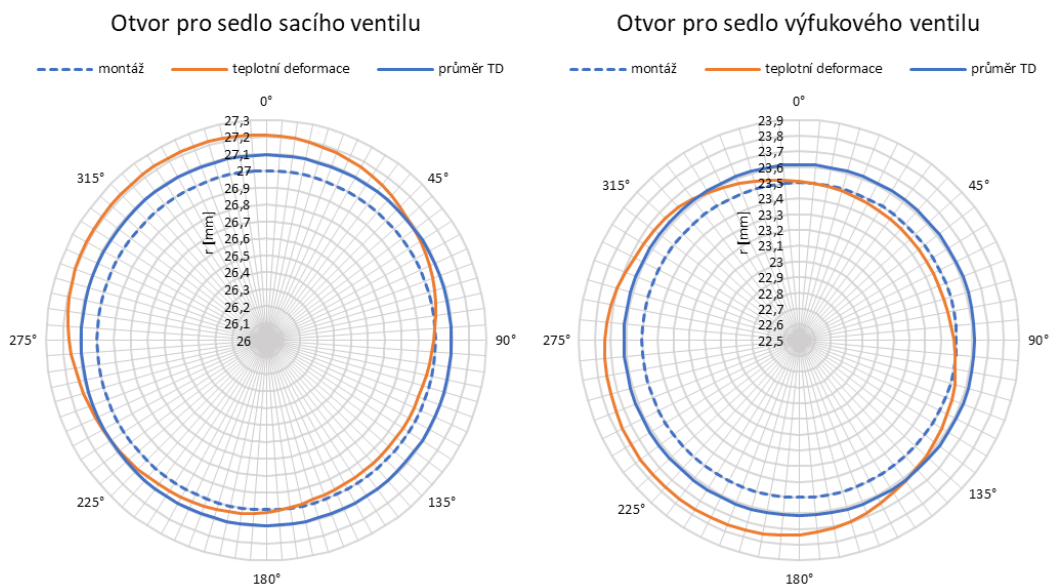
Pro snadnější orientaci v dále interpretovaných výsledcích strukturální analýzy je v následující tabulce vysvětleno označení všech výpočtových modelů.

Palivo	OP teplotní analýzy	OP strukturální analýzy	Změna předpjetí od teploty
Nafta	Nafta	OP1	-
		OP2	- TD
Vodík	H ₂	OP1	-
		OP2	- TD
	Vodík	OP1	-
		OP2	- TD

Tab. 13: Označení výpočtových modelů

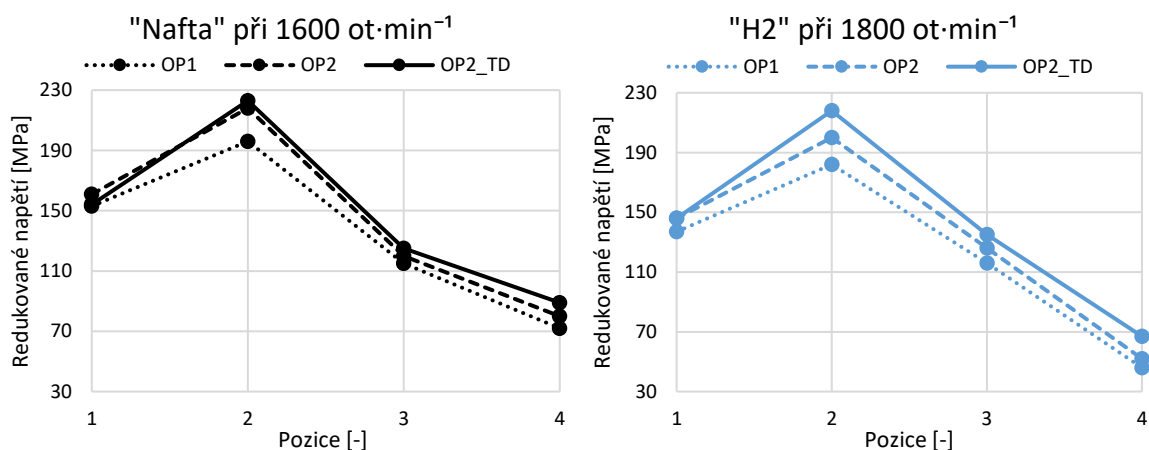
Obrázek 31 vyobrazuje deformace otvorů pro ventilová sedla vodíkové verze pohonu od provozní teploty při $1800 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Jednotlivé deformace jsou zprůměrovány a použity pro výpočet tlaku v nalisované spoji. Teplotní deformace otvorů ventilových vodítek jsou uvedeny v příloze 4. Totožné grafy pro naftový pohon pak v příloze 5. U ventilových vodítek a jejich otvorů se deformace mění výrazněji také ve směru osy těchto prvků. Zaměřujeme se ale převážně na namáhání v oblasti mezi ventily, proto bylo této skutečnosti zanedbáno.

Detailní výpočty zatížení hlavy s respektováním vlivu teplotních deformací na předepjaté spoje jsou součástí již předešlých výpočtů, které tento fakt nezohledňují, a jsou tedy k práci přiloženy v elektronické podobě.



Obr. 31: Teplotní deformace otvorů ventilových sedel verze „H2_OP2“ při 1800 ot·min⁻¹

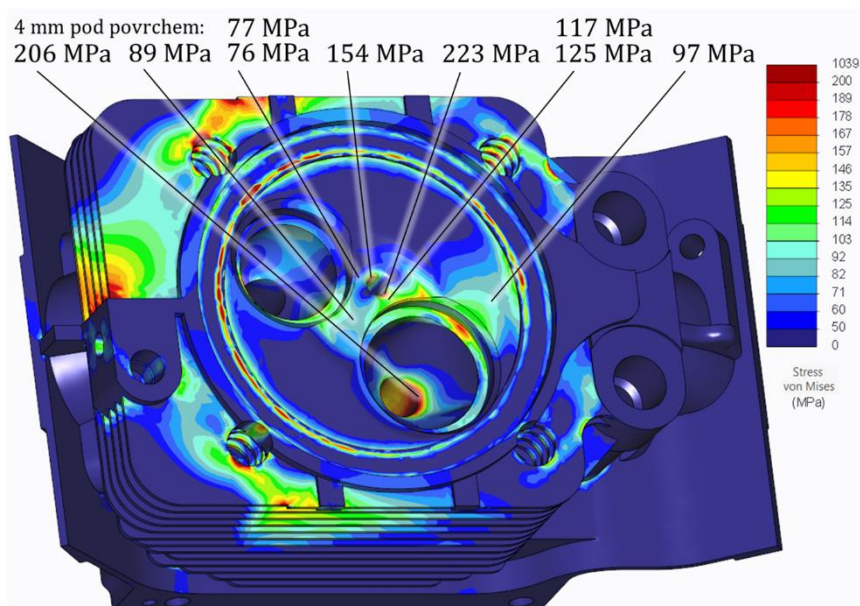
Na následujícím obrázku jsou porovnány okrajové podmínky uchycení hlavy a také zobrazen vliv teploty na předepjaté spoje. Z obrázku je patrné, že okrajové podmínky č. 2 omezují deformaci hlavy, a proto dochází k navýšení redukovaných napětí ve všech pozicích. Změna předpětí od teploty působí negativně až na pozici 1. Z výsledků můžeme tedy usoudit, že navýšení předpětí v nalisovaném spoji (samozřejmě v jistých mezích) ventilových sedel má pozitivní účinek na průběh redukovaného napětí na jednotlivých můstcích mezi ventily.



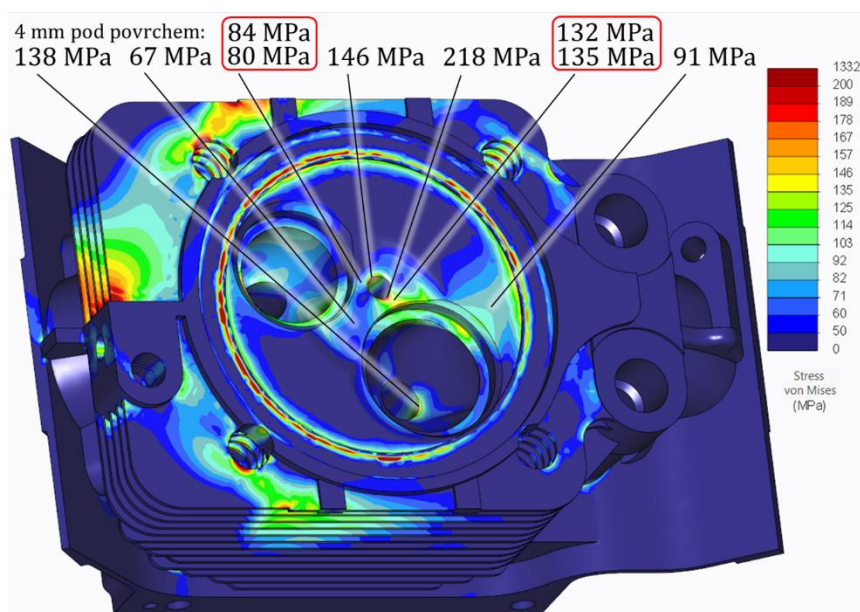
Obr. 32: Vliv okrajových podmínek uchycení hlavy a změn zatížení od teploty

Obrázky 33 a 34 porovnávají pole redukovaných napětí pro naftový a vodíkový pohon. Je zřejmé, že v globálním pohledu je více namáhána hlava vznětového motoru. Zejména můstek mezi ventily a otvor pro vodítko sacího ventilu. U naftového pohonu dochází k většímu ohřevu prostoru mezi ventily a spalovací prostor zatěžuje vyšší spalovací tlak. Sací ventil sice má daleko vyšší teplotu než model pro vodíkovou verzi pohonu, ale

velký nárůst redukovaného napětí na hraně otvoru pro výfukové vodítko je diskutabilní. Může zde hrát roli i již zmiňované zanedbání nerovnoměrné deformace otvorů ve směru osy. Naopak hlava válce pro vodíkový pohon je více namáhána v místech můstků mezi otvorem pro zapalovací svíčku a ventily. V některých oblastech mimo spalovací prostor dochází také ke koncentraci redukovaného napětí. Jsou to zejména ostré hrany na žebrech hlavy. Dále také na dosedací ploše hlavy a válce. Zde je definována pevná vazba a třecí síla, tudíž předpokládáme na těchto místech vznik singulárních bodů s koncentrovaným napětím. Materiál reálné součásti se kolem těchto singulárních bodů plasticky deformuje a napětí z těchto koncentrovaných míst více redistribuuje. Mírné navýšení namáhání také vykazuje výfukový kanál.



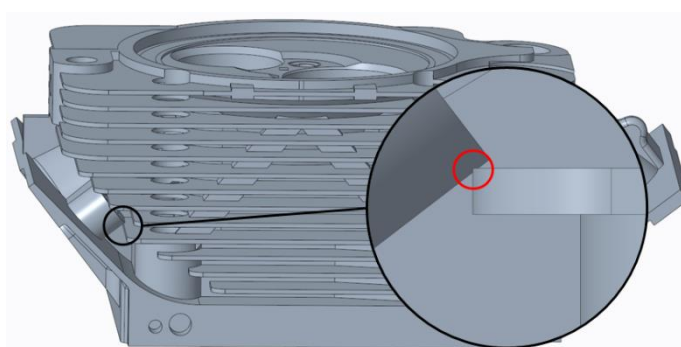
Obr. 33: Pole redukovaných napětí verze „nafta_OP2_TD“ při 1600 ot·min⁻¹



Obr. 34: Pole redukovaných napětí verze „H2_OP2_TD“ při 1800 ot·min⁻¹



Při pohledu na legendy polí je jasně viditelné, že se na hlavě u obou verzí objevují místa, kde dochází k obrovské koncentraci redukovaného napětí nad 1000 MPa. K této koncentraci dochází v místě, na které poukazuje obrázek 35. V tomto místě dochází ke kolizi nálitku pro šroub výfukového potrubí a chladícího žebra. Důkaz tohoto tvrzení je patrný z přílohy 6. Kde jsou provedeny řezy isoplochami pole redukovaného napětí verze „H2_OP2_TD“. Na reálné hlavě jistě k takové kolizi nedochází. Pokud ano, dojde k porušení materiálu mezi oběma prvky. Trhlina by se v této oblasti ale dále šířit neměla. Pro lepší interpretaci výsledků by jistě bylo vhodnější tuto kolizi z modelu odstranit. Na reálném odlitku hlavy válce nejsou přítomny ostré hrany, tudíž k takovým koncentracím napětí, jaké vznikají na modelu v ostrých přechodech, nedochází.



Obr. 35: Pozice kolize nálitku s chladícím žebrem

Z následující tabulky je patrné, že hlava vodíkové verze pohonu je více dynamicky namáhána v oblasti můstků mezi zapalovací svíčkou a ventily. U zastaveného motoru hlavu válce namáhá pouze montážní předpětí od ostatních součástí. Maximální namáhání v počáteční fázi expanzního zdvihu jsou námi doposud interpretované výstupy. Maximální namáhání při sacím zdvihu symbolizuje namáhání při identických otáčkách a zatížení motoru, ovšem již bez působení tlaku plynů ve spalovacím prostoru.

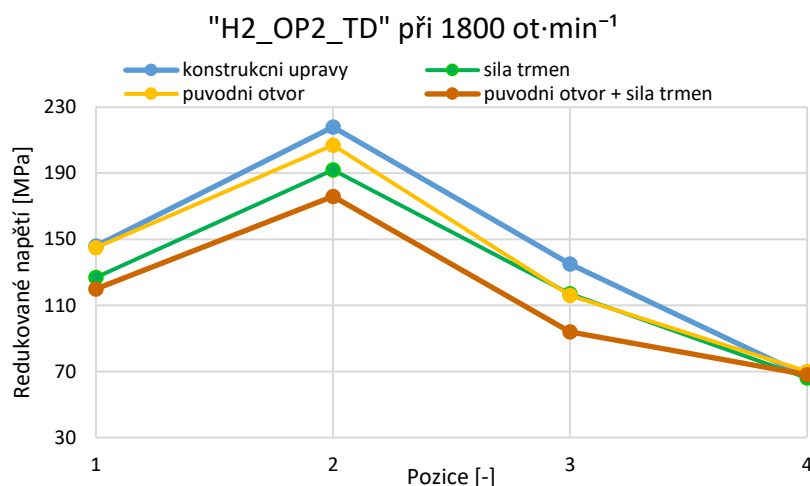
Verze	Můstek	Redukované napětí [MPa]		
		Zastavený motor	Max. namáhání (expanzní zdvih)	Max. namáhání (sací zdvih)
Nafta_OP2_TD při 1600 ot·min ⁻¹	Sací ventil – výfukový ventil	64	89	94
	Sací ventil – vstřikovač	57	125	118
	Výfukový ventil - vstřikovač	75	76	64
H2_OP2_TD při 1800 ot·min ⁻¹	Sací ventil – výfukový ventil	60	67	66
	Sací ventil – zapalovací svíčka	33	135	120
	Výfukový ventil – zapalovací svíčka	54	80	59

Tab. 14: Redukovaná napětí v odlišných fázích provozování motoru



11.5.2 Vliv konstrukčních změn

Při konverzi motoru na vodíkové palivo proběhli na hlavě válce 2 zásadní konstrukční změny. Z potřeby stabilního spalování směsi vodíku se vzduchem je směs zažehávána. Motor je přeměněn na zážehový a opatřen zapalovací svíčkou. Dle návrhu kolegy, který konstrukčně řešil umístění zapalovací svíčky ve své bakalářské práci, je původní otvor pro vstříkovací trysku symetricky obroben na větší průměr a do otvoru je dále pro montáž vyřezán závit. Dochází tedy ke zmenšení průřezů můstků mezi otvory pro sedla ventilů a otvorem pro zapalovací svíčku. Po konverzi zároveň není dosedací plocha pro zapalovací svíčku zatěžována tlakem od třmenu, ale dochází k zatěžování otvoru od závitového spoje. Proto je na následujícím obrázku provedeno porovnání, které zachycuje vliv těchto hlavních konstrukčních změn na namáhání hlavy válce. Zvětšení otvoru má veliký vliv na navýšení redukovaného napětí na můstku mezi sacím ventilem a zapalovací svíčkou. Podobný trend je i na můstku mezi výfukovým ventilem a zapalovací svíčkou, jehož pozice není na obrázku uvedena. Zavedením síly od třmenu se rozumí upevnění zapalovací svíčky pouze tlakem. To způsobí pokles redukovaného napětí v blízkosti otvoru pro zapalovací svíčku. Namáhání můstku mezi ventily se téměř nezmění. V této oblasti působí nepatrné zlepšení zvýšený tlak, který působí na dosedací plochu svíčky. Lze tedy konstatovat, že konstrukční změny, které jsou při konverzi provedeny, zhoršují namáhání hlavy. A to zejména v oblasti můstků mezi ventily a zapalovací svíčkou. V příloze 7 jsou pro jednotlivé konstrukční změny uvedeny pole redukovaných napětí.



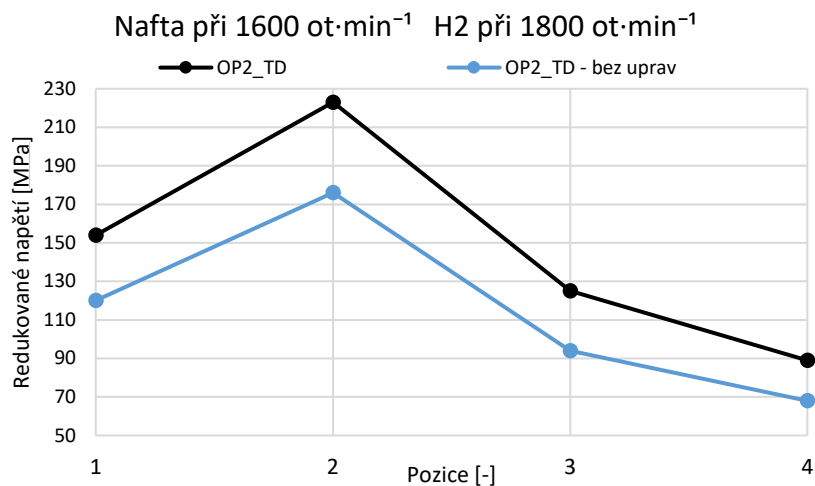
Obr. 36: Vliv konstrukčních změn



11.5.3 Zhodnocení namáhání hlavy válce

Je nutné uvést, že je zde mnoho faktorů, které byly při práci zanedbány. Skutečný otvor pro zapalovací svíčku je opatřen závitem. Materiál hlavy má větší teplotní roztažnost než materiál pouzdra svíčky, tudíž by v okolí závitu nejspíše vznikalo další pnutí. Pro zhodnocení jeho vlivu by musel být závit vymodelován se skutečnou geometrií a mezi prvky by bylo zapotřebí definovat kontaktní vazbu. Skutečná geometrie závitového spoje je tedy zanedbána. Hlava motoru má v blízkosti můstků zalaty tenké kovové vložky, které by měli usměrňovat teplotní deformace a redukovat tak namáhání hlavy právě v okolí můstků. Tyto vložky v práci nejsou podchyceny. Dalším zanedbaným faktorem jsou změny materiálových vlastností v závislosti na teplotě. Obě okrajové podmínky strukturální analýzy neodpovídají reálnému uchycení hlavy válce. Tomu bychom se nejvíce přiblížili při počítání nelineární kontaktní úlohy, kterou se ovšem s použitým softwarem při této problematice nepodařilo numericky dokončit. Okrajová podmínka č. 2 se tomuto uchycení alespoň snaží patřičně přiblížit.

Hlava válce po konverzi motoru vykazuje zvýšené namáhání v oblasti můstků mezi ventily a otvorem pro zapalovací svíčku. Tuto skutečnost způsobují konstrukční změny, díky kterým dochází ke zmenšení průřezu v těchto kritických oblastech. Právě tyto můstky a jejich průřez jsou i podle zadavatele projektu zásadní pro celkovou životnost hlavy válce. Namáhání v těchto místech by mohlo být ještě daleko výraznější při rychlých přechodových režimech, kdy bude docházet k vyšším amplitudám napěťových kmitů. Na zapalovací svíčku navíc působí tlak ze spalovacího prostoru, který prostřednictvím závitu působí na otvor hlavy. Při použití této konfigurace tedy můžeme očekávat zkrácení životnosti. Zvýšení redukovaného napětí v rizikových místech o jednotky procent ovšem nepředstavují v žádném případě riziko při použití pro experimentální účely. Pokud by ovšem měla být zachována původní životnost hlavy válce, doporučil bych ponechat původní průřezy můstků mezi ventily a otvorem pro svíčku. Ten by tedy musel zůstat také neupraven, nebo by bylo potřebné jej vhodně excentricky vyvrtat např. frézou, či vyvrtávací tyčí. Vzniklé ostré hrany by pak bylo vhodné patřičně zaoblit. Upevnění svíčky by bylo vhodnější také pouze tlakem kolmo na dosedací plochu, nikoli pomocí závitu. Toto řešení upevnění by jistě znamenalo konstrukční problémy, ale z výsledků strukturální analýzy je patrné, že bychom dosáhli významné redukce redukovaného napětí v kritických místech. Změna zatížení (teplotního i silového) od spalování vodíkové směsi při zachování velmi blízkého otáčkového průběhu výkonu a točivého momentu motoru tedy výrazně snižuje namáhání hlavy, což potvrzuje obrázek 37. Toto tvrzení je ovšem závislé na akurátnosti dodaných simulačních modelů z prostředí GT-Suite.



Obr. 37: Pokles redukovaného napětí vlivem spalování vodíku

Slitina hliníku AlSi10Mg, která byla identifikována jako materiál hlavy válce, má dle [13] smluvní mez kluzu 230 ± 15 MPa a mez únavy 97 ± 7 MPa. Tyto hodnoty jsou ovšem závislé na teplotě a v našem případě také na vlivu vodíkové křehkosti. Pro získání korektnějších hodnot a hodnot potřebných k výpočtu únavové životnosti by bylo vhodné provést experiment. Zhodnocení tedy bylo provedeno porovnáním, kdy v případě ponechání aktuální úpravy dojde ke snížení životnosti hlavy. V případě výše popsanych doporučení životnost hlavy válce nesnížíme, ale naopak by její životnost měla být prodloužena. Toto tvrzení ovšem může vyvrátit vliv zvýšené přítomnosti vodíku a jeho difuze do materiálu hlavy válce.



12 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést kontrolu namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru. Z důvodů neznámých materiálových parametrů, které jsou potřebné pro vyhodnocení životnosti, byla kontrola uskutečněna formou porovnání s původní koncepcí, u které je životnost hlavy dlouhodobě prověřena. Kontrola namáhání byla provedena v softwaru PTC Creo 4.0 pomocí MKP.

Nejprve byl pro obě varianty spalování vytvořen 3D model sestavy hlavy válce. Následně byly tyto modely podrobeny teplotní analýze. Ta byla provedena jako stacionární úloha vedení tepla a jejím výstupem jsme získali teplotní pole pro oba módy spalování. Teplotní zatížení bylo definováno formou okrajových podmínek, získaných ze simulačních modelů motoru pro oba módy spalování v prostředí GT-Suite. Z výsledků teplotní analýzy je zřejmé, že u původního vznětového motoru dochází k většímu ohřevu spalovacího prostoru včetně ventilů. U vodíkového motoru dochází k razantnímu ochlazení sacího ventilu. Sací kanál je chladnější, výfukový se naopak více zahřívá.

Strukturální analýza byla tvořena jako lineární elastostatická úloha. Z důvodu problému s vytvořením kontaktních vazeb na analyzované sestavě, byl strukturální analýze podroben pouze odlitek hlavy válce. Ten byl zatížen spalovacím tlakem, teplotním polem z teplotní analýzy a silově od ostatních komponent. Hlavním výstupem této analýzy jsou pole redukovaných napětí pro obě verze motoru. Hlava vznětového motoru je v globálním měřítku více namáhána. Konstrukční změny vzniklé při konverzi motoru ale způsobují vyšší redukované napětí v místě můstků mezi otvorem pro zapalovací svíčku a ventily. Tyto místa jsou také významně teplotně zatěžovány a jejich průřez je pro životnost hlavy zásadní. Tato hlava by tedy měla vykazovat sníženou životnost. Samotné spalování směsi vodíku se vzduchem ale namáhá hlavu méně než spalování nafty. Proto by bylo vhodné zapalovací svíčku upevnit pouze tlakem na dosedací plochu hlavy a ponechat původní průřez můstků mezi otvorem pro zapalovací svíčku a ventily. Tímto bychom podle výsledků strukturální analýzy nezpůsobili snížení životnosti hlavy válce. Pro analýzu životnosti by bylo vhodné provést experiment, který by zachytil vliv difuze vodíku na materiálové vlastnosti hlavy válce při jeho zvýšené koncentraci.



Seznam použité literatury

- [1] Seyed Ehsan Hosseini & Brayden Butler. An overview of development and challenges in hydrogen powered vehicles, *International Journal of Green Energy*. 2020, 17:1, 13-37. doi: 10.1080/15435075.2019.1685999
- [2] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. New York: McGraw - Hill, 1988. ISBN 0-07-100499-8.
- [3] JANOVEC, Jiří, Petr ZUNA a Karel MACEK. *Fyzikální metalurgie*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02935-2
- [4] LANZ, Andre, James HEFFEL a Colin MESSER. *Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies*. College of the Desert. Energy Technology Training Center, 2001.
- [5] YIP, H.L., SRNA, A., YUEN, A.C.Y., KOOK, S., TAYLOR, R.A., YEOH, G.H., MEDWELL, P.R., Chan, Q.N. A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. *Applied Sciences*. 2019, 9, 4842. doi: 10.3390/app9224842
- [6] VERHELST, Sebastian, WALLNER, Thomas. Hydrogen-fueled internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2009. doi: 10.1016/j.peccs.2009.08.001
- [7] NOŽIČKA, J., *Základy termomechaniky*, ČVUT Praha, 2008.
- [8] PULKRABEK, Willard W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Prentice Hall, Upper Saddle River, N.J., 1997. ISBN 9780135708545.
- [9] NIKISHKOV, G. P. *Introduction to the finite element method*. University of Aizu, 2004.
- [10] POTHINA, H., NAGARAJA, K.V. Finite Element Method-Based Artificial Neural Network. In: Fong, S., Dey, N., Joshi, A. *ICT Analysis and Applications. Lecture Notes in Networks and Systems*, 314. Springer, Singapore. 2022. doi: 10.1007/978-981-16-5655-2_73
- [11] FUSEK, Martin a Jaroslav ROJÍČEK. *Metoda konečných prvků I*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-3023-0.
- [12] RŮŽIČKA, M., PAPUGA, J., NESLÁDEK, M., BARTOŠÁK, M. *Dynamická pevnost a životnost: Přednášky* [online]. [cit. 2023-04-21]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/37153514-Dynamicka-pevnost-a-zivotnost-prednasky.html>
- [13] *Material data sheet: Aluminium AlSi10Mg* [online]. [cit. 2023-03-23].
Dostupné z: https://fathommg.com/wp-content/uploads/2020/11/EOS_Aluminium_AlSi10Mg_en.pdf
- [14] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.



- [15] MACEK J., POLÁŠEK M., ŠPANIEL M., TICHÁNEK R. Výpočet oběhu motorů 6C28 a stanovení okrajových podmínek pro pevnostní a deformační výpočet hlavy válce. Výpočet teplotního pole, deformace a stavu napjatosti hlavy válce. Praha. ČVUT v Praze, Fakulta strojní 2004. Technická zpráva pro ČKD Motory a.s.
- [16] JAKEŠ, J. Teplotní analýza předkomůrky. Praha, 2021. Bakalářská práce. FS ČVUT v Praze. Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel.
- [17] BLAHOŽ V., KADLEC Z. Základy sdílení tepla. 2. vydání. Ostrava: Edice SPBI, 2000. ISBN: 80-902001-1-7.
- [18] Dílenská příručka nákladních automobilů Tatra 815. 1. vydání. Kopřivnice: Tatra, 1989.



Seznam obrázků

Obr. 1: Energetické porovnání pro benzín a nepřímo vstříkovaný vodík (pro $\lambda=1$) [4].....	14
Obr. 2: Energetické porovnání pro benzín a přímo vstříkovaný vodík (pro $\lambda=1$) [4].....	15
Obr. 3: Prostup tepla [8].....	18
Obr. 4: Příklady elementů v MKP [10].....	19
Obr. 5: Bodová varianta metody kritické vzdálenosti.....	22
Obr. 6: Schéma řešení problematiky v softwaru PTC Creo 4.0.....	23
Obr. 7: Výpočtová sestava hlavy válce.....	24
Obr. 8: Pozice kontaktních ploch.....	26
Obr. 9: Pozice okrajových podmínek.....	29
Obr. 10: Zóny chladícího vzduchu hlavy válce.....	29
Obr. 11: Zóny horkých plynů ve válci.....	30
Obr. 12: Schéma chlazení hlavy válce motorovým olejem.....	31
Obr. 13: Grafy vnější otáčkové charakteristiky a součinitele přebytku vzduchu.....	32
Obr. 14: Výpočetní síť pro teplotní analýzy vodíkových verzí.....	33
Obr. 15: Číslování válcových jednotek [18].....	35
Obr. 16: Pozice kalibračních bodů hlavy válce.....	35
Obr. 17: Pozice teplot.....	36
Obr. 18: Grafy teplot v závislosti na otáčkách motoru.....	37
Obr. 19: Teplotní pole verze „nafta“ při 1600 ot·min ⁻¹	38
Obr. 20: Teplotní pole verze „H2“ při 1800 ot·min ⁻¹	38
Obr. 21: Teplotní pole verze „vodík“ při 1800 ot·min ⁻¹	38
Obr. 22: Okrajové podmínky č. 1 (OP1).....	40
Obr. 23: Okrajové podmínky č. 2 (OP2).....	40
Obr. 24: Pozice tlakového zatížení.....	41
Obr. 25: Maximální tlak ve spalovacím prostoru.....	42
Obr. 26: Zatížení hlavy od vstřikovače/zapalovací svíčky.....	42
Obr. 27: Rozklad tlaku na ventilu.....	43
Obr. 28: Zatížení hlavy válce od zbylých komponent.....	44
Obr. 29: Pozice redukováného napětí.....	45
Obr. 30: Grafy redukováného napětí v závislosti na otáčkách motoru.....	46
Obr. 31: Teplotní deformace otvorů ventilových sedel verze „H2_OP2“ při 1800 ot·min ⁻¹	48
Obr. 32: Vliv okrajových podmínek uchycení hlavy a změn zatížení od teploty.....	48
Obr. 33: Pole redukováných napětí verze „nafta_OP2_TD“ při 1600 ot·min ⁻¹	49
Obr. 34: Pole redukováných napětí verze „H2_OP2_TD“ při 1800 ot·min ⁻¹	49
Obr. 35: Pozice kolize nálitku s chladícím žebrem.....	50
Obr. 36: Vliv konstrukčních změn.....	51
Obr. 37: Pokles redukováného napětí vlivem spalování vodíku.....	53



Seznam tabulek

Tab. 1: Podíl parciálního tlaku paliv ve stechiometrické směsi se vzduchem	12
Tab. 2: Parametry zkušebního spalovacího motoru.....	21
Tab. 3: Materiálové vlastnosti jednotlivých komponent výpočtové sestavy	25
Tab. 4: Součinitel přestupu tepla v kontaktu	26
Tab. 5: Okrajové podmínky a jejich pozice	28
Tab. 6: Maximální velikost prvků pro teplotní analýzu	33
Tab. 7: Teplotní bilance při kalibraci naftového výpočtového modelu.....	34
Tab. 8: Porovnání simulace a měření	35
Tab. 9: Okrajové podmínky strukturální analýzy	40
Tab. 10: Základní zatížení hlavy válce.....	41
Tab. 11: Zatížení hlavy válce od zbylých komponent	44
Tab. 12: Počty prvků výpočetních sítí.....	45
Tab. 13: Označení výpočtových modelů.....	47
Tab. 14: Redukovaná napětí v odlišných fázích provozování motoru.....	50



Seznam příloh

- Příloha 1: Vnější olejový okruh jednoválcového zkušebního motoru
- Příloha 2: Návrhy chladicího okruhu oleje
- Příloha 3: Grafy jednotlivých efektivních hodnot okrajových podmínek závislých na otáčkách motoru
- Příloha 4: Teplotní deformace otvorů ventilových sedel a vodítek
Verze: „H2_OP2“ při 1800 ot·min⁻¹
- Příloha 5: Teplotní deformace otvorů ventilových sedel a vodítek
Verze: „nafta_OP2“ při 1600 ot·min⁻¹
- Příloha 6: Řezy isoplochami pole redukovaných napětí
Verze: „H2_OP2_TD“ při 1800 ot·min⁻¹
- Příloha 7: Vliv konstrukčních změn na pole redukovaného napětí
Verze: „H2_OP2_TD“ při 1800 ot·min⁻¹
- Příloha 8: Pole napětí v radiálním a tečném směru
Verze: „nafta_OP2_TD“ při 1600 ot·min⁻¹
- Příloha 9: Pole napětí v radiálním a tečném směru
Verze: „H2_OP2_TD“ při 1800 ot·min⁻¹
- Příloha 10: Neprezentované výsledky strukturální analýzy
Verze: „vodík“ při 1400 ot·min⁻¹

Seznam příloh v elektronické podobě

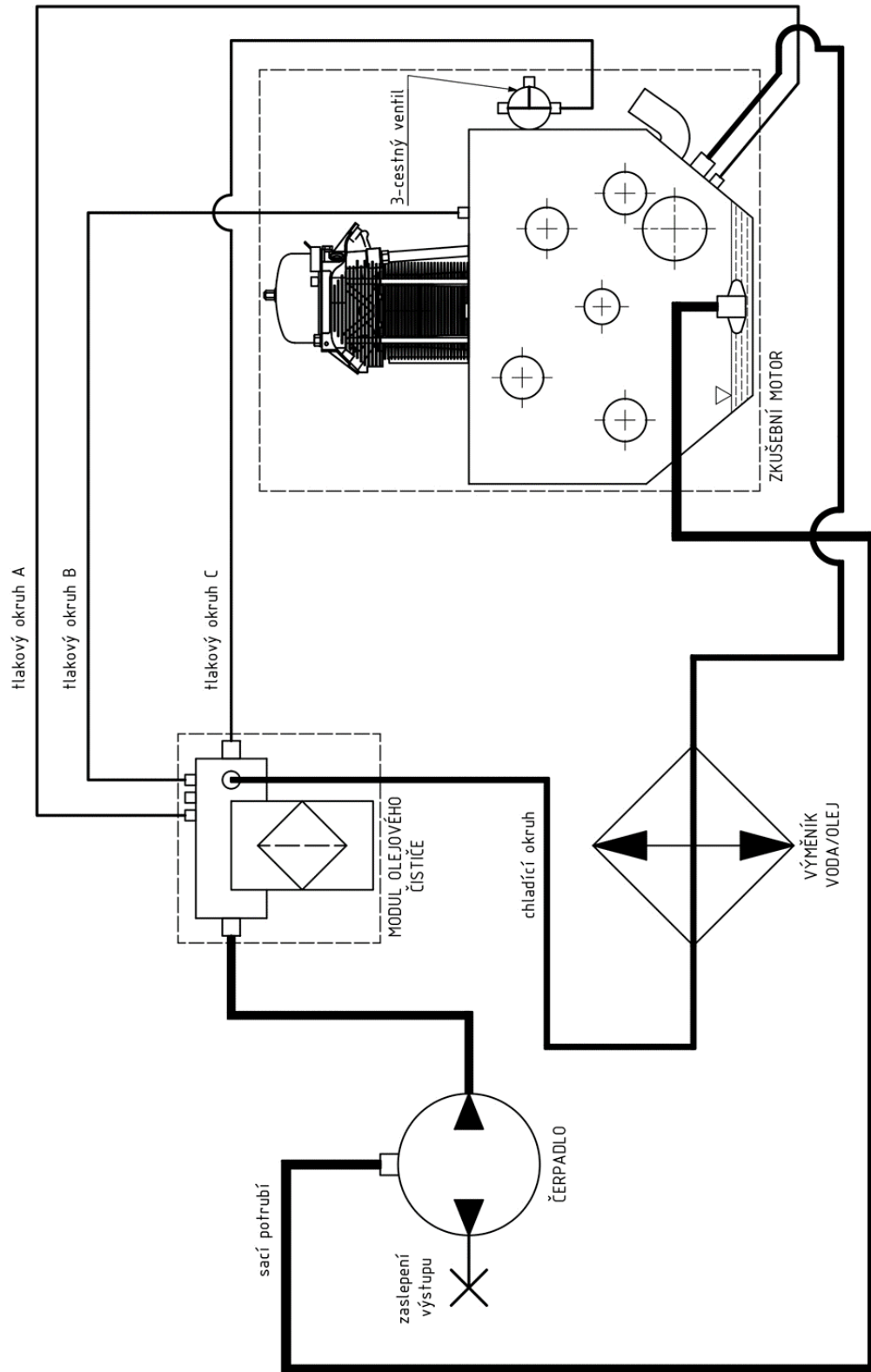
- Příloha 1: Okrajové podmínky teplotní analýzy
Název souboru: okrajove_podminky_teplotni_analyza.xlsx
- Příloha 2: Výpočty zatížení hlavy válce pro strukturální analýzu
Název souboru: zatizeni_strukturalni_analyza.xlsx
- Příloha 3: Model pro teplotní analýzu hlavy válce verze „H2“
Název složky: teplotni_analyza_hlava_1800_H2
- Příloha 4: Model pro strukturální analýzu hlavy válce verze „H2_OP2_TD“
Název složky: strukturalni_analyza_hlava_1800_H2_OP2_TD



Příloha 1: Vnější olejový okruh jednoválcového zkušební motoru

VNĚJŠÍ OLEJOVÝ OKRUH JEDNOVÁLCOVÉHO ZKUŠEBNÍHO MOTORU

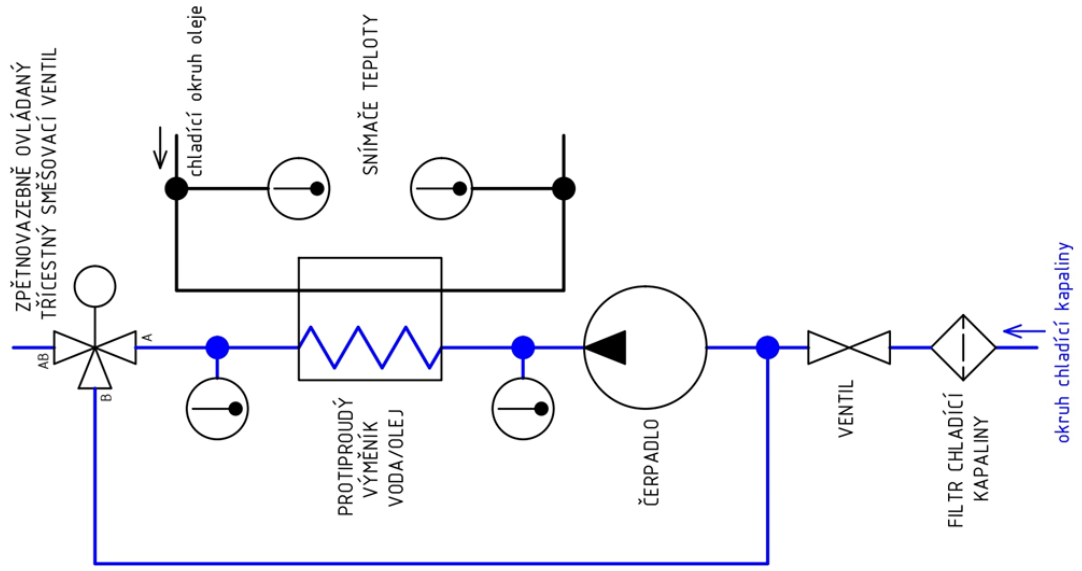
-každý okruh vybavit šroubením pro připojení průtokoměru a snímače tlaku



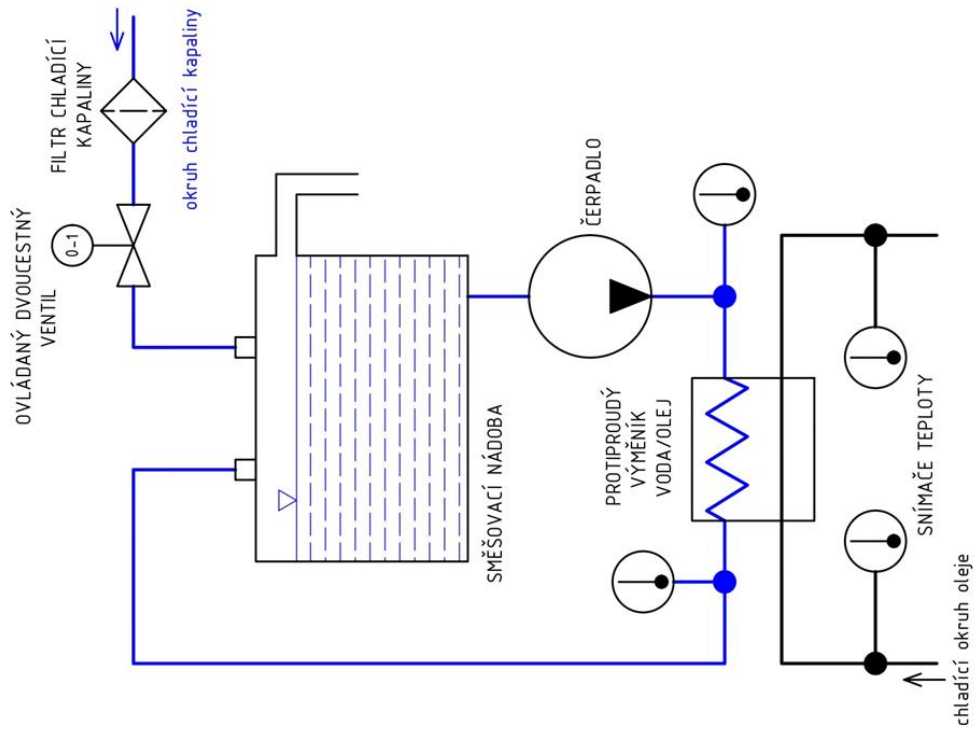


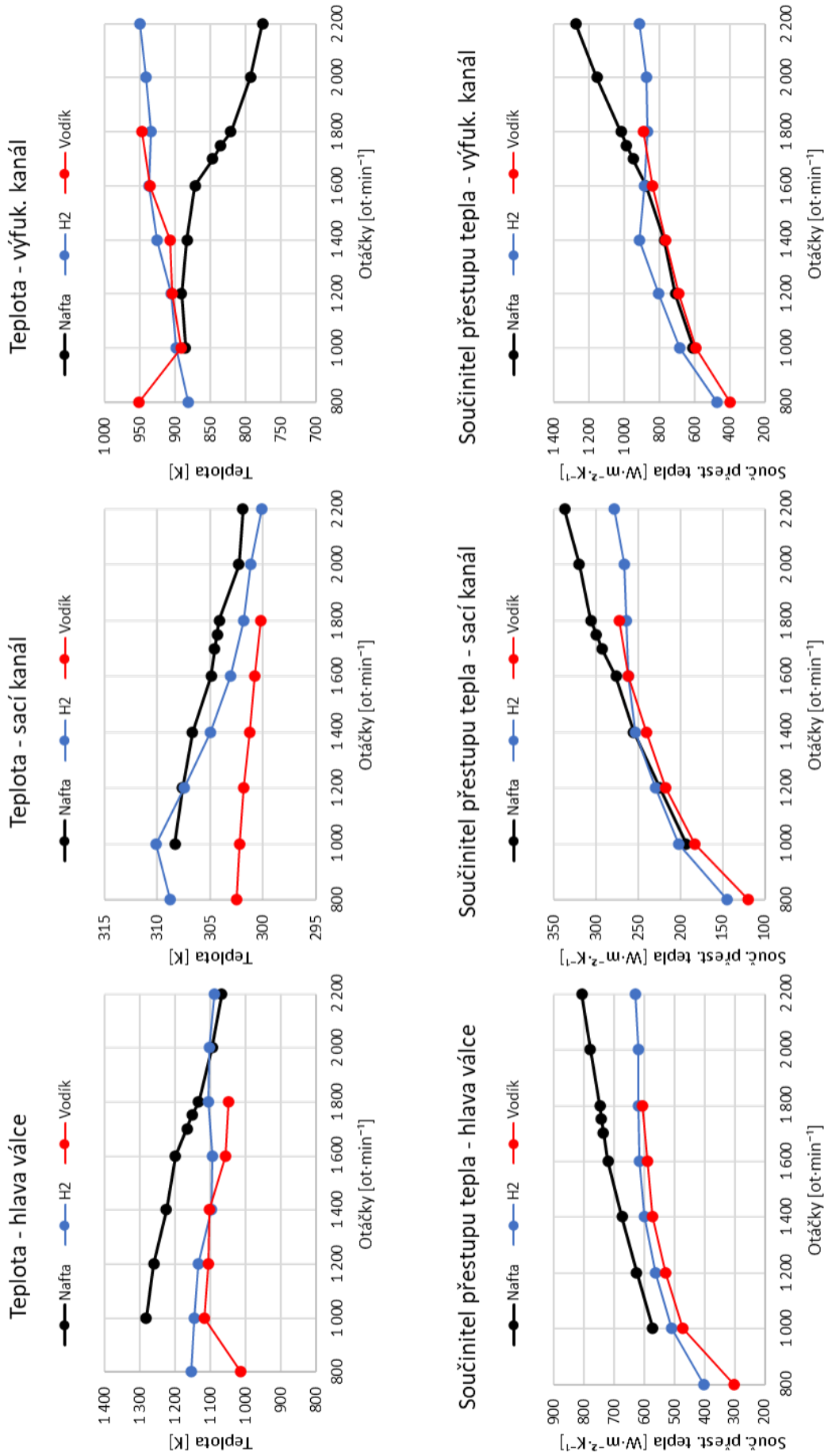
Příloha 2: Návrhy chladicího okruhu oleje

CHLADICÍ OKRUH OLEJE



CHLADICÍ OKRUH OLEJE



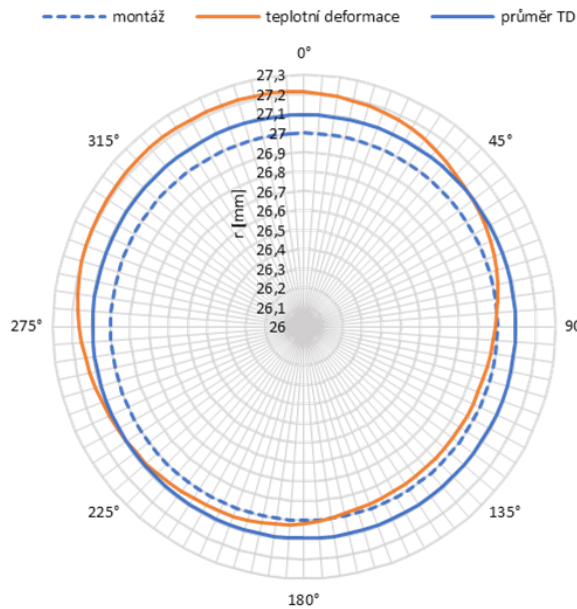




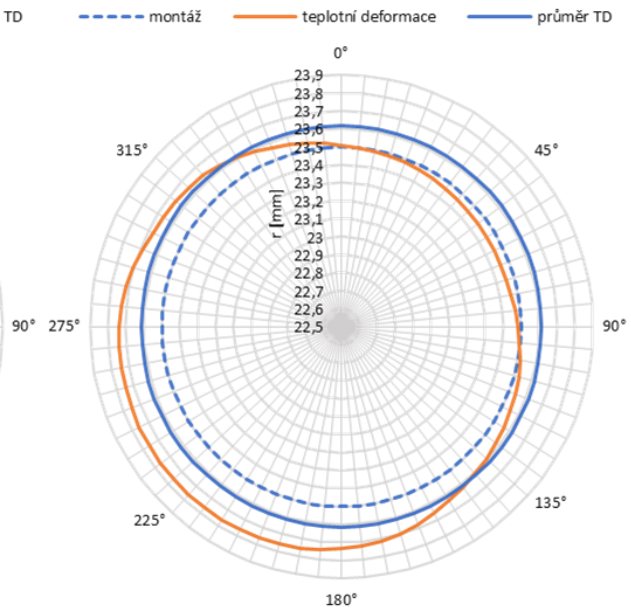
Příloha 4: Teplotní deformace otvorů ventilových sedel a vodítek

Verze: „H2_OP2“ při $1800 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

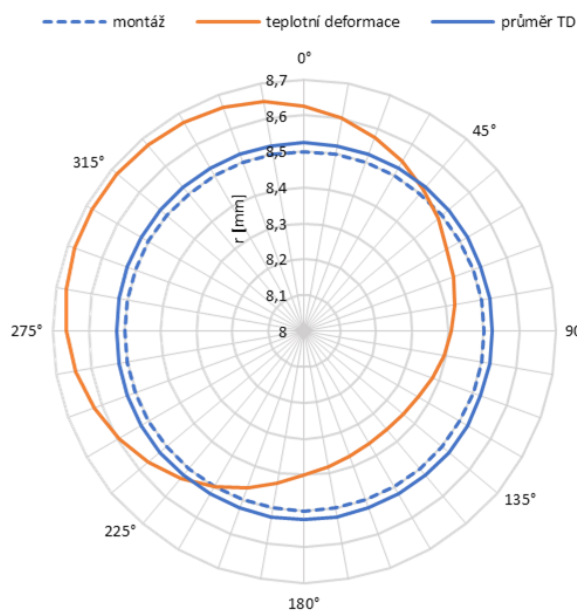
Otvor pro sedlo sacího ventilu



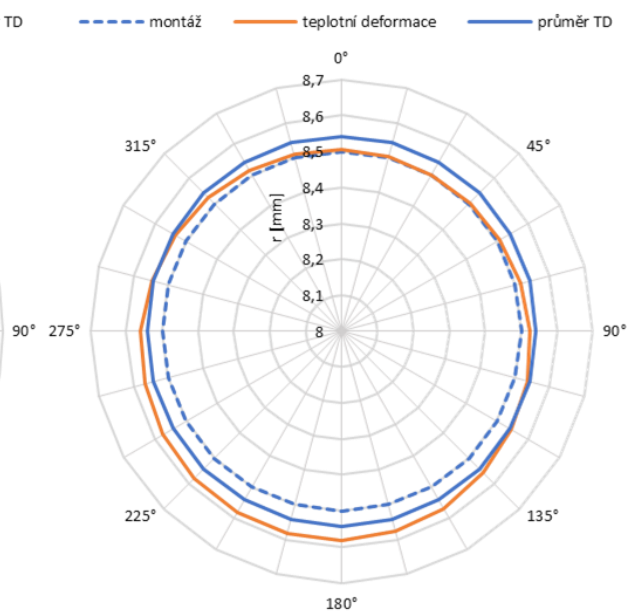
Otvor pro sedlo výfukového ventilu



Otvor pro vodítko sacího ventilu



Otvor pro vodítko výfukového ventilu

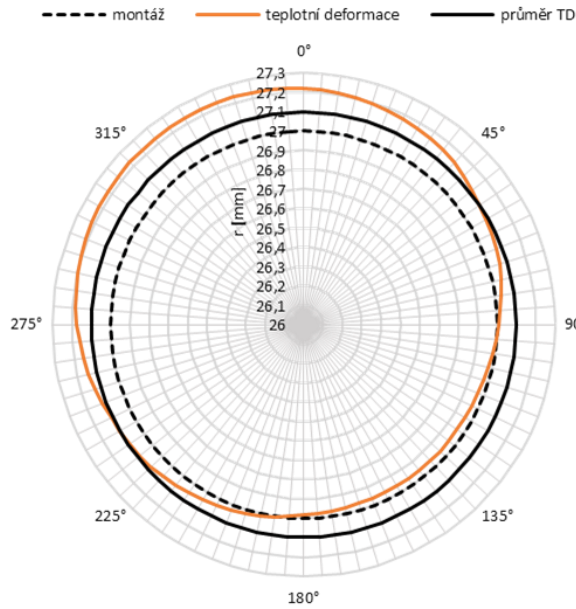




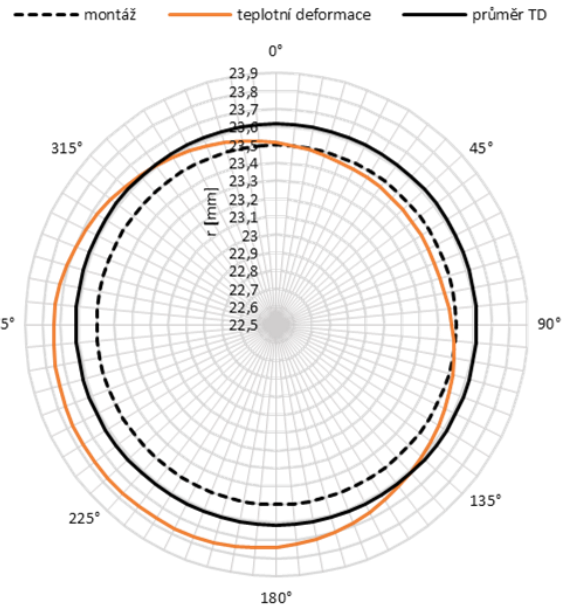
Příloha 5: Teplotní deformace otvorů ventilových sedel a vodítek

Verze: „nafta_OP2“ při 1600 ot·min⁻¹

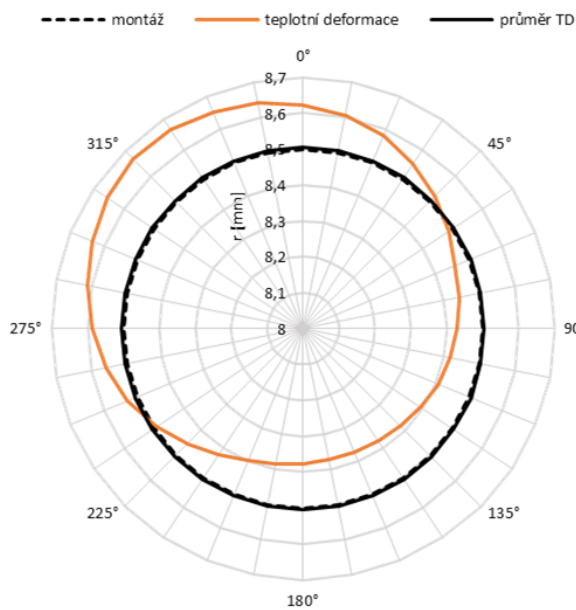
Otvor pro sedlo sacího ventilu



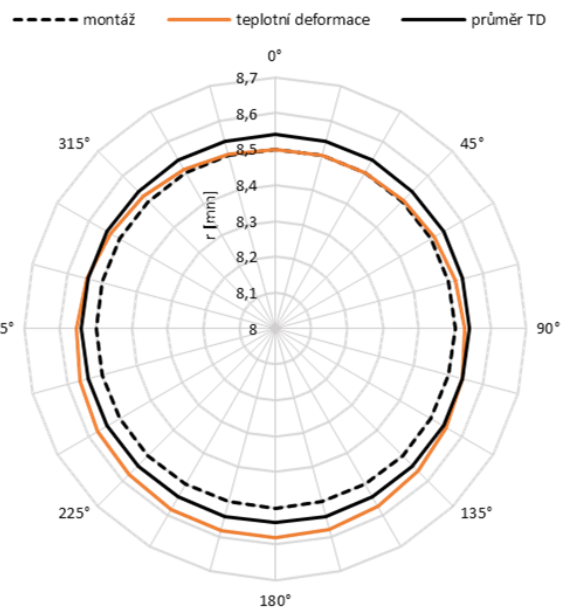
Otvor pro sedlo výfukového ventilu



Otvor pro vodítko sacího ventilu



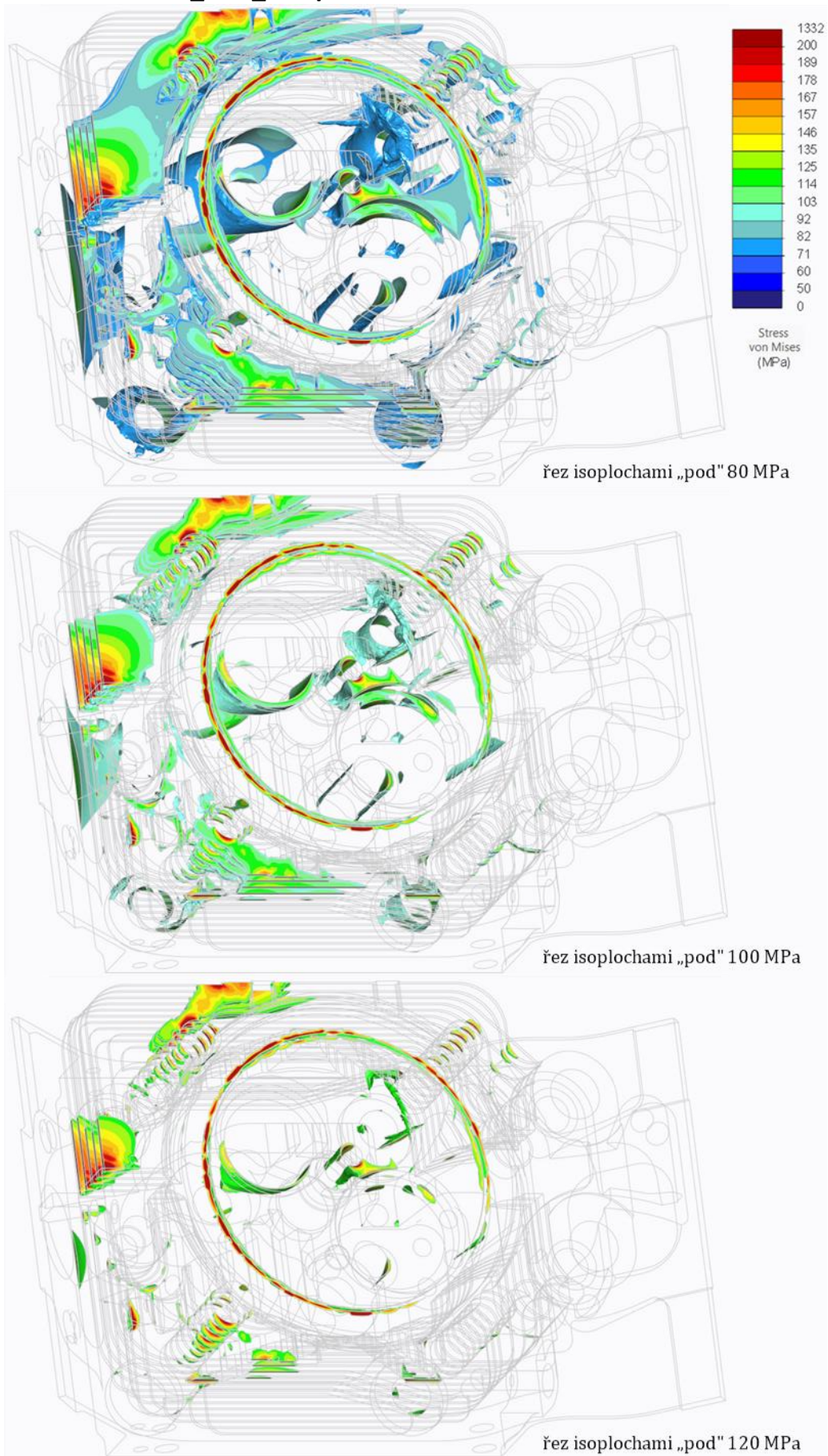
Otvor pro vodítko výfukového ventilu

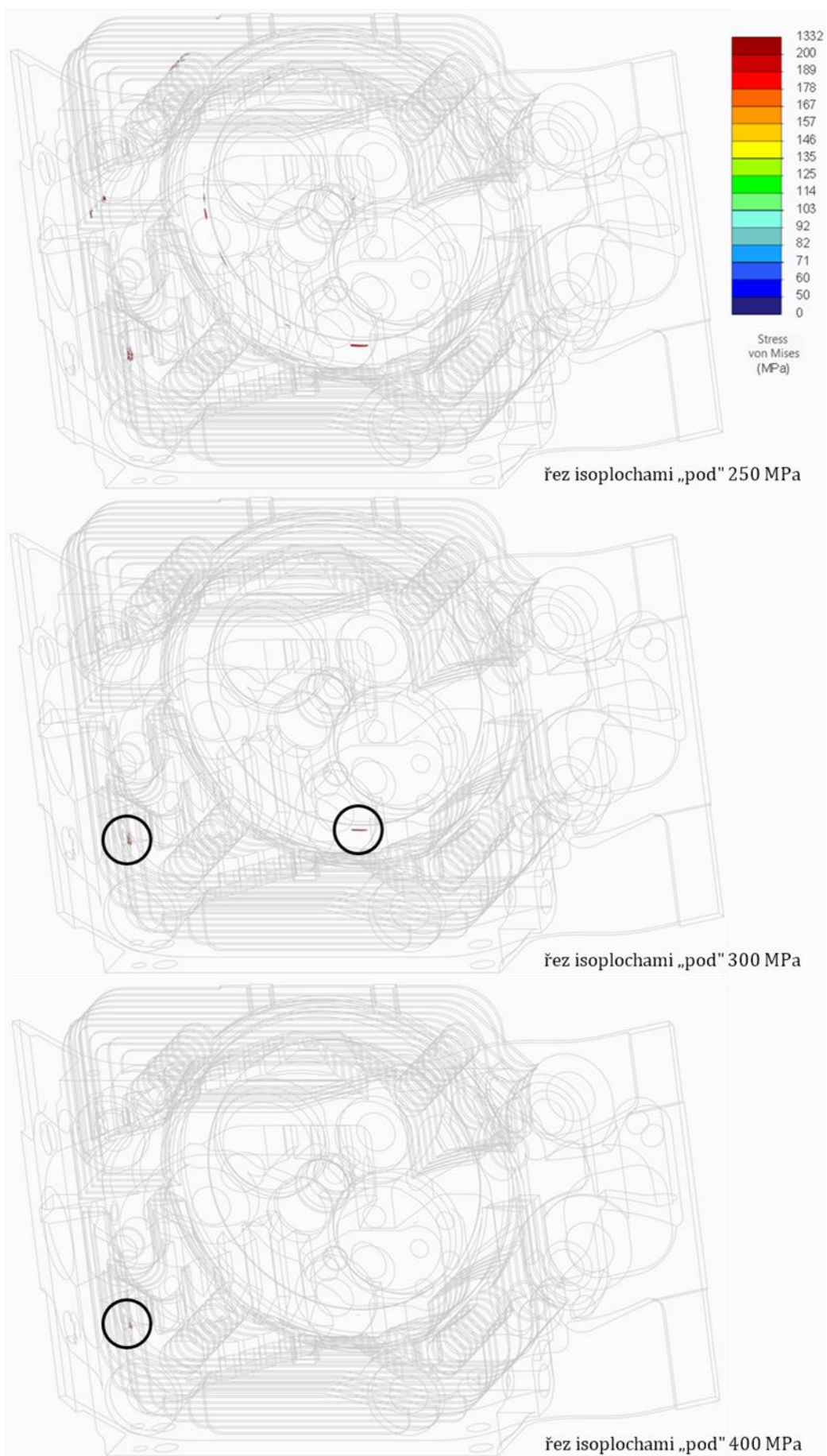




Příloha 6: Řezy isoplochami pole redukovaných napětí

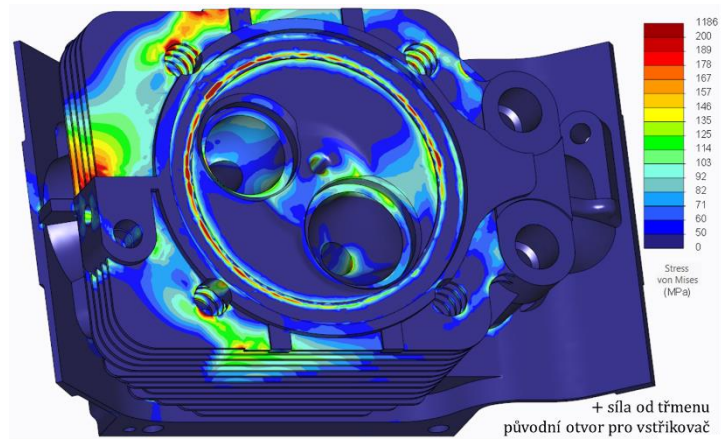
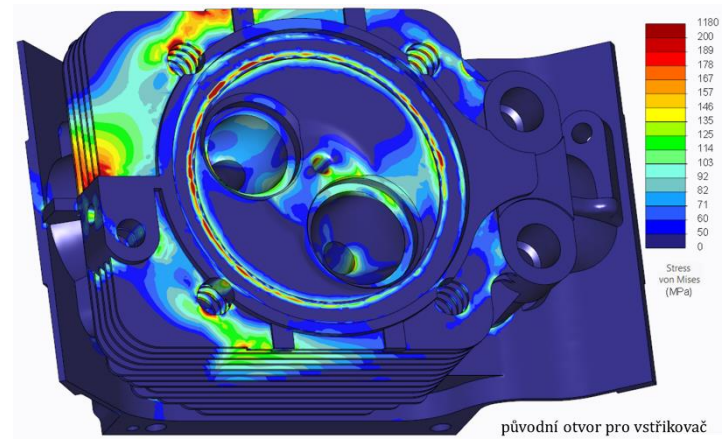
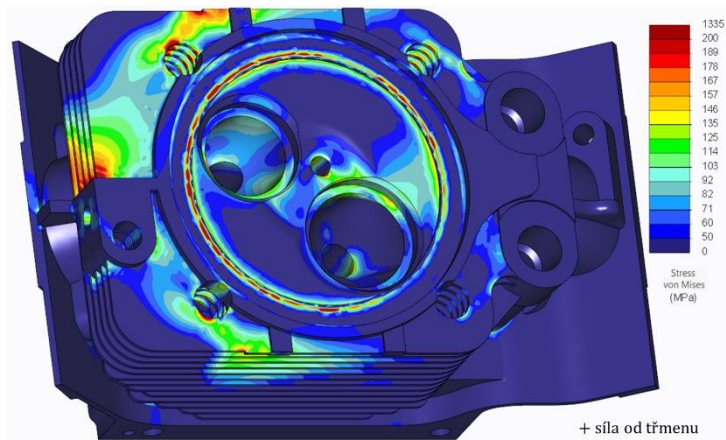
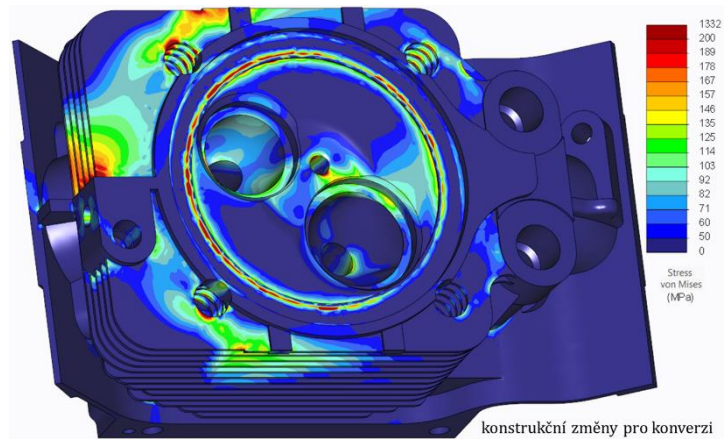
Verze: „H2_OP2_TD“ při 1800 ot·min⁻¹





Příloha 7: Vliv konstrukčních změn na pole redukovaného napětí

Verze: „H2_OP2_TD“ při $1800 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

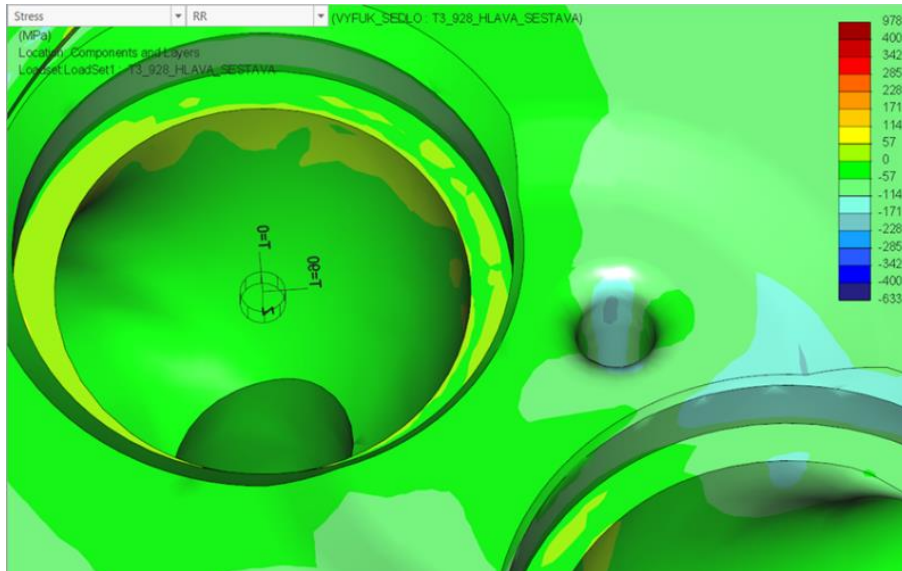


Příloha 8: Pole napětí v radiálním a tečném směru

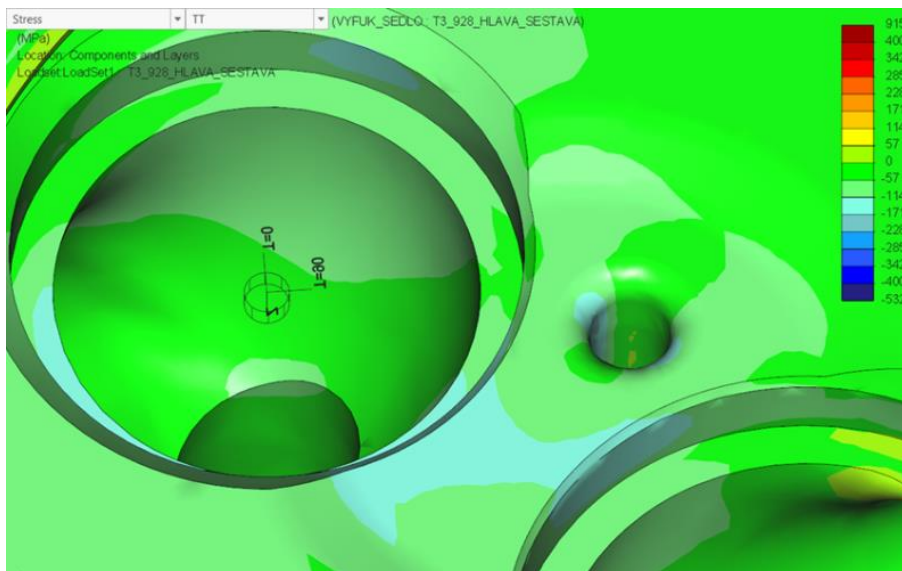
Verze: „nafta_OP2_TD“ při $1600 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Cylindrický souřadný systém otvoru pro sedlo výfukového ventilu:

Pole napětí v radiálním směru:

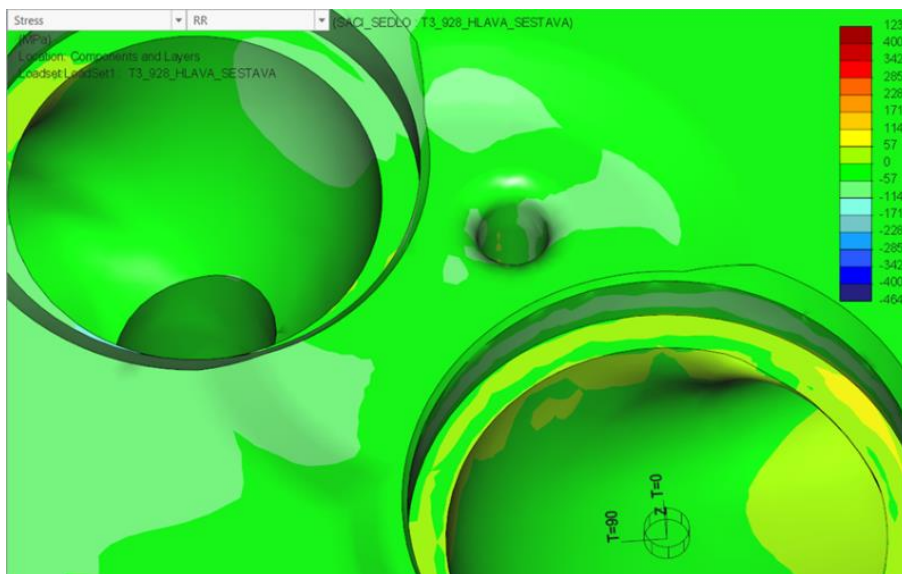


Pole napětí v tečném směru:

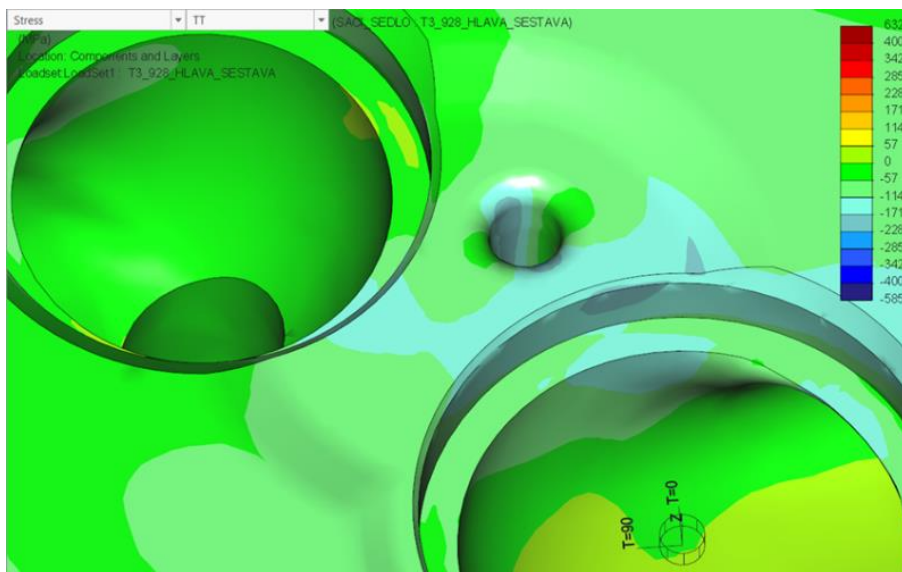


Cylindrický souřadný systém otvoru pro sedlo sacího ventilu:

Pole napětí v radiálním směru:



Pole napětí v tečném směru:



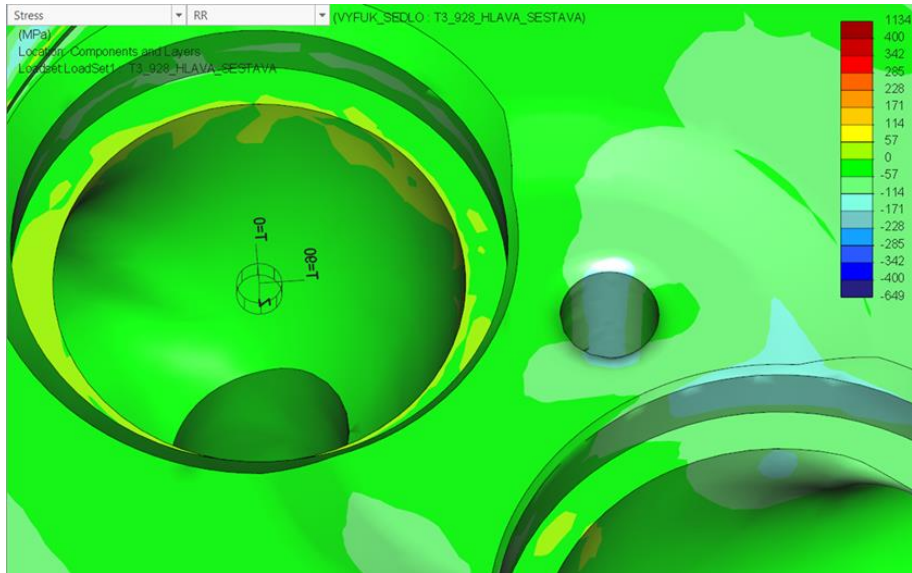


Příloha 9: Pole napětí v radiálním a tečném směru

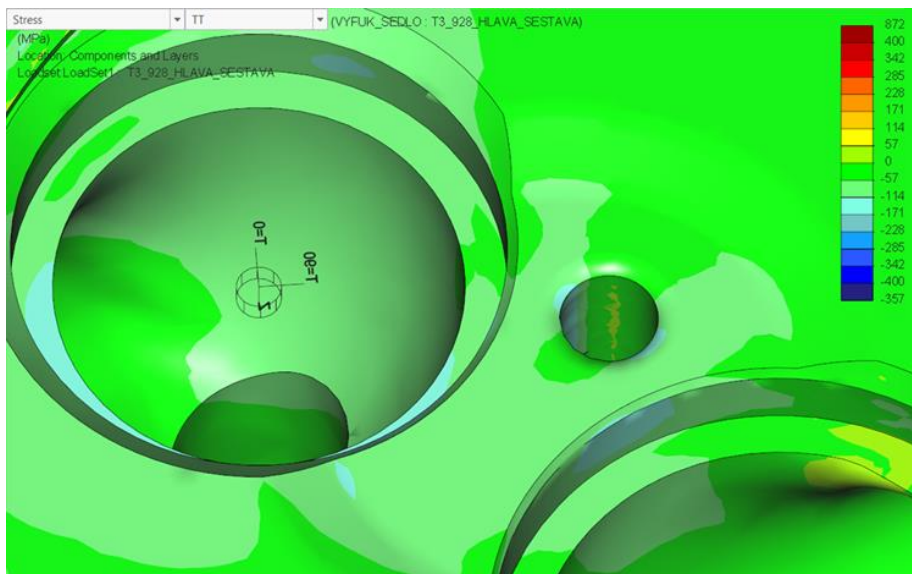
Verze: „H2_OP2_TD“ při $1800 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Cylindrický souřadný systém otvoru pro sedlo výfukového ventilu:

Pole napětí v radiálním směru:



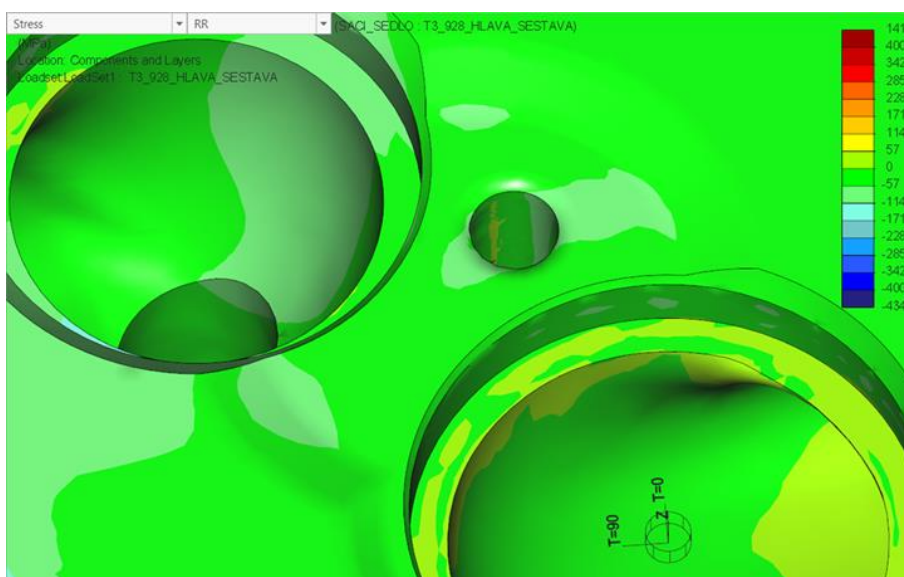
Pole napětí v tečném směru:



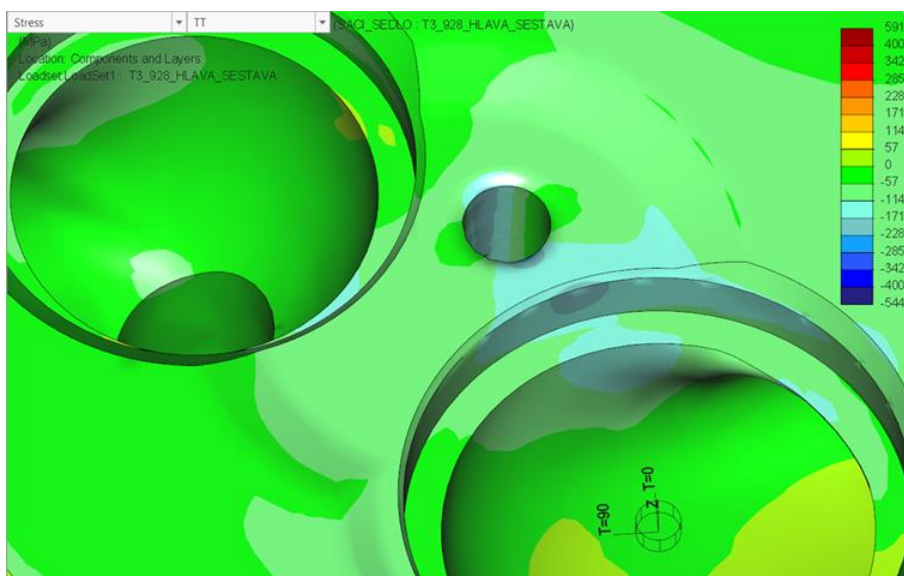


Cylindrický souřadný systém otvoru pro sedlo sacího ventilu:

Pole napětí v radiálním směru:

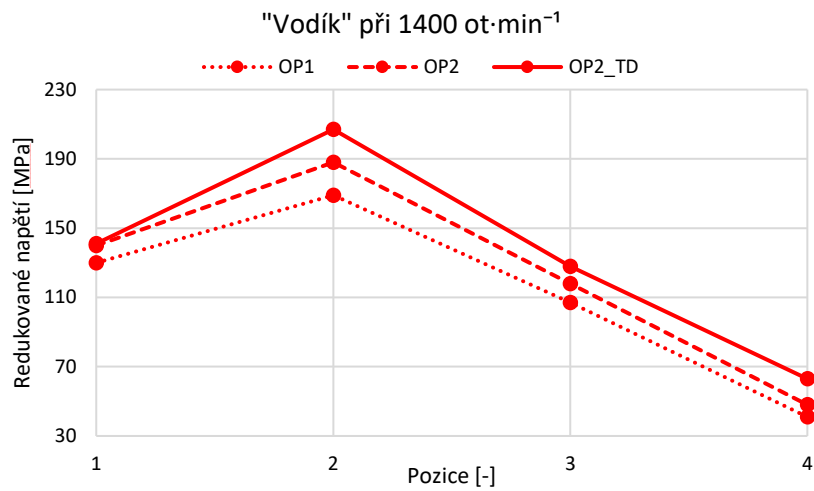


Pole napětí v tečném směru:



Příloha 10: Neprezentované výsledky strukturální analýzy

Verze: „vodík“ při 1400 ot·min⁻¹



Pole redukovaného napětí pro verzi „vodík_OP2_TD“ při 1400 ot·min⁻¹:

