

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

ONDŘEJ MARUŠÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/09

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Marušák Ondřej

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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:

Ideální oběhy spalovacích motorů

v anglickém jazyce:

Ideal cycles of internal combustion engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést analýzu ideálních cyklů spalovacích motorů, porovnat různé oběhy z hlediska termické účinnosti. Vliv různých parametrů jako je teplota a tlak nasávaného vzduchu apod.

Cíle bakalářské práce:

Základní přehled ideálních oběhů, jejich grafické znázornění a porovnání jejich výhod a nevýhod.

Seznam odborné literatury:

Štoss M.: Spalovací motory I, Ediční středisko VUT. Brno 1987

Kožoušek J., Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I.

VLK, F., Vozidlové spalovací motory. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 21.10.2008

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

V bakalářské práci jsou uvedeny základní termodynamické oběhy a jejich vlastnosti. Z těchto oběhů jsou dále ukázány ideální oběhy zážehového a vznětového motoru, na kterých vyšetřujeme termickou účinnost v závislosti na změně jejich charakteristických parametrů. Výsledky jsou zaznamenány v tabulkách a diagramech. U každého z motorů je také tabulka s nejběžnějšími hodnotami kompresního poměru, konečného kompresního tlaku, konečné kompresní teploty a nejvyššího spalovacího tlaku. Na závěr jsme porovnali termickou účinnost těchto dvou oběhů v T-s diagramech.

ABSTRACT

The thesis set out the basic thermodynamic circulation and their properties. For these orbits are shown ideal cycles gas engine and diesel engine, in which investigating thermal efficiency depending on the change in their characteristic parameters. The results are reported in tables and diagrams. For each of the engines is also a table with most values the compression ratio, the final compression pressure, the final compression temperature and maximum combustion pressure. Finally, we compare the thermal efficiency of the two orbits in the T-s diagrams.

KLÍČOVÁ SLOVA

Termická účinnost, tepelné oběhy, dodané teplo, odevzdané teplo, využití energie, kompresní poměr, pracovní látka, diagram oběhů, spalování

KEYWORDS

Thermal efficiency, thermal circulation, supplied heat, cast heat, energy use, compression ratio, the working substance, diagram of circulation, combustion

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MARUŠÁK Ondřej. *Název: Ideální oběhy spalovacích motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 34s. Vedoucí práce doc. 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.

29. května 2009

.....
Ondřej Marušák

PODĚKOVÁNÍ

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

OBSAH

1 ÚVOD	13
1.1 HISTORIE.....	13
2 TEPELNÉ CYKLY, TERMICKÁ ÚČINNOST, CARNOTŮV CYKLUS	14
3 OBECNÝ DIAGRAM PRACOVNÍCH OBĚHŮ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ.....	18
4 DIAGRAM VÝBUŠNÉHO(OTTOVA) PRACOVNÍHO OBĚHU	20
5 DIAGRAM SMÍŠENÉHO(SABATOVA) PRACOVNÍHO CYKLU	24
6 POROVNÁNÍ TEPELNÝCH OBĚHŮ	28
ZÁVĚR	31
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	33
SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN.....	34

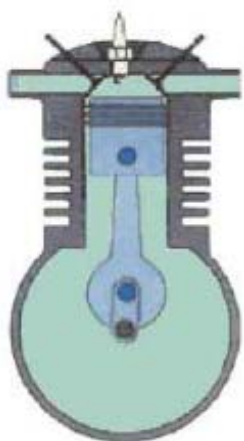
1 ÚVOD

1.1 Historie

Vývoj spalovacího motoru je spojený především s Německem. Nejvýraznější postavou historie v oboru spalovacích motorů je bezesporu německý vynálezce N. Otto. Ten se intenzivně zabýval zdokonalováním plynového motoru a v roce 1864 otevřel první továrnu na výrobu motorů. V roce 1876 pak poprvé realizoval princip čtyřtákního plynového spalovacího motoru (Obr.1.1a). Jednalo se o stacionární stroj, na jehož bázi se později vyvinuly moderní spalovací motory pro automobily, lodě, železnici i letadla. Teoretický spalovací cyklus ve čtyřdobém zážehovém motoru se dodnes označuje jako Ottův cyklus. [7]

Výraznou postavou ve vývoji spalovacích motorů byl G. Daimler, který realizoval první lehký spalovací motor na benzin. Nejprve ho umístil na bicykl (1883) a v roce 1886 se poprvé objevil na veřejnosti otevřený kočár s tímto motorem. Na tomto základě pak v roce 1888 K. F. Benz sestrojil první prakticky použitelný automobil s benzinovým motorem. [7]

V roce 1897 R. Diesel vynalezl vysokotlaký motor se samočinným zážehem (Obr.1.1b). Tento nový motor používal jako palivo střední ropné destiláty (motorová nafta) a pracoval s vyšší účinností než Ottův typ motoru. Teoretický spalovací cyklus vznětového motoru se nazývá Sabatův cyklus. [7]



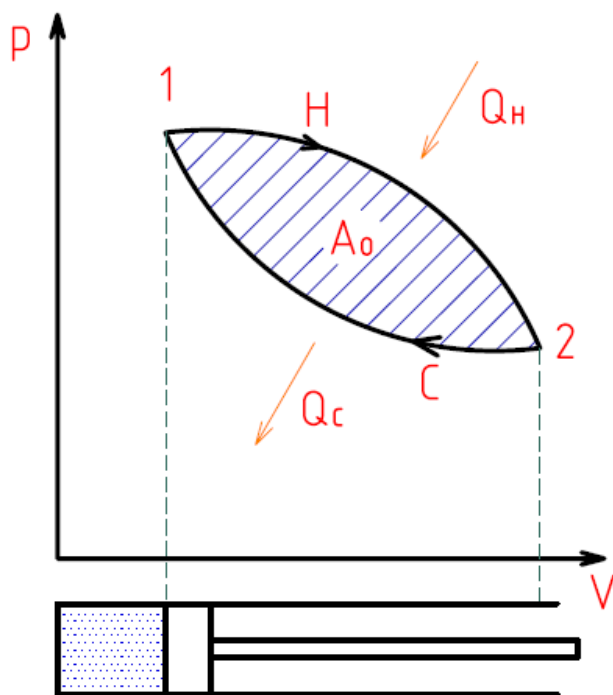
Obr.1.1a Čtyřdobý zážehový (Ottův) motor [6]



Obr.1.1b Čtyřdobý vznětový (Sabate) motor [6]

2 TEPELNÉ CYKLY, TERMICKÁ ÚČINNOST, CARNOTŮV CYKLUS

Tepelné cykly v termodynamické soustavě lze charakterizovat jako souhrn několika za sebou následujících termodynamických dějů, po jejichž vykonání se soustava dostane zpět do svého původního stavu. Cykly tepelných motorů se nazývají přímé, protože mění tepelnou energii v mechanickou práci => práci získáváme. Proto v p-V diagramu přímého cyklu (Obr.2.1) leží křivka komprese pod křivkou expanze. Takový cyklus se pak skládá minimálně ze dvou dějů, a to z expanze 1-2 po křivce H, kdy se do soustavy přivádí z horkého zásobníku teplo Q_H a z komprese 2-1 po křivce C, kdy se ze soustavy odvádí do chladného zásobníku teplo Q_C . Práce A_{12} vykonaná při expanzi je větší, než absolutní hodnota práce A_{21} spotřebované při kompresi. Rozdíl těchto prací lze označit jako práci cyklu A_0 [2]



Obr.2.1 Přímý tepelný cyklus v p-V diagramu

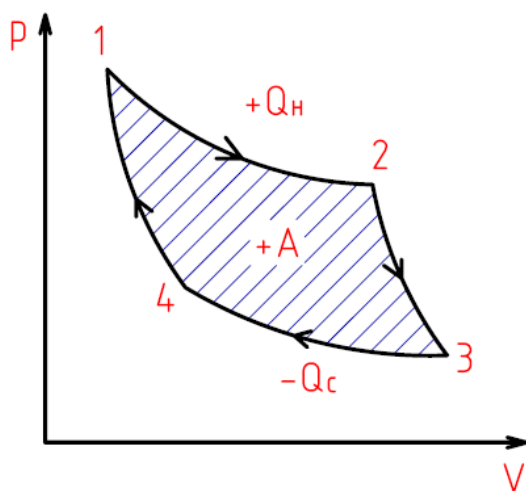
Z prvního zákona termodynamiky dostáváme vztah pro přímé cykly ve tvaru [2]:

$$A_o = Q_H - |Q_c| \quad (2.2)$$

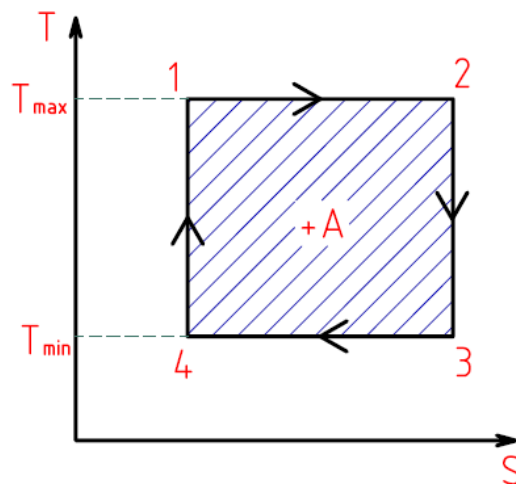
Dokonalost funkce technických zařízení, ale i různých procesů se posuzuje obvykle podle různých typů účinností. U tepelných oběhů jde o míru využití energie, která se do zařízení nebo procesu musí dodat, abychom dostali požadovaný energetický efekt. Účinnost se nazývá termická a vyjadřuje se jako podíl energie využitá daným zařízením k energii dodané do tohoto zařízení. U přímých cyklů se termická účinnost definuje vztahem [2]:

$$\eta_t = \frac{A_o}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_c|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_H} \quad (2.3)$$

Při popisu cyklů spalovacích motorů budeme vycházet z Carnotova cyklu (Obr.2.4a,b), protože je to oběh s nejvyšší účinností mezi dvěma teplotami. Tento cyklus se skládá ze čtyř termodynamických dějů. Při dvou izotermických dějích dochází k dokonalé výměně tepla mezi zásobníky tepla o teplotách T_{\max} a T_{\min} a pracovní látkou cyklu. Dva adiabatické děje umožní pak změnit stav pracovní látky soustavy z jedné teploty na druhou a obráceně, aniž dojde k výměně tepla mezi pracovní látkou cyklu a okolím soustavy. [2]



Obr.2.4a Přímý Carnotův cyklus v p-V diagramu



Obr.2.4b Přímý Carnotův cyklus v T-S diagramu

Teplo se do přímého Carnotova cyklu přivádí pouze při izotermickém ději (T_H) 1-2, a proto můžeme psát vztah pro teplo dodané [2]:

$$Q_H = Q_{12} = A_{12} = m \cdot r \cdot T_H \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.5)$$

Pro odvod tepla 3-4 při stálé teplotě T_C platí [2]:

$$Q_C = Q_{34} = A_{34} = m \cdot r \cdot T_C \cdot \ln \frac{V_4}{V_3} \quad (2.6)$$

Práce přímého Carnotova cyklu je pak dána vztahem [2]:

$$A_o = Q_H - |Q_C| \quad (2.7)$$

Termická účinnost Carnotova cyklu [2]:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{m \cdot r \cdot T_C \cdot \ln \frac{V_4}{V_3}}{m \cdot r \cdot T_H \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}} = \\ &= 1 - \frac{T_C \cdot \ln \frac{V_4}{V_3}}{T_H \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Lze dokázat, že poměry objemů v předchozím vztahu se rovnají. Důkaz dostaneme porovnáním rovnic změny stavu pro adiabatický děj [2]:

$$\frac{T_H}{T_C} = \frac{T_1}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_1} \right)^{\kappa-1} \quad (2.9)$$

$$\frac{T_H}{T_C} = \frac{T_2}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^{\kappa-1} \quad (2.10)$$

Z rovnic (2.9) a (2.10) vyplývá, že $\frac{V_3}{V_4}$ se rovná $\frac{V_2}{V_1}$, a proto dostáváme pro termickou účinnost Carnotova cyklu [2]:

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

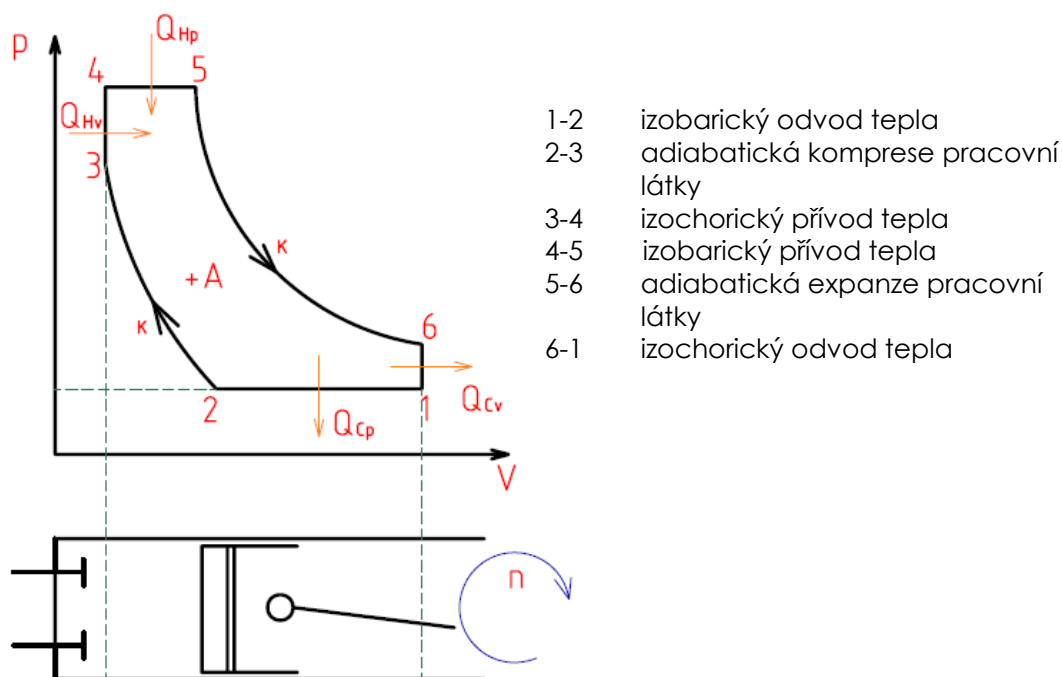
Vidíme, že termická účinnost Carnotova cyklu je pouze funkcí teplot, mezi kterými cyklus probíhá a nezávisí na druhu pracovní látky. Dále můžeme ze vztahu říci, že termická účinnost je vždy menší než 1 a lze ji zvětšovat zvyšováním teploty T_H a snižováním teploty T_C . Například pro maximální a minimální teploty, které máme k dispozici u spalovacích motorů by byla termická účinnost Carnotova cyklu asi 75%. Účinnosti

teoretických cyklů (skládajících se ze základních termodynamických dějů), kterými přibližně nahrazujeme skutečné cykly motorů, bývají pak podstatně menší než termická účinnost Carnotova cyklu mezi stejnými teplotami. [2]

Z uvedeného vyplývá, že Carnotův cyklus může sloužit k posuzování účinností provozu různých teoretických cyklů a reálných tepelných motorů, protože umožňuje definovat maximálně možnou účinnost dosažitelnou při práci tepelného motoru mezi dvěma extrémními teplotami. Proto je snahou konstruktérů vyvíjet a upravovat motory, tak aby se jejich skutečné tepelné cykly co nejvíce blížily Carnotovu cyklu. [2]

3 OBECNÝ DIAGRAM PRACOVNÍCH OBĚHŮ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Při rozboru termodynamických tepelných oběhů vyjdeme z obecného tepelného oběhu motoru (Obr.3.1). Tlakové diagramy sejmuté vhodným indikačním zařízením na pracujícím motoru se liší svým tvarem od teoretických, které ale lépe umožňují posoudit jimi dosažitelné využití tepla. Teoretické tlakové diagramy se skládají ze základních termodynamických dějů a jejich významné body jsou označeny čísly, aby typické okamžiky měly u všech pracovních průběhů totéž označení. [3]



Obr.3.1 Obecný p-V diagram pracovních oběhů pístových spalovacích motorů [6]

Budeme sledovat p-V diagram omezený izochorickým a izobarickým přívodem a odvodem tepla a kompresní i expanzní adiabatou. Parametry jednotlivých bodů diagramu jsou označeny takto [1]:

tlak : p [kg / cm^2]

objem : V [cm^3]

teplota : t [$^{\circ}C$], T [K]

Tyto parametry mají pak indexy shodné s příslušným bodem. Dále označíme a pojmenujeme poměry objemů a tlaků [1]:

- Stupeň komprese (kompresní poměr)

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_3} = \frac{T_1}{T_2} \cdot \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.2)$$

- Stupeň izochorického zvýšení tlaku

$$\lambda = \frac{p_4}{p_3} = \frac{T_4}{T_3} \quad (3.3)$$

- Stupeň izobarického zvětšení objemu

$$\phi = \frac{V_5}{V_4} = \frac{T_5}{T_4} \quad (3.4)$$

- Stupeň prodloužení expanze

$$\psi = \frac{V_1}{V_2} \quad (3.5)$$

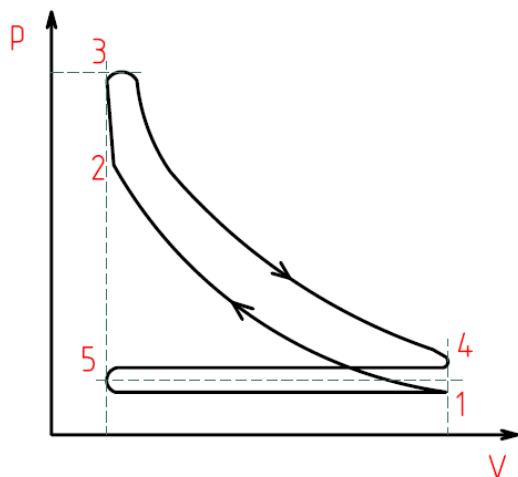
Na základě uvedeného diagramu pracovního oběhu se smíšeným průběhem přívodu a odvodu tepla je nyní možno odvodit výrazy pro výpočet obecné termické účinnosti pro spalovací motory, která umožní hodnotit vliv jednotlivých parametrů. [1]

$$\begin{aligned} n_t &= 1 - \frac{|Q_c|}{Q_H} = 1 - \frac{c_v (T_6 - T_1) + c_p (T_1 - T_2)}{c_v (T_4 - T_3) + c_p (T_5 - T_4)} = \\ &= 1 - \frac{(T_6 - T_1) + k (T_1 - T_2)}{(T_4 - T_3) + k (T_5 - T_4)} = \\ &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\left(\frac{\lambda \phi^k}{\psi^{k-1}} \right) - \psi + k (\psi - 1)}{\lambda - 1 + k \lambda (\phi - 1)} \end{aligned} \quad (3.6)$$

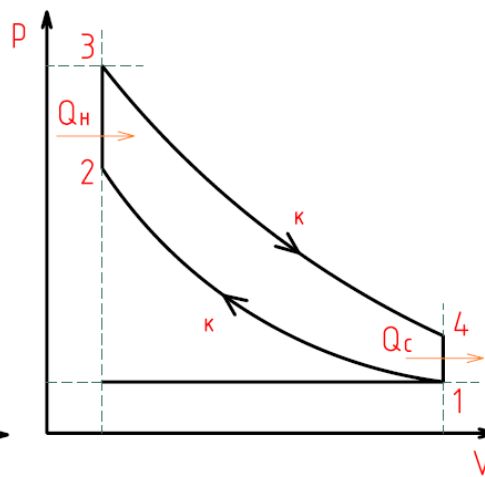
Pro známé a běžně používané oběhy spalovacích motorů odvodíme nyní na základě uvedeného vztahu (3.6) zjednodušené výrazy k stanovení jejich tepelné účinnosti.

4 DIAGRAM VÝBUŠNÉHO (OTTOVA) PRACOVNÍHO OBĚHU

Tímto diagramem (Obr.4.1b) nahrazujeme reálný p-V model (Obr.4.1a) u zážehového spalovacího motoru. Tento diagram vznikne z obecného diagramu (Obr.3.1), splyne-li v nich bod 4 s bodem 5 a bod 1 s bodem 2, takže se teplo přivádí a odvádí při stálém objemu. [1]



Obr.4.1a Skutečný p-V diagram zážehového motoru



Obr.4.1b Ideální p-V diagram zážehového motoru (Ottův cyklus)

Termickou účinností pro Ottův cyklus odvodíme z rovnice obecné termické účinnosti (3.6), kde je $\psi = 1, \phi = 1$. Dostáváme jednoduchý tvar [1]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (4.2)$$

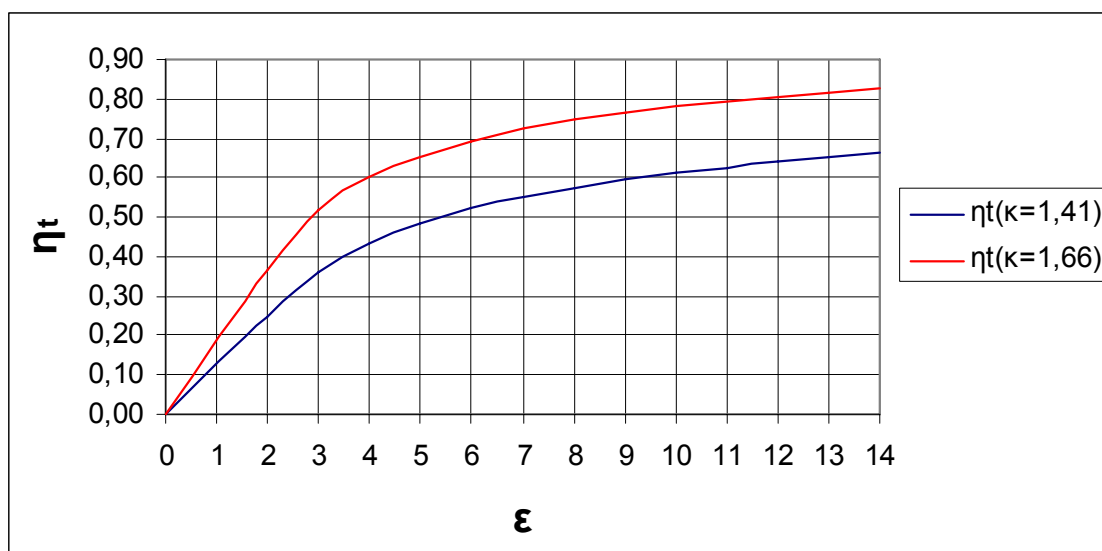
Z tohoto vztahu vidíme, že tepelná účinnost roste se stoupajícím kompresním poměrem a nezávisí na množství přivedeného tepla a na zatížení. Účinnost závisí také na k , které je dáno pohonnou směsí. Kompresní poměr však nelze zvyšovat neomezeně, protože je omezen teplotou samovznícení směsi, kterou nesmíme při kompresi překročit, jinak by došlo k zapálení směsi vysokou kompresní teplotou ještě během kompresního zdvihu, což má nepříznivý vliv na chod motoru a snižuje jeho účinnost. [1]

V digramu (Obr.4.3) můžeme vidět závislost termické účinnosti η_t na stupni komprese ε při různých exponentech kompresní a expanzní adiabaty k . Teoreticky exponent k závisí na počtu atomů v molekule, u dvojjatomových plynů a jejich směsí je $k = 1,41$, a proto jestliže je pohonnou směsí vzduch, tak $k = 1,41$. Kdybychom například mohli mít za

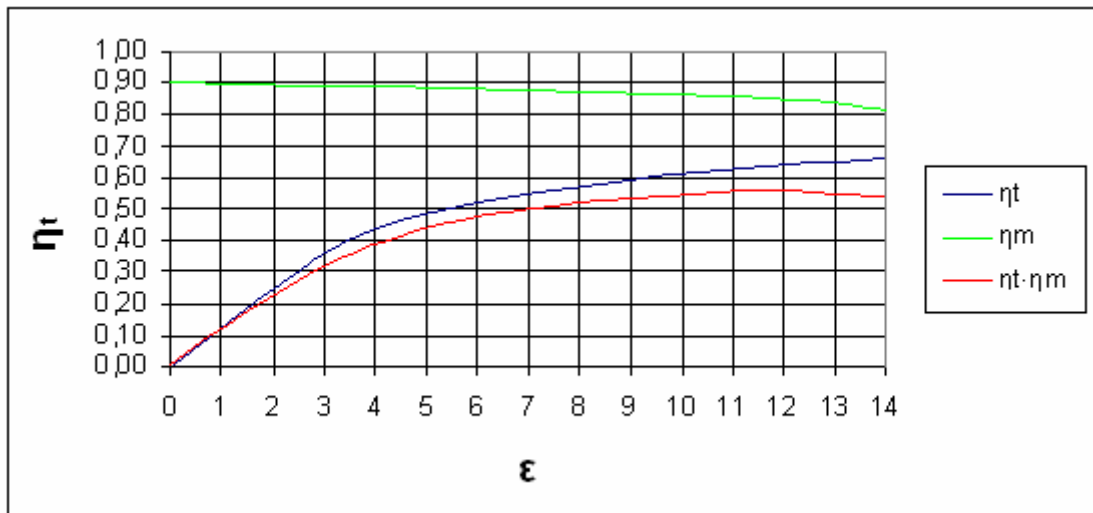
pohonnu směs plyn složený z jednoatomových prvků, tak by potom $k = 1,66$ a tím bychom dostali vyšší účinnost η_t , viz. Tab.4.3a a Obr.4.3b. [1]

Tab.4.3a Teoretické hodnoty

ε	$\eta_t(\kappa=1,41)$	$\eta_t(\kappa=1,66)$
0	0	0
2	0,25	0,37
3	0,36	0,52
4	0,43	0,60
5	0,48	0,65
6	0,52	0,69
7	0,55	0,72
8	0,57	0,75
9	0,59	0,77
10	0,61	0,78
11	0,63	0,79
12	0,64	0,81
13	0,65	0,82
14	0,66	0,82

Obr.4.3b Diagram závislosti η_t na ε

Další omezení ve zvyšování kompresního poměru vyplývá ze zvýšení maximálního tlaku ve spalovacím prostoru, což způsobí zvětšení stěny válce a klikového mechanismu. Proto závisí na stupni komprese ε také mechanická účinnost η_m , která klesá se stoupajícím stupněm komprese ε . V diagramu (Obr.4.4) je znázorněno vzájemná interakce termické a mechanické účinnosti. [1]

Obr.4.4 Diagram závislosti η_t , η_m , $\eta_t \cdot \eta_m$ na ε [1]

Z diagramu vidíme, že maximum násobku $\eta_t \cdot \eta_m$ je asi při $\varepsilon = 12-13$. Tento údaj není ovšem absolutní, protože uvedený průběh termické účinnosti je vypočítán pro $k = 1,3$ a výchozí hodnoty 90 % mechanické účinnosti se dosáhne jen u velkých volnoběžných motorů. V zásadě je však tento výsledek správný, a poněvadž průběh výsledné účinnosti je v oblasti jejího maxima velmi plochý, je účelné zůstat pod touto hranicí.[1]

Maximální tlaky pracovního oběhu bývají ve výbušných motorech podle jejich velikosti, rychloběžnosti a konstrukčního provedení v rozmezí od 3 do 6 MPa. Jako zásadní směrnici je možno uvést to, že čím větší a volnoběžnější je motor, tím jsou přípustné tlaky nižší. Proto bývá u velkých a volnoběžných motorů obvykle $p_{\max} = 2,5-3,5$ MPa a naopak u malých a rychloběžných $p_{\max} = 4-6$ MPa. Kromě uvedených směrnic volby stupně komprese je možno jmenovat ještě další důvody vedoucí někdy k jeho zvýšení. Vyšší 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. Při dokonalejší expanzi je jejich konečná teplota nižší. Důležitým činitelem je také to, že v menším, a proto lépe chlazeném kompresním prostoru se snáze ovládá průběh spalování, protože se zkracuje dráha hoření směsi. [1]

V praxi bývá u normálně pracujících výbušných motorů stupeň komprese ε a na něm závislý konečný kompresní tlak p_c , konečná kompresní teplota t_c a nejvyšší spalovací tlak p_{\max} , obvykle asi v tomto rozmezí Tab.4.5. [1]

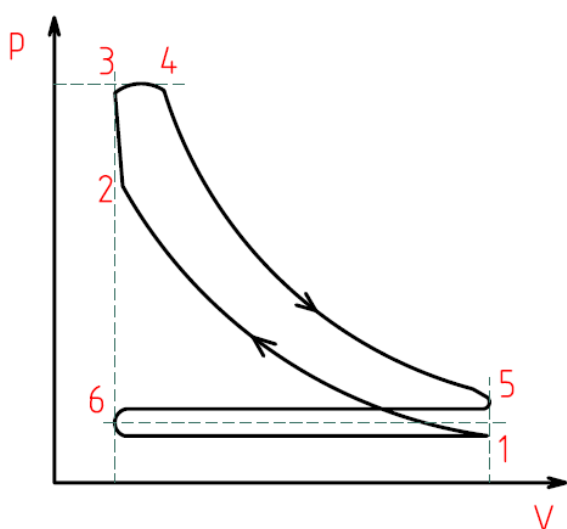
Tab.4.5 Hodnoty výbušných motorů [1]

Bohatá plynná směs			
$\varepsilon = 4 - 7$	$p_C = 0,55 - 1,2 \text{ MPa}$	$t_C = 220 - 450 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{\max} = 3 - 5 \text{ MPa}$
Chudá plynná směs			
$\varepsilon = 6 - 10$	$p_C = 0,85 - 1,9 \text{ MPa}$	$t_C = 250 - 520 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{\max} = 2,5 - 3,5 \text{ MPa}$

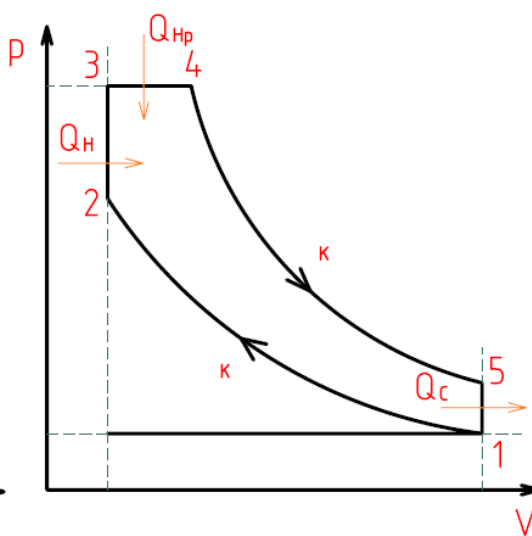
Spotřeba tepla výbušných motorů je při jejich jmenovitém výkonu obvykle asi 12000-6000 kJ/kW podle jejich velikosti, dokonalosti provedení a použitého paliva, což odpovídá skutečné účinnosti 16-30 %.[1]

5 DIAGRAM SMÍŠENÉHO (SABATOVA) PRACOVNÍHO CYKLU

Z reálných hodnot naměřených ve vznětovém motoru vzniká skutečný p-V diagram (Obr.5.1a) tohoto oběhu. Tento skutečný p-V diagram nahrazujeme diagramem smíšeného (Sabatova) pracovního cyklu (Obr.5.2.b). Vycházíme znovu z obecného diagramu (Obr.3.1), kde splyne bod 1 s bodem 2 a tím odpadne prodloužená expanze => $\psi = 1$. Přívod tepla je nejprve izochorický, pak izobarický a odvod tepla je při stálém objemu. [1]



Obr.5.1a Skutečný p-V diagram vznětového motoru



Obr.5.1b Ideální p-V diagram vznětového motoru (Sabatův cyklus)

Pak je rovnice udávající teoretickou tepelnou účinnost ve tvaru [1]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \phi^k - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (\phi - 1)} \quad (5.2)$$

V rovnici je první zlomek druhého členu určen pouze palivem. Hodnota exponentu k se obvykle nemůže ovlivňovat, protože ve válci se komprimuje čistý vzduch => $k = 1,41$. Ve druhém zlomku vidíme další proměnné a to λ (stupeň izochorického zvýšení tlaku) a ϕ (stupeň izobarického zvětšení objemu), které jsou závislé dle vztahu (5.3) [1]:

$$\lambda [1 + k (\phi - 1)] = \frac{Q_D}{c_v T_1 \varepsilon^{k-1}} + 1 \quad (5.3)$$

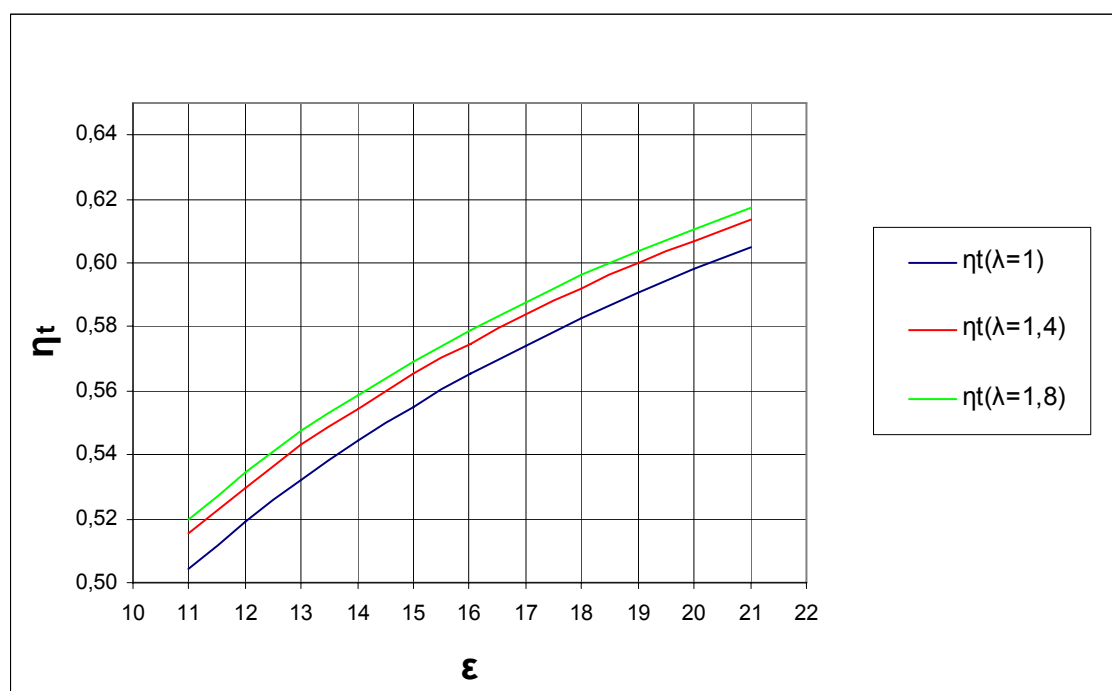
$$Q_D = Q_H + Q_{HP}$$

Ze vztahu (5.3) vyplývá, že λ a ϕ rostou současně při zvětšujícím se množství tepla Q_D , přičemž jsou také navzájem závislé. Zmenšují se s rostoucí teplotou T_1 a stupněm komprese ε . Současná závislost λ i ϕ na Q_D působí, že zvětší-li se například λ tj. spotřebuje-li se víc vzduchu k izochorickému spálení větší části paliva, zůstane méně pro rovnotlakou část a naopak. [1]

Nyní budeme uvažovat vliv zvýšení tlaku λ za podmínek $k = 1,35$ a $\phi = 2$. Z vypočítaných hodnot v Tab.5.4a a z diagramu Obr. 5.4.b je vidět, že η_t stoupá s rostoucím stupněm zvýšení tlaku λ jen velmi málo.

Tab.5.4a Teoretické hodnoty

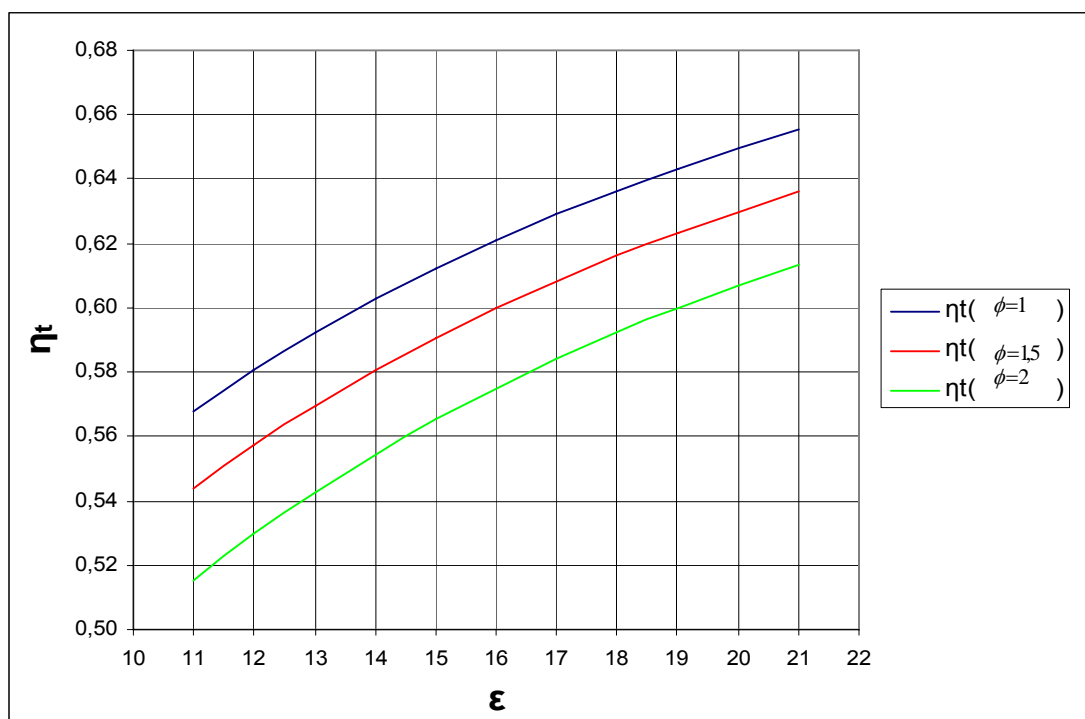
ε	$\eta_t(\lambda=1)$	$\eta_t(\lambda=1,4)$	$\eta_t(\lambda=1,8)$
11	0,504	0,515	0,520
12	0,519	0,530	0,534
13	0,532	0,543	0,547
14	0,544	0,555	0,559
15	0,555	0,565	0,569
16	0,565	0,575	0,579
17	0,574	0,584	0,588
18	0,583	0,592	0,596
19	0,591	0,600	0,604
20	0,598	0,607	0,611
21	0,605	0,614	0,617

Obr.5.4b Diagram závislosti η_t na ε

Dále porovnáme vliv zvýšení objemu ϕ za podmínek $k = 1,35$ a $\lambda = 1,4$. Z vypočítaných hodnot v Tab.5.5a a z diagramu Obr.5.5.b je vidět, že η_t dokonce klesá s rostoucím stupněm zvýšení objemu ϕ .

Tab.5.5a Teoretické hodnoty

ε	$\eta_t(\phi=1)$	$\eta_t(\phi=1,5)$	$\eta_t(\phi=2)$
11	0,568	0,544	0,515
12	0,581	0,557	0,530
13	0,593	0,570	0,543
14	0,603	0,581	0,555
15	0,612	0,591	0,565
16	0,621	0,600	0,575
17	0,629	0,608	0,584
18	0,636	0,616	0,592
19	0,643	0,623	0,600
20	0,650	0,630	0,607
21	0,655	0,636	0,614

Obr.5.5b Diagram závislosti η_t na ε

Maximální tlaky u motorů pracujících se smíšeným oběhem se pohybují mezi $p_{\max} = 4 - 7$ MPa podle jejich rychloběžnosti. Stupeň komprese ε , konečný kompresní tlak p_c , teplota t_c a nejvyšší spalovací tlak bývají u těchto motorů obvykle v tomto rozmezí [1]:

Tab.5.6 Hodnoty motorů se smíšeným oběhem [1]

Volnoběžné naftové motory s přímým vstřikem paliva			
$\varepsilon = 12 - 14$	$p_c = 2,6 - 3,4 \text{ MPa}$	$t_c = 550 - 620 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{\max} = 4 - 5 \text{ MPa}$
Rychloběžné naftové motory s přímým vstřikem paliva			
$\varepsilon = 13 - 18$	$p_c = 2,9 - 4,8 \text{ MPa}$	$t_c = 570 - 740 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{\max} = 5 - 7 \text{ MPa}$
Naftové motory s komůrkovým vstřikováním			
$\varepsilon = 15 - 20$	$p_c = 3,6 - 5,2 \text{ MPa}$	$t_c = 650 - 800 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{\max} = 4,5 - 7 \text{ MPa}$

Dosažená spotřeba tepla při zatížení 75-100% je v intervalu 5100-4800 kJ/kW, což odpovídá skutečné účinnosti 30-45%. [1]

6 POROVNÁNÍ TEPELNÝCH OBĚHŮ

Porovnání tepelných oběhů lze provádět při stejných i různých kompresních poměrech, při stejných maximálních a minimálních teplotách, tlacích, nebo objemech. Provádí se v T-s diagramech. Pro porovnávání se používá dvou metod. Při první se porovnávají v T-s diagramu plochy, odpovídající přivedeným a odvedeným teplům. Druhá metoda spočívá v porovnání středních teplot při pochodech přívodu a odvodu tepla. [3]

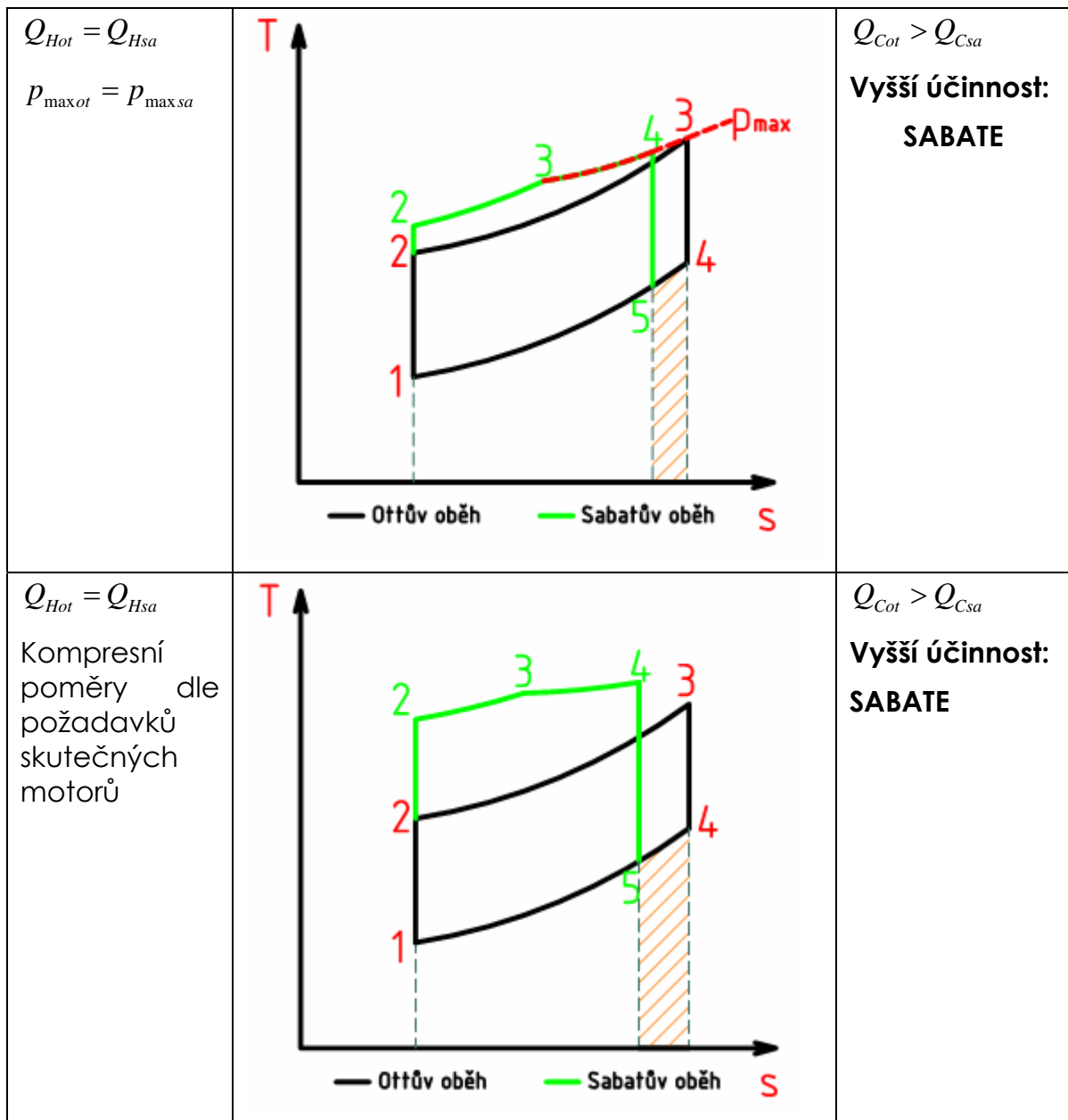
V první metodě budeme porovnávat Ottův a Sabatův cyklus při stejném dodaném teple $Q_{Hot} = Q_{Hsa}$. Vycházíme z rovnice (6.1) pro termickou účinnost vyjádřenou [3]:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_H} \quad (6.1)$$

Z rovnici je zřejmé, že při stejné dodávce tepla do obou oběhů, bude termická účinnost záviset pouze na teple odvedeném Q_c . Také můžeme říci, že čím vyšší odvedené teplo, tím nižší účinnost. Nyní si můžeme vyšetřit pár případů pro různé parametry viz Tab.6.2.

Tab.6.2 Porovnání oběhů dle odvedeného tepla

Parametry oběhů	T-s diagram	Vyhodnocení
$Q_{Hot} = Q_{Hsa}$ $\varepsilon_{ot} = \varepsilon_{sa}$	<p style="text-align: center;">— Ottův oběh — Sabatův oběh</p>	$Q_{Cot} < Q_{Csa}$ Vyšší účinnost: OTTO



Druhá metoda řeší porovnání oběhů při stejných maximálních a minimálních teplotách. Zavádíme carnotizaci cyklu, což je vyjádření středních teplot z pochodů přívodu a odvodu tepla. Tyto střední hodnoty nám ve vztahu (6.3) udávají termickou účinnost. [3]

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{s''}}{T_{s'}} \quad (6.3)$$

Zde si můžeme porovnat Ottův a Sabatův cyklus při rozdílném přivedeném teple Tab.6.4.

Tab.6.4 Porovnání oběhů dle středních teplot

Parametry oběhů	T-s diagram	Vyhodnocení
$Q_{Hot} \neq Q_{Hsa}$ $p_{max\,ot} = p_{max\,sa}$ $T_{max\,ot} = T_{max\,sa}$ $T_{min\,ot} = T_{min\,sa}$ $T_{sot''} = T_{ssa''}$	<p style="text-align: center;"> — Ottův oběh — Sabatův oběh S </p>	$T_{sot'} < T_{ssa'}$ Vyšší účinnost: SABATE

ZÁVĚR

V práci jsou popsány a zobrazeny p-V diagramy Ottova a Sabatova cyklu, které nahrazují skutečné cykly zážehových a vznětových motorů. Tyto ideální cykly jsou složeny ze základních termodynamických dějů, a proto nám umožňují matematicky popsat každý významný bod diagramu. Díky těmto bodům jsme byli schopni vyjádřit vztahy pro termické účinnosti obou oběhů. Dále jsme vyšetřovali závislosti termické účinnosti na různých proměnných a výsledky jsme znázornili v tabulkách a grafech.

U Ottova cyklu jsme zjistili, že termická účinnost nám roste se zvyšujícím se kompresním poměrem a vyšším exponentem adiabaty. A však při zvyšování kompresního poměru jsme museli uvážit snížení mechanické účinnosti vlivem robustnější konstrukce motoru a také jsme museli brát na zřetel správnou bohatost směsi, aby nedošlo k samovznícení ještě před zápalením svíčky.

Termická účinnost Sabatova oběhu má ještě mimo parametrů kompresního poměru a exponentu adiabaty ještě další dvě navzájem závislé proměnné a to stupeň izochorického zvýšení tlaku a stupeň izobarického zvětšení objemu. Při zkoumání bylo ale vidět, že tyto dva nové parametry ovlivňují termickou účinnost jen velmi málo. Nejvíce nám ji zvyšuje kompresní poměr, který je ale limitován spodní hranicí pro bezproblémový rozběh studeného motoru.

Porovnáváním Ottova a Sabatova oběhu v T-s diagramech jsme ve všech příkladech až na jeden ukázali vyšší účinnost Sabatova oběhu. V případě stejných dodaných tepel a stejných kompresních poměrů vyšla účinnost vyšší u Ottova oběhu, a však tyto podmínky jsou v praxi jen těžko proveditelné. Z porovnání tedy vyplývá, že vznětové motory jsou účinnější než zážehové, ale musíme ještě poukázat na emisivitu spalování každého motoru, kde vznětové motory nedosahují hodnot zážehových.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Košťál J., Suk B., *Pístové spalovací motory*, Praha: Nakladatelství akademie věd, 1963.
- [2] Pavelek M. a kolektiv, *Termomechanika*, Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003.
- [3] Štoss M., *Spalovací motory I*, Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1987.
- [4] Kožoušek J., *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*, Praha: Nakladatelství technické literatury, 1978.
- [5] *Wikipedia*, [online]. 2009 [citováno 2009-05-16]. Dostupné z :
<http://cs.wikipedia.org/wiki/Řecká_abeceda>
- [6] *Seminář aplikované termomechaniky*, [online]. 2009. [citováno 2009-05-21]. Dostupné z :
<<https://www.vutbr.cz/elearning/course/view.php?id=80270>>
- [7] *Česká rafinerská, a.s.*, [online]. 2009. [citováno 2009-04-02].
Dostupné z:
<http://www.ceskarafinerska.cz/data/publications/motorova_paliva_historie_soucasnost.pdf>
- [8] *Čtyřdobý zážehový motor*, [online]. 2009. [citováno 2009-04-19].
Dostupné z:
<http://dragon.web2001.cz/fyzika/tepelnestroje/ctyrdoby_zazehovy_01.htm>
- [9] *Jednotky.cz*, [online]. 2009. [citováno 2009-05-25]. Dostupné z :
<www.jednotky.cz>

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

Veličina	Symbol	Jednotka
Mechanická práce	A	J
Měrná tepelná kapacita	c	$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
Hmotnost	m	kg
Tlak	p	Pa
Teplo	Q	J
Měrná plynová konstanta	r	$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
Měrná entropie	s	$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
Entropie	S	JK^{-1}
Teplota	t	$^{\circ}\text{C}$
Termodynamická teplota	T	K
Objem	V	m^3
Stupeň komprese	ε	-
Účinnost	η	-
Poissonova konstanta	κ	-
Stupeň izochorického zvýšení tlaku	λ	-
Stupeň izobarického zvětšení objemu	ϕ	-
Stupeň prodloužení expanze	ψ	-