

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VLIV VLASTNOSTÍ PLYNŮ NA CYKLUS ZÁŽEHOVÉ MOTORU

INFLUENCE OF GAS PROPERTIES ON THE IC ENGINE CYCLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Ptáček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Martin Ptáček**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Vliv vlastností plynů na cyklus zážehové motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Základní rozbor termofyzikálních vlastností pracovní náplně zážehových spalovacích motorů a jejich proměnnosti během pracovního cyklu. Porovnání parametrů teoretických cyklů při uvažování vlastností ideálního plynu a polodokonalého plynu.

Cíle bakalářské práce:

Rozbor termodynamických vlastností náplně válce zážehového spalovacího motoru. Vlivy, které ho ovlivňují a modely, kterými se počítají a aproximují. Porovnání výsledků teoretického cyklu s konstantními vlastnostmi (model ideálního cyklu) náplně válce, po částech konstantními vlastnostmi a proměnnými vlastnostmi jako funkcí teploty.

Seznam doporučené literatury:

ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A. Thermodynamics an engineering approach. 8. New York: McGraw-Hill, 2015, 1115 s. ISBN 978-0-07-339817-4.

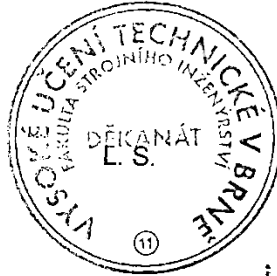
FERGUSON, Colin R., KIRKPATRICK, Allan T. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

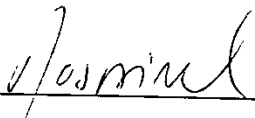
CHAPMAN, Stephen J. MATLAB programming with applications for engineers. Stamford, CT: Cengage Learning, c2013, xx, 569 p. ISBN 978-049-5668-077.

WU, Chih. Thermodynamic cycles: computer-aided design and optimization. New York: Marcel Dekker, 2004, x, 424 s. ISBN 08-247-4298-2.

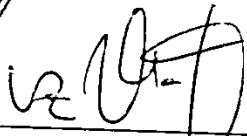
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 21. 10. 2017





doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Vlastnosti plynů vznikajících během spalování ve spalovacím motoru ovlivňují účinnost motoru a spotřebu paliva. Během spalování vznikají škodlivé látky, které mohou být redukovány optimalizací spalování. Práce sleduje změnu vlastností plynů uvnitř motoru při změně jejich teploty. Cílem práce je popis a modelování teoretických cyklů popisující termodynamický cyklus zážehového motoru. V první části jsou vysvětleny základní vlastnosti ideálních plynů a princip činnosti zážehového motoru. Druhá část se zabývá popisem spalovacího procesu a látkami, které do procesu vstupují a vystupují. Poslední část popisuje vytvořené teoretické modely a výpočet sledovaných vlastností plynů. V závěru jsou vytvořené modely porovnány mezi sebou. Dosažené výsledky a vytvořené modely mohou sloužit jako základ pro tvorbu složitějších programů.

Klíčová slova

Spalovací motory, vlastnosti plynů, termická účinnost, Ottův cyklus, spalování, Poissonova konstanta, měrné tepelné kapacity

ABSTRACT

Properties of gases forming during combustion process in combustion engine influences the engine efficiency and fuel consumption. Harmful substances are formed during combustion, which could be reduced by combustion optimization. The thesis studies the change of gas properties inside combustion engine during temperature changes. The aim of this thesis is description and creation of models describing thermodynamic cycle of spark ignition engine. The First part of thesis explains basic ideal gas properties and principle of spark ignition engines. Second part deals with description of combustion process and substances, which enters and leaves the process. Created theoretical models are compared to each other during conclusion. Achieved results and created models can be used as foundation for creation of complex programs.

Key words

Internal combustion engine, gas properties, thermal efficiency, Otto cycle, combustion, specific heat ratio, specific heats

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PTÁČEK, M. *Vliv vlastností plynů na cyklus zážehové motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 45 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Vliv vlastností plynů na cyklus zážehového motoru** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Martin Ptáček

PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat panu prof. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a odborné vedení při vypracování bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Historie	12
2 Termodynamika ideálních plynů	13
2.1 Stavová rovnice ideálního plynu.....	13
2.2 Tepelné kapacity a plynová konstanta	13
2.3 Poissonova konstanta	14
2.4 Práce, teplo a energie	14
2.5 Termodynamické děje.....	15
2.5.1 Izochorický děj	15
2.5.2 Adiabatický děj	16
2.6 Termická účinnost.....	16
2.6.1 Carnotova účinnost.....	17
3 Cyklus zážehového motoru	18
3.1 Čtyřdobý spalovací motor.....	18
3.1.1 Geometrie válce.....	19
3.1.2 Příprava směsi	19
3.1.3 Přepřívání.....	20
3.2 Ottův Cyklus	21
3.2.1 Účinnost Ottova cyklu.....	22
3.2.2 Střední teoretický tlak	23
3.3 Modelování zážehového motoru.....	23
3.3.1 Výfuk.....	23
3.3.2 Sání.....	24
3.4 Přivedené teplo a výhřevnost	24
3.5 Model 1	25
4 Reálné plyny	26
4.1 Vlastnosti reálných plynů	26
4.2 Uhlovodíková paliva.....	27
4.3 Vzduch jako reálný plyn	28
4.4 Proces spalování benzínu	29
4.5 Emise	30
4.5.1 Snižování emisí	32
5 Modelování spalovacích motorů	33

5.1	Tepelné kapacity směsi benzínu a vzduchu	33
5.2	Model cyklu používající po částech konstantní vlastnosti	35
5.3	Model cyklu s proměnnými vlastnostmi	36
5.4	Srovnání modelů.....	37
5.4.1	Srovnání teoretických modelů s reálným cyklem.....	39
Závěr		40
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		41
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		43
SEZNAM PŘÍLOH.....		45

Úvod

Spalovací motory jsou již dlouhou dobu součástí našeho života. Vynález spalovacího motoru umožnil člověku snáze cestovat a převážet věci na dlouhé vzdálenosti. Přes různé experimenty v průběhu let, se dnes ve větší míře vyskytují pouze spalovací motory zážehové a vznětové. Vznětové motory se vyskytují především v nákladní, vlakové a lodní dopravě. Zážehové motory našly uplatnění především v osobní přepravě a motorsportu.

Spalovací motor spaluje vzduch společně s palivem. Chemické složení vzduchu a paliva ovlivňuje celkový proces přeměny tepelné energie na pohybovou. Během spalování vznikají různé látky, které ovlivňují výkon motoru, spotřebu paliva a složení výfukových plynů. Jelikož jsou fosilní paliva neobnovitelné zdroje, je snahou omezit spotřebu paliva motorů, stejně tak chceme omezit vznik zdraví nebezpečných látek, které při spalování vznikají.

Cílem práce je popsat vliv chemického složení a teploty náplně motoru na termodynamické vlastnosti plynů, které dále ovlivňují parametry termodynamického cyklu motoru. Cílem praktické části je vytvořit 3 modely pomocí softwaru MATLAB. Modely se liší přístupem k aproximaci vlastností plynů. Výstupem práce bude porovnání modelů mezi sebou a srovnání s reálným cyklem.

Tato práce se zabývá pouze popisem zážehových spalovacích motorů. Při modelování budeme uvažovat nepřepřlňovaný motor. Přepřlňování je v dnešní době rozšířeným způsobem zvyšování výkonu a účinnosti zážehových motorů, proto se o něm v práci krátce zmíníme.

V dnešní době je snaha spalovací motory nahradit elektrickými motory. Praxe však dokazuje, že tato technologie není ještě schopna konkurovat spalovacím motorům v některých ohledech. Proto má stále smysl zabývat se spalovacími motory, zvyšovat jejich účinnost a snižovat spotřebu paliva.

1 Historie

Motor s vnitřním spalováním objevil v roce 1858 Jean Joseph Étienne Lenoir. Motor vznikl úpravou parního stroje, přičemž uvnitř docházelo ke spalování směsi koksárenského plynu a vzduchu. Směs nebyla před zapálením stlačena, proto měl motor nízkou účinnost. Používal se především na pohon tiskařských lisů a volních čerpadel [1,6].

V roce 1872 představil George Brayton vnitřní spalovací motor pracující za konstantního tlaku. Motor se skládá z kompresního válce, expanzního válce a zásobníku. Konstantního tlaku je dosaženo přečerpáváním pracovní směsi z kompresního válce do expanzního válce přes zásobník. Braytonův cyklus se dnes používá jako cyklus plynových turbín [1,7,8].

V roce 1876 postavil Nikolaus Otto první čtyřdobý spalovací motor. Koncept čtyřdobého motoru byl představen o několik let dříve, Otto byl však první, kdo ho realizoval. Je tak považován za objevitele moderního motoru s vnitřním spalováním a zakladatele tohoto průmyslového odvětví. Je zakladatelem společnosti N. A. Otto and Cie, která se jako první zabývala výrobou spalovacích motorů [1].

Všechny výše zmíněné motory používali jako palivo koksárenský plyn, který vznikl částečnou pyrolýzou uhlí. Kapalná paliva na bázi ropy se začala vyrábět až v 80 letech 18. století. Motor spalující benzín vyvinul v roce 1883 Gottlieb Daimler. Pracovní směs se vytvářela v karburátoru, kde se benzín smíchal se vzduchem [1].

Motor, který v mnoha aspektech připomínal motory dnešní, sestrojil v roce 1885 Karl Benz. Motor byl jednoválcový dvoudobý a směs benzínu se vzduchem se tvořila v karburátoru. O výrobu elektrické energie k zapalování směsi ve válci se starala indukční cívka. Další inovací bylo použití odnímatelné zapalovací svíčky umístěné přímo v hlavě válce. O rok později byl tento motor v tříkolovém vozidle Benz Patent Motorwagen, který je považován za vůbec první produkční automobil [1,9].



Obr. 1.1 Benz Patent Motorwagen [10]

2 Termodynamika ideálních plynů

2.1 Stavová rovnice ideálního plynu

Ideální plyn je myšlený model plynné látky, který usnadňuje práci při výpočtech. Obecně platí, že za ideální plyn může být považován plyn o nízkém tlaku a vysoké teplotě. Dalším požadavkem je nízká hustota, které docílíme snížením tlaku a zároveň zvyšováním teploty. Za ideální plyn můžeme považovat například vodík, helium, kyslík, dusík, nebo oxid uhličitý. Vzduch může být považován za ideální plyn, pokud jsou všechny jeho složky ideálními plyny [2,3].

Matematickou definicí ideálního plynu je stavová rovnice. Umožňuje nám určit, jak se během stlačování či rozpínání plynu mění jeho vlastnosti. Stavová rovnice má více tvarů, základním tvarem je stavová rovnice pro m kilogramů ideálního plynu (rov. 2.1).

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (2.1)$$

Stavová rovnice udává, jak na sobě závisí tlak, objem a teplota. Tyto veličiny se nazývají stavové, protože vyjadřují konkrétní stav, ve kterém se plyn nachází. Dalším používaným tvarem je stavová rovnice pro jeden kilogram ideálního plynu (rov. 2.2).

$$p \cdot v = r \cdot T \quad (2.2)$$

Stav plynu není v této rovnici závislý na množství plynu. Místo objemu V je v rovnici měrný objem v , který lze také definovat jako převrácenou hodnotu hustoty [1,4].

2.2 Tepelné kapacity a plynová konstanta

Měrná tepelná kapacita plynu vyjadřuje množství přidaného tepla, které je potřebné pro ohřátí 1 kg dané látky o teplotu 1 K. U plynů se nejčastěji rozlišuje měrná tepelná kapacita za konstantního objemu a za konstantního tlaku. Obě konstanty jsou naměřeny pro různé ideální plyny přívodem tepla za konstantního tlaku, resp. za konstantního objemu. Tepelné kapacity nám umožňují porovnávat schopnost látek uchovávat energii [5].

Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku je vždy větší než kapacita za konstantního objemu, protože za konstantního tlaku je plynu umožněno rozpínat se, a proto musíme plynu dodat více energie, než pokud by se jenom ohříval, jak je tomu za konstantního objemu [2,3].

Rozdíl mezi tepelnými kapacitami konkrétního ideálního plynu udává Mayerův vztah (rov. 2.3).

$$c_p - c_v = r \quad (2.3)$$

Z Mayerova vztah vyplývá, že rozdílem tepelných konstant je měrná plynová konstanta. Měrná plynová konstanta se určuje podělením univerzální plynové konstanty molární hmotností daného ideálního plynu [2,4,5].

2.3 Poissonova konstanta

Podělením tepelných kapacit získáme hodnotu Poissonovy konstanty podle vztahu 2.4. Vlastnosti plynů za pokojových teplot jsou uvedeny v tabulce 2.1 [2].

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.4)$$

Tab. 2.1 Vlastnosti vybraných ideálních plynů

Plyn	Symbol	r	c_p	c_v	κ
		[J/kgK]	[J/kgK]	[J/kgK]	[-]
Dusík	N ₂	296,8	1039	743	1,4
Helium	He	2077	5193	3116	1,667
Kyslík	O ₂	259,8	918	658	1,395
Kysličník uhličitý	CO ₂	189	846	657	1,289
Kysličník uhelnatý	CO	297	1040	744	1,4
Vzduch	Směs	287	1005	718	1,4
Vodík	H ₂	4124	14307	10183	1,405

2.4 Práce, teplo a energie

Termodynamická soustava je omezená část prostoru, kterou pozorujeme. Oblast mimo soustavu nazýváme okolí. Rozlišujeme otevřenou a uzavřenou soustavu. Pokud nedochází k transportu látky mezi soustavou a okolím, jedná se o uzavřenou soustavu. Energie může opustit uzavřenou soustavu buď jako teplo nebo jako práce [2,5].

Teplo je přenos energie mezi soustavou a okolím způsobený jejich rozdílnou teplotou. K tepelné výměně nemůže dojít, pokud mají stejnou teplotu. Teplo se přenáší z místa s vyšší teplotou do místa s nižší. Přenos probíhá, dokud se teploty nevyrovnají. Teplo není vlastností soustavy, není teda stavovou veličinou. Podle znaménkové konvence je teplo dodávané do soustavy kladné a teplo odevzdávané je záporné [2,5].

Práce je stejně jako teplo formou přenosu energie mezi soustavou a okolím. Tento přenos je vyvolán silou působící na dráze. Typickým příkladem je píst spalovacího motoru. Práci můžeme definovat jako výměnu energie, která není způsobena rozdílem teplot soustavy a jejího okolí. Jelikož práce není vlastností soustavy, nejedná se o stavovou veličinu. Podle znaménkové konvence je práce dodávaná do soustavy záporná a práce, kterou soustava vykoná je kladná. Rozlišuje se práce objemová a práce technická [2,5].

Zákon zachování energie mezi teplem a objemovou prací vyjadřuje 1. zákon termodynamiky (rov. 2.5).

$$dQ = dU + dA \quad (2.5)$$

Rozdílem tepla a práce je vnitřní energie. Je to stavová veličina, která vyjadřuje součet kinetické a potenciální energie molekul uvnitř plynu [2,3,4].

2.5 Termodynamické děje

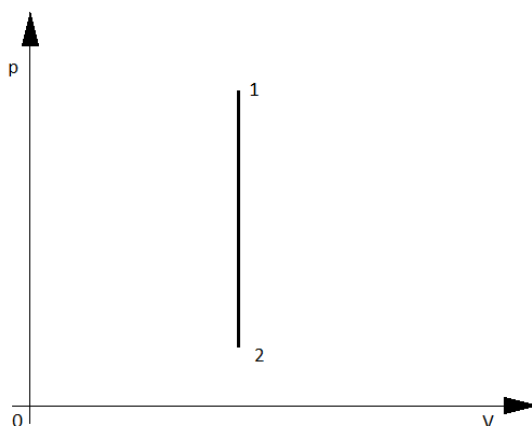
Termodynamický děj je přechod soustavy z jednoho rovnovážného stavu do druhého. Oba rovnovážné stavy i křivku, která popisuje přechod soustavy, zakreslujeme do p-V diagramu. U ideálních plynů se zabýváme vratnými ději, kdy soustava přechází z jednoho stavu do druhého i zpět beze ztrát [2,4].

V termodynamice rozlišujeme následující děje: izotermický, izobarický, izochorický, adiabatický a polytropický. Blíže budou popsány pouze děje, které obsahuje cyklus zážehového motoru.

2.5.1 Izochorický děj

Během izochorického děje je objem konstantní, proto je práce plynu nulová. Teplo dodané při ohřevu, případně teplo odevzdané při ochlazování, je rovno vnitřní energii plynu (rov. 2.6). Izochorický děj je zobrazen v p-V diagramu na obrázku 2.1 [5].

$$Q_{12} = U_{12} = m \cdot c_v \cdot \Delta T \quad (2.6)$$



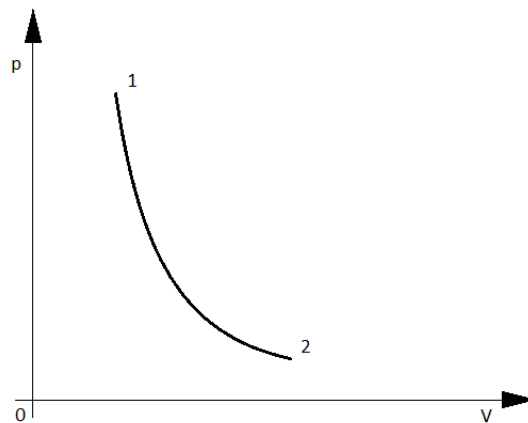
Obr. 2.1 Izochorický děj

2.5.2 Adiabatický děj

Během adiabatického děje je přijaté i odevzdané teplo nulové. Za adiabatický je považován nekonečně rychlý děj. Jedná se o ideální děj, protože nelze vytvořit dokonale izolovanou soustavu, aby neprobíhala tepelná výměna mezi okolím a soustavou. V praxi se mu snažíme přiblížit. Při adiabatické expanzi se koná práce na úkor snížení vnitřní energie plynu a při kompresi se spotřebovává práce a roste vnitřní energie (rov. 2.7). Tlak a objem se mění podle vztahu 2.8. Adiabatický děj je zobrazen v p-V diagramu na obrázku 2.2. [3,4].

$$U_{12} = -A_{12} \quad (2.7)$$

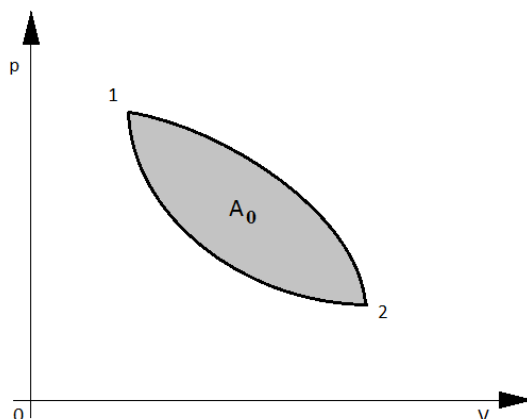
$$p \cdot V^\kappa = \text{konst.} \quad (2.8)$$



Obr. 2.2 Adiabatický děj

2.6 Termická účinnost

Tepelný cyklus je spojení několika po sobě jdoucích termodynamických dějů, tak že se po jejich vykonání soustava vrátí do výchozího stavu. V p-V diagramu představuje cyklus uzavřenou křivku a plocha uvnitř cyklu se rovná vykonané práci (Obr. 2.3) [4].



Obr. 2.3 Tepelný cyklus

Tepelný stroj je periodicky se opakující cyklus, který převádí přivedené teplo na práci. Vstupem je teplo odebírané z horkého zásobníku, výstupem je vykonaná práce a teplo odevzdané do chladného zásobníku. Podle 2. zákona termodynamiky nelze přeměnit veškeré přivedené teplo na práci, proto se musí počítat se ztrátami, které představuje teplo v chladném zásobníku. Poměr mezi vykonanou prací a dodaným teplem vyjadřuje termická účinnost η_t (rov. 2.9) [3,5].

$$\eta_t = \frac{A_0}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} \quad (2.9)$$

Termická účinnost vyjadřuje, jak velká část dodané energie se využije. Velikost se pohybuje v rozmezí od 0 do 1. Z důvodu tepelných ztrát není možné dosáhnout účinnosti 1. Kvůli nižší spotřebě energie je snahou termickou účinnost strojů neustále zvyšovat [2,4].

2.6.1 Carnotova účinnost

Carnotův cyklus je cyklus s nejvyšší teoreticky možnou termickou účinností, kterou nazýváme Carnotova účinnost. Cyklus pracuje mezi teplotou horkého zásobníku T_H a teplotou chladného zásobníku T_C . Podle Carnota závisí účinnost tepelného stroje pouze na těchto teplotách [2].

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.11)$$

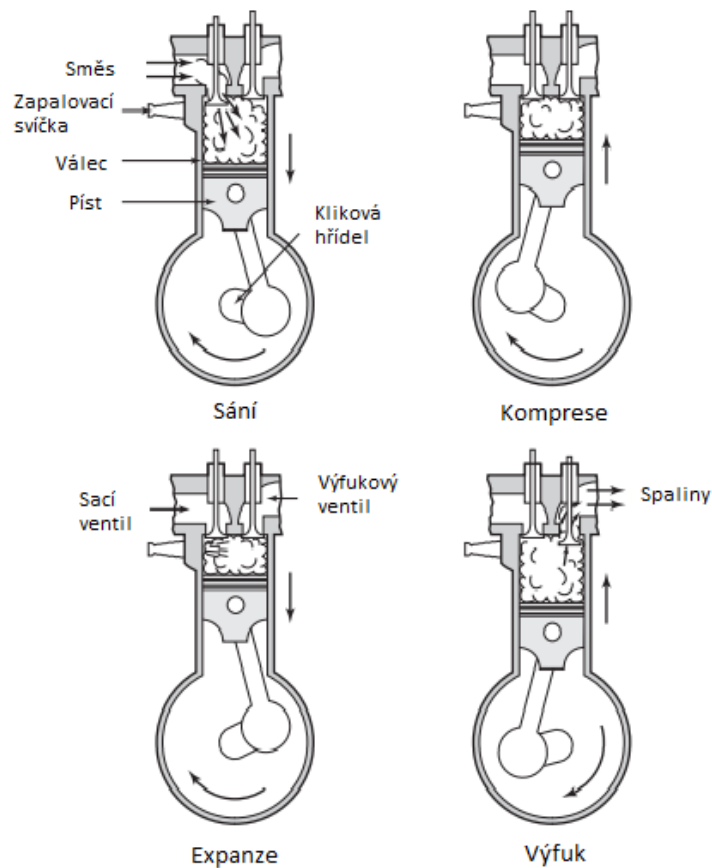
Dosazením nejnižší a nejvyšší teploty libovolného tepelného cyklu, určíme jeho maximální dosažitelnou termickou účinnost. K porovnání skutečné termické účinnosti a maximální teoreticky dosažitelné účinnosti slouží Carnotova porovnávací účinnost [3,5].

$$\eta_{CP} = \frac{\eta_t}{\eta_{tc}} \quad (2.12)$$

3 Cyklus zážehového motoru

3.1 Čtyřdobý spalovací motor

Cyklus čtyřdobého motoru se skládá z následujících částí: sání, komprese, expanze a výfuk. Jednotlivé části cyklu jsou zobrazeny v řezu motorem na obrázku 3.1.



Obr. 3.1 Schéma čtyřdobého spalovacího motoru [1]

Během sání se píst pohybuje dolů a tím vtahuje směs vzduchu s benzínem do válce. Množství směsi vstupující do válce se ovládá škrtící klapkou. Uzavřená klapka snižuje množství vzduchu procházejícího sacím potrubím, což snižuje tlak ve válci. Vzduch se s palivem mísí podle určitého poměru, proto se omezením přívodu vzduchu sníží množství paliva dodávaného do válce [1].

Po nasátí směsi do válce se uzavře sací ventil a při pohybu pístu vzhůru nastává komprese. Při kompresi se směs ve válci stlačuje. Při stlačování nesmí vlivem zvýšení teploty dojít k samovznícení paliva [1,5].

Po stlačení je směs zapálena jiskrou zapalovací svíčky a s pohybem pístu dolů začíná expanze. Zapálením směsi vzniká vysoký tlak, který tlačí na píst a expandující plyn koná práci.

Poslední částí cyklu je výfuk spalin. Píst pohybující se nahoru vytlačí spaliny výfukovým ventilem do výfukového potrubí. Poté se výfukový ventil uzavře a cyklus se opakuje [1,2].

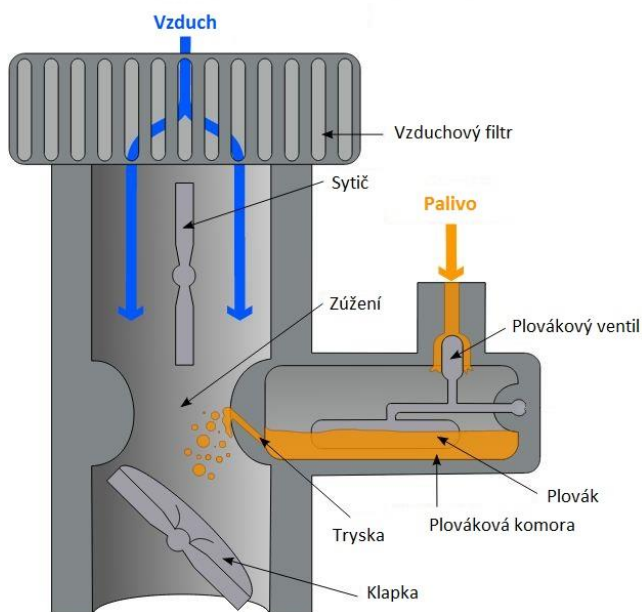
3.1.1 Geometrie válce

Píst se ve válci pohybuje mezi dolní a horní úvratí. V dolní úvrati je objem válce maximální a v horní úvrati je minimální. Rozdíl objemu válce v dolní a horní úvrati se nazývá zdvihový objem válce. Zdvihový objem se určuje součinem vrtání a zdvihu, kde vrtání je průměr válce a zdvih je dráha, kterou píst urazí během pohybu z dolní do horní úvrati [1,5].

Míru stlačení plynu při kompresi udává kompresní poměr. Kompresní poměr je podílem objemu válce v dolní úvrati a objemem v horní úvrati. U zážehových motorů je kompresní poměr běžně od 8 do 11 [2].

3.1.2 Příprava směsi

Správné míšení paliva a vzduchu je důležité pro efektivní spalování s nízkou spotřebou paliva a požadovaný výkon motoru. Až do 80tých let minulého století se k přípravě směsi používal primárně karburátor (obr. 3.2).



Obr. 3.2 Schéma karburátoru [13]

Karburátor přivádí do vzduchového potrubí palivo pomocí trysky. Potrubí přivádějící vzduch je v místě trysky zúženo, aby zde došlo ke snížení tlaku. Rozdílu tlaků mezi zúžením a komorou karburátoru způsobí vtažení paliva do potrubí. Množství proudícího vzduchu se ovládá klapkou, čím větší je rychlost proudícího vzduchu, tím víc paliva se do něj rozpráší.

Pro obohacení směsi při studených startech se používá sytič. Jedná se o další klapku v potrubí, která snižuje průchod vzduchu. Množství přidaného paliva se nezmění čímž vzniká bohatá směs, díky které se motor rychleji zahřeje. Plováková komora zajišťuje přísun paliva do trysky. Plovák udržuje konstantní výšku hladiny v komoře. Pokud je v komoře dostatek paliva, plovákový ventil uzavře přívod do komory, dokud hladina paliva opět neklesne [1,11,12].

Z důvodu nižší spotřeby a spolehlivosti byly karburátory postupně nahrazeny vstřikováním. Vstřikováním můžeme množství rozprášeného paliva ze vstřikovače elektronicky regulovat. Nejjednodušším typem je jednobodové vstřikování, které používá pouze jeden vstřikovač pro celý motor. Vstřikovač je podobně jako karburátor umístěn v potrubí, kterým se přivádí vzduch. Pokročilejší je vícebodové vstřikování, kde má každý válec svůj vstřikovač, umístěný vedle sacího ventilu. Díky tomu se palivo rozpráší do sacího otvoru a zároveň chladí sací ventil. V dnešní době je nejrozšířenější přímé vstřikování, během kterého je palivo rozprášeno přímo do válce na konci komprese. Palivo chladí válec, proto může být použit vyšší kompresní poměr [1,11].

3.1.3 Přeplňování

Přeplňování je proces zvyšování tlaku vzduchu vstupujícího do motoru. Zvýšením hustoty je do válce dopraveno více vzduchu, díky tomu i více paliva a motor bude mít vyšší výkon. Zároveň se zvyšuje i teplota směsi ve válci, která by mohla překročit teplotu samovznícení paliva. Proto se při přeplňování přidává mezichladič, který ochlazuje stlačený vzduch. Přeplňovat můžeme mechanicky nebo turbodmychadlem [1].

Při mechanickém přeplňování se používá kompresor, který je mechanicky spojený s klikovou hřídelí motoru nebo poháněný elektromotorem. Používá se většinou Rootsův nebo šroubový kompresor. Díky mechanickému spojení s motorem vykazují kompresory okamžitou odezvu při jakýchkoli otáčkách motoru. Výkon roste lineárně s otáčkami motoru. Nevýhodou je, že se část výkonu motoru spotřebuje na pohon kompresoru, proto je méně efektivní. Rychlost otáčení kompresoru je omezena otáčkami motoru [1,13].

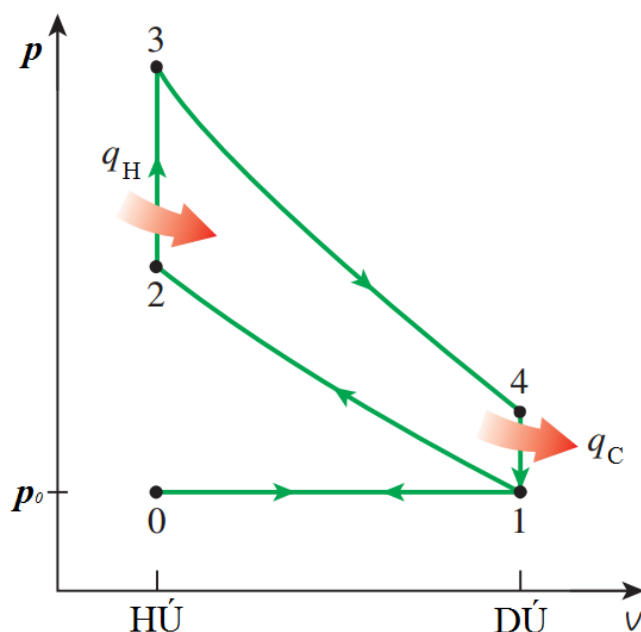
Turbodmychadlo se skládá z radiálního turbokompresoru a plynové turbíny. Výfukové plyny z motoru roztáčí turbínu, která dále pohání turbokompresor. Turbodmychadlo zvyšuje účinnost motoru, protože využívá energii z výfukových plynů. Zvýšení výkonu motoru od turbodmychadla není na rozdíl od mechanického přeplňování lineární funkcí otáček motoru. Při nízkých otáčkách z motoru neodchází dostatek spalin, aby roztočily turbínu. Naopak při vysokých otáčkách je spalin příliš a nárůst výkonu by mohl poškodit motor. Množství spalin na turbíně se musí regulovat například škrtící klapkou nebo obtokovým kanálem. Z důvodu zvyšování účinnosti motorů se dnes více používá turbodmychadlo [1,13].

Pro zjednodušení budou všechny modely zážehového motoru v této práci nepřepřplňované.

3.2 Ottův Cyklus

Ottův cyklus je termodynamickým cyklem čtyřdobého motoru s vnitřním spalováním. Během každé ze čtyř dob vykoná kliková hřídel polovinu otáčky. Na začátku a na konci každé doby je píst v horní úvrati (HÚ) nebo dolní úvrati (DÚ). Pracovní látku považujeme za ideální plyn [2].

Na obrázku 3.3 je sání zobrazeno dějem 0-1 a výfuk je zobrazen 1-0. Během sání a výfuku se pouze vyměňuje pracovní látka, nedochází k přívodu ani odvodu tepla. Oba děje probíhají za konstantního tlaku. Práce cyklu 0-1-0 je nulová, nemá tedy vliv na termickou účinnost. Tuto část Ottova cyklu musíme zohlednit při výpočtu výkonu motoru [2].



Obr. 3.3 p-V diagram Ottova cyklu [2]

Stěžejní částí Ottova cyklu je cyklus 1-2-3-4-1, který zahrnuje kompresi a následnou expanzi pracovní látky. Velikost kompresního poměru se určuje podle vztahu 3.1.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (3.1)$$

Děj 1-2 se nazývá adiabatická komprese. Pro výpočet tlaku na konci komprese platí vztah 3.2.

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad (3.2)$$

Děj 3-4 se nazývá adiabatická expanze. Tlak na konci expanze se určí podle vztahu 3.3.

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^\kappa \quad (3.3)$$

Dějem 2-3 je izochorický přívod tepla. Množství přivedeného tepla vyjadřuje vztah 3.4.

$$Q_H = m \cdot q_H = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.4)$$

Dějem 4-1 je izochorický odvod tepla. Množství odvedeného tepla vyjadřuje vztah 3.5.

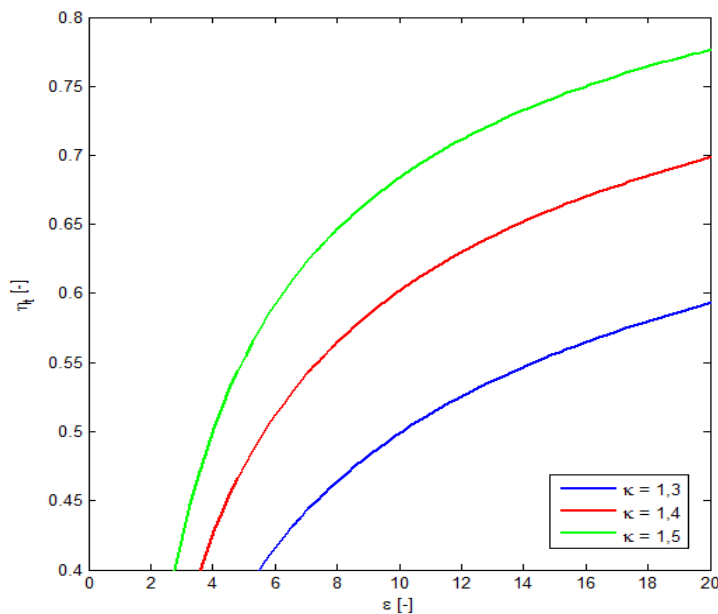
$$Q_C = m \cdot q_C = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (3.5)$$

3.2.1 Účinnost Ottova cyklu

Podle vztahu 3.6 závisí termická účinnost pouze na kompresním poměru a Poissonově konstantě. Vztah neuvažuje tepelné ztráty a tření mezi mechanickými součástmi, proto je reálná účinnost motorů ještě menší [1].

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (3.6)$$

Účinnost se zvyšuje s rostoucím kompresním poměrem i Poissonovou konstantou, jak ukazuje obrázek 3.4. Zvyšování kompresního poměru je omezeno materiálovými charakteristikami a odolností paliva proti detonačnímu hoření. K detonačnímu hoření dojde, pokud teplota v bodě 3 cyklu dosáhne teploty samovznícení směsi. Dochází ke samovznícení směsi v okrajových částech válce dříve, než je zapálena plamenem, který se šíří od zapalovací svíčky. Důvodem je komprese směsi vlivem rozpínání již shořelé směsi, která zvyšuje teplotu doposud neshořelé směsi. Detonační hoření se projevuje klepáním, poškozuje motor a snižuje efektivitu spalování [1].



Obr. 3.4 Graf závislosti termické účinnosti na kompresním poměru

3.2.2 Střední teoretický tlak

Střední teoretický tlak je množství práce na jednotku zdvihového objemu, kterou motor vykoná během jednoho cyklu. Definiuje se také jako smyšlený průměrný tlak, při kterém by motor vykonal stejnou práci jako skutečný cyklus. Podle rovnice 3.7 se určuje podělením celkové práce zdvihovým objemem [1,2,5].

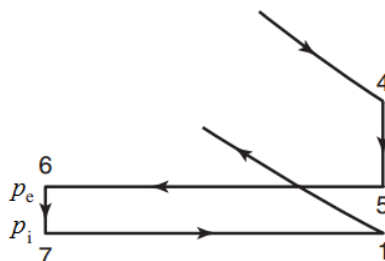
$$p_{ts} = \frac{A_0}{V_z} \quad (3.7)$$

Dále slouží jako parametr pro porovnávání výkonnosti motorů s odlišnými i shodnými zdvihovými objemy. Pro střední tlak Ottova cyklu platí také vztah 3.8 [1].

$$p_{ts} = \frac{\eta_t \cdot Q_H}{V_1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (3.8)$$

3.3 Modelování zážehového motoru

Pro tvorbu modelu budeme předpokládat, že sání a výfuk probíhá za konstantního tlaku a nedochází k přenosu tepla. Pohyb pístu při sání a výfuku neovlivňuje velikost tlaku. Ve skutečnosti je tlak konstantní pouze při nízkých otáčkách a při výfuku přenos tepla probíhá. Dále předpokládáme, že sací a výfukový ventil není nikdy otevřen současně. To by způsobilo tok čerstvé směsi do výfuku [1].



Obr. 3.5 Průběh sání a výfuku v p - V diagramu [1]

3.3.1 Výfuk

Teplo se při výfuku odevzdává při neměnném objemu. Tlak ve válci na konci komprese je větší než tlak ve výfuku (obr. 3.5). Po otevření výfukového ventilu spaliny proudí z válce vlivem rozdílných tlaků. Tlak ve válci klesne na tlak ve výfuku. Ve válci zůstává část spalin o tlaku, který je roven tlaku ve válci a teplotě vypočtené z rovnice 3.9 [1].

$$T_5 = T_4 \left(\frac{p_e}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.9)$$

Píst pohybující se vzhůru vytlačí zbývající spaliny. Přesto malé množství spalin, které nazýváme zbytková směs, ve válci zůstane a smíchá se s čerstvou směsí ze sání. Poměr množství zbytkové směsi a množství čerstvé směsi se nazývá zbytkový zlomek (rov. 3.10) [1].

$$f = \frac{1}{r} \left(\frac{p_e}{p_4} \right)^{1/\kappa} \quad (3.10)$$

3.3.2 Sání

Po otevření sacího ventilu se čerstvá směs smísí se zbytkovou směsí o vyšší teplotě. Směs ve válci bude mít na začátku komprese vyšší teplotu, než je teplota čerstvé směsi. U zážehových nepřepřehovaných motorů je tlak spalin větší, než tlak čerstvé směsi (obr.3.5). Proto po otevření sacího ventilu část zbytkové směsi uniká do sání. Na začátku sání se do válce vrací zbytková směs následována čerstvou směsí [1].

Teplotu plynu na začátku komprese vyjadřuje rovnice 3.11.

$$T_1 = (1 - f)T_i + f \left[1 - \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right) \left(1 - \frac{p_i}{p_e} \right) \right] T_e \quad (3.11)$$

3.4 Přivedené teplo a výhřevnost

Výhřevnost paliva H_u je množství uvolněného tepla z jednotkového množství paliva, kdy počáteční i konečný stav odpovídá normálním fyzikálním podmínkám a všechna voda se přemění na vodní páru. Výhřevnost vybraných paliv je v tabulce 3.1 [1,5].

Stechiometrický poměr udává množství vzduchu, které je potřeba pro spálení 1 kg paliva. Stechiometrické poměry vybraných paliv jsou v tabulce 3.1. Stechiometrické spalování bude popsáno v dalších kapitolách [1,5].

Tab. 3.1 Vlastnosti vybraných paliv

Palivo	H_u [MJ/kg]	L_t [-]
Benzín	43,5	14,80
Nafta	42,5	14,50
Vodík	96,0	34,60
Ethanol	27,0	8,94

Měrné přivedené teplo je teplo dodané jednotkovému množství směsi, které je určeno výhřevností paliva a hmotnostním zlomkem paliva ve směsi (rovnice 3.12) [1].

$$q_H = \frac{m_f}{m_f + m_a} H_u = \frac{1}{1 + L_t} H_u \quad (3.12)$$

3.5 Model 1

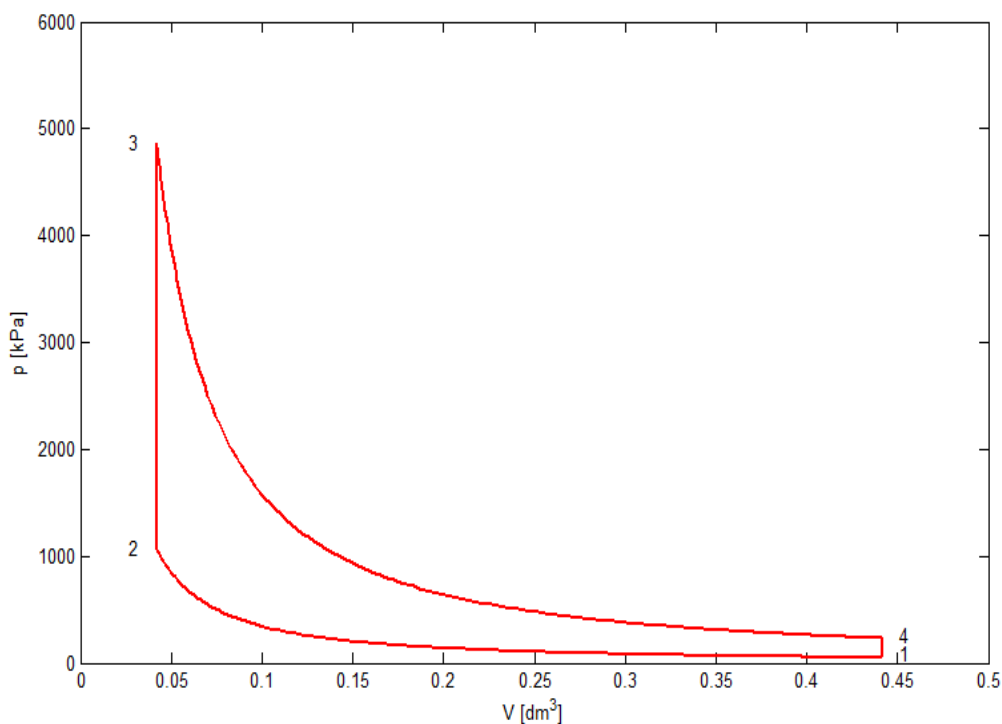
Model spalovacího motoru byl vytvořen na základě poznatků shrnutých v předchozích kapitolách. Základem je obecný Ottův cyklus rozšířený o problematiku zbytkových plynů. Pracovní látkou je vzduch jako ideální plyn, jehož vlastnosti jsou během celého termodynamického cyklu konstantní. Vstupní parametry modelu jsou uvedeny v tabulce 3.2.

Tab. 3.2 Vstupní parametry Modelu 1

Parametr	Hodnota	Jednotka
T_i	300	K
p_i	50	kPa
p_e	100	kPa
ϵ	10,5	-
q_H	2500	kJ/kg
κ	1,3	-
r	0,287	kJ/kg.K

Zbytkový zlomek f a teplota spalin T_e nejsou známými vstupními parametry, jsou však potřeba k výpočtu teploty T_1 . Na začátku výpočtového cyklu musíme jejich hodnotu odhadnout. Výpočet se provádí ve více iteracích, aby bylo dosaženo přesnějších hodnot. Počet iterací určuje splnění konvergenční podmínky.

Výstupem výpočtu jsou kromě zbytkového zlomku a teploty spalin termická účinnost, práce cyklu a střední teoretický tlak. Jejich přesné hodnoty budou uvedeny až při srovnání všech tří modelů. Graficky je model zobrazen v p - V diagramu na obrázku 3.6.



Obr. 3.6 p - V diagram Modelu 1

4 Reálné plyny

4.1 Vlastnosti reálných plynů

Reálné plyny popisují chování skutečných plynů. Za reálný plyn můžeme považovat plyn o vysokém tlaku a nízké teplotě. Velikost tlaku a teploty porovnáváme vzhledem ke kritickému tlaku a kritické teplotě. Poměrem skutečného tlaku a kritického tlaku je redukovaný tlak a poměrem skutečné a kritické teploty je redukovaná teplota. Pro stejné hodnoty redukovaného tlaku a teploty vykazují různé plyny obdobné chování [2,5].

Reálné plyny nejsou dokonale stlačitelné. S rostoucím tlakem se objem bude zmenšovat, ale nemůže dosáhnout nuly, protože molekuly plynu jsou nestlačitelné. Při vysokém tlaku nebude objem molekul zanedbatelný. Při nízkých teplotách se molekuly pohybují pomalu a mezimolekulární síly působící v plynech nejsou zanedbatelné. Při vysokém tlaku, kdy jsou molekuly blízko sebe, jsou mezimolekulární síly podstatné. Kdyby v plynech nepůsobily síly, nemohly by plyny zkondenzovat [15].

Velikost odchylky reálného plynu od ideálního nazýváme kompresní faktor Z (rov. 4.1). Pokud je $Z=1$, jedná se o ideální plyn. Pro reálné plyny s rostoucím tlakem kompresní faktor roste a s rostoucí teplotou se blíží hodnotě ideálního plynu [2].

$$Z = \frac{pv}{rT} \quad (4.1)$$

Pro počítání reálných plynů se využívá van der Waalsova stavová rovnice. Van der Waalsova rovnice zahrnuje vliv objemu molekul a mezi molekulárních sil (rov. 4.2).

$$\left(p + d \frac{n^2}{V^2}\right)(V - ne) = nR_m T \quad (4.2)$$

K tlaku plynu přičítáme kohézní tlak, který způsobují molekuly u stěny nádoby. Molekuly u stěny jsou taženy od stěny ostatními molekulami, a proto molekuly naráží na stěnu nižší rychlostí a způsobí menší tlak. Naměřený tlak bude ve skutečnosti nižší, než v případě ideálního plynu. Od naměřeného objemu plynu odečítáme objem všech molekul v plynu, abychom získali skutečný objem. Konstanty d , e získáme přepočtem z kritické teploty a kritického tlaku konkrétního plynu [2,5,15].

Aplikace van der Waalsovi rovnice je složitější, protože pro každý plyn platí jiné konstanty d , e . Takto získané hodnoty konstant jsou často nepřesné, proto se pro zpřesnění používají hodnoty určeny experimentálně. Pro běžné tlaky a vysoké teploty můžeme použít stavovou rovnici ideálního plynu [2,15].

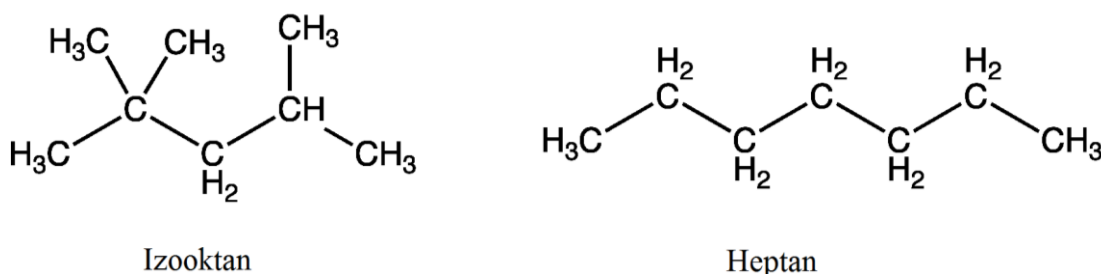
4.2 Uhlovodíková paliva

Palivem zážehových motorů je benzín, který se skládá ze směsi uhlovodíků a malého množství kyslíku. Uhlovodíky popisujeme sumárním vzorcem C_nH_m . Uhlovodíky existují ve všech skupenstvích. Uhlíky tvoří řetězce, na které jsou navázány atomy vodíku. Uhlovodíky dělíme podle typu vazeb mezi uhlíky a podle uspořádání řetězce atomů. Benzín se skládá především z alkanů, cykloalkanů a aromatických uhlovodíků (arenů) [1,2,18,19].

Alkany jsou uhlovodíky, které mají v řetězci pouze jednoduché vazby. Alkany charakterizujeme sumárním vzorcem C_nH_{2n+1} . Molekuly obsahují nejvíce atomů vodíku vzhledem k počtu uhlíků, proto jsou nasycené. Příkladem alkanu je metan či oktan. Speciálním příkladem je izooktan, který vzniká připojením tří methylů k pentanu. Cykloalkany mají uhlíky spojeny do kruhu jednoduchou vazbou. Sumární vzorec je C_nH_{2n} . Z cykloalkanů se do benzínu používají především cyklopentan a cyklohexan. Aromatické uhlovodíky mají kruhové uspořádání uhlíků, které jsou střídavě spojeny jednoduchou a dvojnou vazbou. Základním aromatickým uhlovodíkem je benzen, který má 6 uhlíků tvořící benzenové jádro. Další aromatické uhlovodíky vznikají vázáním uhlovodíkových zbytků na benzenové jádro (toluen, styren), nebo spojováním benzenových jader (naftalen). Nahrazením jednoho vodíku skupinou OH vznikají alkoholy [1,18,19].

Benzín se vyrábí destilací z ropy v rafinériích. V destilačních věžích se ropa dělí na frakce. Po destilaci následuje rafinace, při které se odstraňují nežádoucí složky. Pro vyšší zisk benzínu z ropy se používá krakování. Při krakování získávají uhlovodíky přeměnou větší antidetonační schopnost. Benzín se může dále zušlechťovat izomerací, hydrogenací nebo polymerací [18].

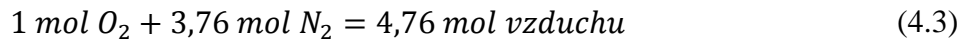
Hlavní charakteristikou benzínu je oktanové číslo. Oktanové číslo je mírou odolnosti proti samovznícení směsi a detonačnímu hoření, vyšší hodnota znamená menší tendenci k samovznícení. Velikost oktanového čísla závisí na poměru izooktanu (2,2,4-trimethylpentan) a heptanu ve směsi (obr. 4.1). Izooktan má nízkou tendenci k samovznícení a má hodnotu oktanového čísla rovnu 100. Heptan je z hlediska samovznícení opakem izooktanu a hodnota oktanového čísla je rovna 0. Hodnota oktanového čísla benzínu je rovna obsahu izooktanu ve směsi. Ke zvýšení oktanového čísla se používají aromatické uhlovodíky. Velikost oktanového čísla můžeme dále zvyšovat aditivy [1,16].



Obr. 4.1 Strukturální vzorec izooktanu a heptanu [17]

4.3 Vzduch jako reálný plyn

Ke spalování paliva je potřeba dostatečné množství kyslíku. Nejdostupnějším zdrojem kyslíku je vzduch. Čistý kyslík se používá tam, kde není možné vzduch použít, například při svařování a řezání. Suchý vzduch se skládá z dusíku, kyslíku, argonu, oxidu uhličitého, vodíku a helia. Složení se mění podle nadmořské výšky. Objemově tvoří vzduch 78,1 % dusíku a 20,9 % kyslíku, proto můžeme ostatní složky zanedbat. Částicové složení vzduchu představuje rovnice 4.3 [1,2].



Atmosférický vzduch je směsí suchého vzduchu a vodní páry. Množství vodní páry v atmosféře se mění vlivem odpařování a kondenzace. Parciální tlak vodní páry ve vzduchu je nízký, proto můžeme považovat vodní páru v atmosférickém vzduchu za ideální plyn. Množství vodní páry v kilogramu suchého vzduchu určuje měrná vlhkost (rov. 4.4) [2,5].

$$x = \frac{m_p}{m_v} \quad (4.4)$$

Měrnou vlhkost můžeme zvyšovat až do stavu nasycení. Vzduch, který je nasycený vlhkostí, obsahuje maximální množství vodní páry. Vodní pára přidávaná do nasyceného vzduchu zvyšováním vlhkosti zkondenzuje. Kondenzace probíhá na studených površích vlivem nízké teploty. Teplota, při které je vzduch nasycený vlhkostí a začíná kondenzovat, se nazývá teplota rosného bodu [2,5].

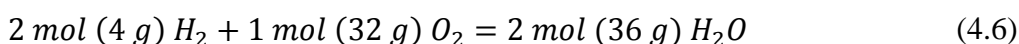
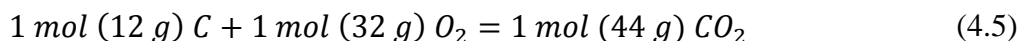
Vlhkost negativně ovlivňuje výkonnost motoru. Vodní pára je lehčí než molekuly kyslíku a dusíku. Hustota vlhkého vzduchu se snižuje, protože se snižuje jeho hmotnost. Menší hustota znamená nižší obsah kyslíku ve vzduchu [21,22].

Opačný efekt na výkon motoru má vstřikování vody do sání. Aby nastala fázová přeměna vody na páru, musí se dodat výparné teplo. Vstřikovaná voda pohltí teplo ze směsi vzduchu a benzínu. Dochází k ochlazení směsi a zvýšení její hustoty. Zároveň se snižuje teplota spalování, proto je možné použít vyšších kompresních poměrů, aniž by došlo k detonačnímu hoření. Nižší teplota spalování také snižuje množství emisí NO_x , ale zároveň zvyšuje emise nespálených uhlovodíků kvůli chladnějším stěnám válce [20].

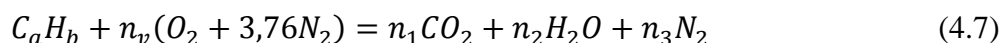
Ve spalinách může vznikat voda v kapalném i plynném skupenství. Pokud není motor zahřátý, tak teplota výfuku je pod teplotou rosného bodu. Vodní pára bude kondenzovat a ve spojení s oxidem siřičitým, který může být ve spalinách, způsobuje korozi [2].

4.4 Proces spalování benzínu

Při spalování v zážehovém motoru se slučuje benzín s atmosférickým vzduchem. Při sestavování rovnic budeme předpokládat, že benzín se skládá pouze z uhlíku a vodíku a vzduch pouze z kyslíku a dusíku. Při dokonalém (stechiometrickém) spalování všechno palivo dokonale shoří tak, že produktem jsou pouze voda a oxid uhličitý. Dusík se při dokonalém spalování nereaguje s ostatními prvky. Při spalování vždy probíhají chemické reakce podle rovnic 4.5 a 4.6. [1,2,23].



Výslednou rovnici stechiometrického spalování vztaženou na 1 mol benzínu vyjadřuje rovnice 4.7.



Látkové množství vzduchu n_v a látková množství produktů n_i se určují vyčíslením chemické reakce, protože jsou látková množství neměnná. Látkové množství vzduchu závisí na množství uhlíku a vodíku v palivě podle rovnice 4.8 [1].

$$n_v = a + \frac{b}{4} \quad (4.8)$$

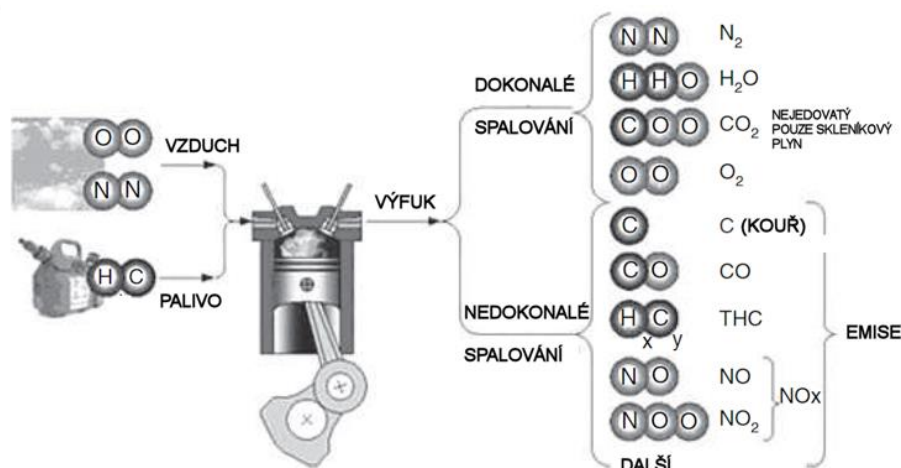
Pomocí n_v je možné určit stechiometrický poměr, který udává množství vzduchu potřebné pro spálení 1 kg paliva. Stechiometrický poměr je podílem hmotností, proto se látková množství vynásobí molární hmotností jednotlivých prvků (rov. 4.9). Srovnání stechiometrického poměru benzínu s vybranými palivy bylo uvedeno v tabulce 3.1 [1].

$$L_t = \frac{m_a}{m_f} = \frac{M_a n_a}{M_f} = \frac{M_a(4,76n_v)}{M_C a + M_H b} \quad (4.9)$$

Molární hmotnost vzduchu M_a je určena jako molární hmotnost směsi kyslíku a dusíku. Látkové množství paliva je rovno jedné. M_C a M_H jsou molární hmotnosti uhlíku a vodíku.

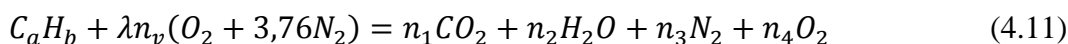
Nedokonalé spalování probíhá při spalování jiného než stechiometrického množství vzduchu. Při nedokonalém spalování vznikají další produkty, které se označují jako emise výfukových plynů (obrázek 4.2). Složení produktů ovlivňuje směšovací poměr, který se označuje také jako součinitel přebytku vzduchu. Směšovací poměr je podílem skutečného množství vzduchu na kilogram benzínu a stechiometrického poměru vzduchu a benzínu (rov. 4.10) [1,23].

$$\lambda = \frac{m_a}{m_f L_t} \quad (4.10)$$

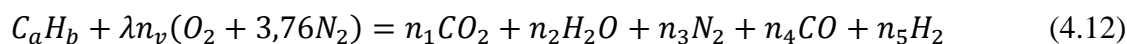


Obr. 4.2 Reaktanty a produkty spalování [26]

Pro $\lambda > 1$ je ve směsi více vzduchu, než je potřeba pro stechiometrické spálení benzínu, taková směs se označuje jako chudá. Při spalování chudé směsi se ve spalinách vyskytuje nevyužitý kyslík. Spalování chudé směsi vyjadřuje rovnice 4.11 [1,2].



Pro $\lambda < 1$ se jedná o bohatou směs. Pokud je směs bohatá, pouze část paliva reaguje s kyslíkem ze vzduchu. Nedostatek kyslíku má za následek přítomnost nespáleného benzínu ve spalinách. Kyslík se vždy nejdříve váže na vodík a vzniká voda. Proto kvůli nedostatku kyslíku vzniká CO a uhlík ve formě sazí. Spalování chudé směsi vyjadřuje rovnice 4.12 [1,2].



Směšovací poměr ovlivňuje zápalnost směsi. Pokud bude směs příliš bohatá nebo chudá, nebude možné ji zapálit [18].

4.5 Emise

Emise jsou látky, které jsou produkty spalování uhlovodíkových paliv. Emise znečišťují ovzduší a mají negativní vliv na lidské zdraví. Mezi emise patří CO_2 , CO, oxidy dusíku (NO_x) a nespálené uhlovodíky. Hlavním produktem spalování je oxid uhličitý, který se vyskytuje i při stechiometrickém spalování. Oxid uhličitý je skleníkovým plynem, který omezuje průchod odraženého tepelného záření [1,19].

Oxid uhelnatý se vdechnutím dostává do krevního oběhu a způsobuje otravu. Oxid uhelnatý vzniká spalováním bohaté směsi nebo disociací CO_2 za vysokých teplot. Množství CO ovlivňuje hlavně směšovací poměr. K největší produkci CO u zážehových motorů dochází při studených startech. Malé množství CO vzniká také reakcí s vrstvou oleje na stěně válce [1,19].

Oxidy dusíku znečišťují ovzduší tím, že vytvářejí v atmosféře kyselinu dusičnou, která se podílí na tvorbě kyselých dešťů. Dále se podílejí na tvorbě smogu reakcí s uhlovodíky za přítomnosti slunečního záření. Na emisích NO_x se u zážehových motorů podílí především oxid dusnatý. Emise NO jsou vysoké při spalování za vysokých teplot a vznikají přímo za šířícím se plamenem. Množství NO závisí kromě teploty také na rychlosti spalování. S rostoucími otáčkami roste teplota, zároveň se ale zkracuje doba, po kterou hoření směsi probíhá. Proto při nejvyšších otáčkách množství emisí klesá. Mechanismus vzniku NO pro spalovací motory nejlépe popisuje Zeldovičův mechanismus. Zeldovičův mechanismus popisují tři reakce. První reakce (rov 4.5) je endotermická a probíhá pomalu. Druhá reakce (rov 4.6) je exotermická a probíhá rychle. Třetí reakce (rov 4.7) je také exotermická [1,19].

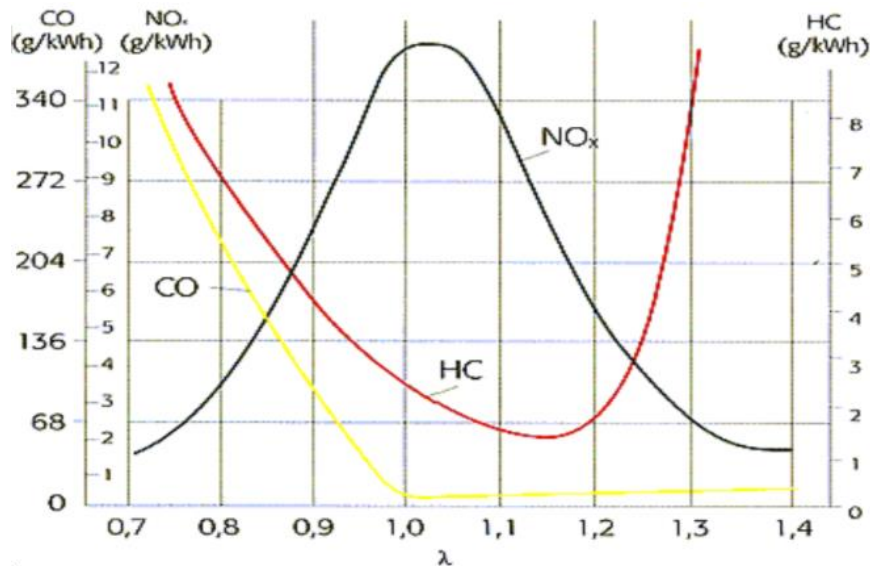


Výše uvedené reakce probíhají za vysokých teplot a za dostatečného přísunu kyslíku. Maximum NO vzniká ve spalínách při spalování mírně chudé směsi [1,19].

Nespálené uhlovodíky (NU) vznikají vlivem nespáleného paliva, především při studených startech. Přibližně 9 % benzínu se nespálí plamenem od zapalovací svíčky, z toho 2 % benzínu unikají do výfukového systému. Ze zbývajících 7 % benzínu vznikají různými mechanismy nespálené uhlovodíky. Nejčastěji vznikají v tzv. „zhášecích prostorech“, do kterých se plamen nedostane. Mezi zhášecí prostory patří okolí prvního pístního kroužku, těsnění pod hlavou a zapalovací svíčky. Teploty v těchto prostorech se rovnají teplotě stěny válce. Další příčinou vzniku nespálených uhlovodíků je reakce benzínu s vrstvou oleje na stěně válce. Část paliva se absorbuje do oleje během komprese a následně se během expanze mísí se spalínami ve válci. Množství oleje na stěně zvyšuje množství nespálených uhlovodíků. Část NU opouští válec společně se spalínami, kde jich část shoří. Nebezpečné NU jsou polycyklické aromatické uhlovodíky. Nejméně NU vzniká při spalování chudé směsi [1,19,23].

4.5.1 Snižování emisí

Množství emisí se může regulovat směšovací poměrem. Minimum emisí CO a nespálených uhlovodíků leží v oblasti mírně chudých směsí, kde zároveň leží maximum emisí NO_x (viz obrázek 4.3). Žádnou hodnotou směšovací poměru nemůžeme minimalizovat množství všech emisí najednou [19,23].



Obr. 4.3 Závislost emisí na volbě směšovacího poměru [19]

Snížení emisí NO_x se dosahuje snížením kompresního poměru díky nižším teplotám. Snižování kompresního poměru není vhodné, protože snižuje termickou účinnost motoru. Emise NO_x se také snižují recirkulací spalin, které snižují teplotu hoření. Množství nespálených uhlovodíků se snižuje vhodnou geometrií válce, především omezením zhášecích prostorů. K další redukci emisí dochází v třicestném katalyzátoru, kde se emise výfukových plynů chemickými reakcemi přeměňují na neškodné látky [19,23].

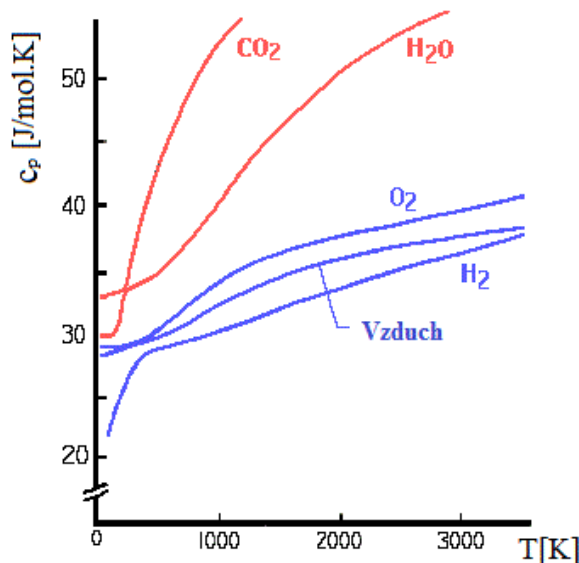
5 Modelování spalovacích motorů

5.1 Tepelné kapacity směsi benzínu a vzduchu

U ideálních plynů jsme uvažovali, že tepelné kapacity jsou konstanty. Tepelné kapacity reálných plynů nejsou konstantní, ale mění se s teplotou. Závislost tepelné kapacity za konstantního tlaku na teplotě se aproximuje polynomem (rov 5.1) [1].

$$\frac{c_p(T)}{r} = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4 \quad (5.1)$$

Koeficienty polynomu jsou tabulkovými hodnotami pro daný plyn. Hodnoty koeficientů všech reaktantů a produktů spalování pocházejí ze zdroje [24]. Koeficienty pro výpočet tepelné kapacity za konstantního tlaku pro směs vzduchu a benzínu počítá program *CpKoeffSpaliny*. Program *CpSpalin* dosazuje koeficienty polynomu do rovnice 5.1 pro zvolenou teplotu. Závislost c_p látek vystupujících ve spalovací rovnici na teplotě popisuje obrázek 5.1.



Obr. 5.1 Závislost c_p látek na teplotě [25]

Měrné plynové konstanty se považují za konstantní, nemění se s teplotou. Rozlišujeme měrnou plynovou konstantu zvlášť pro čerstvou směs a pro spaliny. Měrné plynové konstanty se počítají z univerzální plynové konstanty podle rovnice 5.2.

$$r = \frac{R_m}{M} = \frac{R_m n}{m} \quad (5.2)$$

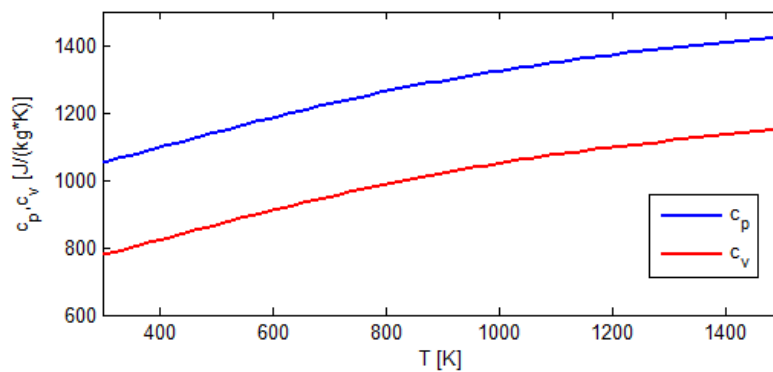
Látkové množství čerstvé směsi je součtem látkových množství všech reaktantů podle spalovací rovnice, látkového množství vodní páry ve vzduchu a zbytkových plynů. Látkové množství spalin je součtem látkových množství produktů spalovací rovnice. Hmotnostní tok

motorem je konstantní, proto se hmotnosti reaktantů a produktů rovnají. Tabulka 5.1 porovnává měrnou plynovou konstantu čerstvé směsi, spalin a vzduchu jako ideálního plynu.

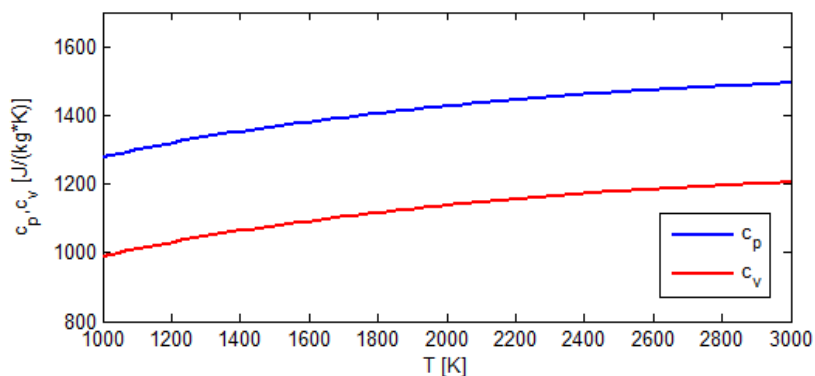
Tab. 5.1 Srovnání měrných plynových konstant

	[J/kgK]
vzduch	287,0
čerstvá směs	274,7
spaliny	289,1

Tepelná kapacita za konstantního objemu se určuje z Mayerova vztahu (viz kapitola 2.2). Výpočet provádí program *CvSpalin*. Pomocí rovnice 5.1 můžeme vykreslit závislost c_p na teplotě pro čerstvou směs (obr. 5.2) a pro spaliny (obr. 5.3).

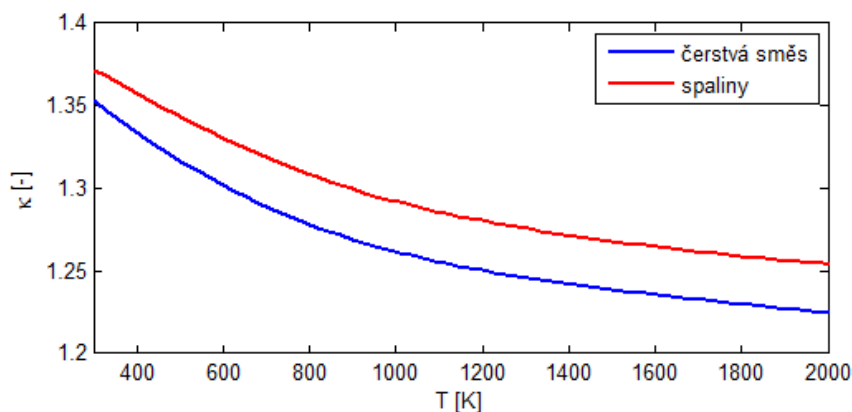


Obr. 5.2 Závislost tepelných kapacit na teplotě pro čerstvou směs



Obr. 5.3 Závislost tepelných kapacit na teplotě pro spaliny

Z grafů 5.2 a 5.3 vyplývá, že tepelné kapacity se zvyšují s rostoucí teplotou. Z tepelných kapacit můžeme určit závislost Poissonovy konstanty na teplotě (viz rov. 2.4). Protože tepelné kapacity se zvyšující se teplotou rostou a jejich rozdíl je konstantní, bude Poissonova konstanta s rostoucí teplotou klesat (obrázek 5.4). Spaliny mají nižší tepelné kapacity než čerstvá směs, proto je Poissonova konstanta spalin při stejné teplotě vyšší.



Obr. 5.4 Závislost Poissonovy konstanty na teplotě

Tepelné kapacity, měrná plynová konstanta a Poissonova konstanta jsou vlastnosti, které budou sledovány při výpočtu dalších modelů zážehového motoru. Programy na výpočet tepelných kapacit uvedené v této kapitole byly poskytnuty vedoucím bakalářské práce. Při všech výpočtech bude uvažováno stechiometrické spalování ($\lambda = 1$).

5.2 Model cyklu používající po částech konstantní vlastnosti

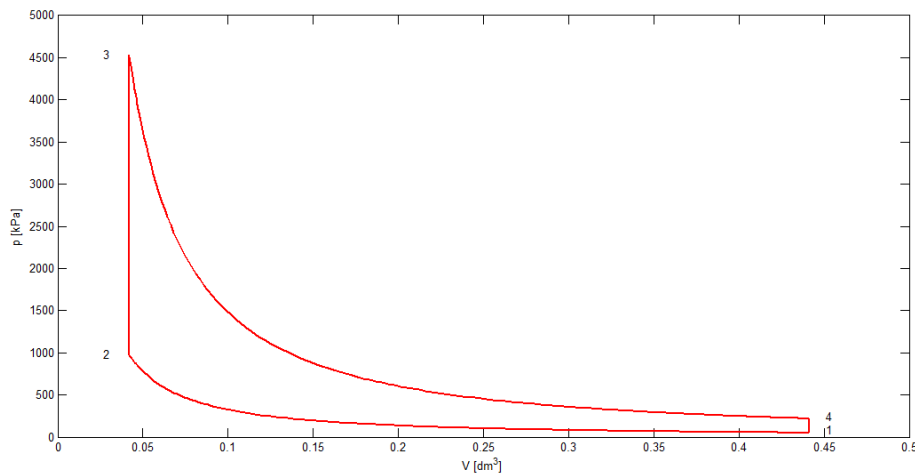
Model s konstantními vlastnostmi předpokládá, že se hodnoty tepelných kapacit a měrné plynové konstanty během cyklu motoru nemění. Druhý model rozlišuje c_p , c_v a r zvlášť pro čerstvou směs a pro spaliny. Během komprese pracuje cyklus s čerstvou směsí, během expanze a odvodu tepla se spaliny. Při přívodu tepla počítá model s aritmetickým průměrem vlastností čerstvé směsi a spalin.

Tab. 5.2 Vstupní parametry Modelu 2

Parametr	Hodnota	Jednotka
T_i	300	K
p_i	50	kPa
p_e	100	kPa
ε	10,5	-
q_H	2500	kJ/kg
T_r	1000	K

Vstupními parametry jsou dále měrné plynové konstanty čerstvé směsi a spalin (viz tab. 5.1) a koeficienty polynomů pro výpočet c_p čerstvé směsi a spalin, které se počítají pro teplotu T_r . Velikost teploty T_r je odhadnuta a slouží pouze k výpočtu c_p . Tepelné kapacity se počítají podle postupu popsaného v kapitole 5.1. Další postup výpočtu cyklu motoru je shodný s prvním modelem.

Výstupem výpočtu jsou stejně jako u prvního modelu termická účinnost, práce cyklu a střední teoretický tlak. Jejich přesné hodnoty budou také uvedeny až při srovnání všech tří modelů. Graficky je model zobrazen v p-V diagramu na obrázku 5.5.



Obr. 5.5 p-V diagram Modelu 2

5.3 Model cyklu s proměnnými vlastnostmi

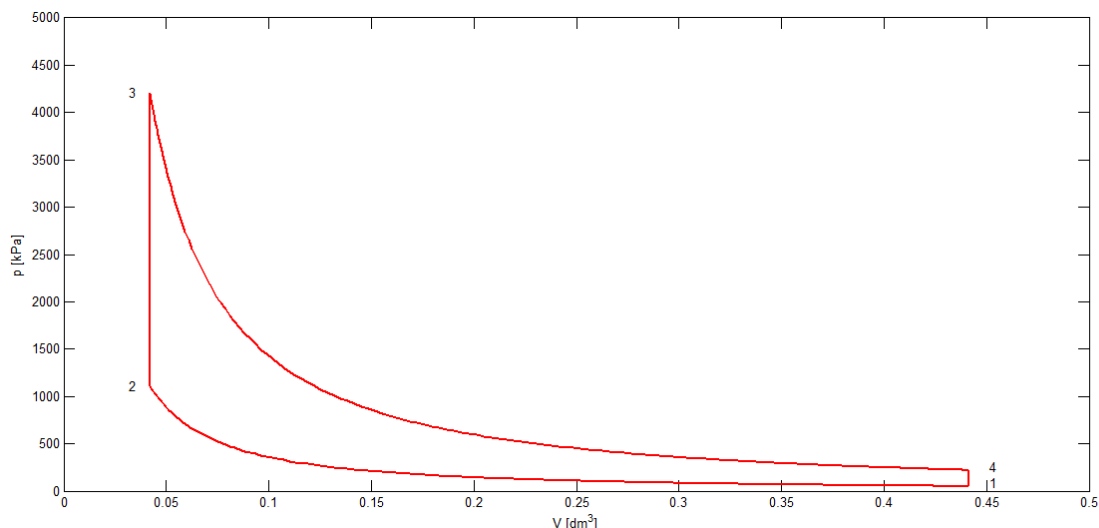
Třetí model uvažuje změnu vlastností pracovní náplně motoru spojitě s teplotou. Tepelné kapacity se během adiabatické komprese a expanze počítají po každém otočení klikové hřídele o jeden stupeň. Během komprese počítá cyklus s měrnou plynovou konstantou čerstvou směsí, během expanze a odvodu tepla s měrnou plynovou konstantou spalín.

Vstupní parametry cyklu jsou shodné s druhým modelem. Výpočet začíná na začátku komprese v bodě 1 p-V diagramu (obrázek 5.6). Nejdříve se musí odhadnout vlastnosti plynů v bodě 1 pro teplotu sání T_i , které jsou potřebné pro výpočet teploty v T_1 . Pomocí teploty T_1 se vypočítají skutečné vlastnosti náplně v bodě 1. Ze znalosti vlastností nějakého bodu na adiabatě 1-2 můžeme vždy určit vlastnosti následujícího bodu. Výpočet se opakuje až do dosažení bodu 2 (obrázek 5.6). Nyní je nutné určit vlastnosti v bodě 3 pro výpočet teploty T_3 . Nejprve se odhadne teplota v bodě 3, pro kterou se vypočtou vlastnosti. Poté se vypočtená c_v dosadí do rovnice 5.3 a určí se teplota T_3 .

$$T_3 = T_2 + \frac{q_H(1-f)}{c_v} \quad (5.3)$$

Protože c_v nebylo vypočteno pro skutečnou teplotu, musíme odhadnutou teplotu iterovat, dokud se nebude rovnat teplotě T_3 . Nyní se určí skutečné vlastnosti náplně v bodě 3, ze kterých se počítají vlastnosti dalších bodů na adiabatě 3-4.

Výstupem výpočtu jsou jako u předchozích modelů termická účinnost, práce cyklu a střední teoretický tlak. Výstupy výpočtu budou uvedeny v následující kapitole.



Obr. 5.6 p-V diagram Modelu 3

5.4 Srovnání modelů

V předchozích kapitolách byly popsány 3 termodynamické modely zážehového motoru. Každý z modelů má jiný pohled na problematiku plynů. To má za následek rozdílné hodnoty stavových veličin a vlastností plynů v jednotlivých bodech p-V diagramu.

Poissonova konstanta modelu 1 je pro čerstvou směs a spaliny shodná (tab. 5.3). U modelu 2 je Poissonova konstanta odlišná pro čerstvou směs v bodech 1 a 2 a spaliny v bodě 4, ale není závislá na teplotě. V bodě 3 je Poissonova konstanta průměrem konstanty spalin a čerstvé směsi. Třetí model počítá v bodech 1 a 2 s čerstvou směsí a v bodech 3 a 4 se spalinami a uvažuje závislost na teplotě. Poissonova konstanta s rostoucí teplotou klesá, proto je v bodě 3 nejnižší a v bodě 1 nejvyšší.

Tab. 5.3 Srovnání Poissonových konstant

	bod 1	bod 2	bod 3	bod 4
model 1	1,300	1,300	1,300	1,300
model 2	1,262	1,262	1,277	1,292
model 3	1,346	1,286	1,243	1,271

Odlišné hodnoty Poissonovy konstanty u modelu 2 a 3 mají za následek rozdílné hodnoty tlaku a teplot v jednotlivých bodech p-V diagramu. V tabulce 5.4 jsou uvedeny tlaky p_i všech modelů v jednotlivých bodech p-V diagramu a v tabulce 5.5 jsou teploty T_i . Tlak p_1 je shodný, protože všechny modely uvažují, že tlak p_1 je roven tlaku na sání p_i .

Tab. 5.4 Srovnání tlaků

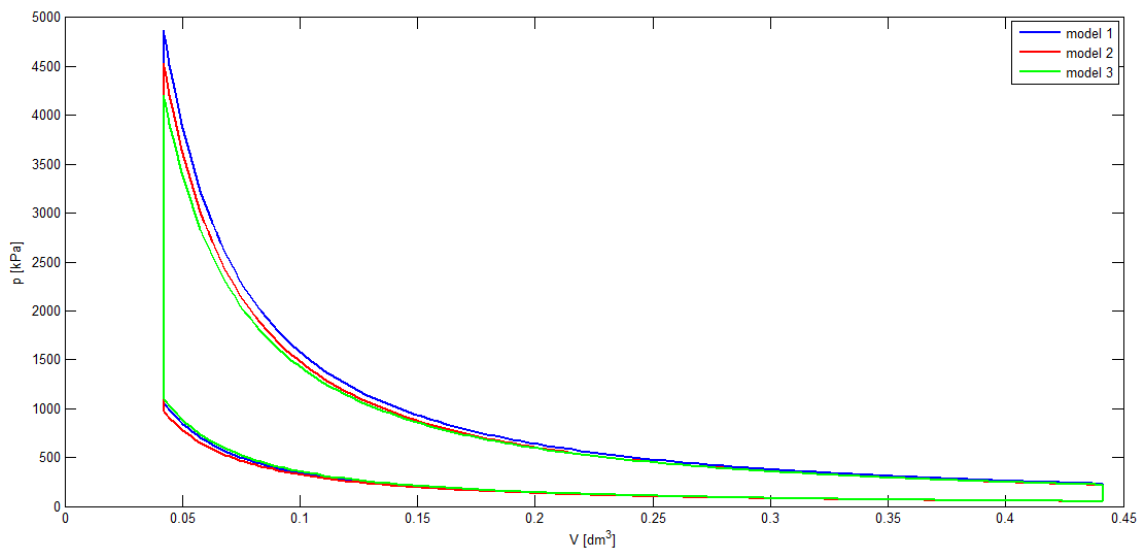
	p_1 [kPa]	p_2 [kPa]	p_3 [kPa]	p_4 [kPa]
model 1	50	1063	4866	229
model 2	50	971	4530	217
model 3	50	1106	4204	219

Tab. 5.5 Srovnání teplot

	T ₁ [K]	T ₂ [K]	T ₃ [K]	T ₄ [K]
model 1	342,6	693,6	3175,3	1568,3
model 2	342,8	634,3	2958,4	1488,3
model 3	337,7	711,9	2704,5	1407,7

Nevyšších hodnot tlaků a teplot dosahuje model s ideálními vlastnostmi náplně. Naopak nejnižších hodnot teplot a tlaků dosahuje model s proměnnými vlastnostmi. Model, který používá po částech konstantní vlastnosti má hodnoty tlaků a teplot uprostřed. Model s proměnnými vlastnostmi vykazuje v bodě 2 vyšší teplotu a tlak než ostatní modely. To je způsobeno vyšší Poissonovou konstantou v bodě 1. Poissonova konstanta mezi body 1 a 2 klesá vlivem rostoucí teploty, ale její průměrná hodnota je během komprese vyšší než u ideálního plynu. Proto je teplota a tlak v bodě 2 vyšší než u ideálního cyklu.

Výše uvedené skutečnosti jsou viditelné i při srovnání p-V diagramů jednotlivých modelů (obr. 5.7).



Obr. 5.7 Srovnání p-V diagramů všech modelů

5.4.1 Srovnání teoretických modelů s reálným cyklem

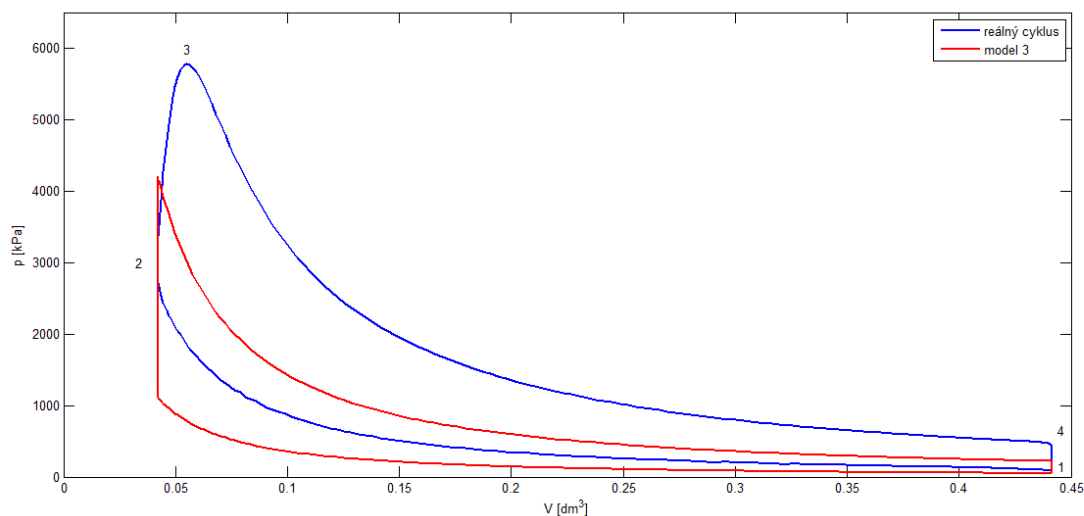
V předchozí kapitole byly srovnány tři teoretické modely, ze kterých se nejvíce blíží skutečnosti model s proměnnými vlastnostmi. Model s proměnnými vlastnostmi nyní porovnáme s reálným cyklem. Pro výpočet vlastností reálného cyklu byl vytvořen program *Otto_R*. Základem výpočtu je záznam tlaku během dvou otáček motoru. Hodnoty tlaku pocházející z měření zážehového motoru, byly poskytnuty vedoucím bakalářské práce. Další vstupní parametry jsou shodné s modelem 1.

Hodnoty tlaku reálného cyklu a modelu s proměnnými vlastnostmi v bodech p-V diagramu jsou uvedeny v tabulce 5.6.

Tab. 5.6 Hodnoty tlaku

	p_1 [kPa]	p_2 [kPa]	p_3 [kPa]	p_4 [kPa]
model 3	50	1106	4204	219
reálný cyklus	82	2985	5775	433

Na obrázku 5.8 jsou zobrazeny p-V diagramy modelu 3 a skutečného cyklu motoru. Body na obrázku 5.8 odpovídají reálnému cyklu a korespondují s hodnotami v tabulce 5.6. Pro model 3 jsou body popsány na obrázku 5.6.



Obr. 5.8 Srovnání modelu 3 s reálným cyklem

Závěr

Práce porovnávala vliv termodynamických vlastností plynů v teoretických modelech zážehového motoru. U jednotlivých modelů byla sledována proměnnost vlastností během termodynamického cyklu. Sledován byl především vliv měrných tepelných kapacit a Poissonova konstanta a jejich závislost na teplotě. Bylo zjištěno, že s rostoucí teplotou se zvyšují hodnoty měrných tepelných kapacit a klesá velikost Poissonovy konstanty.

Během praktické části byly vytvořeny tři modely. První model uvažoval konstantní vlastnosti odpovídající ideálním plynům. Druhý model rozlišoval vlastnosti čerstvé směsi a spalín, ale nezahrnoval vliv teploty. Bylo zjištěno, že spaliny mají nižší tepelné kapacity než čerstvá směs. Třetí model uvažoval závislost na teplotě i odlišné vlastnosti čerstvé směsi a spalín.

V průběhu práce byly srovnány jednotlivé body p-V diagramů z hlediska vlastností, teploty a tlaku. Výstupy výpočtových modelů jsou termická účinnost, práce cyklu a střední teoretický tlak. Z tabulky 6.1 lze vyčíst, že třetí model má nejnižší hodnotu práce cyklu. Z toho vyplývá, že má i nejnižší hodnoty termické účinnosti a středního teoretického tlaku, protože přivedené teplo a zdvihový objem všech modelů je totožný.

Tab. 6.1 Srovnání výstupních parametrů modelů a reálného cyklu

	η_t [%]	A_0 [J]	p_{ts} [kPa]
model 1	48,1	270,0	642,0
model 2	43,1	252,5	599,2
model 3	39,7	236,0	560,5
reálný cyklus	48,7	447,0	1157,5

Z výsledků je patrné, že počítání s modelem ideálního plynu je částečně zatíženo chybou. Skutečnost lépe popisuje model s proměnnými vlastnostmi, jehož postup výpočtu je v porovnání s modelem ideálního plynu značně složitější. Při srovnání teoretických modelů s reálným cyklem byly zjištěny výrazné odlišnosti. Teoretické modely neuvažují přestup tepla mezi stěnami válce a směsí benzínu se vzduchem. Dalším zjednodušením způsobujícím odlišnosti je skoková změna vlastností plynu z čerstvé směsi na spaliny. Uvažováním těchto odlišností by vedlo k přiblížení teoretických modelů ke skutečnému motoru.

Vytvořené modely by mohli sloužit jako teoretický základ při tvorbě programů pro simulace skutečných motorů. Tvorba simulačních modelů spalovacích motorů umožňuje odhadnout parametry, kterých bude skutečný motor dosahovat. Díky simulacím je možné navrhnout motor tak, aby bylo například dosaženo potřebného výkonu při nízké spotřebě, nebo již vyrobený motor optimalizovat a řídit jeho spotřebu paliva a emise za provozu. Snaha o zlepšení modelů je komplikována prvky moderních motorů jako je recirkulace výfukových plynů nebo přímé vstřikování paliva, které je potřeba při tvorbě přesného modelu zahrnout.

Budoucnost spalovací motorů bude spočívat ve snižování spotřeby paliv a redukci emisí výfukových plynů. To bude vyžadovat tvorbu složitějších modelů termodynamických cyklů a vývoj nových technologií. Proto je důležité porozumět základům termodynamiky plynů, které jsou nezbytné pro pochopení skutečných procesů ve spalovacích motorech.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] FERGUSON, Colin R., KIRKPATRICK, Allan T. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.
- [2] ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A. Thermodynamics an engineering approach. 8. New York: McGraw-Hill, 2015, 1115 s. ISBN 978-0-07-339817-4
- [3] WU, Chih. Thermodynamic cycles: computer-aided design and optimization. New York: Marcel Dekker, 2004, x, 424 s. ISBN 08-247-4298-2.
- [4] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [5] ŠTĚTINA, Josef. Přednášky z Termomechaniky. *Study Energy Web* [online]. FSI VUT v Brně, 2011 [cit. 2018-02-27]. Dostupné z: <http://studycenergyweb.fme.vutbr.cz/elearning/course/view.php?id=90>
- [6] Étienne Lenoir. *En.wikipedia.org* [online]. [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/%C3%89tienne_Lenoir
- [7] History of the internal combustion engine. *En.wikipedia.org* [online]. [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_the_internal_combustion_engine
- [8] George Brayton. *En.wikipedia.org* [online]. [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/George_Brayton
- [9] Benz Patent-Motorwagen. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 09.02.2018 [cit. 2018-02-20]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Benz_Patent-Motorwagen
- [10] [online]. [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <https://www.goldingyoung.com/Lot/?sale=BC111115&lot=11&id=493343>
- [11] Fuel injection. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2018-03-21]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Fuel_injection
- [12] WOODFORD, Chris. *Carburetors* [online]. 2017 [cit. 2018-03-21]. Dostupné z: <http://www.explainthatstuff.com/how-carburetors-work.html>
- [13] LITZMAN, Marek. *Přepřínování: jaký je rozdíl mezi turbem a kompresorem* [online]. 2005 [cit. 2018-03-21]. Dostupné z: https://www.autorevue.cz/preplnovani-jaky-je-rozdil-mezi-turbem-a-kompresorem_3
- [14] [online]. [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <http://www.cads-auto.com/carburetor.html>
- [15] CLARK, Jim. *Real Gases* [online]. 2016 [cit. 2018-03-21]. Dostupné z: https://chem.libretexts.org/Core/Physical_and_Theoretical_Chemistry/Physical_Properties_of_Matter/States_of_Matter/Properties_of_Gases/Real_Gases
- [16] BEAVER, Bruce. Gasoline. *Chemistry Explained* [online]. 2018 [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://www.chemistryexplained.com/Fe-Ge/Gasoline.html>
- [17] [online]. [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Octane_rating#/media/File:OctaneStds.png
- [18] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. Praha: ČVUT Praha, 1996. ISBN 80-01-00919-X.

- [19] ŠTĚTINA, Josef. Teorie Spalovacích Motorů. *Study Energy Web* [online]. FSI VUT v Brně, 2011 [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://studyenergyweb.fme.vutbr.cz/elearning/course/view.php?id=105>
- [20] VAUDREY, Alexandre. Thermodynamics of indirect water injection in internal combustion engines. *ResearchGate* [online]. [cit. 2018-04-03]. DOI: 10.17605/OSF.IO/SFKR8. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/320474871_Thermodynamics_of_indirect_water_injection_in_internal_combustion_engines_theoretical_assessment_of_the_fresh_mixture_cooling_effect
- [21] How Does Humidity Affect Car Performance. *Mike Murphy Official Blog* [online]. 2016 [cit. 2018-04-04]. Dostupné z: <http://www.mikemurphykia.com/blog/how-does-humidity-affect-car-performance/>
- [22] HABY, Jeff. WHY IS MOIST AIR LESS DENSE THAN DRY AIR AT SAME TEMPERATURE. *The Weather Prediction* [online]. [cit. 2018-04-04]. Dostupné z: <http://www.theweatherprediction.com/habyhints/260/>
- [23] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [24] MCBRIDE, Bonnie a Gordon SANFORD. *Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species* [online]. 1993 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19940013151>
- [25] [online]. [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <http://athena.ecs.csus.edu/~reardonf/ThermoNotesI/idgas.htm>
- [26] MARTYR, A.J. a M.A. PLINT. *Engine testing theory and practice*. 3rd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. ISBN 978-075-0684-392.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Počet atomů uhlíku v palivu	-
a ₁ , a ₂ , a ₃ , a ₄ , a ₅	Koeficienty polynomu	-
A	Objemová práce	J
A ₀	Práce cyklu	J
A ₁₂	Práce děje 1-2	J
b	Počet atomů vodíku v palivu	-
c _p	Měrná tepelná kapacita za konst. tlaku	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
c _v	Měrná tepelná kapacita za konst. objemu	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
d	Koeficient mezimolekulárních sil	m ⁵ .mol ⁻² .s ⁻² .kg
e	Objem jednoho molu plynu	m ³ .mol ⁻¹
f	Zbytkový zlomek	-
H _u	Výhřevnost plynu	MJ.kg ⁻¹
L _t	Stechiometrický poměr	-
m	Hmotnost plynu	kg
m _a	Hmotnost vzduchu	kg
m _f	Hmotnost paliva	kg
m _p	Hmotnost vodní páry	kg
m _v	Hmotnost suchého vzduchu	kg
M	Molární hmotnost	kg.mol ⁻¹
M _a	Molární hmotnost vzduchu	kg.mol ⁻¹
M _C	Molární hmotnost uhlíku	kg.mol ⁻¹
M _H	Molární hmotnost vodíku	kg.mol ⁻¹
M _f	Molární hmotnost paliva	kg.mol ⁻¹
n	Látkové množství	mol
n ₁ , n ₂ , n ₃ , n ₄ , n ₅	Látková množství produktů spalovací rovnice	mol
n _a	Látkové množství vzduchu	mol
n _v	Látkové množství kyslíku	mol
p	Tlak plynu	Pa
p ₁ , p ₂ , p ₃ , p ₄	Tlak v bodech cyklu	Pa
p _i	Tlak v sání před motorem	Pa
p _e	Tlak ve výfuku za motorem	Pa
p _{ts}	Střední teoretický tlak	Pa
q _C	Měrné odvedené teplo	J/kg
q _H	Měrné přivedené teplo	J/kg
Q	Teplo	J
Q ₁₂	Teplo přivedené/odvedené během děje 1-2	J

Symbol	Veličina	Jednotka
Q_C	Odvedené teplo	J
Q_H	Přivedené teplo	J
r	Měrná plynová konstanta	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
R_m	Univerzální plynová konstanta	$J \cdot kmol^{-1} \cdot K^{-1}$
T	Teplota	K
T_1, T_2, T_3, T_4	Teploty v bodech cyklu	K
T_C	Teplota chladného zásobníku tepla	K
T_e	Teplota ve výfuku za motorem	K
T_i	Teplota v sání před motorem	K
T_H	Teplota horkého zásobníku tepla	K
T_r	Odhadnutá teplota pro výpočet vlastností	K
U	Vnitřní energie	J
U_{12}	Změna vnitřní energie během děje 1-2	J
v	Měrný objem plynu	$m^3 \cdot kg^{-1}$
V	Objem plynu	m^3
V_1	Objem válce v dolní úvrati	m^3
V_2	Objem válce v horní úvrati	m^3
x	Měrná vlhkost	$kg \cdot kg_{sv}^{-1}$
Z	Kompresní faktor	-
ΔT	Změna teploty	K
ε	Kompresní poměr	-
η_{cp}	Carnotova porovnávací účinnost	-
η_{tC}	Carnotova účinnost	-
η_t	Termická účinnost	-
κ	Poissonova konstanta	-
λ	Směšovací poměr	-

SEZNAM PŘÍLOH

Název	Význam
CpKoeffSpaliny.m	Výpočet plynových konstant a koeficientů polynomu a_i pro c_p
CpSpalin.m	Funkce pro výpočet c_p pro modely 2 a 3
CvSpalin.m	Funkce pro výpočet c_v pro modely 2 a 3
Otackydata1.mat	Soubor s naměřenými tlaky pro výpočet Otto_R.m
Otto_R.m	Výpočet reálného cyklu z naměřených dat
OttoModel_1.m	Výpočet cyklu modelu 1
OttoModel_2.m	Výpočet cyklu modelu 2
OttoModel_3.m	Výpočet cyklu modelu 3
Rpvypocet.mat	Soubor s uloženými proměnnými z CpKoeffSpaliny.m