



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Kontrola namáhání válce a pístu vodíkového  
zkušebního motoru

Check the cylinder and piston stresses of the  
hydrogen test engine

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2024**

**Daniel SABOL**

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový  
Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín



# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Sabol** Jméno: **Daniel** Osobní číslo: **502708**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Kontrola namáhání válce a pístu vodíkového zkušebního motoru**

Název bakalářské 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 zdvíhu 140 mm, proveďte kontrolu tepelného namáhání základních komponent. Na základě dodaných podkladů vytvořte 3D modely válce a pístu motoru a zkontrolujte rozložení teplot a tepelného a silového namáhání válce a pístu motoru.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **19.10.2023** Termín odevzdání bakalářské práce: **10.01.2024**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

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

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta



## Anotační záznam

Jméno autora: Daniel Sabol

Název práce: Kontrola namáhání válce a pístu vodíkového zkušebního motoru

Anglický název: Check the cylinder and piston stresses of the hydrogen test engine

Rozsah práce:

- 117 stran
- 145 obrázků
- 59 tabulek
- 28 grafů

Akademický rok: 2023/2024

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

Klíčová slova: Spalovací motor, vodík, píst, válec, MKP analýza

Key words: Combustion engine, hydrogen, piston, cylinder, MKP analysis



## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se nejdříve zabývá řešením hlavních aspektů vodíku, konstrukci spalovacích motorů a jejich principu spalování. Dále základních diagramů a grafů potřebných ke zkoumání a vyhodnocování motorů a jeho komponent a taky teorii přestupu tepla. Předmětem praktické části je experimentální naftový motor, který byl konstrukčně upraven na motor vodíkový, a je potřeba ověřit, jestli díly válec a píst tuto úpravu vydrží. Cílem je vytvořit 3D modely zkoumaných komponent a z dostupných dat provést rozbor jednotlivých silových a tepelných zatížení, které při chodu motoru na komponenty působí. Dále vykonat tepelnou a mechanickou analýzu aplikací okrajových podmínek na modely v limitních situacích provozu ve výpočetním programu.

## **Abstract**

The aim of this bachelor's thesis is research of the main aspects of hydrogen, construction of combustion engines and their combustion principles. It also covers basic diagrams and graphs required for the examination and evaluation of engines and their components and also the theory of heat transfer. The main subject of the practical part is an experimental diesel engine that has been modified into a hydrogen engine, and it is necessary to verify whether the original main components can withstand this modification. The goal is to create 3D models of the components and based on an available data analyses the individual mechanical and thermal loads acting on the components during engine operation. Furthermore, a thermal and mechanical analysis will be conducted by applying boundary conditions to the models in extreme operating situations using computational software.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Kontrola namáhání válce a pístu vodíkového zkušebního motoru” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitulu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce za ochotu, čas a odborné rady při tvorbě této práce.



## Obsah

1	Úvod .....	10
2	Rešerše .....	11
2.1	Vodík.....	11
2.2	Vodíkový pohon .....	11
2.2.1	Vodíkové palivové články .....	12
2.2.2	Vodíkové spalovací motory .....	13
2.2.2.1	Vlastnosti vodíku pro spalování .....	13
2.2.2.2	Palivová směs a emise.....	14
2.2.3	Skladování vodíku.....	14
2.3	Čtyřdobý pístový spalovací motor.....	16
2.3.1	Princip spalování .....	16
2.3.2	Zdvihový objem válce a zdvihový poměr .....	17
2.3.3	Kompresní poměr.....	18
2.3.4	Střední pístová rychlost.....	18
2.3.5	Točivý moment a výkon .....	18
2.3.6	Rozdíl mezi vznětovým a zážehovým motorem .....	18
2.3.7	Pracovní oběhy a jejich diagramy.....	20
2.3.7.1	Ideální pracovní oběhy.....	20
2.3.7.2	Teoretické pracovní oběhy.....	21
2.3.7.3	Skutečné oběhy.....	21
2.3.8	Charakteristiky motoru .....	22
2.3.8.1	Otáčkové charakteristiky.....	22
2.3.8.2	Zatěžovací charakteristiky.....	22
2.3.8.3	Celkové (úplné) charakteristiky.....	23
2.4	Sdílení a vedení tepla .....	24
2.4.1	Vedení tepla v tuhých látkách .....	24
2.4.2	Sdílení tepla prouděním .....	25
2.4.2.1	Vlivy působící na součinitel přestupu tepla $\alpha$ .....	26
2.5	Konstrukce pístových spalovacích motorů – klikový mechanismus.....	29
2.5.1	Pístní skupina .....	29
2.5.1.1	Píst.....	30
2.5.1.2	Pístní kroužky .....	33
2.5.1.3	Pístní čep .....	34
2.5.2	Kliková skupina.....	34



2.5.2.1 Ojnice .....	35
2.5.2.2 Klikový hřídel .....	35
2.5.3 Hlavní odlitky motoru.....	36
2.5.3.1 Hlava válců .....	36
2.5.3.2 Blok válců a válec .....	37
2.5.4 Kinematika klikového mechanismu.....	38
2.5.4.1 Dráha pístu .....	39
2.5.4.2 Rychlost pístu .....	39
2.5.4.3 Zrychlení pístu .....	39
2.5.5 Dynamika klikového mechanismu.....	40
2.5.5.1 Základní síly .....	40
2.5.5.2 Rozklad sil v klikovém ústrojí .....	42
2.5.5.3 Základní hmotnosti.....	43
2.5.6 Výpočtové režimy.....	44
2.5.7 Výpočtová zatížení .....	44
2.5.8 Metody výpočtu součástí na pevnost .....	45
2.5.9 Metoda konečných elementů .....	45
3 Realizace zadání práce .....	46
3.1 Původní motor Tatra T3-928 .....	46
3.2 Zkušební jednoválcový motor – naftová verze .....	47
3.2.1 Kinematická analýza .....	48
3.2.2 Dynamická analýza .....	49
3.3 Tepelné zatížení válce – nafta .....	53
3.3.1 Příprava modelu a kalibrace okrajových podmínek.....	53
3.3.2 Výsledky tepelného zatížení válce.....	67
3.4 Mechanické namáhání válce – nafta.....	70
3.4.1 Rozbor zatěžujících sil a příprava modelu.....	70
3.4.2 Výsledky mechanického namáhání válce .....	73
3.5 Tepelně-mechanická zátěž válce – nafta.....	75
3.6 Tepelné zatížení pístu – nafta .....	77
3.6.1 Příprava modelu a kalibrace okrajových podmínek.....	77
3.6.2 Výsledky tepelného zatížení pístu.....	86
3.7 Mechanické namáhání pístu – nafta.....	87
3.7.1 Rozbor zatěžujících sil a příprava modelu.....	87
3.7.2 Výsledky mechanického zatížení pístu .....	88





3.8 Tepelně-mechanická zátěž pístu – nafta .....	90
3.9 Zkušební jednoválcový motor – vodíková verze .....	91
3.9.1 Dynamická analýza .....	92
3.10 Tepelné zatížení válce – vodík .....	94
3.10.1 Příprava modelu a kalibrace okrajových podmínek .....	94
3.10.2 Výsledky tepelného zatížení válce .....	95
3.11 Mechanické namáhání válce – vodík .....	99
3.11.1 Rozbor zatěžujících sil a příprava modelu .....	99
3.11.2 Výsledky mechanického namáhání válce .....	100
3.12 Tepelně-mechanická zátěž válce – vodík .....	101
3.13 Tepelné zatížení pístu – vodík .....	102
3.13.1 Příprava modelu a kalibrace okrajových podmínek .....	102
3.13.2 Výsledky tepelného zatížení pístu .....	102
3.14 Mechanické namáhání pístu – vodík .....	104
3.14.1 Rozbor zatěžujících sil a příprava modelu .....	104
3.14.2 Výsledky mechanického zatížení pístu .....	104
3.15 Tepelně-mechanická zátěž pístu – vodík .....	105
4 Závěr .....	106
4.1 Porovnání maximálních teplot .....	107
4.1.1 Válec .....	107
4.1.2 Píst .....	107
4.2 Kontrola a porovnání maximálních napětí .....	107
4.2.1 Válec .....	107
4.2.2 Píst .....	108
Použitá literatura .....	109
Seznam obrázků .....	112
Seznam tabulek .....	115
Seznam příloh na CD .....	117



## 1 Úvod

Spalování vodíku v konvenčních spalovacích motorech se stává stále více přitažlivým prostředkem pro výzkum a vývoj v oblasti alternativních pohonných systémů. Výhody vodíku jako paliva, jako je jeho vysoká specifická tepelná kapacita a nízké emise, ho činí atraktivní volbou pro budoucí energeticky účinné a ekologicky šetrné motory.

Jednou z oblastí, která vyžaduje pozornost, je kontrola namáhání komponent motoru. Vysoké tlaky a teploty, kterým jsou tyto komponenty vystaveny během provozu, spolu s reaktivitou vodíku, představují potenciální rizika pro jejich životnost a bezpečnost. Správná kontrola namáhání a monitorování stavu těchto komponent je zásadní pro zajištění jejich spolehlivého fungování a minimalizaci rizika selhání.

Cílem této práce je provést kontrolu tepelného a mechanického namáhání základních komponent pro experimentální jednoválcový vodíkový spalovací motor o vrtání 120 mm a zdvihu 140 mm. Na základě dodaných podkladů vytvořit 3D modely válce a pístu motoru a zkontrolovat rozložení teplot a tepelného a silového namáhání válce a pístu motoru. V experimentálním vodíkovém motoru jsou použité komponenty motoru z nákladního automobilu Tatra 815 (T3C-928-90). Jedná se o upravený jednoválcový vzduchem chlazený čtyřdobý spalovací motor.

Ze začátku se budu věnovat rešerši spalovacích motorů, principu spalování a rozdílu mezi vznětovým a zážehovým motorem. Zanalyzuji typy pracovních a oběhů a jejich diagramů, které posuzují důležité veličiny a hodnoty motoru. Dále bude stručně popsána potřebná teorie pro přestup tepla a konstrukce spalovacího motoru a jeho základních částí. Podrobněji se budu věnovat kinematice a dynamice klikového ústrojí, jelikož výsledky z těchto analýz klikového ústrojí budou použity pro MKP analýzu ve výpočetním programu PTC Creo.

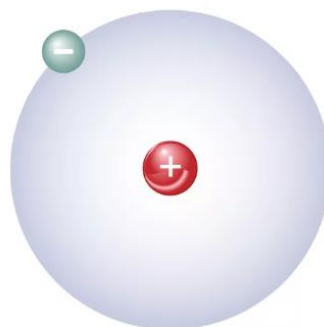
Tato práce představuje příspěvek k lepšímu porozumění namáhání válce a pístu v spalovacích motorech a realizaci MKP analýzy.



## 2 Rešerše

### 2.1 Vodík

Vodík (chemická značka H, latinsky Hydrogenium) je nejjednodušší a nejlehčí plynný chemický prvek. Atom vodíku má jádro sestávající z protonu nesoucí kladný elektrický náboje. S tímto jádrem je také spojen elektron, který nese záporný elektrický náboj viz (Obr. 1). [1]



Obr. 1 - Atom vodíku [2]

Vodík je lehký, bezbarvý, bez zápachu a vysoce hořlavý plyn. Je to nejméně hustý plyn a nejlehčí prvek v periodické tabulce. Vodík je chemicky aktivní a může reagovat s řadou dalších prvků. Důležitá chemická vlastnost vodíku je ta, že hoří s kyslíkem za vzniku vody. Tato vlastnost činí vodík atraktivním zdrojem energie, protože jeho spalování nevytváří emise skleníkových plynů nebo znečišťujících látek. Vyskytuje se v obrovských množstvích jako součást vody v oceánech, řekách, jezerech a atmosféře. [1]

Vodík má široké spektrum využití. Kromě vodíkového pohonu se vodík používá v chemickém průmyslu pro výrobu amoniaku, rafinování ropy, výrobu elektroniky a dalších aplikací. [1]

Získání plynného vodíku je energeticky náročné, v současnosti se vyrábí zejména z fosilních paliv, jako je zemní plyn nebo ropa, prostřednictvím procesů jako je například parní reforming nebo elektrolýza vody. V posledních letech se objevují také nové technologie, které využívají obnovitelné zdroje energie pro výrobu vodíku, jako je solární či větrná energie. [3]

### 2.2 Vodíkový pohon

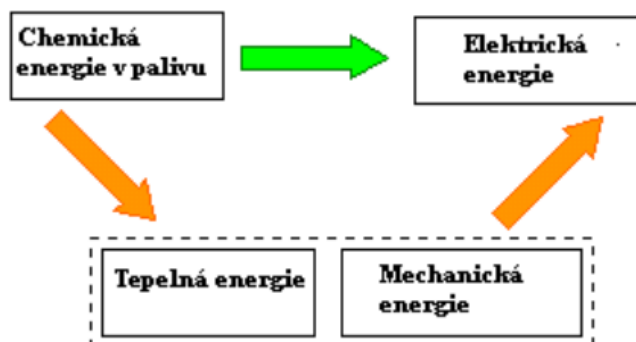
Jak už bylo řečeno v úvodu, vodíkový pohon je zajímavou a perspektivní technologií, která nabízí alternativu k tradičním spalovacím motorům s fosilními palivy. Vodík je čistý, obnovitelný zdroj energie a jeho spalování nevytváří emise skleníkových plynů nebo jiné škodlivé látky. Zde je několik důležitých aspektů této problematiky:

- Vodíkové palivové články (VPC)
- Vodíkové spalovací motory
- Skladování vodíku
- Infrastruktura



## 2.2.1 Vodíkové palivové články

Vodíkový palivový článek (VPC) je elektrochemické zařízení, které přeměňuje chemickou energii v palivu během oxidačně-redukční reakce přímo v elektrickou energii (Obr. 2). Skládá se z elektrod oddělených elektrolytem. V oblasti pórů elektrod vzniká třífázové rozhraní – elektroda, elektrolyt a činidlo vzniklé oxidací paliva a redukcí oksyločivadla. [3]

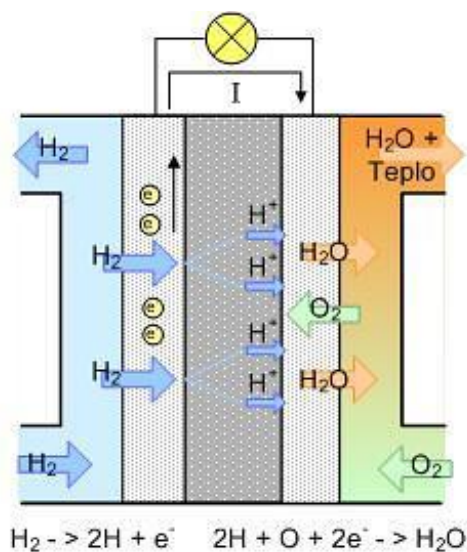


Obr. 2 - Transformace energie v VPC [3]

Základní princip transformace energie je pro všechny palivové články stejný, jednotlivé typy se však liší materiálem elektrod, použitým elektrolytem a pracovní teplotou i konkrétními chemickými reakcemi na anodě a katodě. [3]

Palivový článek je složen ze tří hlavních částí: anody, katody a elektrolytu nebo membrány. Vodíkové články jsou nejrozšířenějším a nejstarším typem. [4]

Palivo, například vodík, je přivedeno na anodu článku, kde se díky katalytické příměsi (často z platiny) rozdělí na kladné ionty (protony) a elektrony. Membrána nebo elektrolyt oddělující anodu od katody umožňuje pouze průchod kladně nabitým protonům, zatímco volné elektrony procházejí jinou cestou (elektrickým obvodem) a vytvářejí elektrický proud. Na katodě se protony a elektrony spojují s oxidačním činidlem, což má za následek vznik odpadních látek. V případě vodíkového článku je výsledkem chemické reakce voda. [4]



Obr. 3 - Princip činnosti VPC [4]



Vodíkové palivové články mají několik výhod, které z nich činí atraktivní technologii pro různé aplikace. Některé z nich jsou například [3], [5]:

- **Vysoká účinnost:** Vodíkové palivové články dosahují vysoké účinnosti při přeměně chemické energie na elektrickou energii. Díky tomu využívají energii vodíku efektivněji než tradiční spalovací motory. Účinnost vodíkových palivových článků se pohybuje v rozmezí 40-60 %, což je významný rozdíl oproti spalovacím motorům s účinností okolo 20-30 %.
- **Čistý provoz:** Vodíkové palivové články pracují na principu elektrochemických reakcí mezi vodíkem a kyslíkem, což znamená, že jediným vedlejším produktem je voda. Provoz vodíkových palivových článků je tedy zcela bez emisí skleníkových plynů nebo znečištění ovzduší, což je významné zejména v kontextu snahy o omezení klimatických změn a zlepšení kvality ovzduší.
- **Rychlé tankování:** Vodíkové palivové články umožňují rychlé tankování vodíku, což je jedna z výhod ve srovnání s elektrickými bateriovými vozidly. Natankování vodíku do palivového článku trvá jen několik minut, což je srovnatelné s tankováním tradičních fosilních paliv.
- **Široké aplikační možnosti:** Vodíkové palivové články mají široké spektrum aplikačních možností. Jsou využívány v automobilovém průmyslu pro pohon vodíkových elektromobilů, ve veřejné dopravě (např. autobusy), v průmyslu pro zálohování elektrické energie, v mobilních zařízeních jako záložní zdroj energie a dalších oblastech.

## 2.2.2 Vodíkové spalovací motory

Vodíkový spalovací motor je jedním z přístupů k využití vodíku jako zdroje energie pro pohon vozidel a jiných zařízení. Funguje na principu spalování vodíku s kyslíkem, což produkuje energii. Vodík je přiváděn do spalovací komory, kde dochází k jeho smísení s kyslíkem z atmosféry nebo z jiného zdroje. Tato směs se poté zapaluje jiskrou, což vede k expanzi spalovacích plynů a tvorbě užitečného pohybu.

### 2.2.2.1 Vlastnosti vodíku pro spalování

Vlastnosti vodíku, které jsou důležité pro jeho spalování, jsou následující [6]:

- **Hořlavost:**  
Vodík je vysoce hořlavý prvek. Když je vodík smíchán s kyslíkem a dostatečně zahřát, může dojít k jeho samovolnému vznícení. Při spalování vodíku se uvolňuje velké množství energie.
- **Energetická hustota:**  
Vodík má vysokou energetickou hustotu, což znamená, že na jednotku hmotnosti obsahuje velké množství energie. To umožňuje vodíku sloužit jako účinné palivo pro pohonné systémy, jako jsou vodíkové spalovací motory.
- **Čistota spalování:**  
Při spalování vodíku nevznikají žádné emise skleníkových plynů, síry nebo těžkých kovů. Hlavním vedlejším produktem spalování vodíku je voda. To znamená, že vodík představuje ekologicky čistou alternativu k tradičním fosilním palivům.



- **Široký rozsah hoření:**

Vodík může hořet v širokém rozmezí koncentrací v vzduchu. Jeho limit hořlavosti je mezi 4 % a 75 % objemového zastoupení vodíku v atmosféře. To znamená, že vodík může hořet efektivně v různých podmínkách.

- **Vysoká rychlost hoření:**

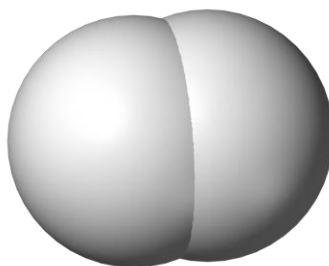
Vodík má vysokou rychlost hoření ve srovnání s jinými palivy. To znamená, že spalovací proces s vodíkem probíhá rychleji a poskytuje větší výkon ve srovnání s jinými palivy.

- **Nižší teplota hoření:**

Vodík hoří při nižší teplotě než tradiční fosilní paliva. To umožňuje snížit množství tepla, které se uvolňuje při spalování, a zároveň minimalizuje produkci oxidů dusíku (NO<sub>x</sub>), které jsou škodlivé pro životní prostředí.

### 2.2.2.2 Palivová směs a emise

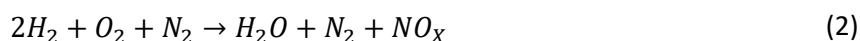
Při spalování vodíku s kyslíkem se jako jediný produkt vytváří vodní pára:



Obr. 4 - Molekula vodíku [7]

Vodík jako palivo je extrémně čistý, a proto vodíkové motory produkují velmi nízké emise. Při spalování vodíku vodíkovými motory nevznikají emise oxidu uhličitého (CO<sub>2</sub>), oxidu siřičitého (SO<sub>x</sub>) ani pevných částic, které jsou typické pro spalování fosilních paliv. [8]

V atmosféře jsou ale zastoupeny i ostatní plyny kromě kyslíku. Největší podíl tvoří dusík N<sub>2</sub>, a to se projevuje i na emisích vodíkového spalovacího motoru. Skutečné spalování poté probíhá podle následující rovnice:



Vysoká teplota spalování vodíku může vytvářet některé množství oxidů dusíku, ale v porovnání s konvenčními spalovacími motory jsou emise NO<sub>x</sub> z vodíkových motorů obecně nižší. [8]

### 2.2.3 Skladování vodíku

Skladování vodíku je důležitým aspektem využívání tohoto plynu jako paliva. Vodík má nízkou hustotu a vyžaduje speciální postupy pro bezpečné a účinné skladování. Zde je přehled různých metod skladování vodíku [8]:



- **Stlačený vodík v tlakových nádobách:**

Vodík lze skladovat ve stlačeném stavu v tlakových lahvičkách nebo tlakových nádržích (Obr. 5). Pro dosažení dostatečné hustoty je vodík obvykle stlačen na tlaky mezi 200 a 700 barů. [8]



*Obr. 5 - Tlakové nádoby pro skladování vodíku v plynném skupenství [9]*

- **Skladování v kapalném stavu:**

Vodík může být také skladován v kapalném stavu při velmi nízkých teplotách kolem  $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Kapalný vodík je skladován v izolovaných nádržích, které udržují nízké teploty. Má výhodu vyšší hustoty energie ve srovnání se stlačeným vodíkem, což umožňuje delší dojezd. Často se v této formě využívá v leteckých a kosmických aplikacích. [8]

- **Chemické vazby:**

Vodík lze skladovat v chemické vazbě, kdy je vázán na nosiče, jako jsou organické sloučeniny nebo kovové hydridy. Příkladem je amoniak ( $\text{NH}_3$ ), který může sloužit jako nosič vodíku. Chemické vazby umožňují větší kapacitu skladování vodíku, ale mohou vyžadovat složitější postupy pro uvolnění vodíku při jeho použití. [8]

- **Absorpce na pevných materiálech:**

Vodík může být absorbován na povrchu pevných materiálů, jako jsou nanopóry, uhlíkové nanomateriály nebo kovové slitiny. Absorpce umožňuje skladování vodíku ve formě pevných látek, které jsou stabilní a mohou uvolňovat vodík při potřebě. Absorpce vodíku je stále zkoumána a vyvíjí se nové materiály s vyšší kapacitou skladování. [8]

Je důležité zohlednit bezpečnostní opatření při skladování vodíku, protože může být vysoce hořlavý ve vzduchu ve správných podmínkách. Skladování vodíku vyžaduje dobrou ventilaci, správnou izolaci, kontrolu tlaku a řízení rizik spojených s úniky.

Každá metoda skladování vodíku má své výhody a omezení v závislosti na aplikaci. Výběr metody skladování vodíku je třeba provést na základě konkrétních požadavků, jako je například dostupný prostor, energetická hustota, dojezd a bezpečnost. [8]



## 2.3 Čtyřdobý pístový spalovací motor

Čtyřdobý pístový spalovací motor je jeden z mnoha druhů spalovacích motorů. U těchto motorů se energie přenáší na píst klikového nebo obdobného mechanismu. V následujících podsekcích jsou vysvětleny nejdůležitější poznatky o čtyřdobých spalovacích motorech potřebné pro realizaci této práce.

### 2.3.1 Princip spalování

Princip fungování čtyřdobého spalovacího motoru (Obr. 6) je popsán ve 4 fázích ([10], [11]):

- **1.) Sání:**

První doba je sání, při které se píst pohybuje směrem dolů. Při tomto pohybu se sací ventil otevírá a směřuje směs paliva a vzduchu nebo čistého vzduchu do válců. Palivo je běžně dodáváno jako sprej nebo mlha pomocí palivové trysky nebo karburátoru. Sací ventil se uzavře poté, co je válec naplněn směsí.

- **2.) Kompresi:**

Druhá doba je kompresní zdvih, při kterém píst stoupá nahoru a stlačí směs. Sací a výfukový ventil jsou uzavřeny. Při kompresi dochází ke zvýšení tlaku a teploty směsi, což zvyšuje její hořlavost.

- **3.) Expanze:**

Píst dosáhne nejvyššího bodu zdvihu, což znamená, že směs paliva a vzduchu je ve svém nejslabším stlačeném stavu.

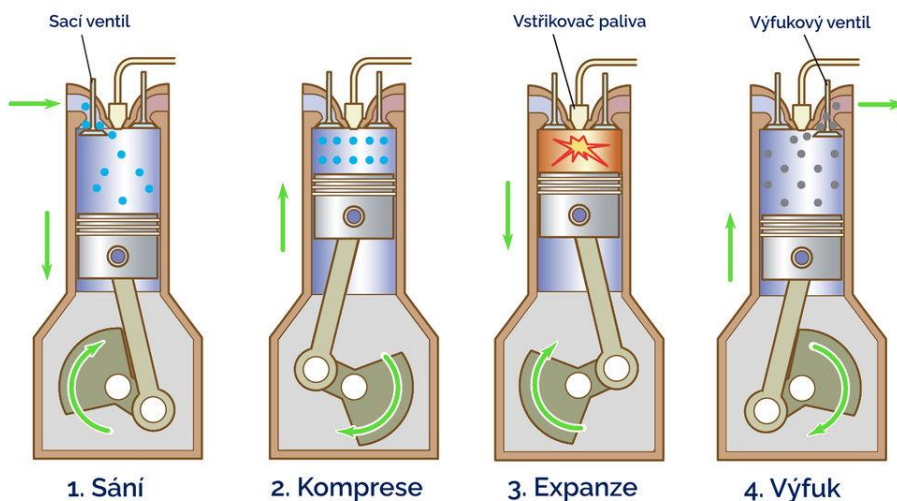
Tady se iniciace expanze liší od druhu spalovacího motoru:

- Vznětový: Když je nafta vstříkována do stlačeného horkého vzduchu, dochází k samovolnému zapálení nafty v důsledku teplotního a tlakového působení. Po vznícení paliva dochází k rychlému spalování směsi, což vede k výrazné expanzi spalin a vytváření vysokého tlaku ve válcích. To pohání píst dolů a generuje výkon. Expanze spalin vznětového motoru je pomalejší než v zážehovém motoru, ale vyvolává vyšší točivý moment.
- Zážehový: Palivová směs je složena z paliva (benzínu) a vzduchu. Zapalovací svíčka vyše jiskru, která zapálí směs. Po zapálení směsi se palivo hoří rychle a spaliny expandují, tlačí píst dolů a pohánějí klikovou hřídel. Expanze spalin v zážehovém motoru je rychlá a vyvolává vysoký výkon.

- **4.) Výfuk:**

Poslední dobou je výfuk, při které píst stoupá nahoru a vytlačuje spaliny z válců ven přes výfukový ventil. Výfukový ventil je otevřen, zatímco sací ventil zůstává uzavřen. Tím se vytváří výfukový tlak a spaliny jsou odváděny ven z motoru.





Obr. 6 - Pracovní fáze čtyřdobého vznětového spalovacího motoru [12]

### 2.3.2 Zdvihový objem válce a zdvihový poměr

Zdvihový objem válce je jmenovitý objem prostoru ve válci motoru omezený horní úvratí (HÚ) a dolní úvratí (DÚ) viz Obr. 7. Vypočte se jako součin plochy pístu a zdvihu motoru:

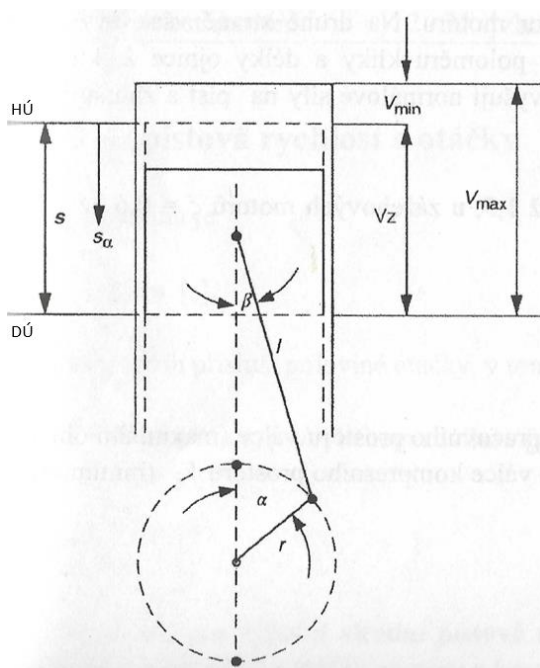
$$V_{z1} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \quad (3)$$

Kde  $z$  je zdvih pístu (vzdálenost mezi HÚ a DÚ) a  $d$  je průměr neboli vrtání válce. [10]

Zdvihový objem motoru  $V_z$  je součet zdvihových objemů všech válců motoru, tedy:

$$V_z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot i_v \quad (4)$$

Kde  $i_v$  je počet válců motoru. [10]



Obr. 7 - Schéma zdvihového a kompresního objemu [10]



Zdvihový poměr  $\xi$  je poměr jmenovitých hodnot zdvihu pístu  $z$  a vrtání  $d$ :

$$\xi = \frac{z}{d} V_z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot i_v \quad (5)$$

Souvisí s otáčkami, střední pístovou rychlostí a velikostí motoru. Větší zdvihový poměr snižuje tepelné ztráty, tepelné zatížení stěn, namáhání klikového ústrojí, zvyšuje mechanickou účinnost, snižuje délku motoru. Na druhé straně však zvyšuje výšku motoru. Významným parametrem je poměr poloměru kliky a délky ojnice  $\lambda$ , který rovněž ovlivňuje výšku motoru. [10]

### 2.3.3 Kompresní poměr

Jedná se o poměr číselní hodnoty pracovního prostoru válce nebo maximálního objemu válce ( $V_{max}$ ) a číselné hodnoty a kompresního ( $V_k$ ) tedy minimálního objemu válce ( $V_{min}$ ). [10]

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_z + V_k}{V_k} \quad (6)$$

### 2.3.4 Střední pístová rychlost

Průměrná rychlost pístu (střední pístová rychlost) je dána vztahem:

$$c_s = 2 \cdot n \cdot z \quad (7)$$

Je to tedy dvojnásobek součinu zdvihu pístu  $z$  [m] a otáček motoru  $n$  [ $m \cdot s^{-1}$ ].

Tahle veličina slouží k porovnávání motorů. Určuje do značné míry životnost motoru (z důvodu opotřebení komponent při vyšších otáčkách). [10]

### 2.3.5 Točivý moment a výkon

Točivý moment motoru  $M$  je moment vyvozený motorem na hnacím hřídeli. Točivý moment motoru v závislosti na otáčkách se měří na motorové brzdě. Efektivní výkon motoru se pak počítá v určitém provozním bodu dle vztahu [10]:

$$P_e = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (8)$$

### 2.3.6 Rozdíl mezi vznětovým a zážehovým motorem

Zážehový motor využívá zapalovacího systému, který zajišťuje vznik jiskry pro zapálení směsi. Tento systém zahrnuje zapalovací svíčky (Obr. 9), které vytvářejí vysokonapěťovou jiskru ve správném čase pro zážeh paliva. Jako palivo se nejčastěji používá benzín. [13]

Znázornění spalovací komory zážehových motorů je na Obr. 9.



Obr. 8 - Zapalovací svíčka zážehového motoru [14]



Obr. 9 - Pohled na spalovací komoru zážehového motoru [15]

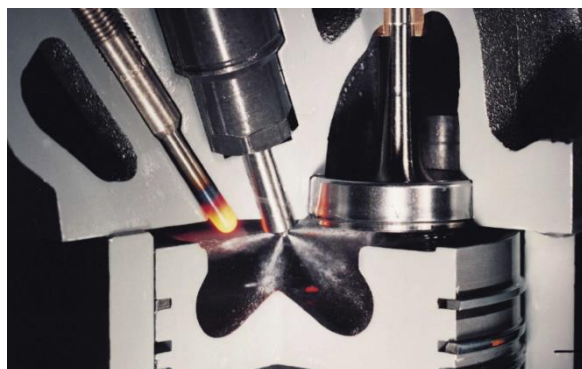
Kompresní poměr zážehového motoru  $\epsilon$  je omezen teplotou vznícení směsi paliva se vzduchem, a tedy vznikem detonačního hoření ( $\epsilon_{\max} = 11,5$ ). Tlak na konci komprese je 0,8 až 1,5 MPa. Teplota na konci komprese dosahuje hodnot 400 až 600 °C. Motory mohou být jak čtyřdobé, tak dvoudobé. Zážehové motory jsou obecně lehčí, mají vyšší maximální otáčky a jsou vhodné pro vyšší výkony na krátké vzdálenosti. Mají však nižší točivý moment ve srovnání s vznětovými motory, což znamená, že mají menší tah při nízkých otáčkách. Zážehové motory mají také nižší účinnost paliva a vyšší emise oxidu uhličitého. [13]

Vznětový motor využívá palivový systém s vysokotlakými palivovými vstřikovači (Obr. 10), které rozprašují naftu přímo do spalovací prohlubně pístu (Obr. 11). Vstřikování paliva je pečlivě řízeno řídicím systémem motoru, který přesně stanovuje čas a množství vstřikované nafty. [13]

Vznětové motory používají jako palivo naftu. Nafta má vyšší energetickou hustotu než benzín a vyšší hořlavost, což umožňuje vznětovým motorům dosahovat vyšší účinnosti a vyššího točivého momentu při nižších otáčkách.



Obr. 10 - Vstřikovače paliva pro vznětové motory [16]



Obr. 11 - Pohled na spalovací komoru vznětového motoru [17]

Pro dosažení potřebné teploty vznícení je nutno použít velký kompresní poměr ( $\epsilon_{\min} = 12$ ). Běžně používaný kompresní poměr u motorů s přímým vstřikem  $\epsilon = 17$ . Tlak na konci komprese je 3,0 až 5,5 MPa. Teplota na konci komprese je 700 až 900 °C. Vznětové motory jsou obvykle těžší, mají nižší maximální otáčky, ale vyšší točivý moment ve srovnání se zážehovými motory. Jsou vhodné pro těžká vozidla a delší jízdy. Vznětové motory mají také vyšší účinnost paliva a nižší emise oxidu uhličitého, ale mohou mít vyšší emise oxidu dusíku a částic. [13]



### 2.3.7 Pracovní oběhy a jejich diagramy

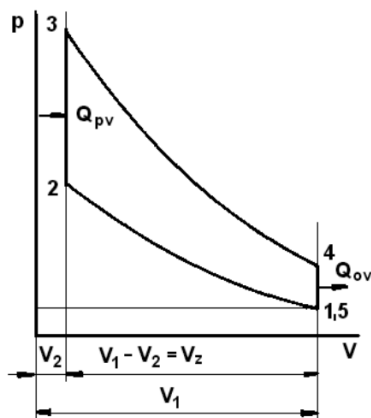
Grafické znázornění průběhů důležitých veličin představují diagramy pracovního oběhu motoru. Tlakové poměry se určují diagramem, který ukazuje závislost průběhu tlaku  $p$  na objemu válce  $V$  ( $p$ - $V$  diagram). Plocha uzavřená diagramem odpovídá mechanické práci buď vykonané, nebo spotřebované. Používají se i tzv. rozvinuté diagramy, kde tlak  $p$  je v závislosti na úhlu pootočení kliky klikového ústrojí, a označují se jako  $p$ - $\alpha$  diagramy. [13]

#### 2.3.7.1 Ideální pracovní oběhy

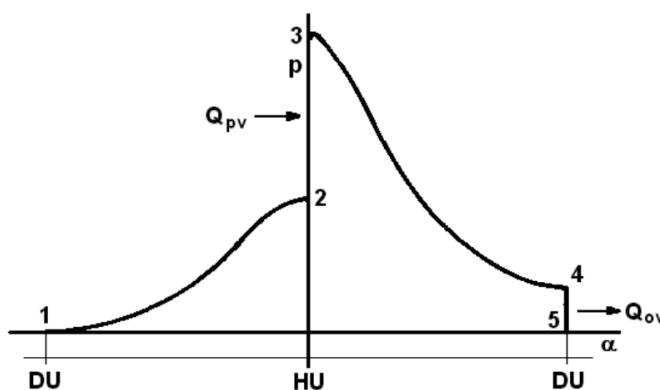
Současné vozidlové pístové spalovací motory pracují se dvěma základními druhy pracovních oběhů. Motory zážehové, s oběhem s přívodem tepla za stálého objemu a vznětové, s oběhem se smíšeným přívodem tepla, částečně za stálého objemu, částečně za stálého tlaku. [13]

Jednotlivé druhy ideálních pracovních oběhů jsou zobrazeny na Obr. 12 a Obr. 13, pro motor zážehový a pro motor vznětový na Obr. 14 a Obr. 15.

#### Zážehový motor:

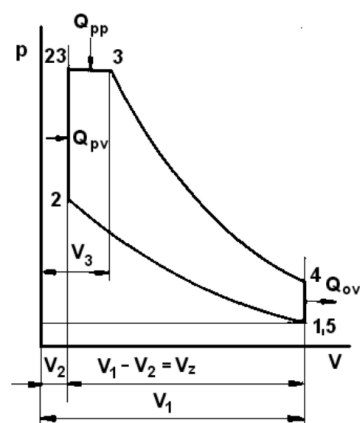


Obr. 12 - Ideální  $p$ - $V$  diagram zážehového motoru [13]

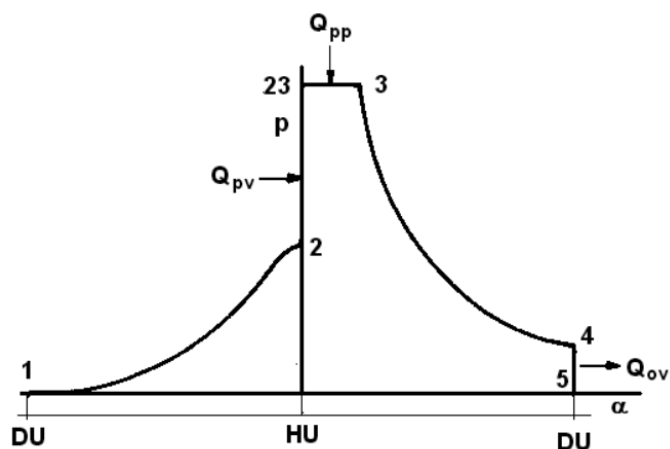


Obr. 13 - Ideální  $p$ - $\alpha$  diagram zážehového motoru [13]

#### Vznětový motor:



Obr. 14 - Ideální  $p$ - $V$  diagram vznětového motoru

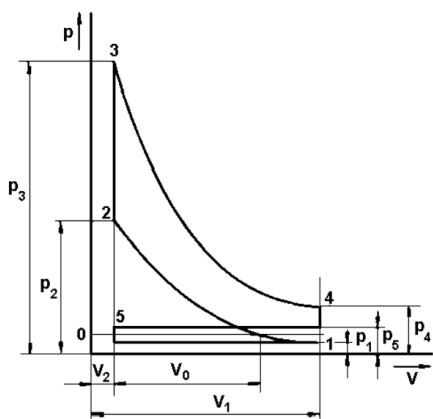


Obr. 15 - Ideální  $p$ - $\alpha$  diagram vznětového motoru

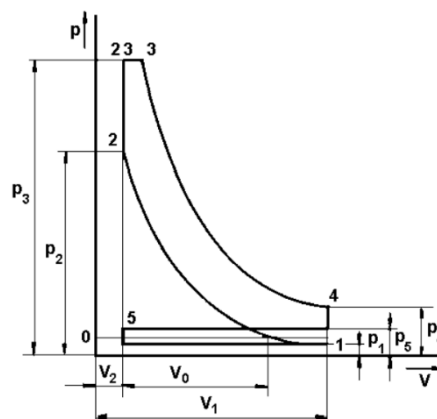


### 2.3.7.2 Teoretické pracovní oběhy

Hodnoty teplotních a tlakových veličin oběhu zhruba odpovídají hodnotám oběhů skutečných motorů. Diagramy zkonstruované z těchto hodnot se nazývají teoretické nebo porovnávací a slouží s dostatečnou přesností hlavně k hodnocení a porovnávání uvedených parametrů skutečných motorů. [13] Příklady diagramů jsou zobrazeny na Obr. 16 a Obr. 17.



Obr. 16 - Teoretický p-V diagram zážehového motoru [13]

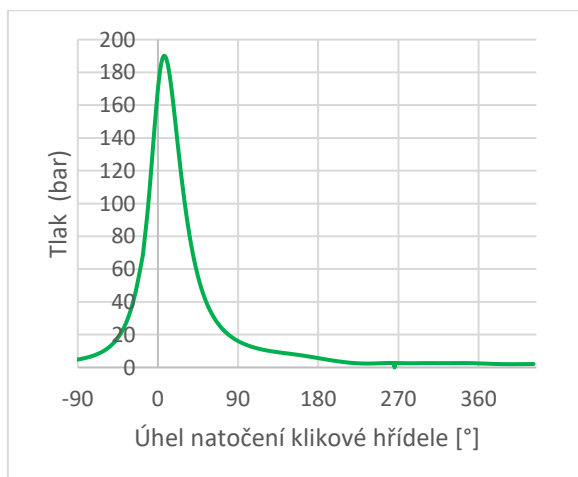


Obr. 17 - Teoretický p-V diagram vznětového motoru [13]

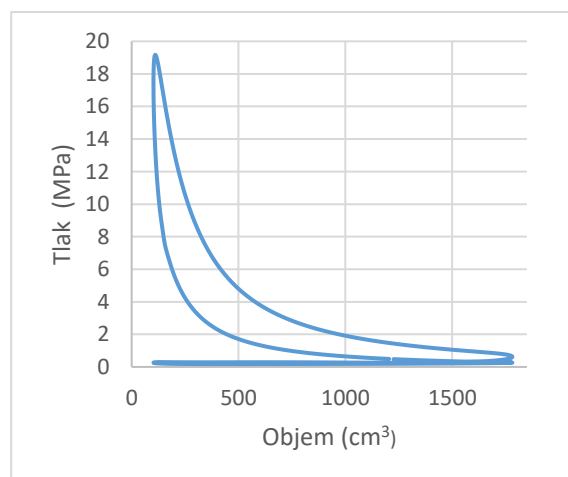
### 2.3.7.3 Skutečné oběhy

Skutečné diagramy (indikátorové diagramy) slouží především k určení hodnoty středního indikovaného tlaku na píst. Střední indikovaný tlak je veličina potřebná pro výpočet indikovaného výkonu motoru. Indikátorový diagram je grafické zobrazení tlaku ve válcích spalovacího motoru v závislosti na zdvihu pístu. Tento diagram poskytuje důležité informace o výkonu, účinnosti a chování motoru. Získává se pomocí zařízení nazývaného indikátor. Indikátor je připojen k válcům motoru a měří tlak uvnitř válců během pracovního cyklu. Tento tlak se poté převádí na grafický diagram. Průběh tlaku se u indikátorového diagramu v některých svých fázích podstatně liší od průběhu teoretického. [13]

Na Obr. 18 a Obr. 19 můžeme vidět průběhy skutečných tlaků ve spalovacím prostoru vznětového motoru Tatra T3C-928-90 pro otáčky motoru  $1700 \text{ min}^{-1}$ .



Obr. 18 – Indikátorový p- $\alpha$  diagram vznětového motoru



Obr. 19 – Indikátorový p-V diagram vznětového motoru



### 2.3.8 Charakteristiky motoru

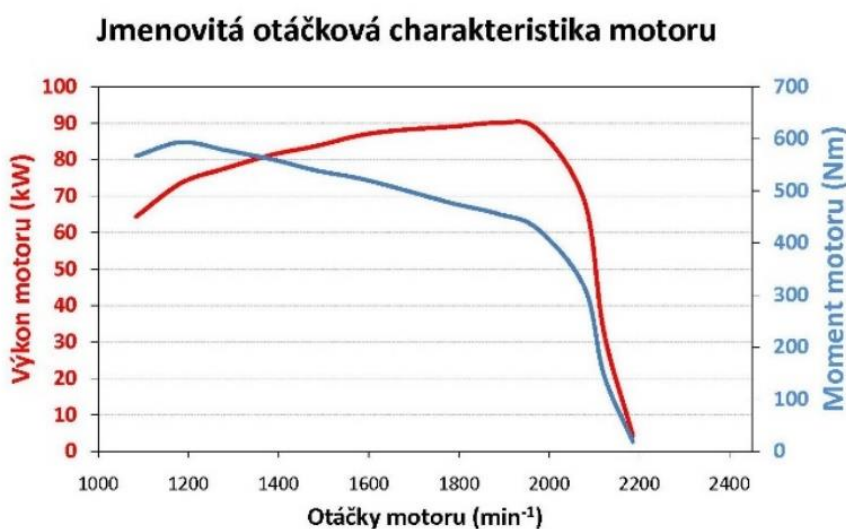
Charakteristika motoru je soubor vlastností a parametrů, které popisují jeho chování a výkon v závislosti na různých proměnných. Tyto charakteristiky poskytují informace o tom, jak motor funguje, jaký má výkon, jak reaguje na změny zátěže, otáček, tlaku a dalších faktorů. Podle volby nezávisle proměnné rozdělujeme charakteristiky na:

- **Otáčkové (rychlostní) charakteristiky**
- **Zatěžovací charakteristiky**
- **Regulační (nastavovací) charakteristiky**

Samostatnou skupinu tvoří **celkové (úplné) charakteristiky**. Soustavu charakteristik tvoří trojrozměrný diagram. Nejčastěji proměnná veličina (např. spotřeba paliva, emise, tlak turbodmychadla atd.) v závislosti na otáčkách a točivém momentu motoru. [13]

#### 2.3.8.1 Otáčkové charakteristiky

Otáčkové charakteristika (Obr. 20) znázorňuje závislost užitečného výkonu  $P_e$  [kW], točivého momentu  $M_t$  [Nm], hodinové spotřeby paliva  $M_p$  [kg·h<sup>-1</sup>] nebo měrné spotřeby paliva  $m_{pe}$  [g·kWh<sup>-1</sup>] a dalších parametrů na otáčkách  $n$  [min<sup>-1</sup>] klikového hřídele motoru. [13]

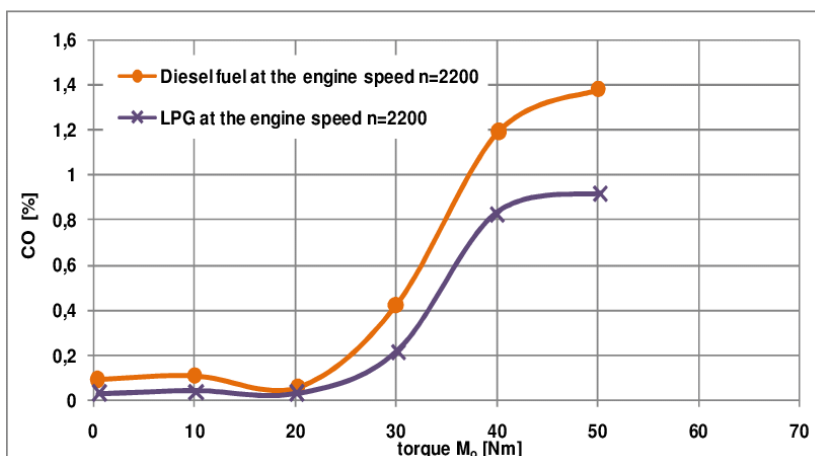


Obr. 20 - Vnější otáčková charakteristika vznětového traktorového motoru [18]

Při posuzování výkonu motoru a jeho schopnosti generovat energii při různých otáčkách je otáčková charakteristika zásadní. Různé motory se odlišují svými otáčkovými vlastnostmi, které jsou ovlivněny jejich konstrukcí, velikostí, typem paliva a dalšími faktory. Porozumění otáčkové charakteristice je klíčové pro správný výběr a optimalizaci motoru pro konkrétní aplikace. [13]

#### 2.3.8.2 Zatěžovací charakteristiky

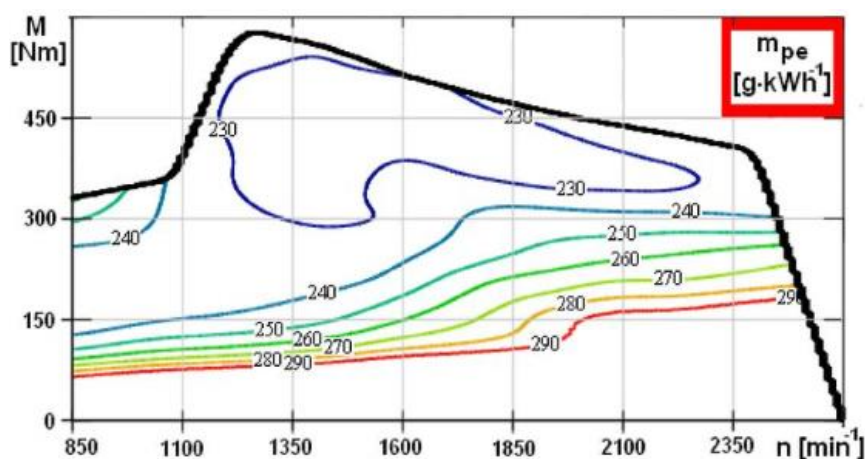
Zatěžovací charakteristika (Obr. 21) je znázornění závislostí vybraných parametrů motoru na jeho zatížení při konstantních otáčkách klikového hřídele motoru. Nezávislou proměnnou může být tlak  $p_e$  [MPa], točivý moment  $M_t$  [Nm] nebo výkon motoru  $P_e$  [kW]. Sledovanými parametry jsou měrná efektivní spotřeba paliva  $m_{pe}$  [g·kWh<sup>-1</sup>], jednotlivé složky emisí, případně teplota výfukových plynů  $t$  [K] a další. [13]



Obr. 21 - Zatěžovací charakteristika závislosti produkce oxidu uhelnatého na kroutícím momentu pro spalování nafty a zemního plynu [19]

### 2.3.8.3 Celkové (úplné) charakteristiky

Celkové charakteristiky se obvykle vykreslují v pravoúhlé souřadné soustavě, kde se na vodorovnou osu nanáší otáčky klikového hřídele motoru  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] a na svislou osu se uvádí zatížení, které je nejčastěji vyjádřeno točivým momentem motoru  $M_t$  [Nm] nebo středním efektivním tlakem  $p_e$  [MPa] (viz Obr. 22). Celková charakteristika se získává ne měřením přímo, ale vykresluje se na základě souboru otáčkových charakteristik nebo zatěžovacích charakteristik. V úplné charakteristice jsou vykresleny křivky konstantních hodnot vybraných veličin. Typicky se jedná o měrnou efektivní spotřebu paliva  $m_{pe}$  [ $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$ ] a často se také zobrazují výkon  $P_e$  [kW], teplota výfukových plynů  $t$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] nebo škodlivé emise [%]. [13]



Obr. 22 - Příklad celkové charakteristiky měrné spotřeby paliva [20]



## 2.4 Sdílení a vedení tepla

Nejjednodušší bilance tepelné energie motoru je, že tepelná energie od spalování paliva ve spalovacím prostoru se využije jak pro vykonání užitečné práce, tak část tepla odchází výfukovými plyny a část se přenáší do vzduchu chlazením motoru. [21]

Sdílení tepla v motoru je typickým příkladem složitého neustáleného sdílení tepla a můžeme rozdělit na 3 části [21]:

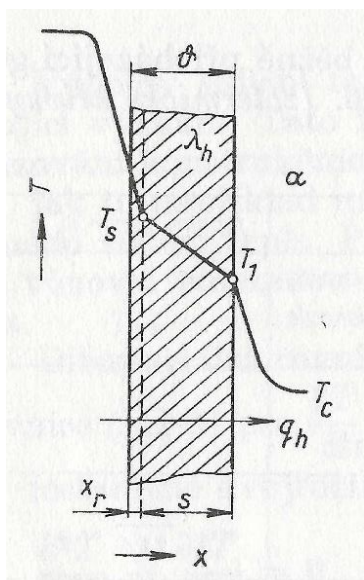
- Proudění tepla z plynů spalujících se ve válci do jeho stěn (válec, hlava, píst)
- Vedení tepla stěnami
- Proudění tepla z vnějších stěn do chladicího média

### 2.4.1 Vedení tepla v tuhých látkách

Na povrchu stěn se vytváří teplotní mezní vrstva, v níž se vytváří teplotní spád a vzniká tepelný tok. Množství tepla, které prochází stěnou (nucená a volná konvence) a dále se odvádí do chladicí tekutiny je definováno součinem teplotního spádu a součinitelem přestupu tepla, jak vyplývá z rovnice:

$$\dot{Q}_o = \alpha_Q \cdot S_Q \cdot (T - T_Q) \quad (9)$$

Kde  $\alpha_Q$  [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ] je součinitel prostupu tepla,  $S_Q$  [ $m^2$ ] je plocha prostupu tepla,  $T$  [K] je teplota prostředí a  $T_Q$  [K] je teplota stěny [22]. Grafické znázornění vedení tepla jednoduchou stěnou je zobrazeno na Obr. 23.



Obr. 23 - Sdílení tepla jednoduchou stěnou [21]

Součinitel přestupu tepla  $\alpha$  je složitou funkcí různých činitelů, a proto se stanovuje experimentálně a definuje pomocí kritérií podobnosti. Řešení složitých součástí motoru používá nejčastěji metody elementárních tepelných bilancí a metody konečných rozdílů. Sdílení tepla se můžeme analyzovat volbou systému idealizovaných dílčích problémů. Získá se tím fyzikální představa, která je vhodná k posuzování tepelného namáhání komponentů a odvodu tepla chlazením. [21]





## 2.4.2 Sdílení tepla prouděním

Sdílení tepla v tekutinách (nucená a volná konvekce), má ve spalovacím motoru značný význam. Je to základní princip chlazení kapalinou nebo vzduchem. Přestup tepla volnou konvekcí závisí na proudění tekutiny, které je vyvoláno rozdílem měrných hmotností ohřátých a studených částic tekutiny. Při nucené konvekcí proudění závisí na účinku vnějších sil. Tepelný tok je závislý pro oba případy na součinitelů přestupu  $\alpha$ . [21]

Hodnocení a stanovení hodnoty tohoto součinitele se určují pomocí bezrozměrných parametrů, jimiž jsou například [21]:

Nusseltovo číslo:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (10)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{\omega \cdot L}{\nu} \quad (11)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (12)$$

Pécletovo číslo:

$$Pe = \frac{\omega \cdot L}{\alpha} \quad (13)$$

V těchto rovnicích je:

$L$  – charakteristická délka [m]

$\lambda$  – tepelná vodivost [ $W \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$ ]

$\omega$  – rychlost [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$\alpha$  – součinitel teplotní vodivosti [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]

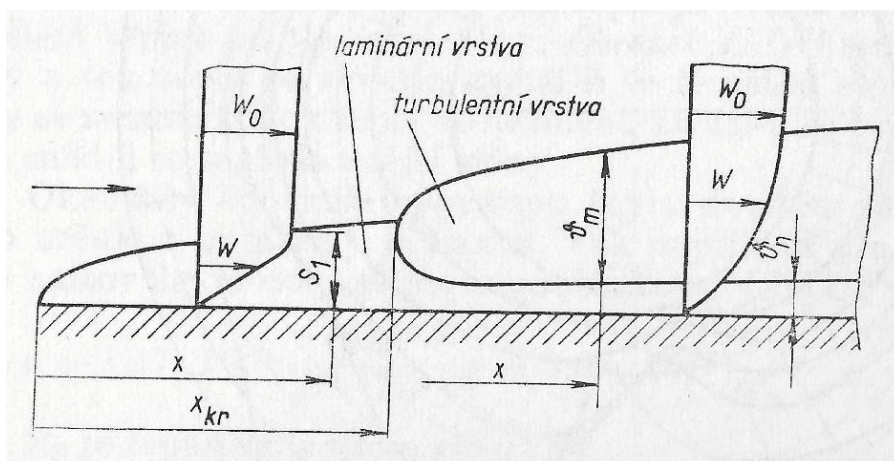
$\nu$  – kinematická viskozita [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]

Tři na sobě nezávislé bezrozměrné veličiny se mohou vyjádřit funkční závislosti mezi sebou. Například pro prostup tepla platí vztah:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (14)$$

Nucená a volná konvekce patří mezi mezní případy sdílení tepla, protože se projevují současně. Při turbulentním proudění přechází teplo do stěn v mezní vrstvě. Při laminárním proudění přechází teplo ve směru kolmém na směr proudění v podstatě vedením a je určeno tepelnou vodivostí kapaliny. [21]

Obtékání rovinné desky (Obr. 24) je charakterizováno laminární mezní vrstvou na počátku, jejíž tloušťka roste v směru proudu. Laminární vrstva se změní na turbulentní v místě, kde  $Re$  číslo překročí kritickou hodnotu. Tam se začne vytvářet laminární vrstva o menší tloušťce, než měla ta původní. [21]



Obr. 24 - Znárodnění obtékání desky tekutinou [21]

Součinitel  $\alpha$  náhle vzroste při kritickém Re čísle a v turbulentním proudu se zvětšuje přibližně přímo úměrně s číslem Re. Turbulence proudu může zvětšit  $\alpha$  až o 60 %. Proto by proud chladiva měl být co nejvíce rozvířen. [21]

Při měření tepelných toků z proudící kapaliny do stěn nebo opačně, se také často uplatňuje výpočet přenášeného tepelného toku z entalpické bilance dle vztahu:

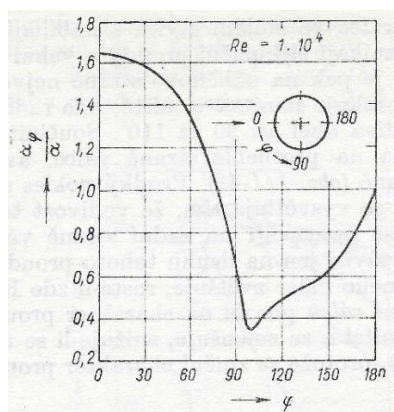
$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (15)$$

Kde  $\dot{Q}$  je tepelný tok [W],  $\dot{m}$  je hmotnostní tok [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $T_1$  je výstupní teplota [K],  $T_2$  je vstupní teplota [K]. [22]

#### 2.4.2.1 Vlivy působící na součinitel přestupu tepla $\alpha$

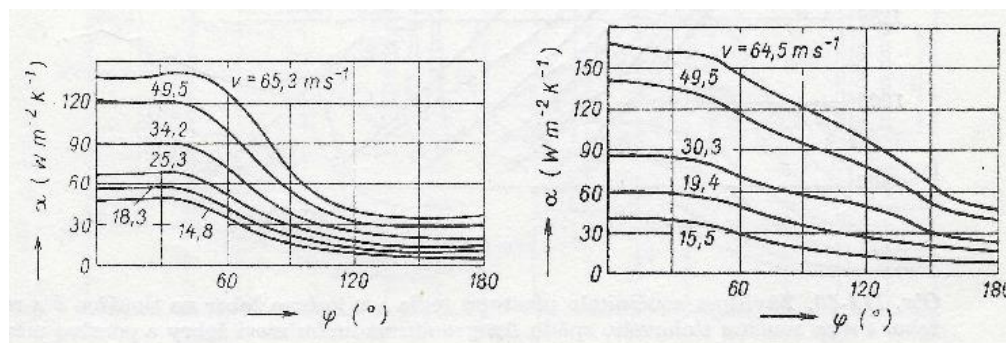
Následující výklad bude podrobněji popisovat závislosti součinitele přestupu tepla  $\alpha$  vzduchem chlazeného válce, jelikož porozumění problematice této veličiny bude klíčové pro správné nastavení okrajových podmínek v tepelných simulacích válce. [21]

Když tekutina proudí kolmo k ose válce, je přibližně 45 % povrchu válce ve stálém styku s proudem. Z toho vyplývá, že součinitel přestupu tepla  $\alpha$  je na náběhové straně největší a pak klesá po obvodě válce. Minima dosahuje v místě, kde radiální paprsek svírá se směrem proudu úhel asi  $90^\circ$  až  $110^\circ$ . Součinitel pak znovu roste a dosahuje určitého maxima na protilehlé straně, avšak nedosahuje té hodnoty jako na náběhové straně (viz Obr. 25). Prudký pokles součinitele  $\alpha$  se vysvětluje tím, že vodivost tepla tekutiny se zmenšuje. Součinitel  $\alpha$  se na zadní straně zvětšuje, roste-li Reynoldsovo číslo. [21]



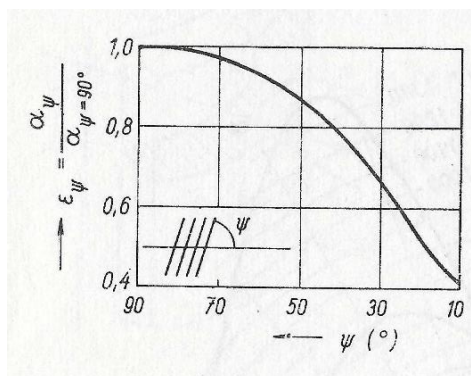
Obr. 25 - Grafické znázornění změny poměrného součinitele přestupu tepla „ $\alpha$ “ po obvodě nežebrovaného válce [21]

Jestli se chladivo přivádí k válci deflektorovými kryty, to také patrně ovlivňuje součinitel přestupu tepla  $\alpha$ . [21]



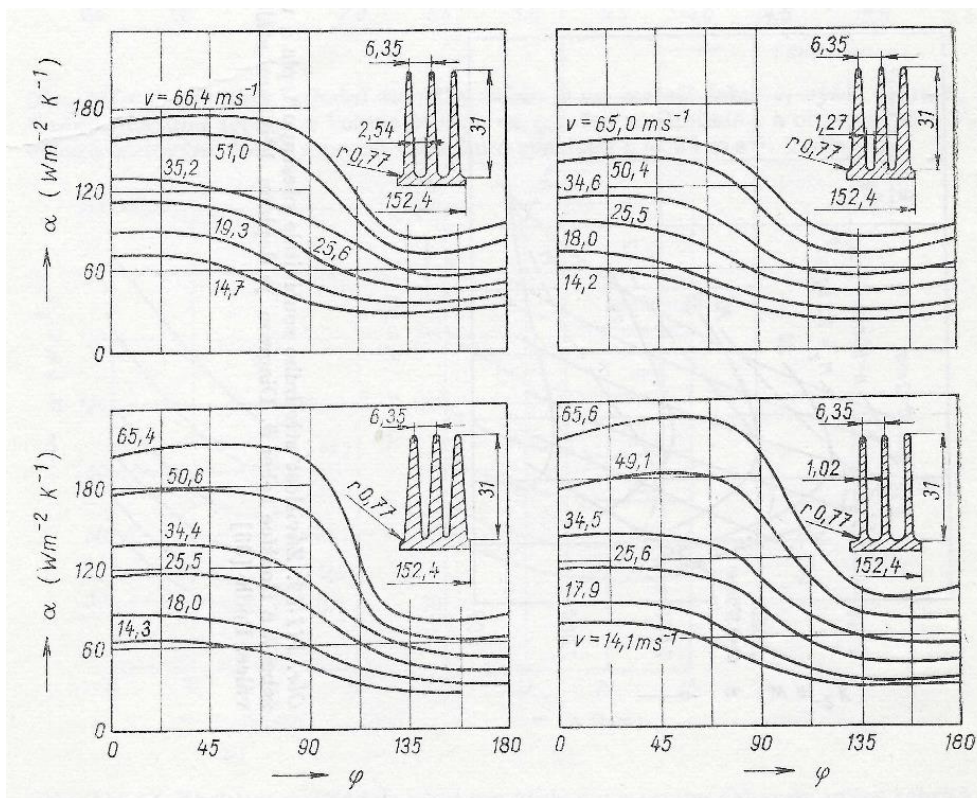
Obr. 26 - Součinitel přestupu  $\alpha$  po obvodě povrchu žebra v závislosti na rychlosti proudu vzduchu  $v$  (vlevo – bez deflektoru, vpravo – s deflektorem) [21]

Součinitel  $\alpha$  se zmenšuje se snižujícím se úhlem náběhu chladicího proudu (Obr. 27), protože charakter proudu se mění. [21]

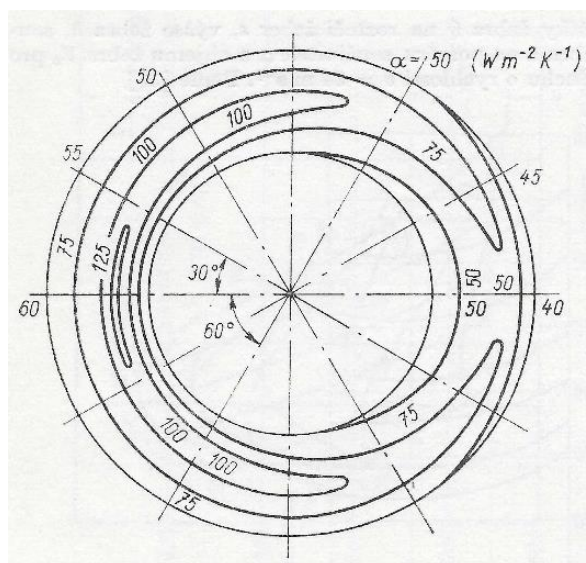


Obr. 27 - Závislost poměrného součinitele přestupu tepla na úhlu náběhu proudu vzduchu „ $\psi$ “ [21]

Pro představu jsou níže uvedené další grafické závislosti součinitele přestupu  $\alpha$  na různých konstrukčních parametrech válce a fyzikálních vlivech (Obr. 28). Jedná se především o tloušťku žeber, rozteč žeber, rychlost proudění vzduchu a tvarové konstrukce žeber. Tyto závislosti budou později velmi důležité pro odhad a určování korektních okrajových podmínek pro analýzu válce. [21]



Obr. 28 - Závislost součinitele „ $\alpha$ “ u povrchu žebra po obvodě válce na rychlosti proudu vzduchu „ $v$ “ a tvaru žebra [21]



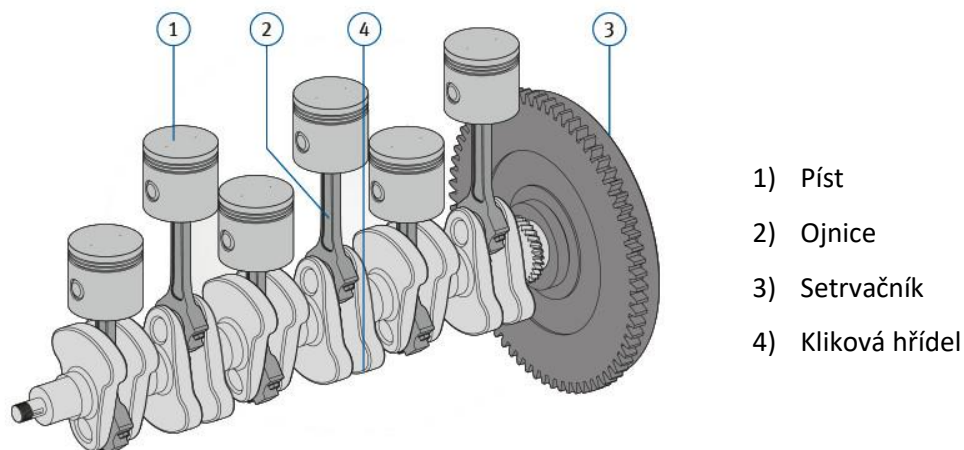
Obr. 29 - Rozložení součinitele přestupu tepla „ $\alpha$ “ po povrchu žebra [21]

Z Obr. 29 je vidět složitý průběh po obvodu žebra, což bude vést později k určitému zjednodušení ploch pro zadávání okrajových podmínek. Z grafů lze vyvodit fakt, že součinitel  $\alpha$  dosahuje hodnot desítek až stovek  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ . Dosahuje nižší hodnoty jako například u chladicí kapaliny, což je dáno jeho nižší tepelnou vodivostí. [21]



## 2.5 Konstrukce pístových spalovacích motorů – klikový mechanismus

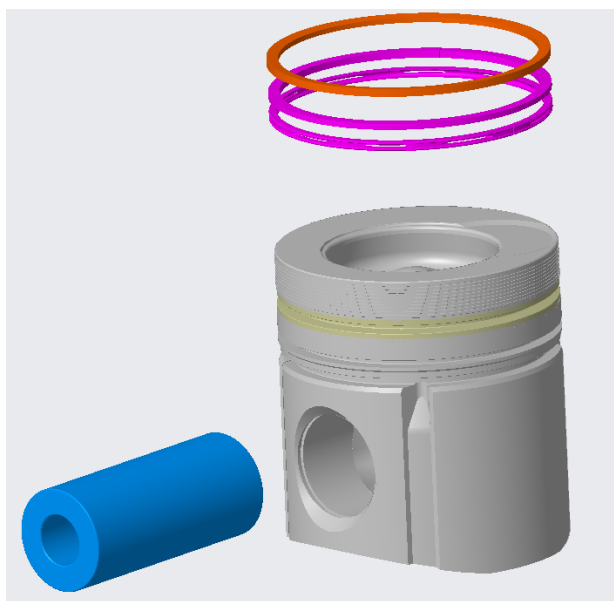
V této kapitole bude popsána základní konstrukce a funkce jednotlivých komponentů klikového ústrojí. Díly válec a píst budou představeny podrobněji. Klikový mechanismus (Obr. 30) převádí posuvný pohyb pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele a je tak nezbytnou součástí spalovacího motoru. Klikový mechanismus tvoří kliková skupina a pístní skupina. [13]



Obr. 30 - Schéma klikového mechanismu [23]

### 2.5.1 Pístní skupina

Pístní nebo pístová skupina (Obr. 31) je tvořena pístem, pístními kroužky a pístním čepem s jeho pojistkami. Z funkčního hlediska píst zachycuje tlak plynů a vyvozenou sílu přenáší pístním čepem na ojnicí. Aby to bylo možné musí píst při pohybu dobře utěšňovat spalovací prostor ve válci. Z důvodu tepelného namáhání, musí být píst montován s dostatečnou vůlí, která ale znemožňuje požadavek těsnosti. Proto je píst opatřen pružnými těsnícími kroužky. Mimo jiné je píst opatřen také stíracími kroužky, které utěšňují spalovací prostor proti pronikání oleje. Pístní čep realizuje spojení pístu s ojnicí. [11]

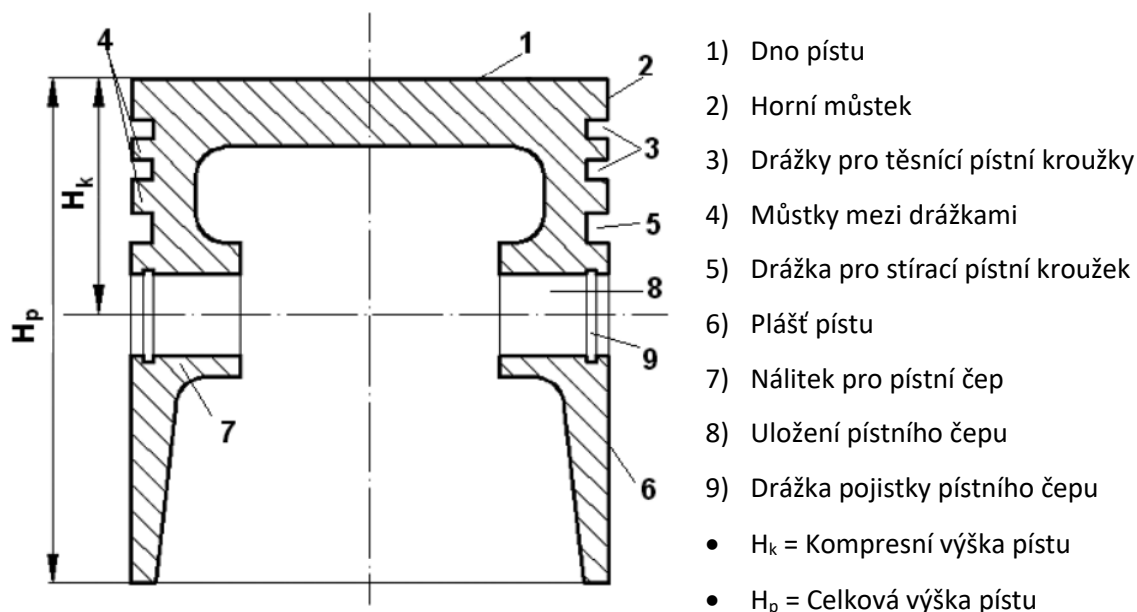


Obr. 31 - Schéma pístní skupiny



### 2.5.1.1 Píst

Píst (Obr. 32) v motoru přenáší spalovací tlaky a zároveň těsní spalovací prostor motoru tak, aby se zabránilo úniku plynů i oleje při všech provozních podmínkách. Píst musí odolávat vysokým teplotám a silným setrvačným silám. Musí být lehký a efektivně přenášet síly vytvářené tlaky plynů, setrvačnými silami a tepelnou energií. Nejvíce namáhané části pístu jsou dno pístu, horní můstek a přechodové hrany mezi dnem pístu a horním můstkem. Tyto části jsou vystaveny vysokým teplotám spalin, které mohou dosahovat až 2800 K. Největší zatížení pístu je v horní úvratí, na počátku expanzního zdvihu. [11]



Obr. 32 - Konstruktivní provedení pístu s popisem částí [13]

Teplota pístu vzduchem chlazeného motoru je vyšší než u motoru chlazeného kapalinou (o 5 až 10 °C ve středu pístu, o 20 až 30 °C v plášti pístu a oblasti pístních kroužků). Nejvyšší dovolená teplota pístu se liší od materiálu. Písty se přednostně zhotovují z hliníkových slitin Al-Si. Tyto slitiny se vyznačují velmi dobrými licími vlastnostmi. Mají poměrně malou teplotní roztažnost, takže rozdíl vůlí pístu ve válci při studeném a ohřátém motoru není nadměrný. Další vlastnosti, které tato slitina disponuje, jsou nízká hustota, vysoká pevnost po tepelném zpracování, značná odolnost proti opotřebení, teplotní stálost, uspokojivá tepelná vodivost. Z pravidla píst z hliníkové slitiny by neměl přesáhnout teplotu 320 °C. Teplota v drážkách nemá přesáhnout teplotu 220 °C z důvodu možné karbonizace oleje (syntetické oleje vydrží teplotu i 240–260 °C). Velikost této teploty při plném zatížení motoru je určena výškou prvního můstku, a proto u vznětových motorů je obvykle tento rozměr větší než u benzínových motorů. Důležité pro pozdější aplikaci okrajových podmínek pro zatížení pístu je, že teplotní spád mezi pístem a válcem bývá asi 30 až 50 °C a závisí na vůli pístu. [13] [24]

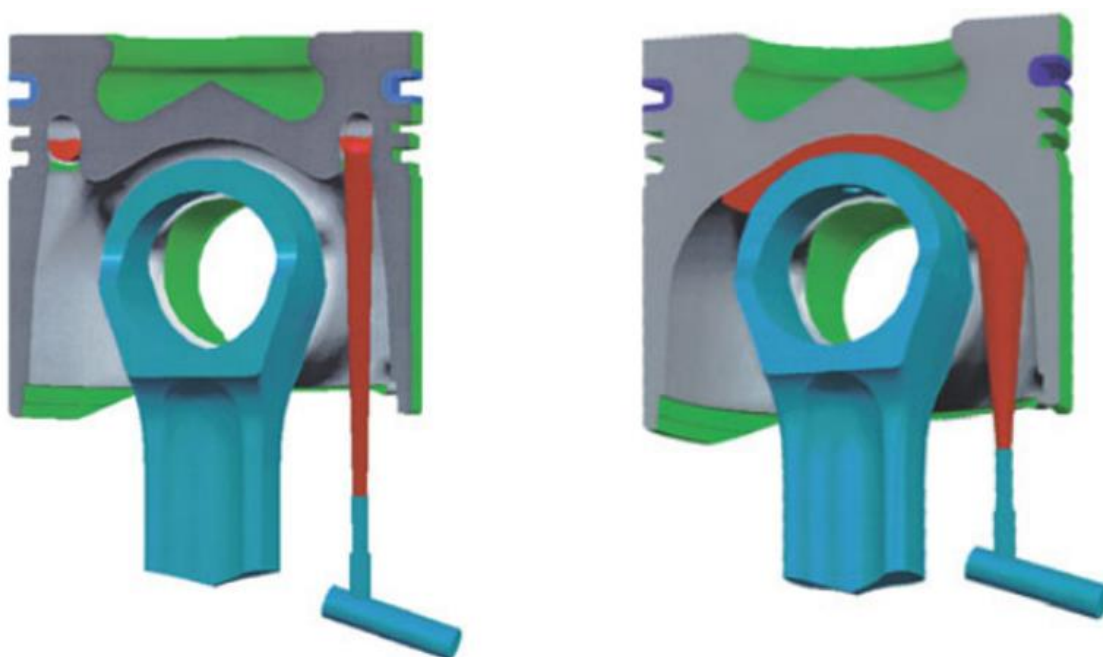


Procentuální odvod tepla z pístu je závislý na konstrukci pístu. V následující tabulce (Tepelná distribuce tepla z pístu) je uvedena distribuce tepelných toků přes jednotlivé části pístu v závislosti na jeho konstrukci a chladící plochy.

Typ pístu a jeho konstrukce	Nechlazený píst	Nástřik dutiny	Nástřik dutiny	Chladící kanál	Píst typu MONOTHERM	2 chladící kanály
Typ motoru	Zážehový	Zážehový	Vznětový	Vznětový	Vznětový	Vznětový
	Tepelná distribuce [%]					
Chladící kanál	0	0	0	50-60	75-90	90-95
Koruna pístu	50-60	15-25	50-55	10-30	0-10	0-5
Plášť	10-15	5-10	10-15	5-10	0	0
Vnitřní dutina	10-20	50-60	20-30	5-15	0-10	0-5
Pístní čep	5-10	0-5	0-15	0-10	0	0

Tab. 1 Tepelná distribuce tepla z pístu [25]

Pro znázornění je na obrázku níže (Obr. 33) zobrazeno chlazení pístu vstřikem oleje do chladícího kanálu (vlevo) a ostřikem oleje na dutinu pístu (vpravo).



Obr. 33 - Znázornění chlazení pístu olejem [25]

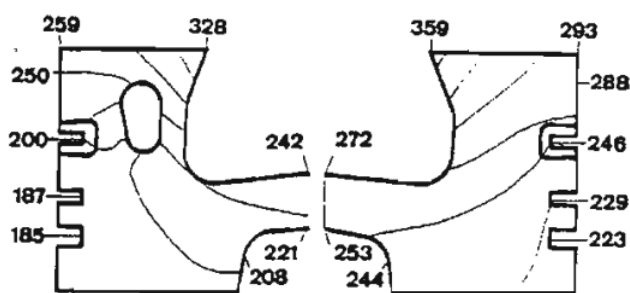
Další snímek (Obr. 34) zobrazuje konstrukci pístu s chladícím kanálem a zalitou vložkou pro 1. pístní kroužek (vlevo) a pístu typu MONOTHERM (vpravo).



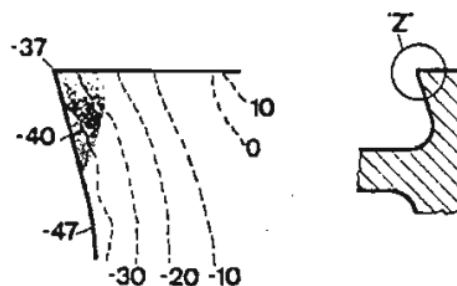
Obr. 34 - Konstrukční typy pístů [25]

Mechanické vlastnosti pístu se zhoršují se zvyšující se teplotou. Tepelné napětí v pístu zvětšuje namáhání od tlaku plynů a setrvačných sil. Toto tepelné napětí vzniká z nerovnoměrného ohřevu pístu. [24]

Ukázka rozložení teploty na pístu je na Obr. 35. Když se díly chladí, teploty pracovních povrchů se udrží na přijatelné úrovni, avšak v komponentech vznikají gradienty teploty, spojené s teplotní napjatostí a roztažností dílů. Zvláště nebezpečné jsou ostré hrany, které se při vysokém ohřátí plasticky deformují. Po vychladnutí plasticky zdeformovaný materiál chybí, tedy vzniknou vysoká tahová pnutí (viz Obr. 36). Napětí v přehřáté hraně spalovacího prostoru působí trhliny z nízkocyklické únavy. [22]



Obr. 35 - Příklad rozložení teploty pístu rychloběžného vznětového motoru (vlevo s chladícím kanálem, vpravo bez chladícího kanálu) [22]

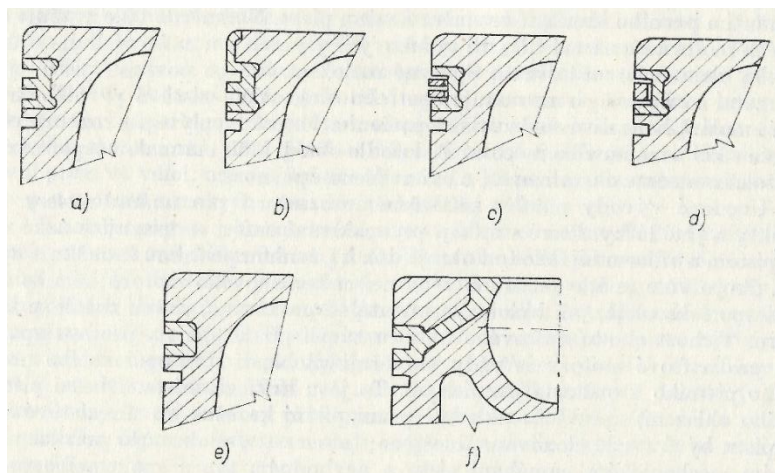


Obr. 36 - Napětí v přehřáté hraně spalovacího prostoru [22]

Vůle pístu ve válci má být co nejmenší. Vnější obrys pístu se přizpůsobuje teplotní roztažnosti válce a pístu (ovalitou, kuželovitostí) i způsobu jeho chlazení. Optimální nastavení vůle pístu se dosahuje také pístem se zalitou (dilatační) vložkou. Vložky se zhotovují z materiálu o minimální teplotní roztažnosti, jako např. ze slitiny Fe-Ni, Fe-Co nebo také z litiny nerezist, která je odolná proti korozi a oxidaci za vysokých teplot, dobře se obrábí a vyznačuje se velmi dobrou houževnatostí a odolností proti rázům. [24]

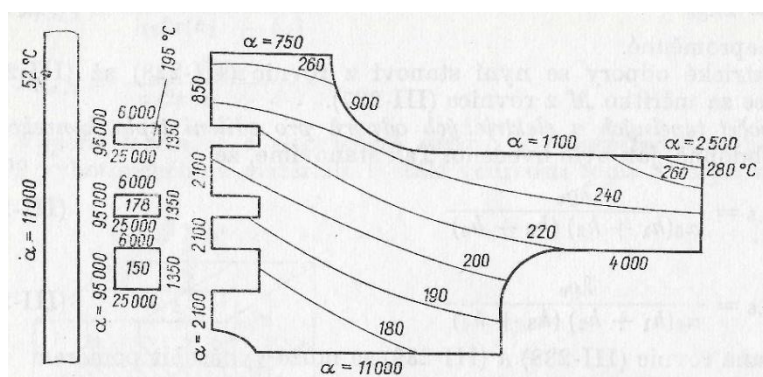
Příklady zalitých vložek do tělesa pístu jsou znázorněny na Obr. 37.





Obr. 37 - Příklady můstků (zalitých do tělesa pístu) prvního pístního kroužku [24]

Na snímku níže (Obr. 38) jsem uvedl ještě přibližné hodnoty a rozložení součinitelů přestupu tepla  $\alpha$  po povrchu pístu, pístních kroužků a válce. Ukázka poslouží k lepší orientaci a odhadu okrajových podmínek k modelování tepelné distribuce z pístu do okolí. Chladicí medium válcové vložky je v tomhle případě chladicí kapalina.



Obr. 38 - Příklad rozložení teplot a koeficientů přestupu tepla  $\alpha$  na pístu, pístních kroužcích a válci [24]

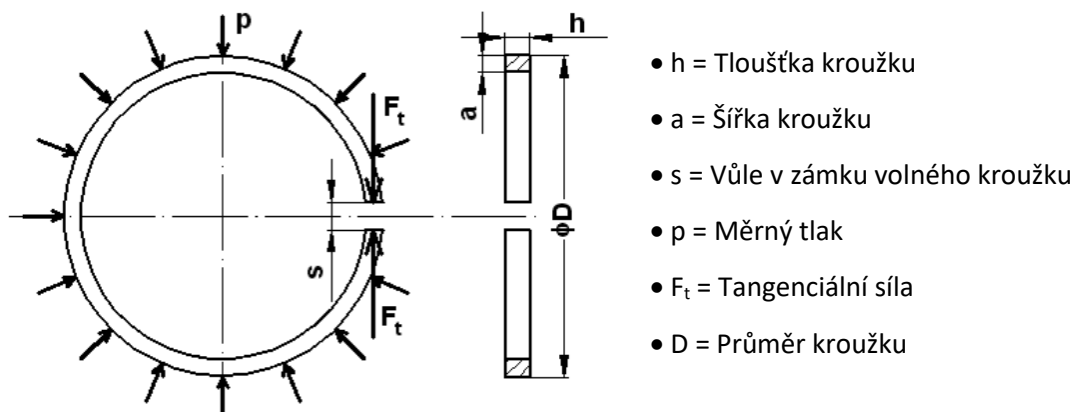
### 2.5.1.2 Pístní kroužky

Základní funkce pístních kroužků (Obr. 39) je utěsnění spalovacího prostoru, odvod tepla z pístu do stěn válce a řízení výšky mazací vrstvy oleje mezi pláštěm pístu a stěnou válce. [13]

Základní dělení pístních kroužků:

- **Těsnící** – zabezpečují těsnost spalovacího prostoru z hlediska průniku spalín do klikové skříně motoru a dále se v podstatné míře podílejí na odvodu tepla z pístu do stěn válce.
- **Stírací** – zabráňují průniku oleje nad píst a vytváří vhodnou tloušťku mazací vrstvy mezi pístem a válcem.

Boční kontaktní plocha kroužku přenáší síly mezi kroužkem a stěnami drážky v pístu a zajišťuje, že se průnik spalín a oleje zamezí. Hlavní těsnící plocha je určena k utěsnění spalovacího prostoru ve styku se stěnou válce. [13]



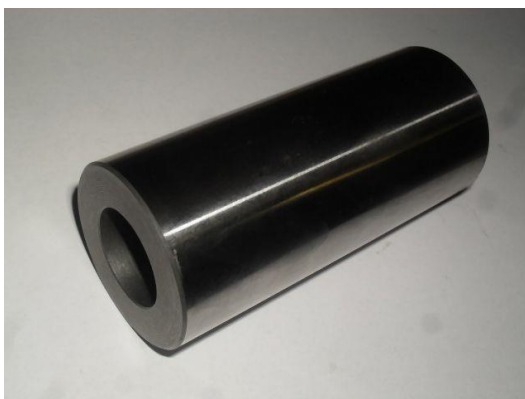
Obr. 39 - Konstrukční provedení pístního kroužku [13]

Styková a výšková vůle pístních kroužků musí být navzájem vyvážené, protože příliš malá vůle může vést k prasknutí kroužků. Příliš velká vůle naopak způsobuje nadměrnou spotřebu oleje. [13]

Materiál kroužků musí být dostatečně pružný, aby se docílilo potřebného předpjetí. Musí mít dobré kluzné vlastnosti, musí mít velkou odolnost vůči opotřebení a musí být také tepelně odolný. Pístní kroužky se vyrábějí většinou z šedé litiny, výjimečně z oceli. Důležitá je také povrchová úprava, pro zlepšení záběhu a ochraně proti korozi. Řeší se to nanášením tvrdých kovů (chromování), nanášením měkkých kovů a chemickými úpravami jako například fosfátování a cínování. [11]

### 2.5.1.3 Pístní čep

Pístní čep (Obr. 40) by měl mít malou hmotnost, velkou odolnost vůči rázovému namáhání, dostatečnou pevnost při střídavém zatížení, minimální provozní deformace a musí být snadno vyměnitelný. Materiál čepu by měl mít houževnaté jádro a co nejtvrdší povrch. Pístní čepy vysoce namáhaných motorů se zhotovují z pevných a proti opotřebení odolných cementačních ocelí 16 420, které dosahují vysokou tvrdost a taky pevnost v tahu. Nejčastější poruchy pístního čepu jsou podélné a příčné trhliny. Podélné trhliny vznikají obvykle vysokým napětím při ovalizaci čepu. Příčné trhliny jsou způsobené hlavně vysokým napětím. [11]



Obr. 40 - Pístní čep motoru Tatra [26]

### 2.5.2 Kliková skupina

Klikovou skupinu tvoří ojnice, kliková hřídel, ložiska klikové hřídele a další prvky jako jsou například těsnění, setrvačnick atd. [13]



### 2.5.2.1 Ojnice

Ojnice (Obr. 41) slouží k přenosu pohybu pístu na klikový hřídel a přeměnu lineárního pohybu pístu na rotační pohyb klikového hřídele. Je namáhána proměnnou silou tah – tlak a taky únavově (vzhledem k časové proměnnosti působících silových účinků). Ojnice musí být dostatečně pevná a odolná, aby vydržela vysoké tlaky, teploty a opakované pohyby při provozu motoru. Je vyrobena z kvalitní slitinové oceli a často je upravována tepelným zpracováním pro zvýšení její pevnosti a odolnosti proti opotřebení. [13]

Požadavky na konstrukci ojnice:

- Nízká hmotnost
- Vysoká tuhost ojnicních ok (velmi kvalitní materiál např. titánové slitiny).

Ojnice se skládá z ojnicního oka pro pístní čep, ojnicního oka pro klikový čep a dřívku ojnice.

Ojnicní oko pro klikový čep je většinou vodorovně dělené. U vznětových motorů pro nákladní automobily je oko kvůli větším přenášeným silám navrhováno podstatně větší a většinou s šikmým dělením, což umožňuje demontáž pístů bez demontáže klikového hřídele. Dřívko ojnice, který spojuje obě oka, bývá nejčastěji opatřen otvorem pro průchod oleje. [13]



Obr. 41 - Ojnice [27]

### 2.5.2.2 Klikový hřídel

Klikový hřídel zabezpečuje spolu s ojnicí kinematický převod přímočarého vratného pohybu na pohyb rotační. Klikový hřídel přejímá na čepu kliky sílu převedenou z pístu přes pístní čepy a přes ojnici a předává ji dále na setrvačnick. Silové účinky jsou časově proměnné jak z hlediska velikosti, tak i směru a vyvolávají v hřídeli pružné kmity, které jej namáhají na ohyb, krut, tah a tlak. Současně zabezpečuje konstrukce klikového hřídele i částečné vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných a rotujících částí pomocí protizávaží. [10]

Základní části jsou:

- Hlavní čepy, které rotují v ložiskových pánvích v klikové skříni
- Klikové čepy, na nichž je uložena hlava ojnice
- Ramena kliky, které leží mezi dvěma čepy

Podle způsobu výroby rozeznáváme klikové hřídele lité (Obr. 42), ocelové kované a skládané (Obr. 43). [10]



Obr. 42 - Litý klikový hřídel motoru Škoda [28]



Obr. 43 - Skládaný klikový hřídel motoru Tatra 815 [29]

## 2.5.3 Hlavní odlitky motoru

### 2.5.3.1 Hlava válců

Hlava válců uzavírá spalovací prostor. Je silně namáhána mechanicky i tepelně. K bloku válců je připevněna nejčastěji šrouby a je utěsněna vloženým těsněním hlavy válců. Zabezpečuje výměnu náplně válců motoru. Jsou v ní umístěné sací a výfukové kanály, ventily a části rozvodového mechanismu ovládající otevírání ventilů. V hlavě válců je vytvořena buď část nebo celý kompresní objem. U motorů chlazených vzduchem jsou pro každý válec motoru požitý samostatné hlavy (Obr. 44). Pro kapalinou chlazený motor je hlava válců jeden celek (Obr. 45). [10]



Obr. 44 - Hlava válce vzduchem chlazeného motoru Tatra 815 [30]



Obr. 45 - Konstrukce hlavy válců pístového motoru chlazeného kapalinou [13]



Používaný materiál pro odlitky hlavy je šedá litina nebo hliníkové slitiny. Výhodou šedé litiny je vysoká pevnost, tuhost a tepelná stabilita. Nevýhodou je velká hmotnost a malá tepelná vodivost. Hliníková slitina se využívá především u vzduchem chlazeného motoru. [10]

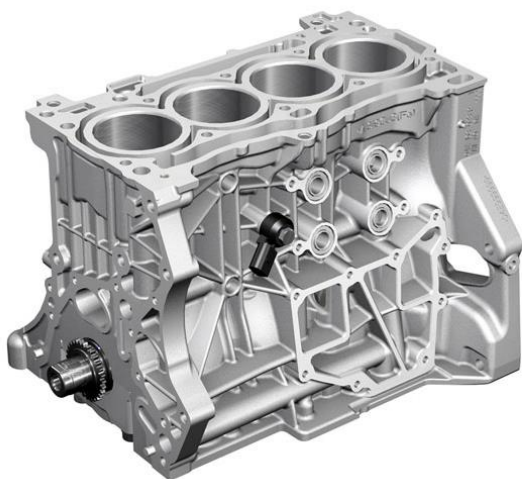
### 2.5.3.2 Blok válců a válec

Samostatná kliková skříň se samostatnými válcovými jednotkami se v současné době vyskytuje pouze u motorů chlazených vzduchem (Obr. 47). Kapalinou chlazené motory používají motorový blok jako hlavní nosný prvek, k němuž jsou připojeny ostatní části motoru. V motorovém bloku jsou vloženy válcové vložky, nebo je blok a válec odlit v jednom celku (Obr. 46). [13]

Válec čtyřdobého pístového spalovacího motoru plní následující požadavky:

- Ohraničuje spalovací prostor
- Zabezpečuje vedení pístu (kluzná a těsnicí plocha) a zachycuje síly popsané dynamikou klikového mechanismu
- Zabezpečuje odvod tepla z pístu a spalovacího prostoru

Je vysoce mechanicky i tepelně namáhán. Síly od tlaků plynů, dynamické účinky rozvodového mechanismu a změna tepelného toku jsou časově proměnné a vyvolávají únavové namáhání materiálu. Materiál tedy musí mít vysokou pevnost a tvarovou stálost, dobré vedení tepla a malou tepelnou roztažnost, vysokou odolnost vůči opotřebení a dobré kluzné vlastnosti. [10]



*Obr. 46 - Konstrukce bloku motoru kapalinou chlazeného motoru [31]*



*Obr. 47 - Válec vzduchem chlazeného motoru T815 [32]*

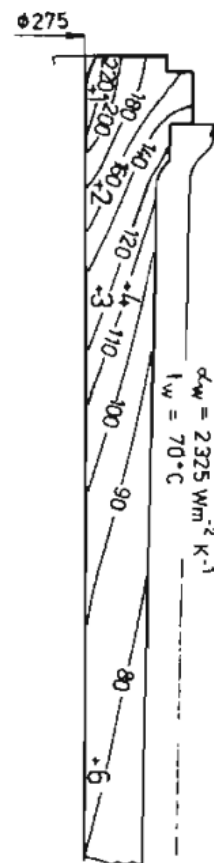
Válce motorů chlazených vzduchem se v blocích nedělají z důvodu obtížného lití a také kvůli velkému teplotnímu spádu mezi horní částí válce a klikovou skříň, což způsobuje nerovnoměrné délkové roztažení a mohla by se porušit kolmost mezi osami válců a osou klikového hřídele.



Válce mohou být ocelové s vysoustruženými žebry, litinové s odlítnými žebry, složené z ocelové vložky a na ně nalisovaného žebrované pláště, hliníkové s vrstvou tvrdého porézního chrómu, nebo se zalitou ocelovou vložkou válce. Nejčastější konstrukce je litinová s odlítnými žebry v jednom celku. Výroba takových válců je realizována prostřednictvím odstředivého odlévání. Materiál dobře zaplňuje formu a získá se čistá rovnoměrná perlitická struktura materiálu po stěně. [11]

Teplota válce (Obr. 48) nesmí být nízká, z důvodu omezení třecích ztrát a zamezení vzniku koroze na povrchu stěn z působení sražených par. Nesmí být ani vysoká, aby nedošlo k degradaci mazacího oleje a porušení funkce mazání určených ploch. Omezení teploty platí po celé délce zdvihu. Z fyzikálních zákonů srážení sytých par při spalování platí, že stěna válce u prvního pístního kroužku v horní úvrati má mít teplotu vyšší než 100 až 160 °C a v dolní úvrati 35 až 60 °C. Dle zkušeností k požadavku teploty stěny válce v místě prvního pístního kroužku v horní úvrati je optimální teplota 180 až 220 °C. [24]

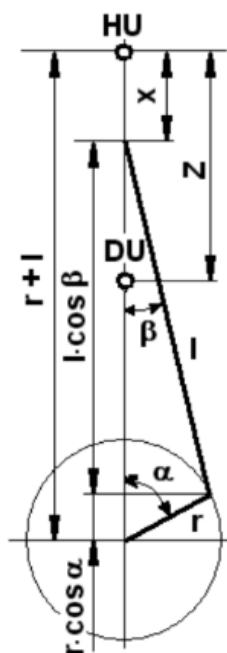
Z důvodu nesymetrie tepelné roztažnosti po obvodu válce je dané, že největší rozdíl teplot po obvodě válce u prvního pístního kroužku v horní úvrati by neměl přesáhnout 40 °C u zatíženého vzduchem chlazeného motoru. [24]



Obr. 48 Rozložení teploty vložky válce motoru chlazeného kapalinou [22]

#### 2.5.4 Kinematika klikového mechanismu

Kinematika klikového mechanismu (Obr. 49) řeší především pohyb jeho posuvných částí, tj. dráhu, rychlost a zrychlení pístu s příslušenstvím a pohyb posuvných částí ojnice. [13]



Obr. 49 - Kinematické schéma klikového mechanismu [13]



### 2.5.4.1 Dráha pístu

Pro průběh dráhy pístu se používá vztah ve formě:

$$x = r \cdot (1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha))) \quad (16)$$

Kde  $\lambda$  je klikový poměr vyjádřen vztahem:

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{\sin(\beta)}{\sin(\alpha)} \quad (17)$$

Průběh dráhy pístu v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele je znázorněn na (Obr. 51) kde kromě dráhy pístu jsou znázorněny i průběhy rychlosti a zrychlení pístu. [13]

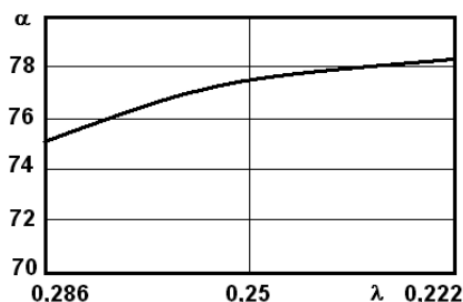
### 2.5.4.2 Rychlost pístu

Vztah pro určení rychlosti pístu je definován jako:

$$v_p = r \cdot \omega \cdot (\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha)) \quad (18)$$

Nulová rychlost je při úhlu natočení klikového hřídele  $\alpha = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ$ . [13]

Hledaný úhel při maximální rychlosti pístu závisí jen na klikovém poměru. Závislost je znázorněna na Obr. 50.



Obr. 50 - Závislost maximální rychlosti pístu na klikovém poměru [13]

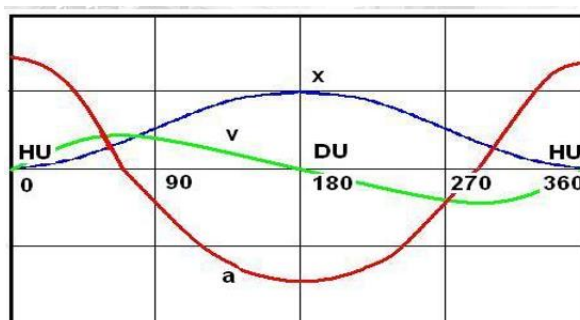
### 2.5.4.3 Zrychlení pístu

Zrychlení pístu můžeme definovat jako:

$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \quad (19)$$

Maximální zrychlení je při  $\alpha = 0^\circ$  a  $\alpha = 360^\circ$ , tedy v horní úvrati.

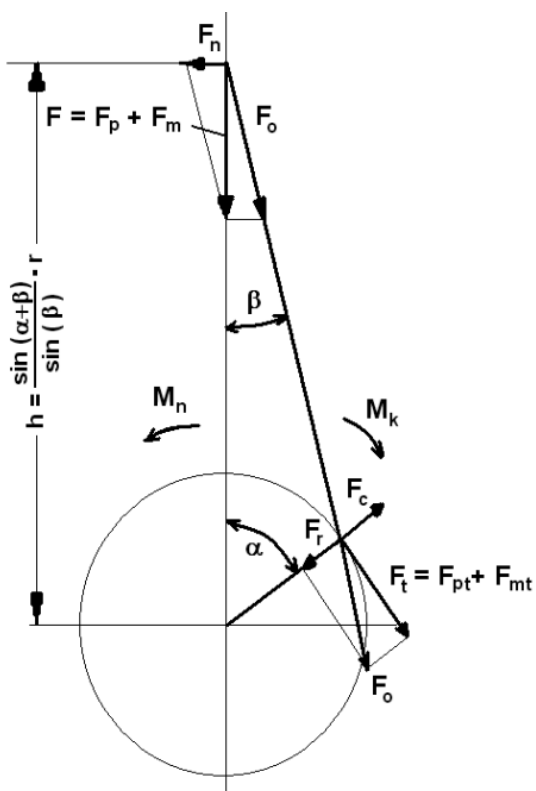
Nulové zrychlení je při maximální rychlosti (viz Obr. 51), kde je znázorněna dráha, rychlost a zrychlení pístu. [13]



Obr. 51 - Průběh dráhy, rychlosti a zrychlení pístu [13]

## 2.5.5 Dynamika klikového mechanismu

Dynamika klikového mechanismu se zabývá rozбором všech silových interakcí a momentů, které působí v daném režimu práce spalovacího pístového motoru a je důležitá pro jeho základní výpočet a hodnocení. Na následujícím obrázku můžeme vidět silový rozbor v klikovém ústrojí (Obr. 52). [13]



Obr. 52 - Dynamické schéma klikového mechanismu [13]

### 2.5.5.1 Základní síly

V pracovním prostoru válce a v klikovém ústrojí působí síly primární a sekundární, které v součtu dávají celkovou sílu (Obr. 53).

- Síla od přetlaku plynů (primární síla)

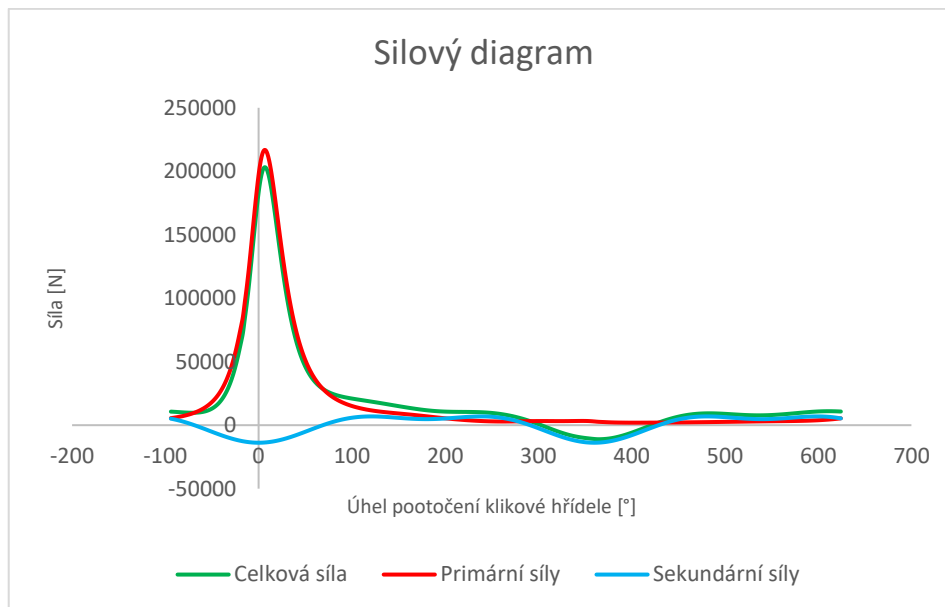
Tato síla je determinována tlakovým průběhem ve spalovacím prostoru, který je znázorněn v  $p$ - $\alpha$  diagramu. Síla je orientována v ose válce a přenáší se jak na píst a dále do klikového ústrojí, tak i na stěny válce a jeho hlavu. Abychom vyjádřili tuto sílu z hlediska jejího působení na klikový





mechanismus, musíme vzít v úvahu tlak působící na píst a plochu jeho průřezu. Síla je pak vypočítána jako součin těchto dvou faktorů. [13]

$$F_p = p_i \cdot S \quad (20)$$



Obr. 53 - Průběh sil ve spalovacím prostoru v závislosti na pootočení klikové hřídele

- Setrvačné síly (sekundární) posuvných částí [13]

Setrvačná síla posuvných částí klikového ústrojí je opačně orientovaná síla než síla působící na píst, a když se sčítá s primární silou  $F_p$ , vytváří výslednou sílu, která je přenášena pístem do klikového ústrojí [22]. Tento koncept je znázorněn na Obr. 53. Setrvačná síla  $F_m$  je odvozena ze základní definice síly (kde  $m_p$  je hmotnost posuvných částí):

$$F_m = m_p \cdot a \quad (21)$$

- Setrvačné síly (sekundární) rotujících částí [13]

Na klikovém čepu hřídele působí setrvačná síla otáčejících se částí, definovaná jako (kde  $m_r$  je hmotnost rotujících částí):

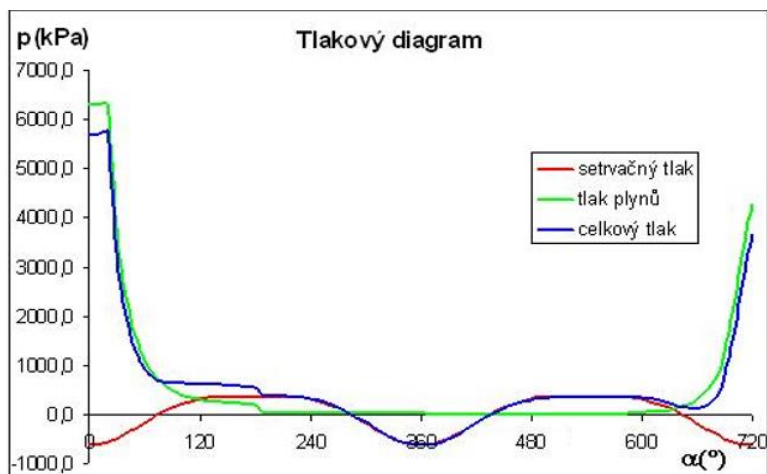
$$F_R = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (22)$$

Uvedenou sílu považujeme během pracovního oběhu za konstantní a v součtu s výslednou radiální silou můžeme jejím prostřednictvím určit namáhání kliky, ojnicního a hlavního ložiska. [13]

Výslední (celková) síla je pak určena součtem primární síly a sekundární síly posuvných částí:

$$F_C = F_p + F_S \quad (23)$$

Průběhy tlaků ve spalovacím prostoru pochopitelně nejsou konstantní. Mění se v závislosti na pootočení klikové hřídele. Průběh primárního tlaku spolu se setrvačným a celkovým můžeme vidět na následujícím obrázku (Obr. 54). [13]



Obr. 54 - Průběh tlaků ve spalovacím prostoru v závislosti na pootočení klikové hřídele [13]

Z hodnot tlaků a sil je vidět, že průběhy jsou hodně podobné, jelikož jsou dle předešlých vztahů na sebe vzájemně závislé.

### 2.5.5.2 Rozklad sil v klikovém ústrojí

Na jsou zobrazeny nejdůležitější síly, které v klikovém mechanismu působí. Výsledná síla na píst se v pístním čepu rozkládá na ojnicí sílu  $F_o$  a normálovou (boční) sílu  $F_n$ , kterou zachycuje stěna válce. [13]

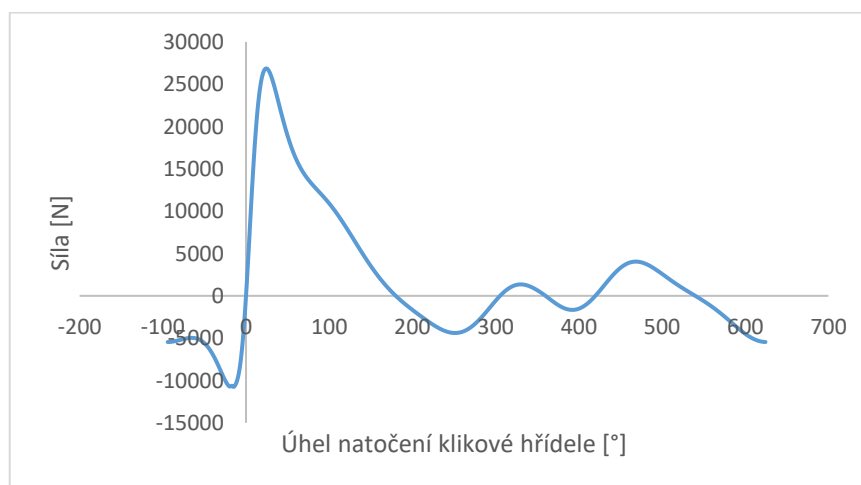
Ojnicí síla se dá vyjádřit jako [13]:

$$F_o = \frac{F_p + F_m}{\cos(\beta)} = \frac{F_c}{\cos(\beta)} \quad (24)$$

Normálová jako [13]:

$$F_n = (F_p + F_m) \cdot \tan(\beta) = F_c \cdot \tan(\beta) \quad (25)$$

Na základě grafického znázornění síly  $F_n$  (Obr. 55) můžeme určit maximální hodnotu i oblast rozložení této síly. Průběh současně určuje třecí podmínky pístu a válce.



Obr. 55 - Průběh normálové síly na stěnu válce



Tečná síla  $F_t$  určující velikost a průběh točivého momentu motoru  $M_t$  je dána výrazem [13]:

$$F_t = (F_p + F_m) \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} = F \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (26)$$

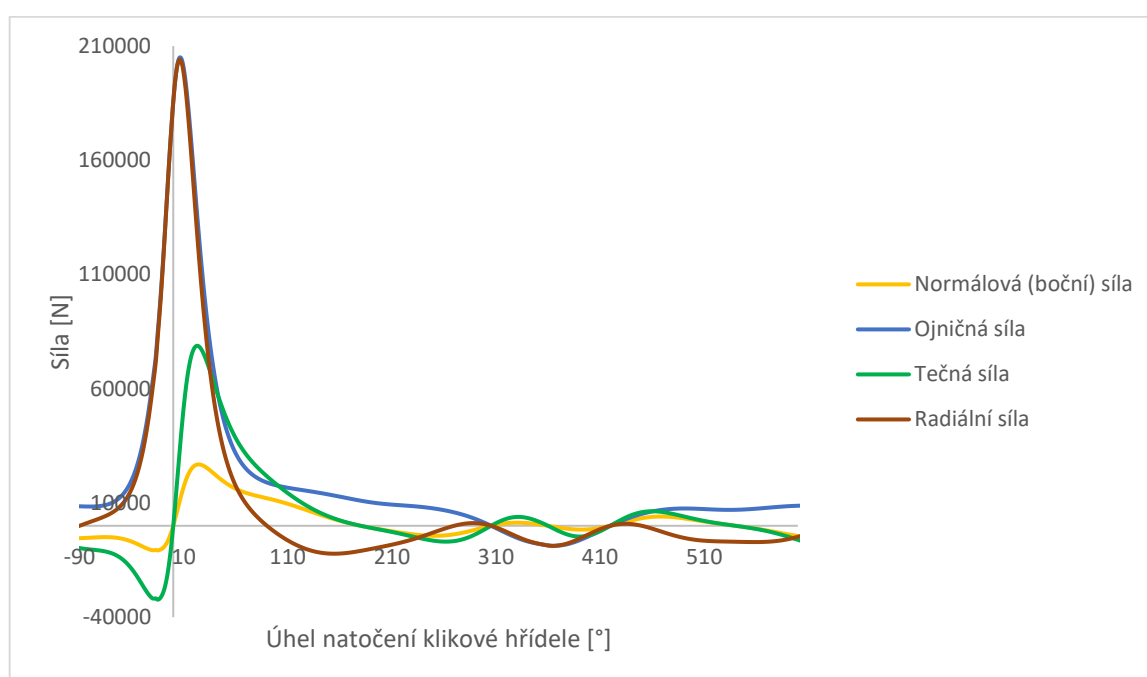
Síla  $F_t$  vyvolá na klikovém hřídeli točivý moment  $M_t$  [13]:

$$M_t = F_t \cdot r = F \cdot r \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (27)$$

Rozkladem  $F_o$  vzniká kromě  $F_t$  ještě radiální síla  $F_r$ , která tvoří ohybový moment a je dána vztahem [13]:

$$F_r = F \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (28)$$

Přehled křivek výsledných působících sil je zobrazen na Obr. 56.



Obr. 56 - Výsledné průběhy sil v klikovém mechanismu

### 2.5.5.3 Základní hmotnosti

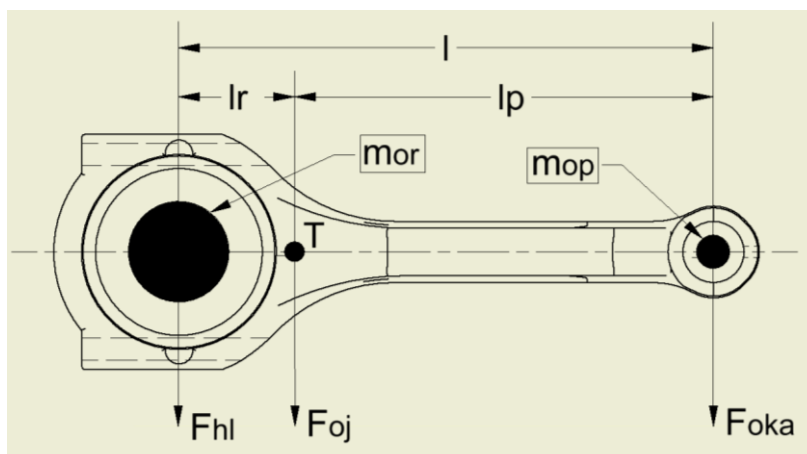
Rozklad základních hmotností, z důvodu komplikovaného tvaru ojnice, je zobrazen na Obr. 57. Hmotnost posuvných částí motoru  $m_p$  zahrnuje hmotnost pístní skupiny  $m_{ps}$  a hmotnost posouvající se části ojnice  $m_{op}$  [13]:

$$m_p = m_{ps} + m_{op} \quad (29)$$

Hmotnost části ojnice se určí následujícím postupem.

Celková hmotnost ojnice  $m_o$  je daná vztahem [13]:

$$m_o = m_{op} + m_{or} \quad (30)$$



Obr. 57 - Nahrazení ojnice soustavou bodů

Rovnováha momentů k těžišti ojnice [13]:

$$m_{op} \cdot l_p = m_{or} \cdot l_r \quad (31)$$

Kde  $l_p$  je vzdálenost středu pístního oka od těžiště ojnice a  $l_r$  je vzdálenost středu klikového oka od těžiště viz Obr. 57.

Následně při známé celkové hmotnosti ojnice můžeme z těchto rovnic určit hmotnosti jednotlivých bodů oka ojnice a pístového oka dle vztahů [13]:

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{l_r}{l} \quad (32)$$

$$m_{or} = m_o \cdot \frac{l_p}{l} \quad (33)$$

### 2.5.6 Výpočtové režimy

Pevnostní výpočty se dělají pro takové režimy práce, při nichž jsou jeho součásti nejvíce namáhány. V praxi se tedy jedná o tyto 3 základní stavy:

- Pro maximální kroutící moment
- Pro maximální otáčky při nulovém zatížení motoru
- Pro maximální výkon

Při prvním režimu se předpokládá maximální zatížení od sil tlaků plynů a setrvačných sil, tedy celkových sil přenášených na klikový mechanismus. Druhý režim je charakterizován tím, že počítáme se zatížením jen od setrvačných sil při nejvyšších otáčkách motoru.

Třetí režim zahrnuje poměrně vysoké zatížení všech základních sil. [11]

### 2.5.7 Výpočtová zatížení

Zatížení, které působí na komponenty motoru můžeme rozdělit do 4 skupin:

- Zatížení od sil tlaku plynů, setrvačných sil a třecích sil
- Tepelná zatížení
- Zatížení od pružných kmitů
- Zatížení od předpjetí při montáži



V mojí práci se budu těmito zatíženími zabírat s výjimkou třecích sil, které jsou relativně malé a často se při výpočtech zanedbávají. Značných hodnot dosahují při startu studeného motoru.

Taky nebudu uvažovat zatížení od pružných kmitů. Komponenty jako jsou klikový nebo vačkový hřídel, se počítají i se zřetelem na jejich kmitání. [11]

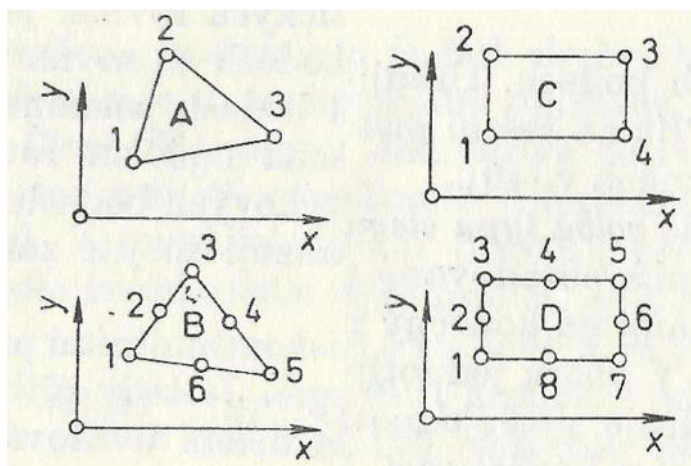
### 2.5.8 Metody výpočtu součástí na pevnost

Při konstrukci motoru uvažujeme pevnost statickou a únavovou. Metoda výpočtu na statickou pevnost se využívá při předběžných výpočtech. Výpočet na únavovou pevnost respektuje vliv dynamického zatížení. Únavovou pevností tedy rozumíme schopnost materiálu odolávat zatížení s kmitavým charakterem. Únavové poškození začíná zpravidla trhlinkou na povrchu součásti v místě největšího napětí. V praxi rozlišujeme únavovou pevnost v závislosti na počtu cyklech. Namáhání od sil, tedy převážně pružné deformace komponentu, uvažujeme jako vysoko cyklické namáhání ( $10^6 - 10^7$  cyklů). Namáhání tepelné uvažujeme jako nízko cyklické namáhání, tedy při výrazných opakovaných plastických deformací v makro objemech materiálu ( $10^3 - 10^4$  cyklů). Hodnoty únavové pevnosti pro tyto 2 režimy nejsou totožné. Stejně tak je důležitá teplota ve zkoumaných místech, protože hodnota únavové pevnosti se při změně teploty liší. [11]

### 2.5.9 Metoda konečných elementů

Pro konstrukčně složité prostorové komponenty jako jsou válec a píst motoru může být takhle metoda velmi dobrou volbou. Zpravidla se hledá posunutí, napětí a deformace ve zvolených bodech vyšetřovaného tělesa při zatížení vnějších sil, které na těleso působí. [24]

Těleso se nahrazuje souborem geometricky jednoduchých konečných elementů. Vzájemná vazba mezi sousedními elementy se uskutečňuje pouze v určitém počtu stykových bodů. Tyto parametry se určují pomocí principu virtuálních prací a virtuálních sil. Je to metoda přibližná, a její přesnost můžeme zvýšit zjemněním sítě, tedy použitím více elementů. To však obecně neplatí. Důležitou operací při aplikaci MKP je volba typu elementu, který nejlépe vyhovuje tvaru součásti, způsobu zatížení a požadované přesnosti řešení. Příklady rovinných elementů, které při řešení úloh v oboru spalovacích motorů přicházejí nejčastěji, jsou uvedené níže (Obr. 58). [24]



Obr. 58 - Různé tvary rovinných elementů pro řešení úloh MPK [24]

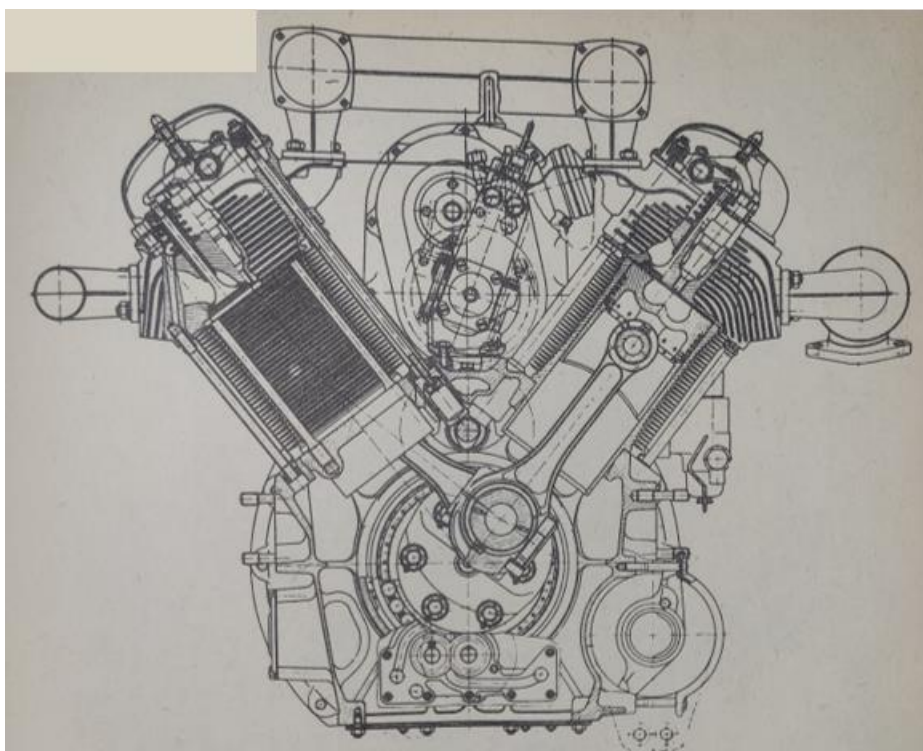


### 3 Realizace zadání práce

V předchozích kapitolách byly shrnuty základní poznatky a podklady k problematice. Nejdříve provedu kontrolu namáhání komponent experimentálního motoru při spalování nafty, tedy původního motoru před jeho konverzí na vodíkový pohon. Byl mi poskytnut datový soubor z měření naftového motoru se základními parametry, indikovanými hodnotami teplot a tlaků ve spalovacím prostoru při různých otáčkách, skutečné teploty na válci původního naftového motoru Tatra (T3C-928-90) a další hodnoty a koeficienty pro tepelnou analýzu. Data k vodíkovému motoru jsem dostal napočítané v prostředí GT-Power. GT-Power je průmyslová simulace, která se využívá k předpovědi veličin jako jsou výkon, kroutící moment, průtok vzduchu, spotřeba paliva a mnoho dalších. Dále model ojnice a předlohy pro vymodelování celé pístní skupiny a válce jsem měl k dispozici také. Komponenty jsou zatěžovány cyklicky a přestup tepla je neustálý děj. Aby bylo možné jednodušeji analyzovat součásti, tak celé řešení zatížení je simulováno jako statické zatížení komponentů. Při tepelném zatížení jsou aplikovány střední efektivní hodnoty a při mechanickém zatížení se jedná o nejvyšší naměřené nebo vypočítané hodnoty.

#### 3.1 Původní motor Tatra T3-928

Motor se vyznačuje nedělenou, tuhou tunelovou klikovou skříní, odlitou z šedé litiny, v níž je uložen skládaný klikové hřídel (Obr. 59). Na skříní leží 2 řady samostatných válců, skloněných k sobě 75 °, odlitých i s chladicími žebry z šedé litiny. Hlavy válců jsou přitaženy s válci na klikovou skříň šrouby zavrtanými do skříně. V hlavách je po jednom sacím a jednom výfukovém ventilu. Mezi nimi je vstřikovač s tryskou pro přímé vstřikování do spalovacího prostoru toroidního tvaru, vytvořeného ve dně pístu. Chladicí ventilátor tlačí vzduch do prostoru uvnitř rozvidlení, odkud pak proudí usměrňován vhodnými deflektorovými kryty na žebrování válců a hlav. [33]



Obr. 59 - Naftový motor TATRA T3-928 [33]

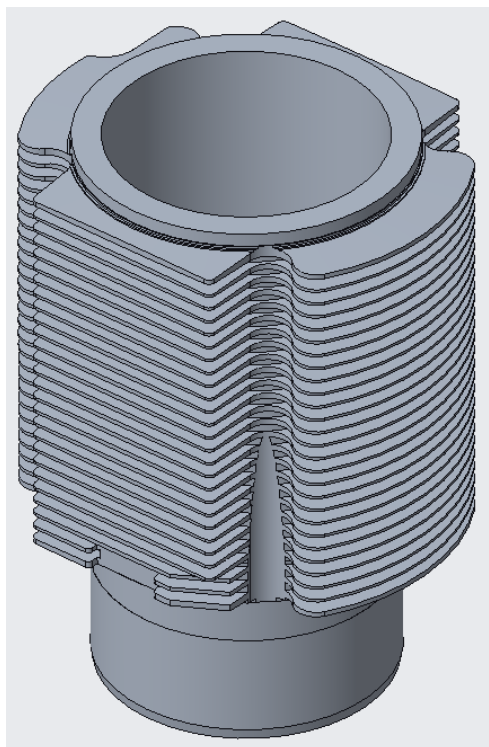


Pohon ventilátoru zajišťuje hydrodynamická spojka, jejíž pohon závisí na teplotě tlakového mazacího oleje motoru. Tak je docíleno regulace chodu ventilátoru podle provozní teploty motoru. [10]

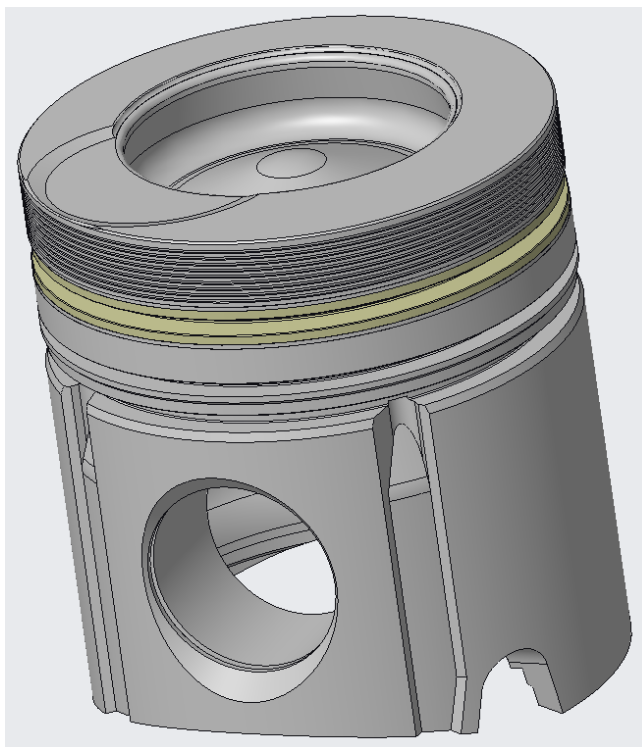
### 3.2 Zkušební jednoválcový motor – naftová verze

Původní 8válcový naftový motor Tatra byl upraven do verze jednoválcového motoru. Tenhle motor má z původního naftového motoru přejít na vodíkový a je potřeba ověřit, jestli to píst a válec vydrží. V analýze a kalibraci okrajových podmínek naftové verze motoru se držím zásady, že komponenty musí vyhovovat pevnostním a tepelným požadavkům, jelikož komponenty v motoru nebyly poruchové. Správnost analýzy bude závislá na co nejpřesnější aplikaci okrajových podmínek. Vyhovující okrajové podmínky chlazení komponentů následně aplikuji na komponenty vodíkového motoru a výsledky budu porovnávat s motorem naftovým.

V první řadě jsem si vymodeloval komponenty pro analýzu, tedy válec (Obr. 60) a píst (Obr. 61). Pro tvorbu modelů jsem využil program PTC Creo Parametric.



Obr. 60 - Vytvořený model válce



Obr. 61 - Vytvořený model pístu

Dále jsem z poskytnutých dat vytvořil přehled základních a pro výpočty potřebných parametrů naftového motoru s příslušným značením a hodnotami (Tab. 2).

<b>Typ motoru</b>		Vznětový
<b>Způsob chlazení</b>		Chlazení vzduchem
<b>Rozvod</b>		OHV
<b>Počet válců</b>		1
<b>Vrtání</b>	D	120 mm



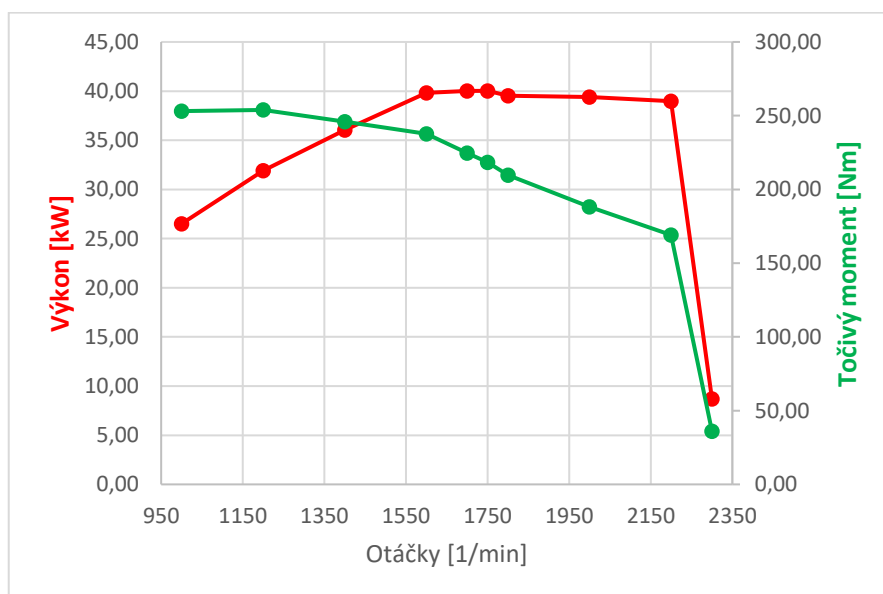
<b>Zdvih</b>	z	140 mm
<b>Rameno kliky</b>	r	70 mm
<b>Délka ojnice</b>	$L_{oj}$	260 mm
<b>Klikový poměr</b>	$\lambda$	0,486
<b>Zdvihový objem motoru</b>	$V_z$	1583,36 cm <sup>3</sup>
<b>Maximální výkon motoru</b>	$P_{max}$	40 kW při 1750 ot/min
<b>Maximální točivý moment</b>	$M_{kmax}$	254 Nm při 1200 ot/min
<b>Maximální otáčky</b>	$n_{max}$	2200 min <sup>-1</sup>
<b>Kompresní poměr</b>	$\epsilon$	16:1

Tab. 2 - Přehled základních parametrů naftového motoru

Na základě maximálních hodnotu točivého momentu a výkonu při různých otáčkách jsem byl schopen vytvořit tabulku a graf otáčkové charakteristiky motoru. V Tab. 3 můžeme vidět hodnoty této charakteristiky a dále příslušný graf (Graf 1).

<b>Otáčky [min<sup>-1</sup>]</b>	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200	2300
<b>Točivý moment</b>	253	<b>254</b>	246	238	225	218	210	188	169	36
<b>Výkon [kW]</b>	26,5	31,91	36,05	39,81	40,01	<b>40,03</b>	39,53	39,42	38,98	8,71

Tab. 3 – Indikované hodnoty naftového motoru



Graf 1 - Vnější otáčková charakteristika naftového motoru

Teď bude důležité zpracovat kinematiku a dynamiku klikového ústrojí. Kinematická analýza řeší dráhu, rychlost a zrychlení pístu. Dynamická analýza bude vyhodnocovat průběhy sil, které při chodu motoru působí na píst a válec.

### 3.2.1 Kinematická analýza

Sledované veličiny budou dráha rychlost a zrychlení. Dráha pístu je důležitá pro pozdější aplikace tlakového namáhání na stěnu válce, kde při odlišné poloze pístu vůči horní hraně válce je působící tlak na stěnu válce v odlišné výšce. Průběh je zobrazen v Graf 2.





Rychlost pístu je v mém případě důležitá pro určení střední pístové rychlosti při různých otáčkách motoru. Střední pístová rychlost bude jeden z důležitých parametrů pro určení okrajových podmínek chlazení pístu, zejména chlazení olejem v dutině pístu a v chladícím kanálu. Při jiných rychlostech pístu je prostup tepla jiný v důsledku odlišného součinitele přestupu tepla  $\alpha$  kapaliny (oleje) v chladících prostorech, a to je potřeba zahrnout v analýze. Pochopitelně je nejvyšší rychlost pístu v momentě natočení ramena kliky o  $90^\circ$  vůči osy válce a taky při nejvyšších otáčkách motoru. Přehled středních pístových rychlostí vypočtených dle vztahu (7) v kapitole 2.3.4 je v Tab. 4.

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
<b>Střední pístová rychlost</b>	4,67	5,6	6,53	7,47	7,93	8,17	8,4	9,33	<b>10,27</b>

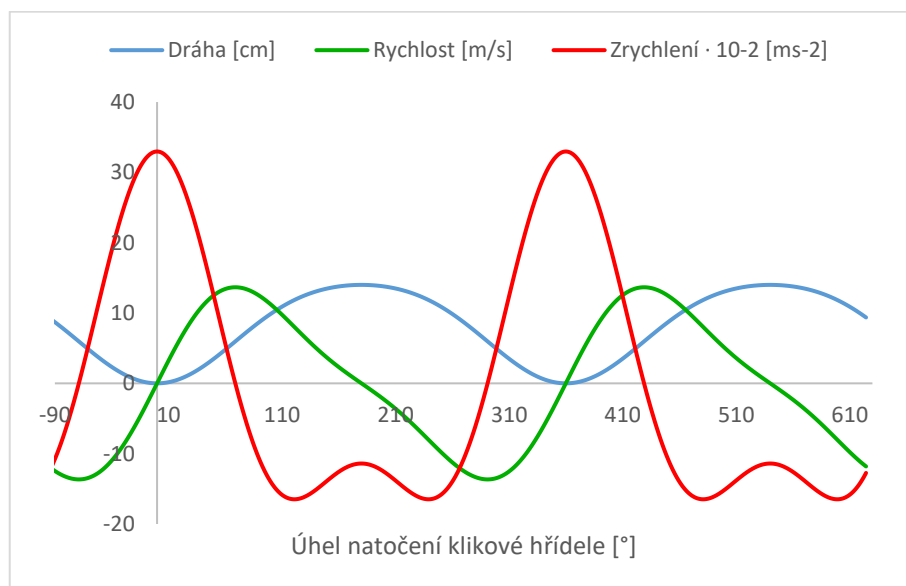
Tab. 4 - Hodnoty střední pístové rychlosti

Dále je důležité zjistit největší zrychlení pístu, a z toho pak vypočítat nejvyšší sekundární sílu, která cyklicky zatěžuje píst v provozu motoru. Maximální síly se vyskytují 2krát za jeden spalovací cyklus. Jsou to stavy polohy pístu v horní úvrati na konci komprese a na konci výfuku spalin ze spalovacího prostoru. Hodnoty maximálních zrychlení pístu jsou uvedeny v Tab. 5. Největší hodnota nastala při nejvyšších otáčkách motoru.

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
<b>Zrychlení [<math>\text{ms}^{-2}</math>]</b>	1141	1643	2236	2920	3297	3493	3696	4563	<b>5521</b>

Tab. 5 - Hodnoty maximálních zrychlení pístu při různých otáčkách motoru

Přehled průběhu těchto veličin v závislosti na pootočení klikového hřídele je vyobrazen na Graf 2.



Graf 2 - Dráha, rychlost a zrychlení pístu při otáčkách 1700  $\text{min}^{-1}$

### 3.2.2 Dynamická analýza

Mechanické zatížení komponent je dáno zatížením od tlaku plynů působící na dno pístu a vnitřní stěnu válce. Píst je v další situaci zatěžován sekundárními silami způsobené setrvačností komponent. Válec je navíc po celou dobu chodu motoru zatížen předepjetím od hlavy válce. Všechny napětí vzniklé od tohoto mechanického namáhání jsou doplněny napětím od namáhání tepelného.



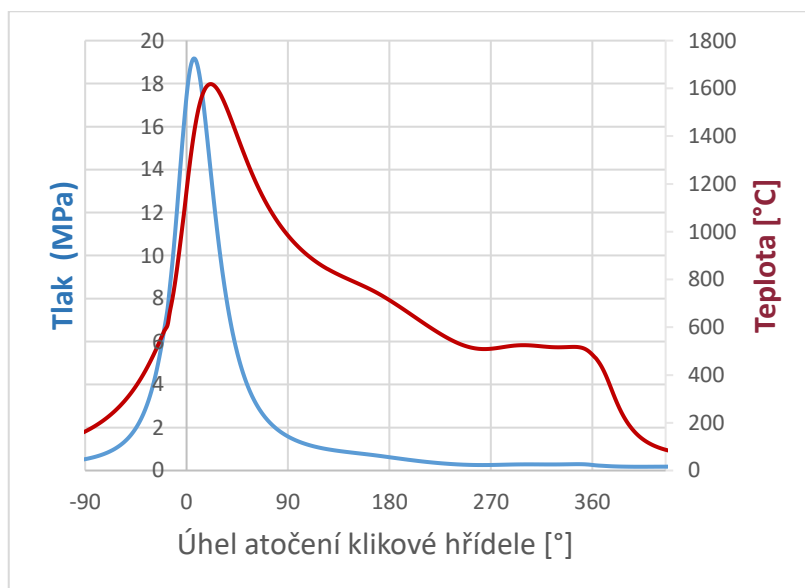
Z poskytnutého datového souboru jsem z průběhu tlaků při různých otáčkách našel nejvyšší hodnoty a zpracoval je do tabulky níže (Tab. 6). Otáčky  $2300 \text{ min}^{-1}$  jsem od tohoto momentu neuvažoval, jelikož výkon i tlakové namáhání v tomhle režimu je malé.

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Tlak (Mpa)	18,65	19,01	19,18	<b>19,36</b>	19,17	19,06	18,87	18,49	18,02
Natočení kliky [°]	6,99	7,30	6,72	7,11	6,35	6,18	6,19	6,40	6,00

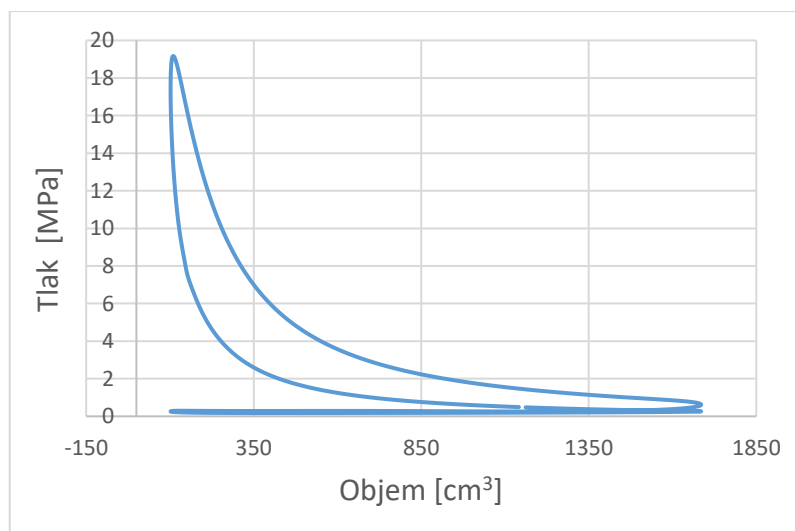
Tab. 6 – Indikované hodnoty nejvyšších tlaků ve spalovacím prostoru při různých otáčkách motoru

Z uvedené tabulky je patrné, že nejvyšší tlak ve spalovacím prostoru je při otáčkách  $1600 \text{ min}^{-1}$  kousek pod horní úvratí a jeho hodnota je  $19,36 \text{ MPa}$ . Tenhle tlak nám poslouží jako jedna z okrajových podmínek při analýze v programu PTC Creo Simulate metodou konečných prvků.

Jako příklad průběhu indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru jsem vytvořil p- $\alpha$  diagram (Graf 3) doplněn o průběh teploty spalin ve spalovacím prostoru a p-V (Graf 4) diagram pro otáčky  $1700 \text{ min}^{-1}$ .



Graf 3 - p- $\alpha$  diagram při otáčkách  $1700 \text{ min}^{-1}$



Graf 4 - p-V diagram při otáčkách  $1700 \text{ min}^{-1}$



Ze vztahu (13) z kapitoly 2.5.5.1 určím hodnoty primárních sil působících na komponenty, viz Tab. 7.

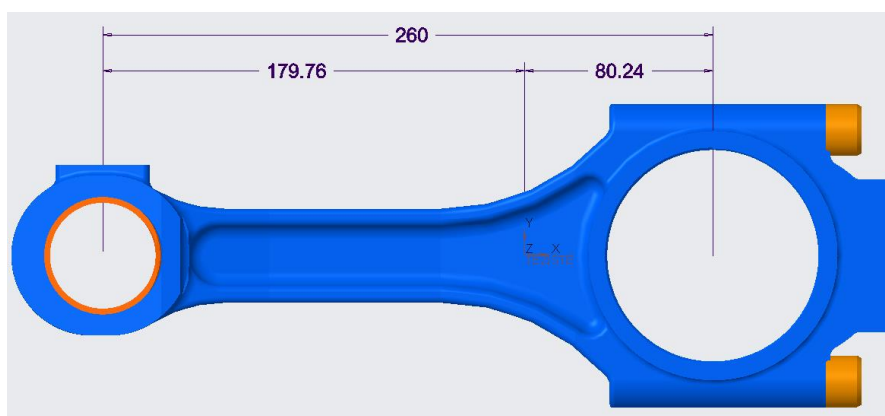
Otáčky	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Primární síla	210,88	215,02	216,69	218,98	<b>216,76</b>	215,54	213,47	209,09	203,79

Tab. 7 – Vypočtené hodnoty primárních sil působících na komponenty při různých otáčkách

Pochopitelně je nejvyšší primární síla tam kde je nejvyšší spalovací tlak. Maximální hodnota síly je **218 978 N** v režimu otáček 1600 min<sup>-1</sup>.

Pro zatížení pístu je důležité určit ještě průběh sekundárních sil. Na to je potřebné si definovat průběh zrychlení, který jsem vyhodnotil v kinematické analýze, a dále hodnoty hmotnostních parametrů posuvných částí dle logistiky náhradního modelu ojnice dvěma hmotnými body vysvětlené v kapitole 2.5.5.3. Posuvné části se skládají z podílu posuvných částí ojnice z pístní skupiny.

Z poskytnutého modelu ojnice (Obr. 62) jsem odečetl přesnou polohu těžiště, hodnotu vzdálenosti horního a dolního oka od těžiště a taky osovou vzdálenost obou ok od sebe (Tab. 8).



Obr. 62 - Model ojnice s potřebnými kótami

Délky [mm]		
Vzdálenost těžiště od	Vzdálenost těžiště od	Osová vzdálenost pístního a
$l_r$	$l_p$	$l$
80,24	179,76	260

Tab. 8 – Délkové parametry ojnice

Dle redukčního rozkladu ojnice na 2 hmotní body jsem dopočetl potřebné hmotnost pro výpočet sekundárních sil (Tab. 9). Hmotnosti pístní skupiny i ojnice jsem odečetl z programu PTC Creo Parametric, kde dle zadaného materiálů a geometrie program hmotnosti určil.

Hmotnost [g]		
Pístní oko	Pístní skupina	Ojnice
$m_{po}$	$m_{ps}$	$m_o$
1000	2350	3430

Tab. 9 – Hmotnostní parametry pro výpočet

Pak už dle vztahů z kapitoly 2.5.5.1 určím průběhy setrvačných sil a odečtu maximální hodnoty v jednotlivých režimech otáček.

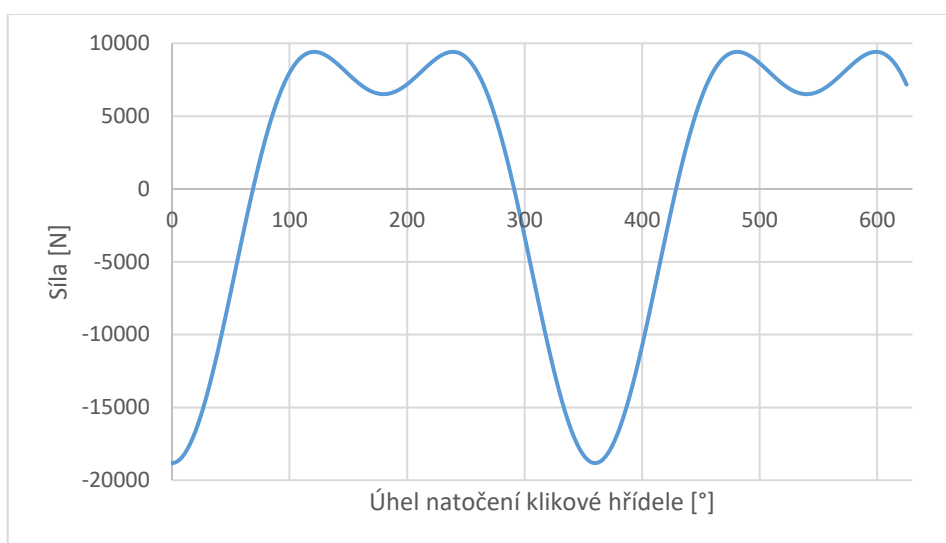


Maximální absolutní hodnoty setrvačných sil při různých otáčkách jsou znázorněny v Tab. 10.

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Síla [N]	3888	5599	7621	9953	11 237	11 907	12 597	15 819	<b>18 819</b>

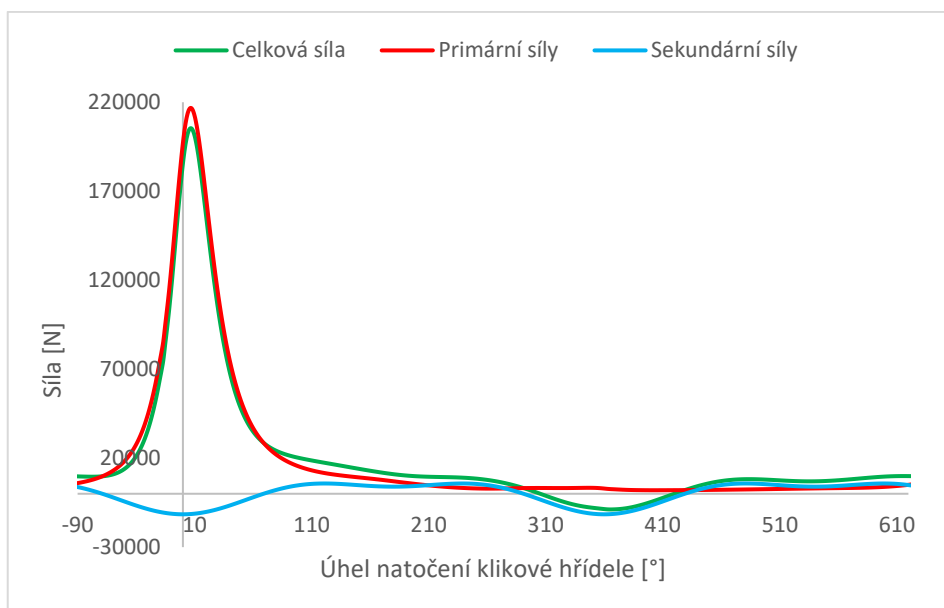
Tab. 10 - Maximální absolutní hodnoty sekundárních sil při různých otáčkách motoru

Z hodnot sekundárních sil je patrné, že je přímo úměrná zvyšujícím se otáčkám motoru, a tedy nejvyšší síla je při otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$  a její hodnota je **18 819 N**. Tato hodnota mi spolu s nejvyšším indikovaným tlakem poslouží k MKP analýze pístu. Pro znázornění průběhu je níže uveden graf (Graf 5) průběhu sekundární síly působící na píst v režimu maximálních otáček.



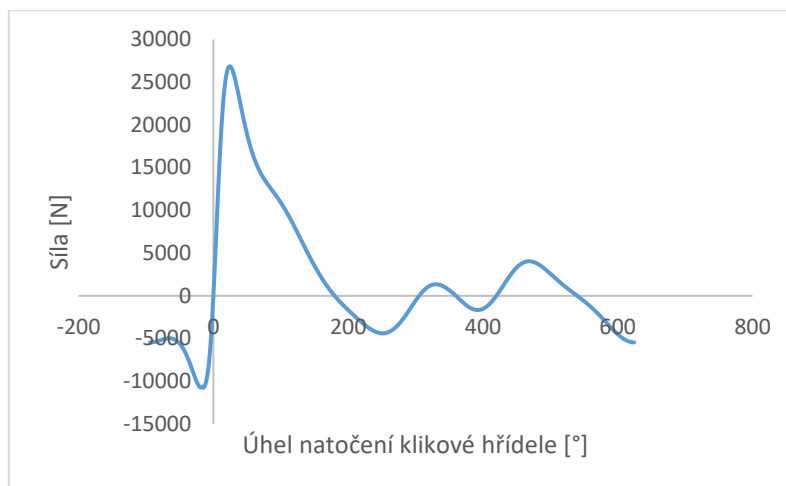
Graf 5 - Křivka průběhu setrvačné síly při otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$

Složením síly od tlaků plynů a setrvačné síly vznikne síla celková. Graf sil působících v ose válce je vyobrazen níže (Graf 6). Zobrazen je režim otáček  $1700 \text{ min}^{-1}$ .



Graf 6 - Průběhy základních sil působících v ose válce při otáčkách  $1700 \text{ min}^{-1}$

Průběh normálové (boční) síly jsem rovněž schopen dopočítat dle vztahu z kapitoly 2.5.5.2 a je vyobrazen na Graf 7.



Graf 7 – Průběh normálové síly

### 3.3 Tepelné zatížení válce – nafta

#### 3.3.1 Příprava modelu a kalibrace okrajových podmínek

Správné teplotní rozložení válce je důležité nejen z pohledu napětí od teploty na válci, ale také pro určení okrajových podmínek pístu, které budou vycházet ze správného teplotního rozložení na stěně válce. Okrajové podmínky jako tepelný tok ze spalin do stěny válce, součinitel přestupu tepla spalin a teplotu spalin jsem dostal v datovém souboru. Okrajové podmínky vnějšího chlazení jsem musel správně naladit.

Prvním krokem je nadefinování materiálu válce v programu PTC Creo Simulate. Materiál je zadán jako šedá litina. Konkrétně jsem zvolil šedou litinu ČSN 42 2435.

Litina je vhodná pro odlitky s tloušťkou stěn od 40 do 150 mm i víc. Např. na těžké, vysoce namáhané odlitky jednoduchých tvarů s mírnými přechody průřezů pro teploty od -60 do 500 °C. [34]

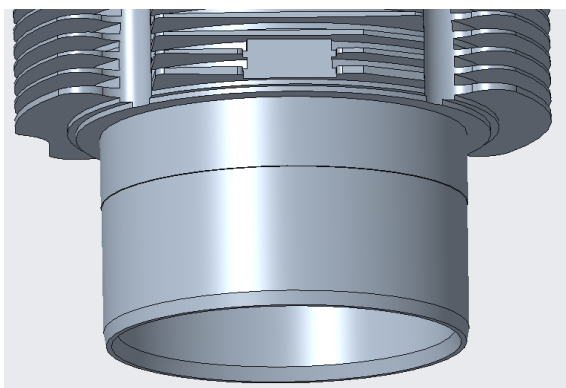
Vlastnosti jsou závislé na teplotě materiálu. Celému modelu jsem přiřadil jednu vhodně zvolenou hodnotu z každé vlastnosti. Nejdříve to byly hodnoty předpokládané a po provedených simulacích a dostupných výsledků jsem hodnoty specifikoval přesněji (Tab. 11).

	Označení	EN-GJL-350 (ČSN 42 2435)
Fyzikální vlastnosti	Hustota [Kg/m <sup>3</sup> ]	7300
	Youngův modul pružnosti [GPa]	142
	Poissonovo číslo [-]	0,26
	Měrná tepelná kapacita [J/KgK]	485
	Koeficient roztažnosti [1/K]	$1,26 \cdot 10^{-5}$
	Tepelná vodivost [W/mK]	45
Mechanické vlastnosti	Mez pevnosti [MPa]	340
	Mez kluzu [MPa]	257
	Mez únavy (tah-tlak) [MPa]	85

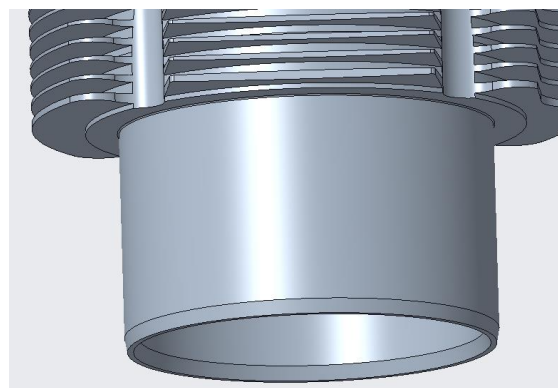
Tab. 11 – Vlastnosti materiálu válce [34], [35]



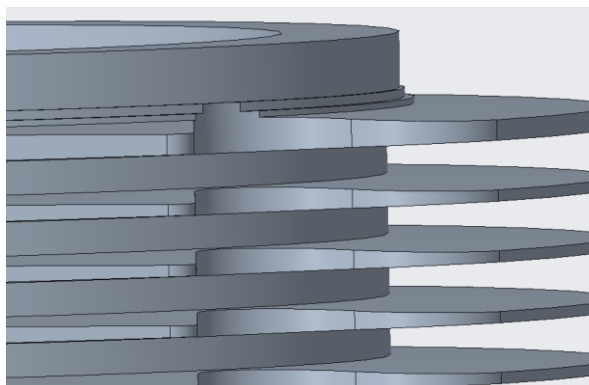
Před aplikací výpočetní sítě pro MKP jsem model válce zjednodušil tím, že některé ostré přechody a nepodstatné prvky byly odstraněny. Ostré hrany jsou výsledkem zjednodušeného modelování a lépe se zasítují. To ale neodpovídá skutečným přechodům na skutečném odlitku válce. Ostré hrany, kde se později vyskytovalo nekorektní vysoké napětí, jsem naopak zpřesnil a nahradil rádiusy. To ve výsledku poskytne lepší hodnoty, které se dají srovnávat s hodnotami meze únavy při namáhání.



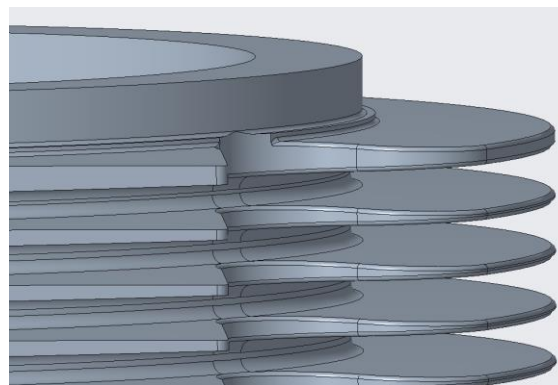
Obr. 63 - Původní geometrie válce



Obr. 64 - Zjednodušená geometrie válce

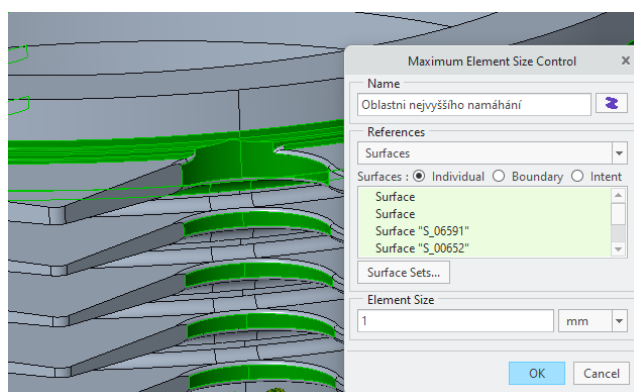


Obr. 65 - Původní ostré hrany a přechody



Obr. 66 - Nahrazení ostrých hran zaoblením

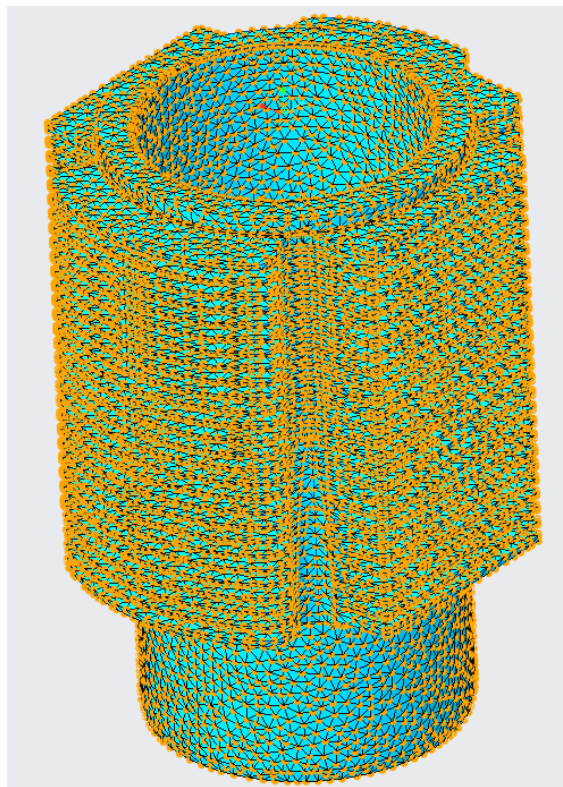
Zaoblení mezi žebry jsem aplikoval jenom v horní části maximálních napětí, tedy v prvních 5 mezerách mezi žebry. Aplikace po celé výšce válce zbytečně navýšila počet elementů sítě a výsledek by to rapidně neovlivnilo. Následně jsem na model aplikoval síťování (Obr. 68). Tvary elementů jsem nechal podle výchozích nastavení v programu Creo Simulate. Velikost elementů jsem nastavil na maximální hodnotu 7 mm. V oblastech, kde se později vyskytovalo extrémní namáhání jsem nastavil velikost 1 mm pro lepší výsledky (viz Obr. 67).



Obr. 67 - Nastavení sítě v oblasti nejvyšších napětí

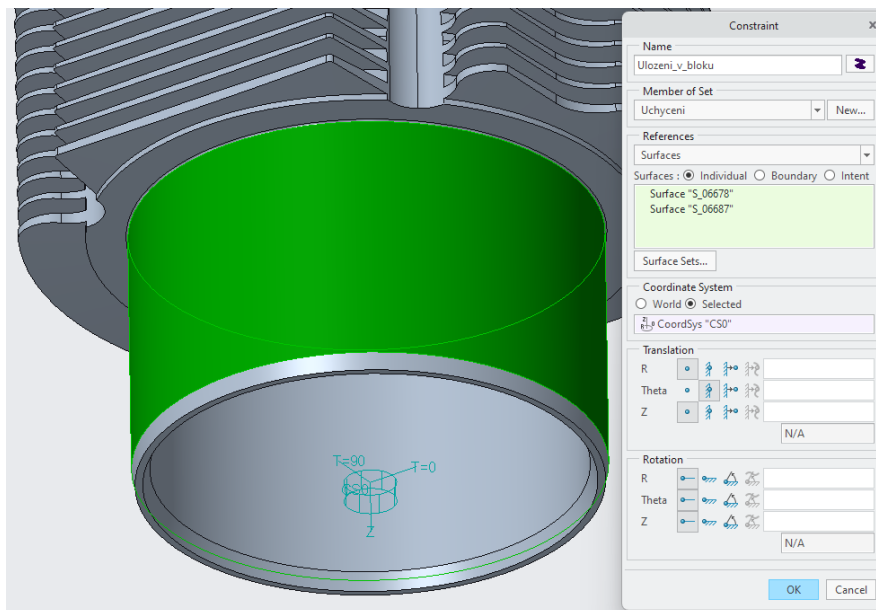


V prvních analýzách jsem nevěděl, kde tyhle místa budou, no iterační metodou a analýzami v různých otáčkách motoru jsem tyhle kritické oblasti odhalil.

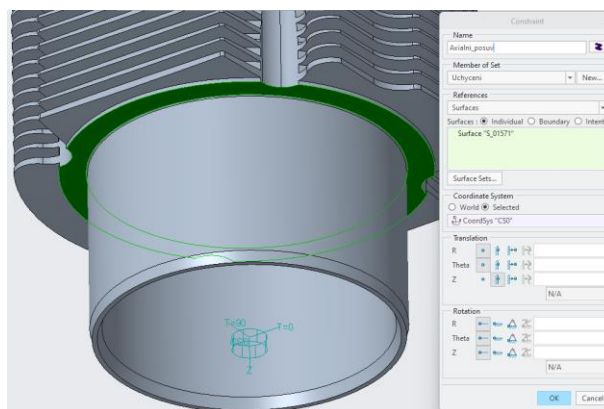


Obr. 68 - Vytvořená síť na modelu válcové jednotky

Dalším krokem bylo nasimulovat uchycení válce v bloku motoru. Vytvořil jsem cylindrický souřadný systém v ose válce. Válcové ploše, která je v přímém kontaktu s blokem jsem zamezil posuv dle Obr. 69. Rovinné ploše válce, která je v přímém kontaktu s blokem, jsem zamezil axiální posuv modelu (Obr. 70).



Obr. 69 - Uchycení válcové dosedací plochy



Obr. 70 - Uchycení rovinné dosedací plochy

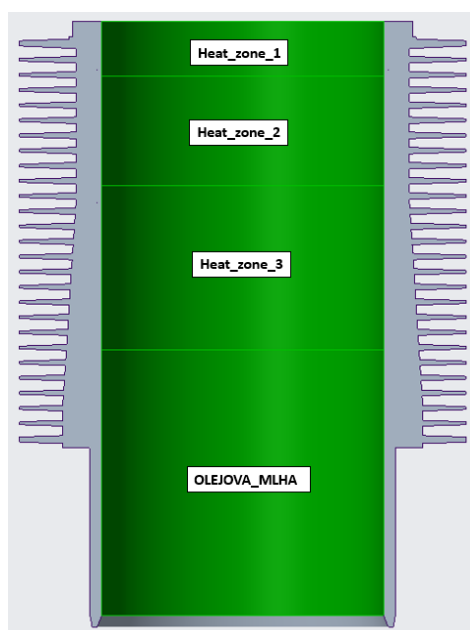
Model byl v tento moment připraven pro aplikaci okrajových podmínek tepelného zatížení. Z datového souboru byly nadefinovány 3 vhodně rozdělené plochy přívodu tepla na vnitřní stěnu válce. Parametrem pro definici výšky plochy byl obsah. Z obsahu plochy jsem byl schopen následně vypočítat výškové rozdělení těchto ploch. Pro každý režim otáček bylo rozložení vnitřních regionů stejné.

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot v \rightarrow v = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad (34)$$

Označení regionu	Plocha regionu	Poloměr vrtání	Výška zóny
	$S \text{ [mm}^2\text{]}$	$r \text{ [mm]}$	$v \text{ [mm]}$
Heat_zone_1	8861	60	23,5
Heat_zone_2	17 717		47
Heat_zone_3	26 578		70,5

Tab. 12- Přehled geometrických parametrů vnitřních zón

Poslední část vnitřní stěny válce část je 4. region, který teplo nepřivádí ale naopak odvádí. Médium, které ochlazuje tuto plochu je olejová mlha. Rozdělení těchto ploch je na Obr. 71.

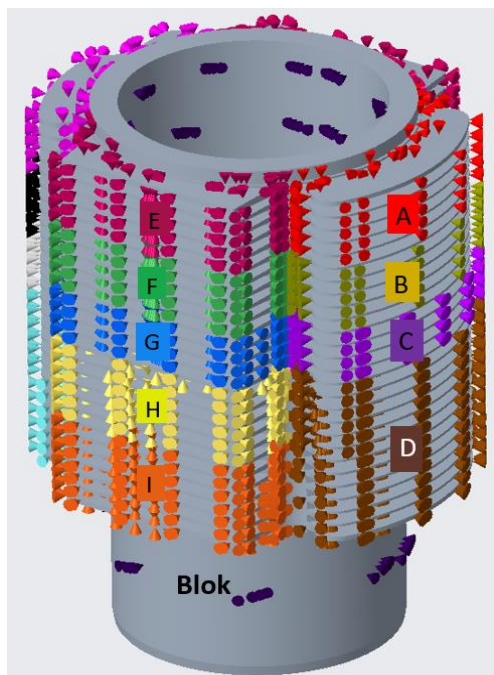


Obr. 71 - Rozdělení vnitřní stěny válce na 4 regiony distribuce tepla

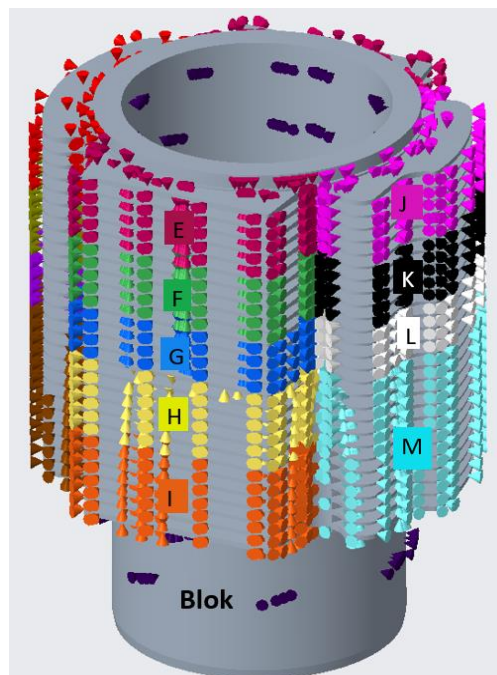




Od kolegu, který se v minulosti zabíral chlazením totožného válce, jsem přebral rozdělení do regionů a po konzultaci s mým vedoucím práce vhodně dopravit. Spolu bylo vnějších zón 14. Rozdělení je vidět na Obr. 72 a Obr. 73.



Obr. 72 - Pohled na vnější zóny chlazení návětrné a boční strany



Obr. 73 - Pohled na vnější zóny chlazení závětrné a boční strany

Každému jednomu regionu jsou okrajové podmínky přiřazené v podobě součinitele přestupu tepla  $\alpha$  a teploty okolního média. Prívod tepla byl napočítán v prostředí GT-Power a odvod tepla jsem realizoval následujícím postupem.

Byly mi poskytnuty data z měření teploty v 3 režimech otáček na dvou válcových jednotkách původního motoru T3C-928-90, každý na jedné straně vidlicového motoru. Původní motor, měl jinou vnější charakteristiku, takže pak vypočtené okrajové podmínky nemohli být úplně přesně aplikovány na zkušební jednoválcový motor. Jiná vnější charakteristika znamená jiné tepelné toky, jiný výkon a moment a celkově jiná vstupní data pro simulace. Tyhle 3 režimy otáček mi posloužili na to, abych zjistil přibližné hodnoty a chování se chladícího vzduchu po obvodě válce. V tabulce níže je výpočet (Tab. 13) a porovnání točivého momentu. Jedná se o točivý moment jednoválcového zkušebního motoru a točivého momentu na jeden válec původního osmiválcového motoru.

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1800	1200	1000
Kroutící moment [Nm] - 8 válců	1400	1885	1952
Kroutící moment [Nm] - 1 válec	175	235,625	244
	(P <sub>max</sub> )		(M <sub>kmax</sub> )

Tab. 13 – Výpočet točivého momentu na jeden válec motoru

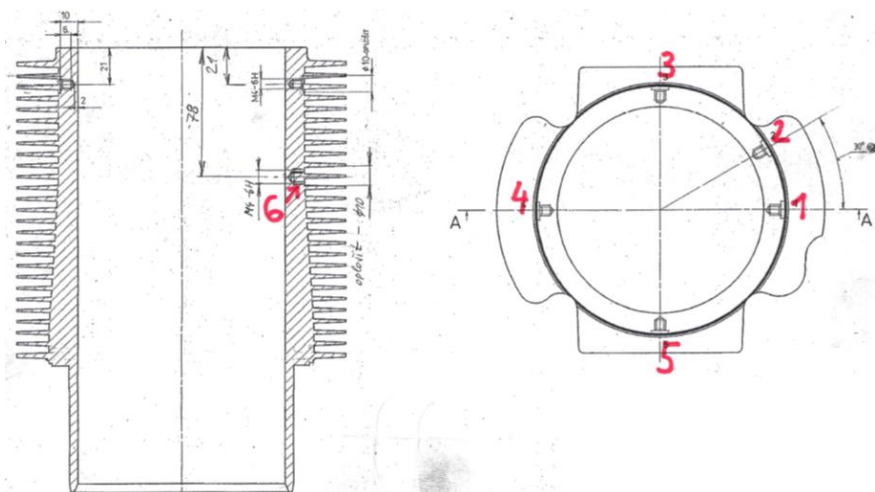
V Tab. 14 je porovnání točivého momentu a výkonu původního motoru se zkušebním motorem.



RPM	1800	1200	1000
Moment zadaný	209,69	253,8938	253,0512
Moment vypočtený	175	235,625	244
Absolutní odchylka [Nm]	34,69125	18,26883	9,05124
Relativní odchylka [%]	19,82357	7,75335	3,709525

Tab. 14 - Porovnání točivého momentu

Umístění termočlánků ve válci bylo zrealizováno dle Obr. 74.



Obr. 74 - Schéma uložení termočlánků v konstrukci válce

Je jasné, že válce motoru nejsou chlazeny úplně stejně, a jejich teplota v stejných místech měření osciluje. Z teplot termočlánků jsem tedy uvažoval průměry z obou válců. Průměrné hodnoty teplot naměřených na termočláncích obou válců jsou uvedeny v Tab. 15. Teplota bloku motoru byla naměřená jako konstanta s hodnotou 105 °C.

	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1800	1200	1000
		P <sub>max</sub>		M <sub>kmax</sub>
Označení	Zkoumaná oblast	Teplota [°C]		
V1	Termočlánky – průměrná hodnota	211	195	213
V2		218	197	215
V3		206	189	204
V4		172	164	178
V5		196	185	203
V6		145	189	154
BLOK	Blok motoru	105	105	105

Tab. 15 – Naměřená teplota definovaných míst válce motoru Tatra T3C-928-90

Tohle rozložení zkoumaných míst dle Obr. 74 jsem aplikoval i na model válce. Vytvořil jsem body v definovaných místech a nastavil zobrazení teploty v daných místech při výsledcích analýz.

Hodnoty okrajových podmínek závisí od proudu vzduchu, který válce chladí. Proud vzduchu je do oblasti žebrování přiváděn ventilátorem. Charakteristika chování ventilátoru motoru nebyla



definována, tak jsem se podle logistiky popsané v kapitole 2.4.2.1 snažil tohle chování správně naladit. Postup tepelné analýzy popíšu pro režim otáček  $1800 \text{ min}^{-1}$ .

Na určení rychlosti proudu vzduchu přiváděného mezi žebra mi poslouží vzorec pro výpočet tepelného toku na principu entalpické bilance

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot (T_1 - T_2)} \quad (35)$$

kde si nejdříve určím hmotnostní tok vzduchu. Tepelný tok  $\dot{Q}$  do konstrukce válce byl v programu GT-Power napočítán. Měrná tepelná kapacita vzduchu  $c_p$  se dá jednoduše dohledat podle teploty [36]. Jako teplotu nasávaného vzduchu  $T_2$  jsem uvažoval  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  a teplotní spád  $(T_1 - T_2)$  je  $3,5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Průměrná teplota vzduchu po obvodu válce je tedy kolem  $27 \text{ }^\circ\text{C}$ .

	Označení	Jednotka	Hodnota
<b>Tepelný tok</b>	$\dot{Q}$	W	2850
<b>Měrná tepelná kapacita vzduchu (27 °C)</b>	$c_p$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	1005
<b>Vstupní teplota vzduchu</b>	$T_2$	$^\circ\text{C}$	25
<b>Výstupní teplota vzduchu</b>	$T_1$	$^\circ\text{C}$	28,5
<b>Vypočtený hmotnostní tok vzduchu</b>	$\dot{m}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	0,81234

Tab. 16 – Výpočet hmotnostního toku vzduchu při otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$

Pak dle vzorce níže určím rychlost proudícího vzduchu.

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v \rightarrow v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad (36)$$

Hmotnostní tok vzduchu už znám, hustota vzduchu při  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  je dohledatelná hodnota ([36]) a plochu A jsem určil z geometrie válcové jednotky.

	Označení	Jednotka	Hodnota
<b>Hmotnostní tok</b>	$\dot{m}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	0,810234
<b>Hustota vzduchu (při 27 °C)</b>	$\rho$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1,16
<b>Plocha průřezu</b>	$A$	$\text{m}^2$	0,0298
<b>Vypočtená rychlost vzduchu</b>	$v$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	23,34

Tab. 17 – Výpočet rychlosti chladícího vzduchu při otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$

Pro ověření, jestli je tato rychlost vzduchu možná a reálná hodnota, jsem využil výpočtu pro odvod tepla chlazením válce z literatury [21]. Teplo odváděné chlazením se může vyjádřit vztahem:

$$Q \sim \lambda \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{1}{D} \quad (37)$$

Reynoldsovo číslo  $Re$  se dá vyjádřit jako:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (38)$$



Označení veličin s jejich jednotkami a výpočet přibližného tepla, které se dovede chlazením vzduchem je v Tab. 18.

	Označení	Jednotka	Hodnota
<b>Tepelná vodivost</b>	$\lambda$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	0,0258
<b>Rychlost proudění chladícího média</b>	$v$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	23,34
<b>Charakteristická délka (průměr válce)</b>	$D$	m	0,142
<b>Dynamická viskozita chladiva</b>	$\mu$	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	$2\cdot 10^{-5}$
<b>Hustota chladiva</b>	$\rho$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1,16
<b>Vypočtené Reynoldsovo číslo</b>	$Re$	-	210 975
<b>Prandtlovo číslo</b>	$Pr$	-	0,722
<b>Vypočtené teplo</b>	$Q$	W	<b>2900</b>

Tab. 18 - Přibližný výpočet odvedené tepla chladícím médiem

Porovnání tepla z GT-Power s teplem vypočteným na základě rychlosti proudícího vzduchu je v Tab. 19.

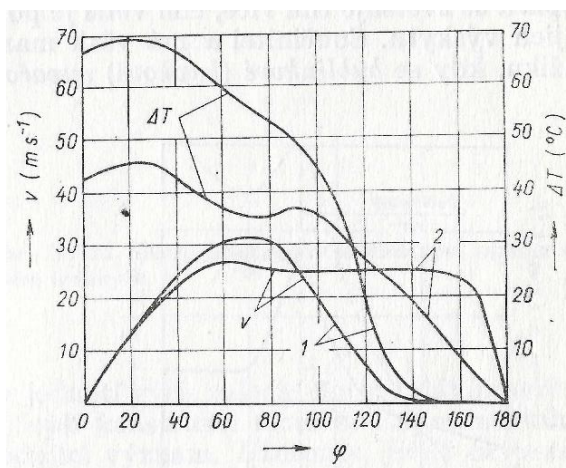
	Teplo GT-Power	Vypočtené teplo	Absolutní odchylka	Relativní odchylka
<b>Jednotka</b>	W	W	W	%
<b>Hodnota</b>	2850	2900	50	1,72

Tab. 19 - Porovnání tepla

Z porovnání plyne, že údaje byly vypočteny s dostatečnou přesností.

Dále jsem se řídil tím, že teplo z GT-Power, které válec přijal, musí být také odvedené chlazením.

Válec jsem si nejdřív rozdělil na 3 zóny, a to návětrnou, boční a závětrnou stranu. Když jsem odvedené teplo rozdělval do stran a pak do zón, boční strany by měli odevzdat nejvyšší množství tepla chladícímu médiu. Důvodem je, že čím vyšší je rychlost vzduchu, tím vyšší je tepelný tok. Na Obr. 75 je vidět důležitá závislost rychlosti proudu vzduchu mezi žebry po obvodě válce. Nejvyšší rychlost vzduchu je při hodnotách  $\phi$  v rozmezí 45–150 ° (celá boční strana a něco ze strany závětrné).



Obr. 75 - Závislost rychlosti proudu vzduchu „ $v$ “ mezi žebry a ochlazení stěny válce  $\Delta T$  u uspořádání 1 – bez deflektoru, 2 – s deflektorem



Teplotní spády vzduchu na jednotlivých stranách jsem vypočítal z rozdělení tepla ke každé straně Tab. 20. I tyto hodnoty jsem neuhodl hned na první pokus. Bylo zapotřebí provést řadu simulací a iteračním postupem to doladit tak, aby rozložení teplot na válci sedělo s teplotami naměřenými na termočláncích.

Strana válce	Vstupní efektivní teplota	Výstupní efektivní teplota	Odvedené teplo
	$T_1$ [°C]	$T_2$ [°C]	Q [W]
<b>Návětrná</b>	25	26,1	896
<b>Boční</b>	26,1	27,7	1303
<b>Závětrná</b>	27,7	28,5	651
<b>Sumace</b>			2850

Tab. 20 - Rozdělení tepla odvedeného chlazení do stran válce

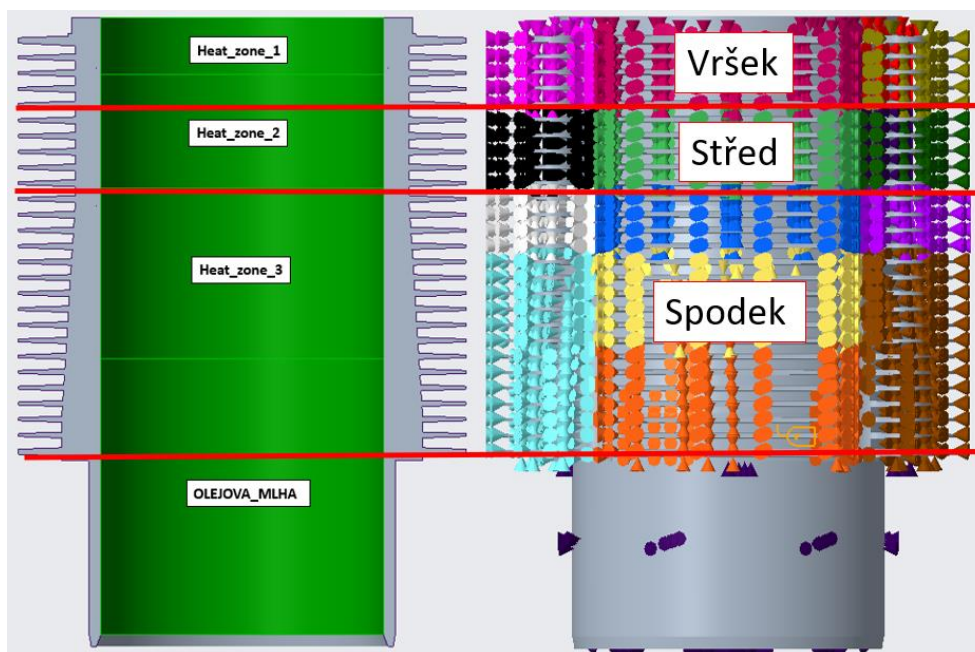
Teplota chladicího média v zónách je daná efektivní teplotou na každé straně válce. Efektivní teplotu dostaneme zprůměrováním vstupní a výstupní teploty každé strany (viz Tab. 21).

	Strana		
	Návětrná (Zóny A-D)	Boční (Zóny E-I)	Závětrná (Zóny J-M)
<b>Efektivní teplota média</b>	25,55	26,9	28,1

Tab. 21 - Hodnoty efektivní teploty chladicího média v rozdělených zónách válce

Po správném rozdělení tepla po stranách jsem musel odvod tepla rozdělit po výšce válce.

Válec jsem si rozdělil do dalších 3 zón označených jako *vršek*, *střed* a *spodek* (viz Obr. 76). Teplo, které zóna vršek (A, E, J) přijímá je celé teplo od zóny s označením *Heat\_zone\_1* a nějakou část zóny s označením *Heat\_zone\_2*. Tohle teplo musí také odevzdat chladicímu médiu. Na tomhle principu je možné dle vztahu (38) dopočítat součinitele přestupu tepla  $\alpha$  pro jednotlivé zóny, s přihlédnutím na jejich klesající průběh po obvodě válce. Samozřejmě teplo z vnitřku se nějakým způsobem přelévá do ostatních zón, a není to úplně jednoznačné. Každopádně tímto způsobem je možné se dopátrat k potřebným okrajovým podmínkám s dostatečnou přesností. *Střed* (B, F, K) přijme i odevzdá zbylé teplo z *Heat\_zone\_2*. Zóna *spodek* přijme i odevzdá teplo od *Heat\_zone\_3*. Olejová mlha chladí spodek válce jen velmi málo. Součinitel přestupu tepla olejové mlhy je hodně podobný vzduchu, každopádně teplota tohoto média se pohybuje kolem 106 °C, což je velmi podobná hodnota stěny válce obmývané touto mlhou. Z toho lze vydedukovat, že přestup tepla bude minimální. Přestup tepla z válce do bloku motoru je realizován kondukcí v dotykové ploše. Teplo, které se odevzdá je rovněž mnohem menší oproti žebrování válce, i přesto, že součinitel přestupu tepla  $\alpha$  kov na kov je mnohonásobně vyšší ( $6000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ).



Obr. 76 - Vertikální rozdělení válce do zón přestupu tepla

Výpočet druhé potřebné okrajové podmínky, tj. součinitele přestupu tepla  $\alpha$ , se dopočítá ze vztahu:

$$\dot{Q}_o = \alpha_Q \cdot S_Q \cdot (T - T_Q) \rightarrow \alpha_Q = \frac{\dot{Q}_o}{S_Q \cdot (T - T_Q)} \quad (39)$$

Plocha zón  $S_Q$  a teplota prostředí  $T_Q$  jsou známé parametry. Teplotu stěny  $T$  jsem iteračně zjišťoval simulacemi. Hodnotu tepla  $\dot{Q}_o$  jsem dopočítával na základě rozdělené distribuce tepla válce (vertikálně i po obvodu), popsané výše.

Po provedení několika desítek simulací se přenosy tepla jednotlivými zónami shodovali, teploty na termočláncích byly porovnatelné se skutečnými naměřenými (viz Tab. 23) a průběhy součinitele přestupu tepla měli klesající charakter. Tímhle způsobem jsem kalibroval okrajové podmínky i pro otáčky  $1000 \text{ min}^{-1}$  a  $1200 \text{ min}^{-1}$ . Výslední okrajové podmínky pro 3 režimy otáček původního osmiválcového motoru Tatra naměřenými teplotami jsou níže v Tab. 22.

Otáčky	$1800 \text{ min}^{-1} (P_{\max})$		$1200 \text{ min}^{-1}$		$1000 \text{ min}^{-1} (M_{k\max})$		Rozdělení
	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	T [°C]	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	T [°C]	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	T [°C]	
A	144	25,55	166	25,5	136	25,6	Návětrná strana
B	56		70		50		
C	30		40		25		
D	10		12		10		
E	123	26,7	158	26,7	130	27,15	Boční strany
F	48		64		45		
G	35		36		33		



<b>H</b>	17		20		18		
<b>I</b>	7		9		7		
<b>J</b>	76	27,7	115	27,7	88	28,55	Závětrná strana
<b>K</b>	42		42		30		
<b>L</b>	27		24		13		
<b>M</b>	11		11		9		
<b>BLOK</b>	6000	105	6000	105	6000	105	Uložení v
<b>Heat_zone_1</b>	413	604	326	786	292	801	Vnitřní stěna válce
<b>Heat_zone_2</b>	230	390	168	477	146	495	
<b>Heat_zone_3</b>	116	314	80	37	68	387	
<b>Olejevá mlha</b>	110	106	110	106,5	110	110	

Tab. 22 - Přehled okrajových podmínek válcové jednotky pro měření teplot

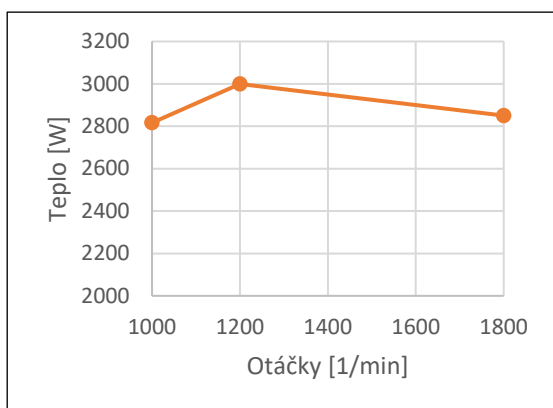
Srovnání teplot měřených bodů v modelu válce s teplotami termočlánků v reálné konstrukci válce jsou v Tab. 23.

Otáčky	1800 min <sup>-1</sup> (P <sub>max</sub> )		1200 min <sup>-1</sup>		1000 min <sup>-1</sup> (M <sub>kmax</sub> )	
	Teplota – termočlánek [°C]	Teplota – simulace [°C]	Teplota – termočlánek [°C]	Teplota – simulace [°C]	Teplota – termočlánek [°C]	Teplota – simulace [°C]
<b>V1</b>	211	211	196	195	213	213
<b>V2</b>	218	212	197	198	215	214
<b>V3</b>	206	200	189	188	204	201
<b>V4</b>	172	172	164	167	178	178
<b>V5</b>	96	200	185	189	203	202
<b>V6</b>	145	146	141	140	154	154

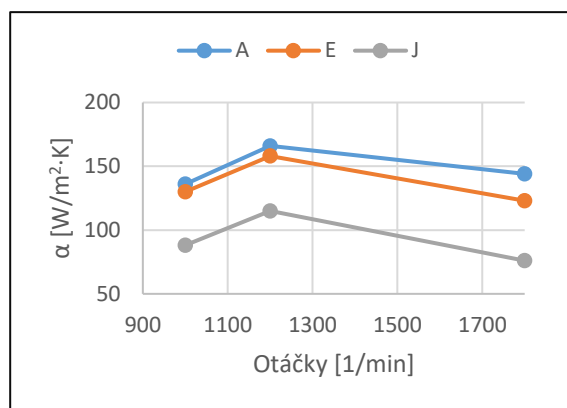
Tab. 23 - Srovnání teplot měřících bodů v simulacích s teplotami termočlánků ve válcové jednotce

Většina teplot se shoduje nebo se liší o 1 až 3 °C. Maximální odchylka je 6 °C. Tohle srovnání naznačuje správnou kalibraci okrajových podmínek chlazení válce. V tomhle momentě bylo zjištěno chování součinitele a teploty chladícího média po obvodě válce. Jak už bylo řečeno, tyto okrajové podmínky nemohou být použity pro zkušební jednoválcový motor, protože vnější charakteristiky s původním motorem se od sebe liší.

Po pečlivém prozkoumání vstupních dat tepelného chování obou motorů jsem dospěl k závěru, že velikosti součinitele přestupu tepla mají velmi podobný charakter průběhu při různých otáčkách jako je průběh přivedeného tepla do konstrukce válce. Srovnání je vidět na Graf 8 a Graf 9.

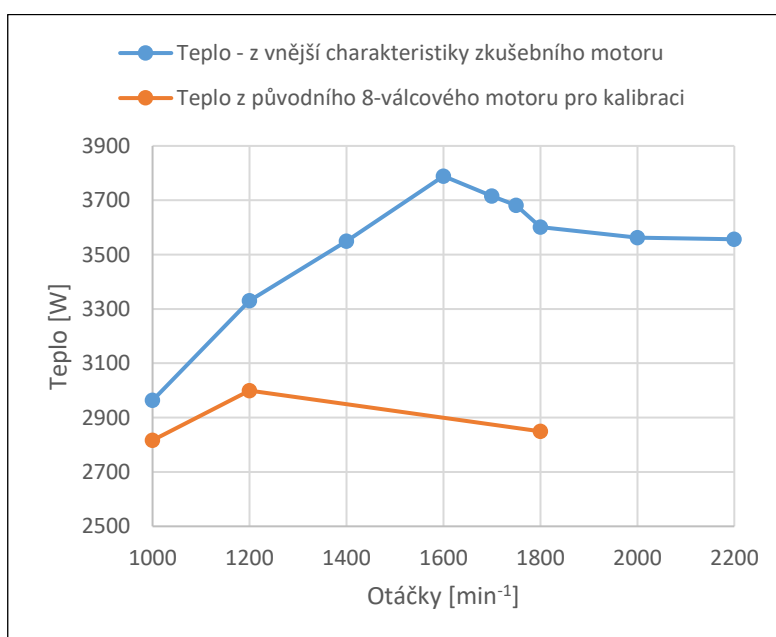


Graf 8 - Přivedené teplo do válce při různých otáčkách motoru



Graf 9 - Součinitel přestupu  $\alpha$  zón vršek při různých otáčkách motoru

Dá se tedy předpokládat, že chlazení jednoválcového zkušebního motoru s odlišnou vnější charakteristikou může být nastaveno na tomhle principu. Čím vyšší je tepelný tok do konstrukce válce, tím vyšší bude teplota a to znamená, že ventilátor musí do oblasti žebrování přivádět více vzduchu pro lepší odvod tepla, aby se válec udržel v provozních teplotách. Takže se zvýší i jednotlivé součinitele přestupu tepla. Porovnání tepelných toků do konstrukce válce je na Graf 10.

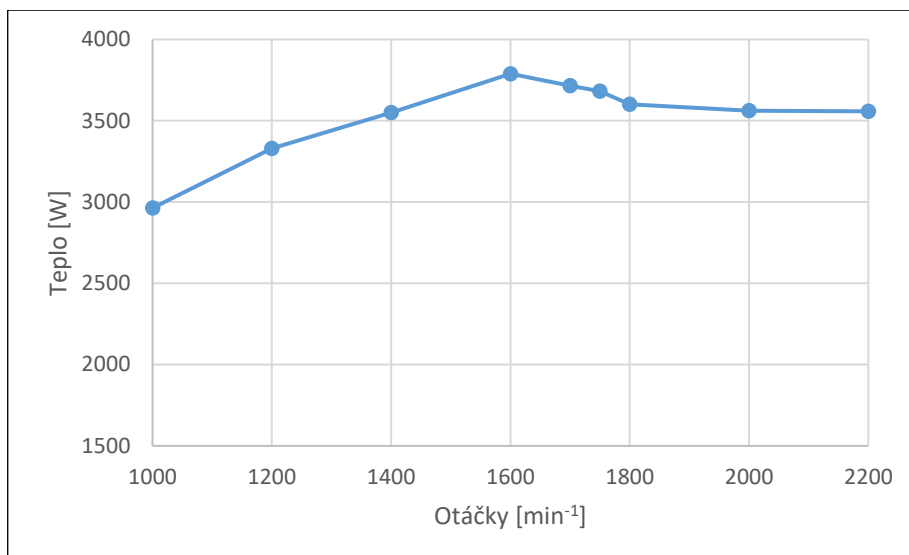


Graf 10 - Tepelné toky do konstrukce válce

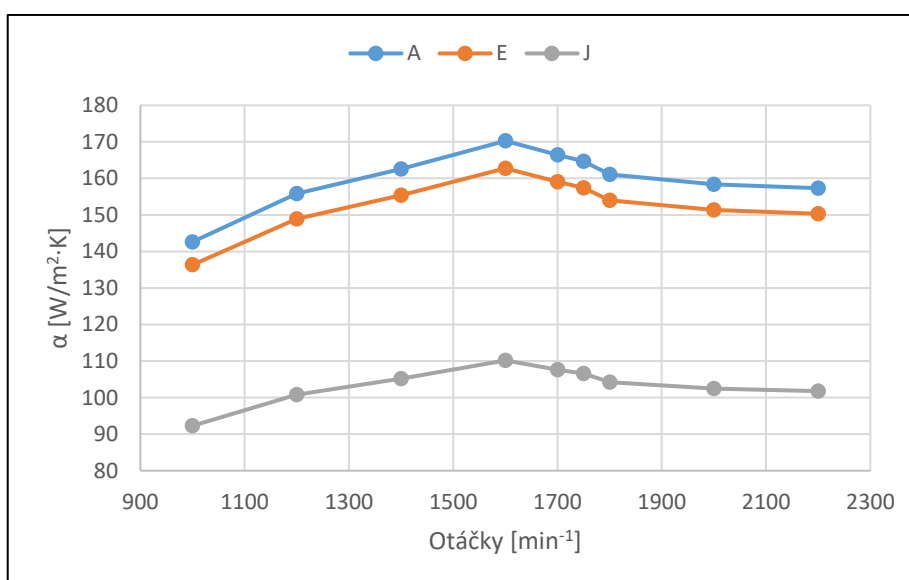
Když se tedy hodnoty vypočtených součinitelů  $\alpha$  původního osmiválcového motoru vynásobí podílem tepelných toků při stejných režimech otáček, měli bychom dostat hodnoty součinitelů přestupu tepla, které vyhovují zkušebnímu motoru. Pro režimy otáček 1000 min<sup>-1</sup>, 1200 min<sup>-1</sup> a 1800 min<sup>-1</sup> se dají určit přesně a pro ostatní otáčky se určí odhadem dle průběhu zatížení. Součinitele příslouchají jisté rychlosti proudu vzduchu přiváděného mezi žebra válce. Tak by se dalo určit, jak by mělo vypadat ideální chování ventilátoru při provozu jednoválcového zkušebního motoru.

Tímhle způsobem jsem naladil všechny okrajové podmínky pro všechny otáčky motoru. Jako příklad jsem znázornil křivku průběhu součinitele  $\alpha$  pro zónu vršek (A, E, J) při otáčkách 1800 min<sup>-1</sup>, která má stejný charakter jako křivka přivedeného tepla dle předpokladu (viz Graf 11, Graf 12).





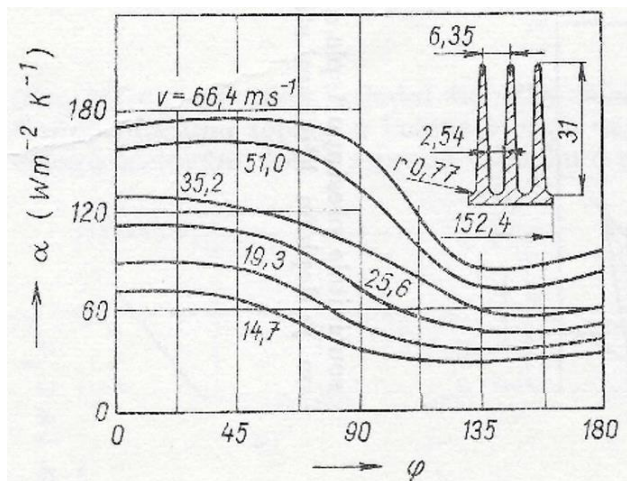
Graf 11 - Teplo přivedené do konstrukce válce zkušebního motoru při různých otáčkách



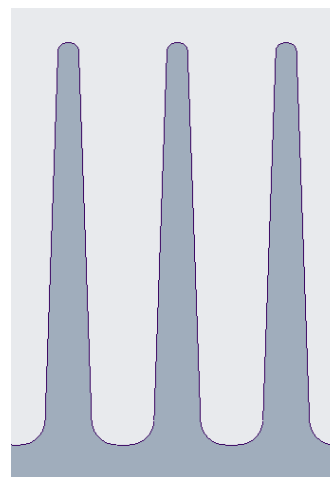
Graf 12 - Součinitele přestupu tepla zóny vršek (A, E, J) zkušebního motoru při různých otáčkách

Před aplikací do modelu a vyhodnocování teplotní analýzy jsem provedl porovnání vypočteného průběhů součinitele přestupu tepla  $\alpha$  se skutečným očekávaným chováním po obvodě válce dle literatury [21].

Po obvodě válce by měl mít klesající charakter, jak je vidět na Obr. 77. Tahle závislost je právě pro podobný tvar žebra, který je použitý v konstrukci zkoumaného válce (Obr. 78). Samozřejmě jsem pak v kalibraci bral ohled i na malé odlišnosti s porovnáním se zkoumaným válcem jako jsou šířka, výška a rozteč žebíř. Každopádně se žebra tvarově shodují.

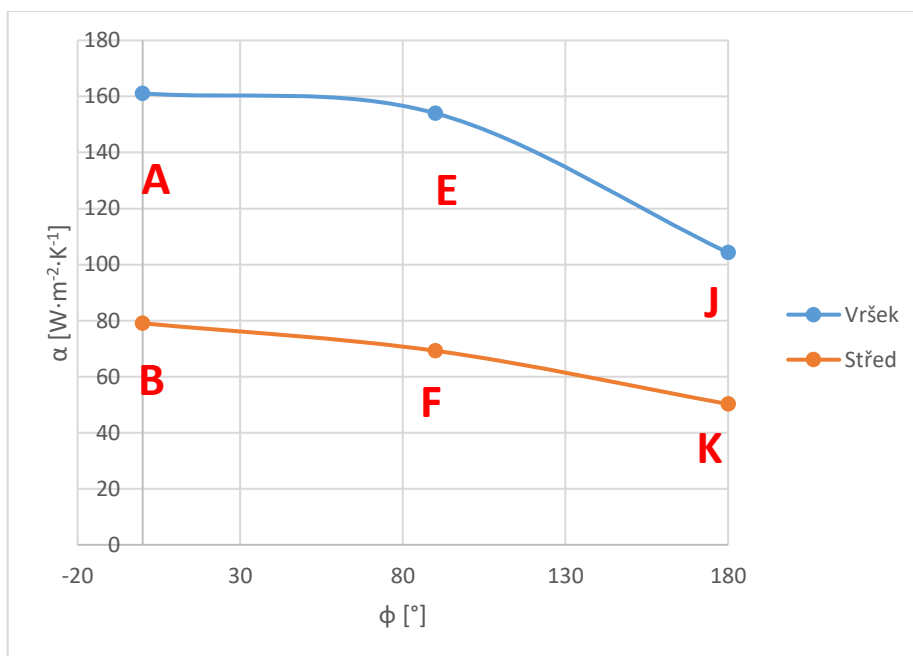


Obr. 77 - Průběh součinitele přestupu tepla  $\alpha$  po obvodě válce při dané geometrii žebrování



Obr. 78 - Tvar žebër na modely válce

Pro ukázkou je níže uveden graf mnou vypočtené závislosti součinitele  $\alpha$  po obvodu válce (Graf 13).



Graf 13 - Závislost součinitele přestupu tepla  $\alpha$  po obvodě válce v závislosti na úhlu natočení  $\phi$  od směru proudícího vzduchu v režimu otáček 1800 min<sup>-1</sup>

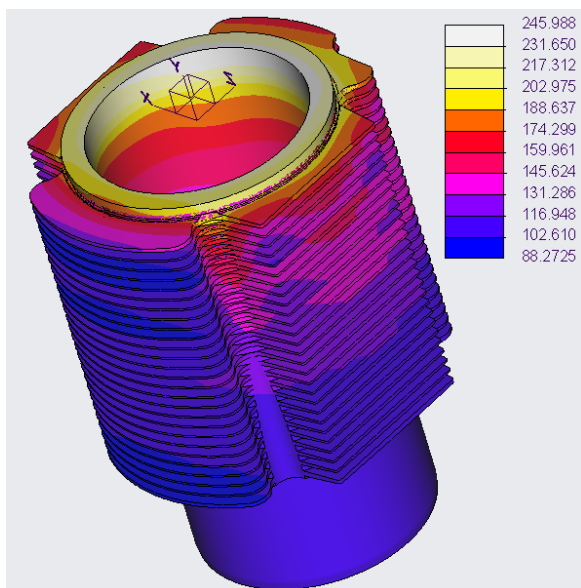
Tím, že válec byl po obvodu rozdělen jedním do 3 zón, není možné získat přesnou křivku průběhu. Křivku jsou sestaveny z 3 bodů průměrného efektivního součinitele  $\alpha$  pro jednotlivé zóny. Důležité ale je, že mají klesající charakter a odpovídá to skutečnosti.

Zóna *Spodek* v grafu není zobrazena, protože rozdělení počtu zón po stranách není početně stejné. Porovnání by nemělo správnou výpovědní hodnotu. Válec je krytován deflektory, které by měli proud vzduchu usměrňovat na vrchní část válce, kde je nejvyšší tepelné namáhání, proto jsou ve vrchní části součinitele vyšší.

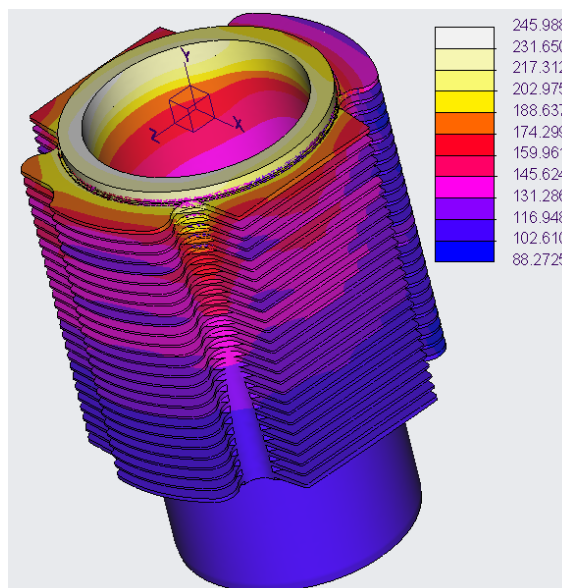


### 3.3.2 Výsledky tepelného zatížení válce

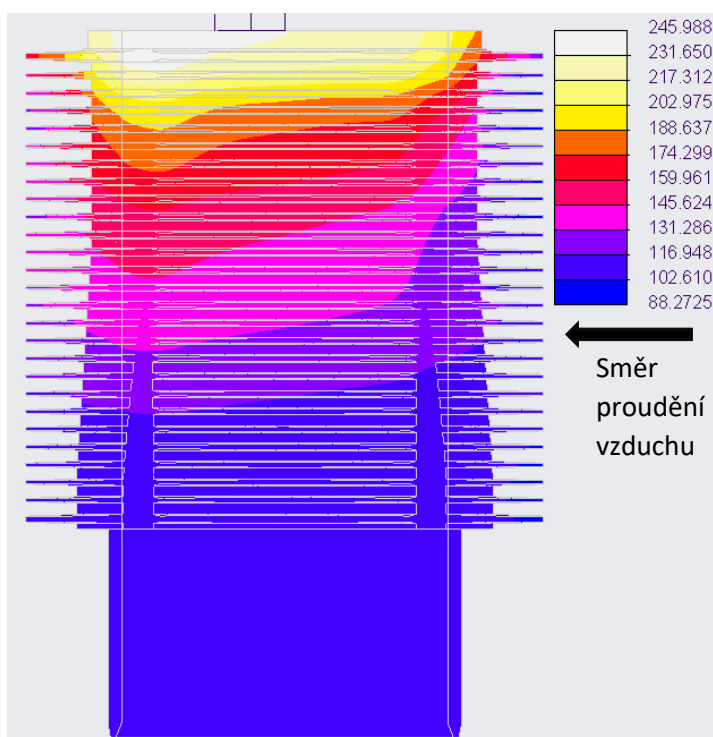
Předpokladem bylo, že nejvyšší teplotní namáhání komponentu bude v stavech, kdy je buď nejvyšší teplota spalin ve spalovacím prostoru nebo nejvyšší součinitel přestupu tepla  $\alpha$  spalin. Po provedení všech analýz pro jednotlivé otáčky vyšlo najevo, že nejvyšších teplot dosahoval válec při otáčkách  $1600 \text{ min}^{-1}$ , i přesto, že v tomhle režimu otáček není nejvyšší teplota spalin ani součinitel spalin  $\alpha$ . Také jsou v tomhle režimu otáček dle mého nastavení chladícího účinku nejvyšší součinitele přestupu tepla vzduchu. Z toho vyplívá, že režim otáček  $1600 \text{ min}^{-1}$  je z pohledu jeho teplotního zatížení nekritičtější režim. Průběh teploty na konstrukci válce je na Obr. 79, Obr. 80, Obr. 81.



Obr. 79 - Rozložení teplot na válci při pohledu na návětrnou a boční stranu



Obr. 80 - Rozložení teplot na válci při pohledu na závětrnou a boční stranu



Obr. 81 - Průběh teplot na válci při pohledu v řezu válce



Nejvyšší dosažená teplota se nachází na ve spalovacím prostoru v horní části závětrné strany s hodnotou 246 °C. Rovněž teploty měřících bodů V1 – V6 reprezentující termočlánky, měli tomhle režimu nejvyšší hodnoty. Pro válec z šedé litiny platí, že do teploty 300 °C neztrácejí požadované mechanické a tepelné vlastnosti. Takže tuto podmínku válec splňuje a značí správnost výsledků.

Z důvodu rozdílné teploty stěn spalovacího prostoru po obvodu válce, by při pohybu pístu v horní úvratí mohlo dojít k nedostatečnému těsnění pístními kroužky. Zejména teplota v oblasti 1. pístního kroužku v horní úvratí by po obvodu válce neměla překročit rozdíl teplot přibližně 40°C. Válec naftového motoru má splňovat tyto podmínky, každopádně jsem pro jistotu správnosti výsledků tuto kontrolu provedl pro všechny režimy otáček (Tab. 24).

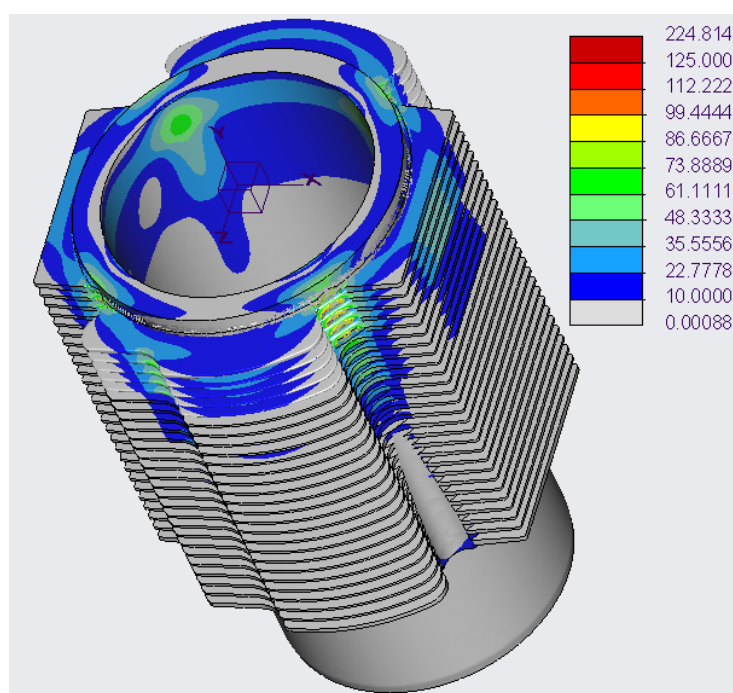
Jako kontrolní body jsem zvolil termočlánky označené V1 a V4, oba naproti sobě v směru proudění chladiva.

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
V1 [°C]	198	202	204	207	205	205	204	204	203
V4 [°C]	164	168	170	173	172	172	172	172	172
Rozdíl [°C]	34	34	34	34	33	33	33	32	31
Dovolený rozdíl [°C]	40	40	40	40	40	40	40	40	40

Tab. 24 – srovnání teploty po obvodě válce v oblasti 1. kroužku pístu v horní úvratí

Všechny rozdíly teplot po obvodě válce jsou v toleranci.

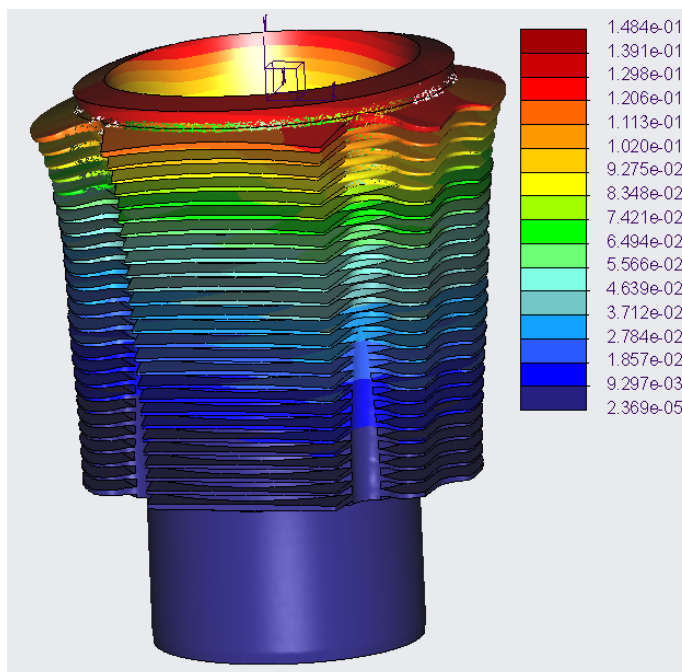
Tepelné namáhání uvažujeme jako nízko cyklické namáhání. Při tomhle namáhání je dovolená mez únavy vyšší než při vysoko cyklickém mechanickém namáhání od talků plynů. Dovolené meze se liší nejen od druhu namáhání ale taky od teploty. Čím vyšší je teplota materiálu, tím nižší má dovolenou mez únavy. Po aplikaci nekritičtějšího teplotního rozložení válce do strukturální analýzy válce byli výsledky následovny (Obr. 82).



Obr. 82 - Napětí na válci od teplotního zatížení v režimu otáček 1600 min<sup>-1</sup>

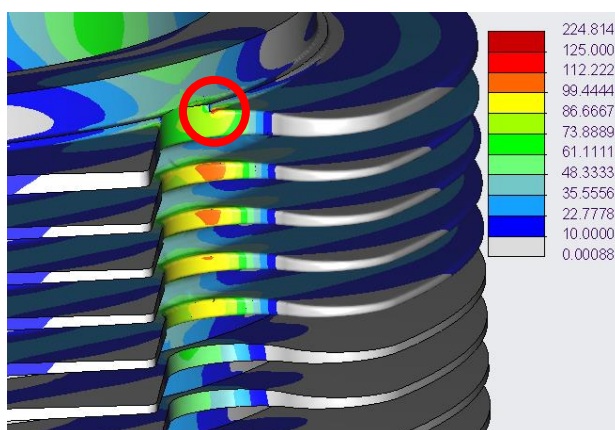


Z pohledu je vidět, které části válce jsou nejvíce zatíženy od teploty. Válec se při zvýšení teploty tepelně rozpíná a deformuje, což způsobuje vznik napětí. Deformovaný stav modelu s rozložením posunutí je na Obr. 83.

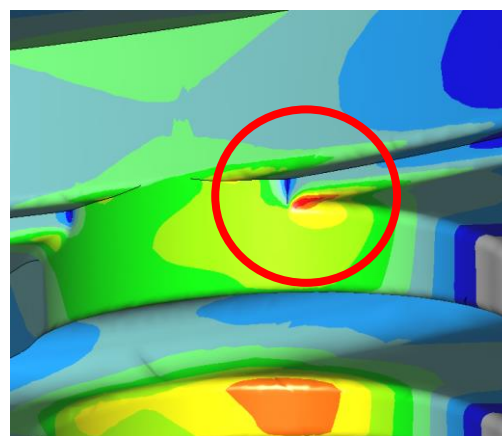


Obr. 83 - Deformace válce od tepelného zatížení

Nejvíce namáhanými místy jsou oblasti výřezů pro uložení hlavových šroubů. Detail je zobrazen na Obr. 84.

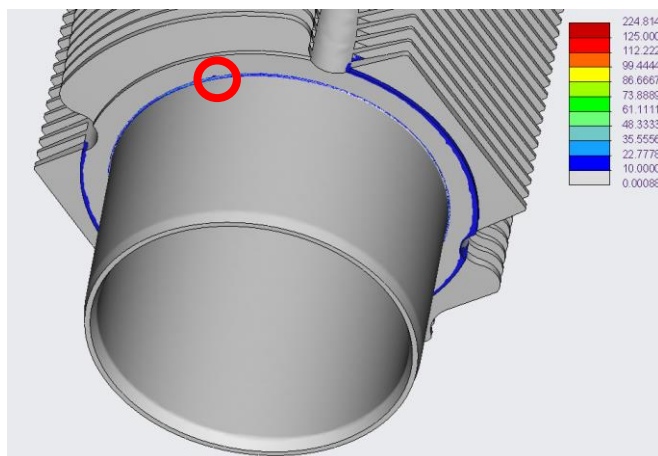


Obr. 84 - Detail na kritickou zónu

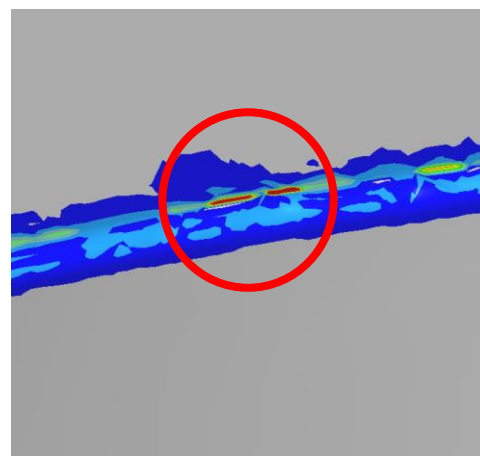


Obr. 85 - Místo největšího zatížení

Při pohledu na detail maximálního namáhání (Obr. 85) je v červené kružnici označena oblast s nejvyšší hodnotou napětí. Hodnota v tomto místě je kolem 124 MPa. Nepodařilo se mi zjistit jaké jsou hodnoty mezi únavy šedé litiny ČSN 42 2435 při nízko cyklickém namáhání a různé teplotě. Porovnávací hodnotu jsem uvažoval jako mez kluzu (257 MPa). V konečném důsledku tedy bude důležité, jaké bude nejvyšší napětí od teplotního namáhání válce vodíkového motoru. Jestli klesne nebo vzroste a z toho usoudit závěr, jestli konverzi vydrží. Koncentraci napětí v hraně uložení válce jsem neuvažoval. Tahle oblast se vyskytuje jen na jednom místě po obvodu. Válec je tam uchycen jako vetknutí, tak se tam napětí koncentruje a nechová se jako ve skutečnosti (Obr. 87).



Obr. 86 - Maximální hodnota v oblasti uchycení modelu

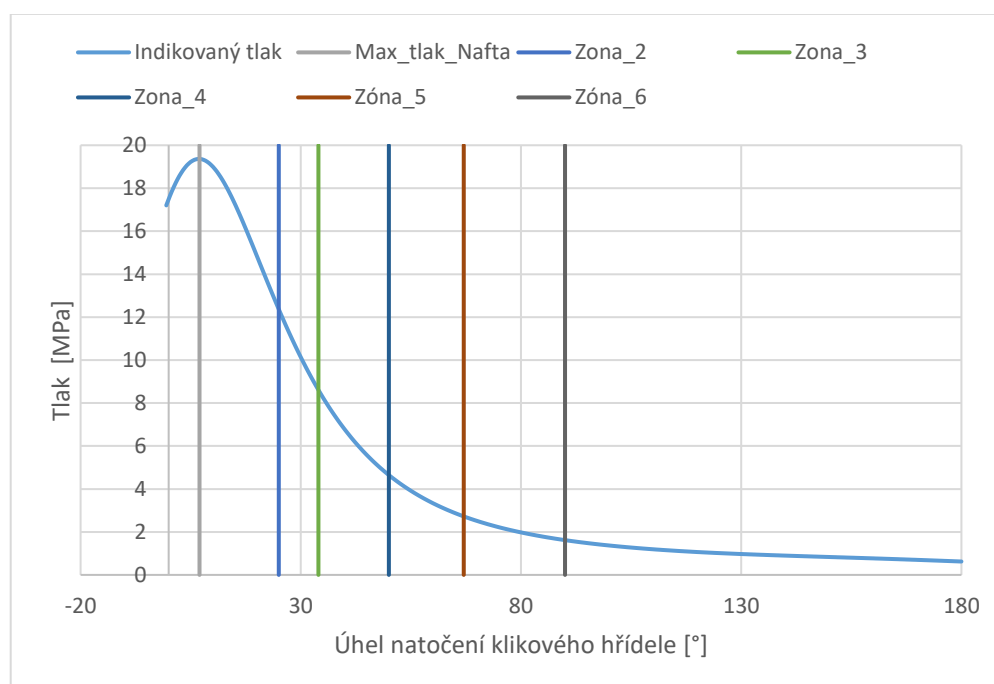


Obr. 87 - Napětí v oblasti uchycení válce

### 3.4 Mechanické namáhání válce – nafta

#### 3.4.1 Rozbor zatěžujících sil a příprava modelu

Válec je cyklicky namáhán od tlaku plynů ve spalovací komoře a také je po celou dobu zatížen silou od předpětí hlavových šroubů. Tlak ve válci cyklicky mění svou velikost a mění se také plocha válce, na kterou v daném okamžiku cyklu tlak působí. Hlavní úvaha zatížení válce od tlaku plynů byla vybrat režim otáček s nejvyšší indikovanou hodnotou spalovacího tlaku a následně dle průběhu indikátorového diagramu aplikovat jednotlivé tlaky v tomhle režimu na stěnu válce podle toho, v jaké výšce se píst v daném okamžiku nachází. Z dynamické analýzy víme, že nejvyšší spalovací tlak se objevil v režimu otáček  $1600 \text{ min}^{-1}$ . Tenhle tlak se nachází těsně za horní úvratí na počátku expanzního zdvihu. Z indikátorového diagramu jsem oddělil část expanzního zdvihu a tu jsem rozdělil na 6 části dle Graf 14.



Graf 14 - Průběhu indikovaného tlaku ve spalovací komoře při expanzi v režimu otáček  $1600 \text{ min}^{-1}$

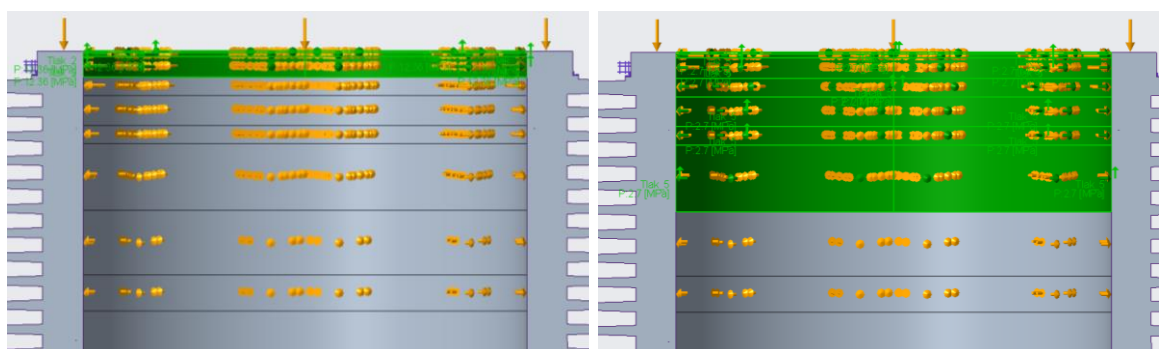


Výšky zón jsem volil dle vlastního uvážení z průběhu tlaku. Neuvažoval jsem zatížení po celé délce zdvihu 140 mm ale jen do poloviny, protože v spodní části válce, když je píst blíže oblasti dolní úvratí, je tlak mnohem nižší a nezpůsobuje kritické napětí. Jednotlivé zóny s jejich výškou od vrchní hrany válce, zatěžujícího tlaku a označení je v Tab. 25.

	Tlak na zónu	Výška zóny od hrany válce	Úhel natočení kliky
	[MPa]	[mm]	[°]
<b>1_max_tlak</b>	19,36	0,52	7
<b>2</b>	12,36	7	25
<b>3</b>	8,53	12	34
<b>4</b>	4,58	25	50
<b>5</b>	2,70	43	67
<b>6</b>	1,61	70	90

Tab. 25 - Rozdělení zón válce pro talkovou zátěž

Tlak a úhel natočení klikového hřídele jsem odečetl z poskytnutého indikátorového diagramu a výšku zóny jsem počítal z kinematiky klikového mechanismu popsané v kapitole 3.2.1. Tlakové zatížení na zóny modelu vypadalo dle snímků níže (Obr. 88, Obr. 89).



Obr. 88 - Tlakové zatížení na zónu 2

Obr. 89 - Tlakové zatížení na zónu 5

Předpětí, které působí na válec jsem počítal z osových sil šroubů. Kolega, který měl model hlavy válce se šrouby mi poskytl typ šroubů, dle kterých jsem si dohledal potřebné parametry a průměry dosedací plochy šroubu. Pro výpočet osově síly v jednom šroubu jsem využil vztah

$$F_o = \frac{2 \cdot M_k \cdot 10^3}{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + d_s \cdot f_m} \quad (40)$$

Hodnotu utahovacího momentu jsem našel v dílenské příručce vozidel Tatra 815 [37] a ostatní parametry jsem dohledal v strojnických tabulkách dle typu šroubu. V následující tabulce (Tab. 26) jsou uvedeny jednotlivé hodnoty i s vypočtenou osovou silou v jednom šroubu.

<b>Utahovací moment šroubu</b>	$M_k$	130	Nm
<b>Střední průměr závitu</b>	$d_2$	14,701	mm
<b>Úhel stoupání</b>	$\gamma$	2,755	°
<b>Redukovaný třecí úhel</b>	$\varphi'$	30	°



<b>Střední průměr dosedací plochy</b>	$d_s$	20,75	mm
<b>Součinitel tření</b>	$f_m$	0,15	-
<b>Osová síla v 1 šroubu</b>	$F_o$	<b>55 331,96</b>	N

Tab. 26 - Výpočet osově síly v 1 šroubu

Výpočet celkové síly ve všech šroubů.

$$F_4 = 4 \cdot F_o = 4 \cdot 55331,96 = \mathbf{221\ 328\ N} \quad (41)$$

Tlakové zatížení na plochu válce.

$$p_{\text{předpjetí}} = \frac{F_4}{S} = \frac{221\ 328}{9893} = 22,37\ \text{MPa} \quad (42)$$

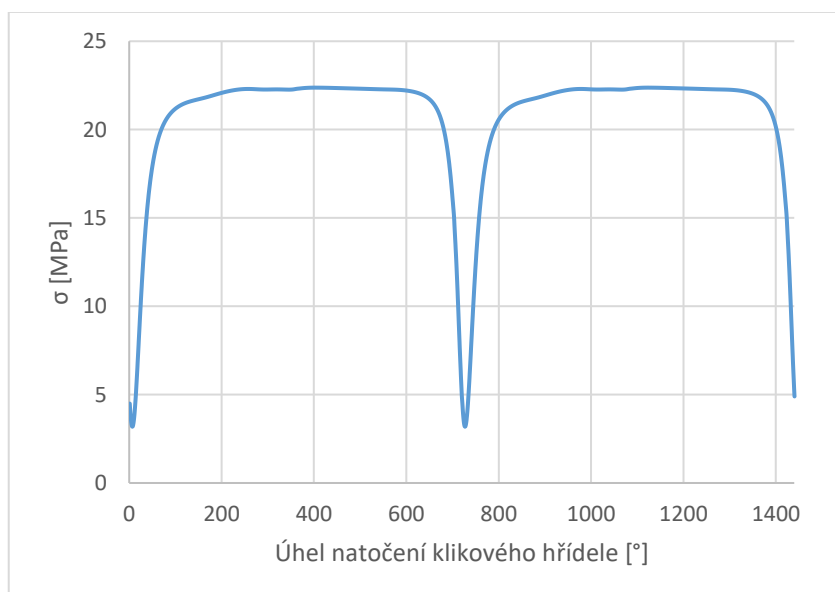
Jako kontrola velikosti síly od předpjetí šroubů může sloužit porovnání této vypočtené síly s maximální primární silou od tlaku plynů. Primární síla od tlaků plynů tlačí nejen píst směrem dolů ale taky tlačí hlavu válce do opačného směru a odlehčuje hlavové šrouby. Ideální by bylo cyklické pulzující namáhání šroubů.

	<b>Od tlaků plynů (max -1600 min<sup>-1</sup>)</b>	<b>Od předpjetí šroubů</b>	<b>Rozdíl sil</b>
<b>Síla</b>	216 760	221 328	4568

Rozdíl sil je kladná hodnota. To znamená že se jedná o cyklické pulzující namáhání šroubů. Předpjetí tedy vyhovuje provozním požadavkům motoru.

V 6 stavech, které jsem si zvolil pro zatížení vnitřní stěny válce, jsem odečetl předpjetí z Graf 15 v čase korespondujícím s tlakem ve válci.

Graf 15 jsem vytvořil tak, že tlak od předpjetí šroubů a tlak od spalin jsem od sebe upravením na totožní plochu odečítal při různém natočení klikového hřídele a dostal hodnoty předpjetí, které působí na válec.



Graf 15 - Křivka pulzujícího charakteru napětí na válec od předpjetí šroubů

Minimální napětí  $\sigma_{\min}$  má hodnotu 22,37 Mpa a maximální napětí  $\sigma_{\max}$  je 3,18 MPa. Hodnoty přesně v 6 zvolených stavech jsou v Tab. 27.

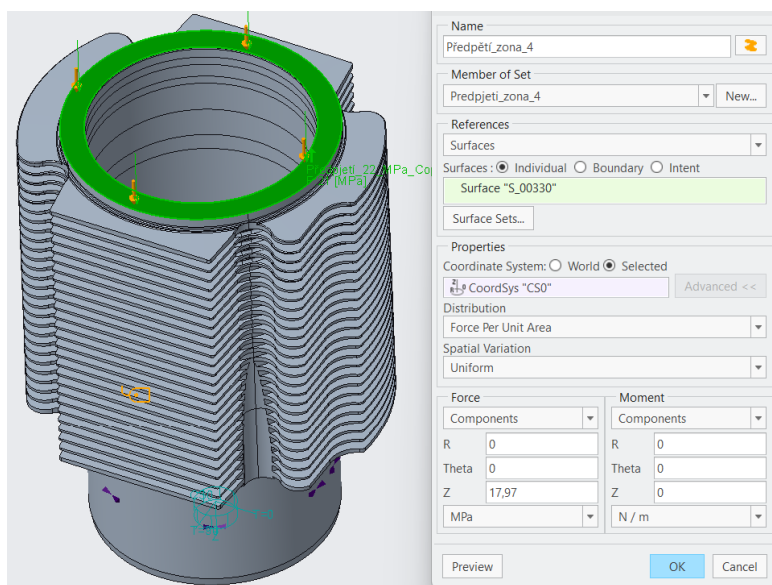




Stav zatížení	Tlak [MPa]	Úhel natočení kliky [°]
1_max_tlak	3,19	7
2	10,19	25
3	14,02	34
4	17,97	50
5	19,85	67
6	20,94	90

Tab. 27 - Vypočtený tlak působící na válec od předpjetí šroubů v 6 stavech zatížení

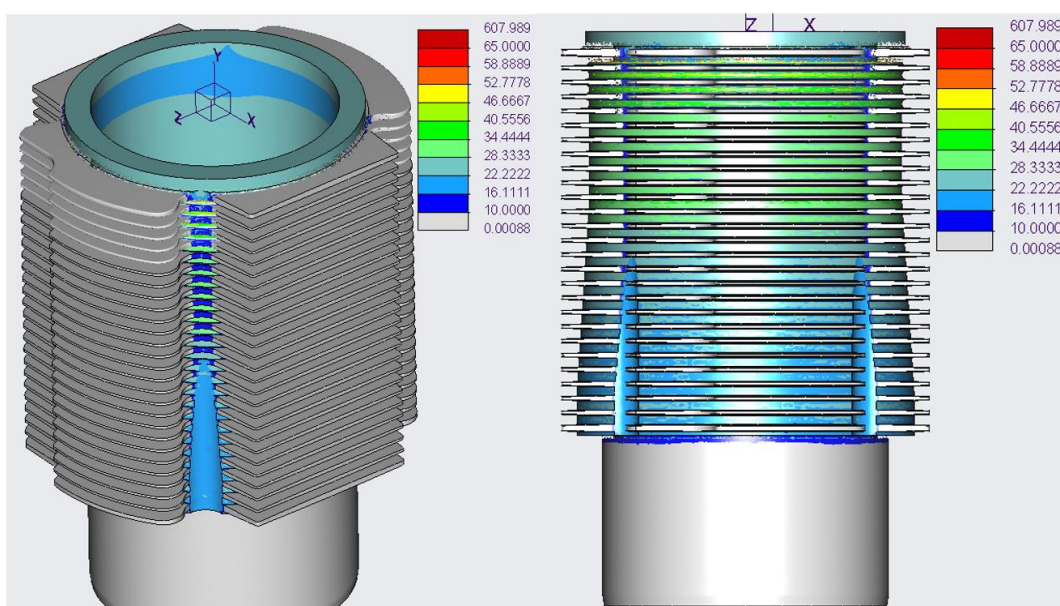
Tohle zatížení od předpětí bylo aplikováno na model válce dle Obr. 90.



Obr. 90 - Příklad aplikace zatížení od předpjetí šroubů (pro stav 4)

### 3.4.2 Výsledky mechanického namáhání válce

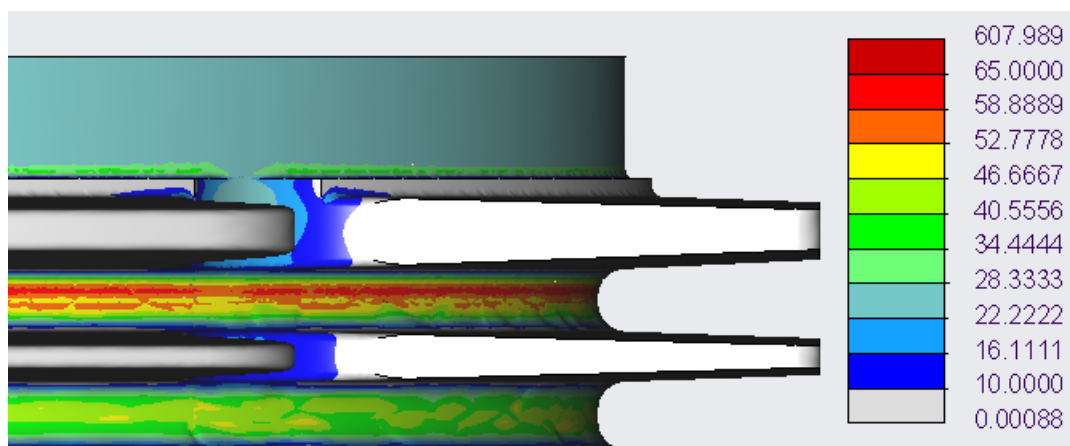
Při zatížení od samotného nejvyššího předpětí šroubů (22,37 MPa) bylo rozložení napětí dle Obr. 91. Je to stav kdy motor není v provozu a spalovací tlaky neodlehčují předpjetí ve šroubech.



Obr. 91 - Namáhání válce od nejvyšší hodnoty předpjetí



Kritická oblast je zaoblení mezi prvním a druhým žebrem na válci (Obr. 92).

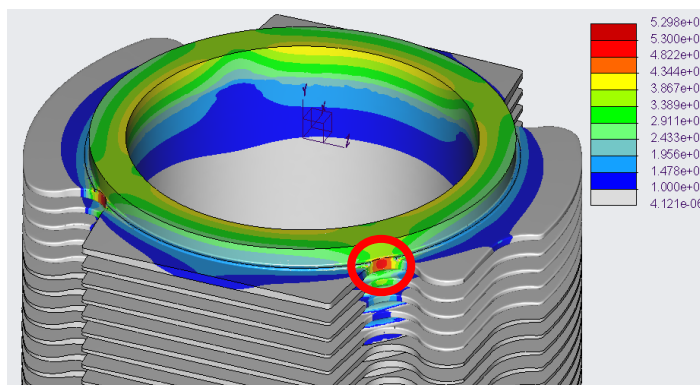


Obr. 92 - Detail na kritickou oblast zatížení od předpjetí

Maximální napětí dosahuje hodnotu 64 MPa. Napětí 608 MPa je v okrajové podmínce uchycení a zanedbávám ho. Koncentrace tohoto napětí je jenom v ojedinělých místech jako tomu bylo při zatížení od teploty což neodpovídá skutečnému chování.

Nejzajímavější režim otáček při provozu motoru je režim  $1600 \text{ min}^{-1}$ , kde se objevilo jak maximální teplotní zatížení, tak maximální spalovací tlak (19,36 MPa). Nejvyšší napětí od mechanického zatížení (tlak plynů + předpětí) se objevilo v stave při zatížení zóny 3.

Namáhání od samotného tlaku plynů v zóně 3 je zobrazeno na snímkách níže (Obr. 93, Obr. 94).



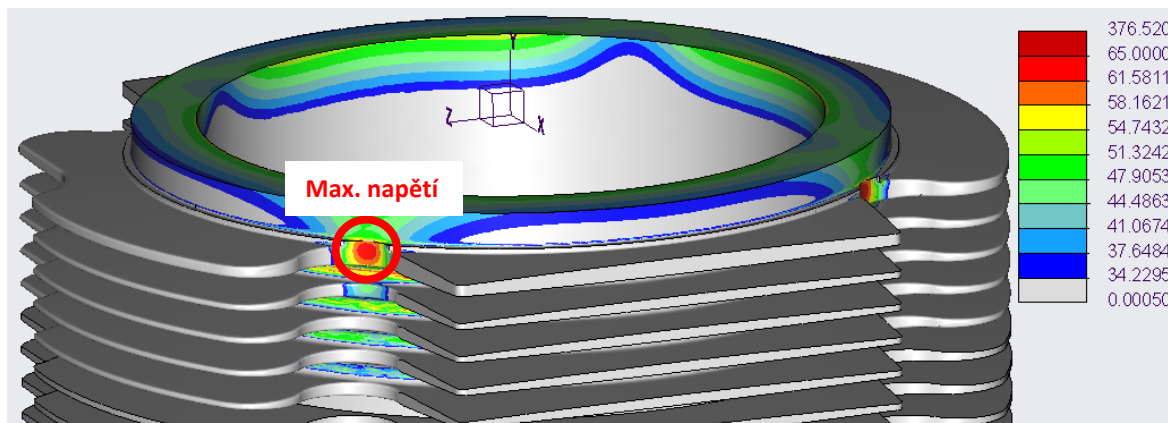
Obr. 93 - Rozložení napětí na válci při zatížení od tlaků plynů na zónu 3



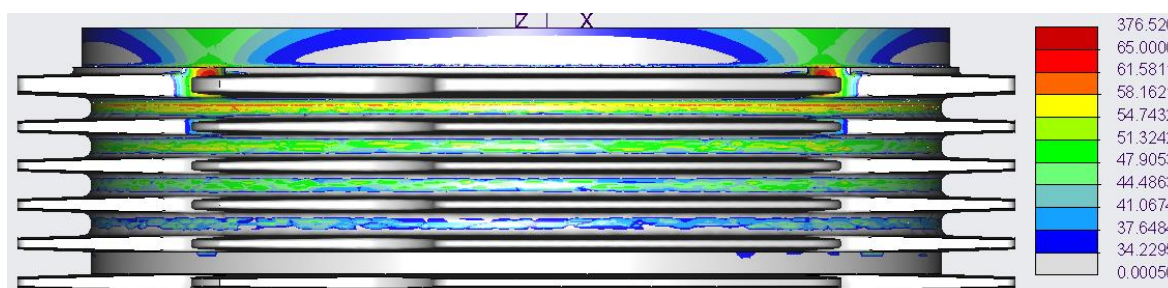
Obr. 94 - Detail na kritickou oblast



Při kombinaci tlaku plynů a předpjetí vypadalo rozložení napětí na válci následovně (Obr. 95, Obr. 96). Napětí od téhle kombinace budu porovnávat s mezí únavy při vysoko cyklickém namáhání.



Obr. 95 - Napětí na válci při zatížení od předpjetí a tlaku plynů na zónu 3



Obr. 96 - Napětí na válci při zatížení předpjetí a tlaku plynů na zónu 3

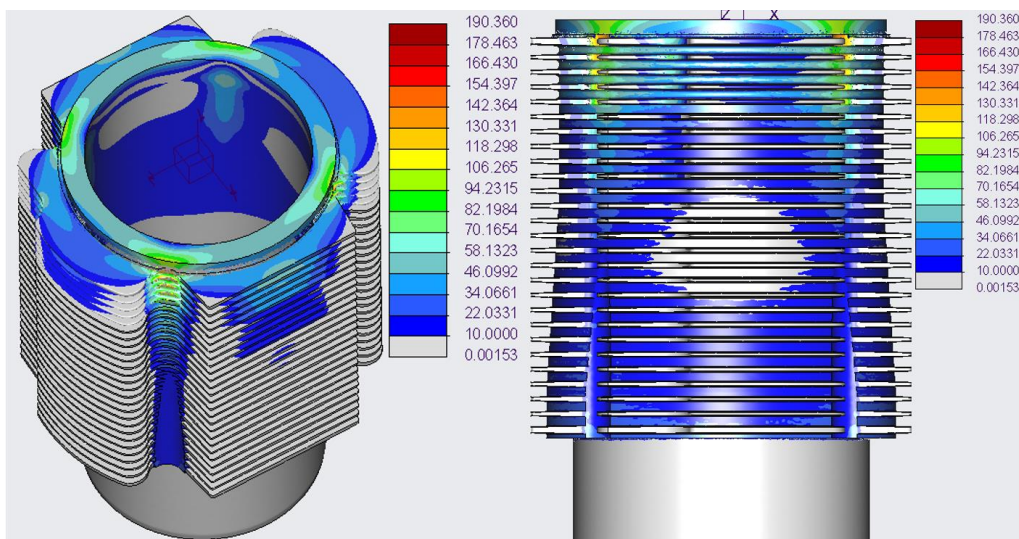
Maximální napětí dosahuje hodnotu 65 MPa což v srovnání s mezí únavy při vysoko cyklickém zatížení 85 MPa je vyhovující hodnota. Válec vyhovuje provoznímu zatížení.

Nejdůležitější ale je kombinace napětí od mechanického a také tepelného zatížení.

### 3.5 Tepelně-mechanická zátěž válce – nafta

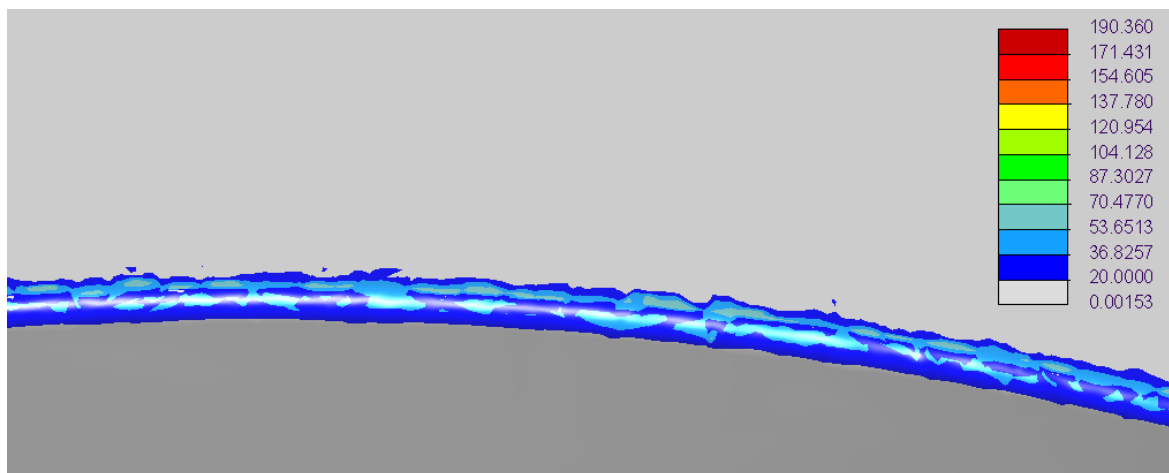
Tepelně-mechanické zatížení nebude porovnávat s dovolenými mezemi. Po konzultaci s vedoucím práce jsme došli k závěru, že srovnání namáhání s dovolenými mezemi by mělo být rozděleno do vysoko cyklického (od mechanických sil) a nízko cyklického (od teploty) namáhání. Kombinace těchto 2 stavů není porovnatelná s únavou pevností. Samozřejmě je ale důležité vědět, jak se chová napětí na součástech při kombinaci tepelného a mechanického namáhání. Nejvyšší napětí od tepelně mechanického namáhání komponentů naftového motoru budu porovnávat s komponentami po konverzi motoru na vodíkový. Tak zjistím, jestli je kombinované namáhání vyšší nebo nižší.

Nejvyšší napětí válce od kombinace tepelného a mechanického namáhání je v režimu otáček 1600  $\text{min}^{-1}$  a dosahuje hodnotu 190 MPa (viz Obr. 97).



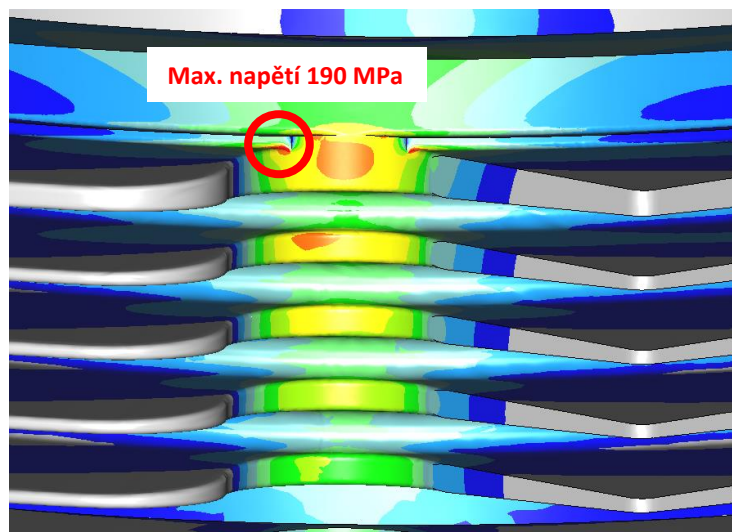
Obr. 97 - Rozložení napětí na válci v režimu otáček  $1600 \text{ min}^{-1}$  při tepelně-mechanickém zatížení (zóna 3)

Napětí v uchycení dosahuje při kombinaci reálnější hodnoty, a to kolem kolem 70 MPa (Obr. 98).



Obr. 98 - Napětí v okrajové podmínce uchycení válce

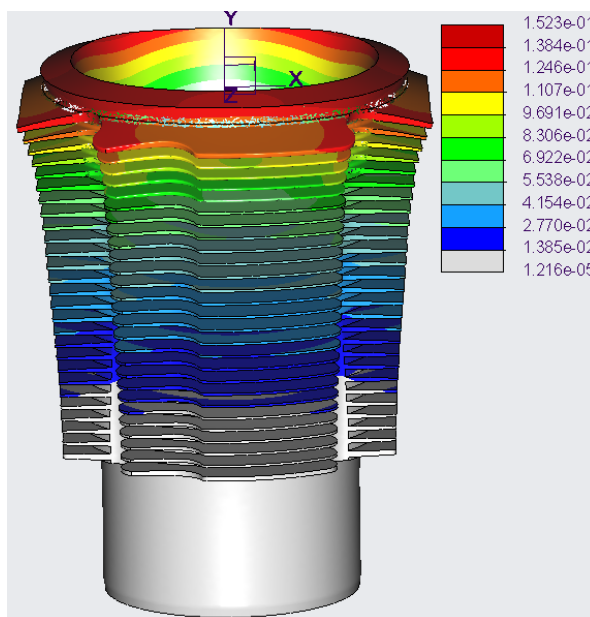
Nejnamáhavějším místem je zaoblení zobrazené na Obr. 99.



Obr. 99 - Kritické místo namáhání při tepelně-mechanickém zatížení válce



Deformace válce při tepelně-mechanickém zatížení je na Obr. 100.



Obr. 100 - Deformace válce při tepelně-mechanickém zatížení (zóna 3) v režimu otáček  $1600 \text{ min}^{-1}$

### 3.6 Tepelné zatížení pístu – nafta

#### 3.6.1 Příprava modelu a kalibrace okrajových podmínek

Podobně jako tomu bylo u válcové jednotky, okrajové podmínky jako tepelný tok ze spalin do pístu, součinitel přestupu tepla spalin a teplotu spalin jsem dostal v datovém souboru. Okrajové podmínky odvodu tepla z konstrukce pístu bylo zapotřebí zjistit a kalibrovat.

Materiál pístu jsem zvolil hliníkovou slitinu AlSi12CuMgNi. Slitina je velmi často používaná pro písty spalovacích motorů z důvodu její příznivých tepelných a mechanických vlastností.

Vlastnosti jsou také závislé na teplotě. Celému modelu jsem přiřadil jednu vhodně zvolenou hodnotu z každé vlastnosti kromě meze únavy (Tab. 28). Podařilo se mi zjistit hodnoty meze únavy při různých teplotách a taky různém cyklickém zatížení (Tab. 29).

	Označení	AlSi12CuMgNi (AA 4032)
Fyzikální vlastnosti	Hustota [ $\text{Kg/m}^3$ ]	2680
	Youngův modul pružnosti [GPa]	82
	Poissonovo číslo [-]	0,34
	Měrná tepelná kapacita [ $\text{J/KgK}$ ]	870
	Koeficient roztažnosti [ $1/\text{K}$ ]	$19,4 \cdot 10^{-6}$
	Tepelná vodivost [ $\text{W/mK}$ ]	143
Mechanické vlastnosti	Mez pevnosti při $25 \text{ °C}$ [MPa]	370
	Mez kluzu při $25 \text{ °C}$ [MPa]	315

Tab. 28 – Vlastnosti materiálu pístu [38], [39]

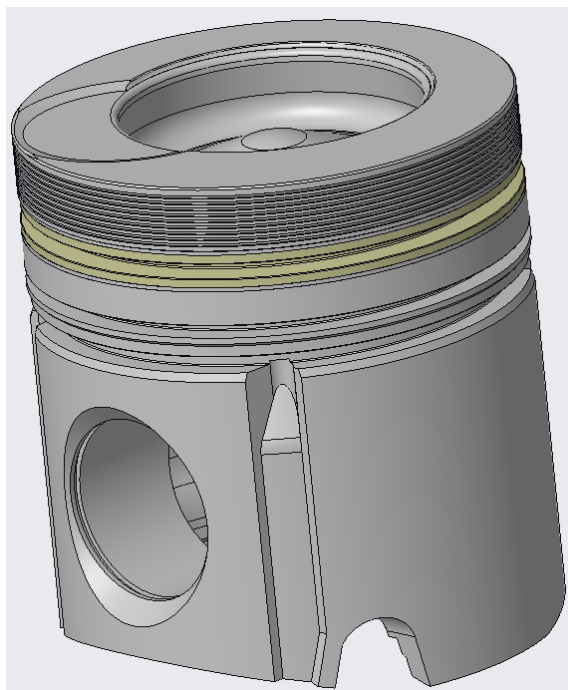


Teplota [°C]	Mez únavy materiálu [MPa]	
	Vysoko-cyklické namáhání (10 <sup>4</sup> cyklů)	Nízko-cyklické namáhání (10 <sup>6</sup> cyklů)
24	262	207
149	207	165
204	186	138
260	131	114

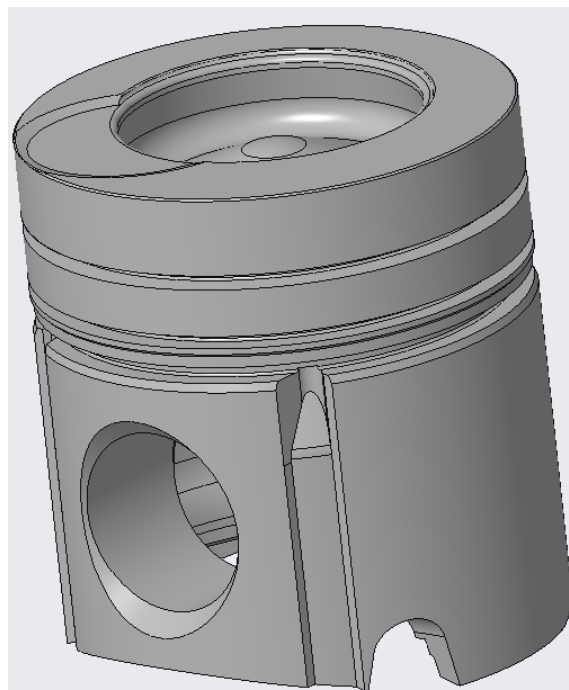
Tab. 29 - Hodnoty meze únavy materiálu pístu při různých stavech [39]

O materiálu nosiče 1. pístního kroužku jsem také neměl informace. Z dostupné literatury jsem se dočetl, že se vyrábí ze slitiny Fe-Ni, Fe-Co nebo také z litiny nerezist (Ni-resist, co je litina legovaná niklem). Budu předpokládat, že napětí, které vznikne v drážce pro 1. pístní kroužek bude vyhovující a budu sledovat, jestli hodnoty v drážce ve vodíkové verzi stoupají nebo klesají.

Model také přešel jistým zjednodušením, které je vidět na Obr. 101 a Obr. 102.

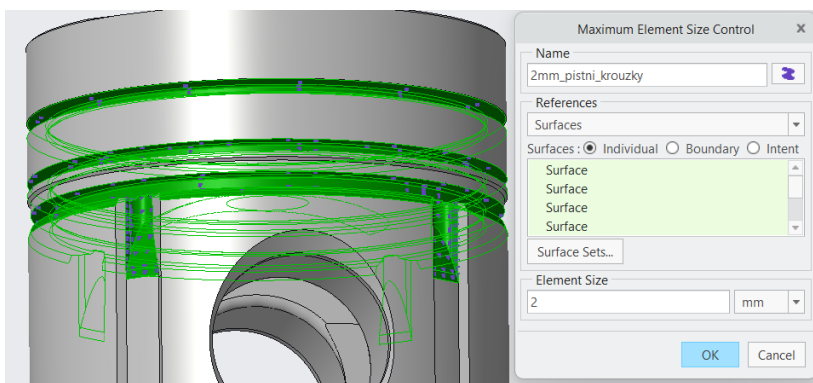


Obr. 101 - Původní model pístu



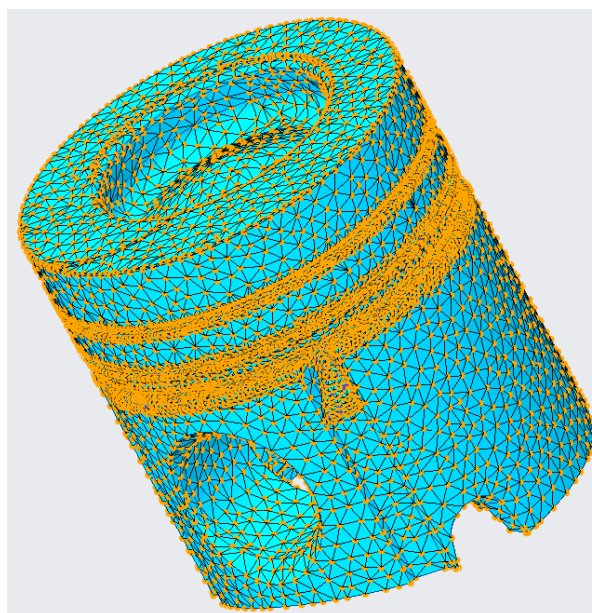
Obr. 102 - Zjednodušený model pístu

Drážky na horním můstku pro zachytávání karbonu a drážky pro pojistní kroužky pístního čepu byly odstraněny. Nosič 1. pístního kroužku byl taky odstraněn a celý píst je vytvořen z jednoho materiálu. Síť jsem nastavil velikost elementů 5 mm. V drážkách pro pístní kroužky a kanálech pro odvod motorového oleje jsem síť zjemnil na 2 mm (Obr. 103). V těchto oblastech se později vyskytovalo největší napětí.



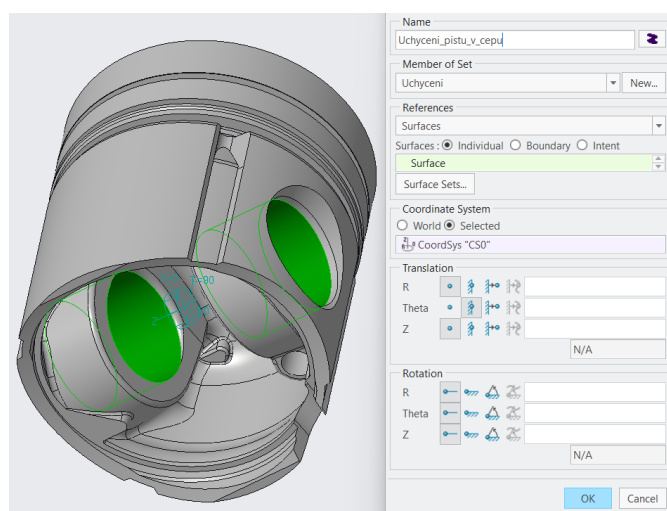
*Obr. 103 - Zjemnění sítě v oblastech nejvyššího namáhání*

Model s vytvořenou sítí pro MKP výpočty je viděn na Obr. 104.

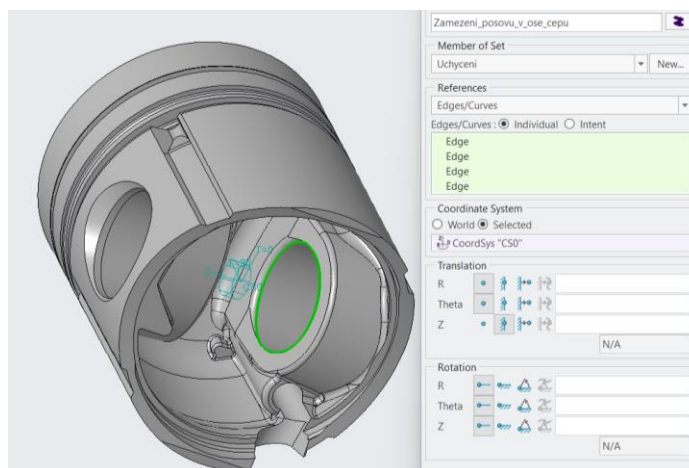


*Obr. 104 - Vytvořená síť na modely pístu*

Uchycení jsem realizoval vytvořením cylindrického souřadného systému v ose pístního čepu. Plochám dotyku s pístním čepem jsem zamezil rotaci kolem osy (Obr. 105). Pohyb v ose pístního čepu jsem zamezil uchycením hrany v směre osy čepu z dle Obr. 106.

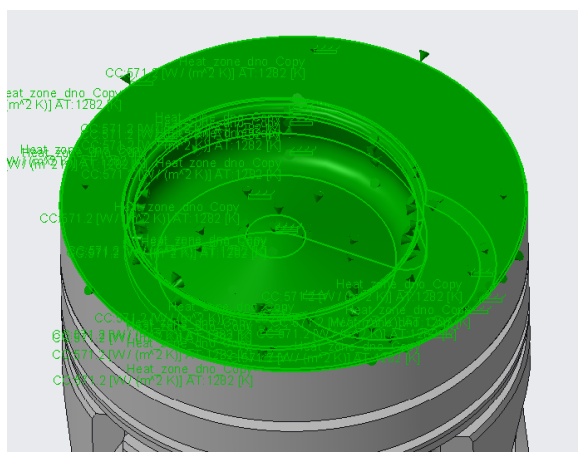


*Obr. 105 - Uchycení pístu v čepu*



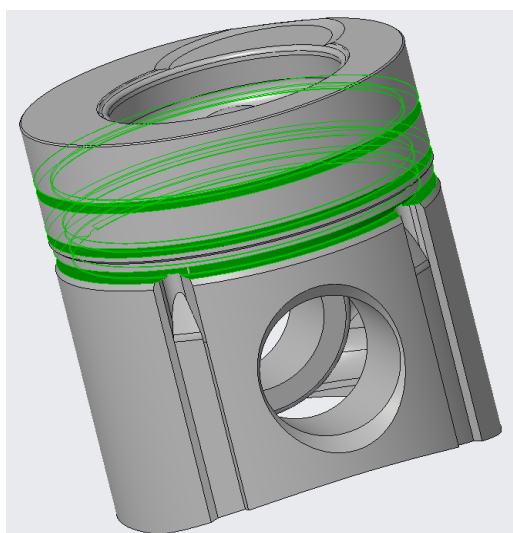
*Obr. 106 - Zamezení posuvu pístu v směře osy čepu*

Zadané hodnoty pro přívod tepla do modelu bylo simulováno přes dno pístu (viz Obr. 107).

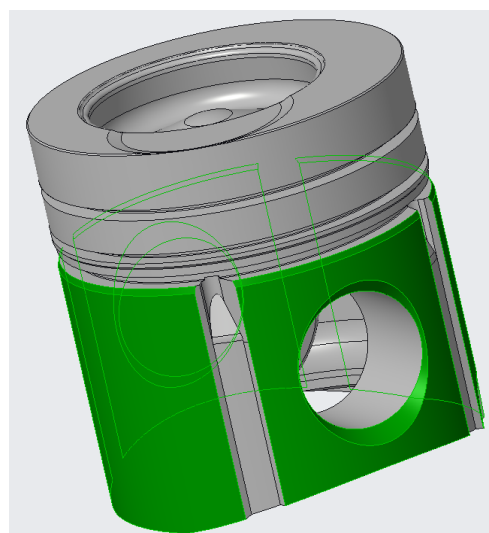


*Obr. 107 - Plocha přívodu tepla od spalín přes dno pístu*

Zóny odvodu tepla (chlazení) pístu jsem rozdělil následovným způsobem.

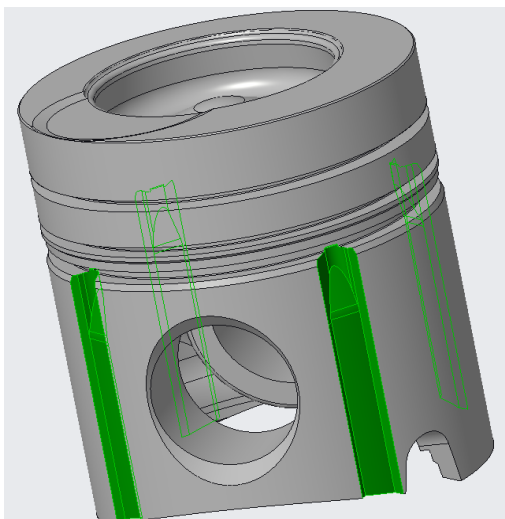


*Obr. 108 - Odvod tepla drážkami pro pístní kroužky*

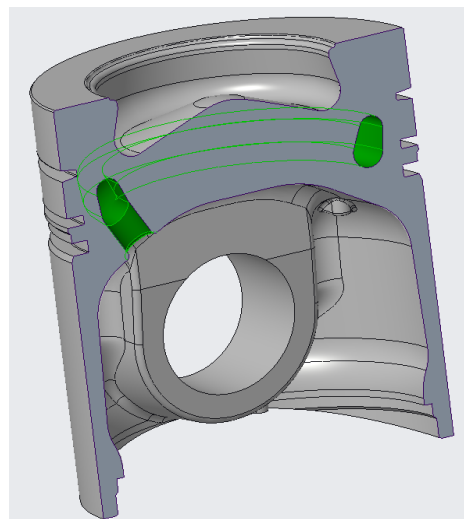


*Obr. 109 - Odvod tepla pláštěm pístu*

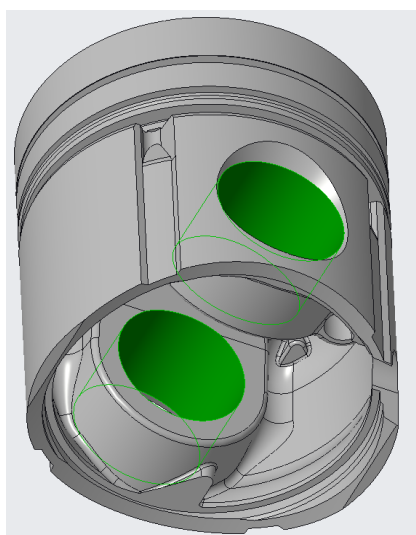




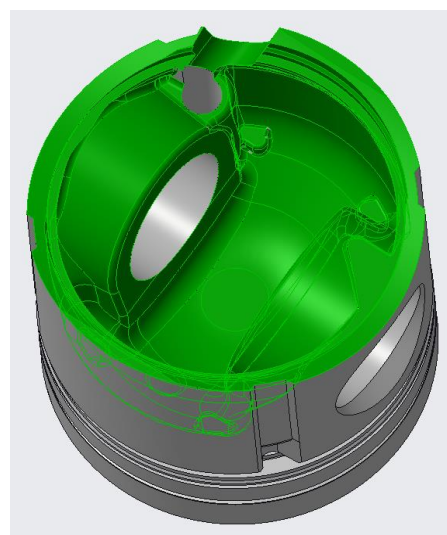
Obr. 110 - Odvod tepla kanály pro odvod oleje



Obr. 111 - Odvod tepla chladící galerií uvnitř pístu

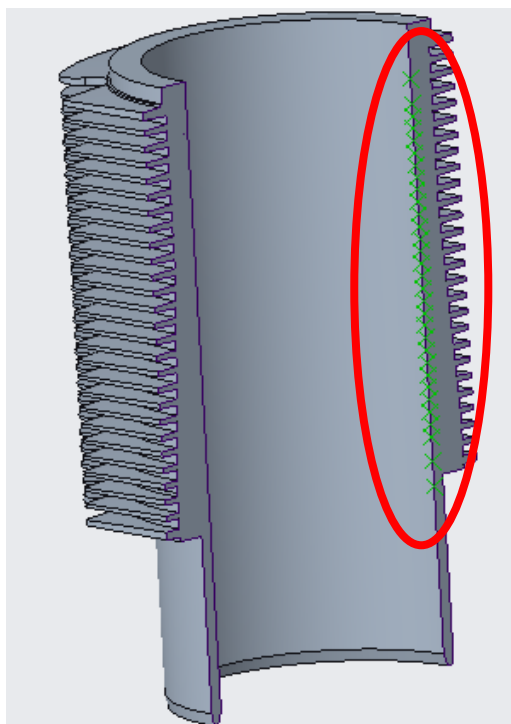


Obr. 112 Odvod tepla plochami uložení pístního čepu



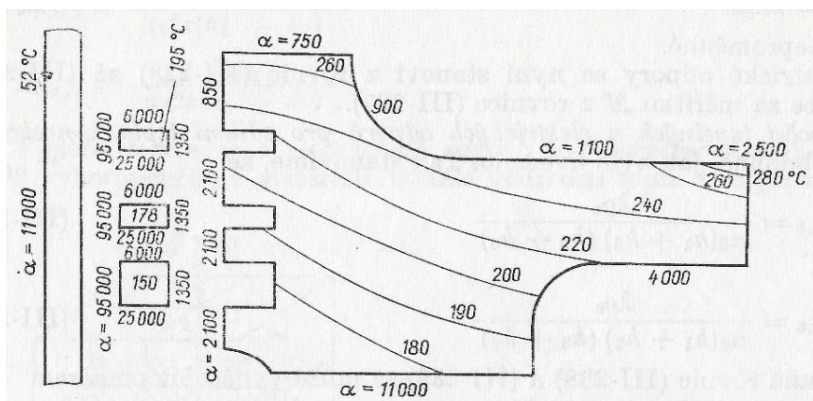
Obr. 113 - Odvod tepla vnitřní dutinou pístu

Teplota chladiva v případě drážek pro pístní kroužky byla stěna válce. Bylo za potřebí zjistit průměrnou teplotu oblasti stěny válce v které se jednotlivé pístní kroužky pohybují po celé délce zdvihu. Pro každý kroužek jsem zjistil výšku od hrany válce, když je píst v horní úvrati a dolní úvrati. Táto délka měla 140 mm. Vytvořil jsem 45 bodů pro měření teploty, pro každý kroužek 15 bodů. Umístění bodů je na boční straně, protože tam se nachází průměrná teplota na obvodu vnitřní stěny válce v dané výšce (Obr. 114).



Obr. 114 - Vytvořené body pro měření teploty po celé délce zdvihu pístu

Všechny tyto vypočtené průměrné hodnoty stěny pro každou drážku jsou v tabulkách v přiloženém excelovém souboru. Součinitele přestupu tepla pro pístní kroužky je velmi složité určit. Tyto součinitele byli odhadováni dle Obr. 115 a následně simulacemi kalibrovány do požadovaných hodnot, aby koruna pístu nepřesahovala dovolené hodnoty (zejména drážka pro 1. pístní kroužek).



Obr. 115 - Přibližné hodnoty součinitele přestupu tepla po povrchu pístu

Okrajové podmínky pro plášť pístu jsem určil z metodiky tepelných odporů [40]. Vypočítal jsem jeden tepelný odpor části mezi pístním pláštěm a stěnou válce kde jsem předpokládal souvislý olejový film.

Typ oleje jsem zvolil SAE 15W-40, který se běžně používá pro starší techniku a nákladní motorová vozidla. [41]

Výpočet tepelného odporu byl zrealizován dle vztahu [40]:

$$R = \frac{\ln\left(\frac{r_{\text{válec}}}{r_{\text{plášť}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{olej}} \cdot h} \quad (43)$$



Poloměr pláště  $r_{plášt}$  jsem určil odečtením montážní vůle mezi pístem a válcem z dílenské příručky vozidel TATRA 815 [37]. Pak z tepelného odporu byl dopočítán součinitel přestupu tepla  $\alpha$  dle vztahu [40]:

$$\alpha = \frac{1}{S_{ef} \cdot R} \quad (44)$$

Označený proměnných s jejich hodnotami a vypočtené veličiny jsou uvedeny v Tab. 30.

<b>Poloměr válce – poloměr vrtání</b>	$r_{válec}$	0,12	m
<b>Vůle pístu [37]</b>	$v$	0,00014	m
<b>Poloměr pláště</b>	$r_{plášt}$	0,11986	m
<b>Tepelná vodivost oleje (Tab. 31)</b>	$\lambda_{olej}$	0,13	W·K <sup>-1</sup> ·m <sup>-1</sup>
<b>Šířka cesty tepelného toku – výška pláště</b>	$h$	0,08	m
<b>Tepelný odpor olejové vrstvy mezi pláštěm a válcem</b>	$R$	0,017864	K·W <sup>-1</sup>
<b>Plocha pláště pístu</b>	$S_{ef}$	0,020537	m <sup>2</sup>
<b>Součinitel přestupu tepla</b>	$\alpha$	<b>2725,727</b>	W·K <sup>-2</sup> ·m <sup>-1</sup>

Tab. 30 - Výpočet součinitele přestupu tepla  $\alpha$  pláště pístu

Teplotu oleje mezi pláštěm a válcem jsem zvolil o něco vyšší, než je teplota bloku motoru (105 °C) a to 106 °C.

Součinitel přestupu tepla pro kanály na odvod oleje jsem volil o něco vyšší než u pláště, protože tam předpokládám turbulentnější proudění oleje což způsobuje vyšší součinitel přestupu tepla  $\alpha$ .

Co se týče chladicího kanálu uvnitř pístu, tam jsem okrajovou podmínku součinitele vypočítal dle literatury [42]. Bližší specifikace pro výpočty zvoleného motorového oleje jsou v Tab. 31.

<b>Olej SAE 15W-40</b>			
<b>Provozní teplota</b>	$t_{provoz}$	106	°C
<b>Hustota</b>	$\rho$	868,4	kg·m <sup>-3</sup>
<b>Kinematická viskozita</b>	$\nu$	0,0000146	m <sup>2</sup> ·s
<b>Měrná tepelná kapacita při konst. tlaku</b>	$c_p$	2120	J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
<b>Tepelná vodivost</b>	$\lambda_0$	0,13	W·K <sup>-1</sup> ·m <sup>-1</sup>

Tab. 31 - Parametry motorového oleje [43]

Pro výpočet součinitel přestupu tepla v chladícím kanálu byl použit následující sled vztahů:

Výpočet Prandtlovoho čísla

$$Pr = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_0} = \frac{0,0000146 \cdot 868,4 \cdot 2120}{0,13} = 206,76 \quad (45)$$

Výpočet střední pístové rychlosti  $c_s$  pro jednotlivé otáčky jsem provedl v kapitole 3.2.1 při analýze kinematiky klikového ústrojí. Výpočet Reynoldsova čísla pro jednotlivé otáčky motoru dle vztahu

$$Re = \frac{c_s \cdot D_k}{\nu} \quad (46)$$



Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Reynoldsovo číslo[-]	8232	9878	11525	13171	13995	14406	14818	16464	18111

Tab. 32 - Vypočtené hodnoty Reynoldsova čísla oleje v chladícím kanálu při různých otáčkách

kde  $D_k$  je charakteristický průměr chladícího kanálu vypočten ze vztahu

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000521}{\pi}} = 0,0257557 \text{ m} \quad (47)$$

Výpočet Nusseltova čísla pro všechny otáčky

$$Nu = 0,495 \cdot Re^{0,57} \cdot \left(\frac{D_k}{b}\right)^{0,24} \cdot Pr^{0,29} \quad (48)$$

Kde  $b$  je odečtený výška chladícího kanálu 0,016 m.

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Nusseltovo číslo [-]	444	492	530	580	601	611	620	659	696

Tab. 33 - Vypočtené hodnoty Nusseltova čísla oleje v chladícím kanálu při různých otáčkách

A následně součinitel přestupu tepla chladícího kanálu pro všechny otáčky

$$\alpha = \frac{2 \cdot Nu \cdot \lambda_0}{D_k} \quad (49)$$

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Součinitel $\alpha$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	4484	4975	5432	5862	6068	6169	6269	6657	7028

Tab. 34 - Vypočtené hodnoty součinitel přestupu tepla  $\alpha$  z chladícího kanálu do proudícího oleje v něm při různých otáčkách

Okrajové podmínky písní čepu jsem nepočítal ale hodnoty jsem rozumně odhadl s přihlédnutím na kondukcí kovu na kov a průměrné teplotě čepu kolem 108 °C.

Okrajové podmínky pro vnitřní dutinu pístu jsem počítal dle vztahu z [44]:

$$\alpha = \alpha_{ref} \cdot \left(\frac{n}{n_{ref}}\right)^{0,35} \quad (50)$$

Kde  $n_{ref}$  jsou referenční otáčky motoru 4600 min<sup>-1</sup> a  $\alpha_{ref}$  jsem určil z tabulky níže (Tab. 35).

Část pod dnem pístu	900 - 1000	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
Plášť z vnitřní strany	240	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
Průměrná hodnota (vypočtená)	595	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>

Tab. 35 - Hodnoty referenčního součinitele přestupu tepla  $\alpha_{ref}$  [44], upravené

Takže vypočtený součinitel  $\alpha$  vnitřní dutiny pístu pro jednotlivé otáčky je v tabulce níže (Tab. 36).

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Součinitel $\alpha$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	349	372	392	411	420	424	428	445	460

Tab. 36 - Vypočtené hodnoty součinitel přestupu tepla  $\alpha$  z vnitřní dutiny pístu do olejové mlhy při různých otáčkách motoru



V následující tabulce jsou definovány kalibrované a iteračně zjištěné hodnoty jednotlivých ploch pro výpočet odvedeného tepla pro režim otáček 1000 min<sup>-1</sup> (Tab. 37).

Region	Plocha S	Efektivní teplota regionu Ts_1	Efektivní teplota chladícího média Ts_2	Součinitel přestupu tepla α
	[m <sup>2</sup> ]	[°C]	[°C]	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Dno pístu	0,005021522	1008	317	571
1. kroužek	0,00447399	148	137	9000
2. kroužek	0,00499975	141	130	9000
3. kroužek	0,00479852	137	126	9000
Plášť pístu	0,0205367	114	107	2726
Kanálky v plášti	0,00497972	114	106	2600
Spodek	0,0318656	133	107	349
Šnek	0,0143931	153	106	4484
Pístní čep	0,00951035	112	110	8000

Tab. 37 - Kalibrace okrajových podmínek pro tepelnou analýzu

Jelikož nemám k dispozici naměřené teploty v konstrukci pístu, jako tomu bylo v případě válce, kontrolu okrajových podmínek provedu výpočtem odvedeného tepla a porovnám s predikcí distribuce tepla z Tab. 1.

Teplu  $Q$  je vypočteno ze vztahu použitého i v případě válcové jednotky

$$Q_o = \alpha_Q \cdot S_Q \cdot (T - T_Q) \quad (51)$$

	Vypočtený odvod tepla		Odvod tepla (z Tab. 1)
	[W]	[%]	[%]
Přivedené teplo	+5361	+100	+100
Koruna pístu	-1413	-26	-(10-30)
Plášť pístu + kanálky	-410	-9	-(5-10)
Spodek pístu	-289	-5	-(5-15)
Chladící šnek	-3033	-57	-(50-60)
Pístní čep	-152	-3	-(0-10)
Sumace	-22		

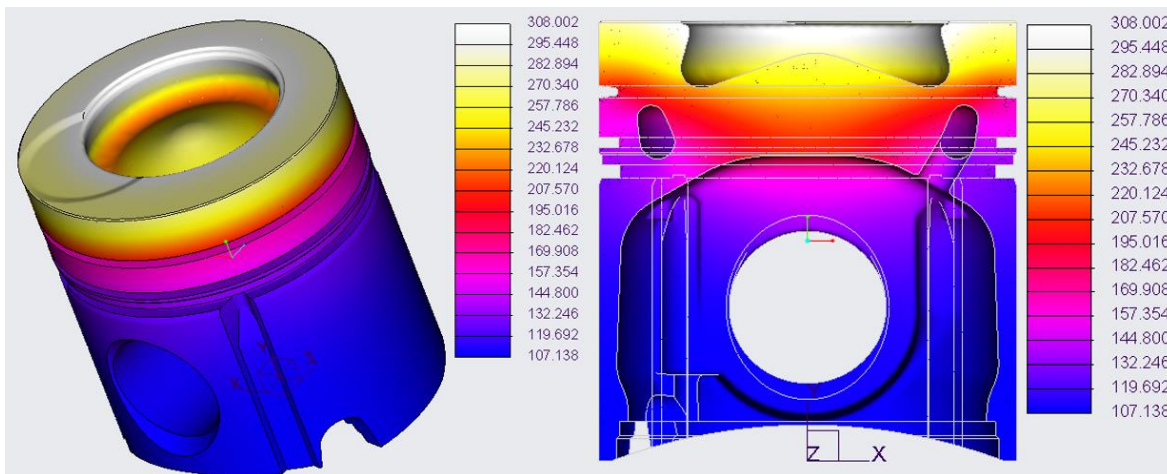
Tab. 38 - Kontrola odvedeného tepla zvolenými plochami pístu

Z přehledu (Tab. 38) je vidět, že procentuální odvod tepla plochami je v určených intervalech a teda se dá předpokládat správné naladění okrajových podmínek. Součet odvedeného tepla je -22 W co také značí, že teplo přijaté bylo i odvedené s určitou rezervou. Stejný postup výpočtu okrajových podmínek aj kontrolu tepelných toků jsem provedl pro všechny otáčky (viz příloha).



### 3.6.2 Výsledky tepelného zatížení pístu

Po provedení tepelných analýz pro všechny otáčky motoru vyšlo najevo, že nejvyšší teploty dosahuje píst při otáčkách  $1600 \text{ min}^{-1}$ , jak to bylo i u válce motoru. Rozložení teploty je na Obr. 116.



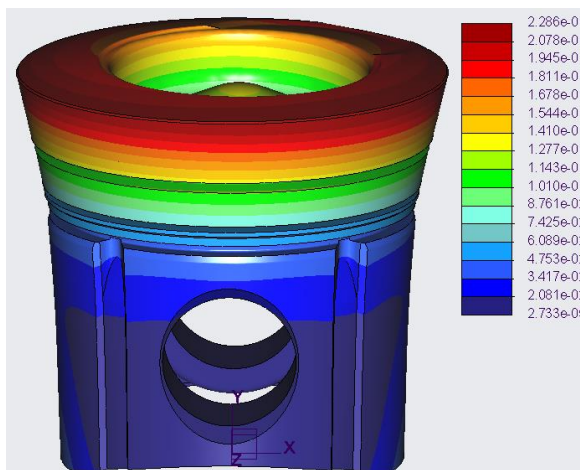
Obr. 116 - Rozložení teploty na pístu při otáčkách  $1600 \text{ min}^{-1}$

Nejvyšší dosažená teplota je podle očekávání na hraně spalovací prohlubně a má hodnotu  $308 \text{ }^\circ\text{C}$ . Pro písty z hliníkové slitiny platí, že do  $320 \text{ }^\circ\text{C}$  neztrácejí požadovanou pevnost. Z tohoto hlediska píst vyhovuje provozu. Teplota v drážce pro 1. pístní kroužek nemá přesáhnou pro minerální olej  $220 \text{ }^\circ\text{C}$ . Dle simulace je tam nejvyšší teplota  $216 \text{ }^\circ\text{C}$ , co také naznačuje správnost okrajových podmínek. Níže je uvedená tabulka maximální teploty pístu a teploty v drážce pro 1. pístní kroužek pro všechny otáčky v porovnání s dovolenou teplotou (Tab. 39).

Otáčky	$\text{min}^{-1}$	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Maximální teplota	$^\circ\text{C}$	295	303	305	308	303	300	297	293	290
Dovolená teplota	$^\circ\text{C}$	320								
Teplota v 1. drážce	$^\circ\text{C}$	209	213	214	216	213	212	210	208	207
Dovolená teplota	$^\circ\text{C}$	220								

Tab. 39 - Důležité teploty ze simulace

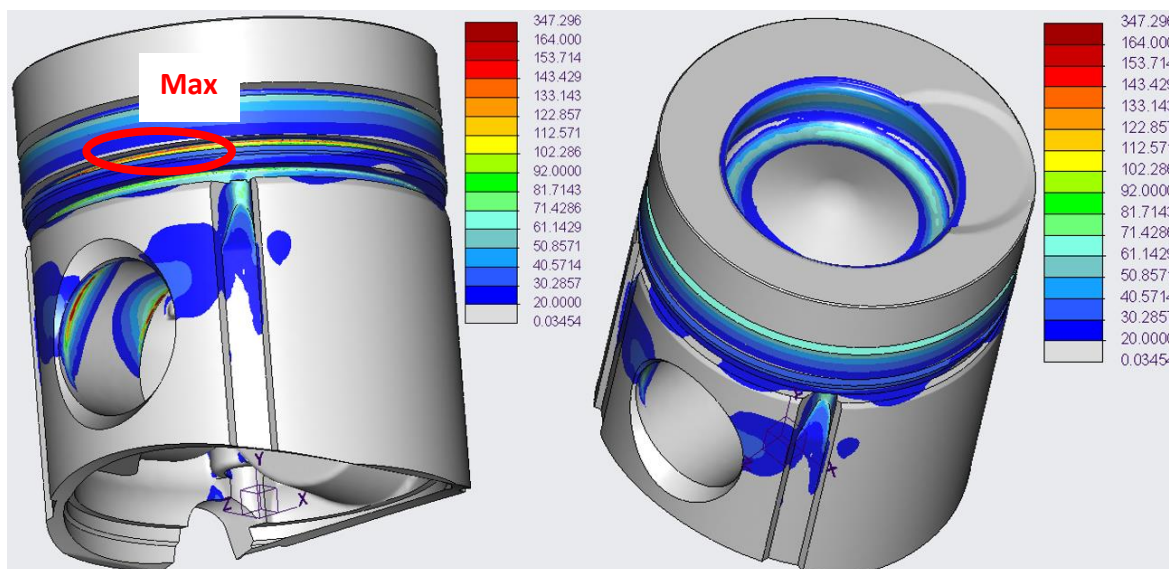
Deformace pístu od tepelného zatížení je na Obr. 117.



Obr. 117 - Deformace pístu od tepelného zatížení při otáčkách  $1600 \text{ min}^{-1}$

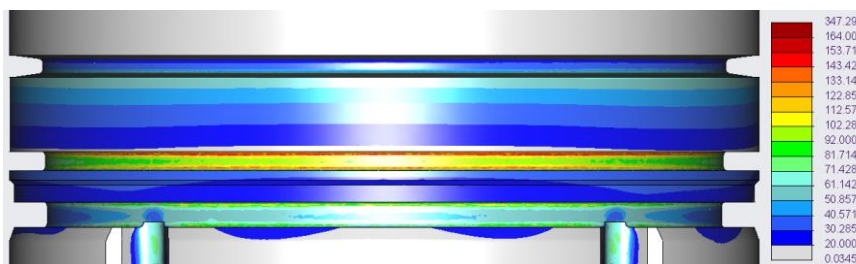


Rozložení napětí na pístu po aplikaci teplotního rozložení do strukturální analýzy vypadalo dle Obr. 118.



Obr. 118 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci teplotního zatížení do strukturální analýzy pro režim otáček  $1600 \text{ min}^{-1}$

Tady se opět jako v případě válce koncentruje napětí v okrajové podmínce uchycení pístu. V hranách pro plochy pístního čepu je to simulováno jako vetknutí, a to neodpovídá skutečnosti, proto budu velikost tohoto napětí ignorovat. Nejkritičtější relevantním místem, které je nejvíce namáháno od teploty je drážka pro 2. pístní kroužek, kde napětí dosahuje hodnoty 164 MPa (Obr. 119). V porovnání s dovolenou hodnotou pro tento druh cyklického namáhání a teploty v místě drážky 207 MPa je to vyhovující hodnota.



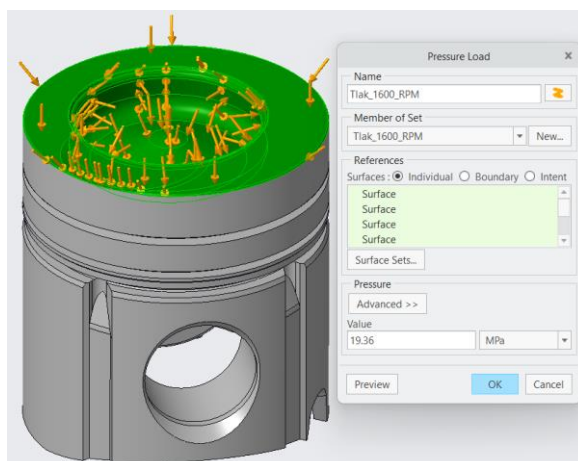
Obr. 119 - Detail na napětí v oblasti pístních kroužků

Dalším místem pro kontrolu jsem zvolil namáhání v spalovací prohlubni, protože vysoká teplota v tomto místě způsobuje pokles dovolené meze únavy materiálu. Dle simulace je tam maximální napětí 70 MPa a dovolené napětí pro teploty ve spalovací prohlubni je 186 MPa. Píst tedy vyhovuje teplotnímu zatížení.

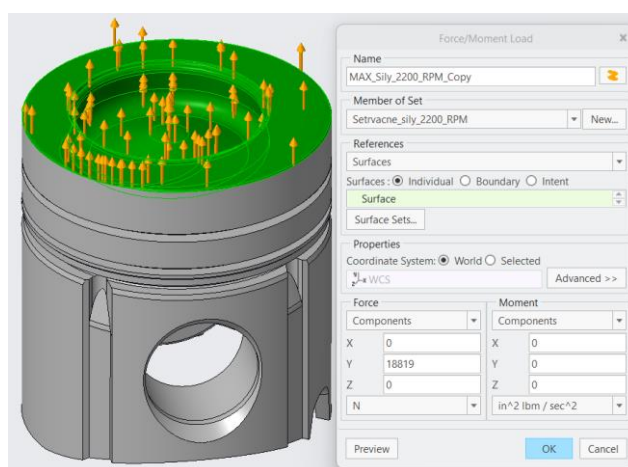
### 3.7 Mechanické namáhání pístu – nafta

#### 3.7.1 Rozbor zatěžujících sil a příprava modelu

V dynamické analýze byli zjištěny režimy otáček i maximální síly od zátěže tlaku plynů a setrvačných sil. Jednalo se o režim otáček  $1600 \text{ min}^{-1}$ , kdy píst zatěžuje maximální spalovací tlak o hodnotě 19,36 MPa a režim otáček  $2200 \text{ min}^{-1}$ , kdy píst zatěžují maximální setrvačné síly o hodnotě 18 819 N. Na model pístu byli jednotlivé zatěžující síly aplikovány dle Obr. 120 a Obr. 121.



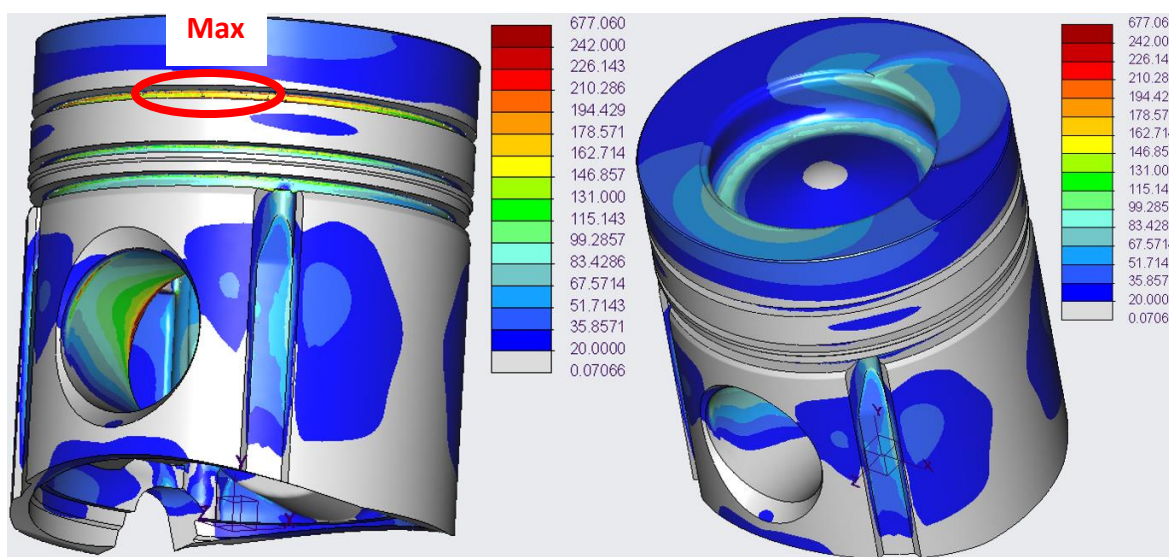
Obr. 120 - Aplikace nejvyššího spalovacího tlaku na model pístu



Obr. 121 - Aplikace nejvyšší hodnoty setrvačné síly na model pístu

### 3.7.2 Výsledky mechanického zatížení pístu

Po aplikaci maximálního spalovacího tlaku  $19,36 \text{ MPa}$  v režimu otáček  $1600 \text{ min}^{-1}$  bylo rozložení napětí na pístu dle Obr. 122. Kritické namáhání v okrajové podmínce také ignoruju.



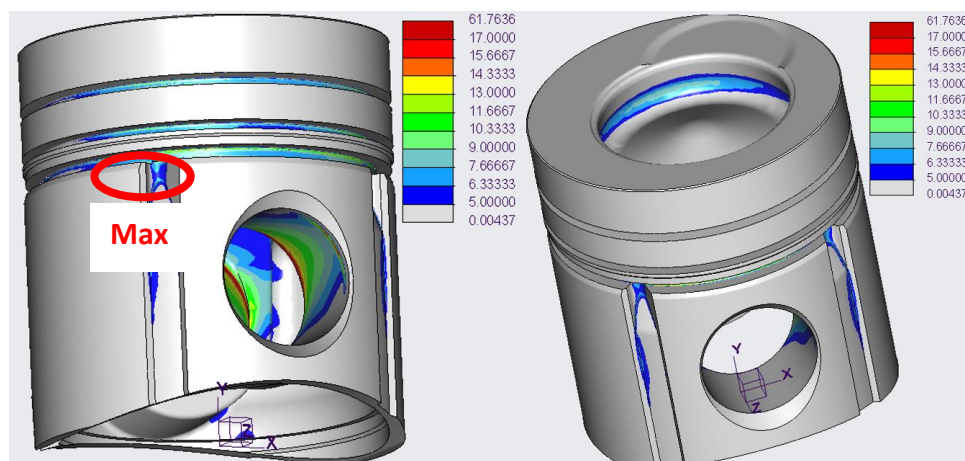
Obr. 122 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci nejvyššího spalovacího tlaku na dno pístu v režimu otáček  $1600 \text{ min}^{-1}$





Nejvyšší namáhání od tlaku plynů je v zalitém nosiči 1. pístního kroužku, kde napětí dosahuje hodnot kolem 242 MPa. Porovnání zvolených míst s únavovou pevností materiálu při různých teplotách je v Tab. 40.

Po aplikaci maximálního maximálních setrvačných sil (18 819 N) v režimu otáček  $2200 \text{ min}^{-1}$  bylo rozložení napětí na pístu dle Obr. 123.



Obr. 123 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci nejvyšších setrvačných sil na konstrukci pístu v režimu otáček  $2200 \text{ min}^{-1}$

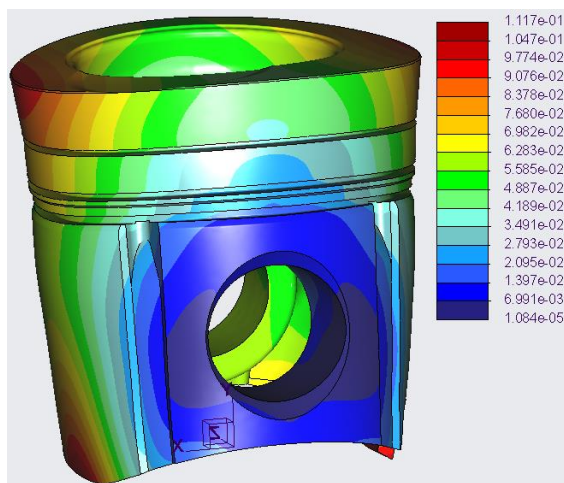
V okrajové podmínce taky vzniká nejvyšší napětí, ale není relevantní. Nejvyšší napětí, které se dá porovnávat s dovolenými hodnotami je v drážce pro 3. pístní kroužek v oblasti přechodu do kanálu pro odvod oleje.

Níže je uvedena tabulka s napětím odečteným ze simulace v kontrolních zvolených bodech porovnána s dovolenou hodnotou napětí při dané teplotě místa (Tab. 40).

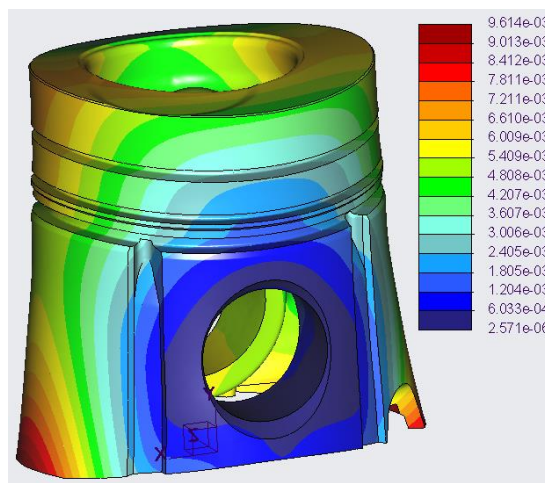
<b>1600 min<sup>-1</sup> – vysoko cyklické namáhání (tlak)</b>			
		Simulace	Dovolené
Napětí v 1. drážce (max)	Mpa	242	?
Hrana spalovacího prostoru	Mpa	97	131
Napětí 3. drážka (max)	Mpa	198	207
<b>2200 min<sup>-1</sup> - vysoko cyklické namáhání (setrvačné síly)</b>			
		Simulace	Dovolené
Napětí v spalovací prohlubni	Mpa	8	131
Napětí 3. drážka (max)	Mpa	17	207

Tab. 40 - Kontrola napětí ve zvolených kritických místech pístu při různých stavech zatížení

Deformace pístu při mechanickém zatížení je na Obr. 124 a Obr. 125.



Obr. 124 - Deformace od tlaku plynů

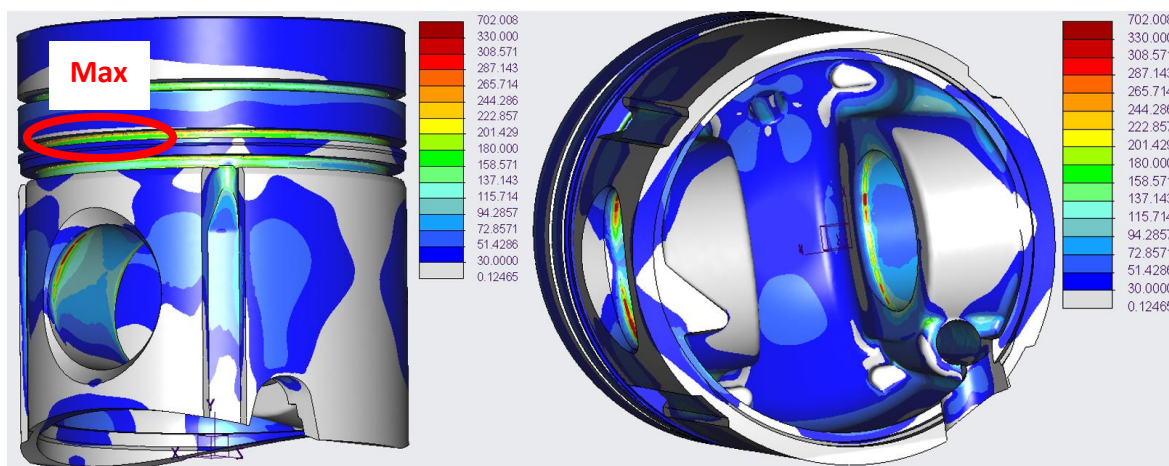


Obr. 125 - Deformace od setrvačných sil

Deformace v směru osy „z“ není úplně přesná. Píst byl v tomto směru uchycen jen o jednu hranu plochy dotyku s pístním čepem. To způsobuje posuv v směru osy z jenom jedné ploše dotyku s čepem (tu, která není celá vidět na snímkách). To nevystihuje přesnou deformaci. Každopádně posuvy v ostatních směrech jsou dostatečně věrohodné a definují, jak se píst při mechanickém namáhání deformuje. Možná by se dalo píst uchytit lépe, ale z pohledu napětí v drážkách a v spalovací prohlubni to nemá velký vliv.

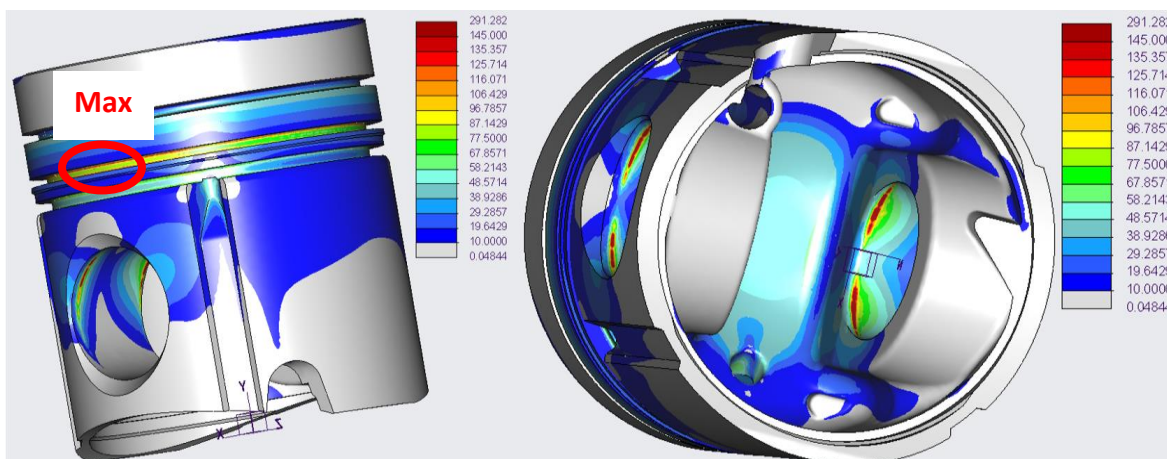
### 3.8 Tepelně-mechanická zátěž pístu – nafta

Nejnamáhavější část při kombinaci namáhání byla drážka pro 2. pístní kroužek (viz Obr. 126). Je to část po obvodu drážky přímo nad pístním čepem. Nejvyšší napětí tam dosahuje hodnoty kolem 330 MPa při otáčkách 1600 min<sup>-1</sup>.



Obr. 126 - Rozložení napětí na pístu při tepelně-mechanickém zatížení (nejvyšší spalovací tlak + teplota) v režimu otáček 1600 min<sup>-1</sup>

Tepelně-mechanické zatížení nejvyšší setrvačnou silou v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup> je zobrazeno na Obr. 127. Napětí dosahuje hodnoty 145 MPa taky v drážce pro 2. pístní kroužek. Tohle napětí je v obou případech způsobeno hlavně teplotní dilatací pístu.



Obr. 127 - Rozložení napětí na pístu při tepelně-mechanickém zatížení (nejvyšší setrvačná síla + teplota) v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup>

### 3.9 Zkušební jednoválcový motor – vodíková verze

Kontrolu namáhání provedu identickým postupem jako v případě kontroly při spalování nafty. Některé grafy charakteristik, sil a dalších vypočtených hodnot vodíkového motoru budu pro definici rozdílů rovnou porovnávat s motorem naftovým. Jelikož se délkové rozměry klikového ústrojí vůbec nezměnili (můžeme vidět v Tab. 41), tak kinematika obou motorů je pochopitelně při stejných otáčkách úplně identická. Tento rozbor tedy v části analýzy vodíkového motoru vynechám.

Válec motoru zůstal beze změny. V případě pístu došlo ke konstrukční změně, a to k změně tvaru dna pístu a spalovací prohlubně. Tvar se upravil hlavně z jednoho prostého důvodu, a to kvůli snížení kompresního poměru. Při spalování nafty je vysoký kompresní poměr 16:1, což při spalování vodíku není optimální hodnota, jelikož se jedná o motor zážehový.

Důležité parametry pro přehled a výpočty vodíkového motoru jsou uvedeny v Tab. 41 doplněny o parametry původního naftového motoru. Hlavní rozdíly byli v typu motoru, kompresním poměru a otáčkách maximálních hodnot točivého momentu a výkonu motoru.

Palivo		Vodík	Nafta
Typ motoru		Zážehový	Vznětový
Způsob chlazení		Chlazení vzduchem	Chlazení vzduchem
Počet válců		1	1
Vrtání	D	120 mm	120 mm
Zdvih	z	140 mm	140 mm
Rameno kliky	r	70 mm	70 mm
Délka ojnice	L <sub>oj</sub>	260 mm	260 mm
Klikový poměr	λ	0,486	0,486
Zdvihový objem motoru	V <sub>z</sub>	1583,36 cm <sup>3</sup>	1583,36 cm <sup>3</sup>
Maximální výkon motoru	P <sub>max</sub>	40 kW při 1800 ot/min	40 kW při 220 ot/min
Maximální točivý moment	M <sub>kmax</sub>	260 Nm při 1400 ot/min	253 Nm při 1200 ot/min



<b>Maximální otáčky</b>	$n_{\max}$	2200 min <sup>-1</sup>	2200 min <sup>-1</sup>
<b>Kompresní poměr</b>	$\epsilon$	13:1	16:1

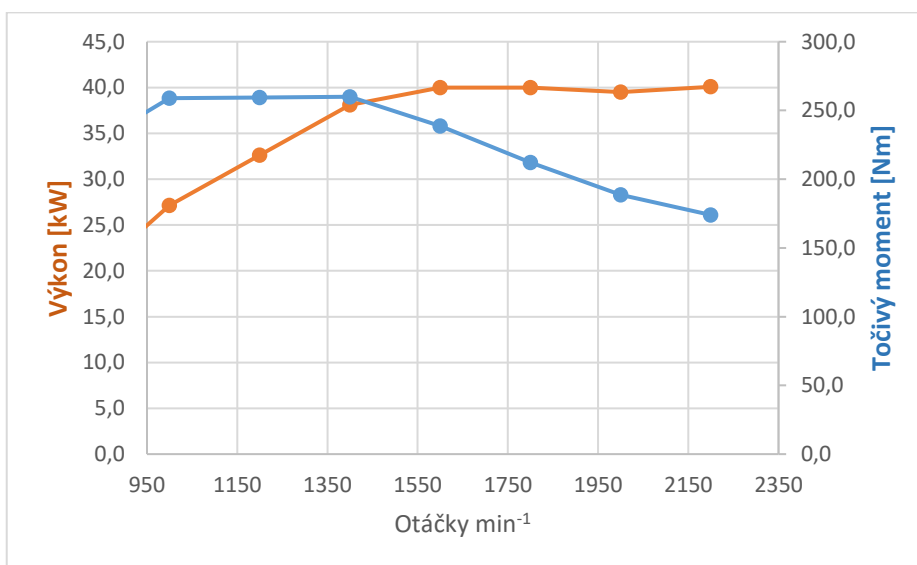
Tab. 41 – Porovnání parametrů vodíkového a naftového motoru

Opět mám k dispozici data (Tab. 42) k vytvoření otáčkové charakteristiky (Graf 16).

<b>Otáčky [min<sup>-1</sup>]</b>	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
<b>Točivý moment [Nm]</b>	220	259	259,5	<b>260</b>	240	212	189	174
<b>Výkon [kW]</b>	18,4	27,1	32,6	38,1	39,85	40,05	39,5	<b>40,1</b>

Tab. 42 – Indikované hodnoty experimentálního vodíkového motoru

Je důležité konstatovat, že nejvyšší výkon motoru se nezměnil a zůstává na hodnotě 40 kW.



Graf 16 – Otáčková charakteristika vodíkového motoru

### 3.9.1 Dynamická analýza

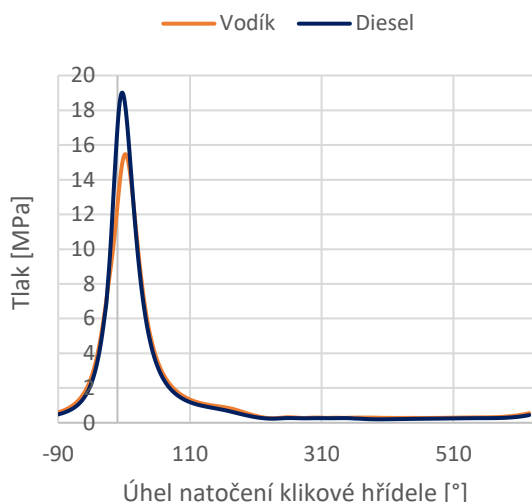
Rovněž budu vycházet ze vztahů z kapitoly 4. V tabulce níže (Tab. 43) jsou nejvyšší hodnoty spalovacího tlaku motoru v různých režimech otáček.

<b>Otáčky [min<sup>-1</sup>]</b>	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
<b>Tlak (Mpa)</b>	13,23	15,46	<b>15,47</b>	14,36	13,41	12,72	11,69	10,87

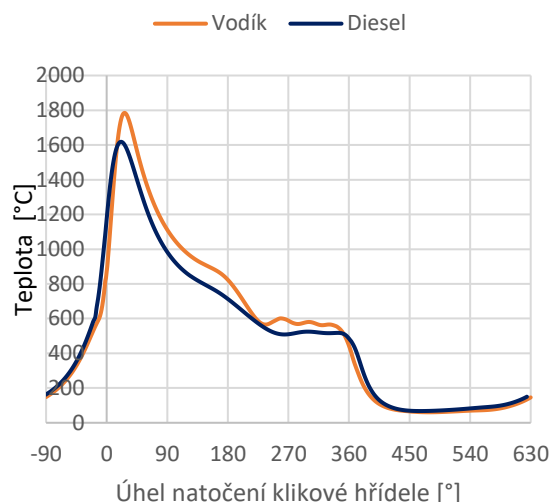
Tab. 43 – Indikované hodnoty nejvyšších tlaků ve spalovacím prostoru

*při různých otáčkách vodíkového motoru*

Nejvyšší tlak ve spalovacím prostoru dosahuje hodnotu **15,47 MPa** což je s porovnáním s naftou hodnota nižší. Pro znázornění průběhu tlaku obou motorů při otáčkách 1200 min<sup>-1</sup> jsem vytvořil Graf 17 a pro porovnání teploty spalin Graf 19. Průběh teploty spalin je na Graf 18.

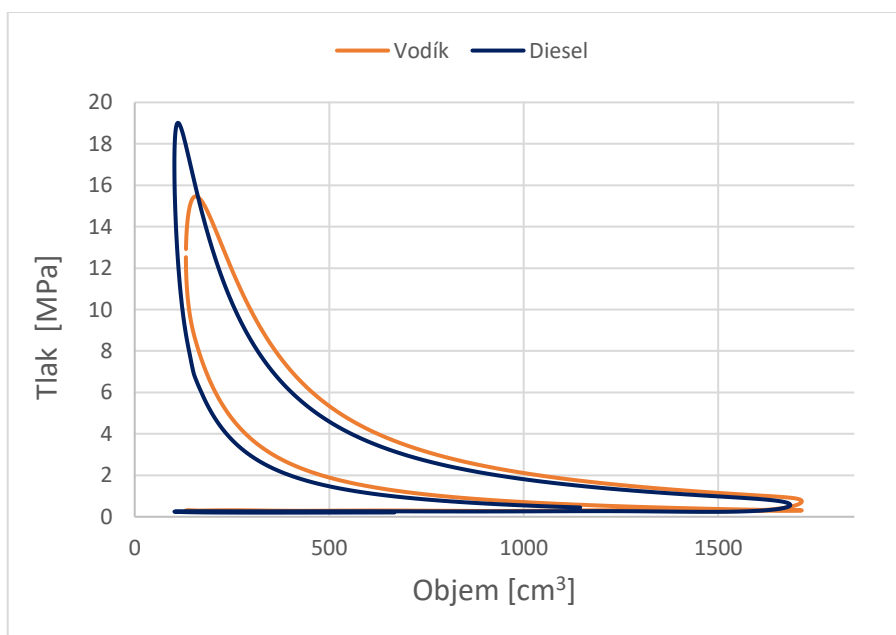


Graf 17 – Indikátorový  $p-\alpha$  diagram obou motorů při otáčkách  $1200 \text{ min}^{-1}$



Graf 18 – Průběh teploty spalin ve spalovacím prostoru obou motorů při otáčkách  $1200 \text{ min}^{-1}$

Z grafů je vidět, že maximální spalovací tlak i teplota v případě zážehového (vodíkového) motoru jsou dosaženy malinko později, a to z důvodu rozdílného způsobu zapalování směsi vznětového a zážehového motoru. Je taky patrné, že v případě spalování vodíku došlo ke snížení maximálního spalovacího tlaku ale naopak ke zvýšení maximální teploty ve spalovacím prostoru.



Graf 19 – Indikátorový  $p-V$  diagram obou motorů při otáčkách  $1200 \text{ min}^{-1}$

V Tab. 44 je přehled vypočtených maximálních primárních sil působících na komponenty.

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
Primární síla	149,59	174,87	<b>174,94</b>	162,43	151,66	143,89	132,18	122,96

Tab. 44 – Vypočtené hodnoty primárních sil působících na komponenty při různých otáčkách vodíkového motoru

Maximální hodnota síly je **174 940 N** v režimu otáček  $1200 \text{ min}^{-1}$ .



Při výpočtech sekundárních sil došlo k snížení hmotnosti pístní skupiny (Tab. 45), protože se změnila geometrie dna pístu. Délkové parametry zůstali stejné.

	Hmotnost [g]		
	Pístní oko	Pístní skupina	Ojnice
	$m_{po}$	$m_{ps}$	$m_o$
Nafta	1000	2350	3430
Vodík	1000	2265	3430

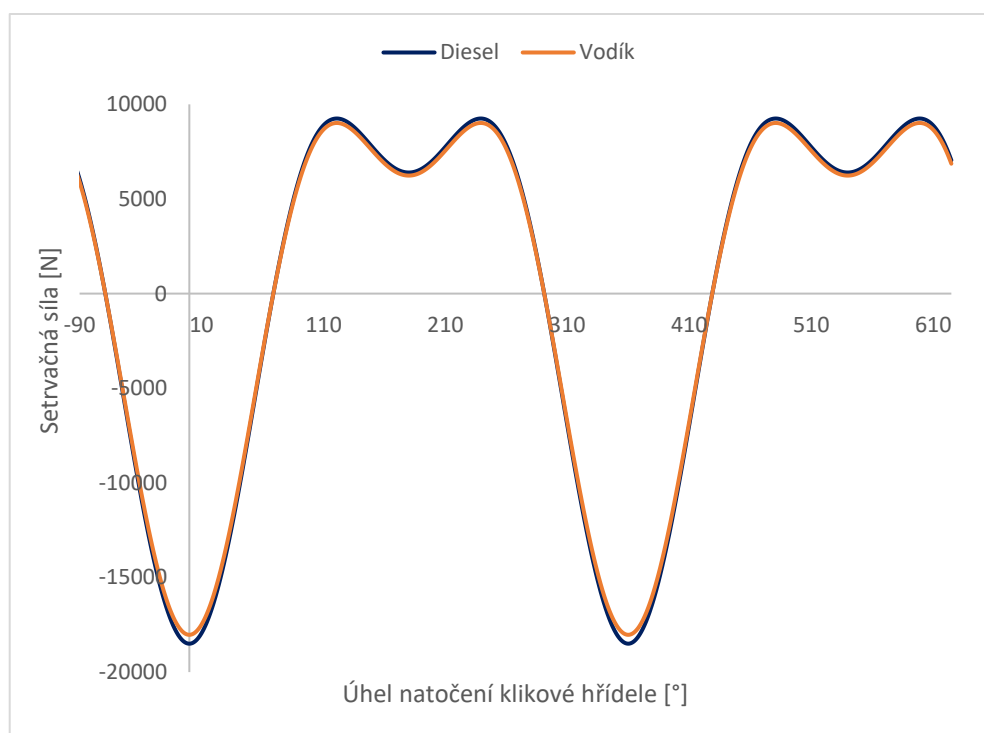
Tab. 45 – Hmotnostní parametry dílů vodíkového motoru

Maximální absolutní hodnoty setrvačných sil jsou uvedeny v Tab. 46.

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
Síla [N]	3993	5749	11 538	12 226	12 936	15 964	19 326	<b>18 029</b>

Tab. 46 – Maximální absolutní hodnoty sekundárních sil při různých otáčkách vodíkového motoru

Nejvyšší hodnota je **18 029 N**. Pro znázornění průběhu jsem vytvořil graf průběhu síly a porovnal s motorem naftovým v režimu otáček  $2200 \text{ min}^{-1}$  (Graf 20).



Graf 20 – Porovnání setrvačných sil motorů při otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$

### 3.10 Tepelné zatížení válce – vodík

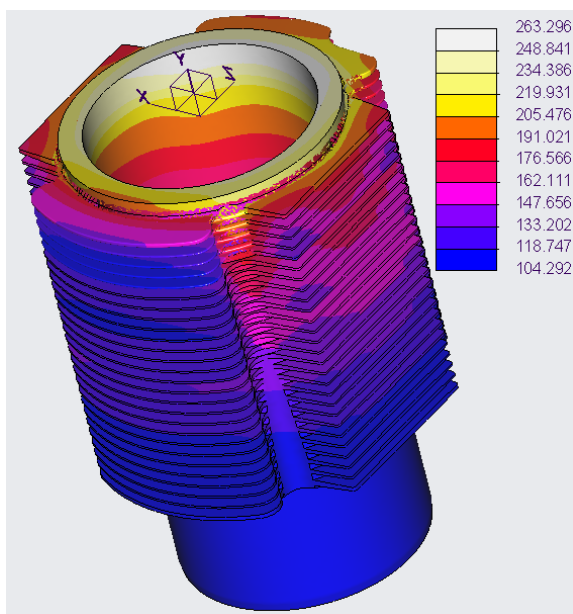
#### 3.10.1 Příprava modelu a kalibrace okrajových podmínek

Model válce je konstrukčně úplně stejný. Vnější okrajové podmínky chlazení při všech režimech otáček zůstanou stejné jako v případě naftové verze motoru. Změna nastane ve vnitřní stěně válce zdvihového prostoru, na kterou budou aplikované jiné hodnoty součinitele přestupu tepla a teploty spalin, které jsou napočítané v prostředí GT-Power v poskytnutém datovém souboru. Uchycení válce zůstalo taky stejné.

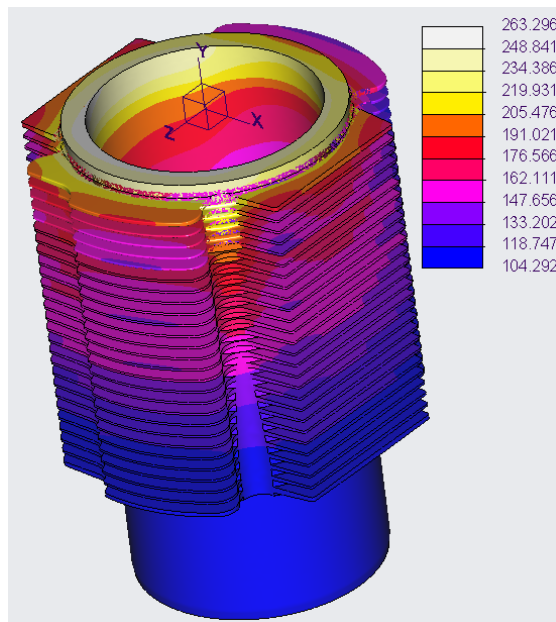


### 3.10.2 Výsledky tepelného zatížení válce

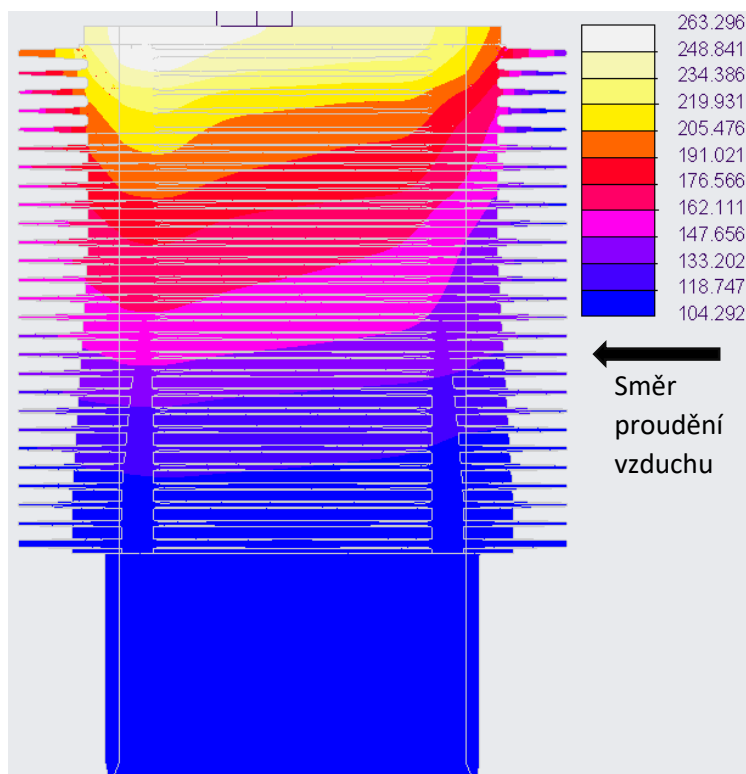
Po analýze teploty válce ve všech režimech otáček se nejvyšší teplotní zatížení bylo při nejvyšších otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$ . Rozložení teplot na válci v tomto režimu otáček je na snímcích níže.



Obr. 128 - Rozložení teplot na válci při pohledu na návětrnou a boční stranu



Obr. 129 - Rozložení teplot na válci při pohledu na závětrnou a boční stranu

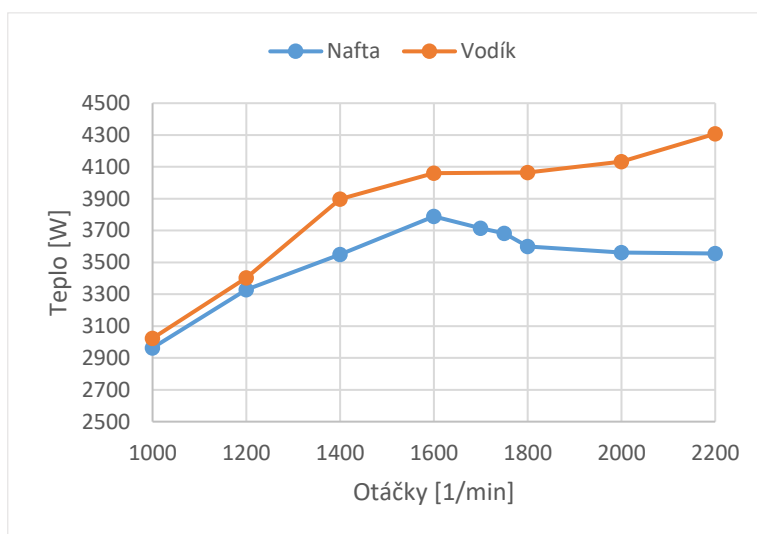


Obr. 130 - Průběh teplot na válci při pohledu v řezu válce

Nejvyšší teplota v konstrukci válce oproti naftové verzi vzrostla z  $246 \text{ °C}$  ( $1600 \text{ min}^{-1}$ ) na  $263 \text{ °C}$  ( $2200 \text{ min}^{-1}$ ). V porovnání s dovolenou hodnotou  $300 \text{ °C}$  válec z tohoto hlediska konverzi motoru zvládne. To znamená, že chlazení válce není potřebné rapidně měnit. Kdyby bylo zapotřebí optimalizovat

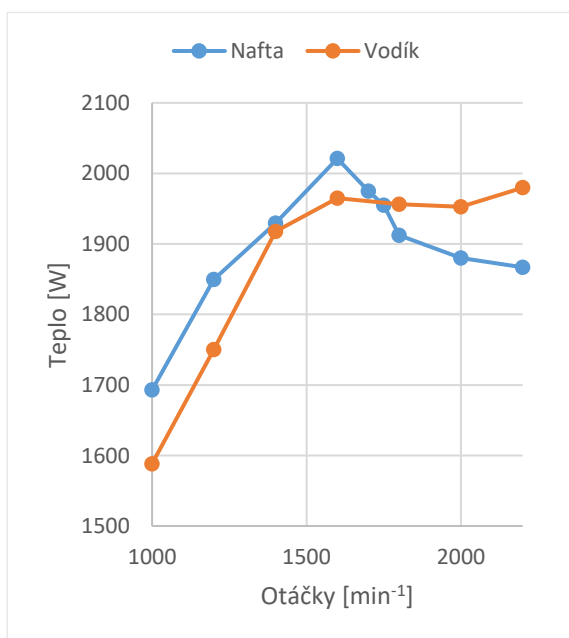


chlazení motoru, soustředil bych se na přivedené teplo z konstrukce spalín do válce. Součinitele přestupu tepla by měli kopírovat křivku přivedeného tepla, jak tomu bylo při kalibraci naftové verze. Porovnání přivedeného tepla je na Graf 21.

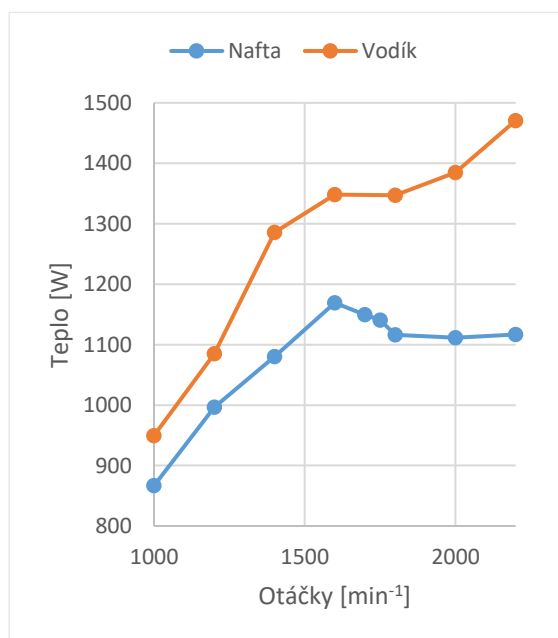


Graf 21 - Křivky průběhu celkového přivedeného tepla do konstrukce válce

Důležité je, že vodíkový motor oproti naftovému vytváří potřebný výkon a víc tepelně zatěžuje válec i v nižších částech pohybu pístu (Heat\_zone\_2 a Heat\_zone\_3). Je to hlavně z důvodu vyšší napačítané teploty spalín v těchto místech než u naftového motoru. Součinitel přestupu tepla spalín je v různých otáčkách srovnatelný. Při spalování nafty je nejvíc tepla předáno v zóně 1, tedy nejbližší zóně k hraně válce a v zóně 2 a 3 v porovnání se spalováním vodíku je značně menší.

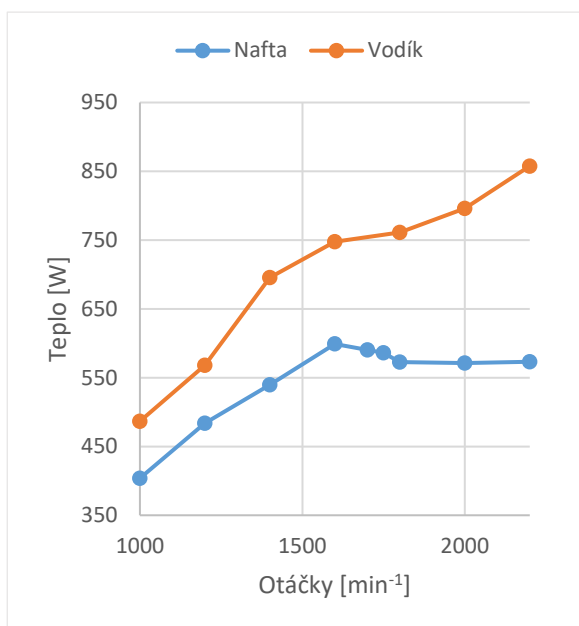


Graf 22 - Přivedené teplo – Heat\_zone\_1

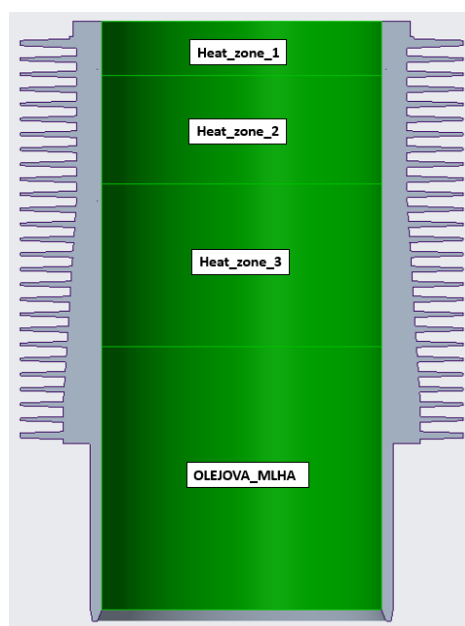


Graf 23 - Přivedené teplo – Heat\_zone\_2





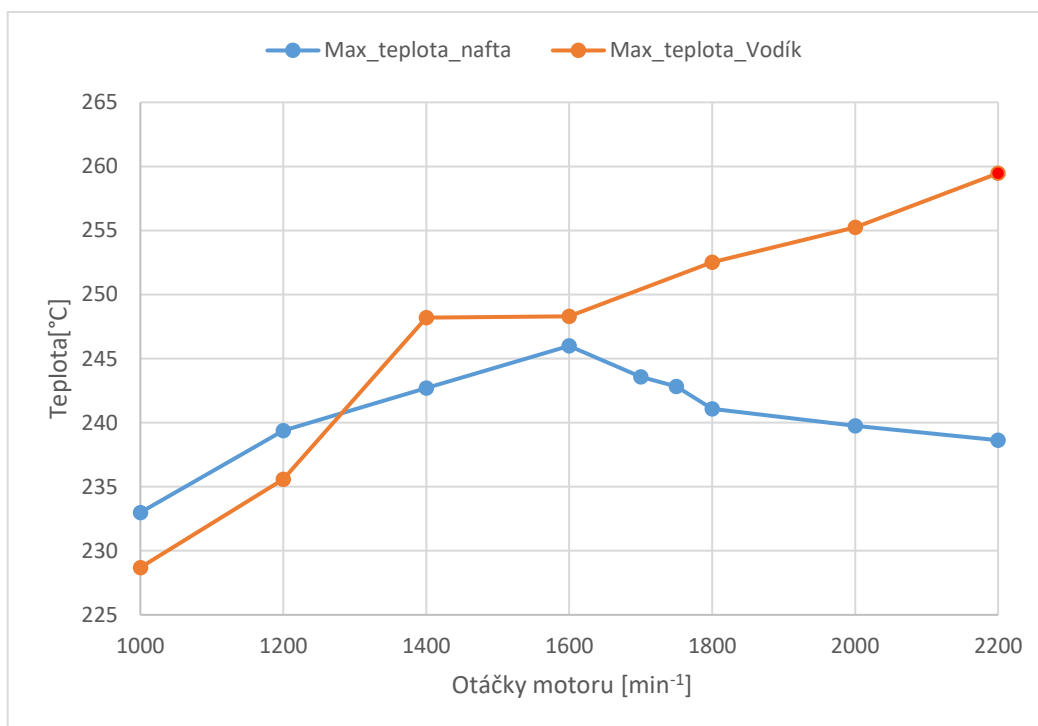
Graf 24 - Přivedené teplo – Heat\_zone\_3



Graf 25 - Rozdělení vnitřní stěny válce do regionů

Okrajové podmínky byly nastaveny tak aby se nejvíc tepla odebralo v horní části. Pro ideální chlazení válce vodíkového motoru by bylo dobré malinko upravit krytování válce a zvýšit proudění vzduchu i v nižších částech válce pro snížení teplotního pnutí.

Nejvyšší teplota válce taky přibližně kopíruje křivku celkového přivedeného tepla do konstrukce. Porovnání nejvyšších teplot obou motorů v různých otáčkách je na Graf 26.



Graf 26 - Srovnání nejvyšší teploty válce z tepelných simulací obou typů motorů



Porovnání teplot v měřících bodech reprezentujících termočlánky mají velmi podobné chování. V tabulce níže (Tab. 47) je kontrola teploty v oblastech 1. pístního kroužku pístu v horní úvrati po obvodě válce.

Otáčky	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
V1	197	201	212	211	216	219	223
V4	163	168	177	177	181	183	187
Rozdíl	34	34	35	35	35	36	36
Přípustný rozdíl	40	40	40	40	40	40	40

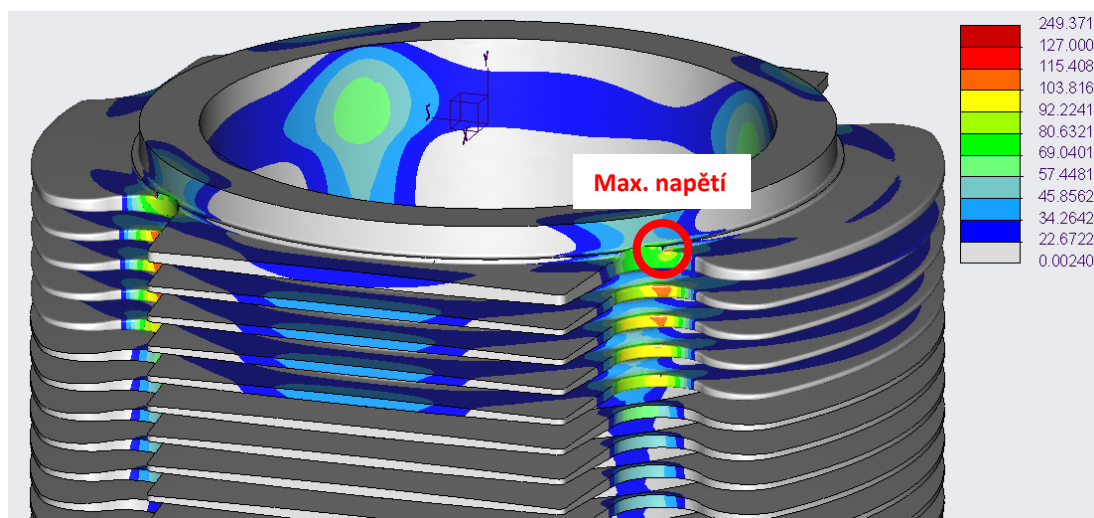
Tab. 47 – srovnání teploty po obvodě válce v oblasti 1. kroužku pístu v horní úvrati

Rozdíl není ani v jednom případě vyšší jak 40 °C a válec tuto podmínku ve vodíkové verzi splňuje. Po aplikaci rozložení teploty do strukturální analýzy se rozložení napětí na konstrukci válce chovalo úplně stejně, jako v případě naftové verze. Nejvyšší napětí bylo v totožném místě a s porovnáním s naftou mělo následující hodnoty.

Typ motoru/otáčky nejvyšší teploty válce	Nejvyšší napětí ze simulace	Dovolená hodnota
	MPa	MPa
Nafta/1600 min <sup>-1</sup>	124	257
Vodík/2200 min <sup>-1</sup>	127	257

Tab. 48 - maximální a dovolené napětí od tepelného zatížení

Hodnota 127 MPa je o něco vyšší než v případě nafty. Dovolenu hodnotu jsem zvolil mez kluzu materiálu, ale to není korektní porovnávací hodnota v daném místě.



Obr. 131 - Rozložení napětí na válci vodíkového motoru od teplotního zatížení v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup>

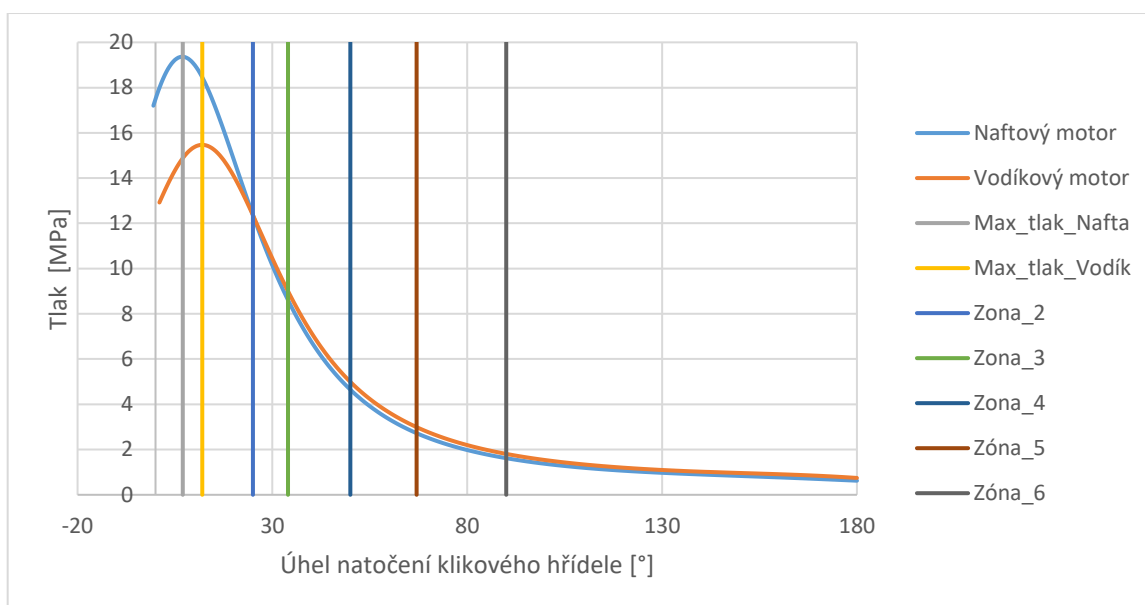
Každopádně se napětí zvýšilo jen o velmi málo (3 MPa) a je tedy pravděpodobné, že válec konverzi motoru z tohoto hlediska vydrží. Po idealizaci chlazení válce vhodným usměrněním vzduchu a rychlosti proudění vzduchu by tohle napětí mohlo být ještě sníženo.



### 3.11 Mechanické namáhání válce – vodík

#### 3.11.1 Rozbor zatěžujících sil a příprava modelu

Z dynamické analýzy vodíkového motoru byl zjištěn režim otáček, kde se objevuje hodnota nejvyššího spalovacího tlaku a to 15,47 MPa. Jednalo se o režim 1200 min<sup>-1</sup>. Druhý režim je 2200 min<sup>-1</sup> kde je nejvyšší teplota válce. Pro tyto 2 stavy jsem provedl strukturální analýzu. Zatížení modelu bylo úplně identické. Změna byla samozřejmě v aplikaci jiných hodnot tlaku a předpjetí na jednotlivé vnitřní zóny. Došlo ještě k vytvoření nové zóny pro maximální tlak, který je v jiné výšce od hrany válce než u naftové verze. Porovnání průběhu tlaku v kontrolovaných režimech otáček je na Graf 27.



Graf 27 - Porovnání indikovaného tlaku při expanzi pístu obou typů motorů

Zde je vidět fakt, že maximální tlak vodíkové verze je nižší, ale od natočení klikové hřídele 25° převyšuje ten tlak naftové verze. Zóna 2 byla proto nastavena na takovou vzdálenost, protože tady nastává bod obratu tlaků.

Zóna	Spalovací tlaky			Výška [mm]	Otočení kliky [°]
	Nafta 1600 min <sup>-1</sup>	Vodík 1200 min <sup>-1</sup>	Vodík 2200 min <sup>-1</sup>		
1	19,36			0,52	7,00
		15,47	12,72	1,53	12
2	<u>12,36</u>	<u>12,36</u>	10,13	7	25
3	8,53	9,00	7,41	12	34
4	4,58	4,99	3,76	25	50
5	2,70	2,99	2,27	43	67
6	1,61	1,81	1,38	70	90

Tab. 49 - Hodnoty zatěžujících tlaků na zóny válce

Tlak na válec vodíkové verze motoru od předpjetí šroubů je v Tab. 50 spolu s naftovými hodnotami pro porovnání.



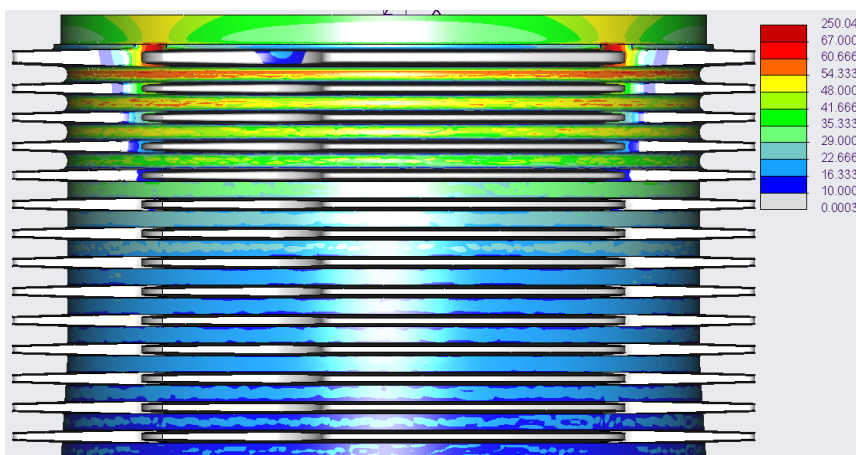
	Tlak – nafta 1600 min <sup>-1</sup> [MPa]	Tlak – vodík 1200 min <sup>-1</sup>	Tlak – vodík 2200 min <sup>-1</sup>
	[Mpa]	[Mpa]	[Mpa]
1_max_tlak	3,19	7,08	9,83
2	10,19	10,19	12,42
3	14,02	13,55	15,14
4	17,97	17,56	18,79
5	19,85	19,56	20,28
6	20,94	20,74	21,17

Tab. 50 - Hodnoty předpjetí při různých stavech zátěže válce

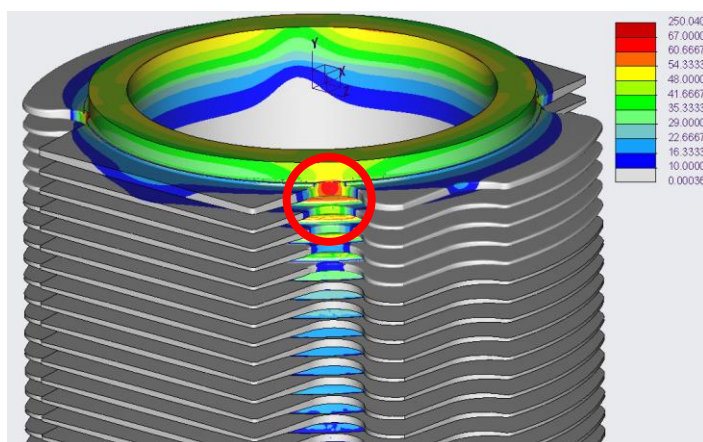
Z tabulky tlaků od předpjetí šroubů je vidět, že v případě vodíkové verze motoru je to předpjetí možná zbytečně vysoké. Nejvyšší spalovací tlaky nejsou tak vysoké jako v případě spalování nafty. Proto by při konverzi bylo vhodné upravit (snížit) utahovací moment hlavových šroubů na nižší hodnotu pro snížení napětí do předjetí šroubů.

### 3.11.2 Výsledky mechanického namáhání válce

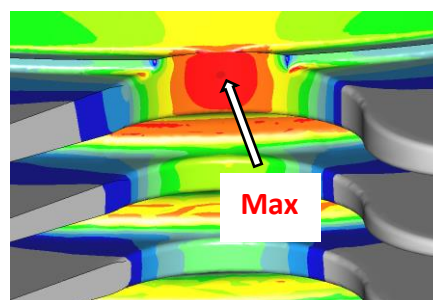
Nejkritičtější hodnota napětí nastala režimu otáček 1200 min<sup>-1</sup> při zatížení zóny 3.



Obr. 132 - Rozložení napětí na válci při zatížení od předpjetí a tlaku plynů v stave 3 v režimu otáček 1200 min<sup>-1</sup>



Obr. 133 - Označení místa s největším namáháním



Obr. 134 - Detail na místo nejvyššího napětí

Napětí dosahovalo hodnotu 69 MPa. Porovnání s naftovým motorem a dovolenou hodnotou je v Tab. 51.



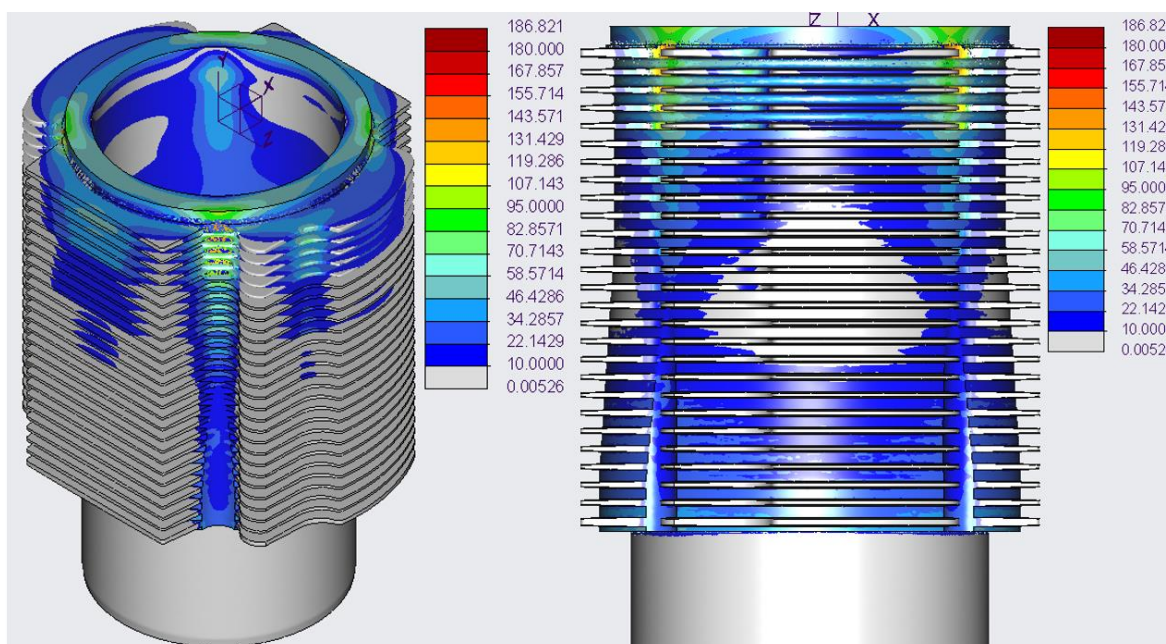
Typ motoru/otáčky nejvyšší teploty válce	Nejvyšší napětí ze simulace	Dovolená hodnota
	MPa	MPa
Nafta/1600 min <sup>-1</sup>	65	85
Vodík/1200 min <sup>-1</sup>	69	85

Tab. 51 - maximální a dovolené napětí od mechanického zatížení (tlak + předpjetí)

Došlo k navýšení maximální hodnoty o 4 MPa ale stále je to pod mezí únavy materiálu. Při mechanickém namáhání válce by tedy nemělo dojít k únavovým trhlinám v materiálu.

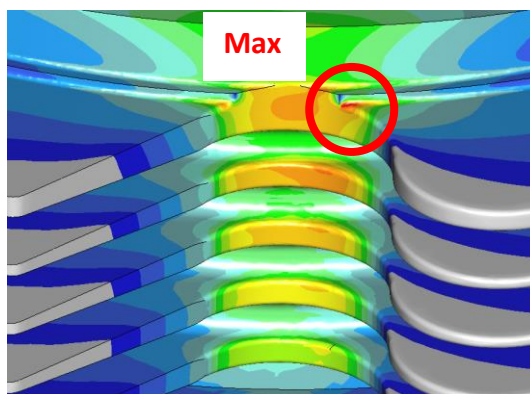
### 3.12 Tepelně-mechanická zátěž válce – vodík

Nejvyšší napětí válce od kombinace tepelného a mechanického namáhání je v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup> a dosahuje hodnotu 187 MPa. Rozložení je na Obr. 135.



Obr. 135 - Rozložení napětí na válci v režimu otáček 1200 min<sup>-1</sup> při tepelně-mechanickém zatížení (zóna 3)

V detailu největšího namáhání (Obr. 136) je vidět koncentrace napětí v zaoblení jako tomu bylo při naftové verzi motoru.



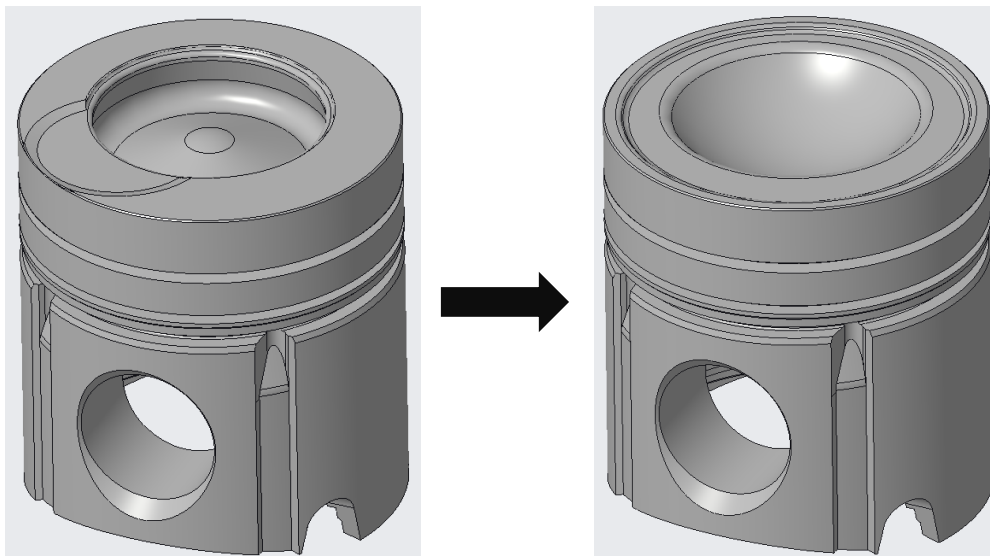
Obr. 136 - Detail na místo nejvyššího napětí



### 3.13 Tepelné zatížení pístu – vodík

#### 3.13.1 Příprava modelu a kalibrace okrajových podmínek

Píst přešel konstrukční úpravou dna pístu a spalovací prohlubně, kterou je vidět na Obr. 137 a Obr. 138. Konstrukční změnu jsem nenavrhol já, ale upravený model byl už předem vytvořen.



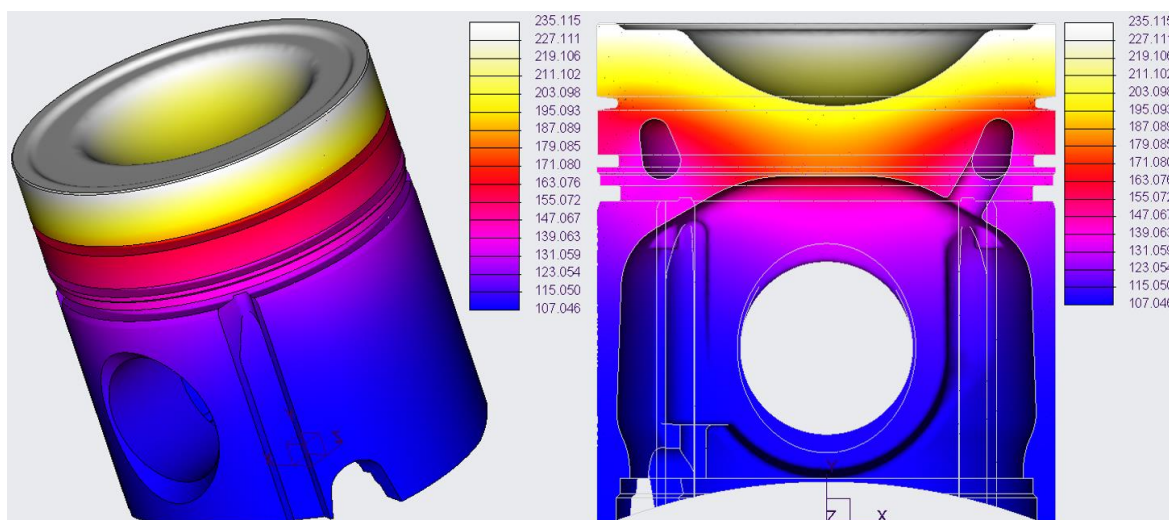
Obr. 137 - Geometrie pístu pro naftovou verzi motoru

Obr. 138 - Geometrie pístu pro vodíkovou verzi motoru

Tepelnou zátěž pístu jsem aplikoval na dno pístu identickým způsobem popsaném v kapitole 3.6.1. Okrajové podmínky chlazení pístu zůstali stejné s výjimkou střední teploty chladicího média drážek pro pístní kroužky, kterou představovala střední teplota vnitřní stěny válce pro jednotlivé drážky. Tyto teploty bylo vyšší než u naftového motoru.

#### 3.13.2 Výsledky tepelného zatížení pístu

Po provedení tepelných analýz pro všechny otáčky motoru vyšlo najevo, že nejvyšší teploty dosahuje píst při otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$ , jak tomu bylo i u válce vodíkové verze motoru. Rozložení teploty je na Obr. 116.



Obr. 139 - Rozložení teploty na pístu při otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$

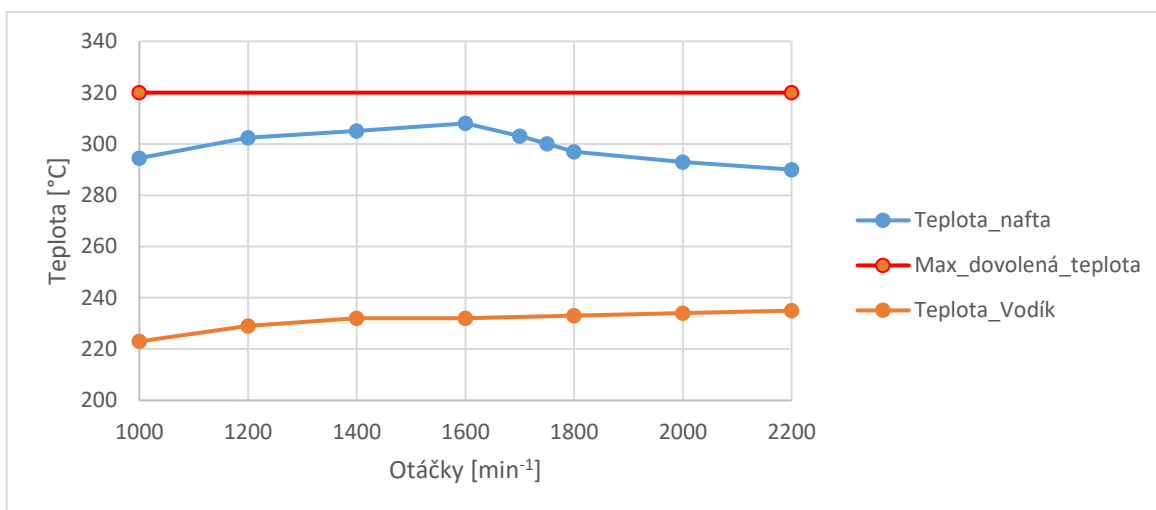


Nejvyšší dosažená teplota je na okraji dna pístu a má hodnotu 235 °C. Došlo k poklesu maximální teploty na pístu o 73 °C. Nejvyšší teplota pístu v drážce pro 1. pístní kroužek nepřesahuje dovolené hodnoty. Níže je uvedená tabulka maximální teploty pístu a teploty v drážce pro 1. pístní kroužek pro všechny otáčky (Tab. 39).

Otáčky	min <sup>-1</sup>	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Maximální teplota	°C	223	229	232	232	/	/	233	234	235
Dovolená teplota	°C	320								
Teplota v 1. drážce	°C	177	181	185	185	/	/	186	187	189
Dovolená teplota	°C	220								

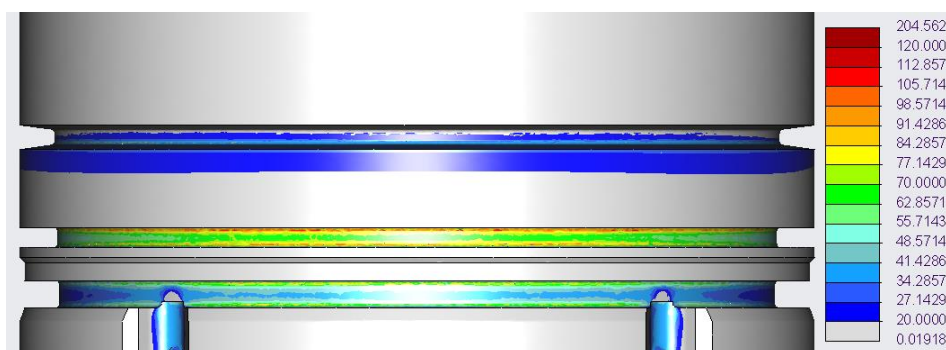
Tab. 52 - Důležité teploty ze simulace

Porovnání maximálních teplot na pístech obou typů motorů je vidět na grafu níže (Graf 28).



Graf 28 - maximální teplota pístu při různých otáčkách obou typů motorů

Maximální napětí na pístu po aplikaci teplotního rozložení při otáčkách 2200 min<sup>-1</sup> do strukturální analýzy se nacházelo v drážce pro 2 pístní kroužek. Dosahovalo nižší hodnotu (120 MPa) než v naftové verzi (164 MPa) což je s porovnáním s dovolenou hodnotou 207 MPa vyhovující hodnota.



Obr. 140 - Rozložení napětí na pístu v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup> při tepelném zatížení.

Napětí ve spalovací prohlubni (34 MPa) také nepřekračuje dovolené napětí (186 MPa). V geometrii dna pístu nejsou žádné ostré hrany ani přechody. Absencí ostrých přechodových hran spalovací prohlubně je dno pístu vodíkového motoru geometricky lepší pro teplotní dilataci jako naftový píst.



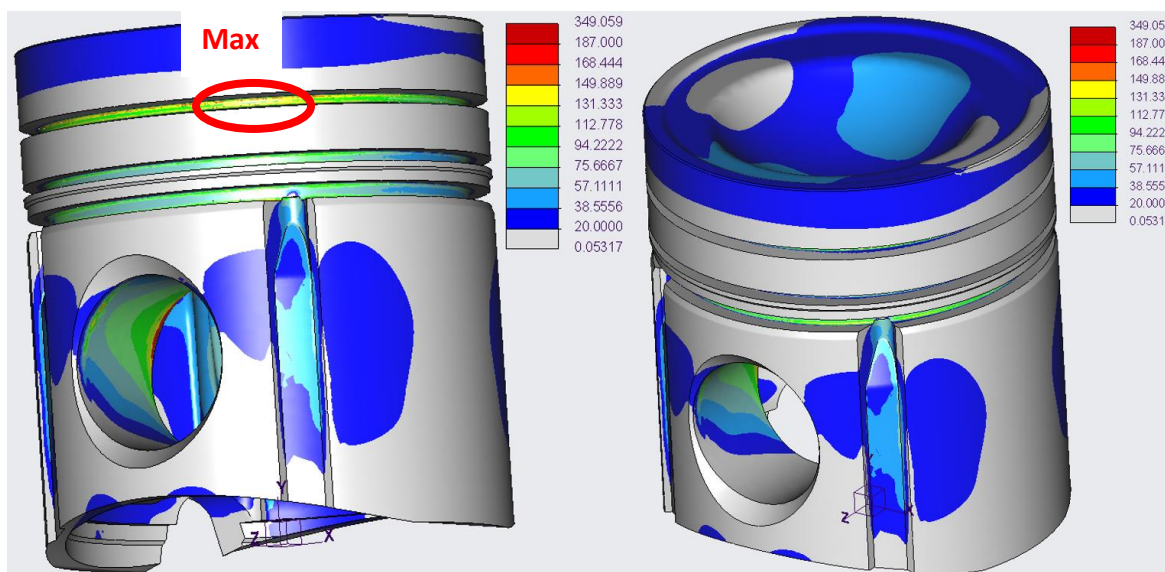
### 3.14 Mechanické namáhání pístu – vodík

#### 3.14.1 Rozbor zatěžujících sil a příprava modelu

Stejným způsobem jako v případě naftové verze motoru jsem aplikoval na konstrukci pístu maximální spalovací tlak a maximální setrvačné síly. V případě setrvačných sil, byly také napětí mnohonásobně menší v porovnání s napětím od tlaku plynů.

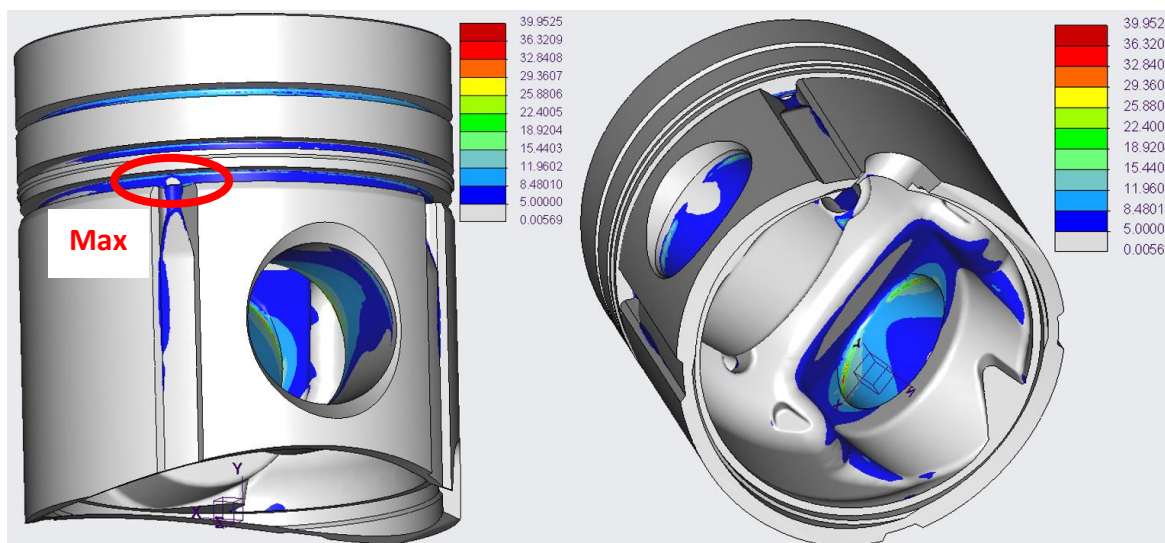
#### 3.14.2 Výsledky mechanického zatížení pístu

Po aplikaci maximálního spalovacího tlaku 15,47 MPa v režimu otáček 1600 min<sup>-1</sup> bylo rozložení napětí na pístu dle Obr. 141. Maximální namáhání bylo v zalitém nosiči 1 pístního kroužku.



Obr. 141 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci nejvyššího spalovacího tlaku na dno pístu v režimu otáček 1200 min<sup>-1</sup>

Po aplikaci maximálních setrvačných sil v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup> bylo rozložení napětí na pístu dle Obr. 123. Maximální zatížení bylo v zaoblení drážky pro 3. pístní kroužek.



Obr. 142 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci nejvyšších setrvačných sil na konstrukci pístu v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup>





Přehled maximálních hodnot napětí od mechanického namáhání srovnaných s napětím dovoleným při různé teplotě je v Tab. 53.

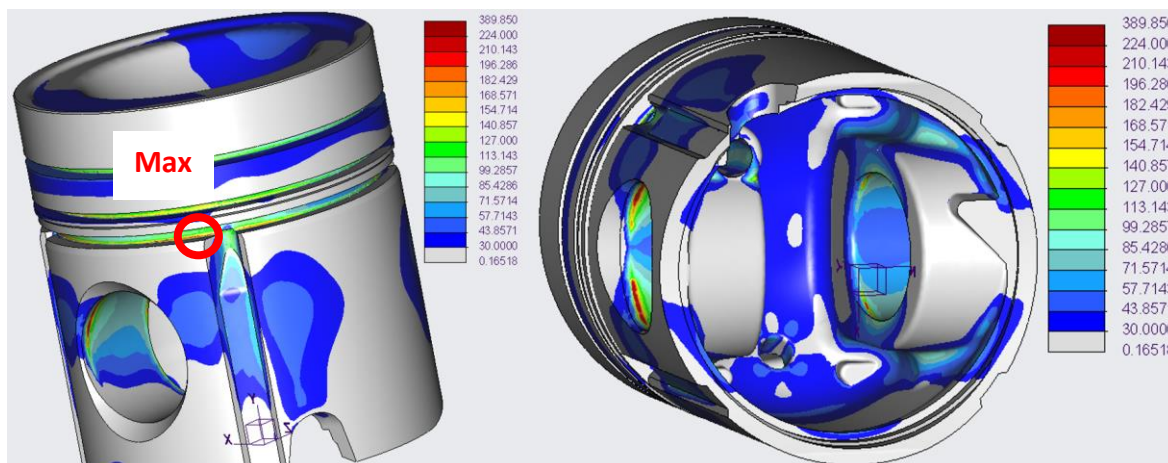
1200 RPM – vysoko cyklické namáhání (tlak)			
		Simulace	Dovolené
Napětí v 1. drážce (max)	Mpa	187	?
Napětí v spalovací prohlubni	Mpa	54	138
Napětí 3. drážka (max)	Mpa	155	207
2200 RPM – vysoko cyklické namáhání (setrvačné síly)			
		Simulace	Dovolené
Napětí v spalovací prohlubni	Mpa	4	131
Napětí 3. drážka (max)	Mpa	15	207

Tab. 53 - Kontrola napětí ve zvolených kritických místech pístu při různých stavech zatížení

Všechny hodnoty ze simulace vyhovují dovoleným napětím. Pro nerezistový nosič prvního pístního kroužku nemám přesné údaje o dovoleném napětí, každopádně při maximální tlakovém zatížení pístu při spalování nafty je vystaven napětím 242 MPa. Při spalování vodíku je to 187 MPa z čeho lze usoudit, že namáhání vydrží, jelikož je menší.

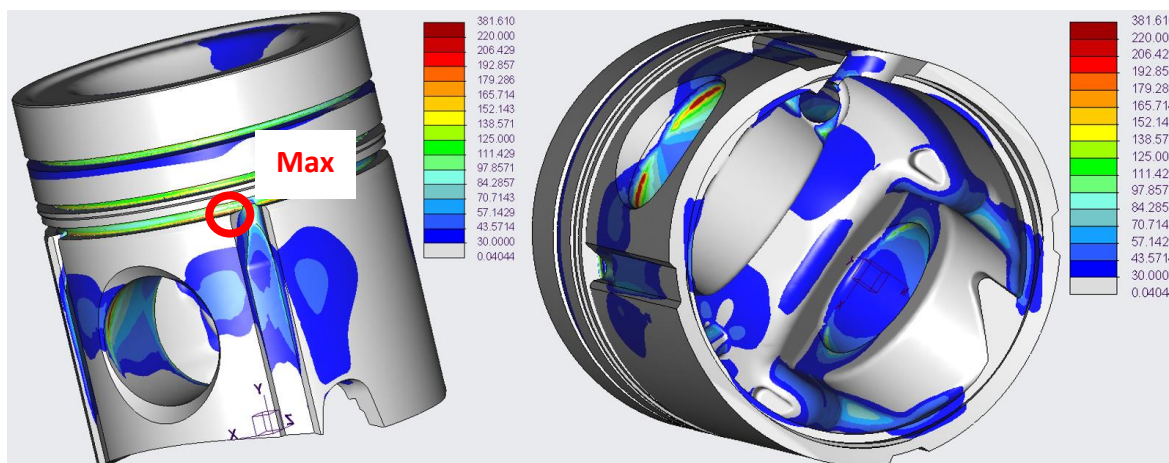
### 3.15 Tepelně-mechanická zátěž pístu – vodík

Nejnamáhavější část při kombinaci namáhání od nejvyššího tlaku plynů a tepelném zatížení byla drážka pro 3. pístní kroužek. Nejvyšší napětí tam dosahuje hodnoty kolem 224 MPa při otáčkách 1200 min<sup>-1</sup> a nachází se v zaoblení blízko kanálu pro odvod oleje.



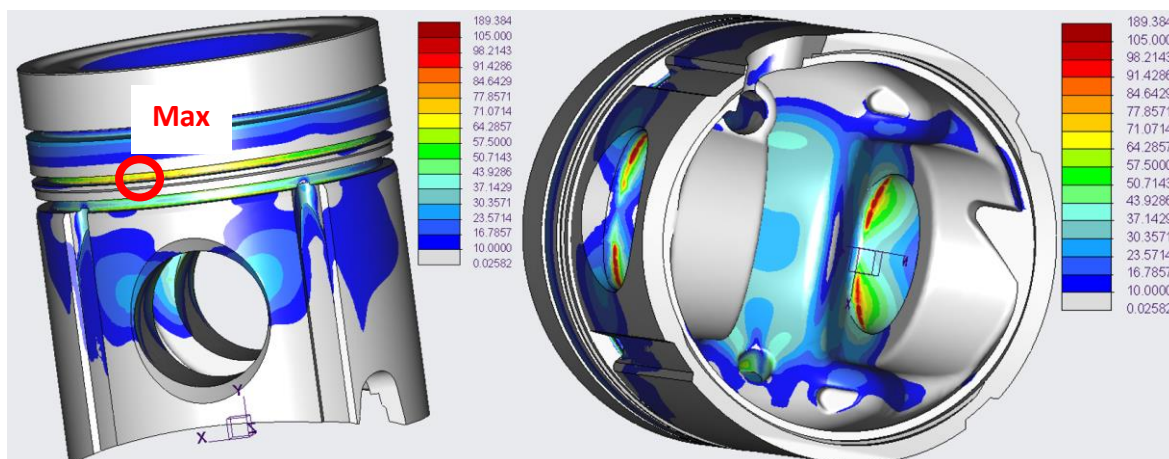
Obr. 143 - Rozložení napětí na pístu při tepelně-mechanickém zatížení od nejvyššího spalovacího tlaku v režimu otáček 1200 min<sup>-1</sup>

Stav kombinace tlaku a nejvyšší teploty v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup> taky nejvíc namáhá 3. drážku pro pístní kroužek. Nejvyšší napětí se tam pohybuje kolem 220 MPa.



Obr. 144 - Rozložení napětí na pístu při tepelně mechanickém zatížení od nejvyšší teploty a daným tlakem v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup>

Kombinace tepelného zatížení a nejvyšší setrvačné síly v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup> způsobuje nejvyšší namáhání v drážce pro 2. pístní kroužek (105 MPa).



Obr. 145 - Rozložení napětí na pístu při tepelně-mechanickém zatížení od nejvyšší setrvačné síly v režimu otáček 2200 min<sup>-1</sup>

## 4 Závěr

Ve všech stavech zatížení pístu jsem napětí koncentrované v plochách uchycení ignoroval, protože neodpovídalo skutečnému uchycení pístu v čepu.

Všechny stupnice na snímkách jsou v jednotkách MPa a jedná se o napětí von Mises. Napětí von Mises (redukováno napětí) je fiktivní jednoosé tahové napětí přiřazené víceosé napjatosti, které můžeme použít pro posouzení mezního stavu. Jinak řečeno, 3D tělesa mají ve skutečnosti 6-osé napětí, které lze přepočítat na napětí von Mises, a toto pak můžete srovnat s mezí kluzu nebo mezí únavy materiálu.

Posuvy všech snímků, které definovali deformaci komponentů, byli v jednotkách mm.

Po provedení veškerých analýz, jak tepelných, tak mechanických jsem schopen porovnat výsledky komponent obou typů motorů. Pro přehled hodnot a příslušných otáček jsou níže uvedeny tabulky s výsledky tepelného a mechanického namáhání válce a pístu motorů.



## 4.1 Porovnání maximálních teplot

### 4.1.1 Válec

Otáčky	min <sup>-1</sup>	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Max. dovolená teplota	°C	300								
Max. teplota nafta	°C	233	239	243	<u>246</u>	244	243	241	240	239
Max. teplota vodík	°C	229	236	248	248	/	/	253	255	<u>259</u>
Změna teploty po konverzi	°C	-4	-4	+5	+2	/	/	+11	+15	+21
	%	-2	-2	+2	+1	/	/	+5	+6	+8

Tab. 54 – Srovnání maximální teploty válců obou typů motorů

V nízkých otáčkách jsou teploty válce vodíkového motoru o pár stupňů vyšší a při vyšších otáčkách jsou zas vyšší. Každopádně teplotní rozdíly jsou srovnatelné a maximální teplota je v toleranci.

### 4.1.2 Píst

Otáčky	min <sup>-1</sup>	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Max. dovolená teplota	°C	320								
Max. teplota nafta	°C	295	303	305	<u>308</u>	303	300	297	293	290
Max. teplota vodík	°C	223	229	232	232	/	/	233	234	<u>235</u>
Změna teploty po konverzi	°C	-72	-74	-73	-76	/	/	-64	-59	-55
	%	-32	-32	-31	33	/	/	-27	-25	-23

Tab. 55 - Srovnání maximální teploty pístů obou typů motorů

Teplota pístu vodíkového motoru je pro celou škálu měřených otáček o desítky stupňů nižší.

Otáčky	min <sup>-1</sup>	1000	1200	1400	1600	1700	1750	1800	2000	2200
Max. dovolená teplota	°C	220								
Max. teplota nafta	°C	209	213	214	<u>216</u>	213	212	210	208	207
Max. teplota vodík	°C	177	181	185	185	/	/	186	187	<u>189</u>
Změna teploty po konverzi	°C	-32	-32	-29	-31	/	/	-24	-21	-18
	%	-18	-18	-16	-17	/	/	-13	-11	-10

Tab. 56 - Srovnání maximální teploty v drážce pro 1. pístní kroužek obou typů motorů

Podobně to je i v místě drážky pro 1. pístní kroužek, kde je teplota nižší o 10 až 20 °C pro všechny otáčky motoru.

## 4.2 Kontrola a porovnání maximálních napětí

### 4.2.1 Válec

Kontrolní stav	Nafta		Vodík		Rozdíl	
	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[%]
Max. napětí (tlak)	53	1600	56	1200	+3	+5,7
Max. napětí (Tlak + předpjetí)	65	1600	67	1200	+2	+3,1
Max. napětí (Teplota)	125	1600	127	2200	+2	+1,6
Max. napětí tepelně-mechanické	190	1600	187	2200	-3	-1,6

Tab. 57 - Porovnání maximálních napětí na válci obou typů motorů



Maximální napětí vyskytující se na válci obou motorů jsou srovnatelné. Při nekombinovaném zatížení dochází k navýšení napětí. Při kombinaci se maximální napětí naopak sníží.

#### 4.2.2 Píst

Nízko cyklické namáhání (od teploty)						
	Nafta	Otáčky	Vodík	Otáčky	Rozdíl	
	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[%]
<b>Napětí dno</b>	70	1600	34	2200	-36	-51
<b>Napětí 2. drážka</b>	164	1600	120	2200	-44	-27
Vysoko cyklické namáhání (tlak + předpjetí)						
	Nafta	Otáčky	Vodík	Otáčky	Rozdíl	
	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[%]
<b>Napětí v 1. drážce</b>	242	1600	187	1200	-55	-23
<b>Spalovací prostor (dno)</b>	97	1600	54	1200	-43	-44
<b>Napětí 3. drážka</b>	198	1600	155	1200	-43	-22
Vysoko cyklické namáhání (setrvačné síly)						
	Nafta		Vodík		Rozdíl	
	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[%]
<b>Napětí dno</b>	8	2200	4	2200	-4	-50
<b>Napětí 3. drážka</b>	17	2200	15	2200	-2	-12

Tab. 58 - Porovnání napětí při různých režimech namáhání

	Nafta		Vodík		Rozdíl	
	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[min <sup>-1</sup> ]	[Mpa]	[%]
<b>Kontrolní stav</b>						
<b>Max. spalovací tlak</b>	330	1600	224	1200	-106	-32,1
<b>Max. setrvačné síly</b>	145	2200	105	2200	-40	-27,6
<b>Max. teplota</b>	330	1600	220	2200	-110	-33,3

Tab. 59 - Porovnání napětí při tepelně mechanickém namáhání pístu při 3 různých kontrolních stavech

Píst vodíkového motoru je ve všech místech a pro všechny případy zatížení méně než původní píst naftového motoru.



## Použitá literatura

- [1] online. In: Britannica. California, 2022. Dostupné také z: <https://www.britannica.com/science/hydrogen>.
- [2] online. In: *Wondrium daily*. Georgetown University, 2022. Dostupné také z: <https://www.wondriumdaily.com/hydrogen-and-helium-the-two-elements-in-row-1-of-the-periodic-table/>.
- [3] PORŠ, Zdeněk. *Palivové články*. online. In: Čez. 2002. Dostupné také z: <https://www.cez.cz/edee/content/file/vzdelavani/palivove-clanky.pdf>.
- [4] MAJLING, Eduard. *Palivové články*. online. In: OENERGETICE. 2015. Dostupné také z: <https://oenergetice.cz/akumulace-energie/palivove-clanky-princip-funkce-a-deleni>.
- [5] LANZ, Andre; HEFFEL, James a MESSER, Colin. *Fuel Cell Technology*. online. In: Energy.gov. College of the Desert, 2001. Dostupné také z: <https://www.energy.gov/sites/default/files/2014/03/f12/fcm04r0.pdf>.
- [6] LANZ, Andre; HEFFEL, James a MESSER, Colin. *Hydrogen properties*. online. In: Energy.gov. College of the Desert, 2001. Dostupné také z: <https://www.energy.gov/sites/default/files/2014/03/f12/fcm01r0.pdf>.
- [7] POHOŘELSKÝ, Michal. *Vodík*. online. In: Multimediaexpo. Praha, 2013. Dostupné také z: <http://www.multimediaexpo.cz/mmecz/index.php/Vod%C3%ADk>.
- [8] LANZ, Andre; HEFFEL, James a MESSER, Colin. *Hydrogen use*. online. In: Energy.gov. College of the Desert, 2001. Dostupné také z: <https://www.energy.gov/sites/default/files/2014/03/f10/fcm02r0.pdf>.
- [9] online. In: *Changeclimate*. 2022. Dostupné také z: [http://www.change-climate.com/Renewables/Hydrogen\\_Compressed\\_Gas\\_Storage\\_Technology\\_Solutions.htm](http://www.change-climate.com/Renewables/Hydrogen_Compressed_Gas_Storage_Technology_Solutions.htm).
- [10] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: Mokrohorská 34, 644 00 Brno, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [11] TESAŘ, Miroslav a ŠEFČÍK, Ivo. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-550-1.
- [12] online. In: *Cebia*. 2022. Dostupné také z: <https://www.cebia.cz/novinky/rady-a-tipy/vznetovy-motor-je-s-nami-uz-125-let-vite-jak-funguje>.
- [13] HROMÁDKO, Jan; HÖNIG, Vladimír a MILER, Petr. *Spalovací motory: Komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. online. 1. vyd. Praha: Grada Publishing, a.s., 2012. ISBN 978-80-247-7478-7. Dostupné také z: <https://www.grada.cz/spalovaci-motory-6259/>.
- [14] online. In: *Sportsbikeshop*. Dostupné také z: [https://www.sportsbikeshop.co.uk/motorcycle\\_parts/content\\_prod/184666](https://www.sportsbikeshop.co.uk/motorcycle_parts/content_prod/184666).



- [15] online. In: *Thompsonsales*. 2022, <https://www.thompsonsales.com/spark-plugs-faqs/>. Dostupné z: <https://www.thompsonsales.com/spark-plugs-faqs/>. [cit. 2023-12-14].
- [16] online. In: *BOSCH*. Dostupné také z: <https://www.boschautoparts.com/g/diesel-parts>.
- [17] MCDONALD, Bob. Diesel fuel injectors. online. In: *UNDERHOOD Service*. 2021. Dostupné také z: <https://www.underhoodservice.com/diesel-fuel-injectors/>.
- [18] online. In: *Mobilni dynamometr*. 2010. Dostupné také z: <https://mobilnibrzda.webnode.cz/>.
- [19] KAPARUK, J; LUFT, S; SKRZEK, T a WOJTYNIAK, M. Some aspects of the CI engine modification aimed at operation on LPG with the application of spark ignition. online. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2016, roč. 148. ISSN 1757-8981. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/148/1/012072>.
- [20] HROMÁDKO, Jan. *Celková charakteristika*. online. Praha. Dostupné také z: <https://slideplayer.cz/slide/12480967/>.
- [21] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*. 1. vyd. Spálená 51, 113 02 Praha 1: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1978.
- [22] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické v Praze, 2007. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [23] online. In: *X-engineer*. Dostupné také z: <https://x-engineer.org/crankshaft/>.
- [24] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vyd. Spálená 51, 11302 Praha 1: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.
- [25] online. 2. vyd. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016. ISBN 978-3-658-09941-1. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-09941-1>. [cit. 2023-12-14].
- [26] online. In: *Skarab: truck parts*. Dostupné také z: [https://www.skarab.cz/cep-pistni-45-102-24-tatra-97272cz177/?gclid=Cj0KCQjwwISIBhD6ARIsAESAmP5BKQEcucZX-N1dQPJwSrHJWOV\\_p5yysD77qIPhQVI64QNeQYCFwwQaAmT8EALw\\_wcB](https://www.skarab.cz/cep-pistni-45-102-24-tatra-97272cz177/?gclid=Cj0KCQjwwISIBhD6ARIsAESAmP5BKQEcucZX-N1dQPJwSrHJWOV_p5yysD77qIPhQVI64QNeQYCFwwQaAmT8EALw_wcB).
- [27] online. In: *Skarab trucks parts*. Dostupné také z: <https://www.skarab.cz/ojnice-t815-repas-tatra-104525cz177/>.
- [28] online. In: *SKODA Storyboard*. 2018. Dostupné také z: <https://www.skoda-storyboard.com/cs/crankshaft-car-part-skoda-jpg/>.
- [29] online. In: *Skarab truck parts*. Dostupné z: <https://www.skarab.cz/hridel-klikovy-t815-repas-tatra-104526cz186/>. [cit. 2023-12-14].
- [30] online. In: *Skarab truck parts*. Dostupné z: <https://www.skarab.cz/hlava-valce-uplna-t-815-tatra-100057cz178/>. [cit. 2023-12-14].
- [31] online. In: *ML truck*. 2023. Dostupné z: <https://cz.ml-vehicle.com/info/cylinder-block-material-85421070.html>. [cit. 2023-12-14].



- [32] online. In: *Skarab truck parts*. Dostupné také z: [https://www.skarab.cz/valec-tatra-114418cz186/?gad\\_source=1&gclid=Cj0KCQiA7OqrBhD9ARIsAK3UXh26mUgUh2cx3PWXA TFVtX3rfq0ulG0ZzqKVKPyW1F8wrkCn2xXt9JsaAjl8EALw\\_wcB](https://www.skarab.cz/valec-tatra-114418cz186/?gad_source=1&gclid=Cj0KCQiA7OqrBhD9ARIsAK3UXh26mUgUh2cx3PWXA TFVtX3rfq0ulG0ZzqKVKPyW1F8wrkCn2xXt9JsaAjl8EALw_wcB).
- [33] SUK, Bohuslav. *Spalovací motory. Základy teorie, konstrukce a provozu pístových spalovacích motorů*. 1. vyd. Ediční středisko ČVUT v Praze, 1981.
- [34] PODRÁBSKÝ, Tomáš a POSPÍŠILOVÁ, Simona. *Struktura a vlastnosti grafitických litin*. online, Studijní opora. VUT Brno: VUT Brno, 2006. Dostupné z: <https://umvi.fme.vutbr.cz/opory/savgl/index.php?chapter=1>. [cit. 2023-12-21].
- [35] ČESKOSLOVENSKÁ STÁTNÍ NORMA. Praha: Vydavatelství norem, 1989.
- [36] online. In: E-konstrukter. 2016. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/vlastnosti-vzduchu>. [cit. 2023-12-21].
- [37] online. 1. vyd. 1989. Dostupné z: [http://www.pedros.cz/Tatra/T815\\_dilenska\\_prirucka.pdf](http://www.pedros.cz/Tatra/T815_dilenska_prirucka.pdf). [cit. 2023-12-23].
- [38] online. In: American elements. Dostupné z: <https://www.americanelements.com/aluminum-4032-alloy>. [cit. 2023-12-25].
- [39] online. In: Matweb.com. Dostupné z: [https://www.matweb.com/search/datasheet\\_print.aspx?matguid=35707660584d4f7caef591324e592396&n=1](https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=35707660584d4f7caef591324e592396&n=1). [cit. 2023-12-25].
- [40] BÜYÜKKAYA, Ekrem. Thermal analysis of functionally graded coating AlSi alloy and steel pistons. online. *SURFACE & COATINGS TECHNOLOGY*. 2008, s. 202. ISSN 0257-8972. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2008.01.034>. [cit. 2023-12-26].
- [41] online. In: Lhmp.cz. Dostupné z: <https://www.lhmp.cz/lesy2/wp-content/uploads/2014/12/Technick%C3%A9-specifikace.pdf>. [cit. 2023-12-25].
- [42] BUSH, J.E. a LONDON, A.L. Design Data for "Cocktail Shaker" Cooled Pistons and Valves. online. *SAE transactions*. 1966, roč. 74, s. 446-459. ISSN 0096-736X. Dostupné z: <https://www-jstor-org.ezproxy.techlib.cz/stable/44554224>. [cit. 2024-01-05].
- [43] KOTIA, A a KUMAR, Ravindra. Characterization of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-SAE 15W40 engine oil nanolubricant and performance evaluation in 4-stroke diesel engine. online. *Engineering, Materials Science*. 2018. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/S40430-018-0998-7>. [cit. 2023-12-26].
- [44] BOHAC, ; STANISLAV, V.; BAKER, a DOUGLAS, M. A Global Model for Steady State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies. online. *SAE transactions*. 1996, roč. 105, s. 196-214. ISSN 0096-736X. Dostupné z: <https://www-jstor-org.ezproxy.techlib.cz/stable/44736267>. [cit. 2024-01-05].



## Seznam obrázků

Obr. 1 - Atom vodíku [2] .....	11
Obr. 2 - Transformace energie v VPC [3] .....	12
Obr. 3 - Princip činnosti VPC [4].....	12
Obr. 4 - Molekula vodíku [7].....	14
Obr. 5 - Tlakové nádoby pro skladování vodíku v plynném skupenství [9] .....	15
Obr. 6 - Pracovní fáze čtyřdobého vznětového spalovacího motoru [12] .....	17
Obr. 7 - Schéma zdvihového a kompresního objemu [10] .....	17
Obr. 8 - Zapalovací svíčka zážehového motoru [14] .....	19
Obr. 9 - Pohled na spalovací komoru zážehového motoru [15] .....	19
Obr. 10 - Vstřikovače paliva pro vznětové motory [16].....	19
Obr. 11 - Pohled na spalovací komoru vznětového motoru [17] .....	19
Obr. 12 - Ideální p-V diagram zážehového motoru [13] .....	20
Obr. 13 - Ideální p- $\alpha$ diagram zážehového motoru [13] .....	20
Obr. 14 - Ideální p-V diagram vznětového motoru.....	20
Obr. 15 - Ideální p-a diagram vznětového motoru .....	20
Obr. 16 - Teoretický p-V diagram zážehového motoru [13] .....	21
Obr. 17 - Teoretický p-V diagram vznětového motoru [13] .....	21
Obr. 18 – Indikátorový p- $\alpha$ diagram vznětového motoru.....	21
Obr. 19 – Indikátorový p-V diagram vznětového motoru.....	21
Obr. 20 - Vnější otáčková charakteristika vznětového traktorového motoru [18].....	22
Obr. 21 - Zatěžovací charakteristika závislosti produkce oxidu uhelnatého na kroutícím momentu pro spalování nafty a zemního plynu [19].....	23
Obr. 22 - Příklad celkové charakteristiky měrné spotřeby paliva [20].....	23
Obr. 23 - Sdílení tepla jednoduchou stěnou [21].....	24
Obr. 24 - Znázornění obtékání desky tekutinou [21].....	26
Obr. 25 - Grafické znázornění změny poměrného součinitele přestupu tepla „ $\alpha$ “ po obvodě nežebrovaného válce [21] .....	27
Obr. 26 - Součinitel přestupu $\alpha$ po obvodě povrchu žebra v závislosti na rychlosti proudu vzduchu v (vlevo – bez deflektoru, vpravo – s deflektorem) [21] .....	27
Obr. 27 - Závislost poměrného součinitele přestupu tepla na úhlu náběhu proudu vzduchu „ $\psi$ “ [21]..	27
Obr. 28 - Závislost součinitele „ $\alpha$ “ u povrchu žebra po obvodě válce na rychlosti proudu vzduchu „ $v$ “ a tvaru žebra [21] .....	28
Obr. 29 - Rozložení součinitele přestupu tepla „ $\alpha$ “ po povrchu žebra [21] .....	28
Obr. 30 - Schéma klikového mechanismu [23] .....	29
Obr. 31 - Schéma pístní skupiny .....	29
Obr. 34 - Konstrukční provedení pístu s popisem částí [13].....	30
Obr. 33 - Znázornění chlazení pístu olejem [25].....	31
Obr. 34 - Konstrukční typy pístů [25].....	32
Obr. 35 - Příklad rozložení teploty pístu rychloběžného vznětového motoru (vlevo s chladícím kanálem, vpravo bez chladícího kanálu) [22] .....	32
Obr. 36 - Napětí v přehřáté hraně spalovacího prostoru [22] .....	32
Obr. 37 - Příklady můstků (zalitých do tělesa pístu) prvního pístního kroužku [24] .....	33
Obr. 38 - Příklad rozložení teplot a koeficientů přestupu tepla $\alpha$ na pístu, pístních kroužcích a válci [24] .....	33
Obr. 41 - Konstrukční provedení pístního kroužku [13].....	34
Obr. 40 - Pístní čep motoru Tatra [26].....	34
Obr. 41 - Ojnice [27] .....	35
Obr. 42 - Lítý klikový hřídel motoru Škoda [28] .....	36
Obr. 43 - Skládaný klikový hřídel motoru Tatra 815 [29].....	36
Obr. 44 - Hlava válce vzduchem chlazeného motoru Tatra 815 [30] .....	36
Obr. 45 - Konstrukce hlavy válců pístového motoru chlazeného kapalinou [13] .....	36
Obr. 46 - Konstrukce bloku motoru kapalinou chlazeného motoru [31].....	37





Obr. 47 - Válec vzduchem chlazeného motoru T815 [32] .....	37
Obr. 50 Rozložení teploty vložky válce motoru chlazeného kapalinou [22] .....	38
Obr. 49 - Kinematické schéma klikového mechanismu [13].....	38
Obr. 50 - Závislost maximální rychlosti pístu na klikovém poměru [13].....	39
Obr. 51 - Průběh dráhy, rychlosti a zrychlení pístu [13] .....	40
Obr. 52 - Dynamické schéma klikového mechanismu [13].....	40
Obr. 53 - Průběh sil ve spalovacím prostoru v závislosti na pootočení klikové hřídele .....	41
Obr. 54 - Průběh tlaků ve spalovacím prostoru v závislosti na pootočení klikové hřídele [13] .....	42
Obr. 55 - Průběh normálové síly na stěnu válce .....	42
Obr. 56 - Výsledné průběhy sil v klikovém mechanismu .....	43
Obr. 57 - Nahrazení ojnice soustavou bodů .....	44
Obr. 58 - Různé tvary rovinných elementů pro řešení úloh MPK [24].....	45
Obr. 59 - Naftový motor TATRA T3-928 [33] .....	46
Obr. 60 - Vytvořený model válce .....	47
Obr. 61 - Vytvořený model pístu .....	47
Obr. 62 - Model ojnice s potřebnými kótami .....	51
Obr. 63 - Původní geometrie válce .....	54
Obr. 64 - Zjednodušená geometrie válce .....	54
Obr. 65 - Původní ostré hrany a přechody.....	54
Obr. 66 - Nahrazení ostrých hran zaoblením .....	54
Obr. 67 - Nastavení sítě v oblasti nejvyšších napětí .....	54
Obr. 68 - Vytvořená síť na modelu válcové jednotky .....	55
Obr. 69 - Uchycení válcové dosedací plochy .....	55
Obr. 70 - Uchycení rovinné dosedací plochy .....	56
Obr. 71 - Rozdělení vnitřní stěny válce na 4 regiony distribuce tepla .....	56
Obr. 72 - Pohled na vnější zóny chlazení návětrné a boční strany .....	57
Obr. 73 - Pohled na vnější zóny chlazení závětrné a boční strany .....	57
Obr. 74 - Schéma uložení termočlánků v konstrukci válce .....	58
Obr. 75 - Závislost rychlosti proudu vzduchu „v“ mezi žebry a ochlazení stěny válce $\Delta T$ u uspořádání 1 – bez deflektoru, 2 – s deflektorem.....	60
Obr. 76 - Vertikální rozdělení válce do zón přestupu tepla .....	62
Obr. 77 - Průběh součinitele přestupu tepla $\alpha$ po obvodě válce při dané geometrii žebrování .....	66
Obr. 78 - Tvar žeber na modely válce .....	66
Obr. 79 - Rozložení teplot na válci při pohledu na návětrnou a boční stranu .....	67
Obr. 80 - Rozložení teplot na válci při pohledu na závětrnou a boční stranu.....	67
Obr. 81 - Průběh teplot na válci při pohledu v řezu válce .....	67
Obr. 82 - Napětí na válci od teplotního zatížení v režimu otáček 1600 min <sup>-1</sup> .....	68
Obr. 83 - Deformace válce od tepelného zatížení .....	69
Obr. 84 - Detail na kritickou zónu .....	69
Obr. 85 - Místo největšího zatížení.....	69
Obr. 86 - Maximální hodnota v oblasti uchycení modelu .....	70
Obr. 87 - <i>Napětí v oblasti uchycení válce</i> .....	70
Obr. 88 - Tlakové zatížení na zónu 2 .....	71
Obr. 89 - Tlakové zatížení na zónu 5 .....	71
Obr. 90 - Příklad aplikace zatížení od předpjetí šroubů (pro stav 4) .....	73
Obr. 91 - Namáhání válce od nejvyšší hodnoty předpjetí .....	73
Obr. 92 - Detail na kritickou oblast zatížení od předpjetí .....	74
Obr. 93 - Rozložení napětí na válci při zatížení od tlaků plynů na zónu 3.....	74
Obr. 94 - Detail na kritickou oblast.....	74
Obr. 95 - Napětí na válci při zatížení od předpjetí a tlaku plynů na zónu 3 .....	75
Obr. 96 - Napětí na válci při zatížení předpjetí a tlaku plynů na zónu 3 .....	75
Obr. 97 - Rozložení napětí na válci v režimu otáček 1600 min <sup>-1</sup> při tepelně-mechanickém zatížení (zóna 3).....	76
Obr. 98 - Napětí v okrajové podmínce uchycení válce .....	76



Obr. 99 - Kritické místo namáhání při tepelně-mechanickém zatížení válce .....	76
Obr. 100 - Deformace válce při tepelně-mechanickém zatížení (zóna 3) v režimu otáček 1600 min <sup>-1</sup> ...	77
Obr. 101 - Původní model pístu .....	78
Obr. 102 - Zjednodušený model pístu .....	78
Obr. 103 - Zjemnění sítě v oblastech nejvyššího namáhání .....	79
Obr. 104 - Vytvořená síť na modely pístu .....	79
Obr. 105 - Uchycení pístu v čepu .....	79
Obr. 106 - Zamezení posuvu pístu v směru osy čepu .....	80
Obr. 107 - Plocha přívodu tepla od spalin přes dno pístu .....	80
Obr. 108 - Odvod tepla drážkami pro pístní kroužky .....	80
Obr. 109 - Odvod tepla pláštěm pístu .....	80
Obr. 110 - Odvod tepla kanály pro odvod oleje .....	81
Obr. 111 - Odvod tepla chladicí galerií uvnitř pístu .....	81
Obr. 112 - Odvod tepla plochami uložení pístního čepu .....	81
Obr. 113 - Odvod tepla vnitřní dutinou pístu .....	81
Obr. 114 - Vytvořené body pro měření teploty po celé délce zdvihu pístu .....	82
Obr. 115 - Přibližné hodnoty součinitele přestupu tepla po povrchu pístu .....	82
Obr. 116 - Rozložení teploty na pístu při otáčkách 1600 min <sup>-1</sup> .....	86
Obr. 117 - Deformace pístu od tepelného zatížení při otáčkách 1600 min <sup>-1</sup> .....	86
Obr. 118 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci teplotního zatížení do strukturální analýzy pro režim otáček 1600 min <sup>-1</sup> .....	87
Obr. 119 - Detail na napětí v oblasti pístních kroužků .....	87
Obr. 120 - Aplikace nejvyššího spalovacího tlaku na model pístu .....	88
Obr. 121 - Aplikace nejvyšší hodnoty setrvačné síly na model pístu .....	88
Obr. 122 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci nejvyššího spalovacího tlaku na dno pístu v režimu otáček 1600 min <sup>-1</sup> .....	88
Obr. 123 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci nejvyšších setrvačných sil na konstrukci pístu v režimu otáček 2200 min <sup>-1</sup> .....	89
Obr. 124 - Deformace od tlaku plynů .....	90
Obr. 125 - Deformace od setrvačných sil .....	90
Obr. 126 - Rozložení napětí na pístu při tepelně-mechanickém zatížení (nejvyšší spalovací tlak + teplota) v režimu otáček 1600 min <sup>-1</sup> .....	90
Obr. 127 - Rozložení napětí na pístu při tepelně-mechanickém zatížení (nejvyšší setrvačná síla + teplota) v režimu otáček 2200 min <sup>-1</sup> .....	91
Obr. 128 - Rozložení teplot na válci při pohledu na návětrnou a boční stranu .....	95
Obr. 129 - Rozložení teplot na válci při pohledu na závětrnou a boční stranu .....	95
Obr. 130 - Průběh teplot na válci při pohledu v řezu válce .....	95
Obr. 131 - Rozložení napětí na válci vodíkového motoru od teplotního zatížení v režimu otáček 2200 min <sup>-1</sup> .....	98
Obr. 132 - Rozložení napětí na válci při zatížení od předpjetí a tlaku plynů v stave 3 v režimu otáček 1200 min <sup>-1</sup> .....	100
Obr. 133 - Označení místa s největším namáháním .....	100
Obr. 134 - Detail na místo nejvyššího napětí .....	100
Obr. 135 - Rozložení napětí na válci v režimu otáček 1200 min <sup>-1</sup> při tepelně-mechanickém zatížení (zóna 3) .....	101
Obr. 136 - Detail na místo nejvyššího napětí .....	101
Obr. 137 - Geometrie pístu pro naftovou verzi motoru .....	102
Obr. 138 - Geometrie pístu pro vodíkovou verzi motoru .....	102
Obr. 139 - Rozložení teploty na pístu při otáčkách 2200 min <sup>-1</sup> .....	102
Obr. 140 - Rozložení napětí na pístu v režimu otáček 2200 min <sup>-1</sup> při tepelném zatížení. ....	103
Obr. 141 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci nejvyššího spalovacího tlaku na dno pístu v režimu otáček 1200 min <sup>-1</sup> .....	104
Obr. 142 - Rozložení napětí na pístu po aplikaci nejvyšších setrvačných sil na konstrukci pístu v režimu otáček 2200 min <sup>-1</sup> .....	104



Obr. 143 - Rozložení napětí na pístu při tepelně-mechanickém zatížení od nejvyššího spalovacího tlaku v režimu otáček 1200 min <sup>-1</sup> .....	105
Obr. 144 - Rozložení napětí na pístu při tepelně mechanickém zatížení od nejvyšší teploty a daným tlakem v režimu otáček 2200 min-1 .....	106
Obr. 145 - Rozložení napětí na pístu při tepelně-mechanickém zatížení od nejvyšší setrvačné síly v režimu otáček 2200 min-1 .....	106

## Seznam tabulek

Tab. 1 Tepelná distribuce tepla z pístu [25].....	31
Tab. 2 - Přehled základních parametrů naftového motoru .....	48
Tab. 3 – Indikované hodnoty naftového motoru.....	48
Tab. 4 - Hodnoty střední pístové rychlosti.....	49
Tab. 5 - Hodnoty maximálních zrychlení pístu při různých otáčkách motoru .....	49
Tab. 6 – Indikované hodnoty nejvyšších tlaků ve spalovacím prostoru při různých otáčkách motoru ...	50
Tab. 7 – Vypočtené hodnoty primárních sil působících na komponenty při různých otáčkách .....	51
Tab. 8 – Délkové parametry ojnice .....	51
Tab. 9 – Hmotnostní parametry pro výpočet .....	51
Tab. 10 - Maximální absolutní hodnoty sekundárních sil při různých otáčkách motoru .....	52
Tab. 11 – Vlastnosti materiálu válce [34], [35] .....	53
Tab. 12- Přehled geometrických parametrů vnitřních zón .....	56
Tab. 13 – Výpočet točivého momentu na jeden válec motoru .....	57
Tab. 14 - Porovnání točivého momentu .....	58
Tab. 15 – Naměřená teplota definovaných míst válce motoru Tatra T3C-928-90 .....	58
Tab. 16 – Výpočet hmotnostního toku vzduchu při otáčkách 1800 min <sup>-1</sup> .....	59
Tab. 17 – Výpočet rychlosti chladícího vzduchu při otáčkách 1800 min-1 .....	59
Tab. 18 - Přibližný výpočet odvedené tepla chladícím médiem .....	60
Tab. 19 - Porovnání tepla.....	60
Tab. 20 - Rozdělení tepla odvedeného chlazení do stran válce.....	61
Tab. 21 - Hodnoty efektivní teploty chladícího média v rozdělených zónách válce .....	61
Tab. 22 - Přehled okrajových podmínek válcové jednotky pro měření teplot.....	63
Tab. 23 - Srovnání teplot měřících bodů v simulacích s teplotami termočlánků ve válcové jednotce ....	63
Tab. 24 – srovnání teploty po obvodě válce v oblasti 1. kroužku pístu v horní úvratí.....	68
Tab. 25 - Rozdělení zón válce pro talkovou zátěž .....	71
Tab. 26 - Výpočet osové síly v 1 šroubu.....	72
Tab. 27 - Vypočtený tlak působící na válec od předpjetí šroubů v 6 stavech zatížení .....	73
Tab. 28 – Vlastnosti materiálu pístu [38], [39] .....	77
Tab. 29 - Hodnoty meze únavy materiálu pístu při různých stavech [39] .....	78
Tab. 30 - Výpočet součinitele přestupu tepla $\alpha$ pláště pístu .....	83
Tab. 31 - Parametry motorového oleje [43] .....	83
Tab. 32 - Vypočtené hodnoty Reynoldsova čísla oleje v chladícím kanálu při různých otáčkách.....	84
Tab. 33 - Vypočtené hodnoty Nusseltova čísla oleje v chladícím kanálu při různých otáčkách .....	84
Tab. 34 - Vypočtené hodnoty součinitel přestupu tepla $\alpha$ z chladícího kanálu do proudícího oleje v něm při různých otáčkách.....	84
Tab. 35 - Hodnoty referenčního součinitele přestupu tepla $\alpha_{ref}$ [44], upravené .....	84
Tab. 36 - Vypočtené hodnoty součinitel přestupu tepla $\alpha$ z vnitřní dutiny pístu do olejové mlhy při různých otáčkách motoru.....	84
Tab. 37 - Kalibrace okrajových podmínek pro tepelnou analýzu.....	85
Tab. 38 - Kontrola odvedeného tepla zvolenými plochami pístu .....	85
Tab. 39 - Důležité teploty ze simulace .....	86
Tab. 40 - Kontrola napětí ve zvolených kritických místech pístu při různých stavech zatížení.....	89
Tab. 41 – Porovnání parametrů vodíkového a naftového motoru .....	92
Tab. 42 – Indikované hodnoty experimentálního vodíkového motoru .....	92



Tab. 43 – Indikované hodnoty nejvyšších tlaků ve spalovacím prostoru .....	92
Tab. 44 – Vypočtené hodnoty primárních sil působících na komponenty .....	93
Tab. 45 – Hmotnostní parametry dílů vodíkového motoru .....	94
Tab. 46 – Maximální absolutní hodnoty sekundárních sil při různých otáčkách vodíkového motoru ....	94
Tab. 47 – srovnání teploty po obvodě válce v oblasti 1. kroužku pístu v horní úvrati.....	98
Tab. 48 - maximální a dovolené napětí od tepelného zatížení .....	98
Tab. 49 - Hodnoty zatěžujících tlaků na zóny válce .....	99
Tab. 50 - Hodnoty předpjetí při různých stavech zátěže válce .....	100
Tab. 51 - maximální a dovolené napětí od mechanického zatížení (tlak + předpjetí) .....	101
Tab. 52 - Důležité teploty ze simulace .....	103
Tab. 53 - Kontrola napětí ve zvolených kritických místech pístu při různých stavech zatížení.....	105
Tab. 54 – Srovnání maximální teploty válců obou typů motorů .....	107
Tab. 55 - Srovnání maximální teploty pístů obou typů motorů.....	107
Tab. 56 - Srovnání maximální teploty v drážce pro 1. pístní kroužek obou typů motorů.....	107
Tab. 57 - Porovnání maximálních napětí na válci obou typů motorů.....	107
Tab. 58 - Porovnání napětí při různých režimech namáhání .....	108
Tab. 59 - Porovnání napětí při tepelně mechanickém namáhání pístu při 3 různých kontrolních stavech .....	108

## Seznam grafů

Graf 1 - Vnější otáčková charakteristika naftového motoru.....	48
Graf 2 - Dráha, rychlost a zrychlení pístu při otáčkách 1700 min <sup>-1</sup> .....	49
Graf 3 - p- $\alpha$ diagram při otáčkách 1700 min <sup>-1</sup> .....	50
Graf 4 - p-V diagram při otáčkách 1700 min <sup>-1</sup> .....	50
Graf 5 - Křivka průběhu setrvačné síly při otáčkách 2200 min <sup>-1</sup> .....	52
Graf 6 - Průběhy základních sil působících v ose válce při otáčkách 1700 min <sup>-1</sup> .....	52
Graf 7 – Průběh normálové síly .....	53
Graf 8 - Přivedené teplo do válce při různých otáčkách motoru .....	64
Graf 9 - Součinitel přestupu $\alpha$ zón vršek při různých otáčkách motoru .....	64
Graf 10 - Tepelné toky do konstrukce válce .....	64
Graf 11 - Teplo přivedené do konstrukce válce zkušební motoru při různých otáčkách.....	65
Graf 12 - Součinitele přestupu tepla zóny vršek (A, E, J) zkušební motoru při různých otáčkách.....	65
Graf 13 - Závislost součinitele přestupu tepla $\alpha$ po obvodě válce v závislosti na úhlu natočení $\phi$ od směru proudícího vzduchu v režimu otáček 1800 min <sup>-1</sup> .....	66
Graf 14 - Průběhu indikovaného tlaku ve spalovací komoře při expanzi v režimu otáček 1600 min <sup>-1</sup> ...	70
Graf 15 - Křivka pulzujícího charakteru napětí na válec od předpjetí šroubů .....	72
Graf 16 – Otáčková charakteristika vodíkového motoru .....	92
Graf 17 – Indikátorový p- $\alpha$ diagram obou motorů při otáčkách 1200 min <sup>-1</sup> .....	93
Graf 18 – Průběh teploty spalin ve spalovacím prostoru obou motorů při otáčkách 1200 min <sup>-1</sup> .....	93
Graf 19 – Indikátorový p-V diagram obou motorů při otáčkách 1200 min <sup>-1</sup> .....	93
Graf 20 – Porovnání setrvačných sil motorů při otáčkách 2200 min <sup>-1</sup> .....	94
Graf 21 - Křivky průběhu celkového přivedeného tepla do konstrukce válce .....	96
Graf 22 - Přivedené teplo – Heat_zone_1 .....	96
Graf 23 - Přivedené teplo – Heat_zone_2 .....	96
Graf 24 - Přivedené teplo – Heat_zone_3 .....	97
Graf 25 - Rozdělení vnitřní stěny válce do regionů.....	97
Graf 26 - Srovnání nejvyšší teploty válce z tepelných simulací obou typů motorů .....	97
Graf 27 - Porovnání indikovaného tlaku při expanzi pístu obou typů motorů .....	99
Graf 28 - maximální teplota pístu při různých otáčkách obou typů motorů .....	103



## Seznam příloh na CD

Příloha 1: Tepelná analýza válce

Název souboru: Tepena\_analyza\_valec.xlsx

Příloha 2: Tepelná analýza pístu

Název souboru: Tepena\_analyza\_pist.xlsx

Příloha 3: Strukturální analýza válce

Název souboru: Mechanicke\_namahani\_valec.xlsx

Příloha 4: Strukturální analýza pístu

Název souboru: Mechanicke\_namahani\_pist.xlsx

Příloha 5: Analýza kinematiky a dynamiky klikového mechanismu obou typů motorů

Název souboru: Klikovy\_mechanismus.xlsx

Příloha 6: Modely zkoumaných komponent

Název složky: Modely\_TATRA