

**Česká zemědělská univerzita v Praze**

**Technická fakulta**

**Katedra vozidel a pozemní dopravy**



## **Diplomová práce**

**Vliv časování ventilů na emise spalovacího motoru**

**Bc. Dávid Buša**

© 2023 ČZU v Praze

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Dávid Buša

Technika a technologie v dopravě a spojích  
Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

**Vliv časování ventilů na emise spalovacího motoru**

Název anglicky

**Effect of valve timing on internal combustion engine emissions**

---

## Cíle práce

Cílem práce je zjistit vliv načasování ventilů na složení výfukových plynů.

## Metodika

1. Úvod
2. Cíl práce
3. Metodika práce
4. Současný stav sledované problematiky
5. Praktická část práce
6. Výsledky a diskuse
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

**Doporučený rozsah práce**

40-50 stran textu

**Klíčová slova**

Pevné částice, oxidy dusíku, vačková hřídla

---

**Doporučené zdroje informací**

HROMÁDKO, J. *Spalovací motory : komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.

MACEK, J. – ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. STROJNÍ FAKULTA. *Spalovací motory. I*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.

TAKÁTS, Michal. *Měření emisí spalovacích motorů*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-010-1632-3.

---

**Předběžný termín obhajoby**

2020/2021 LS – TF

**Vedoucí práce**

Ing. Petr Jindra, Ph.D.

**Garantující pracoviště**

Katedra vozidel a pozemní dopravy

---

Elektronicky schváleno dne 29. 1. 2020

**Ing. Martin Kotek, Ph.D.**

Vedoucí katedry

---

Elektronicky schváleno dne 19. 2. 2020

**doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.**

Děkan

V Praze dne 14. 03. 2023

### Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci "**Vliv časování ventilů na emise spalovacího motoru**" jsem vypracoval(a) samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 31.03.2023



### **Poděkování**

Rád(a) bych touto cestou poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Petrovi Jindrovi, Ph.D., za odborné vedení, za ochotný přístup a cenné rady ohledně zpracování této práce. Také bych rád poděkoval všem, kteří mě během psaní této práce podpořili nebo byli jinak nápomocni.

# Vliv časování ventilů na emise spalovacího motoru

## Abstrakt

Optimalizace časování ventilů ve spalovacích motorech má zásadní význam pro dosažení rovnováhy mezi výkonem motoru a emisemi. Tato studie zkoumá vliv časování ventilů na emise motoru pomocí srovnávací analýzy dvou profilů vačkového hřídele s odlišnými charakteristikami časování ventilů. Ke zkoumání složitého vzájemného vztahu mezi časováním ventilů, výkonem motoru a emisemi jsou použity moderní simulační techniky a důkladné metody analýzy dat.

Výsledky ukazují, že varianta s upraveným časováním ventilů vykazuje zlepšení měrné spotřeby paliva při brzdění (BSFC), což se projevuje v úspornějším motoru a nižších emisích CO<sub>2</sub>. Navíc teploty výfukových plynů před katalyzátorem vykazují u této varianty zlepšení, zatímco emise uhlovodíků zůstávají v celém rozsahu otáček téměř nezměněny.

Tato zjištění poskytují lepší pochopení úlohy časování ventilů v emisích motoru a zdůrazňují potenciální výhody optimalizace časování ventilů pro čistší a účinnější motory. Výzkum přispívá ke stávajícím poznatkům v této oblasti a má praktické využití pro vývoj budoucích spalovacích motorů.

**Klíčová slova:** Časování ventilů; Spalovací motor; Emise; Profil vačkového hřídele; Měrná spotřeba paliva (BSFC); Emise CO<sub>2</sub>; Účinnost; Atkinsonův cyklus; Točivý moment; výkon

# Effect of valve timing on the emissions of internal combustion engine

## Abstract

Optimization of the valve timing in internal combustion engines is essential to achieve a balance between engine performance and emissions. This study investigates the effect of valve timing on engine emissions through a comparative analysis of two camshaft profiles with different valve timing characteristics. Advanced simulation techniques and rigorous data analysis methods are used to investigate the complex interrelationship between valve timing, engine performance and emissions.

The results show that the variant with modified valve timing shows an improvement in brake specific fuel consumption (BSFC), which translates into a more fuel-efficient engine and lower CO<sub>2</sub> emissions. In addition, the exhaust temperatures upstream of the catalytic converter show an improvement for this variant, while hydrocarbon emissions remain unchanged over the entire rev range.

These findings provide a better understanding of the role of valve timing in engine emissions and highlight the potential benefits of optimizing valve timing for cleaner and more efficient engines. The research provides a contribution to existing knowledge in this area and has practical applications for the development of future internal combustion engines.

**Keywords:** Valve timing; Internal combustion engine; Emissions; Camshaft profile; Specific fuel consumption (BSFC); CO<sub>2</sub> emissions; Efficiency; Atkinson cycle; Torque; Power

# Obsah

<b>1.</b>	<b>Úvod.....</b>	<b>10</b>
<b>2.</b>	<b>Cíl práce a Metodika.....</b>	<b>11</b>
<b>3.</b>	<b>Teoretická východiska .....</b>	<b>12</b>
3.1.	Základy termomechaniky spalovacích motorů .....	13
3.1.1.	Popis a rozdělení spalovacích motorů .....	13
3.1.2.	Pracovní cykly spalovacích motorů.....	14
3.1.3.	Účinnost spalovacích motorů .....	20
3.2.	Rozvody čtyřdobého spalovacího motoru .....	20
3.2.1.	Rozvody čtyřdobých spalovacích motorů.....	21
3.2.2.	Variabilní ventilové rozvody.....	22
3.3.	Vačkový mechanismus .....	25
3.3.1.	Vačky se spojitým průběhem .....	26
3.3.2.	Vačky se nespojitým průběhem .....	26
3.4.	Základní části profilu vačky.....	26
3.5.	Zdvihová křivka vačky .....	27
3.6.	Emise produkované čtyřdobým spalovacím motorem .....	28
3.6.1.	Druhy emisí a jejich vliv na životní prostředí.....	28
3.6.2.	Mechanismy vzniku emisních látek.....	29
3.7.	Evropské emisní limity .....	31
3.7.1.	Euro 1.....	31
3.7.2.	Euro 2.....	32
3.7.3.	Euro 3.....	32
3.7.4.	Euro 4.....	32
3.7.5.	Euro 5.....	32
3.7.6.	Euro 6.....	32
3.7.7.	Euro 7.....	33
<b>4.</b>	<b>Praktická část práce.....</b>	<b>34</b>
4.1.	GT-Power.....	34
4.2.	Tvorba v GT-Power.....	35
4.3.	Nastavitelné parametry .....	36
4.4.	Definování vačkového mechanismu.....	38
4.5.	Popis simulovaného vačkového mechanismu .....	40
4.5.1.	Vliv na emise.....	41
4.6.	Referenční model motoru .....	43
4.6.1.	Popis referenčního modelu.....	44



<b>5.</b>	<b>Výsledky a diskuse .....</b>	<b>45</b>
5.1.	Simulovaná data .....	45
5.1.1.	Výpočet emisí CO <sub>2</sub> .....	46
5.2.	Grafická prezentace dat .....	47
5.2.1.	Točivý moment v závislosti na otáčkách motoru .....	47
5.2.2.	Výkon v závislosti na otáčkách .....	48
5.2.3.	Měrná spotřeba paliva.....	48
5.2.4.	Produkce emisí CO <sub>2</sub> .....	50
5.2.5.	Produkce uhlovodíků .....	51
5.2.6.	Teplota spalina před katalyzátorem.....	52
<b>6.</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>53</b>
<b>7.</b>	<b>Seznam použitých zdrojů.....</b>	<b>54</b>
<b>8.</b>	<b>Přílohy .....</b>	<b>57</b>

# 1. Úvod

Spalovací motory hrají klíčovou roli při pohonu různých druhů dopravy a strojů po celém světě. Jedním z rozhodujících faktorů ovlivňujících výkon, účinnost a emise těchto motorů je časování ventilů, které se týká přesného otevírání a zavírání sacích a výfukových ventilů. Dobře optimalizované časování ventilů zajišťuje efektivní provoz motoru a přímo ovlivňuje jeho emise.

Význam časování ventilů nelze podceňovat, protože ovlivňuje proces spalování. Nevhodné časování ventilů může vést k nedokonalému spalování, což má za následek zvýšené emise škodlivých látek, jako je oxid uhelnatý a uhlovodíky. Kromě toho může způsobit snížení účinnosti a výkonu motoru. Naopak optimalizace časování ventilů může zvýšit účinnost motoru a minimalizovat emise.

Obecně platí, že předstižení časování ventilů (dřívější otevření ventilů v cyklu motoru) může zvýšit výkon motoru, ale může také vést ke zvýšení emisí. Naopak retardace časování ventilů (otevření ventilů v pozdější fázi cyklu motoru) může snížit emise na úkor výkonu. Nalezení správné rovnováhy mezi výkonem a emisemi je proto nezbytné pro dosažení požadované účinnosti motoru a snížení dopadu na životní prostředí.

Cílem této práce je prozkoumat vliv časování ventilů na emise motoru se zaměřením na vztah mezi časováním ventilů a výkonem, účinností a emisemi motoru. Prostřednictvím kombinace moderních simulačních technik a pečlivé analýzy dat se tato práce snaží poskytnout hodnotné poznatky o složité provázanosti mezi časováním ventilů, parametry motoru a emisemi. Výsledky tohoto výzkumu by měly přispět k lepšímu pochopení významu optimalizace časování ventilů při vývoji ekologičtějších a účinnějších spalovacích motorů.

## 2. Cíl práce a Metodika

Hlavním cílem tohoto experimentu je prozkoumat vliv časování ventilů na emise spalovacího motoru. K dosažení tohoto cíle byla použita souhrnná metodika pro simulaci, analýzu a porovnání výkonových a emisních charakteristik dvou variant vačkových hřídelů motoru. Práce uvádí podrobný popis použitého simulačního softwaru, nastavení a parametrů modelu motoru, implementaci variant časování ventilů a metody sběru a analýzy dat použité v této studii.

GT-Power, současný technologicky vyspělý software pro simulaci motorů, sloužil jako hlavní nástroj pro tento výzkum. Tento software umožnil vytvořit velmi podrobný a přesný nepřepřítaného motoru o objemu 1,5L s Atkinsonovým cyklem, který usnadnil zkoumání vlivu časování ventilů na výkon motoru a emise. Model motoru byl pečlivě sestaven na základě specifikací a parametrů skutečného motoru, čímž bylo zajištěno, že výsledky simulace se co nejvíce blíží reálným podmínkám.

Pro vyhodnocení vlivu časování ventilů na emise motoru byly navrženy a do modelu motoru zapracovány dvě varianty vačkových hřídelů. Tyto varianty vačkových hřídelů byly vytvořeny na základě různých stupňů překrytí a trvání, což vedlo k patrným rozdílům v časování ventilů motoru. Využití dvou variant umožnilo provést pečlivou analýzu vlivu těchto variant na výkon motoru, spotřebu paliva a emise.

Jakmile byl model motoru sestaven a varianty vačkových hřídelů integrovány, byla zahájena simulace. Pro obě varianty vačkových hřídelů bylo při různých úrovních otáček shromážděno několik datových bodů, jako jsou otáčky motoru, střední efektivní tlak (BMEP), hmotnostní průtok paliva, výkon, točivý moment a měrná spotřeba paliva (BSFC) a další. Tyto údaje byly následně použity k výpočtu emisí CO<sub>2</sub> produkovaných každou variantou motoru a k analýze vlivu různých profilů vaček.

Při analýze výsledků simulace byl zvolen systematický přístup. Údaje získané ze simulace byly pečlivě prozkoumány, aby se zjistily případné trendy, zvláštnosti nebo nesrovnalosti mezi oběma variantami hřídelů. Výsledky byly následně porovnány, aby bylo možné lépe pochopit, jak časování ventilů ovlivňuje výkon motoru a emise.

V této práci byla použita důkladná a technicky podložená metodika. Využitím moderních simulačních nástrojů a důkladnou analýzou dat tato studie přináší pohled na komplexní vztah mezi časováním ventilů, výkonem motoru a emisemi.

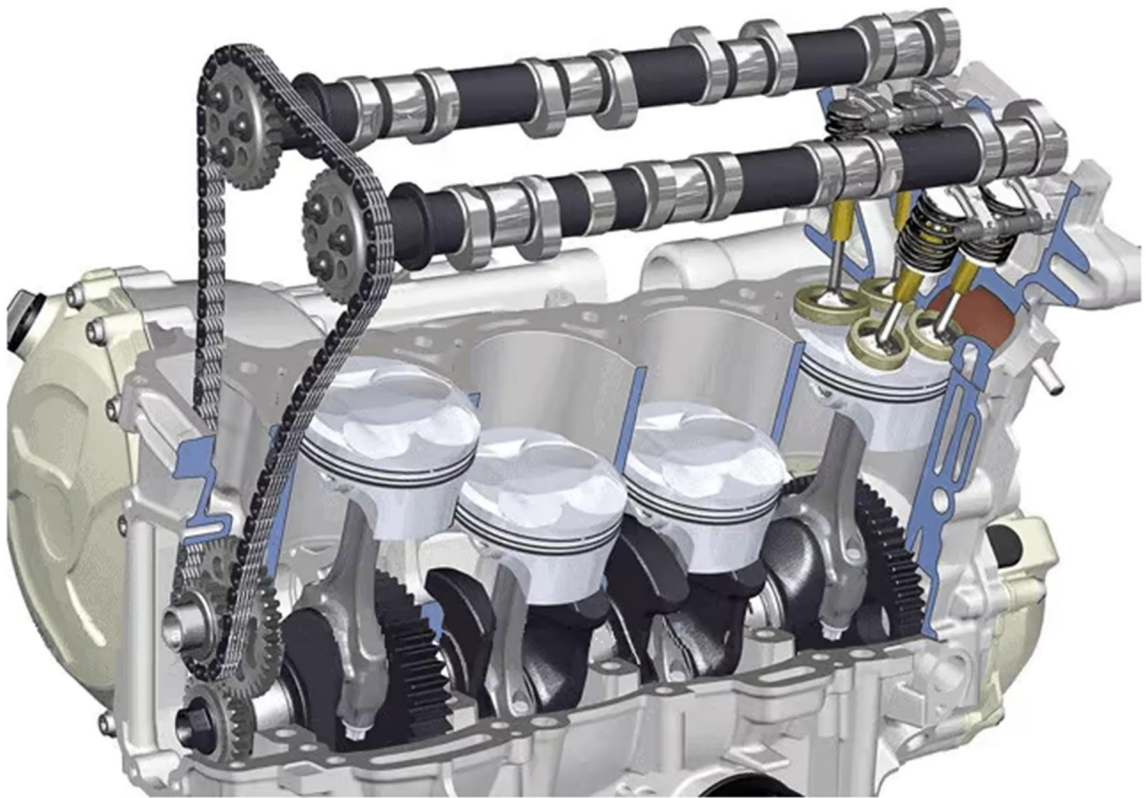
Vzhledem k určitým omezením jsou v této práci uvedeny pouze procentuální rozdíly mezi oběma variantami vačkových hřídelů. I přesto tato práce poskytuje užitečné informace o vzájemném působení časování ventilů, výkonu motoru a emisí. Tyto informace nejen doplňují stávající poznatky o této problematice, ale mohou také posloužit jako základ pro další studie a zlepšení konstrukce motorů. Zkoumáním vlivu časování ventilů mohou inženýři a konstruktéři optimalizovat účinnost motoru a emise a přijímat uvážená rozhodnutí ve snaze o vývoj čistších a udržitelnějších motorů pro budoucnost. Toho je dosaženo bez zveřejnění citlivých informací, které by mohly ovlivnit jakékoli probíhající procesy nebo činnosti.

### 3. Teoretická východiska

Spalovací motor je tepelný stroj, který proměňuje chemickou energii uloženou v palivě na mechanickou práci. Tento děj probíhá za přítomnosti plynného média, nejčastěji vzduchu v uzavřeném spalovacím prostoru. Jedná se tedy o motor se vnitřním spalováním, kde pracovní látkou jsou produkty spalování.

V současnosti je nejpoužívanější pístový spalovací motor s vratným pohybem pístu, kde je píst využíván na realizaci celého cyklu. V první fázi píst zabezpečí nasátí čerstvé směsi do válce, následně její kompresi, při expanzi přenos energie přes ojnici na klikový hřídel a v poslední fázi vytlačení spalin z válce.

Pístové spalovací motory je možné nadále rozdělovat, přičemž tím nejzákladnějším rozdělením je podle způsobu zapálení směsi se vzduchem, motory vznětové a motory zážehové. Mezi další způsoby rozdělování spalovacích motorů patří zejména počet dob pracovního cyklu (dvoudobé a čtyřdobé), druh pracovního cyklu a způsob plnění válce (motory s přirozením sáním, motory přeplňované).



Obrázek 1: Pohled na pístové ústrojí a rozvod spalovacího motoru [34]

### **3.1. Základy termomechaniky spalovacích motorů**

Základy termomechaniky spalovacích motorů zahrnují principy termodynamiky a mechaniky kapalin, které jsou základem fungování spalovacích motorů. Termodynamika motoru popisuje procesy přenosu a přeměny energie, k nimž dochází během spalovacího cyklu, zatímco mechanika tekutin popisuje proudění tekutin (vzduchu a paliva) v motoru.

Jedním z klíčových principů termomechaniky spalovacích motorů je zákon ideálního plynu, který spojuje tlak, objem a teplotu plynu. Tento zákon poskytuje základ pro analýzu termodynamických procesů, které probíhají v motoru. Mezi další klíčové pojmy termodynamiky patří přenos tepla, spalovací procesy a analýza cyklu motoru. Přenos tepla se týká přenosu tepelné energie mezi motorem a jeho okolím, zatímco spalovací proces popisuje chemickou reakci, která probíhá mezi palivem a vzduchem ve spalovací komoře motoru. [1, 2]

Mechanika tekutin naproti tomu zahrnuje analýzu proudění tekutin v motoru. Ve spalovacích motorech jsou těmito kapalinami obvykle vzduch a palivo a proudění těchto kapalin je pro chod motoru rozhodující. Principy mechaniky tekutin se používají k analýze proudění vzduchu sací soustavou motoru, jakož i k analýze vstřikování paliva a spalovacích procesů.

Celkově je pochopení základů termomechaniky spalovacích motorů nezbytné pro konstrukci a provoz spalovacích motorů. Optimalizací termodynamických procesů a procesů proudění tekutin mohou konstruktéři motorů zlepšit výkon, účinnost a emise motoru. Toto pochopení může také pomoci při vývoji pokročilých technologií motorů, jako jsou hybridní motory a systémy palivových článků. [1, 2]

#### **3.1.1. Popis a rozdělení spalovacích motorů**

Spalovací motory se dělí na dva hlavní typy: zážehové a vznětové. Zážehové motory, známé také jako benzinové motory, pracují na základě zapálení směsi vzduchu a paliva elektrickou jiskrou. Tyto motory obvykle používají škrticí klapku k regulaci směsi vzduchu a paliva a spoléhají na zapalovací svíčky, které směs ve správný čas zapálí. [3, 4]

Motory s vnitřním spalováním, známé také jako vznětové motory, pracují tak, že stlačují vzduch ve spalovací komoře motoru, dokud se dostatečně nezahřeje, aby se palivo zapálilo. Tyto motory obvykle používají vstřikovače paliva, které vstřikují palivo do spalovací komory, a spoléhají se na teplo vznikající při kompresi, které palivo zapálí. Vznětové motory mají obvykle vyšší kompresní poměr než zážehové motory, což vede k vyšší tepelné účinnosti.[4]

Existují i další typy spalovacích motorů, jako jsou rotační motory, dvoutaktní motory a hybridní motory, které kombinují principy motorů se zážehovým a spalovacím motorem. Příkladem v tomto segmentu je výrobce automobilů Mazda. [5]

Pochopení klasifikace spalovacích motorů je důležité v kontextu termomechaniky spalovacích motorů, protože různé typy motorů mají různé termodynamické vlastnosti a vlastnosti proudění kapalin. Například zážehové motory mají obvykle nižší kompresní poměr než motory vznětové, což ovlivňuje jejich výkon a účinnost. Kromě toho se proces spalování v zážehovém motoru liší od procesu spalování v vznětovém motoru, což vyžaduje odlišné strategie vstřikování paliva a spalování. [3, 6]

### 3.1.2. Pracovní cykly spalovacích motorů

V pístovém spalovacím motoru jsou přeměny energií tvořeny v periodických dějích, které nazýváme pracovní (tepelné) cykly. Jedná se o termodynamické děje, během kterých u náplně válce dochází ke změnám veličin a přenosu tepla. K jejich popisu jsou nejčastěji používány p-V a T-s diagramy. [7, 8]

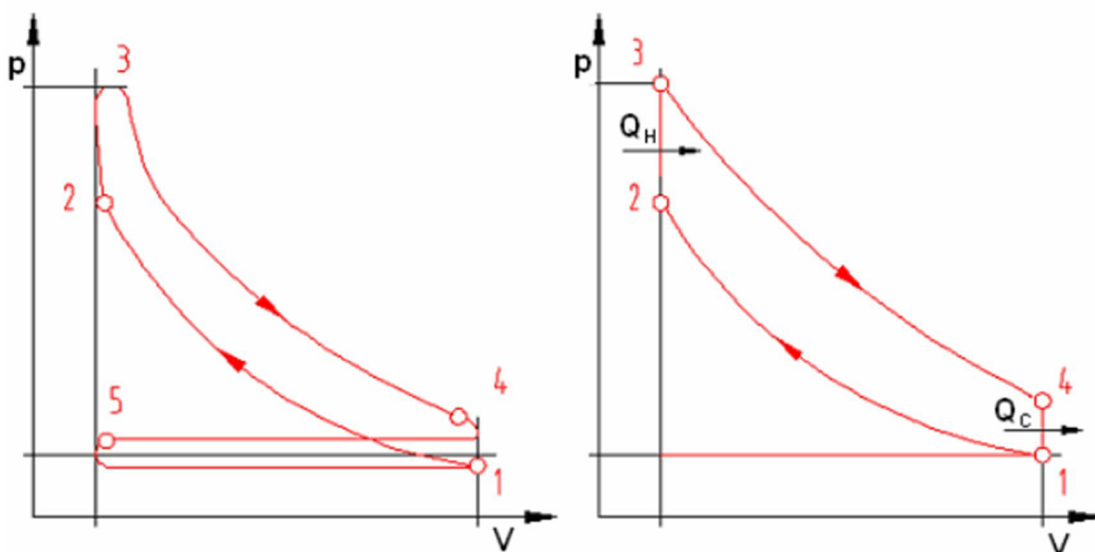
Ty se rozdělují na:

#### Ideální (porovnávací) diagramy

Tyto diagramy popisují ideální pracovní cykly, ideální motory. Skládají z termodynamických změn ideálního plynu v ideálních technických zařízeních. Jsou určeny primárně k lehčímu popisu a tím lepšímu pochopení termodynamiky spalovacího motoru. [9]

Pro ideální diagramy platí určité podmínky:

- Není uvažována rychlost hoření směsi
- Pracovní oběh je uzavřený, spalovací prostor motoru je dokonale utěsněný
- Pracovní látkou je rozuměn ideální plyn, který je dokonale stlačitelný a jeho tepelné kapacity jsou konstantní
- Přívod tepla v oběhu probíhá izochoricky izobaricky nebo oběma způsoby
- Komprese a expanze probíhají adiabaticky



Obrázek 2: Indikátorový a ideální diagram zážehového motoru [9]

## Indikátorové diagramy

Tyto diagramy se získávají pomocí měření reálných motorů a popisují závislost změny tlaku ve válci motoru  $p$  na okamžité velikosti spalovacího prostoru  $V$ . K měření okamžitého tlaku ve válci bývají využívány piezoelektrické články a objem spalovacího prostoru je získán z přepočtu natočení klikového hřídele. [8, 9]

### Indikované ukazatele pracovních oběhů

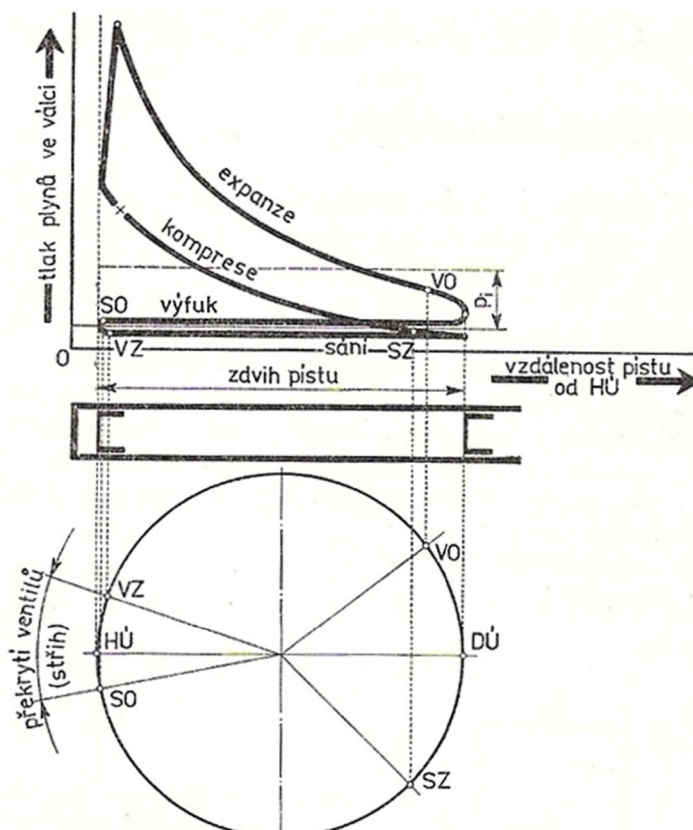
- Střední indikovaný tlak  $p_i$  [Pa]
- Indikovaný výkon motoru  $P_i$  [W]
- Indikovaná účinnost  $\mu_i$  [ - ]

### Efektivní ukazatele pracovních oběhů

- Střední efektivní tlak  $p_e$  [Pa]
- Efektivní výkon motoru  $P_e$  [W]
- Efektivní účinnost motoru  $\mu_e$  [ - ]
- Mechanická účinnost motoru  $\mu_m$  [ - ]
- Měrná efektivní spotřeba paliva  $m_{pe}$  [g.kWh<sup>-1</sup>]

## Diagramy zážehového motoru

Diagram zážehového motoru neboli také Ottův diagram, nazýváme také i jako izochorický, protože přivádíme teplo za stálého objemu. [3, 10–12]



Obrázek 3: p-V diagram spalovacího motoru s časováním ventilů [26]

### **1. Sání**

Píst se hýbe z horní úvrati (HÚ) do dolní úvrati (DÚ) a v důsledku vzniklého podtlaku, pohybujícího se mezi 10 až 20kPa, dochází ve válci k nasátí čerstvé směsi.

V bodě SO je znázorněn začátek otevírání sacích ventilů, k čemuž dochází ještě před HÚ, aby byl ventil plně otevřen v okamžiku, kdy ve válci bude podtlak. Zároveň dochází k výplachu spalovacího prostoru.

K zavření sacího ventilu dochází v bodě SZ, což je až za DÚ. Je tím využita kinetická energie směsi proudící sacím kanálem vzniknutá setrvačností. Takto dochází k maximálnímu naplnění válce motoru a nazýváme to samopřeplňovací efekt.[2, 13]

### **2. Komprese a zážeh**

Pohyb pístu z DÚ do HÚ stlačuje směs. Tím se směs zahřívá, nad 450 °C, a dochází k odpařování paliva, které se následně lépe mísí se vzduchem.

K zapálení směsi pomocí elektrické jiskry dochází ještě před HÚ. K dosažení co nejvyšší tepelné účinnosti je však zapotřebí, aby co největší část směsi shořela co nejbližší HÚ a aby nastal maximální tlak ve válci nastal mezi 12 až 15 stupni otočení klikového hřídele za HÚ. Protože hoření směsi chvíli trvá, je potřeba zapálit jí s předstihem. Toto nazýváme předstih zážehu a je potřeba regulovat ho s otáčkami motoru. [2, 13]

### **3. Hoření a expanze**

Po zapálení hořlavé směsi odchází k jejímu hoření a tím dojde k prudkému zvýšení tlaku ve válci. Tlak dosahuje maximálních hodnot okolo 5 až 6 MPa a teplota ve válci se pohybuje až okolo 2500 °C. Vzniklé plyny expandují velkou rychlostí a stlačují samotný píst do DÚ.[2, 13]

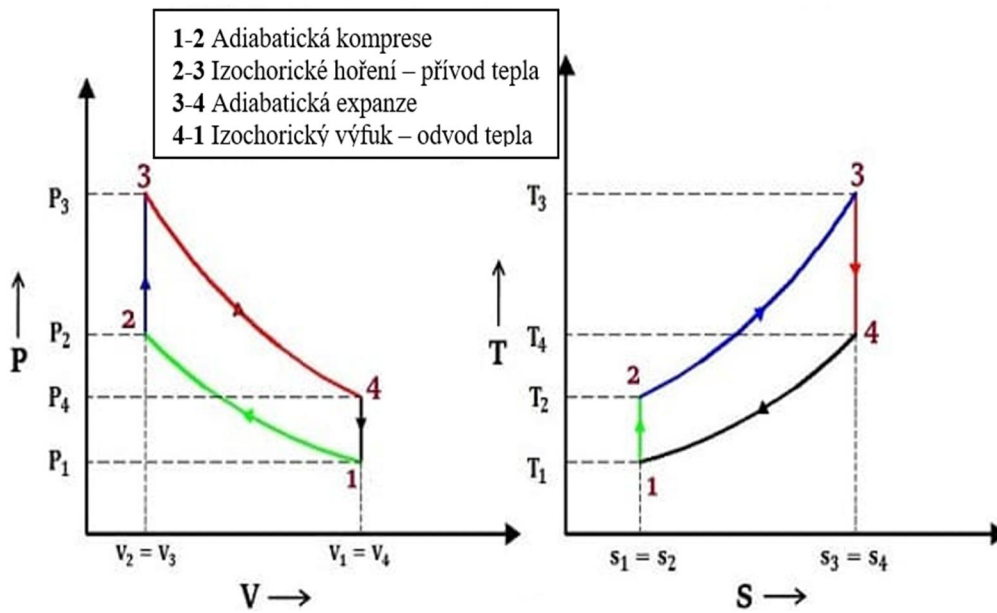
### **4. Výfuk**

Moment před dosažením DÚ (bod VO) se otevírá výfukový ventil. Protože je tlak ve válci výrazně vyšší než tlak ve výfukovém potrubí, po VO dojde za pomoci přetlaku k vytlačení spalin do výfuku a následně po překování DÚ pístu jsou spaliny vytlačovány pístem samotným. Ten je však schopen vytlačit spaliny pouze ze svého zdvihového objemu. Z kompresního prostoru jsou zbytky spalin odvedeny kinetickou energií, kdy spaliny pokračují do výfukového potrubí i po dosažení HÚ a ve válci je vytvářen podtlak.

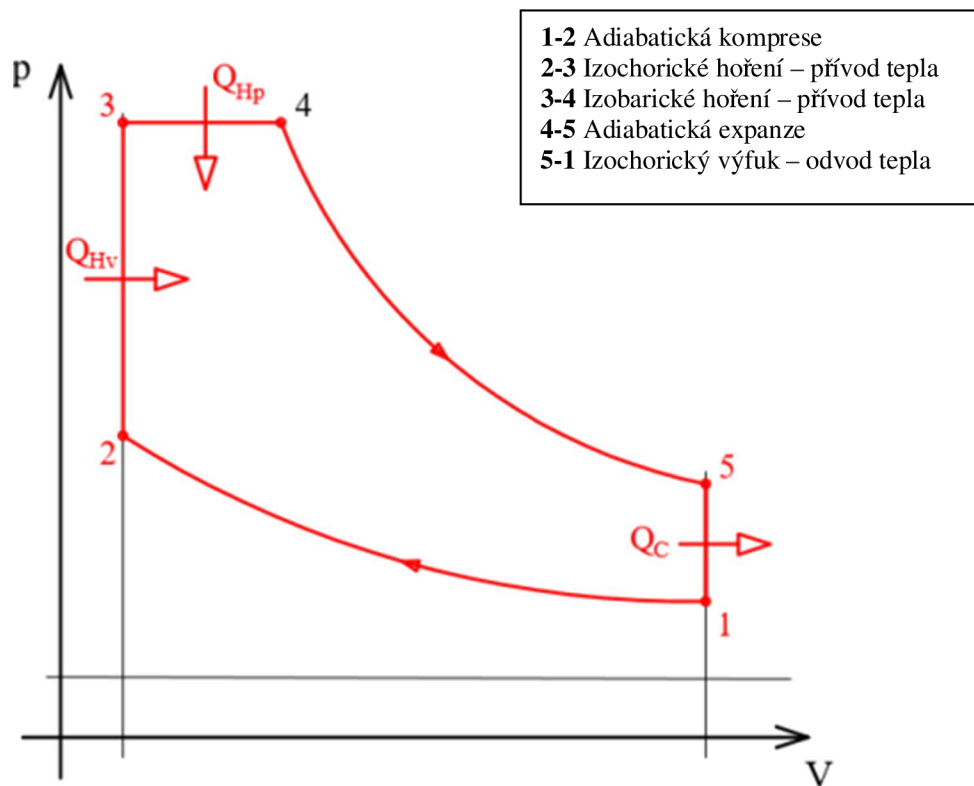
Tento jev je následně využíván pro vyplachování spalovacího prostoru, kdy otevřením sacích ventilů před HÚ se nasaje čerstvá směs, která zároveň vytlačí zbytky spalin do výfukového potrubí. Tato doba, kdy jsou otevřeny jak sací, tak výfukové ventily se nazývá překrytí ventilů. Výfukové ventily se následně po HÚ zavřou – bod VZ.

Optimálním načasováním ventilů je možné značně ovlivnit účinnost motoru. I z tohoto důvodu jsou v současné době rozšířené různé formy variabilního časování ventilů, které mohou být kombinovány i s variabilním zdvihem ventilů. [2, 3, 12, 13]





Obrázek 4:  $p$ - $V$  a  $T$ - $s$  diagram Ottova cyklu [32]



Obrázek 5: Sabatěv cyklus [14]

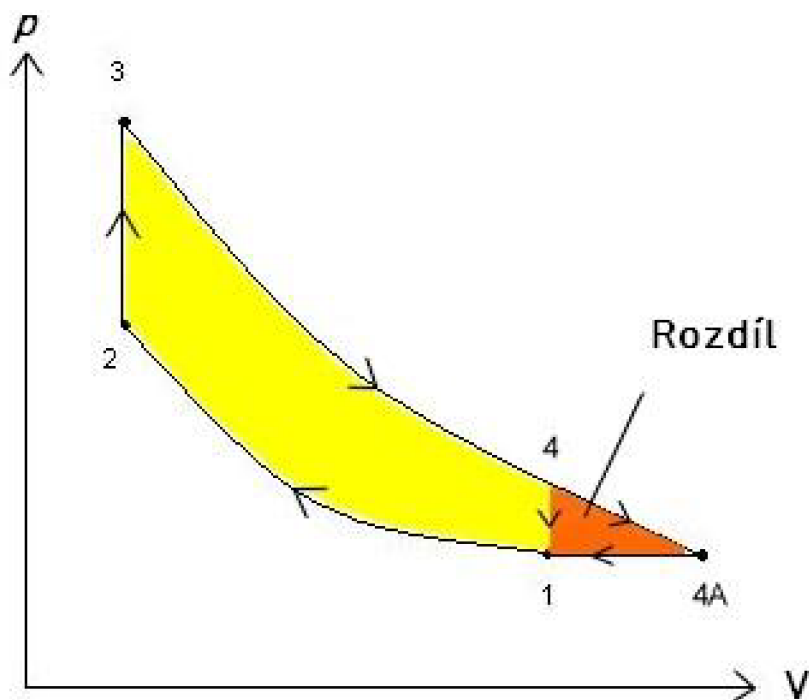
## Diagramy vznětového motoru

Vznětové motory existují od konce 19. století, kdy byl vytvořen první motor takového typu. Byl vytvořen Rudolfem Dieselem, po kterém je nazván i cyklus jeho motoru. Moderní vznětové motory už však nepracují na principu Dieselova cyklu, ale na jeho modernizované verzi, Sabatově cyklu. Ten využívá pro dopravu paliva vstřikovacích čerpadel, na rozdíl od Dieselova cyklu, kde je využíváno pro dopravu paliva do spalovacího prostoru stlačeného vzduchu. Za pomocí vstřikovacího čerpadla dochází k rychlejšímu vstříknutí paliva a tím i k jeho lepšímu rozprášení a následně lepšímu promísení se vzduchem. Palivo tak hoří částečně při konstantním objemu a částečně při konstantním tlaku. [8, 15]

Celý průběh výměny směsi je podobný jako u zážehového spalovacího motoru. Hlavním rozdílem je to, že do spalovacího prostoru je nasáván stlačený vzduch, do kterého je následně vstřikováno palivo pod vysokým tlakem. 4asování ventilů je obdobné jako u zážehového motoru a vstřík probíhá před HÚ. Vlivem vysoké teploty následně dochází ke vznícení paliva a k prudkému nárůstu tlaku ve válci. Jak je patrné z diagramu (obr. 4), tak ke vstřikování paliva dochází i po jeho zapálení, a tak je část paliva spálena za konstantního tlaku (izochoricky). [8]

### Atkinsonův cyklus

Atkinsonův cyklus je pokročilý termodynamický cyklus používaný ve spalovacích motorech ke zvýšení celkové účinnosti minimalizací ztrát spojených s přeměnou tepla na mechanickou práci. Tento cyklus, který vynalezl James Atkinson v roce 1882, modifikuje tradiční Ottův cyklus změnou sacího a kompresního procesu. [16]



Obrázek 6: Atkinsonův cyklus –  $p$ - $V$  diagram

V motoru s Atkinsonovým cyklem zůstává sací ventil během kompresního zdvihu otevřený po delší dobu, což umožňuje, aby část nasávané směsi vzduchu s palivem byla vytlačena zpět do sacího kanálu. Výsledkem je kompresní poměr nižší než expanzní poměr, což umožňuje motoru získat ze spalovacího procesu během výkonového zdvihu více práce, než se ztratí během kompresního zdvihu. Delší expanze totiž umožňuje plynům více expandovat a snížit tak ztrátové teplo při vyplachování válce. V důsledku toho vede Atkinsonův cyklus k vyšší tepelné účinnosti, nižší spotřebě paliva a nižším emisím CO<sub>2</sub> ve srovnání s konvenčními motory s Ottovým cyklem. Vyšší účinnost je však v tomto případě na úkor výkonu motoru.[7–9, 16]

Nápadnou charakteristikou motorů s Atkinsonovým cyklem je jejich nižší výkon a točivý moment ve srovnání s motory s Ottovým cyklem o stejném zdvihovém objemu. Tento kompromis je však často přijatelný v aplikacích, které kladou důraz na účinnost paliva a snížení emisí, jako jsou hybridní vozidla a motory s nižším výkonem.

Moderní technologie proměnného časování ventilů (VVT) usnadnily optimalizaci ventilových dějů v motorech s Atkinsonovým cyklem a umožnily plynulé přechody mezi Atkinsonovým a Ottovým cyklem v závislosti na zatížení motoru a provozních podmínkách. Tato přizpůsobivost zajišťuje optimální rovnováhu mezi výkonem a účinností, což dále zvyšuje praktičnost a atraktivitu motorů s Atkinsonovým cyklem v různých automobilových aplikacích.

Kompatibilita Atkinsonova cyklu s hybridními systémy pohonu je významným faktorem jeho úspěchu v automobilovém průmyslu. Hybridní vozidla s využitím elektromotorů a systémů rekuperace energie mohou kompenzovat snížený výkon a točivý moment motorů s Atkinsonovým cyklem a nabídnout řidičům pohodovou a efektivní jízdu.

Pokroky v systémech řízení motoru a technologiích proměnného časování ventilů, jako jsou elektrohydraulické a elektromagnetické aktuátory, umožnily přesnější řízení a přizpůsobivost při různém zatížení a otáčkách motoru. Tento vývoj přispívá k bezproblémové integraci motorů s Atkinsonovým cyklem do moderních pohonných jednotek.

Celkově lze říci, že Atkinsonův cyklus představuje přesvědčivé řešení pro zvýšení tepelné účinnosti spalovacích motorů, vedoucí ke snížení spotřeby paliva a snížení emisí. Integrace moderních technologií řízení motoru a hybridních systémů pohonu pomáhá překonat přirozené kompromisy ve výkonu, a činí tak z motorů s Atkinsonovým cyklem životaschopnou a atraktivní volbu pro moderní, ekologicky ohleduplné automobilové aplikace.[8, 9, 16]

## Millerův cyklus

Tento cyklus je v současné době trendem. Pracují v něm nově vyvíjené přeplňované spalovací motory. Jeho podstata je stejná jako u Atkinsonova cyklu, ale ztráta výkonu je zde kompenzována přeplňováním, kdy kompresor nebo turbodmychadlo zvyšuje plnicí tlak a dopraví tak do spalovacího prostoru mnohem více vzduchu. [17]

Tento cyklus je díky jeho nižší teplotě na konci komprese využíván u zážehových motorů kvůli snížení plnicích ztrát při částečném zatížení a ke zvýšení předstihu zážehu. U vznětových motorů je využíván ke snižování  $\text{NO}_x$  ve vysokém zatížení. [17]

### 3.1.3. Účinnost spalovacích motorů

Účinnost spalovacích motorů je měřítkem toho, jak dobře využívají palivo pro výrobu energie. Základním parametrem, který se používá pro měření účinnosti spalovacích motorů, je tzv. termodynamická účinnost, což je poměr mezi uvolněnou tepelnou energií a dodanou tepelnou energií paliva. Termodynamická účinnost závisí na několika faktorech, jako jsou například teplota spalovacího prostoru, tlak, poměr směsi paliva a vzduchu a rychlost spalování.[9]

Dalším parametrem, který se používá pro měření účinnosti spalovacích motorů, je mechanická účinnost. Mechanická účinnost je poměr mezi výkonem na výstupu motoru a výkonem na vstupu motoru. Mechanická účinnost se může lišit v závislosti na konstrukci motoru a vlivu ztrát způsobených třením v motoru.

Kromě termodynamické a mechanické účinnosti se také používají další parametry pro měření účinnosti spalovacích motorů, jako jsou například energetická účinnost a tepelná účinnost. Energetická účinnost je poměr mezi výkonem motoru a spotřebou paliva. Tepelná účinnost je poměr mezi uvolněnou tepelnou energií a celkovou tepelnou energií paliva.

Účinnost spalovacích motorů je důležitým parametrem, který ovlivňuje množství emisí znečišťujících látek, které motor vypouští do ovzduší. Vysoká účinnost spalovacího motoru může přispět k nižší produkci emisí znečišťujících látek, což je důležité pro ochranu životního prostředí a zdraví lidí.[8, 9]

## 3.2. Rozvody čtyřdobého spalovacího motoru

Pojmem rozvody se rozumí mechanismus, který zajišťuje výměnu náplně válce. To znamená odvod spalin z válce a jejich nahrazení čerstvou směsí. Aby tato základní funkce byla zabezpečena, je potřebné, aby byl rozvodový mechanismus co nejspolehlivější, bezporuchový, málo hlučný a otevíral a zavíral prostor válce ve vhodných okamžicích. K tomu je u čtyřdobých spalovacích motorů nejčastěji využito ventilových ventilů. [3, 8]

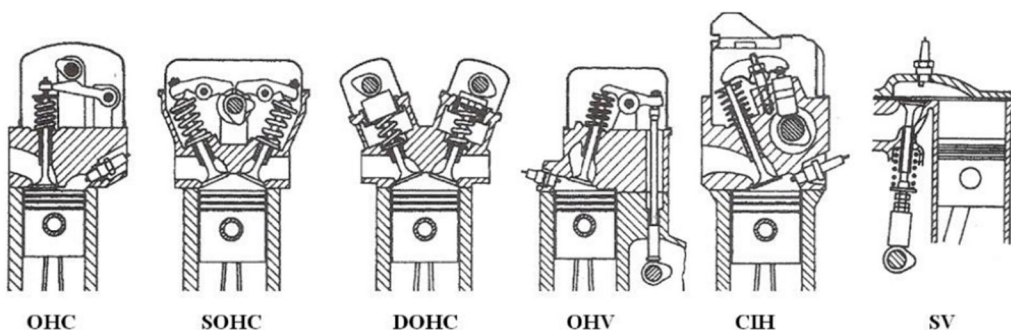
Ventilové rozvody jsou velmi rozšířené především kvůli jejich vlastnostem. Téměř dokonale utěsňují spalovací prostor válce, jsou jednoduché, spolehlivé a umožňují vymezení správné vůle v rozvodech. Mohou být v různých provedeních – s pevnou délkou zdvihu, nebo variabilní. Jejich ovládání může být také různé, a to mechanické, hydraulické nebo elektromagnetické. Ta nejrozšířenější varianta, je varianta mechanická, kdy je vačkový

hřídel spojen s klikovým hřídelem. Spojení bývá nejčastěji pomocí ozubeného řemene nebo ozubeného řetězu. Výhodou tohoto řešení je rychlá odezva a za předpokladu pravidelného servisu i životnost.

Mezi základní komponenty ventilového rozvodu se řadí vačkové hřídele, které zabezpečují ovládání ventilů pomocí svých vaček (palců) přes přenosné části (vahadla, zdvihátka). Pro návrat ventilů do původní polohy čili k jejich uzavírání, slouží ventilové pružiny. V různých moderních motorech je možné setkat se i s mechanismy pro variabilní časování a pro variabilní zdvih ventilů. [18]

### 3.2.1. Rozvody čtyřdobých spalovacích motorů

Ventilové rozvody je možné rozdělit podle vzájemného umístění ventilů a vačkového hřídele. [8, 19, 20]



Obrázek 7: Druhy ventilových rozvodů [19]

#### SV – Side Valves

Vačkový hřídel je umístěn v bloku motoru a ventily se nachází na jedné straně bloku po boku válce. Toto uspořádání je vhodné pro malé mechanizace kvůli jeho jednoduchosti, malé hmotnosti a hlučnosti. [3, 8]

#### OHV – Over Head Valves

Vačkový hřídel je umístěn v bloku a ventily jsou v hlavě motoru, kde jsou ovládány přes zdvihátko, zdvedací tyčku a vahadlo. Mezi výhody tohoto systému patří vzájemná blízkost vačkového a klikového hřídele. Je zde zpravidla jednodušší řešení převodu a taktéž má motor s tímto systémem nižší hlavu válců. Nevýhodou je však nižší tuhost mechanismu, a tudíž toto řešení není vhodné pro vysokootáčkové motory. [6, 20]

#### OHC – Over Head Camshaft

V tomto případě se ventily i vačkový hřídel nachází přímo v hlavě válců. Výhodou je zde vyšší tuhost mechanismu a kompaktnost.

## **SOHC – Single Over Head Camshaft**

Vačkový hřídel i ventily jsou umístěny v hlavě válců, ale ventily jsou rozmístěny ve dvou řadách. Ty jsou ovládány pomocí jednoho vačkového hřídele přes vahadla.

## **DOHC – Double Over Head Camshaft**

V hlavě válců jsou umístěné dva vačkové hřídele a každý ovládá jednotlivé sací a výfukové ventily.

## **CIH – Camshaft In Head**

Vačkový hřídel i ventily jsou umístěny v hlavě motoru, kdy hřídel je uložen přímo pod vahadlem. Tato koncepce je vhodná pro pomaloběžné stroje.

### **3.2.2. Variabilní ventilové rozvody**

Variabilní ventilové rozvody čtyřdobých spalovacích motorů mají proměnlivé nastavení časování ventilů. Rozvodový diagram se mění v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Je taktéž možné měnit zdvih ventilu. Většinou je tohoto využíváno u zážehového motoru pro větší rozsah otáček.

Tím je možné dosažení lepší využitelnosti motoru v co největším spektru otáček a zatížení. Rozvodové mechanismy s pevně nastaveným časováním pracují v optimální oblasti pracovního režimu pouze po krátkou dobu (v krátké oblasti). Většinou bývají navrženy tak, že se jejich nejlepší plnění nachází v oblasti blízko červenému spektru. Při jiných provozních režimech dochází k horšímu plnění válce čerstvou směsí a je snížený točivý moment.

Pomocí variabilního časování ventilů je možné docílit zlepšení točivého momentu v nižších a středních otáčkách lepším plněním válce čerstvou směsí, zlepšení chodu na volnoběh a snížení emisí a spotřeby paliva. [8, 21]

### **Variabilní časování ventilů**

Časování ventilů je založeno na principu fázového posuvu otáčení vačkového hřídele, ovládajícího sací, případně výfukové ventily, vůči otáčení klikového hřídele u rozvodů DOHC. Vyhodnocuje se vzhledem k horní úvrati – jak brzy či pozdě se sací ventil otevírá a výfukový ventil zavírá. Velikost překrytí ventilů je ovlivněna pracovní oblastí motoru.

Pro vyšší otáčky a zatížení je u motorů s vyplachováním překrytí ventilů žádáno, protože prouděním výfukových plynů vysokou rychlostí podporují sání čerstvé směsi ze sacího potrubí. Při vysokých otáčkách, kdy je na celý děj méně času je ideální otevřít sací

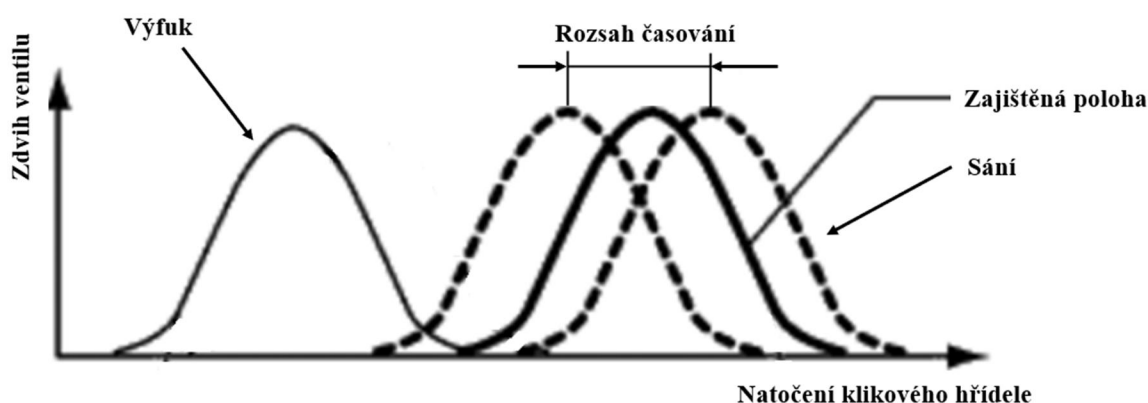
ventily krátce před HÚ a zavřít za DÚ, aby se prodloužila doba celkového otevření ventilu k naplnění válce čerstvou směsí.

Pro střední a vyšší otáčky v částečném zatížení se překrytí ventilů využívá k přisávání výfukových plynů do sacího potrubí ke snížení  $\text{NO}_x$ . Tato funkce je nazývána vnitřní recirkulace spalin.

Pro nízké otáčky a zatížení je třeba překrytí ventilů co nejmenší, aby nedocházelo ke zpětnému výtoku části čerstvé směsi do sacího traktu a znečišťování čerstvé náplně spaliny (kromě případu vnitřní recirkulace spalin).

Mechanismy pro změnu časování ventilů můžeme rozdělit na plynulé a stupňovité. Mezi nejznámější mechanismy se stupňovitou změnou patří systém od Hondy – VTC nebo VarioCam od Porsche. Mezi známé zástupce mechanismů s plynulou změnou se řadí systém Vanos (DoubleVanos) od BMW nebo VVT-i od Toyoty. [22]

Tím nejčastějším mechanismem pro stupňovitou změnu bývá hydromotor, který za pomoci tlakového oleje umožňuje natáčení vačkového hřídele vůči ozubenému kolu, které je poháněno od rozvodů. Pro plynulou změnu je taktéž využíván tlakový olej. Ten však v tomto případě v solenoidu tlačí na šikmé ozubení na vačkovém hřídeli a tím ho plynule natáčí. [3]



Obrázek 8: Variabilní časování ventilů [36]

### Variabilní zdvih ventilů

Důvodem k používání variabilního zdvihu ventilů je co nejlepší naplnění válce čerstvou směsí. Změna zdvihu ventilu je založena na změně ovládacích vaček nebo na přidavném mechanismu umožňujícím plynulou změnu velikosti zdvihu.

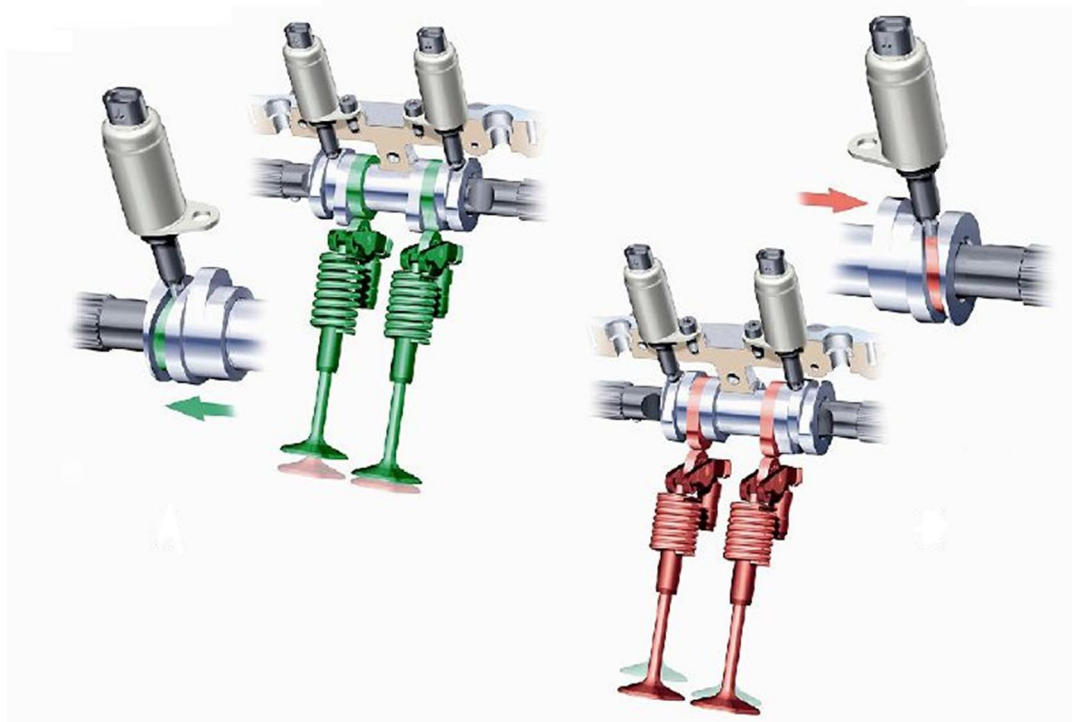
Při vysokých otáčkách a zatíženích je vhodný větší zdvih ventilu, který umožňuje lepší rozvíření a promíchání směsi, kdežto při nižších otáčkách a částečných zatíženích vyšší profil není vhodný, protože dochází k poklesu rychlosti proudění směsi, která je pak méně homogenní. V tomto případě je vhodný nižší zdvih ventilu, díky kterému se zvyšuje rychlost proudění směsi v sedle ventilu, a tím dochází k lepšímu rozvíření a homogenitě směsi. Díky

nižšímu zdvihu se dosáhne i kratšího úhlu otevření ventilu. Výsledkem je snížení měrné spotřeby paliva a škodlivých emisí. [3, 4, 23]

Mechanismy zdvihu ventilů je možné rozdělit podle průběhu změny, a to na plynulé a stupňovité. Pravděpodobně nejznámější zástupce stupňovité změny zdvihu ventilu je systém VTEC od Hondy. Je zde charakteristická změna ovládacích vaček s různými profily.

K zajištění plynulé změny zdvihu ventilu je nutné přidat ještě další mechanismu, spojovací mezičlen, který se pomocí elektromotoru nastavuje do vhodné polohy. Známým zástupcem pro tento systém je například od automobilky BMW – systém Valvetronic nebo Valvematic od Toyoty. Tyto mechanismy jsou většinou plně variabilní – plynule se mění nejen zdvih ventilu, ale také fáze natočení vačkového hřídele. Pomocí plynulé změny zdvihu ventilu lze snížit ztráty vznikající turbulentním prouděním vzduchu přes škrtky klapku, protože sání je řízeno na základě velikosti zdvihu ventilu sacích ventilů, a tudíž i při částečných zatíženích může zůstat škrtky klapka stále otevřená. [3, 4, 23]

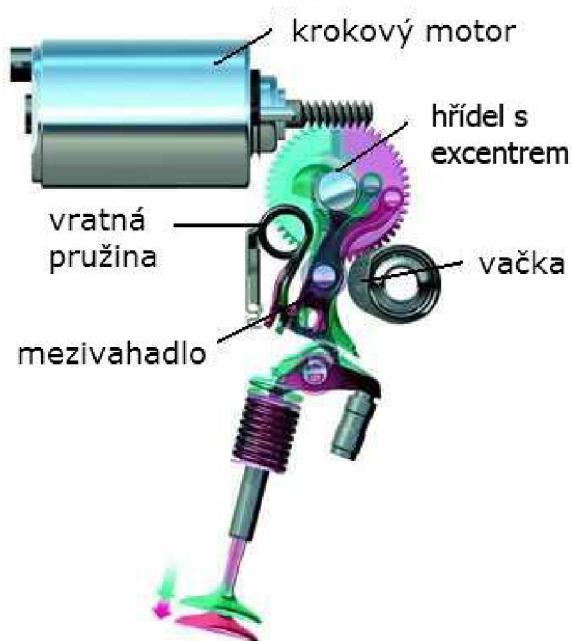
Stupňovitá změna zdvihu Valvelift od Audi je na základě posuvu tzn. vačkového pouzdra. Na vačkovém hřídeli jsou vačková pouzdra, na kterých se kromě profilů vaček nacházejí i spirálově vedené drážky, do kterých se zasouvají výsuvné kovové kolíky integrovaných členů, a tím posouvají pouzdro na rotující hřídeli – mění se ovládací vačka. Na obrázku (doplnit č.) je zelenou barvou označen mód malého zdvihu ventilu při nízkých otáčkách, červenou barvou mód velkého zdvihu ventilu při vysokých otáčkách. [24, 25]



Obrázek 9: Audi valvelift systém [25]



Představitelem plynulého řízení změny fázového posuvu vačkových hřídelí sacích a výfukových ventilů a plynulého zdvihu sacích ventilů je systém Valvetronic od BMW. Pro plynulou změnu fázového úhlu je zde využíván systém Double-Vanos a plynulou změnu zdvihu zajišťuje krokový elektromotor, který natáčí hřídel s excentrem určující polohu oporního bodu mezivahadla. Touto změnou je určována velikost zdvihu ventilu. Průběh zdvihu je řízen vačkovým hřídelem, ke kterému je mezivahadlo přitlačováno vratnou pružinou. [23, 25]



Obrázek 10: Valvetronic od BMW [39]

### 3.3. Vačkový mechanismus

Vačkový mechanismus je důležitou součástí spalovacích motorů, která je zodpovědná za otevírání a zavírání ventilů motoru v přesném pořadí. Vačkový hřídel je dlouhý kovový hřídel válcovitého tvaru, který je většinou moderních motorech uložen na hlavě válců motoru a běží rovnoběžně s klikovým hřídelem. Je poháněn rozvodovým řemenem nebo řetězem motoru a má řadu laloků (neboli vaček, které vystupují z jeho povrchu. Každý lalok je navržen tak, aby odpovídal určitému profilu, a jak se vačkový hřídel otáčí, laloky tlačí na zdvihátka ventilů, která následně otevírají a zavírají ventily. [3, 8, 26]

Laloky vačkového hřídele mají jedinečný tvar a velikost, které jsou navrženy tak, aby splňovaly specifické požadavky motoru, jako je výkon, účinnost a emisní parametry. Tvar a časování profilu vačkového hřídele určuje časování ventilů motoru, což má významný vliv na výkon motoru a emise. Obvykle jsou vyrobeny z kalené oceli nebo litiny a jsou navrženy tak, aby odolávaly vysokému namáhání a teplotám při provozu motoru. [3, 8, 26]

Souhrnně lze říct, že vačkový hřídel je důležitou součástí spalovacích motorů, která odpovídá za otevírání a zavírání ventilů spalovacího motoru v přesném pořadí. Vačkové hřídele mají různé tvary a velikosti, které určují časování ventilů motoru a mohou mít významný vliv na výkon motoru a emise. Spojité laloky vačkového hřídele zajišťují plynulejší chod motoru, zatímco nespojitě laloky vačkového hřídele poskytují větší kontrolu nad časováním ventilů a často se používají u motorů se specifickými požadavky na výkon. [27]

### **3.3.1. Vačky se spojitým průběhem**

Spojitá vačka je typ konstrukce vačkového hřídele, který má hladký a spojitý tvar svých laloků. Tento typ konstrukce vačkového hřídele zajišťuje konzistentní otevírání a zavírání ventilů motoru, což vede k plynulejšímu chodu motoru a menšímu opotřebením součástí ventilového rozvodu. Spojité laloky vačkového hřídele se obvykle používají u vysoce výkonných motorů, kde je pro optimální výkon motoru rozhodující přesné řízení časování ventilů. [3]

### **3.3.2. Vačky se nespojitým průběhem**

Vačky s nespojitým průběhem mají naproti tomu laloky vačkového hřídele s nerovnoměrným tvarem, který poskytuje větší kontrolu nad časováním ventilů. Tyto laloky mají různé profily, včetně konvexních, konkávních a plochých částí, což vede k nelineárnímu pohybu ventilů. Tento typ konstrukce vačkového hřídele se používá v motorech, kde je nutné přesné řízení časování ventilů pro dosažení specifických vlastností motoru, jako je vysoký výkon nebo nízká spotřeba paliva. Nespojité vačkové hřídele se často používají v motorech s proměnným časováním ventilů, které mohou upravovat časování ventilů tak, aby splňovaly požadavky na výkon a emise motoru. [3, 8]

## **3.4. Základní části profilu vačky**

Profil vačkového hřídele je tvar vačkových laloků na vačkovém hřídeli, který určuje chování ventilů motoru. Vačkový hřídel je válcový hřídel s řadou vačkových laloků, které slouží k otevírání a zavírání ventilů motoru. Při otáčení hřídele tlačí laloky na zdvihátka ventilů, které následně ovládají ventily. [4, 8, 28]

Tvar profilu vačkového hřídele určuje časování a zdvih ventilů, což ovlivňuje výkon motoru, jeho účinnost a emise. Tvar vačkových laloků lze přizpůsobit konkrétnímu použití motoru, například pro vysoký výkon nebo úsporu paliva. [4, 8, 28]

Tvar vačkového laloku se obvykle popisuje zdvihem, dobou trvání a časováním. Zdvih je vzdálenost, na kterou je ventil otevřen lalokem, zatímco doba trvání je doba, po kterou je ventil otevřen během každého cyklu. Časování označuje okamžik v cyklu motoru, kdy je ventil otevřen a zavřen. Existuje mnoho různých typů profilů vačkových hřídelí a každý profil má své jedinečné výhody a nevýhody a je vhodný pro různé aplikace motoru.

V posledních letech se k optimalizaci profilů vačkových hřídelů pro konkrétní aplikace motoru používá software pro počítačem podporované navrhování (CAD). To umožnilo přesnější řízení časování a zdvihu ventilů, což vedlo ke zlepšení výkonu motoru a snížení emisí. Někteří výrobci motorů například vyvinuli systémy proměnného časování ventilů (VVT), které upravují profil vačkového hřídele tak, aby optimalizovaly časování a zdvih ventilů pro různé provozní podmínky. [4, 29]

Celkově je profil vačkového hřídele kritickou součástí spalovacího motoru, která ovlivňuje jeho výkon, účinnost a emise. Tvar vačkových laloků je pečlivě navržen tak, aby vyhovoval specifickým požadavkům aplikace motoru, a pokrok v technologii vačkových hřídelů pomohl v posledních letech zlepšit výkon motoru a snížit emise. [27]

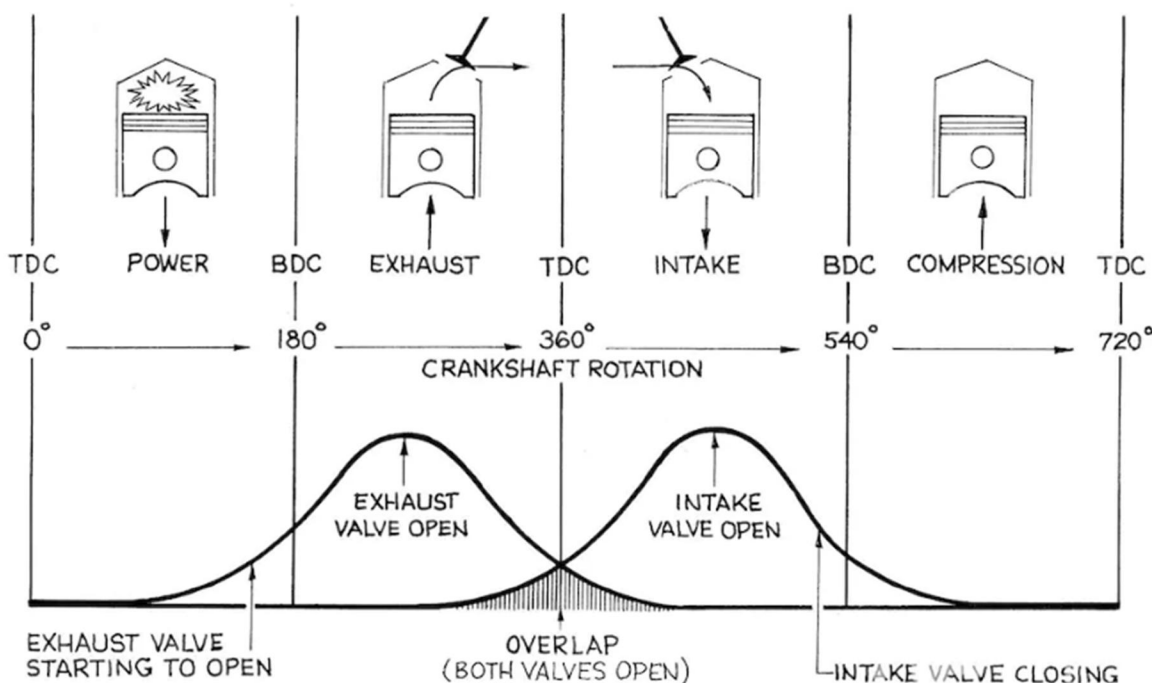
### 3.5. Zdvihová křivka vačky

Zdvihová křivka vačky je důležitou součástí spalovacího motoru, která určuje, jakým způsobem se otevírají a zavírají ventily v průběhu každého pracovního cyklu motoru. Zdvihová křivka je grafickým zobrazením pohybu vačky během otáčení klikového hřídele a zahrnuje informace o maximální výšce zdvihu ventilu, době, po kterou je ventil otevřen a časování otevírání a zavírání ventilu.

Tvar zdvihové křivky vačky ovlivňuje množství směsi, která vstupuje do spalovací komory, což má vliv na výkon motoru a emise. Vyšší zdvih ventilu může zvyšovat objem nasávané směsi, což může vést ke zlepšení výkonu motoru, ale zároveň může zvyšovat emise. Doba, po kterou je ventil otevřen, ovlivňuje délku doby přívodu směsi do spalovací komory. Přesné časování otevírání a zavírání ventilu má vliv na celkovou účinnost motoru a může snižovat emise. [3, 8]

Existuje mnoho různých tvarů zdvihových křivek vačky, které jsou optimalizovány pro konkrétní aplikace motorů. Například zdvihové křivky s vysokým zdvihem a dlouhou dobou otevření ventilu jsou vhodné pro vysokovýkonné motory, zatímco zdvihové křivky s kratším zdvihem a dobou otevření ventilu jsou vhodné pro úsporné motory. [3, 8]

Celkově lze tedy říci, že zdvihová křivka vačky je důležitým faktorem při optimalizaci výkonu a emisí motoru. Přesná kontrola tvaru zdvihové křivky může vést ke zlepšení výkonu a snížení emisí.



Obrázek 11: Ukázka křivky zdvihu ventilu v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele [37]

### 3.6. Emise produkované čtyřdobým spalovacím motorem

Jde o toxické látky, které škodlivě působí na živé organismy a o látky mutagenní, které jsou schopné vyvolávat nežádoucí změny v buňkách (karcinogeny atd.).

#### 3.6.1. Druhy emisí a jejich vliv na životní prostředí

##### Oxid uhličitý CO<sub>2</sub>

- Bez zápachu,
- Při nadýchání způsobuje zvýšení krevního tlaku
- Jed způsobující pouze akutní problémy bez zdravotních následků
- Jedná se o jednu z významných příčin skleníkového efektu
- Produkováno spalováním fosilních paliv a průmyslem

##### Oxid uhelnatý CO

- Bez zápachu
- Váže se na hemoglobin v červených krvinkách, snižuje množství O<sub>2</sub> v krvi
- Způsobuje zrychlené dýchání, bolest hlavy, závrať

##### Oxid dusíku NO<sub>x</sub>

- Jedná se o plyn
- NO<sub>2</sub> je plyn červenohnědé barvy s nepříjemným zápachem
- Toxický, dráždí oči, plíce a dýchací cesty
- Způsobují nespavost, kašel, zrychlené dýchání, modrání kůže

##### Nespálené uhlovodíky C<sub>x</sub> H<sub>y</sub>

- Způsobují zápach výfukových plynů
- Zvláště nebezpečné jsou polycyklické aromatické uhlovodíky (PAH)
- Škodlivost se zvyšuje vazbou na povrch pevných částic
- Poškozují dýchací cesty, některé jsou karcinogenní.

##### Pevné částice

- Pevné i kapalné fáze
- Tuhé částice absorbují uhlovodík, jejichž negativní účinek se tak zvětšuje
- Karcinogenní a mutagenní účinky částice o rozměrech 0,1 až 1 μm jsou pro lidský organismus nejnebezpečnější

## **Oxid siřičitý SO<sub>2</sub>**

- Je štiplavě páchnoucí, bezbarvý a silně napadá sliznice
- Tvoří kyselé deště, a tím poškozují zejména lesní porosty

## **Sloučeniny olova**

- Sloučeniny olova jsou velmi jedovaté látky, které se dostávají do krve, kostní dřeně a nervového systému, zabraňují okysličování buněk
- Obsah olova ve výfukových plynech je dán jeho množstvím v palivu. Také bezolovnaté benziny obsahují olovo, ale norma dovoluje maximálně 0,013g/l. U olovnatých benzinů je to maximum 0,15 a minimum 0,07g/l

### **3.6.2. Mechanismy vzniku emisních látek**

#### **Oxid uhelnatý CO**

Oxid uhelnatý vzniká u zážehových motorů především při bohaté směsi ( $\lambda < 1$ ), kvůli nedostatečnému obsahu kyslíku potřebnému pro oxidaci uhlíku na neškodlivý oxid uhličitý (CO<sub>2</sub>). V oblasti přebytku paliva (bohaté směsi) stoupá objemový obsah CO s klesající hodnotou  $\lambda$  prakticky lineárně. V oblasti přebytku vzduchu, tzn. chudé směsi, je objemový obsah, CO nízký a na hodnotě  $\lambda$  prakticky nezávislý. Vznětový motor srovnatelné velikosti emituje oproti zážehovému zhruba 10 % CO, přičemž výraznější nárůst je v oblasti vyšších zatížení motoru. [30]

#### **Oxid uhličitý CO<sub>2</sub>**

Oxid uhličitý je nejedovatý produkt spalování. Při stechiometrickém směšovací poměru je hodnota CO<sub>2</sub> maximální a dosahuje hodnoty cca 14,7 % podle složení paliva. To odpovídá dokonalému spalování. Hodnota CO<sub>2</sub> má zároveň velmi velkou vypovídací schopnost o stavu motoru a jeho částí. Pokud je např. hodnota CO<sub>2</sub> nízká a zároveň jsou nízké i hodnoty CO a HC, naznačuje to netěsnosti výfukového systému a nařazení výfukových plynů.

#### **Nespálené uhlovodíky HC**

Stejně jako u emisí z CO, stoupá hodnota HC v oblasti bohaté směsi s klesající hodnotou  $\lambda$ . Důvodem je přebytek paliva, neúplné spalování a tím i zvýšená hodnota emisí nespálených a částečně spálených uhlovodíků. Minimum hodnoty HC leží v oblasti  $\lambda = 1,1$  až 1,2. Na rozdíl, od CO však s rostoucí hodnotou  $\lambda$  obsah HC vlivem nedokonalého

spalování dále stoupá. Kromě tohoto faktoru má na hodnotu HC významný vliv celkový stav motoru a jeho seřízení eventuelně i mechanická poškození zejména pístové skupiny motoru.

Vznětové motory vzhledem k vysokým přebytkům vzduchu nedosahují při provozní teplotě motoru tak vysokých hodnot koncentrací emisí HC jako motory zážehové.

### **Pevné částice PM (Particulate Matter)**

Vznikají při:

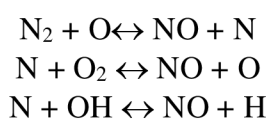
- neúplné oxidaci palivové směsi při lokálním součiniteli  $\lambda < 0,6$
- neúplné oxidaci při nízkých teplotách hoření, převážně u vznětových motorů a u zážehových motorů s přímým vstřikem paliva

Pevné znečišťující látky, souhrnně označovány jako pevné částice PM (v sobě zahrnují různé fáze (pevná kapalina) rozličných druhů sloučenin; např. popel, karbon, saze, oxidy síry, těžké kovy (Ni, Cd, Pb Hg), palivo, olej, kapalné částice jsou tvořeny kapkami uhlovodíků, které pocházejí z paliva. PM částice mají porézní strukturu s velmi velkým specifickým povrchem. Vlivem těchto vlastností na sebe vážou ostatní sloučeniny (adsorpce plynu), zejména nespálené uhlovodíky (typ PAH) a  $\text{SO}_2$ .

V organismech se tyto látky opět uvolňují (např. po vdechnutí), čímž stoupá jejich rizikovitost. Jejich velikost se pohybuje v rozmezí 20 nm až 2  $\mu\text{m}$ , nejvyšší četnost je kolem 100 nm. Velikost koncentrace PM se odvíjí od konstrukčního provedení motoru a množství síry v použitém palivu. Produkci PM lze snížit lepší atomizací vstřikovaného paliva.

### **Oxidy dusíku $\text{NO}_x$**

Vysoká teplota, tlak a rychlá expanze “ochlazení”, při níž zamrznou reakce ve spalovacím prostoru vedou k oxidaci dusíku obsaženého v nasávaném vzduchu. Kromě oxidu dusnatého (NO) vznikají v malých množstvích také oxid dusičitý ( $\text{NO}_2$ ) a oxid dusný ( $\text{N}_2\text{O}$ ). Proces se popisuje Zeldovičovým mechanismem tvorby NO s postupně probíhajícími reakcemi:



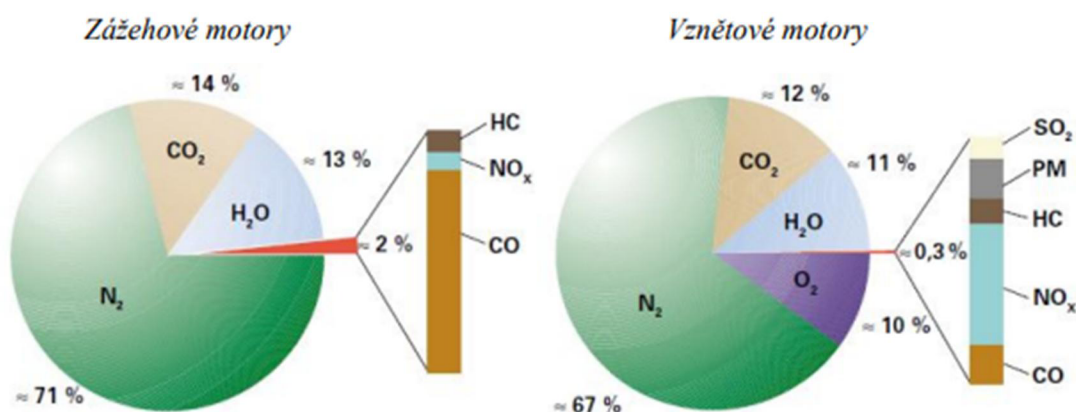
Maximum hodnoty  $\text{NO}_x$  u zážehových motorů leží v oblasti lehkého přebytku vzduchu s hodnotou  $\lambda = 1,05$  až 1,1. U vznětových motorů je produkce  $\text{NO}_x$  nižší, což je dáno právě rozdílnou regulací a nižšími spalovacími teplotami. U vznětových motorů (spalování chudých směsí) může být  $\text{NO}_2$  zastoupeno až v 60 % a u zážehových motorů tvoří 95 % NO. Účinné snížení produkce emisí  $\text{NO}_x$  lze dosáhnout pomocí chlazeného EGR.

### **Oxid síry $\text{SO}_x$**

Emise oxidu síry obsažené v palivu a oleji v průběhu hoření způsobují snížení účinnosti katalyzátoru. Obsahují převážně  $\text{SO}_2$ . Při spalování zemního plynu je produkce  $\text{SO}_2$  zcela zanedbatelná. Kontrola emisí  $\text{SO}_2$  nepodléhá přímo emisním předpisům, ale omezuje se pomocí stanovených limitů obsahu síry v palivu (má sestupný trend).

## Kyslík O<sub>2</sub>

Kyslík se vyskytuje ve výfukových plynech pouze při spalování chudé směsi s přebytkem vzduchu. Jeho hodnota je však důležitá při měření emisí čtyřsložkovým infraanalyzátořem, protože se používá pro výpočet hodnoty  $\lambda$ , která se kontroluje při emisní zkoušce vozidel s řízeným katalyzátorem.



Obrázek 12: Procentuální složení výfukových plynů spalovacích motorů [38]

### 3.7. Evropské emisní limity

Evropské emisní limity, často označované jako normy Euro, jsou souborem předpisů upravujících přípustné úrovně emisí výfukových plynů u nových vozidel prodávaných v Evropské unii (EU) a zemích Evropského hospodářského prostoru (EHP). Tyto předpisy byly poprvé zavedeny v roce 1992 a od té doby prošly mnoha etapami vývoje s cílem postupně snižovat úrovně emisí škodlivých znečišťujících látek, jako jsou oxidy dusíku (NO<sub>x</sub>), pevné částice (PM), uhlovodíky (HC) a oxid uhelnatý (CO). Cílem norem Euro je zlepšit kvalitu ovzduší a zmírnit dopady emisí z vozidel na životní prostředí a zdraví. [31, 33, 35]

#### 3.7.1. Euro 1

Norma Euro 1, zavedená v roce 1992, stanovila první evropské emisní limity pro lehká užitková vozidla (osobní a lehká užitková vozidla). Mezi hlavní znečišťující látky regulované v rámci normy Euro 1 patřily CO, HC a NO<sub>x</sub>.

Pro benzínové motory byly stanoveny limity 2,72 g/km pro CO, 0,97 g/km pro HC + NO<sub>x</sub> a 0,14 g/km pro NO<sub>x</sub>. Pro vznětové motory byl limit pro CO 2,72 g/km a limit pro HC + NO<sub>x</sub> 0,97 g/km.

### **3.7.2. Euro 2**

Cílem normy Euro 2, zavedené v lednu 1996, bylo další snížení emisí stanovením nových limitů, které pokračovaly v cestě k čistšímu ovzduší.

Limity pro benzínové motory zahrnovaly 2,2 g/km pro CO, 0,5 g/km pro HC + NO<sub>x</sub> a 0,15 g/km pro PM (pouze pro motory s přímým vstřikováním). Limity pro vznětové motory byly stanoveny na 1,0 g/km pro CO, 0,7 g/km pro HC + NO<sub>x</sub>, 0,08 g/km pro PM a 0,10 g/km pro NO<sub>x</sub>.

### **3.7.3. Euro 3**

Norma Euro 3, zavedená v roce 2000, zavedla samostatné limity pro emise HC a NO<sub>x</sub> a snížila přípustné limity pro emise PM u vozidel se vznětovým motorem.

Limity pro benzínové motory byly stanoveny na 2,3 g/km pro CO, 0,2 g/km pro HC a 0,15 g/km pro NO<sub>x</sub>. Limity pro vznětové motory zahrnovaly 0,64 g/km pro CO, 0,56 g/km pro HC + NO<sub>x</sub>, 0,05 g/km pro PM a 0,50 g/km pro NO<sub>x</sub>.

### **3.7.4. Euro 4**

Norma Euro 4, která byla zavedena od ledna 2005, se zaměřuje na další snižování emisí HC, NO<sub>x</sub> a PM u benzinových i naftových motorů a přispívá k čistšímu ovzduší a lepší kvalitě ovzduší v městském prostředí. Zavedení normy Euro 4 vedlo k rozsáhlému zavádění pokročilých technologií regulace emisí, jako jsou třicestné katalyzátory u benzinových motorů a filtry pevných částic u dieselových motorů, které výrobcům automobilů pomohly splnit tyto přísné emisní normy.

Pro benzínové motory byly stanoveny limity 1,0 g/km pro CO, 0,1 g/km pro HC a 0,08 g/km pro NO<sub>x</sub>. Limity pro vznětové motory zahrnovaly 0,5 g/km pro CO, 0,3 g/km pro HC + NO<sub>x</sub>, 0,025 g/km pro PM a 0,25 g/km pro NO<sub>x</sub>.

### **3.7.5. Euro 5**

Tato norma vešla v platnost v září 2009, zavedla přísnější limity pro emise NO<sub>x</sub>, HC, CO a PM ve srovnání s Euro 4. Byly také zavedeny zvláštní požadavky na filtry pevných částic (DPF), aby se snížily emise PM.

U benzinových motorů byl limit pro CO stanoven na 1,0 g/km, pro HC + NO<sub>x</sub> na 0,068 g/km a pro PM na 0,005 g/km (pouze pro motory s přímým vstřikováním). Pro vznětové motory byl limit CO 0,5 g/km, HC + NO<sub>x</sub> 0,230 g/km, NO<sub>x</sub> 0,180 g/km a PM 0,005 g/km.

### **3.7.6. Euro 6**

Zavedená v září 2014, se zaměřuje na snížení emisí NO<sub>x</sub> ze vznětových motorů a zavádí testování emisí v reálném provozu (RDE – Real Driving Emissions), za jízdy na silnici. Do této doby byly emise měřeny v laboratorních podmínkách.



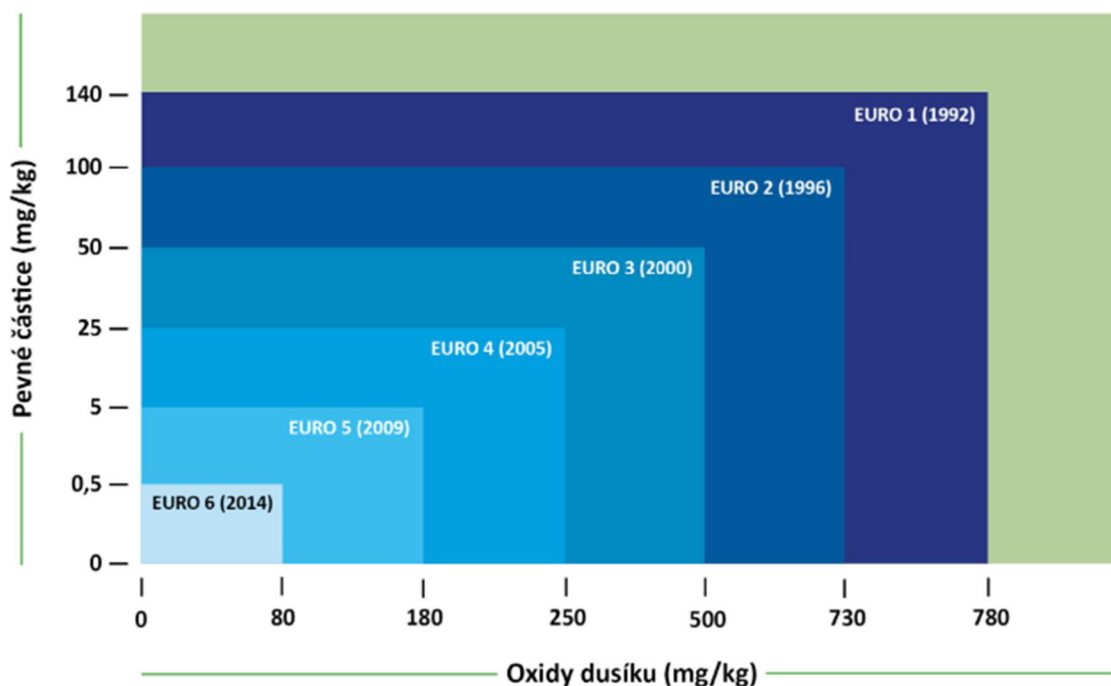
Limity pro benzínové motory byly pro CO na úrovni 1,0 g/km, HC + NO<sub>x</sub> na úrovni 0,068 g/km, PM na úrovni 0,0045 g/km (pro motory s přímým vstřikováním) a PN na úrovni 6,0 x 10<sup>11</sup> (pro motory s přímým vstřikováním). Limitní hodnoty pro vznětové motory byly stanoveny na CO 0,5 g/km, HC + NO<sub>x</sub> 0,170 g/km, NO<sub>x</sub> 0,080 g/km, PM 0,005 g/km a PN 6,0 x 10<sup>11</sup>.

### 3.7.7. Euro 7

Na základě posledních stanovisek jsou normy Euro 7 aktivně projednávány a formulovány s cílem jejich zavedení. Tyto nové předpisy se zaměří na výrazné snížení dopadu dopravy na životní prostředí a další ochranu lidského zdraví. Očekává se, že navrhované normy Euro 7 zavedou ještě přísnější limity pro emise NO<sub>x</sub>, HC, CO, PM a PN. Kromě toho se možná bude uvažovat i o limitech pro další znečišťující látky, jako je amoniak (NH<sub>3</sub>) a N<sub>2</sub>O (oxid dusný).

Normy Euro 7 budou pravděpodobně vyžadovat zavedení pokročilejších systémů dodatečného zpracování emisí, včetně pokročilých systémů selektivní katalytické redukce (SCR), benzínových filtrů pevných částic (GPF) a případně nových technologií, které se dosud běžně nepoužívají. Pro zajištění lepší shody s reálnými podmínkami a dlouhodobé emisní výkonnosti se očekávají přísnější metody testování emisí v reálném provozu (RDE), které zahrnují širší rozsah jízdních podmínek a potenciálně i zkoušení shody v provozu.

V rámci trvalého závazku bojovat proti změně klimatu a znečištění ovzduší představují normy Euro 7 významný krok vpřed v emisních předpisech Evropské unie a posouvají automobilový průmysl směrem k ekologičtějším a udržitelnějším technologiím a postupům. Nové normy by však mohly být pro automobilový průmysl výzvou, zejména pokud jde o náklady na vývoj nových technologií a přizpůsobení se. [31, 33, 35, 40]



Obrázek 13: Historie snižování škodlivých látek u vznětových motorů dle euro norem [40]

## 4. Praktická část práce

### 4.1. GT-Power

GT-Power je simulační program od Gamma Technology, který simuluje tlak, teplotu a hmotnostní tok v různých částech. Tento program je součástí hlavního programu GT-suite.

Je navržen pro ustálené a přechodné simulace vhodné pro analýzu řízení motoru/hnacího ústrojí a lze jej použít k simulaci všech druhů motorů s vnitřním spalováním. Software používá jednorozměrnou dynamiku plynu k reprezentaci proudění a přenosu tepla v komponentách modelu motoru. Uživatel sestaví model přetažením objektů v grafickém uživatelském rozhraní GT-SUITE, kde databáze nabízí širokou škálu motorových komponent. Po propojení komponent s objekty může uživatel definovat vlastnosti pro každou komponentu, nastavení možností simulace, jako jsou kritéria konvergence, a zadání požadovaných výstupních grafů před spuštěním simulace.

V GT-Power lze stavět modely motorů, které jsou velmi blízké realitě. Aby model fungoval jako skutečný motor, je důležité zadat co nejpřesnější údaje o součástech a parametrech motoru. Tyto údaje zahrnují průměry sacích a výfukových ventilů, délky jednotlivých kanálů a různé vstupní parametry. Tyto informace jsou potřebné k vytvoření co nejpřesnějšího modelu motoru, který bude sloužit jako základ pro simulaci. Pro modelování motoru v GT-Power existují i další komponenty, jako válce bloků, klikové skříně, sání, turbodmychadla a tak dále. Jejich parametry lze upravit podle potřeb.

Software GT-Power je výkonný a flexibilní nástroj pro simulaci výkonu motoru, který se široce používá v automobilovém průmyslu a v oblasti motorů. Software poskytuje modulární a přizpůsobitelné simulační prostředí, které lze použít k modelování a analýze motorů, výfukových systémů a dalších součástí vozidel. Software má několik modulů, včetně modulu motoru, výfuku, sání, turbodmychadla a modulu následné úpravy výfukové směsi.

Modul motoru je jádrem programu GT-Power a slouží k simulaci výkonu a emisí motoru. Umožňuje uživateli definovat geometrii motoru, časování ventilů, systém vstřikování paliva, proces spalování a další parametry. Modul motoru používá termodynamický model k simulaci sacích, kompresních, spalovacích, expanzních a výfukových procesů motoru a na základě vstupních parametrů vypočítává výkon motoru a konečné emise.

Je zvláště užitečný při studiu vlivu časování ventilů na emise motoru. Časování ventilů se týká otevírání a zavírání sacích a výfukových ventilů v motoru. Časování ventilů je pro chod motoru rozhodující a může mít významný vliv na účinnost a výkon motoru i na jeho emisní parametry.

Úpravou parametrů časování ventilů v simulaci může uživatel sledovat vliv na výkon a emise motoru. Zvýšením předstihu ventilů (dřívější otevření ventilů v cyklu motoru) je možné zvýšit výkon, ale může také zvýšit riziko nedokonalého spalování, což může mít za následek vyšší emise oxidu dusíku ( $\text{NO}_x$ ) a nespálených uhlovodíků. Naopak snížením

předstihu časování ventilů (otevření ventilů v pozdější fázi cyklu motoru) může dojít ke snížení emisí NO<sub>x</sub> a uhlovodíků, ale může snížit i výkon motoru.

Prostřednictvím simulace je možné optimalizovat časování ventilů, aby bylo dosaženo požadované kombinace výkonu a emisního výkonu motoru. To může být užitečné pro konstrukci a optimalizaci motoru i pro posouzení vlivu změn časování ventilů motoru na emise.

Software poskytuje řadu výstupních možností, včetně grafů, tabulek a sestav, které lze použít k analýze výsledků simulace. Software také obsahuje skriptovací jazyk, který uživateli umožňuje automatizovat simulace a provádět parametrické studie.

Lze shrnout, že GT-Power je výkonný a flexibilní nástroj pro simulaci parametrů motoru, který lze použít ke zkoumání vlivu časování ventilů na emise spalovacího motoru. Úpravou parametrů časování ventilů v simulaci může uživatel optimalizovat časování ventilů tak, aby dosáhl požadované kombinace výkonu a emisního výkonu motoru. To může pomoci při vývoji účinnějších a čistších motorů.

## **4.2. Tvorba v GT-Power**

Pro simulaci v programu GT-Power byl vybrán nepřepřlňovaný spalovací motor 1.5L s nepřímým vstřikováním z několika klíčových důvodů.

Jedná se o spalovací motor, který je pro svoji běžnou velikost používán v široké škále vozidel, od kompaktních osobních automobilů až po lehká užitková vozidla. Vzhledem k rozšířenému použití motoru je k dispozici množství údajů a předchozích výzkumů, které poskytují pevný základ pro tuto práci. Tato dostupnost zajišťuje, že simulace GT-Power mohou být přesně kalibrovány a ověřeny na základě údajů z reálného světa.

Pochopení jeho emisního profilu a vlivu časování ventilů má velký význam pro splnění a pochopení stále přísnějších emisních předpisů. Simulace motoru je proto aktuální a relevantní.

Zároveň také představuje vhodnou platformu pro zkoumání vlivu časování ventilů na emise díky své přirozené flexibilitě. Tím, že jsou k dispozici dva různé moduly motoru s různými vačkovými hřídeli a nastavovače pro vačkových hřídelů, je možné studovat vliv různých strategií časování ventilů na emisní výkon.

Souhrnně lze říct, že volba použití spalovacího motoru 1,5 L pro simulaci v programu GT-Power byla založena na jeho reprezentativnosti, dostupnosti údajů, a flexibilitě. Z důvodu zachování know-how je však možné použít pouze procentuální výsledky.

### 4.3. Nastavitelné parametry

Vytvoření podrobného modelu čtyřválcového spalovacího motoru o zdvihovém objemu 1,5 L s nepřímým vstřikováním pomocí softwaru GT-Power zahrnuje následující kroky:

#### **Vytvoření základního modelu motoru:**

Zadání základních parametrů motoru, jako je zdvihový objem, počet válců, kompresní poměr, zdvih a průměr vrtání. V této fázi se zadávají také údaje týkající se rozvodového mechanismu motoru a dalších součástí, jako jsou ojnice, klikový hřídel a písty.

#### **Konfigurace ventilů:**

Zde se definují průměry sacích a výfukových ventilů, jejich počet, tvar a profil zdvihu. Je možné zadat taktéž podrobnosti o ventilových pružinách, sedlech ventilů a dalších součástech ventilového rozvodu.

#### **Definice kanálů:**

Definování délky a průřezu sacích a výfukových kanálů, jejich tvary a umístění. Dále údaje o výfukových potrubích, katalyzátorech a tlumičích výfuku. Je potřebné zvážit geometrii sacího potrubí, protože ta může ovlivnit výkon motoru, zejména pokud jde o křivky točivého momentu a výkonu.

#### **Nastavení palivového systému:**

Definice parametrů palivového systému, včetně typu vstřikování paliva (např. přímé vstřikování nebo nepřímé vstřikování), tlaku paliva, velikosti vstřikovačů a rozprašování a poměru paliva a vzduchu. Zde se zadávají i požadované vlastnosti paliva, jako je oktanové číslo a energetický obsah.

#### **Konfigurace zapalovacího systému:**

Konfigurace systému zapalování probíhá tak, že se zadají údaje o typu zapalovací svíčky, časování zapalování a strategii předstihu jiskry. Tyto informace jsou rozhodující pro optimalizaci účinnosti spalování a minimalizaci emisí.

#### **Chladicí a mazací systémy:**

Modelování chladicího a mazacího systému motoru a definování podrobností, jako jsou průtok chladicí kapaliny, typ olejového čerpadla, tlak oleje a viskozita oleje. Jedná se o důležité faktory hrající významnou roli při udržování výkonu a životnosti motoru.

#### **Řízení emisí:**

Nastavení kontroly emisí, jako je systém recirkulace výfukových plynů (EGR), systému selektivní katalytické redukce (SCR) nebo případně filtru pevných částic (DPF). Definice parametrů týkajících se emisních předpisů, aby simulovaný motor splňoval příslušné normy.

**Nastavení simulace:**

Definování provozních podmínek, jako je okolní teplota, nadmořská výška a vlhkost. Definice požadovaných provozních bodů motoru (např. volnoběh, částečné zatížení a plné zatížení) a definice přechodných jevů, jako je zrychlení a zpomalení, aby bylo možné analyzovat chování motoru za různých podmínek.

**Diskretizace modelu:**

GT Power diskretizuje celý systém do menších dílčích celků spojených hranicemi. Tento proces umožňuje softwaru provádět jednorozměrné simulace, předpovídat dynamiku kapalin a plynů v sacím a výfukovém systému, tlakové profily, přenos tepla ve válcích a další výkonnostní aspekty.

**Simulace a analýza:**

Spuštění simulace, analýza výsledků a vyhodnocení klíčových ukazatelů výkonu, jako je výkon, točivý moment, účinnost a emise. Podle potřeby se provedou úpravy modelu. Proces se opakuje do té doby, než se optimalizuje konstrukce motoru a dosáhlo se požadovaných výkonnostních cílů.

Dodržením těchto kroků je možné vytvořit model čtyřválcového spalovacího motoru v softwaru GT-Power, který umožní komplexní analýzu a optimalizaci výkonu.

#### 4.4. Definování vačkového mechanismu

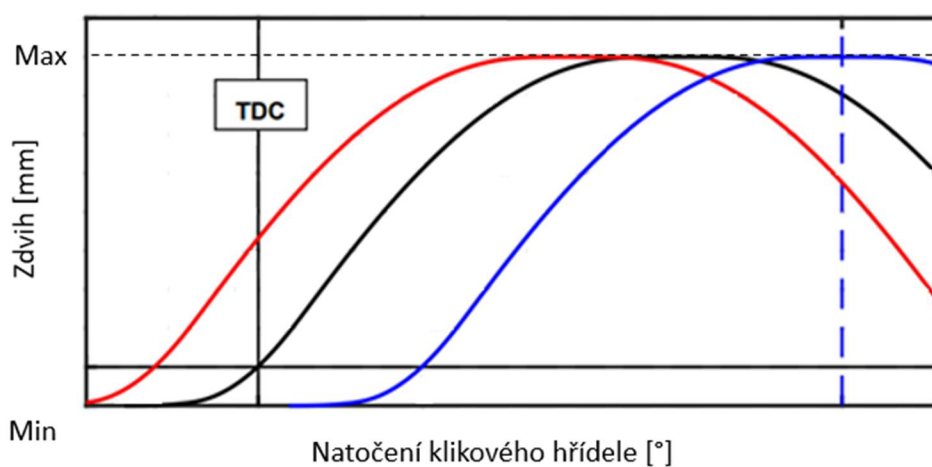
Pro simulaci v programu GT-Power byly zvoleny dvě odlišné varianty časování vačkového mechanismu.

##### Varianta 1:

Sací vačkový hřídel: Je zde použit širší profil vačky v kombinaci s nastavovačem o větším rozsahu než standardně.

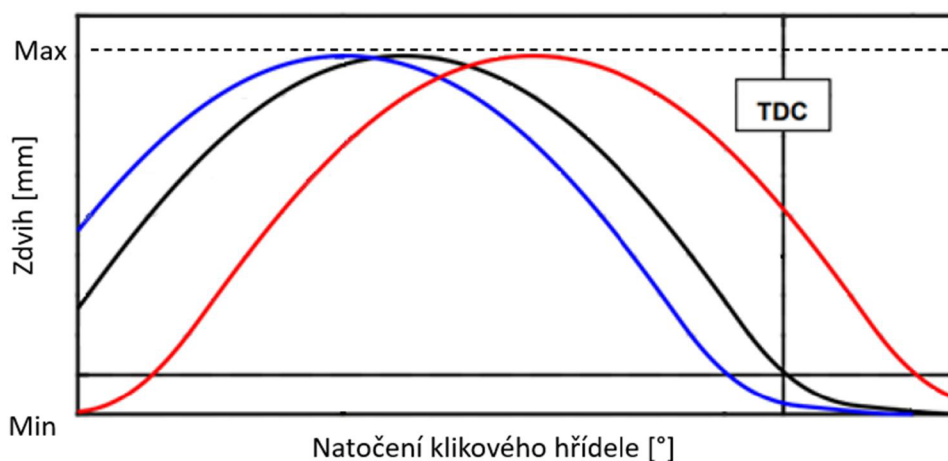
Vačkový hřídel výfuku: Přizpůsobený profil k sací vačce s nastavovačem o standardním rozsahu.

Časování sací vačky – V1



Graf 1: Průběh sací vačky pro variantu 1 a rozsah nastavovače

Časování výfukové vačky – V1

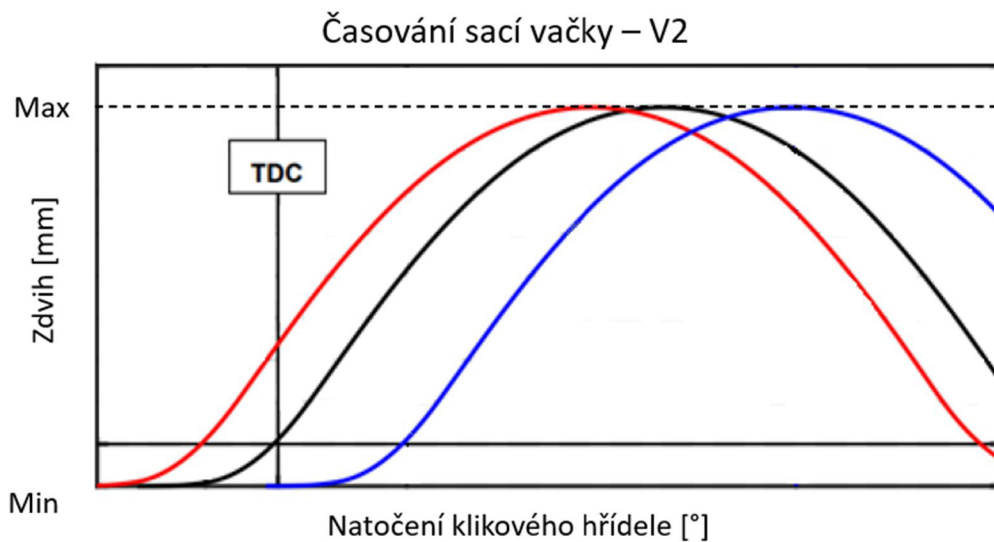


Graf 2: Průběh výfukové vačky pro variantu 1 a rozsah nastavovače

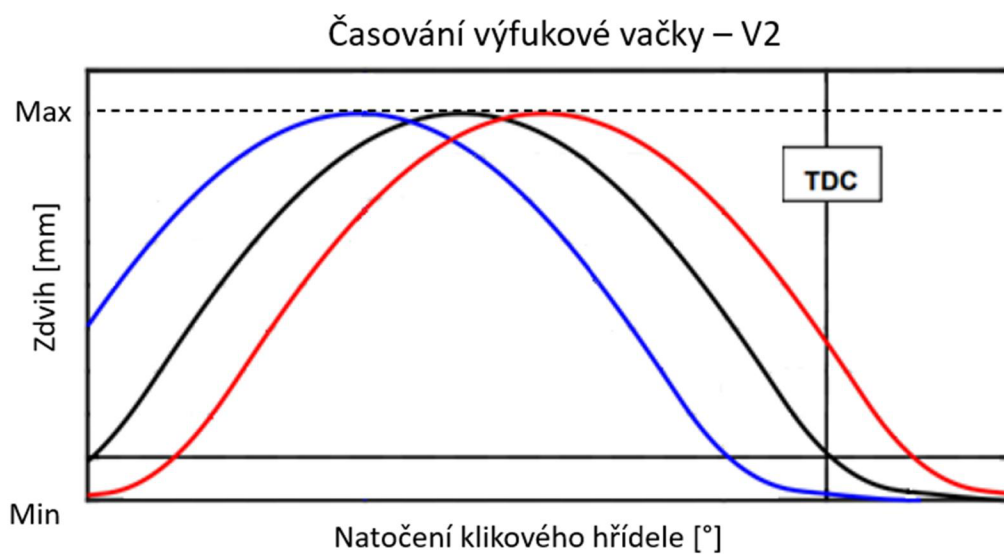
## Varianta 2:

Sací vačkový hřídel: Délka trvání je o 11,4 % kratší než u varianty 1 a nastavovač má rozsah stupňů o 28,6 % menší.

Váčkový hřídel výfuku: Délka trvání je o 7,7 % kratší než u varianty 1 a nastavovač má stejný rozsah.



Graf 3: Průběh výfukové vačky pro variantu 2 a rozsah nastavovače



Graf 4: Průběh sací vačky pro variantu 2 a rozsah nastavovače

## 4.5. Popis simulovaného vačkového mechanismu

Na základě dvou různých profilů vačkových hřídelí a rozsahů jejich nastavovačů lze vyhodnotit vliv různých rozsahů vačkových hřídelí na emise a na měrnou spotřebu paliva (BSFC) obou variant motoru. Následně je možné výpočtem odhadnout produkci  $\text{CO}_2$  z dat získaných ze simulace v GT-Power.

S ohledem na odlišné profily vačkových hřídelů a rozsahy nastavení vačkových hřídelů, stejně jako na základní nastavení maximálních hodnot vačkových hřídelů u obou variant motoru, lze důkladně prozkoumat vliv na emise a měrnou spotřebu paliva (BSFC). Analýza zohledňuje vzájemné působení těchto faktorů v rámci spalovacího motoru spolu s dopadem použití Atkinsonova cyklu a z toho vyplývajícími důsledky na emise a účinnost.

Varianta 1, která se vyznačuje prodlouženým překrytím ventilů a delší dobou sání, je navržena tak, aby optimalizovala točivý moment a výkon v nízkém spektru otáček. Prodloužená doba sání umožňuje větší přísun vzduchu a paliva při nižších otáčkách motoru, což napomáhá lepšímu plnění válců a odvádění spalin v tomto specifickém provozním rozsahu. V důsledku toho se zvyšuje účinnost spalování, která vede k potenciálnímu snížení BSFC při nižších otáčkách motoru. To zdůrazňuje výhody konfigurace vačkového hřídele z hlediska úspory paliva za určitých provozních podmínek.

Prodloužené překrytí ventilů a prodloužená doba sání a výfuku ve variantě 1 však s sebou nese kompromisy. V důsledku těchto faktorů vznikají vyšší teploty ve válci, které přímo ovlivňují tvorbu oxidů dusíku ( $\text{NO}_x$ ) během spalovacího procesu a vedou ke zvýšení emisí  $\text{NO}_x$ . Kromě toho může zvýšené překrytí ventilů způsobit, že část nespáleného paliva unikne výfukovými ventily během doby překrytí, a to má za následek zvýšené emise nespálených uhlovodíků (HC) a oxidu uhelnatého (CO).

Na druhé straně je konzervativnější profil vačkového hřídele varianty 2 se zkráceným překrytím ventilů a kratšími dobami sání a výfuku je přizpůsoben lepšímu výkonu motoru při vysokých otáčkách. Kratší doby sání a výfuku pomáhají udržovat optimální plnění válců a zabraňují zpětnému toku výfukových plynů při vyšších otáčkách motoru, což je zásadní pro udržení účinnosti spalování při různých provozních scénářích.

Zkrácení překrytí ventilů a kratší doby sání a výfuku u varianty 2 rovněž přispívá k nižším teplotám ve válci, což vede ke snížení emisí  $\text{NO}_x$ . Navíc minimalizované překrytí ventilů snižuje množství nespáleného paliva unikajícího výfukovým ventilem během doby překrytí, což vede ke snížení emisí uhlovodíků a oxidu uhelnatého.

Pokud se vezme v úvahu Atkinsonův cyklus, který se v motorech používá především pro zvýšení účinnosti paliva, lze dále na základě těchto dvou variant podrobněji posoudit vliv na emise a BSFC. Atkinsonův cyklus účinně mění časování ventilů tím, že opožďuje zavírání sacích ventilů, čímž účinně zkracuje efektivní kompresní zdvih při zachování delší expanze. To vede k účinnějšímu získávání energie ze spalovacího procesu a v konečném důsledku ke zlepšení spotřeby paliva.



V kontextu varianty 1 umožňuje Atkinsonův cyklus dosáhnout ještě nižší spotřeby paliva při nízkých otáčkách motoru. To by však mohlo také zhoršit dříve zmíněné kompromisy, včetně zvýšených teplot ve válci a emisí NO<sub>x</sub>. U varianty 2 použití Atkinsonova cyklu pomoci snížit mírně vyšší měrnou spotřebu paliva pozorovanou při nižších otáčkách motoru, ale přínosy z hlediska výkonu motoru při vysokých otáčkách by se mohly snížit.

Pro komplexní pochopení vlivu na emise a BSFC u obou variant motoru a Atkinsonova cyklu je nezbytné provést simulace GT-Power v různém rozsahu otáček a zatížení motoru. Porovnáním výsledků je možné určit optimální strategii časování ventilů pro snížení emisí a zvýšení účinnosti spalovacího motoru.

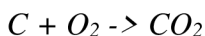
#### 4.5.1. Vliv na emise

Vliv měrné spotřeby paliva (BSFC) na emise oxidu uhličitého (CO<sub>2</sub>) je jedním z rozhodujících faktorů při hodnocení výkonu a účinnosti motoru. Tato analýza poskytuje souhrnné pochopení základních termodynamických principů, kterými se řídí operace motoru, a diskutuje vliv BSFC na emise CO<sub>2</sub> pro obě varianty motoru používajícího benzin RON95, který je běžným palivem na evropském trhu včetně České republiky.

Spalovací motory přeměňují chemickou energii uloženou v palivu na mechanickou energii prostřednictvím řady řízených spalovacích dějů. Výkon a účinnost těchto motorů jsou určovány různými faktory, včetně poměru vzduchu a paliva, geometrie spalovací komory a časování ventilů. Jedním ze základních parametrů pro hodnocení účinnosti motoru je BSFC, který vyjadřuje hmotnost paliva spotřebovaného na jednotku vyrobeného výkonu (obvykle se vyjadřuje v g/kWh). Nižší hodnoty BSFC znamenají vyšší účinnost motoru, protože k vytvoření daného množství výkonu je zapotřebí méně paliva.

Emise CO<sub>2</sub> jsou přímým vedlejším produktem spalovacího procesu. Uhlovodíková paliva, jako je benzin RON95, emitují CO<sub>2</sub> při reakci s kyslíkem ve spalovací komoře. Množství vyprodukovaného CO<sub>2</sub> je přímo úměrné hmotnosti spotřebovaného paliva, takže BSFC je rozhodujícím faktorem při určování emisí CO<sub>2</sub>. Zvýšená účinnost spalování, která vede ke snížení BSFC, může vést ke snížení emisí CO<sub>2</sub> v důsledku nižší spotřeby paliva.

Pro pochopení vztahu mezi BSFC a emisemi CO<sub>2</sub> je nezbytné prozkoumat stechiometrii spalovacího procesu. Benzin RON95 je komplexní směs uhlovodíkových sloučenin a jeho obsah uhlíku je přibližně 85 % hmotnosti. Při spalování reagují atomy uhlíku v palivu s molekulami kyslíku ve vzduchu a jako vedlejší produkt vzniká CO<sub>2</sub>. Stechiometrickou rovnicí pro tuto reakci lze vyjádřit následovně:



Molekulová hmotnost uhlíku (C) je 12 g/mol a molekulová hmotnost CO<sub>2</sub> je 44 g/mol. Hmotnostní poměr CO<sub>2</sub> a uhlíku je tedy 44/12, tedy přibližně 3,67. Stanovením hmotnosti uhlíku ve spotřebovaném palivu a jeho vynásobením tímto poměrem lze odhadnout hmotnost emisí CO<sub>2</sub>, které vznikají při provozu motoru.

Kroky pro výpočet emisí CO<sub>2</sub> na základě BSFC jsou následující:

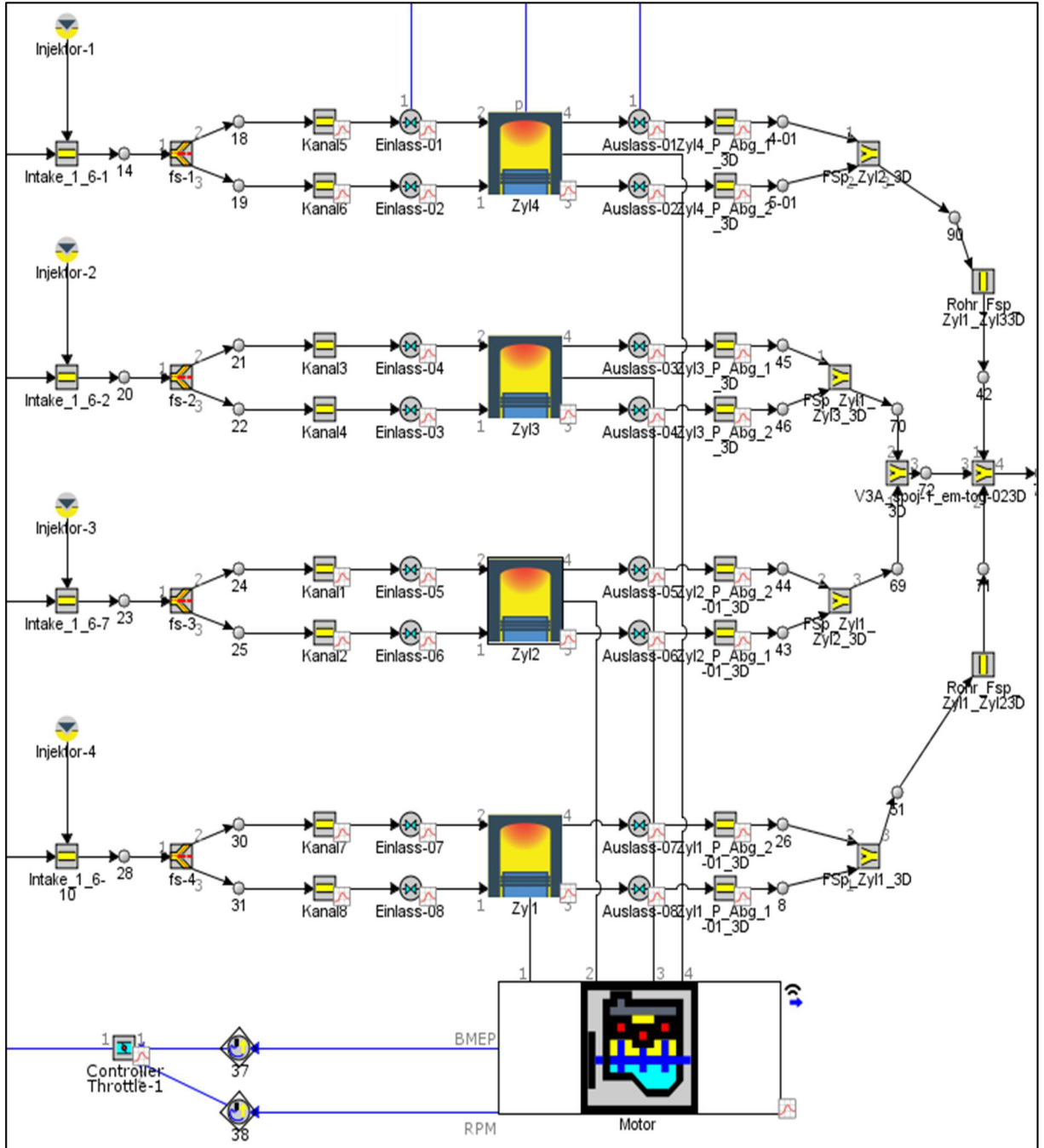
- Určení hmotnosti spotřebovaného paliva vynásobením (BSFC) výkonem motoru (v kW) a dobou provozu motoru (v hodinách)
- Vypočtení hmotnosti uhlíku ve spotřebovaném palivu vynásobením hmotnosti spotřebovaného paliva procentuálním obsahem uhlíku (zhruba 85 % pro benzín RON95)
- Odhad hmotnosti emisí CO<sub>2</sub> proveden vynásobením hmotnosti uhlíku ve spotřebovaném palivu hmotnostním poměrem CO<sub>2</sub> a uhlíku (přibližně 3,67)

V souvislosti s oběma variantami vačkových hřídelí motoru mohou vznikat různé účinnosti spalování a hodnoty BSFC v důsledku odlišných konfigurací časování ventilů. Varianta 1 může vykazovat nižší hodnoty BSFC při nižších otáčkách motoru, což by mohlo vést ke snížení emisí CO<sub>2</sub> v tomto specifickém provozním rozsahu. Na druhé straně varianta 2 může vykazovat nižší hodnoty BSFC při vysokých otáčkách motoru, ale vyšší BSFC při nižších otáčkách motoru, což může vést ke zvýšení emisí CO<sub>2</sub> při nižších otáčkách motoru.

Obecně lze tedy říci, že vztah mezi BSFC a emisemi CO<sub>2</sub> se řídí základní termodynamikou a stechiometrií spalovacího procesu ve spalovacích motorech. Pochopením těchto odborných principů a použitím příslušných výpočtů lze minimalizovat dopad emisí CO<sub>2</sub> na životní prostředí.

## 4.6. Referenční model motoru

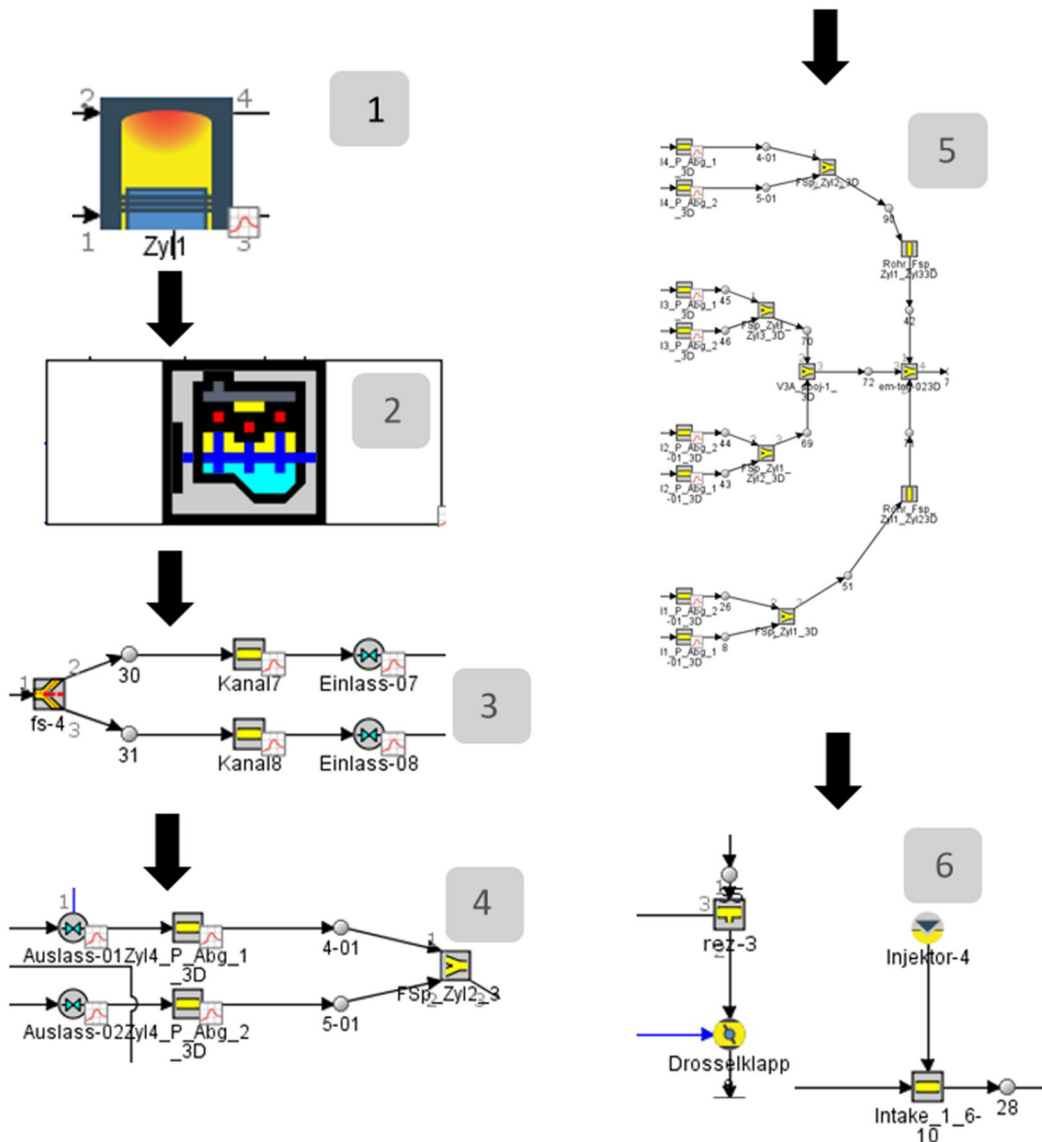
Níže je výstřižek zobrazující hlavní části modelu v programu GT-Power.  
Úplný model viz. Příloha 1



Obrázek 14: Použitý model zážehového čtyřválcového motoru

#### 4.6.1. Popis referenčního modelu

1-D model v GT-Poweru byl započat modelem spalovacího procesu, který je znázorněn píсты (1). Dále byla přidána kliková skříň, kde byla definována dynamika motoru. Pak byly přidány kanály sání (3) a výfuku (4) a do kanálů byl začleněn ventilový rozvod. Jednotlivé kanály jsou nakonfigurovány tak, aby odpovídali reálnému dílu a měly tak stejné vlastnosti. Následně byl k výfukovým kanálům přidán i výfuk (5), který slouží k vyvedení spalin do atmosféry. Nakonec bylo přidáno sací potrubí (6), které má vstřikovače a slouží jako přívod vzduchu. Množství nasávaného vzduchu je zde ovládáno škrticí klapkou. Konečný model je zobrazen na obrázku 14, případně jako příloha 1.

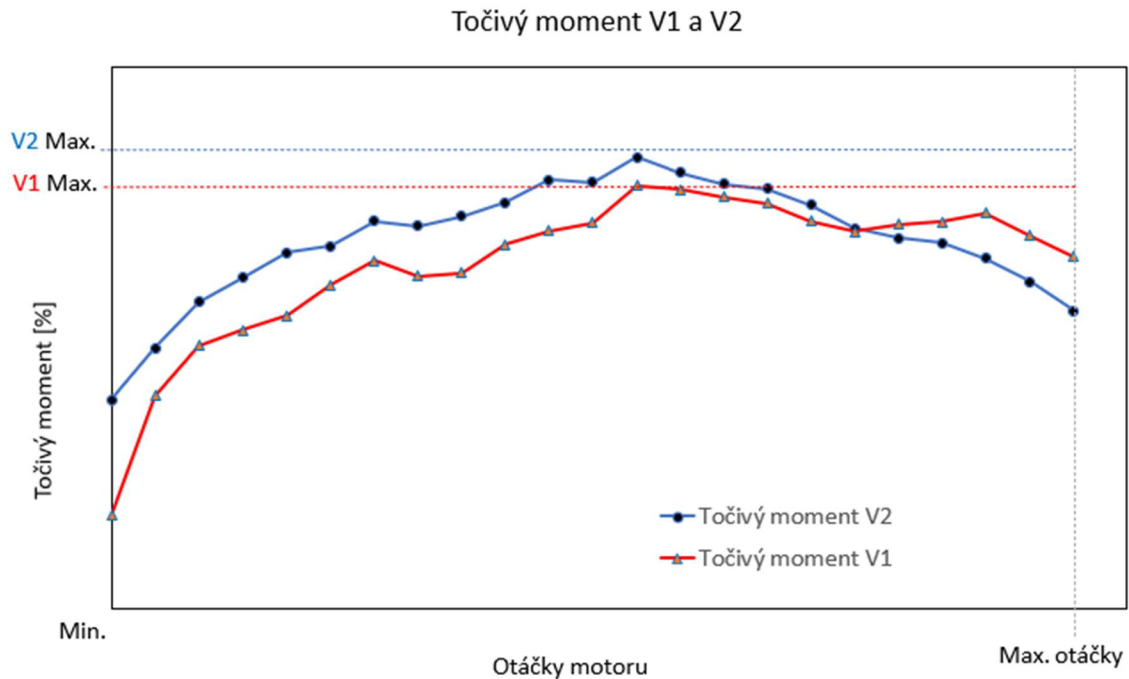


Obrázek 15: Vývojový diagram modelu GT-Power

## 5. Výsledky a diskuse

### 5.1. Simulovaná data

Parametry motoru s oběma variantami vačkového mechanismu byly simulovány v plném zatížení. Mezi základní výstupní parametry spalovacího motoru v této simulaci pro možnost určení vlivu časování na jeho emise jsou točivý moment, výkon a měrná spotřeba paliva.



Graf 5: Průběh točivé momentu v závislosti na otáčkách pro variantu 1 a 2 – plná klapka

U varianty 1, která má delší dobu trvání vačkového hřídele sání a využívá Atkinsonova cyklu, je točivý moment obecně nižší při nižších otáčkách, ale má tendenci dosahovat lepších výsledků při vyšších otáčkách. Tato charakteristika odpovídá zaměření cyklu na zvýšení palivové účinnosti na úkor určitého točivého momentu v nízkých otáčkách.

Pro variantu 2 s kratší dobou trvání vačkového hřídele sání je točivý moment obecně vyšší v nižších otáčkách, ale ve srovnání s variantou 1 klesá ve vyšších otáčkách. Toto chování odpovídá očekávaným charakteristikám motoru s konvenčnějším profilem vačkového hřídele, který obvykle upřednostňuje nízký točivý moment a celkový výkon.

Údaje znázorněné v grafu 5 potvrzují, že rozdílné časování vačkového hřídele vede k odlišným charakteristikám točivého momentu v celém rozsahu otáček, což je v souladu s předchozí úvahou.

### 5.1.1. Výpočet emisí CO<sub>2</sub>

Výpočet emisí CO<sub>2</sub> pomocí měrné spotřeby paliva CO<sub>2</sub> se opírá o následující parametry:

- Obsah uhlíku v palivu (85 % pro benzín typu RON 95)
- Měrná spotřeba paliva (BSFC) motoru (g/kW-h)
- Konverzní faktor (g CO<sub>2</sub> / g C) - hmotnostní poměr CO<sub>2</sub> a uhlíku

Emise CO<sub>2</sub> se vypočítají podle vzorce:

$$CO_2 [g/kW-h] = BSFC [g/kW-h] * CO_2\_konverzní\_faktor$$

*nebo*

$$CO_2 [g/h] = výkon [kW] * BSFC [g/kW-h] * CO_2\_konverzní\_faktor$$

kde se faktor konverze CO<sub>2</sub> se vypočítá jako:

$$CO_2\_konverzní\_faktor = 3,67 * (obsah\ uhlíku\ v\ palivu / 100)$$

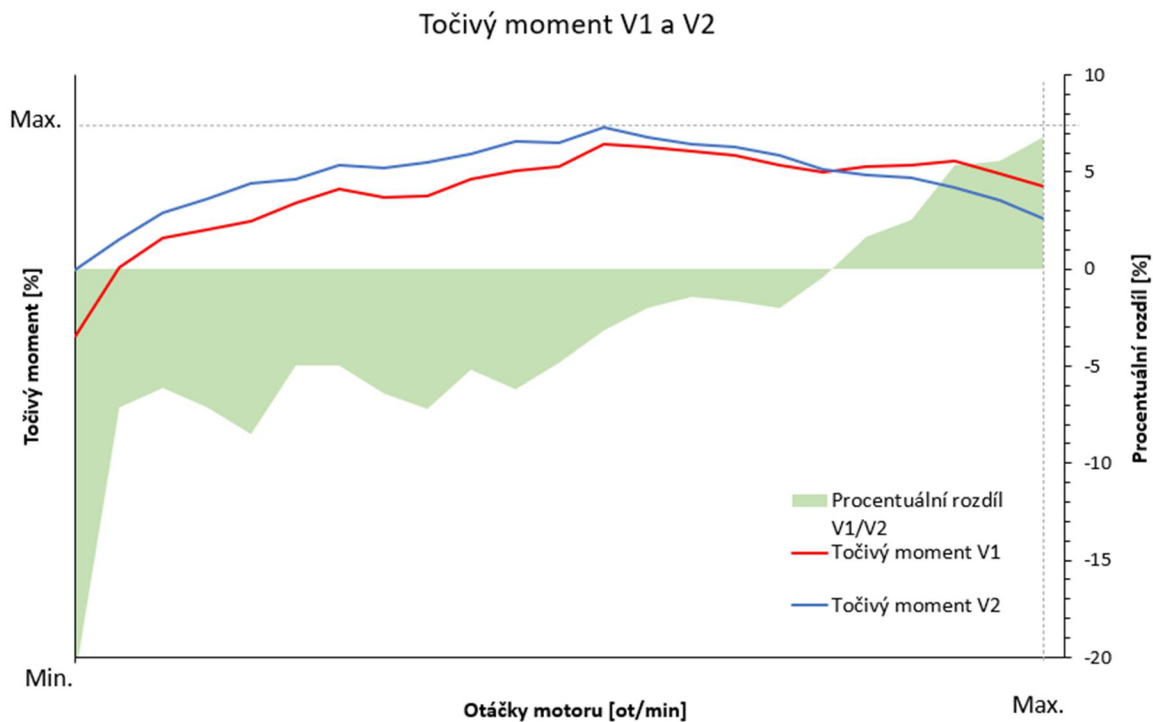
Metodou konverzního faktoru CO<sub>2</sub> byly vypočteny hodnoty emisí CO<sub>2</sub> pro dvě varianty časování vačkových hřídelů motoru 1,5L s Atkinsonovým cyklem. Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce.

Z analýzy údajů o emisích CO<sub>2</sub> vyplývá, že varianta 1 vykazuje v porovnání s variantou 2 snížení emisí CO<sub>2</sub> o necelá dvě procenta v celém rozsahu otáček motoru. Tento výsledek je v souladu s jeho teoretickým očekáváním, že změna časování vačkového hřídele může vést ke zlepšení účinnosti spalování a snížení emisí CO<sub>2</sub>.

Je však třeba podotknout, že metoda konverzního faktoru CO<sub>2</sub> má určitá omezení. Je závislá na přesnosti vstupních parametrů, jako je obsah uhlíku a BSFC, které se mohou u různých motorů a paliv lišit. Metoda také předpokládá úplné spálení paliva, což nemusí být v reálných podmínkách ve všech případech dodrženo. Metoda převodu faktoru CO<sub>2</sub> navíc nezohledňuje další emise, jako jsou NO<sub>x</sub> nebo pevné částice, které mohou mít rovněž významný dopad na životní prostředí.

## 5.2. Grafická prezentace dat

### 5.2.1. Točivý moment v závislosti na otáčkách motoru



Graf 6: Průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách motoru – plná klapka

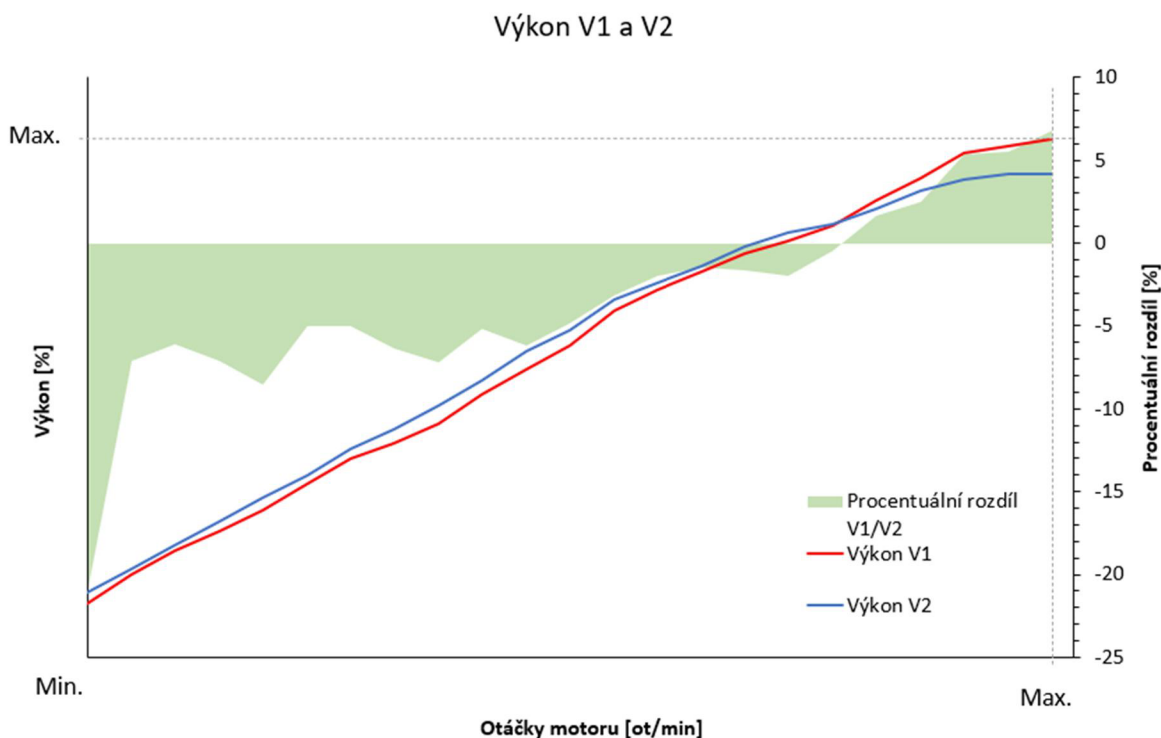
V grafu 6 jsou názorně zobrazené nasimulované hodnoty a na vedlejší ose je vynesena procentuální rozdíl mezi jednotlivými variantami. Je patrné, že rozdílné parametry vačkových hřídelů a rozsahy nastavovačů mezi variantami mají vliv na průběh a hodnotu točivého momentu.

Od začátku měření má varianta 2 vyšší hodnoty točivého momentu, a to v průměru o 5 % až do 2/3 maximálních otáček motoru za minutu, kdy ji překonává varianta 1 a u omezovače otáček dosáhne o téměř o 7 % vyšší hodnoty než varianta 2.

Je zřejmé, že v rozsahu otáček, kde se pohybuje běžný uživatel, od volnoběžných otáček po zhruba 1/2 max. otáček, došlo ke snížení točivého momentu.

### 5.2.2. Výkon v závislosti na otáčkách

Z grafu je patrné, že měrný výkon varianty 2 je zhruba o 5 % vyšší až do vyšších otáček, kdy je překonán výkonem varianty 1. Tyto hodnoty potvrzují tvrzení z teoretické části, že vyšší účinnosti je dosaženo na úkor výkonu motoru.



Graf 7: Výkon motoru v závislosti na otáčkách motoru – plná klapka

### 5.2.3. Měrná spotřeba paliva

V grafu 8 jsou patrné výsledné hodnoty měrné spotřeby paliva (BSFC) obou variant motoru v celém rozsahu otáček. Klíčovým rozdílem mezi těmito dvěma variantami motorů je časování ventilového rozvodu, které ovlivňuje účinnost motoru a jeho emise.

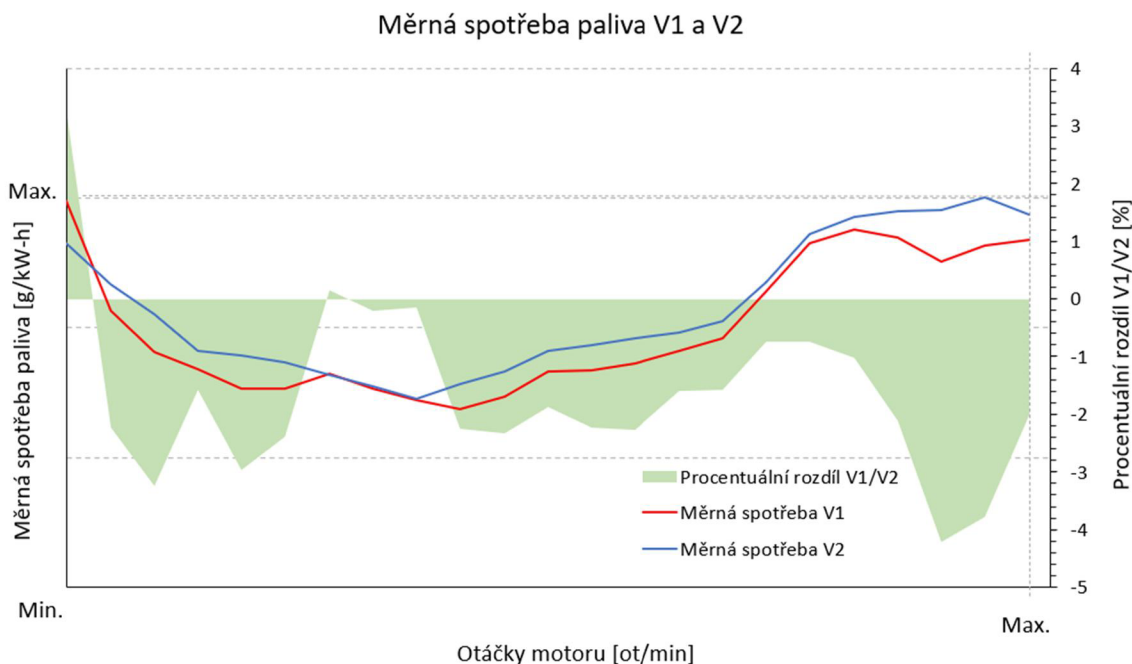
Při porovnání hodnot BSFC v celém rozsahu otáček je patrné, že varianta 1 vykazuje oproti variantě 2 nižší hodnoty. Tento trend naznačuje, že varianta 1 má lepší celkovou palivovou účinnost, což z ní činí pro koncové uživatele atraktivnější volbu. Lepší palivová účinnost vede k nižším provozním nákladům a menšímu dopadu na životní prostředí, protože nižší spotřeba paliva znamená nižší emise.

Rozdíl v časování ventilů mezi oběma variantami motoru by zde měl být hlavním důvodem pozorovaných rozdílů v hodnotách BSFC. Varianta 1 patrně benefituje z optimalizovaného časování ventilů, které vede k lepší účinnosti spalování a snížení čerpacích ztrát. Atkinsonův cyklus použitý v tomto motoru rovněž přispívá k jeho celkově vyšší účinnosti.



Pokud jde o snížení emisí, nižší průměrné hodnoty BSFC obecně odpovídají nižším emisím CO<sub>2</sub> za předpokladu stejného obsahu uhlíku v palivu. Je to proto, že motor spotřebovává méně paliva, a tudíž vzniká méně CO<sub>2</sub>. Z toho vyplývá, že u varianty 1 s nižšími průměrnými hodnotami BSFC se očekávají nižší emise CO<sub>2</sub> ve srovnání s variantou 2.

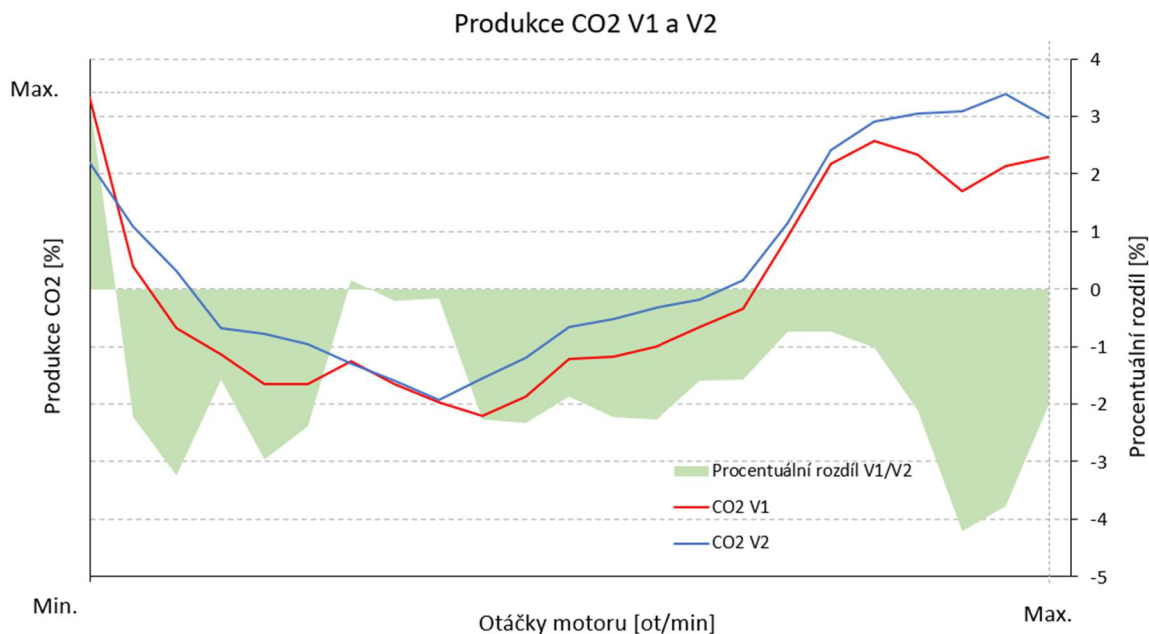
Souhrnně lze říci, že z porovnání hodnot BSFC pro obě varianty motoru v celém rozsahu otáček vyplývá, že varianta 1 je úspornější, což přímo ovlivňuje emise motoru a jeho uživatelské výhody. K této vyšší účinnosti přispívají rozdíly v časování ventilů a také Atkinsonův cyklus implementovaný v konstrukci motoru. Nižší průměrná spotřeba paliva motoru Variant 1 vede ke snížení emisí CO<sub>2</sub>, což z něj činí ekologičtější a pro koncové uživatele ekonomicky výhodnější variantu.



Graf 8: Měrná spotřeba paliva v závislosti na otáčkách motoru – plná klapka

#### 5.2.4. Produkce emisí CO<sub>2</sub>

Uvedený graf vizuálně znázorňuje emise CO<sub>2</sub> pro jednotlivé varianty a poukazuje na procentuální rozdíly mezi nimi.



Graf 9: Produkce CO<sub>2</sub> v závislosti na otáčkách motoru – plná klapka

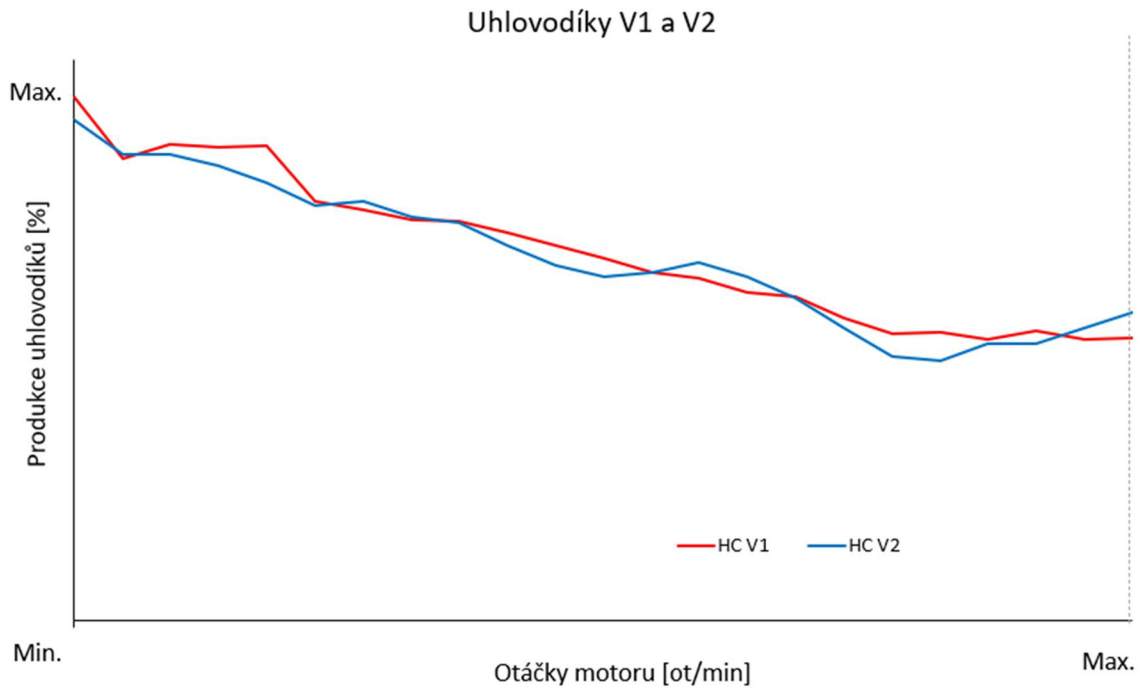
Po prozkoumání grafu je zřejmé, že varianta 1 vykazuje trvale nižší emise CO<sub>2</sub> ve srovnání s variantou 2 a to v celém rozsahu otáček. Nižší emise u varianty 1 lze přičíst její lepší palivové účinnosti, což dokazují nižší hodnoty BSFC, o nichž byla řeč v předchozí kapitole. S klesající spotřebou paliva klesá i množství vzniklého CO<sub>2</sub>.

Procentuální rozdíl v emisích CO<sub>2</sub> mezi oběma variantami kolísá v celém rozsahu otáček, což by mohlo být způsobeno rozdíly v účinnosti spalování a ztrátách při čerpání při různých otáčkách. Obecný trend však ukazuje, že varianta 1 si udržuje jasnou převahu, pokud jde o emise CO<sub>2</sub>, což z ní činí ekologicky přijatelnější volbu.

Tato analýza emisí CO<sub>2</sub> má zásadní význam při posuzování vlivu motoru na životní prostředí a také jeho souladu s emisními předpisy. Nižší emise CO<sub>2</sub> mohou zlepšit prodejnost motoru a jeho atraktivitu pro uživatele, protože přispívají ke snížení uhlíkové stopy a emisí skleníkových plynů. Kromě toho by lepší účinnost varianty 1 mohla vést k potenciálním úsporám nákladů pro koncové uživatele díky nižší spotřebě paliva.

Závěrem lze konstatovat, že porovnání vyprodukovaných emisí CO<sub>2</sub> mezi oběma variantami motoru zdůrazňuje převahu varianty 1 z hlediska vlivu na životní prostředí. Nižší emise přímo souvisí s vyšší tepelnou účinností a účinností paliva, jak ukazují hodnoty BSFC. Optimalizované časování ventilů a Atkinsonův cyklus ve variantě 1 přispívají k těmto příznivým vlastnostem a nabízejí udržitelnější a nákladově efektivnější řešení pro koncové uživatele.

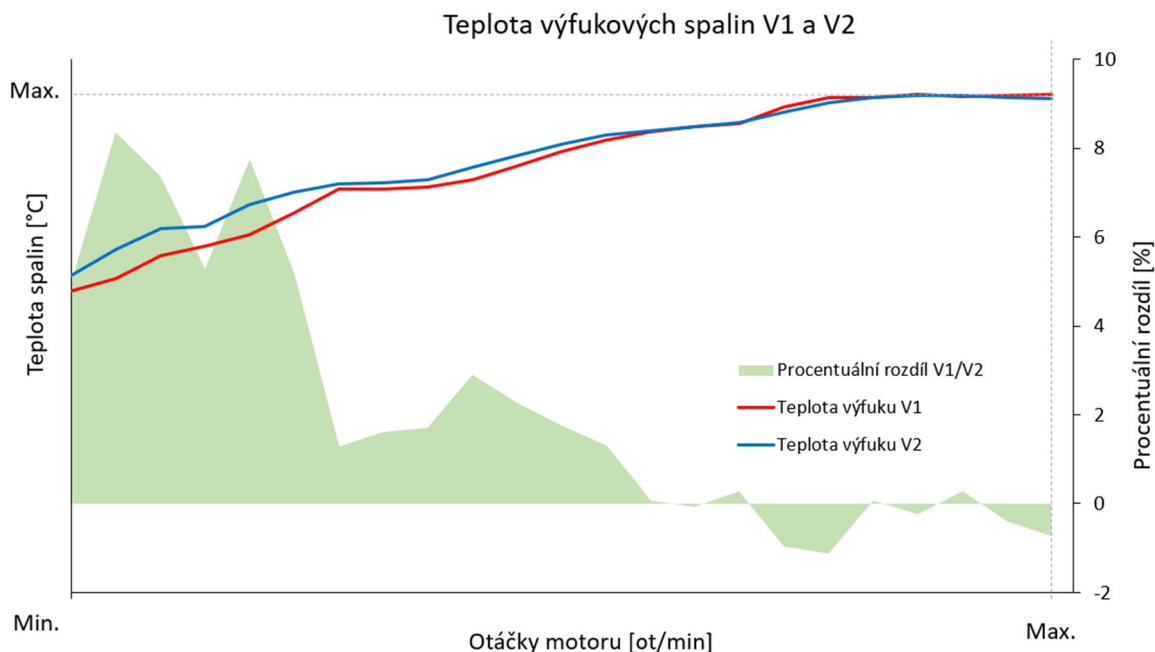
### 5.2.5. Produkce uhlovodíků



Graf 10: Produkce uhlovodíků v závislosti na otáčkách – plná klapka

Varianta 1 má v průměru o 3 % vyšší produkci a emise uhlovodíků ve srovnání s variantou 2. To je způsobeno delším překrytím ventilů u vačkových hřídelů varianty 1, oproti variantě 2.

## 5.2.6. Teplota spalina před katalyzátorem



Graf 11: Průběh teploty spalín v závislosti na otáčkách – plná klapka

Data o teplotě výfukových plynů pro variantu 1 i variantu 2 naznačují, že časování ventilů ve variantě 1 obecně vede k nižším teplotám výfukových plynů ve srovnání s variantou 2, zejména při nižších a středních otáčkách. To lze přičíst rozdílům v procesu spalování a vlivu časování ventilů na termodynamiku motoru.

Ve variantě 1 může pokročilé časování ventilů vést k účinnějšímu procesu spalování, což umožňuje lepší využití energetického obsahu paliva. Výsledkem je dokonalejší spalování a následně nižší teploty výfukových plynů. Je však důležité poznamenat, že předstihové časování ventilů může také zvýšit riziko nedokonalého spalování, což vede k vyšším emisím oxidů dusíku ( $\text{NO}_x$ ) a nespálených uhlovodíků, jak bylo uvedeno výše.

Na druhé straně u varianty 2 s konzervativnějším časováním ventilů může dojít k méně účinnému procesu spalování, což vede k vyšším teplotám výfukových plynů. To by mohlo být způsobeno pomalejší rychlostí spalování nebo sníženou účinností vyprazdňování, čímž může ve válci zůstat více zbytkových plynů a výsledkem může být vyšší teplota výfukových plynů.

Lze shrnout, že časování ventilů hraje významnou roli ve spalovacím procesu a termodynamice motoru a ovlivňuje teplotu výfukových plynů i emise. Předstihové časování ventilů ve variantě 1 má obecně za následek nižší teplotu výfukových plynů.

## 6. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo porovnání dvou variant profilů vačkových hřídelů u nepřepřňovaného motoru 1,5 L s Atkinsonovým cyklem zjistit vliv časování ventilů na emise motoru, zejména se zaměřením na emise CO<sub>2</sub>. Ve studii byly použity pokročilé simulační techniky, včetně použití softwaru GT-Power a důkladné analýzy dat, aby bylo možné pochopit složitou souhru mezi časováním ventilů, výkonem motoru a emisemi.

Výsledky ukázaly, že varianta 1 s širším profilem vačkového hřídele a optimalizovaným časováním ventilů vykazuje optimálnější rovnováhu mezi výkonem a emisemi. Varianta 1 vykazovala v průměru o 1,8 % nižší měrnou spotřebu paliva (BSFC) v celém rozsahu otáček, což vedlo ke zvýšení účinnosti paliva a snížení emisí CO<sub>2</sub>. Kromě toho byly teploty výfukových plynů před katalyzátorem u varianty 2 % lepší, což dále potvrzuje pozitivní vliv optimalizace časování ventilů na emise.

Přestože varianta 1 časování ventilových rozvodů produkovala o 3 % větší množství uhlovodíků, celkové výhody této varianty z hlediska palivové účinnosti, snížení emisí CO<sub>2</sub> a teplot výfukových plynů naznačují ekologičtější charakter motoru. Výsledky výzkumu přispívají ke stávajícímu souboru poznatků o časování ventilů a jeho vlivu na výkon motoru a emise. Kromě toho mají praktické důsledky pro vývoj čistších a účinnějších motorů a zdůrazňují význam optimalizace časování ventilů pro lepší výkon motoru při minimalizaci dopadu na životní prostředí.

Výsledky této práce zdůrazňují potenciál pro další výzkum časování ventilů a dalších faktorů konstrukce motoru, který by mohl v budoucnu vést k vývoji pokročilejších a udržitelnějších spalovacích motorů.

## 7. Seznam použitých zdrojů

- [1] TAYLOR, Charles Fayette. *The internal-combustion engine in theory and practice*. B.m.: The MIT Press, 1968.
- [2] *Petrol engine* | *MVWautotechniek.nl* [online]. [vid. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://www.mvwautotechniek.nl/en/petrol-engine/>
- [3] VLK, František, 1946-. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. B.m.: F. Vlk, 2003. ISBN 8023887564.
- [4] HROMÁDKO, Jan a A KOL. Spalovací motory: Komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol [online]. 2011, 296 [vid. 2023-03-04]. Dostupné z: <https://books.google.cz/books?id=6gxbAgAAQBAJ>
- [5] *How Mazda's Compression-Ignition Gas Engine Runs Like a Diesel Without Blowing Up* [online]. [vid. 2023-03-04]. Dostupné z: <https://www.roadandtrack.com/new-cars/future-cars/a13092719/mazda-skyactiv-x-compression-ignition-gasoline-engine/>
- [6] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Nakladatelství a vydavatelství , Brno. 2003, 432.
- [7] KERTÉSZ, Tibor. Ideální cykly spalovacích motorů [online]. nedatováno [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: <http://dspace.vutbr.cz/handle/11012/81573>
- [8] MACEK, Jan a ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. STROJNÍ FAKULTA. *Spalovací motory I*. 2007.
- [9] PAVELEK, Milan a VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ. *Termomechanika*. 2003.
- [10]  *Traktory a automobily + Traktory a automobily - Praktická cvičení - Učebnice pro stř. zeměd. školy. | Miroslav Papoušek 1974* [online]. [vid. 2022-03-06]. Dostupné z: <https://www.antikavion.cz/kniha/traktory-a-automobily-prakticka-cviceni-ucebnice-pro-str-zemed-skoly-miroslav-papousek-1985-157658>
- [11] *Otto Cycle | What is the Efficiency of Otto Cycle? | Mechanical Boost* [online]. [vid. 2022-03-06]. Dostupné z: <https://mechanicalboost.com/otto-cycle/>
- [12] *Ideal Otto Cycle* [online]. [vid. 2023-03-01]. Dostupné z: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/otto.html>
- [13] *Four Stroke Cycle Engines* [online]. [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: [https://courses.washington.edu/engr100/Section\\_Wei/engine/UofWindsorManual/Four%20Stroke%20Cycle%20Engines.htm](https://courses.washington.edu/engr100/Section_Wei/engine/UofWindsorManual/Four%20Stroke%20Cycle%20Engines.htm)
- [14] PRÁCE, Diplomová, Ing MAREK ŤÁK a Bc RICHARD BENÁČEK. Mendelova univerzita v Brně Agronomická fakulta Ústav techniky a automobilové dopravy Vliv předstihu zážehu na konečné složení spalín. 2017.
- [15] RAUSCHER, Ing Jaroslav. *Spalovací motory*. Studijní o. 2004.
- [16] *Atkinsonův cyklus: Vítané zpoždění* | *auto.cz* [online]. [vid. 2023-03-02]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/atkinsonuv-cyklus-vitane-zpozdeni-86271>
- [17] GOTO, Tsuyoshi, Koichi HATAMURA, Shinobu TAKIZAWA, Nobuhiro HAYAMA, Hiroshi ABE a Hiroshi KANESAKA. Development of V6 miller cycle gasoline engine. *SAE Technical Papers* [online]. 1994 [vid. 2022-03-13]. ISSN 26883627. Dostupné z: doi:10.4271/940198
- [18] PROF. ING. JAN MACEK, DrSc. *VYUŽITÍ VODÍKU* [online]. 2007. Dostupné z: <https://www.hytep.cz/cs/vodik/informace-o-vodiku/vyuziti-vodiku/657-vodikove-spalovaci-motory>

- [19] *Rozvody ventilů. Proč vyhrává OHC? - Portál řidiče* [online]. [vid. 2023-03-05]. Dostupné z: <https://www.portalridice.cz/clanek/rozvody-ventilu-proc-vyhrava-ohc>
- [20] *What is the difference between OHV, OHC, SOHC and DOHC engines?* [online]. [vid. 2023-03-05]. Dostupné z: <https://www.samarins.com/glossary/dohc.html>
- [21] *Valve Timing Diagram of Four Stroke SI Engine – Low Speed and High-Speed Operation | Mecholic* [online]. [vid. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://www.mecholic.com/2018/12/valve-timing-diagram-otto-engine.html>
- [22] *Toyota Variable Valve Timing. VVT-iW* [online]. [vid. 2023-03-05]. Dostupné z: [https://toyota-club.net/files/faq/16-01-01\\_faq\\_vvt\\_iw\\_eng.htm](https://toyota-club.net/files/faq/16-01-01_faq_vvt_iw_eng.htm)
- [23] *Valvetronic - autolexicon.net* [online]. [vid. 2022-03-15]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/valvetronic/>
- [24] *Audi Valvelift - Změna zdvihu ventilů | Automobil Revue* [online]. [vid. 2022-03-15]. Dostupné z: [https://www.automobilrevue.cz/rubriky/clanky/technika/audi-valvelift-zmena-zdvihu-ventilu\\_38076.html](https://www.automobilrevue.cz/rubriky/clanky/technika/audi-valvelift-zmena-zdvihu-ventilu_38076.html)
- [25] AKAL, D., U. AKYOL a K. UZUNEANU. A review of new technologies in valve systems of internal combustion engines and their effects. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* [online]. 2019, **595**(1) [vid. 2023-03-02]. ISSN 1757899X. Dostupné z: doi:10.1088/1757-899X/595/1/012034
- [26] BUREŠ, Oldřich. *Traktory a automobily*. B.m.: Státní zemědělské nakladatelství, 1974.
- [27] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals* [online]. B.m.: McGraw-Hill Education, 2018 [vid. 2023-02-28]. ISBN 9781260116106. Dostupné z: <https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9781260116106>
- [28] *Camshaft Types and Components* [online]. [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: <https://synergymotorsports.com/pages/camshaft-types-and-components>
- [29] *How Honda's VTEC Variable-Timing System Works* [online]. [vid. 2023-03-04]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/news/a15353612/timing-changes-how-hondas-vtec-variable-timing-system-works/>
- [30] TAKÁTS, Michal. Měření emisí spalovacích motorů. 1997, 111.
- [31] *Přehled emisních norem pro osobní automobily, vyznáte se v nich? - Portál řidiče* [online]. [vid. 2023-03-05]. Dostupné z: <https://www.portalridice.cz/clanek/prehled-emisnich-norem-pro-osobni-automobily>
- [32] *At the beginning of the compression process of an air-standard Otto cycle,  $P_1 = 1.0$  bar,  $T_1 = 290$  K,  $V_1 = 400$  cm<sup>3</sup>. The maximum temperature in the cycle is 2200 K and the compression ratio is 8. Dete | Homework.Study.com* [online]. [vid. 2023-03-04]. Dostupné z: <https://homework.study.com/explanation/at-the-beginning-of-the-compression-process-of-an-air-standard-otto-cycle-p1-1-0-bar-t1-290-k-v1-400-cm-3-the-maximum-temperature-in-the-cycle-is-2200-k-and-the-compression-ratio-is-8-dete.html>
- [33] *Evropské emisní normy: Jsou s námi už od roku 1970 | auto.cz* [online]. [vid. 2023-03-05]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/evropske-emisni-normy-jsou-s-nami-uz-od-roku-1970-94232>
- [34] *2009 BMW S1000RR World Introduction - Motorcycle.com* [online]. [vid. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://www.motorcycle.com/manufacture/bmw/2009-bmw-s1000rr-world-introduction-88295.html>
- [35] *Evropské emisní normy pro vozidla – Euro 7 pro osobní automobily, dodávky, nákladní automobily a autobusy* [online]. [vid. 2023-03-05]. Dostupné z: <https://ec.europa.eu/info/law/better-regulation/have-your-say/initiatives/12313->

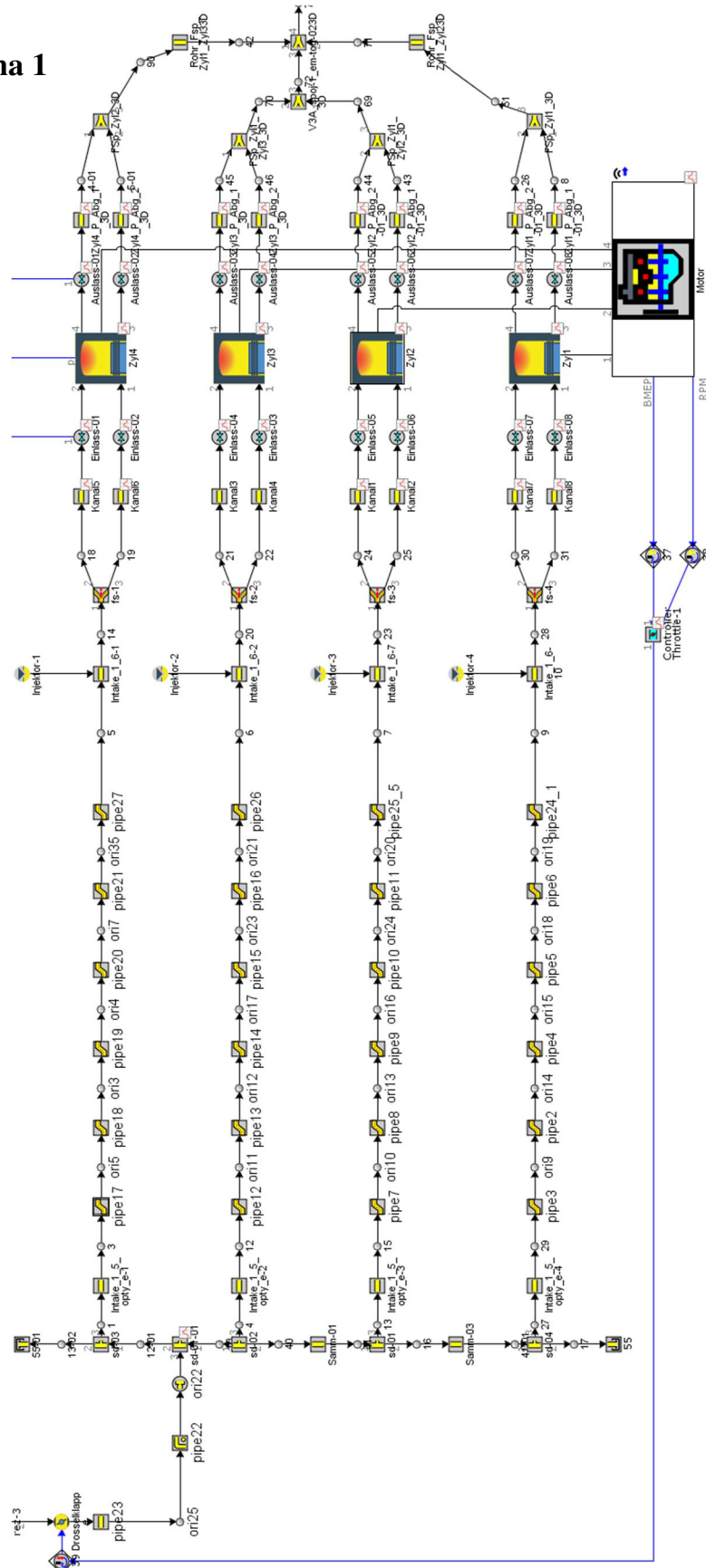
Evropske-emisni-normy-pro-vozidla-Euro-7-pro-osobni-automobily-dodavky-nakladni-automobily-a-autobusy\_cs

- [36] FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING TECHNICKÝ DEMONSTRÁTOR ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO NEPŘEPLŇOVANÉHO MOTORU TECHNOLOGY DEMONSTRATOR OF A FOUR-STROKE NATURALLY ASPIRATED SPARK-IGNITION ENGINE. nedatováno.
- [37] *Secrets Of Camshaft Power* [online]. [vid. 2023-03-09]. Dostupné z: <https://www.motortrend.com/how-to/ccrp-9812-secrets-of-camshaft-power/>
- [38] DE, Facultad, Ciencias FARMACÉUTICAS a Bioquímicas Y BIOTECNOLÓGICAS. UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA ESCUELA PROFESIONAL DE FARMACIA Y BIOQUÍMICA. nedatováno.
- [39] *Valvetronic - autolexicon.net* [online]. [vid. 2023-03-10]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/valvetronic/>
- [40] *Směrnice EURO pro vozidla vyrobená v EU - ADAM & PARTNER, s.r.o.* [online]. [vid. 2023-03-11]. Dostupné z: <https://www.adam-bluesky.cz/smernice-euro/>



# 8. Přílohy

## Příloha 1



## Seznam obrázků

Obrázek 1: Pohled na pístové ústrojí a rozvod spalovacího motoru [34].....	12
Obrázek 2: Indikátorový a ideální diagram zážehového motoru [9].....	14
Obrázek 3: p-V diagram spalovacího motoru s časováním ventilů [26].....	15
Obrázek 4: p-V a T-s diagram Ottova cyklu [32] .....	17
Obrázek 5: Sabateův cyklus [14] .....	17
Obrázek 6: Atkinsonův cyklus – p-V diagram .....	18
Obrázek 7: Druhy ventilových rozvodů [19].....	21
Obrázek 8: Variabilní časování ventilů [36].....	23
Obrázek 9: Audi valvelift systém [25] .....	24
Obrázek 10: Valvetronic od BMW [39].....	25
Obrázek 11: Ukázka křivky zdvihu ventilu v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele [37] .....	27
Obrázek 12: Procentuální složení výfukových plynů spalovacích motorů [38].....	31
Obrázek 13: Historie snižování škodlivých látek u motorů dle euro norem [40].....	33
Obrázek 14: Použitý model zážehového čtyřválcového motoru.....	43
Obrázek 15: Vývojový diagram modelu GT-Power .....	44

## Seznam grafů

Graf 1: Průběh sací vačky pro variantu 1 a rozsah nastavovače .....	38
Graf 2: Průběh výfukové vačky pro variantu 1 a rozsah nastavovače .....	38
Graf 3: Průběh výfukové vačky pro variantu 2 a rozsah nastavovače .....	39
Graf 4: Průběh sací vačky pro variantu 2 a rozsah nastavovače .....	39
Graf 5: Průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách pro variantu 1 a 2 v plném zatížení .....	45
Graf 6: Průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách motoru – plná klapka.....	47
Graf 7: Výkon motoru v závislosti na otáčkách motoru – plná klapka.....	48
Graf 8: Měrná spotřeba paliva v závislosti na otáčkách motoru – plná klapka.....	49
Graf 9: Produkce CO <sub>2</sub> v závislosti na otáčkách motoru – plná klapka .....	50
Graf 10: Produkce uhlovodíků v závislosti na otáčkách – plná klapka.....	51
Graf 11: Průběh teploty spalin v závislosti na otáčkách – plná klapka.....	52