

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGY INSTITUTE

POROVNÁNÍ TRADIČNÍCH A NETRADIČNÍCH OBĚHŮ TEPELNÝCH MOTORŮ

COMPARISON OF TRADITIONAL AND NONTRADITIONAL CYCLES OF HEAT ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LADISLAV DOBIÁŠ

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Ladislav Dobiáš

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:

Porovnání tradičních a netradičních oběhů tepelných motorů

v anglickém jazyce:

Comparison of traditional and nontraditional cycles of heat engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S rozvojem alternativních a hybridních pohonů je snahou optimalizovat tepelné cykly. Cílem je porovnat oběh čtyřdobého zážehového motoru, Wankelova motoru, dvoudobého zážehového motoru, čtyřdobého a dvoudobého vznětového motoru, motoru s Atkinsonovým cyklem. Možnosti kombinování těchto oběhů a možnosti proměnného kompresního poměru.

Cíle bakalářské práce:

Srovnání termodynamických oběhů čtyřdobého zážehového a vznětového motoru, Wankelova motoru, dvoudobého zážehového motoru. Zvláště se věnovat Atkinsonovu oběhu. Vyhledat řešení motoru s proměnným kompresním poměrem, kombinující různé oběhy. Stanovit trendy budoucího vývoje termodynamických oběhů.

Seznam odborné literatury:

- [1] Merker G., Schwarz Ch., Teichmann R., Combustion Engines Developments, Springer 2009
- [2] Mollenhauer K., Tschoke H., Handbook of Diesel Engines, Springer 2010
- [3] Zhao Hua, HCCI and CAI engines for the automotive industry. CRC Press 2007
- [4] Pukrabek W., Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Prentice Hall 2000

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 19.11.2011

L.S

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
CSc.

Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec,
CSc.

Děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce popisuje termodynamické oběhy čtyřdobého zážehového a vznětového motoru, Wankelova motoru a dvoudobého zážehového motoru. Na základě zjištěných informací je provedeno srovnání termické účinnosti jednotlivých motorů s čtyřdobým zážehovým motorem v T-S diagramech. Dále se zde věnuje Atkinsonovu cyklu a jeho využití v praxi. Poslední část práce se zabývá konstrukcemi variabilního kompresního poměru použitých ve vývoji moderních motorů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tepelné oběhy, termodynamická účinnost, čtyřdobý zážehový motor, čtyřdobý vznětový motor, Wankelův motor, dvoudobý zážehový motor, p-V diagram, T-S diagram, Atkinsonův cyklus, variabilní kompresní poměr

ABSTRACT

The bachelor thesis describes the thermodynamic cycles of four-stroke spark ignition (SI) and compression ignition (CI) engine, Wankel engine and two-stroke spark ignition (SI) engine. Based on the information is compared with thermal efficiency of each engines with four-stroke spark ignition engine in the T-S diagrams. There were also dedicated to Atkinson cycle and its use in practice. The last part deals with the construction of a variable compression ratio used in the development of modern engines.

KEYWORDS

Heat cycles, thermodynamic efficiency, four-stroke spark ignition engine, four-stroke compression ignition engine, the Wankel engine, two-stroke spark ignition engine, p-V diagram, T-S diagram, Atkinson cycle, variable compression ratio

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOBIÁŠ, L. *Porovnání tradičních a netradičních oběhů tepelných motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 53 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2012

.....

Ladislav Dobiáš

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce a všem, kteří mi byli nápomocni při zhotovení bakalářské práce.

OBSAH

ÚVOD	10
1. HISTORIE	11
1.1. VNITŘNÍ SPALOVÁNÍ	11
1.2. VNĚJŠÍ SPALOVÁNÍ.....	12
2. KONVENČNÍ MOTORY	15
2.1. ČTYŘDOBÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR	15
2.1.1. POPIS CYKLU	15
2.1.2. TEORETICKÝ VÝPOČET CYKLU.....	16
2.1.3. TEPELNÁ ÚČINNOST.....	18
2.2. ČTYŘDOBÝ VZNĚTOVÝ MOTOR	19
2.2.1. POPIS CYKLU	19
2.2.2. TEORETICKÝ VÝPOČET CYKLU.....	20
2.2.3. TEPELNÁ ÚČINNOST.....	22
2.3. WANKELŮV MOTOR	24
2.3.1. POPIS CYKLU	24
2.3.2. TEORETICKÝ VÝPOČET CYKLU.....	26
2.3.3. TEPELNÁ ÚČINNOST.....	27
2.4. DVOJDOBÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR.....	29
2.4.1. POPIS CYKLU	29
2.4.2. TEORETICKÝ VÝPOČET CYKLU.....	30
2.4.3. TEPELNÁ ÚČINNOST.....	32
2.5. POROVNÁNÍ OBĚHŮ.....	33
2.5.1. POROVNÁNÍ ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO A VZNĚTOVÉHO MOTORU.....	34
2.5.2. POROVNÁNÍ ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO A WANKELOVA MOTORU.....	36
2.5.3. POROVNÁNÍ ČTYŘDOBÉHO A DVOJDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU.....	37
3. SPALOVACÍ MOTORY S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ.....	39
3.1. ATKINSONŮV CYKLUS.....	39
4. MOTORY S VARIABILNÍM KOMPRESNÍM POMĚREM.....	43
4.1. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ JEDNOTLIVÝCH FIREM	44
5. ZÁVĚR	49
POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE	50
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	53

Úvod

V technické termodynamice jsou vyhodnocovány pracovní činnosti různých tepelných oběhů. Jedná se buď o tepelné motory měnící tepelnou energii na mechanickou, nebo pracovní stroje, které přiváděnou mechanickou práci mění v požadovaný pracovní efekt [1].

Ve skutečném spalovacím motoru probíhá přeměna energie vznikající spalováním paliva na mechanickou práci postupně řadou fyzikálně chemických a termodynamických procesů, tvořící společný nevratný a neuzavřený oběh. Tento oběh nazýváme pracovním nebo skutečným oběhem. Průběh procesů pracovního oběhu ovlivňují konstrukční faktory, regulační parametry a pracovní režim motoru.

Pro složitost jevů ve válci motoru je výhodné hodnotit vliv jednotlivých faktorů na jeho činnost postupně. Přitom můžeme zanedbat ty jevy a ztráty energie, které jen doprovázejí základní děje a nejsou vyvolány termodynamickými požadavky, nýbrž vlivem skutečných reálných dějů. Takovým zjednodušením složitých jevů přeměny tepla na mechanickou práci se pracovní oběhy transformují na oběhy ideální (teoretické) [3].

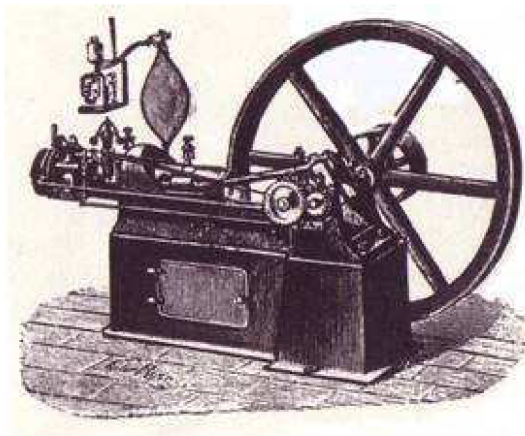
Ideální oběh je série vratných termodynamických procesů, které mění systém z počátečního stavu spojitě do jiných stavů, přičemž poslední stav je totožný s počátečním. Vlastnosti systému závisí pouze na jeho termodynamickém stavu, přičemž během oběhu můžeme do systému přivádět nebo odvádět teplo nebo práci. Tato výměna energie s okolím však vždy dodržuje první termodynamický zákon [4].

Tato práce se zabývá porovnáním tepelných motorů s tradičními a netradičními tepelnými oběhy. Za tradiční tepelné oběhy se považují oběhy, které jsou v dnešní době nejvíce využívány. Netradiční tepelné oběhy jsou oběhy, které byly preferovány dříve a dnes jsou využívány výjimečně nebo naopak se očekává jejich rozvoj.

1. HISTORIE

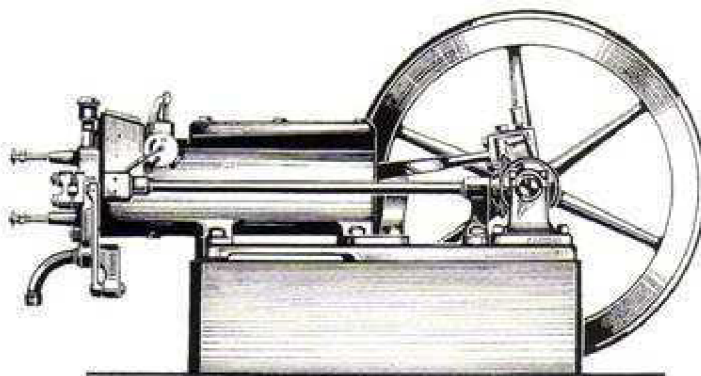
1.1. VNITŘNÍ SPALOVÁNÍ

První úspěšný stacionární plynový spalovací motor sestrojil belgický inženýr Jean Joseph Etienne Lenoir v roce 1860. Motor pracoval jako „dvoutakt bez komprese“. Konstrukčně byl odvozen z dvojčinného parního stroje. Podle něj se oběh dnes nazývá Lenoirův cyklus, který se sestává pouze ze tří termodynamických dějů. Svítiplyn je spalován za stálého objemu, přičemž narůstá jeho tlak a teplota. Následuje adiabatická expanze při které se koná práce soustavy. Cyklus potom uzavírá izobarický odvod tepla při výfuku a sání nového plynu [1,5].



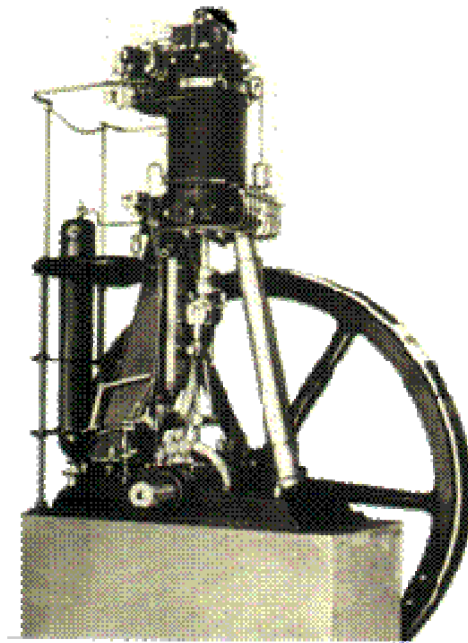
Obr. 1.1 – Lenoirův motor[7]

V roce 1876 německý konstruktér a vynálezce Nicolaus Otto vyrobil čtyřtákní plynový zážehový motor se zvýšeným kompresním poměrem. Průběh pracovního cyklu motoru je zjednodušeně popisován termodynamickým Ottovým cyklem: adiabatická komprese a expanze, rychlé spalování je nahrazeno izochorickým přívodem tepla a izochorický odvod tepla je realizován výměnou náplně.[6].



Obr. 1.2 – Ottův motor z roku 1876[7]

V roce 1892 přišel Rudolf Diesel s novým typem spalovacího motoru. Do válce se nasával pouze vzduch a po jeho adiabatické kompresi, spojené se silným zahřátím, se do něj vstříkla jemně rozptýlená nafta, která izobaricky hoří. Po té následuje adiabatická expanze a izochorický výfuk spodin [7].



Obr. 1.3 – Dieselův motor z roku 1892 [7]

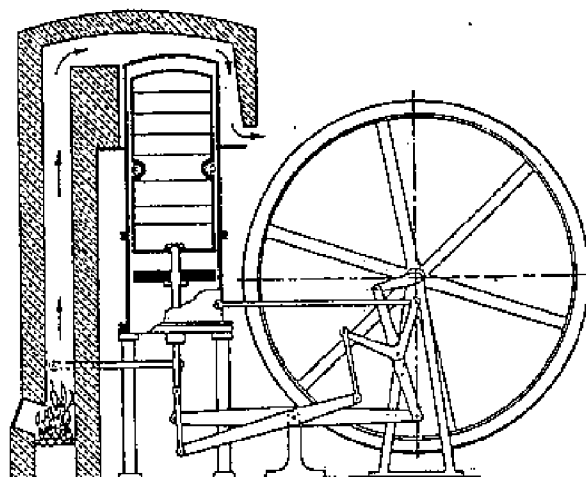
V roce 1909 použil Sabate u Dieselova motoru pro dopravu paliva místo stlačeného vzduchu vstříkovací čerpadlo. Tím se docílilo rychlého vstříknutí paliva, které hoří z části za konstantního objemu a z části za konstantního tlaku [1].

1.2. VNĚJŠÍ SPALOVÁNÍ

Skotský pastor Robert Stirling si nechal v roce 1816 patentovat motor, který pracuje takzvaným Stirlingovým cyklem. Nebyl ani tak vynálezcem samotného motoru, ale regenerátoru, což je zařízení značně zefektivňující jeho činnost [8].

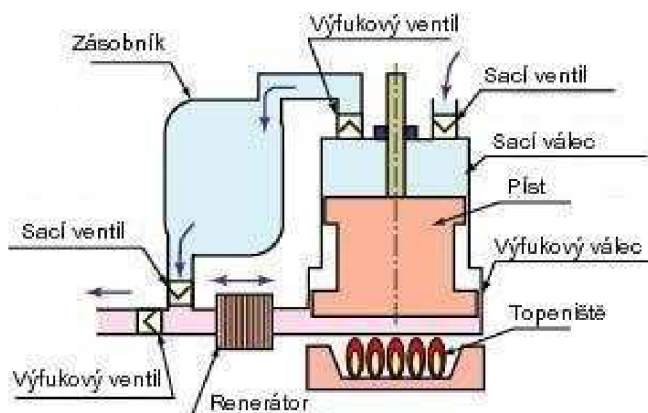
Stirlingův motor je objemový motor, který koná práci změnou objemu, tlaku a teploty pracovního plynu. Pracovní plyn je přesouván pomocí dvou pístů mezi teplou a studenou stranou motoru přes regenerátor. Posuvy pístu, které jsou ve vzájemné kinematické vazbě mění pracovní objem, ve kterém je plyn uzavřen. Zároveň přesouváním pracovního plynu mezi teplou a studenou stranou dochází ke změně střední teploty pracovního plynu, objemu i tlaku[10].

Teplotní rozdíl mezi dvěma akumulátory tepla je využíván k přeměně na mechanickou práci. Pracovní médium je v uzavřeném okruhu, proto typ tepelného zdroje je libovolný. Stroj může pracovat s ekologicky šetrnými zdroji energie a zejména se sluneční energií. U moderního Stirlingova motoru se používá jako pracovní médium vodík nebo helium[9].



Obr. 1.4 – Stirlingův motor z roku 1816 [9]

Vynálezce John Ericsson navrhl a postavil mnoho jedinečných tepelných motorů založených na různých termodynamických cyklech. Vynalezl dva unikátní cykly tepelných motorů a vyvíjel praktické motory založené na těchto cyklech. Jeho první cyklus (1833) je velmi podobný tomu, co se nyní nazývá Braytonův cyklus, s výjimkou, že používá externí spalování. Jeho druhý cyklus (1853) je podobný jako Stirlingův cyklus. Oba dva jsou pojmenovány jako Ericssonovy cykly[11].



Obr. 1.5 - Ericssonův motor [12]

Při pohybu pístu dolů (obr. 1.5) je atmosférický vzduch nasáván do válce přes sací ventil v pravém horním rohu. Píst se pohybuje směrem vzhůru a stlačuje nasátý vzduch. Stlačený vzduch je uložen v zásobníku. Pod pístem vzniká podtlak, který nasává vzduch ze zásobníku přes regenerátor, kde je částečně ohřán. Vzduch pak vstupuje do prostoru pod pístem, který je vyhříván. Vzduch expanduje a tlačí na píst při pohybu vzhůru. Píst dosáhne horní úvrati a začne se pohybovat směrem dolů. Horký vzduch je tlačěn zpátky do regenerátoru, kde předá část svého tepla a výfukovým kanálem odchází pryč[11].

Ericssonův cyklus je často přirovnáván k Stirlingovu cyklu, protože se skládají ze dvou izobar a ze dvou izoterm, oba jsou spalovací motory s vnějším spalováním a s regenerátory. Cyklus může být otevřený nebo uzavřený[11].

V novější době se tohoto cyklu užívá u rovnotlakých plynových turbín a u leteckých proudových motorů s kontinuálním spalováním. Zařízení je uspořádáno tak, že plynová turbína, kompresor, popřípadě čerpadlo jsou na společné hřídeli. Cyklus je otevřený. Kompresor nasává stále čerstvý vzduch z atmosféry a rovněž plyny prošlé ohřívákem proudí do atmosféry[13].

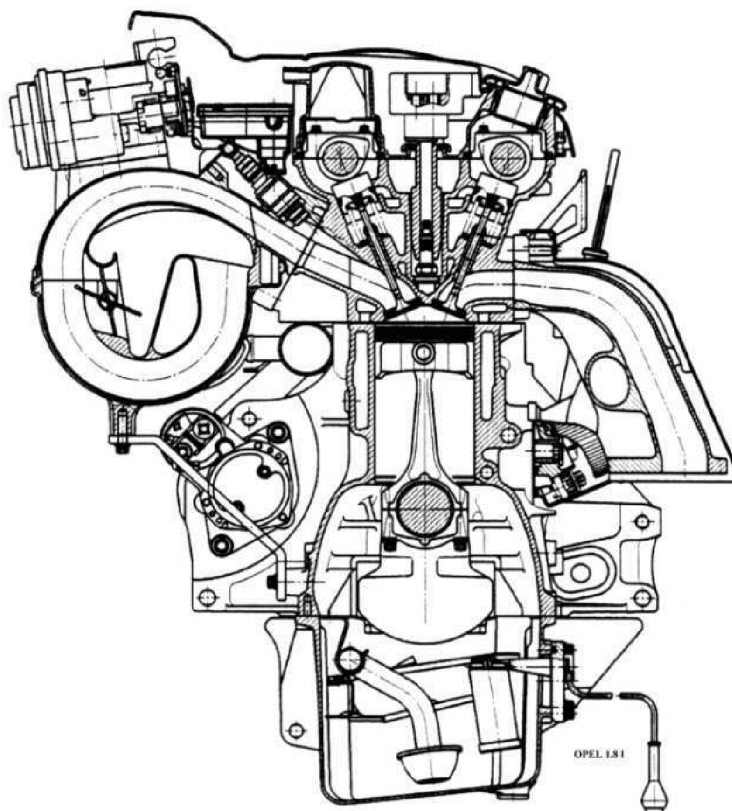


Obr. 1.6 – Holzwarthova plynová turbína z roku 1908 [14]

Humphreyův cyklus je v podstatě Lenoirův cyklus s kompresí. Podle tohoto pracovního cyklu pracovala se spalováním při konstantním objemu plynová Holzwarthova turbína (1908) obr 1.6 a nyní se spalováním za stálého objemu pracují tryskové motory. Pochod obou zařízení je přetržitý, a proto se nazývají motory pulsační [13].

2. KONVENČNÍ MOTORY

2.1. ČTYŘDOBÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR



Obr. 2.1 Řez motoru Opel 1.8i[21]

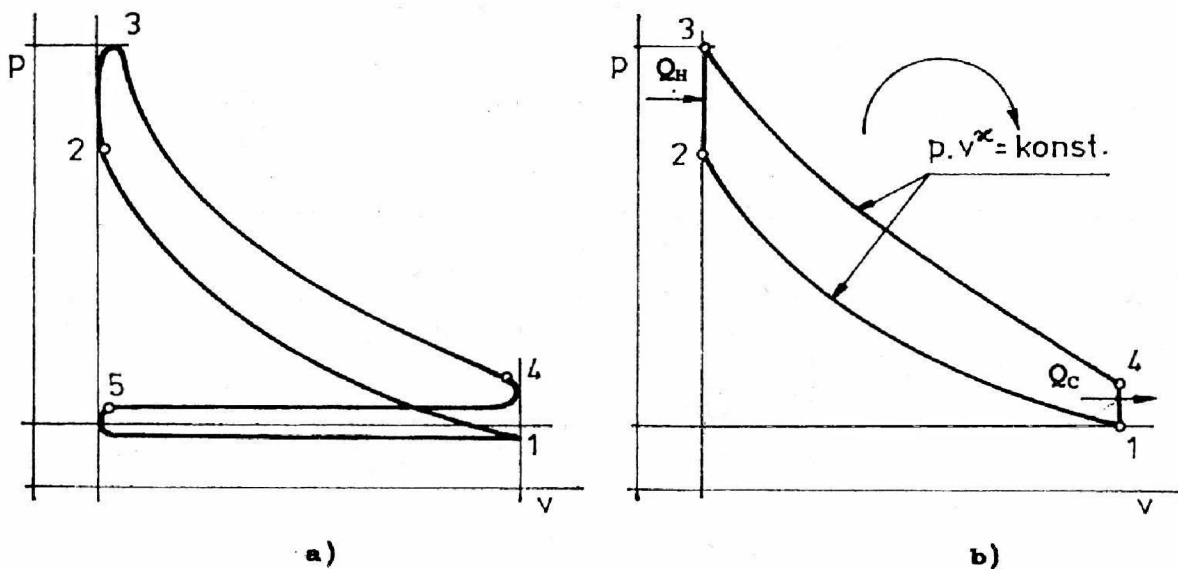
Čtyřdobý zážehový motor je používán jako pohonná jednotka u osobních automobilů např. Škoda Favorit LX, Opel Vectra 1.8i, Renault Scenic, Škoda Octavia 1.2 TSI . U motocyklů např. Yamaha VMAX, Suzuki GSXR 1100, KTM SX 250F, Honda CBF125. Také v různých zařízeních např. elektrocentrály, sekačky, startovací zařízení u velkých motorů, čerpadla,...

2.1.1. POPIS CYKLU

Činnost čtyřdobého zážehového motoru popisuje Ottův cyklus. [1]

Pracovní oběh zážehového motoru je na Obr 2.2.a) při prvním zdvihu se pohybuje píst z horní úvratě do dolní a nasává do válce směs paliva se vzduchem v požadovaném směšovací poměru. Sání končí v bodě 1 [2].

Druhý zdvih je kompresní. Píst se pohybuje z dolní úvratě do horní. V bodě 1. se uzavírá sací ventil a nastává stlačování směsi ve válci. V bodě 2. přeskočí na elektrodách zapalovací svíčky elektrická jiskra, která zapálí stlačenou směs. Nastává uvolnění velkého množství tepelné energie, což se projeví prudkým zvýšením tlaku ve válci do bodu 3. [2].



Obr. 2.2. Pracovní oběh čtyřdobého zážehového motoru

a) indikátorový cyklus, b) idealizovaný cyklus [1]

Při třetím zdvihu se koná práce. Expanzí spalín je píst tlačěn z horní úvratě do dolní. V bodě 4. se otevírá výfukový ventil [2].

Ve čtvrtém zdvihu se vyfukují z pracovního prostoru spaliny. Výfukový ventil je otevřen během celého výfukového zdvihu a zavírá se v bodě 5. na počátku sacího zdvihu, kterým začíná další pracovní zdvih. [2]

2.1.2. TEORETICKÝ VÝPOČET CYKLU

Na začátku oběhu obr. 2.2.b) v bodě 1 je píst v dolní úvratí a pracovní prostor válce je naplněn hořlavou směsí o tlaku p_1 a teplotě T_1 .

Pak probíhá kompresní zdvih z bodu 1 do bodu 2 podle adiabaty. [2]

$$p_1 \cdot V_1^\kappa = p_2 \cdot V_2^\kappa = \text{konst} \quad (2.1)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} \quad (2.3)$$

Tlak na konci kompresního zdvihu [2]:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad (2.4)$$

Kompresní poměr motoru [2]:

$$\frac{V_1}{V_2} = \varepsilon \quad (2.5)$$

Teplota na konci kompresního zdvihu [2]:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.6)$$

musí být nižší, než je teplota samovznícení směsi [2].

V bodě 2 dochází k zážehu směsi elektrickou jiskrou a do bodu 3 probíhá spalování při stálém objemu, do oběhu se přivádí teplo Q_H a vzrůstá tlak i teplota pracovní látky.

Tlak po ukončení spalování při stálém objemu [2]:

$$p_3 = p_2 \cdot \psi = p_1 \cdot \varepsilon^{\kappa} \cdot \psi \quad (2.7)$$

kde $\psi = \frac{p_3}{p_2}$ = stupeň zvýšení tlaku, který závisí na množství přivedeného tepla Q_H [2].

Teplota po ukončení spalování při stálém objemu [2]:

$$T_3 = T_2 \cdot \psi = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \quad (2.8)$$

Velikost tlaku a teploty po ukončení spalování při stálém objemu závisí jen na množství tepla, které se přivede do oběhu [2].

Z bodu 3 do bodu 4 probíhá expanzní zdvih podle adiabaty. Spaliny působí tlakem na píst, který se pohybuje z horní úvratě do dolní. Tepelná energie se mění v mechanickou práci, tlak a teplota klesá až na konečnou hodnotu v bodě 4 [2].

Tlak na konci expanzního zdvihu [2]:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \varepsilon^{-\kappa} = p_1 \cdot \varepsilon^{\kappa} \cdot \psi \cdot \varepsilon^{-\kappa} = p_1 \cdot \psi, \text{ protože} \quad (2.9)$$

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon} \quad (2.10)$$

Teplota na konci expanzního zdvihu [2]:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \varepsilon^{1-\kappa} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \cdot \varepsilon^{1-\kappa} = T_1 \cdot \psi \quad (2.11)$$

V bodě 4 se začíná odvádět z oběhu teplo Q_C při stálém objemu, tlak a teplota klesají až na hodnotu bodu 1, tj. na počáteční stav. Oběh je ukončen a může se opakovat nový [2].

Pro vykreslení T-S diagramu je potřeba vypočítat entropie. [1].

$$S_2 = S_1 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + m \cdot r \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.12)$$

$$S_3 = S_2 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2} + m \cdot r \cdot \ln \frac{V_3}{V_2} \quad (2.13)$$

$$S_4 = S_1 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_4}{T_1} + m \cdot r \cdot \ln \frac{V_4}{V_1} \quad (2.14)$$

2.1.3. TEPELNÁ ÚČINNOST

Tepelná účinnost je dána poměrem tepla využitého k práci a tepla přivedeného do oběhu [2].

$$\eta_t = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} \quad (2.15)$$

Množství tepla přivedeného do oběhu [2]:

$$Q_H = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) = m \cdot c_v \cdot (T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}) = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} (\psi - 1) \quad (2.16)$$

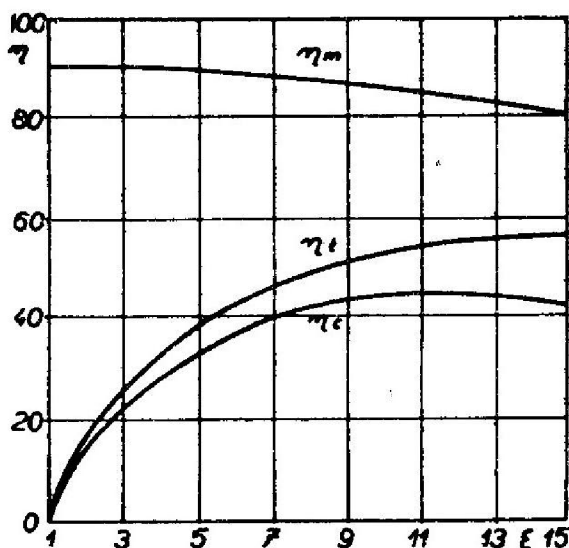
Množství tepla odvedeného z oběhu [2]:

$$Q_C = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_3) = m \cdot c_v \cdot (T_1 \cdot \psi - T_1) = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot (\psi - 1) \quad (2.17)$$

Výsledný vztah pro tepelnou účinnost [2]:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot (\psi - 1)}{m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} (\psi - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.18)$$

Z uvedeného vztahu vyplývá, že zvýšení tepelné účinnosti lze docílit jen zvyšováním kompresního poměru a zvyšováním Poissonovy konstanty. Zvyšování kompresního poměru je omezeno konečnou teplotou kompresního zdvihu, která musí být nižší, než je teplota samovznícení směsi, a rostoucími pasivními odpory obr. 2.3. Poissonova konstanta směsi je dána vzduchem, který má ve směsi převahu; Poissonova konstanta se může prakticky zvětšovat přebytkem vzduchu (chudá směs), nesmí se však způsobit podstatnější zpomalení hoření směsi [2].



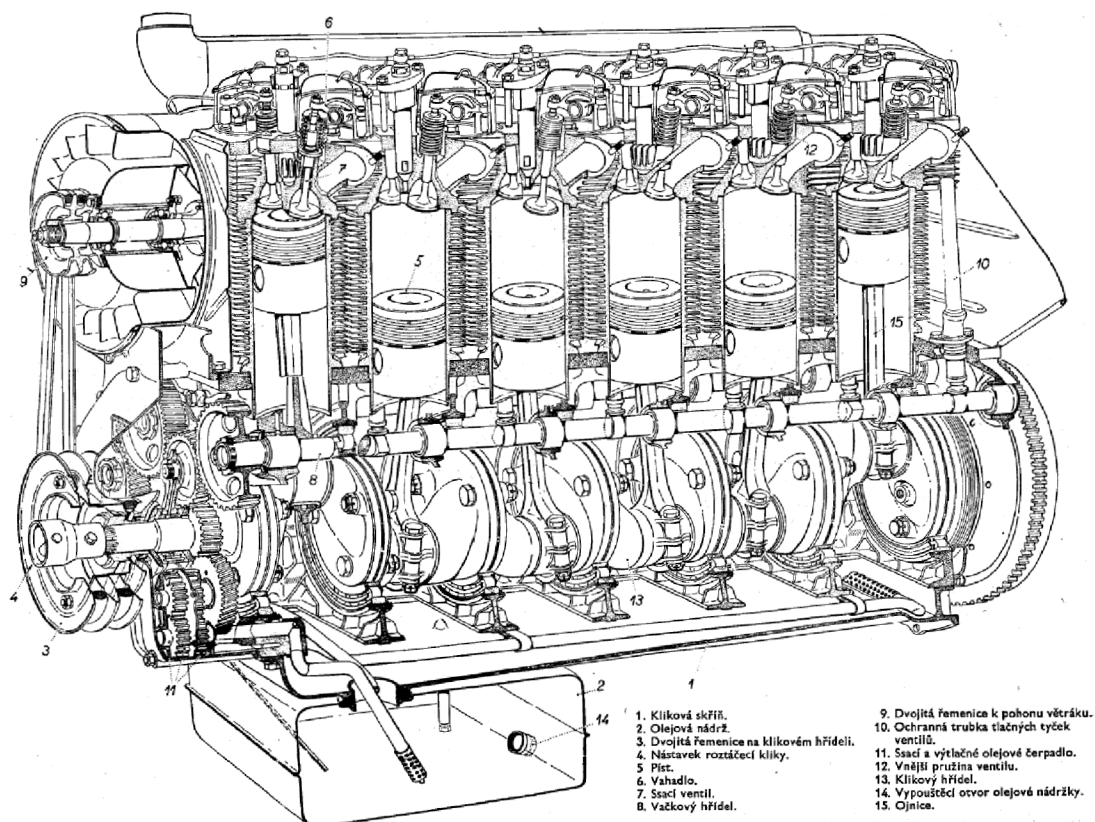
η_m - mechanická účinnost

η_t - tepelná účinnost

$$\eta_c = \eta_t \cdot \eta_m$$

Obr. 2.3 Závislost mechanické a tepelné účinnosti na kompresním poměru [2]

2.2. ČTYŘDOBÝ VZNĚTOVÝ MOTOR



Obr. 2.4 Řez motorem V3S[23]

Čtyřdobý vznětový motor je používán jako pohonná jednotka u osobních automobilů např. Volkswagen Passat 2,0 TDi, Škoda Octavia 1.9 TDI, Seat Altea XL 1.9 TDI.

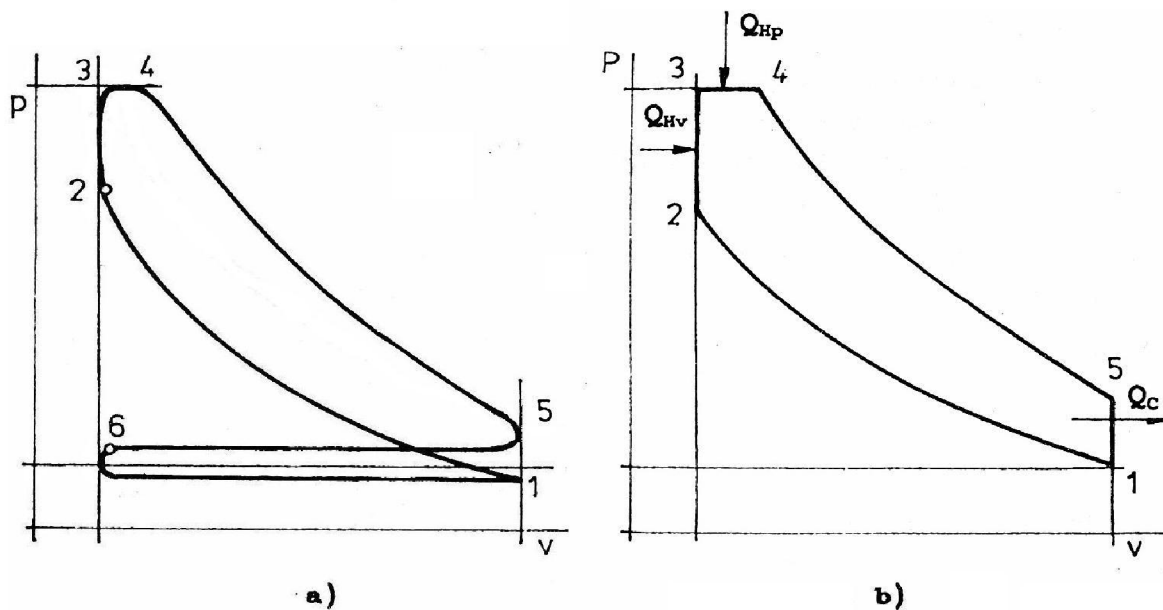
Nejvíce je využíván u nákladních automobilů např. Tatra 815, Iveco Trakker 8x8, Avia A31 turbo, V3S, Iveco Daily a autobusů MAN Lion's City GL, Volvo 9700, Karosa B 731.

U motocyklů např. Enfield Bullet 350 Diesel, Thunder Star 1200 TDI, .

Také v různých zařízeních např. traktory, samojízdné pracovní stroje, kompresory.

2.2.1. POPIS CYKLU

Současné vznětové motory pracují podle Sabateho cyklu, kdy část paliva hoří za konstantního objemu a část za konstantního tlaku.[1]



Obr. 2.5. Pracovní oběh čtyřdobého vznětového motoru

a) indikátorový cyklus, b) idealizovaný cyklus [1]

Pracovní oběh vznětového motoru je na Obr 2.5.a). Při první zdvihu se pohybuje píst z horní úvratě do dolní a nasává do válce čistý vzduch. Sání končí v bodě 1, kdy se uzavře sací ventil [2].

Druhý zdvih je kompresní. Píst se pohybuje z dolní úvratě do horní a nastává stlačování vzduchu ve válci. Z důvodu velikých kompresí se vzduch zahřívá na vysoké teploty. V bodě 2 se začíná do stlačeného vzduchu vstříkovat palivo, které se smíchá se vzduchem a vytváří zápalnou směs. Směs se vlivem vysoké teploty zapaluje, část shoří prakticky v okamžiku, kdy je píst v horní úvratě, což se projeví prudkým zvýšením tlaku ve válci do bodu 3 tj. při stálém objemu [2].

Část směsi hoří na začátku expanzního zdvihu při stálém tlaku v pracovním prostoru bod 4, když se expanzí spalín píst pohybuje již z horní úvratě směrem k dolní. V bodě 5 se otevírá výfukový ventil [2].

Ve čtvrtém zdvihu se vyfukují z pracovního prostoru spaliny. Výfukový ventil je otevřen během celého výfukového zdvihu a zavírá se v bodě 6 na počátku sacího zdvihu, kterým začíná další pracovní zdvih [2].

2.2.2. TEORETICKÝ VÝPOČET CYKLU

Na začátku oběhu obr. 2.5.b) v bodě 1 je píst v dolní úvratě a pracovní prostor válce je naplněn čistým vzduchem o tlaku p_1 a teplotě T_1 . Pak probíhá kompresní zdvih z bodu 1 do bodu 2 podle adiabaty. [2]

Tlak na konci kompresního zdvihu [2]:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad (2.19)$$

Teplota na konci kompresního zdvihu [2]:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.20)$$

musí být vyšší, než je teplota samovznícení směsi, která se vytváří v bodě 2 vstřikováním a rozprašováním paliva [2].

V bodě 2 dochází k vznícení směsi vlivem kompresní teploty T_2 . Z bodu 2 do bodu 3 probíhá spalování při stálém objemu, do oběhu se přivádí teplo Q_{Hv} a vzrůstá tlak i teplota pracovní látky [2].

Tlak po ukončení spalování při stálém objemu [2]:

$$p_3 = p_2 \cdot \psi = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot \psi \quad (2.21)$$

Teplota po ukončení spalování při stálém objemu [2]:

$$T_3 = T_2 \cdot \psi = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \quad (2.22)$$

Velikost tlaku a teploty po ukončení spalování při stálém objemu závisí jen na množství tepla, které se přivede do oběhu. Z bodu 3 do bodu 4 probíhá spalování při stálém tlaku, do oběhu se přivádí teplo Q_{Hp} , tlak $p_4 = p_3$, teplota se zvyšuje [2].

Teplota po ukončení spalování při stálém tlaku [2]:

$$T_4 = T_3 \cdot \frac{V_4}{V_3} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \cdot \varphi \quad (2.23)$$

$$\text{kde } \frac{V_4}{V_3} = \varphi \text{ je} \quad (2.24)$$

stupeň zvětšení objemu, který závisí na množství tepla přivedeného spálením zbytku směsi při stálém tlaku [2].

Z bodu 4 do bodu 5 probíhá zbývající část expanzního zdvihu pístu a adiabatická expanze spalin [2].

Tlak na konci expanzního zdvihu [2]:

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^\kappa = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot \psi \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^\kappa = p_1 \cdot \psi \cdot \varphi^\kappa, \quad (2.25)$$

za předpokladu, že poměr [2]

$$\frac{V_4}{V_5} = \frac{V_4}{V_1} = \frac{\varphi}{\varepsilon} = \frac{V_4}{V_3} \cdot \frac{V_1}{V_3} = \frac{V_4}{V_3} \cdot \frac{V_2}{V_1} = \dots \text{ pro } V_2=V_3 \quad (2.26)$$

Teplota na konci expanzního zdvihu [2]:

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \cdot \varphi \cdot \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi^{\kappa} \quad (2.27)$$

V bodě $\underline{5}$ se začíná odvádět z oběhu teplo Q_c při stálém objemu, tlak a teplota klesají až na hodnotu bodu $\underline{1}$, tj. na počáteční stav. Oběh je ukončen a může se opakovat nový [2].

Pro vykreslení T-s diagramu je potřeba vypočítat entropie [1].

$$S_2 = S_1 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} + m \cdot c_p \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.28)$$

$$S_3 = S_2 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{p_3}{p_2} + m \cdot c_p \cdot \ln \frac{V_3}{V_2} \quad (2.29)$$

$$S_4 = S_3 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{p_4}{p_3} + m \cdot c_p \cdot \ln \frac{V_4}{V_3} \quad (2.30)$$

$$S_5 = S_1 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{p_4}{p_1} + m \cdot c_p \cdot \ln \frac{V_4}{V_1} \quad (2.31)$$

2.2.3. TEPELNÁ ÚČINNOST

Množství tepla přivedeného do oběhu při stálém objemu [2]:

$$Q_{Hv} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) = m \cdot c_v \cdot (T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}) = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} (\psi - 1) \quad (2.32)$$

Množství tepla přivedeného do oběhu při stálém tlaku [2]:

$$Q_{Hp} = m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3) = m \cdot c_p \cdot (T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \cdot \varphi - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi) = m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi (\varphi - 1) \quad (2.33)$$

Množství tepla odvedeného z oběhu [2]:

$$Q_c = m \cdot c_v \cdot (T_5 - T_4) = m \cdot c_v \cdot (T_1 \cdot \psi \cdot \varphi^{\kappa} - T_1) = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot (\psi \cdot \varphi^{\kappa} - 1) \quad (2.34)$$

Výsledný vztah pro tepelnou účinnost [2]:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{|Q_c|}{Q_H} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot (\psi \cdot \varphi^{\kappa} - 1)}{m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} (\psi - 1) + m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi (\varphi - 1)} = \\ &= 1 - \frac{T_1 \cdot (\psi \cdot \varphi^{\kappa} - 1)}{T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} (\psi - 1) + \kappa \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi (\varphi - 1)} = \\ &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\psi \cdot \varphi^{\kappa} - 1}{\psi - 1 + \kappa \cdot \psi (\varphi - 1)} \end{aligned} \quad (2.35)$$

Velikost tepelné účinnosti oběhu se smíšeným spalováním je závislá na větším počtu veličin než u oběhu zážehového.

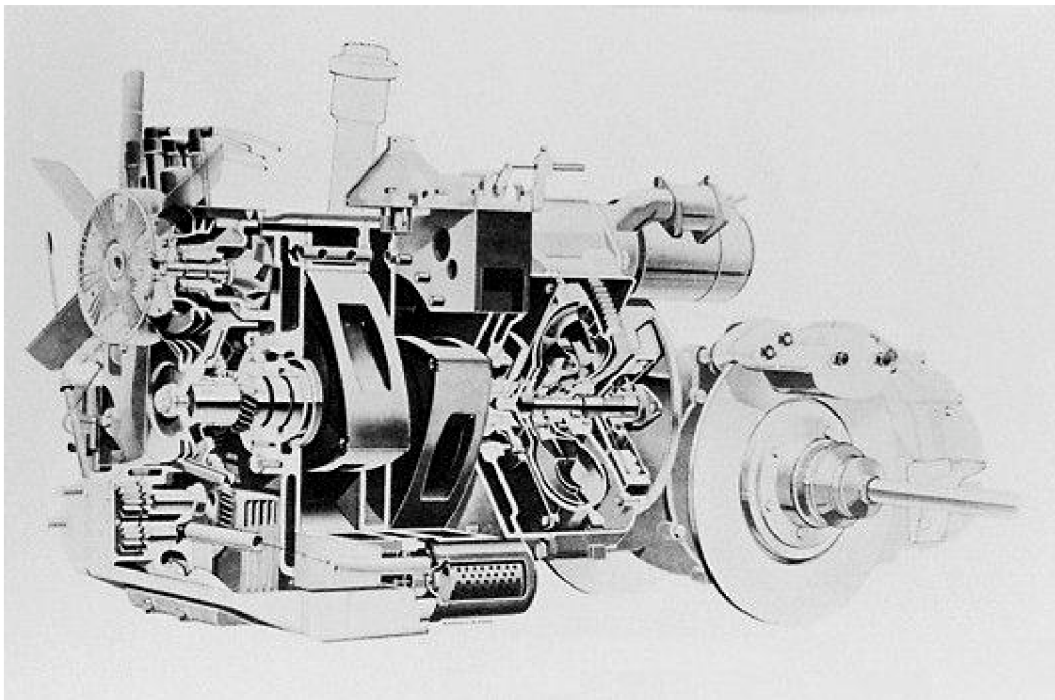
Zvyšováním kompresního poměru ε se docílí vyšší tepelné účinnosti, ale velikost ε je jen v takových mezích, aby se dosáhlo požadované teploty T_2 .

Součinitel κ je prakticky neměnný, poněvadž se ve válci stlačuje téměř čistý vzduch.

Zvětšováním stupně zvýšení tlaku ψ vede ke zvyšování tepelné účinnosti, ale zároveň ke zvyšování tlaku p_3 , což má za následek zvětšování mechanického namáhání částí motoru a tím i zhoršení mechanické účinnosti.

Poměr zvětšení objemu φ je závislý podle volby stupně zvýšení tlaku ψ na zatížení motoru. Při zvětšování φ (při zvyšujícím se zatížení motoru) klesá účinnost [2].

2.3. WANKELŮV MOTOR

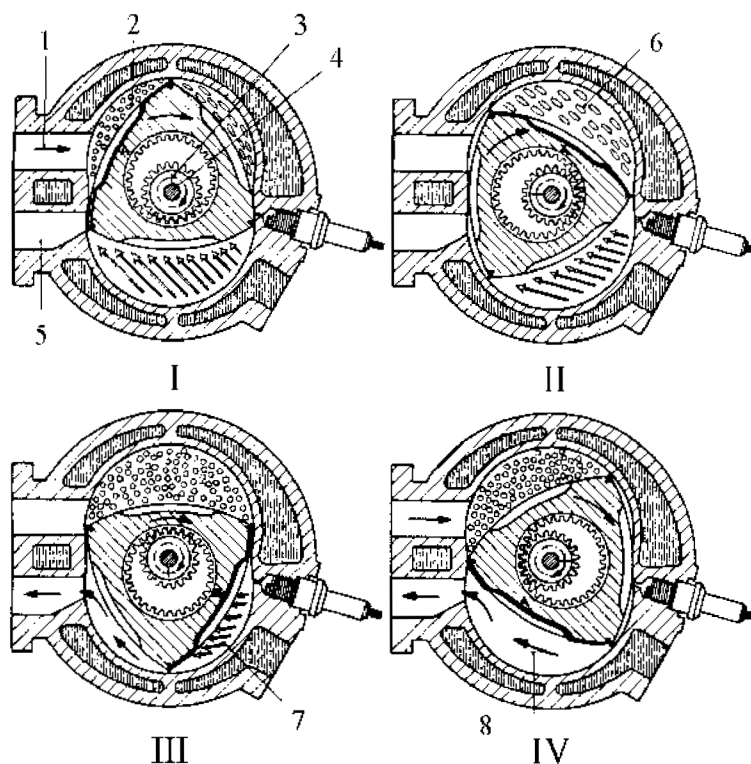


Obr.2.6 Řez Wankelovým motorem NSU RO 80[18]

Wankelův motor je v dnešní době používán jako pohonná jednotka u Mazdy RX-8. Dříve se používal v automobilech NSU RO 80, Citroën GS, Mazdy RX-2, LADA-VAZ-21079, Mercedes C111-II, dále u letadel, motocyklů, vodních skutrů.

2.3.1. POPIS CYKLU

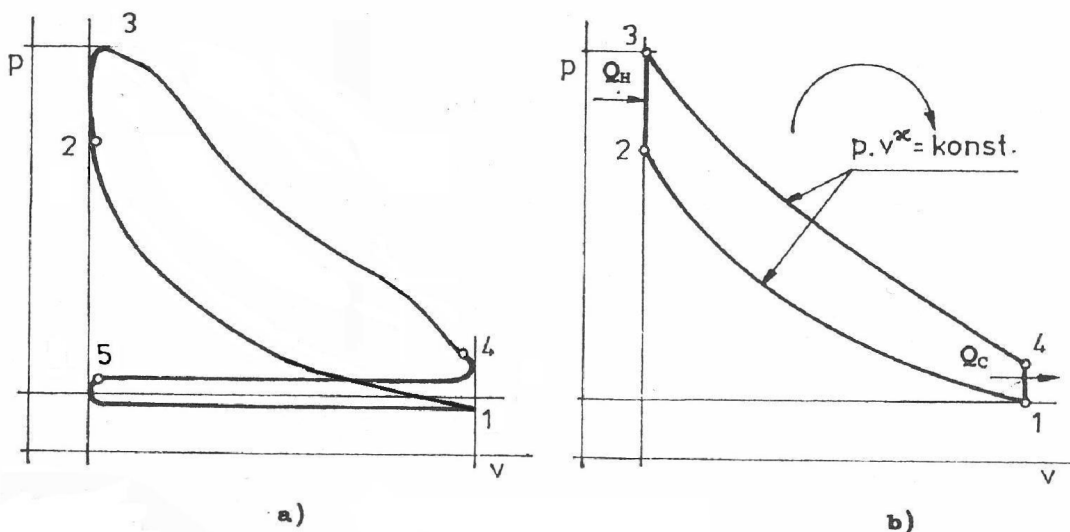
Uspořádání Wankelova motoru umožňuje, aby vždy během 90 stupňů otočení pístu došlo ke změně objemu pracovního prostoru z minima na maximum a při následujícím otočení o 90° opět z maxima na minimum. Při jednom otočení pístu o 360° postupně proběhnou nad každým obloukem pístu samostatně všechny čtyři fáze čtyřdobého zážehového cyklu[19].



Obr. 2.7 Pracovní oběh Wankelova motoru[20]

I- sání, II- komprese, III- expanze, IV- výfuk,

1- sací kanál, 2- nasávaná směs, 3- pevné ozubené kolo, 4- excentrická hřídel, 5- výfukový kanál, 6- stlačovaná směs, 7- expanze hořící směsi, 8- výfuk spalin, 9- chladicí kapalina, 10- komora rotoru, 11- zapalovací svíčka



Obr. 2.8 Pracovní oběh Wankelova motoru(Ottův cyklus)

a) indikátorový cyklus, b) idealizovaný cyklus [17,1]

Pracovní oběh Wankelova motoru pro jednu stranu pístu je na Obr 2.8a). Píst je ve výchozí poloze bod 5 . Nad pístem je minimální objem spalovacího prostoru a následným otáčením píst uzavírá výfukový kanál a začíná sání směsi paliva se vzduchem v požadovaném směšovací poměru do pracovního prostoru Obr 2.7-I .

Při pootočení pístu o 90° je nad pístem maximální pracovní objem nasáté směsi a zadní hrana pístu uzavírá sací kanál bod 1 a dochází ke stlačení směsi Obr 2.7-II.

Při otočení pístu o dalších 90° se v bodě 2 objem pracovního prostoru zmenší na minimum a na elektrodách zapalovací svíčky přeskočí elektrická jiskra, která zapálí stlačenou směs. Nastává uvolnění velkého množství tepelné energie, což se projeví prudkým zvýšením tlaku ve válci do bodu 3.

Expanzí spalin je píst tlačěn ve směru rotace Obr 2.7-III do maximálního objemu válce, kdy přední strana začne otvírat výfukový kanál bod 4.

Následuje výfuk spalin Obr 2.7-IV vlivem zmenšováním spalovacího prostoru až na minimum dojde k vyprázdnění spalovací komory pro novou směs a cyklus se může opakovat.

2.3.2. TEORETICKÝ VÝPOČET CYKLU

Na začátku oběhu obr. 2.8.b) v bodě 1 je píst v dolní úvrati a pracovní prostor je naplněn hořlavou směsí o tlaku p_1 a teplotě T_1 .

Pak probíhá kompresní zdvih z bodu 1 do bodu 2 podle adiabaty. [2]

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} \quad (2.36)$$

Tlak na konci kompresního zdvihu [2]:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad (2.37)$$

Kompresní poměr motoru [2]:

$$\frac{V_1}{V_2} = \varepsilon \quad (2.38)$$

Teplota na konci kompresního zdvihu [2]:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.39)$$

musí být nižší, než je teplota samovznícení směsi [2].

V bodě 2 dochází k zážehu směsi elektrickou jiskrou a do bodu 3 probíhá spalování při stálém objemu, do oběhu se přivádí teplo Q_H a vzrůstá tlak i teplota pracovní látky.

Tlak po ukončení spalování při stálém objemu [2]:

$$p_3 = p_2 \cdot \psi = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot \psi \quad (2.40)$$

kde $\psi = \frac{p_3}{p_2}$ = stupeň zvýšení tlaku, který závisí na množství přivedeného tepla Q_H [2].

Teplota po ukončení spalování při stálém objemu [2]:

$$T_3 = T_2 \cdot \psi = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \quad (2.41)$$

Velikost tlaku a teploty po ukončení spalování při stálém objemu závisí jen na množství tepla, které se přivede do oběhu [2].

Z bodu 3 do bodu 4 probíhá expanzní zdvih podle adiabaty. Spaliny působí tlakem na píst, který se pohybuje z horní úvratě do dolní. Tepelná energie se mění v mechanickou práci, tlak a teplota klesá až na konečnou hodnotu v bodě 4 [2].

Tlak na konci expanzního zdvihu [2]:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\kappa = p_3 \cdot \varepsilon^{-\kappa} = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot \psi \cdot \varepsilon^{-\kappa} = p_1 \cdot \psi, \text{ protože} \quad (2.42)$$

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon} \quad (2.43)$$

Teplota na konci expanzního zdvihu [2]:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \varepsilon^{1-\kappa} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \cdot \varepsilon^{1-\kappa} = T_1 \cdot \psi \quad (2.44)$$

V bodě 4 se začíná odvádět z oběhu teplo Q_C při stálém objemu, tlak a teplota klesají až na hodnotu bodu 1, tj. na počáteční stav. Oběh je ukončen a může se opakovat nový [2].

Pro vykreslení T-S diagramu je potřeba vypočítat entropie. [1].

$$S_2 = S_1 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + m \cdot r \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.45)$$

$$S_3 = S_2 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2} + m \cdot r \cdot \ln \frac{V_3}{V_2} \quad (2.46)$$

$$S_4 = S_1 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_4}{T_1} + m \cdot r \cdot \ln \frac{V_4}{V_1} \quad (2.47)$$

2.3.3. TEPELNÁ ÚČINNOST

Tepelná účinnost je dána poměrem tepla využitého k práci a tepla přivedeného do oběhu [2].

$$\eta_t = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} \quad (2.48)$$

Množství tepla přivedeného do oběhu [2]:

$$Q_H = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) = m \cdot c_v \cdot (T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}) = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} (\psi - 1) \quad (2.49)$$

Množství tepla odvedeného z oběhu [2]:

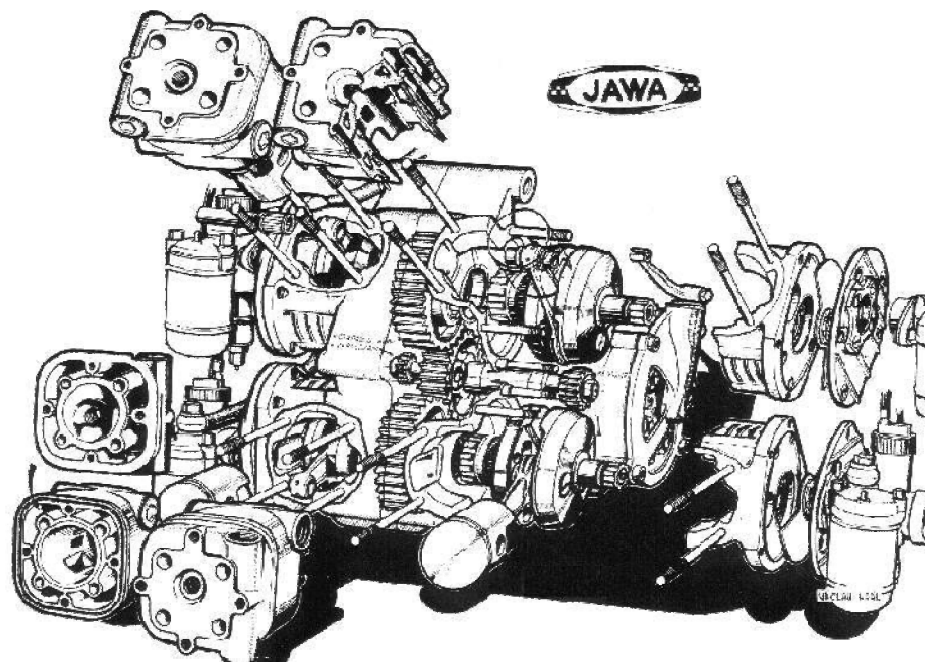
$$Q_C = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_3) = m \cdot c_v \cdot (T_1 \cdot \psi - T_1) = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot (\psi - 1) \quad (2.50)$$

Výsledný vztah pro tepelnou účinnost [2]:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot (\psi - 1)}{m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} (\psi - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.51)$$

Z uvedeného vztahu vyplývá, že zvyšování tepelné účinnosti lze docílit jen zvyšováním kompresního poměru a zvyšováním Poissonovy konstanty. Zvyšování kompresního poměru je omezeno konečnou teplotou kompresního zdvihu, která musí být nižší, než je teplota samovznícení směsi, a rostoucími pasivními odpory obr.2.3. Poissonova konstanta směsi je dána vzduchem, který má ve směsi převahu; Poissonova konstanta se může prakticky zvětšovat přebytkem vzduchu (chudá směs), nesmí se však způsobit podstatnější zpomalení hoření směsi[2].

2.4. DVOJDOBÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR

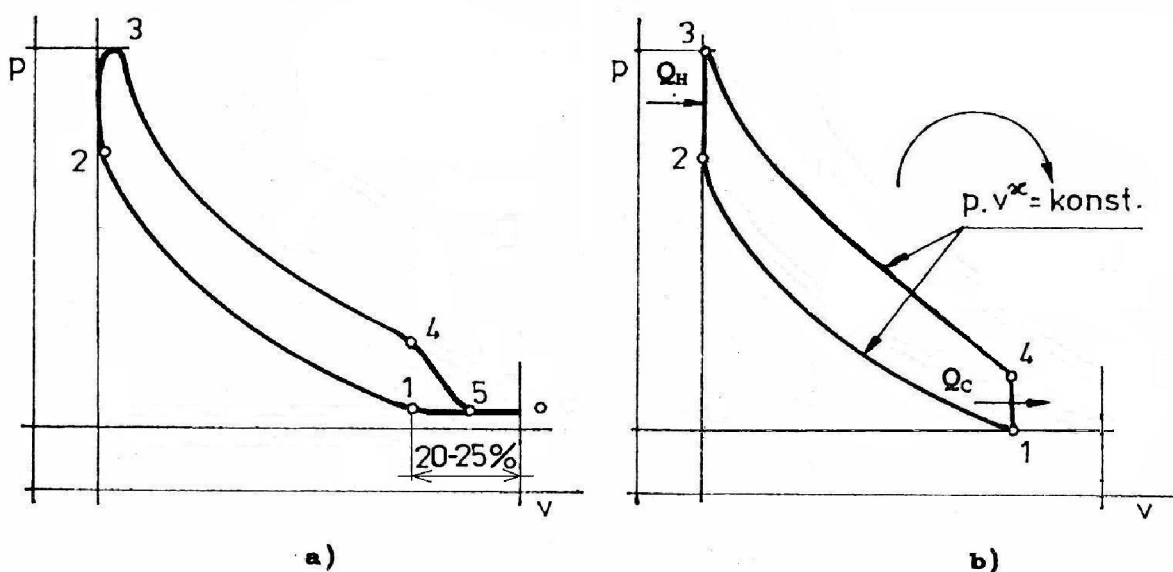


Obr. 2.9 Řez motorem JAWA 350 V4 typ 673 [22]

2.4.1. POPIS CYKLU

Činnost dvojdobého zážehového cyklu, který je převážně používán pro malé, přenosné, nebo specializované strojní aplikace, jako jsou motocykly, mopedy, skútry, řetězové pily, sněžné skútry, motokáry, ultralighty a modely letadel a sekačky na trávu popisuje Ottův cyklus. [16,2]

U dvoudobých zážehových motorů se plnění i vypouštění spalin z výfuku do válce řídí nejčastěji kanálovým rozvodem[2].



Obr. 2.10 Pracovní oběh dvoudobého zážehového motoru

a) indikátorový cyklus, b) idealizovaný cyklus [15,2,1]

Pracovní oběh dvoudobého zážehového motoru je na obr. 2.10 a). Při prvním zdvihu se píst pohybuje z dolní úvrati do horní. Na začátku zdvihu v bodě 5 uzavírá píst nejprve vyplachovací kanál, kterým byla pomocí malého přetlaku dopravena zápalná směs z klikové skříně do pracovního prostoru válce a usměrněným prouděním vytlačila spaliny do výfukového kanálu. V bodě 1 uzavírá výfukový kanál a dochází ke stlačování směsi. Za polovinou zdvihu odkrývá spodní strana pístu sací kanál. Poněvadž prostor klikové skříně je utěsněn, vzniká při kompresním zdvihu pístu v klikové skříně podtlak, jehož pomocí se nasává směs paliva se vzduchem. V bodě 2 těsně před dosažením horní úvrati přeskočí na elektrodách zapalovací svíčky jiskra a zapálí stlačenou směs. Nastává uvolnění velkého množství tepelné energie, což se projeví prudkým zvýšením tlaku ve válci do bodu 3 [2].

Při druhém zdvihu pístu probíhá expanze, tzn. že se vykonává užitečná práce. Píst se pohybuje z horní úvrati do dolní, uzavírá sací kanál a pod sebou v klikové skříně stlačuje nasátou směs. Těsně před ukončením expanzního zdvihu v bodě 4 otevírá píst výfukový kanál. Po snížení tlaku v bodě 5 otevírá vyplachovací kanál, kterým znovu proudí směs do válce, vyplachuje spalovací prostor a tím se připravuje na další pracovní oběh. [2]

2.4.2. TEORETICKÝ VÝPOČET CYKLU

Na začátku oběhu obr. 2.10.b) v bodě 1, kdy píst uzavřel vyplachovací i výfukový kanál a pracovní prostor válce, je naplněn hořlavou směsí o tlaku p_1 a teplotě T_1 .

Pak probíhá kompresní zdvih z bodu 1 do bodu 2 podle adiabaty. [2]

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} \quad (2.52)$$

Tlak na konci kompresního zdvihu [2]:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad (2.53)$$

Kompresní poměr motoru [2]:

$$\frac{V_1}{V_2} = \varepsilon \quad (2.54)$$

Teplota na konci kompresního zdvihu [2]:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.55)$$

musí být nižší, než je teplota samovznícení směsi [2].

V bodě 2 dochází k zážehu směsi elektrickou jiskrou a do bodu 3 probíhá spalování při stálém objemu, do oběhu se přivádí teplo Q_H a vzrůstá tlak i teplota pracovní látky.

Tlak po ukončení spalování při stálém objemu [2]:

$$p_3 = p_2 \cdot \psi = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot \psi \quad (2.56)$$

kde $\psi = \frac{p_3}{p_2}$ = stupeň zvýšení tlaku, který závisí na množství přivedeného tepla Q_H [2].

Teplota po ukončení spalování při stálém objemu [2]:

$$T_3 = T_2 \cdot \psi = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \quad (2.57)$$

Velikost tlaku a teploty po ukončení spalování při stálém objemu závisí jen na množství tepla, které se přivede do oběhu [2].

Z bodu 3 do bodu 4 probíhá expanzní zdvih podle adiabaty. Spaliny působí tlakem na píst, který se pohybuje z horní úvratě do dolní. Tepelná energie se mění v mechanickou práci, tlak a teplota klesá až na konečnou hodnotu v bodě 4 [2]: .

Tlak na konci expanzního zdvihu [2]:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\kappa = p_3 \cdot \varepsilon^{-\kappa} = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot \psi \cdot \varepsilon^{-\kappa} = p_1 \cdot \psi, \text{ protože} \quad (2.58)$$

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon} \quad (2.59)$$

Teplota na konci expanzního zdvihu [2]:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \varepsilon^{1-\kappa} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi \cdot \varepsilon^{1-\kappa} = T_1 \cdot \psi \quad (2.60)$$

V bodě 4 se začíná odvádět z oběhu teplo Q_c při stálém objemu, tlak a teplota klesají až na hodnotu bodu 1, tj. na počáteční stav. Oběh je ukončen a může se opakovat nový [2].

Pro vykreslení T-S diagramu je potřeba vypočítat entropie.[1].

$$S_2 = S_1 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + m \cdot r \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.61)$$

$$S_3 = S_2 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2} + m \cdot r \cdot \ln \frac{V_3}{V_2} \quad (2.62)$$

$$S_4 = S_1 + m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_4}{T_1} + m \cdot r \cdot \ln \frac{V_4}{V_1} \quad (2.63)$$

2.4.3. TEPELNÁ ÚČINNOST

Tepelná účinnost je dána poměrem tepla využitého k práci a tepla přivedeného do oběhu [2].

$$\eta_t = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} \quad (2.64)$$

Množství tepla přivedeného do oběhu [2]:

$$Q_H = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) = m \cdot c_v \cdot (T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}) = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} (\psi - 1) \quad (2.65)$$

Množství tepla odvedeného z oběhu [2]:

$$Q_C = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_3) = m \cdot c_v \cdot (T_1 \cdot \psi - T_1) = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot (\psi - 1) \quad (2.66)$$

Výsledný vztah pro tepelnou účinnost [2]:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot (\psi - 1)}{m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} (\psi - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.67)$$

Z uvedeného vztahu vyplývá, že zvyšování tepelné účinnosti lze docílit jen zvyšováním kompresního poměru a zvyšováním Poissonovy konstanty. Zvyšování kompresního poměru je omezeno konečnou teplotou kompresního zdvihu, která musí být nižší, než je teplota samovznícení směsi, a rostoucími pasivními odpory obr.2.3. Poissonova konstanta směsi je dána vzduchem, který má ve směsi převahu; Poissonova konstanta se může prakticky zvětšovat přebytkem vzduchu (chudá směs), nesmí se však způsobit podstatnější zpomalení hoření směsi[2].

2.5. POROVNÁNÍ OBĚHŮ

Porovnávací cykly tepelných oběhů slouží k termodynamickému rozboru činnosti konkrétního typu a také ke srovnávání vlastností různých cyklů za určitých stavových podmínek. [1]

Všechny tepelné oběhy jsou nepřepřlňované a jejich pracovní látkou je ideální vzduch. Hoření paliva je nahrazeno přívodem tepla. K porovnání jsem zvolil vstupní parametry vzduchu, které jsou uvedeny v tabulce Tab. 2.1. [24]

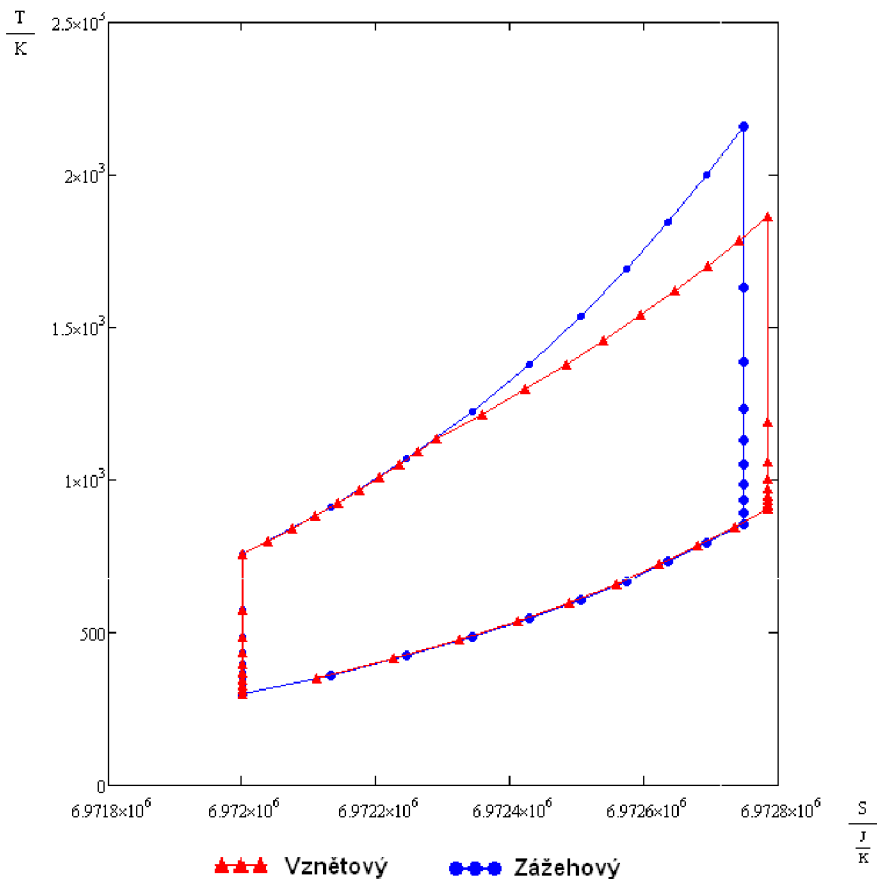
Tab.2.1 Vstupní parametry

T₁ – teplota v bodě 1.	300	K
p₁ - tlak v bodě 1.	101 000	Pa
r – měrná plynová konstanta	287,04	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
c_v - Měrná tepelná kapacita za stálého objemu	714	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
κ – Poissonova konstanta	1,402	-
Q_H - přivedené teplo	1 000 000	J

K porovnání je zvolen čtyřdobý zážehový motor, s kterým se ostatní motory budou srovnávat.

2.5.1. POROVNÁNÍ ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO A VZNĚTOVÉHO MOTORU

a) Stejně přivedená tepla $Q_{H4z}=Q_{H4v}$ a stejné kompresní poměry $\varepsilon_{4z}=\varepsilon_{4v}$



Obr. 2.11 Čtyřdobý zážehový a vznětový motor při stejných Q_H a ε

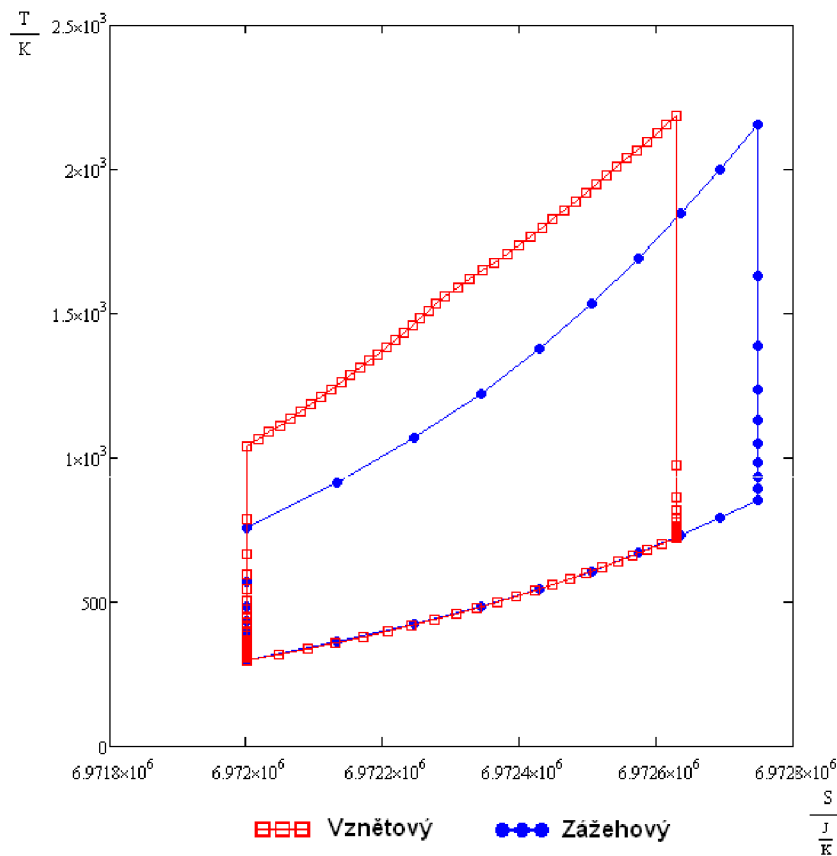
Ze vzorců 2.18 a 2.35 vypočítáme tepelnou účinnost čtyřdobého zážehového a vznětového motoru:

Tab..2.2 Termická účinnost při stejných Q_H a ε

	Čtyřdobého zážehového motoru	Čtyřdobého vznětového motoru
Termická účinnost	$\eta_{4z} = 0,604$	$\eta_{4v} = 0,57$

Termická účinnost Ottova oběhu vyšší, poněvadž odvedené teplo je u Sabatova cyklu větší [1].

b) Stejná přivedená tepla $Q_{H4z}=Q_{H4v}$, stupně komprese odpovídají skutečným hodnotám z technické praxe obr. 2.12. [25]



Obr. 2.12 Čtyřdobý zážehový a vznětový motor při stejných Q_H , $\epsilon_{4z}=10$, $\epsilon_{4v}=22$

Termická účinnost čtyřdobého vznětového oběhu je vyšší, poněvadž odvedené teplo je u čtyřdobého zážehového oběhu větší [1].

Ze vzorců 2.18 a 2.35 vypočítáme tepelnou účinnost čtyřdobého zážehového a vznětového motoru:

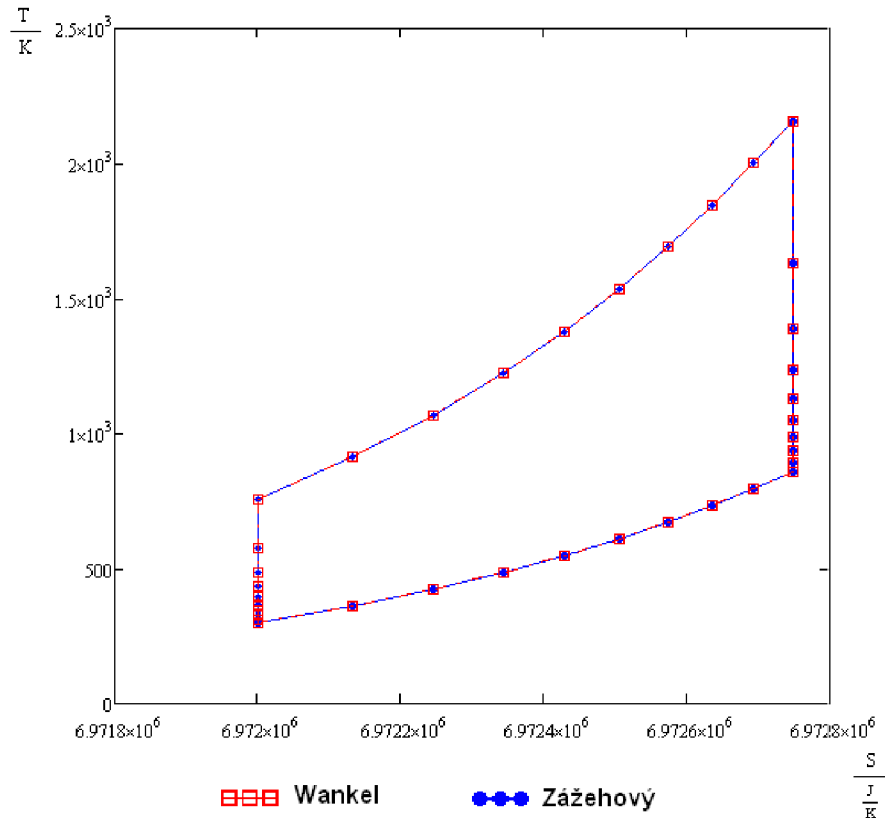
Tab.2.3 Termická účinnost při stejných Q_H a ϵ

	Čtyřdobý zážehový motor	Čtyřdobý vznětový motor
Termická účinnost	$\eta_{4z} = 0,604$	$\eta_{4v} = 0,698$

Výpočtem jsme potvrdili, že při stejném přivedeném teple $Q_{H4z}=Q_{H4v}$ a stupně komprese odpovídající skutečným hodnotám z technické praxe je účinnost čtyřdobého vznětového motoru větší než u čtyřdobého zážehového motoru.

2.5.2. POROVNÁNÍ ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO A WANKELOVA MOTORU

a) Stejně přivedená tepla $Q_{H4z}=Q_{Hw}$ a stejné kompresní poměry $\varepsilon_{4z}=\varepsilon_w$



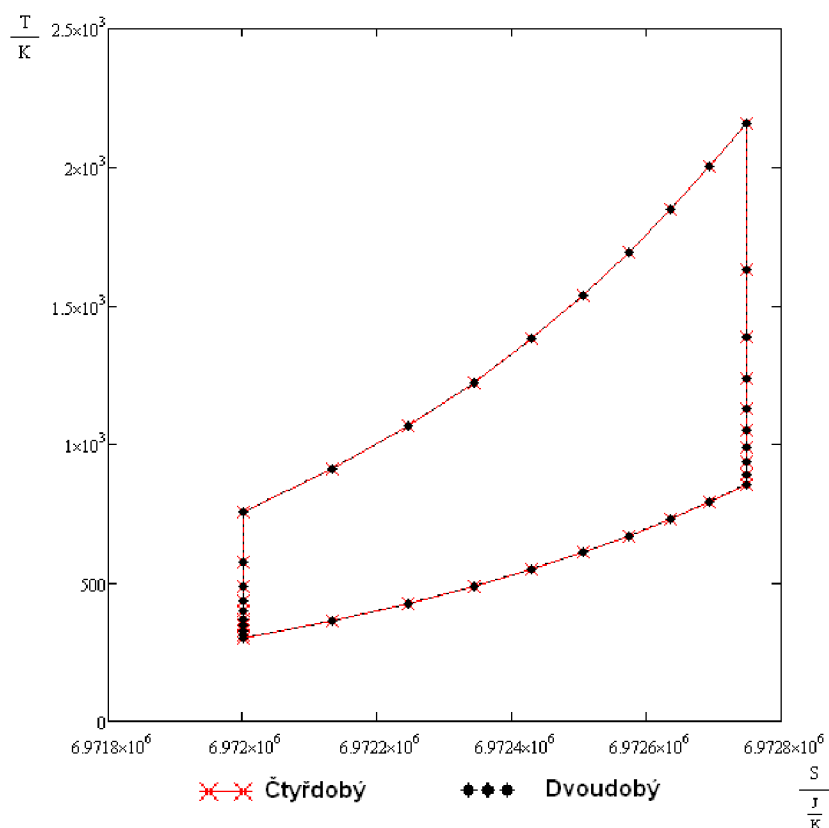
Obr. 2.13 Čtyřdobý zážehový a Wankelův motor při stejných Q_H a ε

Wankelův motor stejně tak i čtyřdobý zážehový motor pracuje na Ottovým cyklu. Tudíž termodynamická účinnost obou motorů je stejná.

V praxi je termodynamická účinnost Wankelova motoru nižší. Prvním důvodem je tvar spalovacího prostoru. V dlouhém a úzkém spalovacím prostoru je hoření směsi podstatně složitější než ve válcovém prostoru pístového motoru. Dalším důvodem je nižší kompresní poměr způsobený specifickým tvarem jednotlivých částí motoru. V neposlední řadě pak má na účinnost vliv i problematické chlazení motoru. [26,27]

2.5.3. POROVNÁNÍ ČTYŘDOBÉHO A DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

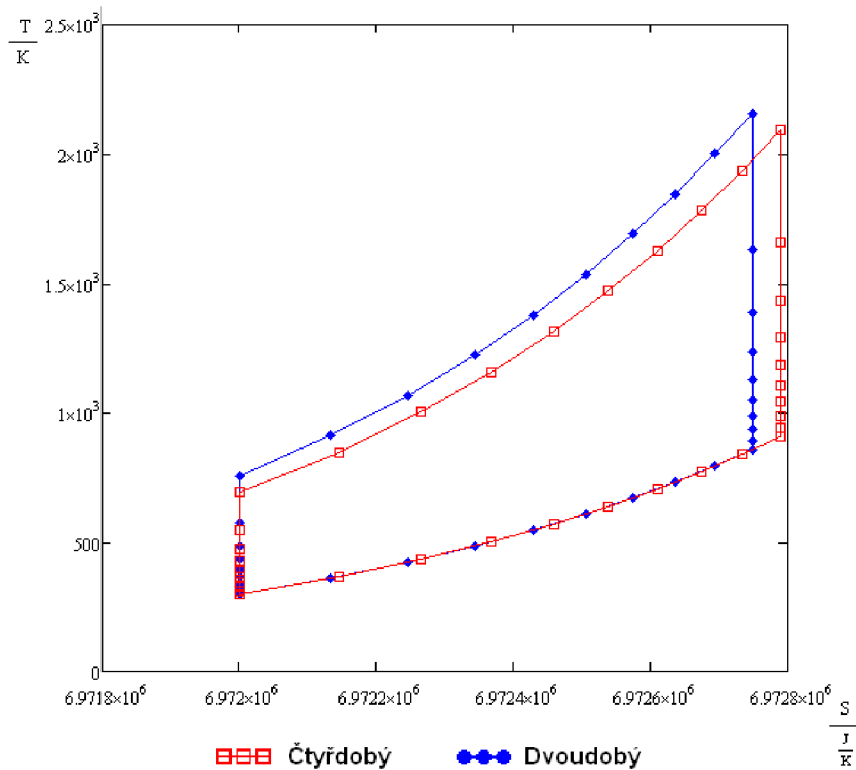
a) Stejně přivedená tepla $Q_{H4z}=Q_{H2z}$ a stejné kompresní poměry $\varepsilon_{4z}=\varepsilon_{2z}$



Obr. 2.14 Čtyřdobý zážehový a Dvoudobý zážehový motor při stejných Q_H a ε

Za předpokladu, že pracovní oběh je zcela uzavřený, pracovní látka se nevyměňuje, jen se přivádí teplo ze zásobníku o stálé teplotě a nevyužitě teplo se odvádí do jiného chladnějšího zásobníku. Tím mizí rozdíl mezi oběhem motoru dvoudobého a čtyřdobého a termodynamická účinnost obou motorů je stejná.[2]

b) Stejně přivedená tepla $Q_{H4z}=Q_{H2z}$ a stejné max. a min. objemy



Obr. 2.15 Čtyřdobý zážehový a Dvoudobý zážehový motor při stejných Q_H a V_{max}, V_{min}

U dvoudobých motorů se plnění válců i vypouštění spalin z válce do výfukového potrubí řídí nejčastěji kanálovým rozvodem, proto při kompresním zdvihu začíná komprese 20-25% za dolní úvratí. [2]

Termická účinnost čtyřdobého zážehového oběhu je vyšší, poněvadž odvedené teplo je u dvoudobého zážehového oběhu větší .

Ze vzorců 2.18 a 2.67 vypočítáme tepelnou účinnost čtyřdobého a dvoudobého zážehového motoru:

Tab.2.4 Termická účinnost při stejných Q_H a V_{max}, V_{min}

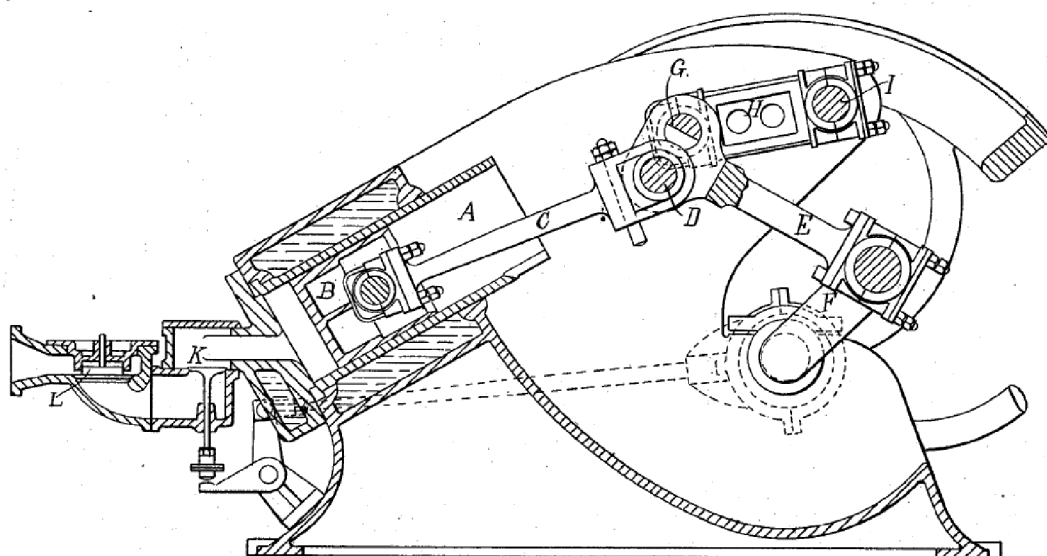
	Čtyřdobý zážehový motor	Dvoudobý zážehový motor
Termická účinnost	$\eta_{4z} = 0,604$	$\eta_{4v} = 0,567$

3. SPALOVACÍ MOTORY S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ

3.1. ATKINSONŮV CYKLUS

Motor s Atkinsonovým cyklem navrhl v roce 1882 James Atkinson. Cyklus je navrhnutý tak, aby poskytl vyšší účinnost motoru než klasický Ottův cyklus. [28]

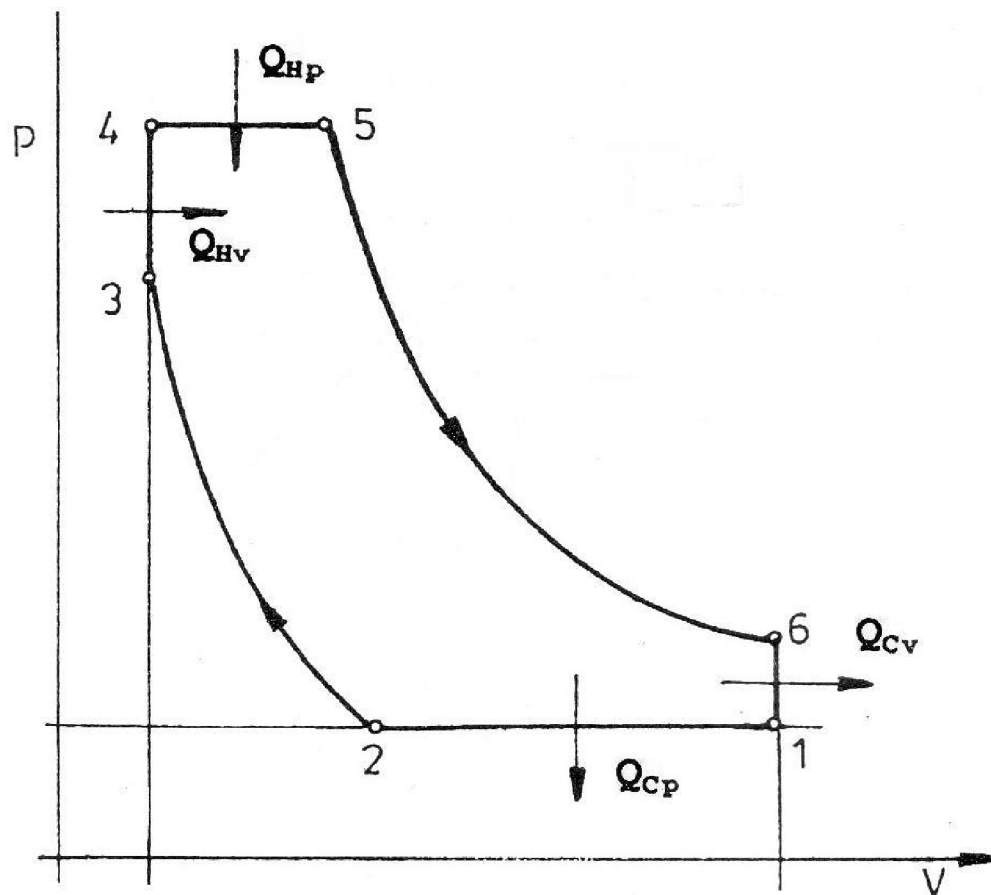
Původní motor s Atkinsonovým cyklem byl navrhnut tak, že sání, komprese, expanze a výfuk kopírují čtyřtaktní motor. Místo klasického je použit speciální klikový mechanismu s kývavou ojnicí, připojenou na bokem umístěný klikový hřídel. Dosáhne se takového převodu, že všechny takty nastanou za jednu otáčku klikového hřídele a zároveň, expanzní zdvih je větší než kompresní zdvih. [29]



Obr. 3.1 Konstrukce Atkinsonova motoru [30]

Uvedená konstrukce, kdy expanzní poměr je větší než poměr kompresní, vede k větší účinnosti při porovnání s motory s klasickým cyklem (kompresní a expanzní poměry jsou sobě rovné). Při stejném přivedeném teple se získá více práce, protože tlak a teplota výfukových plynů jsou na konci expanzního zdvihu nižší. [29]

Diagram p - V jednotlivých fází do ideálního Atkinsonova cyklu je vykreslen na obr. 3.2



Obr. 3.2 p-V diagram motoru s Atkinsonovým cyklem [1,28]

Ideální Atkinsonův cyklus se skládá z následujících dějů:

- 1-2 izobarický odvod tepla (Q_{Cp})
- 2-3 adiabatické komprese
- 3-4 izochorický přívod tepla (Q_{Hv})
- 4-5 izobarický přívod tepla (Q_{Hp})
- 5-6 adiabatické expanze
- 6-1 izochorický odvod tepla (Q_{Cv})

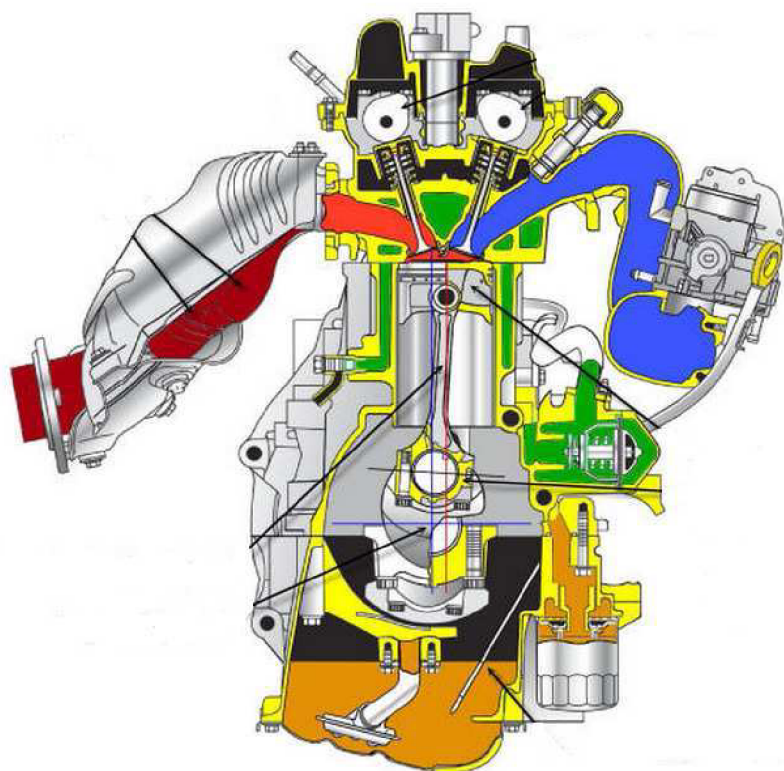
V dnešní době se u moderních motorů používá Ottův cyklus s netradičním časováním ventilů. Sací ventil zůstává déle otevřen, aby část nasávaného vzduchu se vrátila do sacího potrubí. Efektivní kompresní poměr se sníží, ale expanzní poměr se nemění. Cílem moderního Atkinsonova cyklu je umožnit, aby tlak ve spalovací komoře na konci expanzního zdvihu se rovnal atmosférickému tlaku. Nevýhodou motoru pracujícím Atkinsonovým cyklem oproti motoru pracujícím Ottovým cyklem je nižší výkon.

Motory s Atkinsonovým cyklem se používají u automobilů s hybridním pohonem, jako jsou Toyota Prius, Toyota Highlander Hybrid, Lexus RX 450h, Chevrolet Tahoe Hybrid, Ford Escape, Infiniti M35h. [28]

Motory se stejným typem časování sacího ventilu a používající kompresor, který vyrovná ztrátu výkonu, jsou známy jako motory s Millerovým cyklem.

TOYOTA PRIUS

Historie modelu Toyota Prius sahá až do roku 1993, kdy bývalý americký prezident Bill Clinton založil skupinu PNGV (Partnerství pro novou generaci vozidel). Jednalo se o vývoj automobilů budoucnosti, které budou bezpečnější, šetrnější a ve všech ohledech pokročilejší. Z toho důvodu Toyota tajně rozjela svůj vlastní vývojový a výzkumný projekt. V říjnu 1995 představila světu jeho první plody - koncept vozu Toyota Prius. Tehdy ještě svůj hybridní pohonný systém nazývala EMS. Později z něj vznikl Hybrid Synergy Drive. [33]



Obr. 3.3 Řez motorem Toyota Prius [43]

Produkční verze Priusu byla odhalena v říjnu 1997 a prodej v Japonsku začal v prosinci téhož roku. Prodej hybridu, tedy jeho druhé generace, ve světě začal ovšem teprve o tři roky později. Mnoho zájemců si ovšem první generaci vozu soukromě dovezlo do Velké Británie, Austrálie a na Nový zéland. V roce 1999 oznamuje Toyota, že druhá generace automobilu bude uvedena ve Spojených státech ve druhé polovině roku 2000. [33]

Dlouho očekávaná třetí generace hybridu Prius, o které se mnozí domnívali, že půjde dobít ze zásuvky (ale nejde), zažila svou premiéru v roce 2009 na Detroitském autosalonu.

V Japonsku se začala prodávat v květnu, ve zbytku světa pak během následujících měsíců. Proti druhé generaci se Prius roku 2010 může pochlubit 1,8l benzinovým čtyřválcem VVT-i (původně 1,5l) běžícím v Atkinsonově cyklu. [33]

Pětidveřový hatchback nabízí výkon 134 koní. Dosahuje na něj kombinací zmíněného benzinového agregátu (výkon 98 koní) a elektromotoru o výkonu 80 koní. Auto je delší o 15 mm proti své druhé generaci a má nejnižší aerodynamický profil ze všech sériově vyráběných vozů světa. Přes to všechno se nový Prius chlubí nižší spotřebou proti svému předchůdci. Kombinovaná průměrná spotřeba dosahuje papírově na 4,7 l/100 km, spotřeba ve městě pak dokonce na 3,9 l/100 km. [33]

LEXUS RX 450H

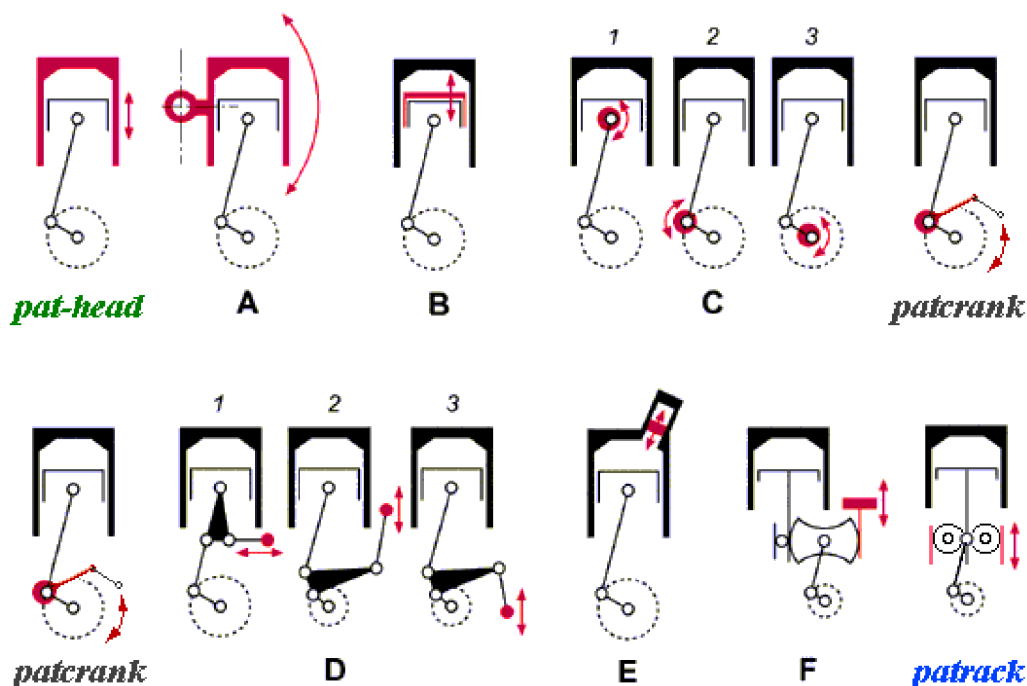
Poprvé se objevil v listopadu 2008 na autosalonu v Los Angeles. Do prodeje se dostal v polovině roku 2009. Automobil je vybaven 3,5 litrovým motorem V6, který pracuje na Atkinsonovu cyklu. Motor o výkonu 183 kW při 6000 otáčkách za minutu. Spolu s novým měničem a elektromotory je celkový výkon 220 kW. Jeden elektromotor je spojen s přední nápravou a druhý se připojuje v případě potřeby k zadním kolům. [34]

Další systémy, které využívá Lexus RX 450h, je hybridní pohon pohonného ústrojí a rekuperace tepla výfukových plynů. [34]

Při běžném používání auta ve městě a mimo něj je spotřeba kolem 9,5 l/100 km. Jakmile jsme však vyrazili na dálnici, kde si RX 450h počíná stejně hbitě jako kdekoliv jinde, spotřeba paliva začala střemhlavě stoupat. [34]

4. MOTORY S VARIABILNÍM KOMPRESNÍM POMĚREM

Variabilní kompresní poměr je technologie pro úpravu spalovacího motoru válců kompresní poměr v reálném čase. To se provádí ke zvýšení účinnosti paliv, zatímco při proměnném zatížení. Vyšší zatížení vyžadují nižší poměry být účinnější a naopak. Variabilní kompresní motory umožňují objem nad pístem u 'Top úvrati 'to změnit. Pro automobilové použití to je třeba dělat dynamicky v závislosti na zatížení a řízení poptávky. [38]



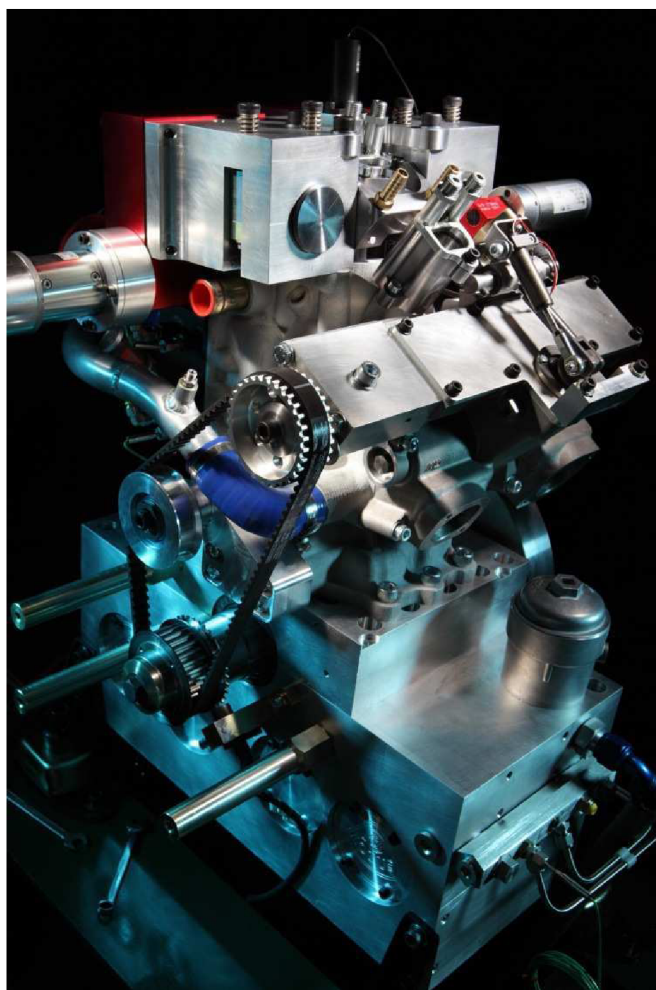
Obr. 4.1 Schémata změn kompresního poměru[31]

- A- Kloubová hlava válců
- B- Hydraulicky stavitelné písty
- C- Excentrická ložiska
- D- Více prvkový klikový mechanismus
- E- Příklad s rotací a posuvem
- F- Příklad s rotací a posuvem

4.1. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ JEDNOTLIVÝCH FIREM

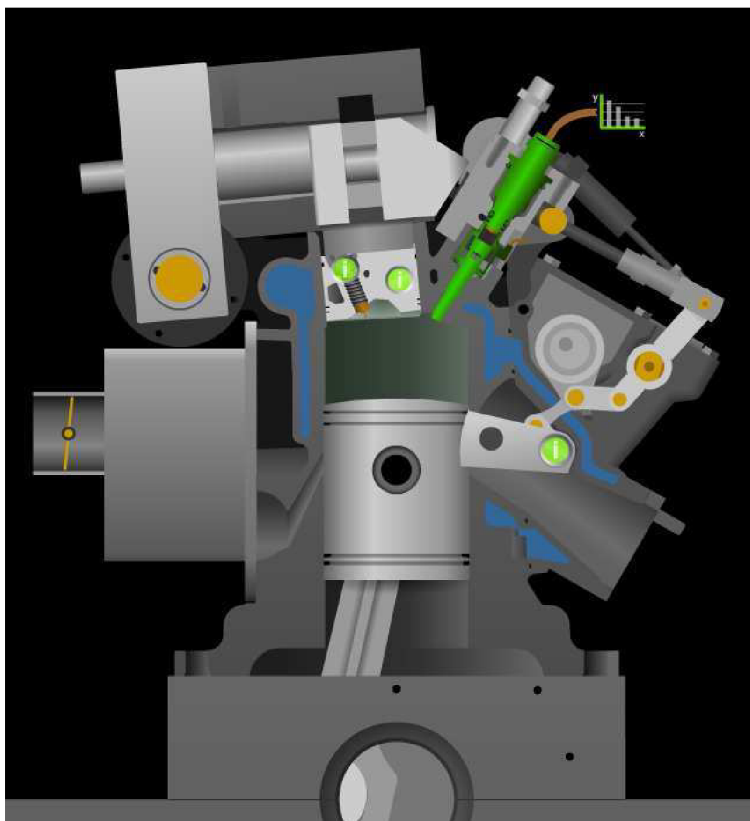
LOTUS

V roce březnu 2008 na autosalonu v Ženevě představil Lotus svůj nový výzkumný motor nazvaný Omnivore. Je to dvoudobý motor s přímým vstřikováním o zdvihovém objemu 499,6 cm³. Motor je navržen tak, aby s využitím nejmodernějších elektronických zařízení, byl schopen se přizpůsobovat spalování jak ekologických alkoholových paliv různé kvality, tak vysokooktanového závodního benzínu.



Obr. 4.2 Výzkumný motor Lotus Omnivore [41]

Kromě výjimečných výsledků spotřeby paliva motor úspěšně prokázal práci v systému HCCI (řízené samovznícení). Bylo dosaženo extrémně nízkých emisí v širokém rozsahu provozních podmínek, a to i při studeném startu, což je problematické u předchozích HCCI motorů. Budoucí práce Lotus Engineering bude soustředit na další vyšetřování provoz na benzin a alternativních paliv z obnovitelných zdrojů, jako jsou ethanol a metanol. [41]

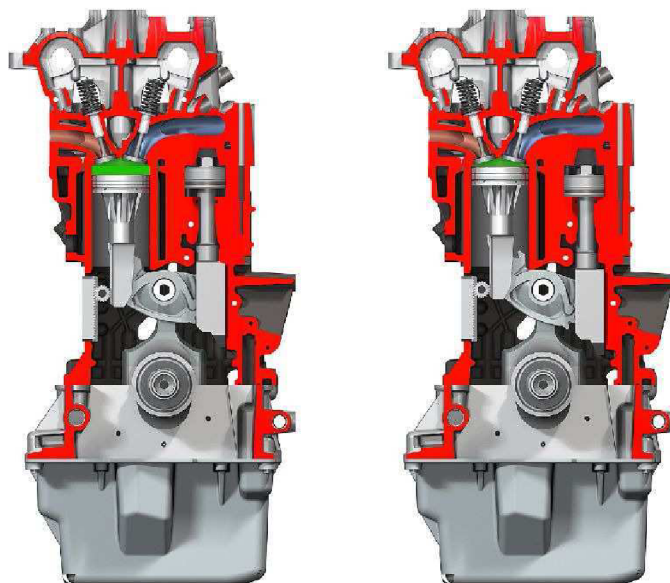


Obr. 4.3 Konstrukce motoru Lotus Omnivore [42]

Konstrukce motoru, se skládá z monobloku, který vznikl spojením hlavy válce a bloku motoru. Variabilní kompresní poměr je dosažen použitím pohyblivého pístu nazvaného „puk“, který je v horní části spalovací komory. Tento jednoduchý, ale účinný systém, který je ovládán elektrickým motorem a šnekovým pohonem, se pohybuje nahoru a dolů a mění kompresní poměr v závislosti na zatížení motoru. Použití výfukové přívěry umožňuje asymetrické časování průtoku výfukového plynu a zahájení výfuku. Protože v motoru nejsou sedlové ventily, může mít „puk“ veliký průměr a dosáhnout minimálního objemu spalovacího prostoru mnohem menšího než u jiných motorů s variabilním kompresním poměrem, který může být až 40:1. [41]

MCE-5

Francouzská společnost MCE-5 Development založena v roce 1997 si po jedenáctiletém vývoji s problémem variabilní komprese v roce 2009 předvedla Peugeot 407. Byl osazený zážehovým řadovým čtyřválcem MCE-5 VCRI o objemu 1,5 litru s dvoustupňovým přeplňováním turbodmychadly, přímým vstřikem paliva a proměnným časováním ventilů, který dosahuje výkonu 160 kW (218 k) při neuvedených otáčkách a točivého momentu 420 N.m při 1500 min⁻¹. Kompresní poměr je u tohoto motoru proměnný v rozmezí od 6,0:1 do 15,0:1; spotřeba byla v kombinovaném provozu změřena hodnotou 6,7 l/100 km, letos po dalším vývoji by měla klesnout dokonce pod 6,0 l/100 km. [32]



Obr. 4.4 Spalovací motor MCE-5 s proměnlivou kompresí [32]

Nejdůležitější součástí motoru MCE-5 je tak zvané vahadlo. Slouží k přenosu točivého momentu, vyvinutého expanzí v pracovním válci přes ozubenou tyč na ojnici a dále na klikový hřídel. Také slouží k realizaci variabilního kompresního poměru. Kompresní poměr je ovládán hydraulicky ozubenou řídicí tyčí zabudovanou v bloku motoru. Její poloha je ovlivněna tlakovými poměry v motoru. [32]

Pro každý válec lze navíc nastavovat kompresní poměr zcela individuálně, což u mnohých obdobných motorů nejde. Píst je ve své dráze veden ozubenými koly, což znamená, že na něj nejsou vyvíjeny radiální tlaky a nedochází k nerovnoměrnému vybrušování válce do eliptické podoby, jako je tomu u běžných motorů. [32]

Díky mechanismu přenosu síly pomocí ozubeného kola vedeného vahadlem navíc mohl být zmenšen poloměr kliky u klikové hřídele. To znamená, že hřídel může být menší, přitom je ale pevnější než v běžném motoru. Konstrukční řešení se však museli vyrovnat s precizní konstrukcí ozubených kol, která by mohla být zdrojem nepříjemného hluku, a také představují potenciální nebezpečí z hlediska spolehlivosti. Celý motor je jen o něco málo větší než běžný čtyřválec, takže s jeho zástavbou pod kapotu auta by neměly být problémy. Veškeré příslušenství motoru a různá napojení přitom zůstávají zachována. [32]

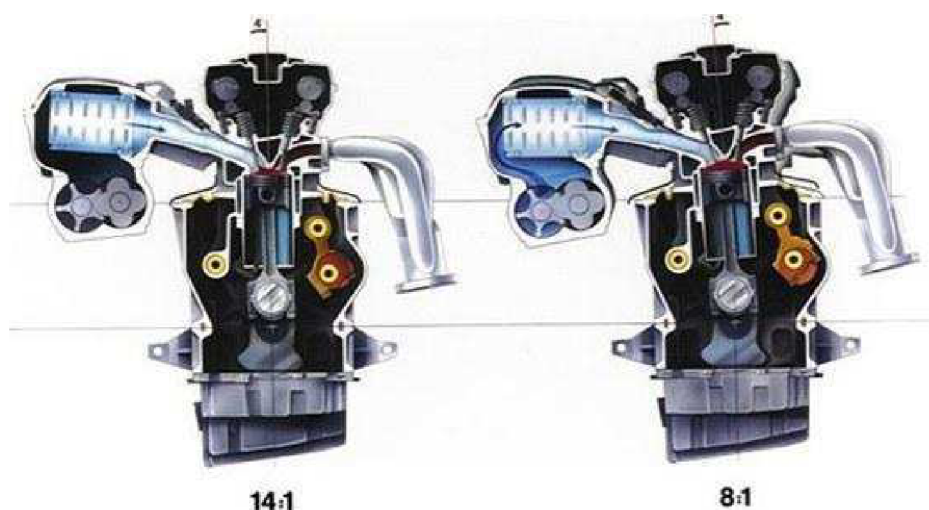
SAAB

Konstrukční řešení proměnného kompresního poměru spočívá v tom, že hlava válců a blok motoru nejsou spojeny pevně. Speciální hydraulický mechanismus umožňuje u motoru mírné naklápění hlavy, respektive její přizvednutí na jedné straně. Právě zvedáním hlavy válců se mění kompresní poměr. Nazdvihnutím hlavy vršek válce pístu jakoby "uteče", čímž se zvětší prostor, který směs zabírá po stlačení. Při vysokém zatížení motoru mechanismus hlavu přizvedne, aby kompresní poměr snížil, naopak s klesajícím zatížením hlava válců klesá a tím kompresní poměr roste. Jeho rozsah je od 8 : 1 do 14 : 1. [36]



Obr. 4.5 Mechanismus změny kompresního poměru [37]

Kvůli těsnění je konstrukce hlavy i bloku trochu odlišná od běžných motorů a obě části jsou spojeny pryžovým měchem. Hlava i blok jsou netradiční. Část s hlavou totiž v sobě obsahuje i samotné válce, blok je vlastně pouze místo pro uložení klikové hřídele. [36]



Obr. 4.6 Spalovací motor SAAB s proměnlivou kompresí [36]

Saab pracoval na vývoji motoru s proměnným kompresním poměrem od osmdesátých let, první patent se podařilo přihlásit v roce 1990. Tehdy šlo o čtyřválec s objemem 2.0 litru. Následně Saab experimentoval se šestiválcem do V a objemem 1,4 litru, až v roce 2000 představil řadový pětiválec 1,6 litru. Motor měl výkon 165 kW, točivý moment 305 Nm a v sedanu 9-5 měl vykazovat průměrnou spotřebu sedm litrů na 100 kilometrů. K dosažení těchto hodnot pomáhalo i přeplňování kompresorem s plnicím tlakem až 2,8 baru, tedy zhruba dvakrát víc, než bývá obvyklé u turbodmychadel. [36]

DIESOTTO

Mercedes ve své studii F700 z roku 2007 představil automobil s pohonnou jednotkou nazvanou DiesOtto. Byla vyvinuta ve spolupráci se specializovanou společností Ricardo.

Motor se vyznačuje proměnnou kompresí, dvoustupňovým přeplňováním, přímým vstřikováním a pracuje se systémem HCCI (řízené samovznícení). Motor při zatížení a při startu funguje stejně, jako klasický benzín. Svíčka zapaluje směs paliva. Pokud je ale využití výkonu minimální, především v nižších a středních otáčkách, zapalování se vypne a motor funguje jako diesel, tedy bez nutnosti zážehu svíčkou. Stupeň komprese se mění v závislosti na aktuálním zatížení motoru. Tento systém zajišťuje relativně vysoký točivý moment a tedy i výkon v nižších a středních otáčkách, jenž umožní delší zřevodování převodovky, než jaké si může dovolit konvenční „benzín“. Zároveň umožní nepoměrně vyšší otáčky v porovnání s dieselem. [35,40]



Obr. 4.7 Spalovací motor DiesOtto od Mercedesu [36]

Informace o řešení variabilní komprese a jeho řízení nejsou skoro žádná. I přesto, že od představení motoru uplynulo pět let, stále si automobilka změnu komprese drží v tajnosti.

Důvodem zřejmě je to, že motory s proměnnou kompresí jsou velmi zajímavé i bez zapalování benzínu teplem. Čas od času se nějaká funkční aplikace objeví, ale technologické překážky brání v sériové výrobě. Proměnná komprese umožňuje udržovat benzínový motor při libovolném zatížení na ideální hladině, zatímco u konstantní komprese při nízkém zatížení dynamická komprese klesá a s ní i účinnost motoru. [39]

V konceptu F700 prý činí průměrná spotřeba dokonce 5,3 l/100 km při emisích CO₂ ve výši 127 g/km. Ze zdvihového objemu 1,8 l se konstruktérům podařilo dostat 238 koní (175 kW), což vozu F700 umožní zrychlit z klidu na 100 km/h za 7,5 s a dosáhnout rychlosti 200 km/h. Na motor navazuje sedmistupňová automatická převodovka 7 G-Tronic s předřazeným elektromotorem přidávajícím v případě potřeby dalších 20 koní (15 kW). Emise z tohoto motoru mají být tak nízké, aby na jejich odstranění stačil standardní třicestný katalyzátor. To především proto, že z motoru vychází minimum NO_x a žádné saze. [35]

5. ZÁVĚR

Tato práce se věnuje srovnání termodynamických oběhů čtyřdobého zážehového a vznětového motoru, Wankelova motoru a dvoudobého zážehového motoru a nalezení možného vývoje termodynamických cyklů.

U srovnání čtyřdobého vznětového motoru pracujícím Sabateho cyklem s čtyřdobým zážehovým motorem je patrné, že pokud Ottův cyklus má stejný kompresní poměr, stejný přívod tepla a počáteční podmínky jako Sabateho cyklus, má Ottův cyklus větší účinnost. U Ottova cyklu termická účinnost roste se zvyšujícím kompresním poměrem. Zvyšování kompresního poměru je omezeno teplotou na konci kompresního zdvihu, která způsobí samovznícení směsi před zápalem svíčkou. Tím klesá účinnost motoru. Naopak u Sabatova oběhu je kompresní poměr omezen spodní hranicí nutnou pro vznícení směsi. Při použití nejčastějších kompresních poměrů používaných v praxi vychází z výpočtu nebo z T-S diagramu vyšší účinnost Sabatova oběhu.

U srovnání Wankelova motoru a čtyřdobého zážehového motoru je termická účinnost stejná, jelikož oba motory pracují na Ottovu cyklu. V praxi je termodynamická účinnost Wankelova motoru nižší z důvodu složitosti a utěsnění spalovacího prostoru.

Dvoudobý a čtyřdobý zážehový motor pracuje na Ottovu cyklu. V ideálním oběhu, kdy výfuk a sání nové směsi je nahrazeno přívodem a odvodem tepla, je při stejném kompresním poměru tepelná účinnost stejná. U dvojdobého motoru je pro výměnu směsi nejčastěji použit kanálový rozvod. Při stejném minimálním a maximálním objemu válce začíná komprese až po uzavření výfukového kanálu, kterým je zmenšen kompresní poměr a tím je i menší tepelná účinnost.

V dnešní době, kdy se neustále zpřísnující emisní předpisy na výfukové plyny, roste cena fosilních paliv a vzrůstá poptávka po automobilech s menší spotřebou paliva. Je snahou vyvíjet pohonné jednotky s co nejúčinnějšími spalovacími motory s malou spotřebou při stejném výkonu. Příkladem může být motor pracující na Atkinsonovu cyklu, který je použitý u Toyoty Prius 3. Generace k dobíjení baterie, vyznačujícím se nízkou spotřebou paliva a vyšší účinností. Další možností je použití variabilního kompresního poměru k snížení spotřeby a emise i za použití méně kvalitních paliv nebo kombinující výhody různých spalovacích oběhů jako například u motoru DiesOtto.

Zdá se, že trendem vývoje termodynamických oběhů bude co největší termická účinnost motoru s co nejmenší závislostí na fosilních palivech. Ty budou postupně nahrazovat paliva z obnovitelných zdrojů, paliva vyráběná z odpadu nebo alternativní pohony, které se objevují u hybridních automobilů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Pavelek M. a kolektiv, Termomechanika, Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003.
- [2] Siegl M., Automobily – Motory-převodová ústrojí, 454s, Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1969
- [3] Mayer, J. a kol.: Energetické stroje. Bratislava, 1969, 552s,
- [4] Tepelný oběh. Ve Wikipedia: otevřená encyklopedie, [online]. 2012-1-29 [citováno 2012-02-8] . Dostupné z WWW: http://sk.wikipedia.org/wiki/Tepeln%C3%BD_obeh
- [5] Josef Gruber [online]. 2008 [cit. 2012-02-10]. Dostupný z WWW: http://www.spstr.pilsedu.cz/osobnistranky/josef_gruber/clanky/lenoir.pdf
- [6]] Ottův motor. Ve Wikipedia: otevřená encyklopedie, [online]. 2008-11-4.[citováno 2012-02-18]. Dostupné z WWW: http://cs.wikipedia.org/wiki/Ott%C5%AFv_motor
- [7] Imysli [online].[cit. 2012-02-10]. Dostupný z WWW: <http://www.imysli.cz/ilearning/disertacka/history/history.html>
- [8] Robert Stirling [online]. 1.7.2009 [cit. 2012-02-24]. Dostupný z WWW: <http://www.stirling.xf.cz/hst.htm>
- [9] Stirling: [online]. [cit. 2012-02-24]. Dostupný z WWW: <http://techni.tachemie.uni-leipzig.de/stirling/stirling.html>
- [10] transformacni-technologie : [online]. [cit. 2012-02-24]. Dostupný z WWW: <http://www.transformacni-technologie.cz/stirlinguv-motor.html>
- [11] Ericsson cycle. Ve Wikipedia: otevřená encyklopedie, [online]. 3. 10 2011.[citováno 2012-02-28]. Dostupné z WWW: http://en.wikipedia.org/wiki/Ericsson_cycle
- [12] Národní námořní výzkumný ústav: [online]. [cit. 2012-02-28]. Dostupný z WWW: http://www.nmri.go.jp/eng/khirata/stirling/engines/general_e.html
- [13] Kalčík J., Sýkora K., Technická Termomechanika, Praha: Academia, nakladatelství Československé akademie věd, 1973
- [14] Deutsches-museum. [online]. 3. 10 2011.[citováno 2012-02-28]. Dostupné z WWW: <http://www.deutsches-museum.de/en/collections/machines/power-engines/gas-turbines/holzwarth-gas-turbine-1908/>
- [15] Dvořák L., Energické stroje a zařízení, Praha: Ediční středisko ČVUT, 1987
- [16] Two-stroke_engine. Ve Wikipedia: otevřená encyklopedie, [online]. 3. 10 2011. [citováno 2012-03-3]. Dostupné z WWW http://en.wikipedia.org/wiki/Two-stroke_engine

- [17] wankelmotor: [online]. [cit. 2012-03-14]. Dostupný z WWW:
http://www.wankelmotor.nl/pages/4.1.4.3_bestanden/image002.jpg
- [18] Sciencephoto. [online]. [citováno 2012-03-10]. Dostupné z
 WWW: http://www.sciencephoto.com/image/358985/530wm/T8600161-Wankel_engine-SPL.jpg
- [19] Wankelův motor. Ve Wikipedia: otevřená encyklopedie, [online]. 11. 1. 2012.
 [citováno 2012-03-11]. Dostupné z WWW:
http://cs.wikipedia.org/wiki/Wankel%C5%AFv_motor
- [20] mjauto: [online]. [cit. 2012-03-11]. Dostupný z WWW:
<http://www.mjauto.cz/newdocs/ferenc/motor/motor.htm#krouz>
- [21] honda-club: [online]. [cit. 2012-03-11]. Dostupný z WWW: http://www.honda-club.cz/forum/files/opel_1800_132.jpg
- [22] JAWA 350 V4: [online]. [cit. 2012-03-11]. Dostupný z WWW:
http://2.bp.blogspot.com/_btocnbBtIYs/S-QY4-wIeCI/AAAAAAAAABh4/ChtTb8HasV4/s1600/jawa+350+v+4+motor.gif
- [23] Dílenská příručka pro nákladní a terénní automobil Praga V3S, Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1958
- [24] Leinveber, Jan; Vávra, Pavel. Strojnické tabulky. 4. vyd. Praha: pedagogické nakladatelství Albra, 2008. 914s
- [25] Skalský Radomír; Bukovský Josef. Konstrukce pístových spalovacích motorů, část I. Dynamika, vyvažování a torzní kmity. VA AZ ,1971.180s
- [26] Martin Vondruška, [online]. [cit. 2012-04-04]. Dostupný z WWW:
<http://www.fs.cvut.cz/stretech/2009/pdf/1111.pdf>
- [27] ŠEDA, P. Návrh vzduchem chlazeného Wankelova motoru. Brno: VUT FSI, 2008. 69 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída
- [28] WIKIPEDIA.EN, Atkinsonův cyklus [on-line], [cit. 2012-04-20], poslední revize: 4.5.2012, Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Atkinson_cycle
- [29] WIKIPEDIA.SK, Atkinsonův cyklus [on-line], [cit. 2012-04-22] poslední revize: 21. 2. 2012, Dostupné z: http://sk.wikipedia.org/wiki/Motor_s_Atkinsonov%C3%BDm_cyklom
- [30] GOOGLE.COM, Atkinson pattakon.com [cit. 2012-05-05],
http://www.google.com/patents?id=Ji5FAAAAEBAJ&pg=PA2&source=gbs_selected_pages&cad=2#v=onepage&q&f=false
- [31] Pattakon.com, Variable Compression Ratio, [on-line], [cit. 2012-05-07], Dostupné z:
http://www.pattakon.com/patcrank/VCR_designs.gif

- [32] Automobilrevue.cz, MCE-5 [on-line], [cit. 2012-05-5], Dostupné z:
http://www.automobilrevue.cz/rubrika/technika/motor-mce-5-s-promennou-kompresi_39124.html
- [33] Hybrid.cz, toyota prius,[on-line], [cit. 2012-05-07], Dostupné z:
<http://www.hybrid.cz/testy/toyota-prius-hybrid-treti-generace-uvod>
- [34] WIKIPEDIA.EN, Lexus RX450h [on-line], [cit. 2012-05-07], poslední revize: 13.3.2012, Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Lexus_RX_450h
- [35] Autorevue.cz, diesotto, [on-line], [cit. 2012-05-07], Dostupné z:
<http://www.autorevue.cz/mercedes-diesotto-hybrid-trochu-jinak>
- [36] Idnes.cz, SAAB SVC,[on-line], [cit. 2012-05-07], Dostupné z:
http://auto.idnes.cz/unikatni-motor-s-promennou-kompresi-promarnena-sance-saabu-pq6-/automoto.aspx?c=A120130_210819_automoto_vok
- [37] Saab.misto.cz, SAAB SVC,[on-line], [cit. 2012-05-07], Dostupné z:
http://saab.misto.cz/_MAIL_/novinky/pictures/svc03big.jpg
- [38] WIKIPEDIA.EN, Variabilní kompresní poměr [on-line], poslední revize: 27.3.2012, [cit. 2012-05-07], Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Variable_compression_ratio
- [39] Automotospecial.cz, DiesOtto, [on-line], [cit. 2012-05-09], Dostupné z:
<http://www.automotospecial.cz/technika/mercedes-benz/motory-v6-v8-2010-/>
- [40] Autoroad.cz, DiesOtto, [on-line], [cit. 2012-05-09], poslední revize: 2010, Dostupné z:
<http://news.autoroad.cz/nezarazeno/19823-asdf/>
- [41] Lotusentusiast.net, omnivore, [on-line], [cit. 2012-05-09], Dostupné z:
<http://lotusentusiast.net/2009/12/lotus-omnivore-engine-%E2%80%94-10-better-fuel-economy-than-current-leading-gasoline-engines.html>
- [42] Lotuscars.com, omnivore, [on-line], [cit. 2012-05-09], Dostupné z:
<http://www.lotuscars.com/omnivore-interactive-animation>
- [43] Autospeedmodifications.com, toyota-prius, [on-line], [cit. 2012-05-09], Dostupné z:
http://autospeedmodifications.com/new-car-2012-toyota-prius-picture-riview-engine-and-price/prius_atkinson_450

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

p	[Pa]	tlak
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
S	[J.K ⁻¹]	entropie
T	[K]	termodynamická teplota
V	[m ³]	objem
c _p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
c _v	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
Q _h	[J]	teplo přivedené do oběhu
Q _c	[J]	teplo odvedené z oběhu
κ	[-]	Poissonova konstanta
ε	[-]	kompresní poměr
φ	[-]	stupeň plnění
ψ	[-]	stupeň zvýšení tlaku
η _t	[-]	termická účinnost