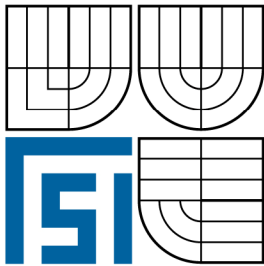


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## IDEÁLNÍ OBĚHY SPALOVACÍCH MOTORŮ IDEAL CYCLES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

RADEK POLÍVKA

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.

BRNO 2008

## ABSTRAKT

V průběhu vývoje automobilů se jasně vyčlenily dva základní typy spalovacích motorů: zážehové (benzínové motory) a vznětové (naftové motory). Cílem práce je provést komplexní analýzu ideálních cyklů těchto motorů (grafické znázornění, odvození platných vztahů, charakteristické veličiny, atd.), s důrazem na nejdůležitější z parametrů – tepelnou účinnost a následně porovnat jejich výhody a nevýhody.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Oběhy spalovacích motorů, termická účinnost, kompresní poměr

## ABSTRACT

During the development of cars, two main basic types of internal combustion engines have been detached: diesel engines and petrol engines. The aim of the thesis is to make an analysis of ideal cycles of these engines (graphic scheme, derivation of valid formulas, characteristics quantities, etc.), with insist on the most important of parameters-thermal efficiency and then compare their advantages and disadvantages.

## KEY WORDS

Cycles of IC-engines, thermal efficiency, compress ratio

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLÍVKA, R. *Ideální oběhy spalovacích motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Josef Štětina, Ph.D.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Ideální oběhy spalovacích motorů vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

10. dubna 2008

.....

Radek Polívka

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce.

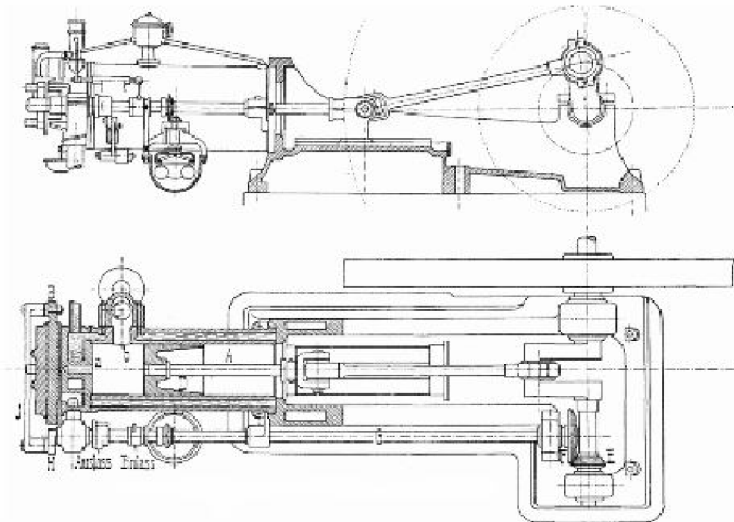
**OBSAH**

Abstrakt.....	4
Prohlášení.....	5
Poděkování .....	6
Obsah .....	7
Úvod .....	8
1. Diagramy spalovacích motorů.....	10
2. Porovnávací diagram obecného cyklu .....	11
2.1 Tepelná účinnost pracovních oběhů.....	12
2.2 Střední teoretický tlak pracovních oběhů.....	14
3. Diagram zážehového (Ottova) motoru .....	16
4. Diagram rovnotlakého (Dieselova) motoru.....	22
5. Diagram vznětového (Sabatova) motoru.....	24
6. Vzájemné porovnání pracovních oběhů.....	30
Závěr.....	36
Seznam použitých zdrojů.....	38
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	39

## ÚVOD

Spalovací motor je mechanický tepelný stroj, který vnitřním nebo vnějším spálením paliva přeměňuje jeho tepelnou energii a na energii mechanickou a jako takový slouží coby pohon jiných strojních zařízení. Během svého vývoje prodělal nespočet technických úprav a zdokonalení a našel široké uplatnění v mnoha odvětvích, zejména pak v dopravních a mobilních prostředcích všech druhů [13].

Počátek éry spalovacích motorů zahájil francouzský vynálezce a obchodník belgického původu Jean Joseph Étienne Lenoir (1822 – 1900), který v roce 1859 vynalezl a zkonstruoval první použitelný zážehový motor, který jako pracovní látku používal směs svítiplynu a vzduchu. Během následujících let sestrojil také vůz a loď s tímto pohonem. Celkem vyrobil přes 400 exemplářů tohoto motoru. Plány k motoru prodal mimo jiné i německému vynálezci Nikolausi Ottovi (1832 – 1891), který jeho původní dvoutaktní motor vylepšoval a na pařížské světové výstavě v roce 1867 představil svou vlastní verzi jednoválcového motoru poprvé veřejnosti. Byl sice hlučnější a méně konkurenceschopný po stránce konstrukce i spolehlivosti, zato měl ve srovnání s dalšími až třetinovou spotřebu plynu. Byl oceněn Zlatou medailí výstavy. V roce 1876 vyrobil Otto čtyřtákní motor se zvýšeným kompresním poměrem (obr. 1) a o rok později si ho nechal patentovat. Tento typ motoru se stal základem pro stavbu pozdějších spalovacích motorů. Zážehový motor tohoto principu je dodnes označován jako „Ottův motor“ [8].

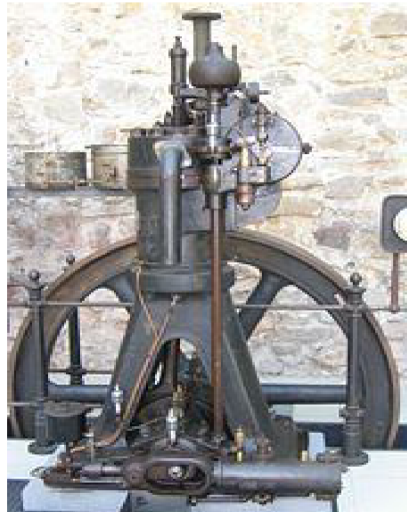


Obr. 1 Ottův motor z roku 1876 [8]

V roce 1884 navíc Otto zdokonalil elektrické zapalování pro své motory a tak znovu revolučně vylepšil fungování tohoto typu motorů. Do té doby byly motory stacionárními stroji, vzhledem k používání plynu a potřebě zapálení směsí plamenem. Otto zavedl nízkonapěťové magneto. Díky této inovaci bylo

možno přejít na spalování kapalných paliv a tak se motory mohly stát mobilními [9].

Jedním z mnoha vynálezců, kteří pracovali na zdokonalení spalovacího motoru, byl i Němec Rudolf Diesel (1858 – 1913). Ten v roce 1897 zkonstruoval vysokotlaký spalovací pístový motor se samočinným zážehem, vyvolaným stlačením vzduchu do 3,5 MPa (obr. 2). Byl to jeho největší úspěch. Tento typ vysokotlakého motoru, od té chvíle nazývaný Dieselův motor nebo jednoduše diesel, pracoval na tekuté těžké palivo (hnací olej). K zážehu paliva docházelo po jeho vytrysknutí do spalovací komory od zahřátého vzduchu v důsledku stlačení. V tomtéž roce se mu podařilo motor vylepšit tak, aby využíval tepelnou energii na 26 %, tedy dvakrát účinněji než v té době nejlepší parní stroj. Po dalších úpravách byl jeho motor roku 1900 vyznamenán na světové výstavě v Paříži Velkou cenou. Vysoké technické přednosti tohoto motoru a také použití nafty jako paliva způsobily jeho rychlé rozšíření v průmyslu a dopravě [12].



Obr. 2 Dieselův motor z roku 1897 [12]

Jelikož Diesel použil pro dopravu paliva do spalovacího prostoru stlačeného vzduchu, pracoval jeho motor podle rovnotlakého oběhu. Motory dnes označované jako „dieselové“ však užívají převážně vstříkovací čerpadla a cyklus, podle kterého pracují, se nazývá smíšený nebo také Sabatův podle francouzského konstruktéra, který v roce 1909 sestrojil motor pracující tímto způsobem [3].

## 1. DIAGRAMY SPALOVACÍCH MOTORŮ

K popisu činnosti spalovacích motorů se dnes nejčastěji používají tepelné diagramy v souřadnicích  $p$ - $V$  a  $T$ - $S$ . Pomocí nich lze zobrazit oběhy ve tvaru [3]:

- a) indikátorových diagramů – jsou získány jako záznamy průběhů tlaků v pracovním válci, v závislosti na poloze pístu, sejmuté vhodným indikačním zařízením na pracujícím motoru,
- b) ideálních diagramů – jsou složeny z termodynamických změn ideálního plynu v ideálních technických zařízeních,
- c) porovnávacích diagramů – což jsou zjednodušené ideální diagramy.

Hlavní zjednodušující předpoklady pro vyšetřování porovnávacích diagramů jsou tyto [2]:

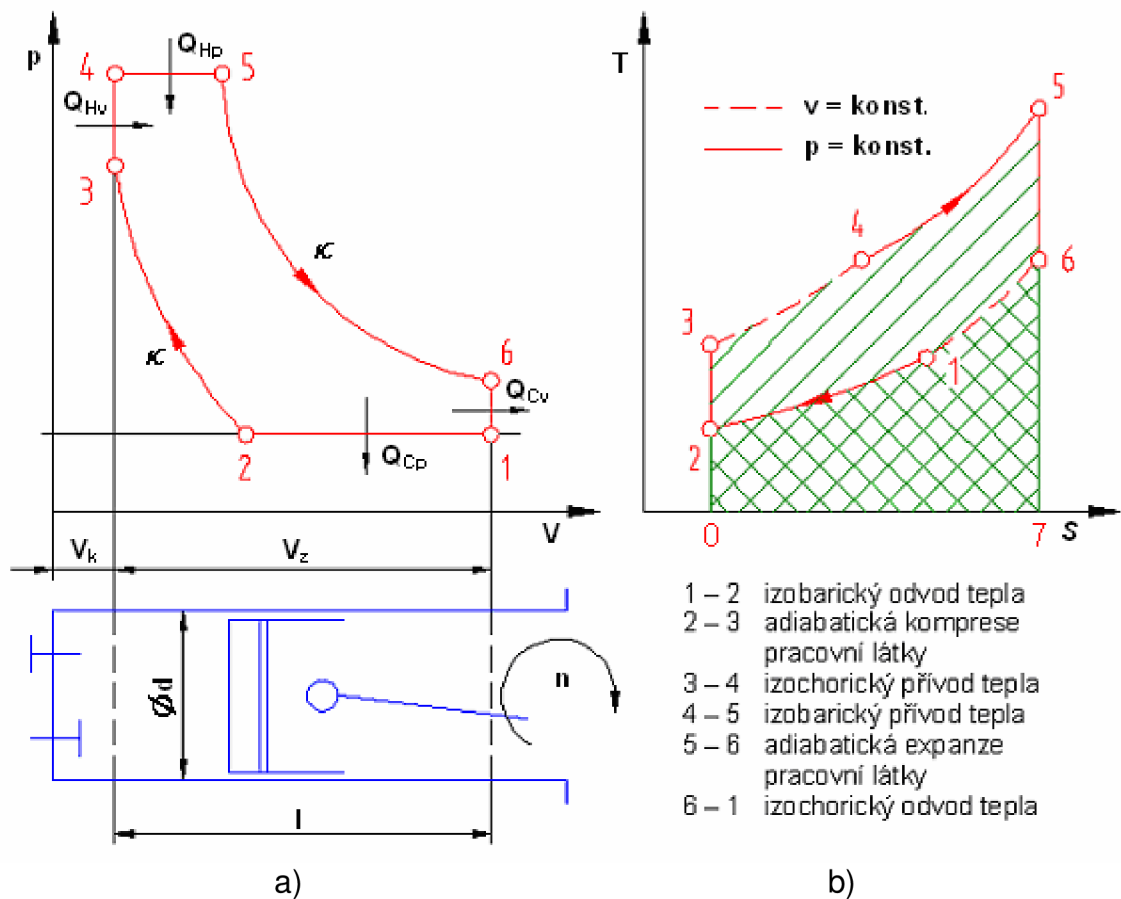
- a) Pracovní oběh je uzavřený, náplň válce se nevyměšuje. Přivádí se jí pouze teplo ze zásobníku o stálé teplotě a nevyužitě se odvádí do jiného chladnějšího.
- b) Přívod i odvod tepla do cyklu probíhá buď při stálém objemu – izochoricky, nebo při stálém tlaku – izobaricky, popřípadě obojím způsobem, a to nejprve izochoricky a pak izobaricky.
- c) Oběh je dokonale vratný.
- d) Pracovní látkou je ideální (dokonale stlačitelný, homogenní, izotropní a neviskózní) dvojatomový plyn nebo vzduch, jehož měrné tepelné kapacity za stálého objemu  $c_v$  a tlaku  $c_p$  jsou konstantní a tedy i jejich poměr  $k$  je konstantní. Pro dvojatomové plyny je Poissonova konstanta  $k = 1,4$ . Tím se ovšem zanedbává změna způsobená chemickou přeměnou náplně válce. Uvažují se tedy pouze fyzikální změny látky v pracovním válci.
- e) Pracovní válec je dokonale těsný, jeho stěny jsou pro teplo zcela indiferentní, nepropouštějí ho, neabsorbují, ani nevydávají a bez tření se v něm pohybuje píst týchž vlastností.

Porovnávací diagram, vyhovující uvedeným předpokladům, který lze snadno převést na všechny pracovní oběhy dnešních pístových spalovacích motorů a odvodit pro ně i platné vztahy, je nakreslen na obr. 2-1, a to jak v souřadnicích  $p$ - $V$ , tak i  $T$ - $S$  [2].



## 2. POROVNÁVACÍ DIAGRAM OBECNÉHO CYKLU

Obecný cyklus, omezený izochorickým a izobarickým přívodem a odvodem tepla a kompresní a expanzí adiabatou, zobrazený porovnávacím diagramem na obrázku 2-1 popisuje činnost obecného tepelného motoru, jehož hlavní rozměry jsou průměr pracovního válce  $d$ , zdvih pístu  $l$  a počet otáček klikového hřídele  $n$  [3].



Obr. 2-1 Porovnávací diagram obecného cyklu a)  $p$ - $V$  b)  $T$ - $S$  [3]

Celkový pracovní prostor  $V$  se skládá ze zdvihového objemu  $V_z$  a kompresního prostoru  $V_k$ , což je část pracovního prostoru, do které nezasahuje píst [3].

$$V = V_z + V_k \quad (1)$$

Jednotlivé významné body diagramu se popisují pomocí těchto veličin [2]:

$p$ [Pa]	- tlak		
$T$ [K]	- termodynamická teplota,	resp. $t$ [°C]	- teplota
$V$ [m <sup>3</sup> ]	- objem,	resp. $v$ [m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]	- měrný objem
$S$ [J.K <sup>-1</sup> ]	- entropie,	resp. $s$ [J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	- měrná entropie

Jejich indexy jsou shodné s odpovídajícím významným bodem. Poměry objemů a tlaků jsou pak označeny a pojmenovány takto [3]:

a) stupeň komprese:

$$\varepsilon = \frac{V}{V_k} = \frac{V_z + V_k}{V_k} = \frac{T_1}{T_2} \cdot \left( \frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (2)$$

b) stupeň izochorického zvýšení tlaku:

$$\psi = \frac{p_4}{p_3} = \frac{T_4}{T_3} \quad (3)$$

c) stupeň izobarického zvětšení objemu:

$$\varphi = \frac{V_5}{V_4} = \frac{T_5}{T_4} \quad (4)$$

Teplu se pracovní látce dodává i z ní odvádí částečně izochoricky, zbytek izobaricky. Dodané resp. odevzdané teplo při stálém objemu a tlaku se spočítají podle následujících obecných vztahů:

$$Q_v = m \cdot c_v \cdot (T_x - T_y), \quad (5)$$

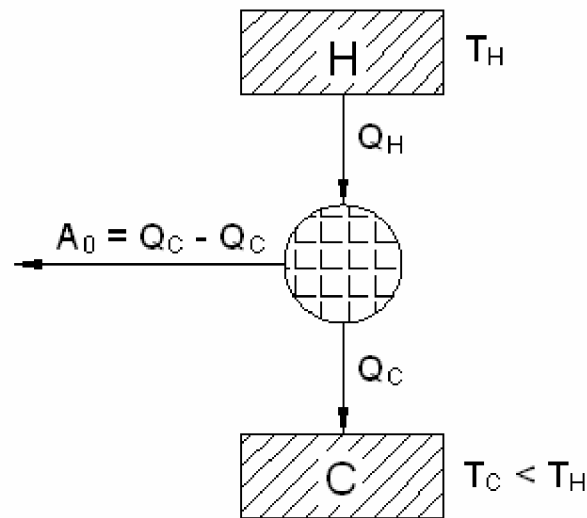
$$Q_p = m \cdot c_p \cdot (T_x' - T_y'), \quad (6)$$

kde  $T_x$ ,  $T_x'$ ,  $T_y$  a  $T_y'$  jsou teploty na začátku resp. na konci přívodu nebo odvodu tepla [2].

## 2.1 Tepelná účinnost pracovních oběhů

Každý cyklicky pracující tepelný stroj pracuje podle schématu znázorněného na obrázku 2-2. Přijímá teplo  $Q_H$  z horkého zásobníku H o teplotě  $T_H$ , odevzdává teplo  $Q_C < Q_H$  chladnému zásobníku C o teplotě  $T_C < T_H$  a vykonává práci  $A_0 = Q_H - Q_C$ . Podle II. Zákona termodynamiky totiž není

možné sestrojít cyklicky pracující tepelný stroj, který by pouze přijímal teplo od horkého zásobníku a konal jemu ekvivalentní práci  $A_0 = Q_H$  [1].



Obr. 2-2 Schéma činnosti cyklicky pracujícího tepelného stroje [1]

Tepelná (termická) účinnost  $\eta_t$  je jedním z hlavních ukazatelů při hodnocení pracovního oběhu tepelného motoru. Je obecně dána poměrem práce vykonané pracovní látkou během jednoho cyklu  $A_0$ , jejímž obrazem je plocha  $p$ - $V$  diagramu, ku množství tepla dodaného do oběhu  $Q_H$  (7) [2].

$$\eta_t = \frac{A_0}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} \quad (7)$$

Teplo se pracovní látce dodává i z ní odvádí částečně izochoricky, zbytek izobaricky. Rozdělíme-li tedy teplo dodané  $Q_H$  i odevzdané  $Q_C$  na část probíhající za stálého objemu resp. tlaku dostaneme vztah pro termickou účinnost ve tvaru:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_{Cv} + Q_{Cp}|}{Q_{Hv} + Q_{Hp}} \quad (8)$$

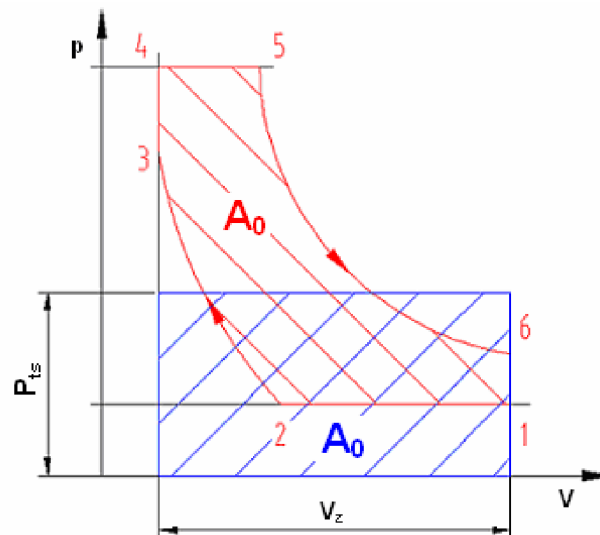
V entropickém diagramu  $T$ - $S$  je množství tepla přivedeného nebo odvedeného z cyklu dáno plochou ležící pod čarou příslušné změny. Tepelná účinnost cyklu je proto určena poměrem obsahu plochy uzavřené diagramem k ploše odpovídající množství tepla pod izochorou 3 - 4 a izobarou 4 - 5 (viz obr. 2-1 b), tedy [2]:

$$\eta_t = \frac{1-2-3-4-5-6-1}{0-3-4-5-7-0}.$$

Entropický diagram pracovního oběhu umožňuje proto nejen názorné posouzení termické účinnosti, ale dává také přímý přehled o průběhu teplot v cyklu [2].

## 2.2 Střední teoretický tlak pracovních oběhů

Kromě tepelné účinnosti je důležitým parametrem pro posouzení porovnávacích oběhů také jejich střední teoretický tlak. Ten je definován jako výška obdélníka stejné délky a plochy jakou má plocha diagramu (obr. 2-3) [2].



Obr. 2-3 Střední teoretický tlak pracovního oběhu [2]

Na tomto tlaku závisí teoretický výkon motoru a vysoká termická účinnost oběhu by prakticky neměla žádný význam, kdyby plocha příslušného tlakového diagramu, a tedy i jeho střední teoretický tlak byly malé. Jako příklad lze uvést Dieselův oběh (obr. 4-1 b), který má nejvyšší termickou účinnost při stupni zvětšení objemu  $\varphi=1$ , kdy expanzní čára splyne s kompresní a plocha diagramu a tedy i výkon jsou nulové. Proto je účelné zvyšovat střední teoretický tlak diagramu i za cenu přijatelného zhoršení tepelné účinnosti [2].

Hodnota středního teoretického tlaku diagramu  $p_{ts}$  je obecně dána poměrem [2]:

$$p_{ts} = \frac{A_0}{V_z}. \quad (9)$$

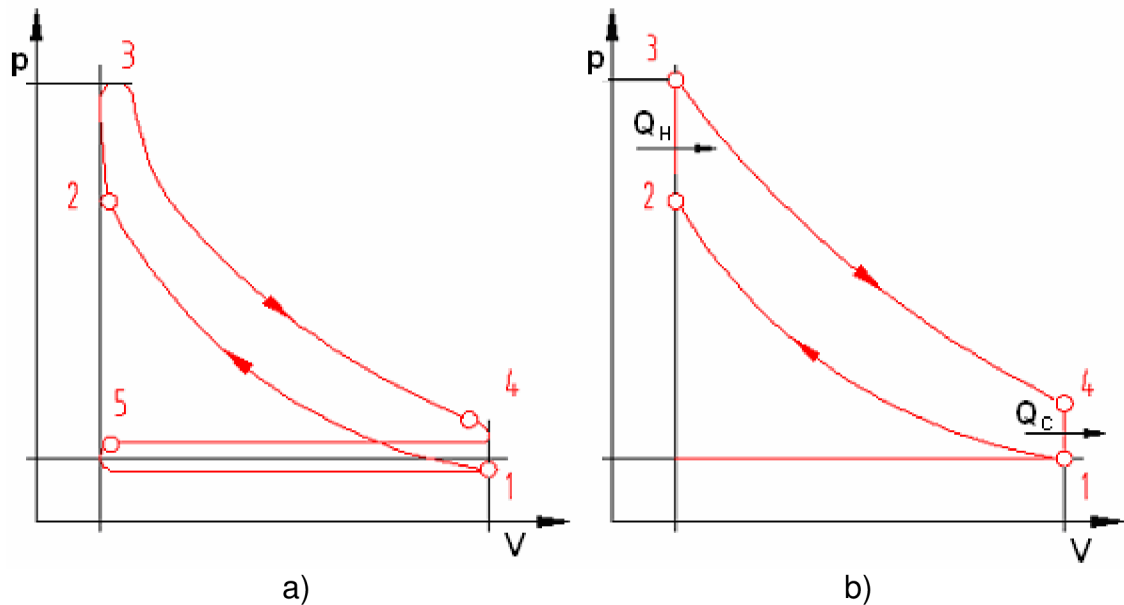
S využitím tohoto tlaku pak lze stanovit teoretický výkon motoru, který se pro čtyřdobé motory spočítá podle následujícího vztahu:

$$P_t = \frac{A_0 \cdot n}{2} = \frac{p_{ts} \cdot V_z \cdot n}{2}, \quad (10)$$

kde  $n$  jsou otáčky motoru za sekundu.

### 3. DIAGRAM ZÁŽEHOVÉHO (OTTOVA) MOTORU

Tento diagram vznikne z obecného diagramu, uvedeného na obr. 2-1, splynutím bodu 5 s bodem 4 a bodu 1 s bodem 2, což znamená, že se teplo přivádí a odvádí pouze při stálém objemu. Indikátorový a porovnávací diagram zážehového motoru jsou na obr. 3-1 [2].



3-1 Indikátorový a porovnávací diagram zážehového motoru [3]

Podle tohoto diagramu pracují čtyřdobé spalovací motory, které používají jako palivo benzín. Cyklus se skládá ze čtyř fází: sání, komprese, expanze a výfuk, které lze za pomoci obrázku 3-1 a) popsat následovně [3, 6]:

1. **sání** - Píst se pohybuje z levé krajní polohy do pravé krajní polohy. Přeš otevřený sací ventil proudí do pracovního prostoru směs vzduchu a benzínové mlhoviny. Sání končí v bodě 1.
2. **komprese** - Při pohybu vlevo začíná komprese. Oba ventily jsou uzavřené. Nasátá směs zmenšuje svůj objem, zvětšuje tlak a teplotu. V bodě 2 je pracovní látka zapálena elektrickou jiskrou. Dochází k výbuchu zapálené směsi a tlak prudce stoupá až k hodnotě dané bodem 3.
3. **expanze** - Oba ventily jsou stále uzavřené. Směs paliva a vzduchu zapálená elektrickou jiskrou shoří a následuje expanze vzniklých zplodin. Ty při pohybu pístu směrem vpravo konají práci.
4. **výfuk** - V bodě 4 se otevře výfukový ventil. Píst se pohybuje směrem doleva a spaliny z pracovního prostoru válce jsou vytlačovány do výfukového potrubí. V bodě 5 je výfuk dokončen a cyklus začíná znovu.

Porovnávací diagram nakreslený na obrázku 3-1 b) je oproti indikátorovému značně zjednodušen. Skutečný pracovní cyklus je zde nahrazen čtyřmi vratnými termodynamickými změnami [3]:

- 1 – 2 adiabatická komprese,
- 2 – 3 izochorický přívod tepla hořením směsi,
- 3 – 4 adiabatická expanze zplodin hoření,
- 4 – 1 izochorický odvod tepla výfukem zplodin.

Pomocí rovnice adiabatické změny (11) a rovnice stavu (12) lze vyjádřit stavové parametry jednotlivých významných bodů diagramu v závislosti na počátečním stavu takto [2]:

$$\text{rovnice adiabatické změny:} \quad p_1 \cdot V_1^\kappa = p_2 \cdot V_2^\kappa \quad (11)$$

$$\text{stavová rovnice:} \quad p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (12)$$

$$\text{bod 1:} \quad p_1, V_1, T_1$$

$$\text{bod 2:} \quad p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (13)$$

$$\text{bod 3:} \quad p_3 = p_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_3 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_3 = T_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (14)$$

$$\text{bod 4:} \quad p_4 = p_1 \cdot \psi \quad V_4 = V_1 \quad T_4 = T_1 \cdot \psi \quad (15)$$

Termická účinnost je obecně dána vztahem (8), který po dosazení za přivedené a odvedené teplo z rovnice (5) dostane tvar [3]:

$$\eta_{tz} = 1 - \frac{|Q_{Cv}|}{Q_{Hv}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (16)$$

Dosadíme-li do tohoto vztahu za teploty  $T_2 - T_4$  z rovnic (13) – (15), získáme po vykrácení výsledný výraz pro výpočet tepelné účinnosti zážehového motoru  $\eta_{tz}$  ve tvaru [3]:

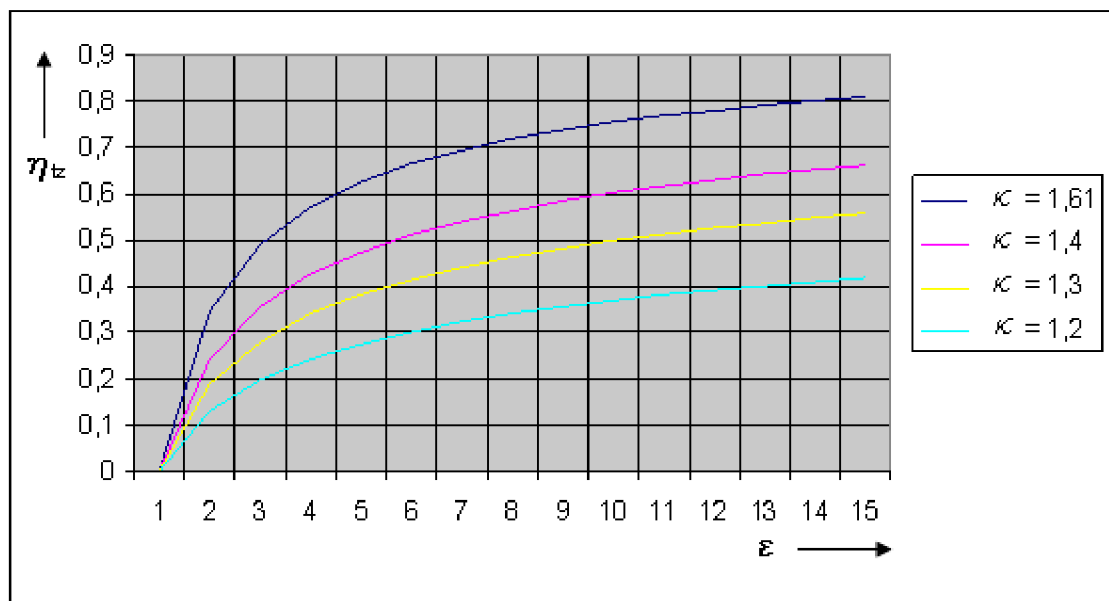
$$\eta_{tz} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (17)$$

Tento vztah je význačný v prvé řadě tím, že z něj během krácení vypadl stupeň izochorického zvýšení tlaku  $y$ . Budeme-li dodávat více tepla do oběhu, plocha  $p$ - $V$  diagramu poroste, jelikož vzdálenost mezi body 2 a 3 se bude zvětšovat. Zároveň tedy poroste i  $y$ . Termická účinnost zážehových motorů však není závislá na stupni izochorického zvýšení tlaku, a proto ani na velikosti plochy tlakového diagramu. Je tedy teoreticky nezávislá na zatížení motoru [2].

Jak je z rovnice (17) patrné,  $h_{tz}$  závisí pouze na Poissonově konstantě  $k$  a stupni komprese  $e$ , a to tak, že roste se zvětšováním obou. Hodnoty teoretické tepelné účinnosti, pro různé  $e$  a  $k$  jsou uvedeny v tabulce 3-1 a graficky znázorněny na obr. 3-2 [2].

Tab. 3-1 Tepelná účinnost  $h_{tz}$  v závislosti na  $e$  a  $k$

$k$	$e$	2	4	6	8	10	12	14
1,2	$h_{tz}$	0,13	0,24	0,30	0,34	0,37	0,39	0,41
1,3		0,19	0,34	0,42	0,46	0,50	0,53	0,55
1,4		0,24	0,43	0,51	0,56	0,60	0,63	0,65
1,61		0,35	0,57	0,67	0,72	0,75	0,78	0,80

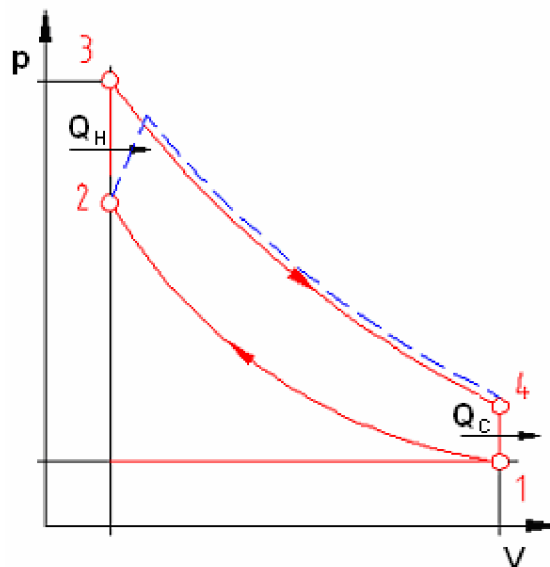


Obr. 3-2 Tepelná účinnost  $h_{tz}$  v závislosti na  $e$  a  $k$

Hodnota poměru měrných tepelných kapacit pracovní látky závisí na počtu atomů v molekule a u porovnávacích oběhů je podle zjednodušujících předpokladů, vyslovených v první kapitole, stálá. Pro dvouatomové plyny a jejich směsi a tedy i vzduch je  $k = 1,4$ . V náplni pracovního válce reálného motoru ovlivňuje výslednou hodnotu  $k$  především právě vzduch, kterého je



zde vždy více než paliva. Čím je větší součinitel přebytku vzduchu  $a$ , tím větší má být tepelná účinnost. Takto chudá směs má však malou výhřevnost a ve skutečnosti hoří volněji. Tím se snižují nejvyšší teploty ve spalovacím prostoru a v důsledku toho se zkresluje tvar  $p$ - $V$  diagramu, jak je čárkovane naznačeno na obr. 3-3, což je nežádoucí. Směs má nejvyšší výhřevnost přesně v opačném případě, tedy je-li válec naplněn směsí paliva s teoreticky minimálním množstvím vzduchu potřebným k jeho spálení ( $a = 1$ ). Úplné promísení paliva a vzduchu je však v tomto případě prakticky nemožné, a proto je zapotřebí pro dokonalé spalování dodávat vzduch s určitým přebytkem [2, 3].



Obr. 3-3 Hoření chudé směsi [2]

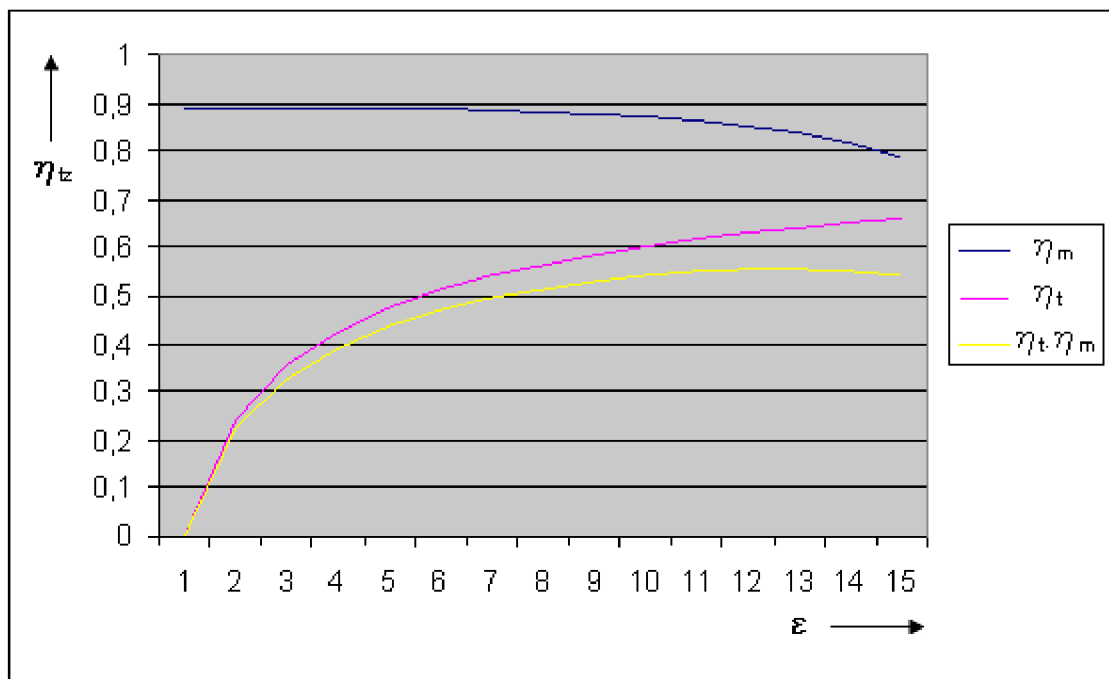
Druhá veličina, ovlivňující podle rovnice (17) tepelnou účinnost zážehového motoru, je stupeň komprese  $e$ . Hranice jeho zvýšení je však omezena dvěma podmínkami. První podmínka vyžaduje, aby teplota v okamžiku umělého zážehu nikdy nepřestoupila teplotu samovznícení směsi a nepříznivě neovlivnila průběh spalování. Tato hranice je určena v první řadě vlastnostmi paliva a zápalnou teplotou jeho směsi se vzduchem, která u chudších směsí bývá vyšší. Také z tohoto důvodu je účelný přiměřený přebytek vzduchu [2].

Odolnost paliva proti samozápalu při kompresi ve válci spalovacího motoru vyjadřuje oktanové číslo. Je to jedna ze základních charakteristik paliv do spalovacích motorů a je součástí označení paliva. Oktanové číslo vyjadřuje procentuální obsah izo-oktanu ve směsi izo-oktanu s  $n$ -heptanem, která je proti samozápalu stejně odolná jako zkoumané palivo (čistý  $n$ -heptan má definicí určeno oktanové číslo 0, čistý izo-oktan má určeno oktanové číslo 100). Oktanové číslo však může mít i hodnotu vyšší než 100, což vyjadřuje fakt, že dané palivo je ještě odolnější proti samozápalu než čistý izo-oktan. Čistý benzín má velmi nízké oktanové číslo. Proto se do něj přidávají přísady, které jej zvyšují. V minulosti byly nejužívanější sloučeniny olova, které je

ovšem toxické. Dnes jsou proto příměsi na bázi olova zakázány a jako antideťonátory se používají např. sloučeniny manganu, nebo halogenidy přechodných kovů. Díky těmto příměsím má dnes automobilový benzín oktanové číslo obvykle nejméně 95, což znamená, že palivo je stejně odolné proti samozápalu jako směs, skládající se z 95 % oktanu a 5 % heptanu [10].

Druhé závažné omezení přípustného stupně komprese vyplývá ze zvýšených tlaků při kompresním zdvihu, které způsobí také značné zvýšení maximálního tlaku diagramu. Obecně totiž platí, že čím větší  $e$ , tím větší tlaky v kompresním prostoru. Přímá úměra mezi tlaky a stupněm komprese je patrná ze vztahů (13) a (14). Podle nejvyššího spalovacího tlaku je pak nutno dimenzovat stěny spalovacího prostoru a rozměry klikového mechanismu. Proto závisí na stupni komprese také mechanická účinnost motoru a její zhoršení může převážit i dosažitelný zisk [2].

Tepelná účinnost stoupá v závislosti na  $e$  podle parabolické křivky nejdříve rychle, potom čím dál tím volněji, jak je vidět z grafu na obr. 3-4. Mechanická účinnost  $\eta_m$  klesá naopak na počátku volně, později rychleji a výsledek jejich vzájemného působení je zřejmý z téhož diagramu, v němž maximum násobku  $\eta_{tz} \cdot \eta_m$  je asi při  $e=12-13$ . Protože je průběh výsledné účinnosti v oblasti jejího maxima velmi plochý, je účelné zůstat pod touto hranicí, a to zhruba v rozmezí  $e=6-11$  [2].



Obr. 3-4 Závislost tepelné a mechanické účinnosti na stupni komprese [2]

Maximální tlaky pracovního oběhu bývají proto v zážehových motorech podle jejich velikosti, rychloběžnosti a konstrukčního provedení asi v rozmezí 8-12 MPa. Jako zásadní směrnici je možno uvést to, že čím větší a

volnoběžnější je motor, tím jsou přípustné tlaky nižší. Kromě uvedených směrnic volby stupně komprese je možno jmenovat ještě další důvody vedoucí někdy k jeho zvýšení. Vyšší  $\epsilon$  a tedy i kompresní tlak zlepšuje zápalnost směsi, což je důležité hlavně u chudých směsí. Zmenšuje se množství spalin, a proto se jimi méně znečišťuje a ohřívá nová náplň. Důležitým činitelem je také to, že v menším kompresním prostoru se snáze ovládá průběh spalování, protože se zkracuje dráha hoření směsi [2].

V tabulce 3-2 jsou uvedeny charakteristické parametry nepřepřehovaných zážehových motorů používaných v automobilech modelové řady 2003. Dnešek se od těchto údajů příliš neliší. Pro srovnání jsou zde také hodnoty z let 1966 a 1994, které ukazují, jak se parametry během vývoje měnily [4].

Tab. 3-2 Charakteristické parametry zážehových motorů [4]

rok	Kompresní poměr [-]		Jmenovitá otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]		Střední efektivní tlak [MPa]		Objemový výkon [ $\text{kW}\cdot\text{dm}^{-3}$ ]	
	min	max	min	max	min	max	min	max
1966	6,6	9	3400	5700	0,65	1,1	15	37
1994	7,5	10,5	4000	6500	0,65	1,5	25	80
2003	9	12,5	4500	8800	0,8	1,3	31	88

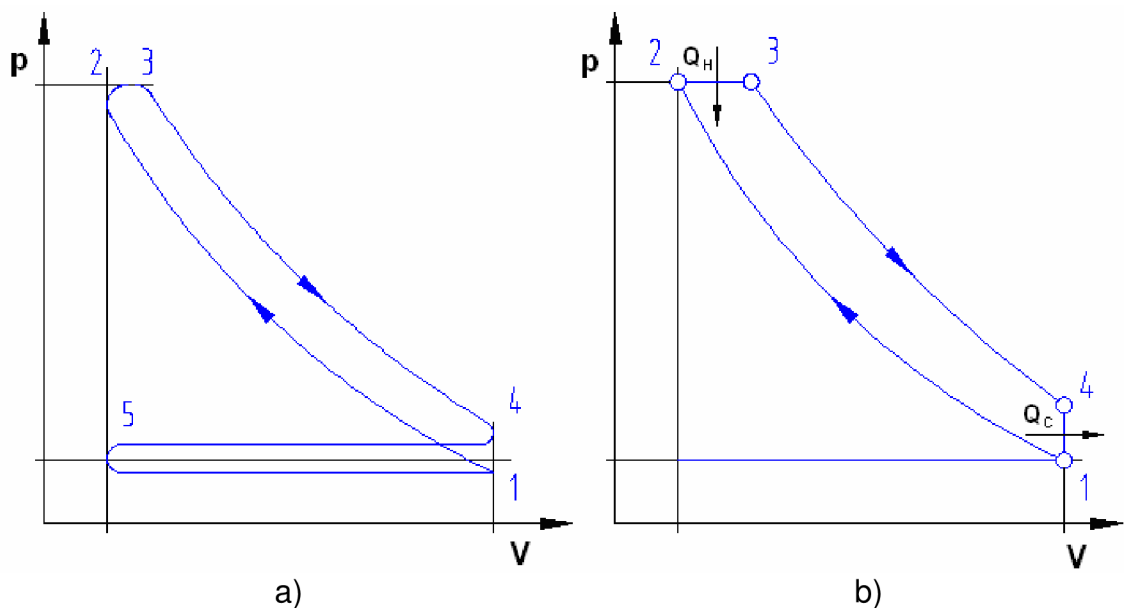
Vztah (17) určuje horní hranici tepelné účinnosti. Skutečná účinnost je však ovlivňována různými ztrátami, a proto je vždy podstatně nižší. Podle velikosti, dokonalosti provedení a použitého paliva je skutečná účinnost zážehových motorů asi 20-33% [1].

#### 4. DIAGRAM ROVNOTLAKÉHO (DIESELOVA) MOTORU

Jak již bylo řečeno v úvodu, použil Diesel pro dopravu paliva do spalovacího prostoru stlačeného vzduchu, a proto pracoval jeho motor podle rovnotlakého oběhu. Tento způsob se však již neužívá. Motory dnes označované jako „dieselové“ používají k tomuto účelu převážně vstřikovací čerpadla a cyklus, podle kterého pracují, se nazývá smíšený nebo také Sabatův. Proto se o rovnotlakém diagramu zmíníme pouze velice stručně. O dnes používaných „dieselových“ motorech, se smíšeným přívodem tepla, je pak detailně pojednáno v další kapitole [3].

Cyklus rovnotlakého motoru je charakterizován tím, že do pracovního prostoru je nasáván pouze atmosférický vzduch. Ten se při kompresi stlačuje a jeho teplota prudce stoupá. Ve vhodném okamžiku se vstříkne rozprášená nafta, která se vlivem vysoké teploty v pracovním válci vznítí a hoří téměř při konstantním tlaku. Kompresní poměr u Dieselova tepelného oběhu je proto vysoký (12-18), aby výsledná teplota po kompresi byla vyšší než teplota vznícení paliva [3].

Indikátorový a porovnávací diagram činnosti Dieselova motoru jsou naznačeny na obrázku 4-1. V podstatě je diagram podobný systému Ottova motoru až na rozdíl ve způsobu přívodu tepla .



Obr. 4-1 Indikátorový a porovnávací diagram Dieselova oběhu [3]

Tepelná účinnost rovnotlakého oběhu je dána vztahem [3]:

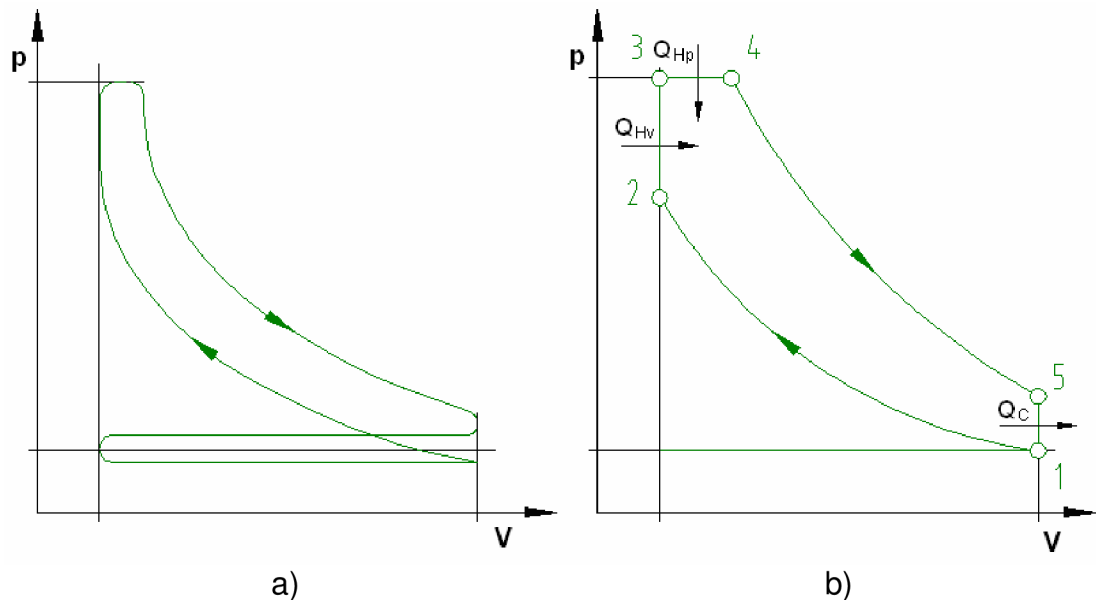
$$\eta_{td} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{m \cdot c_v (T_4 - T_1)}{m \cdot c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varphi^\kappa - 1}{\kappa \cdot (\varphi - 1)} \quad (18)$$

Z rovnice (18) je vidět, že  $\eta_{td}$  nezávisí již pouze na  $\varepsilon$  a  $\kappa$  jako u zážehového motoru, ale též na hodnotě izobarického zvětšení objemu  $\varphi$ , a to tak, že s jeho zvyšováním klesá. Protože  $\varphi > 1$ , je druhý zlomek větší než jedna a tudíž při stejném kompresním poměru  $\varepsilon$  je účinnost Ottova motoru vyšší [2, 3].

Skutečná účinnost těchto motorů se pak při dobrém provedení a normálním zatížení pohybuje v rozmezí 32-35% [2].

## 5. DIAGRAM VZNĚTOVÉHO (SABATOVA) MOTORU

Tento diagram vznikne z obecného diagramu, uvedeného na obr. 2-1, splynutím bodu 1 s bodem 2, což znamená, že se teplo přivádí jak při stálém objemu, tak i při stálém tlaku a odvádí pouze izochoricky. Indikátorový a porovnávací diagram vznětového motoru jsou na obr. 5-1 [2].



Obr. 5-1 Indikátorový a porovnávací diagram Sabatova oběhu [3]

Podle tohoto diagramu pracují dnešní čtyřdobé spalovací motory, které používají jako palivo naftu. Cyklus se stejně jako u zážehových motorů skládá ze čtyř fází: sání, komprese, expanze a výfuk. Jediným rozdílem je, že se u vznětových motorů nasává pouze čistý vzduch a těsně před horní úvratí se do válce vstříkne palivo, které se ve směsi se vzduchem, vlivem vysoké teploty v pracovním válci ( $700-900^{\circ}\text{C}$ ), samo vznítí [3].

Porovnávací diagram nakreslený na obrázku 5-1 b) je složen z následujících vratných termodynamických změn:

- 1 – 2 adiabatická komprese,
- 2 – 3 izochorický přívod tepla hořením směsi,
- 3 – 4 izobarický přívod tepla hořením směsi,
- 4 – 5 adiabatická expanze zplodin hoření,
- 5 – 1 izochorický odvod tepla výfukem zplodin.

K odvození vztahu pro výpočet tepelné účinnosti vznětových motorů nyní použijeme analogický postup jako u zážehových motorů v kapitole 3. Nejprve si pomocí rovnice adiabatické změny (11) a rovnice stavu (12) vyjádříme stavové parametry jednotlivých významných bodů diagramu v závislosti na počátečním stavu:

$$\text{bod 1: } p_1, V_1, T_1$$

$$\text{bod 2: } p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (19)$$

$$\text{bod 3: } p_3 = p_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_3 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_3 = T_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (20)$$

$$\text{bod 4: } p_4 = p_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_4 = V_1 \cdot \frac{\varphi}{\varepsilon} \quad T_4 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (21)$$

$$\text{bod 5: } p_5 = p_1 \cdot \psi \cdot \varphi^\kappa \quad V_5 = V_1 \quad T_5 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi^\kappa \quad (22)$$

Termická účinnost je obecně dána vztahem (8), který po dosazení za přivedené a odvedené teplo z rovnic (5) a (6) dostane tvar [3]:

$$\eta_{iv} = 1 - \frac{|Q_{Cv}|}{Q_{Hv} + Q_{Hp}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_5 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) + m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3)}. \quad (23)$$

Dosadíme-li nyní do tohoto vztahu za teploty  $T_2 - T_5$  z rovnic (19) – (22) a  $c_p$  zapíšeme jako  $\kappa \cdot c_v$  (Mayerův vztah), získáme po úpravě výsledný výraz pro výpočet tepelné účinnosti vznětového motoru  $\eta_{iv}$  ve tvaru [3]:

$$\eta_{iv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\psi \cdot \varphi^\kappa - 1}{\kappa \cdot \psi \cdot \varphi + \psi \cdot (1 - \kappa) - 1}. \quad (24)$$

První zlomek druhého členu tohoto výrazu je stejný jako u předchozích dvou typů motorů a je určen především vlastnostmi paliva (nafty). Hodnota exponentu  $\kappa$  se obvykle nedá ovlivnit, protože při spalování kapalných paliv se ve válci komprimuje skoro čistý vzduch. Stupeň komprese  $\varepsilon$  pak musí být minimálně takový, aby po stlačení byla teplota vzduchu v pracovním válci vyšší, než je teplota vznícení nafty [2].

Kvalitu motorové nafty z hlediska její vznětové charakteristiky, vyjadřuje cetanové číslo (CČ). To udává množství *n*-hexadekanu (cetanu) v objemových procentech ve směsi s aromatickým uhlovodíkem 1-metylnaftalenem, která má

stejnou vznětovou charakteristiku jako srovnávaný vzorek skutečné pohonné látky (nafty). Cetanové číslo 0 odpovídá motorové naftě, která má stejné charakteristiky jako čistý metyl-naftalen; cetanové číslo 100 pak odpovídá čistému cetanu. Představuje tedy paralelu k oktanovému číslu u automobilových benzínů pro zážehové motory. Čím vyšší cetanové číslo palivo pro vznětové motory má, tím je kvalitnější. Motorová nafta neobsahuje příliš velké množství cetanu; ten je výlučně užíván pouze v porovnávacích směsích. Cetanové číslo se proto podobně jako oktanové číslo u benzínu zvyšuje přidáním speciálních přísad [5].

Teplota vznícení nafty je asi 280-400 °C. Aby se tedy zajistilo její bezpečné vznícení i při spouštění studeného motoru je zapotřebí stupně komprese minimálně 11-12. Volí se však vyšší, a to v rozmezí 15-25. Důvodů ke zvýšení  $\varepsilon$  je několik. Hlavní je, že tepelná účinnost vzrůstá se stoupajícím stupněm komprese, jak je patrné ze vztahu (24). Z dalších je možno uvést, že při vyšších otáčkách motoru, kdy je doba pracovního oběhu kratší, se musí zkrátit i doba vznícení vstřikovaného paliva, čehož se dosáhne zvýšením konečné kompresní teploty, právě v důsledku vyššího  $\varepsilon$ . Takto vysoké hodnoty stupně komprese si můžeme dovolit především proto, že maximální tlaky, které mají negativní vliv na mechanickou účinnost, zde rostou v závislosti na  $\varepsilon$  méně než u zážehových motorů [2].

Vliv druhého zlomku v druhém členu výrazu (24) na termickou účinnost není na první pohled tak jasný. Kromě Poissonovy konstanty se zde ještě vyskytují poměrné hodnoty  $y$  a  $\varphi$ . Ty jsou navzájem vázány, jak vyplývá ze vztahu udávajícího jejich závislost na množství přivedeného tepla  $Q_H$  [2].

$$Q_H = Q_{Hv} + Q_{Hp} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) + m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3) \quad (25)$$

Dosadíme-li do tohoto vztahu za teploty  $T_2 - T_4$  a měrnou tepelnou kapacitu  $c_p$  obdobně jako do rovnice (23), dostaneme po úpravě [2]:

$$Q_H = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} [\psi - 1 + \kappa \cdot \psi \cdot (\varphi - 1)]. \quad (26)$$

Z toho vyplývá závislost mezi  $y$  a  $\varphi$  ve tvaru [2]:

$$\psi \cdot [1 + \kappa \cdot (\varphi - 1)] = \frac{Q_H}{m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}} + 1. \quad (27)$$

Ze vztahu (27) plyne, že  $y$  a  $\varphi$  rostou současně při zvětšujícím se množství dodaného tepla a zmenšují se s rostoucí teplotou  $T_1$  a stupněm komprese  $\varepsilon$ . Současná závislost  $y$  i  $\varphi$  na  $Q_H$  působí, že zvětší-li se např.  $y$ , tj. spotřebuje-li se více vzduchu k izochorickému spálení větší části paliva, zbude méně pro rovnotlakou část a naopak [2].

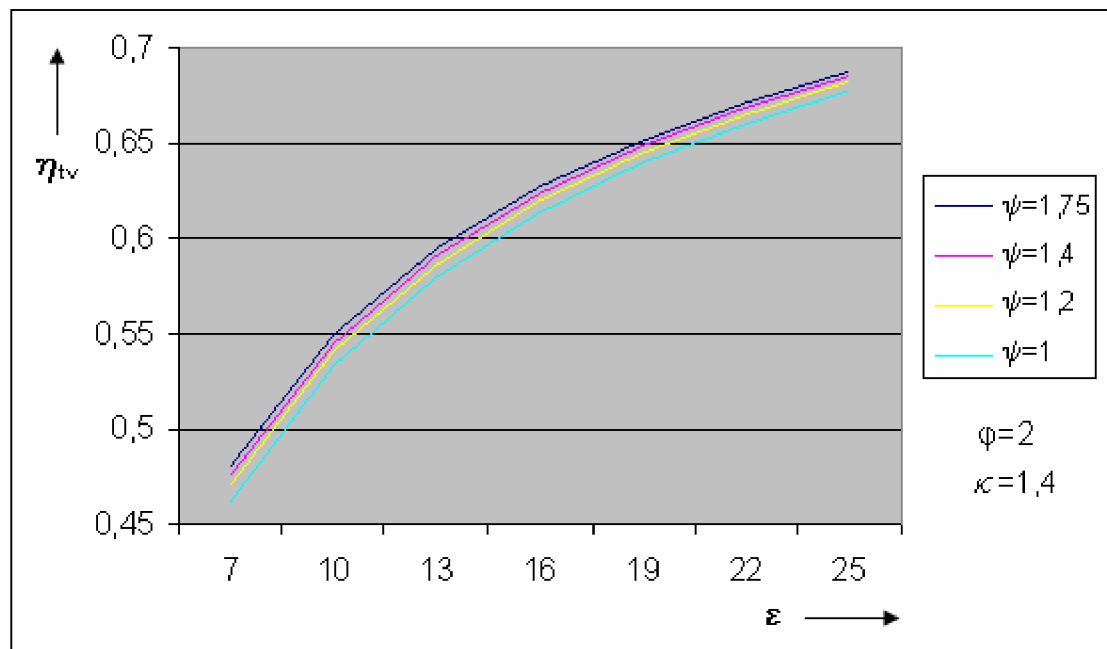
Tabulka 5-1 a graf na obrázku 5-2 ukazují závislost tepelné účinnosti vznětového motoru na stupni komprese pro různé hodnoty stupně



izochorického zvýšení tlaku. Z nich je vidět, že  $\eta_{tv}$  stoupá s rostoucím  $y$  jen velmi málo (v řádu tisícín). Proto není účelné zvětšovat  $y$  ve snaze o zlepšení termické účinnosti, poněvadž poměrně malé její zvýšení by bylo při vyšších tlacích alespoň z části znehodnoceno zhoršenou mechanickou účinností. Maximální tlaky u motorů se smíšeným spalováním jsou vyšší než u motorů zážehových. Bývají v rozmezí 10-16 MPa [2].

Tab. 5-1 Tepelná účinnost  $h_{tv}$  v závislosti na  $\varepsilon$  pro různá  $y$  a při konst.  $\varphi$  a  $\kappa$

$\psi$	$e$	7	10	13	16	19	22	25
1	$h_{tv}$	0,462	0,534	0,580	0,614	0,639	0,660	0,677
1,2		0,471	0,541	0,587	0,620	0,645	0,665	0,682
1,4		0,476	0,545	0,591	0,623	0,648	0,668	0,685
1,75		0,481	0,550	0,595	0,627	0,652	0,672	0,688



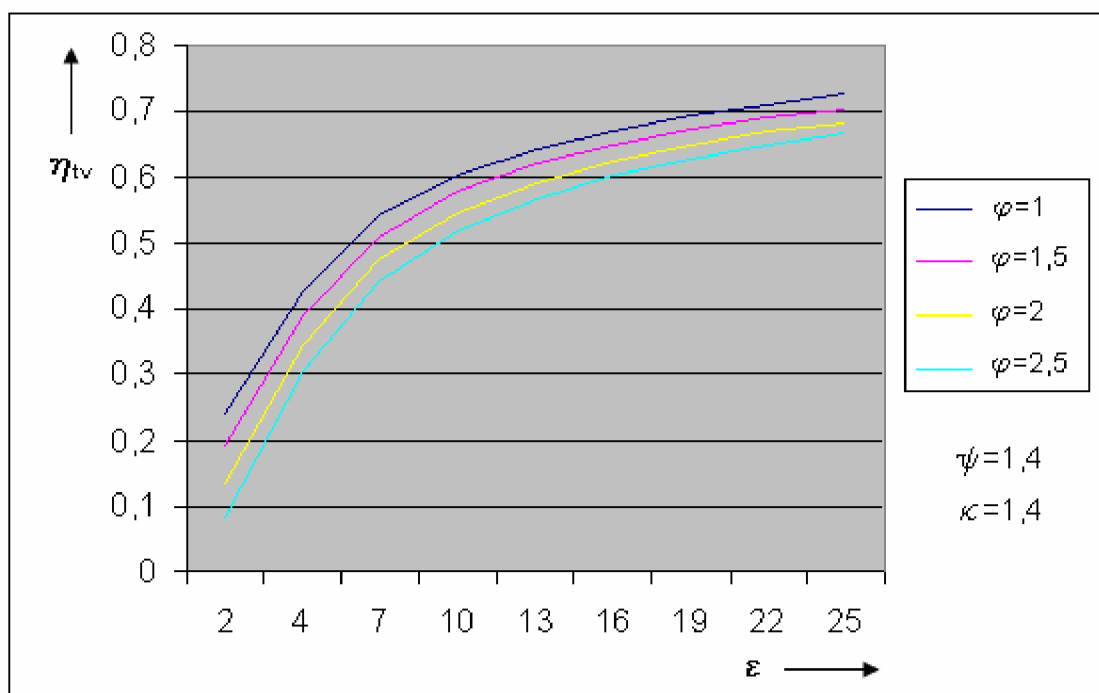
Obr. 5-2 Tepelná účinnost  $\eta_{tv}$  v závislosti na  $\varepsilon$  pro různá  $y$  a při konst.  $\varphi$  a  $\kappa$

Z tabulky 5-2 a grafu na obrázku 5-3 je vidět, že izobarické zvětšení objemu má na termickou účinnost přesně opačný vliv než stupeň zvýšení tlaku. S rostoucím  $\varphi$  se  $\eta_{tv}$  zmenšuje. Zlepšování termické účinnosti při klesajícím stupni izochorického zvětšení objemu je možno objasnit tím, že čím více se  $\varphi$  blíží k jedné, tím více se druhý zlomek výrazu (24) blíží jedné a celý výraz tedy vztahu (17), pro termickou účinnost zážehového motoru, který má pro dané  $\varepsilon$  vždy nejvyšší účinnost. Pro  $\varphi=1$  se pak změní oběh Sabatův na Ottův. To lze vidět i na obrázku 5-1 b), kde by se v takovém případě přibližoval bod 4 k bodu 3, až by s ním nakonec ( $\varphi=1$ ) splynul. Dá se tedy říci, že Ottův oběh je vlastně Sabatův s izobarickým stupněm zvětšení objemu rovným

jedné. Ani zde však není dobré příliš radikálně snižovat stupeň zvětšení objemu, za účelem dosažení lepší tepelné účinnosti, neboť se tím zmenšuje další důležitá veličina, a to střední teoretický tlak diagramu [2, 3].

Tab. 5-2 Tepelná účinnost  $\eta_{tv}$  v závislosti na  $\varepsilon$  pro různá  $\varphi$  a při konst.  $y$  a  $\kappa$

$\varphi$	$e$	2	4	7	10	13	16	19	22	25
1	$h_{tv}$	0,242	0,426	0,541	0,602	0,642	0,670	0,692	0,710	0,724
1,5		0,193	0,388	0,511	0,576	0,618	0,649	0,672	0,691	0,706
2		0,135	0,344	0,476	0,545	0,591	0,623	0,648	0,668	0,685
2,5		0,081	0,304	0,443	0,517	0,565	0,600	0,627	0,648	0,665



Obr. 5-3 Tepelná účinnost  $\eta_{tv}$  v závislosti na  $\varepsilon$  pro různá  $\varphi$  a při konst.  $y$  a  $\kappa$

Z rozboru vztahu (24) je tedy zřejmé, že termická účinnost vznětového motoru vzrůstá se stoupajícím stupněm komprese, s klesajícím stupněm plnění a s rostoucím poměrem maximálního a kompresního tlaku. Sabatův cyklus při hodnotě  $y=1$  se změní v Dieselův a při  $f=1$  v oběh Ottův [3].

V tabulce 5-3 jsou uvedeny charakteristické parametry vznětových motorů s přímým vstřikem používaných v automobilech modelové řady 2003. Dnešek se od těchto údajů příliš neliší. Pro srovnání jsou zde také hodnoty z let 1966 a 1994, které ukazují, jak se parametry během vývoje měnily [4].

Tab. 5-3 Charakteristické parametry vznětových motorů [4]

rok	Kompresní poměr [-]		Jmenovité otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]		Střední efektivní tlak [MPa]		Objemový výkon [ $\text{kW}\cdot\text{dm}^{-3}$ ]	
	min	max	min	max	min	max	min	max
1966	19	21	3800	4200	0,68	0,72	13	19
1994	19	23	3400	5000	0,6	1,1	20	38
2003	16	21	3000	4400	0,75	1,7	25	58

Skutečná účinnost u tohoto typu motoru dosahuje hodnoty až 45% [2].

## 6. VZÁJEMNÉ POROVNÁNÍ PRACOVNÍCH OBĚHŮ

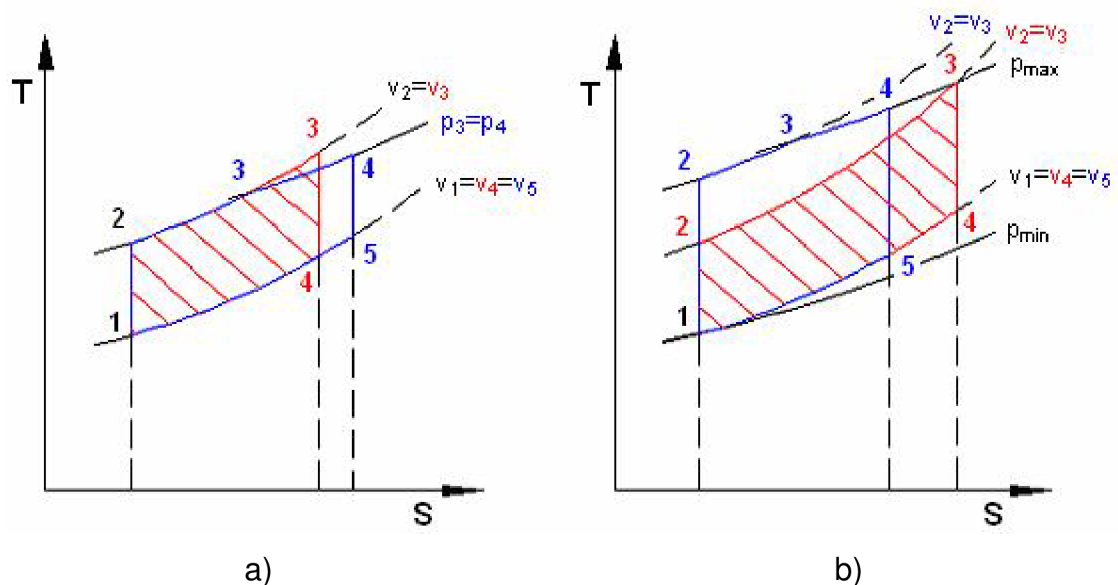
Porovnávací cykly tepelných oběhů slouží nejen k termodynamickému rozboru činnosti konkrétního typu, ale také k porovnávání vlastností různých cyklů za určitých stavových podmínek. Při tomto srovnávání je nejdůležitějším hlediskem vždy výsledná tepelná účinnost [3].

- a) Jsou-li stejná přivedená tepla  $Q_{HO}=Q_{HS}$  a stejné kompresní poměry  $\varepsilon_O=\varepsilon_S$  (obr. 6-1 a), je termická účinnost Ottova oběhu vyšší, poněvadž je odvedené teplo u Sabatova cyklu větší [3].

$$\eta_{tz} = 1 - \frac{|Q_{CO}|}{Q_{HO}} > \eta_{tv} = 1 - \frac{|Q_{CS}|}{Q_{HS}}, \text{ protože } |Q_{CO}| < |Q_{CS}|$$

- b) Jsou-li stejná přivedená tepla  $Q_{HO}=Q_{HS}$  a stejné maximální a minimální tlaky  $p_{maxO}=p_{maxS}$  a  $p_{minO}=p_{minS}$ , má vyšší účinnost cyklus Sabatův. Jak je vidět z obrázku (6-1 b), aby byly splněny podmínky rovnosti přivedených tepel a maximálních tlaků, musí být  $\varepsilon_S > \varepsilon_O$ , což odpovídá skutečným provozním poměrům. Odvedené teplo je pak v tomto případě nižší právě u Sabatova oběhu [3].

$$\eta_{tz} = 1 - \frac{|Q_{CO}|}{Q_{HO}} < \eta_{tv} = 1 - \frac{|Q_{CS}|}{Q_{HS}}, \text{ protože } |Q_{CO}| > |Q_{CS}|$$



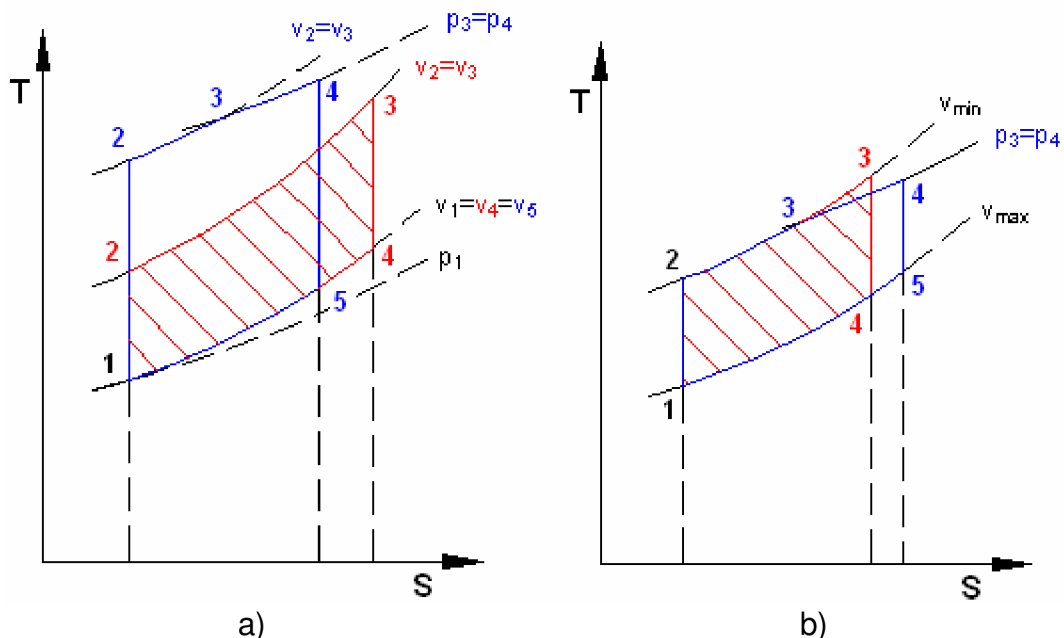
Obr. 6-1 Otto a Sabate při stejných A)  $Q_H$  a  $\varepsilon$ , B)  $Q_H$ ,  $p_{min}$  a  $p_{max}$

- c) Jsou-li stejná přivedená tepla  $Q_{HO}=Q_{HS}$  a stupně komprese odpovídají skutečným hodnotám z technické praxe (obr. 6-2 a), je vyšší účinnost Sabatova cyklu, protože se méně tepla využije, a tudíž více odvede z Ottova oběhu [1].

$$\eta_{tz} = 1 - \frac{|Q_{CO}|}{Q_{HO}} < \eta_{tv} = 1 - \frac{|Q_{CS}|}{Q_{HS}}, \text{ protože } |Q_{CO}| > |Q_{CS}|$$

- d) Jsou-li stejná přivedená tepla  $Q_{HO}=Q_{HS}$  a stejné maximální a minimální objemy  $V_{maxO}=V_{maxS}$  a  $V_{minO}=V_{minS}$  (obr. 6-2 b), musí se rovnat také stupně komprese. Jedná se tedy o obdobný případ, jako v bodě a). Menší odvedené teplo má Ottův oběh, a proto má vyšší účinnost [3].

$$\eta_{tz} = 1 - \frac{|Q_{CO}|}{Q_{HO}} > \eta_{tv} = 1 - \frac{|Q_{CS}|}{Q_{HS}}, \text{ protože } |Q_{CO}| < |Q_{CS}|$$



Obr. 6-2 Otto a Sabate při stejných a)  $Q_H$  a  $\varepsilon_O < \varepsilon_S$ , b)  $Q_H$ ,  $V_{min}$  a  $V_{max}$

Doposud bylo součástí každé podmínky, že se přivedená tepla musejí rovnat. Stačilo tedy pouze porovnat tepla odvedená a ze vztahu (8) se pak dalo snadno určit, který cyklus má vyšší termickou účinnost. Jsou-li však přivedená tepla rozdílná, nelze oběhy uvedeným způsobem porovnat. V tomto případě je nutno nahradit oba cykly podle Carnota, který probíhá mezi středními teplotami vstupní a výstupní pracovní látky (obr. 6-3 a) [3].

Vztah pro výpočet středních teplot odvodíme z II. Zákona termodynamiky pro vratné termodynamické děje [3]:

$$dQ = T \cdot dS \quad (28)$$

Jeho integrací mezi počáteční a koncovou hodnotou entropie dostaneme výraz [3]:

$$Q = \int_{s_1}^{s_2} T \cdot dS = T_s \cdot (S_2 - S_1) \quad (29)$$

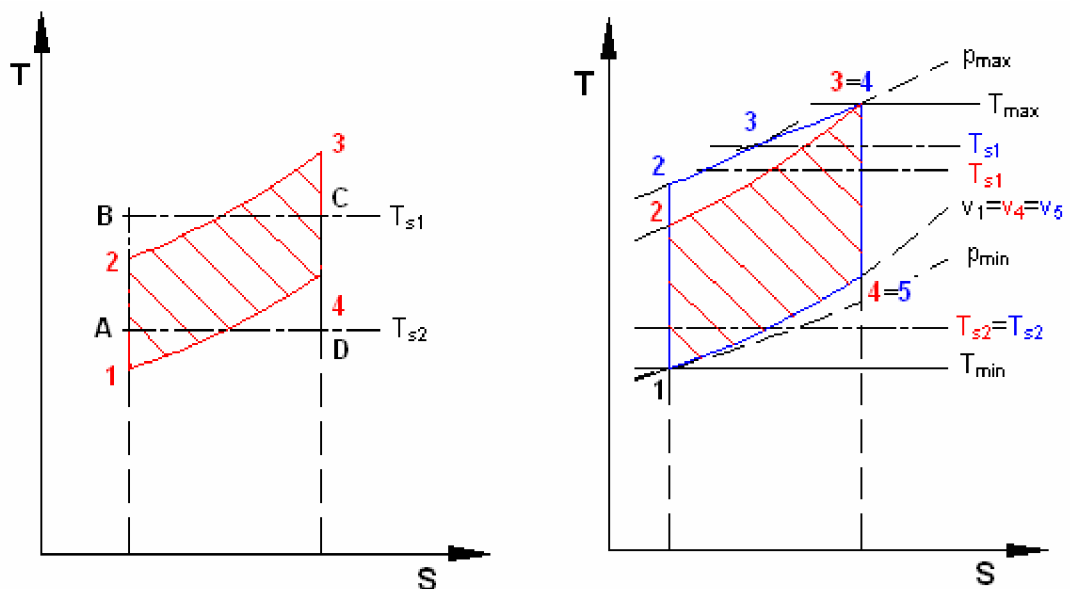
Po úpravě pak obdržíme konečný vztah pro výpočet střední teploty ve tvaru [3]:

$$T_s = \frac{Q}{\Delta S} \quad (30)$$

Podle definice je pak termická účinnost Carnotova cyklu tím vyšší, čím větší je vstupní střední teplota  $T_{s1}$  a čím nižší je výstupní střední teplota  $T_{s2}$  [3].

e) Jsou stejné maximální a minimální teploty  $T_{\max O} = T_{\max S}$  a  $T_{\min O} = T_{\min S}$  a maximální a minimální tlaky  $p_{\max O} = p_{\max S}$  a  $p_{\min O} = p_{\min S}$  (obr. 6-3 b). Za těchto podmínek se střední teploty odváděných tepel rovnají. Střední teplota tepla přivedeného je pak větší u Sabatova cyklu, a proto má vyšší termickou účinnost [3].

$$\eta_{iz} = 1 - \frac{T_{S2O}}{T_{S1O}} < \eta_{iv} = 1 - \frac{T_{S2S}}{T_{S1S}}, \text{ protože } T_{S1S} > T_{S1O}$$



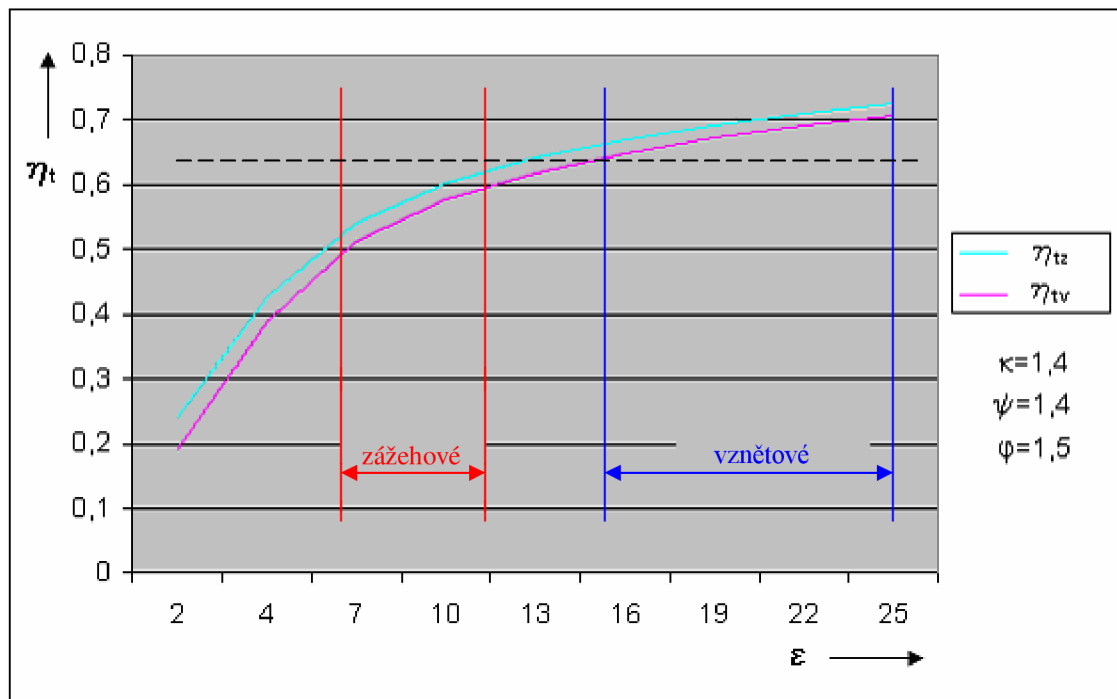
a) Náhrada Ottova cyklu Carnotovým [3]    b) Otto a Sabate při stejných  $T_{\min}$ ,  $T_{\max}$ ,  $p_{\min}$  a  $p_{\max}$

Obr. 6-3

Ze srovnání uvedených dvou cyklů je vidět, že při stejném stupni komprese má Ottův cyklus vždy vyšší termickou účinnost. Ke stejnému závěru lze dojít i porovnáním vztahů (17) a (24), vyjadřujících tepelnou účinnost těchto oběhů [3]:

$$\eta_{tz} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (17) \quad \eta_{tv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\psi \cdot \varphi^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot \psi \cdot \varphi + \psi \cdot (1 - \kappa) - 1} \quad (24).$$

Druhý zlomek výrazu (24) je větší než jedna a snižuje proto hodnotu  $\eta_{tv}$ . Je tedy zřejmé, že společná část obou rovnic, vyjadřující tepelnou účinnost právě Ottova oběhu, je při stejném  $\varepsilon$  i  $\kappa$  teoretickým maximem těchto účinností. Graficky je tato skutečnost znázorněna na obrázku 6-4.



Obr. 6-4 Porovnání tepelné účinnosti zážehového a vznětového motoru

Ve skutečnosti ale pracují vznětové motory s podstatně větším stupněm komprese než motory zážehové, a proto mají vždy vyšší výslednou termickou účinnost (obr. 6-4). Jinými slovy řečeno, dokáží efektivněji měnit přivedené teplo na užitečnou práci a mají tedy nižší spotřebu paliva [2].

Hustota nafty je o 850 g/l, zatímco benzín má hustotu asi 720 g/l, to je zhruba o 15 % méně. Výhřevnost obou paliv v kJ/kg se přitom liší jen velice málo. Když hoří, uvolní nafta teplo 40,9 MJ z jednoho litru, zatímco benzín pouze 34,8 MJ/l, což je také asi o 15% méně [7].

Sečte-li se tedy vliv lepší výhřevnosti jednoho litru nafty a vyšší tepelné účinnosti Sabatova oběhu, je nízká spotřeba jednoznačnou předností vznětových motorů. V naší zemi jim navíc nahrává i nepatrně nižší cena nafty oproti benzínu na trhu pohonných hmot.

Zvyšování termické účinnosti je jednou z cest jak snižovat spotřebu paliva. V dnešní době je velice aktuální problematika snižování CO<sub>2</sub>, jehož produkce je spojena především se spotřebou paliva. Nasazení spalovacích motorů s vyšší termickou účinností tak umožní výrobcům vozidel snadněji plnit závazky spojené se snižováním CO<sub>2</sub>.

Díky nižší spotřebě tedy uvolní naftové motory do ovzduší méně skleníkových plynů (CO<sub>2</sub>). Na druhou stranu ale produkují zdraví škodlivé černé saze, malé pevné částičky (především sloučeniny uhlíku), vznikající v důsledku nedokonalého spalování, ke kterému dochází při startu a především při vysokých otáčkách (provozní otáčky naftových motorů jsou v rozmezí 800-4500 za minutu). Velikost přivedeného tepla do oběhu se reguluje množstvím vstříkovaného paliva (tzv. kvalitativní regulace). To má ale ve válci jen velmi málo času, aby se po vstříknutí dostatečně promísilo se vzduchem. Při vysokých otáčkách, kdy se jej dodává nejvíce, tak není snadné, aby všechno palivo dostatečně rychle našlo dost kyslíku k úplnému spálení. Dochází tedy k nedokonalému spalování a produkci škodlivin. Zpřísňující se emisní limity proto nutí konstruktéry, vymýšlet stále složitější zařízení k eliminaci těchto škodlivin, což vede ke zvýšení cen naftových motorů [2, 7].

Vyšší kompresní poměry, se kterými vznětové motory pracují, mají za následek i vyšší tlaky. Po vznícení paliva dochází k rapidnímu nárůstu tlaků až na hodnotu 10-16 MPa. To je doprovázeno zvukovým efektem (tzv. tvrdý chod), který se stal charakteristický právě pro tyto motory. Starší stroje na naftový pohon byly svou velkou hlučností pověstné. Moderní osobní automobily však mají již velice tichý chod, srovnatelný s benzínovými auty. Podle maximálních tlaků je pak nutné dostatečně dimenzovat důležité části motoru. „Dieselové“ motory jsou proto robustnější a těžší, což opět zvyšuje jejich cenu [7].

Zážehové motory jsou naopak nuceny pracovat pouze s malým stupněm komprese. Nedosahují proto tak vysokých maximálních tlaků (8-12 MPa) a jsou tudíž menší a lehčí. Navíc jsou konstrukčně jednodušší, než motory vznětové. Všechny uvedené skutečnosti mají velmi pozitivní vliv na konečnou cenu. Benzínové motory jsou pak často i o několik desítek tisíc levnější než naftové [2].

Pro benzínové motory je charakteristická takzvaná kvantitativní regulace. To znamená, že palivo se smíchá ve správném poměru se vzduchem ještě před vstupem do pracovního prostoru a do válce se nasává již hotová, dobře promíchaná, směs. Množství tepla přivedené do cyklu se pak reguluje množstvím nasávané směsi. Oproti naftovým motorům je tedy směs připravena k zažehnutí prakticky okamžitě po vstupu do válce. To, v kombinaci se zapalováním pomocí svíčky, zajistí téměř dokonalé spálení celé směsi i při vysokých otáčkách. Maximální provozní otáčky zážehových motorů jsou proto vyšší než u vznětových. Mohou dosahovat hodnot až 6500 za minutu [7].



Z dalších výhod, které však již přímo nesouvisí s termodynamikou, je možno uvést následující. Auta s benzínovým motorem dosahují zpravidla vyšší rychlosti, obvykle mají lepší akceleraci a většinou nižší náklady na pojištění a servisní prohlídky. Naftové motory mají zase vyšší točivý moment, a tím i záběr motoru v nižších otáčkách, větší účinnost brždění motorem a obvykle lepší prodejnost ojetého vozu [11].

## ZÁVĚR

V průběhu vývoje automobilů se jasně vyčlenily dvě základní technologie pohonných jednotek: spalování zážehem svíčky (benzínové motory) a samovznícení kompresí (naftové motory). Srovnání v předchozí kapitole ukázalo, že každá z nich má své výhody i nevýhody. Vznětové motory, jejichž vývoj zaznamenal zejména v posledních dvou desetiletích značný pokrok, byly zbaveny dříve dost kritizovaných nectností (větší kouřivosti, horší dynamiky a nepříjemné hlučnosti) a prakticky ve všech parametrech se dnes mohou plně srovnávat s motory, jejichž palivem je benzin. Jejich velkou předností je navíc až o 40% nižší potřeba paliva. Na druhou stranu jsou však výrobně náročnější, a tím i dražší. Rozdíl v pořizovací ceně stejně výkonného typu s benzinovým a naftovým motorem je u vozů střední třídy někdy i více než 100 000 Kč [11, 14].

Je tedy lepší „diesel“ nebo benzín? Tato otázka trápí řadu lidí, kteří se rozhodují pro pořízení automobilu, stejně jako konstruktéry. Jednoznačná odpověď se ale v současné době vyslovit nedá. A co takhle obojí? Letitý sen konstruktérů a vývojářů dostal konkrétní obrysy, když Mercedes představil prototyp skutečné technické novinky: motor, kombinující zážehový a vznětový cyklus (obr. 7) [14].



Obr. 7 Diesotto [14]

Na řešení, jak tyto dvě nejpoužívanější technologie dát dohromady, pracují už řadu let technici firmy Ricardo a nyní přineslo jejich úsilí ovoce. Ve spolupráci s automobilkou Mercedes-Benz vytvořili motor, který tyto zdánlivě nespolupracující spalovací procesy kombinuje v jediné pohonné jednotce. Agregát nazvaný DiesOtto (odvozenina ze slov Diesel a Otto) bude používat běžný bezolovnatý benzín, ale zásadní inovace spočívá v různých pracovních režimech pohonné jednotky - největší novinkou motoru DiesOtto je režim zapalování řízeným samozážehem při nízkých zatíženích, tj. zejména v

nízkých a středních otáčkách. Tento princip sice není úplnou novinkou, podobné pokusy se objevily už dříve, ale poprvé by měl fungovat se standardním palivem - benzínem. Na rozdíl od několika předchozích pokusů, není podle výrobce třeba k tomuto režimu speciální syntetické palivo. Při startu a při vysokém zatížení zapaluje směs svíčka tradiční jiskrou jako u benzínových motorů, které předstihují diesely právě ve vysokých otáčkách, zatímco při ustáleném režimu v nízkých a středních otáčkách kdy je využití výkonu minimální, se zapalování vypne a motor funguje jako diesel, tedy bez nutnosti zážehu svíčkou, kdy se využívá samozážehu. Zásadní výhodou zmíněné koncepce je výrazné snížení spotřeby a především emisí. Díky této unikátní kombinaci jsou při práci motoru vyloučeny špičkové emisní produkce, které má jak zážehový, tak vznětový motor v jiném spektru, a pohonná jednotka dosahuje příznivé spotřeby a velice nízké hladiny emisních plynů oxidu dusíku, a emise, které se v něm vyloučí, jsou pak zachyceny klasickým třícestným katalyzátorem [14].

Pilotní motor je zážehový čtyřválec o objemu válců 1,8 litru a disponuje nejmodernějšími technologiemi. Přesné údaje zatím výrobce nezveřejnil, ale podle nedávného vyjádření Mercedesu by se měla spotřeba přeplňovaného čtyřválece o objemu 1,8 l s výkonem 175 kW pohybovat kolem šesti litrů na 100 km. Relativně nízká spotřeba unikátní motorové novinky je dána mj. i tím, že agregát disponuje vysokým točivým momentem 400 N.m, takže není třeba tolik řadit, což se u standardních motorů podílí na jejich spotřebě paliva podstatnou měrou [14].

Zatím není známo, kdy se tato technologie objeví v produkčních vozech, ale podobné nápady ukazují, že se vývoj v oblasti spalovacích motorů ubírá správným směrem [14].

**SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

- [1] Bartuška, K., Svoboda, E. *Fyzika pro gymnázia- Molekulová fyzika a termika*. Praha: Nakladatelství Prometheus, 1996. ISBN 80-7196-052-7
- [2] Košťál, J., Suk, B. *Pístové spalovací motory*, Praha: Nakladatelství akademie věd, 1963.
- [3] Pavelek, M. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2409-5
- [4] Rauscher, J., Píštěk, V. *Motory osobních automobilů v roce 2003. V XXXV. mezinárodní konferenci kateder a pracovišť českých a slovenských vysokých škol, Brno 2004.*
- [5] *Cetanové číslo*. Ve *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. 22. 12. 2007 [cit. 2008-04-03]. Dostupný z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/Cetanov%C3%A9\\_%C4%8D%C3%ADslo](http://cs.wikipedia.org/wiki/Cetanov%C3%A9_%C4%8D%C3%ADslo)>.
- [6] *Čtyřdobý spalovací motor*. Ve *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. 13. 3. 2008 [cit. 2008-03-25]. Dostupný z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/%C4%8Cty%C5%99dob%C3%BD\\_spalovac%C3%AD\\_motor](http://cs.wikipedia.org/wiki/%C4%8Cty%C5%99dob%C3%BD_spalovac%C3%AD_motor)>.
- [7] *Diesel\_engine*. In *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. 8. 4. 2008 [cit. 2008-04-01]. Dostupný z WWW: <[http://en.wikipedia.org/wiki/Diesel\\_engine](http://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_engine)>.
- [8] *Étienne Lenoir*. Ve *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. 23. 2. 2008 [cit. 2008-03-15]. Dostupný z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/%C3%89tienne\\_Lenoir](http://cs.wikipedia.org/wiki/%C3%89tienne_Lenoir)>.
- [9] *Nicolaus Otto*. Ve *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. 23. 3. 2008 [cit. 2008-03-15]. Dostupný z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/Nicolaus\\_Otto](http://cs.wikipedia.org/wiki/Nicolaus_Otto)>.
- [10] *Oktanové číslo*. Ve *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. 10. 4. 2008 [cit. 2008-03-28]. Dostupný z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/Oktanov%C3%A9\\_%C4%8D%C3%ADslo](http://cs.wikipedia.org/wiki/Oktanov%C3%A9_%C4%8D%C3%ADslo)>.
- [11] *Pvtnet* [online]. [2007] [cit. 2008-04-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.pvtnet.cz/www/autocentrum/navody19.htm>>.
- [12] *Rudolf Diesel*. Ve *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. 29. 3. 2008 [cit. 2008-03-15]. Dostupný z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/Rudolf\\_Diesel](http://cs.wikipedia.org/wiki/Rudolf_Diesel)>.
- [13] *Spalovací motor*. Ve *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. 14. 2. 2008 [cit. 2008-03-15]. Dostupný z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/Spalovac%C3%AD\\_motor](http://cs.wikipedia.org/wiki/Spalovac%C3%AD_motor)>.
- [14] *Tipcar* [online]. 14. 8. 2007 [cit. 2008-04-10]. Dostupný z WWW: <[http://www.tipcar.cz/diesotto\\_hybridni\\_motor\\_kombinuje\\_diesel\\_i\\_benzin-2818.html](http://www.tipcar.cz/diesotto_hybridni_motor_kombinuje_diesel_i_benzin-2818.html)>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Veličina
m	[kg]	hmotnost
n	[sec <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru za sekundu
p	[Pa]	tlak
r	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	plynová konstanta
s	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	měrná entropie
t	[°C]	teplota
v	[m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]	měrný objem
c <sub>p</sub>	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku
c <sub>v</sub>	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita za stálého objemu
p <sub>max</sub>	[Pa]	maximální tlak
p <sub>min</sub>	[Pa]	minimální tlak
p <sub>ts</sub>	[Pa]	střední teoretický tlak
S	[J.K <sup>-1</sup> ]	entropie
T	[K]	termodynamická teplota
V	[m <sup>3</sup> ]	objem
A <sub>O</sub>	[J]	objemová práce
Q <sub>C</sub>	[J]	teplo odevzdané
Q <sub>Cp</sub>	[J]	teplo odevzdané za stálého tlaku
Q <sub>Cv</sub>	[J]	teplo odevzdané za stálého objemu
Q <sub>H</sub>	[J]	teplo dodané
Q <sub>Hp</sub>	[J]	teplo dodané za stálého tlaku
Q <sub>Hv</sub>	[J]	teplo dodané za stálého objemu
Q <sub>p</sub>	[J]	teplo za stálého tlaku
Q <sub>v</sub>	[J]	teplo za stálého objemu
P <sub>t</sub>	[W]	teoretický výkon
T <sub>C</sub>	[K]	teplota chladného zásobníku
T <sub>H</sub>	[K]	teplota horkého zásobníku
V <sub>max</sub>	[m <sup>3</sup> ]	maximální objem
V <sub>min</sub>	[m <sup>3</sup> ]	minimální objem
V <sub>k</sub>	[m <sup>3</sup> ]	kompresní prostor
V <sub>z</sub>	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem
e	[-]	stupeň komprese
φ	[-]	stupeň izobarického zvětšení objemu
k	[-]	Poissonova konstanta

$y$	[-]	stupeň izochorického zvýšení tlaku
$h_m$	[-]	mechanická účinnost
$h_t$	[-]	termická účinnost
$\eta_{td}$	[-]	termická účinnost Dieselova motoru
$h_{tv}$	[-]	termická účinnost vznětového motoru
$h_{tz}$	[-]	termická účinnost zážehového motoru